

文章编号: 1006-1355(2014)05-0078-04

内燃机车司机室低频声—固耦合振动仿真

刘金伟, 刘岩, 张晓排

(大连交通大学 交通运输工程学院, 辽宁 大连 116028)

摘要:通过建立内燃机车声固耦合有限元模型,并在底架与转向架接触处施加 X 、 Y 、 Z 方向上的单位激励力载荷,计算出司机室在30 Hz~150 Hz的声场响应。分析内燃机车司机室声固耦合模态、司机室振动响应、司机室空腔的声学模态以及司机室的声场响应得知,司机室的声压级在68 Hz、76 Hz、86 Hz、98 Hz、124 Hz由于共振产生明显峰值;而在98 Hz、124 Hz与车身壁板及车内声腔声学共振使司机室声压急剧上升。该结论可为司机室减振降噪提供参考。

关键词:振动与波;内燃机车;司机室;声固耦合振动;有限元

中图分类号: U260.16

文献标识码: A

DOI编码: 10.3969/j.issn.1006-1355.2014.05.017

Simulation of Low Frequency Structure-acoustic Coupled Vibration for Driver's Cab of a Diesel Locomotive

LIU Jin-wei, LIU Yan, ZHANG Xiao-pai

(Institute of Transportation Engineering, Dalian Jiaotong University, Dalian 116028, Liaoning China)

Abstract: The structure-acoustic coupled finite element model of a diesel locomotive is established. The unit excitation forces are applied in the X , Y and Z directions respectively at the joint between the underbed and the bogie, and the 30 Hz - 150 Hz sound field response of the model is computed. The structure-acoustic coupled modals, vibration response of the cab, acoustical modals of the cab's cavity and sound field response of the cab are analyzed. It is shown that the cab's sound level has obvious peaks at the frequencies of 68 Hz, 76 Hz, 86 Hz, 98 Hz and 124 Hz due to the resonance of driver's cab structure, and the sound pressure level increases rapidly at the frequencies of 98 Hz and 124 Hz due to the acoustic resonance between the structure and the acoustical cavity of driver's cab. The conclusion has a reference value to the vibration and noise reduction of the driver's cab.

Key word: vibration and wave; diesel locomotive; cab; structure-acoustic vibration; FEM

随着近几年我国铁路的飞速发展,内燃机车的噪声问题越来越突出^[1]。内燃机车司机室噪声增加司乘人员的疲劳感,影响机车的安全行驶^[2]。

内燃机车司机室的噪声主要是由轮轨、内燃机、主发电机、辅助电机和风机等产生的结构振动和噪声所引起。轮轨以及内燃机产生的振动通过底架传递激发司机室壁板的振动,从而产生司机室内的振动噪声^[1]。特别当某阶声学模态与结构模态相一致时,结构的振动与司机室中的空气相耦合产生共鸣,产生的噪声会远高于平时^[3]。因此在进行对司机室设计,研究司机室噪声峰值产生原因时,室的结构模态和声学模态进行分析必不可少。

1 司机室噪声预测

以某内燃机车为例进行分析。该车车体以四边形壳单元(shell 181)为主体的单元总数为595 814,结点总数为569 625。在建模过程中主要考虑未安装设备的白车身状态下的结构模态。壳单元采用钢质材料密度为7 800 kg/m³,弹性模量 2.06×10^{11} N/m²,泊松比为0.28。另外,壳单元的单元类型采用shell 181,因此,需设置单元选项K3=2,即采用非协调模式的完全积分方法,以提高计算精度^[4]。该车的几何模型如图1所示。

声腔有限元模型(考虑座椅)为四面体单元,在建模之前需注意声学单元的最小尺寸为每个波长有六个声学单元,因此在建立有限元模型时应根据自己分析的声波的频率确定单元大小^[5]。整个司机室的声学单元总数为1 867 803,节点数为345 326,如图2所示。

收稿日期: 2013-12-04

作者简介:刘金伟(1987-),男,河北邯郸,硕士研究生,主要研究方向:噪声与振动控制。

通信作者:刘岩,男,博士生导师。

E-mail: LY@djtu.edu.cn

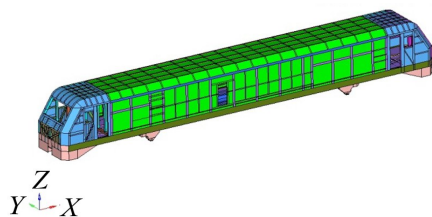


图1 内燃机车几何模型

机车司机室空腔是一个封闭声腔,当机车司机室承受来自底架的激励力时,司机室结构与司机室声腔形成一个复杂的声学系统。司机室结构可视为弹性体,司机室声腔的声压变化会激励司机室壁板振动,而司机室壁板的振动又会通过对邻近空气的压迫而改变司机室内的声压,形成结构与空气相互作用的声固耦合系统。

计算声固耦合模型时利用模态叠加法,以模态参与系数为未知量。对于声学模态,利用司机室空腔声学模态计算结果;对于结构模态则利用机车整车结构有限元模型的计算模态,这样就得到了包含模态计算结果的声固耦合模型^[6],如图3所示。同时在转向架同底架接触处施加X、Y、Z方向的单位激励力^[7],如图4所示。计算30 Hz~150 Hz的司机室声场响应并提取出主驾驶员右耳处的声压级,如图5所示。

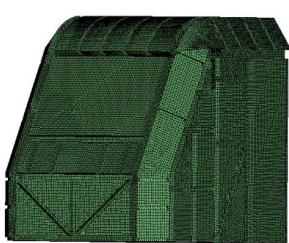


图2 司机室空腔有限元模型

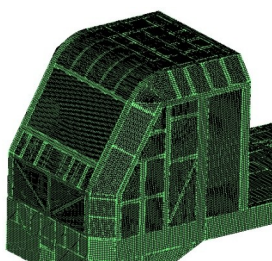


图3 司机室声固耦合模型

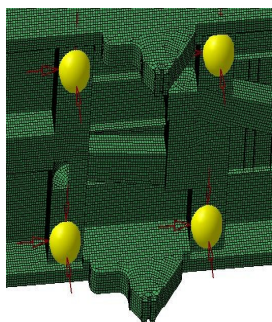


图4 轮轨激励力施加位置

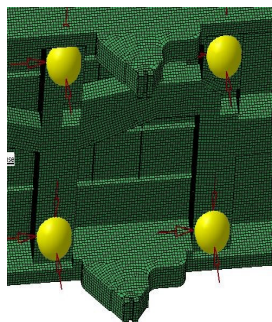


图5 驾驶员右耳声压级

从图5可知,驾驶员右耳处的声压级在68 Hz、76 Hz、86 Hz、98 Hz、124 Hz处有明显峰值。峰值出现的原因大体可分为声学共振以及结构共振。在本例中峰值产生的具体原因则需要分析对应频率处的结构模态、声学模态以及耦合模态。

2 模态分析

2.1 模态理论

2.1.1 声学模态理论背景

在理想流体媒质中,声音传播无衰减波动方程为

$$\nabla^2 p = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (1)$$

c 为流体介质中的声速; p 为瞬时声压; ∇^2 为拉普拉斯算子。

按有限元方法将司机室声场离散化,得到离散的波动方程矩阵形式为

$$[M]\{\ddot{P}\} + [K]\{P\} + \rho[R]\{\dot{\mu}\} = 0 \quad (2)$$

式中 $[M]$ 为流体质量矩阵; $[K]$ 为流体刚度矩阵;

$\rho[R]$ 为单元耦合质量矩阵。

声学模态分析是对声波控制方程广义向量为零向量的计算求解,即边界元的结构向量 $[\mu], [\dot{\mu}], [\ddot{\mu}]$ 为零向量,此时有限元波动方程为

$$[M]\{\ddot{P}\} + [K]\{P\} = 0 \quad (3)$$

令 $P = pe^{j\omega t}$ 则上式特征方程为

$$|[K] - \omega^2[M]| = 0$$

由此可求出声学空腔的自鸣频率,将其带入式(3)中,可得声压 P ,即声学空腔的声压分布。

2.1.2 耦合模态理论

不考虑声压对结构振动的影响时,结构振动的控制方程为

$$[M]\{\ddot{\mu}\} + [C]\{\dot{\mu}\} + [K]\{\mu\} = \{F\} \quad (4)$$

式中 $[M]$ 为质量矩阵, $[C]$ 为结构阻尼矩阵, $[K]$ 为结构刚度矩阵, $\{F\}$ 结构激励力矩阵。为了完整描述整个流体—结构耦合问题,还必须考虑声压对结构振动的影响,这时还需在界面上加上流体压力载荷向量,此时的结构动态有限元方程为

$$[M]\{\ddot{\mu}\} + [C]\{\dot{\mu}\} + [K]\{\mu\} - [R]\{p\} = \{F\} \quad (5)$$

将式(2)与式(5)联合得到完整的流体—结构耦合问题的有限元方程

$$\begin{bmatrix} [M] & [0] \\ \rho[R]^T & [M^p] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\ddot{\mu}\} \\ \ddot{p} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [C] & [0] \\ [0] & [C_p] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\dot{\mu}\} \\ \dot{p} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [K] & -[R] \\ [0] & [K^p] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\mu\} \\ \{p\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{F\} \\ \{0\} \end{Bmatrix} \quad (6)$$

2.2 模态计算结果

2.2.1 结构耦合模态计算结果

整车结构主要为大型板梁空间框架全焊接结构。大型板主要以薄板为主,所以存在大量局部模态,导致模态密集。根据计算出的结果列出具有代

表性的结构耦合模态,如表 1 所示。

2.2.2 结构声学模态计算结果

司机室设计阶段,司机室内声学模态分析为避免车身壁板与车内声腔声学共振提供了非常有价值的信息,此外声学模态分析可以用来确定声腔是否被强烈的激起共振。表 2 为前 8 阶声学模态频率和振型描述。

2.3 模态分析

从司机室的结构模态频率和振型可以看出,司机室整体刚度较好,但是存在较多局部模态,由司机室噪声产生机理可知这些模态一旦被激发,壁板振动将向车内辐射强烈噪声。如果壁板的振动与声场耦合将产生空腔共鸣,将使车内声压急剧增大。根据司机室噪声预测中得到的数据,驾驶员右耳声压级的峰值频率在模态中均能找到。但是模态频率中也存在像 60.585 Hz 这种在司机室声场响应中声压级很低的频率。因此,声压级峰值是否为耦合模态激发导致还需进一步分析。同时根据声学模态和耦合模态计算结果,两者在 98 Hz 和 123 Hz 处的频率

很接近,因此 98 Hz、124 Hz 出现峰值也有可能是发生车身壁板与车内声腔声学共振,声学模态被强烈激起。

3 振动响应以及声场响应分析

3.1 振动响应分析

模态分析结果,司机室噪声预测中峰值出现的原因可能是结构耦合模态被强烈激起,验证假设是否正确,则需要计算司机室的振动响应。

根据振动响应计算结果可以看出,司机室壁板在 68 Hz、76 Hz、86 Hz、98 Hz、124 Hz 处有强烈振动,并且振动响应的振型和模态振型基本一致,其中 68 Hz、76 Hz、124 Hz 的模态振型以及振动响应如图 6、7、8 所示。因此以上频率出现峰值的一方面原因为司机室壁板共振。通过对比 68 Hz、76 Hz、80 Hz、86 Hz、90 Hz、98 Hz、120 Hz 发现其振动位移越大司机室最大声压级越大,但是 98 Hz 和 124 Hz 振动相对较小,最大声压级却仅次于 86 Hz 的最大声压级,具体对比见表 3 所示。

表 1 部分司机室声固耦合模态频率及振型

阶次	振动频率	振型描述
1	60.585 Hz	地板前端局部振动
4	67.979 Hz	地板前端左侧局部振动,后墙整体凹陷
10	76.009 Hz	地板前端左侧局部振动,后墙整体凹陷
13	80.62 1Hz	地板前端局部对称振动,侧墙右侧凸出
18	86 Hz	前端与后墙凸出
20	90.125 Hz	前端凹陷,侧墙对称振动
24	98.064 Hz	前端凹陷,顶棚与后墙整体凸出
26	104.571 Hz	前端与顶棚整体凹陷
31	120.811 Hz	地板前端局部振动
34	123.685 Hz	地板前端对称振动

表 2 司机室声学模态频率和振型

阶次	频率	振型描述
1	61.4 Hz	模态为纵向 1 阶,节面出现在车身中部,经过司机位置,最大声压出现在司机室前端与地板交界处。
2	63.09 Hz	模态为横向 1 阶,节面在车身中部,最大声压位于左侧与地板交界,右侧有后墙交界处
3	73.971 Hz	模态为垂向 1 阶,节面在车身中部,经过司机位置,最大声压出现在后墙与地板交界处。
4	88.952 Hz	模态纵向 1 阶和横向 1 阶组合,节面位置均为车身中部经过司机位置,最大声压在两侧与地板,前端交界处。
5	97.201 Hz	横向 1 阶和垂向 1 阶,节面位置均为车身中部经过司机位置,最大声压在侧墙、后墙和地板交界处。
6	100.927 Hz	模态为纵向 2 阶,最大声压在后墙与顶棚交界处。
7	120.325 Hz	模态为纵向 2 阶和横向 1 阶的组合,声压最大值在顶棚、后墙和两侧交界处。
8	123.376 Hz	模态为纵向 2 阶,声压最大值在后墙和侧墙中央处。

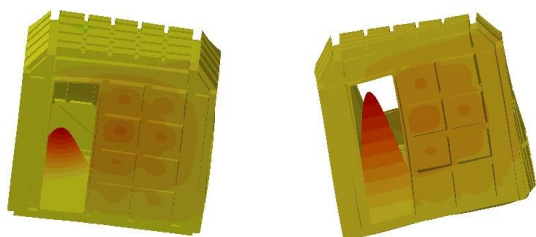


图6 67.979 Hz声固耦合模态和68 Hz振动响应

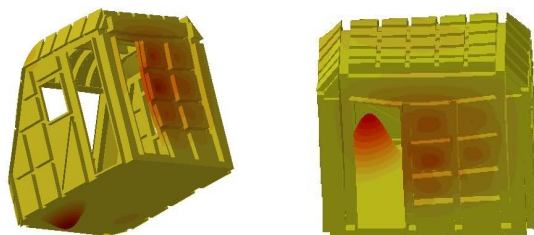


图7 76.009 Hz声固耦合模态和76 Hz振动响应

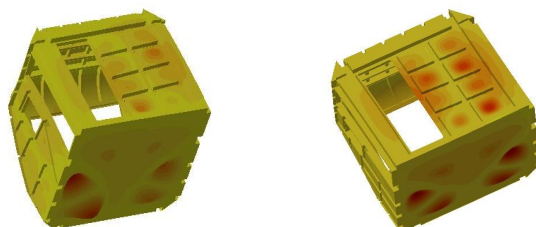


图8 123.685 Hz声固耦合模态和124 Hz振动响应

表3 司机室振动位移与声压级对比

频率	最大振动位移	最大声压级
68 Hz	0.017 1 mm	98.4 dB
76 Hz	0.008 mm	97.8 dB
80 Hz	0.000 61 mm	72.7 dB
86 Hz	0.028 1 mm	114 dB
98 Hz	0.002 34 mm	98.5 dB
104 Hz	0.002 97 mm	91.2 dB
120 Hz	0.000 172 mm	69.6 dB
124 Hz	0.001 53 mm	102 dB

3.2 声场响应分析

由于98 Hz和124 Hz声压级相对较大,参照之前计算的结构耦合模态和声学模态,在这两个频率处极有可能发生车身壁板与车内声腔声学共振,声学模态被强烈激起。

根据图9所示,98 Hz时声学模态和声场响应振型局部一致,结构壁板与空腔发生部分耦合,导致声

压级相对较高。而如图10所示,124 Hz时的声场响应振型和123.98 Hz时的声模态振型基本一致,这说明声模态已被强烈激起,从而导致在振动相对较小的情况下,声压级急剧上升。

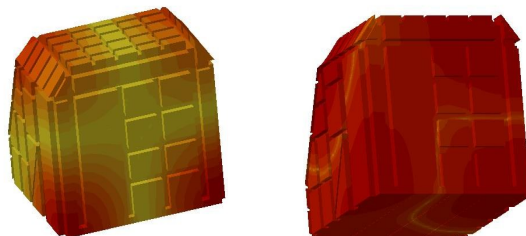


图9 97.201 Hz声模态和98 Hz声场响应

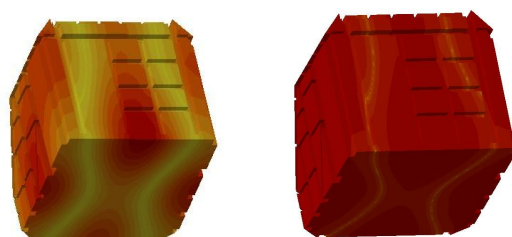


图10 123.376 Hz声模态和124 Hz声场响应

4 结 语

(1) 由于发生司机室壁板共振,68 Hz、76 Hz、86 Hz、98 Hz、124 Hz处车内声压级较大;

(2) 98 Hz和124 Hz处司机室壁板与车内声腔声学共振,导致在振动相对较小的情况下声压级较大;

(3) 在无声学共振的前提下车身壁板振动越剧烈,车室声压级越大。

参考文献:

- [1] 张萍,刘岩. 内燃机车司机室噪声特性及吸声材料研究[J]. 内燃机车, 2006(4): 11-14.
- [2] 韩才元. 中国铁路内燃机车发展50年[J]. 内燃机车, 2008(9): 1-7.
- [3] 付亚兰. 铁路客车结构—声场耦合系统噪声预测研究[D]. 大连:大连交通大学,2008;
- [4] 贺李平,龙凯,肖介平. ANSYS 13.0与Hyper Mesh 11.0联合仿真有限元分析[M]. 北京:机械工业出版社,2000.
- [5] 朱茂桃,樊婷. 微型电动轿车驾驶室内的低频噪声分析[J]. 噪声与振动控制, 2012(4): 96-102.
- [6] 曹友强,邓兆祥. 车内耦合声场预测研究[J]. 汽车工程, 2008(30): 483-487, 538.
- [7] 谢素明,付亚兰,王悦,等. 铁路客车结构—声耦合系统的声学特性[J]. 大连交通大学学报, 2008(5): 40-44.