

式(3)中Mf为流体等效质量矩阵，Cf为流体等效阻尼矩阵，Kf为流体等效刚度矩阵，R为流体和结构的耦合矩阵， \ddot{U} 为单元节点的位移U对时间的二阶导数，P为结点声压的矩阵。对于结构振动而言，还必须考虑声压对结构的作用，此时结构方程可以写成下列形式

$$M_s \ddot{U} + C_s \dot{U} + K_s U = F_s + F_f \quad (4)$$

式中 $F_f = R^T P$ ，Ms为结构质量矩阵，Cs为结构阻尼矩阵，Ks为结构刚度矩阵，Fs为结构外激励力。

式(3)和式(4)描述了完全耦合的结构流体运动方程，用统一的矩阵形式表示有

$$\begin{bmatrix} M_s & O \\ R & M_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{U} \\ P \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C_s & O \\ O & C_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{U} \\ \dot{P} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_s & -R \\ O & K_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} U \\ P \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_s \\ O \end{Bmatrix} \quad (5)$$

(二) 模态叠加法求解

对于像轿车乘坐室这样的大型声固耦合模型系统，直接法求解式(5)通常需要花费大量的计算时间。作者采用模态叠加法来计算结构和声频率的响应。结构位移或声压是通过各振动模态或声模态的线性叠加得到的，定义如下变换，

$$\{u_s\} = \{\Phi_s\} \{\xi_s\} \quad (6)$$

$$\{u_f\} = \{\Phi_f\} \{\xi_f\} \quad (7)$$

式中{us}是结构位移矢量，{uf}是节点声压矢量，{Φs}是无耦合无阻尼的结构模态，{Φf}是无耦合无阻尼刚性壁边界声模态，{ξs}、{ξf}是对应某阶模态的参与因子。

将式(6)、式(7)带入式(5)，得到模态形式的耦合矩阵

$$\begin{bmatrix} m_s & O \\ a & m_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \xi_s \\ \xi_f \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} b_s & O \\ O & b_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\xi}_s \\ \dot{\xi}_f \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_s & -a \\ O & k_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \xi_s \\ \xi_f \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_s \\ f_f \end{Bmatrix} \quad (8)$$

式中{ms}={Φs}T{Ms}{Φs}，{mf}={Φf}T{Mf}{Φf}，{bs}={Φs}T{Cs}{Φs}，{bf}={Φf}T{Cf}{Φf}，{ks}={Φs}T{Ks}{Φs}，{kf}={Φf}T{Kf}{Φf}，{a}={Φf}T{R}{Φs}，{fs}={Φs}T{Fs}。由于耦合矩阵的存在，使得式(8)出现非对称性，这给求解与分析带来了不便，当前众多的商品化有限元分析软件包一般只提供对称化模型的标准处理模块。作者利用ANSYS软件，计算并得到结构模态，采用LMSVirtual.lab软件计算声模态，并将结构模态结果导入LMSVirtual.lab软件，求解声固耦合模型。

由于提取模态的阶数远远小于物理模型的自由度数，所以求解式(8)远比直接求解式(5)节省计算时间。然后通过式(6)和式(7)得出结构的振动位移和场内某点的声压。

三、乘坐室声结构有限元模型

(一) 结构有限元模型

该轿车乘坐室是由梁、柱和板(钢板和玻璃)组成的封闭空间，在建立乘坐室有限元模型时主要考虑了对声场影响较大的车身，特别是乘坐室的形状和尺寸、车身各处板厚、梁的刚度等等，而对座椅等质量的影响暂不考虑，并假设门窗玻璃与驾驶室车门的连接是刚性连接，不考虑橡胶密封条的弹性作用，同时认为门关紧后和驾驶室的连接也为刚性连接。利用ANSYS软件采用三维弹性梁单元(BEAM188)表示乘坐室的梁和柱，三维弹性壳单元(SHELL63)代表乘坐室壁板与玻璃，弹性支撑选择COMBINEL14单元。整个轿车结构划分为505个梁单元和2563个板单元。板单元与梁单元部分采用钢质材料，密度ρ=7800kg/m³，弹性模量E=2.1×10¹¹N/m³，泊松比μ=0.3。玻璃密度ρ=2400kg/m³，弹性模量E=0.72×10¹¹N/m³，泊松比μ=0.22。

图1为某型号轿车乘坐室结构有限元分析模型。



图1 某型号轿车乘坐室结构有限元模型

最新产品列表

频道推荐图片与文章



日本制定...



日产全球...



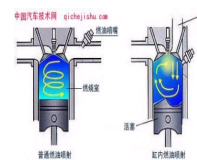
马自达AT...

推荐文章

热门文章

- 走出1.8T误区 浅谈...
- AMT换挡品质的研究...
- 带您真正去了解汽...
- 带您真正去了解汽...
- 带您真正去了解汽...
- 带您真正去了解汽...
- 带您真正去了解汽...

栏目最新专题



带您真正去了解汽车一...

随着当代汽车行业的飞速发展，其技术含量越来越高。当今汽车的制造和使用都应用了大量的高精尖科学技术，其中包括上个世.....



带您真正去了解汽车一...

汽车的附属设备主要包括仪表、照明及信号装置、风窗刮水及清洗装置、防盗装置等。同样，这些附属设备都是维持汽车正常行.....

汽车百科

电子电器	· 传感器 继电器 仪表
底盘总成	· 火花塞和电热塞 启动马达 点火系统
动力总成	· 蓄电池 空调系统 汽车线束
车身附件	· 汽车车灯 报警器 风窗玻璃洗涤器
内饰外饰	· 电动顶窗 车载影音设备 车载导航/通讯装置
其他	

汽车百科

百科热点	· 汽车概述 动力系统 汽车底盘
汽车概述	· 电子电气 车身内饰 工程材料
	· 维修保养 维修常识 保养常识

(二) 声固耦合系统有限元模型

利用ANSYS建立某型轿车乘坐室声固耦合有限元模型时，通过建立特殊声学单元（声固耦合单元），利用SF、FSI命令将结构与声场模型连接起来，得到声固耦合的有限元模型。在LMSVirtual.lab中同样是选取声腔边界设为耦合边界来建立轿车乘坐室耦合模型。为提高计算精度，保持声学模型与结构模型节点运动的一致性，并保证每个波长有6个单元的分析要求，驾驶室内声场采用7650个Flu2id230六面体声学单元（其中包括2190个流固耦合单元），声学模型表面全部节点与结构模型的节点完全重合。有限元分析时，流体部分为空气，空气密度 $\rho=1.21\text{kg/m}^3$ ，声速 $c=344\text{m/s}$ 。图2为某型号轿车乘坐室声固耦合有限元分析模型。

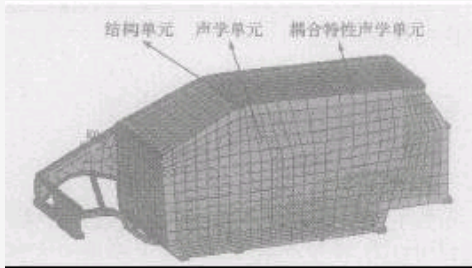


图2 某型号轿车乘坐室声固耦合有限元模型

四、乘坐室声结构模态分析

(一) 轿车乘坐室结构的模态分析

对于由式(4)描述的车身结构模型(图1)，用ANSYS进行模态分析，模态分析结果见表1，由于车身结构模型主要以薄板为主，所以存在大量局部模态，导致模态密集，且主要以板的变形为主。图3为车身结构的模态振型。

表1 某型号轿车乘坐室结构模态

阶数	频率 /Hz	振型描述
1	8.928	顶板中部变形
2	13.923	1阶扭转
3	15.118	处于弹簧阻尼单元上平动
4	16.942	顶板中部,前后反对称变形
5	19.617	前挡板中部变形
6	19.813	顶板中部,左右反对称变形

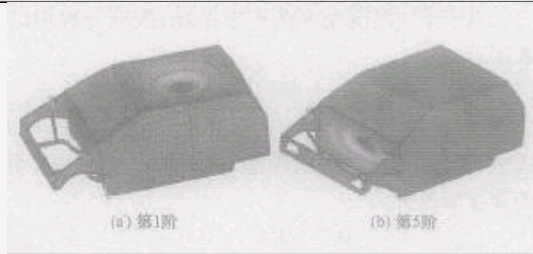


图3 某型号轿车乘坐室结构的模态振型

(二) 乘坐室空腔声学模态分析

在进行空腔声学模态分析时，假设结构为刚性壁，将用ANSYS划分的声学系统网格导入LMSVirtual.lab对乘坐室空腔声学系统式(3)描述的模型图2声学单元进行模态分析，其前6阶的固有频率如表2所示。图4列出了第2、4阶模态振型图。

表2 乘坐室空腔声学模态

阶数	频率 /Hz	振型描述
1	0	一致声压
2	75.897 1	纵向第 1阶
3	106.863 2	横向第 1阶
4	130.383 3	横纵向综合模态
5	145.203 5	纵向第 2阶
6	158.489 6	竖向第 1阶

动力底盘	· 化学制剂 汽车工业 汽车文化
车身电子	· 汽车标志 汽车运动 汽车竞赛 · 汽车之最 组织机构 汽车运动
汽车文化	· 汽车贸易 汽车交通 机械生产
汽车工业	<input type="text" value="输入关键字"/> <input type="button" value="百科搜索"/>

图4 某型号轿车乘坐室空腔声学模态振型

从图4 (a) 中看出, 纵向第2阶声学模态声压主要沿纵向分布, 并且节线位置大致处于车室中间部分, 由于声腔部分模型左右对称, 声压沿其它方向基本无变化。第4阶横纵向综合模态(图4 (b)) 声压同时沿纵向和横向分布, 并各自在中间部位出现一条节线。第6阶声模态由于声腔部分在竖向形状不规则, 所以导致声压分布不规则, 节线基本处于竖向中间位置。

五、计算结果与分析

为了研究采用模态叠加法时提取结构模态阶数对声压的影响, 文中对提取不同阶结构模态对应的仿真计算结果进行了对比。首先采用ANSYS软件用直接法对图2描述的声固耦合模型进行谐响应分析, 得到图5所示驾驶员右耳处声压响应, 接着将ANSYS计算的结构模态文件导入LMSVirtual.lab软件, 结合已计算的空腔声学模态采用模态叠加法求解式(8)描述的耦合有限元模型。采用模态叠加法时分别提取50阶(70Hz)、223阶(200Hz)、500阶(351Hz) 3种结构模态进行频率响应分析, 计算结果如图5所示。

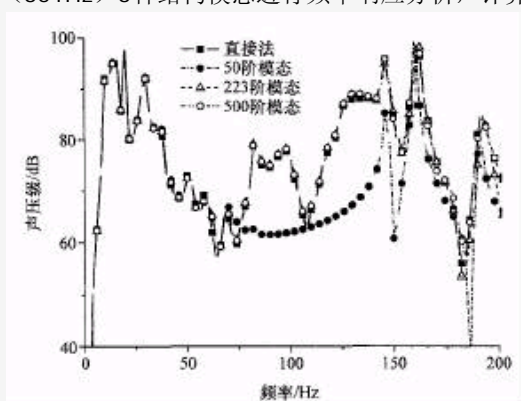


图5 驾驶员右耳处声压对比曲线

在ANSYS和LMSVirtual.lab中进行频响计算时频率计算区间设定为: 20~200Hz, 频率增量步为2Hz, 激励点位于轿车发动机安装的前梁上, 载荷峰值为10N。

整个分析是在同一台计算机上进行的, 在采用直接法进行求解时计算时间约需10h, 而采用模态叠加法计算所花费的时间不到1h, 仅为直接法求解耗时的10%。可见此方法可大大提高计算效率。

由图5还可看出, 在频率70Hz之前, 对于驾驶员右耳处的声压响应不同阶结构模态的曲线比较一致, 在70Hz以后对于只提取50阶结构模态的响应曲线, 由于参与模态叠加计算的结构模态比较少, 造成其误差较大。但是, 对于提取223阶或500阶结构模态的计算结果则与直接法求解的响应曲线比较一致, 说明只要提取足够阶的模态参与计算, 对于声固耦合的求解过程, 采用模态叠加法是完全可行的。

同时第223阶结构模态对应的频率在200Hz左右, 所以对于车内低频噪声的仿真与预测, 在采用模态叠加法进行仿真的过程中, 只要提取模态最高阶数所对应频率值大于进行频响分析的频率范围, 计算的结果是比较精确的。

图6表示乘坐室内的4个截面在30Hz时的声压级云图, 可以看出, 乘坐室中的声压级是前大后小, 最大声压出现在最前部下方, 就是乘坐室前部靠近前挡板下方处声压较大, 后部靠近地板处声压较小。这是由于车身结构的前挡板刚度较差、振动大且距离激振点较近, 从而导致乘坐室靠前部分声压最大, 有93dB左右。因此对该模型轿车, 在30Hz时, 要尽量注意乘坐室前挡板和发动机梁的结构设计, 以做到减振降噪。

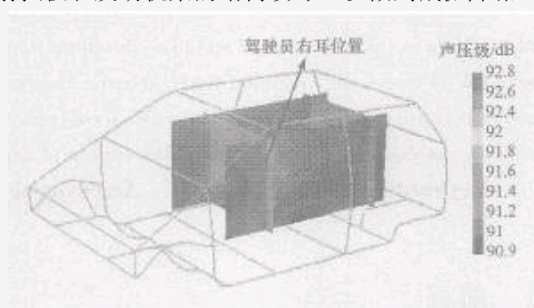


图6 30Hz车内声压云图

六、结论

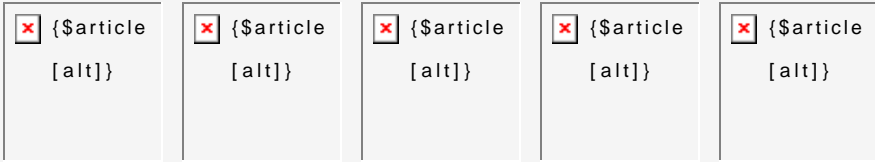
(1) 在进行轿车乘坐室噪声仿真过程中, 采用模态叠加法代替直接法进行求解, 对于文中模型计算时间仅为直接法求解总耗时的10%, 节省了计算时间并提高了计算效率。

(2) 在采用模态叠加法求解声固耦合模型时，提取结构模态的阶数所对应最大阶数的频率要大于进行频率响应的频率范围，这样得到的仿真结果才更为准确。

(3) 对于本模型车内噪声在空间上的分布，从仿真的结果可以看出：在30Hz时靠近前挡板的空腔下部比较大，前排座椅相对后排座椅声压大。由于乘坐室左右对称，激振力施加也是对称的，所以左、右声压分布基本一致。

发表评论 加入收藏 告诉好友 打印本页 关闭窗口 返回顶部

今日图片故事



戴姆勒展出... 阿斯顿·马... 戴姆勒在量... IIHS公布9款... 欧宝公开“...

技术论坛 FINANCE & MONEY

技术论坛

技术论坛

技术论坛

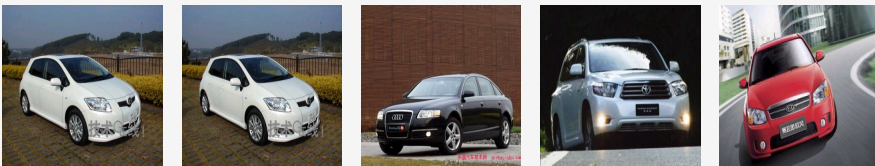
技术论坛



台电MP4与广告美女窒息图赏

- 中国汽车技术论坛
- 中国汽车汽车网
- 中国汽车人才网
- 中国汽车视频网
- 中国汽车技术网

今日图片故事



丰田AURIS: ... 丰田AURIS: ... 一汽-奥迪今... [试驾]: 车... [试驾]: 外...

搜索论坛:

搜索

[进入论坛](#) [精彩更多](#)

[Top](#)

[友情链接](#) | [诚聘英才](#) | [关于我们](#) | [加入我们](#) | [汽车翻译](#) | [站点地图](#) | [广告服务](#) | [联系我们](#) | [版权声明](#) | [加入我们](#) |

版权所有 © 2005-2008 中国汽车技术网 www.qichejishu.com

闽ICP备06043450号