

# 基于 FEM/BEM 的燃料电池轿车结构声预测和控制

郭 荣, 余卓平, 周 铨

(同济大学 汽车学院, 上海 201804)

**摘要:** 采用有限元(FEM)和边界元(BEM)联合的方法对燃料电池轿车车内结构声进行预测和控制研究, 提出了基于 FEM/BEM 的车内结构声分析方法和流程, 建立了车身有限元模型和声学边界元模型, 施加实测的激振力计算声学响应, 通过试验数据验证了仿真模型, 并进行误差分析. 提出板件声学贡献分析的指导原则, 介绍板件贡献分析原理和方法, 进行所关注频率的车身板件声学贡献分析. 最后根据分析结果对车身板件采取约束阻尼处理等控制措施, 通过虚拟验证改进结果, 车内低频噪声明显降低, 其中后座椅和前地板改进最明显, 证明所提出方法的可行性, 达到优化燃料电池轿车车内噪声的目的.

**关键词:** 燃料电池轿车; 有限元(FEM); 边界元(BEM); 结构声预测和控制; 板件声学贡献分析; 阻尼处理

中图分类号: U 270.6

文献标识码: A

## Prediction and Control of Structure-borne Noise for Fuel Cell Vehicle Based on FEM/BEM

GUO Rong, YU Zhuoping, ZHOU Hong

(College of Automotive Studies, Tongji University, Shanghai 201804, China)

**Abstract:** In this study, the FCV (fuel cell vehicle) structure-borne noise reduction by the control of body vibration based on FEM/BEM is studied. As to acoustic analysis, in order to get the dynamic behavior of the auto-body structure, a frequency response of body structure is calculated by using FEM. And then, the pressure response of the interior acoustic domain is solved by boundary element method(BEM). Test results show good agreement with simulation results and the error analysis between those is made. As to body panel noise contribution analysis (PNCA), the thoughts and principles of PNCA are set forth and analyzed. Then, the governing principle of selected frequency is determined. Based on the above analysis, PNCA is carried out to point out the direction for body panel improvement. At last, constrained damping treatments are

adopted to control body panel vibration. Based on PNCA results, the panel modifications are developed and validated virtually by the above-mentioned method. The simulation results show that the amplitude of low-frequency interior noise reduces and the control of rear seat and front floor improves in FCV structure-borne noise reduction.

**Key words:** fuel cell vehicle; finite element model (FEM); boundary element model (BEM); structure-borne noise prediction and control; panel acoustic contribution analysis; damping treatment

如今, 汽车 NVH (noise, vibration, harshness) 问题已经成为各大整车和零部件企业关注的主要问题之一, 各大汽车公司都将车内声学设计、优化和控制作为整个轿车开发中的一个重要步骤和环节<sup>[1]</sup>.

预测车身振动和车内低频噪声使用的主要手段是有限元分析和边界元分析<sup>[2]</sup>. 有限元法 (FEM)<sup>[3-4]</sup> 适合分析结构的动态特性, 而边界元法 (BEM)<sup>[5-6]</sup> 适合处理噪声的辐射问题. 鉴于有限元法和边界元法各自不同的特点, 在分析振动物体的辐射噪声问题时综合运用这 2 种方法就成为目前研究及应用的方向之一<sup>[7-14]</sup>. 汽车行驶工况复杂多变, FEM/BEM 集成方法使得快速进行振-声优化和多工况载荷下的声学分析和计算成为可能, 可用于汽车车内噪声预测和车身板件贡献分析, 正成为国内外研究热点.

燃料电池汽车 (fuel cell vehicle, FCV) 总布置和动力系统与传统内燃机车完全不同, 主要反映在燃料电池辅助系统 (空气辅助系统、氢气辅助系统和燃料电池冷却系统)、驱动电机及其冷却系统等振动噪声取代了发动机燃烧、惯性力引起的振动噪声及传

收稿日期: 2009-06-22

基金项目: 国家“八六三”高技术研究发展计划资助项目 (2005AA50100)

作者简介: 郭 荣 (1979—), 男, 讲师, 工学博士, 主要研究方向为汽车振动与噪声控制. E-mail: guorong@tongji.edu.cn

动系振动噪声.另外,目前所开发的燃料电池轿车大部分都是以前传统车为平台,在其车身结构基础上根据燃料电池车设计需要进行局部修改和加强,使其满足燃料电池车各个部件总成空间的布置以及相应承载能力.燃料电池轿车振动噪声的声源、传递路径等特性完全不同,其在燃料电池轿车研发中已成为一个突出问题<sup>[15]</sup>.因此,进行车内噪声的预测研究和优化设计已成为燃料电池轿车整车开发中必不可少的重要环节,这对促进燃料电池轿车产业化具有十分重要的工程应用价值.

以某燃料电池轿车为研究对象,采用 FEM 和 BEM 对其低频结构声进行分析研究.提出基于 FEM/BEM 的燃料电池轿车车内噪声分析方法和流程,建立车身有限元模型和声学边界元模型,施加实测的激振力计算结构频率响应,结构响应输入到边界元模型中计算声学响应,通过试验进行验证,并进行了误差分析;针对车身板件声学贡献分析,提出了车身板件贡献分析的指导原则,介绍板件贡献分析原理和方法,进行所关注频率的车身板件声学贡献分析.最后,根据板件贡献分析结果并结合单元贡献

量云图,有针对性进行车身板件修改分析,通过虚拟验证改进结果,证明本文所提出方法的可行性.

## 1 基于 FEM/BEM 的燃料电池车结构声分析流程

多年以来,许多研究者研究发现车内噪声 200 Hz 以下几乎都是通过结构传递,500 Hz 以上空气声占主要成分,本文主要关注的是燃料电池轿车车内低频结构传递噪声贡献.

为了预测和控制低频结构声,如图 1,采用基于 FEM/BEM 方法分析燃料电池轿车结构传递噪声,车身与燃料电池辅助系统 4 个悬置处车身侧激振力作为有限元模型(使用 MSC/NASTRAN)的输入,通过有限元方法求解 20~200 Hz 频率范围的车身结构速度响应,车身速度响应转换为边界条件输入到边界元模型(使用 LMS/sysnoise)中,投射到边界元网格上以计算声学响应.通过试验结果和仿真结果对比验证模型预测车内噪声响应的可靠性,用于进一步的板件贡献分析.

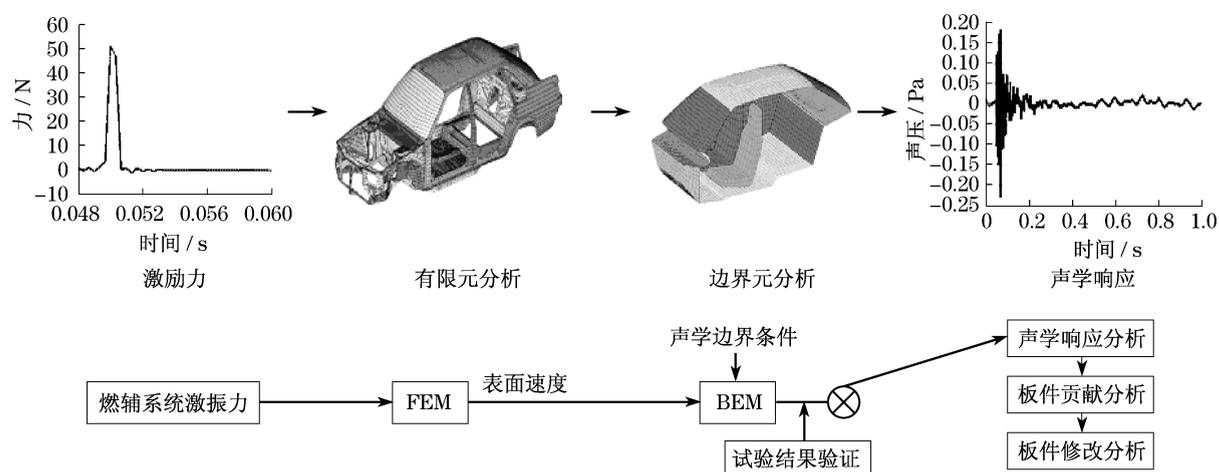


图 1 基于 FEM/BEM 的燃料电池轿车结构声分析流程

Fig. 1 FCV structure-borne noise analysis flow chart based on FEM/BEM

FEM/BEM 方法利用声传递向量(acoustic transfer vector, ATV)算法<sup>[16]</sup>,ATV 是在场点声压和结构振动表面之间建立了一种对应关系.在小压力扰动情况下,可以认为声压方程是线性的,因此可以在输入(机械结构表面处的振动)和输出(声场中某点处的声压)之间建立线性关系.如将结构表面离散成有限个单元,输入和输出之间的关系可以表示为

$$\mathbf{p} = \mathbf{H}_{\text{ATM}} \mathbf{v}_n \quad (1)$$

式中: $\mathbf{p}$  为声场中的声压向量; $\mathbf{H}_{\text{ATM}}$  为声传递矩阵(acoustic transfer matrix, ATM); $\mathbf{v}_n$  为结构表面法线方向上的振动速度.这样,在某点处的声压为

$$p = [\mathbf{H}_{\text{ATV}}(\omega)]^T \{ \mathbf{v}_n(\omega) \} \quad (2)$$

式中: $\mathbf{H}_{\text{ATV}}$  为声传递向量函数; $\omega$  为角频率.

LMS/sysnoise 通过声传递向量,将声场中某点

处的声压与模型网格的振动速度之间建立了联系, ATV 的物理意义可以理解为单元或节点在特定频率下的单位速度在场点上引起的声压值. 声传递向量与下列物理参数有关<sup>[15]</sup>: ①结构的几何形状; ②结构表面的处理情况, 如增加阻尼; ③场点的位置; ④计算频率; ⑤声介质的物理参数(速度、密度等).

汽车具有工况多变的特点, 在不同工况下, 车身板件表面振动速度  $V_n(\omega)$  将随工况的不同而变化, 当其所处的声学系统特性没有改变时, 可以利用 ATV 技术进行多工况声学响应对比, 以缩短声学响应求解的时间, 提高分析效率.

## 2 有限元模型和边界元模型建立

### 2.1 有限元模型建立

某燃料电池轿车车身结构件基本上由钣金件构成, 因此有限元建模主要采用平面壳单元, 其中主要以平面四边形单元为主, 只在不规则曲面上采用了少量平面三角单元; 另外, 由于最终需要分析的是车内低频噪声问题, 在白车身模型的基础上, 还加入了前后风挡玻璃. 有限元网格化过程中, 对车身上不影响车身整体刚度的局部小孔和小凸起进行了简化, 以 40 mm 为边长确定单元大小, 整个模型的单元数为 21 937 个. 燃料电池轿车车身有限元模型如图 2 所示.

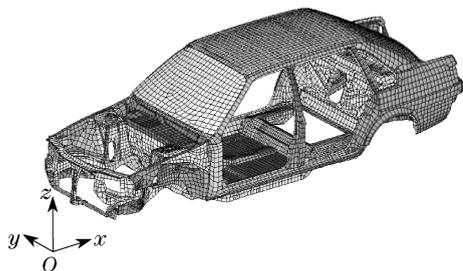


图2 车身结构的有限元模型

Fig.2 Finite model of body structure

### 2.2 边界元模型建立

如图 3, 在 hypermesh 环境中建立了带有座椅模型的车身结构边界元模型. 使用边界元法进行车内声压预测, 将车身结构所包裹的材料属性设置为空气, 而座椅内的材料设置为泡沫材料. 另外, 还建立了单独的座椅边界元模型, 将其中包裹的材料属性设置为泡沫, 然后将 2 个模型在接触面耦合在一起, 将模型导入 SYSNOISE 中之后, 设定材料属性以及结构表面阻抗.

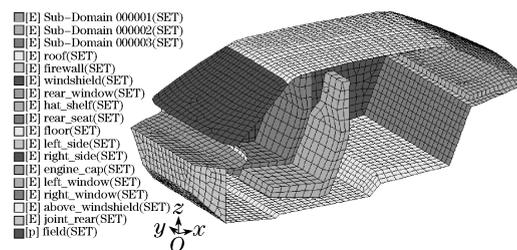


图3 带座椅的结构边界元模型

Fig.3 Boundary model of body structure with seat

## 3 基于 FEM/BEM 的燃料电池车结构声预测分析

### 3.1 结构频率响应分析

根据模态分析理论, 结构振动的位移响应可以通过模态线性叠加得到<sup>[13,16]</sup>, 即

$$\{u(\omega)\} = [\Omega] \cdot \{M_{RSP}(\omega)\} \quad (3)$$

式中:  $u$  为结构的位移;  $[\Omega]$  为由模态参与向量组成的矩阵;  $M_{RSP}(\omega)$  由模态参与系数组成的向量.

将结构的位移向量  $u$  投影到结构表面的法线方向上, 就可以得到结构的振动速度为

$$\{V_n(\omega)\} = j\omega[\Omega_n] \cdot M_{RSP}(\omega) \quad (4)$$

式中:  $j\omega$  为结构振动位移向速度转换的频域乘积因子,  $j$  是虚数单位;  $[\Omega_n]$  是由结构的振动模态在结构表面法线方向上的分向量组成的矩阵.

在进行车身结构频率响应分析之前, 如图 4, 需在 Patran 中设定频率响应分析的位移约束条件(图中“○”)和载荷边界条件(图中“□”), 将车身上 4 个塔形支座处的自由边上节点的 6 个自由度设定为零, 同时在燃料电池辅助系统与车身连接处施加通过试验获得的激振力(三向)<sup>[15]</sup>, 当然激振力也可通过理论计算得到, 提交 Nastran 求解结构频率响应.

频率响应分析计算结束之后得到结果输出文件 \*.f06, 其格式转换为 \*.fre 可作为边界元模型的输入. 另外, 可以在 Patran 中查看, 在各个设定频率下车身结构有限元模型的位移响应云图.

### 3.2 车内声学响应预测

由式(2)可知, 预测车内声学响应, 包括 3 方面的工作内容: ①结构频率响应分析, 得到表面振动速度; ②声学 ATV 求解, 得到声传递向量; ③结构与 ATV 耦合求解, 得到声学响应结果. 上节已经计算得到车身表面速度响应, 本节进行 ATV 求解.

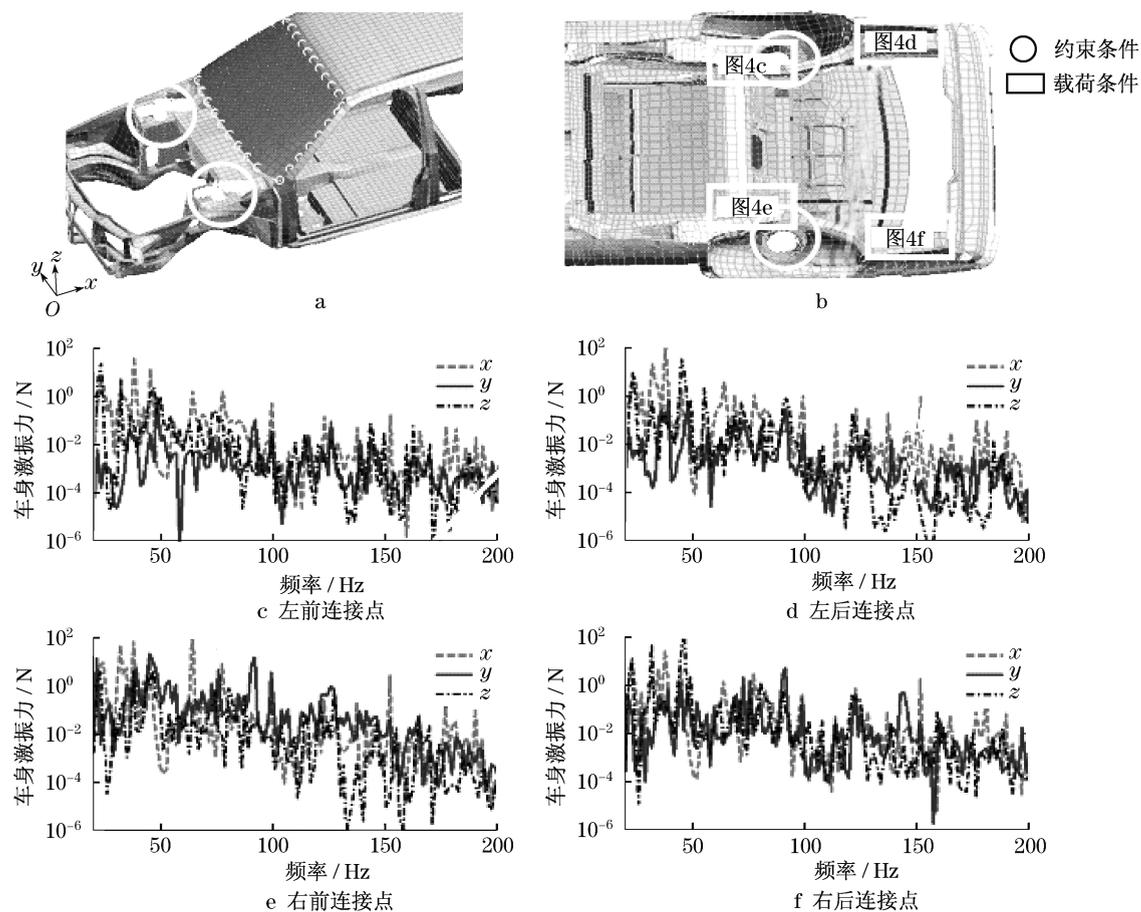


图4 频率响应分析时边界条件的设定

Fig.4 Boundary condition setup for frequency response analysis

### 3.1.1 ATV 求解

ATV 计算之前,为对所关心测点的声压频谱进行预测,在前排驾驶员位置和副驾驶位置的双耳处分别设置了场点,共4个场点;在后排设置了6个场点,分别对应后排3个乘客双耳位置,如图5.进行 ATV 计算时,计算频率为 20~200 Hz,设置步长为 1 Hz,计算的结果以云图的形式显示出,车身结构上各个单元格对应于相应场点的声传递向量值,在图6中示出了部分 ATV 计算结果.

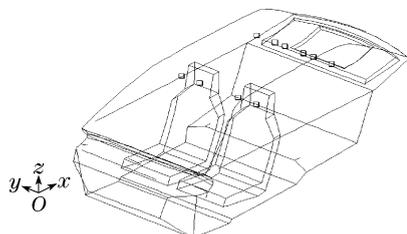


图5 ATV 分析中所设场点的位置

Fig.5 Field points location for ATV analysis

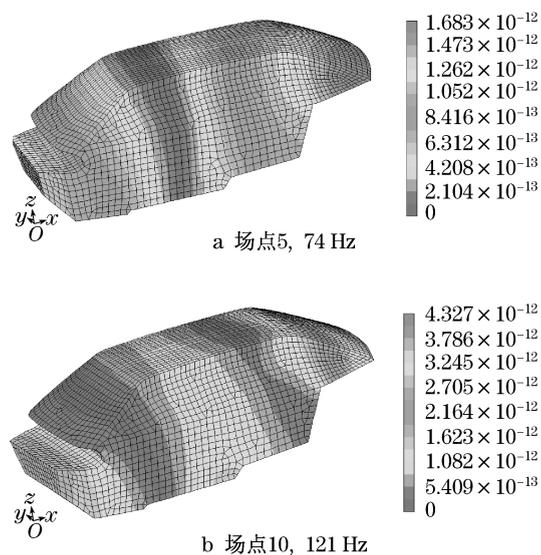


图6 车身结构 ATV 计算结果

Fig.6 Body ATV calculation results

### 3.1.2 车内声学响应预测

车身结构频率响应分析获得的速度输入到边界

元网格点上,通过 LMS/SYSNOISE 软件来实现,直接边界元方法可进行车内声学计算并可得到所设定的 10 个场点处的声压频谱图,车内后排座右侧声压预测结果如图 7.

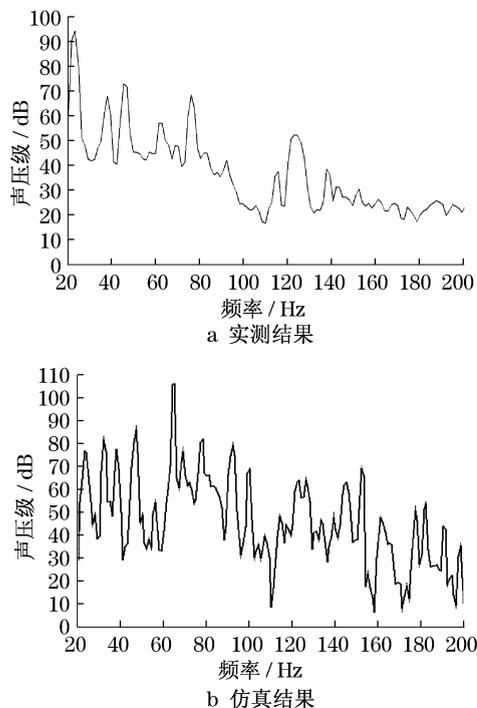


图7 试验与仿真结果对比图(后排座右侧)

Fig.7 Comparison between test and simulation results

结合试验曲线,根据相接近的峰值频率制作表 1. 由表 1 可知,100 Hz 以下仿真和试验间的峰值频率误差在 6% 以内,而 100 Hz 以后的峰值频率都小于 2%,有的误差不到 1%,仿真效果比较理想,证明了模型预测车内噪声响应的可靠性,可用于进一步的板件贡献分析.

表 1 仿真与试验峰值频率对比

Tab.1 Peak frequency comparison between simulation and test

峰值频率/Hz			峰值频率/Hz		
仿真	实验	误差/%	仿真	实验	误差/%
23.0	23.4	1.70	120.0	121.0	0.80
36.0	38.0	5.60	125.0	126.0	0.80
46.0	45.4	1.30	139.0	137.7	0.90
67.0	69.0	3.00	151.0	152.3	0.86
74.0	76.2	3.00	160.0	162.6	1.60
90.0	92.3	2.60	176.0	175.8	0.10
115.0	114.3	0.60			

### 3.3 仿真计算误差分析

前述进行了基于 FEM/BEM 的燃料电池轿车车内噪声预测,通过这种方法获得较为精确的预测结果是比较困难的,在用于复杂结构的噪声预测准确

程度方面的研究更不多见<sup>[15]</sup>,其主要原因如下:

(1) 作为声边界元分析的输入数据,需要结构振动的精确数值.在本次仿真中并没有加入 4 个门的有限元模型,无法建立精确的边界元模型,相当于 4 个门对车内声压的影响被忽略了.

(2) 所设置的位移边界条件是将车身 4 个塔型支座自由边上所有节点的 6 个自由度设置为零,这使得激振力能量通过从车尾向车头传递的过程中受到了一定程度的阻断,所以导致前排座的仿真结果差于后排座.

(3) 由于缺少相应的试验支持,不可避免地对模型本身和声学边界条件作各种理想的假设,这和实际的情况难以完全符合.

但是在实际工程中,这样的预测在设计过程中具有非常重要的指导意义.第 4 节利用边界元模型进行车身板件声学贡献分析,以指导改进设计.

## 4 FCV 车内低频结构噪声控制研究

### 4.1 FCV 车身板件声学贡献分析

引起整车结构振动和噪声的激励力很多,各个振源的振动由不同位置传入车身,共同导致车身结构件的振动,最终由车身辐射噪声.如果对整个车身结构进行优化将是一项非常耗时和复杂的工程,而通过对单个板件的声辐射分析可以确定对噪声贡献度最大的板件,从而针对贡献最大的板件进行结构控制,这样就可以大大减少工作量,提高设计效率.

#### 4.1.1 板件振动的声学贡献和声学贡献系数<sup>[2,16]</sup>

轿车乘坐室内噪声是由组成乘坐室的所有板件振动引起的,车身板件的不同区域对于乘坐室内部空间任意位置声压的贡献是不同的,不仅有大小之分还有正负之分.若将包围空腔的乘坐室板件划分成  $n$  个有限单元,当在动力总成与车身连接处激励,单元  $j$  以速度  $v_j$  发生振动,则该点振动引起的乘坐室内  $i$  点声压为

$$P_{i,j}(\omega) = \mathbf{A}_{\text{TV}i,j}(\omega)v_j(\omega) \quad (5)$$

其中,  $P_{i,j}$  表征了单元  $j$  振动对空腔内  $i$  点的声学贡献.所以,当所有板件都振动时,空腔内  $i$  点声压可以表示为  $n$  个有限单元发生振动引起声压的矢量叠加,即  $i$  点总声压  $P_i$  可以表示如下:

$$P_i = \sum_{j=1}^n P_{i,j} \quad (6)$$

其中,  $P_i$  表征了所有单元振动对空腔内  $i$  点的声学贡献,板件对空腔中某点的声学贡献量是板件中所包含的所有单元的贡献量的总和.

为了量化每个板件对车内噪声的贡献程度,引入板件振动的声学贡献和声学贡献系数.单元 $j$ 振动对 $i$ 点的声学贡献 $\mathbf{P}_{c,(i,j)}$ 是该单元振动生成的 $i$ 点声压 $\mathbf{P}_{i,j}$ 在 $i$ 点总声压 $\mathbf{P}_i$ 矢量方向上的投影

$$\mathbf{P}_{c,(i,j)} = \mathbf{P}_{i,j} \mathbf{P}_i / |\mathbf{P}_i| \quad (7)$$

某板件振动的声学贡献 $\mathbf{P}_{g,i}$ 是该板件上所有单元声学贡献的总和正则化至单位面积来计算的,声学贡献系数定义为一具体板件对 $i$ 点的声学贡献 $\mathbf{P}_{g,i}$ 除以 $i$ 点总声压,其表达式为

$$r_{c,i} = \mathbf{P}_{g,i} / |\mathbf{P}_i| \quad (8)$$

若板件或单元对场点声压的贡献量与总声压的相位角差小于 $90^\circ$ ,板件或单元对场点总声压的贡献量为正,增加贡献量会使总声压加强;若板件或单元对场点声压的贡献量与总声压的相位角差大于 $90^\circ$ ,板件或单元对场点总声压的贡献量是负的,增加贡献量会使总声压减弱;板件或单元对场点声压的贡献量与总声压的相位角接近 $90^\circ$ 或声学幅值贡献非常小的区域称之为中性贡献区域,修改中性贡献区域无法实现预期的目标,为降低噪声而试图结构修改之前识别声学贡献系数的正负是特别重要的.

#### 4.1.2 板件声学贡献分析思路

车身结构传递噪声控制是相当复杂的,这是由于针对某一工况所采取的板件控制措施会导致其他工况的噪声问题,而且车身板件对车内不同参考点的正负贡献以及大小也是不一的,很难同时兼顾,经常需要好几轮改进才能取得较好的效果.在进行板件贡献分析之前,提出以下3条原则:①根据出现问题工况的声压峰值频率确定主要贡献板件,兼顾其他工况;②如果板件对所关注多个频率正负贡献不一时,需谨慎处理,依据对乘员主观感觉影响大小确定主次;③试验结果分析表明燃料电池轿车后排座低频噪声较大,以后排座降噪为主,兼顾前排座.

衡量车身结构振动和噪声特性的常用指标是车身声学灵敏度.车身声学灵敏度是指单位激振力作用下在车内测点处测量得到的声压级.有关激励点的位置,文献[16]在车身板件上激励得到振声传递函数.笔者认为激励点可以是车身板件也可以是动力总成(或悬架)与车身连接点,这主要取决于所研究的问题.例如,考察动力总成向车内结构传递噪声时,可使用白噪声在动力总成与车身连接点激励,进行车身板件对所关注场点的声学贡献分析.

#### 4.1.3 车身板件贡献分析

使用单位力在燃辅系统与车身连接点激振,依据图1的分析方法和流程对车内所设定场点的声压

进行重新预测.这次的声压预测结果则完全与各工况中的激振力无关,可以真实地反映车身结构对车内低频噪声的影响,预测结果如图8所示.

由图8分析可知,车身在68,120,152和186 Hz处存在明显的放大环节.由于怠速工况对乘员影响较大的车内低频噪声频率为74 Hz和97 Hz等,因此确定68,74,97,120,152和186 Hz为所关注的关键频率,以此进行板件贡献分析.

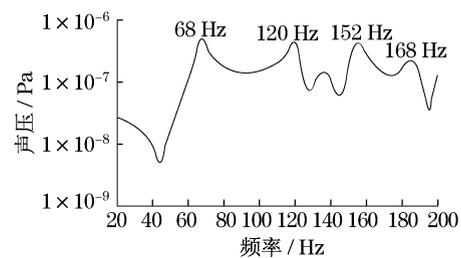


图8 单位力作用下的后排座右侧声学响应

Fig.8 Acoustic response under unit force input

将包围车内空腔的主要板件分为顶棚、防火墙、前风挡、后风挡、衣帽架、后座椅和地板等7个部分.由式(2)可知,在知道 $\mathbf{A}_{TV}(\omega)$ , $\mathbf{v}_n(\omega)$ 和面板的定义(单元选择集)的情况下,便可以得到各个板件对各个场点声学贡献系数.

分析图9,综合各个频率下的板件声学贡献可知,防火墙(2)、后风挡(4)、后座椅(6)和地板(7)为正贡献区域,顶棚(1)尽管在186 Hz时为负贡献区域,但由于186 Hz并非关注工况主要峰值频率,仍视为正贡献区域,而前风挡(3)声学贡献系数始终为负,衣帽架(5)的正负贡献不确定,对74 Hz和97 Hz为负贡献区域,而对120 Hz为正贡献区域,由于衣帽架声学贡献系数较大,因此处理应十分小心.但是由于74 Hz和97 Hz对乘员的主观感觉影响大于120 Hz,因此仍把衣帽架当作负贡献板件.

#### 4.2 修改车身板件优化车内噪声

影响车身振动和噪声敏感度的因素为:质量、刚度和阻尼.因此针对车身板件的位置和功能的不同,主要有以下修改方法:①改变质量,如更改板件厚度,该方法比较适合明显偏软的板件,但与车身轻量化是矛盾的;②改变结构刚度,如增加加强筋,该方法适合车身上整体面积非常大的板件;③改变结构阻尼,在板件上有较大变形的局部粘贴阻尼材料,目前阻尼处理技术在汽车工业得到了广泛应用.

在对车身板件进行声学贡献分析之后,结合单元贡献量云图可制定修改方案,这是因为从贡献云图可以看出不同频率处各个板件每个单元对设定场点处的贡献量.所以,根据所关注峰值频率处各个板

件每个单元对设定场点处的贡献量就可以制定相应的修改方案. 由于前风挡和后风挡不适宜进行阻尼处理, 所以考虑通过增减厚度的方法, 考察其对车内噪声的影响. 比较特殊的是, 由于衣帽架是负贡献板件, 如果采用阻尼方式降低其振动会导致声压增加, 另外若采取减薄厚度会使声压降低, 但衣帽架减薄会导致车身扭转刚度降低, 影响到侧面碰撞性能, 因此衣帽架不作修改. 对顶棚、防火墙、后座椅、地板前部采取约束阻尼处理方式, 阻尼层采用沥青材料, 约束层采用铝材. 最终的板件修改方案如图 10 所示.

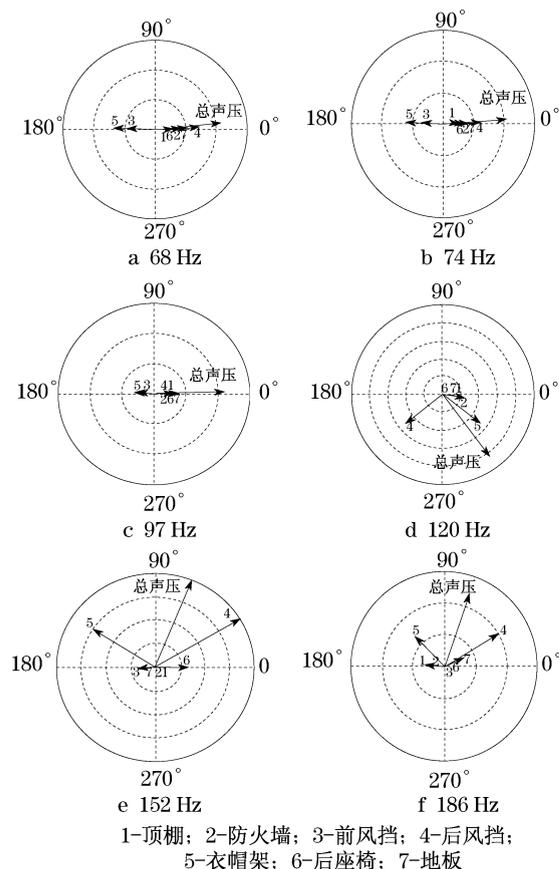


图 9 板件声学贡献  
Fig. 9 Panel acoustic contribution

车身板件改进前后声压对比如图 11 所示, 分析可知: ①顶棚、防火墙、后座椅、前地板和后风挡为正

贡献区域, 前风挡为负贡献区域, 车身采取阻尼措施, 后风挡厚度增加, 前风挡厚度减薄, 主要关注频率的车内噪声幅值普遍下降; ②就不同车身板件改进对车内噪声改善效果而言, 由表 2 可知, 后座椅和前地板效果最明显; ③对于车内噪声 120 Hz 而言, 采取不同改进措施后, 幅值下降有限, 从单元贡献量云图来看主要部位为衣帽架, 由前面分析可知衣帽架的改进可能会导致低频 74 Hz 和 97 Hz 频率处的声压升高, 故改善车内噪声 120 Hz 需综合考虑, 另外可从降低燃辅系统激励和改进悬置着手.

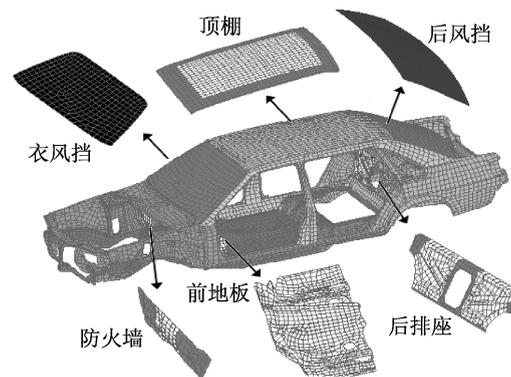


图 10 车身板件修改方案

Fig. 10 Body panel modification measures

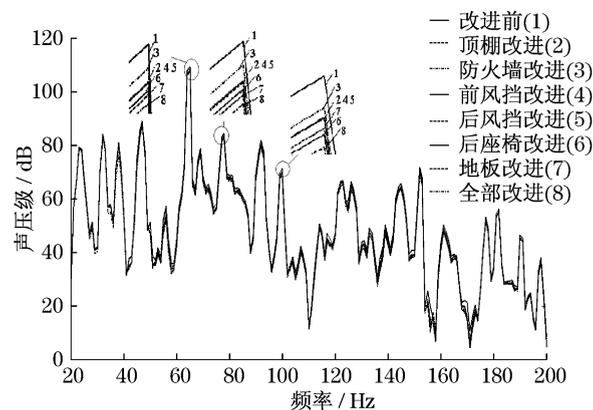


图 11 车身板件改进前后车内声压对比

Fig. 11 Sound pressure level comparison before and after body panel modification

表 2 车身板件改进前后噪声结果比较

Tab. 2 Sound pressure level reduction before and after body panel modification

峰值频率/Hz	顶棚	防火墙	前风挡	后风挡	后座椅	前地板	全部
68	↓ 1.3	↓ 0.8	↓ 1.3	↓ 1.3	↓ 0.6	↓ 1.7	↓ 2.1
74	↓ 1.3	↓ 0.8	↓ 1.2	↓ 1.3	↓ 1.5	↓ 1.7	↓ 2.1
97	↓ 1.3	↓ 1.0	↓ 1.3	↓ 1.4	↓ 1.8	↓ 1.7	↓ 2.2
120		↑ 0.8	0	↓ 0.6	0	↓ 0.8	↓ 1.0
152	↓ 1.0	↓ 3.0	↓ 1.1	↓ 1.1	↓ 1.7		↓ 3.1
186	↓ 1.2	↓ 1.3	↓ 1.2	↓ 1.2	↓ 1.2	↓ 1.0	↓ 1.5

## 5 结论

采用有限元和边界元相结合的方法对某型燃料电池轿车低频结构声进行预测和控制研究,主要研究工作总结如下:

(1) 提出了基于 FEM/BEM 的燃料电池轿车车内噪声分析流程,建立了车身有限元模型和声学边界元模型,施加实测的激振力计算结构频率响应,结构响应输入到边界元模型中计算声学响应,通过试验进行了验证,试验数据与仿真数据基本吻合,并进行了误差分析。

(2) 为了控制车内低频结构声,提出了燃料电池车车身板件声学贡献分析的 3 条原则,把白车身划分为 7 个板件,进行了所关注频率的板件声学贡献分析,找出了主要贡献板件并确定出其正负贡献。

(3) 根据板件贡献分析结果同时结合单元贡献量云图,有针对性进行了车身板件约束阻尼处理等控制措施,通过虚拟验证改进结果,发现车内低频噪声明显降低,其中后座椅和前地板最明显,证明所提出方法的可行性,达到优化燃料电池轿车车内噪声的目的。

### 参考文献:

- [1] 陈有松. 燃料电池轿车车内噪声仿真分析与降噪技术研究[D]. 上海: 同济大学汽车学院, 2007.  
CHEN Yousong. Simulation and reduction research of interior noise of fuel cell car[D]. Shanghai: Tongji University. College of Automotive Studies, 2007.
- [2] 靳晓雄, 张立军. 汽车噪声的预测与控制[M]. 上海: 同济大学出版社, 2003.  
JIN Xiaoxiong ZHANG Lijun. Prediction and control of automotive noise [M]. Shanghai: Tongji University Press, 2003.
- [3] Nickolas Vlahopoulos, Sang Bum Hong. Application of a hybrid finite element formulation for computing the structural vibration in a body-in-white[C/CD]//Proceedings of 2006 SAE World Congress & Exhibition. Detroit: Society of Automotive Engineers, 2006; SAE 2006-01-1224.
- [4] 靳晓雄, 易明, 钟再敏, 等. 利用有限元分析方法控制车内噪声[J]. 汽车工艺与材料, 2002(5): 34.  
JIN Xiaoxiong, YI Ming, ZHONG Zaimin, et al. Car Internal noise control using finite element method [J]. Automobile Technology & Material, 2002(5): 34.
- [5] 束永平. 用边界元法计算机器辐射的声功率[J]. 机械工程学报, 1991(2): 58.  
SHU Yongping. Predicting the sound power of machine using the boundary element method [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 1991(2): 58.
- [6] 苏清祖, 徐正平, 葛如海, 等. 汽车变速器噪声预估的研究[J]. 汽车工程, 1994(6): 348.  
SU Qingzu, XU Zhengping, GE ruhai, et al. Research on noise prediction for automobile transmission [J]. Automotive Engineering, 1994(6): 348.
- [7] Mohanty Amiya R, St Barry D Pierre, et al. Structure-borne noise reduction in a truck cab interior using numerical techniques[J]. Applied Acoustics, 2000, 59: 1.
- [8] ZHANG Zhidong, YOUNG Shaobo. Low frequency transient CAE analysis for vehicle door closure sound quality[C/CD]//Proceedings of 2005 SAE Noise & Vibration Conference and Exhibition. Grand Traverse: Society of Automotive Engineers, 2005; SAE 2005-01-2339.
- [9] Cremers L, Tournour M, McCulloch C F. Panel acoustic contribution analysis based on acoustic transfer vectors[C/CD]//The 2001 International Congress and Exhibition on Noise Control Engineering. Hague: Institute of Noise Control engineering, 2001: 27-30.
- [10] Steffen Marburg, Hans-Jürgen Hardtke. Shape optimization of a vehicle hat-shelf Improving acoustic properties for different load cases by maximizing first eigenfrequency[J]. Computers and Structures, 2001, 79: 1943.
- [11] Citarella R, Federico L, Cicatiello A. Modal acoustic transfer vector approach in a FEM-BEM vibro-acoustic analysis[J]. Engineering Analysis with Boundary Elements, 2007, 31: 248.
- [12] 梁新华, 朱平, 林忠钦. 应用 CAE 技术进行汽车乘员室声学分析与优化[J]. 机械设计与研究, 2006(6): 64.  
LIANG Xinhua, ZHU Ping, LIN Zhongqin. Acoustic analysis and topology optimization of auto-body using CAE method[J]. Machine Design & Research, 2006(6): 64.
- [13] 张保成, 左正兴, 冯慧华, 等. 基于 ATV 的内燃机结构声辐射预测技术研究[J]. 内燃机工程, 2005(10): 39.  
ZHANG Baocheng, ZUO Zhengxing, FENG huihua, et al. Research on Structural acoustic radiation prediction for ICE based on ATV technology [J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2005(10): 39.
- [14] 王文平, 项昌乐, 刘辉. 基于 FEM/BEM 变速器箱体辐射噪声的研究[J]. 噪声与振动控制, 2007(5): 107.  
WANG Wenping, XIANG Changle, LIU Hui. Study on the radiation noise of gearbox housing based on FEM/BEM [J]. Noise and Vibration, 2007(5): 107.
- [15] 郭荣. 燃料电池轿车噪声源和传递路径识别及控制研究[D]. 上海: 同济大学汽车学院, 2008.  
GUO Rong. Study on noise source identification, transfer path analysis and control of interior noise of fuel cell vehicle[D]. Shanghai: Tongji University. College of Automotive Studies, 2008.
- [16] 李增刚. SYSNOISE Rev 5.6 详解[M]. 北京: 国防工业出版社, 2005.  
LI Zenggang. Detailed explanation for SYSNOISE Rev 5.6 [M]. Beijing: National Defense Industry Press, 2005.