

文章编号:1000-582X(2007)12-0007-05

轿车车内低频噪声预测与控制

邓兆祥¹, 李昌敏¹, 胡玉梅¹, 张景良²

(1. 重庆大学 机械传动国家重点实验室, 重庆 400030; 2. 北京理工大学 机械与车辆工程学院, 北京 100081)

摘要:针对某型开发中的轿车,首先建立了白车身有限元模型并进行自由模态分析,通过与模态试验结果的对比进行模型修正,在此基础上,建立了含门窗的整车模型和车身-声场耦合有限元模型,并使用虚拟样机技术提取对车身的激励载荷,然后在 SYSNOISE 软件中进行车内低频(20~200 Hz)噪声预测,最后通过板件贡献分析找出对车内噪声主要峰值贡献较大的板件并进行结构改进,计算表明取得了良好的降噪效果。该文的研究内容为新车型开发中的降噪设计提供了可借鉴的方法。

关键词:车内噪声;噪声预测;声固耦合;声学贡献

中图分类号:U270.1

文献标志码:A

随着人们生活水平的提高,顾客对汽车的振动和噪声特性提出了更高的要求。新车型开发过程中,传统的设计方法需要反复试制样机和进行试验,研发成本高、周期长,无法适应瞬息万变的市场需求。更重要的是,在开发过程中不能预测整车的噪声特性,等到噪声问题出现后,再来采取降噪措施,不但降噪效果有限,而且改动成本往往很高。因此,对于汽车的噪声问题,在新车型开发过程中,如果能实现对噪声的预测、噪声诊断和噪声品质优化,将具有非常大的价值^[1]。笔者主要应用有限元分析的方法,实现了在设计阶段对某型开发中的两厢轿车车内低频噪声(20~200 Hz)进行预测,并利用板件声学贡献分析技术确定对车内噪声影响较大的板件,从而指导车身结构改进,取得了良好的降噪效果,探索出一种在新车型开发阶段进行车内低频噪声预测和控制的有效方法。

1 车内噪声预测

汽车车室构成封闭空腔,形成一个声学系统。车身结构可视为弹性体,车室空腔的声压变化会激励车身壁板的振动,而车身壁板的振动又会通过对邻近空

气的压迫而改变车室的声压,形成结构与空气相互作用的声-固耦合系统^[2]。车身与车室空腔组成的耦合系统,在发动机悬置和悬架简谐激励力载荷作用下,车身壁板产生振动,并压迫周围空气形成室内声压。

1.1 白车身模型建立及修正

建立准确的有限元模型是取得可靠分析结果的前提。笔者研究车型是承载式车身,白车身主要由板件冲压焊接而成,因此采用壳单元离散化车身。由于车身冲压件结构很复杂,还必须对原白车身结构作适当的简化,忽略包括小的倒圆、螺栓、小孔、附加件等。车身板件通过点焊连接,考虑到建模的规模,按实际的焊接关系将所有零件之间需要焊接的两条边缝合成一条边。选取单元长度 20 mm,最后得到的白车身有限元模型,包括 60 980 个壳单元,58 604 个节点。

采用 Ansys 软件中的子空间(Subspace)法计算了白车身在自由状态下的固有频率和振型,通过与试验结果的对比调整部分板件之间结合面的连接刚度,修正模型的动力学特性^[3]。利用最后修正的模型进行模态分析,提取计算结果中与实验模态相对应的前 9 阶固有频率。结果对比如表 1 所示。

收稿日期:2007-08-15

基金项目:国家高技术发展计划/863 计划资助项目(2006AA110102)

作者简介:邓兆祥(1962-),男,重庆大学教授,博士生导师,主要从事汽车系统动力学和汽车 NVH 控制方面的研究,
(Tel)023-65103042;(E-mail)zxdeng@cqu.edu.cn。

表 1 实验模态与计算模态固有频率的对比

阶数	实验结果/Hz	计算结果/Hz	相对误差/%
1	32.4	31.5	-2.8
2	35.7	36.4	2.0
3	47.0	45.0	-4.2
4	51.4	53.7	4.5
5	53.3	52.6	-1.3
6	62.1	61.6	-0.8
7	65.4	66.2	1.2
8	66.6	65.9	-1.1
9	70.9	70.5	-0.6

从表 1 可以看出,计算值总体上偏小,这主要是由于模型简化引起的,但与实验结果的偏差都在 5% 以内,说明建立的有限元模型精度较高,可以作为后面进一步研究的基础。

1.2 声-固耦合系统的建立

笔者拟在专业噪声分析软件 SYSNOISE 中进行车内声场预测,其要求建立耦合系统时,声场、结构模型在耦合面上的节点完全一致。首先建立耦合系统的结构模型,方法是:在白车身有限元模型的基础上,封闭前风挡、车门等,使车室成为封闭的空腔,与声场单元大小对应,取结构单元长度 60 mm,得到的耦合结构模型包含 19 872 个壳单元,如图 1 所示。

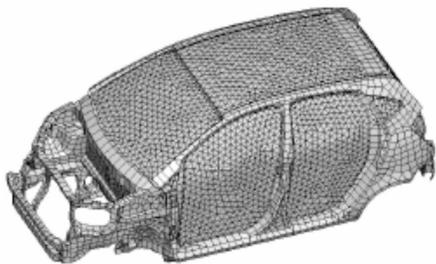


图 1 耦合系统的车身结构模型

建立耦合系统声场模型时,利用结构模型中与车室内空气接触的板件所形成的封闭空腔,从板件的壳单元向空腔内部拉成四面体单元,就得到耦合系统的声场有限元模型。其中取声场单元长度 60 mm,可以保证分析频率范围内,每个波长至少有 6 个声场单元。由于声场单元是由结构壳单元拉成的,所以耦合系统在耦合面上的节点是完全一致的,可以保证声场、结构准确无误的耦合。

将声场、结构模型分别导入 SYSNOISE 中,通过 Model/Link 命令,选择声场与结构相接触的表面作为耦合面,便得到声场-结构耦合模型。

1.3 车身激励载荷

车身板件在外载荷的激励下产生振动并向车内辐

射噪声。笔者同时考虑发动机和路面的激励,它们分别通过发动机悬置和悬架支点传递到车身。由于所研究的车型处于设计阶段,显然无法通过试验方法得到激励力载荷。笔者利用虚拟样机技术,使用 ADAMS 软件模拟并提取在不同车速下,发动机悬置激励载荷和样车在 A 级路面上挂三档行驶时 4 个悬架支点处的力载荷。

1.4 车内耦合声场分析

在 SYSNOISE 中计算声-固耦合模型,既可以在物理坐标系中进行,也可以在模态坐标系中进行(模态叠加法)。在模态坐标系中的计算利用了已有的模态结果进行解耦,较其他方法节省大量的计算时间。但该方法要求求解之前声模型和结构模型都必须具备模态结果。对于声学模态,可以利用声场模型计算得到。对于结构模态,由于风挡、门窗对车身均有一定的加强作用,特别是前风挡、背门,有可能是主要的噪声辐射区域^[4-5]。所以,为了提高车内噪声的预测精度,耦合系统的结构模态应该包含风挡和门窗的影响。

在白车身模型的基础上,添加风挡和门窗。其中,风挡、门窗玻璃与周围板件采取刚性连接;车门与车身连接的门铰链处建立刚性区域,并通过节点间的约束方程建立铰链;车门与门框的接触使用弹簧单元来模拟密封条的作用。最后得到的整车有限元模型(如图 2)在 Ansys 中计算其结构模态,并通过 SYSNOISE 中的命令:Import /Model Results/Ansys 将模态结果插入到图 2 所示的结构模型上。

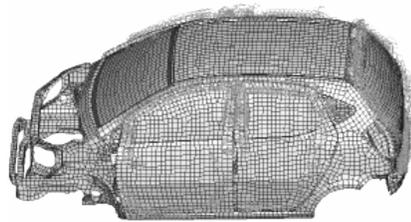


图 2 含门窗的整车有限元模型

通过以上步骤得到了包含模态的声-固耦合系统,便可以在 SYSNOISE 中使用模态叠加法计算车内噪声,将发动机悬置和悬架激励力载荷加在结构模型对应位置上,并设置车内吸声系数和模态阻尼(取 0.1 和 0.01),计算 20~200 Hz 室内的声压。提取了 2 个参考测点在不同发动机转速 n 下的声压级 L_p ,如图 3 所示。

图 3 中两曲线分别表示车身在不同载荷作用下两测点的声压级。可以看出:

1)在两载荷共同作用下,车内测点声压级总体变化趋势是随发动机转速升高而增大,到 4 750 r/min 趋于平缓。但在转速为 2 000 和 4 250 r/min 附近时,有

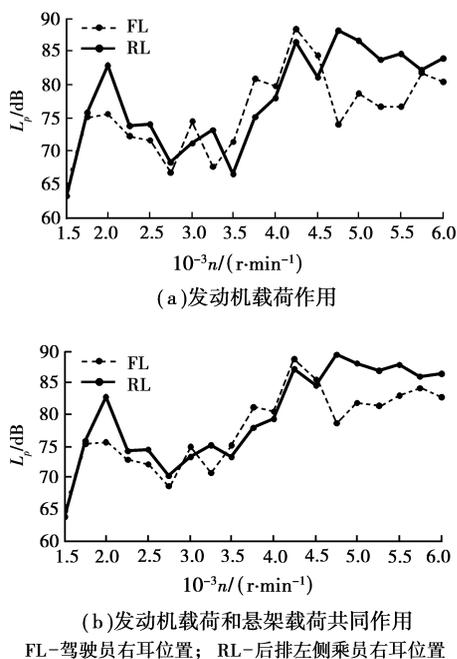


图3 参考测点声压级曲线

明显的共振峰。

2) 在转速 4 750 r/min 以内, 发动机载荷引起的测点声压级起主要作用, 共振峰亦主要是由其激励产生的; 4 750 r/min 以上的高速区域, 悬架载荷对测点声压级起主要作用。

3) 在发动机常用转速 3 000 ~ 4 500 r/min 的范围内, 前排声压级高于后排; 其它转速前排声压级比后排低。

在发动机转速 2 000 r/min 时, 二阶激励频率为 66.7 Hz, 刚好与第一阶声场模态频率 (64.7 Hz) 和白车身结构模态六、七、八阶 (62.1、65.4、66.6 Hz) 很接近, 因而产生空腔共鸣, 出现明显共振峰; 在发动机转速 3 000 ~ 4 500 r/min 范围内, 其二阶激励频率为 100 ~ 150 Hz, 此时第二、三、四阶声场模态 (112.9、129.4、145.9 Hz) 对车内噪声影响较大, 观察这几阶振型, 发现后排座相对前排更靠近节线位置, 这是该转速范围内前排声压级高于后排的主要原因。

以上的分析表明, 车内噪声在发动机转速约为 2 000 r/min (三档车速约 38 km/h) 和 4 750 r/min (三档车速约 89 km/h) 时会出现明显共振, 而这两个车速均是较常用的车速, 会严重影响该车乘坐舒适性。有必要进一步找出引起共振原因并加以改进。

2 车身板件贡献分析

在小压力扰动情况下, 可以认为声学方程是线性的, 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。如果将结构表面离散成 N 个有限单元, 这种输入和输出的关系可以表示为

$$p = [\mathbf{S}_{\text{ATV}}(\omega)]^T [v_n(\omega)] = \sum_{i=1}^N \mathbf{S}_{\text{ATV},i}(\omega) \cdot v_{e,i}(\omega) [c1] = \sum_{i=1}^N \mathbf{p}_{e,i}(\omega), \quad (1)$$

式中: $\mathbf{S}_{\text{ATV}}(\omega)$ 为角频率 ω 时板件声传递向量; $v_n(\omega)$ 为角频率 ω 时结构表面法向振动速度; $\mathbf{S}_{\text{ATV},i}(\omega)$ 为 $[\mathbf{S}_{\text{ATV}}(\omega)]$ 的元素, 表示角频率 ω 时单元 i 的声传递向量; $v_{e,i}(\omega)$ 为角频率 ω 时单元 i 的法向速度; $\mathbf{p}_{e,i}(\omega)$ 为角频率 ω 时单元 i 的声贡献矢量。

通过声传递向量 (\mathbf{S}_{ATV}), 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, \mathbf{S}_{ATV} 的物理意义可以理解为单元在特定频率下的单位法向振动速度在声场中某点上引起的声压。式 (1) 表明, 一点的声压为各单元在该点声压贡献的矢量和, 而各单元声学贡献为该单元 \mathbf{S}_{ATV} 与单元法向速度之点积。因此, 只要求出所有单元的声传递向量和法向速度, 就能得到各单元的声压贡献量。板件对声场中某点的声压贡献量是板件所包含的所有单元贡献量的矢量和, 可表示为:

$$p_c = \sum \mathbf{p}_{e,i}(\omega). \quad (2)$$

为了量化每个板件对车内噪声的贡献程度, 引入板件声学贡献系数的概念, 表示在场点声压方向上板件产生的声压与场点总声压的比值, 可表示为

$$R_c = \text{Re} \, al \left(\frac{p_c \cdot p^*}{|p|^2} \right) [c2],$$

式中: p^* 为场点声压 p 的共轭复数; $\text{Re} \, al(\cdot)$ 表示取 (\cdot) 的实部^[6]。

当板件声学贡献系数为正数时, 表示板件对场点声压贡献量与总声压的相位差小于 90° , 即贡献为正, 正的声学贡献意味着场点总声压随该板件振动速度的增大而升高。当板件声学贡献系数为负数时, 意味着场点总声压随该板件振动速度的增大而降低。声学贡献系数绝对值非常小的区域称之为中性贡献区域, 其对场点声压影响很小。在进行噪声控制时, 主要应采取减小正贡献系数较大的板件的振动, 就能有效地降低车内噪声。因此, 为降低噪声而在结构修改之前识别板件声学贡献系数的大小是特别重要的。

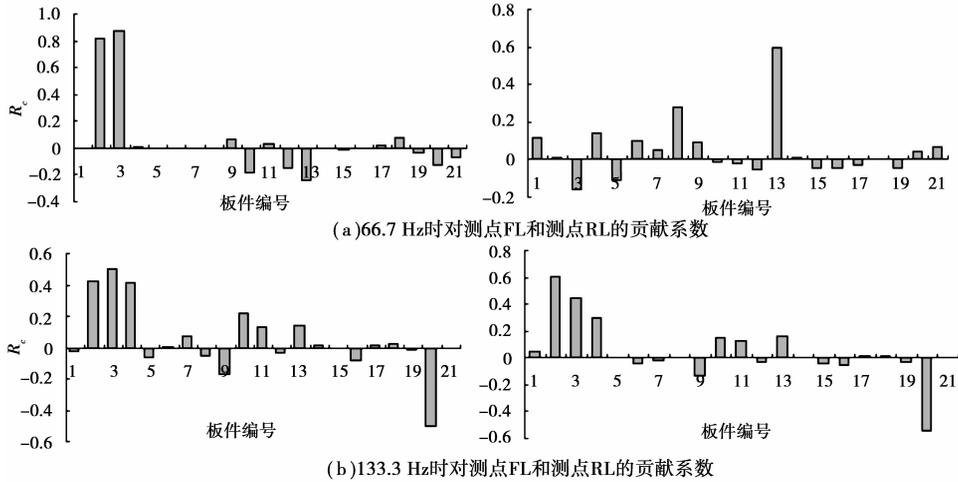
根据车内声场计算的结果, 笔者针对共振峰较大的几个发动机转速 2 000、4 250、4 750 r/min 进行板件贡献分析。可按如下几步进行:

1) 计算车室的声传递向量 (\mathbf{S}_{ATV})。其中 \mathbf{S}_{ATV} 的计算频率为各共振峰峰值声压频率。场点位置与图 3 中两测点位置相同。

2) 导入车身各单元的法向振动速度。根据声场计算的结果, 用 Export/Displacement 命令将车身所有节点的位移导出, 然后用 Model/Vibrating Panel/FEA 命令将位移插入到 \mathbf{S}_{ATV} 模型对应节点上, 导入时软件自动将位移值转换成单元法向的速度值。

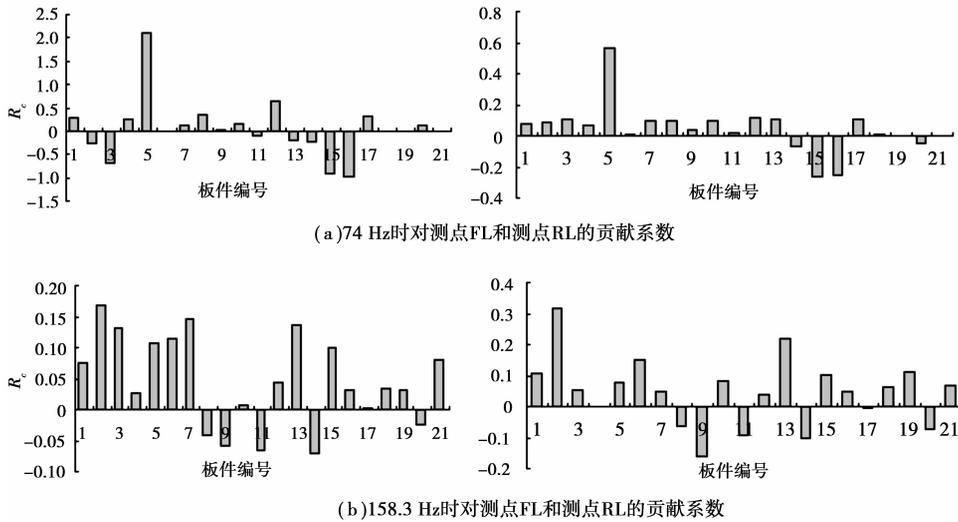
3)将围成车室声场的壁板定义成不同的板件。根据车身结构特点和所关注的振动板件,通过在 SYS-NOISE 中定义选择集(SET),将壁板分成 21 块板件。

最后得到不同转速下,车内各板件在特定频率处的声压贡献系数 R_c ,图 4-5 中分别列出了发动机转速为 2 000 和 4 750 r/min 时的声压贡献系数。



1. 后门顶部;2. 地板前部;3. 地板中部;4. 地板后部;5. 地板尾部;6. 顶棚前部;7. 顶棚后部;8. 背门;
9. 左前门;10. 左后门;11. 右前门;12. 右后门;13. 前风挡;14. 背门加强板;15. 左后立柱;16. 右后立柱;
17. 其余部分;18. 右前立柱;19. 左前立柱;20. 前围;21. 仪表板

图 4 转速 2 000 r/min 时各板件的声压贡献系数



板件编号同上

图 5 转速 4 750 r/min 时各板件的声压贡献系数

从图 4 可以看出,在转速 2 000 r/min 下,66.7 Hz 时对测点 FL 正贡献最大的是板件 2、3(地板前部、中部);对测点 RL 正贡献较大的是板件 13(前风挡);133.3 Hz 时板件 2、3(地板前部、中部)对两测点正贡献均较大。从图 5 可以看出,在转速 4 750 r/min,74 Hz 时对测点 FL 正贡献最大的板件为 5(地板尾部、行李箱部分);158.3 Hz 时对测点 FL 正贡献最大的板件为 2(地板前部),其中板件 3、5、6、7、13(地板、顶棚和前风挡)也是正贡献较大的区域;对测点 RL 正贡献较大的板件主要是 2、13(地板前部和前风挡)。

通过对 3 个转速下特定频率处各板件的声压贡献

系数的综合分析,可以得出结论:对车内噪声影响较大的板件主要是地板前部、中部、尾部、前风挡和顶棚前部。如果采取措施减小这些部位的板件的振动,就可以有效地降低车内噪声。

3 结构改进

针对声压正贡献较大的板件,笔者尝试采取增加局部刚度,隔振的方法来减小板件的振动。提出以下改进措施:

1)在正贡献较大的部位,包括前地板通道、中地板左侧、地板尾部上焊接 U 形截面的加强筋。

2)适当增加顶棚前横梁、前立柱和仪表盘的厚度,以增大顶棚前部的刚度和前风挡的连接刚度。

3)原结构后地板横梁与后地板是直接焊接在一起的,而后悬架激励载荷就作用在后横梁附近,在未采取任何隔振措施情况下,振动很容易通过横梁传递到后地板。因此,在后横梁与后地板之间增加橡胶隔振垫(使用弹簧单元模拟),以减弱传递到后地板的振动。

在采取以上改进措施后,在相同条件下对车内耦合声场进行计算,图6为改进前、后参考点的声压级曲线。不难看出,结构改进后参考测点声压级在大部分转速下都明显降低,特别是在共振峰较大的转速2 000和4 750 r/min附近,声压级有较大的降低,A计权声压级一般降低4 dB以上。可见,所提出的改进措施取得了较好的降噪效果。

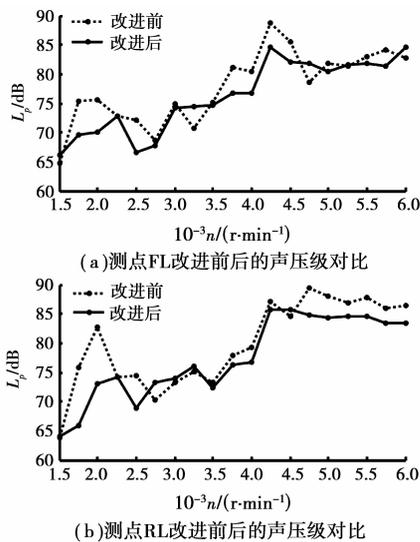


图6 改进前后声压级曲线

4 结论

针对新开发的某型轿车,主要利用有限元分析方

法对其进行车内低频噪声预测和控制,计算表明所提出的改进措施取得良好的降噪效果。通过前面的分析,可以得出以下结论:

1)通过对比试验模态和有限元模型计算模态结果,调整焊接面的连接刚度以逐步修正有限元模型,可以得到精度较高的车身有限元模型。

2)建立车身-车室空腔的有限元耦合模型,并利用虚拟样机技术提取车身激励载荷,然后在SYSNOISE中进行耦合声场分析,可以预测各种工况下车内的声压分布情况。

3)在进行车内声场分析的基础上,利用板件贡献分析技术可以快速找到对车内噪声影响较大的板件,为结构改进提供指导。

笔者所提出的一系列分析步骤和方法,可以在设计阶段对车内低频噪声进行预测,并为车身结构改进提供指导,对提高新车型的开发效率和开发质量有重要参考价值。

参考文献:

- [1] 靳晓雄,张立军. 汽车噪声的预测和控制[M]. 上海:同济大学出版社,2004.
- [2] 马天飞,林逸,张建伟. 轿车车室声固耦合系统的模态分析[J]. 机械工程学报,2005,41(47):225-229.
- [3] 朱壮瑞,孙庆鸿,孙凌玉,等. 基于模态试验的客车白车身动力学模型修正研究[J]. 汽车工程,2001,23(2):127-139.
- [4] 靳晓雄,白胜勇,丁玉兰,等. 车身板件振动声学贡献的计算机模拟[J]. 汽车工程,2000,22(4):236-239.
- [5] 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):34-37.
- [6] 李增刚. SYSNOISE Rev5.6 详解[M]. 北京:国防工业出版社,2005.

Vehicle Interior Low Frequency Noise Prediction and Its Control

DENG Zhao-xiang¹, LI Chang-min¹, HU Yu-mei¹, ZHANG Jing-liang²

(1. State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400030, P. R. China;

2. College of Mechanical and Automobile Engineering, Beijing University of Technology, Beijing 100081, P. R. China)

Abstract: Based on a new car being developed, the white body of the car is built and justified through modal experiment. The coupling structure-acoustic FEM model is given, and Virtual Prototype Technology is applied to get the excitation load of the car frame. Low frequency (20 ~ 200 Hz) interior noise is predicted with SYSNOISE software. Panel acoustic contribution analysis is applied to find out those car panels which have great effect on the interior noise and improve the panels. The main peak sound pressure of the car interior noise decreases much.

Key words: vehicle interior noise; noise prediction; acoustic-structure coupling; panel contribution

(编辑 李胜春)