

文章编号: 1673-3851 (2015) 06-0842-05

轿车驾驶舱噪声的测试与分析

陈丽丽,杨 硕,刘 江,宣海枫,王 威,李剑敏

(浙江理工大学浙江省机电产品可靠性技术研究重点实验室,杭州 310018)

摘 要: 为研究某大众汽车内部中高频噪声,通过对汽车行驶时车身振动加速度的测试,选取具有代表性的车身部件建立了整车 SEA 模型,计算了模型的基本参数和激励输入。对统计能量分析法得出的数值仿真与试验结果转换成系统相关响应,对得到的相同物理量进行对比,验证了 SEA 模型的准确性;获取声腔噪声仿真数据,观察噪声在各频段内的变化,并对驾驶座声腔的功率流分析,得到了对车内噪声贡献较大的子系统,进一步分析找到汽车室内隔声作用较弱部位,可为设计低噪汽车提供有效依据。

关键词: 统计能量分析;车内噪声;模态密度;振动测试;仿真分析

中图分类号: U467 **文献标志码:** A

0 引 言

近年来,汽车工业作为我国的支柱产业而在各地蓬勃发展,但汽车的质量和档次相对发达国家都还比较落后。强烈的噪声会刺激驾乘人员的神经,使他们产生不舒适感,影响他们的心情,甚至可能导致交通事故的发生。因此,对汽车内部噪声的处理已成为汽车行业主要任务之一。NVH 是噪声(noise)、振动(vibration)与声振粗糙度(harshness)三个英文单词的缩写,描述驾乘人员最直接和最表面的感受,综合衡量汽车制造的质量问题。汽车的 NVH 问题是世界汽车业各大整车制造企业和零部件企业关注的问题之一。有统计资料显示,约有 1/3 的故障问题与汽车的 NVH 问题有关系,而各大公司有近 20% 的研发费用消耗在解决车辆的 NVH 问题上^[1]。

对不同频率的汽车振动噪声问题有不同分析方法。在低频段,噪声主要由发动机和路面引起,多采用有限元法进行结构分析,用边界元法进行噪声分析。在高频段,噪声问题主要表现为与密封及材料声学特征相关的空气噪声问题。由于气动噪声频率较高,有限元在高频振动分析中计算工作量太大而

无法胜任,因此结构的高频气动噪声主要由统计能量法(SEA)进行。而在中频段,主要通过使用混合模型解决相关 NVH 问题。

1985 年, Richard 将越野车建模简化成板、杆、梁和声腔等理想的动态子系统,通过对各个子系统结构之间的功率流分析,找到主要影响车内噪声的激励源^[2],为进一步分析优化声腔噪声提供基础。1995 年,姚德源等^[3]出版了国内关于 SEA 理论的第一本著作,详细解释了 SEA 的发展历程与理论,为日后应用 SEA 理论研究振动噪声铺下基础,但该书对 Auto SEA 软件并没有过多的介绍。日本本田汽车公司的 Misaji 等^[4]运用 SEA 法预测车内噪声,得到的最终结果的误差不超过 $\pm 3\text{dB}$ 。同济大学的靳晓雄、叶武平等^[5-7]对国产汽车在 A 级路面以 80km/h 速度行驶状况下的车内噪声展开了研究,提出了进行悬架隔振和增加阻尼层的降噪措施,在 400~5000Hz 频率范围内 SEA 模型的计算结果与车内声压水平实测值的误差在 3 dB 以内,验证了 SEA 模型的噪声预测功能,也因此找到了有效的优化方式,在探索降噪措施的道路上寻求到一个正确的研究方向。

收稿日期: 2014-12-09

作者简介: 陈丽丽(1990-),女,浙江温州人,硕士研究生,主要从事机械设计及理论方面的研究。

通信作者: 李剑敏, E-mail: ljmrz@163.com

对于 SEA 理论的研究,大多数都以 SEA 仿真模型为对象,并没有以真实试验进行辅助分析。国家车辆重点研究基地同济大学的叶武平研究团队在 SEA 分析及应用的研究较为完整,不仅对 SEA 模型仿真模型进行计算,还对燃油轿车做了噪声试验,并在仿真计算结果中找到隔声薄弱部位,有针对性地提出优化方案^[5-7]。

本文以一汽大众某 B 级车型为研究对象车辆,建立该车的整车 SEA 模型,计算出模型的基本参数和激励输入数据,并对研究车辆的玻璃进行振动加速度的测试。本文在同济大学的研究成果基础上^[5-7],对实验做出改进,以振动加速度为衡量标准,验证 SEA 模型的准确性。通过仿真与试验的振动加速度对比,以验证 SEA 模型的准确性;通过对驾驶座声腔的功率流分析,获得对车内噪声贡献较大的子系统,并对这些子系统进行正交试验优化,以期得到最优的组合方案。

1 轿车 SEA 模型

1.1 SEA 模型和参数计算

统计能量分析是一种预测子系统平均能量按频带分布规律的方法,是对子系统的功率流建立平衡方程,反映了子系统间的能量传递与守恒关系^[8]。

统计能量理论以振动能量为基本参数,将复杂的结构动力系统的模态参数转换成随机变量,以振动波与模态间的内在联系,对各子系统间功率流建立相关平衡方程。复杂系统的高阶模态参数对系统的不确定性因素的影响,都可以在 SEA 理论中得到解决,因此 SEA 适用于解决高频复杂系统动力学问题。对于简单振动子系统,其损耗功率 P_d 可表示为:

$$P_d = C \dot{x}^2 = 2\xi\omega_n M = \frac{\omega_n E}{Q} = \omega_n \eta E \quad (1)$$

其中: C 为系统阻尼系数, ξ 为阻尼比, \dot{x} 为振子质点速度, ω_n 为固有频率, M 为质量, Q 为放大因子, E 为子系统振动能量, η 为内损耗因子($\eta = 2\xi$)。

子系统结构间的平衡方程式为:

$$\omega[\mathbf{L}][\mathbf{E}] = [\mathbf{P}] \quad (2)$$

其中, $[\mathbf{L}]$ 为含阻尼和耦合损耗因子的矩阵, $[\mathbf{P}]$ 为输入功率矩阵, $[\mathbf{E}]$ 为子系统能量矩阵。

SEA 模型参数主要有模态密度、内损耗因子、耦合损耗因子和输入功率。这些参数除少数规整几何结构可以得到理论解析解外,大多用经验公式或

模型试验求出。但对于平板、杆梁等结构,可以求解出其主要特征参数^[7]。

一维梁纵向振动模态密度可以表示为:

$$n(\omega) = \frac{l}{2\pi C_B} \quad (3)$$

平板的模态密度可以表示为:

$$n(\omega) = \frac{A}{4\pi R C_1} = \frac{\sqrt{3}A}{2\pi h C_1} \quad (4)$$

其中: A 为板面积, C_1 为纵向波速, R 为截面回转半径。

声腔的模态密度可以表示为:

$$n(\omega) = \frac{\omega^2 V_0}{2\pi^2 C_a^3} + \frac{\omega^2 A_s}{16\pi C_a^2} + \frac{\omega L_1}{16\pi C_a} \quad (5)$$

其中: C_a 为声速, V_0 、 A_s 、 L_1 分别是声腔的体积、表面积和棱长。

在机械结构中,内损耗因子主要由结构损耗因子、声辐射损耗因子和边界损耗因子三种彼此独立的阻尼机理构成,即:

$$\eta = \eta_s + \eta_r + \eta_b \quad (6)$$

声辐射损耗因子计算公式为:

$$\eta_r = \frac{\rho_0 C_a \sigma}{\omega \rho_s} \quad (7)$$

其中: ρ_0 是流体密度, C_a 是声速, σ 是机构辐射比, ρ_s 是表面积质量密度。其中机构辐射比的近似计算公式为:

$$\sigma_{sa} = \begin{cases} \left[\frac{2\lambda_c P_r}{\pi^2 A_p} \arcsin\left(\frac{f}{f_c}\right) \right] \beta, & f \leq f_c \\ \left(1 - \frac{f_c}{f}\right)^{-\frac{1}{2}}, & f \geq f_c \end{cases} \quad (8)$$

其中: P_r 为板周长, A_p 为辐射面积, f_c 是临界频率, λ_c 是临界波长, β 是平板边界条件系数。

当子系统结构间刚性连接时,一般 $\eta_b < \eta_s$,此时可以看成 $\eta = \eta_s + \eta_r$,可用于平板刚性连接计算。对于面积较小的梁系统,声辐射损耗可以忽略不计, $\eta = \eta_s$ 。

1.2 本文 SEA 模型和参数设置

本文以一汽大众某主流 B 级车型为研究对象进行建模,主要关注汽车驾驶舱内的噪声。考虑到汽车结构主要由板壳和梁柱组成,汽车的板壳均非标准平板,但为计算方便,将汽车前挡风玻璃、车门、车窗、顶板、后挡风玻璃等板壳结构都视为平板^[9],而 A、B、C 柱及各结构的连接均看作是梁结构,则本车简化成 31 个子系统。各子系统见表 1。

表1 本文 SEA 模型中的子系统

编号	子系统名称	编号	子系统名称	编号	子系统名称	编号	子系统名称
1	前顶板	9	左前车窗	17	发动机盖	25	右 A 柱
2	后顶板	10	右前车窗	18	前保险杠	26	左 B 柱
3	左前车门	11	左后车窗	19	后保险杠	27	右 B 柱
4	右前车门	12	右后车窗	20	后备箱盖	28	左 C 柱
5	左后车门	13	左前轮罩	21	前底板	29	右 C 柱
6	右后车门	14	右前轮罩	22	中底板	30	驾驶座声腔
7	前挡风玻璃	15	左后轮罩	23	后底板	31	后座声腔
8	后挡风玻璃	16	右后轮罩	24	左 A 柱		

在 Auto SEA 软件中建立整车模型,如图 1 所示。

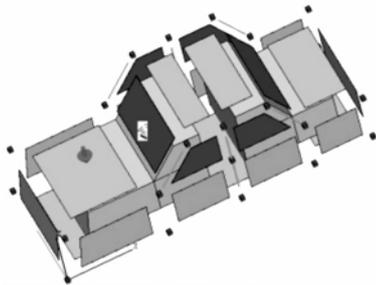


图1 添加激励输入的 SEA 模型

驾驶座声腔周围的子系统有:发动机盖、前保险杠、左前轮罩、右前轮罩、前底板、前挡风玻璃、左前车窗、右前车窗、左前车门、右前车门、前顶板、左 A 柱、右 A 柱、左 B 柱、右 B 柱。后座声腔周围的子系统有:后备箱盖、后保险杠、左后轮罩、右后轮罩、中底板、后底板、后挡风玻璃、左后车窗、右后车窗、左后车门、右后车门、后顶板、左 C 柱、右 C 柱。汽车车身结构主要由汽车结构钢、玻璃(夹层玻璃、钢化玻璃等)组成,其主要材料属性与参数如表 2 所示。

表2 车身部件的材料参数与属性

部件	材料	厚度 h/mm	密度 $\rho/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	弹性模量 E/Pa	泊松比 μ
车体壁板	钢板	0.80	7800	2.10×10^{11}	0.3125
前挡风玻璃	夹层玻璃	5.00	2500	6.20×10^{10}	0.2400
后挡风玻璃	钢化玻璃	3.00	2500	4.85×10^{10}	0.2398
车窗	钢化玻璃	3.85	2500	4.85×10^{10}	0.2398

2 车外风激励测试

对该大众车型汽车进行试验,实验所采用的数据采集部分由一台联想 ThinkPad X201i 笔记本和一套美国 NI 公司的多通道便携型数据采集器 Compact DAQ 组成,Compact DAQ 的主要组件包括一部 8 插槽的底座 9178、4 个 IEPE 加速度模块 9234、3 个 PCB352c33 加速度计。采用 NI 公司的 Signal Express 软件进行数据的实时记录。另外,实验使用 CEL-490 声级计对驾驶座噪声进行测试。实验设备所需的数据采集系统连接,如图 2 所示。

加速度计 }
麦克风 } → NI9234 → NI9178 → 笔记本电脑

图2 数据采集系统组成

现有研究表明,以较大速度行驶的汽车所产生的噪声主要有传动系和发动机噪声,轮胎一路面噪声,还有风激励产生的噪声。当车速控制在 50 km/h 以下时,车内主要是发动机和传动系的噪声^[10-11];当行驶速度超过 100 km/h 时,风激励所

产生的噪声的影响变得越来越显著,并上升为最主要的噪声源。由于大多数高速道路上速度常为 100 km/h,以及本文主要研究风激励产生的噪声影响,因此将车速定在 100 km/h。

实验在行驶车室内进行,被试车辆以 100 km/h 在高架桥上行驶,在前挡风玻璃、顶板和侧门车窗上布置 3 个加速度传感器,使用数据采集系统采集时域加速度信号。检查试验数据并将其处理,转换成相应的物理量(如加速度、声压),振动加速度谱图见图 3 所示。

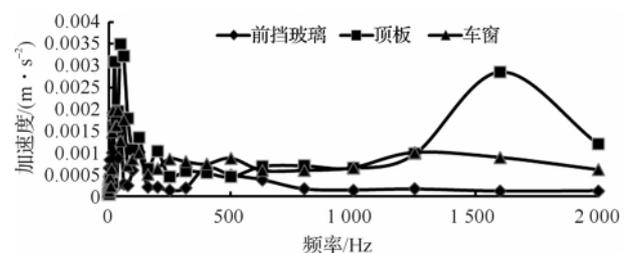


图3 100 km/h 匀速行驶工况下空气压力对车身部件的激励

3 SEA 仿真与分析

汽车行进时,高速运动的车辆与空气发生剧烈的相对运动和碰撞,这种碰撞对车身结构造成了激励,以前挡风玻璃受到的激励最大。因此,在模型的前挡风玻璃上施加面源激励,激励数据由 CFD 方法计算^[10, 12],结果如表 3 所示。

表 3 前挡风玻璃的风激励

频率 <i>f</i> /Hz	激励 <i>P</i> /Pa	频率 <i>f</i> /Hz	激励 <i>P</i> /Pa	频率 <i>f</i> /Hz	激励 <i>P</i> /Pa
80	6.2584	315	9.0774	1250	8.5964
100	6.5687	400	9.2900	1600	8.3099
125	7.1124	500	9.3329	2000	8.3685
160	8.1386	630	9.2565	2500	8.8320
200	8.9641	800	9.0950	3150	8.5964
250	8.9917	1000	8.8320	4000	8.3099

发动机及悬架上的载荷输入值如表 4 所示。将各外部激励的功率输入 SEA 程序中,对车内噪声进行预测,同时可得到各子系统的振动响应。将 SEA 仿真计算得到的振动加速度与实验测试结果对比如图 4 所示。在低频阶段,仿真与实验数据相差较大,但由于本文研究轿车室内中高频气动噪声,因此可忽略 SEA 在低频段的预测效果。如图 4 所示,在中高频段,符合良好,但仍然有一定的误差。原因主要有本文的 SEA 仿真模型是对车身进行了一定的简化,由此产生相应的误差;在实验过程中实验车辆无法时刻保持 100 km/h 的匀速状态,且地面不平冲击、道路外界环境噪声、汽车底盘悬挂的老化等因素,也在不同程度影响了试验结果的精确性。

表 4 100 km/h 车速行驶发动机点力源

频率 <i>f</i> /Hz	激励 <i>P</i> /Pa	频率 <i>f</i> /Hz	激励 <i>P</i> /Pa	频率 <i>f</i> /Hz	激励 <i>P</i> /Pa
200	1.000	1000	0.320	5000	0.020
250	0.760	1250	0.300	6300	0.030
315	0.480	1600	0.180	8000	0.025
400	0.500	2000	0.110	10000	0.025
500	0.360	2500	0.090	12500	0.010
630	0.200	3150	0.040	16000	0.016
800	0.340	4000	0.050	20000	0.008

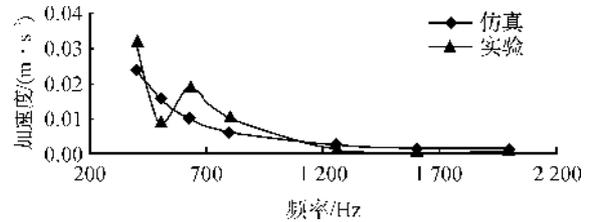


图 4 前挡风玻璃的振动加速度的实验结果与仿真结果对比

根据各子系统能量平衡方程(2),求解方程可得到各子系统能量分布。

对驾驶座声腔子系统,其子系统能量输入如图 5 所示。前保险杠、发动机盖对声腔低频振动的功率贡献最大(主要原因为发动机功率较大,但激励频率较低),但在 1000 Hz 以上的中高频段内侧门车窗及前挡风玻璃是驾驶座声腔功率输入的主要子系统。

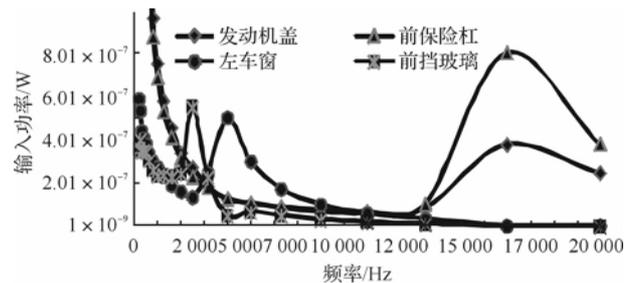


图 5 车内驾驶座声腔输入功率

在 Auto SEA 软件中,对该车模型获取车内声腔的噪声结果曲线图,如图 6 所示。

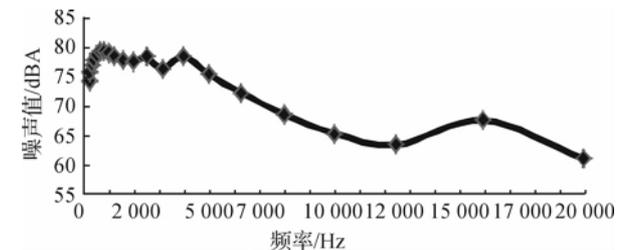


图 6 驾驶座声腔噪声

从图 6 中可以看出,在 200~2000 Hz 的中低频阶段,驾驶座声腔的噪声最高可达 79.48 dB。在 2000 Hz 以上的高频阶段,驾驶舱声腔在 4000 Hz 频率时达到噪声最大值,三分之一倍频程下的噪声数据如表 5 所示。根据图 5 对声腔的功率流分析,在噪声值最大的频率上可找出对声腔声贡献作用最大的子系统,通过分析可以得到汽车结构中隔声能力较为薄弱的位置,为设计低噪声空间提供依据。可通过增加阻尼层在车身壁板上,如添加塑料泡沫或硬质橡胶等吸声和隔声材料在薄弱位置上,达到降噪效果。

表5 噪声仿真频谱数据

频率 f /Hz	噪声/dBA						
200	74.4608	630	79.3179	2000	77.5209	6300	72.2991
250	75.7656	800	79.4796	2500	78.3540	8000	68.7855
315	76.9420	1000	79.1133	3150	76.4401	10000	65.5037
400	77.9625	1250	78.6080	4000	78.4697	12500	63.5334
500	78.7799	1600	77.9696	5000	75.5201	16000	67.7228

4 结 语

本文以统计能量法为分析方法,运用仿真软件 Auto SEA 对某大众 B 级汽车建立整车 SEA 模型,确定了模型子系统输入参数,通过对仿真和试验结果对比,验证模型的准确性和有效性。经过理论分析与结果对比,验证了统计能量分析作为一种数值计算的方法,能够在虚拟的软件平台上模拟出汽车中高频段的声学特性,以解决车内噪声问题。

参考文献:

- [1] 刘欣. SRV 车身部件的 NVH 特性分析及优化[D]. 合肥:合肥工业大学,2008:1-2.
- [2] 扈西枝. 基于统计能量分析进行声学优化设计的技术研究[J]. 民用飞机设计与研究,2010(3): 9-13.
- [3] 姚德源,王其政. 统计能量分析原理及其应用[M]. 北京:北京理工大学出版社,1995: 13-77.
- [4] Misaji K, Tada H, Yamashita T, et al. Hybrid SEA modeling scheme for analysis of high frequency noise in passenger cars[J]. Review of Automotive Engineering JSAE, 2005, 26(1):3-8.
- [5] 叶武平,靳晓雄. 汽车振动噪声分析的新工具:统计能量分析法[J]. 北京汽车,2001(5): 1-16.
- [6] 叶武平,靳晓雄,丁玉,等. 运用统计能量分析法进行轿车内室噪声的仿真[J]. 同济大学学报,2001, 29(9): 1066-1071.
- [7] 靳晓雄,叶武平,丁玉. 基于统计能量分析法的轿车内室噪声优化与控制[J]. 同济大学学报,2002, 30(7): 862-867.
- [8] 冯涛,王晶. 统计能量法的原理及其在声学工程上的应用[J]. 北京工商大学学报:自然科学版,2002, 20(4): 25-27.
- [9] Misaji K, Suzuki Y, Takahashi A, et al. Vibration analysis of vehicle floor panel using hybrid method of FEM and SEA[J]. Journal of Mechanics Engineering and Automation, 2014(4): 305-310.
- [10] 邵王健,何志刚,盘朝奉,等. 电动汽车车内噪声统计能量分析预测与控制[J]. 车辆与动力技术,2013(2): 58-62.
- [11] 俞海舟. 统计能量分析在汽车噪声控制中的应用[D]. 上海:同济大学,2004: 41-45.
- [12] 逯广大. 统计能量分析法对轿车车内噪声预测与控制的应用研究[D]. 上海:同济大学,2008: 57-81.

Testing and Analysis of Noise in Car Cockpit

CHEN Li-li, YANG Shuo, LIU Jiang, XUAN Hai-feng, WANG Wei, LI Jian-min

(Zhejiang Province's Key Laboratory of Reliability Technology for Mechanical and Electrical Products, Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou 310018, China)

Abstract: In order to study medium-frequency and high-frequency noise in Volkswagen cars, representative car body parts are chosen to establish SEA model through car body vibration acceleration testing when cars operate, and to calculate basic parameters and excitation input of the model. Numerical simulation and numerical simulation gained by statistical energy analysis method are converted into relevant response of the system. The same physical quantity is compared. The accuracy of SEA model is verified. Vocal cavity noise simulation data are gained. The changes in each frequency band are observed. Besides, power flow of vocal cavity of driver's seat is analyzed to gain the subsystem which contributes greatly to noise in the cars. Through further analysis, the weak sound insulation part is found out in cars. This paper provides effective basis for designing low-noise cars.

Key words: statistical energy analysis; noise in cars; modal density; vibration test; simulation analysis

(责任编辑:康 锋)