

文章编号:1671-6833(2013)06-0125-04

## 基于路面激励的某微型客车噪声预测分析

冯兰芳, 邢志伟, 惠延波, 王宏晓, 夏兆义

(河南工业大学 机电工程学院, 河南 郑州 450007)

**摘要:** 针对正在研发中的某微型客车需要在设计阶段考虑到其车身的 NVH 性能的目的, 综合使用多体动力学与声固耦合车身有限元模型对其车内噪声进行预测仿真. 使用 Matlab/Simulink 建立 C 级路谱文件然后在 MSC. Adams/Car 中建立多体动力学模型进行仿真、利用 MSC. Nastran 对该微型客车的声固耦合模型进行由路面激励引起的车内噪声仿真预测, 通过对仿真结果的评价分析达到在设计阶段对车身 NVH 性能的预测, 为车身设计提供参考依据, 并将车内噪声的仿真结果与样车测量结果进行对比, 测量点的声压级分布基本一致, 说明了该方法在工程实践中的可行性.

**关键词:** 路面激励; 噪声模拟; NVH; 声固耦合

**中图分类号:** U463 **文献标志码:** A **doi:**10.3969/j.issn.1671-6833.2013.00.030

### 0 引言

在车辆设计阶段进行噪声模拟可以很好地对结构设计起到指导作用, 以达到在设计初期就考虑到车身 NVH 性能的目的. 陈昌明等人利用 Sysnoise 软件, 结合有限元与边界元法对车内噪声进行了仿真分析. 王登峰等人使用统计能量解析法 (SEA) 对某国产轿车的车内噪声做出预测分析与实验做出了比较.

汽车车身内部噪声的激励源主要是动力总成与路面激励等<sup>[1]</sup>. 由于条件限制, 笔者主要模拟一定等级路面行驶中所产生的车内声学响应, 而将动力总成考虑为特定转速, 把路面激励当做主要的激励源来处理. 使用 Matlab/simulink 来编制路面谱文件, 使多体动力学模型在所编制的路面上进行仿真, 从而得到由路面对车身结构的激励信号, 并将其利用傅里叶变换转成频域信号, 并加载到在 Hypermesh 中所建立的车身声固耦合模型上, 利用 Nastran SOL111 进行求解, 以获得车内特定位置的噪声水平.

### 1 路面谱的建立

首先使用 Matlab/simulink 软件进行路面高程数据的生成, 目前进行道路高程数据的生成的

方法<sup>[2]</sup>有白噪声滤波法、谐波叠加法、离散时间序列生成法、PSD 离散采样模拟方法等. 由于白噪声滤波法有较强的理论性并且仿真速度较快, 所以这里是使用白噪声滤波法进行的.

由《车辆振动输入-路面平度表示方法》中可知, 当车辆以速度  $u$  匀速行驶, 由于  $\omega = 2\pi f$ , 时域路面不平度功率谱密度表示为<sup>[3]</sup>

$$G_q(\omega) = (2\pi)^2 G_q(n_o) n_o^2 \frac{u}{\omega}. \quad (1)$$

当  $\omega \rightarrow 0$  时,  $G(\omega) \rightarrow \infty$ . 因此, 考虑下截止角频率后, 实用功率密度可以表示为

$$G_q(\omega) = (2\pi)^2 G_q(n_o) n_o^2 \frac{u}{\omega^2 + \omega_0}. \quad (2)$$

式中:  $\omega_0$  为下截止角频率;  $n_o$  为参考空间频率  $n_o = 0.1 \text{ m}^{-1}$ .

式(2)可视为白噪声激励的一阶线性系统的响应. 由随机振动理论,  $G_q(\omega) = |H(\omega)|^2 S_w$ , 式中  $H(\omega)$  为频响函数,  $S_w$  为白噪声  $W(t)$  的功率谱密度, 取  $S_w = 1$ , 所以,

$$H(\omega) = \frac{2\pi n_o \sqrt{G_q(n_o) u}}{\omega_0 + j\omega}. \quad (3)$$

即可推出下式:

$$\dot{q}(t) = -2\pi n_{00} u q(t) + 2\pi n_o \sqrt{G_q(n_o) u} W(t). \quad (4)$$

式中:  $n_{00}$  为下截止空间频率,  $n_{00} = 0.011 \text{ m}^{-1}$ ;

收稿日期:2013-05-09; 修订日期:2013-07-19

基金项目:河南省科技攻关计划资助项目(112102210470)

作者简介:冯兰芳(1964-),女,江西南昌人,河南工业大学副教授,主要从事逆向工程、有限元分析等研究, E-mail: fenglanf@hotmail.com.

$G_q(n_0)$ 为路面不平度系数,  $m^{-3}$ ;  $W(t)$ 均值为零的高斯白噪声;  $q(t)$ 路面随机高程位移,  $m^{[4]}$ .

在 Matlab/simulink 中根据式(4)建立仿真模型如图 1 所示.

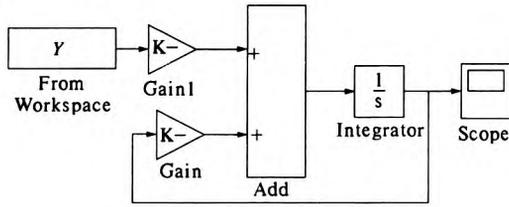


图 1 路面高程数据仿真框图

Fig. 1 Road elevation data simulation diagram

图 1 中的  $Y$  是来自 Matlab 自带的高斯白噪声函数 wgn,生成的一组符合白噪声分布的随机数.这里选取白噪声功率为 20 dB,车辆速度 16 m/s,路面等级参数  $G_q(n_0) = 2.56 \times 10^{-4}$  为 C 级路面的不平度系数几何平均值.生成了两列 800 m 的路面随机高程仿真数据,如图 2 所示.

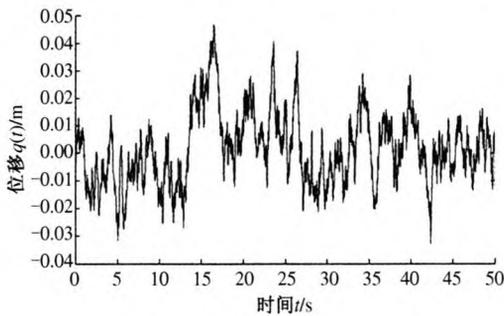


图 2 C 级路面高程数据

Fig. 2 Grade C road elevation data

将由两列不同随机数生成的路面高程数据分别作为左右两侧轮的激励编制在同一路面文件之中.

## 2 整车多体动力学建模与仿真

根据分析软件 Adams/car<sup>[5]</sup>调用车辆底盘结构模板,通过适当关键参数的修改以达到样车的动力学特性.例如悬架的弹簧阻尼系统、转向系统、制动系统、动力系统等各个子系统的多体动力学参数.这里将车身结构以及对底盘中影响较大的横向稳定杆使用 Nastran 生成柔性体 MNF 文件代替原来的刚体结构,板簧这里使用三段式板簧来模拟其非线性的受力状况,其他部件均为刚体,组成刚柔耦合模型<sup>[6]</sup>.并将上述中生成的 C 级路面导入 Adams/car 中进行仿真,如图 3 所示.这里控制文件设置为直线,以 16 m/s 行驶 800 m,提取底盘与车身连接处的轴向力载荷,这里总共 15

个连接处,包括前悬架与车身连接处、板簧与吊耳连接处、副车架与摆臂连接处等.仿真步长设置为 0.025 s,仿真时间 50 s,路面文件使用前述已编制好的 C 级路面.

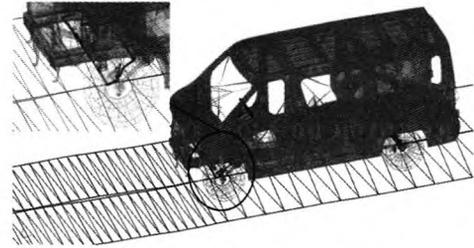


图 3 整车多体动力学仿真

Fig. 3 The vehicle multi-body dynamics simulation

在 Adams/car 中建模时,在底盘与车身连接处设置 request,以获得相应的轴向载荷信息,并将发动机以一定工况转速设置,直接以该工况下发动机悬置处激励为相应载荷信息,这里共获得了 15 个连接处的 45 组激励力时域信号.由于噪声分析通常是在频域中进行的,用 Adams/Post-Processor 中自带的 FFT 变换工具对已获得时域载荷进行频谱分析并转换成频域信号,由于是多通道载荷同时作用,所以进行 FFT 变换时同时生成幅频信号与相频信号.图 4 为悬架右侧滑柱与车身连接处垂直方向的激励力时域信号和幅频信号及相频信号.

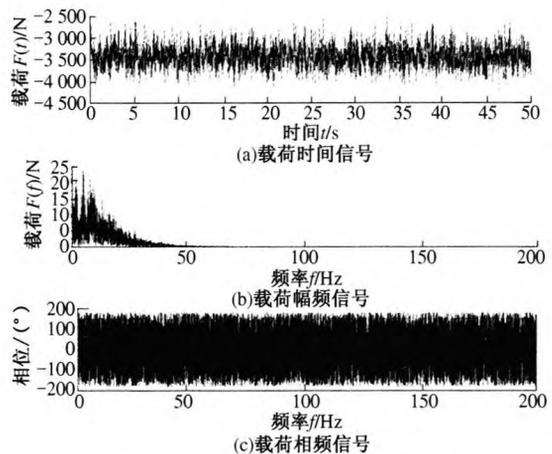


图 4 右侧滑柱对车身垂向激励

Fig. 4 The right column on the slide body vertical incentive

## 3 车身结构有限元模型的建立

采用 Hypermesh 前处理软件对车身进行有限元网格划分,由于车身主要是钣金件构成的,使用壳单元进行划分并保证大部分为 quad4 的四边形单元,并控制三角型单元比例在 5% 以内.胶粘连接用相应的 Glue 单元模拟,焊点连接用一维的

Cweld 单元模拟,螺栓连接使用刚性的 reb2 单元模拟,发动机、座椅等集中质量使用 CONM2 单元模拟并使用 reb3 单元进行连接,并且对内饰等非结构质量直接均布到相应位置的单元节点上.由于要考虑车内声场,所以仪表盘结构也考虑在其中.模型中共包括 1 088 780 个壳单元,486 578 个体单元.如图 5 所示为车身的有限元模型.

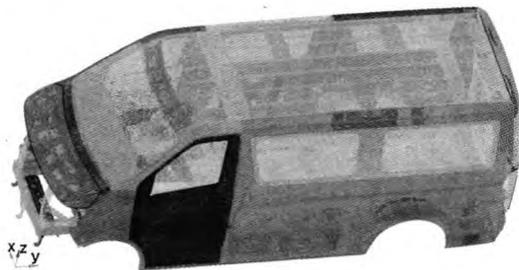


图 5 车身有限元模型  
Fig. 5 FEM of body

部分板件模态如表 1 所示.由 Nastran 求解车身模态可知,在 20 ~ 200 Hz 分布着 830 阶模态.

表 1 车身部分板件模态

Tab. 1 The part modal of the body plate

阶次	频率/Hz	阶次	频率/Hz
10	24.77	35	38.60
15	30.60	43	42.82
22	33.38	116	65.61
31	37.06	159	78.07
33	37.79	178	80.22

#### 4 声腔有限元模型的建立

声固耦合有限元方程如下<sup>[7]</sup>:

$$\begin{bmatrix} M_{ss} & 0 \\ (\rho_0 c_0)^2 S^T & M_{rr} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{u} \\ \ddot{p} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{ss} & S \\ 0 & K_{rr} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u \\ p \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_s \\ 0 \end{Bmatrix}$$

式中: $M_{ss}$ 、 $K_{ss}$ 分别为车身结构的质量矩阵与刚度矩阵; $M_{rr}$ 、 $K_{rr}$ 分别为声腔的声学质量矩阵与声学刚度矩阵; $S$ 为车身的结构声学耦合矩阵; $u$ 为结构位移矢量; $F_s$ 为施加于结构的外力矢量; $\rho_0$ 为空气密度; $c_0$ 为空气中的声速.

为了进行车内声场的声固耦合分析和指定点声压的分析,将车内空腔划分为声学单元,用四面体单元进行模拟,声学单元理想长度约为每个波长 6 个单元<sup>[8]</sup>,将声学单元大小控制在 40 ~ 50 mm 之间.考虑到座椅对声场有一定的影响,将座椅也进行声学四面体单元划分,如图 6 所示.对声学材料使用流体材料 MAT10,并对空气与座椅分别附以不同的体积常数,在进行耦合分析时由

《MD Nastran Dynamic Analysis User's Guide》可知,使用 ACMODL 卡片使车身结构网格与声学网格进行耦合.

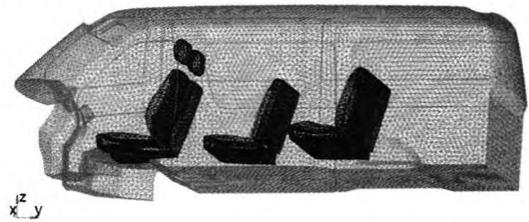


图 6 车内声腔有限元模型

Fig. 6 FEM of body interior acoustic

车内声腔模态分布如表 2 所示,由 Nastran 求解声腔的模态可知,在 20 ~ 200 Hz 范围内分布着 16 阶模态.

表 2 车内声腔模态

Tab. 2 The modal of body interior acoustic

阶数	频率/Hz	阶数	频率/Hz	阶数	频率/Hz
1	42.8	7	135.3	13	175.5
2	82.4	8	137.7	14	183.0
3	109.8	9	150.7	15	189.6
4	117.9	10	166.8	16	200.3
5	124.1	11	169.5		
6	126.9	12	172.3		

由表 1 与表 2 可以看出,对声压影响较大的车身板件模态主要集中在 20 ~ 100 Hz 间,而声腔模态主要集中在 100 ~ 200 Hz 间.但在声场与车身板件的耦合作用下模态分布会有所改变,100 Hz 以下主要由车身板件模态与前两阶声腔模态影响,而 100 Hz 以上易受到声腔模态影响.另外,由于路面激励主要集中在 50 Hz 以下,所以噪声声压主要集中在较低的频率段.

使用 SOL111 做频响分析,将驾驶员坐席的水平横坐标向右到座椅中心面距离 200 ± 20 mm 处作为检测点,得出在上述模拟中路面激励对车身结构激励所产生声场的频率分布,如图 7 所示为声压级的频率分布.

由图 7 可以看出,C 级路面激励所产生的声压级噪声主要集中在 100 Hz 以下,随着频率的升高声压级趋势趋于降低,符合现实中路面激励产生低频噪声的感受,所模拟驾驶员座椅处噪声峰值出现在 30 Hz 左右约为 70 dB.图 8 为驾驶员座椅测量点的声压级分布样车测量值与分析预测值对比.可以看出,样车进行路试时对驾驶员右耳处进行声压级测量所得数据趋势与声固耦合有限元模型分析基本一致,由于预测模型中没有考虑内饰的吸声作用与空气噪声等原因,所以总体声压

级与预测值相比较低。

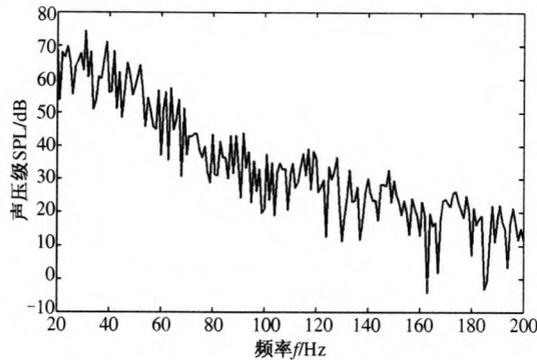


图7 驾驶员右耳处声压级分布

Fig.7 Sound pressure level distribution of driver's right ear

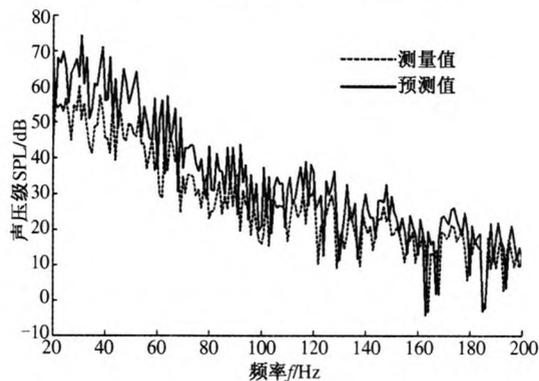


图8 声压级预测值与样车测量值对比

Fig.8 Contrast of SPL predictions and real vehicle measurements

## 5 结论

笔者建立了某微客刚柔耦合多体动力学模

型,并在由 Matlab/simulink 生成的 C 级路面上仿真得到了车身与底盘连接处的激励信号,将激励以频域信号的方式加载在车身的声固耦合模型之上,得出驾驶员位置的声压响应并与样车测量值进行对比,可看出试验中声压基本分布趋势与分析结果基本一致,并说明这种方法在工程实践中的可行性。

## 参考文献:

- [1] 何渝生. 汽车噪声控制[M]. 北京:机械工业出版社,1999.
- [2] 张永林,钟毅芳. 车辆路面不平度输入的随机激励时域模型[J]. 农业机械学报,2004,35(2):9-12
- [3] GB 7031—1986,车辆振动输入-路面不平度表示方法[S]. 北京:中国标准出版社,1987.
- [4] 陈杰平,陈无谓,祝辉,等. 基于 matlab/simulink 的随机路面建模与不平度仿真[J]. 农业机械学报,2010,41(3):11-15.
- [5] 陈军. ADAMS 技术与工程分析实例[M]. 北京:中国水利水电出版社,2008:56-208.
- [6] NOVA M, TAMBURRO A. Noise and vibration reduction for small/medium car market segment: an innovative approach for engineering design and manufacturing [J]. Automotive Vehicle Technologies, 1997, 51(3): 118-124.
- [7] 庞建,谌刚,何华. 汽车噪声与振动[M]. 北京:北京理工大学出版社,2006:43-47.
- [8] 李波,邓兆翔,高书娜. 车身结构修改对车内低频噪声的影响[J]. 机械设计与制造,2011,49(3):92-94.

## A Microbus Noise Prediction Analysis Based on the Pavement Incentive

FENG Lan-fang, XING Zhi-wei, HUI Yan-bo, WANG Hong-xiao, XIA Zhao-yi

(School of Mechanical and Electrical Engineering, Henan University of Technology, Zhengzhou 450007, China)

**Abstract:** At the design stage considering its NVH performance of the body, comprehensive use of multi-body dynamics and acoustic solid coupling FEM of the car body prediction simulation of interior noise. C level pavement file is established by Matilab/Simlink, Multi-body dynamics model is set up and carry on the simulation by MSC. Adams/Car, Interior noise simulation predictions of a minibus' fluid-solid coupling model which caused by Pavement incentives with MSC. Nastran, through the analysis of the evaluation to the simulation results reached NVH performance prediction at the design stage of body, provide a reference data for car body design through the evaluation analysis of simulation, and compared with real vehicle measurement result, the SPL distribution trend of measurement point is consistent, shows the feasibility of this method in engineering practice.

**Key words:** pavement incentives; noise simulation; NVH; sound and solid coupling