

文章编号:1671-6833(2015)03-0054-05

# 基于 PolyMAX 的汽车驾驶室系统试验模态分析

曾发林<sup>1</sup>, 阮 洋<sup>2</sup>, 李建康<sup>1</sup>

(1. 江苏大学 汽车工程研究院, 江苏 镇江 212013; 2. 江苏大学 汽车与交通工程学院, 江苏 镇江 212013)

**摘 要:** 汽车驾驶室系统的怠速振动是整车 NVH 性能的重要组成部分. 为了满足 NVH 性能要求, 考察模拟实际约束的荣威 950 型汽车驾驶室系统(空调系统总成、脚踏板总成、转向柱总成、仪表台总成、中控台总成、电器线束系统)的动态特性, 采用随机白噪声激励、周期性扫频激励和脉冲激励(锤击)对驾驶室系统及子结构进行模态分析, 通过 PolyMAX 算法获得了前 3 阶固有频率、阻尼和振型, 对比分析其模态参数可知, 随机白噪声激励效果最好, 并改进其子结构的特性, 从而避开整车的激励频率.

**关键词:** 驾驶室系统; 激励; PolyMAX; 模态分析

**中图分类号:** U463.837    **文献标志码:** A    doi:10.3969/j.issn.1671-6833.2015.03.012

## 0 引言

汽车驾驶室系统是由空调系统总成、脚踏板总成、转向管柱总成、电器线束系统、仪表台总成和中控台总成等组成, 它们通过仪表台横梁总成连接起来. 良好的驾驶环境对行车安全的重要性不言而喻, 对驾驶室系统进行动态测试也是非常必要的. 由于驾驶室系统结构复杂、材料的多样性以及各总成的刚度跨度变化大, 单一的测试方法不能体现试验结果的可信度, 多种测试方法对该复杂结构的分析是必要的.

为改善驾驶员驾驶环境, 减小驾驶室系统各部件在汽车行驶中的振动, 提升整车的 NVH 性能, 笔者以不同的激励方法、单点激励多点响应及移动传感器的方式对某型汽车的驾驶室系统及子结构进行试验模态分析, 通过比较 3 种不同的激励方法得到的频响函数, 得到最佳的激励法和系统模态参数识别结果, 为驾驶室系统结构的改进和优化提出建议, 避免发生怠速共振现象, 从而改善汽车的 NVH 性能.

## 1 试验方案与设置

### 1.1 试验条件

为了合理再现驾驶室系统的动态特性, 夹具应使驾驶室系统按实车的姿态、方向和角度安装

到台架, 实现对驾驶室系统的 3 处支撑和 3 处约束, 达到与实车相当的支撑和约束状态<sup>[1]</sup>. 建立模态试验整体坐标系, +X 方向设为车辆前进方向, +Y 方向设为乘员左侧水平方向, +Z 设为垂直于车辆向上, 如图 1、图 2 所示.

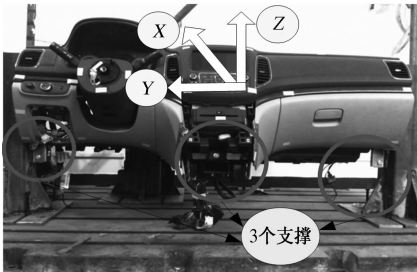


图 1 驾驶室系统支撑方式

Fig. 1 Support way of the cab system



图 2 驾驶室系统约束方式

Fig. 2 Constraint way of the cab system

图 1 中驾驶室系统左右两侧 4 个固定点与左

收稿日期:2015-01-02; 修订日期:2015-03-03

基金项目:江苏省普通高校研究生科研创新计划项目(CXLX12\_0630)

作者简介:曾发林(1965-),男,江苏无锡人,江苏大学副教授,主要从事车辆噪声振动分析与控制方面工作, E-mail:jsdxzfl@163.com.

右试验台柱相连,图 2 中前围 4 个安装点与前试验台柱相连接,驾驶室系统下端两个支架直接与台架固定,其约束状态与实际的约束基本一致.根据测点所在的空间位置,在 LMS Geometry 模块中建立试验模型.

1.2 试验测试系统

本次试验所用仪器如表 1 所示. 试验测试系统如图 3 所示.

表 1 试验仪器列表

Tab.1 Experimental equipments

编号	仪器名称	数量	仪器型号
1	激振器	1	TIRA521110
2	功率放大器	1	BA110
3	加速度传感器	5	美国 PCB 的 ICP 加速度传感器
4	力传感器	1	美国 PCB
5	数据采集系统	1	LMS SCADAS III
6	数据分析处理软件	1	LMS Test. lab 11A

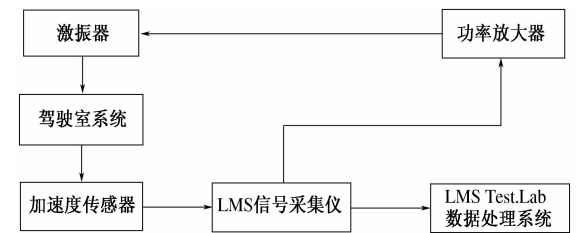


图 3 试验测试系统

Fig.3 Experiment system

1.3 参数的设置

试验采用 LMS Test. Lab 中的脉冲激励法、随机白噪声激励法、周期性扫频激励法对驾驶室系统的动态特性进行测试,参数设置如表 2 所示.

表 2 激励参数的设置

Tab.2 Settings of incentive parameter

激励源	激励频率 带宽/Hz	分辨率/Hz	谱线数	激励方向
随机白噪声	128	0.125	1 024	- X, + Z
周期性扫频	128	0.125	1 024	- X, + Z
脉冲	128	0.125	1 024	+ X, - Z

2 试验结果分析

2.1 理论基础

PolyMAX 方法是一种非迭代频域参数估计算法<sup>[2-3]</sup>,在弱刚度、强阻尼、密集模态系统以及未得到充分激励的情况下,都可以很稳定地产生系统的极点和参与因子,从而得到更容易理解的稳态图,方便模态参数的识别.

第一步:通过建立线性化的直交矩阵分式模型来确定稳态图,判定真实的模态频率、阻尼和参与因子<sup>[4-5]</sup>

$$\boldsymbol{H}(\omega) = \boldsymbol{B}(\omega)\boldsymbol{A}(\omega)^{-1}; \tag{1}$$

$$\begin{cases} \boldsymbol{B}(\omega) = \sum_{r=0}^p z^r \boldsymbol{\beta}_r, \\ \boldsymbol{A}(\omega) = \sum_{r=0}^p z^r \boldsymbol{\alpha}_r, z = e^{-j\omega dt}. \end{cases} \tag{2}$$

式中: $\boldsymbol{B}(\omega)$ 为输出参数矩阵; $\boldsymbol{A}(\omega)$ 为输入参数矩阵; $\boldsymbol{\beta}_r$ 为分子多项式系数矩阵; $\boldsymbol{\alpha}_r$ 为分母多项式系数矩阵; $\boldsymbol{\alpha}_r, \boldsymbol{\beta}_r$ 均为实值系数,可由最小二乘法求得; $p$ 为数学模型阶次; $dt$ 为采样时间间隔; $z$ 为多项式基函数.

第二步:在求出分母多项式系数  $\boldsymbol{\alpha}_r$  的基础上,将其扩展的“友”矩阵的特征值分解,就可以得到极点  $\boldsymbol{p}_r$  和模态参与因子  $\boldsymbol{l}_r^T$ ,其极点留数模型如式(3)所示.

$$\hat{\boldsymbol{H}}(\omega) = \sum_{r=1}^N \left[ \frac{\boldsymbol{\phi}_r \boldsymbol{l}_r^T}{j\omega - \boldsymbol{p}_r} + \frac{\{\boldsymbol{\phi}^*\}_r \boldsymbol{l}_r^{*T}}{j\omega - \boldsymbol{p}_r^T} \right] - \frac{\boldsymbol{L}\boldsymbol{R}}{\omega^2} + \boldsymbol{U}\boldsymbol{R}. \tag{3}$$

式中: $\hat{\boldsymbol{H}}(\omega)$ 为  $l \times m$  阶矩阵; $\boldsymbol{\phi}$  为  $l \times 1$  列向量; $\boldsymbol{l}_r^T$  为  $1 \times m$  横向量; $\boldsymbol{L}\boldsymbol{R}$  为  $1 \times m$  阶矩阵; $\boldsymbol{U}\boldsymbol{R}$  为  $1 \times m$  阶矩阵.

在极点  $\boldsymbol{p}_r$  和模态参与因子  $\boldsymbol{l}_r^T$  已知的条件下,可以根据测量得到的 FRF,  $\hat{\boldsymbol{H}}(\omega)$  按照不同的取样频率列出,如式(3)所示,用最小二乘法求出式中未知的模态振型  $\boldsymbol{\phi}_r$  以及上下余项  $\boldsymbol{L}\boldsymbol{R}$  和  $\boldsymbol{U}\boldsymbol{R}$ .

2.2 3 种激励方法得到频响函数的比较

如果被测结构具有非线性特性以及材料的刚度跨度比较大,则激励显得尤为重要,因为测量出来的频响函数决定于激励信号的性质和量级.通过比较 3 种方法得到的频响函数,获得一种更容易识别模态参数的激励方法,如图 4 所示.由图 4 可知:

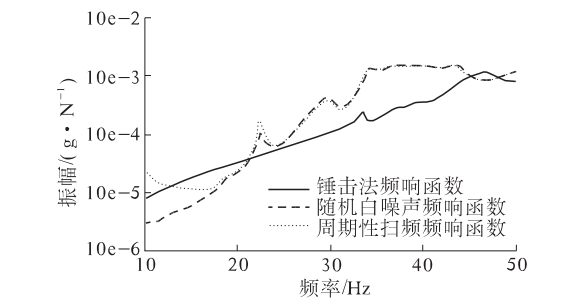


图 4 频响函数

Fig.4 The frequency response function

(1) 锤击法具有快速、方便的特点,但在测量复杂结构且材料的刚度跨度比较大时,因其激励能量小,不能使整个结构激励起来(图中 22.49, 29.72 Hz 处无波峰). 实测结构上的响应信号过小、信噪比过低,导致模态测试精度不高,从而不能得到准确的频响函数. 故该方法不采纳.

(2) 随机白噪声激励法可以经过多次平均消除非线性因素的影响,能得到线性估算最佳的频响函数. 但由于白噪声激励信号容易产生能量泄漏误差,相比于周期性扫频激励信号,在 37.5 Hz 处不能激励出明显的波峰. 对于考虑本试验所需的模态参数,该激励法是可以采纳的.

(3) 周期性扫频信号具有极好的峰值有效值比及良好的信噪比<sup>[6]</sup>. 在 34.21 ~ 43.36 Hz 区间,内部阻尼比较复杂的情况下,该激励法能激励出明显的波峰,得到试验所需模态参数,可以采纳.

2.3 驾驶室系统的模态参数识别

基于 LMS Test. lab 软件,检验测试系统采集试验数据的准确性. 根据随机白噪声激励法采集的数据,运用 PolyMAX 方法对采集的数据在频域内进行参数辨识,得到了驾驶室系统频响函数的稳态图如图 5 所示. 开始时的假定极点数很少,都是计算极点,标以  $o$ ,表示程序在该频率上没有预先找到极点. 随着假定的极点数的增加,这些  $o$  就演化成  $f$ 、 $d$ 、 $v$  和  $s$  等,分别表明预先已找到了那个频率、频率和阻尼稳定、频率和模态参与因子稳定和所有 3 种参数全部稳定. 把值比较一致的  $s$  点看作一个极点,在稳态图上进行拾取. 对于模棱两可的极点,不应随便抛弃,应经过模态验证确认这些极点是否为物理极点,这样就完成了系统极点的估计.

提取驾驶室系统的前 3 阶固有频率,结合驾驶室系统各阶固有频率的模态振型如图所 6 示,获得系统的模态参数如表 3 所示.

引起驾驶室系统振动的原因是怠速时发动机激励通过传动系统、排气系统和悬架系统传给驾驶室的,因此,避免激励源和驾驶室系统的固有频

率重合是非常重要的. 发动机怠速时的激振力主要是二阶往复惯性力,其频率与车辆搭载的发动机转速和气缸数有关<sup>[7-8]</sup>. 发动机怠速时的激振频率计算公式:

$$f = (n/60) \times (Z/2).$$
 (4)

式中:  $n$  为发动机怠速转速;  $Z$  为发动机的气缸数. 对于四冲程四缸的乘用车发动机,怠速转速一般为 700 ~ 1 000 r/min,怠速时的激励频率一般在 25 ~ 28 Hz<sup>[9]</sup>.

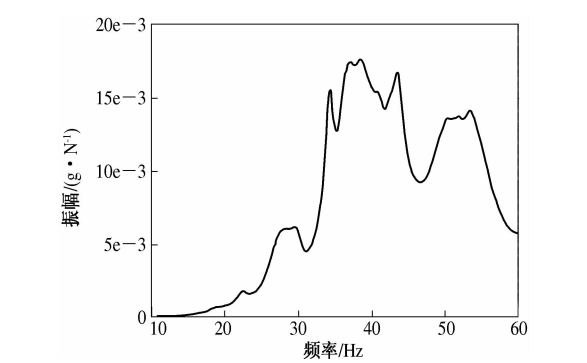


图 5 驾驶室系统模态稳态图  
Fig. 5 Modal steady-state figure of the cab system

表 3 系统整体模态参数				
Tab. 3 Overall system modal parameters				
模态阶次	固有频率/Hz	阻尼比/%	模态性质	振型描述
1	25.75	1.49	局部	以手操箱整体沿 Y 轴左右摆动振型为局部振型,仪表盘右侧区域沿 X 向晃动;
2	35.04	1.38	局部	以方向盘整体绕 Y 轴上下摆动,即方向盘的第 1 阶整体振型;
3	38.39	1.77	整体	整体在 YZ 平面内约沿 45°方向振动;

在设计驾驶室系统时,其一阶模态值应大于发动机的怠速激励频率,以减少振动. 对该车型,由表 3 知,驾驶室系统中手操箱的一阶固有频率在 25.75 Hz,容易产生共振. 建议改变手操箱的约

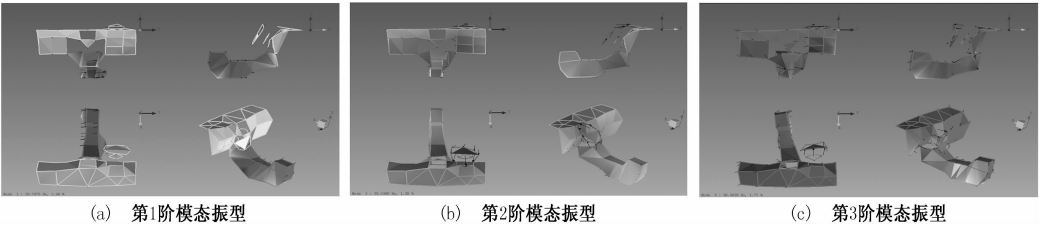


图 6 驾驶室系统前 3 阶模态振型  
Fig. 6 The first three order modal vibration mode of the cab system

束方式或材料属性,提高其刚度,以消除局部模态,提高整体的模态值.而方向盘整体一阶固有频率为 35.04 Hz,怠速时方向盘不会发生共振.驾驶室系统的整体固有频率为 38.39 Hz,仪表板上表面与内表面发生扭动,应通过局部加厚或增设加强筋来增加局部刚度,以减小仪表板的局部振动,提高整车的 NVH 性能.

2.4 仪表台横梁总成的参数识别

将安装在 BBC 总成上的各子系统拆除,按照其实际约束进行安装,如图 7 所示.采用随机白噪声激励法对 BBC 总成进行激励,通过多输入多输出(MIMO)的方式采集响应信号,运用 PolyMAX 算法提取 BBC 总成稳态图,识别其模态参数,试验结果如图 8、表 4 所示.



图 7 BBC 总成安装  
Fig.7 The BBC assembly installed

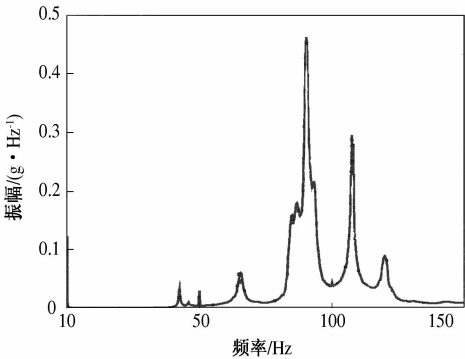


图 8 BBC 总成稳态图  
Fig.8 The BBC assembly steady state diagram

表 4 BBC 总成模态参数

Tab.4 The BBC assembly modal parameters				
模态阶次	固有频率/Hz	阻尼/%	模态性质	振型描述
1	45.84	0.10	局部	仪表台横梁总成右侧空调安装处的扭动
2	65.88	1.00	局部	仪表台横梁总成中间中控台安装处的扭动
3	90.25	0.74	整体	仪表台横梁总成整体在 XY 平面内的摆动

由表 4 可知,频率为 45.84 Hz 时,为空调安装处的局部振动,且振幅比较大.当汽车以某一速

度且开空调行驶过程中,空调的振动过大,发生异响,是因为激励频率与仪表台横梁总成的一阶固有频率重合,产生共振.建议增加仪表板横梁总成与支架连接处的焊点数量,提高连接刚度;将空调连接支架板厚由原来的 1.5 mm 增加至 3 mm,提高支架刚度,或者将空调尽量固定于 BBC 的某阶固有振型的节点处,减小空调振动时的振幅.汽车仪表板横梁总成的整体模态频率为 90.25 Hz,处于合适的频率范围之内,远离发动机怠速时的激振频率.汽车在正常行驶或以最高速度行驶时,发动机转速较高,激振频率一般大于 100 Hz<sup>[10-12]</sup>,同时也避开了发动机正常工作的频率范围.其他各阶模态频率值比较大,一般都为局部振动,则进行结构分析时要重点考虑仪表板横梁总成的空调系统、转向系统、脚踏板总成、中控台总成的安装支架等部件.

2.5 空调系统的振动分析

根据空调系统在整车的实际约束情况<sup>[13]</sup>,在随机白噪声的激励下,对空调系统进行 SIMO 的采样方法,通过分析两处测点的功率谱密度,全面地考察空调系统的振动能量分布.

空调 L 型支架的 PSD 图和空调的 PSD 图如图 9~10 所示.对比两图可知,空调测点的振动能量级大于支架处,且各方向的能量分布更为集中化.其 X 和 Z 方向在 26 Hz 处仍有峰值,在 45~60 Hz 频带内的能量较小,而主要能量分布于 20~40 Hz 中频段和 70~80 Hz 高频段. Y 方向在 26 Hz 处没有峰值,在 0.25~75 Hz 频带内的振动能量相对其他两个方向明显较弱,该方向的主要能量集中在 75~90 Hz 高频段内,且 Y 向的振动能量在 0.25~40 Hz 中低频段相对其他两个方向较小,表明其 Y 向的约束刚度相对较大.

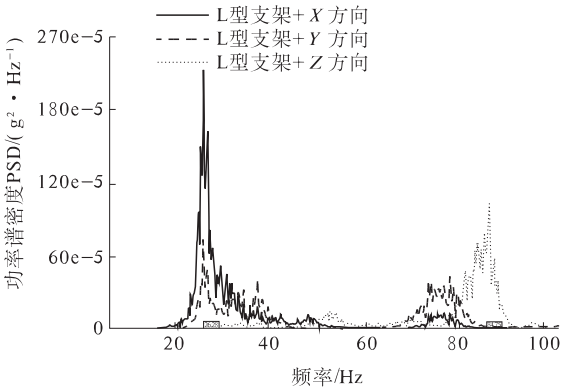


图 9 空调 L 型支架 PSD  
Fig.9 Air conditioning I-shaped bracket PSD

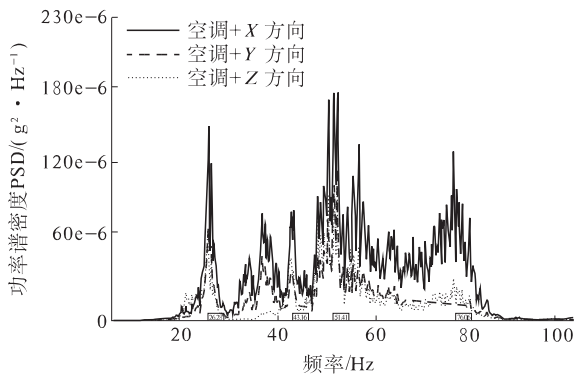


图 10 空调 PSD

Fig. 10 Air conditioning PSD

### 3 结论

(1) 试验模态分析参数识别适用于建立在频响函数基础上的线性模型, 所以避免或平均掉频响函数中的非线性失真是非常重要的. 而周期性扫频激励法不能将这些非线性平均掉, 所以针对驾驶室系统, 建议采用随机白噪声激励法.

(2) PolyMAX 方法在强阻尼、密集模态系统情况下, 仍可获得清晰的稳态图, 从而容易实现物理模态的定阶, 结果的客观性更好.

(3) 改进驾驶室系统中某个组成部分的结构、材料, 使得其刚度值改变, 从而避免局部产生共振, 提高整车的 NVH 性能.

### 参考文献:

[1] 王秀峰, 施杰. 全约束仪表盘总成异响的试验研究 [C]//LMS 2011 年用户大会论文集. 长沙: LMS 公司, 2011: 135 - 140.

[2] 高云凯, 冯海星. 基于 polymax 的声固耦合模态试验研究 [J]. 振动与冲击, 2013(2): 158 - 163.

[3] PEETERS B, GUILLAUME P, VAN DER AUWERAER H, et al. Automotive and aerospace applications of the PolyMAX modal parameter estimation method [C]//Proceedings of the 22th IMAC. Dearborn, MI, USA: Springer Verlag Inc, 2004: 26 - 29.

[4] 阎光寿. 汽车仪表板设计 [J]. 汽车技术, 2002(9): 23 - 29.

[5] 张力. 模态分析与实验 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2011.

[6] 傅志方. 模态分析理论与应用 [M]. 上海: 上海交通大学出版社, 2000.

[7] 李丽, 卢利平. 某型汽车仪表台模态及刚度有限元分析 [J]. 农业装备与车辆工程, 2010(6): 16 - 17.

[8] 温立志, 吴文江. 汽车仪表板及转向管柱模态分析 [J]. 北京交通大学学报, 2013, 37(1): 77 - 181.

[9] HAMILTON J F, MILLER J L. A Simulation program for model an air-conditioning system [J]. ASHRAE Transactions, 1990, 96(1): 213 - 230.

[10] 李英平. 汽车车身模态分析实例研究 [J]. 汽车技术, 2007(11): 1 - 3.

[11] 周方明, 颜益. 基于 ANSYS 的汽车仪表板横梁焊接支架的模态分析 [J]. 武汉科技大学学报, 2012, 35(3): 219 - 221.

[12] 左鹤声, 彭玉莹. 振动试验模态分析 [M]. 北京: 中国铁道出版社, 1995.

[13] KIM N Y, LEE J W, et al. Design and development of a thermoplastic structural IP [C]//2003 SAE World Congress, SAE 2003 - 01 - 1388. Detroit, Michigan: SAE Press, 2003: 135 - 138.

## Experimental Modal Analysis of the Cab System Based on PolyMAX

ZENG Fa-lin<sup>1</sup>, RUAN Yang<sup>2</sup>, LI Jian-kang<sup>1</sup>

(1. Automotive Engineering Research Institute, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China; 2. School of Automotive and Traffic Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

**Abstract:** Idle vibration of automotive cab system is an important part of vehicle NVH performance. In order to meet the requirements of NVH, the dynamic characteristics of the practical constraints of Roewe 950 cab system which consists of air conditioning system assembly, a pedal assembly, steering column assembly, assembly, instrument panel console assembly, electrical wiring system are studied using random white noise, periodic scanning incentive, pulse excitation (hammer) to the modal analysis of the cab system and sub structure, through the PolyMAX algorithm to obtain the first three natural frequencies, damping and mode. Comparison and analysis of the modal parameters obtained from random white noise excitation is best, and improved properties of the sub structure, so as to avoid the excitation frequency of the vehicle.

**Key words:** cab system; excitation; polyMAX; modal analysis