

文章编号:1006-1355(2015)02-0077-03+85

## 某SUV怠速车内异响分析

靳豹, 贾艳宾

(长城汽车股份有限公司技术中心 河北省汽车工程技术研究中心, 保定 071000)

**摘要:**以某型SUV车在怠速工况时,车内存在“嗡鸣”异响噪声为研究对象,运用频谱分析法、声学互动滤波法、主观评价法,实现对异响噪声频率成分的确认。再通过综合运用传递路径分析法、近场测量法、铅包覆法等噪声源识别方法,实现异响噪声源的快速识别,并确认发动机正时罩盖为异响噪声源。最后利用模态分析技术对噪声源进行结构优化,大幅降低其辐射噪声,最终达到有效改善车内声品质,提高整车NVH性能的目的。

**关键词:**声学;声源识别;异响;模态分析;声品质

**中图分类号:** TB533

**文献标识码:** A

**DOI编码:** 10.3969/j.issn.1006-1355.2015.01.019

## Analysis of Idle Abnormal Sound of an SUV

JIN Bao, JIA Yan-Bin

(R&D Center of Great Wall Motor Company, Hebei Automotive Engineering Technical Center,  
Baoding 071000, Hebei China)

**Abstract:** The abnormal buzzing noise inside an SUV under idle condition was studied. Some methods, such as spectrum analysis, acoustic interactive filtering and subjective evaluation, were utilized to analysis the components of the abnormal noise frequency. Some noise source identification methods, such as the transfer path analysis, near field measurement, lead wrap etc., were used to rapidly identify the abnormal noise sources. The engine timing-cover was found to be the main abnormal noise source. Finally, the structural optimization of the abnormal noise source was realized using modal analysis technique, and the radiation noise of the timing-cover was greatly reduced. The interior sound quality and the NVH performance of the vehicle were improved.

**Key words:** acoustics; noise source identification; abnormal noise; modal analysis; sound quality

声学互动滤波主观评价方法、铅包覆法、分别运转法、近场测量法、频谱分析法、声强法、表面强度法、传递路径分析法等方法在噪声源识别中均有成功应用。但在噪声源识别时很难单独运用某一种方法来完成,需要综合运用来达到快速识别的目的。

主观评价某型SUV怠速不加载工况,车内存在明显的“嗡鸣”异响,极大地降低了该车的声品质,使乘员产生烦躁感。本文在综合运用频谱分析法、声学互动滤波主观评价方法、近场测量法、铅包覆法等基础上,快速准确地识别该车内异响的噪声源,并通过模态分析提供了解决思路和方法,达到提高该车型怠速声品质的目的。

### 1 车内噪声测试及频谱分析

主观评价该异响为窄带噪声。使用LMS Test. Lab采集系统对车内噪声进行测试。该试验在消声室内进行,工况为怠速不加载工况,测点为驾驶员耳旁,采集时间为10 s。驾驶员右耳噪声频谱如图1所示。

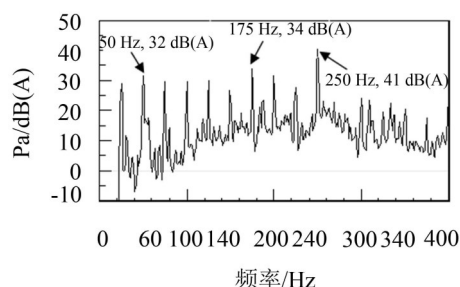


图1 驾驶员右耳噪声频谱

从图1中分析,影响该车怠速工况车内噪声的主要频率,除发动机点火(发动机为四缸、怠速转速为750 r/min)4阶谐波(即50 Hz)频率成分外,还主

收稿日期:2013-12-16

**作者简介:**靳豹(1982-),男,河北保定人,硕士研究生。研究方向为汽车NVH性能集成及控制。

E-mail: myjinbao@sina.com

要有175 Hz和250 Hz频率噪声。

## 2 声学互动滤波主观评价及TPA分析方法异响噪声识别

“声学互动滤波法”是利用声学滤波修改软件对测量记录的噪声时域数据进行实时数字互动滤波。通过回放滤波处理的噪声信号和原始信号进行主观评价,来判断噪声异响的噪声分量的主要频率成份<sup>[1]</sup>。

利用 LMS. Test. Lab 分析软件分别对 50 Hz、175 Hz、250 Hz 设置相应的滤波器,滤波带宽设置为 5 Hz,衰减量为 20 dB。通过主观对比评价滤波后的时域信号和原始时域信号,250 Hz 频率噪声衰减 20 dB 后怠速车内“嗡鸣”异响完全消除。因此可以判断,250 Hz 噪声峰值为引起怠速车内“嗡鸣”异响的频率。

250 Hz 为中频噪声,首先应明确其为结构声还是空气声。为了验证其是否为结构声,特进行传递路径分析(TPA),具体的 TPA 模型建立及试验方法在文献[2,3,4]中有详细阐述。

怠速工况结构声主要关注动力总成悬置系统和排气吊钩的传递<sup>[3]</sup>。该车型有三个悬置、三个排气吊钩,故传递路径共 $3 \times 3 + 3 = 12$ 条(每个悬置考虑 X、Y、Z 三个方向,排气吊钩只考虑 Z 方向)。车内目标点为驾驶员右耳噪声。结构声对车内噪声贡献量分析结果如图 2 所示。

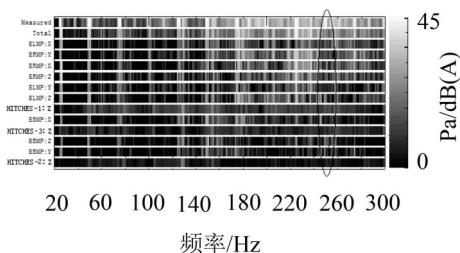


图2 结构传递贡献分析结果

从图2分析,结构声对车内250 Hz噪声无明显贡献量,因此可以初步判断车内250 Hz噪声为空气声。

## 3 近场测量法异响声源定位

“近场测量法”是通过将传声器布置在距离噪声源很近的位置,分别靠近各个噪声源进行噪声测试,该方法适合于中高频噪声源的分析<sup>[5,6]</sup>。

已初步判断此噪声应为空气声。下一步工作为识别噪声源的位置。

怠速不加载工况噪声源主要包括:动力总成及附件辐射噪声、排气系统噪声(怠速不加载工况空调

系统关闭,辅助电器件关闭、电子风扇不工作)。故分别在发动机左、右、前、后、上、下方附近、排气口附近位置布置麦克风,采集怠速工况下各噪声源的语音信号,测点如图3所示。

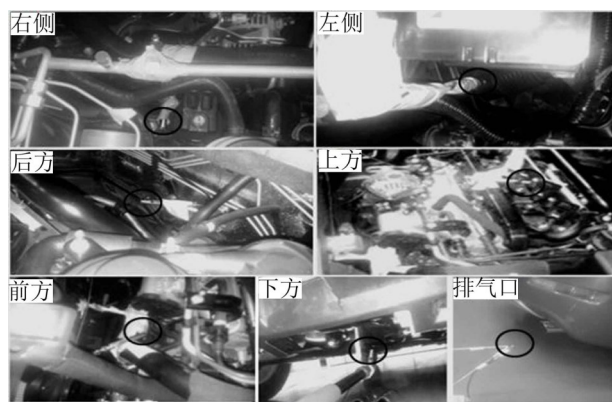


图3 声源测试位置

对各噪声源噪声信号分析,发动机右侧噪声中明显存在250 Hz噪声峰值,其他噪声源位置无明显250 Hz噪声峰值。噪声频率对比结果如表1所示。

表1 噪声频率对比结果

位置	频谱图	位置	频谱图
发动机前方		发动机下方	
发动机左侧		发动机上方	
发动机右侧		排气口位置	
发动机后方			

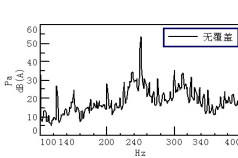
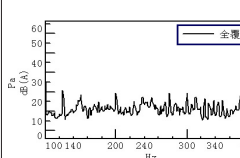
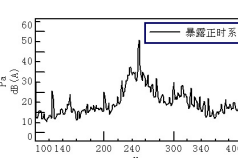
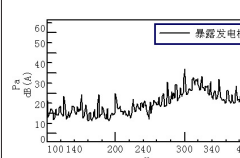
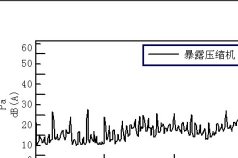
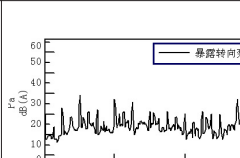
由测试结果分析,主要噪声源应在发动机右侧,为了确认测试结果,利用隔吸声材料将发动机右侧完全覆盖,车内“嗡鸣”异响基本消除,可以确认车内250 Hz“嗡鸣”异响声源为发动机右侧。

## 4 铅包覆法噪声源识别

“铅包覆法”又称局部暴露法,即采用铅板或玻璃棉等高隔声材料将机器包覆起来,然后每次暴露一个部件进行测量。以此来识别机器噪声源的传统方法,它在中、高频范围有很好的识别精度<sup>[5,6]</sup>。

发动机右侧部件包括:正时系、发电机、压缩机和转向泵等。将厚度为2 mm的铅板做成近似发动机右侧形状,首先将发动机右侧全部包覆,然后分别在正时系、发电机、压缩机、转向泵等位置进行开窗处理,测试过程中发动机右侧噪声的变化情况,以判断250 Hz异响噪声的来源。经过铅包覆法排查,正时上罩盖为250 Hz异响噪声声源。排查数据如表2所示。

表2 局部暴露后噪声比较图

状态	频谱图	状态	频谱图
无覆盖		全覆盖	
暴露正时上罩盖		暴露发电机	
暴露压缩机		暴露转向泵	

由表2可以看出,发动机右侧全部覆盖后整个频段噪声都用不同程度下降,尤其是高频成分,但暴露出正时罩上罩盖位置时250 Hz左右频率噪声明显增加。可以判断此噪声为正时上罩盖位置辐射的噪声。通过对拆除正时上罩前后噪声测试分析,最终确定250 Hz噪声为正时上罩盖辐射的噪声。具体数据如图4所示。

## 5 模态分析及优化方案

模态分析技术分为解析和试验2个方面,即有限元分析和试验模态分析<sup>[7]</sup>。为了明确正时上罩盖

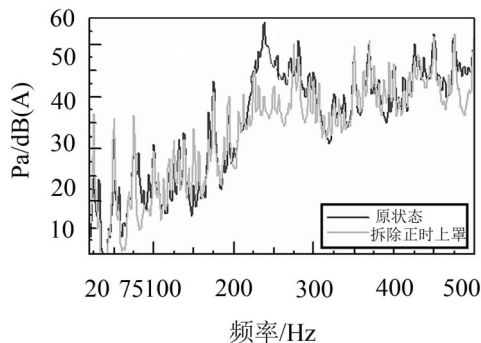


图4 拆除正时上罩盖对比数据(频谱)

的噪声辐射特性,特对正时上罩盖进行有限元模态分析。从结果分析,正时罩上罩盖在250 Hz附近(249.4 Hz)有模态存在。故发动机正时上罩盖在受到发动机激励时辐射250 Hz噪声。对此问题制定以下优化方案:

(1) 正时上罩盖增加加强筋,并在上罩盖中间位置增加一个安装点,改变其模态频率。对优化结构后的正时上罩盖进行CAE分析,250 Hz附近模态消除,而相应的模态振型提升到了335 Hz附近。结构及分析对比结果如图5所示。

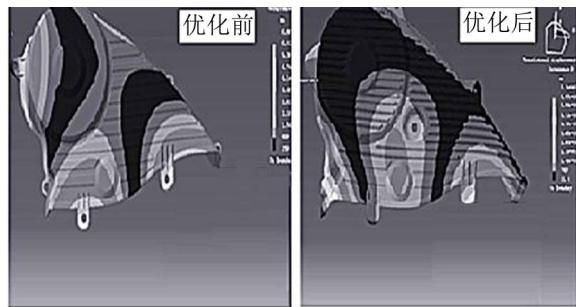


图5 正时上罩盖优化前后模态分析结果对比

(2) 在正时罩盖与发动机本体接触面之间增加隔振垫,减小发动机对正时罩的激励,如图6所示。

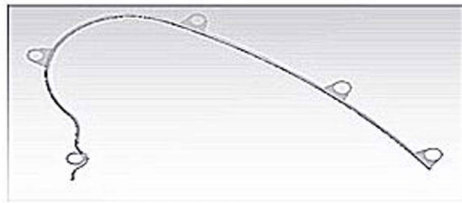


图6 隔振垫图示

## 6 优化方案验证

经整车试验验证及主观评价,实施发动机正时上罩盖结构优化和在正时罩与发动机之间增加隔振垫方案后怠速车内“嗡鸣”异响噪声基本消失。经过对比车内驾驶员位置噪声频谱数据,250 Hz噪声整体下降6 dB(A)(如图7所示),达到了优化目标要求。

(下转第85页)