

文章编号:1006-1355(2015)04-0085-04

## 某非承载式SUV车内噪声问题的分析

李玲<sup>1,2</sup>, 田率<sup>1,2</sup>, 康菲<sup>1,2</sup>, 张栋<sup>1,2</sup>, 王文彬<sup>1,2</sup>

(1. 长城汽车股份有限公司 技术中心, 河北 保定 071000;

2. 河北省汽车工程技术研究中心, 河北 保定 071000)

**摘要:** 车内低频轰鸣声严重影响整车的乘坐舒适性。为此对某非承载式SUV车加速工况下1700 r/min附近出现的轰鸣声问题进行排查研究,通过阶次分析、传动系扭振分析、传递函数分析和空腔模态分析技术分析发现引起1700 r/min附近车内噪声的原因是发动机二阶扭矩波动引起的传动系扭振经过后桥传递到车内放大后,与车内空腔模态产生耦合,从而产生较大的轰鸣声。通过采取加装扭转减振器的措施,有效抑制传动系扭振,试验结果表明车内轰鸣声得到明显改善,整体降低7.5 dB(A)左右,主观评价可接受。对低频轰鸣声问题的排查和解决有一定参考作用。

**关键词:** 声学;轰鸣声;阶次分析;扭转减振器;空腔模态

中图分类号:O422.6

文献标识码:A

DOI编码:10.3969/j.issn.1006-1355.2015.04.019

## Interior Noise Analysis of a Non-load Type Body SUV

LI Ling<sup>1,2</sup>, TIAN Shuai<sup>1,2</sup>, KANG Fei<sup>1,2</sup>, ZHANG Dong<sup>1,2</sup>,

WANG Wen-bin<sup>1,2</sup>

(1. R&D Center of Great Wall Motor Company, Baoding 071000, Hebei China;

2. Automotive Engineering Technical Research Center, Baoding 071000, Hebei China)

**Abstract:** The interior low frequency booming noise of vehicles can seriously deteriorate ride comfort. In this paper, the booming noise of a non-load type body SUV at 1700 r/min engine rotation rate in acceleration condition was studied. Through the order analysis, torsional vibration analysis of the powertrain, transfer function analysis and cavity modes analysis, it was found that the interior booming noise is caused by the torque fluctuation of order 2 from the engine. The torsional fluctuation is transmitted through the rear axle to the inside of the vehicle and amplified. Then, it is coupled with the cavity modes so that the loud booming noise occurs. By installing an additive torsional vibration damper, the torsional vibration was efficiently reduced. The test result shows that the vehicle interior booming noise is reduced by 7.5 dB(A), which is acceptable for subjective evaluation. This work provides a reference for seeking and solving the low-frequency booming noise problems.

**Key words:** acoustics; booming noise; order analysis; torsional vibration damper; cavity modes

非承载式SUV通常采用大功率扭矩的发动机和后轮驱动形式实现较强的越野能力,一直备受众多热爱越野性能的客户青睐。但如果车内噪声太大,也会给客户带来不舒适感,影响客户对车外各种声音讯号识别能力及驾驶乐趣,容易引起客户抱怨<sup>[1]</sup>。

加速车内低频轰鸣声主要是由发动机激励、传

动系扭转激励等多种类型的激励通过结构振动传递到车内与空腔模态强烈耦合形成的<sup>[2]</sup>。本文针对某非承载式SUV在加速工况特定转速下的低频轰鸣音问题,对该车传动系扭振、传递函数、车内空腔模态进行测试,通过传递路径分析,确定车内噪声的原因是发动机2阶扭矩波动引起的传动系扭振经过后桥传递到车内放大,与车内空腔模态产生耦合。采用在传动轴末端法兰处加扭转减振器的方法来优化车内噪声。

### 1 问题描述及分析

某量产的非承载式SUV样车在行驶工况下,存

收稿日期:2014-12-08

作者简介:李玲(1989-),女,河南南阳人,学士,助理工程师,  
主要研究方向:汽车噪声、振动控制研究。

E-mail: lingli198967@126.com

在低频轰鸣声,主观评价和实车测试均发现全负荷加速工况发动机转速达到1 700 r/min附近时,车内前排和后排均能明显感觉到轰鸣声,后排轰鸣声较前排大且和档位没有关系。测试结果(仅以后排为例)如图1。通过阶次分析、频谱分析,确定出该转速下的噪声峰值主要是由于发动机2阶激励大引起,对应的频率为57 Hz附近,如图2。

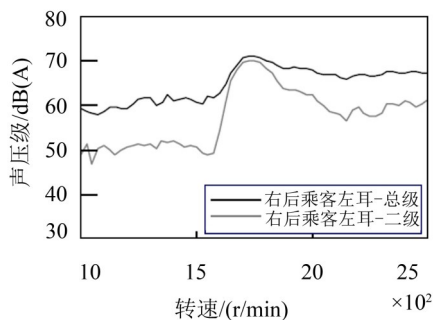


图1 右后乘客左耳总声压级及阶次图

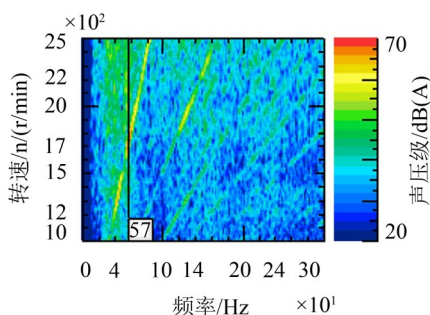


图2 车内驾驶员右耳频谱图



发动机飞轮处传感器



变速器输入轴处传感器

图3 传感器安装位置

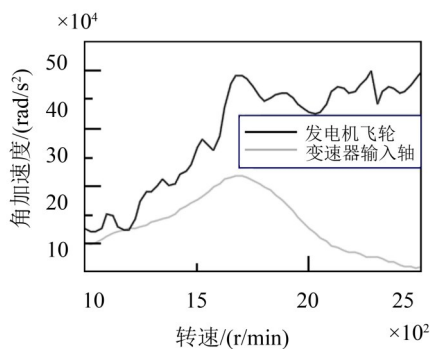


图4 变速器输入轴端扭振曲线

该车为非承载式整车,相对于一般承载式整车其可通过车身和车架间的减振悬挂减弱来自动力和传动系统以及路面的振动和噪声,使之不易传到车内;但是该车采用柴油发动机纵置,后轮驱动的传动形式,发动机输出扭矩较大。根据经验,后驱车辆传动系扭转振动是影响车内振动噪声的重要因素<sup>[3]</sup>。因此初步怀疑车内轰鸣声是由传动系扭振引起的。

## 2 真因查找

### 2.1 传动系扭振测试

为对初步怀疑的原因进行验证,对该样车进行传动系扭振测试。试验前将两磁电转速传感器分别安装于发动机飞轮和变速器输入轴(如图3),传感器正对齿轮中心,距离齿轮齿顶1.5 mm~2 mm。设备采用LMS公司的Test. Lab振动噪声测试系统,在电器件关闭状态下采集全油门工况下数据。测试结果显示发动机飞轮端和变速器输入轴端在1 700 r/min附近均存在较大扭振峰值,如图4。由上可知,发动机的扭矩波动是产生车内1 700 r/min附近轰鸣声的原因之一。

### 2.2 后桥到车内传函试验

传动系扭转振动只能通过后桥传递到车身,而引起车内噪声<sup>[4]</sup>。为分析传动系扭振在传递到车内路径上是否有放大,在车内驾驶员右耳和后排右

侧乘客左耳处分别布置一个传声器单元,采用力锤在传动轴与后桥连接处后桥端激励(如图5),采用LMS Test. lab中Impact Testing测试模块,采样带宽取用0~200 Hz,频率分辨率为0.39 Hz,测试后桥位置到车内的振一声传函。为了降低测试中噪声的影响,采用平均技术降低随机误差,平均次数为5次。测试结果显示后桥到车内前排和后排的传递函数在57 Hz附近均有峰值(如图6),因此证明,传动系扭转振动在通过后桥传递到车内的路径中有所放大。



图5 力锤敲击位置

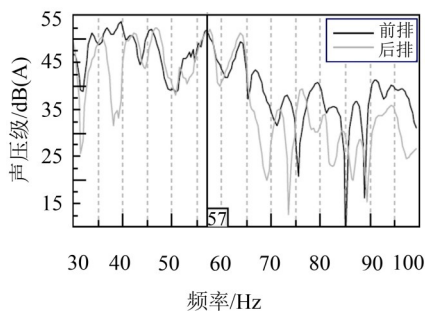


图6 后桥到车内的传递函数曲线

### 2.3 车内空腔声学模式试验

样车工况出现的1700 r/min附近轰鸣声属于低频噪声,乘坐室空腔极易因受到与其共鸣频率相同的激励而发生声学共鸣,产生令人极其不舒服的低频轰鸣噪声<sup>[5]</sup>。因此为进一步确认车内较大轰鸣声的产生原因,对样车进行整车状态下的车内空腔声学模式试验。将样车(车辆车厢内所有部件需完整,无零部件或内饰件缺失,车门密封良好)放置在半消声室内,隔离振源。采用LMS Test. lab中spectral testing模块,将低频体积声源放置于副驾驶位置作为激励点,在车内空间均匀布置传声器单元作为响应点(响应点几何,如图7)。图8为利用多参考最小二乘复频域法进行频响函数拟合后的空腔模式综合频响函数曲线。由图8可以看出整车在56.8 Hz存在空腔模式频率,56.8 Hz空腔模式振型如图7。

综上可得,传动系在57 Hz附近的2阶扭转振动经过后桥传递到车内放大后又与车内空腔模式产生

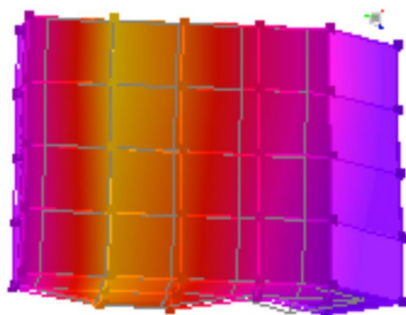


图7 响应点几何及振型

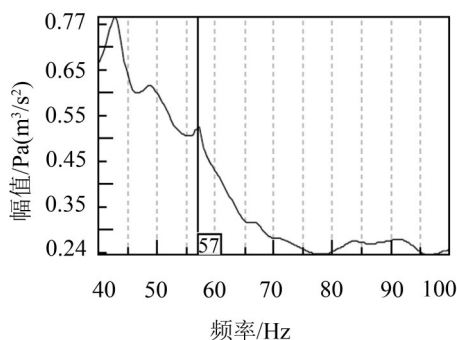


图8 空腔模式综合频响函数曲线

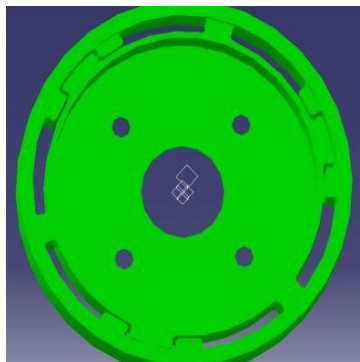
耦合,从而产生了较大的轰鸣声。

## 3 方案制定及验证

### 3.1 方案制定

该样车为量产状态下车辆,因车身模具或车身外形无法更改,动力系的匹配也已完成。因此为解决车内较大的轰鸣问题,必须通过传递路径衰减的方式进行解决。根据传动轴后端与后桥连接处的空间,基于扭转减振器的设计原理<sup>[6]</sup>,设计了一个频率为57 Hz的扭转减振器,与发动机2阶扭振引起的传动系扭转频率基本一致。

如图9所示,通过优化确定了扭转减振器的转动惯量、扭转刚度等参数。57 Hz扭转减振器的动态响应曲线如图10所示。



设计图



实车安装图

图9 扭转减振器设计及安装图



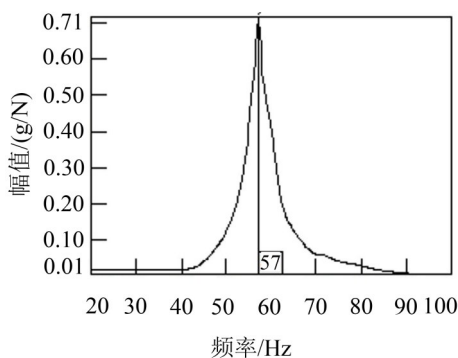


图10 扭转减振器动态响应曲线

### 3.2 试验验证

将扭转减振器安装在样车传动轴与后桥连接法兰位置进行主观评价,发现1700 r/min附近车内轰鸣声改善效果明显。再次进行扭振测试,变速器输入轴端在1700 r/min附近的扭振峰值明显降低。

进行路试试验,测试四挡全油门加速工况车内噪声,测点布置在后排右侧乘客左耳处,轰鸣声较原状态整体下降7.5 dB(A)左右。

## 4 结语

(1) 运用阶次分析、传动系扭振分析、传递函数

分析和空腔模态分析技术发现引起1700 r/min转速下车内轰鸣声的原因是传动系扭转振动在经过后桥传递到车内放大后又与车内空腔模态产生耦合,从而产生较大的轰鸣声;

(2) 加装扭转减振器测试后,主观评价1700 r/min转速下的轰鸣声消失,乘坐舒适性明显改善;测试结果车内后排乘客左耳噪声整体降低7.5 dB(A)。

#### 参考文献:

- [1] 庞剑, 谌刚, 何华. 汽车噪声与振动[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2006: 385-393.
- [2] 赵骞, 邓江华, 王海洋. 传动系部件扭转刚度对后桥传动系扭振模态的影响[J]. 噪声与振动控制, 2011, 31(5): 49-52.
- [3] 龚海军, 赵丁选. 柴油机扭振分析及减振器匹配研究[D]. 长春: 吉林大学, 2004.
- [4] 吴超群, 汪三龙, 徐进, 等. 国产自主品牌汽车车内噪声的识别与控制[J]. 噪声振动与控制, 2012, 32(4): 92-95.
- [5] 王志亮, 刘波, 王磊. 轿车轰鸣声产生机理与分析方法研究[J]. 噪声与振动控制, 2008, 28(2): 79-81.
- [6] 张林啸, 上官文斌. 橡胶扭转减振器特性的研究[D]. 广州: 华南理工大学, 2012.

(上接第77页)

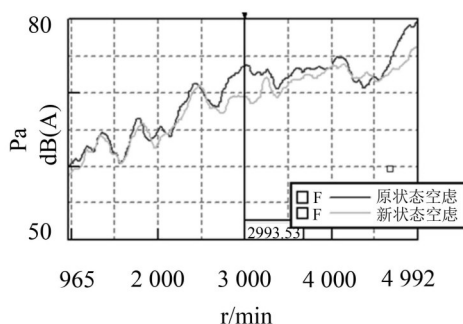


图7 驾驶员左耳车内加速噪声

## 3 结语

在产品开发阶段,应该制定合理的系统模态目标值,从而保证整车级目标的达成。本文针对某款车空气滤清器模态偏低造成的低频噪声问题进行了详细的分析和阐述,将CAE分析方法和试验有效的结合起来,相互补充,提出了一种新的改进方案,最终通过零部件、系统目标的达成实现了整车问题的解决,这同时也符合产品开发思路,是重要的一个环节,该方案成本、周期较低,改动相对较少,值得借鉴和推广。

#### 参考文献:

- [1] 熊建强, 黄菊花, 廖群. 车辆噪声源识别理论与方法分析[J]. 噪声振动与控制, 2011(8): 97-99.
- [2] 陈步达, 王诗恩, 周孔亢. 车辆主要噪声源识别方法的研究[J]. 机械工程学报, 1997(06): 77-80.
- [3] 刘月辉, 郝志勇, 韩松涛, 等. 车用发动机表面辐射噪声源识别的研究[J]. 汽车技术, 2002(3): 69-71.
- [4] 徐林玉, 杨云, 赵骞. 汽车整车噪声源分析及降噪措施研究[J]. 天津汽车, 2003(2): 20.
- [5] 王文兴. 大客车内噪声源识别及噪声控制[D]. 重庆: 重庆交通学院, 2001.
- [6] 庞剑. 汽车噪声与振动—理论与应用[M]. 北京: 北京理工大学. 341.
- [7] 马大猷. 噪声与控制工程[M]. 北京: 机械工业出版社, 2002. 3.
- [8] 海伦, 拉门兹, 萨斯. 白化同, 郭继忠译. 模态分析理论[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2001. 6-8.