

文章编号:1000-582X(2006)11-0006-04

## 微型客车表面噪声源的识别\*

罗虹,孙义勇,胡加强

(重庆大学机械传动国家重点实验室,重庆 400030)

**摘要:**在某微型客车的车外加速噪声控制研究中,运用声强测量原理对某微型客车的表面噪声进行了声强测量,得到了该车的表面辐射噪声的声场分布.综合运用声功率分析方法、声强等高线图分析方法以及频谱分析方法,对其表面辐射噪声进行了声源识别和研究,确定了其主要噪声源是发动机噪声和排气噪声,而车身振动噪声、轮胎噪声、传动系噪声、进气噪声对整车表面辐射噪声的贡献较小.为确定该车车外加速噪声控制的研究重点提供了有效的参考依据.

**关键词:**声强测量;频谱;声源识别;主要噪声源

**中图分类号:**U467.12;O422.6

**文献标识码:**A

GB1495-2002标准中第二阶段实施计划规定,M1类汽车A噪声限值为74 dB<sup>[1]</sup>.然而,某微型客车的车外加速噪声评价值为75.5 dB,要使该车达到新的法规要求就需要对其进行降噪.汽车车外噪声的组成很复杂,主要来自发动机(燃烧噪声、机械噪声等)、排气消声器、进气管、传动系、轮胎、车身以及汽车附件噪声和电气系统等等<sup>[2]</sup>.降噪首先要对整车进行声源识别,能否识别出主要的噪声源是进行噪声控制的前提和关键<sup>[3]</sup>.鉴于车外加速噪声是以汽车表面辐射噪声为主的特点,为此首先对汽车进行表面声源识别.

汽车声源识别方法有声强法、分别运行法、频谱分析方法、表面振动测定法、通管测定法、相干函数法、倒频谱分析方法和声场空间变换法等<sup>[4]</sup>.其中声强法既可以进行声功率估算,又能进行声源定位,而且声强测量对声学的测量环境要求不高,测量结果可靠.同时,声强法在近场测量中还具有快速、准确的优点.因此,笔者采用声强法对某微型客车进行了整车表面声源识别.

### 1 声强测量

汽车的运动和噪声测量的复杂性造成车外加速噪声分析的行车试验比较困难,常采用定置试验噪声分析.定置试验噪声分析可将整车置于转鼓上,也可将驱

动桥悬空空转,或原地挂空档进行试验.笔者是将整车置于转鼓试验台上,并对转鼓试验台施加200 N·m的负载.

试验场内墙壁和地面均铺设玻璃纤维棉作吸声用,背景噪声低于60 dB,风速小于2 m/s.测量时关闭汽车发动机冷却电动风扇,通过水管从车外向发动机注水循环冷却,因此测量结果中不包含风扇噪声.测量汽车前测量面、左测量面和右测量面的声强时,为了尽可能地消除排气噪声的干扰,将排气管接入抽风口.测量汽车后测量面的声强时,排气管不接入抽风口,以真实地反映排气噪声在汽车后测量面的辐射情况.

选取丹麦B&K公司的声强测量系统作为噪声测量的主要测试设备.该声强测量系统包括4197声强探头和PULSE ATC分析软件以及3560C数据采集器.

如图1所示,沿汽车四周布置五个测量面,其中前测量面、后测量面、左测量面、右测量面四个测量面在垂直平面内,每个测量面与相近的车身外表面最突出部位的间距为100 mm.前上测量面与挡风玻璃面大致平行,并与挡风玻璃突出部位的间距为100 mm<sup>[6-8]</sup>.这样测量时声强探头测点位置与声源辐射表面有100 mm以上的间距,可以提高近场效应的测量精度,测量误差小于1 dB.试验前在车身表面贴上等间距的纸条,作为测量时声强探头定位的参考.

\* 收稿日期:2006-04-30

基金项目:重庆市科技攻关项目(2002-6644)

作者简介:罗虹(1955-),男,重庆人,重庆大学副教授,硕士生导师,主要从事车辆系统动力学、车辆结构分析、车辆试验分析与故障诊断等领域的研究.

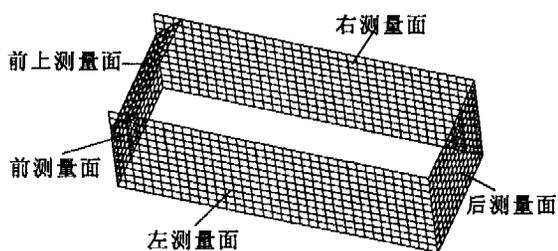


图 1 测量面及网格面置

将测量面划分为大小为 100 mm × 100 mm 的网格, 5 个测量面上总共有 1 114 个网格。测试软件将按照网格对测量数据进行处理和分析。

测量时声强探头与测量面保持垂直, 依次用声强探头在各网格的中心位置拾取信号, 信号传送给数据采集器, 最后由 PULSE 分析软件声强测量模块 ATC 进行数据的分析处理。PULSE ATC 系统主要参数设置如下: 采样频率范围为 0 ~ 10 000 Hz; 频率分辨率为 12.5 Hz; 每个网格采样时间为 5 s。

根据 GB1495 - 2002《加速行驶车外噪声测量方法》的要求, 该微型客车的车外加速噪声评价由二档加速噪声和三档加速噪声测量结果综合评价得到<sup>[1]</sup>。按该测量方法对加速终端线车速的要求, 就某微型客车挂二档、发动机转速 5 500 r/min 和挂三档、发动机转速 4 300 r/min 2 个工况, 分别测试了前述 5 个测量面的声强。发动机转速采用激光转速监测仪监测, 转速波动不大于 ±60 r/min。

经试验测量, 并通过计算分析, 得到了该微型客车的 2 个档位下各测量面的声功率级、等声强线图 and 声功率频谱以及所有测点的声强频谱。

## 2 噪声源识别

从测量面声功率级测量结果(图 2)可知: 该车的左测量面和右测量面的声辐射能量比较高, 而前测量面和前上侧面相对较小。由于后测量面与汽车排气口相距很近, 并且排气噪声具有较强的指向性, 后测量面总声功率级比较高。而在测量左测量面和右测量面时排气口接入抽风口, 因而排气噪声对左测量面和右测量面的贡献很小。与相近车型比较, 发现该车的排气噪声很突出, 说明消声器的消声能力较差。

汽车挂二档和三档 2 种情况下等声强线分布状况极为相似, 由于汽车挂二档时发动机转速比挂三档时高 1 200 r/min, 发动机辐射噪声的能量更大, 因而前测量面、后测量面、左测量面、右测量面 2 个测量面的声功率级也就更大。而后测量面的表面声辐射能量主要是由排气噪声贡献的, 因此在汽车挂二档和三档时

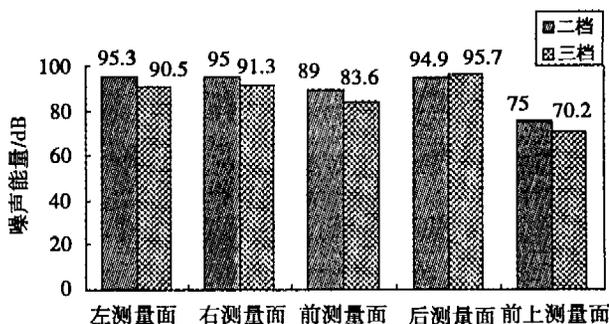


图 2 测量面声功率级

后测量面的声功率级仅相差 0.8 dB。

汽车挂二档时等声强线分布状况及声功率频谱与三档极为相似, 只是声强级和声功率级更大, 2 个档位的测量结果对噪声源识别的分析结论是基本一致的。下面只以三档为例进行分析。

### 2.1 声强及声功率分析

由汽车的左测量面和右测量面等声强线(图 3)可以看到, 声强级较高的等声强线均主要集中在底部区域, 声辐射能量均在局部小区域比较集中, 声强级梯度较大。右测量面主要集中在 A 区域, 左测量面主要集中在 D 区域, 而 A、D 区域以外的部分声强级相对而言偏低。由于主要噪声不是大面积的分布在整个车身, 可以判断, 车身振动不是主要噪声源。而发动机噪声和传动系噪声均有可能是主要噪声源<sup>[9]</sup>。

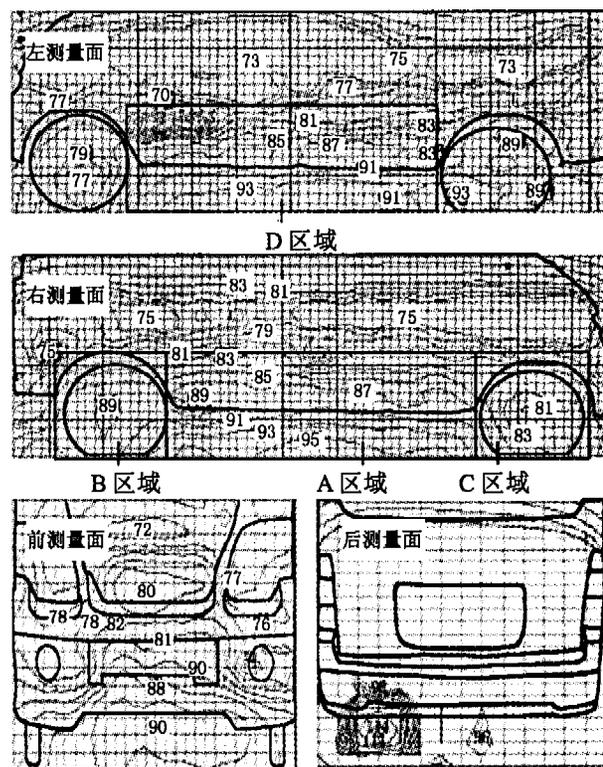


图 3 汽车挂三档测量面等声强线图

左测量面和右测量面的总声功率级比较接近, 其

等声强线分布相似,声强级最高处均位于汽车底部居中位置.并且发动机进气口是位于汽车右侧,对应进气口所在位置声强级较低,说明进气噪声的贡献不大.由此可以初步推断进气噪声不是主要噪声源.

经计算,A区域和B区域和声功率级分别为86.9 dBA和82.0 dBA.从右测量面声功率级频谱(图4)也可以看出,后轮所对的B区域噪声声功率级比A区域的噪声声功率级明显较小.由计算可知,A区域声辐射能量比重大,约占右测量面总能量的50%.B区域最高声强级为89 dBA,比A区域最高声强级小4 dBA,B区域声辐射能量相对而言较小.由此可以说明轮胎滚动噪声不明显.由于试验测量时前轮不滚动,前轮对应的C区域声功率只有77.6 dBA,最高声强级只有83 dBA,比底部区域和后轮区域小.轮胎为橡胶材料,部分发动机辐射噪声在轮胎处发生反射和绕射,因而表现出在车轮处声强级较底部中央位置低.

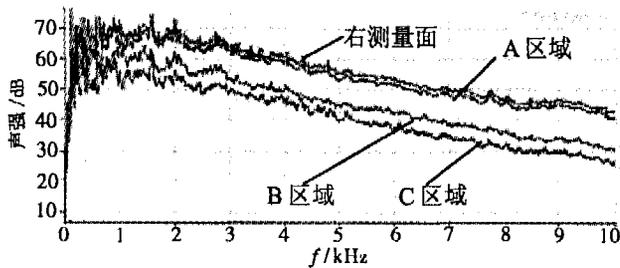


图4 右测量面局部声功率级频谱

前测量面声强级较高的等声强线(图3)位于底部中间区域,正对发动机位置,最高声强级为90 dBA.从其等声强线和位置来看,可初步确定在前测量面噪声中发动机噪声贡献最大.

后测量面声强级较高的等声强线在排气口区域比较密集,最高声强级为114 dBA.以排气口为中心的200 mm × 200 mm 矩形区域局部声功率约占整个后测量面声功率的90%.由此可以确定后测量面声辐射能量主要是排气噪声贡献的.

## 2.2 频谱分析

由于噪声的产生、辐射和传播都与噪声频率密切相关,噪声的频率特征为分析噪声源提供了重要依据,所以在汽车噪声测量分析中经常要求测量噪声频谱.通过比较频谱的频率特别是峰值频率与噪声源的频率关系,可以鉴别出主要噪声源.表1列出了几种可能的汽车主要噪声源的基频与谐波频率.

从汽车挂三档右测量面的声功率级频谱(图5)可以看出噪声具有很强的发动机点火频率特征.右测量面在137.5 Hz、287.5 Hz、425 Hz处均有峰值出现,声强

级分别为76.42 dBA、73.74 dBA、72.48 dBA.由表1可知,这几个频率分别对应于汽车挂三档时发动机转频的第2、4、6阶谐波频率.

表1 汽车噪声源频率计算公式

噪声源	基频与谐波三档基频		符号说明
	计算公式	/Hz	
发动机机械噪声	$f = kN/60$	71.67	$N$ 为发动机转速( $r/min$ ); $k$ 为谐波阶数; $i$ 为气缸数; $\tau$ 为冲程系数,四冲程发动机取2; $m$ 为传动比.
燃烧噪声	$f = kNi/60\tau$	143.33	
进气噪声	$f = kNi/60$	286.67	
排气噪声	$f = kNi/60\tau$	143.33	
传动系噪声	$f = kN/60m$	52.58	

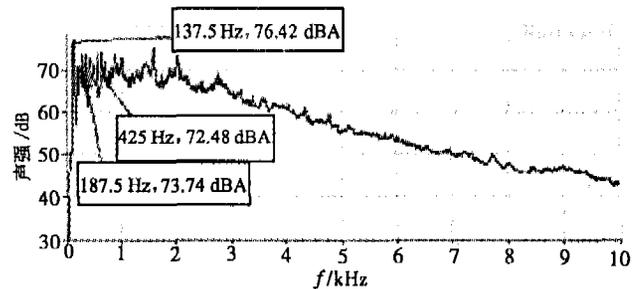


图5 汽车挂三档右测量面声功率级频谱

左测量面声功率级频谱具有同样的发动机点火频率特征,在发动机转频的第2、4、6阶谐波处的声强级分别为71.39 dBA、71.19 dBA、72.68 dBA.

汽车挂三档时传动系噪声的基频为52.58 Hz(见表1),从声功率级频谱图(图5)上可以读出对应于其第2、3、4阶谐波频率处声强级分别为48.89 dBA、59.5 dBA、68.44 dBA,其值较小.因此,可以推断传动系噪声不是主要噪声源.

汽车挂三档后测量面声功率级频谱也表明在发动机第2、4、6阶转频处都有峰值出现,尤其是在发动机第2阶转频(137.5 Hz)处峰值特别突出,声强级高达88.24 dBA.由此进一步说明后测量面声辐射能量主要是由排气噪声贡献的.

鉴于左测量面和右测量面及后测量面均出现比较明显的发动机点火频率特征,有必要分析在发动机燃烧噪声的谐波频率处的能量分布情况.图6是汽车挂三档,汽车右测量面在137.5 Hz、287.5 Hz、425 Hz处的声能量辐射情况.这几个频率分别对应于发动机2阶、4阶和6阶转频.可以清楚地看到声能量主要集中在右测量面底部区域(A区域),说明汽车A区域的声辐射高能量主要是由发动机贡献的.左测量面声辐射也具有同样的特征.

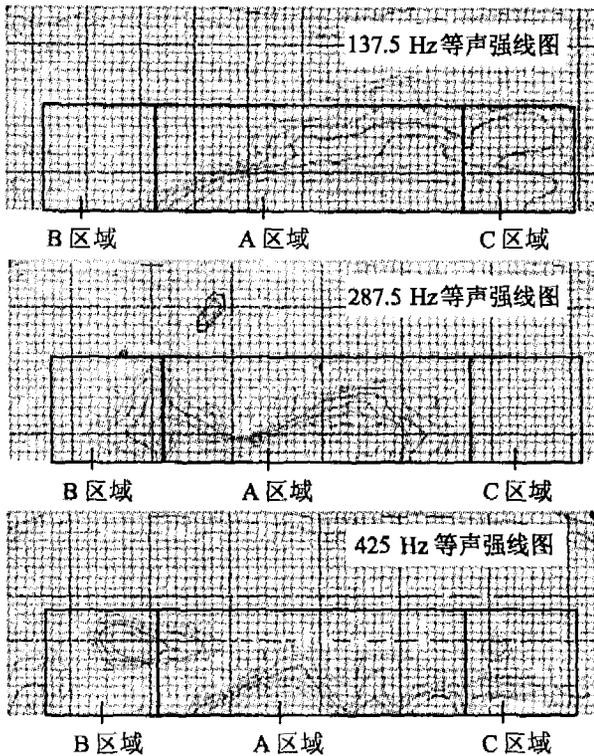


图6 发动机第2、4、6阶转频等声强线图

### 3 结论

1) 发动机噪声是其主要噪声源. 发动机辐射噪声通过直接泄露, 经地面反射和绕射向外辐射, 在左测量面和右测量面底部区域形成很大的噪声辐射.

2) 从左测量面、右测量面的等声强线图的分析, 可以判断车身振动噪声不是主要噪声源.

3) 从等声强线图可看出滚动的后轮轮胎噪声对总声功率贡献不大, 说明轮胎噪声不是主要噪声源.

4) 由频谱分析, 可判断传动系噪声不是主要噪声源.

5) 从左测量面、右测量面的等声强线图的分析, 可初步确定进气噪声不是主要噪声源.

6) 该车排气噪声突出, 因此排气噪声的控制也是该车噪声控制的一个重点.

#### 参考文献:

- [1] GB1495-2002. 汽车加速行驶车外噪声限值及测量方法[S].
- [2] 邓兆祥, 张振良, 杨诚. 微型轿车的降噪实验[J]. 重庆大学学报(自然科学版), 2003, 26(5): 18-21.
- [3] 徐中明, 贺岩松, 李国强, 等. 声强测量技术在摩托车噪声控制中的应用[J]. 汽车工程, 1998, 20(1): 57-59.
- [4] 何渝生, 邓兆祥. 汽车噪声控制[M]. 北京: 机械工业出版社, 1998.
- [5] NISHIMURA, ET AL. Analysis of Acoustic Radiation Characteristics of Engine Compartment and Application to Reduction of Vehicle Pass-by Noise[J]. SAE Review, 1996, 17(2): 133-13.
- [6] 蒋孝煜, 连小珉. 声强测量技术及其在汽车工程中的应用[M]. 北京: 清华大学出版社, 2001.
- [7] 连小珉, 刘起元, 蒋孝煜. 声强法识别大型客车主要噪声源[J]. 汽车工程, 1994, 16(6): 334-339.
- [8] 刘起元, 许国贤, 胡长战, 等. 声强测量技术在汽车噪声控制中的应用[J]. 汽车工程, 1992, 14(2): 86-93.
- [9] 张建润, 孙庆鸿, 陈南. 轿车加速声辐射模型及其应用[J]. 汽车工程, 2005, 27(6): 715-718.

## Identification of Minibus's Surface Noise Source

LUO Hong, SUN Yi-yong, HU Jia-qiang

(State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400030, China)

**Abstract:** With the study of minibus's accelerated exterior noise control, the principle of sound intensity measurement was applied, the sound intensity of a minibus's surface noise was tested, and the surface noise distribution was presented. Several identification of noise source methods including sound power, sound intensity contour map, frequency spectrum were used together for surface noise analysis and study. Engine radiation noise and exhaust noise was identified as the major noise sources. On the contrary, car body vibration noise, tyre noise, transmission agent noise, air admission noise just occupied a little proportion of surface sound radiation energy. The research provides the reliable basis to determine main projects of minibus's accelerated exterior noise control.

**Key words:** sound intensity measurement; frequency spectrum; identification of noise source; major noise source