

文章编号:1000-582X(2003)03-0126-04

汽车排气消声器的实验与改进设计

刘剑, 罗虹, 邓兆祥, 熊伟

(重庆大学机械传动国家重点实验室, 重庆 400044)

摘要:通过消声器的插入损失实验,分析了微型车消声器消声后的声音频谱特征,识别出未被消声器抑制的有害噪声源。建立了该消声器的有限元模型,利用ANSYS分析软件,对消声器的声结构进行了声场分析,获得了该消声器的消声频谱特征。基于实验和数值分析结果,并根据抗性消声理论改进了该消声器的结构参数及布置形式,设计出一种新型抗性消声器。对新设计的消声器的消声性能进行台架实验验证。结果表明,设计的消声器消声量提高3~5 dB。

关键词:消声器; 实验研究; 噪声控制; 数值分析

中图分类号:U467.48

文献标识码:A

一辆行驶着的汽车会发出多种噪声,按它们发声来源的不同,可分为气流噪声、燃烧噪声、金属冲击摩擦和振动噪声等。在汽车的各种噪声中,发动机排气噪声是一种特别高的噪声。近年来,随着对汽车噪声控制要求的提高,汽车排气消声器的设计逐步得到了重视,然而国内对排气消声器的设计和消声特性的研究大都还停留在摸索阶段,主要依靠经验或者对国外的同类产品进行仿制;其排气消声器的消声性能难以达到满意的效果。而汽车排气消声器设计的好坏则对汽车乘坐的舒适性和动力性有很大的影响^[1-2]。以工程课题为背景,利用实验研究和计算机仿真技术,对某一车型的排气消声器进行了改进设计,探讨消声器结构设计的一些方法和手段。

1 消声器台架实验分析

1.1 实验条件

为了详细了解和掌握该车型消声器消声性能的优劣,进行了详细的消声器插入损失和功率损失实验^[3]。实验时将原消声器安装在发动机实验台上,扭矩负载为发动机全负荷状态,发动机台架控制转速从1500 rpm开始,每隔100 rpm的转速递增,直到5500 rpm为止。由于所采用的实验台架不是专门的振动噪声实验台,发动机工作时的噪声较大。因此,对该实验台的动力源部分进行了隔声处理,使实验台本身的噪声大幅下降,以满足噪声测量的要求。根据国标的测量要求,传声器位置布置在离地高度为1 m,距离消声器(或空管)的排气口0.5 m处,传声器的轴线正对消声器(或空管)的排气口,并与消声器轴线成45°夹角。

为了更有效地评价该消声器的消声效果,还准备了一根与消声器长度差不多的空管,并在相同位置测量其噪声信号,为最后计算消声器的插入损失和功率损失提供可靠的数据。

1.2 实验数据分析

对台架实验数据进行处理和分析时发现:当发动机转速为5000 rpm,从安装和不安装消声器时的排气噪声频谱图(图1)中可以看出,安装消声器后的排气噪声谱图中329.6 Hz, 490.7 Hz, 820.3 Hz, 981.4 Hz, 1106.0 Hz, 1267.1 Hz的声压都有明显的降低,而161.1 Hz的声压却没有得到足够的降低,说明原消声器在该低频处消声量不足。并且在高频(2000 Hz以上)有通过频率使消声量不足,从而影响其整体的消声性能。

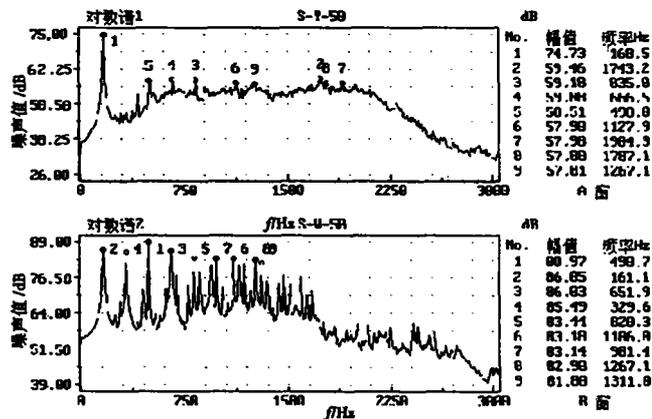


图1 发动机转速5000 rpm时消声器与空管的频谱对比图(上图为安装消声器的频谱图,下图为安装空管的频谱图)

同时,对所得实验数据做差谱分析(见图2)发现,

• 收稿日期:2002-12-14

作者简介:刘剑(1975-),男,重庆人,重庆大学硕士研究生,主要研究方向为车辆振动与噪声控制。

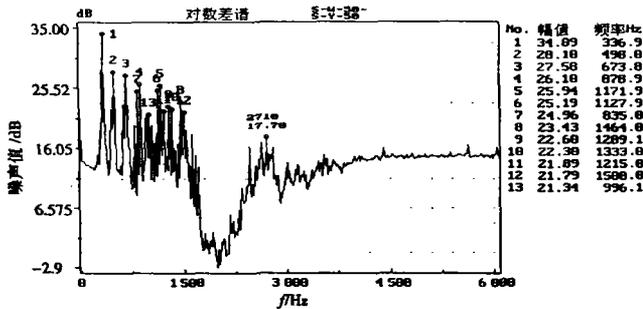


图2 发动机转速5000 rpm时消声器与空管的声压级差谱图

原消声器在低频(200~1500 Hz)范围内的消声量还是足够的,而中频(1600~1900 Hz)、高频(3500 Hz)以上范围的消声量显得不足。在整个工作转速范围内的消声量也呈现这种趋势。

另外,从发动机外特性曲线(图3)上也可以看出,发动机在汽车常用转速范围内(4000 rpm~5000 rpm)的输出功率降低了2.53 N·M,其最大功率损失为3.4%。

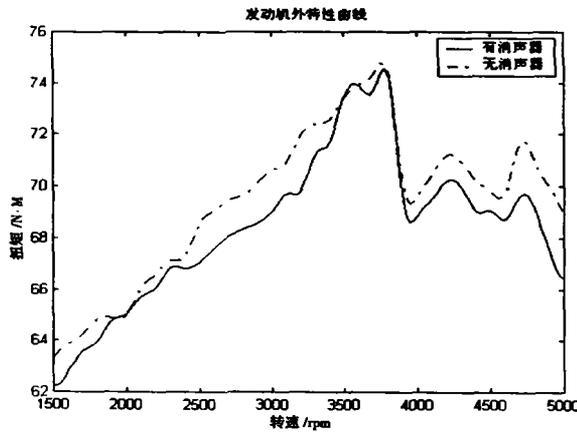


图3 发动机外特性曲线

2 消声器的改进设计

2.1 消声器理论设计分析

汽车发动机排气噪声的特性与点火频率密切相关的中低频噪声最为突出,其次是这种噪声的高次谐波。与发动机点火频率相关的频率 f ,可表达为:

$$f = \frac{2Kn}{60T} [\text{Hz}] \quad (1)$$

式中 K —— 发动机汽缸数
 n —— 发动机转速 (rpm)
 T —— 发动机行程数

当发动机转速为5000 rpm时,四行程、四缸发动机的排气噪声频率主要以 $f = \frac{2 \times 4 \times 5000}{60 \times 4} = 166.7 \text{ Hz}$ 为主。同时,排出的废气是一种高温、高速的脉冲气流,在排气系统内可能产生强涡流,出现再生噪声。脉

冲气流还会激发消声器构件(如外壳和隔板等),产生金属敲击似的另外一种再生噪声,同发动机排气噪声频率的高次谐波频率一样,形成高频噪声。

针对现有消声器排气噪声的特点,根据所需要的消声频谱特性,采用阻抗复合式消声器结构。抗性消声器的突出优点是结构简单可靠、消声频率特性可以选择。可是,对于汽车发动机这样工况多变的排气噪声,本来就是很宽频带的噪声,加上发动机转速和负荷的变化,简单的单节抗性消声器是不能满足全面消声要求的。只有将几种不同特性的基本消声结构合理的组合在一起,成为复合结构,使前者的通过频率正好是后者的消声频率。同时,针对高频和低频噪声,利用吸声材料和共振腔结构来达到消声效果^[4-6]。

由于该消声器的改进设计是针对某车型的消声器,其总的消声器容量已经给定,仅仅对消声器内的各扩张室分布做改进设计。

扩张室的设计,主要是根据已经确定的消声频谱特性,来确定它的直径和长度。对于单节扩张室消声器,有一个上限临界频率 f 。凡是频率超过这个上限临界频率的噪声,该单节扩张室消声器就不能消声。上限临界频率 f 由下式表达:

$$f_s = 1.22 \frac{c}{D} [\text{Hz}] \quad (2)$$

式中 D —— 扩张室直径(m)
 c —— 扩张室内的声速。

当扩张室内温度为 Q °C时,其声速 $c = 332 + 0.6Q$ (m/s)

由(2)式可知,扩张室直径越大,上限临界频率越小,高频消声效果越差。

对于单节扩张室消声器,还有一个下限频率 f_x 。凡是频率低于这个下限频率的噪声,该单节扩张室消声器就不能消声。下限临界频率 f_x 由下式表达:

$$f_x = \frac{c}{\pi i} \cdot \sqrt{\frac{S}{LV}} [\text{Hz}] \quad (3)$$

式中 S —— 导管横截面积(m²)
 L —— 扩张室长度(m)
 V —— 扩张室容量(m³)
 c —— 扩张室内的声速
 π —— 圆周率(=3.1415926)。

由(3)式可知,扩张比越大,即扩张室直径越大,或导管直径越小,其下限临界频率越低。为了使扩张室消声器的消声频率范围宽广些,就要求它的上限临界频率高些,而下限临界频率低些。

根据扩张室消声器的消声量公式

$$\Delta L = 10 \lg \left[1 + \frac{1}{4} \left(m - \frac{1}{m} \right) \cdot \sin^2 kl \right] \quad (4)$$

可知,只有当 $\sin kl = 1$ 时,才有最大消声量 ΔL ;当 $\sin kl = 0$ 时,消声量为零。使 $\sin kl = 1$,即 $kl = (2n + 1) \frac{\pi}{2}$,以波数 $k = \frac{2\pi f}{c}$ 代入,可得具有最大消声量的频率

f_{\max} , 即:

$$f = \frac{1}{4}(2n + 1) \frac{c}{l} \text{ [Hz]} \quad (5)$$

当 $n=0$ 时, 有第 1 个最大消声频率 $f_{\max} = \frac{c}{4l}$ 。使 $\sin kl = 0$, 即 $kl = n \cdot \pi$, 可得消声量为零的频率 (即通过频率) f_{\max} , 即:

$$f_{\max} = \frac{nc}{2l} \text{ [Hz]} \quad (6)$$

当 $n=1$ 时, 有第 1 个通过频率 $f_{\min} = \frac{c}{2l}$ 。要使第 2 节扩张室的最大消声频率等于第 1 节扩张室的通过频率, 由 (5)、(6) 式可得:

$$\frac{c_2}{4l_2} = \frac{c_1}{2l_1} \quad (7)$$

式中 c 和 c 分别为第一和第二节扩张室内的声速 (m/s) l 和 l 分别为第一和第二节扩张室内的长度 (m)

由于高温排气到第 2 扩张室时, 温度已经下降; 而声速随温度下降而减小。故第 2 节的声速 c_2 必定小于第 1 节里的声速 c_1 , 即 $\frac{c_1}{c_2} > 1$ 。所以, 在设计消声器各腔长度时, 第 1 节扩张室的长度应该比第 2 节长度的 2 倍还要多一些。

然而, 由图 4 可看出, 仅仅采用抗性消声原理, 并不能完全消除某些低频和高频的噪声。

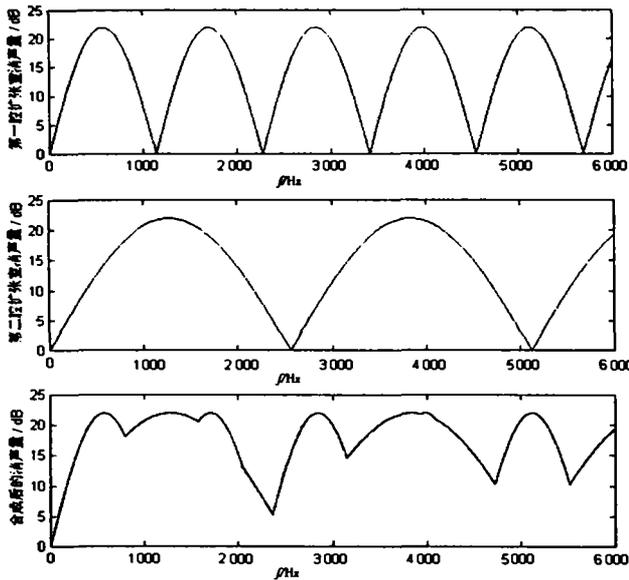


图 4 两腔抗性消声器消声效果图

2.2 消声器的数值模拟分析

在理论分析的基础上, 为更好的了解消声器的消声性能, 在计算机上同时对该消声器进行了传声损失数值模拟仿真计算^[7]。根据配套厂家提供的消声器图纸, 并在计算机上建立了该消声器的三维模型 (见图 5), 并利用大型分析软件 ANSYS 对该消声器的传

声损失进行了解析计算。计算公式为:

$$\text{传声损失 (dB)} = 20 \log \frac{P}{P_0} \quad (8)$$

P 为消声器入口端压力值, P_0 为消声器出口端压力值。

从模拟结果 (图 6) 可以看出, 数值分析得到的理论消声量值与实际测量得到的实验消声量有一定的误差, 这与消声器的尾管效应、模型简化、内部温度场和流场影响等因素有相当大的关系, 但数值模拟得到的消声器传声损失的变化趋势与实验结果得到的消声量趋势是比较吻合的, 即该消声器在低频 (200 ~ 1 000 Hz) 范围内的消声量还是比较理想的 (但在 200 Hz 以下的频率范围内的消声效果较差), 而在中 (1 600 ~ 2 600 Hz)、高 (3 500 Hz) 以上范围的消声量显得不足。

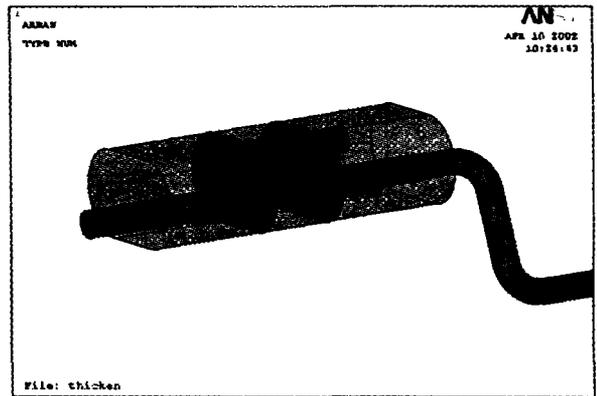


图 5 消声器三维模型

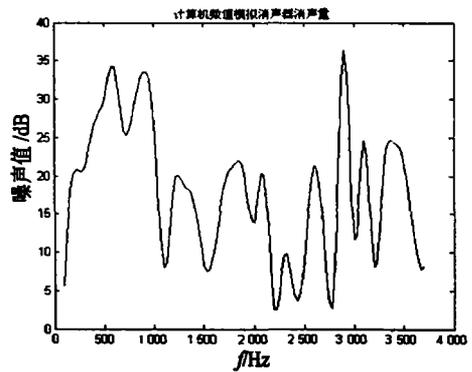


图 6 消声器数值模拟分析结果

针对该车型消声器在消声性能上存在的不足, 对该消声器进行了改进设计。结合该消声器在汽车上的具体安装位置, 利用计算机的仿真技术, 模拟了各种改进方案的消声效果, 从中选出最佳方案。第一腔扩张室上限临界频率 $f_s = 3 581.7 \text{ Hz}$, 下限临界频率 $f_x = 145.4 \text{ Hz}$; 第 1 个最大消声频率 $f_{\max} = 568.9 \text{ Hz}$, 第一个通过频率 $f_{\min} = 1137.8 \text{ Hz}$ 。第 2 腔扩张室上限临界频率 $f_s = 3 581.7 \text{ Hz}$, 下限临界频率 $f_x = 327.1 \text{ Hz}$; 第 1 个最大消声频率 $f_{\max} = 1 280 \text{ Hz}$, 第 2 个通过频率 f_{\min}

= 2 560 Hz。

而对于大于 2 000 Hz 的高频噪声,在消声器的排气缓冲管和两端附加了一层吸声材料;对于 140 Hz 左右的低频噪声,则根据共振消声理论,在消声器的隔板和进气缓冲管上加钻了 33 个 $\Phi 2$ 的小孔。

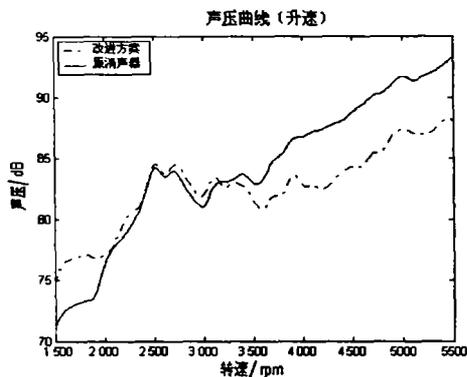


图7 消声器声压对比效果曲线

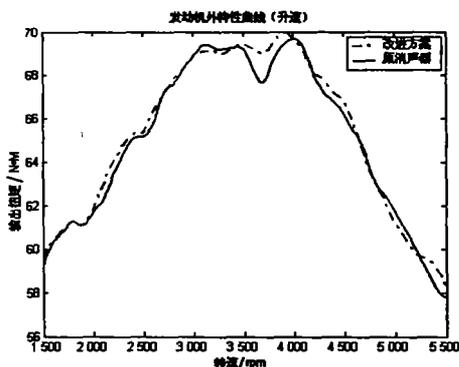


图8 发动机功率损失对比效果曲线

3 改进效果验证

为了验证改进后的消声性能,对改进设计后的消

声器,在相同的实验条件下做了对比实验。从改进消声器的和功率损失对比曲线(图7、图8)可以看出,在汽车行驶时发动机的常用转速范围(3 000 rpm ~ 5 500 rpm)内,改进后的消声器插入损失比原车消声器提高了 3 ~ 5 dB;而功率损失与原消声器相比,在整个发动机转速范围内基本没有变化,消声器的整体性能有了较好的改善。

4 结论

结合实验研究和解析技术,对汽车排气消声器的消声能力进行了改进设计探讨。通过实验研究的方法可以得到消声器的消声频率特性;针对消声频率特性,利用计算机仿真模拟技术对消声器的消声性能进行仿真模拟,从而快速评价设计方案的消声效果。这种实验研究与解析分析相结合的分析方法不但避免了重复繁琐的工程实验,节省了试验周期,而且降低了开发成本,对提高消声器的设计分析水平,具有重要的指导意义。

参考文献:

- [1] 马大猷. 噪声控制学[M]. 北京:科学出版社,1987.
- [2] 方丹群. 空气动力性噪声与消声器[M]. 北京:科学出版社,1978.
- [3] 蔡超,宫镇. 抗性排气消声器声学特性的试验研究[J]. 振动工程学报,1994,7(2): 190-194.
- [4] 郑健. 消声器结构与气动力性能的改进[J]. 力学与实践,1994,16(2):37-39.
- [5] THOMAS D G MUFFLER Selection and Design for Internal Combustion Engine[J]. 1970,SAE 700537.
- [6] 赵松龄,盛胜我. 抗性消声器中含穿孔管时的声传递矩阵[J]. 声学技术,2000,19(1):2-5.
- [7] 王诗恩,高宗英. 抗性消声器的插入损失模型及其应用[J]. 内燃机工程. 1996,17(3):35-40.

Experimental Study and Design of the Exhaust Muffler for Vehicle

LIU Jian, LUO Hong, DENG Zhao-Xiang, XIONG Wei

(State Key Laboratory of Mechanical Transmission of Chongqing University, Chongqing 400044, China)

Abstract: By the experimental study of noise loss, this paper analyzes the noise frequency characters through the muffler and identified and the bad noise not have been restrained by muffler. The elemental model of the muffler is made. With ANSYS, the acoustic field of the muffler is analyzed and the noise frequency characters of muffler are gotten. Based on the data of the experiments and numerical analysis, the parameters of structure and shape are gotten through the theory of fastness noise elimination. A new type acoustic impedance muffler is designed. The performance of the new designed muffler is validated by the experiments. The result indicates that the amount of noise elimination increase 3 ~ 5 dB.

Key words: muffler; experimental study; noise control; numerical analysis

(责任编辑 张小强)