

发动机排气消声器传声特性的计算研究*

蓝 军¹, 史绍熙², 郝志勇²

(1. 天津内燃机研究所, 天津 300072; 2. 天津大学 机械工程学院, 天津 300072)

摘要:采用有限元法对排气消声器的波动方程进行求解。采用适当的人工边界条件来描述排气口外部的半无限空间,通过进气口端正弦扫频激励,可求得出口端的响应,从而获得该排气消声器系统的传递函数和传声损失。

关键词:排气消声器; 传声损失; 有限元法

中图分类号: TK413.47 **文献标识码:** A

引言

传统的消声单元分析方法是建立在波动方程解析分析基础之上的,为此需简化波动方程,并对边界条件和初始条件做诸多假设。对摩托车排气消声器这样的多腔复杂系统,用传统的特征线法求解较为麻烦且精度较低,系统高频成分的分析误差较大;而要用解析法求解复杂系统的二维或三维波动方程是相当困难的,甚至是无法求解的。

随着数值计算方法和手段的不断完善,用差分法求解波动方程得到了发展。但对于形状复杂的边界,使用相等的时空步长计算精度很低,而使用不相等的时空步长是非常困难的,其数值计算的稳定性和收敛性都较差。为简化分析,前人在假定简谐激励和简谐响应为线性系统的基础上,采用 Helmholtz 方程来描述消声器系统,降低了数值计算的难度。但因其是在固定波数的情况下求解方程,因此为了分析较宽频带范围内的系统特性,其计算分析处理量很大,而且也不能对排气波动过程进行仿真。

利用有限元法求解二维或三维的波动方程,将有助于避开上述方法的不足,为分析排气消声器系统提供了更快捷和精度更高的手段。结合波谱分析法,将排气压力分解为由不同频率构成的谐波分量,通过激励和系统响应,可求得排气消声系统的传递函数,确定消声量的大小和消声频率范围。如在设计中采用有限元法还可进行排气消声系统排气波动的计算机仿真,拓宽了排气消声器的设计手段,可了解不同结构的消声特征,获得优化设计方案。

1 系统线性声波的波动方程描述

排气消声器内声压波动可用波动方程描述:

$$\nabla^2 p = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2}$$

式中: ∇^2 为拉普拉斯算子; $c = \sqrt{kRT}$; T 为温度函数。该方程的适用条件为:媒质为理想气体,不存在粘滞性,声波在该媒质中传播时没有能量损耗;媒质在无声扰动时其初速度为 0;媒质是均匀的,其静压 p_0 、静态密度 ρ_0 都是常数;声波传播时,媒质的稠密、稀疏交替过程是绝热的,媒质与毗邻部分不会由于声过程引起的温度差而产生热交换;媒质中各种描述声场的参数都是一阶微量,即媒质中传播的是小振幅声波;声压 p 远小于媒质静压 p_0 , $p \ll p_0$;质点速度 v 远小于声速 c , $v \ll c$;质点位移量 ξ 远小于声波波长 λ , $\xi \ll \lambda$;媒质密度变化 ρ' 远小于静态密度 ρ_0 , $\rho' \ll \rho_0$ 。

采用有限元法计算时需对系统区域空间进行离散,并满足计算要求的足够小的离散误差。为提高计算精度,要求单元边长小于声波波长。图 1 所示为摩托车排气消声器系统的单元网格。计算中取初始条件为 $p(X, Y, 0) = 0$ 。排气管出口端可设定人工边界,如图 2 所示,要求其尺寸足够大,形状简单,在给定的时间长度 T 内,声波传播过程应避免人工边界条件的影响。在其边界上 $p = 0$, 为 Dirichlet 边界。排气管及消声器壁的边界包括外壁和消声器内部的金属壁面,在不考虑壁面吸收的情况下,可看成是刚性壁面。在其边界上无压力梯度,即声压在该边界外法线方向上的导数 $\frac{\partial p}{\partial n} = 0$, 为 Neumann 边界。进口端边界采用扫频信号,

* 收稿日期:2000-08-28;修订日期:2000-11-29。

作者简介:蓝 军(1967—),男,工程师,主要研究方向为内燃机振动、噪声及强度控制。

下面对此进行讨论。

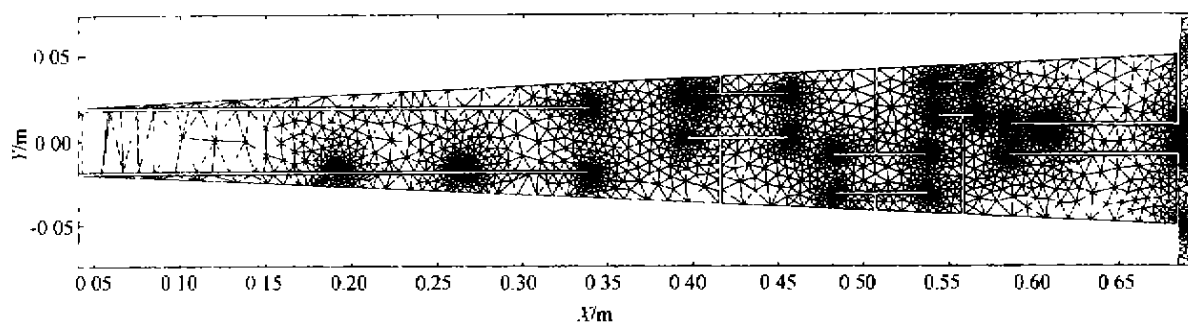


图 1 多腔消声器有限元几何模型

Fig. 1 Multi-cavity muffler FEM geometry model

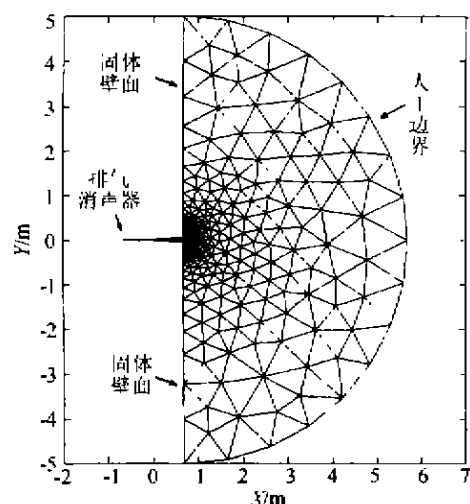


图 2 边界条件

Fig. 2 Boundary condition

2 线性系统分析

上述波动方程是理想媒质中的小振幅声波的波动方程,它忽略了 2 阶以上微量,为线性波动方程。对于线性时不变系统,输入输出为卷积关系: $y(t) = h(t) * x(t)$, 其中 $x(t)$ 、 $y(t)$ 、 $h(t)$ 分别为系统的输入、输出和脉冲响应函数。经傅里叶变换可得到系统传递函数 $H(\omega) = Y(\omega)/X(\omega) = |H(\omega)|e^{j\theta(\omega)}$, 式中 $X(\omega)$ 、 $Y(\omega)$ 为系统输入、输出信号频谱函数, $|H(\omega)|$ 和 $\theta(\omega)$ 分别是系统的幅频特性和相频特性。由传声损失和传递函数的定义可知,在对数坐标中,传声损失为

$$L_{TL} = -|H(\omega)| \quad (\text{dB})$$

式中: $|H(\omega)|$ 为传递函数的模。

对于宽带激励,线性系统的传递函数可通过响应和激励的互功率谱和激励的自功率谱之比求得,即:

$$\hat{H} = \hat{G}_{XY}(\omega) / \hat{G}_{XX}(\omega)$$

式中: $\hat{G}_{XY}(\omega)$ 为输入、输出的互功率谱估计; $\hat{G}_{XX}(\omega)$ 为输入的自功率谱估计。

宽频带激励方式的特点是激励谱有足够的频带宽度,使被试系统在选定的频率范围内产生响应。其中正弦稳态扫频激励的优点是线性系统动态特性计算精度高,但计算分析量大。文中采用正弦快速扫频激励,它具有宽频带特点,能量集中在 $f_L \sim f_U$ 的范围内,可避免泄漏,其函数形式为

$$p(t) = p_0 \sin(at^2 + bt)$$

式中: $a = \pi(f_U - f_L)/T$; $b = 2\pi f_L$; 可控参数可取为幅值 $p_0 = 0.5 \times 10^5 \text{ Pa}$; 扫频周期 $T = 0.1024 \text{ s}$; 频率上限 $f_U = 4096 \text{ Hz}$; 下限 $f_L = 0 \text{ Hz}$ 。时间步长应满足采样定理以避免频混,可取时间步长 $\Delta t = 5 \times 10^{-5} \text{ s}$, 其相应的最大分析频率为 $1 \times 10^4 \text{ Hz}$ 。

有限元模型进口端边界即采用上述扫频信号,其幅频和相频特性如图 3 所示。

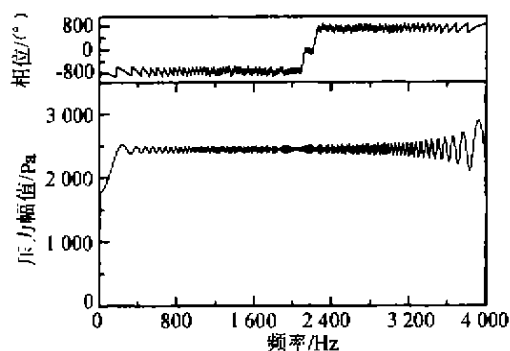


图 3 扫频信号频谱

Fig. 3 Spectrum of input chirp signal

3 单腔扩张式排气消声器系统的传声损失

采用有限元法对图 4 所示的单腔扩张式消声器的传声损失进行计算,其中截面扩张比 $m = S_2/S_1 = 16$, 扩张室长度 $l = 0.6 \text{ m}$, 直径 $D = 0.4 \text{ m}$ 。为与传统的均匀温度的一维平面波解析法进行对比,设定平均温度

$T=600\text{ K}$ 。用一维平面波解析法可求得消声器传声损失 $L_{TL}=10\lg\left[1-\frac{1}{4}\left(m-\frac{1}{m}\right)^2\sin^2(kl)\right]$ (dB), 其中波数 $k=2\pi f/c$ 。图5是用一维平面波模型和二维有限元模型计算得到的传声损失曲线。图5和表1表明用平面波模型和有限元模型计算得到的主要阶次的通过频率吻合较好, 两者之间的差异小于6%。在300 Hz~900 Hz的主要消声频段, 用平面波模型和有限元模型计算得到的传声损失曲线的频率成分吻合较好; 但在 $f<300\text{ Hz}$ 和 $f>900\text{ Hz}$ 的频段中, 两传声损失曲线的频率成分有较大差异。低频段有差别主要是因为平面波模型未考虑系统空腔共鸣现象, 高频段有差别主要是因为平面波解未考虑系统结构对高频失效的影响, 而有限元分析则反映出了系统空腔共鸣和高频失

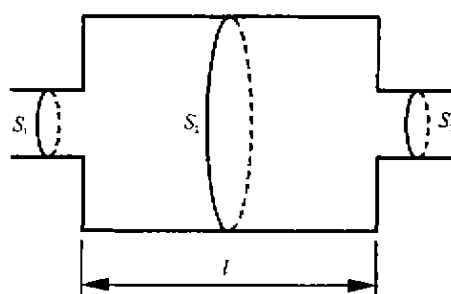


图4 单腔扩张式消声器有限元几何模型

Fig. 4 Geometry model of single cavity silencer

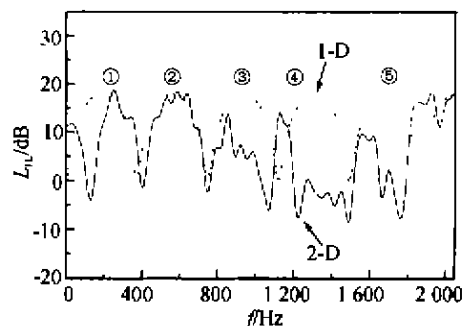


图5 消声器传声损失曲线

Fig. 5 Transfer loss curve of muffler

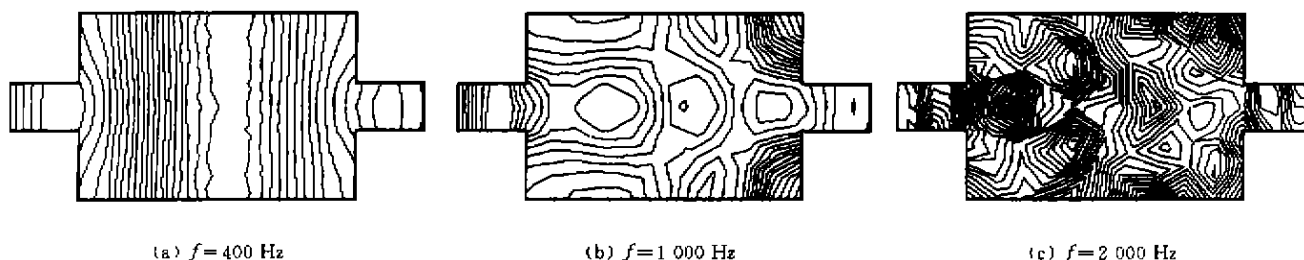


图6 不同频率下的声压场

Fig. 6 Sound pressure field under different frequencies

表1 一维平面波和二维有限元计算通过频率的差别

Tab. 1 Pass frequencies of 1-D planar wave and 2-D FEM

模 型	频率/Hz				
	1阶	2阶	3阶	4阶	5阶
一维平面波	372.7	745.4	1118.0	1490.7	1863.4
二维有限元	390.6	742.2	1074.2	1494.1	1767.6
差别/%	4.80	-0.43	-3.92	0.23	-5.14

效的作用。这说明用一维平面波计算的可适频率范围窄, 需要进行复杂的频率和消声量的修正。

对于消声量, 频段①后半部分两者计算结果吻合, 而前半部分中有限元结果反映出共鸣频率的存在, 其低频消声量较一维平面波计算值低, 因此存在消声下限截止频率; 频段②是该结构的主要消声频段, 在该频段内, 有限元消声量结果与一维平面波结果非常吻合, 说明在此频段内两者的分析是等效的; 频段③内, 前半部分有限元消声量结果与一维平面波结果吻合, 但该频段后半部分的有限元消声量结果较一维平面波计算结果约低10 dB, 开始体现出一维平面波计算对高频分析的误差; 在频段④以及更高阶的频段范围内, 有限元消声量结果与一维平面波结果有较大的出入, 有限元结果反映了该型式消声器对高频的消声作用减弱的传声特征。

图6是用有限元法计算得到的不同频率下声压场的分布情况。结果表明: 频率为400 Hz时, 等声压线基本上具有平面波的传播特征, 在该频率下, 用一维平面波理论分析消声特性是有效的; 频率为1000 Hz时, 消声器内部产生一定尺度的声压起伏, 若一声压起伏为峰, 相邻声压起伏则为谷, 声压起伏尺度与结构尺寸相当或更小; 高频压力起伏尺度随频率的增加而减小且更加无序化, 因此在高频段范围内用一维平面波分析误差较大, 而用有限元法分析则反映出声压起伏尺度对消声特性的影响, 因而较一维平面波解有更高的分析精度。

4 摩托车多腔排气消声器系统的传声损失

对图 1 所示的摩托车排气消声器多腔复杂系统进行计算,并假定从排气管进口端到出口端温度为 800 K 至 500 K 线性递减。计算得到的排气消声器的系统响应如图 7~图 9 所示。图 7、图 8 表明,排气口端响应在 127 Hz、254 Hz、273 Hz、361 Hz、518 Hz 和 723 Hz 上出现峰值,这些频率是排气消声器系统的主要通过频率。在实际应用中,由于消声器不是完全的刚性反射体,且燃气本身的粘性产生紊流干扰,波动能量将有所损耗,传递幅度将有所减小。图 9 所示的系统传声损失表明,排气消声器对 600 Hz~1 600 Hz 范围内的波动有良好的衰减作用。该系统对低频成分的衰减作用相

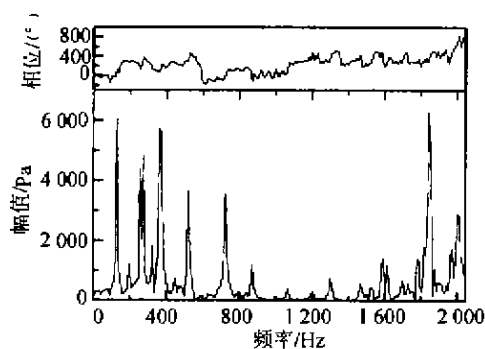


图 7 排气消声器出口端频谱

Fig. 7 Spectrum of output signal at the exhaust outlet

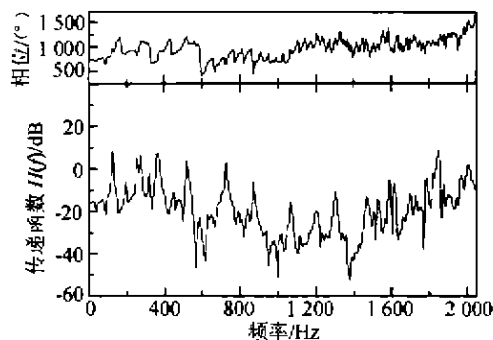


图 8 排气消声器系统的传递函数

Fig. 8 Transfer function of exhaust muffler system

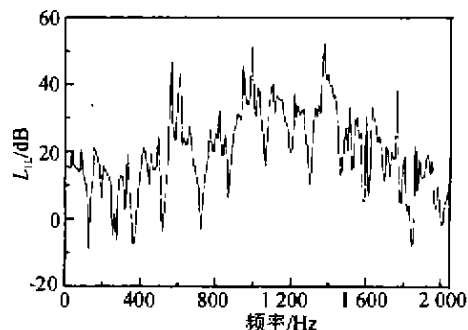


图 9 排气消声器系统的传声损失

Fig. 9 Transfer loss of exhaust muffler

对较弱,系统特性还有待改进。

5 结 论

(1) 传统的排气消声器设计在高频段有较大的误差,通过有限元法求解波动方程,能充分考虑结构和温度分布对系统传声特性的影响,在较大的频率范围内有较高的计算精度。

(2) 采用人工边界条件能简化出口端的边界条件设定,且符合分析要求。入口端采用扫频信号,能方便快捷地求出系统传递函数。声压场的分布状况会影响排气消声器系统的传声特性。

作者以本文怀念导师史绍熙先生。

参考文献:

- [1] 方丹群. 噪声控制[M]. 北京:北京出版社,1986.
- [2] 廖振鹏. 工程波动理论导引[M]. 北京:科学出版社,1996.
- [3] MACKEY D O. Correlation of Simulated and Measured Noise Emission Using a Combined 1D/3D Computational Technique[C]. SAE Paper 970801.
- [4] YOSHIHIRO I. Simultaneous Prediction of Pressure Losses and Acoustic Characteristics in Silencers by Numerical Simulation[C]. SAE Paper 960637.
- [5] 刘志刚. 利用频响函数的倒数评价内燃机排气消声器的传声损失[J]. 内燃机学报,1994,12(2):139-144.

Study on the Calculation of the Acoustical Transfer Property of Exhaust Muffler

LAN Jun¹, **SHI Shao-xi**², HAO Zhi-yong²

(1. Tianjin Internal Combustion Engine Research Institute, Tianjin 300072, China;

2. School of Mechanical Engineering, Tianjin University, Tianjin 300072, China)

Abstract: The wave equation of exhaust muffler has been solved by using finite element method with the artificial boundary conditions describing the semi-infinite space outside the outlet of muffler. The acoustical transfer function and transfer loss of exhaust muffler can be obtained by using chirp signal as excitation at the inlet of exhaust muffler.

Key words: Exhaust muffler; Transfer loss; Finite element method