

# 双自由度共振消声器及其控制研究

陈龙虎<sup>1,3</sup>, 吕海峰<sup>1</sup>, 郭俊娜<sup>2</sup>, 张景惠<sup>1</sup>, 马智宇<sup>1</sup>

(1. 中北大学机械工程学院, 山西 太原 030051; 2. 中北大学软件学院, 山西 太原 030051;

3. 南京光声超构材料研究院有限公司, 江苏 南京 210034)

**摘要:** 提出一种具有可调双消声波峰的压电式消声器, 可依据降噪要求来调节电压和穿孔率大小, 实现两个低频段的声波吸收可调谐。运用 Comsol 声固耦合模块计算消声结构参数对频移特性影响的规律: 穿孔率减小, 双消声峰向低频偏移, 第二消声峰的幅值和频率范围明显减小, 反共振点位置不变; 膜厚增加, 第一阶消声峰值基本不变, 第二阶消声峰值向低频偏移。分析了不同加载电压下的压电薄膜位移变化情况, 搭建实验平台测试不同电压条件下结构的传输特性, 基于逆压电效应的压电薄膜可以有效地抑制或增强膜的振动响应, 改变反共振点位置, 电压由 0 增加到 300 V, 第一消声峰值频率向高频偏移 85 Hz, 第二消声峰向高频域移动了 125 Hz。

**关键词:** 共振消声器; 双自由度; 压电薄膜; 可调频

**中图分类号:** TB535<sup>+</sup>.2 **文献标志码:** A **文章编号:** 1004-4523(2022)02-0426-08

**DOI:** 10.16385/j.cnki.issn.1004-4523.2022.02.018

## 引言

低频噪声的特征谱线明显, 衍射能力强, 能量衰减慢, 对工业生产和人们生活环境带来了很大的危害, 低频噪声高效、稳定、持续的吸收和衰减一直是一个亟待解决的难题<sup>[1]</sup>。近年来, 利用超材料薄膜和人工周期结构来调整和控制声波传播的想法受到了广泛的关注<sup>[2-5]</sup>, 对不同类型的声学材料, 如薄膜型超材料<sup>[6-8]</sup>、空间折叠型超材料<sup>[9-11]</sup>、声学超表面<sup>[12-13]</sup>等进行了深入的研究。这些超材料表现出有趣的声学特性, 如消声、带隙、负有效质量和负模量等。Huang<sup>[14]</sup>将管路中的一段刚性壁替换为柔性薄膜, 研究流管声传播特性; 发现当声波流经薄膜时, 声波的弹性与薄膜耦合, 很大程度上降低管内波速, 波速的骤降引起膜与刚性壁交界处发生了声反射和散射。为了防止声泄露, Huang<sup>[15]</sup>在柔性薄膜外附加扩张腔室, 通过无限个傅里叶积分表示导管内的声场和腔, 然后代入膜结构中来确定压力场, 但这种方法不具有一般性。Lawrie 等<sup>[16]</sup>采用模态匹配法计算了膜在与管道平齐的这一水平以上或以下位置时的消声特性, 结果显示将膜向上提高一小段距离时, 阻带宽度增加了 38%, 随着膜片在腔内位置增高, 阻带的频率范围发生偏移, 谐振腔的声辐射强度增大, 声传输损失曲线向膨胀腔靠近。

上述研究的被动消声器结构设计一旦完成, 其

消声能力便局限于特定的频带范围, 很难进行调节。主动声学超材料可以通过调节材料内部属性以及协同耦合外部介质来抑制低频声波, 实现声学响应的自适应控制。Choy 等<sup>[17]</sup>在自然通风条件下测量膜结构消声器的插入损失, 结果表明, 在消声器所需的最佳张力下, 膜的湍流激振不会产生明显的附加声。Yu 等<sup>[18]</sup>在刚性管道侧壁上搭建了一组由谐振器组合而成的声学超材料结构, 通过改变施加在压电薄膜上的电压调节由此产生的衰减带, 多个衰减带结合起来可以实现宽频带消声效果。Chen 等<sup>[19]</sup>通过控制电路实现负有效刚度, 利用机械和电子元件调节超材料刚度, 进而实现声波可调谐。

然而, 到目前为止提出的大多数主动消声结构的调频带宽相对较小, 欲消除多个频段上的具有一定带宽的噪声, 则需要多个调频装置串联, 结构较为冗杂。本文提出的穿孔管与膜片耦合的消声结构存在两个可调消声波峰, 可以针对两个可调频段的声波进行有效地衰减, 并且两个消声峰值具有一定的带宽。

## 1 消声器降噪机理及等效模型

### 1.1 双自由度弹簧-质量谐振系统

穿孔管消声器可等效为多个 Helmholtz 共振器的组合, 消声器内部包括均匀分布的通孔和谐振腔组成一个局域振动系统, 称之为主系统。管道中传

播的噪声声波分布在不同频域中,穿孔消声器在其固有频率上产生对平面波传播的高阻抗,有效地阻断了入射波的传播,导致了较大的传输损耗。在穿孔消声器基础上附加膜-谐振腔结构,附加系统产生反作用力可平衡主系统上的激励力,形成了双自由度振动效果。

图 1 为所设计的消声结构,它由弹性薄膜、微穿孔管以及充满空气的谐振腔 1 和 2 等组成,腔室 2 为了防止声泄露,结合微穿孔管-谐振腔 1-弹性薄膜-谐振腔 2 共同建立一个封闭的双自由度消声系统。该结构连接于管路系统中,一端为入口,另一端为出口,穿孔管上等间距周期布置着圆形通孔。管外包覆一层硅胶膜将谐振腔室一分为二,弹性薄膜由谐振腔的刚性外壳夹紧,外壳通过法兰连接保证密封性,膜片携有一定的强度和弹性。

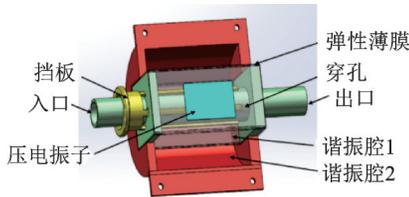


图 1 消声器结构模型

Fig. 1 Structure model of muffler

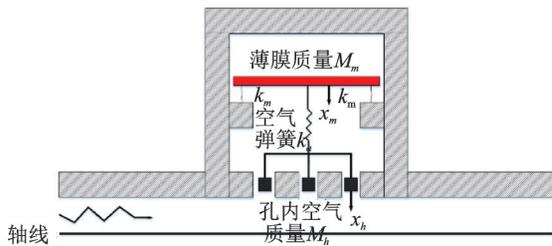


图 2 双自由度弹簧-质量等效模型

Fig. 2 Dual degrees of freedom spring-mass equivalent model

谐振腔 1 中空气相对不可压缩,将谐振腔 1 内的空气等效为弹簧,穿孔部分的空气等效为质量块,于是转化成了一个弹簧-质量谐振单元,作为主振系统,具有亥母霍兹共振效应。在引入弹性膜片后,将膜质量作为质量块,膜张贴的拉力和谐振腔 2 内空气层弹性耦合作为弹簧,构成了另一个弹簧-质量振动单元,类似于动力吸振器。膜-谐振腔附加系统的阻尼为  $\zeta$ ,因此可等效为图 2 所示双自由度弹簧-质量谐振系统,  $k_a$  为谐振腔 1 内的空气弹簧等效刚度,  $k_m$  为膜片与谐振腔 2 耦合后的等效刚度,  $x_m$  为膜片等效质量  $M_m$  的位移,  $x_h$  为孔内空气等效质量  $M_h$  的位移。在  $\zeta=0$  时,依据无阻尼双自由度弹簧-质量振动单元串联关系,得到简化后的振动微分方程:

$$\begin{bmatrix} M_m & 0 \\ 0 & M_h \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_m \\ \ddot{x}_h \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_m + k_a & -k_a \\ -k_a & k_a \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_m \\ x_h \end{bmatrix} = 0 \quad (1)$$

$$\text{将振动方程的特解设为: } \begin{cases} x_m = A_1 \sin(\omega t + \alpha) \\ x_h = A_2 \sin(\omega t + \alpha) \end{cases}$$

将  $x_m, x_h$  代入式(1)得:

$$\begin{cases} (k_m + k_a - M_m \omega^2) A_1 - k_a A_2 = 0 \\ -k_a A_1 + (k_a - M_h \omega^2) A_2 = 0 \end{cases} \quad (2)$$

上式为关于  $A_1, A_2$  的线性齐次代数方程组,当系统处于静平衡状态时,  $A_1 = A_2 = 0$ ,而在声波作用下,系统处于运动状态,故  $A_1, A_2$  具有非零解,方程组的系数行列式为 0,即:

$$\begin{vmatrix} k_m + k_a - M_m \omega^2 & -k_a \\ -k_a & k_a - M_h \omega^2 \end{vmatrix} = 0 \quad (3)$$

式中  $\omega$  为固有圆频率,由数学知识很容易得到:

$$\omega^4 - \left( \frac{k_m + k_a}{M_m} + \frac{k_a}{M_h} \right) \omega^2 + \frac{k_m k_a}{M_m M_h} = 0 \quad (4)$$

求解得到:

$$\omega_{m,h}^2 = \frac{1}{2} \left( \frac{k_m + k_a}{M_m} + \frac{k_a}{M_h} \right) \pm \frac{1}{2} \sqrt{\left( \frac{k_m + k_a}{M_m} + \frac{k_a}{M_h} \right)^2 - \frac{4k_m k_a}{M_m M_h}}$$

$$\omega_m \omega_h = \sqrt{\frac{k_m k_a}{M_m M_h}} \quad (5)$$

从上式可以看出系统出现两个固有频率,一个大于附加膜结构之前的固有频率,一个小于附加膜结构之前的固有频率,从而拓宽了频率范围。此外,主系统和附加系统的固有频率只与系统等效质量和弹簧刚度相关,为了实现自适应控制,将膜片质量  $M_m$  和腔室 1 空气弹簧刚度  $k_a$  视为定值,即可求得膜片刚度  $k_m$  和穿孔空气质量  $M_h$ 。其中,穿孔内空气等效质量和腔室 1 内的空气等效刚度为<sup>[20]</sup>:

$$\begin{cases} M_h = s \rho t'_h \\ k_a = \frac{\rho C^2 s^2}{l_1 S} \end{cases} \quad (6)$$

式中  $t'_h = t_h + \delta$ ,  $\delta = \delta_i + \delta_e$ ,  $\delta_i$  为穿孔的内部末端修正量,  $\delta_e$  为穿孔的外部末端修正量,  $C$  为声速,  $\rho$  为空气密度,  $s$  为孔截面积,  $S$  为穿孔板在腔室内的轴向截面积,  $l_1$  为腔深。穿孔空气质量由穿孔率控制,膜片刚度可通过压电振子的压电效应进行调节,最终实现了任意两个频段的噪声控制。

### 1.2 膜式穿孔管结构传递损失计算

在穿孔管背腔附加声学超材料薄膜,能够将穿孔管的消声频率重新分配,形成新的消声效果。首先对共振单元的声阻抗比和传递损失进行独立推导计算,假设入射声波振幅为  $P_i$ ,角频率为  $\omega$  的平面声波入射进入通孔,经弹性薄膜反射到面板上的声波也为平面

波。并且假设谐振腔的结构尺寸,如孔的间距、半径和腔的半径、深度都小于声波波长。腔室内为一维声场,假设与弹性薄膜平行的任意圆形截面的声压为均匀声压,质点振速为空间平均速度。基于此条件下,将小孔内空气等效质量运动方程表示为<sup>[2]</sup>:

$$st'_h \rho \frac{d^2 x_h(t)}{dt^2} + c \frac{dx_h(t)}{dt} = P_1 e^{j\omega t} s - P_{1'} e^{j\omega t} s \quad (7)$$

式中  $x_h$  为的颈管内空气等效质量的位移,  $c$  为通孔内表面的黏滞阻力,  $P_1, P_{1'}$  为 1, 1' 处的声压幅值。  $t'_h = h + \delta$ ,  $h$  为孔深,  $\delta$  为开口修正量。对孔的内外端进行修正:

$$\delta = \frac{4d}{3\pi} + 0.48s \sqrt{1 - 1.25 \frac{d}{D}} \quad (8)$$

式中  $d$  和  $D$  为孔和腔室的直径。则截面 1' 处的声压等于空间粒子速度幅值和声阻抗比的乘积:

$$P_{1'} = Z_{1'} v_{1'} = Z_{1'} \frac{S v_h}{S} \quad (9)$$

式中  $v_h$  为孔内空气的振动速度幅值,假设声波为简谐激励,由式(1)和(3)得到孔的声阻抗比和消声器表面的声阻抗比:

$$\begin{cases} Z_h = \frac{p_1}{v_h} = j\omega \rho t'_h + \frac{c}{s} + \frac{s}{S} Z_{1'} \\ Z_1 = \frac{p_1}{v_1} = \frac{S'}{s} \frac{p_1}{v_h} = \frac{1}{\epsilon} \left( \frac{c}{s} + j\omega \rho t'_h \right) + \frac{1}{\epsilon} \frac{s}{S} Z_{1'} \end{cases} \quad (10)$$

式中  $v_1$  为截面 1 处的空间粒子速度幅值,开度比  $\epsilon$  为腔室截面积  $s$  与穿孔管内面积  $S'$  的比值。根据弹性薄膜的运动方程:

$$D' \nabla^4 x_p(r, t) + \rho_s h \frac{\partial^2 x_p(r, t)}{\partial t^2} = p_2 e^{j\omega t} - p_2' e^{j\omega t} \quad (11)$$

式中  $x_p$  表示薄膜的位移,  $r$  为薄膜上任意位置,薄膜密度、厚度和抗弯刚度为  $\rho_s, \sigma, D'$ , 而  $D' = D(1 + j\eta)$ ,  $\eta$  为损耗因子。  $p_2$  和  $p_2'$  表示薄膜两侧的声压值。考虑到第一阶振型对固有频率的影响最大,因此,薄膜振动速度速度幅值可等效为第一振型函数乘以第一振型速度幅值:  $v_p(r) = \psi_1(r) v_{p1}$ 。在薄膜边缘固定的情况下,第一模态函数为:

$$\psi_1(r) = J_0(\lambda_0) I_0\left(\frac{\lambda_0}{R} r\right) - I_0(\lambda_0) J_0\left(\frac{\lambda_0}{R} r\right) \quad (12)$$

式中  $J_0$  为第一类贝塞尔函数,  $I_0$  为第一类修正贝塞尔函数,  $\lambda_0 = 3.19622$ , 薄膜的空间振动速度幅值  $v_p = \frac{\int_s v_p(r) ds}{S} = \frac{\int_s \psi_p(r) ds}{S} v_{p'}$ , 与式(10)联立得到截面 2 处的声阻抗比:

$$Z_2 = \frac{p_2}{v_p} = \frac{S}{B} \left( \frac{1}{j\omega} K_1 + j\omega M_1 \right) + Z_{2'} \quad (13)$$

式中  $Z_{2'} = -j \frac{\rho C^2}{\omega l_2}$  为 2 处的声阻抗比,  $l_2$  为腔室 2

的长度,此外, 
$$\begin{cases} K_1 = \int_s D' \psi_1 \nabla^4 \psi_1 ds \\ M_1 = \int_s \rho_s h \psi_1^2 ds \\ B = \left( \int_s \psi_1 ds \right)^2 \end{cases},$$
 因此等式(13)

可转化为:

$$Z_2 = \eta \frac{S M_1}{B} \frac{\omega_f^2}{\omega} + j \frac{S M_1}{B} \left( \omega - \omega_2^2 \frac{1}{\omega} \right) \quad (14)$$

式中  $\omega_2$  为薄膜和附加腔的固有角频率,  $\omega_f$  为薄膜固有频率,可得:

$$\begin{cases} \omega_2^2 = \frac{\rho C^2}{l_2} \frac{B}{S M_1} + \omega_f^2 \\ \frac{K_1}{M_1} = (1 + j\eta) \omega_f^2 \end{cases} \quad (15)$$

截面 1' 和截面 2 的阻抗比关系可表示为:

$$Z_{1'} = \rho C \frac{Z_2 \cos(kl_1) + j\rho C \sin(kl_1)}{jZ_2 \sin(kl_1) + \rho C \cos(kl_1)} \quad (16)$$

式中  $l_1$  为腔室 1 的深度,假设  $l_1$  小于声波波长,式(10)可简化为:

$$Z_{1'} = \frac{Z_2 + j\omega \rho l_1}{j \frac{l_1}{\rho C^2} \omega Z_2 + 1} \quad (17)$$

最后,将式(10),(14)和(17)联立得到该双局域谐振单元的总声阻抗比为:

$$Z_1 = \frac{1}{\epsilon} \left\{ \frac{c}{s} + j \frac{m}{s} \omega - \frac{1}{s} \frac{K_a}{\omega} \frac{\eta \omega_f^2 + j \left[ \left( 1 + \frac{M_{a1}}{M_{e1}} \right) \omega^2 - \omega_2^2 \right]}{\omega^2 - \omega_2^2 - \frac{S^2}{s^2} \frac{K}{M_{e1}} - j\eta \omega_f^2} \right\} \quad (18)$$

孔内空气质量为  $m = s \rho t'_h$ , 背腔 1 内的空气刚度  $K_a = \frac{\rho C^2 s^2}{l_1 S}$ , 空气质量  $M_{a1} = \rho l_1 s$ , 薄膜质量  $M_{e1} =$

$\frac{S^2 M_1}{B}$ 。则可得消声器单元的声吸收功率:

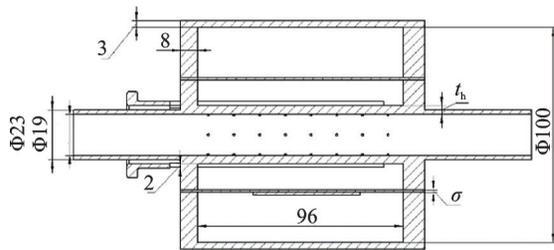
$$W_{ab} = \frac{Z_r}{2} |v_1|^2 = \frac{2Z_r}{|\rho C + Z_r + jZ_i|^2} |p_i|^2 \quad (19)$$

式中  $Z_r$  和  $Z_i$  为  $Z_1$  的实部和虚部,入射声功率  $W_i = \frac{|p_i|^2}{2\rho C}$ , 于是得到正入射声波传递损失:

$$TL = 10 \lg \frac{W_{ab}}{W_i} = 10 \lg \frac{4\rho C Z_r}{(Z_r + \rho C)^2 + (Z_i)^2} \quad (20)$$

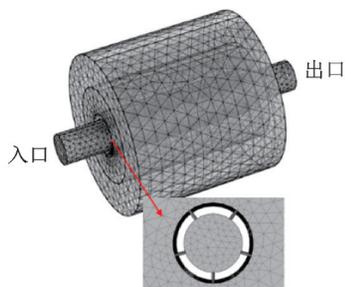
## 2 消声器共振频率控制因素分析

消声器结构大小受空间限制,因此在保证腔室深度、进出口管径一定的情况下,如图 3(a)所示,研究薄膜属性(如厚度、形状)、穿孔管结构参数(如穿孔深度和穿孔率)对峰谷频率和传递损失幅值的影响规律。运用 Comsol 软件声固耦合模块分析消声器的消声效果,设置流体域的介质为空气,空气密度  $\rho_0 = 1.225 \text{ kg/m}^3$  和声速  $C = 343 \text{ m/s}$ ,设置入口为平面波入射,出口为压力出口,计算步长为 10,计算范围为 40~1000 Hz,利用软件中的声学模块计算模型的传递损失,传递损失定义为  $TL = 10 \lg \frac{P_{in}}{P_{out}}$ ,  $P_{in}$  和  $P_{out}$  分别表示入口和出口处的总声功率。图 3 为单层穿孔管,膜片厚度为 2 mm,穿孔深度为 4 mm 时的网格划分示意图,网格顶点数为 25348,划分单元为四面体,数量为 122636,对颈管部分进行局部加密。



(a) 消声器内部剖视图(单位: mm)

(a) Sectional view of the muffler interior (Unit: mm)



(b) 网格划分示意图

(b) The diagram of grid division

图 3 附加膜结构穿孔管模型与空气域的网格划分示意图  
Fig. 3 Schematic diagram of perforated tube model with additional membrane structure and mesh division of air domain

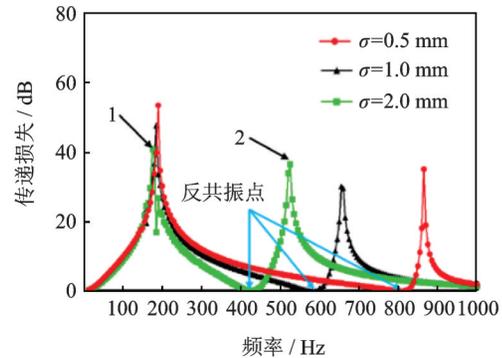
### 2.1 材料属性对共振频率的影响

采用硅胶膜作弹性薄膜,其材料参数如表 1 所示,对膜边缘进行固定约束。计算得到不同膜厚下的吸收效果如图 4(a)所示,保持单层穿孔管  $t_h = 4 \text{ mm}$ ,  $P = 0.386\%$  不变。对于两个自由度的强迫振

表 1 压电薄膜结构材料参数

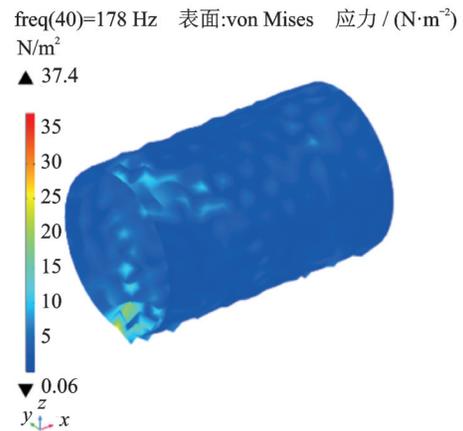
Tab.1 Structural material parameters of piezoelectric film

压电薄膜材料	密度/( $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ )	弹性模量/Pa	泊松比	厚度/mm
硅胶薄膜	1300	$7.5 \times 10^5$	0.49	2
铜片	8940	$1.26 \times 10^{11}$	0.34	0.1
陶瓷片	7500	$5.6 \times 10^{10}$	0.36	0.1



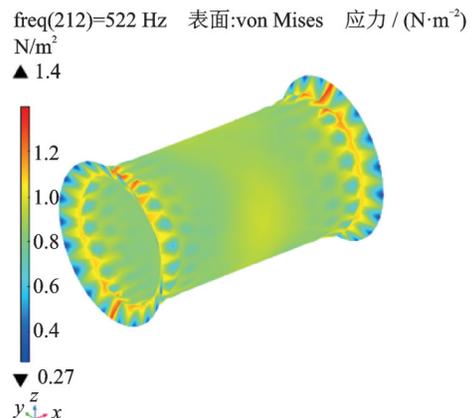
(a) 不同薄膜厚度时的传递损失对比

(a) Comparison of transmission loss at different film thicknesses



(b) 峰值1处时薄膜应力云图

(b) Film stress cloud at peak 1



(c) 峰值2处时薄膜应力云图

(c) Film stress cloud at peaks 2

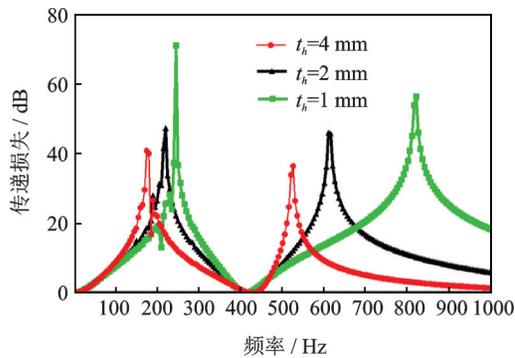
图 4 膜厚变化对消声效果的影响( $t_h, P$  不变)

Fig. 4 Influence of film thickness on sound absorption effect ( $t_h$  and  $P$  remain unchanged)

动,当声波激励频率达到某一值时,会在如图4(a)所示反共振点频率处出现振动静止的反共振现象,这种反共振现象可以避免机器及结构物共振动的发生。随着膜厚增加,膜片的刚度减小,第一阶峰值 $f=178$  Hz基本不变,反共振点向低频域移动,第二阶峰值频率由865 Hz减小到522 Hz。根据式(5),第一阶频率 $\omega_h$ 不变,刚度减小,故而第二阶频率降低,其原理类似于变质量动力吸振器。在频率1和频率2处膜片的应力云图如图4(b)和(c)所示,在178 Hz处应力最大值为 $37.4$  N/m<sup>2</sup>,此时膜片的振动响应最大,在第一频率范围之外的其他频率振动响应相对较弱。

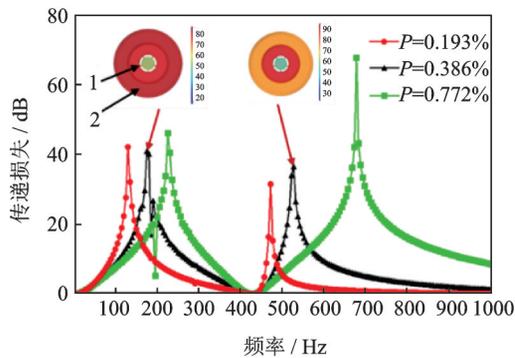
## 2.2 结构属性对共振频率的影响

保持膜厚 $\sigma=2$  mm和穿孔率 $P=0.386\%$ 不变,穿孔深度 $t_h$ 变化,得到如图5(a)所示传递损失随穿孔深度变化的趋势,保持穿孔深度 $t_h=4$  mm、膜 $\sigma=2$  mm不变,穿孔率变化,得到图5(b)所示穿孔率的影响。



(a) 穿孔深度影响( $P, \sigma$ 不变)

(a) Influence of perforation depth ( $P, \sigma$  unchanged)



(b) 穿孔率的影响( $\sigma, t_h$ 不变)

(b) Influence of perforation rate ( $\sigma, t_h$  unchanged)

图5 声传输特性

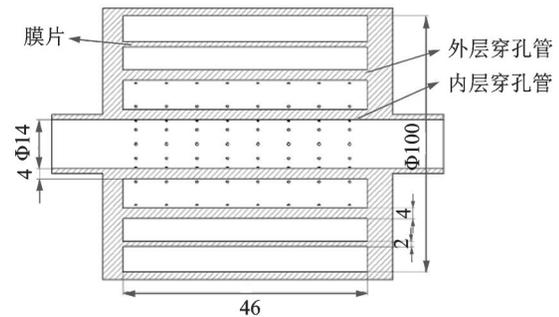
Fig. 5 Sound transmission characteristics

结果显示,穿孔参数的变化并不能改变反共振点的位置,始终保持在 $f=425$  Hz不变。随着穿孔深度的增大,两个峰都向低频偏移,且峰值下降,带隙逐渐变窄。穿孔管的共振频率计算公式:

$$f = \frac{C}{2\pi} \sqrt{\frac{P}{(t_h + 0.8d)L}} \quad (21)$$

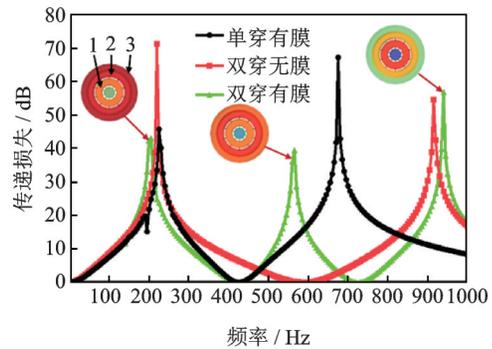
式中  $L$ 为谐振腔深度, $d$ 为孔径。由式(21)看出:随着 $t_h$ 增加,未附加膜结构系统的共振频率 $f$ 向低频偏移,传递损失幅值降低,故而附加系统后的双峰向低频域移动。图5(b)中穿孔率变小,共振频率降低,双峰向低频偏移,但第二阶消声峰的幅值和宽度大幅度降低。在峰值频率处的声压级云图显示:第一个尖峰处的能量主要集中在谐振腔1,2中,第二尖峰处的能量主要集中在谐振腔1中,进出口能量发生明显的衰减,共振频率处的消声效果显著。

当穿孔管为双层时(内层穿孔率为0.772%,外层穿孔率为0.386%),膜厚为2 mm,如图6(a)所示,谐振腔被穿孔管和压电薄膜分割成三个分腔室,传输曲线产生三个消声波峰,如图6所示,系统转化为三自由度弹簧-质量谐振系统。双层穿孔管结构具有220和915 Hz两个消声峰,在附加膜结构后,两个消声峰分别转移到200和940 Hz,同时在565 Hz处出现一个吸收峰。第一个尖峰处的能量主要集中在谐振腔3中,第二尖峰处的能量主要集中在谐振腔2中,第三尖峰处的能量主要集中在谐振腔1中,进出口能量在峰值频率处有明显的衰减。



(a) 附加膜结构的双层穿孔管模型(单位: mm)

(a) Double perforated tube model with membrane structure (Unit: mm)



(b) 传递损失曲线

(b) The curve of transmission loss

图6 穿孔层数对传递损失的影响

Fig. 6 Influence of the number of perforated layers on transmission loss

## 3 可调结构设计及消声性能测试

依据上述理论与仿真分析,建立可调消声器结

构如图 1 所示:穿孔管的穿孔率可由 0 梯度增加到 1%,增长步长为 0.1%,挡管不断抽离腔室内,穿孔率逐渐增大,完全抽离时,穿孔率最大为 1%,此时产生的共振频率也最大。得到主峰的控制方式后,采用薄膜将穿孔管的主消声峰值调谐为两个,而对膜片进行加厚来调节频率在工程应用中较为复杂。压电陶瓷在加载不同的驱动电压下,压电片带动膜

片产生变形,从而改变膜片刚度,系统弹性系数发生改变,能够实现频率可调谐并具有可操作性,图 7 为加载 100,200,300 V 电压下,压电薄膜的位移情况。随着电压的增加,膜片位移逐渐增大,由 0.65 mm 增加到 1.95 mm,薄膜刚度与变形量大小成正比,因此刚度也随之增大,根据公式(5)可知两个消声峰值向高频偏移。

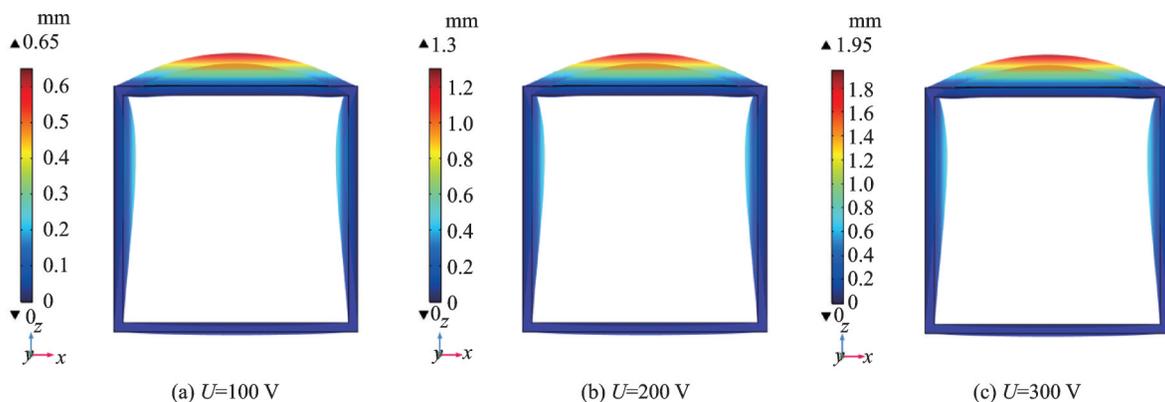


图 7 不同电压下的薄膜位移云图

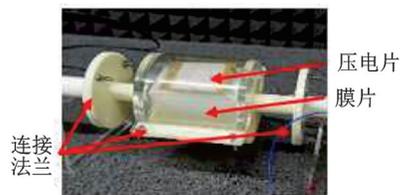
Fig. 7 Cloud image of film displacement at different voltages

实验测试样件与声学测试装置如图 8 所示,采用双负载法测试消声器在不同驱动电压下的传递损失,该套测试系统主要由扬声器、阻抗管、3D 打印消声器样件、直流电源、四通道数据采集卡、传声器和消声末端等组成。穿孔板层数为 1 层,穿孔深度为 4 mm,消声器两端通过法兰连接阻抗管,消声器内也通过两个外壳法兰连接固定膜片。功率放大器放大的声信号输送进型号为 DQ30TZF-05 的扬声器,扬声器将电信号转换为声信号发出。本测试系统所采用的传声器型号为 AWA14425 型 ICP(IEPE),能够将声压信号转化为电信号。由 4 个传声器采集到的声压信号传输进 NIDAQ-9234 的四通道数据采集卡,将传感器的信号送入计算机结合 Labview 软件进行时域采集,最后通过 FFT 变换得到传递损失随频率变化曲线。传递损失计算公式为:

$$TL = -20 \lg \left| \frac{\sin(kx_1) P_3 e^{jkx_2} - P_4}{\sin(kx_3) P_1 - P_2 e^{jkx_1}} \right| \quad (22)$$

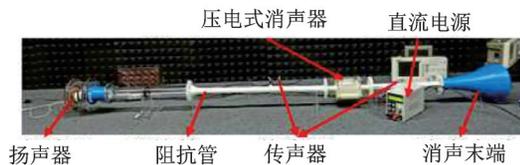
式中  $x_1$  为传声器 1 与传声器 2 之间的距离,  $x_2$  为传声器 2 与消声器左端法兰之间的距离,  $x_3$  为传声器 3 与消声器右端法兰的距离,  $x_4$  为传声器 3 与传声器 4 之间的距离。  $P_1, P_2, P_3, P_4$  为四个传声器处测得的声压值,进而求得消声器结构的声传递损失。将驱动电压由 0 增加到 300 V,得到图 9 所示声传递损失曲线。

实验测试结果显示:在驱动电压为 0 时,在 180 和 520 Hz 处出现两个消声峰,与不加电压时仿真计



(a) 待测样件

(a) Sample to be tested



(b) 传递损失测试装置

(b) Transmission loss of test device

图 8 测试样件及声学测试平台

Fig. 8 Test samples and acoustic test platform

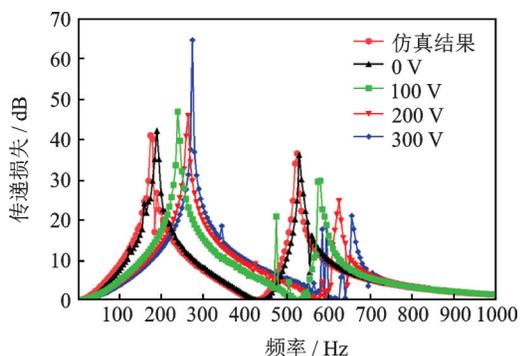


图 9 不同电压下的消声效果

Fig. 9 Sound absorption effect under different voltages

算结果偏差为 2.8% 和 0.97%, 这是因为测试样品的精度很难保证。随着电压的上升, 膜片刚度随之增大, 反共振点向高频域移动, 结构共振与声学共振耦合效应减弱, 第一阶消声峰由 180 Hz 偏移至 275 Hz, 偏移量为 95 Hz, 消声量增加; 第二阶消声峰由 520 Hz 偏移至 655 Hz, 偏移量为 125 Hz, 但消声量下降较大。在膜片刚度非常大时, 膜片表现为刚性壁, 此时只有一个消声峰。增大穿孔率可以将双峰频率向高频域移动, 反共振点位置不变, 增加电压可使双峰向高频偏移, 反共振点位置变化, 可根据噪声频率范围和降噪量的大小来进行调节, 达到预期的消声效果。

## 4 结 论

(1) 提出一种可调双消声波峰的消声结构, 通过调节电压和穿孔率大小, 实现两个低频段的声波吸收可调谐。将膜片与穿孔管耦合的消声结构等效为双自由度弹簧-质量谐振系统, 膜的引入改变了系统的弹性参量, 将穿孔管的消声峰值一分为二, 双局域化拓宽了消声频带。

(2) 运用 Comsol 声固耦合模块计算消声结构参数对消声效果的影响: 随着穿孔深度增加、穿孔率减小, 双消声峰向低频偏移, 反共振点位置不变。反共振点位置只与膜片有关, 膜厚增加, 第一阶峰值频率基本不变, 第二阶峰值频率向低频偏移。

(3) 压电式消声器通过驱动压电振子引起膜片刚度变化, 随着电压上升, 反共振点向高频偏移, 双消声峰向高频域移动, 但第二阶消声峰值逐渐降低, 刚度的增大抑制了膜的振动响应。因此, 可以通过调节穿孔率和电压大小, 实现任意两个低频段消声。

## 参 考 文 献:

- [1] 吴九汇, 马富银, 张思文, 等. 声学超材料在低频减振降噪中的应用评述[J]. 机械工程学报, 2016, 52(13): 68-78.  
Wu Jiuhui, Ma Fuyin, Zhang Siwen, et al. Application of acoustic metamaterials in low frequency vibration and noise reduction [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(13): 68-78.
- [2] Zhu Xuezhong, Chen Zhaobo, Jiao Yinhou, et al. Broadening of the sound absorption bandwidth of the perforated panel using a membrane-type resonator[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2018, 140(3): 031014.
- [3] Liu Z, Zhang X, Mao Y, et al. Locally resonant sonic materials[J]. Science, 2000, 289 (5485): 1734-1736.
- [4] Chen Y Y, Huang G L, Zhou X M, et al. Analytical coupled vibroacoustic modeling of membrane-type acoustic metamaterials: membrane model[J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 2014, 136 (3): 969-979.
- [5] Wang P, Casadei F, Shan S, et al. Harnessing buckling to design tunable locally resonant acoustic metamaterials[J]. Physical Review Letters, 2014, 113(1): 5.
- [6] 胡超楠. 薄膜型声学超表面设计与可调节性研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2020.  
Hu Chaonan. Design and adjustable properties of thin film acoustics supersurface [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2020.
- [7] 陈龙虎. 声学超材料对低频噪声的消声特性[J]. 应用声学, 2020, 39(3): 438-444.  
Chen Longhu. Acoustic metamaterial silencing characteristics of low-frequency noise [J]. Applied Acoustics, 2020, 39(3): 438-444.
- [8] Ma G, Yang M, Xiao S, et al. Acoustic metasurface with hybrid resonances[J]. Nature Materials, 2014, 13 (9): 873-878.
- [9] Guan D, Wu J H, Jing L, et al. Application of a Helmholtz structure for low frequency noise reduction [J]. Noise Control Engineering Journal, 2015, 63 (1) : 20-35.
- [10] Li Y, Assouar B M. Acoustic metasurface-based perfect absorber with deep subwavelength thickness [J]. Applied Physics Letters, 2016, 108(6): 063502.
- [11] Zhang C, Hu X. Three-dimensional single-port labyrinthine acoustic metamaterial: perfect absorption with large bandwidth and tunability[J]. Physical Review Applied, 2016, 6(6): 064025.
- [12] Mei J, Wu Y. Controllable transmission and total reflection through an impedance-matched acoustic metasurface [J]. New Journal of Physics, 2014, 16(12): 123007.
- [13] Cai X, Guo Q, Hu G, et al. Ultrathin low-frequency sound absorbing panels based on coplanar spiral tubes or coplanar Helmholtz resonators[J]. Applied Physics Letters, 2014, 105(12): 121901.
- [14] Huang Lixi. A theoretical study of duct noise control by flexible panels [J]. Journal of Acoustical Society of America, 1999, 106: 1801-1809.
- [15] Huang Lixi. Modal analysis of a drumlike silencer[J]. Journal of Acoustical Society of America, 2002, 112: 2014-2025.
- [16] Lawrie J B, Guled I M M. On tuning a reactive silencer by varying the position of an internal membrane[J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 2006, 120(2): 780-790.
- [17] Choy Y S, Huang L. Effect of flow on the drumlike silencer [J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 2005, 118(5): 3077-3085.

- [18] Yu X, Lu Z, Cui F, et al. Tunable acoustic metamaterial with an array of resonators actuated by dielectric elastomer [J]. *Extreme Mechanics Letters*, 2016, 12: 37-40.
- [19] Chen Y Y, Hu G K, Huang G L. A hybrid elastic metamaterial with negative mass density and tunable bending stiffness [J]. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, 2017, 105: 179-198.
- [20] Sanada A, Tanaka N. Extension of the frequency range of resonant sound absorbers using two-degree-of-freedom Helmholtz-based resonators with a flexible panel [J]. *Applied Acoustics*, 2013, 74(4):509-516.

## Dual degrees of freedom resonance muffler and its control

CHEN Long-hu<sup>1,3</sup>, LÜ Hai-feng<sup>1</sup>, GUO Jun-na<sup>2</sup>, ZHANG Jing-hui<sup>1</sup>, MA Zhi-yu<sup>1</sup>

(1.College of Mechanical Engineering, North University of China, Taiyuan 030051, China;

2.College of Software, North University of China, Taiyuan 030051, China;

3.Nanjing Meta-Tech-Center Corporation Limited, Nanjing 210034, China)

**Abstract:** This paper proposes a piezoelectric muffler with an adjustable double silencing peak. The piezoelectric muffler can adjust the voltage and perforation rate according to the noise reduction requirements, and make the acoustic wave absorption adjustable in two low frequency bands. Firstly, the sound-solid coupling module of Comsol is used to calculate the influence of the silencing structure parameters on the frequency shift characteristics. When the perforation rate decreases, the double silencing peak shifts to low frequency, the amplitude and frequency range of the second silencing peak decrease significantly, and the position of the anti-resonance point remains unchanged. When the thickness of the film increases, the first order silencing peak is basically unchanged, while the second order silencing peak moves to the lower frequency region. Secondly, the displacement of the piezoelectric thin film under different load voltages is analyzed. Finally, the experimental platform is set up to test the transmission characteristics of the structure under different voltages. Based on the inverse piezoelectric effect, the piezoelectric thin film can effectively inhibit or enhance the vibration response of the film, and change the position of the anti-resonance point. When the voltage increases from 0 to 300 V, the frequency of the first silencing peak moves to higher frequency region up to 85 Hz, and the second one moves up to 125 Hz.

**Key words:** resonant muffler; dual degrees of freedom; piezoelectric film; adjustable frequency

作者简介: 陈龙虎(1996—),男,硕士研究生。电话:18298083233;E-mail:1097559063@qq.com。