

# 耦合 Helmholtz 共振消声器的设计及参数分析\*

韩 雷, 季宏丽, 裘进浩

(南京航空航天大学机械结构力学及控制国家重点实验室 南京, 210016)

**摘要** 基于传统 Helmholtz 共振消声器提出了一种机械耦合式共振消声器结构,以改善传统共振消声器的声学性能。该消声器的共振腔中内置附加有质量块的柔性板结构,将共振腔分隔为上下 2 部分腔体。入射的声波激励起柔性板结构的振动,与上下腔体相互耦合形成新的 2 自由度系统,从而将传统 Helmholtz 共振器的共振峰一分为二。基于理论分析柔性板附加质量块,以使其振动特性更具有可调性。同时,借助有限元软件分析其结构参数对消声器声学特性的影响规律,并通过实验验证结构的有效性。

**关键词** 耦合 Helmholtz 消声器;柔性板结构;附加质量块;双传递损失峰;结构参数分析

**中图分类号** TB535+.2

## 引 言

传统的 Helmholtz 共振消声器通常由共振腔通过颈部与主管道连通构成,广泛用于低频噪声的抑制<sup>[1-6]</sup>。然而,由于 Helmholtz 共振器的谐振特性,消声器只有 1 个消声峰。因此,通常使用多个具有不同谐振频率的共振器相结合实现在较宽的频带范围内的噪声衰减<sup>[7-9]</sup>。Xu 等<sup>[10]</sup>设计了一对串联组合的颈腔结构(颈-腔-颈-腔),能够在低频范围内产生 2 个谐振峰,并可以通过改变结构参数来控制消声峰频率,使双 Helmholtz 共振器串联结构成为理想的消声元件。此外,对内插颈<sup>[11]</sup>、圆形同心腔<sup>[12]</sup>、圆形非同心腔<sup>[13]</sup>以及内衬吸声材料<sup>[14]</sup>等物理参数对共振特性的影响也进行了相关研究。Griffin 等<sup>[15]</sup>设计了一种由 2 个 Helmholtz 共振器和 1 个耦合元件组成的机械耦合 Helmholtz 共振器,可以在更大的带宽上实现噪声的衰减。

除上述无源方法外,还采用了无源-有源混合方法来拓展噪声衰减带宽。文献[16-17]开发了一种基于半主动控制定律改变共振腔内活塞位置以改变腔体体积,从而调整消声特性。McDonald 等<sup>[18]</sup>提出了一种调控方式类似于 Matsuhisa 的自适应 Helmholtz 共振器,根据共振腔与主管道系统之间声压的相位关系同时调节共振腔体积和颈部长度。高林等<sup>[19]</sup>基于半主动控制算法对 Helmholtz 共振器的颈部横截面积进行调控,实现多个传递损失消声峰。

利用多个共振器相结合改善消声频带的方法大大增加了结构的体积。虽然无源-有源混合的方法可以有效地抑制低频噪声,但是控制系统中包含传感器、执行器、实时控制器、信号调节和功率放大器等部件,使噪声衰减系统的成本大幅提高<sup>[20]</sup>。因此,为了在不改变原有尺寸的情况下改善消声性能,笔者提出了一种在共振腔内安装有柔性板结构的机械耦合 Helmholtz 共振消声器。柔性板结构由轻薄的柔性面板及附加质量块组成,将共振腔分为上下 2 部分。入射声波激励起柔性板结构产生振动,使其成为上下 2 部分腔体之间的耦合元件。柔性板结构与上部腔体(背腔)相结合作为原系统的附加自由度,从而将原 Helmholtz 共振峰一分为二,有效地改善了传统 Helmholtz 共振消声器的声学性能。

## 1 耦合 Helmholtz 共振式消声器

基于传统共振消声器所提出的耦合 Helmholtz 共振式消声器模型如图 1 所示。将附加有质量块的柔性板结构放置在 Helmholtz 共振腔中,使共振腔分隔为上下 2 部分腔体(腔体 1 和腔体 2)。腔体之间通过柔性板结构相互耦合,可以认为腔体 2 和柔性板结构组合为新的附加自由度系统,从而使传统 Helmholtz 共振器进化为 2 自由度共振系统。

共振腔内的柔性板附加有非对称形状的质量块,质量块可以是任何其他形状,如环形或圆柱形。

\* 国家自然科学基金资助项目(11532006,51775267);江苏省自然科学基金资助项目(BK20181286);中央高校基本科研业务专项资金资助项目(NE2015001);装备预研基金资助项目(61402100103);江苏省普通高校研究生科研创新计划资助项目(KYLX16\_0335);江苏高校优势学科建设工程资助项目

收稿日期:2020-12-14;修回日期:2021-03-24

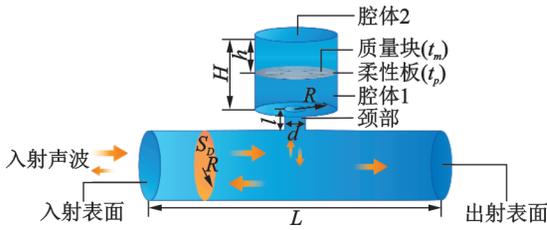


图1 耦合Helmholtz共振消声器示意图

Fig.1 The diagram of the coupled Helmholtz resonance muffler

由于作为耦合元件的柔性板对上下腔体的共振具有直接影响,因此附加质量块的目的在于调整柔性板的振动特性,以期改变共振消声器的消声特性。图2所示为柔性板结构的示意图,4个质量块完全相同且为半圆形,两两对称分布在柔性板两侧。对称分布的2个质量块的圆心与柔性板中心在同一直线上,且质量块之间圆心到圆心的距离为 $2(r+l_m)$ 。柔性板结构可以被入射声波激励产生振动,且其四周边界通过上下腔体的刚性壁夹紧为固支边界条件。柔性板与质量块之间的连接为刚性连接,消声器的固体结构部分均假定为声学刚性壁面。

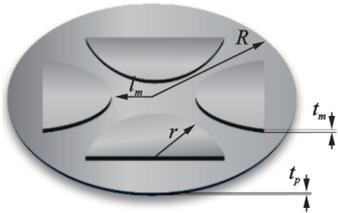


图2 柔性板结构示意图

Fig.2 The diagram of the flexible plate with mass blocks

## 2 理论基础

由于管道尺寸远小于低频范围声波的工作波长,因此可以假定在管道中沿轴线方向传播的入射声波为平面波。耦合Helmholtz共振消声器的2维理论模型可以简化为如图3所示,其中数字标注的位置表示对应的截面,此处主要用于标明后续计算中管道内不同截面处的声学阻抗。

共振器的颈部和腔体1均可视为均匀截面管结构。基于上述平面波假设,颈部和腔体1对应的入口处的声学阻抗<sup>[21-22]</sup>可以分别表示为

$$Z_3 = \frac{\rho c}{s} \frac{Z_4 + j \frac{\rho c}{s} \tan kl'}{\frac{\rho c}{s} + j Z_4 \tan kl'} \quad (1)$$

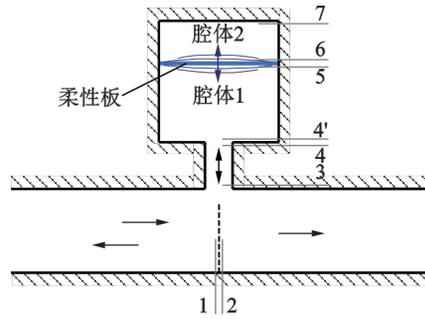


图3 消声器2维理论模型

Fig.3 2D theoretical model of the muffler

$$Z'_4 = \frac{\rho c}{S} \frac{Z_5 + j \frac{\rho c}{S} \tan(k(H-h))}{\frac{\rho c}{S} + j Z_5 \tan(k(H-h))} \quad (2)$$

其中: $\rho$ 和 $c$ 分别为空气密度和声速; $k$ 为声波波数; $s$ 和 $S$ 分别为颈部和腔体的截面积; $H$ 和 $h$ 分别为共振腔总深度及腔体2的深度; $Z_3, Z_4, Z'_4$ 和 $Z_5$ 分别为截面3,4,4'和5处对应的声阻抗; $l' = l + t_w + 0.85d$ 为颈部的声学长度<sup>[21]</sup>;  $t_w$ 为颈部壁厚; $d$ 为颈部的内径。

由于腔体2的顶部被刚性壁封闭,因此根据式(2)可得截面6处的声学阻抗为

$$Z_6 = -j \frac{\rho c}{S} \cot(kh) \quad (3)$$

其中:当腔体2的深度远小于声波波长时,式(3)可进一步近似为 $Z_6 = -j \rho c / (S k h)$ 。

根据Beranek声学变压器理论<sup>[23]</sup>,当声波在截面积不连续的管道中传播时,对于在截面突变界面两侧的声阻抗存在一个转换比。因此,颈部与腔体1连接处即截面4和4'处的声阻抗存在如下关系

$$Z'_4 = \frac{S}{s} Z_4 \quad (4)$$

根据式(1)~(4)的推导,只要得到截面5和6之间的声阻抗关系即可得到截面3处的声阻抗 $Z_3$ 。假设图3中柔性板没有附加质量块,则其运动方程根据文献[24]中的推导公式可以表示为

$$\nabla^2(D \nabla^2 x_p(\mathbf{r}, t)) + \rho_s t_p \frac{\partial^2 x_p(\mathbf{r}, t)}{\partial t^2} = p_5 e^{j\omega t} - p_6 e^{j\omega t} \quad (5)$$

其中: $x_p$ 为板的位移; $\mathbf{r}$ 为板上任意位置; $\rho_s$ 和 $t_p$ 分别为板的密度和厚度; $D$ 为无内阻尼弯曲刚度; $p_5$ 和 $p_6$ 分别为截面5和截面6处的声压幅值。

假设只考虑低频范围内起主导作用的结构第1阶振型,根据文献[24]中对于柔性板振动特性的理论计算,可得截面5处的声阻抗为

$$Z_5 = \frac{1}{B} \left( \frac{1}{j\omega} K_1 + j\omega M_1 \right) + Z_6 \quad (6)$$

其中： $B = \left( \int_S \phi_1 ds \right)^2$ ； $K_1 = \int_S D \phi_1 \nabla^4 \phi_1 ds$ ； $M_1 = \int_S \rho_s t_p \phi_1^2 ds$ ； $\phi_1$ 为第1阶振型函数。

根据主管道截面1,2和3处的声压和质量速度连续性条件,将声压和质量速度作为两个状态变量,利用传递矩阵法可以得到如下矩阵关系<sup>[25]</sup>

$$\begin{Bmatrix} p_1 \\ \rho S_D u_1 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ \rho/Z_3 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} p_2 \\ \rho S_D u_2 \end{Bmatrix} \quad (7)$$

因此,耦合 Helmholtz 共振消声器的传递损失 TL 可以确定为

$$TL = 20 \log \left\{ \frac{1}{2} \left| 2 + \frac{\rho c}{Z_3 S_D} \right| \right\} \quad (8)$$

结合式(1)~(4)以及式(6)即可获得颈部截面3处的声阻抗 $Z_3$ ,进而得到消声器的传递损失 TL。通过以上对安装有简单柔性板的消声器的 TL 推导过程可知,柔性板的声-振特性及安装位置对 TL 具有显著的影响。基于此结论,设计了如图2所示的

柔性板结构,以提高其振动特性的可调性。然而,对于附加了质量块的柔性板结构,其运动方程将更加复杂化,不便于进行解析计算。因此,在后续的研究中,将借助于数值仿真和实验验证定性分析柔性板结构的相关几何参数及安装位置对 TL 的影响规律。

### 3 参数影响规律分析

笔者采用 COMSOL 有限元仿真软件对柔性板的结构参数进行定性分析。柔性板和质量块的材料物理属性以及消声器的初始结构参数分别如表1和表2所示。

表1 柔性板和质量块的材料物理属性

Tab.1 The material physical properties of flexible plate and mass blocks

材料	模量/Pa	密度/(kg·m <sup>-3</sup> )	泊松比
铁(质量块)	$20 \times 10^{10}$	7 870	0.30
铝(柔性板)	$70 \times 10^9$	2 710	0.35

表2 共振式消声器初始结构参数

Tab.2 The initial values of the structural parameters of the resonance muffler

参数	$d$	$l$	$R$	$H$	$h$	$t_p$	$t_m$	$l_m$	$r$	$L$
初始值	40	50	60	100	9.5	0.3	2	10	20	600

表2对应的耦合 Helmholtz 共振消声器以及传统 Helmholtz 共振消声器的传递损失曲线如图4所示。显然,柔性板结构的引入将原 TL 消声峰一分为二,有效地改善了其声学性能。为了定性分析柔性板结构参数对消声特性的影响,设计以下不同的物理参数值,如表3所示,其中A~E表示各结构参数所选取的5种不同参数值。系统地改变其中一个参数值而保持其他结构参数为初始值不变,分析各结构参数对传递损失的影响规律。

#### 3.1 结构参数的影响

首先,对质量块不同厚度 $t_m$ 情况下对应的 TL

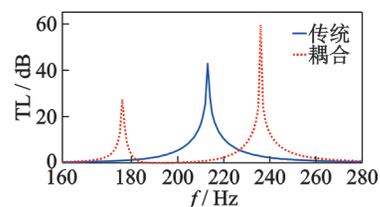


图4 传统与耦合共振消声器传递损失曲线对比

Fig.4 Comparison of transmission loss spectrums corresponding to the traditional and coupled resonance muffler

进行分析,过程中其他结构参数保持表2所示初始值不变。图5为不同 $t_m$ 对应的传递损失曲线和消声峰频率 $f_{pi}$ 变化的曲线。由图可见,随着 $t_m$ 的增大,第

表3 质量块和柔性板不同结构参数设计

Tab.3 Different values of the structural parameters of mass blocks and flexible plate

参数	A	B	C	D	E
$t_m$	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0
$l_m$	10.0	15.0	20.0	25.0	30.0
$t_p$	0.2	0.3	0.5	0.8	1.0
$h$	4.5	9.5	24.5	49.5	74.5

1和第2消声峰对应的频率均向低频方向偏移。显然,随着质量块厚度的增加,柔性板结构的共振频率也将变低。由于消声器声学特性与柔性板结构的振动特性密切相关,因而质量块厚度的增加导致耦合Helmholtz共振消声器的消声峰频率向低频方向偏移。

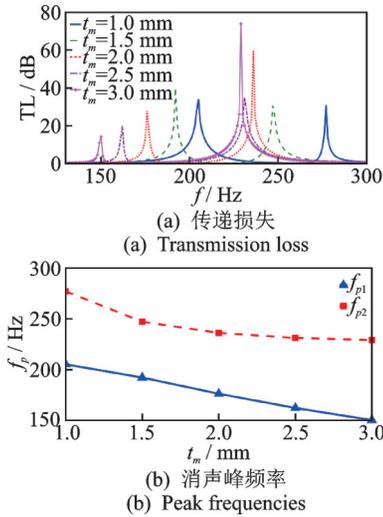


图5 质量块不同厚度对应的传递损失和消声峰频率  
Fig.5 Different thicknesses of mass block correspond to transmission loss and peak frequencies

为了进一步探究消声峰对应的物理消噪机理,图6展示了在消声峰对应频率下柔性板结构的法向线位移以及腔体1和腔体2的内部声压云图随着质量块厚度的变化情况。由图可知,第1消声峰对应频率下柔性板的线位移随着 $t_m$ 的增大而增大,表明柔性板的振动增强,声波透过柔性板由腔体1进入腔体2的能力也随之提高,同时,如图6(c)第1行声压云图所示,腔体2内部的声压随着 $t_m$ 的增加而升高,且第1消声峰对应的频率逐渐接近柔性板与腔体2之间的耦合谐振频率154 Hz;相反,随着 $t_m$ 的增大,第2消声峰对应频率下柔性板的线位移变小,即其声学刚性增强,同时,腔体1内部的平均声压也随之升高,第2消声峰对应的频率逐渐接近于腔体1所引入的共振频率224 Hz。因此,消声器的消声峰主要由腔体1和腔体2与柔性板结构之间产生耦合共振而依次引入,且消声峰频率变化的上下限则主要取决于腔体2和柔性板结构组成的耦合系统对应的谐振频率,以及腔体1对应的谐振频率。

其次,根据式(5),质量块的布放位置对柔性板的振动特性同样具有一定的影响。图7为质量块到柔性板中心不同距离 $l_m$ 对应的传递损失、消声峰频率和柔性板结构振动模态。当 $l_m$ 变大时,TL的第1

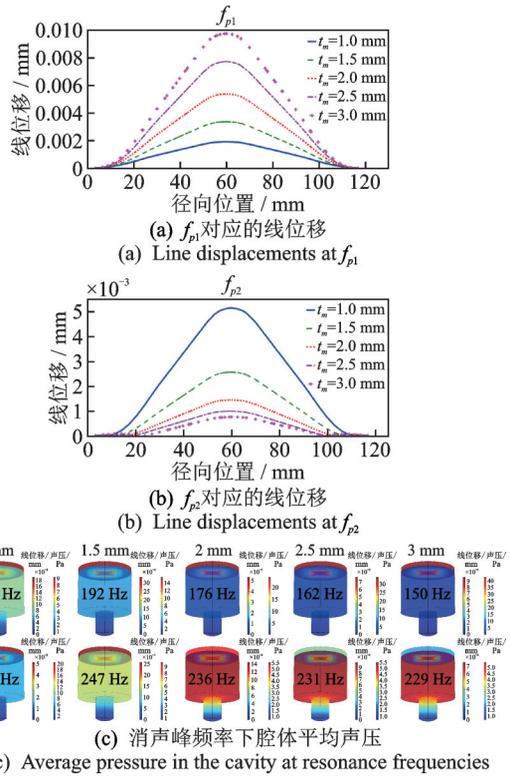


图6 在消声峰频率下质量块不同厚度对应的柔性板结构线位移以及腔内平均声压  
Fig.6 Different thicknesses of mass block correspond to line displacements of the flexible plate and the average pressure in the cavity at resonance frequencies

和第2消声峰频率均向高频方向偏移。分析柔性板结构的振动模态,如图7(c)所示,质量块间距离的增加对柔性板中心位置的影响越来越小,同时增加了柔性板四周的等效刚度,因而柔性板结构的共振频率随着质量块距离的增加向高频方向偏移,进而影响了消声器TL峰值频率的变化。

此外,柔性板厚度变化对消声器传递损失以及消声峰频率的影响如图8所示。随着 $t_p$ 的增加,柔性板的弯曲刚度变大,其特征频率也随之提高,因而消声峰频率向高频方向偏移,同时,入射声波激励柔性板产生的振动减弱,导致腔体2与柔性板的耦合效应降低。图8(a)中插图所示为当 $t_p$ 分别增加至0.8 mm和1.0 mm时传递损失的第2个消声峰,其对应的消声峰幅值较小,基本可忽略不计。此时,第1消声峰对应的频率基本保持不变,分别为222 Hz和223 Hz,与腔体1单独存在时产生的消声峰频率224 Hz相近。因此,当柔性板厚度增加至一定数值时,可近似将其等效为声学刚性壁面,此时TL的消声峰主要是由腔体1的共振引入。

最后,由于柔性板结构在共振腔中的位置对其

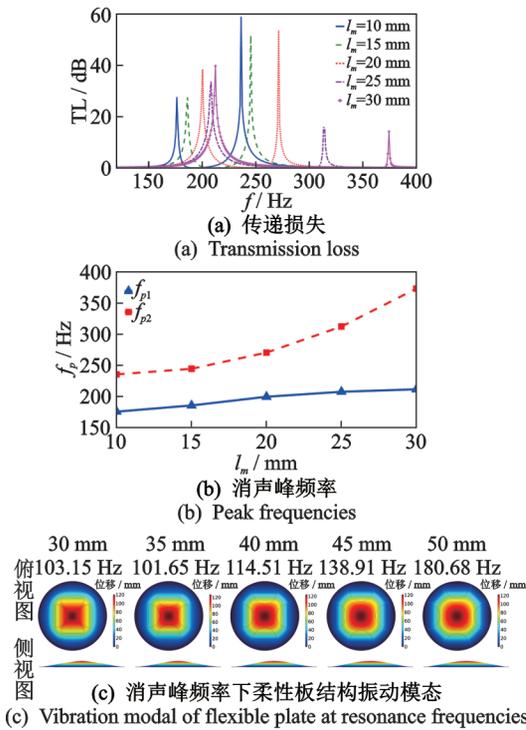


图7 质量块间不同距离对应的传递损失、消声峰频率和柔性板结构振动模态

Fig.7 Different distances between mass blocks correspond to transmission loss and peak frequencies as well as vibration modal of flexible plate

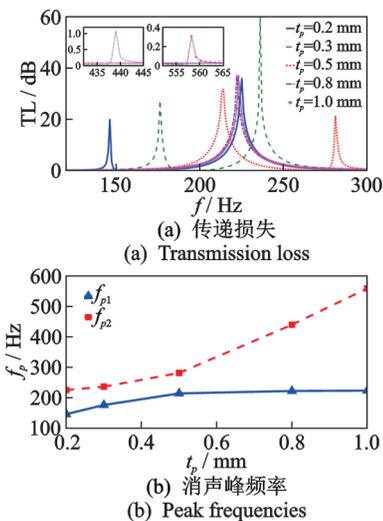


图8 柔性板不同厚度对应的传递损失和消声峰频率

Fig.8 Different thicknesses of flexible plate correspond to transmission loss and peak frequencies

内部腔体的声学阻抗具有直接影响,因此有必要探讨腔体2的深度  $h$  对消声器 TL 的影响。图9为不同  $h$  对应的传递损失及消声峰频率变化曲线。由图可见,随着  $h$  的增加,第1消声峰频率逐渐降低,第2消声峰频率则逐渐升高。为了探究内在原因,分析了柔性板结构的线位移及腔体声压云图,如图10所示。

随着腔体2深度的增加,第1消声峰对应频率下柔性板的振动逐渐增强,消声峰主要由腔体2与柔性板间的耦合谐振引入,因而第1消声峰对应的频率随着腔体2深度的增加向低频方向偏移;相反,第2消声峰对应频率下柔性板结构的线位移随着腔体2深度的增加而减弱,第2消声峰的引入主要由腔体1的谐振产生。根据 Helmholtz 共振频率  $f_r = c/2\pi \sqrt{s/(l'S(H-h))}$  可知,  $h$  的增加使得腔体1的谐振频率升高,即第2消声峰频率向高频方向偏移。

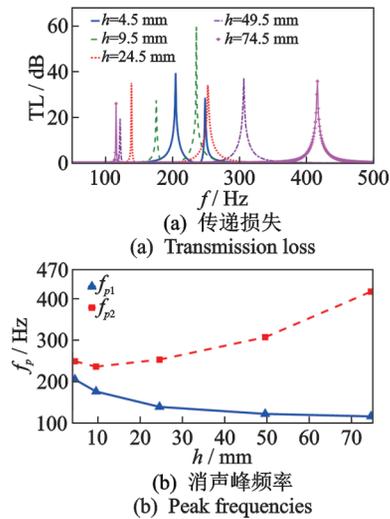


图9 腔体2不同深度对应的传递损失和消声峰频率

Fig.9 Different depths of cavity 2 correspond to transmission loss and peak frequencies

### 3.2 参数影响的验证分析

在不同的结构尺寸下,进一步验证以上各个结构参数对 TL 的影响规律。图11为具有不同质量块厚度的柔性板结构随着质量块间距离的变化引起的 TL 消声峰频率变化曲线。质量块间距离的变化对消声峰频率的影响与图7保持一致。另外,随着质量块厚度的增加,消声峰频率在不同的质量块距离下均向低频方向偏移,与图5一致。同时,第1消声峰频率向低频方向偏移的幅度随着质量块距离的增加而减小,验证了质量块对柔性板中心区域振动的影响随着质量块间距离的增大而减小的结论。

将具有不同厚度的柔性板分别放置在共振腔中不同位置对 TL 消声峰频率的影响如图12所示。与图8结论相同,消声峰频率随着柔性板厚度的增加逐渐向高频方向偏移。由于当柔性板厚度增加至一定程度时,第1消声峰主要由腔体1的共振引入。因

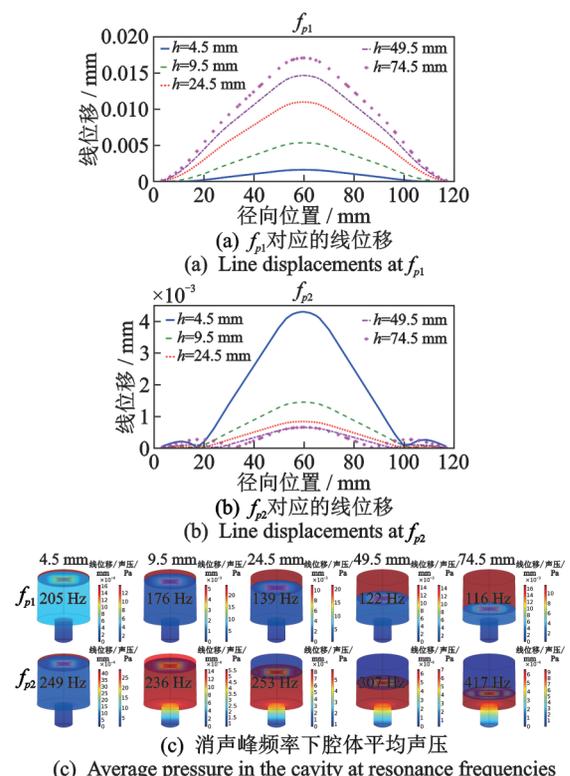


图10 在消声峰频率下腔体2不同深度对应的柔性板结构线位移以及腔内平均声压

Fig.10 Different depths of cavity 2 correspond to line displacements of the flexible plate and the average pressure in the cavity at resonance frequencies

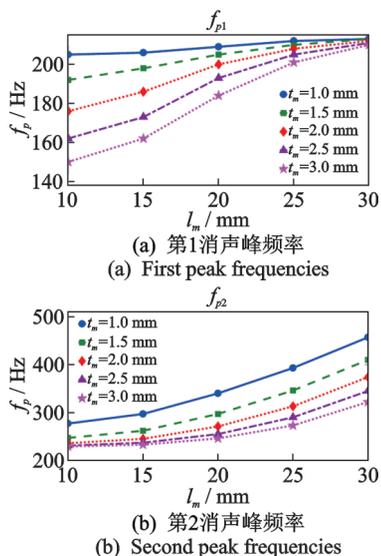


图11 质量块不同厚度对应的第1和第2消声峰频率随质量块间距离的变化

Fig.11 Different thicknesses of mass block correspond to the first and second peak frequencies vary with different distances of mass blocks

此,当 $t_p$ 大于0.5 mm时,随着 $h$ 的继续增加,第1消声峰频率的变化与图9不同,反而向高频方向偏移。

另外,当 $t_p=0.5$  mm时,柔性板的特征频率为215.22 Hz,与无柔性板结构的Helmholtz共振频率213 Hz非常接近,因而尽管 $h$ 不同,第1消声峰频率几乎相同。

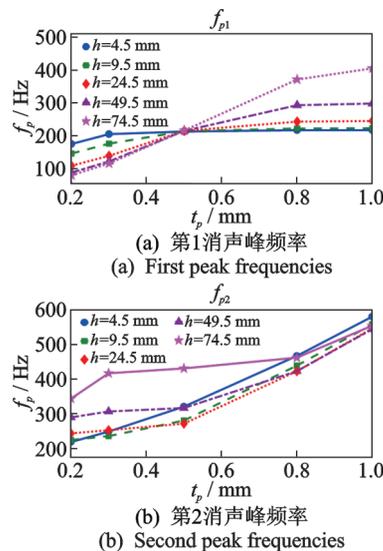


图12 腔体2不同深度对应的第1和第2消声峰频率随柔性板厚度的变化

Fig.12 Different depths of cavity 2 correspond to the first and second peak frequencies vary with different thicknesses of flexible plate

### 4 实验验证

为了验证以上对耦合共振消声器结构参数分析的正确性,借助BSWA TECH阻抗管系统采用双负载法<sup>[26]</sup>对消声器的传递损失进行实验测量。实验过程中考虑了腔体2的深度 $h$ 、柔性板厚度 $t_p$ 以及质量块厚度 $t_m$ 这3种结构参数。实验装置如图13(a)所示,质量块与柔性板之间、柔性板边缘与腔体1和腔体2的刚性壁之间均采用AB胶粘接,以实现刚性连接的条件。消声器主通道与阻抗管连接处采用硅橡胶密封,激励声源为频率60~500 Hz的白噪声。图13(b)为传统Helmholtz共振消声器与耦合Helmholtz共振消声器传递损失曲线的实验测量结果对比,其中腔体2深度 $h$ 为49.5 mm,其他结构参数如表2所示。

图14为消声峰频率随着3个结构参数 $h$ 、 $t_p$ 和 $t_m$ 的变化曲线。其中,下面两幅图为保持 $h=49.5$  mm的情况下分别改变柔性板和质量块的厚度测量的结果。对比实验测量和数值仿真的结果,二者基本吻合,进一步验证了以上对耦合共振消声器结构参数影响规律分析的正确性。

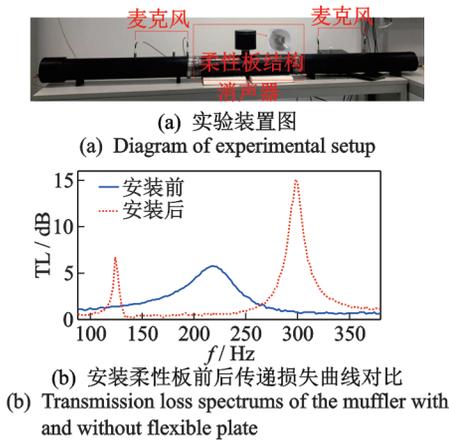


图13 消声器传递损失测量的实验装置和安装柔性板前后消声器的传递损失曲线对比

Fig.13 The experiment setup used to measure the transmission loss of muffler and the transmission loss spectrums of the muffler with and without flexible plate

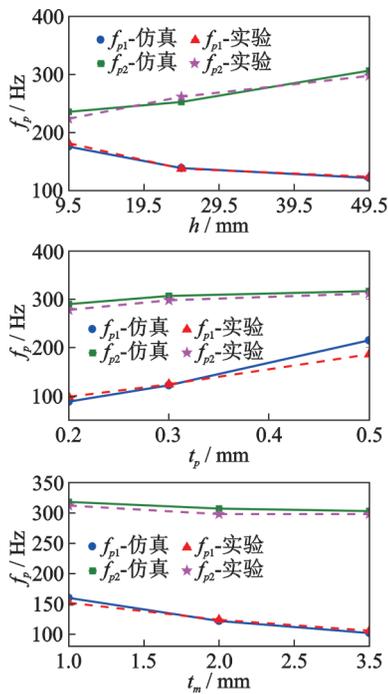


图14 消声峰频率随不同结构参数变化的仿真与实验结果对比

Fig.14 Peak frequencies obtained by simulation and experiment vary with different structural parameters

## 5 结论

1) 耦合 Helmholtz 共振消声器产生的消声峰主要由腔体 1 和腔体 2 与柔性板结构之间产生耦合共振引入,且消声峰频率变化的上下限主要取决于柔性板与腔体 2 构成的附加自由度系统对应的谐振频率,

以及腔体 1 对应的谐振频率。

2) 通过增加附加质量块的厚度可以降低柔性板的共振频率,从而使消声器的消声峰频率向低频方向偏移。

3) 柔性板的厚度与其弯曲刚度成正比。增加柔性板的厚度将使其共振频率向高频方向偏移,进而提高消声峰频率。但是,当柔性板厚度增加至一定程度时,其声学特性逐渐接近刚性壁面,导致柔性板结构及背腔形成的附加的自由度失去作用。

4) 柔性板结构与腔体之间产生耦合效应的振动主要集中在中心区域,因此,质量块间距离的增加使柔性板结构的共振频率逐渐升高,且质量块对其振动特性的影响逐渐减弱。

5) 柔性板结构在腔体中的位置变化改变了腔体 1 和腔体 2 与柔性板结构的耦合谐振频率。根据结论(1)可知,随着腔体 2 深度的增加,消声峰频率间的差距将逐渐增大。

## 参 考 文 献

- [1] BIES D A, HANSEN C H. Engineering noise control, theory and practice [M]. New York, NY: E&F N Spon, 1997:185-195.
- [2] BERANEK L L. Noise and vibration control [M]. Washington, DC: Institute of Noise Control Engineering, 1998:279-293.
- [3] PIERCE A D, SAUNDERS H. Acoustics, an introduction to its physical principles and applications [M]. Woodbury, NY: Acoustical Society of America, 1991: 200-205.
- [4] SUN D M, QIU L M, WANG B, et al. Novel Helmholtz resonator used to focus acoustic energy of thermoacoustic engine [J]. Applied Thermal Engineering, 2009, 29(5): 945-949.
- [5] CHEN K T, CHEN Y H, LIN K Y, et al. The improvement on the transmission loss of a duct by adding Helmholtz resonators [J]. Applied Acoustics, 1998, 54(1): 71-82.
- [6] YASUDA T, WU C Q, NAKAGAWA N, et al. Studies on an automobile muffler with the acoustic characteristic of low-pass filter and Helmholtz resonator [J]. Applied Acoustics, 2013, 74(1): 49-57.
- [7] FLYNN K P, PANTON R L. The interaction of Helmholtz resonators in a row when excited by a turbulent boundary layer [J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 1990, 87(4): 1482-1488.

- [8] SUGIMOTO N, HORIOKA T. Dispersion characteristics of sound waves in a tunnel with an array of Helmholtz resonators[J]. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 1995, 97(3): 1446-1459.
- [9] BAZHENOV D V, BAZHENOVA L A, RIMSKII-KORSAKOV A V. Waveguide and resonant silencers [J]. *Acoustical Physics*, 1996, 42(5): 525-531.
- [10] XU M B, SELAMET A, KIM H. Dual Helmholtz resonator[J]. *Applied Acoustics*, 2010, 71(9): 822-829.
- [11] SELAMET A, LEE I. Helmholtz resonator with extended neck[J]. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 2003, 113(1): 1975-1985.
- [12] SELAMET A, RADAVIDICH P M, DICKEY N S, et al. Circular concentric Helmholtz resonators [J]. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 1997, 101(1): 41-51.
- [13] SELAMET A, JI Z L. Circular asymmetric Helmholtz resonators[J]. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 2000, 107(5): 2360-2369.
- [14] SELAMET A, XU M B, LEE I J, et al. Helmholtz resonator lined with absorbing material[J]. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 2005, 117: 725-733.
- [15] GRIFFIN S, LANE S A, HUYBRECHTS S. Coupled Helmholtz resonators for acoustic attenuation [J]. *Journal of Vibration and Acoustics*, 2001, 123: 11-17.
- [16] MATSUHISA H, REN B S, SATO S. Semiactive control of duct noise by a volume-variable resonator[J]. *The Japan Society of Mechanical Engineers, International Journal*, 1992, 35(2): 223-228.
- [17] SATO S, MATSUHISA H. Semi-active noise control by a resonator with variable parameters[J]. *Proceedings of Inter-Noise*, 1990, 90: 1305-1308.
- [18] MCDONALD A M, HUTCHINS S M, STROTHERS J, et al. Method and apparatus for attenuating acoustic vibrations in a medium: European, W092/15088[P]. 1997-11-19.
- [19] 高林. 多线谱可调频水消声器仿真设计研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2011.
- [20] YUAN M, YANG F, LUO J, et al. Planar acoustic notch filter for low frequency sound wave suppression [J]. *Results in Physics*, 2018, 11: 259-266.
- [21] MUNJAL M L. *Acoustics of ducts and mufflers* [M]. New York: John Wiley and Sons, 1987:43-45.
- [22] YUAN M, CAO Z P, LUO J, et al. Helix structure for low frequency acoustic energy harvesting[J]. *Review of Scientific Instruments*, 2018, 89 (5) : 055002.
- [23] BERANEK L L, MELLOW T J. *Acoustics: sound fields and transducers* [M]. USA: Academic Press, 2012:131-136.
- [24] 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.
- [25] IGARASHI J, TOYOMA M. *Fundamentals of acoustical silencers*[M]. Tokyo: Aeronautical Research Institute, University of Tokyo, 1958:223-241.
- [26] MUNJAL M L, DOIGE A G. Theory of a two source-location method for direct experimental evaluation of the four-pole parameters of an aeroacoustic element[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1990, 141 (2) : 323-333.



**第一作者简介:**韩雷,男,1988年2月生,博士生。主要研究方向为振动与噪声的控制、消声器及吸声器结构等。  
E-mail: thunderhan@nuaa.edu.cn