基于微穿孔板和卷曲背腔复合结构的低频宽带吸声体

李东庭, 黄思博, 莫方朔, 王旭, 李勇*

同济大学物理科学与工程学院声学研究所, 上海 200092

* 联系人, E-mail: yongli@tongji.edu.cn

2019-11-03 收稿, 2020-01-01 修回, 2020-01-02 接受, 2020-01-03 网络版发表

国家自然科学基金(11704284, 11774265)资助

摘要 通过引入卷曲腔的概念并结合微穿孔板所设计的吸声结构具有深亚波长厚度、低频宽带吸声和高效吸声的特性. 通过理论分析、数值模拟和实验, 揭示了卷曲吸声结构工作的物理机制. 首先在理论上分析单个吸声体的吸声性能并进行了数值和实验验证, 两个吸声单体的共振频率分别为282和429 Hz. 进一步, 基于模耦合理论将低/高频吸声单体联合起来, 设计出一个厚度只有100 mm($\sim\lambda/12$, λ 为相对低频吸声单体共振频率对应的波长), 在较宽频带(232~533 Hz)内吸声系数大于0.5, 在262~469 Hz内吸声系数大于0.8的宽频高效吸声结构. 理论、仿真与实验结果符合较好. 与传统的大体积吸声结构相比, 本研究提出的轻薄高效吸声体具有结构简单和容易制造等特点, 在低频噪声控制工程中有潜在的应用前景.

关键词 宽频吸声, 卷曲腔, 微穿孔板, 深亚波长

吸声对房间声学 and 噪音控制非常重要. 由于低频声波的穿透性强, 普通材料的固有耗散较弱, 低频的吸声降噪一直是具有挑战性的课题. 多孔材料和微穿孔吸声体^[1-4]作为传统的解决方案, 根据经典的声学理论, 通常具有与工作波长相当的结构厚度, 这阻碍了它们在低频的潜在应用.

在过去的20年中, 局域共振人工结构^[5-7]、声学超构材料^[8,9]和声学超构表面^[10-15]在操纵声波方面表现出多种功能, 如负折射^[16]、亚波长成像^[17]、单向透射率^[18,19], 以及轻薄高效吸声体^[20-30]. 这些功能在自然中难以实现或者是不存在的. 2014年, Ma等人^[22]利用薄膜密封弹性介质并在薄膜表面附加一定重量的金属块, 实现了超低频完美吸声, 其厚度只有工作波长的1/133, 相对于传统吸声结构, 厚度实现了一个量级的缩减. 2016年, Li和Assouar^[25]通过将小孔与迷宫型螺旋背腔耦合, 利用厚度仅为12 mm的超构表面完全吸收125 Hz

的声波. 然而该结构实现完美吸声的共振频率取决于螺旋的长度以及整个结构的截面积, 吸声性能可调性不足. 为了克服这个不足, 2018年, Huang等人^[20]提出将内插孔与背腔耦合实现更高可调性的完美吸声: 通过改变内插孔的长度和半径大小实现不同结构厚度下相同频率的完美吸声. 然而, 由于共振的色散特性, 这类完美吸声体的工作频带通常较窄, 因而限制了其在实际生活中的应用. 2016年, Zhang和Hu^[23]利用多个完美吸声单元耦合, 最终实现了在125~175 Hz内的高效吸声, 但这种吸声体的构造复杂, 设计与加工难度较大, 限制了其在降噪工程中的广泛应用.

前面的工作揭示, 折叠空腔和卷曲结构可以实现深亚波长厚度内完美吸声, 而微穿孔板结构具备在较高频段高效吸声的能力. 结合卷曲结构和微穿孔板分别在厚度与吸声带宽方面的优势, 我们通过微穿孔板和卷曲背腔(折叠空腔)的耦合实现宽频超薄吸声体.

引用格式: 李东庭, 黄思博, 莫方朔, 等. 基于微穿孔板和卷曲背腔复合结构的低频宽带吸声体. 科学通报, 2020, 65: 1420-1427

Li D T, Huang S B, Mo F S, et al. Low-frequency broadband absorbers based on coupling micro-perforated panel and space-curling chamber (in Chinese). Chin Sci Bull, 2020, 65: 1420-1427, doi: [10.1360/TB-2019-0703](https://doi.org/10.1360/TB-2019-0703)

1 复合吸声结构单体

吸声系数(α)是所吸收的声能量与入射能量的比值,一般由声学材料的法向声学阻抗 Z 决定,可以表达为^[31]

$$\alpha = 1 - \left| \frac{Z - Z_0}{Z + Z_0} \right|^2, \quad (1)$$

其中 Z 是吸声结构的表面声学特性阻抗, $Z_0 = \rho_0 c_0$ 是空气的表面声学特性阻抗. ρ_0 表示空气密度, c_0 表示空气中的静态声速. 一般情况下, 声学特性阻抗为复数形式, 它的实部代表声阻, 虚部代表声抗. 完美吸声需要吸声结构的声学特性阻抗与空气的相匹配, 即 $\text{real}(Z) = Z_0$, $\text{imag}(Z) = 0$.

结构如图1所示, 整个结构由微穿孔板(micro-perforated panel, 简称mpp)及其背部串联的迷宫型通道组成. 图1(a)是两个吸声单体的示意图, 两个吸声单体可以组成一个宽频高效的吸声体. 图1(b)是整体结构图, 整个吸声结构是一个长 $a = 99 \text{ mm}$, 宽 $a = 99 \text{ mm}$, 高 $p = 99.5 \text{ mm}$ 的长方体. 通过3个厚 t , 宽 $a - 2t$, 高 $l = p - 2t - l_3$ 的隔板, 与微穿孔板串联的背腔被分割成4个截面积相等且首尾相接的迷宫型通道. 通道之间的隔板和与空气接触的板具有相同的厚度, 均为 $t = 1.5 \text{ mm}$. 微穿孔板的长度为 $w_0 = a - 2t$, 宽为 $l_3 = 22.875 \text{ mm}$. 声波在通道里传输的宽为 l_3 . 图1(b)中 $l_1 = 3 \text{ mm}$, $l_2 = 33.375 \text{ mm}$. 由经典的声学理论, 可以得到复合吸声结构单体的声学特性阻抗:

$$Z_{\text{meta}} = Z_{\text{mpp}} + Z_{\text{cavity}}, \quad (2)$$

其中, Z_{mpp} 表示表面微穿孔板的声学特性阻抗, Z_{cavity} 表

示卷曲空腔的声学特性阻抗. 根据马氏理论^[32], 微穿孔板的声学特性阻抗可以表示为

$$Z_{\text{mpp}} = r_m + j\omega x_m, \quad (3)$$

其中,

$$r_m = \frac{32\mu}{\sigma c} \frac{t}{d^2} \left(\sqrt{1 + \frac{x^2}{32}} + \frac{\sqrt{2k}}{8} \frac{d}{t} \right), \quad (4)$$

$$x_m = \frac{t}{\sigma c} \left(1 + 1 / \sqrt{3^2 + \frac{x^2}{32}} + 0.85 \frac{d}{t} \right), \quad (5)$$

式中, $x = d(\rho w / \eta)^{1/2} / 2$, $\mu = \eta / \rho$ 为运动黏滞系数, η 为空气的黏滞系数, σ , d , t 分别为微穿孔板的穿孔率、直径和厚度. 在本研究中, 结构1的穿孔板参数为 $d_1 = 0.6 \text{ mm}$, $\sigma_1 = 5.2 / 100$, $t_1 = 1.7 \text{ mm}$; 结构2的穿孔板参数为 $d_2 = 0.62 \text{ mm}$, $\sigma_2 = 3.3 / 100$, $t_2 = 1.5 \text{ mm}$.

为了进一步得到卷曲腔体的阻抗值, 这里引入黏滞波数 k_v 和热波数 k_h ^[21,33].

$$k_v^2 = -j\omega \frac{\rho_0}{\eta}, \quad (6)$$

$$k_h^2 = -j\omega \frac{\rho_0 C_p}{K}, \quad (7)$$

式中, C_p 是恒压比热容, K 是流体导热系数. 由此可以得到黏滞场和热场的表达式^[21,33]:

$$\begin{aligned} \psi_v = k_v \sum_{m=0}^{\infty} \left[(\alpha_{mv} m')^{-2} \left(1 - \frac{\tan(\alpha_{mv} w_0 / 2)}{\alpha_{mv} w_0 / 2} \right) \right. \\ \left. + (\beta_{mv} m')^{-2} \left(1 - \frac{\tan(\beta_{mv} l_3 / 2)}{\beta_{mv} l_3 / 2} \right) \right], \end{aligned} \quad (8)$$

图1 (网络版彩色)结构示意图. (a) 吸声单体结构示意图, 左边的结构记为结构1, 右边结构记为结构2; (b) 整体的结构示意图和具体参数说明
Figure 1 (Color online) The schematic of the structure. (a) The schematic of the individual structure, the structure on the left side named structure 1, the other one named structure 2; (b) the whole structure with detailed parameters

$$\psi_h = k_h \sum_{m=0}^{\infty} \left[(\alpha_{mh} m')^{-2} \left(1 - \frac{\tan(\alpha_{mh} w_0 / 2)}{\alpha_{mh} w_0 / 2} \right) + (\beta_{mh} m')^{-2} \left(1 - \frac{\tan(\beta_{mh} l_3 / 2)}{\beta_{mh} l_3 / 2} \right) \right] \quad (9)$$

其中, $m' = (m+1/2)\pi$, $\alpha_{mv} = [(k_v)^2 - 2m'/w_0]^{1/2}$, $\beta_{mv} = [(k_v)^2 - 2m'/l_3]^{1/2}$, $\alpha_{mh} = [(k_h)^2 - 2m'/w_0]^{1/2}$, $\beta_{mh} = [(k_h)^2 - 2m'/l_3]^{1/2}$, w_0 和 d 分别是卷曲通道的长和宽. 进而可以得到考虑热黏后卷曲腔内的等效复波数 k_c 、复空气密度 ρ_c 和复声速 c_c :

$$k_c^2 = k_0^2 \left(\frac{\gamma - (\gamma - 1)\psi_h}{\psi_v} \right), \quad (10)$$

$$\rho_c = \frac{\rho_0}{\psi_v}, \quad (11)$$

$$c_c = \frac{w}{k_c}, \quad (12)$$

式中, γ 为空气的热容比. 最终卷曲空气通道的阻抗值可以表示为

$$Z_{\text{cavity}} = -j \frac{S}{S_0} \rho_c c_c \cot(k_c D), \quad (13)$$

式中, D 表示声波在卷曲空腔里的有效传输路径长度, S 表示整个结构的截面积, S_0 表示微穿孔板的截面积. 结构1和2的有效传输路径长度分别为 $D_1 = 252$ mm, $D_2 = 130$ mm.

为了验证模型的可行性, 使用商业软件COMSOL MULTIPHYSICS的压力声学模块对复合吸声结构进行仿真分析, 并在结构精细部位采用狭窄域声学模块来考虑声波的热黏性作用. 具体的结构参数如图1中所示.

3D打印技术经过近些年的发展现在已趋于成熟, 可用于超构表面结构的制备. 我们采用3D打印技术来制备本研究提出的复合吸声结构样件, 打印材料为光敏树脂, 打印精度为0.1 mm. 实验采用驻波管法测定结构吸声系数: 计算机设置的声波信号经过采集卡-功率放大器-扬声器产生入射声波; 波导管放置的两个传声器采集声信号; 通过双传声器采集的声信号实现入射波和反射波的分离, 最终可得到复合结构的吸声系数.

理论、仿真和实验三者的结果如图2所示, 三者吻合较好. 两个结构单体分别在282和429 Hz发生共振. 结构1在227~348 Hz内吸声系数大于0.5(带宽比27%,

图2 (网络版彩色)吸声单体的吸声系数和阻抗曲线图. (a), (b) 结构1和2的吸声系数; (c), (d) 结构1和2的阻抗图

Figure 2 (Color online) The absorption and acoustic impedance of the individual structure. (a), (b) The absorption of the structure 1 and structure 2, respectively. (c), (d) The special ratio of the acoustic impedance of the structure 1 and structure 2, respectively

频率计算范围: 200~650 Hz), 256~311 Hz吸声系数大于0.8(带宽比12%, 频率计算范围: 200~650 Hz). 结构2在352~527 Hz内吸声系数大于0.5(带宽比39%, 频率计算范围: 200~650 Hz), 289~477 Hz内大于0.8(带宽比20%, 频率计算范围: 200~650 Hz). 和其他的完美吸声体一样, 这两个吸声单体的高效吸声带宽较窄, 限制了它们在实际生活中的应用. 需要指出的是, Li和Assouar^[25]提出的完美吸声体虽然具有较薄厚度特性, 但是相对带宽($\Delta f/f_0$, f_0 为系统共振频率)只有3.6%; 本研究提出的基于微穿孔板与卷曲背腔耦合设计的结构相对带宽分别达到42.9%(结构1)和40.8%(结构2).

为了更好地揭示结构内在的物理机制, 我们画出了结构1和2的声学特性阻抗曲线图, 如图2(c), (d)所示. 从图中可以看到, 在结构共振频率的临近区域, 理论、仿真和实验三者非常吻合. 对于结构1, 在282 Hz处, 结构的声抗为零, 声阻为0.62(较接近于1), 结构吸声系数高达0.95. 同样地, 对于结构2, 在设计频率429 Hz处声抗达到了零, 声阻为0.82(接近于1), 结构吸声系数高达0.99. 相较于结构1, 结构2在共振频率处更匹配的声阻保证了其更高的吸声系数. 从图2也可以看到, 在两个共振频率区间以外, 实验结果与理论及仿真结果间存在一定的偏差, 可能来自于样品的打印及装配误差. 研究中使用的3D打印精度是0.1 mm, 微穿孔的孔径分别是0.6和0.62 mm, 打印误差对实验结果的影响不可忽略.

2 耦合宽频吸声结构

之前设计的复合吸声结构单体吸收带宽较窄, 进

一步利用两个接近完美吸声的吸声单体相互耦合作用设计一个宽频吸声结构. 结构的示意图如图1(b)所示. 通过耦合模理论^[20,21,23], 可以得到整个吸声结构的表面声学特性阻抗:

$$Z = \frac{AZ_1Z_2}{w_2Z_1 + w_1Z_2}, \quad (14)$$

式中, A 是整个结构的截面积, $w_1(w_2)$ 是吸声结构单体1(2)的穿孔板截面积, $Z_1(Z_2)$ 是结构1(2)的声学特性阻抗. 将结构的具体参数带入式(2)~(5)和(13), 计算得到两个结构的声学特性阻抗值.

从式(1)可知, 要实现高效宽频的吸声, 需要在一定的范围内整个结构的声学特性阻抗趋近于1且声抗趋近于0. 从式(14)可以看出, 整体的阻抗是两个结构单元的并联, 使得整个结构的阻抗要小于每一个它的组成单体的阻抗.

与前面一样, 为了验证模型的可行性, 我们同时进行了仿真模拟和实验. 值得注意的是, 由于声波在两个结构单体的交界处会出现能量聚集(对结构单体1和2而言, 在此处皆达到其声压分布的极大值), 交界处的隔板需要比其他隔板厚, 否则不能视为声学刚性边界. 图3展示了耦合结构的吸声曲线. 可以看到, 理论解析、仿真模拟和理论三者吻合较好. 整个结构在232~533 Hz内吸声系数大于0.5(带宽比67%, 频率计算范围: 200~650 Hz), 在262~469 Hz内吸声系数大于0.8(带宽比46%, 频率计算范围: 200~650 Hz). 图3(b)给出了整个结构的阻抗曲线, 从图中可以看到, 声抗曲线有3个零点, 分别在286, 342和425 Hz. 声抗曲线零点值所对应的频率与吸声曲线图的峰值与谷值所对应

图3 (网络版彩色)耦合结构的吸声系数和阻抗曲线图. (a) 吸声系数曲线图; (b) 阻抗图
Figure 3 (Color online) The absorption and acoustic impedance of the whole structure. (a) The absorption of the whole structure. (b) The special ratio of the acoustic impedance of the whole structure

的频率相同. 实现高效吸声的复合吸声结构整体厚度只有100 mm($\sim \lambda/12$, λ 为结构1共振频率相对应波长). 相比于经典的微穿孔板吸声体^[32], 本研究设计的吸声体具有厚度更薄且吸声系数较高的优势. 前面提到的完美吸声体^[20~22,25]虽然实现了利用超薄的厚度完成完美吸声, 但是带宽较窄限制了它们的实用价值. 从图3中可以看到整个结构的吸声系数和阻抗吸声曲线存在和单个结构相类似的误差情况, 这些误差主要源自于打印精度与结构尺寸太接近. 值得注意的是, 由于两个结构单体是以并联的方式作用的, 所以整个结构的阻抗值不再像结构单体时的线性趋势, 而是在两个共振频率之间呈现起伏, 在两个共振频率的两侧保持线性特性, 该并联特性可以有效地提升宽频阻抗匹配的能力.

为了进一步解释其中的耦合机制, 图4给出了仿真分析中耦合结构的声压和质点振动分布图. 颜色的深浅表示声压的大小, 箭头的方向和长度表示质点振动的方向和大小. 质点振动与声压乘积的大小代表声波能量的大小. 图4中3个图分别对应着耦合结构在单体结构1共振频率、单体结构2共振频率及两者共振频率间的声场及质点速度分布. 在结构1共振频率时, 虽然两个单体结构的腔内都有声压存在, 且幅值大小相当, 符号相反, 但是结构2的质点振动速度远小于结构1的质点振动速度, 也就是只在结构1内有明显能流. 类似地, 在结构2的共振频率时, 虽然两个结构都存在幅值大小相当的声压, 但结构1内的速度幅值远小于结构2的, 也就是外界与整个结构主要在结构2内进行能量传输. 但是在两个共振单体吸声频率的中间时, 两个

图4 (网络版彩色)3个不同频率下的耦合吸声结构的声压和速度分布图. (a) 282 Hz, 吸声单体1共振频率; (b) 429 Hz, 吸声单体2共振频率; (c) 350 Hz, 介于两共振频率间
Figure 4 (Color online) Maps of the acoustic pressure and velocity at three different frequencies. (a) 282 Hz, the resonant frequency of the structure 1. (b) 429 Hz, the resonant frequency of the structure 2. (c) 350 Hz, the frequency between the two resonant frequencies

单体内不仅存在幅值大小相当的声压, 还存在幅度相近的质点速度分布. 也就是说, 在两个设计的共振频率之间, 两个单体同时与外界进行能量交换, 得益于此, 在两共振频率区间时该耦合结构的吸声系数比单个共振体的要好.

3 讨论与结果

本研究系统地研究了基于微穿孔板的卷曲吸声体及其耦合效应. 综合微穿孔板和卷曲空腔各自的优势, 利用结构单体之间的耦合作用, 从而设计出一个结构厚度只有100 mm($\sim \lambda/12$, λ 为结构1共振频率对应波长),

在频率262~469 Hz内吸声系数大于0.8的宽频高效吸声体. 通过研究所提出的设计思路, 针对实际应用中的目标频段, 利用该类型微穿孔板和卷曲空腔复合结构, 分别设计两个低于/高于频带中心频率的吸声单体, 进一步通过耦合实现覆盖目标频段的宽带吸声. 相比于传统微穿孔结构^[32], 本研究提出的结构高效带宽更宽, 厚度更薄. 与传统多孔材料^[1~4]相比, 该吸收体在低频下吸收性能显著提高. 该结构具有深亚波长结构厚度, 吸声频带宽, 且加工简单, 结构强度高, 较容易进行安装, 因而在噪声控制领域, 比如观演厅堂、建筑声学以及管道声学中具有很大的应用潜力.

参考文献

- 1 Biot M A. Theory of propagation of elastic waves in a fluid—saturated porous solid. II. Higher frequency range. *J Acoust Soc Am*, 1956, 28: 179–191
- 2 Oliva D, Hongisto V. Sound absorption of porous materials—Accuracy of prediction methods. *Appl Acoust*, 2013, 74: 1473–1479
- 3 Voronina N. Acoustic properties of fibrous materials. *Appl Acoust*, 1994, 42: 165–174
- 4 Zarek J H B. Sound absorption in flexible porous materials. *J Sound Vib*, 1978, 61: 205–234
- 5 Lai Y, Wu Y, Sheng P, et al. Hybrid elastic solids. *Nat Mater*, 2011, 10: 620–624
- 6 Liu Z, Zhang X, Mao Y, et al. Locally resonant sonic materials. *Science*, 2000, 289: 1734–1736
- 7 Yang M, Ma G, Yang Z, et al. Coupled membranes with doubly negative mass density and bulk modulus. *Phys Rev Lett*, 2013, 110: 134301
- 8 Cummer S A, Christensen J, Alù A. Controlling sound with acoustic metamaterials. *Nat Rev Mater*, 2016, 1: 16001
- 9 Ma G, Sheng P. Acoustic metamaterials: From local resonances to broad horizons. *Sci Adv*, 2016, 2: e1501595
- 10 Assouar B, Liang B, Wu Y, et al. Acoustic metasurfaces. *Nat Rev Mater*, 2018, 3: 460–472
- 11 Li Y, Jiang X, Liang B, et al. Metascreen-based acoustic passive phased array. *Phys Rev Appl*, 2015, 4: 024003
- 12 Li Y, Liang B, Gu Z, et al. Reflected wavefront manipulation based on ultrathin planar acoustic metasurfaces. *Sci Rep*, 2013, 3: 2546
- 13 Li Y, Shen C, Xie Y, et al. Tunable asymmetric transmission via lossy acoustic metasurfaces. *Phys Rev Lett*, 2017, 119: 035501
- 14 Xie Y, Wang W, Chen H, et al. Wavefront modulation and subwavelength diffractive acoustics with an acoustic metasurface. *Nat Commun*, 2014, 5: 5553
- 15 Zhu X, Li K, Zhang P, et al. Implementation of dispersion-free slow acoustic wave propagation and phase engineering with helical-structured metamaterials. *Nat Commun*, 2016, 7: 11731
- 16 Liang Z, Li J. Extreme acoustic metamaterial by coiling up space. *Phys Rev Lett*, 2012, 108: 114301
- 17 Kaina N, Lemoult F, Fink M, et al. Negative refractive index and acoustic superlens from multiple scattering in single negative metamaterials. *Nature*, 2015, 525: 77–81
- 18 Liang B, Guo X S, Tu J, et al. An acoustic rectifier. *Nat Mater*, 2010, 9: 989–992
- 19 Fleury R, Sounas D L, Sieck C F, et al. Sound isolation and giant linear nonreciprocity in a compact acoustic circulator. *Science*, 2014, 343: 516–519
- 20 Huang S, Fang X, Wang X, et al. Acoustic perfect absorbers via spiral metasurfaces with embedded apertures. *Appl Phys Lett*, 2018, 113: 233501
- 21 Huang S, Fang X, Wang X, et al. Acoustic perfect absorbers via helmholtz resonators with embedded apertures. *J Acoust Soc Am*, 2019, 145: 254–262
- 22 Ma G, Yang M, Xiao S, et al. Acoustic metasurface with hybrid resonances. *Nat Mater*, 2014, 13: 873–878
- 23 Zhang C, Hu X. Three-dimensional single-port labyrinthine acoustic metamaterial: Perfect absorption with large bandwidth and tunability. *Phys Rev Appl*, 2016, 6: 064025
- 24 Zhou Y, Li D, Li Y, et al. Perfect acoustic absorption by subwavelength metaporous composite. *Appl Phys Lett*, 2019, 115: 093503
- 25 Li Y, Assouar B M. Acoustic metasurface-based perfect absorber with deep subwavelength thickness. *Appl Phys Lett*, 2016, 108: 063502
- 26 Wu F, Xiao Y, Yu D, et al. Low-frequency sound absorption of hybrid absorber based on micro-perforated panel and coiled-up channels. *Appl Phys Lett*, 2019, 114: 151901
- 27 Long H, Gao S, Cheng Y, et al. Multiband quasi-perfect low-frequency sound absorber based on double-channel mie resonator. *Appl Phys Lett*,

- 2018, 112: 033507
- 28 Long H, Shao C, Liu C, et al. Broadband near-perfect absorption of low-frequency sound by subwavelength metasurface. *Appl Phys Lett*, 2019, 115: 103503
- 29 Li D T, Wang X, Huang S B, et al. Acoustic absorbers with deep subwavelength thickness utilizing micro-perforated panels (in Chinese). In: Article Collection A of National Acoustical Congress 2018. Beijing: The Acoust Society of China, 2018. 44–45 [李东庭, 王旭, 黄思博, 等. 基于微穿孔板的深亚波长吸声体. 见: 2018年全国声学大会论文集A. 北京: 中国声学学会, 2018. 44–45]
- 30 Huang S, Zhou Z, Li D, et al. Compact broadband acoustic sink with coherently coupled weak resonances. *Sci Bull*, 2019, 55: 373–379
- 31 Kinsler L E, Frey A R, Coppens A B, et al. Fundamentals of Acoustics. 4th ed. Weinheim: Wiley-VCH, 1999
- 32 Maa D Y. Potential of microperforated panel absorber. *J Acoust Soc Am*, 1998, 104: 2861–2866
- 33 Stinson M R. The propagation of plane sound waves in narrow and wide circular tubes, and generalization to uniform tubes of arbitrary cross-sectional shape. *J Acoust Soc Am*, 1991, 89: 550–558

Summary for “基于微穿孔板和卷曲背腔复合结构的低频宽带吸声体”

Low-frequency broadband absorbers based on coupling micro-perforated panel and space-curling chamber

Dongting Li, Sibao Huang, Fangshuo Mo, Xu Wang & Yong Li*

Institute of Acoustics, School of Physics and Engineering, Tongji University, Shanghai 200092, China

* Corresponding author, E-mail: yongli@tongji.edu.cn

Conventional acoustic absorbers, which are made of porous and fibrous materials, usually have a structural thickness comparable to the working wavelength, which inevitably hinders their applications in low frequency range. A micro-perforated panel with a backward cavity has high efficient absorption in low frequency region, yet still processes a bulky size comparable to the resonant wavelength.

In the past two decades, metamaterials and metasurfaces, which possess the functionalities cannot be achieved by the natural materials, such as deep-subwavelength thickness, negative mass density or bulk modulus, negative refraction, etc., have got continuous attention and hence rapidly developed. Using the compact structures, such as membrane-type acoustic metamaterials, curling-up space structures, Helmholtz resonators with embedded apertures, to realize perfect absorption in low frequency has broadened the horizon of the acoustic absorption and provided a novel way for noise control. However, because of the dispersive nature of resonance, the aforementioned perfect absorbers cannot achieve broadband high absorption, which unavoidably confines their application. It is known that a micro-perforated panel features a broadband characteristic, while curling-up space structures have the capacity in absorbing the low frequency waves. Therefore, we come up with the idea of utilizing the micro-perforated panel and curling-up chamber to realize the high absorption in low and broad frequency region.

In this work, we propose a hybrid absorber. By introducing the concept of curling chambers and coupling them to micro-perforated panels, the proposed acoustic absorber possesses remarkable properties such as deep-subwavelength thickness, broad absorption band and high absorption efficiency. Theoretical analyses, numerical simulations and experiments are carried out to reveal the underlying physical mechanism of the acoustic absorbers, whose results showed excellent agreements with each other.

First, we theoretically analyze the absorption performance of each component consisting of a micro-perforated panel and a curling chamber. Then, we conduct the numerical validation and operate the experiment to verify the theoretical model. Through numerical optimizations, we finally design the two components achieving perfect absorption at lower (282 Hz) and higher (429 Hz) frequencies, respectively. Using the coupled mode theory, we present an absorber coupling the low- and high-frequency components. The hybrid absorber possesses the ability that the absorption coefficient is larger than 0.5 in the frequency range from 232 to 533 Hz, and larger than 0.8 from 262 to 469 Hz, while its structural thickness is only 10 cm ($\lambda/12$, λ is the working wavelength corresponding to the lower resonant frequency). To understand the underlying physical mechanism, we use the commercial software COMSOL MULTIPHYSICS to show the interaction (i.e., coupling) between the two components. As shown by the simulated results, at the resonant frequency of each component (282 or 429 Hz), when planar wave impinges normally on the whole absorber surface, only the corresponding component has sound energy exchange with the outside. However, at the frequency between the two resonant frequencies, both of them switch sound energy with the outside, which demonstrates the coupling effect. In this way, the hybrid absorber can realize the broadband high absorption in low frequency range. Compared to traditional bulky structures, the proposed absorber possesses the ability such as easy to fabrication, deep subwavelength and broadband high absorption, and hence may be widely used in noise control engineering.

acoustic broadband absorption, curled chambers, micro-perforated panels, deep-subwavelength thickness

doi: [10.1360/TB-2019-0703](https://doi.org/10.1360/TB-2019-0703)