

## 基于非对称吸声器的发动机声学超表面声衬\*

白宇 张振方 杨海滨 蔡力 郁殿龙†

(国防科技大学, 装备综合保障技术重点实验室, 长沙 410073)

(2022 年 10 月 21 日收到; 2022 年 11 月 30 日收到修改稿)

为了解决发动机低频噪声问题, 基于双端口非对称吸声器原理, 设计了一种尺寸渐变的吸声超表面, 用于发动机声衬降噪设计. 首先, 建立了非对称共振吸声器的理论分析模型和仿真分析模型, 揭示了降噪机理, 并分析了其降噪效果的影响因素. 然后基于非对称共振吸声器设计了一种声学超表面声衬, 用全模型理论计算、等效阻抗理论计算和 COMSOL 有限元仿真三种方法深入分析了声衬的降噪效果, 并用全模型理论计算和等效阻抗理论计算方法考虑了流速对降噪效果的影响, 然后对此结构进行了参数优化. 研究表明, 所设计的基于非对称吸声器的声学超表面声衬在厚度仅为 2.5 cm (仅为 252 Hz 对应波长的 1/54) 的情况下, 可实现 252—692 Hz 的频带范围内 3 dB 以上的降噪效果, 为发动机降噪设计提供了一种新的设计思路.

**关键词:** 非对称, 超表面, 发动机, 声衬, 流速**PACS:** 43.20.+g, 43.50.+y**DOI:** 10.7498/aps.72.20222011

## 1 引言

众多研究表明, 飞机内部的设备仪器会因舱内噪声与振动产生失稳和灵敏度减弱等现象<sup>[1]</sup>, 严重的舱内噪声还会影响乘客与飞行员的舒适性, 可能使他们产生疲劳、心跳加快、血压升高, 并且为此, 民航客机舱内噪声逐渐成为飞机设计阶段的一项重要指标<sup>[2]</sup>.

风扇噪声主要是高频噪声, 喷流噪声主要是中低频噪声. 随着民用涡扇发动机涵道比越来越大, 发动机风扇噪声已经逐步取代喷流噪声成为发动机噪声最大的噪声源, 但喷流噪声仍然是发动机噪声的主要噪声之一<sup>[3]</sup>. 声衬是目前最常用的发动机降噪方法, 大量科研工作者们针对发动机出现噪声的频域和流速对声衬降噪效果的影响进行了相关研究, 陈俊等<sup>[4]</sup>和陈超等<sup>[5]</sup>分别针对航空发动机风扇前传噪声问题和后传声降噪问题, 开展了降噪声衬设

计方法研究, 但降噪频率带宽较窄. 霍施宇等<sup>[6]</sup>针对发动机排气道应用环境, 利用有限元方法建立了排气道声衬阻抗参数优化模型, 在距离测试点 3 m 处能以 26.8 mm 的结构厚度在 550—1450 Hz 实现 4 dB 以上宽频的降噪效果, 但对低频噪声效果较差. Zhao 等<sup>[7]</sup>研究了 12 个孔隙率不同的穿孔板组成单层和双层声衬结构的孔隙率效应和在流速下声衬的降噪特性, 发现双层声衬结构比单层声衬结构的吸声系数更高, 带宽更宽, 并且当孔隙率只有 1.1% 时, 噪声吸收性能显著降低, 尤其是当强迫频率较高时, 孔隙率增加导致吸声系数显著增加. Jhad 等<sup>[8]</sup>对均匀和混合孔隙率的微穿孔板声衬进行了理论和实验研究, 发现孔隙率相同时, 孔颈越小, 吸声系数越大. Dannemann 等<sup>[9]</sup>和 Karsten Knobloch 等<sup>[10]</sup>通过柔性聚合物膜代替蜂窝芯结构中的刚性单元壁能使声衬有更大的吸声宽带. Simon<sup>[11]</sup>为了解决低比率“板厚/孔径”产生的阻抗水平取决于入射声压水平和掠射平均流 (通过涡流

\* 国家自然科学基金 (批准号: 11872371)、国家自然科学基金重大项目 (批准号: 11991032) 和湖南省科技创新计划 (批准号: 2020RC4022) 资助的课题.

† 通信作者. E-mail: dianlongyu@vip.sina.com

脱落的非线性耗散机制) 的问题, 设计了一种不同长度内插长弹性开口颈声谐振器, 实验表明, 在 0.3 的大马赫数下的掠流对阻抗值影响很小. 此外, 也有人在声衬里添加填充物提高降噪效果, Sandu 等<sup>[12]</sup>研究了摩擦粉对发动机声衬的影响, 发现用各种轻质材料支撑的细粉末填充在声衬的蜂窝状单元后, 吸收频带明显变宽. 总之, 传统声衬设计方法很难解决中低频降噪问题, 因此设计低频、薄层的声衬成为了发动机降噪的关键瓶颈问题.

近年来, 声学超材料开始蓬勃发展, 大量学者将声学超表面理论应用到声衬设计中, 设计出各种低频、薄层、宽带的新型声衬结构<sup>[13–22]</sup>. 如 Li 研究组<sup>[13]</sup>将内插管引入 Helmholtz 共振器中, 能够降低共振频率的同时, 不改变空腔体积, 从而使得结构更紧凑. 为了进一步得到宽频的降噪结构, 他们把多个弱共振的 Helmholtz 共振器耦合在一起得到了结构紧凑、吸声系数高的吸声器, 然后将此吸声器与穿孔板相结合, 在仅 3.9 cm 的超薄厚度实现了 870—3224 Hz 的准完美吸收<sup>[14]</sup>, 然后对其进行了优化设计, 用于声衬结构设计, 并分析了流速对其降噪效果的影响<sup>[15]</sup>. 他们还设计了一种谐振结构和多孔材料相干耦合来提升吸声效率的声衬, 在仅 4 cm 的厚度支持从 800 到 3200 Hz 的高效吸声<sup>[16]</sup>. Cheng 等<sup>[17]</sup>也在内插管 Helmholtz 里填充多孔材料, 增强了低频宽带吸声. Yang 等<sup>[18]</sup>通过引入多个谐振腔来扩大每个腔的后腔吸收带宽和调谐长度, 从而获得宽的吸声频带. Wang 等<sup>[19]</sup>设计了一种方形并联 Helmholtz 共振器可以通过参数优化实现低频噪声控制. Beck 等<sup>[20]</sup>将穿孔板的四分之一吸波性质和 Helmholtz 共振腔结合起来设计了一种双振结构, 能用同样的厚度在更低的频率下得到更高的吸声系数. Guo 等<sup>[21]</sup>在流管里在正入射流和掠入射流下测试传递损失, 验证了非均匀颈长的声衬较均匀颈长有更好的消声效果. Oh 和 Jeon<sup>[22]</sup>建立了金属声衬在有流管道中的隔声和吸声模型, 能有效预测 500—1000 Hz 频带上有流管道中的隔声和吸声.

近几年, 双端口管路系统非对称吸声器得到广泛关注, 当声波从管路系统一侧入射时, 声能几乎完全被吸收, 而声波从另一侧入射时, 声波几乎完全被反射回来<sup>[23–26]</sup>. Jiménez 等<sup>[23]</sup>设计了一个 11 cm 厚的面板, 能在 300—1000 Hz 频率范围内实现完美吸声. Long 等<sup>[24,25]</sup>用 Helmholtz 共振器

设计了一种非对称性吸声器, 可利用不同频率共振器之间的弱共振相干耦合得到单向完美吸声, 并发现随着不同频率的共振器个数增加, 吸声带宽也会随着拓宽, 并利用这一工作设计了一个通风面板, 卷曲的 FP 共振元胞和其后面的间隙刚好组成一对非对称性吸声器<sup>[26]</sup>. 这类非对称吸声结构能用吸声系数很低的结构得到很好的降噪效果, 但通常厚度较大, 不适用于空间受限的场合, 且没有考虑到流速对降噪效果的影响.

本文利用非对称吸声器的设计原理, 设计了一种高效吸声的声学超表面, 用于航空发动机降噪声衬设计. 将声学超表面理论和非对称性吸声器相结合, 开展航空发动机降噪声衬设计. 利用两个共振频率不一样的内插管 Helmholtz 共振器设计了一个非对称吸声器, 对其降噪特性及机理进行了深入分析, 然后在发动机的简化模型上设计一种基于非对称吸声器的声学超表面声衬, 通过数值仿真对声衬模型的降噪特性进行了分析, 进一步分析了流速对这种声学超表面声衬降噪效果的影响.

## 2 非对称吸声器模型

图 1 为本文设计的非对称吸声器结构示意图, 该吸声器由两个内插管 Helmholtz 共振器按共振频率由高到低, 从左到右排列 (沿  $z$  轴正方向), 左侧为共振频率较高的共振器称 HR1, 右侧为共振频率较低的共振器称 HR2. 假设两个元胞内部插管的半径相等为  $r$ ,  $l_1$  和  $l_2$  分别为内插管长,  $a_2$  和  $a_1$  分别为元胞沿  $z$  轴正方向的长, 两个元胞的宽度和高度相等, 分别为  $b$ ,  $c$ , 相邻元胞之间的间隙  $t_p$  相等.

首先, 利用传递矩阵法和等效介质理论, 推导了非对称吸声器的理论计算模型. 根据 Li 研究组<sup>[13]</sup>的研究, 首先, 考虑黏度和热损耗的 Helmholtz 共振腔, 黏度边界层厚度为  $d_v = \sqrt{2\eta/(\rho_0\omega)}$ , 温度边界层厚度为  $d_h = \sqrt{2K/(\rho_0C_p\omega)} \approx 0.25 \times 10^{-2}/\sqrt{f}$ , 其中  $K$  为热传导系数,  $C_p$  为恒压下的比热. 引入黏度波数  $k_v$  和温度波数  $k_h$ ,

$$k_v^2 = -j\omega \frac{\rho_0}{\eta}, \quad (1)$$

$$k_h^2 = -\frac{2jf}{0.0025^2}. \quad (2)$$

然后有

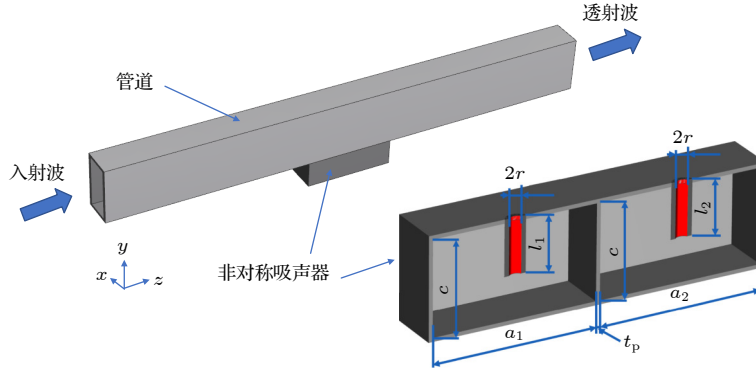


图 1 非对称吸声器结构示意图

Fig. 1. Structural diagram of asymmetric sound absorber.

$$\Psi_v = \frac{J_2(k_v r)}{J_0(k_v r)}, \quad (3)$$

$$\Psi_h = \frac{J_2(k_h r)}{J_0(k_h r)}, \quad (4)$$

其中  $J_n$  是  $n$  阶第一类 Bessel 函数. 从而, 其复波数和复密度可以表示为

$$k_c^2 = k^2 \frac{(\gamma - (\gamma - 1)\Psi_h)}{\Psi_v}, \quad (5)$$

$$\rho_c = \rho_0 / \Psi_v. \quad (6)$$

联立方程 (3)—方程 (6) 可以得到内插管的声阻抗:

$$Z_{a0} = -\rho_0 c_0 \frac{2j \sin(k_c l_i / 2)}{\sqrt{(\gamma - (\gamma - 1)\Psi_h)\Psi_v}}, \quad (7)$$

其中  $l_i$  ( $i=1, 2, 3, \dots, 34$ ) 为内插管长度, 背腔不考虑黏度和温度的影响, 其声阻抗为

$$Z_v = -j \frac{S_a \rho_0 c_0^2}{\omega V}, \quad (8)$$

其中  $S_a$  为内插管的横截面积,  $V$  为背腔里除去内插管的实际体积. 整个共振器的阻抗是内插管和背腔阻抗的串联, 可以写成  $Z = Z_{a0} + Z_v$ . 考虑到共振器在管道上的表面积和内插管的端部修正, 整个共振器的阻抗可以表示为

$$Z = \frac{B}{S_a} \left( -\rho_0 c_0 \frac{2j \sin(k_c l_i / 2)}{\sqrt{(\gamma - (\gamma - 1)\Psi_h)\Psi_v}} - j \frac{S_a \rho_0 c_0^2}{\omega V} + 0.6 \sqrt{2\omega \rho_0 \eta} + j\omega \rho_0 \delta_i \right), \quad (9)$$

其中  $B$  为共振器在管道上的表面积;  $\delta_i = [1 + (1 - 5.8\epsilon)] \times (4/3\pi)(2r)$  是由波辐射产生的声质量的末端修正. 对于长方体背腔,  $\epsilon = 2r/b$ , 由于沿孔径边界的气流造成的摩擦损失端部修正有附加值  $0.6\sqrt{2\omega \rho_0 \eta}$ .

于是, 分别计算得到两个共振器的表面阻抗, 则非对称吸声器结构的表面法向阻抗可以表示为

$$Z_s = 1 / \left( \sum_{i=1}^2 1/(nZ_i) \right), \quad (i=1, 2), \quad (10)$$

其中  $Z_i$  为 (9) 式表示的第  $i$  个共振器的表面阻抗.

那么声学系统的整体行为可以用传递矩阵法来描述, 两行共振器之间的整个传递矩阵为  $\mathbf{T} = \mathbf{T}_i \mathbf{T}_{\text{tube}} \mathbf{T}_{i+1}$ ,  $\mathbf{T}_i$  和  $\mathbf{T}_{i+1}$  分别为前一个和后一个共振器的传递矩阵,  $\mathbf{T}_{\text{tube}}$  为两个共振器之间的管道的传递矩阵, 可以表示为 [24,27]

$$\mathbf{T}_i = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 1/Z & 1 \end{bmatrix}, \quad (11)$$

$$\mathbf{T}_{\text{tube}} = \begin{bmatrix} \cos(kl_{pi}) & jZ_0 \sin(kl_{pi}) \\ j \sin(kl_{pi})/Z_0 & \cos(kl_{pi}) \end{bmatrix}, \quad (12)$$

其中  $l_{pi}$  ( $i=1, 2, 3, \dots, 33$ ) 为两个共振器之间的距离,  $1/Z = 1/Z_s$ . 最后, 计算得到透射系数、反射系数:

$$T = \left| \frac{2e^{jk_l p_i}}{T_{11} + T_{12}/Z_0 + T_{21}Z_0 + T_{22}} \right|^2, \quad (13)$$

$$R = \left| \frac{T_{11} + T_{12}/Z_0 - T_{21}Z_0 - T_{22}}{T_{11} + T_{12}/Z_0 + T_{21}Z_0 + T_{22}} \right|^2. \quad (14)$$

然后, 可以得到吸声系数为

$$A = 1 - R - T. \quad (15)$$

为了进一步验证理论计算模型的正确性, 采用多物理场分析软件 COMSOL Multiphysics 建立非对称吸声器的仿真模型, 管道为  $51 \text{ mm} \times 30 \text{ mm} \times 1100 \text{ mm}$  的矩形结构, 管道左端管道内设置背景声场模拟入射声压  $P_i$  沿  $z$  轴正方向垂直入射的声场, 背景声场左端和管道右端为了防止反射波的影响设置完美边界层, 假定结构的密度远大于流体密

度设四周为硬声场边界, HR1 和 HR2 的尺寸分别为  $a_1 = a_2 = 22 \text{ mm}$ ,  $b = 28 \text{ mm}$ ,  $c = 24 \text{ mm}$ ,  $l_1 = 1.1 \text{ mm}$ ,  $l_2 = 1.5 \text{ mm}$ ,  $l_p = 1 \text{ mm}$ , 为了考虑共振器颈部的热黏性声能量损耗, 将内插管设置狭窄区域声学, 内插管在背腔内的管壁设置内部硬声场边界. 在入射端口  $A_1$  和出射端口  $A_2$  对入射声场和透射声场的声压进行面积分得到传递损失:

$$TL = 10 \lg \left( \frac{\int_{A_1} |P_i|^2 dA}{\int_{A_2} |P_t|^2 dA} \right). \quad (16)$$

分析其消声效果, 其中,  $P_t$  为透射声压. 在背景声场里靠近终端面的位置面  $A_3$  对散射声压  $p_{s3}$  和背景声压  $p_{b3}$  进行积分, 并在出射端口对散射声压  $p_{s2}$  进行积分. 可以得到反射系数和透射系数:

$$R = \frac{\int_{A_3} |P_{s3}|^2 dA}{\int_{A_3} |P_{b3}|^2 dA}, \quad (17)$$

$$T = \frac{\int_{A_2} |P_{s2}|^2 dA}{\int_{A_3} |P_{b3}|^2 dA}. \quad (18)$$

从而可以得到吸声系数:

$$A = 1 - R - T. \quad (19)$$

图 2(a) 和图 2(b) 分别表示在声波正向和反向入射情况下, 入射声压为 1 Pa 时 (下同), 两个共振

器在管道上的吸声系数和反射系数及在 770 Hz 处的声压变化, 其中  $P_i$ ,  $P_t$  和  $P_r$  分别为入射声压、透射声压和反射声压, 上标+, -表示入射方向, 声压大小通过图 2 右侧颜色图表示. 从图 2 可见, 声音正向入射时, 共振器中声压较高, 表明共振器的吸声作用明显. 声音反向入射时, 共振器中声压较低, 即共振器吸声效果较差. 在图 2 下方的系数曲线中,  $A\_Theo.$ 和  $R\_Theo.$ 分别表示吸声系数和反射系数的理论计算结果,  $A\_Simu.$ 和  $R\_Simu.$ 分别表示吸声系数和反射系数的 COMSOL 仿真计算结果. 从图 2 可以看到理论和仿真吻合良好, 两个共振器耦合后能在两个吸声峰之间形成一个吸声系数较高的吸声峰 (770 Hz 处吸声系数达到 0.93); 当声波反向入射时, 两个共振器耦合的吸声系数较小, 反射系数较大 (783 Hz 处反射系数达到 0.9), 与有关文献中非对称吸声器中正向入射情况下吸声系数较大, 反向入射情况下反射系数较大的规律<sup>[24]</sup>相一致.

下面用理论计算方法研究非对称吸声器降噪效果的参数和两组吸声器耦合的影响规律. 图 3(a) 为 HR2 内插管长度变化对自身吸声系数的影响, 图 3(b) 为 HR2 内插管长度对 HR1 和 HR2 耦合的吸声系数影响. 图 3(a) 和图 3(b) 可以看出, 当  $l_2$  在一定范围内改变尺寸时, HR2 的共振频率处的吸声系数随  $l_2$  的增加而增加, 但 HR1 和 HR2 耦合的共振频率处的吸声系数却是先增加后减小, HR2 共振频率处吸声系数的大小与两个共振器耦合共

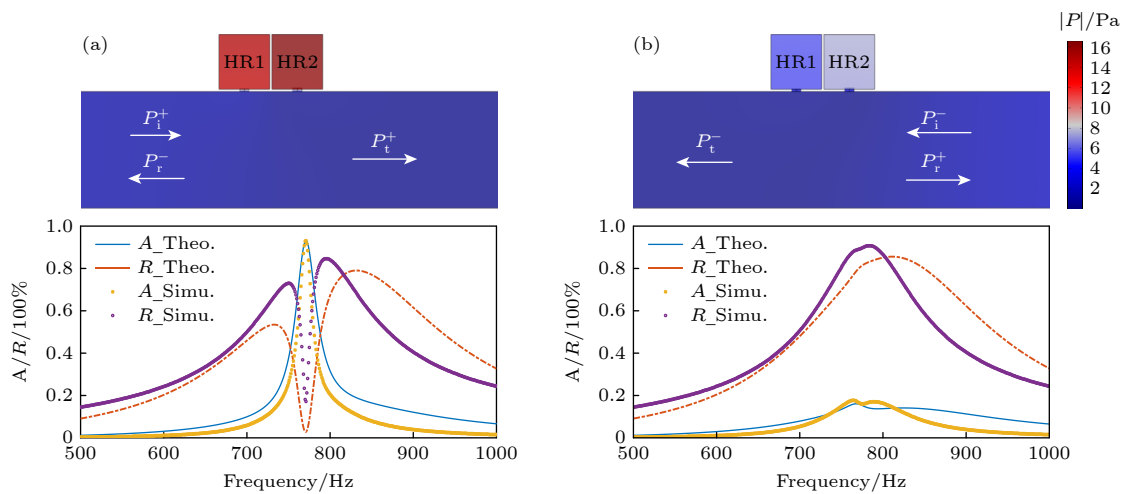


图 2 声波正向入射 (a) 和反向入射 (b) 不同情况下, 吸声器的吸声系数  $A$  和反射系数  $R$  及在 770 Hz 处的声压变化

Fig. 2. The sound absorption coefficient  $A$  and reflection coefficient  $R$  of the sound absorber and the change of sound pressure at 770 Hz under different conditions of normal (a) and reverse (b) incidence of sound waves.

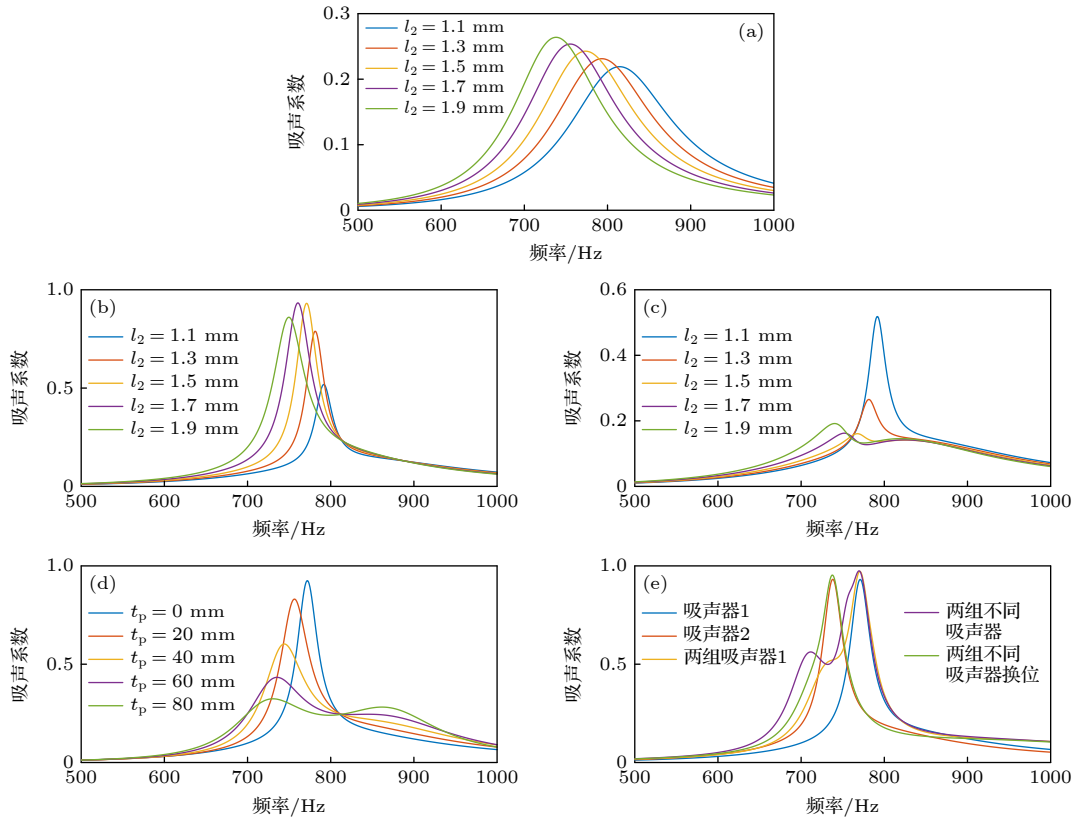


图 3 吸声系数和频率的关系 (a) HR2 的内插管长度变化; (b) HR1 与内插管长度变化的 HR2 耦合; (c) 声波反向入射时, HR1 与内插管长度变化的 HR2 耦合; (d) HR1 和 HR2 之间间距变化; (e) 两组吸声器

Fig. 3. The relationship between sound absorption coefficient and frequency: (a) The length change of HR2 endotracheal tube; (b) HR1 is coupled with HR2 with varying length of endotracheal tube; (c) HR1 is coupled to HR2 with the change of the length of the endotracheal tube when the acoustic wave is incident in the reverse direction; (d) change in spacing between HR1 and HR2; (e) two sets of sound absorbers.

振频率处吸声系数的大小不是线性关系. 图 3(c) 为声波反向入射时, HR2 内插管长度变化, HR1 和 HR2 耦合的吸声系数与频率的关系. 可以看到, 声波反向入射时耦合的吸声系数峰值比正向入射时耦合的吸声系数峰值高很多. 图 3(d) 为两个共振器之间的间距对两个共振器耦合的吸声系数的影响规律, 可以看到随着间距变大, 两个共振器耦合的共振频率处的吸声系数越来越小.

将吸声器 1 复制一组命名为吸声器 2, 将吸声器 2 的两个共振器的长增长为 24 mm, 如图 3(e) 所示, 图中的吸声器 1 和吸声器 2 分别表示对应吸声器的吸声系数和频率的关系, 两组吸声器 1 表示有两组吸声器 1 沿  $z$  轴正方向排列在管道上时, 吸声系数和频率的关系. 两组不同吸声器表示吸声器 1 和吸声器 2 沿  $z$  轴正向排列在管道上时, 吸声系数和频率的关系. 两组不同吸声器换位表示吸声器 1 和吸声器 2 在管道上交换位置后, 吸声系数的变化规律. 从图 3(e) 可以看到, 两组不同吸声器的

吸声带宽最宽. 所以为了得到薄层、宽带、降噪性能好的结构, 应该合理搭配两个共振器的频率和吸、声系数, 然后按照频率由高到低的顺序排列来得到较高的耦合吸声系数, 并耦合不同频率吸声器以拓宽带宽.

### 3 声衬设计

按照以上规律, 在目标频段为 200—800 Hz 上设计了由 17 组非对称吸声器按频率由高到低沿声波入射方向 ( $z$  轴方向) 排列在管道上的声学超表面, 其中四组吸声器为复制品, 以增强降噪效果. 每个共振器的  $b = 28$  mm,  $c = 24$  cm,  $r = 2$  mm, 各共振器的  $l$ ,  $a$  和每个非对称吸声器的耦合频率 ( $f_{cr}$ ) 分别如表 1 和表 2 所列.

为了进一步探究声学超表面声衬在发动机简化模型上的降噪效果, 在长为 1100 mm, 直径为 1000 mm 的圆柱形管道进行分析.

表 1 共振器的尺寸  
Table 1. Size of resonator.

	$l/\text{mm}$	$a/\text{mm}$		$l/\text{mm}$	$a/\text{mm}$		$l/\text{mm}$	$a/\text{mm}$
1	1.1	22	12	4.4	27	23	10.8	31
2	1.5	22	13	5.5	26	24	11.2	33
3	1.1	24	14	6.0	28	25	13.8	34
4	1.5	24	15	7.1	26	26	14.2	36
5	1.9	24	16	7.6	28	27	13.8	34
6	2.3	24	17	8.5	28	28	14.2	36
7	1.8	28	18	9.0	28	29	17.0	40
8	2.3	28	19	8.5	28	30	19.7	40
9	2.8	28	20	9.0	28	31	17.0	40
10	3.1	28	21	10.8	31	32	19.7	40
11	4.4	25	22	11.2	33	33	23	42
						34	23	42

表 2 每一个非对称吸声器对应的耦合频率  
Table 2. Coupling frequency corresponding to each pair of asymmetric sound absorbers.

非对称 共振 吸声器	$f_{cr}$	非对称 共振 吸声器	$f_{cr}$	非对称 共振 吸声器	$f_{cr}$
1	770	7	490	13	300
2	740	8	450	14	300
3	690	9	400	15	250
4	640	10	400	16	250
5	590	11	350	17	210
6	530	12	350		

如图 4(a) 所示, 将设计好的一系列声学超表面在圆柱形管道上周向阵列 112 列, 对整个声衬结构进行计算, 通过 (16) 式和 (19) 式可以仿真得到此声衬结构的吸声系数和传递损失.

由 (10) 式, 可以得到整个声衬的表面阻抗:

$$Z_s = 1 / \left( \sum_{j=1}^m \sum_{i=1}^n 1 / (mnZ_{ij}) \right), \quad (20)$$

其中  $m = 112$  和  $n = 34$  分别表示吸声器周向阵列 112 列和一系列共振器个数为 34.

此时, (11) 式中的  $1/Z$  为一系列共振器的阻抗, 同样地, 可以由 (15) 式得到整个声衬结构的吸声系数. 在计算传递损失时, (12) 式改为

$$T_{\text{tube}} = e^{-jM_f k_c l_{pi}} \begin{bmatrix} \cos(kl_{pi}) & jZ_0 \sin(kl_{pi}) \\ j \sin(kl_{pi}) / Z_0 & \cos(kl_{pi}) \end{bmatrix}, \quad (21)$$

其中  $M_f = v_f / c_0$  意为马赫数,  $k_c = k / (1 - M_f^2)$ , 得到:

$$\text{TL}(\text{dB}) = 20 \lg \left| \frac{T_{11} + T_{12}B/Z_0 + T_{21}Z_0/B + T_{22}}{2} \right|, \quad (22)$$

此时,  $B$  为每个共振器占的管道横截面积, (9) 式中的  $B$  改为 1.

由于管路尺寸较大, 共振器数目众多, 为简化发动机管路模型计算, 此处采用如图 4(b) 所示的等效阻抗计算方法, 在计算得到整个声衬的声阻抗之后, 直接赋值 COMSOL 中的等效阻抗边界进行计算, 从而可以忽略共振器内部的建模细节, 有效地简化计算时间, 可为后续考虑流速对声衬降噪的影响提供极大便利.

在 COMSOL 里, 将整个声衬结构的声阻抗  $Z_s$  ((20) 式) 代入图 4(b) 模型里等效阻抗部分, 可以联合 (19) 式和 (16) 式计算得到声衬吸声系数和传递损失的等效阻抗法计算结果. 全模型理论计算、等效阻抗理论计算、COMSOL 有限元仿真计算的结果如图 5 所示. 三种方法的计算得到的曲线吻合良好, 验证了理论方法的正确性, 导致图中有误差的原因主要是当管道直径太大或者声衬结构设计的降噪频段比较高时, 声波传播过程中将激发出高阶模态. 此管道直径为  $R = 500 \text{ mm}$ , 按照公式  $f_{\text{cut-off}} = 1.841c_0 / (2\pi R)$  可得, 此管道的截止频率为 201 Hz, 而本文设计的降噪范围高于截止频率, 声波在传播过程中会激发高阶模态, 导致理论和仿真在高频区存在一定误差.

结果表明, 超表面声衬的降噪范围集中于 200—800 Hz, 其中频率为 258—734 Hz 的频带上平均吸声系数在 0.5 以上, 相对带宽超过 95.9%, 在 244—697 Hz 的频率范围内平均传递损失在 3 dB 以上.

根据图 4(b) 的 COMSOL 降噪模型结构, 建立如图 6(a) 所示的二维对称模型, 并计算有、无阻

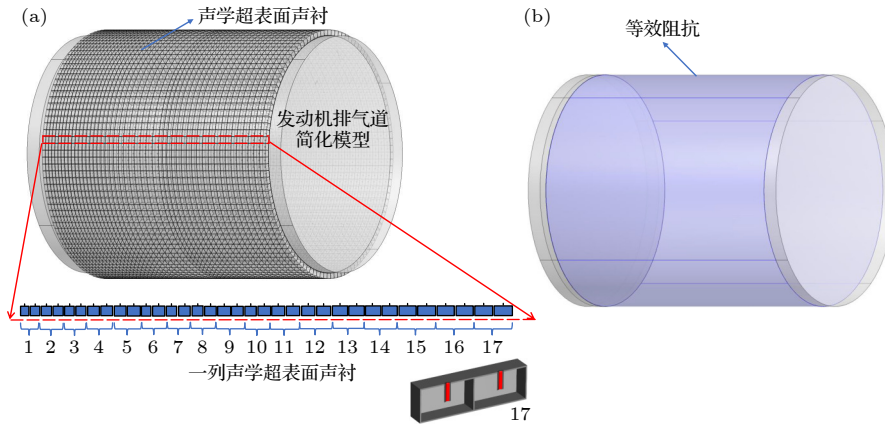


图 4 (a) 全尺寸建模; (b) 三维等效阻抗建模

Fig. 4. (a) Full scale modeling; (b) three dimensional equivalent impedance modeling.

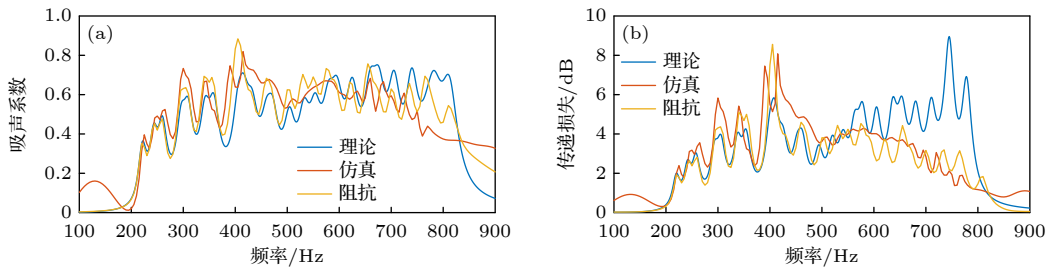


图 5 用理论、仿真和等效阻抗计算得出的 (a) 吸声系数和 (b) 传递损失

Fig. 5. (a) Sound absorption coefficient and (b) transmission loss calculated by substituting theory, simulation and equivalent impedance.

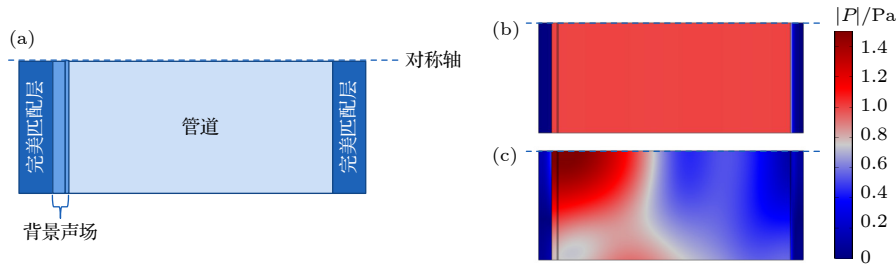


图 6 (a) 二维对称等效阻抗建模; 400 Hz 频率处 (b) 无声衬等效阻抗时和 (c) 有声衬等效阻抗时声压变化

Fig. 6. (a) Two dimensional symmetrical equivalent impedance modeling. Sound pressure change at 400 Hz frequency (b) when there is no acoustic liner equivalent impedance and (c) when there is acoustic liner equivalent impedance.

抗时 400 Hz 频率处的声压变化。图 6(b) 和图 6(c) 分别表示无、有声衬等效阻抗时的声压变化, 声压大小由颜色图表示。无声衬等效阻抗时, 管道内声压较大且分布均匀, 增加声衬等效阻抗后, 管道内大部分区域声压降低, 总体声压显著下降, 表明声衬降噪效果明显。

图 5 所示的吸声系数理论计算结果在 258—734 Hz 频带内吸声效果不平缓, 仍存在 0.5 以下的吸收谷, 通过优化调整非对称吸声器组的参数来优化吸声效果以将吸收谷提升至 0.5 以上。优化后的

共振器尺寸如表 3 所列, 相应的全模型理论计算结果如图 7 中所示, 可得到吸声效果和传递损失相对平滑的理论计算曲线。优化后超表面声衬的降噪范围集中于 200—750 Hz, 其中频率为 254—710 Hz 的频带上吸声系数在 0.5 以上, 相对带宽超过 94%, 在 252—692 Hz 的频率范围内传递损失在 3 dB 以上, 具有良好的降噪效果。

进一步考虑流速对优化后的声衬降噪效果的影响, 基于 Guess 模型 [28], 在掠流情况下的共振器阻抗修正模型为 [15]

表 3 共振器的尺寸  
 Table 3. Size of resonator.

	$l/\text{mm}$	$a/\text{mm}$	$l/\text{mm}$	$a/\text{mm}$	$l/\text{mm}$	$a/\text{mm}$
1	2.4	22	12	6	27	23
2	2.5	22	13	7.5	26	24
3	2.7	24	14	7	28	25
4	2.8	24	15	9	26	26
5	3.5	24	16	8.5	28	27
6	3.6	24	17	9.7	28	28
7	3.45	28	18	10.2	28	29
8	3.65	28	19	11.5	28	30
9	4.45	28	20	12	28	31
10	4.65	28	21	12	31	32
11	6.6	25	22	11.5	33	33
					34	23
						42

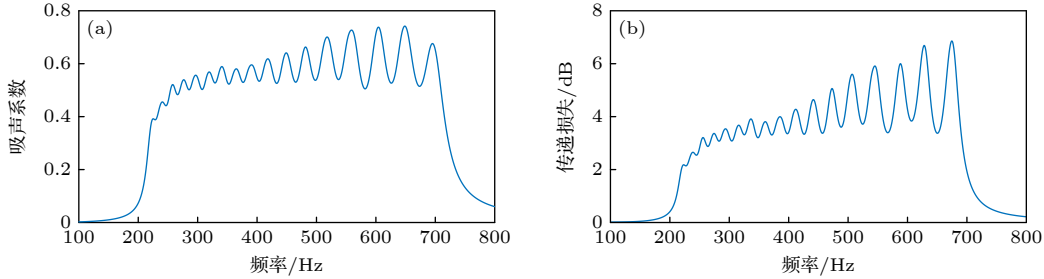


图 7 参数优化后理论计算得到的 (a) 吸声系数和 (b) 传递损失

Fig. 7. (a) Sound absorption coefficient and (b) transmission loss calculated theoretically after parameter optimization.

$$Z_i = Z_{fi} + \frac{1 - \sigma^2}{\sigma} \left( k_1 \frac{v_f}{c_0} + \frac{v_s}{c_0} \right) Z_0, \quad (23)$$

其中  $v_f$  是掠流速度;  $k_1 = 0.3$  是半经验常数因子;  $v_s$  是空气质子速度,  $\sigma = S_a/C$ ,  $C$  为共振器在管道上的投影面积. 另外, 根据 Kooi 的模型<sup>[29]</sup>, 在  $v_s/v_f < 0.15$  的情况下高强度的声音可以忽略, 即  $v_s = 0$ .  $Z_{fi}$  为 (9) 式有流情况下的阻抗, 可以表示为

$$Z_{fi} = \frac{B}{S_a} \left( -\rho_0 c_0 \frac{2j \sin(k_c l_i/2)}{\sqrt{(\gamma - (\gamma - 1) \Psi_h) \Psi_v}} - j \frac{S_a \rho_0 c_0^2}{\omega V} + 2\sqrt{2\omega\rho_0\eta} + j\omega\rho_0(\delta_i + \delta_{fs}) \right), \quad (24)$$

其中

$$\delta_{fs} = 0.85 d_p \frac{(1 - 0.6\sqrt{\sigma}) \left[ 1 + 5 \times 10^3 \left( \frac{v_s}{c_0} \right)^2 \right]}{\left[ 1 + 305 \left( \frac{v_f}{c_0} \right)^3 \right] \left[ 1 + 10^4 \left( \frac{v_s}{c_0} \right)^2 \right]}.$$

将图 6(a) 的二维对称等效阻抗模型添加 CFD

模块算声波掠入射有流情况下声衬的降噪特性. 计算有流时的声学特性时, 首先计算管路内的流分布, 将湍流物理场应用到模型所有域上, 在 CFD 网络上首先计算壁距离初始化, 再计算不同马赫数下的稳态得到流场分布, 然后在管道出入口应用完美匹配层, 同时将线性纳维-斯托克斯物理场应用到模型所有域上, 在湍流和线性纳维-斯托克斯的耦合接口上将不同马赫数下的流场信息映射到声场网格, 在线性纳维-斯托克斯物理场接口进一步计算其声学特性.

图 8 为声波掠入射条件下马赫数分别 0, 0.1, 0.2 时, 声衬吸声系数和传递损失的理论计算结果和等效阻抗法计算结果. 从图 8 可以看到, 同一马赫数下, 理论计算结果和等效阻抗法计算结果吻合良好. 随着马赫数的增加, 吸声系数和传递损失变小, 峰谷越来越平坦且都往高频移动, 整个吸声系数曲线和传递损失曲线都向高频拓宽.



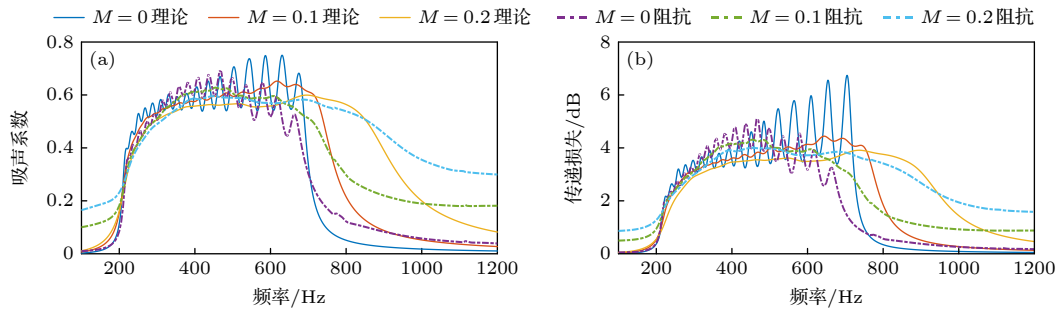


图 8 马赫数为 0, 0.1, 0.2 时, 声衬的 (a) 吸声系数和 (b) 传递损失

Fig. 8. When Mach number is 0, 0.1, 0.2, (a) sound absorption coefficient and (b) transmission loss of sound liner.

## 4 结 论

本文将基于非对称吸声器的声学超表面引入管道消声声衬设计中, 提出了一种新型声衬结构. 主要研究结论如下.

1) 提出了基于非对称吸声器的声学超表面声衬结构, 建立了理论解析模型, 等效阻抗计算模型和 COMSOL 仿真计算模型, 并对此结构进行了参数优化.

2) 基于非对称吸声器的声学超表面声衬厚度为 2.5 cm 铺设在直径 1 m 的管道上, 可实现 252—692 Hz 的频段范围内 3 dB 以上的降噪效果, 传递损失最高可达 6 dB, 具有小尺寸结构实现低频宽带降噪的能力.

3) 分析了流速对声学超表面声衬降噪效果的影响, 随着马赫数的增加, 吸声系数和传递损失越来越低, 峰谷越来越平坦且都往高频移动, 整个吸声系数曲线和传递损失曲线都向高频拓宽.

## 参考文献

[1] Kaltenbach M, Maschke C, Heb F, Niemann H, Führ M 2016 *Int. J. Environ. Prot.* **6** 15  
 [2] Čavka I, Čokorilo O, Vasov L 2016 *Energy Build.* **115** 63  
 [3] Qiao W Y, Xu K F, Wu Z W, Huang W C, Qin H M 2008 *Acta Aeronaut. Astronaut. Sin.* **29** 534 (in Chinese) [乔渭阳, 许开富, 武兆伟, 黄文超, 秦浩明 2008 *航空学报* **29** 534]  
 [4] Chen J, Zhou X H, Xu J, Liu C C, Xu Y 2019 *Promotion Technol.* **40** 1498 (in Chinese) [陈俊, 周驯黄, 徐珺, 刘常春, 许尧 2019 *推进技术* **40** 1498]  
 [5] Chen C, Yan Z H, Li X D 2018 *J. Aerospace Power* **33** 3041 (in Chinese) [陈超, 闫照华, 李晓东 2018 *航空动力学报* **33** 3041]  
 [6] Huo S Y, Yang J F, Deng Y H, Yan Q 2022 *Acta Aeronaut. Astronaut. Sin.* **43** 519 (in Chinese) [霍施宇, 杨嘉丰, 邓云华,

燕群 2022 *航空学报* **43** 519]  
 [7] Zhao D, Ji C, Li J W, Ang L 2018 *Appl. Acoust.* **141** 281  
 [8] Jha N, Das D, Tripathi A, Hota R 2019 *Appl. Acoust.* **150** 179  
 [9] Dannemann M, Kucher M, Kunze E, Modler N, Knobloch K, Enghardt L, Sarradj E, Höschler K 2018 *Appl. Sci.* **8** 1923  
 [10] Knobloch K, Enghardt L, Bake F 2018 *24th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference* Atlanta, Georgia, June 25–29, 2018 p4102  
 [11] Simon F 2018 *J. Sound and Vibr.* **421** 1  
 [12] Sandu C, Humbert T, Auregan Y, Deaconu M, Totu A, Radu A, Serbescu H, Tipa T 2022 *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering* **1226** 012049  
 [13] Huang S B, Fang X S, Wang X, Assouar B, Cheng Q, Li Y 2019 *J. Acoust. Soc. Am.* **145** 254  
 [14] Huang S B, Zhou Z L, Li D T, Liu T, Wang X, Zhu J, Li Y 2020 *Sc. Bull.* **65** 373 (in Chinese) [黄思博, 周志凌, 李东庭, 刘拓, 王旭, 祝捷, 李勇 2020 *科学通报* **65** 373]  
 [15] Huang S B, Zhou E M, Huang Z L, Lei P F, Zhou Z L, Li Y 2021 *Appl. Phys. Lett.* **118** 063504  
 [16] Ding H, Wang N Y, Qiu S, Huang S B, Zhou Z L, Zhou C C, Jia B, Li Y 2022 *Int. J. Mech. Sci.* **232** 107601  
 [17] Cheng B Z, Gao N S, Huang Y K, Hou H 2022 *J. Vib. Control* **28** 410  
 [18] Yang X C, Yang F, Shen X M, Wang E S, Zhang X N, Shen C, Peng W Q 2022 *Materials* **15** 5938  
 [19] Wang E S, Yang F, Shen X M, Duan H Q, Zhang X N, Yin Q, Peng W Q, Yang X C, Yang L 2022 *Materials* **15** 3417  
 [20] Beck B S, Schiller N H, Jones M G 2015 *Appl. Acoust.* **93** 15  
 [21] Guo J W, Fang Y, Jiang Z Y, Zhang X 2021 *J. Acoust. Soc. Am.* **149** 70  
 [22] Oh T S, Jeon W 2022 *Appl. Phys. Lett.* **120** 044103  
 [23] Jiménez N, Romero-García V, Pagneux V, Groby J P 2017 *Sci. Rep.* **7** 1  
 [24] Long H Y, Cheng Y, Liu X J 2017 *Appl. Phys. Lett.* **111** 143502  
 [25] Long H Y, Liu C, Shao C, Cheng Y, Tao J C, Qiu X J, Liu X J 2020 *J. Sound Vib.* **479** 115371  
 [26] Long H Y, Shao C, Cheng Y, Tao J C, Liu X J 2021 *Appl. Phys. Lett.* **118** 263502  
 [27] Seo S H, Kim Y H, Kim K J 2018 *Appl. Acoust.* **138** 188  
 [28] Guess A 1975 *J. Sound Vib.* **40** 119  
 [29] Kooi J, Sarin S 1981 *7th Aeroacoustics Conference* Palo Alto, California, October 5–7, 1981 p1998

# Metasurface acoustic liner of engine based on asymmetric absorber<sup>\*</sup>

Bai Yu Zhang Zhen-Fang Yang Hai-Bin Cai Li Yu Dian-Long<sup>†</sup>

(Key Laboratory of Integrated Equipment Support Technology, National University of Defense Technology, Changsha 410073, China)

( Received 21 October 2022; revised manuscript received 30 November 2022 )

## Abstract

In order to solve the problem of low frequency noise of engine, based on the principle of dual port asymmetric sound absorber, a kind of gradually changing size sound absorbing metasurface is designed to reduce the noise of engine acoustic liner. Firstly, the theoretical analysis model and simulation analysis model of the asymmetric resonance sound absorber are established, the noise reduction mechanism is revealed, and the influencing factors of the noise reduction effect are analyzed. Then an acoustic metasurface acoustic liner is designed based on the asymmetric resonance sound absorber. The noise reduction effect of the acoustic liner is analyzed in depth by using three methods: full model theoretical calculation, equivalent impedance theoretical calculation and COMSOL finite element simulation. Then, the parameters of this structure are optimized, and the influence of flow velocity on the noise reduction effect is considered by using the full model theoretical calculation and equivalent impedance theoretical calculation. The research results show that the acoustic metasurface acoustic liner designed based on asymmetric sound absorber can achieve noise reduction effect of more than 3 dB in a frequency band range from 252 to 692 Hz when the thickness is only 2.5 cm (only 1/54 of the corresponding wavelength of 252 Hz), which provides a new idea for designing engine noise reduction.

**Keywords:** asymmetric, metasurface, engine, acoustic liner, flow velocity

**PACS:** 43.20.+g, 43.50.+y

**DOI:** 10.7498/aps.72.20222011

---

<sup>\*</sup> Project supported by the National Natural Science Foundation of China (Grant No. 11872371), the Major Program of the National Natural Science Foundation of China (Grant No. 11991032), and the Hunan Provincial Science and Technology Innovation Program, China (Grant No. 2020RC4022).

<sup>†</sup> Corresponding author. E-mail: [dianlongyu@vip.sina.com](mailto:dianlongyu@vip.sina.com)



## 基于非对称吸声器的发动机声学超表面声衬

白宇 张振方 杨海滨 蔡力 郁殿龙

### Metasurface acoustic liner of engine based on asymmetric absorber

Bai Yu Zhang Zhen-Fang Yang Hai-Bin Cai Li Yu Dian-Long

引用信息 Citation: *Acta Physica Sinica*, 72, 054301 (2023) DOI: 10.7498/aps.72.20222011

在线阅读 View online: <https://doi.org/10.7498/aps.72.20222011>

当期内容 View table of contents: <http://wulixb.iphy.ac.cn>

---

## 您可能感兴趣的其他文章

### Articles you may be interested in

#### 基于反射超表面产生太赫兹涡旋波束

Terahertz vortex beam generation based on reflective metasurface

物理学报. 2019, 68(23): 238101 <https://doi.org/10.7498/aps.68.20191055>

#### 基于超表面的旋向选择吸波体

Absorbers with spin-selection based on metasurface

物理学报. 2020, 69(23): 234103 <https://doi.org/10.7498/aps.69.20200511>

#### 基于超表面的Tamm等离子激元与激子的强耦合作用

Strong coupling between metasurface based Tamm plasmon microcavity and exciton

物理学报. 2020, 69(1): 010201 <https://doi.org/10.7498/aps.69.20191225>

#### 基于可调石墨烯超表面的宽角度动态波束控制

Dynamic beam-steering in wide angle range based on tunable graphene metasurface

物理学报. 2018, 67(18): 184101 <https://doi.org/10.7498/aps.67.20180592>

#### 基于双开口谐振环超表面的宽带太赫兹涡旋光束产生

Broadband terahertz vortex beam generation based on metasurface of double-split resonant rings

物理学报. 2019, 68(10): 108701 <https://doi.org/10.7498/aps.68.20182147>

#### 相变材料与超表面复合结构太赫兹移相器

Terahertz phase shifter based on phase change material-metasurface composite structure

物理学报. 2021, 70(7): 074201 <https://doi.org/10.7498/aps.70.20201495>