



论文

多孔纤维吸声材料填充蜂窝结构的声学性能

孟晗, 辛锋先*, 卢天健

西安交通大学航天航空学院, 机械结构强度与振动国家重点实验室, 西安 710049

*联系人, E-mail: fengxian.xin@gmail.com

收稿日期: 2013-08-30; 接受日期: 2014-02-12

国家基础研究计划(编号: 2011CB610300)、国家自然科学基金(批准号: 11102148, 11321062)和中央高校基本科研专项基金(编号: xjj2011005)资助项目

摘要 本文理论研究了多孔纤维吸声材料填充矩形蜂窝结构的声学特性. 假设周期蜂窝结构将多孔纤维吸声材料划分为独立周期子空间, 理论建模中选取单个蜂窝胞元进行分析. 蜂窝结构内部的多孔纤维吸声材料采用等效流体模型进行模拟, 斜入射的声波在各个子空间呈驻波分布, 由声场的声压和速度可积分得到通过蜂窝结构入射平面和透射平面的能量流, 从而得到多孔纤维吸声材料填充蜂窝结构的吸声及传声损失性能. 与单一多孔纤维材料声学性能的对比发现, 多孔纤维吸声材料填充蜂窝结构的吸声性能得到了有效提高. 基于理论模型, 进一步分析了结构参数对多孔纤维吸声材料填充蜂窝结构吸声/传声损失性能的影响.

关键词 多孔纤维, 蜂窝结构, 驻波模态, 吸声系数, 传递系数

PACS: 43.20.+g, 43.35.+d, 43.40.+s

doi: 10.1360/SSPMA2013-00048

蜂窝结构因其独特的轻质、吸能、减振、蓄能、电磁屏蔽等优良性能而广泛应用于建筑、交通运输、航空航天等重要领域^[1-3]. 在减振降噪领域, 蜂窝结构常与多孔吸声材料、微穿孔板等组合成为复合结构以提高结构的整体声学特性^[4-7]. 本文重点研究如图 1 所示的多孔纤维吸声材料填充蜂窝结构的声学特性.

Toyoda 等人^[8]发现将蜂窝结构插入复杂墙体或地板结构中能够提高整体结构的隔声性能. 随后, Toyoda 等人^[7,9]又提出, 将蜂窝结构与微穿孔板复合, 即蜂窝结构置于微穿孔板后部, 对后部声场进行划分, 能够形成类似于亥姆赫兹(Helmholtz)共振腔的

声场, 不仅可以降低结构的声辐射, 还能提高结构中频段的传声损失性能. Sakagami 等人^[6]修改了前述微穿孔板复合蜂窝结构理论, 提出了基于亥姆霍兹-基尔霍夫积分方程的声波理论, 指出蜂窝结构的存在不仅能够提升微穿孔板的整体声学性能, 并且能够提高其在低频时的吸声性能. 此外, Toyoda 等人^[10]还指出, 将蜂窝结构置于吸声系统, 例如微穿孔板、多孔材料等结构之后, 能够提高整个声学系统的吸声性能, 特别是低频时的吸声性能, 但将蜂窝结构置于平板结构之后时, 需要选择合适的蜂窝结构才能达到提高平板结构的隔声性能的效果.

引用格式: 孟晗, 辛锋先, 卢天健. 多孔纤维吸声材料填充蜂窝结构的声学性能. 中国科学: 物理学 力学 天文学, 2014, 44: 599-609
Meng H, Xin F X, Lu T J. Acoustical properties of honeycomb structures filled with fibrous absorptive materials (in Chinese). Sci Sin-Phys Mech Astron, 2014, 44: 599-609, doi: 10.1360/SSPMA2013-00048

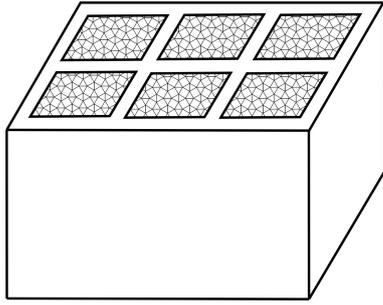


图 1 多孔纤维吸声材料填充矩形蜂窝结构的示意图
Figure 1 Schematic diagram of honeycomb structures filled with fibrous materials.

需要指出的是, 上述作者针对蜂窝结构开展的理论研究均将蜂窝结构的内部声场假设为一维声场, 即声波进入蜂窝结构之后, 仅沿着与蜂窝截面垂直的方向传播. 当蜂窝结构尺寸小于半个声波波长时, 该假设成立; 当蜂窝结构尺寸大于半个声波波长时, 该假设可能失效.

多孔纤维材料具有质轻、制备简便、吸声能力强的特点, 是应用极为广泛的吸声材料. 相较于传统多孔纤维材料, 烧结多孔金属纤维材料具有高刚度/强度、耐高温等优势, 可应用于极端环境条件下的减振降噪 (如航空发动机声衬), 故近年来受到日益关注^[11-13].

多孔纤维材料的吸声能力主要依靠两种物理机制: 一是声波振动引起内部气体与纤维材料表面之间的黏性摩擦, 声能转变为热能产生能量消耗; 二是声波传播引起的气体膨胀压缩过程伴随温度的变化, 该温度变化导致气体与纤维材料之间产生热交换(损耗).

有关多孔纤维材料声学性能的理论模型可分为两大类: 一类是基于复杂物理参数的唯象模型, 包括 Attenborough 模型^[14], Johnson-Champoux 模型^[15]以及 Zhang-Chen 模型^[16]等; 另一类是结合实验测量与理论预测得到的半经验公式, 包括 Voronina 模型^[17,18], Garai-Pompoli 模型^[19], Delany-Bazely 模型^[20], Allard-Champoux 模型^[21]等. 其中, 结合流体理论既考虑声波传播的黏滞损耗又考虑其热交换损耗的 Allard-Champoux 模型可准确地预测多孔纤维材料的声学特性^[5,22], 故本文采用该模型描述声波在填充多孔纤维材料中的传播性能.

利用蜂窝结构将整体内部声场(空腔或填充材料)分割成封闭的子空间, 由于蜂窝结构壁板的约束反射作用, 斜入射的声波在子空间中传播会产生声学驻波模态现象, 从而增大声波耗散从而提高整体

结构的声学性能. 相对于单独的多孔纤维吸声材料, 多孔纤维吸声材料填充蜂窝结构可充分发挥声学驻波的作用, 进而显著提高其中多孔纤维材料的声能耗散作用. 因此, 相比单一多孔纤维吸声材料, 多孔纤维吸声材料填充蜂窝结构吸声性能预期会有显著提升. 因此有必要研究多孔纤维吸声材料填充蜂窝结构的声学性能.

针对多孔纤维吸声材料填充蜂窝结构的声学特性, 不同于现有理论中提出的一维声场假设, 本文假设斜入射的声波在各封闭子空间内呈驻波分布, 提出一种将蜂窝内部声场视为三维声场的理论, 并采用基于等效流体模型的 Allard-Champoux 模型对蜂窝结构内部填充的多孔纤维吸声材料进行模拟. 通过基于理论模型的数值计算具体揭示蜂窝结构提高多孔纤维材料吸声性能的物理机制, 以便进一步开展优化设计, 获得最优的蜂窝结构嵌入方案.

1 理论建模

考虑如图 1 所示多孔纤维材料填充矩形蜂窝结构的吸声及传声问题, 假设入射平面声波为

$$p_{1i} = P_1 e^{j(\omega t - k_{1x}x - k_{1y}y - k_{1z}z)}. \quad (1)$$

其中, P_1 为入射声波的幅值大小, ω 为声波圆频率, k_{1x} , k_{1y} , k_{1z} 分别为入射声波在 x , y , z 方向的声波波数, 满足如下关系:

$$\begin{aligned} k_{1x} &= k_1 \sin \varphi \cos \beta, \\ k_{1y} &= k_1 \sin \varphi \sin \beta, \\ k_{1z} &= k_1 \cos \varphi. \end{aligned} \quad (2)$$

式中, $k_1 = \omega/c_1$ 为声波在入射声场的声波波数, φ 为入射平面波的入射角, β 为入射平面波的方位角(图 2).

假设如图 1 所示的多孔纤维材料填充蜂窝结构为周期结构, 故可选取一个周期单元胞(图 2)对其吸声传声问题进行研究(蜂窝结构尺寸要远大于所填充的多孔纤维材料的孔径). 一般而言, 作为主承载结构的蜂窝框架的刚度远大于多孔纤维吸声材料, 故将蜂窝框架结构视为声学刚性, 则矩形蜂窝结构的内部声场可写为^[23]

$$p_2 = \sum_{m,n} \left[C_{mn} \varphi_{mn} e^{j(\omega t - k_{2z, mn}z)} + D_{mn} \varphi_{mn} e^{j(\omega t + k_{2z, mn}z)} \right]. \quad (3)$$

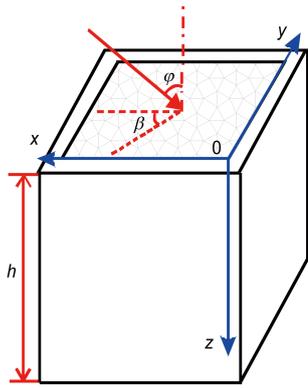


图 2 (网络版彩图)多孔纤维吸声材料填充矩形蜂窝结构的单元胞

Figure 2 (Color online) Schematic diagram of the unit cell of honeycomb structures filled with fibrous materials.

其中, $\varphi_{mn} = \cos(m\pi x/l_x)\cos(m\pi y/l_y)$, l_x 和 l_y 分别为矩形蜂窝结构的长和宽, $k_{2z,mm}$ 为驻波声场中 z 方向的声波传播波数

$$k_{2z,mm} = \sqrt{k_2^2 - \left(k_{2x} + \frac{m\pi}{l_x}\right)^2 - \left(k_{2y} + \frac{n\pi}{l_y}\right)^2}. \quad (4)$$

式中, k_2 为多孔纤维吸声材料中的声波波数.

根据 Allard 和 Champoux^[21]提出的关于纤维材料的理论计算公式, 有

$$k_2 = 2\pi f \sqrt{\frac{\rho(\omega)}{K(\omega)}}. \quad (5)$$

其中, $\rho(\omega)$ 为等效动态密度, 与纤维材料中每单位体积空气的惯性力和黏性拖曳力有关, $K(\omega)$ 为等效动态体积模量, 表示空气分子平均位移与平均压力变换的关系. 可将 $\rho(\omega)$ 和 $K(\omega)$ 分别表示为^[21]

$$\rho(\omega) = \rho_0 \left[1 + \left(\frac{1}{j2\pi} \right) \left(\frac{R}{\rho_0 f} \right) G_1 \left(\frac{\rho_0 f}{R} \right) \right]. \quad (6)$$

$$K(\omega) = \gamma_s P_0 \left[\gamma_s - \frac{\gamma_s - 1}{1 + (1/j8\pi N_{pr}) \left(\frac{\rho_0 f}{R} \right)^{-1} G_2 \left(\frac{\rho_0 f}{R} \right)} \right]^{-1}. \quad (7)$$

式中, R 为多孔材料的静态流阻抗, ρ_0 为空气密度,

γ_s 为空气中的比热容率, N_{pr} 为普朗特数, 其中

$$G_1 \left(\frac{\rho_0 f}{R} \right) = \sqrt{1 + j\pi \left(\frac{\rho_0 f}{R} \right)},$$

$$G_2 \left(\frac{\rho_0 f}{R} \right) = G_1 \left[\left(\frac{\rho_0 f}{R} \right) 4N_{pr} \right].$$

相应地, 声波在填充多孔纤维材料中传播的速度为

$$v_{2z} = \sum_{m,n} \frac{k_{2z,mm}}{\rho_2 \omega} \left[C_{mn} \varphi_{mn} e^{j(\omega t - k_{2z,mm} z)} - D_{mn} \varphi_{mn} e^{j(\omega t + k_{2z,mm} z)} \right]. \quad (8)$$

其中, 纤维材料的密度 ρ_2 可表示为^[24]

$$\rho_2 = \frac{k_2^2 \rho_0}{k_0^2 \gamma_s \sigma}. \quad (9)$$

式中, k_0 为空气中的声波波数, σ 为纤维材料的孔隙率.

考虑入射和反射声波, 则入射声场中总声压为

$$p_i = P_i e^{j(\omega t - k_{1x} x - k_{1y} y - k_{1z} z)} + \sum_{m,n} B_{mn} \varphi_{mn} e^{j(\omega t + k_{1z,mm} z)}. \quad (10)$$

其中

$$k_{1z,mm} = \sqrt{k_1^2 - \left(k_{1x} + \frac{m\pi}{l_x}\right)^2 - \left(k_{1y} + \frac{n\pi}{l_y}\right)^2}. \quad (11)$$

对入射波进行傅里叶变换, 有

$$p_{li} = \sum_{m,n} A_{mn} \varphi_{mn} e^{j(\omega t - k_{1z} z)}. \quad (12)$$

其中

$$A_{mn} = \frac{4}{l_x l_y} \int_0^{l_x} \int_0^{l_y} p_a(x, y) \varphi_{mn} dx dy,$$

$$A_{m0} = \frac{2}{l_x l_y} \int_0^{l_x} \int_0^{l_y} p_a(x, y) \cos\left(\frac{m\pi x}{l_x}\right) dx dy,$$

$$A_{0n} = \frac{2}{l_x l_y} \int_0^{l_x} \int_0^{l_y} p_a(x, y) \cos\left(\frac{n\pi y}{l_y}\right) dx dy,$$

$$A_{00} = \frac{1}{l_x l_y} \int_0^{l_x} \int_0^{l_y} p_a(x, y) dx dy. \quad (13)$$

积分后可得

$$A_{mn} = \begin{cases} \frac{-4P_1 k_{1x} k_{1y} \left[e^{-jk_{1x}l_x} \cos(m\pi) - 1 \right] \left[e^{-jk_{1y}l_y} \cos(n\pi) - 1 \right]}{l_x l_y \left[k_{1x}^2 - (m\pi/l_x)^2 \right] \left[k_{1y}^2 - (n\pi/l_y)^2 \right]}, & m \neq 0 \& n \neq 0, \\ \frac{-2P_1 k_{1x} \left[e^{-jk_{1x}l_x} \cos(m\pi) - 1 \right] e^{-jk_{1y}l_y} - 1}{l_x l_y \left[k_{1x}^2 - (m\pi/l_x)^2 \right] k_{1y}}, & m \neq 0 \& n = 0, \\ \frac{-2P_1 k_{1y} \left[e^{-jk_{1y}l_y} \cos(n\pi) - 1 \right] e^{-jk_{1x}l_x} - 1}{l_x l_y \left[k_{1y}^2 - (n\pi/l_y)^2 \right] k_{1x}}, & m = 0 \& n \neq 0, \\ \frac{-P_1 \left(e^{-jk_{1x}l_x} - 1 \right) \left(e^{-jk_{1y}l_y} - 1 \right)}{l_x l_y k_{1x} k_{1y}}, & m = 0 \& n = 0. \end{cases} \quad (14)$$

入射声场中的声速为

$$v_{1z} = \sum_{m,n} \left(\frac{k_{1z}}{\rho_1 \omega} A_{mn} \varphi_{mn} e^{j(\omega t - k_{1z}z)} - \frac{k_{1z,mm}}{\rho_1 \omega} B_{mn} \varphi_{mn} e^{j(\omega t + k_{1z,mm}z)} \right). \quad (15)$$

其中, ρ_1 为入射声场中空气密度.

透射声场中声压表示为

$$p_3 = \sum_{m,n} E_{mn} \varphi_{mn} e^{j(\omega t - k_{3z,mm}z)}. \quad (16)$$

其中, h 为多孔纤维材料填充蜂窝结构的厚度(图 2), $k_{3z,mm}$ 为 z 方向传播波数

$$k_{3z,mm} = \sqrt{k_3^2 - \left(k_{3x} + \frac{m\pi}{l_x} \right)^2 - \left(k_{3y} + \frac{n\pi}{l_y} \right)^2}. \quad (17)$$

相应的透射声场中声速为

$$v_{3z} = \sum_{m,n} \frac{k_{3z,mm}}{\rho_3 \omega} E_{mn} \varphi_{mn} e^{j(\omega t - k_{3z,mm}z)}. \quad (18)$$

基于声场中声压以及法向速度分布的连续性, 可将求解上述声场的边界条件表示为

$$p_1|_{z=0} = p_2|_{z=0}, \quad v_{1z}|_{z=0} = v_{2z}|_{z=0}, \quad (19)$$

$$p_2|_{z=h} = p_3|_{z=h}, \quad v_{2z}|_{z=h} = v_{3z}|_{z=h}. \quad (20)$$

将(3), (8), (10), (15), (16), (18)式代入(19)和(20)式可得

$$A_{mn} + B_{mn} = C_{mn} + D_{mn}, \quad (21)$$

$$\frac{k_{1z}}{\rho_1} A_{mn} - \frac{k_{1z,mm}}{\rho_1} B_{mn} = \frac{k_{2z,mm}}{\rho_2} (C_{mn} - D_{mn}), \quad (22)$$

$$C_{mn} e^{-jk_{2z,mm}h} + D_{mn} e^{jk_{2z,mm}h} = E_{mn} e^{-jk_{3z,mm}h}, \quad (23)$$

$$\begin{aligned} & \frac{k_{2z,mm}}{\rho_2} (C_{mn} e^{-jk_{2z,mm}h} - D_{mn} e^{jk_{2z,mm}h}) \\ & = \frac{k_{3z,mm}}{\rho_3} E_{mn} e^{-jk_{3z,mm}h}. \end{aligned} \quad (24)$$

解上式可得

$$\begin{aligned} B_{mn} &= \frac{A_{mn} (k_{1z} + k_{1z,mm})}{\rho_1} \frac{(\rho_2 k_{3z,mm} + \rho_3 k_{2z,mm})(\rho_2 k_{1z} - \rho_1 k_{2z,mm}) e^{ik_{2z,mm}h} + (\rho_3 k_{2z,mm} - \rho_2 k_{3z,mm})(\rho_2 k_{1z} + \rho_1 k_{2z,mm}) e^{-ik_{2z,mm}h}}{(\rho_2 k_{1z,mm} + \rho_1 k_{2z,mm})(\rho_2 k_{3z,mm} + \rho_3 k_{2z,mm}) e^{ik_{2z,mm}h} + (\rho_2 k_{1z,mm} - \rho_1 k_{2z,mm})(\rho_3 k_{2z,mm} - \rho_2 k_{3z,mm}) e^{-ik_{2z,mm}h}}, \\ C_{mn} &= \frac{\rho_2 A_{mn} (k_{1z} + k_{1z,mm})(\rho_2 k_{3z,mm} + \rho_3 k_{2z,mm}) e^{ik_{2z,mm}h}}{(\rho_2 k_{1z,mm} + \rho_1 k_{2z,mm})(\rho_2 k_{3z,mm} + \rho_3 k_{2z,mm}) e^{ik_{2z,mm}h} + (\rho_2 k_{1z,mm} - \rho_1 k_{2z,mm})(\rho_3 k_{2z,mm} - \rho_2 k_{3z,mm}) e^{-ik_{2z,mm}h}}, \\ D_{mn} &= \frac{\rho_2 A_{mn} (k_{1z} + k_{1z,mm})(\rho_3 k_{2z,mm} - \rho_2 k_{3z,mm}) e^{-ik_{2z,mm}h}}{(\rho_2 k_{1z,mm} + \rho_1 k_{2z,mm})(\rho_2 k_{3z,mm} + \rho_3 k_{2z,mm}) e^{ik_{2z,mm}h} + (\rho_2 k_{1z,mm} - \rho_1 k_{2z,mm})(\rho_3 k_{2z,mm} - \rho_2 k_{3z,mm}) e^{-ik_{2z,mm}h}}, \\ E_{mn} &= \frac{2\rho_2 \rho_3 A_{mn} k_{2z,mm} (k_{1z} + k_{1z,mm}) e^{ik_{3z,mm}h}}{(\rho_2 k_{1z,mm} + \rho_1 k_{2z,mm})(\rho_2 k_{3z,mm} + \rho_3 k_{2z,mm}) e^{ik_{2z,mm}h} + (\rho_2 k_{1z,mm} - \rho_1 k_{2z,mm})(\rho_3 k_{2z,mm} - \rho_2 k_{3z,mm}) e^{-ik_{2z,mm}h}}. \end{aligned} \quad (25)$$

由上述可看出, 由于驻波的存在, 声波在蜂窝结构各个平面呈非均匀分布, 故需对该平面积分才能得到通过各个截面的能量流 Π :

$$\Pi = \frac{1}{2} \operatorname{Re} \iint_s p \cdot v^* ds. \quad (26)$$

其中, s 代表该蜂窝结构的积分截面, v 为该截面上质点振动速度, 与声压之间存在如下关系:

$$v = \frac{p}{\rho c}. \quad (27)$$

其中, ρ, c 为对应声场的介质密度及声波传播速度.

最后, 由能量流可计算多孔纤维材料填充矩形蜂窝结构的吸声系数 α 和传递损耗系数 τ :

$$\alpha = \frac{E_{\text{abs}}}{E_{\text{in}}} = 1 - \frac{\Pi_{\text{ref}}}{\Pi_{\text{in}}} - \frac{\Pi_{\text{t}}}{\Pi_{\text{in}}}, \quad (28)$$

$$\tau = 1 - \frac{E_{\text{trans}}}{E_{\text{in}}} = 1 - \frac{\Pi_{\text{t}}}{\Pi_{\text{in}}}. \quad (29)$$

其中, E_{abs} 为结构的能量吸收, E_{in} 为入射声波的能量, E_{trans} 为结构的透射能量, Π_{ref} 和 Π_{in} 分别表示反射声波和入射声波的能量流, Π_{t} 表示通过透射平面的透射声波的能量流.

由图2所示, $z=0$ 处为入射平面. 将(1)式代入(26)式并考虑声波的斜入射情况(入射波与蜂窝结构截面夹角为 φ ; 图2), 可得

$$\Pi_{\text{in}} = \frac{|P_1|^2 \cos \varphi}{2\rho_1 c_1} l_x l_y \quad (30)$$

将(10)中的反射波代入(26)中可得反射声波在该平面($z=0$)的能量流 Π_{ref} 为

$$\begin{aligned} \Pi_{\text{ref}} &= \frac{1}{2\rho_1 c_1} \operatorname{Re} \iint_s \left(\sum_{m,n} B_{mn} \varphi_{mn} \right) \left(\sum_{m,n} B_{mn} \varphi_{mn} \right) ds \\ &= \operatorname{Re} \sum_{m,n,p,q} \frac{B_{mn} B_{pq}}{2\rho_1 c_1} \iint_s \varphi_{mn} \varphi_{pq} ds. \end{aligned} \quad (31)$$

其中的积分项为

$$g_{mnpq} = \iint_s \varphi_{mn} \varphi_{pq} ds = \begin{cases} l_x l_y / 4, & m = p \neq 0 \text{ \& } n = q \neq 0, \\ l_x l_y, & m = n = p = q = 0, \\ 0, & \text{其他.} \end{cases} \quad (32)$$

则反射波能量流为

$$\Pi_{\text{ref}} = \operatorname{Re} \sum_{m,n,p,q} \frac{g_{mnpq} B_{mn} B_{pq}}{2\rho_1 c_1}. \quad (33)$$

与此类似, 在透射面($z=h$)求解透射声波的能量流 Π_{t} , 可得

$$\Pi_{\text{t}} = \operatorname{Re} \sum_{m,n,p,q} \frac{g_{mnpq} E_{mn} E_{pq}}{2\rho_3 c_3}. \quad (34)$$

将(33)和(34)式代入(28)和(29)式可分别求得多孔纤维材料填充矩形蜂窝结构的吸声系数和传递损耗系数. 值得注意的是, 当声波垂直入射时, 上述三维理论模型将退化为传统的一维模型(即无驻波模态). 此时蜂窝结构内部声场与声波垂直入射到纤维多孔材料中所形成的声场是一致的, 蜂窝结构对声波在所填充纤维结构中的传播无影响.

2 参数分析

2.1 填充蜂窝结构与多孔纤维材料性能对比

为验证上述理论模型的可靠性, 假设矩形蜂窝结构的单元胞为无限大(即假设图2所示单元胞的长度和宽度均为无限大), 则多孔纤维吸声材料填充矩形蜂窝结构的吸声传声性能在理论上无限接近所填充多孔纤维吸声材料的吸声传声能力. 计算时考虑入射声场和透射声场中介质均为空气, 矩形蜂窝胞元内填充多孔纤维吸声材料的相关材料参数如表1所示.

假设矩形蜂窝胞元结构的边长为 $l_x=l_y=10^8$ m. 与结构中的声波波长相比, 该边长接近无限大. 将上述参数代入本文理论模型中, 可得多孔纤维材料填充蜂窝结构的吸声系数与传声损失系数, 结果如图3所示. 作为对比, 图中同时给出了采用 Allard-Champoux 模型^[21]计算得到的单一多孔纤维吸声材料的吸声/传声性能. 从图3可以看出, 当矩形蜂窝结构胞元为

表1 各声场材料参数

Table 1 Parameters of the sound fields

材料参数	参数数值
密度	$\rho_1=\rho_3=1.29 \text{ kg/m}^3$
声速	$c_1=c_3=343 \text{ m/s}$
静态流阻抗	$R=24000 \text{ Nm/s}^4$
普朗特数	$N_{pr}=0.702$
比热容率	$\gamma=1.4$
大气压	$P_0=101320 \text{ Pa}$
纤维孔隙率	$\sigma=0.95$

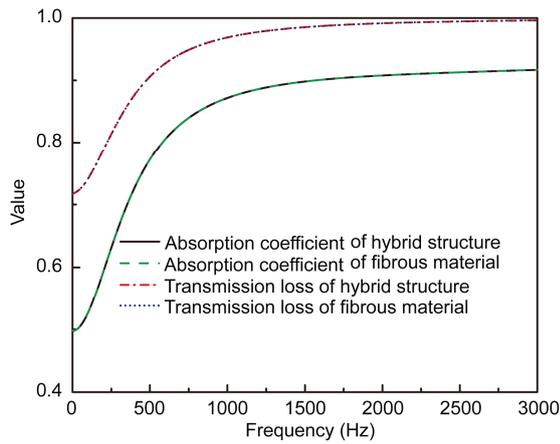


图 3 (网络版彩图)多孔纤维材料填充矩形蜂窝结构吸声系数以及传声损失系数与单一多孔纤维材料吸声系数对比(声波斜入射 $\varphi=60^\circ$, $\beta=45^\circ$, $h=0.08$ m)

Figure 3 (Color online) Sound absorption coefficient and sound transmission loss comparisons between the honeycomb structures filled with fibrous materials and the fibrous materials (sound oblique incidence $\varphi=60^\circ$, $\beta=45^\circ$, $h=0.08$ m).

无限大时, 多孔纤维材料填充矩形蜂窝结构的吸声传声性能与单一多孔纤维材料基本一致, 从而初步验证了理论模型的可靠性。

蜂窝结构胞元尺寸与声波波长相当时, 多孔纤维材料填充蜂窝结构的声学性能受到蜂窝结构的显著影响, 与单一多孔纤维材料有很大区别. 图 4 和 5 分别给出了多孔纤维材料填充矩形蜂窝结构($l_x=0.2$ m, $l_y=0.05$ m, $h=0.08$ m)与单一多孔纤维材料吸声及传声性能的对比. 由图 4 可以看出, 相较于单一多孔纤维材料, 多孔纤维材料填充蜂窝结构的吸声系数在中高频段显著增大. 这主要是因为蜂窝结构将多孔纤维材料声场分割成封闭式空间, 在子空间中产生声学驻波模态现象, 可以增大多孔纤维材料的声波耗散作用, 从而提高整体结构的吸声性能。

相对于结构吸声系数的明显提高, 传声损失系数受嵌入矩形蜂窝结构的影响较小, 如图 5 所示. 考虑到多孔纤维材料主要用作吸声材料而非隔声材料, 则实际应用时可采用嵌入矩形蜂窝结构显著提升多孔纤维材料的吸声性能, 而结构的隔声能力也由于吸声作用的增强略有提高。

2.2 系统参数对结构吸声/传声性能的影响

为更加明确嵌入矩形蜂窝结构对多孔纤维材料声学性能的影响机制及规律, 本节着重分析关键物

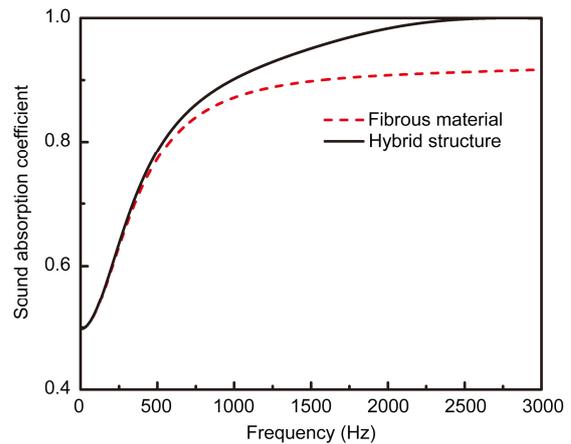


图 4 (网络版彩图)多孔纤维材料填充蜂窝结构吸声系数与单一多孔纤维材料吸声系数对比(声波斜入射 $\varphi=60^\circ$, $\beta=45^\circ$, $l_x=0.2$ m, $l_y=0.05$ m, $h=0.08$ m)

Figure 4 (Color online) Sound absorption coefficient comparison between the honeycomb structures filled with fibrous materials and the fibrous materials (sound oblique incidence $\varphi=60^\circ$, $\beta=45^\circ$, $l_x=0.2$ m, $l_y=0.05$ m, $h=0.08$ m).

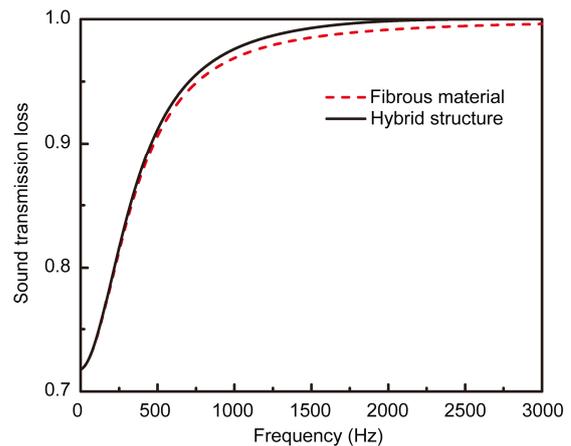


图 5 (网络版彩图)多孔纤维材料填充蜂窝结构传声损失系数与单一多孔纤维材料传声损失系数对比(声波斜入射 $\varphi=60^\circ$, $\beta=45^\circ$, $l_x=0.2$ m, $l_y=0.05$ m, $h=0.08$ m)

Figure 5 (Color online) Sound transmission loss comparison between the honeycomb structures filled with fibrous materials and the fibrous materials (sound oblique incidence $\varphi=60^\circ$, $\beta=45^\circ$, $l_x=0.2$ m, $l_y=0.05$ m, $h=0.08$ m).

理参数对结构吸声系数及传声损失系数的影响, 其中各声场参数值在表 1 中列出。

2.2.1 声波入射角的影响

图 6 所示三条不同吸声系数曲线所代表的多孔纤维材料填充蜂窝结构的几何参数全部相同, 但对

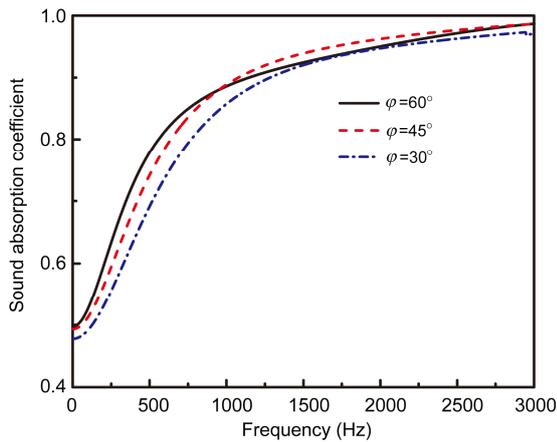


图6 (网络版彩图)不同声波入射角作用下填充多孔纤维吸声材料的矩形蜂窝结构吸声系数($\beta=45^\circ$, $l_x=0.1$ m, $l_y=0.1$ m, $h=0.08$ m)

Figure 6 (Color online) Sound absorption coefficient comparison of the honeycomb structures filled with fibrous materials with different incidence angles (Sound oblique incidence $\beta=45^\circ$, $l_x=0.1$ m, $l_y=0.1$ m, $h=0.08$ m).

应的声波入射俯仰角度(图2)不同。从图6可知,低频时吸声系数随声波入射角度的增大而增大,这主要是因为斜入射的声波在蜂窝结构中形成驻波反射,声波传输经过的路径随入射角度的增加而增长,从而增大了声波能量在多孔纤维材料中的耗散。而在高频段,随声波入射角度增大,吸声系数开始出现下降趋势。这主要是因为声波入射角度增大以后,反射系数会相应增大,使得进入蜂窝结构的声能减少。在以上两种效应的共同作用下,吸声系数随声波入射角度不再是单调变化。

与图6相对应,图7给出了不同声波入射角作用下多孔纤维材料填充矩形蜂窝结构的传声损失系数。由图7可见,低频时传声损失系数随入射角度的增大而减小,高频时则随入射角度的增大而增大。声波入射角度变化对结构的传声损失和吸声性能表现出不同的影响,这主要是由于声波入射角度的变化不仅影响了声波传播路径,也导致结构的反射系数发生了变化。

2.2.2 矩形蜂窝胞元形状的影响

声波斜入射($\varphi=60^\circ$, $\beta=45^\circ$)情况下,图8给出了胞元截面形状(长宽比)对多孔纤维材料填充矩形蜂窝结构吸声系数的影响(声波斜入射 $\varphi=60^\circ$, $\beta=45^\circ$, $h=0.08$ m)

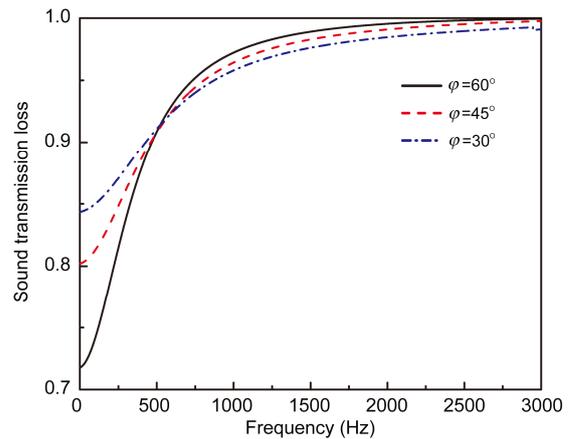


图7 (网络版彩图)不同声波入射角作用下填充多孔纤维吸声材料的矩形蜂窝结构传声损失系数($\beta=45^\circ$, $l_x=0.1$ m, $l_y=0.1$ m, $h=0.08$ m)

Figure 7 (Color online) Sound transmission loss comparison of the honeycomb structures filled with fibrous materials with different incidence angles (Sound oblique incidence $\beta=45^\circ$, $l_x=0.1$ m, $l_y=0.1$ m, $h=0.08$ m).

宽比不同;其他相关物理参数参见表1。

图8表明,胞元截面的长宽比越大,结构在低频段的吸声系数越大,在中高频段则基本不受影响。胞元截面的长宽比发生变化时,声波传播路径和传输长度也随之变化,故结构在低频段的吸声性能增大;在中高频段,由于结构的吸声能力已经达到饱和,故声波传播路径的变化对结构整体吸声性能的影响很小。

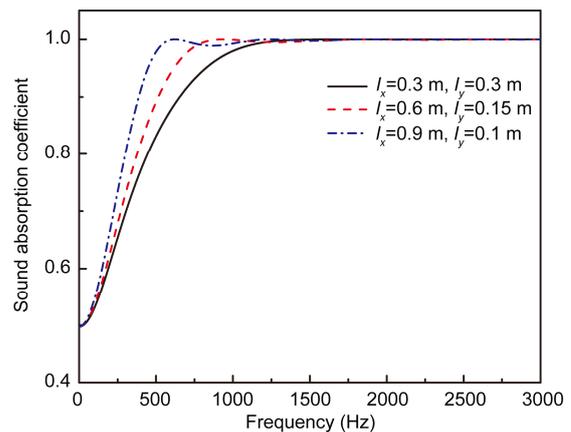


图8 (网络版彩图)胞元形状(相同面积)对多孔纤维材料填充矩形蜂窝结构吸声系数的影响(声波斜入射 $\varphi=60^\circ$, $\beta=45^\circ$, $h=0.08$ m)

Figure 8 (Color online) Sound absorption coefficient comparison of the honeycomb structures filled with fibrous materials with different shape but same mass (sound oblique incidence $\varphi=60^\circ$, $\beta=45^\circ$, $h=0.08$ m).

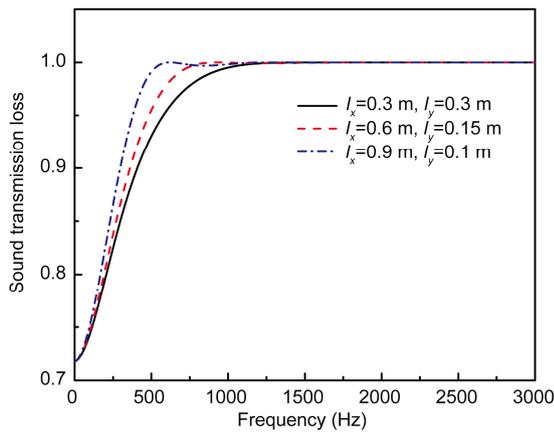


图9 (网络版彩图)胞元形状(相同面积)对多孔纤维材料填充矩形蜂窝结构传声损失系数的影响(声波斜入射 $\varphi=60^\circ$, $\beta=45^\circ$, $h=0.08$ m)

Figure 9 (Color online) Sound transmission loss comparison of the honeycomb structures filled with fibrous materials with different shape but same mass (sound oblique incidence $\varphi=60^\circ$, $\beta=45^\circ$, $h=0.08$ m).

胞元截面的长宽比对结构传声损失系数的影响(图9)显示出与图8相似的规律,即长宽比越大,结构在低频段的传声损失系数越大,在中高频段则变化很小.这是因为声波入射到具有不同胞元形状的填充蜂窝结构时所引起的反射声波大致相同,故结构的传声损失系数曲线呈现出与其吸声系数曲线相似的变化趋势.

2.2.3 正方形蜂窝胞元尺寸的影响

声波斜入射($\varphi=60^\circ$, $\beta=45^\circ$)情况下,考虑正方形蜂窝结构,进一步分析其胞元尺寸对多孔纤维材料填充蜂窝结构吸声系数的影响,结果如图10所示.由图10可见,随着胞元边长的增大,填充结构的吸声系数在低频段(<500 Hz)及高频段(>3000 Hz)变化不大,在中频段则显著增大.这主要是因为,声波进入多孔纤维材料填充蜂窝结构后形成多种反射波混合叠加的复杂声场,声场传播受到频率及蜂窝胞元尺寸的影响^[25].频率较低时,在填充结构内仅存在主要由长波构成的声场^[25],故蜂窝胞元尺寸的影响较小;在高频段,由于多孔纤维材料吸声性能的饱和性,胞元边长的改变对填充结构吸声系数的影响很小.因此,蜂窝胞元尺寸仅在中频段对填充结构的吸声系数产生显著影响.

胞元尺寸对多孔纤维材料填充蜂窝结构传声损失的影响如图11所示,其总体趋势与图10一致,即胞元

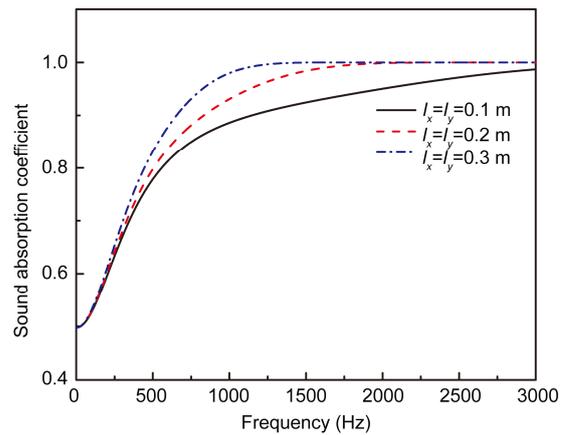


图10 (网络版彩图)胞元尺寸对多孔纤维材料填充正方形蜂窝结构吸声系数的影响(声波斜入射 $\varphi=60^\circ$, $\beta=45^\circ$, $h=0.08$ m)

Figure 10 (Color online) Sound absorption coefficient comparison of the honeycomb structures filled with fibrous materials with different sizes (sound oblique incidence $\varphi=60^\circ$, $\beta=45^\circ$, $h=0.08$ m).

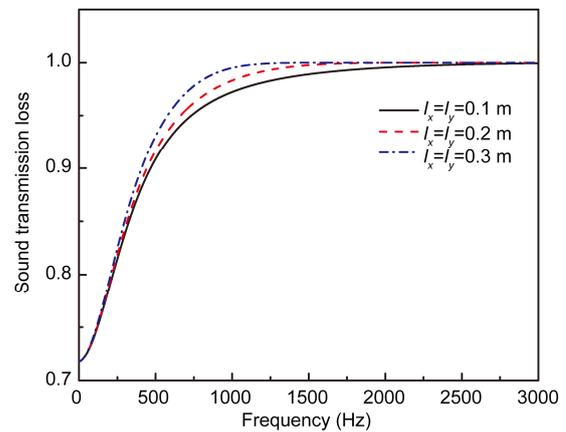


图11 (网络版彩图)蜂窝结构胞元尺寸对填充多孔纤维吸声材料的矩形蜂窝结构传声损失的影响(声波斜入射 $\varphi=60^\circ$, $\beta=45^\circ$, $h=0.08$ m)

Figure 11 (Color online) Sound transmission loss comparison of the honeycomb structures filled with fibrous materials with different sizes (sound oblique incidence $\varphi=60^\circ$, $\beta=45^\circ$, $h=0.08$ m).

尺寸仅在中频段对结构的传声损失系数有显著影响.

2.2.4 蜂窝厚度的影响

正方形蜂窝结构尺寸 $l_x=0.1$ m, $l_y=0.1$ m, 声波斜入射($\varphi=60^\circ$, $\beta=45^\circ$)情况下,进一步分析其整体厚度对多孔纤维材料填充蜂窝结构吸声系数的影响,结果如图12所示.由图12可见,随着蜂窝结构整体厚度的增大,填充结构的吸声系数在中低频段吸声系数显著增加,而3000 Hz以上高频段变化很小.这主

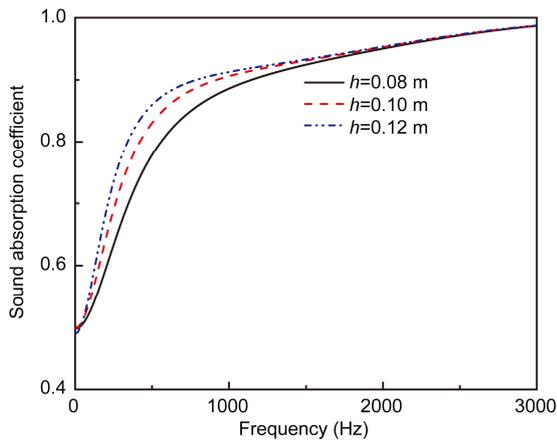


图 12 (网络版彩图)蜂窝结构的厚度对多孔纤维材料填充正方形蜂窝结构吸声系数的影响(声波斜入射 $\varphi=60^\circ$, $\beta=45^\circ$, $l_x=0.1$ m, $l_y=0.1$ m)

Figure 12 (Color online) Sound absorption coefficient comparison of the honeycomb structures filled with fibrous materials with different sizes (sound oblique incidence $\varphi=60^\circ$, $\beta=45^\circ$, $l_x=0.1$ m, $l_y=0.1$ m).

要是由于高频时, 由于结构吸声性能的饱和, 吸声系数不再发生变化。

蜂窝结构厚度对多孔纤维材料填充蜂窝结构传声损失的影响如图 13 所示, 其总体趋势与图 12 一致, 即厚度变化仅在中低频段对结构的传声损失系数有显著影响. 但与图 12 不同的是, 蜂窝结构的厚度对纤维材料填充方形蜂窝的传声损失系数的影响, 以低频段最为显著, 这说明, 厚度变化时, 结构在低频段的反射能量会受到较大影响。

3 结论

本文理论研究了声波在多孔纤维吸声材料填充蜂窝结构的传播特性. 考虑到蜂窝结构的周期特性, 选取声波在单个蜂窝胞元中的传播进行理论建模. 由于蜂窝结构的刚度远大于多孔纤维材料的刚度, 可认为多孔纤维材料被划分为由周期胞元构成的独立子空间, 斜入射的声波受到蜂窝壁板结构的约束反射, 在胞元子空间中呈驻波形式, 从而由声场的声

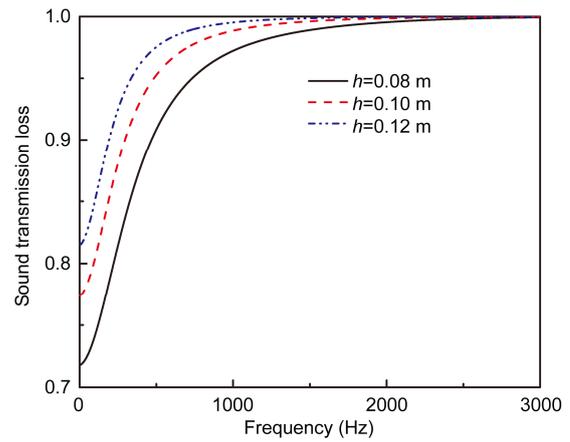


图 13 (网络版彩图)蜂窝结构的厚度对多孔纤维材料填充正方形蜂窝结构传声损失的影响(声波斜入射 $\varphi=60^\circ$, $\beta=45^\circ$, $l_x=0.1$ m, $l_y=0.1$ m)

Figure 13 (Color online) Sound transmission loss comparison of the honeycomb structures filled with fibrous materials with different sizes (sound oblique incidence $\varphi=60^\circ$, $\beta=45^\circ$, $l_x=0.1$ m, $l_y=0.1$ m).

压和速度积分可分别求得通过填充结构入射平面和透射平面的能量流, 进而求得结构的吸声系数和传声损失系数。

基于所提出的理论模型开展数值计算, 在斜入射声波情况下, 发现多孔纤维材料填充蜂窝结构的吸声性能显著优于单一多孔纤维材料: 嵌入蜂窝结构引发声波的多次反射形成驻波, 增大了声波在多孔纤维材料中的传播路径, 提升了多孔纤维材料的声能耗散作用. 在低频段, 结构的吸声系数随声波入射角度的增大而增加, 传声损失系数相应减小; 在高频段, 结构的传声损失系数随入射角的增大而增加, 吸声系数则变化较小. 此外, 蜂窝胞元的长宽比及边长均显著影响填充结构的声学特性: 在低频段, 胞元长宽比越大(面积相同), 结构吸声系数及传声损失系数越大, 在中高频段则变化很小; 随着胞元边长的增大, 结构吸声系数在中频段显著增加, 但在低频及高频段无明显变化. 蜂窝厚度增加以后, 引起多孔材料填充蜂窝结构中低频的吸声系数和传声损失显著提高。

参考文献

- 1 Hu L L, Chen Y L. Mechanical properties of triangular honeycombs under in-plane impact loading (in Chinese). *J Vib Shock*, 2011, 30: 226–229 [胡玲玲, 陈依骊. 三角形蜂窝在面内冲击荷载下的力学性能. *振动与冲击*, 2011, 30: 226–229]
- 2 Chen Y J, Zuo X Q, Shi Q N, et al. Development and application of honeycombed metal (in Chinese). *Matter Rev*, 2003, 12: 32–35 [陈勇军, 左孝青, 史庆南, 等. 金属蜂窝的开发, 发展及应用. *材料导报*, 2003, 12: 32–35]
- 3 Liu J, Cheng Y S. Free vibration analysis of square-honeycomb sandwich plates considering discrete characteristics of the core (in Chinese). *Acta Mech Solid Sin*, 2009, 30: 90–94 [刘均, 程远胜. 考虑芯层离散特性的方形蜂窝夹层板自由振动分析. *固体力学学报*, 2009, 30: 90–94]
- 4 Huang W C, Ng C F. Sound insulation improvement using honeycomb sandwich panels. *Appl Acoust*, 1998, 53: 163–177
- 5 Xin F X, Lu T J. Transmission loss of orthogonally rib-stiffened double-panel structures with cavity absorption. *J Acoust Soc Am*, 2011, 129: 1919–1934
- 6 Sakagami K, Yamashita I, Yairi M, et al. Sound absorption characteristics of a honeycomb-backed microperforated panel absorber: Revised theory and experimental validation. *Noise Control Eng J*, 2010, 58: 157–162
- 7 Toyoda M, Tanaka M, Takahashi D. Reduction of acoustic radiation by perforated board and honeycomb layer systems. *Appl Acoust*, 2007, 68: 71–85
- 8 Toyoda M, Tanaka M, Takahashi D. Effects of air-layer subdivision: A new method of improving sound insulation. *Build Acoust*, 2006, 13: 49–59
- 9 Toyoda M, Takahashi D. Sound transmission through a microperforated-panel structure with subdivided air cavities. *J Acoust Soc Am*, 2008, 124: 3594–3603
- 10 Toyoda M, Sakagami K, Takahashi D, et al. Effect of a honeycomb on the sound absorption characteristics of panel-type absorbers. *Appl Acoust*, 2011, 72: 943–948
- 11 Wang J Z, Xi Z P, Tang H P, et al. Research status of sound absorption property of porous materials made by metal fiber (in Chinese). *Rare Metal Mater Eng*, 2012, 2: 405–408 [王建忠, 奚正平, 汤慧萍, 等. 金属纤维多孔材料吸声性能研究现状. *稀有金属材料与工程*, 2012, 2: 405–408]
- 12 Tang H P, Zhu J L, Wang Y J, et al. Sound absorbing properties of stainless steel fiber porous materials (in Chinese). *Chin J Nonfer Metal*, 2007, 17: 1943–1947 [汤慧萍, 朱纪磊, 王建永, 等. 不锈钢纤维多孔材料的吸声性能. *中国有色金属学报*, 2007, 17: 1943–1947]
- 13 Sun F, Chen H, Wu J, et al. Sound absorbing characteristics of fibrous metal materials at high temperatures. *Appl Acoust*, 2010, 71: 221–235
- 14 Attenborough K. Acoustical characteristics of rigid fibrous absorbents and granular materials. *J Acoust Soc Am*, 1983, 73: 785–799
- 15 Champoux Y, Allard J F. Dynamic tortuosity and bulk modulus in air-saturated porous-media. *J Appl Phys*, 1991, 70: 1975–1979
- 16 Bo Z, Tianning C. Calculation of sound absorption characteristics of porous sintered fiber metal. *Appl Acoust*, 2009, 70: 337–346
- 17 Voronina N. Acoustic properties of fibrous materials. *Appl Acoust*, 1994, 42: 165–174
- 18 Voronina N. An empirical model for rigid frame porous materials with high porosity. *Appl Acoust*, 1997, 51: 181–198
- 19 Garai M, Pompoli F. A simple empirical model of polyester fibre materials for acoustical applications. *Appl Acoust*, 2005, 66: 1383–1398
- 20 Delany M E, Bazley E N. Acoustical properties of fibrous absorbent materials. *Appl Acoust*, 1970, 3: 105–116
- 21 Allard J F, Champoux Y. New empirical equations for sound propagation in rigid frame fibrous materials. *J Acoust Soc Am*, 1992, 91: 3346–3353
- 22 Xin F X, Lu T J. Sound radiation of orthogonally rib-stiffened sandwich structures with cavity absorption. *Compos Sci Technol*, 2010, 70: 2198–2206
- 23 张明铎, 任金莲, 牛勇. 矩形声化学反应器纵向声场分布研究. *中国声学学会功率超声分会 2009 年学术年会论文集*, 2009
- 24 Trochidis A, Kalaroutis A. Sound transmission through double partitions with cavity absorption. *J Sound Vib*, 1986, 107: 321–327
- 25 杜功焕, 朱哲民, 龚秀芬. *声学基础*(第 2 版). 南京: 南京大学出版社, 2001

Acoustical properties of honeycomb structures filled with fibrous absorptive materials

MENG Han, XIN FengXian* & LU TianJian

State Key Laboratory for Mechanical Structure Strength and Vibration, School of Aerospace, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China

The acoustical properties of the honeycomb structures filled with fibrous absorptive materials are theoretically investigated in the present paper. Since the fibrous materials are divided into periodical spaces, the model is developed based on a unit cell of the whole structure. The fibrous material in the honeycomb structure is modeled by applying the equivalent fluid theory with the obliquely incident sound existing on the periodical spaces in the form of standing wave. The energy flux is then obtained by the pressure and velocity at the fluid-structure interface, upon which the sound absorption coefficient and transmission loss is favorably calculated. The effects of the structure parameters on the acoustical properties are also discussed in the present paper. Results show that the hybrid structure has a better sound absorption ability than only fibrous material.

fibrous absorptive materials, honeycomb structure, standing wave, sound absorption coefficient, sound transmission loss

PACS: 43.20.+g, 43.35.+d, 43.40.+s

doi: 10.1360/SSPMA2013-00048