

基于夹层板理论的圆形孔蜂窝结构隔声量研究

李志宽, 吴锦武, 田文昊, 李 威

(南昌航空大学飞行器工程学院, 江西南昌 330063)

摘要: 蜂窝夹层结构广泛应用于航空航天、船舶、高速列车等交通工具领域。基于三明治等效理论建立了圆形蜂窝结构层芯的等效剪切参数, 从而得到简支边界条件下的圆形孔蜂窝夹层板的声振耦合振动模型及传声损失, 并在仿真中数值验证了理论模型的正确性。同时基于理论计算, 分析了圆形孔蜂窝结构中的层芯胞元半径、层芯壁厚和结构材料对隔声量的影响。由分析可知: 层芯半径小、壁厚薄的钢材圆形蜂窝结构具有更好的隔声性能。

关键词: 圆形孔蜂窝层芯结构; 夹层板理论; 隔声量

中图分类号: O429

文献标识码: A

文章编号: 1000-3630(2019)-02-0194-06

DOI 编码: 10.16300/j.cnki.1000-3630.2019.02.014

Study of the sound insulation of circular honeycomb structure based on sandwich plate theory

LI Zhi-kuan, WU Jin-wu, TIAN Wen-hao, LI Wei

(School of Aircraft Engineering, Nanchang Hangkong University, Nanchang 330063, Jiangxi, China)

Abstract: Honeycomb structure has been widely used in transportation vehicles such as aircrafts, ships, high-speed train. The paper defines the equivalent shear parameters of circular honeycomb sandwich core structure based on sandwich plate theory, and uses these parameters to derive the vibration coupling control equation and the sound transmission loss under simply supported boundary condition. The correctness of the theoretical calculation is validated by finite element simulation. And, according to the theoretical calculation formula, the effects of several parameters on sound transmission of circular honeycomb structure, such as the radius and wall thickness of honeycomb core and the structural material, are analyzed. From the analysis it is discovered that the steel circular honeycomb structure with smaller core radius and thinner wall thickness has better noise isolation performance.

Key words: circularhoneycomb sandwich structure; sandwich plate theory; sound transmission loss(STL)

0 引 言

蜂窝夹层结构主要由上下面板和蜂窝层芯组成, 由于该类结构具有高强度比、高刚度比和质轻等优点, 广泛应用于飞行器、船舶、高速列车^[1-3]等交通工具。对蜂窝结构的研究, 主要集中在芯层为正六边形结构的蜂窝, 而对圆形孔蜂窝结构研究甚少。圆形蜂窝结构有芯材耗量少、强度高、承载力更高等特点, 同时可避免多边形孔角部的应力集中^[4-5]。

对蜂窝夹层板结构的隔声性能研究, 需先分析夹层板结构振动特性, 由于蜂窝夹层结构层芯在受力时的离散非均匀性^[6], 通常将结构等效为均质正交各向异性板, 尤其以三明治夹层板理论精度最

高^[7]。LIN 等^[8]基于应变能法得到了圆形孔蜂窝层芯面内弹性参数, 但尚未对蜂窝层芯的面内等效剪切弹性参数给出具体公式。BACKSTRÖM 等^[9]基于四阶梁理论评估了三明治复合梁的振动, 并利用高阶三明治梁模型得到了基于频率的等效伯努利-欧拉模型梁的弯曲刚度与剪切模量。梁森等^[10]利用有限元数值模拟建立了密排圆形孔蜂窝层芯结构面内等效弹性参数的模拟模型, 该模型获得的面内等效弹性参数受限于试验或仿真的计算点。WANG 等^[11]建立了无限大蜂窝夹层结构板的振动控制方程, 并且计算了无限大夹层板的隔声量, 但建模时并未考虑结构板边界条件的影响。任树伟等^[12]基于 Reissner 夹层板理论建立了正六边蜂窝结构板在四边简支条件下的声振耦合模型, 并结合流固耦合条件求解了结构的传声损失。

综上所述, 为了进一步深入研究圆形孔蜂窝夹层结构的隔声性能, 本文利用能量密度法, 根据三明治理论计算了夹层板层芯的等效剪切模量, 基于 Reissner 理论假设建立了蜂窝板在四边简支边界条

收稿日期: 2018-01-20; 修回日期: 2018-03-01

基金项目: 江西省教育厅科学技术项目(DA201706712)。

作者简介: 李志宽(1993—), 男, 湖南永州人, 硕士, 研究方向为复合材料振动与噪声控制。

通讯作者: 吴锦武, E-mail: wujinwu@nchu.edu.cn

件下的振动耦合方程，根据流固耦合边界条件，通过声振耦合方程求解了结构的隔声量。应用 COMSOL 多场耦合软件对理论计算模型进行了验证。并讨论了蜂窝结构材料和参数对其传声损失的影响。

1 理论模型建立

1.1 结构参数等效模型

蜂窝夹层板结构主要由上下面板和蜂窝芯构成，如图 1 所示。根据 Reissner 夹层板理论假设，假定上下面板仅承受面内轴力，蜂窝芯承受横向剪力。并且考虑到芯层较软，忽略层芯中平行于 x - y 平面的应力分量，即在芯层中， $\sigma_x = \sigma_y = \tau_{xy} = 0$ 。同时假定层芯和表层中 $\varepsilon_z = 0$ ， $\sigma_z = 0$ 。圆形孔蜂窝结构上下面板长为 a ，宽为 b ，厚度为 d ，蜂窝芯壁厚为 t ，芯层高度为 h ，圆形胞元直径为 R 。图 1 为圆形孔蜂窝结构示意图^[13]。

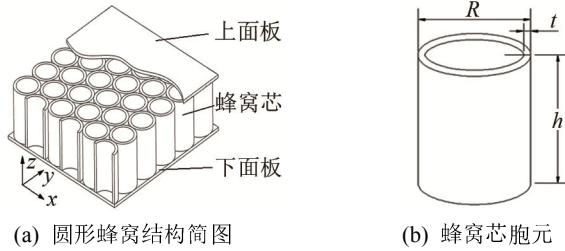


图 1 圆形孔蜂窝结构示意图^[13]
Fig.1 Sketch diagram of circular honeycomb structure^[13]

根据 Reissner 夹层板理论假设，蜂窝夹层板的弯曲性能主要由上下面板决定，而剪切性能主要由蜂窝芯层决定。因此，对圆形孔蜂窝结构层芯进行三明治夹层板理论等效分析时，仅计算其等效剪切模量。三明治等效理论是将层芯和上下面板分开考虑，忽略上下面板的横向剪切变形，仅考虑蜂窝层芯具有剪切变形能力和相当的面内刚度，将层芯等效为与原尺寸大小相同的均匀等质正交异性层，如图 2 所示，其中 t 为蜂窝芯壁厚， R 为圆形胞元直径， h 为芯层厚度。当蜂窝芯在 xy 平面内作用剪切力 Q_{xz} 时，则在蜂窝壁格上产生剪应力 τ_c ，蜂窝芯代表单元体上受到剪流作用，壁格上所受的剪力为

$$Q_c = \pi R t \tau_c \quad (1)$$

根据材料力学，壁格上单位体积变形能为

$$u_c = \frac{\tau_c^2}{2G} \quad (2)$$

其中， G 为材料剪切模量，代表单元应变能为

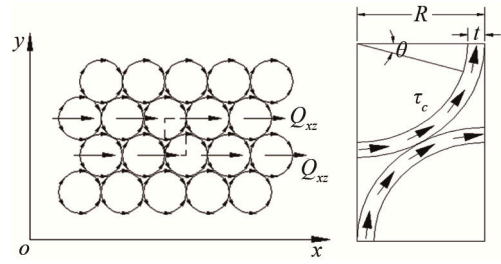


图 2 剪应力在蜂窝壁格上的传递情况
Fig.2 Distribution and transfer of shear stress on the honeycomb lattice

$$U_c = \frac{\tau_c^2}{2G} \pi R t h \quad (3)$$

若等效均质单元体所受剪应力为 τ_{xz} ，则有

$$Q_{xz} = \sqrt{3} R^2 \tau_{xz} \quad (4)$$

等效均质体单元体变形能为

$$U = \frac{Q_{xz}^2 h}{2\sqrt{3} G_{cxz} R^2} \quad (5)$$

其中， G_{cxz} 为 xz 面内的等效剪切模量。如图 2 所示，结构在 x 轴上的剪力 Q_{xz} 为

$$Q_{xz} = \int_0^{\pi/2} \tau_c R t \sin \theta d\theta \quad (6)$$

根据应变能等效原理，即 $U_c = U$ ，可解得 xz 面内的等效剪切模量为

$$G_{cxz} = \frac{4\sqrt{3}t}{3\pi R} G \quad (7)$$

同理可得 yz 面内的等效剪切模量，与 xz 面内的等效剪切模量相同，即有

$$G_{cyz} = \frac{4\sqrt{3}t}{3\pi R} G \quad (8)$$

引入广义位移 φ_x 、 φ_y ，分别表示夹层板变形前垂直于中面的直线段在变形后的转角， w 表示中面挠度。建立以广义位移 φ_x 、 φ_y 和 w 表示的平衡方程^[13]：

$$D \left(\frac{\partial^2 \varphi_x}{\partial x^2} + \frac{1-\nu_f}{2} \frac{\partial^2 \varphi_x}{\partial y^2} + \frac{1+\nu_f}{2} \frac{\partial^2 \varphi_y}{\partial x \partial y} \right) + C \left(\frac{\partial w}{\partial x} - \varphi_x \right) = 0 \quad (9)$$

$$D \left(\frac{1+\nu_f}{2} \frac{\partial^2 \varphi_x}{\partial x \partial y} + \frac{1-\nu_f}{2} \frac{\partial^2 \varphi_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \varphi_y}{\partial y^2} \right) + C \left(\frac{\partial w}{\partial y} - \varphi_y \right) = 0 \quad (10)$$

$$C \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} - \frac{\partial \varphi_x}{\partial x} - \frac{\partial \varphi_y}{\partial y} \right) - \rho \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + q = 0 \quad (11)$$

其中： D 为结构的抗弯刚度， $D = \frac{E_f (h+d)^2 d}{2(1-\nu_f^2)}$ ； E_f 、

ν_f 分别为蜂窝上下面板材料弹性模量和泊松比； C

为蜂窝层芯剪切刚度。 x 方向和 y 方向结构的等效

剪切模量相同，即 $C = G_{cxz} h = G_{cyz} h = \frac{4\sqrt{3}t}{3\pi R} G (h+t)$ ； ρ

为夹层板单位面积的质量，有 $\rho = h\rho_e + 2d\rho_f$ ， ρ_f 为

面板的密度, ρ_e 为层芯等效密度, 对于圆形孔蜂窝结构 $\rho_e = \frac{t}{R} \left(1 - \frac{t}{2R}\right) \frac{\sqrt{3}\pi}{3} \rho_c$, ρ_c 为芯层材料密度。引入位移函数 ϖ 和 f , 广义位移可表示为

$$\varphi_x = \frac{\partial \varpi}{\partial x} + \frac{\partial f}{\partial y} \quad (12)$$

$$\varphi_y = \frac{\partial \varpi}{\partial y} - \frac{\partial f}{\partial x} \quad (13)$$

$$w = \varpi - \frac{D}{C} \nabla^2 \varpi \quad (14)$$

将式(12)~(14)代入式(9)~(11), 可得结构板振动控制方程

$$D \nabla^4 \varpi + \rho \frac{\partial^2}{\partial t^2} \left(\varpi - \frac{D}{C} \nabla^2 \varpi \right) = q \quad (15)$$

对于面板 x 方向长度为 a , y 方向长度为 b 的蜂窝结构, 其四边简支的边界条件需满足

$$(w)_{x=0} = 0, \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right)_{x=0} = 0, (w)_{x=a} = 0, \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right)_{x=a} = 0$$

$$(w)_{y=0} = 0, \left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)_{y=0} = 0, (w)_{y=b} = 0, \left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)_{y=b} = 0$$

最后可解得蜂窝板结构的振动固有频率为

$$f_{mn} = \frac{\pi(m^2 + \lambda^2 n^2)}{2a^2} \sqrt{\frac{D}{\rho(1 + \kappa^2(m^2 + \lambda^2 n^2))}}, \quad m, n = 1, 2, 3 \dots \quad (16)$$

式中, $\kappa = \frac{\pi}{a} \sqrt{\frac{D}{C}}$, $\lambda = \frac{a}{b}$ 。

1.2 声振耦合理论模型

对于上面板的入射声压可表示为

$$p_i(x, y, z, t) = p_0 e^{j(\omega t - k_x x - k_y y - k_z z)} \quad (17)$$

式中, p_0 为入射波声压, ω 为声波圆频率, k_x 、 k_y 、 k_z 分别为波数在坐标轴上的分量, 并且 $k_x = k_0 \sin \varphi \cos \theta$, $k_y = k_0 \sin \varphi \sin \theta$, $k_z = k_0 \cos \varphi$, 其中 $k_0 = \omega/c$ 为空气中声波波数, c 为声波在空气中的传播速度。 φ 为仰角, 即入射波方向与 z 轴的夹角。 θ 为方位角, 即入射波在 xy 平面上的投影与 x 轴的夹角。对入射波进行傅里叶变换, 即有

$$p_i(x, y, z, t) = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} I_{mn} \varphi_{mn} e^{j(\omega t - k_z z)} \quad (18)$$

其中, $I_{mn} = \frac{4}{ab} \iint_0^a \int_0^b p_0 e^{j(-k_x x - k_y y)} \varphi_{mn} dx dy$,

$$\varphi_{mn} = \sin \frac{m\pi x}{a} \sin \frac{n\pi y}{b}。$$

反射声压用简支模态级数可表示为

$$p_r(x, y, z, t) = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \beta_{mn} \varphi_{mn} e^{j(\omega t + k_z z)} \quad (19)$$

透射声压用简支模态级数可表示为

$$p_t(x, y, z, t) = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \varepsilon_{mn} \varphi_{mn} e^{j(\omega t - k_z z)} \quad (20)$$

式(19)、(20)中, β_{mn} 为第 mn 阶反射声压的幅值, ε_{mn} 为第 mn 阶透射声压的幅值。在声波激励的作用下, 蜂窝板振动控制方程可表示为

$$D \nabla^4 \varpi + \rho \frac{\partial^2}{\partial t^2} \left(\varpi - \frac{D}{C} \nabla^2 \varpi \right) = p_i \left(x, y, -\left(\frac{h}{2} + d \right), t \right) + p_r \left(x, y, -\left(\frac{h}{2} + d \right), t \right) - p_t \left(x, y, \left(\frac{h}{2} + d \right), t \right) \quad (21)$$

这里取 $z=0$ 的坐标面为夹层板的中面, 结合流固耦合条件有

$$\begin{cases} \frac{\partial (p_i + p_r)}{\partial z} = \rho_0 \omega^2 w, & z = -\left(\frac{h}{2} + d \right) \\ \frac{\partial (p_t)}{\partial z} = \rho_0 \omega^2 w, & z = \frac{h}{2} + d \end{cases} \quad (22)$$

式中, ρ_0 为空气密度。定义结构传声损失 STL 为 $STL = 10 \lg(W_i/W_t)$ (23)

式中, W_i 、 W_t 分别为入射声功率与透射声功率, 总声功率 W 表示为

$$W = \frac{1}{2} \operatorname{Re} \iint_A p v^* ds \quad (24)$$

式中, Re 代表取复数实部, A 为波阵面截面积, $*$ 代表复数共轭标志。 $v = p/(\rho_0 c)$ 为当地流体质点速度。将声功率的比值表示为双级数中各项系数模的平方和之比, 可得结构板传声损失为^[12]

$$STL = 10 \log \left(\frac{\sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} |I_{mn}|^2}{\sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} |\varepsilon_{mn}|^2} \right) \quad (25)$$

其中, I_{mn} 和 ε_{mn} 分别为入射声压、透射声压第 mn 阶的幅值。

2 数值仿真分析

COMSOL 软件具有高效的计算性能和独特的全耦合分析能力, 其声学模块的数值仿真分析也具有高度的精确性和可靠性^[14]。为验证理论模型的正确性, 利用 COMSOL 软件对圆形孔蜂窝结构板进行建模, 计算其在简支边界条件下的隔声量。模型尺寸参数如表 1 所示。

在对蜂窝夹层结构建模时, 首先, 有限元模型最大单元尺寸小于最高计算频率对应波长的 1/6。其次, 验证模型中最高计算频率选取为 6 kHz。另外对蜂窝上下面板及芯层单元都设为壳单元。COMSOL 软件分析时, 物理场选取为三维空间里频域下的声-壳相互作用。有限元仿真模型如图 3

表 1 模型尺寸参数
Table 1 Dimension parameters of the model

面板尺寸 $a*b/mm^2$	面板 厚度 d/mm	芯层 高度 h/mm	芯层胞元 半径 R/mm
210*200	1	6	8
芯层 壁厚 t/mm	材料弹性 模量 E/GPa	材料 泊松比 ν	材料 密度 $\rho/(kg \cdot m^{-3})$
1	71	0.33	2 770

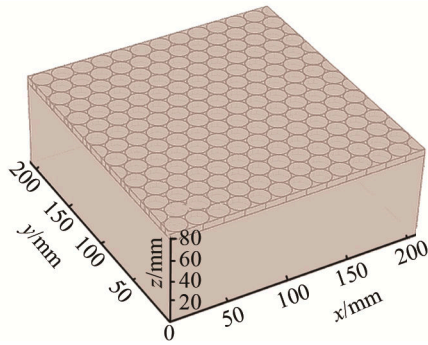


图 3 有限元仿真模型图

Fig.3 Diagram of the finite element simulation model

所示。

针对四边简支的蜂窝夹层结构，利用 COMSOL 软件仿真数值结果与由式(16)计算得到的各阶固有频率理论解的对比情况如表 2 所示。

表 2 固有频率的理论解与数值解对比
Table 2 The theoretical solution versus the numerical solution of inherent frequency

模态	阶数	数值解/Hz	理论解/Hz	误差/%
1	(1,1)	889.8	949.3	6.68
2	(1,2)	2 191.1	2 228.7	1.72
3	(2,1)	2 315.4	2 355.0	1.71
4	(2,2)	3 556.5	3 549.5	-0.20
5	(1,3)	4 182.3	4 193.6	0.27
6	(3,1)	4 464.6	4 498.1	0.75

由表 2 可知，蜂窝夹层结构的固有频率仿真结果与理论结果基本一致，除第一阶固有频率误差为 6.68%外，其余误差基本在 2%以下。由此可认为理论模型是准确的。

为了验证理论模型对蜂窝夹层结构传声损失计算的影响，以四边简支蜂窝夹层结构为例，对于式(25)中的传声损失计算，在此取 $m=n=100$ 时，能保证结算结果的收敛与准确^[12]。利用 COMSOL 软件仿真数值结果与式(25)计算得到的蜂窝夹层结构的传声损失的对比情况如图 4 所示。

由图 4 可知，蜂窝夹层结构的传声损失的仿真结果与计算结果基本一致。在一阶传声损失波谷对应的频率与蜂窝夹层结构第一阶固有频率一一对应，这是因为在固有频率附近结构产生共振，声辐

射能量增大，传声损失相应减小。图 4 结果也说明利用本文的等效模型来求解蜂窝夹层结构的传声损失是可行的。

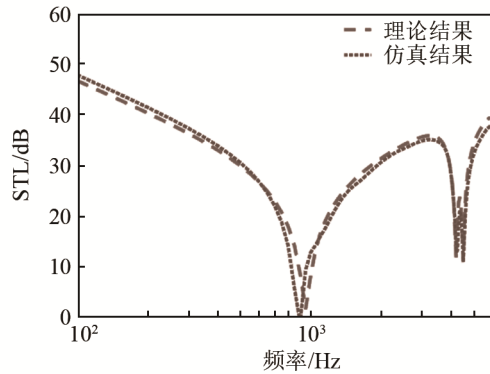


图 4 隔声量理论计算与仿真结果对比

Fig.4 The theoretical calculation versus the numerical simulation of sound transmission loss

3 结构参数对隔声量影响

假设四边简支条件下的圆形蜂窝夹层结构参数如表 3 所示。

表 3 四边简支圆形蜂窝夹层结构参数
Table 3 Structural parameters of circular honeycomb sandwich with simply supported four sides

面板长度 a/mm	面板宽度 b/mm	面板厚度 d/mm	蜂窝芯高度 h/mm	声速 $c/(m \cdot s^{-1})$
400	300	0.3	10	340
蜂窝芯半 径 R/mm	蜂窝芯壁厚 t/mm	空气密度 $\rho_0/(kg \cdot m^{-3})$	铝材弹性 模量 E/GPa	铝材泊 松比 ν
8	0.3	1.293	71	0.33
铝材密度 $\rho/(kg \cdot m^{-3})$	声压入射角 $\varphi/(^\circ)$	声压方位角 $\theta/(^\circ)$		
2 770	0	90		

3.1 芯层胞元半径

蜂窝芯胞元半径对传声损失的影响主要来自于其对蜂窝夹层板结构的等效面密度和剪切刚度的影响。为了讨论蜂窝芯胞元半径对蜂窝夹层结构传声损失的影响，在其他蜂窝夹层结构参数保持不变的情况下，蜂窝芯胞元半径分别取 4、8 mm 和 15 mm，利用式(25)得到三种蜂窝芯胞元半径对结构传声损失的影响，如图 5 所示。

由图 5 可知，随着蜂窝夹层结构的层芯胞元半径的增大，蜂窝夹层结构的隔声量下降，但隔声波谷向高频偏移。这主要是由于胞元半径的增大导致蜂窝夹层结构的等效面密度减小，剪切刚度减小，使得蜂窝夹层结构的固有频率增大。频率越低，蜂窝夹层结构的层芯胞元半径对结构的传声损失

影响越小。高频内蜂窝夹层结构的层芯胞元半径对结构的传声损失影响较大。因此,通过减小层芯胞元半径可在一定程度提高结构的隔声性能,但过小的层芯半径会明显增加结构质量,从而增加结构材料成本。

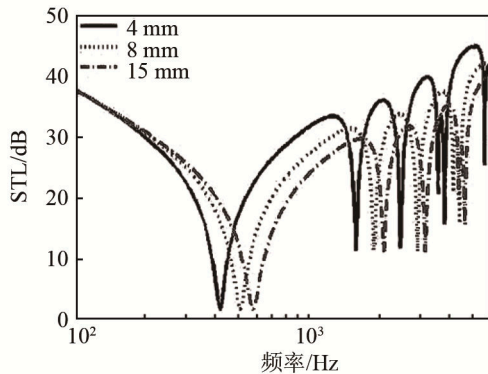


图5 蜂窝层芯胞元半径对结构传声损失随频率变化的影响
Fig.5 The effect of the core radius of circular honeycomb on the change of STL with frequency

3.2 蜂窝层芯壁厚

蜂窝层芯壁厚对蜂窝层芯的剪切刚度和等效密度有一定影响,从而影响蜂窝结构的传声损失。保持蜂窝夹层结构的其他参数不变,分别选取 0.05、0.3、1 mm 的三种壁厚,分析每种情况下蜂窝夹层结构的传声损失变化,具体如图 6 所示。

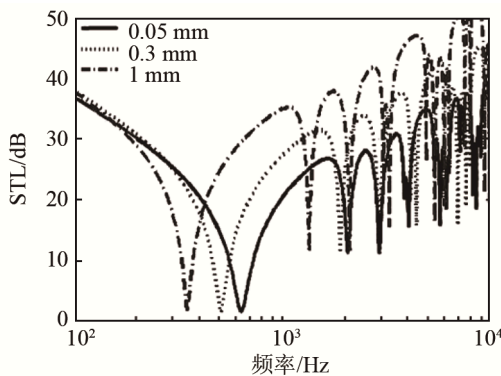


图6 蜂窝层芯壁厚对结构传声损失随频率变化的影响
Fig.6 The effect of the wall thickness of circular honeycomb on the change of STL with frequency

由图 6 可知,随着蜂窝层芯壁厚的增大,蜂窝夹层板的传声损失增大,对应一阶隔声波谷向低频移动,高阶隔声波谷也向低频移动,这是由于壁厚的增大,结构的剪切刚度增大,结构板固有频率向低频偏移,蜂窝层芯的等效密度增大,隔声量增大。层芯壁厚为 1 mm 的结构板隔声量比壁厚 0.05 mm 的结构板隔声量平均大 15 dB 左右。结构板的模态密度都随频率的增大而增大,但在低频段,结构层芯壁厚对隔声量的影响不明显。上述结果表明,层

芯壁厚的改变明显影响结构板的隔声性能^[13]。

3.3 结构材料

不同的材料,密度、弹性模量、泊松比不同,导致结构板的隔声效果也不同。分别研究铝、铁、铜三种材料对夹层板的隔声性能影响。三种材料的结构参数和层芯剪切刚度,以及第一阶固有频率如表 4 所示。蜂窝夹层结构参数同表 3 中一致。

表 4 不同材料夹层板物理参数及对应剪切刚度与一阶固有频率
Table 4 Physical parameters and corresponding shear stiffness and first-order natural frequencies of sandwich plates with different materials

材料	密度 $\rho/(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$	弹性模量 E/GPa	泊松比 ν	层芯剪切 刚度/MPa	第一阶固有 频率/Hz
铝	2 770	71	0.33	7.36	510.8
钢	8 900	120	0.33	21.21	504.2
铜	7 850	200	0.30	12.44	370.5

利用式(25)可计算得到蜂窝夹层板结构的传声损失随频率变化曲线如图 7 所示。

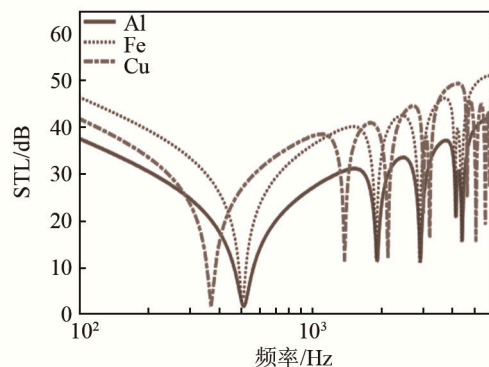


图7 不同结构材料对结构隔声量随频率变化的影响
Fig.7 The effect of the structure material of circular honeycomb on the change of STL with frequency

由图 7 可知,蜂窝夹层结构的材料不同,在相同条件下的传声损失也不尽相同,其中铜材板的隔声效果最好。在小于 510 Hz 低频范围内,铁材板的隔声效果最好。对尺寸参数相同的铝材与铁材结构,铁材结构板整体隔声性能明显优于铝材结构板。不同材料、相同尺寸的结构板,铜材和铁材结构板的平均隔声量比铝材板高 10 dB 左右,这主要是由于铝的密度小、弹性模量小,导致结构板的面密度小、整体刚度低、隔声效果相对较差。

4 结 论

本文通过计算等效剪切模量求解了圆形孔蜂窝板结构的传声损失,应用 COMSOL 有限元软件验证了理论模型,并分析了影响圆形孔蜂窝结构传

声损失的参数。

(1) 利用本文等效参数计算圆形蜂窝夹层结构的传声损失是可行的。

(2) 对于四边简支的圆形孔蜂窝夹层板结构而言, 随着圆形孔蜂窝层芯胞元半径的增大, 传声损失下降, 但蜂窝层芯胞元半径对低频段隔声性能影响并不明显; 同时随着蜂窝层芯壁厚增大, 蜂窝板的传声损失也随之提高; 蜂窝结构材料不同, 其传声损失也有所差异。

参 考 文 献

- [1] LU G X, YU T X. Energy absorption of structures and materials [M]. Cambridge: Woodhead Publishing Ltd, 2003.
- [2] LI X, ZHANG P, WANG Z, et al. Dynamic behavior of aluminum honeycomb sandwich panels under air blast: Experiment and numerical analysis[J]. Composite Structures, 2014(108): 1001-1008.
- [3] 陈沛. 轻量化地铁列车蜂窝地板结构声学性能分析与优化[D]. 成都: 西南交通大学, 2017.
CHEN Pei. Analysis and optimization of the acoustic performance of the honeycomb floor structure in lightweight metro train[D]. Chengdu: Southwest Jiaotong University, 2017.
- [4] HU L L, HE X L, WU G P, et al. Dynamic crushing of the circular-celled honeycombs under out-of-plane impact[J]. International Journal of Impact Engineering, 2015, 75(1): 150-161.
- [5] 梁森, 陈花玲, 梁天锡. 圆柱形胞元蜂窝夹层板梁理论的研究[J]. 复合材料学报, 2005, 22(2): 137-142.
LIANG Sen, CHEN Hualing, LIANG Tianxi. Theory of sandwich plate and beam for a circular cell honeycomb[J]. Acta Mater. Compos. Sin, 2005, 22(2): 137-142.
- [6] 富明慧, 徐欧腾, 陈誉. 蜂窝芯层等效参数研究综述[J]. 材料导报, 2015, 29(5): 127-134.
FU Minghui, XU Outeng, CHEN Yu. An overview of equivalent parameters of honeycomb cores[J]. Materials Review, 2015, 29(5): 127-134.
- [7] 李贤冰, 温激鸿, 郁殿龙, 等. 蜂窝夹层板力学等效方法对比研究[J]. 玻璃钢/复合材料, 2012(S1): 11-15.
LI Xianbing, WEN Jihoung, YU Ddenglong, et al. The comparative study of equivalent mechanical methods on honeycomb sandwich plate[J]. Fiber Reinforced Plastics, 2012(S1): 11-15.
- [8] LIN T C, CHEN T J, HUANG J S. In-plane elastic constants and strengths of circular cell honeycombs[J]. Composites Science and Technology, 2012, 72(12): 1380-1386.
- [9] BACKSTRÖM D, NILSSON A C. Modelling the vibration of sandwich beams using frequency-dependent parameters[J]. Journal of Sound and Vibration, 2007, 300(3): 589-611.
- [10] 梁森, 雒磊. 密排圆形胞元蜂窝面内等效弹性参数的模拟仿真[J]. 四川兵工学报, 2013, 34(12): 78-83.
LIANG Sen, LUO Lei. Simulation of the in-plane equivalent elastic parameters for closely arranged circular cell honeycomb[J]. Journal of Sichuan Ordnance, 2013, 34(12): 78-83.
- [11] WANG S C, DENG Z X, SHEN W D. Sound transmission loss characteristics of unbounded orthotropic sandwich panels in bending vibration considering transverse shear deformation[J]. Composite Structures, 2010, 92(12): 2885-2889.
- [12] 任树伟, 辛锋先, 卢天健. 蜂窝层芯夹层板结构振动与传声特性研究[J]. 力学学报, 2013, 45(3): 349-358.
REN Shuwei, XIN Fengxian, LU Tianjian. Vibroacoustic performance of simply supported honeycomb sandwich panels[J]. Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 2013, 45(2): 349-358.
- [13] 李志宽. 密排圆形蜂窝夹层结构的隔吸声设计研究[D]. 南昌: 南昌航空大学, 2018.
LI Zhikuan. Research on sound insulation design of dense circular honeycomb sandwich structure[D]. Nanchang: Nanchang Hangkong University, 2018.
- [14] 李娟. 组合微穿孔吸声体声学特性研究[D]. 银川: 宁夏大学, 2014.
LI Juan. Sound Absorbing Characteristics of Multi-layer Compound Micro-perforated Absorbers[D]. Yinchuan: Ningxia University, 2014.