

# 蜂窝三明治板隔声机理与参数影响规律研究

姚丹<sup>1</sup>, 张捷<sup>2</sup>, 王瑞乾<sup>3</sup>, 张玉梅<sup>1,4</sup>, 赵悦<sup>1</sup>, 庞杰<sup>1</sup>

(1. 中国民用航空飞行学院航空工程学院, 四川 广汉 618307;

2. 四川大学高分子材料工程国家重点实验室/高分子研究所, 四川 成都 610065;

3. 常州大学机械与轨道交通学院, 江苏 常州 213164;

4. 中国空气动力研究与发展中心气动噪声控制重点实验室, 四川 绵阳 621000)

**摘要:** 蜂窝三明治板兼具轻量化与优异的力学性能, 广泛应用于航空航天等重大装备, 但声学性能却是其一大短板。以周期单元模拟蜂窝三明治板, 基于 Bloch 定理和波数有限元法建立无限大蜂窝三明治板的隔声预测模型, 结合试验结果验证了模型的准确性。通过在波数域分析蜂窝三明治板的频散特征, 揭示了混响声场激励下的结构隔声机理, 并探究了几何参数对蜂窝三明治板隔声性能的影响规律。研究表明: 临界频率以下, 蜂窝三明治板的隔声量主要受质量定律控制; 临界频率以上, 隔声量还受结构本身特征波影响, 当入射声波激发特征波共振时, 隔声量随频率波动并产生隔声低谷。厚度变化对隔声性能的影响主要与临界频率以下的隔声量有关, 蜂窝三明治板越厚, 隔声量越高; 芯层高度增大会缩小质量定律控制区, 并使第一个隔声低谷向低频偏移, 从而导致整体隔声性能减弱, 蜂窝三明治板越高, 隔声量越低; 蜂窝边长变化对蜂窝三明治板的影响较小。

**关键词:** 隔声; 蜂窝三明治板; 周期结构; Bloch 定理; 频散曲线

**中图分类号:** TB535; V214.6 **文献标志码:** A **文章编号:** 1004-4523(2024)04-0686-10

**DOI:** 10.16385/j.cnki.issn.1004-4523.2024.04.015

## 引言

蜂窝三明治板由于其重量轻、强度高、刚度大等优点, 被广泛应用于航空航天、轨道交通以及船舶舰艇等重大装备的主体或内饰结构<sup>[1-3]</sup>。但较高的刚度重量比也使得其隔声性能较差<sup>[4]</sup>。以航空领域为例, 飞机机身中包含蜂窝三明治板的复合侧墙结构是舱内噪声的重要传递路径<sup>[5-6]</sup>, 机身隔声性能差会导致舱内噪声增大。因此, 开展蜂窝三明治板隔声性能研究具有重要意义。

力学性能分析是声振特性研究的前提。在进行力学分析时蜂窝三明治板或其他芯层夹层板通常被等效为夹层板结构。王嘉伟等<sup>[7]</sup>根据经典层合板理论推导了多层碳纤维复合板的等效刚度, 在保持刚度系数不变的情况下, 将碳纤维复合板简化为单层纤维板。李凤莲等<sup>[8]</sup>将波纹芯层等效为各向异性均质体, 采用双曲正切抛物线混合变形理论建立了四边简支条件下波纹夹层板的动力学方程和简谐声压激励下的声振耦合控制方程。文献[9-11]对经典的

夹层板等效理论(三明治夹层板理论、Reissner 夹层板理论、Hoff 等刚度理论、改进的 Allen 理论等)进行了详细分析, 对比了这些方法在计算蜂窝三明治板位移、应力、模态等特征时的差异。这些经典的等效方法通常能够考虑蜂窝三明治板的整体特征, 却会忽略芯层结构的局部效应, 因此通常适用于低频隔声特性分析。

任树伟等<sup>[12]</sup>基于 Reissner 夹层板理论建立了蜂窝三明治板的振动控制方程, 并结合蜂窝芯层的等效方法, 建立了四边简支蜂窝芯层夹层板的自由振动理论模型和声振耦合理论模型。张超等<sup>[13]</sup>基于有限元法建立了碳纤维铝蜂窝夹芯复合结构的隔声性能预测模型。范鑫等<sup>[14]</sup>基于间接边界元法对四边简支条件下蜂窝夹层板的振动和声学特性进行了仿真计算, 发现面板厚度和芯层高度对低频段隔声性能影响显著。Arunkumar 等<sup>[15]</sup>将蜂窝三明治板等效为各向异性材料均质板, 基于有限元法分析了蜂窝三明治板的模态特征及声振响应。

传统的有限元法、边界元法等数值计算方法可以准确模拟蜂窝三明治板的局部特征, 但当计算尺

收稿日期: 2023-03-02; 修订日期: 2023-04-23

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(52002257); 四川省自然科学基金资助项目(2023NSFSC0902, 2022NSF-SC1897); 中央高校基本科研业务费专项资金资助项目(PHD2023-009); 气动噪声控制重点实验室研究基金资助项目(ANCL20220202); 民航飞行技术与飞行安全重点实验室开放基金资助项目(FZ2022KF01)。

寸较大时,网格数量、计算频率和计算效率很难平衡。此外,有限大尺寸结构的计算结果容易受到边界条件影响,尺寸越小,边界条件的影响越明显<sup>[16]</sup>。考虑到蜂窝三明治板具有周期性重复特性,Nilsson等<sup>[17]</sup>基于Hamilton原理推导了具有蜂窝芯层的对称夹层梁的自由振动微分方程,研究了对称夹层梁的波数-频率关系。Cotoni等<sup>[18]</sup>基于周期结构理论和模态缩减法,推导了蜂窝三明治板的统计能量参数,并结合文献[17]的结果验证了推导参数的准确性。对于周期性重复结构,在波数域分析只需要少量的自由度就能模拟无限大尺寸的结构,而且能够更加清晰地展示声波在结构中的传播规律。从而可以解决传统有限元方法计算时存在的网格数量、计算频率和计算效率的平衡问题。

因此,本文考虑蜂窝三明治板的周期性重复特性,以周期单元模拟蜂窝三明治板,基于周期结构Bloch定理和波数有限元法建立无限大蜂窝三明治板的隔声预测模型,研究蜂窝三明治结构隔声的普遍性规律。通过在波数域分析其频散特征,揭示蜂窝三明治板在混响声场激励下的隔声机理,并探究几何参数对其隔声性能的影响规律。首先,结合试验结果验证蜂窝三明治板隔声预测模型的准确性;接着,结合蜂窝三明治板周期单元的频散曲线、特征波波数、振型等固有特征,阐明隔声低谷产生的机理;最后,研究面板厚度、蜂窝壁厚、蜂窝边长、芯层高度等几何参数变化对蜂窝三明治板结构隔声特性的影响。

## 1 理论与建模方法

### 1.1 蜂窝三明治板周期单元与Bloch定理

对于以规则形状周期重复的蜂窝三明治板结构,整体结构的声振响应可通过一个周期单元模拟。图1给出了蜂窝三明治板及其周期单元示意图。其中蜂窝结构为正六边形结构,角度 $\alpha$ 为 $120^\circ$ ,边长为 $l$ ,蜂窝芯层高度为 $h$ ,上层厚度、蜂窝壁厚和下层厚度分别为 $T_{top}$ ,  $T_{mid}$ 和 $T_{bottom}$ 。

将周期单元的自由度 $q$ 分为内部自由度(I)、边界自由度(L,R,D,U)和角自由度(LD,RD,LU,RU)。以蜂窝三明治板的下层板为例,给出了周期单元的自由度示意图,如图2所示。

周期结构完整的自由度向量<sup>[19]</sup>可以表示为:

$$q = [q_I^T \ q_D^T \ q_U^T \ q_L^T \ q_R^T \ q_{LD}^T \ q_{RD}^T \ q_{LU}^T \ q_{RU}^T]^T \quad (1)$$

根据周期结构Bloch定理,声波在周期单元系统内的传播满足如下关系<sup>[19]</sup>:

$$q_R = e^{-ie_x} q_L, \quad q_U = e^{-ie_y} q_D \quad (2)$$

$$q_{RD} = e^{-ie_x} q_{LD}, \quad q_{LU} = e^{-ie_y} q_{LD}, \quad q_{RU} = e^{-ie_x - ie_y} q_{LD} \quad (3)$$

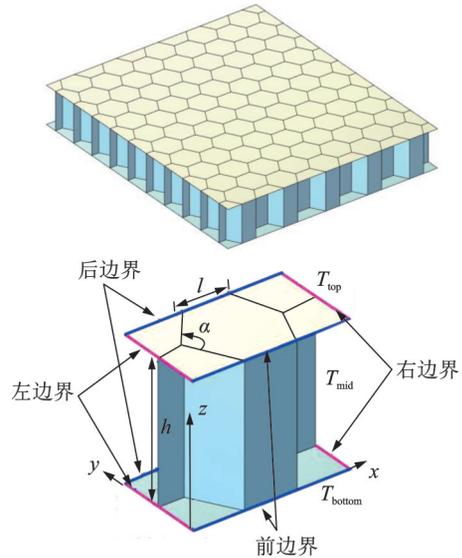


图1 蜂窝三明治板的周期单元示意图

Fig.1 Schematic diagram of periodic cell of honeycomb sandwich panel

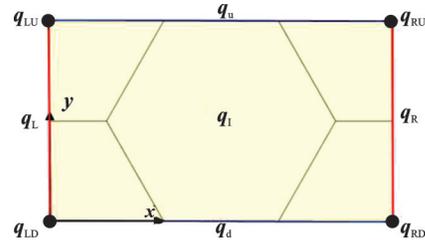


图2 周期单元的自由度

Fig.2 Degrees of freedom of periodic cell

式中  $\epsilon_x$ 和 $\epsilon_y$ 分别为 $x$ 方向和 $y$ 方向的相位常数。

以周期单元表示蜂窝三明治板在 $x$ 方向和 $y$ 方向周期重复,相位常数 $\epsilon_x, \epsilon_y$ 和波数 $k_x, k_y$ 有如下关系:

$$\begin{cases} \epsilon_x = k_x l_x \\ \epsilon_y = k_y l_y \end{cases} \quad (4)$$

式中  $l_x$ 和 $l_y$ 分别为周期单元在 $x$ 方向和 $y$ 方向的单元长度。对于图1中的周期单元, $l_x = 3l, l_y = \sqrt{3}l$ 。

因此,自由度 $q$ 可缩减为如下表达:

$$q' = Rq \quad (5)$$

式中  $R$ 为由参数化的相位常数组成的线性变换矩阵; $q'$ 为缩减后的自由度向量。分别表达如下:

$$q' = [q_I \ q_D \ q_L \ q_{LD}]^T \quad (6)$$

$$R = \begin{bmatrix} I & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I & 0 & 0 \\ 0 & Ie^{-ie_y} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I & 0 \\ 0 & 0 & Ie^{-ie_x} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I \\ 0 & 0 & 0 & Ie^{-ie_x} \\ 0 & 0 & 0 & Ie^{-ie_y} \\ 0 & 0 & 0 & Ie^{-ie_x - ie_y} \end{bmatrix} \quad (7)$$

式中  $I$ 为单位矩阵。

采用有限元法描述周期单元时,周期单元的自由度  $q$  代表位移和转动。无阻尼结构的运动方程<sup>[20]</sup>为:

$$(K - \omega^2 M)q = F \quad (8)$$

式中  $M$  和  $K$  分别为质量矩阵和刚度矩阵;  $F$  为力向量;  $\omega$  为角频率。

结合式(5)缩减自由度,当力向量为零时,周期单元的自由振动运动方程可表示为:

$$R^H(\epsilon_x, \epsilon_y)[K - \omega^2 M]R(\epsilon_x, \epsilon_y)q' = 0 \quad (9)$$

式中 矩阵  $R^H$  为  $R$  的复共轭转置。给定一组相位常数  $(\epsilon_x, \epsilon_y)$ , 求解运动方程,可以得到具有周期性边界条件的蜂窝三明治板的特征值和特征向量,进而描述周期单元的运动。单个单元的位移响应  $q$  可通过式(8)求解得到。

## 1.2 蜂窝三明治板的隔声量

图3给出了平面声波激励时蜂窝三明治板的周期单元的隔声模型。蜂窝三明治板的周期单元上、下分别存在入射和透射声场。声场与蜂窝三明治板的流固耦合模型的求解可通过将模型离散化,同时求解离散波动方程和结构运动方程来实现。流固耦合方程如下<sup>[21]</sup>:

$$\begin{bmatrix} M_s & 0 \\ \rho_0 R_{f,s} & M_f \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{q} \\ \ddot{p} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_s & 0 \\ 0 & C_f \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{q} \\ \dot{p} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_s & -R_{f,s} \\ 0 & K_f \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q \\ p \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ F_f \end{bmatrix} \quad (10)$$

式中  $\rho_0$  为空气密度;  $M_s, K_s$  和  $C_s$  分别为结构的质量矩阵、刚度矩阵和阻尼矩阵;  $M_f, K_f$  和  $C_f$  分别为流体的质量矩阵、刚度矩阵和阻尼矩阵;  $R_{f,s}$  为流体-结构耦合矩阵;  $p$  为流体区域各个节点的声压;  $F_f$  为流体域中入射声波的施加载荷。

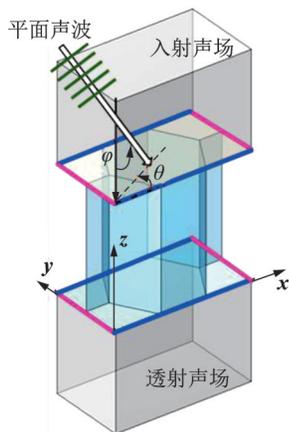


图3 平面声波激励下的蜂窝三明治板

Fig. 3 Honeycomb sandwich panel excited by plane acoustic wave

根据式(10),可同时获得结构位移和声场中的声压。本文研究中,采用商业软件COMSOL Multiphysics建立上述模型。模型中,入射声波的声压  $p_i$  有如下表达:

$$p_i = p_a e^{i[\omega t - (k_x x + k_y y + k_z z)]} \quad (11)$$

式中  $p_a$  为入射声波的幅值;  $t$  为时间;  $k_x, k_y, k_z$  分别为  $x, y, z$  方向的波数,且有:

$$\begin{cases} k_x = k_0 \sin \varphi \cos \theta \\ k_y = k_0 \sin \varphi \sin \theta \\ k_z = k_0 \cos \varphi \end{cases} \quad (12)$$

式中  $k_0$  为空气中声波的波数,  $k_0 = \omega/c_0$ , 其中  $c_0$  为空气中的声速;  $\varphi$  为入射声波与  $z$  轴的夹角;  $\theta$  为入射声波在  $xy$  平面上的投影与  $x$  轴的夹角。

入射声功率  $W_I$ <sup>[22]</sup> 和透射声功率  $W_T$ <sup>[23]</sup> 可分别表示为:

$$W_I = \frac{|p_a|^2}{2\rho_0 c_0} S \cos \varphi \quad (13)$$

$$W_T = \frac{1}{2} \int_S \text{Re}(p v^*) n dS \quad (14)$$

式中  $S$  为入射面积;  $\text{Re}(\bullet)$  表示取实部; 上标“\*”表示共轭复数;  $p$  和  $v$  分别为透射面上的声压和法向速度;  $n$  为单位向量。

因此,透射系数  $\tau$  有如下表达:

$$\tau = \frac{W_T}{W_I} \quad (15)$$

对单一角度入射时的透射系数积分,可得到混响声场下的透射系数<sup>[24]</sup>:

$$\tau_{\text{diff}} = \frac{\int_0^{2\pi} \int_0^{\varphi_{\text{max}}} \tau(\theta, \varphi) \sin \varphi \cos \varphi d\varphi d\theta}{\int_0^{2\pi} \int_0^{\varphi_{\text{max}}} \sin \varphi \cos \varphi d\varphi d\theta} \quad (16)$$

式中  $\varphi_{\text{max}}$  为混响声场的最大入射角度。Sharp<sup>[25]</sup> 结合试验结果给出了计算混响隔声量时的最大积分角度经验值: 当  $\varphi_{\text{max}}$  为  $78^\circ \sim 85^\circ$  时, 仿真结果与试验测试结果吻合较好。本文计算模型中的  $\varphi_{\text{max}}$  取为  $78^\circ$ 。

混响声场的隔声量  $T_{\text{diff}}$  可表示为:

$$T_{\text{diff}} = -10 \lg \tau_{\text{diff}} \quad (17)$$

## 2 蜂窝三明治板隔声预测模型及验证

### 2.1 隔声预测模型

基于周期结构 Bloch 定理,建立蜂窝三明治板的隔声预测模型。根据图1所示的周期单元,建立铝蜂窝结构的周期单元几何模型,划分二维壳网格,并定义相应的厚度及材料属性。蜂窝三明治板的几何尺寸和材料属性根据文献[26]定义。几何尺寸如下: 边长  $l=9.52$  mm, 蜂窝芯层高度  $h=25$  mm, 上

层厚度、蜂窝壁厚、下层厚度分别为  $T_{\text{top}}=0.6\text{mm}$ ,  $T_{\text{mid}}=0.14\text{mm}$ ,  $T_{\text{bottom}}=0.6\text{mm}$ 。材料属性如表1所示。

表1 蜂窝三明治板的材料参数

Tab. 1 Material parameters of honeycomb sandwich panel

材料名称	材料参数	取值	单位
铝 (芯层)	弹性模量	71	GPa
	泊松比	0.33	—
	阻尼损耗因子	0.001	—
	密度	2700	kg/m <sup>3</sup>
钢 (上、下面板)	弹性模量	195	GPa
	泊松比	0.28	—
	阻尼损耗因子	0.015	—
	密度	7700	kg/m <sup>3</sup>

根据蜂窝三明治板周期单元的几何尺寸,建立入射声场和透射声场的几何模型,划分六面体网格。入射声场和透射声场定义为空气层,密度为  $1.215\text{kg/m}^3$ ,声速为  $343.2\text{m/s}$ 。在透射声场定义 Perfectly Matched Layer 属性,模拟无限大透射声场环境。在蜂窝三明治板周期单元以及入射声场和透射声场的四周定义周期边界条件,模拟无限大蜂窝三明治板结构的声振传播。

在入射声场表面定义入射角度为  $(\theta, \varphi)$ ,声压幅值为  $1\text{Pa}$  的平面声波。考虑入射声波角度  $\theta$  在  $0\sim 2\pi$  之间,  $\varphi$  在  $0^\circ\sim 78^\circ$  之间随机分布,分别计算100个角度随机分布的平面声波入射时的透射系数,结合式(16)及(17),即可计算得到混响声场下的蜂窝三明治板的隔声量。

模型中的计算频率范围为  $80\sim 3550\text{Hz}$ ,频率点为  $1/24$  倍频程中心频率对应的离散点。计算时单个模型的网格数量约为650个,计算133个频率点在100个角度随机分布的平面声波激励下的隔声量,单个模型的计算时长近似为23h(处理器为 Intel(R) Core(TM) i9-10900 CPU @ 2.80 GHz,内存为16GB)。

## 2.2 预测结果及验证

图4给出了隔声模型的预测结果和文献[26]中试验测试结果的对比结果。其中计权隔声量  $R_w$  参照《建筑隔声评价标准》<sup>[27]</sup>,计算结果保留一位小数用于对比。

由图4可见,蜂窝三明治板的试验测试结果和仿真预测结果的计权隔声量分别为  $23.0\text{dB}$  和  $22.7\text{dB}$ ,差异仅为  $0.3\text{dB}$ 。各个  $1/3$  倍频程中心频率的平均差异为  $1.7\text{dB}$ 。

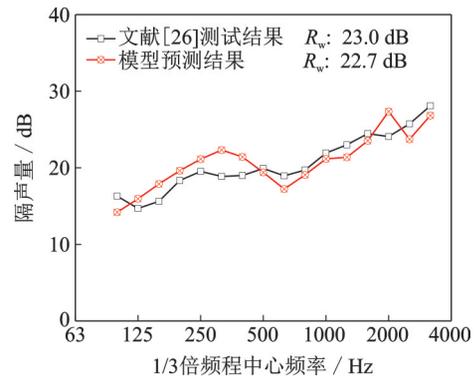


图4 预测结果与测试结果对比

Fig. 4 Comparison of prediction results and test results

部分频段的差异主要与测试样件的尺寸和测试时的安装方式等因素有关:试验测试时,蜂窝三明治板的几何尺寸为  $2.7\times 2.05\text{m}^2$ ,仿真预测时,蜂窝三明治板的几何尺寸近似无限大;试验测试时,蜂窝三明治板周围有木质框架支撑并填充有密封材料,仿真预测时,只考虑蜂窝三明治板本身的隔声特性。板件的尺寸大小<sup>[28]</sup>和安装时的边界约束<sup>[29]</sup>、边界阻尼<sup>[30]</sup>、洞口效应<sup>[31]</sup>等安装方式均会对其隔声测试结果产生一定的影响。但总体上,模型预测结果与试验测试结果一致性较好。说明本文的计算方法及计算模型是合理可行的,可用于下文的对比分析。

## 3 频散特征及隔声机理分析

为分析蜂窝三明治板的隔声机理,图5以  $x$  方向为例,给出了蜂窝三明治板周期单元前6个特征波和空气波数  $k_0$  的频散曲线。频散曲线表示波数随频率的变化规律,是无限大板结构在波数域的固有特征。当板弯曲波的相速度(波数-频率的切线)小于等于空气中的声波波速( $k_0$ -频率的切线)时,板结构才能够向远场辐射噪声<sup>[32]</sup>。相速度与声波波速相等时的频率为临界频率  $f_c$ <sup>[33]</sup>。图中,第1个特征波的临界频率为  $380\text{Hz}$ 。

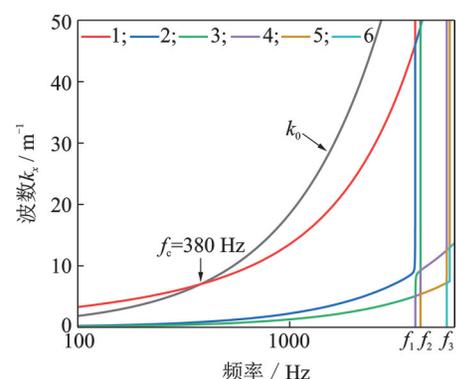


图5 蜂窝三明治板周期单元的频散曲线

Fig. 5 Dispersion curves of periodic cell of honeycomb sandwich panel

若考虑保持总质量不变,根据蜂窝三明治板的不同材料属性,将蜂窝三明治板分别等效为 3.9 mm 的均质铝板和 1.3 mm 的均质钢板。平面声波垂直入射时,无限大均质板的临界频率 $f_c$ 有如下表达<sup>[33]</sup>:

$$f_c = \frac{c^2}{2\pi h_t} \sqrt{\frac{12\rho_s(1-\nu^2)}{E}} \quad (18)$$

式中  $c$  为声波波速; $h_t$  为均质板的厚度; $\rho_s$  为均质板的密度; $E$  为弹性模量; $\nu$  为泊松比。计算得到的临界频率分别为 3041 Hz 和 8988 Hz。通过对比可以看出,蜂窝三明治板的临界频率比同等质量下的均质铝板和均质钢板的临界频率都更低。

当波数为 0 时,频散曲线对应的频率称为每一个特征波的“cut-on”频率。图 5 中,前 3 个特征波的“cut-on”频率近似为 0,后 3 个特征波的“cut-on”频率分别为  $f_1=3920$  Hz,  $f_2=4145$  Hz,  $f_3=5515$  Hz。因此,1/3 倍频程中心频率为 100~3150 Hz 的隔声量主要受到前 3 个特征波的影响。

当这些特征波沿着  $x$  方向传播时,不同波数对应的特征频率和振型不同。图 6 以模型预测结果中的隔声低谷 630 Hz 为例,给出了特征频率在 1/3 倍频程中心频率为 630 Hz 的频段附近的特征波振型结果。图中颜色越深,表示振动幅值越大。

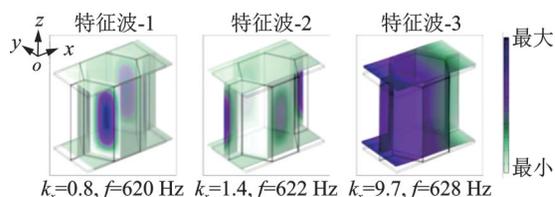


图 6 特征波的振型及特征频率

Fig. 6 Mode shape and characteristic frequency of feature waves

由图 6 可见,前 3 个特征波分别对应  $x$ 、 $y$  和  $z$  方向的平动振型,随着特征波沿  $x$  方向传播,蜂窝三明治板周期单元的振型开始发生变化:特征波-1 和特征波-2 的振型还伴随着蜂窝三明治板周期单元芯层的局部振动;特征波-3 伴随着蜂窝三明治板周期单元整体的弯曲振动。

当蜂窝三明治板周期单元受到随机角度入射的平面声波激励时,不同波数、不同频率对应的特征波被激发状态不同,因此导致这一平面声波激励下的隔声量不同。图 7 给出了计算过程中 100 个角度随机分布的平面声波单一入射时的窄带隔声量结果及计算得到的混响声场隔声量结果,将蜂窝三明治板等效为原始厚度的均质板,均质板的面密度为  $10.6 \text{ kg/m}^2$ 。结合蜂窝三明治板周期单元的面密度,计算了将蜂窝三明治板等价于无限大均质板之后的质量定律隔声量结果。质量定律分为  $TL_0$  (平

面声波垂直入射时)和  $TL_d$  (混响声场激励时)两种,其中  $TL_0$  适用于临界频率以下, $TL_d$  则适用于临界频率以上且计算频率  $f > 10^{0.3} f_c$ 。

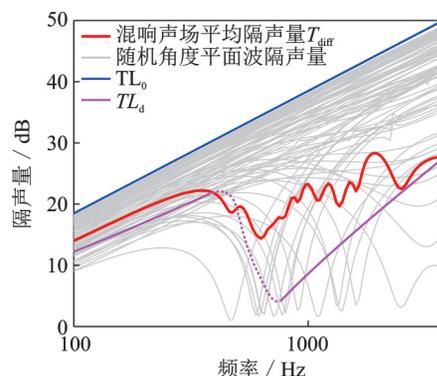


图 7 隔声量及质量定律

Fig. 7 Sound insulation index and mass law

当平面声波垂直入射时,无限大均质板的质量定律隔声量为<sup>[33]</sup>:

$$TL_0 = 20\lg(mf) - 42 \quad (19)$$

式中  $m$  为均质板的面密度; $f$  为计算频率。

当入射声场为混响声场时,质量定律隔声量为<sup>[33]</sup>:

$$TL_d = \begin{cases} TL_0 - 10\lg(0.23TL_0), & f \leq f_c \\ TL_0 + 10\lg(f/f_c - 1) + 10\lg\eta - 2, & f > 10^{0.3} f_c \end{cases} \quad (20)$$

式中  $\eta$  为阻尼损耗因子,由于整体结构的阻尼损耗因子未知,计算时取蜂窝三明治板的最小阻尼 0.001。

由图 7 可见,角度随机分布的平面声波单一入射时的窄带隔声量基本随频率的增大而增大,部分角度入射时,隔声量在 400~3000 Hz 频段内出现了隔声量小于 5 dB 的低谷。这些低谷主要是由于特定角度的入射声波激发特征波共振导致的。因此也导致了混响声场的隔声量在这一频段内出现了一定的隔声低谷。

对比蜂窝三明治板的隔声量与均质板的质量定律隔声量结果,发现混响声场下蜂窝三明治板的隔声量均小于  $TL_0$ 。与  $TL_d$  相比,临界频率  $f_c$  以下的隔声量基本满足均质板质量定律的变化规律,临界频率  $f_c$  以上的隔声量均大于质量定律的结果。一方面是由于蜂窝三明治板的结构与均质板不同,在中高频结构本身的特征开始体现;另一方面则是由于计算选定的阻尼损耗因子与实际结构的差异所致。

总的来说,混响声场激励下的蜂窝三明治板的隔声在临界频率以下主要受质量定律控制,临界频率以上还受结构本身的特征波影响,隔声量随频率

波动并出现一定的隔声低谷,隔声低谷由特定角度的入射声波激发特定波数的特征波共振导致。

### 4 蜂窝三明治板几何参数对隔声的影响

本节在已验证的蜂窝三明治板隔声预测模型的基础上,分别研究上层厚度、下层厚度、蜂窝壁厚、边长和蜂窝芯层高度变化对混响声场激励下蜂窝三明治板隔声性能的影响。具体几何参数如表2所示。

表2 蜂窝三明治板的几何参数(单位: mm)

Tab.2 Geometrical parameters of honeycomb sandwich panel (Unit: mm)

工况	$T_{top}$	$T_{bottom}$	$T_{mid}$	$l$	$h$
原始工况	0.6	0.6	0.14	9.52	25
工况1	0.3	0.6	0.14	9.52	25
工况2	0.9	0.6	0.14	9.52	25
工况3	1.2	0.6	0.14	9.52	25
工况4	1.5	0.6	0.14	9.52	25
工况5	0.3	0.3	0.14	9.52	25
工况6	0.9	0.9	0.14	9.52	25
工况7	1.2	1.2	0.14	9.52	25
工况8	1.5	1.5	0.14	9.52	25
工况9	0.6	0.6	0.07	9.52	25
工况10	0.6	0.6	0.21	9.52	25
工况11	0.6	0.6	0.28	9.52	25
工况12	0.6	0.6	0.35	9.52	25
工况13	0.6	0.6	0.14	4.76	25
工况14	0.6	0.6	0.14	14.28	25
工况15	0.6	0.6	0.14	19.04	25
工况16	0.6	0.6	0.14	23.80	25
工况17	0.6	0.6	0.14	9.52	15
工况18	0.6	0.6	0.14	9.52	20
工况19	0.6	0.6	0.14	9.52	30
工况20	0.6	0.6	0.14	9.52	35
工况21	0.6	0.6	0.14	9.52	40

通过上节分析可知,蜂窝三明治板的隔声特性与结构的质量(面密度)密切相关。为了从总体上掌握上述几何参数对蜂窝三明治板的隔声影响,首先给出了蜂窝三明治板的几何参数、面密度、计权隔声量的对应关系,如图8所示。

由图8可见,蜂窝三明治板的厚度(上层厚度、下层厚度、蜂窝壁厚)、面密度、计权隔声量基本是正相关的;蜂窝边长与面密度、计权隔声量无明显关联性;蜂窝芯层高度变化时,面密度和计权隔声量基本呈负相关。

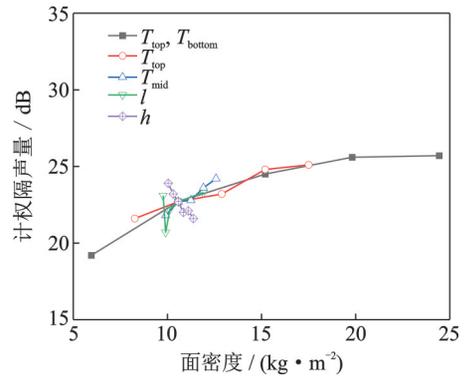


图8 蜂窝三明治板几何参数对计权隔声量的影响

Fig.8 Influence of geometrical parameters of honeycomb sandwich panel on weighted sound insulation index

为了进一步探究上述几何参数对混响声场激励下蜂窝三明治板的隔声影响机制,下面将从频谱特性上做深入分析。

#### 4.1 厚度变化

对比原始工况和工况1~4,图9给出了上层面板厚度单独变化时蜂窝三明治板的隔声预测结果。

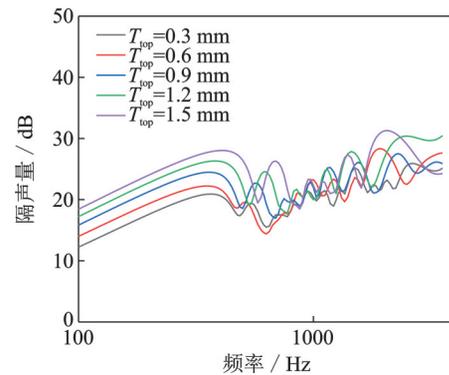


图9 上层面板厚度变化对蜂窝三明治板隔声量的影响

Fig.9 Influence of thickness of upper panel on sound insulation index of honeycomb sandwich panel

在100~400 Hz频段内,随着厚度的增大,隔声量基本整体向上平移。以蜂窝三明治板在100 Hz的隔声量为例,当上层面板厚度从0.3 mm增大至2, 3, 4和5倍时,蜂窝三明治板的面密度增大了2.3, 4.6, 6.9和9.2 kg/m<sup>2</sup>, 100 Hz的隔声量增大了1.8, 3.6, 5.0和6.2 dB。由于该频段处于质量定律控制区,面密度增加得越多,隔声量增加得越大。

从400 Hz开始,由于特征波的共振作用,出现了多个隔声低谷。以第一个隔声低谷为例,当上层面板厚度从0.3 mm增大至3, 4和5倍时,隔声低谷的频率从487 Hz偏移到了500, 530和580 Hz,隔声低谷的隔声量从17.4 dB增大到了18.6, 19.1和19.5 dB。由于面板厚度的增加,导致了隔声低谷向高频偏移,并且低谷处的隔声量也随之增大。

对比原始工况和工况 5~8,图 10 进一步给出了上、下面板厚度同时变化时蜂窝三明治板的隔声预测结果。

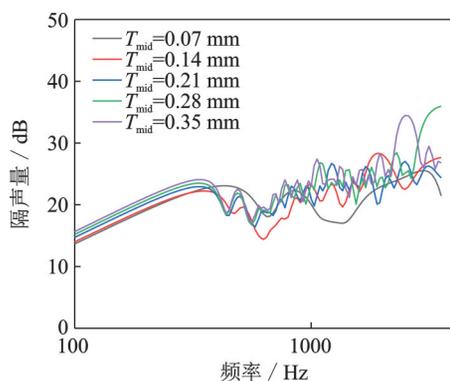


图 10 上、下面板厚度变化对蜂窝三明治板隔声量的影响  
Fig. 10 Influence of thickness of upper and lower panels on sound insulation index of honeycomb sandwich panel

可以看出上、下面板厚度同时变化对蜂窝三明治板隔声量的影响规律基本与上层面板厚度变化时的规律一致:以临界频率 $f_c$ 为分界,临界频率以下为质量定律控制区,质量增量越大,隔声量的增幅也越大;临界频率以上,面板厚度越大,隔声低谷向高频偏移,低谷处的隔声量也随之增大。部分工况在部分频率的变化规律可能会略有偏差,但总体上规律与上层面板厚度变化时保持一致。

对比原始工况和工况 9~12,图 11 给出了蜂窝壁厚变化时蜂窝三明治板的隔声预测结果。

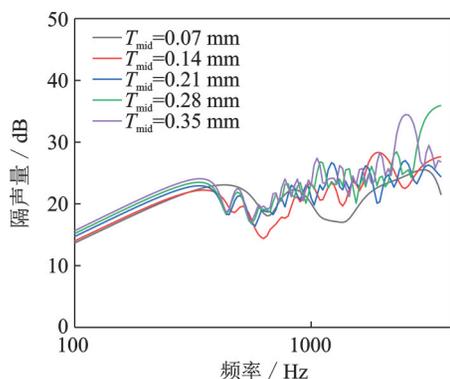


图 11 蜂窝壁厚变化对蜂窝三明治板隔声量的影响  
Fig. 11 Influence of core thickness on sound insulation index of honeycomb sandwich panel

在 100~400 Hz 频段内,随着厚度的增大,隔声量基本整体向上平移,这一规律与面板厚度变化对隔声量的影响规律一致。但隔声量在 100~400 Hz 频段内的增幅较小。这是由于芯层材料为铝,密度约为面板材料的 1/3,且芯层的初始厚度比面板厚度小导致,蜂窝壁厚变化引起的整体结构面密度增大程度较小,因此质量定律控制区的隔声量增幅较小。

临界频率以上的变化规律则与面板厚度的变化规律不同:蜂窝壁厚越大,隔声低谷逐渐向低频偏移,低谷处的隔声量逐渐增大,且隔声低谷更为密集。这是由于蜂窝壁厚增大引起了芯层面板的面密度增大,进而导致了芯层对整体结构的局部振动效应增强。

#### 4.2 边长变化

对比原始工况和工况 13~16,图 12 给出了蜂窝三明治板周期单元的边长变化时蜂窝三明治板的隔声预测结果。

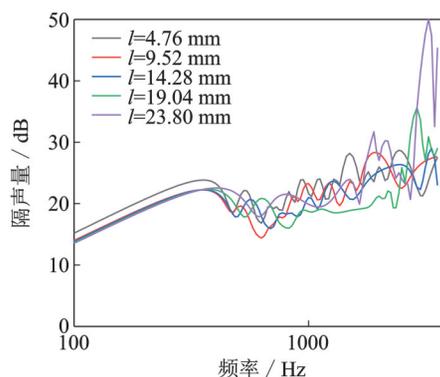


图 12 边长变化对蜂窝三明治板隔声量的影响  
Fig. 12 Influence of side length on sound insulation index of honeycomb sandwich panel

临界频率以下的隔声量变化满足质量定律规律,由于 5 种工况,特别是后 4 种工况的面密度差异不大,其隔声量差别也很小。临界频率以上,虽然边长越大,隔声低谷向高频偏移,但低谷处的隔声量变化不大。400~1000 Hz 内边长变化对隔声量的影响没有明显的规律:统计 400~1000 Hz 的平均隔声量,5 种工况下蜂窝三明治板的平均隔声量分别为 20.5, 18.8, 18.9, 19.2 和 20.7 dB。1000 Hz 以上,随着边长增大,开始出现了较高的隔声峰值,特别是当边长为 23.80 mm 时,峰值处的隔声量达到了 50.0 dB。这是由于周期单元的边长与波数成反比,边长越长,周期单元内的波数越小,并且这一现象在高频更为明显。因此导致了高频特征波作用效果显著,使得边长增大时,高频隔声量也增大。

#### 4.3 芯层高度变化

对比原始工况和工况 17~21,图 13 给出了蜂窝三明治板的芯层高度变化时蜂窝三明治板的隔声预测结果。

随着芯层高度的增大,1000 Hz 以上的隔声变化不大,但在 1000 Hz 以下,隔声低谷向低频偏移,并且质量定律控制区的频率范围缩小。这与芯层

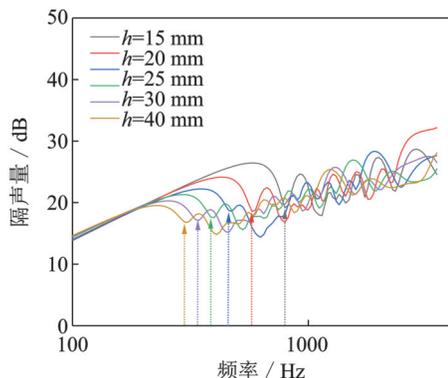


图13 芯层高度变化对蜂窝三明治板隔声量的影响

Fig. 13 Influence of core layer height on sound insulation index of honeycomb sandwich panel

高度变化影响临界频率有关,芯层高度变化使得临界频率逐渐向低频偏移。当蜂窝三明治板的芯层高度从15 mm增大到25和40 mm时,蜂窝三明治板第一个特征波的临界频率从646 Hz降低到380和250 Hz,从而导致了质量定律控制区的缩小以及隔声低谷向低频的偏移。

这一结果与芯层高度变化对有限大蜂窝三明治板的影响规律<sup>[12-14]</sup>不同,主要原因是无限大板与有限大板的隔声机理不同:无限大板的隔声低谷与特征波的临界频率有关,而有限大板的隔声低谷则受固有频率和临界频率共同影响,第一阶固有频率通常比临界频率更小。

对于有限大均质板,以简支边界条件为例,板的固有频率为<sup>[23]</sup>:

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{Eh_1^2}{12(1-\gamma^2)\rho_s} \left[ \left( \frac{M_{\text{mod}}\pi}{L_x} \right)^2 + \left( \frac{N_{\text{mod}}\pi}{L_y} \right)^2 \right]} \quad (21)$$

式中  $M_{\text{mod}}$  和  $N_{\text{mod}}$  分别为  $x$  方向和  $y$  方向的模态阶数;  $L_x$  和  $L_y$  分别为板在  $x$  和  $y$  方向的几何尺寸。

根据式(18),无限大均质板的临界频率与板的厚度成反比,而根据式(21),有限大均质板的固有频率与板的厚度成正比。因此,芯层高度变化对无限大蜂窝三明治板的影响规律与有限大板不同。

对于有限大尺寸的板件结构,几何尺寸、边界条件等因素均会影响其固有频率,进而影响板件的隔声特性及变化规律。相比于有限大蜂窝三明治板,无限大蜂窝三明治板的隔声结果更能代表蜂窝结构几何参数变化对其隔声性能的影响,对工程实际具有更好的指导意义。

## 5 结论

本文基于周期结构 Bloch 定理和波数有限元法

建立了无限大蜂窝三明治板的隔声预测模型,研究了蜂窝三明治结构隔声的普遍性规律,揭示了无限大蜂窝三明治板在混响声场激励下的隔声机理,并探究了蜂窝结构几何参数变化对其隔声性能的影响规律,主要结论如下:

(1) 临界频率以下,蜂窝三明治板的隔声量主要受质量定律控制;临界频率以上,隔声量还受结构本身特征波影响,当入射声波激发特征波共振时,隔声量随频率波动并产生隔声低谷。

(2) 厚度(上层厚度、下层厚度、蜂窝壁厚)对蜂窝三明治板的隔声影响显著,厚度越大,隔声量越高。厚度变化对隔声性能的影响主要受临界频率以下的质量定律控制区影响。

(3) 边长变化对蜂窝三明治板1000 Hz以下的隔声量无显著影响规律。但在1000 Hz以上的高频,边长增大会导致高频出现隔声峰值。

(4) 芯层高度越高,蜂窝三明治板的隔声越低。高度增大会缩小质量定律控制区,并使第一个隔声低谷向低频偏移,从而导致整体隔声性能减弱。

## 参考文献:

- [1] He M F, Hu W B. A study on composite honeycomb sandwich panel structure[J]. *Materials & Design*, 2008, 29(3): 709-713.
- [2] Crupi V, Epasto G, Guglielmino E. Comparison of aluminium sandwiches for lightweight ship structures: honeycomb vs. foam[J]. *Marine Structures*, 2013, 30: 74-96.
- [3] Mozafari H, Khatami S, Molatefi H. Out of plane crushing and local stiffness determination of proposed foam filled sandwich panel for Korean tilting train express-numerical study[J]. *Materials & Design*, 2015, 66: 400-411.
- [4] Petrone G, D'Alessandro V, Franco F, et al. Numerical and experimental investigations on the acoustic power radiated by aluminium foam sandwich panels[J]. *Composite Structures*, 2014, 118: 170-177.
- [5] Grosveld F W, Mixson J S. Noise transmission through an acoustically treated and honeycomb-stiffened aircraft sidewall[J]. *Journal of Aircraft*, 1985, 22(5): 434-440.
- [6] Vaicaitis R, Grosveld F W, Mixson J S. Noise transmission through aircraft panels[J]. *Journal of Aircraft*, 1985, 22(4): 303-310.
- [7] 王嘉伟,黄震宇,纪琳,等.对称铺设碳纤维复合板振动特性等效建模[J]. *振动工程学报*, 2020, 33(3): 533-539.  
Wang J W, Huang Z Y, Ji L, et al. Dynamic modeling of symmetry-ply carbon fiber composite plates based on

- a new developed equivalent method[J]. *Journal of Vibration Engineering*, 2020, 33(3): 533-539.
- [8] 李凤莲, 袁文昊, 吕梅. 梯形和三角形波纹夹芯板的声振特性研究[J]. *振动工程学报*, 2022, 35(2): 514-526.
- Li F L, Yuan W H, Lü M. Vibro-acoustic characteristics of trapezoidal and triangular corrugated sandwich panels[J]. *Journal of Vibration Engineering*, 2022, 35(2): 514-526.
- [9] 张铁亮, 丁运亮, 金海波. 蜂窝夹层板结构等效模型比较分析[J]. *应用力学学报*, 2011, 28(3): 275-282.
- Zhang T L, Ding Y L, Jin H B. Comparative analysis of equivalent models for honeycomb sandwich plates[J]. *Chinese Journal of Applied Mechanics*, 2011, 28(3): 275-282.
- [10] 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(增刊1): 11-15.
- Li X B, Wen J H, Yu D L, et al. The comparative study of equivalent mechanical methods on honeycomb sandwich plate[J]. *Fiber Reinforced Plastics/Composites*, 2012(Sup1): 11-15.
- [11] 陈昊, 郭宁, 朱振涛, 等. 蜂窝夹层结构等效动力学建模方法对比研究[J]. *强度与环境*, 2020, 47(1): 17-25.
- Chen H, Guo N, Zhu Z T, et al. Comparative study on simplified dynamics modeling method of honeycomb sandwich structure[J]. *Structure & Environment Engineering*, 2020, 47(1): 17-25.
- [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 S W, Xin F X, Lu T J. Vibroacoustic performance of simply supported honeycomb sandwich panels[J]. *Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, 2013, 45(3): 349-358.
- [13] 张超, 张军. 碳纤维铝蜂窝夹芯复合结构隔声性能研究[J]. *振动与冲击*, 2020, 39(12): 265-271.
- Zhang C, Zhang J. A study on sound insulation for sandwich structures with carbon fiber panel and aluminum honeycomb core[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2020, 39(12): 265-271.
- [14] 范鑫, 崔洪宇, 洪明. 基于 Virtual Lab Acoustics 的蜂窝夹层板结构传声特性分析[J]. *噪声与振动控制*, 2017, 37(4): 34-39.
- Fan X, Cui H Y, Hong M. Analysis of acoustic performance of honeycomb sandwich panels based on Virtual Lab Acoustics[J]. *Noise and Vibration Control*, 2017, 37(4): 34-39.
- [15] Arunkumar M P, Pitchaimani J, Gangadharan K V, et al. Influence of nature of core on vibro acoustic behavior of sandwich aerospace structures[J]. *Aerospace Science and Technology*, 2016, 56: 155-167.
- [16] The International Organization for Standardization. Acoustics-Laboratory Measurement of Sound Insulation of Building Elements. Application rules for specific products: ISO 10140-1:2021[S]. Switzerland: ISO Copyright Office, 2021.
- [17] Nilsson E, Nilsson A C. Prediction and measurement of some dynamic properties of sandwich structures with honeycomb and foam cores[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2002, 251(3): 409-430.
- [18] Cotoni V, Langley R S, Shorter P J. A statistical energy analysis subsystem formulation using finite element and periodic structure theory[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2008, 318(4-5): 1077-1108.
- [19] Langley R S. A note on the force boundary conditions for two-dimensional periodic structures with corner freedoms[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1993, 167(2): 377-381.
- [20] 朱席席, 肖勇, 温激鸿, 等. 局域共振型加筋板的弯曲波带隙与减振特性[J]. *物理学报*, 2016, 65(17): 316-330.
- Zhu X X, Xiao Y, Wen J H, et al. Flexural wave band gaps and vibration reduction properties of a locally resonant stiffened plate[J]. *Acta Physica Sinica*, 2016, 65(17): 316-330.
- [21] Song Y, Feng L, Wen J, et al. Reduction of the sound transmission of a periodic sandwich plate using the stop band concept[J]. *Composite Structures*, 2015, 128: 428-436.
- [22] Cremer L, Heckl M. *Structure-Borne Sound: Structural Vibrations and Sound Radiation at Audio Frequencies* [M]. Berlin: Springer Science & Business Media, 2013.
- [23] Fuller C R, Elliott S J, Nelson P A. *Active Control of Vibration*[M]. California: Academic Press, 1996.
- [24] Sgard F, Nelisse H, Atalla N. On the modeling of the diffuse field sound transmission loss of finite thickness apertures[J]. *Journal of the Acoustical Society of America*, 2007, 122(1): 302-313.
- [25] Sharp B H. Prediction methods for the sound transmission of building elements[J]. *Noise Control Engineering*, 1978, 11(2): 53-63.
- [26] Jung J D, Hong S Y, Song J H, et al. Acoustic insulation performance of a honeycomb panel using a transfer matrix method[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part M: Journal of Engineering for the Maritime Environment*, 2018, 232(4): 392-401.
- [27] 中华人民共和国建设部. 建筑隔声评价标准: GB/T 50121—2005[S]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2005.
- Ministry of Construction of the People's Republic of China. Rating standard of sound insulation in buildings:

- GB/T 50121—2005[S]. Beijing: China Architecture & Building Press, 2005.
- [28] Wareing R R, Davy J L, Pearse J R. Variations in measured sound transmission loss due to sample size and construction parameters[J]. *Applied Acoustics*, 2015, 89: 166-177.
- [29] 柴玉阳, 杜绍君, 李凤明. 弹性边界约束矩形板的振动特性分析: 理论、有限元和实验[J]. *振动工程学报*, 2022, 35(3): 577-584.
- Chai Y Y, Du S J, Li F M. Vibration properties of rectangular plates with elastic boundary constraints: theory, finite element and experiments[J]. *Journal of Vibration Engineering*, 2022, 35(3): 577-584.
- [30] Wang R Q, Yao D, Zhang J, et al. Effect of installation conditions on laboratory sound insulation measurement and an equivalent method for simply supported boundary[J]. *Applied Acoustics*, 2022, 188: 108593.
- [31] Yao D, Zhang J, Wang R, et al. Effects of mounting positions and boundary conditions on the sound transmission loss of panels in a niche[J]. *Journal of Zhejiang University-Science A (Applied Physics and Engineering)*, 2020, 21(2): 129-146.
- [32] Williams E G. *Fourier Acoustics: Sound Radiation and Nearfield Acoustical Holography*[M]. California: Academic Press, 1999.
- [33] Fahy F J, Gardonio P. *Sound and Structural Vibration: Radiation, Transmission and Response*[M]. California: Academic Press, 2006.

## Sound insulation mechanism and parameter effect analysis of honeycomb sandwich panels

YAO Dan<sup>1</sup>, ZHANG Jie<sup>2</sup>, WANG Rui-qian<sup>3</sup>, ZHANG Yu-mei<sup>1,4</sup>, ZHAO Yue<sup>1</sup>, PANG Jie<sup>1</sup>

(1. Aviation Engineering Institute, Civil Aviation Flight University of China, Guanghan 618307, China;

2. State Key Laboratory of Polymer Materials Engineering/Polymer Research Institute, Sichuan University, Chengdu 610065, China;

3. School of Mechanical Engineering and Rail Transit, Changzhou University, Changzhou 213164, China;

4. Key Laboratory of Aerodynamic Noise Control, China Aerodynamics Research and Development Center, Mianyang 621000, China)

**Abstract:** Honeycomb sandwich panels are widely used in aerospace and other major equipment because of their light weight and excellent mechanical properties. The acoustic performance, however, is a significant flaw. In this study, a sound insulation prediction model of infinite honeycomb sandwich panel is established based on the Bloch theorem and the wavenumber finite element method. The honeycomb sandwich panel is simulated with a periodic cell. By analysing the dispersion characteristics of the honeycomb sandwich panel in the wavenumber domain, the sound insulation mechanism under the excitation of diffuse sound field is revealed, and the influence of geometrical parameters on the sound insulation performance of the honeycomb sandwich panel is investigated. The results demonstrate that below the critical frequency, the sound insulation of the honeycomb sandwich panel is mainly controlled by the mass law, while above the critical frequency, the sound insulation is also impacted by the structure's own feature wave. When the incident acoustic wave excites the resonance of the feature wave, the sound insulation fluctuates with frequency and generates a sound insulation valley. The effect of thickness variation on the sound insulation performance is primarily related to the amount of sound insulation below the critical frequency, the thicker the honeycomb sandwich panel, the higher the amount of sound insulation; height increase reduces the mass law control zone and shifts the first sound insulation valley to lower frequencies, resulting in a weakening of the overall sound insulation performance. The relevant research results can provide a reference basis for the design of vibration and noise reduction of complex structures.

**Key words:** sound insulation; honeycomb sandwich panel; periodic structure; Bloch theorem; dispersion curve

**作者简介:** 姚丹(1993—),女,博士,讲师。E-mail: cafucyaodan@163.com。

**通讯作者:** 张捷(1987—),男,博士,副研究员。E-mail: zh.receive@gmail.com。