

基于梁模态的复合板表观弯曲刚度识别及其隔声量预测方法研究

刘进¹, 王安¹, 李奎宝¹, 左广林¹, 康鲁迪^{2*}

¹海信视像科技股份有限公司, 山东 青岛

²青岛理工大学机械与汽车工程学院, 山东 青岛

收稿日期: 2026年5月4日; 录用日期: 2026年6月5日; 发布日期: 2026年6月15日

摘要

轻质复合板因兼具轻量化与高强度的优异静态力学性能, 在工程领域具有广泛应用, 但其“高静低动”的动态力学特性导致吻合频率向低频偏移, 使其隔声性能低于同面密度的均质板。针对复杂复合结构声学特性解析与数值预测中存在的理论建模困难及高频计算难题, 本文提出一种基于自由边界条件下复合梁弯曲模态的方法, 确定对应复合板的表观弯曲刚度, 进而结合模态叠加法计算简支条件下矩形复合板的隔声量。该方法不依赖于复合结构的几何对称性或规则性, 预测结果与实验结果吻合良好, 可为高性能声学复合板的设计提供理论指导。

关键词

轻质复合板, 隔声量, 结构声与振动

A Method for Identifying Apparent Bending Stiffness and Predicting Sound Transmission Loss of Composite Panels Using Beam Modes

Jin Liu¹, An Wang¹, Kuibao Li¹, Guanglin Zuo¹, Ludi Kang^{2*}

¹Hisense Visual Technology Co., Ltd., Qingdao Shandong

²School of Mechanical & Automobile Engineering, Qingdao University of Technology, Qingdao Shandong

Received: May 4, 2026; accepted: June 5, 2026; published: June 15, 2026

Abstract

Lightweight composite panels are widely used in engineering fields due to their excellent static

*通讯作者。

文章引用: 刘进, 王安, 李奎宝, 左广林, 康鲁迪. 基于梁模态的复合板表观弯曲刚度识别及其隔声量预测方法研究[J]. 声学 & 振动, 2026, 14(2): 77-86. DOI: 10.12677/ojav.2026.142007

mechanical properties, combining light weight with high strength. However, their dynamic mechanical characteristic of “high static stiffness but low dynamic stiffness” causes the coincidence frequency to shift toward lower frequencies, resulting in sound insulation performance inferior to that of homogeneous panels with the same surface density. To address the challenges of theoretical modeling difficulties and high-frequency computational complexities in the analytical and numerical prediction of acoustic characteristics of complex composite structures, this paper proposes a method based on the flexural modes of composite beams under free boundary conditions to determine the apparent bending stiffness of the corresponding composite panels. The sound transmission loss simply-supported rectangular composite plates is then calculated using the modal superposition method. This approach effectively circumvents the dependence of analytical methods on the geometric symmetry or regularity of composite structures. The predicted results are in good agreement with experimental data, providing theoretical guidance for the design of high-performance acoustic composite panels.

Keywords

Lightweight Composite Panels, Sound Transmission Loss, Structural Acoustics and Vibration

Copyright © 2026 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

近年来,复合结构因其卓越的比刚度、抗压能力、散热性能,已广泛应用于航空航天、汽车、船舶及土木工程领域[1]。然而,与单层板相比,复合板的吻合效应出现在更宽的频率范围内,且复合板的刚度远大于单层板,吻合频率向低频移动,致使复合板的隔声量在较宽的频率范围内比同质量单层板质量定律低约 15 dB [2]。

多年来,轻质复合板的振声特性一直是国内外学者广泛关注的焦点。其中 Nilsson 与 Liu 等在泡沫和蜂窝夹芯梁板[3]-[6]以及加筋板[7]、弯曲板壳[8]等轻质薄板壳结构的声振特性领域进行了大量的研究,主要基于 Hamilton 原理推导了对称面板复合梁[3]、板[4]以及非对称面板复合梁[5]的运动微分控制方程,从而解析了相应复合板随频率变化的表观弯曲刚度。研究发现,低频段,夹芯板的表观弯曲刚度处于较高水平,随着频率升高而迅速下降,此时系统的运动由夹芯板的整体弯曲刚度主导;进入中频段,芯层的剪切效应增强,导致夹芯板刚度快速降低;当频率进一步升高后,夹芯结构的运动由解耦的面板弯曲变形主导,此时夹芯板的弯曲刚度趋近于面板的静态弯曲刚度。然而,该解析方法尚未被进一步用于研究复合结构的隔声性能。

高效预测复合结构振动声学特性,是设计具有优异声学性能的复合板的理论前提。预测夹芯板隔声量的方法通常包括解析法、数值法和实验法。Liu 等[8]基于模态展开法建立加筋弯曲板壳隔声量的计算模型,研究研发,在感兴趣的频率范围内,理论预测与实验测量结果吻合良好。卢天健等[9] [10]建立了双板空腔结构、波纹层芯夹层板、正交加筋夹层板以及填充吸声材料夹层板结构声振耦合特性理论模型。解析法能够直接建立激励源与结构响应的显式关联,清晰揭示其内在物理机制,但对结构几何的对称性或规则性具有高度依赖性。然而,实际工程结构常为复杂几何形状、非均匀材料属性或附加附属结构,导致轻质复合板受迫振动的位移显式解析解难以显示表达,成为解析方法向实际工程场景拓展应用的核心瓶颈。理论上,数值法可用于精确计算各类复杂结构的隔声量,不依赖结构的周期性和均匀性,可以

考虑隔声构件结构网格与混响室/消声室声学网格之间的耦合效应。Larbi 等[11]使用有限元方法计算粘弹性芯层复合板的隔声量,考虑了芯层横向剪切的影响,验证了所建立的有限元模型具有较高的计算效率。Du 等[12]基于 Virtual Lab 计算了有限尺寸构件的隔声量,并分析了造成预测结果误差的原因是模型中仅考虑入射声波、反射声波和透射声波,未考虑结构侧面传声。由于考虑结构与声腔的耦合,需要对整个结构和声学域网格进行离散化处理,致使求解高频声学问题时计算资源受限。统计能量分析法(SEA)在高频段计算模型中具有广泛应用。Oliazadeh [13] [14]基于 SEA 理论研究了声波在单层矩形薄板中的传播特性,并拓展于双壁矩形板和蜂窝夹芯板,研究发现,在中高频区域,尤其是夹芯板临界频率附近,预测结果与实验测量结果吻合良好,但对中频段的高精度计算仍缺乏有效办法。为预测结构的声学性能,基于实验室或现场测试的策略虽被认为可获得最可靠的结果,但这类方法成本高、耗时长,难以推广应用。

因此,针对复杂复合结构声学特性解析与数值预测中存在的理论建模困难及高频计算难题,本文提出了一种基于梁模态确定复合板的动态弯曲刚度及其隔声量的方法。通过测试不同长度复合梁的固有频率,可以获得复合结构在不同频段内的表观弯曲刚度,进而计算简支条件下矩形复合板的隔声量。本文所提出方法的预测结果与实验室测试结果进行了对比,吻合性良好。本预测模型能够容易地分析复合板结构与物理参数对其隔声性能的影响,为实现轻量化、高承载、高隔声的结构创新提供理论支撑。

2. 理论模型

2.1. 基于梁模态预测复合板表观弯曲刚度的理论模型

结构与介质间的耦合关系由弯曲波决定,进而决定结构振动声辐射的效率以及隔声量。根据 Nilsson 的理论,在特定频率范围内(100 Hz~5000 Hz),复合板的弯曲刚度可近似等同于具有同等动力学特性梁的弯曲刚度[3]。通过构建轻质复合梁的表观弯曲刚度与弯曲波波数关联模型,即可得到轻质复合板随频率变化的表观弯曲刚度。通过实验测量或有限元模拟获得复合梁固有频率,进而计算相应板的表观弯曲刚度。

Table 1. The approximate values of α_m corresponding to different boundary conditions [3]

表 1. 不同边界条件下 α_m 的取值[3]

边界条件	1	2	3	m
简支	π	2π	3π	$m\pi$
自由或固定	4.730	7.853	10.996	$\frac{2m+1}{2}\pi$
固定-简支	3.927	7.069	10.210	$\frac{4m+1}{4}\pi$
固定-自由	1.875	4.694	7.855	$\frac{2m-1}{2}\pi$

对于已知边界条件的梁结构,可通过简单的实验测量或数值仿真方法识别梁纯弯曲模态对应的固有频率,进而确定其对应复合板的表观弯曲刚度(D_{app})。对于长度为 L 、单位面积质量为 μ 的梁,其第 m 阶固有频率 f_m 对应的弯曲刚度 D_m 可由下式给出:

$$D_m = \frac{4\pi^2 f_m^2 \mu L^4}{\alpha_m^4}, \text{ for } m = 1, 2, 3, \dots, \quad (1)$$

其中,不同边界条件下梁的模态特征值 α_m 取值参见表 1。

复合梁的表观弯曲刚度 D_{app} 具有强烈的频率依赖性，其表达式为：

$$A_0 \frac{D_{app}^{1.5}}{f} - B_0 \frac{D_{app}^{0.5}}{f} + D_{app} - C_0 = 0 \tag{2}$$

通过实验或仿真数据，可利用最小二乘法拟合确定参数 A_0 、 B_0 和 C_0 。定义变量 Q 为：

$$Q = \sum_m \left(A \frac{D_m^{1.5}}{f_m} - B \frac{D_m^{0.5}}{f_m} + D_m - C \right)^2 \tag{3}$$

令 $\partial Q/\partial A = 0$ ， $\partial Q/\partial B = 0$ ， $\partial Q/\partial C = 0$ ，即可分别求解得到参数 A_0 、 B_0 和 C_0 的取值，进而得到全频率范围内的表观弯曲刚度 D_{app} 。

2.2. 基于梁表观弯曲刚度预测复合板隔声量的理论模型

单层均质板的隔声量主要由质量和常数刚度所决定的弯曲波控制。相比之下，轻质复合板的隔声特性与单层板存在显著差异。由于芯层的存在，复合板的弯曲刚度表现出强烈的频率依赖性，且随频率升高而降低。结构的受迫响应可通过其表观弯曲刚度进行准确估计，若将随频率变化的弯曲刚度引入单层均质板的隔声量表达式中，由此可推导简支于无限大障板的矩形轻质复合板的隔声量表达式。

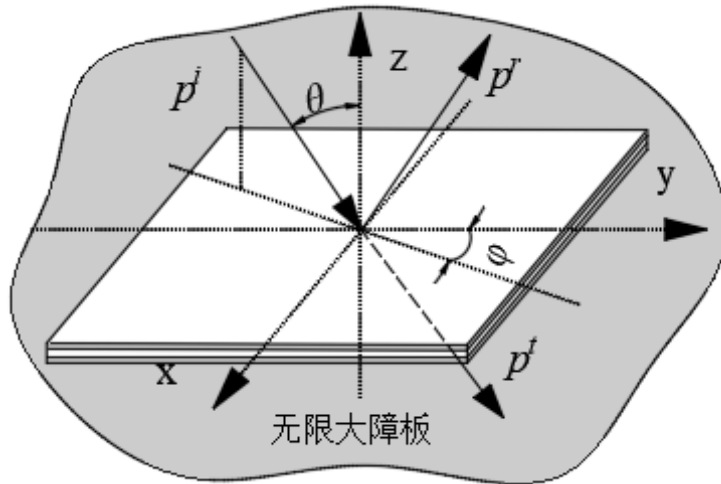


Figure 1. Schematic of sound transmission through a rectangular composite panel
图 1. 声波通过矩形轻质复合板传递示意图

如图 1 所示为声波通过矩形轻质复合板传递示意图，轻质复合板的运动微分控制方程为[15]：

$$D_{app} \left(\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} \right) + \mu \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = 2p^i - 2p^t \tag{4}$$

式中， w 是轻质复合板的横向位移； μ 是轻质复合板的面密度； $p^i = \exp[j(\omega t - k_x x - k_y y - k_z z)]$ 为斜入射平面波的声压，其中 $k_x = k \sin \theta \cos \varphi$ ， $k_y = k \sin \theta \sin \varphi$ ， k 为波数， φ 为方位入射角， θ 为极入射角； p^r 为反射声压； p^t 为透射声压。

基于模态展开法求解模态振速 V ：

$$V = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} V_{mn} \Phi_{mn}(x, y) \tag{5}$$

式中, V_{mn} 和 $\Phi_{mn}(x, y)$ 分别为振速的模态振幅和振型。矩形板在简支条件的 $\Phi_{mn}(x, y)$ 为:

$$\Phi_{mn}(x, y) = \frac{2}{\sqrt{ab}} \sin k_m x \sin k_n y \quad (6)$$

式中, a 和 b 分别为复合板的长和宽, m 和 n 为模态阶数, $k_m = m\pi/a$, $k_n = n\pi/b$ 。

整理得:

$$\mu[\omega_{mn}^2(1+j\eta)-\omega^2]V_{mn} = 2j\omega(P_{mn}^i - P_{mn}^t) \quad (7)$$

式中, η 为结构损耗因子, ω 为角频率, 模态共振频率 ω_{mn} :

$$\omega_{mn} = \sqrt{\frac{D_{app}}{\mu} \left[\left(\frac{m\pi}{a} \right)^2 + \left(\frac{n\pi}{b} \right)^2 \right]} \quad (8)$$

入射声波的模态力 P_{mn}^i 为:

$$P_{mn}^i = \int_0^b \int_0^a p^i \Phi_{m'n'}(x, y) dx dy = \frac{2k_m k_n}{\sqrt{ab}} \left[\frac{(-1)^m e^{-jk_x a} - 1}{k_m^2 - k_x^2} \right] \left[\frac{(-1)^n e^{-jk_y b} - 1}{k_n^2 - k_y^2} \right] \quad (9)$$

在空气中忽略模态辐射抗, 模态透射声波力 P_{mn}^t 为:

$$P_{mn}^t = \rho_0 c_0 \sigma_{mn} V_{mn} \quad (10)$$

式中, ρ_0 和 c_0 分别是空气中的密度和声速, σ_{mn} 为辐射模态阻(模态辐射效率), 根据 Wallace 理论[16], 可通过计算远场的辐射声能量进行求解:

$$\sigma_{mn} = \frac{64k^2 ab}{\pi^6 m^2 n^2} \int_0^{\pi/2} \int_0^{\pi/2} \left\{ \frac{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) \cos\left(\frac{\beta}{2}\right)}{\left[\left(\frac{\alpha}{m\pi}\right)^2 - 1\right]^2 \left[\left(\frac{\beta}{n\pi}\right)^2 - 1\right]^2} \right\} \sin\theta d\theta d\varphi \quad (11)$$

式中, $\alpha = ka \sin\theta \cos\varphi$, $\beta = kb \sin\theta \cos\varphi$, 当 m, n 为偶数时, 取正弦函数; 当 m, n 为奇数时, 取余弦函数。整理可得在扩散声场激励下, 矩形轻质复合板隔声量的计算表达式:

$$TL = -10\log_{10} \left\{ \frac{4\pi(\rho_0 c_0)^2 \sum_{m=1}^M \sum_{n=1}^N \sigma_{mn}^2}{abk^2} \frac{4\pi jf}{D_{app} \left[\left(\frac{m\pi}{a} \right)^2 + \left(\frac{n\pi}{b} \right)^2 \right]^2 (1+j\eta) - 4\mu\pi^2 f^2 + 2j\omega\rho_0 c_0 \sigma_{mn}} \right\}^2 \quad (12)$$

3. 复合板的表观弯曲刚度及隔声量的确定

3.1. 复合板的表观弯曲刚度的确定

如图 2(a)所示为标识 A-1 的复合梁截面示意图和制备完成的复合梁, 其几何参数与材料参数见表 2。复合梁各层涂覆粘合剂, 涂胶前, 对各层表面进行清洗、干燥, 并对橡胶层表面进行打磨粗化, 以增强橡胶层与 PMI 芯层的粘结强度。各层粘合后, 将复合梁置于两硬板之间, 沿长度方向均匀布置若干个固定夹(图 2(b)), 至少压置 48 小时。

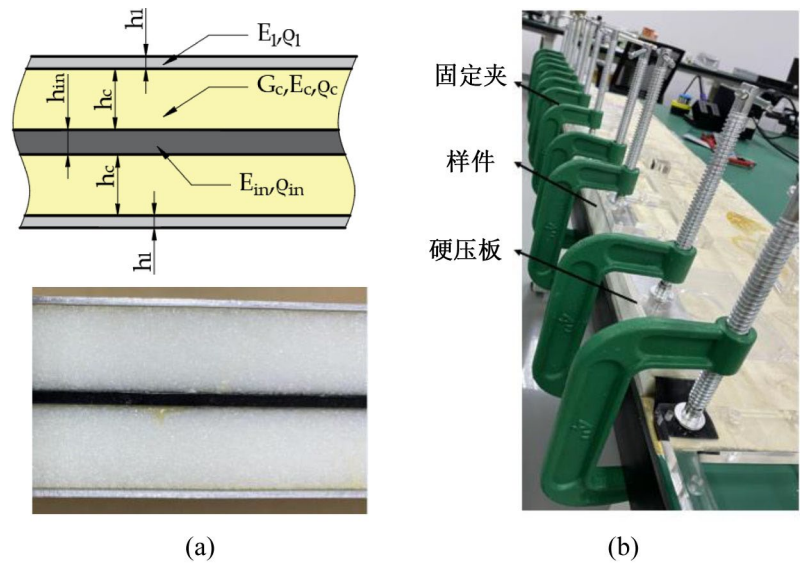


Figure 2. (a) Schematic diagram and physical photograph of the composite beam; (b) Interlayer compaction device for the composite beam
图 2. (a) 复合梁示意图与实物图; (b) 复合梁层间压实装置

Table 2. Material and geometric parameters of composite structures

表 2. 复合结构的材料与几何参数

长度 L [mm]	1450	铝面板杨氏模量 E_l [Pa]	$70e9$
宽度 W [mm]	100	PMI 芯层剪切模量 G_c [Pa]	$42e6$
铝面板厚度 h_l [mm]	1.5	插入橡胶层杨氏模量 E_{in} [Pa]	$7.5e6$
PMI 芯层厚度 h_c [mm]	15	铝面板密度 ρ_l [kg/m^3]	2700
插入橡胶层厚度 h_{in} [mm]	2	PMI 芯层密度 ρ_c [kg/m^3]	75
铝面板泊松比	0.35	插入橡胶层密度 ρ_{in} [kg/m^3]	1300
PMI 芯层泊松比	0.42	插入橡胶层泊松比	0.49

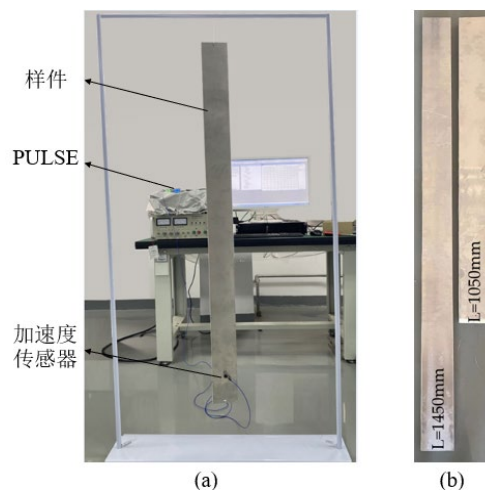


Figure 3. (a) The test for the natural frequencies; (b) Sandwich beams with different lengths
图 3. (a) 测试复合梁固有频率的实验装置; (b) 不同长度的复合梁试样

如图 3(a)所示为测量复合梁固有频率的实验装置。为实现自由边界条件,将复合梁用细绳垂直悬挂于支架上。力锤垂直于梁表面中心线上施加激励,以避免复合梁进行扭曲变形。加速度传感器的布置应尽量避开模式节点,本实验中将其固定在距离复合梁下端面 100 mm 的中心位置处。使用型号为 PCB 352C33 的加速度传感器,通过 PULSE 信号采集系统(B & K)采集加速度信号,并通过其内置 FFT 模块进行频率响应分析。为获得较高频率的固有频率,测试后将原长 1450 mm 的复合梁截断为 1050 mm (见图 3(b)),并重复上述测试步骤。同时,基于有限元方法建立自由边界条件下复合梁的固有频率计算模型,识别其前四阶纯弯曲模式,如图 4 所示。

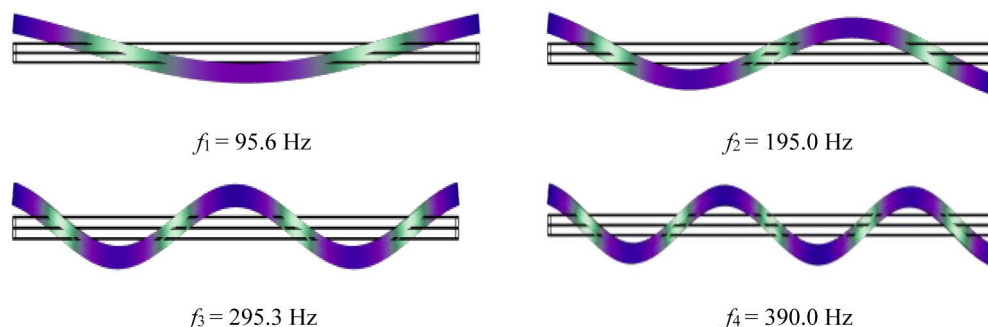


Figure 4. The first four pure bending modes of the composite beam
图 4. 复合梁的前四阶纯弯曲模式

Table 3. The natural frequencies of the composite beam were obtained by both experimental and FEM
表 3. 通过实验和有限元方法获得复合梁的固有频率

复合梁	f_m	f_1	f_2	f_3	f_4	f_5	f_6	f_7	f_8
$L = 1450 \text{ mm}$	测试	93.8	191.3	295.0	395.0	493.0	611.0	680.0	776.3
	FEM	95.6	195.0	295.3	390.0	485.0	599.4	673.6	767.8
	误差%	-1.92	-1.93	-0.10	1.27	1.62	1.90	0.94	1.09
$L = 1050 \text{ mm}$	测试	158.0	287.0	424.8	553.0	685.6	811.8	942.0	1078.0
	FEM	159.3	291.4	425.1	550.4	679.7	806.6	938.9	1071.2
	误差%	-0.82	-1.53	-0.07	0.47	0.86	0.64	0.33	0.63

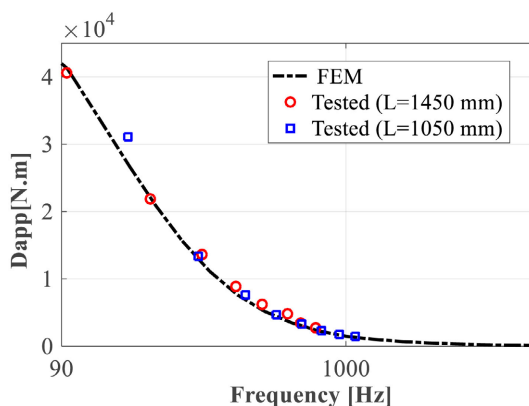


Figure 5. The apparent bending stiffness D_{app} of the composite panel
图 5. 复合板的表观弯曲刚度 D_{app}

表 3 对比了通过实验测量与有限元分析得到的不同长度复合梁的固有频率,二者吻合良好,最大误差不得超过 2%。由此,对于结构复杂的复合梁,可采用有限元方法计算其弯曲波对应的固有频率,从而显著降低成本并缩短研发周期。在获得复合梁弯曲波对应的固有频率后,通过式(1)~(3)即可得到的全频段表观弯曲刚度 D_{app} ,如图 5 所示。

3.2. 复合板隔声量的确定

手工制备长度 $a = 1.450\text{ m}$ 、宽度 $b = 1.450\text{ m}$ 的轻质复合板 A 用于隔声量测试,各层厚度与材料参数同表 2。复合板各层的表面处理工艺、粘接流程与前述复合梁 A-1 的制备工艺完全一致,粘接完成后,在复合板表面放置一块约 100 kg 的重物,静置 72 小时后开展隔声量测试实验。

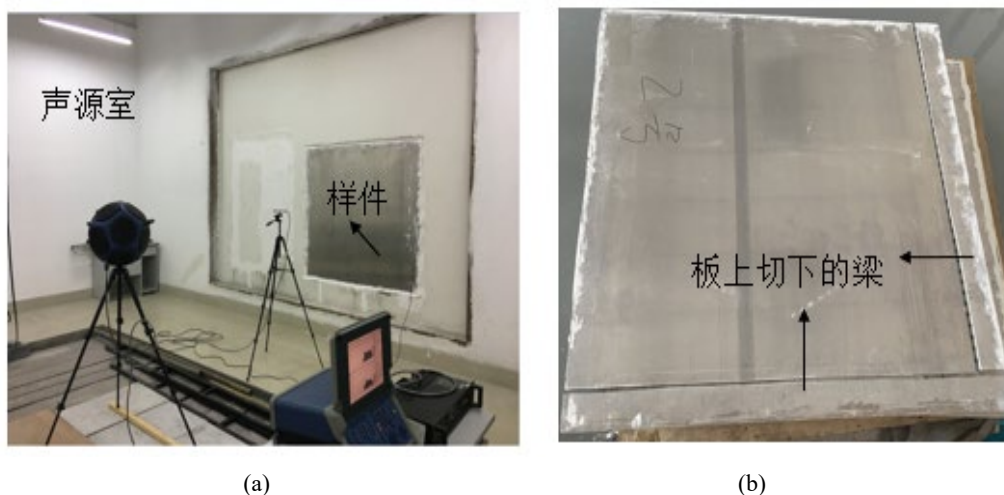


Figure 6. (a) Sound transmission loss measurement setup for lightweight composite panels; (b) Beams cut from the lightweight composite panel

图 6. (a) 轻质复合板隔声量测试装置; (b) 轻质复合板上取梁

依据 ISO140-3:1995 标准进行轻质复合板隔声量测试。轻质复合板安装于两个标准混响室之间,其中尺寸为 $7.320\text{ m} \times 5.580\text{ m} \times 4.460\text{ m}$ 的一侧作为声源室,另一侧规格为 $6.600\text{ m} \times 4.270\text{ m} \times 3.580\text{ m}$ 。主要测试设备包括 12 面体无指向性声源(N270, B&K4296)、精密声学实时分析仪(RTA840C, B&K2260D)、功率放大器(R150, B&K2716)等。中间开口尺寸为 $3.585\text{ m} \times 2.800\text{ m}$,标准测试面积为 10.03 m^2 。测试窗口面积为 2.20 m^2 ,用于安装 $1.450\text{ m} \times 1.450\text{ m}$ 的试样。试样与测试窗之间的缝隙采用石膏与腻子密封,测试布置如图 6(a)所示。隔声量测试完成后,从复合板 A 上切取与复合梁 A-1 规格一致的梁,标识为 A-2,如图 6(b)所示。

图 7(a)所示为基于梁模态预测得到的表观弯曲刚度 D_{app} ,图 7(b)给出了复合板 A 的隔声量测试结果,同时绘制了基于梁 D_{app} 预测的隔声量曲线及同质量均质板的质量定律曲线。对比表明,基于梁模态预测的复合板 A 隔声量与实测值总体吻合良好,仅在 1000 Hz 以上频段,实测值比基于梁 A-1 的 D_{app} 预测得到的隔声量低 2~4 dB。由图 7(a)可知,基于梁 A-2 获得的表观弯曲刚度 D_{app} 略高于基于梁 A-1 模态的预测值,这解释了两者的隔声量预测差异的来源。进一步分析认为,该差异主要源于在实验室条件下,手工制备大尺寸复合板的难度显著高于复合梁,导致复合层间压力不足,使复合板在较低频率即出现解耦运动。同时,随着频率升高,结构横向振动幅值减小,对层间粘接强度的要求更高,因此差异在高频段更加显著。

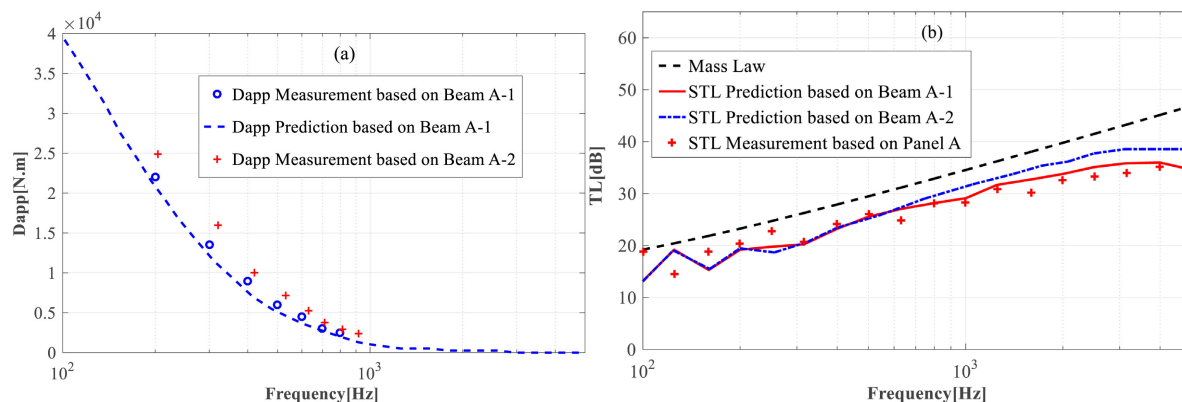


Figure 7. (a) D_{app} obtained by composite beams A-1 and A-2; (b) STL prediction based on beams A-1 and A-2, along with the STL measurement based on panel A

图 7. (a) 基于复合梁 A-1、A-2 获得的板表观弯曲刚度; (b) 基于复合梁 A-1、A-2 弯曲刚度得到的隔声量预测结果, 以及复合板 A 的隔声量实测结果

4. 结论

本文提出了一种基于梁弯曲模态预测复合板表观弯曲刚度及其隔声量的方法, 即通过实验测量或有限元计算的方法识别复合梁弯曲波对应的固有频率, 进而解算出复合板的表观弯曲刚度, 将其带入基于模态展开法隔声量的计算模型中, 能够有效预测任意复杂复合板的传声特性, 为设计高隔声特性的复合板提供高效的理论模型。通过研究得出以下结论:

(1) 通过实验测量获得的复合梁固有频率与有限元法计算结果的误差在 2% 以内, 对于结构复杂的复合梁, 可通过有限元计算其弯曲波对应的固有频率。

(2) 基于梁模态预测的复合板隔声量与混响室法实测值总体吻合良好, 仅在 1000 Hz 以上频段, 实测隔声量比基于表观弯曲刚度的预测值低 2~4 dB。分析发现, 该误差源于手工制备过程中复合板层间粘接强度不足。

(3) 后续可进一步探究轻质复合板各关键参数对声学特性的调控规律, 为轻质复合结构的声学优化设计提供了关键理论支撑。

基金项目

山东省自然科学基金项目(ZR2025QC33)。

参考文献

- [1] 肖勇, 王洋, 赵宏刚, 郁殿龙, 温激鸿. 面向减振降噪应用的声学超构材料研究进展[J]. 机械工程学报, 2023, 59(19): 277-298.
- [2] Moore, J.A. and Lyon, R.H. (1991) Sound Transmission Loss Characteristics of Sandwich Panel Constructions. *The Journal of the Acoustical Society of America*, **89**, 777-791. <https://doi.org/10.1121/1.1894638>
- [3] Nilsson, A.C. (1990) Wave Propagation in and Sound Transmission through Sandwich Plates. *Journal of Sound and Vibration*, **138**, 73-94. [https://doi.org/10.1016/0022-460x\(90\)90705-5](https://doi.org/10.1016/0022-460x(90)90705-5)
- [4] Backström, D. and Nilsson, A.C. (2007) Modelling the Vibration of Sandwich Beams Using Frequency-Dependent Parameters. *Journal of Sound and Vibration*, **300**, 589-611. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2006.07.048>
- [5] Nilsson, E. and Nilsson, A.C. (2002) Prediction and Measurement of Some Dynamic Properties of Sandwich Structures with Honeycomb and Foam Cores. *Journal of Sound and Vibration*, **251**, 409-430. <https://doi.org/10.1006/jsvi.2001.4007>
- [6] Nilsson, A.C. and Liu, B. (2018) Prediction of Some Vibro-Acoustic Properties of Sandwich Plates with Honeycomb

- and Foam Cores. *The Journal of the Acoustical Society of America*, **144**, 1600-1614. <https://doi.org/10.1121/1.5055233>
- [7] Liu, B., Feng, L. and Nilsson, A.C. (2007) Sound Transmission through Curved Aircraft Panels with Stringer and Ring Frame Attachments. *Journal of Sound and Vibration*, **300**, 949-973. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2006.09.008>
- [8] Liu, B., Feng, L. and Nilsson, A.C. (2007) Influence of Overpressure on Sound Transmission through Curved Panels. *Journal of Sound and Vibration*, **302**, 760-776. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2006.12.014>
- [9] Lu, T. and Xin, F. (2014) *Vibro-Acoustics of Lightweight Sandwich Structures*. Springer.
- [10] Shen, C., Xin, F.X. and Lu, T.J. (2016) Sound Transmission across Composite Laminate Sandwiches: Influence of Orthogonal Stiffeners and Laminate Layup. *Composite Structures*, **143**, 310-316. <https://doi.org/10.1016/j.compstruct.2016.02.035>
- [11] Larbi, W., Deü, J.F. and Ohayon, R. (2016) Vibroacoustic Analysis of Double-Wall Sandwich Panels with Viscoelastic Core. *Computers & Structures*, **174**, 92-103. <https://doi.org/10.1016/j.compstruc.2015.09.012>
- [12] Du, S., An, F. and Liu, B. (2019) On the Sound Transmission Loss of Finite Plates with Constrained Viscoelastic Layer. *Applied Acoustics*, **149**, 32-38. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2019.01.010>
- [13] Oliazadeh, P., Farshidianfar, A. and Crocker, M.J. (2019) Study of Sound Transmission through Single- And Double-Walled Plates with Absorbing Material: Experimental and Analytical Investigation. *Applied Acoustics*, **145**, 7-24. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2018.09.014>
- [14] Oliazadeh, P., Farshidianfar, A. and Crocker, M.J. (2022) Experimental Study and Analytical Modeling of Sound Transmission through Honeycomb Sandwich Panels Using SEA Method. *Composite Structures*, **280**, Article 114927. <https://doi.org/10.1016/j.compstruct.2021.114927>
- [15] Qian, Z., Chang, D., Liu, B. and Liu, K. (2013) Prediction of Sound Transmission Loss for Finite Sandwich Panels Based on a Test Procedure on Beam Elements. *Journal of Vibration and Acoustics*, **135**, Article 061005. <https://doi.org/10.1115/1.4023842>
- [16] Wallace, C.E. (1972) Radiation Resistance of a Baffled Beam. *The Journal of the Acoustical Society of America*, **51**, 936-945. <https://doi.org/10.1121/1.1912942>