

负泊松比夹层板声振特性试验*

王献忠^{1,2}, 居啸天^{1,2}, 万沪川^{3,4}, 高邦正^{1,2}, 夏瑀^{1,2}

(1. 武汉理工大学高性能船舶技术教育部重点实验室 武汉, 430063)

(2. 武汉理工大学船海与能源动力工程学院 武汉, 430063)

(3. 华中科技大学船舶与海洋工程学院 武汉, 430074)

(4. 华中科技大学船舶与海洋水动力湖北省重点实验室 武汉, 430074)

摘要 为研究芯层为具有负泊松比特性的复合材料夹层板类结构的声振特性,提出了一种可靠的数值仿真方法,笔者运用模型试验对比数值计算的方式对其声振特性进行研究。首先,对碳/玻混杂纤维面板进行模态测试,结合多层次修正技术得到较为准确的面板材料参数;其次,对芯层填充橡胶进行试样单轴压缩试验,得到橡胶在 Mooney-Rivlin 本构模型下的相关参数;最后,对复合材料夹层板进行空气(水)中强迫振动和水中声辐射试验,得到振动加速度级和辐射声压级的响应。试验与数值仿真结果吻合良好,验证了提出的数值模型的合理性和计算方法的可靠性,为此类复合材料夹层结构的声振特性研究和预报提供了一种可靠的数值仿真方法。

关键词 负泊松比;复合材料夹层板;模型试验;振动;声辐射

中图分类号 U663.9⁺5

引言

当今船舶向轻质、高速、重载等方向发展,对船舶的振动噪声水平以及舒适性提出了更高的要求。复合材料以及夹层结构具有较高的比刚度、比强度、轻质等优点,在保证一定承载能力的前提下,提高结构的阻尼性能,对减振降噪具有重要意义。

在夹层动力学方面,学者们对其振动特性进行了大量研究。Ferreira 等^[1]提出了一种分析具有黏弹性芯层和正交各向异性面板的有限元模型,用经典层合板理论对面板进行模拟,用 Reissner-Mindlin 理论对芯层进行模拟,并基于层间界面连续的假设建立了有限元模型,研究了主动-被动阻尼多层夹芯板的振动特性。Petroni 等^[2]将天然纤维填充到桁架夹层板的夹芯空隙中并进行了试验,研究表明,泡沫材料质量更轻,在不改变面板结构刚度的情况下,有效提高了结构的阻尼性能,改善了结构的声振响应和传声特性。文献[3]研究了泡沫填充波纹格栅夹芯板的自由和弯曲振动,将三维泡沫填充格栅夹芯板这类结构通过理想化的方式转化为二维正交各向异性厚板,并对比了三角形、梯形、矩形夹芯结构形式对自由振动的影响。文献[4]对桁架芯的空腔

填充聚氨酯泡沫塑料,获得了更好的振动声和声传输损耗特性,基于等效二维有限元模型,得到了夹层板在简谐激励下的振动响应。

由于传统夹层板芯层结构通常为蜂窝状,这种芯层的弹性性能和动态行为上限不高,故提出了具有负泊松比特性的芯层结构,并引起大量关注。与正泊松比相比,其具有更高的抗压和抗剪能力。Ruzzene 等^[5]以负泊松比芯层夹层梁为研究对象,创建了一个理论模型来描述波的传播特性和夹层梁的振动。Idczak 等^[6]通过数值仿真的方法,计算了负泊松比蜂窝结构在频域范围内的振动传输损失。Ma 等^[7]利用负泊松比蜂窝构型和金属橡胶颗粒设计并制造了拉胀效应隔振器,通过试验研究了蜂窝原胞相对密度和 MRP 填充率对隔振器减振性能的影响。刘明等^[8]以负泊松比夹芯结构为研究对象,通过建立理论模型的方法对其固有频率进行了优化设计。邱馥等^[9]将负泊松比芯层等效为正交各向异性材料,推导出负泊松比夹层板的运动方程,研究了板的力学性能随芯厚比等参数的变化规律。苏继龙^[10]以负泊松比特性蜂窝复合材料为研究对象,建立离散多自由度的夹杂-韧带带振动力学模型,研究其振动特性与能量带隙之间的关系。张梗林^[11]提出了 2 种

* 国家自然科学基金资助项目(51779201)

收稿日期:2022-06-02;修回日期:2022-08-08

型船用蜂窝隔振器及隔振基座,并研究其蜂窝结构尺寸参数对减振降噪效果的影响。

复合材料夹层板结构的力学及材料性能与传统结构形式存在较大差异,且在结构设计中涉及参数较多。目前,对于多种材料及结构复合的层合板的声振特性的研究缺乏理论分析模型,相关的基础性研究进展缓慢。因此,对其声振特性进行研究具有重要的工程实际意义。

笔者以负泊松比夹层板结构为研究对象,该结构的面板为碳/玻混杂纤维层合板,芯层为具有负泊松比特性的内凹六边形周期格栅结构,芯层填充物为水声透声橡胶。首先,对面板进行模态试验并运用多层次修正技术^[12],得到较为准确的面板材料参数;其次,对填充橡胶进行试样压缩试验以确定其模型参数;最后,对负泊松比夹层板进行空气中的强迫振动和水中振动与声辐射试验。通过对比计算结果,验证数值模型的合理性和可靠性。

1 相关理论

1.1 模态分析

模态分析的本质是将物理参数转化得到模态参数并构建模态坐标系。黏弹性阻尼系统经离散化处理,其振动微分方程的矩阵形式为

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = F \quad (1)$$

其中: \ddot{x}, \dot{x}, x 分别为 n 维加速度、速度及位移矩阵; M, C, K 分别为系统的质量、阻尼和刚度矩阵; F 为 n 维激励力矩阵。

对式(1)进行拉普拉斯变换,得到

$$[Ms^2 + Cs + K]x(s) = F(s) \quad (2)$$

$$Ms^2 + Cs + K = Z(s) \quad (3)$$

其中: $Z(s)$ 为系统广义阻抗矩阵。

$Z(s)$ 逆矩阵为

$$H(s) = [Ms + Cs + K]^{-1} \quad (4)$$

其中: $H(s)$ 为传递函数矩阵。

令 $s = j\omega$,得到系统在频域中输入和输出的关系式为

$$X(\omega) = H(\omega)F(\omega) \quad (5)$$

其中: $H(\omega)$ 为频响函数矩阵。

$H(\omega)$ 中第 i 行第 j 列元素可表示为

$$H_{ij}(\omega) = X_i(\omega)/F_j(\omega) \quad (6)$$

式(6)表示在 j 点施加单位激振力 F_j 时, i 点的位移响应 X_i 与激振力 F_j 的比值。

利用对称矩阵的正交性,假定阻尼矩阵满足振

型正交性,可得

$$H_{ij}(\omega) = \sum_{r=1}^N \frac{\phi_{ri}\phi_{rj}}{m_r[(\omega_r^2 - \omega^2) + j2\xi_r\omega_r\omega]} \quad (7)$$

其中: $\omega_r^2 = k_r/m_r$; $\xi_r = c_r/2m_r\omega_r$; k_r, m_r 为第 r 阶广义质量和广义刚度; ω_r, ξ_r, ϕ_r 为第 r 阶模态频率、阻尼比及模态振型。

由以上可知, n 自由度系统的频率响应为 n 个单自由度系统频率响应的线性叠加,只需要测量频响矩阵的一列或者一行就能够确定全部模态参数。

1.2 橡胶本构模型

橡胶作为一种高度非线性材料,具有超弹性和近似不可压缩的特点,其力学性能受频率、温度以及使用时间的影 响,同种材料也存在蠕变函数形式的变化,其本构关系模型很难统一。

在有限元计算中,橡胶本构模型选取的合理性对计算结果影响很大。笔者选取广泛应用的Mooney-Rivlin本构模型,该模型能够满足实际工程需求,可以准确模拟中/小程度变形状态下橡胶的力学性能,其在表达橡胶材料的应力-应变关系时采用应变势能进行描述。

对于各向同性材料,应变势能可分解为应变偏量能和体积应变能2部分,即

$$U = f(\bar{I}_1 - 3, \bar{I}_2 - 3) + g(J - 1) \quad (8)$$

其中: U 为应变势能; J 为弹性体积比; I 为在材料中的扭曲度量。

令 $g = \sum_{i=1}^N \frac{1}{D_i} (J - 1)^{2i}$,泰勒展开得到

$$U = \sum_{i+j=1}^N C_{ij}(\bar{I}_1 - 3)^i(\bar{I}_2 - 3)^j + \sum_{i=1}^N \frac{1}{D_i} (J - 1)^{2i} \quad (9)$$

其中: N 为阶数; C 为剪切特性; D 为压缩性;若材料不可压缩,则 D 为0,应变势能公式的第2部分可忽略。

对于完全多项式,若仅考虑一阶即 $N = 1$ 时,则只有线性部分的应变能量保留下来,为Mooney-Rivlin形式,即

$$U = C_{10}(\bar{I}_1 - 3) + C_{01}(\bar{I}_2 - 3) \quad (10)$$

由式(10)可知,橡胶Mooney-Rivlin本构模型的关键在于确定参数 C_{10} 和 C_{01} 。

1.3 有限元/边界元法

有限元/边界元法结合两者的优点,通过有限元计算结构动态响应,边界元模拟外部声场,再结合边界条件实现结构与声场的耦合。

当系统中结构受到频率为 ω 的简谐激励时,由式(1)可得

$$F = F_0 e^{i\varphi} e^{i\omega t} = (F_a + iF_b) e^{i\omega t} \quad (11)$$

$$x = x_0 e^{i\varphi} e^{i\omega t} = (x_a + ix_b) e^{i\omega t} \quad (12)$$

因此,简谐响应分析的运动方程为

$$(-\omega^2 M + j\omega C + K)(x_a + ix_b) = (F_a + iF_b) \quad (13)$$

其中: F_0 为外激励力幅值; F_a 为载荷实部, $F_a = F_0 \cos \varphi$; F_b 为载荷虚部, $F_b = F_0 \sin \varphi$; x_0 为位移幅值; x_a 为位移实部, $x_a = x_0 \cos \varphi$; x_b 为载荷虚部, $x_b = x_0 \sin \varphi$ 。

结构位移响应可通过式(13)结合结构初始条件、边界条件及外部激励求得。

边界元法基于Helmholtz积分方程,对于无限域声场,简谐激励作用下的结构振动在外部流体中产生的辐射声压满足Helmholtz微分方程为

$$\nabla^2 p + k^2 p = 0 \quad (14)$$

其中: p 为声场内一点瞬时声压; $k = \omega/c$ 为波数; ω 为圆频率; c 为外部流体中声速。

将式(14)展开得到

$$\frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} - L^T(Lp) = 0 \quad (15)$$

其中: t 为时间; $L = \nabla(\)$ 为梯度算子。

对流体区域的单元进行离散化可得

$$M_e^f \ddot{p}_e + K_e^f p_e + \rho R_e^f \ddot{u}_e = \Phi \quad (16)$$

其中: M_e^f, K_e^f 为流体单元的等效质量、刚度矩阵; R_e^f 为流固耦合矩阵; p_e, u_e 为单元节点的压力矩阵、位移矩阵; ρ 为流体密度。

将作用在流固耦合界面处的声压面载荷转换为离散后结构有限元节点上的等效载荷,得到流固耦合振动方程为

$$M_e^s \ddot{u}_e + C_e^s \dot{u}_e + K_e^s u_e = F_e^s + F_e^f \quad (17)$$

其中: M_e^s, C_e^s, K_e^s 分别为结构单元的质量、阻尼和刚度矩阵; F_e^f 为流体单元对结构单元的作用力矩阵; F_e^s 为结构载荷力矩阵。

将式(16),(17)用矩阵形式表示为

$$\begin{pmatrix} M_e^s & 0 \\ \rho R_e^f & M_e^f \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{u}_e \\ \ddot{p}_e \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} C_e^s & 0 \\ 0 & C_e^f \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{u}_e \\ \dot{p}_e \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} K_e^s & -R_e^f \\ 0 & K_e^f \end{pmatrix} \begin{pmatrix} u_e \\ p_e \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F_e^s \\ 0 \end{pmatrix} \quad (18)$$

其中: C_e^f 为声阻尼矩阵。

结构振动的外声场辐射边界条件为Neumann边界条件,在流固耦合界面满足

$$\partial p / \partial n = -i\omega \rho v_n \quad (19)$$

其中: v_n 为结构表面法向振速。

此外,还要满足无限远处Sommerfeld辐射条件

$$\lim_{r \rightarrow \infty} \left[r \left(\frac{\partial p}{\partial r} - ikp \right) \right] = 0 \quad (20)$$

其中: $r = |Q - P|$; Q 为结构表面上一点; P 为声场内一点。

综合考虑边界条件,使用格林公式法得到Helmholtz积分方程为

$$C(P)p(P) = \iint_S \left(G(Q,P) \frac{\partial p(Q)}{\partial n} - p(Q) \frac{\partial G(Q,P)}{\partial n} \right) ds(Q) \quad (21)$$

其中: $G(Q,P)$ 为自由场格林函数; $C(P)$ 为系数。

当声场内一点处于结构外部时, $C(P) = 1$,对式(21)进行离散可得

$$Bp = Cv_n \quad (22)$$

其中: B 为系数矩阵; C 为节点声压矩阵。

笔者对结构振动与声辐射特性进行分析和评估时,采用振动加速度级 L_a 和辐射声压级 L_p 这2个参数,即

$$L_a = 20 \lg(a/a_0) \quad (23)$$

$$L_p = 20 \lg(p/p_0) \quad (24)$$

其中: $a_0 = 1 \times 10^{-6} \text{ m/s}^2$; $p_0 = 1 \times 10^{-6} \text{ Pa}$ 。

2 数值计算

笔者采用有限元/边界元法对负泊松比层合板开展声振特性研究。在有限元软件ABAQUS中进行有限元模型建立、模态分析和振动响应计算。在声学计算软件Virtual Lab中进行声辐射计算。

建立的有限元模型做了以下简化:①碳/玻混杂纤维面板符合薄板理论,建模时使用shell模型,为降低计算量,网格划分时选用S4R常规壳单元;②除模型制备过程中的原始缺陷外,面板与芯层各处均紧密结合,无胶层脱粘出现,建模时将面板与芯层各部分采用绑定接触;③芯层填充橡胶视为不可压缩,选用C3D8RH杂交单元模拟;④为降低计算量,铝制格栅部分采用在橡胶实体表面设置蒙皮单元进行模拟。此外,各类网格尺寸均小于研究频段内最小弹性波长的1/6,保证计算结果的准确性。

图1为面板有限元模型及纤维铺层示意图。其主要参数如下:长×宽×高为500 mm×500 mm×2.31 mm,铺层按照碳/玻纤维0/90°正交交错排布,其中:首层与底层皆为碳纤维,总铺层数为19层,单层碳/玻纤维铺层比例为10:9,单层碳纤维预浸料厚度为0.15 mm,单层玻璃纤维预浸料厚度为0.09 mm,边界条件为四边自由。

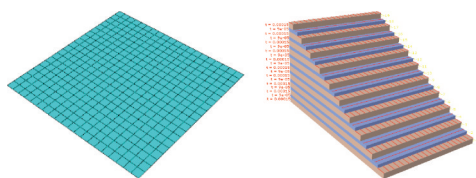


图 1 面板有限元模型及纤维铺层示意图

Fig.1 Schematic diagram of panel finite element model and fiber layering

图 2 为夹层板有限元模型、芯层细节及格栅尺寸示意图。主要参数如下:长×宽×高为 300 mm×300 mm×19.22 mm,上下面板厚度均为 2.31 mm,芯层厚度为 14.6 mm,格栅截面为内凹六边形连续结构,单个内凹六边形中 $a_1=11.5$ mm, $a_2=14.6$ mm, $t=2$ mm,格栅材料为铝,其余部分填充橡胶,边界条件为四边自由。

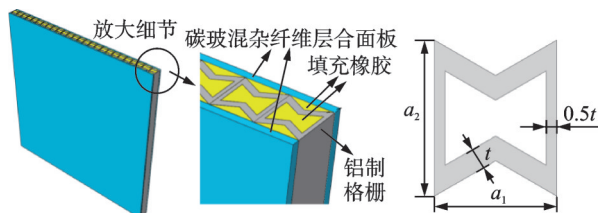


图 2 夹层板有限元模型、芯层细节及格栅尺寸示意图

Fig.2 Schematic diagram of finite element model of sandwich panel, details of core layer and size of grille

建立有限元模型后,分别对其进行模态分析和外部激励作用下的振动响应计算。

对夹层板进行单侧面板临水的水中声辐射计算时,首先,在有限元软件中建立半球形水域,水域上表面与模型下表面处于同平面,在水面不接触夹层板部分设置声学阻抗,水域边缘设置无反射边界层,用来模拟无限大自由水域;其次,计算模型在外部激励作用时的振动响应;最后,将振动响应结果文件作为边界条件导入到声学计算软件 Virtual Lab 中进行声学计算。由于是夹层板单侧面板临水,故计算水中声辐射时只需建立临水侧的边界元网格。图 3 为半球形水域及边界元模型示意图。水域半径为 2 m,满足截断流体域最小半径要求^[13],可模拟无限大水域,边界元声场网格上各点距模型中心 0.4 m。

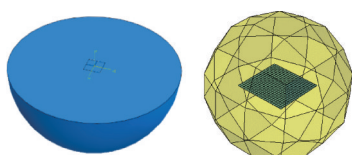


图 3 半球形水域及边界元模型示意图

Fig.3 Schematic diagram of hemispherical water area and boundary element model

3 试验测试

3.1 面板模态试验

对碳/玻混杂纤维面板板进行模态试验时,首先由内置力传感器的力锤(LC02-40020型)敲击模型,其次由模型上布置的加速度传感器(PCB-353B14型)输出响应,最后通过频响函数得到模型的模态参数。碳/玻混杂纤维面板试验模型尺寸与有限元模型一致,即长×宽×高为 300 mm×300 mm×2.31 mm。为得到完整结构的各阶模态振型,在模型上以 11×11 的阵列方式均匀布置 121 个测点。图 4 为模型测点布置及模态试验设备布置示意图。

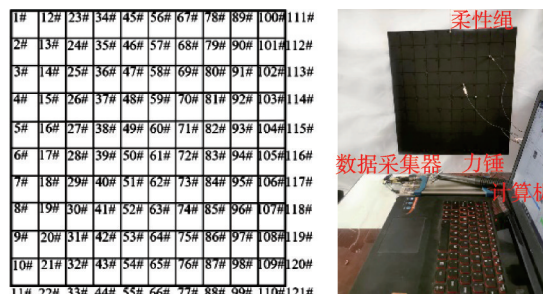


图 4 模型测点布置及模态试验设备布置示意图

Fig.4 Schematic diagram of model measuring point arrangement and modal test equipment arrangement

试验使用柔性绳悬挂模型的方式模拟四边自由的边界条件。采用多点激励、单点拾振的模态识别方法在测点 71#, 91# 处布置加速度传感器,并用力锤敲击其余测点,每个测点敲击 3 次取平均值。在使用力锤敲击模型的过程中,需保持锤头垂直于模型平面,保证每次敲击的质量,并实时观察相干曲线,确保采集数据的准确性和可靠性。

3.2 橡胶压缩试验

受试验条件限制,笔者对橡胶试样仅进行单轴压缩试验,试验方法及流程全部遵循国家标准 GB/T 7757—2009。该圆柱体试样使用芯层填充的水声透声橡胶相同材料制成,其硬度为 80 HA,拉伸强度为 15 MPa,扯断伸长率为 200%,密度为 1 400 kg/m³,直径为 30±0.5 mm,高度为 12±0.5 mm,共 6 个。橡胶试样及单轴压缩试验装置如图 5 所示。

使用 SHT4106 电液伺服万能材料试验机对水声透声橡胶试样进行单轴压缩试验。首先,在试验机的上下压盘表面涂抹一层硅油,保证压盘和试样接触面光滑无摩擦;然后,将试样放在下压盘中心处

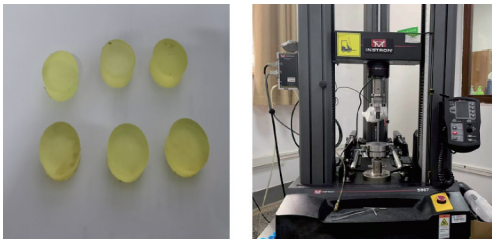


图5 橡胶试样及单轴压缩试验装置

Fig.5 Rubber sample and uniaxial compression test device

进行压缩试验。每个试样需先进行3次预压缩作为机械调节,每次以10 mm/min的速度压缩试样,直至应变达到25%后放松,待其自然回弹5 min,第4次压缩为正式的压缩试验,以同样的速度压缩至应变达到85%后放松,同步记录压缩过程中试验机显示的压缩载荷一位移曲线。

3.3 夹层板振动与声辐射试验

笔者对负泊松比夹层板模型分别进行了空气中强迫振动试验和水中强迫振动与声辐射试验。图6为试验设备布置示意图。

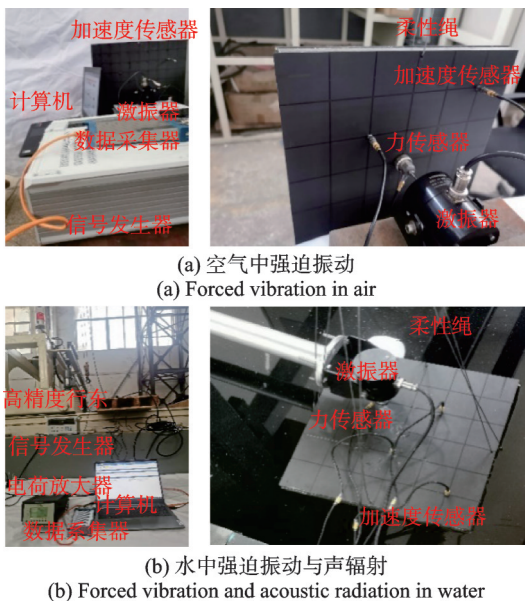
(a) 空气中强迫振动
(a) Forced vibration in air(b) 水中强迫振动与声辐射
(b) Forced vibration and acoustic radiation in water

图6 试验设备布置示意图

Fig.6 Schematic diagram of test equipment layout

在模型上以 7×7 的阵列形式均匀布置49个测点。空气中强迫振动试验为模型在正弦激励下做简谐强迫振动,一边用柔性绳悬挂模拟自由边界条件,激振器(DH-40020型)安装在桌面上,通过信号发生器(DH-1301型)驱动激振器,激励形式为线性扫频(10~2 000 Hz)。振动响应由2个加速度传感器(PCB-353B14型)采集。为避免试验结果的偶然性,设置2个工况:工况I的激励点为25#,测点为

17#和37#;工况II的激励点为33#,测点为18#和31#。图7为工况I,II激励点与测点示意图。

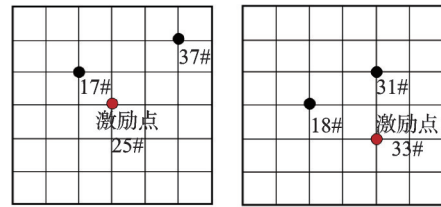


图7 工况I,II激励点与测点示意图

Fig.7 Schematic diagram of excitation points and measuring points in working conditions I and II

水中强迫振动与声辐射试验均在消声水池中进行。夹层板四边用柔性绳悬吊在吊机上来模拟自由边界条件,并通过调整每根柔性绳的长度使夹层板下表面与水面平行。相比于空气中强迫振动试验,试验仪器新增2个水听器(BK-8104型)和电荷放大器(BK-2692-A-0S4型),其余仪器均与空气中试验相同。激振器固定在精密行车延长臂上,激励点为17#,加速度传感器测点为26#和31#。水听器布置2个测点,分别为距水面180 mm(测点1)和450 mm(测点2)处,两测点水平方向均距夹层板400 mm。由于是夹层板单侧临水,下面板与水域完全接触,故将模型下表面浸入水中约2 mm,避免下面板与水面之间存在空气间隙而影响试验结果。

4 结果对比

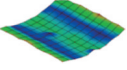
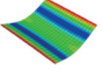
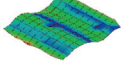
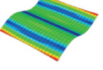
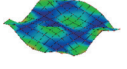
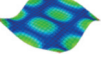
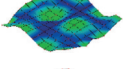
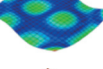
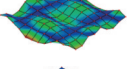
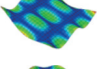
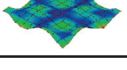
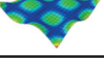
4.1 面板模态试验

笔者首先以原材料厂家提供的碳纤维及玻璃纤维材料参数为基准,建立有限元模型并进行模态计算;然后对比试验结果,以模型的固有频率及振型为修正目标对材料参数进行多层次修正。表1为试验与有限元计算所得碳/玻混杂纤维面板前6阶特征模态的固有频率及模态振型图。

由表1可知,在各阶特征模态下,模态试验与有限元计算结果最大误差为4.28%,均在误差允许范围内,且振型图吻合较好,说明通过多层次修正技术对碳/玻混杂纤维面板进行材料参数修正的可靠性和合理性。模态试验和有限元计算结果之间的误差主要来自:①有限元建模时,理论误差未考虑实际模型加工中材料的分散性、纤维排列的不规则性以及可能存在断裂和缺失的情况;②试验误差为用柔性绳悬挂模型模拟四边自由的边界条件,相较理想边界条件仍有差距,且边界条件对于模型处于低频振

表 1 试验与有限元计算所得碳/玻混杂纤维面板前 6 阶特征模态的固有频率及模态振型图

Tab.1 The natural frequencies and modal shapes of the first six characteristic modes of the carbon/glass hybrid fiber panel were obtained by experiment and finite element calculation

特征模态阶数	固有频率			模态试验振型图	有限元计算振型图
	模态试验	有限元计算	误差/%		
1	34.608	33.125	4.28		
2	93.520	92.403	1.19		
3	150.371	151.71	0.89		
4	205.415	205.71	0.14		
5	234.056	236.37	0.99		
6	247.392	249.77	0.96		

动特性的影响尤为明显,这通过第 1 阶固有频率误差最大也可以体现出来。通过多层次参数修正后的碳纤维与玻璃纤维材料参数如表 2 所示。

表 2 碳纤维与玻璃纤维材料参数

Tab.2 Material parameters of carbon fiber and glass fiber

材料	$E_1/$ GPa	$E_2/$ GPa	$G_{12}/$ GPa	$G_{13}/$ GPa	$G_{23}/$ GPa	ν_{12}	ν_{13}	ν_{23}	$\rho/$ ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)
玻璃纤维	42	20	6.8	6.8	6.8	0.2	0.2	0.2	1 800
碳纤维	110	12	4.5	4.5	4.5	0.2	0.2	0.2	1 740

4.2 橡胶压缩试验

全部试样完成单轴压缩试验后,从试验机记录的压缩载荷—位移曲线上提取 6 组数据的平均值。名义应力和名义应变的计算公式分别为

$$S=4P/\pi d^2 \quad (25)$$

$$e=\Delta l/l \quad (26)$$

其中: S 为名义应力(MPa); e 为名义应变,为无量纲; P 为压缩载荷; d 为试样初始直径; Δl 为试样高度变化。

结合式(25),(26),得到橡胶单轴压缩试验数据如表 3 所示。正应力为拉应力,由于试样受压,故应力、应变均为负值。

表 3 橡胶单轴压缩试验数据

Tab.3 Rubber uniaxial compression test data

应变	应力/MPa	应变	应力/MPa
-0.05	-0.310	-0.35	-2.247
-0.1	-0.554	-0.4	-2.857
-0.15	-0.794	-0.45	-3.671
-0.2	-1.062	-0.5	-4.826
-0.25	-1.380	-0.55	-6.407
-0.3	-1.766	-0.6	-8.440

将得到的名义应力、应变结果结合 Mooney-Rivlin 本构模型进行数据拟合,得到该模型参数 C_{10} 和 C_{01} 。将试验数据绘制曲线,并与本构模型代入参数绘制曲线进行对比。图 8 为试验与模型拟合结果对比结果。可见,2 条曲线吻合良好,拟合结果与试验结果之间误差非常小,可以证明选用 Mooney-Rivlin 本构模型对水声透声橡胶进行有限元分析是合理且准确的。拟合后得到的参数为 $C_{10}=0.564\ 35\ \text{MPa}$, $C_{01}=0.064\ 27\ \text{MPa}$ 。

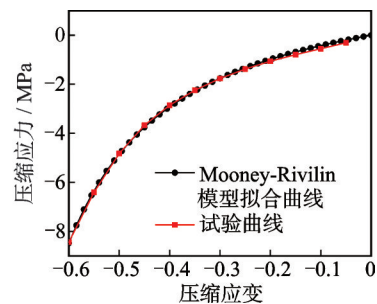


图 8 试验与模型拟合结果对比
Fig.8 Comparison of experimental and model fitting results

4.3 夹层板振动与声辐射试验

空气中仿真/试验振动加速度级对比如图 9 所示。可见,两者的曲线在大致趋势上拟合较好,但相较于仿真曲线,试验曲线存在峰值缺失和前移的情况,尤其在 0~500 Hz 频段内,试验值和仿真值拟合较差。误差出现的原因:①阻尼影响。计算时面板及橡胶阻尼因子设为定值,而在实际中其会随着频率变化;②边界条件。柔性绳悬挂无法模拟完美自由边界条件,对低频响应影响较大;③实际模型缺陷。面板纤维排列不规则、缺失和断裂,面板与芯层粘接不当以及橡胶浇筑中存在的气泡和浇筑过量情况;④忽略了传感器的附加质量。

水中仿真/试验振动加速度级/辐射声压级对比如图 10 所示。可见,模型在水下的振动加速度级以及辐射声压级的试验值与仿真值在整体趋势

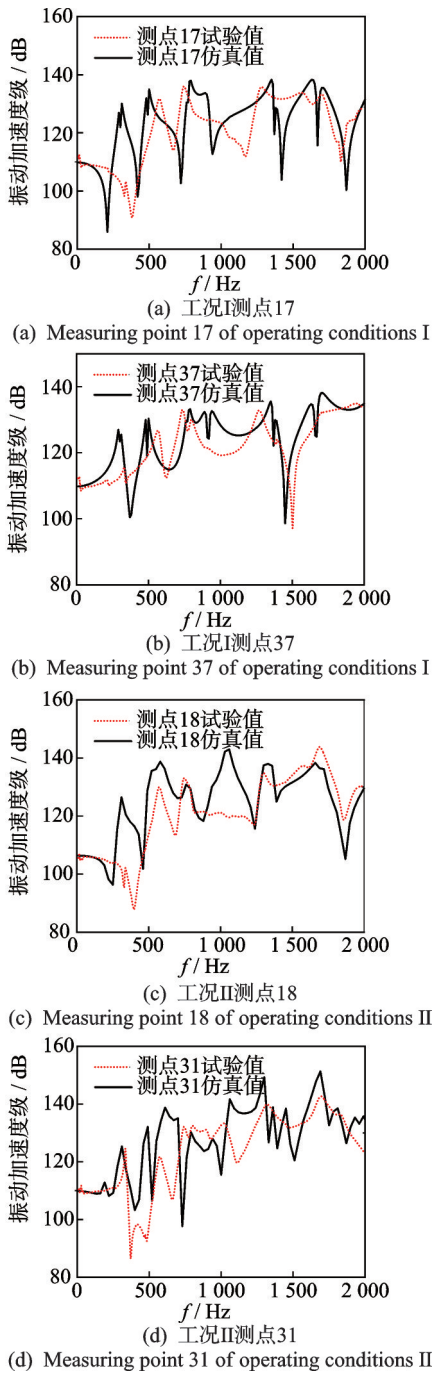


图9 空气中仿真/试验振动加速度级对比

Fig.9 Comparison diagram of simulation/test vibration acceleration levels in air

上保持一致。由图 10(a),(b)可知,模型振动加速度级的试验值与仿真值对比,存在较多的小峰值,且在较高频率范围内的拟合结果不如低频段,这是因为模型在制作过程中存在缺陷,导致其剪切刚度偏小,对高频段影响较大。由图 10(c)和(d)可知,模型在 400 Hz 以下的低频范围内,辐射声压级的试验值相较仿真值明显偏大,主要原因是在低频段消声水池的池壁无法完全模拟完美无反射边界条

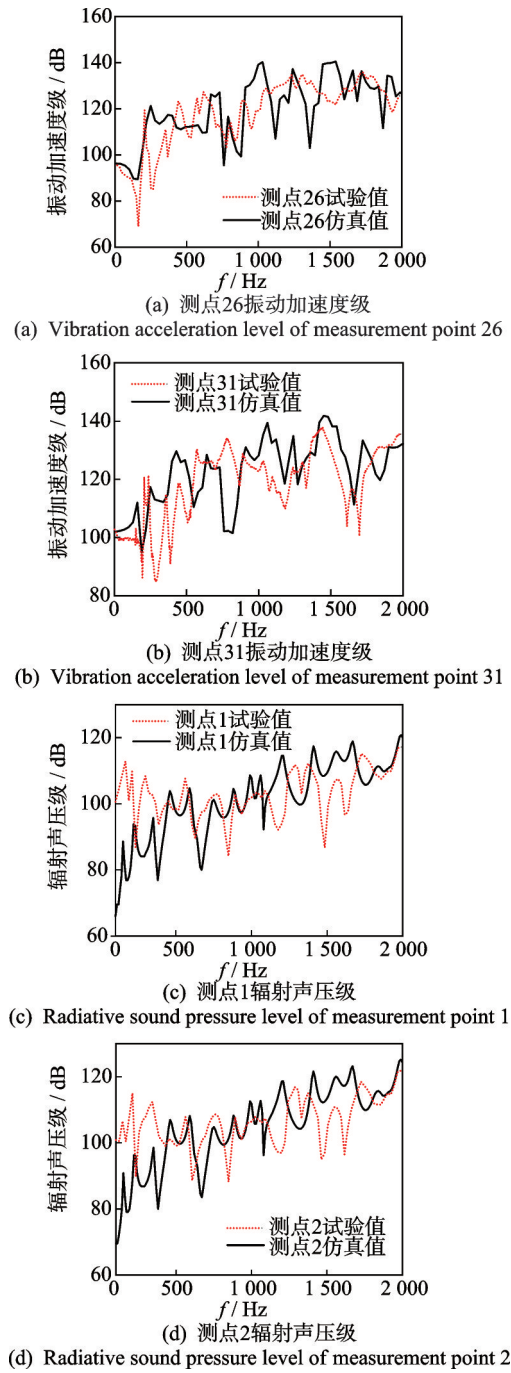


图10 水中仿真/试验振动加速度级/辐射声压级对比

Fig.10 Comparison diagram of vibration acceleration levels/radiated sound pressure levels in water simulation/test

件,导致水听器接收到部分池壁反射信号,并存在较大背景噪声的影响。模型在 1~2 kHz 频段范围内的辐射声压级试验值都略低于仿真值,这是由于将水面视作理想的无限大自由液面,而实际上消声水池试验区域外均覆盖着吸声尖劈而产生的误差。此外,随频率变化的材料阻尼、非理想边界条件、模型加工误差以及传感器附加质量等都是导致误差出现的原因。

5 结 论

1) 通过模态试验结合多层次修正技术,可以得到较准确的碳/玻混杂纤维层合板面板各成分材料参数。

2) 橡胶的 Mooney-Rivlin 的本构模型可以准确模拟其在有限元仿真中的力学性能,模型相关参数可以由橡胶单轴压缩试验所测结果拟合得到。

3) 采用有限元/边界元法对复合材料夹芯板进行振动与声辐射数值仿真计算,得到的结果与实际模型试验所测结果吻合较好,证明了数值模型的合理性和计算方法的准确性。

4) 提出了一整套适用于研究此类复合材料负泊松比夹层板的试验及数值仿真方法,通过试验可以准确获取面板及芯层填充材料的材料参数,运用数值仿真可以对此类夹层板的振动声辐射特性进行预报和研究。

参 考 文 献

- [1] FERREIRA A J M, ARAÚJO A L, NEVES A M A, et al. A finite element model using a unified formulation for the analysis of viscoelastic sandwich laminates [J]. *Composites Part B: Engineering*, 2013, 45(1): 1258-1264.
- [2] PETRONE G, RAO S, DE ROSA S, et al. Initial experimental investigations on natural fibre reinforced honeycomb core panels [J]. *Composites Part B: Engineering*, 2013, 55: 400-406.
- [3] ARUNKUMAR M P, PITCHAIMANI J, GANGADHARAN K V. Bending and free vibration analysis of foam-filled truss core sandwich panel [J]. *Journal of Sandwich Structures and Materials*, 2018, 20(5): 617-638.
- [4] ARUNKUMAR M P, PITCHAIMANI J, GANGADHARAN K V, et al. Vibro-acoustic response and sound transmission loss characteristics of truss core sandwich panel filled with foam [J]. *Aerospace Science and Technology*, 2018, 78: 1-11.
- [5] RUZZENE M, SCARPA F. Control of wave propagation in sandwich beams with auxetic core [J]. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 2003, 14(7): 443-453.
- [6] IDCZAK E, STREK T. Computational modelling of vibrations transmission loss of auxetic lattice structure [J]. *Vibrations in Physical Systems*, 2016, 27: 123-128.
- [7] MA Y H, SCARPA F, ZHANG D Y, et al. A nonlinear auxetic structural vibration damper with metal rubber particles [J]. *Smart Materials and Structures*, 2013, 22(8): 084012.
- [8] 刘明, 李永新, 吴金玺, 等. 基于响应面法的蜂窝芯固有频率优化设计 [J]. *机械研究与应用*, 2014(4): 15-17, 20.
LIU Ming, LI Yongxin, WU Jinxi, et al. The optimization and design of natural frequency for honeycomb core based on response surface method [J]. *Mechanical Research & Application*, 2014(4): 15-17, 20. (in Chinese)
- [9] 邸旭, 茅献彪. 对边简支负泊松比蜂窝夹层板的弯曲自由振动 [J]. *复合材料学报*, 2016, 33(4): 910-920.
DI Kui, MAO Xianbiao. Free flexural vibration of honeycomb sandwich plate with negative Poisson's ratio simply supported on opposite edges [J]. *Acta Materiae Compositae Sinica*, 2016, 33(4): 910-920. (in Chinese)
- [10] 苏继龙. 夹杂及弹性耦联对手性蜂窝复合材料吸振带隙的影响 [J]. *复合材料学报*, 2015, 32(5): 1517-1526.
SU Jilong. Influence of inclusion and elastic coupling on vibration absorbing band gap of chiral honeycomb composites [J]. *Acta Materiae Compositae Sinica*, 2015, 32(5): 1517-1526. (in Chinese)
- [11] 张梗林. 宏观负泊松比效应蜂窝基座及防护结构减振与抗爆性能设计 [D]. 上海: 上海交通大学, 2014.
- [12] GREENLAND S. Principles of multilevel modelling [J]. *International Journal of Epidemiology*, 2000, 29(1): 158-167.
- [13] 庞福振. 船舶结构噪声截断模型数值预报方法研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2012.



第一作者简介:王献忠,男,1986年1月生,博士、教授、博士生导师。主要研究方向为结构动力学、结构振动与声辐射以及复合材料结构声学性能。曾发表《Noise reduction analysis for a stiffened finite plate》(《Journal of Sound and Vibration》2014, Vol.333, No.1)等论文。
E-mail: xianzhongwang00@163.com

通信作者简介:万沪川,男,1998年8月生,博士生。主要研究方向为结构动力学、结构振动与声辐射以及复合材料结构声学性能。
E-mail: huchuanwan98@163.com