

文章编号: 1674-8190(2024)05-106-08

贴敷宏纤维复合材料片的飞机壁板振动响应预测

李凯翔¹, 乔洲², 张飞¹, 李晖², 韩清凯²

(1. 中国飞机强度研究所 航空声学及振动航空科技重点实验室, 西安 710065)

(2. 东北大学 机械工程与自动化学院, 沈阳 110819)

摘要: 传统的有限元模型存在计算成本高、黑箱操作多、缺乏自主知识产权等问题。采用解析法研究基础谐波激励下贴敷宏纤维复合材料(MFC)片的飞机壁板振动响应的预测问题;基于经典层合板理论、机电耦合本构方程和能量法,建立基础谐波激励下MFC-壁板的解析模型;利用速度反馈法和模态叠加原理,实现对该激励条件下结构系统在主动控制前后振动响应的求解;结合文献和组建的振动测试系统获得的实验数据,对该解析模型及其预测结果进行详细验证。结果表明:相较于文献结果,模型等固有频率计算偏差最大不超过2%,模型预测获得的前两阶共振响应的最大误差不超过8.6%,均在误差允许的范围。

关键词: 宏纤维复合材料;解析法;飞机壁板;基础谐波激励;振动

中图分类号: V214.8

文献标识码: A

DOI: 10.16615/j.cnki.1674-8190.2024.05.10

Prediction of vibration response of aircraft panel covered with macro fiber composite patches

LI Kaixiang¹, QIAO Zhou², ZHANG Fei¹, LI Hui², HAN Qingkai²

(1. Key Laboratory of Aeronautical Science and Technology for Aeroacoustics and Vibration, Aircraft Strength Research Institute of China, Xi'an 710065, China)

(2. School of Mechanical Engineering and Automation, Northeastern University, Shenyang 110819, China)

Abstract: The traditional finite element model has the problems of high computational cost, more black-box operation, and lack of independent intellectual right. The analytical method is used to study the prediction of the vibration response of aircraft wall panels with macro fiber composite (MFC) patches under basic harmonic excitation. Based on classical laminate plate theory, electro mechanical coupling constitutive equations, and the energy method, the analytical model of the MFC-panel system under basic harmonic excitation is established. By employing velocity feedback control method and modal superposition principle, the vibration response of the structure system before and after active control under such an excitation load is successfully solved. The analytical model and its predictive results are extensively validated through the integration of literature data and experimental data obtained from a vibration testing system that is assembled. The results show that, compared to the literature results, the maximum deviation in the calculation of natural frequencies by the proposed model is less than 2%. Additionally, the maximum error in predicting the first two order resonance responses by the model is less than 8.6%, and both of them are within an acceptable range.

Key words: macro fiber composite; analytical method; aircraft panel; fundamental harmonic excitation; vibration

收稿日期: 2023-11-27; 修回日期: 2024-02-26

基金项目: 国家自然科学基金(52175079); 中央高校基本科研业务费专项资金(N2103026)

通信作者: 李凯翔(1982-), 男, 博士, 高级工程师。E-mail: leekaixiang1@163.com

引用格式: 李凯翔, 乔洲, 张飞, 等. 贴敷宏纤维复合材料片的飞机壁板振动响应预测[J]. 航空工程进展, 2024, 15(5): 106-113.

LI Kaixiang, QIAO Zhou, ZHANG Fei, et al. Prediction of vibration response of aircraft panel covered with macro fiber composite patches[J]. Advances in Aeronautical Science and Engineering, 2024, 15(5): 106-113. (in Chinese)

0 引言

当前,各类高速飞行器由于高速飞行或高强度气流所导致的壁板结构耦合共振、振动超标、颤振等问题层出不穷^[1-2]。近年来,相关研究人员对减振技术进行了大量研究^[3-5]。由于常规的被动阻尼减振技术缺乏灵活性,难以满足复杂工况下振动抑制需求。为此,越来越多的科研工作者将目光转向了宏纤维复合材料(Macro Fiber Composite, 简称MFC),它凭借减振控制效果好、功耗低、附加质量和刚度低等优点^[6-8],在飞机壁板振动主动控制领域发挥作用。

目前,已有文献报道了贴敷MFC的壁板结构振动响应的预测研究成果。例如, Kim等^[9]建立了对贴敷MFC的壁板结构的有限元模型,并采用线性二次型调节器(LQR)算法对壁板颤振进行了预测与主动控制; Raja等^[10]利用有限元法创建了用于求解MFC-复合材料层合板的振动响应特性的理论模型,并通过实验验证了模型的正确性; Zhang S Q等^[11]基于Reissner-Mindlin假设和改进的Von Karman非线性理论,实现了贴敷MFC的薄壁智能结构有限元模型的创建,并研究了其在不同激励下的振动响应与控制问题; 黄丹丹等^[12]借助APDL程序对贴敷MFC作动器的铝合金悬臂梁开展了有限元建模与分析,分别在正弦、阶跃等激励形式下预测了振动响应; Gawryluk等^[13]利用Abaqus软件预测了MFC-复合材料梁在单点简谐激励下的动力学响应。虽然科研人员对MFC-飞机壁板的振动响应预测问题开展了大量研究,但大多数使用有限元法进行建模与分析,存在计算成本大、黑箱操作多、不具有自主知识产权等问题。

到目前为止,只有少量文献采用解析法对MFC-壁板振动问题进行研究。例如, Hao Y X等^[14]采用局部分层理论,结合拉格朗日方程和切比雪夫多项式,推导了贴敷MFC的悬臂板的运动方程,研究了面内简谐激励下结构系统的非线性振动响应预测问题; 张辉等^[15]对贴敷MFC的复合材料薄板进行半解析建模与求解,成功预测了单点激励下的振动响应,并开展了试验研究,评估了

阶跃、三角形和正弦三种扰动载荷作用下MFC对结构动态响应的主动控制效果; Zhang H等^[16]基于Von Karman大变形理论和速度反馈原理,创建了MFC-层合板的几何非线性解析模型,提出了一种改进Newmark- β 方法,实现了单点谐波激励下非线性振动响应的预测与主动控制; Rouzegar等^[17]基于Hamilton原理和四变量精化板理论实现了贴敷压电层的功能梯度板自由振动特性的分析,但并未关注强迫振动响应的求解与预测。

虽然文献[14-17]利用解析法建立了结构系统的动力学模型并开展了振动响应分析研究,但未考虑基础激励下动态响应预测的问题。针对以上研究不足,本文基于解析法,在考虑基础激励载荷影响的基础上,建立MFC-飞机壁板的动力学模型,实现基础谐波激励下该类型结构振动响应的可靠预测; 开展详细测试验证研究,用于验证该解析模型及其预测结果的正确性。

1 解析建模与振动响应预测方法

1.1 模型概述

本文建立的基础谐波激励下贴敷多片MFC的飞机壁板的解析模型如图1所示。

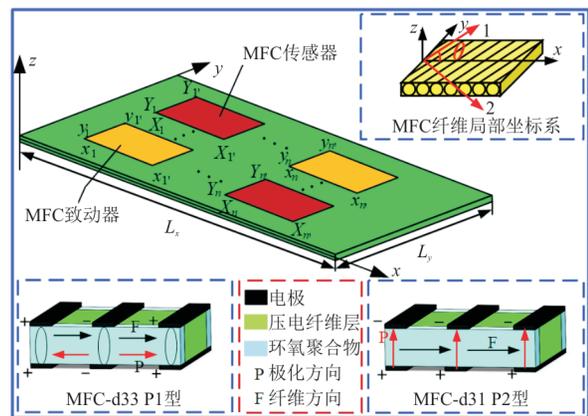


图1 基础谐波激励下贴敷宏纤维复合材料片的飞机壁板的理论模型

Fig. 1 Theoretical model of an aircraft panel with a laminated macro-fiber composite patch adhered under basic harmonic excitation

在建模过程中,考虑了带有d33和d31效应的P1型MFC(致动器)和P2型MFC(传感器)的影响^[15],忽略MFC在厚度方向的影响,将壁板结构

的中面作为参考平面,建立整体直角坐标系“ $O-xyz$ ”。假设壁板长为 L_x 、宽为 L_y 、厚为 h ,表面贴敷的致动器型MFC和传感器型MFC分别为 n' 和 n 个,其中第 i 个作为传感器使用的MFC的位置坐标分别为 X_i, X'_i, Y_i 和 $Y'_i (i=1, 2, \dots, n')$,第 i 个作为致动器使用的MFC的位置坐标分别为 x_i, x'_i, y_i 和 $y'_i (i=1, 2, \dots, n)$,各片传感器和致动器对应的MFC厚度及其在 $x-y$ 平面的面积分别为 h_{si}, h_{di}, A_{si} 和 A_{di} 。另外,在MFC对应的纤维层中,建立局部坐标系“123”,其中“1”表示沿着纤维方向,“2”表示垂直纤维方向,“3”表示垂直“1-2”平面的方向, θ 为纤维方向“1”与整体坐标系 x 轴方向的夹角。

1.2 本构关系

由于MFC具有的电学行为与其压电纤维的正、负压电效应紧密相关,需将其力学与电学行为联合起来进行考虑。由此,得到具有线弹性效应的压电本构关系^[18]为

$$\begin{bmatrix} \sigma^d \\ D^d \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q^d & e \\ e^T & \epsilon \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \epsilon^d \\ E^d \end{bmatrix} \quad (1)$$

式中: σ^d, ϵ^d 和 D^d 分别为MFC的应力、应变和电位移矩阵; Q^d 为常电场强度下的弹性刚度系数矩阵; E^d 为各方向的电场强度矩阵; e 和 e^T 为压电系数矩阵; ϵ 为常应力下MFC的介电系数矩阵。

本文所建立的模型只沿MFC-壁板厚度方向施加电场,并且假设电场是均匀的,则 $E_x = E_y = 0 \text{ V/m}$, $D_x = D_y = 0 \text{ C/m}^2$ 。此时,将致动器型MFC和传感器型MFC的应力-应变本构关系表示为

$$\begin{bmatrix} \sigma_x^{d33} \\ \sigma_z^{d33} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_{11}^d & Q_{13}^d \\ Q_{13}^d & Q_{33}^d \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \epsilon_x^{d33} \\ \epsilon_z^{d33} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} e_{31} \\ e_{33} \end{bmatrix} E_z^d \quad (2)$$

$$\begin{bmatrix} \sigma_x^{d31} \\ \sigma_y^{d31} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_{11}^d & Q_{12}^d \\ Q_{12}^d & Q_{11}^d \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \epsilon_x^{d31} \\ \epsilon_y^{d31} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} e_{31} \\ e_{31} \end{bmatrix} E_z^d \quad (3)$$

$$D_z = e_{31} \epsilon_x^d + e_{32} \epsilon_y^d + \zeta_{33} E_z \quad (4)$$

式中: $Q_{11}^d, Q_{12}^d, Q_{13}^d$ 和 Q_{33}^d 为MFC材料刚度系数; e_{31} 和 e_{32} 为压电应力常数,其表达式详见文献[19]; $E_z = V_0(t)/h_{si}$, $V_0(t)$ 为外部控制电压。

1.3 机电耦合运动方程

基于经典层合板理论,可将贴敷多片MFC的

飞机壁板结构的位移场假设为

$$\begin{cases} u(x, y, z, t) = u_0(x, y, t) - z \frac{\partial w_0(x, y, t)}{\partial x} \\ v(x, y, z, t) = v_0(x, y, t) - z \frac{\partial w_0(x, y, t)}{\partial y} \\ w(x, y, z, t) = w_0(x, y, t) \end{cases} \quad (5)$$

式中: u, v, w 为板内任意一点的位移; u_0, v_0, w_0 为板中面位移; t 为时间。

贴敷MFC的飞机壁板结构内任意一点的应变-位移关系可表示为

$$\begin{cases} \epsilon_x = z \kappa_x \\ \epsilon_y = z \kappa_y \\ \gamma_{xy} = z \kappa_{xy} \end{cases} \quad (6)$$

式中: κ_x 和 κ_y 分别为结构中面沿 x 和 y 方向的弯曲挠曲率; κ_{xy} 为结构中面沿 $x-y$ 平面的扭曲率,可以表示为

$$\begin{cases} \kappa_{xy} = -2z \frac{\partial^2 w_0}{\partial x \partial y} \\ \kappa_x = -z \frac{\partial^2 w_0}{\partial y^2} \\ \kappa_y = -z \frac{\partial^2 w_0}{\partial x^2} \end{cases} \quad (7)$$

飞机壁板某层中纤维主轴方向的应力-应变本构关系为

$$\begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_{11} & Q_{12} & 0 \\ Q_{21} & Q_{22} & 0 \\ 0 & 0 & Q_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{bmatrix} \quad (8)$$

Q_{11}, Q_{12}, Q_{22} 和 Q_{66} 表达式详见文献[20]。

通过应力-应变转轴公式得到在整体坐标系下的应力-应变关系:

$$\begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{bmatrix}^k = \begin{bmatrix} \bar{Q}_{11} & \bar{Q}_{12} & \bar{Q}_{16} \\ \bar{Q}_{12} & \bar{Q}_{22} & \bar{Q}_{26} \\ \bar{Q}_{16} & \bar{Q}_{26} & \bar{Q}_{66} \end{bmatrix}^k \begin{bmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{bmatrix} \quad (9)$$

$$\begin{bmatrix} \bar{\sigma}_x^{d33} \\ \bar{\sigma}_z^{d33} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{Q}_{11}^{d33} & \bar{Q}_{13}^{d33} \\ \bar{Q}_{13}^{d33} & \bar{Q}_{33}^{d33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \epsilon_x^d \\ \epsilon_z^d \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \bar{e}_{31} \\ \bar{e}_{33} \end{bmatrix} E_z^d \quad (10)$$

$$\begin{bmatrix} \bar{\sigma}_x^{d31} \\ \bar{\sigma}_y^{d31} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{Q}_{11}^{d31} & \bar{Q}_{12}^{d31} \\ \bar{Q}_{12}^{d31} & \bar{Q}_{11}^{d31} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \epsilon_x^d \\ \epsilon_y^d \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \bar{e}_{31} \\ \bar{e}_{31} \end{bmatrix} E_z^d \quad (11)$$

式中: σ_x, σ_y 和 ϵ_x, ϵ_y 为壁板结构沿 x, y 方向的正应力和正应变; τ_{xy} 和 γ_{xy} 分别为结构在 $x-y$ 平面的剪切应力和剪切应变; $\bar{Q}_{ij} (i, j = 1, 2, \dots, 6)$ 为转换后的复刚度系数^[21]; $\bar{Q}_{11}^{d33}, \bar{Q}_{13}^{d33}, \bar{Q}_{33}^{d33}, \bar{Q}_{11}^{d31}$ 和 \bar{Q}_{12}^{d31} 分别为致动器型MFC和传感器型MFC转换后的刚度

系数; \bar{e}_{31} 和 \bar{e}_{33} 为压电系数, 具体表达式详见文献[16]。

贴敷 MFC 的壁板结构的总动能可以表示为

$$T = \frac{\rho}{2} \int_0^{L_y} \int_0^{L_x} \int_{-h/2}^{h/2} \left[\left(\frac{\partial u}{\partial t} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial t} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial t} \right)^2 \right] dV + \sum_{i=1}^n \frac{\rho_d h_{di}}{2} \int_{y_i}^{y_{i+1}} \int_{x_i}^{x_{i+1}} \left(\frac{\partial w}{\partial t} \right)^2 dx dy + \sum_{i=1}^{n'} \frac{\rho_s h_{si}}{2} \int_{Y_i}^{Y_i'} \int_{X_i}^{X_i'} \left(\frac{\partial w}{\partial t} \right)^2 dx dy \quad (12)$$

式中: ρ 为壁板的密度; ρ_d 和 ρ_s 分别为致动器和传感器型 MFC 的密度。

贴敷 MFC 的壁板结构的总应变能为

$$U = \frac{1}{2} \int_0^{L_y} \int_0^{L_x} \sum_{k=1}^m \left[\int_{-h/2}^{h/2} (\sigma_x \epsilon_x + \sigma_y \epsilon_y + \tau_{xy} \gamma_{xy})^k \right] dx dy + \sum_{i=1}^n \int_{y_i}^{y_{i+1}} \int_{x_i}^{x_{i+1}} \int_{h/2}^{h/2+h_{di}} (\bar{\sigma}_x^{d33} \epsilon_x^d + \bar{\sigma}_z^{d33} \epsilon_z^d - D_z^d E_z^d) dx dy + \sum_{i=1}^{n'} \int_{Y_i}^{Y_i'} \int_{X_i}^{X_i'} \int_{h/2}^{h/2+h_{si}} (\bar{\sigma}_x^{d31} \epsilon_x^d + \bar{\sigma}_y^{d31} \epsilon_y^d - D_z^d E_z^d) dx dy \quad (13)$$

假设 MFC-壁板横向振动位移可以表示为

$$\begin{cases} w_0(x, y, t) = Z(t)W(\xi, \eta) \\ Z(t) = e^{i\omega t} \end{cases} \quad (14)$$

式中: ω 为激励频率; $W(\xi, \eta)$ 为采用正交多项式假设的振型函数。

$$W(\xi, \eta) = \sum_{i=1}^M \sum_{j=1}^N c_{ij} P_i(\xi) P_j(\eta) \quad (15)$$

式中: c_{ij} 为假设的未知特征向量; $P_i(\xi)$, $i = 1, \dots, M$, 和 $P_j(\eta)$, $j = 1, \dots, N$, 为正交多项式项, 其可通过满足边界条件的多项式函数进行正交化处理来获得, 具体取值详见文献[21]。

将式(11)带入式(8)、式(9)后, 采用 Ritz 法, 可将 MFC-壁板的能量函数 L 定义为

$$L = T - U \quad (16)$$

令 L 分别对特征向量 c_{ij} 求偏导数, 并使其等于 0, 即:

$$\frac{\partial L}{\partial c_{ij}} = 0 \quad (i = 1, 2, \dots, M; j = 1, 2, \dots, N) \quad (17)$$

将式(17)的结果以矩阵的形式表达, 即可得到如下的运动特征方程:

$$M \frac{d^2 X(t)}{dt^2} + C \frac{dX(t)}{dt} + KX(t) - GV = 0 \quad (18)$$

$$M = M_f + M_d, K = K_f + K_d \quad (19)$$

式中: M_f 为壁板质量矩阵; K_f 为壁板刚度矩阵; M_d 为 MFC 质量矩阵; K_d 为 MFC 刚度矩阵; C 为阻尼矩阵; G 为机电耦合矩阵; V 为控制电压向量; $X(t)$ 为广义坐标。

1.4 基于速度反馈的主动控制方法

假设由第 i 片传感器型 MFC 变形产生的电荷量 $Q_i^{d31}(t)$ 可以表示为

$$Q_i^{d31}(t) = -z_m \int_{y_i}^{y_{i+1}} \int_{x_i}^{x_{i+1}} \bar{e}_{31} \left(\frac{\partial^2 w_0}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_0}{\partial y^2} \right) dx dy \quad (20)$$

式中: z_m 为 MFC 中面到飞机壁板中面的距离。

传感器型 MFC 产生的传感电压 $V^{d31}(t)$ 可以表示为

$$V^{d31}(t) = \sum_{i=1}^{n'} \frac{Q_i^{d31}(t) h_{di}}{2\epsilon_{33} A_{di}} = K_s^{d31} X(t) \quad (21)$$

对 MFC-壁板采用速度反馈控制法进行振动主动控制^[22], 其控制电压 $V_0(t)$ 可以确定为

$$V_0(t) = G_v \frac{dV^{d33,31}(t)}{dt} = G_v K_s^{d33,31} \frac{dX(t)}{dt} \quad (22)$$

式中: G_v 为采用速度反馈控制对应的增益系数。

得到速度反馈控制下 MFC-壁板的振动特征方程为

$$M \frac{d^2 X(t)}{dt^2} + (C + G_v G K_s^{d33,31}) \frac{dX(t)}{dt} + KX(t) = 0 \quad (23)$$

1.5 基础谐波激励下贴敷 MFC 的飞机壁板结构振动响应求解

忽略式(18)和式(23)中的阻尼项, 分别令其系数矩阵的行列式为 0, 可得:

$$\det(K - \omega^2 M) = 0 \quad (24)$$

$$\det(K + G_d G K_s^{d33,31} - \omega^2 M) = 0 \quad (25)$$

求解式(24)和式(25),即可分别实现主动控制前后该结构固有频率的求解。

为研究 MFC-飞机壁板结构在基础谐波激励下的振动响应,假设结构系统受到了基础谐波激励 $F_b(x, y, t)$ 的作用,其可以表示为

$$F_b(x, y, t) = A_b e^{i\omega_* t} \quad (26)$$

式中: ω_* 为激励角频率; A_b 为激励幅值。

推导获得 MFC-壁板在基础谐波激励下所做的功为

$$W_b = \rho h A_b \int_0^{L_y} \int_0^{L_x} W dx dy \quad (27)$$

将式(27)带入能量函数 L 中,通过式(18)对特征系数求偏导,可获得系统的振动方程为

$$Kq + i\omega_*(C + G_v GK_s^{d31})q - \omega_*^2 Mq = F_b \quad (28)$$

式中: $i = \sqrt{-1}$ 为复数单位。

基于模态应变能法,可将第 r 阶模态阻尼比 ζ_r ^[23] 表示为

$$\zeta_r = \frac{1}{4\pi} \frac{q_r^T \tilde{C} q_r}{q_r^T K q_r} \quad (29)$$

式中: $\tilde{C} = C + G_v GK_s^{d31}$ 为结构主动可调的阻尼矩阵; q_r 为第 r 阶模态振型向量。

获得经正则化处理后的正则化刚度 \bar{K} , 阻尼 \bar{C} 和质量矩阵 \bar{M} , 其表达式为

$$\bar{K} = \text{diag} \left[\left(q_r^T \right)^{-1} M_r \omega_r^2 q_r^{-1} \right] \quad (30)$$

$$\bar{C} = \text{diag} \left[\left(q_r^T \right)^{-1} i 2\omega_r^2 M_r \zeta_r q_r^{-1} \right] \quad (31)$$

$$\bar{M} = \text{diag} \left[\left(q_r^T \right)^{-1} M_r q_r^{-1} \right] \quad (32)$$

式中: ω_r 为求解式(24)得到的第 r 阶固有圆频率; M_r 为第 r 阶质量矩阵。

$$M_r = q_r^T M q_r \quad (33)$$

经过正则化处理后,结构的频响函数矩阵 $H(\omega)$ 可表示为

$$H(\omega) = \left[\bar{K} + i\bar{C} - \omega_*^2 \bar{M} \right]^{-1} = \sum_{r=1}^{MN} \frac{q_r^T q_r}{M_r \omega_r^2 (1 + i2\zeta_r) - M_r \omega_*^2} \quad (34)$$

通过模态叠加法可求解获得结构系统在响应点 $R_b(x_b, y_b, z_b)$ 处的稳态响应函数 $D_s(\omega_*)$, 其表

达式为

$$D_s(\omega_*) = |H(\omega)| A_b = \sum_{r=1}^{MN} \frac{W_{r0} W_{r1}(x_b, y_b, z_b)}{\sqrt{(1 - \omega_*^2/\omega_r^2)^2 + (2\zeta_r)^2}} \frac{A_b}{K_r} \quad (35)$$

式中: W_{r0} 和 $W_{r1}(x_b, y_b, z_b)$ 分别为与激励形式和响应点有关的模态振型函数; K_r 为第 r 阶模态刚度, 其表达式为

$$W_{r0} = \int_0^y \int_0^x \left[\text{Sub}(\omega_0, q_r) h \right] dx dy \quad (36)$$

$$W_{r1}(\varphi_b, \theta_b, z_b) = \text{Sub} \left[\text{Sub}(\omega_0, q_r), R_p \right] \quad (37)$$

$$K_r = q_r^T K q_r \quad (38)$$

将激励频率带入式(35),即可得到在该频率下的稳态响应幅值。同时,对其进行傅里叶逆变换,也可获得时域下的响应。

2 模型验证

2.1 固有特性验证

以文献[17]中所用的上下表面贴覆 G-1195N 型压电层的简支方形各向同性板为研究对象,使用本文所提出的解析模型求解固有频率。文献[17]和本文计算获得的结构系统的前 4 阶固有频率及其偏差如表 1 所示,可以看出:两者获得的固有频率的偏差最大不超过 2%,进而可初步证明该解析模型的正确性。

表 1 文献[17]与本文解析模型分别计算获得的前 4 阶固有频率及其偏差

Table 1 The first four natural frequencies and their deviations obtained via literature [17] and present analytical model

类别	文献[17]频率/Hz	本文频率/Hz	偏差/%
一阶	145.4	145.4	0
二阶	363.1	364.6	-0.4
三阶	363.1	364.6	-0.4
四阶	580.4	583.2	-0.5

2.2 基础谐波激励下贴敷 MFC 的飞机壁板结构振动响应验证

通过本文搭建的基础谐波激励下贴敷 MFC

的飞机壁板结构振动测试系统(如图 2 所示)验证所建立的模型及其预测结果的正确性。测试系统主要包括振动台基础激励、采集和 MFC 控制三个部分。将贴敷 MFC 的壁板通过夹具安装在振动台的台面上,由笔记本工作站发出一个正弦激励信号作用到电磁振动台,使其对壁板施加基础谐波激励。当壁板结构产生振动后,贴敷在其上的 MFC 传感器会产生电信号,经 MFC 电荷放大器后传输到 NI 数据采集卡部分,卡槽中的 NI-9215 采集传感电压信号,并将其输入到 LabVIEW 控制端,在此部分通过所编的 LabVIEW 程序对电压信号进行处理,可以通过计算得到新的电压信号并由卡槽中的 NI-9263 输出,通过高压放大器施加给 MFC 作动器,便可对壁板结构实现振动主动控制。实验中,壁板结构和 MFC 的材料参数如表 2 所示。

为了对比 MFC 控制前、后壁板结构的振动响应,采用加速度传感器测试其振动响应,并将该信

号通过 LMS 数据采集前端进行采集,在本次实验中用到的主要测试仪器设备和传感器如表 3 所示。

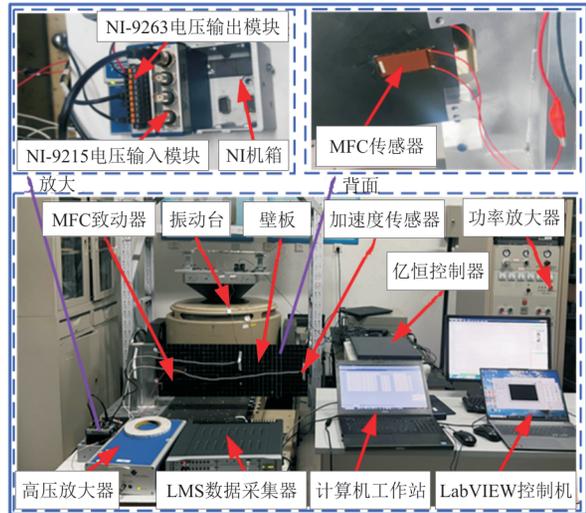


图 2 基础谐波激励下 MFC-壁板结构振动测试系统
Fig. 2 The vibration testing system of the MFC-panel structure under basic harmonic excitation

表 2 壁板和 MFC 的材料参数
Table 2 Material parameters for the panel and MFCs

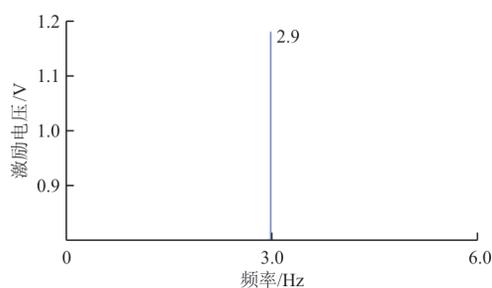
结构	长度/ mm	宽度/ mm	厚度/ mm	横向弹性 模量/GPa	纤维方向弹 性模量/GPa	剪切模量/ GPa	介电常数/ ($F \cdot m^{-1}$)	压电应变常数/ ($m \cdot V^{-1}$)	泊松比	密度/ ($kg \cdot m^{-3}$)
壁板	660	240	1.8	8.730	126.000	5.500			0.31	1 620
MFC	85	28	0.3	17.857	30.336	5.515	1.5×10^{-8}	-171×10^{-12}	0.31	7 700

表 3 基础谐波激励下 MFC-飞机壁板结构振动测试系统所用设备

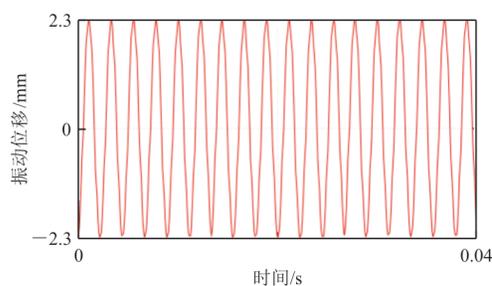
Table 3 The equipment used for the vibration testing system of the MFC-aircraft panel structure under basic harmonic excitation

序号	设备名称	设备用途
1	LMS 16 通道便携式数据采集前端	采集 MFC-壁板振动响应信号
2	LMS. Testlab 笔记本工作站	记录和存储 MFC-壁板振动响应信号
3	金盾 EM-1000F 振动台功率放大器	实现振动台电压信号的放大
4	金盾 EM-1000F 振动台	施加振动激励
5	BK 4517-001 加速度传感器	测量 MFC-壁板加速度响应信号
6	NI-9215 电压输入模块	采集 MFC 传感器信号
7	NI-9263 电压输出模块	输出电压信号给 MFC 作动器
8	NI cDAQ-9174 机箱	安装并集成 NI-9215 和 NI-9263
9	Smart PA05039 高压放大器	放大电压信号并输出给 MFC 作动器
10	LabVIEW 控制端计算机	处理和输出 MFC 传感器的电压信号
11	M8528 型传感器 $\times 2$	感知 MFC-壁板结构的振动响应
12	M8528 型作动器 $\times 2$	实现 MFC-壁板结构的振动主动控制
13	亿恒 VT-9002 数字振动控制器	控制振动台进行高精度激振

本次测试获得 MFC-壁板的固有频率为 2.93 Hz(第 1 阶)、18.36 Hz(第 2 阶)、29.69 Hz(第 3 阶)、50.05 Hz(第 4 阶)。以对比结构第一阶共振响应数据为例,1g 基础激励幅度下未进行主动控制时激励信号的频谱图和第一阶共振响应的时域波形如图 3 所示;利用速度反馈控制算法,在不同增益系数下测试获得的一阶共振响应的时域波形图如图 4 所示,可以看出:随着增益系数增大,共振响应明显减小,证实了该主动控制方式的有效性。



(a) 激励信号频谱



(b) 响应信号时域波形

图 3 1g 激励幅度下未控制时测试获得的激励信号频谱和结构第一阶共振响应时域波形

Fig. 3 The measured spectrum of excitation signal and time waveform of the first resonance response of the structure with the excitation amplitude of 1g

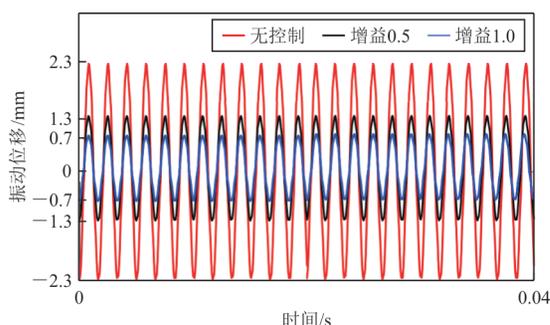


图 4 1g 激励幅度下不同控制增益下测试的第一阶共振响应的时域波形

Fig. 4 The time waveform of the first resonance response measured under different control gains with the excitation amplitude of 1g

在相同的基础谐波激励条件下,利用所提出的解析模型进行有无主动控制状态时不同激励幅度下的共振响应预测。测试与计算获得的前 2 阶共振响应结果如表 4 所示,可以看出:测试与理论计算获得的响应结果都具有较好的一致性,最大误差不超过 8.6%,进而可证明该模型及其预测结果的正确性。

表 4 不同激励幅度下测试与计算获得的 MFC-壁板结构的前二阶共振响应结果及相关预测误差
Table 4 The first and second resonance response results of the MFC-panel structure obtained by tests and calculations and the related prediction errors under different excitation amplitudes

增益系数	激励幅度/g	一阶共振响应			二阶共振响应		
		理论/mm	实验/mm	误差/%	理论/mm	实验/mm	误差/%
0	1	2.44	2.31	5.6	1.59	1.53	3.9
	2	3.06	2.83	8.1	2.01	1.89	6.3
	3	3.82	3.52	8.5	2.51	2.32	8.2
0.5	1	1.33	1.27	4.7	0.82	0.78	5.1
	2	1.53	1.42	7.7	1.01	0.93	8.6
	3	1.98	1.83	8.1	1.16	1.12	3.6
1.0	1	0.76	0.72	5.6	0.47	0.44	6.8
	2	0.98	0.92	6.5	0.63	0.58	8.6
	3	1.14	1.06	7.5	0.77	0.71	8.5

3 结 论

1) 本文采用解析法建立了贴敷多片 MFC 的飞机壁板的理论模型,实现了对基础谐波激励下振动响应的求解和高精度预测。

2) 通过文献和测试相结合的方式,验证了所提出的解析模型的准确性和可靠性。

3) 预测结果和试验数据表明,在不同激励幅度下,采用速度反馈控制方式能够有效抑制共振响应,展示了较好的振动控制效果。

参 考 文 献

- [1] 宋威,鲁伟,蒋增辉,等. 内埋武器高速风洞弹射投放模型试验关键技术研究[J]. 力学学报, 2018, 50(6): 1346-1355.
SONG Wei, LU Wei, JIANG Zenghui, et al. The crucial technique investigation of wind-tunnel drop-model testing for the supersonic internal weapons[J]. Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 2018, 50(6): 1346-1355. (in Chinese)
- [2] 王显圣,周方奇,徐来武,等. 内埋弹舱流动/振动/噪声多

- 场载荷实验[J]. 空气动力学学报, 2022, 40(3): 160-168.
- WANG Xiansheng, ZHOU Fangqi, XU Laiwu, et al. Experiments on multi-field loads of flow/vibration/noise induced by internal weapons bay[J]. Acta Aerodynamica Sinica, 2022, 40(3): 160-168. (in Chinese)
- [3] OH J, RUZZENE M, BAZ A. Control of the dynamic characteristics of passive magnetic composites[J]. Composites Part B: Engineering, 1999, 30(7): 739-751.
- [4] CHEN Y C, HUANG S C. An optimal placement of CLD treatment for vibration suppression of plates[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2002, 44(8): 1801-1821.
- [5] LI H, WANG X, SUN J, et al. Theoretical and experimental investigations on active vibration control of the MRE multifunctional grille composite sandwich plates[J]. Composite Structures, 2022, 295: 115783.
- [6] KERMANI M R, MOALLEM M, PATEL R V. Applied vibration suppression using piezoelectric materials[M]. US: Nova Publishers, 2008.
- [7] SODANO H A, PARK G, INMAN D J. An investigation into the performance of macro-fiber composites for sensing and structural vibration applications[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2004, 18(3): 683-697.
- [8] 杨森, 刘峰, 聂瑞, 等. 变体飞行器智能材料驱动器和柔性蒙皮研究进展[J]. 航空工程进展, 2024, 15(3): 1-12, 56.
- YANG Senm, LIU Feng, NIE Rui, et al. Review of smart material actuator and flexible skin for morphing aircraft[J]. Advances in Aeronautical Science and Engineering, 2024, 15(3): 1-12, 56. (in Chinese)
- [9] KIM M, LI Q, HUANG J K, et al. Active control of nonlinear panel flutter using aeroelastic modes and piezoelectric actuators[J]. AIAA Journal, 2008, 46(3): 733-743.
- [10] RAJA S, IKEDA T, DWARAKANATHAN D. Deflection and vibration control of laminated plates using extension and shear actuated fiber composites[J]. Smart Materials Research, 2011, 11: 21-28.
- [11] ZHANG S Q, WANG Z X, QIN X S, et al. Geometrically nonlinear analysis of composite laminated structures with multiple macro-fiber composite (MFC) actuators[J]. Composite Structures, 2016, 150: 62-72.
- [12] 黄丹丹, 陈勇. 压电纤维复合材料有限元模拟及其试验研究[J]. 压电与声光, 2019, 41(2): 234-240.
- HUANG Dandan, CHEN Yong. Finite element simulation and experimental study on macro fiber composite[J]. Piezoelectrics & Acoustooptics, 2019, 41(2): 234-240. (in Chinese)
- [13] GAWRYLUK J, MITURA A, TETER A. Dynamic response of a composite beam rotating at constant speed caused by harmonic excitation with MFC actuator[J]. Composite Structures, 2019, 210: 657-662.
- [14] HAO Y X, ZHAO K F, ZHANG W, et al. Nonlinear dynamics and dynamic instability of smart structural cross-ply laminated cantilever plates with MFC layer using zigzag theory [J]. Applied Mathematical Modelling, 2020, 79: 639-671.
- [15] 张辉, 孙伟, 骆海涛. 贴敷MFC复合材料薄板半解析建模及减振分析[J/OL]. 航空动力学报: 1-13. [2024-09-04]. <https://journal.portal.founderss.cn/service/productCenter/manuscriptList>.
- ZHANG Hui, SUN Wei, LUO Haitao. Semi-analytical modeling and vibration reduction analysis of composite thin plate with MFC[J/OL]. Journal of Aerospace Power: 1-13. [2024-09-04]. <https://journal.portal.founderss.cn/service/productCenter/manuscriptList>. (in Chinese)
- [16] ZHANG H, SUN W, LUO H, et al. Modeling and active control of geometrically nonlinear vibration of composite laminates with macro fiber composite[J]. Composite Structures, 2023, 65: 1-12.
- [17] ROUZEGAR J, ABAD F. Free vibration analysis of FG plate with piezoelectric layers using four-variable refined plate theory[J]. Thin-Walled Structures, 2015, 89: 76-83.
- [18] SELIM B A, LIU Z, LIEW K M. Active vibration control of functionally graded graphene nanoplatelets reinforced composite plates integrated with piezoelectric layers[J]. Thin-Walled Structures, 2019, 145: 106372.
- [19] HE X Q, NG T Y, SIVASHANKER S, et al. Active control of FGM plates with integrated piezoelectric sensors and actuators[J]. International journal of Solids and Structures, 2001, 38(9): 1641-1655.
- [20] LI H, WANG X T, HU X Y, et al. Vibration and damping study of multifunctional grille composite sandwich plates with an IMAS design approach[J]. Composites Part B: Engineering, 2021, 223: 109078.
- [21] 李晖, 薛鹏程, 周正学, 等. 基于多层次修正的纤维复合薄板振动响应预测[J]. 哈尔滨工程大学学报, 2018, 39(10): 1161-1167.
- LI Hui, XUE Pengcheng, ZHOU Zhengxue, et al. Prediction of vibration response in fiber composite thin plate based on the multilevel correction method[J]. Journal of Harbin Engineering University, 2018, 39(10): 1161-1167. (in Chinese)
- [22] LI J, XUE Y, LI F, et al. Active vibration control of functionally graded piezoelectric material plate[J]. Composite Structures, 2019, 207: 509-518.
- [23] GAO Z, LI H, ZHAO J, et al. Analyses of dynamic characteristics of functionally graded porous (FGP) sandwich plates with viscoelastic materials-filled square-celled core [J]. Engineering Structures, 2021, 248: 113242.

(编辑:丛艳娟)