

覆盖增强主动约束层阻尼的旋转轴向 FGM 梁的热抑振研究

方园, 郭永彬, 黎亮, 章定国

(南京理工大学理学院, 江苏南京 210094)

摘要: 针对空间柔性机械臂容易发生热致振动的问题, 以中心刚体-旋转梁模型为研究对象, 在柔性梁表面部分覆盖增强主动约束层阻尼, 研究了系统受热载荷冲击作用下的振动控制问题。假设基梁为适用于温度场的功能梯度材料(Functionally Graded Materials, FGM)梁, 且材料特性沿轴向梯度分布。基于刚-柔耦合建模理论对温度场中的旋转 FGM 梁进行动力学建模, 采用数值分析方法研究了增强主动约束层阻尼贴片位置/覆盖率、温度、结构宽度以及中心刚体半径等参数对结构末端变形的影响, 经过对比找到了对结构振动影响较大的几个因素, 包括贴片位置、贴片覆盖率以及结构宽度, 可根据研究结果对结构进行优化, 从而达到振动抑制的目的。

关键词: 振动控制; 刚-柔耦合; 热致振动; FGM; 增强主动约束层阻尼

中图分类号: TB535; O313.7 **文献标志码:** A **文章编号:** 1004-4523(2022)04-0826-08

DOI: 10.16385/j.cnki.issn.1004-4523.2022.04.005

引言

日本学者 Koizumi^[1]于 1987 年首先提出 FGM 的概念, 与多层纤维增强复合材料相比, FGM 制成的结构在一个表面上具有平滑、连续的特性变化的特点, 消除了不连续的应力和位移分布的影响。FGM 是为了适应高温暴露条件所设计的, 因此在航空航天领域被广泛应用。全国军等^[2]研究了非均匀温度场下变物性二维功能梯度材料板的瞬态热应力分布问题。Wattanasakulpon 等^[3]研究了 FGM 制成的弹性端约束梁的线性和非线性振动问题。Tong 等^[4]研究了热磁耦合作用下悬臂 FGM 纳米管的稳定性。Li 等^[5]考虑了材料特性沿轴向梯度分布旋转楔形 FGM 梁的刚柔耦合动力学特性。

蔡国平等^[6]对中心刚体-柔性悬臂梁系统的动力特性进行了研究。关于柔性空间组件的结构振动控制已经有大量的研究。常用的振动控制方法包括被动控制、主动控制和主动-被动混合控制。覆盖有普通约束层和黏弹性材料制成阻尼层的结构称为被动约束层阻尼结构, 结构振动时, 通过黏弹性材料(Viscoelastic Material, VEM)的剪切变形引起的能量耗散实现振动抑制^[7]。被动控制具有

成本低, 结构简单, 可靠性高的特点, 在振动的高频段具有良好的阻尼性能, 但其缺乏控制的灵活性, 并且结构阻尼的增加受到限制。压电材料作为一种智能材料, 可以同时用作传感器和执行器。为了实现智能减振, 设计了覆盖有压电层的主动抑振结构。Ghasemi-Nejhad 等^[8]提出了带有嵌入式压电传感器和执行器的有源复合梁, 这种主动控制具有更大的灵活性, 并且在低振动频带中具有更好的控制效果。但是在应用压电智能结构时需要消耗外部能量, 而且控制系统的设计取决于柔性机械臂的动态模型的精确性, 因此纯被动控制或主动控制的使用可能无法满足工程应用的需求。结合两种方法优点的主-被动混合控制将是首选, 该方法将被动约束层阻尼结构顶层的普通约束层替换为有源压电层来实现主被动混合约束装置的概念^[9]。Liao 等^[10]研究了 VEM 参数如何影响主被动混合约束装置中的被动阻尼能力和主动作用。Hau 等^[11]使用有限元方法对部分覆盖主被动混合约束梁进行建模。Vasques 等^[12]讨论了反馈和正位反馈控制器单独使用时的缺点以及混合控制器的优点。Kumar 等^[13-14]使用边端元来解决黏弹性层在一定程度上降低主动控制传递速率的问题。Li 等^[15]在传统增强型主被动混合约束(Enhanced Active Con-

收稿日期: 2020-12-24; 修订日期: 2021-04-12

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(12072159, 11772158); 江苏省自然科学基金资助项目(BK20170820); 中央大学基础研究基金资助项目(30917011103)。

strained Layer Damping, EACL D)梁模型的基础上,提出了一种带有部分覆盖EACL D的旋转梁的动力学模型。Baz等^[16]开展了基于主动约束层阻尼技术的旋转梁振动抑制的实验研究,搭建了可旋转的实验平台,将ACL D梁与测量系统和控制系统置于旋转平台,通过集电环将信号传输至计算机,实现了压电主动约束层的传感和作动功能。

本文建立了具有温度依赖性的EACL D夹层FGM梁的刚柔耦合动力模型,并考虑FGM材料特性沿轴向梯度分布。与主要讨论智能复合结构的温度影响振动特性的文献研究不同^[14,17-18],本文将重点讨论不同参数(贴片位置、覆盖率、旋转半径以及模型的宽度)对温度场中含EACL D贴片的旋转FGM梁动力响应的影响。

1 几何建模

1.1 基本假设

设压电约束层的厚度为 h_1 ,长度为 l_c ,密度为 ρ_1 ,弹性模量为 E_1 ,横截面积为 A_1 ,惯性矩为 I_1 ;黏弹性材料层厚度为 h_2 ,密度为 ρ_2 ,弹性模量为 E_2 ,横截面积为 A_2 ,惯性矩为 I_2 ;基梁层的厚度为 h_3 ,长度为 l ,宽度为 b ,横截面积为 A_3 ,惯性矩为 I_3 ;R为刚性轮毂的半径,轮毂由外部扭矩驱动绕y轴旋转,其旋转惯量为 J_h ; k_{eq} 和 m_p 分别表示边端元体的质量和刚度。其余参数随温度变化的情况在下文有说明。在后面的推导过程中,下标1,2,3分别表示与压电层、黏弹性层以及基梁层相关的量。

在建模过程中,本文的复合梁满足以下几个假设:

1. 功能梯度梁为欧拉-伯努利梁,复合梁仍旧可以看作欧拉-伯努利梁。
2. 功能梯度梁由金属和陶瓷构成,功能梯度梁的杨氏模量以及温度膨胀系数都有温度依赖性。
3. 功能梯度梁分布服从幂律定律,且材料特性沿轴向呈梯度分布。
4. 施加的电压沿压电层厚度方向上极化。
5. 复合梁各层轴向变形包括梁的横向变形引起的轴向收缩,并且所有子层梁的横向变形是相等的。

1.2 运动几何关系及变形场描述

含部分覆盖EACL D的功能梯度旋转梁模型如图1所示,与传统模型的主要区别在于,其基梁是由

FGM制成的具有温度依赖性的梁,且材料特性沿轴向梯度分布。图2描述了EACL D梁的变形关系, u_1 表示压电层沿x轴方向的轴向变形, u_2 表示黏弹性层沿x轴方向的轴向变形, u_3 表示基梁层沿x轴方向的轴向变形,各层的横向变形量由 w 来表示, θ 表示梁的旋转角度。

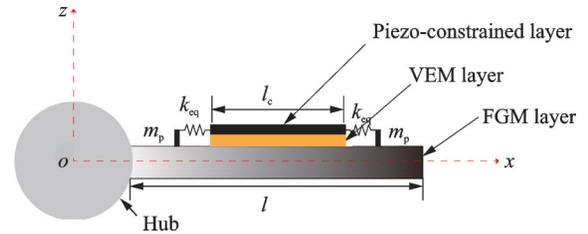


图1 含部分覆盖EACL D的功能梯度旋转梁模型示意图
Fig.1 Schematic diagram of functionally graded rotating beam model with partial coverage EACL D

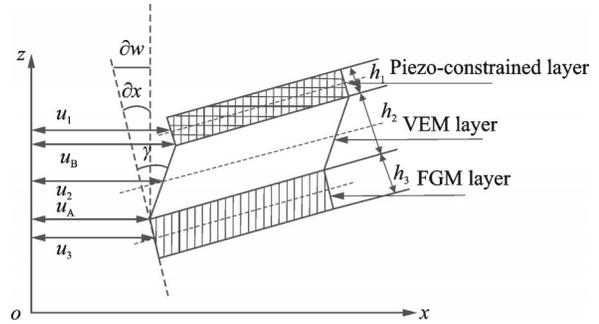


图2 EACL D梁的变形关系
Fig.2 Deformation relationship of EACL D beam

u_A 和 u_B 表示VEM层上表面和下表面距z轴的距离,VEM层绕y轴的旋转角度 $\varphi_y = \frac{u_B - u_A}{h_2}$,其中:

$$\begin{cases} u_A = u_3 - \frac{h_3}{2} \frac{\partial w}{\partial x} \\ u_B = u_1 + \frac{h_1}{2} \frac{\partial w}{\partial x} \end{cases} \quad (1)$$

黏弹性层的剪切应变可以表示为 $\gamma = \frac{\partial w}{\partial x} + \varphi_y$,即:

$$\gamma = (u_1 - u_3 + dw')/h_2 \quad (2)$$

其中:

$$d = (h_1 + 2h_2 + h_3)/2 \quad (3)$$

黏弹性层的轴向变形量可以表示为:

$$u_2 = (u_1 + u_3 + d_1 w')/2 \quad (4)$$

其中:

$$d_1 = (h_1 - h_3)/2 \quad (5)$$

平面坐标系 $o-xz$ 中复合梁上任意点的位置矢量可以表示为:

$$r_i = (R + x + w_i + w_c)x + wz, \quad i = 1, 2, 3 \quad (6)$$

式中 w_i 表示复合梁各层沿中性层方向的轴向变形量; w_c 表示由梁的横向弯曲引起的轴向缩短变形量, 可以写为二阶耦合项^[17]:

$$w_c = -\frac{1}{2} \int_0^x \left(\frac{\partial w}{\partial \xi} \right)^2 d\xi \quad (7)$$

根据假设模态法, 第 i 层沿中性轴方向的轴向变形和横向变形可以表示为:

$$\begin{cases} w_i(x, t) = \phi_{u_i}(x) q_{u_i}(t) \\ w(x, t) = \phi_w(x) q_w(t) \end{cases} \quad (8)$$

式中 $\phi_{u_i}(x)$ 和 $\phi_w(x)$ 分别为与梁的轴向和横向振动有关的模态函数; $q_{u_i}(t)$ ($i=1, 3$) 和 $q_w(t)$ 为结构的广义坐标。结构各层沿 x 方向的轴向变形可以表示为:

$$\begin{cases} u_1 = \phi_{u1} q_{u1} - \frac{1}{2} q_w^T H(x) q_w \\ u_2 = \frac{1}{2} (\phi_{u1} q_{u1} + \phi_{u3} q_{u3} + d_1 \phi_w q_w) - \frac{1}{2} q_w^T H(x) q_w \\ u_3 = \phi_{u3} q_{u3} - \frac{1}{2} q_w^T H(x) q_w \end{cases} \quad (9)$$

其中:

$$H(x) = \int_0^x \phi_w'^T(\xi) \phi_w'(\xi) d\xi \quad (10)$$

设 x_1 和 x_2 分别为左边端元和右边端元距基梁左端的距离:

$$\begin{cases} u_{x_1} = \phi_{u3}(x_1) q_{u3} - \frac{1}{2} q_w^T H(x_1) q_w \\ u_{x_2} = \phi_{u3}(x_2) q_{u3} - \frac{1}{2} q_w^T H(x_2) q_w \end{cases} \quad (11)$$

1.3 功能梯度材料概述

FGM 梁的材料特性根据幂律定律可表示为:

$$P(x) = P_m + (P_c - P_m) V_c \quad (12)$$

$$V_c = \left(\frac{x}{l} \right)^N, \quad 0 \leq x \leq l \quad (13)$$

式中 x 为 FGM 梁沿轴向的坐标; $P(x)$ 表示功能梯度梁材料特性沿轴向的变化情况, 可以用杨氏模量 $E_3(x)$ 、密度 $\rho_3(x)$ 、热传导率 $K_3(x)$ 以及热膨胀系数 $\alpha_3(x)$ 来代替。下标 c 和 m 分别表示陶瓷和金属材料; V_c 代表陶瓷的体积分数; N 表示体积分数指数。陶瓷的体积分数随无量纲长度变化的情况如图 3 所示。

假定温度传导仅发生在复合梁的长度方向, 那么复合层沿长度方向的温度分布情况可以通过求解一维稳态热传导方程得到:

$$-\frac{d}{dx} \left[K(x) \frac{dT(x)}{dx} \right] = 0 \quad (14)$$

根据温度连续性和边界条件(12)~(14), 可以得出以下方程式^[18]:

$$TF(x) = T_m + \frac{T_c - T_m}{S} \left[\frac{x}{l} - \frac{K_{cm}}{(N+1)K_m} \left(\frac{x}{l} \right)^{N+1} + \frac{K_{cm}^2}{(2N+1)K_m^2} \left(\frac{x}{l} \right)^{2N+1} - \frac{K_{cm}^3}{(3N+1)K_m^3} \left(\frac{x}{l} \right)^{3N+1} + \frac{K_{cm}^4}{(4N+1)K_m^4} \left(\frac{x}{l} \right)^{4N+1} - \frac{K_{cm}^5}{(5N+1)K_m^5} \left(\frac{x}{l} \right)^{5N+1} \right] \quad (15)$$

其中:

$$K_{cm} = K_c - K_m \quad (16)$$

$$S = 1 - \frac{K_{cm}}{(N+1)K_m} + \frac{K_{cm}^2}{(2N+1)K_m^2} - \frac{K_{cm}^3}{(3N+1)K_m^3} + \frac{K_{cm}^4}{(4N+1)K_m^4} - \frac{K_{cm}^5}{(5N+1)K_m^5} \quad (17)$$

FGM 材料的杨氏模量 $E_3(x)$ 和温度膨胀系数 $\alpha_3(x)$ 等参数的温度依赖性可以表示为^[18]:

$$P = P_0 (P_{-1} T^{-1} + 1 + P_1 T + P_2 T^2 + P_3 T^3) \quad (18)$$

式中 P_0, P_{-1}, P_1, P_2 和 P_3 为描述材料特性的相关系数。

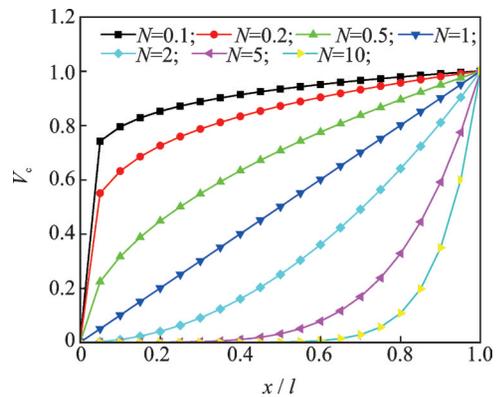


图 3 体积分数随无量纲长度变化的情况

Fig. 3 The volume fraction varies with the dimensionless length

黏弹性材料也具有温度依赖性, 本文选用的黏弹性材料为 DYAD606, 其剪切模量和损耗因子随温度的变化情况与文献[17]一致。

2 系统动力学方程

对于绕定轴转动的 EACL D 柔性悬臂梁, 其动能可以表示为:

$$T_k = T_1 + T_2 = \frac{1}{2} J_{oh} \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 \int_{x_1}^{x_2} \rho_i A_i \dot{r}_i^T \dot{r}_i dx + \frac{1}{2} \int_0^l \rho_3 A_3 \dot{r}_3^T \dot{r}_3 dx + \frac{1}{2} m_p \dot{r}_L^T \dot{r}_L + \frac{1}{2} m_p \dot{r}_R^T \dot{r}_R = \frac{1}{2} J_{oh} \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2} \rho_i A_i \sum_{i=1}^2 \int_{x_1}^{x_2} \{ [\dot{\theta}(R+x+u_i) + \dot{w}]^2 + (\dot{u}_i - \dot{\theta}w)^2 \} dx + \frac{1}{2} \rho_3 A_3 \int_0^l \{ [\dot{\theta}(R+x+u_3) + \dot{w}]^2 + (\dot{u}_3 - \dot{\theta}w)^2 \} dx + \frac{1}{2} m_p \{ [\dot{\theta}(R+x+u_{x_1}) + \dot{w}]^2 + (\dot{u}_{x_1} - \dot{\theta}w)^2 \} + \frac{1}{2} m_p \{ [\dot{\theta}(R+x+u_{x_2}) + \dot{w}]^2 + (\dot{u}_{x_2} - \dot{\theta}w)^2 \} \quad (19)$$

式中 J_{oh} 为中心刚体的转动惯量。

其应变可以表示为:

$$U = U_1 + U_2 + U_3 + U_4 \quad (20)$$

式中 U_1, U_2, U_3 以及 U_4 分别表示压电层、黏弹性层、基梁层以及等效弹簧的势能。由压电材料的一维本构方程,压电层的势能可表示为:

$$U_1 = \iint_v \sigma_x \epsilon_x dV = \frac{1}{2} \int_{x_1}^{x_2} [E_1 A_1 (u_1')^2 + E_1 I_1 (w'')^2] dx \quad (21)$$

黏弹性层的剪切应变能可表示为:

$$U_2 = \frac{1}{2} G^* A_2 \int_{x_1}^{x_2} \gamma^2 dx \quad (22)$$

基梁层的势能可表示为:

$$U_3 = \frac{1}{2} I_3 \int_0^l E_3(x) (w'')^2 dx + \frac{1}{2} A_3 \int_0^l E_3(x) (u_3')^2 dx \quad (23)$$

等效弹簧的等效势能为:

$$U_4 = \frac{1}{2} k_{eq} (\Delta x_1)^2 + \frac{1}{2} k_{eq} (\Delta x_2)^2 \quad (24)$$

对于闭环系统,压电层在外加电场的作用下可产生压电力以及力矩。其中压电力和压电力矩所做功可以表示为:

$$\delta W_p = \mathbf{Q}_p^T \delta \mathbf{q} = E_1 A_1 \int_{x_1}^{x_2} (\epsilon_p \delta u_1 + d\epsilon_p \delta w') dx \quad (25)$$

$$\phi_c = -K_p \phi_s - K_d \dot{\phi}_s \quad (26)$$

$$\epsilon_p = d_{31} \phi_c / h_1 \quad (27)$$

式中 d_{31} 表示压电应变常数; ϕ_c 表示压电致动器电压; K_p 和 K_d 分别为比例控制增益和微分控制增益; ϕ_s 为传感器获得的感应电压,可以表示为:

$$\phi_s = -\frac{k_{31}^2 D_d b}{g_{31} C} \int_{x_1}^{x_2} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right) dx \quad (28)$$

式中 $C = 8.854 \times 10^{-12} A_s k_{31} / h_1$ 表示传感器电容,其中, A_s 表示传感器表面积, k_{31} 表示介电常数; $D_d = h_1 / 2$; k_{31} 表示力电耦合因子; g_{31} 表示压电电压常数。

与广义压电力相关的广义力可以写作:

$$\mathbf{Q}_p = (0 \quad \mathbf{Q}_{pf}^T \quad 0 \quad \mathbf{Q}_{pm}^T)^T \quad (29)$$

$$\mathbf{Q}_{pf} = g(K_p + K_d p) \int_{x_1}^{x_2} \phi_{u1}^T \left(\int_{x_1}^{x_2} \phi_w'' q_w dx \right) dx \quad (30)$$

$$\mathbf{Q}_{pm} = dg(K_p + K_d p) \int_{x_1}^{x_2} \phi_w''^T \left(\int_{x_1}^{x_2} \phi_w'' q_w dx \right) dx \quad (31)$$

式中 $p = \frac{d}{dt}, g = E_1 b^2 d_{31} k_{31}^2 D_d / (g_{31} C)$ 。

驱动力矩所做功可表示为:

$$\delta W_1 = \mathbf{Q}_\tau^T \delta \mathbf{q} \quad (32)$$

广义外力可表示为:

$$\mathbf{Q}_\tau = (F_\tau \quad 0 \quad 0 \quad 0)^T \quad (33)$$

式中 F_τ 表示驱动力矩。

与温度相关的广义外力可表示为:

$$\mathbf{Q}_T = (0 \quad \mathbf{Q}_{T11} \quad \mathbf{Q}_{T13} \quad \mathbf{Q}_{T2})^T \quad (34)$$

$$\mathbf{Q}_{T11} = bh_1 E_1 \int_{x_1}^{x_2} \{ \alpha_1 [T(x) - T_1] \} \phi_{u1}' dx \quad (35)$$

$$\mathbf{Q}_{T13} = bh_3 \int_0^l \{ E_3(x) \alpha_3(x) [T(x) - T_0] \} \phi_{u3}' dx \quad (36)$$

$$\mathbf{Q}_{T2} = -b \int_{-\frac{h_3}{2}}^{\frac{h_3}{2}} z dz \int_0^l \{ E_3(x) \alpha_3(x) [T(x) - T_0] \} \phi_w'' dx - b E_1 \alpha_1 \int_{\frac{h_3}{2} + h_2}^{\frac{h_3}{2} + h_2 + h_1} z dz \int_{x_1}^{x_2} [T(x) - T_1] \phi_w'' dx \quad (37)$$

式中 $T_1 = T_{x=x_1}$; α_1 和 α_3 分别表示压电层和功能梯度材料的热膨胀系数; T_0 为左端参考温度, $T_0 = 273.15 \text{ K}$ 。

要对系统进行响应分析,令 θ, q_{u1}, q_{u3} 以及 q_w 为广义坐标,根据第二类拉格朗日方程:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T_k}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial T_k}{\partial q} + \frac{\partial U}{\partial q} = \mathbf{Q} \quad (38)$$

将系统的动能和势能代入拉格朗日方程,经过整理可以得到基于高阶耦合建模理论的系统动力学方程:

$$\begin{bmatrix} \widetilde{M}_{11} & \widetilde{M}_{12} & \widetilde{M}_{13} & \widetilde{M}_{14} \\ \widetilde{M}_{21} & \widetilde{M}_{22} & \widetilde{M}_{23} & \widetilde{M}_{24} \\ \widetilde{M}_{31} & \widetilde{M}_{32} & \widetilde{M}_{33} & \widetilde{M}_{34} \\ \widetilde{M}_{41} & \widetilde{M}_{42} & \widetilde{M}_{43} & \widetilde{M}_{44} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\theta} \\ \ddot{q}_{u1} \\ \ddot{q}_{u3} \\ \ddot{q}_w \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{Q}_\theta \\ \mathbf{Q}_{qu1} \\ \mathbf{Q}_{qu3} \\ \mathbf{Q}_w \end{bmatrix} \quad (39)$$

文献[19]中已经详细推导了材料梯度分布沿梁厚度方向变化的旋转EACL D-FGM梁系统动力学模型,式(39)左边的各广义质量矩阵和右边的广义力矩阵表达形式可在文献[19]的基础上进行修改,仅需在相应矩阵元素中考虑轴向分布FGM梁结构参数的影响,本文不再列出。

3 数值仿真结果与分析

旋转 EACL D 复合梁系统的动力学特性和控制效果容易受到自身条件的影响,接下来将讨论不同控制参数对系统响应的影响。取 EACL D 梁附加质量点质量为 0.005 kg , 等效弹簧刚度为 10^7 N/m , 比例控制系数 K_p 和微分控制系数 K_d 分别为 1 和 -0.005 , 在不做特殊说明的情况下默认覆盖率为 $1/3 (x_1 = 0.1 \text{ m}, x_2 = x_1 + 0.1 \text{ m})$, 参考温度 $T_0 = 273.15 \text{ K}$, 温度差变化范围为 $0 \sim 100 \text{ K}$ 。EACL D 梁的基本物理参数如表 1^[17] 所示, FGM 材料特性随温度变化相关参数如表 2^[18] 所示。

表 1 EACL D 梁的相关物理参数表

Tab. 1 Relevant physical parameters of the EACL D beam

| 参数 | 数值 | 参数 | 数值 | 参数 | 数值 |
|-----------------|-------|--|-------|--|-----------------------|
| R/mm | 0 | E_1/GPa | 64.9 | η | 随温度变化 |
| l/mm | 300 | E_2/MPa | 29.8 | G^* | 随温度变化 |
| b/mm | 12.7 | $E_3(x)$ | 随温度变化 | $d_{31}/(\text{m}\cdot\text{V}^{-1})$ | 2.3×10^{-11} |
| h_1/mm | 0.762 | $\rho_1/(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$ | 7 600 | $g_{31}/(\text{V}\cdot\text{m}\cdot\text{N}^{-1})$ | 0.216 |
| h_2/mm | 0.25 | $\rho_2/(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$ | 1 250 | K_{31} | 0.12 |
| h_3/mm | 2.286 | $\rho_3(x)$ | 随温度变化 | K_{31} | 12 |

表 2 金属和陶瓷材料参数随温度变化情况

Tab. 2 Variations of metal and ceramic material parameters with temperature

| 材料 | 参数 | P_0 | P_{-1} | P_1 | P_2 | P_3 |
|-------------------------|--------------------------|-----------------------|----------|------------------------|-----------------------|-------------------------|
| Si_3N_4 | E_c/Pa | 348.43×10^9 | 0 | -3.07×10^{-4} | 2.16×10^{-7} | -8.96×10^{-11} |
| | α_c/K^{-1} | 5.87×10^{-6} | 0 | 9.1×10^{-4} | 0 | 0 |
| Ti-6Al-4V | E_m/Pa | 12.5×10^9 | 0 | -4.59×10^{-4} | 0 | 0 |
| | α_m/K^{-1} | 7.58×10^{-6} | 0 | 6.64×10^{-4} | 0 | 0 |

图 4 比较了 EACL D 旋转梁在 FGM 材料特性沿长度方向和厚度方向梯度分布两种情况下的热致振动情况,此时 $x_1 = 0.1 \text{ m}, x_2 = x_1 + 0.1 \text{ m}$, 两种梯度分布均采用相同幂律表达式。当 FGM 材料特性沿梁厚度方向分布时,由于材料分布的不对称性,结构末端横向变形逐渐趋于一非零定值;而当 FGM 材料特性沿梁长度方向分布时,材料分布在厚度方向具有对称性,结构末端横向变形逐渐趋于零,其振动平衡位置并未偏离梁的中性轴。

图 5 比较了 $x_1 = 0, x_2 = x_1 + 0.1 \text{ m}$ 时,不同温

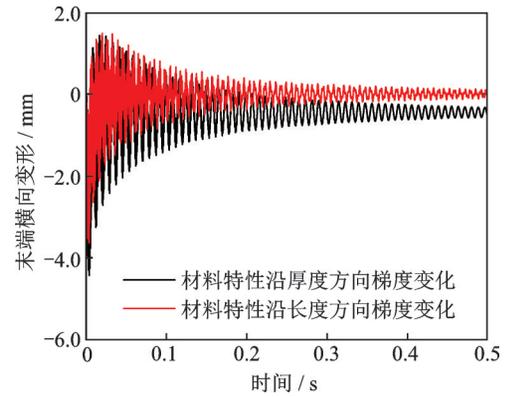


图 4 FGM 材料特性分布方向对结构末端横向变形的影响
Fig. 4 The influence of FGM material characteristic distribution direction on the transverse deformation of the structure end

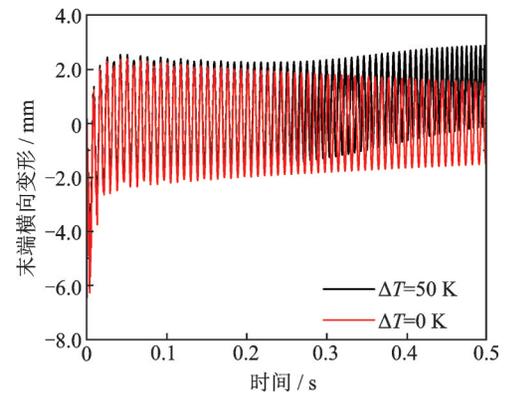


图 5 不同温度对结构末端横向变形的影响 ($x_1 = 0, x_2 = x_1 + 0.1 \text{ m}$)
Fig. 5 The influence of different temperatures on the transverse deformation of the structure end ($x_1 = 0, x_2 = x_1 + 0.1 \text{ m}$)

度对结构末端横向变形的影响,在结构末端施加温度载荷, ΔT 表示结构两端的温度差。通过对比发现,当温度差为 0 K 时,经过一段时间的振动,结构末端位移逐渐趋于 0,而当温度差为 50 K 时,结构经过一段时间的振荡后,逐渐趋于一定值,由此可见,温度对结构振动的影响不容忽视。图 6 比较了 $x_1 = 0.05 \text{ m}, x_2 = x_1 + 0.1 \text{ m}$ 时,不同温度对结构末端横向变形的影响,得出的结果与图 5 相似。但当温度差为 50 K 时,结构经过一段时间的振荡后,逐渐趋于一负值,而且相比下当 $x_1 = 0.05 \text{ m}, x_2 = x_1 + 0.1 \text{ m}$ 时结构振动的衰减速度更快。由此可

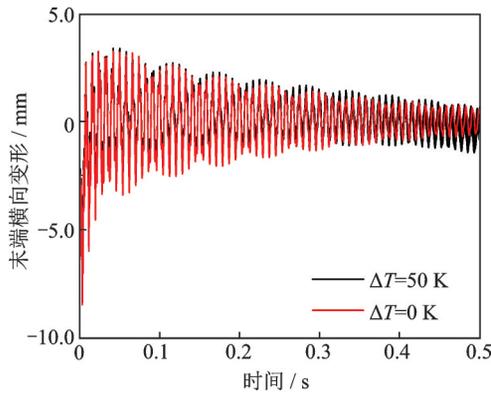
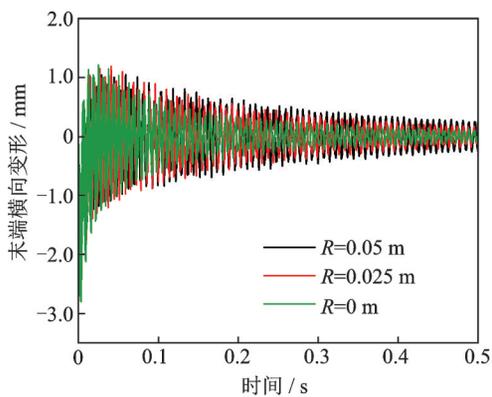


图 6 不同温度对结构末端横向变形的影响 ($x_1=0.05$ m, $x_2=x_1+0.1$ m)

Fig. 6 The influence of different temperatures on the lateral deformation of the structure end ($x_1=0.05$ m, $x_2=x_1+0.1$ m)

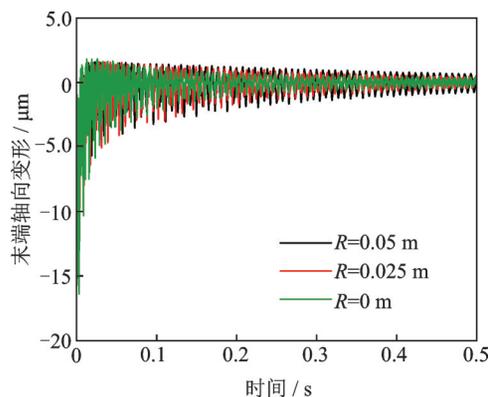
见, EACL D 贴片位置靠右的结构振动控制效果相对更好。

结构旋转半径对结构末端变形的影响如图 7 所示, 其中图 7(a) 表示对横向位移的影响, 图 7(b) 表示对轴向位移的影响。从图 7 中可以看出, 当 $R=0$ m 的时候结构末端变形量最小, 当 $R=0.05$ m 时



(a) 横向变形

(a) Transverse deformation



(b) 轴向变形

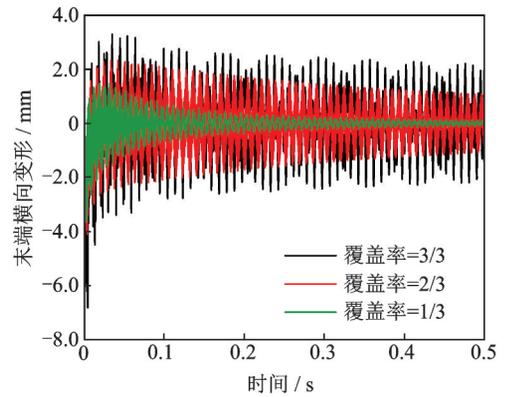
(b) Longitudinal deformation

图 7 旋转半径对结构末端变形的影响

Fig. 7 The influence of the radius of rotation on the deformation of the structure end

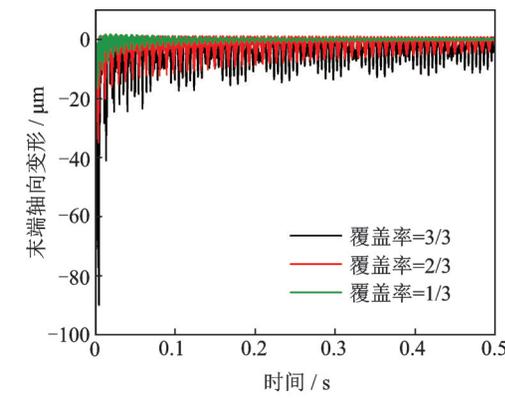
结构末端变形量最大, 但是旋转半径对结构末端轴向变形的影响是比较小的。

图 8 比较了结构覆盖率对结构末端变形的影响, 其中图 8(a) 表示对横向位移的影响, 图 8(b) 表示对轴向位移的影响。从图 8 中可以得知, 当结构覆盖率为 1/3 时振动衰减最快, 当覆盖率为 3/3 时结构振幅最大且衰减速度最慢, 由此可知, 对结构覆盖率进行优化同样是非常有必要的。



(a) 横向变形

(a) Transverse deformation



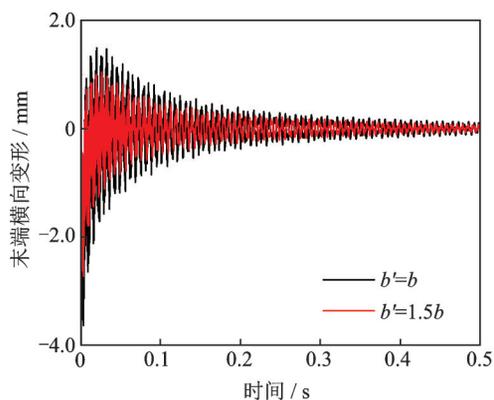
(b) 轴向变形

(b) Longitudinal deformation

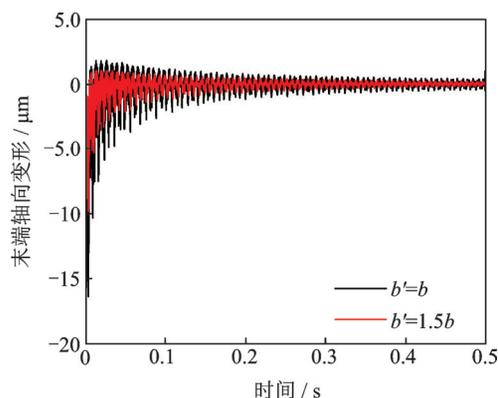
图 8 结构覆盖率对结构末端变形的影响

Fig. 8 The influence of structure coverage on the deformation of structure end

图 9 比较了部分覆盖结构不同宽度对结构末端变形的影响, 其中图 9(a) 表示对横向位移的影响, 图 9(b) 表示对轴向位移的影响。从图 9 中可见, 宽度较大时结构末端的振幅较小, 因此宽度对结构的振动也是有一定影响的。图 10 比较了全覆盖结构的不同宽度对结构末端变形的影响, 其中图 10(a) 表示对横向位移的影响, 图 10(b) 表示对轴向位移的影响。从图 10 中可以看出, 结构宽度对末端变形的影响非常大。对比图 9 和图 10 发现, 对于不同覆盖率的 EACL D 梁, 宽度对结构末端变形的影响也不相同, 因此需要根据结构的实际构型对宽度进行优化, 以达到有效抑振的目的。



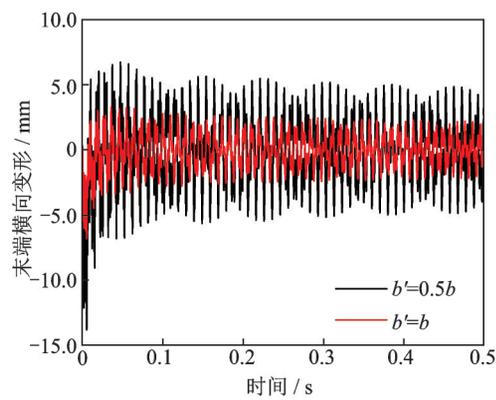
(a) 横向变形
(a) Transverse deformation



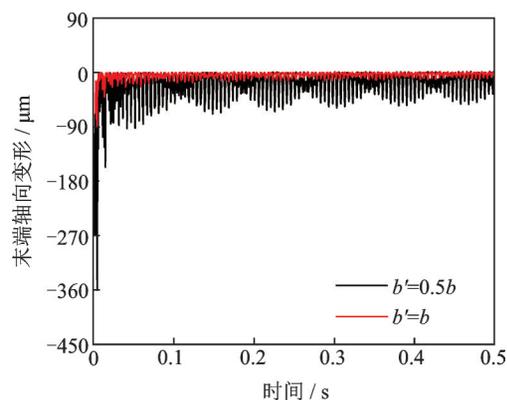
(b) 轴向变形
(b) Longitudinal deformation

图9 不同宽度对结构末端变形的影响(部分覆盖)

Fig. 9 The influence of different widths on the deformation of the structure end (partial coverage)



(a) 横向变形
(a) Transverse deformation



(b) 轴向变形
(b) Longitudinal deformation

图10 不同宽度对结构末端变形的影响(全覆盖)

Fig. 10 The influence of different widths on the deformation of the structure end (full coverage)

4 结论

本文针对空间机械臂在温度场中容易发生振动的问题,以覆盖增强主动约束层阻尼的旋转FGM梁为研究对象,对简化的刚柔耦合动力学模型进行动力学建模与数值分析,得出如下结论:

(1)与材料梯度沿厚度方向按幂律分布相比,沿轴向梯度分布的FGM梁的热致振动平衡位置不会偏离梁的中性轴。

(2)比较了贴片在不同位置/覆盖率的情况下结构振动的幅度,发现贴片位置/覆盖率对结构振动影响比较大,因此可优化贴片位置/覆盖率来减小结构振动幅度。

(3)分析了不同的旋转半径下的结构算例,发现旋转半径对结构末端轴向变形影响非常小,几乎可以忽略不计。

(4)讨论了不同宽度对结构末端变形的影响,发现宽度对结构变形影响比较大,且对于不同覆盖率的,宽度对变形的影响也不同,因此在进行结构设计时可对宽度进行优化。

参考文献:

- [1] Koizumi M. FGM activities in Japan [J]. Composites Part B, Engineering, 1997, 28(1-2): 1-4.
- [2] 全国军,许杨健. 非均匀温度场下变物性二维功能梯度材料板的瞬态热应力分析[J]. 机械科学与技术, 2018, 37(6): 980-984.
Tong Guojun, Xu Yangjian. Transient thermal stress analysis of variable properties for two-dimensional functionally graded material plates under non-uniform temperature field [J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2018, 37(6): 980-984.
- [3] Wattanakulpong N, Ungbhakorn V. Linear and non-linear vibration analysis of elastically restrained ends FGM beams with porosities [J]. Aerospace Science and Technology, 2014, 32(1): 111-120.
- [4] Tong G J, Liu Y S, Cheng Q, et al. Stability analysis of cantilever functionally graded material nanotube under thermo-magnetic coupling effect [J]. European Journal of Mechanics - A/Solids, 2020, 80: 103929.
- [5] Li L, Zhang D G. Dynamic analysis of rotating axially

- FG tapered beams based on a new rigid flexible coupled dynamic model using the B-spline method[J]. Composite Structures, 2015, 124: 357-367.
- [6] 蔡国平,洪嘉振. 中心刚体-柔性悬臂梁系统的动力特性研究[J]. 航空学报, 2004, 25(3): 248-253.
Cai Guoping, Hong Jiazhen. Dynamic analysis of a flexible hub-beam system [J]. Acta Aeronautica ET Astronautica Sinica, 2004, 25(3): 248-253.
- [7] Cai C T, Zheng H, Liu G R. Vibration analysis of a beam with PCLD patch[J]. Applied Acoustics, 2004, 65(11): 1057-1076.
- [8] Ghasemi-Nejhad M N, Russ Richard, Pourjalali Saeid. Manufacturing and testing of active composite panels with embedded piezoelectric sensors and actuators [J]. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 2005, 16(4):319-333.
- [9] Baz A M. Active and Passive Vibration Damping[M]. Hoboken, NJ:John Wiley & Sons, Inc., 2019.
- [10] Liao W H, Wang K W. On the analysis of viscoelastic materials for active constrained layer damping[J]. Journal of Sound and Vibration, 1997, 207(3): 319-334.
- [11] Hau L C, Fung E H K. Effect of ACLD treatment configuration on damping performance of a flexible beam [J]. Journal of Sound and Vibration, 2004, 269(3-5): 549-567.
- [12] Vasques C M A, Rodrigues J D. Combined feedback/feedforward active control of vibration of beams with ACLD treatments: numerical simulation [J]. Computers & Structures, 2008, 86(3-5): 292-306.
- [13] Kumar S, Kumar R. Theoretical and experimental vibration analysis of rotating beams with combined ACLD and Stressed Layer Damping treatment [J]. Applied Acoustics, 2013, 74(5): 675-693.
- [14] Kumar S, Kumar R, Sehgal R. Enhanced ACLD treatment using stand-off-layer: FEM based design and experimental vibration analysis [J]. Applied Acoustics, 2011, 72(11): 856-872.
- [15] Li L, Liao W H, Zhang D G, et al. Dynamic modeling and analysis of rotating beams with partially covered enhanced active constrained layer damping treatment [J]. Journal of Sound and Vibration, 2019, 455: 46-68.
- [16] Baz A, Ro J. Vibration control of rotating beams with active constrained layer damping [J]. Smart Materials and Structures, 2001, 10: 112-120.
- [17] Guo Y B, Li L, Zhang D G. Dynamic modeling and vibration analysis of rotating beams with active constrained layer damping treatment in temperature field [J]. Composite Structures, 2019, 226: 111217.
- [18] Li L, Liao W H, Zhang D G, et al. Vibration control and analysis of a rotating flexible FGM beam with a lumped mass in temperature field [J]. Composite Structures, 2019, 208: 244-260.
- [19] Fang Y, Li L, Zhang D G, et al. Vibration suppression of a rotating functionally graded beam with enhanced active constrained layer damping treatment in temperature field [J]. Thin-Walled Structures, 2021, 161:107522.

Research on thermal vibration suppression of rotating axial FGM beam covered with enhanced active constrained layer damping

FANG Yuan, GUO Yong-bin, LI Liang, ZHANG Ding-guo

(School of Science, Nanjing University of Science and Technology, Nanjing 210094, China)

Abstract: In view of the thermally induced vibration problem of space flexible manipulator, taking the central rigid body-rotating beam model as research object, an enhanced active constrained layer damping is partially covered on the surface of the flexible beam. The vibration control of the system under thermal impact load is studied. It is assumed that the base beam is a functionally graded material (FGM) beam which is suitable for the temperature field. The material properties are distributed along the axial gradient. Based on the rigid-flexible coupling modeling theory, the rotating FGM beam in the temperature field is dynamically modeled. Furthermore, numerical analysis methods are used to study the influence of parameters such as the position/coverage rate of the enhanced active constrained layer damping patch, temperature, structure width and central rigid body radius on the deformation of the structure end. After comparison, several factors that have a greater impact on structural vibration are found, including patch position, patch coverage and structure width. The structure can be optimized according to the research results to achieve the purpose of vibration suppression.

Key words: vibration control; rigid-flexible coupling; thermally induced vibration; FGM; enhanced active constrained layer damping

作者简介: 方园(1995—),女,硕士研究生。电话:15895890691; E-mail: 15895890691@163.com。

郭永彬(1991—),男,博士研究生。电话:17751763190; E-mail: gyb_mechanics825@163.com。

通讯作者: 黎亮(1987—),男,副教授。电话:15250980315; E-mail: liangli@mail.njust.edu.cn。