

点阵夹芯梁在气动力下的振动控制与能量采集

王祥宇 臧健[†]

(沈阳航空航天大学 航空宇航学院, 沈阳 110136)

摘要 本文提出了一种带有振动控制与能量采集的多功能点阵夹芯梁(Multifunctional-Lattice Sandwich Beam, M-LSB)结构. 首先,在点阵夹芯梁内部安装了镍钛合金型非线性能量阱(Nitinol-Nonlinear Energy Sink, N-NES),以实现振动抑制. 其次,在梁上铺设超磁致伸缩薄片(Giant Magnetostrictive Lamina, GML),通过 GML 的维拉里效应实现能量采集. 根据哈密顿原理和牛顿第二定律,建立了气动环境下耦合系统的运动方程. 使用龙格-库塔法计算动力学方程得到了有无 N-NES 时多功能点阵夹芯梁的时域响应,验证了 N-NES 的振动控制效果和 GML 的能量采集效率. 结果表明, N-NES 可以实现高效的振动抑制, GML 可以有效地收集气动环境下点阵夹芯梁的振动能量.

关键词 点阵夹芯梁, 镍钛合金型非线性能量阱, 超磁致伸缩薄片, 能量采集

中图分类号:O322

文献标志码:A

Vibration Control and Energy Harvesting of Lattice Sandwich Beam under Aerodynamic Forces

Wang Xiangyu Zang Jian[†]

(College of Aerospace Engineering, Shenyang Aerospace University, Shenyang 110136, China)

Abstract This paper proposed a multifunctional lattice sandwich beam (M-LSB) structure. Firstly, a Nitinol-Steel wire rope nonlinear energy sink (N-NES) is installed inside the lattice sandwich beam to achieve vibration suppression. Secondly, a giant magnetostrictive lamina (GML) that is laid on the beam to achieve energy harvesting through the Villari effect of GML. Based on the the Hamilton's principle and Newton's second law, the equations of motion of the coupled system under aerodynamic environment are established. The time-domain response of the multifunctional lattice sandwich beam with and without N-NES is obtained by using the Runge-Kutta method to calculate the dynamic equations, and the vibration control effect of N-NES and the energy harvesting efficiency of GML are verified. The results show that the N-NES can achieve efficient vibration suppression and the GML can efficiently harvest the vibration energy of the lattice sandwich beam under aerodynamic environment.

Key words lattice sandwich structure, Nitinol-Steel wire rope nonlinear energy sink, giant magnetostrictive lamina, energy harvesting

引言

随着科学技术的飞速发展,航空、航天、航海等领域对高性能复合材料的需求日益增长.相较于传统材料,复合材料展现出众多显著优势,如低比重、高比模量、高比刚度及高比强度等^[1].2014年,Guo等^[2]采用无压烧结工艺制备了碳化硅蜂窝陶瓷,研究了其性能,证明了该复合材料具有高孔隙率、高强度和较好的抗热震性.为了进一步提升飞行器的载重效率,众多国内外学者将研究重点聚焦于夹芯结构上^[3-5].这类结构是一种特殊的多层设计,由上下两个面板和中间的芯层构成.其中,面板具有较强的机械性能,而芯层的机械性能则相对较弱.这种结构设计的一大优势是,其独特的分离式面板极大地增加了结构的惯性矩,从而提升了抗弯曲刚度^[6].值得一提的是,自然界中广泛存在类似的夹芯结构.研究人员在剖析犀鸟喙部和鸟类翼骨时发现,两块骨板之间分布着大量相互连结的骨柱,形成了一种天然的夹芯结构.这一重要发现为夹芯结构的设计提供了宝贵的启示和指导.

Douglas等^[7]提出了一种挤压和电火花加工方法制造锥形点阵夹芯结构,以消除节点故障的发生率,结果发现面板的机械性能受夹层板的几何形状、合金的力学性能和安装模式决定.点阵夹芯结构作为一种多功能新型轻型结构,其适应性主要体现在轻质和高强度的特性,适用于需要减轻结构重量同时保持或提高结构效率的应用场景.例如,可以在航空航天领域中用于减少飞行器的整体质量,从而提高燃油效率和载荷能力,也可用于减振降噪、能量吸收、热控制等多种工况^[8].其次,点阵夹芯梁的限制主要包括制造复杂性和成本.由于点阵结构的元件组装和连接相对困难,这增加了制造过程的复杂性.此外,虽然点阵夹芯梁的设计提供了很大的灵活性,但这也意味着需要精确的设计和制造过程来满足特定的应用需求,这可能会导致成本增加.在航空领域,由于飞机在飞行过程中发动机的振动会将能量传递到机身和其他部件,且长期的高频振动可能导致结构的疲劳损伤.因此,如何在增强飞机结构强度的同时,实现对机体结构振动的有效控制并将振动能量回收利用,已成为一个关键的研究技术难题.

在现有的振动控制方法中,主动控制方法依赖

于结构本身的振动反馈信号,通过一定的策略可以实时改变结构的参数来抑制振动^[9],而被动控制可以解决高频振动问题.对于振动控制装置,特别是非线性振动控制结构,最典型的是非线性能量阱(NES)^[10-13],其通过非线性弹簧、线性阻尼以及轻质负载以实现靶能量传递,并且NES有一定的宽频振动控制能力.NES的振动控制概念不仅适用于强迫激励系统,也适用于自激励系统^[14].对于梁结构的振动控制,众多研究已经证实,NES能以较小的附着质量实现一定的振动控制^[15,16].该装置可以使主系统中的能量传递到其结构中,且单向不可逆,而多余的能量可以由阻尼耗散.童俊辉等^[17]进行了关于基于NES的深海柔性张力腿振动抑制问题的研究,并将其性能与调谐质量阻尼器进行了比较分析.研究结果显示,在相似的情况下,NES表现出更为显著的振动减缓效果.此外,通过调整NES吸振器的参数可以实现最佳的振动控制效果.王国旭等^[18]对简谐激励下双弹簧NES的优化进行了探讨,运用差分进化算法和参数分析方法优化NES的参数,并将其与线性吸振器(LVA)的优化结果进行对比.研究结果显示,与LVA相比,NES在实现减振效果时具有更广泛的弹簧刚度范围.此外,NES的优化参数区域和幅频响应受激励幅值的影响.构建了一种新型吸振模型,将冲击减振器与非线性能量阱耦合,数值模拟结果验证了这一吸振装置的高效性.李继伟等^[19]分析了各参数对主结构振幅、能量耗散以及振动频率的影响.研究表明,适当的间隙和较高的碰撞恢复系数不仅可以增加系统的碰撞运动次数,还能使系统在每次碰撞中更有效地耗散能量.此外,在该系统中,强非线性刚度有利于吸振效果的提升.然而,如何设计NES的阻尼,即在保持结构稳定的同时提高其能量吸收效率,仍是一个长期困扰学者们的技术难题.

对于阻尼结构,Carboni等^[20]提出了一种由镍钛合金和钢丝绳组成的新型非线性被动阻尼器,其具有典型的形状记忆滞后材料非线性特征,可以通过绳间的摩擦持续提供阻尼恢复力,为非线性振动控制机构的阻尼设计提供新思路.Belhaq等^[21]建立了镍钛合金钢丝绳(Nitinol Steel Wire Ropes, NiTi-ST)的本构方程和非线性滞回模型.Zhang等^[22]选用NiTi-ST以实现复合材料层合板的振动

控制. 结果表明, NiTi-ST 对复合材料层合板具有优异的振动控制能力, 对系统固有频率的影响较小. 张博文等^[23]提出了一种新型阻尼装置镍钛合金钢丝绳, 仿真结果证实, 这种钢丝绳可作为非线性阻尼器, 来抑制连续体结构振动.

本文将 NES 中的阻尼替换成 NiTi-ST, 组成一种新的减振器 N-NES. 镍钛合金钢丝绳的形状记忆和超弹性特性可以增强 NES 系统的减振效果, 使其在各种工程领域, 如土木工程、航空航天和机械领域中的应用更为有效. 尽管镍钛合金钢丝绳的制造成本较高, 但其长期耐用性, 降低了成本效益. 在制造过程中的精确度要求高, 因为镍钛合金的性能受加工过程中温度和应力的影响, 可能会增加制造难度和成本. 对于 NES 系统, 虽然 NES 的制造和维护成本可能高于传统的振动控制系统, 但其在减振效率方面的优势, 可以降低总体成本效益. 此外, NES 的设计和优化需要精确的数值模拟和实验验证, 这可能会增加研发的时间和成本.

将环境中存在的其他能量形式变成电能, 是能量采集的主要目的, 以实现传感器等微电子设备持久的电力供应. 在实际应用中, 能量采集装置可以将点阵夹芯结构产生的振动能量转化为磁场能量, 进而转化为电能^[24]. 振动能量采集器可以分为压电型、静电型和磁致伸缩型^[25]. 其中, 压电型能量采集器研究最为广泛. 王海等^[26]设计了一种基于预应力梁的压电能量采集器, 提高了压电能量采集器的开路电压. 施海天等^[27]设计的 Z 型梁结构的压电能量采集器可以实现多模态共振频率下的振动能量采集. GMM 具有出色的特性, 相较于传统的磁致伸缩材料, GMM 的磁致伸缩系数远大于其几十倍^[28]. GMM 还具备快速的响应速度, 尤其在室温下, 机械能—电能转换率高, 几乎同时发生磁化和应力效应, 适用于制造高灵敏电磁感应器件. 而且 GMM 不仅适用于低频, 还适用于超高频^[29]. GMM 的这些特性使其在振动系统、传统电子信息系统、传感系统等领域引发了革命性变化^[30,31]. 由于压电材料存在脆性大和易老化等缺点, 因此我们选择了超磁致伸缩材料 (GMM) 作为研究对象. GMM 的研究需要考虑维拉里效应^[32], 基于该效应超磁致伸缩材料的磁化强度随外力而变化, 从而提供了能量采集装置的工作原理. Wang 等^[33]使用哈密顿原理结合基于欧拉—伯努利梁理论的简谐波

叠加法, 建立了基于磁致伸缩材料的新型振动能量采集器的电路模型. Berbyuk 等^[34]研究了 Gafenol 棒的振动发电特性并建立了磁致伸缩材料棒的线性模型. 超磁致伸缩材料 Terfenol-D^[35,36]具有超磁致伸缩应变、能量耦合系数大、动态响应快等优点, 可以广泛用于声纳换能器和超声波装置等动态应用中^[37-39]. 在此基础上, 通过测试不同的超磁致伸缩材料 (Terfenol-D、Gafenol、Metglas) 特性, 获得了不同能量采集器的参数, 并得出了最佳解决方案. 根据哈密顿原理、维拉里效应、欧拉伯努利梁理论和超音速活塞理论获得了梁的动力学方程, 并使用龙格—库塔方法进行了数值模拟, 分析了 GML 参数和气动力参数对能量采集的影响.

本文所采用的能量采集装置 GML, 因其具有能量转换效率高、响应速度快、频率特性好、频带宽等特点, 在声学、传感器和电子器件、微控制领域和阻尼减振系统中有着重要应用. GML 的制作成本较高, 主要由于其含有稀土元素, 这些元素的提取和加工成本较高. 而且制造的工艺较为复杂, 导致了成本的增加. 但 GML 的伸缩系数大, 比传统磁致伸缩材料能量转换效率高. GML 在能量采集方面的技术挑战主要包括提高材料的能量转换效率、优化材料的性能稳定性、以及开发更加高效的能量采集系统设计.

本文提出了一种具备振动控制与能量采集的多功能点阵夹芯梁 (M-LSB) 结构. 采用镍钛合金非线性能量阱 (N-NES) 作为点阵夹芯梁内部的振动控制器, 以实现振动抑制. 其次, 在梁表面铺设超磁致伸缩薄片 (GML), 通过 GML 的维拉里效应实现能量采集. 基于哈密顿原理和牛顿第二定律, 建立了气动环境下耦合系统的运动方程. 使用龙格—库塔法计算动力学方程得到了有无 N-NES 时多功能点阵夹芯梁的时域响应, 验证了 NES 中的质量、阻尼和非线性刚度对振动控制的影响, N-NES 的振动控制效果和 GML 的能量采集效率.

1 动力学建模

多功能点阵夹芯梁结构在气动力作用下的力学模型如图 1 所示. 如图 1(a) 所示, GML 铺设在点阵夹芯梁上. 梁的长度和宽度分别为 L 和 b . 芯层的厚度为 h_c . 点阵夹芯梁上下面板的厚度为 h_f . GML 的厚度为 t_m . GML 能量采集器的简化电路

如图 1(b) 所示,其中 $v(t)$ 和 $i(t)$ 分别为 GML 能量采集器产生的电压和电流与时间的关系. 外部负载电阻为 R_L . 如图 1(c) 所示,在点阵夹芯结构的芯层内安装 N-NES. k 和 m 分别是 N-NES 的立方非线性刚度和附加小质量块. N-NES 的阻尼是一根镍钛合金钢丝绳. u_m 是 N-NES 的位移. x_N 是点阵夹芯梁上 N-NES 的位置. 镍钛合金钢丝绳的力可按以下方式计算^[40]:

$$F_{Ni} = k_1[u_m - w(x_N, t)] + k_3[u_m - w(x_N, t)]^3 + c_1[\dot{u}_m - \dot{w}(x_N, t)] + r_{21}[u_m - w(x_N, t)]^2[\dot{u}_m - \dot{w}(x_N, t)] + r_{12}[u_m - w(x_N, t)][\dot{u}_m - \dot{w}(x_N, t)]^2 \quad (1)$$

其中, k_1 、 k_3 、 c_1 、 r_{21} 和 r_{12} 为镍钛合金钢丝绳的刚度系数、线性阻尼系数和非线性阻尼系数.

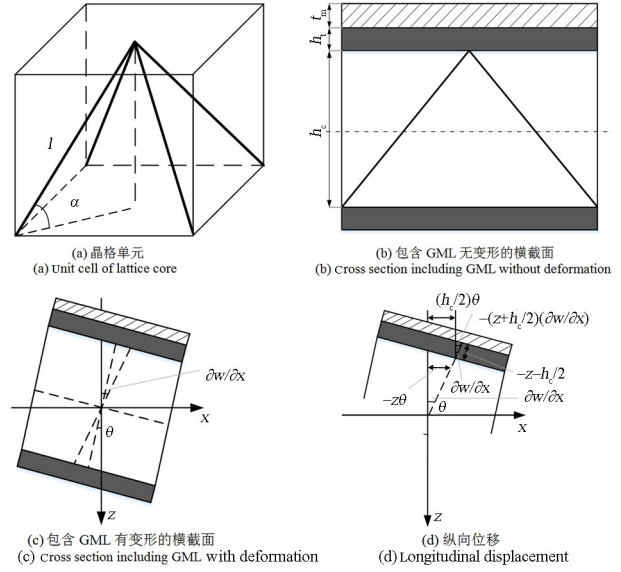


图 2 点阵夹芯梁的局部
Fig. 2 Local part of lattice sandwich beam

根据前面两个假设和图 2 中的几何关系,点阵夹芯梁上下面板和芯层的位移可分别表示如下:

$$\begin{aligned} u_t &= \frac{h_c}{2}\theta - \left(z + \frac{h_c}{2}\right)\frac{\partial w}{\partial x}, & w_t &= w \\ u_b &= -\frac{h_c}{2}\theta - \left(z - \frac{h_c}{2}\right)\frac{\partial w}{\partial x}, & w_b &= w \\ u_c &= -z\theta, & w_c &= w \end{aligned} \quad (2)$$

其中, w 为横向位移, z 为纵向位移.

根据冯·卡门的大变形理论,结构的应变一位移关系为:

$$\begin{aligned} \epsilon_{xt} &= \frac{h_c}{2}\frac{\partial \theta}{\partial x} - \left(z + \frac{h_c}{2}\right)\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{1}{2}\left(\frac{\partial w}{\partial x}\right)^2 \\ \epsilon_{xb} &= -\frac{h_c}{2}\frac{\partial \theta}{\partial x} - \left(z - \frac{h_c}{2}\right)\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{1}{2}\left(\frac{\partial w}{\partial x}\right)^2 \\ \epsilon_{xc} &= -z\frac{\partial \theta}{\partial x} + \frac{1}{2}\left(\frac{\partial w}{\partial x}\right)^2 \\ \gamma_{xzc} &= \frac{\partial u_c}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} = -\theta + \frac{\partial w}{\partial x} \end{aligned} \quad (3)$$

上板、下板和芯层的材料是各向同性的,它们的本构方程,即结构的应力应变关系为:

$$\begin{aligned} \sigma_{xt} &= E\epsilon_{xt} = E\left[\frac{h_c}{2}\frac{\partial \theta}{\partial x} - \left(z + \frac{h_c}{2}\right)\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{1}{2}\left(\frac{\partial w}{\partial x}\right)^2\right] \\ \sigma_{xc} &= E_c\epsilon_{xc} = E_c\left[-z\frac{\partial \theta}{\partial x} + \frac{1}{2}\left(\frac{\partial w}{\partial x}\right)^2\right] \\ \sigma_{xb} &= E\epsilon_{xb} = E\left[-\frac{h_c}{2}\frac{\partial \theta}{\partial x} - \left(z - \frac{h_c}{2}\right)\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{1}{2}\left(\frac{\partial w}{\partial x}\right)^2\right] \end{aligned} \quad (4)$$

其中, E 是实心层的杨氏模量, E_c 和 G_c 分别是芯

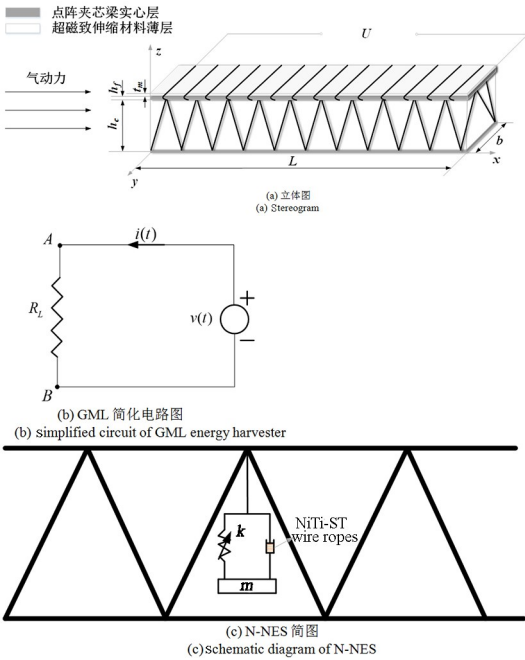


图 1 点阵夹芯在内部安装 N-NES 并在上面板铺设 GML
Fig. 1 Lattice sandwich beam installed N-NES and laid on GML

图 2(a) 展示了一个晶格单元. 点阵夹芯梁桁架的长度和倾斜度分别为 l 和 α . θ 表示形变后芯层法线的偏转角. 铺设 GML 点阵夹芯梁的动力学方程基于以下假设:

(1) 点阵夹芯梁的上下面板非常薄,剪切变形可以忽略不计. 因此,欧拉-伯努利梁理论可用于夹芯梁模型.

(2) 垂直于结构中平面的法向应力可忽略不计,即侧向位移与纵向坐标 z 无关,可表示为: $\epsilon_z = \partial w / \partial z = 0$.

层的杨氏模量和剪切模量,它们可以求得:

$$\begin{aligned} E_c &= E \sin^2(\alpha \bar{\rho}) \\ G_c &= \frac{1}{8} E \sin^2(2\alpha \bar{\rho}) \end{aligned} \quad (5)$$

其中 $\bar{\rho}$ 是相对密度,即材料单胞的体积分,计算公式如下:

$$\bar{\rho} = \frac{\rho_c}{\rho} = \frac{2\pi r_c^2}{l^2 \cos^2 \alpha \sin \alpha} \quad (6)$$

式中, ρ_c 和 ρ 分别为晶核的密度和材料的密度. 点阵夹芯梁的结构参数和超磁致伸缩材料参数如表 1 所示.

表 1 点阵夹芯梁的结构参数和超磁致伸缩材料参数

Table 1 Structural parameters of lattice sandwich beam and parameters of giant magnetostriuctive material

Parameters	Value
h_t	$1.0 \times 10^{-3} \text{ m}$
h_c	$1.5 \times 10^{-2} \text{ m}$
ρ	7830 kg/m^3
L	0.8 m
b	0.1 m
l	$2.1 \times 10^{-2} \text{ m}$
α	$\pi/4$
E	210 GPa
k	4000 N/m^3
c	3 Ns/m
m	$3.0 \times 10^{-3} \text{ kg}$
t_m	$0.5 \times 10^{-3} \text{ m}$

维拉里效应描述了超磁致伸缩材料在外力改变的情况下由应力和应变引起的磁化状态变化,从而产生电能,是能量采集器的工作原理. 当改变 GML 的磁化强度和内部磁场时,磁通量也随之变化,点阵夹芯梁的振动能量转化为磁能. 根据法拉第电磁感应定律, GML 将磁场能量转化为电能,进而获得振动能量. GML 的本构方程为:

$$\begin{bmatrix} \sigma_g \\ \mathbf{B} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{E}^H & -e \\ e & \mu_\sigma \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \epsilon_g \\ \mathbf{H} \end{bmatrix} \quad (7)$$

其中, σ_g 和 ϵ_g 分别为 GML 的应力和应变. $\mathbf{H}$ 是磁场强度. $\mathbf{B}$ 是磁感应强度. $\mathbf{E}^H$ 是 GML 的杨氏模量. μ_σ 是恒定应力下的磁导率. $e = E^H d$, d 为压磁系数. 根据超磁致伸缩材料的一般理论,当材料沿 x 轴弯曲时,材料沿 z 轴会产生轴向应变和磁化. 在本文中, GML 处于模式 33 (3 表示 z 轴),即

$$d = d_{33}.$$

N-NES 安装在点阵夹芯结构的芯层内. N-NES 产生的力施加在梁上可以写成:

$$\begin{aligned} F &= k[u_m - w(x_N, t)]^3 + \\ &k_1[u_m - w(x_N, t)] + k_3[u_m - w(x_N, t)]^3 + \\ &c_1[\dot{u}_m - \dot{w}(x_N, t)] + \\ &r_{21}[u_m - w(x_N, t)]^2[\dot{u}_m - \dot{w}(x_N, t)] + \\ &r_{12}[u_m - w(x_N, t)][\dot{u}_m - \dot{w}(x_N, t)]^2 \end{aligned} \quad (8)$$

根据牛顿第二定律, N-NES 的动力学平衡方程可推导为:

$$\begin{aligned} m\ddot{u}_m + k[u_m - w(x_N, t)]^3 + k_1[u_m - w(x_N, t)] + \\ k_3[u_m - w(x_N, t)]^3 + c_1[\dot{u}_m - \dot{w}(x_N, t)] + \\ r_{21}[u_m - w(x_N, t)]^2[\dot{u}_m - \dot{w}(x_N, t)] + \\ r_{12}[u_m - w(x_N, t)][\dot{u}_m - \dot{w}(x_N, t)]^2 = 0 \end{aligned} \quad (9)$$

根据哈密顿原理,系统的动力学方程如下:

$$\int_{t_1}^{t_2} [\delta(T - U + W_M) + \delta W] dt = 0 \quad (10)$$

其中, δ 是变分符号. T 是梁的动能. U 是势能. W_M 是磁能, δW 是外载荷做的虚功. 计算公式如下:

$$\begin{aligned} T &= \frac{1}{2} \left[\int_{V_t} \rho(\dot{u}_t^2 + \dot{w}^2) dV + \int_{V_b} \rho(\dot{u}_b^2 + \dot{w}^2) dV + \right. \\ &\quad \left. \int_{V_c} \rho_c(\dot{u}_c^2 + \dot{w}^2) dV + \int_{V_g} \rho_g(\dot{u}_g^2 + \dot{w}^2) dV \right] \\ U &= \frac{1}{2} \left[\int_{V_t} \sigma_{xt} \epsilon_{xt} dV + \int_{V_b} \sigma_{xb} \epsilon_{xb} dV + \right. \\ &\quad \left. \int_{V_c} (\sigma_{xc} \epsilon_{xc} + \tau_{xzc} \gamma_{xzc}) dV + \int_{V_g} \sigma_g \epsilon_g dV \right] \\ W_M &= \frac{1}{2} \int_{V_g} \mathbf{B} \mathbf{H} dV \\ \delta W &= \int_A \Delta p \delta w dA + F \delta w \end{aligned} \quad (11)$$

其中 V_t , V_b 和 V_c 分别是顶层、底层和芯层的体积. V_g 是 GML 薄层的体积. A 是梁的表面积. Δp 是垂直于梁表面的外部压力. 根据超音速活塞理论,气动压力为:

$$\begin{aligned} \Delta p &= \xi \frac{\partial w}{\partial x} + \zeta \frac{\partial w}{\partial x} \\ \xi &= \frac{\rho_\infty U_\infty (2 - M_\infty^2)}{(M_\infty^2 - 1)^{3/2}}, \zeta = -\frac{\rho_\infty U_\infty^2}{\sqrt{M_\infty^2 - 1}} \\ q_\infty &= \frac{1}{2} \rho_\infty U_\infty^2, h = 2h_f + h_c + h_g \end{aligned} \quad (12)$$

其中, ρ_∞ , U_∞ 和 M_∞ 分别为空气密度、超音速气流速度和马赫数. h 是梁厚度的总和. 气动参数见表 2.

表 2 超音速气流的参数	
Table 2 Parameters of supersonic flow	
Parameters	Value
ρ_{∞}	1.288kg/m ³
U_{∞}	1.67
M_{∞}	500m/s

在后续工作中,我们采用了假设模态法.对于简支边界梁,通常采用正弦函数和余弦函数作为假设模态函数.因此横向位移 w 和旋转角度 θ 的近似值为:

$$w = \sin(\frac{\pi x}{L})g(t) = \varphi^T g$$
$$\theta = \cos(\frac{\pi x}{L})f(t) = \psi^T f$$

(13)

其中, φ 和 ψ 是振动系统的模态函数. g 和 f 是广义坐标.根据欧拉-伯努利梁理论,GML 的轴向应变近似为:

$$\epsilon_g = -h_m \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} = -h_m \ddot{\varphi}(x)g(t)$$

(14)

其中 h_m 可表示为:

$$h_m = \frac{t_m h + h^2}{2(\lambda t_m + h)}, \lambda = \frac{E^H}{E_b}$$

(15)

根据安培定则,在不考虑边缘效应的情况下,磁场强度 H 为:

$$H = \frac{Ni}{L}$$

(16)

其中, N 代表感应线圈的匝数, i 代表感应电流.

将上述方程代入公式(11),可以得到 T 、 U 和 δW 的表达式,然后将得到的结果和公式(13)代入公式(10),可以得到梁的动力学方程为:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{X}} + \mathbf{C}_{\Delta p}\dot{\mathbf{X}} + (\mathbf{K} + \mathbf{K}_N + \mathbf{K}_{\Delta p})\mathbf{X} = \mathbf{F}$$
$$\nu = \mathbf{G}^T \dot{\mathbf{X}} - \mathbf{L}i$$

(17)

其中, $\mathbf{M}$ 是结构的质量矩阵. $\mathbf{C}_{\Delta p}$ 是气动阻尼矩阵. $\mathbf{K}$, $\mathbf{K}_N$ 和 $\mathbf{K}_{\Delta p}$ 分别为结构刚度矩阵、非线性刚度矩阵和气动刚度矩阵. $\mathbf{X}$ 是梁的广义坐标向量,表示为 $\mathbf{X} = [g^T, f^T]^T$. $\mathbf{G}$ 是梁的机电耦合系数向量. $\mathbf{L}$ 是感应线圈的等效电感. ν 是负载电阻器的输出电压. $\mathbf{G}$ 和 $\mathbf{L}$ 的表达式如下:

$$\mathbf{G} = \frac{Nd_{33}E^HA_mh_m}{L}\int_0^L\ddot{\varphi}(x)dx$$
$$\mathbf{L} = \frac{\mu_0N^2A_m}{L}$$

(18)

如图 3(a)所示,气动环境中未铺设 GML、铺设 GML、安装 NES 并铺设 GML 和安装 N-NES 并铺设 GML 的点阵夹芯梁的振动抑制效果对比.从图 3(a)中看出,铺设 GML 前后梁的振幅衰减变化几乎一致,说明 GML 对梁振幅衰减影响很小.安装 NES 后,梁的振幅衰减非常明显,如图 3(a)中蓝色部分.这一现象说明,NES 对点阵夹芯梁具有减振效果.之后将 NES 替换为 N-NES,振幅衰减趋势如图 3(a)中的绿色部分,对比蓝色部分,显然,N-NES 的减振效果要优于传统 NES.在图 3(b)中,对比气动环境中铺设 GML、安装 NES 并铺设 GML 和安装 N-NES 并铺设 GML 的点阵夹芯梁的输出电压.从图中看出,输出电压变化趋势与振幅变化趋势一致,说明 GML 具有将振动产生的能量转化为电能并采集的功能,这一结论为之后能量采集的研究做了铺垫.

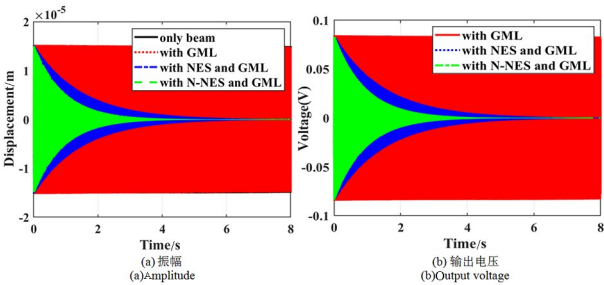


图 3 点阵夹芯梁铺设 GML 前后、安装 NES 和 N-NES
Fig. 3 Lattice sandwich beam laying GML before and after, installing NES and N-NES

2 仿真结果与分析

本文使用龙格-库塔法求解动力学方程,得到了点阵夹芯梁振幅的时域响应和 GML 采集能量的变化.对不同构型镍钛合金钢丝绳参数进行对比讨论,以选择最佳构型作为 N-NES 中的阻尼进行讨论,并且讨论了梁的不同位置处的振幅变化,以及气动力参数变化对振动控制的影响.讨论了超磁致伸缩材料对能量采集效率的影响,选择效果最好的作为 GML 的材料,接着讨论了关于 GML 相关参数对能量采集的影响.最后讨论 N-NES 安装的位置对振幅变化和 GML 输出功率的影响.

2.1 振动控制分析

为了实现更佳的振动抑制效果,深入研究了 NES 各项参数的调整对主系统振动抑制效果的影

响. 在保持其他参数不变的前提下, 分别调整 NES 的质量 m 、阻尼系数 c 和非线性刚度 k , 进行仿真. 得到的振动时域结果如图 4~图 6 所示.

在图 4 中, 通过改变 NES 中质量块的质量对点阵夹芯梁振动抑制效果进行了对比. 改变 m 讨论了三种情况分别为: $m=0.003\text{kg}$, $m=0.005\text{kg}$, $m=0.01\text{kg}$. 结果显示, 在仿真时间达到 8 秒后, 在 $m=0.005\text{kg}$ 和 $m=0.01\text{kg}$ 两种情况下, 点阵夹芯梁的振幅衰减至接近零. 而在 $m=0.01\text{kg}$ 的情况下, 明显看出梁的振幅衰减远大于零. 此外, 对振幅衰减速率进行比较发现, 在 $m=0.01\text{kg}$ 情况下, 主系统的振幅衰减速率明显快于 $m=0.005\text{kg}$ 情况下的速率. 综上所述, NES 中质量块的质量对主系统振动抑制效果有显著影响: 质量越大, 振动抑制效果越好, 振幅衰减速度越快, 衰减至同一振幅值所需时间越短.

如图 5 所示, NES 的阻尼系数对振动控制效果的影响与质量块的质量对振动控制效果的影响非常相似. 选取了三个不同 NES 中阻尼的数值, 来对比振动控制效果. 从图中可以看出, 当 NES 的阻

尼系数为 5 时, 主系统的振幅在 4 秒后衰减接近零; 而当阻尼系数分别为 4 和 3 时, 达到相同效果所需时间分别为 6 秒和 8 秒. 这表明, 在一定范围内, 增加 NES 的阻尼系数将提升主系统振动幅度的衰减速率. 此外, 即使是轻微的阻尼系数改变也会引起明显的振动控制效果变化, 表明了阻尼系数对振动控制效果的显著影响.

图 6 显示了不同的 NES 非线性刚度主系统振幅时域响应的对比. 选取了三个不同的非线性刚度值: $k=800\text{N/m}^3$, $k=4000\text{N/m}^3$, $k=16000\text{N/m}^3$ 进行仿真, 结果如图 6 所示. 在图 6(a) 中, 三种 NES 非线性刚度情况下, 振幅变化区别并不是十分明显. 因此, 对时间为 7.36~7.46 秒的局部进行了放大, 如图 6(b) 所示. 这个局部放大图更清晰地展示了三种情况下的振幅时域响应情况. 可以看出, 随着非线性刚度的增大, 振动幅值会减小.

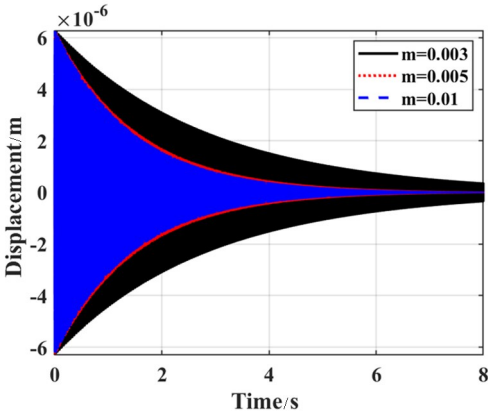


图 4 改变质量对振动控制的影响
Fig. 4 Effect of changing mass on vibration control

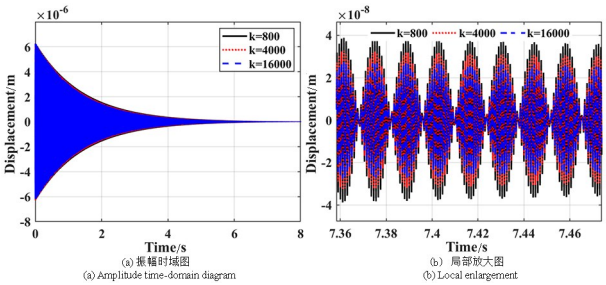


图 6 改变非线性刚度对振动控制的影响
Fig. 6 Effect of varying nonlinear stiffness on vibration control

为了更好地验证减振效果, 图 7 对不同构型的镍钛合金钢丝绳进行了比较. 表 3 列出了不同构型的镍钛合金钢丝绳参数.

表 3 不同构型的镍钛合金钢丝绳参数
Table 3 Parameter values of different Nitinol-Steel wire ropes configurations

S_{nj}	k_1 (N/m)	k_3 (N/m ³)	c_1 (Ns/m)	r_{21} (Ns/m ³)	r_{12} (Ns ² /m ³)
S1a	—	4.16×10^8	118.2	1.699×10^6	5.249×10^4
S2a	5966	—	52.1	1.259×10^5	9876
S2b	4523	—	16.5	1.077×10^5	2608
S3a	6016	3.23×10^7	50.0	3.396×10^5	2.26×10^4

可以看出, S1a 的振动抑制效果最差, S2a 和 S2b 的振动抑制效果相似, 而 S3a 的振动抑制效果最好. 因此, S3a 构型被用于后续分析.

从图 8 可以看出梁的振幅变化在 4 秒后衰减至最小值, 而且衰减效果十分明显. 由此可以得出

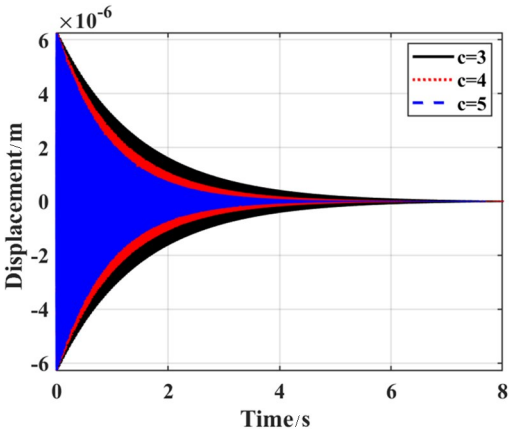


图 5 改变阻尼对振动控制的影响
Fig. 5 Effect of changing damping on vibration control

结论,N-NES 对气动环境下点阵夹芯梁的整体减振效果显著.

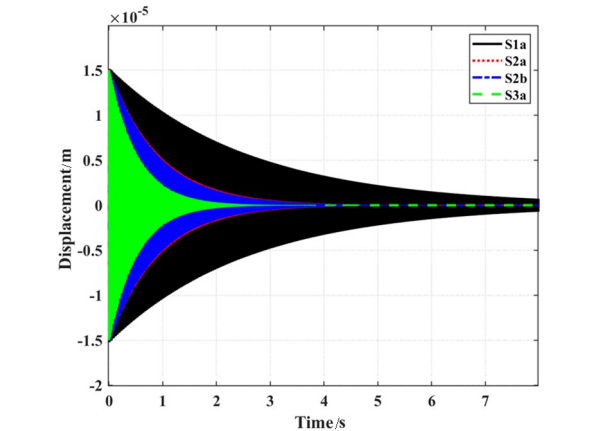


图 7 安装不同构型镍钛合金钢丝绳的 N-NES 时梁的振幅衰减比较
Fig. 7 Comparison of the amplitude attenuation for different configurations of Nitinol-Steel wire ropes

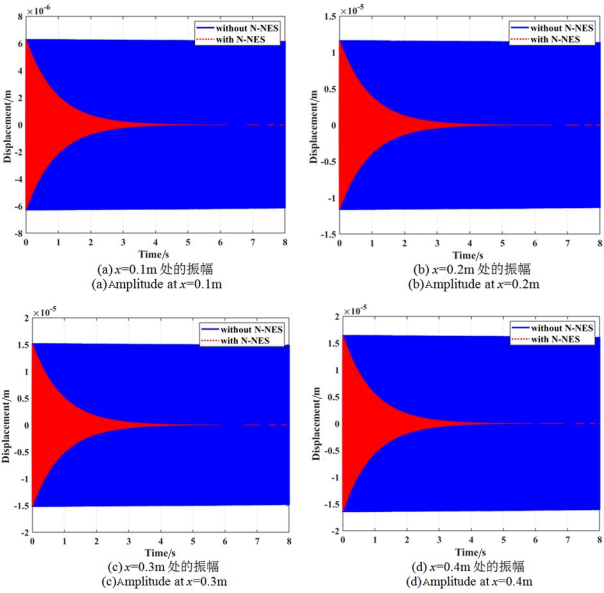


图 8 梁的不同位置的振幅比较
Fig. 8 Comparison of the vibration suppression effect for different positions attached to the beam

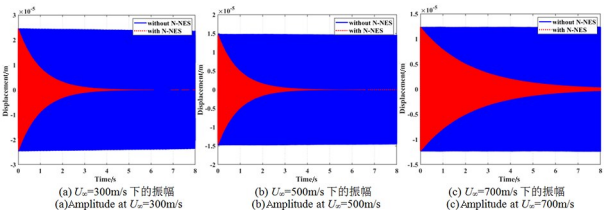


图 9 不同气流速度下有无 N-NES 的振幅比较
Fig. 9 Comparison of amplitude with different airflow velocity: without N-NES, with N-NES

此外,还对气动参数进行了讨论,以获得更有效的结果.减振结果如图 9、图 10 所示.结果表明,N-NES 在气动环境下对点阵夹芯梁的振动抑制效果明显.

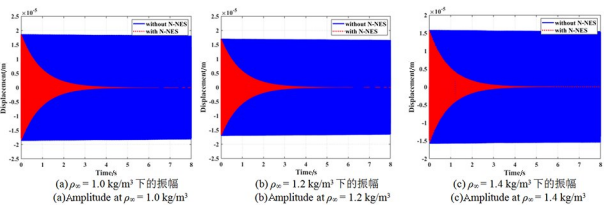


图 10 不同空气密度下有无 N-NES 的振幅比较
Fig. 10 Comparison of amplitude with different airflow density: without N-NES, with N-NES

2.2 能量采集研究

本节对气动环境下超磁致伸缩薄片的输出电压、输出功率和能量采集进行了时域分析.此外,还选择了三种不同的超磁致伸缩材料进行比较.选择能量采集效率最高的材料作为后续能量采集研究,并讨论了 GML 参数和气动参数对能量采集效果的影响.

表 4 不同材料制成的 GML 的结构特性	
Table 4 Structural properties of GML fabricated from different materials	
Parameters	Value
μ_0	$4\pi\times10^{-7}\text{ H/m}$
μ_σ	$230\mu_0\text{ H/m}$
N	1000
R_0	36.4
R_L	50
E^H of Terfenol-D	110GPa
E^H of Gafenol	70GPa
E^H of Metglas	110GPa
d_{33} of Terfenol-D	11m/A
d_{33} of Gafenol	34m/A
d_{33} of Metglas	80m/A

三种超磁致伸缩材料的参数如表 4 所示. R_0 是线圈的内阻.如图 11 所示,不同超磁致伸缩材料的 GML 在气动环境中的输出电压.显然,在三种超磁致伸缩材料中, Metglas 材料的输出电压最高,而 Terfenol-D 材料的输出电压最低,所以采用 Metglas 材料作为 GML 能量采集器.

图 12 为不同气流速度下采集能量的变化,可以看出,当 GML 厚度恒定时,采集能量与空气速度的变化趋势相反,采集能量随气流速度的增加而减小,因为气动阻尼增加,导致梁的振幅减小.而增加 GML 的厚度可以采集更多的振动能量.但需要

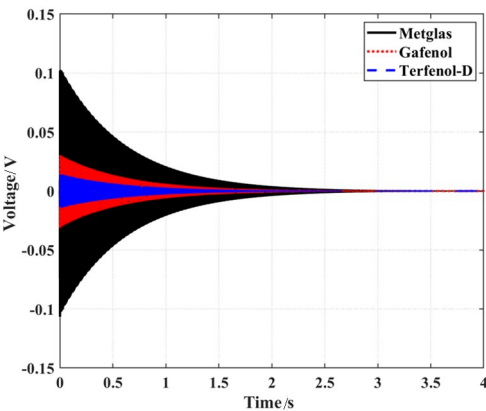


图 11 不同材料 GML 输出电压

Fig. 11 GML output voltage for different materials

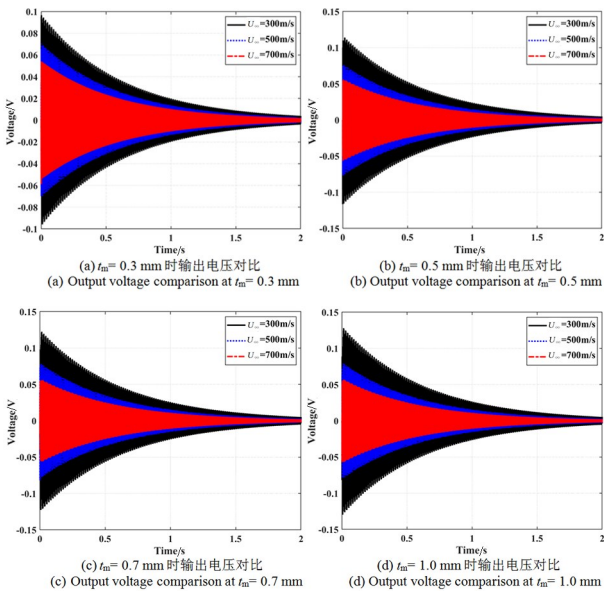


图 12 GML 能量采集器仿真:不同空气流速下的输出电压

Fig. 12 GML energy harvester simulation: output voltage at different flow rates

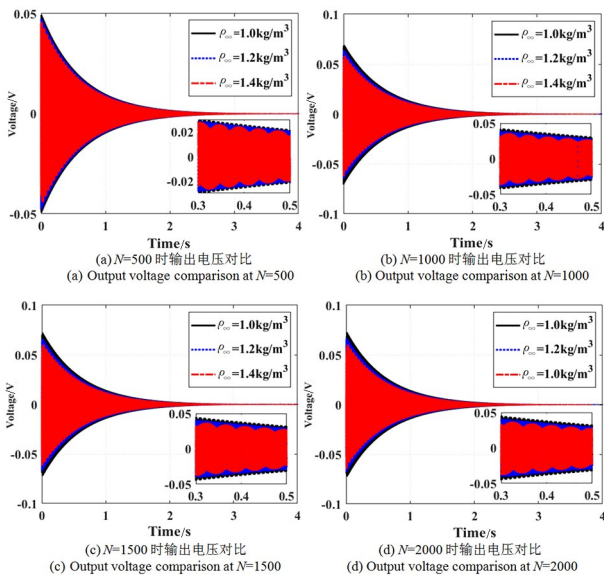


图 13 GML 能量采集仿真:不同空气密度下的输出电压

Fig. 13 GML energy harvester simulation: output voltage at different air densities

注意的是,厚度过厚会改变梁的物理结构特性,影响结构的振幅,同时也会增加制造成本.

如图 13 所示,不同线圈匝数和不同空气密度下 GML 能量采集器的输出电压随时间变化的时域图.输出电压随着线圈匝数的增加而增加,随着空气密度的增加而减小.这是因为线圈匝数越多,电磁感应效应越强,导致输出电压越高.而空气密度越大,气动阻力越大,GML 振动幅度越小,导致输出电压越低.线圈的内阻取决于匝数,表 5 列出了不同线圈匝数对应的负载电阻值,通过改变线圈匝数以选择最佳的负载电阻,来提高 GML 能量采集器的性能.

表 5 不同线圈匝数 N 对应的负载电阻 R_L

Table 5 Load resistance R_L for various numbers N of coil turns

Parameters	$N = 500$	$N = 1000$	$N = 1500$	$N = 2000$
R_L / Ω	18.2	36.4	54.6	72.8

在文中,考虑到能量采集效率和线圈内阻(即能量损耗),选择 $N = 1000$ 作为能量采集器参数.

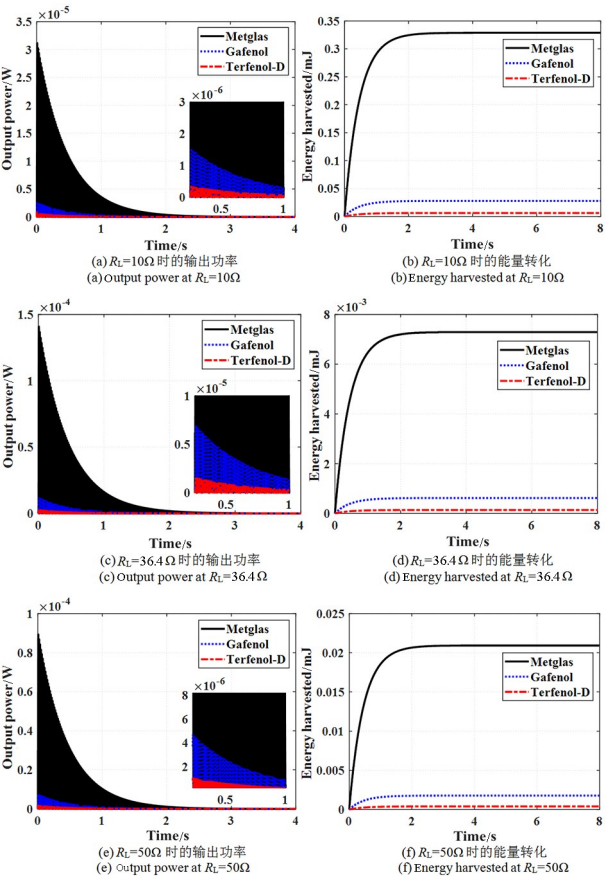


图 14 使用不同材料 GML 能量采集器

Fig. 14 Simulation of GML energy harvester with different materials

GML 材料对能量采集的影响显而易见. 如图 14(a)~(e)所示,随着负载电阻的增加,输出功率也随之增加. 图 14(b)、图 14(d)和图 14(f)表示 GML 对能量转化的影响. 可以看出, Metglas 的能量采集效率最高.

得出结论, GML 能有效地在梁振动过程中采集能量, 其中 Metglas 对能量采集效率提升最大, 并且在 R_L 在 $30\Omega \sim 40\Omega$ 范围中时, GML 输出功率具有最优值, 因为本文线圈内阻设为 36.4Ω , 当外阻和内阻数值相同时, 输出功率最大. 通过正确设计 GML 参数可以更有效地采集能量.

2.3 优化

为了更系统地表示不同位置处安装 N-NES 的点阵夹芯梁的振动抑制情况和铺设 GML 时梁不同

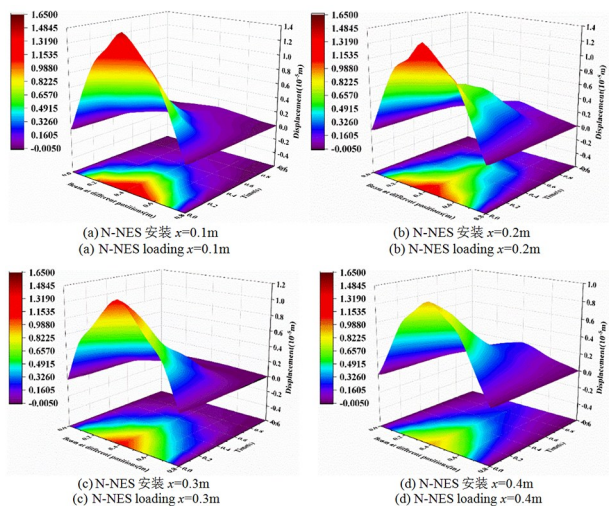


图 15 N-NES 不同安装位置时振幅

Fig. 15 N-NES loaded beam displacements at different locations

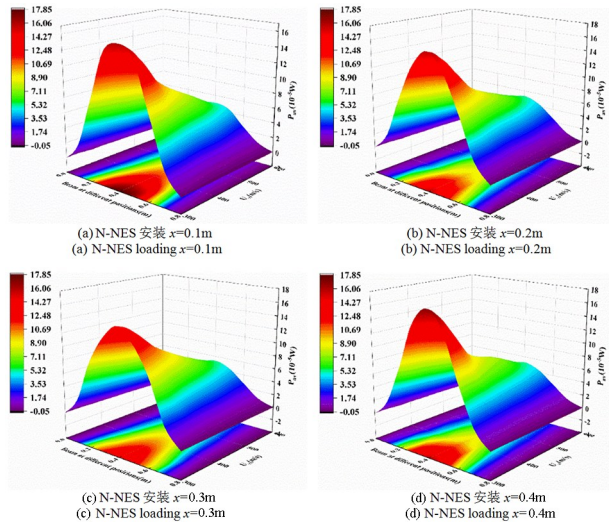


图 16 不同来流速度下 GML 的平均输出功率

Fig. 16 Effect of air velocity on output power for N-NES at different positions

位置的输出功率情况, 我们对气动环境下的梁模型进行了三维仿真, 以便进行更直观的分析.

图 15 表示了 N-NES 不同安装位置梁的振幅—位置—时间关系三维图. 从图 15 中可以看出, N-NES 越靠近梁的中点, 减振效果越好, 并且 N-NES 能够实现全局减振.

图 16 显示了在不同空气速度下, 在第一秒内点阵夹芯梁不同位置的输出功率. 在梁中点安装 N-NES 时, 能量采集效率最高. 输出功率在梁中点处最高, 气流速度会影响 GML 能量采集的效率, 这与上一节的讨论是一致的.

3 结论

本文提出了在点阵夹芯梁芯层中安装 N-NES 并在梁上铺设 GML 以形成新型多功能点阵夹芯结构. 运动方程由哈密顿原理、牛顿第二定律推导出. 通过数值仿真获得了振动时域响应和能量采集情况. 可以得出以下结论:

- (1) N-NES 可实现有效的振动控制, 铺设超磁致伸缩薄片可实现有效的振动能量收集, 且不会改变点阵夹芯梁的物理特性.
- (2) NES 可以通过改变质量、阻尼和非线性刚度, 来得到更好的振动控制效果.
- (3) 可以通过改变钢丝绳构型来改变 N-NES 的振动抑制效果, 从而获得更好的振动控制.
- (4) N-NES 对点阵夹芯梁的全局减振效果优于 NES.
- (5) 通过优化超磁致伸缩材料和 GML 能量采集器的参数, 可以提高能量采集的效率.
- (6) 在三种超磁致伸缩材料中, Metglas 材料的能量采集效率最高.

参考文献

- [1] STEEVES C A, HE M Y, EVANS A G. The influence of coatings on the performance of structural heat pipes for hypersonic leading edges [J]. Journal of the American Ceramic Society, 2009, 92(2): 553—555.
- [2] GUO X Z, CAI X B, ZHU L, et al. Preparation and properties of SiC honeycomb ceramics by pressureless sintering technology [J]. Journal of Advanced Ceramics, 2014, 3(1): 83—88.

- [3] STEEVES C A, WADLEY H N G, MILES R B, et al. A magnetohydrodynamic power panel for space reentry vehicles [J]. *Journal of Applied Mechanics*, 2007, 74(1): 57—64.
- [4] RIZOV V, SHIPSHA A, ZENKERT D. Indentation study of foam core sandwich composite panels [J]. *Composite Structures*, 2005, 69(1): 95—102.
- [5] LIU H, LV Z, WU H. Nonlinear free vibration of geometrically imperfect functionally graded sandwich nanobeams based on nonlocal strain gradient theory [J]. *Composite Structures*, 2019, 214: 47—61.
- [6] PAN S D, WU L Z, SUN Y G, et al. Fracture test for double cantilever beam of honeycomb sandwich panels [J]. *Materials Letters*, 2008, 62(3): 523—526.
- [7] QUEHEILLALT D T, MURTY Y, WADLEY H N G. Mechanical properties of an extruded pyramidal lattice truss sandwich structure [J]. *Scripta Materialia*, 2008, 58(1): 76—79.
- [8] LI X D, CONG F L, ZHANG Y W, et al. Effect of high-low temperature on the compressive and shear performances of composite sandwich panels with pyramidal lattice truss cores [J]. *Composite Structures*, 2022, 292: 115675.
- [9] ZHANG Y W, LI Z, XU K F, et al. A lattice sandwich structure with the active variable stiffness device under aerodynamical condition [J]. *Aerospace Science and Technology*, 2021, 116: 106849.
- [10] CHEN L Q, LI X, LU Z Q, et al. Dynamic effects of weights on vibration reduction by a nonlinear energy sink moving vertically [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2019, 451: 99—119.
- [11] ZHANG Z, LU Z Q, DING H, et al. An inertial nonlinear energy sink [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2019, 450: 199—213.
- [12] TRIPATHI A, GROVER P, KALMÁR-NAGY T. On optimal performance of nonlinear energy sinks in multiple-degree-of-freedom systems [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2017, 388: 272—297.
- [13] DING H, CHEN L Q. Designs, analysis, and applications of nonlinear energy sinks [J]. *Nonlinear Dynamics*, 2020, 100(4): 3061—3107.
- [14] ZHANG Y W, LU Y N, ZHANG W, et al. Nonlinear energy sink with inerter [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2019, 125: 52—64.
- [15] ZANG J, CAO R Q, ZHANG Y W, et al. A lever-enhanced nonlinear energy sink absorber harvesting vibratory energy via giant magnetostrictive-piezoelectricity [J]. *Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation*, 2021, 95: 105620.
- [16] ZANG J, CAO R Q, FANG B, et al. A vibratory energy harvesting absorber using integration of a lever-enhanced nonlinear energy sink and a levitation magnetoelectric energy harvester [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2020, 484: 115534.
- [17] 童俊辉, 彭剑, 左云, 等. 基于非线性能量阱的深海柔性张力腿的振动抑制[J]. *动力学与控制学报*, 2023, 21(1): 30—35.
- TONG J H, PENG J, ZUO Y, et al. Vibration suppression of deep-sea flexible tension legs based on nonlinear energy sink [J]. *Journal of Dynamics and Control*, 2023, 21(1): 30—35. (in Chinese)
- [18] 王国旭, 丁虎, 陈立群. 简谐激励下双弹簧非线性能量阱的优化[J]. *动力学与控制学报*, 2021, 19(6): 46—51.
- WANG G X, DING H, CHEN L Q. Optimization of a nonlinear energy sink with double springs and harmonic excitation [J]. *Journal of Dynamics and Control*, 2021, 19(6): 46—51. (in Chinese)
- [19] 李继伟, 赵泽福. 冲击减振器与非线性能量阱耦合系统的振动抑制研究[J]. *动力学与控制学报*, 2020, 18(2): 76—81.
- LI J W, ZHAO Z F. Vibration reduce for an impact damper coupled with nonlinear energy sink [J]. *Journal of Dynamics and Control*, 2020, 18(2): 76—81. (in Chinese)
- [20] CARBONI B, LACARBONARA W. Nonlinear vibration absorber with pinched hysteresis: theory and experiments [J]. *Journal of Engineering Mechanics*, 2016, 142(5): 04016023.
- [21] CARBONI B, LACARBONARA W. A new vibration absorber based on the hysteresis of multi-configuration NiTiNOL-steel wire ropes assemblies [J]. *MATEC Web of Conferences*, 2014, 16: 01004.
- [22] ZHANG Y W, WANG Z J, CAO M, et al. Vibration control of composite laminate via NiTiNOL-steel wire ropes: modeling, analysis, and experiment [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2023, 204: 110775.
- [23] 张博文, 臧健. 湿热环境下铺设镍钛合金钢丝绳功能梯度梁的振动控制[J]. *动力学与控制学报*, 2023, 21(11): 19—26.

- ZHANG B W, ZANG J. Vibration control of functionally graded beam coupled with NiTiNOL-steel wire ropes under hygrothermal environment [J]. *Journal of Dynamics and Control*, 2023, 21(11): 19—26. (in Chinese)
- [24] ZHANG Y W, SU C, NI Z Y, et al. A multifunctional lattice sandwich structure with energy harvesting and nonlinear vibration control [J]. *Composite Structures*, 2019, 221: 110875.
- [25] GUO X G, ZHANG Y L, FAN K Q, et al. A comprehensive study of non-linear air damping and “pull-in” effects on the electrostatic energy harvesters [J]. *Energy Conversion and Management*, 2020, 203: 112264.
- [26] 王海, 徐罡, 杨春来, 等. 预应力式压电能量采集器的模型和试验分析[J]. *振动与冲击*, 2022, 41(7): 88—96.
- WANG H, XU G, YANG C L, et al. Model and test analysis of prestressed piezoelectric energy harvester [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2022, 41(7): 88—96. (in Chinese)
- [27] 施海天, 魏莎, 丁虎, 等. Z型梁结构压电式能量采集性能分析[J]. *振动与冲击*, 2022, 41(4): 93—100.
- SHI H T, WEI S, DING H, et al. Performance analysis of piezoelectric energy harvesting of a Z-shaped beam [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2022, 41(4): 93—100. (in Chinese)
- [28] YAN R G, LIU W Y, WU Y C, et al. Reactor vibration reduction based on giant magnetostrictive materials [J]. *AIP Advances*, 2017, 7(5): 056677.
- [29] WANG Z S, WANG H B, LIU X H. Dynamic response of the output force of giant magnetostrictive materials [J]. *International Journal of Mechanics and Materials in Design*, 2020, 16(4): 685—691.
- [30] CHENG G, YONG K, KE J. Modeling the dynamic behavior of manipulator joint based on giant magnetostrictive material [J]. *The Review of Scientific Instruments*, 2023, 94(6): 065016.
- [31] FANG Z W, ZHANG Y W, LI X, et al. Integration of a nonlinear energy sink and a giant magnetostrictive energy harvester [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2017, 391: 35—49.
- [32] RIESGO G, ELBAILE L, CARRIZO J, et al. Villari effect at low strain in magnetoactive materials [J]. *Materials*, 2020, 13(11): 2472.
- [33] WANG L, YUAN F G. Vibration energy harvesting by magnetostrictive material [J]. *Smart Materials and Structures*, 2008, 17(4): 045009.
- [34] BERBYUK V. Vibration energy harvesting using Galfenol-based transducer [C]//*Active and Passive Smart Structures and Integrated Systems 2013*. Bellingham, Washington: SPIE, 2013.
- [35] ZHAN Y S, LIN C H. A constitutive model of coupled magneto-thermo-mechanical hysteresis behavior for giant magnetostrictive materials [J]. *Mechanics of Materials*, 2020, 148: 103477.
- [36] ZHOU H M, LI M H, LI X H, et al. An analytical and explicit multi-field coupled nonlinear constitutive model for Terfenol-D giant magnetostrictive material [J]. *Smart Materials and Structures*, 2016, 25(8): 085036.
- [37] CHEN Y K, YANG X, YANG M Z, et al. Characterization of giant magnetostrictive materials using three complex material parameters by particle swarm optimization [J]. *Micromachines*, 2021, 12(11): 1416.
- [38] HUANG W M, WU X Q, GUO P P. Variable coefficient magnetic energy losses calculation model for giant magnetostrictive materials [J]. *IEEE Transactions on Magnetics*, 2021, 57(2): 6300505.
- [39] BERBYUK V, SODHANI J. Towards modelling and design of magnetostrictive electric generators [J]. *Computers & Structures*, 2008, 86(3/4/5): 307—313.
- [40] ZANG J, LIU P P, ZHANG Y W, et al. The performance of nonlinear vibration control via NiTiNOL-Steel wire ropes [J]. *Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulations*, 2023, 118: 107058.