

悬臂梁式局域共振单元的弹性波带隙特性研究

孙旭阳¹, 王中¹, 周景军¹, 王谦¹, 徐靖鉴²

(1.中国船舶集团有限公司 第七〇五研究所, 陕西 西安 710077; 2.西北工业大学 航空学院, 陕西 西安 710072))

摘 要:提出了一种由通孔悬臂梁和质量块组成的新型声子晶体构型,并对包含该构型的二维周期阵列板的带隙特性进行了数值分析和实验验证。结果表明,所提出结构中存在多条弯曲波带隙,其形成机理是由于基体中弹性波与局域共振结构谐振特性发生耦合,且带隙的宽度与耦合强度相关,进一步研究发现模态有效质量占比是模态是否产生带隙的一个考量标准。同时,研究了局域共振单元的晶胞常数和几何参数对带隙的调控规律。基于以上研究,通过改进原始局域共振结构,得到了更加丰富的带隙特征,为宽频带隙的设计提供了一种可行的思路。通过仿真计算和实验得到了有限周期结构板的振动传递率,其衰减频段与带隙范围基本吻合,表明了该结构具有良好的低频减振性能,且结构简单,在减振降噪领域具有广阔的工程应用前景。

关 键 词:超材料;局域共振;振动控制;带隙机理

中图分类号: TB535⁺.1

文献标志码: A

文章编号: 1000-2758(2024)04-0643-09

板类结构因其高强度质量比、设计灵活、易于加工等优势,被广泛应用于船舶、航空航天和其他工业领域^[1]。随着工业技术的进步,板类结构逐渐向大型化、轻质化方向发展,其固有频率也随之降低,使得低频振动问题日益突出^[2]。因此,研究板类结构的低频振动控制问题具有重要的意义。

近年来,声子晶体由于其丰富的物理效应和潜在的应用价值,为解决板类结构的低频振动问题提供了一种全新的思路^[3-6]。声子晶体是一种周期性排列的人工晶体,具有许多独特的物理特性,特别是带隙特性,在减振降噪领域具有的广泛应用前景。现有的研究表明,声子晶体的带隙生成机制可分为 Bragg 型^[7]和局域共振型^[8]。Bragg 型带隙源于多重散射和周期结构的干涉效应;而局域共振型带隙是由 Liu 等提出的机制,可以产生远低于同尺寸 Bragg 晶体的带隙。这种机制实现了“小尺寸控制大波长”的效果,显著提升了声子晶体设计的灵活性及其应用潜力。

近年来,将局域共振结构以周期性方式沉积于基体结构之上的想法引起了广泛关注^[9-12],这类结

构包括杆状^[13]、层状、薄膜^[14]以及螺旋型局域共振结构^[15]。研究表明,这些局域共振结构能够展现出类似于传统声子晶体的特性,如负质量密度^[16-17]和负弹性模量^[18]。因此,这些介观尺度上的局域共振结构也被归类为声学超材料。

针对板类结构的振动控制,研究人员做了大量工作。Wang 等^[19]提出了一种新颖的板式谐振器,通过分析晶胞中板型谐振器与面板的模式形状探讨带隙产生的机理。研究发现,该结构同时呈现出局部共振带隙和布拉格带隙。此外,他们还系统地研究了几何参数与表面质量比对带隙的影响,并讨论了引入板式谐振器对 Bragg 带隙的影响。Xiao 等^[20]设计了悬臂式局部共振声子晶体,采用平面波展开法计算了其色散曲线。通过实验验证了该声子晶体板的减振特性。

目前,周期性的悬臂梁式局域共振单元带隙特性研究较为成熟,但其一般采用整体成型方法,成型后难以更换,产生带隙数较少。本文提出了一种含有通孔的悬臂梁式局域共振单元,利用通孔大小的改变实现带隙的调节,在 1 400 Hz 以下表现出多条弹性波带隙,具有更大的设计自由度。结合固有模态和谐振型,深入分析了带隙结构的产生机理和结构参数对带隙的影响。最后,利用数值模拟和实

实验验证了声子晶体板的抑振效果,观察到实验衰减频段与仿真结果基本吻合,所提出的策略有助于制造简单的结构,实现板类结构的低频抑振效果。

1 模型与方法

1.1 悬臂梁式局域共振单元模型

本文结合传统悬臂梁式局域共振结构,提出一种含通孔的悬臂梁式局域共振单元,将其周期性地排列在基体板上,以减少和衰减板类结构的振动。图 1 展示了由通孔梁和质量块组成的声子晶体构型,该构型通过块状连接与基体板固定。图 1 还以参数化形式展示了单元结构的尺寸,其中:基体板边长为 a ;薄板梁长度为 b ,宽度为 c ,高度为 d ;通孔直径为 g ;质量块长度为 e ,高度为 f ,宽度与薄板梁宽度相同。

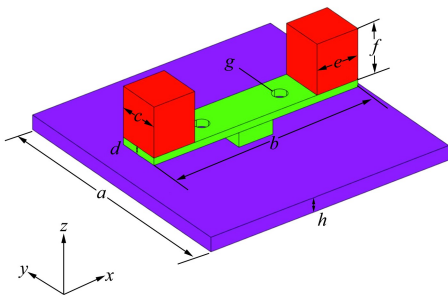


图 1 局域共振型单胞构型

1.2 计算方法

为了研究悬臂梁式局域共振单元的弯曲波传播特性和振动带隙,本文采用有限元法结合 Bloch 理论计算色散关系。弹性波在固体中的传播遵循以下控制方程

$$\sum_{j=1}^3 \left\{ \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\lambda \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] \right\} = \rho \frac{\partial^2 u_i}{\partial t^2}$$

$i, j = x, y, z$

(1)

式中: $\boldsymbol{u}$ 是位移矢量, $\boldsymbol{u} = (u_i, u_j)$; ρ 是质量密度; t 是时间; x, y, z 表示笛卡尔坐标系中的坐标变量; λ, μ 是常数,表达式如(2)式所示

$$\lambda = \frac{E\nu}{(1 + \nu)(1 - 2\nu)} \quad \mu = \frac{E}{1 + \nu}$$

(2)

式中, E 和 ν 分别表示弹性模量和泊松比。

Bloch 定理阐明:由于声子晶体的周期性特征,可以通过引入周期性边界条件,将声学超结构中的振动特性转换到单个结构中进行研究,如图 1 所示。

为了计算悬臂梁式局域共振单元的带隙特性,将 z 方向设置为无应力边界条件,相邻晶胞之间采用周期性边界条件,如(3)式所示

$$u_i(x + a, y + a) = u_i(x, y) e^{i(k_x a + k_y a)}$$

$i = x, y$

(3)

式中, k_x, k_y 为 Bloch 波矢分量。

将(2)~(3)式代入(1)式可知,对于给定的波矢值,通过求解特征值问题,可以得到一组特征值和相应的特征模态。鉴于声子晶体结构具有平行周期性和空间对称性,只需让波矢 k 围绕单胞结构的不可约布里渊区边界取值,便能确定频率和波矢之间的色散关系,进而直观地辨识出相应的带隙频率范围。

本文基于有限元软件的固体力学模块,采用有限元法结合 Bloch 周期边界条件确定无限周期板的能带结构。在获得能带信息的同时,可以求出各能带所对应的模态振型,这为带隙机理的研究提供了便利。

1.3 材料选取

如图 2 所示,悬臂梁式局域共振结构可被视为一种质量-弹簧系统。图中 k_1, m_1, k_2, m_2 分别表示等效模型的等效刚度和等效质量; M 表示基体质量大小, m_s 表示连接块质量。在设计超结构时,通常选用具有稳定参数的材料,表 1 列出了常用材料的参数,以便于选择。

表 1 材料参数

材料	密度/($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	弹性模量/GPa	泊松比
钢	7 780	210.6	0.3
铝合金	2 720	70	0.33
铝	2 730	77.6	0.352
铅	11 300	40.8	0.369
亚克力	1 200	4.84	0.31
尼龙 PA-12	1 100	1.71	0.39
有机玻璃	1 142	2	0.389
树脂	1 153	2.1	0.4

通过对结构特征频率进行分析,最终选取了树脂材料作为薄板梁材料,铅作为质量块材料。悬臂梁式局域共振单元的结构参数如表 2 所示。

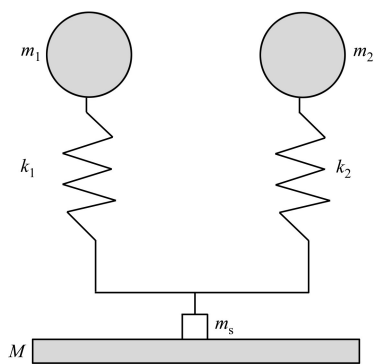


图 2 共振单元等效模型

表 2 结构尺寸参数		mm
结构	尺寸参数(长×宽×高)	
薄板梁	30×6×1	
质量块	6×6×7	
连接件	5×6×2	
通孔(直径 g ×高度 h)	2×1	
基板	35×35×2	

2 带隙机理及特性分析

2.1 带隙结构和机制

本节对新型悬臂梁式局域共振单元的能带结构和带隙机理进行了仿真和讨论。中低频带隙是本文较为关注的问题,因此仅计算了 0~1 400 Hz 频率范围内的能带结构。

图 3a)~3b)显示了传统悬臂梁局域共振单元和新型悬臂梁局域共振单元的计算能带结构图。根据能带理论,周期性结构带隙的存在是因为在某些能量取值范围内不存在相应的色散曲线。从图 3a)

~3b)可知,传统悬臂梁局域共振单元在 0~1 400 Hz 频段内存在 2 条弯曲波带隙,带隙频率范围分别是 144~174 Hz,947~1 090 Hz;新型悬臂梁式局域共振单元在 0~1 400 Hz 频段内产生了 2 条弯曲波带隙,标记为 BG1、BG2,带隙的频率范围分别为 132~159 Hz,922~1 052 Hz。通过能带图比对发现,在同质量情况下,增加通孔结构可以实现更低频的带隙效果,与传统结构相比,新型局域共振结构可以实现轻量化使用以及带隙控制的目标。因此,本文仅分析新型悬臂梁式局域共振单元带隙的相关特性。

如图 3b)所示,带隙 BG1 和 BG2 的下边界与局域共振单元的谐振频率(黑色虚线)基本重合,表明带隙 BG1、BG2 是局域共振单元引起的局域共振带隙。此外,在 XM 方向上,还存在多条方向带隙。

根据板的振动理论可知,有限厚度的板结构中存在弯曲波、纵波和水平剪切波 3 种基本波模式。由于能带结构图中包含了这 3 种波的信息,且这些模式会产生模态转换,所以很难从图 3b)所示的能带结构中直接提取出相关波的带隙范围。

为了识别验证能带结构中的带隙,本文利用一种平均模态位移方法^[21]帮助识别带隙特性。该方法用平均模态位移表征相应的振动模式与各方向上传播的行波之间的耦合强度。当基板上某个方向的平均模态位移在某个频段为 0 时,说明在该频段内,振动模式与该方向的基板行波发生强烈耦合,并在该方向打开了带隙。

为此,本文计算了基板在 z 方向的平均模态位移,结果如图 3c)所示,将其与图 3b)的能带结构比较,发现 z 方向平均模态位移为 0 所对应频段与能带结构弯曲波所形成的禁带一致,进一步说明了能带结构中带隙为 z 方向的弯曲波带隙。

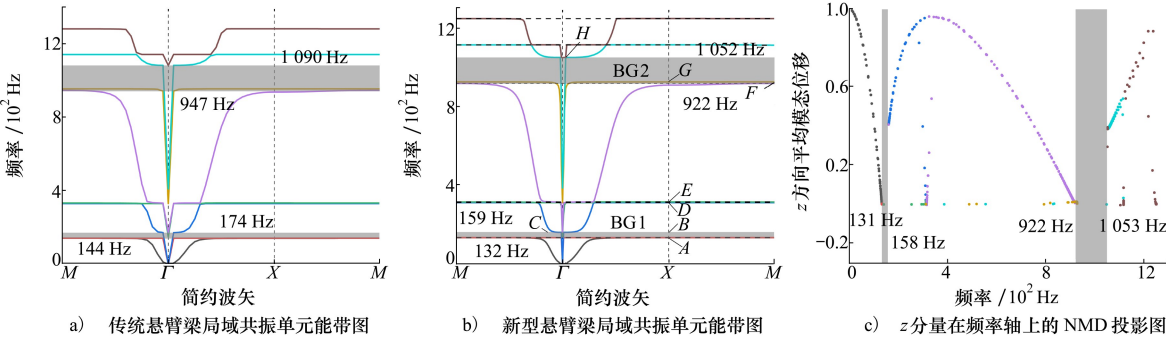


图 3 局域共振板的能带结构

从能带结构图可以发现,声学超结构带隙边缘存在平直带,对弹性波模式的研究表明,这些平直带

收敛且具有合理的物理意义。这可以通过它们所对应的模态振型进行说明。图 4 列出了悬臂梁局域共

振单元对应于能带图上各阶平直带的振动模态。

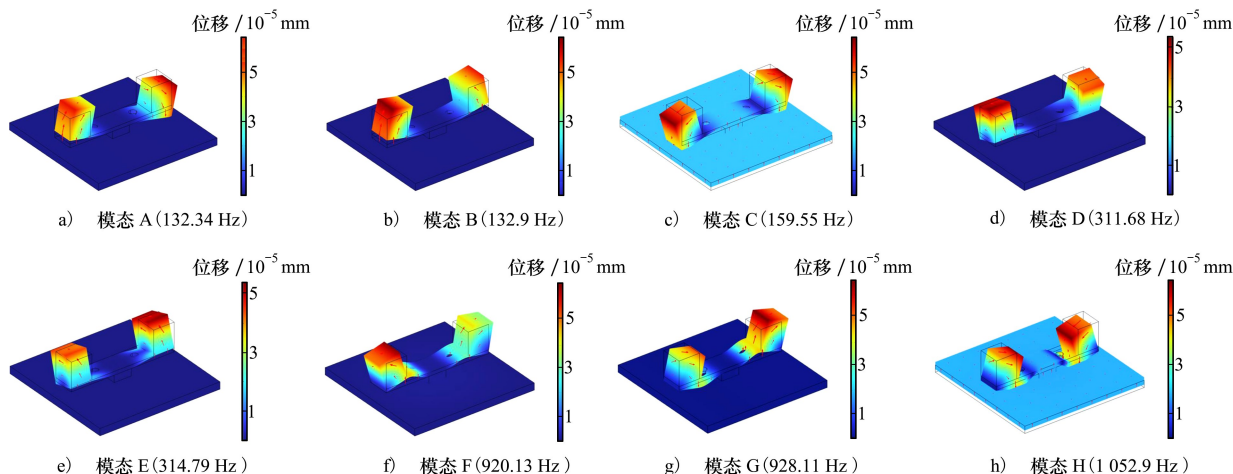


图 4 单元结构的各阶局域共振模态

从图 4 可以看出,模态 A~H 分别对应于局域共振结构的平移和扭转振动模式,而基体板相对于局域共振结构的振幅微乎其微,几乎接近于无振动状态。如模态 D、E 对应于局域共振结构平行于板平面的纵向(y 轴)振动模式,振动幅度相应比较小,故这 2 个模态与基体板行波的耦合作用比较弱,导致 2 个平直带之间无法产生有效带隙;而模态 A、B、F、G 对应局域共振结构绕 y 轴的扭转模态,这些模态下的振动幅值比较剧烈,与行波的耦合效果更加明显,从而导致 BG1 和 BG2 的带隙宽度较大。总之,正是由于局域共振单元的谐振模态在基体上产生了 x, y, z 方向的力,使得局域共振单元与基体的弹性波产生了强耦合作用,从而导致低频带隙的产生。另外,通过观察带隙 BG1 和 BG2 的上界频率对应的 C、H 模态可以看出,弹性波在基体板和局域共振结构上都发生了耦合作用,说明板内弹性波与局域共振结构的耦合作用即将达到临界值,从而使得局域共振带隙的上限频率受到限制。

综上所述,声学超结构的低频振动带隙是基体中弹性波与局域共振结构谐振特性相互耦合的结果,耦合强度越强,带隙范围也就越宽,抑振效果就越明显。

为了进一步研究悬臂梁式局域共振单元的带隙形成机理,计算了局域共振单元的前 15 阶模态,在 z 轴方向上,前 15 阶的模态有效质量之和约占总质量的 98%,满足模态截断的要求。各阶模态的有效质量占比如图 5 所示,其中第 2 阶占比 64.5%,第 5、6

阶分别占比 15.8%、16.6%,其他阶次的模态有效质量占比几乎为零,可以忽略不计。结果表明,模态有效质量占比较大的 2 阶、5 阶和 6 阶模态同样也是引起 BG1、BG2 带隙产生的谐振模态。这从侧面说明,模态有效质量占比大小是模态是否产生带隙的一个考量标准。值得注意的是,从 5、6 阶模态有效质量占比中,也可以找到 BG2 带隙宽度大于 BG1 带隙宽度的原因。

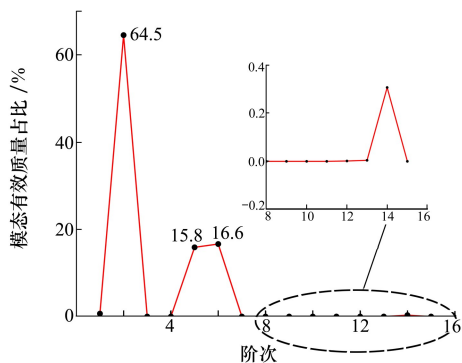


图 5 前 15 阶模态有效质量占比

2.2 振子参数对带隙的调控规律

根据前面的分析可知,带隙的下界频率由悬臂梁式局域共振单元的谐振频率所决定,它可以通过图 2 所示的“弹簧-质量”等效系统进行计算,如(4)式所示

$$f = \frac{1}{2\pi\sqrt{\frac{k_e}{m_e}}} \quad (4)$$

由(4)式可以分析出,局域共振单元的各阶谐振频率由其等效质量 m_e 和等效刚度 k_e 决定,其中等效质量 m_e 主要由质量块提供,等效刚度 k_e 主要由薄板悬臂梁提供。因此,可以通过改变质量块和薄板悬臂梁的几何参数,改变局域共振结构相应的谐振频率,实现带隙调控的目的。为了进一步研究带隙的调控规律,本节研究了悬臂梁式局域共振结构的几何形状和材料属性对带隙的影响规律。

2.2.1 晶格常数对带隙的影响

为了研究晶格常数对带隙的影响规律,计算了悬臂梁式局域共振单元不同晶格常数值的色散关系。在计算过程中,保持悬臂梁式局域共振单元尺寸与表 2 一致,仅改变基体板边长 a 的大小,观察其带隙的变化规律。

图 6 显示了带隙随晶格常数变化的演变规律,可以观察到,随着晶格常数的增加,BG1 带隙和 BG2 带隙的下边界频率基本保持不变,而上边界频率向

低频移动。这是因为在上述带隙对应的下边界的耦合模式中,悬臂梁式局域共振单元起着主导作用,由于悬臂梁式局域共振单元的几何参数保持不变,故带隙 BG1 和 BG2 的下边界频率基本保持不变;而 BG1 和 BG2 的上边界频率对应的耦合模式中,基体板起着重要作用,弹性波因基体板尺寸的增大耦合作用下降,带隙呈现宽度降低的现象。

2.2.2 几何参数对带隙的影响

为了研究局域共振单元几何参数对带隙的控制规律,保持局域共振单元的晶格常数不变,仅改变单元结构的一个参数进行变化,研究其对带隙的调控规律。由于悬臂梁的质量很小,主要作为振子的弹性元件使用,在分析中,忽略质量变化对带隙的影响,仅考虑悬臂梁结构对 k_e 的影响从而实现带隙位置的调控;而质量块的刚度很大,主要作为振子的质量元件使用,在分析的过程中,仅考虑质量块对 m_e 的影响实现对带隙的调控。

图 7a)~7f) 显示了带隙随不同几何参数变化的演变规律。从图 7a) 和 7d) 可看出,带隙 BG1 和 BG2 的下边缘和上边缘随着悬臂梁长度和通孔半径的增大向较低频移动,带隙宽度也随之降低。其本质上减小了等效刚度 k_e ,从而降低带隙下边缘所对应局域共振模态的谐振频率,使得带隙向低频移动。带隙的上边界之所以也向低频移动,是由于上边界对应的振型中,不仅基体板起到重要作用,局域共振单元亦存在耦合作用。因此,带隙上边界也会受到共振结构谐振频率的影响而出现下降趋势。

图 6 晶格常数对带隙的影响

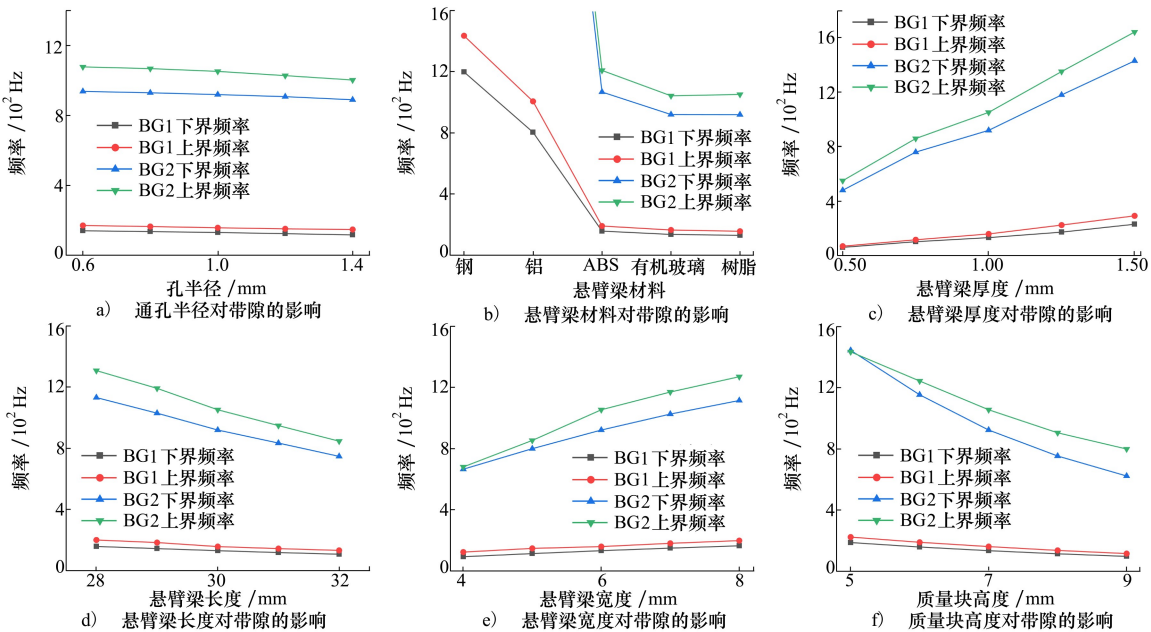


图 7 几何参数对带隙的影响

反之,从图 7c) 和图 7e) 可以看出,随着悬臂梁厚度和宽度的增加,带隙向高频移动,本质上是增加了等效刚度 k_e ,局域共振单元的谐振频率变大,带隙向高频移动。

从图 7f) 可以看出,增大质量块的高度,本质上是增加了等效质量 m_e ,从而使局域共振单元的谐振频率降低。同时,还可以发现,带隙宽度随质量块高度的增加而变大,这是因为悬臂梁局域共振单元与基体板的附加质量比增大,增加了弹性波与局域共振单元的耦合作用,使得带隙宽度增大。

因此,要获得低频宽带带隙,最好的方法是增加局域共振单元的等效质量 m_e ,如增加质量块的高度;其次是减小共振结构的等效刚度 k_e ,如减小悬臂梁的宽度、增大通孔的半径和悬臂梁的长度、使用刚度较小的悬臂梁材料等。2 种方法都有一定的缺陷,前者会增加基体的附加质量,而后者会使得带隙宽度降低。

2.3 模型改进

根据前面的研究,低频振动带隙是弹性波和局域共振单元谐振模态相互耦合作用的结果。直观来讲,可以通过增加局域共振单元的谐振模态,实现多频段的耦合效果。具体方法如改变悬臂梁的形状、质量块的大小、改变振子的对称性等,以此来改变局域共振单元的谐振模式,增加带隙的丰富度。

基于图 1 中的原始结构,给出了 2 种改进的示例。一种采用非对称结构,悬臂梁在长度方向呈现非对称模式,两边质量块高度不等;另一种结构整体呈现对称模式,但通孔大小不一,一个通孔半径设置为 1 mm,另一个通孔半径设置为 1.5 mm。

图 8 显示了 2 种改进结构的能带结构图,可以看出,通过改变局域共振单元的尺寸大小或调节通孔半径大小,有效地增加局域共振单元的谐振模态,产生更为丰富的振动带隙,为低频振动的宽频抑制提供一种可行的思路。

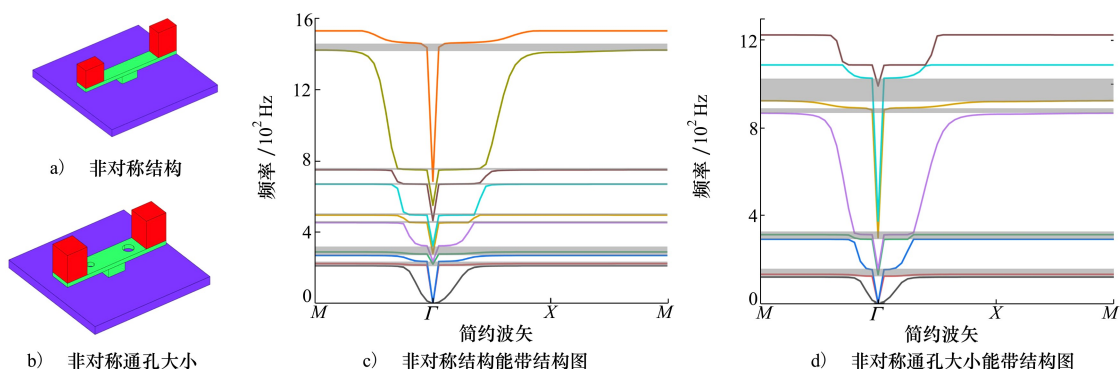


图 8 多谐振局域共振的能带结构图

3 仿真验证

局域共振型带隙的求解通常以无限周期排列的局域共振板为对象。为了直观描述无限周期排列局域共振板的衰减特性,通常使用有限长周期排列的局域共振板分析其振动传递率,振动传递率的求解方法通常如图 9 所示。

通过建立有限长周期排列的局域共振板,在激励点位置施加简谐力使得板振动,拾取两端的振动响应,利用两端振动响应比值表征振动的传递特性

$$T = 20 \lg \left| \frac{a_{\text{resp2}}}{a_{\text{resp1}}} \right| \quad (5)$$

式中, a_{resp1} 和 a_{resp2} 分别表示激励端和响应端的加速

度响应。

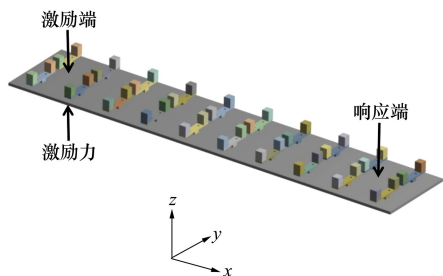


图 9 局域共振板振动传递率求解方法

为了计算有限长局域共振板的振动传递率,在有限元软件中,分别建立含基本单元和改进单元的数值计算模型,对比两者的弹性波衰减特性。由于局域共振带隙仅与振子的固有特性有关,与基板的

边界条件、材料属性没有直接关系,为了简便计算,将板的边界条件设为完全自由状态。这里仅建立在 x 方向 10 个周期, y 方向 2 个周期的单元结构模型,在 z 方向施加 10 N 的简谐力激励使得板振动,以此拾取两端的振动响应。计算得到有限长局域共振板的振动传递率曲线如图 10 所示。

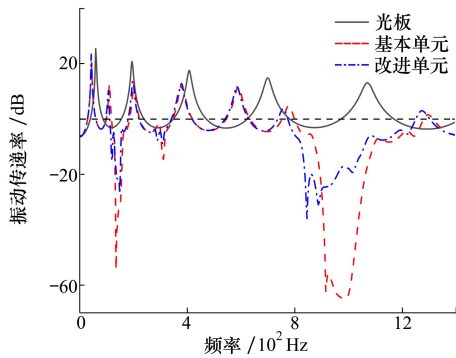


图 10 局域共振板的振动传递率特性

图 10 表示原始单元和改进单元的振动传递率特性曲线。振动传递率的值低于 0 dB 就说明振动传递受到了抑制。通过对比可以发现:含原始单元的局域共振板产生了 2 条带隙,引起的振动传递衰减频带范围分别是 126~165 Hz,880~1 108 Hz,与相应的无限长局域共振板的带隙范围基本一致;而含非对称通孔大小单元(改进结构)的局域共振板产生多条带隙,在 770~1 251 Hz 内产生较大的宽频带隙,在 120 Hz 和 300 Hz 处产生较为狭窄的带隙,虽然其带隙丰富度增加,但弹性波的衰减效果下降明显。综合分析两者的减振特性,在振子构型不变的情况下,带隙的丰富度和衰减效果是类似负相关关系,增加带隙丰富度势必以降低衰减效果为代价。

为了直观地观察局域共振板的振动抑制效果,仿真模拟了含原始单元的局域共振板在不同频率下的加速度响应,如图 11 所示。

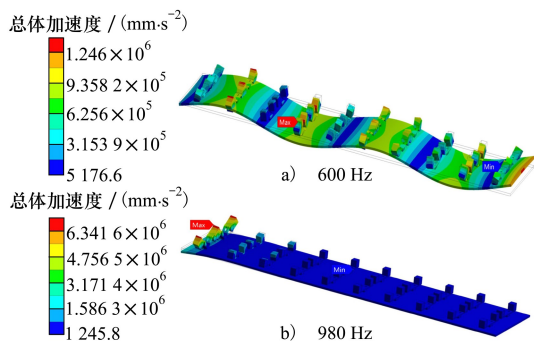


图 11 局域共振板在不同频率下的加速度响应

分析图 11 可知,600 Hz 的频率位于通带内,因此整个板发生了振动,局域共振单元没有起到衰减效果,如图 11a) 所示;而 980 Hz 位于带隙范围内,基板内振动很大程度被周期结构的几个晶胞衰减,如图 11b) 所示。这一现象的实质是,当外部激励的频率接近振子固有频率时,局域共振模态将被激活并产生作用在基板上的反应力,进而达到抑振振动的效果。

4 实验结果

为了验证结构的有效性,制作了悬臂梁式局域共振板样件,进行了弯曲振动试验。实验样件的几何尺寸和材料参数与数值分析中参数保持一致,样件与实验设备如图 12 所示。通过弹性绳将样件悬挂在支撑架上,模拟自由边界条件。在样件两端放置 2 个微型加速度传感器,采集激励端和响应端的加速度响应信号。使用激振器在样件左端施加幅值为 1 N 的正弦简谐激励,这种垂直于样件结构表面的激励力产生了在悬臂梁局域共振板中传播的弯曲波。

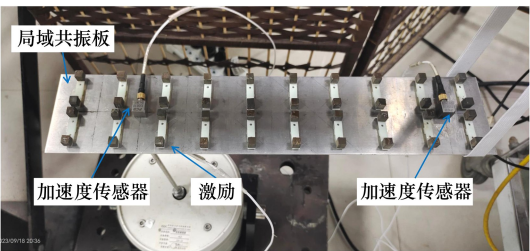


图 12 实验测试系统

如图 13 所示,根据激励点和响应点的加速度响应结果,可获得样件的振动传输情况。通过与仿真结果进行比对可发现,实验测量的振动衰减频段与

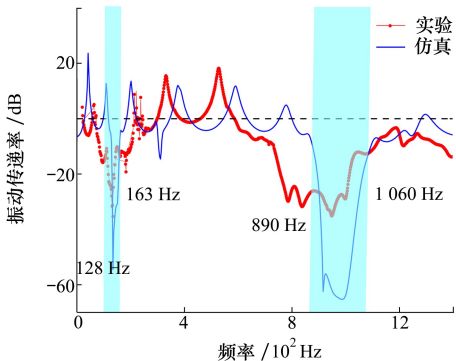


图 13 振动传输率结果对比

仿真计算的有限周期局域共振板的振动衰减频段基本保持一致,2条弯曲波带隙均被打开。然而,实验的衰减频段要比仿真计算结果宽得多。可能是因为样品的制造误差,导致各个局域共振单胞的参数差异,从而形成多单元协同耦合拓宽带隙范围的现象。

5 结 论

本文仿真并探讨了含通孔悬臂梁式局域共振单元的能带结构及其带隙产生机理。该单元通过其通孔设计能够产生多个局域共振带隙,并展示出多样化的面外振动模态,适用于板类结构的振动控制。

参考文献:

- [1] 古小磊,彭昂,蔡登安,等. 复合材料夹芯壁板轴向压缩稳定性研究[J]. 机械制造与自动化, 2022, 51(3): 16-18
GU Xiaolei, PENG Ang, CAI Deng'an, et al. Study on axial compressive stability of composite sandwich panels[J]. Mechanical Manufacturing and Automation, 2022, 51(3): 16-18 (in Chinese)
- [2] ZHANG Z, ZHANG Z, JIN X. Investigation on band gap mechanism and vibration attenuation characteristics of cantilever beam type power exponent prismatic phononic crystal plates[J]. Applied Acoustics, 2023, 206: 109314
- [3] LI Y, ZHU L, CHEN T. Plate-type elastic metamaterials for low-frequency broadband elastic wave attenuation[J]. Ultrasonics, 2017, 73: 34-42
- [4] ZHOU P, WAN S, WANG X, et al. A novel hybrid composite phononic crystal plate with multiple vibration band gaps at low frequencies[J]. Physica B: Condensed Matter, 2021, 623: 413366
- [5] WANG Y F, WANG Y S. Multiple wide complete bandgaps of two-dimensional phononic crystal slabs with cross-like holes[J]. Journal of Sound & Vibration, 2013, 332(8): 2019-2037
- [6] MA Jiahong, HOU Zhilin, ASUAR Behedi. Opening a large full phononic bandgap in thin elastic plate with resonant units[J]. Journal of Applied Physics, 2014, 115(9): 093508
- [7] TIAN X, CHEN W, GAO R, et al. Merging bragg and local resonance bandgaps in perforated elastic metamaterials with embedded spiral holes[J]. Journal of Sound and Vibration, 2021, 500: 116036
- [8] QIAN D, SHI Z. Bandgap properties in simplified model of composite locally resonant phononic crystal plate[J]. Physics Letters A, 2017, 381(40): 3505-3513
- [9] CASALOTTI A, EL-BORGI S, LACARBONARA W. Metamaterial beam with embedded nonlinear vibration absorbers[J]. International Journal of Non-Linear Mechanics, 2018, 98: 32-42
- [10] ZHOU X, WANG L. Opening complete band gaps in two dimensional locally resonant phononic crystals[J]. Journal of Physics & Chemistry of Solids, 2018, 116: 174-179
- [11] ZOUARI S, BROCAIL J, GENEVAUX J M. Flexural wave band gaps in metamaterial plates: a numerical and experimental study from infinite to finite models[J]. Journal of Sound and Vibration, 2018, 435: 246-263
- [12] ZHANG S, WU J, HU Z. Low-frequency locally resonant band-gaps in phononic crystal plates with periodic spiral resonators[J]. Journal of Applied Physics, 2013, 113(16): 163511
- [13] ZHAO T, YANG Z, XU Y, et al. Bandgap formation and low-frequency structural vibration suppression for stiffened plate-type metastructure with general boundary conditions[J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2023, 36(10): 210-228
- [14] LANGFRDLT F, RIECKEN J, GLEIEN W, et al. A membrane-type acoustic metamaterial with adjustable acoustic properties [J]. Journal of Sound & Vibration, 2016, 373: 1-18
- [15] 吴九汇, 张思文, 沈礼. 螺旋局域共振单元声子晶体板结构的低频振动带隙特性研究[J]. 机械工程学报, 2013, 49(10): 62-69
WU Jiuhui, ZHANG Siwen, SHEN Li. Study on low frequency vibration bandgap characteristics of helical local resonance unit phononic crystal plate structure[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(10): 62-69 (in Chinese)

研究结果显示,声学超材料的低频振动带隙是基体中弹性波与局域共振结构谐振特性相互耦合的结果,带隙宽度与耦合强度紧密相关。此外,研究发现模态有效质量占比大小是模态是否产生带隙的一个考量标准。进一步分析了振子几何参数和晶格常数对带隙的影响规律,揭示了通过调整通孔尺寸等几何参数来控制带隙位置的可能性。基于以上研究,对原始振子的结构进行了改进,获得了更加丰富的带隙特征,为宽频带隙设计提供了新思路。最后,通过有限元分析和实验验证了悬臂梁局域共振板在带隙范围内的振动抑制效果,证实了所提出结构在振动控制方面的有效性。

[16] LEE S H, PARK C M, SEO Y M, et al. Acoustic metamaterial with negative density[J]. Physics Letters A, 2009, 373(48): 4464-4469

[17] PENG H, FRANK PAI P, DENG H. Acoustic multi-stopband metamaterial plates design for broadband elastic wave absorption and vibration suppression[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2015, 103: 104-114

[18] FANG N, XI D J, XU J Y, et al. Ultrasonic metamaterials with negative modulus[J]. Nature Materials, 2006(6): 452-456

[19] WANG Q, LI J, ZHANG Y, et al. Bandgap properties in metamaterial sandwich plate with periodically embedded plate-type resonators[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2021, 151(2): 107375

[20] XIAO Y, WEN J, HUANG L, et al. Analysis and experimental realization of locally resonant phononic plates carrying a periodic array of beam-like resonators[J]. Journal of Physics D Applied Physics, 2014, 47(4): 045307

[21] MA F, XU Y, WU J H. Modal displacement method for extracting the bending wave bandgap of plate-type acoustic metamaterials [J]. Applied Physics Express, 2019, 12(7):074004

Study on vibration bandgap characteristics of a cantilever beam
type local resonance unit

SUN Xuyang¹, WANG Zhong¹, ZHOU Jingjun¹, WANG Qian¹, XU Jingjian²
(1.The 705 Research Institute, China State Shipbuilding Corporation Limited, Xi'an 710077, China;
2.School of Aeronautics, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: This article proposes a novel phononic crystal configuration consisting of a through-hole cantilever beam and a mass block, and conducts numerical analysis and experimental verification on the bandgap characteristics of a two-dimensional periodic array plate containing this configuration. The results indicate that there are multiple bending wave band gaps in the proposed structure, and the formation of the bandgap is due to the coupling between elastic waves in the matrix and the resonance characteristics of the local resonant structure. The width of the bandgap is related to the coupling strength. Further research has also found that the proportion of effective mass of the mode is a criterion for determining whether the mode generates a bandgap. At the same time, the regulation of band gaps by the cell constants and geometric parameters of local resonance units was studied. Based on the above research, by improving the original local resonance structure, more abundant bandgap features were obtained, providing a feasible approach for the design of broadband bandgaps. Finally, the vibration transmission rate of the finite period structural plate was obtained through simulation calculations and experiments, and its attenuation frequency band was basically consistent with the bandgap range, indicating that the structure has good low-frequency vibration reduction performance, which has broad engineering application prospects in the field of vibration and noise reduction.

Keywords: metamaterial; local resonance; vibration control; band gap mechanism

引用格式: 孙旭阳, 王中, 周景军, 等. 悬臂梁式局域共振单元的弹性波带隙特性研究[J]. 西北工业大学学报, 2024, 42(4): 643-651

SUN Xuyang, WANG Zhong, ZHOU Jingjun, et al. Study on vibration bandgap characteristics of a cantilever beam type local resonance unit[J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 2024, 42(4): 643-651 (in Chinese)