

DOI : 10.3901/JME.2016.13.068

声学超材料在低频减振降噪中的应用评述*

吴九汇 马富银 张思文 沈 礼
(西安交通大学机械工程学院 西安 710049)

摘要：低频机械波在传播过程中穿透力强，难以衰减，特别是次声频段的机械波易与机体器官发生共振，对身体造成危害。为了实现低频机械波的有效控制，解决现代工业生产和生活中普遍存在的噪声污染问题，结合最近十几年发展起来的声子晶体和声学超材料，系统地总结和论述通过声子晶体和声学超材料解决低频振动噪声问题的新方法。归纳和总结典型的低频振动噪声来源和对其进行控制方面存在的一些困难，介绍低频振动噪声的危害。重点概括基于声子晶体禁带特性实现低频振动噪声被动控制的相关研究工作，主要介绍通过亚波长尺寸特征的杆、薄板和薄膜类结构来实现低频振动和噪声衰减的具体方法和效果。在声学超材料的理论框架下，讨论薄膜类结构在低频振动噪声衰减中的应用及其优缺点。通过结合实际工程需要和最新研究动态，对这一领域存在的问题和后续发展趋势进行总结。研究对推动声子晶体和声学超材料在工程实践中的应用具有一定的引导意义。

关键词：低频振动噪声；声子晶体；声学超材料；薄板结构；弹性薄膜

中图分类号：TB535

Application of Acoustic Metamaterials in Low-frequency Vibration and Noise Reduction

WU Jiuhui MA Fuyin ZHANG Siwen SHEN Li
(School of Mechanical Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049)

Abstract : The low-frequency mechanical wave has stronger penetration capability in dissemination process, so it is hard to be attenuated. Especially in infrasound range, the mechanical wave could resonance with body organs easily, and causing harm to health. In order to effectively control the low-frequency mechanical wave, the solution for noise pollution problems in modern industrial production and daily life is given, by combining with the phononic crystals and acoustic metamaterials that have been developed in last decade. New methods for low-frequency vibration and noise reduction based on phononic crystals and acoustic metamaterials are systematically summarized and discussed. Typical sources of low-frequency vibration and noise, the existence difficulties to control it, and the harms to human body are summarized. The related works that passively control the low-frequency vibration and noise based on acoustic band gap characteristics of photonic crystal are summarized. Particularly, the specific methods and effects to achieve low-frequency vibration and noise attenuation by rod, plate and membrane structures with subwavelength size characteristics are reviewed. In the framework of the acoustic metamaterials, the applications of membrane-type structures in low-frequency vibration and noise attenuation, its advantages and disadvantages are discussed. Through a combination of practical engineering and the latest research developments, the problems still exist in this field and future trends are summarized. The result has some guiding value to promot the application of phononic crystals and acoustic metamaterials in engineering practice.

Key words : low-frequency vibration and noise ; phononic crystals ; acoustic metamaterials ; thin plate ; elastic membrane

0 前言

噪声污染是主要的环境污染之一，严重影响着人们的日常工作和生活。噪声主要由机械振动产生，

机械振动本身对于大多数工程结构和机械设备也都是有害的，尤其对于机床和精密仪器。机械振动不但会造成结构的疲劳损伤甚至破坏，影响设备的工作性能和寿命，还会降低机床的加工精度和仪器仪表的测量精度。与此同时，由机械振动产生的噪声会大大降低人们的生活质量，危害人们的身心健康。例如，飞机、车辆等载运工具的振动和噪声不仅影

* 国家自然科学基金资助项目(51375362)。20151012 收到初稿，20160420 收到修改稿

响乘员的乘坐舒适性,还有可能损坏仪器甚至造成安全事故。洗衣机、空调和冰箱等家用电器的噪声,影响着人们的正常休息。建筑工地的施工噪声、工业生产车间噪声等不但会影响到周边的居民,还会导致工人轻则心情烦躁、睡眠质量降低,重则引发心脏病、导致听力下降,更严重还会导致耳聋等。事实上,噪声对人体健康的危害不只局限于听觉器官,还会对神经系统、心脑血管和消化系统等产生不同程度的危害。特别是低频振动和噪声,容易与人体器官(包括心脏、肺、胃及神经系统等)发生共振,直接造成人体损伤,影响正常的生理机能。当声波与器官发生共振时,轻则引起人体不适,如头痛、恶心、眩晕等;重则会导致意识混乱、呼吸困难和肌肉痉挛等;再严重还会导致休克、内脏损坏、血管破裂甚至死亡^[1]。也就是说,要想提高人们的生活质量,保障身心健康,进行振动与噪声控制是极为必要的。

振动和噪声的控制方法一般有两类,一类是从源头上进行控制,主要是开发低振动和静音产品;另一类是从传播路径上进行控制,包括隔离、衰减和吸收等。随着科技的不断进步和工业的不断发展,产品结构和性能越来越优化,从源头上进行振动和噪声的控制已经越来越困难。这样,从传播路径上进行控制就成了必然的选择。长期以来,人们在这方面取得了非常出色的成绩,主要发展了被动控制和主动控制两大类方法。在被动控制方面,人们发明了各种隔振和吸振器、隔声和吸声材料、阻尼材料和器件等,为有效降低振动和噪声做出了巨大的贡献。主动控制方面,近年来也发展非常迅速。这里主要关注振动和噪声的被动控制,在这方面,传统的隔声一般采用硬质板材结构,隔声性能服从质量密度定量,板的面密度越大,声波频率越高,隔声效果越好。这样,为了有效地隔离数百赫兹的低频声波,需要厚达1 m左右的混凝土墙,很难满足实际需要。而传统的吸声则主要采用多孔材料,如玻璃棉纤维、岩棉等,这些材料主要靠声波在孔隙中传播时动能转化为热能的方式来实现声波衰减,一般孔隙越小,结构越厚,吸声效果越好。除了多孔材料外,常见的吸声结构还有微穿孔板结构,而多孔吸声材料和微穿孔板结构在低频段吸声系数都较低,如果要吸收很低频的声波,就需要非常厚的结构(多孔材料)或非常深的后腔(微穿孔板)。因此,无论是采用隔声还是吸声,有效控制低频噪声都是非常具有挑战的。同样,对于低频振动,也需要很庞大很笨重的结构,才能进行有效衰减。

由于传统材料在实际工程应用中的诸多限制,具有特殊物理特性的人工复合材料成为人们关注的焦点。近20年来,人工复合材料已经扩展到了动力学领域,用来实现机械波的灵活调控,这类结构称为声子晶体^[2]。随后,在现代工业装备和产品的小型化、集成化和轻量化大背景下,人们进一步发展了具有亚波长尺寸特性的新型人工微结构,后来被称为声学超材料^[3]。声学超材料最为典型的特征是具有亚波长的尺寸和异常动态等效参数,当声波在这类结构中传播时,会受到结构的调制,从而使声波的传播受到影响^[4]。因此通过对这种特殊结构的设计,可以实现声波的反射、吸收、滤波、导波、聚焦、超透镜及隐身等许多全新的物理特性和现象,在国防以及日常工作生活中有着重要的潜在应用价值^[5]。声子晶体和声学超材料最初是为了实现减振降噪而提出的,一方面可以为高精加工系统提供可调频段内的无振动加工环境,保证较高的加工精度要求;另一方面可以为特殊精密仪器或设备提供无振动工作环境,提高工作精度和可靠性,并延长设备的使用寿命^[6]。一般认为,声子晶体和声学超材料的主要区别在于,声子晶体要求声传播方向的晶格尺寸和带隙中心频率对应的声波波长在同一个数量级上,但在声学超材料中,每个单元都有自己的机械振动,而且单元尺寸可以很小,基本不存在相互干扰,导致谐振器的固有频率对结构尺寸参数和方向不敏感。

早期研究的声子晶体的禁带是基于布拉格散射机理产生的,禁带的频率范围主要集中在中高频段,没有实现亚波长的结构设计。2000年,LIU等^[3]在研究用黏弹性硅橡胶软材料包覆后的铅球组成立方晶格结构嵌入环氧树脂中形成的三维声子晶体时发现,该声子晶体禁带所对应的波长远远大于晶格的尺寸,突破了布拉格散射机理的限制,而且在散射体并非严格周期分布、甚至随机分布时,复合结构同样具有禁带,由此提出了弹性波禁带的局域共振机理。经过后来的大量研究表明,通过局域共振声子晶体结构可以有效突破低频振动噪声被动控制中存在的技术瓶颈,实现通过深度亚波长的微结构控制大波长的低频机械波的特殊效果^[3-10]。

由于低频振动噪声在日常生产生活中普遍存在,一方面表现为使人烦恼和对身体健康的潜在危害,影响人的工作生活;另一方面也对装备产品性能发挥造成严重制约。而声子晶体和声学超材料的发展又恰恰为低频振动噪声的有效控制提供了全新的思路,因此,本文重点概括基于声子晶体禁带

特性实现低频振动噪声被动控制的相关研究工作，主要介绍通过亚波长尺寸特征的杆、薄板和薄膜结构来实现低频振动和噪声衰减的具体方案和效果。

1 常见的低频振动噪声

常见低频噪声源主要表现为如下几类：泵、风机、电动机等旋转机械产生的旋转噪声；气流产生的风噪声，包括风吹建筑物和电缆线等产生的声音，汽车、飞机、火车、地铁等载运工具的外场气动噪声、电梯气动噪声等；汽车发动机、航空发动机等动力机械的低阶谐振频率导致的辐射噪声；建筑工地混凝土泵车和振动棒等施工设备产生的噪声；道路交通工具的通过噪声；KTV等娱乐场所重低音音响设备产生的噪声等。这些噪声很大程度上都困扰着人们，让人感到烦恼。

1.1 旋转噪声与气动噪声

一般情况下，旋转噪声主要是由动力输出轴的旋转产生的，主要包括转轴、齿轮传动系统、风扇叶片等基础旋转部件组成的各种机械系统，如鼓风机、压缩机、电动机等^[11-12]。旋转噪声的主要特点就是频率较低，周期性极强，容易使听觉系统感到疲惫，让人烦恼。从频谱上看，旋转噪声的频谱有明显的边频成分和工频成分，边频由单个轮齿或叶片产生，工频则由整个旋转部件产生，频率数值与旋转频率有关^[13-15]。

由于旋转噪声频率比较固定，而同一频率的声音的响度会随时间的增加而提高，所以相同声压级的旋转噪声，比随机噪声响度更高，更容易导致听觉疲劳，使人产生烦恼。除了高速飞行的飞机外流场气动噪声、高速运行的列车和汽车外流场噪声、强对流的地铁及列车在隧道的气动噪声、飞机和汽车发动机的排气噪声外，几乎所有的气动噪声也伴随着旋转噪声。这些旋转气动噪声主要是旋转部件对空气或水(主要是水下武器)的扰流产生的，所以针对这类气动噪声，笔者曾提出了旋转点声源的解析方法来求解理想边界条件下的解析解^[16]。而在工

程中，更多采用求解非定常流场，然后通过适用于低马赫数的 Lighthill 声类比方法和适用于高马赫数的 Möhring 声类比方法进行声源转化，再通过求解离散的 Helmholtz 方程，近似求解气动声场分布。

气动噪声计算主要涉及单极子、偶极子声和四极子声源的声辐射。当声源是旋转声源时，会出现旋转多普勒效应，这与我们日常所听到的旋转噪声的特点是吻合的。在自由声场中，单极子声源辐射的平均声功率为^[17]

$$\bar{W} = \frac{S_0 |A|^2}{2\rho_0 c_0} \approx \frac{1}{2} \rho_0 c_0 S_0 (k r_0)^2 v_a^2 \quad (1)$$

式中， ρ_0 和 c_0 分别为气体密度和媒质声速； S_0 为声源表面积； v_a 为振速幅值； $k r_0$ 为初始相位角。当流体中有障碍物存在时，流体与物体产生的不稳定反作用力形成偶极子声源，偶极子声源是力声源，其辐射的平均声功率为

$$\bar{W} = \frac{2}{3} \pi \rho_0 c_0 (k r_0)^4 l^2 v_a^2 \propto \rho_0 l^2 c_0^3 M_a^3 \quad (2)$$

式中， l 为特征尺寸， M_a 为马赫数。如果媒质中没有质量或热量的注入，也没有障碍物存在，唯有黏滞应力可以辐射声波，就是四极子声源，其辐射声功率为

$$\bar{W} \propto \rho_0 l^2 \frac{U^8}{c_0^5} = \rho_0 l^2 c_0^3 M_a^5 \quad (3)$$

可见单极子、偶极子和四极子声源辐射声功率分别与速度或转速的二次方、四次方和八次方成正比。在工程气动噪声的计算中，常用的声源转化方法是适用于低马赫数的 Lighthill 声类比方法和适用于高马赫数的 Möhring 声类比方法，其中 Lighthill 声类比方法的表达式为

$$\frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2} - \frac{\partial}{\partial x_i} \left(c_0^2 \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \right) = R \quad (4)$$

$$R = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\partial \rho v_i v_j}{\partial x_j} + \left(\frac{\partial p}{\partial x_i} - c_0^2 \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \right) \delta_{ij} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \right)$$

Möhring 声类比方法的表达式为

$$\frac{\partial}{\partial t} \left[\frac{\rho}{\rho_T^2 c^2} \frac{\partial b}{\partial t} + \frac{\rho v_i}{\rho_T^2 c^2} \frac{\partial b}{\partial x_i} \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{\rho v_i}{\rho_T^2 c^2} \left(\frac{\partial b}{\partial t} + v_i \frac{\partial b}{\partial x_i} \right) - \frac{\rho}{\rho_T^2} \frac{\partial b}{\partial x_i} \right] = R \quad (5)$$

$$R = -\frac{\partial}{\partial x_i} \left[\frac{\rho}{\rho_T} (\mathbf{v} \times \boldsymbol{\omega}) - \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \right] + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\frac{v_i}{\rho_T} \left(\frac{\partial \rho}{\partial s} \right)_p \frac{\partial s}{\partial t} - \frac{\rho T}{\rho_T} \frac{\partial s}{\partial x_i} \right] + \frac{\partial}{\partial t} \left[\frac{1}{\rho_T} \left(\frac{\partial \rho}{\partial s} \right)_p \frac{\partial s}{\partial t} - \frac{\rho v_i}{\rho_T^2} \frac{\partial \rho_T}{\partial x_i} \right]$$

1.2 动力设备振动噪声和交通噪声

动力设备一般是指航空发动机、船用柴油机、汽车发动机等内燃机设备，这些设备是动力机械的

动力源。这些动力源同时也是载运工具振动和噪声产生的根源，一直是相关产品研发过程中振动噪声方面的核心关注对象。这些动力设备的振动噪声是

多方面结构振动组合形成的，包括齿轮传动、涡轮涡扇超高速旋转、燃烧等过程中产生的振动噪声。内部的振动一般会作用到外面的缸体上，由于缸体表面积较大，厚度相对较薄，因此成为动力设备辐射噪声的主要辐射体。

由于航空航天领域技术封锁和保密性要求，航空发动机振动噪声相关的文献较少，而用于轮船、汽车等机械系统的柴油机、汽油机等相关的振动噪声则报道较多。发动机的振动噪声非常复杂，虽然已经经历了近百年的研究，但是目前依然是飞机、汽车、轮船等制造商重点关注的对象。以汽车和轮船使用的发动机(柴油机或汽油机)为例，一般通过测试怠速工况和不同运行转速工况的振动噪声台架试验来考察其振动噪声性能。振动测试中，通过多通道信号采集仪采集布放于发动机缸体表面的振动加速度信号，振动加速度信号一般用压电式三向加速度传感器进行采集。噪声测试中，由于怠速工况噪声较小，所以一般需要在消声室进行，通过声级计或传声器采集声压信号。

瀑布图是发动机振动噪声分析中常用的数据表现形式，通过瀑布图可以看出哪些模态振型对辐射噪声的贡献较大，以及辐射噪声分布的频率范围和对应的声压级等信息。动力机械系统由于组成部件较多，所以整体模态振型在中低频段分布密集，而辐射噪声主要由这些振动所辐射，主要分布在中低频段。因此在控制这些振动和噪声时，也受到低频振动噪声控制中的波长关系制约。此外，车辆在运行过程中，轨道车辆轮对或汽车轮胎对路面产生动态撞击，也会产生很强的低频振动噪声，这是目前城市的主要噪声污染源之一。特别是汽车，由于数量非常巨大，分布广泛，几乎所有城市居民都无法避开汽车通过噪声的危害。一种行之有效的方法就是提高轮胎的减振抗噪性能，但如果轮胎过软，影响汽车性能甚至会发生安全隐患，所以也急需新的技术来克服这一难题。

1.3 建筑施工噪声

建筑工地施工噪声严重影响周边居民的正常生活，致使民众投诉率高，施工进度受限，在扰民的同时也给施工单位带来了重大的困难和经济损失，耽误了施工的工期。据许多新闻和报纸报道，很多居民难以忍受施工现场振动棒的噪声，各地方环保部门也处罚了大量的类似事件。通过大量调研发现，建筑施工低频振动噪声主要包括以下几类：混凝土振动棒撞击钢筋和层板时的振动和噪声(低频分量)、混凝土泵车泵送水泥时的噪声、混凝土搅

拌车卸载混凝土时传动轴的噪声、混凝土输送管道与固定塔架直接撞击产生的振动和噪声、电动工具产生的噪声、工人敲打或扔放建材时的撞击噪声等。其中，从噪声角度看，混凝土振动棒撞击钢筋和层板时的噪声、混凝土泵车泵送水泥时的噪声、电动工具产生的噪声是居民投诉率最高的，这几种噪声穿透力强，而且很多施工单位会在夜间进行违章施工，这就严重影响到了居民的正常生活。

在建筑施工噪声中，最典型的是混凝土浇灌过程中使用的振动棒产生的噪声。振动棒通过在混凝土中振动，使混凝土压实和分布均匀，可以起到保证混凝土浇灌的均匀性，提高建筑施工质量的重要作用。但是振动棒会接触到钢筋架和垫在下面的层板，产生巨大的低频辐射噪声。这种碰撞噪声中的高频分量刺耳，但是衰减快，主要是低频分量传播非常远。因此，振动棒带来的噪声是非常重要的一项环境噪声问题，多年来已经引起了施工单位和环保部门的重视，但从降噪方面一直没有得到解决。其主要原因是振动棒性能的发挥与减振降噪的要求是相矛盾的，很难通过传统减振降噪方法解决。

此外，混凝土泵车泵送水泥时产生的振动和噪声也是建筑施工中非常重要的一项振动噪声源，这类噪声主要是由于泵车内部的动力设备在高负荷工作时产生的结构振动噪声，以及泵车薄壁壳体受到激励后产生共振辐射的振动噪声。这类振动噪声一般可以通过传统的减振降噪方法得到很大程度的缓解，但是对于较低频率成分，也存在与其他低频振动噪声控制所面临的相同技术困难。而对于电动工具产生的噪声，其本质上也与振动棒噪声类似，也是撞击噪声。总体来说，建筑施工中产生扰民性影响的基本上都属于低频振动噪声，采用传统方法难以衰减。

1.4 娱乐场所噪声

KTV等娱乐场所一般位于市区，且其主要的运营高峰又集中在晚上，正是居民休息的主要时间段，因此也出现了严重的扰民情况。KTV的噪声源主要分为两类：一方面是唱歌过程中来自玩家的声音；另一个是设备工作带来的噪声，其主要包括音箱、空调、以及换气扇等。KTV里的音乐通常采用大功率低音炮音响进行驱动，它所释放的音量可达105~125 dB(A)左右，且基本为低频段63~125 Hz。由于低频声波长，穿透力强，能轻易穿越障碍物且传播距离远，衰减小，如果不采取适当的隔声手段，通常可以沿着墙柱，上传至楼顶各层住户，底楼的声音可以直达30楼以上^[18]。

目前,在 KTV 建筑过程中,一般都进行了大量的隔振隔声处理。对于 KTV 内部的墙壁来说,目前广泛采用双层墙的方案。所有外墙内侧及隔墙一侧均采用轻钢龙骨,内填吸音玻璃棉,然后再安装石膏板,形成双层墙。对于 KTV 的顶部来说,采用弹簧吊筋和封闭式双层顶的方案,即在 KTV 包间顶部采用玻璃棉层和纸面石膏板设置双层吊顶,施工时吊筋可以采用弹簧吊筋,连接使用弹性材料,这样一来就可以减少吊顶振动向楼板的传播。双层顶的隔声以及弹性吊筋的弹性连接,这两种方案的组合可以有效地降低整个包间的噪声。但是,由于低频段的技术限制,虽然这些处理方案已经起到了很大的隔声作用,但是还是存在较为明显的低频噪声扰民现象。

1.5 其他低频振动噪声问题

除了上述几类典型的低频振动噪声问题,还存在很多限制产品质量提升的低频振动问题。如汽车和列车车身、飞机机身钣金件和玻璃在低频段的共振,会导致车身与机身的低频隔声性能非常差。另外,许多精密仪器和设备由于减震器和隔振器很难隔离较低频段的振动,由于低频振动的影响,会使仪器的精密性下降,严重影响其性能的发挥。除此之外,机床的加工精度也很大程度受到工件和机床床身的低频振动的影响,机床床身的低频振动会使刀具发生低频振动,影响其加工精度;工件的低频振动也会影响刀具的精确定位并影响到加工精度。综上所述,低频振动噪声问题在工程实践中随处可见,而且严重制约着技术的进步,也影响了人们的生活水平。因此,提出能有效解决低频振动噪声的新方法,其价值是不可估量的,不但可以促进制造业的发展,推进技术革新,还能有效提高人们的生活质量,为构建舒适的生活环境提供技术支撑。

2 低频振动噪声的生理危害

振动噪声会产生特定的生理应激,对生物机体造成不同程度的危害。其中,高频振动主要对末梢循环系统起作用,低频振动则对末梢神经功能产生影响。在微观世界里,细胞都具有一定的振动频率,而且在受到温度变化等影响下,其共振频率会发生改变。在宏观世界里,机体器官组织也具有一定的振动频率,类似的,该频率也会根据其功能状态的变化而发生变化。

从目前的研究现状看,对人体危害最大的还是低频振动噪声,这种危害主要分为三个层面,第一

个层面是影响人的主观舒适性,主要体现在低频振动噪声带来的烦恼方面;第二个层面是影响人的正常工作学习和生活,甚至对身心健康造成一定的影响,影响内分泌系统的正常功能等;第三个层面是对人的身心健康造成迫害,带来疾病,严重时会导致一些器官功能丧失。就目前而言,制造业在开发产品时主要关注第一层面,较为典型的是汽车、飞机和列车的声振舒适性,第二层面和第三层面主要是医学和社会学重点关注的对象,特别第三层面。

就第一层面的声振舒适性而言,主要通过主观评价试验来进行研究,建立相应的评价模型和评价指标,对产品的性能给出一个相对客观的量化评价^[19]。如声音的舒适性方面,一般通过声品质来描述。而声品质与响度、表面粗糙度、尖锐度等心理声学特征有关,是一个考虑了主观感受的客观物理属性。振动舒适性方面,以往车辆等载运工具的乘坐舒适性评价中,主要以“坐姿”受振模型来展开讨论。与第一个层面相比,第二和第三个层面强调了时间累积和刺激强度两个方面的差异。当噪声或振动对人体作用的时间较短,而且刺激强度没有超过一定的承受阈值,那么对人体的影响是不明显的。如果刺激强度处在一定高度,而且时间较长,那么就会影响到正常生活甚至危害到身心健康。如果刺激强度超过一定阈值,即使只是瞬间作用,也会对身心健康造成危害,比如受到痛阈(120 dB)以上的噪声刺激时,就有可能导致耳聋,这种伤害是不可恢复的,只有通过医学手段才有可能得到治疗并恢复,甚至是无法恢复。大量的医学研究表明,长期暴露在较强的低频振动噪声环境中,容易造成神经衰弱、失眠、头痛、综合判断能力下降等各种神经官能症,引起胃下垂等器官功能衰弱症。低频噪声还可以穿透人体腹壁和子宫壁,影响胎儿的器官发育^[20]。

就目前而言,在飞机和汽车开发过程中,结构的振动频率都要避开人体器官的共振频率。因为如果结构与器官发生共振,会对人的舒适性产生很大的影响。人体器官的共振频率除头部外,一般分布在 40 Hz 以下。因此,在汽车研发中,白车身的最低固有频率一般都要高于 40 Hz,主要目的就是要避开与人体器官的共振。由于低频振动噪声的危害主要是潜在的,长期的,而且没有较为明确的法规和指标来进行判断和处罚,危害因素也是多方面的,带有很大的不确定性,所以目前这方面的研究还主要是社会学方面的研究和一些从学术角度的医学研究,没有足够的重视起来。这种危害的防治需要政府部门等出台一些行之有效的法规和措施,才能起

到一定的效果。因此,从根本上解决这些振动噪声问题是非常必要的,可以有效提高人们的生活水平,改善振动噪声环境下作业的工人的工作环境。

3 基于声学超材料的低频减振降噪

3.1 一维杆状结构

除了刘正猷等最早提出的三维三组元立方晶格的局域共振结构外,其他结构,如周期性杆状结构的振动带隙也已经得到人们的广泛关注。这些结构都属于一维局域共振声子晶体,一般都具有轴向周期性。这方面的研究主要包括杆的轴向拉压和扭转振动带隙、梁的弯曲和弯扭组合振动带隙等。有望用于降低轴系、齿轮传动系及杆系等结构中的低频减振,进而降低整个系统的低频噪声。

最早报道的杆状周期结构的研究工作是在1970年,MEAD^[21]研究了周期性刚性支承条件下无限长梁中弹性波的传输特性,分别分析了结构的弯曲和扭转振动的传输和衰减特性。1983年,他们又研究了半无限周期梁中的弯曲-拉压耦合振动的传输和衰减特性,同时考虑了不同阻尼水平所产生的影响^[22]。2001年,BAZ^[23]引入主动控制,对两种材料交替排布的周期性梁中弹性波传输特性进行了研究,并给出了相应的弹簧-质量系统简化理论分析模型,阐述了通带和禁带的主动调节方法,同时考虑了局域化产生的影响。2003年,JENSEN^[24]考虑了一维有限周期梁中的振动响应,并与对应的无限周期情况下的结果进行了对比。同时,此项研究考虑了边界条件、黏弹性阻尼和缺陷产生的影响,表明对于一维周期结构,黏弹性阻尼对带隙影响较小。

2005年,国防科技大学郁殿龙等^[25]采用平面波展开法,对铝和环氧树脂两种材料交替排布的一维杆状声子晶体中的表面局域态进行了研究,表明两种材料按不同的排列顺序排布对减振效果具有较大影响。当满足表面局域态存在条件时,在振动带隙内会出现共振峰,共振峰内减振效果减小20 dB以上;2006年,他们分析了包含2自由度局域共振结构的欧拉-伯努利(Euler-Bernoulli)梁中的弯曲波带隙,这种结构相当于在等截面连续梁上增加了周期性排布的附加共振结构^[26];此外,考虑到扭转振动是噪声及振动控制领域研究的主要内容之一,他们从椭圆杆的扭转振动方程出发,利用平面波展开法,给出了无限周期结构一维声子晶体杆的扭转振动带结构,发现在带隙频率范围内频率响应具有明显的衰减,为减振理论与应用提供了一种新的思

路^[27]。

类似的研究工作还有很多,但结构形式和减振机理基本是类似的。从结构上讲,大致可以分为图1a所示的两类组成形式,第一类是两种或多种材料在轴向交替排布成周期结构;第二类是在连续梁上增加周期性分布的附加局域共振单元。结构的截面大多是圆形的,但也有矩形或其他形状的。从带隙机理方面看,可以将不同形式的结构相应地简化为图1b所示的两类简化模型,第一类可以考虑为一维弹簧质量系统;第二类则可以考虑为动力吸振器。黏弹性材料在两类结构中都发挥了重要的作用,而这类材料中阻尼影响较大,因此,2014年,笔者系统地研究了黏弹阻尼对一维杆状声子晶体能带结构频移的影响^[28]。从工程应用的角度考虑,由于一维结构主要用作传动部件,需要承载,而第一类结构中需要软硬材料交替排布,很难进行应用。第二类结构可以根据实际需要进行灵活设计,相对容易应用。总体来说,一维杆状结构的声学超材料有望广泛用于传动部件拉压、弯曲和扭转振动的衰减。

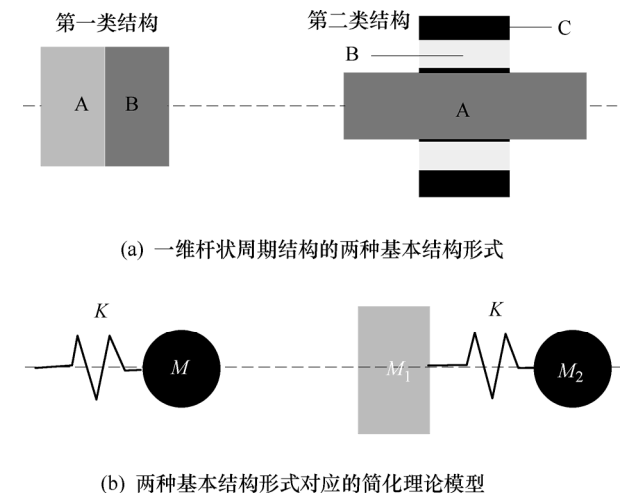


图1 典型的一维杆状周期结构的元胞形式和简化模型

3.2 薄板类结构

薄板型声学超材料一般是在连续的薄板上,布置周期性的孔或柱,板的厚度、孔的和柱的尺寸和形状都是可调的。薄板类结构是构成二维周期结构的常用结构形式,在声子晶体和声学超材料的研究中受到了研究人员的广泛关注。在早期 Bragg 散射型声子晶体的研究中,研究者对板类结构进行了大量的研究,如打孔板及板中镶嵌入另一种材料的柱等。在局域共振方面,2007年,WU等^[29]较早对薄板类结构进行了研究,并通过在薄板周期性孔中填充柔软的橡胶材料,得到了一个 Lamb 波模式的局域共振声学禁带。另一方面,2008年,WU等^[30]和 PENNEC 等^[31]独立报道了薄板上排列有周期性

柱的结构,分析了薄板类结构中 Lamb 波模式转换和带隙的影响因素等。在这种结构中,较重的圆柱体附加在薄板上相当于形成了“固态 Helmholtz 共振器”,在低于 Bragg 带隙的低频范围能获得振动带隙。然而,这些结构所获得的带隙依然处于 kHz 以上,难以满足控制低频振动和噪声的需要。

薄板是一类非常特殊的结构,这类结构中会产生丰富的表面波,吸引了很多力学和工程领域研究者的普遍关注。近年来,研究者们提出了很多局域共振薄板类结构和衍生结构。例如,2004年,国防科技大学王刚等^[32]研究了柔软橡胶柱周期性地排列在环氧树脂基体中的二组元局域共振结构。事实上,在局域共振声子晶体和声学超材料领域,研究最多的结构就是二维二元组和三元组的薄板型局域共振结构,这类结构有望用于建筑物隔振隔声、载运工具和装备减振降噪等,还可以用于解决前面提到的动力设备的结构振动噪声问题、娱乐场所的隔振隔声问题等。2009年,笔者^[33]通过对模拟汽车刹车盘的带孔薄板型声子晶体的研究,发现布拉格型声子晶体结构对低频段的噪声控制也有一定的效果。对比打孔前后结构的噪声频谱,表明在 200 Hz 以上就有较为明显的降噪效果,在 2 000 ~ 2 500 Hz 的中频频段内,平均降噪量可达 13 dB。2012年,笔者设计的折叠梁结构的局域共振声子晶体结构,如图 2a 所示,结构厚度在 mm 量级,低频带隙范围达到了 18 ~ 200 Hz,为声子晶体解决目前普遍存在的钣金件低频段振动噪声被动控制提供了思路^[34]。理论上讲,在这种结构中,薄板上的回旋梁起到了提供局域共振刚度的作用,这样可以比均匀板获得更低的共振频率。

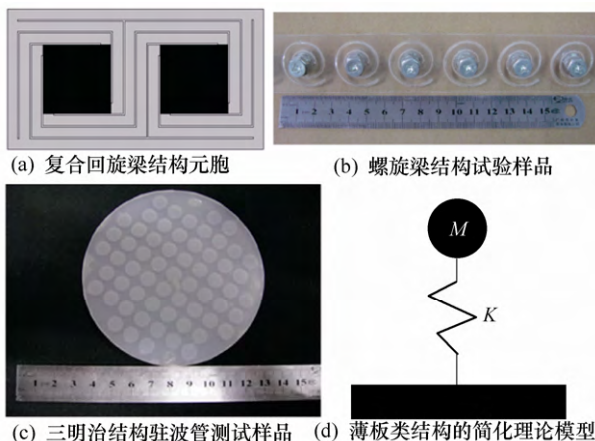


图 2 几种薄板型局域共振结构及其简化理论模型

此外,笔者还设计了螺旋梁声子晶体结构,结构由有机玻璃薄板基体和金属柱质量块构成,如图 2b 所示,该局域共振结构的低频弯曲波带隙达到了

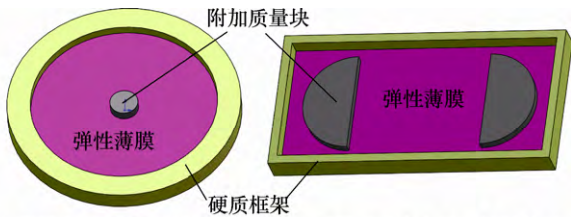
42 ~ 250 Hz^[35]。这种结构和回旋梁结构的工作原理是类似的,靠螺旋梁提供局域共振刚度,以降低元胞的共振频率,在低频段获得弹性波带隙。然而,由于该结构采用了较为笨重的金属柱作为质量块,即使进行等比例缩小,其应用范围也有一定的限制。2014年,笔者提出了一种轻质的三明治薄板结构,如图 2c 所示^[36]。这类结构由两层硅胶薄板夹一层打孔的有机玻璃薄板构成,孔中填充硅胶,并和上下两层硅胶薄板连成一体。在这种结构中,中间层薄板仅仅起到分隔元胞并提供局域化刚度的作用,共振刚度则由两侧的硅胶薄板提供,质量由填充在孔中的硅胶柱提供。通过有限元数值模拟计算了元胞的能带结构,并制作了有限周期驻波管测试样品,测试了试件的隔声量。这种结构可以在低频段打开较宽的弯曲波带隙,且在带隙范围内具有非常优异的隔声性能,驻波管测试结果表明三层薄板厚度均为 1 mm 时可以在低于 500 Hz 的频段内获得高达 35 dB 的隔声量,在带宽超过 200 Hz 的频段内具有 20 dB 以上的隔声量。理论上讲,薄板类局域共振结构都能简化为图 2d 所示的弹簧质量系统进行分析。

3.3 薄膜类结构

薄膜型声学超材料和薄板型结构有所不同,一般是采用框架分隔出单个元胞,并在薄膜上布置质量块。由于薄膜刚度不足以克服自身重力,需要施加张力才能传播振动。因此,在薄膜型声学超材料中,不但可以调整薄膜的单元尺寸和形状,还能调节薄膜张力。此外,通过改变质量块的形状、重量、数量、位置都可以调整单元的共振频率和声学特性。对薄板和薄膜类结构的研究已经有很长的历史,早在 1957年,COHEN 等^[37]就对带质量块的固定边界圆形薄膜进行了研究,揭示了这种结构的振动特性和共振频率的影响因素。1964年,ROMILLY^[38]给出了刚性圆柱管中边界固定薄膜结构的解析解,获得了平面波入射条件下结构的共振及反共振频率、透射率。1984年,KRIEGSMANN 等^[39]研究了薄膜的声散射行为,并探索了流体与薄膜的相互作用,表明流体会降低薄膜的共振频率。1985年,AHLUWALIA^[40]在长波极限下,采用匹配渐近展开法研究了薄膜和薄板对单色平面声波的散射特性。1995年,NORRIS 等^[41]对薄膜和声波的声固耦合相互作用进行了研究,分析了衍射系数随频率的变化规律,提出了准共振现象。

2008年,香港科技大学杨志宇等^[7]基于局域共振理论,提出了如图 3a 所示的薄膜型声学超材料,成功的以厚度低至 mm 级的轻质结构在低频段获得

了杰出隔声能力，为低频降噪提供了全新的解决方案。最早提出的薄膜超材料只能在反共振频率附近非常窄的频带内获得较好的隔声能力，因此，在之后的研究中，采用薄膜型声学超材料获得较宽频段的声衰减是人们普遍关注的话题。杨志宇等^[8]通过多层叠加的方式，在 50 ~ 1 500 Hz 的宽带内获得了较高的声衰减。NAIFY 等^[42-43]先后通过环形质量块和平面元胞阵列获得了多个共振隔声峰，而且研究了框架不合格程度对隔声量的影响，表明框架不合格会引发结构的整体效应，增加有效隔声频带的宽度。ZHANG 等^[44]也通过相连元胞采用不同质量块研究了获得了多个隔声峰，与 NAIFY 等的研究都属于面内多单元耦合行为。2014 年，笔者类比耳蜗基底膜的工作原理，开创性地提出了耳蜗仿生薄膜型声学超材料，为实现宽频声波操控提供了全新的思路^[45]。

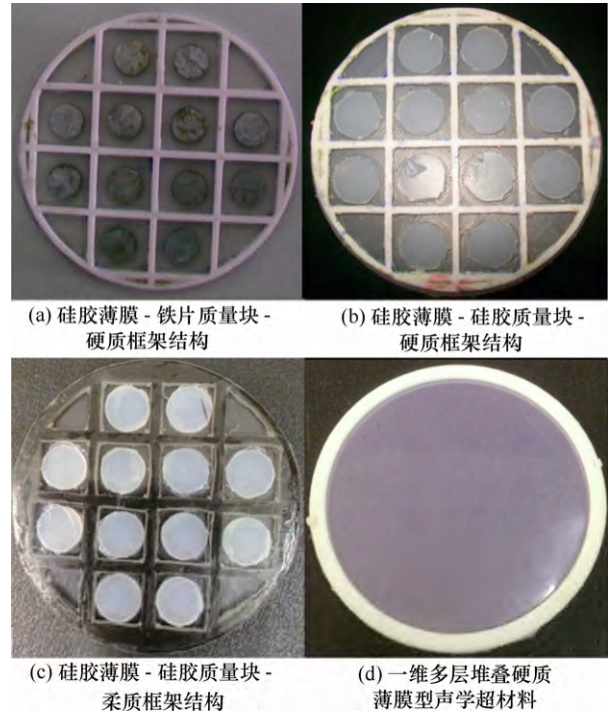


(a) 薄膜型隔声声学超材料单元 (b) 薄膜型吸声声学超材料单元
图 3 典型的薄膜隔声和吸声声学超材料结构^[7,9]

除了用于隔声的薄膜型声学超材料外，2012 年，香港科技大学 MEI 等^[9]还提出了一种在低频段具有宽频超强吸声性能的暗声学超材料，完善了薄膜型声学超材料在低频噪声控制中的解决方案。这项研究采用了长方形薄膜结构，每个单元布置有两个对称的半圆铁片质量块，单元之间用硬质塑料框架分隔开，如图 3b 所示。在声波激励下，两个半圆形铁片就像鸟的两只翅膀一样拍动，以此实现能量损耗。这项研究中，非常重要的一个因素是，薄膜结构后面需要布置一个后腔。2014 年，该团队采用带后腔的弹性薄膜结构，通过垂向入射驻波管试验，成功实现了低频段的完美声吸收。同时，该结构还具有相位可调的特性，也就是说，此项工作同时实现了声学超表面^[10]。

弹性薄膜需要外加张力才能传播振动，由于弹性薄膜的刚度很低，声学性能不稳定，强烈依赖于张力，微小的张力变化就会让引起数十乃至上百 Hz 的频率偏移，而这种张力是恰恰是难以定量控制的。因此，无论从理论还是技术的角度讲，有效控制薄膜张力或消除薄膜张力依赖性是非常必要的。2015 年，笔者通过增加薄膜厚度，提出了几乎不需要张力的方形晶格薄膜型声学隔声超材料，如图 4a 所示，实现了薄膜型和薄板型声学超材料的统一描述^[46]。此外，薄膜型声学超材料之所以具有杰出的隔声、吸声等声学性能，主要还是依赖于结构的局

域共振特性。然而，从现有的研究来看，描述薄膜型声学超材料性能特性的透射率、吸声系数、反射系数、等效参数等并未与局域共振理论建立起必要的联系。笔者通过局域共振声晶体的分析方法，揭示了薄膜型声学超材料中能带结构和隔声量曲线之间的对应关系。同时，还通过如图 4b、4c 所示的结构，分析了质量块形状、框架材料等对薄膜型声学超材料带隙和隔声性能的影响。其中图 4c 所示结构为纯柔性结构，由于这种结构具有不容易折断、易于弯曲等优点，更有利于实际工程应用^[47]。



(a) 硅胶薄膜 - 铁片质量块 - 硬质框架结构 (b) 硅胶薄膜 - 硅胶质量块 - 硬质框架结构
(c) 硅胶薄膜 - 硅胶质量块 - 柔性框架结构 (d) 一维多层堆叠硬质薄膜型声学超材料
图 4 几种薄膜型声学超材料结构

声学超材料是从声子晶体发展起来的，通常在声子晶体的研究中，都是从一维周期结构开始的。然而，对于薄膜和薄板类结构，由于多层组合结构的共振频率太高，要得到具有低频声学特性的一维声学超材料是困难的。笔者通过引入薄膜和薄板层间空气薄层，成功设计出了具有优异低频隔声能力的一维薄膜和薄板型声学超材料，如图 4d 所示，并通过垂向入射驻波管试验对所设计结构的隔声性能进行评估^[48]。总体上讲，单层薄膜型声学超材料都能在反共振频率附近频带内获得非常优异的隔声或吸声性能，而且频率可以非常低，结构也非常轻，厚度可以很薄。此外，通过特殊的设计，还有望获得宽频带的隔声或吸声性能，为低频噪声衰减提供强有力的解决方案。

3.4 其他类型结构

除了前面介绍的几种结构外，近 20 年来，声学超材料的研究已经发展了众多新的分支。先后发展了迷宫型声学超材料，可以同时调控声波波前幅值和相位的声学超表面，物理属性和流体非常相似

的金属水,可以主动调节特征频率和性能参数的主动控制型声学超材料,从拓扑绝缘体演变而来的拓扑声子晶体,非互易声学超材料,以及奇偶时间对称性声学超材料等。应用也非常广泛,除了用于减振降噪和声隐身外,还可以用于声聚焦和成像等。例如,周期性格栅结构和丝网结构也有望用于低频振动和噪声的衰减。笔者提出了降低通风机旋转气动噪声的声子晶体丝网结构,非常细的钢丝构成的丝网结构能有效降低宽带低频噪声。从一定意义上讲,该结构起到降噪效果的一个主要原因是其起到了整流作用。这类结构基本上有望用于解决绝大多数由旋转机械产生的气动噪声降噪问题。

此外,为了提高波与材料之间的相互作用,采用尽可能小的空间来操纵波,研究者们发展了超表面,属于厚度远小于波长的波前整形器件。在声学里,有几种常见的单元可以构成声学超表面,例如,迷宫结构、Helmholtz 共振器或共振薄膜,通过设计空间相位梯度结构使声波转向和聚焦^[4]。严格说来,超表面是一种能够任意调制入射波的相位和幅值的单层材料,并构成笨重的声子晶体的替代品。通过这些超薄材料能够获得很多令人惊奇的效果,如反常的反射和折射角。因此,超表面提供了一种优雅的方式,以最薄和尽可能小的结构操控声波。

4 结论

本文系统地概括和分析了几类典型的低频振动噪声问题,包括旋转机械产生的低频振动噪声、气流与结构发生相对运动产生的气动噪声和排气噪声、发动机等动力设备产生的振动噪声、建筑工地混凝土泵车和振动棒等产生的振动噪声、KTV 等娱乐场所产生的振动噪声等。从振动噪声的处理手段来看,对目前难以实现的低频隔声隔振、钣金件低频减振降噪等问题进行了归纳和总结。此外,也对低频振动噪声带来的危害进行了介绍,分析了目前低频振动噪声问题带来的一些社会影响,以及治理方面的困难。最后,结合近年来发展迅速的声子晶体和声学超材料在低频机械波衰减方面的优越性能,评述了运用声学超材料解决低频振动噪声问题的方案和存在的一些问题。

通过对现有研究成果的分析,表明目前声学超材料有望解决前面列出的几类典型的低频振动噪声问题。其中,一维杆状结构有望用于降低旋转机械低频振动,而丝网结构有望用于解决旋转机械低频噪声问题。通过薄膜和薄板型声学超材料设计隔声

结构,有望解决载运工具外流场气动噪声的隔离、建筑工地混凝土泵车车体低频减振降噪、振动棒施工现场声屏障设计、KTV 等娱乐场所隔振隔声等。总体上讲,薄板和薄膜型声学超材料是目前解决载运工具等钣金件低频振动噪声问题的最佳选择,声学超表面等其他新型结构也在解决低频振动噪声问题中有很大的潜力。虽然目前大多数研究还处于理论研究或实验室测试阶段,但是通过一定的工程对接,相信解决低频振动噪声问题将指日可待。

参 考 文 献

- [1] 张思文. 局域共振声子带隙理论及其在低频减振降噪中的应用[D]. 西安:西安交通大学,2014.
ZHANG Siwen. Locally resonant bandgaps and their applications in low-frequency vibration and noise reduction[D]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University, 2014.
- [2] KUSHWAHA M S, HALEVI P, DOBRZYNSKI L, et al. Acoustic band structure of periodic elastic composites[J]. Physical Review Letters, 1993, 71(13): 2022-2025.
- [3] LIU Z, ZHANG X, MAO Y, et al. Locally resonant sonic materials[J]. Science, 2000, 289(5485): 1734-1736.
- [4] CUMMER S, CHRISTENSEN J, ALU A. Controlling sound with acoustic metamaterials[J]. Nature Reviews Materials, 2016, 1(1): 16001.
- [5] 温激鸿. 声子晶体振动带隙及减振特性研究[D]. 长沙:国防科技大学,2005.
WEN Jihong. Vibration attenuation and band gap characteristics of phononic crystals[D]. Changsha: National University of Defense Technology, 2005.
- [6] 温激鸿, 韩小云, 王刚, 等. 声子晶体研究概述[J]. 功能材料, 2003, 4(34): 364-367.
WEN Jihong, HAN Xiaoyun, WANG Gang, et al. Review of phononic crystals[J]. Journal of Functional Materials, 2003, 4(34): 364-367.
- [7] YANG Z, MEI J, YANG M, et al. Membrane-type acoustic metamaterial with negative dynamic mass[J]. Physical Review Letters, 2008, 101(20): 204301.
- [8] YANG Z, DAI H M, CHAN N H, et al. Acoustic metamaterial panels for sound attenuation in the 50-1000Hz regime[J]. Applied Physics Letters, 2010, 96(4): 041906.
- [9] MEI J, MA G, YANG M, et al. Dark acoustic metamaterials as super absorbers for low-frequency sound[J]. Nature Communications, 2012, 3: 756.
- [10] MA G, YANG M, XIAO S. Acoustic metasurface with hybrid resonances[J]. Nature Materials, 2014, 13: 873-878.
- [11] WANG Z, ZHANG W. Dynamic identification of vibration system in the time domain[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 1988, 1(1): 66-74.

- [12] CHEN L, JIANG X. Prediction of vibration and noise of gear box[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 1993, 6(4): 257-260.
- [13] MA Fuyin, WU Jiuhui, WU Weiwei. Vibration and noise analysis of multiphysical coupling systems[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2014, 28(8): 3361-3370.
- [14] 吴伟蔚, 马富银. 汽车发动机机油泵的综合性能评价[J]. 中国公路学报, 2012, 25(2): 134-141.
WU Weiwei, MA Fuyin. Evaluation for comprehensive performances of oil pump used in vehicle engine[J]. China Journal of Highway and Transport, 2012, 25(2): 134-141.
- [15] 马富银, 吴九汇, 吴伟蔚. 修正载荷识别远场误差的虚拟远场激励方法[J]. 机械工程学报, 2016, 52(1): 116-122.
MA Fuyin, WU Jiuhui, WU Weiwei. Improving the far-field errors for load identification based on virtual far-field exciting method[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(1): 116-122.
- [16] 吴九汇, 陈花玲, 黄协清. 旋转点声源空间声场的频域精确解[J]. 西安交通大学学报, 2000, 34(1): 71-75.
WU Jiuhui, CHEN Hualing, HUANG Xieqing. Acoustic solution of rotating point source in frequency domain[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2000, 34(1): 71-75.
- [17] 吴九汇. 噪声分析与控制[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2011.
WU Jiuhui. Noise analysis and control[M]. Xi'an Jiaotong University Press, 2011.
- [18] 张炜权, 吴九汇, 马富银. KTV包间低频噪声控制[J]. 噪声与振动控制, 2014, 34(5): 135-139.
ZHANG Weiquan, WU Jiuhui, MA Fuyin. Research of low-frequency noise control in KTV rooms[J]. Noise and Vibration Control, 2014, 34(5): 135-139.
- [19] MA Fuyin, WU Jiuhui, HOU Haiyun. Progress in physiological acoustics[J]. Journal of Mechanics in Medicine and Biology, 2013, 13(5): 1340007.
- [20] 马富银, 吴九汇. 耳蜗力学研究进展[J]. 力学与实践, 2014, 36(6): 685-715.
MA Fuyin, WU Jiuhui. Progress in mechanics of the cochlea[J]. Mechanics in Engineering, 2014, 36(6): 685-715.
- [21] MEAD D J. Free wave propagation in periodically supported, infinite beams[J]. Journal of Sound and Vibration, 1970, 11(2): 181-197.
- [22] MEAD D J, MARKUS S. Coupled flexural-longitudinal wave motion in a periodic beam[J]. Journal of Sound and Vibration, 1983, 90(1): 1-24.
- [23] BAZ A. Active control of periodic structures[J]. Journal of Vibration and Acoustics Transactions of the ASME, 2001, 123: 472-479.
- [24] JENSEN J S. Phononic band gaps and vibrations in one-and two-dimensional mass-spring structures[J]. Journal of Sound and Vibration, 2003, 266: 1053-1078.
- [25] 郁殿龙, 刘耀宗, 王刚, 等. 一维杆状声子晶体振动中的表面局域态研究[J]. 机械工程学报, 2005, 41(6): 35-38.
YU Dianlong, LIU Yaozong, WANG Gang, et al. Research on the surface localized vibration modes in one dimensional phononic crystals composed of rod structures[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2005, 41(6): 35-38.
- [26] YU Dianlong, LIU Yaozong, ZHAO Honggang, et al. Flexural vibration band gaps in Euler-Bernoulli beams with locally resonant structures with two degrees of freedom[J]. Physical Review B, 2006, 73(6): 064301.
- [27] 郁殿龙, 刘耀宗, 王刚, 等. 一维杆状结构声子晶体扭转振动带隙研究[J]. 振动与冲击, 2006, 25(1): 104-106.
YU Dianlong, LIU Yaozong, WANG Gang, et al. Research on torsional vibration bandgaps of one dimensional phononic crystals composed of rod structures[J]. Journal of Vibration and Shock, 2006, 25(1): 104-106.
- [28] 张思文, 吴九汇, 刘彰宜. 黏弹阻尼对一维杆状声子晶体能带结构频移的影响[J]. 西安交通大学学报, 2014, 48(3): 22-27.
ZHANG Siwen, WU Jiuhui, LIU Zhangyi. Damping-induced frequency shifts in band structures of one-dimensional viscoelastic phononic crystal rods[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2014, 48(3): 22-27.
- [29] HSU J C, WU T T. Lamb waves in binary locally resonant phononic plates with two-dimensional lattices[J]. Applied Physics Letters, 2007, 90(20): 201904.
- [30] WU T T, HUANG Z G, TSAI T C, et al. Evidence of complete band gap and resonances in a plate with periodic stubbed surface[J]. Applied Physics Letters, 2008, 93(11): 111902.
- [31] PENNEC Y, DJAFARI-ROUHANI B, LARABI H, et al. Low-frequency gaps in a phononic crystal constituted of cylindrical dots deposited on a thin homogeneous plate[J]. Physical Review B, 2008, 78(10): 104105.
- [32] WANG Gang, WEN Xisen, WEN Jihong, et al. Two-dimensional locally resonant phononic crystals with binary structures[J]. Physical Review Letters, 2004, 93(15): 154302.
- [33] 沈礼, 吴九汇, 陈花玲. 声子晶体结构在汽车制动降噪中的理论研究及应用[J]. 应用力学学报, 2010, 27(2): 293-297.
SHEN Li, WU Jiuhui, CHEN Hualin. Application of the phononic crystal structures to the reduction of brake noise[J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 2010, 27(2): 293-297.

- [34] 张思文,吴九汇. 局域共振复合单元声子晶体结构的低频带隙特性研究[J]. 物理学报, 2013, 62(13): 134302. ZHANG Siwen, WU Jiuhui. Low-frequency band gaps in phononic crystals with composite locally resonant structures[J]. Acta Physica Sinica, 2013, 62(13): 134302.
- [35] ZHANG Siwen, WU Jiuhui, HU Zhiping. Low-frequency locally resonant band-gaps in phononic crystal plates with periodic spiral resonators[J]. Journal of Applied Physics, 2013, 113(16): 163511.
- [36] SHEN Li, WU Jiuhui, LIU Zhangyi, et al. Extremely low-frequency Lamb wave band gaps in a sandwich phononic crystal thin plate[J]. International Journal of Modern Physics B, 2015, 29(5): 1550027.
- [37] COHEN H, HANDELMAN G. On the vibration of a circular membrane with added mass[J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 1957, 29(2): 229-233.
- [38] ROMILLY N. Transmission of sound through a stretched ideal membrane[J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 1964, 36(6): 1104-1109.
- [39] KRIEGSMANN G, NORRIS A, REISS E. Acoustic scattering by baffled membranes[J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 1984, 75(3): 685-694.
- [40] KRIEGSMANN G, NORRIS A, REISS E. Scattering of low-frequency acoustic waves by baffled membranes and plates[J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 1985, 78(2): 682-687.
- [41] NORRIS A, REBINSKY D. Acoustic and membrane wave interaction at plate junctions[J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 1995, 97(4): 2063-2073.
- [42] NAIFY C, CHANG C, MCKNIGHT G, et al. Transmission loss of membrane-type acoustic metamaterials with coaxial ring masses[J]. Journal of Applied Physics, 2011, 110(12): 124903.
- [43] NAIFY C, CHANG C, MCKNIGHT G, et al. Scaling of membrane-type locally resonant acoustic metamaterial arrays[J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 2012, 132(4): 2784-2792.
- [44] ZHANG Yuguang, WEN Jihong, ZHAO Honggang, et al. Sound insulation property of membrane-type acoustic metamaterials carrying different masses at adjacent cells[J]. Journal of Applied Physics, 2013, 114(6): 063515.
- [45] MA Fuyin, WU Jiuhui, HUANG Meng, et al. Cochlear bionic acoustic metamaterials[J]. Applied Physics Letters, 2014, 105(21): 213702.
- [46] MA Fuyin, WU Jiuhui, HUANG Meng. Resonant modal group theory of membrane-type acoustical metamaterials for low-frequency sound attenuation[J]. The European Physical Journal Applied Physics, 2015, 71(3): 30504.
- [47] MA Fuyin, WU Jiuhui, HUANG Meng, et al. A purely flexible lightweight membrane-type acoustic metamaterial[J]. Journal of Physics D: Applied Physics, 2015, 48(17): 175105.
- [48] MA Fuyin, WU Jiuhui, HUANG Meng. One-dimensional rigid film acoustic metamaterials[J]. Journal of Physics D: Applied Physics, 2015, 48(46): 465308.

作者简介: 吴九汇, 男, 1970 年出生, 教授。主要研究方向为光子/声子晶体, 金属多孔材料及纳米力学, 工程噪声与振动控制等。

E-mail: ejhwu@mail.xjtu.edu.cn

马富银(通信作者), 男, 1986 年出生, 博士研究生。主要研究方向为复杂振动系统振动与噪声分析、薄膜/板型声学超材料、听觉生理物理学和时间反演声学。

E-mail: mafuyin@163.com