

# 声学黑洞原理的双层加筋板-腔系统降噪研究

王小东, 季宏丽, 裘进浩

(南京航空航天大学航空学院机械结构力学及控制国家重点实验室, 江苏 南京 210016)

**摘要:** 双层加筋板在现代交通运输工具中被广泛应用, 这类结构的声振抑制问题一直是难点。声学黑洞(ABH: Acoustic Black Hole)作为一种新型的波操纵技术, 为结构振动噪声控制提供了新思路。提出将 ABH 应用于双层加筋板中, 开发有良好机械特性, 特别是能实现减振降噪的结构。设计含有 ABH 的双层加筋板-腔系统, 搭建实验平台并在点载荷激励下进行效果测试。结果表明截止频率以上腔体的宽频噪声可降低 1.5~8 dB。基于有限元方法建立耦合数值模型, 多角度量化了系统的动力学特性, 分析揭示了 ABH 在腔室降噪中具有增加系统阻尼和降低内壁板和声腔的耦合强度的双重物理机制。针对降噪效果欠佳的低频段, 提供优化设计方案, 拓宽有效频率, 实现了全频带的控制。进一步验证了复杂载荷作用下 ABH 双层加筋板-腔声振系统的减噪普适性。

**关键词:** 双层加筋板; 声学黑洞; 腔室降噪; 耦合分析; 宽频

**中图分类号:** V214.9; TB535 **文献标志码:** A **文章编号:** 1004-4523(2022)02-0503-11

**DOI:** 10.16385/j.cnki.issn.1004-4523.2022.02.026

## 1 概述

双层加筋板以其良好的机械性能, 被广泛用于飞机、高铁、汽车等交通运输工具的舱室结构中。但随着科技的发展, 振动噪声品质也成为除了机械性能以外, 用来评估装备性能的一个重要技术指标。双层加筋结构在提升装备机械性能同时所引入的声振问题极大地影响了设备的舒适性以及耐久性。而且鉴于现代装备对质量、功耗、频带宽度、可靠性的严格要求, 传统减振降噪方法面临着很大的挑战, 所以迫切需要开发新理论和新技术来有效改善双层加筋板应用中的振动噪声控制问题<sup>[1]</sup>。

结构振动和声辐射源于介质中弹性波的形成与传播, 并与周围的声学环境耦合产生相互作用。因此, 对结构中弹性波的行为进行操控是实现减振降噪的一种有效手段。声学黑洞作为一种新型的波操纵技术, 为新时代背景下的装备振动噪声控制提供了可能<sup>[2]</sup>, 且由于其具有高效、轻质、宽频、可直接集成于系统等特性, 倍受科研与工程技术人员的青睐, 具有较大的应用前景。

ABH 的基本原理是借助结构内部阻抗的变化, 使结构中传播的弯曲波相速度和群速度发生改变, 在结构局部区域实现波能量的聚集, 然后通过少量

耗能材料进行能量耗散。目前, 实现 ABH 效应的主要方式是通过结构厚度的改变, 即将结构按照一定幂函数形式减小厚度(局部截面厚度满足  $h(x) = ax^m$  ( $m \geq 2$ ), 其中  $a$  是正有理数,  $m$  是常数), 形成类似于透镜的陷波器<sup>[2-4]</sup>, 如图 1 所示。

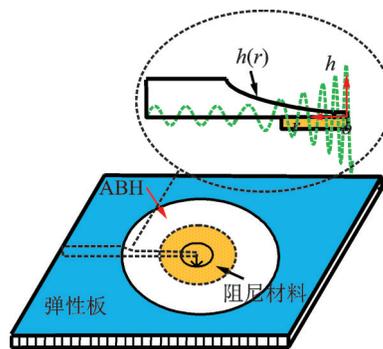


图 1 ABH 效应的基本原理

Fig. 1 Basic principle of ABH effect

理论上, 当 ABH 中心的厚度减小为零时, 波速也为零, 不会有反射现象<sup>[5-6]</sup>。但是, 实际实施过程中受结构完整性的要求和加工条件的限制, 中心的最小厚度不能减小到零, 而是保留一定的截断厚度, 因此需要在中心区域附加耗能材料, 减小由于截断导致的波的反射, 以及完成能量的耗散<sup>[7]</sup>。

近年来, 国内外学者围绕 ABH 的现象及应用进

收稿日期: 2020-07-20; 修订日期: 2020-09-21

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(11532006, 51775267); 江苏省自然科学基金资助项目(BK20181286); 装备预研领域基金资助项目(61402100103); 江苏高校优势学科建设工程资助项目。

行了深入而全面的研究。文献[8-9]分别通过半解析和传递矩阵法研究了一维ABH梁结构特征行为;Huang等<sup>[10-11]</sup>通过功率流和轨迹预测方法分析了二维ABH的能量聚集特性;文献[12-14]利用实验方法测试了阻尼材料对非完美ABH效应的补偿效果;贾秀娴等<sup>[15]</sup>借助有限元验证了ABH在板结构中的减振能力;文献[16-17]运用波数分析手段探究了自由场中ABH结构波数演变与降噪机制;Wang等<sup>[18]</sup>则分析了ABH在板-腔系统辐射问题中的耦合机理。在应用方面,Bayod等和Bowyer等分别在涡轮风扇叶片中设计ABH达到了振动控制的目的<sup>[19-20]</sup>;王小东等<sup>[21]</sup>将ABH置于直升机驾驶舱后隔板,实现了舱内降噪。

尽管诸多研究成果表明ABH在减振降噪方面有着很大的优势,但是单一的ABH刚度和强度较低,承载性差,无法直接作为系统结构的主要部分。所以在实际工程中ABH的应用受到了很大程度的限制。

本文针对双层加筋板-腔系统的噪声控制问题,提出将ABH应用于双层加筋板的内壁板中,在不影响原有结构承载性的前提下,实现腔体的降噪。文中首先设计了含有ABH的双层加筋板以及构建声-振力学系统,并搭建实验平台进行效果测试。其次,基于有限元建立耦合数值模型,分析了ABH降噪的物理机制,并给出拓宽有效频带的设计方法。最后,验证复杂载荷作用下所提方案的普适性。

## 2 ABH双层加筋板-腔声振系统

### 2.1 双层加筋板及ABH设计

交通运输工具舱室结构中广泛应用的双层加筋板由外壁板、几字形筋条以及内壁板组成,如图2所示。其中外壁板以及筋条是为了保证结构具有良好的刚度和强度,实现承载的目的。在设计制造过程中往往将两者一次性冲压而成,或者使用高密度铆钉铆接于一体。而内壁板通常是用一定量的紧固件固定于筋条的上表面。但是,由于内壁板整体的安装刚度,自身刚度都相对较低,结构上又与筋条直接相连,当外侧板受到载荷作用时,能量可以无阻碍地传递到内侧壁板,激发其振动并向耦合的空间辐射噪声。以飞机座舱为例,外蒙皮受到激励后,内壁板会剧烈振动,最终能量以声波的形式辐射向舱内<sup>[22-23]</sup>。

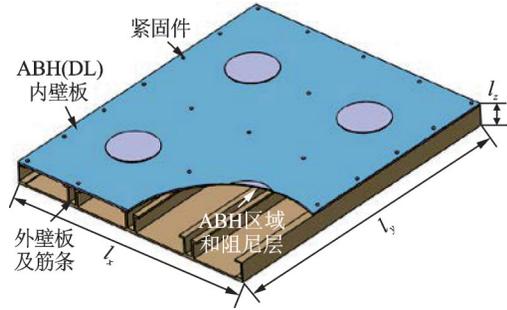


图2 双层加筋壁板结构示意图  
Fig. 2 Diagram of double stiffened plate

考虑双层加筋板的内壁板是舱内的主要声源,而且其在实际应用环境中仅起维持形状、装饰以及密封的作用。所以对内壁板改造设计是消除舱内噪声污染的有效途径,而且也不会影响结构总体承载性。因此,本文提出沿着内壁板对角线均匀等距嵌入 $2 \times 2$ 个相同的ABH(如图3所示),以实现该结构在腔室系统中的减振降噪。

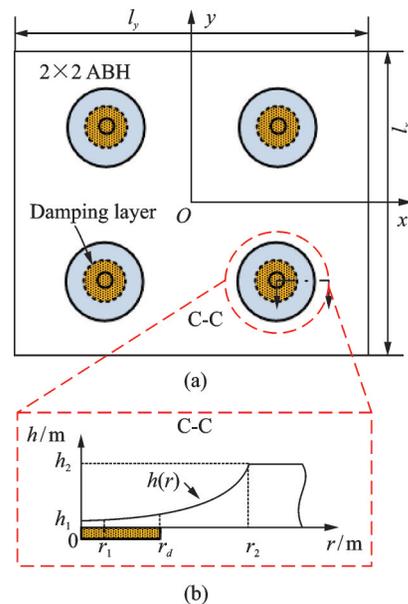


图3 嵌入二维ABH的内壁板示意图  
Fig. 3 Diagram of inner-plate with 2D ABH

针对ABH的设计,考虑到当前制造精度的限制,理想的轮廓难以加工,同时兼顾工程的适用性,保证最优的能量聚集特性,采用Huang等<sup>[10]</sup>提出的非理想轮廓,即在ABH中心保留一定的剩余厚度并延伸形成一个恒定厚度平台(如图3(b)所示),其整体剖面厚度遵循如下描述:

$$h(r) = \begin{cases} h_1, & r \leq r_1 \\ a(r - r_1)^2 + h_1, & r_1 \leq r \leq r_2 \end{cases} \quad (1)$$

式中  $r$  为ABH内部任意一点到中心的径向距离,其与全局坐标系的转换关系如下:

$$r = \sqrt{(x \pm x_0)^2 + (y \pm y_0)^2} \quad (2)$$

式中  $(\pm x_0, \pm y_0)$  为 ABH 的中心坐标。由于上述改进型 ABH 轮廓存在截断,所以在每个 ABH 中心区域覆盖有厚度为  $h_d$ , 半径为  $r_d$  的圆形约束阻尼层。

假设 ABH 处于无限大结构(无边界、尺度大小等因素的影响)中,且忽略转动惯量与剪切效应,根据弹性力学求解薄板的波动方程,可得弯曲波的波数为:

$$k = \left[ \frac{12\rho\omega^2(1-\nu^2)}{Eh^2(r)} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (3)$$

式中  $E$  为杨氏模量,  $\nu$  为泊松比,  $\rho$  为密度,  $\omega$  为角频率,由  $c = \omega/k$  可得相速度:

$$c = \left[ \frac{Eh^2(r)\omega^2}{12\rho(1-\nu^2)} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (4)$$

当材料各向同性时,  $c$  只取决于结构局部厚度(正比于厚度的平方根)。因此,当厚度逐渐减小时,波速也变小,即可实现波的聚集。同时由于能量守恒,波幅度变大,可以高效地和附加阻尼材料产生相互作用。尽管上述分析适用于理想无限大结构中的 ABH,但由于物理特性的一致性,可将这一理论同样推延于有限结构中作为本文定性说明现象的理论依据。

### 2.2 声振系统描述

为了探索问题的普遍性,以一般性的声-振模型为例研究,如图 4 所示。系统由截面为五边形的空腔和内壁板含有 ABH 的双层加筋板组成,其中双层加筋板被固定在腔体的开口处作为空腔的一个面,而其他面假设具有声学刚性特性,所以弹性板在外力作用下的振动是空腔的唯一能量输入源。双层加筋板的整体尺寸为  $0.64 \text{ m} \times 0.78 \text{ m} \times 0.06 \text{ m}$ , ABH 的几何参数见表 1。

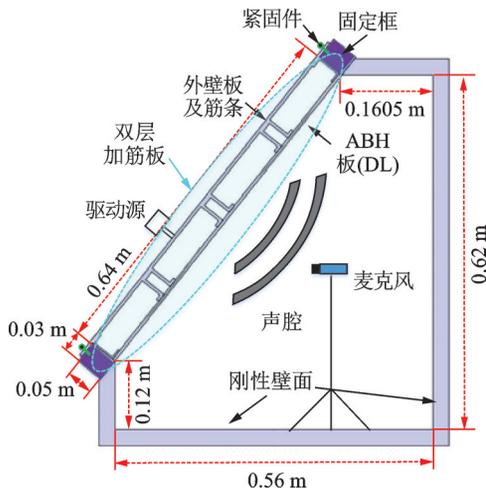


图 4 双层加筋板-腔声振模型

Fig. 4 Vibro-acoustic model of double stiffened plate-cavity

表 1 ABH 结构几何参数

Tab. 1 Geometric dimensions of ABH

参数	数值
$a$	0.355
$h_1/\text{m}$	0.0003
$h_2/\text{m}$	0.005
$r_1/\text{m}$	0.01
$r_2/\text{m}$	0.125
$r_d/\text{m}$	0.06
$h_d/\text{m}$	0.002
$(x_0, y_0)/\text{m}$	(0.16, 0.195)

此外,本研究也设计了传统均匀的内壁板(称为均匀板),其厚度为  $0.004 \text{ m}$  (与 ABH 板等质量),用于对比参考。

### 3 实验测试与讨论

#### 3.1 实验平台

根据设计加工 ABH 双层加筋板试验件如图 5 所示。其中 ABH 内壁板借助高精度 CNC 一次性铣削而成,而外壁板和筋条的一体件则选用国内某型真实飞机的壁板。最后将两者通过紧固件组装于一体。另外,外壁板的四周留有  $0.03 \text{ mm}$  的安装紧固边。为了更好地固定边界,紧固件(螺栓)的间距保证小于  $0.05 \text{ m}$ 。结构材料为航空 7075 铝,阻尼为丁基橡胶。材料参数如表 2 所示。

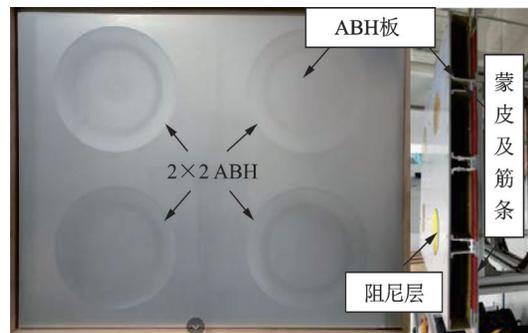


图 5 双层加筋板试验件

Fig. 5 Double stiffened plate test sample

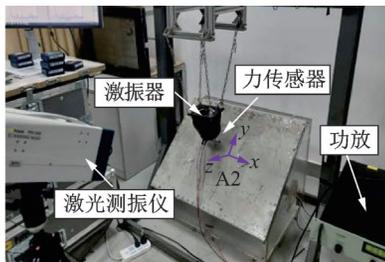
表 2 双层加筋板和阻尼层材的料参数

Tab. 2 Material properties of double stiffened plate and damping layer

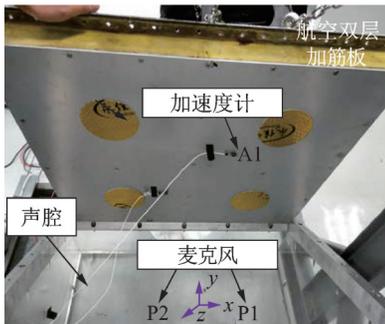
	双层加筋板	阻尼层
弹性模量 $E/\text{GPa}$	71	0.1
密度 $\rho/(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$	2820	1780
泊松比 $\nu$	0.33	0.45
损失因子 $\eta$	0.002	0.28

搭建的测试平台如图 6 所示,声腔的侧壁是用厚度为 0.03 m 的有机玻璃所制成,由于有机玻璃的刚度和密度远大于空气,所以腔体内壁在声学上可认为是刚性的。开口处设置一个金属框,用于连接固定双层加筋板和腔体。缝隙用硅胶密封,防止漏声或声短路。

实验中,借助激光测振系统(PSV 500)产生一个宽频周期触发激励信号(40~3000 Hz),经功率放大器(B&K 2706)驱动电磁激振器(B&K 4809)加载外壁板产生振动。作用位置为(-92 mm, 80 mm, 0 mm),参考图 6(a)坐标系,其与激振器中间安装力传感器(B&K 8230)用于采集激励信号。在结构内外板处分别随机选取位置 A1(120 mm, 30 mm, 0 mm), A2(100 mm, 70 mm, -60 mm)作为振动测试点。参考图 6(b)坐标系,运用麦克风(GRAS)获取内部两点 P1(140 mm, 70 mm, 180 mm), P2(-90 mm, -80 mm, 300 mm)的声压。值得注意的是,选择上述测试点的原因是空间位置分布相对随机,对于此空间降噪减振效果的评估具有代表性。同时也可以避免测试点处于部分模态的节点节线处,造成数据测试的不全面与不准确。此外,测试过程进行了重复性验证,以排除实验环境变化等偶发因素对结果精度的影响。



(a)



(b)

图 6 实验平台

Fig. 6 Experimental test set-up

### 3.2 降噪减振效果

通过实验平台进行了三组测试,即同一外壁板和筋条,分别为配置三种内壁板:传统的均匀板

(Uniform)、含有阻尼层的均匀板(Uniform(DL))以及含有阻尼层的 ABH 板(ABH(DL)),其中后两组实验中使用的阻尼材料等质等量,占板总面积的 9.06%,质量比为 2.97%,而且粘贴的相对位置也一致。这样设置对比组的原因是形成相同对比条件,以及用于确定是阻尼材料还是 ABH 的作用形成的最终降噪效果。

此外,由于不同配置系统的输入阻抗不同,会导致激励力产生差异,所以为了使测试结果有对比性,将测试点的物理信号对力幅值进行了归一化处理,结果如图 7~9 所示。

图 7 为空腔内 P1 和 P2 处的窄带声压谱。可以发现,低频时均匀板上粘贴少量阻尼对声压的结果影响几乎可以忽略,高频对少数共振峰值有改变,但是差异均小于 3 dB。封闭空间由于三维声场的复杂性,会产生非常多的腔共振模态,自然频谱中共振峰的密度会非常大(如图 7 所示)。仅在少数局部频率实现微量降噪,不足以对宽带范围内的声压级形成影响(如图 8 所示),而现实中宽带噪声对人的感官影响更大,所以只在均匀板增加少量阻尼不会达到降噪效果。

进一步对比含有相同阻尼材料的 ABH 板和均

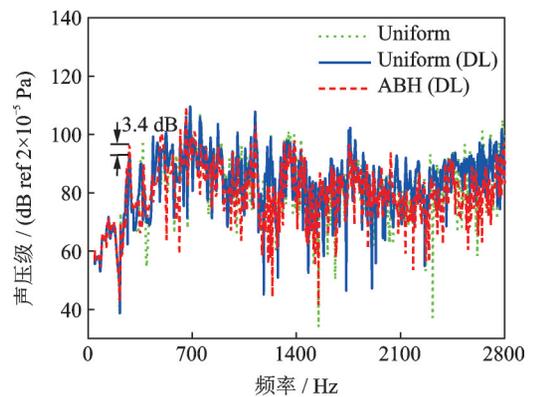
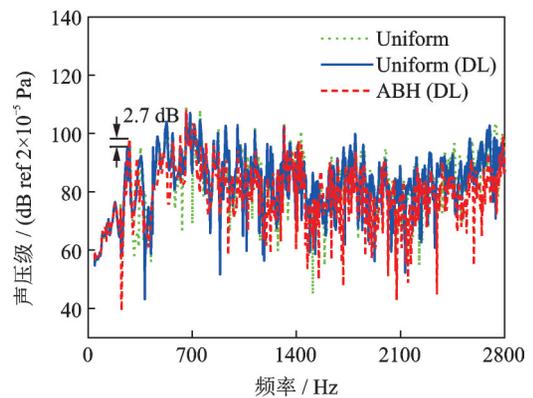
(a) 内侧 P1  
(a) P1 position(b) 内侧 P2  
(b) P2 position

图 7 窄带声压测试结果

Fig. 7 Test results of sound pressure in narrowband

匀板 P1 和 P2 处的声压。虽然位置不同,效果也不同,但总体趋势是除了低频前两个峰外,其他主要共振频率前者的声压较后者有不同程度的减小,最大降噪超过 20 dB。所以,含有 ABH 的系统声波不能有效地辐射入腔。将图 7 窄带声压在三分之一倍频程内平均,结果如图 8 所示,同样除低阶共振频率所在的频带,ABH 的降噪平均水平在 1.5~8 dB 范围,这更充分证实了 ABH 在双层加筋板-腔内降噪方面的优势。

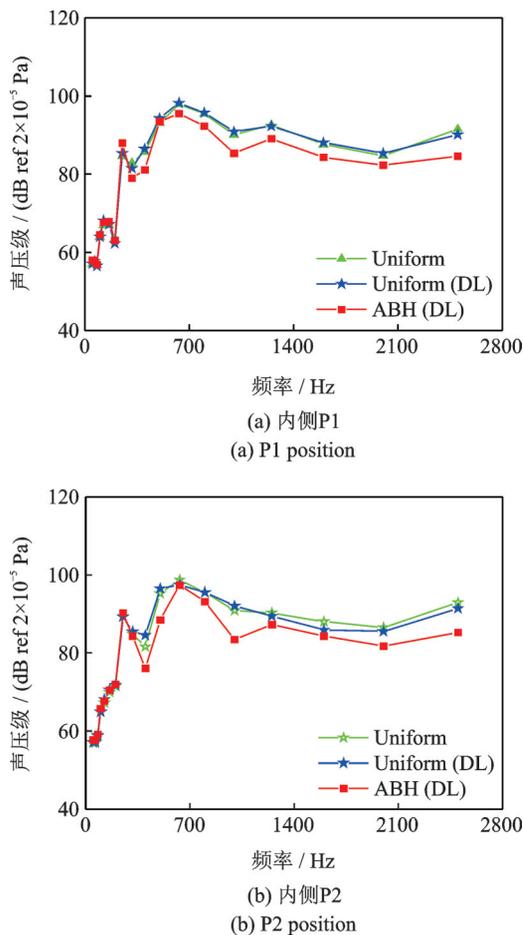


图 8 1/3 倍频程声压测试结果

Fig. 8 Test results of sound pressure in one-third octave band

此外,从对比结果来看,无论从窄带还是三分之一倍频程,P1 和 P2 处的频谱和降噪表现差异较大,有的频率(频带)P1 处降噪效果优于 P2,有的则相反。原因主要是三维复杂封闭声场与自由场有着较大的区别,声压的空间分布相对静止(模态特性),随着位置的变动,声压的差异和变化均比较大,所以效果受测试点的位置影响非常大。因此单纯从少数观察点考察性能存在局限性,仍需从全局能量的角度进一步评估。

图 9 为结构内、外壁板振动观测点的加速度导纳。同样,对应有、无阻尼层的均匀板而言,差别是微乎其微的。而对比后两组结果,图 9(a)表明 400

Hz 以上,含有 ABH 系统的内壁板(A1)的加速度较参考模型(均匀板)有明显的衰减,绝大部分频率减振幅度可达 15 dB,即使效果不明显的位置也有 2~5 dB。

图 9(b)中外壁板测点三种模型的共振峰值率变化均非常小。幅值上 ABH 板呈现减小的趋势,但是不及图 9(a)所示结果。而有、无阻尼的均匀板则具有非常好的一致性。这是因为相对内壁板来说,三种配置后,结构外壁板整体的力学特性(刚度)变化非常小,而 ABH 发挥作用,使得系统的阻尼增加。同时 ABH 内壁板的能量分布差异较大,相比参考模型对筋条以及外壁板的反作用也是不同的。

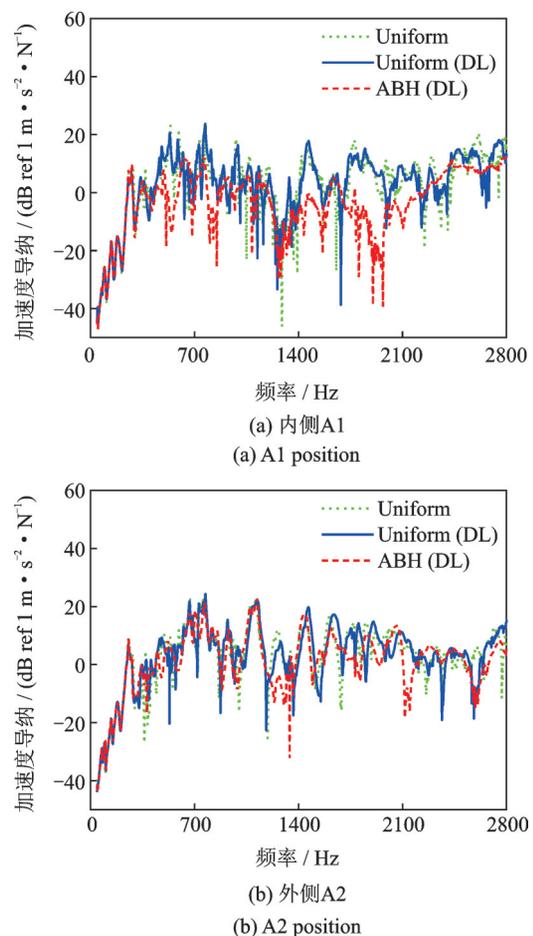


图 9 振动测试结果

Fig. 9 Test results of vibration

上述结果清晰地呈现了振动抑制是降噪的一个因素,但是值得注意的是图 9 频谱中的共振峰明显少于图 7,这就是腔室问题的核心所在。系统中除了结构共振,还有声腔共振峰,而且后者在频谱占主要地位(声模态密度远大于结构模态)。从逻辑上讲,图 9 中振动抑制仅仅会改善结构共振频率附近声场的声学特性,但是图 7 中可明显看到无论结构还是声腔共振频率,均得到了有效抑制。说明 ABH 的作用除了增加结构阻尼抑制振动外还有其他机

制,这在后文通过仿真结果给予进一步分析。

## 4 有限元分析

### 4.1 有限元模型

前文提到,从少数观察点评估腔室的降噪减振特性存在局限性,同时不足以揭示潜在的物理机制。为此,基于弹性理论和声波波动方程建立了三维有限元声振模型做进一步分析。相关建模理论在早期研究中有详细介绍<sup>[24]</sup>。这里仅对后文分析所用表征系统动力学特性的指标进行定义:

(1)腔体内部空间均方声压用于评估降噪性能:

$$\langle p_e^2 \rangle = \frac{1}{2V} \int_V p p^* dV \quad (5)$$

式中  $V$  为声腔体积,  $p$  为声压,  $*$  表示取共轭。

(2)板的均方速度用于表征振动阻尼水平:

$$\langle v_n^2 \rangle = \frac{1}{2S} \int_S v_n v_n^* dS \quad (6)$$

式中  $S$  为结构辐射面积,  $v_n$  为板的法向振速。

(3)自由空间的声辐射问题中,辐射效率是评价结构噪声辐射能力的重要参数。而封闭腔体由于存在驻波现象,传统辐射效率的定义已没有明确的物理意义。所以这里定义腔辐射效率用于衡量辐射能力:

$$\bar{\sigma} = 10 \lg \frac{E_s}{\rho_0 V \langle v_n^2 \rangle / 2} \quad (7)$$

式中  $E_s$  为腔内总声能,可表示为:

$$E_s = \frac{1}{2} \int_V \frac{p p^*}{\rho_0 c_0^2} dV \quad (8)$$

式中  $\rho_0$  为空气密度,  $c_0$  为声波传播速度。

此外,方程(5)~(7)存在如下关系:

$$\langle p_e^2 \rangle = \frac{\rho_0^2 c_0^2}{2} \langle v_n^2 \rangle \cdot 10^{\frac{\bar{\sigma}}{10}} \quad (9)$$

借助商业软件 Abaqus 与 Virtual.lab 进行建模求解。如图 10 所示,双层加筋板使用 20 节点的六面体 (C3D20) 离散,其中内壁板中为了适应 ABH 区域的几何变化,采用非均匀的网格划分方式,并且保证结构和附加阻尼层在交界面处共节点。外壁板与筋条整体建模,而内壁板和筋条的连接方式分为两种,螺丝连接处采用刚性绑定方式,其他部位假定无摩擦刚性接触。五边形空腔及双板夹层内部的空气用小于 10 mm 的 8 节点声学网格离散,且能保证所分析的频率范围内,每个声波波长包含 6 个网格。板和空腔通过建立耦合面实现数据传递。模型中,使用一个幅值为 1 N 的简谐力作为激

励源。由于建模时仅考虑结构的有效振动区域,所以将双层板的外壁板边界节点的自由度固定,形成固支边界条件。

需要注意的是,仿真模型和实验存在差异,例如实验中边界约束,外壁板的补丁件以及与筋条之间的连接方式等在仿真中均作了理想化处理,但理论上物理特性是一致的,具有类比性。此外,为了保证仿真的准确性和可靠性,对所建模型进行了网格无关性验证。

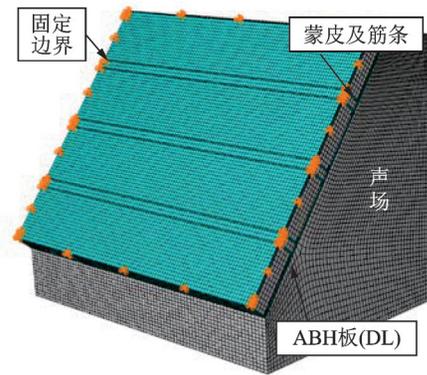


图 10 声振系统的有限元模型

Fig. 10 The FE model of vibro-acoustic cavity system

### 4.2 性能评估与机理概述

为了更好地反映全局降噪性能,根据公式(5)计算腔体空间均方声压级如图 11 所示。与均匀板相比,ABH 板的空间均方声压在较宽的频率范围内得到了降低。

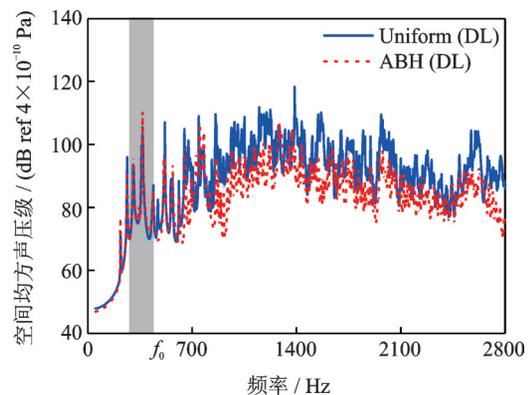


图 11 空间均方声压

Fig. 11 Space mean quadratic sound pressure

ABH 理论框架中<sup>[24-26]</sup>,存在两个典型频率:其一为 ABH 内部首次出现局部模态的频率,称为截止频率  $f_0$ 。其二为 ABH 直径和无限大结构自由弯曲波波长相等时对应的频率,称为特征频率  $f_c$ ,根据如下公式计算:

$$f_c = \frac{\pi h_2}{2r_2^2} \left[ \frac{E}{12\rho(1-\nu^2)} \right] \quad (10)$$

本文模型中  $f_0=449$  Hz,  $f_c=780$  Hz。通过上述两个频率可将频率轴分为三段,分别为低( $<449$  Hz)、中( $449\sim 780$  Hz)、高( $>780$  Hz)频段。

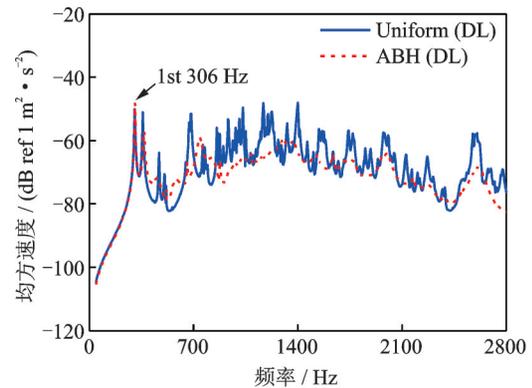
结合图 11,可见 780 Hz 以上(高频),降低幅度最大可达 20 dB。440~780 Hz(中频段),两者的差异虽然不再系统化,但绝大部分频率呈现有抑制效果,范围大约为 3~15 dB,只有 572 和 745 Hz 两个频率略有提高。而低于 440 Hz,ABH 板对应的声压基本是增加的。

上述计算结果虽然和图 7 的实验测试数值不同,但两者均能表明将 ABH 与双层加筋板的结合,按照目前的参数设计对于封闭腔体内部中、高频(440 Hz 以上)有降噪的优势。

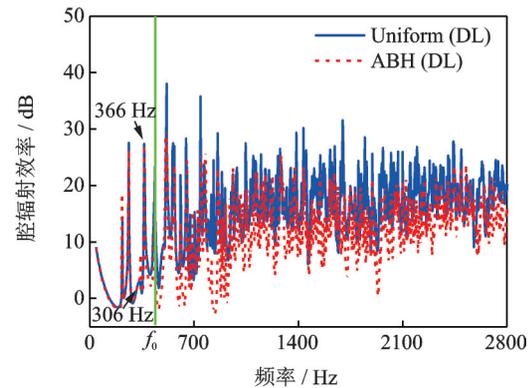
此外,为了更直观揭示 ABH 对双层板力学特性的影响,随机选取一个频率(1968 Hz)对比内、外板的速度场如图 12 所示。显然,内板速度场分布差异显著(图 12(a)),ABH 板内四个局部微小区域(对应 ABH 中心含有阻尼层的位置)有较高的振动幅值,其他地方非常微小。而参考模型整个板都有较大幅值的振速。这种差异直观地显示了 ABH 的基本现象,即通过聚集能量放大振幅,达到被阻尼高效损耗的效果。此外,针对实验观测外壁板振动变化情况,同样分析了外壁板的速度云图(图 12(b))。结果表明,加入 ABH 后,振动分布趋势没有发生明显变化,仅表现为幅值的减小。这也进一步说明本文的设计方案对外壁板力学性能,特别是刚度影响是较小的,这对于结构的正常使用非常有利。

对于降噪机理,根据式(6)和(7)分别计算双层加筋板内壁板的均方速度和系统的腔辐射效率如图 13 所示。从图可见,低于 449 Hz,两曲线差异微小。

而高于 449 Hz,无论是振动还是辐射效率,ABH 较均匀板均有所降低。结合公式(9)可知,腔室问题中结构平均速度和系统的腔辐射效率是决定声腔的平均声压的关键因素。而且从物理上讲,振动水平代表的是阻尼的大小,而辐射效率(能力)描述的是结构与声场的耦合强弱,由此可将 ABH 对于降噪的贡献总结为增阻和解耦两个方面。这一结果和此前对简单 ABH 结构的讨论相类似,可参阅文献[25]。



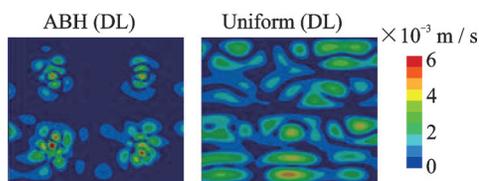
(a) 内壁板的均方速度  
(a) Mean quadratic velocity of inner-plate



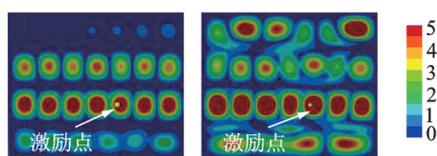
(b) 系统的腔辐射效率  
(b) Cavity radiation efficiency of system

图 13 机理分析

Fig. 13 Mechanism analysis



(a) 内壁板  
(a) Inner-plate



(b) 外壁板  
(b) Outer-plate

图 12 速度场幅度 1968 Hz

Fig. 12 Velocity fields at 1968 Hz

### 4.3 低频性能优化设计

低频声波波长长,穿透力强,对人的听觉神经系统影响很大,所以有着潜在的控制需求。但是上文实验和仿真结果在截止频率以下均未见降噪效果,所以下文拟对所提方案进行优化设计,以提高低频降噪性能。

结构模态分析表明,低于 449 Hz,ABH 双层加筋板有两阶结构模态,频率分别为 306 和 366 Hz,如图 14(b)所示,振型显然是全局模态,和参考模型对应振形(图 14(a))较为相似,ABH 现象没有产生,系统阻尼和耦合特性均无法得到改善。考虑到双层加筋结构中内壁板的作用和功能是装饰或密封等,对

于刚度、强度的约束和要求较小。另外, ABH的频率特性与位置和尺度有着紧密联系, 所以可对上述参数进行调整, 使有效频率进一步向低频延伸。

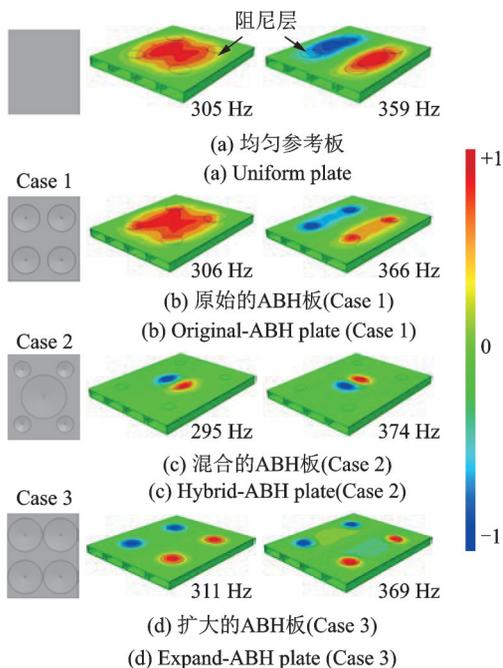


图14 前两阶模态振型

Fig. 14 First two modes shape

进一步讨论上述结构模态与声模态的对应特征, 其中第一阶模态(306 Hz)附近的声模态频率为262.6和341.3 Hz。而且模型中声模态阻尼比较小, 同时结合图13结果可知此结构模态频率处的声场主要由结构振动控制, 只要提高结构阻尼即可有效降低声压。第二阶结构模态(366 Hz)接近的声模态频率为366.5 Hz, 声共振决定声场的响应, 所以优化耦合特性是实现降噪的最佳方式。

基于此分析本文提出两种优化方案: 第一, 在质量不变的前提下, 大小混合配置。因为低频振动主要集中于板面中部区域, 所以中间设计一个较大的黑洞, 以增加低阶模态形变, 同时可高效利用中心粘贴的阻尼材料, 保证低频特性。而随着频率的增加振动变得分散, 在周边布局小黑洞, 最终大小结合共同发挥作用, 可提高效率。

实例结果采用一大四小的安排方式, 如图14(c)所示, 其中直径分别选取400和150 mm。阻尼效果如图15-Case 2。图16中包括结构前两阶模态频谱的三分之一倍频带(中心频率为315和400 Hz), 优化后模型(Case 2)的空间均方声压较原始设计(Case 1)分别取得4.6和8.5 dB的提升效果。

第二, 不改变原始设计(Case 1)中ABH的布局

和数量, 在板面尺寸允许的条件下, 将单个ABH的直径进一步增大, 使得其局部模态的频率和参考模型的第一阶和第二阶模态频率接近。图14(d)为将ABH直径增加到0.31 m的振型。显然, 接近被控频率处的模态表现为局部特性, 阻尼也得到了改善(图15-Case 3)。进一步分析声腔声压, 如图16-Case 3所示。低频声压同样得到了显著控制。此外, 该方案在中、高频处也进一步提高了降噪效果, 范围大约为0.5~2 dB。

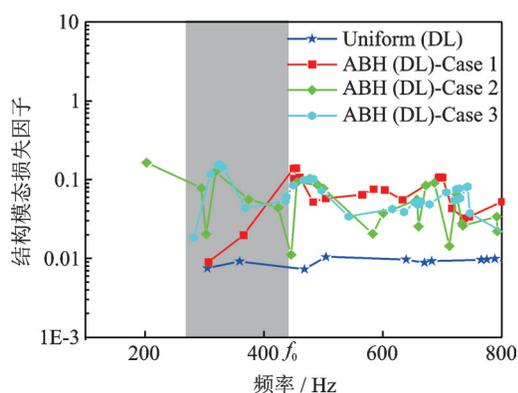


图15 双层加筋板结构的模态损失因子

Fig. 15 Model loss factors of double stiffened plate

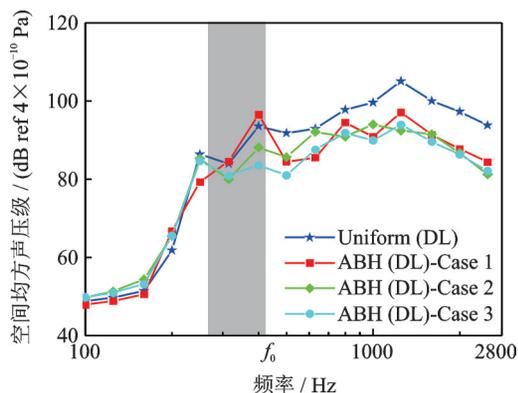


图16 三分之一倍频程空间均方声压

Fig. 16 Space mean quadratic sound pressure in one-third octave band

图17和18为优化后模型在三分之一倍频程内的均方速度和腔辐射效率。结果清晰地表明图16不同频段对应物理机制是不同的。例如Case 2模型315 Hz优化前后振动水平接近, 但是辐射效率降低了4 dB, 根据理论公式(9)以及图16计算结果均得对应声压降低了4 dB。反之, Case 3即为振动降低引起了声压的抑制。对于400 Hz以及更高的频率降噪一般情况是由于两者的综合作用。这也与设计思路是一致的。

此外, 从腔辐射效率可发现Case 3模型相比Case 1模型整体降低一个水平, 即优化后模型的辐

射能力是更弱的,所以从优化振动控制效率的角度(改变阻尼层的配置),仍可高效提高降噪能力。

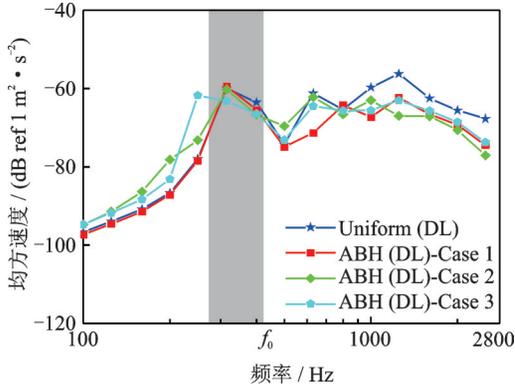


图 17 内壁板的均方速度

Fig. 17 Mean quadratic velocity of inner-plate

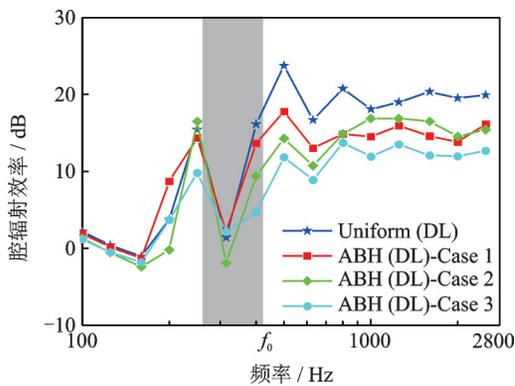


图 18 系统的腔辐射效率

Fig. 18 Cavity radiation efficiency of system

图 19 为 Case 3 模型改变阻尼层直径和损失因子对降噪的影响。结果表明,增加直径对声压的改变是微小的,最大为 630 Hz 处 1.8 dB。进一步说明,在声学黑洞结构中,需要的阻尼无需太大。而选用更优质阻尼(高损失因子 0.6)对结果的影响更大。250 Hz 以上,每个三分之一倍频程的平均声压有 1.5~4 dB 的减小。

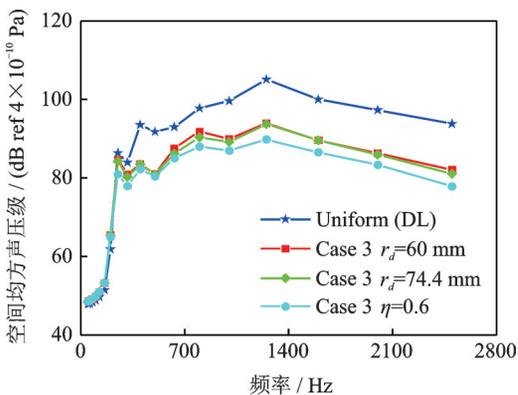


图 19 三分之一倍频程空间均方声压

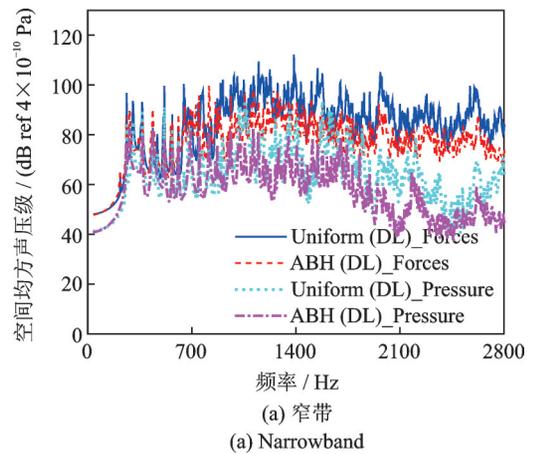
Fig. 19 Space mean quadratic sound pressure in one-third octave band

## 5 复杂载荷作用下的降噪特性

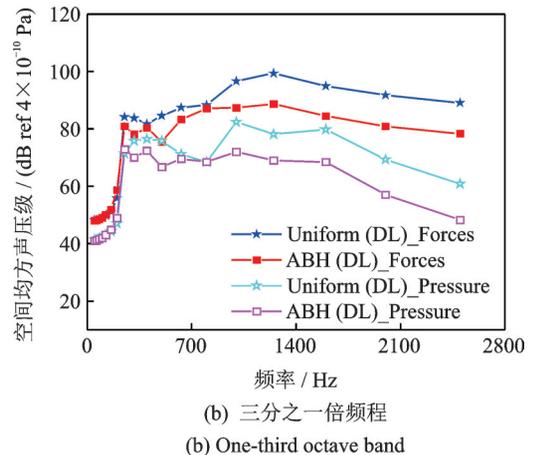
单一集中力仅仅是最理想的载荷形式,而双层加筋板在使用过程中往往会经受各种复杂载荷。例如多点集中力加载、分布力(气动、声波)加载等。本文为了验证方法的普适性,同样以上文扩大的 ABH 板(Case 3)为例,进一步研究两种常见的复杂载荷作用下的降噪特性。其一,在结构外壁板上两个随机位置分别设置幅值为 0.5 N 的交变点力激励。其二,在外壁板板面施加一幅值为 2 Pa 的交变压力激励。

如图 20 所示,相比单一集中力激励,多点加载可以使结构呈现更丰富的动力学特性,更多的结构模态被响应。但整个频带噪声仍然表现为系统性的减小,没有因为结构的振动变复杂而失效。说明 ABH 效应的宽频“带阻”特性,对于降噪而言没有频率选择性。同样,分布压力作用下,由于输入能量的减弱,声压幅值较点力激励有明显的减小,但从结果来看,降噪能力没有降低。

综上所述,所提 ABH 设计方法应对复杂载荷工况时仍然具有较好的降噪效果。



(a) Narrowband



(b) One-third octave band

图 20 空间均方声压

Fig. 20 Space mean quadratic sound pressure

此外,由于内壁板主要是起装饰和维持光滑形状以及密封的作用,所以实际工程中材料可能不局限于金属、非金属、复合材料等。而本研究所提方案的有效性也不受材料属性的限制,受篇幅所限不再赘述。

## 6 结 论

本文提出将ABH与双层加筋板结合,在不破坏双层板结构功能的提前下,实现腔体的降噪。实验测试表明所提设计方案在中高频具有非常好的降噪能力。通过有限元建模与分析,多角度量化了系统的动力学特性,剖析降噪背后的物理机制:含有ABH的结构不但可以凭借波聚集特性增加与阻尼的相互作用,提高系统阻尼(增阻),致使能量被高效耗损;而且会通过改变波的空间分布,弱化与声场的耦合强度(解耦),降低辐射效率。此外,针对截止频率以下没有降噪效果的问题,提供了优化设计方案,拓宽了有效频率,实现了全频带的控制。最后,分析验证了复杂载荷作用下系统的声学特性,结果表明基于ABH的降噪方案具有普适性。

此研究既可实现双层加筋板-腔系统降噪,又可避免ABH结构单独使用时强度刚度弱的问题。对未来此类系统的声-振设计以及促进ABH的应用具有指导意义。

### 参考文献:

- [1] Kim H, Ryue J, Thompson D J, et al. Application of a wavenumber domain numerical method to the prediction of the radiation efficiency and sound transmission of complex extruded panels[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2019, 449:98-120.
- [2] Pelat A, Gautier F, Conlon S C, et al. The acoustic black hole: a review of theory and applications[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2020, 476: 115316.
- [3] Krylov V V. Propagation of plate bending waves in the vicinity of one- and two-dimensional acoustic 'black holes'[C]. *ECCOMAS Thematic Conference on Computational Methods in Structural Dynamics and Earthquake Engineering*, OAI, 2007.
- [4] Krylov V V. Acoustic black holes: recent developments in the theory and applications[J]. *IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control*, 2014, 61(8): 1296-1306.
- [5] Krylov V, Tilman F. Acoustic 'black holes' for flexural waves as effective vibration dampers[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2004, 274(3): 605-619.
- [6] Krylov V V. New type of vibration dampers utilising the effect of acoustic 'black holes'[J]. *Acta Acustica United with Acustica*, 2004, 90(5): 830-837.
- [7] O'Boy D J, Krylov V V. Damping of flexural vibrations in circular plates with tapered central holes[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2011, 330(10): 2220-2236.
- [8] Li X, Ding Q. Analysis on vibration energy concentration of the one-dimensional wedge-shaped acoustic black hole structure[J]. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 2018, 29(10): 2137-2148.
- [9] Deng J, Zheng L, Zeng P, et al. Passive constrained viscoelastic layers to improve the efficiency of truncated acoustic black holes in beams[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2019, 118: 461-476.
- [10] Huang W, Ji H, Qiu J, et al. Wave energy focalization in a plate with imperfect two-dimensional acoustic black hole indentation[J]. *Journal of Vibration & Acoustics*, 2016, 138(6): 061004.
- [11] Huang W, Ji H, Qiu J, et al. Analysis of ray trajectories of flexural waves propagating over generalized acoustic black hole indentations[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2018, 417: 216-226.
- [12] O'Boy D J, Krylov V V, Kralovic V. Damping of flexural vibrations in rectangular plates using the acoustic black hole effect[J]. *Journal of Sound & Vibration*, 2010, 329(22): 4672-4688.
- [13] Bowyer E P, Krylov V V, O'Boy D J. Damping of flexural vibrations in rectangular plates by slots of power-law profile [C]. *Proceedings of Acoustics 2012*, Nantes, France, 2012: 2187-2192.
- [14] Bowyer E P, O'Boy D J, Krylov V V, et al. Experimental investigation of damping flexural vibrations in plates containing tapered indentations of power-law profile[J]. *Applied Acoustics*, 2013, 74(4): 553-560.
- [15] 贾秀娴, 杜宇, 于野, 等. 声黑洞理论应用于板类结构的轻量化减振分析[J]. *振动工程学报*, 2018, 31(3): 434-440.  
Jia Xiuxian, Du Yu, Yu Ye, et al. Application of controlling of vibrations in plate structures using the acoustic black hole theory[J]. *Journal of Vibration Engineering*, 2018, 31(3): 434-440.
- [16] Feurtado P A, Conlon S C. Wavenumber transform analysis for acoustic black hole design[J]. *Journal of the Acoustical Society of America*, 2016, 140(1): 718-727.
- [17] Ma L, Cheng L. Sound radiation and transonic boundaries of a plate with an acoustic black hole[J]. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 2019, 145(1): 164-172.
- [18] Wang X, Ji H, Qiu J, et al. Wavenumber domain analy-

- ses of vibro-acoustic decoupling and noise attenuation in a plate-cavity system enclosed by an acoustic black hole [J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 2019, 146: 72-84.
- [19] Bayod J J. Application of elastic wedge for vibration damping of turbine blade [J]. Journal of System Design and Dynamics, 2011, 5(5): 1167-1175.
- [20] Bowyer E P, Krylov V V. Damping of flexural vibrations in turbofan blades using the acoustic black hole effect [J]. Applied Acoustics, 2014, 76(1): 359-365.
- [21] 王小东, 秦一凡, 季宏丽, 等. 基于声学黑洞效应的直升机驾驶舱宽带降噪研究 [J]. 航空学报, 2020, 41(10): 223-233.  
Wang Xiaodong, Qin Yifan, Ji Hongli, et al. Broadband noise reduction inside the helicopter cockpit by acoustic black hole effect [J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2020, 41(10): 223-233.
- [22] 孙亚飞, 陈仁文, 徐志伟, 等. 应用粘弹阻尼材料的飞机座舱振动噪声控制实验研究 [J]. 机械科学与技术, 2003, 22(3): 480-483.  
Sun Yafei, Chen Renwen, Xu Zhiwei, et al. Experimental research on vibration and noise control of the fighter cockpit using viscoelastic damping materials [J]. Mechanical Science and Technology, 2003, 22(3): 480-483.
- [23] 裘进浩, 袁明, 季宏丽. 大型飞机舱内振动噪声主动控制技术的研究及应用 [J]. 航空制造技术, 2010(14): 26-29.  
Qiu Jinhao, Yuan Ming, Ji Hongli. Research and application of vibration noise control technology in large aircraft cabin [J]. Aeronautical Manufacturing Technology, 2010(14): 26-29.
- [24] Ji H, Wang X, Qiu J, et al. Noise reduction inside a cavity coupled to a flexible plate with embedded 2-D acoustic black holes [J]. Journal of Sound and Vibration, 2019, 455: 324-338.
- [25] Conlon S C, Fahline J B, Semperlotti F. Numerical analysis of the vibroacoustic properties of plates with embedded grids of acoustic black holes [J]. Journal of the Acoustical Society of America, 2015, 137(1): 447-457.
- [26] Tang L, Cheng L, Ji H, et al. Characterization of acoustic black hole effect using a one-dimensional fully-coupled and wavelet-decomposed semi-analytical model [J]. Journal of Sound and Vibration, 2016, 374: 172-184.

## Noise reduction of a double-layer stiffened plate-cavity system based on acoustic black hole principle

WANG Xiao-dong, JI Hong-li, QIU Jin-hao

(State Key Laboratory of Mechanics and Control of Mechanical Structures, College of Aerospace Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

**Abstract:** The double-layer stiffened plate is widely used in modern transportation, The noise and vibration problems caused by such structures are still problems that people concerned. However, traditional control methods are difficult to meet the development needs of modern equipment due to their large additional weight, low reliability and narrow effective frequency band. Acoustic black hole (ABH), as a new type of wave manipulation technology, provides new ideas for vibration and noise reduction in the equipment. In this paper, ABH is applied to a double-layer stiffened plate to develop a structure with good mechanical properties, especially to reduce vibration and noise. A double layer stiffened plate-cavity system with ABHs is designed, and an experimental platform is built to test the effect. The results show that the broadband noise of the cavity can be reduced by 1.5~8 dB above cut-off frequency. A coupled numerical model is established based on finite elements, and the physical mechanism behind noise reduction is analyzed by quantifying the dynamic characteristics of the system from multiple angles. It can be seen that the ABH effect has dual characteristics in noise reduction, that is, increasing the damping of the system and reducing the coupling strength between inner-plate and cavity. Furthermore, the optimized design schemes are provided for the low frequency with poor noise reduction, widen the effective frequency and realize the control of the full-band. Finally, the universality of the noise reduction under complex loads is verified and analyzed.

**Key words:** double-layer stiffened plate; acoustic black hole; cavity noise reduction; coupling analysis; broadband

**作者简介:** 王小东(1989—),男,博士研究生。电话:18260032486;E-mail: wangxd@nuaa.edu.cn。

**通讯作者:** 季宏丽(1983—),女,教授。电话:13914767046;E-mail: jihongli@nuaa.edu.cn。