

引用格式: 何璞, 王小东, 季宏丽, 等. 基于声学黑洞的盒式结构全频带振动控制[J]. 航空学报, 2020, 41(4): 223350. HE P, WANG X D, JI H L, et al. Full-band vibration control of box-type structure with acoustic black hole[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2020, 41(4): 223350 (in Chinese). doi: 10.7527/S1000-6893.2019.23350

基于声学黑洞的盒式结构全频带振动控制

何璞¹, 王小东¹, 季宏丽^{1,*}, 裘进浩¹, 成利²

1. 南京航空航天大学 机械结构力学及控制国家重点实验室, 南京 210016

2. 香港理工大学 机械工程系, 香港 999077

摘要: 声学黑洞(ABH)作为一种新型高效的波动控制技术,被广泛应用于梁板结构的振动控制中。传统声学黑洞结构存在局部强度和刚度较弱、特征尺寸较大、有效作用频率较高等问题,限制了声学黑洞技术的进一步应用和推广。针对盒式结构振动控制问题,设计了一种新型的声学黑洞阻尼(ABHD)振子。运用有限元仿真方法研究了附加 ABHD 振子的盒式结构的动态特性,结果表明附加声学黑洞阻尼振子的盒式结构具有高效的能量聚集和耗散能力。通过对盒式结构上下主梁中间不同位置处振子参数的优化,在不改变原有主结构强度和刚度的前提下,实现了对主梁全频带的减振效果。实验结果表明,传统盒式结构在附加多个 ABHD 振子后全频带的共振峰均有 5~30 dB 的削减,且附加振子的质量占系统总质量的 7.8 %。

关键词: 全频带; 振动控制; 盒式梁结构; 声学黑洞; 动力吸振

中图分类号: V214.3⁺3 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-6893(2020)04-223350-10

随着航空航天运载工具等工程装备日益向高速、大型、轻质和极端运行环境等方向发展,由此带来的振动噪声问题日趋严重,这已经成为制约中国重大装备性能提升的重要因素之一^[1-2]。盒式结构因其轻质的结构重量和优秀的力学性能在航空航天运载装备中被广泛应用。盒式结构作为飞机机翼的重要组成部分之一,时常需要承受复杂的气动载荷和振动干扰,这使得飞机的安全性、稳定性和使用寿命都受到了很大的影响^[3-5],因此对于盒式结构的振动控制问题就显得尤为重要。

声学黑洞(Acoustic Black Hole, ABH)作为一种新型的波动控制技术,近年来得到科研和工程技术人员广泛关注。目前声学黑洞的主要实现方式是通过结构厚度按照一定形式裁剪实现结构阻抗的变化,从而改变结构中弯曲波的相速

度和群速度,使得振动能量在结构局部区域实现聚集,利用粘贴在结构上的少量阻尼材料实现高效的能量消耗,达到减振降噪的目的^[6-11]。声学黑洞从波动角度实现了对结构中弹性波传播、能量传递和能量消耗的控制,与传统主、被动控制方法相比,具有控制效率高、频率范围宽、结构简单和鲁棒性高等优点^[12-14]。目前诸多相关研究主要集中在声学黑洞结构参数的分析和提高声学黑洞效应等方面,如 Krylov 等^[15-17]通过实验方法研究了阻尼材料对非完美声学黑洞效应的补偿效果;Krylov 等^[18-19]还研究了平台长度对声学黑洞效应的影响;Ding^[20]和 Zheng^[21]等建立了声学黑洞动力学模型,分析了声学黑洞的能量聚集特性;Tang 等^[22-23]提出了一种双层复合 ABH 结构,并研究了其静态和动态特性。以上声学黑洞效应主

收稿日期: 2019-08-08; 退修日期: 2019-09-03; 录用日期: 2019-10-08; 网络出版时间: 2019-10-12 09:48

网络出版地址: http://hkxb.buaa.edu.cn/CN/html/20200411.html

基金项目: 国家自然科学基金(11532006, 51775267); 江苏省自然科学基金(BK20181286); 中央高校基本科研业务专项资金(NE2015001); 装备预研基金(61402100103); 江苏高校优势学科建设工程资助项目

* 通信作者。E-mail: jihongli@nuaa.edu.cn

要是通过对主结构进行厚度裁剪来实现,这极大破坏了主结构的强度和刚度,限制了声学黑洞技术的应用和推广,且受制于结构尺寸和加工的限制声学黑洞的有效起始频率较高,难以实现低频的减振效果。动力吸振器虽然能够实现低频的振动控制,但存在控制频带较窄、控制鲁棒性不高和参数调节复杂等问题^[24]。

本文针对盒式结构的振动控制问题,结合声学黑洞波动控制手段和动力吸振原理设计一种新型的盒式结构即 ABHD(ABH Damping, ABHD)盒式结构。ABHD 盒式结构在不改变主结构强度和刚度的前提下,利用附加的声学黑洞阻尼振子作为吸能元件,用于转移、吸收和耗散主梁上的振动能量。其中振子的材料选用树脂,上下粘贴等厚度的阻尼材料,在保证系统高阻尼水平的前提下,实现了较小的附加质量。通过对多个声学黑洞阻尼振子的优化设计,实现对上下主梁全频带的减振效果。

1 结构设计

机翼作为飞机重要的组成部件,其主要功能是产生气动升力,保证飞机的飞行性能和机动性能。机翼结构的主要构件包括蒙皮、桁条、翼肋和翼梁等,其中翼梁和翼肋共同组成盒式结构。典型的盒式翼梁包括上下主梁和中间的连接支撑构件。本文针对典型盒式翼梁结构设计了一种基于声学黑洞阻尼振子的新型盒式结构如图 1 所示,包括上下主梁、连接构件和固定在连接构件两端的 ABHD 振子。新型盒式结构通过连接构件实

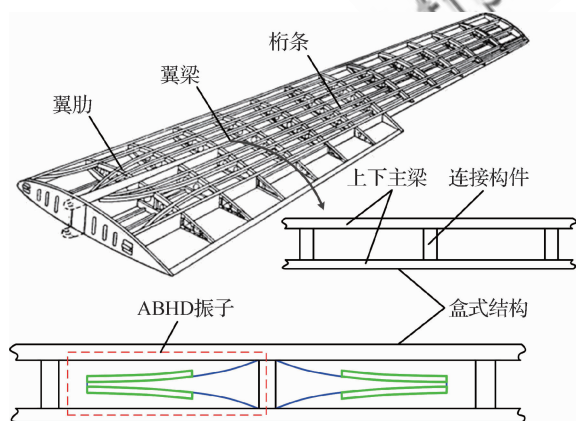


图 1 ABHD 盒式结构示意图

Fig. 1 Schematics of ABHD box-type structure

现上主梁和下主梁的刚性连接,利用粘接固定在连接构件两端的 ABHD 振子在声学黑洞效应和动力吸振原理共同作用下吸收耗散上下主梁上的弯曲波能量,达到对整个盒式结构减振的目的。新型盒式结构将声学黑洞宽频能量吸收和动力吸振单频减振相结合,在实现宽频振动抑制的同时也可对单个频率进行振动控制和调节。

图 2 为 ABHD 振子结构示意图,包括 ABH 结构和阻尼层 2 部分,其中阻尼层胶粘于 ABH 结构上下表面,起到消耗振动能量,补偿 ABH 效应的作用。ABH 结构采用树脂材料,在保证较小附加质量的前提下,可实现系统阻尼水平的显著提高。ABH 结构包括变厚度区域和厚度保持区域,其中变厚度区域的长度为 $x_1 - x_0$,厚度变化函数为幂函数;而厚度保持区域是由于实际加工无法实现边缘厚度逐渐递减至 0,因此变厚度部分边缘会存在一个截断厚度 $h_0/2$,保持此截断厚度不变延伸出一个长度为 x_0 的厚度均匀的平台。由于 ABH 结构上下对称,故可根据一维声学黑洞对称得到,ABH 结构的 $1/2$ 截面厚度与位置的变化关系为

$$h(x) = \begin{cases} h_0/2 & 0 < x \leq x_0 \\ a(x-x_0)^m + h_0/2 & x_0 < x \leq x_1 \end{cases} \quad (1)$$

式中: $h(x)$ 为截面厚度; h_0 为截断厚度; x 为位置坐标; x_0 为平台长度; a 为常系数; x_1 为声学黑洞长度; m 为幂指数。

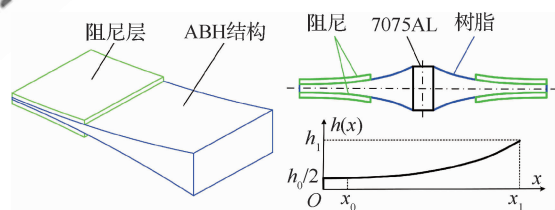


图 2 ABHD 振子结构示意图

Fig. 2 Schematics of ABHD absorber structure

2 数值仿真与分析

2.1 有限元模型

基于所提出的振动控制方案,本文选取三段式典型盒式结构作为控制对象,将设计的 ABHD 振子附加固定在盒式结构连接构件的两端形成 ABHD 盒式结构,三维模型如图 3 所示。ABHD

盒式结构包括上下主梁、连接构件和 ABHD 振子，其整体尺寸为 $540\text{ mm}\times 25\text{ mm}\times 20\text{ mm}$ 。上下主梁的厚度为 5 mm ，中间连接构件的尺寸为 $6\text{ mm}\times 25\text{ mm}\times 10\text{ mm}$ ，且依次命名为连接构件 1#、2# 和 3#。连接构件 1# 两侧附加 2 个结构尺寸相同的 ABHD 振子，其中 ABH 结构的几何参数如表 1 所示，阻尼层的尺寸为 $20\text{ mm}\times 25\text{ mm}\times 1\text{ mm}$ 。

为了研究 ABHD 盒式结构的振动特性，本文采用 COMSOL 有限元仿真软件对 ABHD 盒式结构进行数值计算。盒式结构主体采用 7075AL，ABH 结构为树脂，阻尼层为 3M 公司生产的 VHB 阻尼材料，各材料的物理参数如表 2 所示。为保证求解精度并减少计算时间，模型采用固体力学模块里平面应力条件下的二维有限元模型，单元类型为拉格朗日二次单元，并保证每个波长内至少有 10 个单元。ABHD 盒式结构左端悬臂约束，激励点位于上主梁最右端，激振力 F 为简谐单位力，同时提取激励点背面的点作为原点响应，并提取下主梁表面的平均振速来表征结构振动的剧烈程度，有限元仿真模型如图 4 所示。

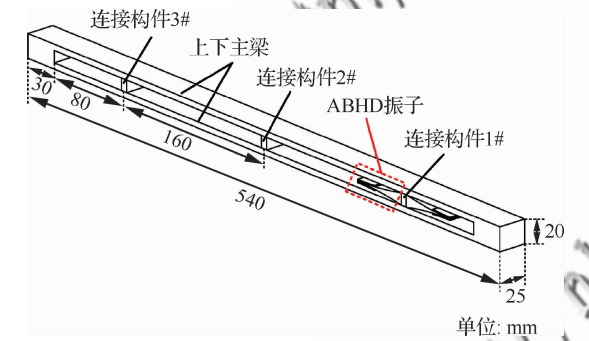


图 3 ABHD 盒式结构三维模型
Fig. 3 3D model of ABHD box-type structure

表 1 ABH 结构几何参数

Table 1 Geometric parameters of ABH structure					
a/mm^{-1}	x_0/mm	x_1/mm	h_0/mm	h_1/mm	m
0.0019	0	50	0.5	5	2

表 2 材料物理参数

Table 2 Physical parameters of material			
参数	7075AL	树脂	阻尼
弹性模量/Pa	7.1×10^{10}	2.45×10^9	5×10^7
密度/ $(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$	2820	1200	960
泊松比	0.33	0.41	0.49
损失因子 η	0.001	0.005	0.2

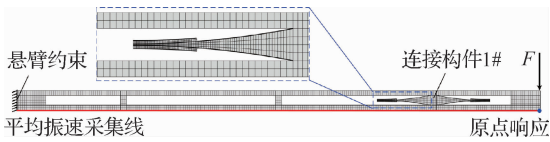


图 4 ABHD 盒式结构有限元模型
Fig. 4 Finite element model of ABHD box-type structure

为评估 ABHD 盒式结构的振动特性，本文建立了 3 种不同的盒式结构模型：ABHD 盒式结构、等质量振子盒式结构即 EMD (Equal Mass Damping) 盒式结构和传统盒式结构。其中 ABHD 盒式结构是在连接构件 1# 两端附加上 ABHD 振子；EMD 盒式结构在连接构件 1# 两端附加等厚度的悬臂梁振子 (EMD 振子)，并通过结构设计使 EMD 振子与 ABHD 振子保持相同质量、长度、阻尼和材料处理；传统盒式结构的连接构件无附加振子。3 种不同盒式结构的局部示意图如图 5 所示。

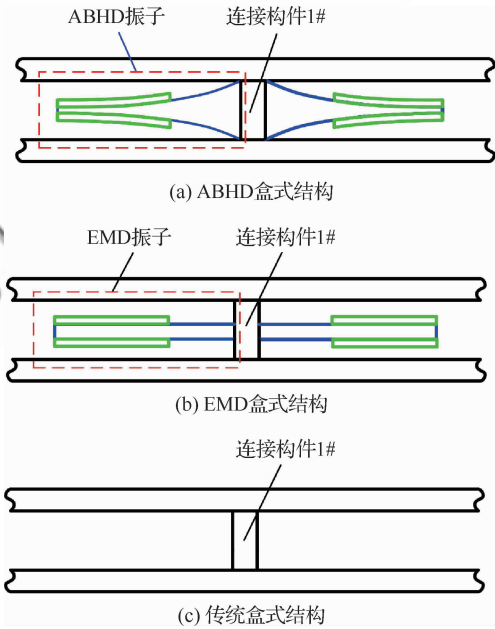


图 5 3 种不同盒式结构局部示意图
Fig. 5 Partial schematics of three different box-type structures

2.2 ABHD 盒式结构动态特性分析

图 6 为 3 种不同盒式结构在相同激振力和约束方式下的振动响应。由图 6 可知从第 3 阶共振频率开始随着激振频率的增加，ABHD 盒式结构

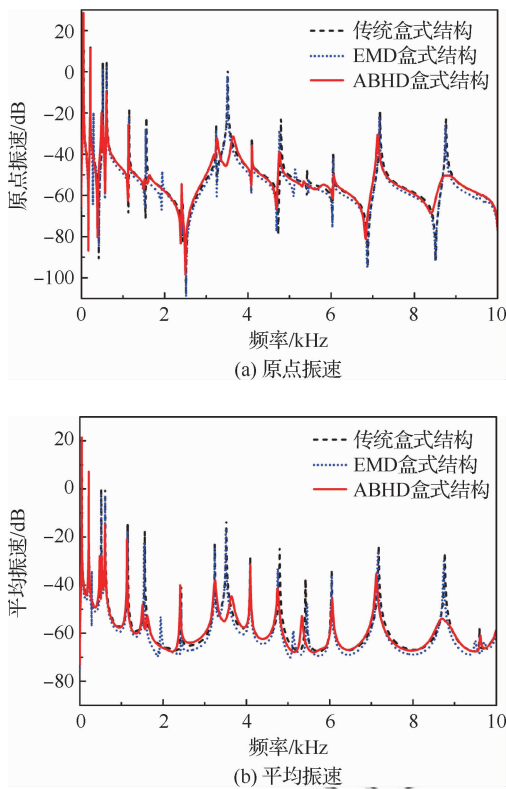


图 6 盒式结构的振动响应

Fig. 6 Vibration response of box-type structures

的原点振速和平均振速相比于传统盒式结构有较大削减。特别是在第 3 阶共振频率 515 Hz 处, ABHD 盒式结构较传统盒式结构共振峰抑制有 28 dB 的削减;而 EMD 盒式结构较传统盒式结构除在 4 797 Hz 和 5 420 Hz 有较大的共振峰削减现象外,在其他频率段相比于 ABHD 盒式结构共振峰抑制均不明显。产生这种现象的原因是 EMD 盒式结构中间的 EMD 振子只具有动力吸振作用,但有效作用频率比较局限,而 ABHD 盒式结构中间的 ABHD 振子不仅具有动力吸振的作用,还有 ABH 宽频能量吸收器的作用,因此可以实现宽频带的减振效果。

为了进一步分析 ABHD 盒式结构的减振原理,探究 ABHD 盒式结构在声学黑洞效应和动力吸振原理作用下的特性,现对 ABHD 盒式结构和 EMD 盒式结构的振子能量占比和系统阻尼水平进行对比分析。首先定义 ABHD 振子和 EMD 振子上的振动能量占整个系统振动能量的比值为 Γ ,以此来表征转移到振子上振动能量的多少。

$$\Gamma = 10\lg(E_{\text{振子}}/E_{\text{系统}}) \quad (2)$$

式中: $E_{\text{振子}}$ 和 $E_{\text{系统}}$ 分别为振子和整个盒式结构上的动能与弹性应变能之和。

作为比较基础,ABHD 盒式结构和 EMD 盒式结构均在相同的约束条件和载荷方式激励下,且 ABHD 振子和 EMD 振子上的阻尼材料的损失因子设为 0.005。结果如图 7 所示,可以看出系统转移到 ABHD 振子上的振动能量明显大于转移到 EMD 振子上的振动能量。在个别频率处由于 2 种振子本身共振频率的差异使这 2 种盒式结构的振子振动能量占比曲线的峰值出现了偏移,但在 1 500 Hz 之后的非共振频率段 ABHD 盒式结构上的振子振动能量占比明显大于 EMD 盒式结构的振子振动能量占比。产生这种现象的原因是振子与盒式结构存在相互作用,当系统固有频率与振子固有频率相近时,由于动力吸振作用,系统的振动能量主要集中在上下主梁中间的振子上,因此有峰值的出现。相比于 EMD 振子来说,ABHD 振子除具有动力吸振作用之外,还具有宽频的能量吸收器的作用,也就是声学黑洞效应,但这种效应通常发生在中高频段,因此 ABHD 盒式结构在 1 500 Hz 以上的非共振频率段可将系统的振动能量宽频、高效地转移到 ABHD 振子上。

ABHD 盒式结构相比于 EMD 盒式结构不仅具有高效的能量转移特性,还具有更高的系统阻尼水平,以此来耗散转移到 ABHD 振子上的弯曲波能量。图 8 对比了这 2 种盒式结构的损失因子,其中 ABHD 盒式结构和 EMD 盒式结构具有相同的阻尼处理。可以看出 ABHD 盒式结构的

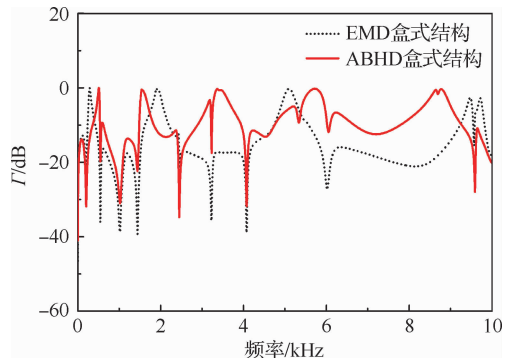


图 7 盒式结构的振子振动能量占比

Fig. 7 Vibration energy ratio of box-type structures

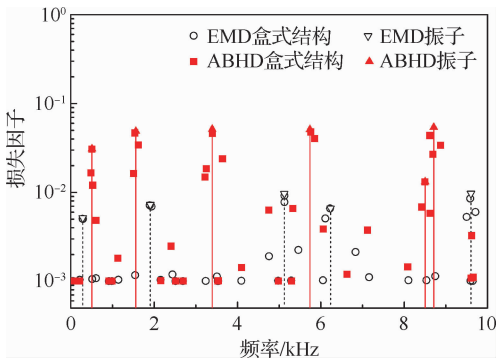


图 8 盒式结构的系统损失因子

Fig. 8 System loss factors of box-type structures

系统损失因子明显高于EMD盒式结构,ABHD盒式结构的系统损失因子最大为 0.05,是 EMD 盒式结构的 5.5 倍,系统损失因子的提高将极大提升系统对振动能量的耗散能力,提高减振效果。与此同时 ABHD 振子的模态密度和损失因子较 EMD 振子也均有明显提高,表明 ABHD 振子具有更加丰富的动力学特性,这将增加 ABHD 振子与盒式结构的频率匹配机会,提升动力吸振效果,增强振子与主结构的相互作用。

为了更好地说明 ABHD 振子的能量聚集特性和系统阻尼水平提高的原因,现对比了质量归一后的 2 种振子第 4 阶模态变形图。由图 9 可以看出,ABHD 振子相比于 EMD 振子的波长变短,这与声学黑洞可以降低弯曲波相速度的现象相吻合。与此同时 ABHD 振子的模态变形主要集中在振子尖端的阻尼区域,且最大变形量是 EMD 振子的 2 倍,这使得聚集在振子尖端的弯曲波能量更多,从而导致系统损失因子的显著提高。

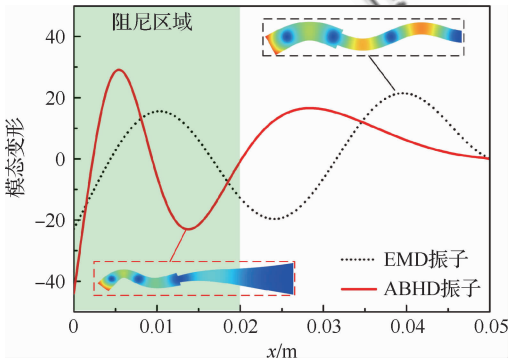


图 9 两种振子的第 4 阶模态变形图

Fig. 9 Fourth mode shape of two different absorbers

3 全频带的振动控制

3.1 单 ABHD 振子低频特性的拓展

传统的声学黑洞结构通常只在中高频带发生声学黑洞效应,且受制于声学黑洞特征尺寸的限制,其有效作用频率往往较高,难以实现对低频振动的有效控制。本文设计的 ABHD 盒式结构相比于传统盒式结构在第 3 阶共振频率 515 Hz 处即可实现宽频的振动抑制效果,且出现了单峰变双峰的现象,这与典型的动力吸振现象相吻合。为探究 ABHD 盒式结构的低频减振原理,提高低频减振效果,降低有效作用频率,现分析不同损失因子下 ABHD 盒式结构的动态特性。将 ABHD 盒式结构中阻尼层的损失因子 η 分别设为 0.005 (小阻尼)、0.2 (正常阻尼) 和 0.5 (大阻尼),并保持其他材料和结构参数不变。

图 10 为不同损失因子下第 3 阶共振峰的原点振速曲线,可以看出传统盒式结构在附加了 ABHD 振子后,第 3 阶共振峰由单峰分裂成了双峰,并且随着 ABHD 振子上阻尼层损失因子的增大峰值出现降低,且存在 2 个定点,这与动力吸振现象中的 P-Q 定点理论相吻合,因此第 3 阶共振峰的降低主要是因为 ABHD 振子的动力吸振。

图 11 为频率 516 Hz 附近处传统盒式结构、ABHD 振子和 ABHD 盒式结构的模态云图,可以看出传统盒式结构的振动模态为弯振,且模态

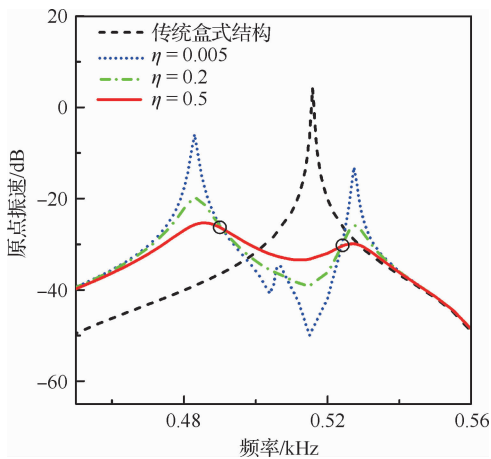


图 10 不同损失因子下的原点振速

Fig. 10 Driving point mobility under different loss factors

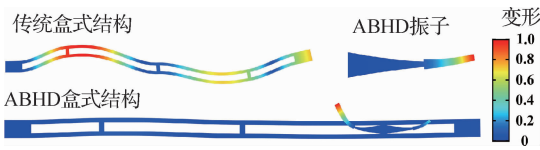


图 11 515 Hz 附近结构的模态云图

Fig. 11 Mode shape of structure near 515 Hz

变形主要集中在连接构件 1# 和连接构件 3# 处,当附加上 ABHD 振子后系统的模态变形转移到了中间的 ABHD 振子上,上下主梁振动得到明显抑制。通过分析其他共振峰不同损失因子下的原点响应,可知当 ABHD 振子的固有频率与盒式结构的固有频率接近时就会发生动力吸振现象,其中在低频段动力吸振现象占主导作用,但在中高频段由于声学黑洞效应引起的高阻尼特性,动力吸振现象并不明显。因此为提高低频减振效果,降低有效作用频率,可以通过对 ABHD 振子的优化设计提高振子与盒式结构的低频匹配特性予以实现。

为了更好说明 ABHD 振子与主结构的频率匹配关系,现给出小阻尼情况下峰值分裂处的传统盒式结构与单个 ABHD 振子的固有频率,如表 3 所示。其中传统盒式结构的固有频率减去 ABHD 振子的固有频率称为频率差值,由表 3 可以看出频率差值有正有负,且频率差值的绝对值最大为 319 Hz,2 种结构在频率相差较大的情况下仍然可以满足频率匹配条件并发生动力吸振现象,因此 ABHD 振子具有参数调节简便,控制鲁棒性高等特点。

表 3 结构的固有频率

Table 3 Natural frequency of structures

传统盒式结构/Hz	ABHD 振子/Hz	频率差值/Hz
516	506	10
1 562	1 560	2
3 239	3 395	-156
5 421	5 740	-319
8 762	8 711	51

3.2 多 ABHD 振子全频带控制效果的实现

通过对附加单组 ABHD 振子的盒式结构分析可知传统盒式结构在附加单组较小质量的

ABHD 振子后便可实现宽频高效的减振效果,从第 3 阶共频率后振速峰值抑制明显。ABHD 盒式结构的减振机理包括动力吸振、声学黑洞以及声学黑洞和动力吸振的共同作用,在中高频段为声学黑洞和动力吸振的共同作用,其中声学黑洞效应引起的系统阻尼水平提高占主导效果;而在低频段主要是动力吸振起主导作用,并发生峰值分裂的典型现象。为实现全频带的振动控制尤其是提高低频减振效果可采用多个 ABHD 振子协同作用,利用不同尺寸振子丰富的动力学特性提高与主结构的频率匹配机会,从而提升整个盒式结构的低频减振性能,进而实现全频带的振动控制。

为实现低频控制效果,在 3 个连接构件的两端附加 3 组 ABHD 振子,振子编号为 1#、2# 和 3#。以传统盒式结构前 3 阶共振峰值为控制目标,以不同连接构件处 ABHD 振子的结构参数为优化对象,通过改变 ABHD 振子的平台长度和幂次实现振子第 1 阶固有频率与传统盒式结构固有频率的匹配,从而利用动力吸振原理实现低频振动控制。表 4 为不同连接构件处 ABHD 振子的特征结构参数。

表 4 不同连接构件处 ABHD 振子结构参数

Table 4 Geometric parameters of ABHD absorbers at different positions

编号	x_0/mm	m	固有频率/Hz	控制频率/Hz
1#	20	3	51	51
2#	9.5	2	210	216
3#	0	2	506	515

图 12 为附加 3 组 ABHD 振子的盒式结构 (ABHDs 盒式结构) 与传统无附加 ABHD 振子的盒式结构振动响应对比曲线。可以看出 ABHDs 盒式结构在 3 组 ABHD 振子作用下的前 3 阶共振峰均得到有效抑制,并出现典型的峰值分裂现象,符合动力吸振原理。在中高频段由于振子本身的声学黑洞效应导致系统阻尼水平得到提高,使共振峰出现了大幅削减。盒式结构在多个 ABHD 振子作用下动力吸振效果和声学黑洞效应均得到显著增强。

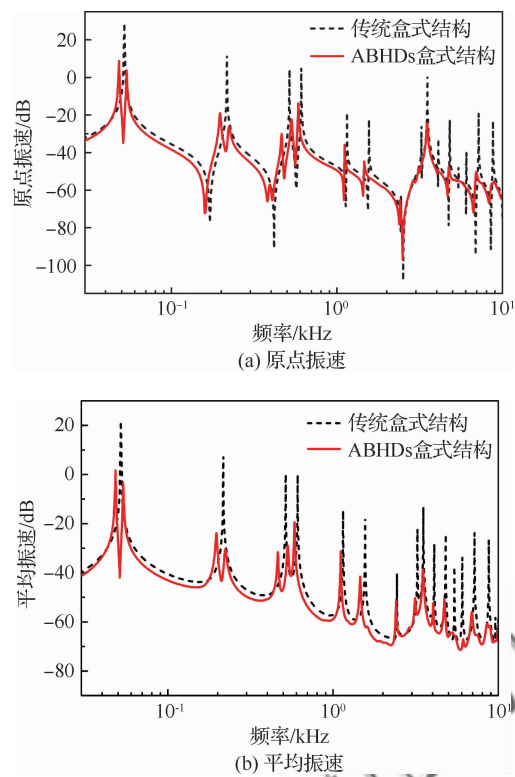


图 12 ABHDs 盒式结构的振动响应
Fig. 12 Vibration response of ABHDs box-type structures

4 实验验证

本文基于扫描式激光测振系统对传统盒式结构、EMDs 盒式结构和 ABHDs 盒式结构进行振动测试,以验证 ABHDs 盒式结构的减振特性和全频带振动控制效果。实验系统包括激光测振仪 (PSV 500)、功率放大器 (B&K 2706)、激振器 (B&K 4809)、力传感器 (B&K 8230) 和 2 种盒式结构,振动实验系统如图 13 所示。扫描式激光测振系统产生带宽为 10 kHz 的宽频激励信号,经

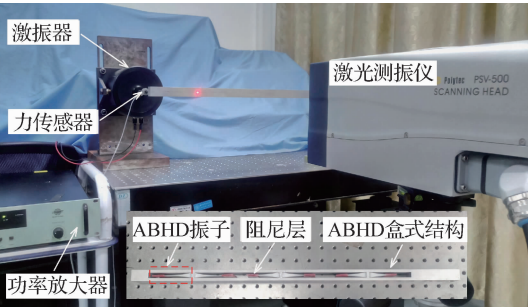


图 13 振动实验系统图
Fig. 13 Picture of vibration experiment system

功率放大器放大后用于驱动激振器以激振盒式结构。盒式结构采用一端悬臂约束,另一端激励,激振力由激振杆中间的力传感器测得。通过扫描式激光测振仪测量盒式结构的原点振速和平均振速。ABHDs 盒式结构相比于传统盒式结构在 3 个连接构件两端附加有 3 组 ABHD 振子。ABHD 振子主体材料为光敏树脂,上下表面粘贴大小相同的 VHB 阻尼材料 (25 mm×20 mm×1 mm),并通过氰基丙烯酸酯粘接在连接构件两端,振子参数如表 4 所示,其中附加的 ABHD 振子总质量为 37 g,占系统质量的 7.8%。

为突出 ABHD 振子具有优异的减振性能,实验测试比较了 ABHDs 盒式结构、EMDs 盒式结构和传统盒式结构的振动响应,实验结果如图 14 所示。其中 EMDs 盒式结构中的 EMD 振子与 ABHD 振子保持相同的数量、质量和阻尼处理,并且通过结构设计保证不同连接构件处的 EMD 振子的第 1 阶固有频率与需要控制的频率相同。实验结果表明 ABHDs 盒式结构相比于 EMDs 盒式结构振动抑制效果突出,附加 3 组 ABHD 振子

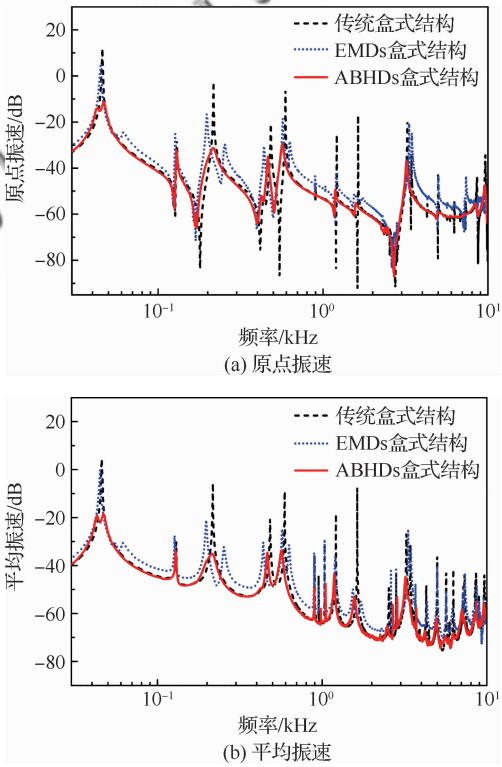


图 14 盒式结构振动响应实验对比图
Fig. 14 Comparison of vibration response experiment of box-type structures

的盒式结构相比于传统盒式结构全频带的共振峰均有 5~30 dB 的削减, 振速峰值平均降低了 16.68 dB, 而附加 EMD 振子的盒式结构的振速峰值平均只降低 5.38 dB, 且在某些共振峰处并无减振效果。产生这种现象的原因是因为 EMD 振子本身材料的损失因子较大, 对主梁的振动能量具有一定的耗散能力, 但相比于 ABHDs 盒式结构系统阻尼水平提升有限, 不足以实现全频带的振动控制。于此同时, ABHDs 盒式结构在第 1 阶共振峰处即可实现 23 dB 的振动抑制, 并且出现了峰值分裂现象, 这与仿真结果一致。而在第 2 阶和第 3 阶共振峰处没有出现峰值分裂现象的原因可能是由于 ABHD 振子本身材料参数和加工误差导致难以实现频率匹配, 但由于 ABHD 振子本身优异的阻尼特性仍然使第 2 阶和第 3 阶共振峰值得到降低。

5 结 论

1) 将声学黑洞波动控制技术引入盒式结构的振动控制中, 无需对主结构进行厚度裁剪, 在不影响主结构强度、刚度和功能性的前提下, 实现了对盒式结构的振动控制, 有效拓宽了声学黑洞的应用范围, 提高了声学黑洞的工程应用价值。

2) 通过与传统盒式结构和等质量振子盒式结构的振动特性仿真结果对比, 验证了 ABHD 盒式结构具有高效的能量聚集和耗散能力, 可实现宽频的减振效果, 为盒式结构的振动控制提供了一种全新的方法。

3) 通过对多个 ABHD 振子的优化设计, 实现了对盒式结构全频带的振动控制。结果表明, ABHD 盒式结构高效地将波动控制技术和动力吸振完美结合, 具有附加质量小、控制频带宽、低频抑振效果好、参数调节简便和控制鲁棒性高等优点。

参 考 文 献

[1] 黄文虎, 王心清, 张景绘, 等. 航天柔性结构振动控制的若干新进展[J]. 力学进展, 1997, 27(1): 5-18.
HUANG W H, WANG X Q, ZHANG J H, et al. Some advances in the vibration control of aerospace flexible structures [J]. Advances in Mechanics, 1997, 27(1): 5-18 (in Chinese).

[2] 陈勇, 熊克, 王鑫伟, 等. 飞行器智能结构系统研究进展

与关键问题[J]. 航空学报, 2004, 25(1): 21-25.

CHEN Y, XIONG K, WANG X W. Progress and challenges in aeronautical smart structure systems [J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2004, 25(1): 21-25. (in Chinese).

[3] 刘东岳, 万志强, 杨超, 等. 大展弦比机翼总体刚度的气动弹性优化设计 [J]. 航空学报, 2011, 32(6): 1025-1031.

LIU D Y, WAN Z Q, YANG C, et al. Aeroelastic optimization design of global stiffness for high aspect ratio wing [J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2011, 32(6): 1025-1031 (in Chinese).

[4] 高恒烜, 王嵩, 李书, 等. 压电复合材料机翼振动控制研究[J]. 振动、测试与诊断, 2013, 33(S1): 107-110.

GAO H G, WANG Y, LI S, et al. Vibration control techniques research for piezo smart composite wing [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2013, 33(S1): 107-110 (in Chinese).

[5] 段勇, 陈前, 林莎. 颗粒阻尼对直升机旋翼桨叶减振效果的试验[J]. 航空学报, 2009, 30(11): 2113-2118.

DUAN Y, CHEN Q, LIN S. Experiments of vibration reduction effect of particle damping on helicopter rotor blade [J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2009, 30(11): 2113-2118 (in Chinese).

[6] KRYLOV V V, TILMAN F J B S. Acoustic 'black holes' for flexural waves as effective vibration dampers [J]. Journal of Sound & Vibration, 2004, 274(3-5): 605-619.

[7] KRYLOV V V, WINWARD R E T B. Experimental investigation of the acoustic black hole effect for flexural waves in tapered plate [J]. Journal of Sound and Vibration, 2007, 300(1-2): 43-49.

[8] KRYLOV V V. New type of vibration dampers utilising the effect of acoustic 'black holes' [J]. Acta Acustica unita with Acustica, 2004, 90(5): 830-837.

[9] GEORGIEV V B, CUENCA J, GAUTIER F, et al. Damping of structural vibrations in beams and elliptical plates using the acoustic black hole effect [J]. Journal of Sound and Vibration, 2011, 330(11): 2497-2508.

[10] TANG L L, CHENG L. Enhanced acoustic black hole effect in beams with a modified thickness profile and extended platform [J]. Journal of Sound and Vibration, 2017, 391: 116-126.

[11] BOWYER E P, O'BOY D J, KRYLOV V V, et al. Effect of geometrical and material imperfections on damping flexural vibrations in plates with attached wedges of power law profile [J]. Applied Acoustics, 2012, 73(5): 514-523.

[12] BOWYER E P, KRYLOV V V. Experimental investigation of damping flexural vibrations in glass fibre composite

- plates containing one- and two-dimensional acoustic black holes [J]. *Composite Structures*, 2014, 107: 406-415.
- [13] HASSAN S M. Free transverse vibration of elliptical plates of variable thickness with half of the boundary clamped and the rest free [J]. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2004, 46(12): 1861-1882.
- [14] CONLON S C, FAHNLINE J B, SEMPERLOTTI F. Numerical analysis of the vibroacoustic properties of plates with embedded grids of acoustic black holes [J]. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 2015, 137(1): 447-457.
- [15] BOWYER E P, KRYLOV V V. Damping of flexural vibrations in turbofan blades using the acoustic black hole effect [J]. *Applied Acoustics*, 2014, 76: 359-365.
- [16] 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.
- [17] KRYLOV 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.
- [18] 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 and Vibration*, 2010, 2010(329): 4672-4688.
- [19] BOWYER E P, NASH P, KRYLOV V V. Damping of flexural vibrations in glass fiber composite plates and honeycomb sandwich panels containing indentations of power-law profile [J]. *Journal of the Acoustical Society of America*, 2013, 132(3): 2041.
- [20] 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.
- [21] 曾鹏云, 郑玲, 左益芳, 等. 基于半解析法的一维圆锥形声学黑洞梁能量聚集效应研究 [J]. *噪声与振动控制*, 2018, 38(S1): 210-214.
- ZENG P Y, ZHENG L, ZUO Y F, et al. Analysis of the energy concentration effect of flexural vibrations in tapered rods with power-law profile based on semi-analytical method [J]. *Noise and Vibration Control*, 2018, 38(S1): 210-214. (in Chinese).
- [22] TANG L L, CHENG L. Ultrawide band gaps in beams with double-leaf acoustic black hole indentations [J]. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 2017, 142(5): 2802-2807.
- [23] ZHOU T, TANG L L, JI H L, et al. Dynamic and static properties of double-layered compound acoustic black hole structures [J]. *International Journal of Applied Mechanics*, 2017, 9(5): 1750074.
- [24] JACQUOT R G. Suppression of random vibration in plates using vibration absorbers [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2001, 248(4): 585-596.

(责任编辑: 张晗)

Full-band vibration control of box-type structure with acoustic black hole

HE Pu¹, WANG Xiaodong¹, JI Hongli^{1,*}, QIU Jinhao¹, CHENG Li²

1. State Key Laboratory of Mechanics and Control of Mechanical Structures, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China

2. Department of Mechanical Engineering, Hong Kong Polytechnic University, Hong Kong 999077, China

Abstract: As a new type of efficient wave control technology, the Acoustic Black Hole (ABH) technology is widely used in vibration control of beam and plate structures. However, the traditional acoustic black hole structures have many shortcomings, such as weak local strength and stiffness, large feature size, and high effective frequency, limiting the further application and promotion of acoustical black hole technology. A new type of Acoustic Black Hole Damping (ABHD) absorber is designed for the vibration control of box-type structure. In this paper, the finite element simulation method is used to study the dynamic characteristics of the box-type structure with ABHD absorber. The results show that it has high energy concentration and dissipation ability. By optimizing the design of ABHD absorber at different positions in the middle of upper and lower main beams, the vibration reduction effect of the full-band can be achieved without changing the strength and stiffness of the main structure. The experimental results show that full-band resonance peaks of the box-type structure with ABHD absorbers can be reduced by 5-30 dB, and the weight of ABHD absorbers accounts for 7.87% of the total weight of system.

Keywords: full-band; vibration control; box-type beam structure; ABH; dynamic vibration absorber

Received: 2019-08-08; **Revised:** 2019-09-03; **Accepted:** 2019-10-08; **Published online:** 2019-10-12 09:48

URL: <http://hkxb.buaa.edu.cn/CN/html/20200411.html>

Foundation items: National Natural Science Foundation of China (11532006, 51775267); Natural Science Foundation of Jiangsu Province (BK20181286); Fundamental Research Funds for the Central Universities (NE2015001); Equipment Pre-Research Foundation (61402100103); A Project Funded by the Priority Academic Program Development of Jiangsu Higher Education Institutions.

* **Corresponding author.** E-mail: jihongli@nuaa.edu.cn