

静压下载金属孔板声学覆盖层的耐压与吸声特性

贾薪宇, 靳国永, 叶天贵, 闫 燕

(哈尔滨工程大学动力与能源工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150001)

摘要: 为改善静水压力作用下传统声学覆盖层的吸声性能, 提出了将金属孔板插入传统声学覆盖层中的水下声学覆盖层结构。以静力学方法研究了该声学覆盖层结构在不同静水压力下的形变情况。通过建立静水压力作用下的声学有限元方程, 分析了该声学结构在不同静水压力下的吸声效果。与传统声学覆盖层相比, 在静水压力为 0~6 MPa 时, 该声学结构在中、高频段获得了更好的宽频吸声效果。此外, 还讨论孔板厚度、孔板材料及孔板孔隙率对该声学结构吸声性能的影响。研究表明设计含金属孔板声学覆盖层可有效改善静水压力条件下水下声学结构的吸声性能。

关键词: 声学覆盖层; 金属孔板; 静水压力; 形变; 吸声性能

中图分类号: TB564; TB535 **文献标志码:** A **文章编号:** 1004-4523(2024)07-1211-10

DOI: 10.16385/j.cnki.issn.1004-4523.2024.07.013

引 言

声学覆盖层是敷设在水下航行器外表面用以实现声隐身性能的关键部件。随着反潜探测技术的不断发展^[1], 为进一步提高水下航行器的生存能力, 提高和改善声学覆盖层吸声性能的研究工作得到了蓬勃发展, 涌现了许多新型的结构设计^[2-6]与研究方法^[7-10], 在较宽的频率范围能够获得良好的吸声效果^[11-13]。

目前, 对声学覆盖层的研究工作多数是在常压下进行的, 但水下航行器是在深水中工作, 必然受高静水压力的作用。因此, 在静水压力下声学覆盖层的设计与研究得到了许多学者的关注。姜闻文等^[14]利用有限元方法研究了在不同静水压力下, 声学覆盖层内不同腔体的变形情况及声学性能的变化规律, 其研究表明, 吸声频带随静水压力增加而向高频方向移动, 其研究工作指明了空腔有效容积与吸声曲线频带的对应关系。姚熊亮等^[15]基于非均匀波导理论推导出多层结构的吸声系数, 研究了静水压力与腔型对声学覆盖层吸声系数的影响, 其研究成果进一步指出了静水压力对声学覆盖层吸声性能具有重要影响, 在实际应用中不可忽略。Humphrey 等^[16]利用耐压水箱实验方法, 模拟了深度达 700 m 的深海环境, 同时测试了声学覆盖层在静水压力为

2.8 MPa 时的声反射和声透射性能, 为实验模拟研究高静水压力下声学覆盖层的声学性能提供了思路。张冲等^[17]利用移动网格建模方法, 在结构受压变形的基础上直接计算分析了带有球腔的声学覆盖层的吸声效果, 并对比了腔压对腔体形变和吸声性能的影响, 该研究成果改进了以往先求结构变形再对结构重新建模的计算方法, 简化了建模过程, 为后续工作提供了简便方法。Thieury 等^[18]通过数值模型研究了静水压力对橡胶声学覆盖层声反射的影响, 并考虑了静水压力引起的空腔体积变化, 其研究工作指明了在静水压力作用下, 空腔大小、空腔距离以及弹性基体的流变性对结构声学性能的影响。Gu 等^[19]采用实验的方法, 对带有局域共振单元的声学覆盖层的性能进行了分析, 证明了带有局域共振单元的吸声结构在静水压力下可以获得更好的低频吸声效果, 为耐压型声学覆盖层的设计提供了借鉴思路。董文凯等^[20]在研究静压力下水下声学覆盖层吸声性能的同时考虑了腔压对形变的影响, 仿真结果显示静水压力越大, 腔压对吸声体声学性能的作用越明显。Zhang 等^[21]基于唯象理论研究了静水压力下含有亚波长压电阵列的半主动声学覆盖层的几何变形和声学性能, 并探讨了相应吸声效果的变化规律, 其研究工作既以提高声学覆盖层吸声性能为研究目的, 又同时考虑静水压力对吸声效果的影响。

收稿日期: 2022-10-03; **修订日期:** 2022-11-14

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(52225109, 52241101, 52271309); 黑龙江省自然科学基金资助项目(YQ2022E104); 哈尔滨工程大学博士科创基金资助项目(3072023GIP0302)。

对于静水压力下材料参数的变化,尚未有成熟的理论与经验公式,仍主要以实验研究为主^[22-23]。因此,目前对不同静水压力下声学覆盖层的研究,主要以结构的形变对其声学性能的影响为主。

基于以上讨论,本文以静水压力条件下改善声学覆盖层吸声特性为研究目标,设计了一种带有金属孔板的水下声学覆盖层结构。讨论在不同静水压力下声学覆盖层的形变量,研究该声学结构的耐压性能。基于有限元方法建立静水压力作用下结构的声学有限元方程,并通过已有文献验证所建立模型的有效性和正确性。基于所建立的声学模型,开展在不同静水压力下所设计的声学覆盖层吸声特性的研究。此外,通过计算对比分析了孔板材料、孔板厚度以及孔板孔隙率等因素对所设计声学结构吸声性能的影响规律。

1 模型建立与计算方法

1.1 模型建立

本文提出的声学复合结构主要由黏弹性基体层、金属孔板以及钢板背衬组成。其中,基体层中分布着沿 x 和 y 方向呈周期性排列的球型空腔结构,在此结构的基础上,按一定规律插入沿 x 方向呈周期分布、 y 方向无限大的金属孔板,具体形式如图 1 所示。根据结构的设计特点,周期结构的晶格常数 a 为 30 mm,在黏弹性基体层后连接钢背衬以模拟水下航行器实际的应用条件,背衬后为空气。图 2 为声学覆盖层单一周期单元结构及其截面示意图,其中基体层厚度 $t_1 = 50$ mm,圆形空腔直径 $d = 24$ mm。钢板背衬厚度 $t_s = 5$ mm。胞元内插入的金属孔板尺寸 $b \times c = 18$ mm \times 30 mm,厚度 t_b 为 1 mm,在金属板上呈均匀分布的圆柱孔孔径为 1 mm,孔隙率 σ 为 16%。基体层前端为半无限大流体域,流体介质假设为海水。入射平面波垂直于 x - y 平面,沿 z 正方向从半无限流体域入射。

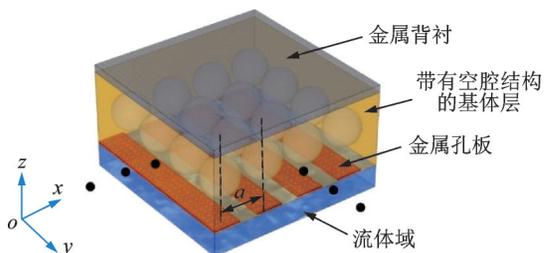


图 1 插入金属孔板的声学覆盖层整体模型示意图

Fig. 1 Schematic diagram of the overall model of anechoic coating with a metal perforated plate inserted

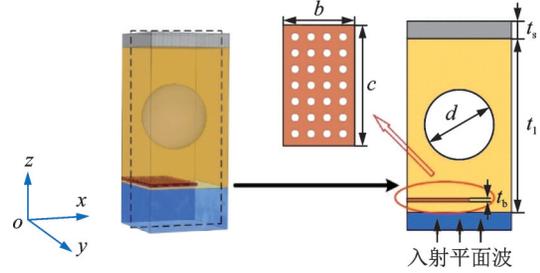


图 2 声学覆盖层单元结构及截面示意图

Fig. 2 Schematic diagram of anechoic coating unit and section

1.2 计算理论

1.2.1 声学有限元方程

本文利用有限元法对声学结构的吸声性能进行分析,假设流体域为理想流体,满足均匀、无黏滞吸收、静态流速为零、声波小振幅等理想条件,声波的波动方程可以写成如下形式:

$$\frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} - \nabla^2 p = 0 \quad (1)$$

式中 p 为声压; c 为流体介质中的声速。

由于复合声学结构内部呈现周期性分布,在建立有限元模型时只需对其中一个周期单元进行分析,即可满足计算要求。通过一系列数学推导,基于有限元方法,获得有限元单元的质量矩阵、刚度矩阵、流-固耦合矩阵,通过求和运算,集总成所研究周期单元的流体域和结构域整体刚度矩阵、质量矩阵以及流-固耦合矩阵,进而得到流体域离散方程和结构域中的控制方程分别为^[24]:

$$M_f \ddot{p} + K_f p + \rho_0 R \ddot{u} = \Psi_f \quad (2)$$

$$M_s \ddot{u} + K_s u - R^T p = F_s \quad (3)$$

式中 M_f 和 K_f 分别为选取周期单元流体域的质量矩阵和刚度矩阵; M_s 和 K_s 分别为选取周期单元结构域中的质量矩阵和刚度矩阵; R 为选取周期单元的流-固耦合矩阵; u 为结构域中节点位移的向量矩阵; p 为流体域中节点的声压向量矩阵; Ψ_f 为作用在流体域界面的声压梯度; F_s 为施加在结构域的激励; ρ_0 为流体密度。

根据公式(2)和(3),周期单元的流-固耦合方程可以表示为:

$$\begin{bmatrix} K_s - \omega^2 M_s & -R^T \\ -\rho_0 \omega^2 R & K_f - C_\phi - \omega^2 M_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u \\ p \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_s \\ F_f \end{Bmatrix} \quad (4)$$

式中 C_ϕ 表示流体域边界法向上的节点压力载荷向量矩阵。 F_f 表示的是施加在流体边界的等效载荷矩阵; ω 为角频率。

由于声学覆盖层中的圆形空腔与金属孔板结构呈周期性分布,流体域也沿着结构周期方向无限延

伸,且流体介质为均匀的理想流体,因此周期单元中结构域中节点的位移与流体域中节点的声压均满足 Bloch 方程,即:

$$\Gamma(x, y, z) = \Gamma(x + dx, y + dy, z) \quad (5)$$

式中 Γ 代表分布函数,可表示为某节点的位移或声压; dx 和 dy 分别表示 x 和 y 方向上的晶格单元距离。

反射和透射声压可以用级数之和的形式表示为:

$$p_r = \sum_m \sum_n R_{nm} e^{-j(k_x x + k_y y - k_z z)} \quad (6)$$

$$p_t = \sum_m \sum_n T_{nm} e^{-j(k_x x + k_y y - k_z z)} \quad (7)$$

式中 k_x, k_y, k_z 分别为 x, y, z 方向的波数; R_{nm} 和 T_{nm} 分别为反射声波和透射声波的 m, n 阶系数。

通过流-固耦合方程(4)以及周期边界条件(5),可以求出入射面上的反射声压与透射面上的透射声压,进而求解出通过该吸声结构的平面波反射系数 R 及透射系数 T ,表达式如下:

$$\begin{cases} R = \frac{\sqrt{\sum_{k_z^2 > 0} |R_{mn}|^2}}{N} \\ T = \frac{\sqrt{\sum_{k_z^2 > 0} |T_{mn}|^2}}{N} \end{cases} \quad (8)$$

式中 N 为反射边界或透射边界的有限元节点数量,因此结构的吸声系数 $\alpha = 1 - R^2 - T^2$ 。实际上,钢的特性阻抗与空气相差极大,导致二者阻抗失配,透射系数几乎为零,所以最终计算出通过该结构的吸声系数 $\alpha = 1 - R^2$ 。

1.2.2 静水压下的有限元方程

目前,普遍采用二次建模法来研究水下声学覆盖层受静水压力作用下的声学性能。即先求解结构受静水压作用后的变形量,再根据变形量重新建立规则的几何模型及网格划分,此方法过程繁琐且后续的计算误差较大。因此,本文利用线性化理论,将结构受静水压力作用产生的势能直接加载到声学有限元方程中,形成考虑静水压力作用的流-固耦合有限元方程。

考虑静水压力作用后,结构的振动控制方程可以写成:

$$M_s \ddot{u} + (K_s + K_0 + K_{r0})u - R^T p = F_s \quad (9)$$

式中 K_0 为与作用于声波入射面 A_0 上的静水压力 P_0 相关的刚度矩阵; K_{r0} 为与静水压力作用下结构域 V_s 的静态预应力 P_{r0} 相关的刚度矩阵,其结构形式如下^[25]:

$$K_0 = \iint_{A_0} N_p^T P_0 dA_0 \quad (10)$$

$$K_{r0} = \iiint_{V_s} N_\delta^T P_{r0} N_\delta dV_s \quad (11)$$

式中 N_p 为面单元的形函数; N_δ 为有限单元的位移插值形函数。结合流体域的有限元方程式(2),静水压力作用下的周期单元的流-固耦合方程可以表示为:

$$\begin{bmatrix} K_s + K_0 + K_{r0} - \omega^2 M_s & -R^T \\ -\rho_0 \omega^2 R & K_f - C_\phi - \omega^2 M_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u \\ p \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_s \\ F_f \end{Bmatrix} \quad (12)$$

通过求解方程(12),可以得到流体域的节点声压,进而根据前文分析的方法,求解出声学结构在静水压力条件下的吸声系数。

1.3 数值计算模型准确性验证

为了验证本文有限元计算模型的正确性与适用性,利用文本计算方法建立文献[26]中的水下声学覆盖层模型,并与文献中对声学覆盖层吸声系数的计算结果进行比对。从图3的对比结果中可以看出,利用本文计算方法得到的声学覆盖层吸声系数计算结果与文献[26]中的数值仿真结果基本一致。而改变声学覆盖层内部的周期结构形式,相当于只改变了结构内部不同材料之间的耦合边界条件,并没有改变声-固耦合边界。在利用有限元计算时,只是代入方程的条件参数不同,而未改变方程形式。文献[26]中的声学覆盖层的结构同样是在黏弹性基体层具有空腔与金属类填充物,与文本结构的边界条件一致。因此,可以验证本文所用的声学计算方法是正确的,并可适用于内部结构更为复杂的声学覆盖层计算中。此外,在有限元单元网格划分过程

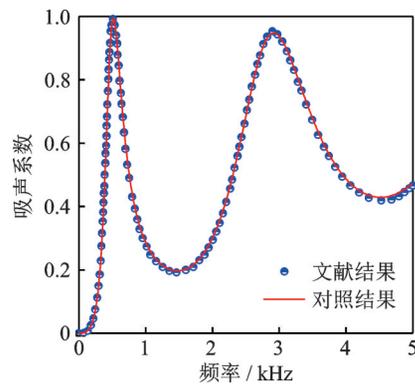


图3 本文计算方法与文献[26]对覆盖层吸声系数对比图
Fig. 3 Comparison of the absorption coefficient of the coating by the calculation method in this paper and the reference [26]

中,网格单元的最小尺寸遵循小于材料中剪切波波长 $1/4$ 的设计原则^[24],以满足计算精度的要求。

为了进一步说明本文建立的在静水压力作用下的声学有限元方程的准确性,利用本文计算方法与文献[20]中声学覆盖层在 1.5 MPa 静水压力下的吸声系数作了对比,如图 4 所示。从对比结果中可以看出,利用本文计算方法得到声学覆盖层在 1.5 MPa 静水压力下的吸声系数计算结果与文献[20]中解析法求得结果较吻合,进一步说明了本文所建立的数值求解方法的正确性。

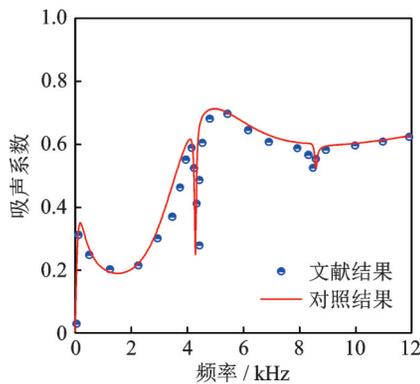


图 4 本文计算方法与文献[20]对覆盖层在 1.5 MPa 静水压力下的吸声系数对比图

Fig. 4 Comparison of the absorption coefficient of the coating under 1.5 MPa hydrostatic pressure by the calculation method in this paper and the reference [20]

2 不同静压下声学覆盖层的形变与吸声性能

2.1 不同静压下声学覆盖层的形变分析

目前,水下航行器声学覆盖层主要以含有空腔结构的橡胶材料为主,在大潜深条件下,水下航行器在几百米的水下通常要承受几兆帕的静水压力,这将使声学覆盖层产生较大变形,特别是内部空腔结构。为了更好地分析静水压力对声学覆盖层的影响,本文通过静力学分析方法在一个周期单元的声压入射面施加均布载荷来模拟声学覆盖层在不同静压下的形变情况。因 x, y 方向为假设的无限大平面,周期边界处指定 x 和 y 方向位移为零。背衬处边界为固定约束以模拟实际水下航行器应用条件。表 1 给出了本文所分析声学结构的静态材料参数。图 5 给出了不同静水压作用下无金属孔板的传统声学覆盖层的形变情况。从图 5 中可以看出,带有球腔的传统声学覆盖层在静水压力载荷的作用下,会

产生较大形变。随着静水压的增加,结构的变形越大,空腔占有率(穿孔率)越低。图 6 给出了不同静水压作用下带有金属孔板的声学覆盖层的形变情况。从图 6 中可以看出,插入金属孔板后,声学覆盖层的受压形变量有所减小,并随着压力的增大,形变量减小得更明显。图 7 所示为传统声学覆盖层和带有金属孔板声学覆盖层在 6 MPa 静水压力下的内部球腔形变对比。可以看出,相对于传统声学覆盖层,在 6 MPa 的高静水压力下,插入金属孔板的声学覆盖层中的空腔形变量减少了 5% 以上。因此可以得出,因金属的杨氏模量较大,通过在传统声学覆盖层中插入金属孔板,相当于提高了声学覆盖层整体的等效模量,在一定程度上提高声学结构在大潜深、高静水压力下的耐压性能。

表 1 声学覆盖层组成结构的静态材料参数

Tab. 1 Static material parameters of anechoic coating

材料	密度/($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)	杨氏模量/Pa	泊松比	损耗因子
橡胶	900	8.9×10^6	0.496	0.3
铝	2730	7.0×10^{10}	0.33	—
钢	7830	2.06×10^{11}	0.28	—

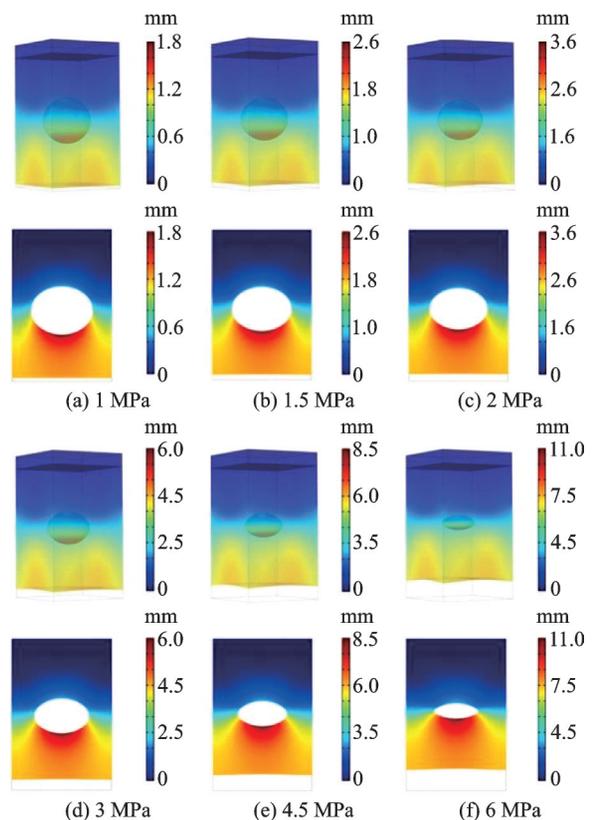


图 5 传统声学覆盖层在不同静水压下单元结构及截面形变示意图

Fig. 5 Schematic diagram of unit and section deformation of traditional anechoic coating under different hydrostatic pressures

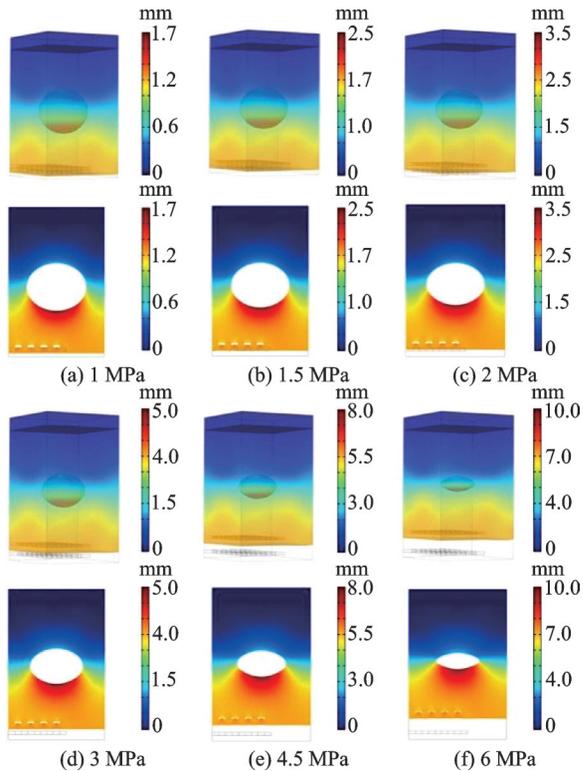


图 6 带有金属孔板的声学覆盖层在不同静水压下单元结构及截面形变示意图

Fig. 6 Schematic diagram of unit and section deformation of anechoic coating with metal perforated plate under different hydrostatic pressures

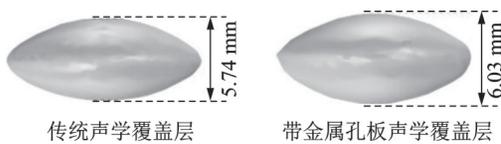


图 7 6 MPa 静水压下两种声学覆盖层内球形腔形变量对比

Fig. 7 Comparison of spherical cavity shape variables in two kinds of anechoic coatings under 6 MPa hydrostatic pressure

2.2 不同静压下声学覆盖层的吸声性能分析

为了研究静水压力对声学覆盖层吸声性能的影响规律,本文分别计算了在不同静水压力下无金属孔板与带金属孔板两种声学结构的吸声系数。在进行声学计算时,黏弹性材料参数选用由实验拟合数据得到的动态力学参数^[27],此时作为基体材料橡胶的杨氏模量 E 与损耗因子 η 随频率 f 变化为 $E=8.9 \times 10^6 + 2.3 \times 10^3 f - 10^{-2} f^2$ 和 $\eta=0.2 + 1.2 \times 10^{-4} f - 8.2 \times 10^{-9} f^2$ 。此外,计算过程中选用海水作为流体域,其密度和声速分别为 1070 kg/m^3 和 1540 m/s 。

图 8 为不受静水压力下带有金属孔板的声学覆盖层与无金属孔板的传统声学覆盖层的吸声性能对比。如图 8 所示,与传统声学覆盖层相比,本文提出的带有金属孔板的声学覆盖层的吸声系数在中、高

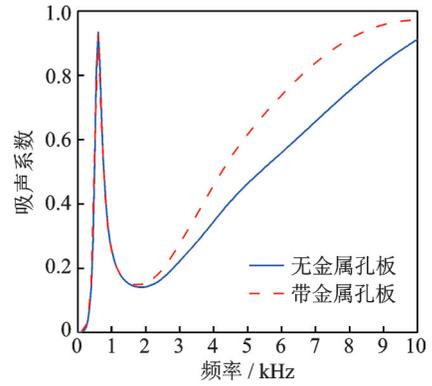


图 8 常压下两种声学覆盖层的吸声系数

Fig. 8 Sound absorption coefficients of two kinds of anechoic coatings under normal pressure

频段增大。

图 9 给出了常压下无金属孔板声学覆盖层与带金属孔板声学覆盖层在低频吸声峰(601 Hz)和中、高频处(1851 Hz, 6000 Hz)的振动能量模态图。从图 9 可以得出,在低频吸声峰频率处,由于空腔的谐振作用,空腔上方的基体层沿垂直于覆盖层方向产生结构弯曲振动;此外,基体层作为弹性层和刚性背衬组成另一个共振系统,其共同作用使结构在较低频率处产生了较强的吸声效果,此时振动能量主要集中在背衬与基体。当在传统声学覆盖层中插入金属孔板后,并没有改变背衬与基体的组成结构,两种声学覆盖层的空腔结构的穿孔率一致,所以二者在低频处的吸声效果基本一致。而在中、高频段,由于基体内传递的声波在空腔边界处产生散射,散射波之间相长干涉,导致声波的波形转换,纵波转换为损耗更大的剪切波,增加了声能耗散。而相比于传统声学覆盖层,当在声学覆盖层插入金属孔板后,金属孔板本身及孔板的空腔结构,都增强了对声波的散

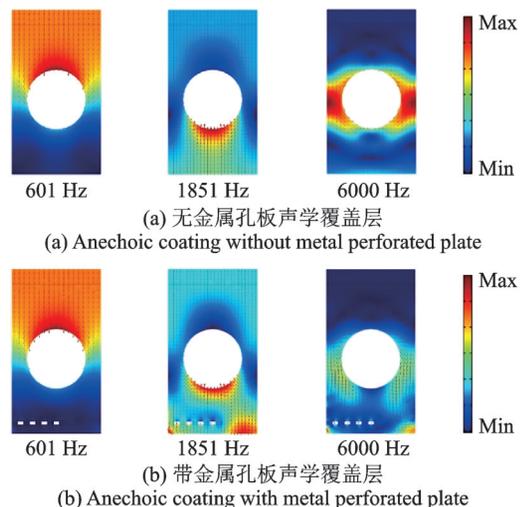


图 9 常压下两种声学覆盖层振动能量模态图

Fig. 9 Vibration energy mode diagram of two kinds of anechoic coatings under normal pressure

射作用,加大了波形转换强度,进而加强了对能量的耗散。如图8所示,在中、高频段,当插入金属孔板后加强了声学覆盖层的吸声效果。

图10和11分别为无金属孔板声学覆盖层与带金属孔板的声学覆盖层在不同静水压力下的吸声系数对比图。从图中可以得出,当静水压力增大时,两种声学覆盖层吸声曲线的变化趋势与常压时保持一致。但随着静水压力的增大,两种声学结构的空腔变小,使得声学覆盖层穿孔率变小,故两者的吸声曲线总体上均向高频方向变化,且在中、高频段,两种结构的吸声效果有所增强。另外,两种声学覆盖层

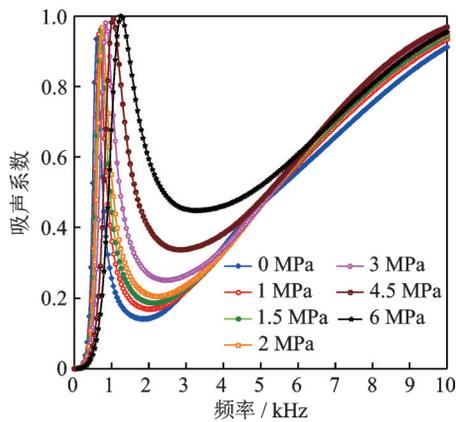


图10 不同静水压下无金属孔板声学覆盖层的吸声系数
Fig. 10 Sound absorption coefficient of anechoic coating without metal perforated plate under different hydrostatic pressures

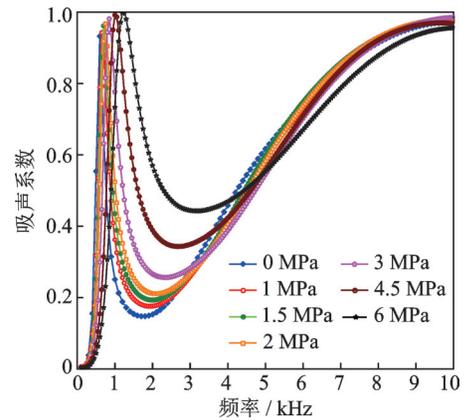


图11 不同静水压下带金属孔板声学覆盖层的吸声系数
Fig. 11 Sound absorption coefficient of anechoic coating with metal perforated plate under different hydrostatic pressures

的低频吸声峰向高频移动的同时,吸声系数有所增大。

图12对比了在不同静水压力下无金属孔板的传统声学覆盖层与带金属孔板的声学覆盖层吸声系数随频率的变化规律。从图10~12中可以看出,两种声学覆盖层在静水压力下的吸声系数的变化规律与常压下的变化趋势一致,在中、高频段带有金属孔板的声学覆盖层的吸声系数大于无金属孔板的声学覆盖层。而静水压力相同的条件下,两种声学覆盖层在低频吸声峰的吸声效果基本一致。

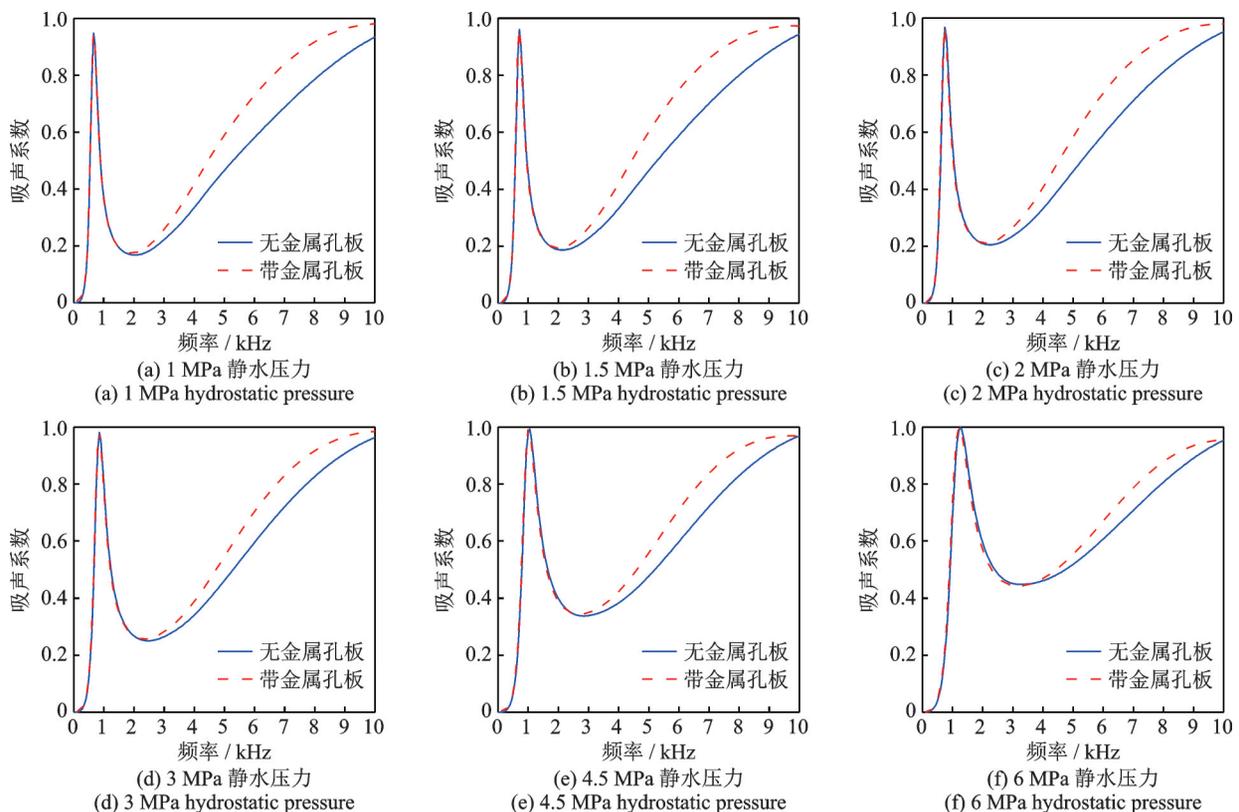


图12 不同静水压力下两种声学覆盖层的吸声系数

Fig. 12 Sound absorption coefficients of two kinds of anechoic coatings under different hydrostatic pressures

为了更好地揭示在静水压力下,带金属孔板和无金属孔板声学覆盖层在变形后的吸声机理,本文分析了 6 MPa 静水压力下两种声学覆盖层的振动能量聚集形式。图 13 给出了 6 MPa 静水压力下两种声学覆盖层在低频吸声峰(1200 Hz)和中、高频处(1851 Hz, 6000 Hz)的振动能量模态图。从图 13 中可以看出,由于在静水压力下,两种声学覆盖层的穿孔率变小,所以二者的低频吸声峰向高频移动并略有升高,此时的振动能量主要是由空腔谐振以及背衬与基体产生的结构共振引起的。在声学覆盖层中插入金属孔板后,对此影响不大,故两者在低频的吸声效果基本一致。在中、高频段,空腔结构受压变形后,增强了对入射声波的散射,改变了声波的传播方向,加大了声波的传播距离,并伴随着纵-横波的转换,加剧了结构的弯曲振动,使空腔谐振作用加强,增加了声波的能量损失。因此,如图 10~12 所示,相比常压条件,当声学覆盖层受到静水压力作用后,两种声学覆盖层在中、高频段的吸声效果得到提高,且随着静水压力的提高,中、高频段的吸声效果提高得更加明显。此外,通过对结构的吸声机理分析可知,金属孔板的小空腔结构是所设计结构提高声学性能的关键。金属材料作为空腔的支撑结构,能够使其在静水压力条件下保持空腔结构形式,以提高静水压力条件下结构声学性能的稳定性的。

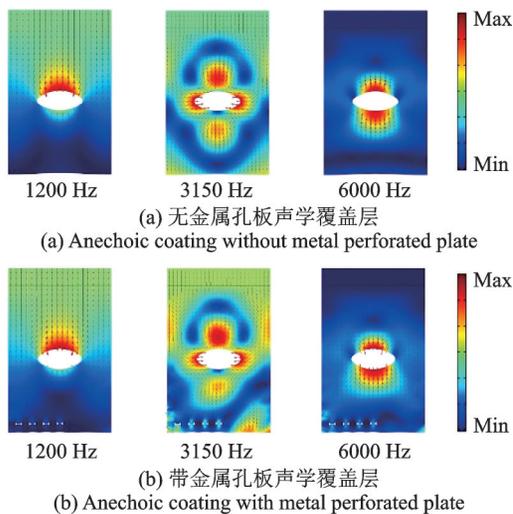


图 13 6 MPa 静水压下两种声学覆盖层振动能量模态图
Fig. 13 Vibration energy mode diagram of two kinds of anechoic coatings under 6 MPa hydrostatic pressure

3 金属孔板影响覆盖层吸声性能的规律分析

为了进一步改善声学覆盖层的吸声性能,本文研究了金属孔板材料、厚度、孔隙率对所设计声学覆

盖层的声学性能的影响规律。

3.1 金属孔板材料对覆盖层吸声性能的影响

在保证其他材料参数不变的情况下,本文研究了不同金属孔板材料对所设计声学结构的吸声性能的影响规律。金属孔板材料参数如表 2 所示。为探究静水压力对覆盖层内金属孔板的影响,本文给出了在 6 MPa 静水压力作用下,声学覆盖层内 3 种不同材质的金属孔板的形变情况,如图 14 所示。从图中可以看出,在 6 MPa 静水压力下,覆盖层内以铅、铝、钢作为金属孔板材料时,金属孔板在静水压力作用方向分别产生了 4.6°, 3.1° 和 1° 左右的弧度变形。因金属材料的杨氏模量较大,具有一定的耐压、抗变形能力,在静水压力的作用下,覆盖层内的金属孔板的形状参数变化较小,且 6 MPa 是本文研究的最大静水压力,在 1~4.5 MPa 的外压下,覆盖层内金属孔板形状参数的变化几乎可以忽略。因此,本节以及后续章节金属孔板材料参数对覆盖层吸声性能的影响规律的研究主要是在常压下进行的。

表 2 金属孔板材料参数

Tab. 2 Material parameters of metal perforated plate				
材料	密度/(kg·m ⁻³)	杨氏模量/Pa	泊松比	损耗因子
铅	11600	4.0×10 ¹⁰	0.35	—
铝	2730	7.0×10 ¹⁰	0.33	—
钢	7830	2.06×10 ¹¹	0.28	—

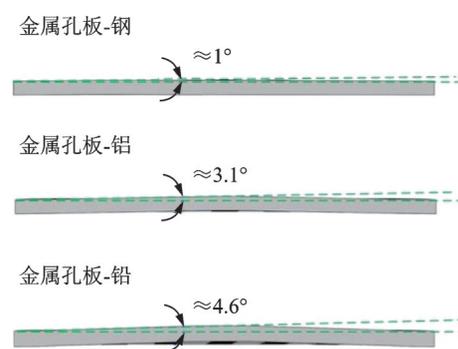


图 14 6 MPa 静水压力下 3 种金属孔板材料的形变情况
Fig. 14 Deformation of three kinds of metal orifice materials under 6 MPa hydrostatic pressure

图 15 给出了常压下不同金属孔板材料的声学覆盖层吸声系数对比。结果表明,当金属孔板材料为铅时,声学覆盖层的吸声性能在中、高频段优于其他两种材料。根据图 9 所示的振动能量分布,低频吸声峰主要取决于空腔谐振以及背衬与基体产生的结构共振,所以金属孔板材料的改变对低频吸声峰几乎没有影响。而铅的质量密度较大,使基体层的等效阻抗增大,阻抗越大,在中、高频段对声波能量的衰减耗散更为充分。

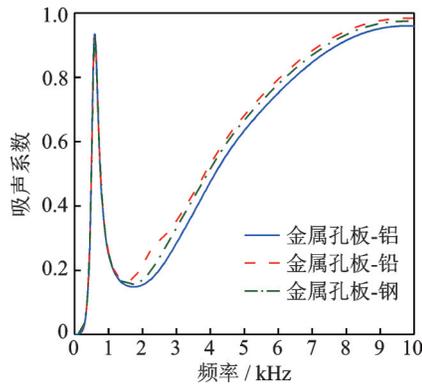


图15 常压下不同金属孔板材料声学覆盖层吸声系数
Fig. 15 Sound absorption coefficients of anechoic coatings with different materials of metal perforated plates under normal pressure

3.2 金属孔板厚度对覆盖层吸声性能的影响

保证其他材料参数不变,研究金属板厚度变化对所设计声学结构吸声性能的影响规律。图16为常压下,1 mm,2 mm,3 mm厚金属孔板的声学覆盖层吸声系数对比。从图16中可以看出,声学覆盖层中的金属孔板厚度越薄,在中、高频的吸声效果越好。这是因为,金属孔板较薄时,在中、高频段,受声波激励产生的振幅更大,振动更为剧烈,而产生的弯曲振动能量越大,声能损失越多。所以,薄金属孔板的声学覆盖层在中、高频段获得的吸声效果较好。

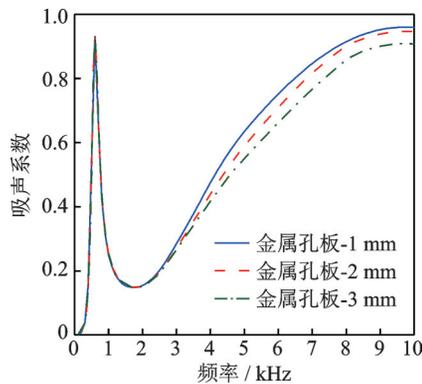


图16 常压下不同厚度金属孔板材料的声学覆盖层吸声系数
Fig. 16 Sound absorption coefficients of anechoic coatings with different thickness of metal perforated plates under normal pressure

3.3 金属孔板孔隙率对覆盖层吸声性能的影响

保证其他研究参数不变,研究金属孔板孔隙率变化对声学覆盖层吸声性能的影响规律。图17所示为常压下,金属孔板孔隙率分别为16.3%和31.4%以及无孔金属板的声学覆盖层的吸声性能对比图。从图17中可以看出,随着孔隙率的增大,能够有效改善该声学结构在中、高频段的吸声效果,但

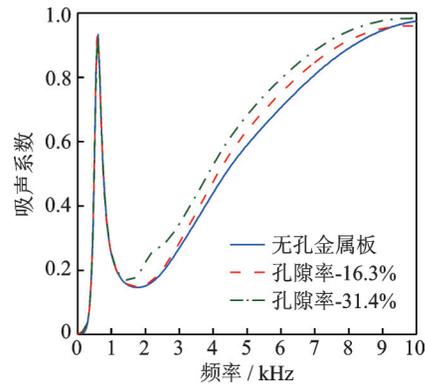


图17 常压下不同孔隙率金属孔板材料声学覆盖层吸声系数
Fig. 17 Sound absorption coefficients of anechoic coatings with different porosity of metal perforated plates under normal pressure

较高的孔隙率也加大了工艺加工的难度,阻碍了实际应用。

4 结论

本文设计了一种含有金属孔板的声学覆盖层结构,以静力学方法研究了该声学结构在不同静水压力下的形变情况。通过建立静水压力下的声学有限元方程,研究了该结构在静水压0~6 MPa范围内的吸声特性。在传统空腔型声学覆盖层内插入金属孔板后,在保持结构低频段的吸声效果的基础上,进一步丰富了声学结构内的吸声机制,改善了该结构在2~10 kHz频带范围的吸声效果,且在受到静水压力产生形变下,该声学结构在中、高频段的吸声效果依然优于传统声学覆盖层,提高了静水压力下结构声学性能的稳定。此外,研究表明,调整孔板厚度、孔板材料及孔板孔隙率可以进一步提高该声学覆盖层的吸声性能。因此,带金属孔板声学覆盖层的结构设计能够在静水压力条件下改善结构的吸声性能,兼顾了结构耐压性与吸声性能。

参考文献:

- [1] Zhang T X, Liu S W, He X, et al. Underwater target tracking using forward-looking sonar for autonomous underwater vehicles[J]. Sensors, 2019, 20(1): 1-28.
- [2] 刘国强, 楼京俊, 何其伟. 多层材料组合腔型吸声覆盖层的吸声特性研究[J]. 武汉理工大学学报: 交通科学与工程版, 2016, 40(5): 850-858.
Liu Guoqiang, Lou Jingjun, He Qiwei. Absorption characteristics of multi-layered material anechoic coating on composite cavities[J]. Journal of Wuhan University of Technology (Transportation Science & Engineering), 2016, 40(5): 850-858.

- [3] 高南沙,侯宏.三维局域共振型声子晶体低频带隙特性研究[J].材料导报,2018,32(1):322-326.
Gao Nansha, Hou Hong. Low frequency bandgap characteristics of three-dimensional local resonance phononic crystal[J]. Material Reports, 2018, 32(1): 322-326.
- [4] Zhao H G, Wang Y, Yu D L, et al. A double porosity material for low frequency sound absorption[J]. Composite Structures, 2020, 239: 111978.
- [5] 师康康,靳国永,叶天贵,等.含空腔的功能梯度声学覆盖层水下吸声特性[J].声学学报,2021,46(3):394-404.
Shi Kangkang, Jin Guoyong, Ye Tianguai, et al. Underwater sound absorption performance of functionally graded anechoic coating with cavities[J]. Acta Acustica, 2021, 46(3): 394-404.
- [6] 侯九霄,朱海潮,廖金龙,等.水下弹性微穿孔吸声结构吸声系数研究[J].声学学报,2021,46(1):135-142.
Hou Jiuxiao, Zhu Haichao, Liao Jinlong, et al. Sound absorption characteristics of underwater flexible micro-perforated sound absorption structure[J]. Acta Acustica, 2021, 46(1): 135-142.
- [7] 王育人,缪旭弘,姜恒,等.水下吸声机理与吸声材料[J].力学进展,2017,47(1):92-121.
Wang Yuren, Miao Xuhong, Jiang Heng, et al. Review on underwater sound absorption materials and mechanisms[J]. Advances in Mechanics, 2017, 47(1): 92-121.
- [8] 马晓晨,李建龙,宋昊,等.声学覆盖层吸声系数的多通道滤波测量[J].声学学报,2019,44(4):726-734.
Ma Xiaochen, Li Jianlong, Song Hao, et al. Measurement of the absorption coefficient for acoustical coating samples using multichannel inverse filter[J]. Acta Acustica, 2019, 44(4): 726-734.
- [9] 周帅龙,陈理添,刘小侠.声学覆盖层的优化设计[J].噪声与振动控制,2021,41(4):35-41.
Zhou Shuailong, Chen Litian, Liu Xiaoxia. Optimal design of anechoic coatings[J]. Noise and Vibration Control, 2021, 41(4): 35-41.
- [10] 甄冬,王梓宇,焦湘和,等.微穿孔板在随机-区间混合不确定性理论下的结构优化[J].振动工程学报,2022,35(1):228-235.
Zhen Dong, Wang Ziyu, Jiao Xianghe, et al. Structural optimization of micro-perforated panel using random-interval mixed uncertainty theory[J]. Journal of Vibration Engineering, 2022, 35(1): 228-235.
- [11] 宁景锋,赵桂平,穆林,等.含有空气背衬层的分层多孔材料的吸声性能研究[J].振动工程学报,2014,27(5):734-740.
Ning Jingfeng, Zhao Guiping, Mu Lin, et al. Study on sound absorption properties of multilayer porous material structure backed with an air gap[J]. Journal of Vibration Engineering, 2014, 27(5): 734-740.
- [12] Zhang Y N, Cheng L. Ultra-thin and broadband low-frequency underwater acoustic meta-absorber[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2021, 210: 106732.
- [13] Wang L B, Ma C Z, Wu J H, et al. Realizing high-efficiency low frequency sound absorption of underwater meta-structures by acoustic siphon effect[J]. Modern Physics Letters B, 2021, 35(19): 2150319.
- [14] 姜闻文,陈光冶,朱彦.静水压变化下橡胶结构吸声性能的计算与分析[J].噪声与振动控制,2006,26(5):55-57.
Jiang Wenwen, Chen Guangye, Zhu Yan. Computation and analysis of sound absorption performance of rubber structures under variable hydraulic pressure[J]. Noise and Vibration Control, 2006, 26(5): 55-57.
- [15] 姚熊亮,刘文贺,刘庆杰,等.水深与腔型对隔声去耦瓦吸声系数的影响[J].哈尔滨工程大学学报,2007,28(6):605-610.
Yao Xiongliang, Liu Wenhe, Liu Qingjie, et al. Influence of depth and cavity shape on absorption coefficients of sound-isolating decoupled tiles[J]. Journal of Harbin Engineering University, 2007, 28(6): 605-610.
- [16] Humphrey V F, Robinson S P, Smith J D, et al. Acoustic characterization of panel materials under simulated ocean conditions using a parametric array source[J]. Journal of the Acoustical Society of America, 2008, 124(2): 803-814.
- [17] 张冲,何世平,易少强.静压下球形空腔吸声覆盖层的建模与性能分析[J].船舶力学,2017,21(1):99-106.
Zhang Chong, He Shiping, Yi Shaoqiang. Model and absorption performance of anechoic coating embedding sphere cavities[J]. Journal of Ship Mechanics, 2017, 21(1): 99-106.
- [18] Thieury M, Tourin A, Dassé J, et al. Effect of hydrostatic pressure on a bubble anechoic metascreen[C]//13th International Congress on Artificial Materials for Novel Wave Phenomena-Metamaterials, Italy, 2019.
- [19] Gu Y H, Zhou H B, Bao B, et al. Experimental investigation of underwater locally multi-resonant metamaterials under high hydrostatic pressure for low frequency sound absorption[J]. Applied Acoustics, 2021, 172: 107605.
- [20] 董文凯,陈美霞.静压下考虑腔压的吸声覆盖层吸声性能分析[J].中国舰船研究,2022,17(1):132-140.
Dong Wenkai, Chen Meixia. Sound absorption performance analysis of anechoic coating under hydrostatic pressure considering cavity pressure[J]. Chinese Jour-

- nal of Ship Research, 2022, 17(1):132-140.
- [21] Zhang Z F, Li S D, Wang J X, et al. Low-frequency broadband absorption of semi-active composite anechoic coating with subwavelength piezoelectric arrays in hydrostatic environments[J]. Results in Physics, 2021, 30: 104879.
- [22] 黄修长, 朱蓓丽, 胡碰, 等. 静水压力下橡胶动态力学参数的声管测量方法[J]. 上海交通大学学报, 2013, 47(10): 1503-1519.
Huang Xiuchang, Zhu Beili, Hu Peng, et al. Measurement of dynamic properties of rubber under hydrostatic pressure by water-filled acoustic tube[J]. Journal of Shanghai Jiao Tong University, 2013, 47(10): 1503-1519.
- [23] 陶猛. 静水压力下高分子材料黏弹性动力学参数测量[J]. 振动与冲击, 2015, 35(6): 59-63.
Tao Meng. Measurement of viscoelastic dynamic parameters of polymer materials under hydrostatic pressure [J]. Journal of Vibration and Shock, 2016, 35(6): 59-63.
- [24] 王曼. 水声吸声覆盖层理论与实验研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2004.
Wang Man. Theoretical and experimental study on underwater anechoic coating[D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2004.
- [25] Yang H B, Zhao H G, Wen J H. Theory and numerical method for the effects of hydrostatic pressure on sound absorption of underwater acoustic coatings with air cavities[J]. Journal of Sound and Vibration, 2022, 533: 116985.
- [26] Sharma G S, Skvortsov A, MacGillivray I, et al. Sound absorption by rubber coatings with periodic voids and hard inclusions[J]. Applied Acoustics, 2019, 143: 200-210.
- [27] 陶猛, 卓琳凯. 静水压力下吸声覆盖层的声学性能分析[J]. 上海交通大学学报, 2011, 45(9): 1340-1350.
Tao Meng, Zhuo Linkai. Effect of hydrostatic pressure on acoustic performance of sound absorption coating[J]. Journal of Shanghai Jiao Tong University, 2011, 45(9): 1340-1350.

Characteristics of pressure resistance and sound absorption on anechoic coating with metal perforated plate under hydrostatic pressure

JIA Xin-yu, JIN Guo-yong, YE Tian-gui, YAN Yan

(College of Power and Energy Engineering, Harbin Engineering University, Harbin 150001, China)

Abstract: An underwater acoustic structure with metal perforated plate inserted into the traditional anechoic coating is proposed to improve the pressure resistance and sound absorption performance of the structure. The deformation of the acoustic structure under different hydrostatic pressure is studied by the static method. By establishing the acoustic finite element equation under the action of hydrostatic pressure, the sound absorption effect of the acoustic structure under different hydrostatic pressure is analyzed. Compared with the traditional anechoic coating, under the hydrostatic pressure of 0 to 6 MPa, the acoustic structure achieves better broadband sound absorption in the mid-to-high frequency range. In addition, the effects of the thickness, material and porosity of the metal perforated plate on the sound absorption performance of the acoustic structure are discussed. The research shows that the underwater anechoic coating with metal perforated plate is an effective design to improve the pressure resistance and sound absorption performance of underwater acoustic structure.

Key words: anechoic coating; metal perforated plate; hydrostatic pressure; deformation; sound absorption performance

作者简介: 贾薪宇(1989—),男,博士研究生。E-mail:jiaxy@hrbeu.edu.cn。

通讯作者: 靳国永(1980—),男,博士,教授。E-mail:guoyongjin@hrbeu.edu.cn。