

文章编号: 1007-7294(2024)02-0294-15

敷设分层梯度声学覆盖层的加肋圆柱壳声辐射特性研究

俞白兮^{1,2}, 李凯^{1,2}, 张峰^{1,2}, 司马灿^{1,2}

(1. 中国船舶科学研究中心, 江苏 无锡 214082; 2. 深海技术科学太湖实验室, 江苏 无锡 214082)

摘要:单壳体潜艇敷设声学覆盖层应具有机械噪声、水动力噪声和声目标强度控制的多功能特性,为此需要解决两个基本问题:其一,提高机械噪声低频控制效果;其二,实现覆盖层的多功能兼容性。本文从降低机械激励壳体声辐射角度出发,采用模态叠加法,建立无限大理想水介质中分层梯度声学覆盖层与有限长加肋圆柱壳的声振耦合及声辐射模型,基于声学覆盖层模态传递函数特性,计算分析声学覆盖层分层梯度分布及厚度、层数等参数对加肋圆柱壳辐射噪声影响的特征和规律,给出分层梯度声学覆盖层的特征声阻抗渐变参数分布并与敷设均匀声学覆盖层降噪特性比较。研究表明:加肋圆柱壳敷设内层至外层声阻抗逐渐递增,各分层取慢波速的声学覆盖层,具有比均匀声学覆盖层更有效地降低外表面振动位移的特性,可明显增加降噪效果,并扩展低频降噪范围。声学覆盖层的优化应增加声阻抗的内分层失配和外分层适配的效应,有利于降低加肋圆柱壳低频声辐射,并可兼顾降低声目标强度。

关键词: 分层梯度; 声学覆盖层; 加肋圆柱壳; 声辐射

中图分类号: TB53 **文献标识码:** A **doi:** 10.3969/j.issn.1007-7294.2024.02.012

Sound radiation characteristics of ribbed cylindrical shells with multilayer graded acoustical coating

YU Bai-xi^{1,2}, LI Kai^{1,2}, ZHANG Feng^{1,2}, SIMA Can^{1,2}

(1. China Ship Scientific Research Center, Wuxi 214082, China; 2. Taihu Laboratory of Deepsea Technological and Science, Wuxi 214082, China)

Abstract: Mono-shell submarine's acoustical coating is supposed to possess the multifunctional characteristics of mechanical noise, hydrodynamic noise and acoustic target intensity control. Two difficulties need to be addressed for this purpose: the first one is to improve the mechanical noise low-frequency control effect; the other one is to achieve multifunctional compatibility of acoustical coating. In this paper, from the perspective of reducing the sound radiation of mechanically excited shells, modal superposition method was adopted to establish the vibro-acoustic coupling and sound radiation model of multilayer graded acoustical coating and finite length ribbed cylindrical shell in ideal aqueous medium of infinite size. Based on the acoustic coating modal transfer function characteristics, the acoustic coating gradient distribution characteristics, thickness, the number of layers and other parameters were analyzed to reduce sound radiation of the ribbed cylindrical shell. The characteristic acoustic impedance asymptotic parameter distribution of the layered gradient acoustic cover was given and compared with the sound reduction characteristics of laying a uniform acoustic cover. The results indicate that the acoustic coating with increased acoustic impedance and slow wave velocity from

收稿日期: 2023-08-14

作者简介: 俞白兮(1990-),男,硕士,工程师, E-mail: 15806180898@163.com; 李凯(1984-),男,硕士,高级工程师; 张峰(1982-),男,博士,研究员; 司马灿(1974-),男,研究员。

the inner to the outer layer of the ribbed cylindrical shell has the property of reducing the vibration displacement of the outer surface more effectively than the uniform coating, which can significantly increase the sound reduction effect and extend the low frequency range of noise reduction. Optimisation of the acoustic coating should increase the acoustic impedance mismatch of the inner layer and the outer layer adaption effect, in order to help reduce the low frequency acoustic radiation of the ribbed cylindrical shell and to take the reduction of the acoustic target intensity into account.

Key words: multilayer gradient; acoustical coating; ribbed cylindrical shell; sound radiation

0 引言

单壳体和双壳体作为潜艇的两种主要结构形式,虽然在阻力、航行、安全、抗沉等总体性能方面各具特点,但是,随着航速及机动性要求的提高,单壳体潜艇在中高航速下水动力噪声较低等优势有所凸现,有可能成为安静化潜艇发展的必然选择。一方面,从声学角度来讲,双壳体潜艇存在轻外壳易于受湍流边界层脉动压力激励产生水动力噪声的不利因素;另一方面,却能在耐压壳外表面、轻外壳内表面敷设声学覆盖层,实施多重声振隔离降低辐射噪声,并兼顾声目标强度控制的有利条件。单壳体潜艇为了降低声目标强度,一般只能在耐压壳外表面敷设声学覆盖层,需要兼顾艇内机械系统激励和表面湍流激励产生的辐射噪声控制,也就是说,单壳体潜艇敷设的声学覆盖层应具备机械噪声、水动力噪声和声目标强度控制的多重声学功能。

加肋圆柱壳是反映潜艇壳体结构声学特征的典型模型^[1],Burroughs等^[2-3]采用Fourier变换方法建立了双周期环肋加强的无限长圆柱壳耦合振动和声辐射模型,并分析不同方向激励力产生的声辐射特性。为了模拟更接近于实际的潜艇壳体结构,文献[4-6]则采用模态法建立了环肋加强的有限长圆柱壳耦合振动和声辐射模型,并将环肋扩展为纵肋的有限长圆柱壳耦合振动和声辐射模型^[7]。针对双壳体潜艇结构,文献[8-10]则研究了有限长加肋双层圆柱壳受径向点激励的振动和声辐射特性。众所周知,在弹性板壳结构上敷设粘弹性阻尼层是有效降低船舶结构水下声辐射的基本方法,早期采用无限大和有限大弹性平板模型研究粘弹性阻尼层的降噪特性^[11-13],并发展为单向加肋与双向正交加肋的有限大弹性平板声辐射模型^[14-16]及非均匀敷设粘弹性阻尼层的弹性平板声辐射模型^[17-18]。为了更有针对性地研究粘弹性阻尼层的降噪效果,Cuschieri等^[19-20]采用复阻抗参数建立全部和局部敷设粘弹性阻尼层的无限长圆柱壳声辐射计算模型,研究敷设声学层对降低远场声辐射的作用及机理。Ko等^[21]还求解弹性体纵波和横波波方程,研究无限长圆柱壳敷设声学层降低壳体附近的声呐自噪声特性。Harari和Sandman^[22]进一步采用能量法求解有限长粘弹性夹心复合结构圆柱壳受激振动和声辐射,计算分析辐射阻尼与结构阻尼的降噪特性。Laulagnet和Guyader^[23]忽略柔性层的质量效应,采用复刚度参数表征柔性层声学特性,建立敷设柔性层的有限长圆柱壳声功率计算模型,并研究有限长圆柱壳沿周向部分敷设柔性层的降噪效果^[24]。应该说,复动刚度表征柔性层是一种近似的局部阻抗模型,为了更好模拟柔性层的弹性作用,Laulagnet和Guyader^[25]采用严格的弹性理论求解柔性层振动,建立更完善的敷设柔性层的有限长圆柱壳辐射声功率计算模型,计算结果表明,弹性理论模型与动刚度模型计算结果基本一致,但柔性层刚度和质量参数对声辐射影响的特性更明确。在圆柱壳周向不完全敷设柔性阻尼层模型的基础上,文献[26]进一步建立了圆柱壳轴向不完全敷设柔性阻尼层的声辐射模型。实际上,粘弹性阻尼层不仅增加了圆柱壳结构质量和阻尼,而且降低了圆柱壳外表面上粘弹性阻尼层辐射面的振速,两种机理都起到降低声辐射的作用,但圆柱壳表面不完全敷设粘弹性阻尼层所产生的“声学窗口”会明显减弱降噪的效果。无论是弹性平板模型还是弹性圆柱壳模型,上述研究一般都是采用均匀材料层的复刚度或严格弹性理论表征粘弹性阻尼层的声学特性及作用。文献[10]针对双层加肋圆柱壳结构建立的声振耦合模型,考虑了轻外壳内外表面及耐压壳外表面的声学覆盖层,并在计

算分析均匀材料声学覆盖层降噪特性的基础上,基于水声管声阻抗测量结果,进一步采用分层模型模拟实际声学覆盖层的声学特性,计算验证了声学覆盖层的降噪效果,但是尚未从提高降噪效果的角度研究声学覆盖层分层声阻抗的优化分布。

近年来,为了提高壳体结构声学性能及其环境适应性,功能梯度材料复合结构已成为水下结构振动和声辐射研究的一个热点。文献[27-30]基于弹性壳体理论及 Rayleigh-Ritz 法,建立了功能梯度材料复合结构壳体振动方程,分别研究振动及频散特性;文献[31-32]则研究了功能梯度材料圆柱壳结构声辐射特性;文献[33]进一步建立了功能梯度材料的回转壳体振动和声辐射模型,计算分析壳体结构材料的杨氏模量等参数在金属与陶瓷属性之间分层变化对声辐射的影响。这些功能梯度材料研究侧重圆柱形和圆锥形等壳体本身的声辐射特性研究,并没有针对声学覆盖层的分层特性进行研究。文献[34]则将均质声学覆盖层扩展为功能梯度声学覆盖层,基于有限元法建模,计算声学参数梯度变化对覆盖层吸声性能的影响规律,但尚未建立梯度覆盖层与圆柱壳耦合的声辐射模型。

本文针对敷设多功能声学覆盖层的加肋圆柱壳,从降低机械激励壳体声辐射角度,考虑浸没在无限大理想水介质中的加肋圆柱壳外表面敷设分层梯度声学覆盖层,建立加肋圆柱壳与分层梯度声学覆盖层及外场声场的声振耦合及声辐射计算模型,基于声学覆盖层的模态传递特性,侧重计算分析声学覆盖层空间梯度分布和慢声速等参数,对降低加肋圆柱壳辐射噪声的特征和规律,提出可有效提高降噪效果的分层梯度声学覆盖层的特征声阻抗参数,从一个侧面明确能够有效降低壳体声辐射的多功能声学覆盖层应具有声阻抗或声传递特性,为提高声学覆盖层低频降噪性能提供理论依据。

1 加肋圆柱壳与分层梯度覆盖层结构声振耦合建模

建立如图1所示的有限长加肋圆柱壳数理模型,壳体内表面环向分布一系列周期性加强筋,外表面敷设分层梯度的粘弹性覆盖层,模型浸没在无限大理想水介质中。

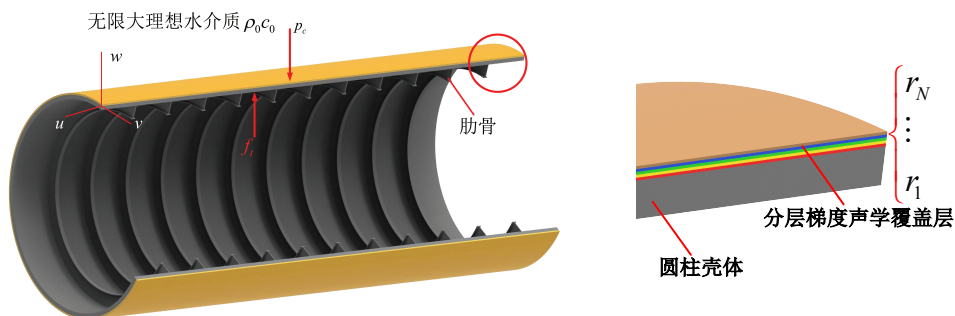


图1 有限长加肋圆柱壳模型示意图

Fig.1 Structural model of finite ribbed cylindrical shell

采用 Donnell 薄壳近似的圆柱壳振动方程^[35],在两端为简支边界条件下,壳体振动位移表示为

$$\begin{aligned} u &= \sum_n \sum_m U_{nm} \cos n\phi \cos k_m x \\ v &= \sum_n \sum_m V_{nm} \sin n\phi \sin k_m x \\ w &= \sum_n \sum_m W_{nm} \cos n\phi \sin k_m x \end{aligned} \quad (1)$$

式中: u 、 v 、 w 分别为圆柱壳壳体轴向、周向、径向位移, U_{nm} 、 V_{nm} 、 W_{nm} 分别为相应的模态位移, $k = m\pi/l$ 为壳体振动模态的轴向波数, n 、 m 分别为周向和轴向波数, l 为圆柱壳长度。采用模态叠加法求解圆柱壳振动方程,可以得到圆柱壳模态振动方程^[36]为

$$\begin{bmatrix} a_{nm11} & a_{nm12} & a_{nm13} \\ a_{nm21} & a_{nm22} & a_{nm23} \\ a_{nm31} & a_{nm32} & a_{nm33} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} U_{nm} \\ V_{nm} \\ W_{nm} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_{nm}^u \\ f_{nm}^v \\ f_{nm}^w + f_{nm}^t - p_{nm}^c \end{Bmatrix} \quad (2)$$

式中, $f_{nm}^u, f_{nm}^v, f_{nm}^w, f_{nm}^t, p_{nm}^c$ 为模态作用力, 分别对应轴向、周向、径向作用力 f_u, f_v, f_w 及作用在壳体上的径向力 f_t 和外场水介质与声学覆盖层对壳体的径向作用力 $p_c, a_{nmij} (i, j = 1, 2, 3)$ 为矩阵元素, 它们的具体表达式可见文献[1]。

将式(2)扩展到轴向模态空间, 并表示为矩阵形式, 得到圆柱壳模态振动矩阵方程:

$$\begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} & K_{13} \\ K_{21} & K_{22} & K_{23} \\ K_{31} & K_{32} & K_{33} \end{bmatrix} \times \begin{Bmatrix} U_n \\ V_n \\ W_n \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_n^u \\ f_n^v \\ f_n^w + f_n^t - p_n^c \end{Bmatrix} \quad (3)$$

式中: $U_n, V_n, W_n, f_n^u, f_n^v, f_n^w, f_n^t, p_n^c$ 分别为 $U_{nm}, V_{nm}, W_{nm}, f_{nm}^u, f_{nm}^v, f_{nm}^w, f_{nm}^t, p_{nm}^c$ 组成的列矩阵。

为了获得环肋与圆柱壳的相互作用力, 将环肋视作环形梁模型, 考虑其周向、轴向、径向及绕周向转动的振动位移, 相应的振动方程^[36]为:

$$\begin{aligned} \frac{E_s I_2}{a_s^4} \left(\frac{\partial^4 u_s}{\partial \phi^4} - a_s \frac{\partial^2 \varphi}{\partial \phi^2} \right) - \frac{G_s J}{a_s^4} \left(\frac{\partial^2 u_s}{\partial \phi^2} + a_s \frac{\partial^2 \varphi}{\partial \phi^2} \right) - \omega^2 \rho_s A_s \cdot u_s &= f_{su} \\ \frac{E_s I_1}{a_s^4} \left(\frac{\partial^3 w_s}{\partial \phi^3} - \frac{\partial^2 v_s}{\partial \phi^2} \right) - \frac{E_s A_s}{a_s^2} \left(\frac{\partial w_s}{\partial \phi} + \frac{\partial^2 v_s}{\partial \phi^2} \right) - \omega^2 \rho_s A_s \cdot v_s &= f_{sv} \\ \frac{E_s I_1}{a_s^4} \left(\frac{\partial^4 w_s}{\partial \phi^4} - \frac{\partial^3 w_s}{\partial \phi^3} \right) + \frac{E_s A_s}{a_s^2} \left(w_s + \frac{\partial v_s}{\partial \phi} \right) - \omega^2 \rho_s A_s \cdot w_s &= f_{sw} \\ \frac{E_s I_2}{a_s^2} \left(a_s \varphi - \frac{\partial^2 u_s}{\partial \phi^2} \right) - \frac{G_s J}{a_s^2} \left(\frac{\partial^2 u_s}{\partial \phi^2} + a_s \frac{\partial^2 \varphi}{\partial \phi^2} \right) - \omega^2 \rho_s I_p \cdot \varphi &= M_{s\varphi} \end{aligned} \quad (4)$$

式中, a_s 为环肋中性面半径, I_1, I_2, I_p 分别为环肋轴向截面惯性矩、径向截面惯性矩和极惯性矩, J 为环肋截面抗扭转常数, A_s 为环肋截面积, E_s, G_s, ρ_s 分别为环肋材料弹性模量、剪切模量和密度, u_s, v_s, w_s 分别为环肋中性面轴向、周向、径向位移, φ 为环肋中性面绕周向转角, f_{su}, f_{sv}, f_{sw} 分别为环肋受壳体轴向、周向、径向的作用力, $M_{s\varphi}$ 为环肋受壳体绕周向的作用扭矩。

利用环肋中性面与壳体中性面的振动位移关系, 将圆柱壳对环肋绕周向作用力矩等效为径向作用力, 通过周向和轴向模态展开, 可以得到环肋对圆柱壳周向、轴向和径向作用的模态力及力矩等效模态力:

$$\begin{cases} f_{nm}^u = \sum_p (Z_{nmp}^{s11} U_{np} + Z_{nmp}^{s13} W_{np}) \\ f_{nm}^v = \sum_p (Z_{nmp}^{s22} V_{np} + Z_{nmp}^{s23} W_{np}) \\ f_{nm}^w = \sum_p (Z_{nmp}^{s32} V_{np} + Z_{nmp}^{s33} W_{np}) \\ f_{nm}^M = \sum_p (Z_{nmp}^{sM31} U_{np} + Z_{nmp}^{sM33} W_{np}) \end{cases} \quad (5)$$

式中, $Z_{nmp}^{s11} \sim Z_{nmp}^{sM33}$ 为环肋对圆柱壳不同方向作用力对应的模态阻抗, 其详细推导及表达式可见文献[10]。

将式(5)扩展到轴向模态空间并表示为矩阵形式:

$$\begin{cases} f_n^u = Z_n^{s11} \cdot U_n + Z_n^{s13} \cdot W_n \\ f_n^v = Z_n^{s22} \cdot V_n + Z_n^{s23} \cdot W_n \\ f_n^w = Z_n^{s32} \cdot V_n + Z_n^{s33} \cdot W_n \\ f_n^M = Z_n^{sM31} \cdot U_n + Z_n^{sM33} \cdot W_n \end{cases} \quad (6)$$

进一步考虑圆柱壳外表面声学覆盖层和外部水介质中的声场求解。在有限长圆柱壳两端为无限刚性声障板的情况下,可求解得到表面模态声压与模态振动位移的关系:

$$p_{nm}^a = -i\omega \sum_p Z_{nmp}^a \cdot W_{nm} \quad (7)$$

式中, Z_{nmp}^a 为圆柱壳模态声辐射阻抗,其详细表达式可见文献[1]。

声学覆盖层敷设在圆柱壳外表面,一般情况下其弯曲刚度小于圆柱壳体弯曲刚度,可以认为声学覆盖层随圆柱壳体一起振动,具有与圆柱壳相同的周向、轴向波数。按照功能梯度材料的一般声学模型^[37-38],假设分层梯度覆盖层由多层均匀材料组成,其中第*i*分层的密度为 $\rho_c^{(i)}$,声速为 $c_c^{(i)}$,内外半径分别为 r_i, r_{i+1} ,第*i*分层的声压为 $p_c^{(i)}$,相应的模态声压表达式为

$$p_{cnm}^{(i)} = \frac{2}{\varepsilon_n r \pi l} \int_0^{2\pi} \int_0^l p_c^{(i)} \cos n\phi \cdot \sin k_m x \cdot r d\phi dx \quad (8)$$

式中, r 为圆柱壳第*i*分层声学覆盖层中性面半径。

考虑到圆柱壳两端为简支边界条件和周向自然边界条件,第*i*分层波动方程的通解为

$$p_c^{(i)} = \sum_n \sum_m [A_{nm}^{(i)} J_n(k_r^{(i)} r) + B_{nm}^{(i)} Y_n(k_r^{(i)} r)] \cos n\phi \cdot \sin k_m x \quad (9)$$

式中, $k_r^{(i)} = \sqrt{k_c^{(i)2} - k_m^2}$, $k_c^{(i)} = \frac{\omega}{c_c^{(i)}}$

利用模态函数正交性,可得第*i*分层中的模态声压为

$$p_{cnm}^{(i)} = A_{nm}^{(i)} J_n(k_r^{(i)} r) + B_{nm}^{(i)} Y_n(k_r^{(i)} r) \quad (10)$$

第*i*分层内外表面声压与质点径向振动位移 w_i 和 w_{i+1} 满足关系:

$$\left. \frac{\partial p_c^{(i)}}{\partial r} \right|_{r=r_i} = \rho_c^{(i)} \omega^2 w_i \quad (11a)$$

$$\left. \frac{\partial p_c^{(i)}}{\partial r} \right|_{r=r_{i+1}} = \rho_c^{(i)} \omega^2 w_{i+1} \quad (11b)$$

对式(11)作模态展开,并将模态声压式(10)代入,可得

$$k_r^{(i)} [A_{nm}^{(i)} J_n'(k_r^{(i)} r_i) + B_{nm}^{(i)} Y_n'(k_r^{(i)} r_i)] = \rho_c^{(i)} \omega^2 W_{nm}^{(i)} \quad (12a)$$

$$k_r^{(i)} [A_{nm}^{(i)} J_n'(k_r^{(i)} r_{i+1}) + B_{nm}^{(i)} Y_n'(k_r^{(i)} r_{i+1})] = \rho_c^{(i)} \omega^2 W_{nm}^{(i+1)} \quad (12b)$$

求解式(12)得到待定系数 $A_{nm}^{(i)}$ 、 $B_{nm}^{(i)}$,进一步可得第*i*分层内外表面模态声压与模态位移的关系:

$$\begin{pmatrix} p_{cnm}^{(i)} \\ p_{cnm}^{(i+1)} \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} Z_{nm11}^{(i)} & Z_{nm12}^{(i)} \\ Z_{nm21}^{(i)} & Z_{nm22}^{(i)} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} W_{nm}^{(i)} \\ W_{nm}^{(i+1)} \end{pmatrix} \quad (13)$$

式中, $Z_{nm11}^{(i)} \sim Z_{nm22}^{(i)}$ 为第*i*分层模态声阻抗,表达式为

$$\begin{aligned} Z_{nm11}^{(i)} &= \frac{\rho_c^{(i)} \omega^2 [J_n(k_r^{(i)} r_i) Y_n'(k_r^{(i)} r_{i+1}) - Y_n(k_r^{(i)} r_i) J_n'(k_r^{(i)} r_{i+1})]}{k_r^{(i)} [J_n'(k_r^{(i)} r_i) Y_n'(k_r^{(i)} r_{i+1}) - Y_n'(k_r^{(i)} r_i) J_n'(k_r^{(i)} r_{i+1})]} \\ Z_{nm12}^{(i)} &= \frac{\rho_c^{(i)} \omega^2 [Y_n(k_r^{(i)} r_i) J_n'(k_r^{(i)} r_i) - J_n(k_r^{(i)} r_i) Y_n'(k_r^{(i)} r_i)]}{k_r^{(i)} [J_n'(k_r^{(i)} r_i) Y_n'(k_r^{(i)} r_{i+1}) - Y_n'(k_r^{(i)} r_i) J_n'(k_r^{(i)} r_{i+1})]} \\ Z_{nm21}^{(i)} &= \frac{\rho_c^{(i)} \omega^2 [J_n(k_r^{(i)} r_{i+1}) Y_n'(k_r^{(i)} r_{i+1}) - Y_n(k_r^{(i)} r_{i+1}) J_n'(k_r^{(i)} r_{i+1})]}{k_r^{(i)} [J_n'(k_r^{(i)} r_i) Y_n'(k_r^{(i)} r_{i+1}) - Y_n'(k_r^{(i)} r_i) J_n'(k_r^{(i)} r_{i+1})]} \\ Z_{nm22}^{(i)} &= \frac{\rho_c^{(i)} \omega^2 [Y_n(k_r^{(i)} r_{i+1}) J_n'(k_r^{(i)} r_i) - J_n(k_r^{(i)} r_{i+1}) Y_n'(k_r^{(i)} r_i)]}{k_r^{(i)} [J_n'(k_r^{(i)} r_i) Y_n'(k_r^{(i)} r_{i+1}) - Y_n'(k_r^{(i)} r_i) J_n'(k_r^{(i)} r_{i+1})]} \end{aligned} \quad (14)$$

由式(13)可得第*i*分层内外表面的声振传递关系:

$$\begin{pmatrix} p_{cnm}^{(i)} \\ W_{nm}^{(i)} \end{pmatrix} = H_i \begin{pmatrix} p_{cnm}^{(i+1)} \\ W_{nm}^{(i+1)} \end{pmatrix} \quad (15)$$

式中, H_i 为第 i 分层传递矩阵, 其元素为

$$\begin{aligned} H_{nm11}^{(i)} &= \frac{Z_{nm11}^{(i)}}{Z_{nm21}^{(i)}}, & H_{nm12}^{(i)} &= Z_{nm12}^{(i)} - \frac{Z_{nm11}^{(i)} \cdot Z_{nm22}^{(i)}}{Z_{nm21}^{(i)}} \\ H_{nm21}^{(i)} &= \frac{1}{Z_{nm21}^{(i)}}, & H_{nm22}^{(i)} &= -\frac{Z_{nm22}^{(i)}}{Z_{nm21}^{(i)}} \end{aligned} \tag{16}$$

若梯度分层声学覆盖层由 N 层组成, 则其内外表面的传递关系为

$$\begin{pmatrix} P_{cnm}^{(1)} \\ W_{nm}^{(1)} \end{pmatrix} = \mathbf{H} \begin{pmatrix} P_{cnm}^{(N)} \\ W_{nm}^{(N)} \end{pmatrix} \tag{17}$$

式中, \mathbf{H} 为声学覆盖层传递矩阵, 其表达式为

$$\mathbf{H} = \prod_{i=1}^N \mathbf{H}_i \quad (i = 1, 2, \dots, N) \tag{18}$$

考虑到式(17)中声学覆盖层外表面模态声压 $p_{cnm}^{(N)}$ 即为式(7)中的模态辐射声压 p_{cnm}^a 。将式(7)代入式(17), 且只取自辐射阻抗, 可得

$$p_{cnm}^{(1)} = (-i\omega H_{nm}^{11} Z_{nm}^a + H_{nm}^{12}) W_{nm}^{(N)} \tag{19a}$$

$$W_{nm}^{(1)} = (-i\omega H_{nm}^{21} Z_{nm}^a + H_{nm}^{22}) W_{nm}^{(N)} \tag{19b}$$

式中, $H_{nm}^{11} \sim H_{nm}^{22}$ 为传递矩阵 \mathbf{H} 的元素。

将式(19)表示为矩阵形式, 有

$$p_{n1}^c = \mathbf{G}_1 \cdot \mathbf{W}_n^{(N)} \tag{20a}$$

$$\mathbf{W}_n^{(1)} = \mathbf{G}_2 \cdot \mathbf{W}_n^{(N)} \tag{20b}$$

式中,

$$\mathbf{G}_1 = -i\omega \mathbf{H}_{11} \cdot \mathbf{Z}_n + \mathbf{H}_{12} \tag{21a}$$

$$\mathbf{G}_2 = -i\omega \mathbf{H}_{21} \cdot \mathbf{Z}_n + \mathbf{H}_{22} \tag{21b}$$

考虑到圆柱壳与覆盖层内表面声压和径向位移连续条件, 求解式(20)可得

$$p_n^c = \mathbf{Z}_n^c \cdot \mathbf{W}_n \tag{22}$$

式中,

$$\mathbf{Z}_n^c = \mathbf{G}_1 \cdot \mathbf{G}_2^{-1} \tag{23}$$

将式(22)及式(6)代入式(3)中, 则有加肋圆柱壳与分层梯度声学覆盖层和外声场耦合的模态矩阵方程:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{K}_{11} + \mathbf{Z}_n^{s11} & \mathbf{K}_{12} & \mathbf{K}_{13} + \mathbf{Z}_n^{s13} \\ \mathbf{K}_{21} & \mathbf{K}_{22} + \mathbf{Z}_n^{s22} & \mathbf{K}_{23} + \mathbf{Z}_n^{s23} \\ \mathbf{K}_{31} + \mathbf{Z}_n^{sM31} & \mathbf{K}_{32} + \mathbf{Z}_n^{s32} & \mathbf{K}_{33} + \mathbf{Z}_n^{s33} + \mathbf{Z}_n^{sM33} + \mathbf{Z}_n^c \end{bmatrix} \times \begin{pmatrix} \mathbf{U}_n \\ \mathbf{V}_n \\ \mathbf{W}_n \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{0} \\ \mathbf{f}_n^t \end{pmatrix} \tag{24}$$

求解式(24)得到敷设分层梯度声学覆盖层的加肋圆柱壳耦合振动模态位移 \mathbf{W}_n , 进一步求解得到声学覆盖层外表面模态振动位移 $\mathbf{W}_n^{(N)}$ 。依据辐射声功率定义^[39]:

$$P_{\text{rad}} = \frac{1}{2} \iint_s \text{Re}(p \cdot v^*) ds \tag{25}$$

式中, p 和 v 分别为声学覆盖层外表面辐射声压和径向振动速度。

将 p 和 v 沿轴向、周向模态展开, 可以得到敷设分层梯度声学覆盖层的加肋圆柱壳受激振动辐射声功率表达式为

$$P_{\text{rad}} = \frac{\varepsilon_n r_N \pi l}{4} \omega^2 \sum_n \sum_m W_{nm}^{(N)} \cdot Z_{nm} \cdot W_{nm}^{(N)*} \tag{26}$$

式中, r_N 为圆柱壳分层梯度声学覆盖层外表面半径。

2 数值计算分析

2.1 计算模型验证

依据上一章所建立的数学模型,取表1所列的计算参数,在单位点激励下计算分析圆柱壳模态阶数的选取对辐射声功率收敛性的影响。 n 、 m 分别为圆柱壳周向、轴向阶数,分别选取(20, 80)、(40, 150)、(60, 170)的模态阶数计算得到的辐射声功率结果如图2所示,在周向阶数和轴向阶数分别为40、150时结果已趋于收敛,因此后续计算中选取(40, 150)的模态阶数可以得到较为准确的结果。

根据选定的模态阶数,分别计算无声学覆盖层加肋圆柱壳辐射声功率及均匀声学覆盖层模态声阻抗,经验证与文献[10, 40–41]的结果一致。在此基础上,考虑加肋圆柱壳敷设声学覆盖层,并取声学覆盖层与水介质特性阻抗一致,圆柱壳结构阻尼因子为0.005,不考虑覆盖层阻尼的影响。计算得到的无声

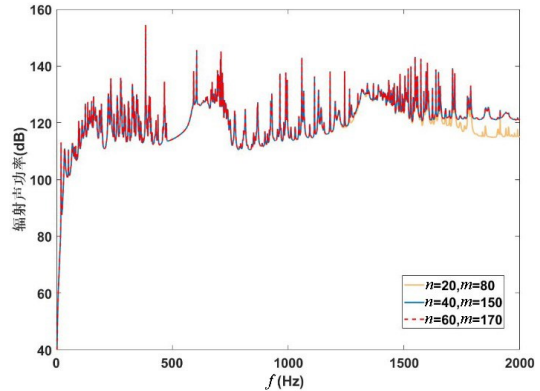


图2 圆柱壳模态阶数收敛性分析

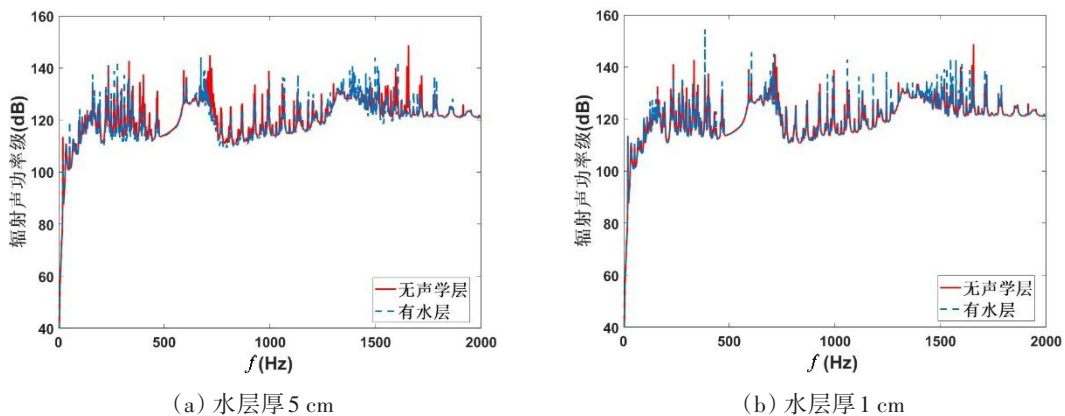
Fig.2 Analysis of order convergence of cylindrical shell modes

表1 敷设声学覆盖层加肋圆柱壳基本参数

Tab.1 Parameters of the ribbed cylindrical shell and acoustical coating

圆柱壳长度	圆柱壳半径	壳板厚度	激励位置
9.6 m	3.5 m	28 mm	(3 m, 0°)
弹性模量	泊松比	密度	肋骨参数
210 GPa	0.3	7800 kg/m ³	⊥ $\frac{12 \text{ mm} \times 250 \text{ mm}}{16 \text{ mm} \times 80 \text{ mm}}$
肋骨间距及数量	覆盖层密度	覆盖层声速	覆盖层厚度
0.6 m, 15根	1000 kg/m ³	1500 m/s	5 cm

学覆盖层和敷设水层覆盖层的加肋圆柱壳辐射声功率基本吻合,参见图3(a),但设置水层时的辐射声功率高频存在若干峰值,这是由于水层覆盖层将外部无限水介质空间变为轴向有限空间,覆盖层轴向共振引起高频峰值。若将覆盖层厚度由5 cm减薄至1 cm,辐射声功率吻合程度增加,参见图3(b),从而验证了计算模型的精度及合理性。



(a) 水层厚 5 cm

(b) 水层厚 1 cm

图3 水层对圆柱壳辐射声功率的影响

Fig.3 Influence of hydro-acoustical coating on the sound radiation of the cylindrical shell

2.2 敷设均匀覆盖层的降噪效果计算分析

将校核后的计算模型用于计算分析敷设均匀声学覆盖层对辐射声功率的影响。考虑实际激励力的特征,选取的机械激励力在 50 Hz 以下频段为常数,在 50 Hz 频段以上激励力幅值与频率的四次方成反比下降。计算模型基本参数见表 1,声学覆盖层厚度取为 10 cm,其特征声阻抗 $\rho_c c_c$ 采用水介质特征声阻抗 $\rho_0 c_0$ 进行归一化 $\rho_c c_c / \rho_0 c_0 = \alpha$,取 $\alpha = 0.5、0.15、0.05$,并在声学覆盖层特征阻抗一定时,设置声速 c_c 减小、密度 ρ_c 增大,使声学覆盖层归一化声速 c_c / c_0 和归一化密度 ρ_c / ρ_0 满足 $\alpha_c \times \alpha_\rho = \alpha$,相应的计算参数见图 4 和表 2。

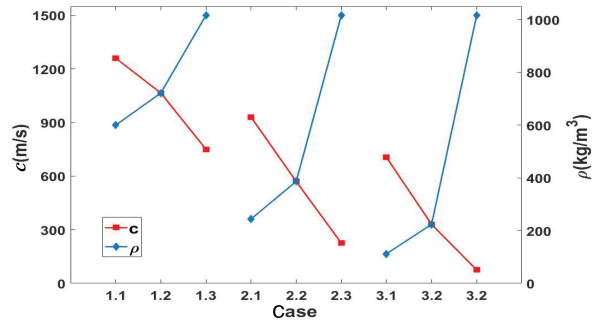


图4 均匀声学覆盖层计算参数示意图

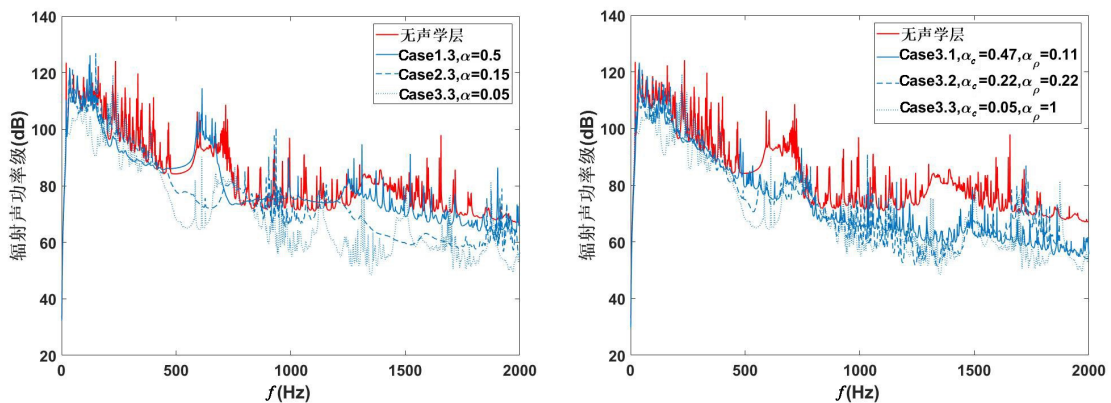
Fig.4 Diagram of calculation parameters of uniform acoustical coating

表2 均匀声学覆盖层计算参数

Tab.2 Calculation parameters of uniform acoustical coating

工况	归一化特征声阻抗	归一化声速和密度
Case 1.1		$\alpha_c = \alpha^{1/4} = 0.84, \alpha_\rho = \alpha^{3/4} = 0.59$
Case 1.2	$\alpha = 0.5$	$\alpha_c = \alpha^{1/2} = 0.71, \alpha_\rho = \alpha^{1/2} = 0.71$
Case 1.3		$\alpha_c = \alpha^1 = 0.5, \alpha_\rho = \alpha^0 = 1$
Case 2.1		$\alpha_c = \alpha^{1/4} = 0.62, \alpha_\rho = \alpha^{3/4} = 0.24$
Case 2.2	$\alpha = 0.15$	$\alpha_c = \alpha^{1/2} = 0.38, \alpha_\rho = \alpha^{1/2} = 0.38$
Case 2.3		$\alpha_c = \alpha^1 = 0.15, \alpha_\rho = \alpha^0 = 1$
Case 3.1		$\alpha_c = \alpha^{1/4} = 0.47, \alpha_\rho = \alpha^{3/4} = 0.11$
Case 3.2	$\alpha = 0.05$	$\alpha_c = \alpha^{1/2} = 0.22, \alpha_\rho = \alpha^{1/2} = 0.22$
Case 3.3		$\alpha_c = \alpha^1 = 0.05, \alpha_\rho = \alpha^0 = 1$

依据表 1 和表 2 给出的参数计算得到的辐射声功率如图 5 所示。均匀覆盖层归一化特征声阻抗为 0.5(Case 1.3),相应的密度取为 1000 kg/m³,声速取为 750 m/s,在 200~1000 Hz 频率范围,敷设声学覆盖层的辐射声功率与无声学覆盖层的情况相比,局部频段噪声有所降低,在 1200 Hz 以上频段则降噪明显。若均匀覆盖层密度不变、声速减小,归一化特征声阻抗分别为 0.15(Case 2.3)和 0.05(Case 3.3)时,前者辐射声功率在 400 Hz 以上的大部分频段都具有较好的降噪效果,后者则在 100 Hz 左右以



(a) 不同特征声阻抗情况比较

(b) 特征声阻抗相同、声速不同情况比较

图5 均匀声学覆盖层声学参数对圆柱壳辐射声功率的影响

Fig.5 Influence of acoustic parameters of uniform coating on the sound radiation of the cylindrical shell

上频段均有明显的降噪效果,参见图5(a)。这表明减小声学覆盖层特征声阻抗有利于降低辐射声功率,特征声阻抗越小,有效降低的频率范围往低频移动。均匀声学覆盖层特征阻抗一定时,同时改变声速和密度,则声速较低的情况(Case 3.3)比声速较高的情况(Case 3.1和Case 3.2)降低声辐射的效果更明显,参见图5(b)。可以说,具有较小的声学层特性阻抗参数及慢波速参数的声学覆盖层,可以在较低频段有效降低加肋圆柱壳辐射声功率,覆盖层声速较覆盖层密度对降噪的作用更大。

2.3 敷设分层梯度覆盖层的降噪效果计算分析

针对具有不同声学参数的分层梯度声学覆盖层,进一步计算分析其降噪特性,计算模型的基本参数如表1所示,10 cm厚声学覆盖层分为5层等厚度层,各分层为2 cm厚均匀层。具体计算工况见表3,其中为了对比,Case 4.1~Case 4.2工况的分层归一化特性声阻抗 $\alpha = 0.332$;工况Case 5.1~Case 5.3中取 $\alpha = 0.01、0.05、0.2、0.5、0.9$,由内至外各分层归一化特性声阻抗逐渐增大;工况Case 6.1~Case 6.3中归一化特性声阻抗取 $\alpha = 0.01、0.03、0.05、0.07、0.09$ 。两种分层梯度情况按厚度加权平均的归一化特性声阻抗分别为0.332和0.05。此外,在声学覆盖层归一化特性声阻抗一定时,类似表2,进一步考虑声学层声速和密度的不同取值。

表3 分层梯度声学覆盖层的计算参数

Tab.3 Calculation parameters of the multilayer graded acoustical coating

工况	归一化特征声阻抗	归一化声速和密度
Case 4.1	$\alpha = 0.332$	$\alpha_c = \alpha^{1/2} = 0.57, \alpha_\rho = \alpha^{1/2} = 0.57$
Case 4.2		$\alpha_c = \alpha^1 = 0.332, \alpha_\rho = \alpha^0 = 1$
Case 5.1	$\alpha = 0.01, 0.05, 0.2, 0.5, 0.9$	$\alpha_c = \alpha^{1/4}, \alpha_\rho = \alpha^{3/4}$
Case 5.2		$\alpha_c = \alpha^{1/2}, \alpha_\rho = \alpha^{1/2}$
Case 5.3		$\alpha_c = \alpha^1, \alpha_\rho = \alpha^0$
Case 6.1	$\alpha = 0.01, 0.03, 0.05, 0.07, 0.09$	$\alpha_c = \alpha^{1/4}, \alpha_\rho = \alpha^{3/4}$
Case 6.2		$\alpha_c = \alpha^{1/2}, \alpha_\rho = \alpha^{1/2}$
Case 6.3		$\alpha_c = \alpha^1, \alpha_\rho = \alpha^0$

一般而言,均匀声学覆盖层降低特征声阻抗而使内表面输入声阻抗减小,导致壳体振动增加,其降噪效果主要依赖于传递阻抗特性而局限于高频段。针对厚度一定的均匀声学覆盖层和分层梯度声学覆盖层,计算得到的内外表面输入声阻抗由图6给出。由图可见,除了100 Hz以下的低频外,在整个计算频率范围内,分层梯度比均匀声学覆盖层的输入声阻抗大2个量级左右。由于分层梯度声学覆盖层内外表面声阻抗的增加,一方面增强了覆盖层抑制壳体振动的效应,另一方面相应的覆盖层传递特性也较均匀层有所区别。

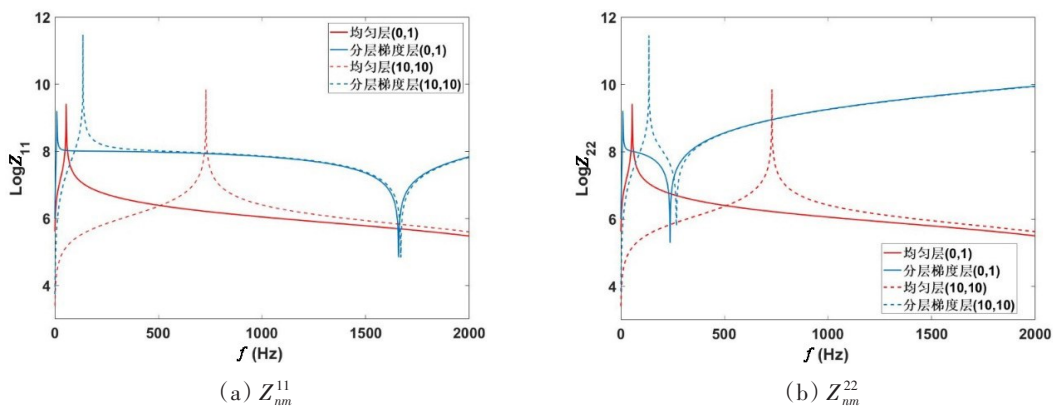


图6 声学覆盖层输入阻抗幅值比较

Fig.6 Comparison of the amplitude of input impedance of the acoustical coating

由于输入和传递阻抗的不同,计算得到的覆盖层典型模态传递函数幅值如图7所示。由图可见,均匀层与分层梯度层的模态传递函数 H_{nm}^{11} 在1000 Hz以下频段基本相等,且幅值接近于1,表明覆盖层

对低频声压传递基本没有影响,且与覆盖层参数特性无关,但在 1000 Hz 以上频段,存在声压传递放大效应,且分层梯度层放大效应大于均匀层;均匀层与分层梯度层的模态传递函数 H_{nm}^{12} 在整个计算频率范围内都大于 1,且前者的 H_{nm}^{12} 明显小于后者的 H_{nm}^{12} ,表明分层梯度层内表面声压传递到外表面振动位移远小于均匀层情况;同样,均匀层与分层梯度层的模态传递函数 H_{nm}^{21} 虽都小于 1,但后者比前者更小,可见分层梯度层内表面振动位移传递到外表面声压也会大于均匀层情况。对于均匀层来讲,传递函数 H_{nm}^{22} 表征的内表面传递到外表面的振动位移基本没有变化,高频段还略有放大;分层梯度层的传递函数 H_{nm}^{22} 除了 400 Hz 以下频段有放大效应外,400 Hz 以上频段则远大于 1,说明内表面振动位移传递到外表面位移有明显的衰减效应。虽然分层梯度声学覆盖层内外表面的声振耦合关系比较复杂,不像复刚度参数所表征的均匀层单参数变化特性,但由上述分析可知,除了低频有放大现象外,分层梯度声学覆盖层比均匀声学覆盖层更有利于降低外表面振动位移,参见图 8。由图可见,均匀层情况

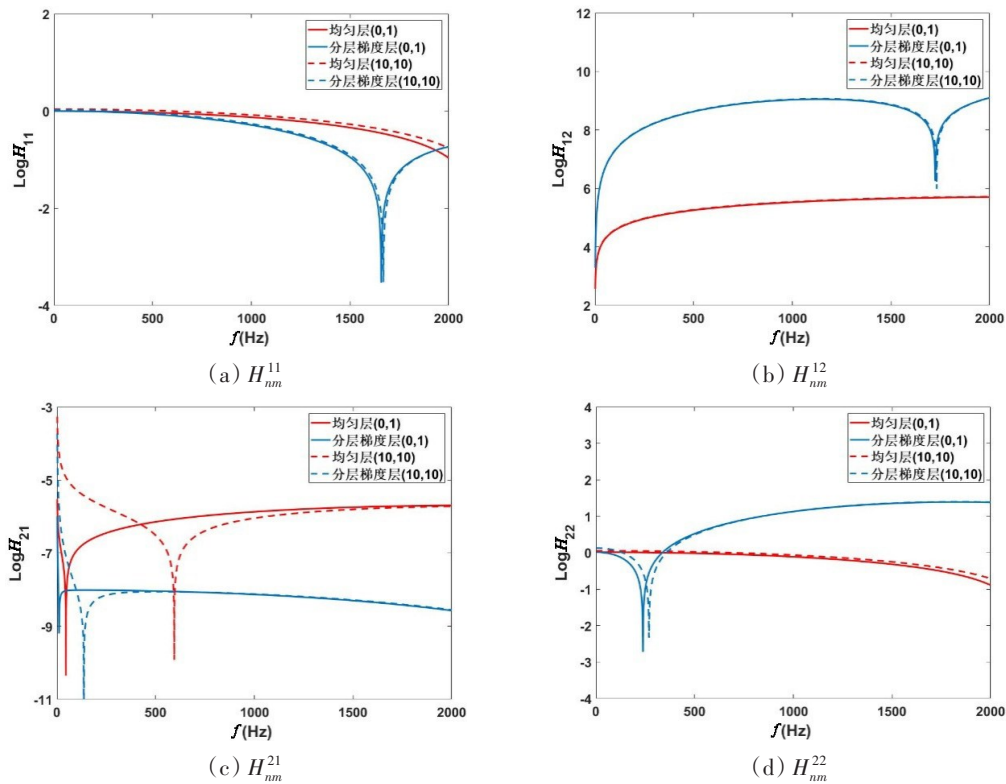


图7 声学覆盖层模态传递函数幅值比较

Fig.7 Comparison of the amplitude of modal transfer functions of the acoustical coating

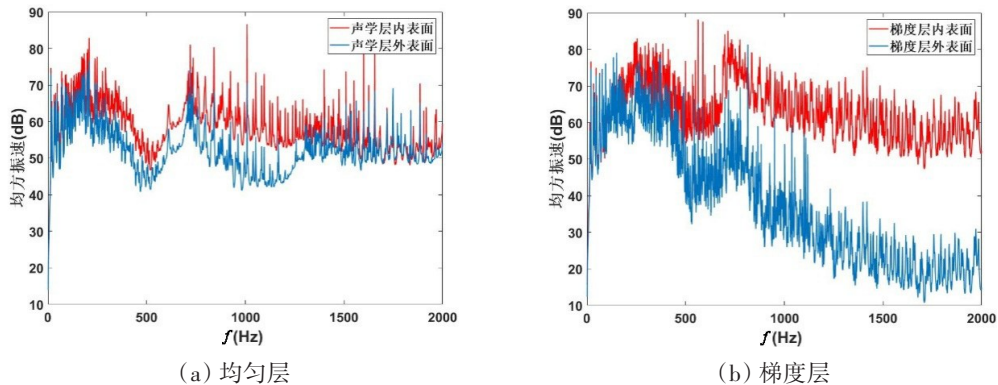


图8 均匀声学层与分层梯度声学层内外表面均方振速比较

Fig.8 Comparison of the root mean square velocities on the inner and outer surface of the uniform and multilayer graded acoustical coating

下,在200~1500 Hz频段覆盖层外表面振速小于内表面振速,在200 Hz以下和1500 Hz以上频段,两者基本相等,此结果与文献[23]结果一致。分层梯度层情况下,300 Hz以上频段覆盖层内外表面振速差明显大于均匀层情况,在1500 Hz以上频段更加显著,从而有利于降低辐射声功率。

依据表1和表3计算得到的辐射声功率如图9所示。由图9(a)可见,分层梯度层与均匀层归一化特征声阻抗同取0.332,且归一化密度和声速均取 $\alpha^{1/2}$ 时(参见Case 4.1和Case 5.2),在50 Hz以上频段敷设分层梯度声学覆盖层的加肋圆柱壳辐射声功率明显小于敷设均匀声学覆盖层的辐射声功率。若均匀覆盖层与分层梯度覆盖层的归一化特征声阻抗仍取0.332,但只减小覆盖层声速,而密度不变(参见Case 4.2和Case 5.3),在计算频率范围内,敷设分层梯度覆盖层的加肋圆柱壳辐射声功率下降明显,参见图9(b)。在给定覆盖层归一化特征声阻抗的情况下,降低声速有利于降低辐射声功率的结果与

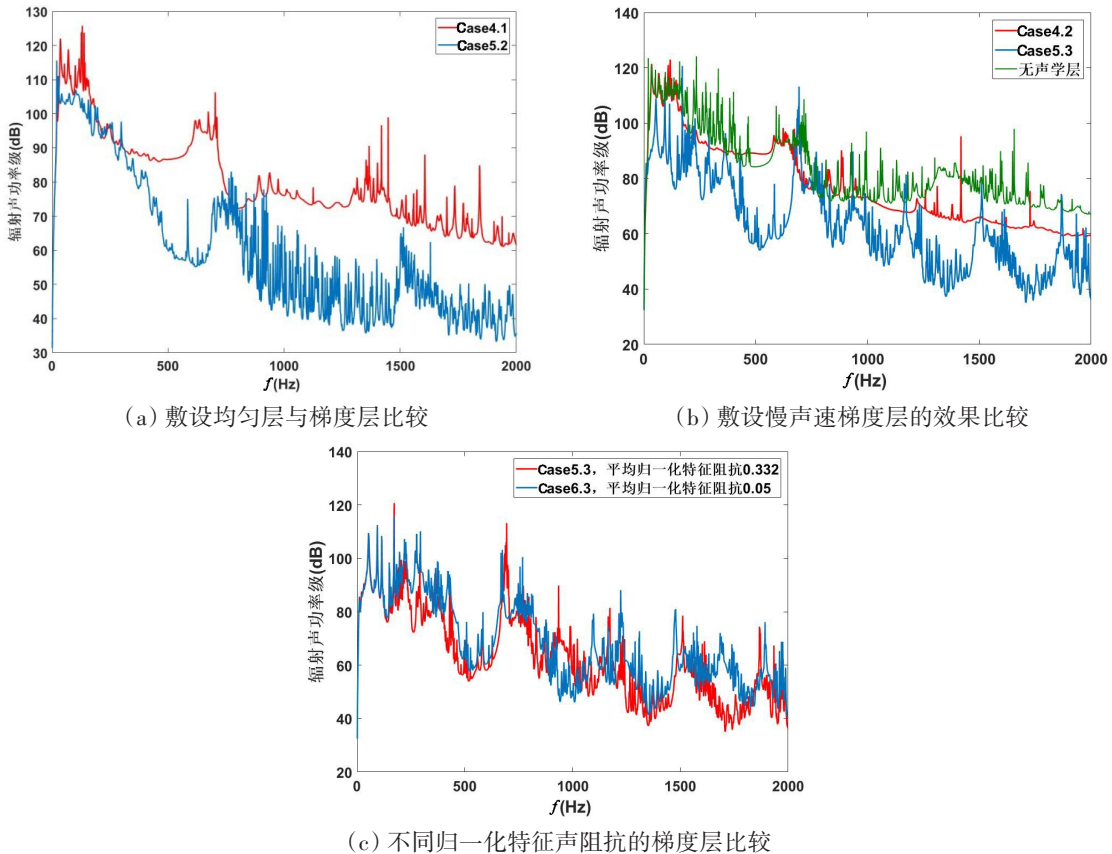


图9 分层梯度声学覆盖层对圆柱壳辐射声功率的影响

Fig.9 Influence of the multilayer graded acoustical coating on sound radiation of the cylindrical shell

敷设均匀层情况一样。进一步针对平均归一化特征声阻抗分别为0.332与0.05的分层梯度覆盖层,选取慢声速参数(参见Case 5.3和Case 6.3),计算的辐射声功率可见图9(c),在200 Hz以下频段两种参数分层梯度覆盖层对应的辐射声功率基本一样,在300 Hz以上频率范围,较小的平均特征声阻抗对应的辐射声功率稍小一些,但没有减小均匀覆盖层特征声阻抗对降低辐射声功率的效果明显。由此可见,采用逐渐增加分层梯度声阻抗,且各层取慢波速的声学覆盖层,可以明显增加降噪效果,并扩展低频降噪范围,图10给出了相应的分层梯度声学覆盖层特征

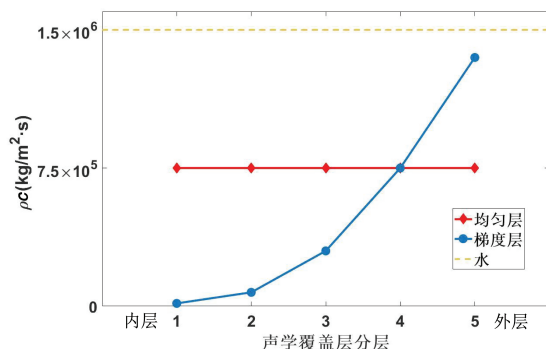


图10 梯度声学覆盖层分层参数示意图

Fig.10 Schematic diagram of gradient acoustical coating parameters

声阻抗及声速和密度参数。这种参数分布也有利于兼顾声目标强度控制。

在分层梯度声学覆盖层平均归一化特征声阻抗及归一化密度和声速相同的情况下,计算声学覆盖层厚度对圆柱壳辐射声功率的影响,分别取覆盖层厚度为5 cm、10 cm、15 cm,均分为等厚度的5层,具体计算参数见表4。由计算得到的辐射声功率(图11)可见,覆盖层厚度由5 cm增加到10 cm,在80~250 Hz频率范围辐射声功率略有降低,在250~2000 Hz的绝大部分频段辐射声功率则降低5 dB左右,声学覆盖层厚度进一步增加到15 cm,在250~2000 Hz频率范围辐射声功率可降低10 dB左右。可以说,增加声学覆盖层厚度可降低高频辐射声功率,但降低低频辐射声功率的作用不明显。

表4 分层梯度声学覆盖层的厚度计算参数

Tab.4 Calculation parameters of the multilayer graded acoustical coating

工况	分层厚度	归一化特征声阻抗	归一化声速和密度
Case 7.1	1 cm × 5		
Case 7.2	2 cm × 5	$\alpha = 0.01, 0.05, 0.2, 0.5, 0.9$	$\alpha_c = \alpha^{1/4}, \alpha_p = \alpha^{3/4}$
Case 7.3	3 cm × 5		

在给定声学覆盖层为厚度10 cm的情况下,进一步比较分层梯度声学覆盖层的层数对加肋圆柱壳辐射声功率的影响,声学覆盖层分为等厚度的5层和3层,分层厚度分别为2 cm与3.33 cm,相应的归一化特征声阻抗分别取为 $\alpha = 0.01、0.05、0.2、0.5、0.9$ 和 $\alpha = 0.01、0.75、0.9$,平均归一化特征声阻抗均为0.332,具体计算参数如表5,计算得到的辐射声功率如图12所示。分层归一化声速取为 $\alpha^{1/4}$ 时,分层梯度覆盖层由5层改为3层,300 Hz以下频段辐射声功率变化较小,在300~1000 Hz及1500 Hz以上的大部分频率范围,3层比5层对应的辐射声功率略小一些;分层归一化声速减小为 $\alpha^{1/2}$ 时,在300 Hz以上频率辐射声功率减小2~3 dB;当归一化声速进一步减小为 α 时,则3层分层的辐射声功率降低的范围往低频扩展到60~200 Hz,其原因是分层梯度覆盖层层数减少后,内层较低的特征声阻抗的失配作用增大。由此可见,声学覆盖层设计应增加声阻抗内分层失配和外分层适配的效应,有利于降低加肋圆柱壳声辐射。

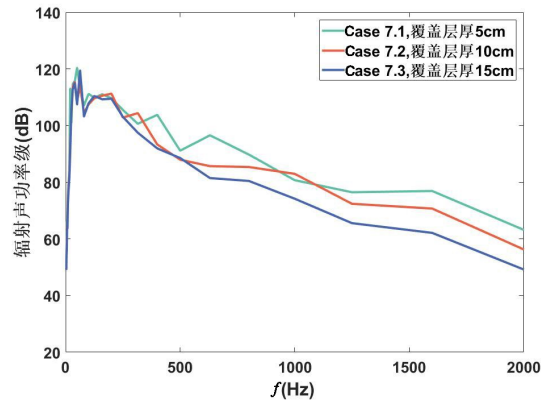
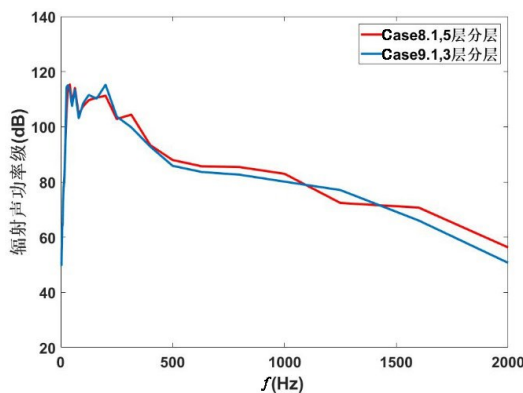
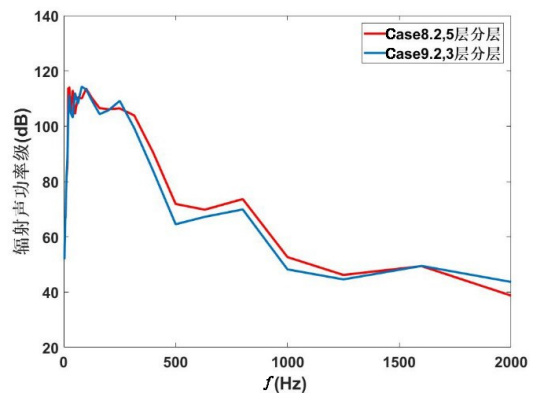


图11 声学覆盖层厚度对圆柱壳辐射声功率的影响
Fig.11 Influence of the thickness of the acoustical coating on sound radiation of the cylindrical shell



(a) 归一化声速取 $\alpha^{1/4}$



(b) 归一化声速取 $\alpha^{1/2}$

图12 分层梯度声学覆盖层层数对圆柱壳辐射声功率的影响

Fig.12 Influence of number of layers of the multilayer graded acoustical coating on sound radiation of the cylindrical shell

表5 分层梯度声学覆盖层的不同层数计算参数
Tab.5 Calculation parameters of different numbers of layers of the multilayer graded acoustical coating

工况	声学层厚度	声学覆盖层归一化特征阻抗	覆盖层归一化声速和密度
Case 8.1	2 cm × 5	$\alpha = 0.01, 0.05, 0.2, 0.5, 0.9$	$\alpha_c = \alpha^{1/4}, \alpha_p = \alpha^{3/4}$
Case 8.2	2 cm × 5		$\alpha_c = \alpha^{1/2}, \alpha_p = \alpha^{1/2}$
Case 9.1	3.33 cm × 3	$\alpha = 0.01, 0.75, 0.9$	$\alpha_c = \alpha^{1/4}, \alpha_p = \alpha^{3/4}$
Case 9.2	3.33 cm × 3		$\alpha_c = \alpha^{1/2}, \alpha_p = \alpha^{1/2}$

3 结 论

本文采用模态叠加法,建立了无限大理想水介质中分层梯度覆盖层与有限长圆柱壳声振耦合及声辐射模型,计算分析了声学覆盖层空间梯度分布及厚度、层数等参数,对加肋圆柱壳辐射噪声影响的特征和规律,给出了可有效提高降噪效果的分层梯度声学覆盖层的特征声阻抗渐变参数,研究结果表明:

(1) 在加肋圆柱壳外表面敷设的均匀声学覆盖层特征阻抗一定时,选取慢波速覆盖层可以增加覆盖层的降噪效果,并一定程度上向低频扩展降噪范围。覆盖层声速比覆盖层密度对降噪的作用更大。

(2) 在厚度一定的情况下,敷设由内至外声阻抗逐渐增大的分层梯度声学覆盖层,由于输入阻抗增加及传递函数改变,一方面增加了壳体振动的抑制作用,另一方面内表面传递到外表面振动位移有明显的衰减作用,相应具有比均匀声学覆盖层更有效地降低外表面振动位移的特性,有利于降低加肋圆柱壳的辐射声功率。

(3) 基于分层梯度声学覆盖层的低频声振传递特性,敷设分层梯度覆盖层的加肋圆柱壳辐射声功率,在低频扩展到 50 Hz 仍具有明显的降噪效果,优于敷设同样厚度的均匀覆盖层的效果;在声学覆盖层平均特征声阻抗一定时,采用逐渐增加分层梯度声阻抗,且减小每分层声速,可进一步增大降噪效果并扩展低频降噪范围。

(4) 在分层梯度声学覆盖层平均归一化特征声阻抗及归一化密度和声速给定的情况下,增加分层梯度声学覆盖层厚度可进一步降低高频辐射声功率,但降低低频辐射声功率的作用不明显;给定分层梯度覆盖层的厚度,将分层数由 5 层改为 3 层,增大了内层较低特征声阻抗的失配作用,可提高加肋圆柱壳的降噪效果 2~3 dB。声学覆盖层的优化应增加声阻抗内分层失配和外分层适配的效应。

在研究分层梯度声学覆盖层降低机械激励的加肋圆柱壳声辐射特性基础上,还需要进一步研究敷设分层梯度声学覆盖层的加肋圆柱壳水动力噪声和声目标强度特性,解决声学覆盖层多功能的兼容性。

参 考 文 献:

- [1] 俞孟萨. 声弹性理论与方法[M]. 北京: 科学出版社, 2022.
Yu Mengsa. Acoustoelastic theory and methods[M]. Beijing: Science Press, 2022. (in Chinese)
- [2] Burroughs C B. Acoustic radiation from fluid loaded infinite circular cylinders with doubly periodic ring supports[J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 1984, 75(3): 715-722.
- [3] Burroughs C B, Hallander J E. Acoustic radiation from fluid loaded, ribbed cylindrical shells excited by different types of concentrated mechanical drives[J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 1992, 91(5): 2721-2739.
- [4] Laulagnet B, Guyader J L. Sound radiation by finite cylindrical ring stiffened shells[J]. Journal of Sound and Vibration, 1990, 138(2): 173-191.

- [5] 谢官模, 骆东平. 环肋柱壳在流场中声辐射性能分析[J]. 中国造船, 1995, 4: 37-45.
Xie Guanmo, Luo Dongping. Analysis of acoustic radiation performance of stiffened cylindrical shells in flow field[J]. Shipbuilding of China, 1995, 4: 37-45. (in Chinese)
- [6] 汤渭霖, 何兵蓉. 水中有限长加肋圆柱壳体振动和声辐射近似解析解[J]. 声学学报, 2001, 1: 1-5.
Tang Weilin, He Bingrong. Approximate analytic solution of vibration and sound radiation from stiffened finite cylindrical shells in water[J]. ACTA Acustica, 2001, 1: 1-5. (in Chinese)
- [7] 张超, 商德江. 水下纵肋加强圆柱壳低频振动与声辐射[J]. 船舶力学, 2018, 22(1): 97-107.
Zhang Chao, Shang Dejiang. Low-frequency vibration and sound radiation from submerged longitudinally stiffened cylindrical shell[J]. Journal of Ship Mechanics, 2018, 22(1): 97-107. (in Chinese)
- [8] 刘涛. 水中圆柱壳的声-振特性研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2002.
Liu Tao. Research on vibro-acoustic characteristics of underwater cylindrical shells[D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2002. (in Chinese)
- [9] 陈美霞. 有限长双层壳体声辐射理论及数值分析[J]. 中国造船, 2003, 44(4): 59-67.
Chen Meixia. Theory of sound radiation and numerical analysis of finite double-layer cylindrical shells[J]. Shipbuilding of China, 2003, 44(4): 59-67. (in Chinese)
- [10] 白振国. 双层圆柱壳舷间声耦合特性及控制技术[D]. 无锡: 中国船舶科学研究中心, 2014.
Bai Zhenguo. Vibration and sound coupling behavior and control method of double-layer cylindrical shells[D]. Wuxi: China Ship Scientific Research Center, 2014. (in Chinese)
- [11] Sandman B E. Motion of a three-layered elastic-viscoelastic plate under fluid loading[J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 1975, 57(5): 1097-1107.
- [12] Maidanik G, Biancardi R, Eisler T. Use of decoupling to reduce the radiated noise generated by panels[J]. Journal of Sound and Vibration, 1982, 81(2): 165-185.
- [13] Foin O, Berry A, Szabo J. Acoustic radiation from an elastic baffled rectangular plate covered by a decoupling coating and immersed in a heavy acoustic fluid[J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 2000, 107(5): 2501-2510.
- [14] Berry A, Foin O, Szabo J P. Three-dimensional elasticity model for a decoupling coating on a rectangular plate immersed in a heavy fluid[J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 2001, 109(6): 2704-2714.
- [15] Hull A J, Welch J R. Elastic response of an acoustic coating on a rib-stiffened plate[J]. Journal of Sound and Vibration, 2010, 329(20): 4192-4211.
- [16] Jin Z, Yin Y, Liu B. Equivalent modulus method for finite element simulation of the sound absorption of anechoic coating backed with orthogonally rib-stiffened plate[J]. Journal of Sound and Vibration, 2016, 366: 357-371.
- [17] Zhang Y, Huang H, Pan J. Sound radiation from a fluid-loaded plate with periodic inhomogeneities of finite width[J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 2016, 140(4): 2437-2444.
- [18] Zhang Y, Huang H, Pan J. Underwater sound radiation from an elastically coated infinite plate with periodic inhomogeneities of finite width[J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 2017, 142(1): 91-102.
- [19] Cuschieri J M, Feit D. Influence of circumferential partial coating on the acoustic radiation from a fluid-loaded shell[J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 2000, 107(6): 3196-3207.
- [20] Cuschieri J M. The modeling of the radiation and response Green's function of a fluid-loaded cylindrical shell with an external compliant layer[J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 2006, 119(4): 2150-2169.
- [21] Ko S H, Seong W, Pyo S. Structure-borne noise reduction for an infinite, elastic cylindrical shell[J]. J Acoust. Soc. Am., 2001, 109(4): 1483-1495.
- [22] Harari A, Sandman B E. Vibratory response of laminated cylindrical shells embedded in an acoustic fluid[J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 1976, 60(1): 117-128.
- [23] Laulagnet B, Guyader J L. Sound radiation from a finite cylindrical shell covered with a compliant layer[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 1991, 113: 267-272.
- [24] Laulagnet B, Guyader J L. Sound radiation from finite cylindrical shells, partially covered with longitudinal strips of compliant layer[J]. Journal of Sound and Vibration, 1995, 186(5): 723-742.
- [25] Laulagnet B, Guyader J L. Sound radiation from finite cylindrical coated shells, by means of asymptotic expansion of three-dimensional equations for coating[J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 1994, 96(1): 277-286.

- [26] Liu S X, Zou M S, Jiang L W, et al. Vibratory response and acoustic radiation of a finite cylindrical shell partially covered with circumferential compliant layers[J]. *Applied Acoustics*, 2018, 141: 188–197.
- [27] 梁斌, 李戎, 张伟. 功能梯度材料圆柱壳的振动特性研究[J]. *船舶力学*, 2011, 15(1): 109–117.
Liang Bin, Li Rong, Zhang Wei. Vibration characteristics of functionally graded materials cylindrical shells[J]. *Journal of Ship Mechanics*, 2011, 15(1): 109–117. (in Chinese)
- [28] 李戎, 梁斌, 张伟. 基于波动法的静水压力下功能梯度圆柱壳振动特性研究[J]. *船舶力学*, 2013, 17(1): 148–154.
Li Rong, Liang Bin, Zhang Wei. Study on vibration of functionally graded cylindrical shells subjected to hydrostatic pressure by wave propagation method[J]. *Journal of Ship Mechanics*, 2013, 17(1): 148–154. (in Chinese)
- [29] 姚熊亮, 叶曦, 计方. 流场中功能梯度材料圆柱壳的频散特性[J]. *船舶力学*, 2014, 18(10): 1254–1261.
Yao Xiongliang, Ye Xi, Ji Fang. Dispersion characteristics of functionally graded materials cylindrical shell with flow field [J]. *Journal of Ship Mechanics*, 2014, 18(10): 1254–1261. (in Chinese)
- [30] 徐坤, 陈美霞, 谢坤. 正交各向异性功能梯度材料平板振动分析[J]. *噪声与振动控制*, 2016, 36(4): 14–20.
Xu Kun, Chen Meixia, Xie Kun. Vibration analysis of orthotropic functionally graded plates[J]. *Noise and Vibration Control*, 2016, 36(4): 14–20. (in Chinese)
- [31] Jamali J, Naei M H, Honarvar F, et al. Acoustic scattering and radiation force function experienced by functionally graded cylindrical shells[J]. *Journal of Mechanics*, 2011, 27(2): 227–243.
- [32] Daneshjou K, Shokrieh M M, Moghaddam M G, et al. Analytical model of sound transmission through relatively thick FGM cylindrical shells considering third order shear deformation theory[J]. *Composite Structures*, 2010, 93(1): 67–78.
- [33] Qu Y, Meng G. Prediction of acoustic radiation from functionally graded shells of revolution in light and heavy fluids[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2016, 376: 112–130.
- [34] 师康康, 靳国永. 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. Underwater sound absorption performance of functionally graded anechoic coating of cavities [J]. *ACTA Acustica*, 2021, 46(3), 394–404. (in Chinese)
- [35] Ruotolo R. Influence of some thin shell theories on the evaluation of the noise level in stiffened cylinders[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2002, 255(4): 777–788.
- [36] Wah T, Hu W C L. Vibration analysis of stiffened cylinders including inter-ring motion[J]. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 1968, 43(5): 1005–1016.
- [37] Hasheminejad S M, Rajabi M. Acoustic resonance scattering from a submerged functionally graded cylindrical shell[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2007, 302(1–2): 208–228.
- [38] Chen W Q, Bian Z G, Ding H J. Three-dimensional vibration analysis of fluid-filled orthotropic FGM cylindrical shells[J]. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2004, 46(1): 159–171.
- [39] Fahy. *Sound and structural vibration*[M]. Academic Press, 2006.
- [40] 熊晨熙, 吴江海, 吴健. 声固耦合有限元-无限元建模参数选取原则研究[C]//第十八届船舶水下噪声学术讨论会论文集, 2021: 1057–1066.
Xiong Chenxi, Wu Jianghai, Wu Jian. Study on the principle of parameter selection for acoustic structure coupling and finite-infinite element modeling[C]//The 18th Symposium on Ship Underwater Noise Proceedings, 2021: 1057–1066. (in Chinese)
- [41] 汤渭霖. *水中结构振动与声辐射*[M]. 北京: 科学出版社, 2022.
Tang Weilin. *Vibration and sound radiation of underwater structures*[M]. Beijing: Science Press, 2022. (in Chinese)