

# 去耦覆盖层降噪性能评价指标的理论探讨<sup>\*</sup>

何世平<sup>1</sup> 何元安<sup>2</sup> 张文群<sup>1</sup> 刘桂峰<sup>3</sup> 闫孝伟<sup>2</sup>

(1 海军工程大学动力工程学院 武汉 430033)

(2 中国船舶工业集团系统工程研究院 北京 100036)

(3 海军工程大学训练部 武汉 430033)

2012 年 10 月 17 日收到

2013 年 2 月 20 日定稿

**摘要** 去耦覆盖层是降低水下结构声辐射的一个重要措施。为了给工程上去耦覆盖层降噪性能评价指标的选择提供理论参考,建立了点激励力作用下敷设去耦覆盖层的四端简支撑矩形板水下振动和声辐射理论模型,定义了可能表征去耦覆盖层降噪性能的五项评价指标。研究表明:只有振动传递损失相对独立于基板的长度、宽度和点激励力位置,而且能较好地描述去耦覆盖层隔离基板振动向水层传递的性能;而湿面均方振速插入损失较振动传递损失则能更好地反映辐射声功率插入损失,尤其在低频。作为评价指标,振动传递损失和湿面均方振速插入损失分别有各自的优点和缺点。

PACS 数: 43.30, 43.40

## Theoretical discussion on evaluation indicators of noise reduction performance of flexible coating

HE Shiping<sup>1</sup> HE Yuan'an<sup>2</sup> ZHANG Wenqun<sup>1</sup> LIU Guifeng<sup>3</sup> YAN Xiaowei<sup>2</sup>

(1 College of Power, Naval University of Engineering Hubei Wuhan 430033)

(2 System Engineering Research Institute of Chinese Shipbuilding Industry Beijing 100036)

(3 Training Department, Naval University of Engineering Hubei Wuhan 430033)

Received Oct. 17, 2012

Revised Feb. 20, 2013

**Abstract** Noise reduction by means of applying flexible coating on underwater structures is commonly used in the marine field. In order to provide theoretical references for the selection of evaluation indicators of noise reduction performance of flexible coating, a vibration and acoustics model of a simply supported underwater rectangular plate covered by flexible coating, excited by a point force, is established, and the five potential evaluation indicators are defined. Only one indicator, vibration transmission loss, is independent on the length, width of the plate and the location of point excitation force, and vibration transmission loss can describe well the performance of flexible coating to isolate the fluid from the vibration of the base plate. Another indicator, wet surface quadratic velocity insertion loss, compares better with sound radiation power insertion loss than vibration transmission loss, especially at low frequency. Thus, as evaluation indicators, vibration transmission loss and wet surface quadratic velocity insertion loss have respectively their own advantages and disadvantages.

## 引言

去耦覆盖层是降低水下结构声辐射的一个重要措施<sup>[1-3]</sup>。它由柔性的黏弹性材料组成,敷设在水

下结构(如潜艇、水面舰船)的外表面。它的主要作用机理是隔离水下结构表面的振动向流体介质的传递,从而降低辐射噪声。

去耦覆盖层降噪性能最直接的表达是用辐射声功率插入损失来表征,即比较敷设去耦覆盖层之前

\* 国家自然科学基金(11374369)资助

和之后辐射声功率的大小。然而,在工程实践中,对于一个大型水下结构来说,要完成大型水下航行体敷设去耦覆盖层之前和之后两次辐射声功率的测量任务在工程实施上有相当大的难度,耗资巨大,而且两次测试会有相当长的间隔周期,很难保证测量环境的一致性。因此,要实际完成未敷设去耦覆盖层和敷设以后辐射声功率的测量是一件非常困难的任务。目前,评估去耦覆盖层的降噪性能常用实验室小样品声管测试和大样品模型测试。

隔声量是目前去耦覆盖层最常用的评价指标之一,它定义为透声系数倒数的分贝数,也就是国家标准 GB/T14369-93 《水声材料样品插入损失和回声降低的测量方法》中定义的插入损失<sup>[4]</sup>。该标准规定的测试条件为水声材料(包含去耦覆盖层)两边的边界条件为水,测量方法有脉冲管法和自由场法。许多作者开展的去耦覆盖层降噪性能研究就是围绕着隔声量来进行的<sup>[5-6]</sup>。隔声量测试中,声管中传播的平面波主要激发材料中的纵波。然而,实际结构的声辐射是以弯曲波为主。陶猛、汤渭霖等指出通常意义上的隔声量并不能直接反映去耦覆盖层的降噪性能<sup>[1]</sup>。

替代隔声量测量的一种方法是在湖中或消声水池中对圆柱壳缩比模型测量敷设去耦覆盖层之前和之后辐射声功率的大小,进而得出辐射声功率插入损失<sup>[7-8]</sup>。然而,缩比模型很难对壳体和去耦覆盖层的厚度进行声学类比。它比较适合于验证去耦覆盖层理论模型和开展特性分析,但并不适合用于评价去耦覆盖层的降噪性能。

当前评价去耦覆盖层降噪性能的另一种测试方法是在消声水罐中对平板模型在点激励条件下测量敷设去耦覆盖层之前和之后辐射声功率的大小,进而得出辐射声功率插入损失。平板模型的厚度与待敷设去耦覆盖层的钢板厚度一致。这种测量方法会存在两个问题:(1)平板模型两边均为水,而实际去耦覆盖层敷设的结构边界条件是一边为水,另一边为空气,不能反映实际边界条件;(2)辐射声功率插入损失会随着测试平板的结构尺寸(长度、宽度和厚度)、激励力位置的变化而发生变化,难以满足评价指标稳定性和一致性的要求。

综上所述,在工程实践中直接测量去耦覆盖层降噪效果难度非常大,现有的实验室小样品和大样品测量的隔声量或辐射声功率插入损失又存在着一定的问题,如何去评价去耦覆盖层的降噪性能是一个亟待解决的问题。

本文的目的是探讨去耦覆盖层降噪性能潜在的

评价指标,为工程上采用合适的量提供理论参考。为此,本文在简支撑水下矩形板去耦覆盖层的振动与声辐射模型基础上,定义了辐射声功率插入损失、干面均方振速插入损失、湿面均方振速插入损失、辐射效率插入损失、振动传递损失等五项潜在的评价指标,并进行了分析和讨论。

## 1 理论模型

图1为敷设去耦覆盖层的四端简支矩形板模型,镶嵌在无限大刚性障板中。板的一面( $z > 0$ )为无限水介质,板的另一面( $z < 0$ )为真空或轻流体(例如空气)。对于轻流体,可以假设它对板的运动没有影响。仅考虑弯曲振动,简支撑弹性薄板的复位移 $\tilde{w}_1$ 的频域运动方程可表示为<sup>[10,13]</sup>:

$$\tilde{D}\nabla^4\tilde{w}_1(Q,\omega) - \rho_s h \omega^2 \tilde{w}_1(Q,\omega) = \tilde{f}(Q,\omega) - \tilde{\sigma}(Q,\omega), \quad (1)$$

其中, $\omega$ 为角频率, $Q$ 为板上一点的位置, $\tilde{D}$ 为板的复弯曲刚度 $\tilde{D} = \tilde{E}h^3/12(1-\nu^2)$ 。 $\rho_s, h, \nu$ 分别为板的密度、厚度、泊松比, $\tilde{E}$ 为板的复杨氏模量 $\tilde{E} = E(1+j\eta)$ , $E$ 为杨氏模量的实部, $\eta$ 为结构损耗因子, $\nabla^4$ 为偏微分算符 $\nabla^4 = \partial^4/\partial x^4 + 2\partial^4/\partial x^2\partial y^2 + \partial^4/\partial y^4$ ; $\tilde{f}(Q,\omega)$ 为作用于板上单位面积的外力, $\tilde{\sigma}(Q,\omega)$ 为去耦覆盖层在 $z$ 方向施加在板表面的法向应力。

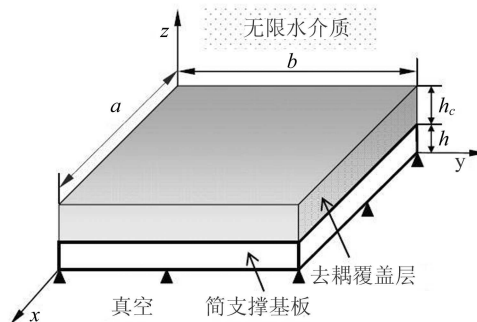


图1 敷设去耦覆盖层的四端简支矩形板模型

利用模态叠加原理,板的横向位移表达成真空模态形式,它满足简支撑边界条件(位移和弯矩等于零):

$$\tilde{w}_1(Q,\omega) = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \tilde{a}_{mn}(\omega) W_{mn}(Q), \quad (2)$$

其中, $W_{mn}(Q) = \sin(m\pi x/a) \sin(n\pi y/b)$ 。

这里忽略去耦覆盖层中剪切波的运动,因为一般而言,去耦覆盖层的动态刚度较小,去耦层中剪切波对板的振动和声辐射影响非常小<sup>[11]</sup>。在实际工程中,去耦层的密度与水接近,小于钢的密度,但厚度有可能是板的几倍,去耦层的质量不可忽略。此外,

去耦层中纵波声速较小, 沿厚度方向的传播会产生驻波效应。因此, 这里将去耦覆盖层等效为黏性流体。应用传递矩阵法, 去耦覆盖层施加在板表面的法向

应力  $\tilde{\sigma}(Q, \omega)$ 、去耦覆盖层外表面的声压  $\tilde{p}(Q)$  与板的位移  $\tilde{w}_1(Q)$ 、去耦覆盖层外表面的位移  $\tilde{w}_2(Q)$  可表示为:

$$\begin{pmatrix} \tilde{\sigma}(Q) \\ \tilde{p}(Q) \end{pmatrix} = \frac{\rho c \omega}{\sin(kh_c)} \begin{bmatrix} \cos(kh_c) & -1 \\ 1 & \cos(kh_c) \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \tilde{w}_1(Q) \\ \tilde{w}_2(Q) \end{pmatrix}, \quad (3)$$

其中,  $\rho, h_c, c$  分别为去耦覆盖层的密度、厚度与纵波声速,  $k$  为去耦覆盖层纵波传播的波数  $k = \omega/c$ 。

令去耦覆盖层复杨氏模量为  $\tilde{E}_c = E_c(1 + i\eta_c)$ , 则去耦覆盖层复纵波速度可表示为:

$$c = \sqrt{\tilde{E}_c / \rho}. \quad (4)$$

流体介质中声压波动方程可表示为 Helmholtz 方程:

$$\nabla^2 \tilde{p}(M) + k_0^2 \tilde{p}(M) = 0, \quad (k_0 = \omega/c_0) \quad (5)$$

其中  $c_0$  为水中声速,  $M$  为无限水介质中任意一点的位置。

去耦覆盖层外表面法向声速连续条件为:

$$\left. \frac{\partial \tilde{p}(M)}{\partial z} \right|_{z=h+h_c} = \rho_0 \omega^2 \tilde{w}_2(Q), \quad (6)$$

其中,  $\rho_0$  为水的密度。

假设板镶嵌在无限大刚性障板中, 去耦覆盖层外表面的声压可用瑞利积分表示为<sup>[10]</sup>:

$$\tilde{p}(Q) = - \iint_s \left[ \frac{\partial \tilde{p}(M)}{\partial n_M} G(Q, M) \right] ds_M, \quad (7)$$

其中,  $s$  表示去耦覆盖层外表面, 点  $Q(x, y), M(x', y')$  为去耦覆盖层外表面上的点。格林函数, 可表示为:

$$G(Q, M) = G(x, y, x', y') = \frac{e^{-jk_0 \sqrt{(x-x')^2 + (y-y')^2}}}{2\pi \sqrt{(x-x')^2 + (y-y')^2}}. \quad (8)$$

将去耦覆盖层外表面位移表示成基板真空模态:

$$\tilde{w}_2(Q, \omega) = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \tilde{b}_{mn}(\omega) W_{mn}(Q), \quad (9)$$

将方程 (3)、方程 (6) 和方程 (9) 代入方程 (7) 可得:

$$- \iint_s [\rho_0 \omega^2 \tilde{w}_2(Q) G(Q, M)] ds_M = \frac{\rho c \omega}{\sin(kh_c)} [\tilde{w}_1(Q) - \cos(kh_c) \tilde{w}_2(Q)]. \quad (10)$$

对方程 (1) 和方程 (10) 两端进行积分, 利用模态的正交特性可得到未知参数  $\tilde{a}_{mn}$  和  $\tilde{b}_{mn}$  的两个耦合方程组, 写成矩阵形式可表示为:

$$\begin{bmatrix} \left[ \rho_s h \frac{ab}{4} (\omega_{mn}^2 - \omega^2) + \frac{\rho c}{\tan(kh_c)} \frac{ab}{4} \omega \right] & \left[ -\frac{\rho c}{\sin(kh_c)} \frac{ab}{4} \omega \right] \\ \left[ -\frac{\rho c}{\sin(kh_c)} \frac{ab}{4} \omega \right] & \left[ j\omega Z_{mnpq} + \frac{\rho c}{\tan(kh_c)} \frac{ab}{4} \omega \right] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \tilde{a}_{mn} \\ \tilde{b}_{mn} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \tilde{f}_{mn} \\ 0 \end{Bmatrix}, \quad (11)$$

其中,  $Z_{mnpq}$  为水中板的辐射阻抗, 表示了流体对板的负载作用, 下标表示了模态  $(m, n)$  和  $(p, q)$  之间的耦合。辐射阻抗的实部表示了板的辐射阻尼作用, 虚部表示了板的附加质量作用<sup>[12]</sup>。

$$Z_{mnpq} = j\rho_0 \omega$$

$$\iint_s \iint_s W_{pq}(M) G(Q, M) W_{mn}(Q) ds_M ds_Q. \quad (12)$$

$\omega_{mn}$  是板的真空自然频率:

$$\omega_{mn} = \sqrt{\frac{\tilde{D}}{\rho_s h}} \left( \left( \frac{m\pi}{a} \right)^2 + \left( \frac{n\pi}{b} \right)^2 \right), \quad (13)$$

其中,  $m$  和  $n$  为正整数。

$\tilde{f}_{mn}$  为点激励力的广义矢量:

$$\tilde{f}_{mn} = F_0 \sin\left(\frac{m\pi x_0}{a}\right) \sin\left(\frac{n\pi y_0}{b}\right), \quad (14)$$

其中,  $F_0$  为幅值,  $(x_0, y_0)$  为激励点的坐标。

解线性方程 (11), 需将无穷级数  $(m, n, p, q)$  缩减为有限阶次  $N$ 。这样, 方程 (11) 变为一个维数为  $2N^2 \times 2N^2$  的矩阵方程。求解方程 (11), 可得到各阶模态系数, 进而求解出辐射声功率和振速。

基板均方振速可表示为:

$$\langle v_1^2 \rangle = \frac{\omega^2}{2s} \iint_s \tilde{w}_1(Q) \tilde{w}_1^*(Q) ds_Q = \frac{\omega^2}{8} \sum_{m=1}^N \sum_{n=1}^N |\tilde{a}_{mn}|^2. \quad (15)$$

类似地, 去耦覆盖层外表面的均方振速可表示为:

$$\langle v_2^2 \rangle = \frac{\omega^2}{2s} \iint_s \tilde{w}_2(Q) \tilde{w}_2^*(Q) ds_Q = \frac{\omega^2}{8} \sum_{m=1}^N \sum_{n=1}^N |\tilde{b}_{mn}|^2. \quad (16)$$

板的辐射声功率定义为:

$$W = \frac{1}{2} \operatorname{Re} \left[ \iint_s \tilde{P}(Q) (-j\omega) \tilde{w}_2^*(Q) ds_Q \right] = \frac{\omega^2}{2} \sum_{m=1}^N \sum_{n=1}^N \tilde{b}_{mn} \operatorname{Re} [Z_{mnpq}] b_{pq}^*. \quad (17)$$

## 2 去耦覆盖层减振降噪性能的表达

要衡量去耦覆盖层降噪效果, 最终要看敷设去耦覆盖层的水下结构振动和辐射声功率与敷设之前相比降低了多少。因而, 辐射声功率插入损失为去耦覆盖层降噪性能的直接衡量指标。然而, 同样的去耦覆盖层敷设在不同尺寸或不同形状的结构上, 其降噪效果会有明显差别。目前, 常用的平板模型测试去耦覆盖层的降噪性能, 会有同样的问题。本文试图找到一个间接的评价指标, 要求这个指标具有如下特征: (1) 能从测试的物理参数 (如振速、声压等) 转换而来; (2) 评价指标不随结构尺寸 (板的长度和宽度) 和激励力的位置发生变化; (3) 能够反映去耦覆盖层降噪性能 (辐射声功率插入损失) 的整体趋势和特性。为此, 本文定义了可能表征去耦覆盖层降噪性能的五项指标: (1) 辐射声功率插入损失; (2) 干面均方振速插入损失; (3) 湿面均方振速插入损失; (4) 辐射效率插入损失; (5) 振动传递损失。

### 2.1 辐射声功率插入损失 $IL_w$

辐射声功率插入损失  $IL_w$  定义为在相同的激励方式及边界条件下, 未敷设去耦覆盖层和敷设去耦

覆盖层后, 板的辐射声功率比值以 10 为底的对数乘以 10, 单位: dB(分贝)。

$$IL_w = 10 \log_{10} \left( \frac{W_p}{W_c} \right), \quad (18)$$

式中,  $W_p$  为未敷设去耦覆盖层情况下板的辐射声功率;  $W_c$  为敷设去耦覆盖层情况下板的辐射声功率。插入损失为正, 表明辐射噪声降低。插入损失为负, 表明辐射噪声增加。

### 2.2 干面均方振速插入损失 $IL_{v1}$

干面均方振速插入损失  $IL_{v1}$  用来描述去耦覆盖层对基板的抑振性能。干面均方振速插入损失  $IL_{v1}$  定义为在相同的激励方式及边界条件下, 未敷设去耦覆盖层和敷设去耦覆盖层后, 基板与空气接触一面 (简称干面) 的均方振速比值以 10 为底的对数乘以 10, 单位: dB(分贝)。

$$IL_{v1} = 10 \log_{10} \left( \frac{\langle v_{1,b}^2 \rangle}{\langle v_{1,c}^2 \rangle} \right), \quad (19)$$

式中,  $\langle v_{1,b}^2 \rangle$  为未敷设去耦覆盖层时, 基板干面的均方振速;  $\langle v_{1,c}^2 \rangle$  为敷设去耦覆盖层后, 基板干面的均方振速。

### 2.3 湿面均方振速插入损失 $IL_{v2}$

湿面均方振速插入损失  $IL_{v2}$  定义为在相同的激励方式及边界条件下, 未敷设去耦覆盖层时基板与水接触的一面 (简称湿面) 的均方振速和敷设去耦覆盖层后覆盖层与水接触的一面均方振速的比值以 10 为底的对数乘以 10, 单位: dB(分贝)。

$$IL_{v2} = 10 \log_{10} \left( \frac{\langle v_{1,b}^2 \rangle}{\langle v_{2,c}^2 \rangle} \right). \quad (20)$$

式中,  $\langle v_{1,b}^2 \rangle$  为未敷设去耦覆盖层时, 基板湿面的均方振速;  $\langle v_{2,c}^2 \rangle$  为敷设去耦覆盖层后, 覆盖层湿面的均方振速。

湿面均方振速插入损失的大小可以用来间接衡量去耦覆盖层降低水下辐射噪声的性能, 它与辐射效率一起决定了降低水下辐射噪声的效果。一般而言, 湿面均方振速插入损失越大, 降低水下辐射噪声的效果越好。

### 2.4 辐射效率插入损失

辐射效率  $\sigma$  表示了板-流体系统总能量 (振动能与声能) 的相对分布。它表示为<sup>[14]</sup>:

$$\sigma = \frac{W}{\rho_0 c_0 a b \langle v^2 \rangle}, \quad (21)$$

式中,  $W$  为声辐射功率,  $\langle v^2 \rangle$  为板的均方振速。

辐射效率低表明仅有少部分振动能量转化为声能。辐射效率高表明大部分振动能量转化为声能。

辐射效率插入损失  $IL_\sigma$  定义为在相同的激励方式及边界条件下，未敷设去耦覆盖层和敷设去耦覆盖层后，辐射效率的比值以 10 为底的对数乘以 10，单位：dB(分贝)。

$$IL_\sigma = 10 \log_{10} \left( \frac{\sigma_b}{\sigma_c} \right), \quad (22)$$

式中， $\sigma_b$  为未敷设去耦覆盖层时的辐射效率； $\sigma_c$  为敷设去耦覆盖层时的辐射效率。

### 2.5 振动传递损失 $TL$

振动传递损失用来描述去耦覆盖层的隔振性能。振动传递损失定义为在基板上敷设去耦覆盖层后，基板干面的均方振速与去耦覆盖层外表面（与水接触的面）均方振速比值以 10 为底的对数乘以 10，单位：dB(分贝)。

$$TL = 10 \log_{10} \left( \frac{\langle v_{1,c}^2 \rangle}{\langle v_{2,c}^2 \rangle} \right), \quad (23)$$

式中， $\langle v_{1,c}^2 \rangle$  为敷设去耦覆盖层后，基板的均方振速； $\langle v_{2,c}^2 \rangle$  为敷设去耦覆盖层后，去耦覆盖层外表面的均方振速。

振动传递损失  $TL$  的大小是去耦覆盖层隔振性能的度量。振动传递损失为正，表示覆盖层表面的振动小于基板的振动；振动传递损失为负，表示覆盖层表面的振动大于基板的振动。

在上述五项指标中，辐射声功率插入损失  $IL_w$  等于湿面均方振速插入损失  $IL_{v2}$  与辐射效率插入损失  $IL_\sigma$  之和，即  $IL_w = IL_{v2} + IL_\sigma$ ；湿面均方振速插入损失  $IL_{v2}$  等于干面均方振速插入损失  $IL_{v1}$  与振动传递损失  $TL$  之和，即  $IL_{v2} = IL_{v1} + TL$ 。

## 3 数值计算结果分析与讨论

四端简支撑矩形板一边为空气，另一边浸没在密度  $\rho_0 = 1000 \text{ kg/m}^3$ 、声速  $c_0 = 1500 \text{ m/s}$  的水中，在与水介质相邻的矩形板表面全部敷设去耦覆盖层。基板密度  $\rho_s = 7800 \text{ kg/m}^3$ ，复杨氏模量  $\tilde{E} = 2.1 \times 10^{11}(1 + j0.005) \text{ N/m}^2$ ，泊松比  $\nu = 0.3$ 。去耦覆盖层的厚度  $h_c = 30 \text{ mm}$ ，复杨氏模量  $\tilde{E}_c = 5 \times 10^6(1 + j0.1) \text{ N/m}^2$ ，密度  $\rho = 1100 \text{ kg/m}^3$ 。机械激励为施加在板的长度和宽度为四分之一处幅值为 1 N 的点力。

图 2 至图 5 分别比较了两种不同尺寸基板敷设去耦覆盖层后辐射声功率插入损失、湿面均方振速插入损失、辐射效率插入损失、干面均方振速插入损失随频率的变化曲线。图中横坐标为频率的对数坐标。基板的厚度均为 20 mm；其长、宽尺寸分别为  $0.75 \text{ m} \times 1 \text{ m}$  和  $1.5 \text{ m} \times 1 \text{ m}$ 。计算结果中模态阶数  $N = 15$ ，满足收敛性要求。图 2 至图 5 的结果表明，辐射声功率插入损失、湿面均方振速插入损失、辐射效率插入损失、干面均方振速插入损失随基板的尺

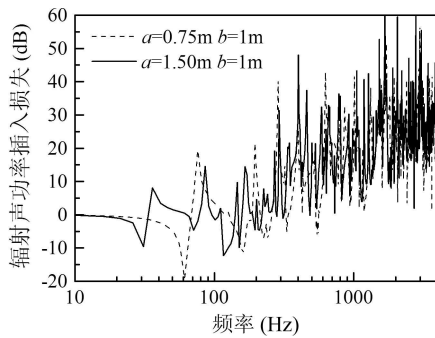


图 2 辐射声功率插入损失随频率的变化

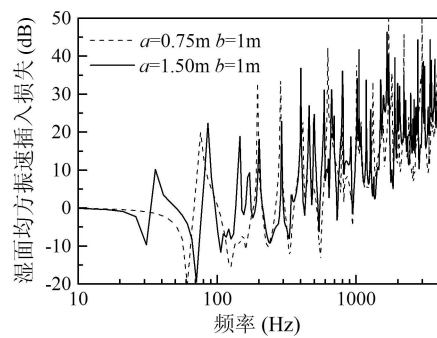


图 3 湿面均方振速插入损失随频率的变化

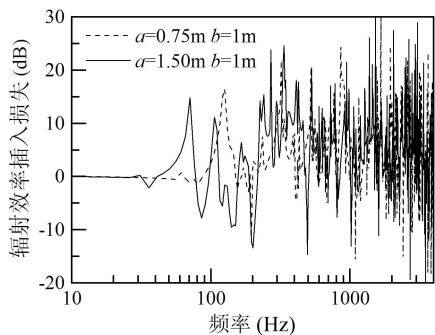


图 4 辐射效率插入损失随频率的变化

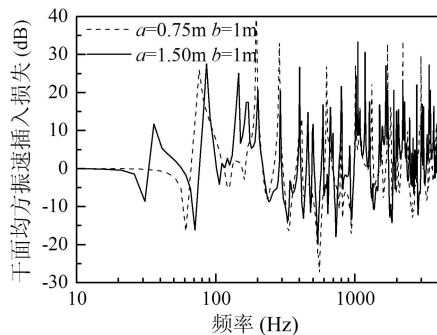


图 5 干面均方振速插入损失随频率的变化

寸变化而变化。基板尺寸越大, 模态密度越大, 峰值也越密集。在低频, 辐射声功率插入损失、湿面均方振速插入损失在零位上下振荡; 随着频率的增加, 它们振荡上升。

图 6 比较了两种不同尺寸基板敷设去耦覆盖层后振动传递损失随频率的变化曲线。结果表明, 基板长度和宽度的变化对振动传递损失基本没有什么影响。其频率特性类似于单自由度质量-阻尼-弹簧系统的力传递率曲线。由于考虑了去耦覆盖层的厚度, 振动传递损失中的驻波效应非常明显。

图 7 比较了同种尺寸 (0.75 m×1 m)、不同厚度 (20 mm, 10 mm, 5 mm) 基板敷设去耦覆盖层后振动传递损失随频率的变化曲线。结果表明, 基板厚度对振动传递损失频率曲线有一定的影响, 随着厚度的增加共振峰值频率向低频移动。

图 8 比较了点激励力在三个不同位置的振动传递损失。结果表明, 激励点位置对振动传递损失的影响

非常小。

从机理上如何解释振动传递损失基本不受基板长度、宽度和激励点位置的影响, 但随着基板厚度的变化而变化呢? 从振动的角度看, 基板-去耦覆盖层-流体系统可看作以基板作为振动输入, 去耦覆盖层类似于橡胶隔振器, 水介质为流体附加质量的一个振动系统。在这样一个系统中, 去耦覆盖层的振动传递特性与基板尺寸无关。根据文献 9, 参与振动的液体层厚度近似等于板内弯曲波长的 1/6, 那么板弯曲振动时的液体附连振动质量即可用下式计算:

$$m_c \approx \frac{\rho_0 \lambda_b'}{2\pi} = \frac{\rho_0}{k_b'}, \quad (24)$$

式中,  $\lambda_b'$  与  $k_b'$  属于同液体相互作用的板的弯曲波长和波数。在弯曲振动板同液体接触时, 板的波数用下式计算:

$$k_b' = \sqrt[4]{\frac{\omega^2 (m_p + m_c)}{\tilde{D}}} = k_b \sqrt[4]{1 + \mu}, \quad (25)$$

式中,  $k_b$  为真空板中的波数,  $k_b = \sqrt[4]{\rho_s h \omega^2 / \tilde{D}}$ ;  $\mu = m_c / m_p$ 。  $m_p$  为板单位面积质量。

从式 (24) 和式 (25) 可以看出, 板的弯曲波长与其长度和宽度无关, 因而流体附加质量也与板的长度和宽度无关。因此, 可近似解释振动传递损失不随基板长度和宽度的变化而变化。然而, 基板的弯曲波长与其厚度密切相关。对于同一频率, 基板弯曲波长随厚度的增加而增加。同样, 流体附加质量也会随着基板厚度的增加而增加。这导致去耦覆盖层-流体振动系统的共振峰值频率随着基板厚度的增加而减小。

此外, 从数学上分析, 敷设去耦覆盖层时, 假设忽略流体辐射阻尼和模态之间的耦合, 取参与振动的水层厚度近似等于板内弯曲波长的 1/6, 并假设  $kh_c \ll 1$ , 对于单个模态, 方程 (11) 可表示为:

$$\begin{cases} (K_{mn} - M_{smn}\omega^2 + K_c) \tilde{a}_{mn} - K_c \tilde{b}_{mn} = \tilde{f}_{mn}, \\ -K_c \tilde{a}_{mn} + (K_c - M_{fmn}\omega^2) \tilde{b}_{mn} = 0, \end{cases} \quad (26)$$

式中,  $K_{mn} = [(ab)/4] \rho_s h \omega_{mn}^2$  为真空板 (m, n) 阶模态刚度,  $M_{smn} = [(ab)/4] \rho_s h$  为真空板 (m, n) 阶模态质量,  $K_c = [(ab)/4] (E_c/h_c)$  为覆盖层模态刚度,  $M_{fmn} = \mu M_{smn} = [(ab)/4] \mu \rho_s h$  为 (m, n) 阶模态流体附加质量,  $\mu$  为流体附加质量与板质量之比。

对式 (26) 求解, 并根据振动传递损失  $TL$  的定义, 可得:

$$TL = 10 \log_{10} \left( \left| \frac{\tilde{E}_c/h_c - u \rho_s h \omega^2}{E_c/h_c} \right|^2 \right). \quad (27)$$

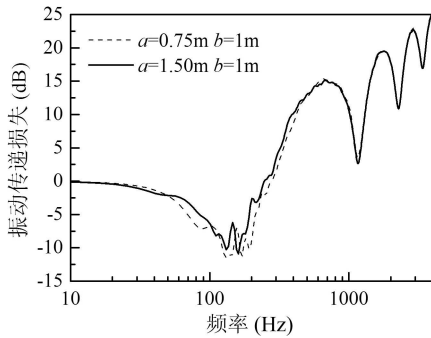


图 6 振速传递损失随频率的变化

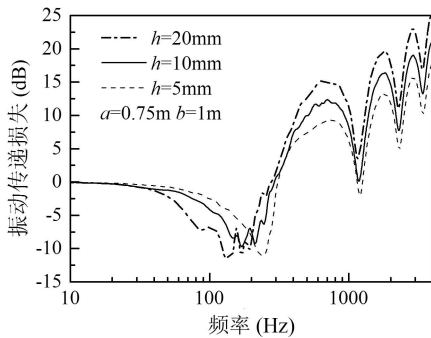


图 7 基板厚度对振速传递损失的影响

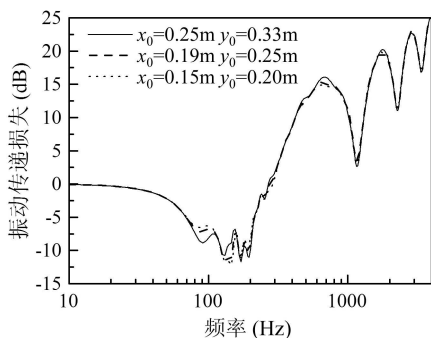


图 8 激励点的位置对振动传递损失的影响

式 (27) 反映了去耦覆盖层的振动传递损失的特性。它与板的长度、宽度和激励点位置无关, 但与板的厚度有关。

从前面的计算结果及分析讨论可以看到, 在辐射声功率插入损失、湿面均方振速插入损失、干面均方振速插入损失、辐射效率插入损失、振动传递损失五项指标中, 仅振动传递损失不随基板结构尺寸 (长度和宽度) 发生变化, 也不随激励点位置的变化而变化, 满足评价指标的一致性要求。尽管振动传递损失随厚度发生变化, 但对于特定的水下航行体, 每个部位的厚度均是一定的, 在平板模型测试过程中, 选择相同厚度的平板即可。

振动传递损失仅满足评价指标的一致性还不够, 还要看它是否能反映去耦覆盖层降噪性能 (辐射声功率插入损失) 的整体趋势和特性。图 9 和图 10 分别比较了厚 20 mm 和 10 mm 去耦覆盖层的辐射声功率插入损失与振动传递损失随频率的变化曲线。从图中可以看出, 振动传递损失从整体趋势上反映了辐射声功率插入损失的频率依赖性。但辐射声功率插入损失整体上高于振动传递损失, 且辐射噪声的低频放大范围小于振动放大的频率范围。可能的原因在于去耦覆盖层改变了基板的振速及其辐射效率。

图 11 和图 12 也分别比较了两种不同尺寸基板敷设去耦覆盖层后湿面均方振速插入损失与辐射声功率插入损失。基板的厚度均为 20 mm; 其长、宽尺寸分别为  $0.75\text{ m} \times 1\text{ m}$  和  $1\text{ m} \times 1\text{ m}$ 。从图中可以看出, 对于不同尺寸的矩形板, 湿面均方振速插入损失随频率的变化曲线与辐射声功率插入损失比较接近, 尤其在低频。

在选择去耦覆盖层降噪性能评价指标时, 用湿面均方振速插入损失的优点是: 湿面均方振速插入损失较振动传递损失更接近辐射声功率插入损失, 在低频尤其明显。缺点是: 湿面均方振速插入损失会随着矩形板长度和宽度的变化而变化。在进行性能测试时, 用一种结构尺寸测量的湿面均方振速插入损失替代不了另一种结构尺寸。

用振动传递损失作为去耦覆盖层评价指标的优点是: 振动传递损失不随测试矩形板的长度、宽度和激励点的变化而变化。只要基板厚度不变, 用一种结构尺寸测量的振动传递损失可替代另一种结构尺寸的测试结果。缺点是: 振动传递损失较湿面均方振速插入损失与辐射声功率插入损失的差异要大。

综上所述, 去耦覆盖层与其它各种减振降噪措施一样, 其应用效果与具体的结构型式、尺寸、激励

源特性及其位置等密切相关。然而, 在选择降噪性能评价指标时, 我们尽量地希望它能独立于具体的结构型式、尺寸、激励源的性质和位置, 而且能反映其

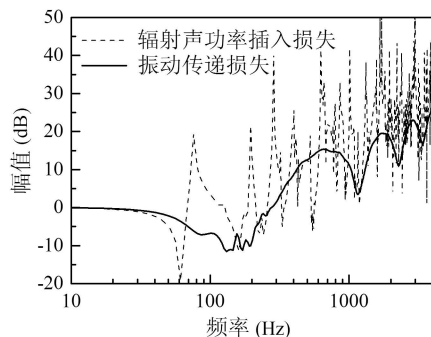


图 9 振动传递损失与辐射声功率插入损失比较  
( $a = 0.75\text{ m}$ ,  $b = 1\text{ m}$ ,  $h = 20\text{ mm}$ )

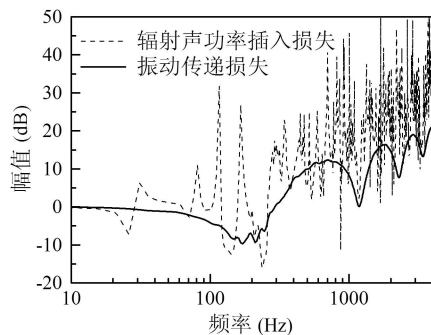


图 10 振动传递损失与辐射声功率插入损失比较  
( $a = 0.75\text{ m}$ ,  $b = 1\text{ m}$ ,  $h = 10\text{ mm}$ )

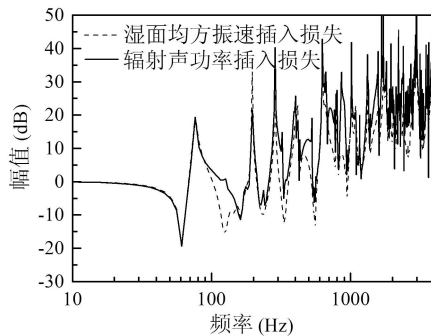


图 11 湿面均方振速插入损失与辐射声功率插入损失比较  
( $h = 20\text{ mm}$ ,  $a = 0.75\text{ m}$ ,  $b = 1\text{ m}$ )

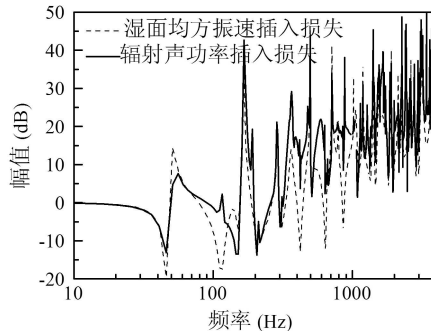


图 12 湿面均方振速插入损失与辐射声功率插入损失比较  
( $h = 20\text{ mm}$ ,  $a = 1\text{ m}$ ,  $b = 1\text{ m}$ )

降噪机理及降噪频率特性的整体趋势。例如对于隔振器, 我们通常给出静态刚度和动态刚度等性能指标, 但应用到具体结构时, 其隔振性能要视具体情况而定。因此, 对于去耦覆盖层平板测试模型, 不一定要用辐射声功率插入损失作为其评价指标。如果我们想把去耦覆盖层降噪性能一种结构尺寸的测试结果用到另一种结构尺寸上, 振动传递损失是一个比较适合量。因为振动传递损失与测试结构的长度和宽度、激励点位置无关, 而且能在整体趋势上反映去耦覆盖层的频率特性。

此外, 辐射声功率的测量要比振动测量复杂。而湿面均方振速插入损失较振动传递损失能更好地反映去耦覆盖层的辐射声功率插入损失, 尤其在低频。因此, 如果想用某一个测试量来替代或反映一种特定结构敷设去耦覆盖层后的辐射声功率插入损失, 或者比较不同去耦覆盖层对特定结构的降噪效果, 湿面均方振速插入损失是一个比较合适的量。

## 4 结论

采用模态分解法和去耦覆盖层流体传递矩阵模型, 建立了敷设去耦覆盖层的四端简支撑矩形板水下振动和声辐射模型。定义了与去耦覆盖层降噪性能相关的五项指标: (1) 辐射声功率插入损失; (2) 湿面均方振速插入损失; (3) 干面均方振速插入损失; (4) 辐射效率插入损失; (5) 振动传递损失。在这五项指标中, 前四项指标与基板结构尺寸密切相关。振动传递损失描述了去耦覆盖层隔离基板振动向水层传递的性能, 相对独立于基板的长度、宽度和激励点的位置, 而且在整体趋势上也反映了辐射声功率插入损失频率特性。如果我们想把去耦覆盖层降噪性能一种结构尺寸的测试结果用到另一种结构尺寸上, 振动传递损失是一个比较适合量。

湿面均方振速插入损失较振动传递损失能更好地反映去耦覆盖层的辐射声功率插入损失。如果是想用某一个测试量来替代或反映一种特定结构敷设去耦覆盖层后的辐射声功率插入损失, 或者比较不

同去耦覆盖层对特定结构的降噪效果, 湿面均方振速插入损失是一个比较合适的量。

## 致谢

上海交通大学汤渭霖教授对本文的指标定义及撰写等方面提出了多项重要的建议, 在此表示衷心的感谢。

## 参 考 文 献

- 1 陶猛, 汤渭霖, 范军. 柔性去耦覆盖层降噪机理分析. 船舶力学, 2010; **14**(4): 421—429
- 2 陶猛, 汤渭霖, 范军. 覆盖多柔性层的有限长圆柱壳声辐射特性. 声学学报, 2008; **33**(3): 220—225
- 3 缪旭弘, 王仁乾, 顾磊. 去耦隔声层性能数值分析. 船舶力学, 2005; **9**(5): 125—131
- 4 王荣津, 缪荣兴. GB/T 14369-93 水声材料样品插入损失和回声降低的测量方法, 中华人民共和国国家标准, 1993
- 5 Brekhovskikh 著, 杨训仁译. 分层介质中的波. 北京: 科学出版社, 1985
- 6 Panigrahi S N, Jog C S, Munjal M L. Multi-focus design of underwater noise control lining based on finite element analysis. *Applied Acoustics*, 2008; **69**: 1141—1153
- 7 姚雄亮, 张阿漫, 钱德进, 庞福振. 去耦瓦敷设方式对双层壳声振动的影响. 海军工程大学学报, 2008; **20**(2): 33—37
- 8 姚熊亮, 张煦, 钱德进, 张阿漫. 隔声去耦材料声学性能试验研究. 传感器与微系统, 2008; **27**(7): 31—33
- 9 Nikiforov S, translated from Russian by Alexander Katalov and Dimitri Donskoy. Acoustic design of naval structures. USA: Naval Surface Warfare Center, 2005
- 10 何祚镭. 结构振动与声辐射. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学出版社, 2001
- 11 Berry A, Foin O. Three-dimensional elasticity model for a decoupling coating on a rectangular plate immersed in a heavy fluid. *J. Acoust. Soc. Am.*, 2001; **109**(6): 2704—2714
- 12 沈苏, 刘碧龙, 李晓东, 田静. 简支撑矩形板模态辐射抗的一种快速计算方法分析. 声学学报, 2010; **35**(2): 126—133
- 13 Meng Hao, Wen Jihong, Zhao Honggang *et al.* Analysis of absorption performances of anechoic layers with steel plate backing. *J. Acoust. Soc. Am.*, 2012; **132**(1): 69—75
- 14 Putra A, Thompson D J. Sound radiation from rectangular baffled and unbaffled plates. *Applied Acoustics*, 2010; **71**: 1113—1125