

壳间连接介质对双层壳声辐射性能的影响

姚熊亮¹, 计方¹, 钱德进¹, 明磊²

(1. 哈尔滨工程大学船舶工程学院, 哈尔滨 150001; 2. 空军航空大学航理系, 长春 130022)

摘要: 研究了不同壳间连接介质的加筋双层壳的振动声辐射特性。基于 Flügge 壳体理论和 Helmholtz 波动方程, 求解了双壳体声-流体-结构耦合方程, 计算了有限长双层壳体在径向点激励下的声功率和振动速度级。结果表明, 水层的耦合作用随频率的增高而降低, 托板的耦合作用随频率的增高而增加, 托板在内、外壳的振动传递中起着较大的作用。为了减小托板对振动及声辐射的影响, 提出了阻尼托板结构, 即在托板上添加阻尼材料, 对含阻尼托板的圆柱壳声学特性进行了数值研究。结果表明, 在中高频段, 阻尼有效抑制了振动能量的传递, 壳体的辐射声压明显降低, 这对水下结构的减振降噪设计具有重要的参考意义。

关键词: 连接介质; 加筋双层壳; 阻尼托板; 振动声辐射

中图分类号: U661.44

文献标识码: A

文章编号: 1000-3630(2009)-03-0312-06

DOI 编码: 10.3969/j.issn1000-3630.2009.03.025

The effect of linked materials on the sound radiation from double cylindrical shell

YAO Xiong-liang, JI Fang, QIAN De-jin, MING Lei

(1. College of Shipbuilding Engineering, Harbin Engineering University, Harbin 150001, China;

2. Aviation University of Air Force, Changchun 130022, China)

Abstract: The sound radiation from the stiffened double cylindrical shell with different linked materials is studied. Based on Flügge shell theory and Helmholtz equation, the vibration equation coupled by the sound-fluid-structure is solved, and the radiated power and radial quadratic velocity are calculated for the finite double shell driven via a radial point force. The result shows that the coupled effect of water layer declines and the coupled effect of brace increases with the increment of frequency. The brace has a great contribution towards vibration passing. A damping brace structure (including damping layer) is presented in order to reduce the influence of the brace on the vibration and sound radiation. The acoustic characteristic of double cylindrical shell including damping brace is analyzed. It shows that for medium and high frequencies the transmission of energy is depressed by damping material, and the radiation pressure is reduced remarkably.

Key words: linked material; stiffened double cylindrical shell; damping brace; vibration and sound radiation

1 引言

从目前水下航行结构来看, 内外壳间连接形式主要是横向构件, 即托板和实肋板。由于横向构件布置密集, 且直接将内外壳体连接在一起, 当内壳受到激励力振动时, 它们直接将振动波非常有效地传递到外壳上, 所以研究两层壳体结构的连接介质(托板、壳间水层等), 对双层圆柱壳声辐射有着重要的意义。Yoshikawa 研究了无限长不加筋双层壳在流场中的声辐射性能^[1,2], 通过傅氏变换在 K 空间

中求解内外壳体的径向位移。陈美霞等研究了流场中受径向点激励的有限长双层圆柱壳壳间用实肋板连接或用托板连接对其振动和声辐射性能的影响^[3]。托板近似简化为拉压杆件进行计算, 并推导了托板的动反力公式, 然后将其引入壳体振动方程, 最后求解双壳体声-流体-结构耦合方程。结果表明, 壳间连接越紧密, 对应的双层加筋圆柱壳的辐射声功率越高。侯国祥等采用数值仿真手段对某充液双层壳的结构振动和声辐射特性进行了研究^[4], 实例研究证明双层壳之间的不同实肋板设置对壳体的振动特性和结构声辐射的影响较开孔的数目影响大。陈美霞等采用 Helmholtz 波动方程、壳体表面的边界条件和傅氏变换方法推导了加筋双层圆柱壳的环形流场和外流场的声压表达式^[5]。

本文在上述文献的基础上, 讨论了双层圆柱壳间连接介质对其水下声辐射性能的影响, 研究了双

收稿日期: 2008-09-19; 修回日期: 2008-12-13

基金项目: 国防重点预研项目资助(40*****01); 国际科技合作项目资助(2007DFR80340)

作者简介: 姚熊亮(1963-), 男, 四川人, 博士, 教授, 博导, 主要从事船舶与海洋工程结构动力学研究。

通讯作者: 计方, E-mail: heujifang@163.com.cn

层壳间有无托板连接以及舷间水介质对壳体声辐射性能的影响。结果表明,托板是内外壳间振动传递的主要介质,托板的存在加大了内外壳体的耦合振动,提高了壳体的声辐射。可见,对于水下航行结构的减振降噪设计,可以在设备弹性安装和阻尼处理等措施的基础上,在耐压壳和轻外壳之间进行隔振和隔声设计,再增设一道隔离振动和噪声的屏障,进一步降低其水下噪声。由此,本文提出了一种阻尼托板结构,即在托板上加阻尼材料,利用有限元、边界元法对含阻尼托板的圆柱壳声学特性进行了数值仿真研究,为水下航行器减振降噪方案的设计提供了新的思路。

2 基本理论

2.1 壳体运动方程

本文的计算模型为简化的浸没在无限流场中的有限长加筋双层圆柱壳。坐标系和壳体的参数如图 1 所示。

图 1(b)中坐标系径向坐标以向外为正。假设流场是均匀无粘无旋的无限流场,满足线性声学条件,并认为结构变形在线弹性范围内。

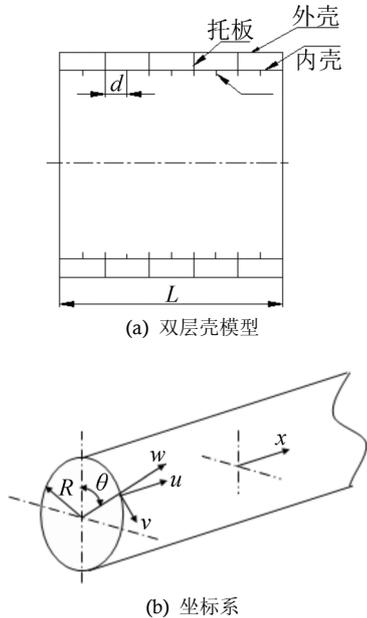


图 1 双层壳几何模型及坐标系
Fig.1 Model of double cylindrical shell and coordinate system

双层圆柱壳运动采用 Flügge 壳体理论描述,把托板视为动反力作用在壳体上,其振动方程为^[6]:

$$[L_{ijk}]\{u_i\}^T = \frac{R_i^2(1-\nu^2)}{Eh_i} \{ -\{F\}^T - \{f_r\}^T - \{f_i\}^T - \{q_i\}^T \} \quad (1)$$

式中: $[L_{ijk}]$ ($i=1,2$ 分别代表内、外层壳体, $j, k=1,2,3$) 为采用 Flügge 理论的壳体微分算子, 惯性

项和静水压力项均包含在内, 壳体、环肋、纵骨、托板和实肋板采用相同的材料, E 为壳体杨氏模量, ν 为泊松比, R_i 为内、外壳体的半径, h_i 为壳板的厚度。 $\{u_i\}^T = \{u_i, v_i, w_i\}^T$ 表示壳体轴向、周向和径向位移; $\{F\}^T$ 为作用在壳体上的激励力; $\{f_r\}^T$ 为环肋的反力; $\{f_i\}^T$ 为托板的反力; $\{q_i\}^T = \{0, 0, q_{ir}\}^T$ 为辐射声压, 两层壳间充满流体, 双层圆柱壳位于无限外流场中。

方程(1)的形式解如下(略去时间因子 $e^{-j\omega t}$):

$$\begin{pmatrix} u_i(x, \theta) \\ v_i(x, \theta) \\ w_i(x, \theta) \end{pmatrix} = \sum_{\alpha=0}^1 \sum_{n=0}^{\infty} \sum_{m=1}^{\infty} \begin{pmatrix} U_{imn} \sin(n\theta + \alpha\pi/2) \cos(m\pi x/L) \\ V_{imn} \cos(n\theta + \alpha\pi/2) \sin(m\pi x/L) \\ W_{imn} \sin(n\theta + \alpha\pi/2) \sin(m\pi x/L) \end{pmatrix} \quad (2)$$

式(2)中, $\alpha=0, 1$ 分别对应壳体周向对称及非对称振动, m, n 分别为轴向半波数和周向波数。

声压满足 Helmholtz 波动方程:

$$\nabla^2 p(x) + \frac{\omega^2}{C^2} p(x) = 0 \quad (3)$$

式中, x 为声场中任意一点, ω 为激励力频率, C 为流体中的声速。

2.2 托板动反力分析

把托板简化为受拉压的杆件, 从而得到托板的平衡方程:

$$EA \frac{\partial^2 u_r}{\partial r^2} = \rho A \frac{\partial^2 u_r}{\partial t^2} \quad (4)$$

式(4)中, u_r 为托板的径向位移, $A = b_i \times h_3$ 为托板的横截面积, b_i 为托板的宽度, h_3 为托板的厚度。

$$\text{由于: } u_r(r, t) = u_r(r) \cdot e^{-j\omega t} \quad (5)$$

代入式(4), 得:

$$EA \frac{\partial^2 u_r}{\partial r^2} = -\rho A \omega^2 u_r \quad (6)$$

式(6)的解为:

$$u_r = c_1 \cos(\sqrt{\frac{\rho}{E}} \omega r) + c_2 \sin(\sqrt{\frac{\rho}{E}} \omega r) \quad (7)$$

托板和内外壳体必需满足位移连续的边界条件:

$$u_r = w_1|_{r=R_1}, u_r = w_2|_{r=R_2} \quad (l_2 \text{ 为托板的长度}) \quad (8)$$

将式(7)代入式(8)中, 解得系数为:

$$c_1 = \frac{w_1 \sin(\alpha R_2) - w_2 \sin(\alpha R_1)}{\sin[\alpha(R_2 - R_1)]}$$

$$c_2 = \frac{w_1 \cos(\sqrt{\frac{\rho}{E}} \omega R_2) - w_2 \cos(\sqrt{\frac{\rho}{E}} \omega R_1)}{-\sin[\sqrt{\frac{\rho}{E}} \omega (R_2 - R_1)]} \quad (9)$$

把式(9)代入式(7), 根据托板受力: $F = \sigma A =$

$E \varepsilon A = EA \frac{\partial u_r}{\partial r}$, 即可求得托板作用于内外壳的力 F_1 和 F_2 。具体推倒详见文献[6]。

因此, 第 pq 个托板对内壳的反力向量可写成:

$$\{f_{ipq}\}^T = [0 \ 0 \ F_1 \ 0 \ 0 \ 0]^T \quad (10)$$

第 pq 个托板对外壳的反力向量可写成:

$$\{f_{i2pq}\}^T = -[0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ F_2]^T \quad (11)$$

于是, 方程式(1)中的托板反力向量可写成:

$$\{f_i\}^T = \sum_{i=1}^2 \sum_{p=1}^{N_x} \sum_{q=1}^{N_\theta} \{f_{ipq}\}^T \delta(x-x_p) \delta(\theta-\theta_q) / R_i \quad (12)$$

式中, $\{f_{ipq}\}^T$ 表示壳体($i=1$ 表示内壳, $i=2$ 表示外壳)上第 pq 个托板的反力向量, x_p 为托板的轴向位置, N_x 表示托板轴向的个数, θ_q 为托板的周向位置, N_θ 表示托板周向的个数。

3 双层壳振动传递分析

浸没在流场中双层壳通过层间流体耦合。当内壳受到激励的作用产生振动诱发声波向外辐射, 声波的一部分激励外壳向外流场辐射声波, 一部分被外壳反射, 被反射的声波反过来又影响内壳的振动, 其相互作用的关系是比较复杂的。这种声波在壳间反复的反射在环形流场中形成稳定的声场。这种声场耦合的特性与内外壳体的刚度、层间的距离和介质有关。当内壳受到激励时其振动波传递途径如图 2 所示。图中 F_r 为对内壳的径向激励力^[7]。

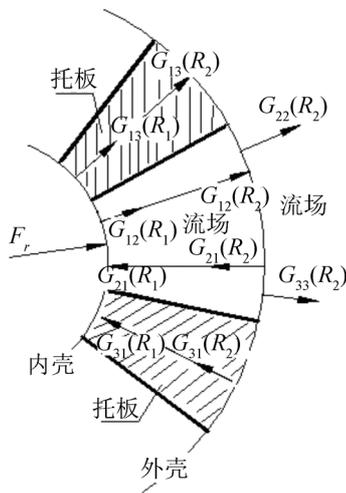


图 2 双层壳振动波传递途径
Fig.2 The passing path of vibration wave

(1) 通过环形流场传递

内壳振动波 $G_{12}(R_1)$ 通过环形流场流体介质传播到外壳并激励外壳, 与此同时产生反向波 $G_{21}(R_2)$, 通过环形流场向内壳传递 $G_{21}(R_1)$, 并激励内壳振动。这种正向波和反向波产生相互耦合作用, 时而抵消时而加强, 最后通过外壳振动向外辐射 $G_{22}(R_2)$ 声波。

(2) 通过托板传递

托板将内外壳体牢固地连接起来, 当内壳受激励时, 振动波 $G_{13}(R_1)$ 通过托板传向外壳并激励外壳振动 $G_{33}(R_2)$, 同样外壳振动时产生反向激励, 通过托板返回到内壳即 $G_{31}(R_1)$, 相互耦合后再通过外壳向外场辐射 $G_{33}(R_2)$ 。

对双壳体而言, 向外场辐射的声波, 无论是通过环形流场 $G_{22}(R_2)$, 还是通过连接两层壳体的横向构件 $G_{33}(R_2)$, 都经过内外壳体相互耦合后再形成, 最后 $G_{22}(R_2)$ 和 $G_{33}(R_2)$ 相互叠加在一起向外场辐射。

4 托板载荷传递对辐射噪声的影响

图 3 是有、无托板连接的双层壳水下辐射声功率曲线, 声功率基准值为 $1e-12W$ 。双层壳尺寸为: $R_1/h_1=125$, $R_1/l_1=5.83$, $R_1/L=0.583$, $R_2/h_2=466.7$, $R_2/l_2=3.267$, $R_2/L=0.653$ 。其中 L 为双层圆柱壳的长度, R_1 、 h_1 、 l_1 分别为内壳体的半径、厚度和内壳环肋间距; R_2 、 h_2 、 l_2 分别为外壳体的半径、厚度和外壳环肋间距, 托板每隔 45° 沿周向均匀分布, 即周向共 8 块托板, 沿轴向等间距分布, 间距为 $l_3=l_2$, 厚度为 $h_3=2.67h_2$, 托板外圆弧沿周向的长度为 b_2 , $b_2/(2\pi R_2)=0.025$, 整个圆柱壳共 48 块托板。径向激励力作用在内壳轴向中心处, 大小为 100N。

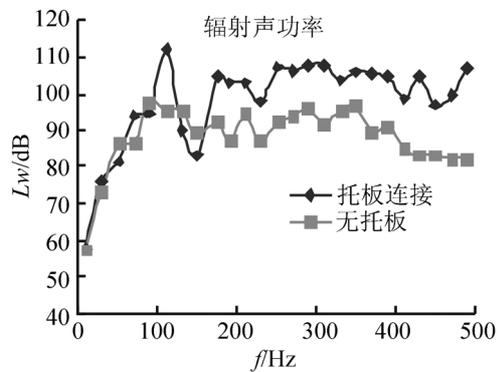


图 3 辐射声功率对比曲线
Fig3 Comparison curves of radiation sound power

从图 3 可以看出, 双层壳间用和不用托板连接时, 结构的辐射声功率曲线有较大的差别。不用托板连接时, 结构辐射声功率曲线随着频率的增加逐渐下降, 即随着激励力频率的增加双层壳耦合减弱; 用托板连接时, 其声功率曲线随着频率的增加而升高, 表明双层壳体已经牢固连接在一起。由此可以得出, 托板的耦合作用基本上随频率的增高而增加。在低频, 托板的耦合作用要小些; 相反, 在较高的频率范围内, 托板的耦合作用要大得多。

图 4、5 给出了有无托板连接的双层圆柱壳内、外壳板振动均方速度级曲线, 振动速度基准值为

1e-9m/s。可以看出,用托板连接后,由于壳体刚度明显增加,外壳振动均方速度级随着频率的增加而上升,而对于内壳则相反,因为内壳刚度比外壳高,不用托板连接时,它以自身的规律在振动,当用托板与刚度较弱的外壳连接后,使系统的组合刚度降低,所以内壳振动速度下降。另外还可以看出,当内外壳间用托板连接时,内外壳板的振动均方速度级相差不大;无托板连接时,内壳均方速度级明显大于外壳。由此也可以看出,托板的刚度将内外壳体的振动紧密地耦合在一起,内外壳振动呈现出相似的规律。

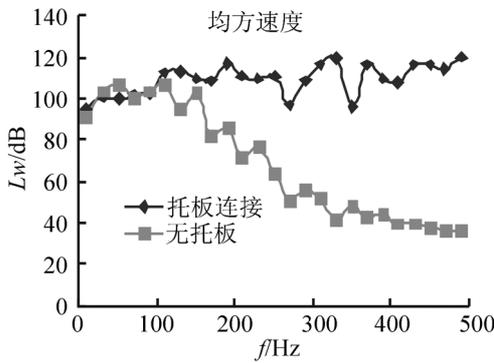


图 4 外壳振动均方速度级对比曲线

Fig.4 Comparison curves of outer shell vibration velocity level

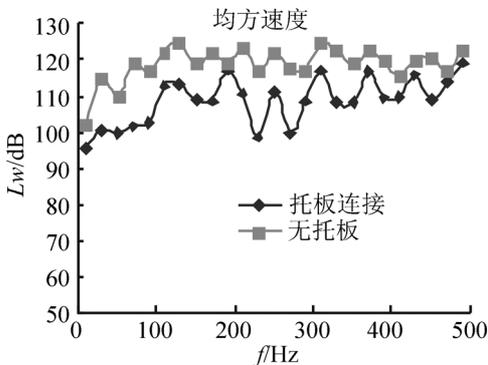


图 5 内壳振动均方速度级对比曲线

Fig.5 Comparison curves of inner shell vibration velocity level

5 舷间流体对辐射噪声的影响

图 6、7 比较了舷间充液、舷间无液双层圆柱壳结构水下辐射声功率及外壳振动均方速度级曲线。可以看出,在 300Hz 以下,舷间充液使双层圆柱壳结构水下振动声辐射明显增加;在 300Hz 以上,舷间流体介质对结构声辐射的影响较小。舷间水层的耦合作用随着频率的增加而降低:在低频段,水层的耦合作用表现较强,在较高的频率范围内,水层的耦合作用逐渐减弱。可以得出,内壳振动不仅通过实肋板而且通过舷间流体向外壳板传递振动,

舷间流体也是引起双层圆柱壳结构水下辐射噪声重要的传递通道。

综合以上结果,水层的耦合作用随频率的增高而降低,托板的耦合作用基本上随频率的增高而增加。在低频,水层的耦合作用表现略强,托板的耦合作用要小些;相反,在较高的频率范围内,托板的耦合作用要大得多。

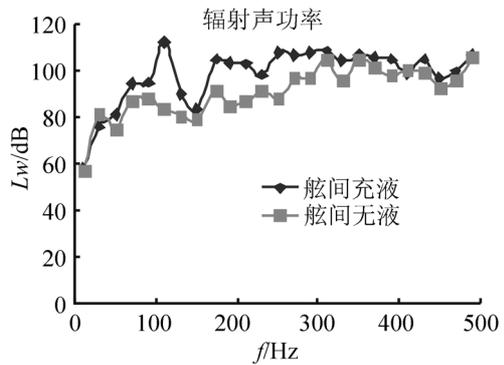


图 6 辐射声功率对比曲线

Fig.6 Comparison curves of radiation sound power

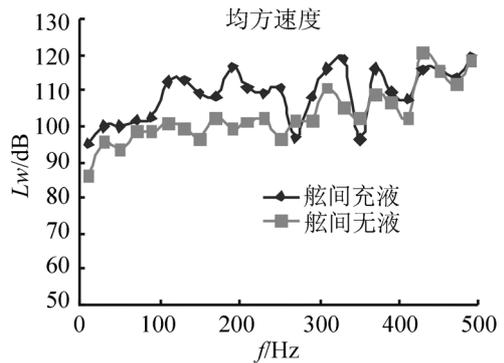


图 7 外壳振动均方速度级对比曲线

Fig.7 Comparison curves of outer shell vibration velocity level

6 阻尼托板减振降噪性能分析

当双层壳间采用托板连接时,内外壳间耦合很强,因此要想更有效降低圆柱壳的振动及声辐射,必须使声波能量在壳间得到有效衰减,使其没有足够能量激起外壳振动,内外壳的耦合作用就减弱,壳体辐射声功率和表面振动均方速度级就会降低,这样外壳可以起到“屏蔽”的作用。由于托板是内外壳振动的主要传递介质,因此研究圆柱壳减振降噪问题时,必须有效降低托板对振动波的传递。本文通过在托板上添加阻尼材料,以此来消耗内壳向外壳振动能量的传递。同时基于有限元和边界元法,结合 ANSYS 和 SYSNOISE 软件,分别对含一般托板和阻尼托板的双层壳声特性进行仿真研究^[8]。

为了说明阻尼托板减振降噪的效果,计算了托

板敷设厚度为 3cm 的阻尼材料与普通托板的辐射声压级对比。图 8 给出了圆柱壳周向角度示意图，其中 0°为激振力所在的位置，且激励力位置处设置了一基座；图 9 给出了圆柱壳纵向中心处与内壳垂直距离为 1m 区域内 0°、45°、135°、180°处辐射声压对比曲线。

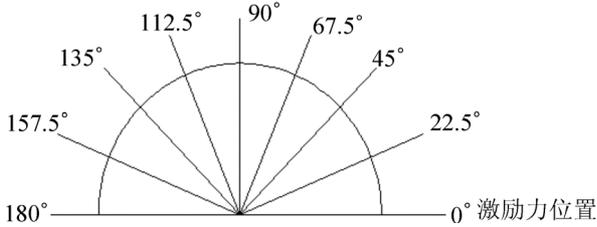


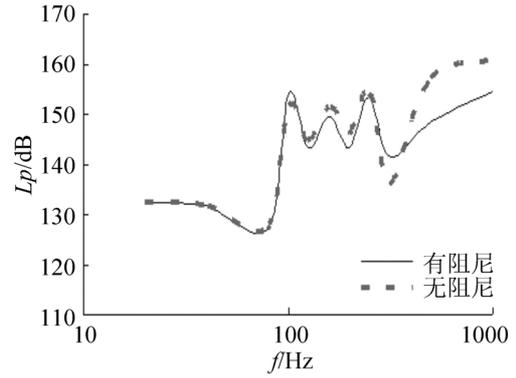
图 8 壳体周向角度示意图
Fig.8 Sketch map of shell's circumference angle

从图 9 可以看出，在低频段，阻尼托板的降噪效果表现较弱，甚至出现增加结构辐射声压的现象；但随着频率的增加，阻尼托板的作用开始体现。在中、高频阶段，尤其是在 45°和 180°500Hz 附近，阻尼托板的降噪效果最大能达到 18dB 左右。由此可见，中高频段，阻尼托板有效抑制了振动能量的传递，壳体的辐射声压明显降低。

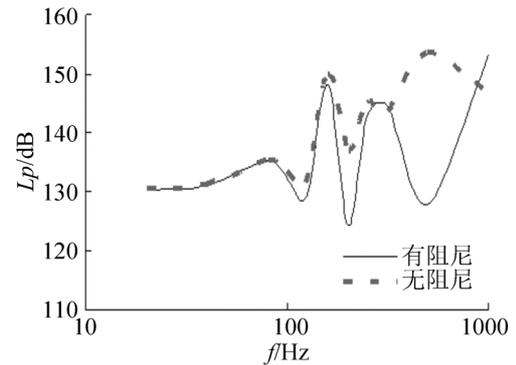
表 1 给出了有无阻尼两种工况下双层壳纵向中

表 1 降噪效果对比表
Table 1 Noise reduction results

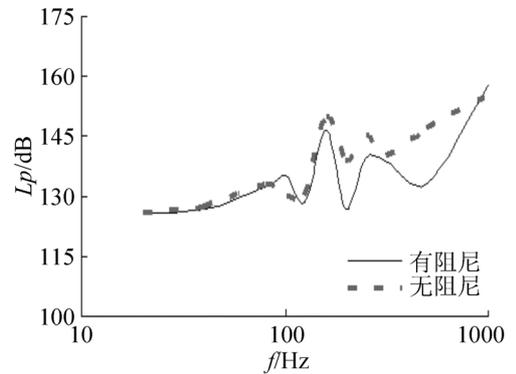
角度	频率/Hz	降低的分贝 /dB	角度	频率/Hz	降低的分贝 /dB
0°	20	0.04	45°	20	0.04
	40	0.05		40	0.04
	80	-0.09		80	0.02
	100	-2.45		100	1.25
	125	1.3		125	2.49
	160	1.78		160	1.78
	200	2.81		200	12.57
	250	0.76		250	2.3
	315	-5.8		315	-0.78
	500	8.97		500	25.78
1000	6.49	1000	-6.1		
平均值	1.26	平均值	3.580909		
135°	20	0.06	180°	20	0.06
	40	0.06		40	0.05
	80	0.04		80	0.02
	100	-4.74		100	1.47
	125	1.14		125	1.83
	160	2.8		160	1.24
	200	11.46		200	0.87
	250	5.46		250	12.23
	315	1.45		315	2.39
	500	13.62		500	18.13
1000	-2.89	1000	-4.23		
平均值	2.587273	平均值	3.096364		



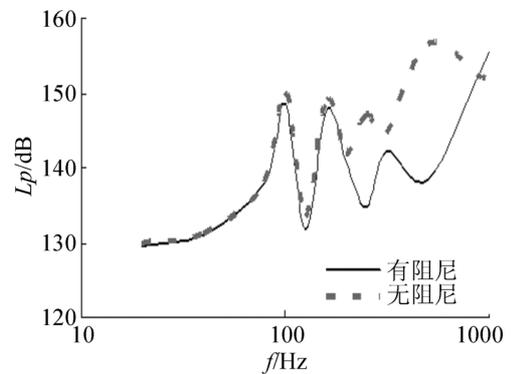
(a) 0°处辐射声压级



(b) 45°处辐射声压级



(c) 135°处辐射声压级



(d) 180°处辐射声压级

图 9 阻尼托板对辐射声压级的影响
Fig.9 Comparison curves of radiation pressure

心处与内壳垂直距离为 1m 区域内不同角度下各点的辐射声压的差值。其中降低的分贝数为无阻尼托

板时辐射声压值与有阻尼托板时辐射声压值之差。

从表1可以看出,阻尼托板在各角度都具有明显的降噪效果,尤其是在 45° 处及 180° 处,阻尼托板的平均降噪效果可以达到3.58dB和3.1dB。

7 结论

本文主要讨论了双层壳间有无托板连接以及舷间水介质对壳体声辐射性能的影响,同时计算了阻尼托板对双层壳声学特性的影响。得出以下结论:

(1) 水层的耦合作用随频率的增高而降低,托板的耦合作用随频率的增高而增加;在低频,水层的耦合作用表现略强,托板的耦合作用要小些;相反,在较高的频率范围内,托板的耦合作用要大得多;

(2) 托板和舷间水介质都是重要的声传递通道,在双层圆柱壳水下声辐射计算时必须考虑托板和舷间水的振动传递。但从计算的结果看,托板是内外壳板振动传递的主要途径;

(3) 中高频段,阻尼托板有效抑制了振动能量的传递,壳体的辐射声压明显降低,阻尼托板的最大平均降噪效果达3.58dB,为水下航行器减振降噪提供了新的方法。

参 考 文 献

- [1] Yoshikawa S. Vibration of two concentric submerged cylindrical shells coupled by the contained fluid[J]. J.A coust. Soc. Am., 1994, **95**(6): 3273-3286.
- [2] Yoshikawa S. Fluid-structure coupling by the entrained fluid in submerged concentric double-shell vibration [J]. J. Acoust. Soc. Jp.(E), 1993, **14**(2): 99-111.
- [3] 陈美霞, 骆东平, 杨叔子. 壳间连接形式对双层壳声辐射性能的影响[J]. 振动与冲击, 2005, **24**(5): 77-80.
CHEN Meixia, LUO Dongping, YANG Shuzi. The effect of linked types on the sound radiation from double cylindrical shell[J]. Journal of vibration and shock, 2005, **24**(5): 77-80.
- [4] 侯国祥, 翁章卓, 祝玉梅, 等. 充液双层壳的振动与声辐射计算[J]. 华中科技大学学报, 2005, **33**(10): 16-18.
HOU Guoxiang, WENG Zhangzhuo, ZHU Yumei, et al. A numerical analysis of vibro-acoustic characteristics of an underwater double-shell[J]. J. Huazhong Univ. of Sci. & Tech., 2005, **33**(10): 16-18.
- [5] CHEN Meixia, LUO Dongping, CHEN Xiaoning, et al. Analytical solution of radiation sound pressure of double cylindrical shells in fluid medium[J]. Applied Mathematics and Mechanics, 2002, **23**(4): 463-470.
- [6] 陈美霞. 有限长加筋双层圆柱壳声辐射性能分析[D]. 华中科技大学博士学位论文, 2003.
- [7] 姚熊亮, 钱德进, 刘庆杰. 双层圆柱壳振动传递及近场声辐射特性研究[J]. 声学技术, 2007, **26**(6): 1226-1234.
YAO Xiongliang, QIAN Dejin, LIU Qingjie. Research on the vibration passing and near-field acoustic radiation of double cylindrical shell[J]. Technical Acoustics, 2007, **26**(6): 1226-1234.
- [8] 商德江, 何祚镛. 加肋双层圆柱壳振动声辐射数值计算分析[J]. 声学学报, 2001, **26**(3): 193-201.
SHANG Dejiang, HE Zuoyong. The numerical analysis of sound and vibration from a ring-stifened cylindrical double-shell by FEM and BEM[J]. ACTA Acustica, 2001, **26**(3): 193-201.

[1] Yoshikawa S. Vibration of two concentric submerged cylindrical