

文章编号: 1000-0887(2002) 04-0415-07

双层柱壳在流场中辐射声场压力的解析解^{*}

陈美霞¹, 骆东平¹, 陈小宁¹, 沈瑞喜²

(1. 华中科技大学 交通学院, 武汉 430074; 2. 中船总系统工程部, 北京 100036)

(何福保, 陈山林推荐)

摘要: 应用 Donnell 壳体理论, 对加强内外壳体的横向构件, 利用交界面的变形协调条件, 等价作用在壳体上的反力和反力矩, 把双层柱壳振动辐射声场压力的求解, 归结为求解结构动力方程、流场 Helmholtz 方程、流体和结构交界面上连续性条件组成的声_流体_结构的耦合振动方程。通过复杂的求解方法, 可直接求得双层柱壳近场声压。

关键词: 双层柱壳; 耦合振动方程; 声场压力

中图分类号: U661.44; O327 文献标识码: A

引 言

双层壳体结构是潜艇舱段结构的主要形式, 研究其在流场中受激振动后的声辐射对潜艇隐身技术有着重要意义。对于双层同心壳体的振动性能, 文献[1, 2]曾作过理论和试验研究, 表明与单层圆柱壳体有很大差别, 对其声辐射性能研究很少报导。本文在研究加筋双层圆柱壳沉浸在理想流体介质中受激振动声辐射性能时, 采用 Donnell 壳体方程, 对加强内外壳体的横向构件, 利用其连接处变形协调条件, 等价作用在壳体上的支持力, 把它归结为求解结构动力方程、流场 Helmholtz 方程、流体和结构交界面上连续性条件, 建立声_流体_结构的耦合振动方程。然后采用复杂的求解方法, 得到双层圆柱壳的辐射声场的压力, 并与模型实验结果进行了比较, 表明本文计算方法是正确的。

1 基本方程

本文研究的力学模型为两个同心圆柱壳, 壳体几何参数如图 1 所示, 假设双层壳体两端简支在无限长的刚性圆柱障板上。结构响应在线弹性范围内, 流体满足线性声学条件。

1.1 双壳体位移函数

壳体满足两端简支边界条件的位移函数为:

$$u_i = \sum_{n=0}^{\infty} \sum_{m=1}^{\infty} U_{imn} \cos \frac{m\pi x}{L} \cos n\theta, \quad (1a)$$

$$v_i = \sum_{n=0}^{\infty} \sum_{m=1}^{\infty} V_{imn} \sin \frac{m\pi x}{L} \sin n\theta, \quad (1b)$$

* 收稿日期: 2001_05_22; 修订日期: 2001_12_26

基金项目: 国防科技重点实验室基金资助项目(99JS23.2.1.JW0506)

作者简介: 陈美霞(1975—), 女, 江西吉安人, 博士; 骆东平(1937—), 男, 广东人, 教授。

$$w_i = \sum_{n=0}^{\infty} \sum_{m=1}^{\infty} W_{imn} \sin \frac{m\pi x}{L} \cos n\theta, \quad (1c)$$

式中, u_i, v_i, w_i 分别为壳体轴向、周向和径向的位移, m 为轴向半波数, n 为周向波数, 下标 $i = 1, 2$ 分别代表内、外壳体。

1.2 环肋双层壳体运动方程

$$\begin{bmatrix} L_{i1} & L_{i2} & L_{i3} \\ L_{i2} & L_{i4} & L_{i5} \\ L_{i3} & L_{i5} & L_{i6} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_i \\ v_i \\ w_i \end{bmatrix} = \frac{R_i^2(1-\nu^2)}{Eh_i} \times \begin{bmatrix} F_{i1} + F_{1u} + F'_{iu} \\ F_{i2} + F_{1v} + F'_{iv} \\ F_{i3} + F_{1w} + F'_{iw} + M_1 + M'_i - q_i \end{bmatrix}, \quad (2)$$

式中, L_{ij} 为 Donnell 壳体理论微分算子, q_i 为作用在壳体表面上的声压, E 为弹性模量, ν 为泊松比, F'_{ij} ($i = 1, 2; j = 1, 2, 3$) 分别表示作用在内、外壳体上轴各、周向和径向的激励力。

$$[F_{1u} \quad F_{1v} \quad F_{1w}]^T = \sum_{\alpha_1=1}^{\alpha_1} [f_{1u} \quad f_{1v} \quad f_{1w}]^T \delta(x - \alpha_1 l_1)$$

为环肋对内壳的支持反力, α_1 为环肋数目。

$$[F'_{1u} \quad F'_{1v} \quad F'_{1w}]^T = \sum_{\alpha_2=1}^{\alpha_2} [f'_{1u} \quad f'_{1v} \quad f'_{1w}]^T \delta(x - \alpha_2 l_2)$$

为环板对内壳的支持反力, α_2 为环板数目。

$$[F'_{2u} \quad F'_{2v} \quad F'_{2w}]^T = \sum_{\alpha_2=1}^{\alpha_2} [f'_{2u} \quad f'_{2v} \quad f'_{2w}]^T \delta(x - \alpha_2 l_2)$$

为环板对外壳的支持反力。 M_1 为环肋对内壳的反力矩, M'_1 和 M'_2 分别为环板对内、外壳的反力矩。

2 流场中双层壳体表面声压

双层壳体沉浸在流场中, 其双层壳间的环形壳间充满流体介质, 流场中声波传播可用 Helmholtz 方程表示。

$$\Delta^2 p_j + k_0^2 p_j = 0, \quad (3)$$

式中 $p_j(r, \theta, x, \omega)$ 表示声压, $j = 1, 2$ 分别表示环形流场和外壳体外部的自由场。 $k_0 = \omega/c_0$, c_0 为流体介质声速。对圆柱坐标, 拉普拉斯算子

$$\Delta^2 = \partial^2/\partial r^2 + \partial/(r\partial r) + \partial^2/(r^2\partial\theta^2) + \partial^2/\partial x^2.$$

经过傅氏变换和演算, 可得到声场声压的一般表达式,

$$P_{jn} = \begin{cases} A_{jn} J_n(k_r r) + B_{jn} Y_n(k_r r) & c > c_0, \\ A_{jn} I_n(k' r) + B_{jn} K_n(k' r) & c \leq c_0, \end{cases} \quad (4)$$

式中, P_{jn} 是 p_j 对贝塞尔函数展开的级数项, $kr = \sqrt{k_0^2 - k_x^2}$, $k'r = \sqrt{k_x^2 - k_0^2}$, $k_0^2 = k_x^2 + k_r^2$, $k_x = \omega/c$, c 为沿壳体轴向传播的螺旋波的相速。 J_n, Y_n 为第一类、第二类的贝塞耳函数, I_n, K_n 为第一类、第二类修正的贝塞耳函数。

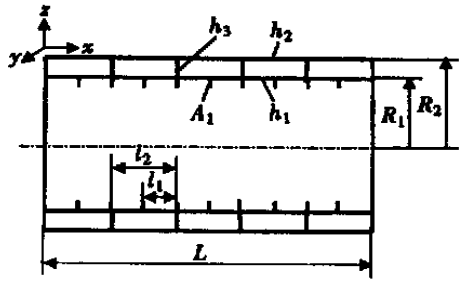


图1 双层壳体的理论模型

利用流体与壳体接触面上径向速度连续的条件

$$\begin{cases} \mathbb{W}_1 = (1/i\omega\rho_w)(\partial p_1/\partial r)_{r=R_1}, \\ \mathbb{W}_2 = (1/i\omega\rho_w)(\partial p_1/\partial r)_{r=R_2} = (1/i\omega\rho_w)(\partial p_2/\partial r)_{r=R_2} \end{cases} \quad (5)$$

可求得:

$$P_{1n}(r) = \begin{cases} \frac{\omega^2 \rho_w / k_r}{J_n(k_r R_1) Y_n(k_r R_2) - J_n(k_r R_2) Y_n(k_r R_1)} \left\{ [Y_n'(k_r R_2) J_n(k_r r) - J_n'(k_r R_2) Y_n(k_r r)] W_{1n} + [-Y_n'(k_r R_1) J_n(k_r r) + J_n'(k_r R_1) Y_n(k_r r)] W_{2n} \right\} & c > c_0, \\ \frac{\omega^2 \rho_w / k'_r}{I_n(k'_r R_1) K_n(k'_r R_2) - I_n(k'_r R_2) K_n(k'_r R_1)} \left\{ [K_n'(k'_r R_2) I_n(k'_r r) - I_n'(k'_r R_2) K_n(k'_r r)] W_{1n} + [-K_n'(k'_r R_1) I_n(k'_r r) + I_n'(k'_r R_1) K_n(k'_r r)] W_{2n} \right\} & c \leq c_0, \end{cases} \quad (6)$$

$$P_{2n}(r) = \begin{cases} \frac{\omega^2 \rho_w}{k_r} \frac{H_n^{(1)}(k_r r)}{H_n^{(1)'}(k_r R_2)} W_{2n} & c > c_0, \\ \frac{\omega^2 \rho_w}{k_r} \frac{K_n(k'_r r)}{K_n(k'_r R_2)} W_{2n} & c \leq c_0, \end{cases} \quad (7)$$

式中, J_n, Y_n, I_n, K_n 分别表示 Bessel 函数对其自变量($k_r r$ 或 $k'_r r$) 的微分。从而得到双层壳体内、外壳体表面的声压为:

$$q_{1n} = P_{1n}(R_1), \quad q_{2n} = P_{2n}(R_2) - P_{1n}(R_2). \quad (8)$$

3 环肋和环板的支持力

3.1 环肋对内壳的支持力

环肋对内壳的加强作用, 文献[3]已做了全面分析, 将整个内层环肋柱壳离散为环肋和环肋间壳段组成, 然后依次连接起来, 环肋被壳体两端产生 4 种边界力激起 4 种形式的振动, 略去横向剪切变形和转动惯量后, 对任一个环肋这 4 种形式的振动可用下列微分方程组来描述:

$$\frac{EI}{R_b^4} \left(\frac{\partial^4 w^*}{\partial \theta^4} - \frac{\partial^3 v^*}{\partial \theta^3} \right) + \frac{EA_b}{R_b^2} \left(w^* + \frac{\partial v^*}{\partial \theta} \right) + \rho A_b \frac{\partial^2 w^*}{\partial t^2} = f_{1w}(\theta, t), \quad (9a)$$

$$\frac{EI}{R_b^4} \left(\frac{\partial^3 w^*}{\partial \theta^3} - \frac{\partial^2 v^*}{\partial \theta^2} \right) - \frac{EA_b}{R_b^2} \left(\frac{\partial w^*}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 v^*}{\partial \theta^2} \right) + \rho A_b \frac{\partial^2 v^*}{\partial t^2} = f_{1v}(\theta, t), \quad (9b)$$

$$\frac{EI}{R_b^4} \left(\frac{\partial^4 u^*}{\partial \theta^4} - \frac{\partial^2 (R_b \varphi)}{\partial \theta^2} \right) - \frac{GJ_1}{R_b^4} \left(\frac{\partial^2 u^*}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 (R_b \varphi)}{\partial \theta^2} \right) + \rho A_b \frac{\partial^2 u^*}{\partial t^2} = f_{1u}(\theta, t), \quad (9c)$$

$$\frac{EI}{R_b^2} \left(R_b \varphi - \frac{\partial^2 u^*}{\partial \theta^2} \right) - \frac{GJ_1}{R_b^2} \left(\frac{\partial^2 u^*}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 (R_b \varphi)}{\partial \theta^2} \right) + \rho I_p \frac{\partial^2 (R_b \varphi)}{\partial t^2} = R_b f_{10}(\theta, t), \quad (9d)$$

式中, $u^* = u_1 - e_1(\partial w_1/\partial x)$, $v_1^* = v_1$, $w_1^* = w_1$, $\partial w_1^*/\partial x = \partial w_1/\partial x = \varphi_1$ 为内壳环肋截面形心处的位移分量, e_1 为环肋偏心距, 外肋为正、内肋为负。 $R_b = R_1 - e_1$ 为肋骨形心半径, $f_{1u}, f_{1v}, f_{1w}, f_{10}$ 分别为作用在单位长度环肋截面形心上的外力和扭矩。 A_b 为环肋横截面积, I, I_p 分别为平行于轴向和径向的主惯性矩, $I_p = I + I$ 为极惯性矩, G 为剪切模量, J_1 为环肋截面的扭转常数。(9) 式前 2 式表示环肋在平面内的弯曲和拉伸振动, 后 2 式为离开环肋平面的弯曲和扭转振动。

内壳振动时,环肋对壳体的反力矩也可用壳体相似的模式表示,对第 j 根环肋可以认为具有一定波数的稳态强迫振动,因此有:

$$\begin{bmatrix} w_{1j} & v_{1j} & u_{1j} & f_{1jw} & f_{1jv} & f_{1ju} & f_{1j\theta} \end{bmatrix}^T = \begin{bmatrix} W_j \sin n\theta & V_j \cos n\theta & U_j \sin n\theta & F_{jw} \sin n\theta & F_{jv} \cos n\theta & F_{ju} \sin n\theta & F_{j\theta} \sin n\theta \end{bmatrix}^T \cos \omega t \quad (10)$$

由于每一根环肋都受到其左右两个壳段的作用力,其幅值是两个作用力的合成,将(10)式代入(9)式就可求得环肋对壳体的支持反力和力矩。

3.2 环板对内外壳体的支持反力

环板是用来连接内外壳体的横向构件,当内层壳体振动时,它将内、外壳体连接在一起作稳态的振动。由于环板径向尺寸较大,在内、外壳体带动下,一方面作面内的伸缩振动,另一方面作面外的弯曲振动。求解时,认为这两个方向运动是不耦合的,可分别进行求解。

对于环板面内振动方程见文献[4,5],用柱坐标表示为:

$$\begin{cases} \frac{1}{r} \frac{d}{dr}(rN_{rr}) - \frac{n}{r}N_{r\theta} - \frac{N_{\theta\theta}}{r} + \rho h_3 \omega^2 w_b = 0, \\ \frac{1}{r} \frac{d}{dr}(rN_{r\theta}) + \frac{n}{r}N_{\theta\theta} + \frac{N_{r\theta}}{r} + \rho h_3 \omega^2 v_b = 0, \end{cases} \quad (11)$$

式中,

$$\begin{cases} N_{rr} = \frac{Eh_3}{1-\nu^2} \left[\frac{dw_b}{dr} + \nu \left(-\frac{n}{r}v_b + \frac{w_b}{r} \right) \right], \\ N_{r\theta} = \frac{Eh_3}{2(1+\nu)} \left[\frac{dv_b}{dr} - \frac{v_b}{r} + \frac{n}{r}w_b \right], \\ N_{\theta\theta} = \frac{Eh_3}{1-\nu^2} \left[-\frac{n}{r}v_b + \frac{w_b}{r} + \nu \frac{dw_b}{dr} \right], \end{cases} \quad (12)$$

其中 $R_1 < r < R_2$, N_{rr} 、 $N_{r\theta}$ 、 $N_{\theta\theta}$ 、 w_b 、 v_b 分别为环板径向、周向作用力和剪力,以及径向和周向位移。

(11) 式的解为:

$$\begin{cases} w_b = - (1/\beta_1) [C_1 J_n'(\beta_1 r) + C_2 Y_n'(\beta_1 r)] - \\ \quad (n/\beta_2^2 r) [C_3 J_n(\beta_2 r) + C_4 Y_n(\beta_2 r)], \\ v_b = - (n/\beta_1^2 r) [C_1 J_n(\beta_1 r) + C_2 Y_n(\beta_1 r)] - \\ \quad (1/\beta_2) [C_3 J_n'(\beta_2 r) + C_4 Y_n'(\beta_2 r)], \end{cases} \quad (13)$$

式中, $\beta_1 = \omega/(\omega_0 R_2)$, $\beta_2 = \sqrt{2/(1-\nu)} \beta_1$, $\omega = E/(\rho(1-\nu^2)R_2^2)$, $C_k (k = 1, 2, \dots, 8)$ 为常数。

对于环板面外弯曲振动,其方程为:

$$\left(r^2 \frac{d^4}{dr^4} - \frac{\omega^2}{\omega_0^2 R_2^4} \right) u_b = 0, \quad (14)$$

式中 $\frac{d^2}{dr^2} = \frac{d^2}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{d}{dr} - \frac{n^2}{r^2}$, $r = \frac{h_3}{\sqrt{12}R_2}$ 。

(14) 式的解为:

$$u_b = C_5 J_n(\lambda r) + C_6 Y_n(\lambda r) + C_7 I_n(\lambda r) + C_8 K_n(\lambda r), \quad (15)$$

其中 $\lambda = (\omega R_2^2 / \omega_0)^{1/2}$ 。

面外弯曲振动主要受到 M_r 和 Q_r 作用而产生:

$$\begin{cases} M_r = - D \left[\frac{\partial^2 u_b}{\partial r^2} + \nu \left(\frac{1}{r} \frac{\partial u_b}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_b}{\partial \theta^2} \right) \right], \\ Q_r = - D \frac{\partial}{\partial r} \dots^2 u_b - \frac{D(1-\nu)}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left[\frac{1}{r} \frac{\partial^2 u_b}{\partial r \partial \theta} - \frac{1}{r^2} \frac{\partial u_b}{\partial \theta} \right]. \end{cases} \quad (16)$$

将(13)式代入(12), (15)式代入(16)式, 对内壳取 $r = R_1$, 对外壳取 $r = R_2$, 即可求得环板作用在内、外壳体上的反力和反力矩。

4 双层壳体流固耦合方程

将上述求解的声压、环肋和环板的支持力代入(2)式, 经过演算后, 当内壳只受 F_{13} 激励, 双层壳体流固耦合方程为:

$$\begin{bmatrix} L_{11} & L_{12} & L_{13} & 0 & 0 & 0 \\ L_{12} & L_{14} & L_{15} & 0 & 0 & 0 \\ L_{13} & L_{15} & L_{16} + L_{16F} & 0 & 0 & L_{17F} \\ 0 & 0 & 0 & L_{21} & L_{22} & L_{23} \\ 0 & 0 & 0 & L_{22} & L_{24} & L_{25} \\ 0 & 0 & L_{27F} & L_{23} & L_{25} & L_{26} + L_{26F} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U_{1n} \\ V_{1n} \\ W_{1n} \\ U_{2n} \\ V_{2n} \\ W_{2n} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{1u} + F'_{1u} \\ F_{1v} + F'_{1v} \\ F'_{13} + F_{1w} + F'_{1w} + M_{1+} + M'_1 \\ F'_{2u} \\ F'_{2v} \\ F'_{2w} + M'_2 \end{bmatrix}, \quad (17)$$

式中, $F'_{13} = D_1 F_{13} \exp(-ik_x x_0) / (2\pi R_1)$, $D_1 = (1 - \nu^2) R_1^2 / (Eh_1)$, L_{16F} 、 L_{17F} 、 L_{26F} 、 L_{27F} 为双层壳间环形流场对内外壳的流固耦合作用, 其表达式请参见[1, 2]。

方程(17)化简整理后可写成:

$$\begin{bmatrix} S_{11} & S_{12} & S_{13} & 0 & 0 & 0 \\ S_{12} & S_{14} & S_{15} & 0 & 0 & 0 \\ S_{13} & S_{15} & S_{16} + S_{16F} & 0 & 0 & S_{17F} \\ 0 & 0 & 0 & S_{21} & S_{22} & S_{23} \\ 0 & 0 & 0 & S_{22} & S_{24} & S_{25} \\ 0 & 0 & S_{27F} & S_{23} & S_{25} & S_{26} + S_{26F} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U_{1n} \\ V_{1n} \\ W_{1n} \\ U_{2n} \\ V_{2n} \\ W_{2n} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ F'_{13} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad (18)$$

S_{ij} 表达式请参见文献[6]。

通过求解(18)式, 径向位移幅值 W_{1n} 和 W_{2n} 在 K 空间中可表示为:

$$W_{1n}(k_z, \omega) = |S'| / |S|, \quad (19)$$

$$W_{2n}(k_z, \omega) = |S''| / |S|, \quad (20)$$

式中, 矩阵 S 表示方程(18)左边 6×6 的矩阵, 它的行列式表示为:

$$|S| = |S_1| |S_2| - S_{17F} S_{27F} \begin{vmatrix} S_{11} & S_{12} \\ S_{12} & S_{14} \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} S_{21} & S_{22} \\ S_{22} & S_{24} \end{vmatrix}. \quad (21)$$

在方程(21)中 S_1 表示内层壳浸没在水中的 3×3 的矩阵, 它的 9 个元素是方程(18)中的 1 到 3 行和 1 到 3 列。同样地, S_2 表示外层壳浸没在水中的 3×3 的矩阵, 它的 9 个元素是方程(18)中的 4 到 6 行和 4 到 6 列。方程(19)中的 $|S'|$ 和方程(20)中的 $|S''|$ 可分别写成:

$$|S'| = F'_{13} |S_2| \cdot \begin{vmatrix} S_{11} & S_{12} \\ S_{12} & S_{14} \end{vmatrix}, \quad (22)$$

$$|S''| = -F'_{13} S_{27F} \begin{vmatrix} S_{11} & S_{12} \\ S_{12} & S_{14} \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} S_{21} & S_{22} \\ S_{22} & S_{24} \end{vmatrix}. \quad (23)$$

把方程(19)和(20)代入方程(6)、(7)和(8)可求得作用在内外壳体表面的声场压力。声压级定义为:

$$L_p = 20 \lg(P/P_0), \quad (24)$$

其中, 基准声压 $P_0 = 10^{-6}$ Pa。

5 数值计算

为了考察本文计算方法的正确性和精确度, 制作一个双层壳体钢质模型, 其几何参数: $L = 600$ mm, $A_1 = 2 \times 25$ mm, $h_1 = 2$ mm, $R_1 = 200$ mm, $R_2 = 250$ mm, $h_2 = 2$ mm, $h_3 = 2$ mm, $l_1 = 60$ mm, $l_2 = 120$ mm, $\alpha_1 = 9$, $\alpha_2 = 4$ 。模型试验是在消声水池中进行的, 现将外壳体近场声压的实验值与计算值列在表 1 中进行比较:

表 1 壳间未充水和充水时外壳体声压分布实验值与计算值对比

激励频率 f / kHz	壳间未充水				壳间充水			
	4		5		4		5	
周向角度 θ / (°)	试验值 P_e / dB	本文计算值 P_c / dB	试验值 P_e / dB	本文计算值 P_c / dB	试验值 P_e / dB	本文计算值 P_c / dB	试验值 P_e / dB	本文计算值 P_c / dB
0	142.97	142.58	135.69	133.80	141.68	142.32	137.13	138.31
20	142.91	143.04	135.56	136.09	141.18	142.95	134.58	135.20
40	142.97	141.15	134.68	131.80	140.95	141.32	133.70	135.40
60	140.26	137.06	130.22	134.90	135.12	137.78	125.57	126.96
80	139.73	136.14	128.08	131.68	128.90	126.91	127.04	131.00
100	138.87	135.15	130.22	127.98	129.89	131.91	121.31	125.95
120	140.92	139.11	130.62	130.12	122.64	119.60	120.84	124.80
140	142.72	139.11	131.73	130.73	121.08	119.73	122.18	124.33
160	138.87	136.71	130.39	133.24	123.41	120.38	122.08	122.84
180	137.90	136.37	131.59	131.82	129.80	126.11	121.97	120.07

从表中还可知, 壳间充水时由于流体介质的影响其相应的辐射声压较壳间为空气时小。由于对称性较好, 只列出了 $0^\circ \sim 180^\circ$ 的试验值。其试验值和计算值的最大误差不超过 10%, 可

见本文计算方法是正确的。

[参 考 文 献]

- [1] Yoshikawa S, Willams E G, Washburn K B. Vibration of two concentric submerged cylindrical shells coupled by the contained fluid[J]. J Acoust Soc Amer, 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] 骆东平, 张玉红. 环肋增强柱壳振动特性分析[J]. 中国造船, 1989, (1): 64—74.
- [4] El-Raheb M, Wagner P. Acoustic radiation from a shell with internal structures[J]. J Acoust Soc Amer, 1989, **85**(6): 2452—2463.
- [5] Guo Y P. Sound scattering by bulkheads in cylindrical shells[J]. J Acoust Soc Amer, 1994, **95**(5): 2550—2559.
- [6] 陈越澎. 加筋柱壳的声学设计方法研究[D]. 博士学位论文. 武汉: 华中理工大学, 1999.

Analytical Solution of Radiation Sound Pressure of Double Cylindrical Shells in Fluid Medium

CHEN Mei_xia¹, LUO Dong_ping¹, CHEN Xiao_ning¹, SHEN Rui_xi²

(1. Faculty of Traffic Science and Engineering, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan 430074, P R China;

2. System Engineering Research Institute, CSSC, Beijing 100036, P R China)

Abstract: The Donnell theory of shell was applied to describe shell motion. The inner and outer shells were stiffened by transverse components. Using deformation harmonious conditions of the interface, the effects of stiffeners were treated as reverse forces and moments on the double cylindrical shell. In the acoustic field produced by vibration and sound radiation of the double shell, the structure dynamic equation, Helmholtz equation in the fluid field and the continuity conditions of the surface of fluid-structure compose the vibration equation coupled by the sound-fluid-structure. The extract of acoustic pressure comes down to the extract of coupling vibration equation. The near field acoustic pressure can be solved directly by complicated calculational methods.

Key words: double cylindrical shell; coupling vibration equation; acoustic pressure