

# 基于设计灵敏度分析的圆柱壳声辐射优化

刘宝山<sup>1,2</sup>, 赵国忠<sup>\*1</sup>, 王 剑<sup>3</sup>

- (1. 大连理工大学 工业装备结构分析国家重点实验室, 辽宁 大连 116024;  
2. 中国石油大学 储运与建筑工程学院, 山东 青岛 266555;  
3. 大连交通大学 交通运输工程学院, 辽宁 大连 116028)

**摘要:** 采用有限元法计算结构振动, 边界元法求解结构振动引起的辐射声场问题, 在此基础上提出了圆柱壳结构声辐射优化模型, 重点推导了结构振动声辐射灵敏度计算公式. 优化模型中, 声辐射功率作为目标函数, 约束函数中不仅有内部场点平均声压作为声场设计指标, 而且包含了质量和自振频率的结构设计指标, 圆柱壳的厚度作为设计变量. 通过与用差分法计算的灵敏度的比较, 显示了不同厚度下声辐射功率灵敏度和内部场点平均声压灵敏度计算的准确性. 数值算例表明厚度的优化分布可以有效地降低圆柱壳的声辐射功率.

**关键词:** 声辐射功率; 有限元法; 边界元法; 优化; 灵敏度

**中图分类号:** TB532 **文献标志码:** A

## 0 引 言

圆柱壳体结构振动引起的声辐射问题一直是人们所关注的. 文献[1]用解析法和数值法研究了无界非黏滞性重流体中薄圆柱壳的声振特性, 并且用解析法来验证数值法(有限元法、边界元法等)的有效性; 文献[2]推导出了水中有限长加肋圆柱壳体的振动和声辐射的近似解析解; 文献[3]研究了在内壁简谐法向线力激励下的水中弹性圆柱壳的振动和声辐射问题, 这有助于深入分析和认识水中结构的声辐射机理, 同时验证了水下结构共振声辐射理论; 文献[4]利用有限元软件(ANSYS)和边界元软件(SYSNOISE)对一双层加肋圆柱壳的水下受激振动与声辐射作了数值计算分析研究; 文献[5]研究了不同激励力对流场中敷设阻尼材料的有限长加筋双层圆柱壳的振动和声辐射性能的影响; 文献[6]用有限元法、边界元法和统计能量分析法并结合软件(ANSYS、SYSNOISE和 AUTOSEA)对圆柱壳体在流场中受激振动及声辐射效率做了数值计算分析研究;

文献[7]结合有限元法和边界元法分析了深水中复合材料椭圆柱壳的声辐射; 文献[8]用能量法预测纵向加肋圆柱壳的模式密度、声辐射效率; 文献[9]从 Flügge 薄壳理论和 Helmholtz 波动方程出发, 根据模态叠加原理推导了有限长加筋圆柱壳受机械力和内部声源简谐激励下的“内部声腔-加筋柱壳-外部声场”耦合方程, 比较了点力和点声源作用时圆柱壳的声辐射特性以及传递损失; 文献[10]考虑双层壳间环形实肋板之间的耦合作用, 以及壳间水层、实肋板与内外壳体的耦合作用, 建立了有限长加肋圆柱壳体的振动声辐射模型.

近十几年来, 如何有效地降低圆柱壳体结构振动和声辐射得到越来越多的关注. 文献[11]对外部单极子激励下圆柱壳内部噪声最小化进行了比较系统的研究; 文献[12]通过向壳体合适的部位添加集中质量改变结构的模态, 以达到降低壳体结构声辐射功率的目的; 文献[13]通过优化铺层角度, 对复合材料圆柱壳结构的内部声学问题进行了优化研究, 经过 15 次迭代, 内部平均噪声

水平降低了 2 dB;文献[14、15]研究了外部声源激励下夹心圆柱壳声传输和声辐射优化问题.本文提出圆柱壳体结构振动声辐射优化模型,寻求优化方法降低结构辐射噪声水平.其中,声辐射功率作为目标函数,圆柱壳体的厚度作为设计变量(分为纵向和环向两种情况),壳体结构的质量、基频以及壳体结构内部所计算场点声压的平均声压作为约束条件.

1 理论基础

1.1 结构有限元计算

结构在简谐激励下的振动方程如下式所示:

$$\ddot{\mathbf{M}}\mathbf{u} + \dot{\mathbf{C}}\mathbf{u} + \mathbf{K}\mathbf{u} = \mathbf{p}(t) \tag{1}$$

式中: $\mathbf{M}$ 、 $\mathbf{K}$  分别为结构的质量矩阵和刚度矩阵; $\mathbf{C}$  是结构阻尼矩阵; $\mathbf{u}$  是结构位移矢量; $\mathbf{p}(t)$  是由外加动荷载引入的简谐激励,不妨设  $\mathbf{p}(t) = \mathbf{p}_n \cos(\omega t)$ ,  $\omega$  是激励的角频率.该方程利用振型叠加法求解,得

$$\mathbf{u} = \mathbf{s} \sin(\omega t) + \mathbf{c} \cos(\omega t) \tag{2}$$

其中  $\mathbf{s}$  和  $\mathbf{c}$  是结构模态的线性组合.

求得结构位移响应,对其进行转换即可得结构表面法向速度:

$$\mathbf{v}_n = i\omega \mathbf{T} \mathbf{u} \tag{3}$$

其中  $\mathbf{T}$  为转换矩阵,仅与结构表面形状有关.

1.2 声学边界元计算

1.2.1 边界元法 封闭结构振动的声场计算问题如图 1 所示.基于 Helmholtz 积分方程的直接

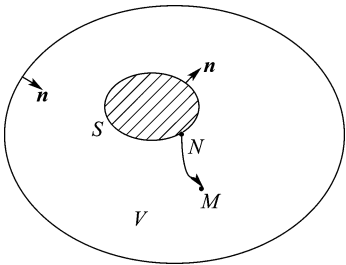


图 1 结构声辐射示意图

Fig. 1 Display of structural acoustic radiation

边界元方程如下:

$$C(M)p(M) = \int_S \left( p(N) \frac{\partial G(M,N)}{\partial n} + i\rho\omega v_n G(M,N) \right) dS(N) \tag{4}$$

式中

$$C(M) = \begin{cases} 1; & M \in V \\ \frac{\delta\Omega}{4\pi}; & M \in S \\ 0; & M \notin V, S \end{cases}$$

其中  $\delta\Omega$  是当点  $M$  在结构表面  $S$  上时的表面角; $i^2 = -1$ ;  $\rho$  是流体介质的密度; $p(M)$  代表场点  $M$  上的声压; $p(N)$  代表结构表面点  $N$  上的声压; $v_n$  代表结构表面点  $N$  上的法向速度;Helmholtz 方程的基本解,即自由空间格林函数

$$G(M,N) = \frac{e^{ikR}}{4\pi R} \tag{5}$$

其中  $R = |\mathbf{M} - \mathbf{N}|$ , 为场点  $M$  到结构表面上点  $N$  的距离; $k = \omega/c$ , 是波数,  $c$  为流体中声传播速度.

直接边界元法中,如果场点位于结构表面上,则形成表面节点声压和表面节点法向速度的方程:

$$\mathbf{H}\mathbf{p}_s = \mathbf{G}\mathbf{v}_n \tag{6}$$

式中: $\mathbf{H}$  和  $\mathbf{G}$  是与频率以及结构表面形状有关的矩阵,这两个矩阵是不对称复数满秩矩阵,由格林函数积分以及格林函数的导数积分得到.

$$\mathbf{p}_s = \mathbf{Z}\mathbf{v}_n \tag{7}$$

其中  $\mathbf{Z} = \mathbf{H}^T \mathbf{G}$ , 是结构的阻抗矩阵.

在已知结构表面声压和法向速度的情况下,其结构外部声场的场点声压

$$p_e = \mathbf{h}_e \mathbf{p}_s + \mathbf{g}_e \mathbf{v}_n \tag{8}$$

$\mathbf{h}_e$  和  $\mathbf{g}_e$  是从式(4) 右边求得的影响系数,其声压的分贝表示形式为

$$p_{dB} = 20 \log_{10} \frac{p_e}{p_r} \tag{9}$$

其中  $p_r = 2 \times 10^{-5}$  Pa, 是空气中的参考声压.

定义内部场点平均声压

$$p_a = 10 \log_{10} \left( \sum_{j=1}^{N_i} p_j^2 / N_i p_r^2 \right) \tag{10}$$

其中  $N_i$  是内部场点个数,  $p_j$  是壳体内部场点声压振幅.

1.2.2 声辐射功率 声辐射功率是结构表面声强度的积分<sup>[16]</sup>,如下式所示:

$$W = \frac{1}{2} \text{Re} \int_S p v^* dS \tag{11}$$

式中: $*$  代表复共轭.结构表面  $S$  离散成  $N_e$  个单元后,声辐射功率为

$$W = \frac{1}{2} \operatorname{Re} \sum_{j=1}^{N_e} \int_{S_j} p v^* \mathrm{d}S \quad (12)$$

基于式(12)的声功率计算已经考虑了单元的耦合作用<sup>[17]</sup>,当单元尺寸比较小时,可以认为每个单元是一个单极子,式(12)可以简化为

$$W = \frac{1}{2} \operatorname{Re} \sum_{j=1}^{N_e} p_j^e v_j^{e*} S_j$$

其中  $p_j^e = \mathbf{N}^T \mathbf{p}_j$  是单元声压,取插值后的单元中心点声压;  $v_j^e = \mathbf{N}^T \mathbf{v}_j$ , 是单元速度,同样是取插值后单元的中心点速度,  $\mathbf{N}$  是插值函数;  $\mathbf{p}_j$  和  $\mathbf{v}_j$  是单元  $j$  上所有节点的声压和速度;  $S_j$  是单元  $j$  的面积。

通过插值函数处理后,声辐射功率可表示为

$$W = \frac{1}{2} \mathbf{v}^H \mathbf{B} \mathbf{v} \quad (13)$$

式中:  $\mathbf{B}$  是 Hermitian 矩阵,与插值函数、激励频率以及结构的表面形状有关。声辐射功率分贝形式为

$$W_{\mathrm{dB}} = 10 \log_{10} \frac{W}{W_r} \quad (14)$$

其中  $W_r = 10^{-12} \mathrm{W}$ , 是参考声辐射功率。

## 2 优化模型及求解方法

结构优化设计问题<sup>[18]</sup>表示为如下的一般形式:

$$\begin{cases} \min & f(\mathbf{x}) \\ \text{s. t.} & g_j(\mathbf{x}) \leq 0; j = 1, 2, \dots, m \\ & x_{i1} \leq x_i \leq x_{i0}; i = 1, 2, \dots, n \end{cases} \quad (15)$$

其中  $f(\mathbf{x})$  为目标函数,  $n$  为设计变量  $x_i$  个数,  $m$  为约束函数  $g_j(\mathbf{x})$  个数,  $x_{i0}$  和  $x_{i1}$  分别为设计变量  $x_i$  的上界和下界。本文中,圆柱壳体的声辐射功率作为优化目标,壳体厚度作为设计变量,约束函数中既考虑了结构的指标——质量和基频,又考虑了声场性质参数——内部场点平均声压。其求解方法见文献[19]。

## 3 灵敏度分析

结构响应灵敏度及结构表面法向速度灵敏度分析见文献[19]。声压与声功率灵敏度分析如下。

### 3.1 表面声压灵敏度

对式(7)求得结构表面声压对于设计变量

的灵敏度公式:

$$\frac{\partial \mathbf{p}_s}{\partial a_k} = \frac{\partial \mathbf{Z}}{\partial a_k} \mathbf{v}_n + \mathbf{Z} \frac{\partial \mathbf{v}_n}{\partial a_k} \quad (16)$$

其中  $a_k$  是第  $k$  个设计变量;  $\mathbf{Z}$  由激励频率和结构表面形状决定,激励频率是由荷载决定的,与尺寸变量无关。因此,对于尺寸变量,式(16)右端第一项近似为 0,式(16)可简化为

$$\frac{\partial \mathbf{p}_s}{\partial a_k} = \mathbf{Z} \frac{\partial \mathbf{v}_n}{\partial a_k} \quad (17)$$

### 3.2 场点声压灵敏度

对式(8)求得场点声压对于设计变量的灵敏度分析:

$$\frac{\partial p_e}{\partial a_k} = \frac{\partial \mathbf{h}_e}{\partial a_k} \mathbf{p}_s + \mathbf{h}_e \frac{\partial \mathbf{p}_s}{\partial a_k} + \frac{\partial \mathbf{g}_e}{\partial a_k} \mathbf{v}_n + \mathbf{g}_e \frac{\partial \mathbf{v}_n}{\partial a_k} \quad (18)$$

同理,对于尺寸变量,上式可以简化为

$$\frac{\partial p_e}{\partial a_k} = \mathbf{h}_e \frac{\partial \mathbf{p}_s}{\partial a_k} + \mathbf{g}_e \frac{\partial \mathbf{v}_n}{\partial a_k} \quad (19)$$

其分贝表示形式可通过对式(9)求得:

$$\frac{\partial p_{\mathrm{dB}}}{\partial a_k} = 20 \frac{1}{\ln 10} \frac{\partial p_e}{\partial a_k} \frac{1}{p_e} \quad (20)$$

而内场平均声压灵敏度可以通过对式(10)求得:

$$\frac{\partial p_a}{\partial a_k} = 10 \sum_{j=1}^{N_f} \frac{\partial p_j^2}{\partial a_k} \left/ \left( \ln 10 \cdot \sum_{j=1}^{N_f} p_j^2 \right) \right. \quad (21)$$

### 3.3 声功率灵敏度

声辐射功率对设计变量的灵敏度分析通过对式(13)求得:

$$\frac{\partial W}{\partial a_k} = \mathbf{v}^H \mathbf{B} \frac{\partial \mathbf{v}}{\partial a_k} + \frac{1}{2} \mathbf{v}^H \frac{\partial \mathbf{B}}{\partial a_k} \mathbf{v} \quad (22)$$

对于尺寸变量,上式同样可以简化为

$$\frac{\partial W}{\partial a_k} = \mathbf{v}^H \mathbf{B} \frac{\partial \mathbf{v}}{\partial a_k} \quad (23)$$

其分贝表示形式为

$$\frac{\partial w_{\mathrm{dB}}}{\partial a_k} = 10 \frac{1}{\ln 10} \frac{\partial w}{\partial a_k} \frac{1}{W} \quad (24)$$

综上所述,在完成了结构和声场灵敏度分析之后,即可以求出表面声压、场点声压、内部场点平均声压以及声辐射功率对于圆柱壳体尺寸设计变量的灵敏度。

## 4 灵敏度计算及验证

封闭圆柱壳体结构如图 2 所示,其几何属性:

长度  $L=3.0\text{ m}$ , 直径  $D=1.0\text{ m}$ ; 材料属性: 弹性模量  $E=6.9\times 10^{10}\text{ Pa}$ , 泊松比  $\mu=0.3$ , 密度  $\rho=2.7\times 10^3\text{ kg/m}^3$ ; 激励参数: 对称激励力  $F$  处于图 2 所示位置, 大小为  $100\text{ N}$ , 频率为  $120\text{ Hz}$ ; 边界条件: 两端完全简支; 声学参数: 空气密度  $\rho_a=1.21\text{ kg/m}^3$ , 空气中声速  $c_0=343\text{ m/s}$ . 结构有限元模型由两端的 200 个四边形单元和侧面的 1 600 个四边形单元组成. 在边界元分析中, 网格尺寸需要满足  $1/6$  波长要求. 本例中, 结构的有限元网格同时也是声学边界元网格, 满足这一要求. 优化模型如图 3 所示, 壳体结构侧面的 1 600 个单元厚度作为设计变量, 两种厚度分布情况: 20 个纵向厚度设计变量, 沿着环向均匀分布; 20 个环向厚度设计变量, 沿着轴向均匀分布. 圆柱壳体厚度  $t=2\times 10^{-3}\text{ m}$ , 差分步长  $\Delta t=2\times 10^{-5}\text{ m}$ . 圆柱壳体内部所计算的场点分布情况如图 4 所示, 共有 40 个场点, 呈圆柱形分布, 直径  $d=0.6\text{ m}$ .

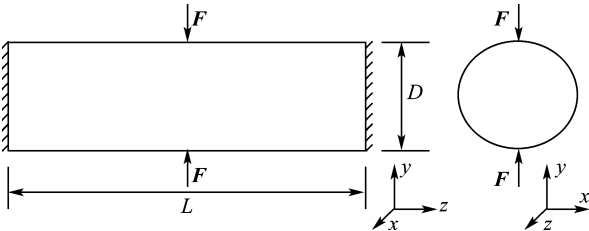


图 2 封闭圆柱壳体结构

Fig. 2 Closed cylindrical structure

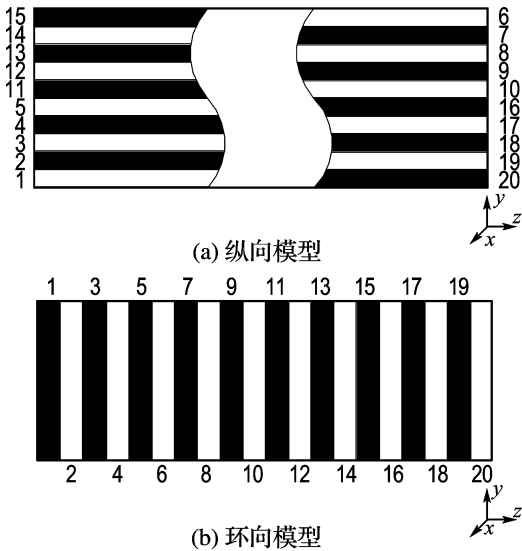


图 3 设计变量分布情况

Fig. 3 Distribution of design variables

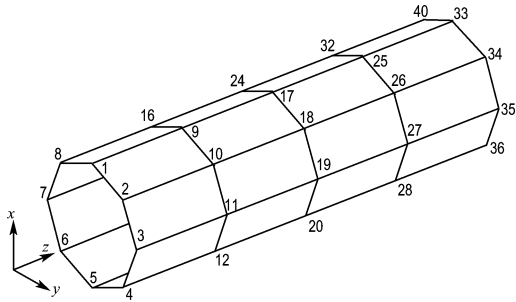
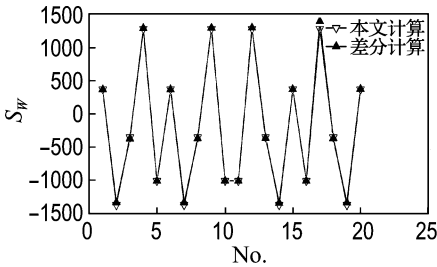


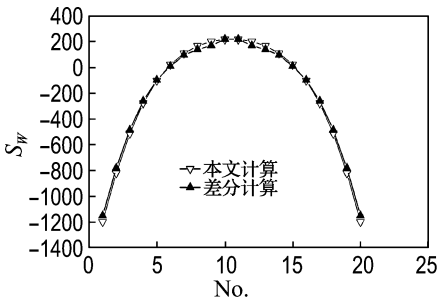
图 4 壳体内部场点分布

Fig. 4 Distribution of interior field points

本文计算的声辐射功率灵敏度与差分法计算结果的比较如图 5 所示. 从图中可以看出, 本文计算的灵敏度与差分法计算的灵敏度吻合得非常好, 说明本文的声辐射功率灵敏度计算是准确的. 本文计算的内部场点平均声压灵敏度与差分法结果比较如图 6 所示. 从图中可以看出, 本文计算的灵敏度结果与差分法计算的灵敏度吻合得也非常好, 这进一步说明本文的灵敏度计算结果是准确的. 从图 5 和图 6 比较可以看出, 声辐射功率和内部场点平均声压对于纵向厚度设计变量灵敏度的趋势是一致的; 而声辐射功率和内部场点平均声压对于环向厚度设计变量灵敏度有所不同, 中间部分不一致.



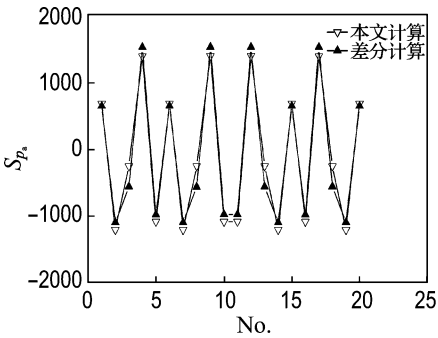
(a) 纵向



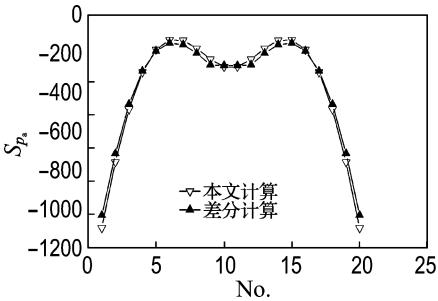
(b) 环向

图 5 声辐射功率灵敏度比较

Fig. 5 Comparison of sensitivity of acoustic radiation power



(a) 纵向



(b) 环向

图6 内部场点平均声压灵敏度比较  
Fig. 6 Comparison of sensitivity of average pressure of interior field points

5 数值算例及结果分析

5.1 算例1

模型数据与灵敏度验证算例相同. 20个纵向的壳体厚度设计变量如图3(a)所示. 初始厚度均为 $2\times 10^{-3}$  m, 其中上限为 $3\times 10^{-3}$  m, 下限为 $1\times 10^{-3}$  m. 目标函数迭代过程如图7所示, 经过12次迭代, 优化结果收敛. 优化模型和结果如表1所示. 在满足约束条件的情况下, 声功率从103.33 dB降到72.35 dB, 减少了30.98 dB, 优化效果非常明显. 优化后的厚度如图8所示. 从图中可以看

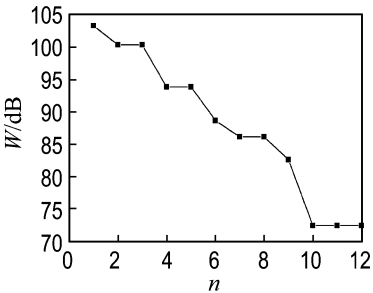


图7 声辐射功率优化迭代过程(算例1)  
Fig. 7 Iteration history of acoustic radiation power (Example 1)

表1 纵向厚度优化模型及优化结果  
Tab. 1 Design optimization model for longitudinal thickness and optimized results

|     | 质量/kg | 基频/Hz | 内场平均声压/dB | 声辐射功率/dB |
|-----|-------|-------|-----------|----------|
| 初始值 | 59.29 | 60.14 | 91.56     | 103.33   |
| 上限  | 60.00 | —     | 92.00     | —        |
| 下限  | —     | 50.00 | —         | —        |
| 优化值 | 58.43 | 59.36 | 74.95     | 72.35    |

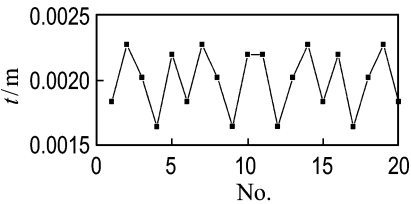


图8 优化后厚度(算例1)  
Fig. 8 Optimized thickness (Example 1)

出优化后的厚度分布与初始灵敏度结果图5(a)相对应. 在优化过程中, 如果变量的灵敏度正负号不变, 那么灵敏度为正时, 优化后的设计变量减小; 灵敏度为负时, 优化后的设计变量增大.

5.2 算例2

模型数据与灵敏度验证算例相同. 20个环向的壳体厚度设计变量如图3(b)所示. 初始厚度均为 $2\times 10^{-3}$  m, 其中上限为 $3\times 10^{-3}$  m, 下限为 $1\times 10^{-3}$  m. 目标函数迭代过程如图9所示, 经过6次迭代, 优化结果收敛. 优化模型及结果如表2所示. 在满足约束条件的情况下, 声功率从103.33 dB降到100.02 dB. 优化后的厚度如图10所示. 从图中可以看出壳体两端变厚, 而中间变薄, 这与文献[11]中结果相似, 说明结构声辐射特性在某种意义上与其声传输特性是相呼应的.

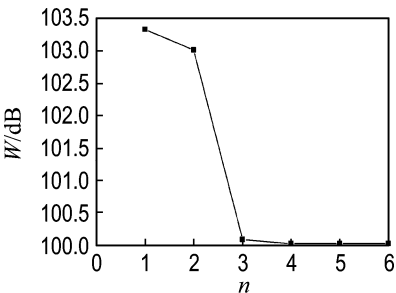


图9 声辐射功率优化迭代过程(算例2)  
Fig. 9 Iteration history of acoustic radiation power (Example 2)

表 2 环向厚度优化模型及优化结果  
Tab. 2 Design optimization model for circumferential thickness and optimized results

|     | 质量/kg | 基频/Hz | 内场平均<br>声压/dB | 声辐射<br>功率/dB |
|-----|-------|-------|---------------|--------------|
| 初始值 | 59.29 | 60.14 | 91.56         | 103.33       |
| 上限  | 60.00 | —     | 92.00         | —            |
| 下限  | —     | 50.00 | —             | —            |
| 优化值 | 60.00 | 56.35 | 90.74         | 100.02       |

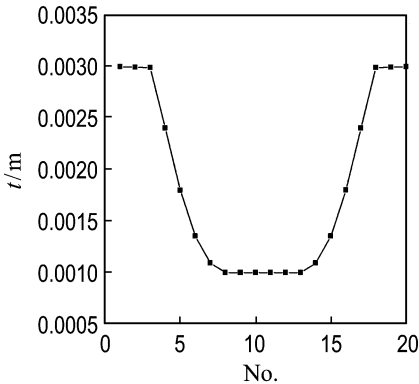


图 10 优化后厚度(算例 2)  
Fig. 10 Optimized thickness (Example 2)

从灵敏度的算例中可以看出,两者的灵敏度差异非常大,纵向变量中灵敏度的正值和负值的绝对值比较大,对声辐射功率影响大的设计变量的个数也比较多(灵敏度绝对值 500 之外的有 12 个),纵向设计变量的变化对声辐射功率影响比较大,而环向变量中灵敏度的正值比较小,对声辐射功率影响大的设计变量的个数也比较少(灵敏度绝对值 500 之外的有 4 个),环向设计变量的变化对声辐射功率的影响比较小.因此,纵向厚度设计变量优化后,声辐射功率降低得多;而环向设计变量优化后,声辐射功率降低得少.

6 结 语

本文对圆柱壳体声辐射特性以及优化进行了研究.提出了圆柱壳体结构声辐射优化模型,即将圆柱壳体的纵向厚度和环向厚度作为设计变量,声辐射功率作为目标函数,圆柱壳体的质量、基频、内场平均声压作为约束函数.给出了目标函数和约束函数的灵敏度分析公式,并验证了灵敏度的准确性.从算例中可以看出,纵向厚度和环向壳体厚度优化均可以有效地降低壳体结构的声辐

射,从某种意义上讲,这预示着圆柱壳体可通过纵向加肋或者环向加肋以达到降低结构声辐射的目的.对于加肋壳体声辐射的优化研究是作者的后续工作.

参考文献:

[1] BEROT F, PESEUX B. Vibro-acoustic behavior of submerged cylindrical shells: Analytical formulation and numerical model [J]. **Journal of Fluids and Structures**, 1998, **12**(8):959-1003

[2] 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, **26**(1):1-5

[3] 刘 涛,范 军,汤渭霖. 水中弹性圆柱壳的共振声辐射[J]. **声学学报**, 2002, **27**(1):62-66

[4] 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

[5] 陈美霞,骆东平,王祖华,等. 激励力对双层圆柱壳声辐射性能的影响[J]. **船舶力学**, 2005, **9**(2):124-130

[6] 贺 晨,盛美萍,石焕文,等. 圆柱壳体振动声辐射效率数值计算分析[J]. **噪声与振动控制**, 2006, **26**(4):51-54

[7] 倪 樵,艾国庆. 深水复合材料圆柱壳声辐射的数值分析[J]. **华中科技大学学报**, 2006, **34**(12):77-79

[8] RAMACHANDRAN P, NARAYANAN S. Evaluation of modal density, radiation efficiency and acoustic response of longitudinally stiffened cylindrical shell [J]. **Journal of Sound and Vibration**, 2007, **304**(1-2):154-174

[9] 彭 旭,关姗姗,骆东平,等. 内部声激励下加筋圆柱壳的声辐射特性分析[J]. **固体力学学报**, 2007, **28**(4):355-361

[10] 吴培荣,范 军. 有限长双层加肋圆柱壳体的声辐射特性[J]. **船舶工程**, 2009, **31**(4):13-15

[11] CRANE S P, CUNEFARE K A, ENGELSTAD S P, *et al.* Comparison of design optimization formulations for minimization of noise transmission in a cylinder [J]. **Journal of Aircraft**, 1997, **34**(2): 236-243

[12] CONSTANS E W, BELEGUNDU A D, KOOPMANN G H. Design approach for minimizing sound power from vibrating shell structures [J].

AIAA Journal, 1998, **36**(2):134-139

[13] JOHNSON W M, CUNEFARE K A. Structural acoustic optimization of a composite cylindrical shell using FEM/BEM [J]. **Journal of Vibration and Acoustics**, 2002, **124**(7):410-413

[14] DENLI H, SUN J Q. Structural-acoustic optimization of sandwich structures with cellular cores for minimum sound radiation [J]. **Journal of Sound and Vibration**, 2007, **301**(1-2):93-105

[15] DENLI H, SUN J Q. Structural-acoustic optimization of sandwich cylindrical shells for minimum interior sound transmission [J]. **Journal of Sound and Vibration**, 2008, **316**(1-5):32-49

[16] SNYDER S D, TANAKA N. Calculating total acoustic power output using modal radiation efficiencies [J]. **Journal of the Acoustical Society of America**, 1995, **97**(3):1702-1709

[17] CUNEFARE K A, KOOPMANN G H. Acoustic design sensitivity for structural radiators [J]. **Journal of Vibration and Acoustics**, 1992, **114**(2):178-186

[18] TOROPOV V V. Simulation approach to structural optimization [J]. **Structural and Multidisciplinary Optimization**, 1989, **1**(1):37-46

[19] 刘宝山,赵国忠,顾元宪. 复合材料层合板结构振动声辐射优化[J]. 振动与冲击, 2008, **12**(27):31-35

Acoustic radiation optimization of cylinder shell  
based on design sensitivity analysis

LIU Bao-shan<sup>1,2</sup>, ZHAO Guo-zhong<sup>\*1</sup>, WANG Jian<sup>3</sup>

1. State Key Laboratory of Structural Analysis for Industrial Equipment, Dalian University of Technology, Dalian 116024, China;
2. College of Storage & Transportation and Architectural Engineering, China University of Petroleum, Qingdao 266555, China;
3. Traffic & Transportation School, Dalian Jiaotong University, Dalian 116028, China )

**Abstract:** Finite element method (FEM) is used to calculate the vibration of the structure, and boundary element method (BEM) is used to solve the acoustic radiation problem. On this basis, optimization model of cylinder shell structure is presented and calculation formula of acoustic radiation sensitivity analysis of structural vibration is deduced with emphasis. Acoustic radiation power is considered as objective function. Not only acoustic indexes but also structural indexes are considered as constraints, such as average pressure of internal field, structural mass and natural vibration frequency. Thicknesses of the cylinder shell are considered as design variables. The sensitivities of acoustic radiation power and average pressure of internal field with respect to shell thickness variables are validated compared with finite difference sensitivities. Numerical results show that the reduction of acoustic radiation power can be achieved by optimizing the distributions of shell thicknesses.

**Key words:** acoustic radiation power; finite element method (FEM); boundary element method (BEM); optimization; sensitivity