

引用格式: 王月, 沈志华, 肖伟, 等. 水下结构物长基座拓扑与尺寸优化设计[J]. 中国舰船研究, 2019, 14(6): 147-154.

Wang Y, Shen Z H, Xiao W, et al. Topology and size optimization design of a long underwater foundation[J]. Chinese Journal of Ship Research, 2019, 14(6): 147-154.

# 水下结构物长基座拓扑与尺寸优化设计



扫码阅读全文

王月<sup>1</sup>, 沈志华<sup>2</sup>, 肖伟<sup>2</sup>, 张攀<sup>1,3</sup>, 刘均<sup>1,3</sup>, 程远胜<sup>\*1,3</sup>

1 华中科技大学 船舶与海洋工程学院, 湖北 武汉 430074

2 中国舰船研究设计中心, 湖北 武汉 430064

3 高新船舶与深海开发装备协同创新中心, 上海 200240

**摘要:** [目的] 基座结构的阻抗值及不同加载点间的阻抗均匀性会影响水下结构物辐射噪声。[方法] 以一典型水下结构物长基座结构为研究对象, 将基座腹板单元密度作为设计变量, 提出以提高基座阻抗均匀性为目标的拓扑优化数学模型, 并根据优化结果提出有效的腹板开孔形式。在此基础上, 以基座各板厚作为设计变量, 同时将基座的阻抗值及阻抗均匀性作为目标, 建立基于宽容排序法的多目标尺寸优化数学模型, 获得基座面板、腹板和肘板板厚优化方案。[结果] 拓扑结果表明, 基座腹板上并不以相同的模式开孔, 且腹板开孔中心与其几何中心不同。尺寸优化结果表明, 改变基座面板、腹板以及肘板板厚的搭配, 可使案例阻抗离散度最大值减小9.37%, 同时基座重量降低33.31%, 且加载点阻抗最小值基本不变。[结论] 为了提高不同加载点间的阻抗均匀性, 不宜在基座腹板上以相同的模式开孔; 为了兼顾阻抗均匀性和阻抗值, 基座各构件不同区域板厚可不相同。研究结果可为水下结构物基座优化设计提供参考。

**关键词:** 基座; 阻抗; 拓扑优化; 尺寸优化

中图分类号: U661.4

文献标志码: A

DOI: 10.19693/j.issn.1673-3185.01461

## Topology and size optimization design of a long underwater foundation

Wang Yue<sup>1</sup>, Shen Zhihua<sup>2</sup>, Xiao Wei<sup>2</sup>, Zhang Pan<sup>1,3</sup>, Liu Jun<sup>1,3</sup>, Cheng Yuansheng<sup>\*1,3</sup>

1 School of Naval Architecture and Ocean Engineering, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan 430074, China

2 China Ship Development and Design Center, Wuhan 430064, China

3 Collaborative Innovation Center for Advanced ship and Deep-Sea Exploration, Shanghai 200240, China

**Abstract:** [Objectives] Both the mechanical impedance of the foundation and the homogenization of foundation impedance among loading points can affect the radiation noise of underwater structures. [Methods] The mechanical impedance of a typical long underwater foundation was studied. A mathematical topology model in which the density of web plate was set to be the design variable was established to improve the homogenization of foundation impedance. An effective form of web perforation was put forward according to the result of topology optimization. On this basis, a multi-objective size optimization mathematical model based on tolerance ranking method was proposed. The thicknesses of plates constituting the foundation were used as design variables while the objective was to maximize the mechanical impedance and impedance uniformity simultaneously. Finally an optimum proposal of thicknesses of face plates, webs and knee plates was found. [Results] The result of topology optimization indicates that hole formed on foundation webs are not the same, and the centers of holes do not coincide with web centers. The size optimization result shows that the maximum dispersion of foundation impedance can be reduced by 9.37% with 33.31% weight saving, while the minimum mechanical impedance remains nearly unchanged by redistributing the material in plates of the foundation by matching thicknesses of face plates, webs and knee plates. [Conclusions] In order to improve the impedance homogenization among loading points, forms of perforations on foundation webs should not be the same. And foundation components in different areas can be different in order to take into account both the mechanical impedance and impedance homogenization. The study in this paper can provide reference for the optimal design of underwater structure foundation.

**Key words:** foundation; impedance; topology optimization; size optimization

收稿日期: 2018-10-17

网络首发时间: 2019-12-3 16:17

作者简介: 王月, 女, 1994年生, 硕士。

程远胜, 男, 1962年生, 博士, 教授, 博士生导师。

\*通信作者: 程远胜

## 0 引言

水下结构物内部通常安装有各种各样的机械设备,它们通过基座与结构物相连。设备自身运转时产生的振动会通过基座传递到结构物,并进一步向水中辐射,这种振动对设备自身和结构物都是不利的<sup>[1-2]</sup>。基座的阻抗直接影响着结构物振动<sup>[3]</sup>,因此,研究基座的阻抗特性,寻找改善其特性的设计方法具有一定的意义。

近些年国内外学者采用了拓扑优化的手段改进结构性能。宋志强等<sup>[4]</sup>通过拓扑优化得到了电机底座材料的分布方案,使底座的第1阶固有频率提高了79.82%,有效抑制了电机和底座的共振;张会新等<sup>[5]</sup>针对典型船舶板架结构,通过拓扑与形状优化设计,提高了舱室顶部板架结构的固有频率,并使结构重量减少了15.82%;Vicente等<sup>[6]</sup>以频率响应最小化为目标,通过双向渐进结构优化方法对某流固耦合系统中的结构进行拓扑优化,得到了可靠的优化结果,且计算用时较短,证明该方法可以有效地对二维及三维结构进行优化。Jang等<sup>[7]</sup>对移动式码头高架吊进行拓扑优化设计,获得了新的结构形式,并通过形状优化确定了横截面尺寸,最终得到了重量减轻且稳定性加强的新型结构。Honda等<sup>[8]</sup>运用多目标遗传算法,将智能层压复合结构的阻抗及固有频率作为目标,进行了多目标优化。刘宏亮等<sup>[9]</sup>通过单元生长进化拓扑优化算法对超大型油轮(VLCC)中剖面横撑结构进行优化设计,得到了简单清晰的拓扑构型,其计算效率高于基于ANSYS平台的连续体拓扑优化。Sekulski<sup>[10]</sup>根据船舶结构设计时需遵从多方面准则的特点,提出了一种同时进行拓扑和尺寸优化的多目标进化优化算法,并通过算例证明了该算法的有效性。目前,拓扑及形状优化已经被广泛运用到航空航天、车辆、三维(3D)打印等多个领域,如提高飞机侧杆机架的稳定性<sup>[11]</sup>、减小发动机噪声<sup>[12]</sup>、通过优化降低3D打印的成本<sup>[13]</sup>、减轻机器人支撑架重量<sup>[14]</sup>等,但针对船舶基座结构阻抗特性的拓扑优化设计研究还较少。本文拟以水下结构物典型长基座结构为研究对象,通过拓扑及尺寸优化来提高其机械阻抗的均匀化程度,并提出有效的基座优化方案。

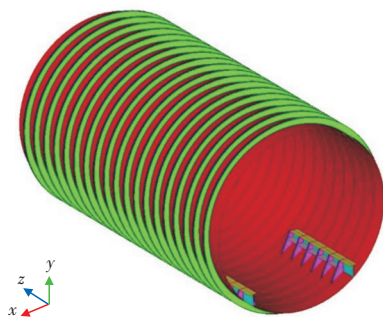
## 1 长基座阻抗特性分析

### 1.1 长基座阻抗特性计算有限元模型

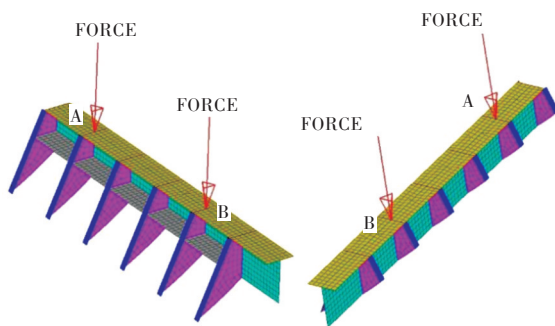
选取长基座及与之相连的耐压圆柱壳作为研

究对象,其结构如图1(a)所示。耐压圆柱壳长径比为1.818,舱段长度与基座长度之比为3.333。肋距为0.6 m,耐压壳厚度为30 mm,环向肋骨尺寸为 $\frac{14 \times 224}{26 \times 80}$ (单位为mm),基座面板厚度为60 mm,腹板厚度为30 mm,肘板厚度为24 mm,支撑板厚度为20 mm。材料的弹性模量取210 GPa,泊松比为0.3,密度为7 900 kg/m<sup>3</sup>。

有限元模型的坐标原点位于圆柱壳靠近基座一端圆心处,船长方向为Z轴,向艏为正;船宽方向为X轴,向左舷为正;型深方向为Y轴,向上为正。整个模型均用壳单元shell 181模拟,基座及其附近部分圆柱壳网格边长为50 mm,其余部分圆柱壳网格边长为100 mm。约束圆柱壳两端x,y,z 3个方向的平动位移。在基座上A,B两点分别施加沿Y轴负方向的单位简谐力,如图1(b)所示。



(a)有限元模型



(b)右舷基座及加载点示意图(左舷对称)

图1 基座有限元模型及加载点示意图

Fig.1 Diagram of finite element model of the foundation and load points

### 1.2 长基座阻抗特性计算

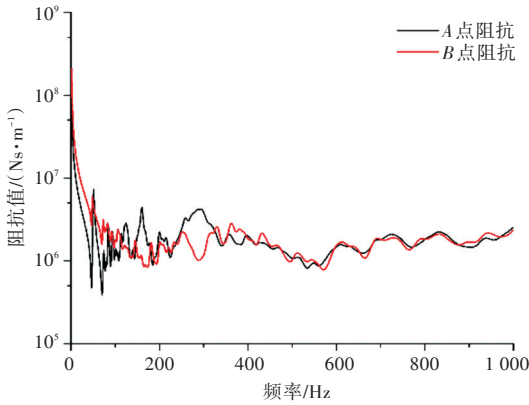
取阻尼系数为0.02,计算A,B两点的原点速度阻抗<sup>[15]</sup>(以下简称阻抗),频率计算步长为1 Hz,两点的阻抗曲线如图2(a)所示。

根据A,B两点的阻抗计算其阻抗离散度。阻抗离散度通常被用来描述不同位置处的阻抗差值。若基座上有n个加载点,每个加载点在频率为f时都有对应的阻抗值,记为 $S_i(f)$ ,其中i为加

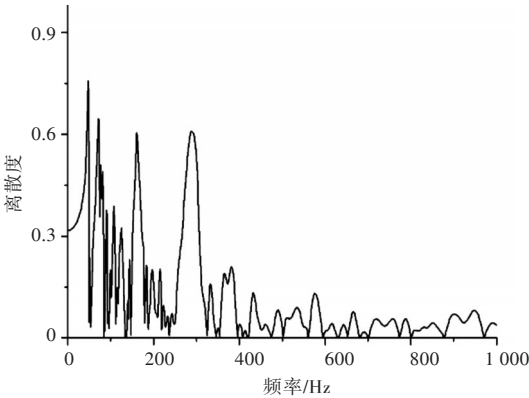
载点编号。它们的阻抗平均值  $S_0(f) = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_i(f)$ ,

则该频率处的阻抗离散度为  $\sum_{i=0}^n |S_i - S_0| / (n \times S_0)$ , 离散度越小说明结构的阻抗均匀性越好。

A, B 两点的阻抗离散度曲线如图 2(b) 所示。可以看到离散度曲线分别在频率等于 47, 71, 161 及 290 Hz 处出现了 4 个明显的峰值, 在峰值以外的频段离散度均处于较低的水平。因此想要改善 A, B 两点的阻抗均匀性, 应当降低其峰值处的离散度。



(a) A, B 两点阻抗曲线



(b) A, B 两点离散度曲线

图 2 基座 A, B 特征点阻抗及离散度曲线

Fig.2 Impedance and impedance dispersion curve of points A and B

频率等于 47, 71, 161 及 290 Hz 时 A, B 两点的阻抗值如表 1 所示, 其中 47 Hz 处的离散度最大, 此时 B 点的阻抗值明显高于 A 点。因此要降低 A, B 两点的离散度, 应提高 47 Hz 处 A 点的阻抗或者降低 47 Hz 处 B 点阻抗。

## 2 长基座结构拓扑优化设计

### 2.1 基座拓扑优化数学模型

为减轻结构重量, 一般会在基座腹板结构上开孔。腹板开孔会使基座的刚度减小, 阻抗水平

表 1 离散度峰值点 A, B 点阻抗值  
Table 1 Impedances of points A and B at peak point of dispersion curve

离散度峰值点编号	频率/Hz	A 点阻抗值 / (Ns·m <sup>-1</sup> )	B 点阻抗值 / (Ns·m <sup>-1</sup> )	离散度
1	47	5.167 × 10 <sup>5</sup>	3.748 × 10 <sup>6</sup>	0.758
2	71	4.276 × 10 <sup>5</sup>	1.986 × 10 <sup>6</sup>	0.646
3	161	4.181 × 10 <sup>6</sup>	1.028 × 10 <sup>6</sup>	0.605
4	290	4.195 × 10 <sup>6</sup>	1.018 × 10 <sup>6</sup>	0.610

也会随之降低, 因此可以通过拓扑优化的方法来确定一种开孔形式, 在保证加载点阻抗水平不过多降低的情况下调节 A, B 两点的阻抗, 提高两点的阻抗均匀性。

基座设计对其阻抗一般会有一个最低要求值, 本文采用 0~1 000 Hz 频段内 A, B 两点阻抗最小值来表征它们的阻抗要求, 离散度最大值来表示离散度水平。初始基座结构方案, A 点阻抗最小值为  $3.864 \times 10^5$  Ns/m, B 点阻抗最小值为  $7.816 \times 10^5$  Ns/m, 可以认为 A 点的阻抗水平低于 B 点。降低两点的阻抗离散度就是要使 A, B 两点的阻抗值尽可能相近, 提高离散度峰值处 A 点阻抗或降低离散度峰值处 B 点阻抗都能达到这个目标。基座阻抗拓扑优化是通过在腹板上开孔, 使部分结构刚度减小, B 点阻抗相对 A 点降低来达到此目的。因此, 在拓扑优化过程中应当保证 A 点阻抗不过多降低, 另一方面, 因为 B 点阻抗较 A 点阻抗高, 基座设计理念是保证其阻抗不低于某一最小值。因此拓扑优化设计数学模型中, 约束 A 点的阻抗最小值, 使其相对原始基座结构 A 点阻抗最小值的降幅不超过 5%, B 点阻抗最小值的约束与 A 点相同。

拓扑优化的对象为基座的部分腹板 (如图 3 所示编号 1~5 的区域), 此时基座腹板上均无开孔。本文采用变密度法进行拓扑优化, 假设优化对象的材料密度可变, 其他物理参数如弹性模量等均与密度有某种函数关系, 将设计空间内所有单元的密度作为设计变量, 变化的范围在 0 和 1 之间, 通过优化可以得到所有单元密度的取值, 密度为 0 的单元处材料可以去除, 密度为 1 的单元处材料需要保留, 删去低密度单元即可得到开孔形

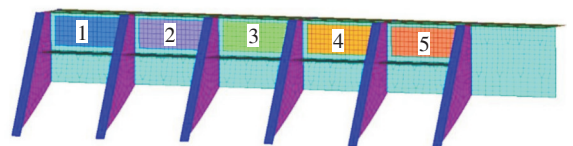


图 3 基座腹板分组示意图

Fig.3 Schematic diagram of foundation web grouping



式。由于A,B两点阻抗值不同,A,B两点附近的腹板开孔应当采取不同的形式,考虑到实际加工情况,令1,2号腹板的开孔模式相同,3,4,5号腹板的开孔模式相同,设计变量为1~5号区域内腹板结构的单元密度。

拓扑优化数学模型为

$$\begin{aligned} \text{find: } & \rho = [\rho_1, \rho_2, \dots, \rho_N]^T \\ \text{s.t. } & Z_{A \min} \geq 3.671 \times 10^5 \text{ Ns/m} \\ & Z_{B \min} \geq 3.671 \times 10^5 \text{ Ns/m} \\ \text{min: } & u_{\max} \end{aligned} \quad (1)$$

式中: $\rho$ 为拓扑优化设计变量,即腹板单元密度; $Z_{A \min}$ 为A点阻抗最小值; $Z_{B \min}$ 为B点阻抗最小值; $u_{\max}$ 为离散度最大值。

## 2.2 拓扑优化结果及其工程化处理

采用软件HyperWorks中的Optistruct模块来求解上述优化模型,得到腹板的单元密度云图如图4所示。其中红色区域单元密度为1,表示需要保留,蓝色区域单元密度为0,可以去除。

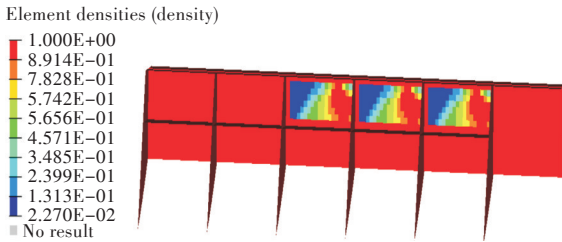
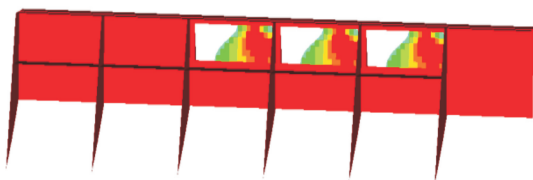


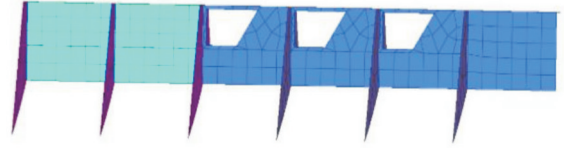
图4 腹板拓扑优化结果密度云图

Fig.4 Density contours of web topology optimization result

为了尽量去除低密度单元,同时控制原点阻抗降幅,综合平衡阻抗和结构重量后,保留密度大于0.4的单元,得到如图5(a)所示的结构;去除孤立的单元并补齐不平整的边缘,得到如图5(b)所示的结构,记为优化方案1。可以看出,为了提高不同加载点阻抗的均匀性,不同区域的腹板开孔形式并不相同,并且开孔的中心与腹板的中心也不相同。在实际工程问题中,优化方案需要满足除阻抗外的其他要求,可以将这些要求作为约束写进优化数学模型中,也可以在得到优化方案后对其进行校核。



(a) 保留密度大于0.4的单元时的腹板结构



(b) 优化方案1的腹板结构

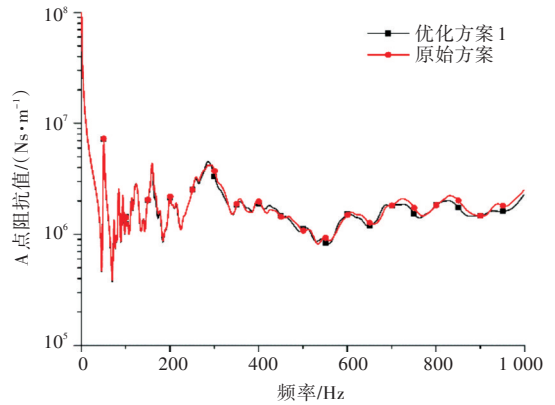
图5 拓扑优化结果后处理

Fig.5 The structure post-processing according to optimization result

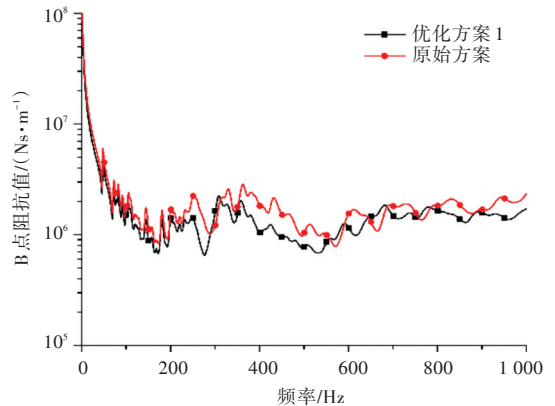
## 2.3 拓扑优化结果分析

采用Optistruct计算优化方案1中A,B两点的阻抗值及离散度,并与原始方案对比,得到结果如图6所示,具体数值如表2所示。

由图6可以看出,A点阻抗曲线在腹板开孔前、后变化很小,B点的阻抗曲线在开孔后整体都有一定程度的降低。这是因为A点附近的两块腹板并未开孔,而B点附近的3块腹板均有较大的开孔,刚度的减弱对B点阻抗影响更大。观察离散度曲线,可以看到前2个峰值处的离散度略有降低而后2个峰值及300 Hz之后频段的离散度有所增大。这是由于原始方案离散度前2个峰值处A点阻抗值均小于B点,而后2个峰值处及300 Hz以后的大部分频段内A点阻抗值大于B点,开孔使得B点阻抗值降低而A点基本不变,因此离散度曲线发生了相应的变化。



(a) A点阻抗曲线



(b) B点阻抗曲线

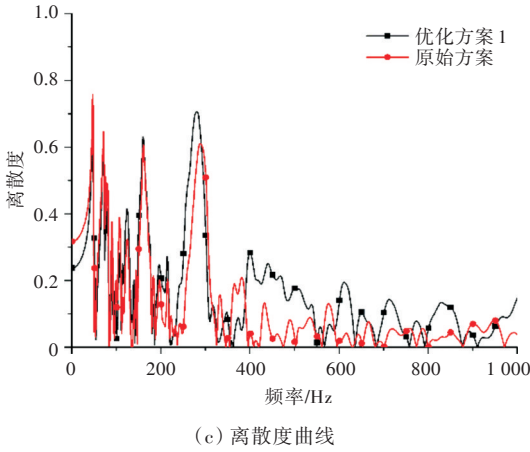


图6 优化方案1与原始方案阻抗及离散度曲线对比  
Fig.6 Impedance and its dispersion curves of original structure and optimization scheme 1

表2 优化方案1与原始方案计算结果对比

Table 2 Comparison of results of optimization scheme 1 and original structure

计算方案	A点阻抗最小值/(Ns·m <sup>-1</sup> )	B点阻抗最小值/(Ns·m <sup>-1</sup> )	离散度最大值	基座结构重量/t
原始方案	3.864 × 10 <sup>5</sup>	7.816 × 10 <sup>5</sup>	0.758	2.744
优化方案1	3.748 × 10 <sup>5</sup>	6.524 × 10 <sup>5</sup>	0.728	2.528

根据表2所示,优化方案1与原始方案相比,基座重量降低了7.87%,A点阻抗最小值减小了3.00%,B点阻抗最小值减小了16.53%,仍然大于A点阻抗最小值,离散度最大值降低了3.96%,达到了加载点阻抗最小值降幅在合理范围同时离散度减小的目的。

### 3 长基座多目标尺寸优化

#### 3.1 基座多目标尺寸优化数学模型

通过上述拓扑优化设计,A,B两点阻抗离散度最大值仅减小了3.96%,可见腹板开孔对基座阻抗均匀性的影响有限,为了得到离散度进一步减小且加载点阻抗水平较高的方案,考虑在优化方案1的基础上,将基座的面板、腹板、肘板的厚度作为设计变量,进行多目标尺寸优化。

多目标优化问题较单目标更为复杂,可直接求解其Pareto解,如非支配排序遗传算法NSGA-II<sup>[16]</sup>;也可将其转化为一个或若干个单目标优化问题求解,前者有分量加权和法(如线性加权和法),后者有分层序列优化算法(宽容排序法)等<sup>[17]</sup>。

本文采用宽容排序法求解基座多目标优化问题,其思想是将多个目标按照重要性进行分层排序,逐一优化。首先将最重要的目标作为第1轮优化目标,求解最优值;然后将最优值范围适当放宽,作为下一轮优化的补充约束条件,依此类推。

针对本文的优化问题,在保证基座重量 $m$ 不超过原始方案重量 $m_0$ 的情况下,首先将离散度最大值 $u_{max}$ 最小化作为优化目标,这也是尺寸优化最主要的目标,同时控制A,B点的阻抗值不低于某个最小值 $Z_{min}$ ,那么第1层优化问题可表示为

$$\begin{aligned}
 P_1: \quad & \min u_{max} \\
 \text{s.t.} \quad & Z_{A \min} \geq Z_{min} \\
 & Z_{B \min} \geq Z_{min} \\
 & m \leq m_0
 \end{aligned} \tag{2}$$

得到的优化结果记为 $u_{max}^*$ ;假设离散度最大值达到 $u_{max}^*$ 时,A点的阻抗最小值较B点更小,第2层优化时将阻抗更小的点即A点阻抗最小值 $Z_{A \min}$ 最大化作为优化目标,离散度和B点的阻抗作为约束,即

$$\begin{aligned}
 P_2: \quad & \max Z_{A \min} \\
 \text{s.t.} \quad & u_{max} \leq u_{max}^*(1 + \delta_1) \\
 & Z_{B \min} \geq [Z_{B \min}] \\
 & m \leq m_0
 \end{aligned} \tag{3}$$

式中: $\delta_1$ 为宽容度; $[Z_{B \min}]$ 为B点阻抗允许的最小值,优化得到最优值 $Z_{A \max}^*$ ;第3层优化将B点阻抗最小值 $Z_{B \min}$ 最大化作为优化目标,离散度及A点阻抗最小值作为约束,即

$$\begin{aligned}
 P_3: \quad & \max Z_{B \min} \\
 \text{s.t.} \quad & u_{max} \leq u_{max}^*(1 + \delta_1) \\
 & Z_{A \min} \geq Z_{A \max}^*(1 - \delta_2) \\
 & m \leq m_0
 \end{aligned} \tag{4}$$

式中: $\delta_2$ 为宽容度(针对不同的物理量,宽容度不同)。

与拓扑优化同理,将基座的面板、腹板、肘板分别分为两组,如图7所示。每组板的厚度相同,将这6组板厚作为设计变量,它们的初始值及取值范围如表3所示。

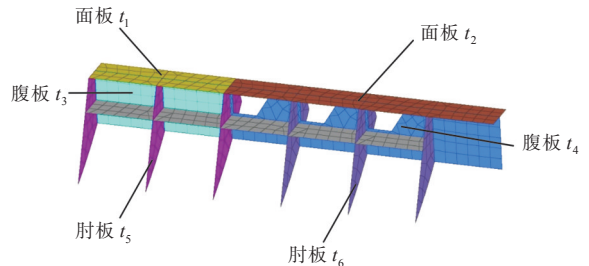


图7 设计变量分组示意图  
Fig.7 Diagram of design variables grouping

#### 3.2 基座多目标尺寸优化过程

采用Optistruct进行尺寸优化设计。

1) 目标: 离散度最大值最小化。

为了防止加载点的阻抗水平降低过多,约束

表3 设计变量取值范围  
Table 3 Value ranges of design variables

设计变量	初始值/mm	取值下限/mm	取值上限/mm
$t_1$	60	30	90
$t_2$	60	30	90
$t_3$	30	15	45
$t_4$	30	15	45
$t_5$	24	12	36
$t_6$	24	12	36

A, B两点阻抗最小值不小于原始方案阻抗最小值的90%,第1层优化数学模型为

$$\begin{aligned}
 P_1: & \min u_{\max} \\
 \text{s.t.} & Z_{A\min} \geq 3.512 \times 10^5 \text{ Ns/m} \\
 & Z_{B\min} \geq 3.512 \times 10^5 \text{ Ns/m} \\
 & m \leq 2.774 \text{ t}
 \end{aligned} \quad (5)$$

得到的优化结果为:  $u_{\max} = 0.6556$ ,  $Z_{A\min} = 3.852 \times 10^5 \text{ Ns/m}$ ,  $Z_{B\min} = 4.983 \times 10^5 \text{ Ns/m}$ 。

2) 目标: A点阻抗最小值最大化。

第1层优化的结果中, A点的阻抗最小值小于B点, 因此将A点阻抗最小值最大化作为优化目标, 离散度最大值的约束在上层优化结果的基础上放宽5%, 第2层优化数学模型为

$$\begin{aligned}
 P_2: & \max Z_{A\min} \\
 \text{s.t.} & u_{\max} \leq 0.6884 \\
 & Z_{B\min} \geq 3.512 \times 10^5 \text{ Ns/m} \\
 & m \leq 2.774 \text{ t}
 \end{aligned} \quad (6)$$

得到的优化结果为:  $u_{\max} = 0.6863$ ,  $Z_{A\min} = 3.967 \times 10^5 \text{ Ns/m}$ ,  $Z_{B\min} = 5.555 \times 10^5 \text{ Ns/m}$ 。

3) 目标: B点阻抗最小值最大化。

最后一层将B点阻抗最小值最大化作为优化目标, 对A点阻抗最小值进行约束, 在上层优化结果的基础上放宽2.5%, 优化数学模型为

$$\begin{aligned}
 P_2: & \max Z_{B\min} \\
 \text{s.t.} & u_{\max} \leq 0.6884 \\
 & Z_{A\min} \geq 3.868 \times 10^5 \text{ Ns/m} \\
 & m \leq 2.774 \text{ t}
 \end{aligned} \quad (7)$$

最终得到的优化结果为  $u_{\max} = 0.6866$ ,  $Z_{A\min} = 3.868 \times 10^5 \text{ Ns/m}$ ,  $Z_{B\min} = 6.109 \times 10^5 \text{ Ns/m}$ 。此时各设计变量的取值如表4所示。

### 3.3 尺寸优化结果及分析

按照取整后的板厚重新建立基座模型, 记为优化方案2, 计算A, B两点的机械阻抗及阻抗离散度, 并与原始方案对比如表5及图8所示。

对比优化方案2与原始方案, 从数据上来看, A点阻抗最小值略有增大但增幅较小, B点阻抗最

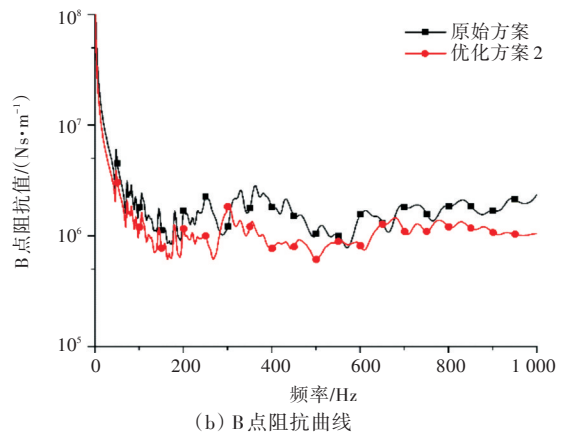
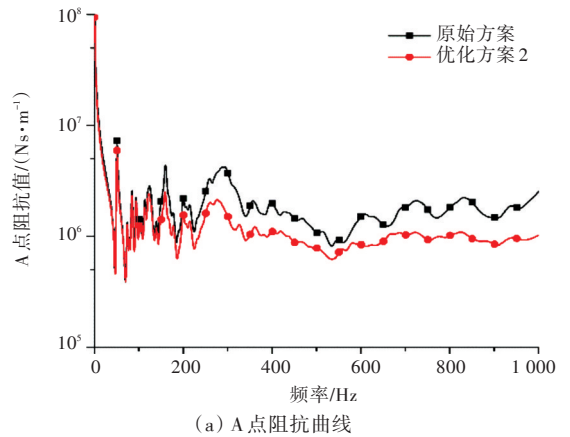
表4 设计变量取值  
Table 4 The values of design variables

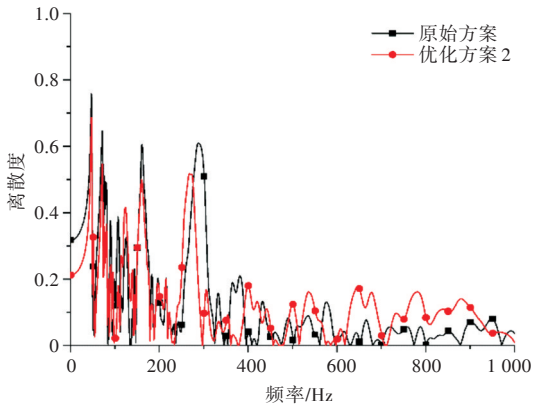
设计变量	原始方案取值/mm	优化结果取值/mm	取整后取值/mm
$t_1$	60	30.00	30
$t_2$	60	34.48	35
$t_3$	30	15.00	16
$t_4$	30	18.33	18
$t_5$	24	16.19	16
$t_6$	24	22.60	24

小值减小了21.74%, 离散度最大值减小了9.37%, 重量减少了33.31%; 从曲线上看, 优化方案2相比原始方案A点阻抗在200 Hz以后频段有所减小, B点阻抗全频段都有所减小, 离散度在4个峰值处有明显的降低。尺寸优化后基座的面板、腹板及肘板的厚度降幅较大, 这是因为A, B两点的位置不同导致了它们支撑结构刚度的差异, 要提高两点阻抗离散度就需要通过板厚的变化来缩小这种差异, 因此板厚的变化较大。板厚的减小使结构刚度降低, 因此加载点的整体阻抗有所减小。而

表5 优化方案2计算结果  
Table 5 Results of optimization scheme 2

计算方案	A点阻抗最小值/(Ns·m <sup>-1</sup> )	B点阻抗最小值/(Ns·m <sup>-1</sup> )	离散度最大值	基座结构重量/t
原始方案	$3.864 \times 10^5$	$7.816 \times 10^5$	0.758	2.774
优化方案2	$3.917 \times 10^5$	$6.117 \times 10^5$	0.687	1.850





(c) 离散度曲线

图8 优化方案2与原始方案计算结果对比

Fig.8 Impedance and its dispersion curves of original structure and optimization scheme 2

A点低频段的阻抗值受板厚影响不大,同频段B点阻抗值降低,故离散度前2个峰值(47和71 Hz处)明显减小。同时B点附近区域的面板、腹板及肘板厚度均大于A点附近区域的板厚,因此B点的阻抗相对A点也会略有提高,而原本161与290 Hz对应的离散度峰值处A点阻抗高于B点,所以这两处离散度峰值也有所减小,因此认为优化方案2是合理的。

## 4 结论

本文以一典型水下结构物基座结构为对象,通过有限元建模分析对该结构进行阻抗特性计算。针对其阻抗大小及均匀性提出了基座腹板拓扑优化和基座尺寸优化设计方法,并通过优化计算得到了符合要求的方案。优化结果表明:

1) 为了提高不同加载点间的阻抗均匀性,不宜在基座腹板上以相同的模式开孔。同时腹板开孔中心与其几何中心并不相同。

2) 为了兼顾阻抗均匀性和阻抗值大小,基座各构件不同区域板厚不宜相同。

3) 对本文算例通过合理的腹板开孔及板厚调整,经过多目标优化设计,基座的阻抗离散度最大值可以减小9.37%,重量减少33.31%,同时基座的阻抗最小值基本不变。

### 参考文献:

[1] 周海波, 计方. 典型船舶悬臂基座阻抗特性研究[J]. 船舶, 2013, 24(5): 11-16, 26.  
Zhou H B, Ji F. Research on impedance characteristics of cantilever base for typical ship [J]. Ship & Boat, 2013, 24(5): 11-16, 26 (in Chinese).

[2] Lu L Q, Zhang X W, Qiao B J, et al. Multi-objective active vibration optimization of dynamic frequency re-

sponses for shell structures [C]//Proceedings of 2015 IEEE Advanced Information Technology, Electronic and Automation Control Conference. Chongqing: IEEE, 2015: 131-136.

[3] 韩华伟, 徐芹亮, 王树青, 等. 基座安装对平台减振特性影响研究[J]. 海洋工程, 2018, 36(4): 121-128.  
Han H Q, Xu Q L, Wang S Q, et al. Effect of base installation on vibration reduction characteristics of offshore platform [J]. The Ocean Engineering, 2018, 36(4): 121-128 (in Chinese).

[4] 宋志强, 史青录, 彭万万, 等. 拓扑优化在提高电机底座固有频率中的应用[J]. 机械工程与自动化, 2014(3): 8-10.  
Song Z Q, Shi Q L, Peng W W, et al. Application of topology optimization in improving natural frequency of motor base [J]. Mechanical Engineering & Automation, 2014(3): 8-10 (in Chinese).

[5] 张会新, 杨德庆. 典型船舶板架拓扑与形状优化设计[J]. 中国舰船研究, 2015, 10(6): 27-33, 59.  
Zhang H X, Yang D Q. Typical shape and topology optimization design of the ship grillage structure [J]. Chinese Journal of Ship Research, 2015, 10(6): 27-33, 59 (in Chinese).

[6] Vicente W M, Picelli R, Pavanetto R, et al. Topology optimization of frequency responses of fluid-structure interaction systems [J]. Finite Elements in Analysis and Design, 2015, 98: 1-13.

[7] Jang I G, Kim K S, Kwak B M. Conceptual and basic designs of the Mobile Harbor crane based on topology and shape optimization [J]. Structural and Multidisciplinary Optimization, 2014, 50(3): 505-515.

[8] Honda S, Watanabe K, Narita Y, et al. Multi-objective optimization for vibration suppression of smart laminated composites [J]. Mechanical Engineering Journal, 2016, 3(1): 14-00561.

[9] 刘宏亮, 夏利娟, 吴嘉蒙. 生长进化拓扑优化算法在油船中剖面结构优化上的运用[J]. 船舶力学, 2017, 21(4): 464-471.  
Liu H L, Xia L J, Wu J M. Applying the evolution topology algorithm to the VLCC's mid-section structure optimization [J]. Journal of Ship Mechanics, 2017, 21(4): 464-471 (in Chinese).

[10] Sekulski Z. Multi-objective topology and size optimization of high-speed vehicle-passenger catamaran structure by genetic algorithm [J]. Marine Structures, 2010, 23(4): 405-433.

[11] 呼斯乐图, 段富海, 来进勇, 等. 飞机主动侧杆机架振动特性分析与结构优化[J]. 机电工程技术, 2017, 46(8): 103-107.  
Husi L T, Duan F H, Lai J Y, et al. Vibration char-



- acteristic analysis and structural optimization of aircraft's active side-stick frame [J]. *Mechanical & Electrical Engineering Technology*, 2017, 46(8): 103-107 (in Chinese).
- [12] 殷青峰. 发动机框架振动噪声分析与多目标拓扑优化[D]. 北京: 清华大学, 2014.  
Yin Q F. NVH analysis and multi-objective topology optimization of engine bedplate [D]. Beijing: Tsinghua University, 2014 (in Chinese).
- [13] 徐文鹏, 王伟明, 李航, 等. 面向3D打印体积极小的拓扑优化技术[J]. *计算机研究与发展*, 2015, 52(1): 38-44.  
Xu W P, Wang W M, Li H, et al. Topology optimization for minimal volume in 3D printing [J]. *Journal of Computer Research and Development*, 2015, 52(1): 38-44 (in Chinese).
- [14] 王龙, 王云霞, 陈健飞, 等. 光伏板清扫机器人支撑架轻量化优化设计[J]. *机械设计与研究*, 2018, 34(4): 182-185.  
Wang L, Wang Y X, Chen J F, et al. The study on lightweight optimization design methodology of the bearer frame of the solar PV module cleaning robot [J]. *Machine Design & Research*, 2018, 34(4): 182-185 (in Chinese).
- [15] 左鹤声. 机械阻抗方法与应用[M]. 北京: 机械工业出版社, 1987: 9-10.  
Zuo H S. *Mechanical impedance method and application* [M]. Beijing: China Machine press, 1987: 9-10 (in Chinese).
- [16] Deb K, Agrawal S, Pratap A, et al. A fast elitist non-dominated sorting genetic algorithm for multi-objective optimization: NSGA-II [C]//*Proceedings of the 6th International Conference Parallel Problem Solving from Nature-PPSN VI*. Paris, France: Springer, 2000: 849-858.
- [17] 曾广武. 船舶结构优化设计[M]. 武汉: 华中科技大学出版社, 2004: 74-78.  
Zeng G W. *Optimization desifn of ship strucfure* [M]. Wuhan: Huazhong University of Science and technology press, 2004: 74-78 (in Chinese).



### (上接第138页)

- Edition), 2015, 43(11): 88-92 (in Chinese).
- [8] 程远胜, 刘甜甜, 刘均. 船舶肘板拓扑优化设计[J]. *中国舰船研究*, 2015, 10(5): 53-58, 70.  
Cheng Y S, Liu T T, Liu J. Topology optimization of ship bracket structures [J]. *Chinese Journal of Ship Research*, 2015, 10(5): 53-58, 70 (in Chinese).
- [9] 中国船级社. 矿砂船船体结构强度直接计算指南[S]. 北京: 人民交通出版社, 2016.  
China Classification Society. *Guidelines for direct calculation of hull structural strength of ore carriers* [S]. Beijing: China Communications Press, 2016 (in Chinese).
- [10] 中国船级社. 钢质海船入级规范[S]. 北京: 人民交通出版社, 2015.  
China Classification Society. *Rules and regulations for the construction and classification of sea-going steel ships* [S]. Beijing: China Communications Press, 2015 (in Chinese).
- [11] 航空工业部科学技术委员会. 应力集中系数手册[M]. 北京: 高等教育出版社, 1990: 142-143.  
Ministry of Aviation Industry Science and Technology Committee. *Stress concentration coefficient manual* [M]. Beijing: Higher Education Press, 1990: 142-143 (in Chinese).
- [12] 王岩, 李姝, 励争, 等. 含椭圆孔有限板应力集中的复变函数直接解法[J]. *力学季刊*, 2017, 38(4): 619-628.  
Wang Y, Li S, Li Z, et al. The stress concentration in finite-size plates containing elliptical holes with a direct solution of complex series [J]. *Chinese Quarterly of Mechanics*, 2017, 38(4): 619-628 (in Chinese).
- [13] Sonmez F O. Shape optimization of 2D structures using simulated annealing [J]. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 2007, 196(35/36): 3279-3299.
- [14] El Alem W, El Hami A, Ellaia R. Structural shape optimization using an adaptive simulated annealing [J]. *Key Engineering Materials*, 2010, 446: 101-110.