

船舶基座声学设计方法研究

钟 策, 刘西安, 陈 赫

上海索辰信息科技股份有限公司, 上海

收稿日期: 2022年8月5日; 录用日期: 2022年9月12日; 发布日期: 2022年9月19日

摘 要

基座作为连接船体结构和机械设备的中间结构, 是设备载荷的重要传递途径, 基座的声学特性对船舶机械噪声的控制具有重要的意义。本文基于声学有限元的方法, 以某舱段模型为例, 从声学设计角度出发分析基座结构形式、布置以及结构参数等对船舶机械噪声的影响规律, 探索基座声学设计方法。结果表明, 低频段改变基座的参数对基座机械阻抗和机械噪声的影响较小; 在中高频段基座的振动参与程度越来越高, 改变基座的结构参数对基座的阻抗特性和机械噪声影响越来越大。甲板基座主要控制低频噪声, 而双层底基座主要控制中频段噪声。本文的结论, 对基座的声学设计和结构的减振降噪设计具有重要的指导作用。

关键词

声学有限元法, 机械噪声, 基座声学设计, 减振降噪

Research on the Design Method of Ship Bases with Acoustic Characteristics

Ce Zhong, Xi'an Liu, He Chen

Shanghai Suochen Information Technology Co., Ltd., Shanghai

Received: Aug. 5th, 2022; accepted: Sep. 12th, 2022; published: Sep. 19th, 2022

Abstract

As a connecting structure between the hull and mechanical equipment, the base is an important transfer paths for equipment loads, and the acoustic characteristics of the base are of great significance to the control of ship mechanical noise. Based on the acoustic finite element method, taking a cabin model as an example, the paper analyzes the influence of the structural form, layout, and structural parameters of the base on the mechanical noise of the ship from the perspective of acoustic design, and explores the acoustic design method of the base. The results show that the

changing parameters of the base in low frequencies have less influence on the mechanical impedance and mechanical noise. In the middle and high frequency domain, changing the structural parameters of the base has an increasing impact on the impedance characteristics and mechanical noise. The deck base mainly controls low frequency noise, while the double bottom base mainly controls middle frequency noise. The conclusion of this paper has an important guiding role in the acoustic design of the base and the vibration and noise reduction design of the structure.

Keywords

Acoustic Finite Element Method, Mechanical Noise, Base Acoustic Design, Vibration and Noise Reduction

Copyright © 2022 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

船体结构在外载荷作用下而发生振动时, 结构响应会引起周围流场发生变化, 而流场的变化又会使结构外载荷发生变化, 形成相互反馈的流体-结构耦合系统, 这类问题称为流固耦合问题[1]。船舶作为漂浮在水中的结构, 在运行的过程中不可避免地会受到设备激振载荷的作用而产生水下辐射噪声。船舶水下辐射噪声一方面对舰艇隐身性产生不利影响, 降低本舰声纳作用距离, 增大敌水中兵器的跟踪引爆半径[2] [3]; 另一方面, 由船舶产生的水下辐射噪声影响海洋生物的觅食、繁殖、躲避天敌和导航等, 改变了海洋环境噪声级, 水下辐射噪声污染已经是日益严重的环境问题[4] [5] [6]。船舶的水下噪声主要由机械噪声、螺旋桨噪声和水动力噪声三部分组成, 高速航行时, 以螺旋桨噪声为主; 低速航行时, 以机械噪声为主[7]。潜艇和水面舰艇船均是在航速较低时工作, 主要以机械设备引起的水下辐射噪声为主, 研究船舶机械噪声控制方法具有重要意义。而声学有限元法被广泛地用于机械噪声的预报中[8]。

舰船基座连接动力设备与船体结构, 是机械载荷的重要传递途径[9] [10] [11]。机械阻抗方法在结构振动特性和声音传递规律方面有广泛的应用, 舰船基座的输入阻抗一方面反映了对机械设备振动功率的阻隔能力, 机械阻抗越大, 传递给基座的振动能量就越小[12]; 另一方面为了减少对船体振动能量输入和降低舰船振动噪声, 提高舰船基座的输入阻抗是比较简便和有效的途径[13]。因此基座结构的机械阻抗也就成为重要的隔振和声学设计参数。

本节在满足强度与刚度要求的基础上, 基于声学有限元法, 结合设备振动特性, 从声学设计角度出发分析基座布置、结构形式以及结构参数等对船舶的水下辐射噪声的影响规律, 探索基座声学设计方法, 为船舶振动噪声的控制方法奠定基础。

2. 基于声学有限元理论预报船舶机械噪声

2.1. 声学有限元理论

通常情况下流体介质需要考虑粘性、旋转、分离和压缩性, 其运动满足 N-S 方程。但是对于船舶这类大尺度的物体而言, 振动的幅值相对于流体运动幅值较小。因此, 讨论周围水域对结构振动响应和辐射声场的影响时, 通常将流体假设为无粘、无旋的理想流体。同时将流体运动的微分方程进行线性化处理, 可以得到理想流体内声波的波动方程为[1] [14]:

$$\nabla^2 p - \frac{1}{c_0} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = 0 \quad (1)$$

式中： p 为流体在任意时刻瞬时声压； c_0 为声波在流体介质中的传波速度。该式表明无旋、无粘、可压缩的理想流体的小扰动流动问题，可以归结为求解以扰动压力 p 为变量的波动方程，并对应以下边界条件：

在流固交界面 S_l 上：

$$\frac{\partial p}{\partial \mathbf{n}} = -\rho \mathbf{v}_n \quad (2)$$

在固定边界 S_b 上：

$$\frac{\partial p}{\partial \mathbf{n}} = 0 \quad (3)$$

在自由表面 S_f 上：

$$\frac{\partial p}{\partial z} = -\frac{1}{g} \ddot{p} \quad (4)$$

无限远边界 S_r 上：

$$\frac{\partial p}{\partial \mathbf{r}} = -\frac{1}{c_0} \frac{\partial p}{\partial t} \quad (5)$$

其中， \mathbf{v}_n 为结构和流体交界面法向加速度； \mathbf{n} 是交界面的法线方向； \mathbf{r} 为无限远边界处的法线方向。

船舶在运行的过程中受到设备激励力而产生振动，其微分方程由下式表示：

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{X}}(t) + \mathbf{C}\dot{\mathbf{X}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{X}(t) = \mathbf{F}(t) \quad (6)$$

式中， \mathbf{M} 、 \mathbf{C} 和 \mathbf{K} 分别表示结构的质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵； $\ddot{\mathbf{X}}(t)$ 、 $\dot{\mathbf{X}}(t)$ 和 $\mathbf{X}(t)$ 分别表示船体结构振动响应的加速度、速度和位移； $\mathbf{F}(t)$ 为设备引起的激振力载荷。

对于船体这类复杂大型结构，通常采用有限元法进行数值求解。考虑流体耦合作用后，结构有限元耦合声学有限元的声固耦合动力学方程的格式如下式[1] [14]：

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M} & 0 \\ -\rho_a \bar{\mathbf{Q}}^T & \mathbf{M}_a \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{X}} \\ \dot{\mathbf{p}} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{C} & 0 \\ 0 & \mathbf{C}_a \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{X}} \\ \dot{\mathbf{p}} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{K} & \bar{\mathbf{Q}} \\ 0 & \mathbf{K}_a \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{X} \\ \mathbf{p} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{F} \\ \mathbf{F}_a \end{bmatrix} \quad (7)$$

式中， \mathbf{M}_a 、 \mathbf{C}_a 和 \mathbf{K}_a 分别表示流体的质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵； \mathbf{p} 为声压向量， \mathbf{F}_a 为声场激励的载荷向量。 $\bar{\mathbf{Q}}$ 为声固耦合矩阵， ρ_a 为流体的密度。各个矩阵对应的单元矩阵表达形式如下：

$$\mathbf{K}^e = \iiint_V \mathbf{B}^T \mathbf{D} \mathbf{B} dV \quad (8)$$

$$\mathbf{M}^e = \iiint_V \rho \mathbf{N}^T \mathbf{N} dV \quad (9)$$

$$\mathbf{C}^e = \iiint_V c \mathbf{N}^T \mathbf{N} dV \quad (10)$$

$$\mathbf{M}_a^e = \frac{1}{c_0^2} \iiint_{\Omega} \mathbf{N}_a^T \mathbf{N}_a dV + \frac{1}{g} \iint_{S_a} \mathbf{N}_a^T \mathbf{N}_a dS \quad (11)$$

$$\mathbf{K}_a^e = \iiint_{\Omega} \nabla \mathbf{N}_a^T \nabla \mathbf{N}_a dV \quad (12)$$

$$C_a^e = \iint_{S_f} N_a^T N_a dS \quad (13)$$

$$\bar{Q}_a^e = \iint_{S_i} N_a^T n N_a dS \quad (14)$$

$$F_a = \iint_{S_i} N_a \frac{\partial p_{in}}{\partial n} dS \quad (15)$$

式中： \mathbf{N} 为结构单元形函数矩阵， \mathbf{B} 为结构单元的应变矩阵， \mathbf{D} 为结构单元的弹性矩阵， ρ 为结构的密度， c 为结构的阻尼系数。 \mathbf{N}_a 为流体单元形函数矩阵， p_{in} 为流体激励的脉动压力场。 \mathbf{M}_a^e 是由流体可压缩性引起的质量阵和流体自由液面波动引起的质量阵之和，当流场静止时不存在第二项。 \mathbf{C}_a^e 表明无粘无旋流体产生的阻尼效应源自 Sommerfeld 条件； $\bar{\mathbf{Q}}_a^e$ 表明流体和结构的作用仅发生在两相交界面上。

基于 Helmholtz 方程和模态叠加原理，式(7)可以改写为：

$$\begin{bmatrix} \mathbf{K} + j\omega\mathbf{C} - \omega^2\mathbf{M} & \bar{\mathbf{Q}} \\ \rho_a\omega^2\bar{\mathbf{Q}}^T & \mathbf{K}_a + j\omega\mathbf{C}_a - \omega^2\mathbf{M}_a \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{X} \\ \mathbf{P} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{F}(\omega) \\ \mathbf{F}_a(\omega) \end{bmatrix} \quad (16)$$

式中： ω 表示圆频率， $j^2 = -1$ ， $\mathbf{F}(\omega)$ 为模态载荷。

式(16)即是基于声固耦合理论的结构振动和 underwater 辐射声场的求解方程。通过求解上述方程，即可预报给定激励载荷作用下的船体结构振动和 underwater 辐射噪声。

2.2. 声学计算模型

舱段模型的长 × 宽 × 高约为 11.2 × 5.6 × 3.2 m，双层底高约 1 m，吃水 1.2 m，板厚参照实船确定。排水量约为 40 t，结构重量约为 25 t，需要近 15 t 压载。考虑在双层底设压载水舱，压载水约 10 t，尾部压载舱 5 t。通过无约束边界模拟船舶漂浮在水中，计算给定载荷作用下的振动响应。在进行船体结构动力学和 underwater 辐射声场的分析时，一般采用声学有限元法，船体结构和周围的水域离散为有限元模型，并设置结构与流体之间的耦合类型和映射关系。自由液面通过空气阻抗的边界条件进行模拟，无限远处的声学边界通过无反射边界条件进行模拟。基于模态叠加法或者直接算法同步求解船体结构振动和辐射声场。

如图 1 所示，对于该舱段模型的结构模型如下：舱段模型的有限元模型建模过程中，龙骨和板材结构均采用四边形和三角形板壳单元模拟。横梁、纵骨、上层建筑骨材采用两节点带偏置梁单元模拟。用体单元和质量点单元模拟设备质量，并施加到相应设备安装区域。采用体单元模拟液舱中的压载水。单元大小依据一个波长至少有 6 个单元原则。模型坐标系为：坐标原点为舱段中纵剖面、中横剖面与基线交点；X 轴为船长方向，向船首为正；Y 轴为船宽方向，左舷为正；Z 轴为高度方向，向上为正。

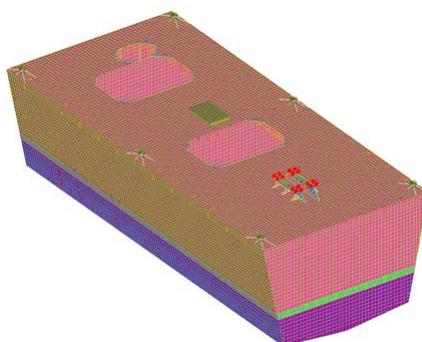


Figure 1. The model of cabin structure
图 1. 舱段有限元模型

对于声学有限元模型, 在将流域离散成有限元网格时, 网络的过渡要均匀一致, 充分考虑计算效率和计算精度的问题。在距离结构近的地方, 要求网格的大小与结构网格一致, 然后逐渐过渡到尺寸较大的边界网格。且流体模型的计算精度取决于整体网格尺寸, 通常要假设最小波长内有 6 个单元。声单元的密度取 $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$, 声速 $c_0 = 1480 \text{ m/s}$ 。在流场的模拟上, 分为内声场和外声场, 内声场与舱段结构直接接触, 设为无滑移边界条件, 用以模拟舱室内流体对结构的影响; 外部声场与结构通过无滑移边界设置接触, 外声场的外部界面设置为完美匹配层(PLM), 从而实现无限流场域的模拟; 水线面采用空气阻抗模拟。辐射噪声的计算结果在一定程度上依赖于声场区域尺度, 相关研究表明当声场区域尺度超过 4 倍船宽时, 计算结果基本趋于收敛, 如图 2 所示。在既能保证声学计算精度又不牺牲计算效率的前提下, 本文建议采用声固耦合方法时, 声场取特征尺度为 5 倍船宽的区域进行离散, 可基本满足计算精度要求[1]。

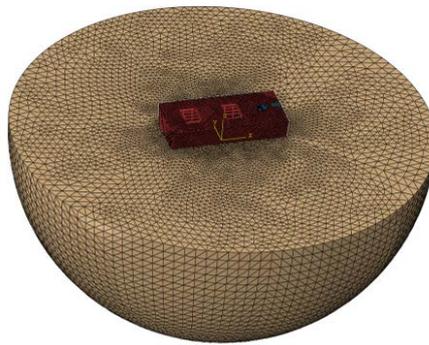


Figure 2. The model of acoustic FEM
图 2. 声学有限元模型

3. 基座结构参数对机械噪声影响规律

如图 3, 图 4 所示, 选择甲板短基座和双层底长基座为例, 研究在单位载荷作用下基座的结构参数与水下辐射噪声之间关系。基座的结构参数面板板厚、腹板板厚和肘板板厚。

3.1. 双层底长基座结构参数对机械噪声地影响规律

对长基座结构参数对水下辐射噪声特性研究, 基于数值方法通过改变长基座面板的厚度来改变基座的阻抗。长基座结构参数为: 面板 34 mm, 腹板 20 mm, 肘板 16 mm。首先改变面板厚度, 设计的基座面板厚度为 $F = 45 \text{ mm}$ 、 $F = 60 \text{ mm}$ 、 $F = 75 \text{ mm}$ 和 $F = 90 \text{ mm}$, 计算频率为 20~500 Hz, 1/3 倍频程水下辐射声功率的计算结果如图 5 所示。

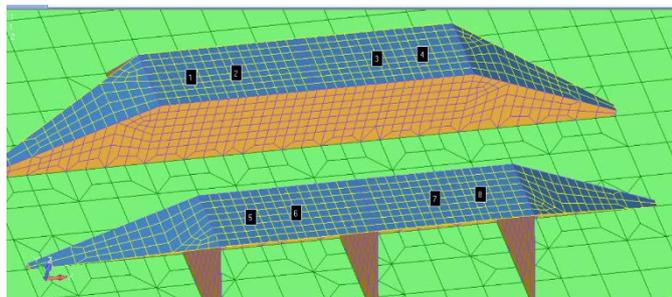


Figure 3. The model of short base
图 3. 甲板短基座

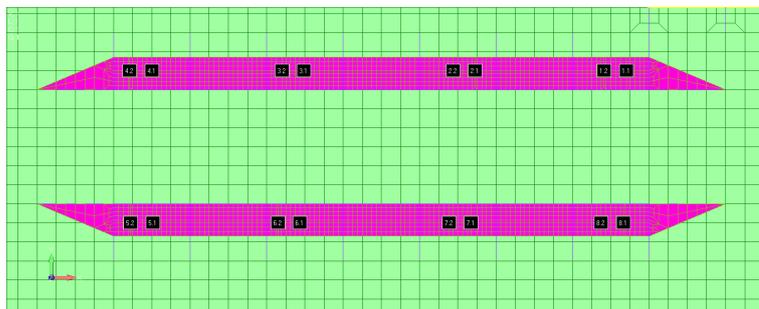


Figure 4. The model of long base

图 4. 双层底长基座

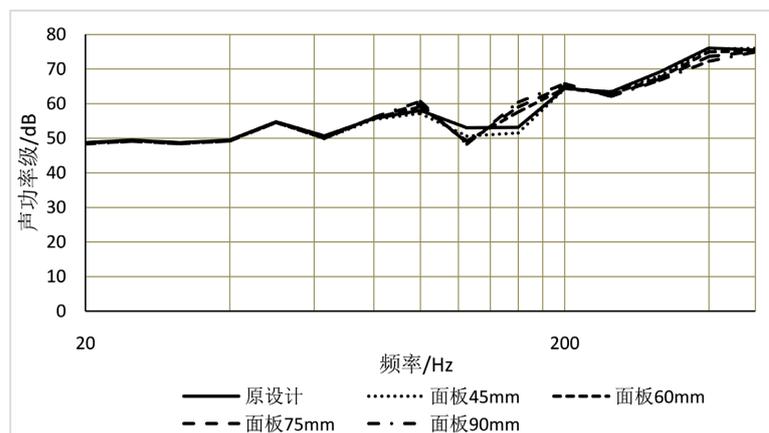


Figure 5. Effect of the long base panel changes on underwater radiated noise

图 5. 长基座面板改变对水下辐射噪声影响

设计的基座肘板厚度为 $B = 20 \text{ mm}$ 、 $B = 30 \text{ mm}$ 、 $B = 40 \text{ mm}$ 和 $B = 50 \text{ mm}$ ，1/3 倍频程水下辐射声功率的计算结果如图 6 所示。

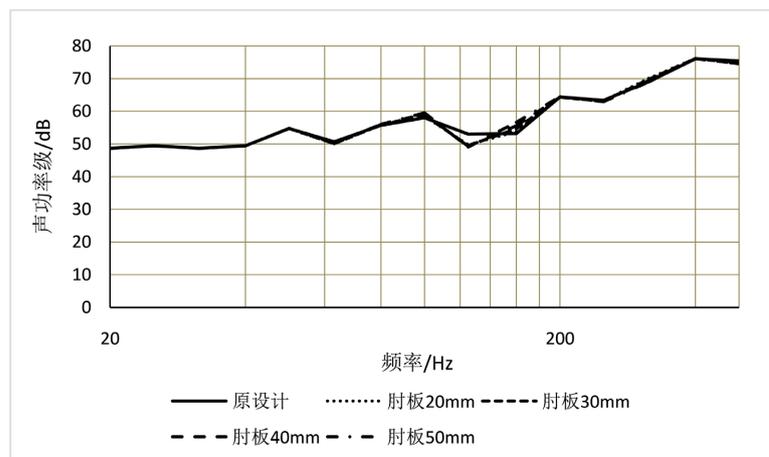


Figure 6. Effect of the long base elbow plate changes on underwater radiated noise

图 6. 长基座肘板改变对水下辐射噪声影响

设计的基座腹板厚度为 $W = 25 \text{ mm}$ 、 $W = 35 \text{ mm}$ 、 $W = 45 \text{ mm}$ 和 $W = 55 \text{ mm}$ ，1/3 倍频程水下辐射声功率的计算结果如图 7 所示。

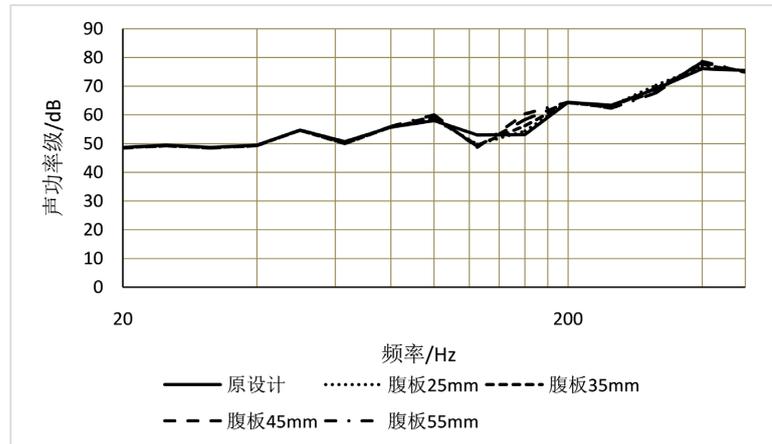


Figure 7. Effect of the long base web plate changes on underwater radiated noise
图 7. 长基座腹板改变对水下辐射噪声影响

3.2. 甲板短基座结构参数对机械噪声地影响规律

本节主要研究甲板短基座对结构机械噪声地影响规律。甲板短基座的原始结构参数为：面板 20 mm，腹板 10 mm，肘板 10 mm。首先改变基座面板的厚度，设计的基座面板厚度为 $F = 30$ mm、 $F = 40$ mm、 $F = 50$ mm 和 $F = 60$ mm，1/3 倍频程水下辐射声功率的计算结果如图 8 所示。

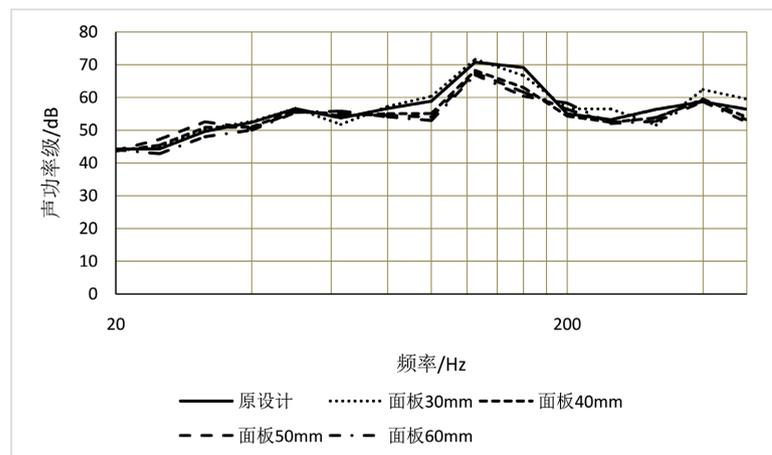


Figure 8. Effect of the short base panel changes on underwater radiated noise
图 8. 甲板短基座面板改变对水下辐射噪声影响

设计的基座肘板厚度为 $B = 20$ mm、 $B = 30$ mm、 $B = 40$ mm 和 $B = 50$ mm，1/3 倍频程水下辐射声功率的计算结果如图 9 所示。

设计的基座腹板厚度为 $W = 20$ mm、 $W = 30$ mm、 $W = 40$ mm 和 $W = 50$ mm，1/3 倍频程水下辐射声功率的计算结果如图 10 所示。

计算表明，在低频段改变基座的参数对基座机械阻抗和机械噪声的影响较小。在中高频段基座的振动参与程度越来越高，改变基座的结构参数对基座的阻抗特性和机械噪声影响越来越大。基座结构参数对机械噪声影响具体如下所示：在低频段，基座的结构参数对基座阻抗的影响较小，该频段基座的阻抗主要由船体结构和实船结构决定。在低频段内基座面板、肘板和腹板厚度对基座振动传递无明显影响，对水下辐射噪声影响较小。在中高频段，随着频率的升高，基座的结构参数对机械噪声影响越来越大，

基座的面板、肘板和腹板厚度对振动的传递特性影响越来越大，特别是基座腹板和基座面板对于基座阻抗影响最大。在中高频段内增加基座腹板和基座面板厚度对减小机械噪声效果较为明显；肘板在该频段内也具有一定的效果。在高频段，随着频率的继续增大，特别是当频率达到足够大时，此时基座阻抗完全由基座的面板决定。在高频范围内可以通过改变基座面板厚度控制机械噪声。其次是腹板厚度，肘板影响最小。腹板和肘板厚度的变化对基座阻抗和振动传递的影响表现一致，但腹板、肘板的影响与面板相比更小。

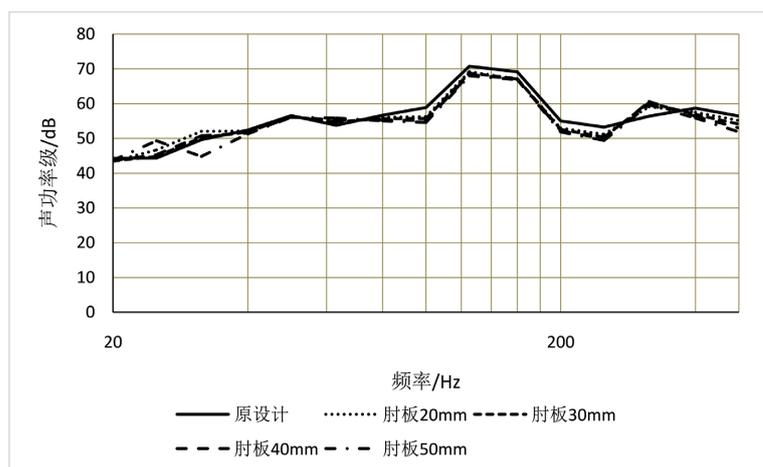


Figure 9. Effect of the short base elbow plate changes on underwater radiated noise
图 9. 甲板短基座肘板改变对水下辐射噪声影响

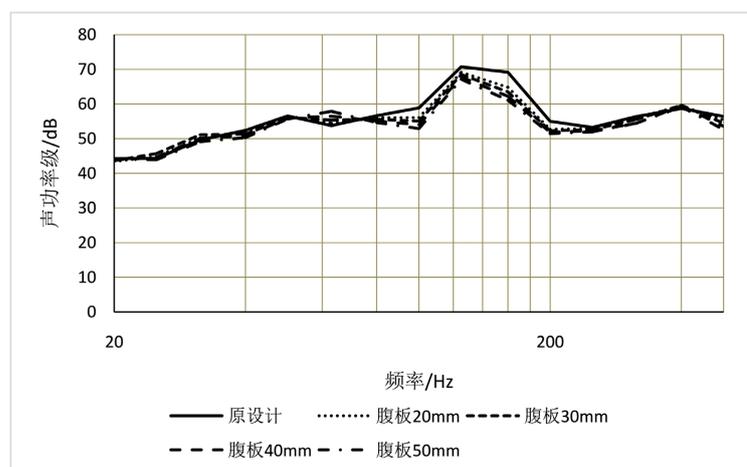


Figure 10. Effect of the short base web plate changes on underwater radiated noise
图 10. 甲板短基座腹板改变对水下辐射噪声影响

4. 基座布置位置对水下辐射噪声影响

上节研究了基座结构参数对基座阻抗的影响，结果表明基座面板厚度和隔振器布置位置对基座阻抗影响较大，腹板对基座阻抗影响较小。但是基座的布置位置对基座的阻抗以及水下辐射噪声规律尚不清晰，因此，本节主要研究基座的布置位置对水下辐射噪声的影响。选取双层底短基座与甲板短基座，比较两种基座在完全相同的结构与载荷下，基座的布置位置对水下辐射噪声的影响。在单位载荷作用下，双层底短基座阻抗计算模型如图 11 所示、甲板短基座阻抗计算模型如图 3 所示。

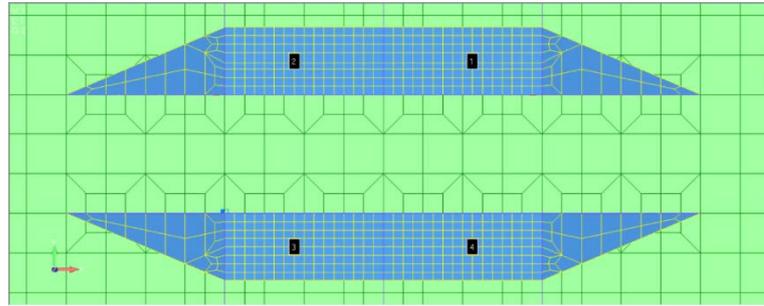


Figure 11. Calculation model of a double-bottom bottom short base
图 11. 双层底短基座计算模型

1/3 倍频程水下辐射噪声计算结果如图 12 所示:

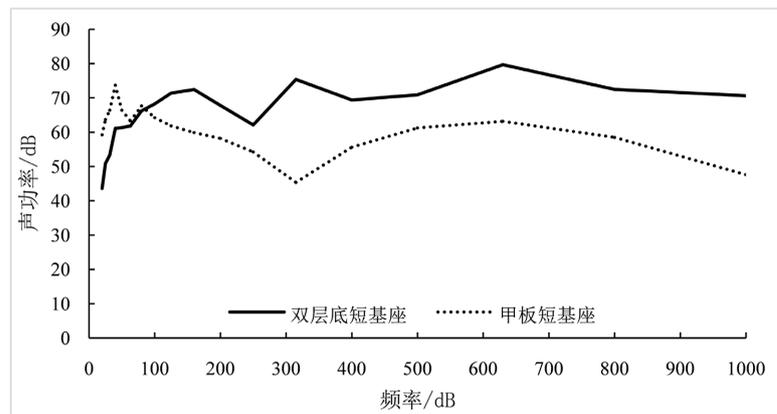


Figure 12. Comparison of the acoustic vibration transfer function of the double-bottom and the deck short bases
图 12. 双层底短基座与甲板短基座声振传递函数对比

由计算结果可知,在相同载荷作用下,基座结构相同,仅布置位置不同,对水下辐射噪声影响不同。在低频阶段(20~100 Hz),甲板短基座水下辐射噪声大于双层底短基座。在中高频阶段(100~1000 Hz),甲板短基座水下辐射噪声小于双层底短基座。这是由于甲板短基座的所在板架共振频率低于双层底短基座的所在板架共振频率。因此,对于激励力频率主要集中在低频的设备,建议安装在双层底的基座上;对于激励力频率主要分布在中高频段的设备,建议布置在甲板基座上。

5. 结论

本文基于声学有限元的方法建立舱段模型的机械噪声计算模型,分析了船舶基座的结构参数对机械噪声的影响规律,此后,研究了基座的布置方式对机械噪声的影响,最终总结基座声学设计的方法,从基座的角度研究船舶振动噪声的控制方法。本文的研究内容对指导船舶基座的设计和减振降噪方法具有重要的作用。先将结论总结如下:

- 1) 基于声学有限元法可以较为准确地计算结果的机械噪声。
- 2) 在低频段改变基座的参数对基座机械阻抗和机械噪声的影响较小。在中高频段基座的振动参与程度越来越高,改变基座的结构参数对基座的阻抗特性和机械噪声影响越来越大;
- 3) 根据基座布置对结构机械噪声的影响规律可知,对于载荷的频率主要集中在低频的设备,建议安装在双层底的基座上;对于激励力频率主要分布在中高频段的设备,建议布置在甲板基座上。

参考文献

- [1] 李清, 杨德庆, 郁扬. 舰船低频水下辐射噪声数值计算方法对比研究[J]. 中国造船, 2017, 58(3): 114-127.
- [2] Azimi-Sadjadi, M.R., Yao, D., Huang, Q., *et al.* (2000) Underwater Target Classification Using Wavelet Packets and Neural Networks. *IEEE Transactions on Neural Networks and Learning Systems*, **11**, 784-794.
<https://doi.org/10.1109/72.846748>
- [3] 王本刚, 董大群, 谢松云. 基于功率谱估计的舰船噪声特征提取及声场通过特性仿真[J]. 系统仿真学报, 2002(1): 25-26, 33.
- [4] Hildebrand, J.A. (2009) Anthropogenic and Natural Sources of Ambient Noise in the Ocean. *Marine Ecology Progress Series*, **395**, 5-20. <https://doi.org/10.3354/meps08353>
- [5] Samara, M., Havera, J.G., Megan, F., *et al.* (2018) Monitoring Long-Term Soundscape Trends in U.S. Waters NOAA/NPS Ocean Noise Reference Station Network. *Marine Policy*, **90**, 6-13.
<https://doi.org/10.1016/j.marpol.2018.01.023>
- [6] Merchant, N.D., Brookes, K.L., Faulkner, R.C., *et al.* (2016) Underwater Noise Levels in UK Waters. *Scientific Reports*, **6**, 36942. <https://doi.org/10.1038/srep36942>
- [7] 邢景棠. 线性与非线性流固耦合动力学数值方法的进展及应用[J]. 力学进展, 2016, 46(1): 95-139.
- [8] Tripa, M.S., Botean, A., Ghioltean, L., *et al.* (2016) Study of Deformations for Thermoplastic Polyurethane Membrane by Finite Elements Method (FEM). *Applied Mechanics and Materials*, **841**, 72-76.
<https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.841.72>
- [9] 姚玉荣, 朱石坚. 利用频率响应函数求设备对基座的激励[J]. 船海工程, 2003(3): 5-8.
- [10] 吴文伟, 沈荣瀛. 设备基座输入机械阻抗工程估算方法[J]. 振动工程学报, 2004(z2): 694-697.
- [11] 原春晖, 朱显明, 张国良, 张维衡. 船舶机械振动源激励力的间接估计工程方法(英文) [J]. 船舶力学, 2007(6): 961-973.
- [12] 王国治, 胡玉超, 仇远旺. 基座参数对舰船结构振动与声辐射的影响[J]. 江苏科技大学学报(自然科学版), 2012, 26(3): 222-225.
- [13] 姚熊亮, 计方, 钱德进, 等. 典型船舶结构中振动波传递特性研究[J]. 振动与冲击, 2009, 28(8): 20-24.
- [14] 李清, 杨德庆, 郁扬. 舰船低频水下辐射噪声的声固耦合数值计算方法[J]. 振动与冲击, 2018, 37(3): 174-179.