

# 风电运维母船舱室噪声预报与吸声控制\*

黄晴<sup>1,2</sup> 李盈利<sup>1,3†</sup> 张汉青<sup>1,3</sup>

(1. 中南大学 交通运输工程学院 轨道交通安全教育部重点实验室,长沙 410075)

(2. 轨道交通安全技术国际合作联合实验室,长沙 410075)

(3. 轨道交通列车安全保障技术国家地方联合工程研究中心,长沙 410075)

**摘要** 本文以某风电运维母船为研究对象,通过统计能量分析法,对某风电运维母船舱室噪声进行预报并提出噪声与振动控制措施。首先,根据船舶结构特征,将船舶模型划分为若干个子系统,依次构建子系统并创建子系统之间连接,设置材料参数和吸声系数,构建了全船声学分析模型;其次,依据相关文献的经验公式估算各类噪声源,对航行工况和风场工况的重要舱室(轮机舱、推进舱、会议室、休息区、A 甲板舱室、B 甲板舱室、C 甲板舱室和船长室)进行噪声预报,并根据 MSC. 337(91)号决议判断目标舱室噪声超标情况,其中,风场工况中主甲板的会议室噪声略有超标,噪声值为 62.3dB(A),其余目标舱室的噪声均在限值范围内;同时,从目标舱室频谱图可以看出,噪声声压级随频率的升高先增大后减小,声压级峰值主要集中在 1000Hz 的中频范围;最后,通过噪声传递路径分析可知,船舶声源经过同层传播进而向上传播对会议室产生影响,噪声主要从底部和右侧传播至会议室,造成会议室噪声超标。对目标舱室会议室敷设吸声材料进一步实现降噪处理,在敷设玻璃棉和橡胶组成的吸声材料后,噪声值从原先的 62.3dB(A)降至 53dB(A),噪声值降至限值以下。

**关键词** 船舶, 舱室, 噪声, 统计能量法, 预报, 控制技术

中图分类号:TB53

文献标志码:A

## Noise Prediction and Acoustic Control of Cabin Noise on Wind Turbine Operation Service Operation Vessel\*

Huang Qing<sup>1,2</sup> Li Yingli<sup>1,3†</sup> Zhang Hanqing<sup>1,3</sup>

(1. Key Laboratory of Traffic Safety on Track of Ministry of Education, School of Traffic & Transportation Engineering, Central South University, Changsha 410075, China)

(2. Joint International Research Laboratory of Key Technology for Rail Traffic Safety, Changsha 410075, China)

(3. National & Local Joint Engineering Research Center of Safety Technology for Rail Vehicle, Changsha 410075, China)

**Abstract** This paper takes a wind power operation and maintenance mothership as the research object, forecasts the cabin noise of a wind power operation and maintenance mothership, and proposes noise and vibration control measures based on statistical energy analysis. Firstly, a ship-wide acoustic analysis model was constructed based on the structural characteristics of the ship. Divide the ship model into several subsystems, build subsystems and connections between subsystems in turn, and set material parameters and sound absorption coefficients. Secondly, the various noise sources were estimated based on empirical equations from the relevant literature. The noise of significant cabins (engine room, propulsion

cabin, conference room, lounge area, A deck cabin, B deck cabin, C deck cabin and captain's cabin) for navigational and wind farm conditions are forecast and exceedances of noise levels in target cabin rooms are determined in accordance with resolution MSC. 337(91). The thruster condition slightly exceeded the noise limit in the conference room on the main deck with a noise value of 62.3dB(A), while the noise in the remaining target compartments was within the limit. At the same time, the spectrum of the target chamber shows that the sound pressure level increases and then decreases with increasing frequency, and the peak sound pressure level is mainly concentrated in the middle frequency range of 1000Hz. Finally, through the analysis of the noise transmission path, it can be seen that the ship's sound source spreads upwards through the same layer to affect the conference room, and the noise mainly spreads to the conference room from the bottom and the right side, resulting in the conference room noise exceeding the standard. Further noise reduction is achieved by applying sound absorbing materials to the target cabin room. After the laying of sound absorbing material consisting of glass wool and rubber, the noise value was reduced from the original 62.3dB(A) to 53dB(A) and the noise value was reduced to below the limit value.

**Key words** ships, cabins, noise, statistical energy method, forecasting, control techniques

## 引言

近年来,海上经济产业链不断发展,持续的设计研发和技术攻关助推海上运维工具和运维模式走向专业化、规模化和环保化.运维母船作为海上运维工具来说,在追求其高速度性和安全可靠性的同时,仍要考虑船舶使用的舒适环保性,此时,运维母船舱室的噪声预报和控制问题逐渐引起高度重视.船舶噪声问题不仅仅会给海洋带来严重的噪声损害,还会损坏船体、船舶上的精密仪器、复杂部件等,对设备的正常运行带来消极影响.同时,噪声会影响人们的正常生活及身心健康,噪声对人体健康的危害不只局限于听觉器官,还会对神经系统、心血管和消化系统等产生不同程度的危害,在这种情况下,噪声给船舶驾驶人员带来的消极影响会危及船舶安全.因此,对船舶的噪声进行预报和控制具有广大的研究价值和实际意义.

现有的船舶舱室噪声预报方法主要包括经验预测法、有限元法、边界元法、统计能量法和灰度预测法等.经验预测法<sup>[1,2]</sup>是通过实践总结得到的方法,一般可以很快预报类型相同的船舶或者总体布置相似的船舶,并且能够较合理地预算出其测量舱室的噪声源的声压级水平,但是此方法只能预报出一些简单结构船舶或者一些布局相似的船舶,而对于大型复杂船舶或者现阶段一些新型结构和布局相对复杂的船舶则不太适用,所以经验预测法在船

舱室噪声预测问题上仍然有很大的局限性.但是这种经验预测法可以简单快速地对船舶噪声预报,所以在船舶设计初期被船舶设计人员所广泛利用,并成为其设计初期的理论依据,具有相当大的船舶噪声预报应用价值.有限元法(FEM)是一种离散过程,主要是在有限元中把复杂无限的单元转化成有限简单的单元,得到其有限元分析方程.有限元法只能解决低频时简单结构的振动问题,解决高频激励相应问题时存在一定局限性.边界元法(BEM)和有限元方法类似也是采用离散技术,通过将 Helmholtz 边界积分方程转化来解决复杂机构无限声场的结构噪声辐射问题.边界元法主要用于无限边界的求解,因此在求解船舶噪声问题时一般与有限元和统计能量法一并使用.统计能量法是运用统计方法和能量守恒原理,分析船舶舱室的振动响应问题和声辐射等问题,统计能量法方法最早是 Lyon 教授受到电路中热噪声问题的启发而提出的<sup>[3]</sup>,从而有效解决高频声振和声耦合问题,而后 1968 年最早被 Budrin 和 Nikiforo 使用在船舶噪声的研究分析中<sup>[4]</sup>. Shorter 和 Langley 对噪声的全频段分析进行研究,提出了 FE-SEA 混合方法,以解决复杂系统的声振问题<sup>[5-8]</sup>.而后,林永水等人基于统计能量法对钢铝混合结构高速船进行分析<sup>[9]</sup>,研究了船舶上加筋板、加筋钢板的隔声性能,对阻尼的被动控制进行优化,在优化目标下得到最佳阻尼敷设位置和厚度;尹宝惠等构建了豪华

邮轮的简化统计能量分析模型<sup>[10]</sup>,证明了中频段噪声对于高频段噪声而言可以忽略不计,但是由于低频段噪声与结构特性相关,不能忽略不计,同时,该学者研究了阻尼层对降噪的影响,认为增加覆盖率不及增加模量比或者厚度比达到的减振效果好;汤伟民等人以某客滚船为研究对象<sup>[11]</sup>,构建全船声学模型,经分析认为主机排气噪声和振动噪声为舱室噪声的主要影响源.此外,许多学者运用统计能量法对船舶舱室的振动噪声问题进行分析研究<sup>[12-15]</sup>,对船舶舱室噪声进行预报.

本文以某风电运维母船为研究对象,通过统计能量分析法,基于全频段的振动噪声分析模型,对某风电运维母船舱室噪声进行预报并提出噪声与振动控制措施.首先,将船舶模型划分为若干个系统,依次构建子系统并创建连接,设置材料参数和吸声系数,构建了全船声学分析模型;其次,考虑多个噪声源作用,依据相关文献的经验公式估算各类噪声源,对航行工况和风场工况的重要舱室(轮机舱、推进舱、会议室、休息区、A甲板舱室、B甲板舱室、C甲板舱室和船长室)进行噪声预报,并根据MSC.337(91)号决议判断超标情况;最后根据舱室超标情况对超标舱室进行降噪处理.

## 1 统计能量分析理论及概况

### 1.1 统计能量分析法

统计能量分析(Statistical Energy Analysis, SEA)是20世纪60年代初期为模拟大型结构的振动噪声而提出的用于研究结构高频动态特性的一种计算方法.该方法起源于航空宇航工业,它是预示复杂结构系统高频动力学环境的一种有效方法,该方法不仅在宇航领域,而且在诸如舰船、汽车、高速列车等领域得到越来越广泛的应用<sup>[16-19]</sup>.

统计能量分析法(SEA)主要是运用其能量守恒的原理,从而用来分析船舶舱室的声辐射问题和船舶舱室振动响应问题.主要的能量平衡原理是将复杂的系统划分成若干个贮存能量(动能、势能)的子系统,在固有的频率范围下每个系统都是由许多个子系统构成的模态群组成,通过其本身的能量和传递间的储存能量与其消耗能量之和相等的能量守恒原则,建立平衡方程组(各个子系统间能量消耗输出和输入功率),在稳态情况下导出能量平衡

方程,最后通过计算得到每个子系统的能量关系和 高频状态下的声振响应.

模态密度指的是子系统在任意确定频率范围内的模态数<sup>[20]</sup>,根据统计能量分析法模型中每个子系统模态密度 $n(f)$ 的大小或带宽 $\Delta f$ 内振型数 $N[n(f)\Delta f]$ 的多少,可把所研究对象的频率范围划分为低频区、高频区和中频区.当 $N \leq 1$ 时,定义为低频区;当 $N \geq 5$ 时,定义为高频区;当 $1 < N < 5$ 时,定义为中频区;本文计算模型的子系统最小模态数均大于5,并且研究频段可认为是高频范畴,因此可以采用统计能量法进行分析.由于统计能量分析方法得到的参数结果都是平均值,当对复杂结构系统进行统计能量分析时,需要不断细化系统模型,才能更准确预报模型平均值,因此用统计能量能有效地解决高频段复杂结构的声振耦合问题.

对于 $N$ 个子系统组成的复杂声-结构耦合系统,其功率平衡方程如下:

$$\omega \begin{bmatrix} \eta_{11}n_1 & -\eta_{12}n_1 & \cdots & -\eta_{1N}n_1 \\ -\eta_{21}n_2 & \eta_{22}n_2 & \cdots & -\eta_{2N}n_2 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ -\eta_{N1}n_2 & \cdots & \cdots & \eta_{nn}n_n \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \frac{E_1}{n_1} \\ \frac{E_2}{n_2} \\ \vdots \\ \frac{E_n}{n_n} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} P_1 \\ P_2 \\ \vdots \\ P_n \end{Bmatrix} \quad (1)$$

$$\eta_{ii} = \eta_N + \sum_{i \neq N}^N \eta_{mi} \quad (2)$$

式中: $\omega$ 表示分析带宽内的中心频率(rad/s); $E_i$ 是第 $i$ 个统计性子系统平均能量; $n_i$ 是第 $i$ 个统计性子系统的模态密度; $\eta_i$ 是第 $i$ 个统计性子系统的内损耗因子; $\eta_{ij}$ 是第 $i$ 个统计性子系统到第 $j$ 个统计性子系统的耦合损耗因子; $P_i$ 为外部激励的输入功率.

以三个耦合子系统来表示声传输统计能量模型,如图1,构建以下功率平衡方程:

$$\begin{aligned} P_1 &= (\omega\eta_1 + \omega\eta_{12} + \omega\eta_{13})E_1 - (\omega\eta_{21}E_2 + \omega\eta_{31}E_3) \\ P_2 &= -\omega\eta_{12}E_1 + \omega(\eta_2 + \eta_{21} + \eta_{23})E_2 - \omega\eta_{23} \\ P_3 &= -\omega\eta_{13}E_1 - \omega\eta_{23}E_2 + \omega(\eta_3 + \eta_{31} + \eta_{32})E_3 \end{aligned} \quad (3)$$

式中, $P_1, P_2, P_3$ 为子系统的输入功率,其中 $P_2 = P_3 = 0$ .

由保守弱耦合系统的互易定律<sup>[20]</sup>得到, $\eta_i\eta_{ij} = \eta_j\eta_{ji}$ , ( $i, j = 1, 2, 3$ ),于是对于图1系统,根据对

称性得到  $\eta_{21} = \eta_{23}$ , 求解得到:

$$\frac{E_1}{E_3} = \frac{(\eta_2 + 2\eta_{21})(\eta_3 + \eta_{31} + \eta_{32}) - \eta_{23}\eta_{32}}{\eta_{12}\eta_{23} + (\eta_2 + 2\eta_{21})\eta_3} \quad (4)$$

考虑多方面的影响因素,有效声传输的计算公式为<sup>[7]</sup>,

$$TL = 10\log_{10} \left[ \frac{A_2\omega}{8\pi^2 n_1 c_0^2 \eta_3} \left( \frac{E_1}{E_3} - \frac{n_1}{n_3} \right) \right] \quad (5)$$

式中,  $A_2$  为面连接的有效传递面积;  $C_0$  为声源室中的声速。

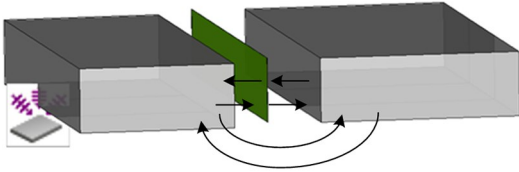


图 1 三个耦合子系统统计能量模型

Fig. 1 Statistical energy model for three coupled subsystems

本节阐述了统计能量分析理论及概况,以下将基于本节理论,构建全船声学分析模型,进而展开噪声研究。

## 2 船舶舱室噪声预报

### 2.1 模型构建

本文以某风电 SOV 运维母船舱室为研究对象,构建全频段的振动噪声数值分析模型。在构建的过程中,认为船舶计算模型中各类板材为板子系统,各个舱室为声腔子系统,对实际模型进行相应简化。该船舶有 8 层甲板,每层根据不同的工程需求设置不同功能的舱室。为模拟真实的声学环境,船舶在海上航行时可视为处于半无限流场中,将流场介质设置为海水,并使主甲板以下的船板与半无限流体相连。建立的 SEA 模型共包括 777 个节点、667 块板、142 个声腔和 5 个半无限流体。构建完成的船舶 SEA 计算模型如图 2 所示,从下往上分为 8

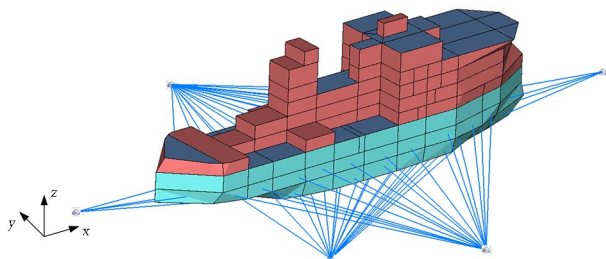


图 2 统计能量法计算模型

Fig. 2 The calculation model of statistical energy method

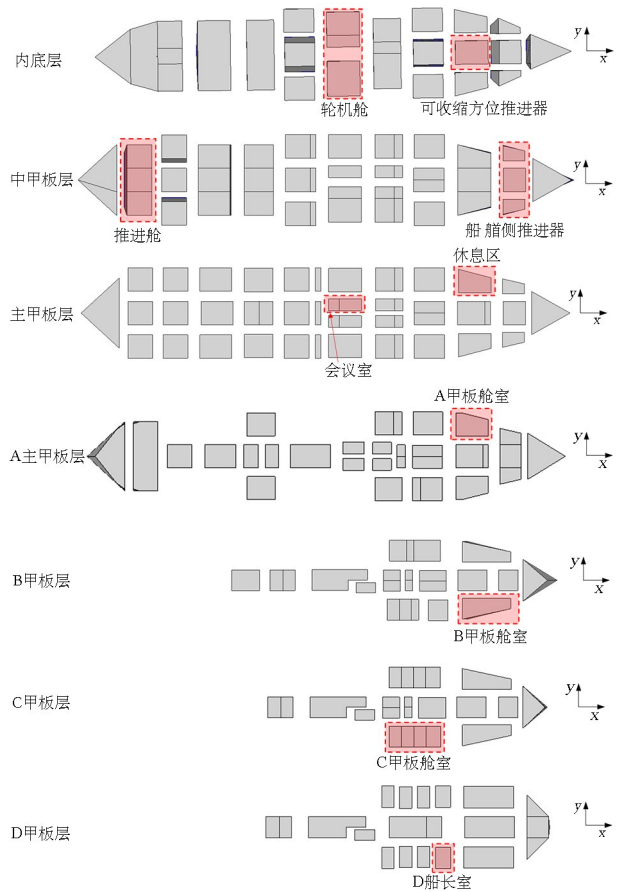


图 3 各层舱室示意图

Fig. 3 Diagram of the cabins on each level

部分:内底层,中甲板层,主甲板层,A 甲板层,B 甲板层,C 甲板层,D 甲板层,船桥甲板层。图 2 中,认为沿  $x$  轴正方向距离远的一端为船舶的前部舱室,沿  $x$  轴正方向距离近的一端为后部舱室,沿着  $y$  轴正方向为船舶左部舱室,沿着  $y$  轴负方向为船舶右部舱室。各层舱室示意图如图 3 所示,红色框线标出的舱室为目标研究舱室。

### 2.2 声学属性及声源设置

声音传播的两种途径:一种是振动直接撞击围护结构,并使其成为声源,通过维护结构的构件作为媒介介质使振动沿固体构件传播,称为固体传声、撞击声或结构声;另一种是空气中的声源发声以后激发周围的空气振动,以空气为媒质,形成声波,传播至构件并激发构件振动,使小部分声音等透射传播到另一个空间,此种传播方式也叫空气传声或空气声。为了更有效地评价人主观感觉对声音响度的反应,通常需要对不同频率下的声压级进行加权修正。A 计权的声级越高,噪声引起的危害越大。因此本文采用 A 计权评价噪声预报值。

将船舶的舱壁、甲板等结构假定为钢板,不同位置的钢板赋予不同的厚度,设置船舶甲板、上层建筑舱壁、底部舱壁和舱室内围壁的钢板厚度分别为12mm、10mm、10mm和5mm。

在实际船体结构中,舱壁、甲板等表面会敷设大量舾装材料,能量在经过舾装材料时会产生能量损耗,是舱室间传递损失的主要组成成分之一,对舱室噪声会产生很大影响。由于船上舾装材料种类繁多、敷设面积较大,在船舶舱室噪声预报过程中,如果在预报模型中对舾装材料一一进行模型构建,将会大大增加舱室噪声预报模型构建的时间成本,降低舱室噪声预报效率,而且舾装材料的数值模型也会导致舱室噪声预报误差增大。因此,在舱室噪声预报模型中,将舾装材料模型等效为其声学性能参数,避免大量的舾装材料模型构建工作是十分必要的。

船舶舱室除了钢结构,还存在不同的内装结构,由于船舶各个舱室内装材料十分复杂,常常无法用材料的内损耗因子表达。因此可以将目标船舶SEA模型中每个舱室看作一个声腔,使用声腔的吸声系数来表示舱室声腔子系统的损耗因子,根据参考文献<sup>[21]</sup>设置。

目标船舶的船用设备多,噪声源较多,主要噪声源包括螺旋桨噪声、柴油机噪声、船舶侧推进器、船舶可收缩方位推进器噪声等。加载的激励源分为空气声和结构声,将柴油机结构声以振动加速度级的形式施加在轮机室底板,将螺旋桨结构声以振动加速度级的形式施加在推进室上,将柴油机空气声以扩散声场的形式施加在轮机舱声腔相应位置处。将船舶侧推进器、船舶可收缩方位推进器噪声分别施加于中甲板层和内底层,见图3。

螺旋桨工作时,导致船底板振动,船底板的振动加速度级可按式(6)计算<sup>[11]</sup>:

$$L_{a,p} = 10\lg(MN) + 40\lg D + 30\lg n_e + 30 \quad (6)$$

式中, $M$ 为螺旋桨个数; $N$ 为螺旋桨叶片数; $D$ 为螺旋桨直径; $n_e$ 为螺旋桨转速。

柴油发电机机座的振动加速度级可按式(7)计算<sup>[11]</sup>:

$$L_{a,d} = -20\lg m + 20\lg P_e + 30\lg \frac{n}{n_e} + 10 + C_{a,d} \quad (7)$$

式中, $m$ 为柴油机质量; $P_e$ 为柴油机额定功率; $n$

为工作转速; $n_e$ 为额定转速; $C_{a,d}$ 为结构噪声倍频程修正值<sup>[11]</sup>,如表1所示。

表1 结构噪声倍频程修正值  
Table 1 Structural noise octave correction

频率/Hz	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
修正值	5	11	16	21	27	29	27	22

柴油机主机噪声包含机座振动引起的结构噪声和进排气口产生的辐射噪声。由于排气口一般安装有干式消音器,因此只考虑进气口辐射噪声。进气口辐射声功率级按式(8)进行估算<sup>[11]</sup>:

$$L_{w,in} = 10\lg P_e + 58 + C_{w,in} \quad (8)$$

式中, $C_{w,in}$ 为辐射噪声倍频程修正值<sup>[11]</sup>,如表2所示。

表2 辐射噪声倍频程修正值  
Table 2 Radiated noise octave correction

频率/Hz	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
修正值	20	17	22	33	31	25	20	9

参考相关文献<sup>[22]</sup>,本文对声源设备进行选择与假设。选用柴油发电机质量为11200kg,总额定功率为1760kW,额定转速1200r/min。设该船舶有2台主要推进装置,4叶螺旋桨直径为2.4m,额定功率为1500kW,转速为225.5r/min。设该船舶有2台最大功率1100kW的船舶侧推进器,螺旋桨直径为2.2m,最大转速为253.85r/min,1台最大功率为880kW的可伸缩方位推进器,螺旋桨直径为1.65m,最大转速为367.4r/min。根据经验公式可计算柴油机发电机的辐射噪声和结构噪声,螺旋桨噪声。风机噪声则根据经验计算了安装有管道消音器的风机噪声,认为距其进气口1米处的噪音水平为81dB(A)。此外认为船上甲板A上的工程装备噪声值均不大于95dB,假定通风管道中噪声的产生和传播可产生正常量级的噪声水平,在分析中假设客舱空调噪声为45dB(A)~50dB(A),娱乐、会议室和办公室的空调噪声为50dB(A)~53dB(A)。

### 2.3 噪声预报与分析

本文以某风电运维母船为研究对象,预报其在航行工况和风场工况下的噪声。两种工况的声源设置如下:

(1) 航行工况下,认为主推进器以80%的最大功率工作,柴油发电机正常运行以提供足够的电力,船舶侧推进器不运行,机械通风和空调设备应正常

运行,剩余的船舶系统在正常操作条件下中转;

(2) 风场工况下,主推进器以最大功率工作,主要柴油发电机运行以提供足够的电力,所有船舶推进器以 40% 的功率运行,机械通风和空调设备应正常运行,剩余的船舶系统在正常操作条件下中转.

在计算模型中设置激励声源、声学属性,计算频段为 63Hz~4000Hz,对目标船舶进行舱室噪声预报.计算得到的两种工况下典型舱室噪声,如表 3 和表 4 所示,其中目标舱室噪声限值根据 MSC.337(91)设定,同时,给出了根据经验公式计算得到的目标舱室噪声范围作为参考.

表 3 航行工况典型舱室噪声  
Table 3 Parameters for granular material

板	部位	航行工况预测值 dB(A)	经验计算值 dB(A)	限值 dB(A)
内底	轮机舱	109	106~110	110
中甲板	推进舱	102.8	99~102	110
主甲板	会议室	56.9	52~55	60
主甲板	休息区	46.9	48~51	65
A 甲板	A 甲板舱室	45.9	45~50	55
B 甲板	B 甲板舱室	43.0	45~48	55
C 甲板	C 甲板舱室	46.7	45~48	55
D 甲板	船长室	46.4	45~48	55

表 4 风场工况典型舱室噪声  
Table 4 Parameters for granular material

板	部位	风场工况预测值 dB(A)	经验计算值 dB(A)	限值 dB(A)
内底	轮机舱	104	105~110	110
中甲板	推进舱	101.4	92~95	110
主甲板	会议室	62.3	51~54	60
主甲板	休息区	57.1	59~62	65
A 甲板	A 甲板舱室	51.3	50~55	55
B 甲板	B 甲板舱室	55.0	50~55	55
C 甲板	C 甲板舱室	50.1	45~52	55
D 甲板	船长室	47.8	51~54	55

从表 3 和表 4 得知,航行工况下所有目标舱室均在限值范围内,风场工况中主甲板的会议室噪声略有超标,其余目标舱室的噪声均在限值范围内.同时,较于航行工况,风场工况下的舱室噪声略大,对船体及船舶设备带来消极影响.

观察航行工况和风场工况下舱室声压级分布

云图,如图 4 和图 5 所示.从下至上,舱室声压级逐渐降低,且前部舱室的声压级稍低于后部舱室.这是由于底部噪声源产生的声振能量通过各层甲板从下至上传递,当能量通过不同甲板层时,受到船舶结构的衰减及吸收.对于两种不同工况而言,风场工况的声压级偏大,对船舶的舱室影响较大.这是由于在风场工况下,主推进器以最大功率工作,并且船体前部的推进器正常运行,船体下部能量聚集进一步向上传递,使得风场工况下船体前部的舱室声压级较大.对于内底层、中甲板层和主甲板层而言,左右侧舱室声压级变化基本沿中心呈对称分布,这是由于底部声源呈现对称分布,且内底层、中甲板层和主甲板层的机械结构在船体内处于对称分布,相近的声振能量会通过对称的路径传播,使得左右舱室声压级变化呈对称分布.但是对于 A 至 D 甲板层来说,舱室声腔构建时根据不同舱室职能来划分,故存在左右侧舱室声压级变化存在差异现象.

目标舱室的声压频谱图如图 6 所示,总体来看,噪声声压级随频率的升高先增大后减小,声压级峰值主要集中在 1000Hz 的中频范围.

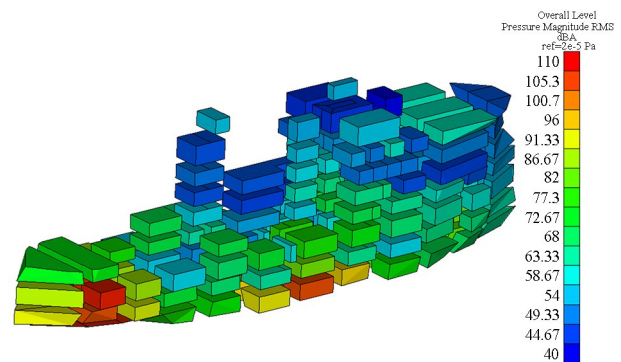


图 4 航行工况下舱室声压级分布云图  
Fig. 4 Cloud plot of cabin sound pressure level distribution for transit condition

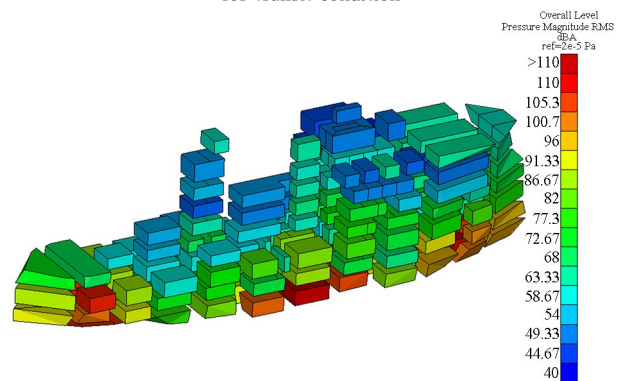


图 5 风场工况下舱室声压级分布云图  
Fig. 5 Cloud plot of cabin sound pressure level distribution for thruster condition

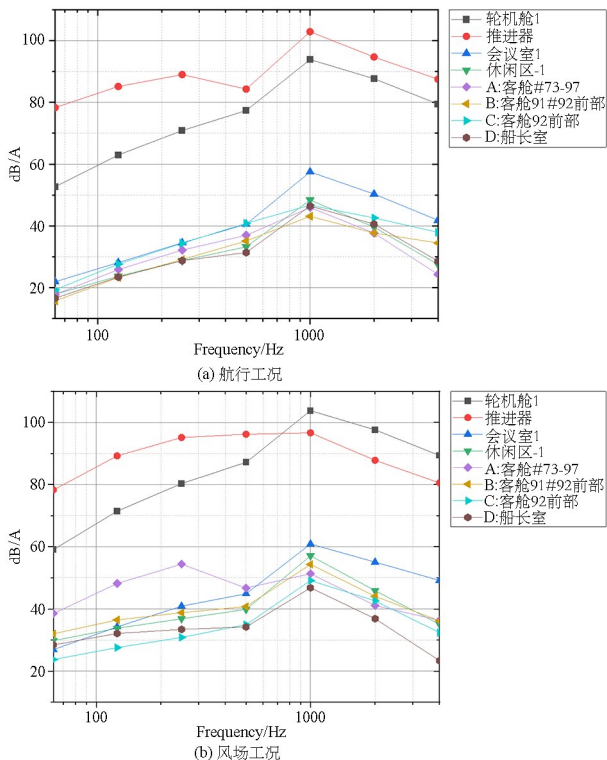


图6 两种工况下重要舱室噪声频谱图

Fig. 6 Significant cabin noise spectra under two operating conditions

### 3 舱室噪声控制技术研究

#### 3.1 超标舱室噪声来源分析

根据 2.3 节得知,风场工况中主甲板的会议室噪声略有超标,可观察到该超标舱室附近声腔及板对该超标舱室的影响.如图 7 所示,对会议室的各子系统的能量输入源进行分析,对会议室影响较大的板为会议室底部板,对会议室影响较大的声腔为声腔 56 和声腔 54,其中声腔 54 位于会议室的正下方,声腔 56 与会议室相邻且在同一甲板层,关于船舶纵向线即关于  $x$  轴对称.因此,主要声源在传播

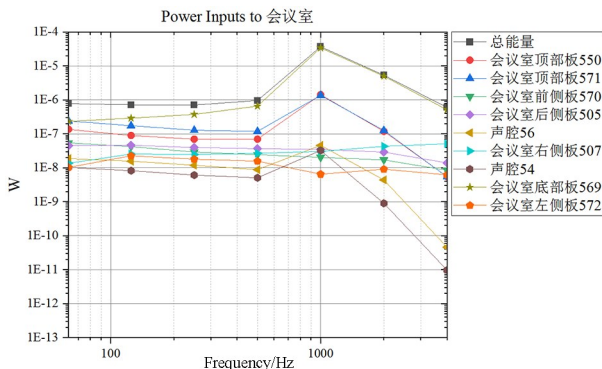


图7 目标舱室接收能量情况

Fig. 7 Energy reception in the target compartment

过程中主要从下侧(声腔 54)和右侧(声腔 56)对会议室带来影响.

而后,以会议室为目标舱室,计算该船舶主要噪声源对会议室的影响及噪声传播路径.如图 8 所示,图 8(a)为柴油机空气声和结构声对会议室的影响,对于主甲板会议室而言,其位置位于柴油机上,受到底部柴油机结构声和空气声的影响,噪声不断向上传递,使得主甲板层的会议室噪声偏大.图 8(b)~图 8(d)分别为螺旋桨、方位推进器、船舶侧推进器至会议室的噪声主要传递路径,从图中可以看出,这些声源首先在同一甲板层传播,传播会议室下方(声腔 54)后,对会议室噪声造成影响,由此造成会议室噪声超标现象.

由于较多噪声均是由会议室下方甲板传来,所以在噪声控制措施中,从传播过程中考虑,主要对会议室下方甲板进行处理控制.

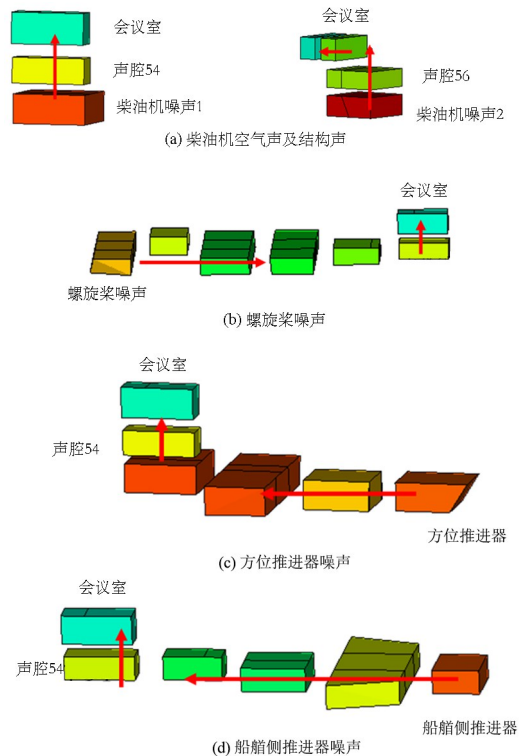


图8 主要声源至会议室的传播路径

Fig. 8 Propagation path from the main sound source to the meeting room

#### 3.2 舱室噪声控制技术

现有的船舶舱室噪声控制中,设置吸声材料和吸声结构是一种较为常见的噪声控制方法.在舱室的天棚、壁板或底部上添加吸声材料或更改吸声结构可以达到降噪效果.以风场工况下的会议室为

例,根据2.3节的预测结果,目标舱室的预测噪声总声压级为62.3dB(A),相比于60dB(A)限值略有超标。从3.2得知,较多条噪声传递路径主要从底部传来,所以本节主要对底部进行吸声处理达到降噪目的。

在噪声数值分析模型中设置好吸声材料参数,本节选用的材料有两种,一种为两层吸声材料(命名为2-layer treatment),包含厚度为0.03m的轻质玻璃棉和厚度为0.001m的橡胶,单位面积质量为 $1.58\text{kg}/\text{m}^2$ ;另一种是混合吸声材料(命名为multiple noise control treatment),这种材料采用了30%的两层吸声材料以及70%的吸声系数为0.01的吸声材料,降低了玻璃棉和橡胶在吸声材料中的占比,单位面积质量为 $0.474\text{kg}/\text{m}^2$ ,并将两种材料设置于目标声腔底部。

比较敷设与不敷设吸声材料的噪声变化情况,敷设前的会议室总声压级为62.3dB(A),敷设两种材料后的噪声值为53dB(A)和60dB(A),均满足噪声限值要求。同时,图9中可以看到在舱室地板增加吸声材料后,在500Hz以上频段声压级明显降低,可见该吸声材料对500Hz以上频段的噪声影响较显著。较于混合吸声材料而言,轻质玻璃棉和橡胶组成的两层吸声材料具有更好的降噪能力。

此外,除了吸声技术可以对舱室噪声进行控制之外,隔声技术、阻尼减振技术等也控制舱室内噪声<sup>[22-24]</sup>。隔声罩通常由金属外壳、隔声部件、弹性机构和冷却机构组成,虽然这种结构可以有效降低舱室噪声,但是会增加舱室的重量和构造成本。阻尼

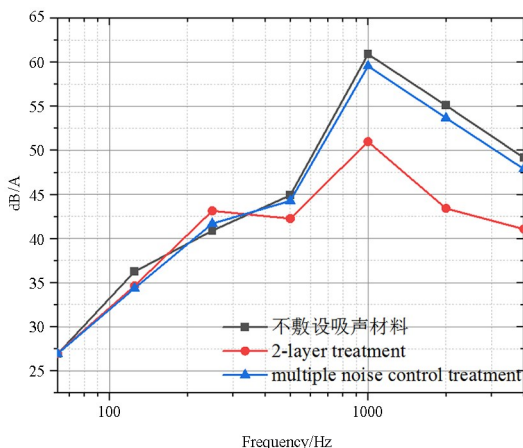


图9 吸声材料处理前后对比

Fig. 9 Comparison of before and after treatment with sound absorbing materials

减振原理则是通过在船舶舱壁的钢板上进行敷设高阻尼特性的材料或者是阻尼比较高的结构,从而使船舶大型结构设备的振动能量变成其热能耗散出去,达到船舶舱降噪的目的。阻尼减振只能改变其振动能量的耗散能力却不能改变其结构振动激励源的大小,所以通过阻尼技术可以有效地降低其结构振动噪声的目的,可以将阻尼技术运用到船舶舱室减振降噪中。

## 4 结语

本文通过统计能量分析法,构建了某风电运维母船舱室模型,计算了航行工况和风场工况下的舱室噪声,进行了相关降噪设计。通过研究,得出如下结论:

(1)航行工况下所有目标舱室均在限值范围内,风场工况中主甲板的会议室噪声略有超标,噪声值为62.3dB(A),其余目标舱室的噪声均在限值范围内。

(2)根据目标舱室的声压频谱图,可以看到噪声声压级随频率的升高先增大后减小,声压级峰值主要集中在1000Hz的中频范围。

(3)通过噪声传递路径分析,船舶主要声源是从下至上传播从而影响会议室,造成会议室噪声超标。

(4)通过吸声技术对会议室进行噪声控制,敷设前的会议室为62.3dB(A),敷设两种不同材料后的噪声值分别为53dB(A)和60dB(A),均满足噪声限值要求。

## 参考文献

- [1] 孙增华,王丹,于洋,等.船舶舱室噪声的工程预报方法[J].船舶工程,2014,36:246-251.  
SUN Z H, WANG D, YU Y, et al. Engineering prediction approach for ship cabin noise [J]. Ship Engineering, 2014, 36(1): 246-251. (in Chinese)
- [2] 郭志强.船舶舱室噪声的预报及控制[J].船舶物资与市场,2020(10):51-52.
- [3] WOODHOUSE J. An introduction to statistical energy analysis of structural vibration [J]. Applied Acoustics, 1981, 14(6): 455-469.
- [4] 杨春勤,许统铨,杨成业.高速客船舱室噪声级预估方法的检验[J].上海船舶运输科学研究所学报,1998,21(2):17-24.

- YANG C Q, XU T Q, YANG C Y. Inspection for the prediction of the cabin noise-level onboard high speed passenger vessel [J]. Journal of Shanghai Ship and Shipping Research Institute, 1998, 21(2): 17–24. (in Chinese)
- [5] SHORTER P J, LANGLEY R S. On the reciprocity relationship between direct field radiation and diffuse reverberant loading [J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 2005, 117(1): 85–95.
- [6] SHORTER P J, LANGLEY R S. Modeling structure-borne noise with the hybrid FE-SEA method [C]//6th International Conference on Structural Dynamic. Rotterdam, Rotterdam: Millpress, 2005.
- [7] SHORTER P, COTONI V, LANGLEY R. Numerical and experimental validation of the hybrid FE-SEA method [C]//The 2005 Congress and Exposition on Noise Control Engineering. [S. l.]: Institute of Noise Control Engineering, 2005.
- [8] SHORTER P J, LANGLEY R S. Vibro-acoustic analysis of complex systems [J]. Journal of Sound Vibration, 2005, 288(3): 669–699.
- [9] 林永水. 钢铝混合结构高速船声振传递分析与控制研究[D]. 武汉: 武汉理工大学, 2011.
- LIN Y S. Research on vibration and noise transmission and control for steel-aluminum mixed structure high-speed ship [D]. Wuhan: Wuhan University of Technology, 2011. (in Chinese)
- [10] 尹宝惠. 豪华邮轮 SEA 简化建模与降噪技术研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2020.
- YIN B H. Study on SEA simplified modeling and noise reduction technology of luxury cruise ship [D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2020. (in Chinese)
- [11] 汤伟民, 林嘉欢, 张俊. 基于统计能量法的客滚船舱室降噪设计[J]. 中国造船, 2020, 61(4): 209–222.
- TANG W M, LIN J H, ZHANG J. Noise reduction design of cabins in ro-ro passenger ship based on statistical energy method [J]. Shipbuilding of China, 2020, 61(4): 209–222. (in Chinese)
- [12] 李峰, 徐芹亮, 滕瑶, 等. 统计能量法在船舶噪声与振动控制中的应用[J]. 噪声与振动控制, 2011, 31(6): 152–155.
- LI F, XU Q L, TENG Y, et al. Application of statistical energy analysis method in ship noise and vibration control [J]. Noise and Vibration Control, 2011, 31(6): 152–155. (in Chinese)
- [13] 吴卫国, 魏杰证, 林永水, 等. 基于统计能量分析的船舶舱室阻尼降噪布置优化[J]. 中国舰船研究, 2017, 12(4): 41–48.
- WU W G, WEI J Z, LIN Y S, et al. Damping layout optimization for ship's cabin noise reduction based on statistical energy analysis [J]. Chinese Journal of Ship Research, 2017, 12(4): 41–48. (in Chinese)
- [14] 邵亮. 统计能量法在船舶舱室噪声预报中的应用 [J]. 舰船科学技术, 2012, 34(5): 98–100+107.
- SHAO L. Prediction and research of ship cabin noise with statistical energy analysis [J]. Ship Science and Technology, 2012, 34(5): 98–100+107. (in Chinese)
- [15] HENRY A, CAILLET A, THEBAUD J C. Create SEA predictive models to support building's acoustic design [C]//International Congress and Exposition on Noise Control Engineering. [S. l.]: Institute of Noise Control Engineering, 2016.
- [16] LIM T C, SINGH R. Statistical energy analysis of a gearbox with emphasis on the bearing path [J]. Noise Control Engineering Journal, 1991, 37(2): 63.
- [17] PIERRE C, CASTANIER M P, Choi S B. On developing new statistical energy methods for the analysis of vibration transmission in complex vehicle structures [J]. Journal of Structural Mechanics, 1997, 25(1): 87–101.
- [18] 俞孟萨, 李东升. 统计能量法计算声呐自噪声的水动力噪声分量 [J]. 船舶力学, 2004, 8(1): 99–105.
- YU M S, LI D S. Calculation of hydrodynamic component of sonar self-noise by SEA method [J]. Journal of Ship Mechanics, 2004, 8(1): 99–105. (in Chinese)
- [19] CHOI S. Statistical energy methods for vibration transmission analysis of complex structures [D]. Michigan, USA: University of Michigan, 1997.
- [20] LYON R H. Statistical energy analysis of dynamical systems [M]. Cambridge, Massachusetts: MIT Press, 2003.
- [21] 丁许聪. 甲板运输船振动分析和舱室噪声预报 [D]. 武汉: 武汉理工大学, 2018.
- DING X C. Vibration analysis and cabin noise prediction of A deck carrier ship [D]. Wuhan: Wuhan University of Technology, 2018. (in Chinese)

- [22] 王健. 船舶舱室噪声预报及其阻尼控制措施研究 [D]. 大连: 大连理工大学, 2017.  
WANG J. Study on the cabin noise prediction and control measures with damping [D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2017. (in Chinese)
- [23] 苏楠, 傅建鹏, 詹蓉, 等. 基于 SEA 图论法的船舶舱室噪声降噪优化设计 [J]. 舰船科学技术, 2023, 45(4): 18—24.  
SU N, FU J P, ZHAN R, et al. Optimization design of ship cabin noise reduction based on SEA graph theory [J]. Ship Science and Technology, 2023, 45(4): 18—24. (in Chinese)
- [24] 王勇, 张汉青, 李盈利. 复合负泊松比蜂窝超结构板低频减振特性研究 [J]. 动力学与控制学报, 2023, 21(7): 12—19.  
WANG Y, ZHANG H Q, LI Y L. Research on low frequency vibration attenuation characteristics of composite honeycomb superstructure plate with negative Poisson ratio [J]. Journal of Dynamics and Control, 2023, 21(7): 12—19. (in Chinese)