

船舶舱室中低频噪声数值预报

刘晓明 王晓宇

中国船舶及海洋工程设计研究院

船舶舱室中低频噪声数值计算

Low and Middle Frequency Noise Analysis of Ship Cabin

刘晓明 王晓宇

(中国船舶及海洋工程设计研究院)

摘 要: 本文采用 MSC/NASTRAN 流固耦合声学计算模块, 进行船舶舱室噪声数值预报, 计算考虑了船舶动力激励源引起的结构振动响应噪声、空调风口噪声源引起的空气噪声, 舱室周围采用复合吸声材料。

关键词: 流固耦合; 噪声、声源、声学有限元方法

Abstract Using coupled fluid-structural acoustic calculation module of MSC/NASTRAN, the noise of ship cabin analysis is carried out. The structure vibration response noise and air noise are considered, they are induced by propeller excitation and air conditioner respectively. There are composite material around the cabin wall and top.

Key words: coupled fluid-structure, noise, acoustic source, acoustic FEM

1 概述

现代船舶设计除满足功能使命外, 对船上主要生活区和主要舱室提出了噪声控制要求。船舶辐射噪声的噪声源主要是推进系统、各类辅机、螺旋桨三类设备, 它们工作时自身发出空气噪声, 以及动力激励引起船舶振动的噪声。此外不规则的和起伏的水流流过运动船舶时也会产生噪声, 即水动力噪声, 一般情况, 水动力噪声产生的辐射噪声较低。就频率范围, 推进系统, 包括大型的转轴、轴承以及各种根据特殊需要设计的往复式发动机、汽轮机或电动机, 噪声主要集中于低频段, 频率范围覆盖于 10-100Hz; 各类辅机, 包括各种发动机、泵、鼓风机、空调以及其他类似的装置, 这些设备或多或少的在连续不停的运转, 而且通常以恒定的速度转动, 噪声频域覆盖范围 100-1000Hz; 螺旋桨噪声, 虽然螺旋桨也是船舶的推进机械, 产生于船体外部, 包括螺旋桨空泡及引起船舶振动, 这种声源覆盖了低至 5Hz 高至 100000Hz 的全部辐射频谱。综合分析噪声源及其对船舶影响, 在设计阶段进行船舶噪声预报, 对保证船舶设备安全性和人员舒适性具有重要意义, 也是发展方向。

本文介绍了封闭声腔结构区域内流固耦合声学有限元数值计算流程, 通过建立舱室集成计算模型, 包括结构模型、封闭声腔模型和复合吸声材料模型, 考虑船舶激励动载荷和舱室内空气噪声源, 应用 MSC/NASTRAN 中流固耦合声学计算程序, 采用完全流固耦合有限元方法, 进行振动和噪声分析, 合成由结构振动噪声和空气噪声源产生噪声, 综合评估舱室噪声指标。计算结果与实船试验航行测量数据进行比较, 具有较好的一致性。

2 流固耦合声学计算方法和流程

2.1 计算方法

在MSC文献中^[1]，NASTRAN采用基于流体微小运动和流体非黏性的欧拉方程，分别对结构和流体离散化，得到用矩阵形式表示的流体波动方程，程序通过采用压力方法来求解，类似于结构分析中的位移方法，压力取代了位移，求出流体节点压力，而流体节点速度和加速度类似于结构分析中的力。

2.2 吸声材料

声波入射至多孔材料表面，大部分声波将通过材料的筋络或纤维传至材料内部，由于摩擦作用和空气膨胀，使部分声能转化为热能散耗掉。船舶中多用穿孔板吸声结构。

声阻抗定义为：

$$Z = \frac{\Delta p}{u} \quad (1)$$

式中： Δp 材料两面压力差， u 为穿过材料厚度方向气流的线速度；

材料吸声系数为 α ：

$$\alpha = \frac{4(Z_R / \rho c)}{(Z_R / \rho c + 1)^2 + (Z_I / \rho c)^2} \quad (2)$$

式中： Z_R 声阻， Z_I 声抗， ρ 空气密度， c 声音在空气中传播速度。

2.3 声源

声源考虑为无限空间中的球面波。在 MSC/NASTRAN 应用中，复源强度定义为：

$$Qe^{i\omega t} = \int_S \vec{u} \cdot \vec{n} dS \quad (3)$$

式中： \vec{u} 为流体速度矢量， \vec{n} 为面 S 的法向矢量。

类似在结构中的 Maxwell-Betti 互逆定理，在恒定环境中较小的源和接受器位置互换，接受的信号相同。基于这个定理，复源强度以能量 $P(f)$ 表述，对于球面波是一个实数值，可写为：

$$Q = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{8\pi P(f)}{\rho}} \quad (4)$$

式中： $P(f)$ 为声功率，其它符号同上。

2.4 噪声叠加

声源在声场中某点有两个声源共同作用，设各声源单独产生的声压分别为 \vec{p}_1 和 \vec{p}_2 ，则总声压如式（5）所示，若声压频率和相位相同，叠加后该点声压为单个声压的 2 倍。

$$\vec{p} = \vec{p}_1 + \vec{p}_2 \quad (5)$$

大多数情况下噪声都适用能量相加法则，由式（5）得到同一位置的同频率和不同频率声压合成总声压级分贝数公式为：

$$L_p = 10 \lg \left(\frac{p}{p_0} \right)^2 = 10 \lg \left(\sum_{i=1}^n 10^{\frac{L_{p_i}}{10}} \right) \quad (6)$$

式中 L_p 为总声压级分贝数, L_{p_i} 为第 i 个声源声压或者第 i 个频率的声压, 基准声压 $p_0 = 20\mu\text{Pa}$ 。

2.5 舱室流固耦合声特性分析流程

船舶噪声是船舶性能的一个重要标志, 噪声分析就是用声学原理, 对不同噪声激励源进行传递方式、反射、衰减、合成进行研究, 建立声学模型, 用合适的声学计算方法和理论, 进行噪声预报。分析过程是, 根据舱室位置和特点, 确定噪声源类型和频率, 通过分析得出建立计算模型范围和单元尺寸, 建立流固耦合模型并分析计算, 对结果进行噪声指标评估和衡量。整个分析计算流程如图 1 所示。

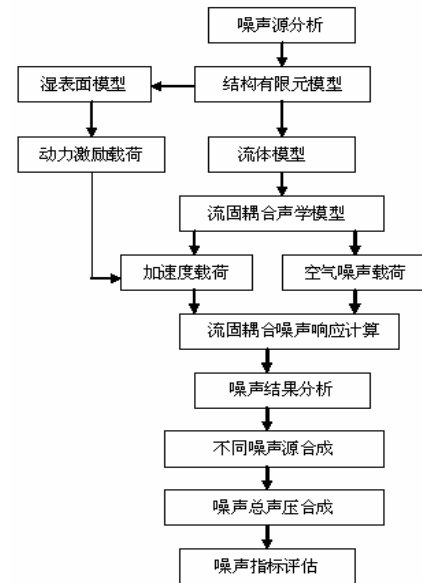


图 1 舱室噪声计算流程

3 测量船指挥中心舱室噪声计算

3.1 噪声源分析

考察测量船指挥中心舱室, 该舱近船中, 位置为纵向 134 肋位到 148 肋位 (间距 0.8 米), 横向左右距中心线 6.4 米, 垂向为平台甲板到主甲板, 高度为 5.6 米, 如图 2 所示。

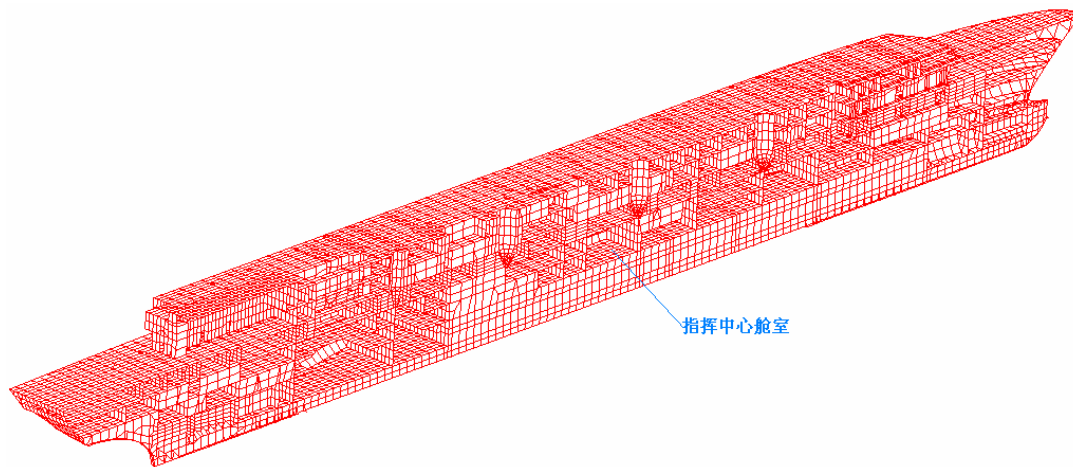


图 2 舱室位置示意图

舱室围壁、平台甲板为横骨架式结构, 主甲板为纵骨架式结构, 由板、纵骨、横梁、扶强材和桁材构成, 其中在舱室四周围壁和顶部采用复合岩棉板作为吸声材料, 底部是木地板。舱室所处位置在船中间, 远离各类船用设备直接噪声源, 本船采用已调平衡的主机, 没有主要平衡力, 主要动力激励为螺旋桨, 因此舱室要考虑由于螺旋桨激励引起船舶振动噪声。此外, 在指挥中心天花板有 12 个空调进出风口, 有恒定空气噪声。

对于船舶振动, 采用全船有限元模型, 考虑螺旋桨激励力, 用模态叠加方法计算船舶动力响应, 得出指挥中心舱室结构加速度和频率响应曲线, 作为噪声计算激励源, 进行结构振动噪声分析计算。空调进出风口, 每个声源噪声压力幅值为 50dB, 均匀分布在天花板。

3.2 流固耦合计算模型

舱室噪声计算, 结构模型选取指挥中心舱室板架和舱壁组成的封闭结构, 所有板用板单元, 桁材、纵骨、梁和扶强材用梁单元, 完整反映舱室结构刚度分布, 单元尺寸则根据声学计算要求确定。在描述声波在结构中传播, 一个波长至少有 5 个节点, 即 4 个单元, 由于流固耦合计算对计算机资源要求高, 对中低频率噪声计算为 0—250Hz, 250Hz 时空气声波长度为 $L=c/f=344/250=1.376$ 米 (c 为声在空气中传播速度, 单位 m/s, f 为频率, 单位 Hz), 因此单元尺度为小于 $L/4=0.35$ 米。计算单元尺寸为 0.35×0.35 米, 图 3 为舱室结构有限元模型。

流体即空气模型, 与舱室边界匹配, 采用 8 节点实体单元, 图 4 为舱室空气有限元模型。舱室周围包络的吸声材料构件, 采用板单元, 其节点与空气四周匹配, 图 5 为吸声材料模型。四周和天花板采用的复合岩棉板, 测定材料吸声系数如表 1 所示, 木地板吸声系数如表 2 所示。

表 1 复合岩棉板吸声系数

频率 (Hz)	100	125	160	200	250	315	400	500	630	800	1000
吸声系数 α	0.19	0.26	0.36	0.46	0.59	0.90	0.96	1.07	1.15	1.19	1.23

表 2 木地板吸声系数

频率 (Hz)	125	250	500	1000	2000	4000
吸声系数 α	0.15	0.10	0.10	0.07	0.06	0.07

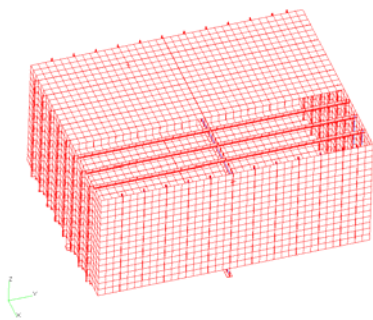


图 3 舱室结构模型
(隐去部分顶部)

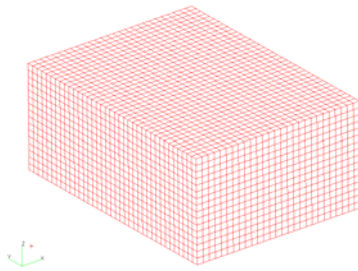


图 4 舱室空气模型

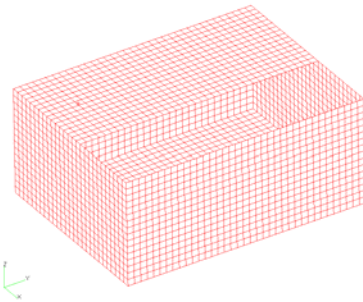


图 5 舱室吸声材料模型
(隐去部分顶部)

在有限元流固耦合模型中, 通过耦合指令使结构模型和流体模型结合, 舱室结构边界与流体节点坐标重合, 但节点编号不同, 也可以定义流体 PANEL 说明结构边界与流体耦合, 此时两者节点可以错开。整个有限元模型节点总数为 22136, 其中流体节点数为 18088, 单元总数为 25362, 流体单元为 15984, 吸声材料单元为 4046。

结构模型边界弹性支持, 弹簧刚度值由支撑板构件跨距计算得到。

3.2 噪声载荷

舱室结构激励载荷为由全船动力响应计算得到的加速度频率响应曲线, 施加到舱室结构模型上。空气噪声源载荷为舱内空调进出风口处噪声, 根据设备资料, 每个风口噪声压力在

各频率下幅值为 50dB，根据声学特性转化为声功率为 10^{-7}W 。

3.3 噪声分析

舱室噪声计算分为两个步骤，采用模态叠加方法，分别计算由加速度激励和空气噪声源引起噪声，按照 1/3 倍频程中心频率输出，由同频率声压级叠加，最后合成总声压，叠加和合成总声压采用式 (6)。1/3 倍频下 A 声级可以较好综合评价噪声指标对环境影响和对人的伤害程度，噪声衡准分析采用 A 声级。

表 3 和表 4 分别为指挥中心舱室中央二个高度位置，由船体螺旋桨激励振动引起噪声值和由空调空气噪声源引起噪声值。图 5 为由船体螺旋桨激励振动引起指挥中心舱室空气振动云图，图 6 为由空调风口进出风空气噪声引起指挥中心舱室空气振动云图，对应频率 125Hz。

表 3 舱室船体振动引起噪声值 (A 声级单位: dB(A))

频率 位置	31.5	63	125	250	500
舱室中央高度 2.8m	34.50	53.93	49.86	47.00	53.40
舱室中央高度 2.1m	44.73	51.34	50.18	45.31	51.27

表 4 舱室空气噪声源引起噪声值 (A 声级单位: dB(A))

频率 位置	31.5	63	125	250	500
舱室中央高度 2.8m	2.99	32.51	33.79	37.27	45.53
舱室中央高度 2.1m	9.08	27.81	29.01	35.14	45.81

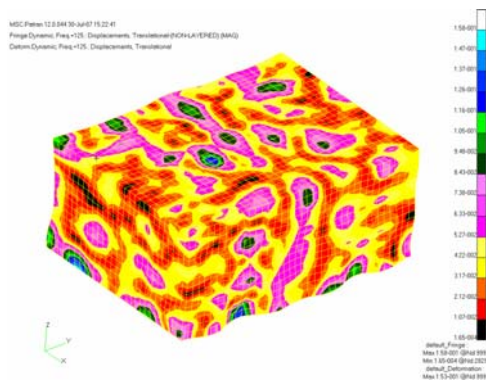


图 5 船体振动激励下舱室空气形状

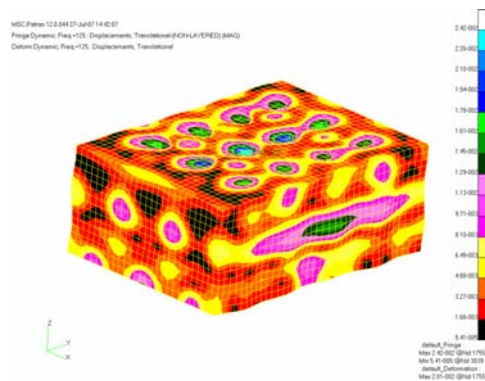


图 6 空气噪声源作用下舱室空气形状

采用 A 声级，对表 3 和表 4 合成总声压，与舰船规范噪声指标 A 类别舱室（最高级）限值比较，如表 5 所示，指挥中心舱室噪声指标满足规范要求。

本船在实船航行试验中，测量了指挥中心舱室噪声值，选取了舱室中心位置，测得 A 声级总声压为 58dB(A) [3]，与表 5 计算结果比较，有较好一致性。

表 5 舱室总声压级与限值比较表 (A 声级单位: dB(A))

位置 \ 频率	31.5	63	125	250	500	合成 总声压
舱室中央高度 2.8m	34.50	53.97	49.97	47.44	54.06	58.20
舱室中央高度 2.1m	44.73	51.36	50.21	45.71	52.36	52.36
许用A声级 ^[2]	72	69	66	63	54	60

4 结论

采用流固耦合声学有限元数值计算方法,可以全面考虑流体辐射载荷对弹性结构动力行为的影响,弹性结构与声媒质域作为完全耦合的系统,结构体和流体都可以较精确模拟,整体考虑并耦合求解,可以得到满足设计要求的声学 and 噪声分析。通过应用 MSC/NASTRAN 流固耦合声学程序对舱室结构进行噪声预报计算,结果与实船航行试验测量指标一致,说明流固耦合声学有限元方法对于中低频率噪声分析也是一个较好的解决方案。

完全流固耦合分析对计算机资源要求高,内存是决定求解时间和模型规模要素,目前一般 64 位计算机一个 CPU 内存最大不超过 2GB,由于噪声频率越高网格尺寸要求越小,笔者将现有舱室模型网格尺寸减小到 0.2m,模型节点和单元约 11 万,在 64 位计算机上运行 8 天得到结果,更大规模模型有待进一步试验运行。

5 参考文献

- [1] MSC.Nastran Reference Manual 2004
- [2] 中华人民共和国国家军用标准“舰船通用规范”(FL0199 GJB4000-2000)
- [3] 测量船航行试验舱室噪音测量记录,中国船舶及海洋工程设计研究院,2007