

专题——极端环境下海洋工程装备动力系统开发与管理技术

# 基于 VA One 船舶舱室动力设备 空气噪声控制分析

胡凡, 车驰东, 李正阳

(上海交通大学 动力装置及自动化研究所, 上海 200240)

**摘要:** **目的** 研究舱室间壁板不同约束条件及不同敷设方式对隔声量的影响。**方法** 用 VA One 建立两个舱室的统计能量分析 (Statistical Energy Analysis, SEA) 模型, 对约束阻尼结构和自由阻尼结构的隔声性能进行分析。针对约束阻尼结构, 讨论其两侧金属层厚度差对整个壁板的隔声性能的影响; 对自由阻尼结构, 分析金属层与阻尼层之间的相对位置对其隔声性能影响。**结果** 约束阻尼结构隔声量 A 计权声压级比自由阻尼结构高。**结论** 阻尼层厚度和壁板总厚度一定时, 自由阻尼结构金属层与阻尼层之间的相对位置对实际的隔声性能并没有影响; 约束阻尼结构, 两侧金属层等厚敷设时, 其隔声效果最优, 且两侧厚度差越大隔声量越小。

**关键词:** VA One; 隔声性能; 约束阻尼结构; 自由阻尼结构

**DOI:** 10.7643/issn.1672-9242.2018.12.001

**中图分类号:** TK421 **文献标识码:** A

**文章编号:** 1672-9242(2018)12-0001-05

## Airborne Sound Control of Power Plant for Ship Cabin Based on VA One

HU Fan, CHE Chi-dong, LI Zheng-yang

(Institute of Powerplant and Automation, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China)

**ABSTRACT: Objective** To study the effects of different constraints and different laying methods on the acoustic volume of compartment interval. **Methods** The Statistical Energy Analysis (SEA) model of two cabins was established by VA One to analyze the acoustic insulation performance of restrained and free damping structures. The influence of the thickness difference of both sides of metal layer on the sound insulation performance of the whole wall plate was discussed. For free damping structure, the effect of the relative position between metal layer and damping layer on its sound insulation performance was analyzed. **Results** The Type A acoustic meter right sound pressure level of restrained damping structure was higher than that of free damping structure. **Conclusion** When the thickness of the damping layer and the total thickness of the wall plate are constant, the relative position between the metal layer and the damping layer of the free damping structure has no effect on the actual sound insulation performance. When the thickness of metal layer on both sides of the structure is equal, the sound insulation effect is optimal. The larger the thickness difference is, the smaller the sound insulation quantity is.

**KEY WORDS:** VA One; sound insulation performance; restrained damping structure; free damping structure

随着现代化船舶对安全性及舒适性要求的不断提高, 船舶舱室噪声的预报及控制在船舶设计阶段受

到越来越多的关注。根据国际海事组织 (IMO) 最新的《船上噪声等级规则》, 对于 10 000 总吨级以上的

收稿日期: 2018-09-27; 修订日期: 2018-10-09

作者简介: 胡凡 (1992—), 男, 硕士研究生, 主要研究方式为船舶舱室噪声预报及控制措施。

船舶，其噪声上限值均在原来的基础上降低了 5 dB，增加了噪声控制的难度<sup>[1]</sup>。因此，船舶早期声学设计的重要性日益突出，若能在船舶总体设计阶段及早发现噪声超标隐患，则可极大降低后续设计阶段的噪声控制成本。

船舶噪声的传播主要有两种途径：1) 结构声传播，即动力设备工作时产生的结构噪声，然后通过刚性连接由船舶结构向其他舱室传播；2) 空气声传播，即动力设备工作时产生空气噪声，然后通过空气或者其他介质透过舱壁传播至其他舱室<sup>[2-3]</sup>。由于声音也是机械振动能量的一种形式，当能量从声源产生，进而经过若干条传播途径到达接收者，此过程也是噪声源能量从产生到耗散的一个过程<sup>[4]</sup>。按照声源-路径-接受者这个过程分析，控制噪声也就有三种途径：声源噪声的控制、传播途径的控制、接受者噪声防护设备的使用。

目前在船舶舱室噪声控制方面，对于阻尼与吸声材料在复合结构板中对隔声性能的影响研究较少，因此文中研究的重点在于阻尼复合板的隔声性能<sup>[5]</sup>。主要从噪声传播途径的控制展开，利用 VA One 软件建立舱室统计能量分析 (SEA) 模型，对舱室壁板隔声性能进行研究，分析不同约束条件及敷设方式对于舱壁隔声量的影响，为舱室动力设备空气噪声控制措施提供参考。

### 1 两个子系统 SEA 模型

统计能量分析中的子系统必须是可贮存振动能量的子系统，由这些子系统组成的统计能量分析模型可以表示出该模型能量的输入、储存、耗损和传输的特征<sup>[6]</sup>。

1) 单个子系统。对单个子系统的损耗功率  $P_d$  有如下基本关系：

$$P_d = \omega_n \eta E \tag{1}$$

式中： $\omega_n$  为振子固有频率； $E$  为能量； $\eta$  为内损耗因子。

2) 两个子系统。图 1 为由两个子系统耦合而成的系统，其中一个子系统由外载荷直接激励，另一个子系统则仅是通过耦合来驱动的。

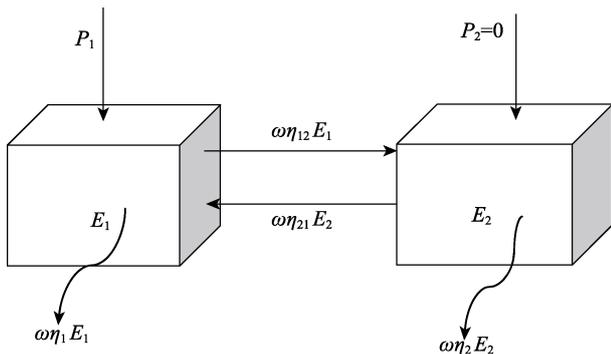


图 1 两子系统 SEA 分析模型

两个子系统间能量平衡方程为：

$$P_1 = \omega \eta_1 E_1 + \omega \eta_{12} n_1 \left[ \frac{E_1}{n_1} - \frac{E_2}{n_2} \right] \tag{2}$$

$$P_2 = \omega \eta_2 E_2 + \omega \eta_{21} n_2 \left[ \frac{E_2}{n_2} - \frac{E_1}{n_1} \right]$$

式中： $P$  为系统输入能量； $\eta_{ij}$  为耦合损耗因子； $n$  为模态密度； $E$  为能量； $\omega$  为分析频段的中心频率； $\eta_i$  为阻尼损耗因子。

通过计算将阻尼损耗因子代入统计能量分析平衡方程，求解方程得到各子系统的能量，再利用声腔子系统质点振动速度、声压和能量之间的关系式 (3) 求出某声腔子系统的声压<sup>[7-9]</sup>。

$$\langle v^2 \rangle = \frac{E_1}{m} \tag{3}$$

$$\langle p^2 \rangle = \frac{\rho c^2}{V} E_2$$

式中： $m$  为板质量； $V$  为声腔体积； $\rho$  为空气密度； $c$  为声速。

### 2 舱室间空气声传递损失计算

空气声隔声是噪声控制中最常用的技术之一，包围船舶舱室间的舱壁结构，本身就具有一定的隔声性能。其隔声效果在一定程度上决定了舱室内的噪声等级，是计算舱室噪声水平的重要参数。

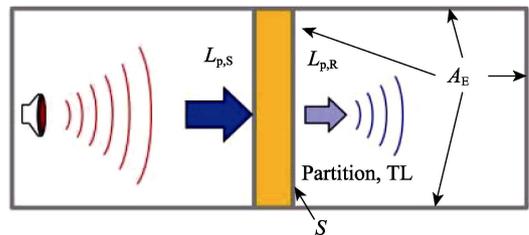


图 2 相邻舱室间空气声传递

图 2 为两相邻舱室间空气声传递示意图。在计算与声源相邻舱室的空气噪声时，受声室的声压级可表示为：

$$L_{p,R} = L_{p,S} - \delta_{TL} + 10 \lg \left( \frac{S}{A_E} \right) \tag{4}$$

式中： $L_{p,S}$  为声源室声压级，dB； $\delta_{TL}$  为舱室间的传递损失，dB； $S$  为声源室与接受室之间的隔板面积， $m^2$ ； $A_E$  为受声室的总吸声面积， $m^2$ 。

船舶舱室中空气声的传播受到舱室边界和其他物体的反射，同时还受到其他声波的干扰，室内声波不再遵循自由声场中的传播规律。为了便于计算，通常假设船舶舱室噪声声源为平均声能处相等的扩散声场，则式 (4) 中  $\delta_{TL}$  为隔板隔声量，它是入射到隔声结构与投射过隔声结构的声功率差，是工程中最常使用的评价结构隔声性能的指标<sup>[10]</sup>，其计算公

式为：

$$\delta_{TL} = 10 \lg \frac{W_i}{W_t} = 10 \lg \frac{1}{\tau} \quad (5)$$

式中： $W_i$  为声源室入射声功率， $W$ ； $W_t$  为透射声功率， $W$ ； $\tau$  为透射系数。

### 3 典型舱室隔声性能分析

#### 3.1 数值分析模型

在船舶进行减振降噪处理时，大量使用粘弹性阻尼材料，根据其阻尼结构形式的不同可以分为两种基本形式：一种是阻尼材料或者阻尼层直接添加在基材的表面，称为自由阻尼；另一种是在自由阻尼层的基础上又添加一层弹性模量远远大于阻尼层的约束层，称为约束阻尼。自由阻尼结构其原理主要是阻尼材料随着基材振动而发生拉伸变形，从而起到减振的作用；约束阻尼结构其原理是随着自由阻尼的拉伸变形，依靠约束层和自由阻尼的相对位置使阻尼层产生剪切变形，从而起到减振的作用<sup>[11-12]</sup>。两种结构如图 3 所示。

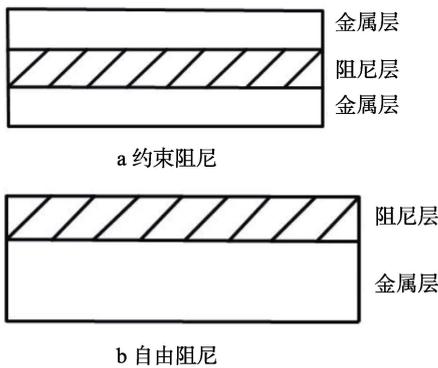


图 3 阻尼结构

针对自由阻尼和约束阻尼结构的隔声效果，在舱壁厚度一定的条件下，建立两个舱室的 SEA 模型。定义板结构的尺寸为  $3 \text{ m} \times 3 \text{ m}$ ，两侧声空间尺寸均为  $5 \text{ m} \times 5 \text{ m} \times 4 \text{ m}$ ，如图 4 所示。其中左边是声源室，右边是受声室，中间为一块使用粘弹性阻尼材料的粘接

复合板。复合板金属层材料选用的是钢板，阻尼层选用的材料为橡胶板，两种材料的属性见表 1。

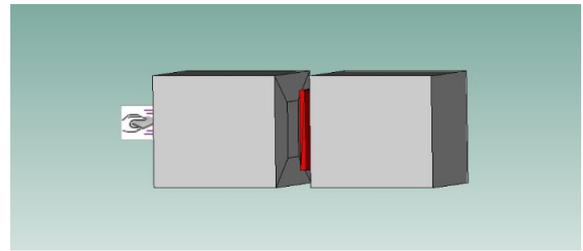


图 4 粘接复合板 SEA 模型

表 1 复合板材料属性

名称	密度 $(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	弹性模量/Pa	泊松比	剪切模量/Pa
Steel	7800	$2.1 \times 10^{11}$	0.3125	$8 \times 10^{10}$
Hard Rubber	1100	$2.3 \times 10^9$	0.4896	$7.72 \times 10^8$

#### 3.2 隔声量分析

在不考虑温度和频率等对阻尼性能的影响下，选取  $31.5 \sim 8000 \text{ Hz}$  之间的 9 个倍频程作为主要的分析频段。设定自由阻尼结构参数为：100 mm 钢板+50 mm 阻尼层；约束阻尼结构参数为：50 mm 钢板+50 mm 阻尼层+50 mm 钢板。图 5 和表 2 为两种不同阻尼结构对应的隔声量。

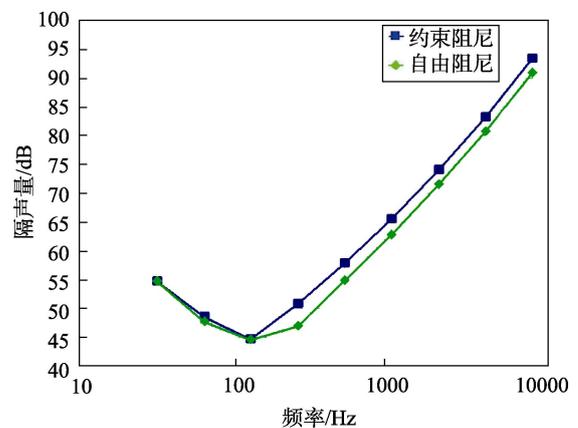


图 5 两种不同结构隔声量

表 2 两种结构隔声量

中心频率/Hz	31.5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	隔声量 A/dB
约束阻尼结构	54.676	48.5786	44.6617	50.801	57.7777	65.477	74.0322	83.2232	93.3337	42.0918
自由阻尼结构	54.6365	47.7172	44.5054	46.9215	54.7612	62.7615	71.4475	80.6998	90.84	40.9659

分析结果显示，约束阻尼结构隔声量  $A$  计权声压级比自由阻尼结构高出约 1.1 dB，说明对于 0.15 m 厚壁板而言，约束阻尼结构其隔声性能要好于自由阻尼结构。为了探究此结果对于不同厚度壁板的适用性，选择不同厚度壁板作进一步分析。图 6 和表 3、

表 4 分别为 0.09 m 厚与 0.25 m 厚壁板两种结构的隔声量数据，对应的结构参数为：40 mm 钢板+50 mm 阻尼层，20 mm 钢板+50 mm 阻尼层+20 mm 钢板；200 mm 钢板+50 mm 阻尼层，100 mm 钢板+50 mm 阻尼层+100 mm 钢板。

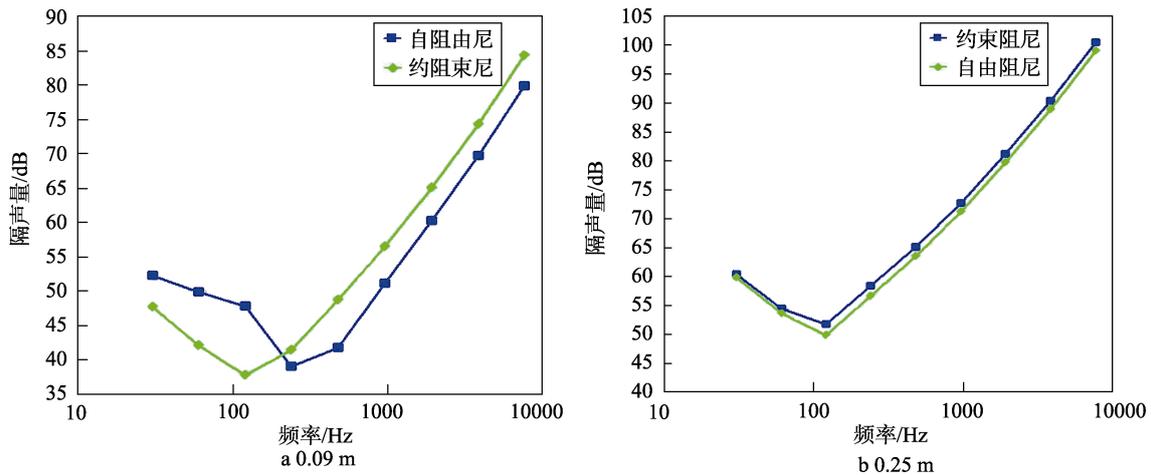


图6 不同厚度壁板下两种结构的隔声量

表3 0.09 m 壁板两种结构隔声量

中心频率/Hz	31.5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	隔声量 A/dB
约束阻尼结构	47.6296	41.9472	37.651	41.2655	48.5798	56.3877	64.9878	74.1992	84.3194	34.6328
自由阻尼结构	52.1326	49.7641	47.7412	38.9064	41.6637	51.0513	60.1848	69.6254	79.8527	36.2117

表4 0.25 m 壁板两种结构隔声量

中心频率/Hz	31.5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	隔声量 A/dB
约束阻尼结构	60.958	55.0224	52.2504	58.8804	65.6378	73.2465	81.7602	90.9312	101.032	49.3832
自由阻尼结构	60.3824	54.1729	50.4061	57.1244	64.0748	71.7668	80.3194	89.5094	99.6195	47.8899

从上述结果可知，两种结构的隔声性能是随着壁板厚度的变化而变化。对于 0.09 m 壁板，自由阻尼结构隔声量 A 计权声压级比约束阻尼高出约 1.6 dB；对于 0.25 m 壁板，约束阻尼结构隔声效果则更好。根据以上分析，对于高频噪声，约束阻尼结构隔声效果总是优于自由阻尼结构。当壁板厚度较低时，自由阻尼结构 A 计权隔声效果更好。随着厚度的增加，约束阻尼结构优势更加明显。

如图 7 所示，将自由阻尼结构金属层和阻尼层之间的相对位置进行调整，分析其隔声性能的变化，图 8 为分析结果。根据图 7 显示，自由阻尼结构改变金属层和阻尼层的相对位置，对其隔声性能没有任何影响。



图7 相对位置变化的自由阻尼结构

在保证阻尼层厚度和壁板总厚度不变的条件下，对约束阻尼结构两侧金属层厚度作进一步分析，厚度差对隔声量的影响见表 5。从表 5 可以看出，采用两侧金属层厚度方式敷设时，约束阻尼结构的隔声性能是最好的。随着厚度差的增大，其隔声效果也逐渐降低。

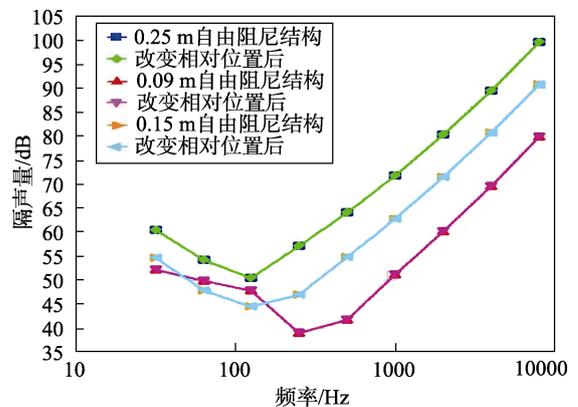


图8 改变相对位置隔声量

### 4 结论

文中建立了两相邻舱室的 SEA 模型，讨论了约束阻尼结构和自由阻尼结构对壁板隔声性能的影响。通过 VA One 软件计算结果比较可见，在阻尼层厚度和壁板总厚度一定时：1) 对于高频噪声，约束阻尼结构隔声效果总是优于自由阻尼结构；2) 对自由阻尼结构，金属层与阻尼层之间的相对位置对实际的隔声性能并没有影响；3) 对于约束阻尼结构，两侧金属层等厚敷设时，其隔声效果最优，且两侧厚度差越大隔声量越小。

表 5 厚度差对隔声量的影响

厚度差/mm	中心频率/Hz								隔声量 $A$ /dB	
	31.5	63	125	250	500	1000	2000	4000		8000
0	54.676	48.5786	44.6617	50.801	57.7777	65.477	74.0322	83.2232	93.3337	42.0918
10	54.6724	48.5499	44.6497	50.7809	57.7606	65.4611	74.0169	83.2081	93.3187	42.0753
20	54.6616	48.4888	44.6141	50.7196	57.7085	65.4128	73.9703	83.1623	93.2734	42.0313
40	54.6188	48.4125	44.4736	50.4578	57.4878	65.2085	73.7734	82.9691	93.0818	41.8913
60	54.5485	48.4305	44.257	49.9499	57.0662	64.8205	73.4006	82.6034	92.7197	41.6847
80	54.4557	48.6937	44.0578	49.0111	56.311	64.1334	72.7437	81.9609	92.0841	41.4436

## 参考文献:

- 2003, 43(5): 645-649.
- [7] FISCHER R W, BURROUGHS C B, NELSON D L. Design Guide for Shipboard Airborne Noise Control[M]. New York: The Society of Naval Architects and Marine Engineers, 1983.
- [8] 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): 98-101.
- [9] 肖蕾, 李小灵, 陈浩. 基于统计能量法的船舶舱室噪声预报方法研究[J]. 船舶与海洋工程, 2016, 32(4): 46-53.
- [10] 高处, 苏楠, 王志超. 船舶舱室周期加筋板隔声性能数值分析[J]. 船舶结构, 2017(2): 38-42.
- [11] 于大鹏, 赵德有, 汪玉. 船舶声学建模和阻尼结构对舱室噪声影响研究[J]. 船舶力学, 2010, 14(5): 539-548.
- [12] 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.
- [1] 沈浩瀚, 陈永兵, 张志刚. 基于闭环计算的船舶舱室空气噪声工程预报[J]. 噪声与振动控制, 2018, 38(1): 156-159.
- [2] 聂武, 孙丽萍. 船舶结构振动噪声分析及其进展[J]. 船舶力学, 2003, 7(1): 116-121.
- [3] 张立. 基于国际新规范的舱室噪声预报与控制技术研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2012.
- [4] 王国庆. 海洋工程舱壁结构减振降噪问题研究[D]. 青岛: 中国海洋大学, 2013.
- [5] 梁小鹏. 复合结构板中阻尼与吸声材料对隔声性能的影响研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2017.
- [6] MA Jun, LI Dan. Study of Shipboard Noise Prediction with SEA[J]. Journal of Dalian University of Technology,