

船用钢/复合材料组合系统的内损耗组成分析*

唐宇航¹, 梅志远², 陈志坚²

(1. 中国人民解放军 92578 部队 北京, 100161) (2. 海军工程大学舰船工程系 武汉, 430033)

摘要 利用阻尼性能优越的复合材料进行潜艇减振降噪设计已比较普遍, 钢/复合材料板壳组合系统结构作为典型的施工单元件形式, 其阻尼性能密切关系到结构在共振区的响应。从黏弹性阻尼理论出发, 描述了阻尼耗散机理, 基于统计能量的角度对系统内损耗因子组成进行了论述, 指出多种材料组合下系统的结构损耗与材料组成、振型相关, 声辐射损耗受流体介质、壳板性质等影响较大。进一步完成了钢板、玻纤增强树脂壳板在 4 种工况下的内损耗因子测试, 结合数值计算, 总结了试验模型的损耗因子组成规律, 并预报了其边界损耗因子。结果表明: 相同结构型式及边界条件下, 空气中的声辐射损耗仅为水中的 1/40 左右; 在非刚性连接形式下, 边界损耗对系统的内损耗因子贡献较大, 对于钢板模型, 该连接形式与自由边界相比所表征出的总体阻尼性能相差几十倍。

关键词 内损耗因子; 边界损耗; 钢结构; 复合材料壳板; 流体; 阻尼

中图分类号 U663.1; TB53; TH113.1

引言

阻尼对结构在共振区的响应影响十分显著, 船舶在螺旋桨、主机和水流等激励下的振动与阻尼密切相关, 利用阻尼性能优越的复合材料进行减振降噪设计已极为常见。美、英、法等国的新型核潜艇上已大量运用复合材料。法国“凯旋”号弹道导弹核潜艇上 60% 非耐压结构都采用了结构功能一体化的声学复合材料。美国海军在声呐导流罩、透声窗等局部已实现了复合材料的实艇应用^[1]。复合材料在保证结构功能性指标的同时, 全面提升潜艇作战及隐身性能。钢/复合材料板壳组合系统结构作为典型的船壳施工单元件形式, 普遍存在于潜艇结构中, 然而对此类组合结构的内损耗特性研究较为少见, 难以为实际结构在使用环境下的动响应预报提供可靠的参数依据。

目前, 对组合系统的阻尼分析多处于材料层面。淡丹辉等^[2]提出用单元化的阻尼法则预报分布式阻尼系统。钱志英等^[3]利用复特征值技术计算了黏弹材料约束阻尼层合板的损耗因子。在机械设计中, 常根据板块的声辐射贡献度^[4], 用高阻尼材料对结构进行设计^[5]。上述研究均是从材料损耗角度完成动力学问题的预报和优化, 且与阻尼测试相关的标

准也均是针对材料损耗因子^[6-7], 而材料的损耗能力并不能完整地反映实际系统的阻尼特性。

复合材料与钢构架、主船体板壳连接时多采用胶接加螺钉、“搭接钢板”加压条后用螺钉连接等方式^[8]。朱锡等^[9]提出柔性预紧螺钉连接的形式, 但种种连接形式均与刚性连接存在差异, 必定会在连接处产生不同程度的阻尼效应。兰向军等^[10]利用复合材料层合薄板非线性动力学模型, 论述了边界阻尼力对系统主参激共振响应的重要影响。然而已有的边界阻尼研究较少, 实际分析时往往不够重视。

舰艇振动理论中将舷外水对船体作用分为重力、惯性和阻尼 3 个方面, 但舷外水阻尼一般难以直接测得, 常将其与船体结构阻尼合并处理。鲁丽等^[11]对板状结构上流体的附加质量、刚度和阻尼系数进行了推导。张永杰等^[12]依据统计能量理论计算了悬置板在空气介质下的阻尼, 提出了一种新的内损耗因子计算方法, 为典型板壳结构的流体辐射阻尼计算提供了思路。

为了对试验所测阻尼进行合理评价, 全面分析阻尼量值的影响因素, 准确获取结构在实际使用环境下的损耗特性, 笔者对阻尼参数关系进行了描述, 依据统计能量理论完成了内损耗因子的组成分析。针对某钢/复合材料板壳组合系统, 利用复特征值技术对其结构损耗因子进行了预报。计算了不同流体

* 国家自然科学基金资助项目(51479205)

收稿日期: 2017-01-13; 修回日期: 2017-03-20

介质、连接形式下该系统的声辐射损耗因子,并结合试验得到了子系统间的边界损耗因子,完成了组合系统的内损耗因子组成占比规律分析。

1 系统损耗因子相关理论

1.1 黏弹性阻尼理论

在动力学分析中充分表达阻尼详细的微观行为是不可能的,常用简化模型表示多种类型的能量耗散。系统运动方程为

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{d} + \mathbf{K}\mathbf{x} = \mathbf{f}(t) \quad (1)$$

其中: \mathbf{M} 为质量矩阵; \mathbf{K} 为刚度矩阵; $\mathbf{f}(t)$ 为激励力随时间变化的函数矢量; 阻尼力矢量 \mathbf{d} 通常为 \mathbf{x} 和 $\dot{\mathbf{x}}$ 的非线性函数。

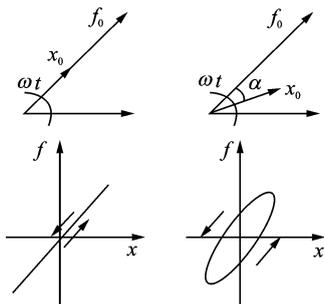


图1 滞后角与迟滞回线的关系

Fig.1 Relationship between hysteresis angle and hysteresis loop

由于仅有黏性阻尼才能满足简化线性分析,而实际系统的迟滞回线往往具有非线性,因此其他阻尼形式常被等效黏性阻尼所替代。系统在受动态力 f 后产生位移 x , 位移响应滞后于动态力,得到椭圆封闭回线如图1所示。则

$$\begin{cases} f = f_0 \sin(\omega t) = f_0 e^{j\omega t} \\ x = x_0 \sin(\omega t - \alpha) = x_0 e^{j(\omega t - \alpha)} \end{cases} \quad (2)$$

其中: f_0 为激励力幅值; ω 为激励力频率; x_0 为响应幅值; α 为滞后角。

线性处理为多自由度模态分析实现了解耦。系统的净功等于阻尼耗散能量,一个周期内系统能耗为阻尼容量 δU , 即椭圆回线的面积^[13]为

$$\delta U = \oint f_d dx = \oint f dx = \pi f_0 x_0 \sin \alpha \quad (3)$$

最大势能 U 为

$$U = \frac{1}{2} f_0 x_0 \cos \alpha \quad (4)$$

比阻尼容量 $D = \frac{\delta U}{U}$, 损耗因子 η 等于一个周期内单位弧度的比阻尼容量,即

$$\eta = \frac{\delta U}{2\pi U} = \frac{\Delta U}{U} = \tan \alpha \quad (5)$$

其中: ΔU 为单位弧度的阻尼容量。

对于非黏性阻尼类型,黏性阻尼比 ξ 是与振动频率 ω 和激励幅值 f_0 相关的函数,可按假设模型得到等效黏性阻尼比 ξ_{eq} 。对于黏性阻尼,质量归一化下系统的阻尼容量 δU 及最大势能 U 分别为

$$\delta U = \frac{\pi x_0^2 \omega c}{m} = 2\pi x_0^2 \omega_n \omega \xi \quad (6)$$

$$U = \frac{\frac{1}{2} k x_0^2}{m} = \frac{1}{2} \omega_n^2 x_0^2 \quad (7)$$

损耗因子 η 为

$$\eta = 2 \frac{\omega}{\omega_n} \xi \quad (8)$$

其中: ω_n 为系统固有频率; m , c 和 k 分别为系统的质量、阻尼系数和刚度系数。

小阻尼系统中,激励力频率位于阻尼共振频率处时,有 $\omega = \omega_d \approx \omega_n$, 即 $\eta = 2\xi$ 。 ξ 用等效黏性阻尼比 ξ_{eq} 替代后,仍具备上述关系。

对于由多个子系统组成的系统,其第 i 个子系统的损耗因子 η_i ($i \leq n$) 为

$$\eta_i = \frac{\Delta U_i}{U_i} \quad (9)$$

若 n 个子系统中有 m 个子系统在振动中损耗能量,则系统的总损耗因子为

$$\eta = \frac{\Delta U_{\text{total}}}{U_{\text{total}}} = \frac{\sum_{j=1}^m \Delta U_j}{\sum_{i=1}^n U_i} = \frac{\sum_{j=1}^m \eta_j U_j}{\sum_{i=1}^n U_i} \quad (10)$$

其中: ΔU_j 为第 j 个子系统单位弧度的阻尼容量; U_i 为第 i 个子系统最大弹性势能。

统计能量理论认为系统总损耗因子包含子系统的内损耗因子和子系统间的耦合损耗因子^[14], 其并不是各子系统损耗因子的线性组合,但系统总体损耗能力是各子系统能耗的线性叠加^[13], 如式(10)所示。各子系统的阻尼形成机理种类繁多,很难将所有能耗机理考虑在内,子系统的内损耗因子 η_i 主要由结构损耗因子 η_{is} 、声辐射损耗因子 η_{ir} 和边界损耗因子 η_{ib} 三类成分独立构成,分别对应于系统本身的材料阻尼、流体介质阻尼和系统边界连接阻尼,可表示为

$$\eta_i = \eta_{is} + \eta_{ir} + \eta_{ib} \quad (11)$$

1.2 结构损耗因子

损耗因子可以由耗能比、“虚”刚度进行描述,黏弹性材料的复剪切模量表示为

$$G^*(f, T) = G_0(f, T)[1 + j\beta(f, T)] \quad (12)$$

其中: G_0 为随频率、温度变化的储能模量; $\beta = \tan\alpha$ 为随频率、温度变化的材料损耗因子; $G_0 \cdot \beta$ 为随频率、温度变化的损耗模量。

对于均质材料结构,假设在刚性一体化连接下无边界损耗,且不计声辐射损耗时,由式(11)可知第 i 个子系统内损耗因子 η_i 与其结构损耗因子 η_{is} 相等。将结构细分为无限个子系统后, η_i , η_{is} 与材料损耗因子 β_i 存在如下关系

$$\eta_i = \eta_{is} = \beta_i \quad (13)$$

按式(10)得到系统第 q 阶模态内损耗因子为

$$\eta^{(q)} = \frac{\sum_{j=1}^m \eta_j U_j^{(q)}}{\sum_{i=1}^n U_i^{(q)}} = \frac{\sum_{j=1}^m \beta_j U_j^{(q)}}{\sum_{i=1}^n U_i^{(q)}} \xrightarrow{m=n} \beta \frac{\sum_{j=1}^n \eta_j U_j^{(q)}}{\sum_{i=1}^n U_i^{(q)}} = \beta \quad (14)$$

可见,对于真空条件下均质材料组成的刚性连接结构,其系统内损耗因子与材料损耗因子相等。

对于非均质的组合结构,即使不计边界损耗与声辐射损耗,系统第 q 阶模态内损耗因子为

$$\eta^{(q)} = \frac{\sum_{j=1}^m \eta_j U_j^{(q)}}{\sum_{i=1}^n U_i^{(q)}} = \frac{\sum_{j=1}^m \beta_j U_j^{(q)}}{\sum_{i=1}^n U_i^{(q)}} \xrightarrow{m=n} \beta \frac{\sum_{j=1}^n \beta_j U_j^{(q)}}{\sum_{i=1}^n U_i^{(q)}} \quad (15)$$

可见,非均质系统的内损耗因子还与子系统的材料构成及结构形式等相关,在全频段上不仅受材料的频变特性影响,还随振型而变化(即参与耗能的子系统组合不同)。

复特征值法通过有阻尼结构的正交模态求解,所得特征值和特征向量均为复数,且特征向量是正交的,可解耦动力方程。建立有阻尼结构的有限元模型,利用 SOL 107 模块得到阻尼结构的固有频率和模态结构损耗因子^[3]。

复特征值的定义为

$$p = a + i\omega_d \quad (16)$$

其中: a 为阻尼结构衰减率的度量; ω_d 为有阻尼结构的圆频率。

所得结构损耗因子 $\eta = -\frac{2a}{|\omega_d|}$ 。利用复特征值法得到的系统结构损耗因子考虑了子系统的材料特性和构成形式等因素,且综合了子系统间耦合效果,可以实现系统结构损耗因子的理论预报。

1.3 声辐射损耗因子

声辐射损耗因子是由于结构与流体接触部分以声辐射的方式输出能量所致。现有统计能量分析中对平板的声辐射损耗因子进行了推导^[14],即

$$\eta_r = \frac{\rho_a c_a \sigma}{\omega \rho_s} \quad (17)$$

其中: ρ_0 为流体密度; c 为流体声速; ω 为频带中心频率; ρ_s 为平板面密度, $\rho_s = \frac{M}{A}$; M 为总质量; A 为平板面积。

当平板两侧为流体介质不同时,根据板两侧的辐射功率关系,可知

$$\eta_r = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 \frac{\rho_{ai} c_{ai} \sigma_i}{\omega \rho_s} \quad (18)$$

其中: σ 为板的辐射比。

σ 可依据近似公式计算

$$\sigma = \begin{cases} \left[\frac{\lambda_c L}{\pi A} \frac{2}{\pi} \arcsin\left(\frac{f}{f_c}\right)^{\frac{1}{2}} \right] \gamma & (f < f_c) \\ \left(1 - \frac{f}{f_c}\right)^{-\frac{1}{2}} & (f > f_c) \end{cases} \quad (19)$$

其中: L 为板周长; A 为平板面积; λ_c 为对应 f_c 的声波长; γ 为平板边界条件确定的系数^[14],对简支边界取 $\gamma=1$,固支边界 $\gamma=2$,一般边界 $\gamma=\sqrt{2}$ 。

f_c 为板的临界频率,即

$$f_c = \frac{c^2}{1.8c_l h} \quad (20)$$

其中: h 为板厚。

c_l 为板的纵向波速,且

$$c_l = \sqrt{\frac{E}{\rho(1-\nu^2)}} \quad (21)$$

其中: E 为平板材料弹性模量; ρ 为平板材料密度; ν 为平板材料泊松比。

1.4 边界损耗因子

边界损耗的形成机理常分为以下两种:一种理论认为是连接结构边界表面滑动和塑性变形所致,接触区不平度峰顶相互嵌入,呈现弹-塑性变形共存的状态,力学特性随振级增大表现出初期线性、后期非线性的能量损耗特性;另一种理论假定连接结构边界表面间存在黏性流动区,表面振动时会改变黏性流动区的间隙厚度,流体随振动进出而形成黏性拖曳产生了能量损耗。

目前,描述边界损耗的理论模型较少,结构间边界损耗的成因和估计方法值得关注。同种材料下绝

对的刚性一体化连接一般被认为无边界损耗,已有研究在进行内损耗因子组成分析时,通过悬吊模拟自由边界以排除边界影响^[12],常见的自由边界模拟方法还有橡皮绳悬挂、轮胎支撑和海绵支撑等方式^[15]。

2 试验环境内容

2.1 测试材料参数及模型

试验对玻璃钢(玻纤增强树脂)、结构钢壳板以及和钢工装的组合结构进行测试。结构及性能参数如表 1 所示。试验工装与壳板模型经螺钉连接后可保证气密、水密性,工装腔体内尺寸为 600 mm×600 mm×500 mm。图 2 为试验模型示意图。

表 1 壳板结构及材料性能参数

Tab. 1 Shell structure and material performance parameters

名称	玻璃钢板	结构钢板
弹性模量/ GPa	E_{11} 14.57 E_{22} 14.57 E_{33} 6	210
剪切模量/ GPa	G_{12} 4.02 G_{13} 3 G_{23} 3	80
泊松比	ν_{12} 0.12 ν_{13} 0.35 ν_{23} 0.35	0.3
材质	SW220/3201 树脂	Q235 钢
铺层方式	正交铺层	—
材料单层厚度/mm	0.68	—
密度/(g·mm ⁻³)	1.54	7.8
长×宽×厚/ (mm×mm×mm)	772×772×15	772×772×7.45



1. 上盖板; 2. 壳板模型; 3. 加强筋; 4. 底座

图 2 工装模型示意图

Fig. 2 Schematic of tooling model

2.2 试验测试工况

对壳板模型设计了典型试件材料损耗测试、自由边界悬吊测试、四边约束工装腔内无水测试、四边约束工装腔内满水测试 4 部分内容,完成从材料到

结构的阻尼性能分析。具体工况如表 2 所示。

表 2 试验测试工况

Tab. 2 Test conditions

工况	内容	损耗因子组成
1	材料损耗测试	$\eta_i = \beta_i$
2	自由边界悬吊测试	$\eta_i = \eta_{is} + \eta_{ir}$ (air)
3	四边约束腔内无水测试	$\eta_i = \eta_{is} + \eta_{ir}$ (air) + η_{ib}
4	四边约束腔内满水测试	$\eta_i = \eta_{is} + \eta_{ir}$ (water) + η_{ib}

根据表 1 中壳板材料性能的描述及动态黏弹仪使用和规范测试要求,制备相应的材料试件。试件尺寸分别为 40.7 mm×6.9 mm×2.1 mm(玻纤增强树脂);40.0 mm×6.0 mm×0.3 mm(结构钢)。

使用液氮、干锅炉进行降温、加热处理,在 -50℃~50℃,0 Hz~100 Hz 的温频范围内完成测试。对多组数据进行温频转换,拟合得到常温(以 10℃为例)下 50 Hz~1 kHz 频段下的损耗因子曲线。材料试件与试验环境如图 3 所示。

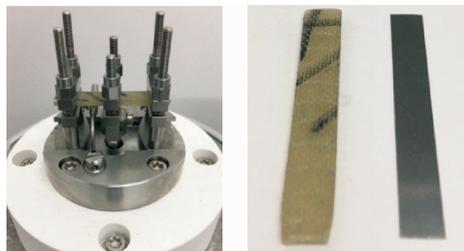


图 3 材料损耗因子测试状态及试件(工况 1)

Fig. 3 Test state of material loss factor and samples

(case 1)

按照自由边界的模拟方法,在橡皮绳单点悬吊状态下进行阻尼测试,得到结构钢板和玻璃钢板的内损耗因子,以结合材料损耗因子分析。用盖板与螺钉将试验板与工装紧固约束连接,分别进行工装腔内无水、满水测试,以对比不同边界、不同辐射流体介质下的系统损耗。试验环境如图 4 所示。



图 4 结构内损耗因子测试环境(工况 2~4)

Fig. 4 Test environment of structural loss factor

(case 2~4)

2.3 信号测试处理方法

按照规范对材料试件进行测试,完成工况 1 的

材料测试内容。工况 2, 3, 4 中结构的模态参数识别均采用多点激励多点拾振法(以辨别结构的模态重根),激励形式为力锤激励,板正面均布 121 个激振点,背面均布 9 个加速度响应拾振点。通过控制激振位置实现重根模态响应的分离,各阶模态测试的拾振点根据事先进行的数值计算确定,既位于邻近模态的“节点”、“节线”处,亦为各阶振型下具有明显响应的位置。激振点、拾振点布置如图 5 所示。利用 DHDAS 信号采集仪中的 Polylsfc 法对结构进行分析,该方法可在模态较密集的系统、FRF 数据受到严重噪声污染的情况下仍建立清晰的稳态图,较高精度地识别出模态固有频率、阻尼和振型。

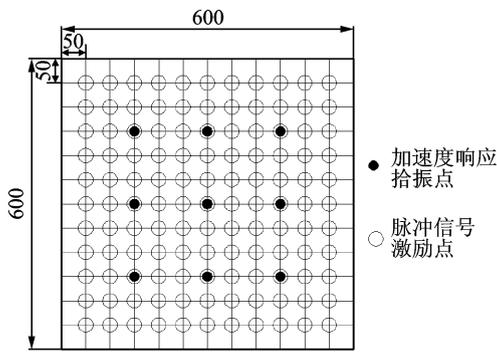


图 5 壳板测点布置图(单位:mm)

Fig. 5 Shell plate measuring point layout(unit:mm)

3 数值计算及理论分析

3.1 材料损耗因子测试结果

依据材料损耗因子测试描述,得到 10℃ 下 50Hz~1kHz 频段内的结构钢、玻纤增强树脂的材料损耗因子曲线,如图 6 所示。可见,纤维增强材料与普通黏弹性材料不同,其玻璃化温度较高,频域下损耗因子极大值出现在极低频率处。在上述温-频范围内,玻璃钢损耗因子随频率升高而减小,其 $\beta(f, T)$ 基本处于 0.007~0.008 5 之间;钢材的损耗因子很低, $\beta(f, T)$ 基本处于 0.000 1 附近,仅约为玻纤增强树脂的 1/80 左右。

3.2 结构损耗因子计算结果

以实测材料损耗因子作为材料阻尼输入,按测试工况建立有限元模型,结合复特征值技术对测试模型进行各工况的模态分析。工况 4 的数值计算中创建流体(fluid)单元,通过设置 acmod1 卡片将流体表面节点与结构模型节点连接到一起,得到流固耦合计算模型。试验板在 3 种工况下的模态结构损耗因子如表 3 所示。

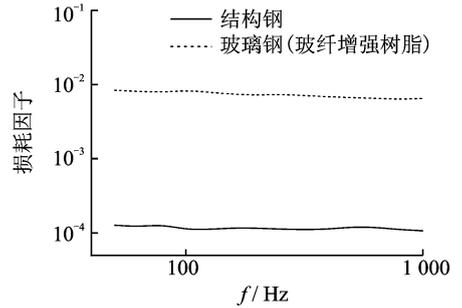


图 6 壳板材料损耗因子曲线

Fig. 6 Material loss factor curves of shell

表 3 壳板主导前 8 阶模态结构损耗因子对比

Tab. 3 Contrast of mode 8 natural structural loss factor of shell-dominated vibration

阶次	工况 2		工况 3		工况 4	
	钢 η_s	玻璃钢 η_s	钢 η_s	玻璃钢 η_s	钢 η_s	玻璃钢 η_s
	($\times 10^{-3}$)	($\times 10^{-2}$)	($\times 10^{-3}$)	($\times 10^{-2}$)	($\times 10^{-3}$)	($\times 10^{-2}$)
1	0.127	0.840 5	0.127	0.810 5	0.127	0.810 5
2	0.120	0.811 3	0.120	0.672 8	0.120	0.672 8
3	0.129	0.788 3	0.129	0.673 8	0.129	0.673 8
4	0.110	0.838 5	0.110	0.777 9	0.110	0.777 9
5	0.111	0.792 2	0.111	0.769 4	0.111	0.769 4
6	0.117	0.741 1	0.117	0.757 3	0.117	0.757 3
7	0.115	0.724 6	0.115	0.578 5	0.115	0.578 5
8	0.112	0.738 5	0.112	0.641 7	0.112	0.641 7

可见,该数值计算是未计入结构的边界损耗和声辐射损耗影响的。对于自由边界的工况 2,玻璃钢板的模态损耗因子计算值与材料损耗因子相同。对于含工装约束的工况 3~4,钢工装/钢板组合系统的模态损耗因子与钢的材料损耗因子相同,不受振型、构成形式和流固耦合因素的影响。钢工装/玻璃钢板的模态损耗因子随振型、频率而变,且当壳板主导振动时,组合系统模态内损耗因子接近于玻璃钢的材料损耗因子。当工装主导振动时,组合系统模态内损耗因子接近于钢的材料损耗因子。

因此,在不计边界和声辐射损耗时,均质系统的各阶模态内损耗因子与材料损耗因子相同;非均质系统的各阶模态内损耗因子则同时由材料损耗和振型所决定,且组合系统的数值上接近于主导振动子系统的材料损耗因子,介于各子系统材料损耗因子的极(大/小)值之间。

3.3 声辐射损耗因子计算结果

表 4 为板壳在各工况下的声辐射损耗因子计算参数,结合表 1,按式(16)计算平板的声辐射损耗因子。ISO-R266 对不同倍频程下的频带中心频率进

行了规定。表 5 为 50 Hz~1 kHz 频段内 1/3 倍频程频带中心频率,及其对应计算所得各工况、各板壳的声辐射损耗因子。

表 4 壳板声辐射损耗因子计算参数

Tab. 4 Calculation parameters of acoustic radiation loss factor of shell plates

参 数	结构钢板		玻璃钢板	
	2	3~4	2	3~4
板密度/(g·mm ⁻³)	7.8		1.54	
板厚度/mm	7.45		15.0	
板周长/mm	3 088	2 400	3 088	2 400
板面积/mm ²	595 984	360 000	595 984	360 000
空气中声速/(m·s ⁻¹)	343			
水中声速/(m·s ⁻¹)	1 465(15℃)			
空气密度/(g·mm ⁻³)	1.21×10 ⁻³			
水密度/(g·mm ⁻³)	1.0			

表 5 1/3 倍频程频带中心频率下壳板各工况声辐射损耗因子

Tab. 5 Acoustic radiation loss factor of shell plate under 1/3 octave band center frequency

中心 频率/ Hz	工况 2		工况 3		工况 4	
	钢	玻璃钢	钢	玻璃钢	钢	玻璃钢
	η_{ir} (×10 ⁻³)	η_{ir} (×10 ⁻³)	η_{ir} (×10 ⁻³)	η_{ir} (×10 ⁻³)	η_{ir} (×10 ⁻²)	η_{ir} (×10 ⁻²)
50	0.142	0.081	0.366	0.208	1.651 9	0.936 8
63	0.127	0.072	0.327	0.185	1.471 8	0.834 6
80	0.113	0.064	0.291	0.164	1.306 2	0.740 7
100	0.101	0.057	0.261	0.147	1.168 4	0.662 6
125	0.091	0.051	0.234	0.132	1.045 2	0.592 7
160	0.081	0.045	0.207	0.117	0.924 0	0.523 9
200	0.072	0.041	0.186	0.105	0.826 7	0.468 7
250	0.065	0.037	0.168	0.094	0.739 6	0.419 3
315	0.058	0.033	0.150	0.084	0.659 1	0.373 7
400	0.052	0.029	0.135	0.076	0.585 2	0.331 7
500	0.048	0.026	0.122	0.068	0.523 7	0.296 8
630	0.043	0.024	0.111	0.061	0.466 9	0.264 6
800	0.039	0.022	0.101	0.055	0.414 8	0.234 9
1 000	0.036	0.020	0.094	0.051	0.371 4	0.210 3

对于工况 2~4,钢板的临界频率 f_c 分别为 1 612.9,1 612.9 和 29 424.2 Hz,玻璃钢板的 f_c 分别为 2 191.6,2 191.6 和 39 980.3 Hz,均大于 1 000 Hz,因此声辐射损耗因子在研究频段内均是单调变化的。在全频段上,该值总体呈现随频率升高而减小的规律,但在临界频率附近存在波动。

从表 5 可见,钢板、玻璃钢板在各工况下呈现较

为相似的规律。对比工况 2~3,相同空气介质下,不同约束条件会对声辐射损耗产生影响,无论是钢板还是玻璃钢板,工况 3 均较工况 2 下的声辐射损耗因子高出 2.5~2.6 倍左右;对比工况 3~4,相同四边约束状态下,不同流体介质对声辐射损耗影响重大,无论是钢板还是玻璃钢板,工况 4 均较工况 3 下的声辐射损耗因子高出 40~45 倍左右。因此,即使板材质不同,相同工况间的对比仍可得出近乎相同的倍数差异关系,但损耗因子的绝对量值受板材质、尺寸和流体介质参数等因素控制。此外,钢板在各个工况下的声辐射损耗因子均大于玻璃钢板,约为其 1.8 倍左右。

4 试验结果分析

4.1 数值计算与试验测试对比

按照 2.3 节中关于信号处理的方法,基于多点的频响函数关系对单板悬吊(工况 2)、工装腔内无水(工况 3)和工装腔内满水(工况 4)三种状态下的板单元主导振动模态进行识别,分别得到钢板、玻璃钢板在各工况下的固有频率及振型,与数值计算结果对比如表 6 所示。此外,以工况 3 为例,图 7 为数值计算和试验所得的玻璃钢板主导振型对比图。可见,数值计算所得固有频率和振型与试验测试结果具有较好的一致性,相对误差不超过 3.56%。

4.2 工况 2 的悬吊自由边界测试

在已知结构和声辐射损耗因子的基础上,结合试验板在该自由悬吊工况下的实测的固有频率、阻尼信息,拟合得到两块试验板在 50Hz~1kHz 频段内的损耗因子组成对比,如图 8~9 所示。以板的前 8 阶模态结果为例,其内损耗因子及边界损耗因子如表 7 所示。

由图 8~9 可知,工况 2 下钢板的系统内损耗因子 η_i 主要由结构损耗因子 η_{is} 与声辐射损耗因子 η_{ir} 所组成,且两者占比相当,但随频率升高时, η_{is} 逐渐趋于主要地位;玻璃钢板的系统内损耗因子 η_i 主要由 η_{is} 决定, η_{ir} 占比很小,较 η_{is} 低约两个数量级。结合图 6,表 7 可见,受空气声辐射损耗的影响,玻璃钢板的内损耗因子变为钢板的 40 倍左右。此外,边界损耗因子 η_{ib} 均近似为 0,计算中出现的负值是由于误差所致。

表 6 模型前 8 阶固有频率的试验与仿真对比结果

Tab. 6 Comparison results of experiment and simulation of model plates' 8 pre-order natural frequency

阶次	工况 2				工况 3				工况 4			
	钢		玻璃钢		钢		玻璃钢		钢		玻璃钢	
	f_T / Hz	f_S / Hz										
1	70.1	69.4	42.4	42.4	170.7	175.8	193.1	196.8	81.5	80.7	91.7	90.4
2	99.3	101.2	76.0	76.3	358.9	356.5	402.3	398.4	151.8	153.8	168.7	171.8
3	127.7	125.4	83.6	82.9	358.2	357.4	402.6	398.9	151.9	154.7	170.4	172.6
4	173.8	179.0	112.4	116.1	543.3	551.1	571.9	586.0	249.7	258.2	265.9	274.6
5	176.9	179.0	118.5	116.1	660.7	648.6	756.4	735.4	331.0	336.5	376.8	381.5
6	318.8	315.1	208.4	204.5	667.7	653.3	753.0	735.9	337.4	342.7	379.2	386.0
7	305.9	315.1	213.2	218.5	810.2	813.4	881.0	887.1	420.0	435.0	457.5	474.4
8	315.9	326.9	215.3	218.5	813.8	813.6	888.2	887.6	415.3	424.9	448.4	463.6
相对误差/%	≤3.38		≤3.20		≤2.88		≤2.86		≤3.44		≤3.56	

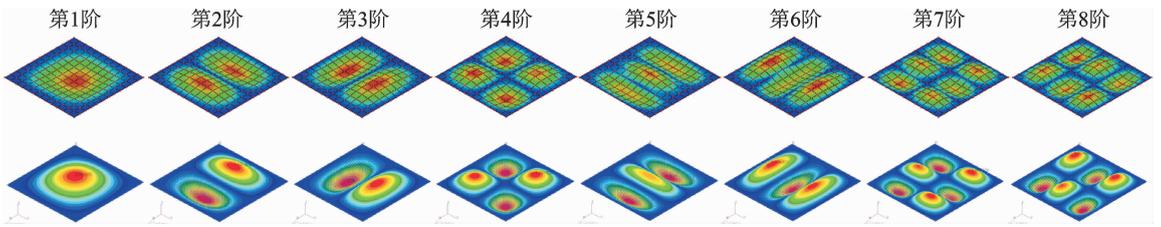


图 7 工况 3 下玻璃板的振型图对比(第 1,2 行分别为试验、仿真结果)

Fig. 7 Comparison of vibration profile of glass plate under working condition 3

表 7 工况 2 下板壳模态内损耗因子

Tab. 7 The internal loss factor of the shell plate under case 2

阶次	钢		玻璃钢	
	η_i	η_b	η_i	η_b
	($\times 10^{-2}$)	($\times 10^{-3}$)	($\times 10^{-2}$)	($\times 10^{-3}$)
1	0.028	0.011	0.730	-0.012
2	0.026	0.013	0.758	-0.006
3	0.026	0.018	0.648	-0.015
4	0.022	0.009	0.836	0.001
5	0.020	-0.002	0.934	0.014
6	0.020	0.003	0.848	0.010
7	0.024	0.052	0.780	0.005
8	0.018	0.003	0.764	0.002

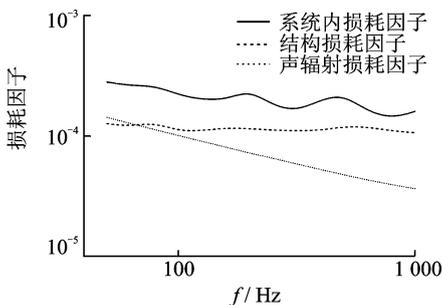


图 8 钢板内损耗因子组成(工况 2)

Fig. 8 Composition of internal loss factor of steel plate (case 2)

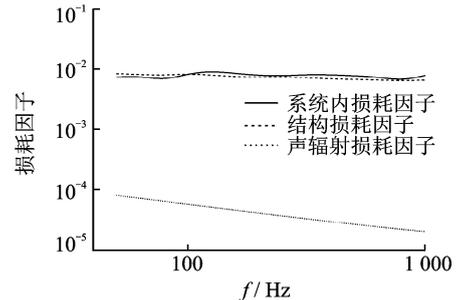


图 9 玻璃钢板内损耗因子组成对比(工况 2)

Fig. 9 Composition of internal loss factor of glass fiber plate(case 2)

4.3 工况 3 的四边约束工装腔内无水测试

对试验板在无水工装上进行测试,按照与工况 2 相同的处理方法,得到两块试验板在 50Hz~1kHz 频段内的损耗因子组成对比,如图 10~11 所示。以板的前 8 阶模态结果为例,其内损耗因子及边界损耗因子如表 8 所示。

由图 10~11 可知,工况 3 下钢板的内损耗因子 η_i 主要由边界损耗因子 η_b 贡献,其结构损耗因子 η_s 与声辐射损耗因子 η_r 占比均很小,较 η_b 小约 1~2 个数量级;玻璃钢板的系统内损耗因子 η_i 主要由 η_s 和 η_b 所组成,且二者占比相当, η_r 占比也较 η_b 小约

1~2个数量级,对 η_i 的贡献较小。结合图6、表7和表8可见,受边界损耗的影响,玻璃钢板的内损耗因子仅约为钢板的2倍左右。此外,两块试验板测试所得 η_{ib} 较为接近,均在0.006~0.008左右。

表8 工况3下板壳模态内损耗因子

Tab.8 The internal loss factor of the shell plate under case 3

阶次	钢		玻璃钢	
	$\eta_i (\times 10^{-2})$	$\eta_{ib} (\times 10^{-2})$	$\eta_i (\times 10^{-2})$	$\eta_{ib} (\times 10^{-2})$
1	0.802	0.752 7	1.404	0.542 7
2	0.744	0.699 3	1.740	0.810 1
3	0.772	0.730 0	1.678	0.873 2
4	0.730	0.692 9	1.698	0.844 8
5	0.652	0.617 6	1.254	0.448 6
6	0.784	0.751 6	1.444	0.691 2
7	0.880	0.849 9	1.378	0.642 9
8	0.836	0.808 1	1.300	0.552 0

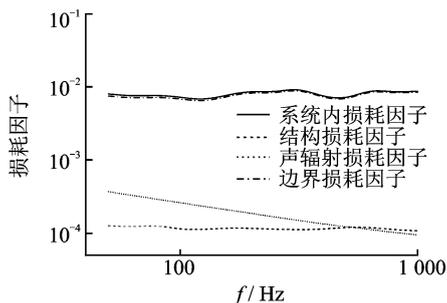


图10 钢板内损耗因子组成对比(工况3)

Fig.10 Composition of internal loss factor of steel plate (case 3)

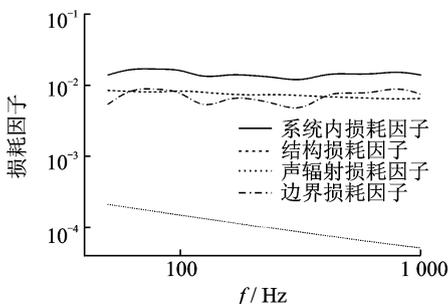


图11 玻璃钢板上内损耗因子组成对比(工况3)

Fig.11 Composition of internal loss factor of glass fiber plate(case 3)

4.4 工况4的四边约束工装腔内满水测试

对试验板在满水工装上进行测试,按照与工况2相同的处理方法,得到两块试验板在50Hz~1kHz频段内的损耗因子组成对比,如图12~13所示。以板的前8阶模态结果为例,其内损耗因子及边界损耗因子如表9所示。

由图12~13可知,工况4下钢板的内损耗因子 η_i 主要由边界损耗因子 η_{ib} 和声辐射损耗因子 η_{ir} 所

组成,低频段 η_{ir} 对 η_i 的贡献要大于 η_{ib} ,但随频率升高, η_{ir} 逐渐降低且 η_{ib} 逐渐占主要成分,其结构损耗因子 η_{is} 对内损耗因子 η_i 贡献极小;对于玻璃钢,该工况下 η_{is} 、 η_{ir} 和 η_{ib} 均对系统内损耗因子 η_i 贡献均较大,且 η_{is} 和 η_{ib} 的占比相当, η_{ir} 随频率升高略有下降,对内损耗因子 η_i 贡献度减弱。结合图6和表7~9可见,受异于空气的流体介质影响,玻璃钢与钢板的内损耗因子更为接近,仅为钢板1.1~1.3倍左右。此外,两块试验板测试所得 η_{ib} 也较为接近,均在0.008~0.009左右,且略高于工况3中的边界损耗。

表9 工况4下板壳模态内损耗因子结果

Tab.9 The internal loss factor of the shell plate under case 4

阶次	钢		玻璃钢	
	$\eta_i (\times 10^{-2})$	$\eta_{ib} (\times 10^{-2})$	$\eta_i (\times 10^{-2})$	$\eta_{ib} (\times 10^{-2})$
1	2.482	0.817 4	2.61	0.832 7
2	2.168	0.684 2	2.456	0.810 0
3	2.138	0.818 9	2.38	0.851 0
4	1.996	0.816 6	2.252	0.750 9
5	1.694	0.637 7	2.332	0.947 1
6	1.750	0.814 3	2.156	0.891 0
7	1.584	0.745 8	2.018	0.824 7
8	1.622	0.871 2	1.962	0.804 1

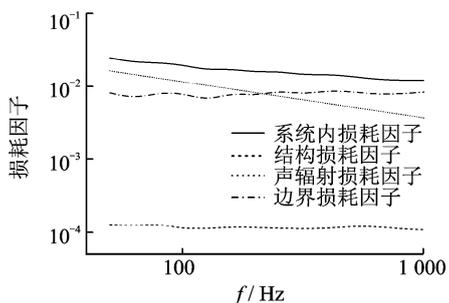


图12 钢板内损耗因子组成对比(工况4)

Fig.12 Composition of internal loss factor of steel plate (case 4)

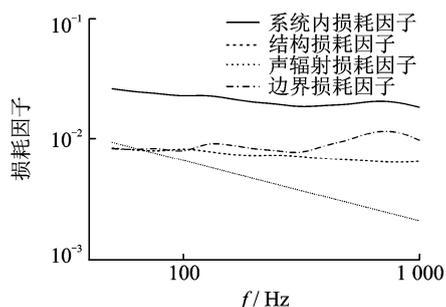


图13 玻璃钢板上内损耗因子组成对比(工况4)

Fig.13 Composition of internal loss factor of glass fiber plate (case 4)

4.5 试验板各工况下内损耗因子对比

将各工况测试所得壳体内损耗因子进行对比,如图14~15所示。可见,两块板在不同工况下的内损耗因子差异具有相似的规律性,大小顺序均为工况4>工况3>工况2。对比工况2和3,因工装约束带来的边界损耗分别相当于钢板、玻璃钢板的30~40倍、2~3倍;在已知边界损耗的基础上,分析对比工况3和4,因不同流体介质带来的声辐射损耗又会使钢板、玻璃钢板的组合下的系统内损耗因子分别提高约1~2倍、0.5~1倍,但随着频率升高,这种影响会逐渐减弱。因此诸如钢这类小阻尼材料结构对边界、辐射介质所引发的损耗能力差异敏感性要高于纤维复合材料。

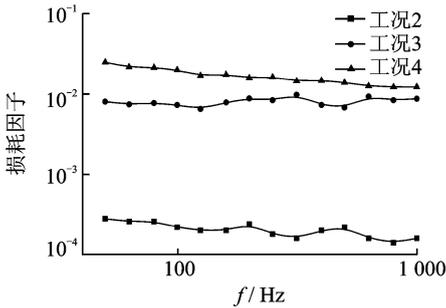


图14 各工况下内损耗因子对比(钢板)

Fig. 14 Comparison of internal loss factor in various cases (steel plate)

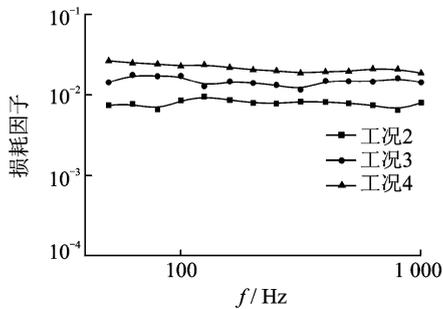


图15 各工况下内损耗因子对比(玻璃钢板)

Fig. 15 Comparison of internal loss factor in various cases (glass fiber plate)

5 结束语

完成了组合系统的内损耗因子组成分析,指出在不计边界损耗与声辐射损耗情况下(即 $\eta_i = \eta_{is}$),对于均质材料的组合系统,其内损耗因子与材料损耗因子相等;对于非均质材料的组合系统,其内损耗因子还与子系统的组成相关,且在频域上受材料的频变特性和振型影响。

在工程结构实际运行时,组合系统的内损耗因子还与结构的连接边界形式和使用环境等相关。笔者利用某钢工装/钢板(玻璃钢板)组合结构,通过数值计算结合试验,完成了不同工况下的损耗测试。结果表明:不同流体介质对声辐射损耗差异影响很大,相同边界条件下,空气中的声辐射损耗仅为水中的1/40左右;在螺钉、搭接等非刚性连接形式下,边界损耗在内损耗因子中占比很大,如对于钢板,该连接形式较自由悬吊时表征出的整体阻尼性能可相差几十倍。

因此,不同材质(或组合)结构所表征的总体损耗能力对不同流体介质、边界条件影响的敏感性差异较大,工程实际中还需对阻尼组成进行全面分析后再进行结构动力性能预报及优化设计。本研究方法直观地给出了组合系统的损耗组成,利于更准确地分析潜艇在实际使用环境下所表征的损耗能力,为钢/复合材料组合结构的减振降噪应用提供了理论支撑。

参 考 文 献

- [1] 陈锋,齐国英,赖鸣,等. 国外新型核潜艇技术特征研究[J]. 舰船科学技术, 2014, 36(9): 153-157.
Chen Feng, Qi Guoying, Lai Ming, et al. Research on technical characteristic of foreign new generation nuclear submarine [J]. Ship Science and Technology, 2014, 36(9): 153-157. (in Chinese)
- [2] 淡丹辉,孙利民. 结构动力有限元的模态阻尼比单元阻尼建模法_淡丹辉[J]. 振动、测试与诊断, 2008, 28(2): 100-103.
Dan Danhui, Sun Limin. Damping modeling and its evaluation based on dynamical analysis of engineering structure by finite element method [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2008, 28(2): 100-103. (in Chinese)
- [3] 钱志英,阮剑华,张少辉,等. 航天器黏弹性约束阻尼结构频率响应分析方法[J]. 航天器工程, 2010, 19(6): 46-51.
Qian Zhiying, Ruan Jianhua, Zhang Shaohui, et al. Frequency response analysis of spacecraft structures with constrained viscoelastic layers [J]. Spacecraft Engineering, 2010, 19(6): 46-51. (in Chinese)
- [4] 张俊红,李忠鹏,毕凤容,等. 基于板件贡献分析的装载机驾驶室低噪声设计[J]. 振动、测试与诊断, 2016, 36(3): 568-574.
Zhang Junhong, Li Zhongpeng, Bi Fengrong, et al.

- Low noise optimization design of loader cab based on panel contribution analysis[J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2016, 36(3): 568-574. (in Chinese)
- [5] 郑玲,唐重才,韩志明,等. 车身结构阻尼材料减振降噪优化设计[J]. *振动与冲击*, 2015, 34(9): 42-47. Zheng Ling, Tang Zhongcai, Han Zhiming, et al. Optimal design of damping material topology configuration to suppress interior noise in vehicle[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2015, 34(9): 42-47. (in Chinese)
- [6] Yin f. Characterization of the strain-amplitude and frequency dependent damping capacity in the M2052 alloy [J]. *Materials Transactions JIM*, 2001, 42(3): 385-388.
- [7] 郑成琪,程晓农. 金属阻尼性能测试方法的现状与发展 [J]. *实验力学*, 2004, 19(2): 248-256. Zheng Chengqi, Cheng Xiaonong. Present status and future of damping measurement for metals[J]. *Journal of Experimental Mechanics*, 2004, 19(2): 248-256. (in Chinese)
- [8] 覃翼. 新型复合材料玻璃钢导流罩强度分析[D]. 武汉: 华中科技大学, 2005.
- [9] 朱锡,李海涛,查友其,等. 玻璃钢导流罩新型密封结构设计及其模型试验研究[J]. *海军工程大学学报*, 2004, 16(4): 18-21. Zhu Xi, Li Haitao, Zha Youqi, et al. Design and model test of new type water tightness joining structure of GFRP dome on bow[J]. *Journal of Naval University of Engineering*, 2004, 16(4): 18-21. (in Chinese)
- [10] 兰向军,冯志华,朱晓东. 边界阻尼力对复合材料层合板主参激共振的影响[J]. *振动与冲击*, 2014, 33(21): 60-66. Lan Xiangjun, Feng Zhihua, Zhu Xiaodong. Effects of boundary damping on principal parametric resonance of a composite laminated plate[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2014, 33(21): 60-66. (in Chinese)
- [11] 鲁丽,杨翊仁. 板状结构上的流体附加质量、附加刚度和附加阻尼系数[J]. *科学技术与工程*, 2006, 6(11): 1479-1481. Lu Li, Yang Yiren. Added mass, stiffness and damping coefficients for plate-type structures[J]. *Science Technology and Engineering*, 2006, 6(11): 1479-1481. (in Chinese)
- [12] 张永杰,肖健,韦冰峰,等. 一种新的基于脉冲激励的内损耗因子获取方法[J]. *振动与冲击*, 2014, 32(12): 161-164. Zhang Yongjie, Xiao Jian, Wei Bingfeng, et al. A new method for estimating damping loss factor based on multi-pulse excitation[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2014, 32(12): 161-164. (in Chinese)
- [13] 戴德沛. 阻尼减振降噪技术[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 1986: 38-40.
- [14] 姚德源,王其政. 统计能量分析原理及其应用[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 1995: 68-93.
- [15] 黄琴,王彤,张耀庆. 模态试验中自由边界模拟方法[J]. *江苏航空*, 2009(S): 41-43. Huang Qin, Wang Tong, Zhang Yaoqing. Free boundary simulation method in modal test[J]. *Jiangsu Airlines*, 2009(S): 41-43. (in Chinese)



第一作者简介:唐宇航,男,1991年11月生,博士,工程师。主要研究方向为船舶结构强度与振动、船用复合材料及其应用。曾发表《数值计算结合试验测定模态阻尼法》(《振动与冲击》2017年第36卷第4期)等论文。

E-mail: tangyuhang102@163.com

通信作者简介:梅志远,男,1973年9月生,教授,博士生导师。主要研究方向为船舶结构强度与振动、船用复合材料及其应用。

E-mail: zhiyuan_mei@163.com