

# 基于机舱板架结构的玻璃钢游艇减振研究

张大鹏<sup>1,2</sup>, 林少芬<sup>1,2</sup>, 陈清林<sup>1,2</sup>, 朱兆一<sup>1,2</sup>

(1. 集美大学轮机工程学院, 福建 厦门 361021; 2. 福建省船舶与海洋工程重点实验室, 福建 厦门 361021)

[摘要] 为了提高游艇的舒适性, 针对游艇振动问题, 以降低振动响应为目标, 采用板架动力刚度算法, 改进了机舱板架结构, 并通过算例仿真验证减振效果. 结果显示, 改进后游艇各频率激振力的振动响应均有不同程度的降低. 该方法可为游艇设计制造者改进机舱板架和控制游艇振动提供参考.

[关键词] 游艇; 振动; 帽型材; 板架; 动力刚度法

[中图分类号] U 661.44

## Study of Vibration Reduction of Fiber Reinforced Pastic Yachts Based on Grillage Structure of Engine Room

ZHANG Da-peng<sup>1,2</sup>, LIN Shao-fen<sup>1,2</sup>, CHEN Qing-lin<sup>1,2</sup>, ZHU Zhao-yi<sup>1,2</sup>

(1. Marine Engineering Institute, Jimei University, Xiamen 361021, China;

2. Fujian Province Key Laboratory of Naval Architecture and Ocean Engineering, Xiamen 361021, China)

**Abstract:** Grillage structure was the key link of vibration transmission, and to improve grillage structure in engine room was an important mean of reducing vibration and improving comfort. This paper used grillage dynamic stiffness algorithm to determine the optimal installation position of transverse cap-type profile and used an example of simulation to verify the effects of reducing vibration. The results showed that the vibration of all frequency was reduced. This method could provide reference for yachts designers and manufacturers to optimize grillage structure in engine room and reduce yachts vibration.

**Keywords:** yacht; vibration; cap-type profile; gillage; dynamic stiffness algorithm

## 0 引言

游艇是一种以娱乐休闲为主要目的的船舶, 振动是影响游艇舒适性的关键因素之一, 美国船级社 ABS (American Bureau of Shipping) 将振动加速度作为判断游艇舒适性等级的重要依据<sup>[1]</sup>. 玻璃钢游艇的振源主要来自于主机, 并通过主机纵桁及其他帽型材构成的板架结构传递振动, 因此机舱板架结构的布局和优化是影响振动的关键环节. 文献[2]研究了复合材料帽型材尺寸及结构形式与板架结构动力学特性间的关系. 文献[3]提出了通过修改机舱板架降低振动响应的方法. 文献[4-5]将有限元仿真方法应用于船舶振动方面. 但横向帽型材的相对位置对机舱板架结构振动响应的影响, 目前尚未得到解决. 本文提出一种新的减振方法, 采用板架动力刚度算法确定横向帽型材最佳位置, 改

[收稿日期] 2015-07-23

[修回日期] 2015-08-19

[基金项目] 交通运输部应用基础研究项目(2014329815100); 福建省高校产学研重大项目(2014H6020)

[作者简介] 张大鹏(1994—), 男, 硕士生, 从事船舶与海洋结构物设计制造研究. 通信作者: 林少芬(1962—), 女, 博士, 教授, 博导, 从事游艇设计与建造, 精益造船技术, 机电一体化的可靠性与仿真研究, E-mail: lqzhd@126.com.

进机舱板架以达到减振的目的。

## 1 板架动力刚度算法

### 1.1 算法的原理

游艇板架结构承受的动载荷通常是垂向的<sup>[2]</sup>,垂向弯曲是结构的主要变形方式。动载荷作用下的板架结构可视为由多个离散的梁组成<sup>[2]</sup>,如图1所示。其板架结构由  $n$  条横梁与  $m$  条纵梁构成,  $(j,i)$  表示横梁  $j$  与纵梁  $i$  的交点。假设外载荷作用在  $x$  方向的梁上,  $y$  方向的梁只承受内应力。 $f_{i1}, \dots, f_{in}$  表示作用在梁  $i$  上梁系交点处的外载荷;  $f_{i1}, \dots, f_{is}$  表示作用在梁  $i$  上梁系交点外的外载荷;  $q_{1j}, \dots, q_{nj}$  表示作用在梁  $j$  上梁系交点处的内力。

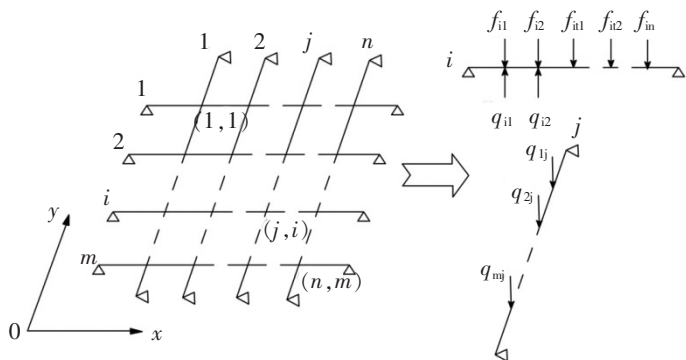


图1 板架结构分解示意图

Fig.1 The schematic diagram of the discretization of a grillage structure

根据动力刚度法可求得各梁的动力平衡方程,以梁  $j$  与梁  $i$  为例,两梁交点  $(j,i)$  的动位移方程表达式<sup>[2]</sup>如式(1)一式(2)所示。

$$x_{ij} = H_{ij1}(\omega)(f_{i1} - q_{i1}) + H_{ij2}(\omega)(f_{i2} - q_{i2}) + \dots + H_{ijn}(\omega)(f_{in} - q_{in}) + H_{i1l}(\omega)f_{i1l} + \dots + H_{iis}(\omega)f_{iis}; \quad (1)$$

$$x_{ji} = Q_{ji1}(\omega)q_{1j} + Q_{ji2}(\omega)q_{2j} + \dots + Q_{jim}(\omega)q_{mj}. \quad (2)$$

其中,  $x_{ij} = x_{ji}$ ;  $H_{ijk}(\omega)$  表示纵梁  $i$  与横梁  $j$  的交点  $(j,i)$  相对于与横梁  $k$  的交点  $(k,i)$  的动柔度;  $Q_{jik}(\omega)$  表示横梁  $j$  与纵梁  $i$  的交点  $(j,i)$  相对于与纵梁  $k$  的交点  $(j,k)$  的动柔度;

文献[6]推导了集中简谐力作用下单跨梁结构的动柔度方程为

$$G_{ij}(\omega) = \sum Y_r(x_i)Y_r(x_j)/(\omega_r^2 - \omega^2). \quad (3)$$

式中:  $G_{ij}(\omega)$  表示单跨梁上点  $i$  与点  $j$  间的相对动柔度;  $Y_r(x)$  为该单跨梁的第  $r$  阶振型函数;  $Y_r(x_i)$  与  $Y_r(x_j)$  分别表示梁上点  $i$  和点  $j$  处的第  $r$  阶振型;  $\omega_r$  表示单跨梁的第  $r$  阶固有频率;  $\omega$  表示简谐力的频率。

### 1.2 游艇减振中的算法应用

游艇机舱底部板架结构一般仅有两根纵向帽型材或两根纵向帽型材和两根横向加强帽型材,如图2所示。主机安装在纵向帽型材上,受主机尺寸的限制,一般纵向帽型材位置难以变动,故在机舱板架改进时应着眼于横向帽型材安装位置。本节采用板架动力刚度算法,以降低振动响应为目标,推导出确定游艇机舱两根横向帽型材最佳位置的计算方法。

机舱段板架如图3所示,梁1和梁2为原始纵向帽型材,梁3和梁4为欲添加的横向帽型材。图3中载荷施加位置  $a$  和  $b$  为该艇主机基座中心位置;  $c$ 、 $d$  和  $e$  分别为左舱壁到左侧主机基座、两主机基座间和右侧主机基座到右舱壁的中点位置。

根据式(1)一式(2)可得

$$\begin{cases} -H_{133}q_{31} - H_{134}q_{41} + H_{13a}f + H_{13b}f = Q_{311}q_{31} + Q_{312}q_{32}, \\ -H_{233}q_{32} - H_{234}q_{42} + H_{23a}f + H_{23b}f = Q_{321}q_{31} + Q_{322}q_{32}, \\ -H_{143}q_{31} - H_{144}q_{41} + H_{14a}f + H_{14b}f = Q_{411}q_{41} + Q_{412}q_{42}, \\ -H_{243}q_{32} - H_{244}q_{42} + H_{24a}f + H_{24b}f = Q_{421}q_{41} + Q_{422}q_{42}. \end{cases} \quad (4)$$

式中:  $H_{ijk}$  表示纵梁  $i$  与横梁  $j$  的交点  $(j,i)$  相对于与横梁  $k$  的交点  $(k,i)$  的动柔度;  $Q_{jik}$  表示横梁  $j$  与纵梁  $i$  的交点  $(j,i)$  相对于与纵梁  $k$  的交点  $(j,k)$  的动柔度;  $f$  为外载荷;  $q_{ij}$  为  $(j,i)$  处的内力。

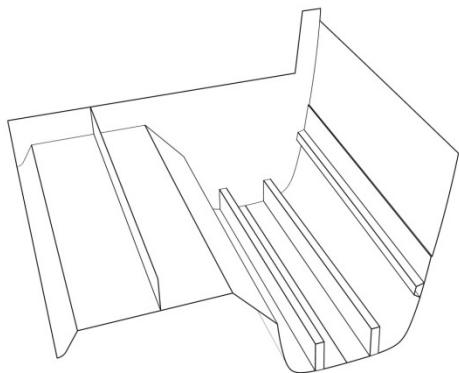


图 2 双体游艇机舱结构示意图

Fig.2 The schematic diagram of the structure of the engine room of a twin-hull yacht

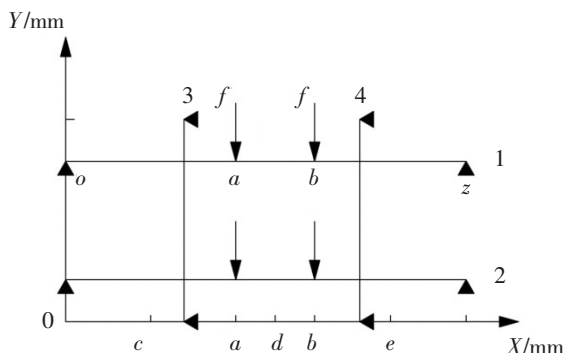


图 3 双体游艇机舱板架图

Fig.3 The schematic show of the grillage structure of a twin-hull yachts engine room

纵向帽型材与横向帽型材的振型函数<sup>[7]</sup>为。

$$Y_r(x) = \sin(r\pi x/l), (r = 1, 2, 3, \dots, \infty). \quad (5)$$

假如梁 3 和梁 4 结构相同, 其与梁 1 和梁 2 的交点到约束端距离相同 (270 mm), 则  $q_{31} = q_{32} = q_3$ ,  $q_{41} = q_{42} = q_4$ ,  $Q_{311} = Q_{312} = Q_{321} = Q_{322} = Q_{411} = Q_{412} = Q_{421} = Q_{422} = Q$ ; 由于梁 1 和梁 2 结构相同, 则有  $H_{133} = H_{233} = H_1$ ,  $H_{144} = H_{244} = H_4$ , 同时由式 (4) 可知, 在同一梁上点  $(j, i)$  相对于点  $(k, i)$  的动柔度等于点  $(k, i)$  相对于点  $(j, i)$  的动柔度, 即  $H_{ijk} = H_{ikj}$ , 则有  $H_{134} = H_{234} = H_{143} = H_{243} = H_2$ , 故式 (4) 可化简为

$$\begin{cases} -H_1 q_3 - H_2 q_4 + Nf = Qq_3, \\ -H_2 q_3 - H_3 q_4 + Mf = Qq_4. \end{cases} \quad (6)$$

其中,

$$H_1 = \sum_1^{\infty} \sin^2(r\pi l_3/l_z)/(\omega_{xr}^2 - \omega^2). \quad (7)$$

$$H_2 = \sum_1^{\infty} \sin(r\pi l_3/l_z) \sin(r\pi l_4/l_z)/(\omega_{xr}^2 - \omega^2). \quad (8)$$

$$H_3 = \sum_1^{\infty} \sin^2(r\pi l_4/l_z)/(\omega_{xr}^2 - \omega^2). \quad (9)$$

$$Q = \sum_1^{\infty} \sin(r\pi l_1/l_h) \sin(r\pi l_2/l_h)/(\omega_{hr}^2 - \omega^2). \quad (10)$$

$$N = \sum_1^{\infty} \sin(r\pi l_3/l_z) \sin(r\pi l/l_z)/(\omega_{xr}^2 - \omega) + \sum_1^{\infty} \sin(r\pi l_3/l_z) \sin(r\pi l/l_z)/(\omega_{xr}^2 - \omega). \quad (11)$$

$$M = \sum_1^{\infty} \sin(r\pi y/l_z) \sin(r\pi l/l_z)/(\omega_{xr}^2 - \omega) + \sum_1^{\infty} \sin(r\pi y/l_z) \sin(r\pi l/l_z)/(\omega_{xr}^2 - \omega). \quad (12)$$

式中:  $l_1$  表示横梁 3 与纵梁 1 交点到该梁约束端的距离;  $l_2$  表示横梁 3 与纵梁 2 交点到该梁约束端的距离;  $l_3 = xl_z$  表示横梁 3 至左侧舱壁的距离,  $x$  表示横梁 3 至左侧舱壁的距离与纵梁总长度的比值, 取值范围为  $(0, 0.5)$ ;  $l_4 = yl_z$  表示横梁 4 至左侧舱壁的距离,  $y$  表示横梁 4 至左侧舱壁的距离与纵梁总长度的比值, 取值范围为  $(0.5, 1.0)$ ;  $l_a$  表示纵梁 1 上点 a 至左侧约束端的距离;  $l_b$  表示纵梁 1 上点 b 至左侧约束端的距离;  $l_z$  表示纵梁 1 和 2 的总长度;  $l_h$  表示横梁 3 和 4 的总长度;  $w_{xr}$  表示纵梁的第  $r$  阶固有频率;  $w_{hz}$  表示横梁的第  $r$  阶固有频率。

解方程组得,

$$q_3 = f(H_3 N - H_2 M + QN)/(-H_2^2 + H_1 H_3 + H_3 Q + H_1 Q + Q^2). \quad (13)$$

$$q_4 = f(H_1 M + QM - H_2 N)/(-H_2^2 + H_1 H_3 + H_3 Q + H_1 Q + Q^2). \quad (14)$$

取左舱壁到左侧主机基座、两主机基座间和右侧主机基座到右舱壁 3 段纵向帽型材中点, 即  $l_5$ 、 $l_6$  和  $l_7$  处响应位移的绝对值之和  $S(x,y)$  来表征纵向帽型材的振动响应,

$$S(x,y) = \left| -H_{153}q_3 + H_{15a}f + H_{15b}f - H_{154}q_4 \right| + \left| -H_{163}q_3 + H_{16a}f + H_{16b}f - H_{164}q_4 \right| + \left| -H_{173}q_3 + H_{17a}f + H_{17b}f - H_{174}q_4 \right|.$$

(15)

根据式 (13)、式 (14) 及式 (15) 则可确定  $S(x,y)$  的极小值点, 其对应的  $x$  和  $y$  即为所求值.

## 2 游艇激振试验与模态分析

### 2.1 激振试验

激振试验的思路为: 艇体处于稳定状态时, 突然施加一个瞬间激励, 使艇体产生自由衰减振动, 测量系统测得激振试验的时域数据, 经傅里叶变换, 获得功率谱密度 (power spectral density, PSD), 进而确定所测艇体的固有频率. 所测游艇主尺度如表 1 所示, 所测数据为垂向振动加速度.

表 1 双体游艇主尺度

Tab. 1 Principal dimensions of a twin-hull yacht

艇长	水线长	总宽	型深	吃水	排水量
Length overall/m	Length of water line/m	Beam/m	Depth/m	Draft/m	Displacement/t
15.83	15.26	6.05	1.60	0.75	13.8

大型钢船的激振试验多采用抛锚激振方式, 即船舶在稳定航行或自由漂浮状态时, 将锚与锚链自由下落 20 m 左右, 锚机刹车, 突然制止锚和锚链下落, 进而给船体一个瞬间激励, 使船体产生自由衰减振动. 玻璃钢游艇船锚质量较小, 适航海区水深在 5 m 以内, 故采用传统抛锚激振的方式激振效果不明显且不便操作. 因此本文采用于船首位置人为激振的方式, 测量设备包括传感器、采集仪、放大器、显示器以及一套数据采集和信号处理系统. 具体步骤为: 测点处的传感器布好后, 采集人员启动采集系统开始采集数据, 激振人员位于船首位置起跳, 期间采集人员持续采集振动数据, 待显示器中的数据波形稳定后, 关闭采集系统完成采集操作, 采用信号处理系统对所测信号进行处理. 激振点位于艇首甲板中线处, 测量点位于主甲板舱室中心. 所测实船数据, 经傅里叶变换后, 可得功率谱密度图 (PSD), 如图 4 所示. 从图 4 可以看出测得数据可确定该游艇的首阶固有频率为 1.27 Hz.

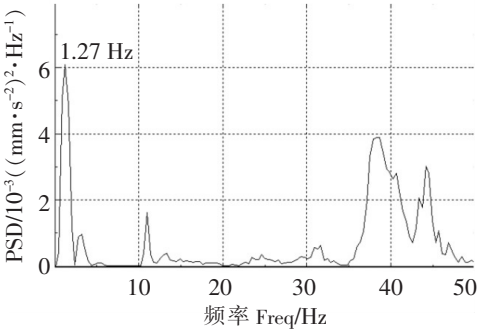


图 4 激振试验功率谱密度图

Fig.4 PSD of forced vibration test

### 2.2 模态分析

根据算例游艇结构建立有限元模型, 约束条件参考中国船级社《集装箱船结构强度直接计算指南》<sup>[8]</sup>, 具体为在船首部两侧片体折角线各取一点, 约束  $x$ 、 $y$  和  $z$  3 个方向的位移; 在艏部两侧片体折角线处各取一点约束其垂向位移, 两侧片体底部各取一点约束其水平位移, 约束总数为 10. 该游艇的附连水质量采用刘易斯法<sup>[7,9]</sup>计算, 并以集中质量的形式施加于模型水线以下节点上. 1 阶固有频率的仿真结果为 1.31 Hz, 与试验结果存在 3.1% 的误差. 分析原因: 本文研究对象以艇底与主甲板为主, 建模时对于飞桥甲板进行了结构简化, 测量时激振位置难以确定, 而且未考虑人员质量对全船质量分布的影响. 整体来看, 误差在合理范围之内, 说明建模方式是可取的.

## 3 游艇机舱板架减振分析

本节根据前文内容, 确定算例游艇的横向帽型材最佳安装位置, 对原有机舱板架进行改进, 分别

建立改进前后游艇有限元模型，采用 Ansys 对改进前后的模型进行谐响应分析，并对比仿真结果，验证减振效果。算例游艇机舱板架尺寸参数如表 2 所示。

表 2 机舱板架尺寸参数  
Tab.2 The dimension of the grillage structure in engine room

参数 Parameter	$l_1$	$l_2$	$l_a$	$l_b$	$l_z$	$l_h$
尺寸 Size/mm	1 030	270	1 100	1 610	2 590	1 300

根据算例游艇结构对式（7）~式（15）进行计算，简谐力幅值  $f$  取 500 N， $\omega$  取 10 Hz；纵向帽型材面板、腹板和带板宽分别为 80、300、380 mm；横向帽型材面板、腹板和带板宽分别为 75、150、275 mm。该游艇为玻璃钢游艇，帽型材材料为复合材料，其固有频率  $\omega_r$  难以描述，故本文对  $S(x,y)$  进行简化，各梁的振型与固有频率，均取前 10 阶，各梁振型按式（6）代入计算，固有频率则通过分别建立各帽型材机舱段有限元模型，通过 ansys 模态分析得到仿真结果如表 3 所示。

表 3 帽型材固有频率  
Tab.3 Natural frequency of cap-type profile

阶数 Order	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
纵梁 Longitudinal beam	33.7	60.4	84.0	99.5	148.7	158.1	209.5	245.8	260.2	288.3
横梁 Cross beam	39.6	58.4	96.0	104.0	117.7	162.8	167.0	169.3	188.3	202.0

极小值对应  $x$  和  $y$  的计算结果为：

$$\begin{cases} x = 0.05, 0.15, 0.25, 0.35, 0.45, \\ y = 0.55, 0.65, 0.75, 0.85, 0.95. \end{cases}$$

(18)

考虑工艺和空间问题，主机基座附近更便于安装横向帽型材，同时由于主机激振力由主机基座传递给帽型材，故对于结构强度的提升也有帮助。综上所述，选取  $x = 0.45$ ， $y = 0.65$  为横向帽型材安装位置。

建立改进前后游艇有限元模型，约束条件及附连水质量施加方式与模态分析相同。在主机基座位置施加 500 N 激振作用，计算艇体振动响应。计算频率为 0 ~ 10 Hz 区间，设置步长为 0.1。在机舱艇底、室外甲板和室内甲板分别选取测试点。机舱艇底测量点位置为左侧片体中线面与艇底交线上距艏部机舱舱壁 1 424.5 mm 处（即横向与纵向帽型材所围成矩形区域的中心处）；室外甲板测试点为主甲板中线上距船尾 3 500 mm 位置；室内甲板测试点为主甲板中线上距船尾 6 000 mm 位置。绘制改进前后的位移响应曲线图，并将曲线图中明显峰值及其对应频率数据记录于表 4 中，受篇幅所限该处只列出机舱艇底位置的响应位移曲线图，如图 5 所示，图中  $D_0$  为改进前响应位移曲线， $D_1$  为改进后响应位移曲线。

改进后机舱及舱室内外振动响应位移在数值上有一定程度的降低。观察幅值发现机舱处减振效果较为明显，各峰值均降低了 10% 以上，最多甚至降低了 93.3%，而甲板上舱室内外 4 个明显峰值均有不同程度降低，室内测点振动响应最多降低 25.4%，室外测点振动响应最多降低 34.7%，说明本文改进方法对于降低游艇振动响应有效果。

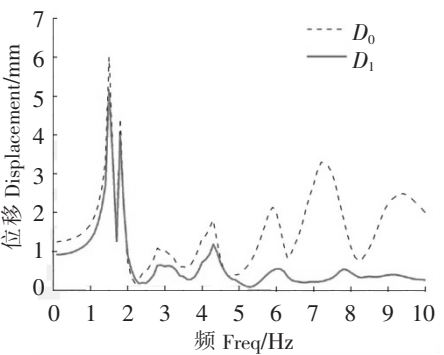


图 5 机舱艇底响应位移曲线图  
Fig.5 Curves of response displacement at the bottom of engine room



表 4 改进前后响应位移对比  
Tab.4 Comparison on response displacement of before and after improvement

	$D_0$		$D_1$		降低率
	频率	位移	频率	位移	Reduction rate
	Frequency/Hz	Displacement/mm	Frequency/Hz	Displacement/mm	/%
机舱 Engine room	1.50	5.99	1.50	5.15	14.0
	4.30	1.80	4.30	1.18	34.4
	5.90	2.14	5.90	0.55	74.3
	7.20	3.29	7.20	0.22	93.3
	10.00	2.00	10.00	0.27	86.5
室内 Interior	1.50	5.67	1.50	5.38	5.1
	4.30	1.41	4.30	1.28	9.2
	7.30	2.84	7.30	2.12	25.4
	10.00	0.72	10.00	0.37	48.6
室外 Exterior	1.50	6.02	1.50	5.71	5.1
	4.30	3.26	4.30	2.98	8.6
	6.00	4.09	6.00	2.67	34.7
	10.00	0.84	10.00	0.41	51.2

4 结论

本文采用板架动力刚度法确定游艇机舱板架横向帽型材的最佳安装位置,对实例艇机舱板架布局进行了改进,同时设计一种测量中小型游艇首阶固有频率的激振试验方法.通过仿真结果显示,机舱板架布局改进后机舱与甲板舱室内外振动情况均有不同程度的改善,而试验方法能够较准确地确定游艇的首阶固有频率.通过分析可得到下述结论:

- 1)板架动力刚度算法可以应用于游艇机舱板架布局的减振设计,通过机舱板架结构的改进能够达到控制游艇振动、提高舒适性的效果.
- 2)本文采用的激振试验方法能够应用于中小型游艇首阶固有频率的确定.

[ 参 考 文 献 ]

[1] American Bureau of Shipping. Guide Fro Comfort on Yachts. (2014-09-20) [http://ww2.eagle.org/content/dam/eagle/rules-and-guides/current/other/162\\_comfortyachtcomfy/COMF-Y\\_Guide\\_eSept14.pdf](http://ww2.eagle.org/content/dam/eagle/rules-and-guides/current/other/162_comfortyachtcomfy/COMF-Y_Guide_eSept14.pdf).

[2] 何力,程远胜,刘均.基于动力刚度法与离散方案库的船舶板架结构动力优化设计.船舶力学,2012,16(6): 668-683.

[3] 李兆华,胡要武,郭进涛.高速艇主机振动过大的原因分析及减振措施.船舶工程,2014,36(2): 41-43, 47.

[4] 刘磊,任慧龙,秦江璇,等.某船型总体振动分析与控制.船舶工程,2013,35(2): 16-18, 26.

[5] 王军辉,夏利娟,丁金鸿,等.自航绞吸挖泥船全船结构强度和总振动特性评估.船舶工程,2013,35(4): 11-14.

[6] 孙巍,翟玉文,梅志远.复合材料加筋夹层板动力学固有特性影响因素分析.船舶工程,2014,36(3): 99-102.

[7] 金咸定,夏利娟.船体振动学.上海:上海交通大学出版社,2011.

[8] 中国船级社.集装箱船结构强度直接计算指南. (2005-10-10) <http://www.ccs.org.cn/ccswz/font/fontAction!article.do?articleId=ff8080813b7e9f3b013b83b676b5014f>.

[9] 姚熊亮.船体振动.哈尔滨:哈尔滨工程大学出版社,2008.

(责任编辑 陈 敏 英文审校 郑青榕)