

文章编号:1006-1355(2015)05-0056-04

# 大型豪华游艇结构振动分析与控制

徐芹亮<sup>1</sup>, 赵玉红<sup>2</sup>, 李仁锋<sup>1</sup>, 李磊<sup>1</sup>, 王娜<sup>1</sup>

(1. 中集海洋工程研究院, 山东 烟台 264670;  
2. 烟台中集来福士海洋工程有限公司, 山东 烟台 264670)

**摘要:**通过有限单元法对某大型豪华游艇进行固有频率及强迫振动预测分析,发现上甲板左舷通往楼梯的走廊振动速度的峰值超标10%。经过频谱分析、局部结构模态分析,讨论振动的有效控制方法,通过修改局部结构以改变其固有模态、避免共振的方法进行局部结构的振动控制,使得该区域的振动情况得到有效控制,满足相关规范的要求。该研究为其他工程项目的振动控制提供一定的参考。

**关键词:**振动与波;游艇;局部模态;共振

中图分类号:U661.44

文献标识码:A

DOI编码:10.3969/j.issn.1006-1355.2015.05.011

## Vibration Analysis and Control for Luxury Yachts

XU Qin-liang<sup>1</sup>, ZHAO Yu-hong<sup>2</sup>, LI Ren-feng<sup>1</sup>, LI Lei<sup>1</sup>, WANG Na<sup>1</sup>

(1. CIMC Offshore Engineering Institute, Yantai 264670, Shandong China;  
2. Yantai CIMC Raffles Offshore Co. Ltd., Yantai 264670, Shandong China)

**Abstract:** Finite element analysis for forced vibration prediction for an 88 m-long luxury yacht performed was done. It was found that the peak vibration velocity of the lobby on the left side of the yacht exceeds 10 % of the standard vibration limit. Through further frequency spectrum analysis, local modal analysis, the vibration control method of improving the local structure to avoid the resonance was proposed and realized. This vibration control method provides a reference for similar engineering projects.

**Key words:** vibration and wave; luxury yacht; local structure modal; resonance

对于船舶初始设计阶段,传统上重点考虑的是其安全性能,包括整体强度分析、疲劳分析、水动力性能分析、稳性分析等相关分析工作,但随着近些年对工人工作环境舒适性要求的提高,各国船级社(ABS, DNV等)、国际海事组织(INTERNATIONAL MARITIME ORGANIZATION, IMO)等也对船舶的振动噪声水平提出了较高的要求。

船舶设计建造阶段的噪声与振动预报分析,对于优化船舶结构的振动、声学性能,为船员或乘客提供一个舒适的环境,具有重要的指导意义。

游艇之一。该游艇将天马行空般的创意和激情融入到个性化、艺术化的外观,清晰明了的线条勾勒出神秘的现代感造型,体现顶级欧洲的品质标准。

室内木质装饰采用独特的创意和精湛的工艺,符合欧洲顶级的艺术和技术标准。独立的船员餐厅,休息和活动区域,最大限度地减少对客户的干扰,保护客户隐私。配备皮划艇,摩托艇和潜水装备等娱乐设施,多维度考虑客户的娱乐体验,更像是一艘生活娱乐一体化的“航空母舰”。

图1所示为90 m大型豪华游艇的模型图。

## 1 豪华游艇振动建模

### 1.1 游艇概况

该大型豪华游艇是国内目前交付的最大的豪华



图1 豪华游艇模型

收稿日期:2014-09-24

作者简介:徐芹亮(1980-),男,山东省泰安市人,硕士,主要研究方向:船舶及海洋工程振动噪声分析及控制研究。

Email: qinliang.xu@cimc-raffles.com

游艇的下船体(主甲板以下部分)为钢质板,上船体(主甲板以上部分)为铝合金板材以减轻游艇总重量。该项目规格书对楼梯、走廊的振动要求如下表1所示。

表1 振动标准要求

名称	许可最大值	余量
主楼梯	1.0 mm/s	+0.2
走廊	1.0 mm/s	+0.2

该游艇项目的主要振动源有2台柴油发电机、2台电动马达推进器。

## 1.2 游艇有限元模型建立

船舶的主要振动源有两类,一类是设备激励,包括:柴油机、发电机、推进器以及其他小型旋转机械设备,这种激励为可控因素,一般以中高频为主;另一类是环境激励,如:波浪、风、地震等,这类激励属于不可控因素,一般为低频激励。

对于船舶振动控制,传统的工作流程主要有依据数学公式计算、物理模型校验和实船海试采集等主要环节,计算量巨大。近年来,随着计算机硬件和软件的发展,为船舶振动与噪声控制提供了新的平台,目前大多采用有限元数值仿真的方法模拟船舶振动问题。

准确的分析结果需要精确的几何模型,对较复杂的结构建立有限元模型时,精确的模型不仅大大增加建模工作量,而且还会增加对计算硬件和计算时间的要求。为了减少建模工作量及计算时所需存储空间,往往要对实际模型进行适当地简化。

为了减少建模工作量、提高工作效率,在建立有限元模型时对游艇船体的部分曲面结构简化为二维平板单元,加强结构(如球扁钢、T型材、L钢等)以梁单元进行模拟,并忽略一些受载较小或影响甚微的区域,如小的肘板和一些不重要的结构、加强筋等。图2是游艇的有限元模型。



图2 豪华游艇有限元模型

板结构的网格划分以四边形单元为主,三角形单元为辅,共包含137 065个单元,其中四边形单元(S4R)67 756个,三角形单元(S3)9 718个,梁单元(B31)59 591个。

## 1.3 材料属性及质量

在豪华游艇项目的分析过程中,所设置材料属性如表2所示。

表2 材料属性

材料名称	密度/(T/mm <sup>3</sup> )	杨氏模量/MPa	泊松比	结构阻尼
钢	$7.85 \times 10^{-9}$	210 000	0.3	0.03
铝合金	$2.7 \times 10^{-9}$	70 000	0.3	0.04

整船结构随压载的不同,会产生不同的振动模态。因此,总体振动分析时应该选取合适的压载工况进行分析<sup>[3,4]</sup>。

表3 游艇航行工况质量

工况	空船重量	排水量	吃水
航行	2 339.9 t	2 355.5 t	4.3 m

其中,

① 弦外附连水质量采用流固耦合的方法进行模拟,附连水体的尺寸为2LX2B(L:船体型长,B为船体型宽);

② 对于结构重量由于有限元模型的简化,与实际结构的重量必然有差别,所以首先要通过调整模型的重量,使其与实际结构的重量相等;

③ 甲板敷料质量通过调整甲板单元密度来模拟;舾装和设备等按其质心位置采用集中质量单元模拟;

④ 液舱装载按其水密边界采用集中质量单元模拟<sup>[4]</sup>。

另外,在进行重量调整时,除了要考虑其大小,还要考虑其重心的位置及重量分布状况。因为即使总重量和重心保持不变,重量分布不同还是对船体固有频率的影响较大<sup>[4,5]</sup>,且对于不同谐调振动频率的影响也不尽相同,因此在实际计算中应对重量分布予以足够重视。

## 1.4 载荷分析

有限元法分析时考虑的激励载荷为主机的振动、推进器马达振动、推进器安装基座振动以及推进器转动引起的表面力。图3为主机振动加速度值曲线。

从图(3)频谱特性可知,激励在31.5 Hz处有一明显的峰值,根据主机转速900 r/min可知,主机激振频率 $F_{me}=(\text{主机转速}/60) \times N(N=1, 2, \dots)$ , $N$ 为汽缸数,那么 $F_{me1}=15$  Hz, $F_{me2}=30$  Hz。即主机的二倍转速频率为30 Hz,落在31.5 Hz的频带之内。

表4所列为设备厂家提供的推进器及其马达的振动情况,对于振动分析来说,倍频程激励数据不够细致,难免会漏掉一些关键的频率成分,但受数据来源所限,无法对数据进一步细化处理。

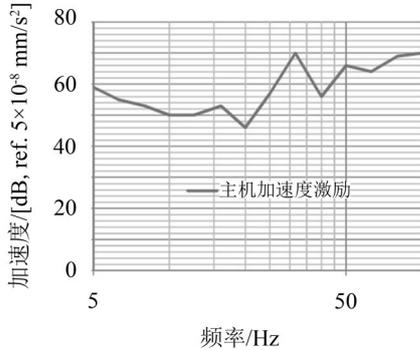


图3 主机振动加速度

表4 推进器及其马达激励

频率/Hz	振动速度/[dB, ref. $5 \times 10^{-8}$ mm/s]	
	推进器	马达
8	58	59
16	77	74
31.5	67	68
63	68	65
125	64	58

## 2 游艇整体振动分析

### 2.1 整体模态

全船振动模态分析<sup>[6]</sup>是用有限元法计算船体整体结构固有频率,并校核是否避开主要激励频率。当激振频率与结构振动频率比较接近时,还需要进一步的强迫振动响应分析。图4、图5分别给出了整体结构垂向两节点、三节点的固有频率及振型。

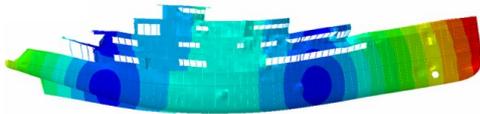


图4 垂向两节点固有频率(1.8 Hz)

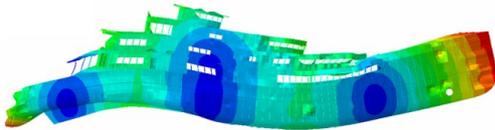


图5 垂向三节点固有频率(3.6 Hz)

### 2.2 强迫振动分析

为提高计算速度,设置数据输出范围为5 Hz~100 Hz,等间隔输出50个点。从输出结果文件得到上甲板左舷走廊上某测点区域的振动速度云图(34.08 Hz时的振动云图,图6)及振动加速度幅值曲线(图7)。该点的峰值可能存在共振现象,但需要取

局部结构,细化模型进一步分析才能确定。

取局部甲板结构进行固有频率分析,1阶振型结果如图8所示,固有频率为35.3 Hz,与主机的激励力有耦合共振的风险。

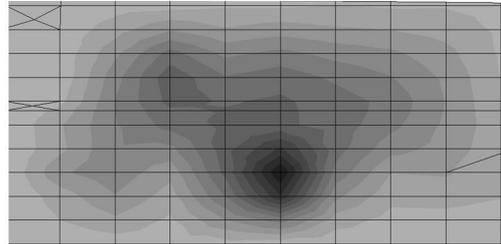


图6 走廊某测点区域振动速度云图

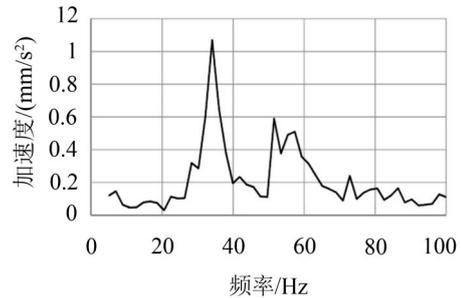


图7 走廊某测点区域加速度幅值曲线

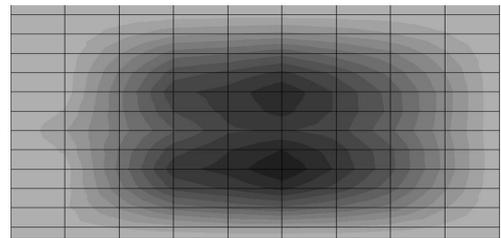


图8 局部结构固有模态分析

## 3 游艇结构振动控制及控制结果

按照振动的传递路线,控制振动的方法有以下三种途径:降低振动源的振动、改变振动传输路径或增加阻尼损耗、接受点振动隔离。在船舶的建造阶段,激励源设备(主、辅机,推进器等)已经无法修改设计或更换型号。接受点的隔离可以修改局部结构以改变其固有频率,降低响应值,对局部结构来说是一种非常有效的措施,但是考虑到结构特点及空间的限制,修改方案也受条件限制。传递路径的控制,尤其是控制激振力的传递方向,对于整个船体的振动都有较大的影响,当船体结构出现较大面积振动超标时宜采用该方法。

经分析,项目所涉及的振动问题是局部结构的共振问题,需要对局部结构进行修改。

因此确定方案:对该处甲板结构进行加强,以改变其固有频率,避开主机的激励峰值频率。表5列出了三种修改方案及其固有频率结果。

经过强迫振动分析验证,方案3:增加T型材(型号:T 500×8+150×10)的效果较好,如图9、图10、图11所示,结构修改后的振动速度值可以满足规范要求。

表5 局部结构固有频率/Hz

型材加强方案	1阶固有频率
无	35.3
HP 40×4	35.567
T 100×65×8	39.327
T 500×8+150×10	72.658

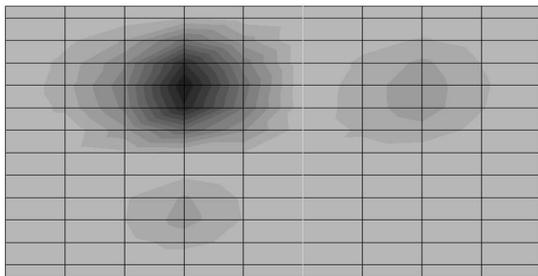


图9 局部结构修改后的固有模态

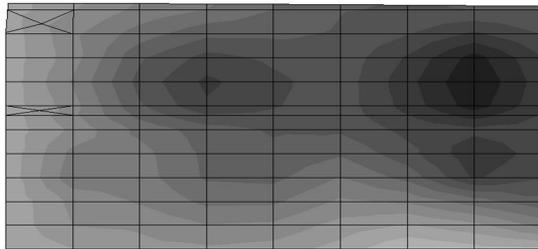


图10 结构修改后的振动速度云图

## 4 结语

利用有限元技术对豪华游艇结构总体振动进行

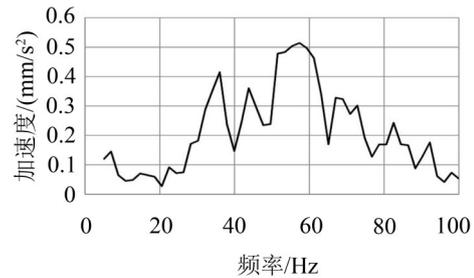


图11 结构修改后的加速度幅值曲线

数值分析,完成该游艇的总体自由振动以及在推进器、主机激振力作用下的整体结构动力响应分析。

计算表明,该游艇的局部结构存在振动超标的风险,经过局部结构模态分析得到该区域的固有模态,证明该区域与主机激励存在共振的风险。

经修改局部结构后,提升该区域的固有模态频率值,有效避开共振区间,降低了强迫振动的响应速度值。该方法对在工程领域的前期设计阶段进行振动控制具有一定的实用价值。

### 参考文献:

- [1] 马大猷. 噪声与振动控制工程手册[M]. 北京:机械工业出版社,2002.
- [2] 哈里斯(Harris, C. M.), 皮索尔(Piersol, A. G.)著;刘树林等译. 冲击与振动手册(第5版)[M]. 北京:中国石化出版社,2007.
- [3] 张欣. 低压载水型油船的总振动性能研究[D]. 大连:大连理工大学,2013.
- [4] 王娜. 半潜式起重生活平台总体振动特性预测[J]. **噪声与振动控制**, 2013, 33(3): 34-37.
- [5] 林哲, 赵德有. 大型及超大型油船振动分析方法研究[J]. **大连理工大学学报**, 1997, (4): 88-92.
- [6] 王显正. 船舶总振动特性研究[D]. 大连:大连理工大学, 2006.



(上接第55页)

- [6] Maurer H, Osmolovskii N P. Second order optimality conditions for bang-bang control problems[J]. **Control and Cybernetics**, 2003, 32: 555-584.
- [7] Dimentberg M F, Iourtchenko D V, Bratus A S. Optimal bounded control of steady-state random vibrations[J]. **Probabilistic Engineering Mechanics**, 2000, 15: 381-386.
- [8] Potter J N, Neild S A, Wagg D J. Generalisation and optimization of semi-active, on-off switching controllers for single degree-of-freedom systems[J]. **Journal of Sound and Vibration**, 2010, 329: 2450-2462.
- [9] Ying Z G, Ni Y Q, Duan Y F. Parametric optimal bounded feedback control for smart parameter-controllable composite structures[J]. **Journal of Sound and Vibration**, 2015, 339: 38-55.
- [10] 张巍, 应祖光, 胡荣春. 拉索非线性随机振动的最优有界半连续控制[J]. **噪声与振动控制**, 2014, 34(2): 133-135.
- [11] Stengel R F. **Optimal Control and Estimation**[M]. New York: John Wiley & Sons, 1994.