文章编号：1006-1355(2015)05-0102-05

主机与螺旋桨激励下某型散货轮船体振动差异特性研究

刘义军[1]，闫力奇[2]，曹贻鹏[2]

（1. 中国舰船研究设计中心，武汉 430064；
2.哈尔滨工程大学 动力装置工程技术研究所，哈尔滨 150001）

摘 要：船舶的低频振动与水下辐射噪声是船舶最主要的噪声源，该振动噪声频谱通常分布在80 Hz以下的频段内，该频段内噪声源主要由主机激励和螺旋桨激励两部分构成。利用有限元法，基于某30 000 DWT型散货轮实际船型的尺寸和主机的安装位置建立带有主机、轴系、螺旋桨的船体有限元分析模型，进行模态分析，得到整船的固有特性。并在此基础上，分别计算主机机座垂向激励和螺旋桨轴向、垂向激励下整船的振动传递函数，获取两激励源引起船体振动的差异特性，为船舶动力系统设计与船体振动噪声控制提供参考。

关键词：振动与波；船体振动；柴油机；螺旋桨激励；有限元

中图分类号：U644.2 **文献标识码**：A DOI编码：10.3969/j.issn.1006-1335.2015.05.021

Difference Characteristic Analysis of Cargo Ship Vibration Caused by Low-speed Diesel Engine and Propeller

LIU Yi-jun[1]，*YAN Li-qi*[2]，*CAO Yi-peng*[2]

（1. China Ship Research and Design Center, Wuhan 430064, China;
2. Research Institute of Power Engineering Technology, Harbin Engineering University, Harbin 150001, China）

Abstract: Low frequency vibration of ship hull and underwater radiation noise are the main noise sources of ships. This vibration usually can be found in the low frequency range below 80 Hz, which is mainly caused by diesel engine exciting force and propeller exciting force. In this paper, the finite element model of a real 30 000 DWT cargo ship was established. This model includes diesel engines, shaft system, propeller and hull of the ship. Modal analysis was done for the model and the natural frequencies of the ship were obtained. On this basis, the vibration transmission functions of the ship hull caused by the diesel engine and the propeller exciting forces were analyzed and the characteristic of the ship vibration caused by these forces were studied. The results can be used as a database for ship propulsion system design and vibration control.

Key words: vibration and wave ; hull vibration ; diesel engine ; propeller exciting force ; finite element method

随着船舶振动及噪声源研究的完善，主机激励与螺旋桨激励对船体振动的贡献越发凸显，并逐渐成为船舶设计和建造的重要衡量标准之一。主机激励力包括气缸压力、十字头敲击、配气系统、传动系统激励等成分，与主机转速、气缸数、冲程等参数相关；螺旋桨激励力主要由桨叶在不均匀伴流场中运转产生，与桨叶数、轴系转速有关，该激励力主要经由轴系、支撑轴承和推力轴承作用于船体，引起船体较强的低频振动。船舶主机是引起船体振动的一个主要振源，据统计，70 %的船体振动是由柴油机所致[1]。近年来，有不少学者在船体振动方面也进行了一些研究，大致可分为全船模态及响应分析、尾部结构振动及上层建筑振动三个方面[2]。在陈椿芳的

收稿日期：2015－01－14
基金项目：国家自然科学基金项目（50909023）
作者简介：刘义军(1980－)，男，湖北省武汉市人，高级工程师，主要从事船舶动力装置研究。
E-mail: 15636814755@163.com
通讯作者：曹贻鹏，男，黑龙江省哈尔滨市人，博士。
E-mail: yipengcao@hrbeu.edu.cn.

“船体振动与主机顶部支撑的作用”一文中阐述了以主机为激励源的船体振动情况，文章指出，简谐激振频率靠近船体结构固有频率时共振；自由力矩作用在或靠近船体结构的振动节点处时引起振动；自由力矩的振幅必须超过船体结构阻尼的影响才能引起船体振动[3]。在随着主机振动的有效抑制，螺旋桨表面力激励船体振动问题逐渐体现出来。2003年张淑茳教授以某巡逻艇的船体结构为依据，计算该艇在螺旋桨和主机产生的周期力作用下的整体响应，结果表明船尾螺旋桨处及主机机座处响应值较大，可局部加强[4]。顾永宁教授等人利用有限元技术对船体总振动、上层建筑及甲板局部自由振动在螺旋桨叶频水动压力激励下的响应进行预报分析[5]。随着研究的不断深入，发现螺旋桨激励力将经轴系作用于船体将引起船体较强振动噪声，它也是船舶结构的主要低频噪声源之一[6]。2009年冯国平等人用有限元法探讨了舰艇尾部纵向激励传递特性，结果表明，螺旋桨推进轴系通过三个路径将螺旋桨的激振力传给壳体，激起外壳体的振动并产生辐射噪声[7]。2011年谢基榕等人在铁木辛柯梁的基础上建立螺旋桨、轴系及船体耦合振动的分析模型，计算激励力直接作用到船体和经螺旋桨、轴系激励船体振动产生声辐射的差别，指出轴系振动对螺旋桨激励力引起船体振动并产生辐射噪声的关键作用[8]。朱理等人在考虑螺旋桨脉动压力和轴承力的影响下，开展螺旋桨激励力对船体振动的研究。结果表明，四桨同时推进对减小舰船振动效果最好[9]。

因此，本文针对典型船舶动力系统布置形式，如图1所示，计算主机激励和螺旋桨激励引起的船体振动传递函数，分析两种形式激励引起的船体振动差异，并获取引起船体低频振动的主要激励源。

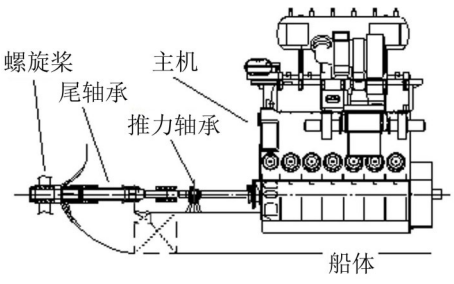


图1 船体动力系统布置形式

1 有限元分析基本理论

有限元分析模型中，由于船体一般主要由钢板焊接而成，并且船体表面多数为薄板和曲面结构，钢板主尺寸一般大于其厚度的10倍以上，因此主要采用壳单元的形式划分船体。用体单元的网格形式划分柴油机，采用梁单元的网格形式划分螺旋桨，对于轴承处则采用质量单元的形式划分。

由有限元法，可得多自由度系统的动力学方程为

$$[\boldsymbol{M}]\{\ddot{\delta}\}+[C]\{\dot{\delta}\}+[K]\{\delta\}=\{f(t)\} \tag{1}$$

其中$[\boldsymbol{M}]$为系统结构的总质量矩阵；$[\boldsymbol{K}]$是系统结构的总刚度矩阵；$[\boldsymbol{C}]$为系统结构的阻尼矩阵；$\{\delta\}$为节点的位移列阵；$\{f(t)\}$为节点等效动载荷列阵；$\{\ddot{\delta}\}$是节点的加速度列阵；$\{\dot{\delta}\}$是节点的速度列阵。当忽略阻尼影响，运动方程简化为

$$[M]\{\ddot{\delta}\}+[K]\{\delta\}=\{f(t)\} \tag{2}$$

令$\{f(t)\}=0$，则(2)式变为无阻尼多自由度系统的运动微分方程

$$[M]\{\ddot{\delta}\}+[K]\{\delta\}=0 \tag{3}$$

即

$$\det([K]-w^2[M])=0 \tag{4}$$

从(1)式和(4)式即可分别获得待解系统的响应特性和固有特性。

2 分析模型描述

以某30 000 DWT散货轮作为计算对象，其结构主要分为五个货舱、动力舱、艏尖舱和上层建筑等，结构件多为板梁结构。船体主尺度参数如下：型长128 m，型宽22 m，型深14 m，设计吃水9 m，方形系数0.82。计算模型离散后的三维有限元模型如图2所示，该模型包括单元261 603个、节点333 630个。

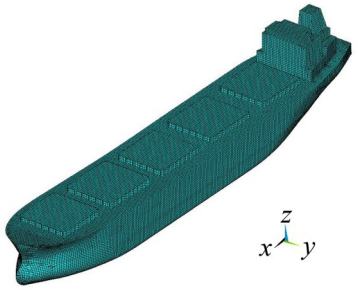
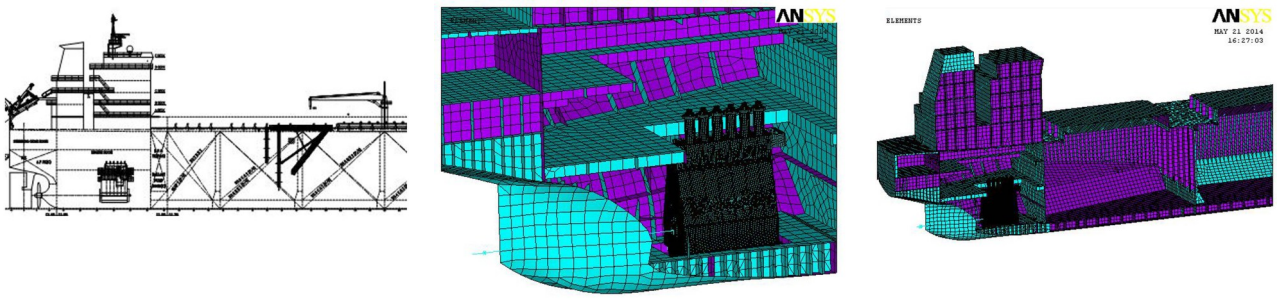


图2 船体有限元模型

如图3(a)所示，依照该船体实际艉部结构形式和低速机的布置位置，如图3(b)所示将低速机布置在船尾相对应的位置，柴油机的14个基座安装孔通过隔振器和船体基座相连，通过调整隔振器刚度可实现刚性、弹性安装状态。螺旋桨与轴系布置在柴油机后，主要由梁单元和质量单元组成。与船体的交界面是七个支撑轴承。激励力将主要通过支撑轴承、推力轴承传递到船体。



(a) 实际艉部结构 (b) 艉部结构局部有限元模型 (c)艉部结构有限元模型

图 3 带有主机的船体模型

3 振动固有特性及响应特性分析

3.1 振动固有特性

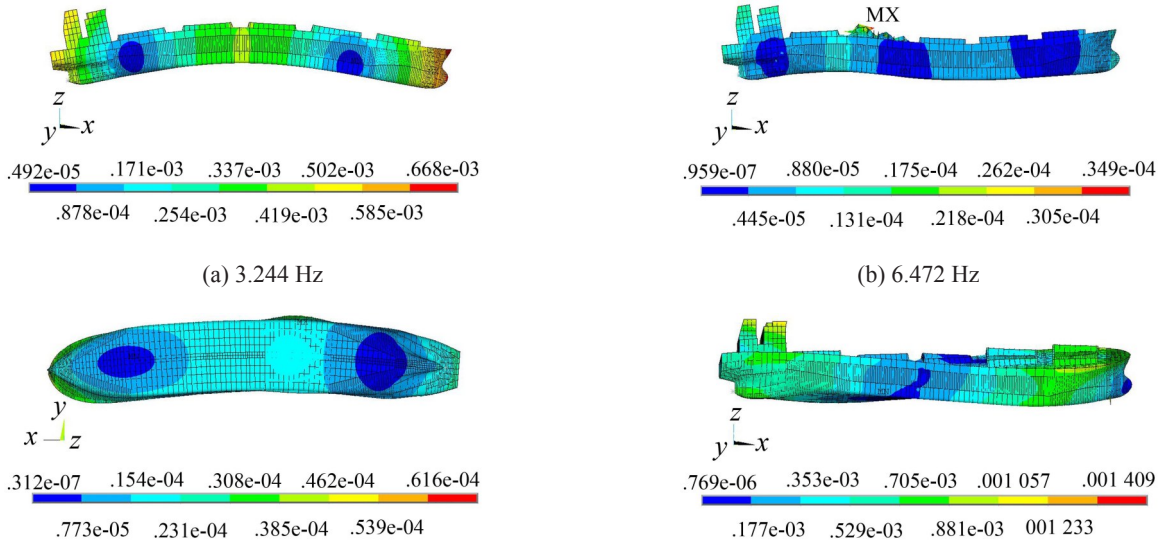
结构的振动模态决定了结构不同参考点在相应频率激振力激励下的振动幅值差异及整船的振动分布情况，因此首先对计算模型进行模态分析，得到其固有振动特性。

利用已建立的散货轮计算模型，采用有限元方法进行模态分析，计算其前500阶固有频率。由于船体结构的尺度及其板、梁连接件的复杂性，船体固有频率密集，存在大量的船体结构局部振动情况，如底部平面的弯曲、舱板弯曲、上层建筑局部、艏部局部弯曲等。在进行全船的模态分析时，对结构的局部振动模态进行了甄别，仅选取部分特征频率下的典型全船整体振动作介绍说明，振动固有频率如表1所示，对应振型如图4所示。

由于选用的某30 000 DWT散货轮计算模型轴向尺寸较大，故其全船整体振动特性类似于梁结构。对于此类大开口船舶来说，其整体振动固有频率较低。以计算模型为例，在0～10 Hz的较低频段内即包含了6阶次的弯曲振动固有频率和2阶次的扭转振动固有频率。其中6阶次的弯曲振动固有频率包含4阶次的垂向弯曲振动固有频率和2阶次的水平方向弯曲振动固有频率。文中仅给出3阶次的结构弯曲振动模态和1阶次的扭转振动模态以作说明，如图4(a)、(b)所示为整船垂向振动的振型，图4(c)

表 1 船体固有频率

模态数	频率	振型
1	3.244	整体垂向1阶弯曲
2	5.363	整体2阶弯曲，艏部局部
3	6.472	整体2阶弯曲，中部局部
4	5.404	整体水平1阶弯曲
5	6.977	整体1阶扭转
7	9.709	整体2阶弯曲



(a) 3.244 Hz (b) 6.472 Hz

(c) 5.404 Hz (d) 6.977 Hz

图 4 典型频率下船体结构整体模态

为整船水平方向振动的第 1 阶固有振型，图 4(d)为整船第 1 阶扭转振动固有振型。需要指出的是，上文论述的仅为全船整体振动固有频率，实际在计算频段包含大量的船舶结构局部振动模态，这是船体振动的特点。

3.2　主机与螺旋桨激励船体差异特性研究

利用现有船体模型，分别在主机基座位置施加垂向激励、螺旋桨位置施加轴向、垂向激励，计算船体尾部、首部、中部、上层建筑等位置的振动传递函数，如图 5 所示。其中 1、2 点位于上层建筑；3、4 点分别位于轴系螺旋桨端和中间轴承；5 点位于主机基座；6、7、8 点位于龙骨；9、10 点位于艏部。图 6 给出船体各参考点位置的传递函数。

在 50 Hz 以内的低频段，主机激励引起的船体振动传递函数小于螺旋桨激励，此趋势在船体各位置均有体现，而 100 Hz 频率以上，主机激励引起的船体振动传函幅值较高。

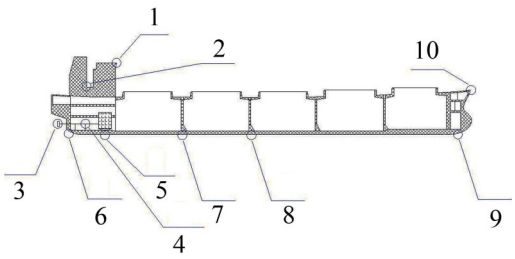
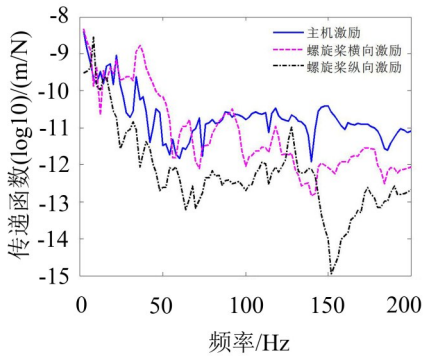
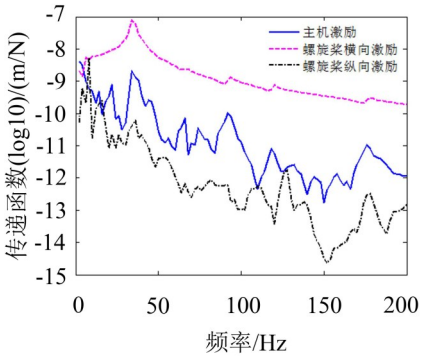


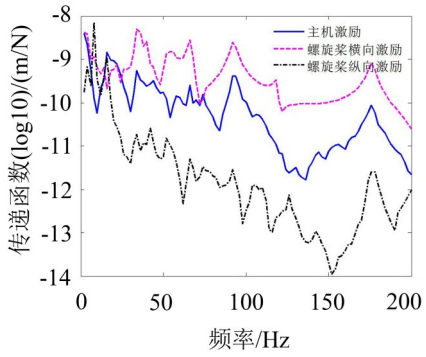
图 5　船体振动传函参考点位置



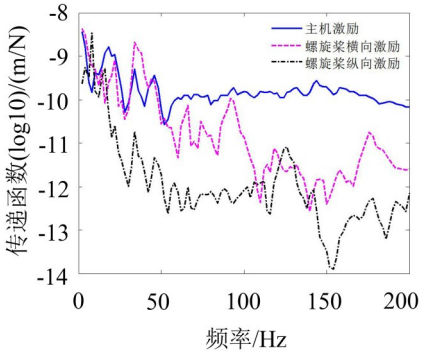
(a) 参考点 1



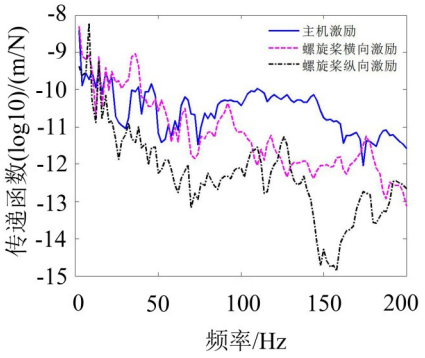
(b) 参考点 3



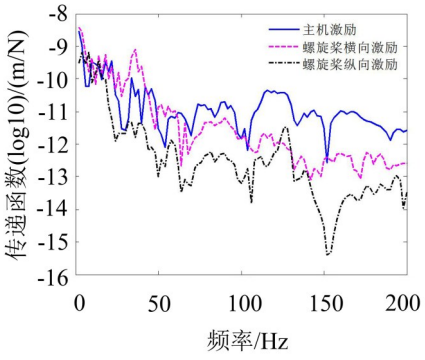
(c) 参考点 4



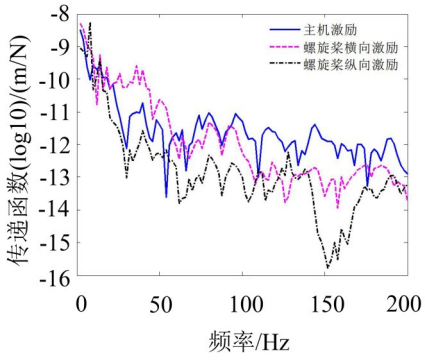
(d) 参考点 5



(e) 参考点 7



(f) 参考点 8



(g) 参考点 9

图 6　船体各参考点振动位移传递函数

如图6(b)—(c)为轴系螺旋桨端和中间轴承上的垂向参考点振动响应传函，其中螺旋桨端的振动曲线中，轴系横向振动体现的较为明显，峰值为30 Hz，对应于轴系弯曲振动固有频率，幅值远高于其它两条曲线；轴系纵振固有频率为10 Hz，在图6各参考点中由螺旋桨纵向激励引起的振动响应中均有体现，上述结果表明螺旋桨激励力形式和轴系本身振动固有特性对船体振动响应影响明显。

图6(d)为主机基座参考点，相当于原点导纳，峰值为船体和隔振基座的振动频率，曲线的幅值较高。图6(a)、(f)与(g)分别位于上层建筑、船体中部和尾部，由于船体低频振动主要体现于整船振动，因此尽管各激励力均作用于船尾，但船体首部振动量级也较高，该振动响应规律具有一致性；由于轴系振动特性的参与，螺旋桨激励力引起的船体振动响应曲线中的峰值多于主机激励，该峰值包括了轴系振动和船体振动固有频率，因此在船体设计过程中，应充分考虑螺旋桨、轴系、主机、船体的匹配设计，避免固有频率重合而造成的振动量级偏高的现象。

4 结 语

基于某30 000 DWT散货轮，利用有限元方法建立螺旋桨、轴系、主机、船体耦合振动求解模型。分别计算主机激励与螺旋桨激励船体引起的振动响应传函。分析主机激励和螺旋桨激励引起的船体振动响应差异，结论如下：

(1) 整船振动固有频率较低，在0～10 Hz的较低频段内即包含了6阶次的弯曲振动和2阶次的扭转振动，整个计算频段内包含了大量的局部模态；

(2) 在50 Hz内的低频段，螺旋桨激励引起的船体振动占主导地位，100 Hz频率以上，主机激励引起的船体振动传递函数幅值较大；

(3) 对于螺旋桨激励力，轴系作为该激励力传递到船体的唯一途径，其固有频率较强的参与到船体振动中，使得轴系固有频率下的船体振动量级偏高；

(4) 船体在各激励力作用下的低频振动主要体现为整船振动，尽管激励力均作用于船体尾部，但首部的振动量级也较高。分析结果表明，在船舶主机匹配、船体结构设计环节中，应该充分考虑主机激励与船体振动固有频率的关系，尽量避免固有频率和激振相遇造成的共振现象。同时，在对于其他采用单台低速机作为其主要动力源的散货轮类型船舶动力装置系统匹配设计中，虽模型尺寸有差别，但由于激励源的相似性，所得结论也同样适用，可推广应用到类似船型的动力系统匹配和低噪声设计工作中。

参考文献：

[1] Zheng H . 2001. FEM/BEM analysis of diesel piston-slap induced ship hull vibration and underwater noise[J]. **Applied Acoustics**, 62: 341-358.

[2] 翁长俭. 我国船舶振动冲击与噪声研究近年进展[J]. **中国造船**，2001，(3)：68-84.

[3] 陈椿芳，陈吉斌. 船体振动与主机顶部支撑的作用[J]. **造船技术**，1997，(1)：30-34.

[4] 张淑茫，李治彬，杨燕. 船体振动响应预报研究[J]. **船舶工程**，2003，(4)：34-37.

[5] 顾永宁，鲍莹斌，陈伟刚. 船体振动响应预报[J]. **船舶工程**，1998，(5)：8-10.

[6] 曹贻鹏，张文平. 轴系纵振对双层圆柱壳体水下声辐射的影响研究[J]. **船舶力学**，2007，(2)：293-299.

[7] 冯国平，谌勇，黄修长，等. 舰艇尾部纵向激励传递特性分析[J]. **噪声与振动控制**，2009，(6)：132-135.

[8] 谢基榕，徐利刚，沈顺根，等. 推进器激励船舶振动辐射声计算方法[J]. **船舶力学**，2011，(5)：563-569.

[9] 朱理，庞福振，康逢辉. 螺旋桨激励力下的舰船振动特性分析[J]. **中国造船**，2011，(2)：8-15.