



上海交通大学学位论文

基于 CFD-MBD 方法的超大型集装箱船水 弹性响应研究

- **姓 名:** 贺帆
- 学号: 121010910115
- 导师:赵伟文
- **学 院:**船舶海洋与建筑工程学院
- 学科/专业名称: 土木水利(船舶与海洋工程)
- **学位类型:**专业型
- **申请学位层次:**硕士

2024年1月



A Dissertation Submitted to

Shanghai Jiao Tong University for Master/Doctoral Degree

Research on Hydroelastic Response of Ultra Large Container Ships Based on CFD-MBD Method

Author: Fan He Supervisor: Weiwen Zhao

School of Naval Architecture, Ocean and Civil Engineering Shanghai Jiao Tong University Shanghai, P.R.China January 24th, 2024



上海交通大学 学位论文原创性声明

本人郑重声明:所呈交的学位论文,是本人在导师的指导下,独立进行研究 工作所取得的成果。除文中已经注明引用的内容外,本论文不包含任何其他个人 或集体已经发表或撰写过的作品成果。对本文的研究做出重要贡献的个人和集 体,均已在文中以明确方式标明。本人完全知晓本声明的法律后果由本人承担。

学位论文作者签名:加加

日期: 2024年1月22日

上海交通大学

学位论文使用授权书

本人同意学校保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和电子版,允 许论文被查阅和借阅。

本学位论文属于:

口公开论文

口内部论文,保密口1年/02年/03年,过保密期后适用本授权书。

□秘密论文,保密____年(不超过10年),过保密期后适用本授权书。

□机密论文,保密____年(不超过20年),过保密期后适用本授权书。

(请在以上方框内选择打"√")

学位论文作者签名: 级机 指导教师签名: 赵伟 日期:2024年1月22日 日期:2024年1月22日



上海交通大学硕士学位论文答辩决议书



121010910115

姓名	贺帆	学号	121010910115	所在 学科	土木水利
指导教师	赵伟文	答辩 日期	2024-01-22	答辩 地点	木兰船建大楼A208
论文题目	基于CFD-MBD方法的超大型集装箱船水弹性响应研究				
投票表决结果: <u>5/5/5</u> (同意票数/实到委员数/应到委员数) 评语和决议:		员数) 答辩结论: 忆通过 口未通过			

超大型集装箱船面临的波浪中船体水弹性问题是当前的研究热点,论文开展了基于CFD-MBD方 法的超大型集装箱船水弹性响应研究,选题正确,具有重要的理论意义和工程实用价值。

论文主要工作和创新如下:

(1)构建了基于OpenFOAM和MBDyn的双向流固耦合计算方法,开展了水弹性标模S175船数值计算,并与试验和文献中的结果进行对比,验证了流固耦合方法的正确性;

(2)开展了20000TEU超大型集装箱船在波浪中的运动和水弹性响应数值预报,分析了弹性船体和刚性船体在船舶运动和载荷上的差异;

(3) 开展了20000TEU船在不同波长船长比工况下的水弹性响应数值预报,研究了波长、航速等 因素对船体水弹性响应的影响规律,对超大型集装箱船在波浪中的水弹性响应研究具有重要的参 考价值。

论文研究内容丰富,技术路线正确,内容翔实,结果可信。论文结构完整,条理清晰,逻辑性强。论文撰写行文流畅,图表规范。论文已达到硕士学位论文的要求,是一篇优秀的硕士论文。论文工作表明,作者已掌握本学科坚实的基础理论和系统的专门知识,具有独立从事科研工作的能力。

论文作者在答辩中思路清晰,回答问题正确。经答辩委员会投标决议,全票(5票)同意通过 论文答辩,并建议授予工学硕士学位。

2024年1月22日

答	职务	姓名	职称	单位	签名
辩	主席	邹早建	教授	上海交通大学	PALE_
委员	委员	陈伟民	研究员	上海船舶运输科学研究所	100200
会	委员	王金宝	研究员	中国船舶集团第七O八研究所	1/22
成员	委员	张怀新	教授	上海交通大学	5/947-14
签	委员	朱仁传	教授	上海交通大学	Fartz
名	秘书	庄园	助理研究员	上海交通大学	北国



摘要

随着世界航运业的发展,船舶的尺度不断增加,导致大型船舶的固有频率也不 断降低,更加接近波浪激励频率,使得船舶在一般的海况中的发生弹振和颤振等水 弹性响应更加明显,准确地估计船舶的水弹性响应对于船舶设计和航行安全具有重 要意义。

本文首先基于开源程序 OpenFOAM 和 MBDyn,通过使用多体动力学方法进行 船体运动和变形的模拟,形成了基于 CFD-MBD 的双向流固耦合计算方法,并且分 别对溃坝流冲击弹性挡板的过程以及弹性 S175 集装箱船在规则波中的运动进行了数 值模拟,并通过对比文献中的试验和数值计算的结果,对该双向流固耦合方法的适 用性和准确性进行了验证。

在对本文中的数值方法进行了验证之后,对一艘 20000TEU 的超大型集装箱船 在波浪中的运动和水弹性响应进行了数值预报。通过对比弹性船体与刚性船体的运 动时历以及船舯截面处的弯矩时历,发现相较于刚性船,弹性船各个截面处的弯矩 时历有着较为明显的非线性特征,在船舯截面处,弹性船的垂向弯矩因为非线性成 份的存在,并且弹性船体的垂向弯矩幅值会略大于刚性船体。还通过弹性船和刚性 船体表面流场压力进行模态分析,发现弹性船体与刚性船体的流场压力第一阶模态 主要是受船体刚体运动影响,更高阶的模态则与船体梁的变形有关。此外,还对弹 性船体在不同波长船长比的波浪中以不同航速的运动和水弹性响应进行了数值模拟, 发现在不同航速下,船舯处的垂向弯矩幅值均在波长船长比为 1 时最大。在同样的 波浪工况中,船舯截面处的弯矩幅值会随着航速的增加而增大,船体截面垂向弯矩 时历的非线性特征也会相应地变得更加明显,即弯矩时历中的高频成份更加明显。

综上,本文基于 CFD-MBD 方法实现了船舶粘流水弹性响应的数值模拟研究, 对比分析了船体弹性以及波浪参数对船舶运动响应和水弹性响应的影响,为船舶粘 流水弹性响应问题的研究提供一定的参考和借鉴。

关键词: CFD-MBD 方法, 流固耦合, 水弹性响应, 超大型集装箱船

I





ABSTRACT

With the growth of the global shipping industry, the continuous increase in the size of ships has led to a decrease in the natural frequencies of large vessels, bringing them closer to the excitation frequencies of waves. This phenomenon has made the hydroelastic responses such as springing and whipping more pronounced in general sea conditions. Therefore, accurately estimating the hydroelastic response of ships is crucial for ship design and navigational safety.

This paper initially develops a two-way fluid-structure coupling computational method based on CFD-MBD, utilizing open-source programs OpenFOAM and MBDyn, and applies it to simulate the motion and deformation of ship structures using the multibody dynamics approach. Numerical simulations were conducted on the process of dam-break flow impacting an elastic barrier and the motion of an elastic S175 container ship in regular waves. The applicability and accuracy of this two-way fluid-structure coupling method were validated by comparing the results with experimental and numerical data from literature.

Following the validation of the numerical method in this paper, a numerical forecast was carried out for the motion and hydroelastic response of a 20000 TEU ultra-large container ship in waves. Comparing the motion time history and bending moment time history at the midship section of elastic and rigid hulls, it was found that, unlike rigid ships, the bending moment time histories at various sections of the elastic ship showed more pronounced nonlinear characteristics. At the midship section, the vertical bending moment of the elastic ship, due to the presence of nonlinear components, was slightly larger than that of the rigid hulls revealed that the first-order mode of the flow field pressure is mainly influenced by the rigid body motion of the hull, while higher-order modes are related to the deformation of the hull girder. Furthermore, numerical simulations were performed on the motion and hydroelastic response of the elastic hull in waves of various wavelength-to-ship length ratios at different speeds, revealing that the amplitude of the vertical bending



moment at the midship section is largest when the wavelength-to-ship length ratio is 1. Under the same wave conditions, the amplitude of the bending moment at the midship section increases with speed, and the nonlinear characteristics of the vertical bending moment time history of the hull section become more pronounced.

In summary, this paper conducts a numerical simulation study of viscous flow hydroelastic response of ships based on the CFD-MBD method, analyzing the impact of hull elasticity and wave parameters on the ship's motion response and hydroelastic response, providing a reference for research in the field of ship viscous flow hydroelastic response.

Key words: CFD-MBD, Fluid-structure interaction, Ship hydroelasticity, Ultra large container ship



论文

日金
日金

摘要	I
ABSTRACT	I
第一章 绪论	1
1.1引言	1
1.2 船舶水弹性问题国内外研究现状	2
1.2.1 水弹性响应的试验研究现状	2
1.2.2 水弹性响应的数值模拟研究现状	
1.3本文主要工作	9
第二章 数值计算方法	
2.1 流场计算方法	
2.1.1 流场控制方程及湍流模型	
2.1.2 自由液面捕捉方法	
2.1.3 动网格变形技术	
2.2 结构计算方法	14
2.2.1 多体动力学控制方程	
2.2.2有限体积多体梁单元	
2.3 耦合方法	
2.3.1 数据交换	
2.3.2 网格数据映射	
2.4本章小结	
第三章 CFD-MBD 流固耦合方法验证	
3.1 结构动力响应求解验证	
3.2 流场求解验证	25
3.2.1 流场造波验证	
3.2.2 溃坝流冲击刚性障碍物数值模拟	
3.3 流固耦合求解总体验证	



目录

3.3.1 溃坝流冲击弹性障碍物数值模拟	
3.3.2 S175 船舶数值模拟	
3.4本章小结	
第四章 规则波中的刚性船体与弹性船体的水弹性响应分析	
4.1 研究对象	
4.2 网格无关性验证	
4.3 刚性船体与弹性船体的水弹性响应对比	
4.3.1 垂荡和纵摇及垂向加速度对比	
4.3.2 船体截面垂向弯矩的对比	
4.3.3 刚性船体和弹性船体的流场压力的模态分析对比	
4.4本章小结	
第五章 规则波波浪参数对船舶水弹性响应的影响	
5.1 不同波长船长比对水弹性响应的影响	
5.2 不同航速对水弹性响应的影响	
5.3本章小结	76
第六章 总结与展望	77
6.1 论文总结	77
6.2未来展望	
参考文献	
攻读学位期间学术论文和科研成果目录	
致 谢	



冬	录
---	---

图1-1 MSC Napoli事件(左)和MOL Comfort事件(右)
图1-2 船体梁有限元模型和约束示意图
图2-1 VOF方法示意图
图2-2 三节点梁单元示意图
图2-3 流固耦合计算流程示意图19
图2-4 插值方法示意图
图3-1 悬臂梁模型示意图
图3-2 载荷时历曲线
图3-3 悬臂梁形变示意图
图3-4 自由端位移时历图
图3-5 固定端垂向弯矩时历图
图3-6 网格划分示意图
图3-7 波高时历对比
图3-8 溃坝流砰击刚性挡板算例示意图
图3-9 测点处压力时历对比
图3-10 溃坝流冲击弹性障碍物示意图
图3-11 网格加密示意图
图3-12 障碍物顶端位移时历图
图3-13 试验与数值模拟流场变化对比图
图3-14 数值模拟网格示意图
图3-15 船体梁分段划分示意图
图3-16 船体梁质量和截面抗弯刚度分布
图3-17 船舶运动时历曲线
图3-18 弯矩无因次量沿船长分布图
图4-1 20000-TEU集装箱船体型线图
图4-2 20000-TEU集装箱船的三维几何模型
图4-3 船体梁分段示意图
图4-4 船体梁两节点和三节点固有振型
图4-5 网格加密示意图
图4-6 船体运动时历曲线



论文

图录



比(其中G1,G2,G3的航速分别为0.432m/s,	不同航速时的计算结果对比	图5
	58m/s)	
比(其中H1,H2,H3的航速分别为0.432m/s,	不同航速时的计算结果对比	图5
	58m/s)	
比(其中K1,K2,K3的航速分别为0.432m/s,	不同航速时的计算结果对比	图5
	58m/s)	



表 录



1.1 引言

近几十年以来,船舶的大型化速度越来越令人瞩目,超大型集装箱船从万箱级 别发展到 2 万箱级别仅仅只间隔不到 20 年。对于国内来说,发展时间则更短,仅约 5 年左右。船舶大型化随之所带来的船舶结构安全问题也愈发突出。2007 年 1 月, 瑞士 MSC 公司租用的 275 米长的 4734TEU 集装箱船 Napoli 号在经历英吉利海峡的 恶劣天气后出现了船体结构裂缝和进水。2013 年 6 月,隶属 MOL 集团(商船三井) 的超巴拿马型集装箱船 MOL COMFORT 号由于船壳底板结构强度不足,突发事故, 船舶中部出现断裂,海水涌入货仓,随后沉没^[1]。MAIB 的调查确定,鞭笞是船体大 梁倒塌的一个合理原因。BV 进行的一项鞭笞效果评估得出结论,鞭笞可能导致 MSC Napoli 的波浪弯曲力矩增加 30%。事实上,一次严重撞击所引起的鞭笞反应足 以引起船中部分的崩溃。最大响应不是发生在短时间的冲击中,而是在随后的鞭笞 响应中。



图1-1 MSC Napoli 事件(左)和 MOL Comfort 事件(右) Fig. 1-1 MSC NAPOLI Accidents and MOL COMFORT Accidents

由于船长已逐渐超过各船级社关于载荷的使用范围,船体梁两节点垂向固有频 率变得越来越小,并且逐渐进入一般海况的遭遇频率的范围,船体遭受波浪砰击、 甲板上浪等非线性载荷的影响越来越大,导致超大型船舶对载荷的运动响应和结构 响应也呈现出了新的变化,更容易出现弹振和颤振等现象。这种现象已引起行业内 的广泛关注,因为水弹性响应导致的疲劳损伤不但对船舶的安全构成了威胁,还会 增加船舶的维修费用。



因此,为了能够对大型船舶的水弹性振动进行模拟,以此准确预报船舶所受的 波浪载荷,对船海结构的流固耦合问题的研究越来越重要。

1.2 船舶水弹性问题国内外研究现状

船舶在波浪中的水弹性响应问题的研究主要包括实船试验、模型试验、基于势流方法的数值模拟和基于粘流方法的数值模拟等方法。

1.2.1 水弹性响应的试验研究现状

船舶的水弹性试验一般可以分为实船试验与模型试验两大类。其中,实船试验 是指实尺度船舶在实际海洋环境中开展的反映船舶综合航行性能及各种响应特征的 试验研究方法。模型试验又可以细分为水池模型试验和大尺度模型海上试验两类。 其中,水池模型试验是应用最广泛的试验方法。试验水池的环境易于控制,可以为 深入开展参数化研究提供了稳定可靠的硬件条件。而大尺度模型海上试验则可以在 使用船模开展船体性能研究的前提下,最大程度地模拟海上实际的随机波浪环境和 船体六自由度耦合运动的效果,为船舶各项性能指标的设计优化提供重要参考。

在实船试验方面,Davis^[2]测量了一艘 86米长的高速双体渡轮在不同航速和浪向 下船体结构内的非定常载荷及随波高增加的非定常弯矩,确定了船舶在不同海况下 的幅频响应算子(RAO)。Gourlay^[3]使用高精度 GPS 接收器和固定基站测量了一个港 口的 16 艘进入或驶离的深吃水集装箱船体的升沉、纵摇和横摇运动,并分析了不同 配平和吃水状态的船舶最靠近海床的位置。Lee^[4]在一艘 8063TEU 的集装箱船上安 装了船体应力监测系统,记录了 2006 年至 2008 年间船体梁在特定条件下(如在地 中海的有限风暴波)的振动响应和其他导航数据,研究了动态垂向弯矩和船艏加速 度对船舶长期振动响应的影响。Nielsen^[5]对加拿大海军科考船 CFAV Quest 在大西洋 开展了两周的航行数据实测,记录了海上试验中船体的运动,验证了采用波浪浮标 类比法可以获得前进船舶位置的海况参数。Andersen^[6]对一艘 9400TEU 集装箱船开 展了船舯位置垂向弯矩的全尺度实船测量,并对高海况(约 8 米左右的显著波高) 下船体梁应力的水弹性贡献开展了测量和分析。Jacobi^[7]对一艘美国海军 98 米长的 穿浪双体船 HSV-2 Swift 开展了北海和北大西洋的高海况中砰击载荷响应的测量和 研究。



通过实船试验能够得到最真实的船体响应资料,对于所研究船型的综合性能评 估和优化具有重要价值。但是开展实船试验需要花费巨大的人力、物力、财力,获 得的试验数据仅对单一船型有效,并且试验过程中遭遇的风浪流载荷几乎难以复现。 除此之外,由于遭遇波浪载荷的随机性,对于船舶设计和安全性最重要的极端海况 在试验中很难遇到;即使遭遇极端海况,为了保护船舶和研究人员的安全,也会采 取主动降速、调整航向等风暴自存策略,因此难以获得极限状态下的试验数据。

在水池模型试验方面,现阶段国内外的水弹性试验主要采用两种船模开展,分 别是分段船体模型和全弹性船体模型。采用分段船体模型开展波浪弯矩的模型试验 方法是上世纪 50 年代由 Lewis^[8]提出的。随着水弹性试验方法的不断发展和日益完 善,现在已经基于分段船模水弹性试验发展出三种船模分段连接的设计方式:从船 艏到船艉的连续梁结构设计方式、采用具有一定弯曲刚度的金属测量梁连接木制船 体分段的设计方式、采用测力天平连接的设计方式。Storhaug^[9]对某铁矿石运输船的 四分段水弹性船模开展了不同速度下规则波和不规则波水池试验,研究了引起船舶 全局波激振动的激励源和大型驳船的附加疲劳损伤问题。Drummen^[10]对一艘 281 米 长的集装箱船开展了分段水弹性船模试验,研究了考虑水弹性的集装箱船极限强度 状态和极限疲劳状态设计中的非线性波浪垂向弯矩。Storhaug^[11]通过对一艘 360 米 超大型双岛集装箱船开展水弹性试验研究,分析了迎浪状态下船体的弹振和颤振响 应,深入研究了波激振动对不同截面疲劳和极限载荷的影响。Zhu^[12]开展了斜浪规 则波和不规则波下弹性船体的弯曲和扭转模态固有频率的模型试验,测量得到了弯 曲和扭转振动结果,根据试验数据推导了阻尼比、模态振型和模态矩,建立了基于 模态叠加原理的数值模型,并开展了时域上的模拟计算,预报了弯曲振动和扭转振 动对不规则波极端响应值的影响。Hong^[13]通过一系列的分段模型试验对大型集装箱 船的弹振和颤振响应开展了研究,并通过高阶弹振试验、共振和非共振弹振试验、 截断波谱试验分析了弹振响应的非线性效应和扭转的多种高阶模态。

不同于分段船模水弹性试验方法,全弹性船模方法采用低弹性模量的弹性材料 按照一定的相似关系直接制作整船的弹性船模。该方法对弹性材料的性能要求严格, 包括需具有足够大的振动阻尼、接近真实船舶材料的泊松比,以及线性的载荷-应变 关系。此外,材料还应易于加工,并能在常温下方便地附着应变片等实验材料^[14]。 Does^[15]采用玻璃聚酯纤维制作了三艘不同方形系数的船模,在试验水池中测量了船 模纵向弯矩的分布。Yamamoto^[16]采用具有较低弹性模量和较大振动阻尼的泡沫聚乙 烯作为模型材料制作了全弹性集装箱船模型,并在试验水池中对船模在迎浪中的运



动、纵向强度和波浪的非线性影响开展了测量和研究。Sawada^[17]采用了合成环氧树 脂做强度外壳,发泡聚氨酯塑性和铝棒做强度外壳,发泡聚氨酯塑性两种方法,制 作了集装箱船、高速巡逻船和散货船三种船型的全弹性船模。通过静力弯曲试验、 冲击试验等对船模的整体弹性特征进行了验证,最后通过水池试验得到了与海试结 果吻合良好的波浪弯矩数据。Watanabe^[18]采用合成树脂制作了两艘具有不同艏部形 状的全弹性船模,通过在规则波与不规则波中的水池试验研究了船艏形状对于上浪 和垂向波浪弯矩不对称性分布的影响。林吉如^[19]和李琪华^[20]通过板材试验最终选取 了 TE702 塑料作为整体弹性船模材料,制作了全弹性船模,并在规则波和不规则波 中开展了波浪中船模航行时结构动应力的测量,并于势流水弹性计算结果开展了对 比。

1.2.2 水弹性响应的数值模拟研究现状

基于势流理论的水弹性研究方法经过长期的发展和完善,形成了包括二维线性、 三维线性、二维非线性、三维非线性等多种求解方法。线性水弹性理论和非线性水 弹性理论之间的差别主要在于,线性理论仅适用于小波陡和船体的微幅运动与变形 情况,但是船舶产生结构损毁时所遭遇的海况通常都是十分剧烈的,水动力载荷的 强非线性以及结构材料和变形的非线性会诱发船体结构响应的非线性,而这也正是 非线性理论中进一步完善和发展的研究内容。

二维水弹性力学理论一般忽略船体沿船长方向的运动、变形以及水动力的相互 干扰,将船体梁简化为非均匀的 Euler-Bernoulli 梁模型或 Timoshenko 梁模型,将流 场简化为二维流场,根据不同位置的边界条件来建立各个截面的流固耦合方程。二 维水弹性理论是随着船舶耐波性分析中的二维切片理论而引申得到的。Salvesen^[21] 基于二维切片理论预报了船舶在规则波中匀速行驶时的垂荡、纵摇、横摇、偏航运 动以及垂向弯矩、水平弯矩、扭转力矩和剪力。与试验结果对比显示迎浪工况下的 运动与载荷计算结果具有良好的吻合度,斜浪工况下的水平载荷也表现出了较好的 一致性。Betts^[22]和 Bishop^[23]针对弹性船开展了船体对称响应和反对称响应分析。 Newman^[24]基于细长体假设,推导了规则波下计算细长船体运动与载荷计算方法, 并与试验结果进行对比,验证其数值计算方法的准确性。钟铁毅^[26]基于二维船舶水 弹性理论,研究了波浪中波长与航速对船体梁固有频率的影响,并基于一艘 6.9 万

论文

吨的油轮对船体的波激振动响应开展了计算。王振鸿^[27]基于二维反对称水弹性理论, 通过将船体简化为 Timoshenko 梁模型,使用二维切片理论进行流场的计算,对 S175 进行数值模拟,得到其弯扭耦合响应,并与 S175 集装箱船试验数据进行了对 比,结果吻合良好。由于二维水弹性理论在基本假设中不考虑船体纵向的运动、变 形和流体载荷的不均匀分布,以二维切片作为指导思想,这就使得二维方法具有无 法考虑复杂艏部三维效应的影响,也不能计算具有多体或具有复杂几何外形的船舶 与海洋工程结构物的先天不足,因此大量学者针对三维水弹性方法开展了研究工作。 Inglis^[28]分别利用二维方法和三维方法计算了箱型船体的水动力问题,研究了速度边 界条件对三维船舶运动的影响。Price^[29]基于三维适航性理论,针对正弦规则波下运 动的弹性 SWATH 结构开展了水弹性响应计算,研究了结构前进速度对弹性 SWATH 结构动态响应特性的影响。Price^[30]在一般的三维水弹性理论中引入了 Morison 形式的近似修正,从而考虑了非线性流体力的影响,采用时域水弹性方法, 预报了弹性 SWATH 船舶在正弦波浪激励下的响应。吴梵^[31]基于三维水弹性理论开 发了一套舰船艉部振动问题研究的水弹性分析软件系统 HDSS, 该软件可以开展船 艉结构的弹性静力分析、模态分析和动力响应计算。谢永和^[32]基于三维水弹性理论 开发了针对有限水深中超大型 FPSO 的复合格林函数的数值计算程序,并对一艘 300K DWT FPSO 特定水深条件下的运动和载荷响应进行了研究。Iijima^[33]基于三维 水弹性理论,从试验和理论两方面开展了大开口船舶的对称和反对称振动模态分析。

二维非线性水弹性理论就是在线性理论的基础上,将二维切片上的流体附加质量和附加阻尼表示为时间的函数,考虑附加质量的变化率引起的砰击力^[34]。不同学者通过建立船体运动与载荷之间的数学关系,进而基于理论推导,解决了不同应用背景下的水弹性问题。宋竞正^[35]基于扩展的二维切片理论,将船体非直舷、船体振荡和船体剖面吃水瞬时变化等非线性因素纳入考虑,研究了规则波和不规则波中迎 浪航行时的结构动力响应。王杰德^[36]提出了一种新的流固耦合边界元方法,能够进 行考虑剪切和翘曲影响的船体薄壁梁的动力分析。通过这种方法,研究了开口箱型 悬臂梁的弯矩耦合振动的固有频率,并通过与试验数据的比较进行了验证。徐向东 ^[37]通过使用中国船舶科学研究中心开发的二维水弹性砰击与波激力矩计算程序,对 船体在受不同形式的载荷作用下的船体动力屈曲进行了研究。朱克强^[38]给出了舰船 结构开展水弹性分析计算的通用公式,以典型高速船为例,区分了结构总响应中的 线性和非线性成分。

论文

三维非线性水弹性理论就是在三维线性理论的基础上,考虑船舶在高海况中大幅度的入水出水运动所引起的二阶波浪载荷及二阶力诱发的船体结构非线性响应。 Wu^[39]建立了考虑二阶非线性水动力的三维浮体水弹性理论,研究了船舶在航行过程中二阶波浪力对船舶结构动力响应的影响。陈徐均^[40]在此基础上,进一步研究了浮体水弹性分析中二阶波浪力的影响,给出了三维非线性水弹性分析中带航速浮体的的二阶水动力系数的广义表达形式;并且针对锚泊系统与可变性体之间的相互作用开展了研究,并基于所提出的锚泊浮体的一阶及二阶水弹性分析理论开发了相应的水弹性计算程序。Tian^[41]在二阶水动力计算中考虑了由于船体刚性转动引起的非线性水动力作用和瞬时湿表面积变化的影响,对一艘以恒定速度 12kn 航行的SWATH船在不规则波中的水弹性响应开展了数值模拟研究。

势流水弹性理论得到了充分的发展,但是随着研究课题朝着剧烈海况下复杂结 构体与流场相互作用的方向发展,势流方法在学术研究与工程应用领域正逐渐暴露 其弊端。一方面,随着势流方法从二维发展到三维,从线性发展到非线性,基于势 流水弹性方法开展的船舶在波浪中运动与载荷预报的数值求解计算量正在日益增大, 采用势流方法开展数值计算所花费的时间正在逐渐增加,势流方法正在失去其计算 速度快的显著优势。另一方面,势流理论的基本假设是流体无粘、无旋,因此,诸 如波浪破碎、船舶底部和外飘砰击、甲板上浪、船艏出入水引起的自由面扰动等强 非线性流场特征无法采用势流进行有效地预报。

Hu^[42]开发了基于移动非结构化网格的有限元技术,提出了适用于牛顿流体的广 义伽辽金公式,实现了流体和结构的运动方程整合为单一变分方程的求解。基于此 方法,研究了固液混合物在垂直通道上的泊肃叶流动问题。Choi^[43]推导了单个粒子 在泊肃叶流中向前拖曳的稳态运动解析模型,采用直接耦合的数值模拟方法研究了 重于液体的圆颗粒在平面压力驱动流中的输运问题。Zhang^[44]开发出了一个用于求 解二维结构的屈曲和大变形的流固直接耦合程序,并基于二维人工心脏模型开展了 对比验证。Namkoong^[45]采用伽辽金有限元方法计算任意拉格朗日-欧拉法修正后的 N-S 方程,将流场和结构运动的控制方程合并为单个耦合变分方程进行求解,并通 过被平板分割的二维层流和由垂直平板在充满液体的腔内振荡引起的二维层流算例 开展了数值求解验证。Hu^[46]基于 SIMPLE 算法开发了一种整体隐式的流固耦合计算 方法,通过将结构解嵌入流体压力迭代循环中实现流场与结构响应的强耦合求解, 并以附加阻尼矩阵及流体诱导附加载荷的形式计及了结构在流体中运动的耦合效应; 通过与溃坝标模和有挡板的液舱晃荡标模开展对比,验证了其开发的粘流水弹性求



解程序的准确性。Nair^[47]采用同时求解非线性流体运动方程和结构运动方程的强耦 合浸入边界法,开展了直接流固耦合分析,并在几个二维流动问题上证明了所开发 方法的准确性、计算效率和可扩展性。

He^[48]使用边界元方法开展了流场计算,使用有限元方法开展了结构计算,使用 四阶龙格-库塔格式求解了流固耦合运动,研究了波浪与垂直弹性版之间非线性的水 弹性相互作用。Liao^[49]基于 FDM 与 FEM 结合的分区耦合方法,采用改进的高精度 双曲线切线捕捉自由界面(THINC),开展了晃荡液舱与弹性挡板之间的流固耦合研 究。Konig^[50]基于多物理场的分区耦合策略,在每个场内支持采用不同的离散化技 术和不同的求解器进行计算,搭建了通用的流固耦合接口软件框架 comana。并通过 与若干具体的求解器数据库的统一接口实现了求解器的交互,并据此开展了几个流 固耦合标模算例的验证。Ferrer^[51]基于开源软件平台 OpenFOAM,开发了多区域计 算流固动力学方法(CFSD),并将这种方法集成到自行开发的计算波浪与结构物相互 作用的求解器 wsiFoam 中,开展了弹性障碍物的溃坝标模和楔形体入水标模的数值 模拟验证,为进一步引入广义网格插值技术以提高计算精度和开发可压缩流体-结构 耦合计算求解器提供了基础的技术支持。Cinquegrana^[52]基于流固耦合接口程序 preCICE 和 CIRA FSI框架分区求解了高亚音速和低超音速下的非线性面板失稳问题。

2017 年,结构求解商业软件 Abaqus 开展与流场求解商业软件 STAR-CCM+的 合作,两方团队共同开发和完善了相关的流固耦合分析接口程序,使得单纯采用 STAR-CCM+和 Abaqus 就可以在不借助任何第三方工具(如 mpcci)的条件下开展流固 耦合分析。目前已有国内外许多学者采用 STAR-CCM+和 Abaqus 相结合的方式在船 舶与海洋工程领域开展水弹性数值模拟。Lakshmynarayanana^[53–55]基于 STAR-CCM+ 和 Abaqus 相结合的方式,针对弹性驳船和 S175 集装箱船分别开展了双向流固耦合 数值模拟,船体梁模型采用了 Timoshenko 梁模型,建立了梁节点变形与船体表面网 格节点变形的运动学约束关系,从而实现了弹性船体的弯曲。数值计算结果与试验 数据对比吻合良好。Jiao^[56]也基于 STAR-CCM+和 Abaqus 提出了一种 CFD-FEA 双 向耦合方法,用于预测船舶在规则波中的响应,通过与实验结果进行比较,认为该 双向耦合方法可以准确模拟波浪中船体的上浪、弹振和颤振载荷。





图1-2 船体梁有限元模型和约束示意图^[56] Fig. 1-2 The FE elements of the hull and the constraints^[56].

刘一^[57]基于 CFD-FEM 方法,通过 STAR-CCM+和 Abaqus 相结合,针对超大型 浮体(VLFS)开展了不同波浪环境下结构垂向位移的计算,并与水池试验数据和三维 板理论开展了对比验证,并进一步研究了浮体板厚、入射波波幅和 VLFS 的三维效 应对结构水弹性响应的影响。

柳光军^[58]基于 STAR-CCM+和 Abaqus,建立了船体的 CFD-FEM 双向耦合计算 方法,针对韩国 KRISO 所做的 6750TEU 集装箱船模型试验进行了数值模拟,对比 了 CFD-FEM 与试验结果和势流水弹性方法计算结果,验证了所开发方法和程序的 准确性。并在此基础上开展了波浪参数对船体六自由度运动和船舯截面处的垂向弯 矩的影响,同时对船体湿表面压力和船体梁垂向位移开展了模态分析。

除了商业软件,国内外很多高校研究团队也独立开发了船舶与海洋工程领域的 结构运动和载荷预报求解程序。美国 Stern 教授团队使用自主开发的基于 FDM 的 CFDShip-IOWA 求解器,进行了船舶在波浪中运动和载荷预报的数值模拟研究,研 究内容包括船舶在波浪中的快速性、操纵性、耐波性预报以及水弹性特性研究等。

Seng^[59]和 Oberhagemann^[60]分别各自基于 OpenFOAM 开源流体力学计算软件, 开发了确定波浪下船体结构振动与载荷的数值求解方法,两者都是采用 RANS 方程 求解流场,采用 Timoshenko 梁模型计算结构,基于分区耦合的思路,将结构计算模 块加入到流场求解过程中,开发了相应的双向流固耦合水弹性研究求解器。Seng 进 一步研究了船舯的垂向弯矩极端响应; Oberhagemann 则对于计算精度的改进开展了 深入研究,同时讨论了数值不确定性的估计问题。Hu 与日本船级社合作开发了基于 极端非线性水动力计算方法的 RIAM-CMEN 求解程序,用于预报恶劣海况下浮体遭 受的强非线性波浪和风载荷^[61-63]。课题组针对船舶和浮式风机平台等多种海洋工程 结构物开展了大量数值模拟验证工作,并通过在程序中实现和优化高精度的数值格 式来提高计算结果的精度,以实现流场细节的精细化数值模拟。



万德成教授课题组长期以来在基于 FVM 方法的 OpenFOAM 开源软件平台上开 展了大量科学研究,相继开发了船舶在波浪中运动与载荷预报的数值造波消波模块、 结构六自由度求解模块、重叠网格计算模块等^[64-66],还基于 MPS 方法开展了算法优 化工作,并在此基础上引入梁单元、实体单元、板壳单元模型,构建了 MPS-FEM 流固耦合求解策略,形成了具有独立知识产权的 MPSFSI 流固耦合求解器,基于大 量标模算例开展了求解器的验证工作^[67]。

Takami 和 Iijima^[68]也同样基于 CFD-FEA 开发了一种相互耦合的计算方法,并 以此研究了船体弹性变形产生的附加质量。Show 等^[69]通过将时域 Green 函数与 Timoshenko 梁相结合,提出了一种 BEM-FEM 方法,并以此预测了三艘集装箱船在 在波浪中的反应,并通过与试验数据的比较验证了结果的可靠性。Wei 等^[70,71]使用 基于 CFD-DMB 开发的耦合方法对 S175 船在聚焦波条件下的船舶的运动,并用该方 法对 S175 在破舱状况下船舶的运动以及水弹性响应进行了研究。

综上所述,随着现代船舶向着大型化、高速化发展,超大型船舶主尺度的不断 突破,导致超大型船舶对载荷的运动响应和结构响应也呈现出了新的变化,为了能 够对大型船舶的水弹性振动进行模拟,以此准确预报船舶所受的波浪载荷,对船海 结构的流固耦合问题的研究越来越重要。

1.3 本文主要工作

本文首先基于开源程序 OpenFOAM 和 MBDyn,通过使用多体动力学方法进行 船体运动和变形的模拟,形成了基于 CFD-MBD 的双向流固耦合计算方法。在验证 了该求解方法的适用性和准确性的基础上,对一艘 20000TEU 的大型集装箱船在波 浪中的运动和水弹性响应进行了数值模拟,对比了弹性船体和刚性船体对船舶运动 和水弹性响应的影响,并通过模态分析对船体表面压力分布进行了分析。还分析了 波长船长比以及船舶航速对船舶运动和水弹性响应的影响。本文的主要工作如下:

第一章为绪论。对船舶水弹性问题的研究背景进行了阐述,并对水弹性响应问题的试验研究现状以及数值模拟研究现状均进行了介绍。最后还简要介绍了本文的主要工作内容。

第二章为数值计算方法,主要介绍了本文中采用的数值方法。首先介绍了对弹性船舶在波浪中航行进行数值模拟时采用的基本数值方法。在分区流固耦合的数值模拟中,采用的流场求解程序和结构求解程序分别是开源 CFD 平台 OpenFOAM 中



论文

的 interFOAM 求解器以及开源多体动力学程序 MBDyn。在流场的数值计算中,采用 RANS 方程以及 k-omega SST 湍流模型进行粘性流场的求解,使用 VOF 方法进行 自由液面的捕捉;而结构部分,则是通过多体动力学方法,将船体简化为一根由多 个梁单元组成的船体梁来求解船体的运动以及变形。

第三章为 CFD-MBD 流固耦合方法验证。首先分别验证了流场求解部分和结构 求解部分的准确性。再使用该 CFD-MBD 方法分别对溃坝流冲击弹性障碍物的过程 进行了数值模拟,并与哈尔滨工程大学的试验进行了对比,验证了该求解器在简单 流固耦合问题中的适用性和准确性。最后,对弹性 S175 集装箱船在规则波中的运动 进行了数值模拟,并且与多篇文献中的结果进行了对比,验证了该求解方法在船舶 水弹性问题中的适用性和准确性。

第四章为弹性船体与刚性船体的水弹性响应对比。本章首先介绍了中国船舶科 学研究中心(CSSRC)做的 20000TEU 集装箱船水弹性模型试验的主要参数信息,包 括船型主尺度、波浪工况以及船体梁的质量分布和截面惯性矩等参数。随后,针对 波长船长比为 1.2、航速为 0.845m/s 的工况进行了网格无关性验证。最后,对该船 的弹性船体和刚性船体在波浪中的运动均进行了数值模拟,并对比分析了刚性船和 弹性船的运动和加速度时历、船体各截面处的垂向弯矩以及船体表面的流场压力的 模态。

第五章为波浪工况对船舶水弹性响应的影响。本章对 20000TEU 船在不同波长船长比中的运动和水弹性响应进行了数值模拟,研究了波长船长比对船体水弹性响应的影响。还对波长船长比为 0.8-2.0 时,船体以不同航速顶浪航行时的运动和水弹性响应进行了数值模拟,分析了航行速度对船体水弹性响应的影响。

第六章对文章的研究内容进行了总结,并阐述了对未来的展望。

本文的主要创新点在于,通过使用多体动力学方法,同时对船体的运动和变形 进行数值模拟,形成了基于 CFD-MBD 的粘流水弹性计算方法。并对一艘超大型集 装箱船的运动以及水弹性响应进行了数值预报,为超大型船舶的水弹性响应研究提 供参考和借鉴。



第二章 数值计算方法

本章节主要介绍了对弹性船舶在波浪中航行进行数值模拟时采用的基本数值方法。在流固耦合的数值模拟中,使用的是分区耦合的耦合策略。所谓分区耦合,就 是流场和结构场分别开展数值求解,在每个时间步内彼此交换耦合界面的变量信息, 从而实现流场和结构的相互作用。本文采用的流场求解程序和结构求解程序分别是 开源 CFD 平台 OpenFOAM 中的 interFOAM 求解器以及开源多体动力学程序 MBDyn。 在流场的数值计算中,采用 RANS 方程以及 k-omega SST 湍流模型进行粘性流场的 求解,使用 VOF 方法进行自由液面的捕捉;而结构部分,则是通过多体动力学方法, 将船体简化为一根由多个梁单元组成的船体梁来船体的运动以及变形。

2.1 流场计算方法

2.1.1 流场控制方程及湍流模型

数值模拟中采用为不可压缩的两相流 RANS(Reynolds-Averaged Navier-Stokes)方程进行非定常不可压粘性流体的求解。流体控制方程如下所示:

$$\nabla \cdot \mathbf{U} = 0 \tag{2-1}$$

$$\frac{\partial \rho \mathbf{U}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho (\mathbf{U} - \mathbf{U}_g) \mathbf{U}) = -\nabla p_d - \mathbf{g} \cdot \mathbf{x} \nabla \rho + \nabla \cdot (\mu_{eff} \nabla \mathbf{U}) + (\nabla \mathbf{U}) \cdot \nabla \mu_{eff} + f_\sigma + f_s$$
(2-2)

其中:**U**为速度,**U**_g为网格移动速度, $p_d = p - \rho g \cdot x$ 为流体动压力, ρ 是流体的密度,**g**为重力加速度, $\mu_{eff} = \rho(v + v_t)$ 为有效动力粘度,其中 $v n v_t$ 分别称为运动粘度和湍流涡粘度, f_σ 为两相流模型中的表面张力项; f_s 为消波区域所施加的源项。

通过引入湍流模式求解 RANS 方程中的雷诺应力。针对船舶与海洋工程领域中, 大尺度、非定常、高雷诺数的船舶运动问题,1994 年 Menter^[72]通过使用剪应力输运 方程(Shear Stress Transport, SST)公式,以混合函数的方式将标准 k-omega 模型和标 准 k-epsilon 模型的优点结合起来,提出 SST k-omega 模型,这种方法在靠近壁面处



使用 k-omega 模型, 在远场则使用 k-epsilon 模型。SST k-omega 模型的表达方式如下:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \nabla \cdot (\mathbf{U}k) = \tilde{G} - \beta^* k \omega + \nabla \cdot \left[\left(v + \alpha_k v_t \right) \nabla k \right]$$

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + \nabla \cdot (\mathbf{U}\omega) = \gamma S^2 - \beta \omega^2 + \nabla \cdot \left[\left(v + \alpha_\omega v_t \right) \nabla \omega \right] + (1 - F_1) CD_{k\omega}$$
(2-3)

式中, *k* 是湍动能, ω 是湍流耗散率。*F*₁ 是混合函数,利用 *F*₁ 混合函数可实现在远流场中标准 k-epsilon 模型的和近壁面上标准 k-omega 模型的切换。混合函数 *F*₁ 的定义如下:

$$F_{1} = \tanh\left\{\left\{\min\left[\max\left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^{*}\omega y}, \frac{500\nu}{y^{2}\omega}\right), \frac{4\alpha_{\omega 2}k}{CD_{k\omega}^{*}y^{2}}\right]\right\}^{4}\right\}$$
(2-4)

式中, CD* 的表示为:

$$CD_{k\omega}^* = \max\left(CD_{k\omega}, 10^{-10}\right) \tag{2-5}$$

$$CD_{k\omega} = 2\sigma_{\omega 2} \nabla k \cdot \frac{\nabla \omega}{\omega}$$
(2-6)

(2-3)中*G*表示为:

$$\tilde{G} = \min\left\{G, c_1 \beta^* k \omega\right\}$$
(2-7)

式中, c_l=10; G为产生项, 定义如下:

$$G = v_t S^2 \tag{2-8}$$

*S*为应变率的不变量,通过标准 k-omega 模型中的应变张量率 *S_{ij}*(Strain Rate Tensor) 得到,表现形式如下:

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\nabla \mathbf{U} + \nabla \mathbf{U}^T \right) v_i S^2$$

$$S = 2 \sqrt{2S_{ij} S_{ij}}$$
(2-9)

湍流粘度v_t由下式所得:

$$v_t = \frac{a_1 k}{\max\left(a_1 \omega, SF_2\right)} \tag{2-10}$$



其中, a1=0.31; F2为混合函数:

$$F_{2} = \tanh\left\{\left[\min\left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta^{*}\omega y}, \frac{500v}{y^{2}\omega}\right)\right]^{2}\right\}$$
(2-11)

2.1.2 自由液面捕捉方法

本文采用流体体积法即 VOF 法进行水与空气交界面的捕捉。VOF 定义了一个 变量 α 来表示流体的相分数,表示为:

$$\begin{cases} \alpha = 0, \qquad 空气 \\ \alpha \in (0,1), \qquad 自由液面 \\ \alpha = 1, \qquad \land \end{cases}$$
(2-12)

VOF 的气液交界面并非直接通过计算得到,而是通过跟踪流体相体积分数,处理每个网格内的相体积分数来获得的。VOF 方法处理得到的界面质量与网格密度有关,网格越密,则处理得到得气液界面就越薄,图 2-1 是 VOF 模型为界面重构的多相流模型。



图2-1 VOF 方法示意图 Fig. 2-1 Schematic diagram of the VOF method

每个网格单元的流体密度 ρ 和动力粘度 μ 的可以通过相体积分数 α 来表示:

$$\rho = \alpha \rho_{\text{water}} + (1 - \alpha) \rho_{\text{air}}$$
(2-13)

$$\mu = \alpha \mu_{water} + (1 - \alpha) \mu_{air}$$
(2-14)

式中, ρ_{air} 是空气的密度; ρ_{water} 是水的密度; μ_{air} 是空气的粘度; μ_{water} 是水的粘度。



因此,捕获自由表面的传输方程表示为:

$$\frac{\partial \alpha}{\partial t} + \nabla \cdot (\alpha \boldsymbol{u}) + \nabla \cdot [\alpha (1 - \alpha) \boldsymbol{u}_c] = 0$$
(2-15)

$$\boldsymbol{u}_{c} = c \mid \boldsymbol{u} \mid \frac{\nabla \alpha}{\mid \nabla \alpha \mid}$$
(2-16)

式中, uc是需要模化的速度; c是可控的压缩因子。

2.1.3 动网格变形技术

船体在发生运动以及变形之后,船体表面的空间位置发生了变化,将使用 OpenFOAM 中的动网格变形技术(Dynamic Mesh Deformation Technique),在计算过 程中,动网格变形技术不会改变网格节点的数量和单元间的拓扑关系,而是通过移 动网格节点的位置,使网格单元发生拉伸、压缩、平移、旋转等变形,以此更新结 构物表面的空间位置,使结构的边界与运动后的网格表面相匹配。通过解下边的拉普 拉斯方程,可以求得网格节点的位移。

$$\nabla \cdot \left(\gamma \nabla X_g\right) = 0 \tag{2-17}$$

其中, X_g 为网格节点位移; γ为扩散系数, 与单元中心到运动边界之间距离r的关系 如下:

$$\gamma = \frac{1}{r^2} \tag{2-18}$$

2.2 结构计算方法

多体系统由多个互相通过约束连接的物体组成,构成一个复杂的系统结构。在 多体动力学软件处理过程中,为不同物体设立独立坐标系统和各自的自由度。通过 约束来实现物体间的联接,从而在不同自由度之间建立联系。应用拉格朗日动力学 原理来建立动力学方程,并对系统的动力响应进行求解。



2.2.1 多体动力学控制方程

在多体动力系统分析中,为了维持运动方程的对称性,将选择一组相关联的坐标 q₁,q₂,...,q_n的坐标,其中 n 大超过了系统自身的自由度总数。此外,该系统还包含 m 个约束方程,其中 m 等于 n 减去系统自由度的个数 N。

约束条件的一般表示形式为如下:

$$f_{1}(q_{1}, q_{2}, \dots, q_{n}) = 0$$

$$f_{2}(q_{1}, q_{2}, \dots, q_{n}) = 0$$

$$\dots$$

$$f_{m}(q_{1}, q_{2}, \dots, q_{n}) = 0$$
(2-19)

对式(2-19)进行变分,结果为:

$$\delta f_1 = \frac{\delta f_1}{\delta q_1} \delta q_1 + \frac{\delta f_1}{\delta q_2} \delta q_2 + \dots + \frac{\delta f_1}{\delta q_n} \delta q_n = 0$$

$$\delta f_2 = \frac{\delta f_2}{\delta q_1} \delta q_1 + \frac{\delta f_2}{\delta q_2} \delta q_2 + \dots + \frac{\delta f_2}{\delta q_n} \delta q_n = 0$$

......
(2-20)

$$\delta f_m = \frac{\delta f_m}{\delta q_1} \delta q_1 + \frac{\delta f_m}{\delta q_2} \delta q_2 + \dots + \frac{\delta f_m}{\delta q_n} \delta q_n = 0$$

对每一个 $\delta f_i(i=1,2,\dots,m)$ 乘以一个未知的时间函数 $\lambda_i(t)$,并且将这个乘积在时间间隔 t_1 到 t_1 上积分,然后加到 Hamilton 变分方程中去,完成变分后得下述方程:

$$\int_{t_{1}}^{t_{2}} \left\{ \sum_{i=1}^{n} \left[-\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_{i}} \right) + \frac{\partial T}{\partial q_{i}} - \frac{\partial V}{\partial q_{i}} + Q_{wi} \right. \\ \left. -\lambda_{1} \frac{\partial f_{1}}{\partial q_{i}} - \lambda_{2} \frac{\partial f_{2}}{\partial q_{i}} - \dots - \lambda_{m} \frac{\partial f_{m}}{\partial q_{i}} \delta q_{i} \right] \right\} dt = 0$$
(2-21)

其中T为多体体系的动能,V为多体体系的势能, Q_{wi} 为外力。因为 δq_i ($i=1,2,\cdots,n$) 是主观任取的,所以式(2-21)中求和项为零,此式才有解,式(2-21)可以变化为:

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i}\right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial V}{\partial q_i} + \lambda_1 \frac{\partial f_1}{\partial q_i} + \lambda_2 \frac{\partial f_2}{\partial q_i} + \dots + \lambda_m \frac{\partial f_m}{\partial q_i} = Q_{wi}$$
(2-22)

其中*i*=1,2,…,*n*,将这*n*个式子改写为一个式子:

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}}\right) - \frac{\partial T}{\partial q} + \frac{\partial V}{\partial q} + \Phi_q^T \lambda = Q_w$$
(2-23)



第二章 数值计算方法

其中 Φ_a 为约束方程的雅阁比矩阵,为:

$$\Phi_{q} = \begin{bmatrix}
\frac{\partial f_{1}}{\partial q_{1}} & \frac{\partial f_{1}}{\partial q_{2}} & \cdots & \frac{\partial f_{1}}{\partial q_{n}} \\
\frac{\partial f_{2}}{\partial q_{1}} & \frac{\partial f_{2}}{\partial q_{2}} & \cdots & \frac{\partial f_{2}}{\partial q_{n}} \\
\cdots & \cdots & \cdots & \cdots \\
\frac{\partial f_{m}}{\partial q_{1}} & \frac{\partial f_{m}}{\partial q_{2}} & \cdots & \frac{\partial f_{m}}{\partial q_{n}}
\end{bmatrix}$$
(2-24)

体系的动能可以表示为

$$T = \frac{1}{2}\dot{q}^{T}M\dot{q}$$
(2-25)

将式(2-25)动能代入式(2-23)中,可以得到:

$$M\ddot{q} + \Phi_0^T \lambda = Q \tag{2-26}$$

其中矢量 Q包含 $\partial T / \partial q 、 \partial V / \partial q 、 <math>Q_w$ 。 约束条件的一般形式也可以表示为:

$$\Phi(q,t) = 0 \tag{2-27}$$

对式(2-27)对时间进行两次求导,分别可以得到:

$$\Phi_q \dot{q} = v \tag{2-28}$$

$$\Phi_q \ddot{q} = \gamma \tag{2-29}$$

其中ν、γ分别为微分之后的方程右项。 将式(2-26)与式(2-29)联立,写成下式

$$\begin{bmatrix} M & \Phi_q^T \\ \Phi_q & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{q} \\ \lambda \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q \\ \gamma \end{bmatrix}$$
(2-30)

其中 λ 为了满足约束条件的数值,在物理学的角度看来是维持约束的力。

2.2.2 有限体积多体梁单元

在多体动力学领域,柔体同样由一系列质点构成。通过离散化手段将柔性体分 解为多个节点,这些节点间的相对位置会随时间发生变化。在 MBDyn 中,采用了



有限体积梁单元来对细长可变形的结构元件进行建模。梁单元的内力函数与其参考 线的应变与参考线上的位于梁单元的中点的节点有关,在每个中间节点上,需要定 义一个本构定律,反映梁截面的材料和属性,用来确定这个梁单元的应变、曲率与 梁单元内部的力和力矩之间的关系。

本文使用的是 MBDyn 中的三节点梁单元模型,如图 2-2 所示,一个三节点梁单 元被分为三个部分,这三个部分与三个参考点有关,即中点和两个端点。它们通过 上的偏移与几何节点相关。这使得梁的弹性轴也可以偏离质心。每个节点都由位置 向量 *X*_n 和旋转矩阵 *R*_n 表征。基准线不需要具有某些物理意义(例如,轴向应力中 心、剪切中心或质心)。它考虑了梁的几何非线性和扭转刚度,允许模拟梁在三维空 间中的运动和形变,考虑到横向弯曲、剪切和轴向伸缩等效应,以便更准确地模拟梁 的行为。但在当前的研究中,只放开了船体梁沿中纵剖面的变形。图中的 node1、 node2 和 node3 为 MBDyn 中定义的三个节点,节点通常具有一组自由度,用于描述该 节点的位移和旋转。在三节点梁单元中,三个节点分别用于确定梁的起始和结束位置。 梁的内力以及弯矩将会在 pointI和 pointII处进行计算:

$$\begin{cases} F_{xx} \\ F_{yy} \\ F_{zz} \\ M_{xx} \\ M_{yy} \\ M_{zz} \end{cases} = f \begin{cases} \varepsilon_{xx} \\ \gamma_{yy} \\ \gamma_{zz} \\ \kappa_{xx} \\ \kappa_{yy} \\ \kappa_{zz} \end{cases}, \begin{cases} \dot{\varepsilon}_{xx} \\ \dot{\gamma}_{yy} \\ \dot{\gamma}_{zz} \\ \dot{\kappa}_{xx} \\ \kappa_{yy} \\ \kappa_{zz} \end{cases}$$

$$(2-31)$$

其中, F_x 代表轴向力分量, F_y ,和 F_z 代表剪力分量, M_x 代表扭矩矩阵分量, M_y , 和 M_z 代表弯曲矩阵分量, ε_x 、 ε_y 和 ε_z 分别表示轴向应变和剪切应变系数, κ_x 、 κ_y 和 κ_z 则表示弯曲曲率参数,f则表示梁材料本构定律的任意函数,梁材料本构法 则指描述梁材料的机械性质,例如弹性模量、屈服强度等。





图2-2 三节点梁单元示意图 Fig. 2-2 Schematic diagram of a three-node beam element

2.3 耦合方法

在流固耦合问题中,耦合方式可以分为直接耦合和分区耦合两种,直接耦合是 指通过构建所研究问题的流场-结构直接耦合模型,基于理论推导和必要的条件假设, 建立流场和结构统一求解的控制方程和数值计算流程,进而有针对性地开发计算程 序。而分区耦合,则是流场和结构场分别采用各自研究领域非常成熟的、已经得到 广泛应用的离散格式开展数值求解,在每一个时间步内彼此交换一次或者数次流固 耦合界面的变量信息,从而实现流场和结构的相互作用。在本文中所采用的耦合方 式为分区耦合,流场部分使用 OpenFOAM 中的 interFoam 求解器进行求解,结构部 分则使用 MBDyn 进行求解,通过 preCICE 进行船体表面位移与压力数值的插值和 传递。



2.3.1 数据交换

本文中耦合求解的计算流程如图 2-3 所示,流场和结构的模拟分别使用 OpenFOAM 和 MBDyn 进行,在耦合过程中,使用 preCICE 对这两套网格进行插值 和数据交换。结构求解器计算出结构物表面节点上的变形量之后,通过 preCICE 插 值 传 递 给 流 场 中 的 结 构 物 表 面 的 网 格 节 点,通过 使 用 OpenFOAM 中 的 displacementLaplacian 网格求解器,基于 Laplacian 扩散方程求解网格运动,再计算 出结构物表面的压力分布,再传递回结构表面的网格。

研究中使用的是双向强耦合,即在一个时间步内,流场和结构场进行多次数据 交换,迭代计算直到收敛。计算时,首先满足 PIMPLE 迭代的收敛性,然后再进行 流体和结构求解器之间的数据交换,最终直到外迭代收敛。为了控制计算量,限制 了每个时间步中的最大外迭代次数。



图2-3 流固耦合计算流程示意图

Fig. 2-3 Schematic diagram of fluid-structure interaction calculation flow



2.3.2 网格数据映射

在进行分区耦合计算时,还需要解决耦合面网格信息不匹配的问题。preCICE 通过数据映射(Data Mapping),将一个求解器中的结构物表面的网格单元上的数据投影到另一个求解器中结构物表面的网格单元上。

preCICE 提供了多种数据映射方法,可以分为连续(Consistent)和守恒 (Conservative)两类,图 2-4 为两类映射过程的示意图,图片中展示均为最近邻算法 (Nearest-Neighbor Mapping, N-N),除此外还有有最近邻投影算法(Nearest-Projection Mapping, N-P)和径向基函数映射算法(Radial-Basis Function Mapping, RBF)。

最近邻算法(Nearest-Neighbor Mapping)适用于源网格与目标网格节点位置差异较小,对使用场景无限制,但是精度有限;最近邻投影算法(Nearest-Projection Mapping, N-P)则适用于源网格与目标网格节点位置差异较大,对使用场景无限制, 其精度相较于 N-N 提升明显;径向基函数映射算法(Radial-Basis Function Mapping, RBF)可根据使用场景选择适当基函数,相较于 N-N、N-P 消耗更多计算资源。



(a) Consistent mapping (b) Conservative mapping 图2-4 插值方法示意图

Fig. 2-4 Schematic diagram of the interpolation method

2.4 本章小结

本章主要介绍了在本研究中进行双向流固耦合数值模拟时所采用的数值方法。 主要包括了流体部分的计算方法、结构部分的计算方法以及流场和结构之间的数据



交换流程和插值映射方式。流场部分的计算方法主要介绍了对粘性流体力学计算时 采用的控制方程和封闭 RANS 方程时采用的 SST k-omega 湍流模型。以及在进行自 由液面的捕捉时所使用的 OpenFOAM 中的高精度自由液面捕捉 VOF 方法。还介绍 了流场网格在收到结构物表面位移量之后,进行网格变形时所采用的 OpenFOAM 中 的动网格变形技术。结构部分的计算方法主要介绍了进行多体动力学模拟时的控制 方程以及在数值模拟中用来对弹性船体进行建模的有限体积梁单元。最后还介绍了 在进行双向流固耦合数值模拟时的计算流程,以及流场中结构物表面和结构计算中 结构物表面网格的压力以及位移信息的插值映射方式。



第三章 CFD-MBD 流固耦合方法验证

在使用该 CFD-MBD 流固耦合方法对目标船型的水弹性响应进行求解之前,需要首先对该求解方法的准确性和适用性进行验证。因此,本章将首先对结构求解部分和流场求解两个部分分别进行验证,再使用该求解方法对溃坝流砰击弹性障碍物问题以及 S175 的水弹性响应问题进行数值模拟,验证求解器的总体性能。

3.1 结构动力响应求解验证

在进行流固耦合问题的模拟中,准确地求解出结构的变形至关重要。在本文提出的 CFD-MBD 耦合方法中,将基于多体动力学方法进行结构部分的数值模拟。在这一小节中,将通过对一根方形悬臂梁端部施加随时间变化的集中载荷,模拟悬臂梁的动力响应过程,验证文章中所采用的结构求解方式的精确度。

如图 3-1 是悬臂梁几何模型示意图,使用的悬臂梁的总长为 4m,截面形状为矩形,矩形的高度和宽度均为 0.05m。悬臂梁模型材料属性参考钢材,密度为7900kg/m³,弹性模量为 206GPa,泊松比为 0.3。悬臂梁在初始时刻水平放置,左端为固定端。



图3-1 悬臂梁模型示意图 Fig. 3-1 Schematic diagram of cantilever beam model

在悬臂梁的右端施加一个随时间变化的竖直向上的集中载荷,载荷随时间的变化过程如图 3-2 所示。从初始时刻(t=0s)到(t=0.2s)期间,集中载荷为零,从 t=0.2s 到 t=0.4s 期间,集中载荷从 0 开始线性增加到 1000N,并且之后保持不变知道结束。由



于这类问题不存在解析解,因此使用 Abaqus 软件对同样的过程进行了数值模拟,将 Abaqus 得到的悬臂梁自由端位移时历作为对照,将数值模拟结果与 Abaqus 计算结 果进行比较。



Tig. 5-2 Time instory of concentrated load

图 3-3 为悬臂梁在 t=0.5s 时刻的整体位移情况,图 3-4 为 MBDyn 与 Abaqus 的 梁端位移时历曲线对比图,图 3-5 为悬臂梁固定端垂向弯矩时历的对比曲线。通过 比较,由 MBDyn 模拟得到的悬臂梁自由端垂向位移时历曲线与商业软件 Abaqus 得 到的结果基本一致,认为该求解方法可以进行梁结构动力响应的模拟,对结构的动力学响应分析具有较好的精度和可靠性。



图3-3 悬臂梁形变示意图 Fig. 3-3 Deformation of cantilever beam




图3-4 自由端位移时历图 Fig. 3-4 Time history of displacement in free side



图3-5 固定端垂向弯矩时历图 Fig. 3-5 Time history of vertical bending moment in fixed side



3.2 流场求解验证

本小节将首先使用流场求解器对二维规则波进行模拟,验证流场求解部分的造 波功能,然后又对二维溃坝流冲击刚性障碍物进行数值模拟,并与哈尔滨工程大学 试验所测得的压力数值进行对比,以此验证流场中结构物表面压力求解的准确性。

3.2.1 流场造波验证

首先使用流场求解器对二维规则波进行模拟,图 3-6 为计算时所采用的二维网格,使用速度入口造波方法进行造波,对下表中的 Airy 波浪进行数值模拟,以验证流场求解的有效性。

Table 3-1 Parameters for regular waves				
波浪模型	波长	波高	水深	波周期
 Airy	7.816m	0.102m	7.816m	2.237s

表3-1规则波波浪参数表

计算域长度为 31.3m,高度为 11.7m,其中自由面与底部的距离为 7.816m。在 计算时选取距离入口边界 7m 处布置浪高测点来监测该处的波高变化。图 3-7 为波高 测点处数值模拟得到的波高与理论波高的对比,通过对比可以认为该求解器的造波 能满足计算需求。



图3-6 网格划分示意图 Fig. 3-6 Grid diagram





图3-7 波高时历对比 Fig. 3-7 Time series of wave height

3.2.2 溃坝流冲击刚性障碍物数值模拟

溃坝冲击刚性障碍物算例按照哈尔滨工程大学开展的溃坝二维刚性挡板实验模型进行设置,实验采取的是用三维水槽进行二维的模拟,CFD 计算则直接设置成二维模型进行计算。计算域尺寸为 2.000m×1.500m。如图 3-8(a)所示,水柱布置在计算域左下角,示意图中水柱尺寸为 0.500m×0.300m,刚性挡板高度为 0.400m。该试验中测点位置如图 3-8(a)所示。数值模型参照以上布置和参数建立,网格的划分如图 3-8(b)所示,网格总量约为 4 万。

冲击过程中,数值模拟与试验测得的测点处的压力时历如图 3-9 所示,通过对 比可以认为该求解器的压力求解与试验结果吻合较好,可以满足计算需求。









图 3-9 测点处压力时历对比 Fig. 3-9 Comparison of pressure time history at probe



3.3 流固耦合求解总体验证

3.3.1 溃坝流冲击弹性障碍物数值模拟

溃坝流对水槽底部弹性障碍物的砰击作用过程是一个经典的流固耦合问题,有 许多的学者都用这个模型来验证他们的流固耦合求解器。二维溃坝流冲击弹性障碍 物算例按照哈尔滨工程大学开展的溃坝二维弹性挡板实验模型进行设置。实验中是 在三维的水槽中进行的,在数值模拟中则是直接将其设置为二维模型进行计算,计 算域的设置与实验的水槽相同,为 2.000m×1.000m。计算域的尺寸、弹性挡板以及 水柱的位置如图 3-10 所示,水柱位于计算域左下方,尺寸为 0.500m×0.600m,弹性 挡板厚度为 0.01m,其他相关物理参数见表 3-2。计算时采用的网格如图 3-11 所示, 网格总量为 16 万。结构求解时,弹性挡板被划分为 20 个梁单元,流体和结构求解 的时间步长均为 0.0001s。



图3-10 溃坝流冲击弹性障碍物示意图 Fig. 3-10 Schematic of dam-break flow slamming on the elastic barrier



图3-11 网格加密示意图 Fig. 3-11 Grid refinement schematic diagram

ole 3-2 Numerical simulation calculation parameter		
参数名称	数值	单位
流体密度	1000	kg/m ³
重力加速度	9.81	m/s^2
结构密度	1400	kg/m ³
弹性模量	3.5×106	Pa
障碍物高度	0.1	m
时间步长	0.0001	S

表 3-2 数值模拟计算参数 Table 3-2 Numerical simulation calculation parameters

使用本文 CFD-MBD 求解器模拟二维情况下溃坝流的砰击过程。所得结果与试验中液体变化情况如下图 3-13 所示,左右分别为试验和数值模拟中流场的变化历程。可以看到数值模拟得到的流场变化情况与试验过程基本一致。

图 3-12 为数值模拟和试验中,弹性挡板顶端横向位移时历的对比,两者在 0-0.6s 时间段内都十分地接近,并且数值模拟和试验得到的弹性挡板顶端的横向位移 峰值分别为 0.05811m 和 0.0588m,误差约为 1.19%,这说明该流固耦合求解器在求 解二维流固耦合问题中具有良好的适用性。





图3-12 障碍物顶端位移时历图 Fig. 3-12 Time history of displacement in the top of obstacles







图3-13 试验与数值模拟流场变化对比图 Fig. 3-13 The water phenomenon captured in experiment and CFD

3.3.2 S175 船舶数值模拟

对 S175 船模开展了粘流作用下的船体水弹性数值模拟仿真,船舶的主尺度参数 如表 3-3 所示,缩尺比为 1:40。

Table 3-3 S175 ship model's principal dimensional parameters		
主尺度	符号	值
垂线间长	L_{pp}/m	4.375
型宽	<i>B</i> /m	0.635
型深	D/m	0.488
吃水	T/m	0.238
排水量	Δ/kg	370
重心垂向位置(距基线)	Z_g/m	0.213

表3-3 S175 船模主尺度参数

数值模拟中使用 OpenFOAM 自带的 snappyHexMesh 网格生成工具以及 topoSet 进行前处理网格划分,如图 3-14 所示。





图3-14 数值模拟网格示意图 Fig. 3-14 Mesh refinement for the case

网格生成方法是首先生成均匀的笛卡尔坐标系下的背景网格,再通过将均匀网格分割成六面体单元来得到最后所需的网格。设置的计算域为-1.0L_{pp} < x < 3.0L_{pp}, -1.0L_{pp} < y < 1.0, -1.0L_{pp} < z < 0.5L_{pp},在船模表面添加了边界层并对自由面附近进行了加密处理,从而能够捕捉到自由面演化的细节以及船身表面流场变化。整个计算域网格数量为 340 万。对这艘集装箱船以一定航速在波长船长比为1.2 的规则波中的航行进行了数值模拟,具体工况设置如表 3-4 所示。



Table 3-4 Numerical simulation conditions table			
速度(m/s)	波高(m)	波长船长比	波长(m)
1.8	0.12	1.2	5.25

表3-4 数值模拟工况表 Fable 3-4 Numerical simulation conditions table

参照 Wei^[70]的分段划分方式,将梁分为了 20 分段进行计算,具体分段划分示意 图如图 3-15 所示,船体梁各分段的质量分布以及截面抗弯刚度如图 3-16 所示,研究 首先对船舶在船艏迎浪工况下的耐波性运动响应幅值进行了分析。



图3-15 船体梁分段划分示意图^[70] Fig. 3-15 Arrangement of ship model





Fig. 3-16 Longitudinal distribution of mass and uniform vertical bending stiffness

在波长船长比等于 1.2 的工况中,船舶垂荡在规则波工况下的运动的周期性特征较为明显,其中垂荡的幅值为 0.068m,纵摇的幅值约为 4.0°,如图 3-17 所示。





图3-17 船舶运动时历曲线 Fig. 3-17 Time series of motions

将耐波性结果 RAO 与 Fonseca 试验结果相比较误差如表 3-5 所示,其中垂荡 RAO为1.13,误差与试验1.10相近,误差为2.7%,纵摇RAO为1.10,与试验中的 1.05 相近,误差为 4.8%。

Т	Table 3-5 Nondimensionalized motion RAOs comparison		
CFD-MBD 试验 误差			
垂荡	1.13	1.10	2.7%
纵摇	1.10	1.05	4.8%

表3-5 无因次化运动对比

各分段的弯矩 VBM 的无因次量 $M/\rho AgL^2B$ (其中 A 为波幅, L 为垂线间长, B 为船宽, M 为垂向弯矩)与如图 3-18 所示,可以看出,各分段中中垂弯矩较大,船 中的中拱和中垂弯矩最大,船中弯矩无因次量分为为中拱 0.01389 和中垂-0.0375, 与试验中的无因次量中拱 0.014, 中垂-0.035 相比误差分别为 0.7%和 7.1%。认为该 流固耦合求解器对船舶在波浪中的运动以及水弹性响应问题也具有良好的适用性。





图3-18 弯矩无因次量沿船长分布图 Fig. 3-18 The distributed VBM RAOs at each ship section

3.4 本章小结

本章首先通过使用流场求解器对一个二维波浪进行了模拟,并将数值模拟得到的波高与理论波高进行了对比,验证了流场求解器的准确性。再通过使用 MBDyn 对一根悬臂梁在集中载荷作用下的动力响应进行了模拟,并于商用软件 Abaqus 的模 拟结果进行了对比,验证了结构求解部分的准确性。还使用该 CFD-MBD 方法分别 对溃坝流冲击弹性障碍物的过程进行了数值模拟,并与哈尔滨工程大学的试验进行 了对比,验证了该求解器在简单流固耦合问题中的适用性和准确性。最后,对弹性 S175 集装箱船在规则波中的运动和水弹性响应进行了数值模拟,并且与多篇文献中 的结果进行了对比,验证了该求解方法在船舶水弹性问题中的适用性和准确性。



第四章 规则波中的刚性船体与弹性船体的水弹性响应分析

本章将针对 CSSRC 所做的 20000TEU 超大型集装箱船水弹性模型试验进行数值 模拟,基于 CFD-MBD 方法确定网格划分数量,通过对船体梁的水弹性响应进行分 析,与刚体船进行对比,研究弹性船与刚体船在水弹性作用下的性能差异。

4.1 研究对象

模型水弹性试验数据来自 CSSRC,试验的对象是一艘 20000TEU 集装箱船。 CSSRC 共对 1:49 和 1:77 两个缩尺比的船体分段模型进行了水弹性的试验,文章中 进行数值模拟的对象为 1:49 大小的船模。表 4-1 为 20000TEU 集装箱船的实船模型 和 1:49 比例的模型船的相关主尺度信息,图 4-1 为该 20000TEU 集装箱船的型线图, 图 4-2 为数值模拟中使用的 3 维船体几何模型。

1 I I I Interput annienstenat para	meters (51 the 20000	TEC Contain
船型参数	单位	实尺度	模型尺度
总长LOA	m	399.67	8.157
垂线间长 Lpp	m	383	7.816
型宽	m	58.6	1.196
型深	m	30.5	0.622
艏吃水	m	15.20	0.310
艉吃水	m	16.7	0.341
排水量	ton	260602.9	2161
重心垂向位置(距基线)	m	27.574	0.563

表4-1 20000-TEU 集装箱船的主尺度参数 Table 4-1 Principal dimensional parameters of the 20000-TEU container ship





图4-1 20000-TEU 集装箱船体型线图 Fig. 4-1 Lines of 20000TEU Container Ship



图4-2 20000-TEU 集装箱船的三维几何模型 Fig. 4-2 Geometry of 20000TEU Container Ship

模型船的船体梁为变截面梁,杨氏模量为 206GPa, 泊松比为 0.3,不同位置处的的船体梁截面参数如表 4-2 所示。如图 4-3 中所示,在 MBDyn 中共使用 19 个 3 节点梁单元(b01-b19,节点以圆形表示)对该船体梁进行建模,全船重量分别布置在每个梁单元的中心位置(m01-m19,以方块表示),并使用 Total Joint 将船体梁重心处的节点与其他梁节点进行连接,限制住船体梁上各节点与重心节点在 y 方向上的相对平移以及 x 和 z 方向上的相对转动,再限制住重心节点在 x 和 y 方向上的平移以及 x 和 z 方向上的相对转动,再限制住重心节点在 x 和 y 方向上的平移以

表4-2 不同位置处的的船体梁截面参数						
Table 4-2 Sectional parameters of the ship's hull girder at various locations						
站号	1-3	3-5	5-13	13-15	15-17	17-19
截面惯性矩 Iv (cm4)	243.33	398.26	521.23	416.2	285.38	183.39
截面几何尺寸 D×t (mm×mm)	89×5	102×5.5	114×5	102×6	95×5	83×5







船体梁的重量分布如表 4-3 所示,该分布对应的是实船在满载情况下的质量分 布情况。

		1 0
起始站号	结束站号	质量(kg)
0	1	58.79
1	2	79.46
2	3	102.73
3	4	104.44
4	5	107.57
5	6	144.35
6	7	149.14
7	8	112
8	9	148.12
9	10	131.31
10	11	148.31
11	12	110.21
12	13	197.37
13	14	98.61
14	15	130.22
15	16	85.48
16	17	109.23
17	18	69.59
18	19	47.47
19	20	26.65

	表4-3 船体梁的重量分布	
Table 4-3	Weight distribution of the ship's hull girde	er

使用 MBDyn 中的 LAPACK 求解模块对船体梁进行了模态分析,得到了船体梁的干模态两节点以及三节点固有振型以及固有频率,具体结果如图 4-4 和表 4-4 所示。



通过与试验中所用的船体梁的固有频率进行对比,认为当前船体梁的参数设置可以 满足计算的要求。

表4-4 船体梁两节点和三节点固有频率

Table 4-4 Natural frequencies of two-node and three-node sections of the ship's hull girder

Order	试验梁频率(HZ)	数值梁频率(Hz)	误差
2-node	3.823	3.84028	0.45%
3-node	8.575	8.47597	-1.15%





4.2 网格无关性验证

首先进行网格无关性的验证,分别使用粗网格、中等密度网格和细网格 3 套流体网格对船体以 0.845m/s 的航速在波长船长比为 1.2,波高为 0.102m 的迎浪工况中的运动以及船舯截面处的垂向弯矩进行了计算。





图4-5 网格加密示意图 Fig. 4-5 Mesh refinement for the case

三种网格的具体网格数量如表 4-5 所示。采用三种网格模拟得到的船体的垂荡 和纵摇运动时历如图 4-6 所示,得到的船舯截面的垂向弯矩时历如图 4-7 所示。



表4-5 网格无关性验证网格数量		
Table 4-5 Grid independence verification for mesh quantity		
网格数量	网格量	
	210万	

粗网格	210万
中等网格	407万
细网格	634万



图4-6 船体运动时历曲线 Fig. 4-6 Time history of motions among three mesh densities



图4-7 船舯弯矩时历曲线 Fig. 4-7 Time history of VBM at amidship among three mesh densities



根据计算结果,可以看到三套网格的结果非常接近,这说明当前的网格都已经 收敛。在接下来的计算中,将使用中等网格进行数值模拟。通过使用这个网格,能 够平衡计算的准确性和计算复杂度。这样做有助于提高计算效率并获得可靠的数值 模拟结果。

4.3 刚性船体与弹性船体的水弹性响应对比

4.3.1 垂荡和纵摇及垂向加速度对比

在不考虑船体弹性变形的情况下,对刚性船体在上一节同样的波浪工况中的运动进行了数值模拟。研究船体变形对船体梁水弹性作用的影响,选取在给定的入射 波长为 7.816m 时,因为船舶在该航速下,当波长船长比为 1 时的船舯弯矩最大。刚 性船和弹性船下,船体梁的垂荡、纵摇时间历程以及船艏、船艉的垂向加速度结果, 分别如图 4-7 到图 4-10 所示。

Table 4-6 Numerical simulation calculation parameters					
船体梁 速度(m/s) 波高(m) 波长船长比 波长(
弹性	0.845	0.102	1.2	9.3792	
刚性	0.845	0.102	1.2	9.3792	

表4-6 数值模拟计算参数

图 4-7 和图 4-8 中截取时间段 4s 与 10s 之间稳定段的垂荡和纵摇的时历进行对 比。在 6.5s 之前,刚性船与弹性船的垂荡位移变化几乎相同,在 6.5s 后,刚性船的 垂荡位移幅度略大于弹性船的垂荡位移幅度。弹性船与刚性船的垂荡和纵摇位移幅 值以及频率都十分地接近。这说明船体梁弹性变形对船体整体运动的影响有限。

在图 4-7 中,刚性船的垂荡运动幅度在波谷处略大于弹性船。因为刚性船船体 没有弹性变形,所以其在同一工况下垂荡和纵摇的幅度通常会大于弹性船。而弹性 船受到船体弹性变形和船体挠度、扭转刚度的影响,导致垂荡和纵摇的幅度相对较 小。





图4-8 船体垂荡运动时历对比 Fig. 4-8 Time history of ship heave motion



图4-9 船体纵摇运动时历对比 Fig. 4-9 Time history of ship pitch motion

从图 4-9 可见,弹性船与刚性船的船艏垂向加速度峰值并无较大差异,但弹性船船艏垂向加速度水弹性响应慢于刚性船。刚性船由于没有船体弯曲和形变的影响,船体的响应主要受到船体自身的质量以及动力的作用。而弹性船由于船体具有一定的弯曲和形变能力,当船体在运动中会受到浮力和外力的作用,导致船艏处的响应 受到船体形变和船体弯曲的影响,进而产生较慢的响应速度。从图 4-10 可见,刚性船船艉垂向加速度变化幅度大于弹性船,这是因为刚性船由于船体刚度高,船艉上的垂向加速度变化幅度较大。









图4-11 船艉垂向加速度时历对比 Fig. 4-11 Time history of acceleration at stern

4.3.2 船体截面垂向弯矩的对比

由图 4-11 到 4-13 可知,弹性船体梁的垂向弯矩幅值大小在船艉 1/4 船长处、船 艏 1/4 船长处、以及船舯处刚性船的垂向弯矩时历,相较于刚性船体具有比较明显 的非线性特征。由图 4-14 可以看到弹性船在中垂状态下各个截面的垂向弯矩相对于



刚性船体具有小量增加,弹性船体在中拱状态下的弯矩分布则相对于刚性船体的弯 矩分布在位置上存在一定的偏移。



图4-12 船艉 1/4 船长处垂向弯矩时历对比 Fig. 4-12 Comparison of vertical bending moment histories at 1/4 length form the stern



图4-13 船舯处垂向弯矩时历对比 Fig. 4-13 Comparison of vertical bending moment histories at the midship









Fig. 4-15 Distribution of Vertical Bending Moments Along the Ship Length





(a) t=4.79s





(b) t=5.18s









(d) t=6.24s 图4-16 λ/L=1.2 时的自由液面高度以及船体表面压力 Fig. 4-16 Free surface height and hull surface pressure at λ/L=1.2



4.3.3 刚性船体和弹性船体的流场压力的模态分析对比

通过对刚性船体和弹性船体在流场中的表面压力分布进行模态分析,得到了多 个船体表面流场压力的空间分布模态。通过将刚性和弹性船体在流场压力模态方面 的分析结果进行对照,能够观察到船体梁的弹性形变对流场压力分布的影响方式。

由图 4-16 是刚体船和弹性船各阶流场压力的空间模态的成份占比。其中刚性船 体中流场压力的第一阶模态占比达到 87%, 弹性船体中流场压力的第一阶模态只占 69%,相比刚性船体有所下降。但是弹性船体中流场压力的第二阶以及更高阶的空 间模态成份占比均有一定增加,这表明流场压力的第一阶空间模态主要由刚体运动 产生,而第二阶以及以上的空间模态则主要受船体弹性变形的影响。

由图 4-17 也可以看到刚性船体和弹性船体流场压力的第一阶空间模态十分相似, 而第二阶及以上的空间模态则存在较为明显的区别。



(a)刚性船体

图4-17 流场压力的各阶空间模态的占比

Fig. 4-17 Proportions of the first five mode of pressure









(i)刚性船体第五阶
(j)弹性船体第五阶
图4-18 流场压力的各阶空间模态形状对比
Fig. 4-18 Comparison of the shapes of the first five mode of Pressure

4.4 本章小结

本章首先介绍了 CSSRC 做的 20000TEU 集装箱船水弹性模型试验的主要参数信息,包括船型主尺度、波浪工况以及船体梁的质量分布和截面惯性矩等参数。随后,针对波长船长比为 1.2、航速为 0.845m/s 的工况进行了网格无关性验证。最后,对该船的弹性船体和刚性船体在波浪中的运动均进行了数值模拟,并对比了刚性船和弹性船的运动和加速度时历、船体各截面处的垂向弯矩以及船体表面的流场压力的

21003353

论文

模态,发现刚性船体和弹性船体在当前工况下的运动时历十分接近,这说明船体弹 性对船舶整体运动的影响较小,此外,还对比了刚性船与弹性船的在各个截面处的 垂向弯矩时历,发现相较于刚性船,弹性船各个截面处的弯矩时历有着较为明显的 非线性特征,在船舯截面处,弹性船的垂向弯矩因为非线性成份的存在,比刚性船 的垂向弯矩增加了约 4.15%。通过对比垂向弯矩沿船长的分布情况,可以看到弹性 船在中垂状态下各个截面的垂向弯矩相对于刚性船体具有小量增加,弹性船体在中 拱状态下的弯矩分布则相对于刚性船体的弯矩分布在位置上存在一定的偏移。最后, 还对弹性船和刚性船船体表面在波浪中的流场压力分布进行了模态分析,通过对比 弹性船和刚性船船体表面的压力空间模态成分的占比可以看到,船体梁弹性变形会 影响船体流场压力的二阶及以上的空间模态。



第五章 规则波波浪参数对船舶水弹性响应的影响

本章主要研究波长船长比和航速分别对船舶水弹性响应的影响,研究所采用的 船型与上一章相同,为 CSSRC 的 20000TEU 集装箱船。在数值模拟中,均控制波高 为 0.102m,波长船长比为 0.8~2.0,模拟船舶以 0.845m/s 航速航行时的运动过程, 研究波长船长比对船舶水弹性响应的影响;然后再控制波长船长比一定,模拟船舶 以不同航速航行时的运动和水弹性响应,研究航速对船舶水弹性响应的影响。

5.1 不同波长船长比对水弹性响应的影响

表 5-1 所示为不同计算工况的参数信息。因为模拟的工况均为迎浪状态,因此 只需要放开垂荡、纵摇两个自由度。图 5-1 为船体在波长与船长比为 1.0 时的规则波 浪中运动的几个时刻的流场情况,图 5-2~5-3 是 20000TEU 船在不同 λ/L 的规则波作 用下计算结果的对比。

Table 5-	Table 5-1 Calculation parameters at 0.845 m/s					
航速(m/s)	波高(m)	λ/L	波长(m)			
0.845	0.102	0.8	6.2528			
0.845	0.102	0.9	7.0344			
0.845	0.102	1.0	7.816			
0.845	0.102	1.1	8.5976			
0.845	0.102	1.2	9.3792			
0.845	0.102	1.4	10.9424			
0.845	0.102	1.6	12.5056			
0.845	0.102	1.8	14.0688			
0.845	0.102	2.0	15.632			

表5-1 航速为 0.845m/s 时的计算参数





图 5-1 波长船长比为 1.0 时船周围波高变化图 Fig. 5-1 Changes of free surface height at λ/L=1.0

从图 5-1 中可以看到在船体运动过程中,球鼻艏和船艏部的外飘区域不断进入 和离开水面,但没有发生甲板上浪的情况。船体的重心高度位置可能会因为船体变



形而发生变化,不过这种变化相对较小,因此仍选择船体初始时刻的重心位置处的 运动来代表弹性船体的运动。

在不同波长的规则波工况下,船舶的垂荡和纵摇运动具有明显的周期性特征。 如图 5-2 所示,船舶的垂荡运动的幅值会随着波长的变化发生变化,在波长船长比 为 1 的时候,船体的垂荡运动的幅值减到最小,约为 0.015m,而在波长船长比为 0.8 和 1.2 的时候,船体的垂荡运动幅值则会明显增大。而船舶的纵摇运动的幅值则 会随着波长的增加而增加,在波长船长比为 0.8 时约为 0.63°,在波长船长比为 1.2 时约为 1.31°。



图5-2 不同波长船长比中船舶的垂荡运动时历 Fig. 5-2 Heave motion histories of the ship at different wavelength-to-ship-length ratios





图5-3 不同波长船长比中船舶的纵摇运动时历 Fig. 5-3 Pitch motion histories of the ship at different wavelength-to-ship-length ratios

对垂荡运动以及纵摇运动的幅值进无因次化处理,Heave/A、Pitch/kA、vbm/pAgL²B分别为垂荡的无量纲量、纵摇的无量纲量(其中 A 为波幅,k 为波数,L 为垂线间长,B 为船宽,vbm 为垂向弯矩),近船中截面垂向弯矩的无量纲量将数值模拟和试验得到的不同波长船长比下的结果进行无因次化对比,其中试验的数据来自 CSSRC。得到的结果如图 5-4 所示。从图 5-4 可以看出垂荡运动的求解在波长船长比为 1.2 时误差最大,约为-8.75%,在波长船长比 0.9 时误差最小,为 0.48%;纵摇运动在波长船长比为 0.8 时误差最小,约为-1.57%,在波长船长比为 1.0 时最大为-8.66%,随着波长船长比逐渐增大,数值计算的垂荡运动幅值逐渐小于试验结果;数值计算的纵摇运动幅值均略小于试验结果。





图 5-4 船舶运动无因次化对比 Fig. 5-4 Nondimensionalized comparison of ship motions

21003353 论文

图 5-5 中展示的是船舶在不同波长船长比的波浪中航行时,船舯截面的垂向波 浪弯矩时历曲线。从中可以看到在不同波长船长比的工况中,中拱弯矩的幅值均略 小于中垂弯矩的幅值。波长船长比为 1 时,船舯截面处的中垂弯矩和中拱弯矩的幅 值分别为-811Nm和752Nm。

图 5-6 中将数值计算得到的不同波长船长比中的船舯弯矩幅值与试验结果进行 了无因次化对比,在波长船长比为 1.2 时,两者的结果相差最小,约为 0.8%,在波 长船长比为 0.9 时,误差最大,约为 5.3%。说明使用该方法对船舶在较为缓和的工 况中的波浪弯矩的计算较为准确。

图 5-7 中展示的是不同波长船长比中各个截面处的中垂以及中拱弯矩沿船长的 分布情况,可以看到各个工况下的波浪弯矩的分布十分接近。在船舯截面处,中垂 弯矩和中拱弯矩较为接近,但在靠近船艉的地方如 4-6 站处,中垂弯矩则要明显大 于中拱弯矩的幅值。



图5-5 船舯截面弯矩时历

Fig. 5-5 Vertical bending moment histories at the midship





Fig. 5-6 Nondimensionalized vertical bending moments at midship



Fig. 5-7 Distribution of vertical bending moments along the ship length

5.2 不同航速对水弹性响应的影响

上一节内容中数值模拟了在同一航速下波长船长比对水弹性响应的影响,本节 对 *λ/L* 为 0.8~2.0 时,船舶以不同航速在波浪中顶浪航行进行了数值模拟。表 5-2~5-10 所示为不同计算工况的参数信息。



Table 5-2 Calculation parameters with λ /L=0.8						
I	况号	Fr	航速(m/s)	波高(m)	λ/L	波长(m)
	A1	0.049	0.432	0.102	0.8	6.2528
	A2	0.096	0.845	0.102	0.8	6.2528
	A3	0.145	1.268	0.102	0.8	6.2528

表5-2 λ/L=0.8 时的计算参数

表5-3 λ/L=0.9 时的计算参数

Table 5-3 Calculation parameters with $\lambda/L=0.9$					
工况号	Fr	航速(m/s)	波高(m)	λ/L	波长(m)
B1	0.049	0.432	0.102	0.9	7.0344
B2	0.096	0.845	0.102	0.9	7.0344
B3	0.145	1.268	0.102	0.9	7.0344

表5-4 λ/L=1.0 时的计算参数

Table 5-4 Calculation parameters with $\lambda/L=1.0$					
工况号	Fr	航速(m/s)	波高(m)	λ/L	波长(m)
C1	0.049	0.432	0.102	1.0	7.816
C2	0.096	0.845	0.102	1.0	7.816
C3	0.145	1.268	0.102	1.0	7.816

表5-5 λ/L=1.1 时的计算参数

Table 5-5 Calculation parameters with $\lambda/L=1.1$,					
工况号	Fr	航速(m/s)	波高(m)	λ/L	波长(m)
D1	0.049	0.432	0.102	1.1	8.5976
D2	0.096	0.845	0.102	1.1	8.5976
D3	0.145	1.268	0.102	1.1	8.5976
9.3792



E3

G3

0.145

0.145

Table 5-6 Calculation parameters with $\lambda/L=1.2$						
工况号	Fr	航速(m/s)	波高(m)	λ/L	波长(m)	
E1	0.049	0.432	0.102	1.2	9.3792	
E2	0.096	0.845	0.102	1.2	9.3792	

0.102

1.2

表5-6 λ/L=1.2 时的计算参数

表5-7 λ/L=1.4 的计算参数

1.268

Table 5-7 Calculation parameters with $\lambda/L=1.4$					
工况号	Fr	航速(m/s)	波高(m)	λ/L	波长(m)
F1	0.049	0.432	0.102	1.4	10.9424
F2	0.096	0.845	0.102	1.4	10.9424
F3	0.145	1.268	0.102	1.4	10.9424

表5-8 λ/L=1.6 时的计算参数

Table 5-8 Calculation parameters with $\lambda/L=1.6$					
工况号	Fr	航速(m/s)	波高(m)	λ/L	波长(m)
G1	0.049	0.432	0.102	1.6	12.5056
G2	0.096	0.845	0.102	1.6	12.5056

0.102

1.6 12.5056

1.268

表5-9 λ/L=1.8 时的计算参数

Table 5-9 Calculation parameters with $\lambda/L=1.8$					
工况号	Fr	航速(m/s)	波高(m)	λ/L	波长(m)
H1	0.049	0.432	0.102	1.8	14.0688
H2	0.096	0.845	0.102	1.8	14.0688
Н3	0.145	1.268	0.102	1.8	14.0688



Table 5-10 Calculation parameters with $\lambda/L=2.0$						
工况号	Fr	航速(m/s)	波高(m)	λ/L	波长(m)	
K1	0.049	0.432	0.102	2.0	15.632	
K2	0.096	0.845	0.102	2.0	15.632	
K3	0.145	1.268	0.102	2.0	15.632	

表5-10 λ/L=2.0 时的计算参数

由图 5-8(a)可以看到,当 \lambda L=0.8 时,航速为 0.432m/s 对应的垂荡运动幅值约为 0.015m,当航速从 0.432m/s 增大到 0.845m/s 时,垂荡运动幅值增大到约 0.0173m,幅值增加了约 19.5%,增幅明显,而当航速从 0.845m/s 进一步增大到 1.268m/s 时, 垂荡运动幅值增加到约为 0.0183m,幅值增加了约 5.7%,船舶的垂荡运动幅值不再 明显增大,这是因为当航行速度增加时,船舶与波浪之间的相互作用变得更加复杂。 在低速时,船舶主要受到波浪的激励作用较小,垂荡运动幅值相对较小。随着速度 的增加,船舶所受波浪载荷越来约剧烈,导致垂荡运动幅值显著增加。但当速度进 一步增加,船舶的动力学特性使得其能够更有效地穿越波浪,因此垂荡运动幅值不

如图 5-8(b)所示,当 λ/L=0.8 时,航速为 0.432m/s 对应的纵摇运动幅值约为 0.58°,当航速从 0.432m/s 增大到 0.845m/s 时,纵摇运动幅值增大到约 0.6°,但航速 从 0.845m/s 进一步增大到 1.268m/s 时,纵摇运动幅值下降到约 0.56°,下降约 0.6%,总结可知,当 λ/L=0.8 时,随着航行速度的不断增大,船舶的纵摇运动幅值不断地 增大。当航速为 0.845 时,近船中截面的无量纲的纵摇运动幅值最大。进一步增大 航行速度,船舶的纵摇运动幅值则减小。纵摇运动是船舶在波浪中沿纵轴的摇摆运动。在低速航行时,纵摇运动主要受波浪的影响。随着速度的增加,船舶与波浪的 相互作用增强,导致纵摇运动幅值增大。但当速度进一步增加时,船舶的纵向稳定 性提高,纵摇运动幅值开始减小。

如图 5-8(c)所示,当 λ/L=0.8 时,航速为 0.432m/s 对应的近船中截面的垂向弯矩 幅值最小,约为 697Nm;当航速从 0.432m/s 增大到 0.845m/s 时,垂向弯矩幅值增大 到约 751Nm,航速从 0.845m/s 进一步增大到 1.268m/s 时,垂向弯矩幅值从约 750Nm 上升到约 917Nm 且在此航行速度下,垂向弯矩幅值最大;总结可知,当 λ/L=0.8 时,船舯截面处的垂向弯矩幅值随着航行速度的不断增大明显地增大。垂向 弯矩是船舶结构在垂直方向上的弯曲力矩。在低速航行时,垂向弯矩主要受波浪激



励的影响,因此相对较小。随着航行速度的增加,船舶与波浪的相互作用增强,导 致垂向弯矩幅值增大。这是因为速度增加使得波浪对船体的冲击力增大,从而导致 船体结构的弯曲变形增加,船舯垂向弯矩增大。

由图 5-8(d)知,垂向弯矩由船艏向船舯逐渐增大,再由船舯向船艉逐渐减小,当航行速度逐渐增加时,各个截面处中拱弯矩的幅值相差不大,而中垂弯矩的幅值 在截面 6-9 处随着航行速度增加而明显增大。







(d)垂向弯矩沿船长分布

图5-8 λ/L=0.8 时,不同航速时的计算结果对比(其中 A1,A2,A3 的航速分别为 0.432m/s,

0.845m/s, 1.268m/s)

Fig. 5-8 Comparison of calculation results at different speeds for λ /L=0.8(the velocities of A1, A2, and A3 are 0.432 m/s, 0.845 m/s, and 1.268 m/s)

由图 5-9 可知,当 λ/L=0.9 时,随着航行速度的增大,垂荡运动的幅值也随之增加,且变化明显。航速为 0.845m/s 和航速为 1.268m/s 时的纵摇运动幅值分别为 0.86° 和 0.88°,略大于航速为 0.432m/s 时的纵摇运动幅值 0.78°,但航速为 0.845m/s 和航速为 1.268m/s 时的纵摇运动幅值相差不大。

如图 5-9(c)所示,当 λ/L=0.8 时,随着航行速度的不断增大,近船中截面的垂向 弯矩幅值不断地增大,且增幅明显。由图 5-9(d)可知,不同航行速度下中拱弯矩的 变化不大,仅在截面 10-13 处,航速为 0.845m/s 和 1.268m/s 时的垂向弯矩幅值略大 于航速为 0.432m/s 时的中拱弯矩幅值。在不同位置处,航速为 1.268m/s 时的中垂弯 矩始终大于航速为 0.432m/s 和 0.845m/s 的中垂弯矩,在截面 2 到截面 9 处,航速为 0.432m/s 和 0.845m/s 时的中垂弯矩幅值相差不大,但在截面 10 到截面 17 处,航速 为 0.845m/s 时的中垂弯矩大于航速为 0.432m/s 时的中垂弯矩。





1.268m/s)

Fig. 5-9 Comparison of calculation results at different speeds for λ L=0.9(the velocities of B1, B2, and B3 are 0.432 m/s, 0.845 m/s, and 1.268 m/s)

2100<u>3353</u>论文

由图 5-10 可知,当 *\llowedleticollecture* 1.0 时,随着航行速度的增大,垂荡运动幅值、纵摇运动幅值和近船舯截面的垂向弯矩幅值也随之增加,且变化明显。随着航速从 0.432m/s 增加到 0.845m/s,垂荡运动的幅值增加约 24.8%,纵摇运动的幅值增加约 9.1%,船舯垂向弯矩的幅值增大约 10.2%,航速从 0.845m/s 增加到 1.268m/s,垂荡运动的幅值增加约 49.9%,纵摇运动的幅值增加约 7.3%,船舯垂向弯矩的幅值增大约 17.7%。并且船舯处截面的垂向弯矩时历曲线的非线性特征也随着航行速度的逐渐增大明而显地增大。这是因为随着船舶航行速度的增加,船体的垂荡和纵摇运动幅值也随之显著增大,船体艏艉与自由液面的相对运动更加剧烈,引起自由液面破碎飞溅,从而增大船体表面所受流体压力的非线性程度。由图 5-9(d)可知,船体梁的最大弯矩出现的位置逐渐向船艏靠近。不同航行速度下船艉到船舯部分的垂向弯矩幅值的变化不大,仅在中垂弯矩上随着航速增大,垂向弯矩幅值略有增加。而船舯到船艏的部分垂向弯矩幅值随航速变化明显。





(b)纵摇运动时历对比



(c)船舯垂向弯矩时历对比





(d)垂向弯矩沿船长分布

图5-10 \/L=1.0 时,不同航速时的计算结果对比(其中 C1,C2,C3 的航速分别为 0.432m/s,

0.845m/s, 1.268m/s)

Fig. 5-10 Comparison of calculation results at different speeds for $\lambda/L=1.0$ (the velocities of C1, C2, and C3 are 0.432 m/s, 0.845 m/s, and 1.268 m/s)

由图 5-11 可知,当 λ/L=1.1 时,随着航行速度的增大,垂荡运动幅值、纵摇运动幅值和近船舯截面的垂向弯矩幅值也随之增加,且变化明显。随着航速从 0.432m/s 增加到 0.845m/s,垂荡运动的幅值增加约 12.3%,纵摇运动的幅值增加约 8.3%,船舯垂向弯矩的幅值增大约 8.2%,航速从 0.845m/s增加到 1.268m/s,垂荡运动的幅值增加约 36.9%,纵摇运动的幅值增加约 10.4%,船舯垂向弯矩的幅值增大约 18.6%。随着航行速度的增加,船舯截面处的垂向弯矩时历的非线性特征也随之 变得更加明显。

从图 5-11(d)中可以看到,在不同航速下,船体靠近船艏的截面 10 至截面 16 的 垂向弯矩幅值相较于截面 1 至截面 9 处有着明显地增大。当船体以 0.432m/s 和 0.845m/s 地速度顶浪航行时,船体截面垂向弯矩的最大值均出现在截面 10 处。而当 船体航行速度增加到 1.268m/s 时,船体截面的垂向弯矩的最大值位置向船艏转移到 截面 11 处。





图5-11 λ/L=1.1 时,不同航速时的计算结果对比(其中 D1,D2,D3 的航速分别为 0.432m/s, 0.845m/s, 1.268m/s)

Fig. 5-11 Comparison of calculation results at different speeds for $\lambda/L=1.1$ (the velocities of D1, D2, and D3 are 0.432 m/s, 0.845 m/s, and 1.268 m/s)

21003353论文

由图 5-12 可知,当 λ/L=1.2 时,随着航行速度的增大,垂荡运动幅值、纵摇运动幅值和近船舯截面的垂向弯矩幅值也随之增加,且变化明显。随着航速从 0.432m/s 增加到 0.845m/s,垂荡运动的幅值增加约 6.0%,纵摇运动的幅值增加约 8.2%,船舯垂向弯矩的幅值增大约 6.2%,航速从 0.845m/s增加到 1.268m/s,垂荡运动的幅值增加约 27.9%,纵摇运动的幅值增加约 9.2%,船舯垂向弯矩的幅值增大约 22.8%。在船舯处的弯矩时历中可以看到,该处波浪弯矩在处于中拱状态时的变化较为平缓,而在中垂状态下时,波浪弯矩的变化则较为迅速,这与船舶的质量分布,浮力分布以及船体型线有关。由图 5-12(d)可知,在中垂状态下,各个截面位置处,航速为 1.268m/s的垂向弯矩幅值都大于航速为 0.845m/s 和 0.432m/s时的垂向弯矩幅值。在中拱状态下仅截面 8 到截面 15 垂向弯矩幅值随航行速度变化明显。船体在三种航行速度下,船体梁截面的最大弯矩出现的位置都在截面 10 处。









(c)船舯垂向弯矩时历对比





(d)垂向弯矩沿船长分布
图5-12 λ/L=1.2 时,不同航速时的计算结果对比(其中 E1,E2,E3 的航速分别为 0.432m/s, 0.845m/s, 1.268m/s)
Fig. 5-12 Comparison of calculation results at different speeds for λ/L=1.2(the velocities of E1, E2, and

E3 are 0.432 m/s, 0.845 m/s, and 1.268 m/s)

由图 5-13 可知,当 λ/L=1.4 时,航速为 0.432m/s 与 0.845m/s 时的垂荡运动幅值 相差不大,随着航速从 0.432m/s 增加到 0.845m/s,垂荡运动的幅值增加约 0.4%,纵 摇运动的幅值增加约 6.3%,船舯垂向弯矩的幅值增大约 3.8%,航速从 0.845m/s 增 加到 1.268m/s,垂荡运动的幅值增加约 4.0%,纵摇运动的幅值增加约 7.8%,船舯 垂向弯矩的幅值增大约 28.3%。

由图 5-13(c)可知,该处波浪弯矩在处于中拱状态时的变化不大,而在中垂状态下时,波浪弯矩的变化则相差较大。由图 5-13(d)可知,在中垂状态下,各个截面位置航速为 1.268m/s 时的垂向弯矩幅值都大于航速为 0.845m/s 和 0.432m/s 时的垂向弯 矩幅值,且在截面 2 到截面 11 处航速为 0.845m/s 时的垂向弯矩幅值大于航速为 0.432m/s 时的垂向弯矩幅值。在中拱状态下仅截面 8 到截面 15 垂向弯矩幅值随航行 速度变化明显。船体在三种航行速度下,船体梁截面的最大弯矩出现的位置都在截 面 9 处。

69





(d)垂向弯矩沿船长分布 图5-13 λ/L=1.4 时,不同航速时的计算结果对比(其中 F1,F2,F3 的航速分别为 0.432m/s, 0.845m/s, 1.268m/s)

Fig. 5-13 Comparison of calculation results at different speeds for $\lambda/L=1.4$ (the velocities of F1, F2, and F3 are 0.432 m/s, 0.845 m/s, and 1.268 m/s)

2100<u>335</u>3 论文

由图 5-14 可知,当 λ/L=1.6 时,三种航行速度的垂荡运动幅值、纵摇运动幅值 相差不大。由图 5-13(c)可知,随着航速从 0.432m/s 增加到 0.845m/s,垂荡运动的幅 值增加约-0.5%,纵摇运动的幅值增加约 6.1%,航速从 0.845m/s 增加到 1.268m/s, 垂荡运动的幅值增加约 3.7%,纵摇运动的幅值增加约 2.1%。由图 5-14(d)可知,在 中垂状态下,各个截面位置航速为 1.268m/s 时的垂向弯矩幅值都大于航速为 0.845m/s和 0.432m/s时的垂向弯矩幅值,且在截面 3 到截面 11 处航速为 0.845m/s 时 的垂向弯矩幅值大于航速为 0.432m/s 时的垂向弯矩幅值,随着航速从 0.432m/s 增加 到 0.845m/s,船舯垂向弯矩的幅值增大约 8.5%,航速从 0.845m/s 增加到 1.268m/s, 船舯垂向弯矩的幅值增大约 7.8%。在中拱状态下仅截面 3 到截面 12 垂向弯矩幅值 随航行速度变化明显。船体在三种航行速度下,船体梁截面的最大弯矩出现的位置 都在截面 10 处。



(a)垂荡运动时历对比

(b)纵摇运动时历对比





(c)船舯垂向弯矩时历对比



(d)垂向弯矩沿船长分布 图5-14 λ/L=1.6 时,不同航速时的计算结果对比(其中 G1,G2,G3 的航速分别为 0.432m/s, 0.845m/s, 1.268m/s)

Fig. 5-14 Comparison of calculation results at different speeds for $\lambda/L=1.6$ (the velocities of G1, G2, and G3 are 0.432 m/s, 0.845 m/s, and 1.268 m/s)

由图 5-15 可知,当 λ/L=1.8 时,三种航行速度的垂荡运动幅值、纵摇运动幅值 相差不大,随着航速从 0.432m/s 增加到 0.845m/s,垂荡运动的幅值增加约 0.6%,纵 摇运动的幅值增加约 5.5%,航速从 0.845m/s 增加到 1.268m/s,垂荡运动的幅值增加 约 4.4%,纵摇运动的幅值增加约-0.6%。



由图 5-15(c)可知,该处波浪弯矩在处于中拱状态时的变化不大,而在中垂状态下时,波浪弯矩的变化则相差较大,随着航速从 0.432m/s 增加到 0.845m/s,船舯垂向弯矩的幅值增大约 23.5%,航速从 0.845m/s 增加到 1.268m/s,船舯垂向弯矩的幅值增大约 16.6%。

由图 5-15(d)可知,在中垂状态下,各个截面位置航速为 1.268m/s 时的垂向弯矩幅值都大于航速为 0.845m/s 和 0.432m/s 时的垂向弯矩幅值,且在截面 3 到截面 11 处航速为 0.845m/s 时的垂向弯矩幅值大于航速为 0.432m/s 时的垂向弯矩幅值。航速的增加并未引起船舶中拱垂向弯矩幅值的明显增加。船体在三种航行速度下,船体梁截面的最大弯矩出现的位置都在截面 9 处。



^{时间(s)} (c)船舯垂向弯矩时历对比





(d)垂向弯矩沿船长分布

图5-15 λ/L=1.8 时,不同航速时的计算结果对比(其中 H1,H2,H3 的航速分别为 0.432m/s,

0.845m/s, 1.268m/s)

Fig. 5-15 Comparison of calculation results at different speeds for λ /L=1.8(the velocities of H1, H2, and H3 are 0.432 m/s, 0.845 m/s, and 1.268 m/s)

由图 5-16 可知,当 λ/L=2.0 时,三种航行速度的垂荡运动幅值、纵摇运动幅值 相差不大,随着航速从 0.432m/s 增加到 0.845m/s,垂荡运动的幅值增加约 1.1%,纵 摇运动的幅值增加约 5.7%,船舯垂向弯矩的幅值增大约 17.0%,航速从 0.845m/s 增 加到 1.268m/s,垂荡运动的幅值增加约 10.0%,纵摇运动的幅值增加约-3.6%,船舯 垂向弯矩的幅值增大约 2.6%。

由图 5-16(c)可知,该处波浪弯矩在处于中拱状态时航速为 0.845m/s 时的幅值最大,而在中垂状态下时,波浪弯矩的幅值随航速增加而增加,随着航速从 0.432m/s 增加到 0.845m/s,船舯垂向弯矩的幅值增大约 17.0%,航速从 0.845m/s 增加到 1.268m/s,船舯垂向弯矩的幅值增大约 2.7%。

由图 5-16(d)可知,在中垂状态下,各个截面位置航速为 1.268m/s 时的垂向弯矩幅值都大于航速为 0.845m/s 和 0.432m/s 时的垂向弯矩幅值,而航速为 0.845m/s 和 0.432m/s 时的垂向弯矩幅值相差不大。在中拱状态下航速增加并未引起垂向弯矩幅值显著变化。船体在三种航行速度下,船体梁截面的最大弯矩出现的位置都在截面 9 处。



由以上分析可知,船体航速的增加会导致船体的垂荡和纵摇等刚体运动幅度显 著增大,船体梁各截面的垂向弯矩的幅值会有一定的增大,其中中垂弯矩的幅值随 着航速的增加而增量相对于中拱弯矩幅值的增量要更加明显。



(c)船舯垂向弯矩时历对比







5.3 本章小结

本章首先研究了波长船长比对船体水弹性响应的影响,对 20000TEU 船在不同 波长船长比中的运动和水弹性响应进行了数值模拟,并将计算结果与 CSSRC 所做的 20000TEU 超大型集装箱船水弹性模型试验结果进行了对比,不同波长条件下数值 模拟得到船舶的运动与试验结果误差最大为 8.75%,船舯弯矩幅值的误差最大为 5.3%,进一步说明了该 CFD-MBD 双向流固耦合方法的适用性和准确性。在船体航 速保持 0.845m/s,波长船长比由 0.8 增加到 2.0 的过程中,船体的垂荡运动幅值会先 减小后增大,最小值出现在波长船长比为 1 的时候,而船体的纵摇运动则会随着波 长船长比的增大一致增大。船舯截面处的垂向弯矩的变化趋势则刚好和垂荡运动的 变化趋势相反,随着波长船长比的增加,船舯截面的弯矩值先增加后减少,在波长 船长比为 1 时达到最大值。随后,还对波长船长比为 0.8-2.0 时,船体以不同航速顶 浪航行时的运动和水弹性响应进行了数值模拟,发现不同航速下,船体垂荡运动的 最小值以及船舯垂向弯矩的最大值,均出现在波长船长比为 1 左右的工况中。在相 同的波浪工况中,随着船体航速的增加,船体船舯截面的垂向弯矩极值相应地增加。





第六章 总结与展望

6.1 论文总结

本文基于开源 CFD 软件 OpenFOAM 和开源多体动力学软件 MBDyn, 建立了 CFD-MBD 双向流固耦合计算方法,并在分别对流场求解部分以及结构求解部分进 行了验证的基础上,再使用该方法对溃坝流冲击弹性挡板的过程以及弹性 S175 集装 箱船在波浪中的航行进行了数值模拟,并通过对比文献中的试验和数值计算的结果, 对该双向流固耦合方法的适用性和准确性进行了验证。在此基础上,对 20000TEU 船的弹性船体以及刚性船体在波浪中的运动进行了数值模拟和对比,并研究了波长 船长比以及船舶航行速度对船舶水弹性响应的影响。得到的结论如下:

1、对比了刚性船和弹性船的运动和加速度时历、船体各截面处的垂向弯矩以及 船体表面的流场压力的模态,发现刚性船体和弹性船体在当前工况下的运动时历十 分接近,这说明船体弹性对船舶整体运动的影响较小。

2、相较于刚性船,弹性船各个截面处的弯矩时历有着较为明显的非线性特征, 在船舯截面处,弹性船的垂向弯矩因为非线性成份的存在,在船体航速为 0.845m/s, 波长船长比为 1.2 时,弹性船比刚性船的垂向弯矩增加了约 4.15%。

3、通过对比 20000TEU 弹性船体和刚性船体各阶空间模态成分的占比,发现弹性船体与刚性船体的流场压力第一阶模态主要是受船体刚体运动影响,而船体梁的 弹性变形则会影响流场压力更高阶的空间模态。

4、船体的垂荡运动幅值会先减小后增大,最小值出现在波长船长比为1的时候, 而船体的纵摇运动则会随着波长船长比的增大一致增大。船舯截面处的垂向弯矩的 变化趋势则刚好和垂荡运动的变化趋势相反,随着波长船长比的增加,船舯截面的 弯矩值先增加后减少,在波长船长比为1时达到最大值。

5、在所有的航速下,船舯中垂状态的弯矩的最大值均出现在波长船长比为1的 波浪工况中。在波长船长比为1的波浪中,随着航速从0.432m/s(Fr=0.049)增加到 0.845m/s(Fr=0.096),垂荡运动的幅值增加约24.8%,纵摇运动的幅值增加约9.1%, 船 舯 垂 向 弯 矩 的 幅 值 增 大 约 10.2%, 航 速 从 0.845m/s(Fr=0.096) 增 加 到

77



1.268m/s(Fr=0.145), 垂荡运动的幅值增加约 49.9%, 纵摇运动的幅值增加约 7.3%, 船舯垂向弯矩的幅值增大约 17.7%。

综上,本文通过使用多体动力学方法,同时对船体的运动和变形进行数值模拟, 形成了基于 CFD-MBD 的粘流水弹性计算方法。并对一艘超大型集装箱船的运动以 及水弹性响应进行了数值预报,为超大型船舶的水弹性响应研究提供参考和借鉴。

6.2 未来展望

本文基于 CFD-MBD 方法,在考虑船舶六自由度运动的同时还考虑了因为船体 弹性引起的船体形变,模拟了弹性船舶在波浪中的运动和水弹性响应,取得了一定 的成果,但限于学业时间,还有许多问题有待进一步的研究:

- (1)本文研究的工况中,船舶的运动速度相对较慢,波长较长,在未来的研究中 将对航速更高,波长船长比较小的工况中的船舶的运动和水弹性响应进行研究。
- (2) 在本研究中,采用的是变形网格解决船舶运动的问题。尽管这种方法在一定 程度上有效,但它在处理大范围变形时,网格质量可能变差,从而影响计算 精度和效率。而使用重叠变形网格技术,则可以在应对大范围运动和复杂轨 迹的同时,还能实现结构物的变形,并保持较高的网格质量。
- (3)目前船体结构的建模采用了梁模型,虽然该模型能够较好地模拟船体整体的水弹性响应,但是对船舶局部的砰击和振动的模拟存在限制。未来可以对船体结构进行更细致的刻画,以便于更准确地模拟船体在特定区域所受的砰击载荷和局部振动现象。通过这种精细化的建模方法,深化对船舶在复杂海况下水弹性响应的预测,从而增强船舶设计的安全性和可靠性。



参考文献

- [1] 彭亚康, 王伟飞, 韩钰, 等. 超大型集装箱船载荷响应特性的数值研究[J]. 舰船科 学技术, 2019, 41(5): 62-67.
- [2] Davis, M.R., Watson, N.L., Holloway, D.S. Measurement and prediction of wave loads on a high-speed catamaran fitted with active stern tabs[J]. Marine Structures, 2004, 17(7): 503-535.
- [3] Gourlay, T., Klaka, K. Full-Scale Measurements of Containership Sinkage, Trim and Roll[J]. 2011, 11(2): 30-36.
- [4] Lee, S., Yu, H., Kim, S., et al. Analysis of full-scale hull girder loads of a container carrier and its simulation using a nonlinear seakeeping program[C]//29th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering. Shanghai, 2010: 403-410.
- [5] Nielsen, U.D., Stredulinsky, D.C. Sea state estimation from an advancing ship A comparative study using sea trial data[J]. Applied Ocean Research, 2012, 34: 33-44.
- [6] Andersen, I.M.V., Jensen, J.J. Measurements in a container ship of wave-induced hull girder stresses in excess of design values[J]. Marine Structures, 2014, 37: 54-85.
- [7] Jacobi, G., Thomas, G., Davis, M.R., et al. An insight into the slamming behaviour of large high-speed catamarans through full-scale measurements[J]. Journal of Marine Science and Technology, 2014, 19(1): 15-32.
- [8] Lewis, E.V. Ship model tests to determine bending moments in waves: T1954-1[R]. Hoboken, New Yersey, USA: Stevens Institute of Technology, Experimental Towing Tank, 1954.
- [9] Storhaug, G. Experimental investigation of wave induced vibrations and their effect on the fatigue loading of ships[D]. 2007.
- [10] Drummen, I. Experimental and Numerical Investigation of Nonlinear Wave-Induced Load Effects in Containerships considering Hydroelasticity[D]. 2008.
- [11] Storhaug, G., Malenica, S., Choi, B.K., et al. Consequence of whipping and springing on fatigue and extreme loading for a 13000TEU container vessel based on model tests[C]//11th International Symposium on practical design of ships and other floating structures,. Rio de Janeiro, Brazil, 2010: 1201-1209.
- [12] Zhu, S., Wu, M., Moan, T. Experimental investigation of hull girder vibrations of a flexible backbone model in bending and torsion[J]. Applied Ocean Research, 2011, 33(4): 252-274.
- [13] Hong, S.Y., Wan Kim, B. Experimental investigations of higher-order springing and whipping-WILS project[J]. International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering, 2014, 6(4): 1160-1181.



- [14] 张楷弘. 大外飘船舶非线性波浪载荷时域水弹性分析方法与应用研究[D]. 哈尔滨 工程大学, 2020.
- [15] De Does, J.Ch. Experimental determination of bending moments for three models of different fullness in regular waves1[J]. International Shipbuilding Progress, 1960, 7(68): 139-160.
- [16] Yamamoto, Y., Fujino, M., Fukasawa, T. Motion and Longitudinal Strength of a Ship in Head Sea and the Effects of Non-Linearities[J]. Journal of the Society of Naval Architects of Japan, 1978, 1978(143): 179-187.
- [17] Sawada, H., Watanabe, I. On An Elastic Model To Simulate Elastic Hull Responses Of Ships[J]. 1987, 24: 37-51.
- [18] Watanabe, I., Ueno, M., Sawada, H. Effects of Bow Flare Shape to the Wave Loads of a container ship[J]. Journal of the Society of Naval Architects of Japan, 1989, 1989(166): 259-266.
- [19] 林吉如,郑苏龙,孙勇,等. 整体弹性船模试验技术[J]. 中国造船, 1992(2): 65-73.
- [20] 李琪华, 杜双兴, 邱强, 等. 整体弹性船模水弹性理论与试验[J]. 水动力学研究与进展(A辑), 1995(6): 628-636.
- [21] Salvesen, N., Tuck, E.O., Faltinsen, O. Ship Motions and Sea Loads[M]. 1970.
- [22] Betts, C.V., Bishop, R., Price, W. The Symmetric Generalised Fluid Forces Applied To A Ship In A Seaway[J]. 1977, 119: 11-19.
- [23] Bishop, R.E.D., Price, W.G. The generalised antisymmetric fluid forces applied to a ship in a seaway[J]. International Shipbuilding Progress, 1977, 24(269): 3-14.
- [24] Newman, J.N. The Theory of Ship Motions.[J]. Advances in Applied Mechanics, 1979, 18: 221-283.
- [25] Faltinsen, O., Zhao, R., Umeda, N., et al. Numerical predictions of ship motions at high forward speed[J]. Philosophical Transactions of the Royal Society of London. Series A: Physical and Engineering Sciences, 1997, 334(1634): 241-252.
- [26] 钟铁毅, 赵德有. 波浪中船体振动固有频率及响应计算研究[J]. 大连理工大学学报, 1998(4): 77-81+88.
- [27] 王振鸿, 吴文伟, 徐敏, 等. 船舶在波浪中的水平弯曲——扭转耦合响应水弹性分析 [J]. 中国造船, 1999(2): 42-47.
- [28] Inglis, R.B. Comparison of calculated response for arbitrary shaped bodies using two- and three-dimensional theories[J]. Insternational Shipbuilding Progress, 1980, 27(308): 86-95.
- [29] Price, W., Temarel, P., Yousheng, W. Structural Responses Of A Swath Or Multi-Hull Vessel Travelling In Waves[C]//SWATH Ships and Advanced Multi-Hulled Vessels: Vol. 1. London, UK, 1985: 13-32.
- [30] Price, W., Wu, Y. The Influence of Nonlinear Fluid Forces in The Time Responses Of Flexible Swath Ships Excited by A Seaway[C]//Proceedings of 8th of the International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering. United States, 1989: 125-135.



- [31] 吴梵, 崔汉国, 郭日修. 舰船尾部振动水弹性分析软件系统 HDSS[J]. 计算力学学 报, 2000(1): 111-115.
- [32] 谢永和, 李润培. 超大型 FPSO 原油质量分布模拟与水弹性响应研究[J]. 中国造船, 2005(2): 1-5.
- [33] Iijima, K., Hermundstad, O., Zhu, S., et al. Symmetric and antisymmetric vibrations of a hydroelastically scaled model[J]. Proc 5th Int Conf on Hydroelasticity in Marine Tech, 2009: 173-182.
- [34] 田超. 航行船舶的非线性水弹性理论与应用研究[D]. 上海交通大学, 2008.
- [35] 宋竞正, 任慧龙, 戴仰山. 船体非线性波浪载荷的水弹性分析[J]. 中国造船, 1995(2): 22-31.
- [36] 王杰德, 杨永谦, 毛政良. 船体薄壁梁弯扭动力分析的流固耦合边界元法[J]. 武汉 交通科技大学学报, 1995(4): 345-352.
- [37] 徐向东, 张效慈, 吴有生. 船舶砰击动力屈曲[J]. 中国造船, 1997(1): 43-48.
- [38] 朱克强, 郑道昌, 周江华, 等. 典型高速船的非线性水弹性响应[J]. 宁波大学学报 (理工版), 2005(4): 458-462.
- [39] Wu, Y., Maeda, H., Kinoshita, T. The Second Order Hydrodynamic Actions on A Flexible Body (Part II).[J]. Seisan-Kenkyu, 1997, 49(4): 196-201.
- [40] 陈徐均. 浮体二阶非线性水弹性力学分析方法[D]. 中国船舶科学研究中心, 2002.
- [41] Tian, C., Wu, Y.S. The Second-Order Hydroelastic Analysis of a Swath Ship Moving in Large-Amplitude Waves[J]. Journal of Hydrodynamics, 2006, 18(6): 631-639.
- [42] Hu, H.H. Direct simulation of flows of solid-liquid mixtures[J]. International Journal of Multiphase Flow, 1996, 22(2): 335-352.
- [43] Choi, H.G., Joseph, D.D. Fluidization by lift of 300 circular particles in plane Poiseuille flow by direct numerical simulation[J]. Journal of Fluid Mechanics, 2001, 438: 101-128.
- [44] Zhang, Q., Hisada, T. Analysis of fluid-structure interaction problems with structural buckling and large domain changes by ALE finite element method[J]. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 2001, 190(48): 6341-6357.
- [45] Namkoong, K., Choi, H.G., Yoo, J.Y. Computation of dynamic fluid-structure interaction in two-dimensional laminar flows using combined formulation[J]. Journal of Fluids and Structures, 2005, 20(1): 51-69.
- [46] Hu, Z., Tang, W., Xue, H., et al. A SIMPLE-based monolithic implicit method for strong-coupled fluid-structure interaction problems with free surfaces[J]. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 2016, 299: 90-115.
- [47] Nair, N.J., Goza, A. A strongly coupled immersed boundary method for fluidstructure interaction that mimics the efficiency of stationary body methods[J]. Journal of Computational Physics, 2022, 454: 110897.
- [48] He, G., Kashiwagi, M., Hu, C. Nonlinear solution for vibration of vertical elastic plate by initial elevation of free surface[J]. International Journal of Offshore and Polar Engineering, 2010.



- [49] Liao, K., Hu, C. A coupled FDM–FEM method for free surface flow interaction with thin elastic plate[J]. Journal of Marine Science and Technology, 2013, 18(1): 1-11.
- [50] König, M., Radtke, L., Düster, A. A flexible C++ framework for the partitioned solution of strongly coupled multifield problems[J]. Computers & Mathematics with Applications, 2016, 72(7): 1764-1789.
- [51] Ferrer, P.M., Qian, L., Ma, Z., et al. Modelling wave interaction with deformable structures based on a multi-region approach within OpenFOAM[C]//Proceedings of the 27th International Ocean and Polar Engineering Conference. San Francisco, CA, USA, 2017: 678-685.
- [52] Cinquegrana, D., Vitagliano, P.L. Non-linear panel instabilities at high-subsonic and low supersonic speeds solved with strongly coupled CIRA FSI framework[J]. International Journal of Non-Linear Mechanics, 2021, 129: 103643.
- [53] Lakshmynarayanana, P.A., Temarel, P. Application of CFD and FEA coupling to predict dynamic behaviour of a flexible barge in regular head waves[J]. Marine Structures, 2019, 65: 308-325.
- [54] Lakshmynarayanana, P.A., Temarel, P. Application of a two-way partitioned method for predicting the wave-induced loads of a flexible containership[J]. Applied Ocean Research, 2020, 96: 102052.
- [55] Lakshmynarayanana, P.A.K., Hirdaris, S. Comparison of nonlinear one- and two-way FFSI methods for the prediction of the symmetric response of a containership in waves[J]. Ocean Engineering, 2020, 203: 107179.
- [56] Jiao, J., Huang, S., Tezdogan, T., et al. Slamming and green water loads on a ship sailing in regular waves predicted by a coupled CFD–FEA approach[J]. Ocean Engineering, 2021, 241: 110107.
- [57] 刘一. 非线性波浪作用下大型浮体的水弹性响应分析[D]. 江苏科技大学, 2021.
- [58] 柳光军. 基于 CFD-FEM 双向耦合的船舶非线性水弹性问题研究[D]. 大连理工大 学, 2023.
- [59] Seng, S. Slamming And Whipping Analysis Of Ships[D]. 2012.
- [60] Oberhagemann, J. On Prediction of Wave-Induced Loads and Vibration of Ship Structures with Finite Volume Fluid Dynamic Methods[D]. 2017.
- [61] Kashiwagi, M., Hu, C., Miyake, R., et al. A CIP-based cartesian grid method for nonlinear wave-body interactions[C]//10th International Symposium on Practical Design of Ships and other Floating Structures. PRADS, 2007: 894-902.
- [62] Hu, C., Sueyoshi, M., Liu, C., et al. Hydrodynamic Analysis of a Semi-Submersible Type Floating Wind Turbine[C]//The Eleventh ISOPE Pacific/Asia Offshore Mechanics Symposium. OnePetro, 2014: ISOPE-P-14-102.
- [63] Hu, C., Liu, C. Development of Cartesian grid method for simulation of violent shipwave interactions[J]. Journal of Hydrodynamics, Ser. B, 2016, 28(6): 1003-1010.
- [64] 曹洪建. 海洋工程粘性数值波浪水池开发及应用[D]. 上海交通大学, 2014.



- [65] 沈志荣. 船桨舵相互作用的重叠网格技术数值方法研究[D]. 上海交通大学, 2014.
- [66] 王建华. 基于重叠网格技术的船舶操纵运动直接数值模拟[D]. 上海交通大学, 2018.
- [67] 张友林. MPS-FEM 方法在流固耦合问题中的应用[D]. 上海交通大学, 2020.
- [68] Takami, T., Iijima, K. Numerical investigation into combined global and local hydroelastic response in a large container ship based on two-way coupled CFD and FEA[J]. Journal of Marine Science and Technology, 2020, 25(2): 346-362.
- [69] Show, T.K., Hirdaris, S., Datta, R. A Fully Coupled Time-Domain BEM-FEM Method for the Prediction of Symmetric Hydroelastic Responses of Ships with Forward Speed[J]. Shock and Vibration, 2022, 2022: 4564769.
- [70] Wei, Y., Incecik, A., Tezdogan, T. A Fully Coupled CFD-DMB Approach on the Ship Hydroelasticity of a Containership in Extreme Wave Conditions[J]. Journal of Marine Science and Engineering, 2022, 10(11): 1778.
- [71] Wei, Y., Incecik, A., Tezdogan, T. A hydroelasticity analysis of a damaged ship based on a two-way coupled CFD-DMB method[J]. Ocean Engineering, 2023, 274: 114075.
- [72] Menter, F.R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications[J]. AIAA Journal, 1994, 32(8): 1598-1605.



攻读学位期间学术论文和科研成果目录

[1] 贺帆,王建华,刘聪,刘义,万德成.用 CFD-MBD 数值分析超大型集装箱船的 水弹性响应[J].水动力学研究与进展,2023.[已录用]

[2] Fan He, Jianhua Wang , Decheng Wan, Numerical Study of Spring Response of 20000TEU Containership in Waves, Proceedings of the Thirty-third (2023) International Ocean and Polar Engineering Conference, Ottawa, Canada, June 19-23, 2023, PP.2312-2317

[3] 贺帆,王建华,万德成,用 CFD-FEM 方法数值模拟带弹性障碍物溃坝流动,第 三十三届全国水动力学研讨会论文集,2022年10月28日-2022年10月30日,重庆, pp.589-596



致 谢

时光不待,流年似水,忽毕业将至。回首两年多的困惑与追求,不禁心潮澎湃。 值此论文完成之际,我谨向所有关心、爱护、帮助过我的人表示最诚挚的感谢与最 美好的祝愿。

首先,我要向我的老师万德成教授表示最深切的谢意。在万老师的悉心指导下, 我们得以找到前行的方向,解决学术道路上的种种困扰。每一次组会都如同一场学 术的航海,而万老师富有洞察力的引导,总能让我们对研究中的问题有更深刻的认 识。感谢万老师为我们提供了很好的学术交流平台,支持我们参加国内外的学术会 议,促进我们能力的提升。感谢万老师在生活中对我们的关心和支持,从平时的水 果零食,再到每年的春游、秋游出行,让我们学习之余的生活更加丰富多彩。

我还要感谢 CMHL 课题组的各位小老师们:王建华老师、赵伟文老师、曹留帅 老师、庄园老师和朱政老师。特别感谢王建华老师,在学术道路上给予的精准指导 和无私帮助,无论是研究方向的确立还是论文的修改,都离不开您的耐心指导。

感谢课题组的张文杰、于连杰、黄聪祎、谢丰泽、董奕清、马云鹏、曹鸿杰、 张珂、潘宣景、郝未南、魏亚博、徐顺、陈松涛、刘志强、赵旻晟等的诸多师兄师 姐,在科研和生活方面都对我提供了不少的帮助。特别感谢张文杰师兄在船舶水弹 性响应研究上的指导和帮助。感谢 706 办公室的每一位师兄师姐,你们的热情帮助 使我快速融入这个温馨的研究团队。

感谢和我一同加入课题组的同级同窗,感谢王澳、王魁、李仁祥、霍帅文、吴 萌萌、邵聿明、柴冰、肖家伟、薛瑛杰、高港和和康健,在最初的课程学习过程中 以及平时的生活中提供了许多的分享和帮助。

我还要衷心感谢我的朋友潘文豪、冀珂、羊玓雯、蔡君蕾和阎丽文。在忙碌与 焦虑之间,你们的陪伴如同星辰下的温馨灯火,照亮了前行的路,也温暖了内心。 你们的存在是我宝贵的财富,是我面对挑战时最坚实的支持。

最后,我深深感谢我的家人,父亲贺光前先生、母亲彭建洪女士和姐姐贺婷女士。家庭是我最坚强的后盾,你们无私的奉献和不懈的支持是我坚持学业的最大动力。在犹豫彷徨和自信得失之际,你们的爱如同恒星一般,永不熄灭。



在这份深情厚谊的滋润下,我的学业得以茁壮成长,心灵得以升华。再次衷心 感谢每一位在我学术旅途上给予帮助与关怀的导师、朋友和家人,你们是我前行路 上最珍贵的陪伴。