上海交通大学

SHANGHAI JIAO TONG UNIVERSITY

学士学位论文

THESIS OF BACHELOR

论文题目：船舶节能装置水动力性能计算分析

学生姓名：黄佳辉

学生学号：5110109053

专　　业：船舶与海洋工程

指导教师：万德成

学院(系)：船舶海洋与建筑工程学院

上海交通大学

本科生毕业设计（论文）任务书

课题名称：船舶节能装置水动力性能计算分析

执行时间：2014 年 11 月 至 2015 年 6 月

教师姓名：万德成　　职称：教授

学生姓名：黄佳辉　　学号：5110109053

专业名称：船舶与海洋工程

学院(系)：船舶海洋与建筑工程

毕业设计（论文）基本内容和要求：

本设计需要结合本科所学知识，尤其是流体力学知识，通过进一步的调研、文献阅读和学习，完成 CFD 船体模型在有无节能装置情况下的阻力计算，性能预报，分析节能装置的水动力原理。具体包括以下内容：

1、查找并阅读有关船舶节能装置的文献，了解常用节能装置的水动力原理；

2、学习计算流体力学；

3、熟悉 Linux 操作系统，学习 OpenFOAM 数值计算软件；

4、建立不同的船体模型并划分网格；

5、使用 OpenFOAM 计算两个模型在粘性流体中航行的阻力，得到数值结果，进行对比，预报节能装置的性能。

6、整理计算结果，分析节能装置的水动力原理及其规律；

8、整理并完成论文。

毕业设计（论文）可用资料：

相关文献资料。

毕业设计（论文）进度安排：

序号	毕业设计（论文）各阶段内容	时间安排	备 注
1	阅读文献，了解研究背景与现状	11.1~11.30	
2	熟悉 Linux 操作系统与 OpenFOAM	12.1~12.31	
3	建立有无节能装置的 CFD 船体模型，对比进行阻力计算，预报性能。	1.1~3.31	
5	整理分析数据	4.1~4.30	
6	整理并完成论文	5.1~5.28	

课题信息：

课题性质 ：设计　　论文 √

课题来源*：国家级 √　　省部级　　校级　　横向　　预研

项目编号 _____

其他_____

学院（系）意见：

院长（系主任）签名：_____

年　　月　　日

学生签名：_____

年　　月　　日

上海交通大学

毕业设计（论文）学术诚信声明

本人郑重声明：所呈交的毕业设计（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。本人完全意识到本声明的法律结果由本人承担。

作者签名：

日期：　　年　　月　　日

船舶节能装置水动力性能计算分析

摘要

随着船舶燃油价格的上涨，船舶节能技术得到了广泛的关注，水动力节能装置是提高 EEDI 和 EEOI 的重要手段之一，船舶水动力节能装置，根据其与螺旋桨的相对位置和作用机理可以分为桨前进流优化控制和桨后能量回收两种。目前常见并技术成熟大量投入使用的船舶水动力节能装置有伴流补偿导管、整流罩、整流鳍、毂帽鳍和舵球等等。

在计算流体力学技术飞速发展的背景下，数值模拟成为工程研究中重要性与日俱增的一种强有力的解决问题的手段。本文基于 CFD 性能预报优选设计了前置预旋导轮，具有改善螺旋桨上半平面入流的均匀性、提高螺旋桨船身效率、降低螺旋桨尾流旋转能量损失等作用，可获得相当可观的节能效果（3%～5%）。计算使用基于开源 CFD 软件包 OpenFOAM® 开发的 naoe-Foam-SJTU 求解器，基于有限体积法 FVM (Finite Volume Method)完成自由面的捕捉，求解 k − Omega SST (Shear Stress Transport) 湍流模型的 RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes) 方程。

本文的工作主要集中在以下几个方面：

1、讨论了关于数值模拟拖航试验的基本控制方程以及数值方法；

2、数值模拟了某 32 万吨 VLCC（Very Large Crude Carrier）有节能附体的情况下在粘性流场中的拖航试验，并将计算得到的船舶阻力与真实模型试验数据作对比，验证程序的可靠性和实用性；

3、利用后处理软件提取自由面、流线、桨盘面伴流场、桨盘面速度矢量等等流场信息并且用船身效率法估算节能效果，研究和验证了前置预旋导轮的节能原理和效果。

关键词：水动力节能装置，前置预旋导轮，数值模拟，VLCC，船艉流场，OpenFOAM®，伴流

THE HYDRODYNAMIC COMPUTATION AND ANALYSIS OF SHIP ENERGY-SAVING DEVICE

ABSTRACT

Along with the price of ship fuel oil rises, the technique of ship energy-saving arouses wide attention. Hydrodynamic energy-saving device is one of the important means to promoting indexes of EEDI and EEOI. Ship hydrodynamic energy-saving device, according to the relative position with the propeller and its action mechanism can be divided to forward flow pitch controlling and optimization of energy recycling behind the propeller. The common ship hydrodynamic energy-saving device the technique of which is mature includes wake compensating duct, fairing, commutating fin, boss cap fins and rudder ball and so on and they have been made widely available.

With the development of computational fluid dynamics technology, numerical simulation has become a powerful means with increasing importance to solve the problem in engineering studies. The front pre-swirl guide impeller based on the prediction of CFD performance optimizing is designed in this paper which perform an important function of improving the flow uniformity in upper half plane of the propeller and the efficiency of hull with the propeller, reducing the propeller wake rotation energy loss, thus getting considerable energy saving effect (three percent to five percent). All computations in this paper are performed by our solver naoe-Foam-SJTU developed based on the open source CFD toolbox OpenFOAM®. The foundation of computations is based on the RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes) equation with the VOF method to compute the free surface and a $k-\omega$ SST (Shear Stress Transport) model for the turbulent viscosity.

Work of this paper focuses on the following aspects:

1. A discussion of the basic equations and numerical methods on towing-tank test;

2. The numerical simulation of towing-tank test on a VLCC(Very Large Crude Carrier)weighed 320 million kg in viscous flows is carried out .The ship resistance from computation is compared with the one from real experiments so as to verify the reliability and the practicability of the programme;

3. The processing software is utilized to extract free surface and obtain such flow field information as streamline, wake field and velocity vector at the propeller disk and so on. The hull efficiency method is put forward to estimate the quantitative effect of energy-saving. Principle and effect of energy conservation by the front pre-swirl guide impeller are studied and verified.

Key words: Hydrodynamic energy-saving device, The front pre-swirl guide impeller, numerical simulation, VLCC(Very Large Crude Carrier), flow fields at the stern, OpenFOAM®, wake.

目 录

第一章 绪论.....1
1.1 课题研究背景及意义.....1
1.2 关于 OpenFOAM.....2
1.3 主要内容介绍.....2
第二章 数学建模.....4
2.1 控制方程.....4
2.2 雷诺平均 Navier-Stokes 方程(RANS).....4
2.3 湍流模型.....5
2.4 自由面捕捉.....6
2.5 表面张力.....7
2.6 控制方程最终形式.....7
2.7 本章小结.....8
第三章 数值方法.....9
3.1 有限体积法.....9
3.2 时间离散.....9
3.3 空间离散.....9
3.4 方程的离散.....10
3.4.1 瞬态项的离散.....10
3.4.2 对流项的离散.....10
3.4.3 耗散项的离散.....10
3.4.4 源项的离散.....11
3.5 压力速度耦合求解.....11
3.6 动量方程的非线性处理.....13
3.7 求解流程.....13
3.8 本章小结.....13
第四章 某 32 万吨 VLCC 拖航试验 CFD 数值模拟.....15
4.1 符号表示.....15
4.2 船型.....15
4.3 前置预旋导轮.....18
4.4 计算坐标系.....19
4.5 计算工况.....19
4.6 计算网格.....21
4.7 阻力计算结果.....23
4.7.1 模型尺度 CFD 准确性验证.....23
4.8 附带节能装置与不带节能装置阻力比较.....26
4.9 本章小结.....26
第五章 节能装置对于船体周围流场的影响.....27

5.1 后处理.....27
5.2 自由面结果.....27
5.3 船艉附近流线.....28
5.4 桨盘面处伴流分布.....29
5.5 桨盘面处的速度矢量.....34
5.6 节能增效的定量估算.....35
5.6.1 体积力法.....35
5.6.2 船身效率节能效果评估法.....36
5.7 本章小结.....38
第六章 总结与展望.....39
6.1 总结.....39
6.2 展望.....39
参考文献.....40
谢辞.....43

第一章　绪论

船舶是高能耗的运输工具，船舶燃料的成本占船舶航运运营总开支成本的比例相当高。据资料统计，油船的燃油运营成本约占到 60 %，散货船约占 50 %，定期客货船约占 35 %，部分小型运输船也占到 25 % 一 30 %。近些年，国际上石油价格居高不下，能源紧缺，特别是在 2008 年经济危机席卷全球之后，引发了世界性的能源紧张，可以预见的结果就是船舶运输成本也随之快速上浮，与此同时，船舶也是温室气体排放的主要来源之一，国际海事组织（IMO）近些年不断制定推出新规范、新公约来限制温室气体的排放量。自 MEPC 会议在 2013 年 1 月 1 日发布 EEDI [1] 起至今，我国各科研院所、船级社、高等院校和全国范围内的舰船厂对我国船舶的 EEDI 值开展了严格的检验。研究机构通过与 MEPC 提供的 EEDI 基线进行比较发现，国内 63%的散货船的 EEDI 指数处于基线以上；并且有 73%的共同规范(CSR)散货船超过指数标准。EEDI 将在 2015 年 1 月 1 日起在全国范围内强制执行，势必会严重影响国内整个船舶工业的局面。就我国目前国情而言，我国船舶的碳排放量对大气环境造成了少量的污染，主要包括以下几个方面原因：首先是我国船舶污染物排放控制标准较低，加上我国的低硫燃油生产技术水平和产量还有待提高；其次就是我国的船舶柴油机技术不够先进，不能达到理想的排放标准。在全球低碳排放趋势的号召下，“绿色船舶”已成为未来船舶的代名词，其内涵是集 “环保 、能效、安全、舒适”于一体的综合性船舶，绿色船舶的也从过去单一讲求环保、注重安全向“高效、减排、循环再利用、以人为本”等全新的标准转移。在这一变化的趋势下，智能的节能型船舶已经走进入人们视野，因此，船舶节能技术已然成为全球造船界和航运界研究的重要热门课题，它关系到节约能源、环境保护以及船舶运营经济效益，可持续发展等实际问题。船舶节能技术包括船型优化研究，水动力附体节能装置开发，推进装置优化以及一些特殊的节能技术，对于本次课题，就是研究船舶节能附体水动力装置——前置预旋导轮。船舶水动力节能装置因具有节能省油和减少排放的双重功效而倍受业界人士关注，对于船舶水动力节能装置的研究成为时下的热点。

1.1 课题研究背景及意义

船舶水动力节能装置，通常情况下，根据其与螺旋桨的相对位置和节能原理可以分为桨前进流优化控制和桨后能量回收两种。目前常见并技术成熟大量投入使用的船舶水动力节能装置有伴流补偿导管、整流罩、整流鳍、毂帽鳍和舵球等等。本次课题研究的节能附体是前置预旋导轮[2]，导轮安装于桨前，靠近螺旋桨近前方，轴心偏置于螺旋桨桨轴上方，内部设有产生预旋流动的 4～5 叶导叶，导叶外周为导管；它的预期节能作用是改善螺旋桨盘面入流的均匀性、提高螺旋桨船身效率、降低螺旋桨尾流旋转能量损失等，从而达到一定的节能效果。目前已经投入使用的船舶水动力节能装置节能效果比较理想、结构简单、经济实用、易于安装、适用范围广泛、使用安全可靠。如安装在舵叶尾部的舵球，是一种对称形回转椭球体，其中心线和桨轴中心线重合，在安装的时候，舵球端部尽可能靠近桨毂帽，以便拆卸螺旋桨，舵球可以消除或减小毂涡，减缓尾流收缩的能量耗散，提高螺旋桨推进效率。毂帽鳍是另一种常用的水动力节能装置，毂帽鳍是固定在螺旋桨毂帽上的，小鳍片的数量与螺旋

桨桨叶数目相同，但是直径仅为螺旋桨直径的 1/4。大量模型试验数据分析其节能原理主要是消除螺旋桨产生的毂涡，减少漩涡能量的耗散，减振降噪。通常情况下螺旋桨桨叶数越少，螺距比越大的螺旋桨，安装毂帽鳍以后的节能效果越明显。另外，经过不断的尝试和经验累积，人们发现毂帽鳍相对于螺旋桨桨叶的安装角度对于其节能效果有很大影响，安装的时候必须确保正确的安装角度，否则该节能装置达不到应有的效果。大量实船试验结果表明，由于船模和实船存在尺度效应，毂帽鳍在实船上比在船模上有更为显著的节能效果。

在船舶水动力节能装置的研究过程中，由于实尺度装置造价昂贵，如何快速准确预报船舶节能附体的节能效果是非常重要的，同船舶快速性和耐波性问题一样，过去在船舶建造之前，通常通过船模试验的方法来分析船舶的水动力性能，但 90 年代起，随着计算机技术的迅猛发展，CFD [3] (Computational Fluid Dynamics) 方法可以解决越来越多的水动力学问题，其优势在于缩短开发周期，减少船模的水池试验次数，节省研究经费，通过计算机可视化处理得到直观的流场信息，因此，CFD 相较于模型试验而言更适合研究形式多样，难以直接观察的水动力节能装置。

与此同时，船模试验的精度也得到了工程界的广泛认可。而 CFD 若要想在工程中得到广泛的应用，必须克服准确性这个难点，计算精度受网格，边界条件，算法，模型等诸多因素的影响。因此本次课题还将计算值与实验值进行对比，来验证此次数值模拟的可信度。

1.2 关于 OpenFOAM

OpenFOAM [4] 是 Open Field Operation and Manipulation 的简称，它实现的是(张量)场的运算和操作，是一个完全由 C++编写的面向对象的 CFD 类库，OpenFOAM 的前身为 FOAM（Field Operation and Manipulation 的简写），在这款软件中，我们可以用日常习惯的方法将偏微分方程有限体积离散化，在建模方面，它支持多面体网格，对于处理复杂几何外形的模型毫无问题，其自带的 snappyHexMesh 网格划分工具可以快速高效的划分六面体+多面体网格，并且网格质量较高，不粗糙。更为强大的是，OpenFOAM 支持大型并行计算，加上 GPU 运算优化可以大大提高计算效率。

与大多数商业 CFD 软件（如 ANSYS、 Fluent）不同的是， OpenFOAM 是一个开源的 CFD 软件包，任何普通用户都可以到网上自由下载和传播其公布的开源代码，这是 OpenFOAM 极大的优势所在，同时，用户可以方便地在其官方网站上下载最新版本的代码自行编译。OpenFOAM 可以求解的问题范围非常广，许多工程上的复杂流体问题比如化学反应、湍流、热传导等，还能对固体动力学和电磁学这些领域内的相关问题求解。

简单而言，在 CFD 的环境里，每一种类型的流体运动都可以用一系列的偏微分方程表示，求解偏微分方程的代码，即为 OpenFOAM 的一个求解器。OpenFOAM 有许多现成自带的求解器，用户可以根据自己的问题选择合适的求解器进行求解。例如针对一个简单的单相牛顿流体层流运动，就可以用其自带的 icoFoam 求解器进行求解。

1.3 主要内容介绍

本次毕设在开源代码平台 OpenFOAM 的基础上，利用组内开发的 naoe-Foam-sjtu 求解器通过求解 RANS [5] 方程数值模拟某 32 万吨 VLCC 有节能附体情况下的静水拖航问题，对模型尺度和实尺度两种情况下的船舶阻力和粘性流场进行数值计算。以下是本次毕设课题的具体内容：

（1）查看国内外文献，了解船舶节能附体的原理特点、研究进展、发展状况；熟悉 Linux 系统；学习计算流体力学，开源软件 OpenFOAM， 以及 naoe-Foam 求解器中所运用的基本算法、离散格式以及湍流模型[6] 等；同时学习后处理软件 paraview 等等。

（2）第二章中介绍了研究问题的数学模型和所涉及的控制方程相关背景知识。

（3）第三章中介绍了对控制方程进行数值求解时所用到的数值离散方法。

（4）第四章数值模拟了模型尺度下，该 VLCC 在有无节能装置的情况下的拖航试验，将两种情况下得到的阻力计算值作对比，再与拖曳水池拖航试验的实验值作对比，验证数值计算的可靠性。

（5）第五章根据之前的拖航试验数值模拟计算结果，提取自由面、流线、桨盘面伴流场、桨盘面速度矢量等等流场信息并且采用船身效率法估算节能效果。

（6）第六章对本次课题做出总结，对前置预旋导轮的水动力性能作了整体的描述，并且对后续工作进行了展望，也是本文的目的所在。

第二章　数学建模

2.1 控制方程

对于任何流体有：

连续性方程(2-1)和动量方程(2-2)

$$\frac{\partial \rho}{\partial t}+\nabla\cdot(\rho U)=0 \tag{2-1}$$

$$\frac{\partial \rho U}{\partial t}+\nabla\cdot(\rho UU)=\rho g+\nabla\cdot\sigma \tag{2-2}$$

其中：σ为应力张量；　U 为速度矢量；ρ为密度；

而对于牛顿流体，有牛顿粘性定律：

$$\sigma=-\left(P+\frac{2}{3}\mu\nabla\cdot U\right)I+\mu[\nabla U+(\nabla U)^{T}] \tag{2-3}$$

其中：P 为总压力；μ为流体动力粘度；I 为单位矩阵；

所以，对于牛顿流体有：

连续性方程(2-4)和动量方程（Navier-Stokes 方程）(2-5)

$$\frac{\partial \rho}{\partial t}+\nabla\cdot(\rho U)=0 \tag{2-4}$$

$$\frac{\partial \rho U}{\partial t}+\nabla\cdot(\rho UU)=\rho g-\nabla\left(P+\frac{2}{3}\mu\nabla\cdot U\right)+\nabla\cdot[\mu(\nabla U+(\nabla U)^{T})] \tag{2-5}$$

而对于不可压牛顿流体，方程可进一步简化：

连续性方程(2-6)和动量方程(2-7)

$$\nabla\cdot U=0 \tag{2-6}$$

$$\frac{\partial \rho U}{\partial t}+\nabla\cdot(\rho UU)=\rho g-\nabla P+\mu\nabla^{2}U \tag{2-7}$$

2.2 雷诺平均 Navier-Stokes 方程(RANS)

湍流的特性可以概括为：三维，非定常（随时间变化），多尺度，因此直接模拟湍流的计算代价非常大，会耗费很大的成本，为了在有限的计算机资源条件下模拟湍流，流体力学学者在近些年提出了包括 LES（大涡模拟 large eddy simulation）和 RANS（雷诺平均 Navier-Stokes 方程）几种非直接模拟湍流的方法。RANS 是雷诺平均 Navier-Stokes 方程，其中的平均指的是算术平均，比如一点的平均速度，先在同样的条件下做 n 次流动实验，把 n 次测得的结果做算术平均，就可以得到平均速度；而大涡模拟 LES 中的平均指的是空间平均，而且这个空间平均往往是加权平均而不是空间各点的算术平均，权重即是滤波算子。关于这二者的区别是平均方式的不同，尽管如此，二者的平均方式之间任然有一定的联系。

本次课题采用 RANS 方程作为基本控制方程，RANS 是目前使用最广泛的湍流数值模拟方法，其核心思想是将非稳态方程对时间作平均，通过改变方程的形式将一个非定常的湍流问题转化为一个定常的问题，解决了湍流的非定常的阻碍，以方便研究，但是这样做的代

价是会出现额外的未知应力，称为雷诺应力，其形式上也和应力的地位相同。另外，RANS 因为改变了求解的方程，所以在网格划分的时候对于网格的要求也和真正的非定常湍流模拟不一样，大部分情况下在壁面的法向网格密度达到要求即可，对于其他方向的网格划分条件要求不高。

首先本次课题数值水池是粘性不可压气液两相流问题（通常可将水看作不可压缩流体；对于空气，由于流速较低，也将其视为不可压缩的），需要考虑表面张力对于自由面的影响。上述(2-6) (2-7)基本方程可转化为：

$$\nabla \cdot \mathrm{U} = 0 \tag{2-8}$$

$$\frac{\partial \rho \mathrm{U}}{\partial \mathrm{t}} + \nabla \cdot (\rho \mathrm{UU}) = \rho \mathrm{g} - \nabla \mathrm{P} + \nabla \cdot [\mu(\nabla \mathrm{U} + (\nabla \mathrm{U})^{\mathrm{T}})] + f_\sigma \tag{2-9}$$

其中，t 为时间；U 为速度场；P 为压力；μ为动力粘度；f_σ为表面张力项，表示自由表面张力沿界面法向的分量，其作用是平衡界面两边的压力差，因为只有在气液界面处存在压力差，所以表面张力项仅在气液接触的自由界面处起作用，而在其他位置处的值为零，它可由下面的表达式确定：

$$f_\sigma = \sigma \kappa(x) \vec{n} \tag{2-10}$$

其中，σ是张力系数，为一常量，它可以理解为自由面每增加单位面积时所需要做的功；$\vec{n}$为界面处的单位法向量；κ表示界面处曲率，即：

$$\kappa(x) = \nabla \cdot \vec{n} \tag{2-11}$$

将各物理量均用以上形式表示后代入上述连续性方程和动量方程(2-8) (2-9)中，先略去表面张力项，并通过对时间取平均，即得到湍流时均流动的控制方程：

$$\nabla \cdot \mathrm{U} = 0 \tag{2-12}$$

$$\frac{\partial \rho \mathrm{U}}{\partial \mathrm{t}} + \nabla \cdot (\rho \mathrm{UU}) = \rho \mathrm{g} - \nabla \mathrm{P} + \nabla \cdot [\mu(\nabla \mathrm{U} + (\nabla \mathrm{U})^{\mathrm{T}})] + \nabla \tau_t \tag{2-13}$$

其中，较原方程多出了一项未知数τ_t，即定义为为雷诺应力。

2.3 湍流模型

上述提到，雷诺应力的出现使方程出现了额外的未知数，为了能够重新求解方程，即使得方程变得封闭，需要引入某种处理方式或者假设进行刻画，这就是所谓的湍流模式或者称为湍流模型。根据对雷诺应力做出的假设与处理方式的不同，常用的基于 RANS 方程的湍流模型主要分为三大类：线性粘涡模型、非线性粘涡模型以及雷诺应力模型。而线性粘涡模型又包括代数模型、一方程模型和二方程模型等等。目前，在有关粘性流场的数值模拟计算中，通常使用的湍流模型为二方程模型。二方程模型主要分为 k－ϵ 模型[7]（包括标准 k－ϵ 模型、RNG k－ϵ 模型以及 Realisable k－ϵ 模型）和 k－ω 模型[8]（包括 Wilcox k－ω 模型，改进型 Wilcox k－ω 模型以及 k－ω SST[9]（Shear Stress Transport）模型）两大类。本文采用的是 k－ω SST 模型，该模型结合了 k－ω 模型和 k－ϵ 模型的优点，也就是前者可保证在壁面处求解的精确性和可靠性，后者不受自由面的影响，在广泛的流动领域中有更高的精度和可靠性（逆压梯度流动、翼型、跨音速激波）。k－ω SST 模型之所以称之为二方程模型，是因为该模型额外引入了两个输运方程来表征流场中的湍流特征，这使得该模型可以计算湍动能的对流和扩散对流场的影响。下面将阐述如何通过该湍流模型求解雷诺应力。

涡粘模型方法引入湍动粘度(turbulent viscosity)，把雷诺应力表示成湍动粘度的函数，继而转化为求解这种湍动粘度。而关于湍动粘度的提出是基于 Boussinesq [10]的涡粘假定[11]，

该假定建立了雷诺应力相对于平均速度梯度的关系，即：

$$\tau_{ij}=-\rho\overline{u_i'u_j'}=\mu_t\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)-\frac{2}{3}\left(\rho k+\mu_t\frac{\partial u_k}{\partial x_k}\right)\delta_{ij}=\mu_t\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)-\frac{2}{3}\rho k\delta_{ij} \tag{2-14}$$

其中，$\mu_t=\rho\nu_t$ 为湍动粘度，ν_t为涡粘度，空间坐标的函数，取决于流动状态；u_i为时均速度； δ_{ij}为“Kronecker delta”符号矩阵(当 i=j 时，δ_{ij}=1；当 i≠j 时，δ_{ij}=0)； k 为湍动能，可定义为：$k=\frac{\overline{u_i'u_j'}}{2}=\frac{1}{2}(\overline{u_1'^2}+\overline{u_2'^2}+\overline{u_3'^2})$ (2-15)

将(2-14) (2-15)代入(2-13)中即可通过简化得到引入线性涡粘二方程模型的 RANS 方程：

$$\frac{\partial\rho U}{\partial t}+\nabla\cdot(\rho UU)=\rho g-\nabla P+\nabla\cdot\left[\mu_{eff}(\nabla U+(\nabla U)^T)\right] \tag{2-16}$$

其中，$\mu_{eff}=\rho(\nu+\nu_t)$称为有效动力粘性系数。另，这里的简化是指含有$\delta_{ij}$的项在数值处理中归并入压力项 P 中；以及略去表面张力项，在后续 2.5 小节中再给出其数值求解。综上所述，方程(2-16) 即为贯穿本次课题的控制方程。

到此，方程的基本形式已经给出，但求解方程仍需对湍动粘度μ_t进行确定。k－ω SST 模型由 F.R.Menter 在 1994 年提出的，近壁面的情况下可以利用 k-ω SST 模型捕捉到粘性底层的流动。而在主流区域利用 k- ϵ 模型又可以避免 k-ω 模型对入口湍动参数过于敏感的劣势，μ_t可根据他给出的理论模型确定。

2.4 自由面捕捉

本文采用带有人工压缩技术的 VOF[12] 法来捕捉自由液面的变化，这种人工压缩技术方法的优点是可以控制数值耗散并拥有较高的自由液面捕捉精度。VOF 方法的基本思想是把体积分数 α 作为标记两相流体的指标函数，它在气液两相交界面定义一个过渡层，在这个过渡层内液体的体积分数 0<α<1。 通过加密网格，使过渡层足够的薄，能够较好的捕捉到自由液面。VOF 方法中使用体积分数函数 α 作为指标函数来定义流场内的流体，定义式如下：

$$\alpha=\begin{cases}1, & \text{网格内是液体}\\ 0, & \text{网格内是气体}\\ \in(0,1), & \text{过渡层}\end{cases} \tag{2-17}$$

其中，α 是空间点与时间的函数，由于其与两相流体相关联，因此同样满足下面的连续性方程：

$$\frac{\partial\alpha}{\partial t}+\vec{u}\cdot\nabla\alpha=0 \tag{2-18}$$

求解式(2-21)，自由面的位置能够通过 α 的定义确定。同样，采用体积分数函数 α 后，我们可以依据 α 来确定计算网格内任意位置的密度 ρ 和动力粘性系数 μ，计算公式如下（其中的下标 l 和 g 分别表示水和空气）：

$$\rho=\alpha\rho_l+(1-\alpha)\rho_g \tag{2-19}$$

$$\mu=\alpha\mu_1+(1-\alpha)\mu_g \tag{2-20}$$

下式为修正后 VOF 方法的控制方程：

$$\frac{\partial\alpha}{\partial t}+\nabla[(\vec{u}-\vec{u}_g)\alpha]+\nabla[\vec{u}_r(1-\alpha)\alpha]=0 \tag{2-21}$$

在上式中，等号左边前两项表示传统 VOF 的输运项，第三项是附加的人工压缩项。其

中，压缩项含有 α(1－α)，这样该项仅对过渡层有影响，即在自由界面处才起作用，起到压缩的效果。U_r 为压缩界面的速度场，单元表面的速度场可以通过界面区域的最大速度值来计算：

$$U_{r,f} = n_f min\left\{C_a \frac{|f|}{|S_f|}, max\left(\frac{|f|}{|S_f|}\right)\right\} \tag{2-22}$$

上式中，下标 f 代表物理量储存在网格单元面上，ϕ 是单元表面的速度通量。

2.5 表面张力

对于气液两相流问题问题，由于流体域存在一个不能事先预知其具体形状与位置的自由边界，即所谓的自由面，所以表面张力无法精确求解。Brackbill 等人[13] 使用 CSF (Continuum Surface Force) 模型来处理表面张力，该模型将表面张力的作用看做是作用在过渡区域的连续体积力，因此表面张力项可以近似用下式表示：

$$\int_{S(t)} \sigma\kappa' n' \delta(x - x')dS \approx \sigma\kappa\nabla\gamma \tag{2-23}$$

其中，其中，σ 代表表面张力，文中所有算例均取 $\sigma = 0.07kg/S^2$，k 是自由面的曲率，由下式定义：

$$k = \nabla \cdot \left(\frac{\nabla\gamma}{|\nabla\gamma|}\right) \tag{2-24}$$

在数值求解过程中 k 由自由面的单位法向矢量 **n** 计算得到：

$$k = -\nabla \cdot n = -\frac{\sum_f S_f \cdot n_f}{V_i} \tag{2-25}$$

其中，V_i 为网格单元的体积；$\sum_f$ 表示对所有网格面上的物理量求和。

2.6 控制方程最终形式

在对控制方程进行离散之前，需要重写动量方程(2-16)，更适合数值计算

(1) 引入压力修正项 p^*

$$p^* = p - \rho \boldsymbol{g} \cdot \boldsymbol{x} \qquad \nabla p^* = \nabla p - \nabla\left(\rho \boldsymbol{g} \cdot \boldsymbol{x}\right) = \nabla p - \rho \boldsymbol{g} - \boldsymbol{g} \cdot \boldsymbol{x}\nabla\rho \tag{2-26}$$

其中，p^* 是修正压力项（动压力），其值等于总压力减去静水压力；∇p^* 代表修正压力梯度。

(2) 将粘性项展开。

$$\nabla \cdot \left(\mu_{eff}\left(\nabla \boldsymbol{U} + \left(\nabla \boldsymbol{U}\right)^T\right)\right) = \nabla\left(\mu_{eff}\nabla \boldsymbol{U}\right) + \nabla\left(\mu_{eff}\left(\nabla \boldsymbol{U}\right)^T\right) = \nabla\left(\mu_{eff}\nabla \boldsymbol{U}\right) + \left(\nabla \boldsymbol{U}\right)\cdot\nabla\mu_{eff} + \mu_{eff}\nabla\left(\nabla \cdot \boldsymbol{U}\right)$$

$$= \nabla\left(\mu_{eff}\nabla \boldsymbol{U}\right) + \left(\nabla \boldsymbol{U}\right)\cdot\nabla\mu_{eff} \tag{2-27}$$

(3) 设置消波区，引入源项 f_s，并且加入网格速度 $\boldsymbol{U}_g$

将方程(2-26) (2-27)代入(2-16)中，即可得到本次课题数值计算之前需要的最终控制方程(2-28) (2-29)。

$$\nabla \cdot \vec{u} = 0 \tag{2-28}$$

$$\frac{\partial \rho \boldsymbol{U}}{\partial t} + \nabla \cdot [\rho(\boldsymbol{U} - \boldsymbol{U}_g)]\boldsymbol{U} = -\nabla p^* - \boldsymbol{g} \cdot \boldsymbol{x} \nabla \rho + \nabla \cdot (\mu_{eff} \nabla \boldsymbol{U}) + (\nabla \boldsymbol{U}) \cdot \nabla \mu_{eff} + f_\sigma + f_s \tag{2-29}$$

其中，$\boldsymbol{U}$ 表示速度场；$\boldsymbol{U}_g$ 表示网格节点的速度；ρ 表示空气和水的混合密度；p^* 表示动压力（压力修正项）；g 表示重力加速度；μ_{eff} 表示有效动力粘性系数；f_σ 为两项模型中的表面张力项；f_s 为消波区域所施加的源项。

2.7 本章小结

本章介绍了本次课题计算所采用的 RANS 控制方程；基于 RANS 的封闭性，引出了使其封闭的 k – ω SST 湍流模型；为了捕捉两相流的自由面问题，采用了 VOF 方法。对于动网格算例，需要考虑网格速度的影响，加入网格速度 $\boldsymbol{U}_g$，得到离散之前控制方程的最终形式。下一章将具体介绍用来离散此次课题控制方程所采用的数值方法。

第三章 数值方法

3.1 有限体积法

“离散”是数值计算中的核心部分。离散的意思就是将连续的物理量变成间断、离散化的量。不可压粘性流动的控制方程为一系列的偏微分方程组，数值方法是一种非常方便的求解这些方程组的方法，本质上是求解得到相对精确的近似结果。数值方法实际上是将控制方程组离散成代数方程组，通过求解代数方程组来得到原始方程组的近似解，并且保证精度可以达到人们工程上的要求。OpenFOAM 编写所所采用的数值离散方法为有限体积法(Finite Volume Method, FVM)[14]，也被叫做控制体积法(Control Volume Method)。具体又分为时间离散、空间离散和方程离散。空间离散，简单的说，就是在空间离散中，将计算区域划分为有限个控制体，也称为网格单元。各个控制体之间没有重叠切充满整个计算域。而时间离散则是对于瞬时响应问题，将时域离散为有限的时间单元；方程离散：将控制方程离散为代数方程组，方程组中的物理量则储存在网格的特定位置上（例如网格的角点、网格单元中心等）[15]。

3.2 时间离散

时间离散就是将整个时间域分割成有限个时间步，方程组的解是通过时间从初始规定的时刻开始不断向前推进得到的。因此，在时间离散方面，只需规定好计算中所需要的时间步长就足够了。

3.3 空间离散

空间的离散将计算域划分为一系列网格单元，或称为控制体积，所有的变量共用相同的控制体积。这些控制体积彼此没有任何重叠的部分，且所有控制体积能够完整的完整覆盖计算域，计算域的边界也被分割为若干连续单元的面。网格内的单元面分为两种：位于两个控制体积之间的面和与计算区域边界重合的边界面。

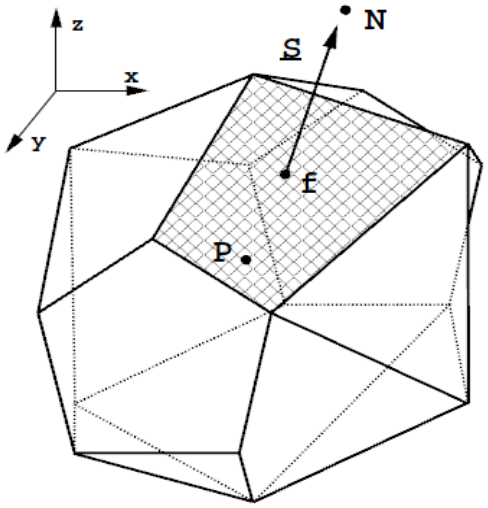

图 3-1 控制体积

图 3-1 即为一个典型的控制体积。计算点 P 位于控制体积的体积中心，计算域内的所有物理量均储存在每个单元的中心位置，故：

$$\int_{V_P}(x - x_P)dV = 0 \tag{3-1}$$

3.4 方程的离散

控制方程的通用形式：

$$\frac{\partial \rho\phi}{\partial t} + \nabla\cdot(\rho U\phi) - \nabla\cdot\left(\rho\Gamma_\phi\nabla\phi\right) = S_\phi(\phi) \tag{3-2}$$

其中：ϕ 为任一张量；$\frac{\partial \rho\phi}{\partial t}$为时间导数项，瞬态项，表示单位体积内 ϕ 的变化率；$\nabla\cdot(\rho U\phi)$为对流项，表示单位体积内 ϕ 的通量；$\nabla\cdot\left(\rho\Gamma_\phi\nabla\phi\right)$为耗散项，表示由于粘性耗散而引起的 ϕ 的输运率，Γ_ϕ为扩散系数；$S_\phi(\phi)$为源项，表示单位体积内 ϕ 的产生（消失）率；

现在对方程(3-2)从控制体积的体积 V_P 和时间段 t 到 t+Δt 上积分，得：

$$\begin{aligned}&\int_t^{t+\Delta t}\int_{V_P}\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t}dVdt + \int_t^{t+\Delta t}\int_{V_P}\nabla\cdot(\rho\vec{u}\phi)dVdt \\ &= \int_t^{t+\Delta t}\int_{V_P}\nabla\cdot(\Gamma\nabla\phi)dVdt + \int_t^{t+\Delta t}\int_{V_P}S_\phi(\phi)dVdt\end{aligned} \tag{3-3}$$

有限体积法的实质是通过对方程在一个控制体积内积分来得到一组离散的、易求解的代数方程组。

3.4.1 瞬态项的离散

首先对于瞬态项，在本文数值求解过程中采用的是一阶隐式欧拉格式(Euler Implicit) 来实现的。其特点是可以保证解的稳定，但解的精度只有一阶，相对较低。对于任意变量 ϕ 在 Δt 时间间隔内都可以用节点 P 处变量ϕ的值ϕ_P来表示整个控制体积 V_P 上变量ϕ的值，而且密度ρ在时间段 t 到 t+Δt 上为常量，则方程(3-3)中的瞬态项可变为：

$$\int_t^{t+\Delta t}\int_{V_P}\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t}dVdt = \int_{V_P}\left[\int_t^{t+\Delta t}\rho\frac{\partial\phi}{\partial t}dt\right]dV = \rho(\phi_P^{t+\Delta t} - \phi_P^t)V_P \tag{3-4}$$

3.4.2 对流项的离散

对于对流项，可以根据 Gauss 散度定理，将体积分转变为面积分，可得：

$$\int_{V_P}\nabla\cdot(\rho U\phi)dV = \sum_f S\cdot(\rho U\phi)_f = \sum_f S\cdot(\rho U)_f\phi_f = \sum_f F\phi_f \tag{3-5}$$

其中：$F=\sum_f S\cdot(\rho U)_f$ 为通过面 f 的质量流量，可通过对ρ和 U 差值得到，见式(3-19)。

3.4.3 耗散项的离散

$$\int_{V_P}\nabla\cdot\left(\rho\Gamma_\phi\nabla\phi\right)dV = \sum_f S\cdot(\rho\Gamma_\phi\nabla\phi)_f = \sum_f S\cdot(\rho\Gamma_\phi)_f(\nabla\phi)_f \tag{3-6}$$

(1) 正交网格的梯度计算

如果网格是正交的，则：

$$S\cdot(\nabla\phi)_f = |S|\frac{\phi_N - \phi_P}{|d|} \tag{3-7}$$

即可以通过面两侧控制体中心的的值来得到的面梯度。

(2) 非正交网格修正

如果网格并非完全正交的，可以将控制体积单元面的法向量 S 进行分解，将$S\cdot(\nabla\phi)_f$进一步分解为两个部分：

$$S\cdot(\nabla\phi)_f=\underbrace{\Delta\cdot(\nabla\phi)_f}_{\text{正交成分}}+\underbrace{k\cdot(\nabla\phi)_f}_{\text{非正交修正}} \tag{3-8}$$

矢量 S，Δ，k 满足下式：

$$S=\Delta+k \tag{3-9}$$

其中，Δ必须与 d 平行。

两个向量的选择有三种常用的修正方法有：最小修正法(Minimum Correction Approach)、正交修正法(Orthogonal Correction Approach) 以及过松弛法(Over Relaxed Approach)。本次课题所使用的求解器中采用的处理方法为过松弛法[16]。三种方法都将得到离散化的正交部分如下：

$$\Delta\cdot(\nabla\phi)_f=|\Delta|\frac{\phi_N-\phi_P}{|d|} \tag{3-10}$$

代入式(3-8)可以得到： $$S\cdot(\nabla\phi)_f=|\Delta|\frac{\phi_N-\phi_P}{|d|}+k\cdot(\nabla\Phi)_f \tag{3-11}$$

其中，式中的$\nabla\phi$可以通过中心差分法(Central Differencing)得到。

3.4.4 源项的离散

源项包含了原输运方程中无法被写成对流项、耗散项或者瞬时项的所有项，并且可以看做是$S_\phi(\phi)$的一般函数。在源项离散之前，先对源项进行线性化处理：

$$S_\phi(\phi)=S_u+S_p\phi \tag{3-12}$$

对$S_\phi(\phi)$在一个控制体积内进行积分：

$$\int_{V_P}S_\phi(\phi)dV=S_uV_P+S_PV_P\phi_P \tag{3-13}$$

3.5 压力速度耦合求解

通过上述这些方法对各项（除压力梯度项）进行离散之后，控制方程中的动量方程(2-29)可以写成如下积分形式，故该形式称为动量方程的半离散格式：

$$a_PU_P=H(U)-\nabla p \tag{3-14}$$

其中U_P是所求单元 P 的体积中心的速度。a_P和$H(U)$均为只跟速度有关的矩阵， H(U)项包含两部分：第一部分为“输运部分”(transport part)，包含了所求解节点的所有相邻节点的速度与相关系数的乘积之和；第二部分为“源部分”(source part)，包含了上一时刻的源项部分和除压力梯度以外的其他源项。

对于不可压缩流体的 NS 动量方程，H(U)可表达为下式：

$$H(U)=-\sum_N a_N U_N+\frac{U^0}{\Delta t} \tag{3-15}$$

对应的连续性方程的离散形式为：

$$\nabla\cdot U=\sum_f S\cdot U_f=0 \tag{3-16}$$

综合得到U_P的表达式：

$$U_P=\frac{H(U)}{a_P}-\frac{1}{a_P}\nabla p \tag{3-17}$$

控制体积单元面上的速度值可以表达为向面上插值的形式：

$$U_f=\left(\frac{H(U)}{a_P}\right)_f-\left(\frac{1}{a_P}\right)_f(\nabla p)_f \tag{3-18}$$

其中对流项中的体积通量 F 可以利用(3-18)式计算：

$$F=S\cdot U_f=S\cdot\left[\left(\frac{H(U)}{a_P}\right)_f-\left(\frac{1}{a_P}\right)_f(\nabla p)_f\right] \tag{3-19}$$

将(3-18)代入(3-16)中即可得到压力方程：

$$\nabla\cdot\left(\frac{1}{a_P}\nabla p\right)=\nabla\cdot\left(\frac{H(U)}{a_P}\right)=\sum_f S\cdot\left(\frac{H(U)}{a_P}\right)_f \tag{3-20}$$

(3-20)方程左边的拉普拉斯形式可以利用 3.4.3 中的方法进行离散。

故不可压缩流体 NS 方程最终的离散形式为：

$$a_P U_P = H(U)-\sum_f S(p)_f \tag{3-21}$$

$$\sum_f S\cdot\left[\left(\frac{1}{a_P}\right)_f \nabla\frac{1}{f}p\right]=\sum_f S\cdot\left(\frac{H(U)}{a_P}\right)_f \tag{3-22}$$

到此为止，所生成的离散方程组仍然不能直接求解。因为在控制方程(3-21) (3-22)中，速度和压力耦合在一起，同时也有方程间的耦合，导致流场的求解变得相当困难。

为了解决这个问题，发展出了两种解决方法，分别是分离式解法（segregated method）和耦合式解法（coupled method）。对于这两种方法，耦合式解法的主要思路是同时求解离散化的控制方程组，联立求解得到各个变量。该方法的逻辑相对简单，但计算效率较低、内存消耗大。相比之下，分离式解法依据迭代的思想，先给定初始的猜测值，然后按照顺序逐个求解各变量代数方程组，通过多次迭代，使速度和压力数值结果逼近真实物理场。本次课题采用了分离式解法求解控制方程组，具体采用了其中的压力隐式算子分割 PISO（Pressure Implicit with Splitting of Operators）算法。

PISO 算法最初由 Issa[17] 于 1986 年提出，最早是针对非定常可压流动问题而建立，后来经过改进在求解定常的流动问题中也得到了广泛的应用。PISO 算法加快了单个迭代步的收敛速度，采用的是一步预测、两步修正的方法来求解每一时刻的流动物理量，即先使用一个预估的速度或压力值，求解出相应的压力或速度值，然后再通过两次修正，得到满足精度的物理量，使得速度和压力解耦，并且能够更好地同时满足动量方程和连续方程。其计算步骤为：

（1） 预测步：利用假定或上一时刻计算得到的压力场p^*，求解动量离散方程，得到当前时刻的速度场u^*和v^*；

（2） 第一修正步：定义压力修正值p'，速度修正值u'、v'，求解压力修正方程，要求与p'相应的速度修正值u'，v'能使(u^*+u')和(v^*+v')满足连续性方程，得到经修正后的p^{**}、u^{**}和v^{**}；

（3） 第二修正步：类似于上一步，定义二次压力修正值p''，求解二次压力修正方程，得到p''，进而得到经二次修正的压力场：

$$p^{***}=p^{**}+p''=p^{*}+p'+p'' \tag{3-23}$$

通过p^{***}，可得到经二次修正的速度场u^{***}和v^{***}。

压力速度修正次数可通过算例文件 fvSolution 中 PISO 部分设定 nCorrectors 的值来设定。通常认为经过两次修正后得到的速度场和压力场已经满足精度要求，可以作为初值代入下一时刻计算。

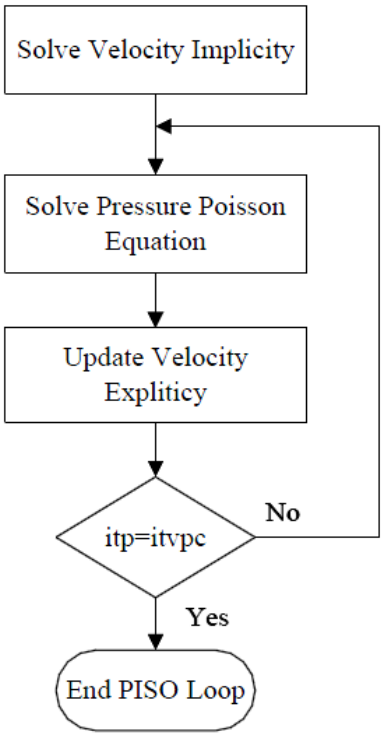

图 3-2 PISO 算法流程图

3.6 动量方程的非线性处理

动量控制方程中出现过非线性项为$\nabla\cdot(\rho UU)$，导致整个代数方程组不再是线性的。对于该项应进行线性化处理。利用 Gauss 散度定理，先将$\nabla\cdot(\rho UU)$改写为：

$$\nabla\cdot(UU)=\sum_f S\cdot(U)_f(U)_f=\sum_f F\cdot(U)_f=a_P U_P+\sum_N a_N U_N \tag{3-24}$$

其中，F，a_P，a_N均为速度U的函数。

接下来预估一个满足连续性方法(2-12)的速度解，然后根据这个预估解计算出(3-24)中的a_P，a_N。

3.7 求解流程

通过前面几节的阐述，现在可以完整地描述整个系统的求解流程，这包括了控制方程、以及其他施加在系统上的方程（湍流模式方程、VOF 方程等）。不可压缩粘性流的主要求解流程如下：

（1）初始化计算域，读取网格、边界条件信息；
（2）初始化流场；
（3）开始进行时间迭代；
（4）求解网格运动方程和网格移动通量；
（5）求解 VOF 方程；
（6）开始 PISO 循环直到整个速度压力系统达到残差要求；
（7）更新网格信息；
（8）开始新的时间步的计算。

3.8 本章小结

本章具体介绍了对 RANS 方程进行数值离散求解的有限体积法，阐述了有限体积法的基本思想，离散过程以及物理量存储等一系列问题，之后采用有限体积法对输运方程标准形式的各项进行离散。最后介绍了求解速度压力耦合方程的 PISO 算法以及整个流场的求解流程。到此已经完成了数值计算的准备工作，下一章将对某 32 万吨 VLCC 拖航问题进行数值计算，并且与实验进行比较，分析阻力计算结果。

第四章　某 32 万吨 VLCC 拖航试验 CFD 数值模拟

在本章中，将对于某 32 万吨 VLCC 在 14kn-18kn 航速下采用实尺度和模型尺度进行水动力性能数值计算。一共包括 4 个具体算例，分别是模型尺度下计算船型不带节能装置水动力性能模拟算例一和附带节能装置水动力性能模拟算例二，以及实尺度下计算船型不带节能装置水动力性能模拟算例三和附带节能装置水动力性能模拟算例四。

4.1 符号表示

本文统一使用以下的符号和意义，下标 s 即为实船，下标 m 即为船模。

$Ct=(Rt/\frac{1}{2}\rho V^2S)$	总阻力系数
$Cv=(Rv/\frac{1}{2}\rho V^2S)$	粘性阻力系数
$Cp=(R_P/\frac{1}{2}\rho V^2S)$	压阻力系数
Fn	傅汝德数，$Fn=\frac{V}{\sqrt{gL}}$
Rn	雷诺数，Rn=LV/ν
S	湿表面积
L_{pp}	垂线间长
L_{wl}	设计水线长
B	船中处船宽
T	船中处吃水
V_m	船模航行的速度
V_s	实船航行的速度
g	重力加速度
k	三因次形状因子
ν	运动粘度
ρ	质量密度

4.2　船型

本次计算的船型为排水量 32 万吨的超大型油轮 VLCC(Very Large Crude Carrier)，其垂线间长 L_{pp} 为 320m，设计吃水 20.5m，模型尺度的缩尺比为 40。 船型参数如表 4-1 所示，该船体模型的船首为类球鼻艏式，船尾为垂直方尾，模型及首尾部局部视图如图 4–1、4-2、4-3 所示。

表 4-1 船型主尺度

Table 1. Principle Dimensions of VLCC

参数	单位	模型尺度	实 尺度
缩尺比	—	40	—
垂线间长	L_{PP} (m)	8	320
设计水线长	L_{wl} (m)	8.1498	325.992
吃水	T (m)	0.5125	20.5
船模质量	M (kg)	5011.57	$3.207*10^8$
湿表面积	S (m^2)	17.9	28640
纵向惯性矩	I_{yy}($kg·m^2$)	20046.28*	—
密度	ρ(kg/m^3)	998.1	1025

*此处的纵向惯性矩为根据均匀质量估算的结果。

图4-1 整体视图

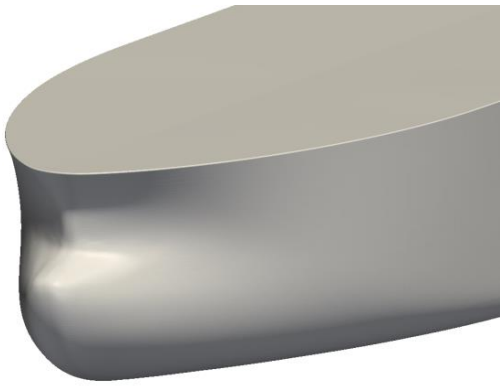

图 4-2 船艏局部视图

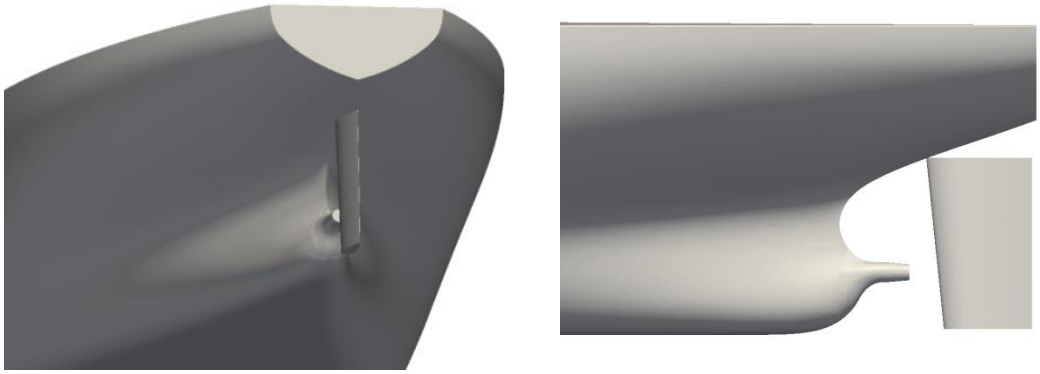

图 4-3 不带节能装置船艉局部视图

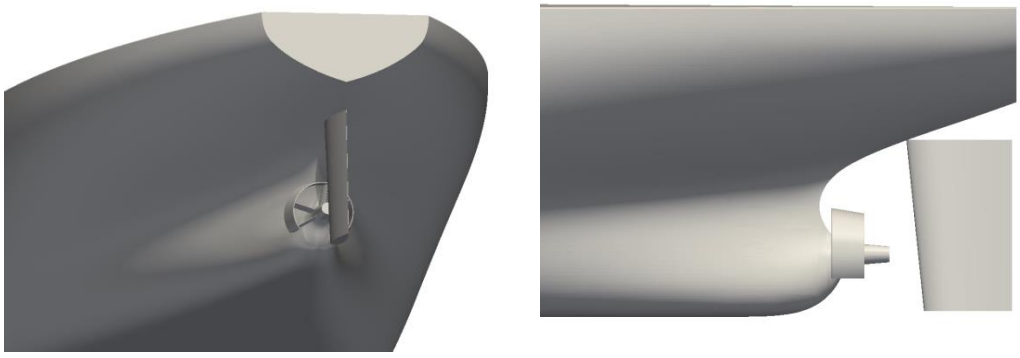

图 4-4 带节能装置船艉局部视图

4.3 前置预旋导轮

本次课题数值模拟的节能装置是前置预旋导轮，前置预旋导轮是一种新型的船舶节能设备，它实际上可以理解为是前置伴流补偿导管和预旋导叶的组合体，如图 4-5,4-6 所示，安装于螺旋桨近前方，轴心略微偏置于螺旋桨桨轴上方，内部设有产生预旋流动的 4-5 叶预旋导叶，导叶外周即为伴流补偿导管；

这种装置预期首先能够改善船艉流动分离，恢复艉部表面压力；水流通过导管时加速，使导管产生额外的推力，导叶能够产生预旋流，减小尾流旋转能量损失；另外，前置预旋导轮还能起到改善螺旋桨桨盘面入流的均匀性、减少螺旋桨的振动，提高螺旋桨船身效率；安装性能优良的前置预旋导轮可以提高螺旋桨推进效率，降低燃油消耗，降低碳排放量，从而使船舶达到节能效果，具有相当可观的节能效果和较大的市场应用前景。

中船重工七〇二所对前置预旋导轮和消涡鳍两者组合进行过模型试验，并且对某 5.7 万吨散货船进行过实船试验验证，取得了较好的节能效果，并且市场反馈良好。黄少锋等人则对补偿导管做过 CFD 数值模拟研究。Korkut[18] 在 2006 年通过实船航行数据比较了同一伴流补偿导管在不同船型上的节能效果。而早在 1994 年 Friesch[19] 就已经研究了尺度效应对伴流补偿导管的节能效果造成的影响。而国内外对于前置预旋导轮单独的研究较少。

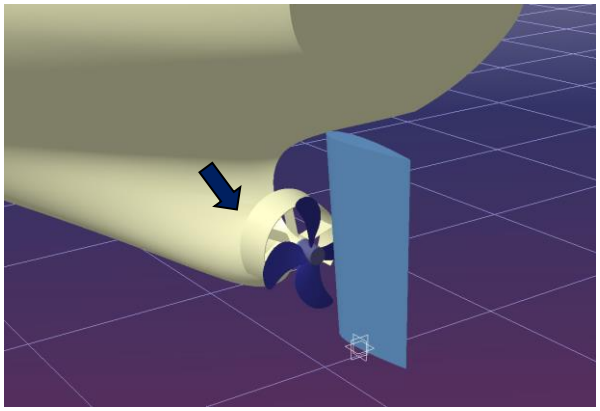

图 4-5 前置预旋导轮计算模型

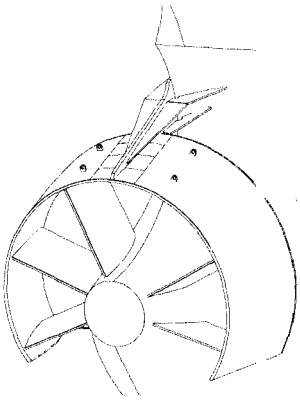

图 4-6 前置预旋导轮实际简化示意模型

4.4 计算坐标系

所有算例均不考虑船体运动，因此只要使用一个全局坐标系。坐标系定义如下：采用右手坐标系，坐标原点位于设计水线与首柱的交点，x 轴沿着船长方向指向船尾，z 轴正向垂直向上，y 轴正向可由右手定则判断，如图 4-7 所示。

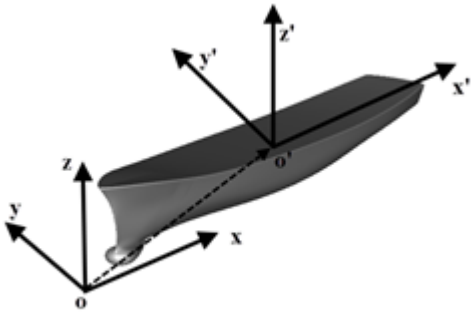

图 4-7 船体坐标系

4.5 计算工况

由于本次数值计算有真实的拖航试验作为参考，具体是不带节能装置的拖航试验阻力数据。所以为了和真实试验作比较，同时也是为了验证本次数值计算的准确性和可靠性，模型尺度两个算例中第一个不带节能装置的算例涉及的计算工况共有五个，与实验匹配，分别为模型对应实船 14kn 15kn 16kn 17kn 18kn 五个航速下在静水中航行的情况；第二个带节能装置的算例没有上述必要，涉及的计算工况则只有一个，为其对应实船设计航速 16kn 下在静水中航行的情况；算例三和算例四同样也是在实船设计航速 16kn 下在静水中航行的情况。详细计算工况如表 4-2,4-3,4-4,4-5 所示。在整个计算过程中，考虑到真实的船模试验也是在拖曳水池中完成，水的密度取常温 20℃时淡水密度，ρ= 998.1kg/m3。而实船是在海水上航行，水的密度取常温 20℃时海水密度，ρ= 1025kg/m3。计算中不考虑船体运动（垂荡和纵摇），模型始终保持正浮。

表 4-2 算例一设计工况

航速V_m	Fn 傅汝德数	Rn 雷诺数	自由度	ρ密度(kg/m^3)
14kn(1.138m/s)	0.126	9.18E+06	固定	998.1
15kn(1.221m/s)	0.135	9.85E+06	固定	998.1
16kn(1.303m/s)	0.144	1.05E+07	固定	998.1
17kn(1.383m/s)	0.153	1.12E+07	固定	998.1
18kn(1.465m/s)	0.162	1.18E+07	固定	998.1

表4-3 算例二设计工况

航速V_m	Fn 傅汝德数	Rn 雷诺数	自由度	ρ密度(kg/m^3)
16kn(1.303m/s)	0.144	1.05E+07	固定	998.1

表 4-4 算例三设计工况

航速V_m	Fn 傅汝德数	Rn 雷诺数	自由度	ρ密度(kg/m^3)
16kn(1.303m/s)	0.144	2.625E+09	固定	1025

表 4-5 算例四设计工况

•	Fn 傅汝德数	Rn 雷诺数	自由度	ρ密度(kg/m^3)
16kn(1.303m/s)	0.144	2.652E+09	固定	1025

算例三和算例四计算采用了实尺度，使得 Re 数非常大，达到了10^9，这使得这个算例的计算要耗费更多的时间和计算空间，而且计算难度也明显提高。

4.6 计算网格

本文所有算例的网格采用 OpenFOAM 提供的网格生成工具 SnappyHexMesh 生成。SnappyHexMesh 是 OpenFOAM 中的三维网格生成工具，导入 STL 格式的 3D 几何模型文件，就可以在此基础上划分加密六面体非结构化网格，该工具能够通过迭代的方式来不断优化初始生成的网格来捕捉模型的曲面，其特点是网格生成简单，加密灵活，适合并行运算，但有时会达不到预期的网格质量，这时需要后期加工。

SnappyHexMesh 的操作过程如下：

1. 创建简单的六面体网格，保证与 STL 表面相交，且为三维网格。
2. 根据 system/in snappyHexMeshDict 分裂网格
3. 删除位于 STL 内部 50%以上体积的网格
4. 根据 snappyHexMeshDict 中定义的加密区域进行网格加密
5. 根据 STL 表面对齐网格点
6. 依需要增加边界层

在这四个算例中，计算域的大小为：$-L_{pp}<x<4.0\,L_{pp}$，$-1.5\,L_{pp}<y<1.5\,L_{pp}$，$-L_{pp}<z<L_{pp}$,如图 4-8 所示。需在自由液面以及船体表面部分进行局部细化，以便精确捕捉自由液面和处理船体表面边界层内流速等物理量的剧烈变化，另，船体表面可以拓扑出边界层网格，以捕捉船体附近边界层内复杂的流场变化。全局网格以及局部的网格分布如图 4-9，4-10,4-11 所示。算例一整个计算域的网格数约为 2.37×10^6，算例二整个计算域的网格数约为 3.38×10^6。算例三和算例四是通过算例一和算例二模型比例放大计算得到的，故网格数量同算例一和算例二。

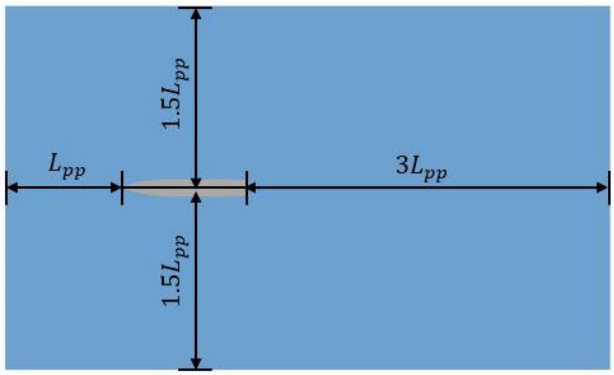

图 4-8 计算域

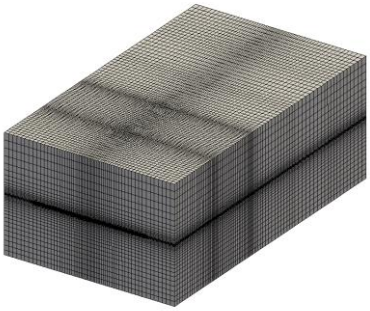

图 4-9 全局网格

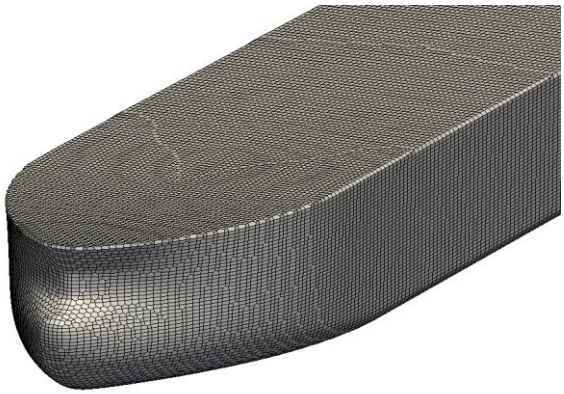

图 4-10 船艏局部网格

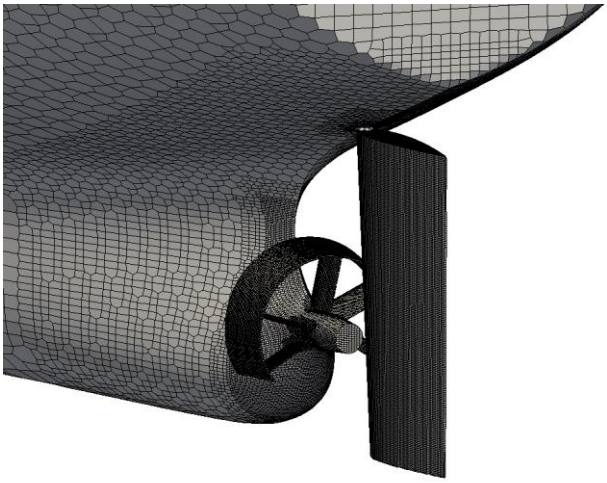

图4-11 船艉局部网格

4.7 阻力计算结果

A. 算例一在设计工况下的各项阻力成分计算结果如表 4-6 所示。

表4-6 算例一设计工况下各项阻力成分计算结果

Vs（kn）	Vm（m/s）	Ftotal(N)	Fpm（N）	Fvm（N）	Ctm	Cvm	Cpm
14	1.138	46.79	12.43	34.36	0.00411	0.00289	0.00114
15	1.221	53.62	14.43	39.19	0.00409	0.00294	0.00115
16	1.303	62.23	17.67	44.56	0.0041	0.002936	0.00116
17	1.383	66.88	17.43	49.45	0.00407	0.00296	0.00122
18	1.465	75.03	19.89	55.14	0.0041	0.00304	0.00126

4.7.1 模型尺度 CFD 准确性验证

本次数值计算有真实的拖航试验作为参考，可将计算值与实验值作比较，验证本次数值计算的准确性和可靠性。真实的拖航试验船模如图 4-12 所示

图 4-12 试验船模模型

拖航实验阻力数据如表4-7所示。

表4-7 算例一相同设计工况下拖航试验阻力实验数据

Vs（kn）	Vm（m/s）	Ftotal(N)	Fpm（N）	Fvm(N)	Ctm	Cvm	Cpm
14	1.138	45.41	10.69	34.72	0.00398	0.00305	0.00093
15	1.221	51.69	12.21	39.48	0.00394	0.00301	0.00093
16	1.303	59.02	14.60	44.42	0.00395	0.00297	0.00098
17	1.383	66.13	16.61	49.52	0.00393	0.00294	0.00099
18	1.465	74.84	19.81	55.03	0.00396	0.00292	0.00104

将算例一与实验的总阻力系数作对比，结果如下表 4-8，图 4-13，4-14 所示。

表4-8 相同设计工况下CFD与拖航试验阻力计算值实验值对比

总阻力系数 Ctm 对比	14kn	15kn	16kn	17kn	18kn
CFD	0.00411	0.00409	0.0041	0.00407	0.0041
拖航试验	0.00398	0.00394	0.00395	0.00393	0.00396
误差	3.16%	3.67%	3.66%	3.44%	3.41%

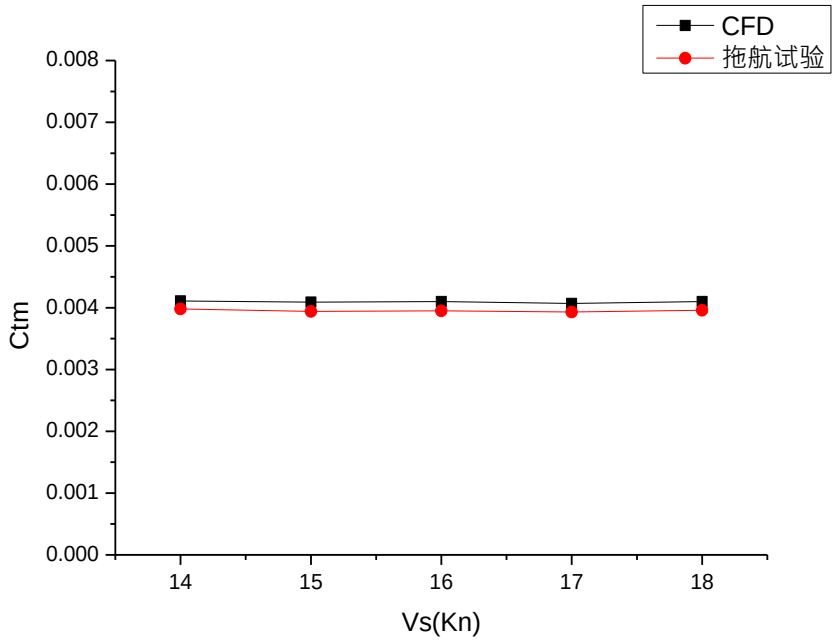

图 4-13　各航速下 CFD 与拖航试验总阻力接近度对比分析

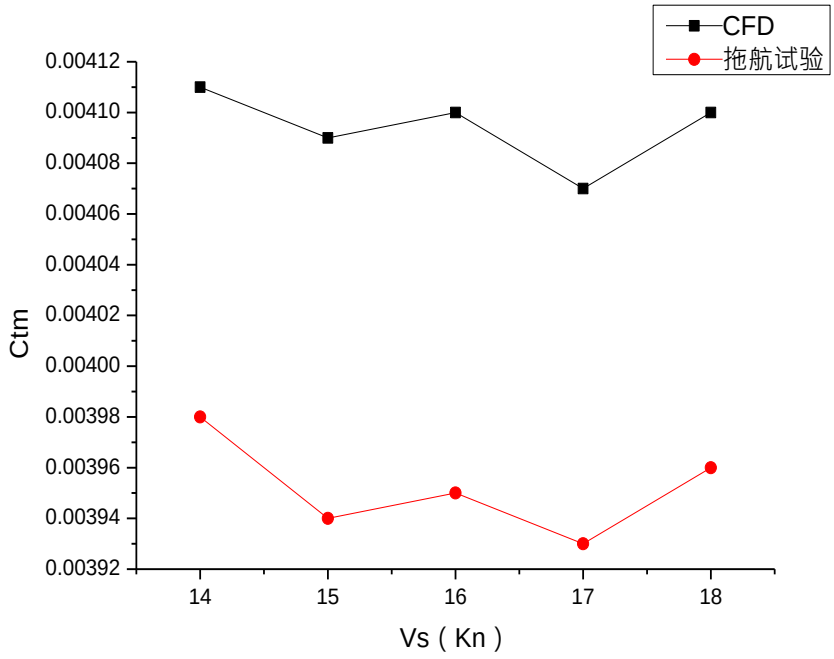

图4-14　各航速下CFD与拖航试验总阻力系数趋势对比分析

从模型试验及 CFD 计算总阻力系数的比较来看，CFD 计算值与模型试验的误差均在 3%左右，阻力变化趋势基本一致，说明在相同的计算条件（网格划分，湍流模型）下，本此课题的程序对于模型尺度算例计算的正确性和稳定性是值得信赖的，并且可为后续工作提供参考。

B．算例二在设计工况下的各项阻力成分计算结果如表 4-9 所示。

表4-9 算例二设计工况下各项阻力成分计算结果

Vs（kn）	Vm（m/s）	Ftotal(N)	Fpm（N）	Fvm（N）	Ctm	Cvm	Cpm
16	1.303	63.485	18.705	44.78	0.004182	0.002950	0.001232

C．算例三在设计工况下的各项阻力成分计算结果如表 4-10 所示。

表4-10 算例三设计工况下各项阻力成分计算结果

Vs（kn）	Ftotal（×10⁶N)	Fps（×10⁶N）	Fvs（×10⁶N）	Cts	Cvs	Cps
16	2.861	1.704	1.157	0.002824	0.001142	0.001682

D．算例四在设计工况下的各项阻力成分计算结果如表 4-11 所示。

表4-11 算例四设计工况下各项阻力成分计算结果

Vs（kn）	Ftotal（×10⁶N)	Fps（×10⁶N）	Fvs（×10⁶N）	Cts	Cvs	Cps
16	2.898	1.707	1.191	0.002862	0.001176	0.001686

4.8 附带节能装置与不带节能装置阻力比较

表4-12 算例一与算例二阻力对比

	Fpm（N）	Fvm（N）	Ftotal(N)	Δ（%）
算例一（不带节能装置）	16.67	44.56	62.23	-
算例二（附带节能装置）	18.705	44.78	63.485	2.02

表4-13 算例三与算例四阻力对比

	Fps（×10⁶N）	Fvs（×10⁶N）	Ftotal(×10⁶N)	Δ（%）
算例三（不带节能装置）	1.704	1.157	2.861	-
算例四（附带节能装置）	1.707	1.191	2.898	1.3

从表中最后一项阻力增加百分比可以看出，无论是模型尺度还是实尺度，安装了前置预旋导轮后，都会增大船体的总阻力，但增加的阻力值相对于总阻力很小，约占 1-2%左右，这是由于导轮的湿表面积小，所以增加的摩擦力小；其纵向投影面积小，所以增加的压阻力也小，总阻力的增加量为小量，因而导轮引起的阻力因素相对于其对推进性能的影响是极为次要的因素。

4.9 本章小结

本章首先交代了此次数值计算对象某 32 万吨 VLCC 的船型参数、计算坐标系和对应的 4 个计算工况，然后对前置预旋导轮的基本原理和国内外研究现状作了简要的介绍。对于数值计算的第一步前处理划分网格进行了详细的介绍，包括网格生成工具，网格生成过程，网格数量，计算域，网格整体和局部视图。接下来第一部分提取了数值计算中的阻力计算结果，将算例一模型尺度下不带节能的数值拖航试验与真实的实验数据作了纵向比较，根据对比结果来看，相对误差都在 3%左右，基本验证了此次建模计算的可靠性与准确性，可为后续工作提供参考。第二部分分别将模型尺度和实尺度下不带节能装置的工况和附带节能装置的工况进行了横向比较，分析对比结果，无论是模型尺度还是实尺度，安装了前置预旋导轮后，都会增大船体的总阻力，但增加的阻力值相对于总阻力很小，经过初步分析，由前置预旋导轮引起的阻力因素相对于其对推进性能的影响是极为次要的因素。在下一章，将进一步提取本次数值拖航试验的流场信息，全面地定性和定量分析节能装置的节能效果和原理。

第五章　节能装置对于船体周围流场的影响

本章将以模型尺度算例一不带节能装置和算例二附带节能装置作为比较对象，从自由面情况、船体表面压力、船体附近流线、船尾各剖面轴向速度分布，以及切向速度矢量等方面，定性定量分析节能装置对于船体周围流场的具体影响以及影响的程度，给出节能装置的节能原理及节能效果。

5.1　后处理

Paraview[20] 是 Openfoam 推荐的后处理软件，它是一款开源的可视化程序，可以实现跨平台的数据处理。利用计算机可视化环境，使用 Paraview 可以方便快捷地定量或者定性处理分析数据，并以交互方式 3D 生成可视化效果或以编程方式制作脚本，批次处理数据节省人力。计算机可视化正是 CFD 研究精细流场的优势所在，对于传统方法如模型试验而言是一项无法完成的任务。

5.2　自由面结果

如图 5–1、5–2 所示为算例一不带节能装置和算例二附带节能装置在静水航行时自由面的 3D 视图。

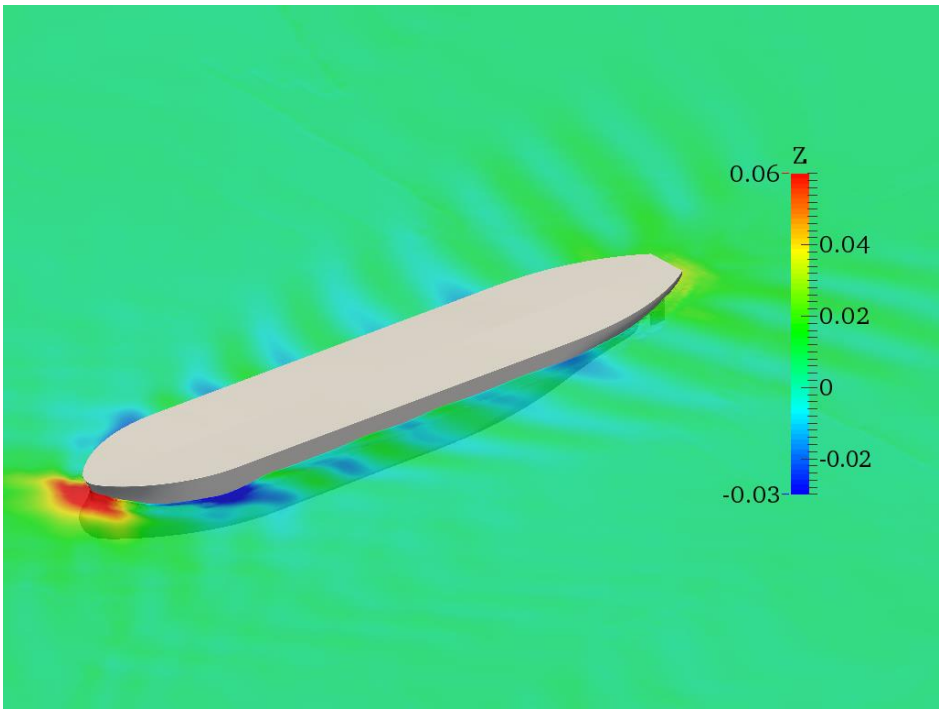

图 5-1　算例一不带节能装置的自由面情况

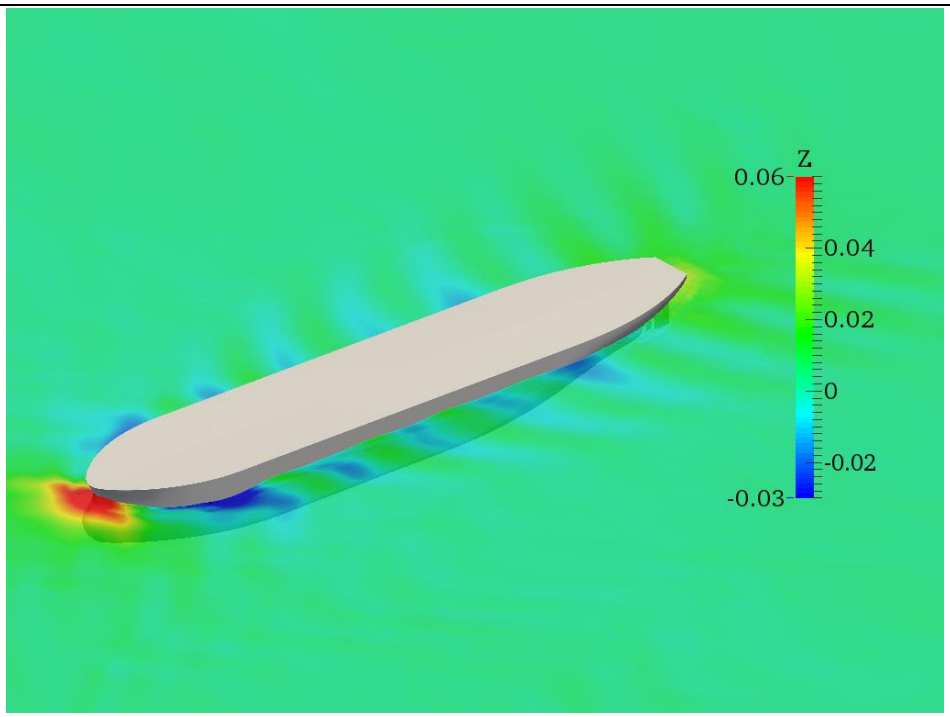

图 5-2　算例二附带节能装置的自由面情况

从自由面来看，由于附带节能装置前置预旋导轮安装在船艉且在自由面以下，该节能装置对于自由面波形几乎没有影响。

5.3　船艉附近流线

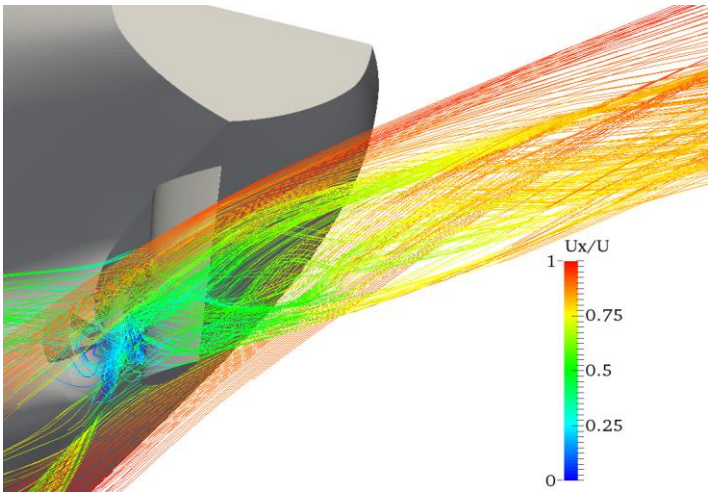

图 5-3　附带节能装置的船艉附近流线视图一

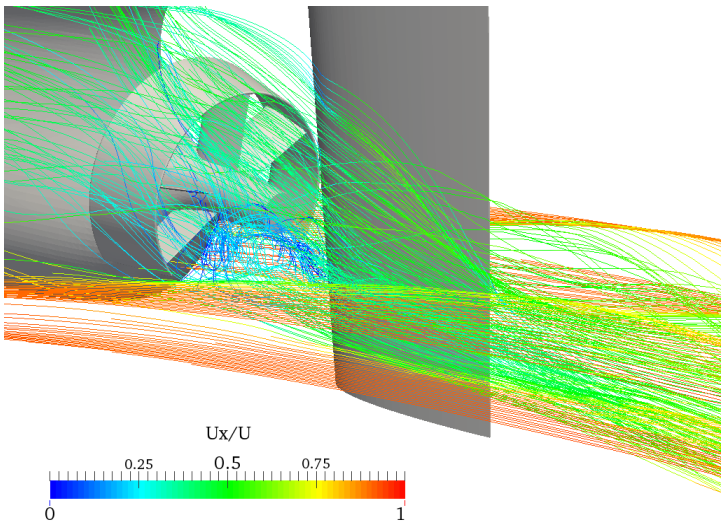

图 5-4　附带节能装置的船艉附近流线视图二

根据船体尾部流线图可见，本船尾部及节能装置附近存在舭涡以及微弱的流动分离，前置预旋导轮的上半周以及中心部位对于船体的流线起到了阻挡作用，使得前置预旋导轮的中间部位出现了倒流区域，这是在无前置预旋导轮的船体流线上所没有的，说明前置预旋导轮对于船体尾部水流产生了些许干扰。

5.4　桨盘面处伴流分布

当船以某一速度 V 在水中航行时，船体附近的水受到其影响而产生流动，往往船体的周围会伴随着一股流动复杂的水流，称之为伴流或迹流。正是由于伴流的原因，使得螺旋桨与其附近水流的相对速度（进速）和船速不同，通过测量发现，螺旋桨盘面处流动相当复杂各点处伴流速度大小和方向都不一样。螺旋桨盘面伴流速度场可以进行分解，用轴向速度、周向速度和径向速度三个分量来合成。大量测量结果表明，与轴向伴流速度相比较，周向和径向两种分量为二阶小量，所以为了简化问题，在螺旋桨设计中，常不予考虑后两种分量。伴流产生的原因具体有下列三种[21]：

（1）　船身周围的水流具有速度。首尾处的水流具有向前速度，而舷侧处的水流则具有向后速度，此种原因形成的伴流称为势伴流。

（2）　水的粘性作用。我们知道，当船在水中航行时沿船体表面会形成边界层，边界层里的水质点由于粘性具有向前速度，形成摩擦伴流，它是伴流中的主要部分。

（3）　船舶的兴波作用。船舶在航行时产生波浪，由此产生的伴流称为波浪伴流，已有研究发现波浪伴流对于中低速船常可忽略不计。

伴流可分为标称伴流和实效伴流。在未安装螺旋桨的船艉，用各种测速仪如船舶原理下册中介绍的毕托耙测定螺旋桨盘面处水流速度可以得到标称伴流；而将自航试验结果与螺旋桨敞水试验结果综合处理插值可以得到实效伴流。而此次课题为了定量分析船后流场，分别对桨后，桨盘面和桨与节能装置之间的三个轴向位置(sp0.2x=80mm，sp0.41x=164mm，sp0.4725x=189mm)的流场，以桨轴为圆心，取半径 r=1.1R 上各点的流场数据。其中 R 为螺旋桨半径（模型尺度 R=0.125m)。

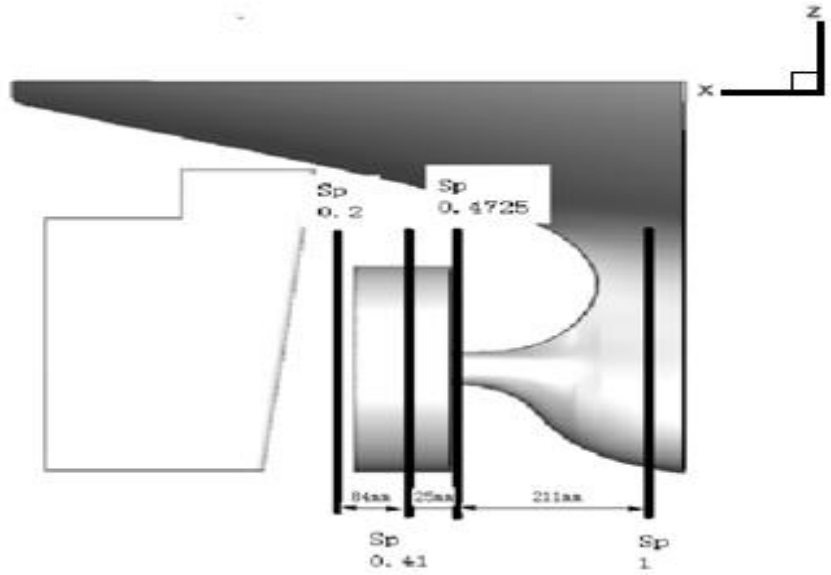

图 5-5　船艉流场划分的三个站位位置示意

A．船后，前置预旋导轮之前，sp0.4725x=189mm 处的伴流分布

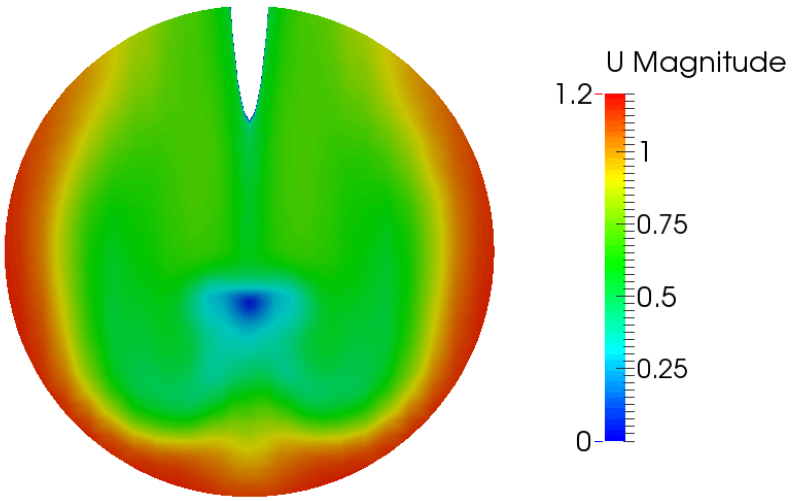

图 5-6　不带节能装置的伴流

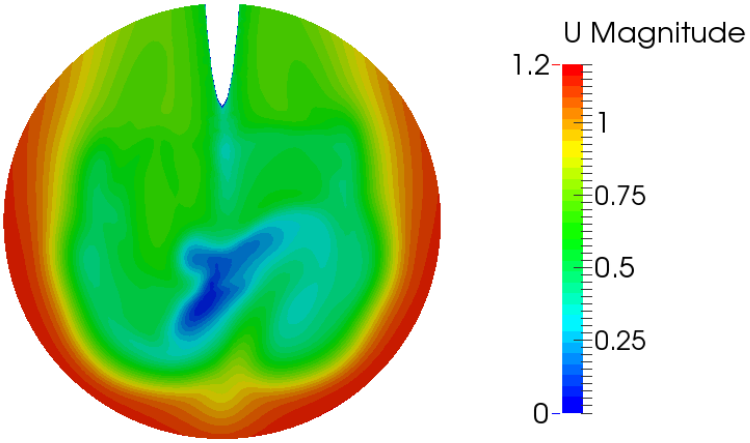

图 5-7　附带节能装置的伴流

B．前置预旋导轮盘面，sp0.4725x=164mm 处的伴流分布

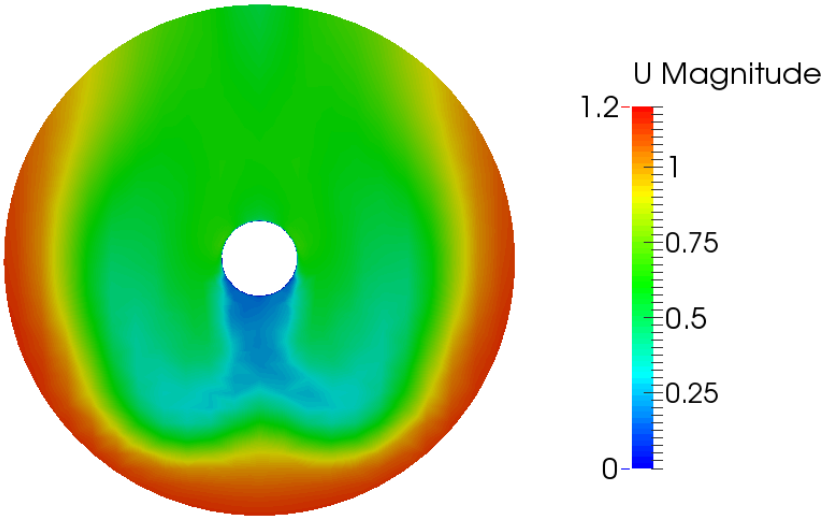

图 5-8　不带节能装置的伴流

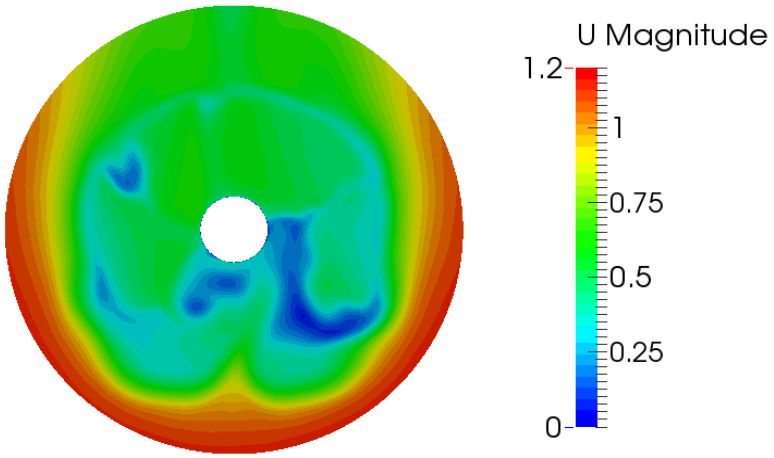

图 5-9　附带节能装置的伴流

C．螺旋桨盘面，前置预旋导轮之后，sp0.4725x=80mm 处的伴流分布

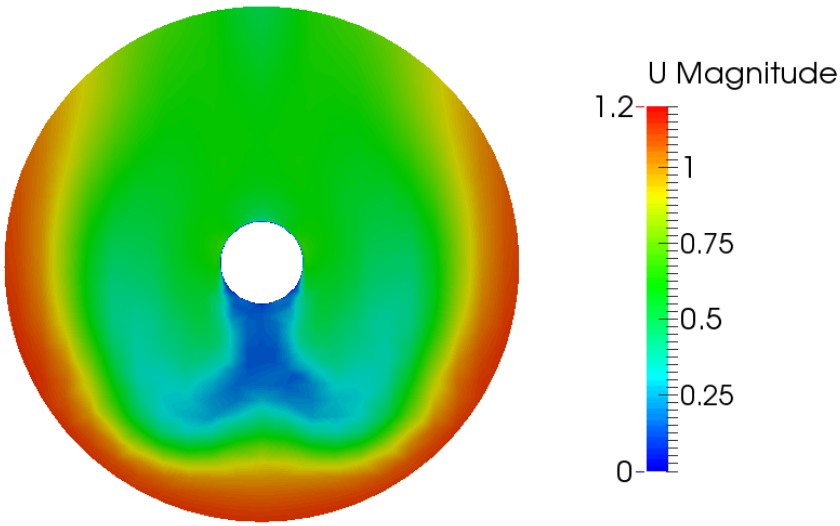

图 5-10　不带节能装置的伴流

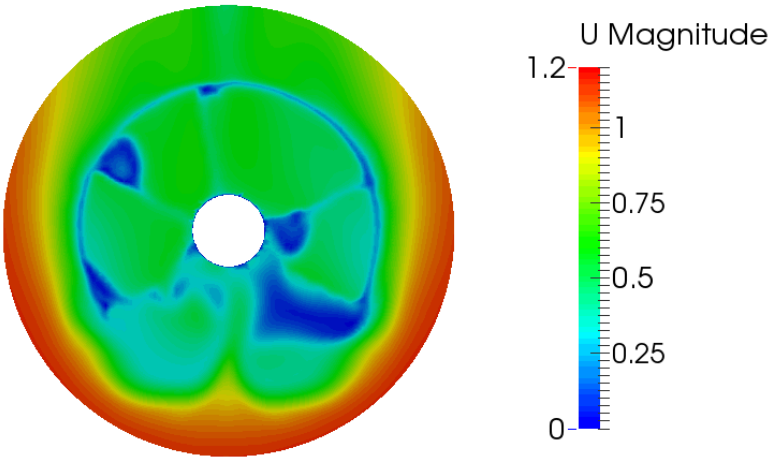

图 5-11　附带节能装置的伴流

在船舶推进中，船体对螺旋桨的影响使我们所感兴趣的问题，故对于为提高螺旋桨效率而设计的节能装置而言，船艉螺旋桨盘面处的伴流是具有代表意义的，单螺旋桨船在桨盘处伴流沿半径方向是不均匀的，一般单桨船，近桨毂处伴流大，所以局部进速小。在叶梢处伴流小，局部进速就大。比较 C 站位螺旋桨盘面处的两张伴流云图，加装前置预旋导轮后，桨盘面下方的水流得到了速度提升，改善了局部的梯度。一个更为均匀的进流场可以减小螺旋桨的激振力，降低螺旋桨噪声，提升螺旋桨效率。前置预旋导轮影响的位置主要在导轮所在部位及其下方，图中能隐约看见导轮的形状，而其所在位置的水流有小范围的速度衰减。

5.5 桨盘面处的速度矢量

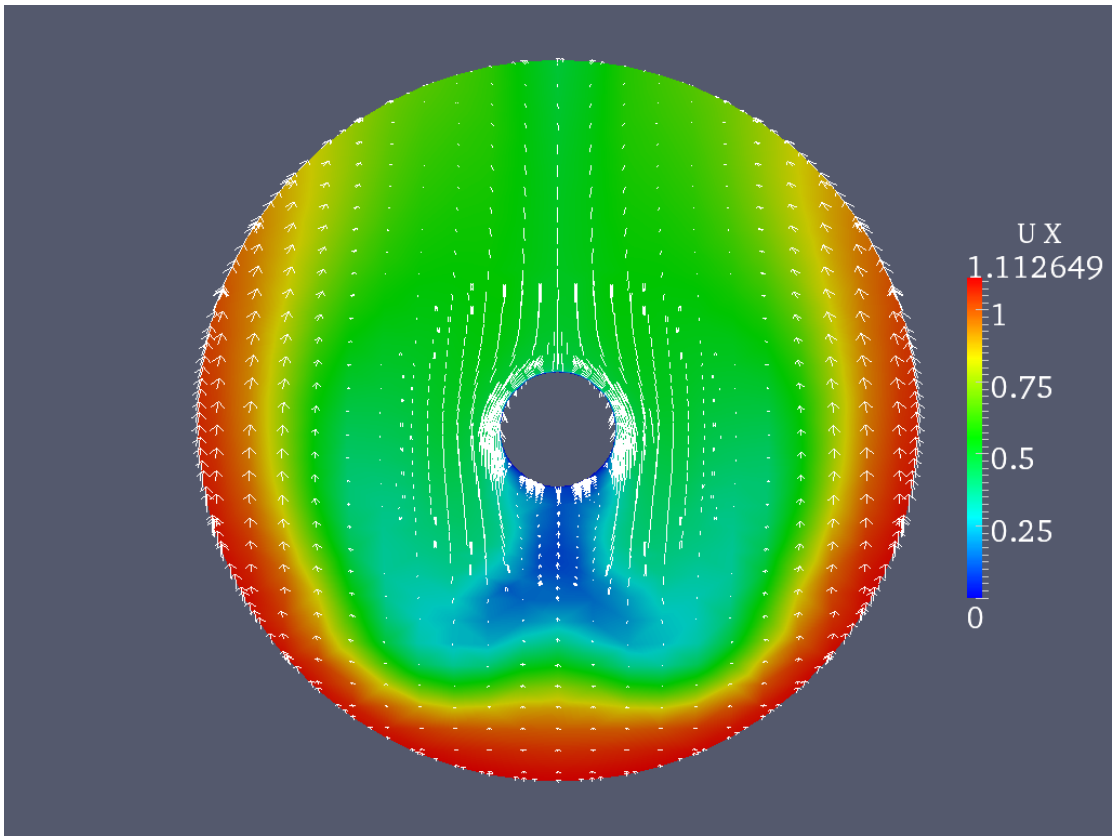

图 5-12　不带节能装置的桨盘面处速度矢量

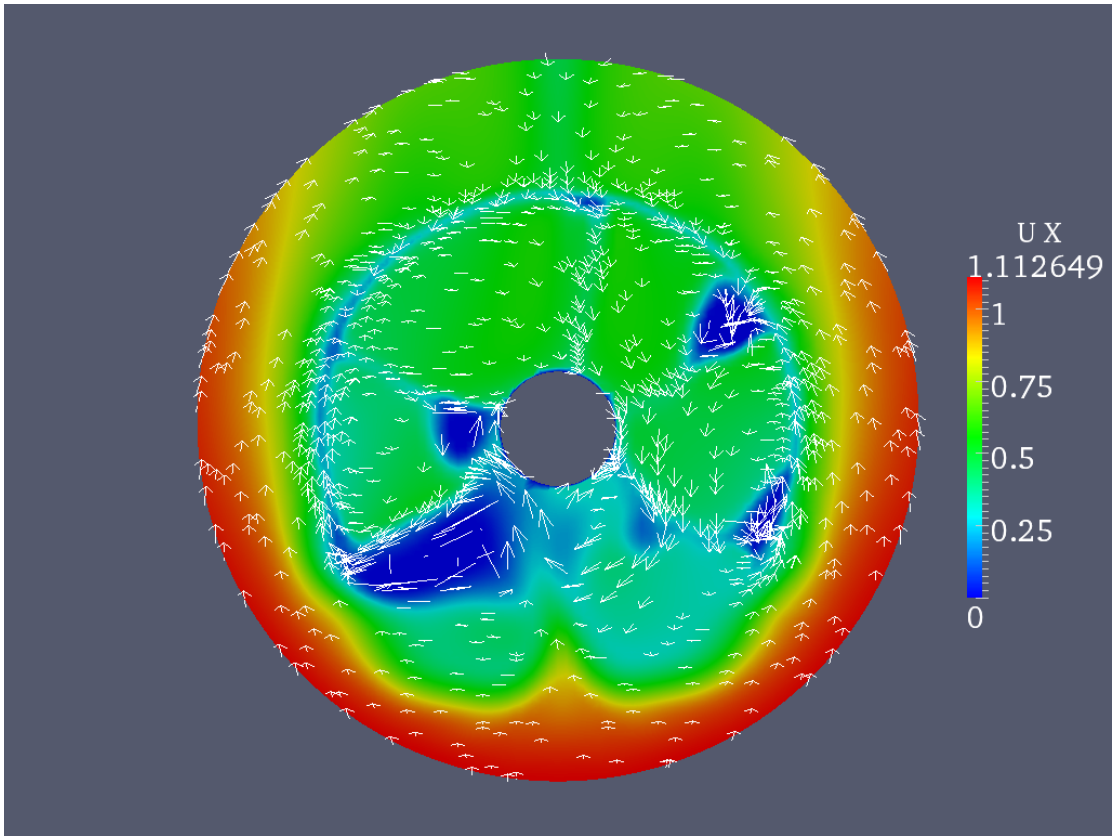

图 5-13　附带节能装置的桨盘面处速度矢量

由于前置预旋导轮的导叶与水流成一定攻角，并固定安装在环形导管内组成了一个附加节能水动力装置，其作用原理大体都是使水流经过具有一定攻角，产生一个与螺旋桨转向相反的预旋流，从而消除螺旋桨尾流旋转能量的损失。加装前置预旋导轮后，如第二张速度矢量图所示，位于其后的桨盘面处的水流明显产生了顺时针方向的预旋流动。也就是说，前置预旋导轮能够起到调整螺旋桨进流的预旋程度，从而达到降低尾流中旋转能量损失的作用[22]。

5.6　节能增效的定量估算

螺旋桨和船体之间有非常强的相互作用，带螺旋桨的船舶尾部流动非常复杂，可以通过模型试验和数值计算来研究模拟船桨之间的相互作用。模型试验主要是进行船模的自航试验首先测试标称伴流场，然后测量桨盘面处速度和船模速度作差得到伴流分数、计算螺旋桨引起的船体阻力变化的推力减额等。用数值方法研究螺旋桨和船体的相互影响则比起模型试验有节约成本以及可以进一步预报船艉区域复杂流场的精细流动结构，作出云图等等优点。

目前研究船桨干扰的数值方法包括船桨整体建模和体积力法两类，两种方法的简要差别是：使用船桨整体建模法研究船桨干扰问题时，预报信息全面，能够展现真实流场中螺旋桨作用附近区域对水流的复杂干扰，该方法将船体，螺旋桨，和舵作为整体划分网格建立一个计算域，其中船体和舵为静止区域，螺旋桨为移动区域，二者之间存在相对运动，虽然这种方法建模量大，计算耗时，但能够真实全面的模拟船桨干扰，故应用比较广泛。体积力法相对建模简单，计算效率高，也能预报基本的流场信息，为螺旋桨的设计和开发提供了指导。

5.6.1　体积力法

在体积力法中，螺旋桨的抽吸作用用体积力模型代替，简单地说就是在 RANS 方程的

右端，施加一体积力源项，由螺旋桨模型的经验公式得到，依据它与 RANS 方程的耦合方式，分为迭代型和描述型两种。迭代型即为粘流计算+关于桨的势流计算，该方法较为繁琐，需要在螺旋桨性能计算和 RANS 方程计算之间进行相互迭代。描述型则为粘流计算+关于桨的经验性公式，该方法相对简单，对实际螺旋桨的几何参数要求十分简单，且不需要螺旋桨性能计算，但该方法无法直接得到螺旋桨性能参数而需采用其他方法得到。XuJing[23]，Stern[24]等人曾运用此方法对船的伴流场进行了计算。迭代型体积力法目前为止有较多应用，Tahara[25]，Choi[26] [27]等均用迭代型的体积力法对船舶自航性能进行过数值预报，并取得了令人满意的结果。本次毕设并没有用体积力法对自航情况进行数值模拟，而是运用了基于体积力法的一种新的节能增效评估方法——船身效率节能效果评估法。

5.6.2 船身效率节能效果评估法

船体与真实桨组合体的粘性绕流计算，需要考虑多个工况，难度较大。最近的一些研究工作发现，如中国船舶科学研究中心黄少锋，黄国富，杨奕等人在《伴流补偿导管节能增效的 CFD 评估方法研究》[28]中提到，在某 82000t 散货船伴流补偿导管节能增效研究中，用船身效率的增额与船体阻力的增额之差来衡量伴流补偿导管的节能增效效果是可行的，并且他们对该节能增效 CFD 方法进行了试验结果的验证，取得了较理想的效果。本小节的目的就是利用上述提到的的船身效率节能效果评估法首先对本次课题的节能装置前置预旋导轮进行模型尺度下的节能效果的估算。然后考虑尺度效应的影响由模型尺度下的实效伴流通过经验公式的换算得到实尺度下的实效伴流，继而估算出实尺度下的节能效果。

船身效率节能效果评估法的基本原理是根据船体的推力减额 t 和桨盘面处的实效伴流分数 w 来评估计算船身效率，用加装节能装置前后船身效率的增加百分比扣除加装节能装置前后阻力增加百分比即能够得到最后的节能效果。计算公式如下：

$$\eta_H = \frac{1-t}{1-w} \tag{5-1}$$

$$\Delta\eta_H = \frac{\eta_H - \eta_{H0}}{\eta_{H0}}(\%) \tag{5-2}$$

$$\Delta R = \frac{R - R_0}{R_0}(\%) \tag{5-3}$$

$$\Delta E = \Delta\eta_H - \Delta R \tag{5-4}$$

采用船身效率节能效果评估法来预报前置预旋导轮的节能增效效果，需要预报拖航情况下附带前置预旋导轮与不带前置预旋导轮的不同的船体总阻力 R（第四章已计算得到），船体推力减额 t，实效伴流分数 w。η_H 表示船身效率，R 表示船体阻力，下标 0 表示不带前置预旋导轮情况下的计算值，ΔE 即为前置预旋导轮最终的节能增效效果。

表 5-1 考虑螺旋桨抽吸作用的阻力结果及推力减额

	V_m(m/s)	Fn	R'(N)	t
不带节能装置	1.303	0.144	71.759	0.13
附带节能装置	1.303	0.144	66.975	0.05

表 5-1 是考虑螺旋桨抽吸作用的推力减额预报结果。R'表示考虑了螺旋桨抽吸作用的船体和前置预旋导轮的总阻力，t表示推力减额。

$$t=\frac{R'-R}{R'} \tag{5-5}$$

表 5-2 模型尺度船身效率法节能增效评估

	V_m(m/s)	R(N)	R'(N)	t	w_s	ΔR	η_H	$\Delta\eta_H$	ΔE
不带节能装置	1.303	62.23	71.759	0.13	0.3860	0	1.4124	--------	---------
附带节能装置	1.303	63.485	66.975	0.05	0.3525	2.02%	1.4639	3.65%	1.63%

表 5-2 是模型尺度下采用船身效率评估方法预报的前置预旋导轮的节能增效效果。此次毕设仅数值模拟了该 32 万吨 VLCC 的拖航试验，表 5-1 及此表 5-2 中考虑螺旋桨作用的总阻力 R'和船模实效伴流分数 w_s由尹崇宏学长提供，得到船模实效伴流分数 w_s的具体做法是先取出自航情况下的推力系数 K_T，插值敞水曲线得到螺旋桨进速，船速减去进速即可得到平均实效伴流分数。从表 5-3 可以看出，加装了前置预旋导轮之后，定量的节能效果估算为 1.61%。

表 5-3 考虑尺度效应实船船身效率法节能增效评估

	V_m(m/s)	R(N)	R'(N)	t	w_m	w_s	ΔR	η_H	$\Delta\eta_H$	ΔE
不带节能装置	1.303	62.23	71.759	0.13	0.3860	0.3832	0	1.4558	--------	---------
附带节能装置	1.303	63.485	66.975	0.05	0.3525	0.3509	2.02%	1.5163	4.16%	2.14%

随着实船建造经验的积累，船舶研究工作者发现船模伴流分数和实船伴流分数有一定的差距，原因就是由尺度效应的影响引起的。关于考虑尺度效应如何由船模伴流分数确定实船伴流分数受到历届国际船模试验池会议的重视，并且提供了不少尺度效应修正方法。表 5-3 是考虑尺度效应即实船船身效率法的节能增效评估方法，其中实船实效伴流分数 w_s 按 1978 ITTC 推荐的伴流修正经验公式换算得到：

$$w_s=(t_m+0.04)+[w_m-(t_m+0.04)]\frac{C_{Fs}(1+k)+\Delta C_F}{C_{Fm}(1+k)}$$

其中，t_m 为船模的推力减额分数，C_{Fs} 为实船的摩擦阻力系数，C_{Fm} 为船模的摩擦阻力系数，根据第四章计算和实验数据，C_{Fs}=0.00293， C_{Fm}=0.00297，K 为形状因子，1+K=1.28，ΔC_F 由拖曳水池拖航实验提供， ΔC_F=0.00037。

对比表 5-2，5-3 可以看出，加装了前置预旋导轮之后，实船定量的节能效果估算为 2.14%，稍高于模型的估算结果 1.63%。大量实船测试验证，实船的节能效果比预期建模计算的结果

更为理想。对于方形系数 C_B 较大的肥大型船舶，如此次 VLCC 模型，其尾部型线收缩剧烈，船艉的伴流影响较大，推力减额相应较大，伴流分数 W 常在 0.3 以上，会大大降低螺旋桨的效率，对于此类船舶，在船艉加装改善尾部伴流的附体节能装置能取得理想的节能效果，增加螺旋桨的效率。

5.7 本章小结

本章主要从自由面、船艉附近流线、船艉伴流、螺旋桨盘面处速度矢量四个流场方面分析了前置预旋导轮对于研究船型的流场影响。最后在介绍了体积力背景下，借助船身效率法对该节能装置的节能效果进行了定量估算。具体工作包括通过 CFD 后处理软件 Paraview 作出了自由面，船艉附近流线的 3D 视图，截取了船艉轴线处三个不同站位的伴流量级图分析节能装置对于船艉不同位置处的影响，然后局部处理得到螺旋桨盘面处的速度矢量，验证前置预旋导轮对于“预旋”的作用。最后参考船身效率法，借用尹崇宏学长的自航船体阻力数据以及船舶原理下册的伴流部分的教材，完成此次节能装置节能效果的定量估算，可为自航模拟提供一定的参考比对价值。

第六章　总结与展望

6.1　总结

本次毕业设计基于开源 CFD 计算平台 OpenFOAM，对某 32 万吨 VLCC 以及附体节能装置前置预旋导轮进行了详细的数值模拟研究。，我们通过求解解决两相流问题的控制方程 RANS 来得到粘性流场的物理信息，同时采用 VOF 方法来捕捉两相流自由面，用 k-ω SST 模型来处理湍流问题。依据计算结果，进行一系列流场结果的后处理分析，得到一系列关于节能装置的结论。概况如下：

（1）依据拖曳水池拖航试验建立了相似的 VLCC 及节能装置模型，采用本文介绍的控制方程和数值方法进行 CFD 计算，采用四个工况，之后将计算结果与物理实验结果进行了对比，结果显示误差控制在很好的范围内，验证了本文数值计算结果的可靠性。

（2）节能装置都会增大船体的总阻力，但增加的阻力值相对于总阻力很小，导轮引起的阻力因素相对于其对推进性能的影响是极为次要的因素。

（3）节能装置对于自由面波形几乎没有影响。

（4）前置预旋导轮对船艉流场产生了干扰，即对船体尾部水流产生了些许干扰。

（5）前置预旋导轮使桨盘面下方的水流得到了速度提升，改善了局部的梯度，使得流场更均匀，减小螺旋桨的激振力，降低螺旋桨噪声，提升螺旋桨效率。

（6）前置预旋导轮能够起到调整螺旋桨进流的预旋程度，从而达到降低尾流中旋转能量损失的作用。

（7）对于方形系数 C_B 较大的肥大型船舶，例如 VLCC，其尾部型线收缩剧烈，船艉的伴流影响较大，推力减额相应较大，伴流分数 W 常在 0.3 以上，会大大降低螺旋桨的效率，对于此类船舶，在船艉加装改善尾部伴流的附体节能装置能取得理想的节能效果，增加螺旋桨的效率。

6.2　展望

后续工作可以展望以下几个方面：

（1）船身效率法中间需要一系列的估算，得到的节能效果只能做大致的参考，要想得到更为准确的结果，需建立船桨自航的模型，以得到更为真实的螺旋桨流场结果。

（2）此次节能装置——前置预旋导轮是安装在船艉螺旋桨前方，通过改变船体尾部流场而起到节能增效的。但船艉流场是尺度效应研究的重点，实船和船模边界层厚度的变化对节能的增效有影响，所以下一步因加入前置预旋导轮的尺度效应对节能效果的影响，即节能装置的尺度效应对实效伴流的影响。具体的说，船模与实船的雷诺数相差很大，因此实船边界层厚度较船模的边界层薄，同时加入节能装置的尺度效应的影响，需要对伴流的尺度效应做进一步修正，主要是指摩擦伴流的尺度效应修正[29]。

（3）本次毕设没有考虑前置预旋导轮的自身产生的阻力/推力，这也是下一步的研究重点。

参考文献

[1] 丁文祥. 肥大型船加装水动力节能装置之 EEDI 计算方法探讨[J]. 中国造船,2013(3)

[2] 黄国富,黄振宇等.组合式水动力节能装置在 5.7 万吨散货船上的设计与应用,第四届海峡两岸水动力学研讨会，台北, 2013.

[3] John D Anderson. Computational Fluid Dynamics The Basics with Applications [M]. 北京:清华大学出版社,2010.12.

[4] “Openfoam website.” http://www.openfoam.com/

[5] Z. R. Shen, L. Jiang, S. Miao, D. C. Wan, and C. Yang, “Rans simulations of benchmark ships based on open source code,” in Proceedings of the Seventh International Workshop on Ship Hydrodynamics, (Shanghai), pp. 76–82, IWSH, 2011.

[6] Wilcox, D. Turbulence modeling for CFD [M]. DCW industries La Canada, CA, 1994.

[7] Wilcox, D. C. Reassessment of the scale-determining equation for advanced turbulence models [J]. Aiaa J, 1988, 26 (11): 1299-1310.

[8] Menter, F. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications [J].Aiaa J, 1994, 32 (8): 1598-1605.

[9] F. R. Menter, “Review of the shear-stress transport turbulence model experience from an industrial perspective,” International Journal of Computational Fluid Dynamics, vol. 23, no. 4, pp. 305–316, 2009.

[10]BOUSSINESQ J. Essai sur la théorie des eaux courantes[M].[S.l.]: Imprimerie nationale,1877.

[11] SCHMITT F. About Boussinesq’s turbulent viscosity hypothesis: historical remarks and a direct evaluation of its validity [J]. Comptes Rendus Mécanique, 2007, 335(9-10):617–627.

[12] Gueyffier, D.,Li, J.,Nadim, A., etc. Volume-of-fluid interface tracking with smoothed surface Stress methods for three-dimensional flows [J]. J Comput Phys, 1999, 152 (2): 423-456.

[13] BRACKBILL J, KOTHE D, ZEMACH C. A continuum method for modeling surface Tension [J]. Journal of computational physics, 1992, 100(2):335–354.

[14] Hirsch, C., Numerical computation of internal and external flows. Vol. 2-Computational methods for inviscid and viscous flows. Chichester, England and New York, John Wiley & Sons, 1990, 708 p., 1990. 1.

[15] Lax, P. and B. Wendroff, Systems of conservation laws. Selected Papers Volume I, 2005: p. 263-283.

[16] JASAK H. Error analysis and estimation for the finite volume method with applications to fluid flows [J]. Direct, 1996, 1000(June).

[17] Issa R I. Solution of the implicitly discretised fluid flow equations by operator-splitting [J]. Journal of Computational Physics, 1986, 62(1):40-65.

[18] KORKUT E. A case study for the effect of a flow improvement device (a partial wake equalizing duct) on ship powering characteristics [J]. Ocean Engineering，2006,33(2):205-218.

[19] FRIESCH J, JONANNSEN C. Propulsion optimization tests at high Reynolds numbers [J]. SNAME Transactions，1994（102）: 1-21.

[20] OpenFOAM User Guide Version 1.7.1.

[21] 盛振邦,刘应中.船舶原理(下册). 上海:上海交通大学出版社,2004

[22] 黄德志. 一种新型预旋导管的节能原理及实船节能效果的分析[J]. 中国造船,2012第2期 Vol.34 No.2 2012

[23] Xu Jing. Et al. Numerical simulation of Reynolds number effect in effective wake field and hydrodynamic performance of propeller behind ship[J].Journal of Hydrodynamics, Ser,b,l(1999),79-87

[24] Robert V Wilson, et al. General-purpose parallel unsteady RANS ship hydrodynamics code CFDSHIP-IOWA.JIHR Report, 2003, 432

[25] TAHARA Y, WILSON R V, CARRICA P M, et al. RANS simulation of a container ship using a single-phase level-set method with overset grids and the prognosis for extension to a self-propulsion simulator[J]. Marine Science and Technology，2006,11（4）：209-228.

[26] CHOI J E，KIM J H，LEE H G，et al. Computational predictions of ship-speed performance [J]. Marine Science and Technology, 2009, 14（3）：322-333.

[27] CHOI J E，MIN K S，KIM J H，et al. Resistance and propulsion characteristics of various commercial ships based on CFD results [J]. Ocean Engineering，2010：549-566.

[28] 黄少锋,黄国富,杨奕. 伴流补偿导管节能增效的 CFD 评估方法研究[J]. 中国造船,2012年6月, Vol.53 Special 1

[29] 第十三届全国水动力学学术会议暨第二十六届全国水动力学研讨会文集[C]. 北京: 海洋出版社,2014.7.

[30] OpenFOAM Programmer Guide Version 1.7.1

[31] 沈志荣,船舶粘性兴波问题的数值模拟.

[32] H. Rusche, Computational fluid dynamics of dispersed two-phase flows at high phase fractions. Phd thesis, Imperial College, 2002.

[33] 盛振邦，刘应中.船舶原理(上册). 上海：上海交通大学出版社，2003

[34] OpenFOAM tutorial: free surface using interFoam and rasinterFoam.

[35] 王福军. 计算流体动力学分析：CFD 软件原理与应用[M]. 北京:清华大学出版社, 2004:54-57.

[36] The Resistance Committee, the Final Report and Recommendations to the 24th ITTC

[37] 沈海龙,苏玉民.肥大型船伴流场数值模拟的网格划分方法研究.哈尔滨工程大学学报,2008,29(11)：1190-1198.

[38] 曹关桐, 近几年来船舶节能技术的开发与应用[J]. 交通部上海船舶运输科学研究所学报 2003,26(2)

[39] Ukita T, China H, Kanie K. Analysis of vehicle wind throb using CFD and flow visualization. SAE 1997:181–7.

[40] Orszag YV. Renormalization group analysis of turbulence I. Basic theory. J Sci Comput 1986:1: 39–51.

[40] Manual of CFD solver for Ship and Ocean Engineering Flows: naoe-FOAM-SJTU, Zhirong Shen, Hongjian Cao, Haixuan Ye, Decheng Wan, State Key Laboratory of Ocean Engineering, School of Naval Architecture, Ocean and Civil Engineering, Shanghai JiaoTong University, Shanghai, China, 200240, August 18, 2014

[41] Z. R. Shen and D. C. Wan, “RANS computations of added resistance and motions of ship in head waves,” in Proceedings of the Twenty-second International Offshore and Polar Engineering Conference, vol. 3, pp. 1096–1103, 2012.

[42] Z. R. Shen and D. C. Wan, “Numerical simulation of sphere water entry problem based on vof and dynamic mesh methods,” in Proceedings of the Twenty-first International Offshore and

Polar Engineering Conference, vol. 3, (Maui), pp. 695–702, ISOPE, 2011.

[43] H. J. Cao, J. J. Zha, and D. C. Wan, “Numerical simulation of wave run up around a vertical cylinder,” in Proceedings of the Twenty-first (2011) International Offshore and Polar Engineering Conference, vol. 3, (Maui),pp. 726–733, ISOPE, 2011.

[44] H. J. Cao and D.C. Wan, “Numerical investigation of extreme wave effects on cylindrical offshore structures,” in Proceedings of the Twenty-second International Offshore and Polar Engineering Conference (ISOPE), vol. 3, pp. 804–811, 2012.

[45] C. M. Rhie and W. L. Chow, “Numerical study of the turbulent flow past an airfoil with trailing edge separation,” AIAA Journal, vol. 21, no. 11, pp. 1525–1532, 1983.

[46] H. Rusche, Computational fluid dynamics of dispersed two-phase flows at high phase fractions. Phd thesis, Imperial College, 2002.

[47] E. Berberovi, N. van Hinsberg, S. Jakirli, I. Roisman, and C. Tropea, “Drop impact onto a liquid layer of finite thickness: Dynamics of the cavity evolution,” Physical Review E, vol. 79, no. 3, p. 036306, 2009.

[48] P. K. Sweby, “High resolution schemes using flux limiters for hyperbolic conservation laws,” SIAM Journal on Numerical Analysis, vol. 21, no. 5, pp. 995–1011, 1984.

[49] J. Larsen and H. Dancy, “Open boundaries in short wave simulations – a new approach,” Coastal Engineering, vol. 7, no. 3, pp. 285–297, 1983.

[50] 尹崇宏，吴建威，万德成，基于 CFD 技术的 VLCC 实船阻力预报与流场分析，上海交通大学高新船舶与深海开发装备协同创新中心。

谢辞

本次毕设我的导师是万德成教授，因此，我首先要感谢的就是万老师。在选毕设选题的时候我甚至都有点担心选不上，感谢您给了我这样一个机会能接触到 CFD 这么好的一个领域，让我学习了 Linux，OpenFOAM 这些重要的软件和计算机基础储备。节能装置是我一直很感兴趣的方面，然而直到加入了万老师的流体力学小组，在万老师的指导下，我才找到研究学术问题的正确方法，阅读文献，提出自己的见解和思考，不断地问自己为什么会是这样的结果，使我不仅增加了自己的兴趣，更是对整个问题有了更深层次的认识。在我遇到困难时，万老师能提出宝贵的建议，指明正确的方向，让我知道了应该往哪个方向继续做下去，而不是绕更远的弯路。同时，万老师治学的严谨态度让我印象颇深，问题无论大小，始终求是，求实。

其次我更要感谢木兰 A708 的尹崇宏学长、吴建威学长，在我整个毕业设计过程中他们给予了我太多太多的帮助，不断鼓励我，给予我信心，在他们的带领下，我一步一步了解了 CFD 这片领域，无论我有什么问题，尹学长总会帮助我，即使已经夜深，带着倦意，学长也会耐心地解答我的疑惑，有了学长的帮助，让我感到很放心，平日里，学长或是给我资料让我查阅，或是帮我解决技术问题，或是帮我更好地完成每次组内答辩，尹学长担当了我 CFD “启蒙老师”的重要角色。吴学长在我有疑惑的时候常常会和我一起思考，带我拓宽新的思路，毕设中很多灵感都来自于吴学长。A708 办公室的氛围非常好，学长们常常奋战到下半夜，学长们忘我的精神深深震撼了我并且感染了我，他们将一直是我最好的榜样，督促我高质量地完成毕设。此外，还要感谢实验室其他师兄们，他们在组会上的经验分享让我学到了很多 CFD 领域的知识。同时也要感谢一起做毕设的崔伟皓，易涵正同学，从最初的彷惶到此时的从容，我们一起开组会，一起答辩，一起出入木兰楼，和你们一起努力的时光让我难忘。

最后我要感谢我的父母，正是因为他们对我生活上的关心和支持，我才能更好地置身于学习中，正如校训“饮水思源”，他们的付出我会永远铭记，不辜负他们的期望。

再次对所有帮助过我的人致以深深感谢！

THE HYDRODYNAMIC COMPUTATION AND ANALYSIS OF SHIP ENERGY-SAVING DEVICE

Nowadays, the international price of the ship fuel oil and the shortage in gasoline supply are constantly increasing, making energy saving a high necessity. Ships, as a kind of transportation tool, consumes huge amount of fuels. The ship fuel cost accounts for the very great proportion of the total cost of the ship operation, 60% for oil tankers, 50% for bulk carriers, 35% for regular passenger and cargo ships and 25% - 30% for small carriers according to statistics. Meanwhile, correlative international organizations drew a series of conventions in order to avoid and minimize pollutions from ships. Instantly, the international maritime organization (IMO) constantly launches new specification and treaty and set up EEDI index which is defined as carbon dioxide emission divide ship transport work to limit greenhouse gas emissions of the ship. Hydrodynamic energy-saving device is one of the important means to promoting indexes of EEDI and EEOI. The technique of ship energy-saving arouses and attracts wide attention in ship industry due to its multi-function such as energy saving and emission reduction. Practical application of hydrodynamic energy saving device has been actively studied in recent years because of the potential energy savings and the environment benefits in terms of marine pollution.

Ship hydrodynamic energy-saving device, according to the relative position with the propeller and its action mechanism can be divided to forward flow pitch controlling and optimization of energy recycling behind the propeller. The common ship hydrodynamic energy-saving device the technique of which is mature includes wake compensating duct, fairing, commutating fin, boss cap fins and rudder ball and so on and they have been made widely available. With the development of computational fluid dynamics technology, numerical simulation has become a powerful means with increased importance to solve the problem in engineering studies. Different to the previous potential flow method, CFD method takes flow viscosity into consideration. This also determines that the CFD methods will have a broader development prospects than potential flow. Fahri has already reported approximately 10% saving of the total energy consumption by wake compensating duct established on computational fluid dynamics techniques since 2007. Similarly, in my research to hydrodynamic energy saving device in this paper, I also adopt the CFD method to finish the numerical simulations. The front pre-swirl guide impeller based on the prediction of CFD performance optimizing is designed in this paper which perform an important function of improving the flow uniformity in upper half plane of the propeller and the efficiency of hull with the propeller, reducing the propeller wake rotation energy loss, thus getting considerable energy saving effect (three percent to five percent).

All computations in this paper are performed by our solver naoe-Foam-SJTU developed based on the open source CFD toolbox OpenFOAM®. The foundation of computations is based on the RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes) control equation which is a widely used method to solve the turbulence problem and practices a wide range of applications in engineering. In RANS, we will come across new unknown stresses called Reynolds stresses. Then I utilize the finite volume method

called FVM to disperse the control equation RANS into several algebraic equations which are easy to solve. While dealing with free surface problems, VOF method (Volume of Fluid) is applied to catch the change of the free surface problems which is also widely used in commercial CFD codes. In addition, the RNG k − ω SST (Shear Stress Transport) turbulence model is adopted to calculate the 3-D flow fields and the coefficient of resistance, which has resulted in improvement of the computation accuracy than other models set up before. PISO algorithm is used to solve the pressure-velocity coupling problem and moving mesh is used to simulate the moving of the tank. PISO has a great advantage on dealing with the unsteady problems with two correcting steps, which makes velocity and pressure satisfy the continuity equation and momentum equation better and convergence faster. The results can supply a necessary reference for a hydrodynamic energy saving device design. Simultaneously, the study method in this work also gives us a help to study propeller performance.

Work of this paper focuses on the following aspects:

1. In chapter one, initially, I introduced the significance and background of the hydrodynamic energy saving device of ship in detail, showing that the study and development of the hydrodynamic energy saving device is bound to be the future trend in ship industry. Then I described the study situation on the hydrodynamic energy saving device, domestic and overseas, which can be the reference of my work. Next I introduced the hydrodynamic energy saving device in this paper called front pre-swirl guide impeller and its principle of energy saving concisely.
2. In chapter two, I introduced the mathematical model for the issue of this paper and why I choose such mathematical model. The main control equation mentioned before called RANS is carried out in this chapter and I get basic grasp of the origin and applicability of the equation, that is, how it is set up and when and where we could employ it. Meanwhile, other mathematical methods such as VOF and PISO also play important roles to solve the control equation and obtain the approximate solution. This chapter is regarded as the foundation of the numerical simulation.
3. In chapter three, following chapter two, the numerical methods are introduced to disperse the control equation where the concept “discrete” is put forward, which is the core content in numerical simulation. The finite volume method called FVM is utilized to disperse the control equation RANS into several algebraic equations which are easy to solve, and which is the essence of the numerical computation. In the end of this chapter, the process of solution that how to solve steady incompressible viscous flow field is listed as eight main steps. By this point, the theory of the work in this paper is over. In next chapters, I will introduce the actual results in regard to my work.
4. In chapter four, firstly, I listed some critical parameters of the VLCC which is simulated in this paper in the table and introduced the energy saving device in this paper called front pre-swirl guide impeller and its principle of energy saving in detail. The numerical computation result is carried out after the numerical simulation of towing-tank test on a VLCC(Very Large Crude Carrier)weighed 320 million kg in viscous flows is finished. The ship resistance from computation is compared with the one from real experiments so as to verify the reliability and the practicability of the programme; What’ s more, the situation with energy saving device or not will be compared to analyze the impact caused by front pre-swirl guide impeller.
5. In chapter five, the post-processing software Paraview provided free by OpenFOAM is

introduced and utilized to extract free surface and obtain such flow field information as streamline, wake field and velocity vector at the propeller disk and so on. According to the color nephogram, I complete the qualitative analysis of the energy saving principle by the front pre-swirl guide impeller. Furthermore, the hull efficiency method is referred to estimate the quantitative effect of energy-saving. Principle and effect of energy conservation by the front pre-swirl guide impeller are studied and verified. I found that the testing result of energy saving effect is more obvious than the computational model because of the scale effect.

6. In chapter six, I did a concise summary of my work and give an outlook to consummate it. Energy saving device will increase ship total resistance, comparatively speaking, the increased resistance value relative to the total resistance is a minor factor compare. Energy saving device has little effect on the free surface wave form. The front pre-swirl guide impeller affects the ship stern flow field, which produce some interference on the ship stern flow. Furthermore, it makes the water at the bottom of the propeller disk get the speed increase, improves the local gradient, keeps the flow field more evenly, reduces both propeller exciting force and noise and enhance the efficiency of the propeller. The front pre-swirl guide impeller can increase the pre-whirl degree of the flow, so as to play a role of reducing rotational energy loss in the wake. For such kind of ships the square coefficient C_B of which is larger, such as VLCC, whose tail line shrinks severely and the wake of which has great influence, causing thrust minus volume correspondingly larger, frequently above 0.3, will greatly reduce the propeller efficiency. For this kind of ships, applying energy-saving device at the stern of the ship will achieve ideal energy saving effect, thus increasing propeller efficiency. Hull efficiency method requires a series of estimates of energy-saving effect which can only be regarded as general reference. In order to get more accurate results, we need to establish the self-propulsion model to get more real propeller flow field results. The design does not consider self-generated resistance / thrust of the front pre-swirl guide impeller, which might be taken into consideration.