



上海交通大学学位论文

限制水域船-桨耦合复杂粘流场及水动力特性高
效预报研究

姓 名： 任 振

学 号： 017010210013

导 师： 万德成 教授

学 院： 船舶海洋与建筑工程学院

学科/专业名称： 船舶与海洋工程

学位类型： 学术型

申请学位层次： 博士

2021 年 11 月

A Dissertation Submitted to
Shanghai Jiao Tong University for Doctoral Degree

STUDY ON COMPLEX VISCOUS FLOW FIELD AND
HIGH-EFFICIENCY PREDICTION OF
HYDRODYNAMIC CHARACTERISTICS OF SHIP-
PROPELLER INTERACTION IN RESTRICTED
WATERS

Author: Zhen Ren

Advisor: Prof. Decheng Wan

Specialty: Naval Architecture and Ocean Engineering

School of Naval Architecture, Ocean and Civil Engineering

Shanghai Jiao Tong University

Shanghai, P.R.China

November, 2021

摘 要

随着现代航运业的发展,港口、运河以及船闸等基础设施越来越难以满足大型船舶的通航需要。原本开阔的近海岸、内河、港口、船闸等航道成了限制水域。在限制水域中,船舶处于低速航行状态,且容易受到水底、岸壁等外在环境的影响,严重威胁船舶的航行安全。因此,研究限制水域中船-桨耦合自航运动的复杂粘流场及其船-桨干扰的流动特性,对于限制水域中船舶安全航行具有重要意义。

本博士学位论文基于课题组自主开发的水动力学求解器 `naoe-FOAM-SJTU`,开发了螺旋桨体积力程序模块,实现了限制水域中船-桨耦合自航运动的高效数值模拟;同时结合重叠网格技术、虚拟网格技术预报了限制水域中船舶升沉和纵摇运动;同时采用真实螺旋桨模型模型实现了限制水域中船-桨耦合自航运动粘流场的直接精细模拟,采用第三代涡识别方法研究了限制水域中船-桨耦合干扰的流动特性。本论文的主要内容可以分为以下几个方面:

(1) 在第三章中采用重叠网格对低速域中斜拖、直航船舶粘流场的数值模拟方法进行了验证,同时验证了采用体积力螺旋桨方法模拟低速域中船-桨耦合复杂粘流场的可行性。首先,采用 `KVLCC2M` 船型分析了 3 种漂角下低速航行船舶的复杂粘流场,并将船舶水动力特性、船体表面动压力分布以及伴流场的计算值与试验值进行对比,验证了本文数值方法的可靠性。此外,在对粘流场的分析中采用了 4 种涡识别方法对涡结构以及涡量场进行了捕捉分析。接下来对低速域 ($0.0948 \leq Fr \leq 0.195$) 中 `KCS` 船型的水动力特性、自由面以及涡量场进行了分析,并将计算结果与试验值进行对比,以确认本文所采用的数值方法是可靠的。最后,采用真实螺旋桨模型与叶素理论 (Blade Element Theory, BET) 体积力螺旋桨方法分别计算了低速域中船-桨耦合运动粘流场,验证了 BET 体积力方法的有效性,并对比了两种方法的计算耗时。

(2) 采用重叠网格方法、虚拟网格技术模拟了浅水域中船-桨耦合自航运动的复杂粘流场。作为本论文第四章,首先研究了极浅水 ($h/T=1.2$) 工况富余水深 (Under Keel Clearance, UKC) 中网格层数对数值模拟结果的影响,以确定网格划分方式。接下来研究了水深对于拖航船舶 (考虑升沉和纵摇运动) 水动力性能、自由面、船体动压力分布以及速度场的影响,通过流线分析了浅水域中拖航船舶的复杂粘性流场。然后重

点研究了不同水深下船-桨耦合运动复杂粘流场及船-桨干扰特性,分析了不同水深下船-桨干扰中的螺旋桨水动力特性,动压分布,伴流场以及涡量场。最后采用 BET 方法实现了极浅水中船-桨耦合运动的高效数值模拟,对比了 BET 方法与真实螺旋桨模型下的船舶水动力特性以及伴流场,验证了采用 BET 方法研究浅水域中船-桨耦合运动的有效性。

(3) 本文第五章基于重叠网格方法、虚拟网格技术模拟了船-桨耦合运动下的岸壁效应。本章采用 8000TEU 集装箱船及其螺旋桨,首先进行了倾斜岸壁工况裸船拖航的网格收敛性验证,计算结果与试验值吻合较好。然后对比了垂直岸壁工况不同岸壁距离对船舶水动力特性的影响,分析了船舶的水动力特性、自由面、船体表面压力、伴流场以及涡结构形态。重点研究了岸壁距离对于船-桨耦合运动中船-桨干扰特性的影响,分析了不同岸壁距离下船舶的运动响应、螺旋桨性能及动压力分布,并从伴流场、涡结构及涡量场等方面研究了近岸航行船舶船-桨干扰的流动特性。最后采用 BET 体积力螺旋桨方法模拟了近岸航行船舶的船-桨耦合干扰运动,分析了采用 BET 方法研究岸壁效应的可行性,并对比了采用真实螺旋桨模型和 BET 体积力螺旋桨两种方法的计算耗时。

(4) 本文第六章采用重叠网格方法、虚拟网格技术模拟了采用真实螺旋桨模型和 BET 体积力螺旋桨方法的船-桨耦合进出闸室复杂粘流场。本章首先采用 12000TEU 集装箱船进行了裸船拖航下进入闸室的数值模拟,并将数值模拟结果与试验值进行对比,验证了采用当前数值模拟方法的可靠性。然后分析了固定船模与考虑升沉运动船模拖航出闸过程中的水动力特性、自由面分布、流线以及涡量场分布。重点分析了采用真实螺旋桨模型和 BET 体积力螺旋桨方法模拟的船-桨耦合进出闸室复杂粘性流场,研究了船-桨耦合进出闸室过程中典型时刻下的螺旋桨动压力、伴流场、流线以及涡结构形式,揭示了船-桨耦合进出闸室过程中的流动特性,并对比了 BET 体积力螺旋桨方法和真实螺旋桨模型下的计算耗时。

本文综合采用重叠网格方法、虚拟网格技术实现了多种限制水域中运动状态下的船-桨耦合运动复杂粘流场数值模拟,并采用 BET 体积力螺旋桨方法实现了船-桨耦合水动力特性的高效模拟,分析了限制水域中船-桨耦合下船模和螺旋桨水动力特性,研究了限制水域中船-桨耦合干扰的流动特性,为限制水域中船舶自航运动的数值模拟提供了参考。

关键词: 限制水域, 粘流 CFD, 船-桨干扰, 体积力螺旋桨, 重叠网格, 低速域, 浅水效应, 岸壁效应, 船-闸相互作用, 涡识别方法。

ABSTRACT

With the development of modern shipping industry, infrastructures such as ports, docks, rivers, and lock chambers are increasingly difficult to meet the navigation needs of large ships. The originally open channels such as coastal, inland rivers, ports and locks have become restricted waters. In the restricted waters, the ship is in a state of low-speed navigation, and is vulnerable to the influence of bottom and bank of the channel, which seriously threatens the navigation safety of the ship. Therefore, it is of great significance for the navigation safety of ships to study the complex viscous flow field of self-propulsion and analyze the flow mechanism of ship-propeller interference in restricted waters.

Based on the hydrodynamic solver developed by the research group, the numerical simulations of self-propulsion in the restricted waters are performed based on the self-developed program module of body force propeller coupling with overset grid technology and phantom block. In the postprocessing, the third generation of vortex identification method was used to analyze the complex viscous flow field of self-propulsion at low speed.

(1) In the third chapter of this dissertation, the high-efficient numerical simulations of self-propulsion of the hull at low speed are carried out by RANS method coupling with overset mesh approach and body force propeller. Firstly, the numerical methods in the present studies are verified to simulate the complex viscous flow field of KVLCC2M at low speed. The subsequent analysis compares the hydrodynamic characteristics, dynamic pressure distribution on the hull and the wake field under three conditions. In addition, the application characteristics of the four vortex identification methods are applied to capture the vortex structures in the viscous flow field for comparing their characteristics. Then, the present numerical method is used to further analyze the hydrodynamic characteristics, free surface, vortex structures and vorticity field of KCS model at different speed to confirm that the numerical method is reliable. Finally, the predicted results of self-propulsion based on blade element theory are compared with that obtained by real propeller, which verifies the validation of blade element theory (BET). At last, the time-consuming between both methods is compared.

(2) In the fourth chapter of the dissertation, the complex viscous flow field of self-propulsion of KCS ship model in shallow water is solved by RANS method coupling with overset mesh technology and phantom block. The influence of grid generation under keel

clearance on the numerical simulations is firstly studied to determine the suitable grid generation scheme. Next is to analyze the influence of water depth on the hydrodynamic characteristics of the hull in the static drift tests. In the analysis, the comparative analysis is carried out from four aspects of hydrodynamic performance, free surface, dynamic pressure distribution and wake field of the ship. The streamlines are applied to analyze the flow mechanism in the complex viscous flow field of KCS in shallow waters. The emphasis of this chapter is the complex viscous flow field of self-propulsion of KCS under different water depths. The influence of water depth on ship-propeller interference is mainly studied by analyzing the hydrodynamic characteristics, dynamic pressure distribution, wake field and vorticity field distribution. Finally, the body force propeller (BET method) is adopted to simulate efficiently the flow field of self-propulsion of KCS in very shallow water ($h/T=1.2$). The validation of BET method is analyzed from the hydrodynamic characteristics and wake field.

(3) In the fifth chapter of this dissertation, RANS equations are used to solve the viscous flow field of self-propulsion for 8000TEU container ship near the bank. Overset grid is adopted to simulate the large-amplitude motion with phantom block being for merging the background grid and hull grid. Firstly, the mesh independency is carried out to analyze the hydrodynamic characteristics of the ship in the static drift tests near the sloped bank. Then, the numerical simulations for the bank effect of different ship-bank distance are performed to study the hydrodynamic characteristics, free surface, dynamic pressure on the hull surface, wake field and vortex structures in the viscous flow field. The emphasis of this chapter is the ship-propeller interaction in the complex viscous flow field near the bank. In the numerical simulation of self-propulsion of 8000TEU ship, the flow mechanism is presented from some aspects such as the motion response of the ship, the hydrodynamic performance and dynamic pressure distribution of the propeller, wake field distribution, vortex structures and vorticity field. At last, the numerical simulation of self-propulsion of the ship near the bank is realized by body force propeller (BET method). The feasibility by using BET method to study the bank effect is verified, and the time-consuming between the BET method and real propeller is compared.

(4) Chapter 6 is the most complex and significant in this dissertation, the complex viscous flow field of self-propulsion of 12000TEU container ship when the ship enters and leaves the lock are solved by RANS approach by using the real propeller and body force propeller, coupling with the overset grid technology and phantom block. The numerical simulations for static drift test of 12000TEU container ship is performed to verify the validation of the numerical scheme. The predicted results are compared with the experimental data. The numerical predictions of the ship leaving the lock is also carried out.

Finally, the complex viscous flow field of self-propulsion of 12000TEU ship entering and leaving the lock are simulated by using the real propeller and body force propeller. The flow mechanism in the complex viscous flow field is analyzed from the aspects such as the propeller dynamic pressure distribution, the flow field distribution, the streamline distribution, and the vortex structures. In addition, the time-consuming based real propeller and body force propeller is compared which shows the body force propeller is high-efficient.

In this dissertation, the numerical simulations of self-propulsion of the hull in restricted waters are carried out by coupling with overset grid technology and phantom block. The body force propeller method is adopted to improve the efficiency of numerical simulations. This dissertation not only analyzes the hydrodynamic characteristics of ship-propeller interaction in restricted waters, but also studies the flow mechanism of self-propulsion in restricted waters through in-depth analysis of flow field details. The relevant numerical schemes and results provide a reference for the numerical simulation of self-propulsion in restricted waters.

Keywords: restricted waters, viscous CFD, ship hull-propeller interaction, body force propeller, overset grid, low speed, shallow water, bank effect, ship-lock interaction, vortex identification method

目 录

摘 要.....	I
ABSTRACT.....	III
第一章 绪 论.....	1
1.1 课题研究背景和意义.....	1
1.2 限制水域中船舶水动力特性数值模拟研究现状.....	6
1.2.1 势流方法.....	7
1.2.2 粘流方法.....	8
1.3 基于粘流方法的船-桨耦合运动研究现状.....	12
1.3.1 基于高效体积力法的船-桨耦合模拟研究进展.....	12
1.3.2 基于滑移网格的船-桨模拟研究进展.....	14
1.3.3 基于重叠网格的船-桨粘流场精细模拟研究.....	15
1.4 本文的主要工作.....	18
1.5 本文的主要创新.....	19
第二章 数值模拟方法及螺旋桨体积力程序开发验证.....	21
2.1 基本数值方法.....	21
2.1.1 低速粘流场控制方程.....	22
2.1.2 速度压力解耦.....	22
2.1.3 高精度自由面捕捉方法.....	23
2.1.4 粘性主导下的湍流模型.....	25
2.2 船-桨耦合模拟方法.....	27
2.2.1 真实螺旋桨直接数值模拟方法.....	27
2.2.2 体积力螺旋桨高效模拟理论.....	29
2.2.3 敞水中体积力螺旋桨程序验证.....	34
2.3 船-桨耦合复杂粘流场后处理方法.....	44
2.3.1 第一代涡识别方法.....	44
2.3.2 第二代涡识别方法.....	45
2.3.3 第三代涡识别方法.....	45
2.4 本章小结.....	48

第三章 低速域船舶粘流场及体积力法船-桨耦合模拟验证	51
3.1 引言	51
3.2 数值方法可靠性验证.....	51
3.2.1 几何模型及计算工况	51
3.2.2 计算域选取及网格划分	52
3.2.3 计算结果分析	54
3.3 低速域中拖航船舶复杂粘性流场分析.....	71
3.3.1 几何模型及计算工况	71
3.3.2 结果对比分析	73
3.4 低速域中体积力法船-桨耦合模拟验证	80
3.4.1 几何模型计算域	80
3.4.2 网格划分	81
3.4.3 船舶受力及运动响应	83
3.4.4 粘性流场分析	86
3.4.5 计算效率对比	87
3.5 本章小结	88
第四章 浅水域船-桨耦合复杂粘性流场数值模拟	91
4.1 引言	91
4.2 拖航船舶不同水深环境下粘性流场模拟.....	91
4.2.1 数值仿真设计及计算工况	91
4.2.2 网格划分验证	92
4.2.3 水动力特性	95
4.2.4 自由面	97
4.2.5 动压力分布	98
4.2.6 速度场及流线分析	99
4.3 浅水域中船-桨耦合复杂流场精细化模拟	104
4.3.1 限制水域中螺旋桨敞水性能模拟分析.....	104
4.3.2 不同水深下船-桨耦合数值模拟结果	113
4.4 浅水域中船-桨耦合高效数值模拟	127
4.4.1 狭窄通道内螺旋桨敞水性能高效预报.....	127
4.4.2 浅水域中船-桨耦合高效模拟结果分析	129
4.5 本章小结	132
第五章 近岸航行船-桨耦合复杂流场数值模拟	135

5.1 引言.....	135
5.2 船型及试验工况介绍.....	135
5.3 拖航下船舶岸壁效应的模拟分析.....	137
5.3.1 网格收敛性分析.....	138
5.3.2 岸壁距离对船舶水动力特性的影响.....	141
5.4 船-桨耦合下近岸航行复杂流场精细化模拟.....	148
5.4.1 螺旋桨敞水性能分析.....	148
5.4.2 船舶自航下的岸壁效应数值模拟.....	150
5.5 近岸航行船舶水动力特性高效数值预报.....	161
5.5.1 网格划分.....	161
5.5.2 水动力特性.....	162
5.5.3 伴流场分析.....	163
5.5.4 计算耗时分析.....	164
5.6 本章小结.....	165
第六章 船-桨耦合进出闸室复杂粘性流场数值模拟.....	167
6.1 引言.....	167
6.2 船型及试验工况介绍.....	167
6.3 船舶拖航进出闸室数值模拟分析.....	169
6.3.1 船舶拖航进入闸室复杂粘性流场分析.....	169
6.3.2 船舶拖航驶离闸室复杂粘性流场分析.....	181
6.4 船-桨耦合进入闸室复杂流场数值模拟.....	191
6.4.1 计算工况及网格划分.....	191
6.4.2 水动力特性分析.....	192
6.4.3 典型时刻说明.....	195
6.4.4 螺旋桨压力及伴流场分布.....	195
6.4.5 典型时刻流线分布.....	198
6.4.6 典型时刻涡结构.....	200
6.4.7 计算耗时对比.....	201
6.5 船-桨耦合驶离闸室复杂流场数值模拟.....	201
6.5.1 计算工况及网格划分.....	201
6.5.2 水动力特性分析.....	202
6.5.3 典型时刻说明.....	203
6.5.4 螺旋桨动压力.....	204

6.5.5 涡结构及流线分布	205
6.6 本章小结	207
第七章 总结及展望.....	209
7.1 论文总结	209
7.2 研究展望	211
参 考 文 献.....	213
攻读博士学位期间已发表或录用的论文.....	227
攻读博士学位期间参与的科研项目.....	229
致 谢	231

第一章 绪 论

1.1 课题研究背景和意义

航运业的发展壮大带来了船舶大型化、专业化的发展需求；但是与之配套的航道、港口、码头、船舶闸室等基础设施因时间、资金投入等成本而发展缓慢。这就造成了船舶航行的区域越来越受限制，从而引发了船舶在限制水域中的航行问题。这是因为此时船舶的航速较低，舵效差，船舶自航操纵控制愈加困难，发生触底，碰撞等海难事故的概率会大幅增加。限制水域的海难事故通常发生在近岸，港口，码头，河道，以及船舶闸室等区域，除了事故船舶本身的生命财产安全，还会带来一系列更加严重的附带问题，比如码头损毁，航道堵塞，环境污染等等。限制水域中船舶的航行安全与船舶的自航操纵性能息息相关。而当前实行的“船舶操纵性标准”^[1]是国际海事组织（IMO, International Marine Organization）于 2002 年通过并主要针对无限水域、无风浪流等外在环境干扰、船舶无纵摇的条件下提出的，而且仅仅是针对船舶的设计航速工况。很显然，船舶在低速、靠港，进出闸等限制水域工况下时，现行的“船舶操纵性标准”就显得力不从心，无法为自航船舶的安全航行提供可靠的数据支撑与参考。所以，现行的“船舶操纵性标准”还需进行补充完善，针对限制水域中船舶船-桨-舵耦合自航运动的研究还亟待加强，尤其是船-桨-舵耦合干扰的流动机理与航行安全准则方面。

与开阔水域不同，当船舶航行在近海岸、港湾、内河、船闸以及峡谷等航道，或者航行中与其他船舶产生会遇、旁靠等时，其航行水域的水深以及宽度相对开阔水域而言会减小很多，从而成为限制水域。根据水深及航道宽度，通常可以将限制水域航道分为浅水域、窄航道（近岸航行）以及浅窄航道 3 种情况。浅水中的船舶航行问题包括近海岸、湖泊等水深较浅的水域；窄航道包括峡谷、内河河道等水深较深但是水面较窄的水域；浅窄航道即是水深较浅而且水面又窄的工况，最典型的是船舶的进出闸室问题。图 1-1 给出了典型的限制水域。其他限制水域工况包括诸如船舶旁靠，超越、会遇等等，如图 1-2 所示。此外，船舶路过桥墩，进港靠岸等工况也是典型的限制水域工况。



图1-1 船舶在限制水域中航行
(左上: 河道; 右上: 浅水; 下: 船闸)

Fig.1-1 Sailing in restricted waters



图1-2 船舶旁靠(左)与会遇(右)

Fig.1-2 Ship to ship interaction

在限制水域中航行的船舶，其受力、运动响应与深水工况下存在很大的不同。在深水区域中，船体周围流场在空间上是三维的，即水流以纵向流动为主，同时又向船体两舷发展。由于受船体形状的影响，水流在首部会向下方发展，而在尾部会

向上方发展。但是在限制水域中，船体周围流场会受到外在空间以及船体本身的限制造成流动趋向于二维。与深水水域中相比，限制水域中船舶流场及其运动受力特性有以下几个方面的不同：

- 1) 船体周围压力分布的变化。当船舶航行于限制水域中时，比如船闸，由于在闸室壁面和船体之间形成了一个狭窄水道，过流断面面积减小，因此就会造成过流断面上的水流速度增加，直接导致船底压力减小，从而船体出现下蹲现象。此外，船体两侧的水流速度也会增加，从而大大加剧了船体两侧的压力分布变化。影响压力分布变化的因素有很多，比如相对水深、船型、航速、岸壁以及桥墩等障碍物。
- 2) 阻力不同成分的变化。限制水域中的船舶航速通常较低，所以其粘性阻力的所占比例通常会有较大的增加。这主要有两个原因，一是限制水域中船体周围水流速度比深水工况下的流速要大，二是船体湿表面积因为下蹲现象有所增加，导致了摩擦阻力增大；此外，在限制水域中水流和船体之间的相对速度明显增加，这也造成了粘压阻力的快速增加；而且船体与航道之间的缝隙很小，容易产生漩涡，这也造成了粘压阻力的增加。就兴波阻力而言：同一艘船在浅水中兴波阻力也有所增加。
- 3) 回流速度的变化。在流场中，由于船体曲率变化较大，船体周围水流速度会比来流有所增加，这个速度增量与船速相反，所以称之为回流速度。由于受到岸壁和浅底的影响，过流断面面积减小，这就造成了限制水域中回流速度增大。此外，在流体粘性的影响，船体周围和水底壁面上的边界层从前往后厚度会有所增加，从而造成回流速度的进一步增加。这种浅水水底壁面造成回流速度增加的现象称之为浅水阻塞效应。
- 4) 船体姿态的变化。船舶在浅水中航行时，一是会出现下蹲现象，从而造成船舶吃水的增加。二是船体会出现尾倾现象。
- 5) 回转性能的变化。当船舶在浅水中航行时，船体周围流场接近二维流动，此时船体会出现下蹲和纵摇增加的现象。受船体曲率和回流速度的影响，水流在流过船尾后向上方急速扩散，加剧了尾流场中的紊流。而且过流断面面积减小，这也导致水流流过船尾后速度较高，且流动必然十分紊乱，这些现象都导致舵效下降，其中伴流增加是主要因素。
- 6) 岸壁效应。船舶在狭窄航道中航行时，会出现船首向外偏转而船尾向岸壁偏转的岸吸效应。这是因为，当水流从船首流入船体与岸壁之间，在船首形成高压区，将船首推离岸壁；而在水流流过平行中体后，进入船体尾部，在螺

旋桨的旋转作用下,靠近岸壁一侧的水流得不到及时补充,从而造成水位下降,在船尾形成内外压力差;此外,由于边界层在船体尾部较厚,尾部过流断面减小,压力降低,又形成了内外压力差;这就造成了船尾被吸向岸壁,即是岸吸效应,容易发生碰撞事故。

- 7) 船吸效应。当船舶航行在船只密度较大的区域时,会造成两船会遇、追越现象,此外还有船舶的旁靠作业。这时因为两船间的横距较小,而水流速度又增加,会造成两船间压力减小,造成船体两舷之间的压力差,产生两船之间的互吸现象,威胁船舶的航行安全。

综上所述,当船舶航行在限制水域中时,其航速较低,过流断面面积减小,回流速度增加;在浅底、闸室壁面以及其他壁面等障碍物的影响下会出现互吸现象,威胁船舶的航行安全。限制水域中船舶的自航运动,不仅是船体本身在限制水域中的水动力特性问题,还需要考虑限制航道壁面对螺旋桨、舵等推进操纵装置水动力特性的影响;更重要的是还要考虑船体伴流对螺旋桨、舵等水动力性能的影响。所以,限制水域中船舶的船-桨-舵耦合自航运动是一个十分复杂的问题。而当前,船舶船-桨-舵耦合自航运动的研究方法主要分为三类^{[2],[5]}:直接法、系统的模拟方法以及 CFD 方法,如图 1-3 所示。

直接法是根据数据库已有的实船航行或者自航模型试验数据,对舵角、船舶运动参数等进行插值估算。该方法可以根据现有船舶的自航操纵运动数据,对船舶自航操纵性能做出快速预报;但是,其预报结果的精度在很大程度上依赖于现有的数据,适用范围很是有限。而对限制水域中船舶自航运动的预报,该方法就显得更加力不从心。

基于系统的模拟方法是采用操纵运动方程,同时结合得到的船舶水动力系数/导数,求解船舶的运动轨迹。该方法又可以分为三种:经验公式、自航模试验和系统辨识方法。毫无疑问,自航模方法是目前最能真实反应船舶在实际环境中航行性能的方法。但是,该方法无法避免船模与实船之间由于雷诺数不等引起的“尺度效应”^{[4],[6]}。尤其是在限制水域中,船舶航速较低,粘性效应占据主导地位,船模与实船之间的“尺度效应”更加明显。同时,浅底、岸壁等障碍物壁面对流动的影响也存在“尺度效应”。这就使得限制水域中船舶自航模试验更加困难与复杂,其试验可信度也大打折扣。而且,自航模试验中的时间成本和资金成本都很高。更重要的是,受限于当前试验设备,模型试验方法并不能给出船舶自航运动过程中的流场信息,无法深入研究船舶自航运动过程中的流动机理。

当前,在研究船舶自航运动时,计算流体力学(Computational Fluid Dynamic, CFD)方法得到了越来越多的应用。快速发展的 CFD 技术在船舶水动力学领域得到了越来越广泛的应用。根据对流体粘性的考量,基于 CFD 的模拟方法可以分为势流方法和粘流方法。在势流理论方法中,流体被假定为无粘性。虽然势流理论方法没有考虑流体的粘性,但是针对特殊工况下的船舶自航运动也能给出合理的预报结果。尽管该方法在上世纪得到了快速的发展,但是其流体无粘的假设无法反应真实流场中的流动机理与特性。而粘流方法,由于考虑了流体粘性,能最大程度地解析真实流场,并为研究船舶自航运动中复杂粘流场的流动机理提供丰富的数据,所以得到了广泛的应用。此外,还可以将粘流方法和试验方法相结合,将粘流方法的计算结果与试验值进行对比分析,两者互相验证,促进试验与数值计算方法的改进。而且,随着计算机硬件的发展,对实尺度下的船舶自航运动进行数值模拟分析已成为可能,这样一来就可以避免“尺度效应”带来的误差。

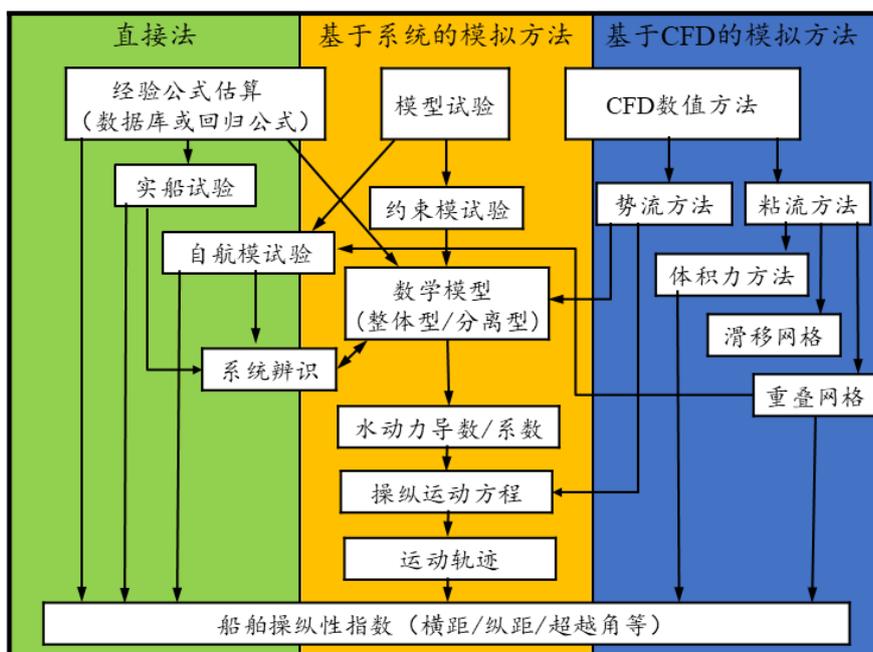


图1-3 船舶船-桨-舵耦合自航研究方法

Fig.1-3 Prediction methods for ship maneuvering

综上所述,采用粘流 CFD 方法研究船-桨耦合自航运动中水动力特性是最合适,最可靠的。因此,本文将采用粘流 CFD 方法来研究限制水域中船-桨耦合复杂粘性流场及其水动力特性。

在浅水中航行的船舶有两个特点，一是其航速较低，二是存在浅水效应的影响。在当前的研究中，大多数学者都采用叠模方法，一是忽略了自由面兴波的影响，二是采用固定船模，不考虑船模运动，以方便研究。但是在实际工况下，自由面的变化对船舶快速性有显著影响，尤其是在船舶进出闸过程中，自由面变化十分剧烈；而且，船体与壁面的互吸效应会引起船舶剧烈运动，对水动力性能的影响直接关系到船舶航行安全。所以，采用叠模法并不适用于限制水域中的船舶水动力特性研究。此外，随着数值计算技术的发展，进行限制水域中船-桨耦合运动的数值模拟已经成为趋势，研究限制水域中船-桨耦合运动可以为分析限制水域中船-桨-舵耦合操纵运动的物理机理提供重要的数据支撑。所以，综上所述，本文将采用粘流 CFD 方法研究考虑自由面、升沉纵摇运动的限制水域中船舶船-桨耦合自航运动复杂粘性流场。

1.2 限制水域中船舶水动力特性数值模拟研究现状

在上世纪中期，科研人员就已经开始关注限制水域中船舶的水动力特性。但是由于技术手段等诸多因素的影响，限制水域中船舶水动力特性的研究一直进展十分缓慢。但是，随着有关试验手段和基础设施的发展，船舶在开阔水域中的水动力特性研究得到了长足的发展^{[3]、[7]}，这也带动了限制水域中船舶水动力特性的研究。对于限制水域中船舶水动力特性的研究，试验方法虽然是最真实可信的，但是应用还不是很广泛。其中，比利时弗兰德水力学研究中心（Flanders Hydraulics Research, FHR）做出了突出贡献。自上世纪 90 年代以来，FHR 研究中心对船舶通过 Pierre Vandamme 船闸^[8]，泰尔纳曾 West 船闸^{[9]–[10]}以及巴拿马第三组船闸^{[11]–[14]}进行了一系列的试验研究，参数化分析了诸多因素诸如速度、水深、偏心距以及漂角等对船舶通过船闸时水动力特性的影响。此外，他们还通过一系列试验研究了浅水域、近岸航行、船舶旁靠等典型限制水域^{[15]–[28]}中船舶的水动力特性。

得益于计算机软硬件技术的快速发展，计算流体力学（Computational Fluid Dynamic, CFD）方法取得了巨大的进步，在船舶水动力特性预报中获得了越来越广泛的应用，并已成为和模型试验方法（Experimental Fluid Dynamic, EFD）平分秋色的船舶水动力特性研究手段。两种方法相辅相成，相互借鉴。目前，CFD 方法已应用到船舶水动力特性分析的各个研究方向，包括船舶的快速性（阻力性能分析，螺旋桨推进性能分析，船-桨耦合匹配），操纵性能（全附体/裸船体的水动力特性，船-桨-舵之间的耦合匹配）以及耐波性（波浪中船舶的运动响应，波浪增阻）等等。

根据对流体粘性的考量，CFD 方法又分为基于无粘无旋假定的势流方法和考虑流体粘性的粘流方法。接下来将分别介绍势流方法和粘流方法在限制水域中船舶自航运动中的应用及研究进展。

1.2.1 势流方法

在势流方法中，为方便求解对流场和几何表面都会做出一定的简化假设处理。但是这种假设会引起计算结果的较大误差。为改善船舶水动力特性的预报精度，通常采用引入经验参数的方式来对计算结果进行修正。为准确预报船舶自航运动过程中的水动力特性，研究人员做出了多方面的努力，不仅对原有势流理论方法进行了改进，将分离涡的影响引入计算模型^{[29]~[31]}，还将势流理论方法发展到三维，同粘流方法相结合。三维势流方法的研究已经取得了很大的进展，可以较为准确地预报船舶的兴波阻力以及耐波性计算中的波浪载荷、船舶运动响应。在船舶船-桨-舵自航运动预报中，三维势流方法可以考虑自由面^[32]、限制航道壁面^[33]以及船-桨-舵之间的相互干扰^[34]。在过去的几十年间，势流理论方法得到了快速的发展，在预报限制水域中船舶性能方面也得到了广泛的应用。

早在上世纪六七十年代，Tuck 等人^{[35]~[36]}就利用细长体理论开始研究船体的下沉量，并得出了下沉量的近似计算公式。通过计算方法的不断修正，最终也能合理的预报限制水域中船体的下沉量。此外，Tuck 和 Newman^[37]采用薄体理论和细长体理论，计算了船-船之间的相互作用。Abkowitz^[38]利用奇点分布方法研究了船体与壁面（船体/岸壁）之间的相互影响。Yeung 等人^{[39]~[40]}利用细长体理论研究了浅水中船-船之间的相互干扰与作用。

在 1979 年，Oortmerssen^[41]利用三维衍射理论研究了两个物体之间的水动力相互干扰的问题。随后，Duncan^[42]又利用该理论研究了浅水中零航速下的两艘船舶之间的流场。Kijima 等人^{[43]~[44]}研究了在狭窄航道中船舶会遇、超越过程中的横向力、艏摇力矩。Gadd^[45]改进了细长体理论，有效提高了小攻角下流动的预报精度。Fang 和 Kim^[46]提出了一种切片理论方法，并用该理论方法预报了斜浪中航行船舶的水动力干扰特性。Kaplan 和 Sankaranarayanan^[47]研究了浅窄航道中航行船舶的船-船相互作用，工况涉及到两船旁靠，超越等复杂工况。其他的很多学者，诸如，Gourlay^[48]，Krishnanakutty^[49]，Lee^[50]，Skejic^[51]，以及 Varyani^{[52]~[55]}等，都对各种特殊工况下的船-船相互作用从不同的角度进行了研究。

针对船舶操纵运动的问题，部分学者（Zou 和 Söding^[32]错误!未找到引用源。，Nakatake 等^[56]）的做法是引入环量，并在船尾处满足 Kutta 条件，来模拟船舶的小幅度操纵运动。

Kijima 等人^{[57]-[60]}通过引入表征泻涡初始位置的变量, 改进了细长体理论, 并利用改进后的方法研究了大纵摇角和大横摇角下的船舶水动力特性。Nakatake 等^[61]还利用面元法研究了斜航与回转运动此两种操纵运动形式下的流场及水动力特性。McTaggart 等人^[62]研究了两船接近航行中的兴波干扰问题。Söding^[63]采用非线性 Rankine 源法, 研究了在狭窄航道中的船-船之间相互追越的问题。Chahine 等^[64]采用边界元方法程序, 计算了在海港中多艘船舶之间的水动力干扰问题。Dam 等^{[65][66]}采用改进的 Boussinesq 方程研究了近岸航行船舶的兴波问题。Sutulo 等^[67]研究了船舶超越过程中的自航操纵问题。在他们的研究中, 考虑了固定舵及自航控制器。Debaillon 等^[68]研究了岸壁效应对船舶下蹲的影响。Sutulo 等^{[69][70]}研究了船舶横摇运动中的附加质量及阻尼系数。

在国内, 张谢东等^[71]以三维船体为研究对象, 利用边界元方法计算了浅水中两船超越时的相互作用力。Wang 等^[72]研究了波浪中两个物体之间相互干扰的水动力特性问题。针对多船编队航行问题, 陈波, 吴建康^{[73][74]}以及 Zhang^[75]等人都做了不同的研究。Yao 等^[76]采用面元法研究了限制水域中船舶的水动力特性, 在研究中他们考虑了自由面兴波以及船体的下蹲。2012年 Zhou^[77]采用线性波动理论和面源法研究了浅水航道中的岸壁效应, 分析了水深、船岸距离对于船舶水动力性能的影响, 评估了岸壁效应对船舶航行安全的影响; 2015年至2017年, 张志宏^{[78][79]}采用傅里叶积分法, 研究了限制水域中船舶表面的压力分布, 并与试验结果进行了对比验证, 进一步求解了限制水域中航行船舶的升沉与纵摇。邓辉等^[80]采用非线性浅水波理论和有限差分法研究了限制水域中 Wigley、泰勒60船型等船舶的升沉和纵摇, 通过与试验值对比发现, 当前计算结果是可靠的。王伟飞等^[81]利用自由面池壁格林函数来考虑池壁效应, 对其进行了基于切比雪夫多项式逼近的高效和高精度计算, 并通过自由面数值阻尼来解决计算中出现的数值共振问题。王隶加^[82]利用镜像格林函数法考虑了限制水域中的边界效应, 采用该方法研究了浅水中两船并行时的干扰力和力矩, 数值结果与试验值和常数元、高阶元的数值结果吻合较好, 验证了方法的计算精度和有效性。

但是, 基于其不考虑流体粘性的假设, 势流方法终究是仅限于预报船舶的水动力性能, 对具体流场细节的模拟分析始终有些缺憾。

1.2.2 粘流方法

相比于势流方法, 粘流方法不仅能准确模拟船舶自航运动中的船-桨-舵水动力特性, 也能提供具体的流场信息, 方便分析流场中的流动机理。粘流理论的快速发展与应用主要得益于计算机软硬件技术的进步。粘流CFD的各个方面都得到了深入的研

究从前期的网格生成,高性能计算到后处理中的结果可视化处理等等。现在开阔水域中的船舶自航运动已实现了最为复杂的波浪中全附体船-桨-舵耦合下的自航运动直接数值模拟。但是对于限制水域中船舶自航运动的模拟还很缺乏,目前还仅限于裸船体在浅水中的平面运动机构试验(Planar Motion Mechanism, PMM),进出闸以及近岸航行等问题的模拟研究,而且也并未考虑船体的升沉和纵摇运动。

在最初对操纵运动进行数值模拟时,更多的是从定常运动(定常回转,斜航运动)入手,忽略自由面兴波的影响,这就造成了数值模拟中无法模拟船舶的升沉和纵摇运动。限制水域中船舶的航速通常较低。Sato等^[83]通过求解Navier-Stokes (N-S) 方程模拟了VLCC船型在低速航行时的粘性流场。Berth等^[84], Cura Hochbaum^[85]等模拟了不同船型在定常回转和斜航运动下的粘性流场,其数值模拟的结果与真实流场吻合较好。Ohmori^[86]通过采用有限体积法及混合湍流模型模拟了大阪号油轮在定常斜航、回转运动过程中的粘性流场,分析了船舶的水动力性能。Alessandrini等^[87]采用有限差分法(Finite Difference Method, FDM)研究了S60船型在定常斜航、回转运动中的粘性流场及水动力性能,与前面所不同的是,他们在研究中考虑自由面的影响。随后,Tahara等^[88]也模拟了S60船舶的定常斜航、回转运动,其计算结果与试验值吻合较好。对船舶定常操纵运动进行数值模拟的还有Longo和Stern^[89]、Xing^[90]等。

随着粘流方法的发展,对船舶操纵运动的预报已经逐渐从定常运动进入到非定常运动领域。这主要得益于动网格方法及重叠网格技术的出现,尤其是重叠网格方法的出现,极大地拓展了粘流方法对于非定常下船舶操纵运动的数值模拟能力。虽然非定常船舶操纵运动的数值模拟得到了极大地发展,但是,很多学者在最初研究船舶操纵运动性能时还是选择从PMM或者CMT入手。Sakamoto等^[91]模拟了DTMB5415船型在做纯横荡和纯艏摇运动时的粘性流场。Simonsen和Stern^{[92][93]}分析了全附体下船舶斜拖试验过程中的粘性流场。Broglia等^[94]采用非定常RANS方程和重叠网格方法分析了KVLCC1和KVLCC2船型带桨带舵下的纯横荡及纯艏摇运动。Hochbaum等^[95]同样利用了RANS方法模拟了两种船型静态斜拖与动态约束模试验的粘性流场和水动力特性。Guilmineau等^[96], Maki等^[97], Miller等^[98]等人采用粘流方法分析了裸船体和全附体下的DTMB5415船型在斜航、纯横荡、纯横摇以及纯艏摇运动中的粘性流场。Simonsen等^[99]模拟了集装箱船KCS船型的纯艏摇运动粘性流场,在数值模拟中他们考虑了船舶的升沉与纵摇运动。

针对限制水域中船舶复杂粘流场的CFD模拟,当前主要研究的是水深、航速等参数对浅水域,近岸航行以及进出闸室过程中船舶水动力特性的影响。Simonsen^[100]等通过求解RANS方程研究了水深对不同航速船舶受力的影响,并对数值计算结果进行

了验证与确认 (Verification & Validation, V&V) 分析。Kim等^[101]模拟了浅水中船舶的低速回转运动, 并将数值预报结果与试验结果进行对比, 发现两者吻合较好。Toxopeus等^[102]根据SIMMAN 2008国际研讨会上的标准算例进行了大量的数值模拟研究, 并根据计算结果评估了不同的CFD程序对低速浅水中船舶水动力特性的模拟能力。Sadat-Hosseini等^[103]通过求解URANS方程模拟了驳运过程中船-船的相互作用。

Lo等^[104]采用Flow-3D软件研究了KRISO 3600TEU集装箱船的岸壁效应。他们发现当航速固定时, 艏摇角和横荡力随着船体到岸壁距离的减小而增加; 当船体到岸壁距离一定时, 艏摇角和横荡力会随着航速的增加而增加。Wang等^[105]最开始采用定常RANS方法预报了水深对船舶回转性能的影响, 然后对比分析了不同水深下的船舶受力。后来他们^[106]又采用了不同的湍流模型来模拟浅水域中斜航Wigley船型的非定常粘性流场, 通过和试验结果对比发现, 当前方法能得到较合理的结果。杨勇等^{[107][108]}研究了不同水深中KVLCC1裸船体的纯横荡运动试验。Liu等^[109]研究了不同水深下船舶做横摇运动过程中的粘性流场。Zhu等^[110]分析了浅水中波浪的相互作用对远场船行波的影响。Chen等^{[111][112]}研究了船舶靠岸及船-船相遇等问题。Lou等^[113]采用动网格技术研究了浅水中船舶纯艏摇和纯横荡运动时的水动力特性。Zou等^{[114][115]}研究了浅水中船舶近岸航行时的水动力特性, 并分析了船体的下蹲现象。而且, 为了保证计算结果的可靠性, 作者进行了不确定度分析。此外, 他们还将势流方法与粘性流方法的计算结果进行了对比, 最终发现流体粘性对于船舶近岸航行时的岸壁效应有十分重要的影响。

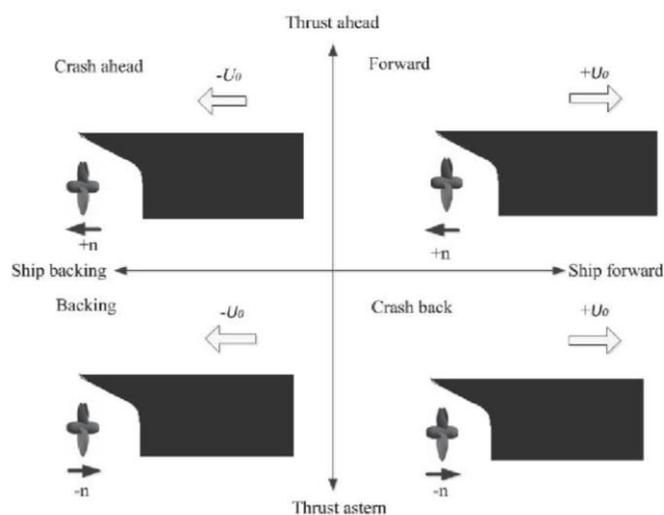


图1-4 四象限内船-桨干扰示意图

Fig.1-4 Schematic of hull-propeller interaction in four quadrants

王化明^[3]采用粘流方法研究了限制水域中船体的斜航、定常回转、近岸航行以及非正常停靠运动，计算了作用在船体上的粘性水动力，其结果与试验值吻合较好。陈进^[6]研究了低速域中船舶的典型操纵运动及单个螺旋桨在四象限内的水动力特性与粘流场，还分析了在紧急制动和紧急向前工况下的船-桨耦合干扰系统的粘流场及水动力特性，如图1-4所示。

孟庆杰^{[4], [116]-[118]}采用自主开发的粘流水动力学CFD求解器，同时结合重叠网格技术，考虑了自由面的变化，研究了限制水域中裸船体的复杂粘性流场及水动力特性，并分析了限制水域中船舶运动过程中的自由面变化、船体动压分布等。他以KVLCC2M为研究对象，预报了浅水域中船舶斜航运动的水动力特性，分析了浅水效应的作用机理；研究了KVLCC2在浅水中的纯横荡运动，分析了不同水深下船体表面压力分布以及伴流场等细节流场；通过数值模拟研究了12000TEU集装箱船通过船闸时的水动力特性，研究了航速、水深、偏心距等因素对船舶进出闸室时复杂粘性流场和船舶水动力性能的影响。最后采用Aframax船型和KVLCC2船型研究了船舶驳运过程中的船-船相互作用以及粘流场，如图1-5所示。

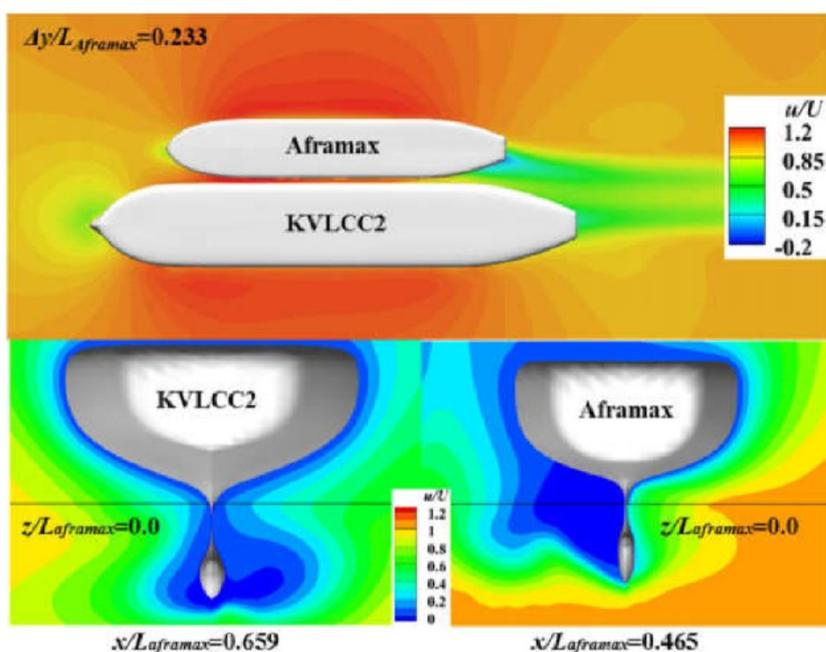


图1-5 船舶驳运过程中的船-船相互作用^[4]

Fig.1-5 Ship-ship interaction in the lightering

1.3 基于粘流方法的船-桨耦合运动研究现状

船舶自航运动数值预报是目前最热门也是最为复杂的问题。采用数值方法研究船舶自航运动中的技术难点是船-桨-舵系统复杂运动和流场的同时求解。其中,船-桨-舵系统求解的难点是尾流场中旋转螺旋桨的直接数值模拟。从现有的研究来看,船舶自航运动的研究从对螺旋桨模拟形式的不同,可以分为不依赖螺旋桨几何模型的简化体积力法和直接构建螺旋桨几何模型进行模拟的两种方法,而第二种方法中又可以分为滑移网格法和重叠网格方法。下面将分别从这三种方法来介绍自航船舶船-桨-舵耦合运动的研究进展。

1.3.1 基于高效体积力法的船-桨耦合模拟研究进展

螺旋桨体积力模型因为其简单,易实施,计算量小,因此被广泛应用到船舶自航推进运动的数值模拟。螺旋桨体积力方法按照其理论可以分为推力均匀分布模型(Uniform thrust distribution),轴对称分布模型(Hough-Ordway thrust and torque distribution, axisymmetric body-force distribution),叶素动量理论模型(Blade element moment method),以及基于势流理论的升力线(Lifting line method)、升力面模型(Lifting surface method),涡格法(Vortex-lattice method)以及边界元(Boundary element method)方法。Choi 等^{[121][122]}将轴对称分布螺旋桨体积力方法进行自主开发,并添加到商业软件 FLUENT 中,利用该程序模拟了多种船型的带桨自航推进计算。Phillips 等^[123]开发了基于叶素动量理论的螺旋桨体积力程序,通过求解 RANS 方程模拟了舵角固定的 KVLCC2 船型的船-桨相互干扰。后来,Phillips 等^[124]采用了 3 种螺旋桨体积力方法(推力均匀分布模型, Hough-Ordway 体积力模型(轴对称分布)和叶素动量理论体积力模型)来研究桨-舵干扰的水动力特性。通过对比分析可以发现:推力均匀分布模型,由于忽略了螺旋桨的扭矩,无法实现螺旋桨尾流的旋转运动,所以对舵的水动力特性预报精度很差。而 Hough-Ordway 体积力和叶素动量理论均可以较好地模拟桨舵之间干扰的水动力特性。但是,对于 Hough-Ordway 方法来说,由于它是直接将螺旋桨的推力和扭矩以源项的形式添加到控制方程中,但是不读取计算域中速度,所以其无法反应舵对螺旋桨的干扰。而叶素动量理论与 RANS 方程的结合则能考虑桨-舵之间的相互干扰,更适用于船-桨-舵之间相互干扰的自航运动高效数值模拟。Dubbioso 等^[127],Broglia 等^[128]和 Dubbioso 等^[129]基于螺旋桨 Hough-Ordway 分布进行改进,将描述形体积力法改进为随着敞水曲线进行迭代的形式。然

后通过自主开发的水动力学 CFD 求解器 $\chi navis$ 对带桨带舵的船舶进行了 Z 形与回转运动的数值模拟分析。通过与试验值进行比较发现，在 Z 形操纵运动模拟中，第一超越角与试验值吻合良好；而第二超越角偏大。而回转运动的数值模拟结果与试验值吻合较好。图 1-6 给出了采用体积力螺旋桨得到的水平面上压力分布。

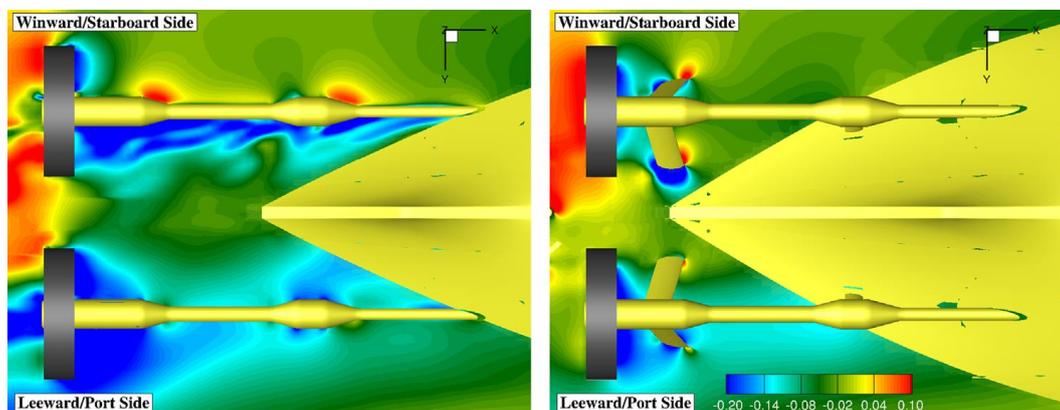


图1-6 体积力螺旋桨法水平面上压力分布^[128]

Fig.1-6 Pressure field on two horizontal sections^[128]

上述方法主要是动量理论和叶素理论，随着势流理论的广泛应用，越来越多的科研人员将螺旋桨的势流方法与粘流理论相结合，实现船-桨-舵耦合的高效数值模拟。Stern等^[119]采用升力面方法模拟了带桨船舶的流场。Kawamura等^[120]采用升力面方法，实现了船和螺旋桨之间的迭代配合。Simonsen和Stern^[125]采用了迭代形Yamazaki螺旋桨体积力方法，模拟了带附体的Eso Osaka油轮的操纵运动，分析了船-桨-舵之间的干扰。Carrica等^[126]采用文献^[119]中的螺旋桨体积力模型，同时采用动态重叠网格方法模拟了大幅度的船舶操纵运动。通过与试验值进行比较发现，相关参数的预报结果与试验值吻合较好。同时，作者指出预报误差的主要原因是简化的螺旋桨体积力模型忽略了真实螺旋桨模型对船体运动的影响以及真实螺旋桨的侧向力等。Mofidi等^[130]基于涡格法求解螺旋桨体积力，并与CFD求解器REX相结合，实现了单个时间步内粘流场信息与势流螺旋桨区域的信息交互，从而可以考虑船艏伴流对螺旋桨的影响，实现了对船-桨干扰的数值模拟。他们应用这种方法模拟了KCS船型的Z形操纵运动，如图1-7所示。向等^[131]基于URANS方程，联合采用体积力法、重叠网格技术、6DOF运动模型、VOF模型，计及船体航行姿态的影响，开展了双桨双舵双尾鳍水面船舶的Z形运动数值模拟，通过计算所得横倾、纵摇、超越角、初转期等与试验结果的对比，验证了数值方法的可靠性。

螺旋桨体积力方法不同于滑移网格和重叠网格方法，该方法不需要螺旋桨的真实模型，更不需要划分螺旋桨网格，所以，这就会大大减小网格量，同时计算的时间步也可以更大。这也就可以实现船舶自航运动的高效数值模拟。当然，螺旋桨体积力方法仅适用于预报船舶船-桨-舵的水动力特性，对流场做大致的定性分析，对于具体的流场细节依然无法准确模拟。

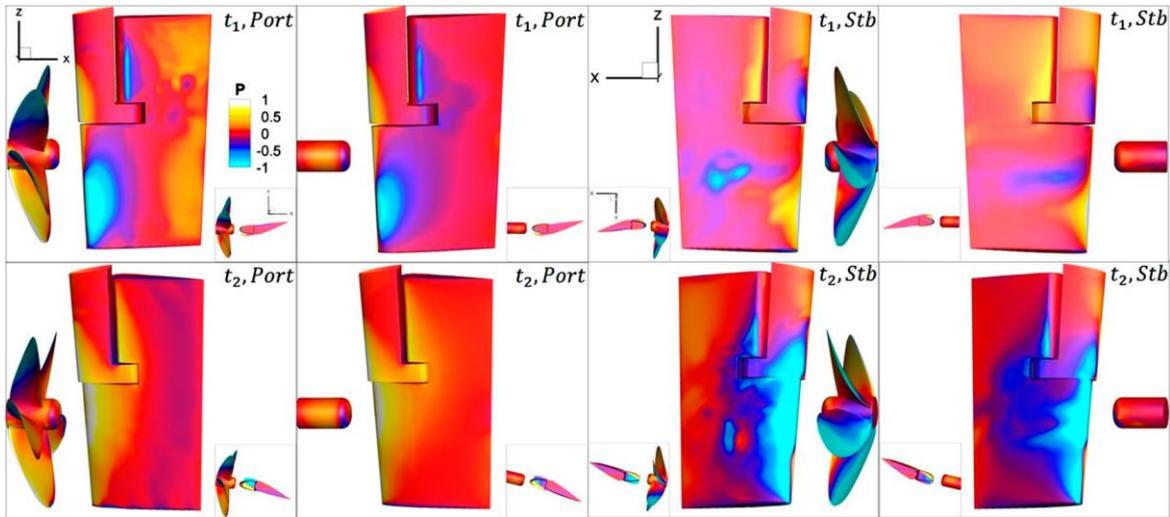


图1-7 基于体积力方法和真实螺旋桨模型的舵表面压力分布^[130]

Fig.1-7 Pressure on the rudder for discretised and body force propeller^[130]

1.3.2 基于滑移网格的船-桨模拟研究进展

不同于螺旋桨体积力方法，滑移网格和重叠网格方法需要螺旋桨的真实模型，并进行螺旋桨网格的划分。采用真实螺旋桨模型可以模拟捕捉具体的流场细节，准确分析船-桨-舵之间的相互干扰及流动的机理机制。但是，也会增加计算量，消耗更多的计算资源。

滑移网格（Sliding mesh method）方法是通过将螺旋桨划定在一个圆柱形的计算域中。圆柱体表面设置为滑移面，滑移面两侧网格尺寸保持一致；圆柱面两侧的流场信息通过滑移面进行传递。从滑移网格方法的定义就可以知道，滑移网格方法只适用船后螺旋桨的数值模拟，最多实现固定航线下的船-桨-舵耦合运动。

Lübke^[133]在商业软件 CFX 中采用叠模方法与滑移网格方法实现了 KCS 船型的自航推进数值模拟。Queutey 等^[134]利用自主开发的水动力学求解器 ISIS-CFD 实现了固定姿态的 KCS 船型自航数值模拟。在数值模拟中，他们采用了同位网格技术，并结合滑移网格模拟螺旋桨转动，VOF 方法捕捉自由面。为了提高计算精度，作者还

使用了自适应网格加密技术。Seo 等^[132]在商业软件 FLUENT 中采用混合网格实现了船后螺旋桨的复杂粘性流场数值模拟。在计算中考虑了自由面，通过高精度 VOF 方法进行捕捉。在计算中得到的伴流分数和推进系数与试验值吻合较好。

以上的研究多是在商业软件中实现的，后来有学者通过在开源软件中自主开发实现了相关的功能技术。Badoe 等^[135]在开源代码平台 OpenFOAM 中实现了船-桨-舵耦合下的复杂粘性流场数值模拟。其中螺旋桨的旋转运动通过滑移网格得以实现。后来，el Moctar 等^[136]采用滑移网格方法实现了螺旋桨和舵的旋转运动模拟，计算了双桨双舵下船模的 Z 形操纵操纵运动。

以上主要介绍了国外采用滑移网格进行船舶自航运动数值模拟的研究现状。接下来将介绍国内的相关工作。国内采用滑移网格进行船-桨-舵耦合运动的模拟起步较晚。张志荣^[137]采用滑移网格和轴对称螺旋桨体积力模型（axisymmetry body-force distribution）研究了 KCS 船型的船-桨干扰现象。为保证计算的可靠性，进行了详细的不确定度分析。沈海龙和苏玉民^[138]通过采用分离涡（Detached eddy simulation, DES）模型和滑移网格方法模拟出了带桨时的 KCS 船型粘性流场。通过分析船-桨粘性流场，他们发现船-桨的相互干扰对湍流边界层影响较小，但是对船体表面和螺旋桨表面的动压分布有很大的影响。

沈兴荣等^[139]通过采用商业软件 FLUENT 模拟了带桨带舵船模的粘性流场。杜云龙等^[140]则通过同样的方法计算了不同船型的推进性能。王骁等^[141]通过采用滑移网格方法实现了双桨船舶回转运动的数值模拟。杨春蕾等^[142]采用势流的动量源法和粘流的 MRF 方法、滑移网格方法研究了带桨 KCS 船、带桨带舵 KVLCC2 油船的非稳态粘性流场。通过将数值方法计算得到速度场和压力场与试验结果进行对比发现，其预报结果是合理的。

当前，滑移网格方法已广泛地应用于螺旋桨敞水特性，船-桨-舵耦合运动的数值模拟当中。通过滑移网格可以精确地模拟固定航线下的复杂粘性流场，分析船-桨-舵之间的干扰特性。但是，滑移网格方法的应用也仅限于固定航线，对于更加复杂的波浪中船舶自航运动无法实现全自主航行。滑移网格更多的是应用在简化的固定航线运动，并不具备实现六自由度运动的能力。

1.3.3 基于重叠网格的船-桨粘流场精细模拟研究

通过对以上两种方法的介绍可以看出，两者都无法真实复现船舶六自由度下的自航操纵运动。对船舶自航运动的数值模拟需要实现船-桨-舵三者的六自由度运动。而且，螺旋桨和舵还需要随着船体运动。传统的动网格，滑移网格方法是无法实现这

类极端复杂问题的。但是重叠网格的出现很好的地解决了这个问题。通过对背景计算域、船体计算域、螺旋桨计算域以及舵计算域分别进行网格划分，并将螺旋桨和舵网格定义为船体网格的子级，然后对网格进行“挖洞”处理完成网格合并，如图 1-8 所示。可以发现，重叠网格方法不会引起网格变形，能够保证数值计算的精度。

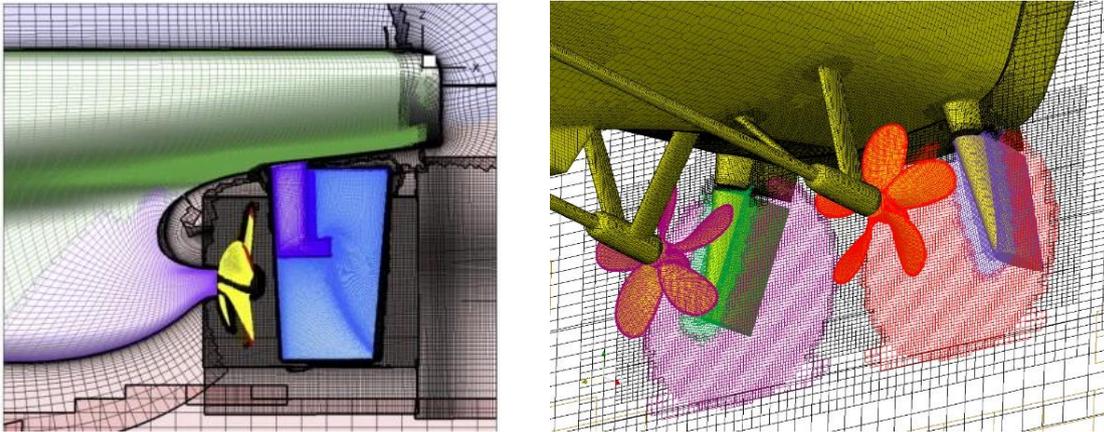


图1-8 船-桨-舵周围重叠网格分布(左侧为结构化网格^[143]，右侧为非结构化网格^[144])

Fig.1-8 Overset grid distribution for structured and unstructured mesh

Carrica 等和 Stern^{[143]-[145]}通过将重叠网格技术和粘流求解器 CFDShip-Iowa 结合，实现了船舶多种自航运动的数值模拟。在数值模拟中，将船体、螺旋桨和舵直接进行网格划分，并采用重叠网格方法处理船-桨-舵之间的耦合匹配关系进行自航运动的数值模拟。通过采用重叠网格方法，他们已经实现了 KVLCC 船型的 $10^\circ/10^\circ$ 、 $15^\circ/1^\circ$ 等的 Z 形操纵运动与自由回转运动的数值模拟。而且，船体受力及运动响应、操纵性能参数的预报与试验值吻合良好。Broglia 等^[128]和 Dubbioso 等^[129]通过动态重叠网格技术模拟了单舵双桨、双舵双桨下的船舶自由回转试验。通过对比船体运动轨迹的计算值与试验值可发现当前采用的数值方法是可靠的。作者还分析了回转运动过程中舵的受力，船体以及其他附体的侧向力。Muscarì 等^[146]同样采用重叠网格方法实现了双桨双舵船舶的纯艏摇和自由回转运动的数值模拟。另外，Carrica 等^[147]人采用重叠网格方法实现了对浅水工况下的 KCS 船型船-桨-舵相互作用下的自航和 $20^\circ/5^\circ$ Z 形操纵的直接数值模拟，如图 1-9 所示。文中还基于重叠网格技术使用三套计算网格进行了网格收敛性验证分析，结果表明对自航数值模拟呈现一致收敛。

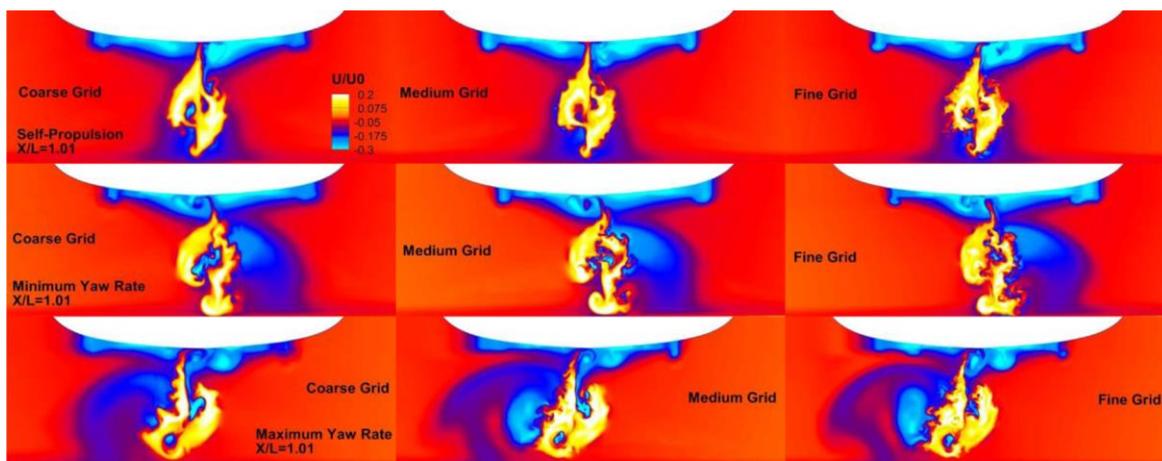


图1-9 不同时刻 3 种网格分辨率下的速度分布^[147]

Fig.1-9 Velocity contours at $x/L=1.01$ at self-propulsion (top), minimum yaw rate (center) and maximum yaw rate (bottom) for coarse, medium and fine grids.^[147]

当前,重叠网格技术已经得到了普遍应用。部分学者将其引入到了开源代码平台 OpenFOAM^{[148]-[151]}中,将其与非结构化网格进行结合,为重叠网格技术的使用带来了极大的方便。上海交通大学的沈志荣等^{[144],[152]-[155]}在 OpenFOAM 的基础上引入了全非结构化网格的重叠网格模块,开发了船舶水动力学求解器 naoe-FOAM-SJTU。该求解器实现了粘性流场的求解与重叠网格插值计算的并行化处理。利用该求解器,他们模拟了 KCS 带桨自航与 Z 形操纵运动的粘性流场,分析了其水动力性能。Shen 和 Korpus^[154]研究了自航船舶在迎浪和尾斜浪工况下的航向保持运动过程的粘流场,并和标准船舶试验数据进行了对比分析,验证了重叠网格技术在处理船舶大幅度船舶操纵运动过程中的可靠性。王建华等^[156]利用该求解器不仅实现了全附体(双桨双舵) ONRT 船模自航试验的数值模拟分析,还对 35° 舵角下的自由回转运动进行了数值模拟。其数值预报结果与试验值吻合良好,进一步验证了 naoe-FOAM-SJTU 求解器的可靠性与适用性。

王建华等^[157]自主开发了三维造波消波模块,并将其和当前粘流求解器相结合,实现了迎浪工况下的船-桨-舵耦合复杂粘流场的数值模拟。其数值预报结果与试验值吻合良好。王建华和万德成^[158]采用自主开发 naoe-FOAM-SJTU 求解器,模拟了全附体船舶 ONRT 船型在波浪工况下的 Z 形操纵运动,发现波浪对 Z 形操纵运动的影响主要是航速和完成一个 Z 形操纵运动的周期。

根据已有研究可以发现,基于重叠网格技术的船-桨-舵耦合自航运动是目前最精确准确有效的数值模拟方法。但是,鉴于重叠网格需要对真实模型进行网格划分,同

时模拟船-桨-舵相互干扰过程中的真实流场细节，这既增加了网格量，又需要较小的时间步，造成了计算量的大幅度增加。

通过对比螺旋桨体积力方法和滑移网格、重叠网格方法可以发现，螺旋桨体积力方法虽然无法准确模拟具体的流场细节，但是对船-桨-舵的水动力性能可以准确预报。此外，螺旋桨体积力方法不需要对螺旋桨网格进行划分，所以网格量就会下降，同时时间步可以增大，大幅度提高船-桨-舵耦合自航运动的模拟效率。综合以上研究，本文在模拟限制水域中船-桨耦合自航运动复杂粘流场时，采用了重叠网格技术以实现限制水域中船-桨耦合干扰复杂粘流场的精细模拟；另外，采用体积力螺旋桨方法实现了限制水域中船-桨耦合干扰的高效数值模拟，用于预报限制水域中船-桨干扰的水动力特性。

1.4 本文的主要工作

本文在研究团队自主开发的水动力学求解器 `naoe-FOAM-SJTU` 的基础上，根据多种螺旋桨体积力方法理论，开发了螺旋桨体积力程序模块，并采用重叠网格方法与虚拟网格技术实现了限制水域中运动状态下船-桨耦合自航运动的高效数值模拟研究。为验证螺旋桨体积力程序的可靠性，文中分别对开阔水域和狭窄通道中的螺旋桨敞水特性以及低速域、浅水域、近岸航行和进出闸室工况下的船-桨耦合中螺旋桨水动力特性进行了模拟分析。采用真实螺旋桨模型进行了低速域、浅水域、近岸航行和进出闸室工况下船-桨耦合复杂粘性流场的精细化数值模拟，并将体积力螺旋桨和真实螺旋桨模型的计算结果进行对比，发现采用体积力螺旋桨取得了准确可靠的数值模拟结果。在后处理中，采用三代 4 种涡识别方法对拖航和船-桨耦合下的复杂粘性流场的流动特性及机理进行了分析，研究了多种限制水域工况中拖航、船-桨耦合自航复杂粘流场中的涡结构及涡量场。本文主要工作如下：

(1) 低速域船舶粘流场模拟及体积力方法船-桨耦合模拟验证。以 `KVLCC2M` 为研究对象，结合重叠网格技术，分析了不同漂角下的船舶水动力特性，船体表面压力以及伴流场等，计算值与试验值吻合较好，验证了当前数值方法预报低速域船舶水动力性能的可靠性。基于当前数值方法，研究了全航速段（主要是低速域， $0.0948 \leq Fr \leq 0.195$ ）`KCS` 船型直航下的水动力特性，阻力和纵摇运动计算值与试验值吻合较好。最后本章采用 `BET` 方法研究了低速下船-桨耦合的水动力特性，并和真实螺旋桨模型结果进行对比分析，船舶航速，伴流场等与真实螺旋桨模型工况吻合较好，验证了采用 `BET` 方法研究低速域船-桨耦合水动力特性的可行性。

(2) 浅水域中船-桨耦合复杂粘流场的模拟研究。以 KCS 船型为研究对象, 结合重叠网格和虚拟网格技术研究了考虑升沉和纵摇运动的浅水中船舶水动力特性及粘流场。首先采用不同网格方案研究了浅水域中的网格收敛性, 进行了网格不确定度分析。确定网格划分方案后, 模拟了不同水深下拖航船舶的水动力特性及粘流场, 分析了船舶的受力及运动特征, 研究了船舶在不同水深下的危险工况。然后采用真实螺旋桨模型研究了浅水中船-桨耦合的水动力性能及精细流场, 分析了浅水中船-桨耦合的干扰特性。最后采用 BET 体积力方法研究了极浅水中船-桨耦合的高效模拟, 验证了采用 BET 体积力方法研究浅水船-桨耦合水动力特性的适用性。

(3) 近岸航行船舶船-桨耦合复杂粘流场精细模拟。在船舶近岸航行的研究中, 以 8000TEU 集装箱船为研究对象, 首先进行了倾斜岸壁下船舶的网格收敛性验证及网格不确定度分析, 计算值与试验值吻合较好。接下来采用中等尺度网格研究了不同船岸距离下的拖航船舶水动力特性及粘流场, 总结分析了船舶的水动力性能及危险工况。然后采用真实螺旋桨模型研究了船舶近岸航行时的水动力特性及精细粘流场, 分析了近岸航行时船-桨的相互干扰特性。最后采用 BET 体积力方法研究了近岸航行时船-桨耦合干扰的水动力特性, 验证了采用 BET 体积力方法研究船-桨耦合干扰过程中岸壁效应的可行性。

(4) 船-桨耦合进出闸室复杂粘流场数值模拟研究。在船舶进出闸室的模拟中, 以 12000TEU 集装箱为研究对象, 首先模拟了拖航进闸的过程, 对比了放开运动和固定船模下的船舶水动力特性, 计算值和试验值吻合较好, 验证了数值方法的可靠性。然后对比了拖航出闸过程中放开运动和固定姿态船舶的水动力特性。在船-桨耦合进闸的数值模拟中采用了 BET 体积力方法和真实螺旋桨模型方法。对比分析了 BET 体积力方法和真实螺旋桨模型两种方法下船-桨进入闸室过程中的水动力特性, 分析了复杂粘性流场。在船-桨耦合出闸过程中, 采用了真实螺旋桨模型方法, 模拟了船桨耦合出闸过程中的水动力特性及复杂精细粘流场。

1.5 本文的主要创新

本文的主要创新有:

1. 船-桨耦合自航运动的高效数值模拟方法研究。通过将自主开发的螺旋桨体积力程序与当前研究团队水动力学求解器相结合, 实现了船-桨耦合干扰的高效数值模拟, 与真实螺旋桨模型的计算结果吻合较好, 为限制水域中船-桨耦合自航运动模拟分析提供了可靠高效的分析手段。

2. 限制水域中船-桨耦合复杂粘性流场数值模拟方法研究。采用虚拟网格技术解决了船模随体网格超出背景网格的问题，结合采用重叠网格技术，实现了计算域边界变化的限制水域中船-桨耦合自航运动粘流场的直接精细化模拟，采用多种涡识别方法分析了限制水域中船-桨干扰的流动特性。
3. 多种限制水域工况下的船-桨耦合复杂粘性流场机理分析。研究分析了浅水/极浅水、近岸航行以及船舶进出闸室过程中的船-桨耦合复杂粘性流场，通过自由面、动压分布、伴流场、流线以及涡量/涡结构分析了多种限制水域中裸船拖航以及船-桨耦合干扰下的流动机理。预测了多种典型限制水域中船舶航行的危险工况及危险时刻，给出了船舶安全航行的意见和建议。

第二章 数值模拟方法及螺旋桨体积力程序开发验证

本章主要介绍在进行限制水域船-桨耦合运动高效数值模拟中采用的基本数值方法；然后针对船-桨耦合高效数值模拟中采用的螺旋桨体积力程序模块进行详细介绍，并对螺旋桨体积力方法进行验证；最后介绍在后处理当中采用的涡识别方法。

2.1 基本数值方法

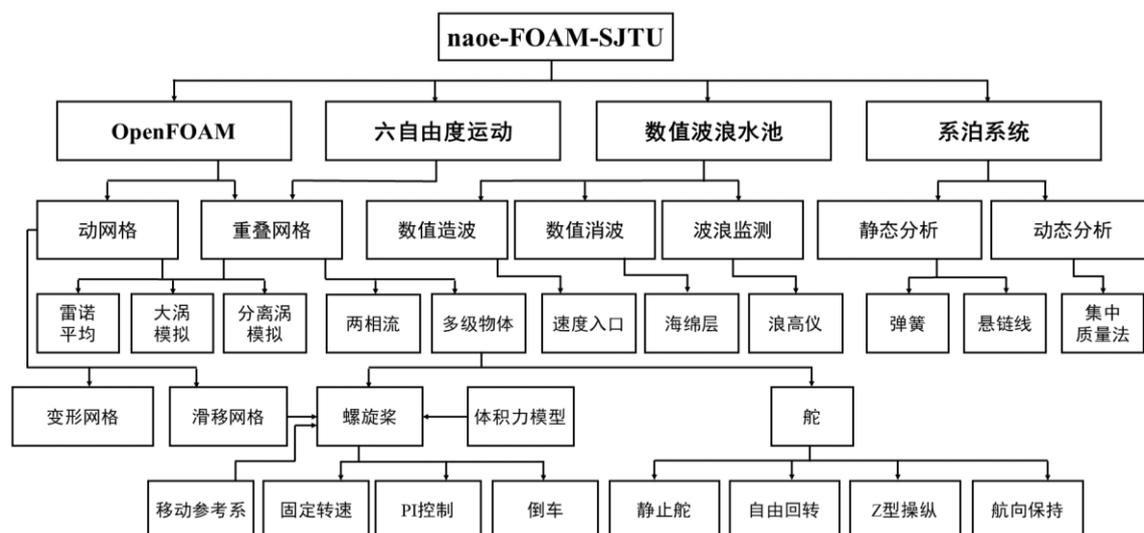


图2-1 naoe-FOAM-SJTU 求解器基本框架

Fig.2-1 Framework of naoe-FOAM-SJTU solver

在当前的数值研究中，采用了基于开源代码平台 OpenFOAM^{[160][161]}自主开发的船舶与海洋水动力学求解器 naoe-FOAM-SJTU^{[162][163]}。该求解器最早在 OpenFOAM-2.0.1 版本上进行开发，先后引入了六自由度模块，三维造波消波模块，分离涡模型求解模块、锚泊系统求解模块、重叠网格模块以及多级物体运动模块，最终形成了功能全面、适用性强的粘流 CFD 求解器。

为实现船舶自航运动的高效数值模拟，本文在现有求解器基础上开发了螺旋桨体积力模型，并同动网格/重叠网格模块相结合，形成了适用于限制水域中船舶自航运动的高效数值模拟求解器，其完整框架如图 2-1 所示。该求解器基于有限体积法，可以采用多种形式非结构化网格对船舶与海洋结构物的粘性流场进行数值模拟分析。

接下来将对在本研究中用到的基本数值方法部分进行介绍，主要包括控制方程、速度压力解耦、高精度自由面求解方法以及湍流模型。

2.1.1 低速粘流场控制方程

在粘流 CFD 方法中，流体控制方程通常有三个：连续性方程、动量方程以及能量方程。在当前的数值模拟中，由于不涉及到温度、密度以及内能的变化，所以不考虑能量方程。这里给出了连续性方程和动量方程：

$$\nabla \cdot \mathbf{U} = 0 \quad (2-1)$$

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

式中： \mathbf{U} 表示速度， \mathbf{U}_g 表示网格速度； $p_d = p - \rho \mathbf{g} \cdot \mathbf{x}$ 表示动压力， ρ 表示流体密度， \mathbf{g} 为重力加速度； $\mu_{eff} = \rho(\nu + \nu_t)$ 表示有效动力粘度，其中， ν 和 ν_t 分别表示运动粘度和湍流系数； f_σ 表示表面张力项， f_s 为波浪计算中采用的消波源项， f_b 表示体积力源项，详见 2.2.2 小节。

2.1.2 速度压力解耦

在控制方程中，速度 \mathbf{U} 和压力 P 同为未知量，且没有显式的压力方程，所以不能够直接进行求解。常用的方法是联立动量方程和连续性方程，这样就可以获得求解压力的泊松方程：

$$\nabla \cdot \left(\frac{1}{A_p} \nabla p_d \right) = \nabla \cdot \tilde{\mathbf{U}} \quad (2-3)$$

式中：等号左端为压力的二阶导数；在对等号左端进行求解时首先要对压力梯度的散度进行求解。在 OpenFOAM 中，通常可以根据邻近网格单元中心压力值来求解压力梯度。等号右端项则是通过求解 $\tilde{\mathbf{U}}$ 在网格单元面上的速度通量获得。具体求解流程可以参考沈志荣的博士论文^[159]。

在 OpenFOAM 中，对速度压力的解耦有三种方法^[5]，即 SIMPLE 算法、PISO 算法和 PIMPLE 算法。SIMPLE 算法全称 Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations，即“求解压力耦合方程组的半隐式方法”。该算法常用于求解稳态问题，其中有两个关键点，一是压力泊松方程的获取；另一个是满足连续性方程的速度修正方程的获取。对于瞬态问题的求解通常 PISO 算法，全称为 Pressure Implicit with Splitting of Operator，即采用压力隐式分裂算子法。该方法与 SIMPLE 算法的区别在

于对速度方程修正以后，并不直接回到动量方程进行迭代循环，而是直接更新系数矩阵，再次求解压力的泊松方程。**PIMPLE** 算法是将 **PISO** 算法和 **SIMPLE** 算法相结合。这种方法适用于求解强非线性的两相流问题。其算法的计算流程如图 2-2 所示。**PIMPLE** 算法的思想是以 **PISO** 算法为基础，然后在外层添加了一个类似 **SIMPLE** 算法的外循环，来进行动量方程的重建。每进行一次动量方程的更新，都会将原本滞后的通量进行更新，因此 **PIMPLE** 算法能够较好地处理大时间步下的瞬态计算。

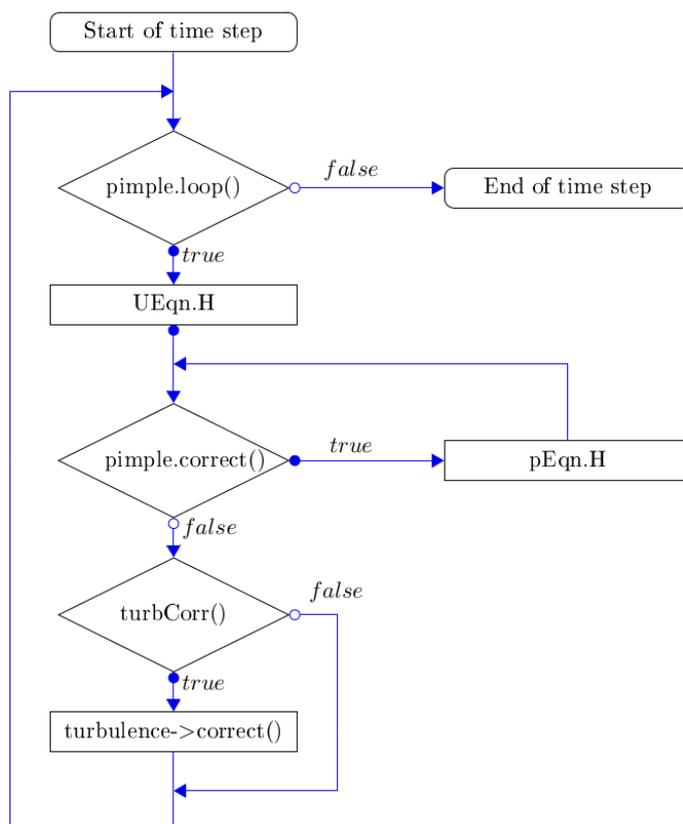
图2-2 PIMPLE 算法计算流程^[5]

Fig.2-2 Flow chart of the PIMPLE algorithm

2.1.3 高精度自由面捕捉方法

为捕捉限制水域中船舶粘流场的自由面变化，本文采用了带有人工压缩项的高精度流体体积法（Volume of Fluid, VOF）^[165]。该方法是目前通用 CFD 粘流软件中模拟两相流问题采用较为广泛的方法。这种方法的思想是通过计算网格单元中的不同流体所占的体积分数 α 来确定交界面。 α 的取值范围为 0 到 1，0 表示空气，1 表示水， $0 < \alpha < 1$ 表示自由面。与传统 VOF 方法相比，目前采用的高精度 VOF 方法采

用了人工压缩技术，实现了密度差较大（如，水和空气，两者密度比约为 1000）工况下的自由面精确求解。在该方法中，人工压缩技术主要是通过引入对流项来实现的。根据这种方法，首先要对空气和水的体积分数进行单独求解，两者输运方程如下：

$$\frac{\partial \alpha}{\partial t} + \nabla \cdot (\mathbf{U}_l \alpha) = 0 \quad (2-4)$$

$$\frac{\partial (1-\alpha)}{\partial t} + \nabla \cdot [\mathbf{U}_g (1-\alpha)] = 0 \quad (2-5)$$

式中， l 和 g 下标分别代表水和空气项。

其次，将水和空气对自由面演化的影响按照体积分数对速度进行等比例的分配，可得流场中的有效速度为：

$$\mathbf{U} = \alpha \mathbf{U}_l + (1-\alpha) \mathbf{U}_g \quad (2-6)$$

将公式(2-6)带入公式(2-4)可得：

$$\frac{\partial \alpha}{\partial t} + \nabla \cdot (\mathbf{U} \alpha) + \nabla \cdot [\mathbf{U}_r \alpha (1-\alpha)] = 0 \quad (2-7)$$

式中， $\mathbf{U}_r = \mathbf{U}_l - \mathbf{U}_g$ 表示水和空气的相对速度。 \mathbf{U}_r 可通过下式进行求解：

$$\mathbf{U}_{r,f} = \mathbf{n}_f \min \left\{ C_\alpha \frac{|\phi|}{|\mathbf{S}_f|}, \max \left(\frac{|\phi|}{|\mathbf{S}_f|} \right) \right\} \quad (2-8)$$

式中， f 表示网格单元中单元面上存储的物理量； ϕ 表示速度通量，可通过 PISO 算法进行求解； \mathbf{S}_f 是离散单元面的法向向量， \mathbf{S}_f 的模等于网格面单元的面积； C_α 为自由面压缩系数，值越大代表自由面压缩效果越明显； \mathbf{n}_f 代表了自由面上的单元法向量，其计算公式如下：

$$\mathbf{n}_f = \frac{(\nabla \alpha)_f}{|(\nabla \alpha)_f + \delta|} \quad (2-9)$$

式中的 δ 是稳定因子，与网格的不规则性有关：

$$\delta = \frac{1 \times 10^{-8}}{\left(\sum_{i=1}^N V_i / N \right)^{1/3}} \quad (2-10)$$

式中， N 表示了计算域的网格量。通过人工压缩项的采用，可以控制数值耗散，并实现对自由面的精确捕捉。

2.1.4 粘性主导下的湍流模型

对于 RANS 方程中雷诺应力的求解，主要通过采用湍流模型的方式。当前 OpenFOAM 中提供了多种主流的湍流模型。其中，应用较为广泛的是两方程模型：标准 $k-\varepsilon$ 模型及其衍生的 RNG $k-\varepsilon$ 模型和 Realizable $k-\varepsilon$ 模型；另一个两方程模型为标准 $k-\omega$ 模型和 SST (Shear Stress Transport) $k-\omega$ 模型^[5]。其中，SST $k-\omega$ 湍流模型是当前应用最为广泛的^[159]。本文在模拟限制水域中船舶粘性流场时采用的也是 SST $k-\omega$ 湍流模型。

SST $k-\omega$ 湍流模型结合了标准 $k-\varepsilon$ 模型和标准 $k-\omega$ 模型，既能处理好近壁面边界层也能对远流场自由流进行很好地求解。以下给出了 OpenFOAM 中 SST $k-\omega$ 湍流模型的表达式：

$$\begin{aligned} \frac{\partial k}{\partial t} + \nabla \cdot (\mathbf{U}k) &= G_k - \beta^* k \omega + \nabla \cdot [(v + \alpha_k v_t) \nabla k] \\ \frac{\partial \omega}{\partial t} + \nabla \cdot (\mathbf{U}\omega) &= \gamma S^2 - \beta \omega^2 + \nabla \cdot [(v + \alpha_\omega v_t) \nabla \omega] + (1 - F_1) CD_{k\omega} \end{aligned} \quad (2-11)$$

式中， k 表示湍动能， ω 表示湍流耗散率。 F_1 为混合函数，利用 F_1 函数可实现标准 $k-\omega$ 模型(近壁面)和标准 $k-\varepsilon$ 模型(远流场)的切换。

在粘流 CFD 的数值模拟中，近壁面流动的精确求解是至关重要的。通常，我们将边界层内的流动划分为粘性底层(Viscous sublayer)、过渡层(Buffer layer)和对数率层(Log layer)^[126]，如图 2-3 所示。在粘性底层中，无因次化的速度 U^+ 和无因次化后的物面距离 y^+ 呈线性关系：

$$U^+ = y^+ \quad (2-12)$$

而在对数率层中， U^+ 与 y^+ 的自然对数呈线性关系：

$$U^+ = \frac{\ln(Ey^+)}{\kappa} \quad (2-13)$$

式中， $U^+ = U / u_\tau$ ； $y^+ = y u_\tau / \nu$ ； $u_\tau = \sqrt{\tau_\omega / \rho}$ 为剪切速度； κ 是 Von Karman 常数； τ_ω 为壁面上的剪应力。

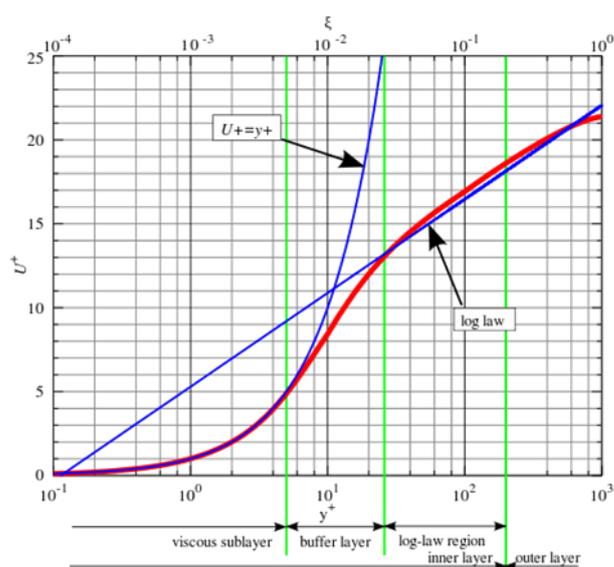
图2-3 边界层内的速度示意图^[186]

Fig.2-3 Diagram of velocity distribution in boundary layer

在边界层流动的求解中，通常需要将靠近物面的第一层网格布置在粘性底层内。通常粘性底层很薄，这就要求第一层边界层网格到壁面的距离在无因次化后要满足 $y^+ \leq 1.0$ 。但是这样就会造成网格量巨大，在粘流 CFD 的数值模拟中要耗费巨大的计算资源。为了解决这个问题，通常在近壁面流动的求解中采用壁面函数方法。这时，边界层第一层网格可以放在对数率层，对应的 y^+ 在 30 到 300 之间。采用壁面函数可以大大降低网格量，提高数值计算的稳定性与计算效率。在粘性底层和对数层之间还有一个过渡层。在过渡层内，无量纲速度与无量纲距离不满足线性或对数关系，很难对这一区域进行精确求解。所以，使用壁面函数也只是针对粘性底层或对数层，也就是图 2-3 中蓝色实线拟合的红色实线区域。

在近壁面区域流动变化较大，采用壁面函数方法时，一般将壁面的第一层网格放入对数层。由于近壁面的流动变化剧烈，同时速度梯度变化较大，流场的求解会出现较大的误差。为了保证计算的精度，在 OpenFOAM 中通过采用涡粘系数 ν_t 来修正第一层网格。修正方法就是假定在粘性底层和对数层之间存在一个临界值。在临界点上则有公式(2-12)与公式(2-13)相等：

$$y^+ = \frac{\ln(Ey^+)}{\kappa} \quad (2-14)$$

式中， $\kappa=0.41$ ， $E=9.81$ 。则临界值 $y^+=11.53$ 。

壁面上每个网格的 y^+ :

$$y^+ = \beta^{*1/4} y \frac{\sqrt{k}}{\nu} \quad (2-15)$$

在数值求解中, 以临界值来区分层流和湍流。 $y^+ < 11.53$ 则判定为层流流动, 湍动粘度 ν_t 为 0; $y^+ \geq 11.53$ 则判定为湍流流动区域, 湍动粘度 ν_t 为:

$$\nu_t = \nu \left(\frac{y^+ k}{\ln(Ey^+)} - 1.0 \right) \quad (2-16)$$

2.2 船-桨耦合模拟方法

在船-桨耦合的模拟中, 根据对螺旋桨的考量可以分为采用真实螺旋桨模型的直接数值模拟和采用体积力螺旋桨方法的高效模拟。接下来分别介绍基于真实螺旋桨模型的直接模拟方法和基于体积力螺旋桨的高效数值模拟。

2.2.1 真实螺旋桨直接数值模拟方法

2.2.1.1 重叠网格方法

在本文中, 为模拟船-桨耦合的大幅度运动, 采用了重叠网格技术。在重叠网格方法中, 需要对每个运动物体单独进行网格划分, 不同部分的网格进行相互嵌套。在计算的过程中, 不同区域的网格单元之间需要进行流体域计算信息的传递 (Domain Connectivity Information, DCI) [159]。DCI 传递的信息包括: 不同计算域网格单元类型, 边界插值网格以及插值权重。不同计算域之间首先需要判断边界单元 (Fringe cell), 贡献单元 (Donor cell) 和活动单元 (Active cell)。边界单元位于不同计算域网格单元的交界处, 可以进行流场信息的传递。活动单元是边界单元以内, 参与流场计算的网格单元, 而贡献单元则是提供插值信息的靠近计算域边界的活动单元。图 2-4 给出了典型的船-桨-舵重叠网格示意图。

除了上面介绍过的边界单元、活动单元和贡献单元, 重叠网格方法中还有两种网格单元类型就是洞单元和孤点单元。洞单元 (Hole cell) 是不参与粘性流场计算的网格单元, 一般位于船体壁面内部。孤点单元 (Orphan) 是没有找到贡献单元的边界单元, 通常出现孤点单元是因为两套网格之间没有足够的重叠网格单元。

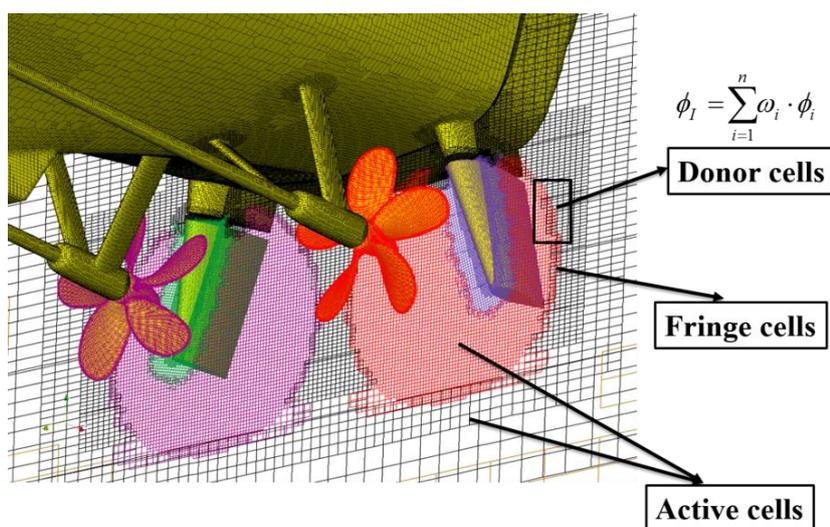
图2-4 重叠网格示意图^[5]

Fig.2-4 Diagram of overset grids

为介绍在重叠网格技术中如何区别单元的属性并且实现整体的计算，这里首先介绍重叠网格中的主要单元类型，前面已经介绍了活动单元、边界单元和贡献单元^[159]。重叠网格方法中还有两种单元类型：洞单元和孤点单元。洞单元（Hole cell）是不参与计算的网格单元，处于计算区域之外或者在运动结构物内部，计算中首先根据位置标记这些单元为洞单元，另外，没有参与计算的重叠区域内的网格单元也会被认为洞单元；孤点单元（Orphan）是当边界单元没有找到贡献单元时，就会被标记为孤点单元，因此，它也是一种特殊的边界单元。通常在两套网格之间没有足够多的重叠单元时，就会出现孤点单元。

多套重叠网格之间的信息插值是首先通过 SUGGAR++程序对 DCI 数据进行计算，然后再进行插值传递。该程序支持以网格单元顶点和网格单元中心为存储位置的两种流场信息存储方式。而 OpenFOAM 开源平台是以网格单元中心为存储位置的有限体积法水动力学求解器。所以，SUGGAR++是支持 OpenFOAM 开源平台的。

采用 SUGGAR++求解 DCI 数据可以分为以下四个步骤^[5]：

- 1) 搜寻标记洞单元，并在洞单元与活动单元之间布置插值边界单元。
- 2) 搜寻贡献单元，根据第一步标记的边界单元在另外一套网格中搜寻贡献单元。
- 3) 求解插值权重系数，根据边界单元和贡献单元的位置进行插值权重系数的求解。
- 4) 最后一步是重叠区域的优化，重新进行边界单元、贡献单元的搜索，保证最佳的插值关系。

在完成 DCI 数据求解以后，进行流场的计算，同时接收 DCI 数据信息，然后进行粘性流场信息的求解，可得到速度、压力，进而可求解得到船体的六自由度运动。在完成六自由度求解之后，将进行网格信息的更新，这就需要将运动信息重新传递给 SUGGAR++ 程序，通过该程序实现下一时刻 DCI 数据的求解，然后再将 DCI 数据传递给粘性流场。如此循环往复，实现粘性流场求解和 DCI 数据求解的并行运算。有关重叠网格技术的具体细节可参考沈志荣的博士论文^[159]。

2.2.1.2 多级物体运动

在船-桨-舵耦合的船舶操纵运动中，螺旋桨和舵在完成自身转动的同时还要跟随船体运动，这就要求采用多级物体运动（Hierarchy of bodies）的方法^[159]，即将螺旋桨和舵作为船体的子级物体，随船体进行六自由度运动。在多级物体运动系统中，背景网格作为最高级，实现远流场和船体计算域的链接。第二级，父级，为船体网格，可在背景网格中实现六自由度运动。第三级，子级，为螺旋桨和舵的网格，随船体运动的同时，相对于船体进行独立的运动。此外，需要说明的是，在船舶执行回转、Z 形等大幅度操纵运动的数值模拟过程中，背景网格可以跟随船体网格一起进行纵荡、横荡和艏摇运动，即只能进行 xy 平面内的运动，这样可以保证自由面附近的网格均匀，有利于自由面的精确求解。图 2-5 给出了船后螺旋桨的旋转示意图。

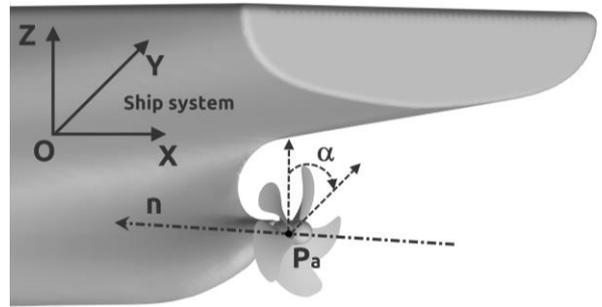


图2-5 船后螺旋桨在船体坐标系下旋转示意图^[159]

Fig.2-5 Demonstration of propeller rotating in the ship system^[159]

2.2.2 体积力螺旋桨高效模拟理论

在当前的研究中，为实现船舶在限制水域中船-桨耦合自航运动的高效数值模拟，在原有求解器的基础上开发了螺旋桨体积力模块。该体积力模块包含了三种体积力方法：推力均匀分布模型、轴对称分布模型以及叶素动量理论模型。以下将分别介绍这 3 种模型的理论基础及开发与验证。螺旋桨体积力模型是在动量方程中直接添加体积力源项 f_b ，参与流场的模拟计算。

2.2.2.1 推力均匀分布模型理论

推力均匀分布模型是最简单的模型，其不考虑螺旋桨的旋转效应，只在轴向添加螺旋桨的推力。其公式^[124]如下：

$$f_{bx} = \frac{T}{\Delta x \pi (R_p^2 - R_h^2)} \quad (2-17)$$

$$f_{b\theta} = 0 \quad (2-18)$$

其中， Δx 为螺旋桨的厚度，通常取为桨毂的厚度。 R_h 和 R_p 分别为桨毂和螺旋桨的半径。 T 是由试验或数值预报提供的推力。

2.2.2.2 轴对称分布模型理论

轴对称分布是在 1965 年由 Hough 和 Ordway^[124]两位学者提出。推力和转矩的径向分布是基于叶根和叶梢载荷为零的环量分布，这种理论分布方法与 Goldstein 的最优分布相匹配。推力和转矩的无量纲分布由下式给出：

$$f_{bx} = A_x r^* \sqrt{1 - r^*} \quad (2-19)$$

$$f_{b\theta} = A_\theta \frac{r^* \sqrt{1 - r^*}}{(1 - Y_h) r^* + Y_h} \quad (2-20)$$

式中：

$$A_x = \frac{C_T}{\Delta x} \frac{105}{16(4 + 3Y_h)(1 - Y_h)} \quad (2-21)$$

$$A_\theta = \frac{K_Q}{\Delta x J^2} \frac{105}{\pi(4 + 3Y_h)(1 - Y_h)} \quad (2-22)$$

$$C_T = \frac{K_T}{\pi/(8J^2)} \quad (2-23)$$

式中： r^* 表示无量纲半径， $r^* = (Y - Y_h)/(1 - Y_h)$ 。其中， $Y = r/R_p$ ， $Y_h = R_h/R_p$ 。

无论是推力均匀分布模型还是轴对称分布模型，都是将螺旋桨推力和扭矩作为源项，添加到动量方程中，进而计算粘性流场。在本文中，通过将轴对称分布模型与当前求解器相结合，实现了基于螺旋桨体积力轴对称分布的船舶水动力特性高效数值预报求解器，其计算流程如下所示：

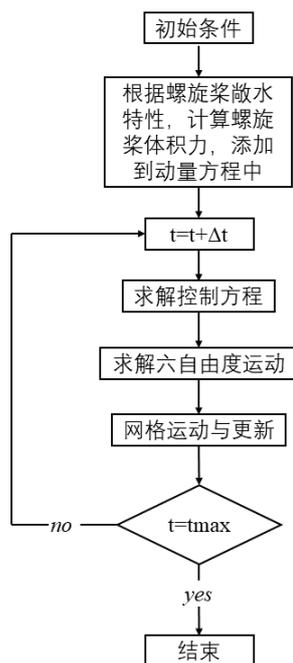


图2-6 基于轴对称分布的计算流程

Fig.2-6 Flow chart of the solver based Hough-Ordway distribution

2.2.2.3 叶素理论模型

叶素理论的概念是将螺旋桨桨叶划分为有限个小段，每一个小段就是一个叶素或者叫叶元体，然后根据机翼理论来计算每一个叶元体的升阻力。根据叶素理论，螺旋桨的推力和扭矩分布由螺距、转速和进速系数决定。利用叶素理论可以捕捉螺旋桨的径向和周向变化。为了利用叶素理论，首先将螺旋桨盘沿径向分为 M 个分区，周向分为 N 个分区。局部推力和扭矩是根据螺旋桨分段入流来确定的。如图 2-7 所示， V_A ， $2\pi rn$ 和 V_R 分别代表轴向速度，周向速度与合速度。叶元体上的轴向和周向速度可以通过读取有限单元法中的网格速度得到。

在利用叶素理论进行螺旋桨体积力计算时，需要首先求出螺旋桨叶元体的当地相对速度；根据叶元体的速度三角形^[175]可以得到相对速度 V_R 的大小：

$$V_R = \sqrt{V_A^2 + (2\pi nr)^2} \quad (2-24)$$

式中： V_A 表示轴向速度， n 表示螺旋桨转速， r 表示对应叶元体的径向半径。

根据叶元体速度三角形可得水动力螺距角：

$$\beta = \arctan\left(\frac{V_A}{2\pi nr}\right) \quad (2-25)$$

而叶元体的攻角 α 为:

$$\alpha = \theta - \beta \quad (2-26)$$

式中: θ 为叶元体的螺距角。

根据叶素理论的基本原理,每个叶元体上的升力 L 和阻力 D 可由下式计算得到:

$$L = \frac{1}{2} C_l(\alpha) \rho V_R^2 c dr \quad (2-27)$$

$$D = \frac{1}{2} C_d(\alpha) \rho V_R^2 c dr \quad (2-28)$$

式中: $C_l(\alpha)$, $C_d(\alpha)$ 表示叶元体的升阻力系数,文中螺旋桨不同叶元体的升阻力系数是由 Xfoil 计算得到的; α 表示攻角; ρ 为流体密度; V_R 表示叶元体的上的合速度; c 为弦长; dr 表示叶素宽度。

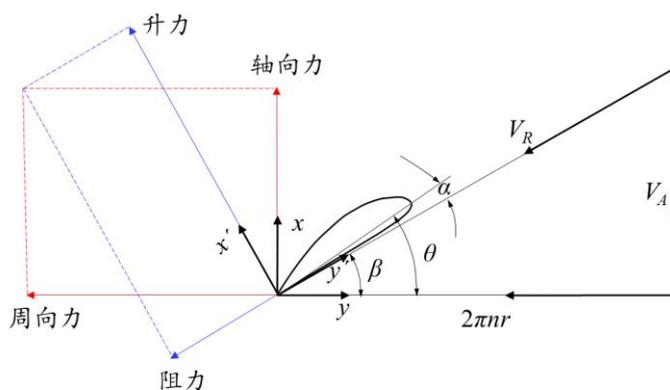


图2-7 叶元体上速度三角形及升阻力定义

Fig.2-7 Velocity, lift and drag acting on a blade element

根据图 2-7 速度三角形及升阻力的示意图, 可得在第 i 个圆环上的推力 T_r 和扭矩 Q_r 为:

$$T_r = \sum_{i=1}^N (L_i \cos \beta_i + D_i \sin \beta_i) g s \quad (2-29)$$

$$Q_r = \sum_{i=1}^N (L_i \sin \beta_i + D_i \cos \beta_i) g s \quad (2-30)$$

式中: s 表示第 i 个圆环的实度, 即 $s = Z g_i / 2\pi r$ 。

将径向方向上圆环推力和扭矩进行累加可得螺旋桨的推力 T 和扭矩 Q :

$$T = \sum_{j=1}^M T_r \quad (2-31)$$

$$Q = \sum_{j=1}^M Q_j \quad (2-32)$$

虽然已经求解得到了作用在叶元体上的升阻力，但是此时叶元体上的升阻力并不能直接作用在流场中。文中采用了高斯权函数的方法^[176]将叶元体的升阻力投影到流场中：

$$\eta_\varepsilon(d) = \frac{1}{\varepsilon^3 \pi^{1.5}} \exp\left[-\left(\frac{d}{\varepsilon}\right)^2\right] \quad (2-33)$$

式中： ε 为高斯光滑系数；一般取为螺旋桨盘面周围网格单元尺寸的2倍，这样既可以保证数值计算的稳定性，也可以避免出现数值振荡。 d 表示的是流场中网格单元到叶元体致动点的距离。 $d=2.65\varepsilon$ 时，该权函数衰减为最大值的0.1%，因此在将体积力投影到流场中后，可以不必计算所有网格单元上的体积力，只需计算 $d \leq 2.65\varepsilon$ 内单元上的体积力即可。所以流场中 (x, y, z) 处的体积力可由下式^[176]得到：

$$f_b(x, y, z, t) = f \otimes \eta_\varepsilon = \sum_{j=1}^N f(x_i, y_i, z_i, t) \frac{1}{\varepsilon^3 \pi^{1.5}} \exp\left[-\left(\frac{d}{\varepsilon}\right)^2\right] \quad (2-34)$$

式中， (x_i, y_i, z_i) 表示第 i 个致动点， d_i 表示点 (x_i, y_i, z_i) 到点 (x, y, z) 。

本文将基于叶素理论的螺旋桨体积力方法与包含重叠网格模块的naoe-FOAM-SJTU水动力学求解器相结合，开发出了基于叶素理论的船舶水动力特性高效数值预报求解器，其求解流程如下所示：

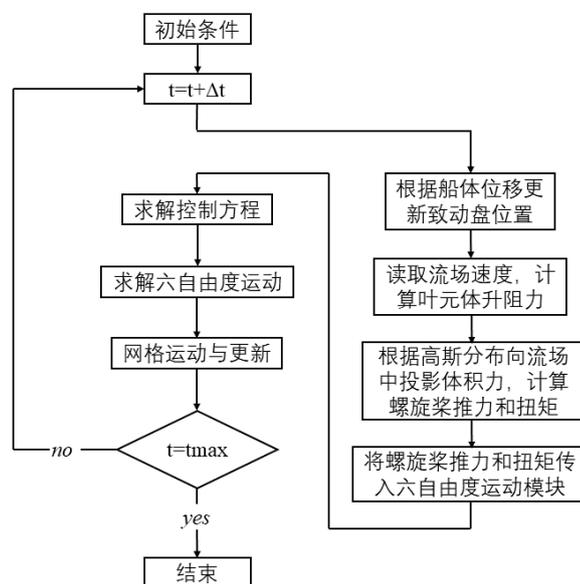


图2-8 基于叶素理论的船舶水动力高效数值求解器求解流程

Fig.2-8 Flow chart of the solver based on the BET method

2.2.3 敞水中体积力螺旋桨程序验证

前面 3 个小节介绍了体积力螺旋桨推力均匀分布、轴对称分布以及叶素理论模型的理论方法。根据其理论基础可知，推力均匀分布模型和轴对称分布模型都是根据已知的螺旋桨敞水性能直接将螺旋桨推力 T 、扭矩 Q 作为体积力源项添加到动量方程中，直接作用到流场，其理论基础是一致的，而轴对称体积力分布模型考虑了螺旋桨的旋转效应。叶素理论是根据螺旋桨桨叶剖面的升阻力系数，通过读取流场中的速度，进而计算作用在叶元体上的体积力。

2.2.3.1 螺旋桨模型及敞水性能

这里采用了 KP505 螺旋桨来验证螺旋桨体积力模型；该桨为大型集装箱船 KRISO Container Ship (KCS) 的标准用桨，并在 Tokyo 2015^[178]，SIMMAN 2008^[179] 等著名 CFD 国际研讨会上被广泛采用。螺旋桨的几何模型，主要参数以及敞水性能如图 2-9、表 2-1 和表 2-2 所示。

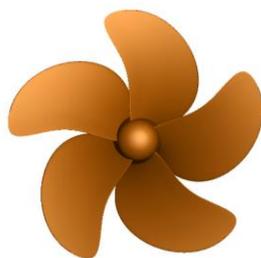


图2-9 KP505 螺旋桨

Fig.2-9 KP505 propeller

表2-1 KP505 螺旋桨的几何参数^[180]

Table 2-1 Principal dimensions of KP505 propeller

参数	模型尺度	全尺度
D (m)	0.2085	7.9
P/D (mean)	0.95	0.95
A_E/A_o	0.8	0.8
倾斜 (°)	0	0
侧斜 (°)	32	32
翼型剖面	NACA66+a=0.8	

表2-2 KP505 螺旋桨敞水性能^[180]

Table 2-2 Open water performance of KP505 propeller

J	K_T	K_Q	η
0.1	0.476	0.067	0.113
0.2	0.432	0.061	0.224
0.3	0.381	0.055	0.329
0.4	0.329	0.049	0.428
0.5	0.276	0.043	0.516
0.6	0.226	0.036	0.595
0.7	0.177	0.030	0.660
0.8	0.128	0.024	0.694
0.9	0.076	0.017	0.646

2.2.3.2 轴对称体积力模型验证

在数值验证过程中，体积力螺旋桨程序是基于 OpenFOAM 中单向流求解器 pimpleFOAM 进行开发的。在 RANS 方程的动量方程中添加体积力源项。以 KP505 螺旋桨的性能参数为依据，进行程序的验证。计算工况为进速系数： $J=0.5\sim 1.1$ ，螺旋桨转速 10rps；通过改变螺旋桨入流速度实现不同进速下的螺旋桨水动力性能模拟。

1) 均匀入流

图 2-10 给出了采用轴对称体积力螺旋桨模型计算的全进速段螺旋桨敞水性能曲线。从图中可以看出，采用当前的轴对称体积力模型和基于 pimpleFOAM 开发的程序能准确计算螺旋桨的推力和扭矩。

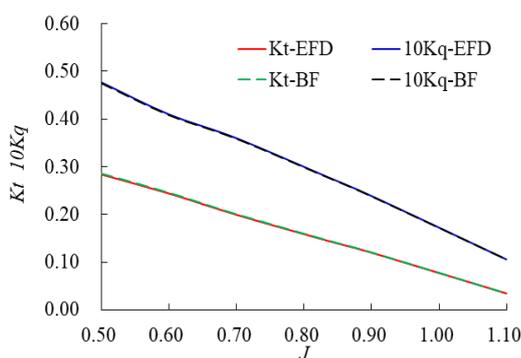


图2-10 轴对称体积力模型计算值与试验值对比

Fig.2-10 Comparison between the predicted open water performance obtained by Hough-Ordway distribution and real propeller

图 2-11 给出了 $J=0.7$ 时计算得到的轴对称模型体积力分布。图中，黑色圆表示螺旋桨盘面。从图中可以看出，轴向体积力沿径向的分布规律是先增大后减小，内部毂径范围内没有添加体积力，侧向体积力上下反对称。

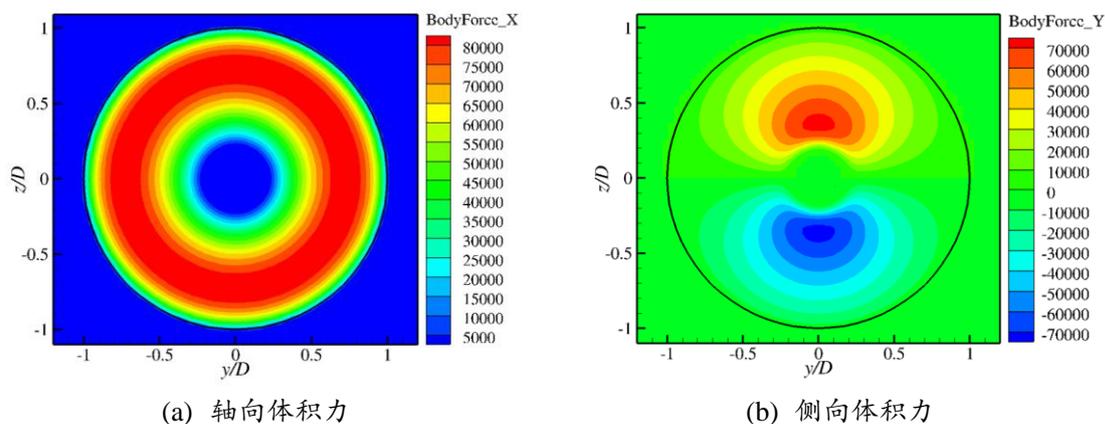


图2-11 轴对称螺旋桨体积力不同方向上的分布

Fig.2-11 Distribution of Hough-Ordway body force distribution in different direction

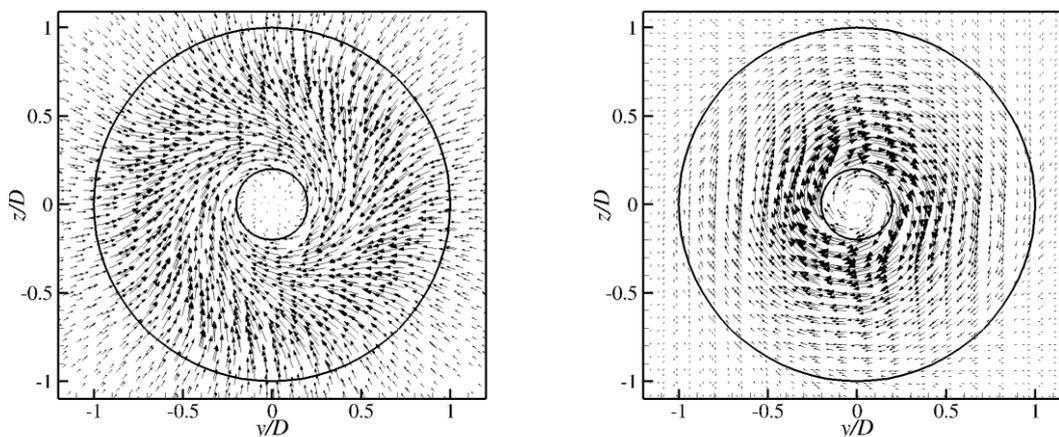


图2-12 螺旋桨下游速度矢量分布(左: $x/D=0$; 右: $x/D=1.0$)

Fig.2-12 Vector distribution of propeller downstream

图 2-12 给出了不同截面上的矢量分布。左侧为桨盘面位置处，速度矢量顺时针旋转，符合螺旋桨右旋的特性。在螺旋桨下游 $x/D=1.0$ 处，旋转效应仍然得到了较好的体现。说明当前程序很好地模拟了螺旋桨的旋转效应。

2) 倾斜入流

这里验证了斜流入流工况下的螺旋桨敞水性能，计算工况为 $J=0.7$ ，侧向进速为轴向进速的 0.3 倍，如图 2-13 所示。真实螺旋桨模型采用滑移网格计算，网格量 230 万。表 2-3 给出了倾斜来流时，采用真实螺旋桨模型和轴对称体积力模型计算的螺旋桨性能。从中可以看出，在斜流情况下，螺旋桨轴对称体积力模型能较好地添加推力，而扭矩则偏小。这是因为该模型只能将推力和扭矩施加到流场中，而无法获取流场的信息。这就出现了扭矩偏小的情况。

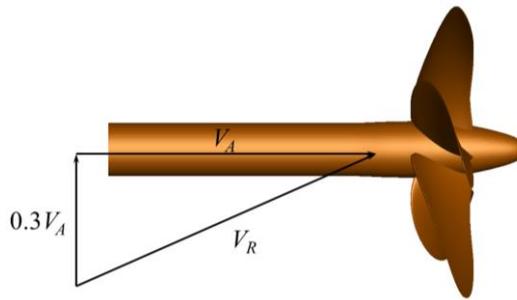


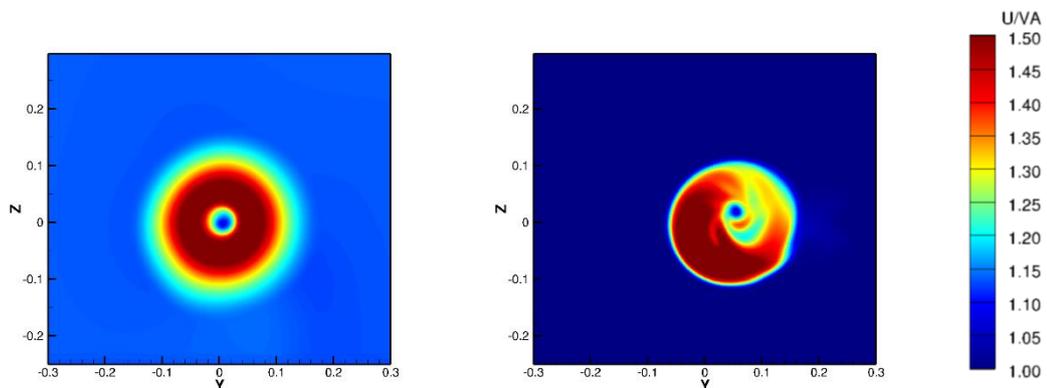
图2-13 倾斜入流速度

Fig.2-13 Velocity in oblique flow

表2-3 倾斜来流时体积力/真实螺旋桨水动力性能对比

Table 2-3 Hydrodynamic performance predicted by H-O distribution and real propeller in oblique flow

参数	K_t	偏差	$10K_q$	偏差
真实模型	0.1782	-	0.3164	-
体积力	0.1782	0%	0.3062	-3.23%

(a) $x/D=0.25$

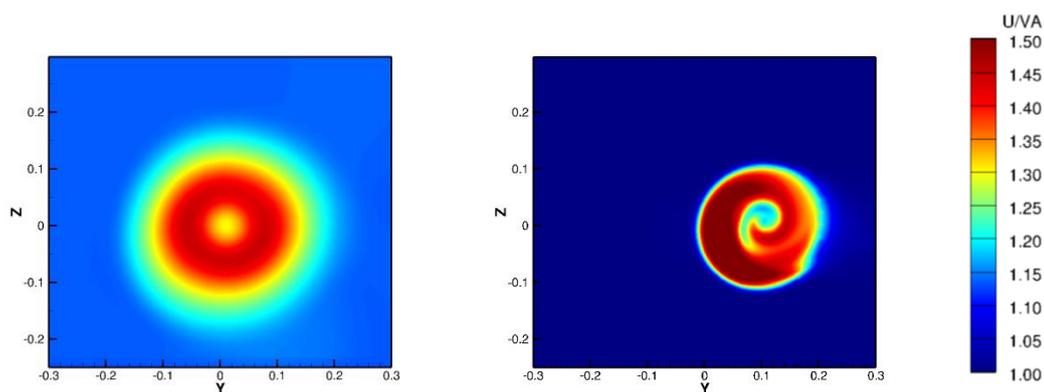
(b) $x/D=0.50$

图2-14 不同截面处轴向速度分布(左：轴对称体积力模型；右：真实螺旋桨模型)

Fig.2-14 Axial distribution on different cutting planes

图 2-14 给出了体积力模型和真实螺旋桨模型的尾流场轴向速度。 a 是 $x/D=0.25$ 处， b 是 $x/D=0.5$ 处。从图中可以看出，在 $x/D=0.25$ 时，体积力模型的滑流范围和真实螺旋桨模型相差不大，但真实螺旋桨模型的尾流已经不再沿着中心线，同时滑流区域的速度沿周向不均匀，而螺旋桨体积力模型的滑流区域依然近似在中心线两侧，且滑流区域的速度沿周向分布变化不大。在向下游发展的过程中， $x/D=0.50$ ，体积力模型的滑流范围迅速增加，且依然在中心线附近，同时滑流区域的速度相对较小；速度沿周向较为均匀。但真实螺旋桨模型的计算结果显示，此时螺旋桨尾流已经偏离了中心线，而且滑流区域的速度沿周向也不是均匀分布。这说明，螺旋桨体积力轴对称分布模型对斜流工况下螺旋桨的流场模拟精度欠佳，此模型不适用于螺旋桨倾斜来流的工况。

2.2.3.3 叶素理论螺旋桨体积力程序的验证

在程序开发中，叶素理论体积力螺旋桨程序的开发也是基于 OpenFOAM 中单向流求解器 pimpleFOAM 进行的。在动量方程中添加体积力源项。以 KP505 螺旋桨的性能参数为依据，进行程序的验证。

1) 均匀来流

数值计算中进速系数选取 $J=0.2\sim 0.9$ 。在计算之前，要获得每个桨叶剖面在不同攻角下的升阻力系数。首先通过 CATIA 三维建模软件得到每个剖面的型值，并进行无量纲化；然后利用 Xfoil 软件计算每个剖面在不同攻角下的升阻力系数。

图 2-15 给出了利用叶素理论程序计算得到的螺旋桨敞水曲线与试验值进行的对比。从图中可以看出,在设计进速附近,推力和扭矩的误差小于 5%。而在低进速时,由于无法模拟螺旋桨的三维效应,造成模拟误差较大,达到 16.7% 以上;随着进速的增加,推力和扭矩的误差由负转正。这一结果与目前其他研究得到的结果相似。

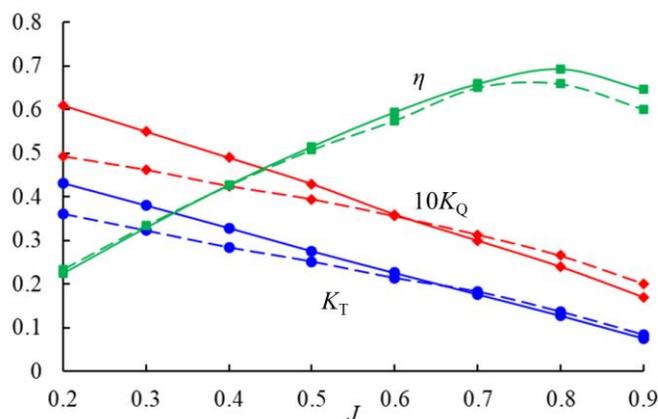
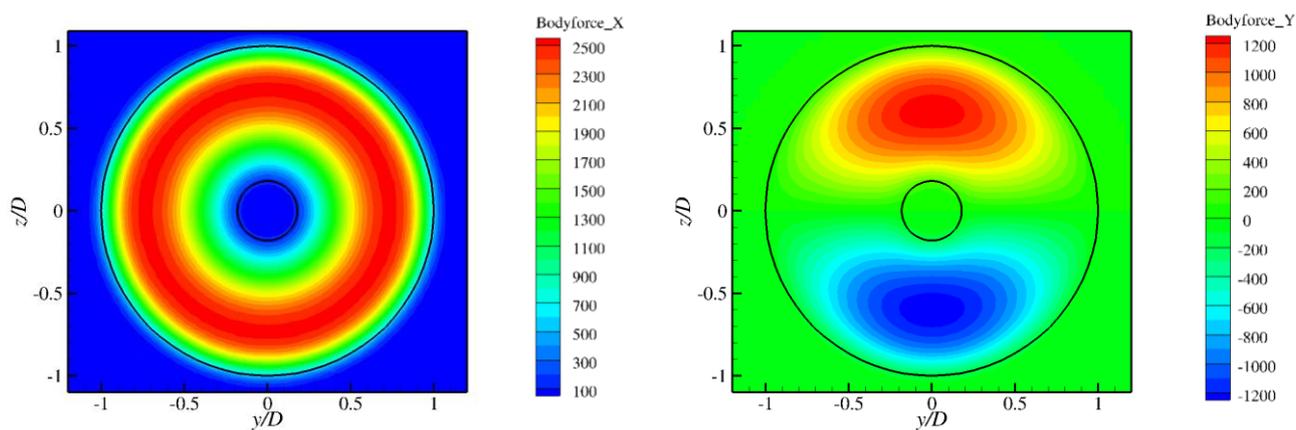


图2-15 BET 理论计算值与试验值对比

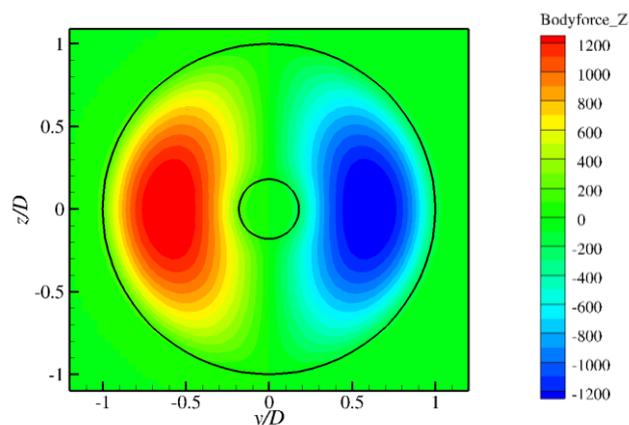
Fig.2-15 Comparison between the experiments and BET theory

图 2-16 给出了桨盘面上螺旋桨体积力的分布。从螺旋桨体积力的分布可以看出,轴向体积力在径向上先增加后减小。在桨毂半径范围内,螺旋桨体积力为 0。侧向体积力在桨轴上方为正,桨轴下方为负。垂向体积力左侧为正,右侧为负。体积力的最大值集中在 $r/R=0.5$ 附近。



(a) 轴向体积力分布

(b) 侧向体积力分布



(c) 垂向体积力分布

图2-16 均匀来流中体积力的分布

Fig.2-16 Body force distribution in uniform flow

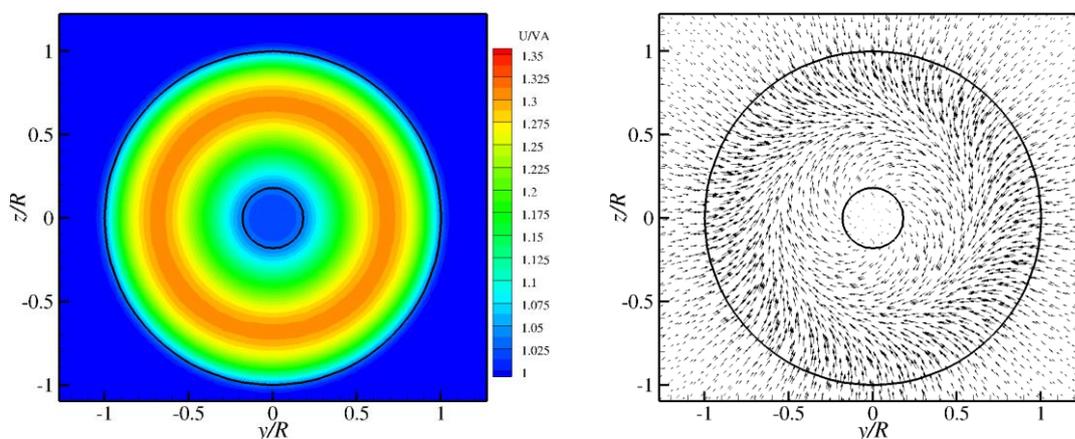


图2-17 均匀来流中桨盘面处轴向速度云图(左)及矢量图(右)

Fig.2-17 Axial velocity and vector on the disk in uniform flow

图 2-17 给出了螺旋桨盘面上的轴向速度云图和速度矢量图。从图中可以看出，轴向速度沿径向先增大后减小，轴向速度较大的区域主要集中在 $r/R=0.7$ 附近圆环当中，桨毂半径内流场速度未被加速。此外，在尾流场中螺旋桨的旋转效应也得到了体现。周向速度沿径向逐渐增加，在 $r/R=1.0$ 附近的圆内达到了最大值，而后迅速减小。图 2-18 给出了均匀来流中的动压分布。从图中可以看出，在桨盘面下游出现了压力

较大的正压区，桨盘面上游有较大的负压区，这样就形成了前后的压力差，产生了螺旋桨的推力。在尾流场中，对应桨毂位置出现了长长的负压区，这主要是桨毂半径内没有体积力的体现。

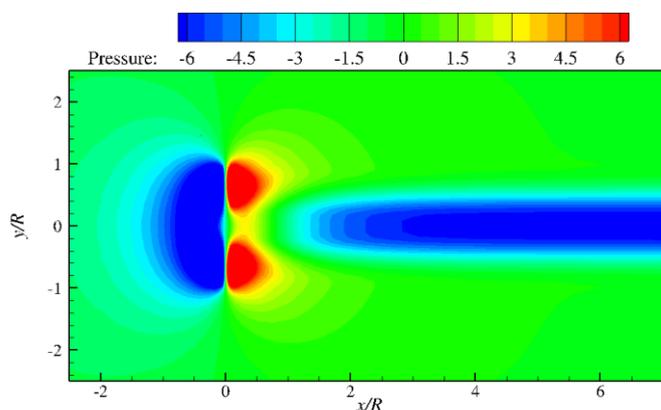


图2-18 均匀来流中的压力分布

Fig.2-18 Pressure distribution in uniform flow

2) 倾斜来流

表 2-4 给出了倾斜来流时，采用真实螺旋桨模型和轴对称体积力模型计算的螺旋桨性能。计算工况为 $J=0.7$ ，侧向进速为轴向进速的 0.3 倍。真实模型采用滑移网格计算，网格量 230 万。从表中对比可以看出，在斜流情况下，采用螺旋桨叶素理论体积力模型的推力和扭矩与真实模型相比偏小。采用叶素理论模型可以将体积力的作用施加到流场中，又可以将流场信息反馈到叶素理论模型中，实现螺旋桨体积力模型与流场的双向交互。

表2-4 叶素理论模型计算结果与真实模型计算结果对比

Table 2-4 Predicted performance by BET method and real propeller

参数	K_t	偏差	K_q	偏差
真实模型	0.1782	-	0.03164	-
体积力	0.1714	-3.82%	0.02991	-5.5%

图 2-19 给出了倾斜来流情况下的螺旋桨体积力的分布。从图中可以看出，在倾斜来流情况下，体积力分布不再均匀，尤其是轴向体积力，较大的体积力都集中在螺旋桨桨盘面下方，这是因为在计算体积力时要根据螺旋桨桨叶剖面的攻角，根据剖面

的攻角来计算此时桨叶剖面的升阻力。从侧向体积力分布可以看出，此时负的体积力占了较大的成分，主要集中在桨轴下方。而垂向体积力则基本沿中纵对称，但是左侧正向力的部分略有大于右侧负向力。此外，体积力绝对值较大的区域基本集中在桨轴下方。

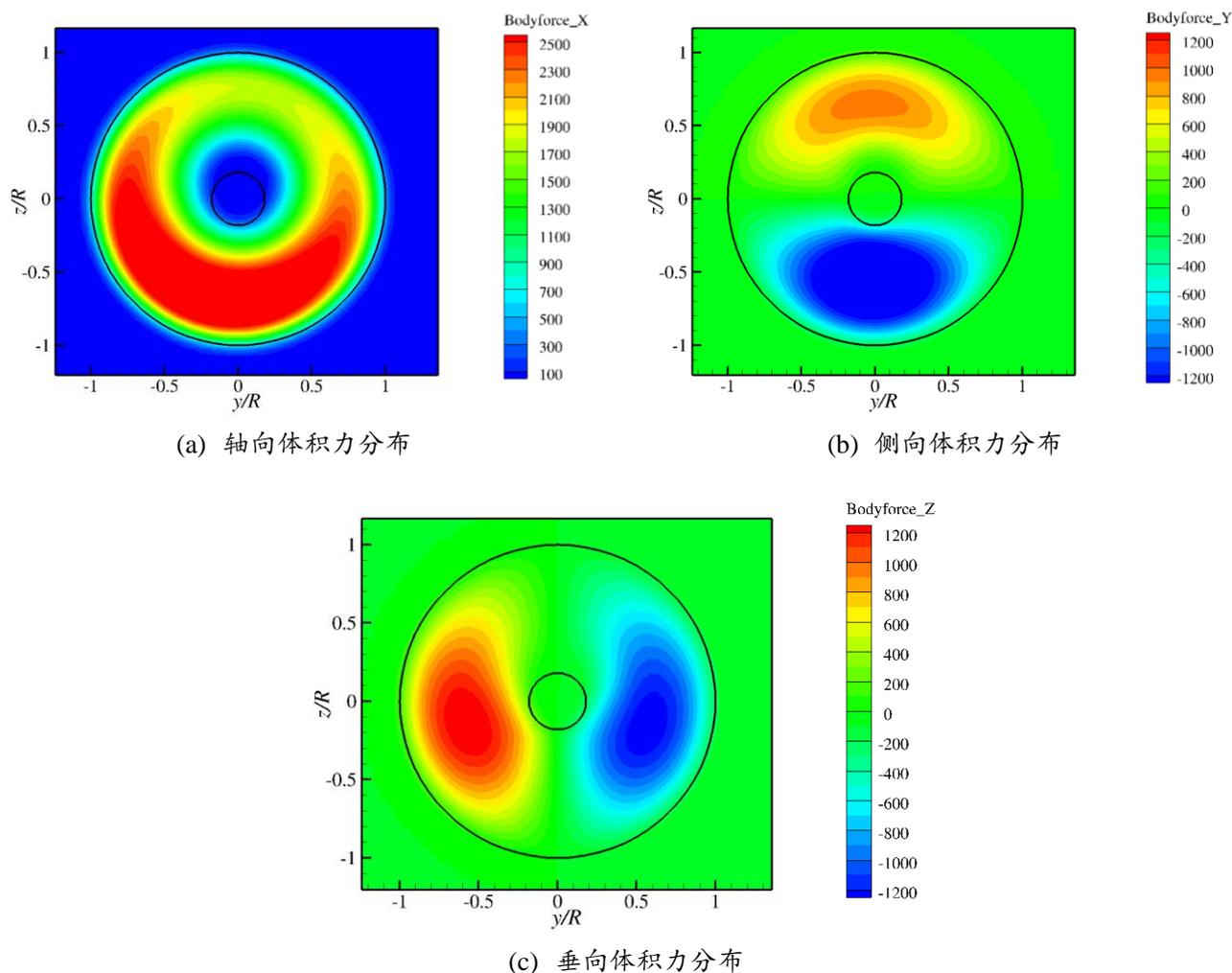


图2-19 倾斜来流中体积力的分布

Fig.2-19 Body force distribution in oblique flow

图 2-20 给出了桨盘面上的轴向速度和切向速度矢量分布。从图中可以看出，在桨轴下方的轴向速度得到了明显的加速。这和轴向体积力分布是对应的。而对于切向速度而言，由于受到桨轴下方负向体积力的作用，桨轴右下的切向速度大幅减小。

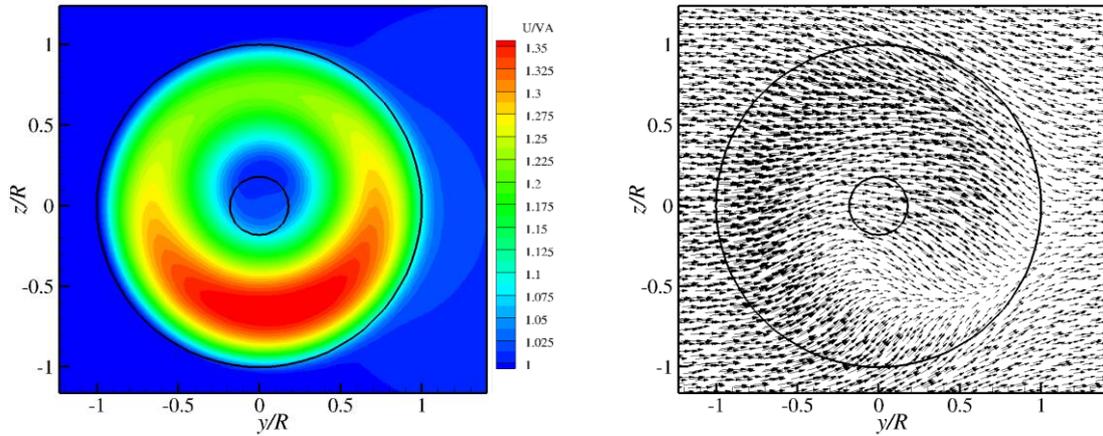


图2-20 倾斜来流中桨盘面处的轴向速度云图(左)及矢量图(右)

Fig.2-20 Axial velocity and vector on the disk in horizontal and oblique flow

图 2-21 给出了 $z=0$ 平面上的压力分布，从图中可以看出，叶素理论模型较好地反映了螺旋桨在斜流中的流场，充分地反应了斜流中螺旋桨受力不均匀，尾流场发生偏转的效果。

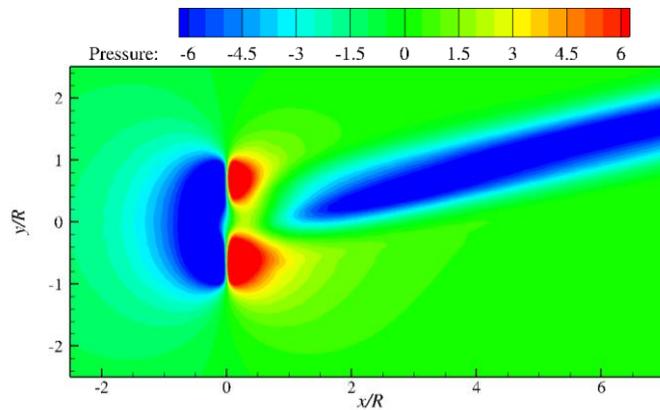


图2-21 倾斜来流中的压力分布

Fig.2-21 Pressure distribution in oblique flow

接下来总结了轴对称体积力分布和叶素理论体积力螺旋桨的敞水性能模拟结果。通过以上的分析可以发现，采用轴对称分布可以准确地模拟均匀来流下的螺旋桨敞水性能；但是对于倾斜来流的情况，该方法无法模拟螺旋桨的敞水性能。此外，轴对称分布理论无法实现流场的迭代模拟，只能直接输入螺旋桨的推力和扭矩，无法反馈

流场对于螺旋桨性能的影响。而对于叶素理论方法来说,对于均匀来流,螺旋桨敞水性能的预报精度达到国际同水平。在倾斜来流的工况下,也很好地模拟了倾斜来流对于螺旋桨敞水性能的影响。而且,叶素理论方法可以实现流场和螺旋桨性能的双向迭代模拟,即既可以模拟螺旋桨对于流场的影响也可以反应流场对于螺旋桨性能的影响。总体来看,叶素理论方法更适合用于模拟螺旋桨敞水性能。

2.3 船-桨耦合复杂粘流场后处理方法

船舶与海洋结构物周围存在着大量不同强度、不同尺度的涡结构。涡在湍流的生成与维持过程中起着至关重要的作用。通过涡结构可以深入分析结构物周围的流动机理,对研究湍流问题具有重要的意义。但是,对于涡结构的捕捉识别,至今没有统一的认识,甚至对于涡的定义还存在分歧。涡结构的识别方法至今已发展了3代。第1代涡识别方法是基于涡量 vorticity 的涡结构识别方法,但是诸多研究人员发现采用涡量的识别方法并不能准确反应流场的涡结构。通过对第1代涡识别方法进行修正,研究人员提出了第2代以 Q 准则、 λ 、 Δ 等为代表的第2代涡识别方法。但是,第2代涡识别方法受到物理意义不清,人为阈值选择问题的困扰,也不能十分准确地反应流场中的涡结构。所以,刘超群教授^{[166]-[168]}研究团队提出了第3代涡识别方法。

2.3.1 第一代涡识别方法

在最初的流体力学理论中,涡量被定义为速度向量的旋度, $\omega = \nabla \times V$ 。这种定义涡量的方法在数学上其定义是很明确的,但是其物理意义不够清晰。在教科书中,通常将涡量定义为流体微团绕其中心作刚体旋转角速度的2倍,或者角平分线旋转角速度的2倍。首先来介绍Cauchy-Stokes分解,将速度梯度张量 ∇V 分为两部分:对称部分 A 和反对称部分 B 。

$$\nabla V = A + B = \frac{1}{2}(\nabla V + \nabla V^T) + \frac{1}{2}(\nabla V - \nabla V^T) \quad (2-35)$$

$$V(r + dr) = V(r) + \nabla V dr = V(r) + A dr + B dr = V(r) + A dr + \frac{1}{2} \omega \times dr \quad (2-36)$$

上式即为Cauchy-Stokes分解。式中 $V(r)$ 代表流体微团的平移运动,对称张量 A 代表流体微团的变形而涡量 ω 则代表刚体的旋转运动。虽然上面这个公式在数学上是成立的,但是如果将涡量 ω 简单地理解为流体微团刚体旋转部分显然是不合理的。

2.3.2 第二代涡识别方法

由于第一代涡识别方法不能取得令人满意的效果，科研人员在第一代涡识别方法的基础上进行了修正，提出了以 Q 准则、 λ_2 、 Δ 和 λ_{ci} 为代表的第二代涡识别方法。这四种方法理论基础各不相同， Q 准则和 λ_2 方法是对Cauchy-Stokes分解进行了修正，而 Δ 和 λ_{ci} 方法则是根据速度梯度的张量对当地瞬时流线的影晌而来。这里给出了 Q 准则的推导过程。 Q 准则是Hunt^[169]根据速度梯度张量的伽利略不变量提出的。根据式(2-36)，其表达式如下：

$$Q = \frac{1}{2} (\|B\|_F^2 - \|A\|_F^2) \quad (2-37)$$

式中， $\| \cdot \|_F$ 表示矩阵的Frobenius范数。根据理论推导可知，对称张量 A 对反对称张量 B 有抵消的效果。 Q 准则的物理意义在于涡结构中有反对称张量代表的涡量，还要求涡量能克服具有抵消效果的对称张量 A 。

在第二代涡识别方法中，普遍存在的一个问题是阈值的人工选择问题。阈值能否正确选择直接关系到涡识别是否成功。但是，阈值的选择并没有一定的规律性，有时针对同一工况，不同时刻都需要进行阈值的调整。此外，阈值本身的物理意义不是十分清晰。 Q 准则表示的是与涡量 ω 对应的反对称张量 B 与对称张量 A 之间的强弱关系。而且，第二代涡识别方法普遍存在剪切污染的问题，这也造成了阈值的大小不能代表旋转的强弱。另一个重要的问题是，第二代涡识别方法都是基于标量的等值面来识别涡结构。但是，涡显然是具有方向的。所以第二代涡识别方法并不能提供涡结构的完整信息。

2.3.3 第三代涡识别方法

鉴于第二代涡识别方法中存在的问题，美国德州大学阿灵顿分校的刘超群教授及其研究团队^[170]开展了第三代涡识别方法的研究。在2016年他们提出了将涡量进一步分解为旋转部分和非旋转部分的概念，从而克服了第二代涡识别方法中需要进行人工阈值选择的问题。2017年在“首届涡和湍流若干关键问题研究进展和再认识研讨会”上首次提出了Rortex/Liutex向量方法^[170]。

2.3.3.1 Ω 涡识别方法

根据Cauchy-Stokes分解得到涡量 ω 后，对其进行进一步分解，分解为旋转部分涡量 R 和非旋转纯剪切涡量 S ，如下式：

$$\boldsymbol{\omega} = \mathbf{R} + \mathbf{S} \quad (2-38)$$

一般而言，旋转部分涡量 \mathbf{R} 和非旋转部分涡量 \mathbf{S} 的方向是不同的。所以，这里采用 Ω 来表示旋转部分涡量与总涡量大小的比值：

$$\Omega = \frac{\|\mathbf{B}\|_F^2}{\|\mathbf{A}\|_F^2 + \|\mathbf{B}\|_F^2 + \varepsilon} \quad (2-39)$$

式中， ε 是防止除零的很小的正数。 ε 的选值采用了如下公式，这样做避免了人工选择 ε 对涡结构的影响^[170]。

$$\varepsilon = 0.001 \times \left(\|\mathbf{B}\|_F^2 - \|\mathbf{A}\|_F^2 \right)_{\max} \quad (2-40)$$

从上式可以看出， Ω 的取值范围为 0 到 1 之间。当 $\Omega=1$ 时，表示流体做刚体旋转运动；当 $\Omega>0.5$ 表示反对称张量 \mathbf{B} 占优。在实际应用中，一般可采用 $\Omega=0.51$ 或 0.52 作为固定阈值来识别流场中的涡结构。

2.3.3.2 Liutex/Rortex 涡识别方法

根据 Cauchy-Stokes 分解得到的对应涡量 $\boldsymbol{\omega}$ 的反对称张量 \mathbf{B} 无法代表流体运动的刚体部分。刘超群教授^{[172][173]}提出的 Liutex/Rortex 向量方法系统地解决了从流体运动中提出刚体旋转部分的问题。对于 Liutex/Rortex 向量方法的介绍主要从以下两个方面进行：一是 Liutex/Rortex 向量的方向问题；二是 Liutex/Rortex 向量的大小。

(1) Liutex/Rortex 向量的方向

为确定 Liutex/Rortex 向量的方向，首先在大地坐标系下求解速度梯度张量 ∇V 及其特征值。当 ∇V 有一个实特征值 λ_r 和两个共轭的复特征值 $\lambda_{cr} \pm \lambda_{ci}$ 时，实特征值对应的特征向量 \mathbf{v}_r ，方向只有拉伸或压缩，旋转运动只能在垂直于实特征向量 \mathbf{v}_r 的平面内发生，即 \mathbf{v}_r 为当地流体微团的旋转轴，令 Liutex 向量的单位方向向量 $\mathbf{r} = \mathbf{v}_r$ 。需要注意的是， \mathbf{v}_r 和 $-\mathbf{v}_r$ 都对应 λ_r 的实特征向量，这里通过定义 $\langle \boldsymbol{\omega}, \mathbf{r} \rangle > 0$ 来唯一确定 Liutex 的方向 \mathbf{r} 。如果速度梯度张量 ∇V 存在三个实特征值，则表明流体微团在三个特征方向只有拉伸或压缩运动，没有旋转运动。当有两个复共轭特征根时，表示流线呈圆形或螺旋形，表明流场中存在涡结构。

(2) Liutex/Rortex 向量的大小

Liutex 向量代表了流体微团运动中的刚性旋转部分。为求解 Liutex 向量的大小 R ，首先利用 Q 旋转将初始 xyz 坐标系旋转至 $x_Q y_Q z_Q$ ，使得旋转后的 z_Q 与旋转轴 \mathbf{r} 同向，则旋转后的速度梯度张量 ∇V_Q 变为

$$\nabla V_Q = Q \nabla V Q^T = \begin{bmatrix} \frac{\partial u_Q}{\partial x_Q} & \frac{\partial u_Q}{\partial y_Q} & 0 \\ \frac{\partial v_Q}{\partial x_Q} & \frac{\partial v_Q}{\partial y_Q} & 0 \\ \frac{\partial w_Q}{\partial x_Q} & \frac{\partial w_Q}{\partial y_Q} & \frac{\partial w_Q}{\partial z_Q} \end{bmatrix} \quad (2-41)$$

式中： Q 为坐标旋转矩阵， (u_Q, v_Q, w_Q) 是旋转后 $x_Q y_Q z_Q$ 坐标系下的速度分量。这里采用Rodrigues旋转公式来求解 Q 。

然后，围绕 z_Q 作第二个 P 旋转，设旋转的角度为 θ ，则

$$P = \begin{bmatrix} \cos \theta & \sin \theta & 0 \\ -\sin \theta & \cos \theta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2-42)$$

则 P 旋转后的速度梯度张量变为

$$\nabla V_\theta = P \nabla V_Q P^T \quad (2-43)$$

进而将旋转强度定义为 $|\partial u_\theta / \partial y_\theta|$ 最小值的2倍，即

$$R = \begin{cases} 2(\beta - \alpha), & \alpha^2 - \beta^2 < 0 \\ 0, & \alpha^2 - \beta^2 \geq 0 \end{cases} \quad (2-44)$$

式中： α 和 β 分别为

$$\alpha = \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{\partial v_Q}{\partial y_Q} - \frac{\partial u_Q}{\partial x_Q} \right)^2 + \left(\frac{\partial v_Q}{\partial x_Q} + \frac{\partial u_Q}{\partial y_Q} \right)^2} \quad (2-45)$$

$$\beta = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v_Q}{\partial x_Q} - \frac{\partial u_Q}{\partial y_Q} \right) \quad (2-46)$$

这样Liutex向量[174]可以定义为

$$\mathbf{R} = \left(\langle \boldsymbol{\omega}, \mathbf{r} \rangle - \sqrt{\langle \boldsymbol{\omega}, \mathbf{r} \rangle^2 - 4\lambda_{ci}^2} \right) \mathbf{r} \quad (2-47)$$

将 Ω 方法和Liutex向量相结合，提出了 Ω_R 方法，其表达式为：

$$\Omega_R = \frac{\beta^2}{\alpha^2 + \beta^2 + \varepsilon} \quad (2-48)$$

Ω_R 方法具有 Ω 方法无需任意条件阈值的优点，同时， Ω_R 方法衡量了垂直于涡旋转轴平面内旋转运动部分所占的比例。

表2-5 叶素理论模型计算结果与真实模型计算结果对比

Table 2-5 Predicted performance by BET method and real propeller

涡识别方法	阈值敏感度	涡边界	精确旋转强度	弱涡捕捉能力	当地涡轴
Vorticity	敏感	是	否	否	否
Q 准则	敏感	是	否	否	否
Liutex 矢量	敏感	是	是	否	是
Ω_R 方法	不敏感	是	是	是	是

综合以上涡识别方法的特点，如表2-5所示。从表中可以看出，4种涡识别方法只有第3代涡识别方法可以给出更多涡的六大要素，即相对强度、绝对强度、当地旋转轴、涡核、涡核大小与涡边界。第3代涡识别方法可以更加详细、准确地解析涡结构与涡量。该方法不仅能解决第1代物理意义不清的问题，还解决了第2代剪切污染的问题。同时，第三代涡识别方法具备矢量、标量和张量形式。

2.4 本章小结

本章节主要介绍了在数值模拟中采用的数值方法，后处理当中采用的涡识别方法理论以及针对当前自主开发的螺旋桨体积力模块进行的螺旋桨敞水性能基本验证。

在基本数值方法中，主要介绍了粘流 CFD 方法的控制方程、速度压力解耦方法、高精度自由面捕捉 VOF 方法以及封闭 RANS 方程的湍流模型。在当前的数值模拟中，控制方程采用了基于雷诺平均的 RANS 方程，该方法在预报船海结构物的水动力特性时得到了广泛应用；在当前的数值模拟中采用有限体积法（Finite Volume Method, FVM）用以计算域的空间离散；针对速度压力的解耦，主要介绍了 PIMPLE 算法，该方法结合了 SIMPLE 算法和 PISO 算法，适用于求解强非线性两相流的瞬态问题；为精确捕捉自由面，采用了带有人工压缩项的 VOF 方法；文中主要介绍了 SST $k-\omega$ 湍流模型。对于近壁面的处理则采用了壁面函数法。

针对船-桨耦合模拟方法介绍了真实螺旋桨模型直接模拟方法以及体积力螺旋桨高效模拟方法。文中首先介绍了真实螺旋桨模型直接模拟方法中的重叠网格方法以及多级物体运动思想。然后主要介绍了螺旋桨体积力模块的开发与验证，实现了螺旋桨敞水性能的高效数值预报。介绍了螺旋桨推力均匀分布模型、轴对称分布模型以及叶素理论模型的基本理论，并针对体积力螺旋桨程序进行了均匀入流和倾斜入流条

件下螺旋桨水动力特性及流场的数值预报。通过对比可以发现，轴对称分布模型虽然考虑了螺旋桨的旋转效应，但是对于倾斜入流的模拟欠佳，这主要是因为该方法无法实现体积力与流场速度的双向传递。而基于叶素理论的方法则很好地实现了螺旋桨倾斜入流时的水动力特性以及粘性流场的模拟，为后续章节实现限制水域中船-桨耦合粘性流场高效模拟奠定了基础。

本章最后介绍了在后处理当中采用的第三代涡识别方法。第三代涡识别方法不仅克服了传统方法的人工选择阈值问题，还剔除了剪切污染对于识别涡结构的影响。此外，对于涡的基本定义，提出了更加清晰的认识，定义了涡的绝对/相对强度、旋转轴、涡核中心等基本要素。

第三章 低速域船舶粘流场及体积力法船-桨耦合模拟验证

3.1 引言

对于开阔水域中航行的船舶，在高速时，其阻力成分主要为兴波阻力（约占40%~50%）和摩擦阻力（50%左右），粘压阻力大约仅占5%；但是在低速航行时，其兴波阻力成分很小，基本可以忽略，而摩擦阻力成分约占总阻力的70%~80%，粘压阻力约占10%以上^[175]。而在限制水域中，船舶的航速通常都很低，此时粘性阻力（包含摩擦阻力和粘压阻力）是总阻力的主导成分。低速下船舶粘流场的准确模拟相较于高速工况更加困难。

本章采用升级改造过的水动力学求解器 naoe-FOAM-SJTU 进行船舶船-桨耦合自航运动的数值模拟。首先要对数值方法进行可靠性验证以及网格不确定度分析，以保证该求解器可以准确模拟低速域船舶的复杂粘流场；进而对比中高速和低速下的船舶水动力特性以及流场；最后要采用 BET 体积力螺旋桨和真实螺旋桨模型进行标准船型的自航运动数值预报，以验证 BET 体积力方法对于船-桨耦合模拟的有效性。

3.2 数值方法可靠性验证

3.2.1 几何模型及计算工况

本小节选取了标准肥大船型 KVLCC2M（Modified KRISO Tanker）。当前船型是在标准肥大型船 KVLCC2 船型的基础上进行改进而得到的。该船型作为标准船型在 2005 年东京 CFD 工作会议^[177]上被采用。其主尺度和几何模型分别如表 3-1 和图 3-1 所示。本节计算了该船型在不同漂角（ 0° ， 6° ， 12° ）下的水动力特性及复杂粘流场，具体计算工况如表 3-2 所示。在后处理中，将计算值与试验值进行了对比，分析了船体的受力、压力分布以及流场等。



图3-1 KVLCC2M 船模的几何模型

Fig.3-1 Geometry model of KVLCC2M

表3-1 KVLCC2M 模型的几何主尺度^[177]

Table 3-1 Main particulars of KVLCC2M

主尺度	符号和单位	模型尺度
垂线间长	L_{pp} (m)	4.79
最大船宽	B/L_{pp}	0.1813
吃水	T/L_{pp}	0.0650
排水体积	∇ (m ³)	0.551
湿表面积	S_w/L_{pp}^2	0.2668
方形系数	C_B	0.8099
纵向浮心位置(船中向前为正)	LCB (% L_{pp})	3.526

表3-2 静态斜拖计算工况

Table 3-2 Cases for static drift tests in deep water

项目	符号	单位	值
水深船长比	h/L_{pp}	-	1
吃水船长比	T/L_{pp}	-	0.065
水深吃水比	h/T	-	15.4
航速	U	m/s	0.994
傅汝德数	Fr	-	0.142
水深傅汝德数	Fr_h	-	0.142
雷诺数	Re	-	3.945×10^6
漂角	β	°	0, 6, 12

3.2.2 计算域选取及网格划分

为保证数值计算方法的可靠性,本小节选取了漂角为 0° 的工况进行了网格收敛性分析。在当前的数值计算中,为方便进行静态斜拖下船舶复杂粘性流场的数值模拟,采用了重叠网格技术。在计算设置上可以在船舶 0° 漂角工况下设定船体的艏摇运动,将船体旋转到预定位置,这样做的好处就是节省计算时间,不需要预先计算大漂角下的船舶流场。采用重叠网格方法需要对船体和背景域分别进行网格划分。在进行网格划分时,采用商业软件 NUMECA 下的 HEXPRESS 进行全六面体非结构化网

格划分。该软件在进行网格划分时可以可视化，且能够较好地捕捉复杂的船体几何表面，并能较好地添加边界层网格。

网格收敛性验证是按照 ITTC 推荐的方式进行的，将背景计算域和船体计算域在 x , y , z 三个方向上进行网格尺寸的等比例缩放，网格尺寸的缩放比例为 $\sqrt{2}$ 。在网格划分的过程中，背景网格几何简单，不涉及到复杂几何边界，所以基本能保证这种比例关系。但是在船体计算域中，涉及到复杂的船体几何表面以及边界层网格，因此在船体附近不一定能完全达到这种比例要求。在数值计算中，为了减少不确定性因素对计算结果的影响，采用了固定船模运动姿态的方式进行数值模拟。

数值计算中采用的计算域如图 3-2 所示，其中船体周围计算域为 $-0.12L_{pp} < x < 1.2L_{pp}$, $-0.16L_{pp} < y < 0.16L_{pp}$, $-0.12L_{pp} < z < 0.08L_{pp}$ ；背景网格计算域是 $-1.5L_{pp} < x < 5.0L_{pp}$, $-1.5L_{pp} < y < 1.5L_{pp}$, $-1.0L_{pp} < z < 0.5L_{pp}$ 。在计算中，采用给定来流的方法进行流场的数值模拟，速度入口采用 `fixedValue` 边界条件；出口的压力边界条件采用 `zeroGradient`；底部边界条件设置为 `wall`，速度设置为来流速度；船体表面的速度边界条件采用 `movingWallVelocity`，压力边界条件采用 `fixedFluxPressure`；船体计算域外边界的边界条件设置为 `overlap`，以实现船体网格和背景网格之间的插值计算。网格收敛性计算中采用了 3 套网格，如图 3-3 所示。船体网格周围边界条件设置为 `overlap`，从而实现两套网格之间的插值计算。图中红色网格为背景网格，蓝色为船体网格；红蓝相间的区域即为重叠区域，在此区域内网格进行信息插值。表 3-3 总结了 3 套网格中背景网格和船体网格的数量。其中，中等尺度网格方案在一个船长内取了 200 个网格，这样粗网格和细网格方案在一个船长上就分别约有 140 和 280 个网格。

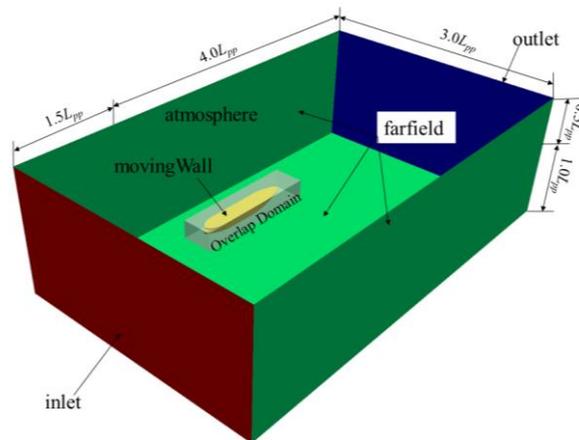


图3-2 计算域布置

Fig.3-2 Arrangement of computational domain

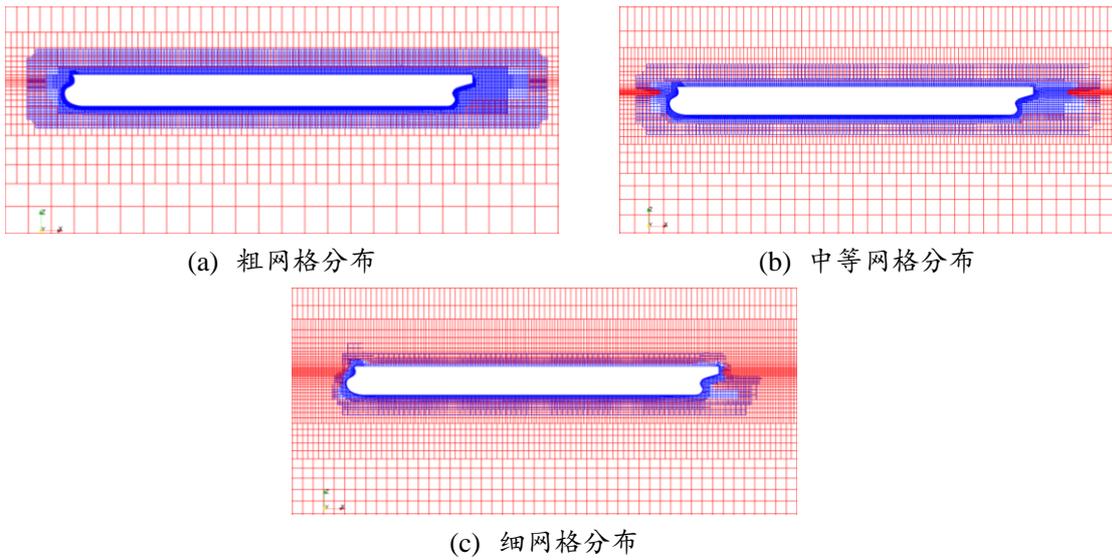


图3-3 不同网格方案网格分布

Fig.3-3 Grids distribution in different mesh schemes

表3-3 不同网格方案网格布置

Table 3-3 Grids arrangement in different grids schemes

网格方案	背景网格(百万)	船体网格(百万)	总计(百万)
粗网格	0.39	0.48	0.87
中等网格	0.78	0.95	1.73
细网格	1.57	1.91	3.48

3.2.3 计算结果分析

图 3-4 给出了船模水动力系数计算坐标系以及伴流场的位置平面示意图。本节通过三套网格首先验证了网格收敛性，然后计算了不同漂角下的深水中低速斜拖船舶的水动力特性，并分析了其总阻力系数 C_x 、侧向力系数 C_y 以及艏摇力矩系数 C_m 。在分析中对船体受力进行了无量纲化。

$$\left. \begin{aligned} C_x &= F_x / \left(\frac{1}{2} \rho U^2 L_{pp} T \right) \\ C_y &= F_y / \left(\frac{1}{2} \rho U^2 L_{pp} T \right) \\ C_m &= M_z / \left(\frac{1}{2} \rho U^2 L_{pp}^2 T \right) \end{aligned} \right\} \quad (3-1)$$

其中, F_x , F_y , M_z 分别表示船模受到的总阻力, 侧向力以及艏摇力矩。 ρ 表示水的密度, kg/m^3 ; U 代表船的航速, m/s ; L_{pp} 表示垂线间长, m ; T 表示船的吃水, m 。为了进行流场细节的验证, 并分析静态斜拖下船模粘性流场的流动机理, 本小节还给出了 $x/L_{pp}=0.48$ 处的船体尾部伴流场。伴流平面的位置如图 3-4 所示。

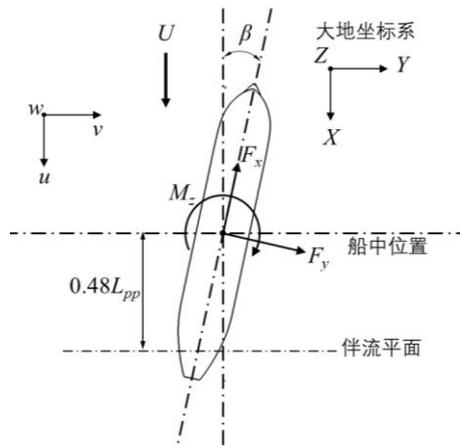


图3-4 船模受力计算坐标系及伴流场位置

Fig.3-4 Coordinate system for forces/moment and measured plane for wake field

3.2.3.1 船体受力分析

表 3-4 给出了漂角 0° 时采用 3 套网格进行网格收敛性分析的总阻力系数 C_x 与试验值的对比结果。从表中可以看出, 采用中等尺度的网格方案计算结果与采用精细网格的数值结果之间的误差在 0.42%。粗网格结果比中等尺度网格大了约 1.48%。所以, 单从总阻力的误差来看, 中等尺度网格已取得较好的预报结果。

表3-4 低速航行 KVLCC2M 船型的阻力计算值

Table 3-4 Predicted resistance for KVLCC2M at low speed

网格	符号	C_x	C_x 误差
试验值	-	0.01756	-
细网格	S1	0.01707	-2.79%
中等网格	S2	0.01700	-3.21%
粗网格	S3	0.01673	-4.69%

接下来将按照 ITTC 对于 CFD 数值计算中验证与确认(Verification&Validation, V&V)的指导意见, 对计算中的网格不确定性 U_G 进行分析。在网格不确定性分析中,

通常要求至少三套不同密度的网格，即细网格、中等尺度网格和粗网格，其计算值分别用 S_i ($i=0,1,2$) 来表示。从而，网格收敛参数 R_G 为：

$$R_G = \frac{\varepsilon_{21}}{\varepsilon_{32}} = \frac{S_2 - S_1}{S_3 - S_2} \quad (3-2)$$

不同的 R_G 对应不同的收敛形式：

- (a) 单调收敛： $0 < R_G < 1$ ；
- (b) 振荡收敛： $R_G < 0$ ；
- (c) 发散： $R_G > 1$

当前的数值计算中，收敛参数 $R_G=0.295$ ，符合单调收敛的条件。因此，可基于理查德外推法(Richadson Extrapolation, RE)，数值误差为：

$$\delta_{RE} = \frac{\varepsilon_{21}}{r_G^{P_G} - 1} \quad (3-3)$$

式中， r_G 表示网格细化比，当前为 $\sqrt{2}$ 。 P_G 为观测精度阶，即在数值结果中解析的精度阶，如下式：

$$P_G = \frac{\ln(\varepsilon_{32}/\varepsilon_{21})}{\ln(r_G)} \quad (3-4)$$

此外，修正系数为：

$$C_G = \frac{r_G^{P_G} - 1}{r_G^{P_{Gest}} - 1} \quad (3-5)$$

式中， P_{Gest} 表示数值计算中理论精度阶，当前数值计算中 $P_{Gest}=2$ 。最终，网格不确定度为：

$$U_G = \begin{cases} \left[9.6 \times (1 - C_G)^2 + 1.1 \right] \times |\delta_{RE}|, & |1 - C_G| < 0.125 \\ \left[2 \times |1 - C_G| + 1 \right] \times |\delta_{RE}|, & |1 - C_G| \geq 0.125 \end{cases} \quad (3-6)$$

表 3-5 给出了网格不确定度分析过程中的收敛参数、观测精度阶、数值误差、修正系数以及网格不确定度。从表中可以看出，通过 RE 法得到的数值误差为 $0.144\%S_1$ ，表明当前计算中估算的数值误差很小。基于以上网格不确定度方法评估的不确定度为 $0.658\%S_D$ 。通过以上的分析说明，在达到中等尺度网格密度后，数值预报结果受网格变化影响较好。

表3-5 网格不确定度的计算

Table 3-5 Calculation of grid uncertainty

R_G	P_G	$\delta_{RE}\%S_1$	C_G	$U_G\%S_D$
0.259	3.90	0.144	2.857	0.658

图 3-5 给出了船模在不同漂角下的水动力系数计算值与试验值之间的对比结果。计算结果表明,采用当前数值模拟方法得到的计算值与试验值之间吻合较好。总阻力 C_x 的阻力误差在 0° 漂角时较大,达到 3.21%,而在大漂角时,计算值与试验值之间的误差在 0.125%。侧向力 C_y 和艏摇力矩 C_m 随着漂角的增加而快速增加。在 12° 漂角时,船模的侧向力是 6° 漂角时的 2.81 倍以上;而艏摇力矩则是 6° 漂角时的 1.84 倍。而在大漂角时,船模的侧向力和艏摇力矩的误差相比于小漂角时偏大。漂角 12° 时,侧向力与试验值的误差在 1.22% 左右,艏摇力矩的计算值比试验值偏大了约 2.27%。从总体来看,低速域航行船模水动力特性的预报结果是可信的,精度较高,说明了当前采用的网格划分方法及数值计算方案是可靠的。

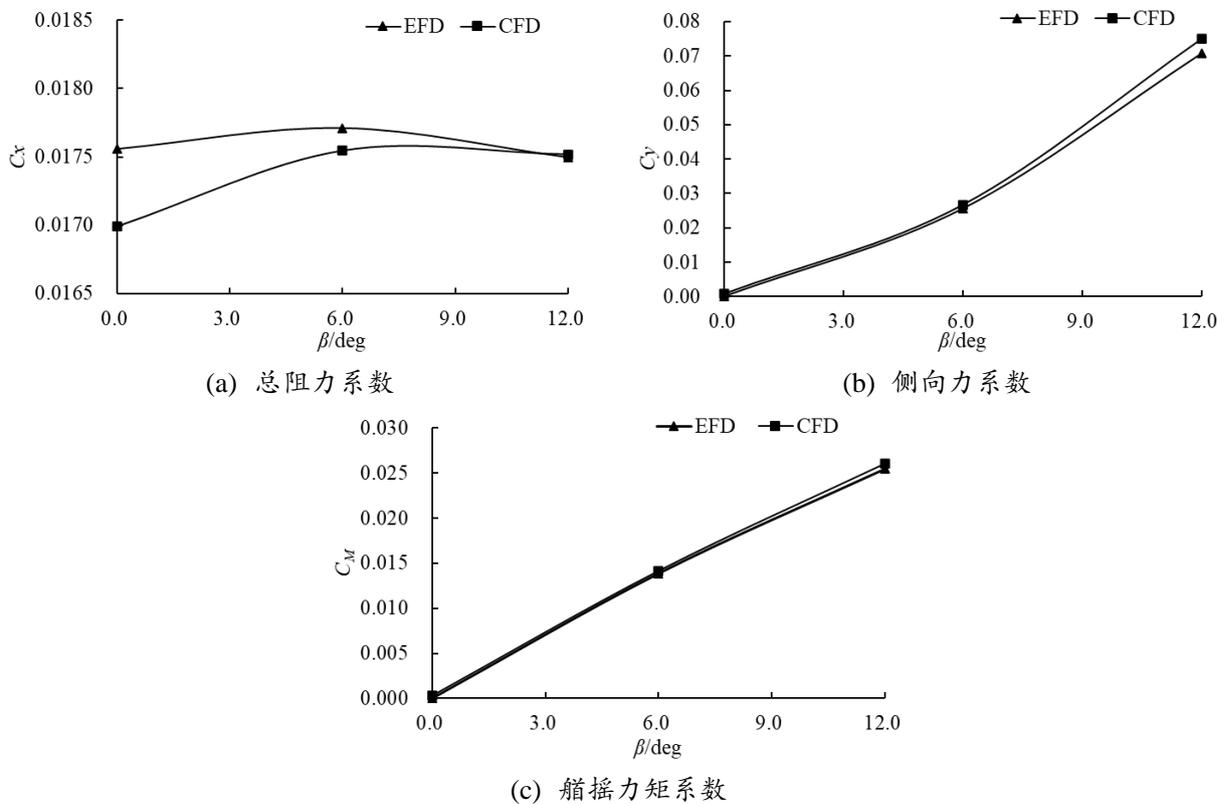


图3-5 水动力系数计算值与试验值对比

Fig.3-5 Comparison between the predicted results and experiemental force/moments

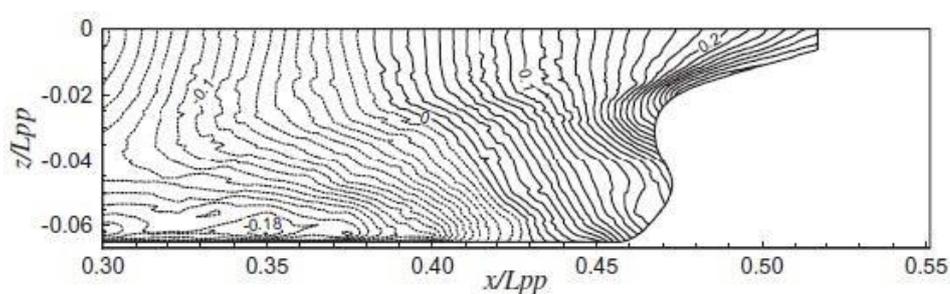
3.2.3.2 压力分布对比

在分析船体表面压力分布时,将其进行了无量纲化处理,得到无量纲的压力分布系数 C_p , 其定义如下:

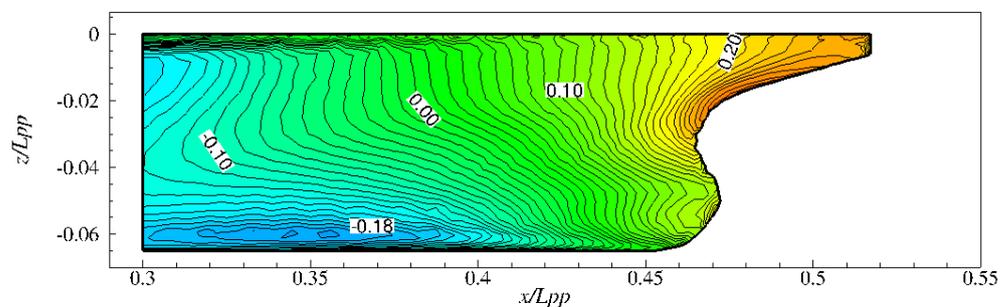
$$C_p = \frac{P}{\frac{1}{2}\rho U^2} \quad (3-7)$$

式中, P 为船体表面压力, N/m^2 ; ρ 表示流体密度, kg/m^3 ; U 则代表船模航速, m/s 。

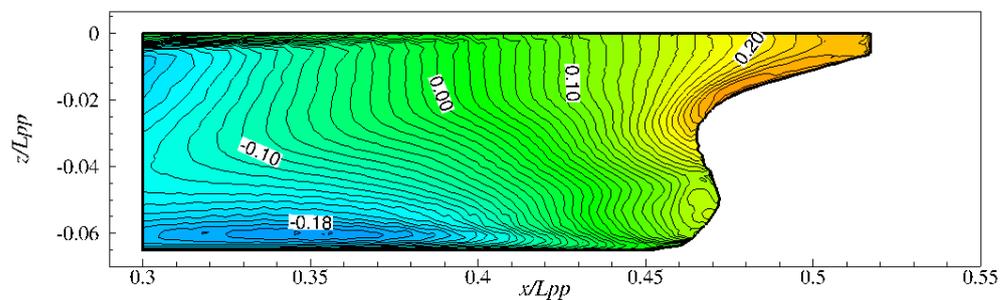
图 3-6 给出了不同网格方案下的 0° 漂角时船体中后部表面压力分布对比。通过对比可以发现, 采用中等网格和精细网格得到的船体表面压力分布和试验值吻合较好, 粗网格方案得到结果在精度上略有欠缺。通过分析观察压力分布可以发现, 在 $x/L_{pp}=0.35$ 船体舭部出现了低压区, 这是因为这个部位的船体型线是从平行中体收缩到船尾的过渡区域, 型线曲率变化很快, 引起了速度的增加, 从而造成了压力降低。因为速度的突变, 必然会引起速度梯度的变化, 从而造成涡量场的变化。所以在此位置的涡强应该大于上游。



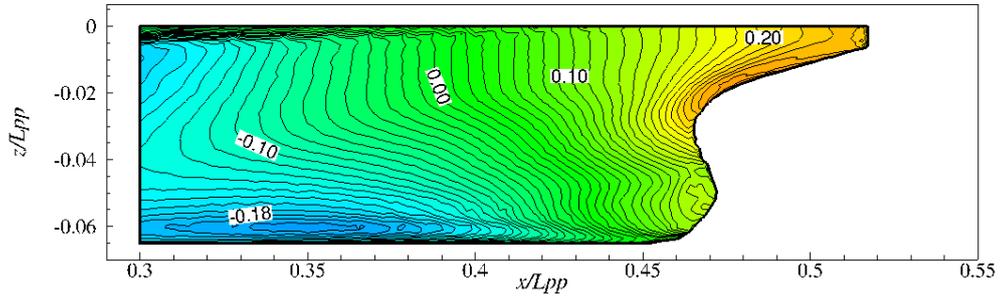
(a) 试验值



(b) 粗网格



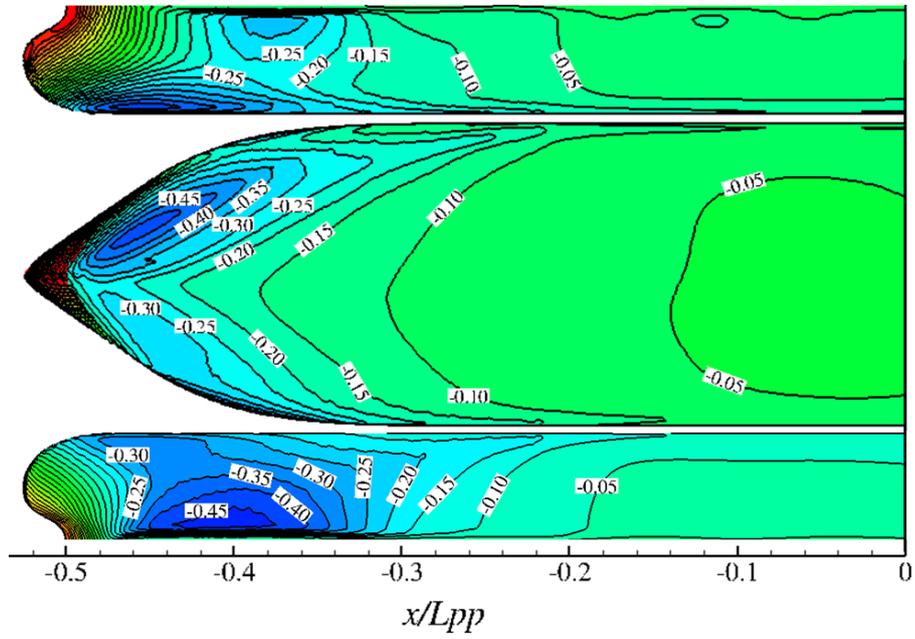
(c) 中等网格



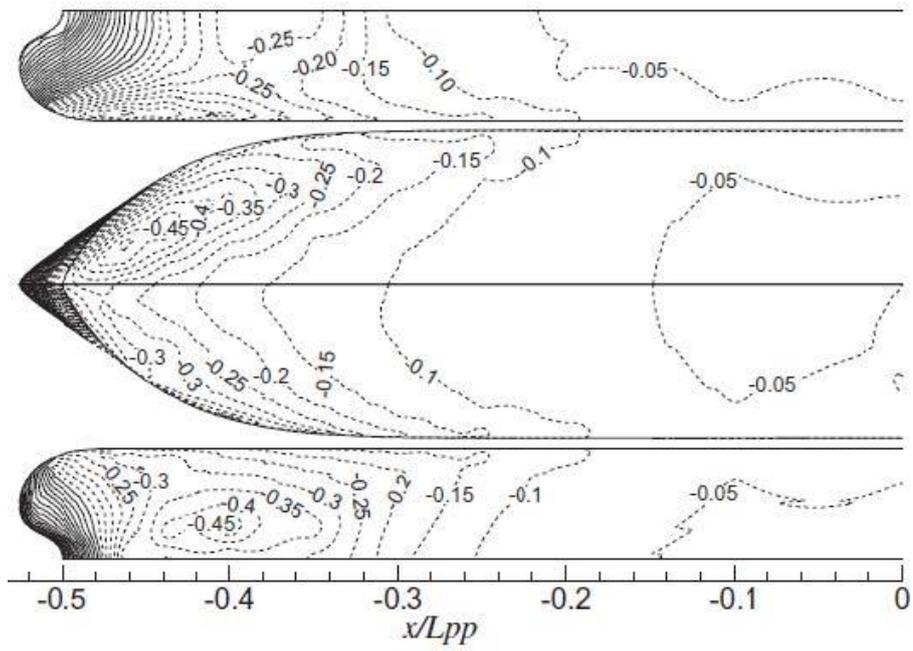
(d) 细网格

图3-6 不同网格方案船体表面压力分布对比

Fig.3-6 Distribution of dynamic pressure coefficient on the hull

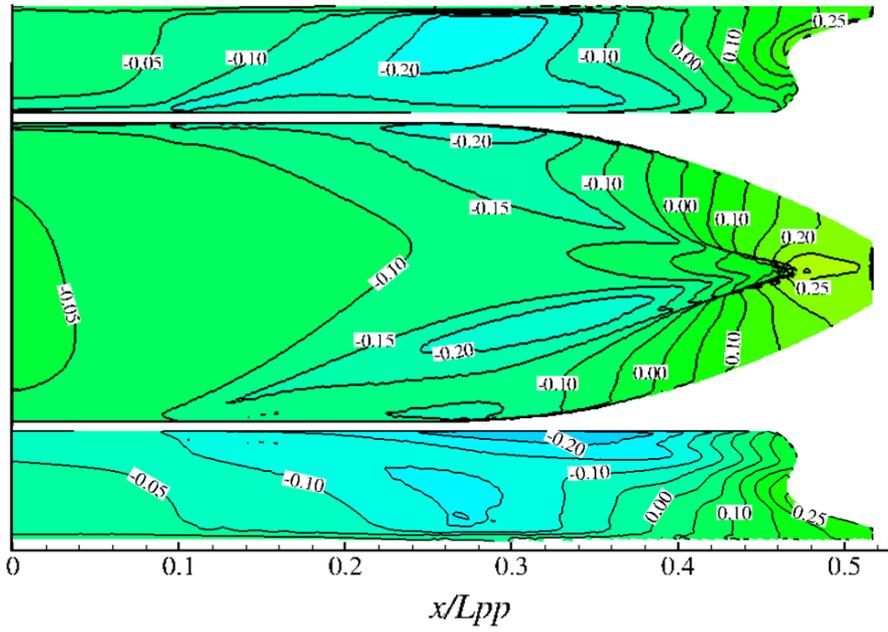


(a) 计算值

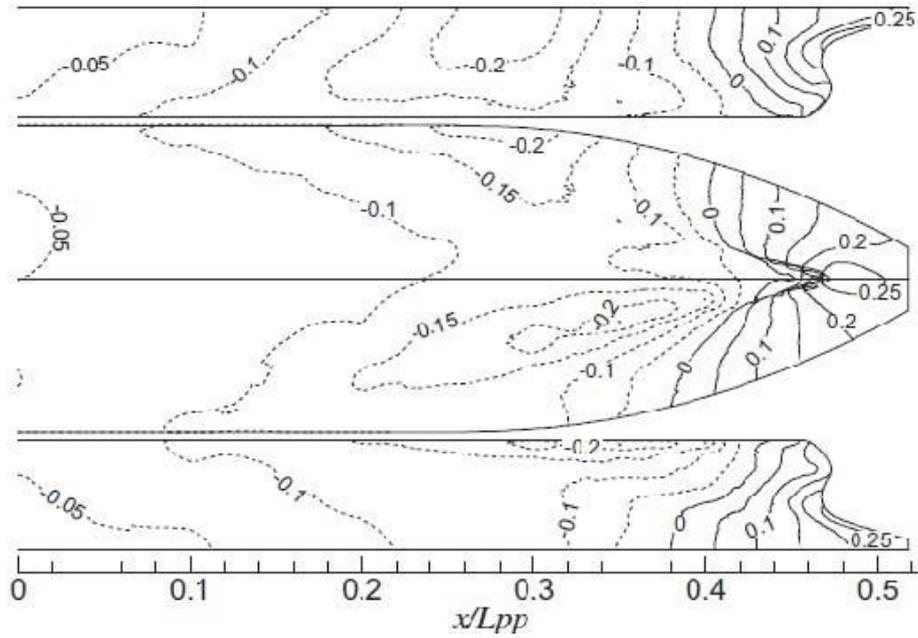


(b) 试验值

A. 船艏表面压力



(a) 计算值

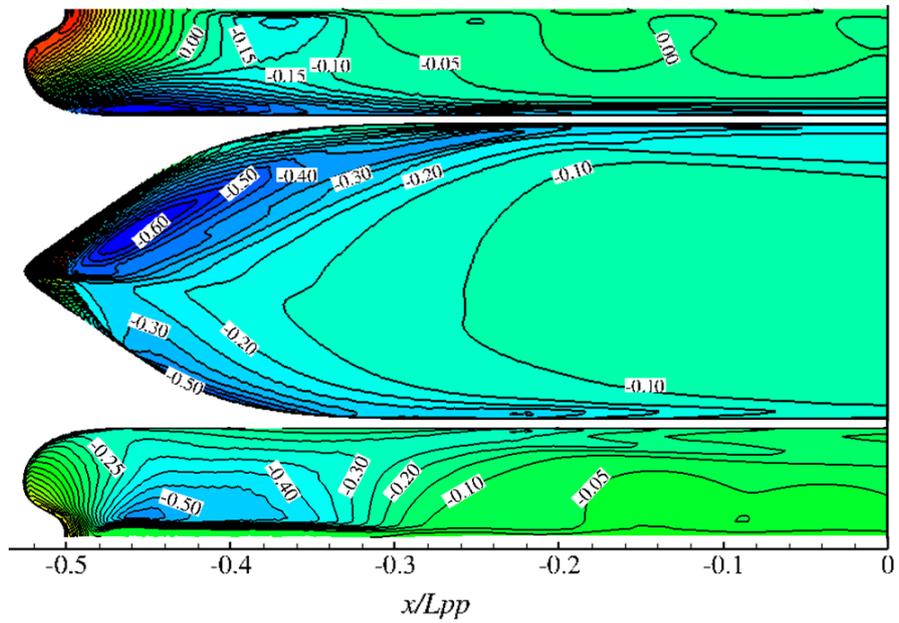


(b) 试验值

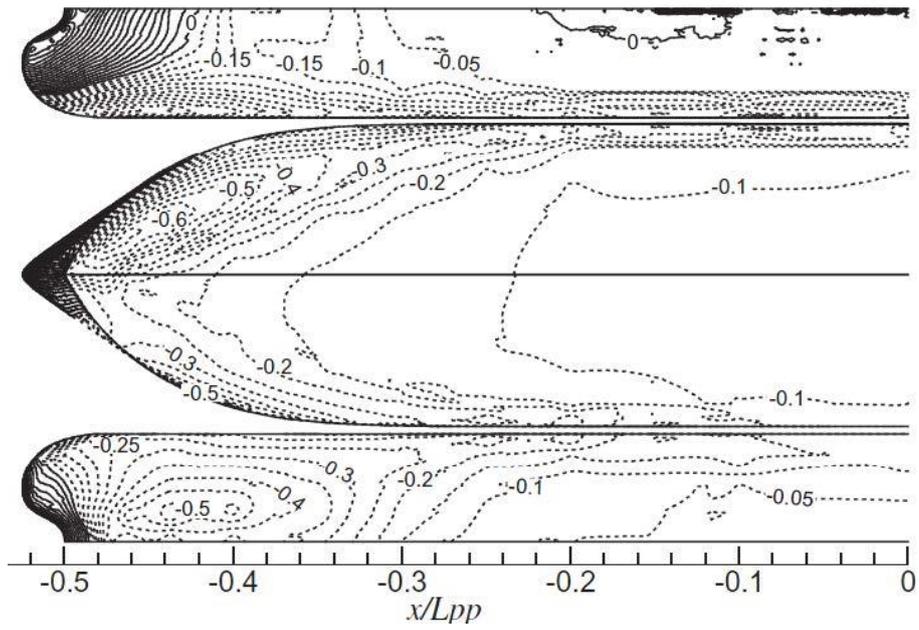
B. 船艏压力值

图3-7 漂角 6° 时船体表面压力分布

Fig.3-7 Surface pressure distribution for drift angle 6°

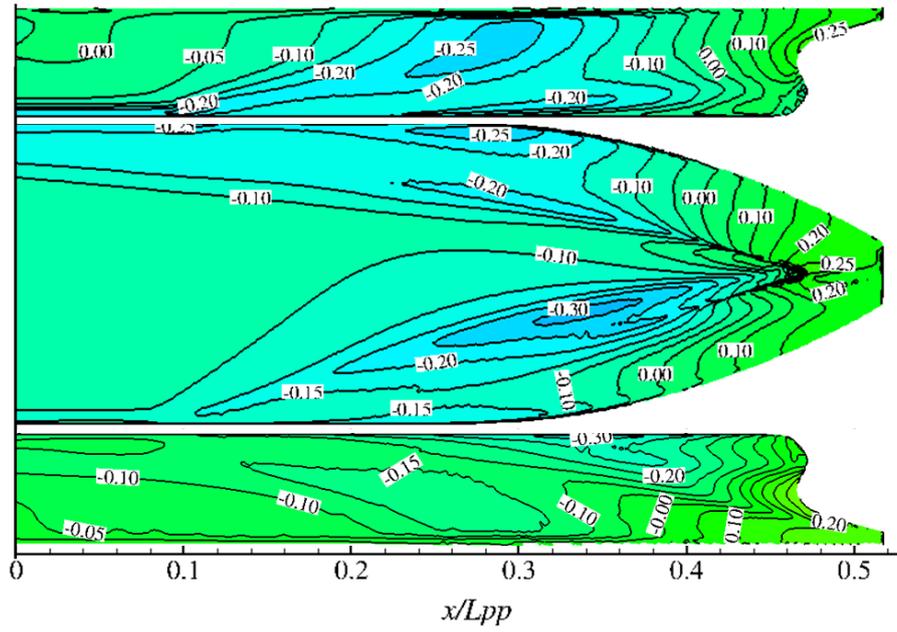


(a) 计算值

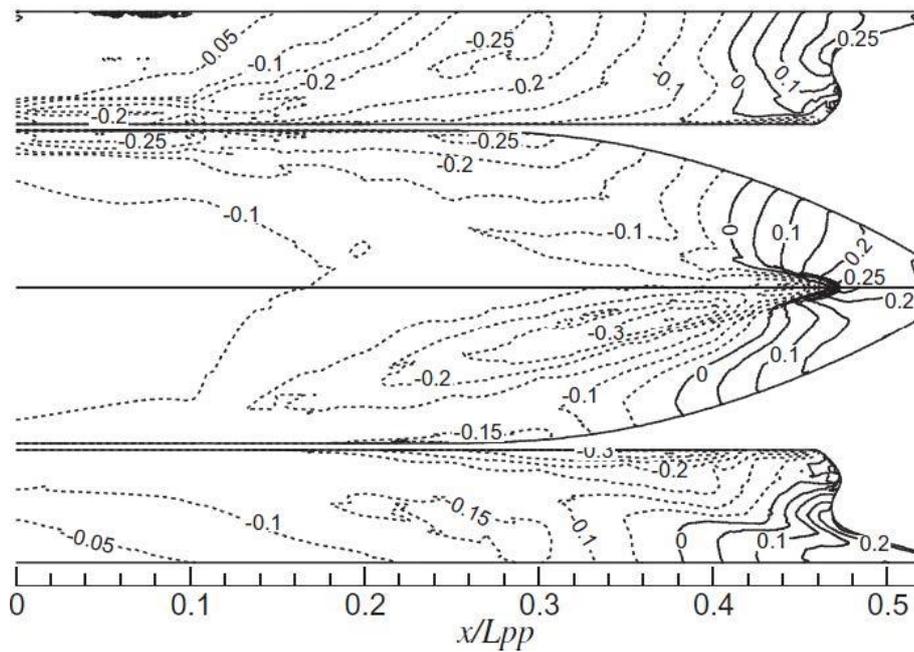


(b) 试验值

A. 船艏压力值



(a) 计算值



(b) 试验值

B. 船舶压力值

图3-8 漂角 12° 时船体表面压力分布

Fig.3-8 Surface pressure distribution for drift angle 12°

图 3-7 和图 3-8 分别给出了漂角 6° 和 12° 时的船体表面压力分布。通过与试验值对比可以发现，采用当前数值计算方案得到的结果与试验值^[4]吻合较好。在两种工况下，船体右舷首部位置出现高压区，这是因为这个位置处于迎流面，而左舷对应位置则压力相对较小。这样就形成了向左舷船摇的转舵力矩。而对比船体中后段压力分布可以发现，船体右舷尾轴部位出现了一个低压区，这是因为这个位置的水流从右舷流入左舷，船体型线曲率较大，从而造成流速增加，压力降低。但是左舷的压力相对较大，这样就会造成船的甩尾现象。首部向左舷的转舵力矩和尾部向右舷的甩尾力矩，共同形成了船的船摇力矩。而 12° 大漂角工况，左右舷的压力差要大于 6° 工况，这就造成了大漂角工况船摇力矩的急剧增加。此外，船艏低压区和船尾低压区皆是因为船体型线发生变化引起的，造成了速度的急剧变化。所以，对应位置的涡强要大于附近区域。

3.2.3.3 伴流场对比分析

接下来通过对比船尾伴流场来探究当前数值方法对流场细节的捕捉能力。首先图 3-9 给出了不同分辨率网格的数值模拟结果和试验对比。通过对比可以发现，采用

中等尺度网格和细网格能较好地捕捉低速航行时船艉的伴流场。而粗网格对伴流场的捕捉不够精细。此外，由于网格划分过程中采用的是对全船网格进行划分，船体左右舷的网格并不完全对称；同时，由于左右舷流动的相互干扰，也造成了伴流场并不是相对中纵剖面完全对称的。图 3-10 和图 3-11 给出了漂角 6° 和 12° 时的伴流场。通过和试验值对比可以发现，当前数值方法较好地模拟了不同漂角下的低速复杂粘性流场，证明了当前方法的可靠性。通过对比不同漂角工况可发现，大漂角下流动的不对称性明显更大。从图中可以发现，流动速度在中纵剖面左侧急速变化，这样也就造成了速度梯度更大，从而可以推测出此处会有较强的涡量。速度的降低会引起流场压力的增大，从而造成侧向力和艏摇力矩的增加，对船舶航行稳定性造成不利影响。

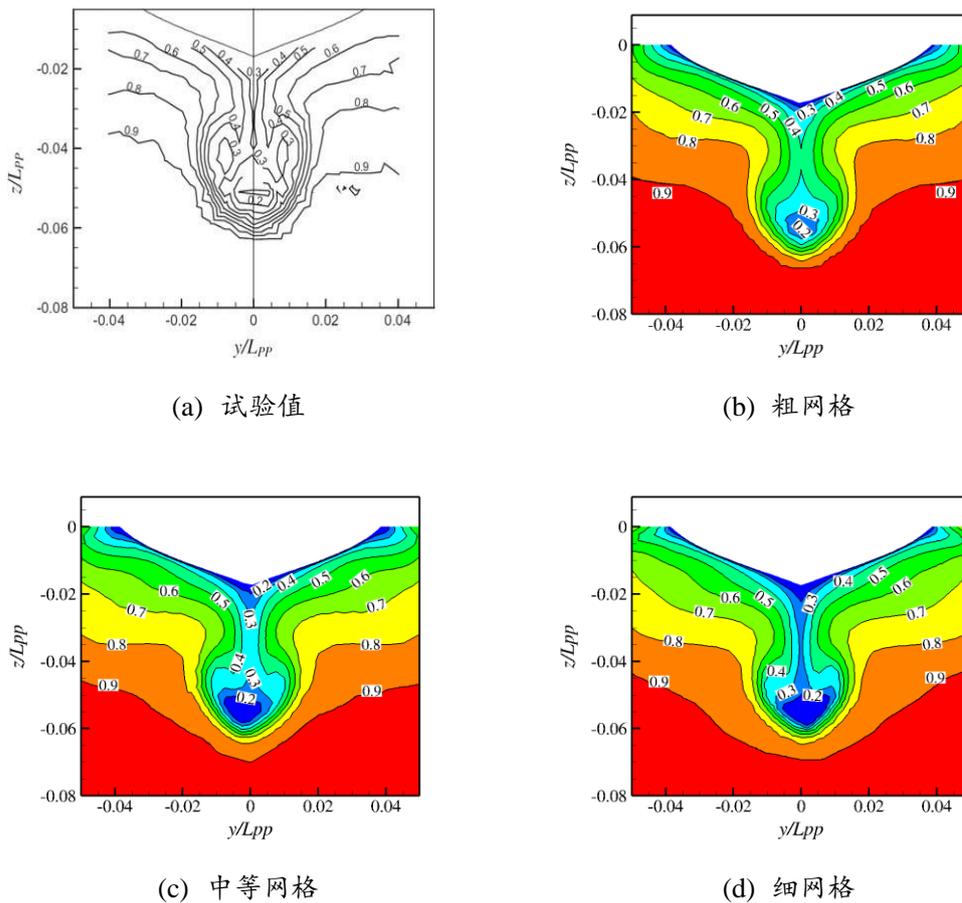
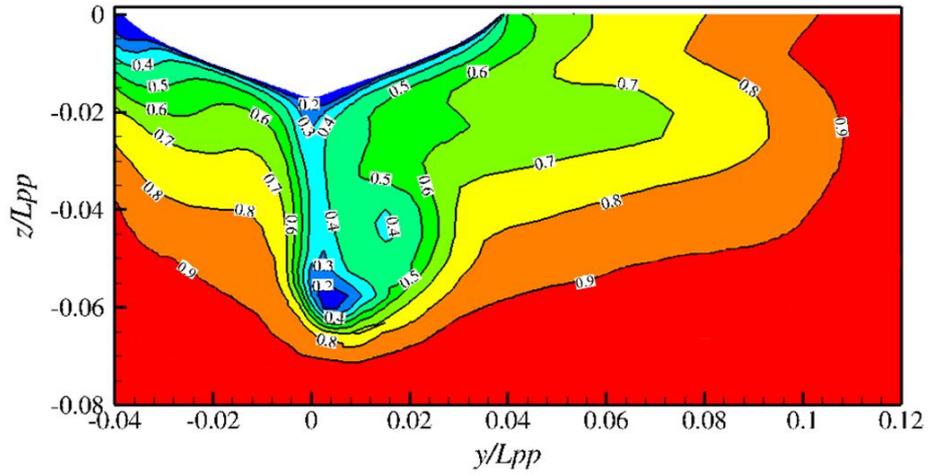
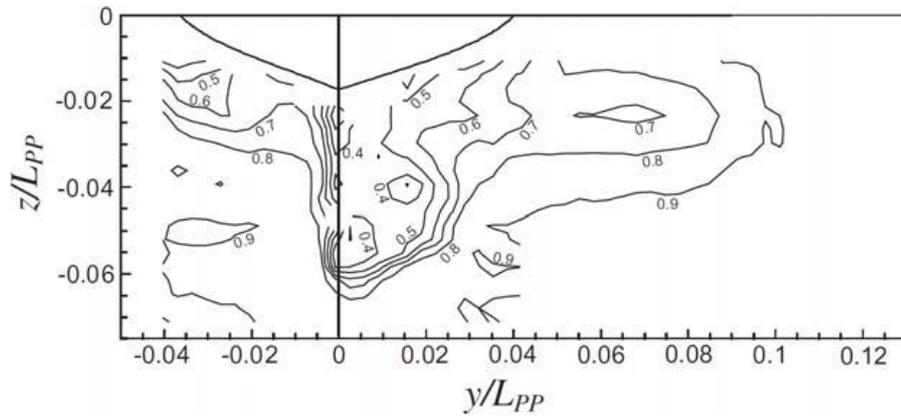


图3-9 不同网格方案下 0° 漂角时尾部伴流场对比

Fig.3-9 Wake field at $x/L_{pp}=0.98$ for drift angle 0° in different grid schemes



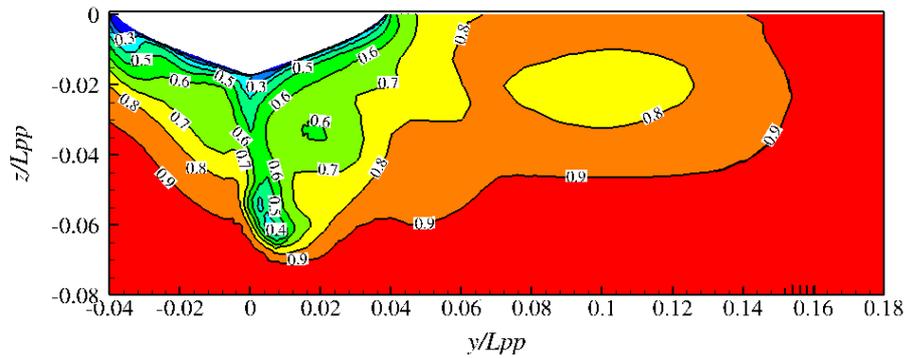
(a) 计算值



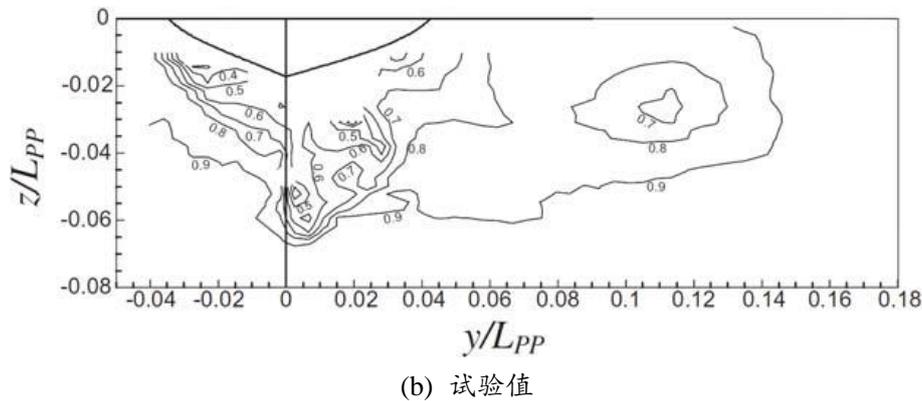
(b) 试验值

图3-10 漂角 6° 时轴向速度伴流场对比

Fig.3-10 Comparison of axial velocity wake field for drift angle 6°



(a) 计算值

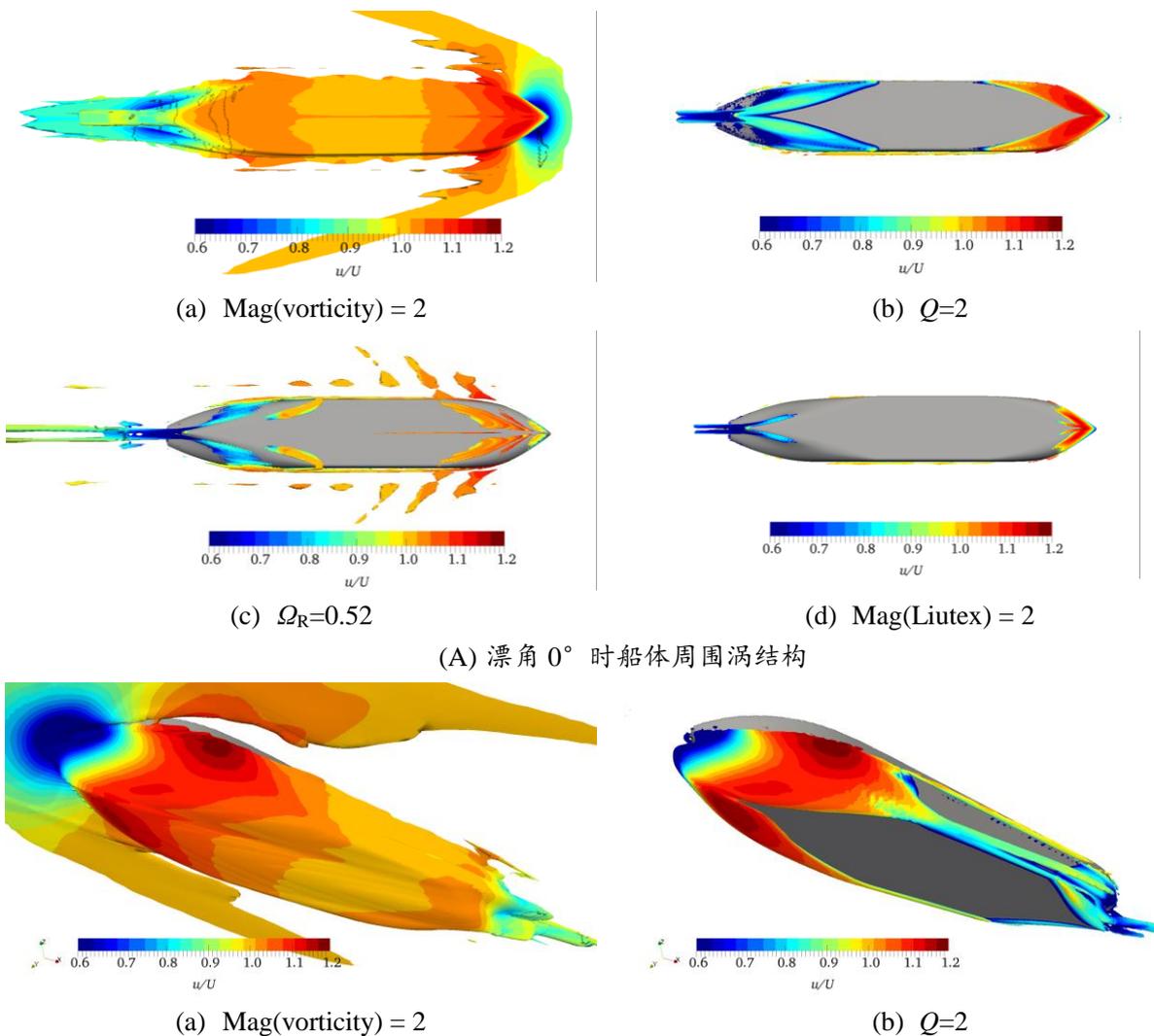
图3-11 漂角 12° 时轴向速度伴流场对比Fig.3-11 Comparison of axial velocity wake field for drift angle 12°

3.2.3.4 涡量场及流线分析

为进一步分析低速航行船舶的复杂粘性流场并对比不同涡识别方法对流场中复杂涡结构的捕捉能力,本小节给出了不同漂角下利用4种涡识别方法得到的涡结构,如图3-12所示。首先,通过对比4种涡结构方法可以发现,作为第一代涡识别方法,基于 vorticity 的涡识别方法得到的涡结构覆盖了整个船体表面,并捕捉到了首波附近的涡结构;但是,这个结果明显是不合理的。作为第2代涡识别方法, Q 准则方法目前被广泛应用,其捕捉到的涡结构明显比第1代方法合理;在3种工况下, Q 准则不仅捕捉到了船艏部的舭涡,还捕捉到了非零漂角下从左舷舭部分离的涡结构。但是, Q 准则捕捉的涡结构依赖于人工阈值的选择,不同的阈值呈现出不同的涡结构。而且,其物理意义不清,识别的涡结构被剪切污染,无法同时识别强涡和弱涡。第3代的 Ω_R 方法则避免了人工选择阈值的问题,呈现出了更加复杂合理的涡结构。 Ω_R 方法不仅很好的捕捉到了船体周围的涡结构,自由面附近的涡结构也得到了较好的呈现。通过对比可以发现, Ω_R 方法很好地捕捉到了船舭舭部的涡结构,说明船舭的舭部出现了较大的速度变化,印证了3.2.3.2小节中对压力分析的结果。此外,还采用 Liutex 向量的幅值捕捉到了流场中的涡结构。通过对比可以发现, $\text{Mag}(\text{Liutex})$ 捕捉到的涡结构比其他集中方法略少;但是其具有方向性,唯一性,而且捕捉到了更多破碎的细小涡结构。

接下来对比不同漂角下的涡结构,通过对比可以发现,在漂角为 0° 时,涡结构基本上是沿着中纵剖面对称的;4种涡识别方法均捕捉到了船舭舭部,船舭舭部以及桨轴之后的涡结构;船舭舭部和船舭舭部是因为船体型线变化较快,从而引起了速度

的急剧变化，速度梯度增加，从而形成了较强的涡；而桨轴之后的涡结构则是因为左右舷水流的侧向速度方向相反，从而造成了较大的速度梯度，形成了涡结构。在非零漂角工况下，左右舷的涡结构明显不对称，在左舷平行中体舭部，出现一条长长的涡结构。同时，由于计算工况中船模是向左舷艏摇，右舷为迎流面，所以船体右舷舭部会出现流动分离，从而出现了较强的涡量变化，捕捉到了涡结构；尤其是在大漂角工况，这个涡结构更加明显，甚至脱离了船体，最后在下游和桨轴尾涡融合在一起。在大漂角工况下，强烈的流动分离造就了左右舷舭部的涡结构。而强烈的流动分离必然引起压力的急剧变化，从而造成侧向力和艏摇力矩的快速增加，对船舶航行稳定性带来极为不利的影响。



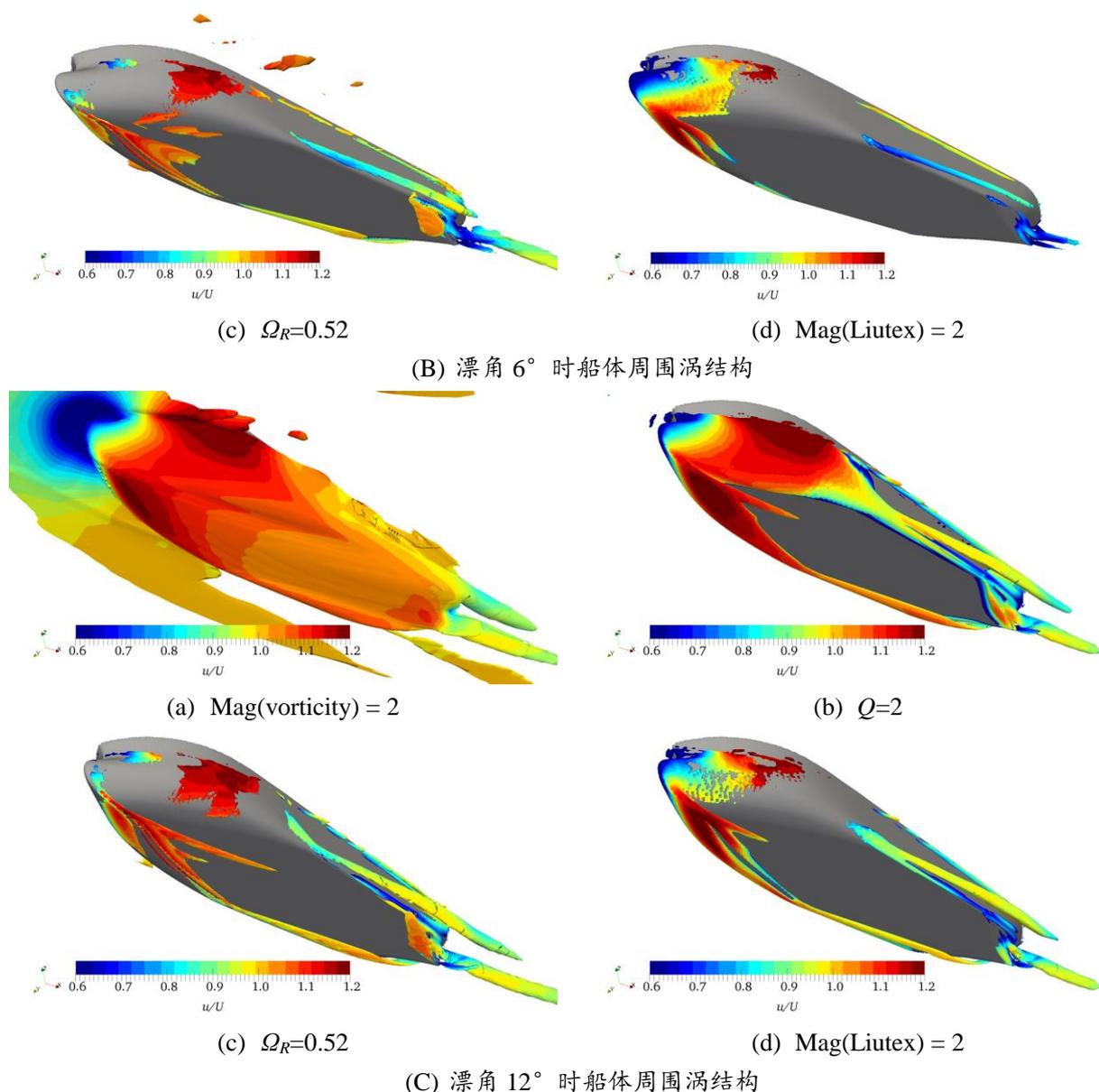


图3-12 采用不同涡识别方法捕捉的涡结构

Fig.3-12 Vortex structures obtained by different vortex identification methods

作为第 3 代涡识别方法，Liutex 向量表征了当地流体刚体旋转运动部分旋转角速度的大小，它剔除了以往各种涡识别方法中的剪切影响。接下来将利用 Liutex 向量方法和流线进一步分析低速航行船舶的复杂粘性流场。图 3-13 给出了漂角 6° 和 12° 时流场中的轴向 Liutex 和流线的发展演化历程。

首先从总体来看，如图 3-13(a)所示，在漂角工况（漂角 12° ），左舷舭涡明显强于漂角 6° 工况，且左舷舭涡从舭部分离后，一直向下游延伸发展；而在小漂角工

况下，左舷脱涡从船体分离后逐渐消失在下游流场。此外，可以明显看出，大漂角工况下桨轴尾涡的强度也要明显高于小漂角工况。在漂角 12° 时，右舷脱涡可以明显地观察到，但是在小漂角工况下，只有零星的破碎涡，并没有形成完整的脱涡。接下来将对对比分析每一个涡的发展演化过程。

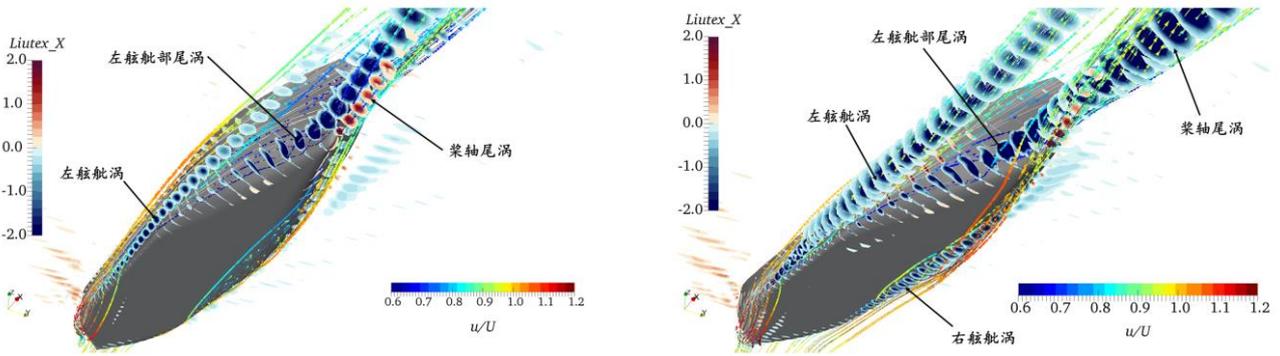
图 3-13(b)给出了左舷脱涡在艏部的发展演化过程。可以发现，在大漂角工况下，不仅出现了一个很强的负向分离涡结构；在船体脱部位置，型线曲率较大的位置，还出现了一个正负交替的涡对。这个对涡在向下游发展演化的过程中逐渐增强，在船体中后部位发展演化成为脱部尾涡。但是在小漂角工况下，这个对涡没有出现。通过对比流线可以发现，在大漂角工况下脱部附近的流线明显呈现出螺旋状态，这说明在大漂角工况下左舷脱部的流动已经开始旋转。而在小漂角工况下，流线并未出现螺旋。

图 3-13(c)展示了艏部附近的流线及轴向 $Liutex$ 。从图中可以看出，大漂角工况下左舷脱涡要远强于小漂角。同时发现，通过左舷脱涡附近的流线也是呈现出螺旋状态。而在小漂角工况，流线曲率相对很小。两种工况下都能观察到左舷脱部尾涡，但是大漂角工况下的脱部尾涡强度明显强于小漂角工况。

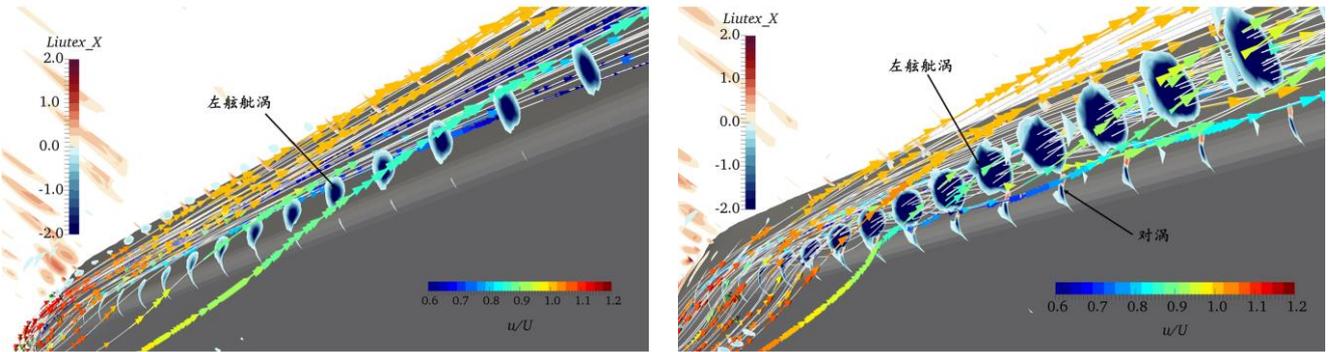
图 3-13(d)给出了桨轴下游流线和轴向 $Liutex$ 的发展。图中红色箭头表示流动方向，箭头粗细表示流线数量。从中可以看出，在小漂角工况下，左舷流线在通过船体艏部时由于受到船体型线影响，主要是汇集到尾轴附近，小部分流动脱离船体向下游发展。而在大漂角工况，流动从上游而来，流线 1 在脱部位置分成 3 个方向。多数流线 2 远离船体呈螺旋状向下游发展；流线 3 从主体中分离，向自由面发展；流线 4 受到脱部型线影响，向尾轴收缩。此外，在大漂角工况下，右舷脱涡此时已从船体分离，部分流线越过船体，和左舷流线 4 汇聚，并向下游发展。

图 3-13(e)给出了右舷流线和轴向 $Liutex$ 。在大漂角工况下，右舷主要流动 5 越过船体脱部位置，开始分散。部分流线 6 越过船底和左舷流线汇合；部分流线 7 受桨轴影响，呈现出螺旋状态，和左舷的部分流线汇合共同形成桨轴附近的流线。而部分流线 8 则是沿着船体向自由面发展。但是在小漂角工况下，流线并没有分散，而是向桨轴附近汇集，个别流线流向自由面。观察右舷轴向 $Liutex$ 可以发现，大漂角下的涡量从船体中前部位向下游发展，并在向下游发展过程中逐渐脱离船体。在船体艏部附近，受型线变化影响，轴向 $Liutex$ 贴着船体在桨轴上方逐渐发展，并在桨轴末端附近和左舷的轴向 $Liutex$ 汇合。而在小漂角工况下，轴向 $Liutex$ 很小且零星破碎。

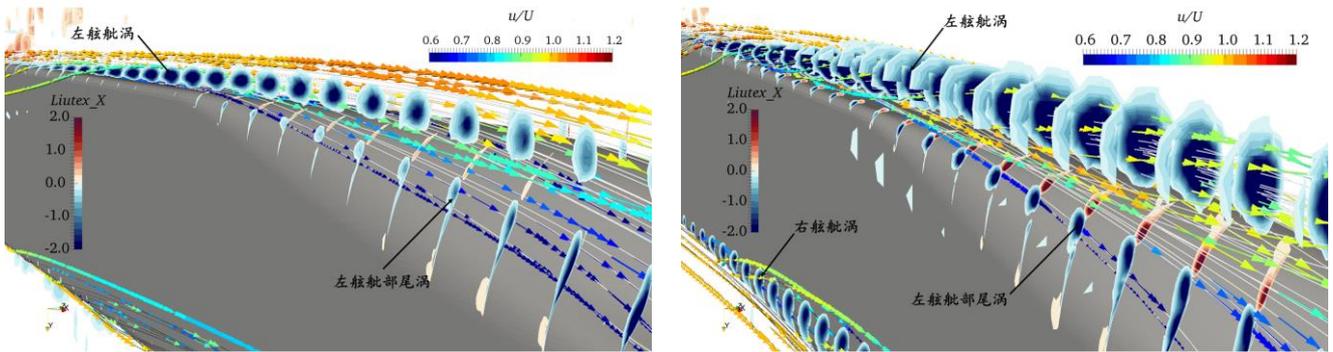
综上所述，大漂角工况下，涡量变化更加剧烈，流动更加剧烈，涡结构更加复杂。



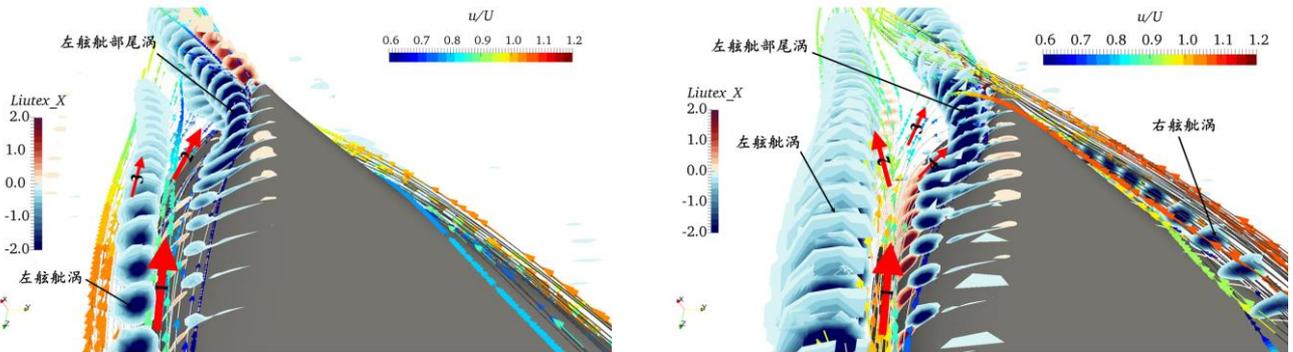
(a) 整体视图



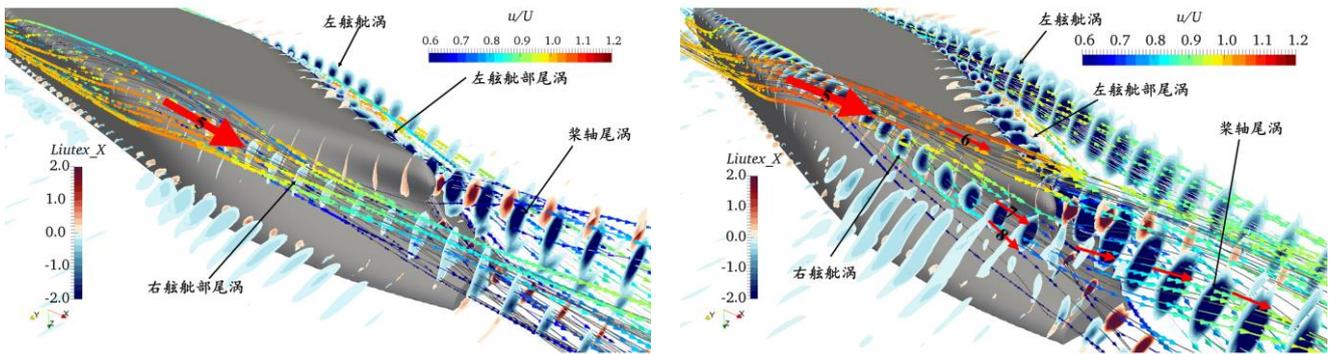
(b) 船部流线及轴向 Liutex 发展



(c) 尾部流线及轴向 Liutex 发展



(d) 桨轴下游流线及轴向 Liutex 发展



(e) 右舷流线及轴向 Liutex 发展

图3-13 船体周围流线及轴向 Liutex 发展演化过程(左: 漂角 6° ; 右: 漂角 12°)

Fig.3-13 Streamline and axial Liutex under drift angle 6° and 12°

3.3 低速域中拖航船舶复杂粘性流场分析

上一小节主要进行了网格收敛性的验证并分析了低速域中斜航船舶的流动机理，分析了网格尺度对低速域船舶复杂粘性流场模拟的影响。接下来将进行不同航速下的肥大型船舶复杂粘性流场模拟，主要分析低速域中的船舶粘性流场以及水动力特性。

3.3.1 几何模型及计算工况

本小节采用大型集装箱船模型 KCS (KRISO Container Ship) 来模拟不同航速下的船舶复杂粘流场, 并采用第 3 代涡识别方法分析低速域中船舶粘流场的流动机理。该船型是由韩国 KRISO (Korea Research Institute of Ships and Ocean Engineering) 公司设计。作为标准船型, 该模型在诸多著名国际会议上被广泛采用, 比如, 东京船舶水动力学 CFD 国际研讨会^{[177][178]}以及 SIMMAN 国际水动力学研讨会^[179], 哥德堡船舶水动力学 CFD 国际研讨会^{[181][182]}。在模拟中, KCS 船型的模型缩尺比为 37.89, 主尺度详见表 3-6, 图 3-14 给出了当前船体的几何模型。



图3-14 KCS 船型几何模型

Fig.3-14 Geometry model of KCS ship

表3-6 船体模型主尺度

Table 3-6 Main particulars for maneuvering ship model

主尺度	符号和单位	实尺度	模型尺度
缩尺比	λ	1	37.89
垂线间长	L_{pp} (m)	230	6.0702
最大船宽	B_{WL} (m)	32.2	0.8498
吃水	T (m)	10.8	0.2850
排水量	∇ (m ³)	52030	0.9571
湿表面积	S_w (m ²)	9424	6.6177
方形系数	C_B	0.6505	0.651
纵向浮心位置 (船中向前为正)	LCB (% L_{pp})	-1.48	-1.48
重心高度 (从基线起)	KG (m)	None	0.378
惯性半径	K_{yy}/L_{pp}	0.25	0.252

本小节的计算工况列于表 3-7 中, 共包含 6 个航速, 在计算中考虑了船舶航行姿态的变化, 即, 放开了升沉和纵摇运动。相关的计算工况及试验数据来源于 Tokyo2015 水动力学研讨会中 CASE2.1^[178]。和试验不同的是, 在本次计算中不包含舵模型; 船模垂线间长采用了和 SIMMAN2020 国际研讨会 CASE4.2 中一致的船长, ($L_{pp}=6.0702\text{m}$)。根据航速, 将工况划分为低航速域 ($0.0948 \leq Fr \leq 0.195$) 以及中高航速域 ($0.227 \leq Fr \leq 0.26$), 采用了两套网格来计算不同航速区间船模的水动力特性。网格划分采用商业软件 HEXPRESS。计算域和上一小节采用同样设置, 详见 3.2.2 小节。针对低速域区间, 网格总量为 315 万; 高航速区间采用的网格总量为 263 万。两套网格之间的不同主要是在自由面位置。为捕捉自由面的变化, 在低航速区间需要对自由面进行加密细化。这是因为在低航速区自由面兴波较小, 需要精细的网格来捕捉自由面; 同时对船体采用了较高的加密等级, 可以精确捕捉船体周围流场。此外, 为更好地捕捉桨毂形状及桨盘面周围的尾流场在桨毂周围采用了一个加密区。在当前

数值模拟中采用了动网格方法模拟船舶的运动。低速域计算采用的网格如图 3-15 所示。图 3-15 (a) 给出了中纵剖面上的网格划分, (b)和(c)分别给出了桨毂周围的网格及船体表面网格。

表3-7 低速域中 KCS 船型的计算工况

Table 3-7 Case conditions for model KCS

工况	低速域				中高速域	
航速 (U , m/s)	0.731	0.833	1.173	1.505	1.752	2.006
傅汝德数 (Fr)	0.0948	0.108	0.152	0.195	0.227	0.260
雷诺数 (Re)	8.78×10^5	6.66×10^6	9.32×10^6	1.20×10^7	1.40×10^7	1.60×10^7

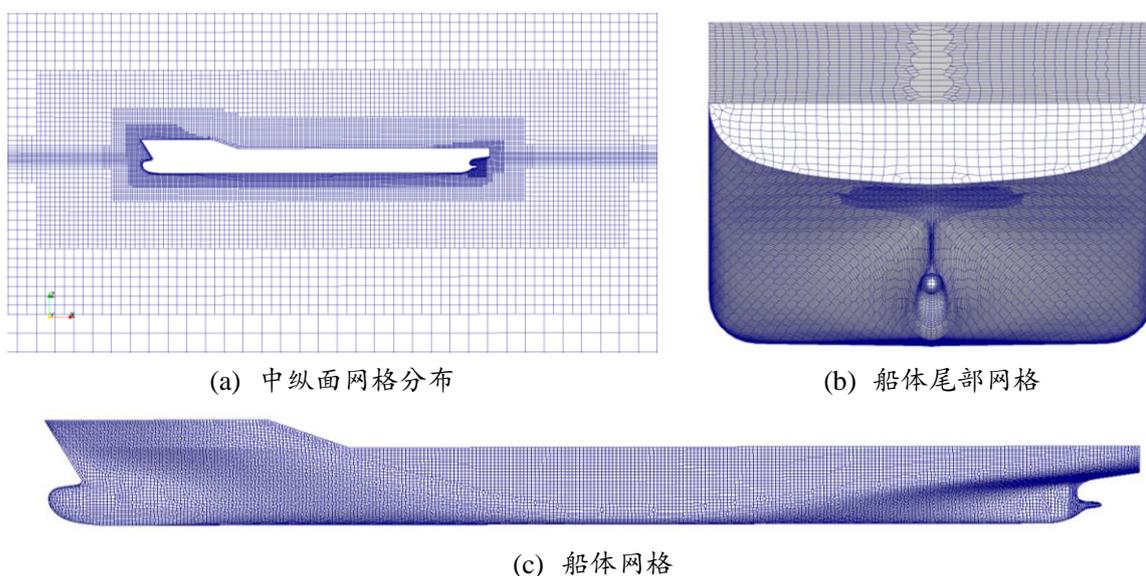


图3-15 低速域网格划分

Fig.3-15 Grid distribution for simulation in low speed

3.3.2 结果对比分析

接下来将分析 KCS 船在不同航速下的水动力学特性, 首先分析不同航速下的船模受力及运动响应, 接下来将从自由面和涡结构等方面来分析低速域航行船舶的船体周围流动机理。

3.3.2.1 受力及运动响应

图 3-16 给出了 KCS 船模在不同航速下的阻力系数及纵摇运动计算结果。由于当前采用的船模垂线间长和试验船模 (Tokyo2015 水动力学研讨会中 CASE2.1) 并不相同, 所以这里只对比了船模的阻力系数和纵摇运动。从图 3-16 (a) 中可以看出, 通过数值预报得到阻力系数和试验结果吻合较好。从整体变化趋势来看, 总阻力系数在低速域 ($0.0948 \leq Fr \leq 0.195$) 内随着航速的增加而减小, 在进入中高航速后, 阻力系数快速增加。在低速域中, 由于采用了较精细的网格, 对自由面以及船体周围流场进行了较好的模拟, 计算误差在 $Fr=0.108$ 时为 -1.22% , 在 $Fr=0.152$ 时最大, 达到了 -3.84% 。在高航速域, $Fr=0.227$ 时误差较大, 达到了 -2.93% 。总体来看, 总阻力系数的数值预报结果精度较高, 当前数值方法对低速域船模阻力的预报是可靠的。

图 3-16 (b) 给出了全航速域下纵摇运动的计算值与试验值的对比。从图中可以看出, 纵摇运动计算值与试验值吻合较好。最大误差出现在 $Fr=0.108$, 此时最大误差达到了 8.06% 。从总体变化趋势来看, 纵摇值随着航速的增加往负值方向增加, 即, 航速越高, KCS 船模的艏倾越大, 说明在低航速域中船模姿态变化较小

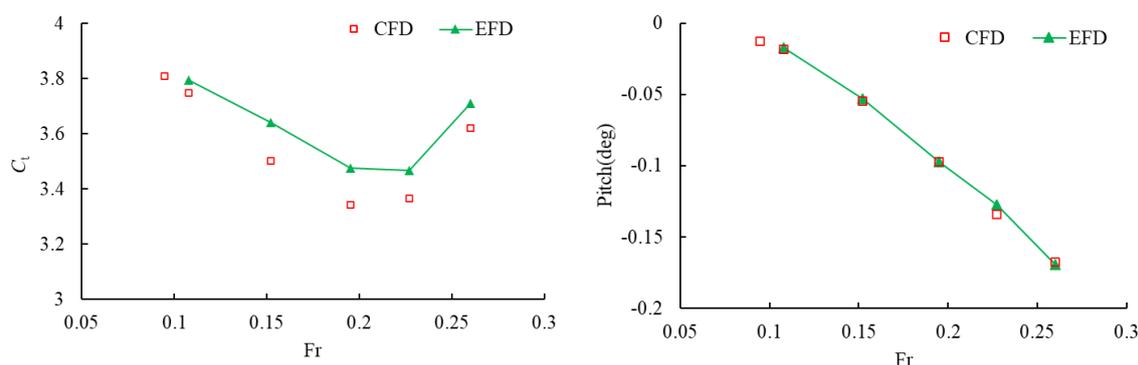


图3-16 不同航速下 KCS 船模的阻力系数(左)及纵摇运动(右)与试验值的对比

Fig.3-16 Comparison between predicted resistance and pitch motion and experiments

3.3.2.2 自由面

接下来将分析全航速段下的船舶粘流场, 首先展示了全航速域的自由面, 如图 3-17 所示。从总体来看, 在低速域 ($0.0948 \leq Fr \leq 0.195$) 整个自由面的兴波高度很小, 基本都集中在 0 左右, 仅在船体周围产生了微弱的船行波, 且在低航速 ($Fr=0.0948$, 0.108) 下以横波为主。随着航速的逐渐增加, 在 $Fr=0.152$ 时, 船艏横波和船艏散波已经成型, Kelvin 角可以清晰可见, 此时自由面兴波仍以横波为主, 船艏横波格外显著。在 $Fr=0.195$ 时, Kelvin 兴波及船艏横波和散波的夹角都已十分清晰; 但在自由

面远场中，自由面高度基本为 0；但当 KCS 船模航速达到 $Fr=0.227$ 时，整个自由面有较为明显的升高，此时船艏横波和散波初现。在达到最高航速 $Fr=0.26$ 时，与低速域相比，自由面有很大升高，此时船舶兴波以散波为主，并向远流场发展演化；船艏横波较小；船艏处横波占主导地位。这主要是因为船艏横波和船艏散波相互干扰，导致了船艏散波没有扩散开来。低速域自由面兴波较小，所以在总阻力中其兴波阻力所占成分很小。考虑到低速域航行船舶自由面兴波高度较小，所以在以往的数值模拟中一般可采用忽略自由面的形式（叠模方法）来预报低速域航行船舶的水动力特性。

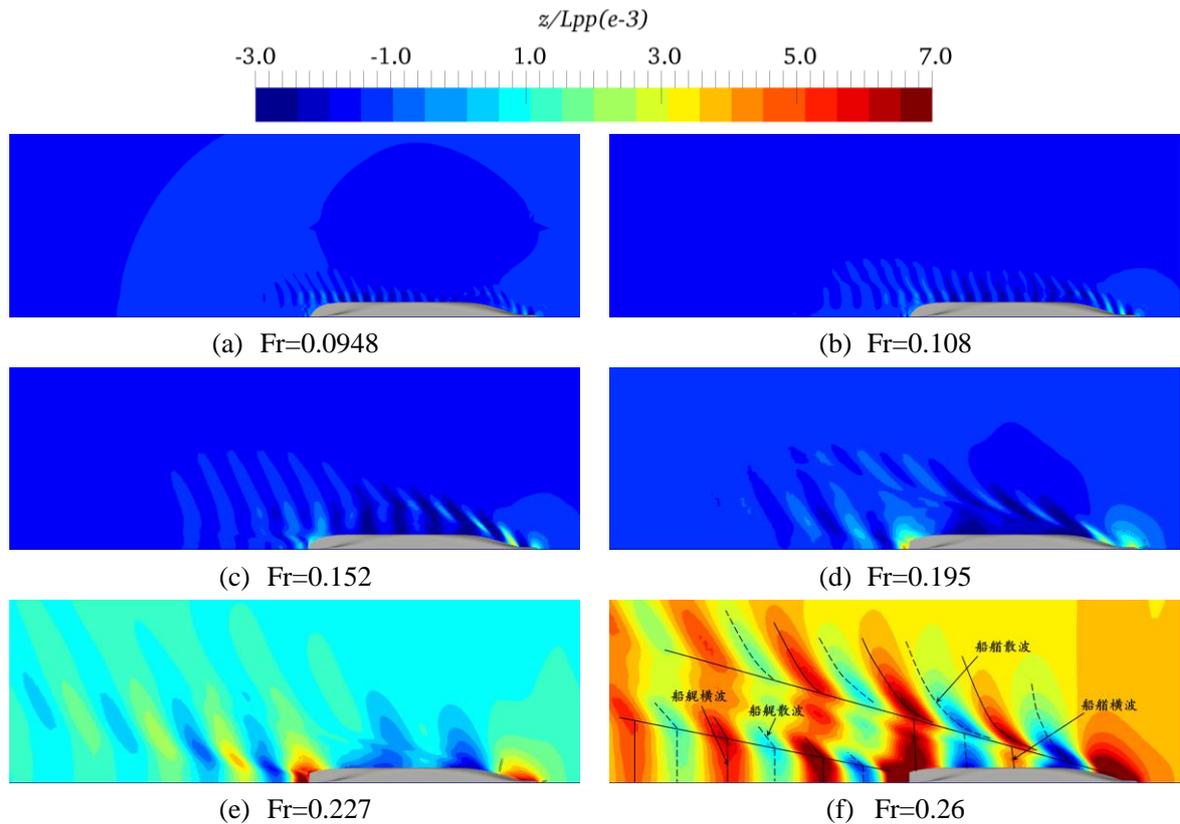


图3-17 不同航速下 KCS 船模的 Kelvin 兴波

Fig.3-17 Kelvin wave-making at different speed of KCS

3.3.2.3 涡结构及涡量场分析

低速航行船舶复杂粘性流场的流动机理机制一直是船舶与海洋工程领域的研究重点，深入地分析低速域中船舶粘流场可以为模拟船舶自航运动提供重要的数据支撑，为船舶安全航行提供可靠的技术基础及保障。

本小节将采用第三代涡识别方法来深入分析全航速段的 KCS 船模周围粘流场，研究低速域中船体周围流动的流动特性。图 3-18 给出了基于第三代涡识别方法（Liutex 方法）的船体周围涡结构。首先从总体来看，涡结构主要集中在自由面附近和桨轴后方，主要包括船体两侧自由面附近的主涡结构，船艉后自由面附近的涡结构以及桨轴后方的涡结构；而在首波演化的过程中，形成了明显的散涡，其分布形状和 Kelvin 波形十分类似。接下来单看 3 个主涡结构，从图中可以看出，两侧的主涡结构随航速增加更加向下游发展演化。在低速域中，船艉后自由面附近的涡结构更加明显；尤其在 $Fr=0.0948$ 和 0.108 时，船艉附近的涡结构还未受到船艉横波处涡结构的影响，可以明显地看到两条涡结构向下游演化。在 $Fr=0.152$ 时，船艉后的涡结构就开始受到船艉横波处涡结构的影响，并和船艉横波涡结构融合到一起。但在最高航速下， $Fr=0.26$ 时，船艉后涡结构和横波涡结构并未融合，而是与船体形成了一个约为 8° 的夹角；此时，船艉横波涡结构和船艉横波形态十分相似，与船体中纵形成了一个约为 21.5° 的夹角。

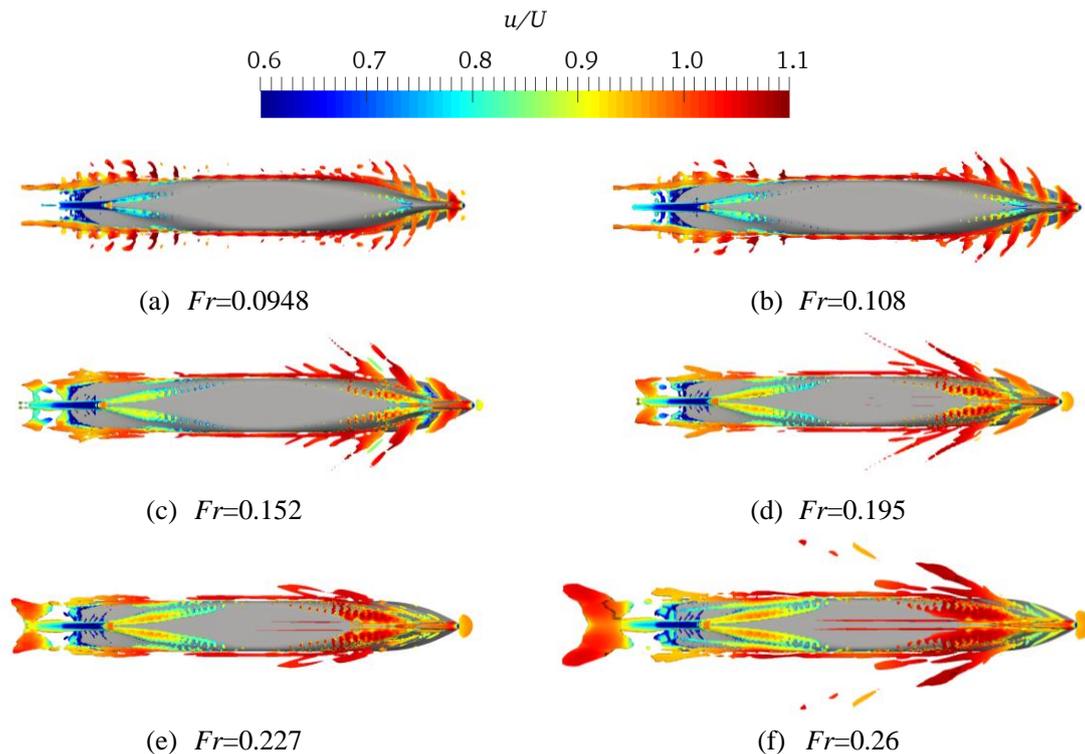


图3-18 基于 Liutex 得到的涡结构(Mag(Liutex)=5.0)

Fig.3-18 Vortex structures captured by Liutex method (Mag(Liutex)=5.0)

最后看船体周围自由面上的散涡。散涡总体分布和 Kelvin 波形类似。在 $Fr=0.0948$ 和 0.108 时, 船艏散涡和船艏散波分布相似, 以横向分布为主, 与船体夹角很大; 随着航速的增加, 船艏散波与船体的夹角逐渐减小。在 $Fr=0.152$ 时, 船艏散涡与船体形成了 Kelvin 角。此外, 随着航速的增大, 船艏舳涡和船艏舳涡也更加明显。在航速达到 $Fr=0.195$ 时, 船底靠近艏部位置出现了细长的散涡, 这个散涡是由于球鼻艏型线发生变化引起的。这个细长的散涡在 $Fr=0.26$ 时更加明显, 该散涡已经延伸到船舳之后。

不同于 Q 准则和 Ω_R 方法, Liutex 方法具有标量, 矢量和张量形式。为了分析低速域中船舶周围流场的流动机理, 图 3-19 和图 3-20 分别给出了局部的船艏和船艏附近的涡结构以及轴向的 Liutex 涡量。首先来看船艏附近的涡结构及轴向 Liutex 涡量。从图中可以清晰地看到不同航速下的艏部自由面附近的主涡结构 1。而在低航速下, 自由面附近的艏部散涡更加零散; 随着航速的增加, 零散的散涡也逐渐发展增强, 以致于在 $Fr=0.26$ 时, 形成了类似于主涡结构的散涡 3。此外, 可以明显地看到位于船模肩部和球鼻艏(散涡 2)附近的涡结构随着航速的增加在逐渐增强。在 $Fr=0.26$ 时, 还可以清晰地观察到艏部舳涡。接下来分析不同航速下轴向 Liutex 涡量的发展演化过程。先来分析对应主涡结构 1 的轴向主涡, 对应正的 Liutex。这里给出的是船体右舷的轴向涡量, 而左舷的轴向涡量则是相反分布, 即主涡结构对应负的轴向 Liutex。从图中可以看出, 轴向主涡 Liutex 发源于首柱, 并在向下游发展的过程逐渐增强。随着航速的增加, 艏部附近的轴向主涡强度逐渐减小; 而且, 在该正的主涡附近通常会有一个小负涡。接下来看一下自由面附近的散涡。可以看出, 自由面附近的散涡为负。随着航速的增加, 散涡强度逐渐增加; 说明自由面艏波在发展演化的过程中产生了较大的能量损耗, 这就形成了兴波阻力。最后分析球鼻艏散涡和艏部舳涡。通过观察可以发现, 球鼻艏散涡和艏部舳涡是一个包含正负 Liutex 的涡对。其数值上基本相当, 但是方向相反。随着航速的增加, 这两个涡对逐渐增强。在 $Fr=0.26$ 时, 艏部舳涡出现了两个涡对, 这主要是因为高航速下, 这里出现了流动分离, 从而造成了速度的剧烈变化。

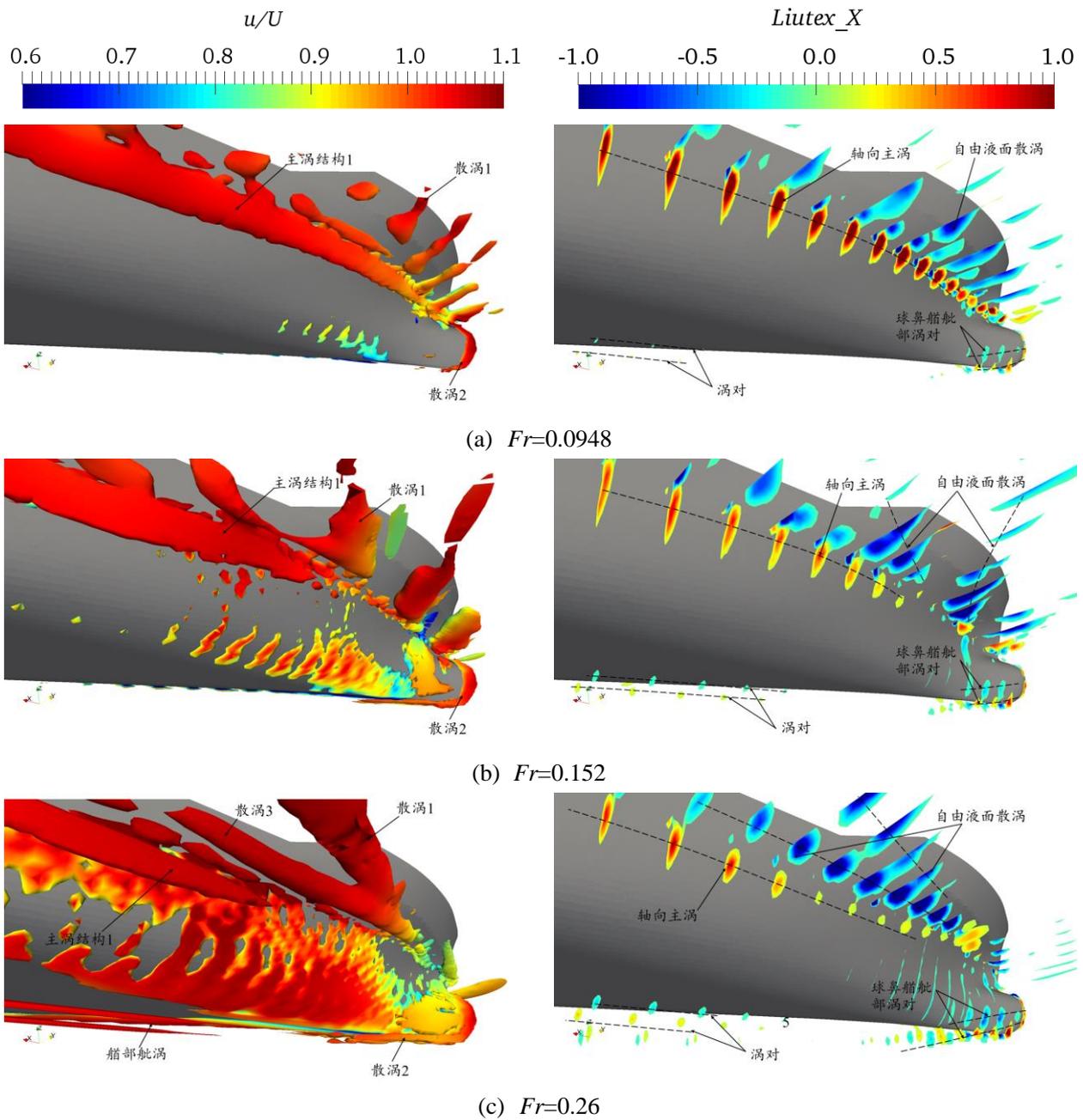


图3-19 船部涡结构(Mag(Liutex)=5.0)及轴向 Liutex

Fig.3-19 Bow vortex structures and axial Liutex

图 3-20 给出了不同航速下船艏附近的涡结构和轴向 Liutex 分布。首先来看船艏局部涡结构。从图中可以看出，在低航速下，船艏后涡结构（主涡结构 2）较为完整，同时周围出现了较多的散涡（散涡 3）。随着航速增加，零星的散涡逐渐消失，船艏舵涡逐渐增多，而且舵柱位置也出现了涡结构。接下来分析轴向的 Liutex 分布。通

过对比可以发现，对应主涡结构 2 的轴向主涡 2 随着航速的增加逐渐减小，而对应艉涡和艉部舭涡的轴向涡量逐渐增加。这说明在船艉附近出现了速度的剧烈变化，产生了较大的流动分离。此外，舭柱附近也出现了一个小的涡对，这说明舭柱附近也产生了局部范围的流动分离。

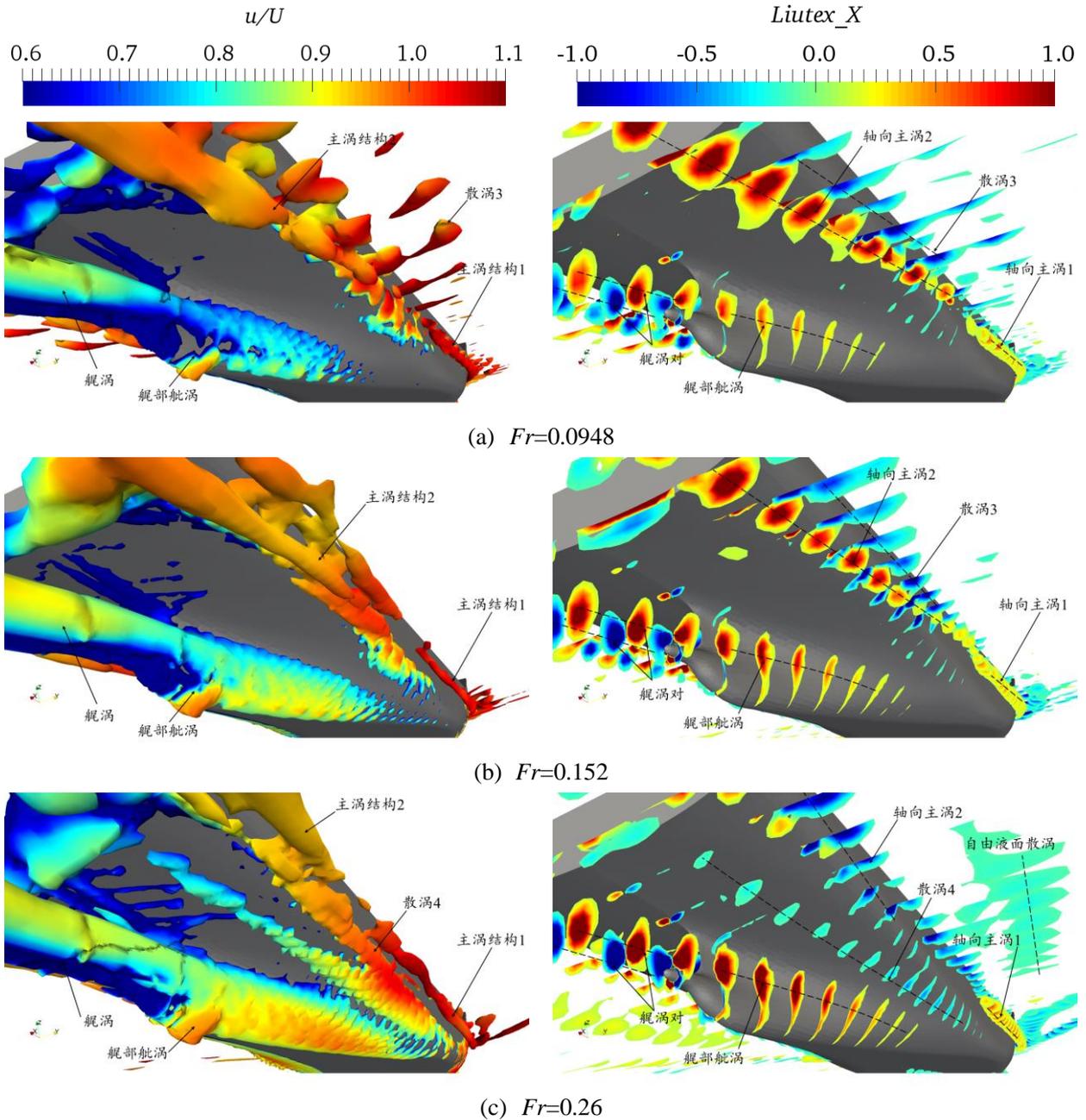


图3-20 艉部涡结构(Mag(Liutex)=5.0)及轴向 Liutex

Fig.3-20 Stern vortex structures and axial Liutex

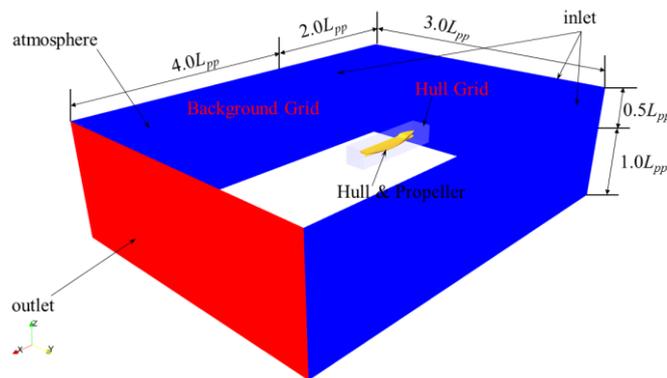
3.4 低速域中体积力法船-桨耦合模拟验证

当前对于船舶自航运动的数值模拟，根据对螺旋桨的处理方式可分为体积力螺旋桨方法和真实螺旋桨模型方法。采用真实螺旋桨进行数值模拟耗费巨大：一是模拟低速域中船舶自航，得到稳定的计算结果所需时间较长；二是采用真实螺旋桨模型需要采用重叠网格计算，重叠网格的插值计算增大了计算量；三是采用真实螺旋桨模型需要进行船体尾流场网格加密以及局部加密，会造成网格量的增加；四是真实螺旋桨模型需要更小的时间步才能比较准确地模拟粘性流场。

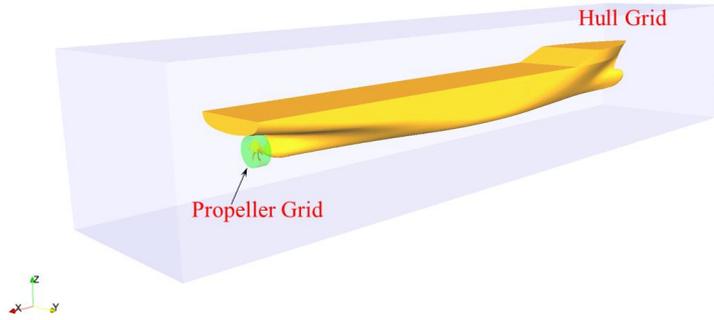
为实现船舶自航的高效数值模拟，本文开发了螺旋桨体积力方法程序，并实现了其自航运动的数值模拟，本小节主要进行真实螺旋桨模型自航与体积力螺旋桨自航的数值模拟对比。

3.4.1 几何模型计算域

低速域中船舶自航的数值模拟依然选取了上一小节中的 KCS 模型，螺旋桨采用 KP505 模型。螺旋桨体积力方法选择了叶素理论方法（blade element theory, BET）。为模拟低速域中船舶复杂粘性流场，选取了 $Fr=0.0948$ 的计算工况，对应船舶航速 0.731m/s 。图 3-21 给出了自航计算域的划分。在体积力螺旋桨桨盘面划分时，径向划分了 10 块，而周向采用尺寸划分，最大尺寸为 0.005m 。图 3-22 展示了 BET 方法的桨盘面位置。



(a) 全局视角



(b)局部视角

图3-21 真实螺旋桨模型自航计算域示意图

Fig.3-21 Domain for self-propulsion with real propeller

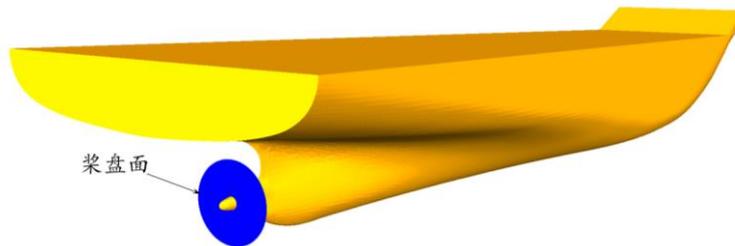


图3-22 BET 方法自航桨盘面位置示意图

Fig.3-22 Propeller disk in self-propulsion simulation with BET method

3.4.2 网格划分

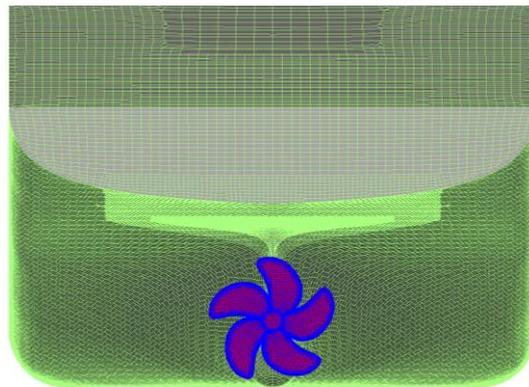
由于采用真实螺旋桨模型进行自航计算需要使用重叠网格方法。采用体积力螺旋桨方法可以使用动网格方法，也可以采用重叠网格方法。与重叠网格方法相比，动网格对计算效率的提高可以分为两部分：一是重叠网格插值所需要的计算耗时；另一方面就是对螺旋桨简化而提高的时效。为了单纯对比真实螺旋桨模型和体积力螺旋桨之间的计算效率，所以在采用体积力方法计算船舶自航运动时，依然采用了重叠网格方法来划分船体网格。真实螺旋桨自航网格包括三部分：背景网格，船体网格和螺旋桨网格；而体积力螺旋桨自航网格包括两部分：背景网格和船体网格。表 3-8 给出了两种计算方式下的网格划分。

表3-8 低速域船-桨耦合网格分布

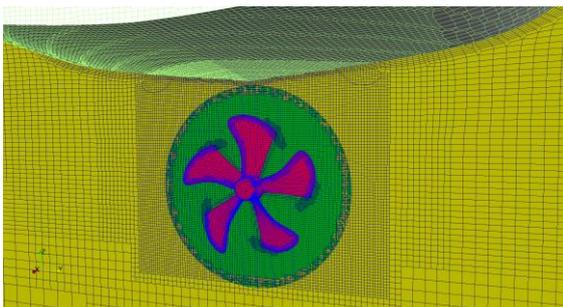
Table 3-8 Grids for self-propulsion of KCS at low speed

项目	背景网格(百万)	船体网格(百万)	螺旋桨网格(百万)	总计(百万)
真实螺旋桨	1.36	3.05	0.57	3.98
体积力螺旋桨	1.36	2.73	-	3.09

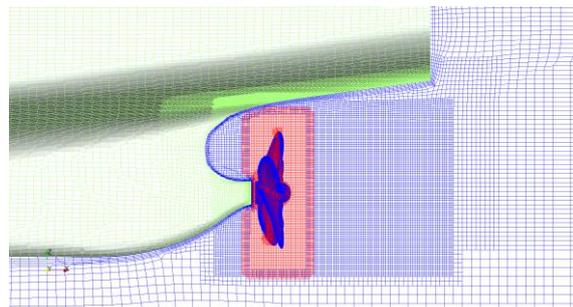
图 3-23 和图 3-24 分别给出了真实螺旋桨自航网格分布和体积力螺旋桨自航网格分布。从图中可以看出，在采用真实螺旋桨进行自航模拟时，需要对螺旋桨周围网格进行加密处理，以确保船体尾流场中网格尺度和真实螺旋桨网格尺度接近，从而在重叠网格进行匹配时取得良好的效果，求得精确的数值解。而采用体积力螺旋桨则仅需对尾流场加密，船艏流场中部分区域加密等级降低，从而减小了网格量。这样可以对提高计算效率，减少计算时间是有利的，可以实现船舶粘流场的高效模拟。



(a) 船体和螺旋桨表面网格



(b) 桨盘面位置网格



(c) 纵剖面网格分布

图3-23 基于真实螺旋桨模型的低速域船-桨耦合网格分布

Fig.3-23 Grid distribution for self-propulsion simulation with real propeller

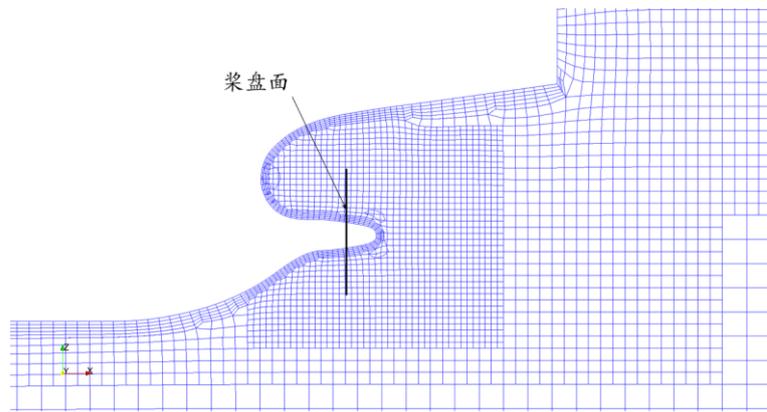


图3-24 BET 方法自航模拟中局部网格分布

Fig.3-24 Local grid distribution in the simulation for self-propulsion with BET method

3.4.3 船舶受力及运动响应

在进行船舶自航模拟时，关于螺旋桨转速的确定一直是关注的焦点。这里首先采用了 PID 控制器进行船舶航速与螺旋桨转速的匹配。由于低速域中放开运动之后船舶阻力脉动较大，为得到稳定的船舶阻力和螺旋桨转速脉动曲线，计算采用了较长时间，模拟时间达到了 40 秒。螺旋桨转速和船舶航速的脉动时历曲线如图 3-25 所示。从图中可以看出，在模拟时间达到 10 秒之后，船舶航速和螺旋桨转速基本趋于稳定，虽然有较大的脉动。这里选取了计算基本稳定后的 30 秒进行螺旋桨转速的平均，求得螺旋桨平均转速 $4.39rps$ ，作为固定螺旋桨转速工况下的螺旋桨转速。本文之所以首先采用 PID 控制获得螺旋桨转速，然后通过求解平均值获得螺旋桨转速，是因为采用 PID 控制能够获得船舶航速与螺旋桨转速之间的最准确匹配。之后采用固定螺旋桨转速的方式来模拟低速域中船-桨耦合复杂粘性流场是因为在 PID 匹配控制过程中船舶的航速脉动较大，造成了螺旋桨转速也有较大的脉动。如果采用 PID 控制进行体积力螺旋桨自航的数值模拟，两者很容易造成同一时刻，船舶航速不同，螺旋桨转速也不同的情况，给后续的数据分析带来困难。所以这里采用了固定螺旋桨转速的方式进行低速域中船-桨耦合复杂粘性流场的数值模拟。

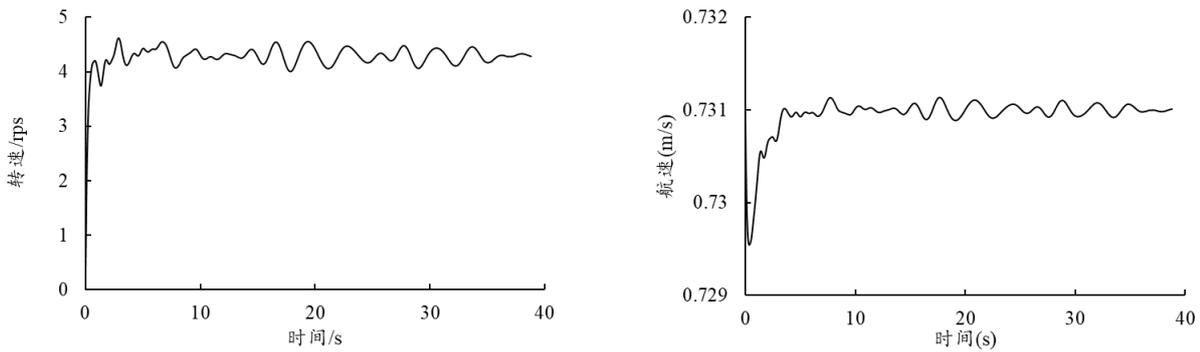


图3-25 PI 控制过程(左: 螺旋桨转速; 右: 船舶航速变化)

Fig.3-25 PI adjusting (left: rotating speed of propeller; right: speed)

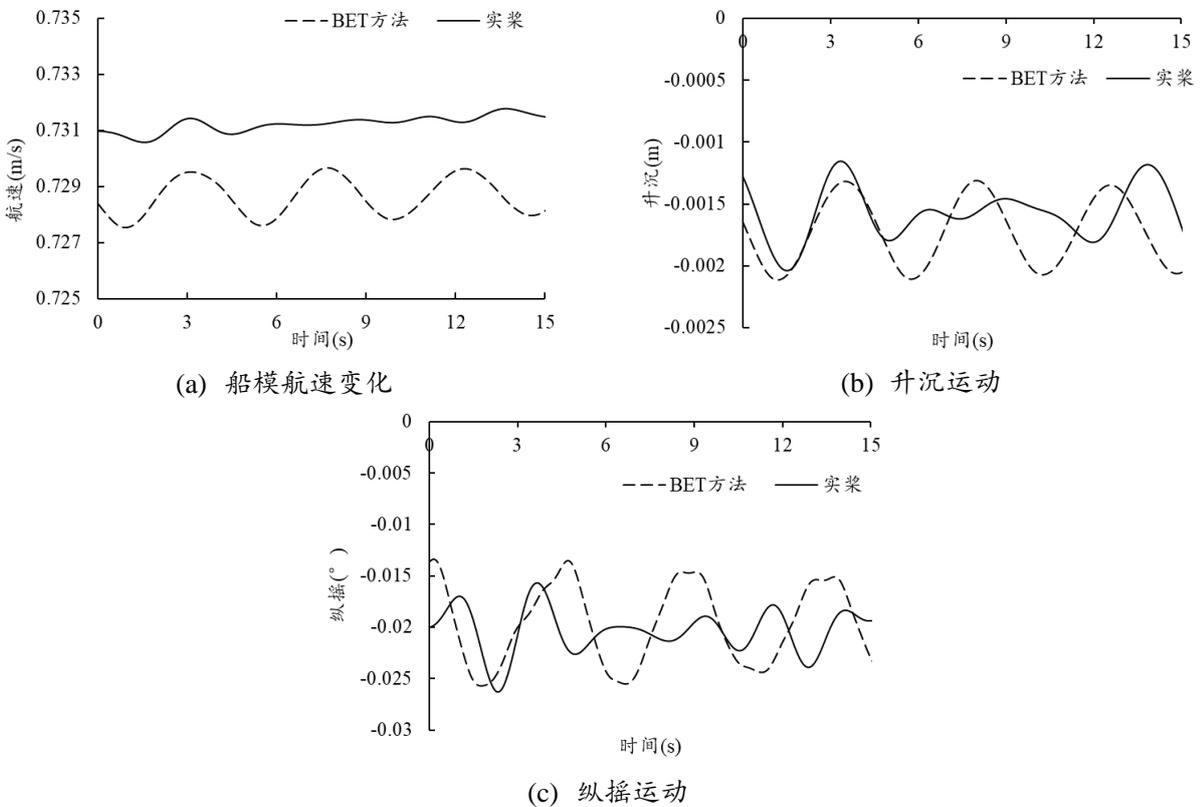


图3-26 固定螺旋桨转速下低速船-桨耦合水动力特性

Fig.3-26 Numerical simulation of self-propulsion with fixed rotation speed at low speed

在得到螺旋桨转速之后, 采用真实螺旋桨模型和 BET 体积力螺旋桨进行了低速域中船-桨耦合的数值模拟。图 3-26 给出了采用两种方法得到的船舶运动响应时历曲线。图中虚线表示采用 BET 体积力螺旋桨的计算结果, 实线表示采用真实螺旋桨模

型的计算结果。从图中可以看出，在计算稳定之后，采用真实螺旋桨模型的船舶航速均值约为 0.731541m/s ，而采用 BET 体积力螺旋桨得到的航速均值为 0.728775m/s ，与采用真实螺旋桨模型的误差为 -0.38% 。采用 BET 螺旋桨方法得到的船舶升沉和纵摇运动与采用真实螺旋桨模型的计算结果吻合较好。但是在用 BET 方法得到的纵摇运动脉动性要强于真实螺旋桨模型，这也造成了船舶航速有较大的脉动性。

图 3-27 给出了采用 BET 方法和真实螺旋桨模型得到螺旋桨推力和扭矩的时历曲线。从图中可以看出，采用 BET 方法无法模拟出真实螺旋桨模型推力和扭矩曲线的高频振荡。真实螺旋桨模型的高频振荡是因为单个桨叶切割螺旋桨入流造成的。但是，BET 方法是把螺旋桨简化一个致动盘，整个盘面内按照径向周向布置致动点，无法模拟单个桨叶切割水流。虽然无法模拟螺旋桨受力的时历曲线，但是对于螺旋桨推力和扭矩的均值则获得了较好的预报。采用 BET 方法得到的螺旋桨推力为 6.84N ，而真实螺旋桨模型下的推力均值为 7.13N ；BET 方法与真实螺旋桨模型推力误差为 -4.11% 。BET 方法得到扭矩为 0.184Nm ，真实螺旋桨模型下的扭矩均值为 0.191Nm ；BET 方法与真实螺旋桨模型的误差为 -3.66% ，说明采用 BET 方法可以对螺旋桨的推力，扭矩进行较为准确的预报。

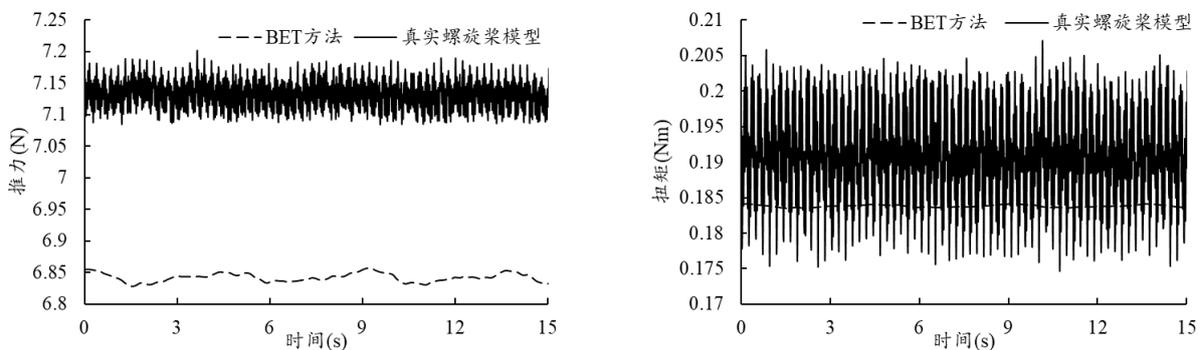


图3-27 BET方法和真实螺旋桨模型自航时螺旋桨推力(左)与扭矩(右)时历曲线

Fig.3-27 Time histories of thrust and torque obtained by BET and real propeller

综上所述，通过对比船舶的运动响应曲线和螺旋桨的推力/扭矩时历曲线可以发现，采用 BET 体积力螺旋桨方法可以对船舶的航速以及运动状态得到准确的数值预报。在对螺旋桨水动力特性的预报中，BET 方法虽然无法模拟螺旋桨水动力性能的高频振荡，但是对螺旋桨推力和扭矩均值的预报较为准确。

3.4.4 粘性流场分析

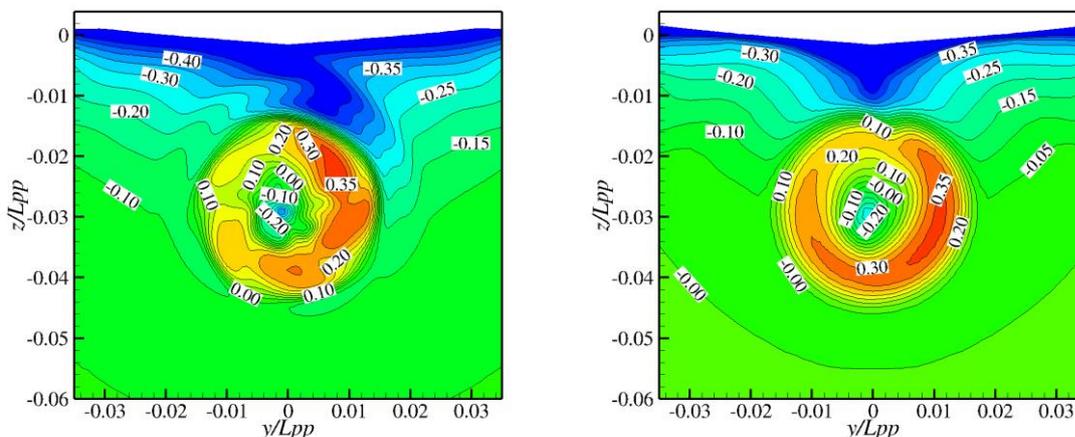


图3-28 桨盘面后 $x/D=0.5$ 伴流场分布(左: 真实螺旋桨模型; 右: BET 方法)

Fig.3-28 Velocity distribution on the plane $x/D=0.5$ after propeller disk

图 3-28 给出了采用 BET 方法和真实螺旋桨模型桨盘面后 $0.5D$ 位置处的伴流场。从图中可以看出，采用 BET 方法得到的轴向伴流分布和采用真实螺旋桨得到的伴流分布吻合得很好。采用 BET 方法也捕捉到了右侧 ($y/L_{pp} > 0$) 的高速区，最大伴流速度达到了 0.35；这和采用真实螺旋桨得到最大伴流值是一样的。对桨毂中心的伴流也捕捉到了-0.2 的伴流速度，说明了采用 BET 体积力螺旋桨方法能较好地捕捉船-桨耦合的伴流场，当前数值方法模拟低速域中的船-桨耦合粘性流场是可行的。

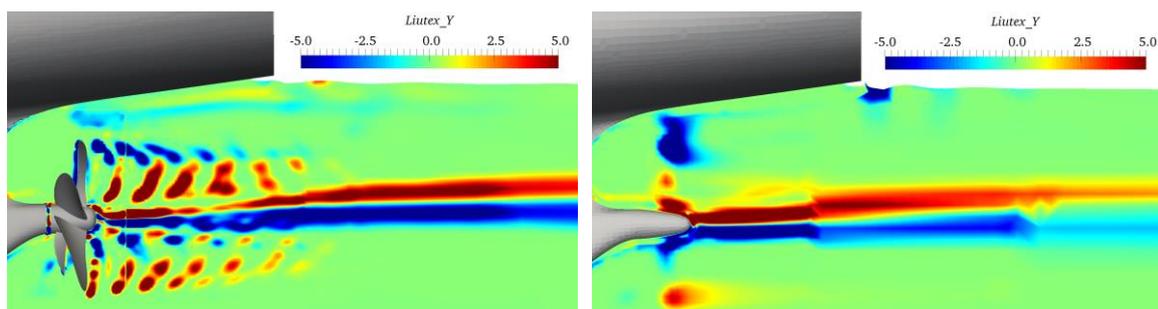


图3-29 中纵面上侧向 Liutex 涡量场的分布(左: 真实螺旋桨模型; 右: BET 方法)

Fig.3-29 Lateral Liutex distribution on the longitudinal plane

图 3-29 给出了采用第三代涡识别方法 Liutex 得到的侧向涡量场分布。从图中可以看出，采用 BET 方法捕捉到了桨毂后方的涡量场，对梢涡也仅捕捉到桨盘面位置

的。这是因为在当前的方法中采用的是致动盘的方式。之所以采用致动盘则是因为螺旋的盘面比较大。可以看出，采用致动盘形式的 BET 体积力螺旋桨可以模拟螺旋桨的伴流场，但是对于涡量场的模拟则是比较欠缺的。

3.4.5 计算效率对比

采用 BET 方法的最终目的是实现低速域中船-桨耦合的高效数值模拟。本小节将对比采用 BET 方法和真实螺旋桨模型的船-桨耦合计算耗时。

表3-9 BET 方法和真实螺旋桨模型自航的计算耗时对比

Table 3-9 Time-consuming of self-propulsion based BET and real propeller

项目	真实螺旋桨模型	BET 体积力法
单个节点核数(个)	20	20
节点数(个)	3	3
总核数(个)	60	60
时间步(秒)	0.0005	0.002
单个时间步计算所需时间(秒)	32	18
数值模拟时间(小时)	20	30
时间步总和(个)	40000	15000
计算物理时间(小时)	355.6	75

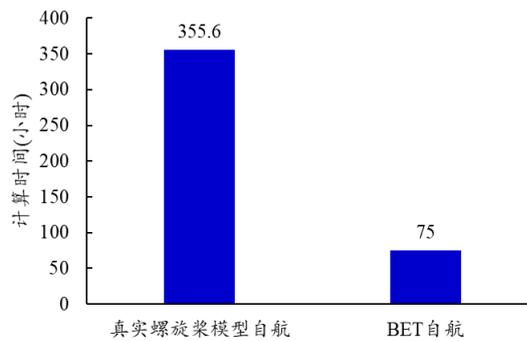


图3-30 计算耗时对比

Fig.3-30 Comparison of time-consuming in the numerical simulations

在数值模拟中，本小节两个算例的数值计算均在上海交通大学船舶与海洋工程计算水动力学研究中心（CMHL）的高性能计算集群进行。在计算中，采用了 60 核 CPU 进行并行计算，其中 59 核进行流场的数值计算，1 核用于 Sugar++ 的插值计

算。在数值计算中，首先进行了船舶流场的计算，在得到稳定的粘性流场后，通过流场映射获得船-桨耦合的初始流场，这样可以更快地达到稳定。表 3-9 给出了 BET 方法和真实螺旋桨模型自航的计算耗时对比。在数值计算中，真实螺旋桨模拟了 20 秒的粘性流场，而 BET 方法模拟了 30 秒的粘性流场。但是真实螺旋桨模型计算的物理时间为 355.6 小时，而 BET 自航模拟的物理时间为 75 小时，整体减少了 78.9% 的时效，如图 3-30 所示。从单个时间步计算所需时间来看，采用真实螺旋桨模型时每一个时间步计算完成需要 32 秒，而采用 BET 方法完成一个时间步的计算只需 18 秒，提高了 43.75%。单个时间步的提高主要是因为单个 CPU 中分配的网格量减少。而在数值计算中，BET 方法采用了较大的时间步：0.002 秒；而在真实螺旋桨模型的计算中，时间步则为 0.0005 秒。BET 方法可以增大 4 倍，这样就极大地减小了计算所需的时效，提高了计算效率。

3.5 本章小结

本章为了验证低速域中船-桨耦合复杂粘性流场高效数值模拟方法的可靠性，首先进行了低速域中标准船型粘性流场的数值模拟分析。标准算例包括了 KVLCC2M 船型 3 个漂角下的静态斜拖试验。为保证计算的可靠性，首先进行了网格收敛性分析，计算了网格不确定度，然后对比了船舶水动力特性的计算值与试验值，验证了当前采用的数值方法可以用来分析低速域中船舶的复杂粘性流场。在数值模拟中还进行了船体表面压力与试验值的对比，船艏伴流场与试验值的对比，研究了不同涡识别方法对于涡结构的捕捉特性。通过分析发现，船体表面压力分布、船艏伴流场的计算值与试验值吻合良好；第三代涡识别方法可以更加准确地给出船体周围的涡结构。

接下来本章分析了不同航速（主要是低速域， $0.0948 \leq Fr \leq 0.195$ ）下 KCS 船的粘性流场。文中详细介绍了在数值模拟中采用的网格布置，计算方法；在后处理中采用了第三代涡识别方法 Liutex 向量对比分析了不同航速下的涡量演化过程。文中采用了两套网格进行 KCS 船型在不同航速下的粘性流场数值模拟。通过与试验值对比发现，当前采用的数值方法可以准确地模拟不同航速下的 KCS 船型的水动力特性，阻力的最大误差在 -3.84% ($Fr=0.152$)，总体上达到了国际上同等的预报精度。通过对比分析发现，在低速域中，自由面兴波以横波为主。而对于涡量，多以正负涡对的形式出现。

最后采用了 BET 体积力螺旋桨方法模拟了低速域中船-桨耦合复杂粘性流场。通过对比分析船舶的运动响应发现，BET 体积力螺旋桨方法可以较好地预报船舶的航

速，升沉以及纵摇运动。对于螺旋桨的推力和扭矩也能准确预报，但是无法呈现出螺旋桨受力的高频振荡。通过对比船艏伴流场可以发现，BET 方法对伴流场的预报与采用真实螺旋桨模型方法得到的结果极为相似，但是对于侧向涡量的预报有所欠缺。通过分析计算耗时可以发现，采用 BET 方法可以大大提高计算的时效，总体计算时间减少了 78.9%。

本章验证了当前数值模拟方法对于低速域中船舶复杂粘性流场的可靠性；也证明了采用 BET 方法可以实现船-桨耦合的高效数值模拟，为后续章节的数值模拟研究奠定了基础。

第四章 浅水域船-桨耦合复杂粘性流场数值模拟

4.1 引言

本章将采用重叠网格、螺旋桨体积力方法实现限制水域中船-桨耦合的自航运动数值模拟。首先将完成限制水域中考虑船模运动的拖航试验数值模拟，研究分析水深对于船舶水动力特性的影响，并采用第 3 代涡识别方法研究分析限制水域中船模复杂流场的涡结构。研究限制水域中螺旋桨的敞水性能，分析限制水域中单侧壁面和封闭侧面对螺旋桨敞水性能的影响。然后重点分析限制水域中船-桨耦合的船-桨水动力干扰特性及复杂粘性流场，分析水深对船-桨耦合干扰的影响，研究限制水域中船-桨耦合干扰的流动特性。最后，通过螺旋桨体积力模型实现限制水域中船-桨耦合的高效数值模拟，并和真实螺旋桨模型自航模拟结果进行对比分析，验证基于当前螺旋桨体积力模型的粘性流场数值模拟方法对限制水域自航船舶复杂水动力特性预报的可靠性。

4.2 拖航船舶不同水深环境下粘性流场模拟

当船舶航行在港口、河道等限制水域中时，航道水深往往相对较浅，船舶的水动力特性与深水相比会发生很大的变化，对船舶的操纵性能与航行安全会产生很大的影响。因此，研究分析浅水域中船舶复杂粘性流场具有重要的意义。本节将通过研究不同水深下 KCS 船型拖航运动（考虑船舶纵摇与升沉运动）的复杂粘性流场，探究浅水效应对运动船舶水动力特性的影响规律。

4.2.1 数值仿真设计及计算工况

在研究中，通常会根据水深（ h ）和船舶吃水（ T ）的比值将水域划分为 4 类^[4]：

深水	$h/T > 3.0$
中等水深	$1.5 < h/T \leq 3.0$
浅水	$1.2 < h/T \leq 1.5$
极浅水	$h/T \leq 1.2$

在第 23 届国际拖曳水池会议 (ITTC) [183] 中, 操纵委员会总结了水深对船舶水动力特性的影响: 当水深吃水比在 1.5~3.0 之间时, 水深对船舶水动力特性的影响才开始显现; 而在浅水域中, 浅水效应将变得十分显著; 当船舶航行在极浅水域中时, 水深对船舶水动力特性的影响将起到主导作用。

为研究水深对拖航状态下船舶水动力特性的影响, 并分析其复杂粘性流场, 本节对不同水深下考虑纵摇和升沉运动的船舶拖航复杂粘性流场进行数值仿真计算。在数值仿真计算中, 仍然采用 KCS 船型, 其主尺度见 3.3 节。当前数值模拟的计算工况见表 4-1。这里采用的计算域大小除了在水深方向的变化, 其余与 3.3 节相同。在计算中, 采用给定船模航速, 坐标系随船体运动的方法进行流场的数值模拟。速度入口采用 zeroGradient 边界条件; 出口的压力边界条件采用 zeroGradient; 底部边界条件设置为 wall, 速度设置为 0; 船体表面的速度边界条件采用 movingWallVelocity; 船体计算域外边界的边界条件设置为 overlap, 以实现船体网格和背景网格之间的插值计算。

表4-1 不同水深下 KCS 船模拖航运动计算工况

Table 4-1 Test conditions for static drift tests of KCS

项目	符号	单位	值
水深	h	m	0.342, 0.4275, 0.57, 0.855, 6.0702
吃水	T	m	0.285
水深吃水比	h/T	-	1.2, 1.5, 2.0, 3.0, 21.2
航速	U	m/s	0.731
傅汝德数	Fr	-	0.0948
水深傅汝德数	Fr_h	-	0.399, 0.357, 0.309, 0.252, 0.0948
雷诺数	Re	-	3.9×10^6

4.2.2 网格划分验证

考虑到本章后续进行浅水域中船-桨耦合运动数值模拟时需要采用重叠网格技术。所以, 本小节尽管只是针对拖航船舶进行分析, 但还是采用了重叠网格方法, 这样可以保证数值方法的连贯性, 提高数值模拟可信度。

与深水工况不同,在极浅水时,船模随体网格已超出背景计算域中的水池底部边界。为了保证数值计算的可行性与可信度,就需要对超出数值水池底部边界的网格进行处理。处理方法是:在背景网格底部添加了一个虚拟的背景网格区域。这样,在浅水中背景网格就可以完全覆盖船模的随体网格。此时的计算域就包括3部分的网格:背景网格,虚拟背景网格和船模随体网格,如图4-1(a)所示。但是,虚拟背景网格在程序中的所有边界条件都被定义为物面(wall)。这样在利用 Sugar++程序进行重叠网格挖洞时,虚拟背景网格就会被判定为一个封闭的物体^[4],其边界包含的所有网格都将被挖空,不参与流场的计算,最终的计算网格如图4-1(b)所示。这样既能保证计算的时效,也能保证数值计算的可靠性与真实性,避免了采用动网格过程中网格变形、重造成成的数值计算误差。

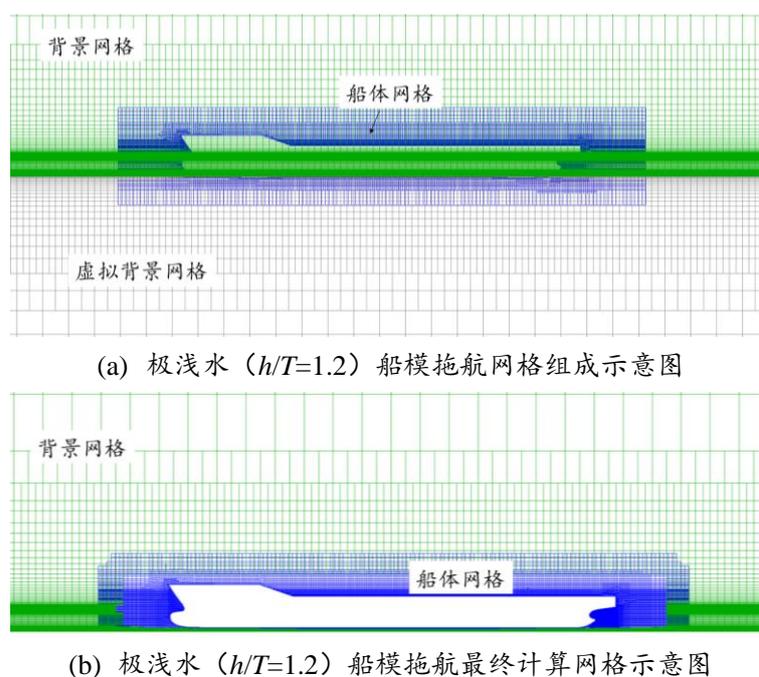


图4-1 极浅水域船模拖航数值计算网格处理 ($h/T=1.2$)

Fig.4-1 Grids arrangement for static drift test in very shallow waters ($h/T=1.2$)

为保证计算方法的可靠性,本小节首先进行了网格划分的计算验证,重点关注极浅水 ($h/T=1.20$) 中富余水深 (UKC) 部分垂向网格尺寸。计算中网格尺寸的加密比为 $\sqrt{2}$ 。图4-2给出了不同网格分辨率下 UKC 网格的分布。表4-2总结了3种网格方案下的网格分布,并给出了 UKC 部分的垂向网格尺寸。

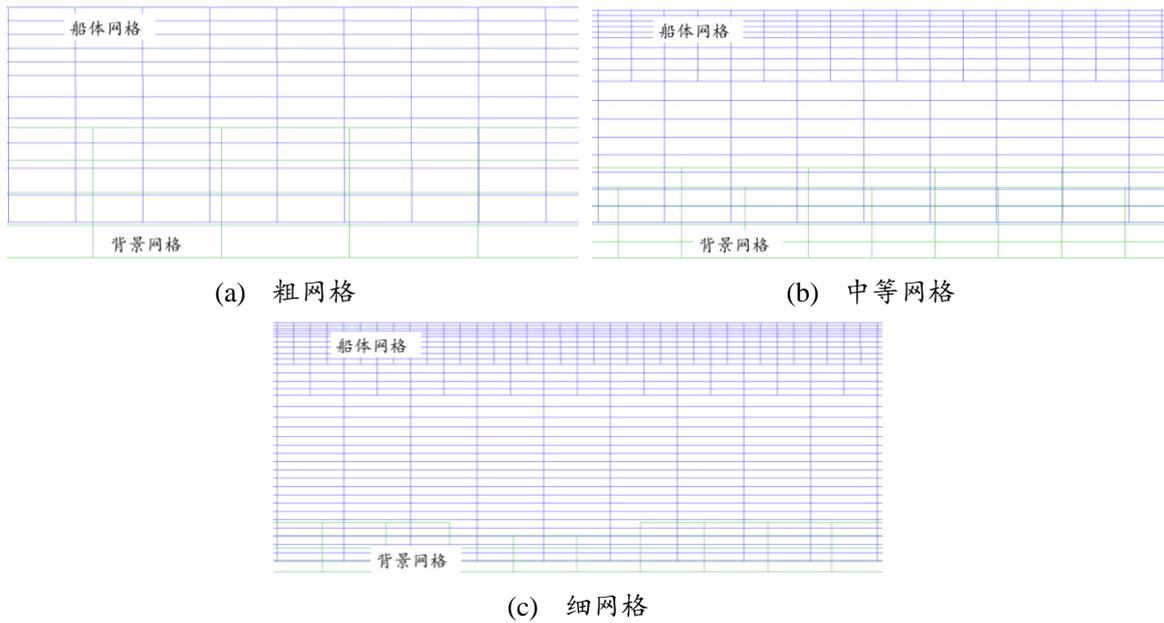


图4-2 极浅水 ($h/T=1.2$) 工况下 UKC 不同网格划分方法

Fig.4-2 Grids arrangement for UKC in very shallow waters ($h/T=1.2$)

表4-2 不同网格方案总结

Table 4-2 Overview of different grid arrangement

项目	UKC 网格尺寸	背景网格(百万)	船体网格(百万)	总计(百万)
粗网格	$5.37 \times 10^{-3} \text{m}$	0.60	1.37	1.67
中等网格	$3.80 \times 10^{-3} \text{m}$	1.17	2.12	3.29
细网格	$2.69 \times 10^{-3} \text{m}$	1.35	4.08	5.43

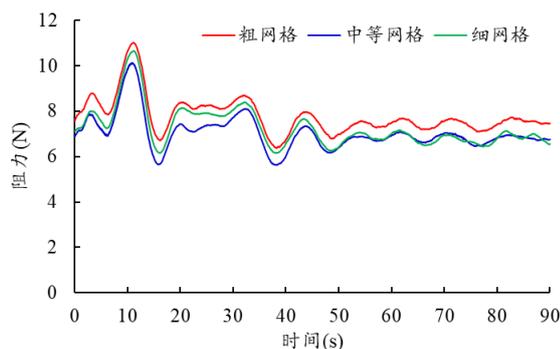
图 4-3 给出了不同网格方案下阻力的时历曲线。在数值模拟中，由于浅水中航行船舶的速度较低，计算模拟时间需要更久，这里总共计算到 200s，并给出了计算稳定后 90s 的阻力时历曲线。从图中可看出，在 40s 之后阻力的脉动幅度就大幅降低。采用中等网格和细网格得到阻力时历曲线十分接近，尤其是在后 50s 的时间，两者基本重合。而采用粗网格计算得到的阻力与另外两种密度网格方案有较大的差距。所以，仅从阻力方面来看，当前计算中采用的网格方案已经收敛。

根据 ITTC 对于网格收敛性验证的规定，这里进行了网格不确定度分析。表 4-3 给出了网格不确定度分析过程中的收敛参数 R_G 、观测精度阶 P_G 、数值误差、修正系数 C_G 以及网格不确定度 U_G 。 U_G 为 S_1 结果的 1.6%，说明当前结果是可靠的。

表4-3 网格不确定度的计算

Table 4-3 Calculation of grid uncertainty

R_G	P_G	δ_{RE}	C_G	U_G
0.145	5.58	0.01	5.92	0.11

图4-3 极浅水 ($h/T=1.2$) 工况下不同网格方案得到的船模阻力对比分析Fig.4-3 Predicted forces in very shallow waters ($h/T=1.2$)

4.2.3 水动力特性

表4-4 不同水深下船模阻力和运动总结

Table 4-4 Predicted resistance and motion for ship model under different water depth

水深	阻力(N)	升沉(m)	纵摇($^{\circ}$)
$h/T=1.2$	9.2631	-0.00624	-0.04095
$h/T=1.5$	8.3391	-0.00556	-0.03442
$h/T=2.0$	8.2260	-0.00435	-0.02846
$h/T=3.0$	7.7424	-0.00332	-0.02369
$h/T=21.2$	7.0637	-0.00256	-0.02039

表 4-4 给出了计算稳定后不同水深下船模阻力和运动的均值。在数值计算中，数值模拟时间设定为 200s，在计算稳定后选取了后 50s 的数值模拟结果。表 4-4 总结了不同水深下的船模阻力，升沉和纵摇运动结果。从表中可以看出，随着水深的逐渐减小，船模阻力也随之增加。与深水域相比，极浅水 ($h/T=1.2$) 工况下阻力增加了约 31.1%。而随着水深的逐渐减小，船模下沉量逐渐增加。这是由于浅底效应造成的船模吸底，UKC 越小，其中水流速度就会更快，船模下沉量就会增加，从而引起湿表面积增大，摩擦阻力增加。而且，在船模向前航行的过程中，前方水流被船模推动，

由于 UKC 减小, 水流只能从船体前方和两侧流出, 从而造成艏部压力增加, 这样既增加了船模阻力, 也会引起纵摇运动的增大, 这一点可从表中得到证实。船模纵摇随着水深的减小而逐渐增大。

图 4-4 到图 4-6 分别给出了不同水深下船模受力、运动和运动速度的时历曲线。首先来看船模受力的时历曲线。从图 4-4(a)图中可以看出, 随着水深的减小, 船模所受阻力逐渐增加; 而且, 阻力的脉动特性逐渐增加, 尤其是在 $h/T=1.2$ 和 $h/T=1.5$ 时, 其阻力的脉动幅值远大于其他工况。这主要是由于船模运动状态变化引起的。除了给出船体阻力的时历曲线, 这里还给出了船模所受浮力的时历曲线, 如图 4-4(b)所示。主要是为了说明船模所受浮力已经基本稳定, 船模运动状态也已经基本稳定。通过观察可以发现, 在 $h/T=1.2$ 和 $h/T=1.5$ 时, 浮力的脉动幅值远大于其他工况。这说明在这两种工况下, 船模的运动状态对浮力产生了极大的影响。在极浅水 ($h/T=1.2$) 工况下, 浮力的脉动幅值达到了浮力均值的 0.32% 左右。随着水深的增加, 这种脉动快速减小, 尤其是在 $h/T=2.0$ 之后。

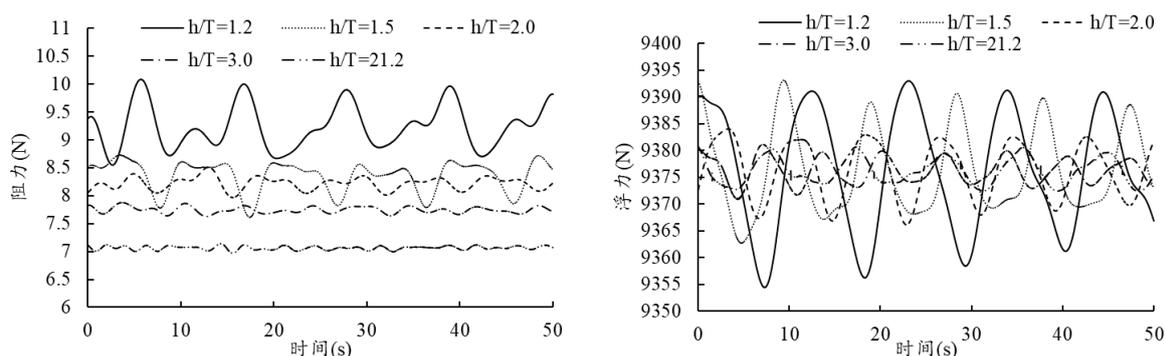


图4.4 不同水深下船模受力时历曲线(左: 阻力; 右: 浮力)

Fig.4-4 Time histories of resistance and buoyancy of hull in different cases

船模受力时历曲线的变化必定是由于船模运动状态改变引起的。图 4-5 给出了船模的升沉和纵摇运动时历曲线。分析升沉运动可以看出, 在整个运动过程中升沉运动的脉动幅值不大。但是, 随着水深的减小, 船模下沉量越来越大。再看纵摇运动, 从图中可以看出, 水深的减小不仅导致了纵摇运动均值的逐渐增加, 也造成了脉动幅值的逐渐增加。而且, 通过对比纵摇运动和阻力的时历曲线可以发现, 纵摇运动的脉动特性与阻力时历曲线的脉动特性基本一致。这说明在限制水域中纵摇运动对阻力的脉动特性起到重要的作用。图 4-6 给出了升沉和纵摇运动的速度与角速度。从图中可以看出, $h/T=1.2$ 和 1.5 工况下的脉动幅值远大于其他工况。这说明在水深吃水比大于 2.0 之后, 水深对船模运动的影响迅速减小。综上, 说明在 $h/T < 1.5$ 后, 船舶升

沉和纵摇运动快速增加，且升沉速度和纵摇角速度也是急剧增加，船舶运动幅度较大，严重威胁航行安全。

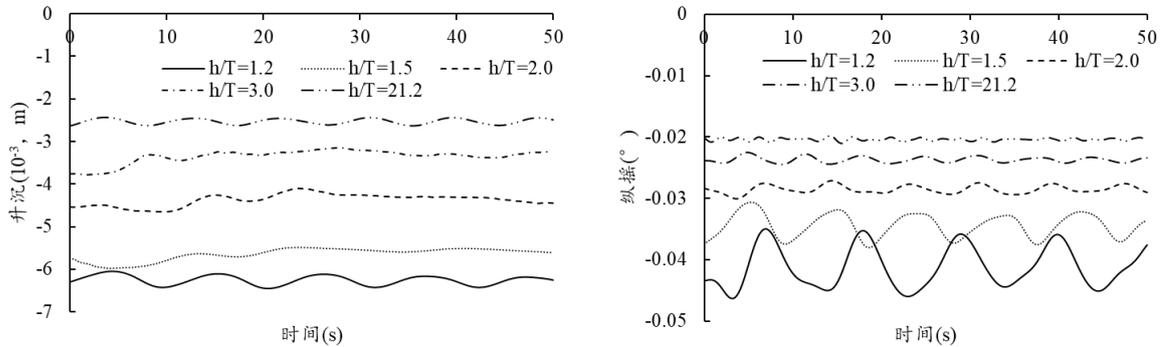


图4-5 不同水深下船模运动时历曲线(左：升沉；右：纵摇)

Fig.4-5 Time histories of heave and pitch motion of hull in different cases

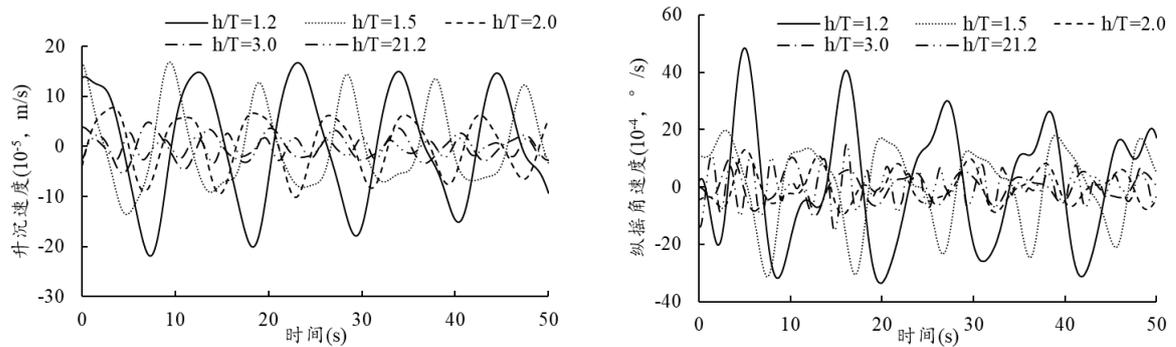


图4-6 不同水深下船模运动速度时历曲线(左：升沉速度；右：纵摇角速度)

Fig.4-6 Time histories of heave and pitch angular velocity of hull in different cases

4.2.4 自由面

图 4-7 给出了不同水深下的自由面波高云图。从图中可以看出，随着水深的减小，船模周围兴波更加明显。首先是船模艏波的兴波高度随着水深的减小而逐渐增加，同时船艉位置的兴波随着水深的减小逐渐降低。所以，随着水深的减小，船模的兴波阻力会增加。同时因为兴波波高的影响，船模纵摇运动也会逐渐增加，这和水动力特性中的结果是相对应的。因此，在研究浅水中的船舶水动力特性时，水底造成的浅水效应是必须重点考虑的，尤其是在 $h/T < 2.0$ 后，此时浅水会引起剧烈的自由面兴波变化，从而引起浅水中船舶的水动力特性与深水工况下有很大不同。

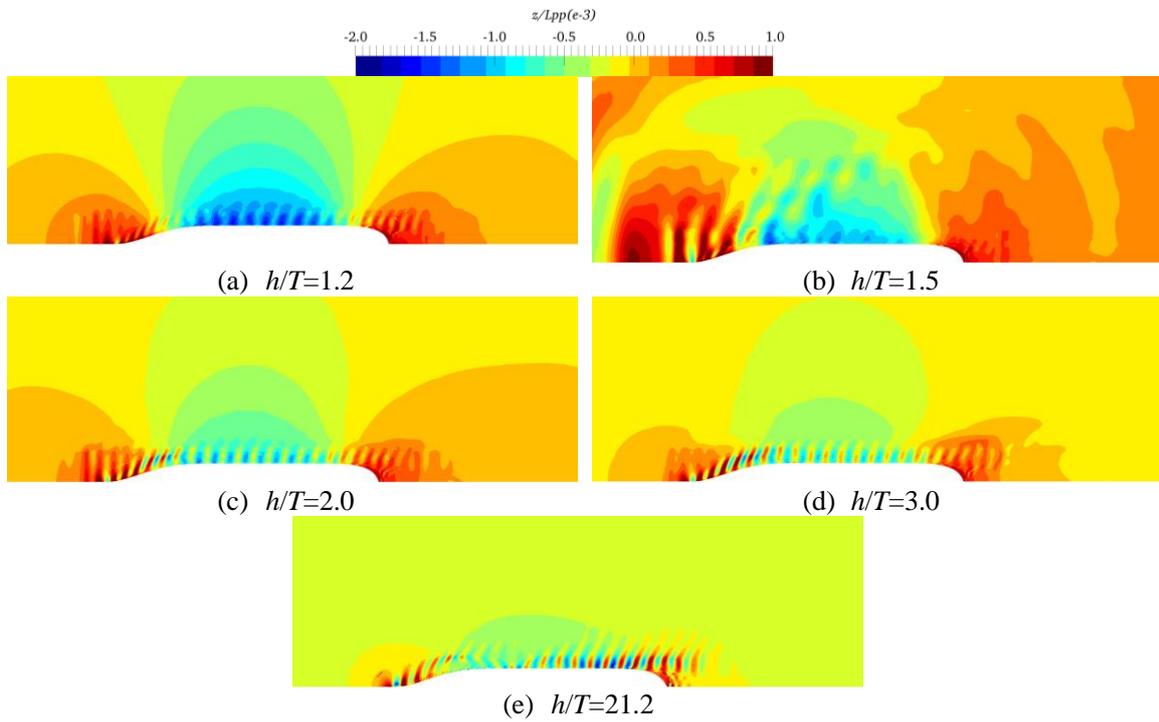
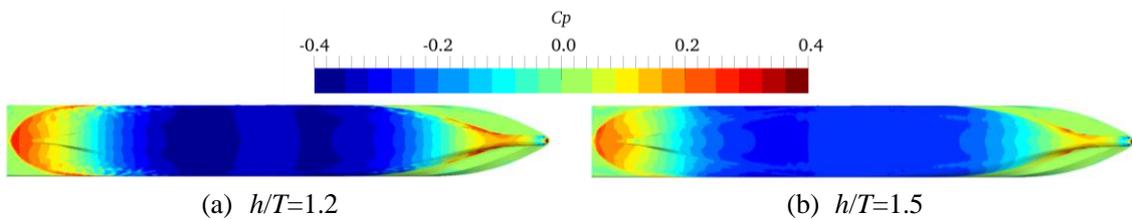


图4-7 不同水深工况下自由面云图

Fig.4-7 Free surface in different cases

4.2.5 动压力分布

图 4-8 给出了不同水深下船体表面的动压力分布。从图中可以看出，随着水深的减小，船底动压力逐渐减小，这样就造成船舶的吸底效应，使得船模逐渐下沉。这和 4.2.3 小节中船模水动力特性的升沉运动是相对应的。另外，通过对比球鼻艏下方的动压力分布可以发现，随着水深的减小，该动压力逐渐增加，这就造成了纵摇运动的逐渐增加。出现这种现象主要是因为船舶航行在限制水域中时推动水流前进，在极浅水中时，船模中前方的流动无法从船底流过，只能向船舶前方和两侧发展，从而形成壅水现象，这样就造成了球鼻艏下方流动速度降低，动压力增高。球鼻艏底部压力的增高会引起船舶的抬首，造成纵摇角的增加。



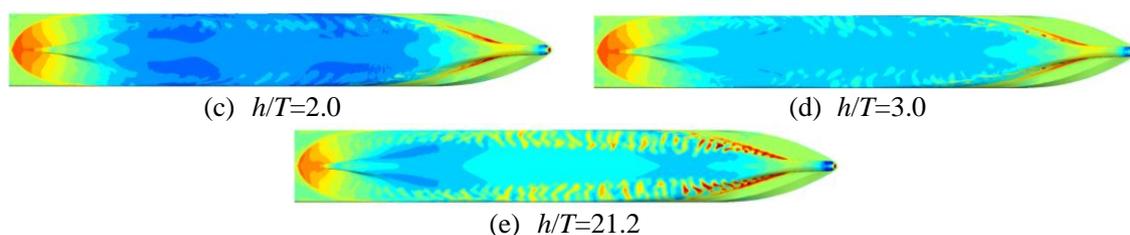
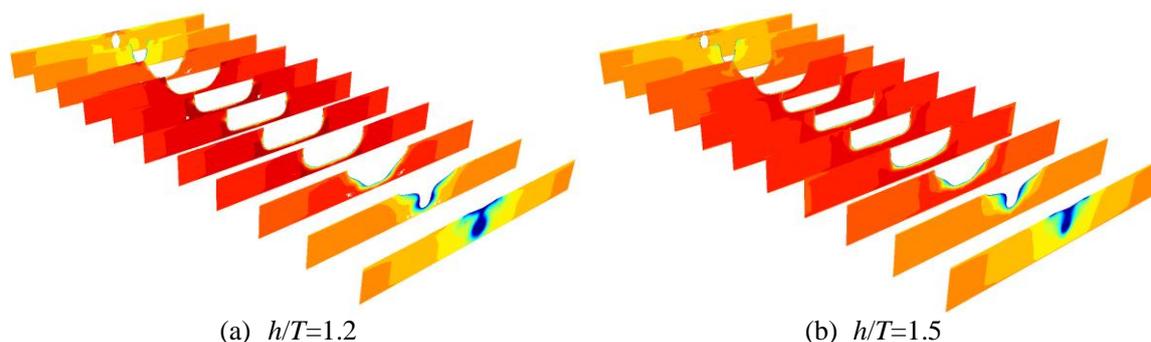


图4-8 不同水深工况下船体动压力分布

Fig.4-8 Dynamic pressure distribution in different cases

4.2.6 速度场及流线分析

图 4-9 给出了不同水深下船模周围的轴向伴流速度。从图中可以看出，船模周围轴向伴流速度随着水深的减小逐渐增加，尤其是船艏位置附近，速度增加最为明显。这主要是因为浅水工况下船艏附近的伴流增大，但是由于水底的影响，伴流无法从船底通过，只能从船体两侧流入下游。根据通量守恒定理可知，船体周围速度增加是必然的。而且，随着水深的减小，船体周围速度会越来越大。船体周围速度的增加必然会导致动压力的降低，从而造成吸底效应。如果航速过高的话，会导致船舶下沉速度很快，发生触底事故，影响船舶航行安全。此外，船艏位置速度增加，在一定程度上也会引起自由面的下降。这和通量守恒是相关的，速度增加，过流断面减小，自由面降低。通过观察还可以发现，在艉部伴流位置，桨盘面附近的速度随着水深的减小而逐渐减小，这样会造成螺旋桨的入流速度降低，从而引起螺旋桨推力和扭矩增加。



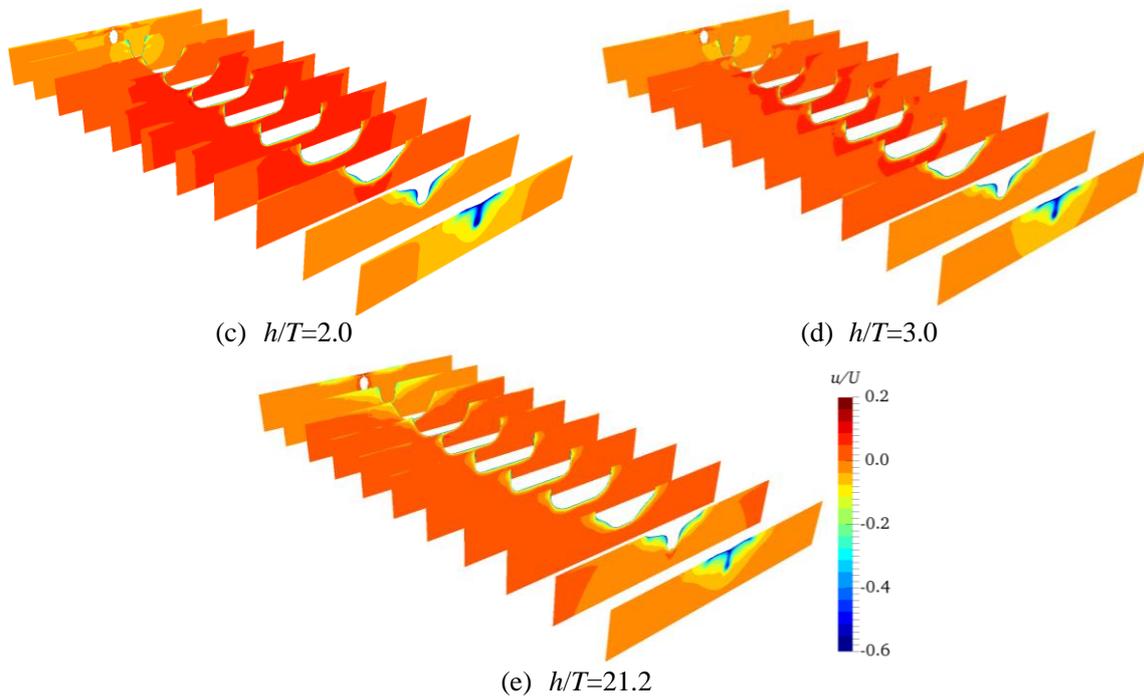


图4-9 不同水深工况下伴流场分布

Fig.4-9 Wake fields in different cases

船舶的伴流场分布在一定程度上揭示了浅底对船舶复杂粘性流场的影响。为了进一步分析船舶周围流场的流动机理，图 4-10 给出了船体周围的流线分布。这里流线分为两部分：一部分是富余水深（UKC）中的流线（黑色），位于船底；另一部分是尾流场中的流线分布（灰色），起源于螺旋桨尾轴附近。从图中可以看出，在深水工况下，UKC 流线形成了一个逆时针的环，而且在船舳的两舷舳部位置部分流线成了螺旋状的。尾流场中流线显示了部分流动从远流场中流入螺旋桨尾轴，部分流动从深水区以大约 45° 入流角流入螺旋桨尾轴附近。但进入限制水域后，比如 $h/T=2.0$ ，UKC 流线大部分在船舳正下方形成了一个逆时针的流动环。另有舳部下方一部分流线，起源于船体周围，向船舶前进方向发展，并汇集到了水池底部。而尾部流线则是起源于远流场中，直接汇入桨轴附近。随着水深的逐渐减小，UKC 流线的密度逐渐增加，说明船底流动越来越剧烈。在 $h/T=1.5$ 时，可以发现，UKC 中的部分流线也是起源于远流场中。这说明在当前水深下，船舳部分 UKC 中水流速度很快，为补充从船底流场的水流，部分流场从远流场中越过螺旋桨尾轴汇入了船底。随着水深的进一步减小，在 $h/T=1.2$ 时，可以看到有大量的流线从远流场中汇入船底。而这部分流线起源于远流场中自由面，大致沿船舳位置分布。而这部分流线和尾流场中的流线共同

作用,进一步加剧了桨盘面位置伴流速度的降低,直接引起了螺旋桨推力和扭矩的增加。

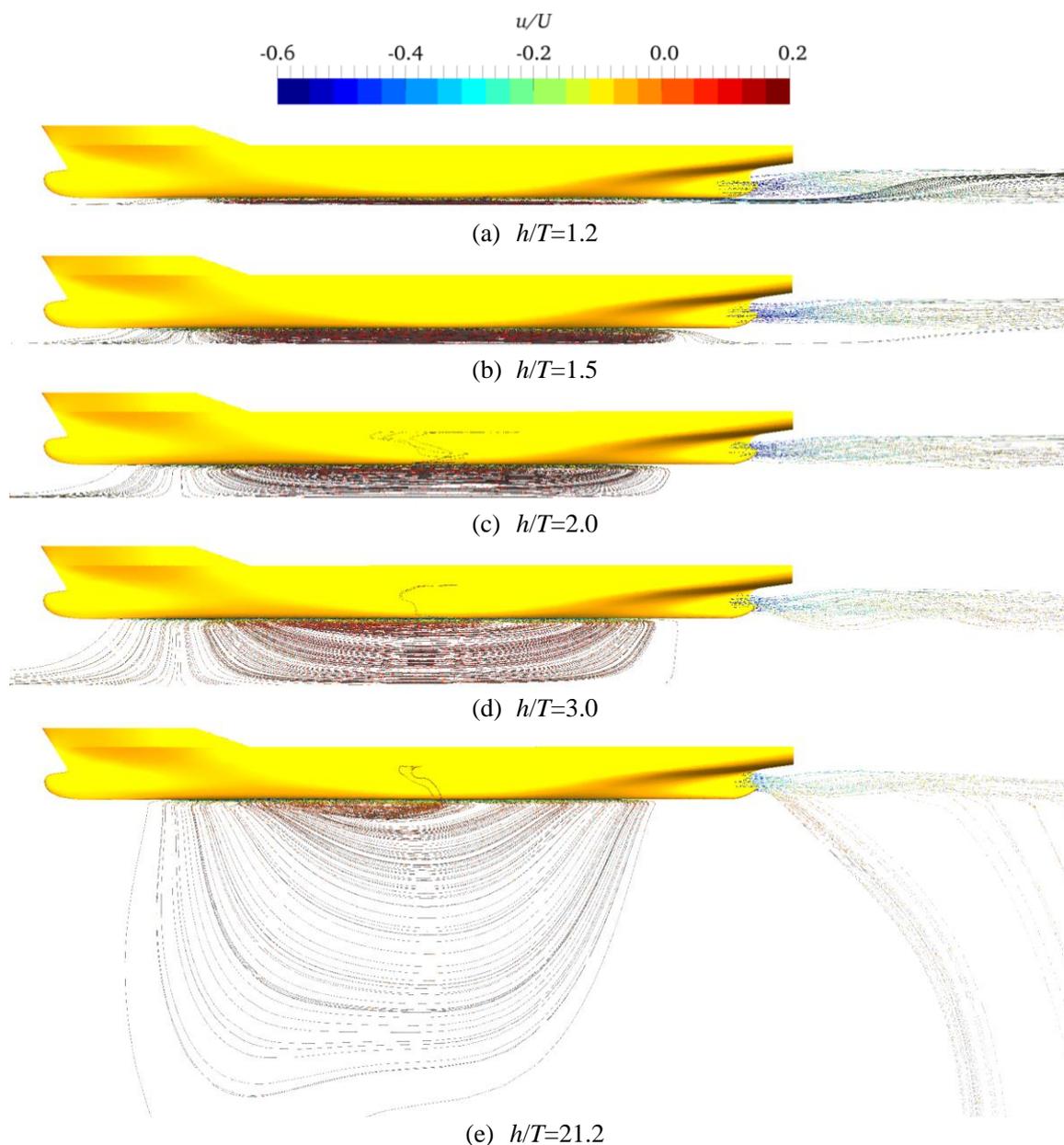


图4-10 不同水深工况下流线分布(全局视角)

Fig.4-10 Streamline in different cases (global perspective)

图 4-11 给出了流线的局部视角 1,主要展示了尾流场中流线。从图中可以看出,在浅水域船舶的尾流场中,流线主要分布在船舯左右舷两侧,从两侧汇入螺旋桨桨轴区域。在极浅水 ($h/T=1.2$) 中,船舯流线(黑色)是 UKC 流线的一部分,从远流场

汇入船底。通过观察可以发现，尾流场中的流线随着水深吃水比的增加，逐渐从两侧位置演变到船舦位置，即，在浅水中螺旋桨尾轴位置流动主要从尾流场两侧汇入，而在深水中则主要从船舦位置汇入。而且，通过对比 UKC 流线分布可以发现，在极浅水 ($h/T=1.2$) 中，流线分布在整個船底；但是，随着水深的增加，流线逐渐汇集到船舦，并向深水区发展。这是因为，随着水深的增加，来自船舦附近的流动越过船体肩部后，受船体舦部型线的影响汇入船底。这种汇集作用随着水深的增加越来越明显，从而造成了流线在船舦汇集并向深水区发展。

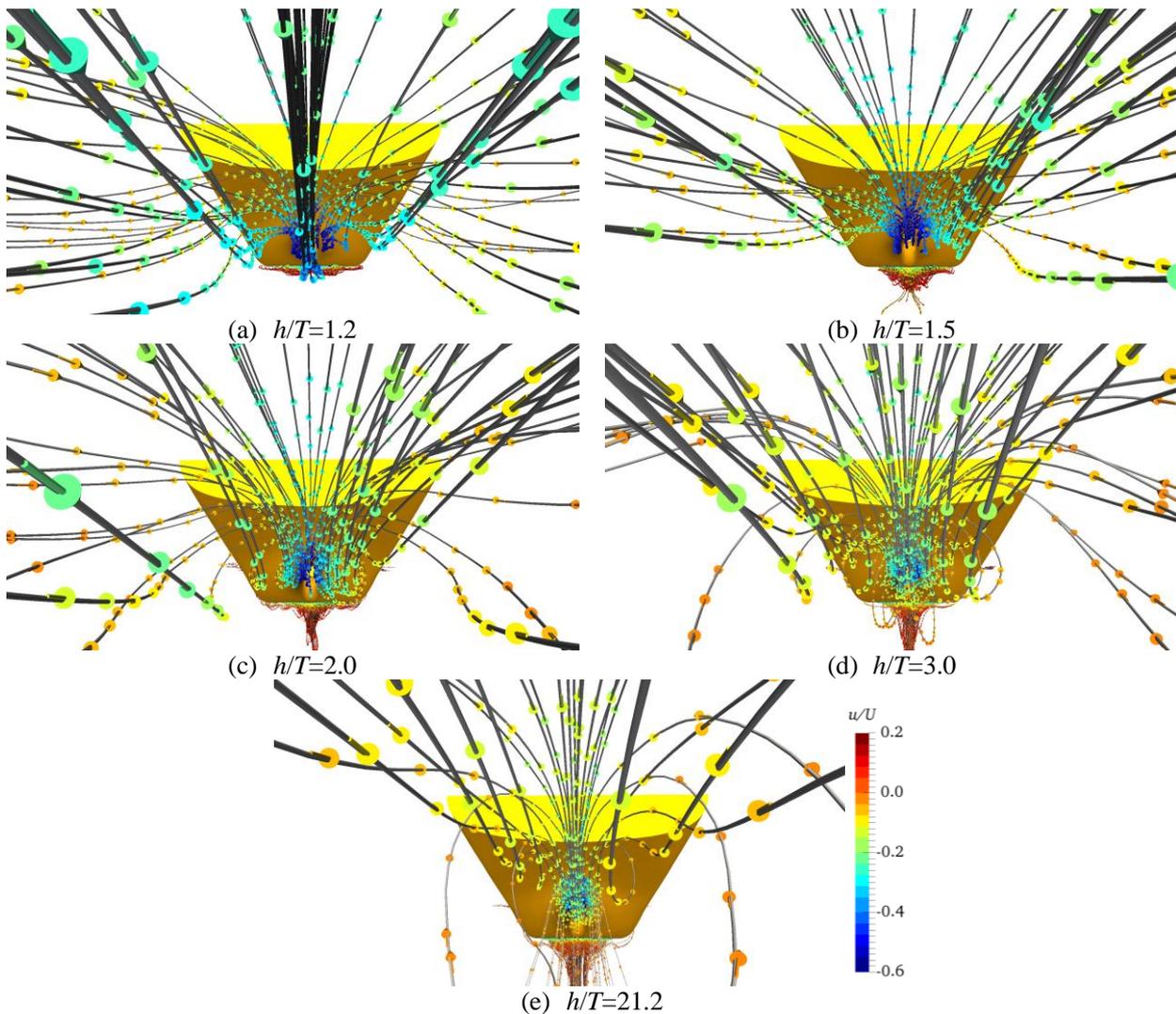


图4-11 不同水深工况下流线分布(局部视角 1)

Fig.4-11 Streamline in different cases (Local view 1)

图 4-12 给出了船艏局部视角下的 UKC 流线分布。从图中可以看出，在 $h/T=1.2$ 时，UKC 流线的主要部分在船艏处从船舳分散到左右两舷；而水底高速流动（红色箭头）在此位置发生突变，从高速向下游船艏流动迅速转变为随船体向上游流动。而低速区域（图中蓝色箭头）主要发源于远流场，随船体向上游流动。对比其他水深下流线分布可以发现，UKC 流线在船艏并未分散到左右两舷。在 $h/T=1.5$ 时，可以看到，此时流动主要来源于上游，流线比 $h/T=1.2$ 时更加集中在船舳位置。随着水深的增加，UKC 流线越来越向船舳集中，可以明显地看到，在船底附近流线速度为负，这是因为船体附近流动随船体向上游流动的原因。

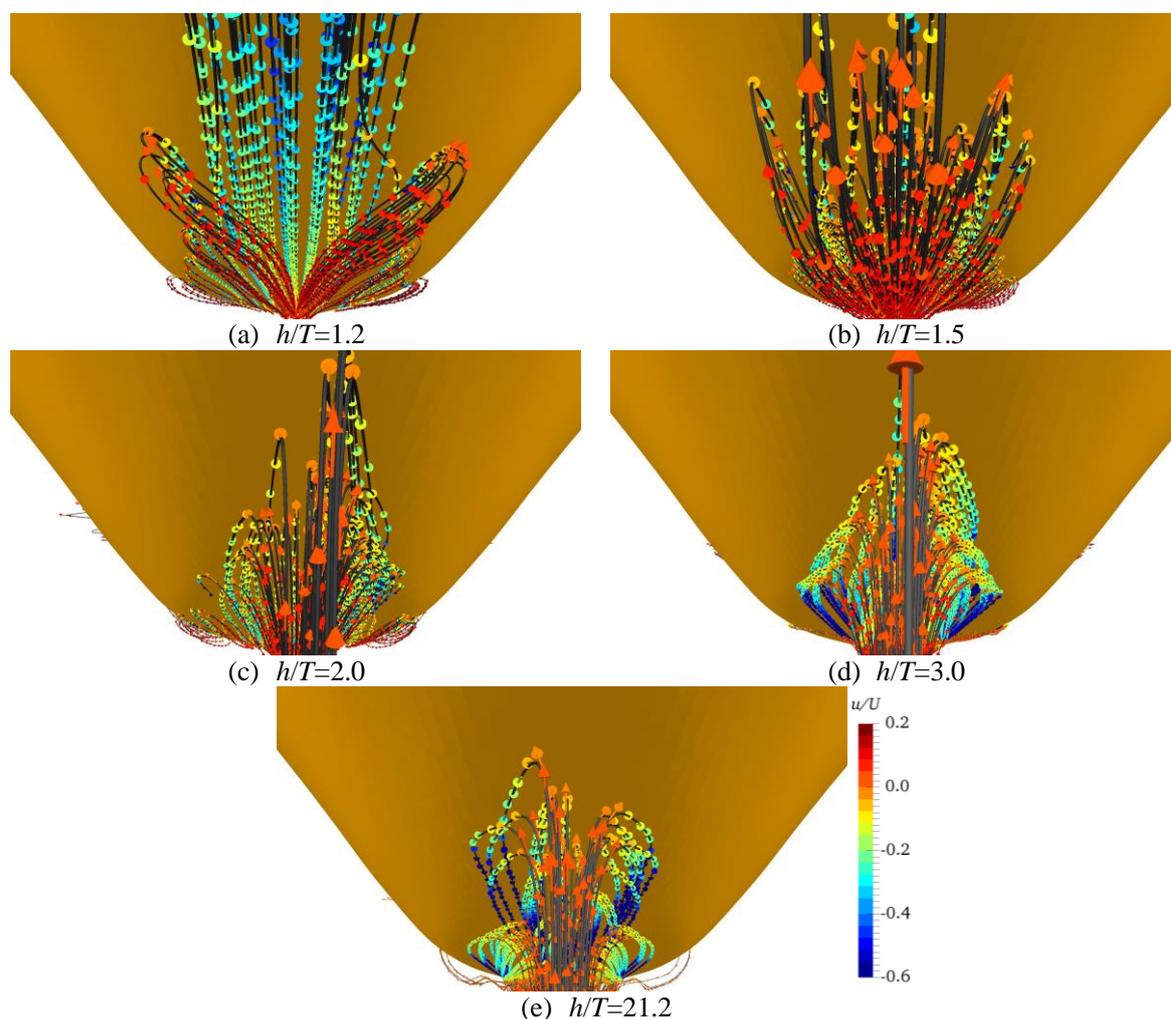


图4-12 不同水深工况下流线分布(局部视角 2)

Fig.4-12 Streamlines in different cases (Local view 2)

4.3 浅水域中船-桨耦合复杂流场精细化模拟

上一小节分析了不同水深中拖航船舶的水动力特性，展示了不同水深下的复杂粘性流场。本小节将计算不同水深下船舶自航的复杂粘性流场，分析不同水深下船-桨干扰的水动力特性。本小节主要包含两部分内容：一是限制水域中螺旋桨的敞水性能；另一部分是浅水域中的船-桨耦合复杂粘性流场数值模拟。

4.3.1 限制水域中螺旋桨敞水性能模拟分析

当船舶航行在限制水域中，其推进装置同样也置身于限制水域中。水底、岸壁等壁面同样会对螺旋桨等推进装置的水动力特性产生影响。当前对限制水域中螺旋桨水动力特性的研究尚有欠缺。所以，本小节将主要研究限制水域中螺旋桨的敞水性能。

4.3.1.1 计算域及网格划分

为计算限制水域中的螺旋桨水动力特性，本小节中采用了 KP505 螺旋桨。在对限制水域的设置上采用了两种形式：一种是狭窄的圆柱形计算域；另一种是单侧壁面形式的方形计算域，如图 4-13 所示。针对第 1 种计算域，采用计算域直径 d 与螺旋桨直径 D 之间的比值 d/D 来表示计算域的大小。针对第 2 种计算域，以底部壁面到桨轴的距离 h_z 与螺旋桨半径 R 的比值 h_z/R 来表示限制水域的富裕水深情况。表 4-5 总结了限制水域中螺旋桨水动力特性数值计算中的工况。

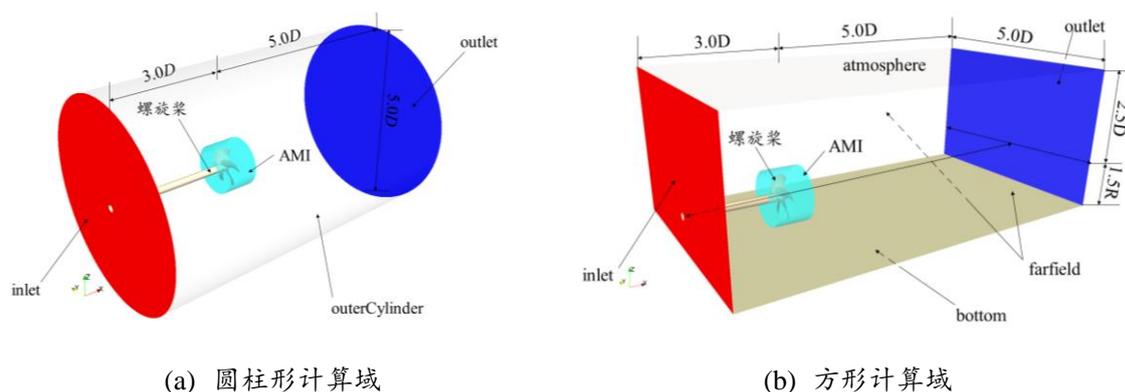


图4-13 限制水域中螺旋桨两种计算域示意图

Fig.4-13 Both computational domain for simulating the propeller in restricted waters

表4-5 计算工况总结

Table 4-5 Calculation cases

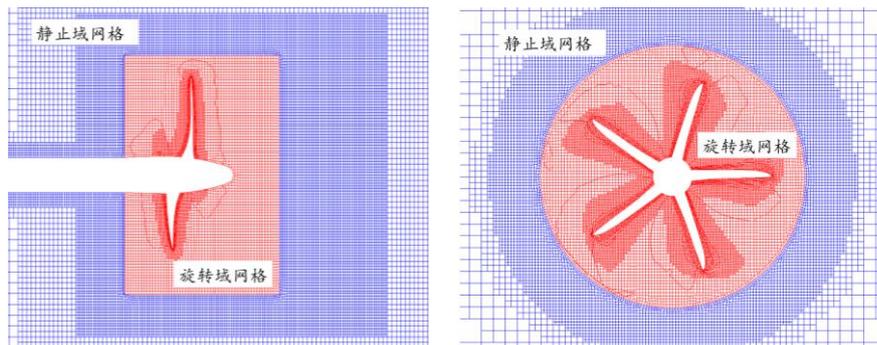
工况	计算域形状	d/D	h_z/R	J
D5	圆柱形	5.0	-	
D1.5	圆柱形	1.5	-	0.2, 0.4, 0.6, 0.8,
B1.5	方形	-	1.5	0.9
B2.0	方形	-	2.0	

当前数值计算中采用了滑移网格方法来模拟螺旋桨的转动，将计算域分为内部的旋转域和外部的静止域。旋转域部分包含了螺旋桨表面，采用同一套网格。静止域则分别采用各自对应的圆柱形计算域或方形计算域。表 4-6 总结了不同工况下网格划分。图 4-14 给出了 D5.0 和 B1.5 工况下的网格分布。从表和图中可以看出，包含螺旋桨的旋转域网格数量在 4 种工况下是一致的；改变的仅是静止外域的网格数量。

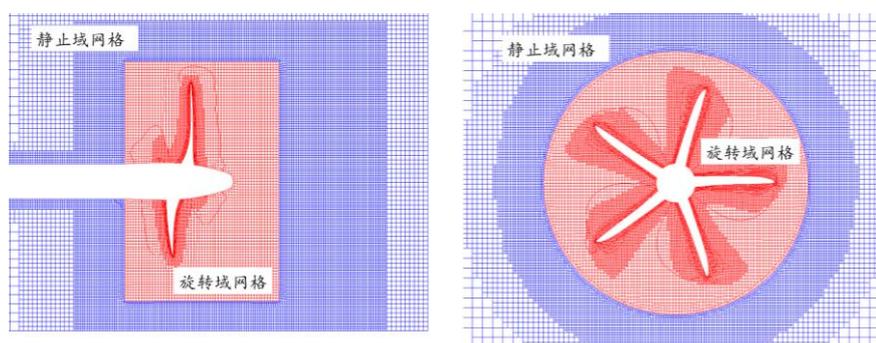
表4-6 不同工况下网格数

Table 4-6 Grids resolution in different cases

工况	静止域(百万)	旋转域(百万)	总结(百万)
D5	1.71	0.81	2.52
D1.5	1.25	0.81	2.06
B1.5	2.21	0.81	3.02
B2.0	2.86	0.81	3.67



(a) 圆柱形计算域



(b) 方形计算域

图4-14 中纵面(左)与桨盘面(右)网格分布对比

Fig.4-14 Grid distribution on the longitudinal plane and propeller disk

4.3.1.2 结果分析

接下来将分析 KP505 螺旋桨在限制水域中的水动力特性，主要从以下几个方面来分析：敞水性能、压力分布、涡结构以及速度场。首先来看，限制水域中螺旋桨的敞水性能。

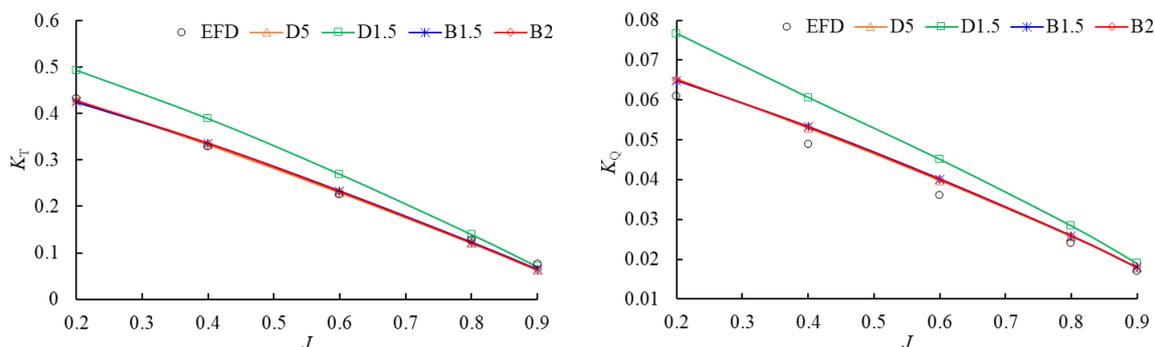


图4-15 限制水域中螺旋桨敞水性能(左：推力；右：扭矩)

Fig.4-15 Hydrodynamic performance of propeller in restricted waters

图 4-15 给出了限制水域中螺旋桨敞水性能和试验值的对比。黑色圆表示螺旋桨的试验值，橙色、绿色、蓝色和红色分别表示 D5.0, D1.5, B1.5 和 B2.0 数值计算模拟结果。首先来看螺旋桨推力的数值模拟结果：从图中可以看出，采用 D5.0 的计算域很好地预报了 KP505 螺旋桨的敞水性能，数值计算的误差在 $J=0.9$ 时最大，达到了 9.22%。在其余进速，误差均在 4.0% 以内。这说明当前采用的数值方法是可行的。对比单侧壁面 (B1.5, B2.0) 的数值模拟结果可以发现，单侧壁面对螺旋桨敞水性能的影响较小；与试验值相比，B1.5 工况不同进速下的推力仅有 1.0~2.0% 的增加。但

是，当螺旋桨位于狭窄的圆柱形计算域时，其推力有很大幅度的增加。在 $J=0.6$ 时，D1.5 的推力与试验值相比大于增加了 19.2%。随着进速系数的增加，推力的增长幅度快速减小。对于螺旋桨扭矩来说，整体的预报结果和推力类似。在 D1.5 工况下，螺旋桨扭矩相对试验值大幅增加，在 $J=0.2$ 时大约增加了 25.6%。随着进速的增加，其增加幅度快速减小。

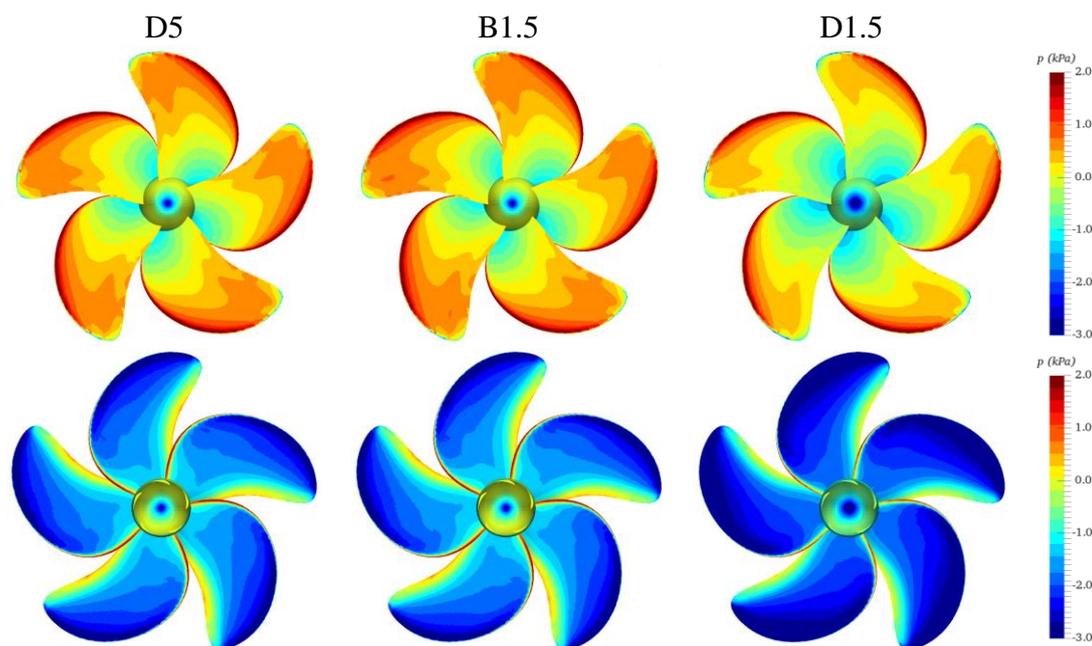


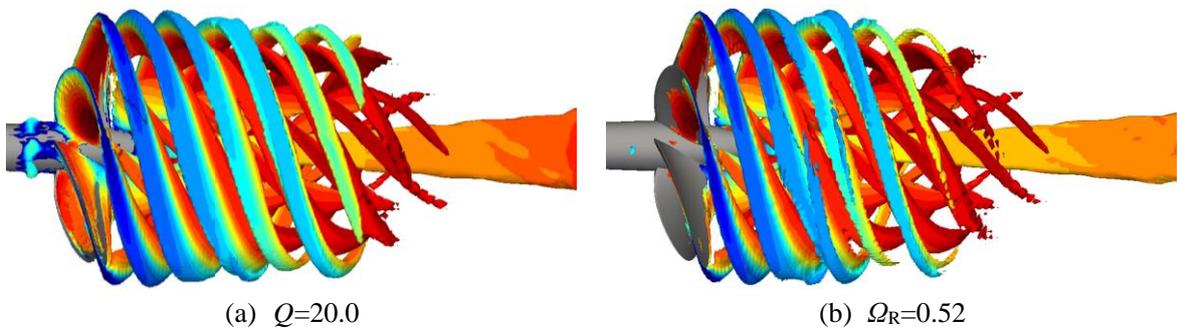
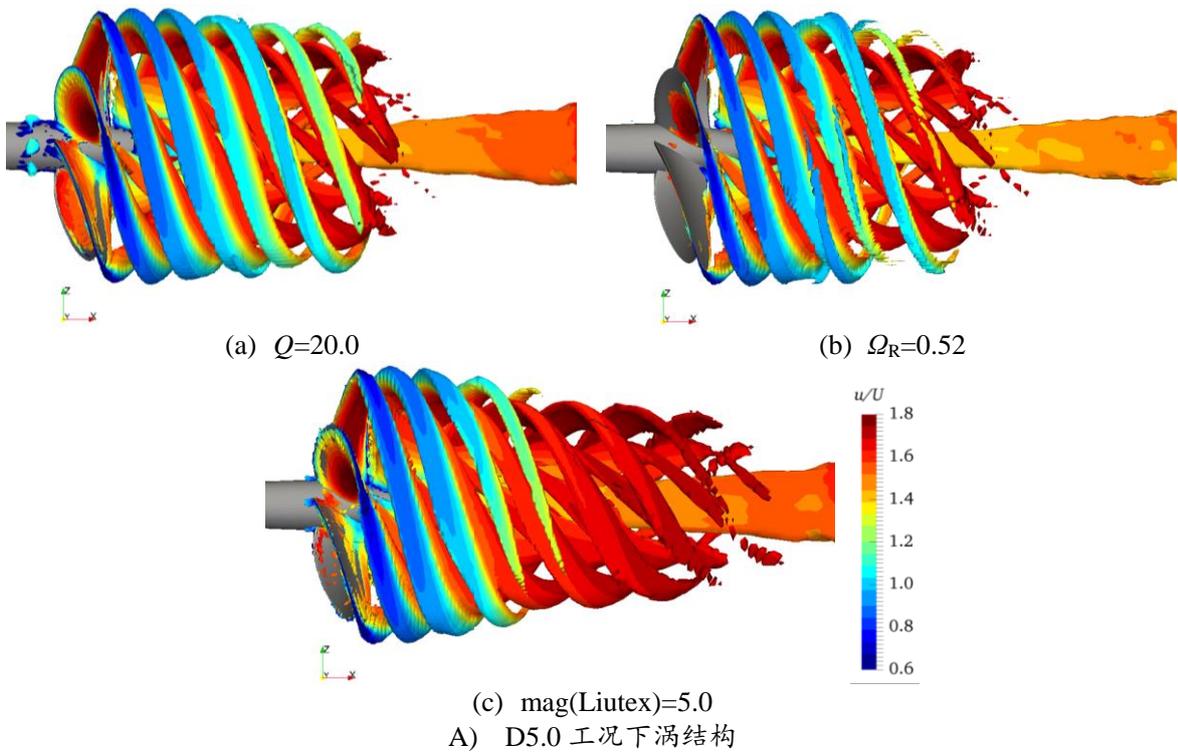
图4-16 限制水域中螺旋桨 $J=0.6$ 时动压分布(上：压力面；下：吸力面)

Fig.4-16 Dynamic pressure distribution on the pressure and suction side of propeller

图 4-16 给出了 $J=0.6$ 时限制水域中螺旋桨的动压分布。从图中可以看出，在 B1.5 的工况下，其压力分布和 D5.0 十分类似，说明单侧壁面对螺旋桨的影响较小，这也导致 B1.5 时螺旋桨的推力和扭矩与 D5.0 时几乎没有差别。但是在 D1.5 的工况，压力面上叶梢位置的高压区相对于 D5.0 来说有所减小，而叶根位置的低压区有所增加。此外，桨毂位置的低压区相对于 D5.0 也有所增加。对于吸力面压力分布可以看出，D1.5 的工况下，吸力面低压区面积远大于 D5.0 和 B1.5 的工况。尤其是导边位置，其压力相对于其他两种工况急速减小。虽然压力面上高压区有所减小，但是吸力面上低压区的快速增加最终导致了螺旋桨推力的增加；而导边位置压力的降低也会引起旋转过程中螺旋桨扭矩的增加。

图 4-17 给出了不同工况下 $J=0.6$ 时采用 3 种涡识别方法得到的涡结构，涡结构用轴向速度染色。A、B、C 分别是 D5.0, B1.5 以及 D1.5 工况下的涡结构。这里采用了第 2 代 Q 准则和第 3 代 Ω_R , Liutex 方法来捕捉螺旋桨流场的涡结构。

首先来分析不同工况下的涡结构。通过对比可以发现，D5.0 和 B1.5 的涡结构十分类似，这和上一小节两种工况下动压分布的情况是相对应的。两种工况下不仅涡结构十分类似，涡结构上的轴向速度分布也是十分类似。与其他两种工况对比，D1.5 时涡结构延伸到更下游的流场中。而且，在下游中梢涡和毂涡融合在一起；毂涡在下游中也呈现出螺旋状。此外，在 D1.5 时涡结构上轴向速度要小于其他两种工况；而且下游毂涡中心的速度也是很小的。



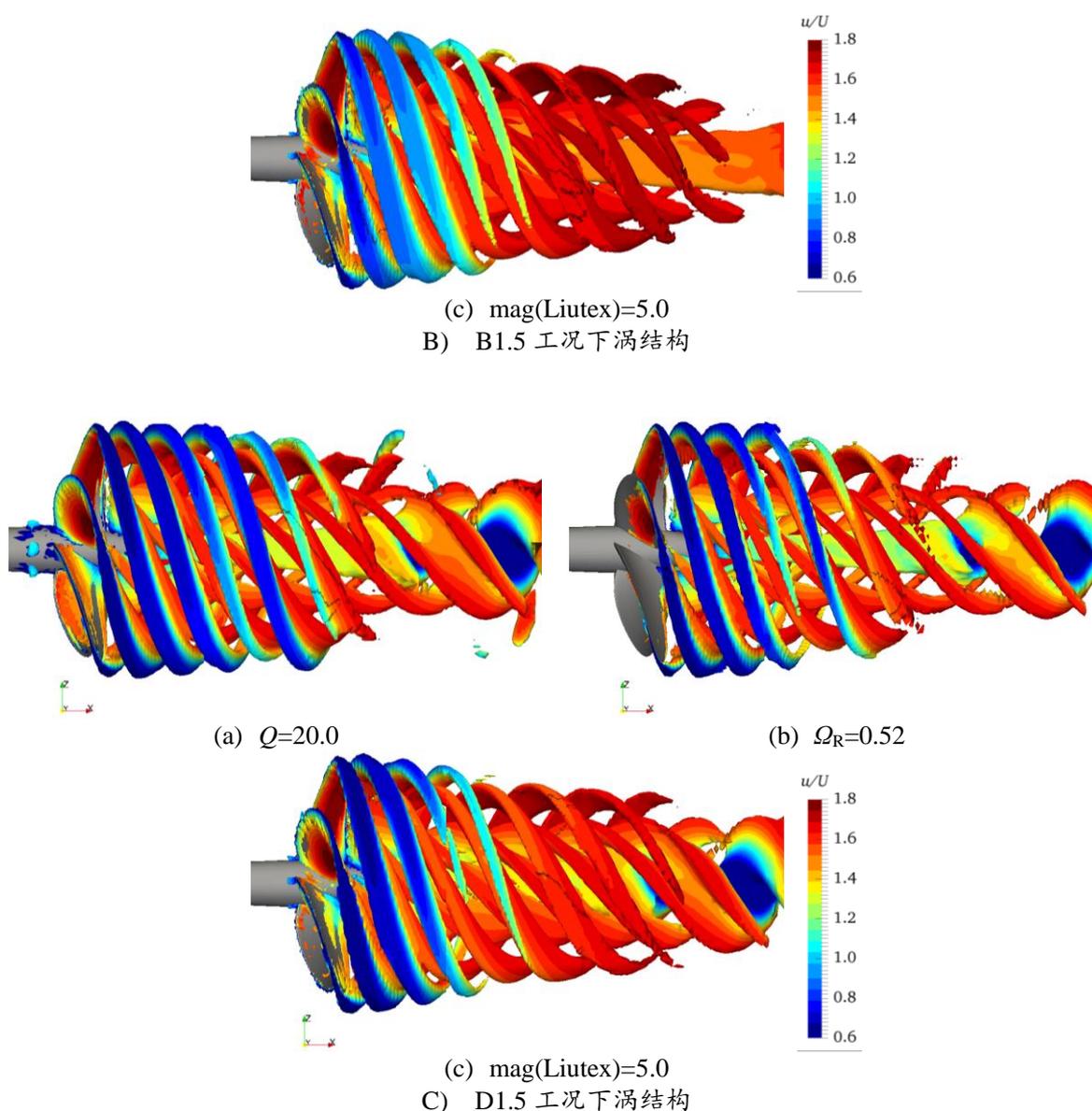
图4-17 基于3种涡识别方法的不同工况下涡结构($J=0.6$)

Fig.4-17 Vortex structures based three vortex identification methods under different cases

接下来分析不同涡识别方法对螺旋桨涡结构的捕捉能力。通过对比不同涡识别方法捕捉到的涡结构可以发现一个共同特点，就是利用 Liutex 方法得到的梢涡涡结构在向下游发展的过程中其半径会逐渐减小。而 Q 准则和 Ω_R 方法捕捉到的涡结构在向下游发展的过程中其半径基本保持不变。利用 Liutex 方法得到的涡结构更加符合螺旋桨对尾流加速，引起尾流中滑流收缩的现象。

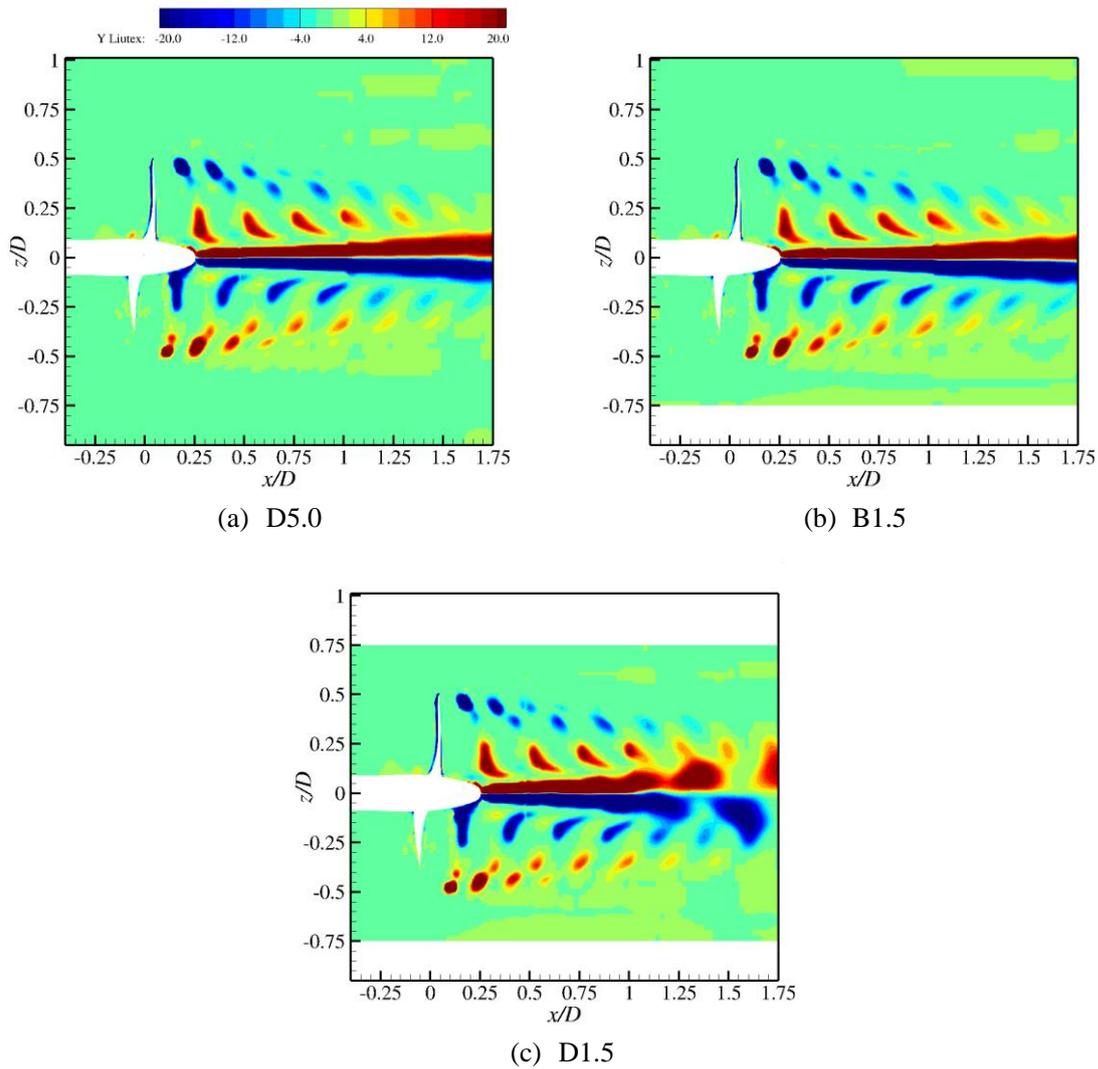
图4-18 限制水域中侧向 Liutex 涡量分布($J=0.6$)

Fig.4-18 Liutex distribution in y direction in restricted waters

上面给出了流场中整体的涡结构，接下来将利用 Liutex 向量方法展示流场中的涡量分布。图 4-18 给出了 $J=0.6$ 时不同水域中的侧向 Liutex 涡量分布。从图中可以看出，三种工况的侧向 Liutex 分布十分相似，对应梢涡的 Liutex 在向下游发展的过程中其半径在逐渐减小；对应毂涡的侧向 Liutex，桨轴中线以上为正，桨轴中线以下为负；D5 和 D1.5 的工况下，侧向的 Liutex 在下游始终连续分布的，并在向下游发展的过程中逐渐扩散。而在 D1.5 时，侧向 Liutex 在下游出现间断，这和毂涡结构在下游呈螺旋状是对应的。

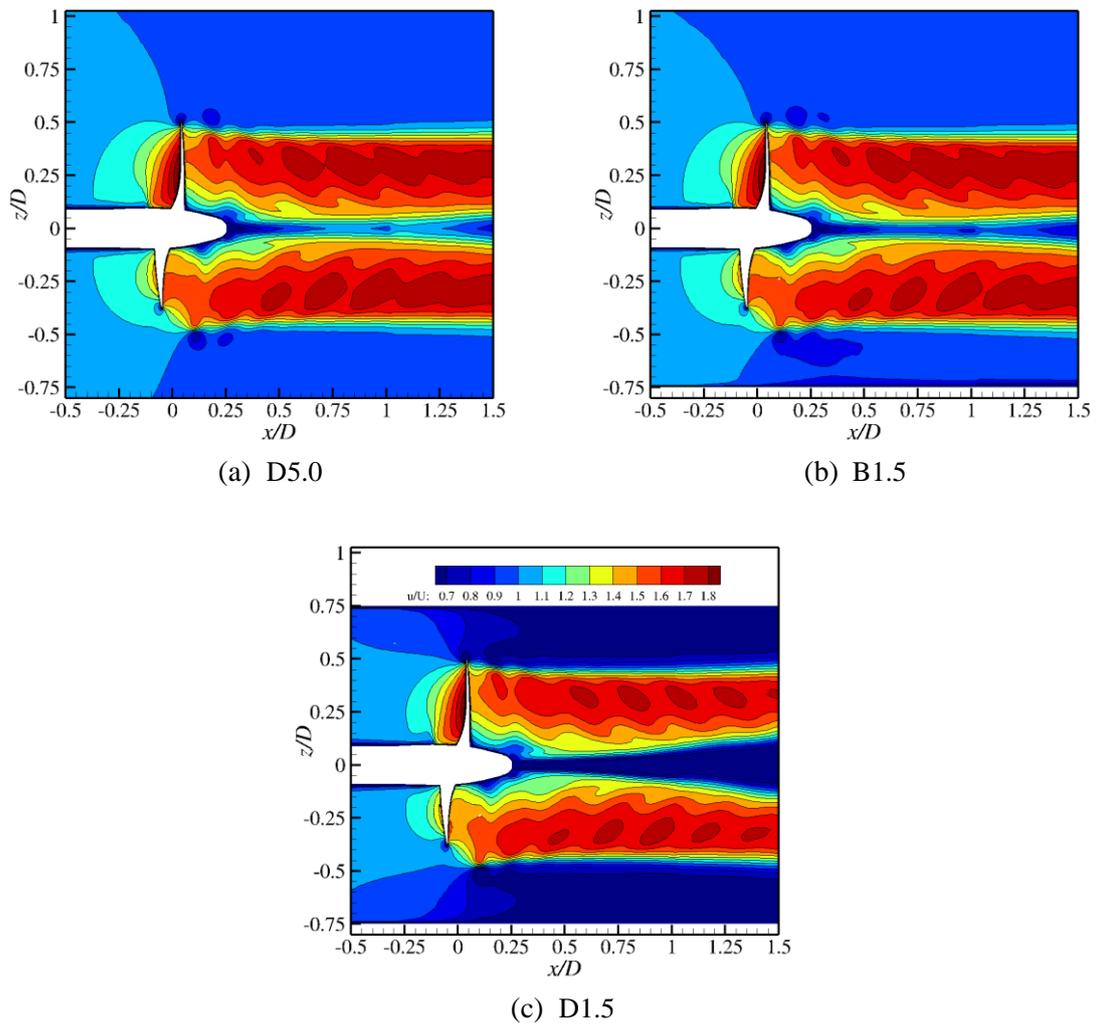
图4-19 限制水域中轴向速度场分布($J=0.6$)

Fig.4-19 Axial velocity distribution in restricted waters

图 4-19 展示了 $J=0.6$ 时限制水域中轴向速度的分布。从图中可以看出，D5.0 和 B1.5 两种工况下速度分布相差无几；在 B1.5 工况下，靠近壁面一侧，梢涡附近存在一个小的低速区；而且壁面上的速度更低。与其他两种工况对比，D1.5 中靠近壁面的速度远小于其他两种工况。而且桨毂后方的速度也远小于 D5.0 和 B1.5 两种工况。这主要是因为通量守恒的原理，引起的限制通道中螺旋桨的诱导速度大于其他两种工况。诱导速度的方向和来流速度方向相反，造成了壁面附近的速度降低，同时引起了桨盘面之前速度的降低。这就相当于螺旋桨在更小的进速下旋转运动，其推力和扭矩自然会有所增加；这个结果和计算的敞水性能是对应的。

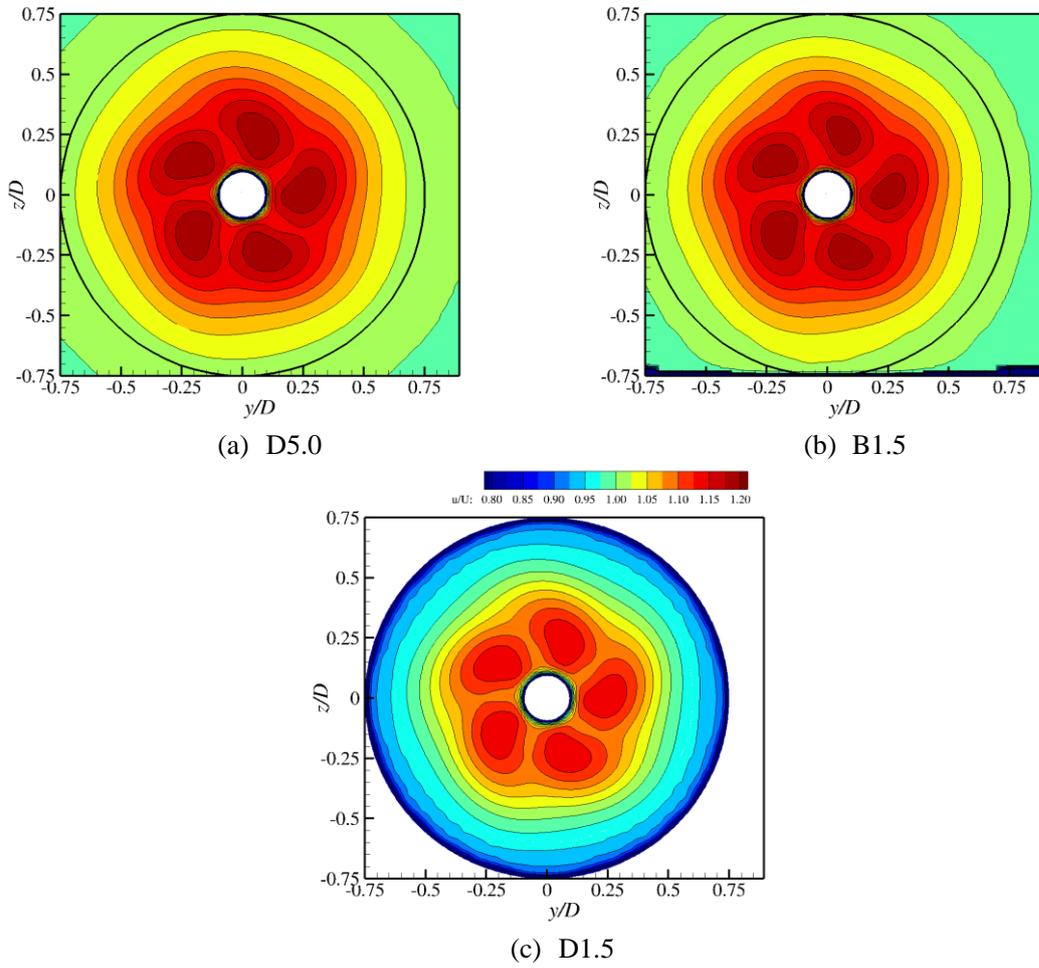
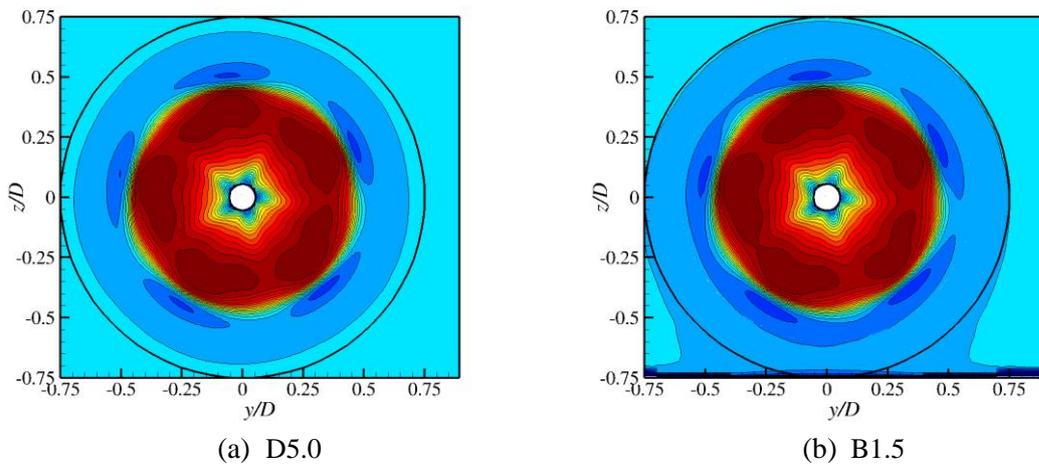


图4-20 $x/D=-0.20$ 平面轴向速度场分布($J=0.6$)

Fig.4-20 Axial velocity distribution on the plane at $x/D=-0.20$



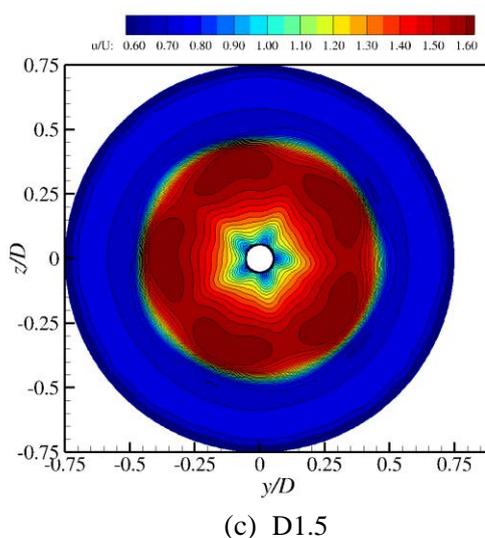
图4-21 $x/D=0.20$ 平面上轴向速度分布($J=0.6$)Fig.4-21 Axial velocity distribution on the plane at $x/D=0.20$

图 4-20 和图 4-21 分别给出了 3 种工况下桨盘面前后的轴向速度分布。图中黑色实线表示 D1.5 的位置。在桨盘面之前, $x/D=-0.2$, 从图 4-20 中可以看出, B1.5 的工况下其高速分布范围要小于 D5.0 的工况, 即, 草绿色所围成的直径要小于 D5.0 工况。同时, 由于受底部壁面的影响, 其靠近壁面的速度分布略微有所增加, 而靠近壁面的速度为 0。在 D1.5 工况下, 桨盘面前的速度有较大的降低, 最高速度并未达到 1.20。而在 D5.0 和 B1.5 工况下, 桨叶后方速度已在 1.20 以上。这就说明 D1.5 工况下螺旋桨入流速度小于无限水域中的入流速度, 螺旋桨此时入流速度更小, 推力和扭矩增加。图 4-21 给出了桨盘面后流场速度分布。从图中可以看出, B1.5 和 D5.0 工况的速度分布差异更加明显。在 B1.5 工况下, 螺旋桨尾流速度分布由于受到底部壁面影响不再是轴对称的。而且, 低速区的范围已经扩展到 $y/D=0.75$ 的位置, 并且在底部和壁面相连。但是, 在 D5.0 工况中, 其低速区限制在 $y/D=0.6$ 的范围内。在 D1.5 工况中, 速度梯度远大于其他两种工况, 靠近壁面的过程中, 速度迅速降低。而涡量和速度梯度紧密相关, 所以在 D1.5 工况下, 其涡量强度要大于其他两者。

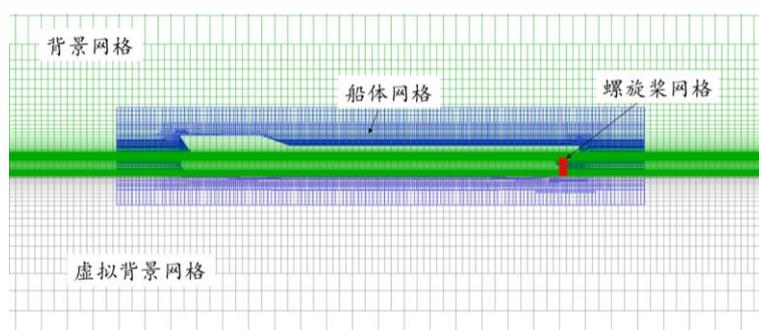
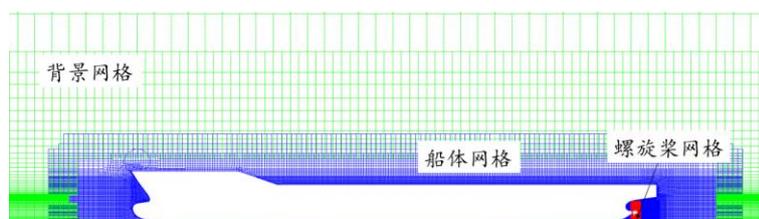
4.3.2 不同水深下船-桨耦合数值模拟结果

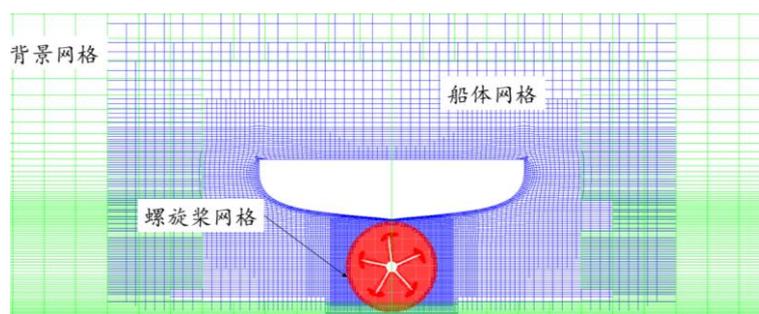
上一小节主要分析了限制水域中螺旋桨的水动力特性及流场的机理。本小节将综合分析限制水域中船-桨耦合下的船-桨水动力特性及流动机理。

4.3.2.1 计算工况及网格划分

在进行浅水域船-桨耦合数值模拟时，采用了 KCS 船型和 KP505 螺旋桨。由于在浅水中船模航速很低，阻力变化较大，PID 控制方法并不适用，所以采用了固定转速。螺旋桨转速为第三章中 3.3 小节通过 PI 控制过程调整得到的转速，4.39rps。选取了 3 个水深工况来研究不同水深下的船-桨耦合干扰复杂流场：极浅水 ($h/T=1.2$) 工况，中等水深 ($h/T=3.0$) 工况和深水 ($h/T=21.2$) 工况。

在本小节计算中，网格划分依然采用商业软件 HEXPRESS。该软件可以生成全六面体非结构化网格。由于在浅水中，船模随体网格会超出数值水池的池底。所以，在对超出数值水底底部边界网格进行处理时，采用了上一节的处理方式，即，在背景网格底部添加了一个虚拟背景网格区域。所以，浅水中船-桨耦合的网格就包括以下 4 部分：背景网格、虚拟背景网格、船模随体网格和螺旋桨网格，如图 4-22(a)所示。在 Sugar++ 程序对不同部分网格进行合并、挖洞之后，就形成计算所需的网格，如图 4-22(b)和(c)所示。图 4-22(c)给出了船-桨耦合的桨盘面位置网格分布。在对当前算例进行网格划分时，针对不同富余水深 (UKC) 采用了和 4.2.1 节中得到网格加密方案，对极浅水工况保证有 15 层以上的网格。而对 $h/T=3.0$ 的工况，富余水域部分也保证有 15 个网格。在船模的艉流场中，采用了多个加密区域以保证尾流场中的网格尺寸和螺旋桨网格尺寸接近。背景网格中在靠近数值水池底部的位置也进行了网格加密，以期能够很好地捕捉极浅水域中局部流动。针对螺旋桨的网格划分，则采用了同一套网格。表 4-7 总结了不同工况下的网格划分。

(a) 极浅水($h/T=1.2$)工况下网格组成示意图(b) 极浅水 $h/T=1.2$ 工况下最终计算网格



(c) 桨盘面位置网格分布

图4-22 极浅水域船-桨耦合数值计算网格处理($h/T=1.2$)Fig.4-22 Grids arrangement for self-propulsion in very shallow waters ($h/T=1.2$)

表4-7 限制水域中不同工况网格划分

Table 4-7 Grid arrangement in restricted waters

项目	水深吃水比	背景域(百万)	船体域(百万)	螺旋桨域(百万)	总结(百万)
极浅水	$h/T=1.2$	1.93	4.05	0.57	6.56
中等水深	$h/T=3.0$	1.58	3.08	0.57	5.23
深水	$h/T=21.2$	1.36	3.05	0.57	3.98

4.3.2.2 水动力特性

首先来分析船模在限制水域中的受力与运动响应。图 4-23 和图 4-24 分别给出了不同水深下船体阻力、浮力的时历曲线和船模航速、升沉、纵摇运动的时历曲线。这里之所以给出了 $h/T=1.2$ 和 3.0 时的浮力曲线，是为了说明浅水中船模的浮力已经稳定，如图 4-23(b)所示。极浅水工况下 ($h/T=1.2$) 浮力的最大浮动幅值约为 4N，是总浮力的 0.042%，其浮动误差可以忽略。而对船模所受阻力来说，在 $h/T=21.2$ 时，船体所受阻力已经稳定，其阻力均值约为 7.21N。从图 4-23(a)中可以看出，在浅水工况下，船模阻力曲线随时间的脉动幅值很大。这主要是因为吸底效应的影响。当船舶航行在浅水中时，船底和水池底部之间的富余水深较小，导致船底水流加速，从而引起船底动压力降低，船模开始下沉。由于吸底效应的存在，船模下沉速度较快，从而造成了浮力快速增加，超过了船模重力，船模又以较快的速度上浮，吃水快速减小，阻力也随之锐减。

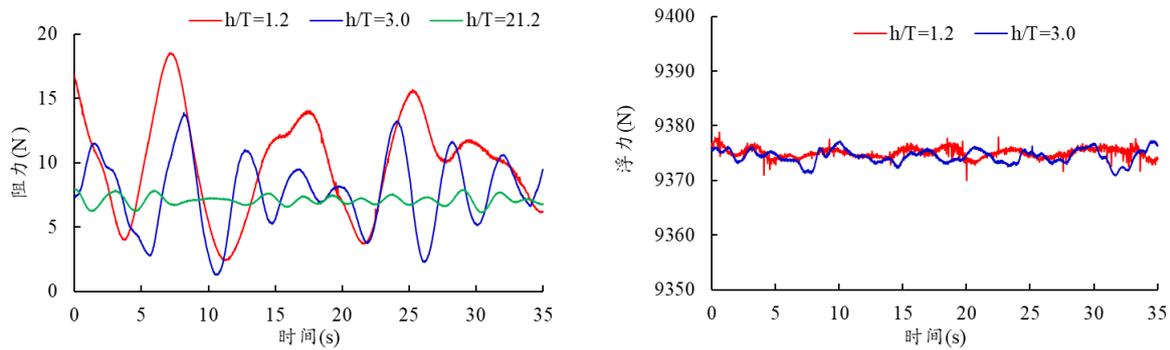


图4-23 不同水深下自航船体阻力(左)和浮力(右)时历曲线

Fig.4-23 Time histories of thrust and torque of propeller in the self-propulsion in restricted waters

图 4-24 给出了不同水深下自航船舶运动的时历曲线。首先来看船模航速的变化，如图 4-24(a)所示。从图中可以看出，随着水深的增加船模航速快速减小；在 $h/T=21.2$ 水深时，船模航速基本不受到水底的影响，基本稳定在 0.731m/s 附近，如图 4-24(a)中虚线所示。在 $h/T=3.0$ 时，船模航速（双点划线）稳定在大约 0.697m/s ，与深水域相比降低了大约 5.2% ；此外，速度的脉动幅度也有所增加。在极浅水的工况下，速度（实线）约在 0.656m/s 上下振荡，且速度振荡的幅度比 $h/T=3.0$ 时更甚，振荡的周期也更大。从升沉时历曲线来看，随着水深的减小，船模下沉量逐渐增加。这是由浅底效应造成的；受浅底影响，船底和水池底部之间的流动速度增加，船底压力下降，从而引起船模下沉，这样也就导致船模吃水增加，船模阻力也会相应地有所增加。正如图 4-24(b)所示，在极浅水（ $h/T=1.2$ ）工况下，船模下沉量远大于其他两种工况，而且其脉动周期也远大于中等水深和深水工况。从图中可以看出，在深水中，船模下沉量很小，约为 0.001m ，而且其上下波动幅度很小。这一规律同样也在船模的纵摇运动上得到了体现，如图 4-24(c)所示。从图中可以观察到，在极浅水工况下，纵摇曲线的脉动幅值远大于中等水深和深水工况。通过和阻力曲线对比可发现，纵摇曲线随时间的变化规律和阻力与时间的关系十分类似。这就说明在浅水工况下，纵摇运动对船模阻力至关重要。随着水深的增加，船模纵摇运动的脉动幅值逐渐减小。在中等水深（ $h/T=3.0$ ）工况时，纵摇运动的脉动幅值远大于深水工况；而和极浅水工况下脉动幅值相差不多；说明水深变化对船模纵摇运动影响很大。

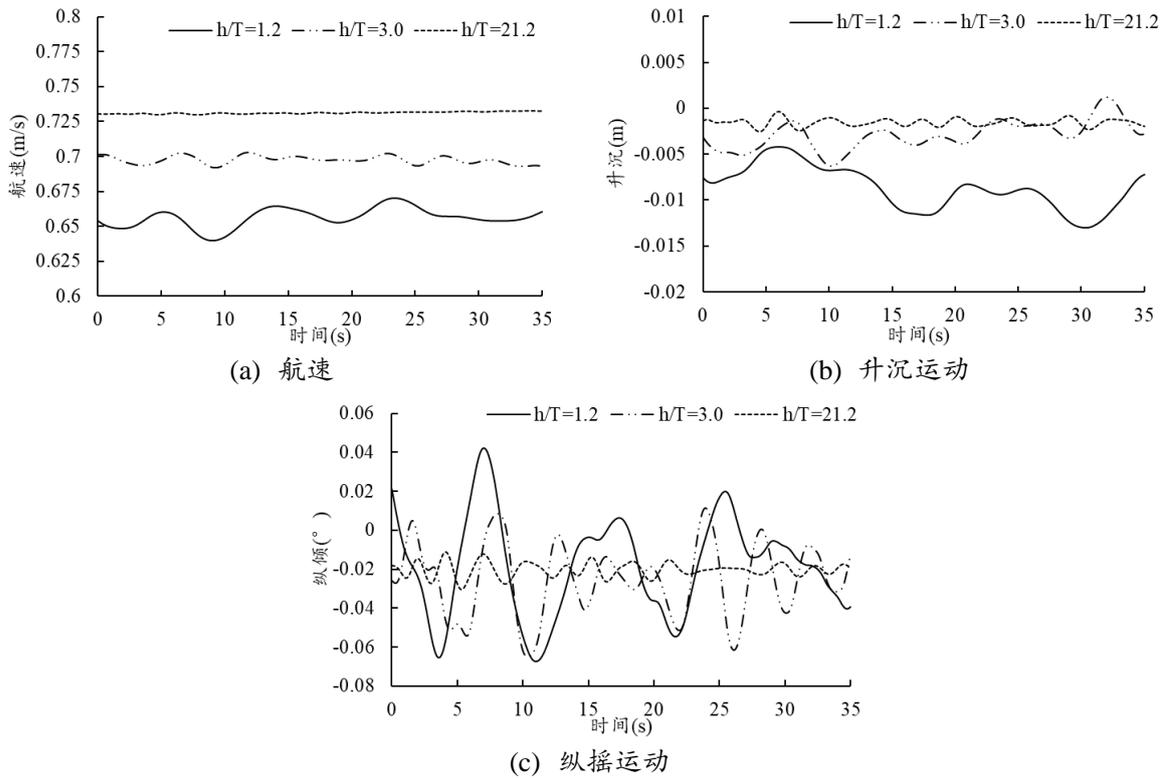


图4-24 不同水深下自航船舶运动时历曲线(a: 航速; b: 升沉; c: 纵摇)

Fig.4-24 Time histories of ship motion in restricted waters

表4-8 限制水域中螺旋桨的六分力均值

Table 4-8 Forces and moments acting on propeller in restricted waters

工况	推力(N)	侧向力(N)	垂向力(N)	扭矩(Nm)	侧向力矩(Nm)	垂向力矩(Nm)
$h/T=1.2$	10.1060	0.3196	1.2943	0.4163	-0.9053	0.8961
$h/T=3.0$	7.5404	-0.1665	1.9092	0.2162	-3.4310	-0.4156
$h/T=21.2$	7.1490	-0.2151	1.9039	0.1922	-3.5378	-0.5516

接下来分析不同水深下螺旋桨的受力。表 4-8 给出了计算稳定后不同水深下螺旋桨的六分力均值。从表中可以看出，随着水深的减小，螺旋桨推力和扭矩逐渐增加，这主要是因为水深减小，船模航速降低，螺旋桨入流速度减小，从而推力和扭矩增加。接下来分析侧向的力和力矩。从表中可以看出，侧向力随着水深的减小逐渐增加；侧向力从负向转成了正向。侧向力矩也是随着水深的减小而逐渐增加。对于垂向的力和力矩来说，水深对垂向力影响不大，在中等水深 ($h/T=3.0$) 和深水 ($h/T=21.2$) 工况下，垂向力基本一致；但是在极浅水 ($h/T=1.2$) 工况下，螺旋桨垂向力相比其他两种

工况减小了约 31.9%。而垂向的力矩受水深影响较大，在深水工况下，垂向力矩约为-0.5516Nm；极浅水工况下，垂向力矩快速增加到 0.896Nm。

图 4-25 给出了不同水深下自航船舶螺旋桨推力和扭矩的时历曲线。从图中可以看出当前计算结果已经稳定。从图中可以看出，螺旋桨推力和扭矩的时历曲线既有高频振荡也有低频振荡。高频振荡主要是因为螺旋桨在流场中旋转时桨叶切割流场造成的。而低频振荡则主要是因为船模运动姿态的变化引起的。在深水中，螺旋桨推力和扭矩的时历曲线较为稳定；由于船模纵摇和升沉运动幅度较小，所以时历曲线上以高频振荡为主。但是，在中等水深 ($h/T=3.0$) 与极浅水 ($h/T=1.2$) 工况下，船模运动幅度较大，升沉运动与纵摇运动叠加，船体姿态变化较大，螺旋桨入流速度也有较大的变化，所以螺旋桨推力和扭矩时历曲线出现了低频振荡。随着水深的减小，船模运动脉动周期增加，所以螺旋桨推力和扭矩的脉动周期也随之增加。

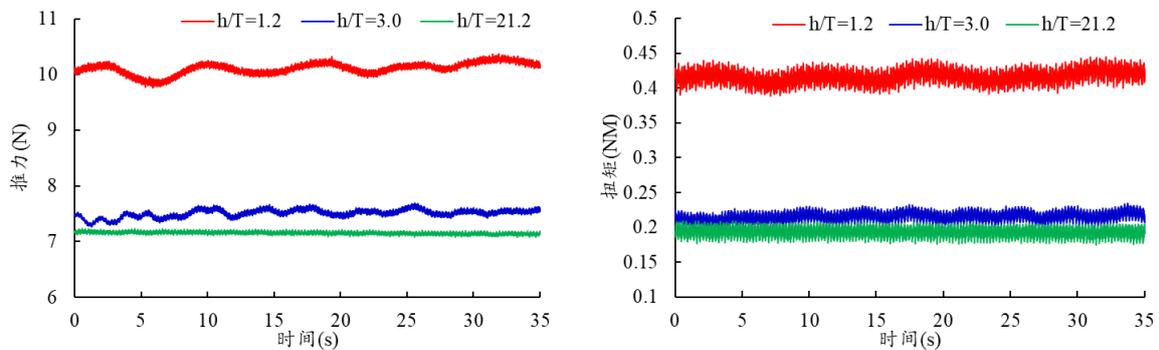


图4-25 不同水深下自航船舶螺旋桨推力(左)和扭矩(右)时历曲线

Fig.4-25 Time histories of thrust and torque of propeller in the self-propulsion in restricted waters

4.3.2.3 流线分布

船-桨耦合自航运动过程中，船-桨之间的相互干扰是研究重点，尤其是限制水域中船-桨耦合干扰的复杂粘流场。为了深入地分析水深对船-桨耦合干扰的影响，这一小节给出了尾流场中的流线和涡结构分布。图 4-26 到图 4-28 分别给出了深水 ($h/T=21.2$)、中等水深 ($h/T=3.0$) 和极浅水 ($h/T=1.2$) 中的流线分布图。首先来看深水工况下流线分布。从全局视角来看，在螺旋桨尾流中有一个旋转流线的集中分布区，表征了在螺旋桨尾流中水流的旋转运动方向。从图中可以看出，在螺旋桨附近，由于螺旋桨的旋转作用流动变化较为剧烈，流线分布比较集中。在向下游发展的过程中，流线分布越来越稀疏。这说明螺旋桨尾流在向下游发展的过程中其旋转速度逐渐减小，螺旋桨的滑流区域逐渐扩张。此外，有一部分流线是从深水区流向螺旋桨，这

在局部视角中可以更加清晰地展示出来。从局部视角中可以观察到，这一部分流线和螺旋桨尾流中的旋转主流线分割清晰，大约成 45° 角从远流场中流向螺旋桨。

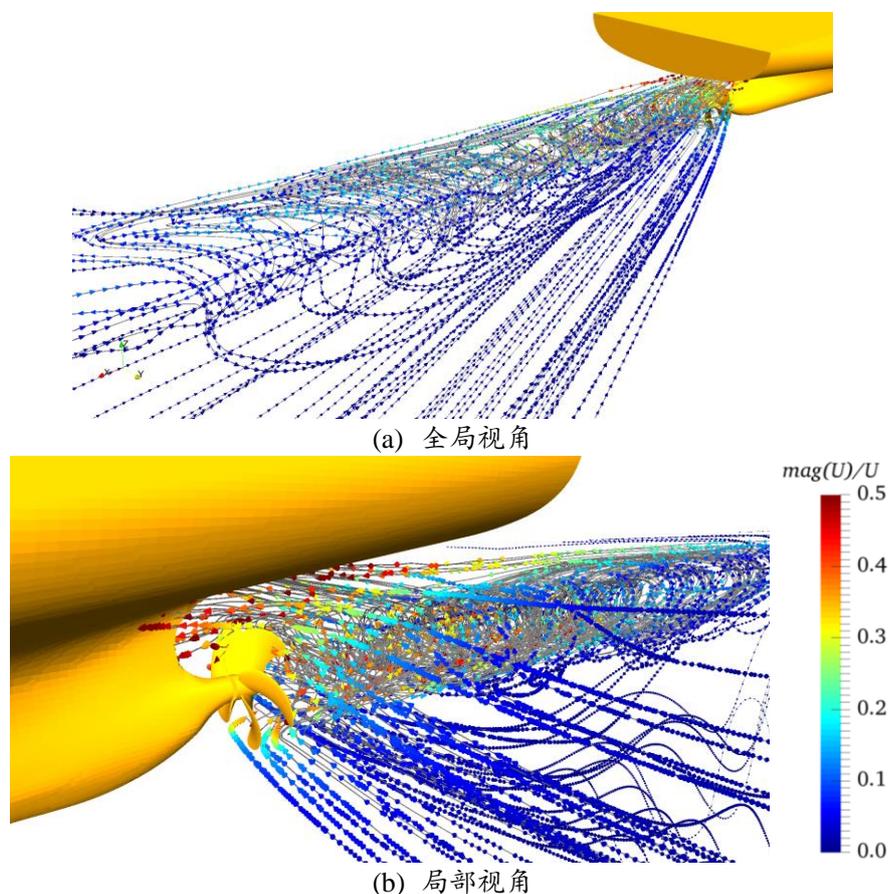
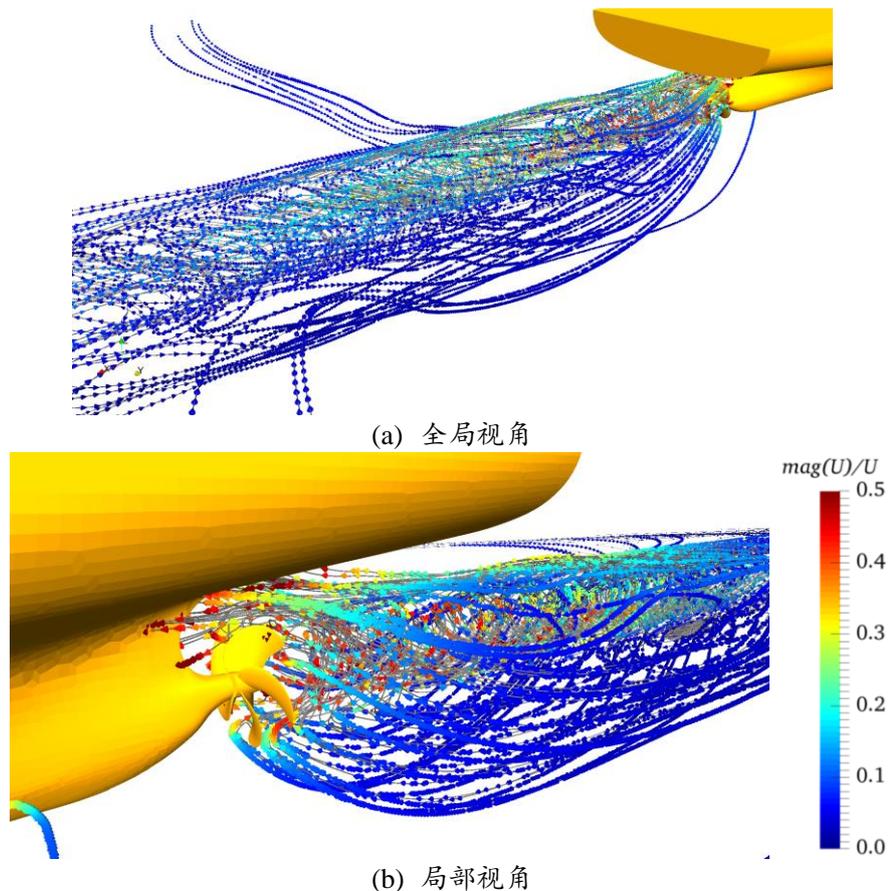


图4-26 深水($h/T=21.2$)工况下尾流场中流线及速度分布

Fig.4-26 Streamline and velocity distribution in deep waters ($h/T=21.2$)

接下来分析中等水深 ($h/T=3.0$) 中流线分布。从图 4-27(a)中可以看出在尾流场中高速旋转的流线主要集中分布在螺旋桨尾流后方。在向下游发展的过程中，流线逐渐扩散，速度逐渐降低。螺旋桨尾流中的旋转流线分布和速度分布与深水工况下类似。但是，在螺旋桨尾流旋转流线之外，零散流线从尾流场远处以较低的速度流向螺旋桨。和深水工况不同的是，零散流线受到浅底的影响，在远流场中以近似平行于水底的方向流向螺旋桨。由于受到螺旋桨旋转尾流和水底壁面的影响，从远流场中流入螺旋桨桨盘的速度有所降低。这部分流线在到达螺旋桨时，经过螺旋桨的旋转加速，速度急剧增加并且方向发生了突变，然后和螺旋桨旋转尾流中的流线合并到一起，这里已通过流线的局部视角展示出来。

图4-27 中等水深($h/T=3.0$)工况下尾流场中流线及速度分布Fig.4-27 Streamline and velocity distribution in middle-depth waters ($h/T=3.0$)

最后来分析极浅水 ($h/T=1.2$) 工况中流线分布, 如图 4-28 所示。图(a)给出了全局视角下尾流场中的流线分布。与其他两个工况相比, 在极浅水工况下, 螺旋桨尾流场中旋转流线更加清晰地展示出来。同时可以观察到, 旋转流线在螺旋桨近后方十分集中, 这是因为螺旋桨旋转运动造成流动剧烈变化引起的。流线上的速度表明在螺旋桨附近水流经过螺旋桨旋转加速其速度快速增加。而旋转流线在向下游发展的过程中逐渐扩散, 速度也逐渐减小。在远流场中, 流线扩散到一定程度之后触碰到水底壁面, 流动方向发生突变。另外, 从图中可以观察到, 有零散流线从船体两侧汇入螺旋桨附近, 这与中等水深工况和深水工况是不同的。这说明, 在极浅水工况下原先的下方来流受到水池底部影响, 无法流入螺旋桨, 进而造成了水流从两侧流入的现象。为了更清晰地分析螺旋桨入流, 图(b)给出了极浅水工况下螺旋桨附近流线的局部视图。从图中可以看出, 在螺旋桨的旋转作用下, 水池底部依然有部分流线流入螺旋桨, 甚至有个别流线向前流入船体底部。从图中可以看出, 来自两侧的水流在螺旋桨旋转作

用下汇入螺旋桨尾流旋转流线中。由于螺旋桨是右旋桨，所以左舷来流从尾流旋转流线上方向汇入尾流，而右舷来流从尾流旋转流线下方向汇入尾流。

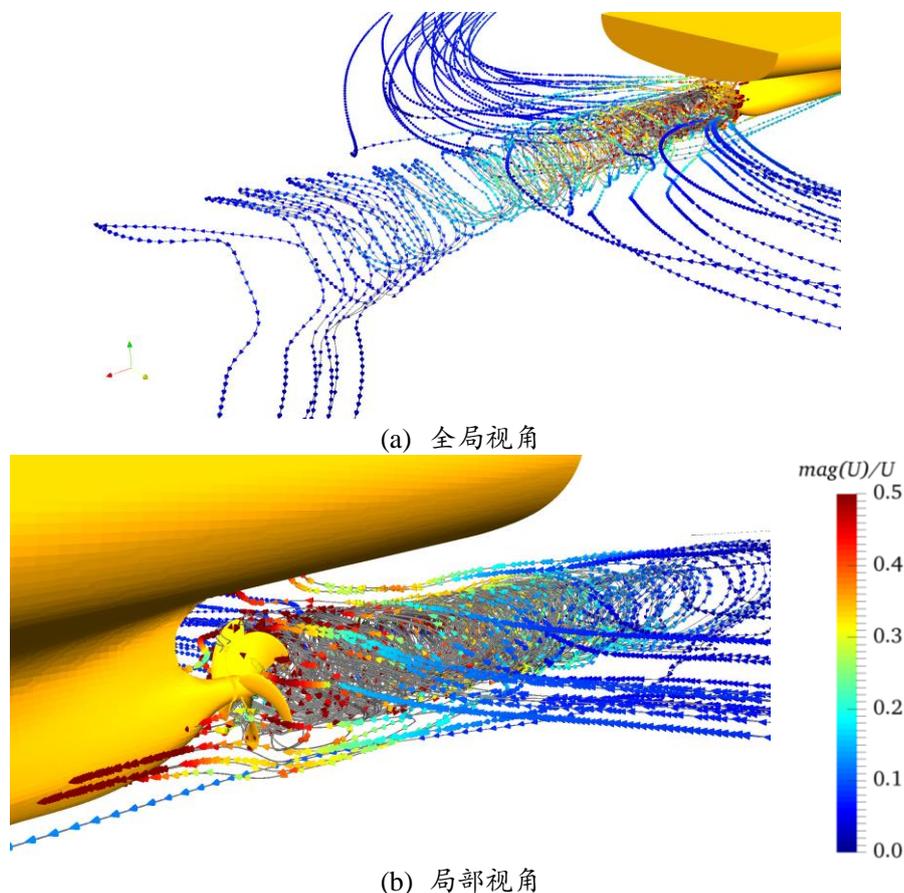


图4-28 极浅水($h/T=1.2$)工况下尾流场中流线及速度分布

Fig.4-28 Streamline and velocity distribution in very shallow waters ($h/T=1.2$)

图 4-29 给出了 3 种工况下通过桨轴的水平面上速度和流线分析。从图中可以看出，中等水深 ($h/T=3.0$) 和深水工况 ($h/T=21.2$) 下的流线分布比较类似。受到螺旋桨旋转加速的影响，在尾流场中有一个高速区（红色区域）。和高速区对应，有一条向下游发展的流线集中分布区。在向下游发展的过程中，流线逐渐分散。在高速区右侧 ($y>0$)，形成了逆时针的流动，最终和来自远后方的流动汇合流入螺旋桨。而在高速区左侧 ($y<0$) 则形成了顺时针的流动，最后也是和远后方的来流汇入螺旋桨。但是，在中等水深工况 ($h/T=3.0$) 下，尾流场中速度受到水底影响，导致了尾流更加分散。在大约 $y/L_{pp}=\pm 0.2$, $x/L_{pp}=1.7$ 左右的位置，可以看到两侧流线基本垂直于中纵面向两侧流动。

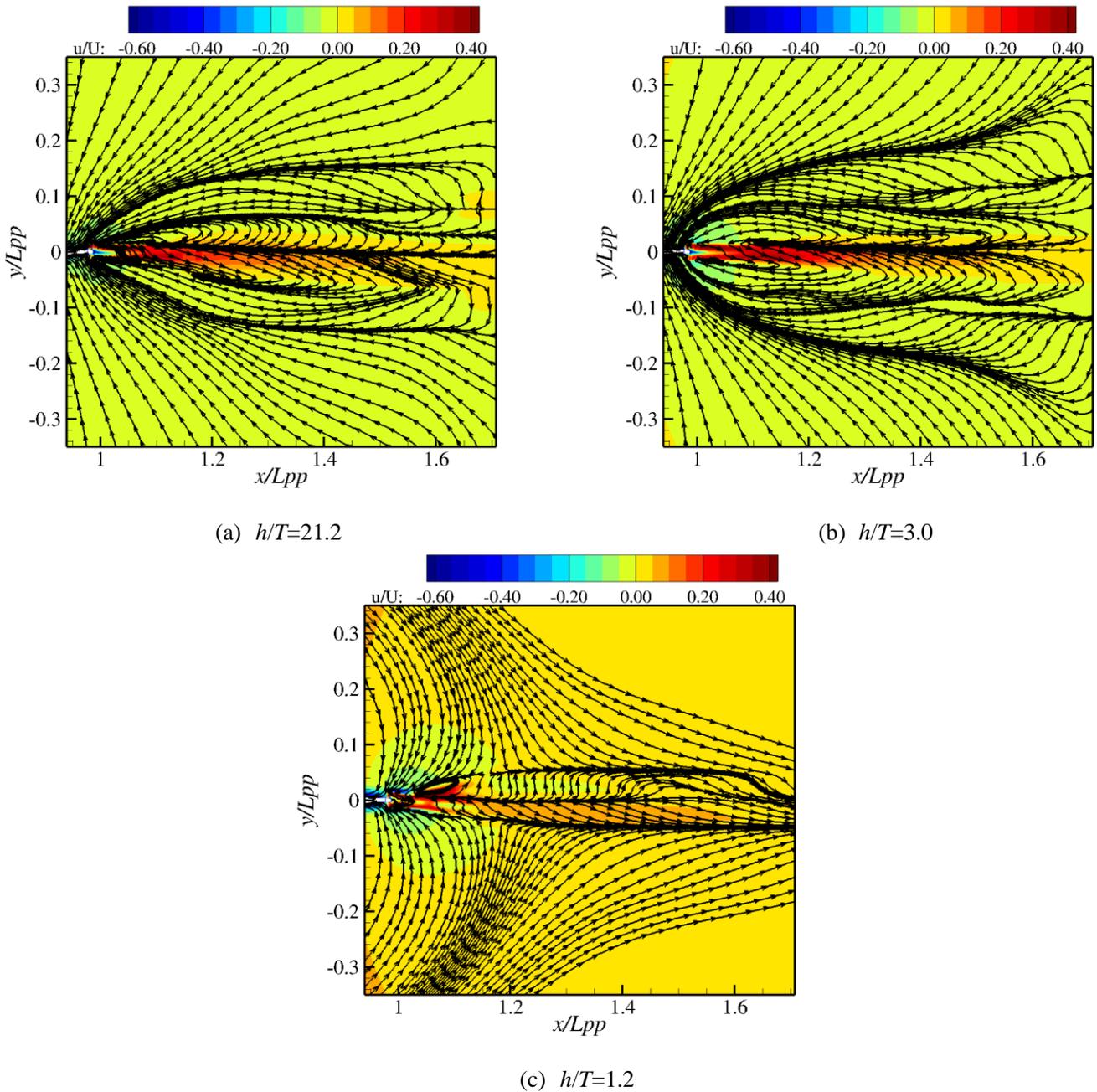


图4-29 不同水深下的桨轴平面上的速度及流线分布($z/L_{pp}=-0.02913$)

Fig.4-29 Axial velocity and streamlines on the plane at $z/L_{pp}=-0.02913$ in restricted waters

重点来看极浅水 ($h/T=1.2$) 工况下的流动状况。从图中可以看出,尾流场中的高速区并没有前两种工况明显。在尾流场中形成了一个十分明显的滑流区域。在尾流场中,受到螺旋桨旋转运动和水底壁面的影响,在 $y>0$ 的区域流线几乎垂直中纵面向右舷流动。这部分流动和来自上游的流动汇合,最终向下游发展汇集。而在 $y<0$ 的区

域内流线呈大约 30° 角向下游发展，并和上游流线汇合，集中向中纵位置汇集。此外，从图中可以明显地观察到，在螺旋桨旋转抽吸作用和浅底的影响下，来自上游的流动迅速向螺旋桨汇集。而在中等水深和深水工况下，则基本都是下游流线汇聚到螺旋桨附近。

4.3.2.4 动压力分布

接下来图 4-30 给出了三种水深下螺旋桨动压力分布。通过对比可以发现，在极浅水 ($h/T=1.2$) 工况下，螺旋桨压力面上的压力分布要高于其他两种工况，尤其是下方的 3 个桨叶。而中等水深和深水工况下桨叶压力分布类似，下方 3 个桨叶压力明显小于上方的 2 个桨叶。在吸力面上，极浅水工况下的压力明显小于中等水深和深水工况；而且主要是下方的 3 个桨叶压力很低。出现这种现象的主要原因是，在极浅水工况下螺旋桨的入流速度降低，从而导致了螺旋桨前后压力差增大，螺旋桨的推力和扭矩增加。

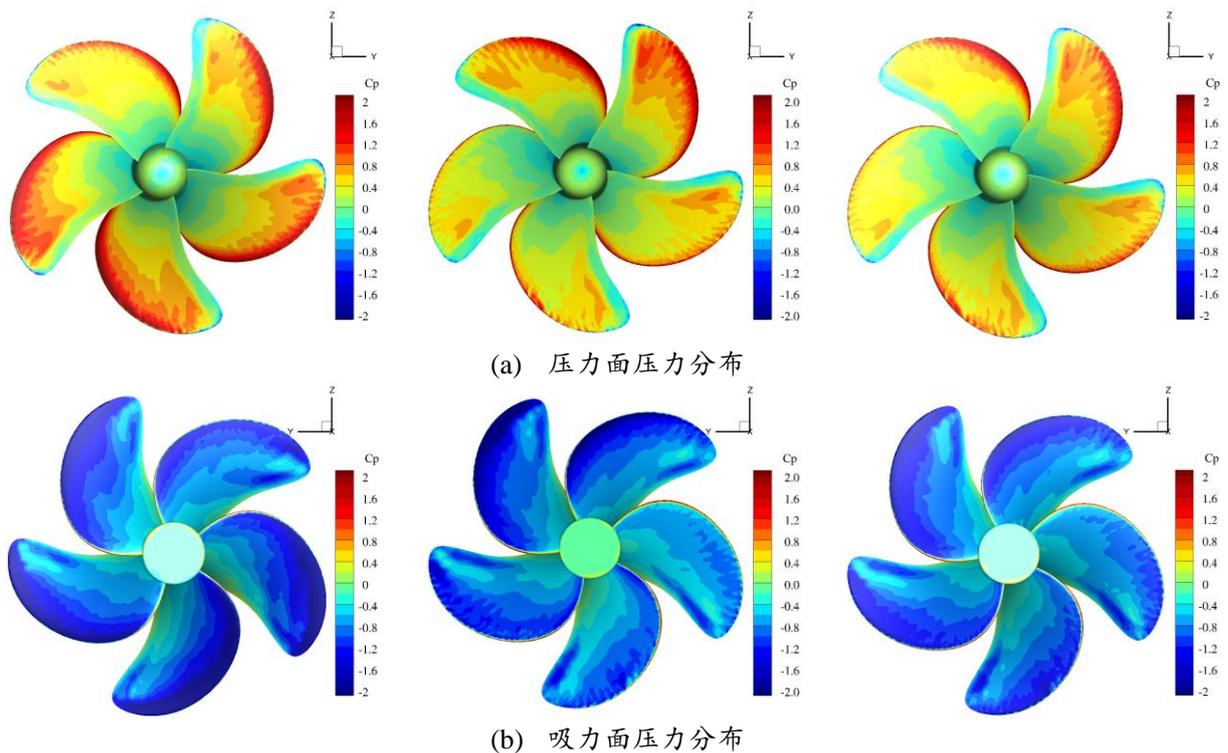


图4-30 螺旋桨表面压力系数分布(左: $h/T=1.2$; 中: $h/T=3.0$; 右: $h/T=21.2$)

Fig.4-30 Dynamic pressure distribution on the propeller (top: pressure side; bottom: suction side)

4.3.2.5 伴流场分析

为了进一步分析水深对船-桨耦合干扰的影响，本小节重点分析尾流场中的轴向伴流速度分布。图 4-31 给出了桨盘面前 $x/L_{pp}=0.975$ 平面上的轴向速度，图中黑色实线表示螺旋桨半径。从图中可以发现，随着水深的减小，螺旋桨桨盘面前入流速度逐渐减小。在深水 and 中等水深工况下，伴流场基本是关于中纵面对称的。但是，在极浅水工况下，桨盘面前的速度要远小于其他两种工况。而且，受浅底影响入流速度明显不再沿着中纵面对称。螺旋桨入流速度的减小直接引起了螺旋桨推力和扭矩的增加，这和 4.3.2.2 节的螺旋桨水动力特性，4.3.2.4 节中的螺旋桨动压力分布是对应的。

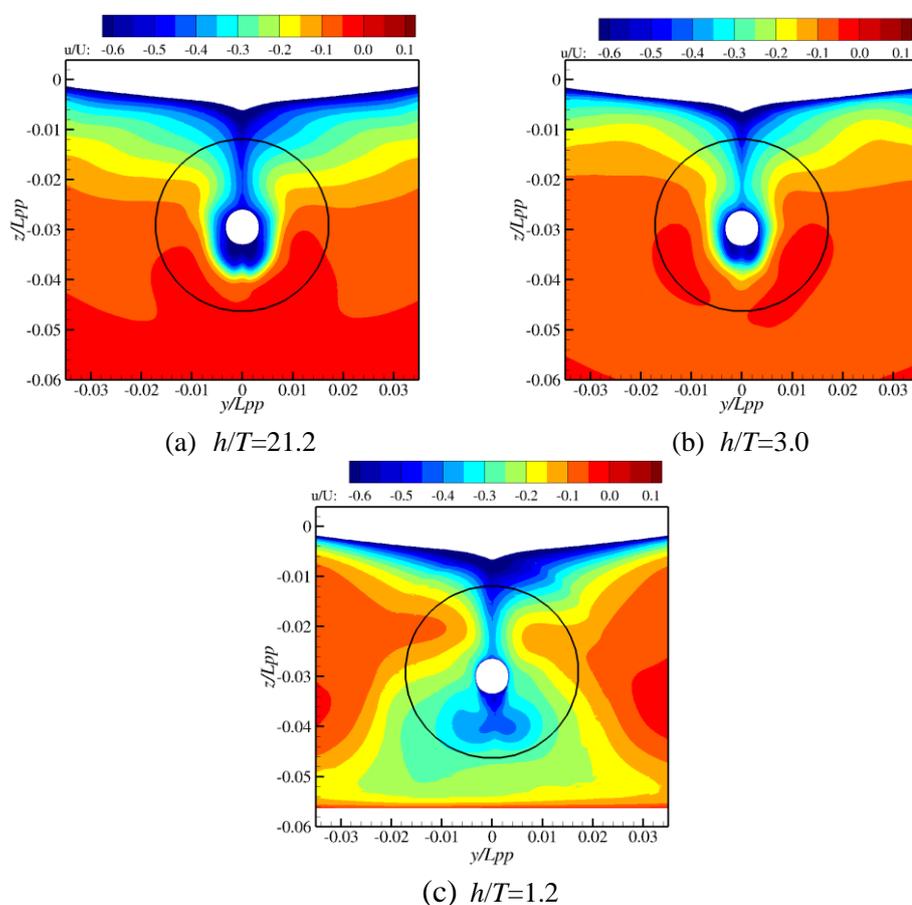
图4-31 不同水深下桨盘面前伴流速度分布($x/L_{pp}=0.975$)Fig.4-31 Wake field on the longitudinal plane in restricted waters ($x/L_{pp}=0.975$)

图 4-32 给出了桨盘面后 $x/L_{pp}=1.0$ 平面上不同水深下的轴向伴流速度分布。从图中可以发现，在尾流场中存在一个明显的速度增大区域，即滑流区域，这是螺旋桨旋转运动造成的。通过对比可以发现，在深水 ($h/T=21.2$) 和中等水深 ($h/T=3.0$) 工况

下轴向速度分布类似，滑流区域基本保持圆形。但在中等水深中，滑流区域的右舷部分速度有所增加。极浅水工况下的速度分布与前两种工况明显不同。这时的滑流区域在浅底的影响下开始变形，不能再维持圆形。在滑流区域的外侧，轴向速度迅速降低，在滑流区域的边界附近速度梯度远大于其他两种工况。这是因为受到浅底的影响，在滑流区域外侧形成了流向螺旋桨的流动，此流动方向和滑流区域速度方向正好相反。这在 4.3.2.3 节中垂向平面的流线分布可以观察到。此外，滑流区域下方速度有所减小，这也是因为螺旋桨的抽吸作用，造成回流引起的。这一点可以通过 4.3.2.3 节中螺旋桨附近流线的局部视图得到证实。

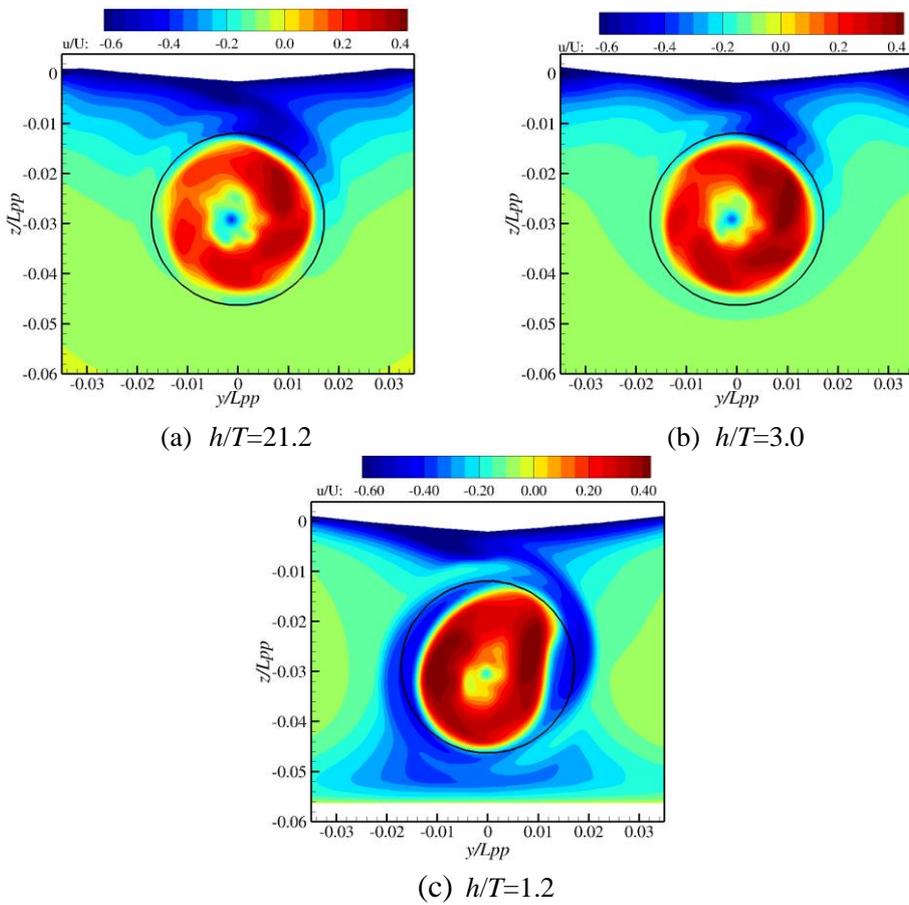


图4-32 不同水深下艉垂线平面上速度分布($x/L_{pp}=1.0$)

Fig.4-32 Wake field distribution on the plane ($x/L_{pp}=1.0$)

4.3.2.6 涡量场分析

图 4-33 给出了不同水深下轴向 $Liutex$ 涡量的分布。通过观察可以发现，在中等水深和深水工况下，轴向 $Liutex$ 涡量分布十分类似。首先来看桨盘面前的平面上 $Liutex$ 涡量的分布， $x/L_{pp}=0.95$ 。三种工况下 $Liutex$ 涡量分布有 2 点共同之处：一是在桨轴之下分布着一个涡对，此涡对左舷为正，右舷为负；另一个共同点是负的轴向 $Liutex$ 涡量主要分布在左舷，而正的 $Liutex$ 涡量主要分布在右舷。在深水中等水深工况下，在船体右舷桨轴上方，存在较大的正向 $Liutex$ 涡量，而在左舷的负 $Liutex$ 涡量则相对较小。在极浅水工况下，左舷的负 $Liutex$ 涡量分布范围要大于其他两种工况。而且，正 $Liutex$ 涡量在船中的边线十分明显。这是因为在极浅水工况下，螺旋桨前入流速度要小于其他两者，在螺旋桨旋转抽吸作用下，左舷水流越过艏柱流到右舷，而左右舷船体曲线剧烈变化引起的。然后来看艏垂线平面上的轴向 $Liutex$ 涡量分布， $x/L_{pp}=1.0$ 。从图中可以发现，在中等水深和深水工况下轴向 $Liutex$ 分布类似，零零散散地分布在滑流区域范围内。但是在极浅水中，轴向 $Liutex$ 涡量以负值为主，主要分布在滑流区域内。

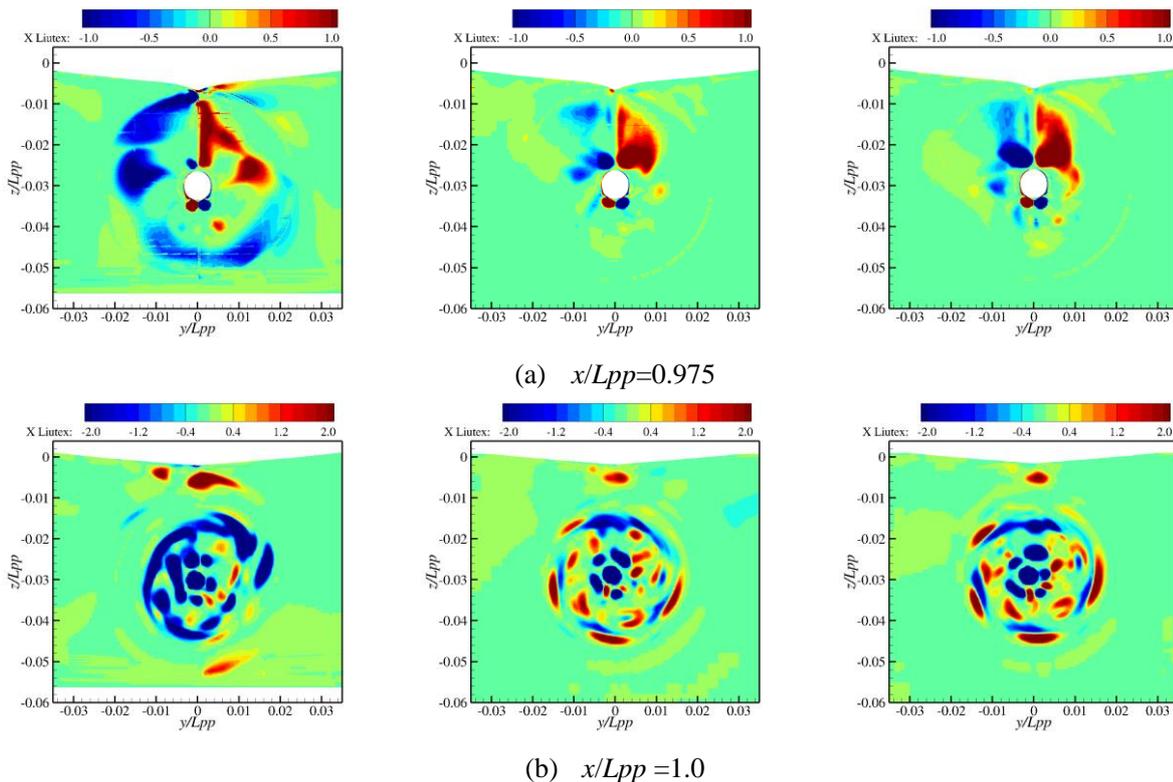


图4-33 尾流场中轴向 $Liutex$ 涡量分布(左: $h/T=1.2$; 中: $h/T=3.0$; 右: $h/T=21.2$;)

Fig.4-33 Axial $Liutex$ distribution in the wake field

4.4 浅水域中船-桨耦合高效数值模拟

上一节主要介绍了不同水深下船-桨耦合流场的分析。在数值计算中采用了真实螺旋桨模型。本小节主要验证采用体积力螺旋桨对极浅水域中船-桨耦合的数值模拟。这部分主要包括两方面内容：一是基于 BET 方法的狭窄通道中螺旋桨敞水性能预报；二是基于体积力螺旋桨的船-桨耦合数值预报。

4.4.1 狭窄通道内螺旋桨敞水性能高效预报

本小节采用了 BET 体积力螺旋桨方法模拟了狭窄通道中 KP505 螺旋桨的水动力特性。计算域采用 4.3.1 小节中 D1.5 算例的设置。在数值计算中没有采用滑移网格技术，网格总量约为 78.4 万，其网格分布如图 4-34 所示。这里对螺旋桨桨盘面以及尾流场中网格进行了加密。在计算中采用了基于 pimpleFOAM 改进的螺旋桨体积力程序，在径向上划分 10 块，在周向上采用最大尺寸限定方式，最大为 0.005m。

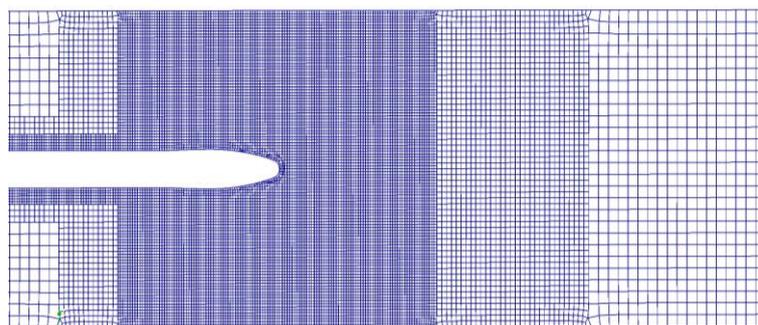


图4-34 狭窄通道中螺旋桨体积力方法计算网格分布

Fig.4-34 Grids distribution for body force propeller in restricted channel

图 4-35 给出了采用 BET 方法预报的狭窄通道中螺旋桨敞水性能与真实螺旋桨模型计算结果以及试验值的对比。从图中可以看出，采用 BET 体积力螺旋桨方法可以给出狭窄通道中螺旋桨敞水性能变化曲线，并与真实螺旋桨模型计算结果较为吻合，尤其是在中高速进速(J 在 0.6 到 0.9 之间)下。在低进速下，螺旋桨敞水性能误差较大，但也能模拟出狭窄通道中壁面对螺旋桨敞水性能的影响。总体来看，BET 方法虽然对狭窄通道中螺旋桨水动力特性的模拟欠佳，但也能捕捉到因为岸壁导致的螺旋桨推力和扭矩的增加。

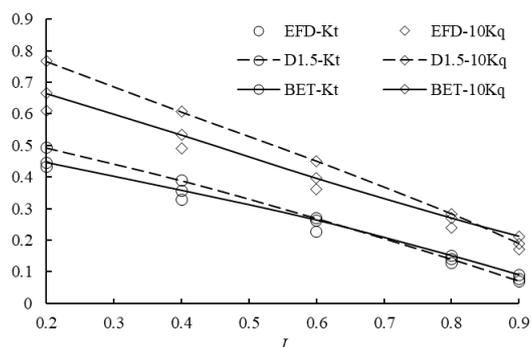


图4-35 狭窄通道中螺旋桨体积力方法和真实螺旋桨模型计算结果对比

Fig.4-35 Comparison between body force propeller and real propeller in restricted channel

图 4-36 给出了 $J=0.8$ 时 $x/D=1.0$ 位置的伴流场分布。图中左侧为 BET 方法得到的伴流场，右侧为真实螺旋桨模型计算结果在一个周期内的平均值。从图中可以看出，采用 BET 方法可以较好地模拟螺旋桨的尾流场。BET 方法对滑流区域的模拟捕捉和真实螺旋桨模型计算结果十分类似。但是桨毂后方的低速区范围较大，这是因为 BET 方法对径向速度的考量存在欠缺，螺旋桨旋转的三维效应没有得到充分体现。

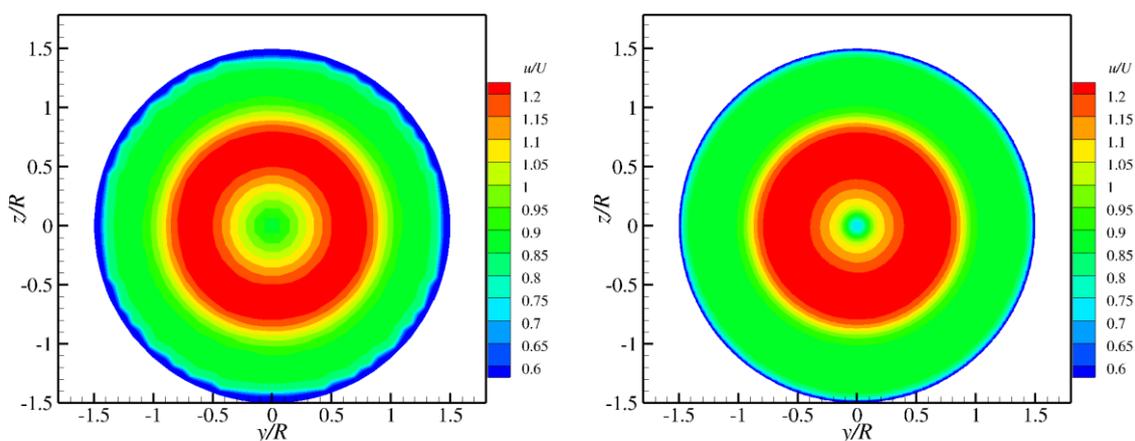
图4-36 $J=0.8$ 时 $x/D=1.0$ 平面上轴向速度对比(左: 体积力; 右: 真实螺旋桨模型)

Fig.4-36 Axial velocity distribution obtained by body force propeller and real propeller

4.4.2 浅水域中船-桨耦合高效模拟结果分析

4.4.2.1 网格划分

为实现浅水域中船-桨耦合运动高效数值模拟,本小节利用 BET 体积力螺旋桨方法模拟分析了极浅水 ($h/T=1.2$) 中船-桨耦合运动下的复杂粘性流场,并和真实螺旋桨模型计算结果进行了对比。在 BET 体积力螺旋桨方法中,对于桨盘面径向划分了 10 块,周向划分按照最大尺寸进行划分,最大尺寸限定在 0.005m。表 4-9 给出了 BET 体积力螺旋桨自航和真实螺旋桨模型自航网格布置。从表中可以看出,采用 BET 体积力方法船体网格略有减少,大约减少了 13.7%。目标航速为 0.731m/s,对应 $Fr=0.0948$ 。图 4-37 给出了极浅水中 BET 体积力螺旋桨自航的网格分布。图中黑色实线表示桨盘面位置。

表4-9 极浅水($h/T=1.2$)中船-桨耦合运动网格分布

Table 4-9 Grids for self-propulsion of KCS in very shallow water ($h/T=1.2$)

项目	背景网格(百万)	船体网格(百万)	螺旋桨网格(百万)	总计(百万)
真实螺旋桨	1.93	4.05	0.57	6.56
体积力螺旋桨	1.93	3.73	-	5.66

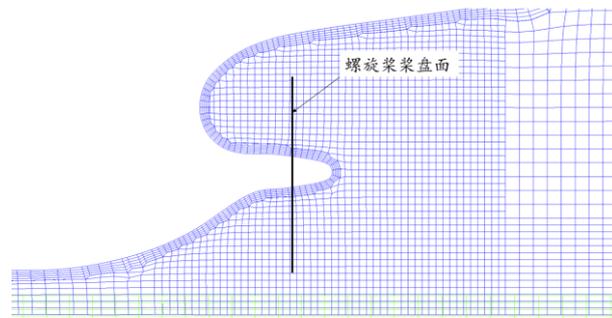


图4-37 极浅水中体积力螺旋桨自航桨盘面附近网格划分

Fig.4-37 Grids distribution around the propeller disk in very shallow water

4.4.2.2 水动力特性

图 4-38 给出了采用 BET 体积力螺旋桨和真实螺旋桨模型计算得到的船舶航速时历曲线。虚线表示采用 BET 体积力螺旋桨的计算结果,实线表示采用真实螺旋桨模型的计算结果。从图中可以看出,在计算稳定之后,采用真实螺旋桨模型的船舶航速均值约为 0.6561m/s,而采用 BET 体积力螺旋桨得到的航速均值为 0.6491m/s,与

采用真实螺旋桨模型的误差为-1.07%，说明采用 BET 螺旋桨方法能比较好地模拟极浅水中船-桨耦合运动中船舶航速的变化。

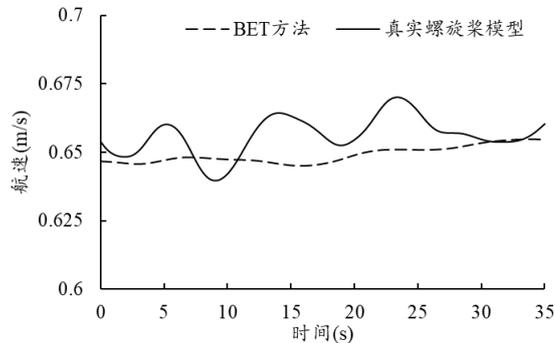


图4-38 极浅水中体积力螺旋桨与真实螺旋桨模型自航航速对比

Fig.4-38 Comparison between the speed based on the body force and real propeller

图 4-39 给出了 BET 方法和真实螺旋桨模型工况下螺旋桨推力和扭矩的时历曲线。从图中可以看出，BET 方法得到的螺旋桨推力均值为 9.203N，而真实螺旋桨模型计算结果均值为 10.11N。BET 方法与真实螺旋桨模型结果误差为-8.97%。BET 方法得到的扭矩均值为 0.327Nm，真实螺旋桨模型结果均值为 0.416Nm。BET 方法与真实螺旋桨模型结果相比小了约 21.4%。从螺旋桨受力的时历曲线可以看出，采用 BET 方法无法模拟出螺旋桨推力/扭矩曲线的高频振荡。这是因为 BET 方法是将螺旋桨简化为一个致动盘面，叶元体上的体积力直接投影到流场中，无法考虑单个桨叶的受力。而螺旋桨的高频振荡则是由螺旋桨单个桨叶切割螺旋桨非均匀入流造成的。虽然无法模拟螺旋桨的高频振荡，但是对于螺旋桨推力和扭矩均值的预报还是合理的。

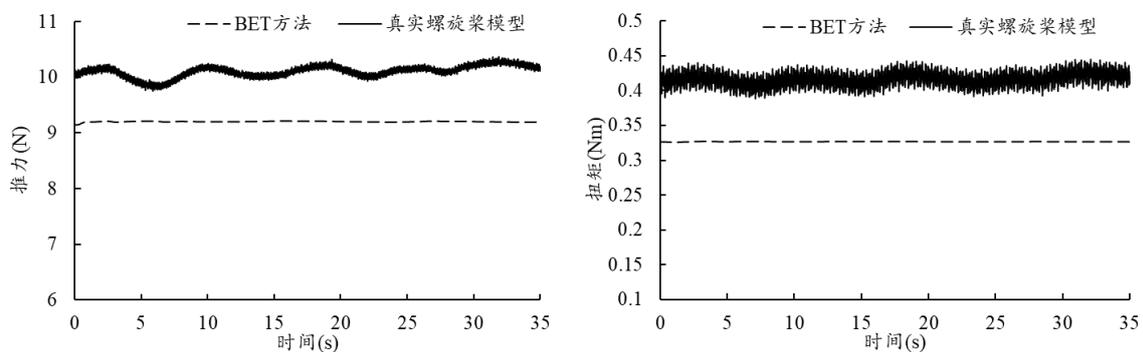


图4-39 极浅水中体积力螺旋桨与真实螺旋桨模型自航推力与扭矩对比(左：推力；右：扭矩)

Fig.4-39 Comparison between thrust and torque obtained by body force and real propeller

4.4.2.3 伴流场分析

图 4-40 给出了采用 BET 方法和真实螺旋桨模型桨盘面前 ($x/L_{pp}=0.975$) 后 ($x/L_{pp}=1.0$) 位置处的伴流场。图中黑线表示螺旋桨半径。首先来看桨盘面前伴流场分布,从图中可以看出,采用 BET 体积力螺旋桨方法得到的轴向伴流分布和真实螺旋桨模型的计算结果吻合较好。采用 BET 方法捕捉到了桨轴下方的低速区,而且低速区范围和真实螺旋桨模型计算结果比较相近。图(b)中给出了桨盘面后伴流场分布, BET 方法对滑流区速度分布有合理的捕捉,同时较好地模拟了滑流区下方和水底壁面间的低速区域,说明采用 BET 体积力螺旋桨方法能较好地捕捉浅水域中船-桨耦合运动的伴流场。

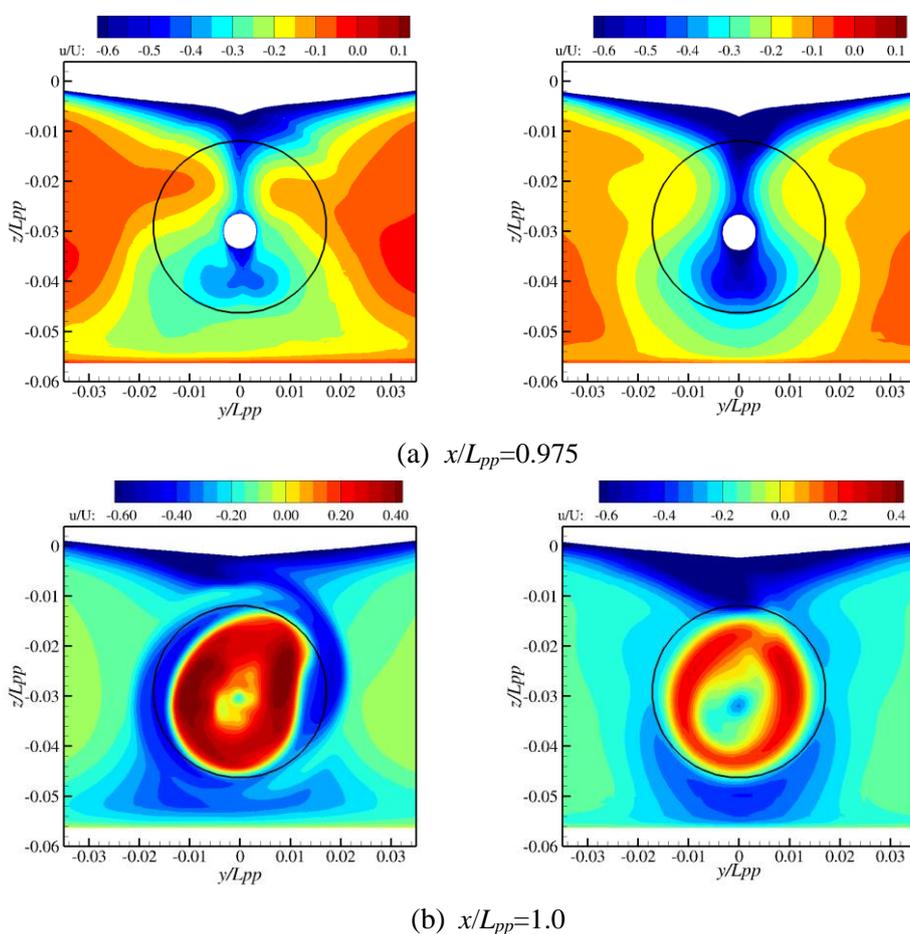


图4-40 BET方法和真实螺旋桨模型伴流分布(左:真实螺旋桨模型;右:BET方法)

Fig.4-40 Axial velocity on the plane in restricted waters

4.4.2.4 计算耗时对比

本小节中 BET 体积力螺旋桨方法和真实螺旋桨模型两个算例的数值计算都是在上海交通大学船舶与海洋工程计算水动力学研究中心 (CMHL) 的高性能计算集群进行。在计算中, 采用了 56 核 CPU 进行并行计算, 其中 55 核进行流场的数值计算, 1 核用于 Sugar++ 的插值计算。在数值计算中, 首先进行了船舶流场的计算, 在得到稳定的粘性流场后, 通过流场映射获得船-桨耦合的初始流场, 这样可以更快地达到稳定。表 4-10 给出了 BET 方法和真实螺旋桨模型自航的计算耗时对比。在数值计算中, 真实螺旋桨模拟了 40 秒的粘性流场, 需要 466.7 小时; 而 BET 方法模拟了 80 秒的粘性流场, 需要 177.8 小时。按计算 40 秒时间, BET 方法的计算时间减少了 511.1 小时, 计算总时效提高了 80.95%。BET 方法单一时间步计算需要 16 秒, 比真实螺旋桨模型模型减少了 23.8%。而在数值计算中, BET 方法采用了较大的时间步: 0.002 秒; 在真实螺旋桨模型的计算中, 时间步则为 0.0005 秒, BET 方法可以增大 4 倍, 这样就极大地减小了计算所需的时效, 提高了计算效率。

表4-10 BET 方法和真实螺旋桨模型自航的计算耗时对比

Table 4-10 Time-consuming of self-propulsion based BET and real propeller

项目	真实螺旋桨	BET 体积力法
单个节点核数(个)	28	28
节点数(个)	2	2
总核数(个)	55	55
时间步(秒)	0.0005	0.002
单个时间步计算所需时间(秒)	21	16
数值模拟时间(小时)	40	80
时间步总和(个)	80000	40000
计算物理时间(小时)	466.7	177.8

4.5 本章小结

本章采用重叠网格方法、虚拟网格技术以及 BET 体积力螺旋桨方法实现了放开运动下的浅水域中船-桨耦合运动的高效数值模拟。

为了保证数值计算方法的可靠性, 本章首先进行了网格划分的验证, 进行了网格不确定度分析, 从而发现在 UKC 中网格层数达到 15 层时能取得较好的计算结果。在船舶拖航的数值模拟中, 发现随着水深的逐渐减小, 船舶阻力逐渐增加, 船舶的升

沉、纵摇运动变得更加剧烈，船舶浅水效应愈加明显。船舶升沉速度、纵摇角速度的脉动幅值也随着水深减小逐渐增加。通过流线图显示出，在浅水工况下受水底的影响，来流无法从船底通过，从而引起了船艏附近的伴流增大，引起了船体周围动压力的降低，从而造成吸底效应。在 $h/T < 1.5$ 后，船舶的升沉纵摇幅度和速度都快速增加，严重威胁船舶航行安全。此时应该及时获悉航道水底情况，以避免触礁、搁浅等事故的发生，保持匀速，及时离开浅水海域。

本章第二部分主要内容是浅水域中船-桨耦合运动的精细数值模拟。这里首先研究了壁面对于螺旋桨敞水性能的影响。然后重点分析了浅水域中船-桨耦合运动的复杂粘性流场。通过对比分析发现随着水深的减小，固定螺旋桨转速后船舶航速越来越低。虽然螺旋桨推力扭矩也随之增加，但是由于浅水域中船舶阻力有较大的脉动幅值，船舶航速保持在较低水平。通过分析伴流场可以发现，在浅水域中，因为螺旋桨入流速度有所降低，所以螺旋桨的推力和扭矩增加。而且受到水底壁面的影响，在极浅水工况下，螺旋桨的入流有很大一部分来自于船体两侧，船体底部入流由于受到水底的影响而急剧减少。

最后采用 BET 体积力螺旋桨方法模拟了极浅水中的船-桨耦合自航运动。通过对比分析船舶的航速以及螺旋桨盘面前后的伴流场可以发现，利用 BET 体积力螺旋桨方法可以较好地预报极浅水中船-桨耦合运动的粘性流场。虽然无法准确预报螺旋桨受力的高频振荡，但是对于螺旋桨水动力特性的预报在合理范围内。通过分析计算耗时可以发现，采用 BET 方法可以大大提高计算的时效，减少数值模拟所需资源，单一时间步的计算时间减少了 23.8%。

本章分析了浅水域中船-桨耦合运动的复杂粘性流场，也证明了采用 BET 体积力螺旋桨方法模拟浅水域中船-桨耦合自航运动下复杂粘流场的可行性，为后续工作提供了可参考的数值方案。

第五章 近岸航行船-桨耦合复杂流场数值模拟

5.1 引言

当船舶航行在港口、内河以及高山峡谷中时，其航道不可避免地会在宽度方向上受到限制。近岸航行船舶的水动力特性要比开阔水域中复杂得多，这是因为岸壁的存在会引起船舶的岸壁效应。为保证船舶在近岸航行中的安全性，对近岸航行船舶水动力特性及复杂粘流场进行研究是十分必要的。

本博士学位论文在完成低速域与浅水域中船舶拖航与船-桨耦合自航运动复杂粘流场的数值模拟之后，本章将进行考虑浅底的船舶拖航与船-桨耦合下的岸壁效应分析与高效数值模拟。在研究中，采用了重叠网格方法、虚拟网格技术和两种螺旋桨处理方式（真实螺旋桨模型和 BET 体积力螺旋桨），对近岸航行的 8000TEU 集装箱船复杂粘性流场及船-桨耦合干扰特性进行数值模拟分析，研究近岸航行中船、桨的水动力特性以及复杂粘流场。

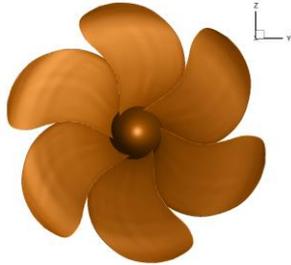
5.2 船型及试验工况介绍

为研究船舶航行中的岸壁效应，2009 年比利时弗兰德水力学研究中心（Flanders Hydraulics Research, FHR）在根特大学举办了专门针对岸壁效应的研讨会^[184]，此次会议对众多岸壁效应的研究方法进行了总结分析，并公布了部分试验数据。

本章中研究岸壁效应所采用的模型为 8000TEU 集装箱船模型及其螺旋桨，其几何模型与主尺度分别见图 5-1 和表 5-1。数值计算中采用的航道模型是根据 FHR 提供的试验数据^[184]建立的，其几何形状见图 5-2。图中， h 表示水深，为 0.36m，富余水深(UKC)为 100%，即 $(h-T)/T=1.0$ ； T 表示船模吃水； α 表示坡度； y_{00} 表示船舯到航道中的距离，为 1.435m； y_{0max} 表示航道宽度，为 3.50m； $y_{0\alpha}$ 表示倾斜岸壁底部到航道中间的距离。这里按照试验工况 F 进行了数值有效性算例的设置，傅汝德数 $Fr=0.126$ ，水深傅汝德数 $Fr_h=0.426$ 。试验中 F 工况的具体设置及试验数据如表 5-2 所示。



(a) 8000TEU 集装箱船



(b) 螺旋桨几何模型

图5-1 8000TEU 船型及螺旋桨几何模型

Fig.5-1 Geometry of 8000 TEU ship and propeller

表5-1 8000TEU 集装箱及螺旋桨模型主尺度

Table 5-1 Main particulars for maneuvering ship model

主尺度	符号和单位	模型尺度
船体模型		
总长	LoA (m)	4.332
垂线间长	L_{pp} (m)	4.103
船宽	B (m)	0.530
艏吃水	T_F (m)	0.180
艉吃水	T_A (m)	0.180
方形系数	C_B	0.651
螺旋桨模型		
直径	D (m)	0.1047
平均螺距	P/D	1.00
盘面比	A_E/A_o	0.96
毂径比	d/D	0.19
叶数	Z (个)	6
旋向	-	右旋

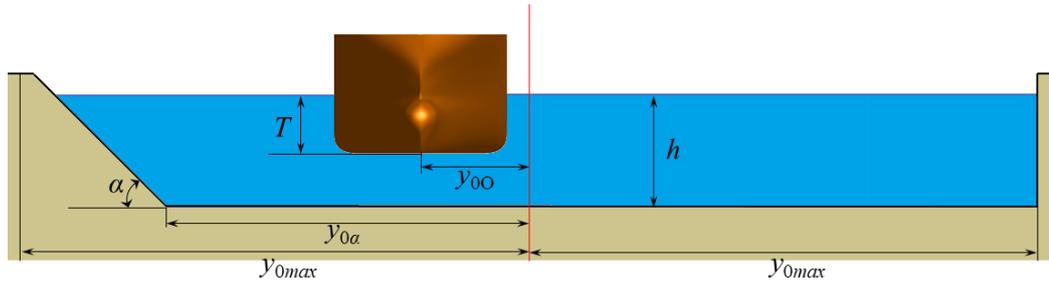


图5-2 岸壁效应研究中航道的几何模型

Fig.5-2 Geometry of bank in the study on bank effect

表5-2 试验工况说明

Table 5-2 Test condition

项目	单位	试验工况	计算工况
编号		F	slope33
UKC	%	100	100
吃水	m	0.180	0.180
水深	m	0.360	0.360
航速	m/s	0.8012	0.801
阻力	N	5.364	-
侧向力	N	1.648	-
艏摇力矩	Nm	1.804	-
螺旋桨转速	rpm	-1	-
螺旋桨推力	N	-0.93	-
螺旋桨扭矩	Nm	0.84	-
舵角	°	0.10	-
舵的法向力	N	0.07	-
舵的阻力	N	-0.04	-

5.3 拖航下船舶岸壁效应的模拟分析

本小节根据试验工况进行数值方案有效性以及拖航船舶在不同岸壁距离下岸壁效应的数值模拟分析。本节的数值模拟算例工况配置如表 5-3 所示。

表5-3 数值模拟工况介绍

Table 5-3 Overview of the test condition

工况	α	$y_{0\alpha}$ (m)	$(y_{0\alpha} - y_{0o} - B/2) / B$
slope33	1/3	2.230	1.0
db10	Vertical Wall	2.230	1.0
db025	Vertical Wall	1.8325	0.25
db05	Vertical Wall	1.965	0.5
db15	Vertical Wall	2.495	1.5

5.3.1 网格收敛性分析

为了保证数值计算的可靠性,本小节进行网格收敛性的验证。采用不同网格方案对 slope33 算例进行计算验证,并将计算结果与试验工况 F 进行对比分析。

在数值计算中采用的计算域如图 5-3 所示,其中船体周围计算域为 $-0.122L_{pp} < x < 1.15L_{pp}$, $-0.086L_{pp} < y < 0.085L_{pp}$, $-0.066L_{pp} < z < 0.08L_{pp}$;背景网格计算域是 $-2.0L_{pp} < x < 4.0L_{pp}$, $-1.20L_{pp} < y < 0.51L_{pp}$, $-0.0877L_{pp} < z < 0.5L_{pp}$ 。在数值模拟中采用了给定船舶航速的方法来模拟船舶近岸航行下的复杂粘性流场。速度入口采用 fixedValue 边界条件;出口的压力边界条件采用 zeroGradient;底部(fixedWall)边界条件设置为 wall,速度设置为 0;船体表面的速度边界条件采用 movingWallVelocity,压力边界条件采用 fixedFluxPressure;船体计算域外边界的边界条件设置为 overlap,以实现船体网格和背景网格之间的插值计算。在网格收敛性验证时,将背景域网格和船体计算域网格在 x , y , z 三个方向上进行网格的等比例加密,网格的加密比例为 $\sqrt{2}$ 。最后所得网格划分方案如表 5-4 所示。需要指出的是,背景网格单元几何比较简单,但是在 slope33 算例中,岸壁为倾斜出水壁面,在倾斜岸壁与水底相交部位网格不一定能按照这种比例进行网格的加密。此外,对于船体表面网格,也采用了加密方法,其几何曲面较为复杂,也不一定能保证该加密比例。图 5-4 给出了不同网格方案下的中纵面网格分布。红色表示背景网格,蓝色表示船体网格。为对自由面进行较好的捕捉,这里在背景网格和船体网格中都对自由面位置进行了垂向加密。

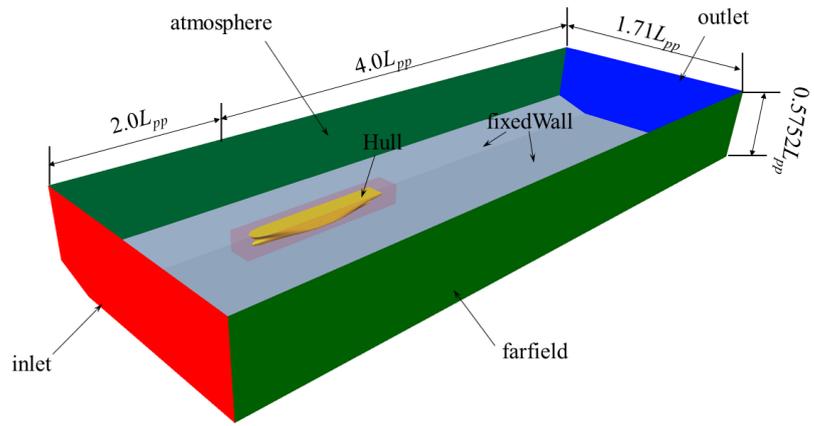
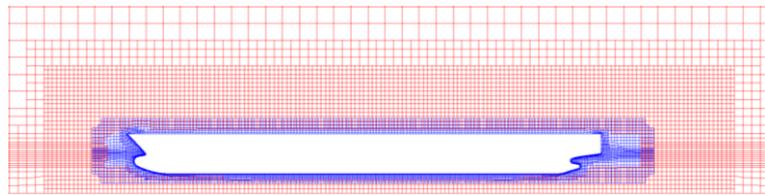
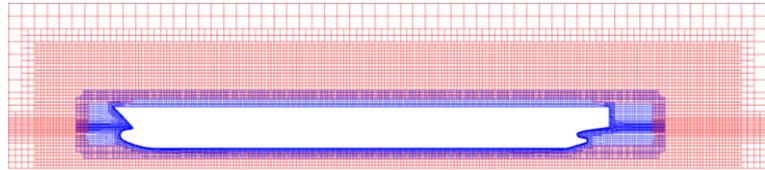


图5-3 slope33 算例计算域模型

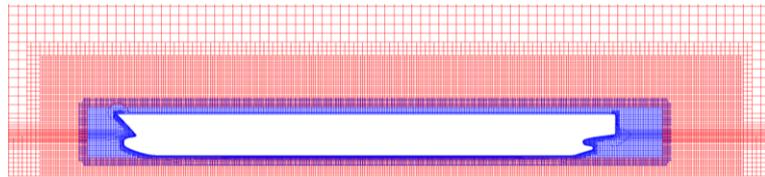
Fig.5-3 Computational domain for CASE slope33



(a) 粗网格



(b) 中等网格



(c) 细网格

图5-4 网格收敛性验证中不同网格方案布置

Fig.5-4 Grids arrangement for mesh independency

表5-4 不同网格方案网格布置

Table 5-4 Grids arrangement in different grids schemes

网格方案	背景网格(百万)	船体网格(百万)	总计(百万)
粗网格	1.75	0.70	2.45
中等网格	2.47	1.97	4.44
细网格	4.92	4.15	9.07

5.3.1.2 水动力特性

通过采用 3 套网格方案对 slope33 算例进行数值模拟,其得到阻力和浮力时历曲线如图 5-5 所示。数值计算中总共模拟了 90 秒的船舶流场,这里只给出了计算稳定后 25 秒的数据。通过对比分析可以看出,采用中等网格尺度和精细网格得到阻力结果十分接近,而粗网格方案得到阻力时历曲线脉动幅度比其他两种方案要大。这里还给出了 3 种方案下得到的船舶浮力时历曲线。浮力曲线的稳定说明船舶的浮态是稳定,说明船舶航行状态是稳定。

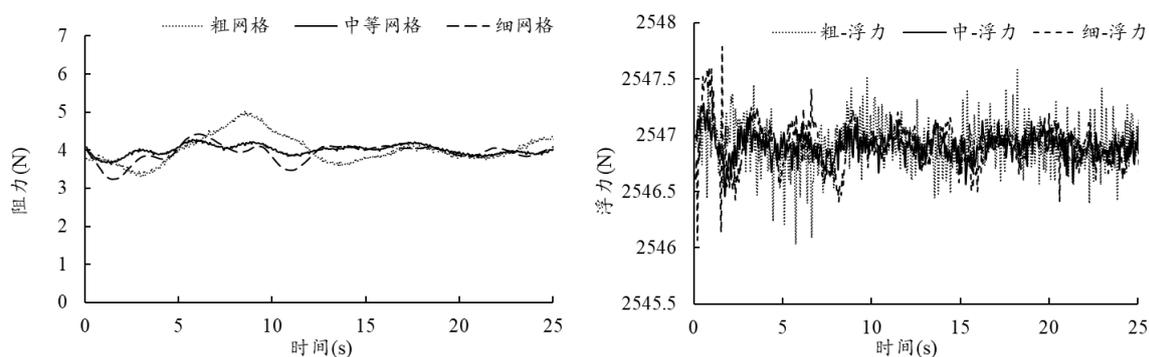


图5-5 不同网格下的船模受力时历曲线(左:阻力;右:浮力)

Fig.5-5 Time histories of forces and moment action on the hull with different grid resolution

表 5-5 给出了 3 种网格方案下的阻力、侧向力和艏摇力矩计算结果。这里给出的误差为相对误差,比如,中等尺度网格方案结果的误差是相对于精细网格方案而粗网格的误差是相对于中等尺度网格方案的。通过分析可发现,船舶所受到的阻力、侧向力和艏摇力矩的相对误差是逐渐减小的,说明当前网格能取得逐渐收敛的结果。针对与试验工况 F 的对比,由于试验中采用了船-桨-舵耦合的形式,而且螺旋桨具有-1.0rpm,舵角为 0.1° ,这里仅进行量级上的对比。在试验中,其阻力为 5.364N,且螺旋桨的拖曳力为 0.93N,所以去掉螺旋桨推力后,其受力为 4.434N;从这一点上来

看,采用当前数值方法得到的船舶阻力是可信的。针对侧向力,三种方案计算结果虽然和试验值有较大误差,但都在同一量级上,也可以判定为可信的。对于艏摇力矩来说,3种方案下的艏摇力矩在同一量级,相对误差也逐渐缩小。通过以上分析可知,3种网格方案的计算结果其相对误差逐渐减小,而且和试验值在同一个量级上,所以可以判定当前结果是可信的。综合考虑计算耗时,在后续的计算中采用了中等尺度网格方案进行近岸航行船舶的复杂粘性流场数值模拟。

表5-5 不同网格方案下的船模受力与试验值对比

Table 5-5 Comparison between predicted forces/moment and experiments

项目	粗网格	偏差(%)	中等网格	偏差(%)	细网格
阻力(N)	3.987	-6.47%	4.291	-4.65%	4.406
侧向力(N)	0.732	-30.45%	1.051	-15.24%	1.240
艏摇力矩(Nm)	1.435	-25.8%	1.934	-8.99%	2.125

根据 ITTC 对于网格收敛性验证的规定,这里对阻力进行了网格不确定度分析。表 5-6 给出了网格不确定度分析过程中的收敛参数 R_G 、观测精度阶 P_G 、数值误差、修正系数 C_G 以及网格不确定度 U_G 。表中结果说明当前结果是可靠的。

表5-6 网格不确定度的计算

Table 5-6 Calculation of grid uncertainty

R_G	P_G	δ_{RE}	C_G	U_G
0.378	2.805	0.07	1.643	0.160

5.3.2 岸壁距离对船舶水动力特性的影响

上一小节进行了网格收敛性的分析,接下来将分析不同岸壁距离对船舶水动力特性的影响。在进行数值模拟时,采用了垂直岸壁模型,以岸壁到船舷距离为要素进行数值模拟研究。

5.3.2.1 工况及网格布置介绍

这里共进行了 4 种工况的数值模拟,岸壁到船舷距离分别为 0.25、0.50、1.0 以及 1.5 倍的船宽。表 5-7 给出了不同工况下的网格划分。在 db025 工况下,背景网格和船体网格都略有增加,这是因为船舷和岸壁之间的距离减小,为对流场进行精确模拟进行了网格加密。

表5-7 不同岸壁距离下网格分布

Table 5-7 Grids for simulating the bank effect

项目	背景网格(百万)	船体网格(百万)	总计(百万)
db025	3.42	2.14	5.56
db05	3.19	1.97	5.16
db10	3.36	1.97	5.33
db15	3.51	1.97	5.48

5.3.2.2 水动力特性

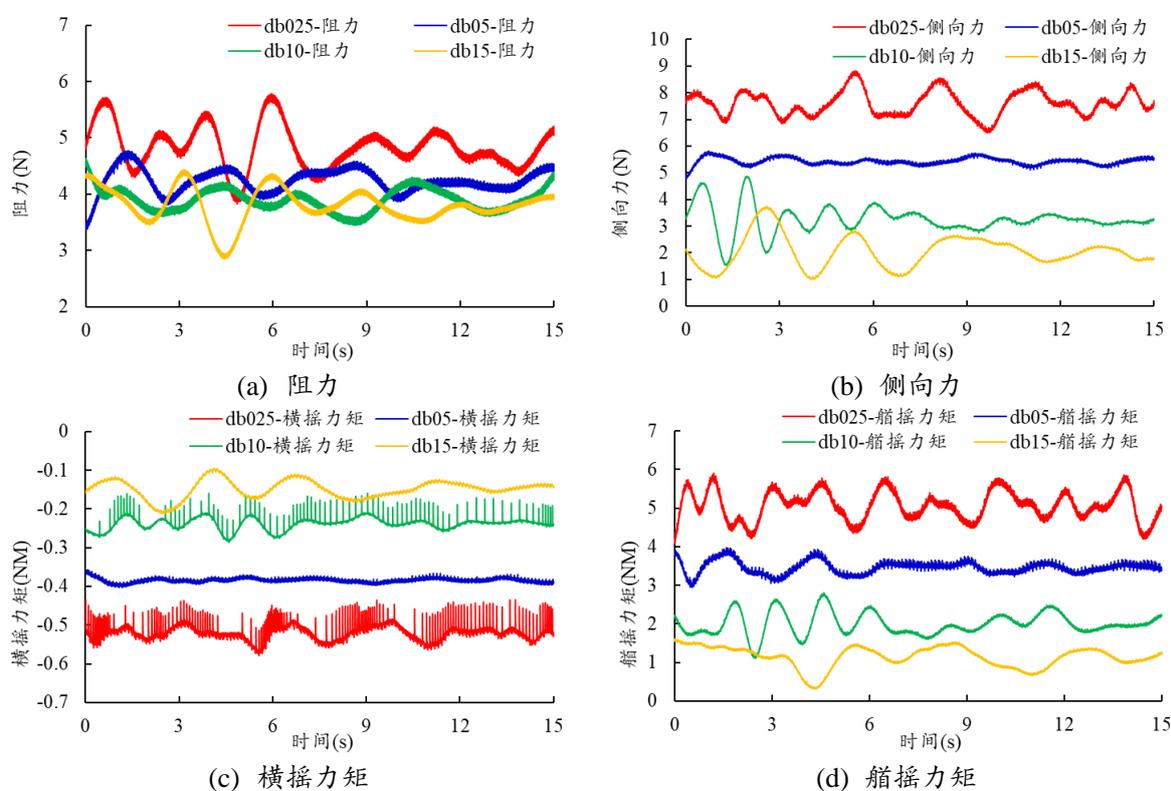


图5-6 不同岸壁距离下船舶受力曲线

Fig.5-6 Time histories of forces/moments action on the hull

图 5-6 给出了 4 种工况下船舶的阻力(a)、侧向力(b)、横摇力矩(c)以及艏摇力矩(d)时历曲线。图中，红线、蓝线、绿线以及橙线分别表示 db025、db05、db10 以及 db15 算例的计算结果。首先来分析阻力，从图中可以看出，随着船舶逐渐靠近岸壁，船舶的阻力在逐渐增加，而且随着船舷到岸壁距离的减小，阻力曲线的脉动也逐渐增加。这说明船岸距离的减小会引起船舶受力的脉动性增加，船舶近岸航行时危险性增

大。分析侧向力、横摇力矩以及艏摇力矩可发现：随着船岸距离的减小，船舶所受侧向力、横摇力矩以及艏摇力矩均快速增加。这是因为随着船岸距离的减小，船岸之间的流动加速，从而压力下降，船舶左右舷压力差增大，造成船舶与岸壁的互吸，即岸壁效应。这样船舶所受侧向力与横摇力矩必然快速增加。当船舶在近岸航行时，右舷靠近岸壁，右舷船艏附近的流动受到船艏与岸壁的阻塞，导致流动速度降低，从而右舷船艏压力升高，形成将船艏推离岸壁的转艏力矩。而在船艉处，由于岸壁和船体挤压来流，导致船艉流动加速，从而压力降低，形成船艉靠近岸壁的摆尾力矩。转艏力矩和摆尾力矩叠加造成了艏摇力矩的快速增加。此外，从图中可以看出，随着岸壁距离的增加，在 db10 和 db15 两种工况下，船舶受力比较接近，说明此时岸壁对船舶受力的影响已经减小很多。

为了对船舶受力进行定量分析，表 5-8 给出了上述船舶受力时历曲线的均值。从表中可知，在 db025 工况下，船舶阻力比 db15 工况增加了 27.4%；侧向力增加了 270.7%；横摇力矩和艏摇力矩分别增加了 246.7%和 340%。而在 db10 工况，船舶阻力相对 db15 仅增加了 2.63%，侧向力增加了 58.05%，横摇力矩和艏摇力矩分别增加了 60%和 73.91%。岸壁距离的减小引起了船舶受力的快速增加，对船舶的航行安全构成了严重的威胁。

表5-8 不同岸壁距离下船舶受力对比

Table 5-8 Forces/moments effected by bank effect

工况	阻力(N)	侧向力(N)	横摇力矩(Nm)	艏摇力矩(Nm)
db025	4.84	7.60	-0.52	5.06
db05	4.23	5.43	-0.38	3.45
db10	3.90	3.24	-0.24	2.00
db15	3.80	2.05	-0.15	1.15

图 5-7 给出了不同岸壁距离下船舶的运动响应。从图中可以看出，随着船岸距离的减小，船舶下沉量逐渐增加。db10 工况下船舶下沉量与 db15 工况相差不大，而 db05 工况略有增加。但是在 db025 工况，下沉量快速增加，均值约为 0.01m，比 db10 工况增加了大约 25%。针对船舶纵摇来说，在 db025 工况下，船舶纵摇幅度增加，且其脉动性也增大很多。说明随着船岸距离的减小，船舶的运动变得更加剧烈，这更增加了船舶近岸航行的安全隐患。

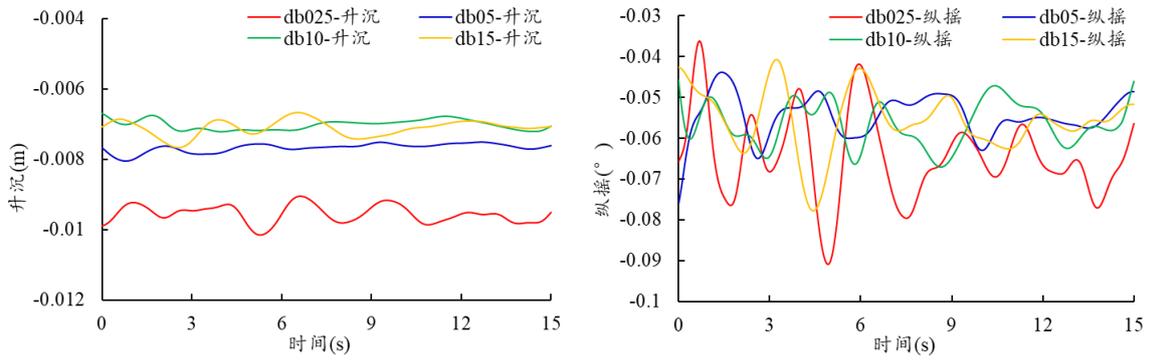
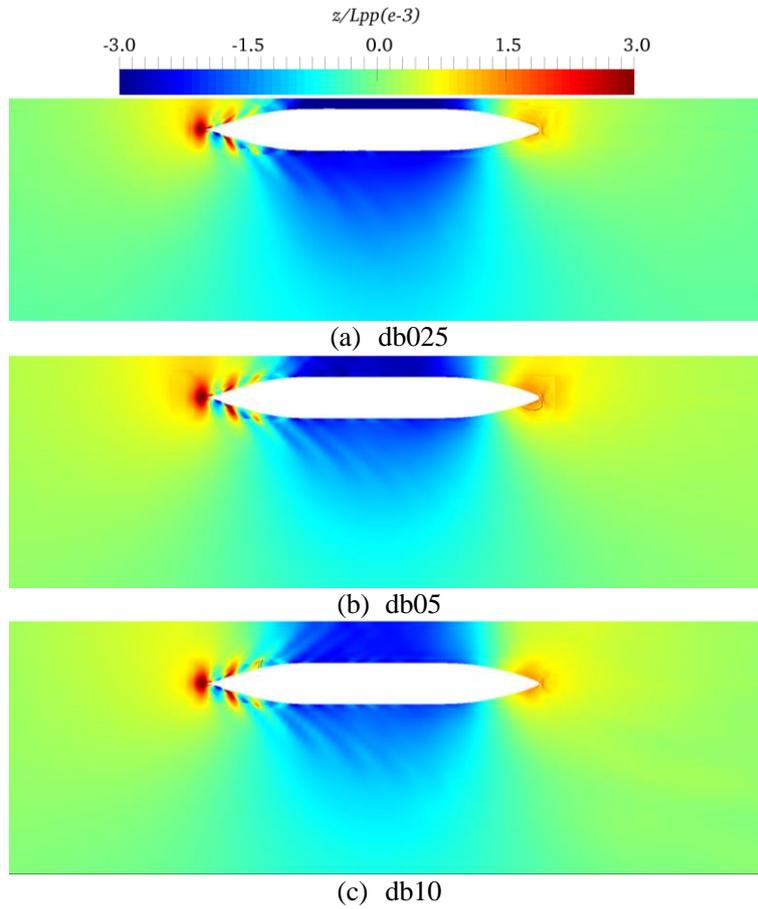
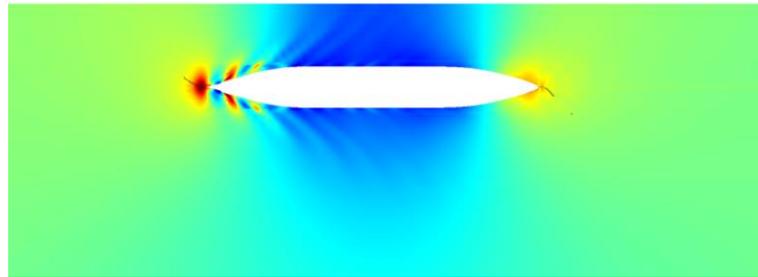


图5-7 不同岸壁距离下船舶运动响应曲线(左: 升沉; 右: 纵摇)

Fig.5-7 Time histories of ship motion (left: heave; right: pitch)

5.3.2.3 自由面





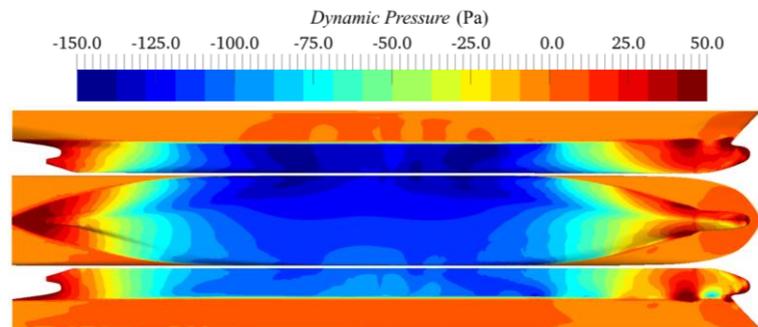
(d) db15

图5-8 不同岸壁距离下自由面分布

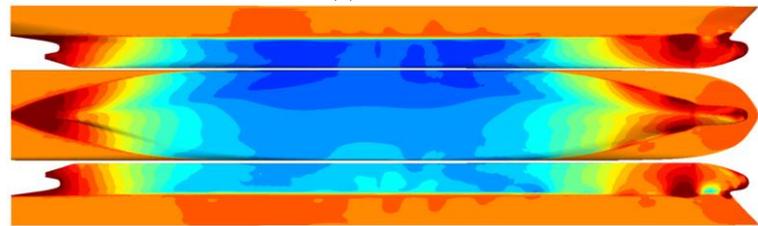
Fig.5-8 Free surface

船岸距离减小的影响可以最直观地呈现在自由面上。这里给出了不同岸壁距离下的自由面兴波波高分布，如图 5-8 所示。从图中可以看出，随着船岸距离的减小，船舶右舷和岸壁之间的自由面高度逐渐下降。这主要是因为船岸距离的减小导致船体右舷和岸壁之间的流动加速从而引起了自由面的降低。同时，船舶右舷船艏兴波的高度逐渐降低。观察 db025 工况可以发现，在船舶左舷第一个波谷的位置，船舶右舷与之对应的波谷随着船岸距离的减小逐渐消失，而下游的第二个波峰高度也被降低。这种现象会导致船艏右舷的压力增高，从而引起转艏力矩的增加。

5.3.2.4 船体动压及伴流场分布



(a) db025



(b) db05

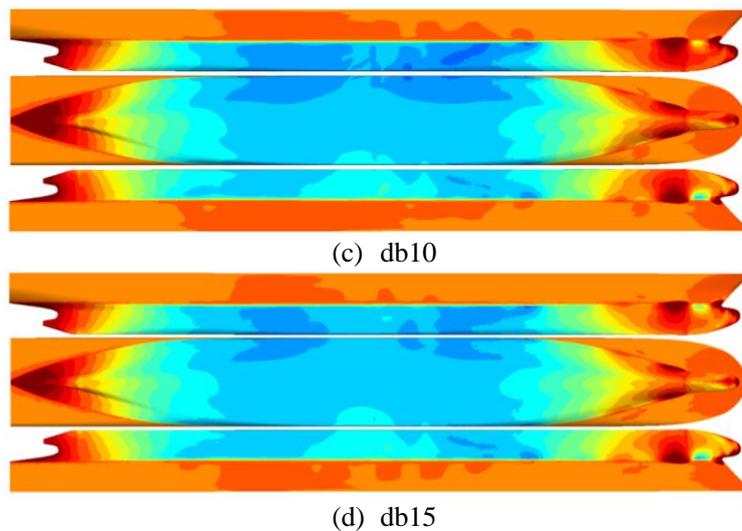


图5-9 不同岸壁距离下船体表面动压分布

Fig.5-9 Dynamic pressure distribution on the hull surface

船体表面动压最能直接反应岸壁效应影响的机理。图 5-9 给出了不同岸壁距离下船体表面动压分布。首先从总体来看，随着船岸距离的减小船体右舷动压力明显减小很多，而左舷动压力在 db025 工况虽然也有所减小但总体来说降低幅度远小于右舷。这样必然会造成船舶侧向力以及横摇力矩的快速增加。接下来分析局部动压分布。首先分析艏部动压可以发现，在 db15 工况下，船艏左右舷动压分布类似，但是右舷动压低压区略小于左舷。这样会造成船艏从右舷转向左舷的转艏力矩。随着船岸距离的减小，左舷动压分布基本保持不变，但是右舷动压低压区逐渐减小并消失，从负压区转变成正压区，这会引入船体转艏力矩的快速增加。接下来分析船艏附近动压分布。从图中可以看出，在船体右舷船艏前后存在两个低压区。船艏之后的低压区与左舷相比压力低很多，这样会引起船舶的摆尾，从而使船艏靠近岸壁。船艏的动压降低也造成了船舶侧向力的增加。

船体动压分布的改变是伴流场速度分布改变的直接反应。为了分析船舶近岸航行下的流动机理，图 5-10 给出了船舶周围轴向伴流场速度分布。从图中可以看出，随着船岸距离的减小，船体右舷和岸壁之间的流速逐渐增加，反映到船体上就是船体右舷的动压力逐渐降低。而且，在尾流场中，低速区逐渐不再沿船体中纵面对称，尤其在 db025 工况下更为明显。船艏低速区明显右舷区域面积更大。但这里的负值只是速度方向的问题，在数值上右舷高速区明显大于左舷，这就对应了右舷的低压区要高于左舷，这样就导致出现了船舶的摆尾力矩。

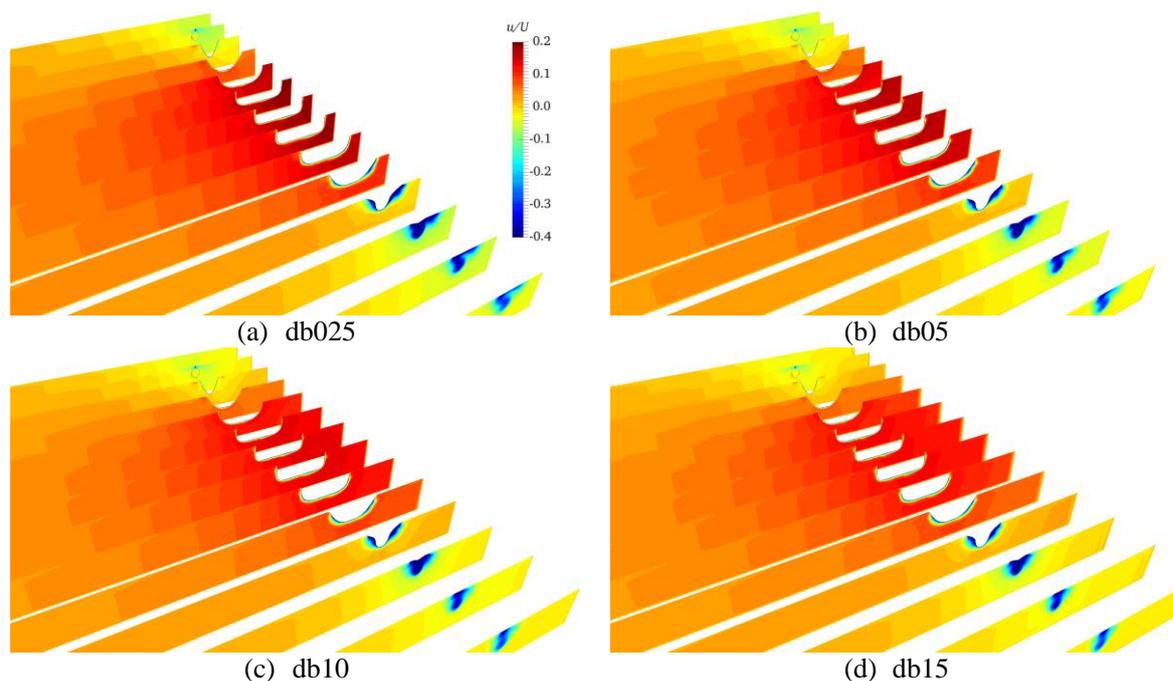
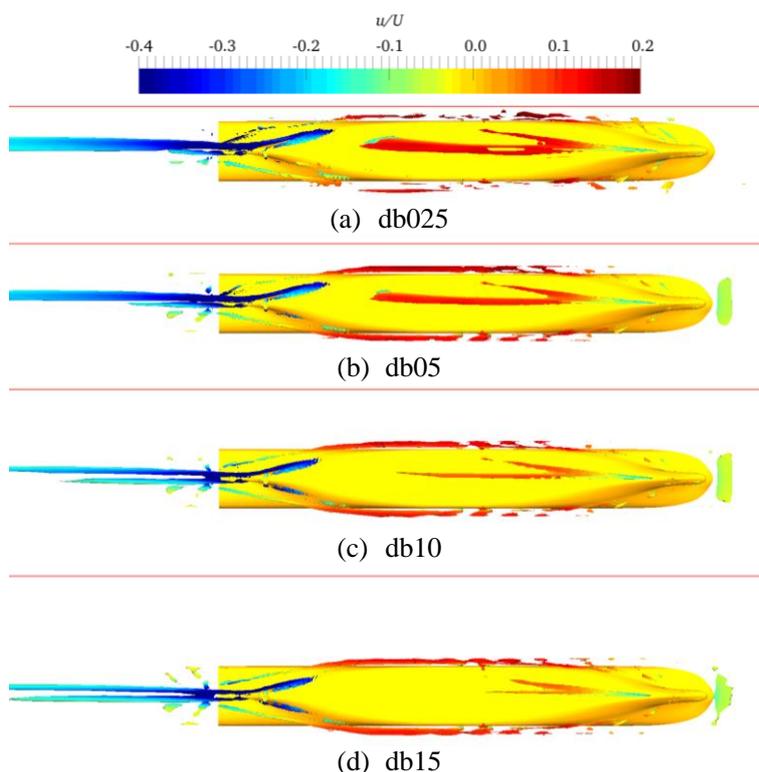


图5-10 不同岸壁距离下伴流场分布

Fig.5-10 Wake distribution around the hull

5.3.2.5 涡结构

图 5-11 给出了基于第 3 代涡识别方法 (Ω_R 方法) 得到的涡结构。图中红色实线表示岸壁位置。重点关注桨轴后方和船底上的涡结构。从图中可以看出, 随着船岸距离的减小, 桨轴后方的涡结构逐渐偏向右舷, 靠近岸壁。而且在 db15 工况下, 桨轴后方为对称形式的两条涡结构。随着船岸距离减小, 左舷的涡结构逐渐变弱, 破碎, 最后消失, 而右舷的涡结构逐渐增强, 并占据主导地位。出现这种现象主要是因为船岸距离减小, 右舷和岸壁之间流动加速, 螺旋桨尾轴附近的流动也被加速, 流动分离现象更加明显。分析船底涡结构可发现, 在 db15 工况下, 船底涡结构很弱, 并不明显, 但是有偏向于右舷的趋势。随着船岸距离的减小, 船底涡结构逐渐增强, 并明显地偏向于船体右舷。这主要是因为船体右舷和岸壁之间流动加速, 左舷流动以更快的速度向右舷补充, 在船艏艉部出现了较强的分离涡。船岸距离越小, 右舷和岸壁之间流动加速越明显, 分离现象就更加强烈, 涡结构也更加显著。

图5-11 不同岸壁距离对涡结构的影响($\Omega_R=0.52$)Fig.5-11 Vortex structures obtained by Ω_R method

5.4 船-桨耦合下近岸航行复杂流场精细化模拟

针对船-桨耦合下的岸壁效应，本小节研究了3种岸壁距离下船-桨耦合的水动力干扰特性及复杂粘性流场。为研究岸壁效应影响下的船-桨耦合水动力特性，首先需要研究螺旋桨的敞水性能，以便后续进行推进因子的计算。这里首先对8000TEU集装箱船的螺旋桨进行了数值模拟分析。

5.4.1 螺旋桨敞水性能分析

5.4.1.1 计算工况及网格划分

在本算例的计算中，采用了以大地坐标系为参考系，螺旋桨绕固定桨轴旋转的方法。通过改变来流进速，实现了全进速段的螺旋桨敞水性能模拟。为模拟螺旋桨的旋转运动，这里采用了滑移网格(sliding mesh)方法。计算域划分为静止域和旋转域。螺旋桨的转速(RPS)固定，采用10RPS。计算域的尺寸和边界条件按照第4.3.1.1小

节中 D5 工况进行设置,这里不再赘述。这里网格划分还是采用了 HEXPRESS 软件。图 5-12 给出了计算域和螺旋桨的网格分布,蓝色为静止计算域,红色为旋转计算域。旋转计算域中网格作为刚体随螺旋桨一起转动。静止域和旋转域网格分别是 101.3 万和 188.7 万, 网格总量 290.0 万。

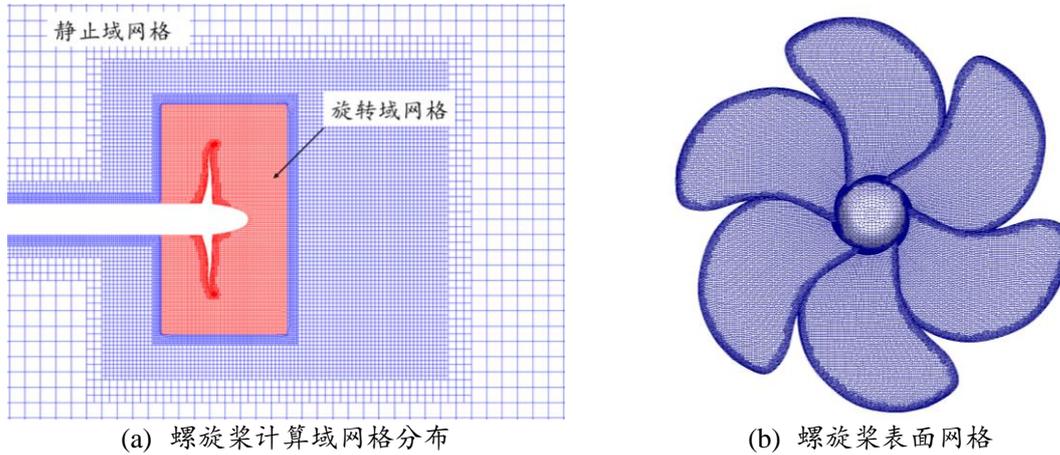


图5-12 8000TEU 集装箱船螺旋桨网格划分

Fig.5-12 Grids distribution for simulating open water performance of 8000TEU propeller

5.4.1.2 敞水性能及流场分析

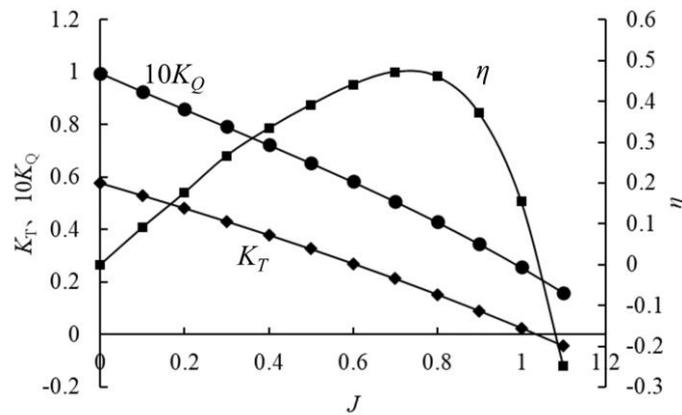


图5-13 8000TEU 集装箱船螺旋桨曲线

Fig.5-13 Open water performance of 8000TEU ship propeller

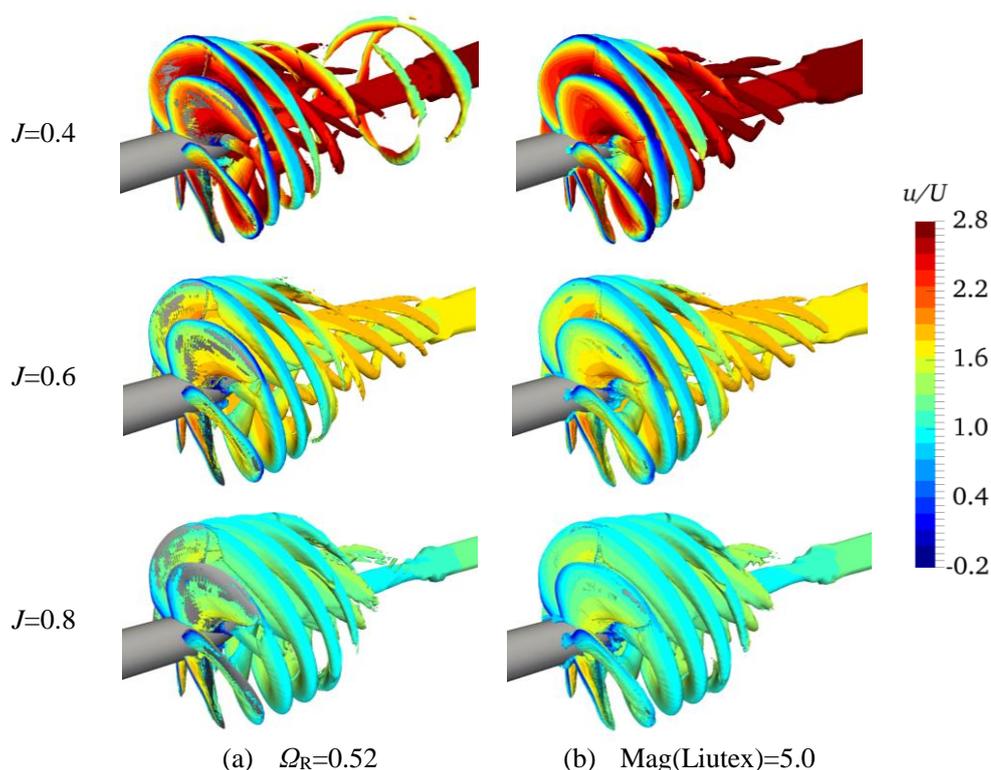


图5-14 基于第3代涡识别方法的涡结构

Fig.5-14 Vortex structures based on the third generation of vortex identification method

图 5-13 给出了 8000TEU 集装箱船的螺旋桨敞水性能曲线。从图中可以看出，该螺旋桨在 $J=0.7$ 时效率达到最高，约为 47.2%。在 $J=1.1$ 时，螺旋桨推力已为负。图 5-14 给出了基于第 3 代涡识别方法得到的 $J=0.4$ 、0.6 以及 0.8 时的螺旋桨涡结构。图中，以轴向速度染色。从图中可以看出，随着进速系数的增加，螺旋桨抽吸作用对流动的影响越来越小，即轴向速度越来越小。而且，随着进速的增加，螺旋桨梢涡结构向更下游的位置发展。在较低进速下，梢涡结构迅速耗散。两种涡识别方法不仅捕捉到了梢涡结构，还捕捉到了从随边分离出的涡结构。基于 Liutex 方法捕捉到的涡结构，基本完全覆盖了桨叶表面；但是基于 Ω_R 方法得到的涡结构并未完全覆盖桨叶表面，有相当一部分桨叶表面未被涡结构覆盖。

5.4.2 船舶自航下的岸壁效应数值模拟

接下来将进行船-桨耦合下的岸壁效应数值模拟研究，这里共进行了 3 种岸壁距离的模拟分析。

5.4.2.1 计算工况及网格划分

为模拟近岸航行下船-桨耦合运动的复杂粘性流场,本小节采用 8000TEU 集装箱船及其螺旋桨,其几何模型和参数见 5.2 小节。本小节共选取了 3 种计算工况,db025, db05 及 db15。在数值模拟中,为进行螺旋桨转速的确定,通过 PID 控制方法进行数值模拟,P 和 I 参数都选取了 1000,共进行了约 20 秒的数值模拟,最后得到螺旋桨转速约为 11.54rps。其计算域及边界条件如图 5-15 所示。

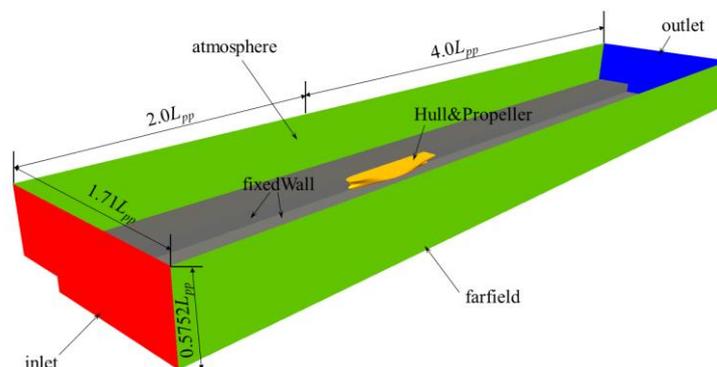


图5-15 计算域及边界条件

Fig.5-15 Computational domain and boundary condition

在进行网格划分时,采用了商业软件 HEXPRESS,其可以采用全六面体非结构化网格较好地捕捉复杂的几何表面。虽然在所有工况中水深吃水比为 2.0,船舶运动浮态变化又小,船模随体网格超出水底的可能性很小。但是为了以防万一,依然采用了虚拟网格技术,在背景网格底部添加了相应的虚拟网格。表 5-9 给出了 3 种工况下的背景域、船体域以及螺旋桨域的网格布置。在进行网格划分时,对自由面,尾流场部分进行了网格加密。而针对 db025 工况,由于船舷和岸壁之间的距离很小,为保证有足够的网格数,对该缝隙进行了网格加密处理,所以 db025 工况下的网格量比其他两种工况要稍微多一点。图 5-16 给出了 db025 工况下的网格分布。

表5-9 近岸航行船-桨耦合网格布置

Table 5-9 Grids arrangement for simulating the bank effect

工况	背景网格(百万)	船体网格(百万)	螺旋桨网格(百万)	总计(百万)
db025	3.42	2.58	0.57	6.57
db05	3.19	2.24	0.57	5.43
db15	3.51	2.24	0.57	6.32

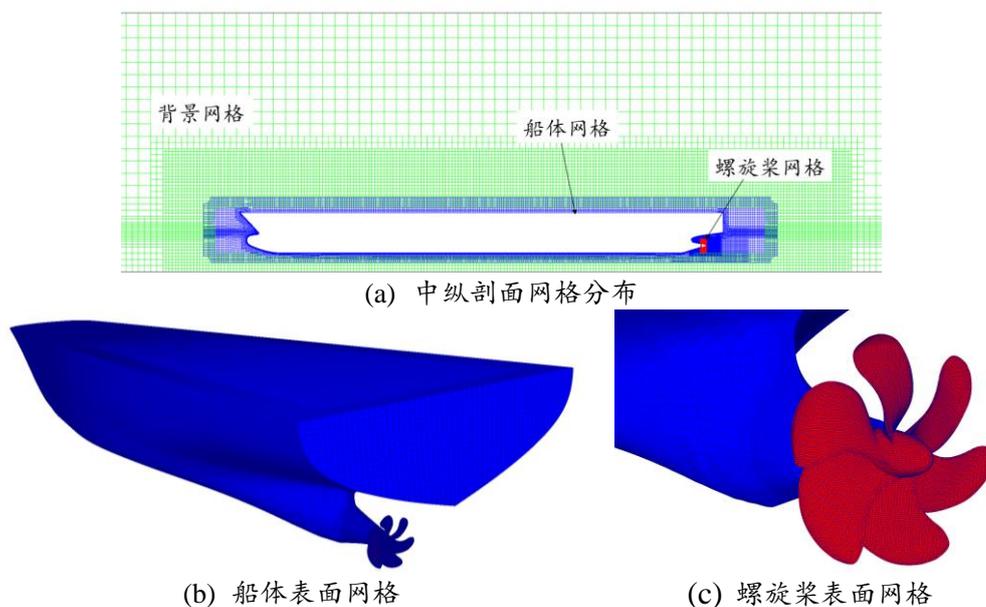


图5-16 计算域中网格分布

Fig.5-16 Grids distribution for Case db025

5.4.2.2 受力及运动响应分析

首先来分析近岸航行船舶的航速。图 5-17 给出了不同岸壁距离下船舶航速对比。从图中可以看出，随着船岸距离的减小，船舶航速越来越低。这是因为随着岸壁的减小，船舶阻力增加(如 5.3.2.2 小节所示)，而螺旋桨推力虽然也受到影响随之增加，但是增加幅度远小于船舶推力的增加幅度，所以船舶航速下降。船舶航速的脉动幅度很大这是因为船舶的运动姿态变化较大造成。

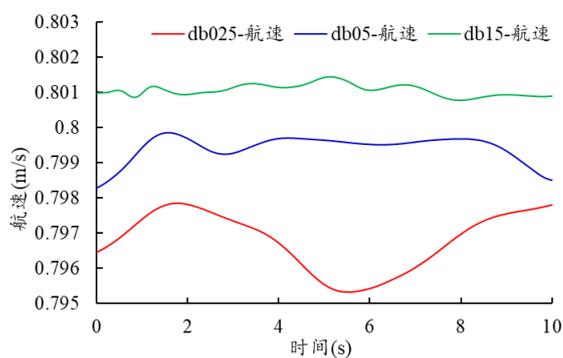


图5-17 船舶航速对比

Fig.5-17 Speed in different cases

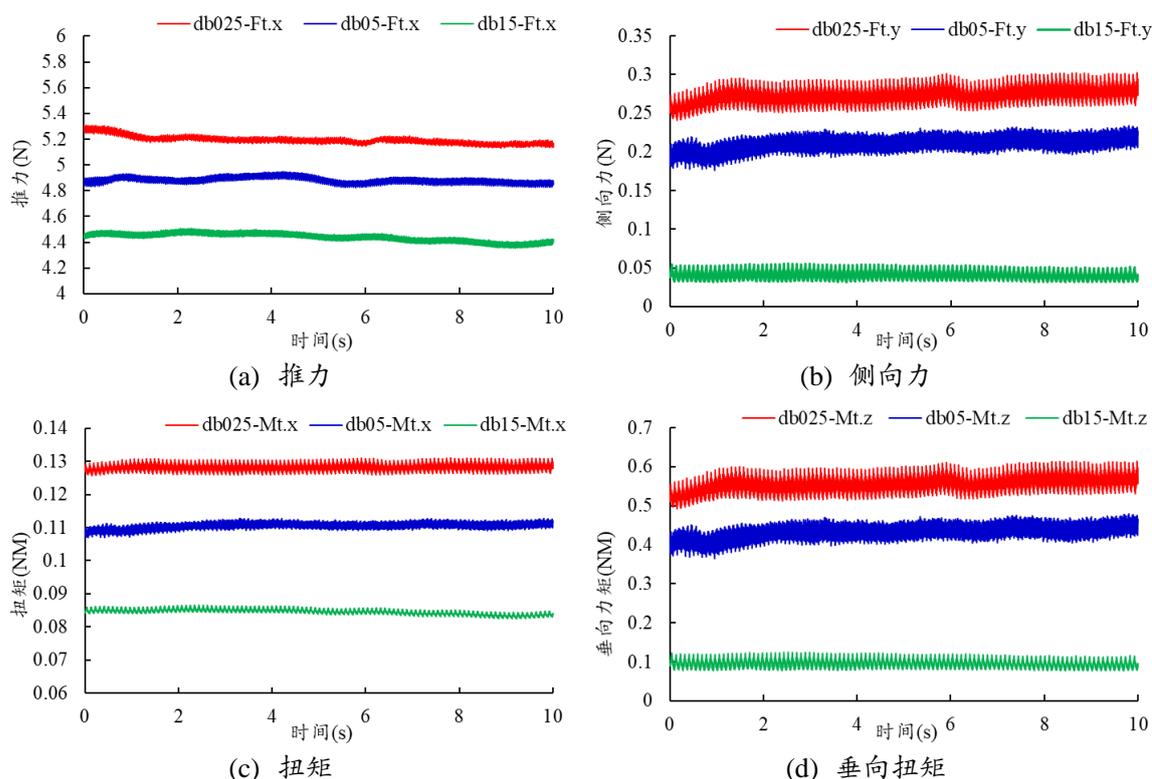


图5-18 不同工况下螺旋桨受力时历曲线对比

Fig.5-18 Comparison of forces/moments acting on the propeller

接下来分析不同岸壁距离下的螺旋桨受力。图 5-18 给出了不同岸壁距离下自航船舶螺旋桨推力和扭矩的时历曲线。从图中可以看出当前计算结果已经稳定，随着岸壁距离的减小螺旋桨推力和扭矩逐渐增加。这里也给出了螺旋桨的侧向力和垂向力矩。从图中可以发现，在 db05 和 db025 工况下，螺旋桨的侧向力和垂向力矩远大于 db15 工况。这都是因为岸壁距离的减小，导致了船舶螺旋桨尾轴附近的流动向岸壁偏移，螺旋桨入流速度减小。螺旋桨受力的时历曲线展示了螺旋桨旋转过程中的高频振荡。

5.4.2.3 螺旋桨动压及伴流场分布

船-桨耦合的岸壁效应不止涉及到船体本身的水动力特性。它是一个涉及到船体和螺旋桨相互干扰的复杂系统。在 5.3 节中我们单独分析了岸壁对裸船体水动力特性的影响。这里将重点分析近岸航行时螺旋桨的动压力及其伴流场分布。图 5-19 给出了 3 种工况下的动压力分布。从左至右依次是 db025、db05 和 db15 工况下的螺旋桨动压分布。从图中可以看出，在 db025 工况下，右侧 4 个桨叶（靠近岸壁一侧）的压

力面都处于很高的压力下，而在 db05 和 db15 工况下则分别只有 3 个和 2 个桨叶处于较高的正压区。而且从正压区域的值和面积上来看，都小于 db025 工况。从吸力面来看，在 db025 工况下右舷（靠近岸壁一侧）的 4 个桨叶都处于压力的极低区域。随着船岸距离的增加，右舷螺旋桨吸力面负压区逐渐减小。这种压力面和吸力面的压差形成了螺旋桨六分力的差异变化，这从螺旋桨动压分布上揭示岸壁对螺旋桨水动力特性的影响，印证了上一小节中螺旋桨水动力特性的变化规律。

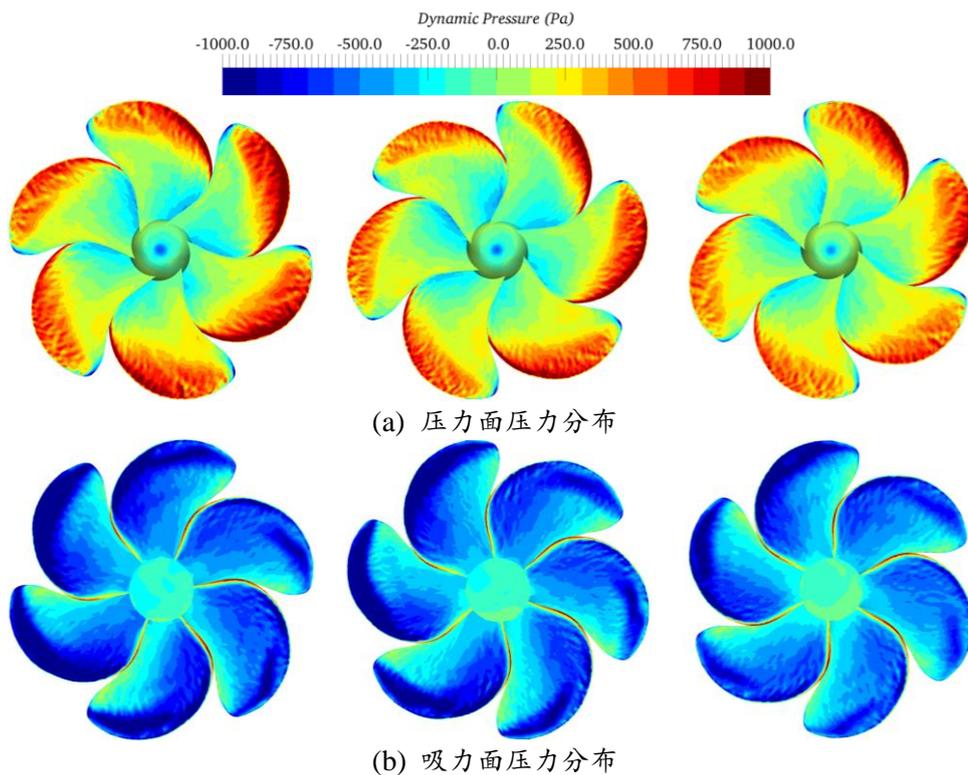


图5-19 螺旋桨动压力分布(左: db025; 中: db05; 右: db15)

Fig.5-19 Dynamic pressure distribution of propeller (left: db025; middle: db05; right: db15)

螺旋桨六分力的产生是直接来源于螺旋桨伴流场的。图 5-20 给出了 3 种工况下螺旋桨盘面前近流场平面上的伴流场分布。受到右舷岸壁的影响，在 db025 和 db05 工况下船艉伴流场明显向右舷岸壁方向偏移，而 db15 工况下几乎不受岸壁的影响。右舷($y/L_{pp}>0$)岸壁的影响直接导致了在 db025 工况下右舷螺旋桨桨叶的入流速度减小。而整个螺旋桨的入流速度与 db05 工况相比都有所减小。对比 db05 和 db15 工况下，可以发现，db05 工况下螺旋桨盘面前近流场伴流速度也是有所减小。入流速度

的减小必然引起螺旋桨推力和扭矩的增加。这和上一小节中螺旋桨的水动力特性是相对应的。

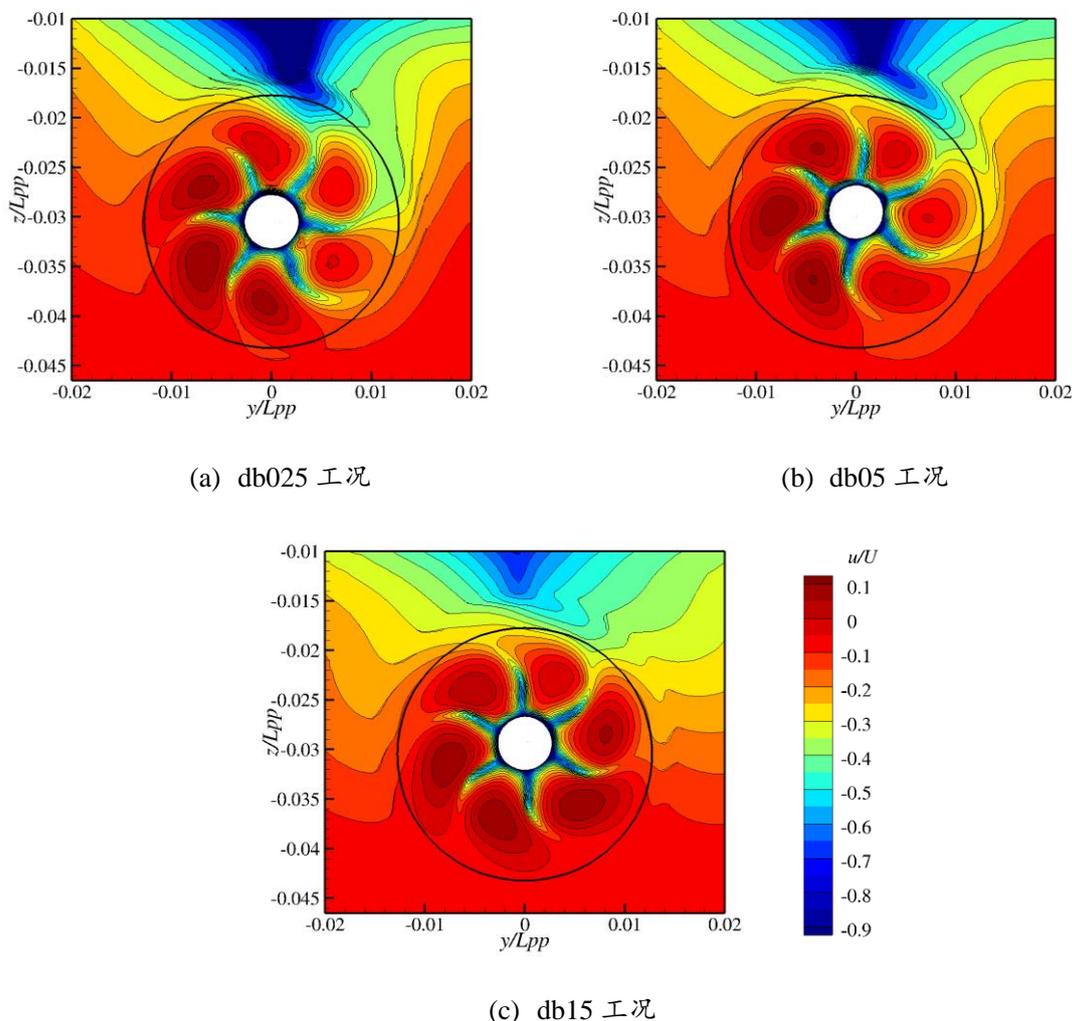


图5-20 螺旋桨盘面近场伴流速度分布

Fig.5-20 Wake distribution on the plane before disk

在经过螺旋桨的旋转加速后，尾流场中出现了明显的滑流区域，如图 5-21。受右舷岸壁的影响，在 db025 和 db05 工况下，桨轴右舷位置 ($y/L_{pp}=0.01$, $z/L_{pp}=-0.03$ 周围区域) 出现了一个明显的低速区域，而且在 db025 工况下，该区域的速度比 db05 工况要更小。这是因为船岸距离越小，通过自由面回流的速度越快，所以这个位置形成了一个较大的负速区域，也造成了右下角速度变化的缺口区域。但是，在 db15 工况下，这个缺口区域是不存在的。另外，还有一个很明显的不同存在于滑流区域内，

即在近岸工况下，越靠近岸壁，滑流区域高速区面积越大。观察图中可以发现，在 db025 工况下，滑流区速度值在 0.70 以上的区域面积远大于其他两种工况。

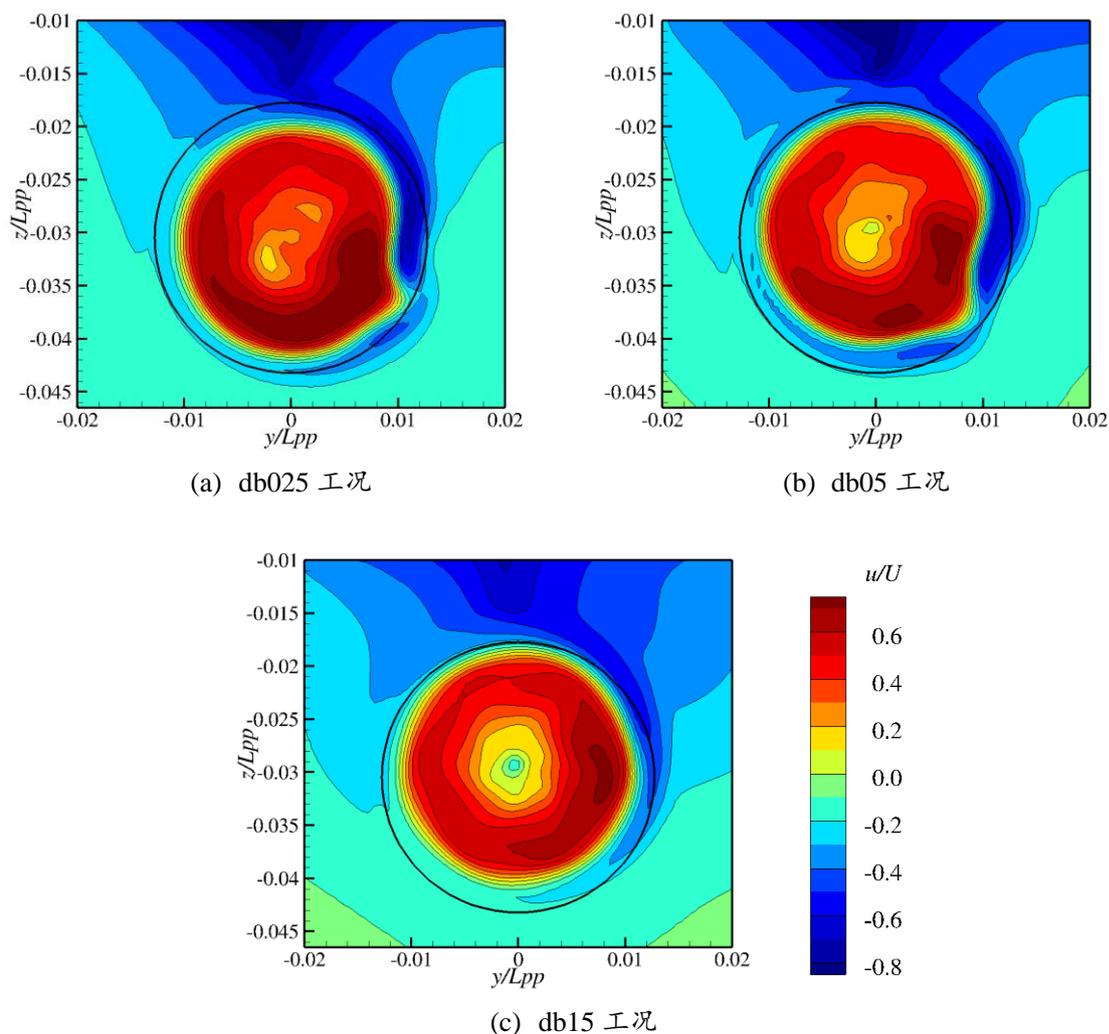


图5-21 螺旋桨盘面桨盘面后 $0.5D_p$ 伴流速度分布

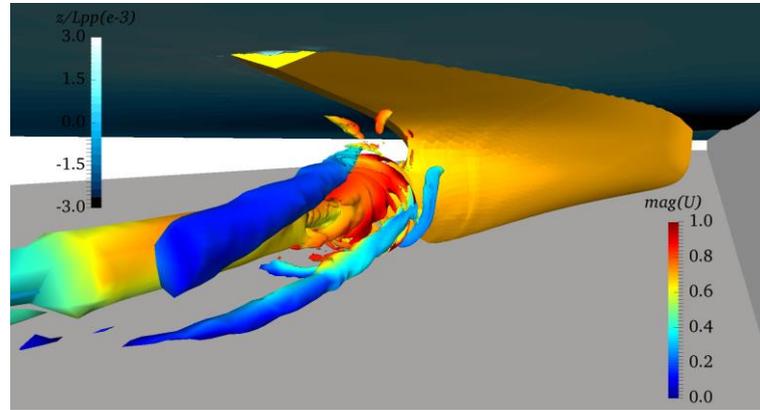
Fig.5-21 Wake distribution on the plane after disk

5.4.2.4 涡结构及涡量场分析

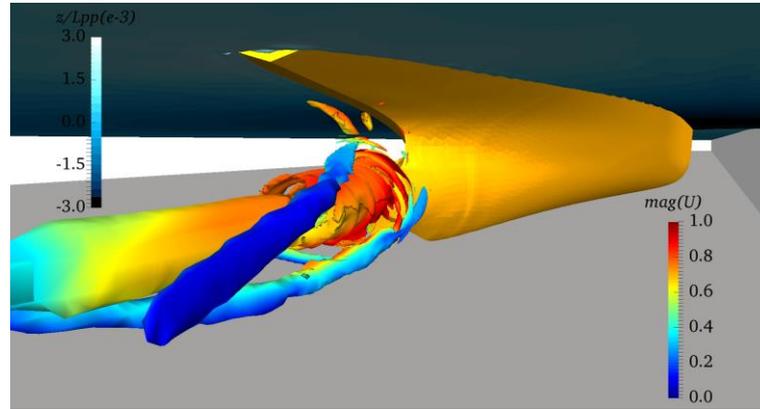
前面单独分析了船-桨耦合下螺旋桨的动压力以及伴流场分布。这里给出了采用第三代涡识别方法得到的涡结构以及涡量场。

首先来看利用 Ω_R 方法得到的螺旋桨周围涡结构，如图 5-22。通过对比可以发现，在 db025 和 db05 工况下， Ω_R 方法得到的涡结构形态上十分类似。受到右舷岸壁的影响

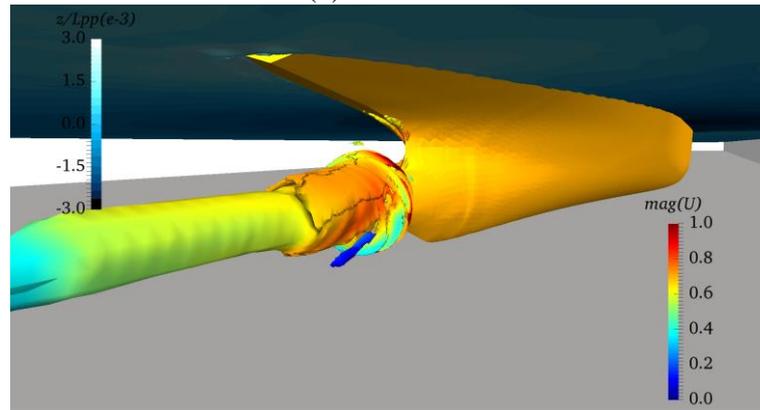
响，出现了两个十分明显的较小涡结构向右舷岸壁偏移。而在 db15 工况下，两个较小的涡结构都没有出现。理论上来说，随着船岸距离的减小涡结构应该逐渐靠近。



(a) db025 工况



(b) db05 工况



(c) db15 工况

图5-22 基于 Ω_R 方法的涡结构及自由面分布

Fig.5-22 Vortex structures based on Ω_R method and free surface

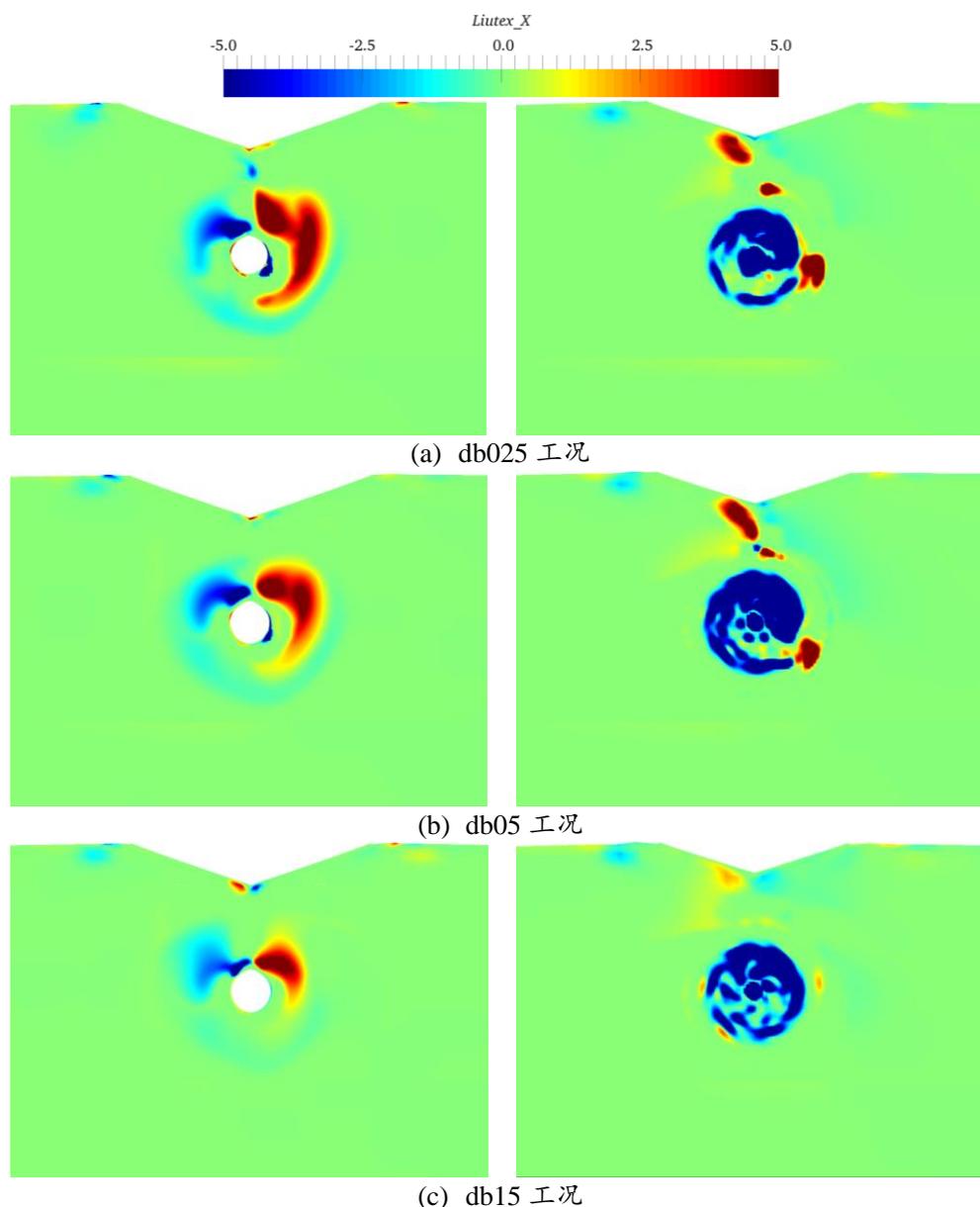


图5-23 轴向 Liutex 涡量分布(左: 桨盘面前 0.25D; 右: 桨盘面后 0.5D)

Fig.5-23 Axial Liutex distribution

图 5-23 给出了桨盘面附近轴向 Liutex 涡量的分布。首先来看桨盘面前轴向 Liutex 涡量分布。从图中可以看出，在 db025 和 db05 工况下桨轴右舷的正向涡量远远大于 db15 工况。在这两种工况下，近岸航行时螺旋桨入流速度分为两部分，一部分是来自船岸狭缝间的上游来流，一部分是来自下游螺旋桨尾流从自由面附近回流造成。在两股入流速度的作用下，螺旋桨桨盘面前方出现了较大的速度变化区域，从而造成了涡量的集中区域。而且船岸距离越小，速度变化越剧烈，涡量也更大。在桨盘面后的

平面上，滑流区域速度变化十分剧烈，所以涡量主要集中在滑流区域，而且以负涡量为主。但是在 db025 和 db05 工况下，桨盘右下角出现了一个正涡量的集中区域。这和涡结构的右下角那条细小的涡结构是对应的。

5.4.2.5 流线分布

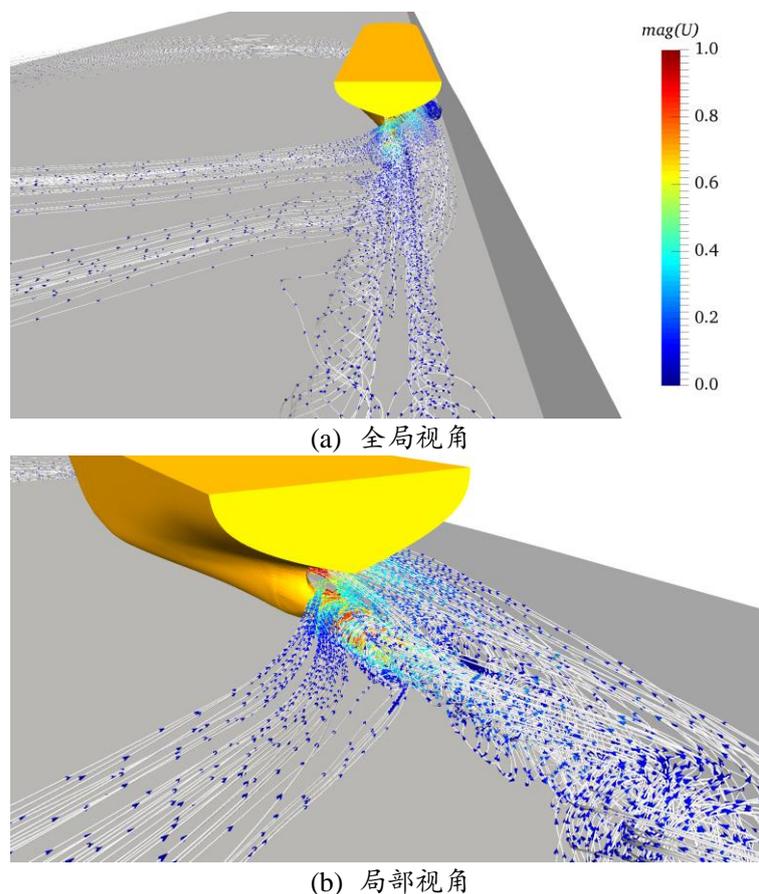


图5-24 db025 工况下流线

Fig.5-24 Streamlines and velocity for Case db025

图 5-24、图 5-25 和图 5-26 分别给出了 db025、db05 和 db15 工况下的流线分布。图中以速度幅值进行了染色。首先来看在 db025 工况下的流线分布，如图 5-24，此时的尾流场中可以看到有两条长长的流线旋转区域。在左舷开阔水域中流线从船艏绕了一个大大的圈，然后流入螺旋桨附近。此外，还有一部分螺旋桨入流从船体左后方汇入，在下游较远处与向上游发展的入流汇合。滑流区域的大部分流线在下游不远处折返，与下游入流汇合在一起，从右舷靠近岸壁的狭小空间再次向上游流去，汇入到螺旋桨入流。在局部视图中可以更加清晰地看到螺旋桨对尾流的旋转加速。在图中

可以看到尾流中存在一个向下游发展的旋转流线集中区域，即滑流区域。滑流区域上方有部分流线从下游向上游流去，最终汇入螺旋桨入流。

图 5-25 给出了 db05 工况下尾流场中流线分布。和 db025 工况类似，螺旋桨入流主要包括 3 部分，一是来自上游的流线，该流线在流场中绕了一个大圈汇入螺旋桨入流；一部分是来自左后方的远场流线；另一部分是滑流区域中的折返流线。3 个部分的流线最终汇合共同形成了螺旋桨的入流。与 db025 工况不同的是，在尾流场中并没有出现旋转流线集中区域。在流线的局部视角中可以发现，螺旋桨滑流区域中流线的速度似乎有所减小。

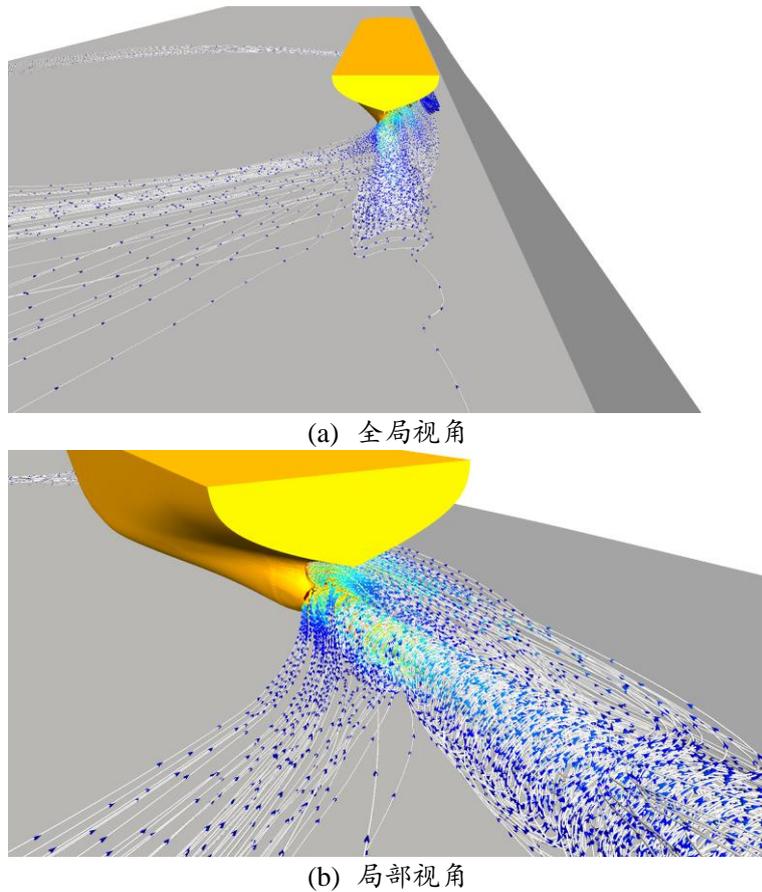


图5-25 db05 工况下流线分布

Fig.5-25 Streamlines and velocity for Case db05

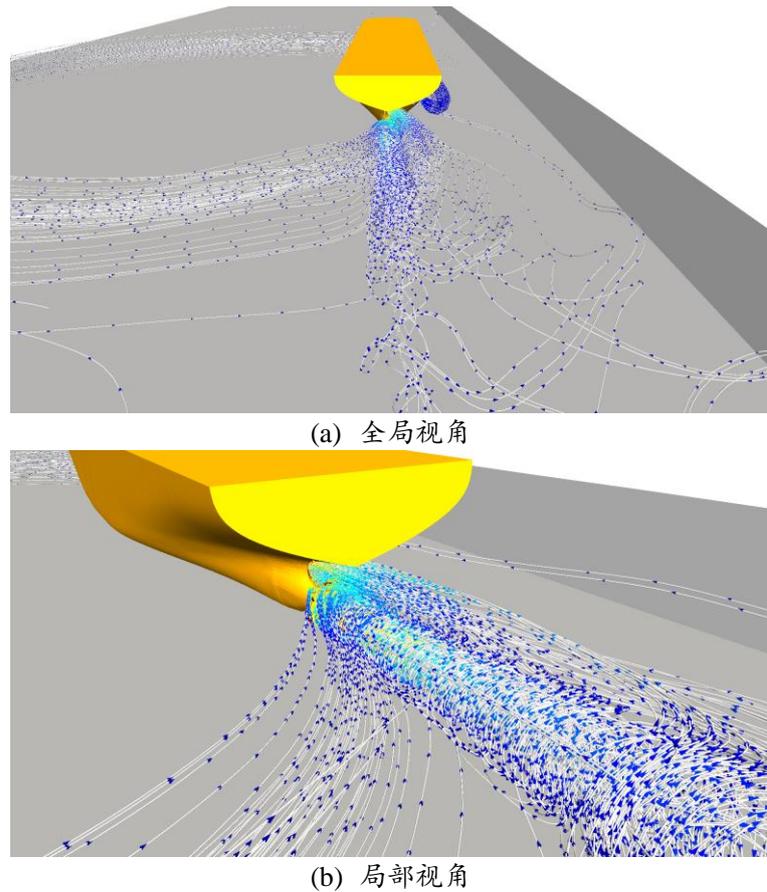


图5-26 db15 工况下流线分布

Fig.5-26 Streamlines and velocity for Case db15

图 5-26 给出了 db15 工况下尾流场中流线分布。从总体来看，流线的分布没有太明显的差异。从全局视角来看，尾流场中的流线分布相对更加分散一些，而且滑流区域的流线分布更加清晰。

5.5 近岸航行船舶水动力特性高效数值预报

5.5.1 网格划分

本小节将利用 BET 体积力螺旋桨方法模拟近岸航行下的船-桨耦合运动复杂粘性流场，并将计算结果与 5.4.2 中 db025 工况进行对比分析。在 BET 体积力螺旋桨方法中，对于桨盘面径向划分了 10 块，周向划分按照最大尺寸进行划分，最大尺寸限定在 0.005m。表 5-10 给出了 BET 体积力螺旋桨自航和真实螺旋桨模型自航网格

布置。从表中可以看出，采用 BET 体积力方法总网格量大约减少了 13.5%。图 5-27 给出了近岸航行中 BET 体积力螺旋桨自航的网格分布。图中黑色实线表示桨盘面位置。

表5-10 近岸航行船-桨耦合网格分布

Table 5-10 Grids for bank effect in the self-propulsion

项目	背景网格(百万)	船体网格(百万)	螺旋桨网格(百万)	总计(百万)
真实螺旋桨	3.42	2.58	0.57	6.57
体积力螺旋桨	3.42	2.26	-	5.68

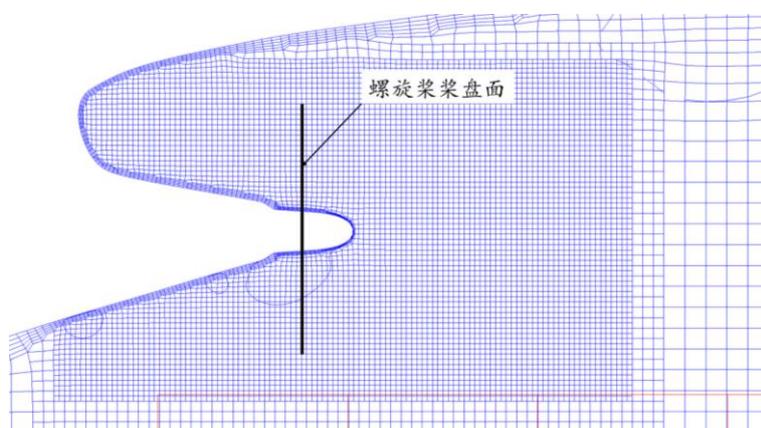


图5-27 近岸航行下 BET 方法网格分布

Fig.5-27 Grids for bank effect with BET method

5.5.2 水动力特性

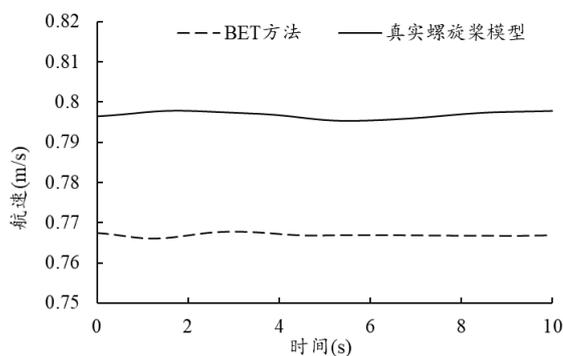


图5-28 近岸航行 BET 方法/真实螺旋桨模型下航速对比

Fig.5-28 Speed in the numerical simulation with BET method and real propeller

图 5-28 给出了采用 BET 体积力螺旋桨和真实螺旋桨模型计算得到的近岸航行船舶航速时历曲线。虚线表示采用 BET 体积力螺旋桨的计算结果，实线表示采用真实螺旋桨模型的计算结果。从图中可以看出，在计算稳定之后，采用真实螺旋桨模型的船舶航速均值约为 0.7968m/s，而采用 BET 体积力螺旋桨得到的航速均值为 0.7669m/s，与采用真实螺旋桨模型的误差为-3.75%，说明采用 BET 螺旋桨方法能较好地模拟近岸船舶的航速变化。

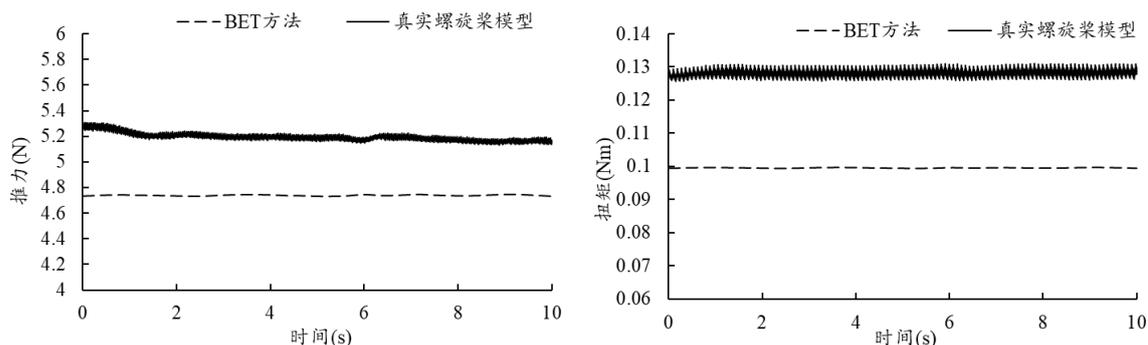


图5-29 近岸航行 BET 方法/真实螺旋桨模型下螺旋桨推力和扭矩对比

Fig.5-29 Speed in the numerical simulation with BET method and real propeller

图 5-29 给出了 BET 方法和真实螺旋桨模型工况下的螺旋桨推力和扭矩的时历曲线。从图中可以看出，BET 方法得到的螺旋桨推力均值为 4.739N，而真实螺旋桨模型计算结果均值为 5.194N。BET 方法与真实螺旋桨模型结果误差为-8.86%。BET 方法得到的扭矩均值为 0.0995Nm，真实螺旋桨模型结果均值为 0.1282Nm。BET 方法与真实螺旋桨模型结果相比小了约 22.4%。从螺旋桨受力的时历曲线可以看出，采用 BET 方法无法模拟出螺旋桨推力和扭矩曲线的高频振荡。但是对于螺旋桨推力/扭矩均值的预报结果还是可靠的。

5.5.3 伴流场分析

图 5-30 给出了采用 BET 方法和真实螺旋桨模型桨盘面前 0.25D 和桨盘面后 0.5D 位置处的伴流场。首先来看桨盘面前伴流场分布，从图中可以看出，采用 BET 体积力螺旋桨方法得到的轴向伴流分布和真实螺旋桨模型的计算结果吻合较好。采用 BET 方法也捕捉到了桨轴右侧的低速区入流，而且低速区范围和真实螺旋桨模型计算结果比较相近。然后看螺旋桨尾流中的伴流场分布。从图中可以看到，虽然对于轴向速度分布的模拟与真实螺旋桨模型计算结果有较大误差，但是采用 BET 方法对滑

流区速度分布有合理可靠的捕捉。利用 BET 体积力螺旋桨方法依然实现了近岸航行下船-桨耦合的复杂粘性流场。

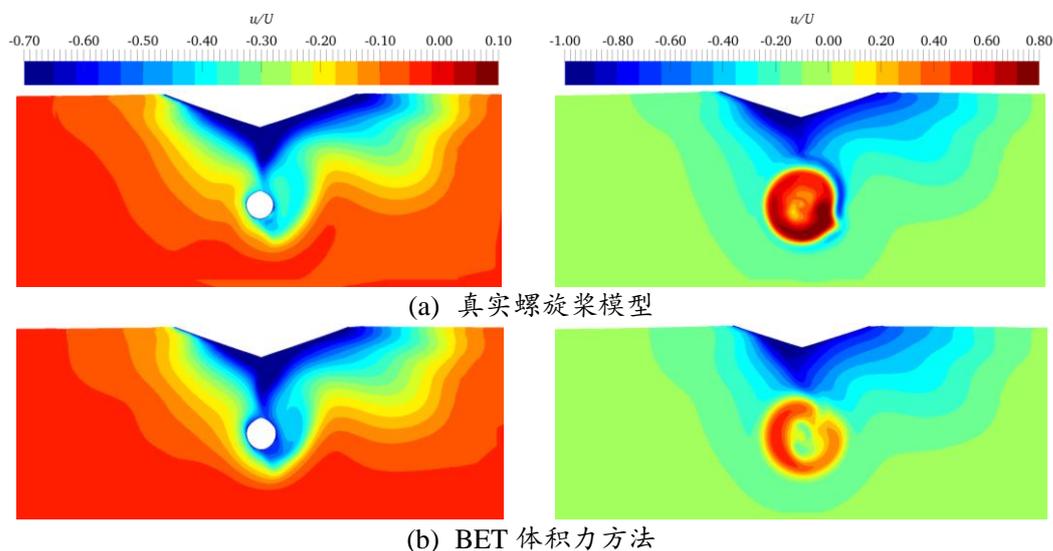


图5-30 BET 方法/真实螺旋桨模型盘面前后伴流场分布(左: 桨盘面前 $0.25D$; 右: 桨盘面后 $0.5D$)

Fig.5-30 Wake captured by BET method and real propeller

5.5.4 计算耗时分析

表5-11 BET 方法和真实螺旋桨模型自航的计算耗时对比

Table 5-11 Time-consuming of self-propulsion based BET and real propeller

项目	真实螺旋桨模型	BET 体积力法
单个节点核数(个)	20	20
节点数(个)	3	3
总核数(个)	60	60
时间步(秒)	0.0005	0.002
单个时间步计算所需时间(秒)	18	14
数值模拟时间(小时)	15	20
时间步总和(个)	30000	10000
计算物理时间(小时)	150	38.9

本小节中 BET 体积力螺旋桨和真实螺旋桨模型两个算例的数值计算均在船舶与海洋工程计算水动力学研究中心 (CMHL) 的高性能计算集群进行。计算共采用了 3

个节点 60 核 CPU 进行并行计算,其中 59 核进行流场的数值计算,1 核用于 Sugar++ 的插值计算。为更快达到计算稳定,计算初始流场为裸船映射流场。表 5-11 给出了 BET 方法和真实螺旋桨模型自航的计算耗时对比。在数值计算中,真实螺旋桨模拟了 15 秒的粘性流场,而 BET 方法模拟了 20 秒的粘性流场。真实螺旋桨模型计算的物理时间为 150 小时,而 BET 自航模拟的物理时间为 38.9 小时,整体减少了 74.1% 的时效。从单个时间步计算所需时间来看,采用真实螺旋桨模型时每一个时间步计算完成需要 18 秒,而采用 BET 方法完成一个时间步的计算只需 14 秒,提高了 22.2%。单个时间步的提高主要是因为单个 CPU 中分配的网格量减少。而在数值计算中,BET 方法采用了较大的时间步,0.002 秒,而在真实螺旋桨模型的计算中,时间步则为 0.0005 秒,BET 方法可以增大 4 倍,大大提高了计算效率。

5.6 本章小结

本章采用重叠网格方法、虚拟网格技术以及 BET 体积力螺旋桨方法模拟了船舶近岸航行过程中的复杂粘性流场。

在文中,采用了弗兰德水力学研究中心的 8000TEU 集装箱船及其螺旋桨。为保证数值计算方法的可靠性,文中首先进行了网格收敛性验证,分析了网格不确定度,并与试验值进行对比。结果表明采用中等网格尺度就可以取得合理可靠的数值模拟结果。然后采用当前的网格划分方式以及数值模拟方法分析了 4 种岸壁距离下的船舶水动力特性。通过研究发现,随着船岸距离的减小船舶受到的阻力、侧向力以及艏摇力矩都在逐渐增加,这是因为岸壁效应导致了靠近岸壁一侧船舶动压减小造成的。在 db05 工况下,即船舷到岸壁距离 0.5 个船宽,船舶的阻力增加,侧向力和艏摇力矩也快速增加,升沉运动幅度也大幅增加,船舶航行安全受到严重威胁。此时船舶应该降低航速,通过操舵或艏侧推等,及时远离岸边。

在分析近岸航行船舶拖航下的水动力特性后,本章又采用真实螺旋桨模型研究了不同岸壁距离下的船-桨耦合运动及其复杂粘性流场。通过研究发现随着船岸距离的减小,船舶航速越来越低。这是因为虽然螺旋桨推力扭矩也随之增加,但是船舶的阻力增加幅度更大造成的。伴流场结果显示,随着船岸距离的减小,螺旋桨桨盘面前近流场伴流速度减小,即螺旋桨入流速度有所降低,螺旋桨靠近岸壁一侧桨叶压力面和吸力面压力差增大,所以螺旋桨的推力、侧向力、扭矩和垂向力距增加。受到岸壁的影响,螺旋桨入流主要包括 3 部分,一是来自上游的流线,该流线在流场中绕了一

个大圈汇入螺旋桨入流；一部分是来自左后方的远场流线；另一部分是滑流区域中的折返流线。

本章最后采用 BET 体积力螺旋桨方法模拟了近岸航行下的船-桨耦合自航运动。通过对比船舶航速的时历曲线可以发现，采用 BET 方法可以较好地模拟近岸航行下船舶的航速以及螺旋桨推力和扭矩，预报精度达到了国际同水平。对于螺旋桨性能的预报，虽然无法准确预报螺旋桨受力的高频振荡，但是对于螺旋桨水动力特性的预报在合理范围内。通过对比计算耗时发现，BET 方法可以极大地提高计算效率，总体计算时间减少了 74.1%。

本章分析了近岸航行下的船-桨耦合自航运动复杂粘性流场，也证明了采用 BET 体积力螺旋桨方法在近岸航行船舶复杂粘性流场预报中的适用性。

第六章 船-桨耦合进出闸室复杂粘性流场数值模拟

6.1 引言

2021年3月23日,超大型集装箱船“长赐”号在苏伊士运河航道搁浅,造成了苏伊士运河大堵塞以及封航。经过近一周的努力,该船于3月29日脱困。据德国安联集团估算,受货物交付延长等因素的影响,运河堵塞将令全球贸易每周损失达60到100亿美元。5月,苏伊士运河管理局向埃及政府提交了苏伊士运河南段航道拓宽计划,该计划将在两年内完成。此次造成堵塞的“长赐”号集装箱船,长400米,宽59米,吃水15.7米,总吨位21.9万吨,可载20388个标准集装箱。而苏伊士运河水深22.5米,最大允许船舶吃水为18.8976米。此次“堵船”事件凸显了快速大型化的船舶与发展缓慢的港口航道基础设施建设之间的矛盾。目前,为满足像“长赐”号这样的大型船舶通过港口航道及船闸的可行性,世界范围内进行了多个新船闸/航道的建设,比如巴拿马运河第三组船闸。

不同于浅水、近岸等航行状态,船闸结构形式复杂,既浅又窄。除了浅水中的吸底效应,还伴随着岸壁效应,壅水效应。因此,船舶在通过船闸时的水动力特性与在开阔水域有很大不同,其潜在危险严重威胁着船舶的航行安全。为研究船舶进出船闸过程中的水动力特性,本章在前三章的基础上,采用12000TEU集装箱船和巴拿马第三组船闸模型研究了考虑运动状态下的船舶进出闸室过程中的水动力特性,并将计算值与试验值进行了对比分析,验证了本文数值方法的可靠性。在此基础上,采用真实螺旋桨模型和体积力螺旋桨模型模拟了船-桨耦合下的自航进出船闸,并对船-桨耦合进出船闸过程的水动力特性、伴流场、涡量场以及流线等信息进行了细致的分析,既研究了船-桨耦合进出船闸的复杂粘性流场,又验证了体积力螺旋桨数值方法的可靠性,实现了船-桨耦合进出船闸的高效数值模拟。

6.2 船型及试验工况介绍

为了研究分析12000TEU集装箱船通过第三组巴拿马船闸时的水动力特性,巴拿马运河管理局和比利时弗兰德水力学研究中心(Flanders Hydraulics Research, FHR)合作进行了一系列试验^[185],并公开了部分试验数据。在试验中,船模通过安装的两

条导轨进行固定,实现船模的拖航运动。本章所采用的船模缩尺比和试验中的缩尺比相同,均为 1/80。船体和螺旋桨几何模型如图 6-1 所示,其主尺度见表 6-1。本章所采用的螺旋桨与第五章中的螺旋桨相同,其主尺度详见 5.2 节。船闸模型根据第三组巴拿马船闸进行缩尺比为 1/80 的设计,其几何形状及主尺度见图 6-2。

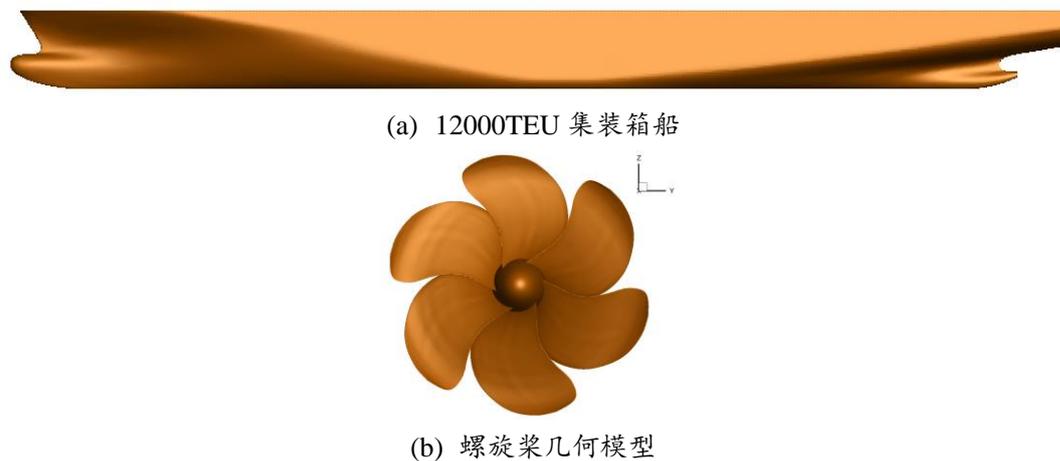


图6-1 12000TEU 船型及螺旋桨几何模型

Fig.6-1 Geometry of 12000 TEU ship and propeller

表6-1 12000TEU 船体模型主尺度

Table 6-1 Main particulars for 12000TEU ship model

主尺度	符号和单位	实尺度	模型尺度
缩尺比	λ	1	80
总长	L_{OA} (m)	365	4.563
垂线间长	L_{pp} (m)	348	4.350
船宽	B (m)	49	0.613
吃水	T (m)	15.2	0.190
方形系数	C_B	0.65	0.65

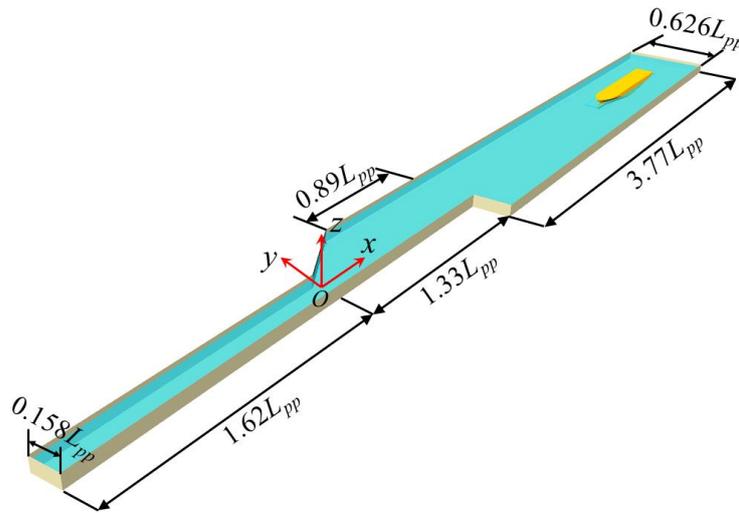


图6-2 第三组巴拿马船闸几何模型

Fig.6-2 Geometry of the third set of lock for Panama Canal

6.3 船舶拖航进出闸室数值模拟分析

本小节主要介绍船舶拖航进出闸室的数值模拟分析。在拖航进入闸室的数值模拟中，分为考虑/未考虑升沉和纵摇运动工况；而在拖航驶离闸室的数值模拟分为考虑/未考虑升沉的运动工况。通过与试验值进行对比，验证了当前数值方法的可靠性，并对比分析了考虑升沉/纵摇运动下的船舶水动力特性及流场。

6.3.1 船舶拖航进入闸室复杂粘性流场分析

6.3.1.1 计算域及网格划分

本小节研究的是 12000TEU 船模拖航进入巴拿马第三组船闸的过程：分为两种工况，一种是考虑船模的升沉和纵摇运动；另一种是不考虑船模的升沉和纵摇运动，即固定船模，如表 6-2 所示。为和试验值进行对比，选取了试验中的工况 A 进行，船模航速为 0.115m/s，傅汝德数 $Fr=0.0176$ ，水深傅汝德数 $Fr_h=0.077$ 。计算域的几何尺寸按照第三组巴拿马船闸的比例进行设置。计算域的尺寸为：长度 x 方向： $-1.62L_{pp} \leq x \leq 5.10 L_{pp}$ ；深度 z 方向： $-0.0524 L_{pp} \leq z \leq 0.20 L_{pp}$ ；宽度 y 方向：开阔水域为 $-0.313 L_{pp} \leq y \leq 0.313 L_{pp}$ ，闸室部分 $-0.079 L_{pp} \leq y \leq 0.079 L_{pp}$ 。图 6-3 给出了闸室的几何模型和边界条件。在计算中，坐标系采用和试验工况相同设置。坐标系原点位于闸室门口与

自由面相交位置。为和试验工况保持一致，在计算中，闸室周围边界选用不可穿透壁面边界条件，顶部边界采用无穷远边界条件而船体则采用物面边界条件。

表6-2 算例说明

Table 6-2 Introduction of test conditions

算例	升沉运动	纵摇运动
EFD	-	-
CFD1	-	-
CFD2	√	√

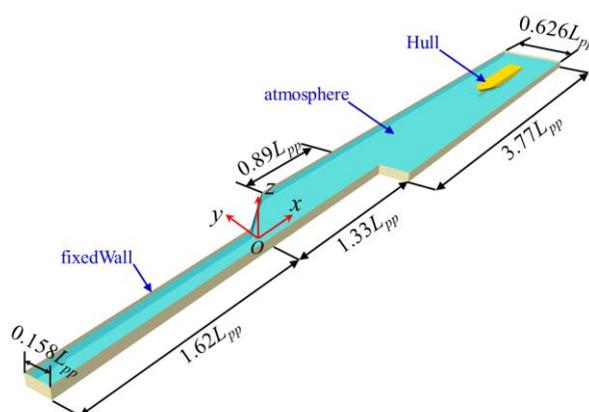


图6-3 计算域及边界条件

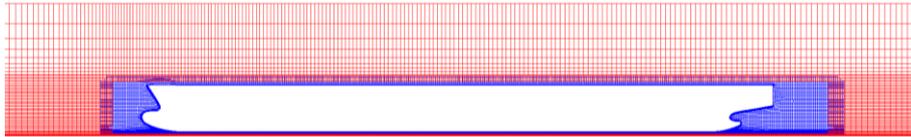
Fig.6-3 Computational domain and boundary condition

在数值计算中采用的网格为全六面体非结构化网格。在计算中为模拟拖航船舶的直航运动，采用了重叠网格技术，分别生成了贴合船闸几何的背景网格和捕捉船体几何表面的船体网格。由于船闸属于浅窄水域，在网格划分时，分别对背景网格的水底壁面，船闸两侧壁面以及自由面位置进行了网格加密处理。船体网格中船体两侧及船底位置进行网格加密处理。由于在闸室中水深较浅，为处理船体网格伸出背景网格的问题，这里采用了和前几章相同的虚拟网格方法。在数值计算中，采用了壁面函数， y^+ 取值 60。表 6-3 给出了网格布置，背景网格 595 万，船体网格 187 万。图 6-4 给出了网格分布，蓝色表示船模随体网格，红色表示背景网格，绿色表示船体表面网格。

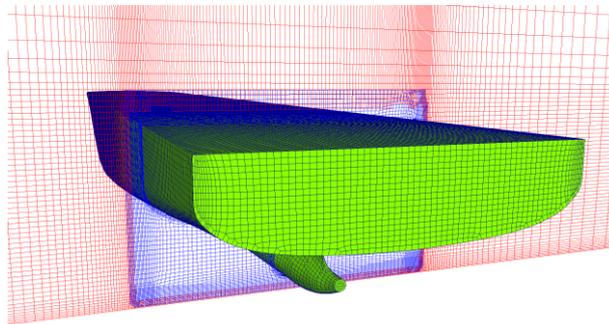
表6-3 拖航进入船闸网格分布

Table 6-3 Grids distribution for entering the Channel

项目	背景网格	船体网格	总计
网格数量(百万)	5.95	1.87	7.82



(a) 中纵面网格分布



(b) 船体网格和横剖面网格分布

图6-4 船舶拖航进闸的网格分布

Fig.6-4 Grid distribution when the ship enters the lock

6.3.1.2 典型时刻说明

为了更好地对船舶进闸过程中粘性流场进行分析，我们对船舶进闸过程中的典型时刻进行了标记，如图 6-5 所示。T1 时刻表示船舶一半已经进入引航道；T2 时刻表示船舶已经一半进入闸室；T3 时刻表示船舶已经完全进闸。

(a) T1: 船舶一半进入引航道($x/L_{pp}=0.83$)(b) T2: 船舶一半进入闸室($x/L_{pp}=-0.50$)

(c) T3: 船舶完全进入闸室($x/L_{pp}=-1.05$)

图6-5 船舶进入船闸过程典型时刻表

Fig.6-5 Define of three instants when the ship enters the lock

6.3.1.3 水动力特性

首先来分析船舶进闸过程中的水动力特性。图 6-6 给出了船模拖航进闸的过程中水动力特性的时历曲线。图中，黑色虚线为试验值^[185]，黑色实线表示考虑了升沉和纵摇运动的计算值，红色实线表示固定船模的计算值。由于在试验过程中未考虑升沉和纵摇，所以首先进行固定船模的计算结果与试验值的对比，从图中可以看出，固定船模的计算值与试验值吻合较好，说明了当前采用的数值方法是可靠的。

从图 6-6 可以看出，在考虑升沉和纵摇运动之后，船模受力的脉动特性增加。首先从阻力的时历曲线可以看出，在远场中阻力较小，当船舶进入引航道，其阻力有所增加，这是船舶的岸壁效应引起的。当船舶位于闸室门口附近时，船舶阻力有所降低，这是因为船舶行驶到闸室门口时，船闸当中壅水现象并不明显，闸室门口附近流体以较快速度涌入闸室，造成闸室门口动压力有所下降。但是当船舶驶入船闸，其阻力迅速增加。这是因为船舶驶入闸室之后，壅水现象更加明显。此外，壅水现象的出现会导致水流以较快速度流过船体与船闸之间的流域，此时船舶的升沉和纵摇会增加，从而引起过流断面减小，阻塞系数增加，通过过流断面的速度也迅速增加，船舶下沉更加严重，从而船舶阻力增加。与固定船模相比，考虑升沉和纵摇运动之后，船舶阻力增加较大，而阻力的最大值出现时间有所靠后，这是因为船舶壅水现象达到最大的时间比较靠后。接下来看侧向力的时历曲线，从图中可以看出，当船舶从开阔水域进入引航道后，其侧向力有所增加，这是船侧岸壁效应引起的。当船舶从引航道逐渐进入船闸，其侧向力先增加后减小，当船舶完全进入船闸后，其侧向力逐渐减小。

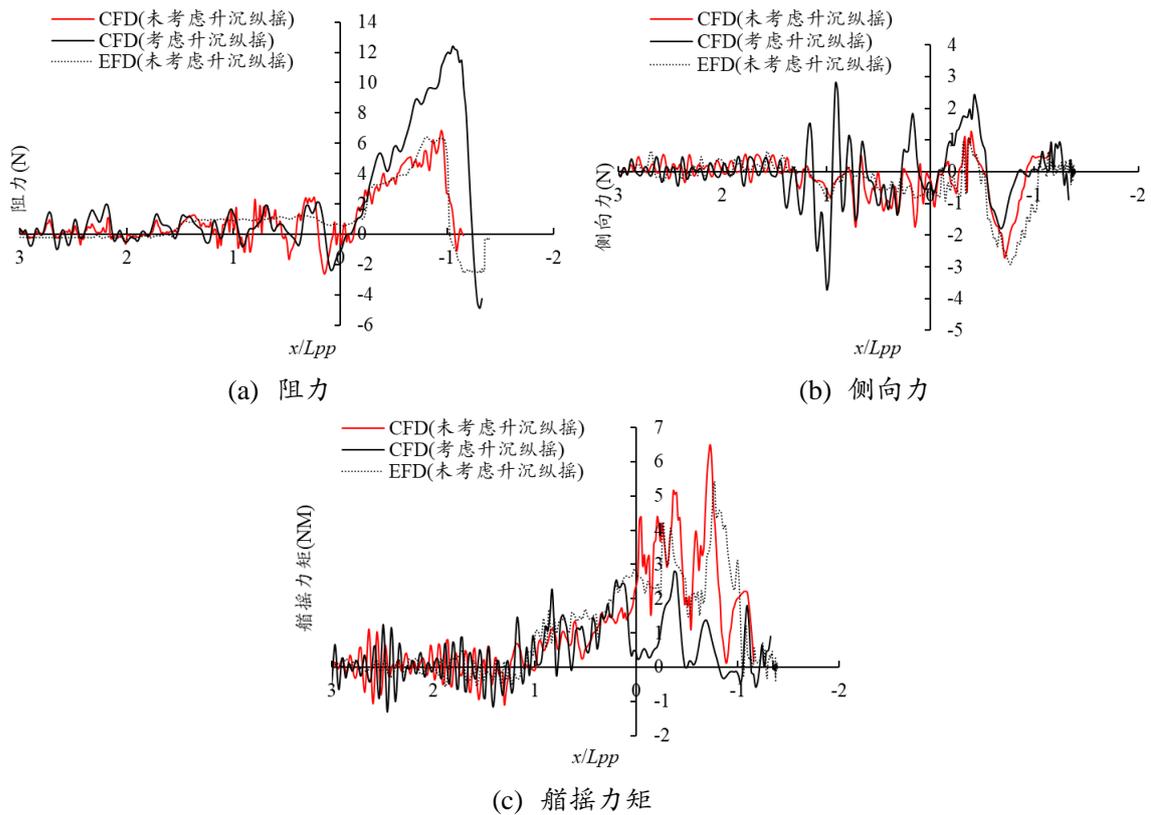


图6-6 拖航进闸过程中船舶受力时历曲线

Fig.6-6 Time histories of forces/moment

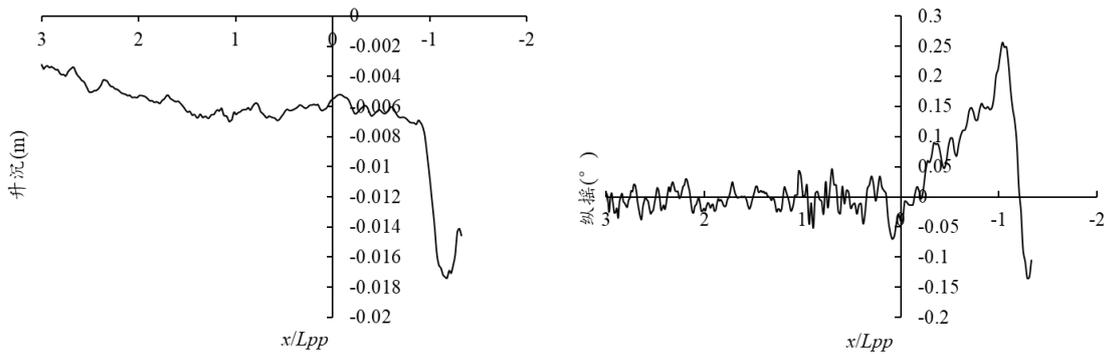


图6-7 船舶拖航进闸过程中升沉与纵摇运动时历曲线

Fig.6-7 Heave and pitch when the ship enters the lock

图 6-7 给出了船舶拖航进入船闸过程中的升沉和纵摇运动。从图中可以看出，在船舶从远场进入闸室过程中，船舶逐渐下沉，在进入引航道之后船舶下沉量逐渐稳

定。但是当船舶完全进入船闸之后,由于壅水效应的影响,过流断面减小,流速增加,从而动压力降低,船舶快速下沉。从纵摇运动时历曲线可以看出,在进入船闸之后,由于壅水效应,船舶艏倾快速增加,在水流从船艏流出之后,船舶从艏倾快速成为艉倾,船舶运动状态剧烈变化。所以在船舶完全进入船闸时是十分危险的,很有可能会发生触底事故,威胁船舶安全。

6.3.1.4 自由面

图 6-8、图 6-9 和图 6-10 分别给出了船舶拖航进闸过程中 T1、T2 和 T3 时刻的自由面波高云图分布。图中分别给出了考虑船舶升沉和纵摇运动与固定船模姿态的自由面云图。首先观察 T1 时刻(图 6-8),此时船舶已进入引航道一半。从图中可看出,在放开升沉和纵摇运动后,船模周围的自由面波高高度有所下降,这是由于船舶运动造成了船体周围流动加速造成的。在固定船模姿态时,船舶左舷和引航道岸壁之间的自由面急速升高,这是由于壅水效应造成的。

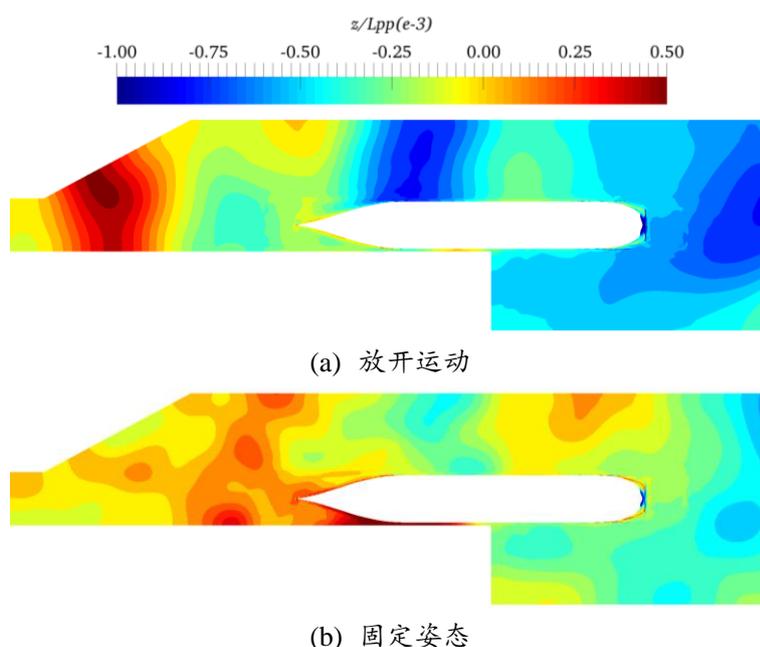


图6-8 T1时刻自由面云图分布(上: 放开运动; 下: 固定船模)

Fig.6-8 Free surface at T1 instant

在 T2 时刻,船舶已经一半进入船闸之中,从图 6-9 中可以看出,放开运动之后船舶艏部壅水现象更加明显,这是因为放开升沉和纵摇运动之后,船舶在进闸过程中逐渐下沉,导致了阻塞系数升高,过流断面面积减小,从而引起了艏部自由面抬升。

而固定船模姿态时其阻塞系数不变，相对于放开运动的工况过流断面面积较大，闸室中的水流能够顺利地流出。

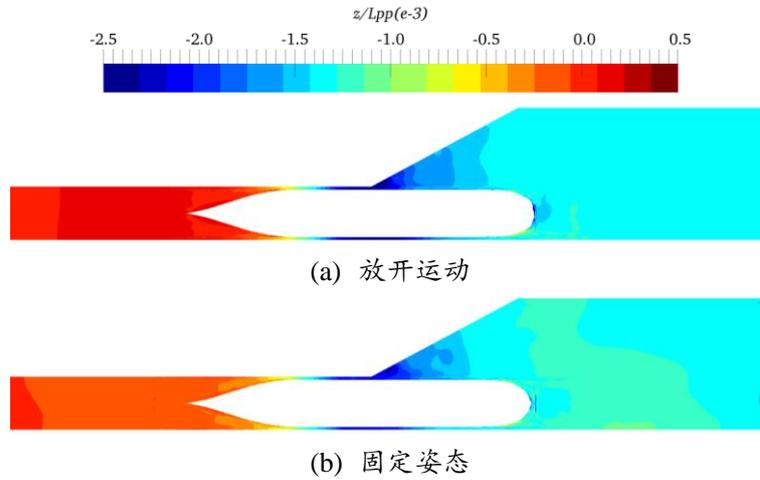


图6-9 船舶进闸过程 T2 时刻自由面云图分布(上：放开运动；下：固定船模)

Fig.6-9 Free surface at T2 instant

T3 时刻，船舶完全进入闸室，此时船舶的壅水现象最为剧烈。而放开运动后由于船舶下沉，阻塞系数增加，壅水现象更为明显且剧烈，所以此时船舶的阻力要比固定船舶姿态下的工况大很多。从图中可以发现，此时固定船舶姿态下的船舶前后自由面高度要小于放开运动的工况，自由面前后压差增大也会造成阻力的增加。

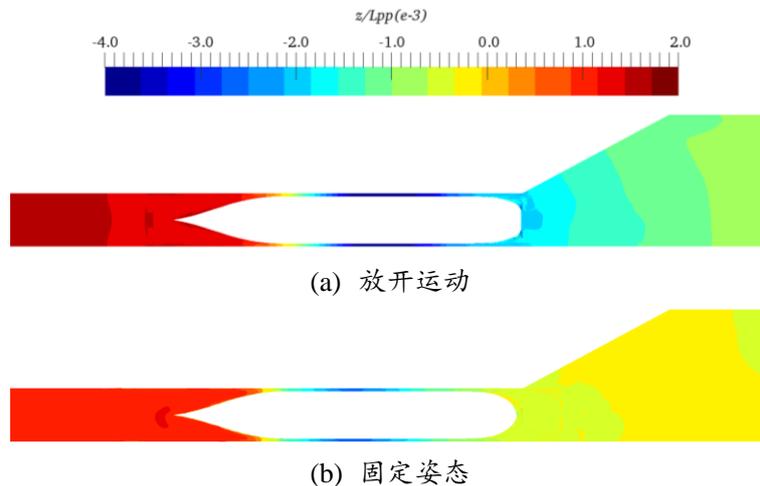


图6-10 船舶进闸过程 T3 时刻自由面云图分布(上：放开运动；下：固定船模)

Fig.6-10 Free surface at T3 instant

6.3.1.5 船体动压及伴流场

图 6-11、图 6-12 和图 6-13 分别给出了 T1、T2 和 T3 时刻的船体表面动压力分布。首先观察 T1 时刻，图 6-11，从图中可以看出，在放开运动之后，船体右舷肩部存在一个低压区。这个低压区出现的主要原因是当船舶航行到该位置时，艏部出现壅水现象，但是此时船舶是存在升沉和纵摇运动的，并且船舶在下沉，所以就造成了艏部流动速度加快，动压降低。而在固定船舶姿态时，左舷肩部壅水严重，从而造成了左舷艏部位置流动减速，速度降低，所以在船体左舷肩部位置压力相对较高。

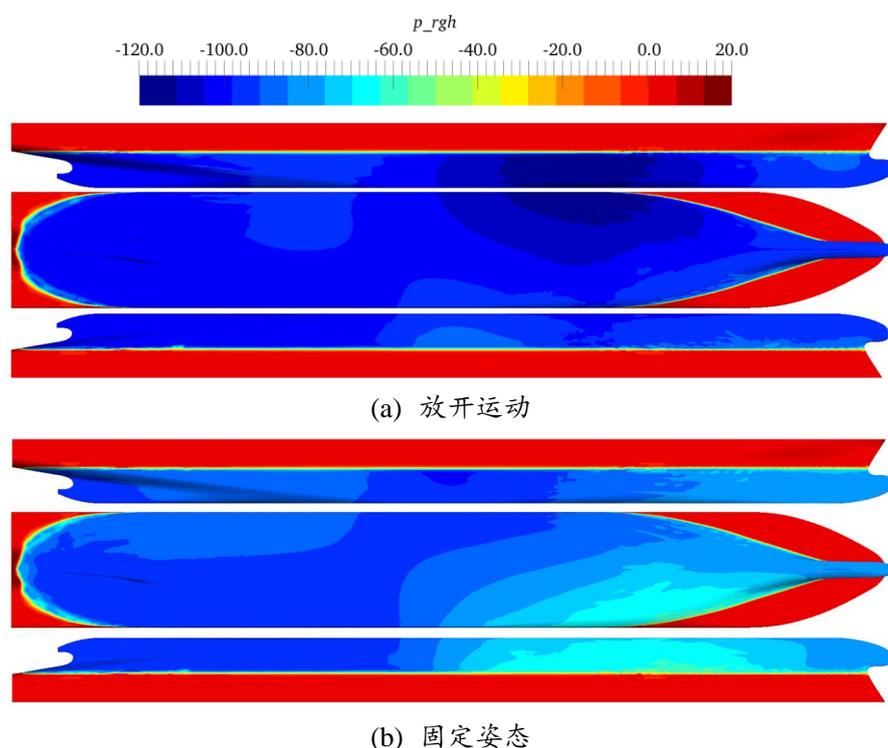


图6-11 T1 时刻船体动压分布(上：放开运动；下：固定船模)

Fig.6-11 Dynamic pressure at T1 instant

在船舶一半进入闸室后，放开升沉和纵摇运动时，会造成更加严重的艏部壅水，船舶下沉和纵摇增加，这一点已在 6.3.1.3 水动力特性一节中得到证实，所以此时放开运动的工况船舶艏部压力要大于固定姿态船模。而由于阻塞系数的增加，水流以较高速度流出闸室，造成了船底压力的降低，所以此时，考虑运动后的船舶阻力要大于固定姿态下的船舶阻力。

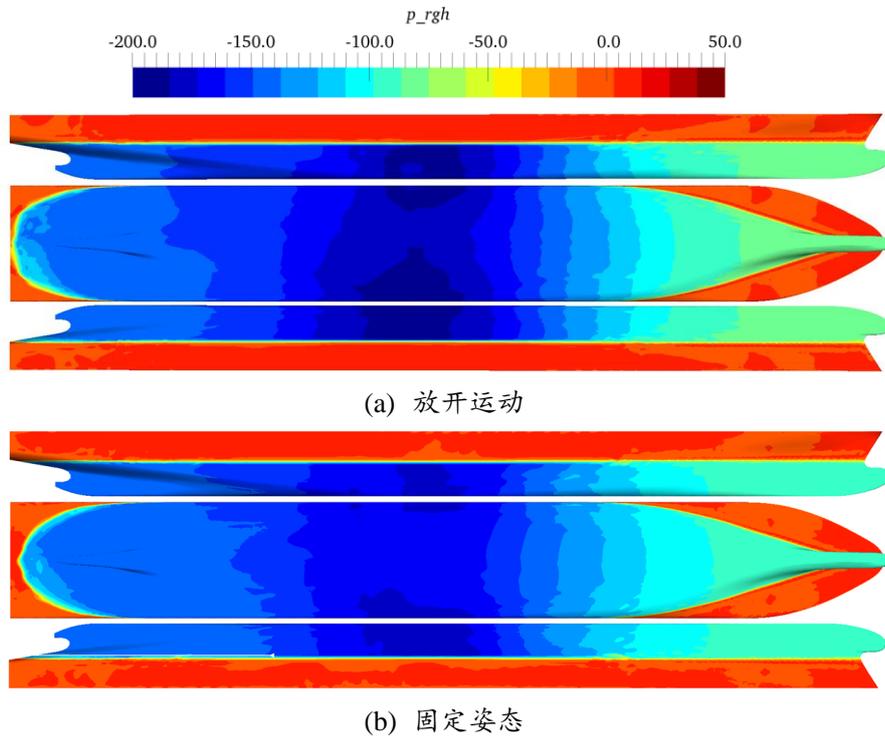
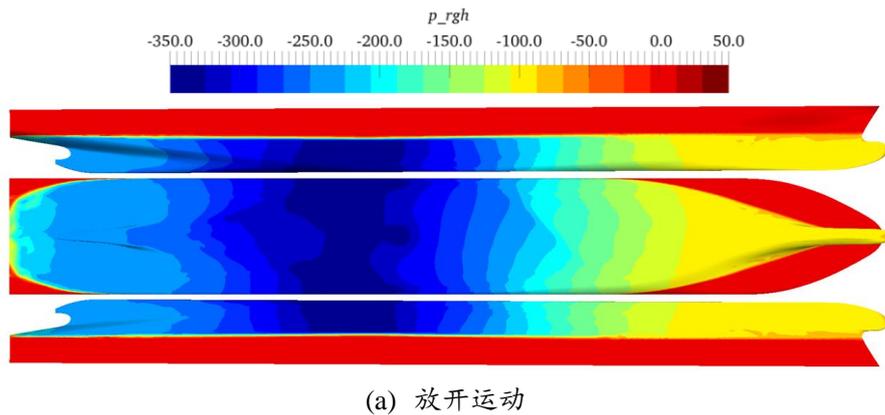


图6-12 T2时刻船体动压分布(上：放开运动；下：固定船模)

Fig.6-12 Dynamic pressure at T2 instant

在 T3 时刻，船舶已完全进入船闸。从图 6-13 中可以看出，放开运动之后，船舶艏倾，船艏及船舭由于壅水效应压力增大，而船底由于速度增加导致压力降低，所以此时船舶阻力快速增加，要远大于固定船舶姿态下的工况。



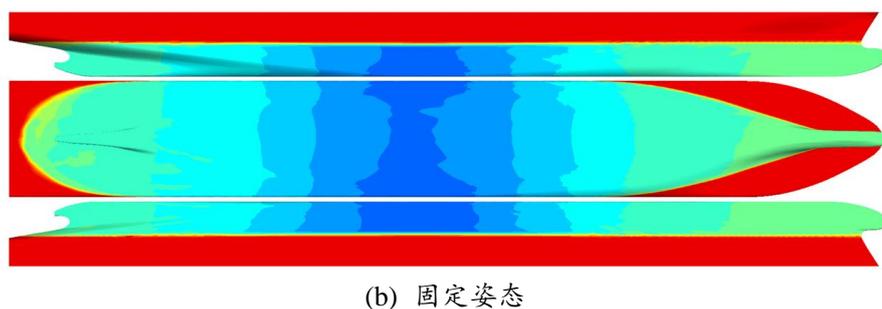


图6-13 T3时刻船体动压分布(上: 放开运动; 下: 固定船模)

Fig.6-13 Dynamic pressure at T3 instant

图 6-14、图 6-15 和图 6-16 分别给出了 T1、T2 和 T3 时刻船体周围的伴流场。首先在 T1 时刻, 船艏达到引航道, 总体来看伴流速度分布十分类似。但是在 $x/L_{pp}=0.1$ 位置, 固定船模姿态下的速度要小于放开运动后的工况, 这是因为船舶的下沉和纵摇运动加速了艏部的流动, 从而出现了 $x/L_{pp}=0.2$ 位置处的轴向速度增加。这就是图 6-11 中两种工况下船体动压分布出现差异的原因。

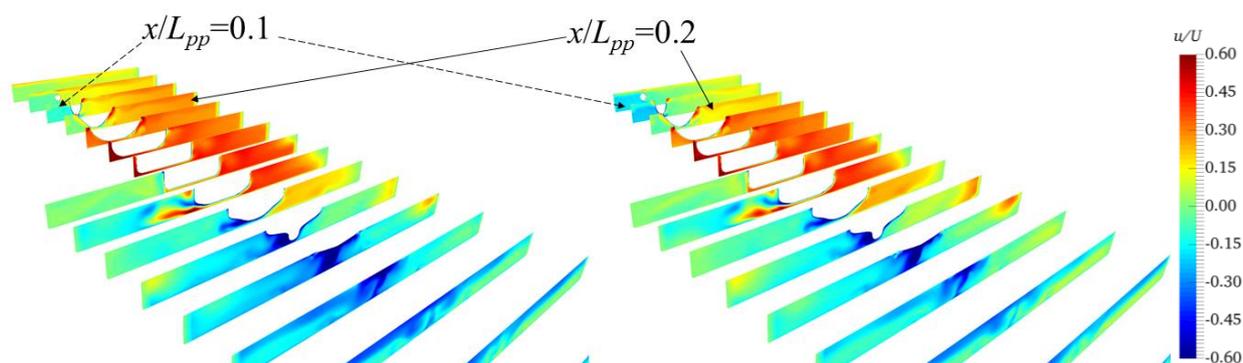


图6-14 T1时刻伴流场分布(左: 放开运动; 右: 固定船模)

Fig.6-14 Wake distribution at T1 instant

图 6-15 给出了 T2 时刻的伴流场分布。从图中可以看出, 升沉与纵摇运动的考量对轴向伴流影响不是很大。但是在放开运动后, 尾流中速度向引航道偏转得更加严重。这一点可以从图中仔细观察出来。

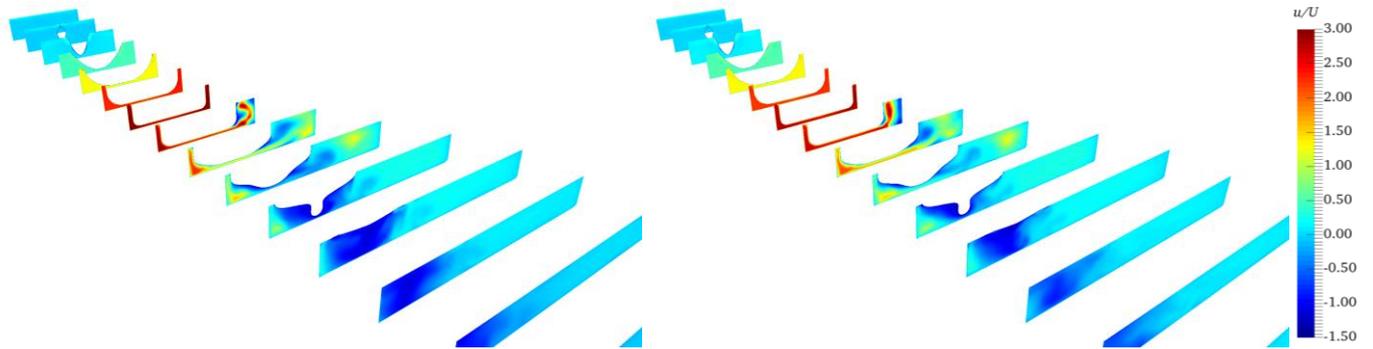


图6-15 T2时刻伴流场分布(左: 放开运动; 右: 固定船模)

Fig.6-15 Wake distribution at T2 instant

图 6-16 给出了 T3 时刻船体周围伴流场。从图中可以看到，在放开升沉和纵摇运动之后，船体周围伴流速度急剧增加，这是因为船舶下沉导致阻塞系数增加造成的，从而导致了船体动压的下降，引起阻力的快速增加。相比于放开运动的工况，固定船舶姿态时其周围伴流场要小很多，所以其阻力也要小很多。

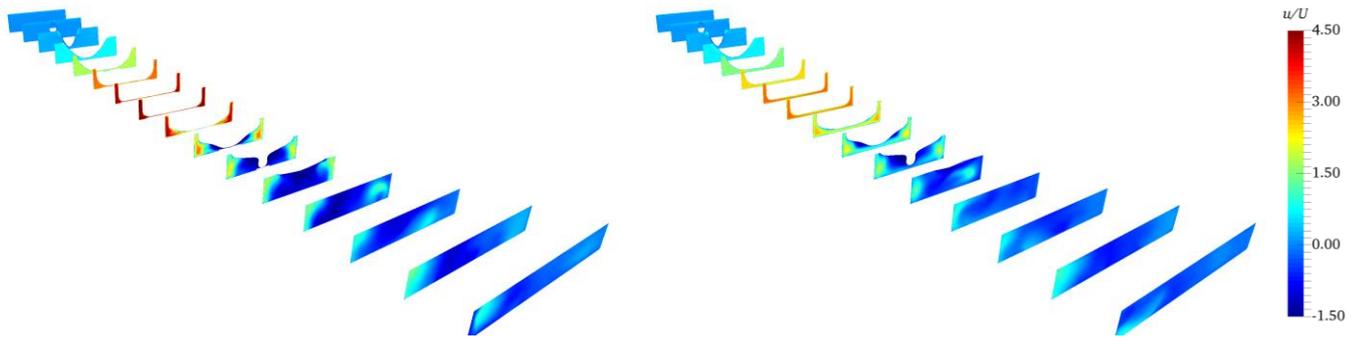


图6-16 T3时刻伴流场分布(左: 放开运动; 右: 固定船模)

Fig.6-16 Wake distribution at T3 instant

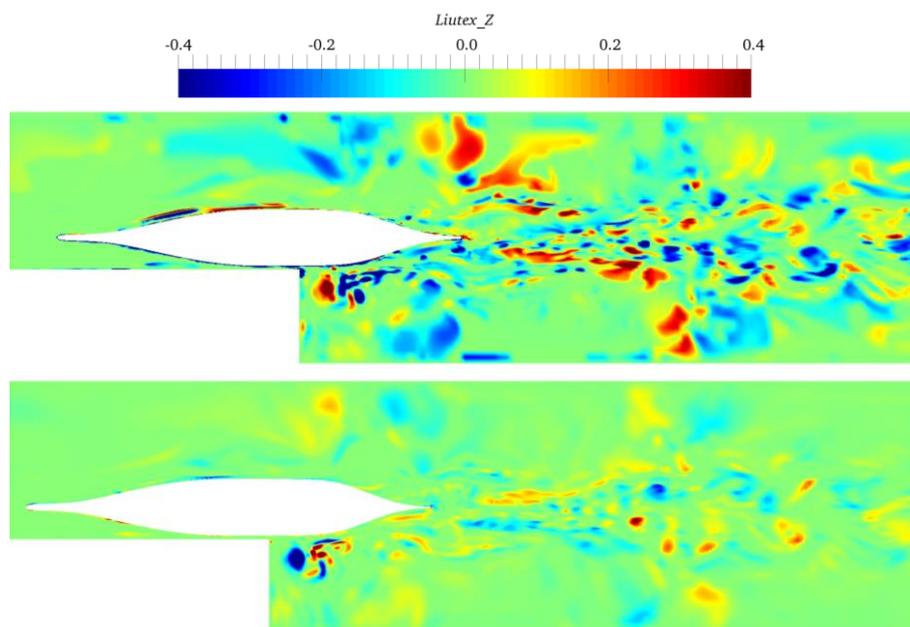
6.3.1.6 涡量场分布

图 6-17 给出了 3 个典型时刻下的垂向 Liutex 涡量分布。从图中可以看出，在放开运动之后，垂向 Liutex 涡量分布更加复杂，变化也更加剧烈。在 T1 时刻，船艏位于引航道，此时引航道端口位置出现了一个涡量剧烈变化区域。它的出现是必然的，船体伴流受到引航道收缩壁面的阻拦，伴流速度在此处出现剧烈变化。在变化剧烈的尾流场中，依稀可以分辨出与卡门涡街类似的涡量分布区域。

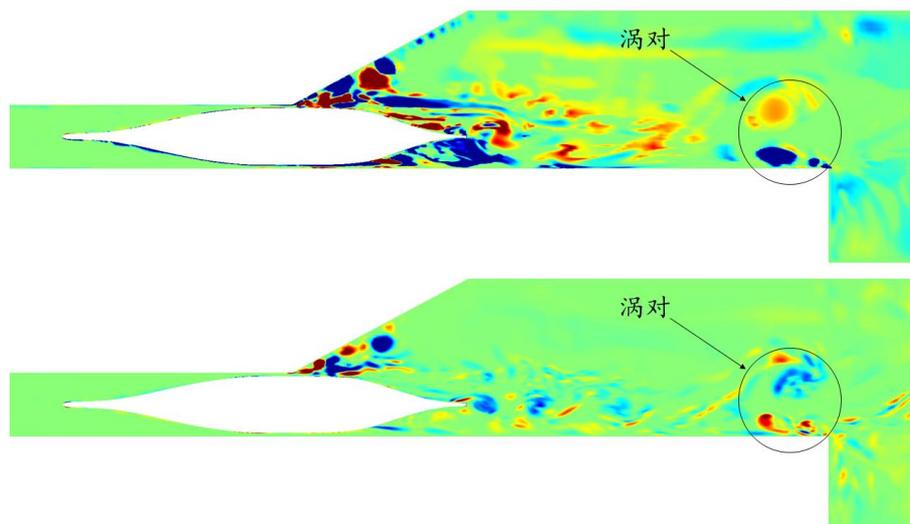
当船舶航行到 T2 时刻，船艏达到闸首，此时右舷位置出现了极为复杂的涡量变化，这个也是由于引航道收缩壁面引起的。同时，在尾流场中可以看到，此时受引航

道岸壁的影响,尾流场已向引航道岸壁偏转。同时,在垂直的引航道一端,出现了一个涡对,形成了一个流动的回旋。

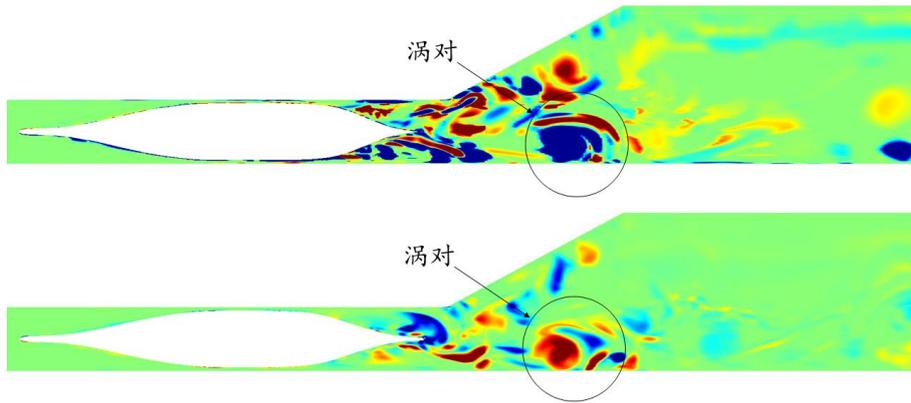
当船舶完全进闸,T3时刻,垂向 $Liutex_Z$ 涡量的主要区域集中在闸首及尾流场中。由于受到引航道岸壁的影响,垂向 $Liutex_Z$ 涡量向引航道岸壁偏转,同时出现了一个较大的涡对。在放开运动之后,垂向 $Liutex_Z$ 涡量的分布更加复杂,而且在桨轴后方出现了较大的涡对。该涡对从桨轴脱离向引航道岸壁偏转。



(a) T1时刻(上: 放开运动; 下: 固定船模)



(b) T2时刻(上: 放开运动; 下: 固定船模)



(c) T3时刻(上: 放开运动; 下: 固定船模)

图6-17 船舶进闸过程中不同时刻涡量场分布

Fig.6-17 Vertical Liutex distribution on the plane passing through propeller shaft

6.3.2 船舶拖航驶离闸室复杂粘性流场分析

本小节主要进行船舶拖航驶离闸室过程的数值模拟。当船舶从闸室中驶入开阔水域的过程是从阻塞系数很大的区域驶入阻塞系数很小的开阔水域。船舶在闸室中航行时,其壅水效应十分明显,船舶升沉与纵摇运动快速增加,从而造成船舶的触底事故。在数值模拟的开始阶段,由于壅水现象十分严重,船舶纵摇运动变化十分剧烈,导致船模触底,船模随体网格大量伸出背景网格范围,数值计算无法完成。为进行完成的船舶出闸过程数值模拟,在拖航驶离船闸的模拟中仅考虑了船舶的升沉运动。这里共进行了两种工况的数值模拟,一是固定船模拖航出闸的数值模拟,另一个是考虑了升沉运动的船模拖航出闸数值模拟。

6.3.2.1 计算域及网格划分

这里计算域的几何尺寸按照第三组巴拿马船闸进行类似设置。计算域的尺寸为:长度 x 方向: $-3.0L_{pp} \leq x \leq 3.44L_{pp}$; 深度 z 方向: $-0.0524L_{pp} \leq z \leq 0.20L_{pp}$; 宽度 y 方向: 开阔水域为 $-0.313L_{pp} \leq y \leq 0.313L_{pp}$, 闸室部分 $-0.079L_{pp} \leq y \leq 0.079L_{pp}$ 。图 6-18 给出了闸室的几何模型和边界条件。在计算中, x 正向指向开阔水域,坐标系原点位于闸室门口与自由面相交位置。在计算中,闸室周围边界选用不可穿透壁面边界条件,顶部边界采用无穷远边界条件而船体则采用物面边界条件。船舶以固定航速(0.115m/s)沿 x 轴正向航行。

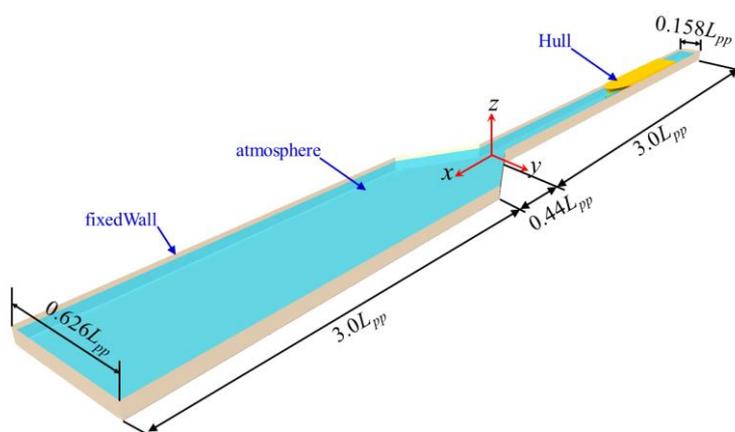


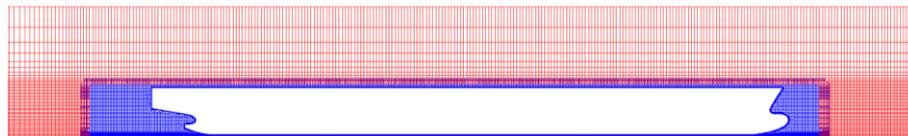
图6-18 船舶出闸数值模拟的计算域及边界条件

Fig.6-18 Computational domain and boundary condition when ship leaves the lock

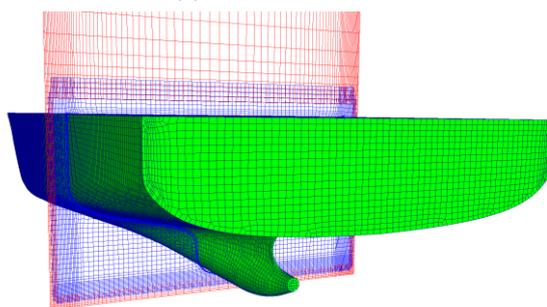
表6-4 拖航出闸网格分布

Table 6-4 Grids distribution for leaving the lock

项目	背景网格	船体网格	总计
网格数量(百万)	5.07	2.59	7.66



(a) 中纵面网格



(b) 船体及横剖面网格

图6-19 船舶出闸数值模拟的网格分布

Fig.6-19 Grids distribution for leaving the lock

在数值计算中采用的网格为全六面体非结构化网格。为模拟船模的大幅度运动采用了重叠网格技术，分别生成了贴合船闸几何的背景网格和捕捉船体几何表面的船体网格。在网格划分时，对水底壁面，船闸两侧壁面以及自由面进行了网格加密处理。采用虚拟网格技术对船模随体网格伸出船闸网格部分进行处理。为对船体与闸室之间的缝隙进行准确的模拟，在网格划分时对船底与闸室之间的富余水深（UKC）和船舷与闸室之间的富余宽度进行了网格加密。表 6-4 给出了网格布置，背景网格 507 万，船体网格 259 万。图 6-19 给出了船舶出闸的网格分布，蓝色表示船模随体网格，红色表示背景网格，绿色为船体表面网格。

6.3.2.2 水动力特性分析



图6-20 船舶驶离船闸过程典型时刻表

Fig.6-20 Define of three instants when the ship leaves the lock

为了更好地对船舶出闸过程中粘性流场进行分析，我们对船舶出闸过程中的典型时刻进行了标记，如图 6-20 所示。T1 时刻表示船舶位于闸室之中，此时船舳位于 $x/L_{pp}=-0.5$ 位置；T2 时刻表示船舶一半已经驶离闸室，船舳位于 $x/L_{pp}=0.5$ 位置；T3 时刻表示船舶刚好已经完全出闸，船舳位于 $x/L_{pp}=1.0$ 位置。

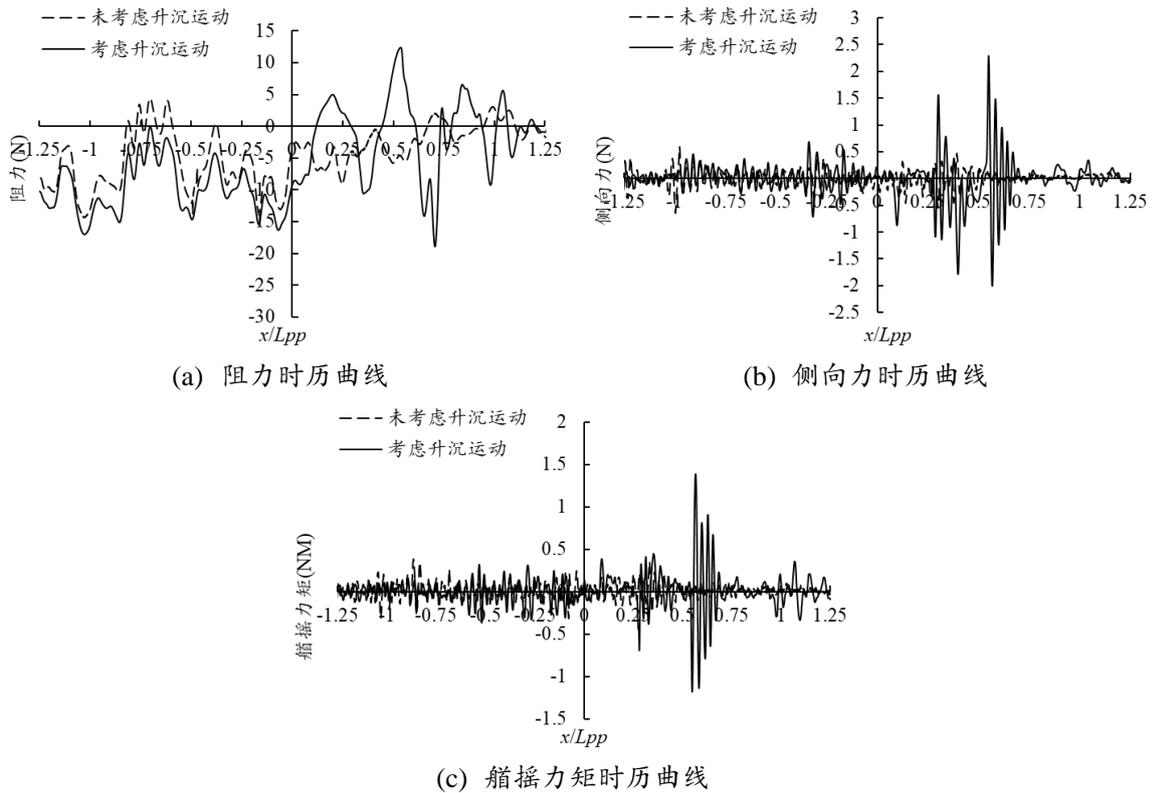


图6-21 出闸过程中船舶受力时历曲线

Fig.6-21 Time histories of forces and moments

图 6-21 给出了船舶拖航出闸过程的受力时历曲线。这里对比了考虑升沉运动和固定船模时的船舶受力时历曲线。图中虚线为固定船模的模拟结果，实线为考虑了升沉运动的数值模拟结果。首先来看阻力曲线，当船舶还在闸室中时（T1 时刻），船舶阻力脉动较大，但基本都是负向阻力；而且，在考虑了船舶升沉运动之后，其阻力比固定船舶有所增加，这是因为在放开运动之后，船舶由于吸底效应其吃水会增加，从而引起阻力增加。当船舶在闸室中时，阻力曲线的脉动规律基本是相同的。

当船舶逐渐航行到闸室门口（T2 时刻），船舶阻力逐渐减小，这是因为闸室中水流从远流场返回到闸室门口，在船艏形成了较大的波浪，从而造成了船舶的正向压力，将船舶推出闸室。在考虑升沉运动之后，船舶驶离闸室的过程中，其阻力脉动十分剧烈。但是固定船模在驶离闸室过程中的阻力脉动就小很多。

在完全出闸之后（T3 时刻），两种工况下的阻力曲线脉动性迅速减小。对比分析侧向力和艏摇力矩可以发现，固定船舶的侧向力和艏摇力矩在整个出闸的过程中都很小。而放开升沉运动后，船舶侧向力和艏摇力矩的脉动十分剧烈。通过分析船舶受力的时历曲线可以发现船舶在出闸过程中船舶受力脉动较大；尤其是船舶已经出

闸大约 0.25 到 0.75 个船长时，其受力脉动远大于其他时刻。图 6-22 给出了出闸过程中船舶升沉运动及其升沉速度时历曲线。通过分析船舶的升沉运动和升沉速度可以发现，在船舶出闸过程中，下沉量较大，此时船舶的升沉速度脉动较大，但是升沉速度整体来看相对较小。通过以上分析可以发现，船舶在出闸大约 0.25 到 0.75 船长时较为危险，容易发生触底事故。

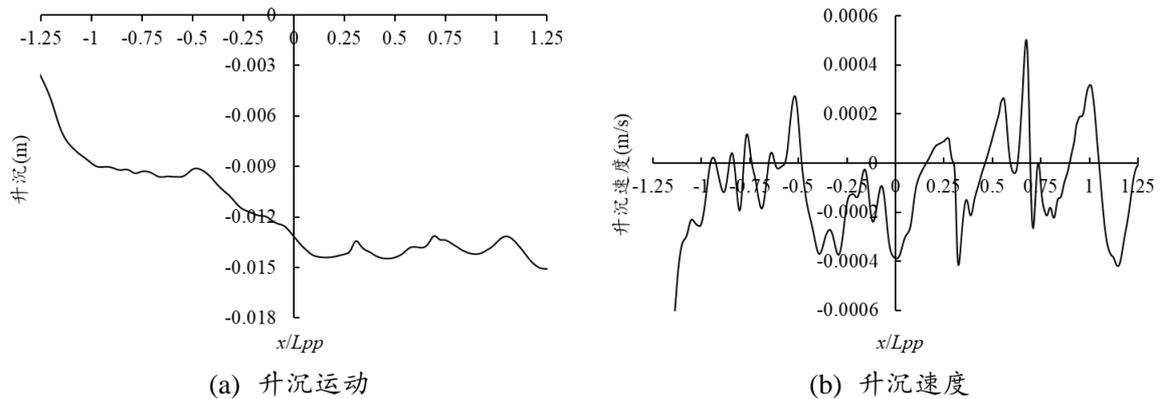


图6-22 出闸过程中船舶升沉运动及升沉速度时历曲线

Fig.6-22 Time histories of heave and heave velocity

6.3.2.3 自由面及船体动压分布

图 6-23 给出了船舶出闸过程中的自由面波高云图分布。图 6-23(a)给出了 T1 时刻的自由面，从图中可以看出，两种工况下船舶艏部都出现了壅水现象，而且十分明显，这样就会造成阻力的快速增加。船舶推动艏部流动向前航行，艉部自由面下降。当船舶航行到 T2 时刻，放开升沉运动后船艉部位自由面较高，这是因为当船舶从船闸中驶离时，开阔水域中水流流入闸室，形成自由面兴波。当船舶航行到闸室门口时，自由面兴波波峰从闸室中返回到达船艉位置，从而将船舶推出闸室。所以此时，船舶的阻力较小。当船舶航行到闸室门口（T3 时刻），开阔水域中的流体填补船舶驶离闸室的空间位置，造成自由面下降，船舶阻力又有所增加。

从总体来看，放开升沉运动之后自由面兴波变化更加剧烈。这主要是由于放开了船舶升沉运动，船舶下沉造成了阻塞系数增加，船底流速变大，闸室中水流速度要比固定船模工况变化更加剧烈，自由面兴波更加明显。

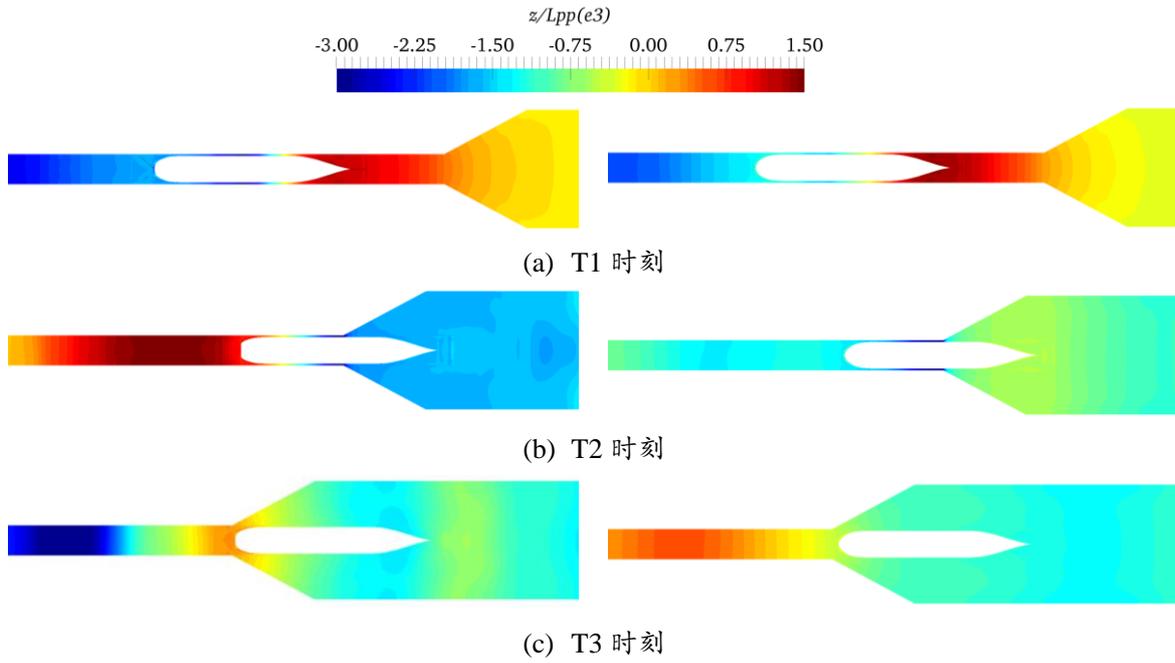
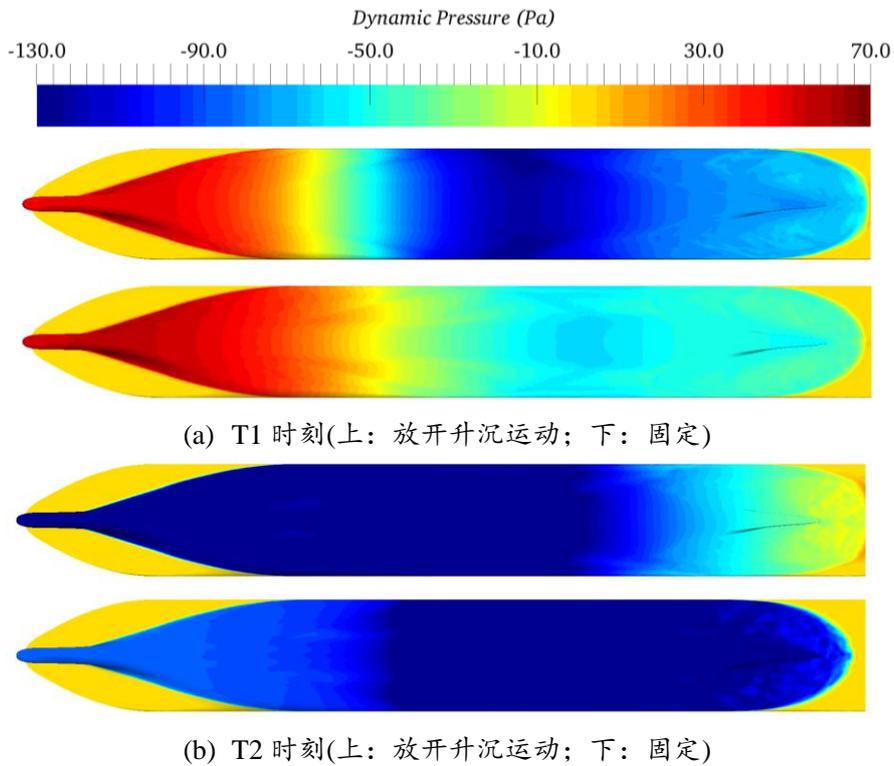
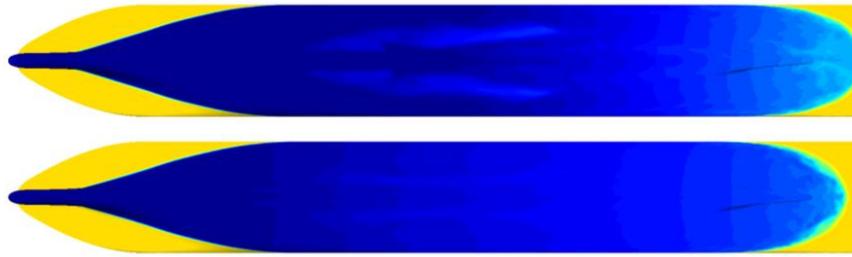


图6-23 船舶出闸过程中自由面波高分布(左: 放开升沉运动; 右: 固定船模)

Fig.6-23 Free surface evolution when the ship leaves the lock





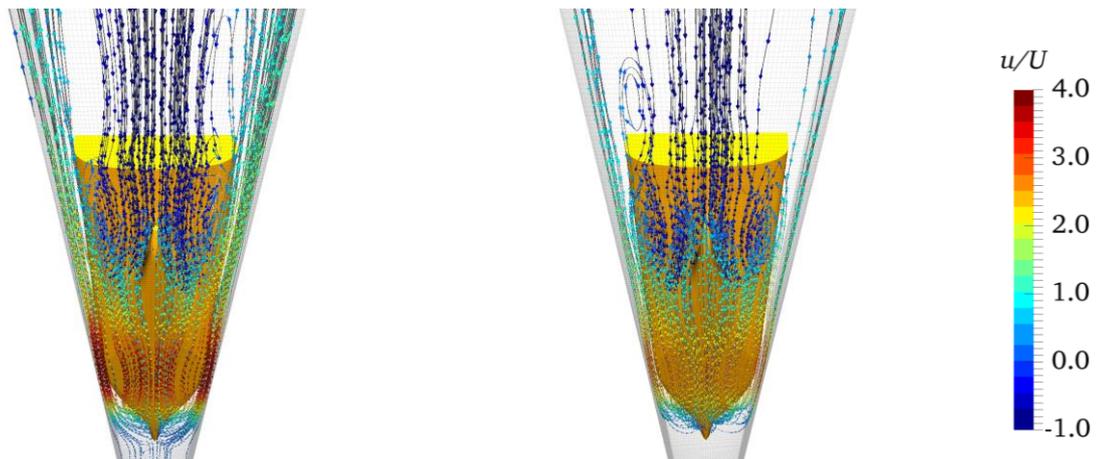
(c) T3 时刻(上: 放开升沉运动; 下: 固定)

图6-24 船舶出闸过程中船体动压分布

Fig.6-24 Dynamic pressure distribution on the hull

图 6-24 给出了船舶出闸过程中典型时刻的动压力分布。从图中可以看出在 T1 时刻, 两种工况下船舶艏部压力远高于船体舫后压力, 这是艏部壅水造成的。而在放开升沉运动之后, 船体舫后的压力要小于固定船模工况, 这就造成了船舶阻力的增加。当船舶航行到 T2 时刻, 放开升沉运动的船舶艏部压力要高于艏部及船舫部位, 这主要是因为闸室中自由面兴波波峰到达船艏附近, 造成的动压升高, 和上面自由面演化过程是对应的。而在固定船舶工况下, 此时船舶已出闸一半, 由于阻塞系数稍小, 大量开阔水域中的流动涌入船闸填补船舶出闸留下的空间, 造成了船舶舫后流速增加, 船体压力下降。在船舶完全出闸后 (T3 时刻), 两种工况下的压力分布十分类似。船舶出闸之后, 闸室侧壁对船舶粘性流场的影响已经可以忽略。

6.3.2.4 流线及速度分布



(a) T1 时刻

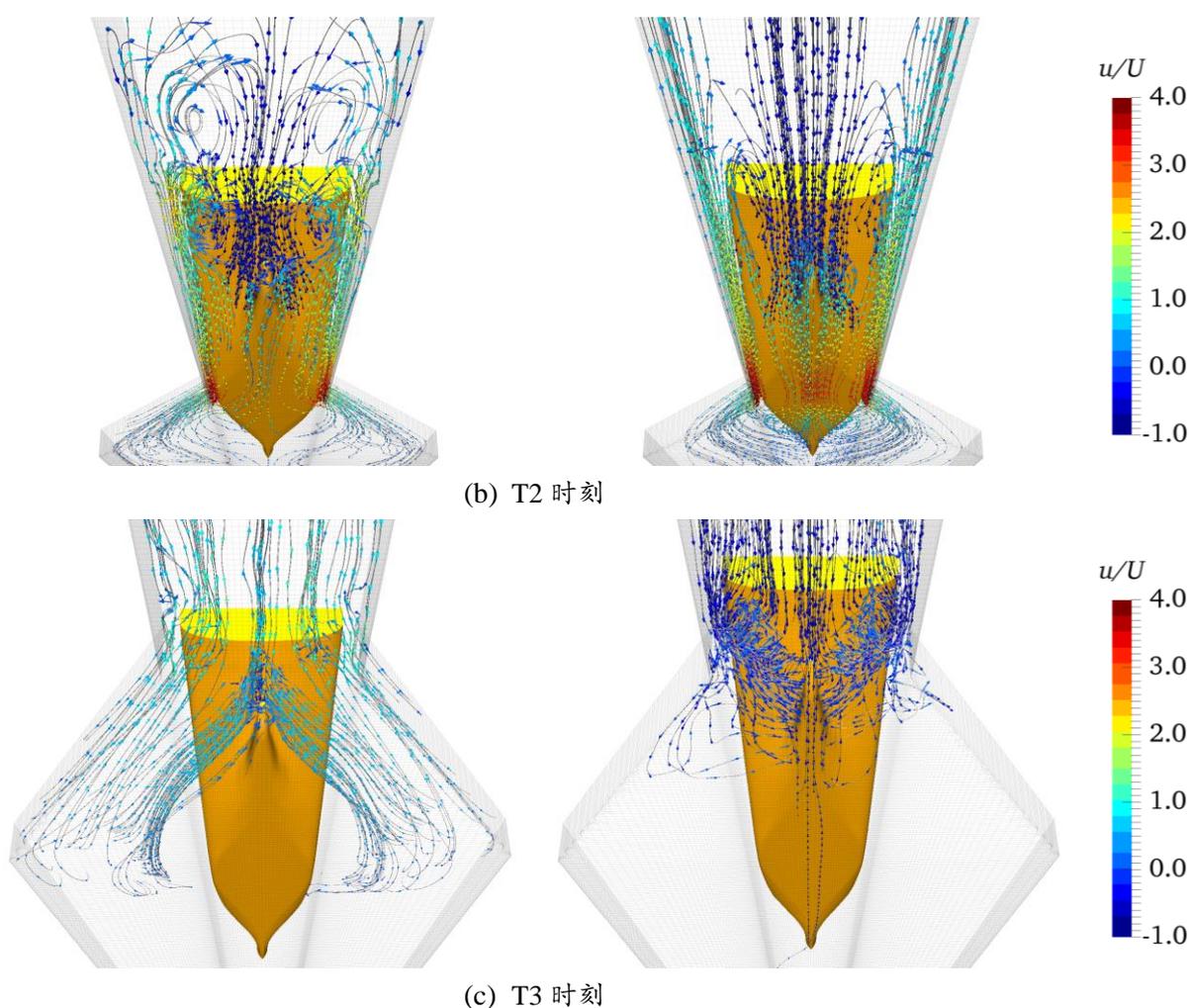


图6-25 船舶出闸过程中流线及速度分布(左: 放开升沉运动; 右: 固定船模)

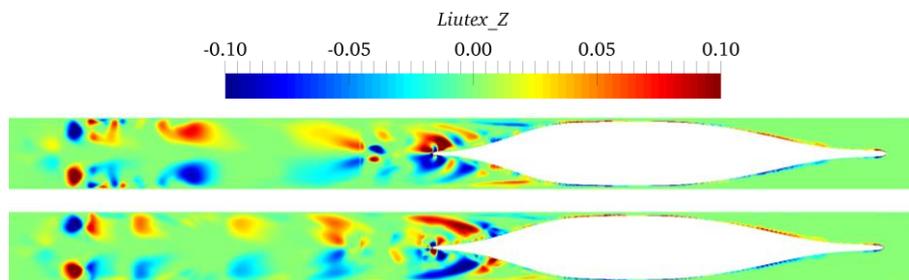
Fig.6-25 Streamline and axial velocity (left: heave motion; right: fixed)

图 6-25 给出了船舶拖航出闸过程中典型时刻的流线及轴向速度分布。左边一列为放开升沉运动的数值模拟结果, 右边为固定船模的数值模拟结果。首先来看船舶位于闸室之中的 T1 时刻: 从图中可以看出, 当船舶驶离船闸, 船体后方流线形成了漩涡, 正如图中流线所示。这是因为船舶向前航行, 前方水流流过船体填补后方空白造成的。在放开升沉运动之后, 船舶下沉, 造成阻塞系数增加, 船底流速加快, 尤其是船艏位置, 这里阻塞系数最大。流动通过这个位置时速度增加最大, 必然引起船体压力的下降, 这和上一小节船体表面动压分布是对应的。而在固定船模工况下速度就小很多, 这是因为固定船模阻塞系数较小造成的。当船舶航行到 T2 时刻, 从图中可以看出, 在闸室门口船体两侧速度增加, 开阔水域中流动涌入闸室在船体后方形成了漩

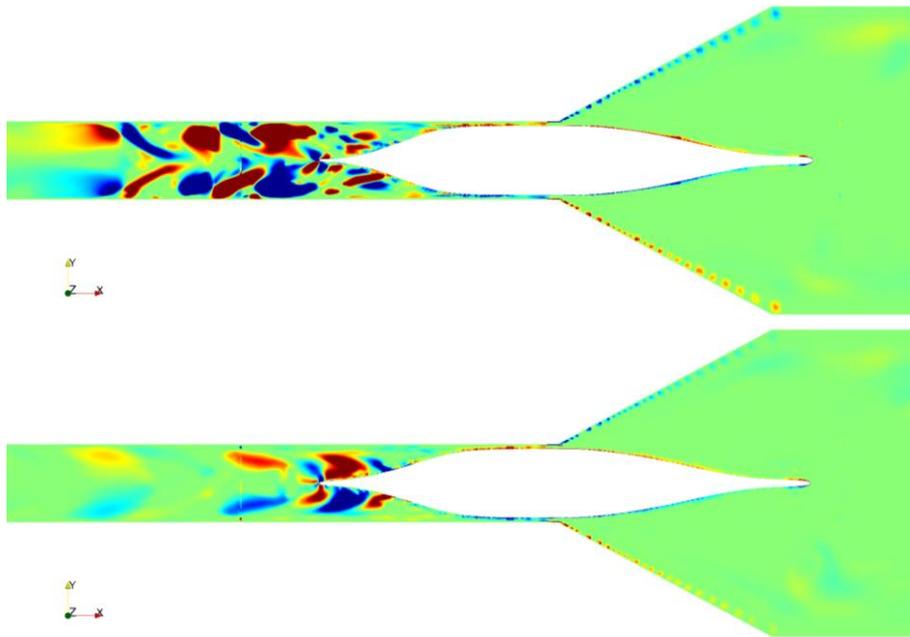
涡。在放开运动之后，船艉后方的涡更加明显，这是因为船舶下沉引起。当船舶驶出船闸，T3时刻，这里是否放开升沉运动对流场的影响是很大的。从图中可以看出，放开升沉运动船舶的航速要大于固定船模工况。而放开升沉运动后，可以更加明显地看到开阔水域流动流入闸室的过程。但是，对于固定船模来说，大量水流涌入闸室，在螺旋桨尾轴后方形成了两个旋向相反的漩涡（船艉后方流线集中区域）。左舷漩涡逆时针旋转，右舷漩涡顺时针旋转。

6.3.2.5 涡量场

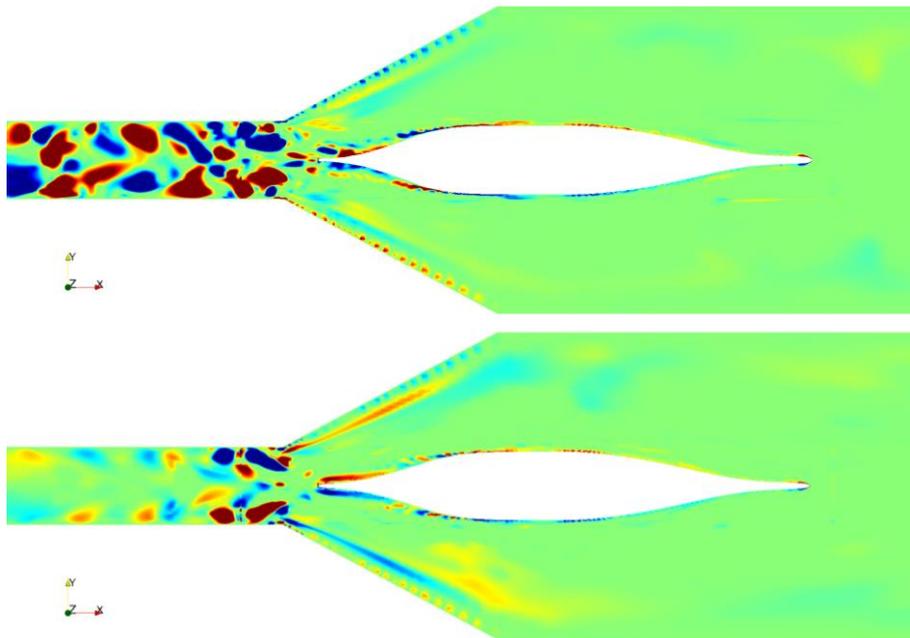
图 6-26 给出了船舶拖航过程中典型时刻的垂向 $Liutex$ 涡量分布。当船舶在闸室中时，即 T1 时刻，从图中可以看出在两种工况下垂向 $Liutex$ 都是正负成对出现在船舶左右两舷。在尾流场中对涡更加明显。当船舶航行到 T2 时刻，如图 6-26(b)所示，此时可以看出，在放开升沉运动之后，尾流场中的垂向 $Liutex$ 涡量急剧增加，而且变得比较紊乱，尤其是在螺旋桨尾轴附近。但总体上来看，依然是正负涡成对出现。放开升沉运动后的涡量之所以变化如此剧烈主要是因为船舶下沉，阻塞系数增大，船底流速加快，尾流场中速度剧烈变化。针对固定船模工况来看，此时涡量场的分布就十分规律，即明显的正负涡对分布于船舶左右两舷，而且其分布范围、位置基本相同。同时，主要的涡量位于桨轴附近，在尾流场中快速耗散。当船舶继续驶出闸室后，T3 时刻，从图中可以看出此时较大涡量的集中分布区域主要在船闸之中。这是因为当船舶驶出闸室后，开阔水域中大量的水流涌入船闸，填补船舶驶出闸室后的空间，从而造成了闸室中流动剧烈的变化，尤其是闸室口附近。由于放开升沉运动之后，流入闸室的流动变化更加剧烈，所以其闸室中垂向 $Liutex$ 涡量变的十分复杂，但是依然可以大致看出是正负涡量成对交替出现的。而对于固定船模的工况来说，其涡量主要分布于闸室口附近，而且是明显成正负涡对交替出现的。这和上一节中螺旋桨尾轴后方出现漩涡是相对应的。



(a) T1 时刻(上: 放开升沉运动; 下: 固定船模)



(b) T2 时刻(上: 放开升沉运动; 下: 固定船模)



(c) T3 时刻(上: 放开升沉运动; 下: 固定船模)

图6-26 船舶出闸过程中垂向 Liutex 涡量分布 ($z/L_{pp}=-0.127$)

Fig.6-26 Distribution of vertical Liutex when the ship leaves the lock ($z/L_{pp}=-0.127$)

6.4 船-桨耦合进入闸室复杂流场数值模拟

上一节进行了船舶拖航进出闸室的数值模拟分析，本小节将研究船-桨耦合下进入闸室的过程。在数值模拟当中，针对螺旋桨的模拟采用真实螺旋桨模型和 BET 体积力螺旋桨两种方法。

6.4.1 计算工况及网格划分

船-桨耦合进闸的模型选用 12000TEU 集装箱船，螺旋桨选用 8000TEU 集装箱船的螺旋桨，模型参数详见 5.2 小节。螺旋桨体积力方法选择了叶素理论方法（blade element theory, BET）。叶素分块在径向为 10 块，周向采用最大尺寸定义，周向最大尺寸定义为 0.005m。为使得船舶在进闸时航速为预期的 0.115m/s，本文根据螺旋桨敞水曲线，通过多项式拟合获得了螺旋桨敞水性能与进速系数之间的关系，然后反推出该桨转速与推力之间的关系式。本文中根据拖航进闸试验中船舶阻力时历曲线，取阻力峰值的一半（3.17N）来估算螺旋桨转速，从而求得了预期转速为 10.54rps。在数值模拟中，分别对基于真实螺旋桨模型和基于 BET 方法的自航网格进行了划分，网格划分方案如表 6-5 所示。从表中可以看出，在采用 BET 体积力螺旋桨方法时，网格总量比基于真实螺旋桨模型的算例网格量减少了 8.13%。图 6-27 和图 6-28 分别给出了基于真实螺旋桨模型和 BET 体积力螺旋桨的网格分布图。图中，绿色为背景网格，蓝色为船模随体网格，红色为螺旋桨随体网格。在进行基于 BET 体积力螺旋桨方法的船-桨耦合运动数值模拟时，对船体网格进行改造，螺旋桨桨盘面附近进行网格加密处理。图 6-28 中的黑色实线表示桨盘面位置。该位置的加密等级与真实螺旋桨模型自航中的船艏加密等级是一致的。

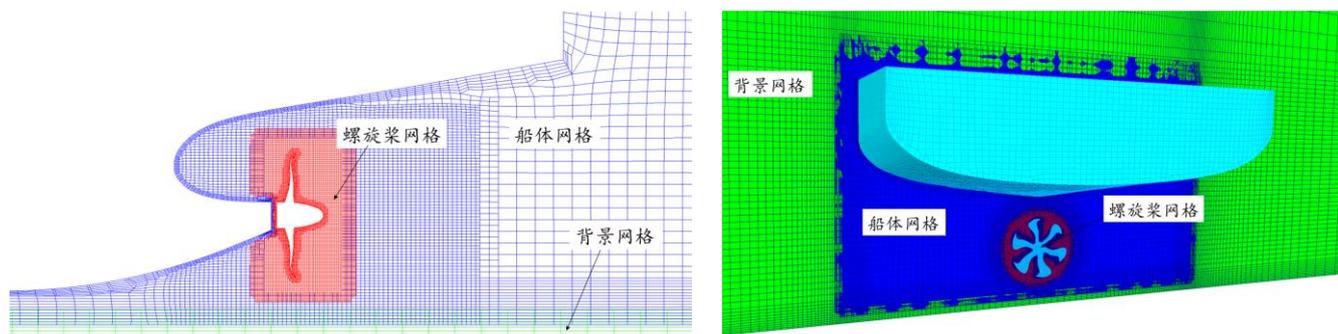
表6-5 船-桨耦合进入船闸网格分布

Table 6-5 Grids for entering the Channel in the simulation of self-propulsion

项目	背景网格(百万)	船体网格(百万)	螺旋桨网格(百万)	总计(百万)
真实螺旋桨	7.75	2.25	0.70	10.70
体积力螺旋桨	7.75	2.08	-	9.83

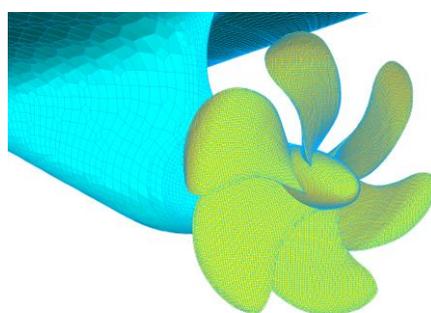


(a) 网格全局分布



(b) 尾流场螺旋桨附近网格分布

(c) 螺旋桨附近横剖面网格分布



(d) 螺旋桨网格分布

图6-27 船-桨(真实螺旋桨模型)耦合进闸网格分布

Fig.6-27 Grids distribution for self-propulsion simulation when the ship enters the lock

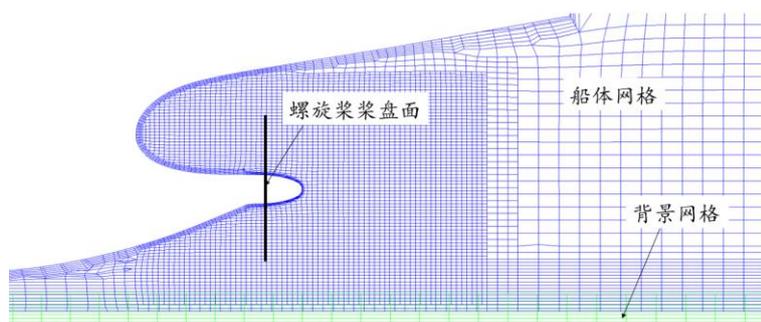


图6-28 BET 方法船-桨耦合进闸局部网格分布

Fig.6-28 Grids distribution for self-propulsion (BET) simulation when the ship enters the lock

6.4.2 水动力特性分析

这里首先给出了采用真实螺旋桨模型和 BET 方法得到的船舶航速时历曲线，如图 6-29 所示。图中实线表示真实螺旋桨模型计算结果，而虚线表示 BET 体积力螺旋

桨计算结果。从图中可以看出，采用 BET 体积力螺旋桨方法的数值预报结果与真实螺旋桨模型结果基本吻合，船舶航速的变化趋势是一致的，这就证明了采用 BET 体积力螺旋桨方法研究船-桨耦合进闸是可行的、可靠的。在 $0.9 \leq x/L_{pp} \leq 1.8$ 的范围内，真实螺旋桨模型和 BET 方法都捕捉到了船舶以较高的加速度实现了船舶航速的增加。在进入 $-0.1 \leq x/L_{pp} \leq 0.9$ 的范围内，船舶的加速度减小，尤其是采用 BET 方法的工况，而真实螺旋桨模型工况下其加速度仍然较大。当船舶开始进入闸室 ($x/L_{pp} \leq -0.1$)，船舶以较大的负加速度实现船舶减速，并在进入闸室大约 $0.73L_{pp}$ ，速度降至最小，大约为 0.115m/s 。从图中可以看出，采用 BET 体积力方法预报的航速全程基本都要高于采用真实螺旋桨模型的数值模拟结果，尤其是在船舶加速阶段。当船舶在开阔水域航行时，只有在船舶进入闸室大约 $0.73L_{pp}$ 后，BET 体积力方法预报的船舶航速才略低于基于真实螺旋桨模型的预报结果。

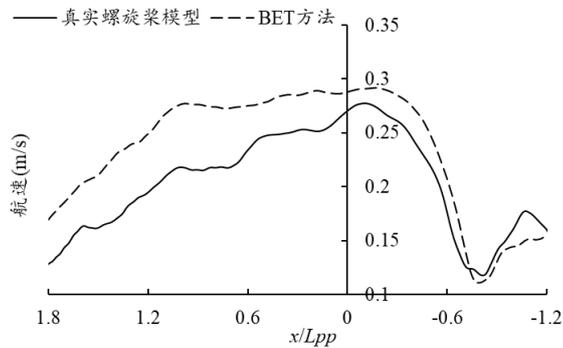


图6-29 船舶自航进闸过程中航速时历曲线

Fig.6-29 Time histories of speed when the ship enters the lock

图 6-30 给出了船舶和螺旋桨受力的时历曲线，图中对比了采用 BET 体积力螺旋桨（虚线）和真实螺旋桨模型（实线）的计算结果。首先分析船舶阻力曲线可以发现，采用 BET 体积力螺旋桨方法得到的船舶阻力和真实螺旋桨模型计算结果基本保持一致，船舶阻力均是在船舶开始进入闸室后逐渐快速增加，而且两种方法得到的船舶阻力峰值相差不大，BET 方法的阻力峰值为 11.86N ，而真实螺旋桨模型计算结果峰值为 12.85N ，真实螺旋桨模型计算结果比 BET 方法大了约 7.7% 。针对船舶的侧向力，采用 BET 方法得到的船舶侧向力时历曲线基本和真实螺旋桨模型计算结果一致。在船舶进入引航道后，受到引航道的影响，船舶侧向力快速增加。在进入闸室之后，侧向力发生了较为剧烈的变化。螺旋桨的推力和扭矩如图(c)和(d)所示。从图中可以看出，采用 BET 方法得到的螺旋桨推力和扭矩均小于真实螺旋桨模型计算结果。但是

两者都捕捉到了引航道以及闸室岸壁对螺旋桨推力和扭矩的影响。在 $x/L_{pp}=0.30$ 位置附近, 此时船舶已经完全进入引航道, 螺旋桨位于引航道位置, 此时螺旋桨推力和扭矩快速增加, 出现了一个较大的峰值。在船舶进入闸室后, 约为 $x/L_{pp}=-0.74$ 附近, 受闸室对船舶流场的影响, 螺旋桨推力和扭矩出现了另一个峰值。而在进入闸室之后, 螺旋桨推力虽然略有降低, 但相比于船舶在引航道中航行时, 有了较大的增加。而螺旋桨扭矩的增加幅度很小。采用 BET 体积力方法, 也捕捉到了两个位置的螺旋桨推力和扭矩的突变。但是, 其脉动的峰值远小于真实螺旋桨模型计算结果。

综上所述可以发现, 采用 BET 体积力螺旋桨方法计算得到的螺旋桨推力和扭矩与真实螺旋桨模型相比偏小, 但是船舶的航速却高于真实螺旋桨模型的计算结果。这说明采用 BET 方法对螺旋桨的推力减额预报有较大的误差。这是因为采用真实螺旋桨模型可以考虑螺旋桨的推力减额, 而由于 BET 方法无法考虑螺旋桨的几何模型, 故而无法考虑推力减额。

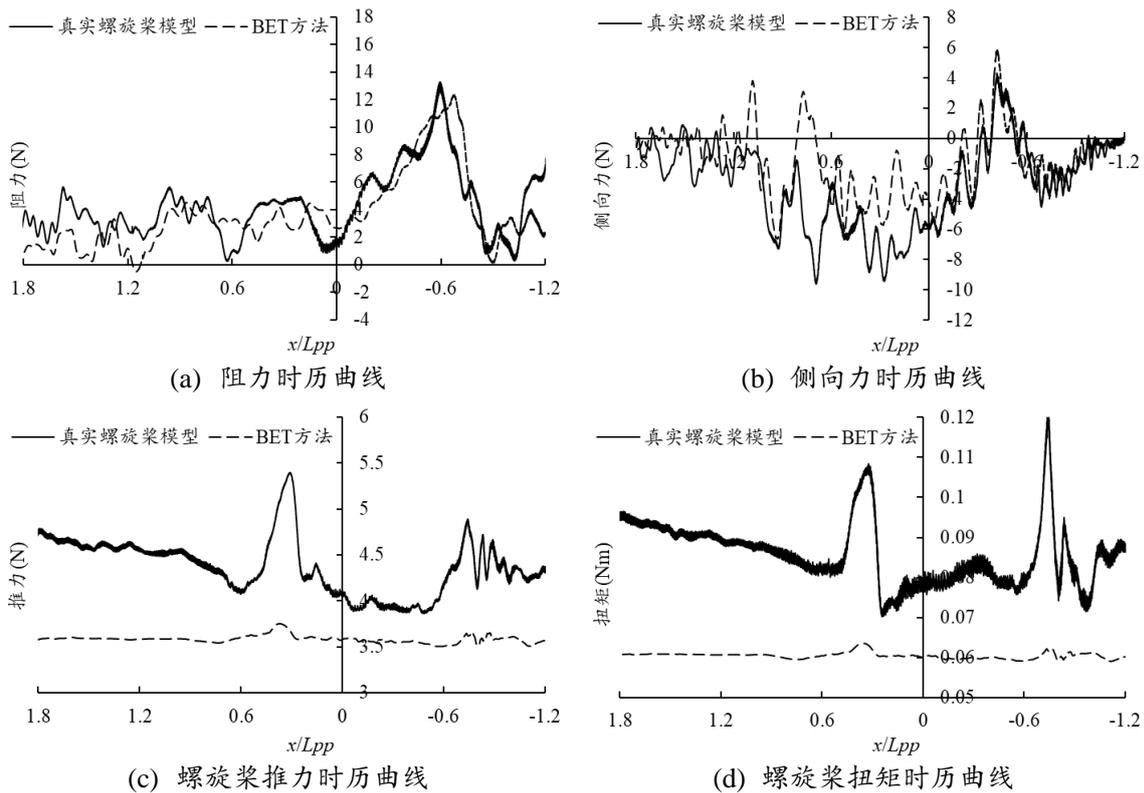


图6-30 船舶与螺旋桨受力时历曲线

Fig.6-30 Time histories of forces/moment acting on the hull and propeller

6.4.3 典型时刻说明

根据螺旋桨时历曲线和船舶位置的变化，本文选取了 3 个典型时刻来分析船-桨耦合进闸过程中的粘性流场，如图 6-31 所示。T1 时刻表示船舶自航到 $x/L_{pp}=0.30$ 位置，此时螺旋桨推力和扭矩达到峰值。T2 时刻表示船舶自航进入船闸，船艏到达闸首位置， $x/L_{pp}=-0.55$ 。T3 时刻表示船舶已经完全自航进入闸室， $x/L_{pp}=-1.05$ 。

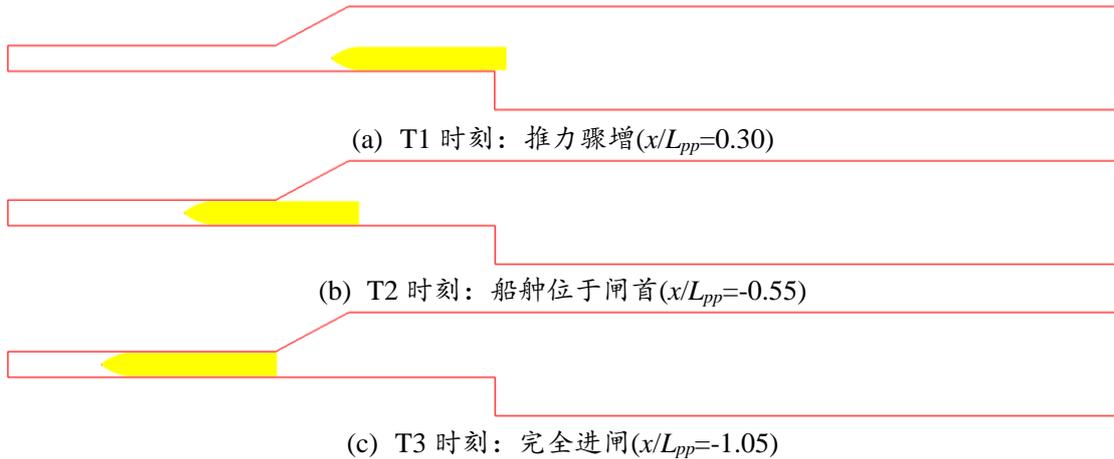


图6-31 船-桨耦合进闸典型时刻

Fig.6-31 Definition of three instants when the ship enters the lock

6.4.4 螺旋桨压力及伴流场分布

在船-桨耦合进闸的数值模拟中，闸室壁面对船-桨耦合的影响是十分复杂的。本小节将对典型时刻螺旋桨的动压力以及伴流场分布进行深入分析。接下来首先分析典型时刻的螺旋桨动压力分布，如图 6-32 所示。图中从左至右依次是 T1 推力骤增时刻，T2 船艏达到闸首时刻以及 T3 完全进闸时刻。首先来分析螺旋桨压力面的动压分布。从图中可以发现，在 T1 时刻，压力面高压区面积远大于 T2 时刻，而吸力面的低压区面积也大于 T2 时刻，且低压区压力值要高于 T2 时刻。前后压力差的形成造成了 T1 时刻较大的螺旋桨推力峰值。但是在 T1 时刻，6 个桨叶压力分布基本是一样的，不同桨叶间的压力分布相差不大。但是到 T2 时刻，此时船舶已经开始进闸，船艏已到闸首位置，受引航道岸壁的影响，靠近岸壁一侧的螺旋桨桨叶压力面正压要略小于其他几个桨叶，吸力面负压要略高于其他 4 个桨叶。桨叶上压力差的存在会引起螺旋桨的侧向力、垂向力矩等受力的增加。当船舶进入闸室后，T3 时刻，桨叶压力面正压分布区域比 T2 时刻更大，尤其是下方两个桨叶更为明显。在左侧的两个桨叶正压最大的范围比右舷桨叶略小。再来看吸力面压力分布，从图中可以看

出,左舷两个桨叶吸力面负压从幅值上来说要小于其他几个桨叶。通过对比此时桨叶压力面正压分布和吸力面负压分布可以得到,此时的螺旋桨不仅推力和扭矩会有所增加,而且其垂向扭矩要大于 T1 和 T2 时刻。

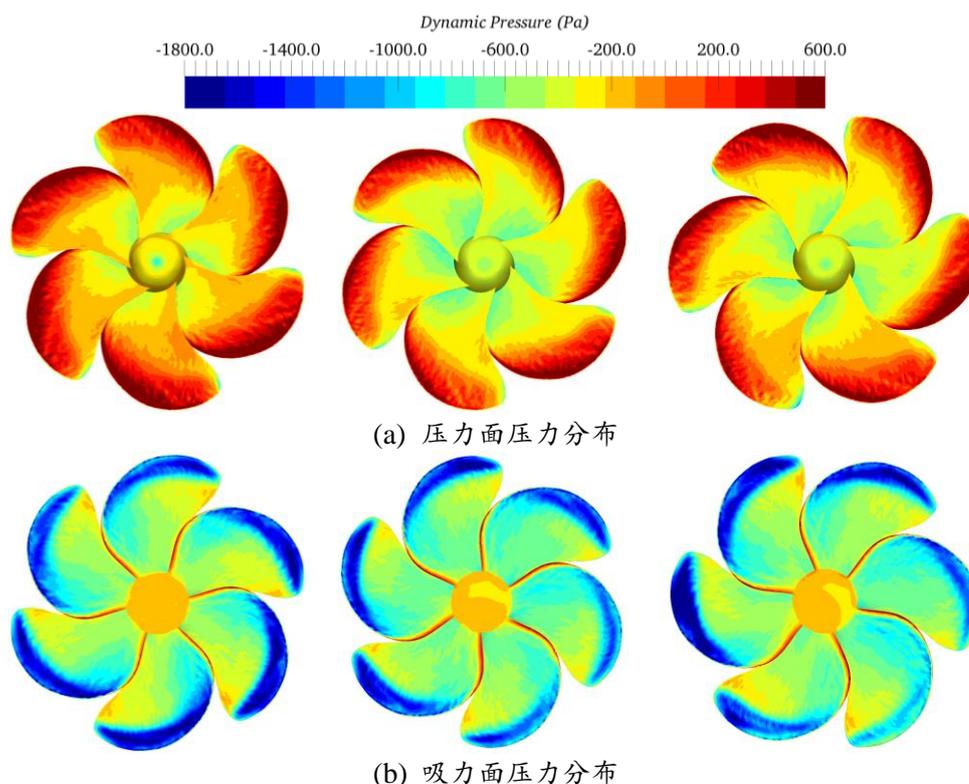


图6-32 典型时刻螺旋桨表面压力分布(左: T1 时刻; 中: T2 时刻; 右: T3 时刻)

Fig.6-32 Pressure distribution of propeller at three instants

螺旋桨受力的改变是由于伴流场变化引起的。为了分析伴流场的变化,图 6-33 给出了 3 个典型时刻船舶周围的伴流场以及螺旋桨周围的局部伴流场。此外,图中还将 BET 体积力螺旋桨方法的伴流场和真实螺旋桨模型计算结果进行了对比。首先来分析图 6-33(a)中 T1 螺旋桨推力骤增时刻,此时船舶已航行到引航道,螺旋桨已经到达引航道端部。受船体左舷引航道岸壁的影响,船体左舷和引航道之间的流动加速,而船艏螺旋桨左舷附近的流动速度明显小于右舷。小的伴流速度必然会引起螺旋桨推力和扭矩的增加,这是导致 T1 时刻螺旋桨推力和扭矩增加的流场因素。此时,引航道岸壁对螺旋桨尾流的影响还不是十分明显。采用 BET 方法同样也捕捉到了螺旋桨尾轴附近的低速区。在 T2 时刻,此时船舶已经一半进闸。从图中可以看出,受到引航道岸壁的影响,螺旋桨尾流向左舷偏转,且出现了低速区域。但是螺旋桨桨轴前方入流速度相对较大,这样会导致螺旋桨推力下降。但由于桨叶受力不均,螺旋桨

的扭矩在进入引航道后逐渐增加。采用 BET 方法也捕捉到了螺旋桨尾流偏转的现象，但是其伴流速度相对真实螺旋桨模型来说偏小。当船舶完全进入闸室，T3 时刻，螺旋桨尾轴右舷出现了低速区域，此时螺旋桨尾流向左舷偏转。采用 BET 方法更加明显地捕捉到了尾流偏转现象。

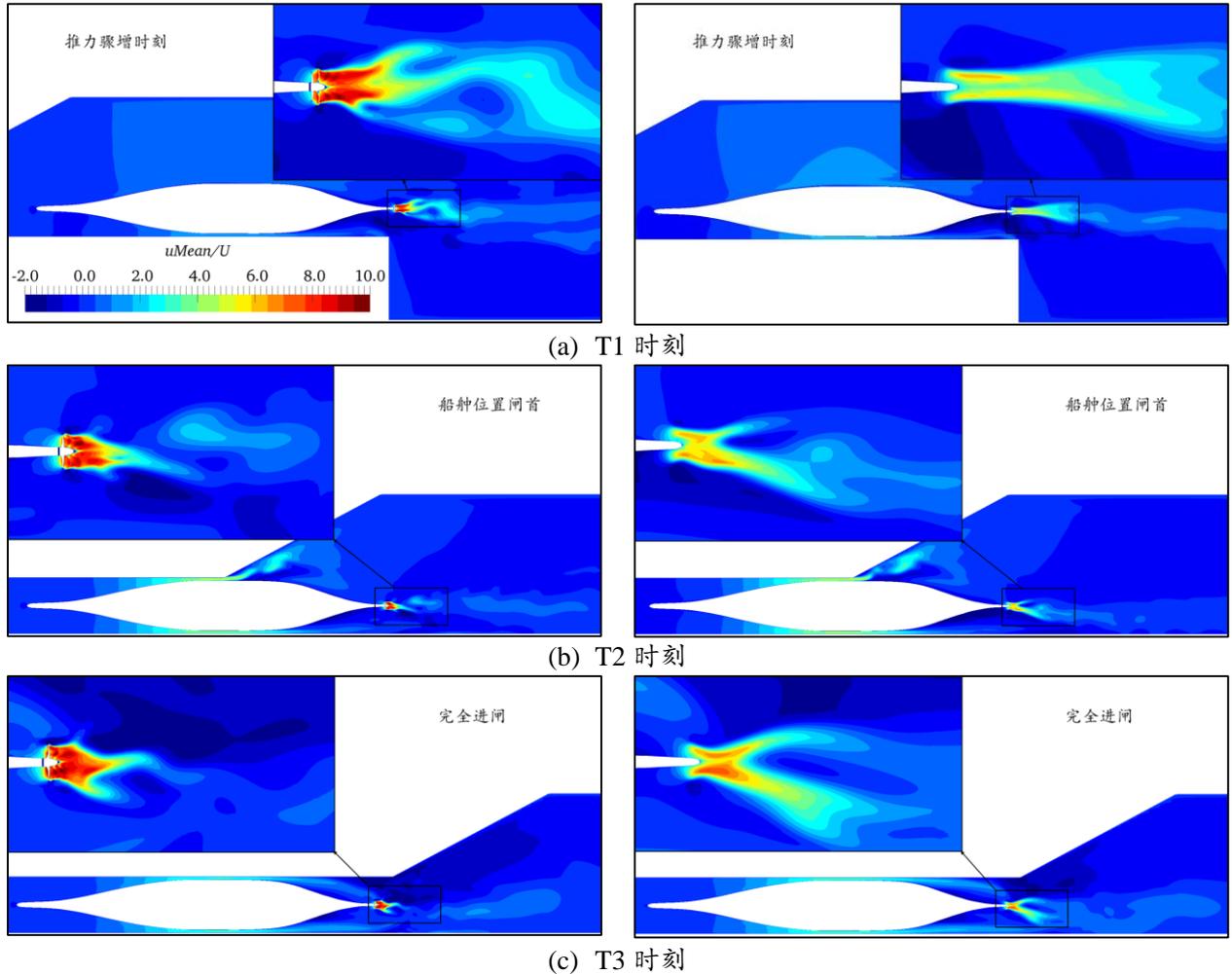


图6-33 典型时刻桨轴水平面伴流速度分布($z/L_{pp}=-0.0297$) (左: 真实螺旋桨模型; 右: BET 方法)

Fig.6-33 Wake distribution at three instants

为了更加深入地分析船-桨耦合进闸过程中螺旋桨推力扭矩的变化机理，图 6-34 给出了 3 个典型时刻螺旋桨盘面前 $0.215D$ 平面上伴流场分布。这里还给出了 BET 方法计算得到伴流场。在 T1 时刻，螺旋桨伴流场速度明显小于 T2 和 T3 时刻，这是造成螺旋桨推力和扭矩增加的原因。受到引航道岸壁的影响，螺旋桨左侧流动速度明显减小。受到螺旋桨偏转尾流的影响，在 T2 和 T3 时刻，左侧速度有所增加。在 T3 时

刻，由于闸室岸壁的影响，螺旋桨右侧的伴流速度急剧降低。对比 BET 方法可以看到，螺旋桨的伴流场速度分布与真实螺旋桨模型结果吻合较好。

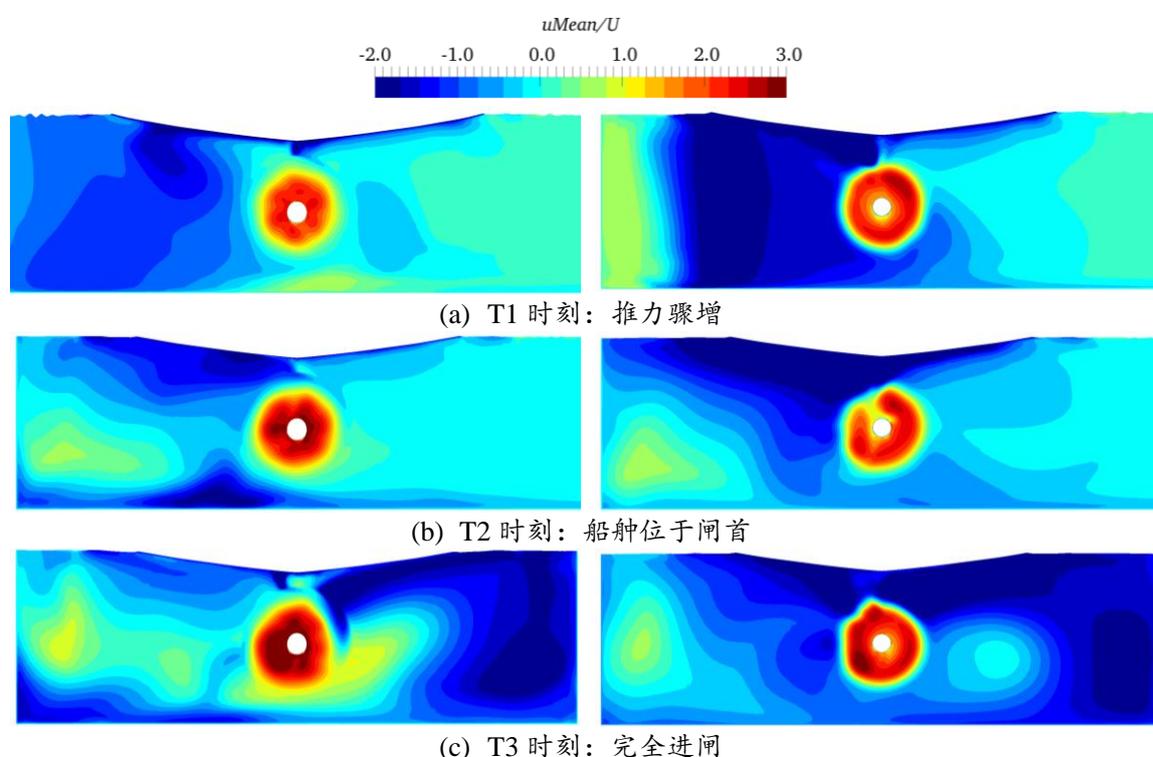


图6-34 典型时刻桨盘面前 $0.215D$ 伴流场分布(左: 真实螺旋桨模型; 右: BET 方法)

Fig.6-34 Wake distribution on the plane before the disk

6.4.5 典型时刻流线分布

为了分析流场中的三维流动，这里给出了典型时刻流线分布，如图 6-35 所示。图 6-35(a)中给出了 T1 推力骤增时刻的流线分布，从图中可以发现受引航道岸壁的影响，此时流线已向左舷偏转，并在尾流后方形成了一个较大的漩涡。大量的水流从左舷流入桨盘面附近，引起伴流速度的减小，与上一小节螺旋桨伴流速度是对应的。在 T2 时刻，船舶已经一半进入闸室。此时，流线分布更加复杂，船体右舷有大量流线汇入螺旋桨桨盘面。此外，在引航道和闸室底面相交的角落里，流线形成了一个较大的漩涡，在向下游发展的过程中逐渐减弱消失。而且，在右舷的尾流场中，也出现了旋转的流线。这说明受到引航道的影响，螺旋桨的旋转效应也造成了引航道与闸室底面夹角附近流动的旋转。当船舶整体进入闸室后，T3 时刻，流动受到右舷壁面的影响在尾流场中形成了一个较大的漩涡。同时在左舷角落的漩涡流动依然很剧烈。在左舷角落，旋转流线与顺流流线相互作用形成了更加复杂的流动。

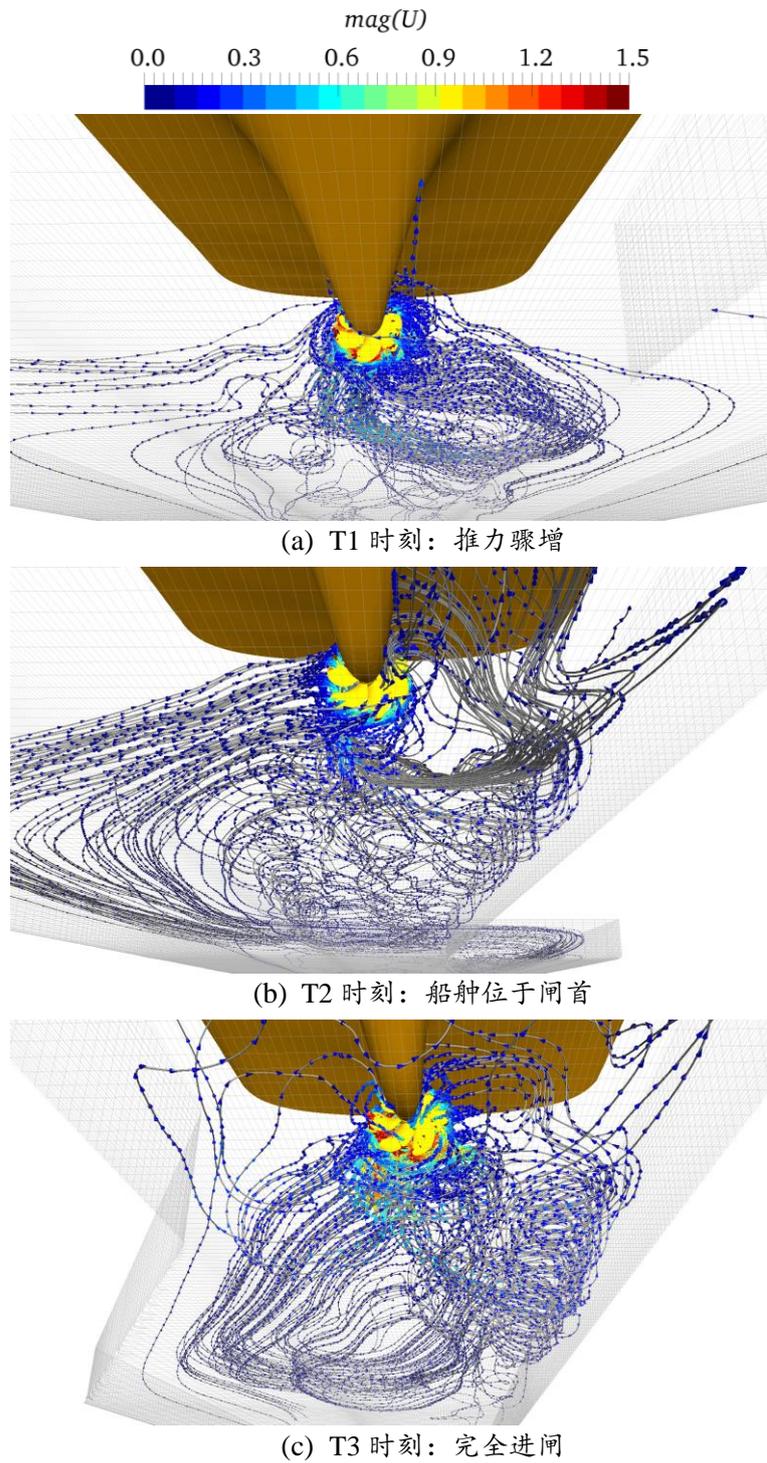


图6-35 典型时刻流线分布

Fig.6-35 Streamline distribution and magnitude of velocity at three instants

6.4.6 典型时刻涡结构

前面几个小节分别介绍了典型时刻船-桨耦合进闸时的螺旋桨压力、伴流场分布以及流线分布。这一节将介绍采用第三代涡识别方法 (Ω_R 方法) 得到的典型时刻涡结构。在 T1 推力骤增时刻, 涡结构受到引航道岸壁对流场的影响, 向左舷略有偏转。此外, 受到闸室底面的影响, 部分涡结构附着在闸室底部壁面上。在进入引航道后, 引航道壁面对涡结构的影响更加明显, 部分涡结构直接延伸到闸室与引航道相交的角落。而且此时底部壁面上附着了更多的涡结构。在进入闸室后, 尾流中的涡结构也受到右舷壁面的影响, 在右舷出现了明显的涡结构。从螺旋桨下游的涡结构上可以看出, 作为右旋桨, 螺旋桨旋转带动尾流直接冲击螺旋桨右侧的底部壁面。此时可以看到, 涡结构向闸室底部壁面产生了偏转。

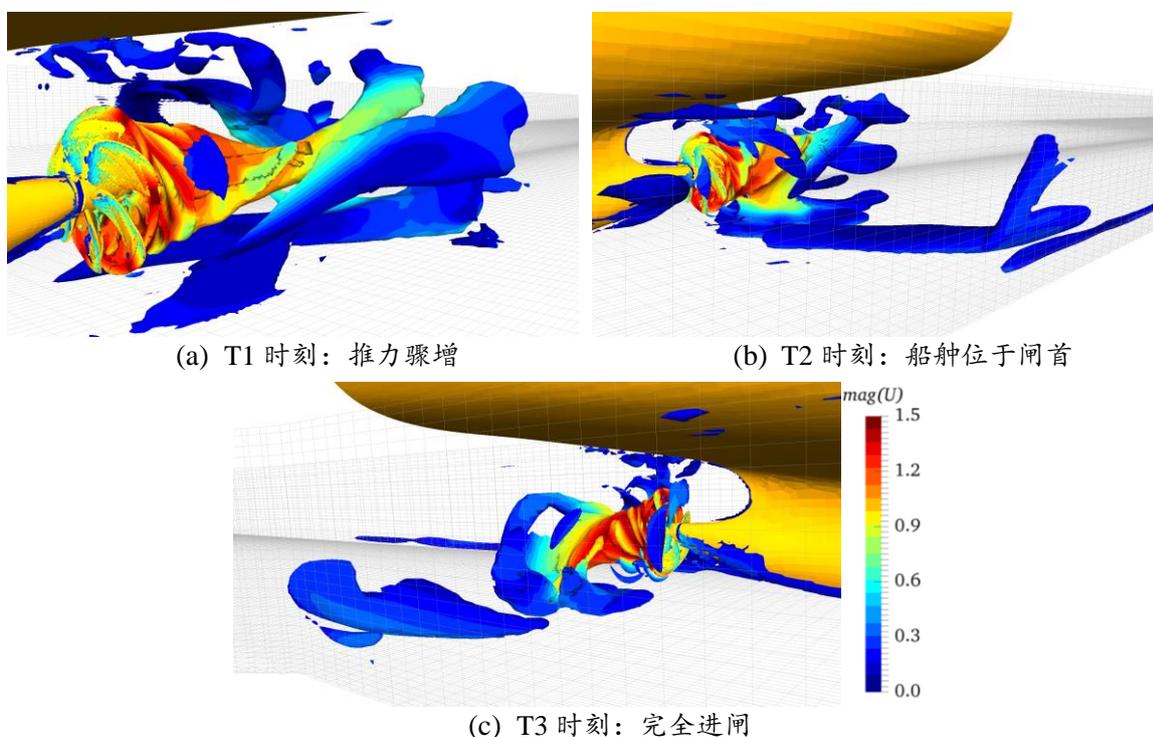


图6-36 典型时刻涡结构分布($\Omega_R=0.52$)

Fig.6-36 Vortex structures at three instants ($\Omega_R=0.52$)

6.4.7 计算耗时对比

表6-6 BET方法和真实螺旋桨模型自航进闸的计算耗时对比

Table 6-6 Time-consuming of self-propulsion based BET and real propeller

项目	真实螺旋桨模型	BET 体积力法
单个节点核数(个)	36	36
节点数(个)	4	4
总核数(个)	112	112
时间步(秒)	0.0005	0.001
单个时间步计算所需时间(秒)	39	23
数值模拟时间(小时)	70	70
时间步总和(个)	140000	70000
计算物理时间(小时)	1413.98	459.62

在数值模拟中，本小节两个算例的数值计算均在上海交通大学船舶与海洋工程计算水动力学研究中心（CMHL）的高性能计算集群进行。表 6-6 给出了计算中采用的计算资源及相关数据。两个算例均是采用 36(核)×4(个)共 144 核进行的数值计算，其中 2 核用于 SUGGAR++程序的插值计算。从表中可以发现，采用 BET 方法可以将数值计算时间步提高 1 倍。而单个时间步计算所需时间则由 39 秒降低为 23 秒，降低了 41%左右。单个时间步计算时间的减少，再叠加总时间步个数的减少，极大地降低了计算量。总体计算时间从 1413.98 小时(约 59 天)减少到 459.62 小时(约 19 天)，减少了约 67.5%。

6.5 船-桨耦合驶离闸室复杂流场数值模拟

6.5.1 计算工况及网格划分

船-桨耦合出闸的船舶模型为 12000TEU 集装箱船，螺旋桨选用 8000TEU 集装箱船的螺旋桨，船闸模型为 6.3.2 小节中的船闸模型。表 6-7 给出了船-桨耦合驶离船闸过程的网格分布。船-桨网格量总和为 1135 万。由于在上一节中已经进行了 BET 体积力螺旋桨方法的船舶自航进闸模拟，所以这一节并未进行基于 BET 方法的船-桨耦合出闸。图 6-37 给出了船-桨的网格分布图。图中，绿色为背景网格，蓝色为船模随体网格，红色为螺旋桨随体网格。在计算中，螺旋桨选用上一小节的转速，船舶的目标航速为 0.115m/s。

表6-7 船-桨耦合驶离船闸网格分布

Table 6-7 Grids for exiting the Channel in the simulating of self-propulsion

项目	背景网格(百万)	船体网格(百万)	螺旋桨网格(百万)	总计(百万)
真实螺旋桨	7.75	3.03	0.57	11.35

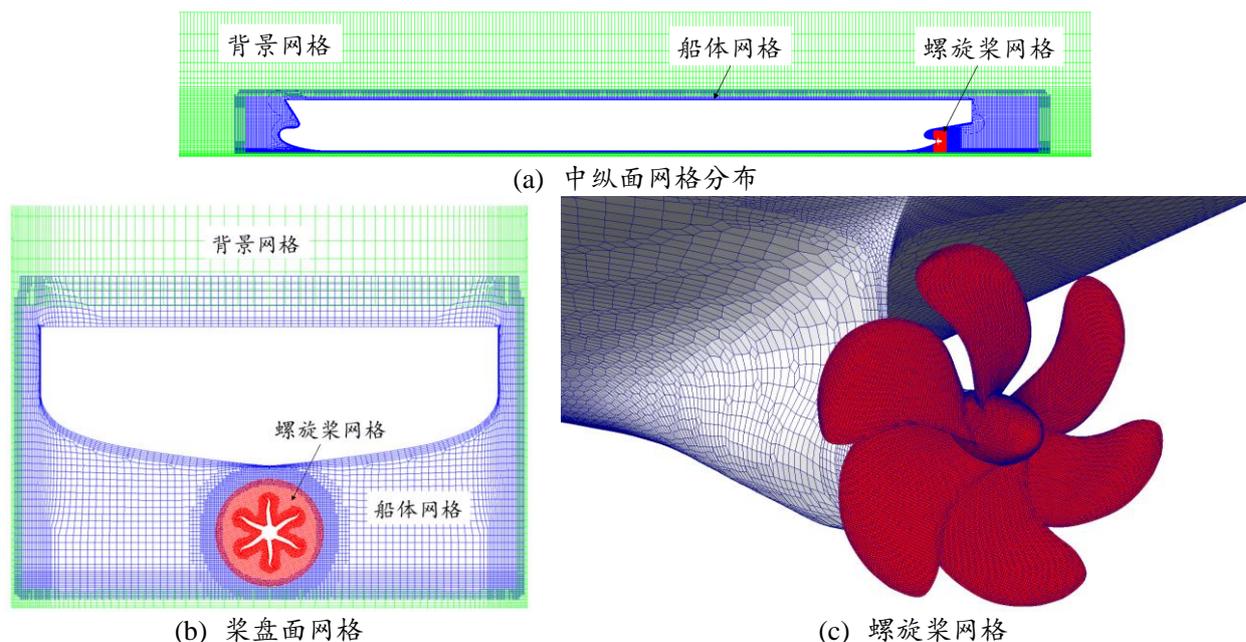


图6-37 船-桨耦合出闸的网格分布

Fig.6-37 Grids for the simulation when the ship leaves the lock

6.5.2 水动力特性分析

图 6-38 给出了船-桨耦合出闸过程中的船舶阻力和航速时历曲线。从图中可以看出,当船舶在闸室中时($x/L_{pp} < 0$),船舶阻力脉动幅度较大,且保持在一个较高的水平。当船舶开始出闸, $0 \leq x/L_{pp} \leq 0.75$, 此时船舶阻力脉动幅值较小。当船舶大半已经驶离船闸, 船舶阻力开始逐渐减小。从船舶航速来看, 船舶在整个出闸过程中由于受到船舶壅水的影响, 只有较短的时间段达到了目标航速, 其余时间段均小于目标航速以下。在整个出闸过程中, 船舶速度变化较大是因为船舶出闸, 船艏壅水, 形成较大的兴波, 兴波传递到远场, 形成返回的波浪, 又将船舶往船闸里推, 所以此时船舶航速大幅减小。

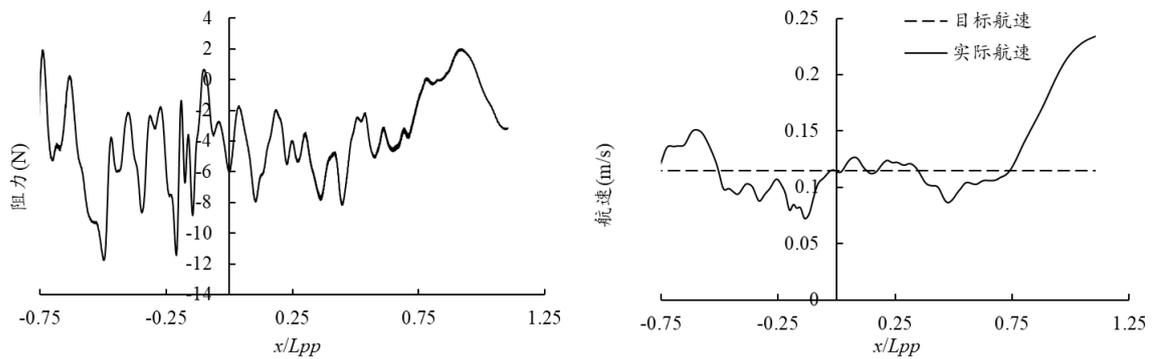


图6-38 船-桨耦合出闸过程中船舶阻力(左)及航速(右)时历曲线

Fig.6-38 Time histories of resistance and speed

图 6-39 给出了在出闸过程中螺旋桨推力和扭矩的时历曲线。从图中可以看出，在船舶即将到达闸首（约为 $-0.125 \leq x/L_{pp} \leq 0.05$ ）时螺旋桨的推力略有增加，而后又快速下降。当船舶大约有一半驶出闸室时，此时螺旋桨的推力又有所增加。而螺旋桨扭矩则在出闸过程中变化趋势与推力相反。推力减小时，扭矩增加；而当推力增加时，螺旋桨扭矩又有所减小。

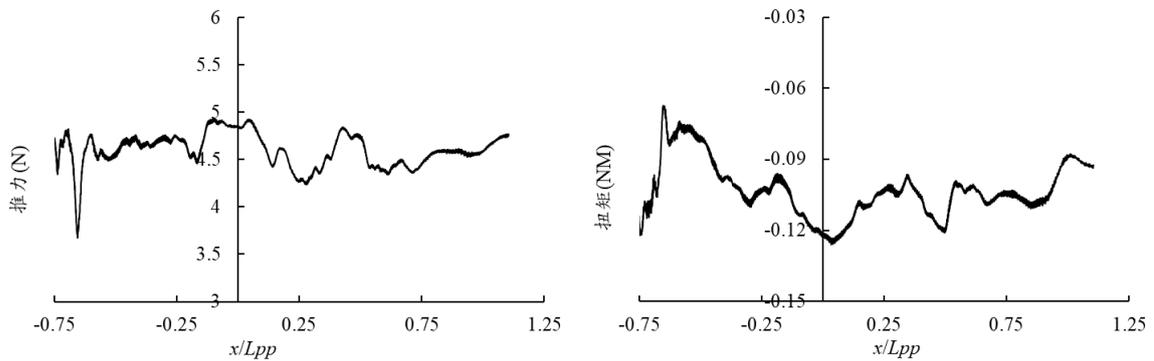


图6-39 船-桨耦合出闸过程中螺旋桨受力曲线(左：推力；右：扭矩)

Fig.6-39 Time histories of thrust and torque of propeller

6.5.3 典型时刻说明

根据船舶位置的变化，本小节选取了 3 个典型时刻来分析船-桨耦合出闸过程中的粘性流场，如图 6-40 所示。T1 时刻表示船舶运动到大约 $x/L_{pp} = -0.50$ 位置。T2 时刻表示船舶已经一半驶出闸室， $x/L_{pp} = 0$ 。T3 时刻表示船舶已经完全自航进入开阔水域， $x/L_{pp} = -1.03$ 。



图6-40 船-桨耦合出闸典型时刻

Fig.6-40 Define of three instants when the ship leaves the lock

6.5.4 螺旋桨动压力

本小节将对典型时刻螺旋桨的动压力以及伴流场分布进行深入分析。接下来首先分析典型时刻的螺旋桨动压力分布，如图 6-41 所示。图中从左至右依次是 T1 船舶完全在闸室中，T2 船艏达到闸首时刻以及 T3 完全驶离闸室进入开阔水域。首先来对比分析螺旋桨的动压力分布，从图中可以看出整体分布基本相同。但是，针对局部细节的对比可发现：在 T2 时刻，螺旋桨叶根的压力要小于 T1 时刻。而且，T2 时刻最下方的桨叶压力面压力要大于 T1 时刻。同时，对应的桨叶吸力面的压力分布要小于 T1 对应的桨叶压力分布。这个压力分布的差异是导致螺旋桨推力增加的直接证据。而在 T3 时刻，桨叶压力分布与 T1 时刻类似，但是此时螺旋桨上叶背的压力小于 T1 时刻。尤其是最下方的桨叶。

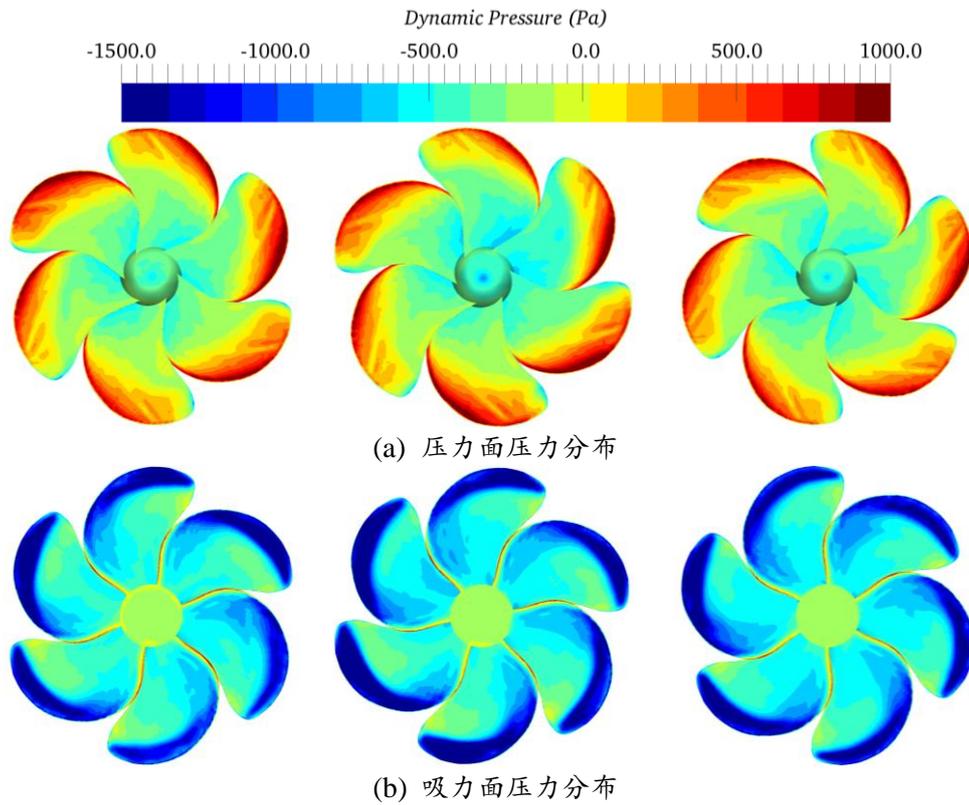


图6-41 典型时刻螺旋桨动压力分布(左: T1时刻; 中: T2时刻; 右: T3时刻)

Fig.6-41 Dynamic pressure distribution of propeller

6.5.5 涡结构及流线分布

图 6-42 给出了船-桨耦合出闸时典型时刻的螺旋桨周围涡结构。从图中可以看出，在 T1 时刻，受到螺旋桨旋转的影响，涡结构在向下游发展过程中直接附着在了水底壁面上。这是因为螺旋桨带动尾流旋转，尾流在向下游发展的过程中逐渐扩散，而直接撞击到闸室底部壁面上。在 T2 时刻，由于此时船舶已经驶出闸室一半，开阔水域中的水流大量涌入闸室，在螺旋桨旋转效应的影响下，尾流场变得更加复杂，所以此时涡结构也更加复杂，而且多出了很多破碎涡。但是此时依然可以看出尾流在螺旋桨旋转的影响下直接撞击到闸室底部壁面上，即涡结构附着在了底部壁面上。在 T3 时刻，船舶已经完全驶出闸室，大量的水流涌入闸室中，受此影响涡结构此刻没有附着在闸室底部壁面上。此时螺旋桨的入流大量来源于开阔水域中。

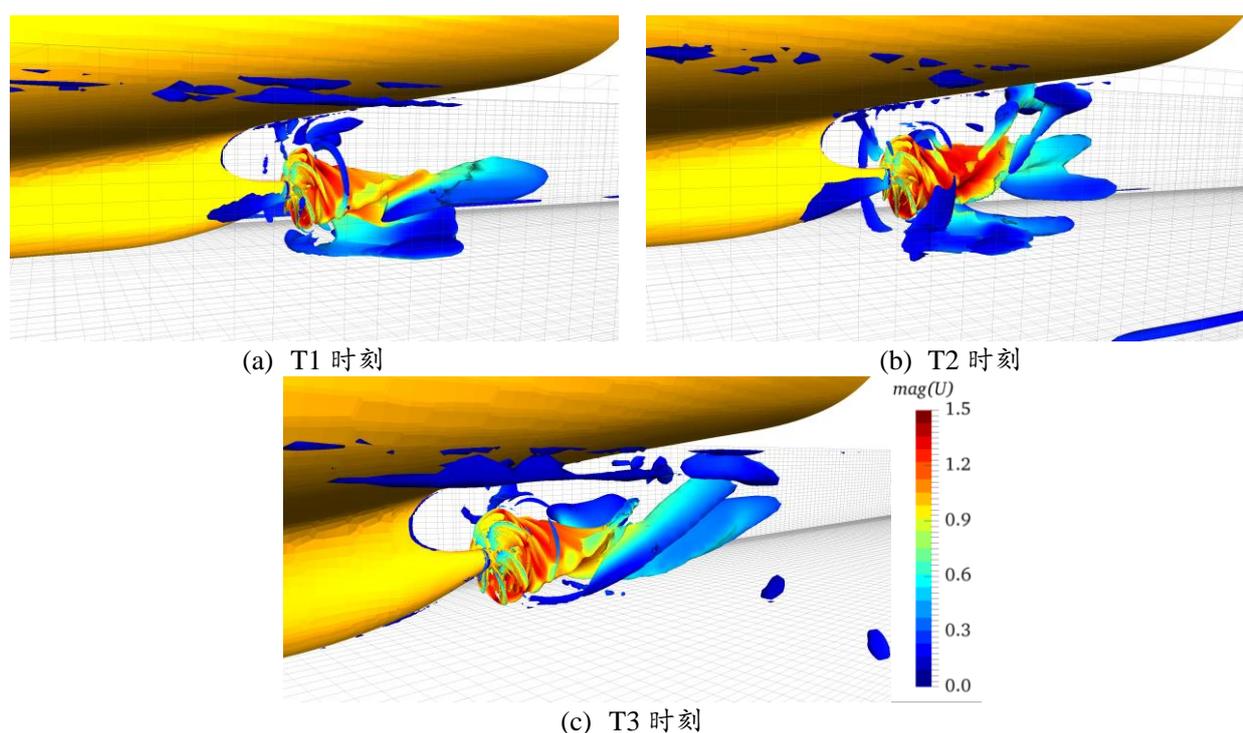
图6-42 典型时刻螺旋桨周围涡结构($\Omega_R=0.52$)Fig.6-42 Vortex structures around the propeller ($\Omega_R=0.52$)

图 6-43 给出了船-桨耦合出闸过程中典型时刻的流线分布。T1 时刻，从图中可以看出，尾流受到螺旋桨旋转加速，在下游撞击到闸室壁面，主要流动一分为二，分别向左舷和右舷流去，但是由于受到船舶向前航行以及闸室壁面的影响，流动需要填补船舶驶过的空间位置，所以流动又在自由面附近回流螺旋桨盘面前后。在 T2 时刻，由于受到开阔水域中水流涌入闸室的影响，流场变得更加复杂，但是此时依然可以看到螺旋桨旋转尾流分解破碎，并在闸室角落和自由面附近回流到桨盘面附近的现象。而当船舶完全驶出闸室，T3 时刻，此时螺旋桨的入流主要来源于开阔水域，受到螺旋桨入流的影响，尾流场中旋转尾流直接涌向了自由面附近。而部分尾流在到达自由面后又折返回到船艉，汇入螺旋桨入流速度中。

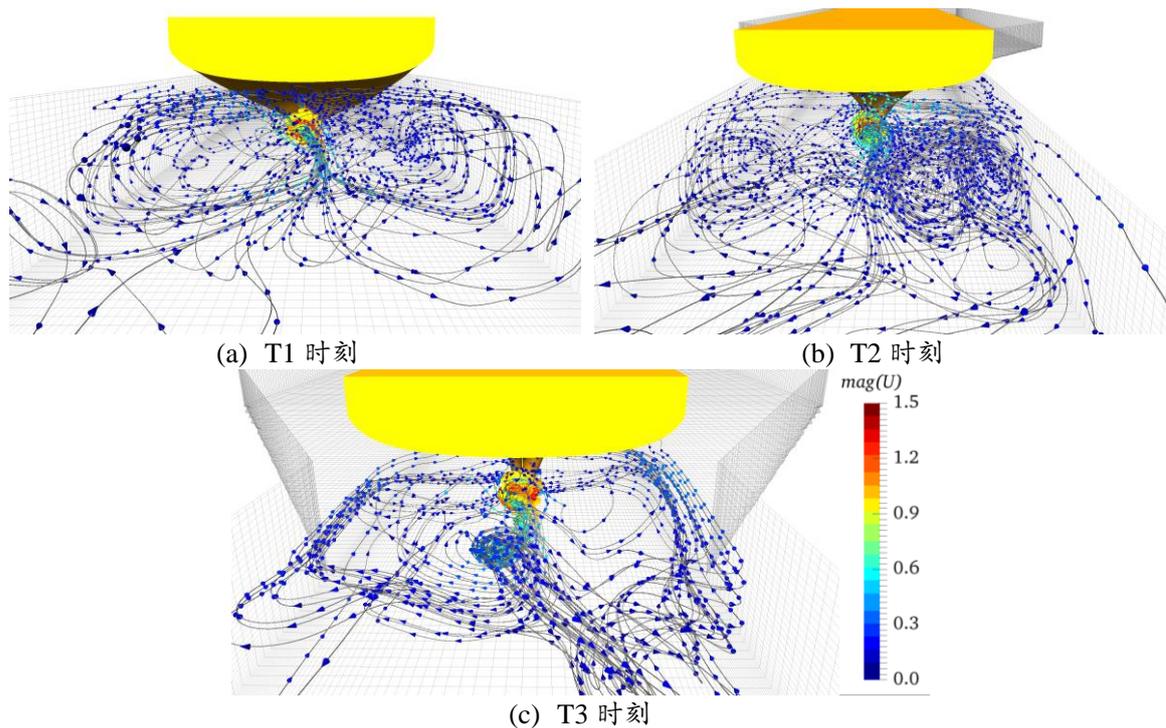


图6-43 典型时刻流线分布

Fig.6-43 Streamline around the propeller

6.6 本章小结

本章主要进行了裸船拖航进出闸室、船-桨耦合进出闸室过程中的复杂粘流场数值模拟分析，验证了采用重叠网格技术、虚拟网格技术以及 BET 体积力螺旋桨方法进行船舶进出闸高效数值模拟的可行性。

本章首先通过裸船体拖航的办法验证了当前数值方法的可靠性。采用 12000TEU 集装箱船模型，模拟了该船进出第 3 组巴拿马船闸的过程，并将数值模拟结果与试验值进行对比分析，数值模拟结果与试验值吻合较好。同时对比分析了考虑船舶升沉与纵摇运动下的数值模拟结果。发现在考虑船舶升沉与纵摇运动后，船舶的阻力急速增加。为深入分析船舶拖航进出闸室过程的流动机理机制，本章还对比了考虑升沉与纵摇运动和固定船舶姿态下的水动力特性、自由面、船体动压力、伴流场以及涡量场。综合对比固定姿态和考虑运动后船舶的水动力特性发现，在进闸过程中，当船舶在完全进闸时，是进闸的危险时刻，此时船舶下沉达到最大，艉倾最为严重，但同时艉倾又会急剧变化成艏倾，造成船舶的触底威胁着航行安全。所以在进闸的过程中，应该保持较低的均匀航速，时刻注意船体姿态；在船舶出闸过程中，当船舶出闸大约

0.25~0.75 个船长时，是出闸危险时刻，此时船舶下沉较为严重，同时侧向力和艏摇力矩脉动很大，容易造成船舶的碰撞。所以此时应该尽可能保持当前航速，时刻观察船体姿态，并通过操舵、艏侧推等装置保持航向稳定。

然后本章进行了船-桨耦合下的自航进入闸室复杂粘性流场的模拟，并采用 BET 体积力螺旋桨方法实现了船舶进闸过程中水动力特性的高效数值预报。通过采用 BET 体积力螺旋桨方法，船舶进闸过程中的航速与采用真实螺旋桨模型的计算结果基本一致。采用 BET 体积力螺旋桨方法还准确预报了船舶进闸过程中的阻力、侧向力等结果。对螺旋桨的时历变化也取得了准确的预报，展现了螺旋桨受到引航道、闸室壁面等影响。受引航道影响，当船艏位于引航道一端时，螺旋桨推力和扭矩会出现骤增现象。此外，通过螺旋桨动压力分布、桨盘面前的伴流场分布、流线分布以及涡结构形态分析了船-桨耦合进闸的过程中的机理机制。通过对比 BET 方法和真实螺旋桨模型的计算耗时，发现采用 BET 方法可以大幅提升计算耗时，总体计算时间减少了 67.5%。

最后本章分析了船-桨耦合出闸的过程，主要分析了出闸过程中船体和螺旋桨的水动力特性，并通过分析典型时刻的螺旋桨动压力、涡结构以及流线分布研究了船-桨耦合出闸过程中的机理机制。

本章中船-桨耦合进出闸复杂粘性流场的数值模拟揭示了船-桨耦合进出闸过程中复杂粘性流场的发展演化机理机制，为进一步研究限制水域中船-桨-舵耦合下的复杂粘性流场提供了有力的参考依据。

第七章 总结及展望

7.1 论文总结

本博士学位论文基于研究团队自主开发的船舶与海洋工程水动力学求解器 naoe-FOAM-SJTU，开发了螺旋桨体积力模块，同时结合重叠网格方法、虚拟网格技术实现了限制水域中船-桨耦合运动复杂粘性流场的数值模拟，并采用最新的第三代涡识别方法对多种限制水域中船-桨耦合干扰的流动特性进行了深入分析。

在限制水域中，船舶处于低航速区，流场中粘性占据主导地位。为了保证数值计算方法的可靠性，文中首先进行了低速域中船舶斜拖以及直航的数值方法验证，并采用 BET 体积力方法验证了船-桨耦合水动力特性高效预报的可行性。采用了标准船型 KVLCC2M 进行了网格收敛性验证，并进行了网格不确定度分析，计算结果与试验值吻合较好，说明了当前采用的数值方法是可靠的。然后采用当前数值方法模拟了低速域($0.0948 \leq Fr \leq 0.195$)中 KCS 船型的复杂粘性流场。低速域中 KCS 船型水动力特性与试验值吻合较好，阻力的最大误差与试验值相比最大为-3.84%，总体精度达到国际上同等预报精度。为了验证 BET 体积力螺旋桨方法的可靠性，模拟了低速域中船-桨耦合的粘性流场，取得了较好的数值模拟结果。

接下来采用重叠网格方法、虚拟网格技术以及 BET 体积力螺旋桨方法实现了运动状态下浅水域中船-桨耦合运动精细流场模拟及水动力特性的高效预报。首先进行了船舶拖航的数值模拟，并进行了网格不确定度分析，发现随着水深的逐渐减小，船舶阻力逐渐增加，船舶的升沉、纵摇运动变得更加剧烈，船舶浅水效应愈加明显。在 $h/T < 1.5$ 后，船舶的升沉纵摇幅度和速度都快速增加，严重威胁船舶航行安全。此时应该及时获悉航道水底情况，以避免触礁、搁浅等事故的发生，保持匀速，及时离开浅水海域。然后重点分析了浅水域中船-桨耦合运动的复杂粘流场。通过对比分析发现随着水深的减小，船舶航速越来越低。分析伴流场可以发现，在浅水域中螺旋桨入流速度有所降低，这导致了螺旋桨推力和扭矩的增加。受到水底壁面的影响，在极浅水工况下，螺旋桨的入流有很大一部分来自于船体两侧，船体底部入流由于受到水底的影响急剧减少。利用 BET 体积力螺旋桨方法也较好地预报了极浅水中船-桨耦合运动的粘性流场。

然后基于以上方法模拟了船舶近岸航行过程中的复杂粘性流场。首先进行了网格收敛性验证,进行了网格不确定度分析,并与试验值进行比对,取得了较好的效果。结果表明采用中等尺度网格就可以取得合理可靠的数值模拟结果。接下来研究了拖航中4种岸壁距离下船舶的水动力特性。发现,随着船岸距离的减小,船舶受到的阻力、侧向力以及艏摇力矩都在逐渐增加。这是由于岸壁效应导致了靠近岸壁一侧船舶动压减小造成的。在db05工况下,即船舷到岸壁距离0.5个船宽,船舶的阻力增加,侧向力和艏摇力矩也快速增加,升沉运动幅度也大幅增加,船舶航行安全受到严重威胁。此时船舶应该降低航速,通过操舵或艏侧推等,及时远离岸边。接着采用真实螺旋桨模型研究了不同岸壁距离下的船-桨耦合运动及其复杂粘性流场。通过研究发现随着船岸距离的减小,船舶航速越来越低。这是因为虽然螺旋桨推力扭矩也随之增加,但是船舶的阻力增加幅度更大造成的。伴流场结果显示,随着船岸距离的减小,螺旋桨桨盘面前近流场伴流速度减小,即螺旋桨入流速度有所降低,螺旋桨靠近岸壁一侧桨叶压力面和吸力面压力差增大,所以螺旋桨的推力、侧向力、扭矩和垂向力距增加。文中还通过涡结构以及流线等揭示了船舶近岸航行时岸壁对复杂粘性流场影响的机理。最后采用BET方法,较好地模拟了近岸航行下船舶航速以及螺旋桨推力和扭矩,预报精度达到了国际同水平。对于螺旋桨性能的预报,虽然无法准确预报螺旋桨受力的高频振荡,但是对于螺旋桨水动力特性的预报在合理范围内。

最后综合采用重叠网格方法、虚拟网格技术以及BET体积力螺旋桨方法进行了船舶进出闸高效数值模拟。首先通过裸船体拖航进出闸室验证了当前数值方法的可靠性,数值模拟结果与试验值吻合较好。在考虑船舶升沉与纵摇运动后,船舶的阻力急速增加。综合对比固定姿态和考虑运动后船舶的水动力特性发现,在进闸过程中,当船舶在完全进闸时,是进闸的危险时刻,此时船舶下沉达到最大,艏倾最为严重,但同时艏倾又会急剧变化成艏倾,造成船舶的触底威胁着航行安全。所以在进闸的过程中,应该保持较低的均匀航速,时刻注意船体姿态;在船舶出闸过程中,当船舶出闸大约0.25~0.75个船长时,是出闸危险时刻,此时船舶下沉较为严重,同时侧向力和艏摇力矩脉动很大,容易造成船舶的碰撞。所以此时应该尽可能保持当前航速,时刻观察船体姿态,并通过操舵、艏侧推等装置保持航向稳定。

在船-桨耦合进闸的数值模拟中,采用了BET体积力螺旋桨与真实螺旋桨。发现采用BET方法得到的船舶航速与真实螺旋桨模型结果基本一致。采用该方法还准确预报了船舶进闸过程中螺旋桨推力和扭矩的时历变化,展现了螺旋桨受到引航道、闸室壁面等影响。此外,还分析了螺旋桨动压力分布、桨盘面前的伴流场分布、流线分布以及涡结构形态。通过对比两种方法的计算耗时,发现采用BET方法可以大幅提

升计算耗时。在船-桨耦合出闸的数值模拟中，分析了出闸过程中船体和螺旋桨的水动力特性以及典型时刻的螺旋桨动压力、涡结构以及流线分布。

通过限制水域中船-桨耦合运动数值模拟计算和验证，充分证实了基于重叠网格方法、虚拟网格技术以及 BET 体积力方法在限制水域中船舶自航运动模拟方面的适用性，为研究限制水域中船-桨-舵耦合操纵运动提供了强有力的研究工具，为实现复杂流场中船-桨-舵耦合操纵运动的高效数值模拟奠定了坚实的基础。

7.2 研究展望

本文对限制水域中船-桨耦合运动的复杂粘性流场进行了数值模拟分析，并利用 BET 体积力螺旋桨方法以及第三代涡识别方法分析了浅水域、近岸航行以及船舶进出闸室过程中的船-桨水动力特性及复杂粘性流场。但由于计算条件及时间限制，本文研究还存在诸多不足之处，接下来的研究工作可以从以下方面来进行：

(1) 首先是对螺旋桨水动力特性高效模拟方法的改进，考虑多种螺旋桨模拟方法，诸如升力面法、涡格法以及边界元方法等，不仅可以实现螺旋桨水动力特性的预报，还可以模拟螺旋桨旋转过程中的高频振荡，并提高计算精度。

(2) 对于全附体下的限制水域中船-桨-舵耦合操纵运动的数值模拟研究。本文中进行了限制水域中船-桨耦合下的自航运动数值模拟，但是为更真实地还原分析限制水域中船舶操纵运动的机理机制，需要综合考虑船-桨-舵之间的相互耦合作用，分析浅水域中的 Z 形操纵、自由回转运动以及近岸航行下的航行保持运动。

(3) 针对大尺度下船舶在限制水域中的水动力特性及复杂粘性流场进行数值模拟分析。由于限制水域中船舶航速较低，流场中流体粘性效应更加凸显，实尺度下的流动与模型尺度完全不同，传统的阻力外插程式等方法的应用受到极大限制，因此对于实尺度下的限制水域中船舶复杂流场进行模拟研究是十分有必要的。

(4) 采用 DES（包括 DDES、IDDES 方法）或 LES 方法对限制水域中船舶复杂粘性流场进行模拟分析。在限制水域中，流体粘性占据了主导地位，采用 DES 或 LES 方法能对流场细节进行更为准确的捕捉，可为深入探讨限制水域中船-桨-舵耦合复杂粘性流场提供更加丰富真实的流场信息。

参考文献

- [1] International Maritime Organization. Standards for Ship Maneuverability, MSC. 137(76)[S].
- [2] ITTC, Proceedings, 2008, 25th International Towing Tank Conference, Fukuoka, Japan.
- [3] 王化明. 限制水域操纵运动船舶粘性流场及水动力数值研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2009.
- [4] 孟庆杰. 限制水域运动船舶复杂粘性流场的数值模拟研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2016.
- [5] 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: 上海交通大学, 2018.
- [6] 陈进. 低速域船舶操纵运动粘性流场及水动力数值研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2017.
- [7] International Towing Tank Conference (ITTC), The Manoeuvring Committee, Report of the Manoeuvrability Committee to the 15th ITTC, 1978.
- [8] Vantorre, M., Delefortrie, G., Candries, M., et al. Behaviour of ships approaching and leaving locks: Open model test data for validation purposes[R], Version 2_0. WL Rapporten, WL2012R815_08e. Flanders Hydraulics Research and Ghent University - Division of Maritime Technology: Antwerp, Belgium, 2012.
- [9] Richter, J., Reddy, D., Delefortrie, G., et al. Model tests-West Lock Terneuzen: Accessibility for bulk carriers with beams of 38 m[J]. WL Rapporten, 2011, 845, 2: 1-31
- [10] Verwilligen, J., Richter, J., Reddy, D., et al. Analysis of full ship types in high-blockage lock configurations[C], Proceedings of MARSIM, 2012.
- [11] Vantorre, M., Delefortrie, G. Behaviour of ships approaching and leaving locks: Open model test data for validation purposes[C], Proceeding of the 3rd International conference on ship manoeuvring in shallow and confined water: with non-exclusive focus on ship behaviour in locks, Ghent, Belgium, 2013, pp. 337-352.
- [12] Vantorre, M., Richter, J. Maneuverability in lock access channels[C]// 2nd International Workshop, PIANC-New-Orleans, 13-14 Sept, 2011.
- [13] Vergote, T., Eloot, K., Vantorre, M., et al. Hydrodynamics of a ship while entering a lock[M], Eng. thesis, Ghent Univ., Ghent, Belgium, 2012.
- [14] Vergote, T., Eloot, K., Vantorre, M., et al. Hydrodynamics of a ship while entering a lock[C], 3rd International Conference on Ship manoeuvring in Shallow and Confined water: with non exclusive focus on ship behaviour in locks. Flanders Hydraulic Research, 2012, pp. 1-9.
- [15] Van Kerhove, G., Vantorre, M., Delefortrie, G. Advanced model testing techniques for ship behaviour in shallow and confined water[C]. Proceedings of the 1st International Conference on Advanced Model Measurement Technology for the EU Maritime Industry. AMT'09 1-2 September 2009, Nantes, France. pp.158-172.

- [16] Eloot K., Vantorre M. Ship behaviour in shallow and confined water: an overview of hydrodynamic effects through EFD[C]// Rto-avt Specialists Meeting on Assessment of Stability & Control Prediction Methods for Air & Sea Vehicles. NATO. Research and Technology Organisation (RTO), 2011.
- [17] Debaillon, P., Lataire, E., Vantorre, M. Bank effect on ship squat[C]. International Conference on Ship Manoeuvring in Shallow and Confined Water: Bank Effects. Antwerp, Belgium, 2009.
- [18] Vantorre M., Delefortrie G., Eloot K., et al. Experimental investigation of ship bank interaction forces, International Conference on Marine Simulation and Ship Maneuverability, MARSIM 2003, Kanazawa, August, 2003.
- [19] Lataire E., Vantorre M., Laforce E., et al. Navigation in confined waters: influence of bank characteristics on ship-bank interaction, International Conference on Marine Research and Transportation, ICMRT 2007, Naples, June, 2007.
- [20] Delefortrie, G. Manoeuvring behaviour of container vessels in muddy navigation areas[D], Belgium: Ghent University, 2007.
- [21] Lataire E, Vantorre M. Captive model testing for ship-to-ship operations[C]// International Conference on Marine Simulation and Ship Maneuverability (MARSIM 2009). Panama Canal Authority; International Marine Simulator Forum, 2009.
- [22] Eloot, K., Verwilligen, J., Vantorre, M. An overview of squat measurements for container ships in restricted water[C]// SOCW 2008, 15-16 September, 2008, Glasgow, UK.
- [23] Verwilligen, J., Richter, J., Reddy, D., et al. Analysis of full ship types in high-blockage lock configurations[C]. Proceedings of MARSIM, 2012.
- [24] Eloot, K., Delefortrie, G., Vantorre, M., et al. Validation of ship manoeuvring in shallow water through free-running tests[C]// ASME 2015 34th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering. May 31-June 5, 2015, St. John's, Newfoundland, Canada.
- [25] Delefortrie, G., Geerts, S., Vantorre, M. The Towing Tank for Manoeuvres in Shallow Water, 4th MASHCON International Conference on ship Manoeuvring in Shallow and Confined Water with Special Focus on Ship Bottom Interaction, Hamburg, Germany. 2016, BAW: pp. 226-235. DOI: 10.18451/978-3-939230-38-0_27.
- [26] Delefortrie, G., Eloot, K., Lataire, E., et al. Captive Model Tests Based 6 DOF Shallow Water Manoeuvring Model. In: Uliczka, Klemens; Böttner, Carl-Uwe; Kastens, Marko; Eloot, Katrien; Delefortrie, Guillaume; Vantorre, Marc; Candries, Maxim; Lataire, Evert (Hg.): 4th MASHCON – International Conference on Ship Manoeuvring in Shallow and Confined Water with Special Focus on Ship Bottom Interaction. Karlsruhe: Bundesanstalt für Wasserbau. S. 2016, 273-286.
- [27] Lataire, E., Delefortrie, G., Vantorre, M. Impact of Banks on Ship Squat. In: Uliczka, Klemens; Böttner, Carl-Uwe; Kastens, Marko; Eloot, Katrien; Delefortrie, Guillaume; Vantorre, Marc; Candries, Maxim; Lataire, Evert (Hg.): 4th MASHCON - International Conference on Ship Manoeuvring in Shallow and Confined Water with Special Focus on Ship Bottom Interaction. Karlsruhe: Bundesanstalt für Wasserbau. S. 2016, 115-121.
- [28] Chen, C., Ruiz, M., Delefortrie, G., et al. Parameter estimation for a ship's roll response model in shallow water using an intelligent machine learning method[J]. Ocean Engineering, 191, 2019, 106479.

- [29] Hearn, G., Clark, D., Chan, H., et al. The influence of vortices upon estimation of manoeuvring derivatives[C]// Proc. of 20th Symposium on Naval Hydrodynamics. Santa Barbara, California, USA:669-681, 1994.
- [30] Kijima, K., Furukawa, Y., Yukawa K. On a prediction method of hydrodynamic forces acting on ship hull including the effect of hull form. Proc. of MARSIM'96, International Conference on Marine Simulation and Ship Manoeuvrability, Copenhagen, Denmark:411-418, 1996.
- [31] Tanaka, S. On hydrodynamic forces acting on a ship moving with large drift angles[C]// Proc. of MAN'98, Val de Reuil, France:31-38, 1998.
- [32] Zou, Z., Söding, H. A Panel method for lifting potential flows around three-dimensional surface-piercing bodies. Proc. of 20th Symposium on Naval Hydrodynamics. Santa Barbara, California, USA:810-821, 1994.
- [33] Xiong, X., Wu, X. A study on manoeuvring hydrodynamic forces acting on 3D ship hulls with free surface effect in restricted water[J]. International Shipbuilding Progress. 43(433):48-69, 1996.
- [34] Yasukawa, H., Yoshimura, Nakatake, K. Hydrodynamic forces on a ship moving with constant rudder angle: a theoretical treatment of rudder angle test. Proc. of MARSIM'96, International Conference on Marine Simulation and Ship Manoeuvrability, Copenhagen, Denmark:435-447, 1996.
- [35] Tuck, E. Shallow-water flows past slender bodies [J]. Journal of Fluid Mechanics, 1966, 26(01): 81-95.
- [36] Tuck, E. Sinkage and trim in shallow water of finite width [J]. Schiffstechnik, 1973, 14.
- [37] Tuck, E., Newman, J. Hydrodynamic interactions between ships[C]. 10th ONR Symposium on Naval Hydrodynamics, Cambridge, Mass, USA, 1974, pp. 35-70.
- [38] Abkowitz, M., Ashe, G., Fortson, R. Interaction effects of ships operating in proximity in deep and shallow water[C]. Proceedings of the 11th Symposium on Naval Hydrodynamics, London, UK, 1976.
- [39] Yeung, R., Hwang, W. Nearfield Hydrodynamic Interactions of Ships in Shallow Water[J]. Journal of Hydronautics, 1977, 11: 128-135.
- [40] Yeung, R. Applications of slender body theory to ship moving in restricted shallow water[C]. Proceedings of Symposium on Aspects of Navigability of Constraint Waterways, including Harbour Entrances, Delft, The Netherlands, 1978.
- [41] Ooremerssen, G. Hydrodynamic interaction between two structures floating in waves[C], Second International Conference on Behaviour of Off-Shore Structures, BOSS'79, London, UK, 1979, pp. 339-356.
- [42] Duncan, J., Barr R., Liu, Y. Computations of the coupled response of two bodies in a seaway[C], International Workshop on Ship and Platform Motions, 1983, pp. 26-28.
- [43] Kijima, K. Yasukawa, H. Maneuverability of Ships in Narrow Waterway[J], Journal of the Society of Naval Architects in Japan, 1984, 156: 171-179.
- [44] Kijima, K. Maneuverability of ships in confined water[C]// International Conference of Ship Maneuverability, London, 1987, 20.
- [45] Gadd, G. A calculation method for forces on ships at small angles of yaw. Trans[J],

- RINA, 1985, 127: 257-268.
- [46] Fang, M., Kim, C. Hydrodynamically coupled motions of two ships advancing in oblique waves[J], *Journal of Ship Research*, 1986, 30 (3): 159-171.
- [47] Kaplan, P., Sankaranarayanan, K. Hydrodynamic interaction of ships in shallow channels, including effects of asymmetry[C]. *International Conference of Ship Maneuverability Prediction and Achievement*, London, UK, 1987, 21.
- [48] Gourlay, T. Sinkage and trim of two ships passing each other on parallel courses[J], *Ocean Engineering*, 2009, 36: 1119-1127.
- [49] Krishnankutty, P., Varyani, K. Force on the mooring lines of a ship due to the hydrodynamic interaction effects of a passing ship[J]. *International Shipbuilding Progress*, 2004, 51: 33-57.
- [50] Lee, C., Lee, S. Hydrodynamic forces between vessels and safe maneuvering under wind-effect in confined waters[J], *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2007, 21: 837-843.
- [51] Skejic, R., Faltinsen OM. A Unified Seakeeping and Maneuvering Analysis of Two Interacting Ships[J], *Journal of Marine Science and Technology*, 2008, 13:371–394.
- [52] Varyani, K., Mcgregor, R., Wold, P. Interactive forces and moments between several ships meeting in confined waters[J], *Control Engineering Practice* 6, 1998, 5: 635-642.
- [53] Varyani, K., Mcgregor, R., Wold, P. Identification of Trends in Extremes of Sway-Yaw interference for Several Ships Meeting in Restricted Waters[J], *Ship Technology Research*, 2002, 49: 174-191.
- [54] Varyani, K., Mcgregor, R., Wold, P., et al. Prediction of load on mooring ropes of a container ship due to the forces induced by a passing bulk carrier[C]// *International Conference on Marine Simulation and Ship Maneuverability (MARSIM)*, Japan, 2003.
- [55] Varyani, K.S., Krishnankutty, P. Modification of ship hydrodynamic interaction forces and moment by underwater ship geometry[J]. *Ocean Engineering*, 2006, 33: 1090-1104.
- [56] Nakatake, K., Ando, J., Maita, S., et al. Prediction of Forces Acting on Ship with Different Afterbody Shapes in Oblique Towing[C]// *MAN'98, International Symposium and Workshop on Forces Acting on a Manoeuvring Vessel*, Val de Reuil, France, 1998.
- [57] Kijima, K., Furukawa, Y. Effect of Roll Motion on Manoeuvrability of Ship[C]// *Symposium and Workshop on Forces Acting on a Manoeuvring Vessel*, Val de Reuil, France, 1998.
- [58] Kijima, K., Kaneko, T. On Estimation for Hydrodynamic Forces Acting on a Ship Hull in Manoeuvring Motion (in Japanese) [J]. *Transactions of the WestJapan Society of Naval Architects*, 2000, 100: 99-109.
- [59] Kijima, K., Kishimoto, T. Hydrodynamic Force Acting on a Ship with Large Trim and Heel Angle[J]. *Transactions of the West-Japan Society of Naval Architects (in Japanese)*, 1999, 99: 123-134.

- [60] Kijima, K., Takazumi, T. Study on Method for Hydrodynamic Force Acting on a Ship Hull by Cross Flow Model[J]. Transactions of the West-Japan Society of Naval Architects (in Japanese), 1999, 99: 135-143.
- [61] Nakatake, K., Sekiguchi, T., Ando, J. Prediction of Hydrodynamic Forces Acting on Ship Hull in Oblique and Turning Motions by a Simple Surface Panel Method[C]// Proceedings of PRADS'2001, Shanghai, China, 2001, pp. 645-650.
- [62] McTaggart, K., Cumming, D., Hsiung, C., et al. Seakeeping of two ships in close proximity[J]. Ocean Engineering, 2003, 30: 1051-1063.
- [63] Söding, H., Conrad, F. Analysis of Overtaking Maneuvers in a Narrow Waterway[J]. Ship Technology Research, 2005, 52: 189-193.
- [64] Chahine, G., Hsiao, C., Choi, J., et al. Numerical Simulation of the Hydrodynamic Behavior of Multiple Vessels in a Harbor[C]// 9th International Conference on Numerical Ship Hydrodynamics, Michigan, August 5-8, 2007, pp. 67-84.
- [65] Dam, K., Tanimoto, K., Nguyen, B., et al. Numerical study of propagation of ship waves on a sloping coast[J]. Ocean Engineering, 2006, 33: 350-364.
- [66] Dam, K., Tanimoto, K., Talimah, E. Investigation of ship waves in an arrow channel[J]. Journal of Marine Science and Technology, 2008, 13(3): 223-230.
- [67] Sutulo, S., Paco, A., Guedes Soares, C. Full-scale observations of berthing and unberthing processes of fast displacement catamarans[C]// 10th international conference on Fast Sea Transportation, FAST 2009, Athens, Greece, 2009.
- [68] Debailon, P., Lataire, E., Vantorre, M. Bank effect on ship squat[C]// Proceedings of the 1st International Conference on Ship Manoeuvring in Shallow and Confined Water: Bank Effects, Antwerp, Belgium, 2009, pp. 31-37.
- [69] Sutulo, S., Rodrigues, J., Soares, C. Hydrodynamic characteristics of ship sections in shallow water with complex bottom geometry[J]. Ocean Engineering, 2010, 37: 947-958.
- [70] Sutulo, S., Rodrigues, J., Soares, C. Computation of inertial and damping characteristics of ship sections in shallow water[J]. Ocean Engineering, 2009, 36: 1098-1111.
- [71] 张谢东, 刘祖源, 吴秀恒. 船舶超越时相互作用力理论计算[J]. 武汉交通科技大学学报, 1997, 21(3): 236-241.
- [72] Wang, J., Li, J., Cai, X., et al. Hydrodynamic interactions between two bodies in waves in 3D time domain[J]. Journal of Marine Science and Application, 2005, 4(1): 15-20.
- [73] 陈波, 吴建康. 浅水域中多船编队航行时的船波干涉[J]. 应用力学学报, 2005, 22(2): 159-163.
- [74] 陈波, 吴建康. 浅水域中两船交错运行时的非定常波浪干涉[J]. 水动力学研究与进展, A 辑, 2005, 20(4): 486-491.
- [75] Zhang, S., Weems, K., Lin, W. Numerical Simulation and Validation of Ship-Ship Interactions in Waves[C]// 9th International Conference on Numerical Ship Hydrodynamics, Michigan, August 5-8, 2007, Vol. II: 53-66.

- [76] Yao, J., Zou, Z. Calculation of ship squat in restricted waterways by using a 3D panel method[J]. *Journal of Hydrodynamics*, 2010, 22(5): 489-494.
- [77] Zhou, X., Sutulo, S. Computation of ship hydrodynamic interaction forces in restricted waters using potential theory[J]. *Journal of Marine and Application*, 2012(11): 265-275.
- [78] Zhang, Z., Deng, H., Wang, C. Analytical models of hydrodynamic pressure field causing by a moving ship in restricted waterways[J]. *Ocean Engineering*, 2015 (108):563-570.
- [79] Zhang, Z., Deng, H., Wang, C., et al. Analytical models of sub-supercritical ship hydrodynamic pressure field with the dispersive effect[J]. *Ocean Engineering*, 2017(133): 66-72.
- [80] 邓 辉, 张志宏, 刘巨斌, 等. 限制水域船舶升沉与纵摇研究[J]. *中国造船*, 2018,59 (1), pp:16-25.
- [81] 王伟飞, 彭亚康, 濮骏, 等. 限制水域船体水动力计算分析与自由面数值阻尼的应用[J]. *船舶*, 2019, 30(06):116-122.
- [82] 王隶加. 船舶在限制水域中水动力干扰问题研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学黑龙江, 2018.
- [83] Sato, T., Izumi, K., Miyata, H. Numerical simulation of maneuvering motion[C]// *Proceedings of the 22nd Symposium on Naval Hydrodynamics*, Washington, D.C., USA 1998.
- [84] Berth, F., Bigot, E., Laurens, J. Numerical simulation on the ESSO Osaka[C]// *MAN'98*, Val de Reuil, France, 1998, pp. 109-116.
- [85] Cura Hochbaum A. Computation of the turbulent flow around a ship model in steady turn and in steady oblique motion[C]// *Proceedings of the 22nd Symposium on Naval Hydrodynamics*, Washington, D.C., USA, 1998.
- [86] Ohmori, T. Finite-volume Simulation of Flows about a Ship in Maneuvering Motion[J]. *Journal of Marine Science and Technology*, 1998, 3(2): 82-93.
- [87] Alessandrini, B., Delhommeau, G. Flow simulations past a ship in drift and in rotating motion[C]// *Proceedings of the International Symposium and Workshop on Forces acting on a Manoeuvring Vessel*, Val de Reuil, France, 1998, pp. 21-30.
- [88] Tahara, Y., Longo, J., Stern, F. Comparison of CFD and EFD for the Series 60 CB =0.6 in Steady Drift Motion[J]. *Journal of Marine Science and Technology*, 2002, 7(1): 17-30.
- [89] Longo, J., Stern, F. Effects of Drift Angle on Model Ship Flow[J]. *Experiments in Fluids*, 2002, 32(5): 558-569.
- [90] Xing, T., Shao, J., Stern, F. BKW-RS-DES of Unsteady Vortical Flow for KVLCC2 at Large Drift Angles[C]// *Proceedings of 9th International Conference on Numerical Ship Hydrodynamics*, Ann Arbor, Michigan, USA, 2007.
- [91] Sakamoto, N., Carrica, P., Stern, F. URANS Simulations of Static and Dynamic Maneuvering for Surface Combatant[C]// *Proceedings of Workshop on Verification*

- and Validation of Ship Maneuvering Simulation Methods (SIMMAN2008), Copenhagen, Denmark, 2008.
- [92] Simonsen, C., Stern, F. Verification and Validation of RANS Maneuvering Simulation of Esso Osaka: Effects of Drift and Rudder Angle on Forces and Moments[J]. Computers & Fluids, 2003, 32(10): 1325-1356.
- [93] Simonsen, C., Stern, F. RANS Maneuvering Simulation of Esso Osaka with Rudder and a Body-force Propeller[J]. Journal of Ship Research, 2005, 49(2): 98-120.
- [94] Broglia, R., Muscari, R., Mascio, A. Numerical Simulations of the Pure Sway and Pure Yaw Motion of the KVLCC-1 and 2 Tankers[C]// Proceedings of Workshop on Verification and Validation of Ship Maneuvering Simulation Methods (SIMMAN2008), Copenhagen, Denmark, 2008.
- [95] Hochbaum, A., Vogt, M., Gatchell, S. Maneuvering Prediction for Two Tankers Based on RANS Simulations[C]// Proceedings of the Workshop on Verification and Validation of Ship Maneuvering Simulation Methods (SIMMAN2008), Copenhagen, Denmark, 2008.
- [96] Guilmineau, E., Queutey, P., Visonneau, M., et al. RANS Simulation of a US Navy Frigate with PMM Motions[C]// Proceedings of Workshop on Verification and Validation of Ship Maneuvering Simulation Methods (SIMMAN2008), Copenhagen, Denmark, 2008.
- [97] Maki, K., Wilson, W. Steady Drift Force Calculation on the Naval Destroyer Hull 5415[C]// Proceedings of Workshop on Verification and Validation of Ship Maneuvering Simulation Methods (SIMMAN2008), Copenhagen, Denmark, 2008.
- [98] Miller, R. PMM Calculations for the Bare and Appended DTMB 5415 using the RANS Solver CFD SHIP-IOWA[C]// Proceedings of Workshop on Verification and Validation of Ship Maneuvering Simulation Methods (SIMMAN2008), Copenhagen, Denmark, 2008.
- [99] Simonsen, C., Stern, F. RANS Simulation of the Flow around the KCS container Ship in Pure Yaw[C]// Proceedings of Workshop on Verification and Validation of Ship Maneuvering Simulation Methods (SIMMAN2008), Copenhagen, Denmark, 2008.
- [100] Simonsen, C., Stern, F., Agdrup, K. CFD with PMM test validation for manoeuvring VLCC2 tanker in deep and shallow water[C]// International conference on marine simulation and ship manoeuvring MARSIM 2006, Terschelling, Netherlands, M-4-1, 2006.
- [101] Kim, S., Kim, D., Rhee, K., et al. Prediction of manoeuvrability of a ship at low forward speed in shallow water[C]// International Conference on Ship Manoeuvring in Shallow and Confined Water: Bank Effects. 2009, pp. 147-152.
- [102] Toxopeus, S., Simonsen, C., Guilmineau, E., et al. Viscous-flow calculations for KVLCC2 in manoeuvring motion in deep and shallow water[C]// In AVT-189

- Specialists Meeting on Assessment of Stability and Control Prediction Methods for NATO Air and Sea Vehicles, Portsdown West, UK, 2011.
- [103] Sadat-Hosseini, H., Wu, P., Toda, Y., et al. Ship-Ship Interaction in Shallow Water[R], internal report, University of Iowa, USA, 2012.
- [104] Lo, D., Su, D., Chen, J. Application of Computational Fluid Dynamics Simulations to the Analysis of Bank Effects in Restricted Waters[J]. *Journal of Navigation*, 2009, 62(3):477-491.
- [105] Wang, H., Zou, Z., Yao, J. RANS Simulation of the Viscous Flow Around a Turning Ship in Shallow Water[C]// *Proceedings of MARSIM 2009*, Panama, 2009.
- [106] Wang, H., Zou, Z., Tian, X. Numerical Simulation of the Viscous Flow Around a Ship Undergoing Unsteady Berthing in Shallow Water[C]// *International Conference on Ship Manoeuvring in Shallow and Confined Water: Bank Effects*, 2009, Antwerp, Belgium.
- [107] 杨勇, 邹早建, 张晨曦. 深浅水中 KVLCC 船体横荡运动水动力数值计算[J]. *水动力学研究与进展 (A 辑)*, 2011, 26(1): 85-93.
- [108] 杨勇. 非定常操纵运动船体水动力数值计算[D]. 上海: 上海交通大学, 2011.
- [109] Liu, X., Wan, D. Numerical Simulation of Ship Yaw Maneuvering in Deep and Shallow Water[C]// *Proceedings of the Twenty-fifth International Ocean and Polar Engineering Conference (ISOPE)*, Kona, Big Island, Hawaii, USA, June 21-26, 2015, pp.1200-1206.
- [110] Zhu, Y., He, J., Zhang, C., et al. Effects of wave interference on far-field ship waves in shallow water[C]// *Proceedings of the Twenty-fifth International Ocean and Polar Engineering Conference (ISOPE)*, Kona, Big Island, Hawaii, USA, June 21-26, 2015, pp.439-446.
- [111] Chen, H., Chen, M., Davis, D. Numerical simulation of transient flows induced by a berthing ship[J]. *International Journal of Offshore and Polar Engineering*, 1997, 7(4):277-284.
- [112] Chen, H., Liu, T., Huang, E., et al. Chimera RANS simulation of ship and fender coupling for berthing operations[J]. *International Journal of Offshore and Polar Engineering*, 2000, 10(2):112-122.
- [113] Lou, P., Zou, Z. Numerical Calculation of the viscous hydrodynamic forces on a KVLCC hull sailing along channel bank[C]// *Proceedings of the 31st International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering*, Rio de Janeiro, Brazil, 2012, 675-681.
- [114] Zou, L., Larsson, L., Delefortrie, G., et al. CFD prediction and validation of ship-bank interaction in a canal[C]// *Proceedings of International Conference on Ship Manoeuvring in Shallow and Confined Water: Ship to Ship Interaction*, Trondheim, Norway, 2011, 413-422.

- [115] Zou, L., Larsson, L. Computational fluid dynamics (CFD) prediction of bank effects including verification and validation[J]. *Journal of Marine Science and Technology*, 2013, 18(3): 310-323.
- [116] Meng, Q., Wan, D. Numerical Simulations of Viscous Flows around a Ship While Entering a Lock with Overset Grid Technique[C]// *Proceedings of the 25th International Ocean and Polar Engineering Conference*. Kona, Hawaii, USA, June 21-26, 2015, pp. 989-996.
- [117] Meng, Q., Wan, D., Huang W. Numerical Investigation of Influence of Eccentricity on the Hydrodynamics of a Ship Maneuvering into a Lock[C]// *Proceedings of the 6th International Conference on Computational Methods*. Auckland, New Zealand, July 14-17, 2015, paper No.: 962-3341-1-PB.
- [118] Meng, Q., Wan, D. Numerical Study of Effects of Water Depth on A Ship Entering a Lock[C]// *Proceedings of the 9th International Workshop on Ship and Marine Hydrodynamics*, Glasgow, UK, August 26-28, 2015.
- [119] Stern, F., Kim, H., Patel, V., et al. A viscous-flow approach to the computation of propeller-hull interaction[J]. *Journal of ship research*. 1988, 32(4): 246-262.
- [120] Kawamura, T., Miyata, H., Mashimo, K. Numerical simulation of the flow about self-propelling tanker models[J]. *Journal of Marine Science and Technology*. 1997, 2(4): 245-256.
- [121] Choi, J., Kim, J., Lee, H., et al. Computational predictions of ship-speed performance[J]. *Journal of Marine Science and Technology*. 2009, 14(3): 322-333.
- [122] Choi, J., Min, K., Kim, J., et al. Resistance and propulsion characteristics of various commercial ships based on CFD results[J]. *Ocean Engineering*. 2010, 37(7): 549-566.
- [123] Phillips, A., Turnock, S., Furlong, M. Evaluation of manoeuvring coefficients of a self-propelled ship using a blade element momentum propeller model coupled to a Reynolds averaged Navier Stokes flow solver[J]. *Ocean Engineering*. 2009, 36(15-16): 1217-1225.
- [124] Phillips, A., Turnock, S., Furlong, M. Accurate Capture of Propeller-Rudder Interaction using a Coupled Blade Element Momentum-RANS Approach[J]. *Ship Technology Research*. 2010, 57(2): 128-139.
- [125] Simonsen, C., Stern, F. RANS Maneuvering Simulation of Esso Osaka with Rudder and a Body-Force Propeller[J]. *Journal of Ship Research*. 2005, 49(2): 98-120.
- [126] Carrica, P., Ismail, F., Hyman, M., et al. Turn and zigzag maneuvers of a surface combatant using a URANS approach with dynamic overset grids[J]. *Journal of Marine Science and Technology*. 2012, 18(2): 166-181.
- [127] Dubbioso, G., Durante, D., Broglia, R. Zig-zag maneuver simulation by CFD for tanker like vessel[C]// *In Proceedings of the 5th International Conference on Computational Methods in Marine Engineering*. Hamburg, Germany, 2013: 29-31.

- [128] Broglia, R., Dubbioso, G., Durante, D., et al. Turning ability analysis of a fully appended twin screw vessel by CFD. Part I: Single rudder configuration[J]. *Ocean Engineering*. 2015, 105: 275-286.
- [129] Dubbioso, G., Durante, D., Di Mascio, A., et al. Turning ability analysis of a fully appended twin screw vessel by CFD. Part II: Single vs. twin rudder configuration[J]. *Ocean Engineering*. 2016, 117: 259-271.
- [130] Mofidi, A., Martin, J., Carrica, P. Propeller/rudder interaction with direct and coupled CFD/potential flow propeller approaches, and application to a zigzag manoeuvre[J]. *Ship Technology Research*. 2018, 65(1): 10-31.
- [131] 向国, 欧永鹏, 吴浩. 船模 Z 形操纵运动数值模拟与分析[J]. *武汉理工大学学报(交通科学与工程版)*, 2016, 40(1), pp. 184-189.
- [132] Seo, J., Seol, D., Lee, J., et al. Flexible CFD meshing strategy for prediction of ship resistance and propulsion performance[J]. *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering*. 2010, 2(3): 139-145.
- [133] Lübke, L.O. Numerical simulation of the flow around the propelled KCS[C]// In *Proceedings of CFD Workshop 2005*. Tokyo, Japan, 2005: 9-11.
- [134] Queutey, P., Deng, G., Wackers, J., et al. Sliding Grids and Adaptive Grid Refinement for RANS Simulation of Ship-Propeller Interaction[J]. *Ship Technology Research*. 2012, 59(2): 44-57.
- [135] Badoe, C., Phillips, A., Turnock, S.R. Influence of drift angle on the computation of hull-propeller-rudder interaction[J]. *Ocean Engineering*. 2015, 103: 64-77.
- [136] Moctar, O. el, Lantermann, U., Mucha, P., et al. RANS-Based Simulated Ship Maneuvering Accounting for Hull-Propulsor-Engine Interaction[J]. *Ship Technology Research*. 2014, 61(3): 142-161.
- [137] 张志荣, 李百齐, 赵峰. 螺旋桨/船体粘性流场的整体数值求解[J]. *船舶力学*. 2004, 8(5): 19-26.
- [138] 沈海龙, 苏玉民. 基于滑移网格技术的船-桨相互干扰研究[J]. *哈尔滨工程大学学报*. 2010, 31(1): 1-7.
- [139] 沈兴荣, 冯学梅, 蔡荣泉. 均流中大型集装箱船-桨-舵干扰粘性流场的数值计算研究[J]. *船舶力学*. 2009, 13(4): 540-550.
- [140] 杜云龙, 陈霞萍, 陈昌运, 等. 某船及其改型船-桨-舵数值模拟与性能比较[J]. *水动力学研究与进展 A 辑*. 2013, 28(5): 566-574.
- [141] 王骁, 蔡烽, 石爱国, 等. 双桨双舵舰船旋臂试验粘性流场数值模拟方法研究[J]. *船舶力学*. 2014, 18(7): 786-793.
- [142] 杨春蕾, 朱仁传, 缪国平, 等. 基于 CFD 方法的船-桨-舵干扰数值模拟[J]. *水动力学研究与进展: A 辑*. 2011, 26(6): 667-673.
- [143] Mofidi, A., Carrica, P.M. Simulations of zigzag maneuvers for a container ship with direct moving rudder and propeller[J]. *Computers & Fluids*. 2014, 96: 191-203.

- [144] Shen, Z., Wan, D., Carrica, P. Dynamic overset grids in OpenFOAM with application to KCS self-propulsion and maneuvering[J]. *Ocean Engineering*. 2015, 108: 287-306.
- [145] Carrica, P.M., Stern, F. DES simulations of KVLCC1 in turn and zigzag maneuvers with moving propeller and rudder[C]// In Proceedings of SIMMAN 2008 Workshop on Verification and Validation of Ship Manoeuvring Simulation Methods. Lyngby, DeNmark, 2008.
- [146] Muscari, R., Dubbioso, G., Viviani, M., et al. Analysis of the asymmetric behavior of propeller-rudder system of twin-screw ships by CFD[J]. *Ocean Engineering*. 2017, 143: 269-281.
- [147] Carrica, P.M., Mofidi A., Eloit K., et al. Direct simulation and experimental study of zigzag maneuver of KCS in shallow water[J]. *Ocean Engineering*, 112 (2016) 117-133.
- [148] Boger, D., Noack, R., Paterson, E. Dynamic Overset Grid Implementation in OpenFOAM[C]// In Proceedings of the 5th OpenFOAM Workshop. Gothenburg, Sweden, 2010.
- [149] Boger, D., Paterson, E., Noack, R.W. FoamedOver: A Dynamic Overset Grid Implementation in OpenFOAM[C]// In Proceedings of the 10th Symposium on Overset Composite Grids and Solution Technology. NASA, California, USA, 2010.
- [150] Chandar, D. Development of a Parallel Overset Grid Framework for Moving Body Simulations in OpenFOAM[J]. *Journal of Applied Computer Science & Mathematics*. 2015, 9(20): 22-30.
- [151] Chandar, D., Nguyen, V.-T., Gopalan, H., et al. Flow past tandem circular cylinders at high Reynolds numbers using overset grids in openFOAM[C]// In Proceedings of the 53rd AIAA Aerospace Sciences Meeting. Kissimmee, Florida, USA, 2015: 315-335.
- [152] Shen, Z., Ye, H., Wan, D. URANS simulations of ship motion responses in long-crest irregular waves[J]. *Journal of Hydrodynamics, Ser. B*. 2014, 26(3): 436-446.
- [153] Shen, Z., Wan, D., Carrica, P. RANS simulations of free maneuvers with moving rudders and propellers using overset grids in OpenFOAM[C]// In Proceedings of SIMMAN 2014 workshop on Verification and Validation of Ship Maneuvering Simulation Methods. Lyngby, DeNmark, 2014.
- [154] Shen, Z., Korpus, R. Numerical Simulations of Ship Self-Propulsion and Maneuvering Using Dynamic Overset Grids in OpenFOAM[C]// In Proceedings of Tokyo 2015 CFD Workshop. Tokyo, Japan, 2015.
- [155] Shen, Z., Wan, D. C. An irregular wave generating approach based on naoe-FOAM-SJTU solver[J]. *China Ocean Engineering*. 2016, 30: 177-192.
- [156] Wang, J., Zhao, W., Wan, D. Free Maneuvering Simulation of ONR Tumblehome Using Overset Grid Method in naoe-FOAM-SJTU Solver[C]// In Proceedings of 31th Symposium on Naval Hydrodynamics. Monterey, USA, 2016.
- [157] 王建华, 万德成. 全附体 ONRT 船模在波浪中自航的数值模拟 (英文) [J]. *应用数学和力学*. 2016(12): 1345-1358.

- [158] Wang, J., Wan, D., Yu, X. Standard zigzag maneuver simulations in calm water and waves with direct propeller and rudder[C]// In Proceedings of the 27th International Offshore and Polar Engineering Conference. San Francisco, USA, 2017, pp. 1042-1048.
- [159] 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.
- [160] Jasak, H., Jemcov, A., Tukovic, Z., et al. OpenFOAM: A C++ library for complex physics simulations[C]// In Proceedings of International workshop on coupled methods in numerical dynamics. IUC Dubrovnik, Croatia, 2007: 1-20.
- [161] Jasak, H. OpenFOAM: Open source CFD in research and industry[J]. International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering. 2009, 1(2): 89-94.
- [162] Shen, Z., Cao, H., Ye, H., et al. The manual of CFD solver for ship and ocean engineering flows: naoe-FOAM-SJTU[R]. Shanghai Jiao Tong University, 2012.
- [163] Cao, H., Wan, D. Development of Multidirectional Nonlinear Numerical Wave Tank by naoe-FOAM-SJTU Solver[J]. International Journal of Ocean System Engineering. 2014, 4(1): 52-59.
- [164] Cao, H., Wan, D. RANS-VOF solver for solitary wave run-up on a circular cylinder[J]. China Ocean Engineering. 2015, 29: 183-196.
- [165] Berberović, E., van Hinsberg, N., Jakirlić, S., et al. Drop impact onto a liquid layer of finite thickness: Dynamics of the cavity evolution[J]. Physical Review E. 2009, 79(3): 36306.
- [166] Liu, C., Gao, Y., Dong, X., et al. Third generation of vortex identification methods: Omega and Liutex/Rortex based systems[J]. Journal of Hydrodynamics Ser B, 31, 2, 205-223, 2019.
- [167] Wang, Y., Gui, N. A review of the third-generation vortex identification method and its applications[J]. Chinese Journal of Hydrodynamics. 34, 4, 2019.
- [168] 王义乾, 桂南. 第三代涡识别方法及其应用综述[J]. 水动力学研究与进展, 2019, 34(4), pp. 413-429.
- [169] Hunt, J., Wray, A., Moin, P. Eddies, stream, and convergence zones in turbulent flows[R]. Center for Turbulent Research Report CTR-S88, 1988.
- [170] Liu, C., Wang, Y., Yang, Y., et al. New omega vortex identification method[J]. Science China Physics, Mechanics and Astronomy, 2016, 59(8): 684711.
- [171] Dong, X., Wang, Y., Chen, X., et al. Determination of epsilon for omega vortex identification method[J]. Journal of Hydrodynamics, 2018, 30(4):541-548.
- [172] Liu, C., Gao, Y., Tian, S., et al. Rortex-a new vortex vector definition and vorticity tensor and vector decompositions[J]. Physics of Fluids, 2018, 30: 035103.
- [173] Gao, Y., Liu, C. Rortex and comparison with eigenvalue-based vortex identification criteria[J]. Physics of Fluids, 2018, 30: 085107.

- [174] Wang, Y., Gao, Y., Liu, J., et al. Explicit formula for the Liutex vector and physical meaning of vorticity based on the Liutex-Shear decomposition[J]. *Journal of Hydrodynamics*, 2019, 31(3): 464-474.
- [175] 盛振邦, 刘应中. 船舶原理[M]. 上海: 上海交通大学出版社, 2004.
- [176] 李鹏飞. 海上浮式风机尾流场模拟及耦合动力分析[D]. 上海: 上海交通大学, 2016.
- [177] Hino, T. The Proceedings of CFD Workshop, Tokyo, 2005[M]. National Maritime Research Institute, 2005.
- [178] Larsson, L., Stern, F., Michel, V., et al. The Proceeding, Tokyo 2015 Workshop on CFD in Ship Hydrodynamics[M]. Japan: National Maritime Research Institute, 2015.
- [179] Stern, F., Agdrup, K. Proceedings SIMMAN 2008 Workshop, Copenhagen, Denmark, 2008.
- [180] 祝启波. 基于船-桨-舵全耦合求解的船舶自航性能数值预报方法研究[D]. 江苏: 江苏科技大学, 2016.
- [181] Larsson, L., Stern, F., Bertram, V. Benchmarking of computational fluid dynamics for ship flows: The Gothenburg 2000 workshop[J]. *Journal of Ship Research*. 2003, 47(1): 63-81.
- [182] Larsson, L., Stern, F., Visonneau, M. Numerical Ship Hydrodynamics-An assessment of the Gothenburg 2010 Workshop[M]. Netherlands: Springer, 2014.
- [183] ITTC, the Manoeuvring Committee, 2002, Final Report and Recommendations to the 23rd ITTC, Proceeding of the 23rd ITTC.
- [184] Lataire, E., Vantorre, M., Eloit, K. Systematic model tests on ship-bank interaction effects[C]// International conference on ship manoeuvring in shallow and confined water: bank effects. Antwerp, Belgium, 2009.
- [185] Vantorre, M., Delefortrie, G., Mostaert, F. Behaviour of ships approaching and leaving locks: Open model test data for validation purposes. Version 3_0. WL Rapporten, WL2012R815_08e. Flanders Hydraulics Research and Ghent University - Division of Maritime Technology: Antwerp, Belgium, 2012.

攻读博士学位期间已发表或录用的论文

- [1] **Zhen Ren**, Jianhua Wang and Decheng Wan. Investigation of Fine Viscous Flow Field in Ship Planar Motion Mechanism Tests by DDES and RANS Methods[J]. Ocean Engineering. (SCI, 已发表)
- [2] **Zhen Ren**, Decheng Wan, Yi-qian Wang. Study of Vortex Structures in Dynamic Pure Yaw Test by DDES Approach[J]. Journal of Hydrodynamics. (SCI, 已录用)
- [3] **Zhen Ren**, Jianhua Wang, Decheng Wan, Investigation of the Flow Field of a Ship in Planar Motion Mechanism Tests by the Vortex Identification Method[J]. Journal of Marine Science and Engineering, 2020, 8, 649. (SCI, 已发表)
- [4] **Zhen Ren**, Decheng Wan, Numerical Prediction of Wall Effect on Propeller in Restricted Channel, Journal of Applied Mathematics and Physics, 2019, 7(8): 1645-1659. (已发表)
- [5] Jianhua Wang, **Zhen Ren**, Decheng Wan, Study of a Container Ship with Breaking Waves at High Froude Number Using URANS and DDES Methods, Journal of Ship Research, 2020, 64(4): 346-356. (SCI, 已发表)
- [6] **Zhen Ren**, Jianhua Wang, Decheng Wan, Numerical Simulations of Ship Bow and Shoulder Wave Breaking in Different Advancing Speeds, the ASME 2018 37th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering, OMAE2018, June 17-22, 2018, Madrid, Spain, OMAE2018-78375.
- [7] **Zhen Ren**, Jianhua Wang, Decheng Wan, Numerical Study of the Effects of Grid Scale on Bow Wave Breaking, the Twenty-eighth (2018) International Ocean and Polar Engineering Conference Sapporo, Japan, June 10-15, 2018, pp.94-101.
- [8] **Zhen Ren**, Jianhua Wang, Decheng Wan, Moustafa Abdel-Maksoud, Numerical Investigation of Propeller-Rudder Interaction Based on Body Force Approach, Proceeding the Thirtieth (2020) International Ocean and Polar Engineering Conference Shanghai, China, October 11-16, 2020, PP.3781-3788.
- [9] **Zhen Ren**, Jianhua Wang and Decheng Wan. Numerical Simulation of Ship Bow Wave Breaking using DES and RANS [J]. International Journal of Computational Methods. (审稿中)

攻读博士学位期间参与的科研项目

1. 教育部长江学者特聘教授资助项目：《船舶与海洋工程数值水池数值方法研究与软件开发》，批准号：T2014099，2015年1月至2019年12月。
2. 国家自然科学基金重大项目：《大型深海结构水动力学理论与流固耦合分析方法——深海浮体/系缆/立管运动的耦合动力分析方法》，批准号：51490675，2015年1月至2019年12月。
3. 国家自然科学基金面上项目：《适用剧烈流动下流固耦合问题的三维无网格粒子法与有限元混合方法》，批准号：51879159，2019年1月至2022年12月。

致 谢

在博士论文完成之际，感慨万千，4年多的时间如白驹过隙，依稀记得考博面试、入学当天的情景。即将结束学生生涯，步入工作岗位。三十年来，遇到了很多帮助我、激励我前行的人，正是在他们的帮助下，才让我顺利的走到今天，读硕士，读博士，所以想在这里献给你们最真挚的谢意。

首先要感谢我的导师万德成教授。入学的第一天，万老师就为我指明了科研和人生的方向，从为人处世，学术研究等方面给与了深刻的指导。博士论文的完成离不开万老师的悉心指导。万老师不仅从博士论文的选题、开展到最后的完成，全程给予了丰富而细致的建议、思路，还为我们提供了良好舒心的科研条件，工作环境，以便于我们能够全身心的投入科研学术工作。在整个博士生涯中，万老师不仅教会了我学术上的严谨还教会了我很多为人处世，人际交往等方面的哲理。

其次，我要感谢的是整个学生生涯教过我的所有老师。正是你们一点一滴的教诲，传道，受业，解惑，才有了今天的我。你们不仅教会了我知识，还教会了我独立思考的能力，主动学习的能力。

还要感谢在交大一起学习、生活过的同学、朋友。感谢课题组刘成老师、王建华老师、赵伟文老师和曹留帅老师，感谢你们在我的博士课题中提供的无私帮助。感谢师兄刘聪博士，作为同方向的博士，他给与了我很大的帮助。感谢何佳伟师兄，我们一起出国参加学术会议。感谢唐振远博士、张友林博士、朱怡博士、缪爱琴博士、陈翔博士、文潇博士、庄园博士在我学习生活上的帮助。还要感谢黄扬、邓迪、刘鑫旺、张冠宇、李政、张晓嵩、赵旻晟、马春卉、谢丰泽、魏德志、韩勃、黄凤来、刘志强、陈松涛、于连杰、何东亚、夏可、宋家琦、王哲、许璐荣、孙晨光、余安正、郭浩、周彬、谢路毅、吴定坤、张牧、郑建才、李响、王明哲等。感谢大家在课题组期间在我的学习生活上都给予的很大帮助。同时感谢课题组朱政老师在日常事务中的帮助。衷心祝愿已毕业的师兄师姐们工作顺利，家庭幸福；希望课题组内的师弟师妹们科研顺利，早日毕业。

感谢我的父母，是他们含辛茹苦把我养大，支持我的一路求学。感谢我的爱人杨永美女士，感谢你对我极尽包容，理解，支持，督促，我的博士学位有你的一半。感谢岳父岳母对我的包容，对我们小家庭的扶持。感谢姐姐姐夫们对我的认可与包容。

感谢妹妹任青从小到大的陪伴。感谢你们的关爱，包容，支持，理解，能生活在这样一个温暖和谐的大家庭里，让我倍感幸福。

最后还要感谢上海交通大学为我提供和创造的一流的学习环境和教育资源，以及生活上提供的资助。感谢船建学院老师们的辛勤付出。