

上海交通大学硕士学位论文

混合式 CRP 吊舱推进器敞水性能数值研究

硕士研究生：何东亚

学 号：115010910198

导 师：万德成 教授

申 请 学 位：工学硕士

学 科：船舶与海洋工程

所 在 单 位：船舶海洋与建筑工程学院

答 辩 日 期：2018 年 1 月

授予学位单位：上海交通大学

Dissertation Submitted to Shanghai Jiao Tong University
for the Degree of Master

**NUMERICAL INVESTIGATION
OF OPENWATER PERFORMANCE OF
HYBRID CRP PODDED PROPULSOR**

Candidate:	Dongya He
Student ID:	115010910198
Supervisor:	Prof. Decheng Wan
Academic Degree Applied for:	Master
Speciality:	Naval Architecture and Ocean Engineering
Affiliation:	School of Naval Architecture, Civil and Ocean Engineering
Date of Defence:	January, 2018
Degree-Conferring-Institution:	Shanghai Jiao Tong University

混合式 CRP 吊舱推进器敞水性能数值研究

摘要

当今世界，各类船舶，特别是集装箱船，朝着快速化、大型化发展，传统的螺旋桨推进方式效率较低，空化噪声问题日益严重，同时，船舶在营运过程中消耗大量能源，排放出大量的废气，对环境造成严重影响，在此背景下，混合式 CRP 吊舱推进器成为一种很有发展潜力的新型推进器。该推进器综合了对转桨和吊舱推进器的优势，不仅拥有较高的推进性能和操纵性能，还具有较好的节能效果，并能够大大地减小废气排放。在实际应用中，人们比较关心该推进器前后桨的非定常受力和节能效果，因此精确预报不同设计参数对它们的影响显得非常重要。

随着算法的不断改进和计算机性能的不断提高，CFD 技术的优势愈加明显，它不仅可以精确预报船舶的阻力性能、操纵性能和耐波性能，还可以计算出比较精细化的流场，帮助我们开展机理性的研究。另外，作为动网格技术的一种，滑移网格法在动、静域信息交换方面拥有较高的计算效率和准确度，因此它常被应用于旋转机械的数值模拟。本文运用 OpenFOAM 的单向流求解器 pimpleDyMFoam 来求解 RANS 方程和 SST $k-\omega$ 湍流模型，其中压力速度的解耦采用的是 PIMPLE 算法，它综合了 SIMPLE 算法和 PISO 算法的优势，在相对较大的时间步下，仍能保证计算的稳定性。

本文首先基于螺旋桨投影理论，构建出 ITTC 22th 推进委员会推荐的标模——DTMB4119，预报并验证了它在不同进速系数下的水动力性能，证明本文螺旋桨建模方法和计算方法的有效性。其次本文预报并验证了美国泰勒水池开发的对转桨的水动力性能，并深入分析了叶数比、转速比和前后桨间距的影响。研究发现，叶数比为 4: 5 的对转桨的稳定性明显大于叶数比为 4: 4 的对转桨的稳定性；转速比为 1 左

右时，本文的对转桨节能效果最好；前后桨间距对前后桨水动力脉动幅值影响很大，对节能效果影响不大；通过对比对转桨和单桨尾流场的切向速度分布，证实了后桨可以大幅度回收前桨损失的周向动能。最后，本文设计了一流线型吊舱，与对转桨组成了混合式 CRP 吊舱推进器，并研究了前桨与吊舱推进器单元的相互影响、不同前后桨间距和不同转速比的影响。研究发现，吊舱推进器单元对前桨影响很小，但前桨明显增加了后桨的水动力脉动幅值，降低了吊舱推进器单元的推进效率；在一定范围内，前后桨间距对混合推进器的前后桨的水动力脉动幅值和节能效果没有太大的影响；在一定转速比范围内，转速比对水动力脉动幅值没有太大的影响，对螺旋桨推进效率影响也不大，可能是因为本文研究的转速比接近于 1，但从尾流场能量回收的角度看，转速比为 1 左右，节能效果最好；吊舱单元表面压力峰值主要集中在桨后支柱迎流面，它使吊舱单元产生较大的压差阻力，因此应注重对此部位的优化，减小支柱的阻塞效应。

关键词：混合式 CRP 吊舱推进器，对转桨，DTMB4119，OpenFOAM，非定常受力，节能

NUMERICAL INVESTIGATION OF OPENWATER PERFORMANCE OF HYBRID CRP PODDED PROPELLOR

ABSTRACT

Nowadays, all types of ships all over the world, especially container ships, are developed to become not only larger and larger but also faster and faster, conventional single screw propeller is faced with many unavoidable problems, such as lower propulsion efficiency, severer cavitation and noise performance, meanwhile, a large amount of exhaust gas is discharged into the air leading to serious pollution problem. Under this background, hybrid CRP podded propulsor becomes a more promising new propulsion way, because it inherits advantages both from contra-rotating propellers and podded propulsor, such as better propulsion and maneuverability performance, effective energy saving performance, lower level of greenhouse gas emission. In practical application, unsteady forces and energy saving performance of this hybrid propulsor catch much more attention, therefore it is very crucial to accurately predict the influence of different design parameters on the hydrodynamic performance of the hybrid propulsor.

With the continuous improvement of algorithms and computer computing power, advantages of CFD (Computational Fluid Dynamics) become more and more evident. CFD can help us not only obtain accurate prediction of ship resistance performance, maneuverability and seakeeping performance, but also investigate physical mechanism. A single phase solver, pimpleDyMFoam from OpenFOAM is used to solve RANS equations and SST $k-\omega$ turbulence model, where coupling of pressure and velocity is solved by algorithm named PIMPLE who is a hybrid version of SIMPLE and PISO, PIMPLE algorithm can keep computing stability even with a relatively larger timestep.

In this thesis, a standard propeller model from ITTC, named DTMB4119, is firstly built by CATIA based on propeller projection theory, then its hydrodynamics at different advance coefficients are computed and compared with experimental data to exam confidence of propeller modeling method and computational method used in this thesis. Secondly hydrodynamics of contra-rotating propellers are computed and validated, furthermore, affects of blade ratio, clearance between front and rear propellers and revolution ratio on hydrodynamic performance of CRPs are investigated in depth. Based on computing results, several conclusions can be drawn as follows. Firstly, CRPs whose blade number ratio is 4:5 is proved to be more stable than CRPs whose blade number ratio is 4:4. Secondly, best energy saving performance CRPs can be achieved by CRPs when its revolution ratio is around 1. Thirdly, clearance between front and rear propellers has obvious influence on the amplitude of unsteady forces, but have little affect on energy saving performance. Based on comparison of tangential velocity distribution in slipstream between CRPs and single propeller, it has been proved that rotational energy can be recovered drastically. Finally, model of hybrid CRP podded propulsor is built by adding a streamlined pod to CRPs. The interactions between front propeller and rear poded unit, affect of clearance and revolution ratio are investigated in detail. Based on computing data, the following conclusions can be drawn. Firstly, the rear podded propulsor has little influence on front propeller, however, the front will cause larger fluctuating amplitude of the rear propeller and reduce propulsion efficiency of the rear poded propeller. Secondly, in a certain length range, clearance is proved to have little influence on fluctuating amplitude and energy saving performance of hybrid propulsor. Thirdly, in a certain revolution ratio range, it can be found that revolution ratio has little influence on fluctuating amplitude and propulsion efficiency, it maybe because revolution ratios studied in this thesis are too close to one. From view of recoving rotational energy in slipstream, CRPs will obtain best energy saving performance when revolution ratio is around

1. In the last, pressure distribution on the pod surface is investigated, it can be found that higher pressure is centered on incident flow surface of struct, then large drag force may be induced, therefore, pod shape in this region should be optimized to reduce blockage effect of struct.

KEY WORDS: Hybrid CRP podded propulsor, contra-rotating propellers, DTMB4119, OpenFOAM, unsteady force, energy saving

目 录

混合式 CRP 吊舱推进器敞水性能数值研究	I
摘要	I
ABSTRACT	III
第一章 绪论	1
1.1 混合式 CRP 吊舱推进器研究进展	1
1.2 船舶推进装置水动力研究方法进展	5
1.3 本文主要工作	9
1.4 课题的研究背景和意义	9
第二章 数值计算方法	12
2.1 控制方程	12
2.2 滑移网格法	15
2.3 pimpleDyMFoam 求解器	16
第三章 单桨水动力数值计算及分析	18
3.1 螺旋桨三维建模方法	18
3.2 DTMB4119 水动力数值计算及分析	19
3.3 本章小结	26
第四章 对转桨水动力数值计算及分析	27
4.1 对转桨及其敞水性能数值验证	27
4.1.1 计算模型与工况	27
4.1.2 对转桨敞水性能数值验证	29
4.2 前后桨不同叶数比的影响	31
4.2.1 计算模型与工况	31
4.2.2 对转桨非定常受力与节能效果分析	31
4.3 前后桨不同间距的影响	39
4.3.1 计算模型与工况	39
4.3.2 螺旋桨非定常受力和节能效果分析	40
4.4 前后桨不同转速比的影响	42
4.4.1 计算模型与工况	42
4.4.2 螺旋桨非定常受力与节能效果分析	43
4.5 本章小结	45

第五章 混合推进器水动力数值计算及分析	46
5.1 混合推进器模型及其敞水特性	46
5.1.1 计算模型和工况	46
5.1.2 前桨和吊舱桨相互影响分析	47
5.2 前桨和吊舱桨不同间距的影响	52
5.2.1 计算模型和工况	52
5.2.2 螺旋桨非定常受力与节能效果分析	53
5.3 前桨和吊舱桨不同转速比的影响	55
5.3.1 计算模型和工况	56
5.3.2 螺旋桨非定常受力与节能效果分析	56
5.4 吊舱对前后桨水动力的影响	61
5.3.1 计算模型和工况	61
5.3.2 前后桨非定常受力与节能效果分析	62
5.5 本章小结	66
第六章 总结与展望	68
6.1 全文总结	68
6.2 研究展望	69
参考文献	70
致谢	74
攻读硕士期间已发表或已录用的论文	76
附录	77

第一章 绪论

1.1 混合式 CRP 吊舱推进器研究进展

混合式 CRP 吊舱推进器由对转桨和吊舱推进器发展而来，因此本节首先简要介绍了对转桨和吊舱推进器的发展情况，再详细介绍混合推进器的研究进展。

对转桨，即 CRPs (Contra-Rotating Propellers)，如图 1-1 所示，由两个转向相反的普通螺旋桨组成。主机直接驱动前桨，并在弹性联轴节处通过反转机构分一部分功率给后桨。在高负载时，由于船舶所需推力由前后桨共同提供，所以相对于单桨，前后桨遭受的负载相对较低，水动力性能和空泡性能较好，另外螺旋桨半径也能得到明显的减小。后桨通过反转，不仅可以大幅度地回收前桨尾流场中损失的周向动能，取得较好的节能效果，也可以减小推进器的侧向力和不平衡力矩，提高鱼雷、潜艇等水下潜器的航向稳定性，例如，得益于对转涡轮拥有较小的不平衡力矩，Usui 等^[12] 提出对转型潮汐能发电装置，如图 1-2 所示，该装置采用一根电缆系泊，而不是单涡轮时采用的桩柱式固定方式，大大提高了布置的灵活性。



图 1-1 对转桨

Fig. 1-1 Contra-rotating propellers

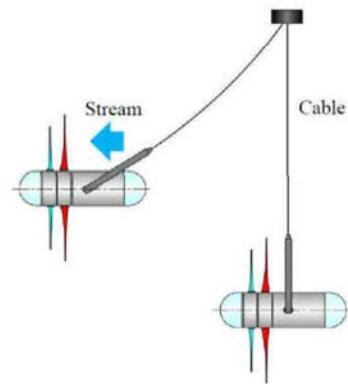


图 1-2 对转式涡轮机

Fig. 1-2 Contra-rotating turbine

自 20 世纪 70 年代以来，人们对对转桨的水动力性能开展了大量的研究。Miller 等^[12] 在 1976 年开发了前后桨叶数比为 4:4 和 4:5 的两组对转桨，并在空泡水筒中进行了对转桨敞水试验，研究了不同进速系数下前后桨相互干扰时的非定常受力以及各个方向上的侧向力，Miller 指出，在均匀流中，对转桨各个方向的侧向力为零，同时非定常受力会导致螺旋桨产生严重的振动与噪声。Yang 等^[15] 于

1991 年通过升力面理论和涡格法研究了对转桨在均匀流、非均匀流中以及不同转速比下的定常和非定常受力，同时也研究了前后桨不同叶数比对对转桨的水动力性能的影响，作者指出，当叶数比为 1 时，螺旋桨受力的脉动幅值会增大，但侧向力为零，而当叶数比不为 1 时，螺旋桨受力脉动幅值较小，但侧向力比较大。2011 年，MIT 的 Kravitz^[19] 利用升力线的方法为 DDG-51 驱逐舰设计了单桨和对转桨两种推进器，试验证明，在设计工况下，对转桨的推进效率比单桨高 9%，其它工况有的高 20%。随着 CFD 技术在求解船舶与海洋工程水动力问题中得到广泛的应用，螺旋桨敞水数值模拟的工作越来越多。王展智等^[17] 于 2012 年利用 CFD 技术研究了 Miller 的两组对转桨的水动力性能，计算结果与试验吻合良好，作者指出，对于叶数比为 4: 4 的对转桨，前桨的推力系数和扭矩系数的脉动幅值是时均值的 40% 左右，后桨的脉动幅值是时均值的 13%，而对于叶数比为 4: 5 的对转桨，前后桨脉动幅值都很小。张涛等^[18] 研究了基于升力面和升力线的大侧斜对转桨设计方法，并对螺距、拱弧面的迭代计算方法进行了明显的改进，并用 CFD 技术进行了数值模拟，计算结果表明，所设计的大侧斜对转桨的效率得到明显的提升。Paik 等^[20] 利用 CFD 技术和 SPIV (Stereoscopic Particle Image Velocimetry) 测量技术研究了船舶自航时对转桨的受力和尾流场涡结构演化情况，在 CFD 计算中，作者使用叠模方法，忽略自由面的影响，因此大大提高了计算效率，作者指出，对转桨能够获得明显的节能效果和较小的不平衡力矩，同时作者建议，为了提高势流理论对对转桨水动力下预报准确度，势流理论所使用的尾涡模型应该做适当的修改。

吊舱推进器是一种安装于船尾，完全由电力驱动的推进器，如图 1-3 所示，电机安装于吊舱中。因为其拥有较好的机动性，较低的振动噪声，所以被广泛应用于豪华邮轮上。同时吊舱推进器在减少温室气体排放上也贡献卓著。其发展历史可以追溯到 1989 年，当时芬兰海事局为了提高破冰船的航行性能，委托 ABB 研发一种可以提供任意方向推力的新型推进器。1990 年，加装吊舱推进器的航道服务船“Seili”号正式下水，截至 2002 年，该推进器一直运行良好。其后，吊舱推进器发展出多种形式如图 1-4，不仅被广泛应用于豪华邮轮上如图 1-5，还被应用于海洋平台的 DP3 动力定位系统如图 1-6。目前国内外主要集中在吊舱推进器在不同转向角下的水动力性能以及吊舱布置形式的优化。Liu 等^[21] 结合面元法和模型试验研究了 0° 到 45° 偏转角对吊舱推进器水动力性能的影响，作者详细分析了螺旋桨表面的压力分布、螺旋桨非定常受力以及吊舱推进器整体受到的弯矩和侧向力，叶根处将会遭受到最大的弯矩，极容易受到疲劳破坏，作者指出，对这些脉

动载荷进行精确的预报对结构强度和优化设计至关重要，吊舱推进器所遭受的弯矩和侧向力对船舶的操纵性影响重大。Shamsi^[22] 利用模型试验和 CFD 技术研究了某一吊舱推进器的水动力性能，作者首先对计算网格进行收敛性验证，然后通过模型试验对预报的吊舱推进器的推力和扭矩进行验证，之后对不同转向角下后桨的推力、扭矩、吊舱推进器的轴向力、弯矩进行了详细的研究。

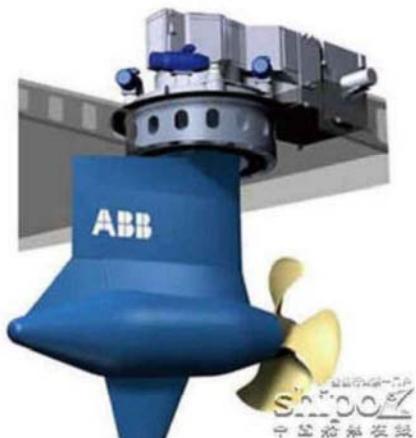


图 1-3 吊舱推进器模型
Fig. 1-3 Model of podded propulsor



图 1-4 对转型吊舱推进器
Fig. 1-4 Contra-rotating podded propulsor



图 1-5 加装吊舱推进器的邮轮
Fig. 1-5 Cruise ship propelled by podded propulsor



图 1-6 DP3 定位系统
Fig. 1-6 DP3 position system

伴随着对转桨和吊舱推进器的发展，为了拓宽吊舱推进器的应用前景，ABB 公司创造性地开发了混合推进器。混合推进器综合了对转桨和吊舱推进器的概念，如图 1-7 所示。原来的舵被替换为可 360° 旋转的吊舱推进器，这样船尾不再需要侧推装置。该混合推进器同时提高了推进系统的冗余度，即当前桨和吊舱推进器

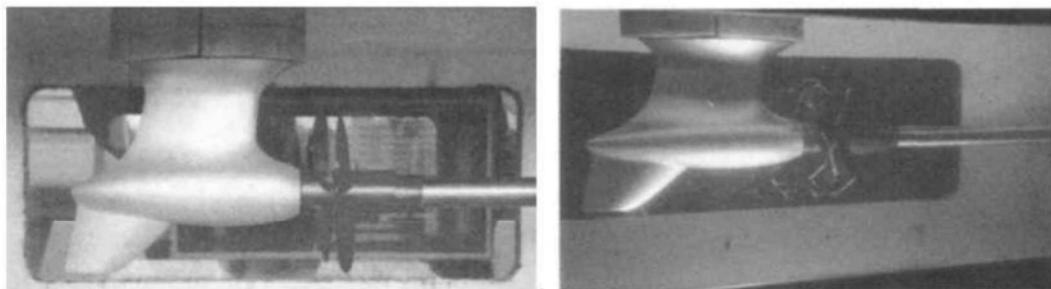
其中一个推进器出现故障，另一个推进器仍能维持船舶的航行。由于前桨尾流收缩效应，后桨的直径一般要小于前桨的直径。



图 1-7 混合式 CRP 吊舱推进器布置图
Fig. 1-7 Arrangement of hybrid CRP podded propulsor

2001 年，韩国三星船模试验水池^[1]，以某具有 9000TEU 装载能力的超大型集装箱船为研究对象，通过模型试验，研究了单桨、混合式 CRP 吊舱推进器和双桨双舵的推进性能，结果表明，混合式 CRP 吊舱推进器总体效率较常规单桨提高了 5%，较双桨双舵提高了 9%。同时，基于试验数据，研究人员对具有 12000TEU 装载能力的集装箱船的推进性能进行了推算。2011 年，韩国现代重工的 Bong 等^[21] 提出来一套试验流程，通过该流程可以有效评估某 9600TEU 集装箱船混合推进器的缩尺效应。Naoki 等^[24] 介绍了世界上第一个安装了混合推进器的客滚船，他指出，相比于双桨双舵推进系统，该客滚船取得了 13% 的节能效果，操纵性能也得到明显提高。2013 年，Sanchez 等^[25] 介绍了欧盟 TRIPOD 计划，该计划旨在利用节能技术降低船舶的营运成本，具体为：综合现有的三种推进方式，发展并验证新的推进系统来提高船舶的推进效率，特别是探索将吊舱推进器、带端板的螺旋桨和对转桨融合为一种具有节能效果的推进器系统的可行性，而这种推进器系统就是混合式 CRP 吊舱推进器，该项目采用 CFD 技术和模型试验相结合的方式，通过一艘 120000 吨集装箱船来验证节能效果。另外，螺旋桨空泡严重影响螺旋桨的水动力性能，Kim 等^[26] 利用 CFD 技术研究了当混合推进器的吊舱单元旋转不同角度时前后桨周围的空泡流，作者指出，前桨的空泡形态受转向角影响较小，而后桨的空泡形态受到的影响很大，在较大的转向角下，可以明显看到从前桨分离的空泡流和涡与后桨非定常空泡的相互作用。

2012 年海军工程大学的盛立等^[27] 在国内率先基于 Miller 的 CRP4 对转桨模型, 开发了一混合式 CRP 吊舱推进器, 如图 1-8 所示, 他通过模型试验和 CFD 技术研究了吊舱对前后桨的影响。作者指出, 吊舱对前桨的水动力影响很小, 但由于吊舱的阻塞效应, 后桨的推力系数和扭矩系数会明显变大。2016 年, Wang 等^[29] 利用 CFD 技术和模型试验, 采用完全结构化网格, 研究了缩尺效应对混合推进器水动力性能的影响。同年, Xiong 等^[30] 利用 CFD 技术研究了前后桨间距对混合推进器水动力性能的影响, 作者指出, 前后桨间距对前桨的水动力性能影响很小, 但对后桨影响很大。随着间距的增加, 吊舱推进器的推力系数有所降低, 且在低进速最为明显。由于面元法迭代计算具有较高的效率, 因此该方法广泛应用在混合推进器的设计和优化阶段, 2017 年, Wang 等^[30] 提出了针对混合推进器水动力数值预报的定常面元法, 该方法将前桨和吊舱推进器作为一体, 大大提高了计算效率, 通过与试验结果进行对比, 证明该方法具有较高的计算准确度。



(a) 试验布置。

(b) 试验中。

图 1-8 混合式 CRP 吊舱推进器模型试验

Fig. 1-8 Model test of hybrid CRP podded propulsor

1.2 船舶推进装置水动力研究方法进展

目前, 人们一般将螺旋桨和节能装置作为船舶推进装置进行一体化设计。在设计过程中, 要考虑船体、螺旋桨和节能装置的相互影响。针对螺旋桨水动力性能的研究, 国内外主要有模型试验^[32], 势流理论^[15] 和 CFD 技术^[27] 三种研究方法, 它们适用于推进器设计的不同阶段, 互为补充。船舶推进/节能装置的一般开发流程如图 1-9 所示。

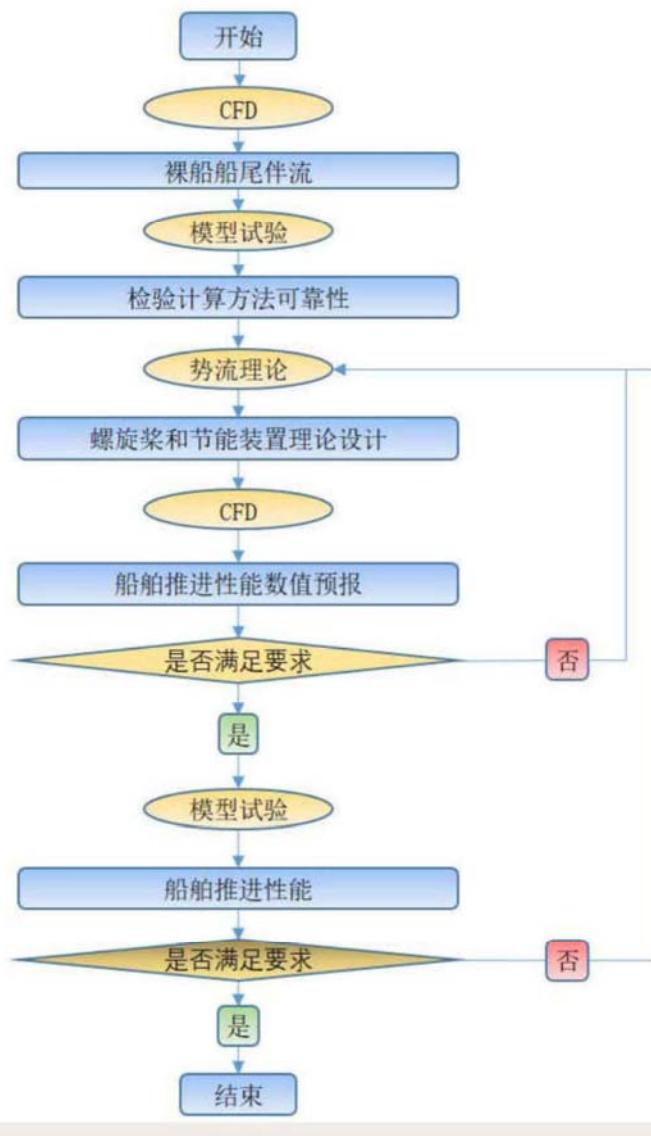


图 1-9 船舶推进/节能装置开发流程图

Fig. 1-9 Development chartflow of ship propulsion/energy-saving devices

模型试验设备主要有拖曳水池和空泡水筒两种，如图 1-10 所示。敞水试验的目的是为了得到螺旋桨在不同进速系数下的推力和扭矩。根据试验设备不同，模型试验有不同的方法，在拖曳水池中经常保持螺旋桨转速不变，通过改变拖车速度来改变进速系数，而在空泡水筒中，经常保持水流来流速度不变，通过改变螺旋桨转速来改变进速系数。另外，空泡水筒还可用于研究螺旋桨空泡、辐射噪声、激振力等问题，可以实现单桨、导管桨、吊舱桨、对转螺旋桨、泵喷等推进器的模型试验。实践证明，模型试验结果比较可靠，在螺旋桨水动力和对转桨水动力研

究中起着重要的作用，由于其测量设备和螺旋桨模型造价昂贵，试验周期较长，无法考虑尺度效应的影响，也无法获得较详细的流场信息，所以目前，模型试验越来越多地被用于验证势流理论方法和 CFD 计算方法的正确性，该方法也被应用于最终模型的水动力研究或者其它两种方法比较难以实现的情况。

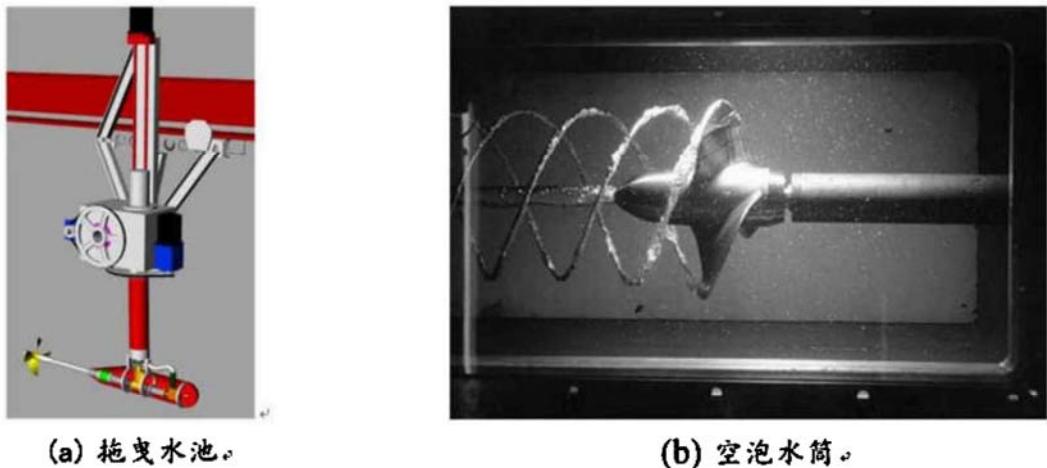


图 1-10 螺旋桨敞水试验设备
Fig. 1-10 Open water test devices of propeller

势流理论有升力线法、升力面法^[15]、面元法^[28]等，它们计算效率最高，准确度相对可靠，被广泛应用于螺旋桨和节能装置的理论设计阶段，但由于其忽略了流体固有的粘性，所以无法计算出精细化的粘性流场，也无法计及尺度效应的影响，在实际应用中，尾涡模型也需要不断地修正。

随着计算方法和计算机性能提高，CFD 技术在求解船舶与海洋工程水动力问题上得到广泛的应用，且优势愈加明显，利用 CFD 技术研究螺旋桨的水动力性能的工作越来越多。该方法通过迭代计算的方式数值求解 RANS 方程和湍流模型，具有很高的计算准确度和计算效率，且可以用来研究推进器的尺度效应，任意一点的速度、压力、涡结构等流场信息都可以得到保存和显示，这对于我们认识推进器的流场特性起着相当大的作用。另外，不同的湍流模型对预报准确度的影响也得到广泛的研究。黄胜等^[33]于 2009 年比较了标准 k-ε、RNG k-ε、RSM (雷诺应力)这三种湍流模型对螺旋桨水动力数值预报准确度的影响。作者指出，标准 k-ε 湍流模型不能有效预报螺旋桨水动力，模型存在明显缺陷，RNG k-ε 湍流模型由于还是基于涡粘性假设，所以它对标准 k-ε 湍流模型的改进不是很明显，而雷诺应力湍流模型摒弃了涡粘性假设，直接求解雷诺应力输运方程组，虽然计算量明显增

加了，但其比其它两种湍流模型具有更高的模拟准确度。高富东等^[35]利用 CFD 技术和雷诺应力模型预报了 DTMB4119 螺旋桨的水动力，作者指出，雷诺应力模型对于螺旋桨水动力计算具有更高的模拟能力。Menter 等^[36]提出了 SST k- ω 湍流模型，该模型综合了 SST k- ω 湍流模型和标准 k- ϵ 模型的优点，具有较高的计算准确度，相对于雷诺应力模型，它拥有较低的计算量，极具工程应用价值，该模型已被广泛应用于求解船舶与海洋工程水动力问题，也是最受欢迎的湍流模型之一。随着计算机性能的提高，LES 湍流模型也不断被用于计算精细化的流场，Tian 等^[37]利用 LES 湍流模型计算了螺旋桨非定常推力和叶面的脉动压力，这对于准确预报螺旋桨振动和噪声具有重要的意义。另外，在 CFD 模拟中，有三种方法可以处理旋转机械，如螺旋桨、涡轮机、风机等的旋转运动，即多重参考系法、重叠网格法和滑移网格法^[38]。

多重参考系法在计算中使用两种参考系，包围螺旋桨的圆柱形小域使用旋转坐标系，其余的计算域使用惯性坐标系。两种坐标系会在交界面处进行信息交换。多重参考系法计算效率最高，但只能得到最终时刻的流场，该方法只适合于求解定常问题。重叠网格法将多个运动物体单独划分网格，然后将它们嵌套在公共的背景网格中，在经过“挖洞”处理后，非计算域的网格单元会被标记为“洞单元”而排除在计算之外。网格重叠区域可以通过建立插值关系来交换信息。重叠网格技术允许多个相互独立的网格之间产生无拘束的相对运动，因此它可以很好地处理六自由度有较大位移问题，且计算准确度相对较高，但因其每一步都要遍历整个计算域寻找插值单元、贡献单元，排除“洞单元”，所以其计算量比较大。沈志荣^[39]详细介绍了重叠网格技术的原理和代码实现过程，并模拟了船桨舵相互配合的多级物体、多自由度运动问题，预报结果与试验值吻合较好。王建华等^[40]利用重叠网格方法研究了船舶的自航和操纵运动。程萍等^[42]利用重叠网格技术分析了塔架对风机气动性能的影响。滑移网格法将计算域分为动域和静域，包围螺旋桨的小圆柱计算域为动域，其它计算域为静域，动域和静域只在交界面进行信息交换，准确度较高，计算量较小，该方法被广泛应用在旋转机械非定常受力的研究中。赵文超等^[43]利用滑移网格法研究了海上浮式风机叶片的气动性能。周胡等^[44]利用滑移网格法研究了在非均匀风作用下风力发电机粘性尾流场。吴建威等^[46]利用上述三种方法，预报了某螺旋桨的水动力，并比较了三种方法的计算准确度和效率。

1.3 本文主要工作

为了研究混合推进器的水动力特性，本文需要开展大量的前期工作，如螺旋桨三维建模、流线型吊舱设计、适用于在 OpenFOAM 中计算的滑移面的创建、快速傅里叶变换、速度由笛卡尔坐标系向柱坐标系下转换等。现简要介绍如下：

- 1) 基于螺旋桨投影理论，将螺旋桨叶切面的二维局部坐标转化为三维全局坐标，利用 CATIA 构建螺旋桨模型。
- 2) 利用 ICEM 构建背景网格，并利用 OpenFOAM 构造物面和滑移面。
- 3) 将尾流场直角坐标系下的速度分量，转化为圆柱坐标系下的坐标分量，以更好地衡量节能效果和尾流场特性。
- 4) 数值预报不同进速系数下 DTMB4119 的水动力，验证建模方法和计算方法的有效性。
- 5) 数值预报泰勒水池两组对转桨模型的水动力，研究不同设计参水对对转桨水动力特性和节能效果的影响。通过对前后桨的推力系数进行快速傅里叶变换，从频域的角度分析前后桨的干扰情况。
- 6) 数值预报混合推进器的水动力特点以及节能效果，研究前后桨间距、转速比对螺旋桨非定常受力和节能效果的影响，研究吊舱表面压力分布，提出优化建议。

1.4 课题的研究背景和意义

当今世界，为了降低营运成本，船舶朝着快速化、大型化发展。Kim 等^[1] 在图 1-11 指出，随着集装箱船装载量的增加，每单位 TEU 所需的运输成本可以得到明显地降低，他们详细对比了一艘装载 12000 个 TEU 的集装箱船和两艘装载 6200 个 TEU 的集装箱船营运成本各个方面的占比情况，可以看到单个 TEU 的运输成本下降了 19.9%。从 1968 年开始，近 50 年来集装箱船的装载能力已经增加了 12 倍，且具有 22000TEU 装载能力的超大型集装箱船已经处于研究设计阶段。船舶的这种大型化、快速化发展趋势给螺旋桨推进器带来了严峻的考验。由于主机功率、螺旋桨负荷、自身重力、操纵性和船体振动等方面的制约，传统的单轴

式螺旋桨的推进性能已经遇到了发展瓶颈，这种推进方式已经不能满足当今船舶的发展趋势。同时，世界范围内的船舶消耗大量的能源，排出大量的废气，给环境带来严重的影响，国际海事组织(International Maritime Organization, IMO)的研究报告指出：2009 年国际船舶航运业对大气的 CO₂ 排放量为 9.65 亿吨，预计到 2030 年会急剧升至 15.3 亿吨。IMO 为此制定并强制实施了“EEDI”即船舶能效设计指数来评价船舶的能效情况。Attach 等^[2] 介绍了 IMO 修正后的“EEDI”对未来 LNG 船设计的影响，指出其中的不足，并提出了改进措施。

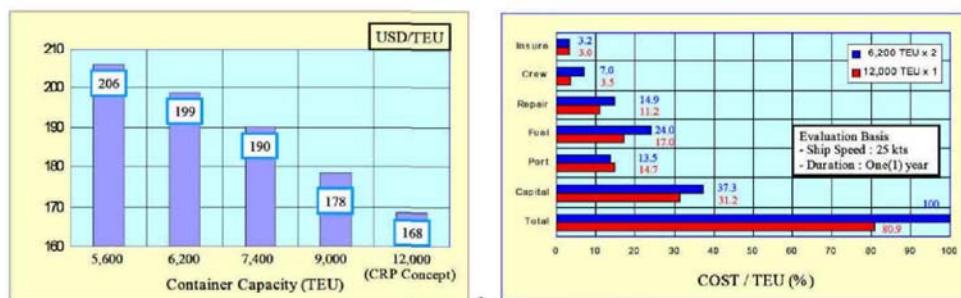


图 1-11 超大型集装箱船营运成本对比^[1]
Fig. 1-11 Operating cost comparision of ULCV^[1]

目前，在保证船舶安全运营的前提下，降低能耗，发展“绿色船舶”，已成为一股潮流。经过几十年的发展，人们开发出了各种新的节能装置和推进器来提高螺旋桨的推进效率。船舶节能装置主要分为三类：第一类为桨前节能装置^[3]，以前置伴流补偿导管^[4] 和前置预旋导轮为主^[5]，这两种节能装置能够有效增强螺旋桨上半盘面的进流速度，从而使螺旋桨的进流更加均匀，提高螺旋桨的推进效率，另外，前置预旋导轮能够对螺旋桨进流产生预旋作用，以相反方向旋转的螺旋桨能够对周向动能进行回收，最终使螺旋桨尾流场中诱导的切向速度最小，即能量损失最小；第二类为桨后节能装置，以自由助推叶轮，即桨后涡轮机^[7] 为主，自由助推叶轮起水轮机的作用，它可以有效回收螺旋桨尾流场中的切向速度，产生附加推力；第三类为旋涡减阻装置，包括毂帽鳍^[9] 和螺旋桨端板^[11]，毂帽鳍安装于毂帽上，它可以有效减弱毂涡的强度，螺旋桨端板安装于螺旋桨叶梢，它可以减弱梢涡的强度，降低螺旋桨空化程度。船舶节能装置因其制造成本低，适合于对旧船进行改造而得到快速发展和应用，但其节能效果有限。新型推进器主要有对转桨^[12]、混合式 CRP 吊舱推进器^[23] 和喷水推进器^[13]。对转桨可以通过后桨大幅度回收前桨损失的周向动能，取得比较可观的节能效果，另外，由于前后桨共同提供所需推力，前后桨所受载荷相对单桨较小，水动力性能较好，效率较高，

空泡噪声性能较好，螺旋桨直径也能得到明显的降低，但因其轴系比较复杂，安装维护成本较高而未得到广泛应用。随着电力推进的发展，吊舱推进器^[21]较好的机动性、操纵性、较低的振动噪声、较少的温室气体排放等优点逐渐在实船中得到证实，将吊舱推进器与对转桨融为一体成为一种很有发展潜力的推进方式，因此，混合式 CRP 吊舱推进器应运而生。该推进器综合了对转桨和吊舱推进器的优势。可 360° 回转的吊舱推进器单元依靠电力驱动，不仅大大减少了船舶燃料消耗，也提高了船舶的机动性。装载该混合推进器的船舶不再需要尾部侧推装置，可以大大提高推进系统的冗余度，增强船舶运营的安全性，减小船舶开发成本，现在该混合推进器实船应用较少，它的优化设计和水动力特性仍是研究热点。

前后桨的相互干扰必然会带来振动和噪声，混合推进器的节能效果直接影响着船舶营运的经济性，因此有必要在混合推进器实船应用之前对它的前后桨的干扰情况和节能效果性能进行精确地预报。随着算法的不断改进和计算机计算能力的不断提高，CFD (Computational Fluid Dynamics) 技术的优势愈加明显，它不仅可以精确地预报船舶的阻力性能、操纵性能和耐波性能，还可以计算出比较精细化的流场，帮助我们开展机理性的研究。另外，作为动网格技术的一种，滑移网格法在滑移面使用 Galerkin 投影法进行动、静域信息交换，拥有较高的计算效率和准确度，因此它常被应用于旋转机械的数值模拟。本文运用 OpenFOAM 的单向流求解器 pimpleDyMFoam 来求解 RANS 方程和 SST $k-\omega$ 湍流模型，其中压力速度的解耦采用的是 PIMPLE 算法，实践证明，它具有较好的计算稳定性。

第二章 数值计算方法

计算流体力学是流体力学和计算机的交叉学科，它通过迭代的方法数值求解流体控制方程和湍流模型，因其考虑了流体固有的粘性，所以该方法能够比较精确地求解各种水动、气动、燃烧等流体力学问题。随着算法的不断改进和计算机性能的不断提高，CFD技术的优势愈加明显，它不仅可以精确地预报船舶的阻力性能、操纵性能和耐波性能，还可以计算出比较精细化的流场，帮助我们开展机理性的研究。结合本文工作，本章将逐步介绍计算流体力学的基础知识，如控制方程以及 SST k- ω 湍流模型，滑移网格法，pimpleDyMFoam 求解器等内容。

2.1 控制方程

假设流体不可压缩，时均形式的连续性方程与动量方程^[10] 可表达为：

$$\frac{\partial U_i}{\partial X_i} = 0 \quad (2-1)$$

$$\frac{\partial(\rho U_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_i U_j)}{\partial X_j} = -\frac{\partial P}{\partial X_i} + \frac{\partial}{\partial X_j} \left(\mu \frac{\partial U_i}{\partial X_j} - \rho \overline{U'_i U'_j} \right) \quad (2-2)$$

其中： ρ 为密度， U_i 、 U_j 为脉动平均速度($i, j=1, 2, 3$)， P 为压力， μ 为动力粘性系数， $-\rho \overline{U'_i U'_j}$ 为雷诺应力项。式 2-2 被称为 RANS 方程。

上式中有包括雷诺应力项在内的五个未知量，但只有四个方程，为了使上述控制方程组封闭，本文采用由 Menter 提出的 SST k- ω 湍流模型^[10] 来模拟雷诺应力项。SST k- ω 湍流模型是目前最流行的湍流模型之一，它被广泛应用于求解船舶与海洋工程各种水动力问题。该模型通过剪应力的输运公式综合了 SST k- ω 湍流模型和标准 k- ϵ 模型的优点。由于该模型在近壁面采用 k- ω 湍流模型，所以它可以被用作低雷诺数湍流模型。在远场的自由流中 SST k- ω 湍流模型会转变为 k- ϵ 湍流模型，从而规避了 k- ω 湍流模型对入口湍流大小比较敏感的问题。因此 SST k- ω 湍流模型能够较精确地模拟包含逆压梯度分离流。需要注意的是，SST k- ω 湍流模型在具有较大张力的区域，如驻点区域或流体质点较大加速区域，会产生较大的湍流强度，而 k- ϵ 湍流模型很好地解决了这个问题。

SST k- ω 湍流模型主要的方程如下：

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i k}{\partial x_i} = \tilde{P}_k - \beta^* \rho k \omega + \frac{\partial}{x_i} \left[(\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] \quad (2-3)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho \omega}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i \omega}{\partial x_i} &= \alpha \rho S^2 P_k - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{x_i} \left[(\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \right] + \\ &2(1 - F_1) \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \end{aligned} \quad (2-4)$$

其中混合方程 F_1 定义为:

$$F_1 = \tanh \left\{ \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4\sigma_{\omega 2} k}{CD_{k\omega} y^2} \right] \right\}^4 \quad (2-5)$$

$$CD_{k\omega} = \max \left(2\rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}, 10^{-10} \right) \quad (2-6)$$

公式 2-5 中 y 为第一个网格单元到壁面最近的距离。在远离壁面区域, F_1 趋向于零, SST $k-\omega$ 湍流模型转化为 $k-\epsilon$ 湍流模型, 而在边界层内, F_1 趋向于 1, SST $k-\omega$ 湍流模型转化为 $k-\omega$ 湍流模型。

湍流涡粘度定义为:

$$\nu_t = \frac{\alpha_1 k}{\max(\alpha_1 \omega ; S \cdot F_2)} \quad (2-7)$$

其中 S 是应变率的不变测度(invariant measure), F_2 为第二个混合方程, 定义为:

$$F_2 = \tanh \left\{ \max \left[\left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right) \right]^2 \right\} \quad (2-8)$$

另外, SST $k-\omega$ 湍流模型使用了产生量限制器来限制湍流强度在驻点附近的增长, 该产生量限制器定义为:

$$\tilde{P}_k = \min \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right), 10 \cdot \beta^* \rho k \omega \right) \quad (2-9)$$

SST k- ω 湍流模型所使用到的所有的常量通过混合方程 $\alpha=\alpha_1 F_1 + \alpha_2 (1-F_1)$ 计算得到。一些常量取值如下：

$$\begin{aligned}\beta^* &= 0.09, \alpha_1 = 5/9, \beta_1 = 3/40, \sigma_{k1} = 0.85, \sigma_{\omega1} = 0.5, \\ \alpha_2 &= 0.44, \beta_2 = 0.0828, \sigma_{k2} = 1, \sigma_{\omega2} = 0.856\end{aligned}$$

经试验研究知，边界层可分为粘性底层、过渡区、对数率层。如果采用低雷诺数湍流模型，则需在边界层内布置较多的网格，但这样会导致计算量大大增加，因此人们发明了壁面函数法，这样就只需将远离壁面的第一个网格点布置在对数率层，即 y^+ 大于 30 且小于 300，大大减小了网格量。但是 Menter 指出，这种壁面函数法并不是万能的，因为它们忽略了粘性底层的影响，特别对于低雷诺数流动，忽略粘性底层的影响会严重降低数值解的准确度。对于内流问题，这种不利影响可引起大于 10% 的误差，而对于外流问题，误差要小一些。但是人们仍希望找到一种鲁棒性较好且足够精确的粘性底层公式，这样网格点能够布置在壁面附近任一地方。于是 Menter 提出了自适应壁面函数法^[45]。

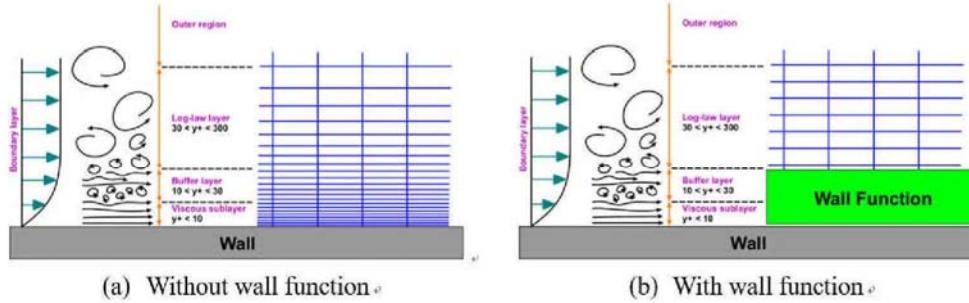


图 2-1 壁面网格布置

Fig. 2-1 Arrangement of grid adjacent to wall

自适应壁面函数法的思想是：根据壁面附近第一层网格的高度，即 y^+ 的大小，该方法能够在粘性底层函数和标准壁面函数自由切换。由于 ω 方程在粘性底层和对数率层都具有解析解，所以它特别适合使用自适应壁面函数法。在线性率层和对数率层， ω 具有如下解析解：

$$\omega_{vis} = \frac{6\nu}{0.075y^2}; \quad \omega_{log} = \frac{1}{0.3\kappa} \frac{u_r}{y} \quad (2-10)$$

壁面附近第一个网格点的 ω 可由 y^+ 表示为：

$$\omega(y^+) = (\omega_{vis}^2 + \omega_{log}^2)^{0.5} \quad (2-11)$$

切应力速度可写成类似的形式：

$$u_\tau^{\text{vis}} = \frac{U_1}{y^+}; \quad u_\tau^{\log} = \frac{U_1}{\frac{1}{\kappa} \ln(y^+) + C}; \quad u_\tau = \left[(u_\tau^{\text{vis}})^4 + (u_\tau^{\log})^4 \right]^{0.25} \quad (2-12)$$

其中 U_1 为壁面附近第一个网格点的速度， κ 为冯·卡门常数。自适应壁面函数法已经置入到了目前的 OpenFOAM 中。

另外流场初始化的湍动能 k 和耗散率 ω 的计算公式为：

$$k = \frac{3}{2} (UI)^2 \quad (2-13)$$

$$\omega = C_\mu \frac{\rho k}{\mu} (\mu_t / \mu)^{-1} \quad (2-14)$$

其中， I 为湍流度，一般取为 0.1%， U 为来流速度， C_μ 为常数 0.09， μ_t / μ 为涡粘比，取为 1.

2.2 滑移网格法

滑移网格法本质上采用的是 Galerkin 投影法^[48]。由于 Galerkin 投影法是最小化插值误差的 L2 范数，所以它很自然地满足通量守恒定律，其次 Galerkin 投影法比较适合于非连续的计算域。本文采用滑移网格方法，将计算域分成三部分，一部分是包围前桨的圆柱形小域，一部分是包围后桨的圆柱形小域，这两部分为动域，随前后螺旋桨以相反方向旋转，其余的计算域设为静域，动域和静域的交界面称为滑移面，又叫 AMI 面(Arbitrary Mesh Interface)，它包括主面和从面。为了确保动静区域间通量传递与流场信息交换的准确度，滑移网格法在交界面处采用带权重的插值方式，如图 2-2 所示。假设蓝色代表主面单元，红色代表从面单元，主面单元 1 对从面单元 1 的贡献权重等于主面单元 1 与从面单元 1 的重叠面积与从面单元 1 的面积的比值。主从面单元的大小和个数没必要完全相同，但保证权重之和约等于 1 有利于提高计算稳定性、计算准确度和计算效率。

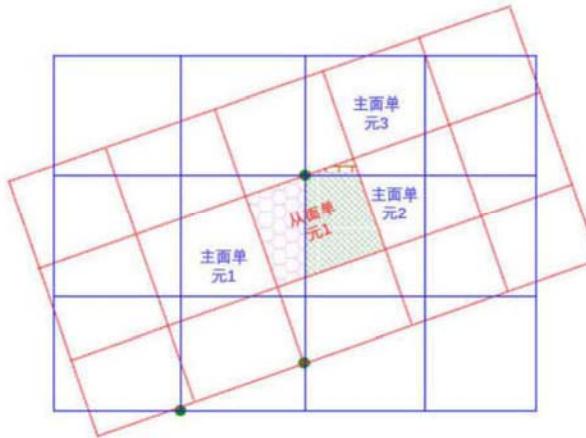


图 2-2 滑移网格示意图

Fig. 2-2 Diagram of sliding mesh

2.3 pimpleDyMFoam 求解器

pimpleDyMFoam 是 OpenFOAM 内置的不可压缩单向流求解器，求解流程如图 2-3 所示。为了提高求解的稳定性，计算过程中将密度置为 1。速度压力的解耦采用的是 PIMPLE 算法。PIMPLE 算法综合了 SIMPLE 算法和 PISO 算法的优点，在时间步内，假设流动是定常的，使用 SIMPLE 算法求解，当计算稳定后，时间步的增加看成是非定常的，使用 PISO 做最后一步地求解。因此 pimpleDyMFoam 在相对较大的时间步下仍能保持计算稳定，大大增加求解的效率。

图 2-3 中 iCor 指当前内循环次数，nCor 指内循环总次数，oCor 指当前外循环次数，nOCor 指外循环总次数。当外循环总次数为 1 时，PIMPLE 算法退化成 PISO 算法。需要注意的是，PIMPLE 是瞬态求解器，松弛因子皆为 1，即不进行松弛。在 PISO 内循环结束后，进行一次湍流修正(turbCorr)。

步骤 2 的动量预测方程为：

$$A_P^0 U_P^1 + \sum A_N^0 U_N^0 - E_P^0 = -\nabla P^0 \quad (2-15)$$

其中：

$$A_P^0 = \frac{V_P}{\Delta t} + \sum \left(\frac{F_f^0}{2} \right) + \sum \left(\nu \frac{|S_f|}{|d|} \right) \quad (2-16)$$

$$A_N^0 = \frac{F_f^0}{2} - \nu \frac{|S_f|}{|d|} \quad (2-17)$$

$$E_P^0 = \frac{V_P}{\Delta t} U_P^0 \quad (2-18)$$

步骤3中HByA的求解公式为：

$$HByA = \frac{1}{A_P^1} (E_P^1 - \sum A_N^1 U_N^1) \quad (2-19)$$

步骤4中由连续性方程构建的压力泊松方程为：

$$\nabla(HByA) = \nabla \left(\frac{1}{A_P^1} \nabla P^1 \right) \quad (2-20)$$

步骤5中由压力修正速度，修正后的速度为：

$$U_P^2 = HByA - \frac{1}{A_P^1} \nabla P^1 \quad (2-21)$$

上式中上标0表示基于速度 U^0 ，上标1表示基于速度 U^1 ，以上公式详情可参考李东岳^[49]。

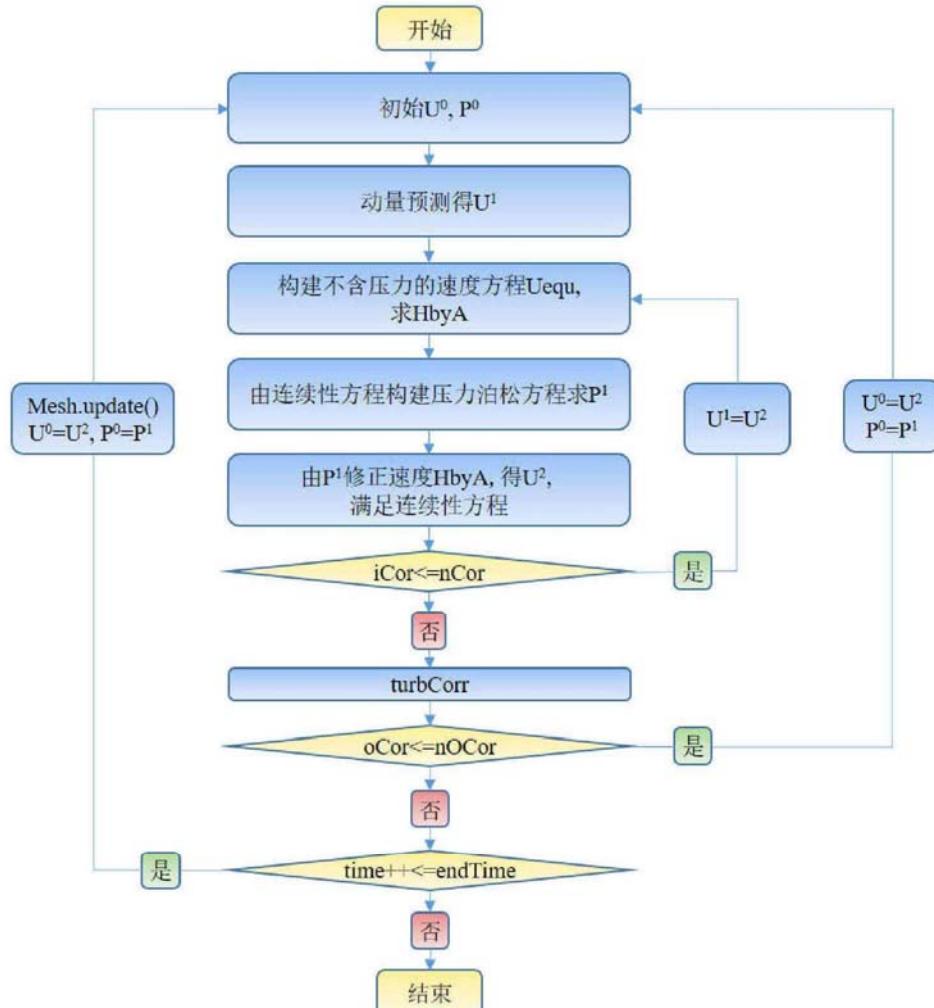


图 2-3 pimpleDyMFoam 求解器流程图

Fig. 2-3 Flowchart of pimpleDyMFoam solver

第三章 单桨水动力数值计算及分析

螺旋桨具有高度复杂的三维曲面，基于螺旋桨投影理论，学界涌现出多种建模方法，其中最简单的一种是坐标变换法。本章将详细地介绍螺旋桨三维建模的流程。为了验证本文所使用的坐标转换公式和桨叶建模方法的正确性，本文使用上述方法构建了螺旋桨标模——DTMB4119，并使用 CFD 技术预报了其不同进速系数下的推力系数和扭矩系数，分析了它的压力分布和涡结构分布。

3.1 螺旋桨三维建模方法

坐标变换法基于螺旋桨的投影原理^{[50][51][52][53]}，示意图如图 3-1 所示。首先，将在 $O_1X_1Y_1Z_1$ 坐标系下表达的叶切面型值点经过旋转，转到 O_1UWV 坐标系下，然后再将型值点偏移至 $O'X'Y'Z'$ 坐标系下，根据平面局部坐标系和螺旋桨全局坐标系的关系，最终将叶切面平面坐标系下的型值点转为三维全局坐标系下的型值点。根据所给桨叶参数的不同，学界发展出两套坐标转换公式，其中一种如下所示：

$$X = Z_1 \sin \varphi + X_1 \cos \varphi + L \sin \varphi - R \tan \theta \quad (3-1)$$

$$Y = R \cos [(Z_1 \cos \varphi - X_1 \sin \varphi + L \cos \varphi) / R] \quad (3-2)$$

$$Z = R \sin [(Z_1 \cos \varphi - X_1 \sin \varphi + L \cos \varphi) / R] \quad (3-3)$$

其中， R 、 φ 、 θ 为螺旋桨不同叶切面的半径、螺距角、后倾角， L 为叶切面最厚处到参考线的距离，即 $O'O_1$ 的距离， Z_1 、 X_1 分别是叶切面上的点在坐标系 $O_1X_1Y_1Z_1$ 下弦长方向和厚度方向上的型值， X 、 Y 、 Z 分别是叶切面上的点在全局坐标系 $OXYZ$ 下的型值。

另一种方法基于弦长不同位置处的拱高 $y_c(s)$ 和叶切面厚度的一半 $y_t(s)$ ，如图 3-2 所示，由于 Ψ 角很小，接近于 0，所以将其置为 0，这样可以大大简化坐标转换公式，基本不会影响叶切面的形状表达，最终坐标转换公式如下：

$$X_{\pm} = C(s - 0.5) \sin \varphi - (y_c(s) + y_t(s)) \cos \varphi + X_m \quad (3-4)$$

$$\theta_{\pm} = C(s - 0.5) \cos \varphi / R + (y_c(s) + y_t(s)) \sin \varphi / R + \theta_m \quad (3-5)$$

$$Y_{\pm} = R \cos \theta_{\pm} \quad (3-6)$$

$$Z_{\pm} = R \sin \theta_{\pm} \quad (3-7)$$

$$X_{\text{下}} = C(s - 0.5) \sin \varphi - (y_c(s) - y_t(s)) \cos \varphi + X_m \quad (3-8)$$

$$\theta_{\text{下}} = C(s - 0.5) \cos \varphi / R + (y_c(s) - y_t(s)) \sin \varphi / R + \theta_m \quad (3-9)$$

$$Y_{\text{下}} = R \cos \theta_{\text{下}} \quad (3-10)$$

$$Z_{\text{下}} = R \sin \theta_{\text{下}} \quad (3-11)$$

其中， S 为无量纲的弦长，范围为 0 到 1， $y_c(s)$ 、 $y_t(s)$ 分别为弦长不同位置处的拱度以及厚度的一半，下标“上”指叶切面的上表面，下标“下”指叶切面的下表面， R 指不同叶切面的半径， C 、 X_m 、 θ_m 为不同叶切面的弦长、纵斜距离、侧斜角。

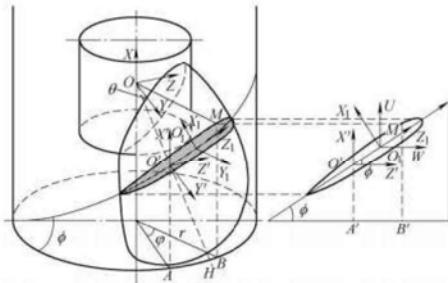


图 3-1 螺旋桨投影原理图

Fig. 3-1 Diagram of propeller projection

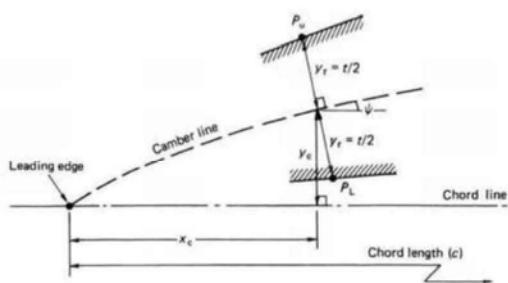


图 3-2 叶切面示意图

Fig. 3-2 Diagram of blade section

通过上述坐标变换法，利用 Excel 将桨叶不同半径处叶切面的二维局部坐标转化为螺旋桨的三维全局坐标。其次，利用 Excel 宏将不同半径处的叶切面的三维坐标导入三维建模软件 CATIA 中，通过该软件的放样功能，可得到螺旋桨桨叶。最后，通过该软件的圆形阵列功能，获得所需桨叶数目的螺旋桨，根据需要，添加桨毂和一定长度的桨轴。

3.2 DTMB4119 水动力数值计算及分析

DTMB4119 螺旋桨^[33]被 22th ITTC 推进委员会选为考证数值计算方法预报准确度的标准模型，许多学者对其水动力性能进行了预报。黄胜等^[33]比较了标准 k-ε、RNG k-ε 和 RSM 湍流模型对 DTMB4119 水动力性能的预报准确度。郑巢生等^[34]利用 OpenFOAM 的 MRFSimpleFoam 稳态求解器预报了 DTMB4119 在不同进速系数下的推力值和扭矩值，并且分析了不同叶切面处压力系数分布情况，与试验值吻合良好。该桨无侧斜、无后倾，桨叶直径为 304.8mm，盘面比为 0.6，剖面为

NACA66(mod), 攻角 0.8, 轮径比为 0.2。螺旋桨转速为 10 r/s, 桨的具体参数见表 3-1, JESSUP^[54] 的博士论文提供了桨模信息、不同进速系数下的推力系数和扭矩系数以及不同叶切面处的压力系数分布, 表 3-2 提供了 NACA66(mod)的型参值。

表 3-1 DTMB4119 螺旋桨主要设计参数
Table 3-1 Main design parameters of propeller DTMB4119

r/R	P/D	X _m	θ _m	C/D	t _e /C	f ₀ /C
0.20	1.105	0.000	0.000	0.3200	0.2055	0.0143
0.30	1.102	0.000	0.000	0.3635	0.1553	0.0232
0.40	1.098	0.000	0.000	0.4048	0.1180	0.0230
0.50	1.093	0.000	0.000	0.4392	0.0902	0.0218
0.60	1.088	0.000	0.000	0.4610	0.0696	0.0207
0.70	1.084	0.000	0.000	0.4622	0.0542	0.0200
0.80	1.081	0.000	0.000	0.4347	0.0421	0.0197
0.90	1.079	0.000	0.000	0.3613	0.0332	0.0182
0.95	1.077	0.000	0.000	0.2775	0.0323	0.0162
1.00	1.075	0.000	0.000	0.0050	0.0316	0.0117

表 3-2 NACA66 (mod) 型参
Table 3-2 Offsets of NACA66 (mod)

X _c /C	y _c /f ₀	y _t /t ₀	X _c /C	y _c /f ₀	y _t /t ₀
0.0000	0.0000	0.0000	0.4000	0.9615	0.4952
0.0050	0.0423	0.0665	0.4500	0.9881	0.5000
0.0075	0.0595	0.0812	0.5000	1.0000	0.4962
0.0125	0.0907	0.1044	0.5500	0.9971	0.4846
0.0250	0.1586	0.1466	0.6000	0.9786	0.4653
0.0500	0.2712	0.2066	0.6500	0.9434	0.4383
0.0750	0.3657	0.2525	0.7000	0.8892	0.4035
0.1000	0.4482	0.2907	0.7500	0.8121	0.3612
0.1500	0.5869	0.3521	0.8000	0.7027	0.3110
0.2000	0.6993	0.4000	0.8500	0.5425	0.2532
0.2500	0.7905	0.4363	0.9000	0.3586	0.1877
0.3000	0.8635	0.4637	0.9500	0.1713	0.1143
0.3500	0.9202	0.4832	1.0000	0.0000	0.0333

将通过坐标转换公式转换之后的叶切面的三维全局坐标数据按照表 3-3 的数据格式存储在 Excel 中, 并通过宏将数据点导入到 CATIA 中, 如图 3-3, 通过放

样，利用 CATIA 的桥接曲面功能对桨叶叶尖进行封闭处理，最后生成的三维模型如图 3-3 至图 3-6 所示。

表 3-3 从 Excel 批量导入数据到 CATIA 中的数据格式
Table 3-3 Data format transporting data from excel to CATIA

StartLoft		
StartCurve		
42.39	-21.67	21.43
42.65	-20.63	22.44
42.60	-20.34	22.70
42.43	-19.82	23.15
41.83	-18.72	24.05
EndCurve		
StartCurve		
42.39	-21.67	21.43
41.34	-22.27	20.81
41.00	-22.34	20.73
40.37	-22.43	20.64
38.93	-22.46	20.60
EndCurve		
EndLoft		
End		

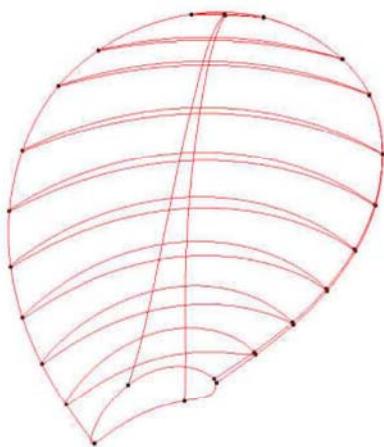


图 3-3 叶切面形线

Fig.3-3 Outlines of blade sections

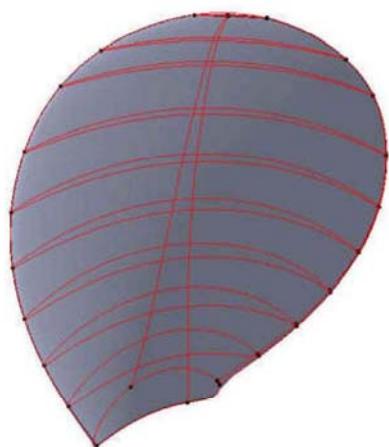


图 3-4 桨叶叶面

Fig. 3-4 Blade surface of propeller

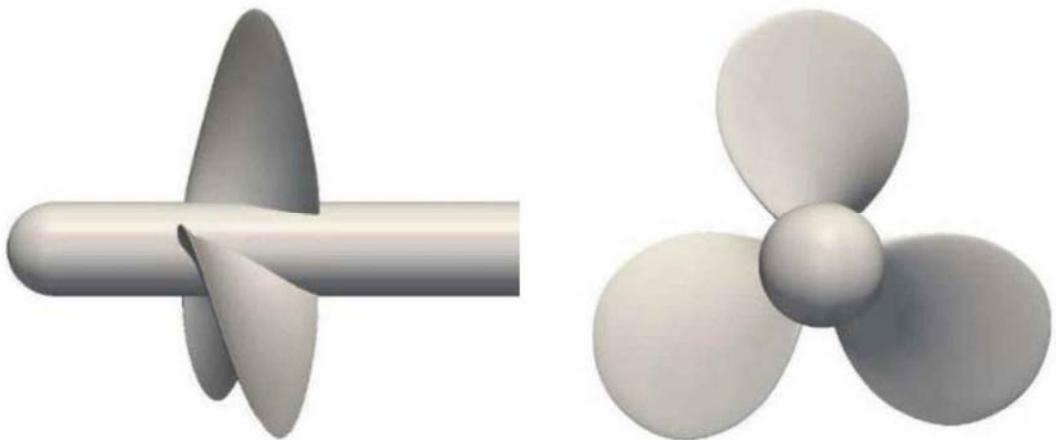


图 3-5 DTMB4119 侧视图

Fig. 3-5 Side view of DTMB4119 model

图 3-6 DTMB4119 正视图

Fig. 3-6 Front view of DTMB4119 model

为了验证计算模型和计算方法的有效性，本文对 DTMB4119 进行了敞水工况均匀来流下的数值计算。众所周知，计算网格对于计算准确度和效率至关重要，网格划分也占数值模拟绝大部分时间。对于滑移网格方法，滑移面的好坏直接关系着计算的稳定性、计算效率和计算准确度。OpenFOAM 自带的滑移面构造方法是将与滑移面同大小的模型文件置于计算域中，网格单元不断向这个模型文件贴合，最终生成滑移面，但此种方法稳定性较差，网格拓扑阶段极易发散。本文采用的方法如下：在利用 ICEM 生成 O 型背景网格的过程中，将计算域分为滑移面内的网格和滑移面外的网格，然后通过 OpenFOAM 的小工具，fluent3DMeshToFoam，将此 fluent 格式的背景网格转成 OpenFOAM 格式的网格，然后进行挖洞，贴合，添加边界层，最后通过 OpenFOAM 自带的拓扑小工具，topSet，抽取滑移面，利用 createBaffles 生成滑移面的主面和从面。由于螺旋桨叶尖附近网格变形严重，为了保证滑移面的质量，本文将滑移面的半径设置的稍大一些，计算域大小和计算网格布置如图 3-7 和图 3-8 所示。边界条件为：计算域外边界“outcylinder”设置为对称边界条件，入口边界“inlet”处速度大小设为来流速度，压力边界条件设为零梯度，出口“outlet”压力边界设为 0，速度边界设为零梯度，滑移面“AMI”设置为周期性 cyclicAMI，螺旋桨物面设为不可滑移条件，湍动能 k 在物面处设为 kqRWallFunction，耗散率 ω 在物面处设为 omegaWallFunction。总体网格量 230 万左右，其中螺旋桨附近网格为 200 万左右，边界层为 5 层网格，经反复计算比较，发现当 y^+ 等于 40 时误差最小，因此后续计算 y^+ 皆取 40，时间步为 5.555E-4s，即每个时间步螺旋桨旋转 2°。

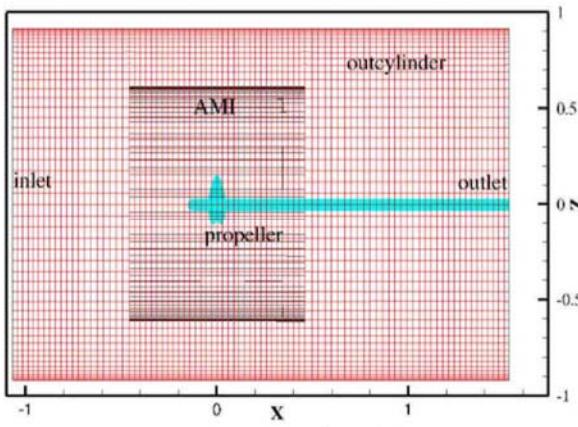


图 3-7 计算域侧视图

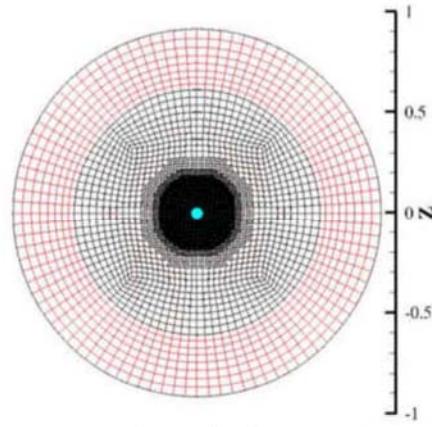


图 3-8 计算域正视图

Fig. 3-7 Side view of computational zone

Fig. 3-8 Front view of computational zone

为便于比较, 特定义如下无量纲系数:

$$J = \frac{U_0}{nD} \quad (3-12)$$

$$K_T = \frac{T}{\rho n^2 D^4} \quad (3-13)$$

$$K_Q = \frac{Q}{\rho n^2 D^5} \quad (3-14)$$

$$\eta_0 = \frac{JK_T}{2\pi K_Q} \quad (3-15)$$

其中 J 为进速系数, n 为螺旋桨转速, D 为螺旋桨直径, U_0 为螺旋桨来流速度, T 为螺旋桨发出的推力, Q 为螺旋桨遭受的扭矩。

本文保持转速 n 为 10 r/s 不变, 通过改变来流速度大小调节进速系数 J , 分别计算进速系数为 0.5、0.6、0.7、0.833、0.9、1.1 时螺旋桨的推力值和扭矩值。计算结果和试验结果如表 3-4 所示。从图 3-9 可以发现, 在进速系数小于等于 0.9 时, 推力系数和 10 倍的扭矩系数误差小于 5%, 计算结果与试验结果吻合良好, 在进速系数大于 0.9 时, 计算结果与试验结果误差稍微有点大, 但总体而言, 计算结果与试验结果吻合良好, 满足工程需要, 说明本文螺旋桨建模方法和数值计算方法具有较强的有效性和可信度, 为本文后续工作打下坚实的基础。图 3-10 展示了 DTMB4119 压力面和吸力面的压力分布情况, 可以看到, 压力的绝对值在吸力面上从叶尖到叶根逐渐减小, 所以叶尖附近最容易产生空泡。图 3-11 展示了 Q 等于 200 时毂涡梢涡的演化情况, 可以发现在低进速时, 螺旋桨遭受较大的负荷, Q 等值面比较大, 说明梢涡和毂涡等值面比较严重, 它们会导致一定的漩涡阻力, 进

而降低螺旋桨的推进效率。有研究人员发现，在螺旋桨叶梢处添加端板可有效降低螺旋桨漩涡阻力^[11]，提高螺旋桨的空泡性能。

表 3-4 不同进速下的计算结果和试验结果

Table 3-4 Computational and experimental results at different coefficients

J	K _T		10K _Q		η_0	
	CFD	EFD	CFD	EFD	CFD	EFD
0.5	0.303	0.285	0.494	0.477	0.488	0.476
0.6	0.256	0.245	0.437	0.41	0.560	0.571
0.7	0.209	0.2	0.379	0.36	0.615	0.619
0.833	0.147	0.146	0.29	0.28	0.672	0.692
0.9	0.116	0.12	0.242	0.239	0.687	0.720
1.1	0.032	0.034	0.11	0.106	0.510	0.562

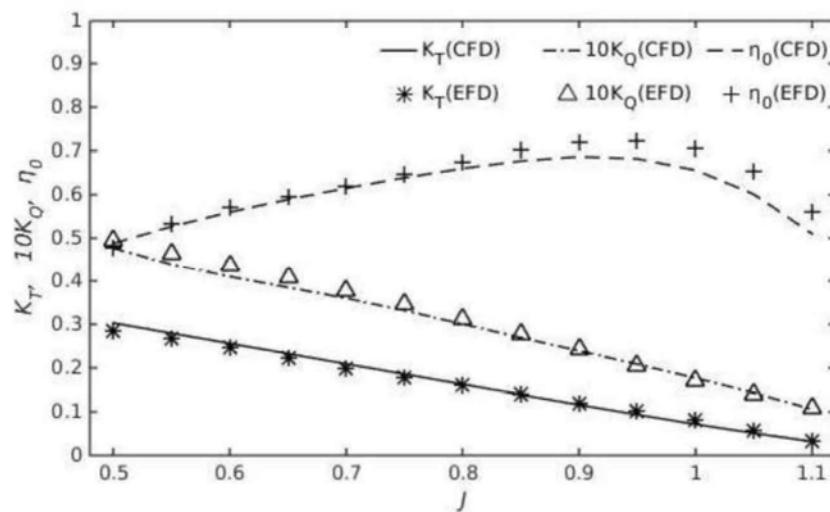


图 3-9 敞水性征曲线

Fig. 3-9 Open water characteristic curves

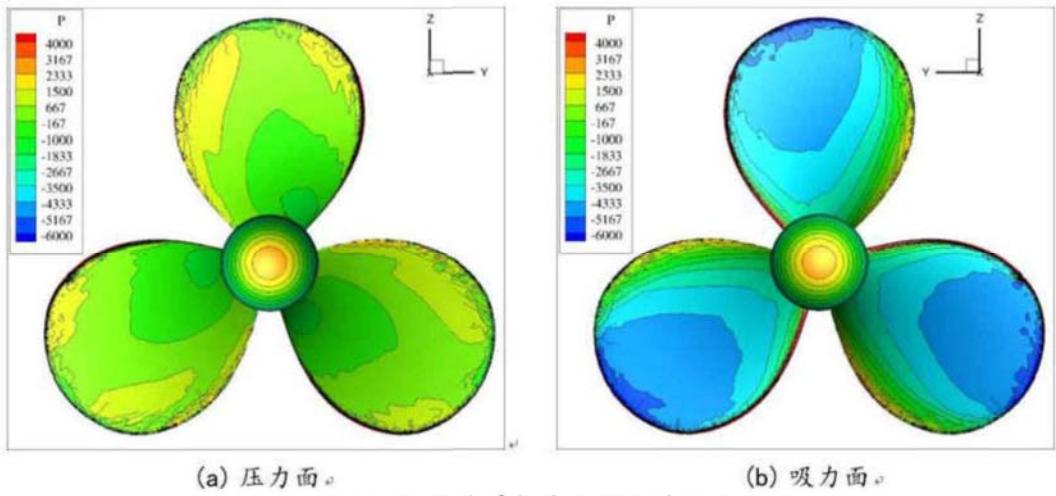


图 3-10 进速系数为 0.833 时压力云图

Fig. 3-10 Pressure contours when advance coefficient is equal to 0.833

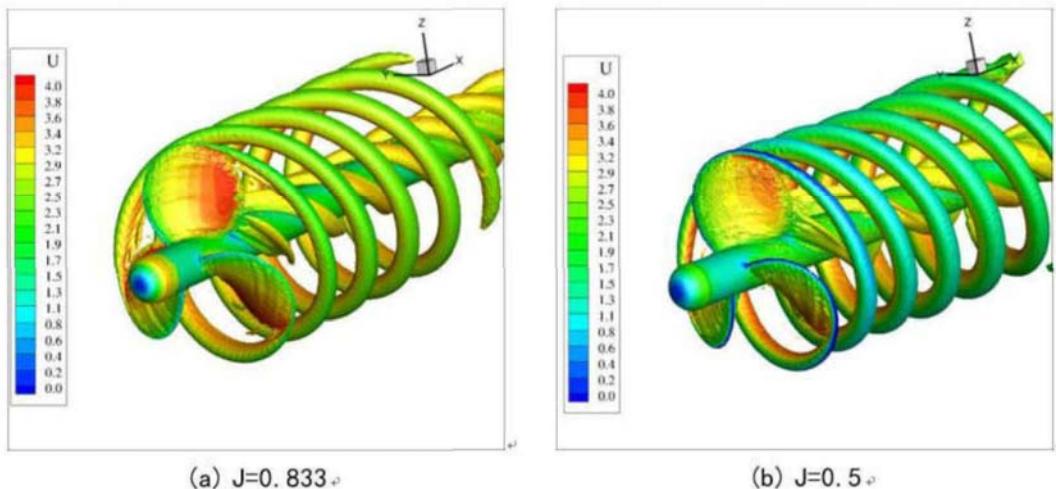


图 3-11 不同进速系数下涡量等值面

Fig. 3-11 Iso-surfaces of Q at different advance coefficients

3.3 本章小结

螺旋桨建模以及单螺旋桨水动力数值预报与验证是本章主要内容，同时也是后续工作的重要基础。本章具体完成了以下工作：

- 1) 首先介绍了螺旋桨投影理论和坐标变换法。根据所给螺旋桨设计参数的不同本文介绍了两组坐标变换公式。
- 2) DTMB4119 螺旋桨拥有较翔实可信的试验数据，不同学者对其敞水性能进行了数值研究，因此本文选择 DTMB4119 作为验证本文建模方法和数值方法正确性的标准。根据 NACA60(mod)的型参值和不同半径处的设计参数，如螺距比、无量纲弦长、无量纲拱高等信息，通过 Excel 宏将转换后的型值点导入 CATIA 中，经过放样最终得到 DTMB4119 计算模型。
- 3) 利用 CFD 技术对 DTMB4119 在进速系数为 0.5、0.6、0.7、0.833、0.9、1.1 时的敞水性能进行了数值研究，计算结果与试验结果吻合良好，充分验证本文计算模型和计算方法具有较强的可信度和有效性。为接下来对转桨和混合式 CRP 吊舱推进器的敞水性能的研究打下坚实的基础。

第四章 对转桨水动力数值计算及分析

对转桨是混合式 CRP 吊舱推进器的重要组成部分，根据由简单到复杂的指导思想，先对其水动力性能进行数值研究将对混合式推进器的研究产生重要的指导意义。本章首先对美国泰勒水池研发的两组对转桨的水动力性能进行数值验证，然后研究了不同叶数比、不同前后桨间距、不同转速比对螺旋桨非定常受力、对转桨水动力性能和节能效果的影响。

4.1 对转桨及其敞水性能数值验证

本节利用 CFD 技术预报了两组拥有不同叶数比的对转桨的水动力，并与试验结果进行对比，验证计算模型和计算方法的可信度和有效性。

4.1.1 计算模型与工况

本文采用美国泰勒水池研究人员 Miller 开发的两组对转桨模型^[12]，其中一组为 CRP6，其前、后桨叶数比为 4:4，分别由 DTMB3686 和 DTMB3687 组成，另一组为 CRP4，前后桨叶数比为 4:5，它由 DTMB3686 和 DTMB3849 组成，叶切面为 NACA66 (mod)，表 4-1 介绍了对转桨的主要设计参数，模型如图 4-1 所示，这两组对转桨前、后桨间距很小，为 0.0432 m，它们主要被用来研究前后桨的相互干扰问题，由于前、后桨之间桨轴的缝隙比较小，本文参考其它文献并进行数值验证后，将其进行了封闭处理。

表 4-1 DTMB4119 螺旋桨主要设计参数

Table 4-1 Main design parameters of propeller DTMB4119

	DTMB3686	DTMB3687	DTMB3849
直径/mm	305.2	299.1	299.3
叶数	4	4	5
(P/D) _{0.7R}	1.291	1.326	1.287
盘面比	0.303	0.324	0.379
旋向	左	右	右
剖面类型	NACA66mod/a=0.8	NACA66mod/a=0.8	NACA66mod/a=0.8

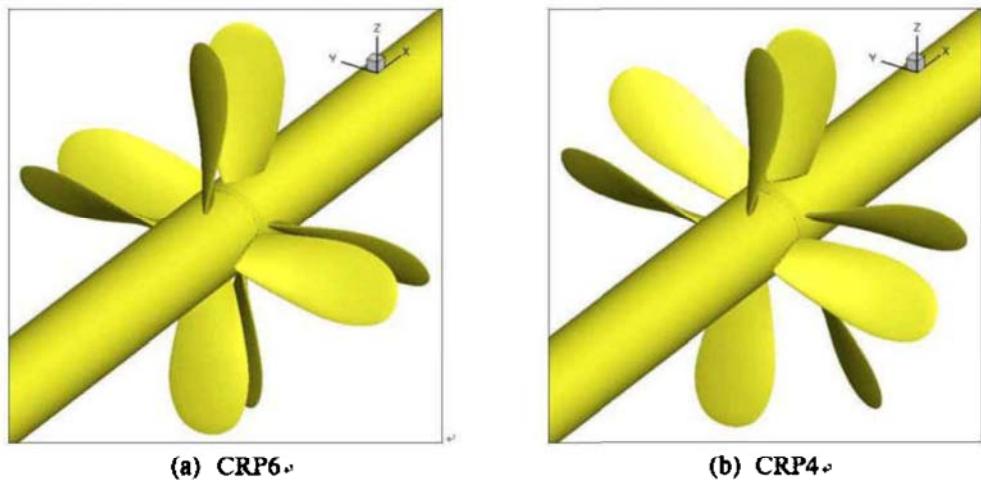


图 4-1 对转桨计算模型

Fig. 4-1 Computational model of contra-rotating propellers

本文首先对这两组对转桨的水动力性能进行了数值验证。计算域大小和网格布置如图 4-2, 网格划分方法可参考 3.2 节计算单桨时的网格。由于计算网格在叶尖附近变形较大, 为了保证滑移面的质量, 本文将滑移面的半径取得稍大一些。整体计算域被分成三部分, 即包围前桨的较小的圆柱形动域和包围后桨的较小的圆柱形动域, 其余的为静域, “AMI1”、“AMI2”为滑移面, 每个滑移面又分为正面和从面两个面, “outercylinder”为计算域的外边界, 值得注意的是, 当前后桨间距比较小时, 如图 4-1 所示, 在两桨之间同时制作出滑移面“AMI1”的右端面和滑移面“AMI2”的左端面比较困难, 经验证滑移面“AMI1”和滑移面“AMI2”在夹缝中共用一套正面和从面不会影响计算结果。边界条件设置如下: 外边界“outercylinder”设置为对称边界条件, 入口边界“inlet”速度大小设为来流速度, 压力边界设为零梯度, 出口边界“outlet”压力边界设为 0, 速度边界设为零梯度, 滑移面“AMI1”、“AMI2”设置为周期性 cyclicAMI 边界条件, 螺旋桨物面设为不可滑移条件, 湍动能 k 在物面处设为 $kqRWallFunction$, 耗散率 ω 在物面处设为 $omegaWallFunction$ 。总体网格量 291 万, 其中螺旋桨附近网格为 240 万左右, 边界层为 5 层网格, 经反复计算比较, 发现当 $y+$ 等于 40 时误差最小, 因此后续计算 $y+$ 皆取 40, 为了保证能够正确预报螺旋桨的非定常受力, 本文选了较小的时间步, 为 $1.1574E-4s$, 每个时间步前后桨旋转 0.5° , 对转桨动网格控制文件配置如附录表 1 所示。

计算工况为：保持前后桨转速为 12 r/s 恒定，通过改变来流速度来改变进速系数，计算对转桨在进速系数分别为 0.7、0.8、0.9、1.0、1.1 时所产生的推力值和遭受的扭矩值。

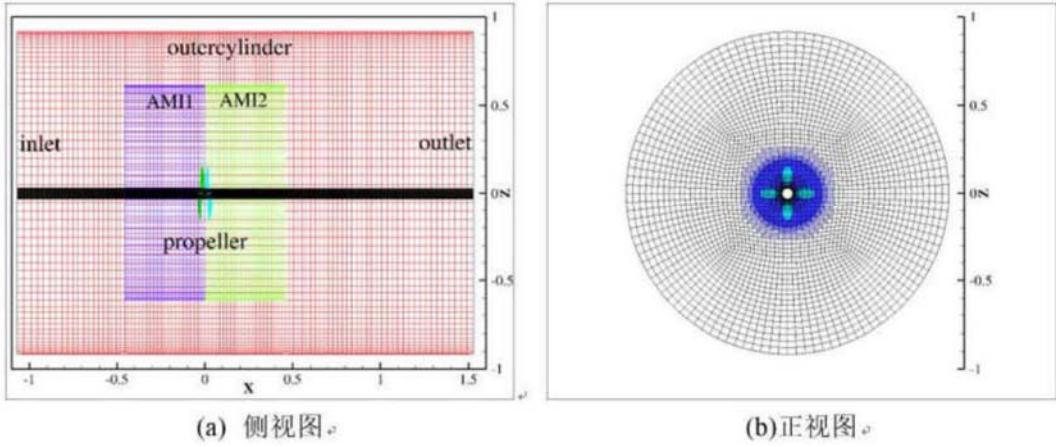


图 4-2 计算域和网格布置
Fig. 4-2 Computational region and grid arrangement

4.1.2 对转桨敞水性能数值验证

为便于分析讨论对转桨的水动力性能，特定义以下系数：

$$J = \frac{U_0}{nD_F} \quad (4-1)$$

$$K_T = \frac{T_F + T_A}{\rho n^2 D_F^4} \quad (4-2)$$

$$K_Q = \frac{Q_F + Q_A}{\rho n^2 D_F^5} \quad (4-3)$$

$$\eta_0 = \frac{JK_T}{2\pi K_Q} \quad (4-4)$$

其中 U_0 为来流速度， T_F 、 T_A 分别为前桨、后桨产生的推力， Q_F 、 Q_A 分别为前桨、后桨遭受的扭矩， n 为螺旋桨转速， D_F 为前桨的直径。

图 4-3 对比了 CRP6 前桨和后桨的计算结果和试验结果，可以看出前桨具有较高的计算准确度，前桨的推力系数误差在 5% 以内，且略低于试验值，10 倍的扭矩系数在 1% 左右，且略高于试验值。由于后桨处于前桨的尾流场中，所以它的

受力非线性特征比较明显，扭矩系数的误差相对大一些，为 9%左右，推力系数的误差在 1.89%左右。

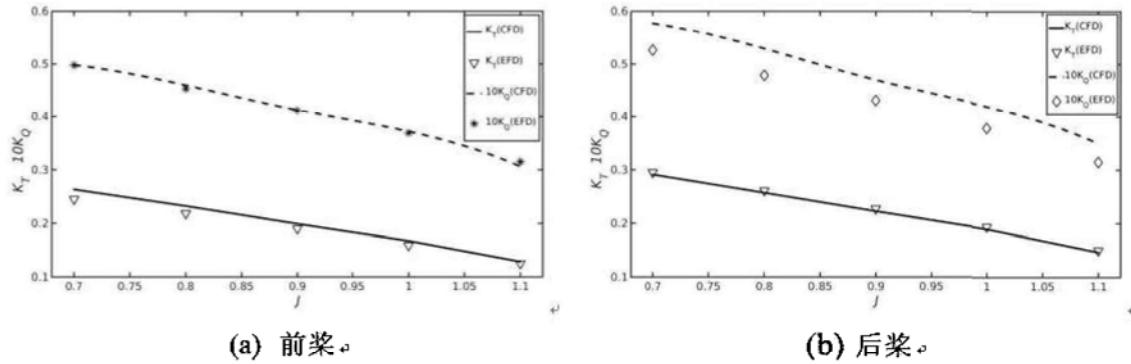


图 4-3 水动力性征曲线

Fig. 4-3 Hydrodynamic performance curves

图 4-4 中的 a 图显示的是前后桨叶数为 4:4 的 CRP6 对转桨的敞水性征曲线，计算结果与试验值吻合良好，推力和扭矩误差分别在 2%，3.6% 左右，皆略微高于试验值，而效率误差在 -1.6%，略微低于试验值。图 4-4 的 b 图是前后桨叶数为 4:5 的 CRP4 对转桨的敞水性征曲线，计算结果与试验值总体吻合良好，推力和扭矩误差分别在 1%，4% 左右，皆略微高于试验值，而效率误差在 -3.8%，略微低于试验值。由以上计算结果可知，本文的计算模型和计算方法具有较高的可靠性和可信度，可以进一步深入研究不同设计参数对对转桨非定常受力和节能效果的影响。

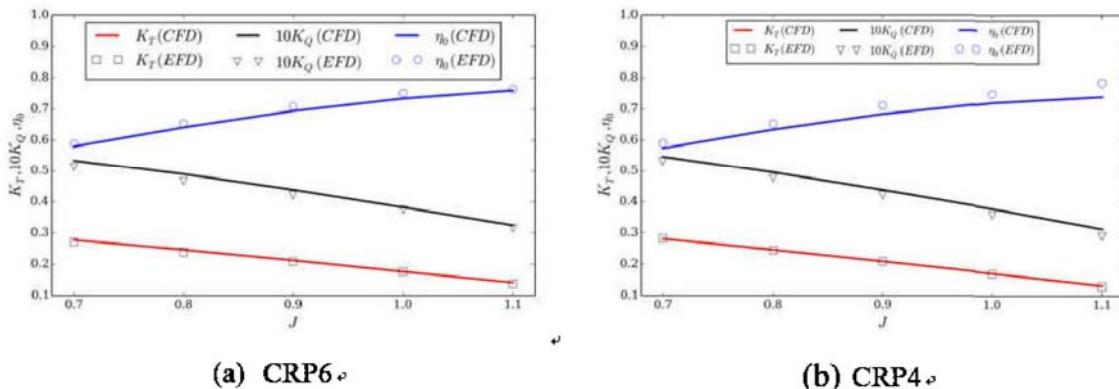


图 4-4 敞水性征曲线

Fig. 4-4 Open water characteristic curves

4.2 前后桨不同叶数比的影响

定义螺旋桨叶数比为前桨叶数与后桨叶数之比。本文研究了两种特殊的叶数比，即 4: 4 和 4: 5，当前后桨相对旋转时，两桨之间的速度场和压力场必然存在某种周期性的变化。

4.2.1 计算模型与工况

本节采用上节的两种对转桨模型，如图 4-5 所示，计算域、边界条件和计算网格与 4.1.1 节完全相同，由 4.1.2 节计算结果可知，两种对转桨在进速系数为 0.9 时的水动力具有较高的计算准确度，所以本节以这个进速系数为计算工况，此时前后桨转速皆为 12 r/s，来流速度为 3.2962m/s。

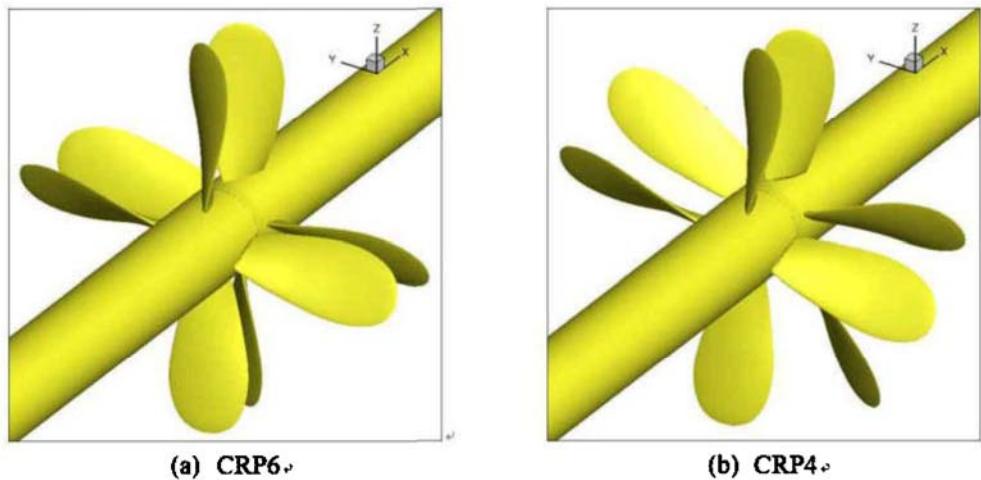


图 4-5 对转桨计算模型

Fig. 4-5 Computational models of contra-rotating propellers

4.2.2 对转桨非定常受力与节能效果分析

从试验数据和计算结果来看，CRP6 和 CRP4 的推力系数和扭矩系数时均值差别基本在 5% 以下，但它们的时历曲线却有显著不同，如图 4-6 所示。由于前后桨的干扰，CRP6 在桨旋转一周内有 8 个小周期，即波动频率 f 为 8 倍的轴频，而 CRP4 有 40 个小周期，即波动频率 f 为 40 倍的轴频，两者的变化频率符合公式

$$f = f_0(m_F Z_F + m_A Z_A) \quad (4-5)$$

其中： Z_F 、 Z_A 为前后桨叶数， m_F 、 m_A 为常数，并满足 $m_F Z_F = m_A Z_A$ ， f_0 为对转桨轴频(12 r/s)。另外 CRP4 的水动力变化幅值明显低于 CRP6，因此 CRP4 水动力性能相对比较稳定。对前桨的推力系数进行 FFT(Fast Fourier Transformation)

变换 (matlab 代码和验证结果如附录表 2 图 1 所示), 结果如图 4-7 所示, CRP6 的主频为 8 倍的轴频, CRP4 的主频为 40 倍的轴频, 由于相互之间影响的叠加, 其它倍的轴频也会出现, 但幅值相对主频较小。另外 CRP6 由拥有低频 (8 倍轴频) 的高幅值 (0.02428) 成分组成, CRP4 由拥有高频 (40 倍轴频) 的低幅值 (0.0003873) 成分组成, 幅值相差 62.7 倍左右。

从图 4-6 也可以看出, CRP6 的前桨的推力系数变化幅值明显大于后桨。王展智也在其文章^[17]中指出, 前桨的 10 倍的扭矩系数和推力系数的脉动幅值为它们各自时均值的 40%, 后桨的 10 倍的扭矩系数和推力系数是它们各自时均值的 14%。这是因为身处前桨尾流场的后桨所遭受的来流更加紊乱, 干扰更加严重, 推力系数由多个频率的幅值组成, 能量较为分散。而前桨所遭受的来流比较均匀, 推力系数由单个频率的幅值组成, 能量比较集中。更加确切的解释仍需后续做深入的研究。

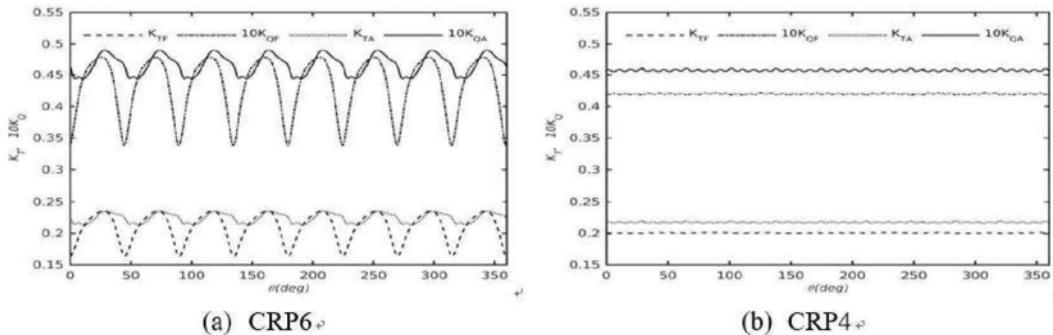


图 4-6 推力扭矩系数时历曲线

Fig. 4-6 Time history of thrust and torque coefficients

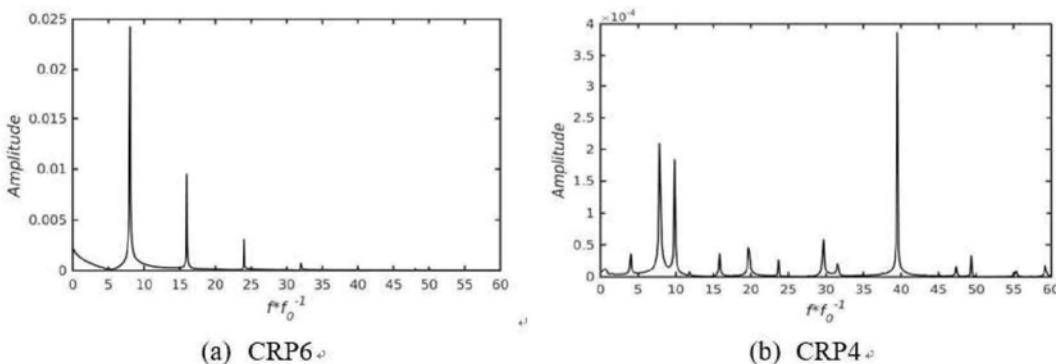
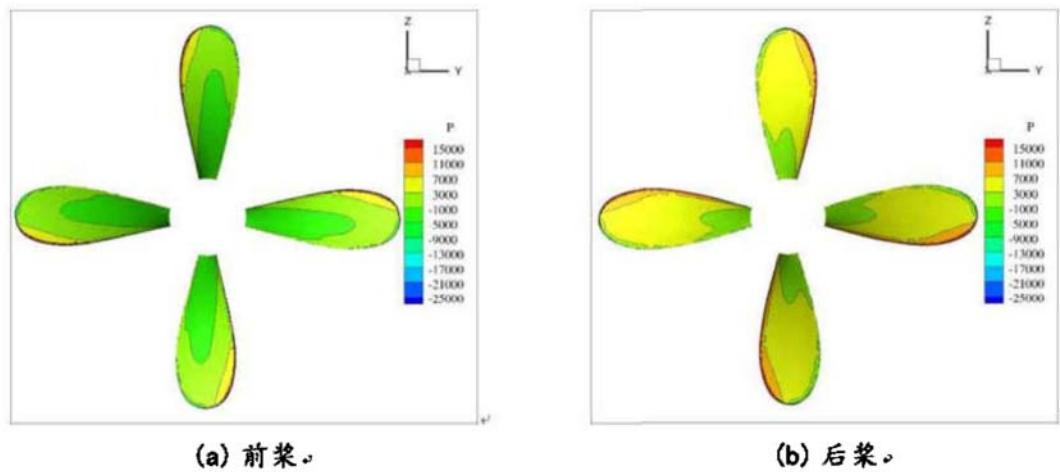


图 4-7 前桨推力系数频谱分析

Fig. 4-7 Frequency spectrum analysis of thrust coefficient
of front propeller

图 4-8 和图 4-9 比较了 0 倍的 T_0 、0.5 倍的 T_0 时前后桨压力面压力分布情况，其中 T_0 为图 4-6 中的小周期，可以看出，前桨的压力分布变化比较明显，0.5 倍的 T_0 时的压力明显大于 0 倍的 T_0 时压力，而后桨除了导边附近外，其它地方变化不大。图 4-10 和图 4-11 比较了 0 倍的 T_0 、0.5 倍的 T_0 时前后桨吸力面压力分布情况，可以看出，后桨的压力分布变化比较明显，0.5 倍的 T_0 时的压力绝对值明显大于 0 倍的 T_0 时压力。综上所述可知，前后桨的相对运动导致前后桨之间的流场产生周期性的变化，增加了前后桨受力的脉动强度。

图 4-8 0 倍的 T_0 时压力面压力分布Fig. 4-8 Pressure distribution on pressure side at 0 times T_0

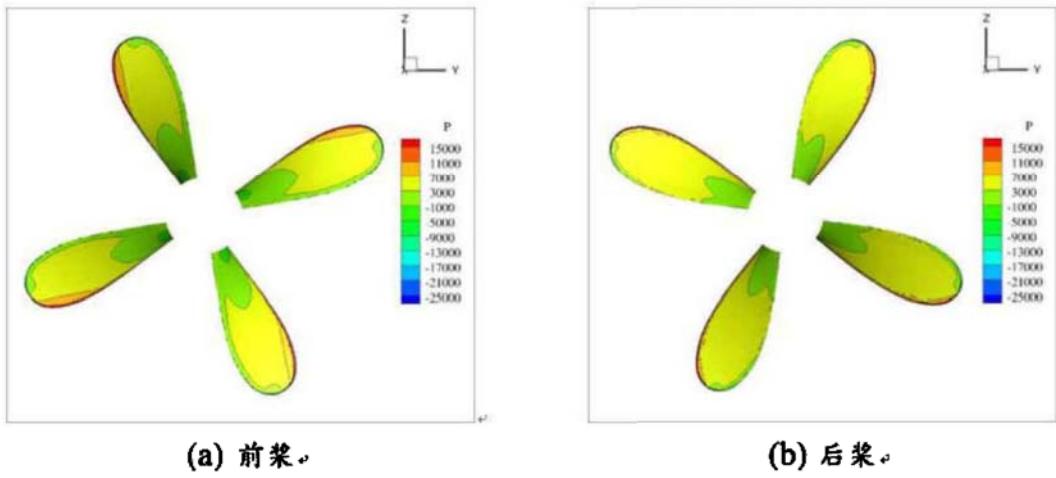


图 4-9 0.5 倍的 T_0 时压力面压力分布

Fig. 4-9 Pressure distribution on pressure side at 0.5 times T_0

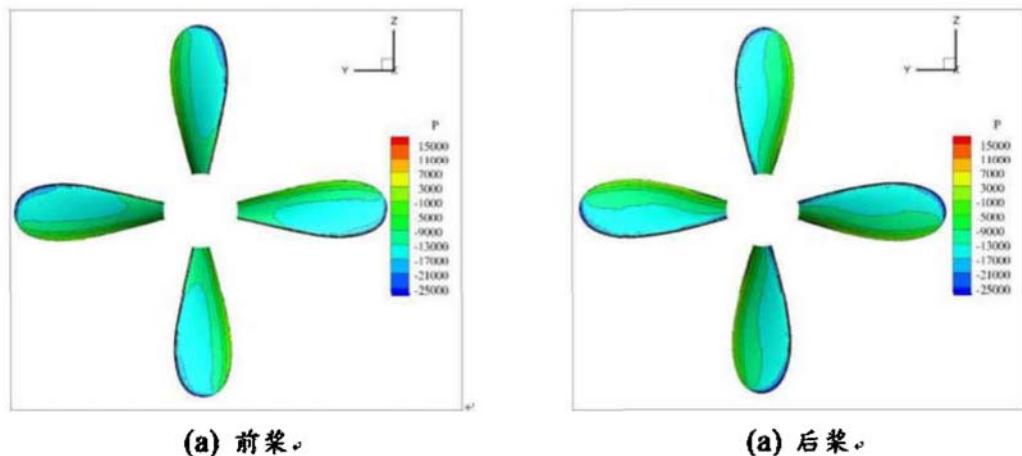


图 4-10 0 倍的 T_0 时吸力面压力分布

Fig. 4-10 Pressure distribution on suction side at 0 times T_0

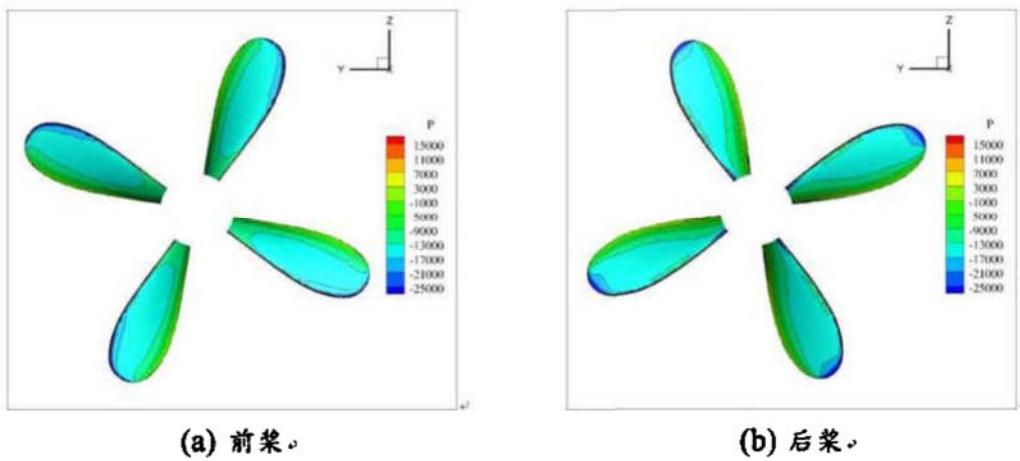
图 4-11 0.5 倍的 T_0 时吸力面压力分布Fig. 4-11 Pressure distribution on suction side at 0.5 times T_0

图 4-12 展示了四个典型时刻的对转桨的 y 等于零位置平面的压力等值线，其中 t_1 时刻为前后桨刚刚进入 y 等于零平面，可以看到导边具有较大的压力梯度， t_2 时刻前后桨正好重合，可以看到前后桨叶背附近产生比较大的负压压力梯度， t_3 时刻前后桨开始远离 y 等于零平面，此时在随边有涡的形成， t_4 时刻前后桨叶片具体最远，相差 45° ，可以看出此时压力场变化不大。综上，通过四个典型时刻前后桨附近压力场的变化，可以发现，由于前后桨的干扰，螺旋桨将受到比较明显的非定常力。

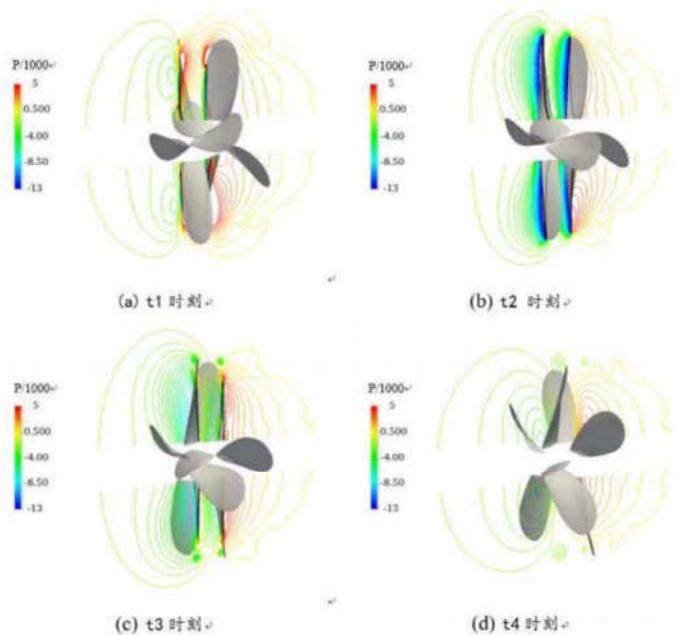


图 4-12 四个典型时刻压力等值线

Fig. 4-12 Pressure contours at four classic moments

当前、后桨之间的桨叶距离比较近时，推力达到最小值，当前、后桨之间的桨叶距离比较远时，推力达到最大值。在压力脉动与噪声研究中，精确预报每一点的压力很重要，本文做出了 $0.7R$ 半径处叶切面的压力系数分布，定义压力系数定义为：

$$C_p = \frac{p}{0.5\rho(U_0^2 + (2\pi n 0.7R)^2)} \quad (4-6)$$

其中 U_0 为来流速度， R 为前后桨半径， n 为螺旋桨转速。

当推力达到最大值时对转桨前、后桨在 $0.7R$ 半径处的叶切面的压力系数分布如图 4-13 所示，结果显示，CRP6 的压力系数分布曲线所围面积稍大于 CRP4 的，这里有两个原因，一是因为图 4-13 是单个桨叶 $0.7R$ 处的压力系数分布。CRP4 的后桨是五叶桨，CRP6 的后桨是四叶桨，二是因为，从图 4-5 可以看出，CRP6 的推力系数峰值点明显大于 CRP4 的推力系数峰值点，所以 CRP6 的每个桨叶受力大于 CRP4 的桨叶受力。另外由图 4-13 可以看出，压力系数在螺旋桨导边变化比较剧烈，在螺旋桨随边变化不大，在远离导边和随边位置，变化比较缓和。

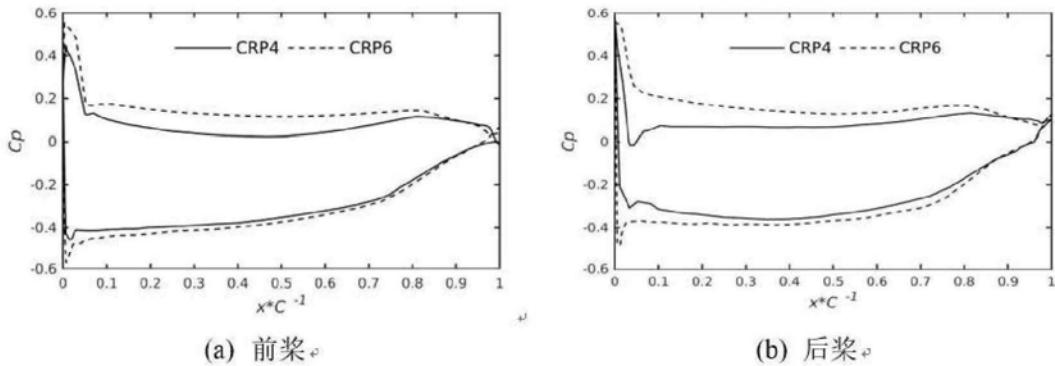


图 4-13 螺旋桨 $0.7R$ 半径处压力系数分布

Fig. 4-13 Pressure coefficient distribution of propeller at $0.7R$

在产生相同的推力下，单桨负荷较重，推进效率较低，且极容易产生空化现象，而对转桨的前后桨由于共同分担这部分推力，所以前桨、后桨的负荷较低，推进效率较高，另外后桨可大幅度地回收前桨尾流场损失的周向涡动能，取得比较可观的节能的效果。表 4-2 是在来流速度为 3.2962 m/s，前桨和后桨转速为 12

r/s, 即 J 为 0.9 时对转桨的计算结果。其中的等效单桨是指对转桨的前桨, 它和对转桨有相同的来流速度, 且通过调节其转速使之产生与对转桨相同的推力, 计算可得此时 J 为 0.7。严格意义上, 单桨和对转桨推进性能的比较应该是在船舶阻力性能和所能提供的主机功率相同的情况下, 分别设计对转桨和单桨, 比较两者的效率及所能达到的航速, 但目前本文只是初步地研究对转桨的敞水性能。另外, 由于本文所采用的对转桨的前桨, 其设计的有效工作进速系数在 0.7-1.1 之间, 从定性上考虑, 用进速系数为 0.7 的单桨作对比有一定的合理性。最终, 计算结果表明, CRP6 对转桨相对单桨, 效率提高了 10.2%, CRP4 对转桨相对单桨, 效率提高了 8.73% , 这是因为, 一方面, 在高负荷下, 对转桨前桨和后桨受力相对较小, 水动力性能较好, 另一方面是后桨回收了前桨损失的周向动能。图 4-14 比较了 CRP6 对转桨和等效单桨的涡结构图, 其中, U_x 为速度轴向分量, U_0 为来流速度, 从图 a 可以看出, 后桨产生的反向涡结构与前桨的涡结构交叉形成了网状涡结构, 对转桨的涡结构含有的周向动能较小, 所以其沿轴向顺流而下, 而等效单桨的涡结构中仍富含大量的周向动能, 所以其不仅沿轴向传播, 还会沿周向旋转。

图 4-15 表示在前桨桨盘面之后轴向位置 $1 R_F$ 处切向速度的分布, 其中 R_F 为前桨半径, 其中单桨指去掉后桨的对转桨的前桨, 它与对转桨的前桨保持相同的来流速度和转速。可以发现, 对转桨的尾流场的切向速度大大减小, 尾流场所含的周向动能较少。

$$U_t = U_z \cos(\text{atan}2(Z, Y)) - U_y \sin(\text{atan}2(Z, Y)) \quad (4-7)$$

$$U_r = U_y \cos(\text{atan}2(Z, Y)) + U_z \sin(\text{atan}2(Z, Y)) \quad (4-8)$$

从表 4-2 可以看出, 两种叶数比的对转桨产生的推力和消耗的扭矩差别不大, 效率相差 1% 左右, 从图 4-15 中 b 图和 d 图可以看出, 尾流场切向速度分布差别不大。由上可知, 叶数比仅对螺旋桨非定常受力有重要影响, 但对节能效果基本没有影响。

表 4-2 对转桨、单桨水动力对比

Table 4-2 Hydrodynamics comparision between contra-rotating propellers and single propeller

	T(N)	Q(N·m)	η_0
等效单桨	529.12	30.31	0.630
CRP6	529.91	33.41	0.694
CRP4	523.65	33.40	0.685

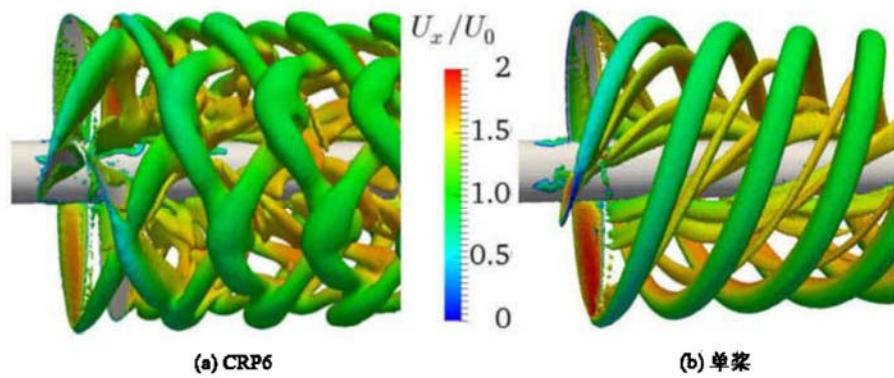


图 4-14 CRP6 与单桨涡量等值面
Fig. 4-14 Q iso-surfaces of CRP6 and single propeller

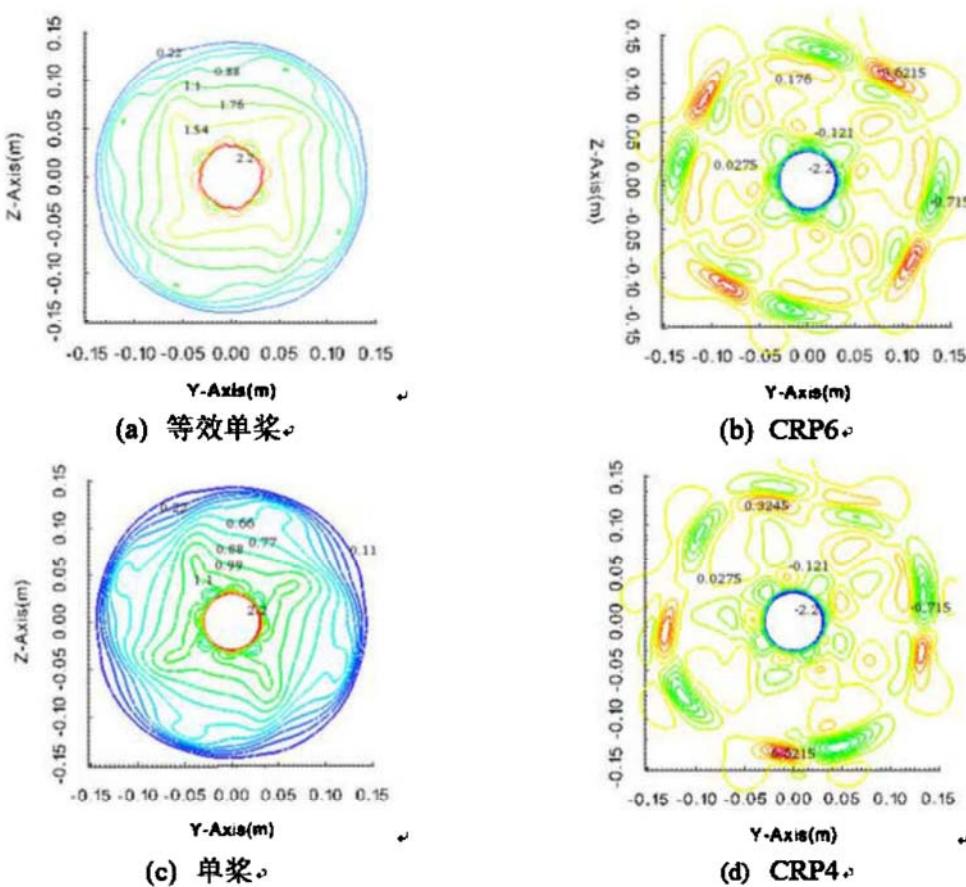


图 4-15 尾流场切向速度分布
Fig. 4-15 Tangential velocity distribution in wake fluid field

4.3 前后桨不同间距的影响

螺旋桨具有尾流收缩效应，它的尾流场分为近尾流区和远尾流区，流场特征如图 4-16 所示，所以一半后桨半径要稍为小于前桨半径。由于前桨对后桨有抽吸作用，且前后桨间距越小，两桨干扰越严重，所以前桨和后桨间距必然对螺旋桨非定常受力有显著的影响，它对节能效果的影响也是对转桨设计中比较关心的问题。所以对两桨间距对对转桨非定常受力和节能效果的影响进行研究将给对转桨的设计提供重要的依据。本文利用 CFD 技术，数值模拟了拥有三种螺旋桨盘面间距的对转桨。

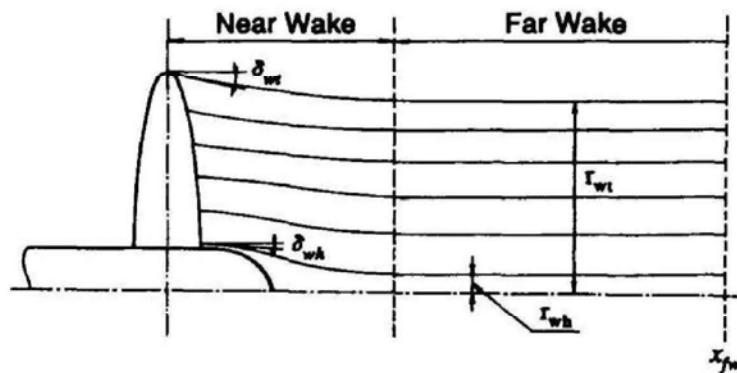


图 4-16 螺旋桨尾流场分布特征
Fig. 4-16 wake flow field feature of single propeller

4.3.1 计算模型与工况

在对转桨的实际应用中，由于前桨和舵的限制，从安装的角度看，前桨和后桨盘面间距不能太小，也不能太大，所以本文基于 CRP6 对转桨模型，设计了三种螺旋桨间距，如图 4-17 所示。前后桨的转速皆为 12 r/s，来流速度为 3.2962 m/s。计算域、边界条件和网格布置可参考 4.1.1 节。

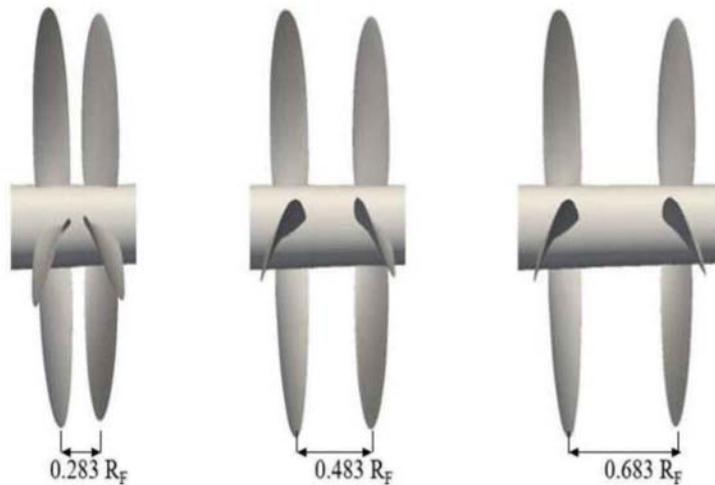


图 4-17 不同间距的对转桨
Fig. 4-17 Contra-rotating propellers with different clearances

4.3.2 螺旋桨非定常受力和节能效果分析

本文只研究了 CRP6 在进速系数为 0.9 时前桨和后桨间距为 $0.283 R_F$, $0.483 R_F$, $0.683 R_F$ 的工况, 单桨指去掉对转桨后桨的前桨, 它保持与对转桨相同的来流速度和转速。从图 4-18 的 a 图可以看出, 单桨波动幅值最小, 随着间距减小, 前桨的推力系数时均值不断减小, 但是变化幅值越来越大, 遭受到的干扰越来越严重, 这会引起对转桨较剧烈的振动。时均值不断减小是因为桨盘面距离越近, 后桨对前桨的抽吸作用越强, 前桨的来流速度越大, 图 4-19 表示前桨盘面之前轴向速度分布, 其中, U_x 为桨前来源速度, U_0 为入口处速度大小。当两桨距离较近时, 最大速度达到来流的 1.25 倍, 且 1.04 倍的来流速度分布较广。图 4-18 的 b 图却反应出后桨的水动力系数时均值随间距减小而逐渐增大, 这是因为后桨的来流速度随前后桨盘面间距的减小而减小所致, 如图 4-20 所示。同时推力系数变化幅值也是随间距减小而增大。但是在不同盘面间距下, 对转桨总的推力、扭矩时均值的差别低于 2.5%, 效率几乎没有变化, 如表 4-3 所示, 因此在所选的间距内, 盘面间距对对转桨总的水动力系数时均值影响不大, 但对它们的变化幅值, 即非定常性, 影响很大。

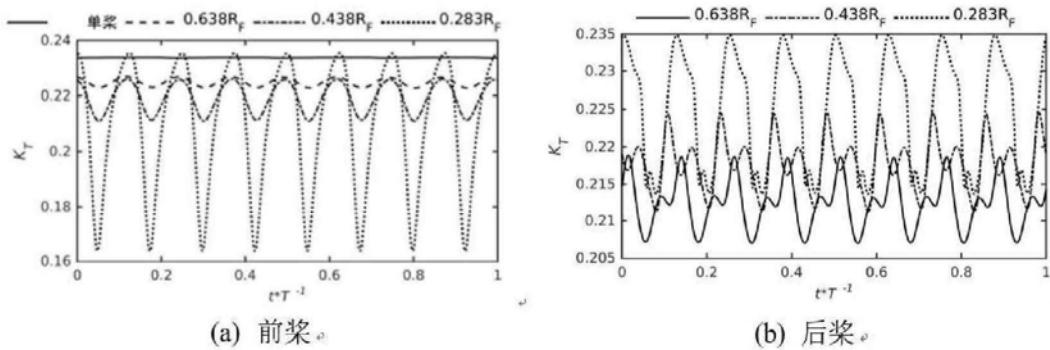


图 4-18 不同间距时推力系数时历曲线

Fig. 4-18 Time history curves of thrust coefficients with different clearance

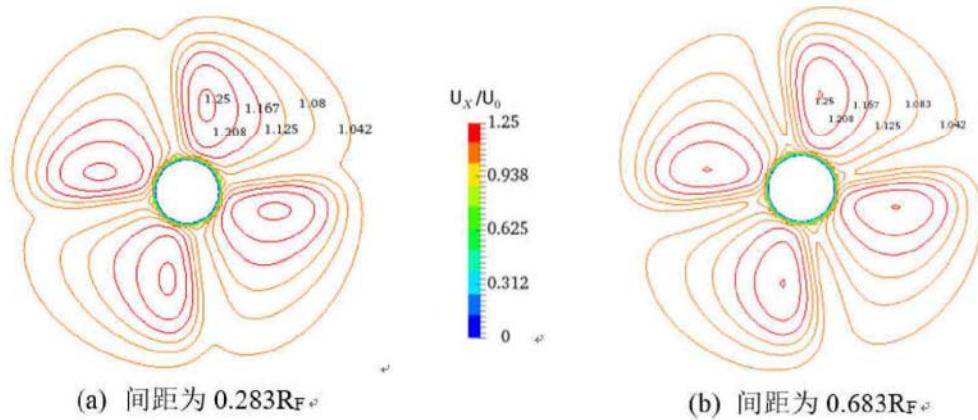


图 4-19 前桨盘面之前轴向速度分布

Fig. 4-19 Axial velocity distribution in front of front propeller disc

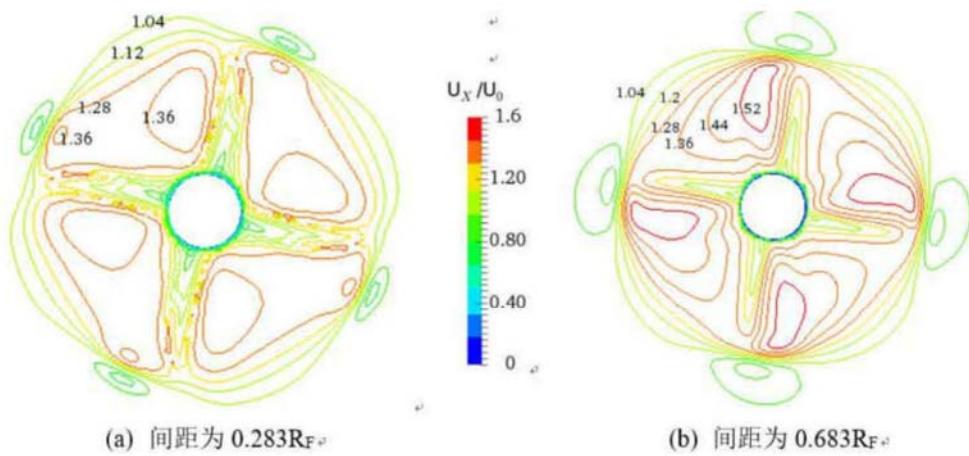


图 4-20 后桨盘面之前轴向速度分布

Fig. 4-20 Axial velocity contours in front of rear propeller disc

表 4-3 对转桨、单桨水动力对比

Table 4-3 Hydrodynamics comparision between contra-rotating propellers
and single propeller

盘面间距	K_T	$10K_Q$	效率
$0.283 R_F$	0.428	0.886	0.694
$0.483 R_F$	0.439	0.908	0.694
$0.683 R_F$	0.438	0.904	0.693

4.4 前后桨不同转速比的影响

定义转速比为前桨的转速与后桨的转速之比。假设船舶保持一定航速航行，所需推力为 T ，通过调节前后桨的转速，使两桨产生的推力之和等于 T ，此时前后桨转速之比即为本文定义的转速比，转速比与前桨和后桨的推力比正相关。前后桨转速比也是在设计对转桨时需要考虑的一个参数。本文利用 CFD 技术，数值研究了四种转速比下对转桨的水动力性能。

4.4.1 计算模型与工况

本节选用的对转桨模型为 CRP6，间距为 $0.283RF$ ，如图 4-21 所示。计算域、边界条件和网格布置可参考 4.1.1 节。本文以 CRP6 在来流速度为 3.2962m/s ，前后桨转速为 12r/s 时所产生的推力 T 为基准，分别改变前桨和后桨的转速，使之产生的推力为 T 。通过计算，获得 1.143 、 1.008 、 1.027 、 1.000 四种转速比，对应的推力比为 1.651 、 1.269 、 1.000 、 0.890 。

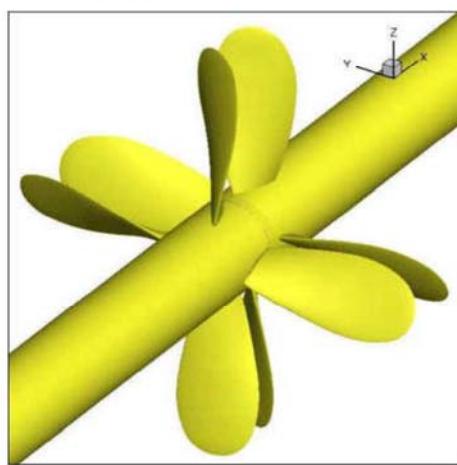


图 4-21 CRP6 对转桨模型

Fig. 4-22 Model of contra-rotating propellers named CRP6

4.4.2 螺旋桨非定常受力与节能效果分析

不同转速比下，前后桨的推力系数时历曲线如图 4-22 所示，可以看出不同转速比对前后桨的推力系数脉动幅值影响不大。

定义对转桨效率为：

$$\eta_o = \frac{(T_F + T_A)U_0}{2\pi(n_F Q_F + n_A Q_A)} \quad (4-9)$$

其中， T_F 为前桨产生的推力， T_A 为后桨产生的推力， U_0 为来流速度， n_F 、 Q_F 代表前桨的转速和扭矩， n_A 、 Q_A 代表后桨的转速和扭矩， η_o 代表对转桨的效率。表 4-3 为不同转速比下对转桨的水动力性能，结果显示，在产生几乎相同的推力时，本文计算的前后桨转速比对敞水效率影响不大。由于本文所取的转速比在 1 左右，区间不是很大，所以在公式 8 右端项的分子保持基本相等的情况下，随着转速比的增大， n_F 、 Q_F 都将增大，而 n_A 、 Q_A 都将减小，它们的乘积之和变化不大，所以造成对转桨的敞水效率变化不大的结果。若转速比过小或过大，尾流场将损失较多的周向动能，此时公式 (4-7) 右端项的分母将会增大，从而降低对转桨的推进效率。图 4-23 反应了在前桨桨盘面之后轴向位置 $1 R_F$ 处对转桨尾流场周向速度的分布，可以发现，在最大半径处，速度变化剧烈，将导致梢涡的产生。随着转速比的减小，前桨诱导的正的周向速度会不断减小，而后桨诱导的负的周向速度逐渐增加，在转速比为 1.000 时，后桨尾流场周向速度接近于 0，因此，在转速比为 1 左右时，本文的对转桨节能效果最好。

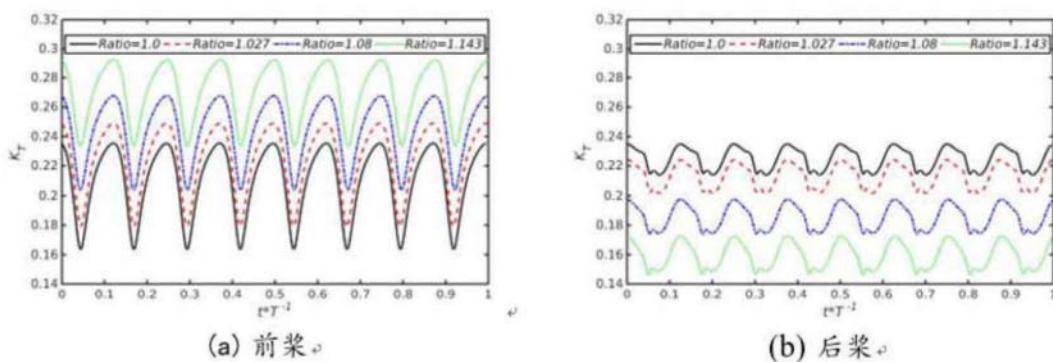


图 4-22 不同转速比下螺旋桨推力系数时历曲线

Fig. 4-22 Time history curves of propeller thrust coefficient with different revolution ratios

表 4-3 不同转速比下对转桨水动力比较

Table 4-3 Hydrodynamics comparision of CRPs with different revolution ratios

转速比	推力比	T(N)	Q(N · m)	效率
1. 143	1. 651	528. 185	33. 240	0. 690
1. 080	1. 269	527. 105	33. 257	0. 693
1. 027	1. 000	533. 486	33. 643	0. 692
1. 000	0. 890	529. 905	33. 410	0. 693

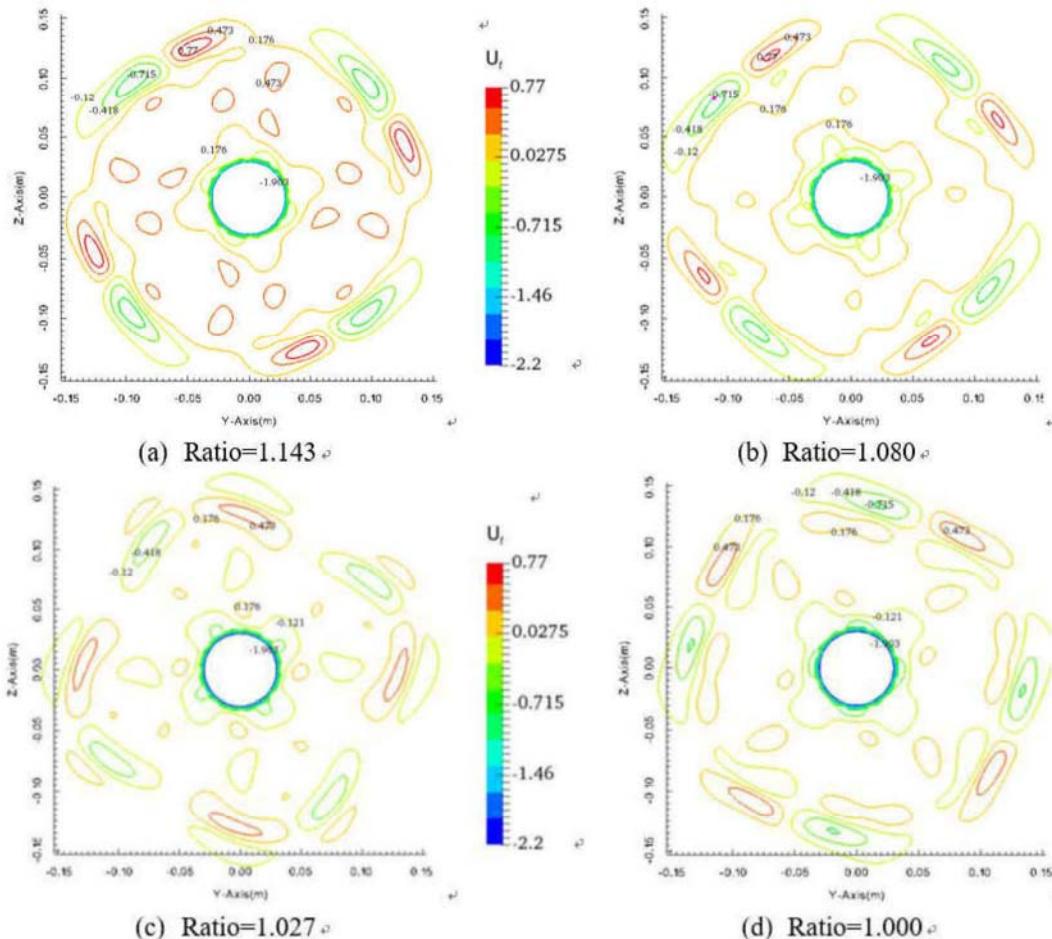


图 4-23 不同转速比下尾流场切向速度分布

Fig. 4-23 Tangential velocity distribution in wake fluid field with different revolution ratios

4.5 本章小结

本文首先基于螺旋桨投影理论，构建了美国泰勒水池 Miller 发展的两组对转桨模型，并采用 CFD 方法，深入研究了前后桨不同桨叶比，不同盘面间距和不同转速比对对转桨水动力性能，特别是非定常性能和节能效果的影响，并和单桨进行了对比，得出以下结论：

- 1) 基于 RANS 方程，SST $k-\omega$ 湍流模型和滑移网格方法的 CFD 方法，本文预报了美国泰勒水池设计的前后桨桨叶比为 4:4 和 4:5 的两组对转桨的水动力，对于 CRP6 对转桨，其前桨的推力系数和扭矩系数计算结果与试验值吻合良好，由于后桨处于前桨的尾流场中，后桨受力非线性比较明显，它的扭矩系数误差相对较大，为 9% 左右。研究发现，两种对转桨总体的水动力与试验值吻合良好，说明本文采用的计算模型和计算方法有一定的可靠性和可信度，可以开展下一步研究。
- 2) 前后桨不同叶数比对对转桨水动力的时均值影响不大，节能效果差别不明显，但桨叶比为 4:4 的对转桨的水动力时历曲线具有低频高幅值的特征，而桨叶比为 4:5 的对转桨的水动力时历曲线具有高频低幅值的特征，因此后者稳定性比前者要好。
- 3) 在相同高负载下，CRP6 对转桨相对单桨，效率提高了 10.2%，CRP4 对转桨相对单桨，效率提高了 8.73%，一方面是因为在高负荷下，对转桨前后桨受力相对较小，水动力性能较好，另一方面是后桨大幅度回收了前桨损失的周向动能。
- 4) 在桨盘面间距为 $0.283 R_F$ 、 $0.483 R_F$ 、 $0.683 R_F$ 时，随着距离的减小，前后桨相互干扰增强，水动力变化幅值不断增大，另外，由于后桨的抽吸作用增强，前桨水动力时均值随间距减小而不断减小。而后桨的水动力时均值却随着距离的减小不断增大，最终导致对转桨的水动力时均值几乎没有变化。对转桨桨后周向速度较小，轴向速度较大，有利于增加舵效，提高操纵性。
- 5) 在产生相同推力下，前后桨转速比为 1.143、1.080、1.027、1.000 时，对转桨的效率在 0.692 左右，比单桨效率高 9.84% 左右，但不同转速比的对转桨的水动力时均值几乎没有变化，这是因为本文所选的转速比在 1 左右，若转速比过大或过小，都会损失过大的周向动能。所以在转速比为 1 左右时，本文的对转桨节能效果最好，另外不同转速比对对转桨水动力的脉动幅值没有影响。

第五章 混合推进器水动力数值计算及分析

在高负载工况下，混合推进器相比单桨具有较好的水动力性能、空泡性能和操纵性能。因为其综合了对转桨的推进方式，节能也是其一大亮点。在混合推进器设计中，对前后桨间距和前后桨转速比对混合推进器的水动力性能的影响，特别是水动力的脉动问题和节能效果问题进行准确预报，具有重要的意义。本文利用 CFD 技术，数值研究了混合推进器的敞水性能，对这两个设计参数也进行了深入地研究。

5.1 混合推进器模型及其敞水特性

混合推进器可以看作是单桨与吊舱推进器的组合，两者的相互作用影响着混合推进器的水动力性能。通过分析前桨与吊舱推进器如何影响，有助于我们设计拥有较好水动力性能的混合推进器。

5.1.1 计算模型和工况

本文采用美国泰勒水池研究人员 Miller^[12] 开发的 CRP6 对转桨模型来构建混合式 CRP 吊舱推进器。CRP6 的后桨是 DTMB3687，它和一流线型吊舱组合成吊舱推进器，该吊舱由支柱、舱体和下鳍组成，其中吊舱内部可用于安装电机，下鳍有利于提高吊舱推进器的操纵性。吊舱推进器和 CRP6 的前桨 DTMB3686 组合成本文要研究的混合推进器，如图 5-1 和图 5-2 所示。前后桨的间距为 $0.683R_F$ ，其中 R_F 为前桨的半径，桨的详细设计参数见 4.2 节。

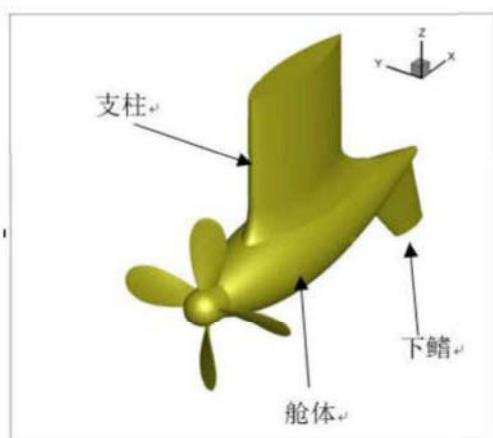


图 5-1 吊舱推进器
Fig. 5-1 Podded propulsor

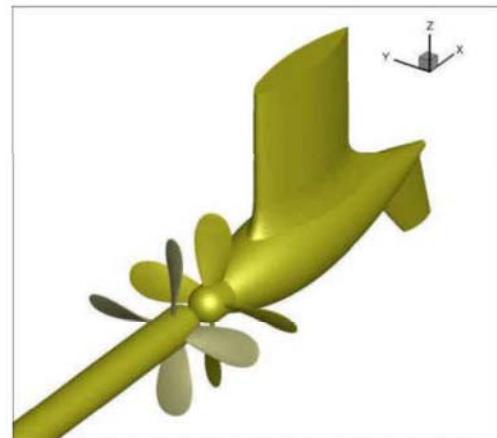


图 5-2 混合式 CRP 吊舱推进器
Fig. 5-2 Hybrid CRP podded propulsor

混合推进器的计算域如图 5-3 所示，其被分为三部分，即包围前桨的较小的圆柱形动域和包围后桨的较小的圆柱形动域，其余的为静域，“AMI1”、“AMI2”为滑移面，“outercylinder”为计算域的外边界。边界条件为：“outercylinder”设置为对称边界，“inlet”速度大小设为来流速度，压力边界设为零梯度，“outlet”压力边界设为 0，速度边界设为零梯度，滑移面“AMI1”、“AMI2”设置为周期性 cyclicAMI，螺旋桨物面设为不可滑移条件，湍动能 k 在物面处设为 kqRWallFunction，耗散率 ω 在物面处设为 omegaWallFunction。总体网格量 389 万，其中螺旋桨附近网格为 300 万左右，边界层为 5 层网格，经反复计算比较，发现当 y^+ 等于 40 时误差最小，因此后续计算 y^+ 皆取 40，为了保证能够正确预报螺旋桨的非定常受力，本文选了较小的时间步，为 1.1574E-4s，每个时间步前后桨旋转 0.5°。计算工况为：保持前后桨转速为 12r/s 恒定，不断改变来流速度，计算混合推进器在进速系数分别为 0.7、0.8、0.9、1.0、1.1 时的推力系数和扭矩系数。为了便于对比分析混合推进器的水动力特性，本文同时计算了单独前桨和单独吊舱桨在上述进速系数下的水动力。

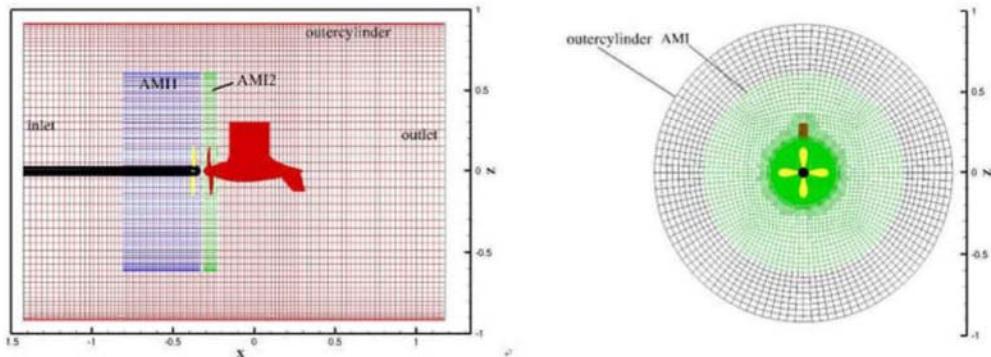


图 5-3 混合推进器计算网格布置
Fig. 5-3 Arrangement of computational grids of hybrid propulsor

5.1.2 前桨和吊舱桨相互影响分析

进速系数和混合推进器的水动力系数定义为：

$$J = \frac{U_0}{n D_F} \quad (5-1)$$

$$K_T = \frac{T_F + T_A + T_{pod}}{\rho n^2 D_F^4} \quad (5-2)$$

$$K_Q = \frac{Q_F + Q_A}{\rho n^2 D_F^5} \quad (5-3)$$

$$\eta_0 = \frac{JK_T}{2\pi K_Q} \quad (5-4)$$

其中 U_0 为来流速度, T_F 、 T_A 分别为前桨、后桨产生的推力, Q_F 、 Q_A 分别为前桨、后桨遭受的扭矩, n 为螺旋桨转速, D_F 为前桨的直径, T_{pod} 为吊舱产生的阻力。

吊舱推进器的水动力系数定义为:

$$K_T = \frac{T_A + T_{pod}}{\rho n^2 D_F^4} \quad (5-5)$$

$$K_Q = \frac{Q_A}{\rho n^2 D_F^5} \quad (5-6)$$

$$\eta_0 = \frac{JK_T}{2\pi K_Q} \quad (5-7)$$

前桨与吊舱推进器的相互干扰是混合式 CRP 吊舱推进器设计关注的焦点, 本文对比分析了混合推进系统、单独前桨和单独吊舱推进器的水动力性能。图 5-4 显示了单独前桨和混合推进器的前桨的水动力时均值计算结果, 图 5-5 显示了单独前桨和混合推进器的前桨的水动力时历曲线, 图中, “Single”指单独前桨, “Hybrid”指混合推进器的前桨, 可以看出, 在进速系数为 0.7 至 1.1 之间, 时均值和脉动幅值差别不大, 说明吊舱推进器对混合式 CRP 吊舱推进器的前桨影响比较小。从图 5-8 可以看出单独前桨和混合推进器的前桨周围流场基本相似, 吊舱的阻塞效应可能削弱了后桨的抽吸作用, 导致前桨受吊舱推进器的影响较小。图 5-6 是吊舱推进器与混合推进器的吊舱推进器部分的水动力时均值计算结果对比。由于前桨对流场的加速作用, 如图 5-8 所示, 后桨的实际进速增大, 导致吊舱推进器的推力减小, 但由于前桨对流场有预旋作用, 吊舱推进器的扭矩会有所增大, 导致混合推进器的吊舱推进器的效率明显减小。另外, 后桨处于前桨的尾流场中, 压力脉动相对单独的吊舱推进器较大一些, 脉动幅值如图 5-7 所示。

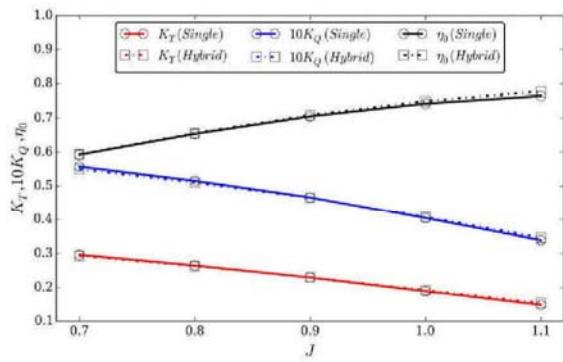


图 5-4 吊舱推进器对前桨的影响

Fig. 5-4 Affect of podded propulsor on front propeller

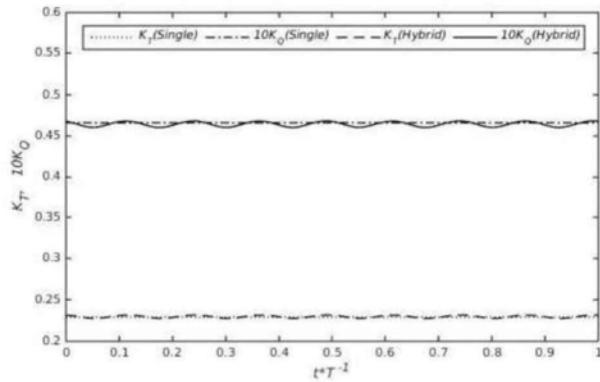


图 5-5 单桨和混合推进器前桨桨推力系数、扭矩系数时历曲线

Fig. 5-5 Time history curves of hydrodynamic coefficients of single propeller and hybrid propulsor' front propeller

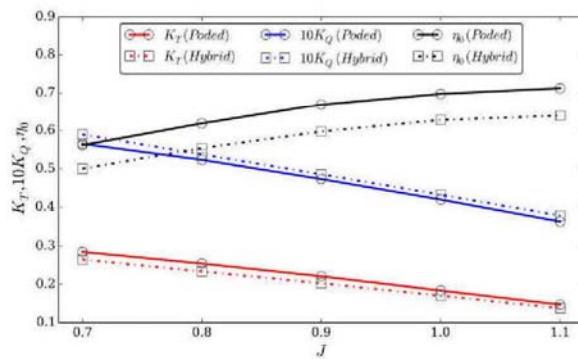


图 5-6 前桨对吊舱推进器的影响

Fig. 5-6 Affect of front propeller on podded propulsor