

船型参数对参数横摇薄弱性衡准的敏感性分析

卜淑霞, 顾民, 郝寨柳, 鲁江

(中国船舶科学研究中心, 无锡, 214082, bushuxia8@163.com)

摘要: 目前 IMO 正在制定包括参数横摇在内的船舶第二代完整稳性衡准, 对于不满足薄弱性衡准判断的船舶, 需要进行复杂的稳性直接评估。因此, 如果基于薄弱性衡准评估结果, 进行船型优化, 使其满足薄弱性衡准判断, 则不需要进行稳性直接评估。为了得到船型参数对参数横摇薄弱性衡准的影响, 形成相应的优化途径, 就必须开展船型参数的敏感性分析。本文针对参数横摇稳性失效模式进行了船型参数的敏感性分析, 选取 C11 集装箱船, 首先基于母型船, 通过 Lackenby 变化得到系列近似船型。其次, 按照 IMO 最新的参数横摇薄弱性衡准方法, 对样本船型分别进行薄弱性衡准计算, 通过与母型船的对比分析, 得到船体主参数和附体主要特征参数对参数横摇的影响。研究表明, 对于主尺度, 船宽对参数横摇的影响最为明显, 其次是船长; 对于船体主要特征参数, C_p 的影响最大, C_{vp} 的影响其次; 水下体积变化越大, 越容易发生参数横摇。

关键词: IMO 第二代完整稳性; 参数横摇; 船型敏感性分析

1 引言

目前国际海事组织 (IMO) 正在制定船舶第二代完整稳性衡准, 该稳性规范由薄弱性衡准和直接稳性评估等组成, 包括纯稳性丧失、参数横摇、骑浪/横甩、瘫船、过度加速度, 目标是对上述 5 种失效模式提供数值模拟计算和直接评估的方法, 在这基础上制定新的、全面的完整稳性规则^[1-2]。

5 种失效模式的薄弱性衡准分为两个层次, 首先依据稳性评价里的第一层次衡准进行判定, 然后对不符合其要求的船舶, 依据第二层次衡准进行判定。不符合薄弱性衡准的船舶须进行直接计算衡准, 即第三层衡准的判定。对于不能通过衡准判断的船型, 首要的措施就是通过修改部分船型来达到稳性评估的要求。为了得到船型参数对不同失效模式衡准

的影响,形成相关的分析措施,最终为船型设计提供指导,就必须针对不同的失效模式,开展船型参数的敏感性分析。

针对参数横摇稳性失效模式进行了船型参数的敏感性分析,分析中选用参数横摇国际研究标模 C11 集装箱船。首先基于母型船,通过船型变化得到大量近似的船型。其次,按照最新的参数横摇薄弱性衡准方法,对这些样本船型的主参数和船体主要特征参数进行分析,得到了不同参数对参数横摇的影响规律。

2 计算方法

2.1 参数横摇薄弱性衡准校核方法

第一层薄弱性衡准,假定船舶满足条件(1),则认为该船不易发生参数横摇。

$$\frac{\Delta GM_1}{GM_C} \leq R_{PR} \quad (1)$$

GM_C : 经自由液面修正后的初稳性高 (m); ΔGM_1 : 波浪中稳性高变化的幅值 (m); R_{PR} 为衡准值²。

如果船舶属于外飘船型,则 ΔGM_1 可利用只考虑水线面面积矩不同的简化公式计算。如果不属于外飘船型,则需要在考虑自由液面修正后直接求解波浪中 GM 的变化。

若船舶不满足第一层薄弱性衡准,需要进行第二层薄弱性衡准的计算。根据 IMO 的提案,如果衡准值 R_{PR0} 大于 C_1 或 C_2 ,则认为该船不易发生参数横摇。如果不满足,则认为该船没有通过第二层薄弱性衡准的判定,需要进行稳性直接评估的判定。其中 $R_{PR0}=0.06$, 系数 C_1 和 C_2 是对一系列波浪的权重平均,且在求解时重点在于横摇幅值的求解,本文主要基于解析稳态解法求解横摇幅值^{3-6]}。

2.2 船型参数化建模方法

国内外常用的船舶型线设计,通常是根据母型船型线、船模系列试验资料,对型线加以修改而得到。这类设计方法强烈依赖设计者的设计经验和型线数据库,且只能获得离散的型值数据。为了快速开发出具有优秀船舶性能的、光顺的船舶型线,最有效的方法就是参数化型线设计。采用船型参数化建模,可以通过较少的特征参数来表达船体型线,调整这些参数即可变换船体型线,生成各种船型,从而将特征参数和船舶性能结合起来,具有重要价值。本文采用 Lackenby 变换方法进行主尺度参数的参数化建模。

Lackenby 变换法是船型设计中最常用的方法,通过改变改变母型船的横截面面积曲线来实现船体几何重构,可使新设计船继承母型船的一些优秀特征,简单实用,在船舶设计中被广泛应用。Lackenby 方法代表了创新设计的半参数建模方法,其实质是以母型船为基础,通过改变多个参数来实现船型变换。采用的 Lackenby 变换法通过 B 样条曲线代替二次多项式来表达变换函数曲线,具有局部支柱性、凸包性、连续性、几何不变性和差变减少

性等特性,解决了二次多项式函数的实现困难问题。同时,在 B 样条曲线中通过使用优化算法可使变换函数曲线更加船型主尺度敏感性分析⁶。

3 计算结果与分析

3.1 船型变换

以国际标模 C11 集装箱船为例,进行主尺度的敏感性分析,母型船的和主尺度如表 1 所示。通过变换船长 L_{pp} 、船型 B、吃水 d 等生成生成 80 艘样船,部分船型的三维图如图 2 (左) 所示。为了研究船型参数的影响,在计算中假定所有船型的装载固定,也就是 KG 不变。忽略不符合实际装载情况的船型,最终形成 62 艘样本数量,样船的主尺度分布如图 2 (右) 所示。

表 1 C11 集装箱船的主尺度参数

名称	符号	数值	名称	符号	数值
总长	L_{OA}	275.781 m	垂线间长	L_{PP}	262.0 m
平均吃水	T	11.50 m	型深	H	24.45 m
排水量	Δ	6.75×10^7 kg	纵倾	θ	0
重心垂向位置(距基线)	VCG	18.436 m	初稳性高	GM	1.928 m
重心纵向位置(距 0 肋位)	LCG	125.517 m	横摇周期	T_ϕ	24.68 s

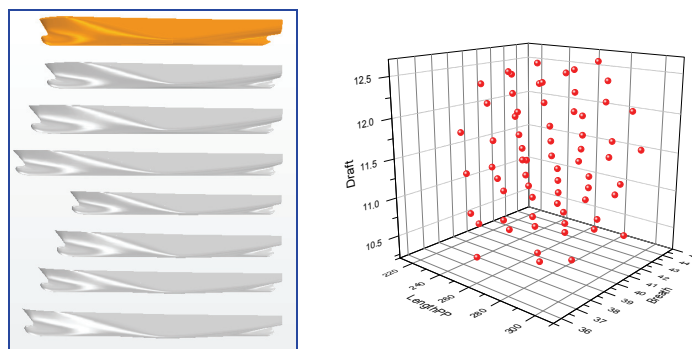


图 1 船型变化部分三维图和船型样本数量的主尺度分布

3.2 薄弱性衡准计算及一致性评估

根据最新的衡准提案,分别计算 62 艘样本船型的第一层和第二层薄弱性衡准,从计算结果可以看出,目前的船型都不满足第一层薄弱性衡准,大部分船型不满足第二层薄弱性衡准中的 C1,小部分船型不满足第二层薄弱性衡准判断中的系数 C2。不满足第一层薄弱性衡准的概率为 100.0%,不满足第二层薄弱性衡准系数 C1 判断的概率为 69.35%,不满足

第二层薄弱性衡准系数 C_2 的概率为 14.52%。可以看出目前的样本均符合薄弱性衡准一致性的原则，说明参数横摇薄弱方法和草案，在经过多年的不断完善后，至少对于集装箱船来说，是比较可靠的。

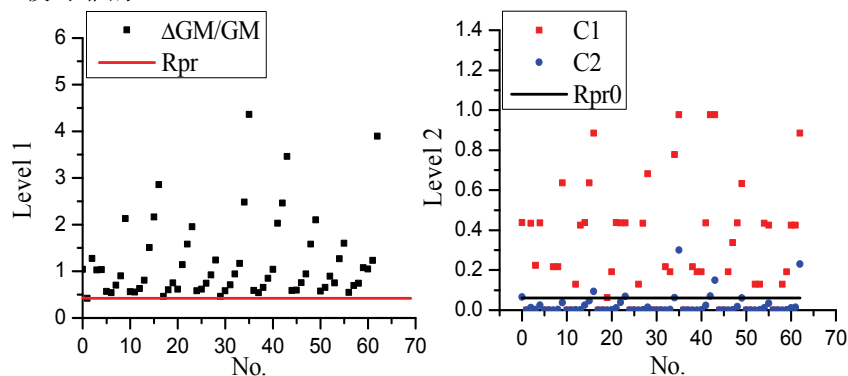


图 2 样船薄弱性衡准计算结果

3.3 船型敏感性计算结果与初步分析

对 62 艘样船进行船型参数的敏感性分析，在分析中系数分为主尺度参数，包括船长、船宽、吃水。船体主要特征参数，包括方形系数 C_b 、棱形系数 C_p 、垂向棱形系数 C_{vp} 、水线面系数 C_w 、中剖面系数 C_m 。船体其它参数，包括水线面惯性矩 I_{xx} 、水线面面积 A_w 。

首先进行主尺度参数的分析，单一参数分析结果如图 3 所示。由于参数横摇失效模式不同于瘫船、过度加速度等模式，它主要是由于水面线面积变化引起的，故对水线面面积矩影响大的参数必然会对参数横摇产生较大的影响。因此，船宽必然会是最主要的影响参数，事实也证明，随着船宽的增加，衡准值在不断下降，也即是发生参数横摇的概率在不断的降低。如图 3 所示，船宽增加，也即是水面面积矩增大，进而会增加 KM 值，在装载不变的情况，也就是增加了初始 GM 值，使得第一层衡准判断不断降低。另外，可以看出随着船长和吃水的变化，第一层薄弱性衡准结果变化规律并不明显。在第一层薄弱性衡准研究的基础上，又进一步进行了第二层薄弱性衡准敏感性的研究，也证明了船宽的影响。如图 4-图 5 所示。

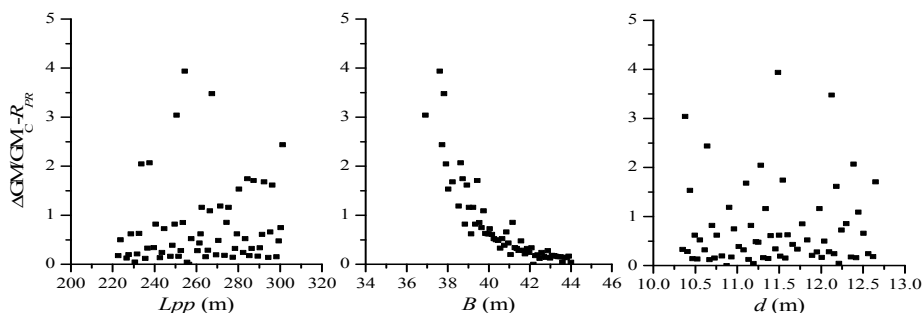
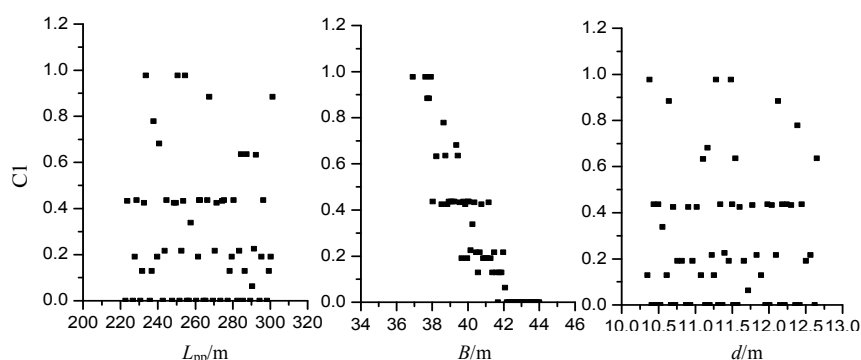
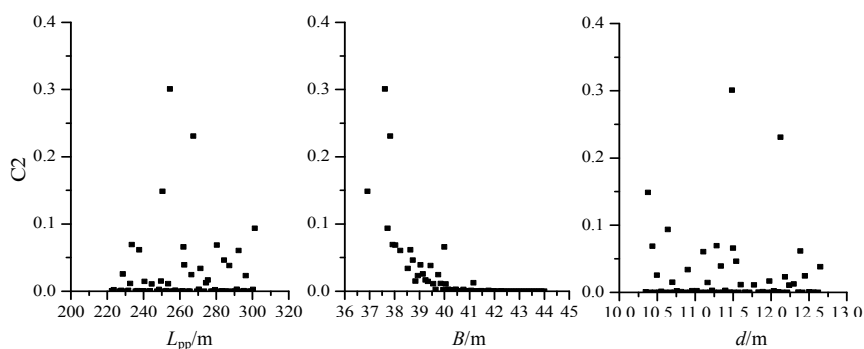
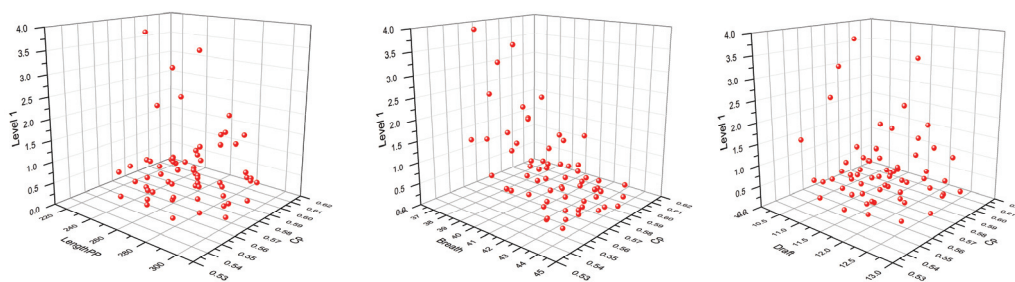


图 3 参数横摇第一层薄弱性衡准随船体主参数的变化

图 4 参数横摇第二层薄弱性平衡系数 $C1$ 随船体主参数的变化图 1 参数横摇第二层薄弱性平衡系数 $C2$ 随船体主参数的变化

其次对船体主要特征参数进行分析, 船体的特征参数与船体主尺度密切相关, 为了研究船体主尺度和特征参数对平衡值的作用, 分别得到不同的计算结果, 部分计算结果如图 6 所示。从目前的结果可以看出, 离散点的分布是较为混乱的, 因此, 还需要采用其它方式进行进一步分析。

图 6 系数 C_p 与船体主参数共同作用下的第一层平衡值

3.4 船型敏感性统计分析

为了进一步研究船体主尺度和船体主要特征参数共同作用下的参数横摇特征, 文中以 C11 集装箱船的初始状态, 也就是母型船的数据为基准, 以式 (2) 为基准。认为如果样船

level 1 的值大于母型船,则认为该船的参数横摇特性变的更为敏感。如果样船 Level 1 的值小于母型船,则认为该船的参数横摇特性敏感性降低。

$$Level\ 1 = \frac{\Delta GM_1}{GM_C} - R_{PR} \quad (2)$$

在目前 62 艘样本中有 23 艘样船的第一层薄弱性衡准判断结果比母型船参数横摇更为敏感。计算 23 艘样船中每个参数与母型船对应参数的比率。对这些参数进行统计,如表 2 所示。其中第一行是前 15 艘样船数据统计结果,这 15 艘样船的 level 1 均大于 1,是参数横摇极为敏感的船型。第二行是 23 艘样船的全部统计结果,表中的“+”号代表该值在母型船基础上有所增加的概率,“-”号代表该值在母型船基础上有所下降的概率。可以看出,相对于母型船,参数横摇发生概率有所增加的样本参数趋势为:船宽变小,船长变大,吃水影响不大;Ixx 变小,Cp 变小,Cvp 变小,Cb 变小,Cw 变小、Cm 和 Aw 影响不大。

表 2 样船第一层薄弱性衡准与母型对比统计值

	Breath	LengthPP	Draft	Ixx	Cp	Cvp	Cb	Cw	Aw	Cm
15	-100.0%	+73.3%	-53.3%	-80.0%	-73.3%	-60.0%	-66.7%	-60.0%	+53.3%	-53.3%
23	-87.0%	+65.2%	+52.2%	-65.2%	-69.6%	-60.9%	-69.6%	-56.5%	-47.8%	+52.2%

采用同样的原理,统计第二层薄弱性衡准 C1 和 C2 的计算结果,对于系数 C1,大于母型船 C1 值的样本共 11 艘;对于系数 C2,大于母型船 C2 的样本共 6 艘。考虑到 6 艘船进行统计不具有代表性,因此,仅对 C1 的结果进行统计,如表 3 所示。

将统计结果绘制成图 7,从图中可以明显的看出,对于参数横摇第一层薄弱性衡准,船宽影响最为明显,其次惯性矩,再次 Cp 和船长;Cw 和 Aw 略有影响,Cm、吃水影响不大。考虑到惯性矩的计算主要是船宽有关,因此该值的变小实际上来源于船宽的变小,故不再考虑。

表 3 样船薄弱性衡准与母型对比统计值

	Breath	LengthPP	Draft	Ixx	Cp	Cvp	Cb	Cw	Aw	Cm
Level 1	-87.0%	+65.2%	+52.2%	-65.2%	-69.6%	-60.9%	-69.6%	-56.5%	-47.8%	+52.2%
C1	-90.9%	+54.6%	-54.6%	-81.8%	-72.7%	-54.6%	-72.7%	-54.6%	+54.6%	-63.6%

从上述的描述可以看出,对于主尺度,船宽的影响最大,其次是船长,吃水的影响不是很明显。对于船型主要参数,Cp 的影响最大,Cvp 的影响其次,Cw 和 Cm 的影响较小。Cp 反映排水体积沿船长方向的变化,Cvp 反映排水体积沿吃水方向的变化。Cp 较小,也

就是水下体积沿船长的分布较瘦削。在 C_m 变化不大的前提下，也就说明，船艏两端较瘦削，船舶不够丰满。 C_{vp} 较小，也即是水下体积沿吃水的分布较瘦削，在 A_w 变化不大的前提下，也就是船舶水面较肥大，而底部较瘦。说明，水下体积越丰满，也就是越接近垂直舷侧的船型，越不容易发生参数横摇。而水下体积变化较大，也就是外飘比较明显的船型，越容易发生参数横摇。从这点也可以推断出，对于内倾船型，内倾越明显，也越容易发生参数横摇。

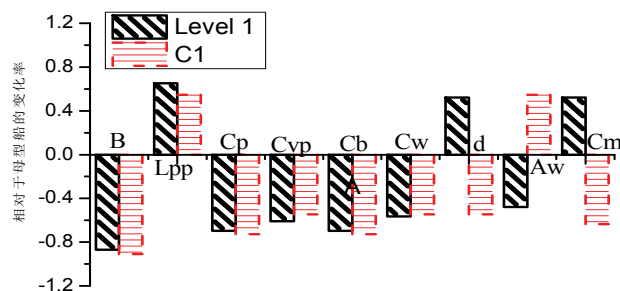


图 7 样船薄弱性衡准与母型相比统计值

4 结论

本研究以国际标模 C11 集装箱船为对象，开展了船型主参数的敏感性分析，通过 Lackenby 变换法得到 80 艘样船，在进行合理性筛选后，形成 62 艘样本船，分析了样本船的主尺度和主要特征参数对参数横摇的影响。分析表明：

(1) 对于主尺度，船宽的影响最大，其次是船长，吃水的影响不是很明显。对于船型主要参数， C_p 的影响最大， C_{vp} 的影响其次， C_w 和 C_m 的影响较小。

(2) 水下体积越丰满，也就是越接近垂直舷侧的船型，越不容易发生参数横摇。而水下体积变化较大，也就是外飘比较明显的船型，越容易发生参数横摇。从这点也可以推断出，对于内倾船型，内倾越明显，也越容易发生参数横摇。

(3) 目前的样船均满足了薄弱性衡准一致性的要求，但第二层薄弱性衡中系数 C1 判断的不通过率为 69.35%，系数 C2 判断的不通过率为 14.52%，系数 C1 和 C2 同属于第二层薄弱性衡准判断，两者判断的差异性过大，计划采用直接评估方法，对部分船型进行验证，进一步评估两者的可靠性。

考虑在波浪中 GM 的变化也是影响参数横摇的主要原因，而该值主要是船舶与波浪相对位置不同时，瞬时湿表面的变化导致的，而外飘形状是导致这种变化最主要的原因，因此，还需要进一步提取外飘形状的表达量作进一步的分析。

参考文献

1. IMO SLF 53/WP.1-Add.1. Development of new generation intact stability criteria, report of the working

- group [R], 2011.
2. IMO SDC 3/WP.5. Draft explanatory notes on the vulnerability of ships to the parametric roll stability failure mode. Report of the working group [R], 2016, Annex 4.
 3. 卜淑霞, 顾民, 鲁江, 王田华. 参数横摇薄弱性衡准研究 [J] 船舶力学, 19(1-2), 2015: 62-68
 4. 卜淑霞, 鲁江, 顾民, 王田华. 船舶第二代完整稳性参数横摇薄弱性衡准计算[J], 中国造船增刊, 56 (special 1), 2015:64-71
 5. 卜淑霞, 顾民, 鲁江, 金建海. 参数横摇薄弱性衡准评估软件的开发与应用[J], 舰船科学技术增刊, 37 (special 1), 2015:54-58
 6. 郝寨柳, 刘祖源, 冯佰威. 多目标优化算法在船舶多学科设计优化中的应用[J], 中国造船, 2014, 55(3):53-63.

Sensitivity analysis of ship parameters to the vulnerability criteria of parametric roll

BU Shu-xia, GU Min, HAO Zhai-liu, LU Jiang

(China Ship Scientific Research Center, Wuxi, 214082. Email: bushuxia8@163.com)

Abstract: The second generation intact stability criteria are under development by International Maritime Organization, which including the stability failure mode of parametric roll. The complex direct stability assessment should be conducted if the ship cannot pass the vulnerability criteria. Therefore, the direct stability criteria can be avoidable if the ship meet the judgment of the vulnerability criteria after the optimization on the basis of the evaluation results of the vulnerability criteria. The sensitivity analysis of ship parameters should be researched to obtain the effects of ship parameters on vulnerability criteria and form a corresponding optimization approach. In this paper, the sensitivity analysis of ship parameters for parametric roll vulnerability criteria are conducted by taking C11 containership as an example. Firstly, a series of similar ships from mother ship are obtained by Lackenby method. Secondly, the effects of ship main parameters and characteristic parameters on the vulnerability criteria are obtained by the comparing the results of mother ship with others similar ships. Research show that the breadth has the most obvious influence and then the ship length. For the characteristic parameters, the effects of C_p is the most obvious, and then the C_{vp} . Research also show that the larger the change of the underwater volume, the more vulnerable for parametric roll.

Key words: IMO second generation intact stability; parametric roll; Sensitivity analysis.

吊舱推进器回转动态水动力载荷数值预报研究

翟树成, 刘登成, 周剑

(中国船舶科学研究中心 船舶振动噪声重点实验室, 江苏无锡 214082)

(江苏省绿色船舶技术重点实验室, 无锡 214082 zsc_cssrc@163.com)

摘要: 本研究采用数值模拟方法研究了吊舱推进器回转动态水动力载荷特性, 对比分析了回转速率为 2r/min、4r/min 和 8r/min 时吊舱推进器在一个回转周期内的六分力差异。模拟结果表明在吊舱推进器初始和末尾阶段, 即回转角度较小时, 此时回转速率对水动力性能影响较小; 而随着回转角度的增加, 吊舱推进器脉动力随回转速率增加而增加, 并通过六分力曲线频谱分析, 获得了不同叶倍频时脉动力的幅值差异。这将为吊舱推进器的设计和应用提供技术支持。

关键词: CFD; 吊舱推进器; 动态力; 推进性能

1 引言

吊舱推进器是一种重要的推进器形式, 随着吊舱电机尺寸的缩小及单元功率的提升, 吊舱推进器已越来越多地应用在海洋工程支持船、豪华游轮以及动力定位等领域。吊舱推进器在回转操纵过程中, 推进器水动力载荷发生显著变化, 尤其在紧急避、动力定位等需要吊舱推进器快速回转时, 吊舱回转速度是吊舱性能的一项重要指标。但不同回转速度将影响吊舱推进器的水动力载荷, 进而影响吊舱的结构强度。

国内外学者对吊舱推进器水动力性能开展了众多数值或者试验研究, 如黄红波等^[1]在循环水槽中开展了吊舱推进器空泡性能研究, 并与国外水池结果进行了对比分析。郭安拖等^[2]采用数值模拟方法开展了不同进速下的吊舱推进器推力特性, 并开展了相关流动特性分析。罗晓园^[3]采用面元法结合 CFD 计算方法, 探索了吊舱螺旋桨的水动力变化规律, 为吊舱推进器螺旋桨设计提供了一种方法。沈兴荣等^[4]试验研究了吊舱推进器 $\pm 30^\circ$ 舵角时三分力、转舵力矩及螺旋桨扭矩性能, 获得了螺旋桨旋转方向对吊舱推进器水动力性能的影响规律。王智展等人^[5]采用数值模拟技术探索了吊舱推进器在回转工况下的水动力性

基金项目: 江苏省自然科学基金 (BK20160200)

能变化规律, 获得了吊舱推进器水动力性能随回转角的变化规律。Reza Shamsi 等^[6]采用数值方法对吊舱推进器转舵情况下的水动力性能进行研究, 分别对拖式和拉式吊舱的水动力随不同进速的变化进行了计算分析。Mohammed 等^[7]采用试验方法分析了吊舱推进器敞水工况下的水动力性能, 吊舱推进器所受到的力随吊舱单元回转角的变化而改变明显。

本研究采用数值模拟方法对吊舱推进器不同回转速率时的水动力性能进行了分析, 比较分析回转速率对吊舱单元六分力的影响, 为吊舱推进器的设计 and 应用提供技术基础。

2 计算方法

雷诺平均后的不可压缩黏性流的基本方程如下:

$$\text{连续性方程: } \frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

$$\text{动量方程: } \rho \frac{\partial u_i}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho \overline{u_i u_j} \right) \quad (2)$$

式中, u_i 为平均速度分量 ($u_1=u, u_2=v, u_3=w$), ρ 为流体质量密度, p 为平均压力, μ 为流体分子黏性系数, $-\rho \overline{u_i u_j}$ 为雷诺应力项。式(1)和式(2)式即为所谓的雷诺平均 Navier-Stokes (Reynolds Averaged Navier-Stokes, RANS) 方程。为了使雷诺平均后的控制方程封闭, 必须对雷诺应力项进行模化。长期以来, 人们提出了各式各样的湍流模式来对雷诺应力项进行模化。本研究采用 SST κ - ω 模式, 此模型经过人们的大量研究, 比较适合于推进器的水动力模拟。螺旋桨旋转及吊舱回转运动采用滑移方式的动网格进行模拟。

3 计算模型

吊舱推进器模型包括螺旋桨、导管以及支臂包套等。桨模直径 0.25m, 桨叶数 5 叶, 导管长度 0.125m。坐标系定义如图 1 所示, 来流方向为 x 轴方向, 竖直方向为 z 轴方向, 坐标原点位于吊舱推进器转盘中心, 坐标系符合右手法则。采用分块六面体单元进行流域网格划分, 流域的边界设置及吊舱单元表面网格如图 2 所示。

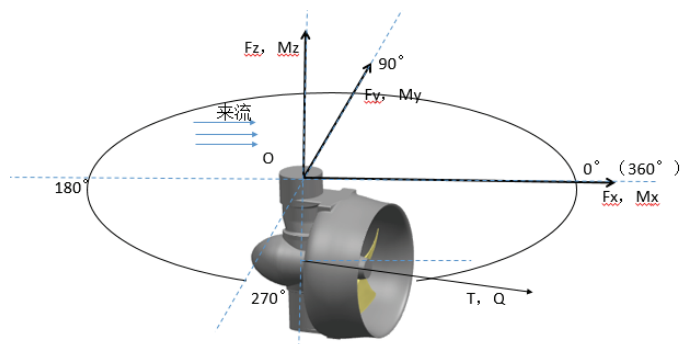


图1 推进器模型及坐标系表达

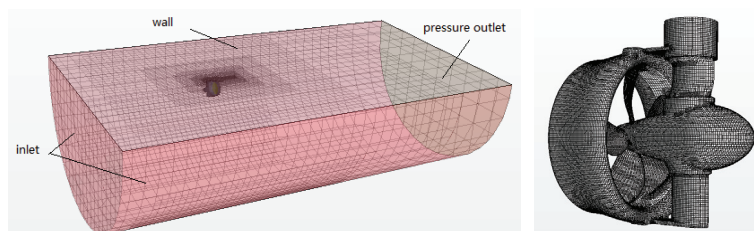


图2 计算域及吊舱推进器表面网格划分

4 结果及分析

分析了吊舱推进器回转速率分别为 2r/min、4r/min 和 8r/min 工作状态下水动力性能，螺旋桨转速为 20r/s，进速 $J=0.3906$ 。

水动力结果以螺旋桨直径和转速进行无量纲化，公式如下：

$$K_{F_i} = \frac{F_i}{\rho n^2 D^4} \quad (3)$$

$$K_{M_i} = \frac{M_i}{\rho n^2 D^5} \quad (4)$$

式中， ρ 为水的密度， n 为螺旋桨转速， D 螺旋桨直径。 F_i 为吊舱单元 i 方向受力， M_i 为吊舱单元 i 方向弯矩， i 表示 x 、 y 或 z 方向。

图 4 为吊舱推进器六分力数值模拟结果，可以看到 K_{F_x} 、 K_{F_y} 和 K_{F_z} 在不同回转角速度时变化趋势相当，在吊舱推进器回转初始阶段（ $0 \sim 0.2T$ ）和结束阶段（ $0.8T \sim T$ ）受力曲线几乎重合。此时回转角度较小，流动分离现象不严重，全回转推进器受力较稳定，而随着回转角度的增加，推进器及吊舱支柱周围产生大量分离流动，流动的不稳定性使得脉动

力显著增加，从受力曲线可以看出不同回转速度时脉动力有一定差异。同样，分析 K_{Mx} 、 K_{My} 和 K_{Mz} 可以看到在全回转推进器转动初始阶段，吊舱推进器受到的弯矩变化较稳定，不同回转速度时，弯矩曲线基本重合。而随着回转角度的增加，弯矩曲线产生脉动，且不同回转速率所产生的脉动力存在一定差异，与受力分析类似，这是由于吊舱推进器周围流动分离引起的。

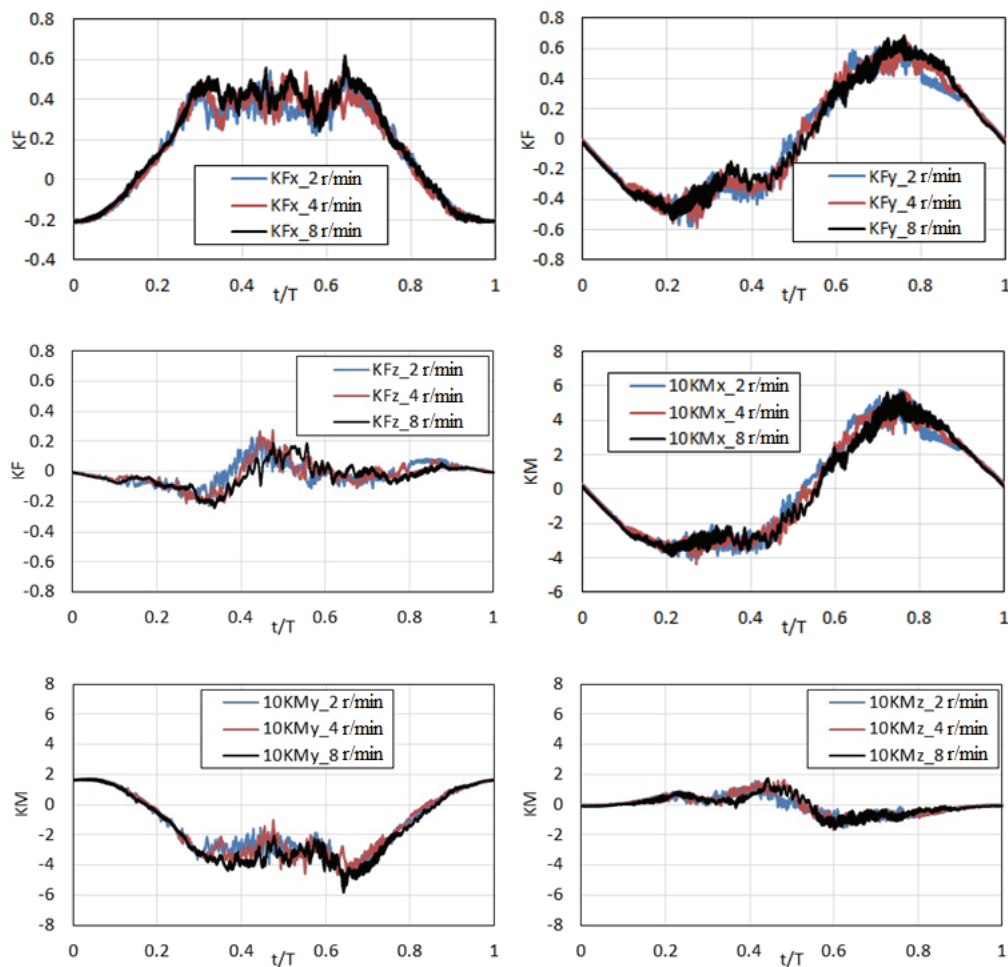


图4 吊舱推进器一个回转周期内六分力分布

图5为螺旋桨在一个回转周期内的推力和扭矩变化，可以看到回转初始阶段($0 \sim 0.1T$)螺旋桨受到的推力和扭矩几乎不变，且螺旋桨推力扭矩随着回转速度变化影响较小。随着吊舱推进器回转角度的增加，螺旋桨受到的推力、扭矩快速变化，并且脉动量显著增加。

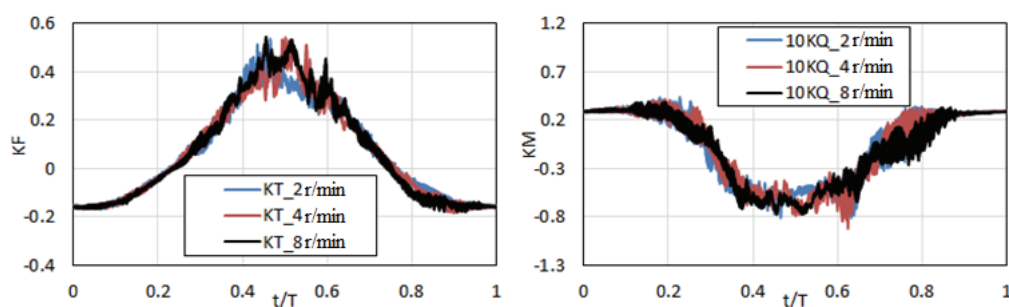


图5 螺旋桨一个回转周期内推力和扭矩分布

对吊舱推进器不同回转速率时获得的六分力进行频谱分析,可以得到如图6的谱线。本研究中螺旋桨为5叶,旋转频率为20Hz,因此叶频为100Hz,在频率分析图中可以明显看出在100Hz、200Hz等频率处出现叶倍频。提取并分析不同回转角速度时的不同叶倍频所对应的幅值得到表1。可以看到随着回转角速度的增加 F_x 、 F_y 和 F_z 以及 M_x 、 M_y 和 M_z 1阶和2阶幅值显著增加。其中 F_x 方向1阶力增加了3.7倍, F_y 方向1阶力增加约2.7倍, M_y 方向1阶弯矩增加了3.6倍, M_z 方向1阶弯矩增加了5.6倍。吊舱推进器六分力的2阶量变化也较明显。但是其幅值相比1阶量较小。若吊舱推进器在回转过程中,1阶脉动力增加过快则会造成推进器显著振动,过大的振动会引发吊舱推进器结构疲劳破坏,尤其是 z 方向的回转力矩增加明显,这是因为 z 轴为吊舱推进器回转方向。

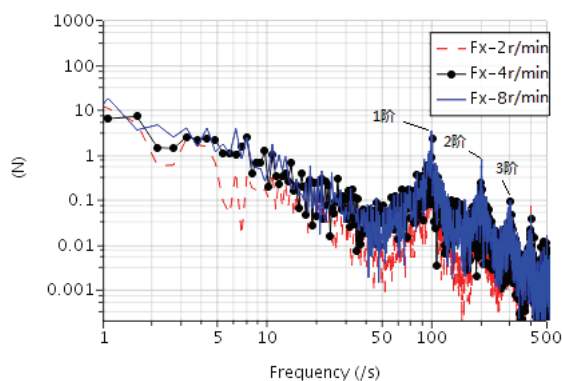


图6 不同回转状态水动力载荷频谱分析

表 1 吊舱推进器六分力 1 阶和 2 阶力分析

阶数	回转速度	F_x (N)	F_y (N)	F_z (N)	M_x (N-m)	M_y (N-m)	M_z (N-m)
1 阶	2rpm	0.618	2.552	0.413	0.549	0.202	0.171
	4rpm	3.503	6.449	0.838	0.714	0.271	0.253
	8rpm	2.316	6.999	0.789	0.951	0.734	0.955
2 阶	2rpm	0.241	0.834	0.039	0.122	0.033	0.037
	4rpm	0.257	0.644	0.188	0.335	0.135	0.065
	8rpm	0.806	1.093	0.269	0.208	0.103	0.192

5 结论

本研究采用数值模拟方法对全回转状态下的吊舱推进器进行了研究，对比分析了不同回转速率对吊舱推进器水动力性能的影响，通过本研究可以获得以下几点结论。

(1) 吊舱推进器回转角速度由 2r/min 变化至 8r/min 时，吊舱推进器所受到了六分力变化特性一致，在回转初始阶段和末尾阶段，受力曲线几乎重合。

(2) 随着吊舱推进器回转角度的增加，吊舱推进器受力不稳定并产生脉动，脉动力/弯矩随回转速率的增加而显著增加，通过频谱分析可知 1 阶脉动力 F_y 方向增加了 3.6 倍，而 1 阶弯矩 M_z 方向增加了 5.6 倍。

参 考 文 献

- 1 黄红波, 吴颖昕, 王建芳等. 大型循环水槽吊舱推进器空泡性能试验研究. 船舶力学, 2017:4, 396-406.
- 2 郭安托, 张吉萍, 许颂捷. 吊舱螺旋桨水动力性能研究. 浙江海洋学院学报, 2016:1, 57-59.
- 3 罗晓园, 全回转吊舱螺旋桨设计及其水动力性能研究. 船舶工程, 2016:2, 34-38
- 4 沈兴荣, 孙群, 卫燕清等. 舵角工况下吊舱推进器性能试验研究. 中国造船, 2016:3, 9-18.
- 5 王展智, 熊鹰, 孙海涛等. 直航和回转工况下吊舱推进器水动力性能数值计算方法研究. 推进技术, 2016:3, 593-600.
- 6 Reza Shamsi, Hassan Ghassemi, David Molyneux et. al. Numerical hydrodynamic evaluation of propeller (with hub taper) and podded drive in azimuthing conditions. Ocean Engineering, 2014:76,121-135.
- 7 Mohammed F. Islam, Ayhan Akinturk, Brian Veitch et.al. Performance Characteristics of Static and Dynamic Azimuthing Podded Propulsor. smp'09, Trondheim, Norway, June 2009.

The numerical prediction of hydrodynamics performance of dynamic azimuthing podded propulsor

ZHAI Shu-cheng, LIU Deng-cheng, ZHOU Jian

(1 China Ship Scientific Research Center, Key Laboratory on Ship Vibration & Noise, Wuxi 214082, China)

(2 Jiangsu Key Laboratory of Green Ship Technology, Wuxi 214082, China. zsc_cssrc@163.com)

Abstract: The hydrodynamic character of podded propulsor on dynamic azimuthing condition is investigated in this paper. The differences of six-component forced on podded propulsor in one turning circle is analysed at rotating ratios 2r/m, 4r/m and 8r/m. The simulation results show that the hydrodynamic performances have been less influenced by rotating ratio at the beginning and the end stage of rotating that the rotating angle is small. The fluctuation force of podded propulsor increases with rotating ratio. The amplitude vales of different blade frequency are researched by Fourier spectrum. The research in this paper gives a technical support to podded propulsor design and application.

Key words: CFD; podded propulsor; dynamic force; thrust performance .

超大型集装箱尾流场数值模拟研究与验证

魏锦芳^{1,2}, 苏甲^{1,2}, 陈京普^{1,2}

(1.中国船舶科学研究中心上海分部, 上海 200011;

2.江苏省绿色船舶技术重点实验室, 无锡 214082,

Email: weijinfang@702sh.com)

摘要: 基于黏势结合的理论开展了超大型集装箱船尾伴流场的数值模拟研究, 并且与两条万箱集装箱船的伴流模型试验进行比较, 重点分析了计算得到的轴向伴流与模型试验结果之间的异同。总的来说, 计算结果与模型试验结果吻合较好, 计算得到的伴流场能够反映船体的伴流分布特征, 文中计算方法可用于超大型集装箱船的尾伴流场预报与优化。

关键词: 超大型集装箱船; 尾流场; 黏势结合

1 引言

在全球海运行业不景气的情况下, 集装箱船大型化所带来的显著规模经济效益使得航运公司青睐于万箱以上的超大型集装箱船。万箱以上超大型集装箱船与常规的散货船、油船等低速肥大运输船相比, 具有方形系数小、航速高、主机功率大、螺旋桨负荷重等特点, 螺旋桨容易出现空泡导致激振。而且, 超大型集装箱船的船体表面曲率变化较大, 周围流场与低速肥大船完全不同。因此, 通过数值模拟技术准确预报超大型集装箱船尾流场, 对于螺旋桨设计和船体线型设计具有非常重要的意义。

本研究基于黏势结合的理论开展了超大型集装箱船尾伴流场的数值模拟研究, 并且与两条万箱级集装箱船的伴流模型试验结果进行比较, 重点分析了计算得到的轴向伴流与模型试验结果之间的异同, 结果吻合较好, 文中计算方法可用于指导超大型集装箱船的尾伴流场预报与优化。

2 数值计算方法

本船采用 Shipflow 软件进行尾部流场计算。Shipflow 软件根据流动特点将船体分为两部

分求解^[1-3]：第一部分采用非线性兴波数值计算方法，计算兴波阻力和波形；第二部分是使用黏性流数值方法获得船尾的流场。其黏流数值方法简述如下。

流动可以描述为无处不在，并满足 Navier-Stokes 方程和连续方程组。在船舶的应用实例中，流体是水，可以假定流体是不可压缩的。因此可以将连续方程组从

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

转化为：

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2)$$

在方程(2)中，密度的变化被忽略掉。 U_i 代表第*i*个坐标系方向的速度， x_i 表示相应的坐标。那么运动方程可以写为：

$$\rho \frac{\partial U_i}{\partial t} + \rho \frac{\partial (u_j u_i)}{\partial x_j} = \rho \cdot R_i + \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} \quad (3)$$

此处 σ_i 是总的应力， R_i 是体积力。

通过将压力（ P ）和速度（ U_i ）划分为时间均值项和波动项，可以获得 RANS 方程。

速度的划分：

$$U_i = \underbrace{u_i}_{\text{timeaveraged}} + \underbrace{u_i''}_{\text{fluctuatingpart}} \quad (4)$$

压力（ P ）同样可划分为：

$$P = \underbrace{p}_{\text{timemenpressure}} + \underbrace{p''}_{\text{fluctuatingpressure}} \quad (5)$$

由此，连续性方程和 RANS 方程可以写为：

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (6)$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial (u_j u_i + \overline{u_j'' u_i''})}{\partial x_j} = \overline{R_i} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\nu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right) \quad (7)$$

ν 是运动学黏性系数：

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (8)$$

黏流数值求解时使用显式代数应力模型（EASM）；控制方程使用有限体积法离散，其中对流项使用 ROE 差分格式，扩散项采用中心差分格式；离散得到的差分方程组具有耦合性，使用 ADI 方法求解线性方程组^[4]。

3 计算结果与分析

选取两型万箱集装箱船开展尾流场的数值模拟，其主尺度列于表 1。

表 1 两条万箱集装箱船主尺度

项目	万箱集装箱船 1	万箱集装箱船 2
水线长 L_{WL}/m	349.42	347.84
型宽 B/m	51.20	51.20
设计吃水 T_d/m	14.00	13.50
排水体积 ∇/m^3	170214.9	159073
方形系数 C_B	0.6785	0.6557
螺旋桨直径 D_p/m	9.6	9.6



图 1 万箱集装箱船 2 几何模型

图 2 和图 3 给出了两条船在 0.4R、0.6R、0.8R、1.0R、1.2R 五个半径处的轴向伴流沿周向分布的情况，图 4 和图 5 分别给出了两条集装箱船计算和模型试验得到的桨盘面处轴向伴流云图。可以看出，CFD 计算得到的伴流场和速度矢量与模型试验结果基本吻合，CFD 结果能够反映两条船的伴流分布特征。相对而言，万箱集装箱船 2 的计算结果与模型试验结果的吻合度比万箱集装箱船 1 要好；外半径处的轴向伴流吻合度较内半径处的好。两条船在 0.4R 处、120°~240°范围内，计算得到的轴向伴流均显著大于模型试验结果，万箱集装箱船 1 尤其明显，分析其原因可能是集装箱船线型尾部曲率变化较大，选取的 CFD 计算方法无法准确捕捉曲率变化处的流动分离。

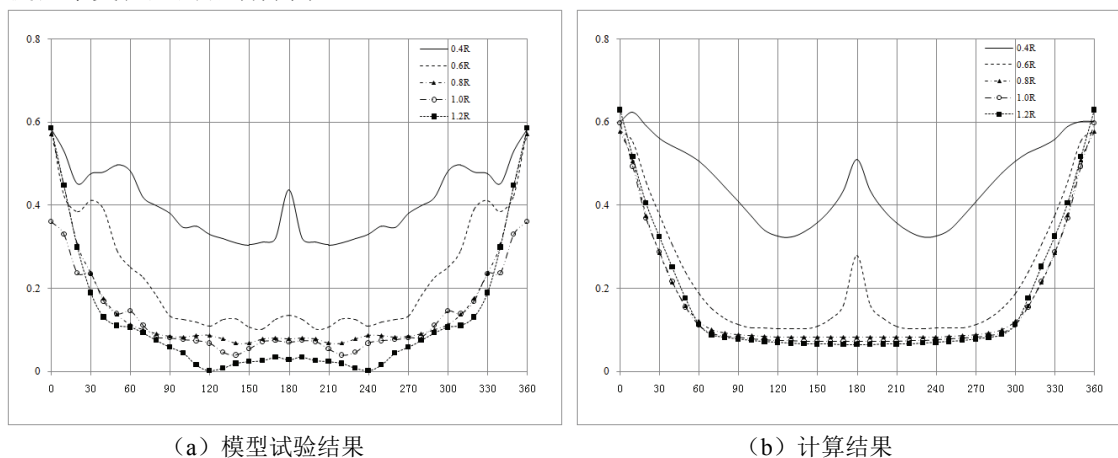


图 2 万箱集装箱船 1 轴向伴流轴向分布

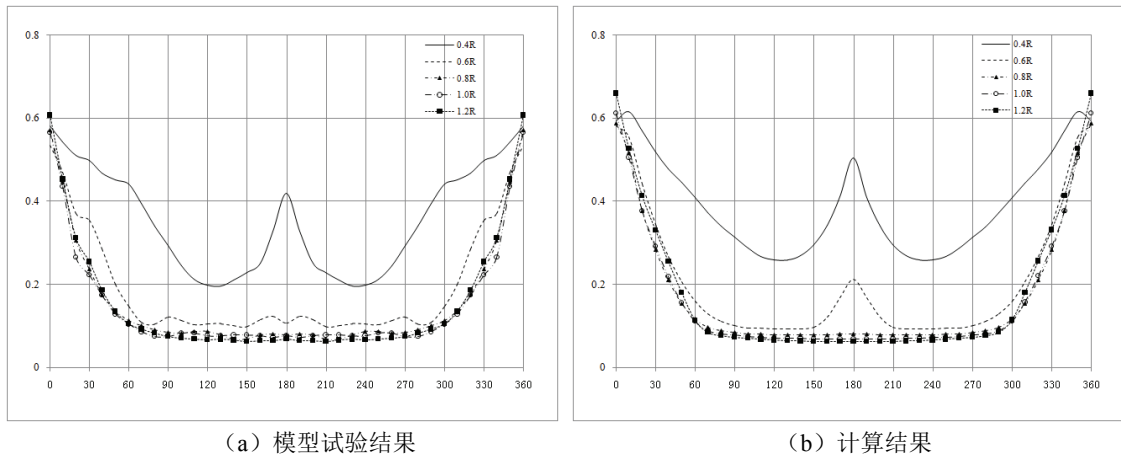


图 3 万箱集装箱船 2 轴向伴流周向

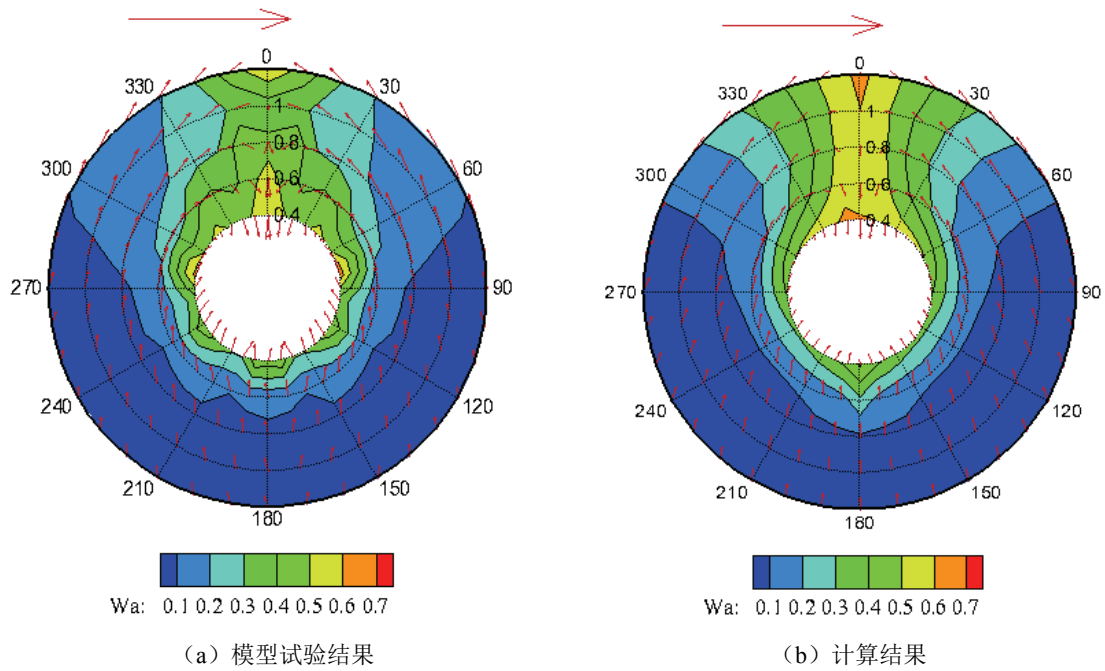


图 4 万箱集装箱船 1 轴向伴流云图

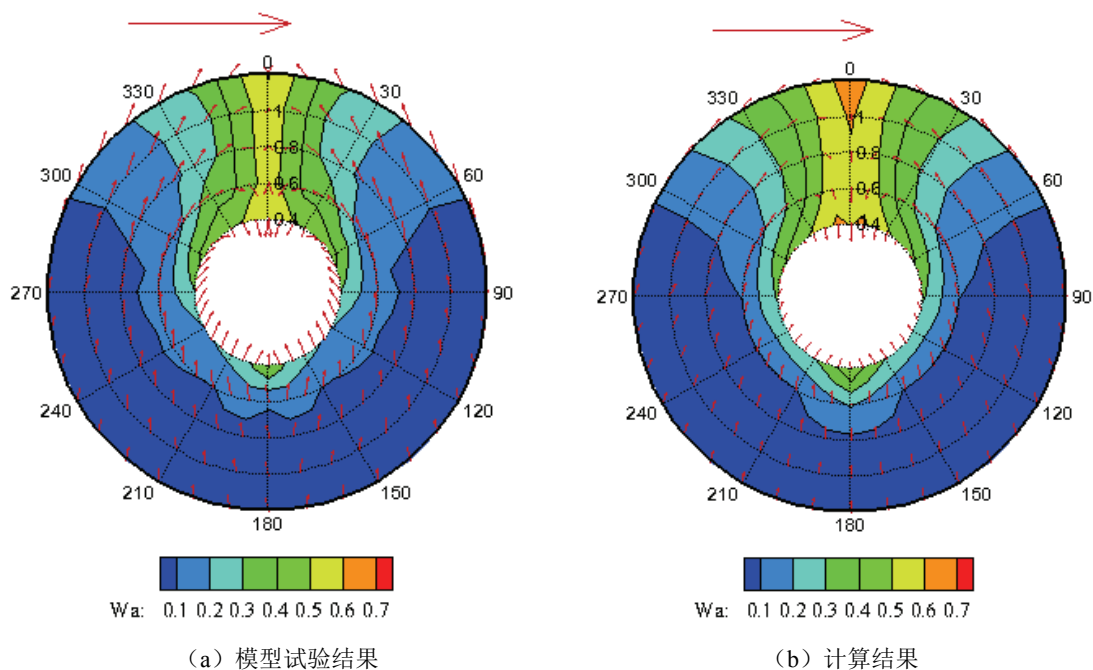


图 5 万箱集装箱船 2 轴向伴流云图

4 结论

本研究基于黏势结合的理论开展了超大型集装箱船尾伴流场的数值模拟研究，并且与两条万箱集装箱船的伴流模型试验进行比较。计算结果与模型试验结果吻合较好，计算得到的伴流场能够反映船体的伴流分布特征，但是在内半径处的轴向伴流预报方面，还需要改进计算模型，提高近船体表面处流场细节的捕捉能力。总的来说，文中采用的计算模型和 CFD 方法能够用于超大型集装箱船的尾伴流场预报，进而指导船型优化。

参 考 文 献

- 1 C.E.Janson. Potential flow Panel Methods for the Calculation of Free-Surface With Lift[D]. Ph.D. Thesis, Chalmers University of Technology, Sweden, 1997.
- 2 Lars Larsson. CFD in Ship Design-Prospects and Limitations. Ship Technology Research[J], Vol. 44, 1997.
- 3 Raven. Inviscid Calculations of Ship Wave Making-Capabilities, Limitations, and Prospects. 2nd Symposium on Naval Hydrodynamics, 1998.
- 4 Mattia Brenner. Integration of CAD and CFD for the hydrodynamics design of appendages in viscous flow[D]. Technical university of Berlin, 2008.

Numerical simulation and validation of wake field of super container vessel

WEI Jin-fang^{1,2}, SU Jia^{1,2}, CHEN Jing-pu^{1,2}

(1.Shanghai branch, China Ship Scientific Research Center, Shanghai 200011, China;

2.Jiangsu Key Laboratory of Green Ship Technology Wuxi 214082,China;

Email: weijinfang@702sh.com)

Abstract: In this paper, a numerical simulation of the wake field of the very large container vessel is carried out based on the theory of combination of viscous and potential flow. Then the calculated results are compared with the measured wake field of two 10000 TEU container vessels. The similarities and differences between the calculated axial wake and the model test results are mostly analyzed. In general, the calculated results can reflect the characteristics of the flow distribution of the hull. So, The calculation method in this paper can be applied to the prediction and optimization of the wake field of the super large container vessel.

Key words: super large container vessel; wake field; combination of viscous and potential flow

螺旋桨敞水性能数值计算置信度分析

洪方文, 张志荣, 刘登成, 郑巢生

(中国船舶科学研究中心, 无锡, 214082, Email: hongfangwen@sina.com)

摘要: 计算流体力学 (CFD) 已经成为船舶设计和性能分析的主要工具, 置信度分析是其应用过程中关键环节, 为探索船舶流动数值计算的置信度分析技术, 针对中国船舶科学研究中心开发的舰船快速性虚拟试验系统的螺旋桨虚拟试验模块 PreFlup 开展置信度分析。以螺旋桨敞水虚拟试验与物理试验结果的相对偏差为样本, 统计分析大量样本的分布特性, 获取虚拟试验的置信度水平。通过 23 只螺旋桨 156 个工况点的样本统计分析, PreFlup 模块开展螺旋桨敞水性能虚拟试验达到 90% 置信度水平的置信区间为 $[-4\%, 4\%]$ 。

关键词: CFD, 虚拟试验, 置信度

1 引言

经过半个世纪的发展, 计算流体力学 (CFD) 已成为流体力学研究和流体机械设计的主要手段。特别是在船舶领域, 为寻求船舶性能进一步大幅提高, 以 CFD 为核心的船模虚拟试验技术成为被寄予厚望的新一代船舶研究和设计技术。美国 Lockheed Martin 公司, 20 多年前就开始致力于虚拟试验技术的研究, 并初步建立了“数值风洞”。21 世纪初, 欧盟几家国际著名水池联合发起了虚拟试验水池 VIRTUE 计划, 现已基本建立舰船水动力性能虚拟试验策略架构。在舰船性能急需提高的发展需求牵引下, 我国从十几年前开始关注和着手发展虚拟试验技术, 现已逐渐出现初级版本的虚拟试验平台, 如中国船舶科学研究中心的舰船快速性虚拟试验系统的集成基础软件平台^[1]。

在船模虚拟试验技术的发展和应用同时, 人们越来越关心船模虚拟试验的可靠性, 也就是虚拟试验的置信度。虚拟试验置信度是从数值计算 (CFD) 的不确定度延续而来的。CFD 不确定度研究已经有一段历史, 1999 年 22nd ITTC 阻力委员会发布了船舶 CFD 验证和确认的临时规程^[2], 并且实践和研究非常踊跃, 如 Simonsen 和 Stern^[3]用于油轮 Ezzo Osaka 的流场数值研究, Van^[4] 和中国的朱德祥^[5]、张楠等^[6]对 SUBOFF 裸艇体的黏性绕流场进行了 CFD 不确定度分析研究。吴乘胜等^[7]针对水面舰船模型 DTMB5415, 进行自由面绕流数值模拟的不确定度分析研究。吴乘胜等^[8]对虚拟试验置信度分析流程进行了探讨。本研究针对螺旋桨敞水性能虚拟试验模块 PreFlup 开展置信度评估分析。

2 螺旋桨敞水虚拟试验

敞水虚拟试验是利用虚拟试验平台 PreFluP 开展船舶螺旋桨敞水情况下水动力性能评估。PreFluP 是以流体分析商用求解器 Fluent 为核心, 封装了 CFD 专业知识和经验的自动化螺旋桨敞水虚拟试验模块。它集成了 UG 的几何建模功能、Gambit 的网格划分功能和 Fluent 的流动模拟功能。

虚拟试验的坐标系统包含直角坐标 (x, y, z) 和圆柱坐标 (x, r, φ) (图 1)。直角坐标的 x 轴与桨轴重合, 向下游为正, y 轴与螺旋桨参考线重合, 向上为正, z 轴按右手法则构成。圆柱坐标的 x 轴与直角坐标的 x 轴一致, r 为径向坐标, 向外为正, φ 为角度坐标, 零点在螺旋桨的参考线上, 正方向绕 x 轴按右手法则定义。

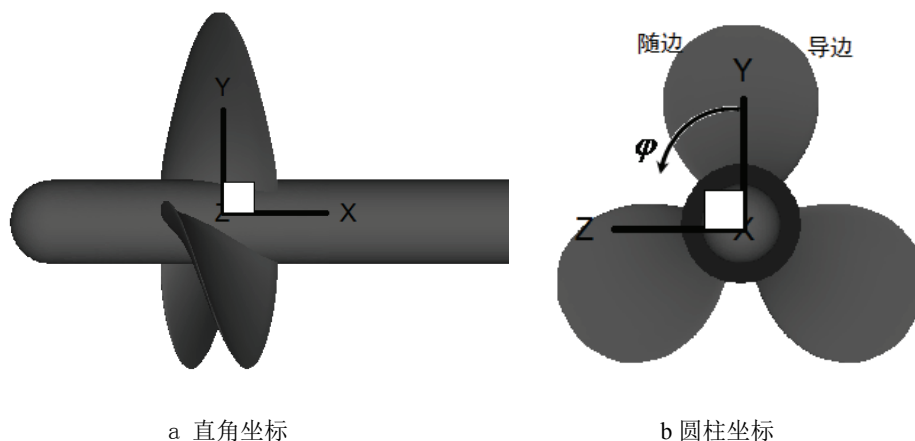


图 1 坐标系统

虚拟试验的计算域为中心轴与螺旋桨转轴重合的圆柱体, 圆柱的半径为 $5D$ (D 表示螺旋桨直径)。进口在螺旋桨前 $5D$ 处, 出口在螺旋桨后 $10D$ 处。计算区域被划分 9 个计算块 (图 2), 螺旋桨包含在块 5 中。网格划分采用结构网格与非结构网格相结合的方式, 在包含螺旋桨的块 5 中使用非结构网格, 以适应螺旋桨叶片的三维空间曲面几何, 其他子块都使用结构化网格 (图 3)。在螺旋桨叶片表面网格单元尺寸为 $0.001D$, 总体网格单元数大约 60 万。

虚拟试验中工况由来流速度 V (m/s) 和转速 N (rps) 确定, 虚拟测试的物理量为螺旋桨推力 T (n) 和螺旋桨扭矩 Q (n·m), 虚拟试验结果表达为不同进速系数 J 下的推力系数 K_t 和扭矩系数 K_q 。

$$J = \frac{V}{ND} K_t = \frac{T}{\rho N^2 D^4} K_q = \frac{Q}{\rho N^2 D^5}$$

其中, ρ (Kg/m³) 为水的密度, V (m/s) 为来流速度, D (m) 为螺旋桨的直径, N (rps) 为螺旋桨的转速。

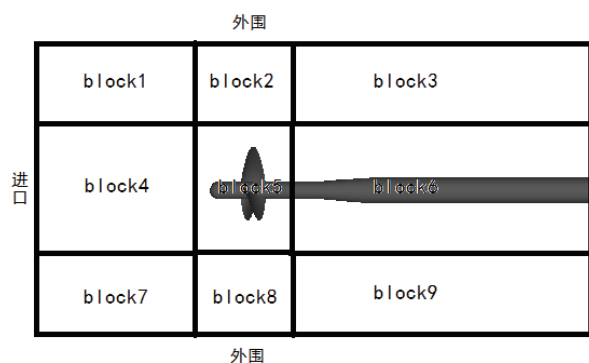


图 2 虚拟试验计算区域划分

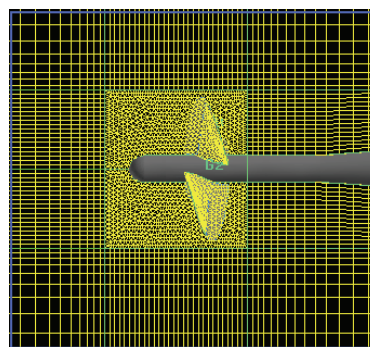


图 3 整体网格类型

3 虚拟试验置信度评估方法

置信度是指总体参数值落在某一区间内样本统计概率，也称为可靠度，或置信水平、置信系数。置信区间是指在某一置信水平下，样本统计值与总体参数值间误差范围。

对于虚拟试验置信度评估采用的方法为：统计 N 次虚拟试验结果 S 与物理试验结果 D 的相对偏差 E/D 落入特定区间内的比率，依此分析各误差范围内的置信度。

设第 n 次虚拟试验结果：

$$S_n$$

对应的物理试验结果：

$$D_n$$

虚拟试验与物理试验偏差：

$$E_n = S_n - D_n$$

相对偏差为：

$$U_n = \frac{E_n}{D_n} * 100\%$$

取 x 为特定的偏差，记在 N 次虚拟试验中，虚拟试验偏差 $U_n \leq x$ 的次数为 $K(x)$ ，偏差在区间 $[x, x + \Delta x]$ 内的几率为：

$$P[x, x + \Delta x] = \frac{K(x + \Delta x) - K(x)}{N}$$

在 x 处的几率密度为：

$$\rho(x) = \lim_{\Delta x \rightarrow 0} \frac{P[x, x + \Delta x]}{\Delta x}$$

偏差在 $[-\varepsilon, \varepsilon]$ 区间的几率为：

$$P_\varepsilon = \int_{-\varepsilon}^{\varepsilon} \rho dx$$

利用这一公式进行特定误差范围内置信度的评估。虚拟试验同物理试验一样，试验误差包含两部分，系统误差和随机误差，虚拟试验结果与物理试验结果的相对偏差包含系统误差引起的系统相对偏差 U_s 和随机相对偏差 ε_r 。对于随机相对偏差 ε_r ，当 N 足够大时，其平均值 $\bar{\varepsilon}_r = 0$ 。于是系统相对偏差计算公式为：

$$U_s = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N U_n$$

同系统误差一样，通过修正系统相对偏差。减小虚拟试验结果偏差，修正公式为：

$$U'_n = U_n - U_s$$

虚拟试验结果通过修正可提高其精度，在本研究中置信度评估针对修正后结果展开。

4 敞水虚拟试验结果

针对 23 个螺旋桨 156 个状态开展敞水虚拟试验，试验结果见图 4。图 4 中所有螺旋桨的敞水数据分散度很大，这是由于 23 个螺旋桨的几何参数分布在较大的范围内。对于每个螺旋桨的敞水曲线 K_t 和 K_q 都可分别近似作为第一象限内斜率为负的直线。直线与横轴的交点为 K_t 或 K_q 等于 0 的进速系数，记为 $J_{K_t=0}$ ，或 $J_{K_q=0}$ 。直线与纵轴的交点为系泊点的水动力系数 $K_{tJ=0}$ 或 $K_{qJ=0}$ 。根据螺旋桨的叶元体理论，有： $J_{K_t=0} \sim J_{K_q=0} \sim P/D$ ； $K_{tJ=0} \sim \sin(q)\cos(q)$ ； $K_{qJ=0} \sim \sin(q)\sin(q)$ 。其中 q 为螺距角。利用这些关系对螺旋桨敞水性能归一化处理，能够降低敞水性能数据的分散度（图 5）。

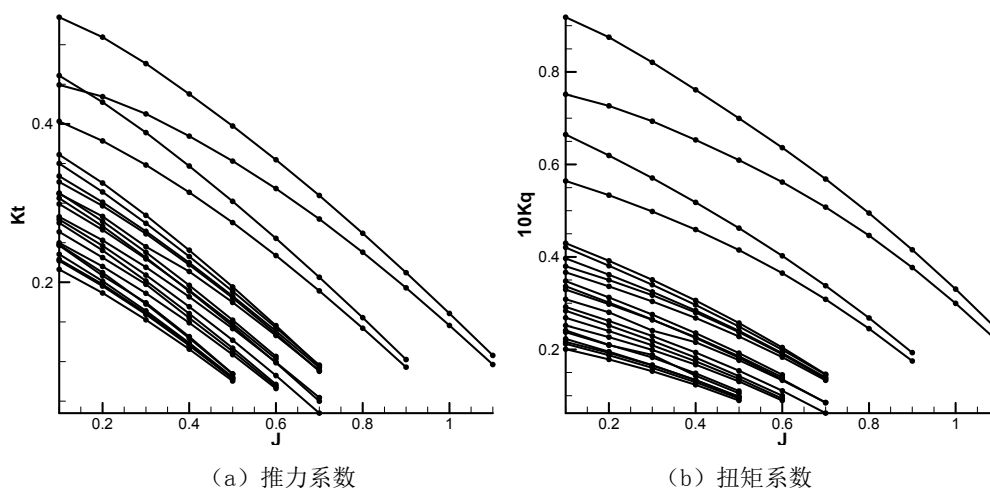


图 4 敞水虚拟试验水动力系数结果

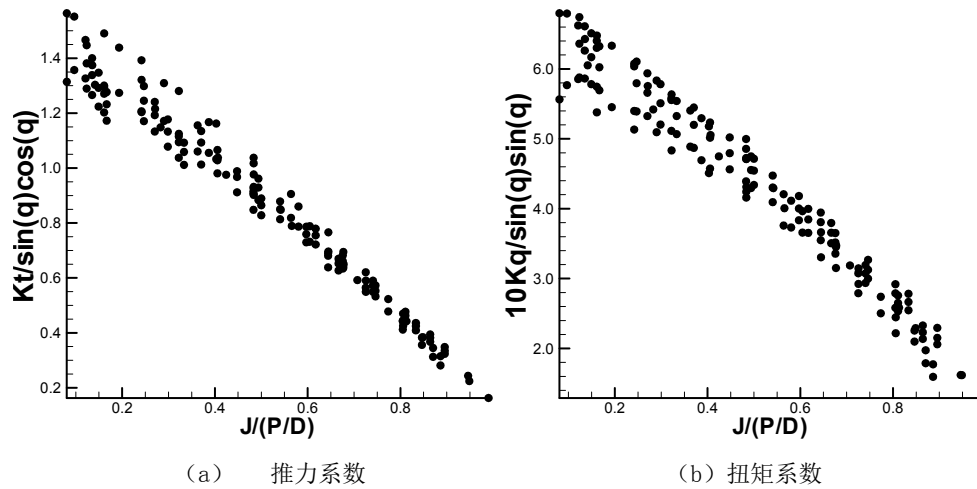


图 5 敞水虚拟试验水动力系数归一化处理结果

5 水动力虚拟试验置信度评估

通过与各螺旋桨模型的敞水物理试验结果比较, 得到虚拟试验结果与物理试验结果的偏差。推力系数和扭矩系数的偏差绝对值分布如图 6, 最小偏差为 0.1%, 最大偏差达到 26%, 偏差集中分布在 4.0% 附近, 不大于这一数值的比例为 55%。从图中可以看出偏差的分布与进速系数具有一定的关联性。对于 K_t 和 K_q , 在大进速系数处偏差较大, 当 $J/(P/D) > 0.7$ 时, K_t 、 K_q 的偏差急剧增大。在小进速系数处, K_t 的偏差变大, 但对于 K_q 的偏差变大趋势并不明显。 K_t 的偏差与 $J/(P/D)$ 的关系可拟合出一个二次曲线:

$$2.6 + 3.0\left(\frac{J}{P/D} - 0.5\right)^2$$

这一关系表现出的行为很理想, 在 $J/(P/D) = 0.5$ 处, 偏差最小, 平均值为 2.6%, 偏离 0.5 后偏差呈二次方的关系增加。从定性上来讲, 进速较大时, K_t 数值变小, 相对误差势必会变大, 进速较小时, 螺旋桨的叶剖面攻角变大, 可能会发生分离现象, 致使模拟计算的误差变大, 相应地相对误差也会变大。这样 K_t 的相对误差表现行为是合理的, 至于 K_q 相对误差未能呈现这一特性, 有待进一步研究。从图 6 可以看出, K_t 和 K_q 偏差的平均值偏离 0, 分别为 -4.6% 和 -4.8%, 意味着虚拟试验中存在较大的系统误差, 需要修正虚拟试验结果, 以提高虚拟试验的精确度。

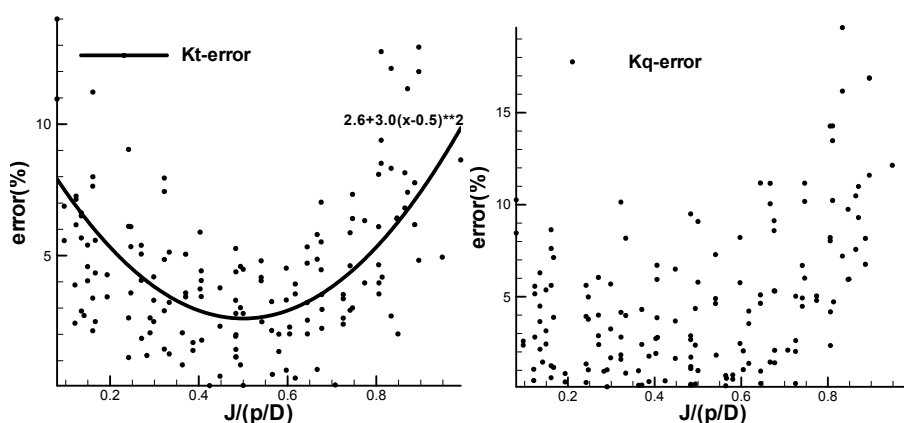
利用计算结果统计偏差分布概率密度 (图 7)。从图 7 可以看出, 偏差的概率密度基本满足正态分布, K_t 偏差概率密度的分布为:

$$\frac{1}{\sqrt{2\pi} \cdot 2.45} e^{-\frac{(x+3.5)^2}{2 \cdot 2.45^2}}$$

Kq 偏差概率密度的分布为:

$$\frac{1}{\sqrt{2\pi}3.15} e^{-\frac{(x+3.0)^2}{2 \times 3.15^2}}$$

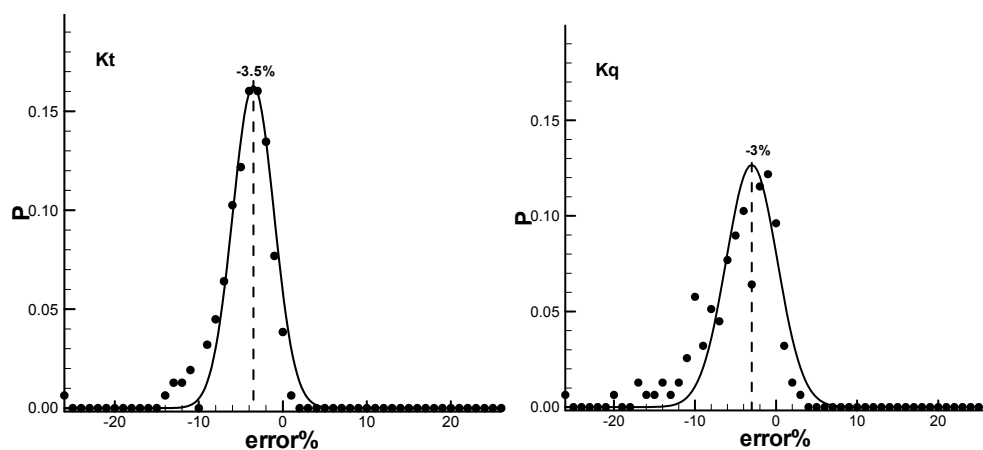
根据两个公式, 估计推力系数 Kt 有-3.5%的系统偏差, 扭矩系数 Kq 有-3.0%的系统偏差。经过系统偏差修正, Kt 置信度 90%的置信区间为[-4.0%, 4.0%], Kq 置信度 90%的置信区间为[-5.2%, 5.2%]。



(a) 推力系数偏差

(b) 扭矩系数偏差

图 6 敞水虚拟试验水动力系数与物理试验的偏差



(a) 推力系数偏差

(b) 扭矩系数偏差

图 7 敞水虚拟试验水动力系数偏差分布

从图 7 中可以看出, K_t 和 K_q 在偏差为-10%的发生几率偏离正态分布很明显。正态分布的基本要求是所发生的事件是随机的, 现统计的 K_t 和 K_q 偏差严格来讲含有非随机的成份, 这一点已经在前面讲过, 也就是 K_t 和 K_q 偏差在小进速系数和大进速系数处相对误差会偏大。要严格统计和分析敞水虚拟试验的偏差, 选取样本的进速系数应在较窄的范围之内。对于螺旋桨, 最为关心的是设计工况的水动力系数, 一般 $J/(P/D)=0.5$ 附近。选取计算结果中 $J/(P/D)$ 约为 0.4、0.5、0.6 共记 66 个样本做统计分析, 得到概率密度分布图 8, 及概率密度分布公式。 K_t 偏差概率密度分布为:

$$\frac{1}{\sqrt{2\pi}2.15} e^{-\frac{(x+3.2)^2}{2 \times 2.15^2}}$$

K_q 偏差概率密度分布为:

$$\frac{1}{\sqrt{2\pi}2.44} e^{-\frac{(x+3.2)^2}{2 \times 2.44^2}}$$

根据 K_t 和 K_q 偏差概率密度的分布公式, 在设计点附近, 估计推力系数 K_t 有-3.2%的系统偏差, 扭矩系数 K_q 有-3.2%的系统偏差。经过系统偏差的修正, K_t 置信度 90%的置信区间为 $[-3.5\%, 3.5\%]$ 。 K_q 置信度 90%的置信区间为 $[-4.0\%, 4.0\%]$ 。

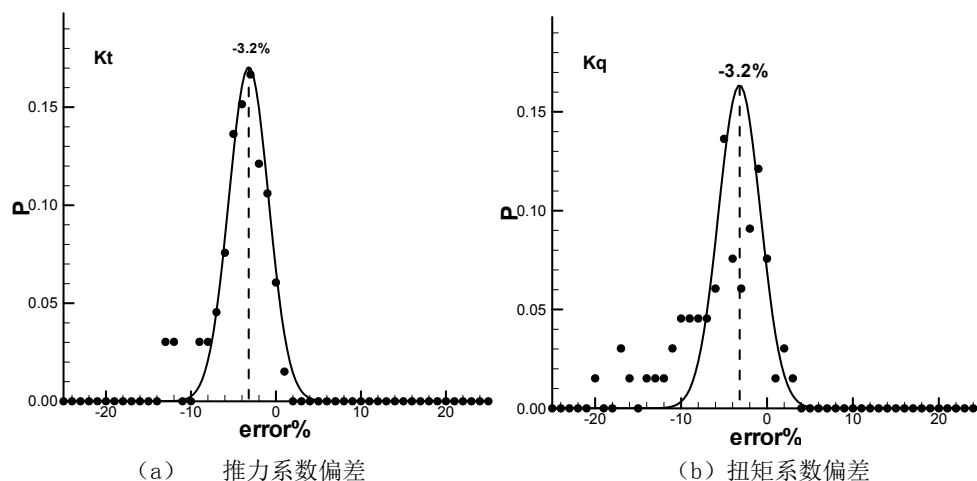


图 8 设计点附近敞水虚拟试验水动力系数偏差分布

6 效率虚拟试验置信度评估

在螺旋桨设计和船舶性能预报中, 螺旋桨效率是更受关注的量, 敞水虚拟试验结果是否可信, 与效率的计算精度密切相关。图 9 给出了螺旋桨敞水效率虚拟试验结果偏差概率密度分布, 拟合的正态分布公式为:

$$\frac{1}{\sqrt{2\pi}2.4} e^{-\frac{(x+0.5)^2}{2 \times 2.4^2}}$$

对于效率偏差概率密度分布的最大点为-0.5%，与 K_t 和 K_q 最大概率密度点比较，基本为 0。这是因为 K_t 与 K_q 偏差方向相同（图 10），偏差存在互相抵消趋势，所以效率偏差减小。根据正态分布的拟合公式得到效率 90% 的置信区间为 $[-3.9\%, 3.9\%]$ 。

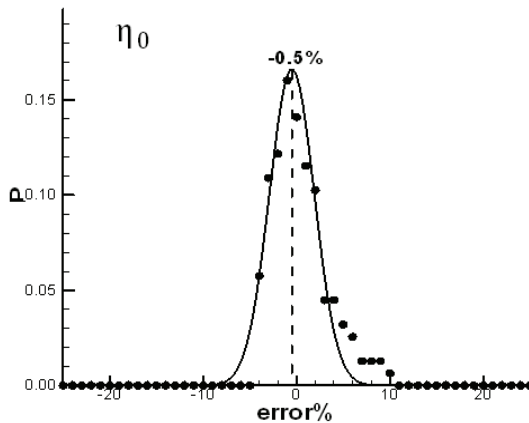


图 9 敞水效率虚拟试验结果偏差分布

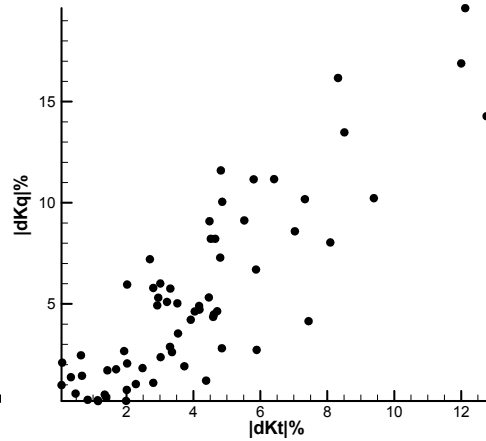


图 10 敞水 K_t 与 K_q 偏差的关系

7 结论

通过对 23 只螺旋桨 156 个样本点敞水虚拟试验结果的统计分析，在螺旋桨叶片表面网格单元尺寸设为 0.001D 的情况下，评估出 PreFluP 软件开展螺旋桨敞水虚拟试验达到 90% 置信度水平时：

推力系数 K_t 的置信区间为 $[-3.5\%, 3.5\%]$ ；

扭矩系数 K_q 的置信区间为 $[-4.0\%, 4.0\%]$ ；

敞水效率 η_0 的置信区间为 $[-3.9\%, 3.9\%]$ 。

参考文献

- 1 刘登成, 韦喜忠, 洪方文, 等. 推进器水动力性能数值预报自动化平台 PreFluP 开发. 船舶力学, 2016,22(7).
- 2 Uncertainty analysis in CFD, verification and validation methodology and procedure. ITTC Quality Manual 7.5-03-01-01, 2002.

- 3 Simonsen C. & Stern F., Verification and validation of RANS maneuvering simulation of Esso Osaka: effects of drift and rudder angle forces and moments. Computers and Fluids, 2003, 32.
- 4 Van S., Kim J., Park I. & Kim W., Calculation of turbulence flows around a submarine for the predication of hydrodynamic performance. Proc. 8th Int. Conf. Numerical Ship Hydrodynamics, Busan, Korea, 2003.
- 5 朱德祥, 张志荣, 吴乘胜, 等. 船舶 CFD 不确定度分析及 ITTC 临时规程的初步应用. 水动力学研究与进展, A 辑, 2007, 22(3).
- 6 张楠, 沈泓萃, 姚惠之. 阻力和流场的 CFD 不确定度分析探讨. 船舶力学, 2008, 12(2).
- 7 吴乘胜, 邱耿耀, 魏泽, 等. 船舶阻力数值水池试验不确定度评估. 船舶力学, 2015, 19(10).
- 8 吴乘胜, 赵峰, 邱耿耀, 等. 船舶水动力数值水池试验置信度评估方法. 第十七届全国计算流体力学会议, 杭州, 2017.

Credibility evaluation of numerical simulation on the open-water performance of the propeller

HONG Fang-wen, ZHANG Zhi-rong, LIU Deng-Chen, ZHENG Chao-sheng

(China Ship Scientific Center, Wuxi 214082, Email: hongfangwen@sina.com)

Abstract: Computational fluid dynamics (CFD) has become the main tool for ship design and performance analysis. The credibility evaluation is a key process for CFD applications. In this paper, the credibility evaluation was presented for the software PreFlup, which was developed by CSSRC (China Ship Scientific Center) for numerical simulating the open water performance of the propeller. By statistical analysis of 156 samples, to reach 90% confidence level, the confidence interval is [-4%, 4%].

Key words: CFD, Virtual test, Credibility Evaluation

基于改进的螺旋桨体积力模型的船舶自航性能黏势耦合预报方法

孙文愈, 杨立, 陈京普

(中国船舶科学研究中心 上海分部, 上海 20011, Email:sunwenyu@702sh.com)

摘要: 针对船桨一体化优化设计和船舶自航性能快速精准预报的需求, 基于 VOF 自由液面模型的 RANS 方法和螺旋桨升力线性能分析方法提出一种黏势耦合的船舶自航计算过程, 可以获得考虑螺旋桨船后运转条件下的船舶实效伴流和强制自航性能。本研究改进了黏势耦合过程中的螺旋桨诱导速度计算方法和自航平衡迭代算法, 提高了自航预报精度和计算效率。对某具有模型试验结果的超大型集装箱船进行了案例分析, 验证了方法的预报精度和稳定性。结果表明, 本方法具备可靠地自航预报精度, 所采用和发展的螺旋桨分析方法可以有效的反应船桨相互作用情况, 为进一步的一体化优化设计和自航性能分析奠定了方法基础。

关键词: 船舶自航性能预报; 黏势耦合; 实效伴流; 螺旋桨体积力

1 引言

随着全球气候变暖, 世界各国对于环境问题日益重视, 船舶节能减排在全球节能减排的大趋势下成为船舶水动力研究的热门。对船舶节能减排新技术提出了迫切的需求, 需要在船舶设计过程中, 进一步加强对船舶整体性能的研究。在船舶初步设计阶段, 船体定型和推进装置初步设计主要基于系统性的经验、数值计算和模型试验进行船舶水动力性能预报, 进而根据预报结果进行船型优化和推进器设计。进一步提高船舶整体性能应当在船舶优化设计过程中综合考虑船桨舵等的相互影响, 通过数值方法将船舶性能预报、船体、桨、舵的优化设计和流场分析高度集成化, 在考虑一体化优化设计中寻找可能存在的船舶能效提升空间。船舶自航性能的准确预报是开展一体化设计的重要基础, 随着 CFD 技术和硬件水平的提升, 数值方法成为设计过程中评估船舶性能的重要工具。船舶自航条件的水动力学问题包含了船体黏性绕流求解、自由液面兴波、船桨相互作用等复杂的方面, 主要方法可以分为全黏流的 RANS 方法和各类黏势耦合方法。全黏流方法可以得到更为真实和丰富的流场信息, 但计算稳定性较差、计算时间较长, 与全黏流、非定场的计算方法相比, 黏势耦合的方法通过螺旋桨势流方法计算螺旋桨水动力性能, 通过体积力源项等引入的全黏

流求解器中, 计算效率较高, 且可以得到实效伴流评估值, 与螺旋桨设计方法可以进行深度耦合。因此, 发展黏势耦合方法是日后融合螺旋桨设计的船桨一体化优化设计的重要方法基础。根据所采用的势流分析工具, 常见的黏势耦合方法可以分为升力线耦合方法、升力面耦合方法和面元法耦合方法^[1-3], 而对耦合策略的研究则发展出鼓动盘方法、体积力方法及其他精细化的插值迭代策略等^[4-7]。

针对船后螺旋桨适伴流最佳环量设计需求, 发展基于 VOF 自由液面模型的 RANS 方法和螺旋桨升力线性能分析方法的一种黏势耦合的船舶自航计算过程。通过对基于升力线方法的螺旋桨诱导速度评估误差进行定量分析和修正, 提高基于升力线的耦合方法自航性能预报精度, 并对某 14000TEU 集装箱船进行算例分析, 对比分析本文所采用的耦合方法与全黏流方法预报结果及试验结果的差异。

2 计算方法

2.1 船体流场黏流计算方法

黏流求解器用于求解船体流场及受力情况, 采用雷诺平均 (RANS) 的方法计算 N-S 方程:

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + f_i \quad (1)$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2)$$

其中, f_i 为方程源项, 可通过此项为流场计算域中添加动量源, 模拟螺旋桨作用。

湍流模型主要采用 SST $k-\omega$ 模型, 该模型对标准 $k-\varepsilon$ 模型和 Wilcox $k-\omega$ 进行了改进, 在近壁面区域采用 $k-\omega$ 模型, 而在远流场区域采用 $k-\varepsilon$, 克服了各自在求解壁面流动和自由流动的缺点。为了精确捕捉近壁面流动及其对流场的影响, 近壁面第一层网格设置于黏性底层, 使得 $y^+ \approx 1$, 不使用壁面函数。

自由液面采用 VOF 方法进行精确捕捉, 其通过体积分数来表征不同的流体性质。在 RANS 的连续性方程和动量方程中引入关于体积分数 α 的方程如式(3)所示, 使得有限体积方法可以有效的捕捉自由液面的波形。

$$\frac{\partial \alpha}{\partial t} + \nabla \cdot (\alpha \mathbf{U}) = 0 \quad (3)$$

2.2 螺旋桨势流计算方法

采用基于升力线理论的螺旋桨势流分析方法进行体积力的计算, 模拟自航条件下螺旋桨运转过程及其对船体流场的影响。对 Epps^[8]螺旋桨升力线分析框架进行适用性改进, 在已知螺旋桨几何的情况下, 给定螺旋桨推力要求, 计算给定船后伴流场中的螺旋桨水动力性能及体积力分布。需要确定的未知量包括 $\{V^*, \alpha, C_L, \Gamma, u_a^*, u_i^*, \beta_i\}$, 其中诱导速度 u_a^*, u_i^* 依赖于径向环量分布 Γ 和水动力螺距角 β_i , Γ 依赖于攻角 α 和升力系数 C_L , 而 α 和 β_i 均需要

诱导速度 u_a^*, u_t^* 进行计算, 所有未知参数均互相影响, 因此需要采用迭代的方式求解, 在每一个迭代步, 未知量的确定方式如下:

$$\Gamma = \frac{1}{2} C_L V^* c \quad (4)$$

$$\begin{cases} u_a^* = \sum_{j=1}^{N_b} I_{ij}^a \cdot \Gamma_j \\ u_t^* = \sum_{j=1}^{N_b} I_{ij}^t \cdot \Gamma_j \end{cases} \quad (5)$$

$$\beta_i = \arctan \left(\frac{V_a + u_a^*}{\omega r + V_t + u_t^*} \right) \quad (6)$$

$$V^* = \sqrt{(V_a + u_a^*)^2 + (\omega r + V_t + u_t^*)^2} \quad (7)$$

其中, c 为剖面弦长, I 为尾涡影响系数, 与尾涡形状有关, ω 为螺旋桨旋转角速度, V_a, V_t 分别为轴向伴流和切向伴流与船速的比值, 在敞水计算中 V_a 统一取 1, V_t 统一取 0, 在耦合计算中取实效伴流值 $V_{\text{Effective}}$ 。迭代过程采用牛顿法完成, 水动力螺距角取进角作为初始值。迭代完成后, 根据计算得到的环量、诱导速度等计算螺旋桨推力和扭矩系数如下:

$$T = \rho Z \sum_{j=1}^{N_b} [(\omega r + V_t + u_t^*) \Gamma + \frac{1}{2} V^* C_D c (V_a + u_a^*)] \Delta r \quad (8)$$

$$Q = \rho Z \sum_{j=1}^{N_b} [(V_a + u_a^*) \Gamma + \frac{1}{2} V^* C_D c (\omega r + V_t + u_t^*)] r \Delta r \quad (9)$$

2.3 黏势耦合过程

黏势耦合过程的基本思路是采用升力线方法 (LLM) 求解螺旋桨力的分布及诱导速度场 u^* , 由式(8)和式(9)得到的螺旋桨推力、扭矩分布, 进而由式(10)得到鼓动盘区域的体积力分布密度, 带入 RANS 求解器计算有体积力时黏流场中螺旋桨参考面位置的总速度场 V_{RANS} , 进而通过式(11)计算实效伴流作为升力线程序的进流。

$$\begin{cases} S_{Mx}(r) = \frac{1}{2\pi r \Delta x} \frac{dT(r)}{dr} \\ S_{M\theta}(r) = \frac{1}{2\pi r^2 \Delta x} \frac{dQ(r)}{dr} \end{cases} \quad (10)$$

$$V_{\text{Effective}} = V_{\text{RANS}} - U_{\text{Induced}} \quad (11)$$

这里, 实效伴流定义为有体积力时 RANS 求解得到的总速度场与螺旋桨诱导速度的差值, 在实际计算过程中, 实效伴流场无法显式解出, 需采用迭代的方法求解。首先以 RANS

计算的桨盘面处速度场的周向平均值作为螺旋桨进流速度，带入升力线计算程序，结合螺距分布，在满足总推力平衡的条件下得到体积力分布和螺旋桨诱导速度分布结果；进而将体积力带入 RANS 求解器，得到新的桨盘面处总速度场，在总速度场中扣掉上一轮得到的诱导速度，得到实效伴流速度的近似计算值；之后，将该实效伴流速度带入螺旋桨性能分析程序，继续计算诱导速度分布和体积力分布，进行迭代计算，直至平均诱导速度趋于收敛。迭代流程如图 1 所示。

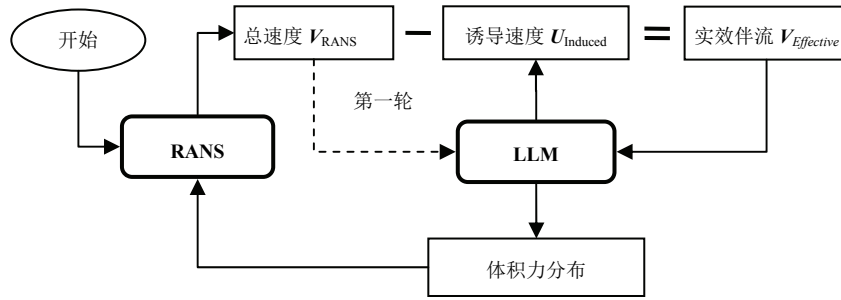


图 1 实效伴流耦合计算迭代流程

在式(11)中， U_{Induced} 为升力线在桨盘面处产生的诱导速度，而其与 RANS 计算域中体积力模型产生的诱导速度存在显著差异（图 2），这是实效伴流预报的一大误差来源。为保证耦合计算的精度，采用 Sánchez-Caja 等^[1]提出的方法对这一误差进行定量评估与修正。在敞水条件下，实效伴流已知为常数，RANS 得到的轴向总速度 $V_{\text{A,RANS}}$ 与螺旋桨诱导速度的准确值 $U_{\text{A,Induced}}^{\text{exact}}$ 之差等于来流速度 V_{Inflow} 。

$$V_{\text{A,RANS}} - U_{\text{A,Induced}}^{\text{exact}} = V_{\text{Inflow}} \quad (12)$$

但实际上，升力线方法给出的诱导速度 $U_{\text{A,Induced}}^{\text{LLM}}$ 与准确值 $U_{\text{A,Induced}}^{\text{exact}}$ 存在一个偏差，定义函数 F_A 表征对这一偏差值的修正，根据式(12)，修正函数 F_A 计算方法由式(13)给出。

$$F_A = \frac{U_{\text{A,Induced}}^{\text{LLM}} - \Delta U_A}{U_{\text{A,Induced}}^{\text{LLM}}} = \frac{U_{\text{A,Induced}}^{\text{LLM}} - [V_{\text{Inflow}} - (V_{\text{A,RANS}} - U_{\text{A,Induced}}^{\text{LLM}})]}{U_{\text{A,Induced}}^{\text{LLM}}} = \frac{V_{\text{A,RANS}} - V_{\text{Inflow}}}{U_{\text{A,Induced}}^{\text{LLM}}} \quad (13)$$

一般的，在等推力条件下， F_A 应为进速系数 J 的函数，根据文献[1]的研究，将等推力时任意进速 J 下的修正函数 F_A 在参考进速点 J_0 进行泰勒展开，并取一阶近似值可以得到：

$$F_A = \frac{U_{\text{A,Induced}}^{\text{LLM}} - \Delta U_A}{U_{\text{A,Induced}}^{\text{LLM}}} \sim \frac{U_{\text{A0,Induced}}^{\text{LLM}} - \Delta U_{\text{A0}}}{U_{\text{A0,Induced}}^{\text{LLM}}} = F_{\text{A0}} \quad (14)$$

在等推力条件下，可以认为当进速系数在参考进速点 J_0 附近时，修正函数可近似认为等于参考进速点的修正函数 F_{A0} ，在后续自航计算中，仅需要对一个工况选择一个参考点计

算修正函数。图 3 显示了等推力情况下参考点与测试点修正前后的实效伴流径向分布的对比结果，以参考进速点得到的修正函数 F_{A0} 对测试进速 J_1 处的诱导速度进行修正，结果显示实效伴流分布接近于准确值，仅在叶根和叶梢处出现微小差异，证明该修正方法可以得到准确的实效伴流分布。

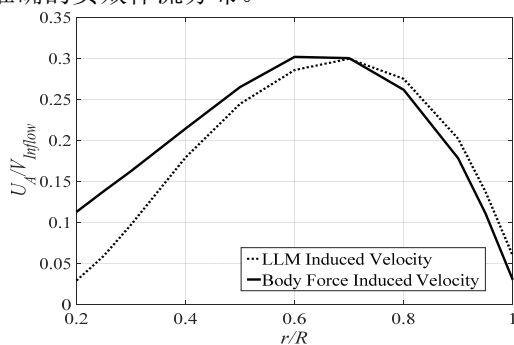


图 2 体积力诱导速度与升力线诱导速度对比

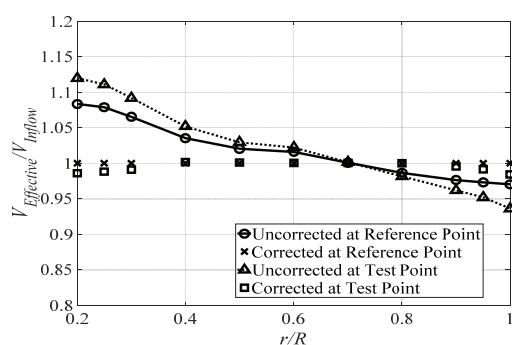


图 3 修正前、后的实效伴流径向分布对比

3 计算结果与分析

为验证体积力模型的可靠性，以某集装箱船六叶大侧斜螺旋桨为算例，在敞水条件下对 LLM 耦合体积力方法进行验证分析，并与相对旋转参考系（MRF）方法进行对比。在等推力下对比 MRF 方法和 LLM 耦合体积力方法对流场产生的扰动如图 4 所示，对两者的流场进行周向平均后，流场拓扑结构十分相似，高流速区均出现在螺旋桨载荷最大的 0.7 半径左右，但体积力模型得到了较高的流速，这一结论也可以从图 5 中得到印证。在内半径区域，体积力对流场的加速作用较真实螺旋桨更大，且在桨毂附近受壁面黏性影响较小，这可能是由于周向平均分布的体积力模型产生较少的周向能量损失，得到更大的轴向加速。表 1 显示了等推力条件下采用 MRF 方法与 LLM 体积力方法对扭矩、转速和功率的预报结果，LLM 模型预报转速较与准确值十分接近（-2.04% 的误差），但高估了螺旋桨扭矩（较试验值高 4.2%），对功率的预报精度与采用真实螺旋桨建模的 MRF 方法相当。

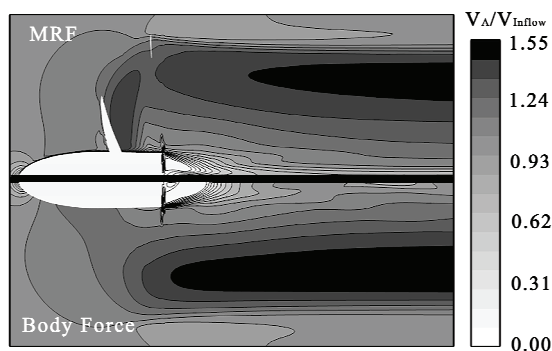


图 4 MRF（上）与体积力（下）周向平均轴向速度

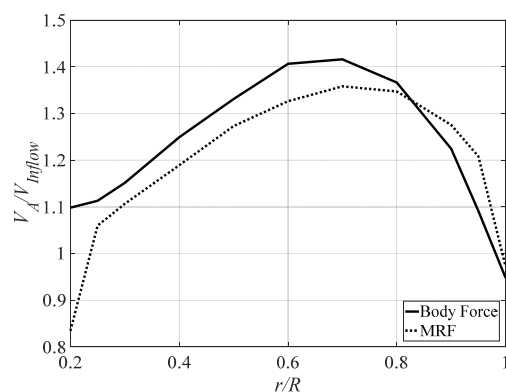


图 5 螺旋桨紧后方周向平均轴向速度径向分布

表 1 敞水中等推力条件下 MRF 与 LLM 预报结果对比

	试验	MRF		LLM	
		结果	误差	结果	误差
T (N)	201.16	202.69	0.76%	202.65	0.24%
Q (N·m)	8.5410	8.366	-2.04%	8.902	4.2%
N (rps)	17	17	-	16.73	-1.6%
P_D (W)	912.3	893.6	-2.04%	935.7	2.57%

采用耦合方法对某 14000TEU 大型集装箱进行模型尺度下的自航模拟, 模型拖曳速度为 1.634m/s, 傅如德数为 $F_n = 0.1763$, 强制力修正 F_D 根据 ITTC 推荐方法计算, 则推力要求可根据式(15)计算得到。推力更新采用紧耦合策略, 与实效伴流更新在一个迭代周期中同步完成, 以缩短耦合迭代计算时间。图 6 给出了迭代收敛后螺旋桨前后周向速度分布情况, 由于切向体积力作用, 流场分布呈现出与螺旋桨旋转方向相同的偏转, 但由于体积力为周向均布, 没有体现载荷的周向不均匀性, 偏转角度较真实情况小。

$$T_{\text{Prop}} = R_{\text{Hull}} - F_D \quad (15)$$

自航性能预报结果如表 2 所示, 同时采用准定常相对旋转参考系方法 (MRF)、完全非定常刚体运动方法 (RBM) 和本文提出的黏势耦合方法对自航性能进行了预报, 并与拖曳水池试验数据对比分析几种自航预报方法的优劣。表 2 给出了 3 种方法对自航平衡点转速、推力、扭矩、功率及推力减额的预报结果, MRF 和 RBM 方法精准的预报了螺旋桨转速 (误差 0.3% 以内), 而耦合方法低估了转速值。3 种方法均可可靠的预报了螺旋桨推力, 误差在 $\pm 3\%$ 以内, MRF 方法过高的估计了扭矩, 使得收到功率预报结果存在同样程度的高估, 而耦合方法预报的扭矩误差仅有 0.2%, 因此收到功率预报误差最小, 误差主要来源于对转速的低估。因此, 本文所采用的耦合方法具有可靠的自航性能预报精度, 且具有较高的计算效率。

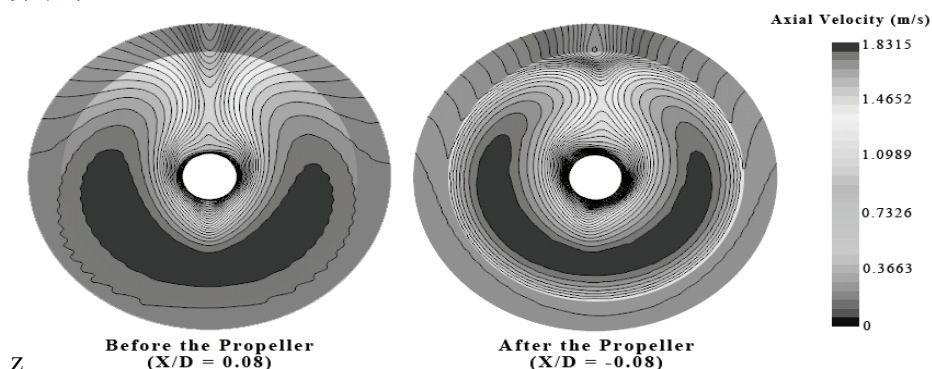


图 6 桨前/后轴向速度分布图

表 2 自航预报结果对比

项目	试验	准定常 MRF		非定常 RBM		耦合方法	
		预报值	误差	预报值	误差	预报值	误差
N (rps)	6.845	6.865	0.3%	6.831	0.22%	6.668	-2.58%
T (N)	31.345	30.88	-1.48%	30.3	3.24%	30.66	-2.18%
Q (N · m)	1.353	1.415	4.6%	1.395	3.10%	1.356	0.2%
$1-t$	0.8474	0.86	1.49%	0.8729	3%	0.8626	1.79%
P_D (W)	58.19	61.03	4.8%	59.89	2.92%	56.79	-2.4%

4 结论

基于 RANS 方法和螺旋桨升力线方法提出一种考虑自由液面兴波的黏势耦合的船舶自航计算方法, 介绍了黏势耦合过程中实效伴流的迭代计算过程, 并在敞水条件下对螺旋桨诱导速度计算误差进行定量评估, 引入修正函数对升力线诱导速度进行修正, 提高黏势耦合过程中的迭代计算精度。以某 14000TEU 集装箱船为计算案例, 对比研究准定常相对旋转参考系方法、完全非定常刚体运动方法和黏势耦合方法对自航性能预报结果的差异。结果表明, 本研究提出的黏势耦合方法对螺旋桨扭矩、转速和收到功率具备较高的预报精度。

致谢

本研究受工业和信息化部高技术船舶科研项目, 20000 箱级以上超大型集装箱船创新专项 (No.[2016]25) 资助, 特此表示感谢。

参考文献

- 1 Sánchez-Caja A, Martio J, Saisto I, et al. On the enhancement of coupling potential flow models to RANS solvers for the prediction of propeller effective wakes . Journal of Marine Science & Technology, 2015, 20(1):104-117.
- 2 Tian Y, Jeon C H, Kinnas S A. On the Accurate Calculation of Effective Wake/Application to Ducted Propellers . Journal of Ship Research, 2014, 58(2):70-82.
- 3 Gaggero S, Villa D, Viviani M. An extensive analysis of numerical ship self-propulsion prediction via a coupled BEM/RANS approach . Applied Ocean Research, 2017, 66:55-78.
- 4 Zhang Z R. Verification and validation for RANS simulation of KCS container ship without/with propeller .

- Journal of Hydrodynamics Ser B, 2010, 22(5):932-939.
- 5 Villa D, Gaggero S, Brizzolara S. Ship Self Propulsion with different CFD methods: from actuator disk to viscous inviscid unsteady coupled solvers . International Conference on Hydrodynamics, ICHD. 2012.
- 6 Rao ZQ, Yang CJ. Numerical prediction of effective wake field for a submarine based on a hybrid approach and an RBF interpolation . Journal of Hydrodynamics, 2017, 29(4):691-70.1
- 7 Epps B P. An impulse framework for hydrodynamic force analysis: fish propulsion, water entry of spheres, and marine propellers . Massachusetts Institute of Technology, 2010.

A coupling potential and RANS approach for ship self-propulsion prediction with improved propeller body force method

SUN Wen-yu, YANG Li, CHEN Jing-pu

(Shanghai Branch, China Ship Scientific Research Center, Shanghai, 20001. Email: sunwenyu@702sh.com)

Abstract: Base on the requirement of the integrated design and optimization considering hull-propeller interaction, a coupling potential and RANS approach is proposed with VOF method dealing with free surface and lifting line codes for propeller body force calculation. The overall performance and effective wake can be evaluated in self-propulsion condition. In this paper, an improved propeller body force method is adopted with correction on propeller induced velocity which highly improves the accuracy of current method. The method is validated by a large container ship with towing tank experiment results and compared with fully viscous method. The result shows that the coupling approach can accurately predict the overall performance of ship in self-propulsion condition.

Key words: Self-propulsion prediction; Coupling approach; Effective wake; Body force Method.

规则波下圆柱波浪爬升特性的数值研究

刘正浩, 万德成*

(上海交通大学 船舶海洋与建筑工程学院 海洋工程国家重点实验室 高新船舶与深海开发装备协同创新中心, 上海 200240)

*通信作者: dcwan@sjtu.edu.cn

摘要: 海洋平台服役时不仅长期遭受波浪载荷的作用, 而且会出现波浪爬升等非线性现象。恶劣海况下波浪爬升可能会导致水体对平台下甲板形成巨大的砰击压力, 破坏平台结构, 因此准确预报波浪爬升效应在平台设计及结构安全性方面具有重要的意义。本文以一固定直立圆柱为研究对象, 基于自主研发的船舶与海洋工程 CFD 求解器 naoe-FOAM-SJTU, 对其波浪爬升和波浪载荷进行了数值模拟。首先通过空场情况下波浪的数值模拟, 与理论结果比较, 验证了求解器波浪生成的准确性。其次, 选用不同的波浪参数, 分析波浪周期、波陡参数对直立圆柱周围的波浪爬升、波浪载荷的影响, 计算得到的最大波浪爬升值与实验结果进行了比较。探讨了波浪爬升过程中的自由面演化过程以及二次波峰现象。计算结果验证了 naoe-FOAM-SJTU 求解器可以很好地模拟波浪爬升问题, 预报结构物的水动力性能。

关键词: 波浪爬升; 波浪载荷; 数值波浪水池; naoe-FOAM-SJTU 求解器

1 引言

随着海上资源的开发从近海海域逐渐转向深海海域, 浮式海洋平台得到广泛应用, 这些浮式海洋平台通常采用立柱式结构, 在极端海况条件下, 这些海洋平台的波浪爬升尤为明显, 甚至会上升至平台下甲板, 产生砰击压力, 破坏平台的结构和稳定性。为避免波浪爬升对平台产生破坏, 在设计时, 应该准确预估波浪爬升。因此, 研究立柱式平台的波浪爬升对于工程应用具有重要意义。

针对平台波浪爬升问题, 国内外学者主要是通过模型实验、理论分析以及 CFD 方法进行研究。Galvin 和 Hallermeier^[1]对直立圆柱的波浪爬升进行了模型试验研究, 他们发现对于大波陡的波浪, 其爬升效应主要受衍射效应和圆柱尾流区域的粘性耗散效应的影响。Niedzwecki 和 Duggal^[2]则通过模型实验研究了规则波和随机波浪中圆柱波浪爬升问题, 发现除波幅很小工况外, 线性绕射理论明显低估圆柱波浪爬升的水平。Chaplin 等^[3]针对圆柱在极端波浪作用下的波浪力进行了研究, 发现实验中的波浪力比 Morison 公式的估计值要大, 他们还发现大波幅工况下“二次峰值”的幅值主要与波陡参数有关。Morris-Thomas 等^[4]

通过模型试验研究了波陡和散射参数对波浪爬升的影响。国内单铁兵等人^[5-6]通过模型试验的方法研究了波浪入射角度和水流对立柱周围波面扰动特性的影响。沈玉稿等^[7]通过模型研究了极端波浪对风机桩柱的砰击波浪力,发现砰击波浪力与最大波浪爬升高度成正比。

理论分析从最初的线性散射理论,发展成二阶散射理论,再到完全非线性理论,可以对波浪爬升的各阶谐频成份进行分析 Trulsen 等^[8]采用完全非线性的方法预报了单根直立柱周围的波浪爬升。Kwon 等^[9]在 2005 年对极端波浪及其引起的砰击波浪力进行连续小波变换,结果显示极端波浪时历和波浪力时历中含有高频的成分。耿宝磊^[10]通过高阶边界元法建立了波浪对结构物作用的时域计算程序并利用 Morison 公式计算极端波浪绕射场作用下细小杆件的波浪载荷。刘珍等^[11]采用高阶边界元法建立波流与任意形状结构物相互作用的时域数学模型,通过波流与直立圆柱相互作用的数值计算研究了一阶激振力和二阶慢漂力随波数的变化关系以及圆柱周围波幅的分布曲线。

近年来,随着计算机技术的迅速发展,基于三维数值水池的 CFD 方法逐渐用于研究波浪爬升问题。Danmeier 等^[12]利用粘性流软件 ComFLOW 模拟了重力式平台在规则波条件下的波浪爬升效应。Gerald 等^[13]采用 OpenFOAM 求解器研究了非线性波与圆柱的相互作用,并讨论了网格大小、离散格式、时间步等对计算结果的影响。Chella 等人^[14-16]用 CFD 求解器 REEF3D 数值模拟了浅水中波浪破碎问题,并分析了波浪破碎对圆柱所受波浪力大小的影响。Sung-Hwan Yoon 等人^[17]用 CFD 求解器 CFDShip-Iowa 研究了规则波中单柱/多柱的波浪爬升问题。Paulsen 等^[18]通过模型实验和 OpenFOAM 数值模拟研究了极端波浪及其作用下垂直圆柱波浪力的时域和频率结果,发现波浪力高阶频域数值结果与实验结果相差较大。国内唐鹏等^[19]采用 OpenFOAM 求解器对波浪与直立圆柱爬升问题进行了数值研究。查晶晶^[20]采用动网格技术模拟推板和摇板造波,研究了波浪绕方柱爬升的三维数值模拟。曹洪建等^[21-22]基于 OpenFOAM 求解器开发了三维数值水池,并通过一系列标模计算,验证了 OpenFOAM 求解器在处理波、流与结构物相互作用中的有效性。彭耀等^[23]基于自主开发的 naoe-FOAM-SJTU 求解器,研究了固定式海上风机基础在波流联合作用下的波浪力,并与模型实验进行了比较,研究发现,在波流同向和波流存在夹角的情况下,数值模拟的结果都与实验值吻合的很好。

本文基于自主开发的 naoe-FOAM-SJTU 求解器,利用三维数值水池模块,对规则波下直立圆柱的波浪爬升、波浪载荷进行数值模拟,分析了波浪参数对波浪爬升、波浪载荷的影响。

2 数值方法

2.1 流体控制方程

naoe-FOAM-SJTU 求解器是基于开源平台 OpenFOAM 自主开发的船舶与海洋工程 CFD 求解器^[24-26],该求解器包含数值造波与消波模块、六自由度运动模块、湍流模型模块、重叠网格模块以及锚链模块等,可以对船舶及海洋结构物水动力性能进行有效的预报。对于非定常、不可压的黏性流体,naoe-FOAM-SJTU 求解器采用连续方程和 N-S 方程可表示为:

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

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

式中 $\mathbf{U}$ 和 $\mathbf{U}_g$ 分别为流场速度和网格节点速度, $p_d = p - \rho \mathbf{g} \cdot \mathbf{x}$ 表示流场动压力, p 是总压力, ρ 是流体密度, $\mu_{eff} = \rho(\nu - \nu_t)$ 是动力黏性系数, f_σ 为表面张力, 只在界面处起作用, 在非界面处为零, f_s 是数值造波中消波区的源项, 仅对消波区有效。

2.2 自由面捕捉

naoe-FOAM-SJTU 求解器中自由面的捕捉采用了 OpenFOAM 中自带的 VOF (volume of fluid) 法, VOF 法是目前常用的捕捉自由面的方法, 通过求解体积分数函数来捕捉自由面。

$$\frac{\partial \alpha}{\partial t} + \nabla \cdot [(\mathbf{U} - \mathbf{U}_g)\alpha] + \nabla \cdot [\mathbf{U}_r(1 - \alpha)\alpha] = 0 \quad (3)$$

其中体积分数 α 用来表示网格内流体占有体积与整个网格体积的比重。 $\alpha=0$ 表示该网格内没有流体, $0 < \alpha < 1$ 表示自由面, $\alpha=1$ 表示该网格单元被流体充满。

2.3 数值波浪水池

naoe-FOAM-SJTU 求解器的数值波浪水池包含了数值造波、数值消波以及浪高仪等模块。可以实现推板造波、摇板造波、速度入口边界造波, 用于处理不同的水动力问题, 本文采用速度入口边界造斯托克斯一阶规则波, 入口边界条件设置如下:

$$\eta = a \cos(\mathbf{k} \cdot \mathbf{x} - \omega t + \delta) \quad (4)$$

$$u = U_0 + a\omega e^{kz} \cos(\mathbf{k} \cdot \mathbf{x} - \omega t + \delta) \quad (5)$$

$$v = a\omega e^{kz} \cos\beta \cos(\mathbf{k} \cdot \mathbf{x} - \omega t + \delta) \quad (6)$$

$$w = a\omega e^{kz} \sin\beta \sin(\mathbf{k} \cdot \mathbf{x} - \omega t + \delta) \quad (7)$$

其中, a , ω 和 $\mathbf{k}$ 分别是波幅、波频和波数。 β 是入射波的方向。为了避免波浪反射对计算精度的影响, 需要在出口边界前设置海绵层阻尼消波区, 通过在动量方程中增加一个源项

$$f_s = -\rho \mu_s (\mathbf{U} - \mathbf{U}_{corr}),$$

使在特定区域内的自由波面逐渐消弱至水平面, 从而避免在出口边界处形成反射。本文采用的消波阻尼源项为:

$$f_s(x) = \alpha_s [(x - x_0) / L_s] \quad x > x_0 \quad (8)$$

其中 x_0 表示消波区的起始位置, L_s 表示消波区长度, α_s 为人工粘性系数, U_{corr} 为修正系数, 主要作用是进行质量修正, 保证计算过程中的质量守恒。

3 计算模型

3.1 模型及计算网格

本文选取一直立圆柱作为研究对象来研究规则波下圆柱的波浪爬升和波浪载荷, 实验数据来源于韩国船舶与海洋工程研究所^[27]。圆柱的直径为 16 m, 吃水为 24 m。圆柱周围设置了 10 个浪高仪, 如图 1 所示。表 1 给出了各浪高仪的位置。

网格的划分是利用 OpenFOAM 自带的 snappyHexMesh 工具实现的, 首先运用 blockMesh 软件绘制背景网格, 再利用 snappyHexMesh 工具划分圆柱表面的网格。计算域大小为: $-2L < x < 3L$, $-L < y < L$, $-L < z < 0.5L$, 其中 L 是波长, 计算域如图 2 所示。数值水池左侧为波浪入口边界, 右侧选取长度为 L 的消波区, 用来抵消出口处的波浪反射, 圆柱表面采用无滑移固壁条件。划分网格时对自由液面以及圆柱表面部分进行局部细化, 以便精确捕捉自由液面和处理基础表面边界层内速度等物理量的剧烈变化。一个波高范围内的网格数量大于 20 个, 一个波长范围内的网格数约为 70 个, 模型表面 y^+ 控制在 50 左右, 整个网格量大约为 170 万。图 3 为计算网格。

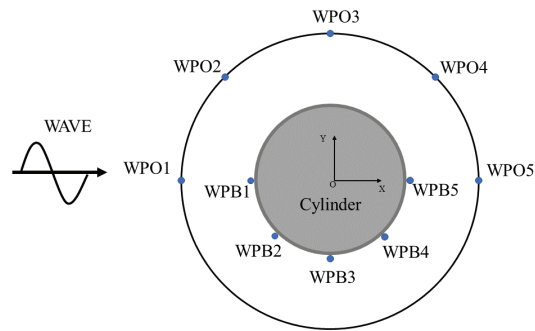


图 1 圆柱周围浪高仪的布置图

表 1 各浪高仪的位置

Inner circle	x (m)	y (m)	Outer circle	x (m)	y (m)
WPB1	-8.2063	0.0000	WPO1	-16.0000	0.0000
WPB2	-5.8027	-5.8027	WPO2	-11.3137	-11.3137
WPB3	0.0000	-8.2063	WPO3	0.0000	16.0000
WPB4	5.8027	-5.8027	WPO4	11.3137	11.3137
WPB5	8.2063	0.0000	WPO5	16.0000	0.0000

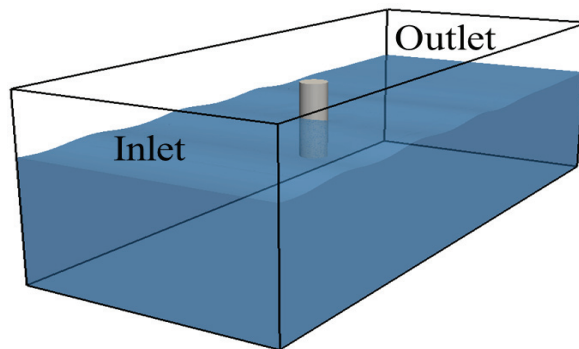


图 2 计算域大小

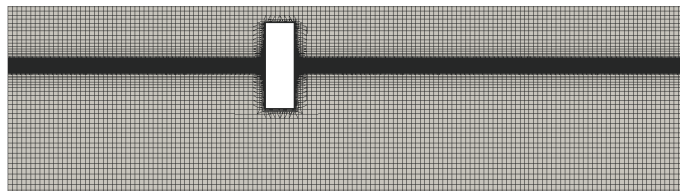


图3 网格划分图

3.2 计算工况

本文对直立圆柱在规则波下的波浪爬升进行了数值模拟，计算工况为 7s 和 15s 两种波浪周期。每个周期包含 $H/L = 1/30$, $1/16$ 和 $1/10$ 三个波陡参数，工况具体参数如表 2 所示。

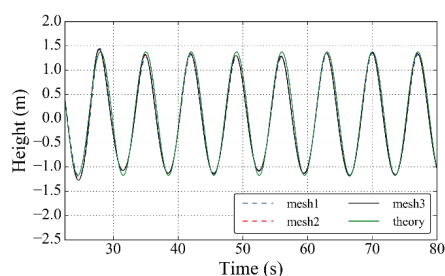
表 2 计算工况

$T = 7 \text{ s}$				$T = 15 \text{ s}$		
H/L	$L(\text{m})$	D/L	$H(\text{m})$	$L(\text{m})$	D/L	$H(\text{m})$
1/30			2.548			11.700
1/16	76.44	0.21	4.777	351.00	0.046	21.938
1/10			7.644			35.100

4 结果分析

4.1 数值造波验证

为验证数值模拟的正确性，本文首先针对空场造波进行了网格收敛性验证，并与理论解进行了对比。对于 $T=7\text{s}$, $H/L=1/30$ 工况，采用三套网格进行了数值模拟，网格数分别为 33 万、96 万和 271 万，时间步长均为 0.005s 。图 4 所示为 $T=7\text{s}$, $H/L=1/30$ 工况下，采用三套网格计算得到的 $x=0$ 处自由面时历曲线与理论结果的对比。可以发现，三套网格测得的结果几乎完全一致，波形稳定，并且与理论结果吻合得很好。这表明本文所采用的方法具有很好的网格收敛性，综合波陡较大的工况以及计算效率，本文采用 96 万的网格量作为空场造波的网格。

图4 $x=0$ 处自由面时历曲线与理论解对比图

4.2 波浪爬高验证

为研究不同波浪参数下的波浪爬升和波浪载荷特性, 本文首先将不同工况下计算得到的无因次参数 RAO 结果与实验结果进行了对比。图 5 和图 6 分别为 $T=7s$ 工况下圆柱附近测波点 (WPB1、WPB4 和 WPB5) 以及远离圆柱的测波点 (WPO1、WPO4 和 WPO5) 的 RAO 值与实验结果的对比, 可以看出, 本文数值模拟的结果与实验结果吻合的较好, 说明本文的数值模拟具有较好的精度。对于圆柱前方的测波点 WPB1 和 WPO1, RAO 值随着波陡的增大而增大, 这与实验结果是一致的, 说明波陡越大, 圆柱前方的波浪爬升现象越明显。在 WPO1 处, $H/L=1/10$ 工况下, 数值计算的 RAO 值与实验结果相差较大。在 WPB4 和 WPO4 处的 RAO 值随波陡增加反而减小, 这也与实验趋势是一致的。而在圆柱后方 WPB5 和 WPO5 处的实验 RAO 值约为 1, 数值模拟结果比实验值偏小。

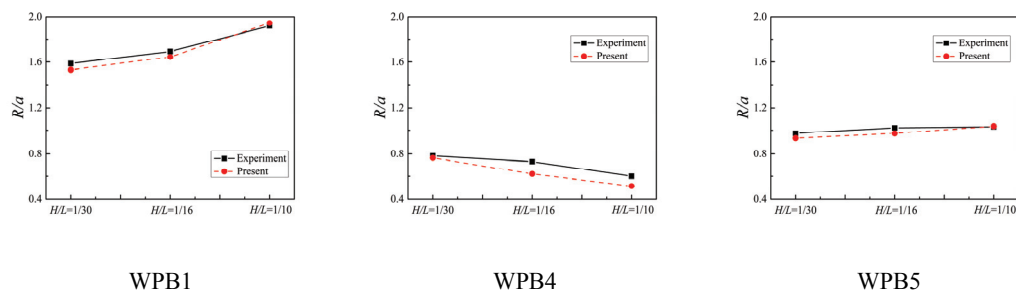


图 5 圆柱附近测波点自由面的 RAO 值

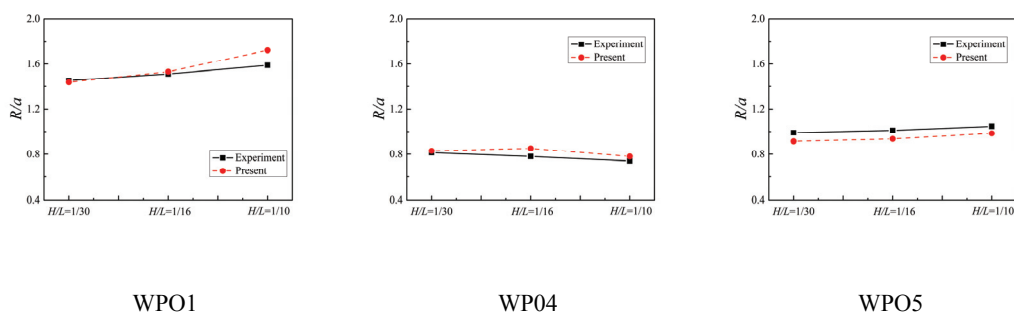


图 6 远离圆柱测波点自由面的 RAO 值

4.3 自由面时历曲线 ($T=7s$)

图 7 和图 8 所示分别为 $T=7s$ 时, 三种波陡下圆柱附近的自由面时历曲线图以及傅立叶变换后频率谱图, 三个测波点分别为 WPB1, WPB4 和 WPB5。可以看出, 随着波陡的增大, 波高时历曲线呈现明显的非线性特征, 在 $T=7s$, $H/L=1/10$ 工况下, WPB4 处出现了明显的二次波峰, 且 WPB4 处的波高小于其他测波点处, 表明 WPB4 处具有强非线性特征。这是由于波浪绕过圆柱后方相互作用, 一部分会向上游回流并与入射波相互叠加, 从而形成的二次波峰。通过傅立叶变换可知, 在波陡较大的情况下, 波高的二阶幅值也比较大,

在 WPB4 和 WPB5 处甚至出现了三阶幅值。

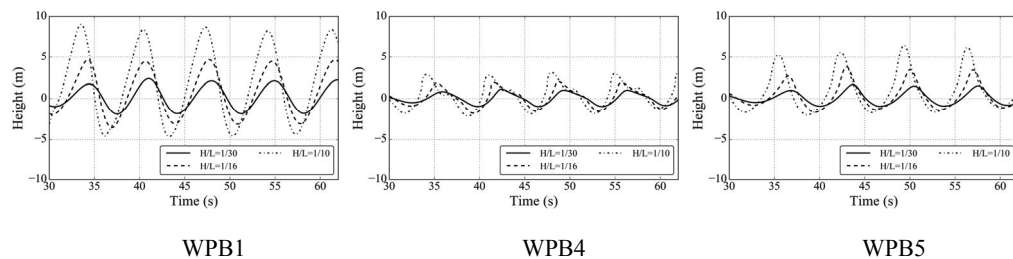


图7 不同波陡下圆柱附近测波点自由面时历曲线

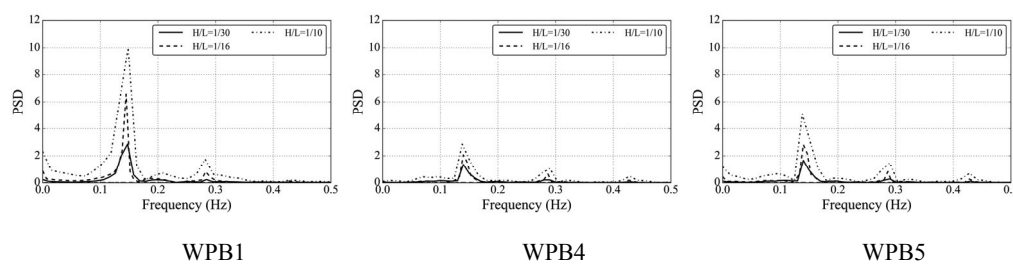


图8 不同波陡下圆柱附近测波点频率谱

图 9 和图 10 所示为 $T=7s$ 时, 三种波陡下远离圆柱的三个测波点 WPO1, WPO4 和 WPO5 处自由面时历曲线图以及傅立叶变换后频率谱图。可以看出, 远离圆柱处的自由面变化趋势与圆柱附近类似, 但是非线性现象不如圆柱附近明显, 测波点的各阶幅值均小于圆柱附近的测波点。

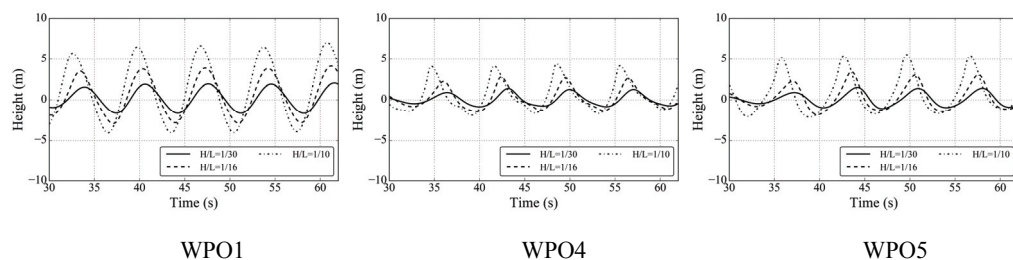


图9 不同波陡下远离圆柱测波点自由面时历曲线

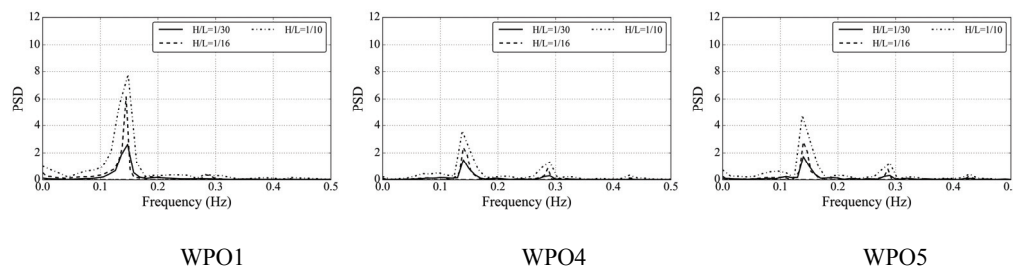


图10 不同波陡下圆柱附近测波点频率谱

4.4 波浪力分析

图11和图12所示为 $T=7s$ 和 $T=15s$ 工况下的水平波浪力时历曲线和傅立叶变换后的频率谱。从图中可以看出， $T=7s$ 时，波浪力的非线性不如圆柱周围自由面时历，水平波浪力的二阶幅值远小于一阶幅值，这可能是因为计算波浪力时波浪与圆柱相互作用产生的局部效应被忽略了。而对于 $T=15s$ 时，大波陡情况下，波浪力的高阶成分对于波浪力影响很大，可以看到，在 $H/L=1/10$ 时，出现四阶水平力。

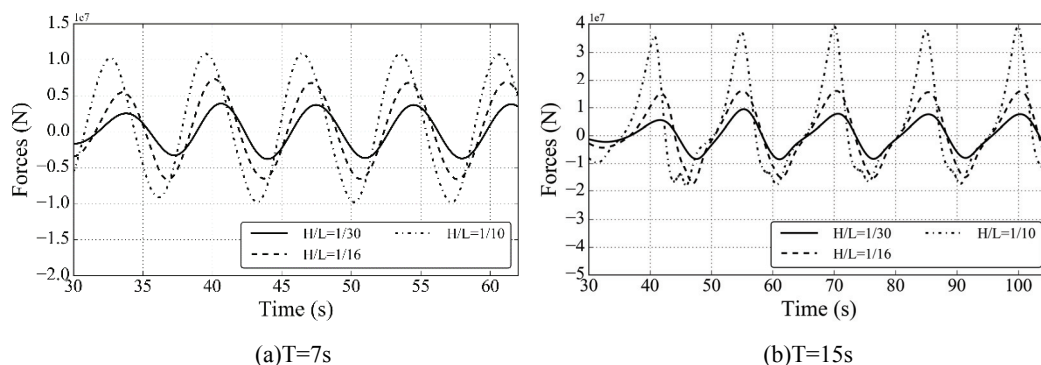


图 11 不同波陡下圆柱水平波浪力时历曲线

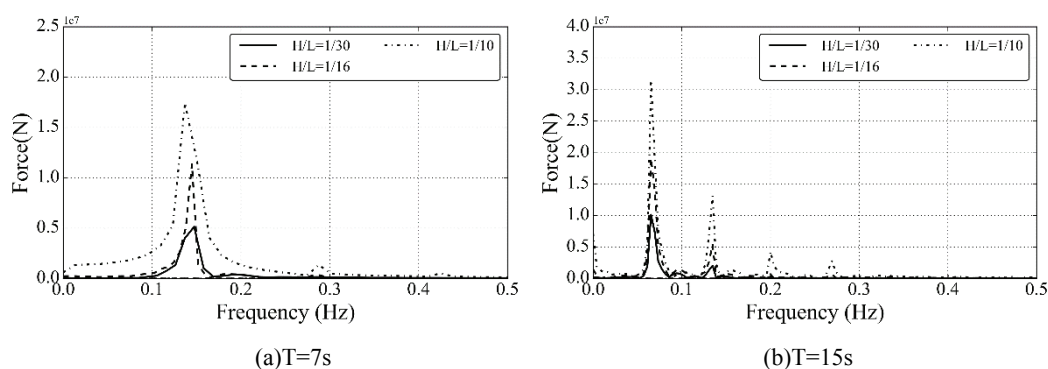
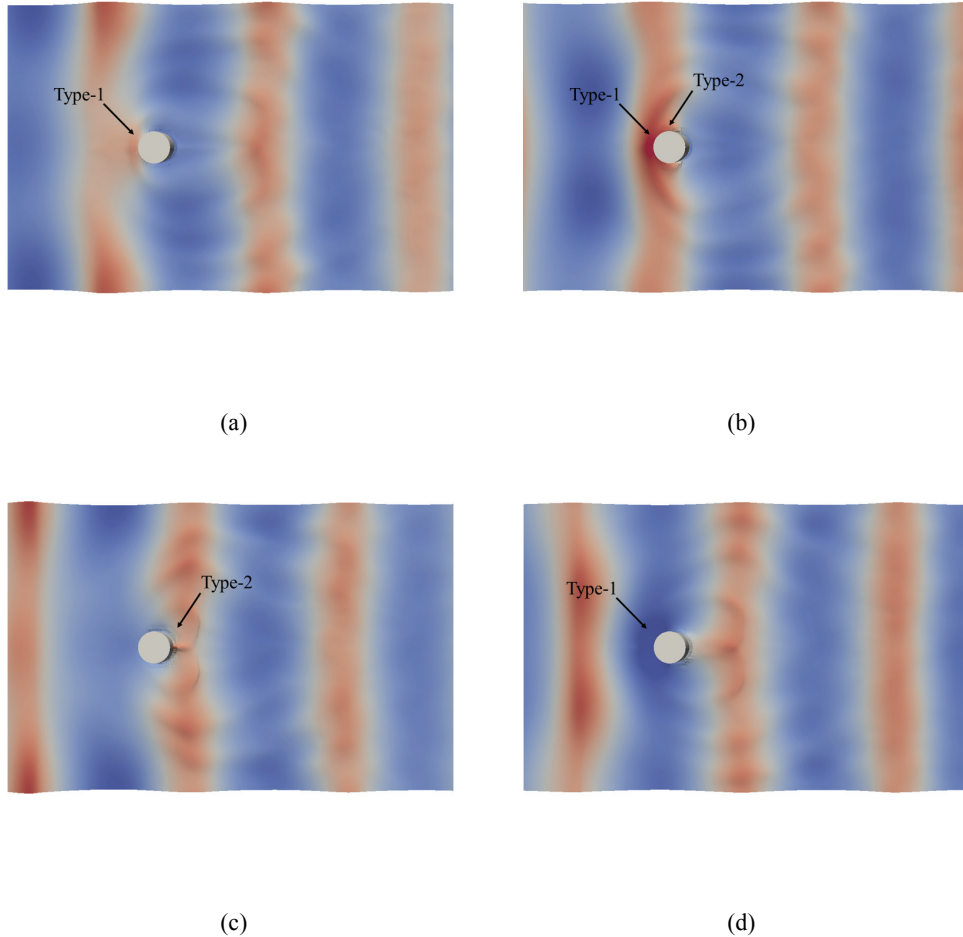


图 12 不同波陡下圆柱水平波浪力频率谱

4.5 圆柱周围流场分析

图13为 $T=7s$, $H/L=1/10$ 工况下圆柱周围波浪衍射图，本文的数值模拟方法可以清晰地捕捉到圆柱周围的波浪衍射。从图中可以看出，当波峰接近圆柱前方时，圆柱前方的水体被圆柱阻隔，形成了与圆柱同心的波浪衍射场（Type-1），这与Swan和Sheikh^[28]的模型实验结果是一致的。当波浪继续向前从圆柱两侧绕过圆柱后，在圆柱后方相遇，一部分会向上游回流并与入射波相互作用，在圆柱的肩部产生一种不与圆柱同心的衍射场（Type-2），这表明波浪在圆柱肩部会发生强烈的非线性现象。当波谷传播到圆柱时，又会产生Type-1的衍射场。

图 13 $T=7s$, $H/L=1/10$ 工况下圆柱周围波浪衍射图

5 结论

本文基于自主开发的船舶与海洋工程 CFD 求解器 naoe-FOAM-SJTU，数值模拟了一座固定式圆柱在规则波作用下波浪爬升特性。本文首先针对 $T=7s$, $H/L=1/30$ 工况进行了网格收敛性验证，数值模拟结果与理论结果吻合得很好，说明本文采用的网格具有很好的收敛性。本文将不同工况下计算得到的无因次参数 RAO 结果与实验结果进行了对比，发现本文数值模拟的结果与实验结果吻合的较好，对于圆柱前方的测波点的 RAO 值随着波陡的增大而增大，这与实验结果是一致的，说明波陡越大，圆柱前方的波浪爬升现象越明显，而在圆柱肩部的 RAO 值随波陡增加反而减小。对不同波浪参数

下的测波点进行傅立叶变换可知,在圆柱肩部附近的测波点出现了三阶幅值,而在 $T=7s$ 时,波浪力的非线性不如圆柱周围波高的非线性。通过对圆柱周围流场的分析,发现本文的数值模拟可以捕捉到与前人实验吻合的两种波浪衍射现象。本文计算结果展示了 naoe-FOAM-SJTU 求解器可以很好地模拟规则波作用下圆柱的波浪爬升现象,为平台标高的确定提供参考依据。

致谢

本研究工作获得国家自然科学基金项目(51490675, 11432009, 51579145)、长江学者奖励计划(T2014099),上海高校东方学者特聘教授岗位跟踪计划(2013022),上海市优秀学术带头人计划(17XD1402300),以及工信部数值水池创新专项 VIV/VIM 项目(2016-23/09)资助。在此一并表示衷心感谢。

参 考 文 献

- 1 Galvin C J, Hallermeier R J. Wave run-up on vertical cylinders. In Proc. 13th Int. Conf. Coastal Eng., Vancouver, Canada, 1972, 1955-1974.
- 2 Niedzwecki J M, Duggal S D. Wave run-up and forces on cylinders in regular and random waves. J. Waterw. Port C-ASCE, 1992, 118(6): 615-634.
- 3 Chaplin J R, Rainey R C R, Yemm R W. Ringing of a vertical cylinder in waves. J. Fluid Mech., 1997, 250: 119-147.
- 4 Morris-Thomas M T, Thiagarajan K P. The run-up on a cylinder in progressive surface gravity waves: harmonic components. Appl. Ocean Res., 2004, 26(3-4):98-113.
- 5 单铁兵, 杨建民, 李欣, 肖龙飞. 波浪入射角度对立柱周围波面扰动特性的影响研究. 船舶力学, 2016, 20(10): 1234-1243.
- 6 单铁兵, 杨建民, 李欣, 肖龙飞. 水流对立柱周围波浪爬升特性的影响. 上海交通大学学报, 2014, 48(1): 116-124.
- 7 沈玉稿, 杨建民, 李欣, 等. 风机基础所受波浪抨击力的数值模拟和实验研究. 船舶力学, 2013, 17(9): 1009-1020.
- 8 Trulsen K, Teigen P. Wave scattering around a vertical cylinder: fully nonlinear potential flow calculations compared with low order perturbation results and experiments. In Proc. 21st Int. Conf. Offshore Mech. and Artic Eng., Oslo, Norway, 2002, OMAE2002-28173.
- 9 Kwon S, Lee H, Kim C. Wavelet transform based coherence analysis of freak wave and its impact. Ocean Eng., 2005, 32(13): 1572-1589.
- 10 耿宝磊. 波浪对深海海洋平台作用的时域模拟. 大连: 大连理工大学, 2010.

- 11 刘珍, 滕斌, 宁德志, 孙亮. 波流与结构物相互作用的数值模拟. 计算力学学报, 2010, 27(1): 82-87.
- 12 Danmeier D G, Seah R K M, Finnigan T, Roddier D. Validation of wave run-up calculation methods for a gravity based structure. In Proc. 27th Int. Conf. Ocean, Offshore and Arctic Eng., Estoril, Portugal, 2008, OMAE2008-57625.
- 13 Gerald C, Morgan J, Zang J. Using the RasInterFoam CFD model for non-linear wave interaction with a cylinder. In Proc. 20th Int. Offshore and Polar Eng. Conf., International Society of Offshore and Polar Engineers, Beijing, China, 2010, ISOPE-I-10-099.
- 14 Chella M A, Bihs H, Myrhaug D, Muskulus M. Breaking characteristics and geometric properties of spilling breakers over slopes. Coastal Eng., 2015, 95: 4-19.
- 15 Chella M A, Bihs H, Myrhaug D, Aggarwal A, Arntsen A. Hydrodynamic characteristics and geometric properties of plunging and spilling breakers over impermeable slopes. Ocean Model., 2016, 103: 53-72.
- 16 Chella M A, Bihs H, Myrhaug D, Muskulus M. Breaking solitary waves and breaking wave forces on a vertically mounted slender cylinder over an impermeable sloping seabed. J. Ocean Eng. Marine Energy, 2017, 3(1): 1-19.
- 17 Yoon S H, Kim D H, Sadat-Hosseini H, Yang J, Stern F. High-fidelity CFD simulation of wave run-up for single/multiple surface-piercing cylinders in regular head waves. Appl. Ocean Res., 2016, 59: 687-708.
- 18 Paulsen B, Bredmose H, Bingham H. Focused wave impact on a vertical cylinder: experiment, numerical reproduction and a note on higher harmonics. IWWF28, 2013.
- 19 唐鹏, 于定勇, 田艳. 海洋工程中直立圆柱波浪爬升问题的数值研究. 中国海洋大学学报: 自然科学版, 2016, (10): 116-122.
- 20 查晶晶, 万德成. 用 OpenFOAM 实现数值水池造波和消波. 海洋工程, 2011, 29(3): 1-12.
- 21 Cao H J, Wan D C. RANS-VOF solver for solitary wave run-up on a circular cylinder. China Ocean Eng., 2015, 29(2): 183-196.
- 22 Cao H J, Wan D C. Benchmark computations of wave run-up on single cylinder and four cylinders by naoe-FOAM-SJTU solver. Appl. Ocean Res., 2017, 65: 327-337.
- 23 彭耀, 张笑通, 万德成, 郇彩云. 海上固定式风机基础的波流载荷数值计算分析. 水动力学研究与进展, 2017, 32(1): 1-10.
- 24 Shen Z R, Wan D C, Carrica P M. Dynamic overset grids in OpenFOAM with application to KCS self-propulsion and maneuvering. Ocean Eng., 108, 287-306.
- 25 Shen Z R, Wan D C. An irregular wave generating approach based on naoe-FOAM-SJTU solver. China Ocean Eng., 30, 177-192.
- 26 Wang J H, Wan D C. Numerical simulation of pure yaw motion using dynamic overset grid technology. Chinese J. Hydrodyn., 31, 567-574.
- 27 Sun L, Zang J, Chen L, Taylor R E, Taylor P H. Regular waves onto a truncated circular column: A comparison of experiments and simulations. Appl. Ocean Res., 2016, 59: 650-662.
- 28 Swan C, Sheikh R. The interaction between steep waves and a surface-piercing column. Philos. Trans. R. Soc. London, Ser. A., 373, 20140114.

Numerical simulation of regular wave run-up on a circular cylinder

LIU Zheng-hao, WAN De-cheng

(School of Naval Architecture, Ocean and Civil Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Collaborative Innovation Center for Advanced Ship and Deep-Sea Exploration, Shanghai, 200240, Email: dcwan@sjtu.edu.cn)

Abstract: When the offshore platform is in service, it not only suffers the long-term wave load, but also encounters strong nonlinear phenomena such as wave run-up. Under severe sea conditions, wave run-up may cause a huge slamming pressure on the deck of the platform and destroy the platform structure. Thus, accurate prediction of the wave run-up effect is of great significance for the design of offshore platform design. In this work, the wave interactions with a circular cylinder are investigated using the in-house CFD solver naoe-FOAM-SJTU. The wave run-up and wave loads on the cylinder are discussed. To validate the accuracy of wave generation, the numerical simulation results of wave generation are firstly compared with the theoretical results. Secondly, different wave parameters are selected to analyze the influence of wave period and wave steepness parameters on the wave run-up effect. The calculated response amplitude operators (RAOs) of surface elevation are compared with the experimental results. The evolution process of the free surface and the secondary crest phenomenon during the wave run-up process are discussed. The numerical results indicate that the naoe-FOAM-SJTU solver can simulate the wave run-up problem accurately and predict the hydrodynamic performance of the offshore structures.

Key words: Wave run-up; Wave force; Numerical wave tank; naoe-FOAM-SJTU solver.

小水线面双体型深远海科学调查作业船稳定鳍的研究与设计

苗飞, 邬婷, 程红蓉, 葛伟帧

(中国船舶科学研究中心上海分部, 上海, 200011, Email: miaofei@702sh.com)

摘要: 在小水线面双体船上加装稳定鳍是提高其纵向运动稳定性的有效措施。通过对小水线面双体船纵向运动方程的推导和稳定性判别准则的分析, 提出了一种工程实用的稳定鳍设计方法。针对一艘 2000 吨级小水线面双体型深远海科学调查作业船开展了稳定鳍的工程设计, 并评估了稳定鳍设计方案对小水线面船纵向运动稳定性的改善效果, 证实了稳定鳍可以有效地提高小水线面船的纵向运动稳定性裕度。最后, 借助船模试验对艏艉鳍角度进行了优选, 获得了满足设计要求的稳定鳍方案。

关键词: 小水线面双体船; 稳定鳍; 纵向运动稳定性; 稳定性裕度

1 引言

小水线面双体船 (Small Water-Plane-Area Twin Hull, 简称 SWATH) 是一种具有优良耐波性的高性能船舶。与常规的单体船相比, 它具有自然运动周期长, 运动幅度小, 波浪中失速少, 砰击、上浪及乘员的晕船概率低等优点^[1]。但小水线面双体船较小的水线面面积也存在一些问题, 作用在下潜体上的 Munk 力矩的影响使得其在高速航行时有可能发生纵向运动失稳。为改善小水线面双体船的纵向运动稳定性, 最常用的方法是在其潜体内侧前后分别布置一对稳定鳍。通过合理的设计, 稳定鳍在改善船体纵向运动稳定性的同时, 还可以减小船体纵向运动响应幅值, 改善航行姿态^[2]。

小水线面双体型深远海科学调查作业船是 702 所设计开发的一型 2000 吨级的科考船, 目前已开工建造。本研究在对小水线面双体船纵向运动理论分析的基础上, 针对该型船开展了稳定鳍的研究与设计, 阐述了稳定鳍的设计过程, 分析了稳定鳍的配平作用^[3], 并借助模型试验开展了稳定鳍角度的优选, 最后获得了满足工程实际要求的稳定鳍方案设计。

2 小水线面双体船的纵向运动方程和稳定性判别准则

坐标系采用固定在船体上的运动坐标系 $O-xyz$, 坐标原点位于未扰动的水平面, 它处于船重心的正上方。 $O-xy$ 与静水面重合, $O-xz$ 剖面与船的中纵剖面重合, x 轴指向船艏为正, z 轴通过船的重心垂直向下为正。

在静水中, 小水线面双体船的纵向运动方程可采用水翼船类似方法^[4], 其垂荡和纵摇运动方程可表述如下:

$$\bar{M}(\dot{W} - U_q) = Z_{\dot{W}}\dot{W} + Z_W W + Z_Z Z + Z_{\dot{q}}\dot{q} + Z_q q + Z_{\theta}\theta \quad (1)$$

$$I_y \dot{q} = M_{\dot{W}}\dot{W} + M_W W + M_Z Z + M_{\dot{q}}\dot{q} + M_q q + M_{\theta}\theta \quad (2)$$

式中, $\bar{M}$ 为船的总质量, U 为航速, W 和 $\dot{W}$ 分别为速度在垂向方向上的投影及其导数, θ 、 q 、 $\dot{q}$ 分别为船的纵倾角、角速度及其导数, Z , M 分别为法向力和纵倾力矩, 带下标的表示变量的偏导数。

由于 Z 、 W 、 θ 、 q 都是摄动小量, 故有下式成立:

$$\begin{cases} Z \approx h \\ \dot{Z} \approx \dot{h} = W - U\theta \\ q = \dot{\theta} \\ \alpha \approx \frac{W}{U} \end{cases} \quad (3)$$

式中 α 为攻角。对方程进行无量纲化处理, $\bar{h} = \frac{h}{C}$, $\zeta = \frac{Z}{\frac{1}{2}\rho g U^2 S_W}$, $m = \frac{M}{\frac{1}{2}\rho g U^2 S_W C}$, $\mu = \frac{\bar{M}}{\frac{1}{2}\rho g S_W C}$, 其中 C 为特征长度 (取支柱长度的一半), S_W 为特征面积 (取水线面面积), ρ 为海水质量密度。特征方程可表示如下 (S 为拉普拉斯算子):

$$\begin{vmatrix} \mu(1 + \bar{\lambda}_{22})S^2 - \zeta_{\bar{\alpha}}S - \zeta_{\bar{h}} & \zeta_{\bar{\theta}}S^2 - (\zeta_{\bar{\theta}} + \zeta_{\bar{\alpha}})S - (\zeta_{\bar{\theta}} + \zeta_{\bar{\alpha}}) \\ m_{\bar{\alpha}} - m_{\bar{\alpha}}S - m_{\bar{h}} & \mu\bar{r}_y^2(1 + \bar{\lambda}_{44})S^2 - (m_{\bar{\theta}} + m_{\bar{\alpha}})S - (m_{\bar{\theta}} + m_{\bar{\alpha}}) \end{vmatrix} = 0 \quad (4)$$

变矢量改写成矩阵方程:

$$\dot{X} = QX \quad (5)$$

$$X = \begin{pmatrix} \bar{h} \\ \dot{\bar{h}} \\ \bar{\theta} \\ \dot{\bar{\theta}} \end{pmatrix} \quad (6)$$

$$Q = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ \frac{\zeta_{\bar{h}}}{\mu(1+\lambda_{22})} & \frac{\zeta_{\bar{\alpha}}}{\mu(1+\lambda_{22})} & \frac{\zeta_{\bar{\alpha}} + \zeta_{\bar{\theta}}}{\mu(1+\lambda_{22})} & \frac{\zeta_{\bar{\alpha}} + \zeta_{\bar{\theta}}}{\mu(1+\lambda_{22})} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{m_{\bar{h}}}{\mu\gamma_y^2(1+\lambda_{44})} & \frac{m_{\bar{\alpha}}}{\mu\gamma_y^2(1+\lambda_{44})} & \frac{m_{\bar{\alpha}} + m_{\bar{\theta}}}{\mu\gamma_y^2(1+\lambda_{44})} & \frac{m_{\bar{\alpha}} + m_{\bar{\theta}}}{\mu\gamma_y^2(1+\lambda_{44})} \end{bmatrix} \quad (7)$$

式中, λ_{22} 、 λ_{44} 为鳍的附加质量系数。进一步的, 按 S 幂次展开得 S 的四阶代数方程:

$$AS^4 + BS^3 + CS^2 + DS + E = 0 \quad (8)$$

其中:

$$\begin{cases} A = \mu(1+\lambda_{22}) \cdot \mu\gamma_y^2(1+\lambda_{44}) \\ B = -\mu(1+\lambda_{22}) \cdot m_{\bar{\theta}} - \zeta_{\bar{\alpha}}\mu\gamma_y^2(1+\lambda_{44}) \\ C = -\mu(1+\lambda_{22})(m_{\bar{\alpha}} + m_{\bar{\theta}}) - \mu\gamma_y^2(1+\lambda_{44})\zeta_{\bar{h}} + \zeta_{\bar{\alpha}}m_{\bar{\theta}} - m_{\bar{\alpha}}(\zeta_{\bar{\theta}} + \zeta_{\bar{\alpha}}) \\ D = \zeta_{\bar{\alpha}}(m_{\bar{\alpha}} + m_{\bar{\theta}}) + m_{\bar{\theta}}\zeta_{\bar{h}} - m_{\bar{h}}(\zeta_{\bar{\theta}} + \zeta_{\bar{\alpha}}) - m_{\bar{\alpha}}(\zeta_{\bar{\theta}} + \zeta_{\bar{\alpha}}) \\ E = \zeta_{\bar{h}}(m_{\bar{\alpha}} + m_{\bar{\theta}}) - m_{\bar{h}}(\zeta_{\bar{\theta}} + \zeta_{\bar{\alpha}}) \end{cases} \quad (9)$$

根据 Hurwitz-Routh 判据方法可知, 小水线面船纵向运动稳定性的条件为^[5]:

$$\begin{aligned} A, B, C, D, E &> 0 \\ BCD - AD^2 - B^2E &> 0 \end{aligned} \quad (10)$$

特征方程 (8) 若有解, 可精确求出 S 的 4 个根。根据式 (10) 的条件可知, 特征方程的所有特征根具有负实部, 则运动是稳定的, 否则是不稳定或振荡的。即稳定性的定量判别准则为:

$$R_e(\lambda_i) < 0, (i=1, 2, 3, 4) \quad (11)$$

其中, λ_i 为特征方程的 4 个根。设 $\max_i R_e(\lambda_i) \geq R_0, (R_0 > 0)$, 定义 R_0 为稳定裕度。若 R_0 越大, 则稳定裕度增加, 其稳定性程度也越高。

由式 (9) $E > 0$ 不难推出 $(m_{\theta} + m_{\alpha}) > 0$, $m_{\theta} < 0$, $m_{\alpha} > 0$ 。这里 m_{α} 为 Munk 力矩, m_{θ} 为恢复力矩, 故小水线面船纵向运动稳定的条件需要恢复力矩的作用大于 Munk 力矩的作用。需要指出的一点是, Munk 力矩不仅在俯仰力矩上体现出来, 实际上在偏航力矩上同样有 Munk

力矩，一旦船舶埋入水中，偏航力矩的 Munk 力矩会引起 Broaching（横甩）。但是，对于小水线面双体船来说，仅仅只有光体满足纵向运动稳定性还可能是不够的，还应当提高其稳定裕度。通过加装稳定鳍可以部分抵消 Munk 力矩的不稳定作用，进一步提高小水线面船的稳定性^[3,6,7]。

3 稳定鳍的设计

以一艘 2000 吨级小水线面双体型深远海科学调查作业船实船为对象开展了稳定鳍的工程研究与设计。表 1 给出了该小水线面双体船的主要船体参数。

表 1 小水线面双体船的船体参数

参数	数值	参数	数值
设计水线长 L_{WL}/m	58.68	水线面面积 S_W/m^2	228.8
型宽 B/m	23.00	支柱长 L_Z/m	53.7
潜体最大宽度 B_{max}/m	6.37	纵稳心高 $\bar{G}_m/m$	14.408
设计吃水 T/m	5.70	单个潜体的排水体积 ∇_R/m^3	822.4
设计航速 V_S/kn	12.8	浮心纵向位置/m	0
排水量 Δ/t	2060	漂心纵向位置/m	-2.688

参考“实验 1”号小水线面双体科考船，本船的稳定性方案采用艏鳍组合方式，在下潜体的前后部内侧分别设置两对固定式的稳定性鳍。

由于鳍距重心较远，同时在尾部受波浪干扰小，其调节作用也大。鳍的横剖面选用 NACA0020 翼型，展弦比取 1.2，鳍型心与浮心的距离为 23.43m。这里参照舵的水动力曲线和舵的规范来进行鳍的面积的计算。

鳍产生的升力矩为：

$$M_L = \frac{1}{2} \rho V^2 \alpha C_L^\alpha S_1 l_1$$

其中， α 为鳍攻角， C_L^α 为升力系数斜率， S_1 为鳍总面积， l_1 为鳍型心与浮心的距离。

小水线面船船体的静纵向恢复力矩：

$$M_\theta = \theta \bar{G}_{mL} \Delta$$

其中， θ 为船体纵倾角度。

作用在小水线面船上的 Munk 力矩为：

$$M_\alpha = \frac{1}{2} \rho V^2 \nabla_R k$$

其中， ∇_R 船体型排水体积， k 为修正系数^[4]。

假定每改变鳍攻角 8° ，可改变小水线面船纵倾角 1° ，则鳍面积：

$$S_1 = \frac{\theta \bar{G}_{mL} \Delta - \frac{1}{2} \rho V^2 \nabla_R \kappa}{\frac{1}{2} \rho V^2 \alpha C_L l_1} = 24.78 \text{ m}^2$$

根据计算结果确定舵鳍面积为 25.0 m^2 ，单个鳍的面积为 12.5 m^2 ，舵鳍外形形状为梯形。具体尺寸见表 2 所示。

表 2 舵鳍参数

单个舵鳍面积/ m^2	展长/m	平均弦长/m
12.5	4.0	3.125

舵鳍型心与浮心的距离为 18.4 m ，舵鳍面积 S_2 可根据下式来确定：

$$S_2 = 0.22 S_W - S_1 = 25.336 \text{ m}^2$$

根据计算结果选取舵鳍面积为 25.56 m^2 ，则单个鳍的面积为 12.78 m^2 ，舵鳍的外形形状也采用梯形，其具体尺寸见表 3 所示。

表 3 舵鳍参数

单个舵鳍面积/ m^2	展长/m	平均弦长/m
12.78	3.6	3.55

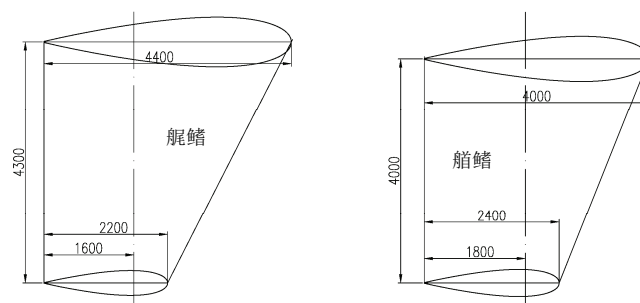


图 1 舵鳍稳定鳍的主要尺寸

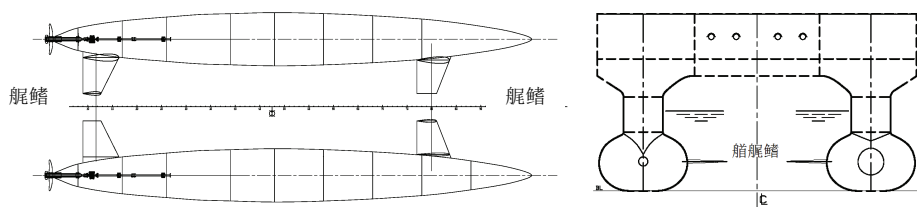


图 2 舵鳍稳定鳍的安装位置

4 纵向运动稳定性的计算分析

先讨论在静水中以航速 VS 航行的不带稳定鳍的小水线面船的纵向运动稳定性，根据公式将输入参数代入可求得特征方程的 4 个特征根分别为：

$$-0.4837, -0.8712, -0.1274 \pm 0.9473i$$

4 个特征根的实部均小于零，根据稳定性判别准则可知，不带鳍的小水线面船在静水中航行时是稳定的，其稳定度 $R_0=0.1274$ 。

再分析在静水中以航速 VS 航行的带首艏鳍的小水线面船的纵向运动稳定性，同样的，可求得特征方程的 4 个特征根为：

$$-1.0987, -0.1664, -0.4306 \pm 0.9954i$$

把它们与不带鳍的小水线面船在静水中航行时的纵向运动相比较可见，带艏艏稳定鳍的小水线面船的特征根的分布比不带鳍的特征根的分布更偏向虚轴的左侧，即增加了稳定性。它的稳定度 $R_0=0.1664$ ，相比无鳍情况下稳定度提高了 30%。

5 稳定鳍角度的试验研究

静水下的模型试验主要包括两个试验内容：一是设计吃水下的模型静水拖曳试验，包括阻力、升沉与纵倾；艏鳍攻角的优选试验。通过静水下的航行试验，确定艏鳍的安装角度，使得小水线面船在设计航速附近的纵向姿态呈现适度尾倾，同时保证加装艏鳍情况下的船体阻力增加在可接受范围之内。

模型试验在上海船舶运输科学研究所拖曳水池进行。船模系玻璃钢材质，表面油漆光滑，在船模下潜体艏部和 19 站处分别安装有直径为 1mm 的激流丝。模型缩尺比为 1:14.25，在模型拖曳试验时，一对艏鳍和一对艏鳍分别安装在潜体的内侧，艏鳍角度可手动调节，如图 3 所示。

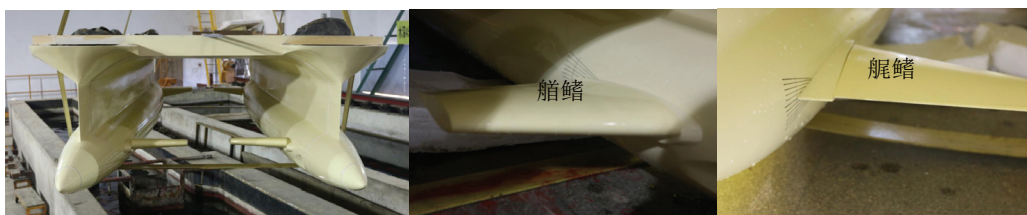


图 3 小水线面船及稳定鳍的模型

艏鳍角度组合初定艏鳍 $+5^\circ$ 、尾鳍 -3° ，试验过程中根据试验状态进行了角度的优选。图 4 和图 5 给出了艏鳍不同角度组合下的小水线面船的纵倾变化和船体 20 站的升沉情

况。从图中可以看出,随着船艏鳍角度的增大,小水线面船 20 站升沉和船体的纵倾值逐渐减小,稳定鳍对船体纵倾的改善作用越来越明显,在船鳍 $+9^\circ$ 、尾鳍 -9° 的工况下,除 12kn 附近以外(12kn 附近呈现一定的首倾,最大首倾角度 0.08°),小水线面船在 5kn~13kn 航速范围内均呈现适度的尾倾,满足设计要求。

图 6 给出了船艏鳍不同角度组合下的水线面船有效功率曲线。从图 6 可知,在航速 8~13kn 范围内,随着船艏鳍角度的不断增加,小水线面船的船体阻力也随之增大,船艏鳍的存在增加了船体的阻力。船鳍 $+9^\circ$ 、尾鳍 -9° 的工况在设计点附近的船体有效功率约为 1300kW,根据船体的装机功率进行综合考量,认为阻力的增加量在可接受范围之内。

综上,根据模型试验优选得到的船艏鳍的角度组合为:船鳍 $+9^\circ$ 、尾鳍 -9°

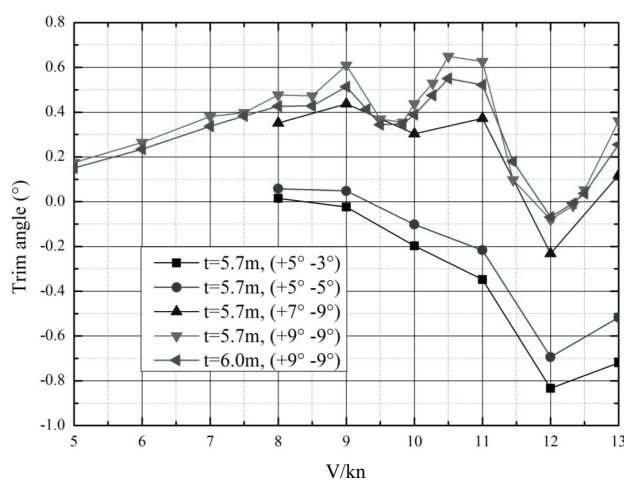


图 4 不同稳定鳍角度下的船体纵倾曲线(纵倾角 θ : 尾倾为正, 首倾为负)

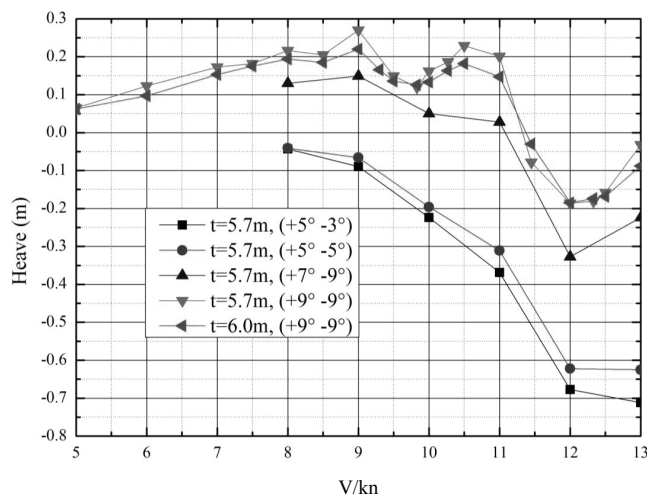


图 5 不同稳定鳍角度下的船体 20 站升沉(升沉: 向上为正, 向下为负)

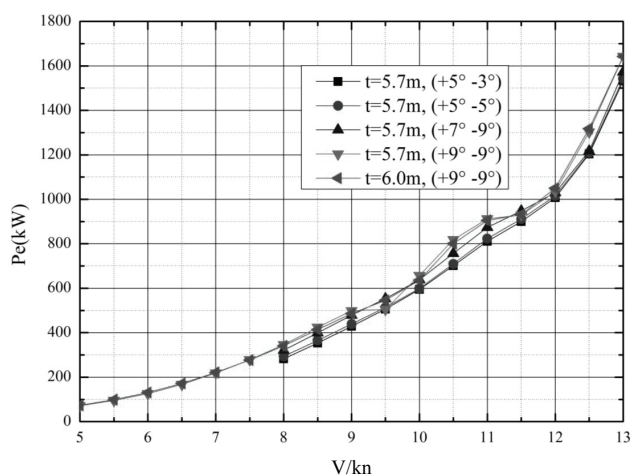


图6 不同稳定鳍角度下的船体有效功率曲线

6 结 论

本研究基于静水中的小水线面双体船纵向运动方程和纵向运动稳定性判据,以一艘小水线面双体型深远海科学调查作业船为对象,开展了稳定鳍的研究与方案设计,得到如下结论:

(1) 稳定鳍的产生的升力力矩可以部分平衡 Munk 力矩的副作用,通过对影响小水线面船纵向运动稳定的因素的分析,提出了稳定鳍的设计方法,主要是确定艏舰鳍的面积,给出了艏舰鳍的设计参数。

(2) 根据小水线面船纵向运动稳定性判别准则,并据此对艏舰鳍的设计方案进行了理论评估,设计的艏舰鳍方案可有效改善船体纵向运动的稳定性,稳定性裕度提高了 30%。

(3) 采用船模试验的方法对艏舰鳍角度进行了优选,综合衡量加装稳定鳍后的船体航行姿态纵倾与升沉的变化及船体阻力的增加,选定艏鳍+9°、尾鳍-9°作为最终的艏舰鳍组合角度方案,稳定鳍的设计方案可满足工程实际需求。

参 考 文 献

- 1 姚华利. SWATH 船稳定鳍的优化及纵向运动控制研究[D]. 厦门: 厦门大学, 2013.
- 2 朱炳泉, 睢爱国, 魏纳新, 等. 小水线面双体船纵向运动控制系统的试验研究[J]. 中国造船, 2005,46(4):1-10.
- 3 郭值学. 高性能船的发展与前景之管见(三) [J]. 中国造船, 2004,45(1):96-102.
- 4 朱炳泉, 郭值学, 胜庆武, 等. 小水线面双体船纵向运动特性研究[C]. 全国水动力学学术会议, 2013.
- 5 朱海焯. 小水线面双体船稳定鳍优化设计研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2007.

- 6 郭值学, 肖袁根.“SWATH 船非线性运动稳定性计算方法”[R]. 702 所研究报告, 2004.
- 7 郭婷, 程红蓉, 苗飞, 左亚东.“SWATH 纵向运动稳定性分析与航行姿态控制研究”[J]. 中国造船, 2017, 4.

Research and design of stabilizing fins for a SWATH deep sea science survey vehicle

MIAO Fei, WU Ting, CHENG Hong-rong, GE Wei-zhen

(Shanghai Branch, China Ship Scientific Research Center, Shanghai 200011. Email: maofei@702sh.com)

Abstract: It is an effective measure to improve the stability of longitudinal motion by installing stabilizing fins on the SWATH vehicle. A practical engineering design method for stabilizing fins is put forward through the derivation of longitudinal motion equation and the analysis of stability criterion of SWATH. The case design of stabilizing fins is carried out for a 2000 ton class SWATH deep sea science survey vehicle, and the improvement effect of stabilizing fins scheme on the longitudinal motion stability of SWATH is also evaluated. It is proved that the stabilizing fins can effectively improve the longitudinal motion stability margin of SWATH. Finally, the stabilizing fins angles are optimized by model test, and a stabilizing fins scheme satisfying the design requirements is obtained.

Key words: SWATH; stabilizing fins; longitudinal motion stability; stability margin.

基于 CFD 的某成品油船的优化设计

梁家健, 王艳霞, 苏甲

(中国船舶科学研究中心 上海分部, 上海 200011, Email: liangjiajian@702sh.com)

摘要: 4500DWT 成品油船是一艘双尾、双机双桨推进的散装化学品专用运输船。实船投入营运后随即发现船尾振动, 主机转速无法达到额定最大值, 航速无法达标和操纵性较差等问题。为了有效解决这些问题, 针对某 4500DWT 油船的线型进行了优化工作。利用计算流体力学手段对各优化线型进行数值评估。对初步线型和典型的若干优化线型进行对比来阐述线型优化的效果。通过对它们的总阻力、推进性能进行对比, 结合自由面兴波、桨盘面伴流场等流场细节, 确定最好的优化线型。并获得了委托方的认可。

关键词: 线型优化, 双尾船型

1 引言

随着计算机及计算机技术的迅猛发展和高度普及, 计算流体力学(CFD)获得了飞速发展, CFD 为船型优化提供一个有力支撑工具。

4500DWT 化学品/成品油船是一艘双尾、双机双桨推进的散装化学品专用运输船。该船具有球形船首, 方尾和舵踵支撑舵。实船投入营运后随即发现下列诸多问题: 船尾部出现剧烈的振动, 并且也波及驾驶室以及上层建筑各舱室; 船舶主机转速无法达到额定最大值 1000rpm; 主机在常用功率即 CSR612 $\times$ 2 $\times$ 947r/min 时, 实际营运结果同设计要求 16.8km/h 差距较大; 摇摆幅度较大, 难以操纵等问题。

针对上述出现的诸多问题, 对该船的尾部进行了改造。改造后重新投入运营仍然存在诸多问题, 线型需要再次进行优化。证明了本研究所采用方法的可行性。

2 改造方案的提出

拟对该船欲进行再次改造的方案建议如下。

2.1 再次进行尾段改造方案

为要彻底改善该船的性能, 包括航速尽量达到设计要求, 拟对尾部线型进行重新设计,

改型设计范围自尾板到理论站号 3 站前后, 改型设计时将两桨轴间距增至 8000mm, 这样修改后可使两桨轴的水流更加通畅, 减少螺旋桨的空泡, 降低激振力, 从而降低尾部的剧振。

2.2 加装整流鳍方案

该方案为在船尾部两侧至两桨轴之间加装整流鳍, 用于加速船体进入桨盘后的来流, 整合来流方向, 亦可起到减少螺旋桨空泡, 降低激振力, 从而降低尾部的剧震。加装整流鳍的方案在 48000T 散货船, 10000kW 多功能守护船, 3300T 多用途货船以及其他的有关船上取得过很好的成功经验^[1-3]。

2.3 将两桨轴下移 200: ~300mm 的方案

该方案将双轴下移后, 增大了螺旋桨叶梢与船体的间距, 可大为减小螺旋桨激振力传递到船体的强度。虽然桨轴下移后, 并未明显的改变尾部的线型, 也未能改变尾部以及桨前的流场, 但因为轴的下移使将盘面处的伴流分布较未移前会有所改善, 可有效改变尾部剧振。

3 黏流数值求解方法

船体周围的绕流场满足 Navier-Stokes 方程。考虑到风场对船舶的影响十分微小, 起决定性作用的流体是水, 可以假定流体是不可压缩的。因此可以将连续方程组从

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

转化为:

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2)$$

在方程(2)中, 密度的变化被忽略掉。\$U_i\$ 代表第 \$i\$ 个坐标系方向的速度, \$x_i\$ 表示相应的坐标。那么运动方程可以写为:

$$\rho \frac{\partial U_i}{\partial t} + \rho \frac{\partial (u_i u_i)}{\partial x_j} = \rho \cdot R_i + \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} \quad (3)$$

此处 \$\sigma_{ij}\$ 是总的应力, \$R_i\$ 是体积力。

通过将压力(\$P\$)和速度(\$U_i\$)划分为时间均值项和波动项, 可以获得 RANS 方程。
速度的划分:

$$U_i = \underbrace{u_i}_{\text{timeaveraged}} + \underbrace{u_i''}_{\text{fluctuatingpart}} \quad (4)$$

压力 (\$P\$) 同样可划分为:

$$P = \underbrace{p}_{\text{time-averaged pressure}} + \underbrace{p''}_{\text{fluctuating pressure}} \quad (5)$$

由此，连续性方程和 RANS 方程可以写为：

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (6)$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial (u_j u_i + \overline{u_j u_i})}{\partial x_j} = \overline{R_i} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\nu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right) \quad (7)$$

ν 是运动学黏性系数：

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (8)$$

黏流数值求解时使用显式代数应力模型(EASM)；控制方程使用有限体积法离散，其中对流项使用 ROE 差分格式，扩散项采用中心差分格式；离散得到的差分方程组具有耦合性，使用 ADI 方法求解线性方程组^[4]。

4 几种方案线型优化及数值计算分析

针对原船出现的一系列问题，利用计算流体力学方法对该线型的流场进行数值模拟，获得其流场细节，以便与后续优化方案进行对比。选择的数值计算条件为：实船航速 9.072kn，模型缩尺比 16，计算吃水 4.5m，计算温度 20° C。计算的得到的原始线型桨盘面伴流如图 1

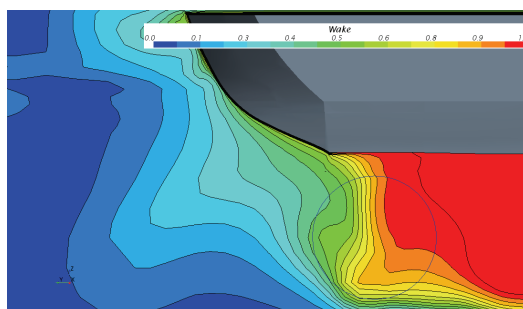


图 1 原始线型的桨盘面伴流

要彻底改善该船的性能，对尾部线型进行了重新设计：改型设计范围自尾板到理论站号 3 站前后，通过对尾板到理论站号 3 站前后处的线型进行优化设计，可使两桨轴的水流更加通畅，减少螺旋桨的空泡，降低激振力，从而降低尾部的剧振。因此再次尾段改造方案曾进行了三种方案的尾部线型改型设计，分别为 A002、A003 和 A004。

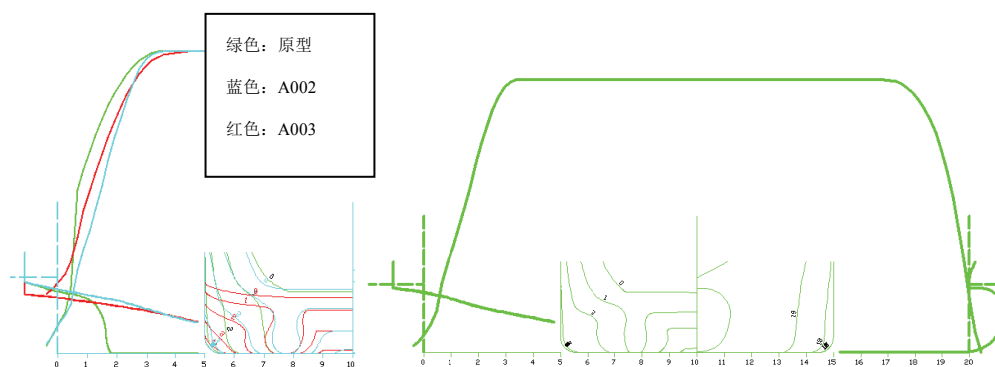


图2 原型以及三次改造线型的 BODYPLAN

经用 CFD 对其将盘面处的伴流场进行分析计算后发现, 优化后的线型不仅伴流峰值大为下降, 且分布也大为改善, 流场均较原型船有极大的改善, 螺旋桨在该伴流场中运转时已不会再出现难以接受的剧烈振动 (图 3)。改型后的阻力不到原型船的 70%, 阻力性能也大幅度优化 (表 1)。

表 1 原型船与改型船阻力性能的比较

航速	A000(1)	A002(2)	A003(3)	A004(4)	(2)/(1)	(3)/(1)	(4)/(1)
	模型阻力 $R_{tm}(N)$						
9.072	26.233	17.478	17.180	17.453	0.6663	0.6549	0.6653

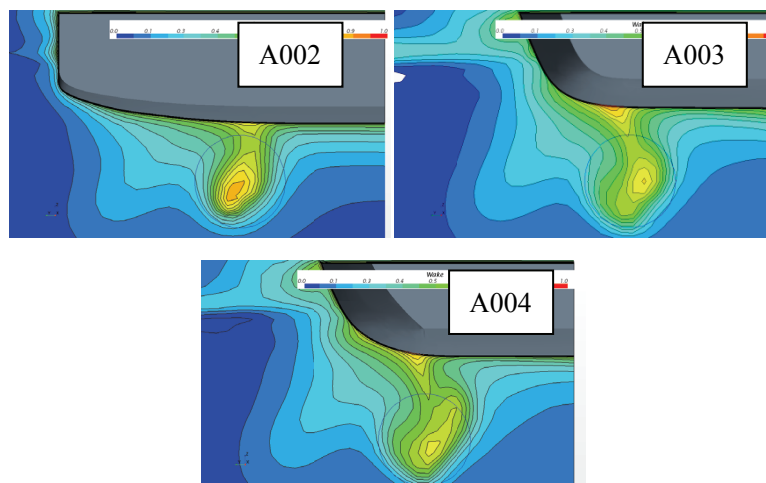


图3 A002 以及 A003 的伴流对比

为了分析探讨船东改造后当前船舶的情况下加装整流鳍是否有效, 模拟设计了首次将

两轴间距改为 8000mm 后的线型，并在该线型基础上重新设计加装了整流鳍，但由于首次改造后两轴之间的线型空间仍然较小，无法加装较大的整流鳍，因此对伴流的影响有限。

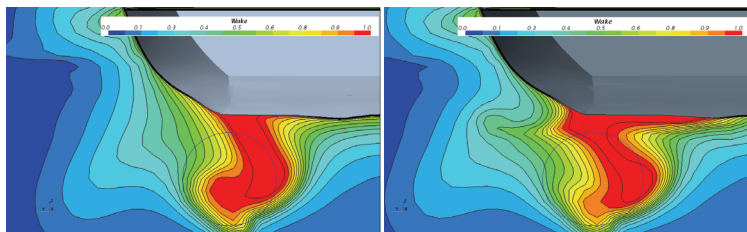


图 4 模拟改造后尾部线型（左）与加装整流鳍（右）桨盘面伴流对比

再次将桨轴下移 250mm 并加装整流鳍后，其伴流场较未装前有较明显的改善(图 5 所示)，但仍未能达到大幅改善尾部流场预期的目的，预计可对尾部剧振有所改善，但难以保证彻底清除尾部的剧振。

由于该船经过前次改造，因此对改造后模拟设计线型的两轴下移了 250mm，经用 CFD 计算得起桨盘后的伴流场可见，其叶梢处伴流场值虽略有下降，但其分布及尾部流畅仍未有所改善，只是因叶梢同船底间的距离有所增大，可使传至船尾的激振力有所减弱，也未达到彻底改善尾部剧振的预期目的(图 5)。

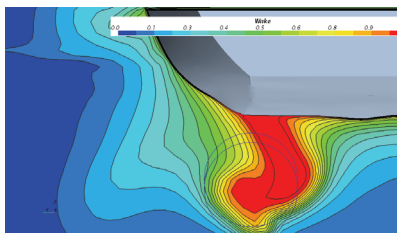


图 5 桨轴未下移前和桨轴下移后的桨盘面处伴流对比

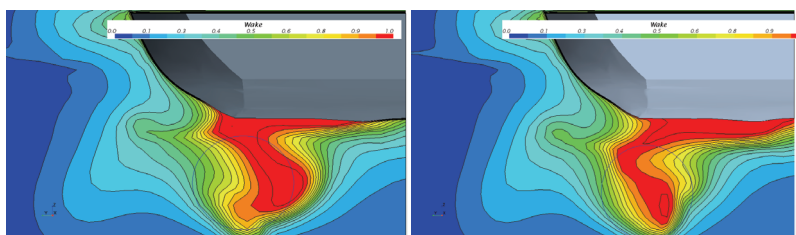


图 6 桨轴未下移前和桨轴下移后加装整流鳍的桨盘面处伴流对比

4 结论

在对该 4500 吨油船进行优化的过程中发现, 该船型由于两轴间距过大, 轴间空间过于狭小, 因此对尾部加装整流鳍对于伴流的影响有限, 只有对尾部进行彻底改动, 将尾部改成尾鳍才能彻底改善尾部伴流, 并减小总阻力, 改善该船的水动力性能。

参 考 文 献

- 1 杨佑宗, 孟志杨, 等. 船尾整流鳍在实船上的应用研究[J]. 中国造船, 2001, 42(2):12-17
- 2 徐晶, 杨佑宗, 顾建国, 等. 双导管螺旋桨船的尾部振动与治理[J]. 中国造船, 2005, 46(2):101-106
- 3 杨佑宗, 黄树权, 魏锦芳, 等. 某双尾鳍船型设计问题的综合治理与效果研究. 船舶工程, 2016. 11:29-32
- 4 Mattia Brenner. Integration of CAD and CFD for the hydrodynamics design of appendages in viscous flow[D]. Technical university of Berlin, 2008.

4500DWT Oil Tank lines optimization based on CFD

LIANG Jia-jian, WANG Yan-xia, SU Jia

(China Ship Scientific Research Center, Shanghai,200011,Email:liangjiajian@702sh.com)

Abstract: 4500DWT Oil Tank is a chemistry transportation ship with twin-skegs and propellers. In the process of using, the problems of stern vibration, the losses RPM of the engines, the losses of ship speed and the maneuverability was in front of the ship owner. In order to solve the problems, we have optimized the hull forms. In the process of optimizing, The CFD method was used to evaluate the ship forms. We compare the force, the propulsive performance, the wake and the wave making of the free surface of the original ship form and the other seven plans to ensure the best plan and finally obtain the recognition of the ship owner.

Key words: Oil Tank, ship form optimizing, simulation

基于非线性三维边界元方法的波浪中运动 响应预报研究

王杉^{1,2}, 陈京普^{1,2}, 魏锦芳^{1,2}

(1.中国船舶科学研究中心上海分部, 上海 200011;

2.江苏省绿色船舶技术重点实验室, 无锡 214082,

Email: wangshan@702sh.com)

摘要: 本研究介绍了一种用于船舶波浪中运动响应分析的非线性三维边界元计算方法, 该方法可直接求解有航速船舶的波浪载荷与运动响应, 并能解决高频和低频组成成分、自由液面以上船体线型影响以及进流场与辐射波、绕射波相互作用等非线性问题。应用本研究介绍的数值模拟方法对某万箱级集装箱船进行了顶浪状态下的数值模拟研究, 数值计算结果表明该预报方法计算结果与试验结果吻合度较好, 说明了本研究方法的有效性。

关键词: 非线性; 三维; 边界元法; 运动响应

1 引言

随着人们对恶劣海况下船舶生存和作业安全性的要求越来越高, 传统上用于耐波性能预报的线性数值预报方法存在着理论上的不足, 急需发展能处理完全非线性或部分非线性的数值模拟方法。为解决恶劣海况下的波浪载荷和运动响应预报, 国内外主要在两个方面发展更加有效的耐波性数值模拟方法即: 势流框架下的三维时域数值模拟方法和全黏流 CFD 预报方法^[1]。全黏流框架下, 根据使用的自由面捕捉方法不同可分为 CIP, VOF, Level-set, MAC 等方法^[2-5]。全黏流计算在处理大幅运动、甲板上浪和砰击等强非线性问题上具有极强的优势, 但是该类方法对计算机要求很高, 需要较长的时间才能满足工程实用化的要求。势流框架下, 三维时域数值模拟方法在求解有航速船舶的波浪载荷、运动响应方面有独特优势, 理论上可以求解非线性自由面和大幅运动问题, 并且可直接求解有航速船舶的波浪载荷与运动响应。

基金项目: 工业和信息化部高技术船舶科研项目, 20000 箱级以上超大型集装箱船创新专项 (No. [2016]25)

本研究主要介绍了一种用于船舶运动分析的非线性三维边界元法，并对某万箱级集装箱船进行了顶浪状态下运动响应及波浪增阻进行了数值模拟，采用该方法得到的计算结果与试验结果吻合较好，说明了本文方法的有效性。

2 数值计算方法

2.1 坐标系

研究船舶在波浪中的运动问题上，船舶一般看作六自由度运动的刚体。通常采用 3 个坐标系，如图 1 所示。其中， $Oxyz$ 为空间固定坐标系，不随流体和船舶运动。本研究取 Oxy 平面与静水面重合， Ox 轴指向船首， Oz 轴铅直向上。第二个坐标系 $O_Bx_By_Bz_B$ 为船体固结坐标系，该坐标系随船体一起做运动，通常也称为动坐标系， O_Bx_B 轴位于中纵平面内，指向船首。此外还有一个参考坐标系 $O_Ix_Iy_Iz_I$ ，当船舶处于平衡位置时，该坐标系于动坐标系 $O_Bx_By_Bz_B$ 重合，但它不随船体摇荡，而始终位于平衡位置上。若船舶有均速直线航速，则该坐标系随着船舶一起做均速运动，该坐标系是船舶摇荡运动和姿态的计算基准。

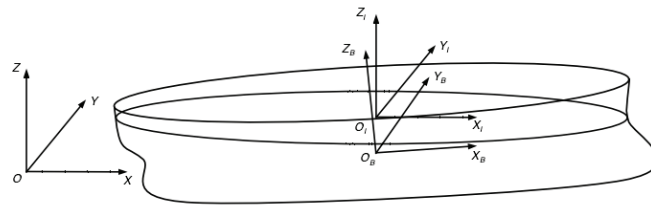


图 1 坐标系示意图

2.2 控制方程与边界条件

假设流体无黏、无旋和不可压缩，流场存在速度势 ϕ ，且满足 Laplace 方程：

$$\nabla^2 \phi = 0 \quad (1)$$

在自由面 S_f 上满足运动学边界条件：

$$\frac{d\zeta}{dt} = \frac{\partial \phi}{\partial z} - \frac{\partial \phi}{\partial x} \frac{\partial \zeta}{\partial x} - \frac{\partial \phi}{\partial y} \frac{\partial \zeta}{\partial y} \quad \text{on} \quad z = \zeta(x, y, t) \quad (2)$$

在自由面 S_f 上满足动力学边界条件:

$$\frac{d\phi}{dt} = -\left(\frac{1}{2}\nabla\phi\cdot\nabla\phi + g\zeta\right) + \frac{\partial\phi}{\partial z}\left(\frac{\partial\phi}{\partial z} - \frac{\partial\phi}{\partial x}\frac{\partial\zeta}{\partial x} - \frac{\partial\phi}{\partial y}\frac{\partial\zeta}{\partial y}\right) \quad \text{on} \quad z = \zeta(x, y, t) \quad (3)$$

在物面 S_b 上满足不可穿透条件:

$$\frac{\partial\phi}{\partial n} = \mathbf{n}\cdot(\mathbf{u} + \boldsymbol{\omega}\times\mathbf{r}) \quad (4)$$

其中, ζ 是扰动波高, $\mathbf{u}$ 和 $\boldsymbol{\omega}$ 分别为船体的平移速度和角速度, $\mathbf{n}$ 为物面 S_b 上的外法线矢量, $\mathbf{r}$ 绕旋转中心的半径矢量。

用伯努利方程求解船体表面的非定常流体动压力:

$$p = -\rho\left(\frac{\partial\phi}{\partial t} + \frac{1}{2}|\nabla\phi|^2 + gz\right) \quad (5)$$

则作用在无船体表面的流体压力为:

$$\mathbf{F} = -\iint_{S_b} p \mathbf{n} dS \quad (6)$$

力矩为:

$$\mathbf{M} = -\iint_{S_b} p(\mathbf{r}\times\mathbf{n})dS \quad (7)$$

求解船体运动时, 将船体视为刚体, 在 $O_B x_B y_B z_B$ 坐标系下的六自由度运动方程为:

$$\begin{aligned} F_1 &= m(\ddot{\eta}_1 + \dot{\eta}_5\dot{\eta}_3 - \dot{\eta}_6\dot{\eta}_2) \\ F_2 &= m(\ddot{\eta}_2 + \dot{\eta}_6\dot{\eta}_1 - \dot{\eta}_4\dot{\eta}_3) \\ F_3 &= m(\ddot{\eta}_3 + \dot{\eta}_4\dot{\eta}_2 - \dot{\eta}_5\dot{\eta}_1) \\ F_4 &= m(\ddot{\eta}_4 + \dot{\eta}_5\dot{\eta}_2 - \dot{\eta}_6\dot{\eta}_1) \\ F_5 &= I_{44}\ddot{\eta}_4 + (I_{66} - I_{55})\dot{\eta}_6\dot{\eta}_5 - I_{46}(\dot{\eta}_6 + \dot{\eta}_4\dot{\eta}_5) \\ F_6 &= I_{55}\ddot{\eta}_5 + (I_{44} - I_{66})\dot{\eta}_6\dot{\eta}_4 - I_{46}(\dot{\eta}_6^2 + \dot{\eta}_4^2) \\ F_7 &= I_{66}\ddot{\eta}_6 + (I_{55} - I_{44})\dot{\eta}_5\dot{\eta}_4 - I_{46}(\dot{\eta}_4 + \dot{\eta}_6\dot{\eta}_5) \end{aligned} \quad (8)$$

其中, F_i 为船体重心位置受到的力或力矩, m 为船体质量, I_{ij} 为船体惯性矩。

自由面的波浪通过完全非线性自由面边界条件进行模拟和计算, 并通过垂直截断边界上的边界条件将波浪引入到计算域中。

2.3 边界元方法

首先, 流体域的边界由 N 个平面面元进行近似模拟, 并对每个面元的中心点、单位法向矢量以及面积进行计算。对于每个面元, 将其中心点作为边界条件的控制点, 式 (5) 则可离散为一系列的线性方程:

$$\sum_{j=1}^N a_{ij} \sigma_j = b_i \quad (9)$$

式中, σ_j 表示源强, b_i 表示已知的边界条件, a_{ij} 为影响参数, 表示面元 j 上的源强对界面元 i 控制点的影响。求解上述线性方程组得到源强分布之后, 就可通过计算离散的式 (6) 得到流体域内任一点的流体速度。模拟过程中, 采用 4 阶 Runge-Kutta 算法进行方程的数值求解。在数值计算过程中, 由于自由液面波浪传播以及浮体运动影响, 边界值问题的边界形状也会相应发生变化, 因此在每个时间步上网格都需要按照当前边界形状进行更新。

3 计算结果与分析

为了验证非线性非定常三维边界元的预报方法, 本研究对已有耐波性模型试验结果的某万箱级集装箱船进行数值模拟研究进行数值模拟研究, 并将波浪增阻与运动响应的计算结果与试验结果进行了对比分析。该船的主尺度参数及计算航速见表 1。

表 1 计算船型的主尺度及参数

万箱集装箱船	
垂线间长 L_{pp}/m	319.92
型宽 B/m	42.8
设计吃水 T_d/m	13
方形系数 C_B	0.6408
重心纵向位置 LCG/m	165.6
重心垂向位置 VCG/m	16.0
纵向惯性半径 k_{yy}/L_{pp}	0.25

对该万箱级集装箱船进行顶浪规则波中的计算研究, 开展非线性时域运动预响应和波浪增阻预报研究, 船体面元划分见图 2。计算航速取 $V_s=16\text{kn}$, 入射波波幅取 $\zeta_A=3.20\text{m}$, 计算波长船长比范围为 $\lambda/L_{pp}=0.2\sim 2.0$ 。在获得每个波长下的时历响应后, 利用 FFT 变换将时域信号转化为垂荡、纵摇的响应函数。

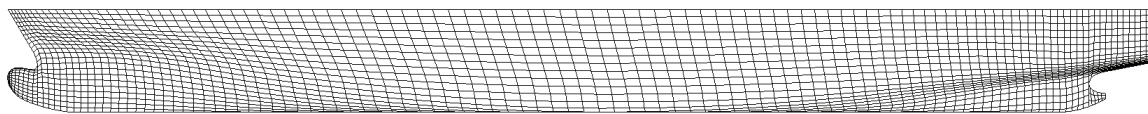


图2 万箱级集装箱船船体面元划分

对于耐波性数值计算及模型试验数据均采用无因次化方法表示, 响应函数图表的横坐标采用 λ/L_{pp} 表示, 纵摇响应无因次方法为 $\bar{\theta} = \theta/k\zeta_a$, 其中 θ 为纵摇角幅值, k 为规则波波数, ζ_a 为规则波一阶波幅; 垂荡响应无因次方法为 $\bar{z} = z_a/\zeta_a$, 其中 z_a 为垂荡幅值; 波浪增阻无因次化方法为 $\bar{\Delta R}_w = \Delta R_w/(4\rho g\zeta_a^2 B^2/L_{pp})$, 其中, ζ_a 为规则波一阶波幅, ρ 为水密度。

图3至图5分别给出了计算得到的纵摇、垂荡运动响应函数以及波浪增阻传递函数与模型试验结果的比较, 图6为 $\lambda/L_{pp} = 0.2$ 时的自由面波形云图, 由图可以看出, 采用本研究介绍方法得到的运动响应及波浪增阻计算结果与试验结果吻合度都很高。

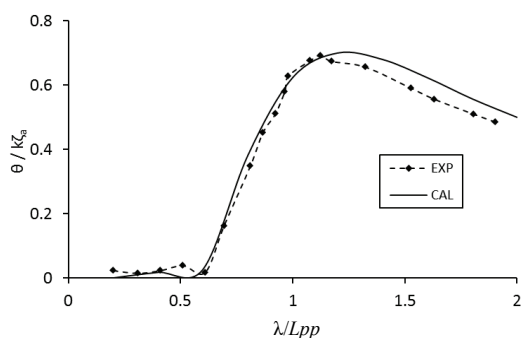


图3 万箱级集装箱船纵摇运动传递函数

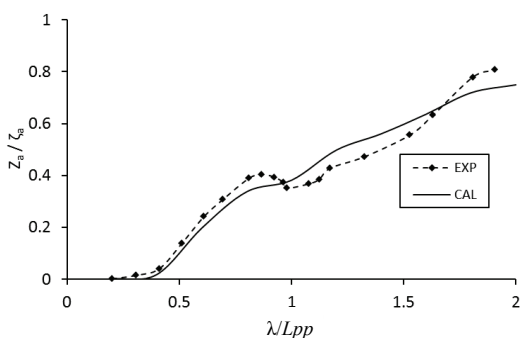


图4 万箱级集装箱船垂荡运动传递函数

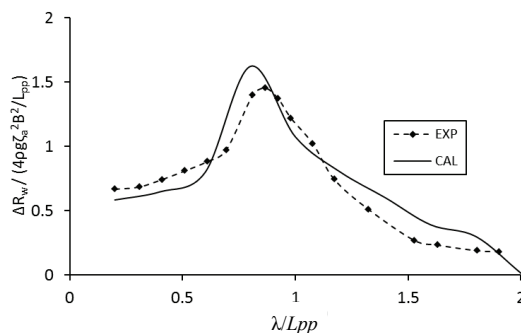
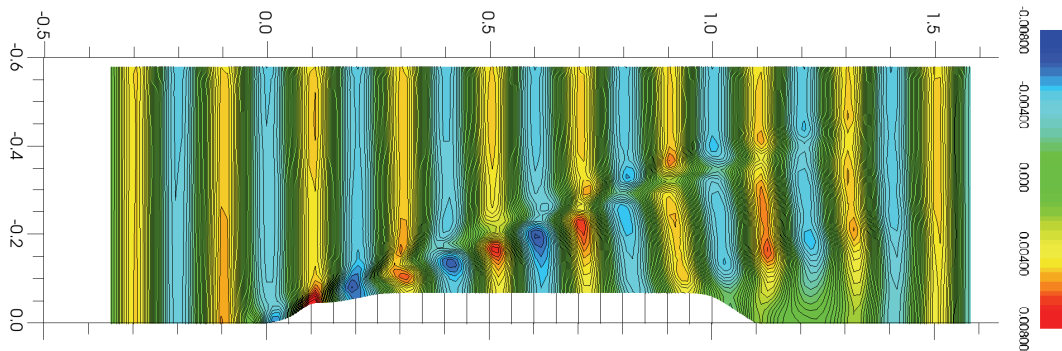


图5 万箱级集装箱船波浪增阻传递函数

图6 万箱级集装箱船自由面波形云图 ($\lambda/L_{pp}=0.2$)

5 结论

介绍了一种用于船舶波浪中运动响应分析的非线性三维边界元计算方法,并利用该方法对某万箱级集装箱船开展了数值模拟研究,数值计算结果表明该预报方法纵摇、垂荡运动响应以及波浪增阻的计算结果与试验结果吻合度较好,接下来将进一步对该方法进行研究和探索。

参 考 文 献

- 1 Beck R D, Reed A. Modern seakeeping computations for ships[C]. 23rd Symposium on Naval Hydrodynamics, Val de Reuil, France, 17-22 September, 2000.
- 2 Hu C H, Kashiwagi M. Validation of CIP-based Method for Strongly Nonlinear Wave-Body Interactions[C]. 26th Symposium on Naval Hydrodynamics Rome, Italy, 17-22 September 2006.
- 3 吴乘胜,朱德祥,顾民. 数值波浪水池中船舶顶浪运动模拟研究[J]. 船舶力学, 2008, 12(5):692-696.
- 4 Carrica P M, Wilson R V, Noack R, et al. A dynamic overset single-phase Level-set approach for viscous ship flows and large amplitude motions and maneuvering. 26th Symposium on Naval Hydrodynamics Rome, Italy, 2006.
- 5 Sato Y, Orihara H, Miyata H. Practical Application of Two CFD Codes for Ship Motions in Arbitrary Waves. 26th Symposium on Naval Hydrodynamics Rome, Italy, 17-22 September 2006.

Research of nonlinear three-dimensional boundary element method for ship motions calculation in waves

WANG Shan^{1,2}, CHEN Jing-pu^{1,2}, WEI Jin-fang^{1,2}

(1. Shanghai branch, China Ship Scientific Research Center, Shanghai 200011, China;

2. Jiangsu Key Laboratory of Green Ship Technology Wuxi 214082, China;

Email: wangshan@702sh.com)

Abstract: In this paper, a fully nonlinear unsteady three-dimensional boundary element method for ship motion analysis is introduced. The method is capable of predicting wave induced loads and motions with actual forward speed, taking into account implicitly all kinds of nonlinearities, i.e. higher and lower order frequency components, hull shape above the calm water level and self-interaction between the forward speed flow field as well as radiated and diffracted waves. The numerical simulations of a container vessel in regular head waves were carried out by the above mentioned simulation methods, and the numerical results has good agreement with the model test results.

Key words: nonlinear; three-dimensional; boundary element method; ship motion analysis

基于修正函数方法的船体线型变形技术研究

冯君^{1,2}, 胡世良^{1,2}, 魏锦芳^{1,2}

(1.中国船舶科学研究中心上海分部, 上海 200011;

2.江苏省绿色船舶技术重点实验室, 无锡 214082, Email: fengjun@702sh.com)

摘要: 本研究介绍了 5 种基于多项式形式的修正函数方法的船体线型变形方法, 编写基于该修正函数方法的船体线型自动变形程序。并采用该方法, 实现不同船型的船体线型自动变形。变形结果显示, 采用该方法可以满足船型优化设计者对船型局部或整体优化变形要求, 验证了该方法的可行性和可靠性。

关键词: 船体线型; 修正函数; 船型变形技术

1 引言

设计是船舶全寿命周期的源头, 船体线型优化设计是船舶设计前期阶段的关键环节, 占设计成本不足 5%, 但是会对下阶段 40%~60% 的费用产生影响。船体几何重构技术和优化方法是船型优化设计技术的关键技术和难点, 更是船型优化设计技术中必不可少的环节。

本研究参考已开发的 3 种修正函数^[1-2], 介绍了 5 种基于多项式形式的修正函数方法的船体线型变形方法, 编写基于该修正函数方法的船体线型自动变形程序。选取 3 条典型船, 分别针对船型的横剖面面积曲线入射角、横剖面形状、球鼻艏形状进行船体线型的改变。变形结果显示, 采用该方法可以满足船型优化设计者对船型局部或整体优化变形要求, 验证了该方法的可行性和可靠性。

2 船体线型自动变形技术

修正函数方法, 是采用能够参数化的转换函数, 求出船体线型变形量后, 加到初始船体线型上, 从而改变船体线型形成新的船体线型的方法。表达式如下所示:

$$H_{new}(x, y, z) = H_{old}(x, y, z) + \Delta H(x, y, z) \quad (1)$$

基金项目: 工业和信息化部高技术船舶科研项目, 20000 箱级以上超大型集装箱船创新专项 (No.[2016]25)

式中, H_{old} 为初始船型, H_{new} 为变化后船型, 变化量 ΔH 为可以改变设计参数的转换函数。

横剖面面积曲线的入射角或 Run 角的变化主要通过长度方向的转换函数来实现。在初始现有船型的坐标上加上长度方向变化量 (ΔX) 来生成新的船型坐标, 即:

$$\begin{cases} \text{new}X_i = \text{old}X_i + \Delta X \\ \text{new}Y_i = \text{old}Y_i \\ \text{new}Z_i = \text{old}Z_i \end{cases} \quad (2)$$

横剖面面积曲线的转换函数采用长度方向 (X) 的 7 次多项式表示:

$$\Delta X = f_1(x) = a_1x^7 + a_2x^6 + a_3x^5 + a_4x^4 + a_5x^3 + a_6x^2 + a_7x + a_8 \quad (3)$$

现有船型的横剖面形状变化, 主要采用横剖面方向的变化函数来实现。横剖面变形方法主要有 U-V 型变化和 D.L.W.L 中的入射角变化这两种。通过包含长度方向 (X)、宽度方向 (Y) 和高度方向 (Z) 影响的转换函数得到 Y 方向的变化量 ΔY 。在初始船型的坐标上加上 Y 方向变化量 (ΔY) 来生成新的船型坐标, 即:

$$\begin{cases} \text{new}X_i = \text{old}X_i \\ \text{new}Y_i = \text{old}Y_i + \Delta Y \\ \text{new}Z_i = \text{old}Z_i \end{cases} \quad (4)$$

U-V 型变形将横剖面形状进行 U 形状和 V 形状的相互转换, 该转换函数表达式如下:

$$\Delta Y = f_{sec}(X, Y, Z) = f_2(x) \cdot f_3(y) \cdot f_4(z) \quad (5)$$

长度、宽度和高度方向的权重函数 $f_2(x)$ 、 $f_3(y)$ 和 $f_4(z)$ 的多项式表示如下:

$$\begin{aligned} f_2(x) &= a_1x^4 + a_2x^3 + a_3x^2 + a_4x + a_5 \\ f_3(y) &= b_1y^5 + b_2y^4 + b_3y^3 + b_4y^2 + b_5y + b_6 \\ f_4(z) &= \begin{cases} a_5z + b_5 & z = z_0 \\ a_4z^3 + b_4z^2 + c_4z + d_4 & z_0 \leq z \leq z_1 \\ a_6z^2 + b_6z + c_6 & z \geq z_1 \end{cases} \end{aligned} \quad (6)$$

D.L.W.L 型变形通过改变横剖面入射角实现横剖面形状的改变, 该转换函数表达式如下:

$$\Delta Y = f_{sec}(X, Y, Z) = f_2(x) \cdot f_5(y) \cdot f_6(z) \quad (7)$$

长度方向的权重函数 $f_2(x)$ 同上, 宽度和高度方向的权重函数 $f_5(y)$ 和 $f_6(z)$ 的多项式如

下:

$$f_5(y) = b_1y^8 + b_2y^7 + b_3y^6 + b_4y^5 + b_5y^4 + b_6y^3 + b_7y^2 + b_8y + b_9$$

$$f_6(z) = \begin{cases} 0 & z \leq z_0 \\ a_8z^3 + b_8z^2 + c_8z + d_8 & z_0 \leq z \leq z_1 \\ a_9z^2 + b_9z + c_9 & z \geq z_1 \end{cases} \quad (8)$$

球鼻艏高度方向的改变可以分为球鼻高度改变和球鼻面积改变两种。根据转换函数求出球鼻高度 (Bulb height) 的变化量, 加在初始船型的坐标上, 即可导出转换后的新船型坐标:

$$\begin{cases} \text{new}X_i = \text{old}X_i \\ \text{new}Y_i = \text{old}Y_i \\ \text{new}Z_i = \text{old}Z_i + \Delta Z \end{cases} \quad (9)$$

球鼻高度的表达式为:

$$\Delta B_H = \Delta Z = f_{BH}(X, Y, Z) = f_2(x) \cdot f_7(y) \cdot f_8(z) \quad (10)$$

长度方向的权重函数 $f_2(x)$ 同上, 宽度和高度方向的权重函数 $f_7(y)$ 和 $f_8(z)$ 的多项式如下:

$$f_7(y) = b_1y + b_2$$

$$f_8(z) = c_1z^5 + c_2z^4 + c_3z^3 + c_4z^2 + c_5z + c_6 \quad (11)$$

球鼻面积的表达式为:

$$\Delta B_S = \Delta Z = f_{BS}(X, Y, Z) = f_2(x) \cdot f_7(y) \cdot f_9(z) \quad (12)$$

长度和宽度方向的权重函数 $f_2(x)$ 、 $f_7(y)$ 同上, 高度方向的权重函数 $f_9(z)$ 的多项式如下:

$$f_9(z) = c_1z^8 + c_2z^7 + c_3z^6 + c_4z^5 + c_5z^4 + c_6z^3 + c_7z^2 + c_8z + c_9 \quad (13)$$

3 船体线型自动变形案例与分析

选取 1,700TEU 集装箱船进行基于横剖面面积曲线的船体线型自动变形, 船体主要参数及变形方案如下表 1 所示。初始船型与新船型对比见图 1 和图 2。

表 1 1,700TEU 集装箱船横剖面面积曲线变形方案

垂线间长	163.5	m
船宽	28.5	m
设计吃水	8.5	m

方案	No.1	No.2	No.3	No.4
开始位置 x_0 ($x/L_{pp} \cdot 20$)	15	15	0	0
终止位置 x_1 ($x/L_{pp} \cdot 20$)	20	20	5	5
最大变形量 Δx ($d_{max}/L_{pp} \cdot 20$)	0.1	-0.1	0.1	-0.1
排水量变化 $\Delta \nabla$ (%)	0.05774	-0.06630	-0.02235	0.01527
方形系数变化 ΔCB (%)	0.00042	-0.00042	-0.00012	0.00013

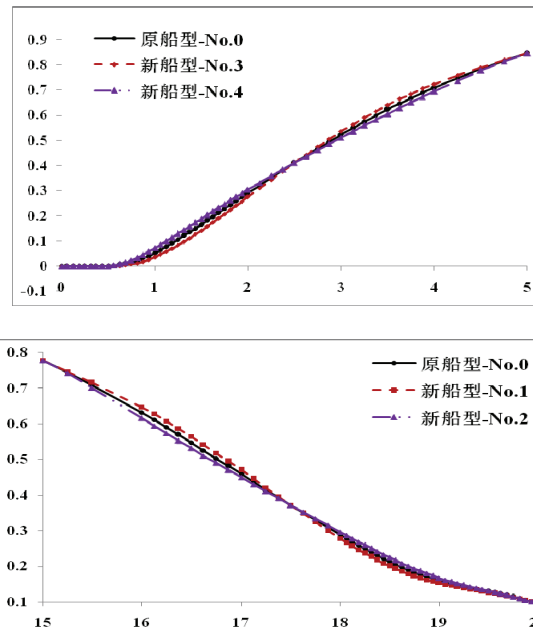


图 1 1 700TEU 集装箱船横剖面面积对比

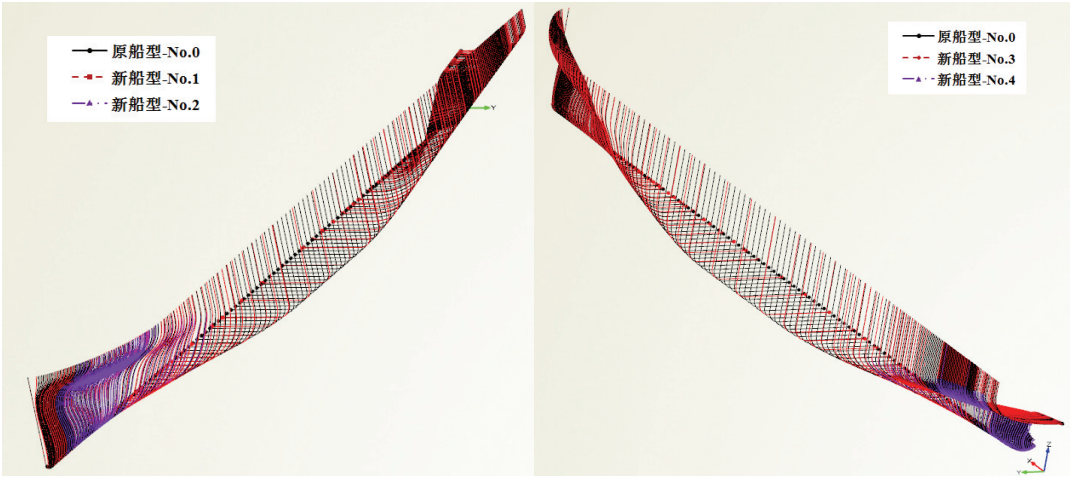


图2 1700TEU 集装箱船三维图对比

选取 18 000TEU 集装箱船分别采用 U-V 型变形和 D.L.W.L 型变形方法的船体线型自动变形，船体主要参数及变形方案如表 2 所示。初始船型与新船型对比见图 3 和图 4。

表 2 18 000TEU 集装箱船横剖面形状变形方案

垂线间长	386 m			
船宽	58.6 m			
设计吃水	14.5 m			
方案	No.1	No.2	No.3	No.4
变形方式	U-V		D.L.W.L	
开始位置 x_0 ($x/L_{pp} \times 20$)	0	0	15	15
终止位置 x_1 ($x/L_{pp} \times 20$)	10	10	20	20
最大变形量 Δy (dmax/B)	-0.08	0.05	-0.08	0.05
排水量变化 $\Delta \nabla$ (%)	-0.07494	-0.03350	-0.34492	0.23532
方形系数变化 ΔCB (%)	-0.00051	-0.00023	-0.00236	0.00161

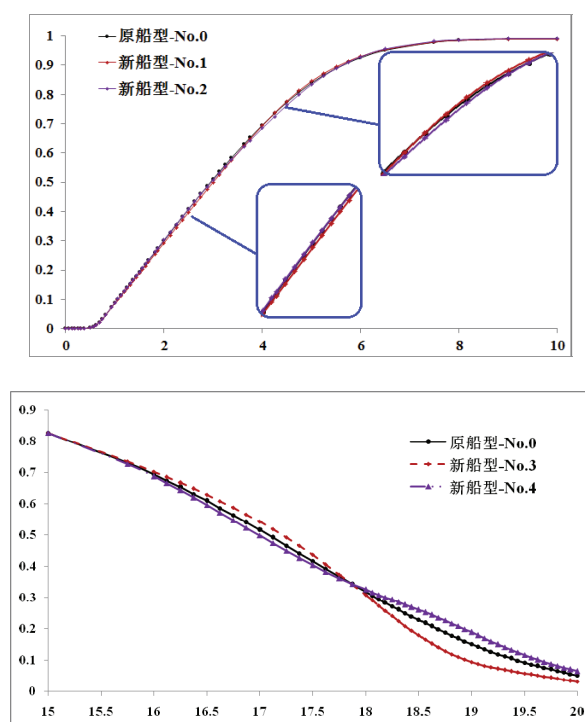


图3 18 000TEU 集装箱船横剖面面积对比

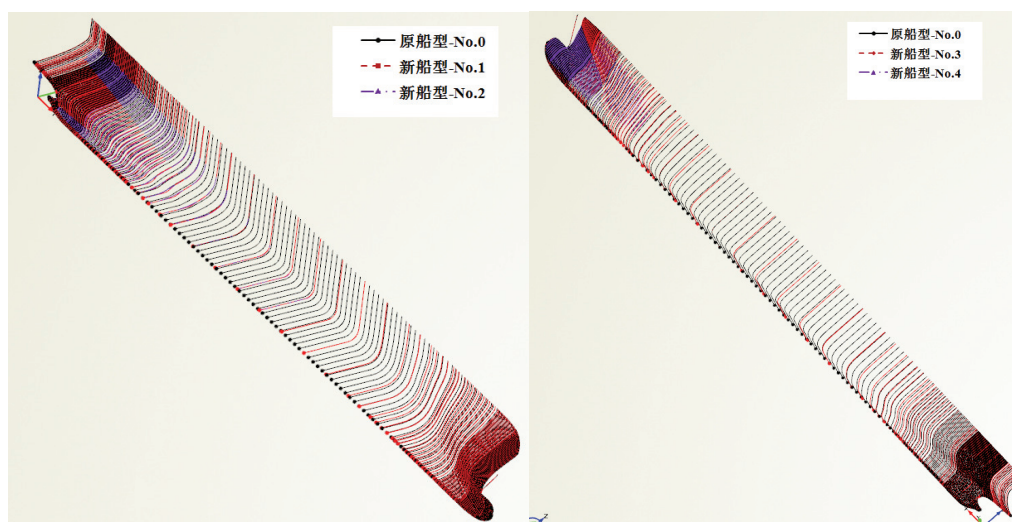


图4 18 000TEU 集装箱船三维图对比

选取 36 000DWT 油船进行基于球鼻艏形状的船体线型自动变形, 船体主要参数及变形方案见表 3。初始船型与新船型对比见图 5 和图 6。

表 3 36 000DWT 油船球鼻艏形状变形方案

垂线间长	162.6 m			
船宽	30 m			
设计吃水	10.5 m			
方案	No.1	No.2	No.3	No.4
变形方式	BULB-H		BULB-S	
最大变形量 Δz (dmax/T)	0.05	-0.1	-0.05	0.1
排水量变化 $\Delta \nabla$ (%)	-0.00334	-0.00752	-0.02116	0.01893
方形系数变化 ΔCB (%)	-0.00002	-0.00005	-0.00015	0.00013

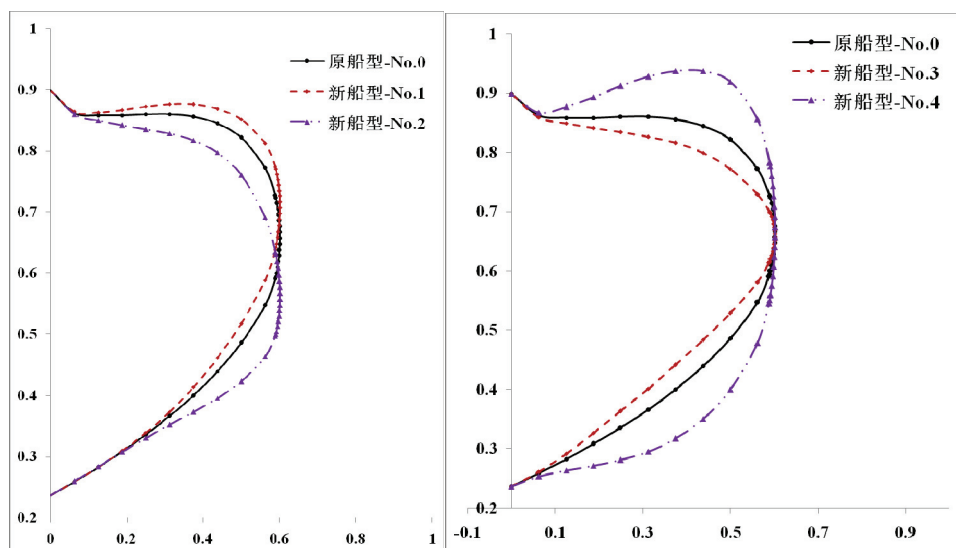


图 5 36 000DWT 油船球鼻艏形状对比

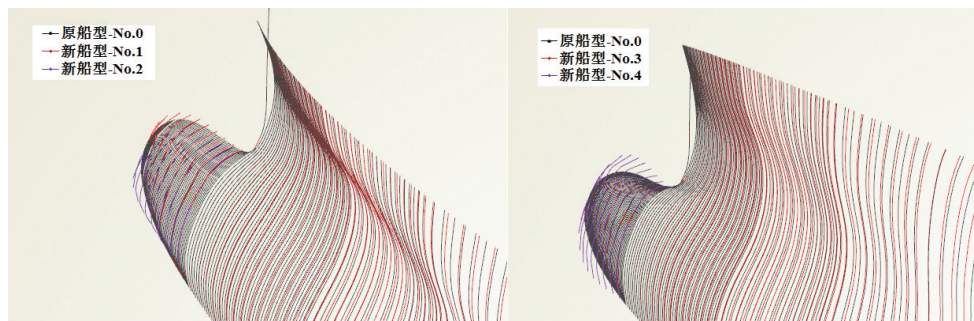


图 6 36 000DWT 油船球鼻艏三维图对比

变形结果显示,采用 5 种变形方式自动变形得到的新的船体线型仍具有较好的光顺性,且通过选择变形方式和控制变形参数,可在排水量和方形系数变化较小的情形下,满足变形需要,实现船体线型的自动变形,以达到船型优化的目的。

5 结论

参考船体线型自动变形方法的相关文献,开发了 5 种多项式形式的船体线型自动变形修正函数,介绍了该 5 种修正函数方法的功能和实现过程。并编写了基于该 5 种修正函数方法的船体线型自动变形程序。通过对不同船型的船体线型自动变形,验证了该方法的可行性和可靠性,为后续船型自动优化工作做了必要的准备。

参 考 文 献

- 1 Jong-Heon Park. Hull-form optimization of KSUEZMAX to enhance resistance performance.[J] Int. J. Nav. Archit. Ocean Eng. (2015) 7:100~114.
- 2 Jong-Heon Park. Parametric modification function based multiobjective optimization for ship design[D].2008.

Study on hull form deformation technology based on modified function method

FENG Jun^{1,2}, HU Shi-liang^{1,2}, WEI Jin-fang^{1,2}

(1.Shanghai branch, China Ship Scientific Research Center, Shanghai 200011, China;

2.Jiangsu Key Laboratory of Green Ship Technology Wuxi 214082,China;Email: fengjun@702sh.com)

Abstract: This paper presents five hull form deformation methods based on modified function, which established by polynomial. A hull form deformation program based on this modified function methods has been written and adopted to realize the automatic hull form deformation on different type of ships. The deformation results show that, these methods can meet the requirements of ship designer to local or entire deformation of hull form. The feasibility and reliability of the method are verified.

Key words: hull form; modified function; deformation method