

DOI: 10.16076/j.cnki.cjhd.2024.03.016

利用 CFD-MBD 数值分析的超大型集装箱船 水弹性响应分析

贺帆¹, 王建华¹, 万德成^{1*}, 刘聪², 刘义²

(1. 上海交通大学 船舶海洋与建筑工程学院 船海计算水动力学研究中心(CMHL),
上海 200240, E-mail: dcwan@sjtu.edu.cn;
2. 中国船舶及海洋工程设计研究院, 上海 200011)

摘要: 伴随着船舶工业的发展, 船舶尺度不断增加, 船舶固有频率随之降低, 超大型船舶在一般海况中也更容易发生弹振和颤振, 因此准确估计船舶水弹性响应对于船舶设计和航行安全具有重要意义。该文构建了一种基于 CFD-MBD 的双向流固耦合模拟方法, 其中流场计算采用开源程序 OpenFOAM, 结构部分采用开源多体动力学计算程序 MBDyn, 流场和结构则通过 PreCICE 进行信息交互。使用该方法对一艘超大型集装箱船在波浪中的运动及水弹性响应进行了数值模拟, 并对比了数值计算和模型试验结果, 验证了该文数值模拟方法预报船舶水弹性响应的准确性, 分析了不同波浪工况中的运动和弯矩响应, 发现该集装箱船在波长船长比为 1 的工况中航行时, 船艏波浪弯矩达到最大值。

关键词: 流固耦合; CFD-MBD 方法; 超大型集装箱船; 垂向弯矩; 水弹性响应

中图分类号: TU476

文献标志码: A

Numerical Analysis of Hydroelasticity Response of Ultra Large Container Ship Using CFD-MBD

He Fan¹, Wang Jianhua¹, Wan Decheng^{1*}, Liu Cong², Liu Yi²

(1. Computational Marine Hydrodynamic Lab (CMHL), School of Ocean and Civil Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China;
2. Marine Design and Research Institute of China, Shanghai 200011, China)

Abstract: With the development of the shipbuilding industry, the scale of ships continues to increase, and the natural frequency of ships decreases accordingly. Ultra large ships are also more prone to elastic and flutter in general sea conditions. Therefore, accurately estimating the hydroelasticity response is of great significance for ship design and navigation safety. This article uses a two-way coupling method based on CFD-MBD to numerically simulate the motion and hydroelasticity response of an ultra large container ship in waves. The calculation of the flow field is carried out using the open-source program OpenFOAM, and the structural part is calculated using the open-source multi-body dynamics calculation program MBDyn. The flow field and structural information are exchanged through PreCICE. By comparing the numerical results with experimental data, the feasibility of this coupling method is validated. A comparative analysis of hydroelasticity response in different wave conditions is conducted, providing reference for predicting the hydroelasticity response of ships. It was found that the container ship reached its maximum wave bending moment in the middle of the ship while sailing in a wavelength to length ratio of 1.

Key words: Fluid-structure interaction; CFD-MBD; Ultra large container ship; VBM; Hydroelasticity response

收稿日期: 2023-11-30 修改稿收到日期: 2023-12-28

基金项目: 国家自然科学基金(52131102)

作者简介: 贺帆(1999—), 男, 硕士研究生。

0 引言

船舶在波浪中航行时,波浪载荷会使船体发生变形。随着大型船舶的尺寸不断增加,船体的两节点垂向固有频率降低,逐渐进入船舶在一般海况航行时的遭遇频率范围,船体受波浪砰击及甲板上浪等非线性载荷的影响越来越大,导致超大型船舶的运动响应及结构响应出现了新的变化,更容易发生弹振、颤振等现象。

目前已有许多关于水弹性响应预测理论的论文发表,例如Bishop等^[1-2]基于二维势流理论和单体船一维梁模型建立了线性FSI模型,将船舶弹性结构特性理想化为弹性梁,并与基于条带理论得到的流体相互作用。基于势流理论的水弹性分析可应用于船舶结构计算领域,并取得了很大的进展^[3-4]。Faltinsen^[5]通过将船舶简化为两端简支的梁,研究了船的水弹性响应,分析了简化后船体梁的固有频率、固有振型。Watanabe等^[6]使用多种非线性程序计算了集装箱船的纵向弯矩,并分析、对比和评估了不同预测方法在不同波浪高度状态下的准确性和一致性,其发现:线性预测方法在较低波高的工况下得到的结果更加一致,而较高波浪工况下,由于弹性振动的影响,结果会出现显著差异;另一些方法则采用更复杂的有限元模型,考虑了船舶的结构特性和材料行为,可以更准确地预测水弹性响应。Malenica^[7]使用简化的梁模型考虑了船舶的弯曲和扭转,提出了一套在船舶的初步设计阶段使用的预测船舶弯曲和扭转的方案,并通过简化的梁模型和三维有限元模型对驳船进行了实例分析,发现简化的梁模型可以获得准确的结果。Kim等^[8]在零速斜浪条件下,对船舶的波浪诱导振动进行了研究分析,其结构部分通过组合梁的有限元模型和三维边界元方法进行求解,可模拟船舶在时域内的颤振以及在频域内的线性波浪诱导振动。

Lakshmyanarayana等^[9-11]基于STAR-CCM+和Abaqus,对弹性驳船和S175集装箱船进行了双向流固耦合数值模拟,采用Timoshenko梁模型建立了梁节点变形与船体表面网格节点变形间的运动约束关系,实现了弹性船体的弯曲,其数值结果与实验数据吻合良好。Jiao等^[12]提出了一种CFD-FEA双向

耦合方法,可预测船舶在规则波中的响应,通过与实验结果比较,该双向耦合方法可准确模拟波浪中的船体上浪、弹振和颤振载荷。Takami等^[13]同样基于CFD-FEA开发了一种相互耦合的计算方法,并以此研究了船体弹性变形产生的附加质量。Show等^[14]将时域Green函数与Timoshenko梁结合,提出了一种BEM-FEM方法,预测了三艘集装箱船在波浪中的反应,并与试验数据比较验证了结果的可靠性。Wei等^[15-16]使用基于CFD-DMB开发的耦合方法预测了S175船在聚焦波条件下的船舶运动,并研究了S175船在破舱状况下的船舶运动及水弹性响应。

总的来说,已有许多学者通过不同的数值方法和模型得出了与实验数据吻合良好的结果,但所研究船体的船长大部分都不超过300 m。本文将使用OpenFOAM和MBDyn两个开源程序,通过PreCICE接口耦合,对一艘船长约400 m的20 000TEU集装箱船在规则波中的运动进行了数值模拟,预报了这条船在不同波浪中的水弹性响应。

1 数值方法

1.1 流场控制方程

本文假定流体不可压,不考虑温度、密度等的变化,流场控制方程为连续性方程和N-S方程,即

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

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

式中: $\mathbf{U}$ 为流体速度; $\mathbf{U}_g$ 为网格移动速度; ρ 为流体密度; t 为时间; $\mathbf{g}$ 为重力加速度; $\mathbf{x}$ 为流体位置; p_d 为流体动压, $p_d = p - \rho \mathbf{g} \cdot \mathbf{x}$; p 为流体压力; μ_{eff} 为有效动力黏度。

1.2 自由面捕捉方法

为准确捕捉自由液面形状,本文使用VOF(volume of fluid)方法,通过网格单元中的液体体积分数 α 确定水和空气的自由液面,其中 $\alpha \in [0,1]$,0为空气,1为水, $0 < \alpha < 1$ 为自由液面。空气和水的体积分数通过输运方程分别求解

$$\frac{\partial \alpha}{\partial t} + \nabla \cdot (U_1 \alpha) = 0 \quad (3)$$

$$\frac{\alpha(1-\alpha)}{\partial t} + \nabla \cdot [U_g(1-\alpha)] = 0 \quad (4)$$

式中: t 为时间;下标“1”和“g”分别为水和空气。根据体积分数对水和空气的速度进行加权,即可得流场中的有效速度

$$U = \alpha U_1 + (1-\alpha)U_g \quad (5)$$

将式(5)代入式(3)可得

$$\frac{\partial \alpha}{\partial t} + \nabla \cdot (U \alpha) + \nabla \cdot [U_r \alpha(1-\alpha)] = 0 \quad (6)$$

式中: U_r 为需要模化的速度。式(6)中的第三项为人工添加的可压缩项,在纯相(非界面处)计算域中取0,仅在 $0 < \alpha < 1$ 处存在值。

1.3 多体动力学运动求解

根据牛顿定理,直接列写关于未知变量的动力学方程,即为多体系统动力学方程。其以作用力与反作用力形式表示的约束,通过拉格朗日乘子的形式引入多体系统。与广义变分法相比,拉格朗日乘子法使得建立动力学方程的过程更加简洁,降低了计算负担。为使动力学公式更加简洁,计算效率更加高效,多体系统动力学方程通常描述为一阶微分方程组的形式,即

$$\begin{cases} \dot{q} - F(X, \dot{X}, R, \omega, \dots, t) = 0 \\ \dot{\gamma} - (\omega \times S) \times \dot{X} - M(X, \dot{X}, R, \omega, \dots, t) = 0 \end{cases} \quad (7)$$

式中: q 和 γ 分别为系统动量和动量矩, $\dot{q}$ 和 $\dot{\gamma}$ 分别为系统惯性力及惯性力矩;上标“ $\square$ ”为物理量导数; X 为刚体的位置坐标阵; S 为刚体相对于全局惯性坐标系的一阶惯量矩阵; F 和 M 分别为系统所受的力和力矩; R 为刚体连体坐标系到全局惯性坐标系的坐标旋转矩阵; ω 为刚体角速度,与坐标旋转矩阵的关系为 $\omega \cdot R = \dot{R}$ 。

MBDyn中的三节点梁单元基于有限体积法和几何精确梁理论(GEBT)实现,可精确建模梁结构,

考虑梁的几何非线性和扭转刚度,允许模拟梁在三维空间中的运动和形变,考虑横向弯曲、剪切和轴向伸缩等效应,以便于准确模拟梁的行为。因此,为模拟船体梁在波浪中两端自由的变形和运动,本文使用MBDyn中的梁单元对船体梁进行建模,全船由数个三节点梁单元链接而成。但当前,许多研究只放开了船体梁沿中纵剖面的变形。图1为MBDyn中三节点梁示意图。图中,节点1、节点2和节点3为MBDyn中定义的三个节点,分别用于确定梁的起始和结束位置;节点通常具有一组自由度,用于描述该节点的位移和旋转。梁的内力及弯矩会在点I和点II处进行计算。

$$\begin{Bmatrix} F_{xx} \\ F_{yy} \\ F_{zz} \\ M_{xx} \\ M_{yy} \\ M_{zz} \end{Bmatrix} = f \left\{ \begin{Bmatrix} \varepsilon_{xx} \\ \gamma_{yy} \\ \gamma_{zz} \\ \kappa_{xx} \\ \kappa_{yy} \\ \kappa_{zz} \end{Bmatrix}, \begin{Bmatrix} \dot{\varepsilon}_{xx} \\ \dot{\gamma}_{yy} \\ \dot{\gamma}_{zz} \\ \dot{\kappa}_{xx} \\ \dot{\kappa}_{yy} \\ \dot{\kappa}_{zz} \end{Bmatrix} \right\} \quad (8)$$

式中: F_{xx} 为轴向力分量; F_{yy} 和 F_{zz} 为两向剪力分量; M_{xx} 为扭矩矩阵分量; M_{yy} 和 M_{zz} 为两向弯曲矩阵分量; ε_{xx} 、 ε_{yy} 和 ε_{zz} 分别为轴向应变和两向剪切应变系数; κ_{xx} 、 κ_{yy} 和 κ_{zz} 为弯曲曲率参数; f 为梁材料本构定律的任意函数,梁材料本构法则指描述梁材料的机械性质,例如弹性模量、屈服强度等。

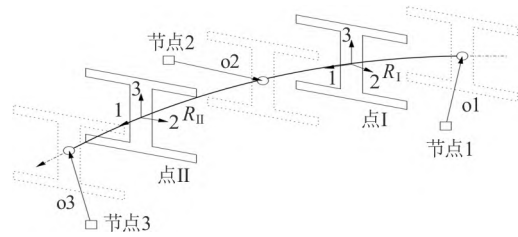


图1 三节点梁示意图

Fig.1 Example of a three-node beam element geometry

1.4 双向耦合方法

流固耦合问题中,耦合方式可分为直接耦合和分区耦合两种。直接耦合是指通过构建所研究问题的流场-结构直接耦合模型,基于理论推导和必要的条件假设,建立流场和结构统一求解的控制方程和数值计算流程,进而有针对性地开发计算程序。而分区耦合,则是流场和结构场分别采用各自研究领域非

常成熟的、已经得到广泛应用的离散格式开展数值求解, 在每一个时间步内交换一次或数次流固耦合界面的变量信息, 从而实现流场和结构的相互作用。

如图2所示, 本文采用分区耦合方式, 耦合求解计算流程流场和结构的模拟分别使用OpenFOAM和MBDyn, 使用preCICE对两套网格进行插值和数据交换。首先, 用结构求解器计算得到结构物表面节点的变形量后, 通过preCICE插值传递给流场中的结构物表面网格节点; 然后, 通过OpenFOAM中的displacementLaplacian求解器, 基于Laplacian扩散方程求解网格运动; 再计算得到结构物表面压力分布, 并传递回结构表面网格。

本文中用的是双向强耦合, 即在一个时间步内, 流场和结构场进行多次数据交换, 迭代计算, 直到收敛。计算时, 首先应满足PIMPLE迭代收敛性, 再进行流体和结构求解器之间的数据交换, 直到外迭代收敛。为控制计算量, 限制了每个时间步中的最大外迭代次数。

2 数值模拟

2.1 流场计算域设置

本文采用一艘20 000TEU的超大型集装箱船, 以1:49的尺度比进行模拟, 图3为该船型的实船型线图。表1列出了该船的主要实尺度及模型尺度的参数。该船实船总长为399.67 m, 模型总长为8.157 m, 船体在计算工况中存在一定的尾倾。

表1 船型主尺度参数表格

Table 1 Main properties of ship

船型参数	实尺度	模型尺度
总长 L_{OA}/m	399.67	8.157
垂线间长 L_{pp}/m	383	7.816
型宽/ m	58.6	1.196
型深/ m	30.5	0.622
艏吃水/ m	15.20	0.310
艉吃水/ m	16.7	0.341
排水量/ t	260 602.9	2.161
重心垂向位置(距基线)/ m	27.574	0.563

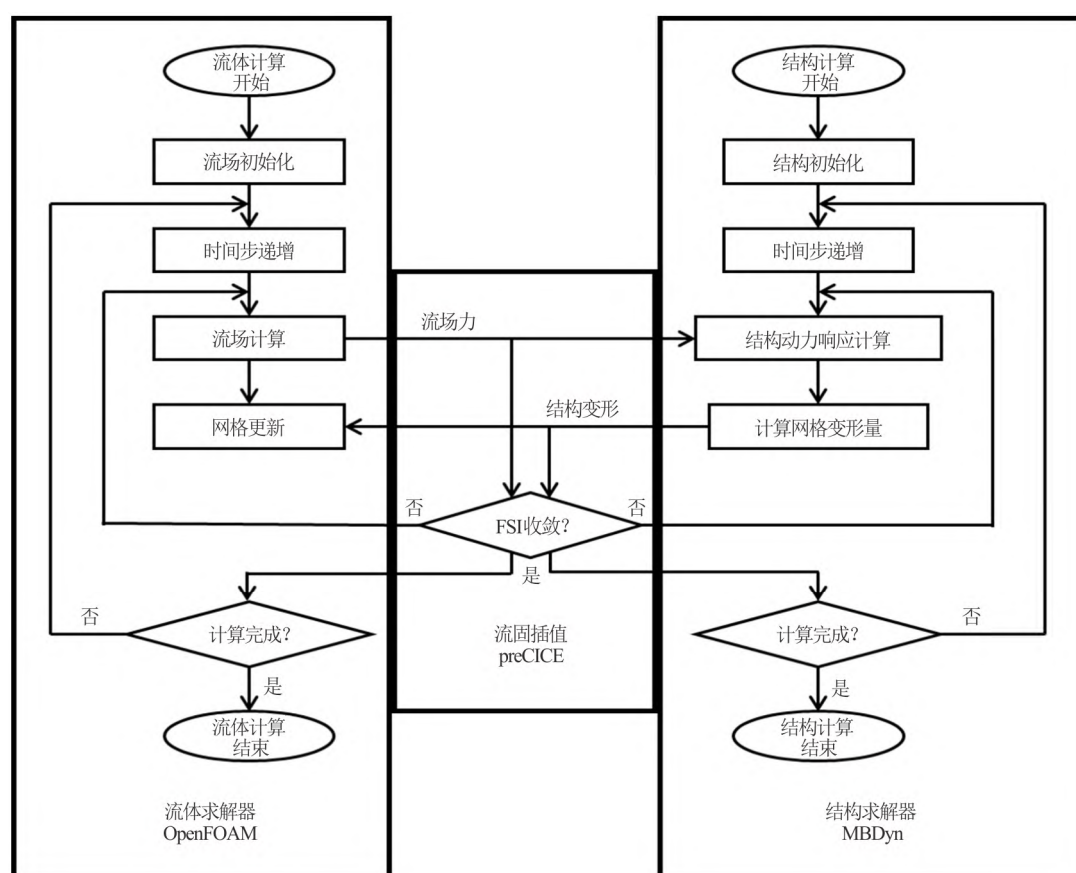


图2 流固耦合计算流程示意图
Fig.2 Framework of FSI approach

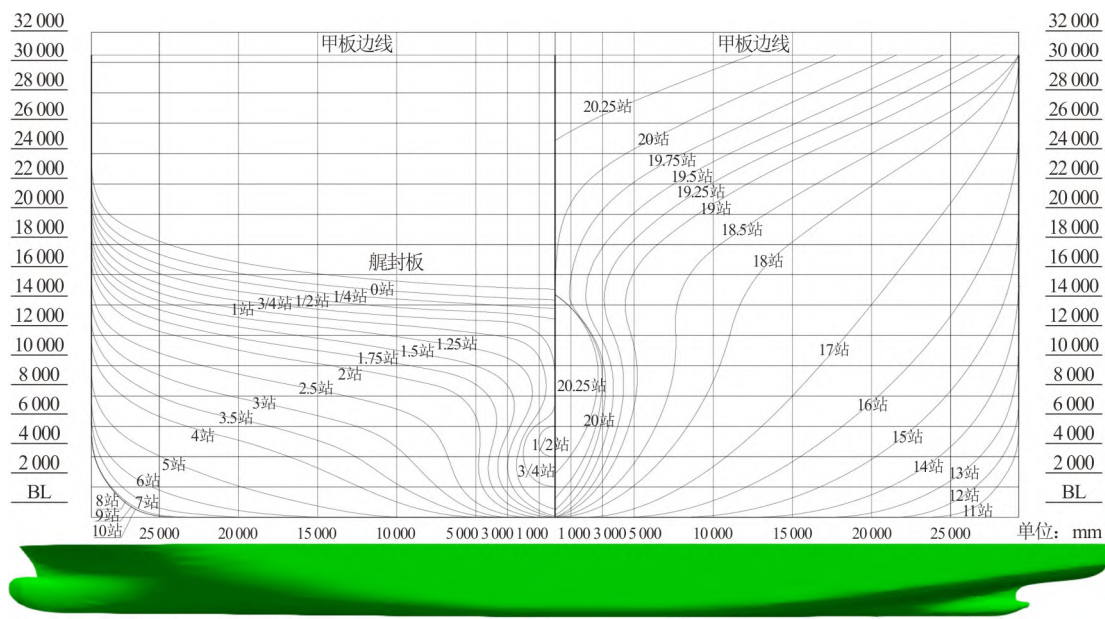


图3 (网上彩图) 实船型线图和船模几何形状
Fig.3 (Color online) Lines and geometry of ship

计算域在 x 方向的范围为 $-1.0L_{pp} \sim 3.0L_{pp}$, y 方向范围为 $-1.0L_{pp} \sim 1.0L_{pp}$, z 方向范围为 $-1.0L_{pp} \sim 0.5L_{pp}$, 如图4所示。在 x 方向, 入口处设置船速和波浪条件, 造波边界距船艏 $1.0L_{pp}$; 出口消波边界距船艉 $2.0L_{pp}$ 。使用snappyHexMesh工具及topoSet工具进行前处理网格划分, 如图5所示。首先, 生成均匀的笛卡尔坐标系下的背景网格; 然后, 再将均匀网格分割成六面体单元, 得到计算所需的网格。划分网格时, 在自由液面进行了三次加密处理, 并在船舶表面添加了边界层, 确保能够捕捉自由面演化细节以及船身表面流场变化。整个计算域网格数量为407万。

模拟该集装箱船以一定航速在不同波长船长比 λ/L_{pp} 的规则波中航行, 如表2所示。模拟工况为迎浪规则波, 集装箱船在波浪作用下主要做纵摇和垂荡运动。因此, 数值模拟中只放开了纵摇和垂荡两个自由度的运动。初始时刻, 集装箱船保持正浮状态, 以波浪来流速度代替船舶航速。

表2 计算工况参数表				
Table 2 Regular wave parameters				
速度/(m/s)	波高/m	λ/L_{pp}	波长/m	遭遇频率
0.845 1	0.102	0.8	6.252 8	3.56
0.845 1	0.102	0.9	7.034 4	3.32
0.845 1	0.102	1.0	7.816 0	3.11
0.845 1	0.102	1.1	8.597 6	2.94
0.845 1	0.102	1.2	9.379 2	2.79

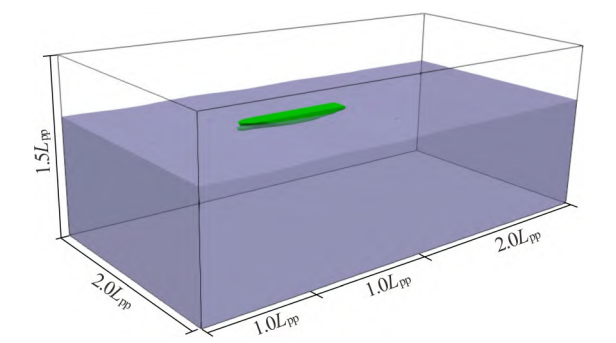


图4 (网上彩图) 计算域示意图
Fig.4 (Color online) Computational domain schematic diagram

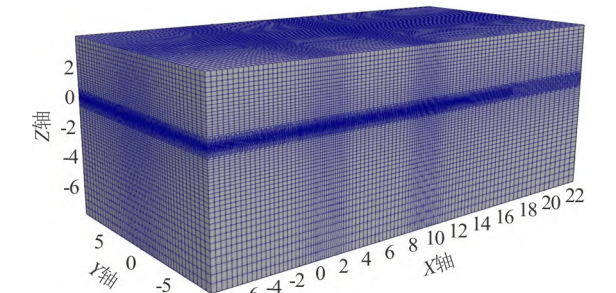


图5 (网上彩图) 网格示意图
Fig.5 (Color online) Mesh schematic diagram

2.2 船体梁设置

船体梁为变截面梁, 杨氏模量为206 GPa, 泊松比为0.3, 不同位置处的船体梁截面参数详见表3。如图6所示, 在MBDyn中, 共使用19个3节点梁单元(b01-b19)对该船体梁进行建模, 全船重量分别布置在每个梁单元的中心位置(m01-m19), 使用Total

Joint将船体梁重心处的节点与其他梁节点进行连接, 限制船体梁上各节点只在船体中纵剖面内发生变形, 并固定重心处节点的 x 方向位移。

表 3 船体梁参数表格

Table 3 Longitudinal distribution of vertical bending stiffness

站号	截面惯性矩 I_x/cm^4	截面几何尺寸 $D \times t/(\text{mm} \times \text{mm})$
1-3	243.3	89×5.0
3-5	398.2	102×5.5
5-13	521.2	114×5.0
13-15	416.2	102×6.0
15-17	285.4	95×5.0
17-19	183.4	83×5.0

船体梁的重量分布如表4所示, 对应于实船满载工况下的质量分布情况。使用MBDyn中的LAPACK求解模块对船体梁进行模态分析, 得到船体梁的干模态两节点与三节点固有振型及固有频率, 具体结果如图7和表5所示。通过与试验所用船体梁的固有频率对比, 认为当前船体梁参数设置可满足计算的要求。

表 4 船体重量分布

Table 4 Longitudinal distribution of mass

起始站号	结束站号	质量/kg
0	1	58.79
1	2	79.46
2	3	102.73
3	4	104.44
4	5	107.57
5	6	144.35
6	7	149.14
7	8	112.00
8	9	148.12
9	10	131.31
10	11	148.31
11	12	110.21
12	13	197.37
13	14	98.61
14	15	130.22
15	16	85.48
16	17	109.23
17	18	69.59
18	19	47.47
19	20	26.65

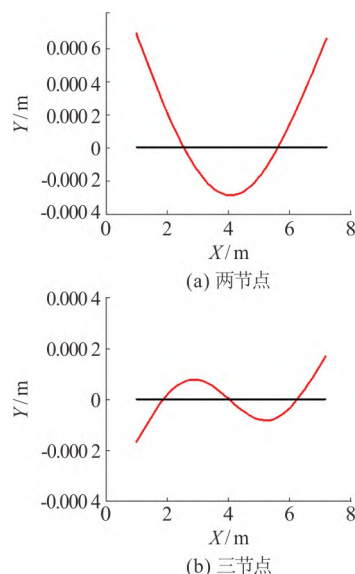


图 7 (网上彩图) 船体梁两节点和三节点固有振型

Fig.7 (Color online) Modal shape of the ship beam in the 2-node and 3-node order

表 5 船体梁两节点和三节点固有频率

Table 5 Natural frequency of the ship beam in the 2-node and 3-node order

	试验梁频率/Hz	数值梁频率/Hz	误差/%
两节点	3.823	3.840 28	0.45
三节点	8.575	8.475 97	-1.15

2.3 网格无关性验证

首先需要进行网格无关性验证。分别使用粗网格、中等密度网格和细网格三套流体网格对船体以 0.845 m/s 航速在 $\lambda/L_{pp}=1.2$, 波高 0.102 m 迎浪工况中的运动及船舯截面处的垂向弯矩进行了计算。三套计算域网格在 x 、 y 和 z 三个方向等比例缩放, 其中中等网格与粗网格的加密比为2, 细网格与中等网格的加密比为1.5。三套网格的网格数量如表6所示。

表 6 三套网格数量

Table 6 Mesh numbers of three sets of grids

网格数量	网格量/ $\times 10^4$
粗网格	210
中等网格	407
细网格	634

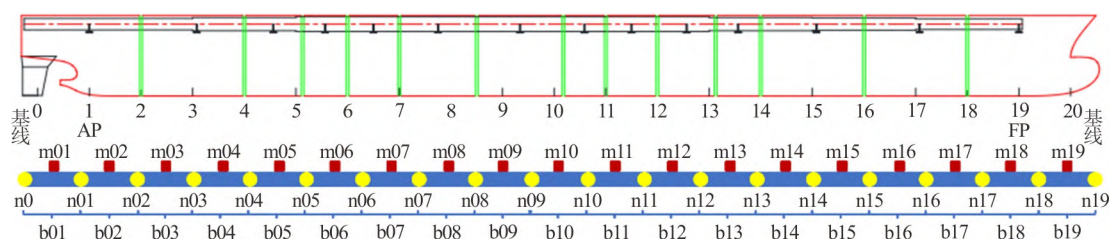


图 6 (网上彩图) 船体梁分段示意图

Fig.6 (Color online) Arrangement of ship beam

图8和图9为使用三套网格分别模拟得到的船体垂荡和纵摇运动时历以及船舯截面的垂向弯矩时历。由图中可以看到:三套网格的结果十分接近,表明当前的网格均已收敛。综合考量,在后续计算中,将使用中等网格进行数值模拟。

2.4 对比分析

图10展示了船体在 $\lambda/L_{pp}=0.8\sim 1.2$ 的规则波波浪中运动的几个时刻流场情况。由图中可以看到:在船体运动过程中,球鼻艏和船艏部的外飘区域不断进入和离开水面,但没有发生甲板上浪;船体的重心位置会因为船体变形而发生变化,但这种变化相对较小,因此仍可选择船体初始时刻重心位置的运动代表弹性船体的运动。

如图11所示,不同波长的规则波工况下,船舶垂荡和纵摇运动具有明显的周期性特征:船舶垂荡运动幅值随波长的变化而变化, $\lambda/L_{pp}=1$ 时,船体垂荡运动幅值最小,约0.015 m, $\lambda/L_{pp}=0.8$ 和1.2时,船体垂荡运动幅值明显增大;船舶纵摇运动幅值随波长的增大而增大, $\lambda/L_{pp}=0.8$ 时,纵摇运动幅值约为 0.63° , $\lambda/L_{pp}=1.2$ 时,纵摇运动幅值约为 1.31° 。

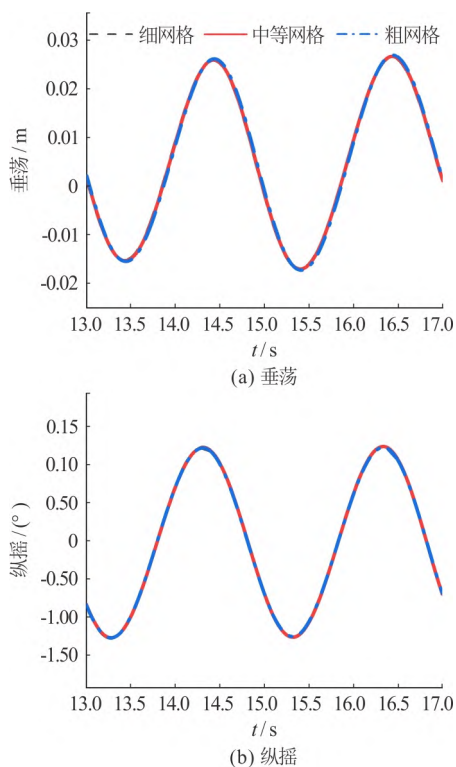


图 8 (网上彩图) 船体运动时历曲线
Fig.8 (Color online) Time series of motions among three mesh densities

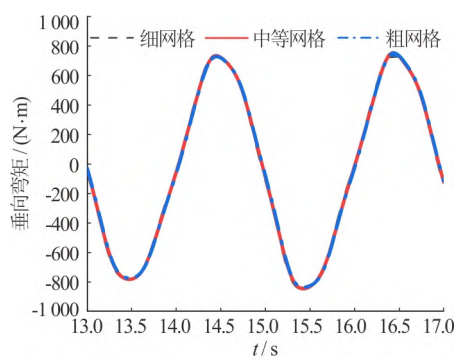


图 9 (网上彩图) 船舯弯矩时历曲线
Fig.9 (Color online) Time series of VBM at amidship

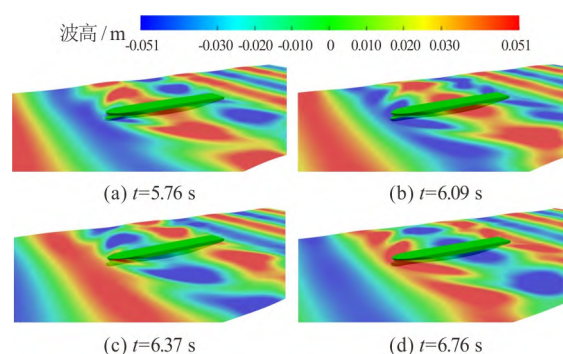


图 10 (网上彩图) $\lambda/L_{pp}=1.0$ 时船周围流场变化
Fig.10 (Color online) The water phenomenon captured with $\lambda/L_{pp}=1.0$

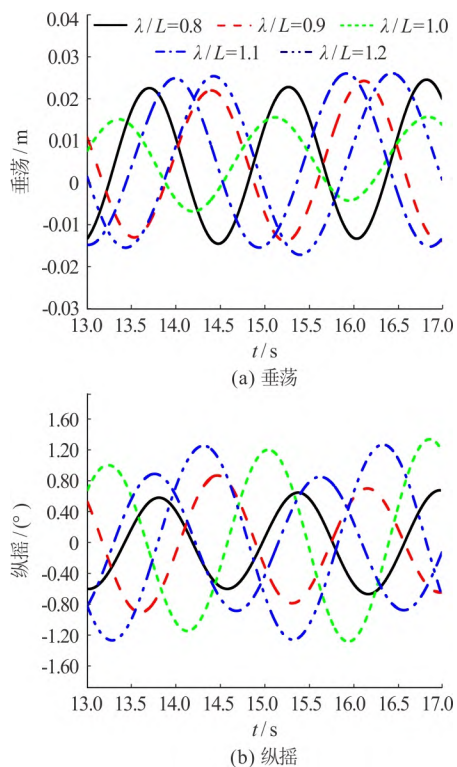


图 11 (网上彩图) 船舶垂荡运动和纵摇运动时历对比
Fig.11 (Color online) Comparison of time series of heave and pitch motions

使用 z/a 及 θ/ka 处理垂荡及纵摇运动幅值,其中 z 为船舶垂荡运动幅值, a 为波幅, θ 为船舶纵摇运动幅值, k 为波数。如图12所示,无因次化对比数值模拟和试验所得的不同波长船长比下的结果,试验数据来自中国船舶科学研究中心。图12中:垂荡运动结果在 $\lambda/L_{pp}=1.2$ 时的误差最大,约-8.75%,在 $\lambda/L_{pp}=0.9$ 时的误差最小,为0.48%;纵摇运动的误差最小为-1.57%,最大为-8.66%;数值计算的纵摇运动幅值均略小于试验结果,这是因为计算中使用了SST $k-\omega$ 湍流模型,波浪存在一定的衰减,使得船舶运动响应也存在一定误差。

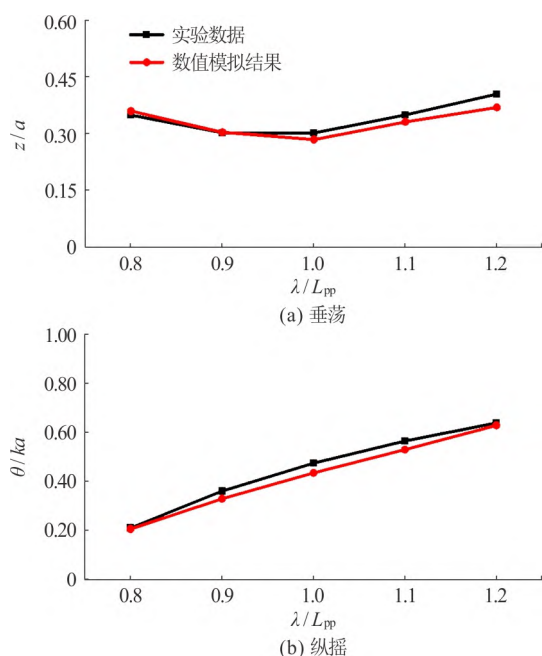


图12 (网上彩图) 船舶运动无因次化对比
Fig.12 (Color online) Comparison of nondimensional heave and pitch RAOs

图13所示为船舶在不同波长船长比的波浪中航行时,船艏1/4、船舯及船艉1/4处截面的垂向波浪弯矩时历曲线,这三处截面分别距离尾柱2.34 m、3.99 m和5.47 m。从图中可以看到:在不同波长船长比工况中,中拱弯矩幅值均略小于中垂弯矩幅值,这与船舶载重状态有关;船体三个截面处的波浪弯矩变化趋势大体相同,只是随着 λ/L_{pp} 的变化,弯矩幅值也略有变化。

$\lambda/L_{pp}=1$ 时,船舯截面处的中垂弯矩和中拱弯矩幅值分别为 $-811 \text{ N}\cdot\text{m}$ 和 $752 \text{ N}\cdot\text{m}$,船艏和船艉1/4处截面处的弯矩幅值相对较小,且船艉1/4处的要

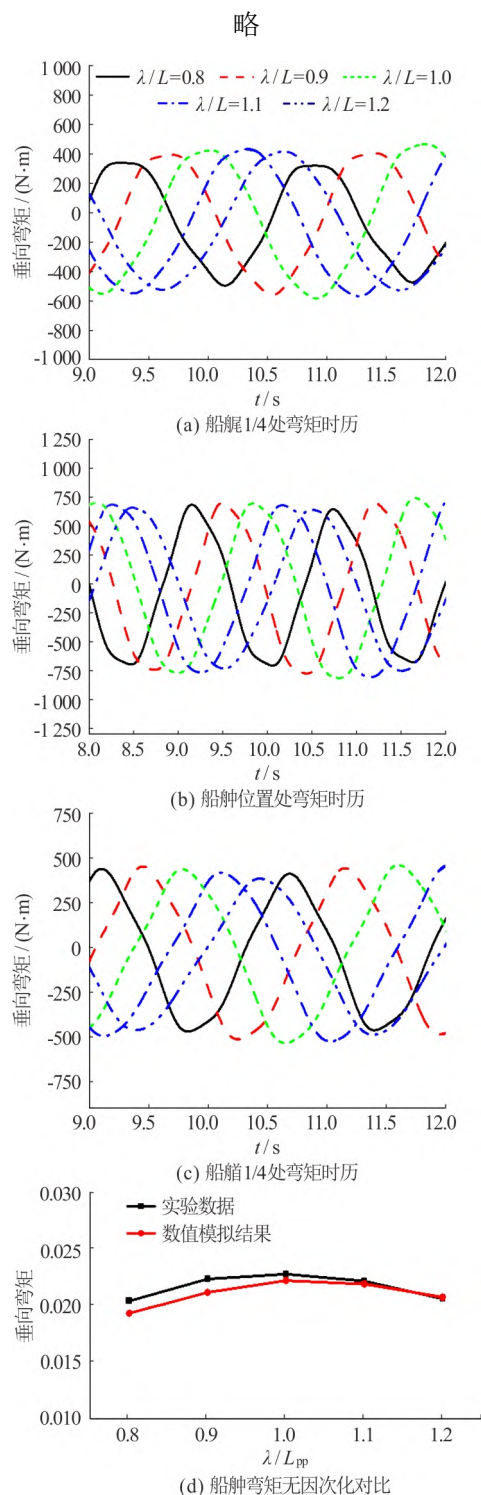


图13 (网上彩图) 船体截面弯矩时历及船舶弯矩无因次化对比

Fig.13 (Color online) Time series of heave and pitch motions and nondimensional VBM RAOs at different cross-sections

大于船艉1/4处的。在图13(a)中可以看到:船艉1/4处的波浪弯矩在船体处于中拱状态下变化较平缓,中垂状态下变化较迅速;船艉1/4处则相反,中拱

状态下时,波浪弯矩变化较为迅速,中垂状态下的变化则较为缓慢;这与船舶质量分布、浮力分布及船体型线有关。同一处截面的波浪弯矩幅值在不同 λ/L_{pp} 时的变化不明显,在船舯截面处: λ/L_{pp} 由1减小到0.8,中垂弯矩幅值减小约13%; λ/L_{pp} 由1增加到1.2,中垂弯矩幅值减小约6%。

如图13(d)所示,将数值计算得到不同 λ/L_{pp} 下的船舯弯矩幅值与试验结果进行了无因次化对比: $\lambda/L_{pp}=1.2$ 时,两者结果相差最小,约为0.8%; $\lambda/L_{pp}=0.9$ 时,误差最大,约为5.3%。这表明该方法能够较为准确地计算船舶在较为缓和工况中的波浪弯矩。不同 λ/L_{pp} 下,各个截面处的中垂弯矩及中拱弯矩沿船长的分布情况如图14所示。由图中可以看到:各工况下的波浪弯矩分布十分接近;船舯截面处,中垂弯矩和中拱弯矩较为接近,但在靠近船艏处,如4-6站处,中垂弯矩幅值明显大于中拱弯矩幅值。

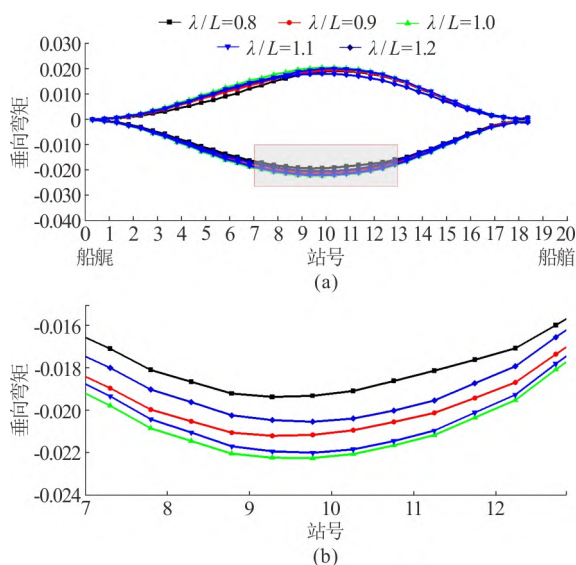


图 14 (网上彩图) 波浪弯矩沿船长的分布
Fig.14 (Color online) The distributed VBMs along the distribution of the ship

3 结 论

基于PreCICE以及OpenFOAM与MBDyn的双向耦合,本文构建了船舶在波浪中的水弹性响应数值计算模型,模拟了一艘超大型集装箱船在不同波长船长比 λ/L_{pp} 规则波中的运动,并与试验结果进行对比,研究了船舶在规则波中的运动及不同截面处

的垂向弯矩,得到主要结论如下:

(1) 在不同波长条件下,数值模拟得到船舶运动与试验结果误差最大为8.75%,船舯弯矩幅值误差最大为5.3%,说明该双向流固耦合模拟方法可较好地模拟船舶运动响应和水弹性响应。

(2) $\lambda/L_{pp}=0.8\sim 1.2$ 时,船舯波浪弯矩幅值变化较小,其中: $\lambda/L_{pp}=1$ 时,幅值变化最大,约为811 N·m; $\lambda/L_{pp}=0.8$ 时,幅值变化最小,约706 N·m,两者相差约13%。

本文相关结果可为超大型集装箱船的流固耦合响应分析提供参考。

参 考 文 献:

- [1] Bishop R E D, Price W G. Hydroelasticity of ships [M]. Cambridge, UK: Cambridge University Press, 1979.
- [2] Bishop R E D, Price W G, Wu Y S. A general linear hydroelasticity theory of floating structures moving in a seaway [J]. *Philosophical Transactions of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, 1986, 316(1538): 375-426.
- [3] Senjanović I, Malenica Š, Tomašević S. Investigation of ship hydroelasticity [J]. *Ocean Engineering*, 2008, 35(5-6): 523-535.
- [4] Senjanović I, Malenica Š, Tomašević S. Hydroelasticity of large container ships [J]. *Marine Structures*, 2009, 22(2): 287-314.
- [5] Faltinsen O M. Sea loads on ships and offshore structures [M]. Cambridge, UK: Cambridge University Press, 1990.
- [6] Watanabe I, Guedes Soares C. Comparative study on the time-domain analysis of non-linear ship motions and loads [J]. *Marine Structures*, 1999, 12(3): 153-170.
- [7] Malenica S. An efficient hydroelastic model for wave induced coupled torsional and horizontal ship vibrations [C]. *21st International Workshop on Water Waves and Floating Bodies*, Loughborough, UK, 2006.
- [8] Kim Y, Kim Y. Analysis of springing effects on floating barges in time domain by a fully coupled hybrid BEM-FEM [C]. *23rd International Workshop on Water Waves and Floating Bodies*, Jeju, Korea, 2008.
- [9] Lakshminarayanan P A, Temarel P. Application of CFD and FEA coupling to predict dynamic behaviour of a flexible barge in regular head waves [J]. *Marine Structures*, 2019, 65: 308-325.
- [10] Lakshminarayanan P A, Temarel P. Application of a two-way partitioned method for predicting the wave-

- induced loads of a flexible containership [J]. *Applied Ocean Research*, 2020, 96: 102052.
- [11] Lakshminarayanan P A K, Hirdaris S E. Comparison of nonlinear one-and two-way FFSI methods for the prediction of the symmetric response of a containership in waves [J]. *Ocean Engineering*, 2020, 203: 107179.
- [12] Jiao J, Huang S, Wang S, et al. A CFD-FEA two-way coupling method for predicting ship wave loads and hydroelastic responses [J]. *Applied Ocean Research*, 2021, 117: 102919.
- [13] Takami T, Iijima K. Numerical investigation into combined global and local hydroelastic response in a large container ship based on two-way coupled CFD and FEA [J]. *Journal of Marine Science and Technology*, 2020, 25(2): 346-362.
- [14] Show T K, Hirdaris S, Datta R. A fully coupled time-domain BEM-FEM method for the prediction of symmetric hydroelastic responses of ships with forward speed [J]. *Shock and Vibration*, 2022: 4564769.
- [15] Wei Y, Incecik A, Tezdogan T. A fully coupled CFD-DMB approach on the ship hydroelasticity of a containership in extreme wave conditions [J]. *Journal of Marine Science and Engineering*, 2022, 10(11): 1778.
- [16] Wei Y, Incecik A, Tezdogan T. A hydroelasticity analysis of a damaged ship based on a two-way coupled CFD-DMB method [J]. *Ocean Engineering*, 2023, 274: 114075.