

NACA0020 剖面舵水动力性能研究

张晨亮^{1,2,3}, 刘小健^{1,2}, 夏召丹^{1,2}, 万德成³, 王金宝^{1,2}

(¹上海市船舶工程重点实验室, ²中国船舶与海洋工程设计研究院)

(³上海交通大学, 船舶海洋与建筑工程学院, 上海, 200210, Email: Jzhang_maric@163.com)

摘要: 重点研究了 NACA0020 剖面舵水动力性能, 旨在研究舵翼型与其升阻力性能的关系, 为实船舵型选取提供理论支持, 本研究使用水池试验和基于重叠网格 IDDES 的 CFD 仿真两种方法对该舵型进行研究, 于此同时我们还研究了我所自主设计的凹翼型舵进行对比研究, 由于篇幅限制主要通过 CFD 方法进行流场分析对该舵型水动力性能进行理解分析。

关键词: NACA0020, 重叠网格, IDDES

1 引言

对于内河船舶而言由于航道的特殊情况, 船舶的操纵性非常重要, 其中回转性主要与舵的升力有关, 因此对于舵的水动力学, 尤其是大攻角时水动力性能的研究就显得尤为重要, 这对于船舶设计阶段舵翼型的选取以及舵机的匹配以及实船使用阶段航行的指导都有重要的意义。本研究即针对我单位设计的内河、远洋两用船舶的舵翼型选取, 对常规 NACA0020 翼型舵水动力性能进行研究, 给出其在不同攻角下的升力、阻力性能变化, 同时对其流场特性进行展示与分析, 增强对舵水动力性能的认识, 积累经验, 进一步指导船舶设计过程中舵翼型的选取。

本研究使用 CFD 方法对该舵翼型舵的水动力性能进行研究, 其中 CFD 求解器使用我单位基于 OpenFOAM 开源 CFD 程序库自主开发的求解器 overFoam-MARIC, 该求解器集成重叠网格技术, 能有效处理舵大角度旋转运动, 针对大攻角状态流场边界层分流剧烈的情况, CFD 计算使用 IDDES 湍流模型, 确保对分离涡流进行有效的捕捉。本研究对 NACA0020 翼型舵 5°攻角到 40°攻角的状态进行了数值计算, 对应的我们也对我单位改进的 MARIC 舵型进行了相同工况的计算, 同时在针对两种舵型水动力性能我们也进行了试验研究, 本次工作旨在对比两种翼型的水动力性能, 积累相关的设计经验, 同时通过 CFD 精细流场的理解分析, 找到不同翼型舵水动力性能与其流场的关系, 进一步指导设计, 由于篇幅限制, 只对 5°~40°攻角下 NACA0020 翼型 CFD 计算结果进行展示分析, 探讨流场

细节与舵升力、阻力等水动力性能间的关系。

表 1 舵型参数

项 目	单位	实舵	舵模
舵型	-	NACA0020 型	
舵面积 A_R	m^2	62.07	0.0686
舵高 h_R	m	9.45	0.315
平均舵宽	m	6.57	0.219
底面舵宽	m	6.30	0.210
顶面舵宽	m	7.59	0.253
展弦比 λ_k	-	1.438	

计算使用重叠网格技术,计算网格使用背景网格+贴体网格的方式,对于不同攻角算例,只需转动贴体网格,背景网格保持不动,背景进流、出流、远场边界条件保持不变。入口流速为 3m/s 与水池试验一致。

3 数值方法

本研究 CFD 计算,使用基于 OpenFOAM 开发的重叠网格求解器 overFoam-MARIC^[1],其主要求解流程与 OpenFOAM 自带求解器类似,控制方程包括连续性方程和动量方程,湍流模型采用 kOmegaSSTIDDES,速度压力解耦采用 OpenFOAM 特有的 PIMPLE 算法,方程离散,时间导数项使用二阶退步格式,对流项使用带限制的中心差分格式,扩散项使用中心差分格式,保证了有限体积法二阶离散精度。

4 计算结果分析

该舵型的阻力升力随攻角的变化如图 1 所示,其中阻力随着攻角的增大而增大,趋势与文献[2-3]中所示的 NACA0012, NACA0024 舵型的阻力趋势相同,关于升力的计算,在大攻角情况下舵会出现失速现象,即升力随攻角增大而减小,而阻力会加速增加,本研究的计算中舵攻角计算到 40° 仍未出现升力减小现象,阻力增加趋势明显,但升力的增加趋势已经变缓,在[2]中,其 CFD 计算也未捕捉到失速现象;文献[4]等中对一系列的 NACA 舵型的水动力性能进行了试验或者数值分析,大部分 NACA 舵型在 35° 前会出现失速现象,但文章中研究的舵型均为弦长沿高度方向不变化,或均匀缓慢变化的简单舵型,而文章中也证明所研究的带有弦长变化的舵型会存在失速角延迟的现象,这也与我们水池试验

的结果吻合。这其中的原因不难解释，对于等弦长舵型，失速的原因是攻角增大时叶背脱离点前移导致整个叶背处在紊流中，叶背流速降低压强增大，导致与叶面的压差相对小攻角状态减小或者增加不大，再加上舵叶法向量随着攻角的增大沿升力方向分量变小，沿阻力方向分量变大，所以导致升力的减小，但对于本研究舵型，由于高度方向上弦长不等，所以不同高度截面涡脱落位置不同，不同高度脱落的涡相互干扰，不会形成明显的压差减小，因此在本研究计算中并未出现失速现象，当然随着攻角的增大舵面法相分量逐渐与阻力方向一致肯定会出现升力减小的情况，但船舶舵转角一般在 40° 以内，所以更大的攻角这里就不做研究。此外雷诺数的不同也会对舵的升阻力性能产生影响，本研究考虑的为舵的模型尺寸，雷诺数为 $1e6$ 量级，而实船的为 $1e8$ 量级，也会导致失速现象的提前发生。

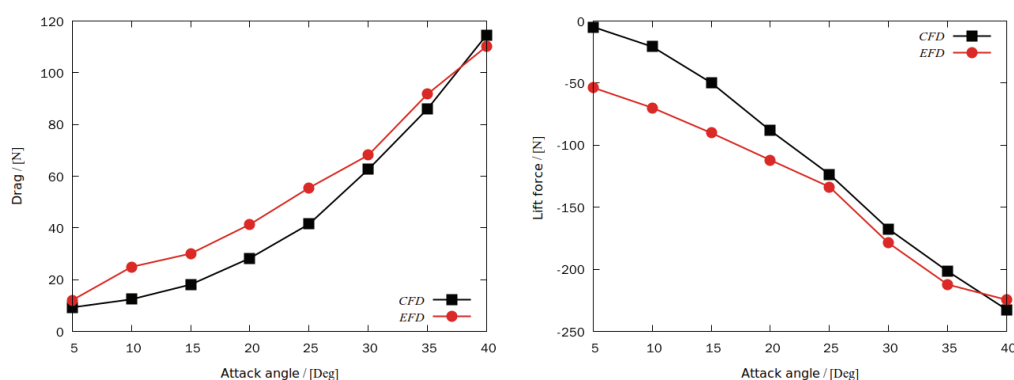


图1 阻力、升力随攻角变化曲线

从流场结构来看，速度场图 2 可以看出水流打在舵上形成驻点，在叶面速度较低，尤其是大攻角的工况，而叶背面在导边处由于扰流速度较高，也会因此形成低压区，这就是舵叶升力的流动机理，之后叶背处流动会分离，在舵背面会形成一定的死水区，之后叶背、叶面的来流会相互作用形成交替的涡结构；从图 3 截面的流线和涡强度场可以看出，在叶面流动分离发生在接近随边的位置，随着攻角的增大涡脱落强度逐渐增大，在叶背流动分离在小角度工况下分离位置在导边之后，随着攻角的增大涡脱落位置逐渐向导边移动在 35° 、 40° 攻角下几乎在导边处就发生了分离，涡强度也是随着攻角增大而增强，正如上文中讨论的失速原理，在小角度工况下，叶背流动分离位置接近随边位置，随着攻角的增大向导边位置移动，导致叶背压力增加与叶面压差减小，而本研究考虑的舵型在 5° 攻角下叶背流动分离位置已经接近导边位置，叶背后存在死水区，攻角增大叶背压差变化不大，因而本文考虑舵型在 40° 攻角下仍未出现失速现象，与一般 NACA 翼型不同。

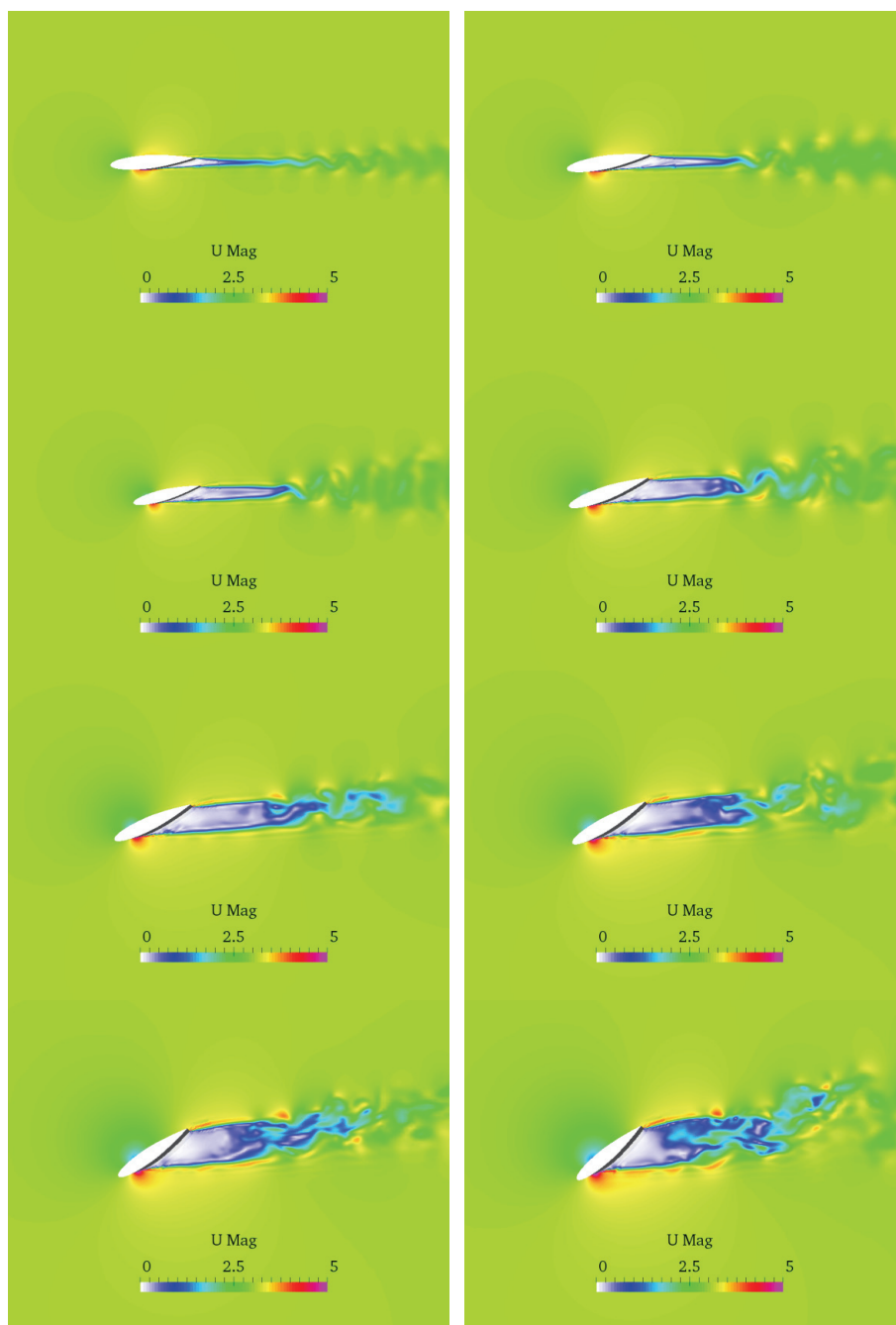


图2 不同攻角下水平截面速度场云图

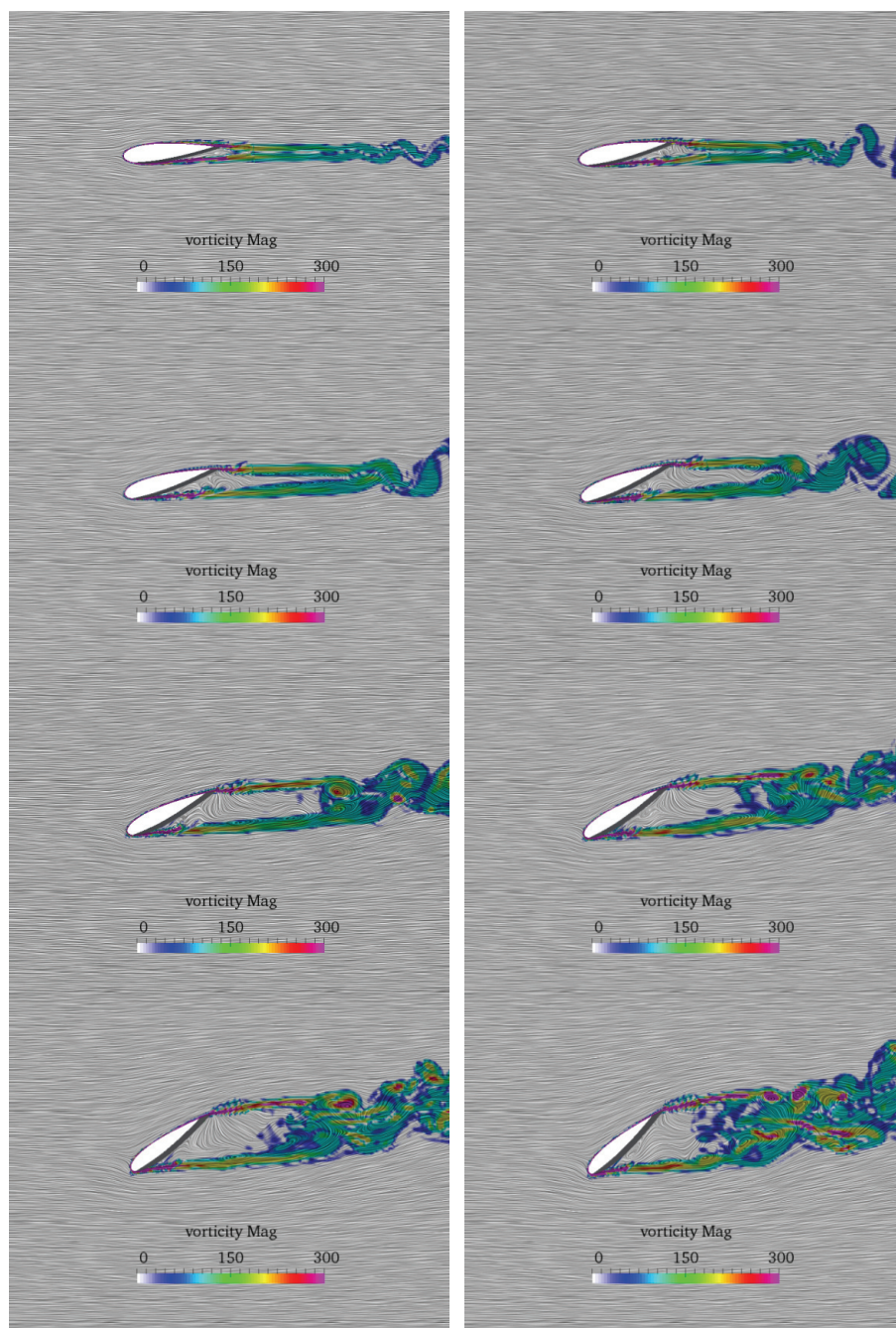


图3 不同攻角下水平截面涡量场云图

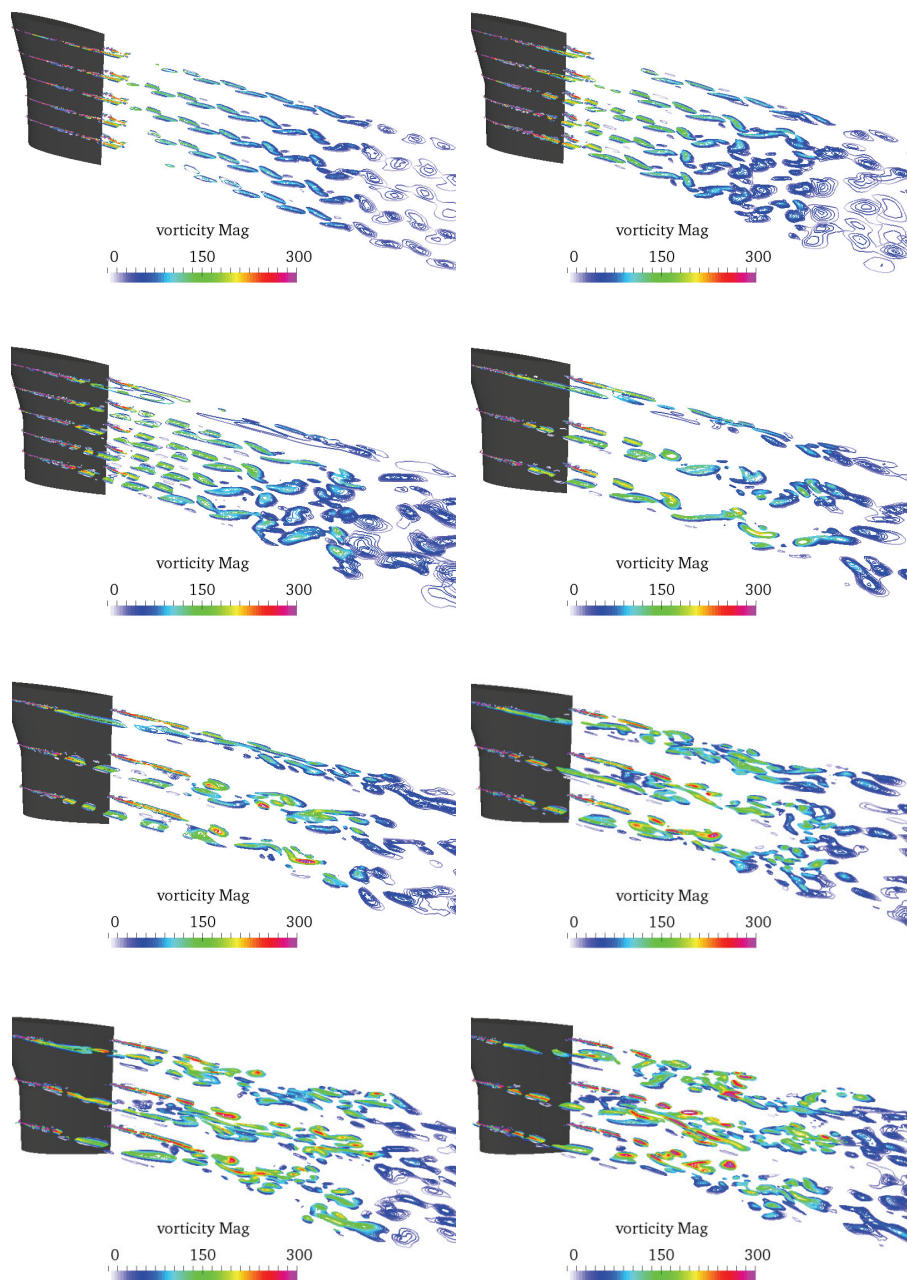


图4 不同攻角下不同垂向位置水平截面涡等值线图

图4给出了不同截面处的涡结构，可以看出小攻角情况每个截面的涡情况为规则

的交替涡，且垂向不同截面涡结构相似，随着攻角的增大涡强度逐渐增大，且不同截面的我结构差异逐渐显示出来，猜测这种垂向的不均匀性也是本文研究舵型未发生明显失速现象的一个原因。

参 考 文 献

- 1 Zhang Chenliang, Liu Xiaojian, Fan Sheming. Implementation of overset grid in OpenFOAM and its application to ship maneuvering. Exeter, UK, 2017.
- 2 Tasif Tahsinul Haque, Rahman Habibur, Fazle Arafat Bin, et al. Numerical prediction of flow past a marine rudder. Procedia Engineering, 2017, 194: 59–66.
- 3 Van Nguyen Trieu, Ikeda Yoshiho. Hydrodynamic characteristic of rudder sections with high lift force. J Jpn Soc Naval Archt Ocean Eng, 2013, 19: 403-406.
- 4 Carr Jared, Ferraz Rafael, Gao Songqi, et al. Investigation of the effect of tubercles on airfoil performance. 2014.
- 5 Miller Steven. Lift, drag and moment of a NACA 0015 airfoil. Department of aerospace engineering, 2008, 28.

Investigation of hydrodynamics of a NACA0020 section rudder

ZHANG Chen-liang^{1,2,3}, LIU Xiao-jian^{1,2}, XIA Zhao-dan^{1,2}, WAN De-cheng³, WANG Jin-bao^{1,2}

(1 Shanghai Key laboratory of Ship Engineering, 2 Marine Design and Research Institute of China)

(3 Shanghai Jiao Tong University, Naval Architecture and Civil Engineering, Shanghai, 200210, Email: Jzhang_maric@163.com)

Abstract: This paper focuses on the hydrodynamic performance of NACA0020 section rudder, aiming to study the relationship between the rudder airfoil and its lift resistance performance, and provides theoretical support for the selection of rudder type of actual hull. This paper uses towing tank test and CFD simulation based on overset grid and IDDES turbulence model. The rudder type was studied. At the same time, we also studied the comparative study of our own designed concave airfoil rudder. Due to space limitations, this paper mainly analyzes the NACA rudder hydrodynamic performance through the flow field given by CFD method.

Key words: NACA0020, Overset, IDDES.

起重船作业过程水动力响应时域分析

方田, 匡晓峰

(中国船舶科学研究中心, 水动力学国家重点实验室, 无锡, 214082)

摘要: 起重船在波浪中进行起重作业时, 与吊重摆动相互耦合, 会严重影响起重作业安全。本文针对 1 艘起重铺管船, 首先考虑环境载荷影响, 建立了船舶与吊重耦合运动的时域计算模型; 其次开展了不同海况下起吊作业动态连续过程的时域运动模拟研究; 最后获得了起吊作业过程中船舶运动变化规律以及船体和吊重摆动的相互影响。计算结果表明不同起吊阶段, 船体与吊重的运动相互影响明显, 具有较强的相关性。

关键词: 起重船; 起吊作业; 耦合运动时域分析;

1 引言

起重船是一种海洋工程中常用的工程船舶, 广泛应用于海上吊装、起重、铺管等作业。起重船作业过程中受到风浪作用产生运动, 船体的运动会激励吊物产生摆动, 吊物的摆动又会反过来产生一个附加动力载荷, 大大增加船体的运动幅度, 对起重船作业产生巨大的不利影响。

船上有悬挂重物时, 其悬挂重量会使船舶的初稳性高产生折减, 其影响相当于把重物的重心升高到吊索顶部悬挂点处。使得吊索、吊物组成了一个绕悬挂点的单摆系统。起重船作业过程中受到风浪作用产生运动, 船体的运动会激励吊物产生摆动, 吊物的摆动又会反过来产生一个附加动力载荷, 该动力荷载与波浪环境、吊索长度等有关^[1], 研究发现在某些情况下吊索上的附加动力荷载甚至能达到吊重的 8 倍以上, 大大增加船体的运动幅度^[2], 对起重船作业产生巨大的不利影响。

针对船体与起吊系统的运动研究问题, 目前研究主要集中在外界环境载荷输入情况下, 起吊系统的运动特性研究。这类非线性动力学研究中, 又通常分为两类模型开展研究, 第一类模型是将船体对吊重的作用直接简化为吊头上缆索吊点处的简谐激励, 该类模型实际上就是将吊重作为一个空间摆^[3~5]。第二类模型则是考虑了船舶运动影响, 将船舶运动与吊重摆动耦合分析, 建立多体动力学模型。虽然目前采用第二类方法对起吊船起吊作业开展了时域的耦合分析, 但是只考虑了吊重在起吊之后, 船与吊重耦合的准静态模型, 并未考虑起吊重物从船上逐渐上升过程的动态模型^[6~12]海上起吊作业时一个完整的连续过程, 吊

重的抬升会使得船体重心发生变化,在某些海况下,不能忽视重心变化对船体运动以及稳性的影响。因此对于第二类动态耦合模型应该考虑起吊过程的耦合时域模拟。

本研究利用 AQWA 软件进行数值仿真,针对 1 艘起重铺管船,建立船舶运动与吊重摆动的耦合时域计算模型,考虑风浪流环境载荷,针对海上起吊作业的完整连续过程开展不同海况下的时域运动模拟。获得船体运动变化规律以及船体和吊物运动的相互影响,为起重船作业过程提供依据。

2 计算理论

基于三维势流理论,采用 ANSYS-AQWA 软件,对起重船开展了频域水动力性能计算和时域船体/系泊缆耦合数值分析。频域计算通过面元法求解边界积分方程,得到每个面元上的速度势,然后根据 Bernoulli 方程,得到每个面元上的水动压力,沿船体表面积分,得到船体水动力系数,一阶和二阶波浪激励力以及船体运动幅值响应(RAO)。时域耦合分析则利用快速 Fourier 变换(FFT),产生波浪激励的时间序列,将已经确定的波浪谱转化到时间域,以求得相应的波浪时间历程,然后直接用数值积分求解时域内的运动微分方程,得到船体六自由度运动时历。AQWA 中进行频域水动力分析时采用的运动方程如下^[2]:

$$([M]+[A])\ddot{x}_{0j}+[B]\dot{x}_{0j}+[C]x_{0j}=\{f(t)\}=\{F_{wi}^I+F_{wi}^D\}e^{i\omega t} \quad (1)$$

式中, $[M]$ 为质量矩阵; $[A]$ 为附加质量; $[B]$ 为阻尼系数; $[C]$ 为流体静力系数; $\{f\}$ 为波浪干扰力,分为入射力 F^I 和绕射力 F^D 两部分。

AQWA 中采用时域耦合分析方程如下^[3]:

$$(m_{ij}+u_{ij})\ddot{x}_{0j}(t)+C_{ij}x_{0j}(t)+\int_0^t L_{ij}(t-\tau)\ddot{x}_{0j}(\tau)d\tau=F^{(1)}+F^{(2)}+F_x \quad (2)$$

其中 $F^{(2)}$ 为二阶平均漂移力, F_x 为系泊缆作用力。AQWA 采用基于悬链线法有限元法分析系泊线静态受力,具体的悬链线方程式见(3),动态受力采用集中质量法。应用离散思想对系泊缆进行分段,段与段之间通过有质量的节点进行连接,段是没有质量的且被看作是刚体或者弹性体,同时假设系泊缆的重力、浮力、惯性力以及流体拖曳力等都集中作用于节点上,每段系泊缆的质量、附连水质量和流体拖曳力平均分配到每段两端的节点上。

$$H=EA\sqrt{\left(\frac{T}{EA}+1\right)^2-\frac{2wL}{EA}}-EA \quad X=\frac{H}{w}\sinh^{-1}\left(\frac{wl}{H}\right)+\frac{HL}{EA} \quad (3)$$

$$V=wL \quad T=\sqrt{H^2+V^2}$$

式中, H 为系泊线顶部水平张力; l 为单位长度; V 为系泊线顶部垂向张力; T 为总张力;

L 为系泊线未变形的原长; AE 为单位长度系泊线刚度; w 为单位长度湿重; Z 为系泊线的垂直高度.

3 计算模型

3.1 水动力模型

计算对象为 1 艘 30000t 全回转起重铺管船为研究对象, 其最大固定起重能力为 1000t, 全回转最大起重能力为 500t, 作业水深 100m. 依据实船资料建立水动力计算模型, 以重心在水线面上的投影为坐标原点, X 轴以向船艏为正方向, Y 轴以向左舷为正方向, Z 轴以向上为正方向. 作业时起重船采取 8 点锚泊定位方式, 具体布置为船艏艉各 4 根锚缆. 起重船主尺度及模型见表 1, 图 1 为起重船船体总布置图及系泊系统布置图.

建立研究对象的水动力计算模型如图 2 所示.

表1 全回转起重船主尺度

项 目	总长/m	型宽/m	型深/m	吃水/m
参数	138.400	41.000	10.300	6.100

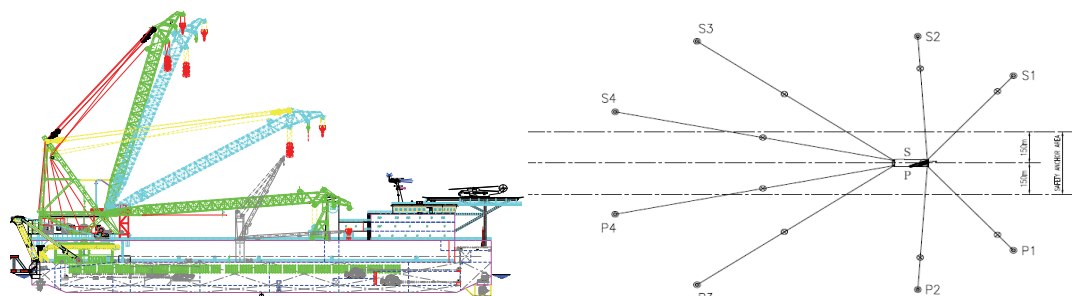


图 1 起重船船体布置及系泊系统布置图

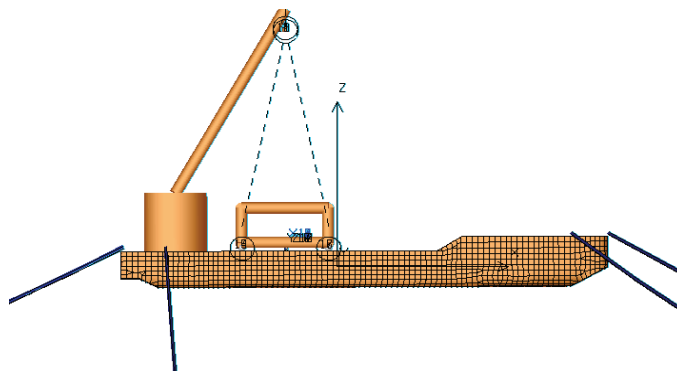


图2 起重船水动力模型

3.2 环境条件

设计环境条件如表 2 所示，波浪谱采用 ITTC 双参数谱。

表 1 有义波高与波浪平均周期组合

有义波高 $H_{1/3}/\text{m}$	波浪特征周期 T_{01}/s
2	7

4 计算结果及分析

对起重船准静态起吊和动态吊放过程下船体和吊物的耦合作用进行研究。

4.1 准静态起吊过程船体和吊物的运动响应分析

将起重船起吊过程模拟为两个阶段第一个阶段是指起吊机缓慢加载起吊的过程，第二个阶段为吊物抬升过程。对起重船在相同系泊布置条件下，浪向角 180 度，固定起吊 500t 重物，吊臂旋转角度 0° ，对 10%、40%、90%以及 100%四种起吊力状态以及 11m、15m、20m、25m 四种重物起吊高度，吊臂旋转角度 90° 船体及吊重的运动响应开展研究。计算结果见图 3~图 5 所示

由图 3 可以看出在第一阶段重物缓慢加载起吊力状态，加载起吊力对船体运动影响较小；起吊加载过程中，船体纵荡、纵摇运动会随着起吊力的增加而增大，当重物完全起吊后，船体运动会略有减小。起吊重物运动较船体运动摇剧烈，在 40%加载力以下时，船体提供较大支持力，吊重的纵荡、纵摇运动与起重船基本保持一，而到 90%加载力以上时，船体提供的支持力较小，吊重的纵荡及纵摇运动显著增大。

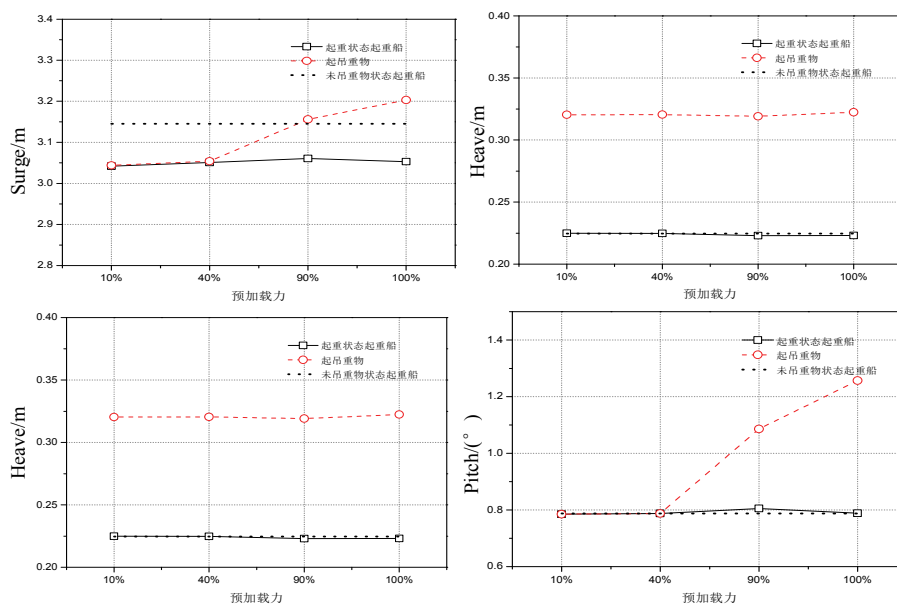


图3 不同预加载状态下起重船及吊物运动有义值对比

图 4 和图 5 为第二阶段吊重抬升过程计算结果，由图可知，从 11m 的起吊高度逐渐增加 25m 过程中，船体的横摇角逐渐增大，其他几个方向运动响应变化较小。吊重的运动响应均随高度的增加而逐渐增大。

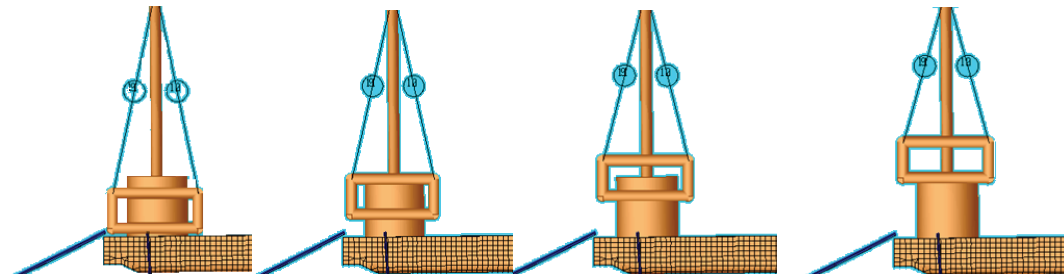


图 4 不同高度起吊示意图

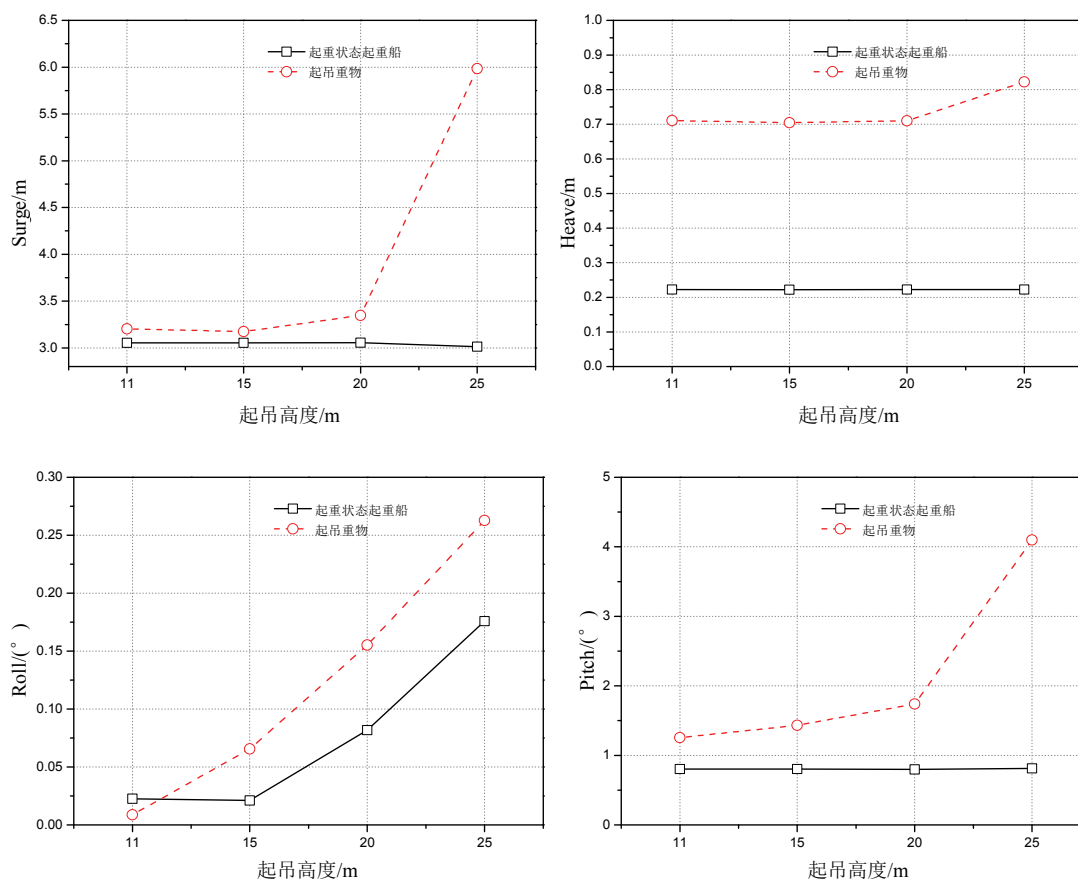


图 5 不同起吊高度起重船及起重重物运动有义值对比

4.2 动态吊放过程船体和吊物的运动响应分析

对起重船顶浪、吊臂 90° 状态吊放过程开展时域模拟仿真，吊放重量 500t。起吊高度

从 25m 下降至 15m，吊放速度 0.01m/s。图 6 为重物动态吊放过程示意图，图 7 至图 10 为计算结果曲线。

图 7 和图 8 为吊放过程中重物运动与不同起吊高度重物运动及吊索拉力对比结果。由图可知动态下降过程的纵荡、纵摇运动有义值以及吊索拉力大小介于固定 25m 与 20m 起吊之间；起吊物在吊放过程中，缆索的拉力在逐渐减小。

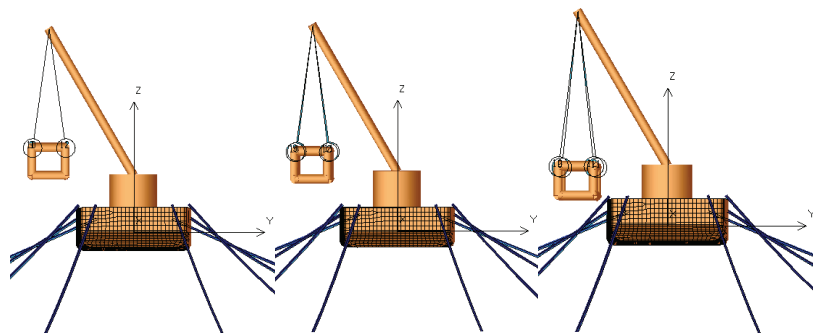


图6 起重船吊放过程示意图

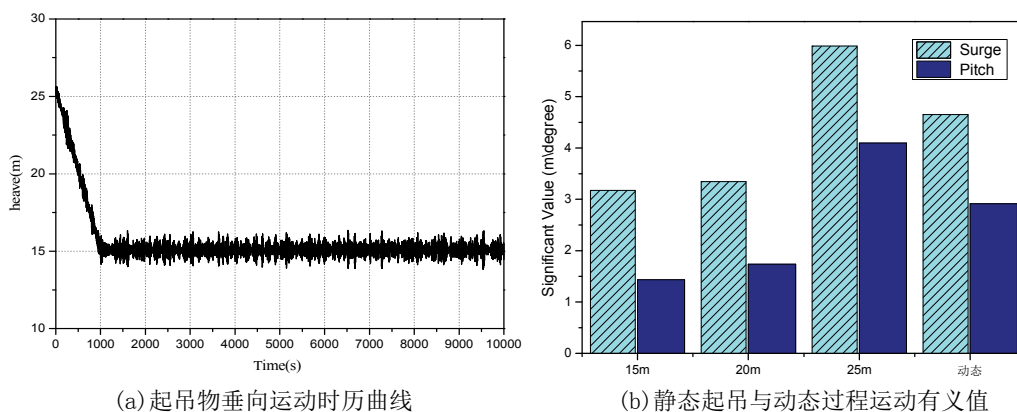


图 7 起重船动态吊放吊物计算结果

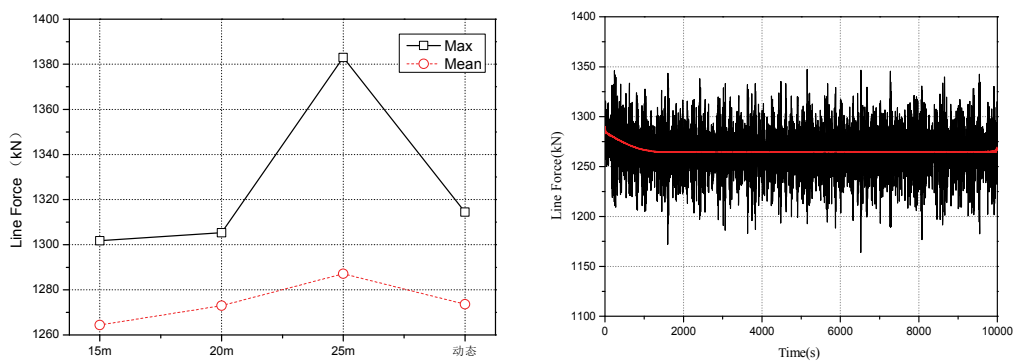


图 8 吊索拉力计算结果

5 结论

起重船在作业过程中受到环境载荷和作业载荷的变化巨大,对船体和吊物的运动影响较大。本研究针对系泊状态下起重船的运动响应进行研究,建立了起重船的水动力模型,通过对准静态及动态起吊和吊放过程进行了数值模拟,得到了以下结论。同时为起重船作业过程的操作提供了依据。

(1) 准静态起吊过程中,第一阶段缓慢加载起吊力过程,船体纵荡、纵摇运动会随着起吊力的增加而增大,当重物完全起吊后,船体运动会略有减小。起吊重物运动较船体运动摇剧烈,在 40%加载力以下时,船体提供较大支持力,吊重的纵荡、纵摇运动与起重船相同,而到 90%加载力以上时,船体提供的支持力较小,吊重的纵荡及纵摇运动显著增大。第二阶段吊物抬升过程,船体的横摇角随着起吊高度的增加而逐渐增大,其他几个方向运动响应变化较小。吊重的运动响应均随高度的增加而逐渐增大。

(2) 动态吊放过程中,吊重的运动及吊索拉力大小介于固定 25m 与 20m 起吊高度之间,吊索拉力随着高度的降低逐渐减小。

参 考 文 献

- 1 Iijima K, Shigemi T, Miyake R, et al. A practical method for torsional strength assessment of container ship structures[J]. Marine Structures, 2004, 17: 355-384.
- 2 Sun H H, Soares C G. An experimental study of ultimate torsional strength of a ship-type hull girder with a large deck opening [J]. Marine Structures, 2003, 16: 51-67.
- 3 TODD M D, VOHRA S T, LEBAN F. Dynamical measurements of ship crane load pendulation [C] // Proceedings of MTS/IEEE Conference Proceedings. Halifax, NS: IEEE, 1997: 1230-1236.
- 4 HENRY R J, MASOUD Z N, NAYFEH A H, et al. Cargo pendulation reduction on ship-mounted cranes via boom-luff angle actuation [J]. Journal of Vibration and Control, 2001, 7(8): 1253-1264.
- 5 MASOUD Z N, NAYFEH A H, MOOK D T. Cargo pendulation reduction of ship-mounted cranes[J]. Nonlinear Dynamics, 2004, 35(3): 299-311.
- 6 Chin C, Nayfeh A H, Abdel-Rahman E. Nonlinear Dynamics of a Boom Crane [J]. Journal of Vibration and Control (S1077-5463), 2001, 7(2): 199-220.
- 7 SCHELLIN T E, JIANG T, SHARMA S D. Crane ship response to wave groups [J]. Journal of Offshore mechanics and Arctic Engineering, 1991, 113(3): 211-218.

- 8 IDRES M M, YOUSSEF K S, MOOK D T, et al. A nonlinear 8-DOF coupled crane-ship dynamic model [C]// Proceedings of the 44th AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC structures, structural dynamics, and materials conference. Norfolk, Virginia: American Institute of Aeronautics and Astronautics, 2003, 1855:4187–4197.
- 9 CHIN C M, NAYFEH A H, MOOK D T. Dynamics and control of ship-mounted cranes[J]. Journal of Vibration and Control, 2001, 7(6): 891–904.
- 10 魏国. Spar 平台上部模块吊装过程中的碰撞响应分析[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2013.
- 11 何强. Spar 平台上层模块起吊运动数值分析[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2012.
- 12 万浩, 陈新权等. 超大型全回转起重船作业过程水动力时域仿真[J]. 舰船科技, 2016, 38(11): 21-27

Hydrodynamic response analysis for the operation of crane vessel in time domain

FANG Tian, KUANG Xiao-feng,

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

Abstract: The coupled movement between crane vessel and crane load in waves will occur in the operation and effects the safety of the ship. To estimate the influence of the crane load lifting process, this papers firstly established the calculation model in time domain of the crane vessel with crane load which considered the influence of the environment load. The time domain simulation study of static lifting process and dynamic lifting process is carried out, which obtained the response effect between the ship and crane load. The calculation results show the movement between ship and crane load are strongly relevant.

Key words: crane vessel; lifting operation; coupling analysis;

基于 CFD 的双体船型阻力优化研究

付丽宁，孙树政，顾楠

(哈尔滨工程大学船舶工程学院，哈尔滨，150001，Email:15754516561@163.com)

摘要：船舶阻力是影响船舶快速性的重要因素，为提高双体船的静水阻力性能，基于 CFD 方法，建立数值水池，对双体船进行船舶静水阻力计算及船型优化。在水动力计算中考虑黏性的影响，同时对高速时船体航行姿态的影响进行修正。自由液面采用 VOF 法，能够捕捉准确的自由面形状。由于实船尺度的船体静水阻力、雷诺数较大，因此采用对湍流模拟较好的 K- Ω SST 模型进行计算。为提高计算效率，计算时首先采用较粗的网格，释放模型纵向运动的自由度，进而确定船体航行姿态，接着采用较细的网格，固定模型姿态，进行船体静水阻力计算。通过计算发现，合理设计进流角和底部前倾角，增加尾封板垂深以及对船艏底部线型进行光顺，采用尾截流板技术等均能减少船体静水阻力，提升耐波性能。将几种船型静水阻力进行对比分析，得到最优双体船型设计。

关键词：双体船；静水阻力；航态；型线优化

1 引言

本研究采用计算流体力学 (CFD) 软件对双体船船体航行性能进行研究，分析船体线型优化方法，给出多个船体线型方案。针对船体的典型线型根据优化方法进行验证，提出满足双体船型快速性要求的优化方案。在本次优化中，要求保证优化后的船型在阻力性能得到提高的同时，仍然具有初始船型所具有的营运性能。

2 原始船型静水阻力分析

原始船型 A0 的主尺度、计算参数及环境条件见表 1 和表 2。

表 1 船体主尺度

总长/m	33.5
型宽/m	~13.6
型深/m	~6.8
设计吃水/m	2.268
设计排水量/t	~379.6t
方形系数	0.72
浮心纵向位置 (距船中) /m	-5.7
重心垂向位置 (距基线) /m	3

表 2 计算参数及环境条件

水温/℃	15
航/kn	20
空气密度/(kg/m^3)	1.18415
海水密度/(kg/m^3)	1025.91
空气动力黏度/($\text{Pa}\times\text{s}$)	1.85508E-5
海水动力黏度/($\text{Pa}\times\text{s}$)	0.0012191

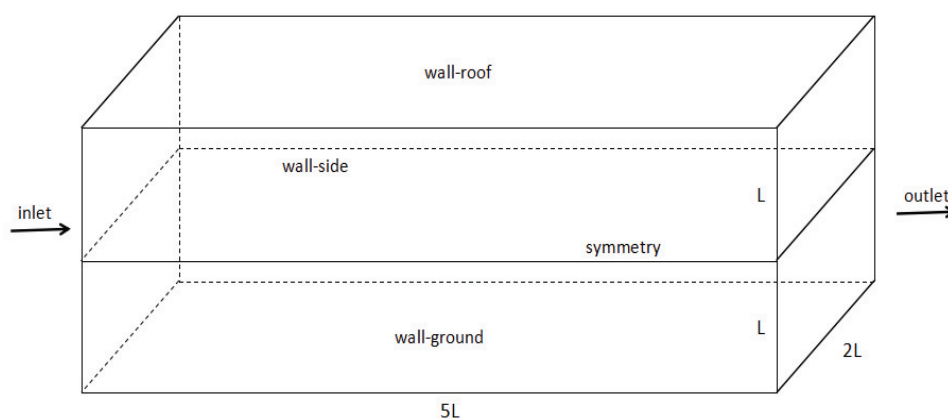


图 1 流域设置

流域的长为 $5L$ ，宽为 $2L$ ，高为 $2L$ ，在流域高度 $1/2$ 处为空气与水的交界面，边界设置如图 1 所示。片体布置，在长度方面，距离 inlet 入口 $1L$ ，在高度方面，按照船体吃水 2.268m 要求布置，在宽度方向上,经过计算，距离 symmetry 面约为 4.934m 。在接下来的网格划分过程中，对片体周围进行加密处理，网格数量为 370 万。另外，边界层设置为 5 层， $Y+$ 值为 150 左右。从后续的计算来看，该网格划分较为合理。

通过比较在非稳态和稳态这两种情况下计算的船舶各种阻力成分的大小，非稳态和稳态的计算结果差值百分比为 0.91% ，差值很小，为节约计算成本，取稳态下的阻力值作为计算有效功率的阻力值。船体可用功率为 7831kW ，效率为 0.43 ，设计航速 20kn 。

表 3 A0 在不同浮态下阻力计算结果

船型	船体浮态 / $(^\circ)$	排水量/t	压阻力/N	摩擦阻力/N	总阻力/N	有效功率/kW	储备功率/kW
A0	0	379.6	266338	39177	305515	3143	224.17
	2	366	282346	38830	321176	3304	63.06
	3	366	539584	70421	610005	3420	-53.42

由以上计算结果可见，当排水量为 366 吨时，模型尾倾达到 3° 时船体有效功率将超

过额定功率,尾倾 2° 时储备功率约为 1.9%,排水量 379 吨、正浮状态下储备功率约为 7%。可见船体航行姿态对船体阻力影响较大,该船型尾倾较大,需对尾倾角度进行优化。

表 4 A0 在不同浮态下兴波高度

船型	船体浮态/ $(^\circ)$	排水量/t	首部最大兴波高度/m	尾部最大兴波高度/m
A0	0	379.6	1.41	1.55
	2	366	1.82	1.80
	3	366	1.58	1.81

通过对比双体船在静水中航行时的兴波情况,船艏附近部分的兴波现象较为严重,尤其是在艏倾 2° 的浮态下航行,造成了尾部兴波严重,进而使得阻力较大,甚至超出设计要求范围。

3 船体线型优化

3.1 船体线型优化原则

通过对原船方案静水阻力的 CFD 模拟可见该船型设计航速下兴波阻力较大,占总阻力的比例近 90%,结合首尾兴波情况分析该船型线型主要存在以下问题。

(1) 船体在设计航速 (20kn) 时会产生较大的尾倾,尾倾角度达 3.5° 以上,给船体流体动力性能带来不利影响。

(2) 首部设计水线半进水角大于 11° ,且底部前倾角较大,首底部采用雪橇型设计,造成首部兴波较严重,且易对船体纵倾产生不利影响。

(3) 船体方形系数 CB 较大,超过 0.7,而该船型长度傅氏数约为 0.567,在此傅氏数范围兴波阻力占比较大,而方形系数过大对船体兴波阻力不利。

(4) 船体尾部线型不利于尾部兴波,尾封板沉深较小,且尾部排水体积占比较大,导致船体浮心纵向位置偏向船艏,对船体航行姿态不利。

(5) 片体长宽比 L/B 为 9.57,相对于双体船而言偏小,对快速性不利;相对片体间距 $2C_0/B$ 为 1.88,不利于两片体之间的水动力干扰,将对兴波阻力产生不利影响。受制于该艇的使用约束条件,以上两个参数的调整空间很小,因此在对船体线型进行优化的过程中,对片体长宽比和片体间距暂不作调整。

针对以上问题,从以下几个方面对船体线型进行优化:①首部线型重点从进流角和底部前倾角加以优化,首部设计水线半进流角减小到 7.5° ,改进首部兴波;②通过改变首尾线型,尾部喷水推进器前移 1m 左右,设计水线最大宽度前移,调整吃水等方式,调整船体浮心位置,降低船体方形系数;③增加尾封板沉深,对船艏底部线型进行光顺,改善尾部流场与兴波;④采用尾截流板技术,改善船体航行姿态,控制尾倾,改善尾部兴波。

3.2 船型优化方案一——片体尾部线型优化

首先研究尾部构型对尾兴波的影响:为了减小尾部兴波带来的影响,将船体的片体尾部吃水增加。基于方艏的设计,考虑尾部线型的光顺,尾封板浸深增加 20cm,对于艏封板的面积, A0 为 11.29m², A1 为 11.9 m²,增加 5.4%。同时将尾底部尾隧线型进行光顺,目标是通过增加尾封板浸湿面积和尾隧线型光顺改善尾部压浪效果和尾流场的连续,进而改善尾部兴波,降低船体兴波阻力。修改原始模型,得到优化方案 A1。

3.3 船型优化方案二——片体艤部线型优化

为降低船体方形系数，根据船体设计约束条件，重新对片体的型线进行修改。原方案考虑该艇单双体变形的需要，艤部采用方艤加倒圆的形式，倒圆半径较小，导致方形系数过大。考虑到单双体变形需要，同时需降低方形系数，采用圆艤设计，将艤部倒圆半径增大，适当增加吃水，通过调整方形系数降至 0.7，建立不同于原始模型的片体，重新对船体阻力进行模拟计算，观察阻力变化情况。

3.4 船型优化方案三——改变首部线型

通过前两个优化方案阻力的计算结果（见表 5），尾封板浸深增加对改善尾部兴波，降低兴波阻力是有利的，但首部兴波没有改善。为改善首部兴波，降低兴波阻力，高速单体船首部设计水线半进水角一般为 7° - 10° ，而高速双体船片体半进流角一般会更小。根据本艇的主尺度约束，将首部设计水线半进流角调至 7.5° ，同时减小首底部前倾角度，首艤部采用圆艤型设计，尾封板浸深同样增加 20cm，提出优化方案 A3。

3.5 船型优化方案四——尾截流板设计

通过计算发现该方案由于首部进流角变小，首部兴波有所改善，尾倾角度也略有减小，由约 3.8° 变为约 3.4° 但仍然较大。为进一步改善船体航行姿态，可以考虑采用尾压浪板或尾截流板技术调整纵倾角度。由于船体长度不能增加，因此排除尾压浪板，考虑采用尾截流板，并将尾部喷水推进装置向船艏移动 1m。由于船体宽度受到限制，仅在尾封板下方安装截流板，截流板延尾封板垂直向下，垂向尺寸为 0.15m，得到优化方案 A4。

3.6 船型优化方案五——调整推进器位置及进水角+尾截流板设计

在 A4 的基础上，将片体的尾部下移 200mm，增加尾流板，推进器向船艏方向迁移 100mm，艏部进水角改为 15° ，得到优化方案 A5。

3.7 船型优化方案六——片体艤部优化+尾截流板设计

根据 A2 的优化结果，我们发现，在排水量 356t 时，释放升沉和纵摇两个自由度的运动，船体的航行姿态是尾倾 2° 状态，考虑到尾倾较大的缘故，在 A2 的基础上，加装尾截流板，得到优化方案六 A6。

3.8 优化方案分析

前文中，我们通过对 A0~A6 船型的阻力计算，得到在不同船型在不同排水量、不同浮态下的阻力情况。比较一下几种方案所受阻力情况（表 5）。

表 5 各方案静水阻力与功率计算结果

船型	船体浮态/ $^{\circ}$	排水量/t	压阻力/N	摩擦阻力/N	总阻力/N	有效功率/kW	储备功率/kW
A1	0	379.6	261870	38174	300044	3086	280.46
	0	356	244212	38873	283085	2912	454.94
	2	356	260949	38160	299109	3077	290.08
	2	366	273013	37452	310465	3194	173.26
A2	0	379.6	274305	36707	311012	3199	167.63
	0	356	241447	36727	278174	2861	505.47
	2	356	257580	34772	292352	3007	359.60
	2	366	269792	35210	305002	3137	229.46
A3	0	356	258664	39401	298065	3066	300.83
	3.4	356	284610	37053	321663	3309	58.05
A4	0	356	268074	35036	303110	3118	248.93
	1.3	356	281889	35793	317682	3268	99.33
A5	0	356	277038	33843	310881	3198	168.97
	2.1	356	290213	36609	326822	3362	4.97
A6	0.9	356	140273	17533	157806	3247	120.33

4 结论

本研究的主要内容是研究双体船线型的优化方法,通过对初始模型 A0 的计算,得到初始模型 A0 在静水中所受到的阻力情况,结合船体 A0 兴波情况,提出几种优化方案,探讨这几种船型优化方案对于船体阻力的影响,得出相关结论。

(1) 通过计算,采用尾部线型优化的方法对于减小船舶阻力,提升船舶航行性能有着积极作用,在后续的进一步船型优化中可以借鉴本优化思路,提高优化效果。

(2) A3 通过首部进流角的减小,船体尾倾有所改善,但依然会产生较严重的尾倾,为进一步减小尾倾角度,A4 需要考虑采用尾压浪板或尾截流板等措施,经过计算,效果良好。

(3) A6 通过在 A2 的基础上加装尾截流板,改善了船体纵倾角度,但静水阻力有所增加,在考虑浮态变化后的各方案阻力计算结果中仍然最优,储备功率最大。

参 考 文 献

- 1 赵连恩.高性能船舶水动力原理与设计[M].哈尔滨:哈尔滨工程大学出版社,2009
- 2 张大有,张艳.尾板对高速双体船阻力性能的研究[J].船海工程,2006(6):20-23
- 3 孙树政,赵晓东,李积德.加装尾板单体复合船阻力与耐波性模型试验分析[J].二十七届全国水动力学研讨会文集,2015

- 4 卢晓平,郦云,董祖舜.几种排水型高性能船舶阻力性能对比研究[J].海军工程大学学报,2006,18(1): 34-41

The study on optimization of catamaran resistance based on CFD

FU Li-ning, SUN Shu-zheng, GU Nan

(College of Shipbuilding Engineering, Harbin Engineering University, Harbin 150001,
Email:15754516561@163.com)

Abstract: Ship resistance is an important factor affecting the rapidity of ships, in order to improve the hydrostatic resistance of catamarans, a numerical pool was established based on the CFD method to calculate the hydrostatic resistance of the catamaran and optimize the ship type. In the hydrodynamic calculation, the effect of viscosity is taken into account, and the influence of the navigational attitude of the hull at high speed is modified. Free surface using the VOF method can capture the exact shape of the free surface. The K-Omega SST model with good turbulence simulation is used for calculation, since the hull hydrostatic resistance and Reynolds number of the hull are large. In order to improve the computational efficiency, a coarser grid is used to calculate the degree of freedom of the longitudinal movement of the model, and then the hull navigation posture is determined. Then a finer mesh is used to fix the attitude of the model and calculate the hydrostatic resistance of the hull. It's found that rational design of the inflow angle and bottom rake angle, increasing the vertical depth of the tail seal plate and smoothing the bottom line pattern of the stern, and adopting the tail closure plate technology can reduce the hydrostatic resistance of the hull and improve the wave resistance performance. Comparing and analyzing the hydrostatic resistance of several types of ships, the optimal design of catamarans is obtained.

Key words: Catamaran; Hydrostatic resistance; Navigation; Profile optimization

均匀来流并列排布柔性圆柱升力特性研究

徐万海, 张书海, 马烨璇, 高喜峰

(天津大学 水利工程仿真与安全国家重点实验室, 天津, 300072, Email: xuwanhai@tju.edu.cn)

摘要: 柔性圆柱结构的流激振动是一种常见的流-固耦合现象, 是引起结构疲劳损伤的重要因素。在来流作用下, 柔性圆柱结构会受到横流向升力的作用。升力会引起结构在横流向的运动, 是影响结构流激振动和疲劳损伤的重要参数之一。实际工程应用中, 圆柱结构通常以多柱排布的形式出现, 其中并列排布是一种重要的排布方式, 圆柱间的尾流相互作用会对结构的水动力特性产生明显的影响。已有研究大多关注两根并列圆柱情形, 对于两根以上柱群的研究明显不足。本研究设计了单圆柱和并列多圆柱流激振动的拖曳水池模型实验, 获取了结构位移响应的实际测量数据。通过反解方法确定结构的升力系数, 并进一步分析柔性圆柱的平均升力系数随约化速度的变化规律, 以及升力系数在圆柱结构轴向的分布规律。通过对单圆柱, 并列二/三/四圆柱的升力系数的对比研究, 探寻升力系数在不同数目圆柱并列排布情形下的变化规律。

关键词: 流激振动; 并列多圆柱; 升力系数; 柔性圆柱

1 背景介绍

近年来, 随着海洋工程逐步走向深海, 各类海上结构物的构造逐渐复杂。在这些海上结构物中, 多柱排布的结构形式得到了广泛应用, 而并列排布是其中一种重要的排布形式。流激振动 (Flow-induced Vibration, FIV) 作为一种常见的流-固耦合现象, 是造成多圆柱结构疲劳损伤的重要因素。升力系数是反映流激振动的关键参数, 由横流向流体力分解得到, 与横流向振动速度同相位, 实际上体现结构和流体之间能量的传递关系。

关于升力系数特性的研究, 国内外研究者已开展了系列工作。Gopalkrishnan^[1]运用刚性单圆柱受迫振动实验, 研究了横流向流体力特性, 将圆柱横流向所受流体力分解为与速度同相位的升力和与加速度同相位的惯性力, 并绘制了相应的流体力系数云图。相比于惯性力成分, 升力成分与响应位移存在较强的相关性, 而与响应频率的相关性相对较弱。升力系数实质上反应了圆柱结构与流体在横流向的能量关系。正值升力系数代表能量由流体传递到结构, 对结构振动起到激励作用, 而负值升力系数代表能量由结构传递到流体, 对结构振动起到抑制作用, 这实际上表现出了流激振动的自激励—自限制特性。相比于刚性圆柱, 大长径比柔性圆柱流激振动表现出诸如多模态, 宽频振动, 模态转换等特性。Sannaati 和 Kato^[2]开展了柔性单圆柱的模型实验, 发现在同一模态内, 随着约化速度的上升, 升力

系数会先增加而后由于流激振动的自限制特性而逐渐减小。Huera-Huarte 等^[3]研究了柔性圆柱的升力系数和位移幅值的关系，结果表明二者呈现出较好的相似性。

与单圆柱相比，并列多圆柱系统中各圆柱的升力系数总体上呈现出相似的变化趋势。由于圆柱间间隙流的存在，各圆柱间的升力系数特性也存在一定差异。Alam^[4]的研究表明，在尾流偏斜的情况下，并列双圆柱中尾流较宽的圆柱横流向承受较大升力，尾流较窄的圆柱则受到较小升力。Han 等^[5]在 4 个不同的间距比下详细研究了并列柔性双圆柱的流体力系数。研究结果表明柔性圆柱的升力系数在同一模态内先增大后减小，在模态转换区内不稳定甚至发生突变。较大间距比下柔性双圆柱间的相互影响依然存在。已有的关于升力系数的实验研究大多关注并列双圆柱结构，对于三，四乃至更多圆柱并列的结构研究较少。并列三，四圆柱由于附属间隙流的存在，相应的尾流形态和升力系数特性更加复杂。为弥补相关研究的不足，本研究开展了大长径比柔性并列多圆柱流激振动的模型实验，识别并列多圆柱系统中各柔性圆柱的升力系数，寻找其间存在的一般性分布规律或特性，为海洋工程中多圆柱结构的设计提供一定的参考。

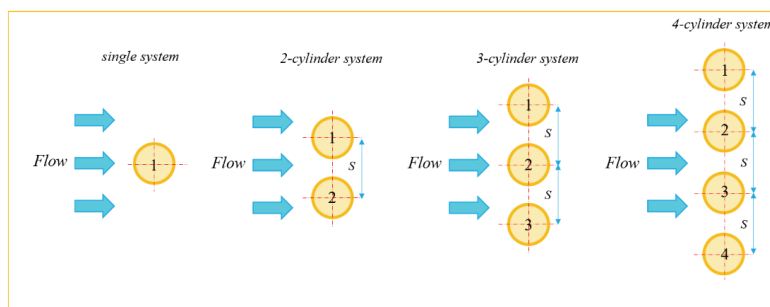


图 1 单圆柱和并列多圆柱工况示意图

2 模型实验

为了研究单圆柱以及并列多圆柱系统中各圆柱的升力系数特性，于天津大学水利工程仿真与安全国家重点实验室的拖曳水池中进行了一系列模型实验。拖曳水池长 137.0m，宽 7.0m，深 3.3m。实验所使用的柔性圆柱模型由内部的铜管和覆于铜管外部的硅胶管组成。沿铜管轴向等间距标记 7 个测点，在各个测点横流向和顺流向均布置一组应变片采集圆柱模型的应变信息。外部的硅胶管确保圆柱模型表面光滑，并在实验过程中保护应变片和电路设备。柔性圆柱模型的具体参数如表 1 所示。实验进行前将圆柱模型置于钢架上，圆柱模型的一端用万向联轴节弹性固定于一侧的支撑板上，另一端则通过钢丝绳依次连接弹簧、弹性张紧器以及拉力传感器，从而确保圆柱模型处于弹性支撑的状态。将钢架置于拖车底部并没入水中。实验时通过拖车匀速运动来模拟均匀来流条件。相应的实验设备可详见参考文献[6]。

单圆柱, 并列二, 三, 四圆柱等 4 种工况下各圆柱模型的应变信息被分别测量。每组工况的来流速度范围为 0.05-1.00m/s, 速度间隔为 0.05m/s, 采样时间为 50s, 信号采集频率为 100Hz。并列多圆柱工况下, 各圆柱为等间距布置, 间距比为 $S/D=6.0$ 。

表 1 柔性圆柱模型参数

物理量	参数
长度, L	5.60m
外径, D	0.016m
长径比, L/D	350
弯曲刚度, EI	17.45N·m ²
轴向预张力, T_z	450N
单位长度质量, m_s	0.3821kg/m
质量比, m^*	1.90

3 升力系数计算方法

采用逆向求解方法确定圆柱结构流激振动的升力系数。通过模型实验获得结构的应变信息, 利用模态分解法将结构应变信息转化为位移信息。根据结构振动的响应频率和位移, 利用有限元法逆向求解结构的流体力, 最后在横流向通过最小二乘法求得结构的升力系数。计算时, 圆柱模型可简化为 Euler-Bernoulli 梁模型。横流向涡激振动的控制方程可表示为:

$$EIy'''' - Ty'' + c_y \dot{y} + m_s \ddot{y} = \frac{1}{2} C_l \rho D U^2 - C_{ay} \frac{\pi}{4} \rho D^2 \ddot{y} \quad (1)$$

其中 y 为横流向位移, c_y 为横流向结构阻尼, C_l 为升力系数, C_{ay} 为结构横流向附加质量系数, U 为来流速度。将上述方程转为有限元形式^[7]:

$$M_s \ddot{Y} + C_Y \dot{Y} + (K_E + K_P) Y = F_y \quad (2)$$

其中 M_s 为质量矩阵, C_Y 为横流向结构阻尼矩阵, K_E 为结构弯曲刚度矩阵, K_P 为由轴向力引起的刚度矩阵, F_y 为横流向流体载荷矩阵。结构阻尼矩阵 C_Y 采用瑞利阻尼形式:

$$C = \alpha M_s + \beta (K_E + K_P) \quad (3)$$

其中 α 和 β 为实常数, 可以通过自由衰减实验测定。根据有限元方程(2)求解横流向流体载荷矩阵 F_y , 进而求得流体力 f_y 。 f_y 分解得到的与速度同相位的成分即为横流向升力。

$$f_y = \frac{\rho D l}{2\sqrt{2}\dot{y}_{rms}} U^2 C_l \dot{y} - \frac{1}{4} \rho \pi D^2 l C_{ay} \ddot{y} \quad (4)$$

其中 l 为结构单元长度。 C_l 可通过最小二乘法求得^[8]:

$$C_l = \frac{2\sqrt{2}\dot{y}_{rms}}{\rho D l U^2} \frac{\sum_1^{N_s} \dot{y} \cdot \ddot{y} \sum_1^{N_s} f_y \cdot \ddot{y} - \sum_1^{N_s} f_y \cdot \dot{y} \sum_1^{N_s} \ddot{y}^2}{(\sum_1^{N_s} \dot{y} \cdot \ddot{y})^2 - \sum_1^{N_s} \dot{y}^2 \sum_1^{N_s} \ddot{y}^2} \quad (5)$$

4 结果分析

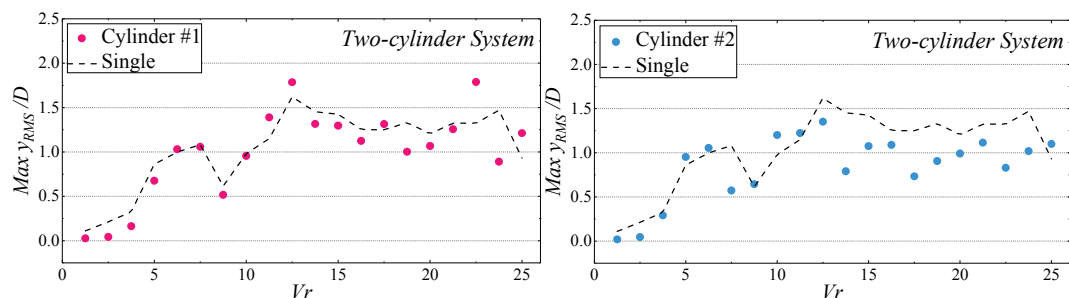


图2 并列双圆柱横流向最大位移均方根

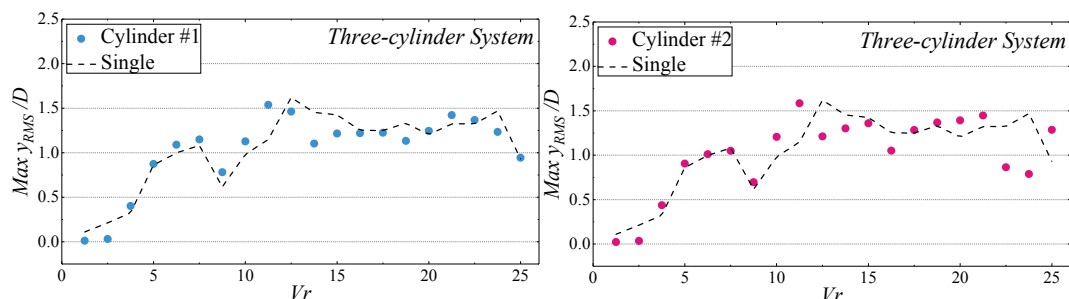


图3 并列三圆柱横流向最大位移均方根

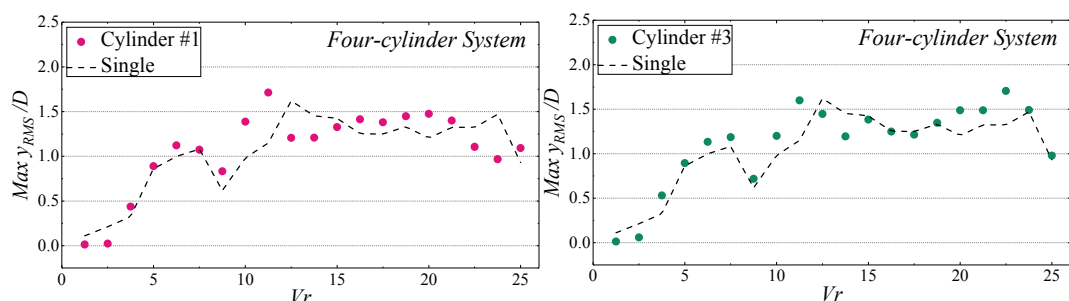


图4 并列四圆柱横流向最大位移均方根

4.1 结构位移

图2至图4分别展示并列二/三/四圆柱系统中各圆柱横流向的最大位移均方根随约化速度的变化（并列三圆柱工况下1号和3号圆柱变化趋势类似，并列四圆柱工况下内测两圆柱和外侧两圆柱变化趋势两两类似，故只展示二者其中之一）。作为对照，各图中的虚线代表单圆柱工况下横流向的最大位移均方根。约化速度 $V_r = U/f_1 D$ ，其中 f_1 为柔性圆柱模型在静水中的一阶固有频率。3种并列排布工况下，响应位移随约化速度的变化趋势基本一致。在各模态控制区，最大位移均方根随约化速度增加而逐渐增大，即出现“锁频”现象，圆

柱模型的振动加剧。在模态转换区，位移均方根发生突变并下降至一个较小值，此时由低阶振动模态向高阶模态转化。双圆柱工况下，2 号圆柱的位移均方根整体较小，但两圆柱位移变化趋势近似。三圆柱工况下， $V_r > 12.5$ 时，2 号圆柱位移均方根的变化较为超前。四圆柱工况下，各圆柱的位移均方根存在细微差异，但总体变化趋势近似。

4.2 升力系数

并列多圆柱工况下，各圆柱的升力系数和单圆柱的升力系数有相似的变化规律。如图 5 至图 7，在锁定区，随约化速度的增加，升力系数先逐渐增加并出现峰值，而后因自限制特性而逐渐减小；在模态转化区内，升力系数下降达到极小值，而后逐渐升高，开始进入下一阶模态。如图 5 所示，双圆柱工况下，两圆柱的位移和升力系数变化趋势近似但数值差别较大，这可能是由于间隙流作用造成的。并列双圆柱只有单间隙流，间隙流的偏斜会对两圆柱的水动力特性产生明显影响。详细的并列双圆柱水动力特性研究可见文献[5]和文献[6]。

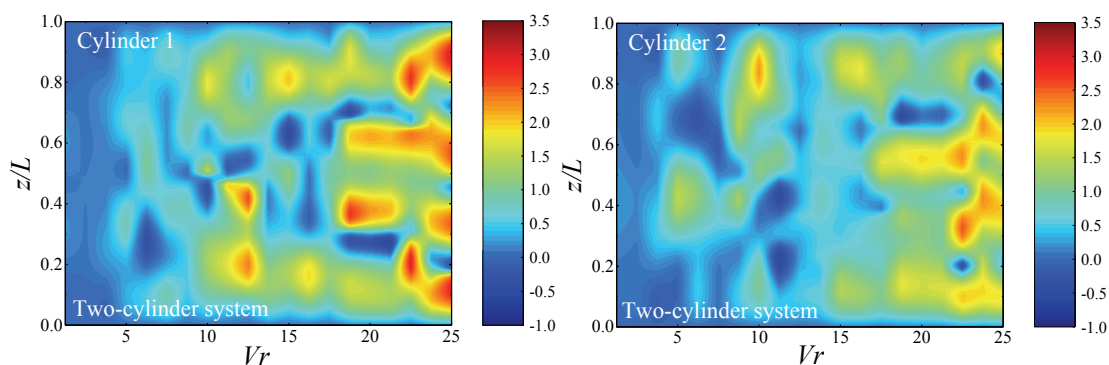


图 5 并列双圆柱横流向升力系数

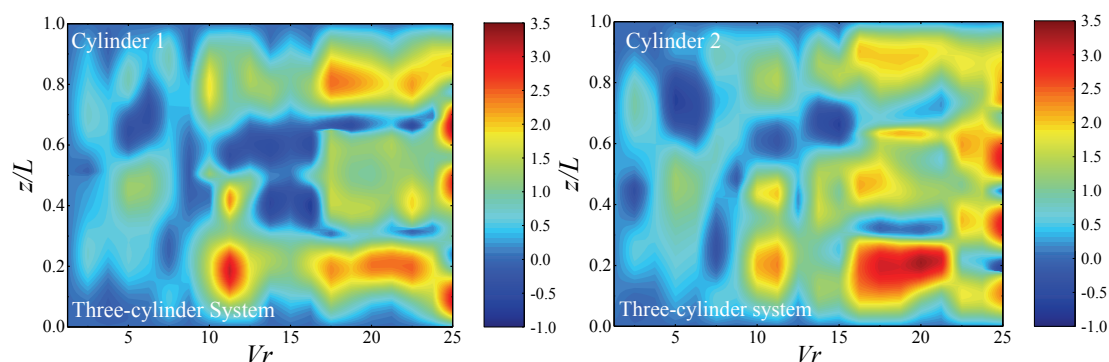


图 6 并列三圆柱横流向升力系数

三圆柱工况下，1 号和 3 号圆柱升力系数变化趋势与单圆柱工况下较为类似，升力系数数值上存在差异。如图 6 所示，2 号圆柱的升力系数分布与其余两圆柱存在较大差异。 $V_r > 13.75$ 时，2 号圆柱的多模态特性在较低约化速度下即体现出来，2 号圆柱更容易激发高阶模态。将升力系数分布与位移分布相对比，二者也显示出较好的关联性。 $V_r = 11.25$ 时三

圆柱均出现轴向部分位置的位移峰值，与升力系数云图中的升力系数峰值相对应。 $V_r=13.75\sim 15$ 时，流激振动的自限制特性导致在二阶模态内升力系数逐渐减小；位移分布图中，相应约化速度下的位移同样由峰值开始逐渐下降。 $V_r=21.25$ 时，位移分布图中 2 号圆柱的最大位移均方根向下骤降，进入模态转换区；升力系数的变化同样显示出 2 号圆柱开始进入由三阶向四阶转化的模态转化区。位移分布和升力系数分布呈现出良好的关联性。

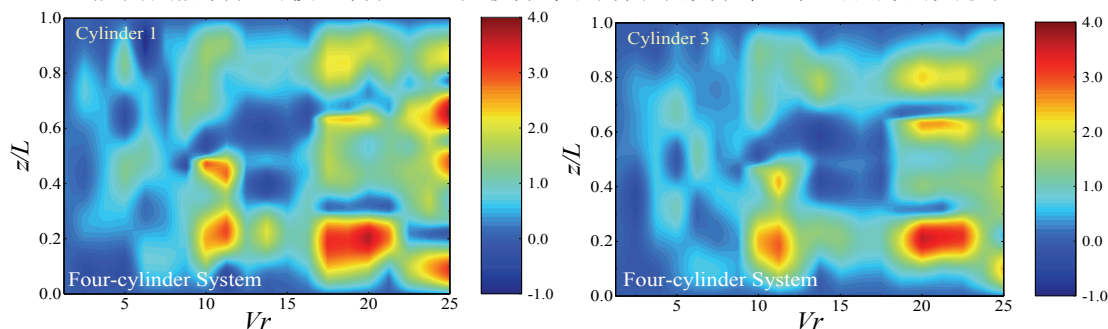


图 7 并列四圆柱横流向升力系数

同样的规律也存在于四圆柱工况下，如图 7 所示， $V_r=11.25$ 时的位移峰值和升力系数峰值对应。 $V_r=13.75\sim 15$ 时，自限制特性导致二阶振动模态内的升力系数和位移呈现下降趋势。与三圆柱工况不同的是，四圆柱工况下各圆柱的升力系数变化趋势类似，未出现变化较为突出的圆柱。并列双圆柱工况下， $V_r=11.25\sim 20$ 时，2 号圆柱的位移整体偏小，对应的升力系数轴向分布较为平缓，缺乏轴向局部位置上的较大升力系数值。 $V_r=12.5$ 时，1 号圆柱出现了明显的位移峰值，对应升力系数云图中亦出现明显峰值，而此约化速度下 2 号圆柱未出现位移峰值和升力系数峰值。

5 结论

(1) 并列多圆柱系统中各柔性圆柱的升力系数与单柔性圆柱的升力系数具有一定的相似分布规律。锁定区内，随着约化速度上升，升力系数先上升并达到峰值，而后逐渐下降；模态转化区内升力系数下降并达到极小值，而后逐渐上升开始进入下一阶振动模态。

(2) 并列多圆柱系统中各柔性圆柱的横流向位移与升力系数间存在变化的一致性。柔性圆柱的位移与升力系数之间有较强的关联性。

(3) 由于间隙流的影响，并列双圆柱工况下，两圆柱的水动力特性存在一定差异；并列三圆柱工况下，中间圆柱的升力系数分布与其余两圆柱间存在显著差异，且更容易激发下一阶模态；并列四圆柱工况下，各圆柱的升力系数差异不明显。

致谢

本项目的实验研究工作得到了国家自然科学基金（51479135 和 51679167）资助，在此表示感谢。

参 考 文 献

- 1 Gopalkrishnan R. Vortex-induced forces on oscillating bluff cylinders. Massachusetts Institute of Technology, 1993.
- 2 Sanaati B, Kato N. A study on the effects of axial stiffness and pre-tension on VIV dynamics of a flexible cylinder in uniform cross-flow. *Appl. Ocean. Res.*, 2012, 37: 198-210
- 3 Huera-Huarte F J, Bearman P W, Chaplin J R. On the force distribution along the axis of a flexible circular cylinder undergoing multi-mode vortex-induced vibrations. *J. Fluid. Struct.*, 2006, 22: 897-903
- 4 Alam M M, Moriya M, Sakamoto H. Aerodynamic characteristics of two side-by-side circular cylinders and application of wavelet analysis on the switching phenomenon. *J. Fluid. Struct.*, 2003, 18: 325-346
- 5 Han Q, Ma Y, Xu W, Zhang S. A study on the hydrodynamic features of two side-by-side flexible cylinders undergoing flow-induced vibrations in a uniform flow. *Mar. Struct.*, 2018.
- 6 Xu W, Cheng A, Ma Y, Gao X. Multi-mode flow-induced vibrations of two side-by-side slender flexible cylinders in a uniform flow. *Mar. Struct.*, 2018, 57: 219-236
- 7 Huera-Huarte F J. Multi-mode vortex-induced vibrations of a flexible circular cylinder. Imperial College, 2006.
- 8 Song L, Fu S, Cao J, Ma L, Wu J. An investigation into the hydrodynamics of a flexible riser undergoing vortex-induced vibration. *J. Fluid. Struct.*, 2016, 63: 325-350

Lift coefficients of multiple side-by-side cylinders in uniform flow

XU Wan-hai, ZHANG Shu-hai, MA Ye-xuan, GAO Xi-feng

(State Key Laboratory of Hydraulic Engineering Simulation and Safety, Tianjin University, Tianjin, 300072.

Email: xuwanhai@tju.edu.cn)

Abstract: Flow-induced vibration is one common type of fluid-structure interaction and may lead to the fatigue damage of the structure. When the flexible cylinder is placed in the flow field, it will be affected by the lift force and present marked oscillation in CF direction. Multi-cylinder system is more widely employed in practical engineering applications, in which side-by-side arrangement is an important arrangement form. However, relevant investigations on multiple side-by-side flexible cylinders composed of more than two cylinders are still very limited. The present work obtains the lift force coefficients through a series of inverse calculation methods. Further investigation on the relationship between the lift coefficients and oscillation displacement amplitude, reduced velocity are also presented.

Key words: Flow-induced vibration; Side-by-side; Lift coefficient; Flexible cylinder.

不同措施对倾斜柔性圆柱结构涡激振动抑制研究

徐万海¹, 覃雯琪¹, 栾英森¹, 许晶禹²

(1.天津大学 水利工程仿真与安全国家重点实验室, 天津, 300072, Email: xuwanhai@tju.edu.cn; 2.中国科学院力学研究所 流固耦合重点实验室, 北京 100190)

摘要: 海洋工程中的立管和系泊缆线等柔性圆柱结构轴线与来流常存在一定倾斜角度。由于轴向二次流的存在, 倾斜圆柱涡激振动(VIV)相比于垂直圆柱更为复杂。如何对 VIV 有效抑制一直是工程界和学术界关注的焦点问题之一。本研究设计了室内拖曳水池模型实验, 拖曳速度间隔为 0.05m/s, 范围为 0.05~1.0m/s。观测了螺旋列板和控制杆对大长径比 ($L/D=350$, L 为圆柱长度, D 为圆柱外直径) 柔性圆柱横流向 VIV 的抑制效果, 对比了垂直状态($\alpha=0^\circ$, 其中 α 为倾角)和倾斜状态($\alpha=45^\circ$)附带抑制装置的圆柱模型振动特性。实验中采用方形截面、螺距/螺高组合为 $17.5D/0.25D$ 的螺旋列板。控制杆则选取了四根环向均布于圆柱外周的排布方式, 控制杆直径比为 $0.25D$, 距主体圆柱 $0.5D$ 。通过在圆柱模型不同空间位置粘贴应变片, 获取随时间变化的弯曲应变数据, 并运用模态法对位移进行重构。重点分析了横流向应变变化、位移和 VIV 抑制效率。研究发现: 螺旋列板对 45° 柔性倾斜圆柱涡激振动抑制效果较垂直状态下明显降低, 甚至会增大圆柱的振动响应。而四根的多控制杆排列方式在 45° 倾斜圆柱上仍能保持较好的抑制涡激振动。

关键词: 涡激振动; 倾斜圆柱; 振动抑制; 螺旋列板; 控制杆

1 引言

海洋工程中的柔性圆柱结构(如海洋立管、悬跨管道和系泊缆线等)在使用过程中会出现涡激振动现象(Vortex-induced vibration, VIV)。为了合理减轻、控制这种流-固耦合现象带来的工程结构破坏及经济损失, 业界在探讨涡激振动机理的同时, 亦长期致力于各种 VIV 控制方法的研究。其中, 被动控制方法(即不借助外界能量的控制方法)已凭借成本低、易实施的特点被实际工程广泛采用。

螺旋列板(helical strakes)与控制杆(control rods)是工程中常采用的两种 VIV 被动抑制装置。它们的工作原理都是通过改变结构几何特性影响主体圆柱周围流场, 干扰旋涡

的规则脱落，以减轻主体圆柱结构所受周期脱落的漩涡作用。Trim 等^[1]在长柔性圆柱上安装不同的螺旋列板，发现螺距和螺高为 $17.5D/0.25D$ (D 为圆柱直径) 的组合可高效地抑制柔性圆柱横流向与顺流向的涡激振动响应。高云等^[2]通过实验发现螺旋列板对柔性立管横流向振动位移的抑制效率与列板覆盖率成正比。Quen 等^[3]对不同几何形状的螺旋列板进行了实验研究，发现螺高与 VIV 抑制效果正相关。而对于控制杆，很多学者也开展了系列研究。Lee 等^[4]的实验研究发现在模型圆柱上游安装另一小直径圆柱体可有效抑制下游圆柱 VIV。吴浩等^[5]观测了四根控制杆环向均布形式对主体柔性立管 VIV 抑制效果，发现在 0° 、 22.5° 及 45° 的流向角下，四根控制杆的形式均可很好地抑制主体圆柱 VIV。

已有柔性圆柱涡激振动抑制的研究成果，大多是针对结构轴向与来流方向垂直的特殊工况开展。而在实际工程中，海洋立管等细长柔性结构常常与来流方向存在一定倾角 α ，即结构轴线与来流方向不再垂直，轴向二次流的影响不可忽略。我们将来流方向所在平面与圆柱轴线交角称为圆柱倾斜角，徐万海等^[6]实验研究发现 45° 倾角的柔性圆柱 VIV 不满足“不相关原则 (Independence Principle, IP)”即假定来流速度为 U ，倾斜角为 α 的工况下的倾斜柱体 VIV 与来流速度为 $U\cos\alpha$ 的垂直柱体 VIV 等价^[7]。且至今为止，对倾斜柔性圆柱涡激振动抑制的研究仍十分有限。基于此方面研究空缺，本文开展了 45° 倾角条件下带螺旋列板和四根控制杆装置的圆柱 VIV 抑制实验，并对比两种抑制装置在垂直和倾斜状态下对柔性圆柱的 VIV 抑制效果。

2 实验设计

实验在天津大学水利工程仿真与安全国家重点实验室的拖曳水池内开展。分别进行了垂直($\alpha=0^\circ$)和倾斜状态($\alpha=45^\circ$)下光滑圆柱及带抑制装置圆柱 VIV 实验。实验中所采用的圆柱模型长径比 $L/D=350$ 。圆柱外层为硅胶材质，内包铜制管芯，铜管外壁顺流向与横流向各粘有一组应变片，用来测量实验中圆柱结构的应变响应，共有 7 个测点 (G1-G7)。关于圆柱模型的更多物理特性可参见表 1。

表 1 实验光滑圆柱模型参数

物理参数	参数值
圆柱外径, D	0.016m
结构总长, L	5.60m
弯曲刚度, EI	17.45Nm^2
单位长度质量, m_s	0.3821kg/m
质量比, m^*	1.90

实验中采用方形截面的三头螺旋列板，螺距和螺高组合为 $17.5D$ 和 $0.25D$ 。4 个直径为

0.25D 的小圆柱环向均布于主体圆柱四周,控制杆与主体圆柱间距比为 0.5D。控制杆与螺旋列板这两种布形均可有效抑制垂直柔性圆柱 VIV^[1,8-9]。圆柱模型一端通过铰接方式安装在支撑结构上,另一端施以 450N 轴向力。支撑钢架结构图及详细工作原理可参见作者其他文章^[10]。拖车拖动整个支撑结构,使圆柱模型在浸没在自由表面 1.0m 水深的均匀来流中。实验中来流速度范围为 0.05~0.1m/s, 间隔为 0.05m/s。

实验首先通过滤波得到排除噪声干扰的应变信息,然后运用模态分解法重构圆柱模型的位移响应。在此方法中,结构位移以多模态振型以不同权重叠加的形式给出:

$$y(z,t) = \sum_{n=1}^{\infty} w_n(t) \varphi_n(z), z \in [0, L] \quad (1)$$

其中, $y(z,t)$ 为圆柱结构横流向位移, $w_n(t)$ 为不同模态的权重系数,为结构的振型函数,由于圆柱模型两端为铰支边界,所以结构振型函数可写为:

$$\varphi_n(z) = \sin \frac{n\pi z}{L}, z \in [0, L] \quad (2)$$

根据应变与结构曲率 $k(z,t)$ 的关系,可得到:

$$k(z,t) = \frac{\varepsilon(z,t)}{R} = \frac{\partial^2 y(z,t)}{\partial z^2} = -\sum_{n=1}^{\infty} \left(\frac{n\pi}{L}\right)^2 w_n(t) \sin\left(\frac{n\pi z}{L}\right) \quad (3)$$

通过求解式 (3), 可得到不同阶次模态权重函数 $w_n(t)$ 的值,进而获得柔性圆柱的位移。

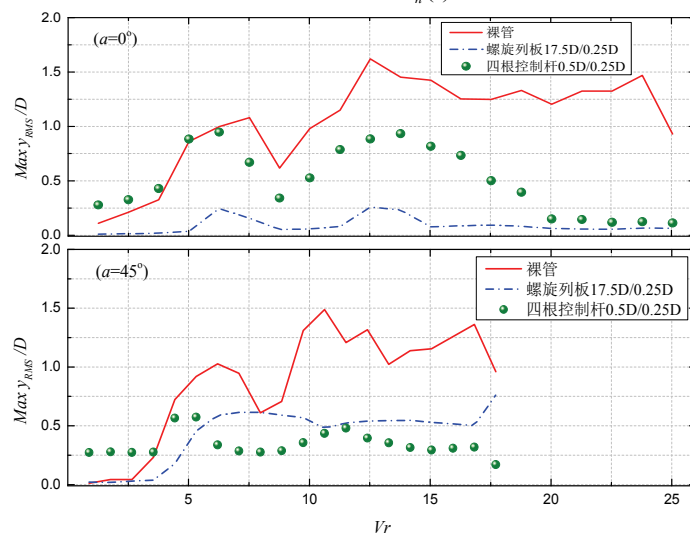


图1 横流向无量纲位移最大均方根随约化速度变化关系

3 实验结果分析

图1绘制了带有螺旋列板和控制杆装置的抑制圆柱模型在垂直工况和 45° 倾斜状态下的横流向最大位移均方根随约化速度变化关系,并与同工况光滑圆柱进行了对比。约化速

度可由以下公式计算:

$$V_r = \frac{U \cos \alpha}{f_1 D} \quad (4)$$

其中 f_1 为主体圆柱一阶固有频率。从图中可看出, 垂直工况时, 螺旋列板较四根控制杆表现出更好的抑制效果, 螺旋列板较好地抑制了柔性圆柱横流向位移幅值, 与 Trim 等^[1]和高云等^[8]的实验结果一致。而带控制杆抑制圆柱模型的位移幅值则与光滑圆柱相差较小, 在约化速度 $V_r > 15$ 后, 控制杆的 VIV 抑制能力逐步增强, 在约化速度大于 20 时, 控制杆的抑制效果基本与螺旋列板相一致。倾斜工况时, 出现了相反的情况, 当 $V_r > 5$ 时, 带控制杆的抑制圆柱模型位移一直小于带螺旋列板抑制圆柱模型位移幅值。

图 2 绘制了两种抑制装置的横流向 VIV 抑制效率随约化速度变化关系, 以此直观反映控制杆和螺旋列板的 VIV 抑制效果差异。此处的抑制效率由以下公式给出:

$$\eta = \frac{(y - y_s)}{y} \times 100\% \quad (5)$$

其中, y 为光滑圆柱横流向位移幅值, y_s 为对应同工况下带有抑制装置圆柱的位移幅值, 效率表示两者间的差异的相对大小。可发现: 本实验所选取的螺旋列板在垂直圆柱模型上的抑制效率基本保持在 90%, 随流速变化较小。而控制杆在同一圆柱模型上的 VIV 抑制效率, 在 $V_r = 7.5-16$ 的区间内只在 40% 上下波动, 直到约化速度达到 20 后, 抑制效率才稳定在 90% 附近, 抑制效率平均值为 60.2%。相比之下, 多根控制杆在 45° 倾斜柔性圆柱上的抑制效果表现更佳, 平均值较垂直工况下上涨到 67.3%, 且幅值变化较平稳。而螺旋列板在模态转换区抑制效率波动较大, 如 $V_r = 7.5$ 和 $V_r = 17.5$ 处, 甚至出现负效率, 反向强化了圆柱模型的振动, 如约化速度接近 8 时。且平均抑制效率较垂直工况有明显下降, 仅为 45.3%, 这一结果与徐万海等^[10]的实验研究结果一致。

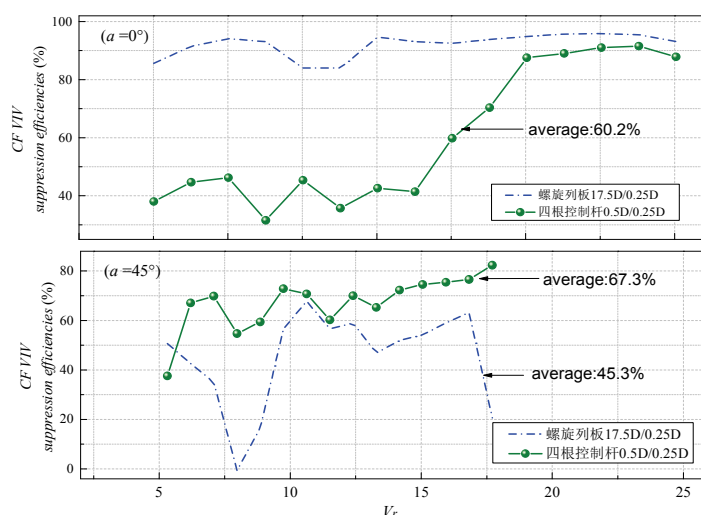


图 2 两种装置对圆柱横流向 VIV 抑制效率随约化速度变化关系

圆柱结构横流向应变是引起疲劳破坏的主要因素。图 3 与图 4 分别给出了垂直工况及倾斜角为 45° 工况下的测点应变时程曲线。从图 3 可以看到,流速为 0.6m/s 时,垂直圆柱模型 7 个测点处应变随时间变化关系都呈现出不规则的特点,圆柱模型两端 4 个测点应变幅值较大,中部幅值较小,总体最大应变幅值可达 200 左右。相比之下,带控制杆圆柱 7 个测点的应变响应都被较好地控制,总体最大应变幅值接近 60,圆柱结构中点应变最大幅值仅为 30 左右。第三列给出了带螺旋列板的结构横流向应变信息,与位移变化相对应,螺旋列板在抑制垂直柱体横流向应变上的表现也十分出色,除 G1 测点应变幅值在 8 左右波动以外,其余测点的位移都较稳定地被抑制在 4 以下,较裸管降低了两个量级,较带控制杆圆柱降低一个量级。

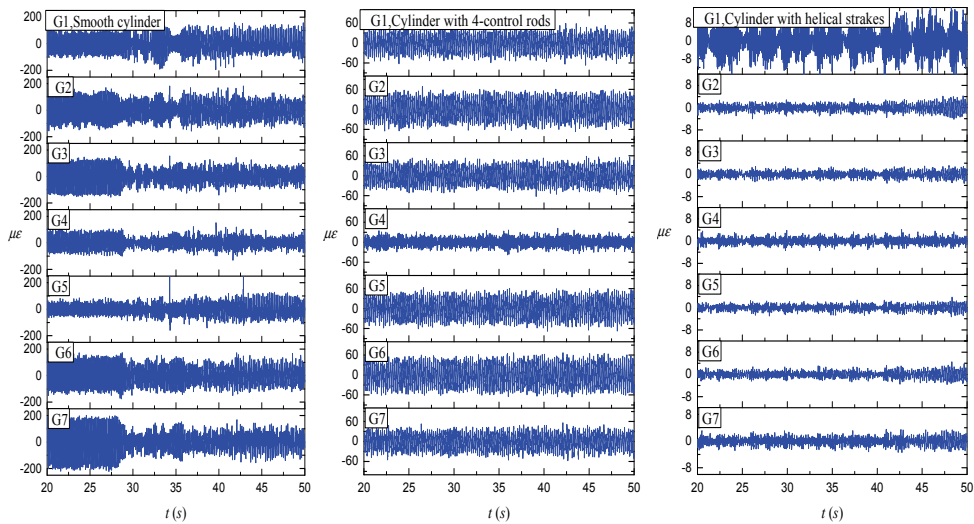


图 3 垂直圆柱横流向测点应变时程曲线($U=0.6\text{m/s}$)

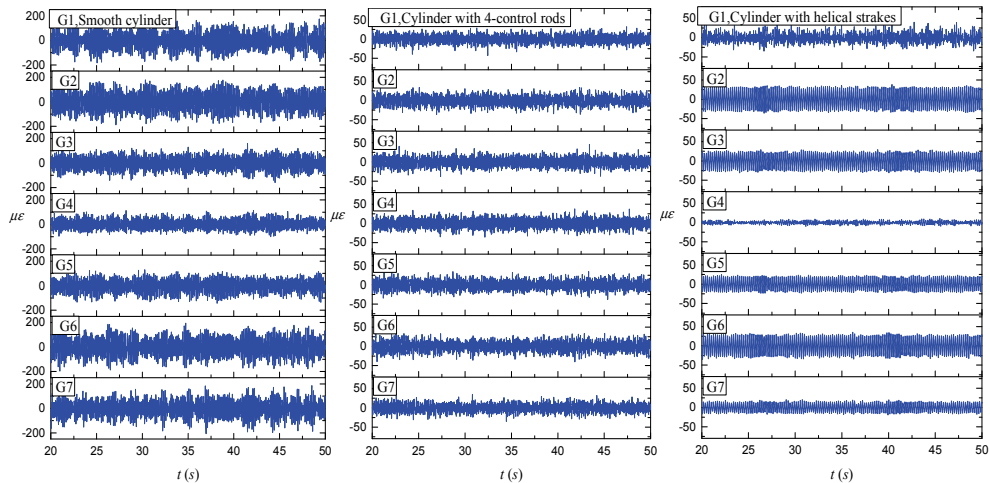


图 4 45° 倾斜圆柱横流向测点应变时程曲线($U=0.85\text{m/s}$)

在图 4 给出的 45° 倾斜工况下不同圆柱模型应变时程曲线中, 两种抑制装置对柔性圆柱应变的影响发生了改变。倾斜光滑圆柱 7 个测点的最大应变幅值仍保持在 200 左右, G3、G4 及 G5 的响应幅值较圆柱两端另外 4 个测点幅值偏低。而在装有控制杆的倾斜圆柱上, 7 个测点的应变幅值都被抑制到 50 以下, 基本稳定在 25 左右, 较垂直工况下, 抑制效果更佳。且 7 个测点之间幅值差异很小, 基本相同, 说明此时应变随柱体轴线方向分布的形式接近一次曲线, 振动模态为一阶。以上现象表明控制杆在倾斜柔性圆柱上仍能保持很好的横流向应变抑制效果, 甚至优于垂直工况。而带有螺旋列板的主体圆柱中点 G4 的应变幅值最小, 量级在个位数。两端测点 G1、G7 的幅值次之, 而中点两侧对称测点 G2、G3 和 G5、G6 的应变幅值最大, 最值基本稳定在 25 左右, 个别峰值在 50 以下, 整体应变抑制效果比在垂直工况下降低了很多。

4 结论

本研究针对螺旋列板及控制杆两种装置对柔性圆柱 VIV 抑制效果展开了模型实验, 得到如下结论。

(1) 实验中选取的两种控制装置均可较好地抑制垂直柔性圆柱横流向 VIV。螺旋列板保持 90%左右的抑制效率, 并可将垂直柱体横流向应变响应降低两个量级; 而控制杆对垂直圆柱的 VIV 抑制效果仅在流速较高时才逐渐体现, 平均抑制效率在 60%左右。

(2) 在 45° 倾斜柔性圆柱模型上, 控制杆的 VIV 抑制效果较垂直工况下差别较小, 平均效率略微上涨到 67.3%, 同时将主体圆柱振动模态降低。而螺旋列板对倾斜柔性圆柱 VIV 抑制效果较垂直工况下明显降低, 甚至会加强结构的振动。

由于本研究仅针对螺距/螺高组合为 $17.5D/0.25D$ 的螺旋列板以及直径比为 $0.25D$, 间距 $0.5D$ 的四根控制杆装置进行了研究。若探究倾斜柔性圆柱上抑制装置最佳抑制效果, 需更深入开展系列实验观测及理论研究, 也是未来的研究侧重点。

致 谢

本项目的实验研究工作得到了国家自然科学基金(51479135 和 51679167)资助, 在此表示感谢。

参 考 文 献

- 1 Trim A D, Braaten H, Lie H, et al. Experimental investigation of vortex-induced vibration of long marine risers . J. Fluids Struct., 2005, 21: 335-361.
- 2 Gao Yun, Yang Jiadong, Xiong Youming et al. Experimental investigation of the effects of the coverage of helical strakes on the vortex-induced vibration response of a flexible riser . Appl Ocean Res., 2016, 59: 53-64.

- 3 Quen L K, Abu A, Kato N, et al. Investigation on the effectiveness of helical strakes in suppressing VIV of flexible riser . Appl Ocean Res., 2014, 44(3): 82-91.
- 4 Lee S J, Lee S I, Park C W. Reducing the drag on a circular cylinder by upstream installation of a small control rod . Fluid Dyn Res., 2004, 34 (4): 233-250.
- 5 Wu Hao, Sun Dapeng, Lu Lin et al. Influence of attack angle on VIV suppression by multiple control rods for long flexible riser model . Hawaii, International Offshore and Polar Engineering Conference, 2011.
- 6 徐万海, 马烨璇, 杜杰,等. 45° 大倾角倾斜柔性圆柱涡激振动不相关原则实验验证. 振动与冲击, 2017, 36(7): 177-183.
- 7 Va C C W. Experiments on vortex shedding from yawed circular cylinders . J. AIAA, 2012, 6(5): 931-933.
- 8 高云, 付世晓, 宋磊建. 柔性立管涡激振动抑制装置试验研究. 振动与冲击, 2014, 33(14): 77-83.
- 9 吴浩. 多根控制杆对细长柔性立管涡激振动抑制作用的实验及数值研究. 大连理工大学, 2013.
- 10 Xu Wanhai, Luan Yingsen, Han Qinghua et al. The effect of yaw angle on VIV suppression for an inclined flexible cylinder fitted with helical strakes. Appl Ocean Res., 2017, 67: 263-276.

Comparative study of different VIV suppression devices on inclined flexible cylinder

XU Wan-hai¹, QIN Wen-qi¹, LUAN Ying-sen¹, XU Jing-yu²

(1.State Key Laboratory of Hydraulic Engineering Simulation and Safety, Tianjin University, Tianjin, 300072.

Email: xuwanhai@tju.edu.cn; 2.Key Laboratory for Mechanics in Fluid Solid Coupling Systems, Chinese Academy of Sciences, Beijing, 100190)

Abstract: In this paper, laboratory experiments were carried out to investigate and compare the VIV suppressing effect of helical strakes and multiple control rods on 45° inclined cylinder. Square-sectioned helical strakes with 17.5D pitch and 0.25D height and circular array of four control rods with 0.25D diameter were applied on the model respectively. During the test, the model with L/D of 350 was towed in water basin to generate uniform current, the corresponding flow velocity is ranged from 0.05m/s-0.1m/s with an interval of 0.05m/s, and the VIV response in CF direction such as strain, displacement and suppressing efficiency were attained through collection strain gauge and model analysis method. At the same time, the data on bare cylinder and vertical cylinder was also presented for benchmarking. The results indicates that the suppress effect of helical strakes deteriorates when the model 45° inclined, and it can even enhance the vibration on yawed main cylinder. In contrast, the multiple control rods shows good VIV mitigating results on both vertical and inclined cylinders.

Key words: VIV; Inclined cylinder; Vibration suppression; Control rods; Helical strakes.

半潜平台涡激运动位移与力迟滞现象数值分析

李思明, 赵伟文, 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 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: 半潜式平台涡激运动中力与位移的迟滞现象是指随折合速度增大, 升力系数先于横荡运动响应达到峰值。本研究采用自主开发的 naoe-FOAM-SJTU 求解器, 利用 SST-DDES 方法, 对两种不同立柱形状的半潜式平台的涡激运动进行了数值模拟, 结果证明了在 45° 来流角工况下, 半潜式平台涡激运动中存在力与位移的迟滞现象。利用 CFD 研究方法的优点, 从上游立柱漩涡脱落对两侧立柱漩涡脱落干扰的角度分析了迟滞现象产生的原因, 并通过立柱表面压力系数分布的角度进行了佐证。

关键词: 半潜式平台; 涡激运动; 分离涡模拟; 迟滞现象; naoe-FOAM-SJTU

1 引言

伴随着海洋油气开采深度的增加, 半潜式平台作为一种浮式平台在海洋工程领域得到了广泛的应用。深吃水半潜式平台通过增大平台吃水显著改善了传统半潜式平台较差的垂荡运动性能, 然而随之而来的问题则是立柱有效激励长度的增大导致的由漩涡脱落引起的脉动压力的增大使得深吃水半潜式平台可能发生明显的涡激运动 (Vortex-Induced Motion, VIM) 现象。半潜式平台的涡激运动不仅可能干扰平台的正常作业, 而且会影响立管以及系泊系统的疲劳寿命。因此, 近年来众多学者对半潜式平台的涡激运动问题进行了研究^[1-2]。相较于单柱式浮式平台如 Spar 平台, 半潜式平台的多立柱之间的漩涡脱落的相互干扰使得其涡激运动问题更加复杂。由于涡激运动现象的产生是由于结构两侧交替性的漩涡脱落引起的脉动压力所导致的, 因此, 在涡激运动中, 位移与力之间存在着紧密的联系。然而, 研究表明, 不同于单立柱式浮体涡激运动中升力与横荡运动幅值之间随折合速度相同的变化趋势, 半潜式平台在 45° 来流角工况下的涡激运动升力系数峰值对应的折合速度要稍早于横荡运动响应峰值, 即存在着一个升力系数下降而横向运动幅值上升的区间, 这种现象

被定义为涡激运动中力与位移的迟滞现象^[3]。

本研究的目的在于通过 CFD 研究方法解释造成半潜式平台涡激运动力与位移之间迟滞效应的产生原因。因此,基于自主研发的船舶与海洋工程 CFD 求解器 naoe-FOAM-SJTU,对两种不同立柱形状的半潜式平台在 45° 来流角工况下,折合速度 4~20 范围之间的涡激运动进行了数值模拟。利用 CFD 研究方法的优点,从流场的角度包括上游立柱漩涡脱落对两侧立柱漩涡脱落干扰的角度分析了迟滞现象产生的原因,并通过立柱表面压力系数分布的角度进行了佐证。

2 数值方法

2.1 naoe-FOAM-SJTU 求解器

CFD 求解器采用基于开源平台 OpenFOAM 自主开发的 naoe-FOAM-SJTU^[4],该求解器采用有限体积法,引入分离涡模拟方法处理高雷诺数下的流动分离问题,采用成熟的六自由度运动理论求解平台运动,利用弹簧变形网格处理运动带来的动边界问题,采用静态分析模型模拟系泊系统,该求解器可以实现半潜式平台的涡激运动数值模拟。

2.2 湍流模型

对于不可压缩黏性流体的控制方程为:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial \bar{u}_j \bar{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\nu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \right] - \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (2)$$

其中, ν 代表分子黏度, τ_{ij} 代表雷诺应力或亚格子应力张量。根据 Boussinesq 假设, τ_{ij} 可以表示为:

$$\tau_{ij} = \frac{2}{3} \delta_{ij} k - \nu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (3)$$

本研究中的湍流模型采用基于剪切应力运输 SST 模型的延迟分离涡模拟 DDES 方法,分离涡 DES 方法^[5]作为一种混合雷诺平均 (Reynolds-Averaged Navier-Stokes, RANS) 和大涡模拟 (Large-Eddy Simulation, LES) 的方法,在近壁面的流动区域采用 SST 模型,而在其他区域采用亚格子模型求解流场,因此其具有既能保证求解精度,又能通过减少近壁面处的边界层网格节省计算资源的优点。

原始 SST 模型中的湍流长度尺度定义如下:

$$l_{k-\omega} = \sqrt{k} / (\beta^* \omega) \quad (4)$$

而 SST-DDES 模型中将湍流长度尺度进行如下修改:

$$l_{DDES} = l_{k-\omega} - f_d \max(0, l_{k-\omega} - C_{DES} \Delta) \quad (5)$$

其中, $C_{DES} = (1 - F_1) C_{DES}^{k-\epsilon} + F_1 C_{DES}^{k-\omega}$, $f_d = 1 - \tanh\left[\left(C_{d1} r_d\right)^{C_{d2}}\right]$, $r_d = \frac{\nu_t + \nu}{\sqrt{0.5 \cdot (S^2 + \Omega^2) \kappa^2 d^2}}$

SST-DDES 模型通过修改后的湍流长度尺度 l_{DDES} 控制 RANS 和 LES 方法的自动切换, 并且利用 f_d 函数在边界层内部靠近壁面的位置包括对数层取 0 的特点, 保证了在此区域内湍流模型退化成雷诺平均模型, 延迟了 DES 模型转换为 LES 模型, 避免了传统 DES 方法可能发生的模型应力损失问题^[6], 上述方程中的常数参考文献^[7]。

2.3 离散格式

本文在求解控制方程时采用有限体积法离散, 时间项采用二阶隐式格式离散, 对流项采用二阶线性迎风稳定化输运(LUST)格式离散, 扩散项采用高斯线性守恒格式离散。本文压力与速度耦合求解采用 PIMPLE (混合 PISO^[10]和 SIMPLE) 算法。

3 数值模拟

3.1 计算模型

为了排除半潜式平台涡激运动中出现迟滞现象的偶然性, 本文选取两种立柱形状的半潜式平台作为计算模型, 计算模型选取 Waals 等^[8]所采用的半潜式平台涡激运动试验模型, 模型缩尺比为 1:70, 主要特征尺度如表 1 所示。

表 1 计算模型参数

参数	实尺度	模型尺度
缩尺比 (λ)	1:1	1:70
吃水(T)	35 m	0.5 m
立柱间距 (S)	56 m	0.8 m
立柱宽度 (L)	14m	0.2m
立柱高度 (H)	24.5 m	0.35 m
浮筒宽度 (B)	14m	0.2m
浮筒高度 (H_{pon})	10.5m	0.15m

该计算模型立柱截面为方形结构, 另一计算模型唯一的区别在于立柱边缘经过圆角处理, 即立柱倒角半径为 $R=0.031\text{m}$ ^[9]。最终形成的两种计算模型如图 1 所示。

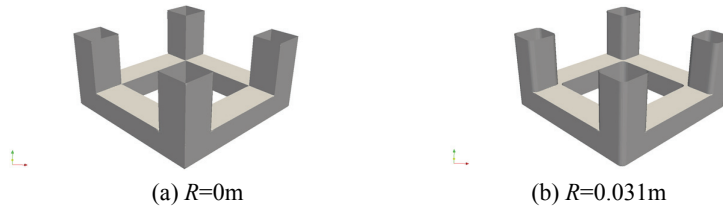


图1 计算模型

3.2 计算工况

由于迟滞现象可能发生在来流角度 45° 的半潜式平台涡激运动中, 因此计算工况选取来流角度为 45° 。折合速度 (U_r) 是描述涡激运动重要的无量纲参数, 其定义如下:

$$U_r = U / (f_n D) \quad (6)$$

其中, U 代表来流速度, f_n 代表平台在静水中横荡运动的固有频率, D 代表结构垂直于来流方向的特征长度。折合速度范围选取从 4~20。每个计算工况下的计算总时长均为 600s, 计算时间步长间隔 0.01s。

3.3 计算域与网格划分

计算域范围如图 2 所示, 选取平台顶部中心作为计算域原点, 计算域范围为: $-15L \leq x \leq 40L$, $-15L \leq y \leq 15L$, $-9L \leq z \leq 0$, 其中 L 代表立柱宽度。

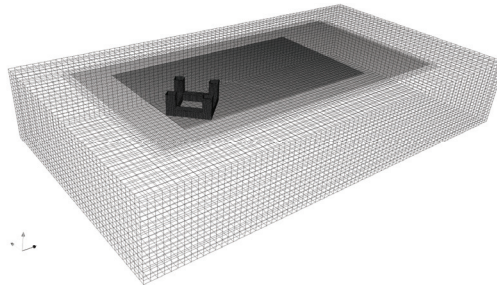


图2 计算域范围

利用 SnappyHexMesh 对半潜式平台尾部区域进行网格局部加密以及平台表面边界层网格的添加, 边界层网格数量为 8, 最终形成的网格数量大约为 330 万。图 3 和图 4 分布展示了 $z/H=-0.5$ 截面的计算网格俯视图以及平台模型物面网格。

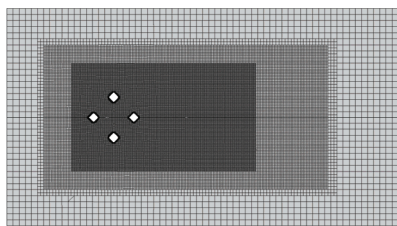
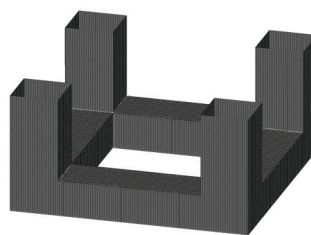
图3 $z/H=-0.5$ 截面计算网格俯视

图4 物面网格

计算域的边界条件具体设置如下：上游入口采用均匀来流速度入口，下游出口采用压力积分为零，平台模型表面边界采用无滑移固壁边界，其余边界均采用对称边界条件，由于佛汝德 (Fr) 数很低，因此自由表面效应可以忽略，因此顶部边界也同样采取对称边界条件。

4 结果与讨论

4.1 自由衰减试验

自由衰减试验的目的是为了验证当前采用的系泊系统能够提供与模型试验相同的有效刚度。模型试验的系泊系统通常采用水平四点系泊系统限制模型运动，CFD 研究中采用能够考虑三自由度耦合（包括横荡、纵荡和艏摇）的方法求解平台运动，采用四根带有预张力的线性刚度弹簧将随平台运动的导缆孔与固定的锚泊点连接起来，通过调整单根弹簧的参数，使之与模型试验的有效刚度相一致^[10]。弹簧刚度参考 Chen。通过在各自自由度分别施加一个初始速度，使平台在静水中做自由衰减运动，可以得到半潜式平台各自自由度的运动固有周期。图 5 展示了计算模型在横向运动方向的自由衰减时历曲线与频率幅值图像。表 2 展示的 3 个自由度的自由衰减固有周期结果与试验吻合良好。

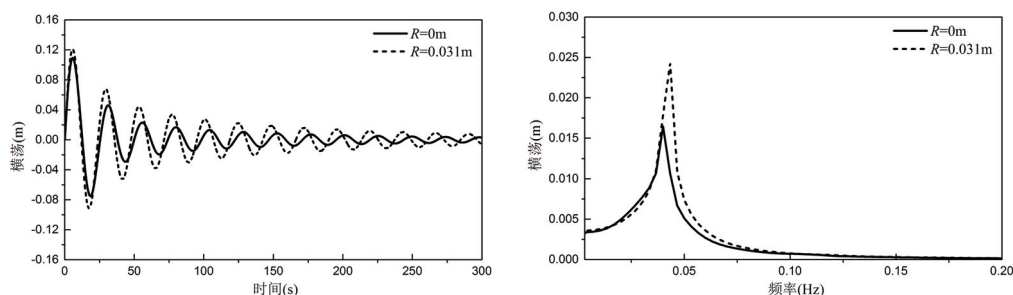


图5 横荡自由衰减结果

表 2 固有周期

固有周期 (s)		纵荡	横荡	艏摇
R=0m	Experiment(2007)	15.77	24.50	5.85
	naoe-FOAM-SJTU(2018)	15.78	24.99	6.25
	误差(%)	0.05	1.97	6.20
	CFD (2012)	14.82	23.30	5.50
R=0.031m	naoe-FOAM-SJTU(2018)	14.99	23.06	5.92
	误差(%)	1.16	1.04	7.12

4.2 迟滞现象

描述随折合速度变化的半潜式平台涡激运动横向运动幅值可以用无量纲标称横荡响应来表示，其定义如下：

$$\text{Nominal } Ay / L = \sqrt{2} \sigma(Y(t)) / L \quad (7)$$

其中， $\sigma(Y(t))$ 代表横荡位移时历的标准差。而升力系数 C_L 的定义如下：

$$C_L(t) = 2F_y(t) / (\rho U^2 A) \quad (8)$$

其中， $F_y(t)$ 代表升力时历信息， ρ 代表流体密度， A 代表平台垂直于来流的浸没面积。

图 6 展示了两种立柱形状的半潜式平台涡激运动标称横荡响应随折合速度的变化曲线以及其与试验的对比。由图 6 可知，本研究数值模拟计算结果与试验数据吻合良好，证明了本文数值模拟方法计算半潜式平台涡激运动的可靠性。图 7 展示了两种立柱形状的半潜式平台升力系数随折合速度的变化曲线。结合图 6 和图 7 来看，在 45° 来流角工况下，半潜式平台涡激运动横荡响应在折合速度 5 到 8 范围内存在明显的锁定区间，在锁定区间内，横荡响应幅值与升力系数均显著增大。具体来看，两种立柱形状的平台的最大横荡响应幅值以及升力系数最大值对应的折合速度有所区别，表现在方柱式半潜式平台的最大横荡响应幅值和升力系数最大值对应的折合速度 Ur 分别为 7 和 6，而圆角立柱式半潜式平台的二者对应的折合速度 Ur 分别为 6 和 5。但无论何种立柱形状，最大升力系数对应的折合速度均早于横荡响应幅值达到最大值。因此，本文数值模拟结果证明了半潜式平台涡激运动中升力与横荡运动迟滞现象的存在。

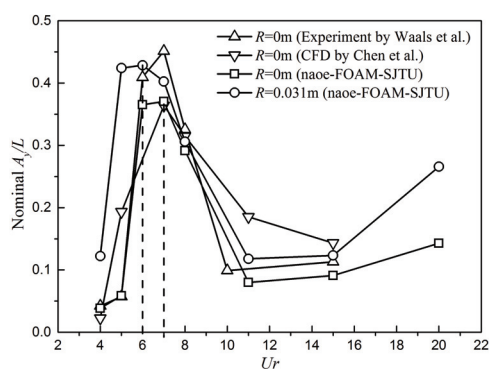


图6 标称横荡响应

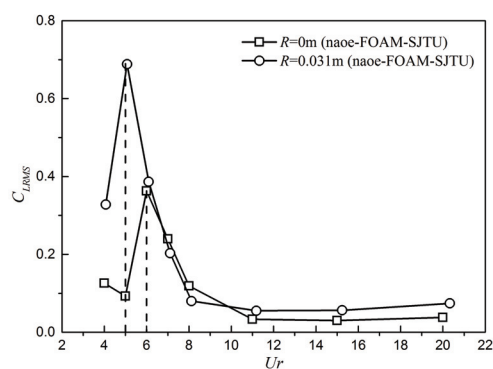
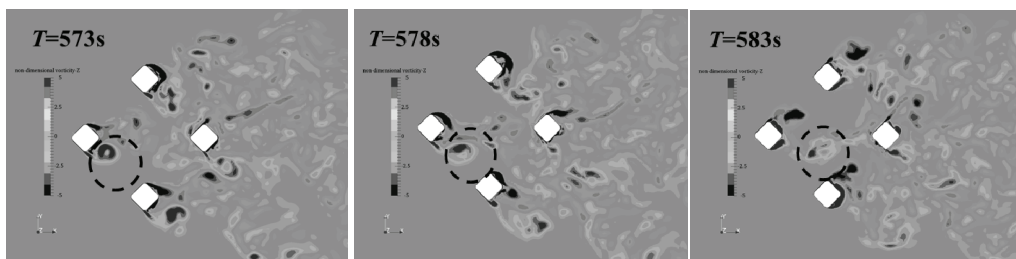
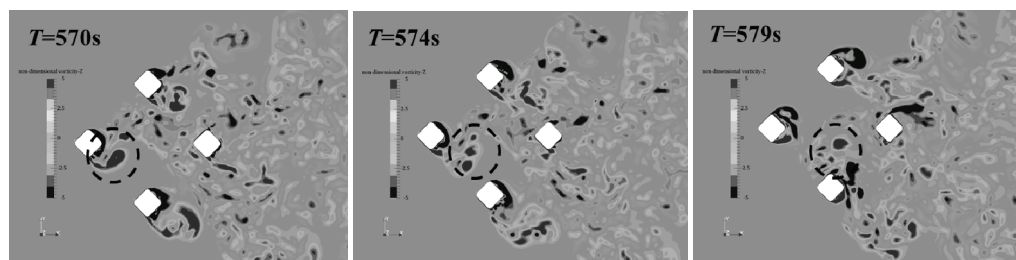


图7 升力系数

4.3 流场分析

由于迟滞现象并不存在于单立柱式浮体的涡激运动中, 因此造成半潜式平台迟滞现象产生的原因可能是由于多立柱之间旋涡脱落的相互干扰。以圆角立柱式半潜式平台为例, 图8展示了迟滞现象发生, 即折合速度 Ur 为5和6时的 $z/H=-0.5$ 截面位置的无量纲涡量 ($\omega_z D/U$) 时历图像。在这一时间段内的两种折合速度的横荡运动以及升力系数时历曲线对比如图9所示, 由图9可知由于选取时间段内两个工况的运动方式相类似, 因此流场具有一定的可比性。

(a) $Ur=5$ (b) $Ur=6$ 图8 无量纲涡量 ($\omega_z D/U$) 时历图像

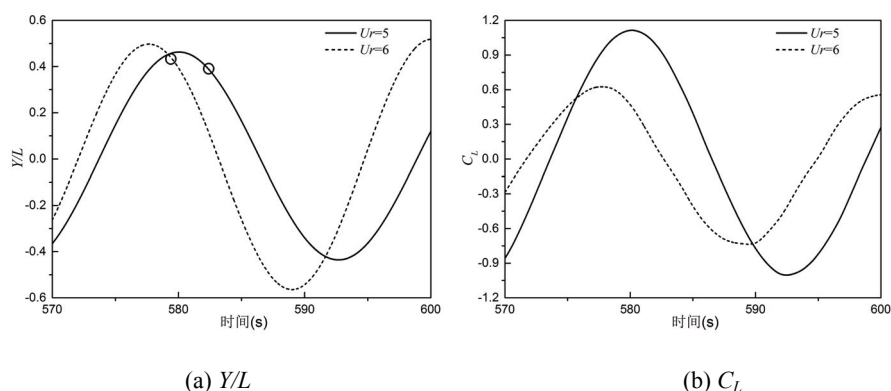


图9 横荡运动与升力系数时历曲线

通过跟踪上游立柱脱落旋涡的方式研究了立柱泻涡之间的相互干扰，被跟踪的旋涡被标注在黑色虚线圆圈内。结合图 8 和图 9 可以看出当折合速度 $Ur=5$ 时，由于平台的横向运动幅值相对较低，因此上游立柱尾部的旋涡脱落顺利向下游发展；而当折合速度 $Ur=6$ ，随着横荡运动幅度的进一步增大，上游立柱尾部泻涡在向下游运动的过程中，有可能碰撞两侧立柱，与对侧立柱的泻涡产生相互干扰作用，两个旋转方向相反的涡量相互起到了抵消的作用，在碰撞的过程中会对立柱表面压力分布造成影响，间接对立柱乃至平台的升力造成影响。

4.4 立柱表面压力系数

为了研究向下游运动的旋涡与对侧立柱泻涡碰撞的干扰作用对立柱表面压力分布的影响，图 11 展示了碰撞一侧立柱的表面压力系数周向分布图像。从图 11 中可以看出，由于平台在对比时刻的运动形式类似，因此立柱表面压力系数分布大体形式相同，但受上游立柱泻涡的影响，被干扰区域的立柱表面压力系数会有明显的下降，尾部立柱两侧的压力系数差将会降低。

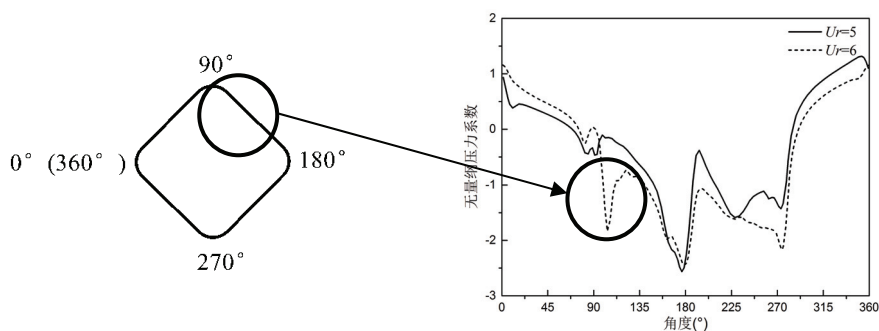


图10 立柱表面压力系数周向分布

5 结论

采用基于开源平台 OpenFOAM 自主开发的 naoe-FOAM-SJTU 求解器, 利用基于 SST 模型的 DDES 延迟分离涡模拟方法, 对两种不同立柱形状的半潜式平台在 45° 来流角工况, 折合速度从 4~20 范围之间的涡激运动进行了数值模拟。研究目的在于利用 CFD 研究方法对半潜式平台涡激运动中升力与横荡之间的迟滞现象做出解释, 研究结论包括:

(1) 数值模拟结果发现了半潜式平台在 45° 来流角工况下的涡激运动存在升力与横荡之间的迟滞现象。两种立柱形状的半潜式平台涡激运动随着折合速度的增大, 升力系数均先于标称横荡响应达到最大值。

(2) 通过流场分析, 利用跟踪上游立柱漩涡脱落的手段, 造成升力与横荡之间迟滞现象的原因是由于半潜式平台多立柱之间漩涡的相互干扰, 其中主要是由于当平台横荡运动上升到一定程度时, 上游立柱漩涡脱落在向下游运动时可能会碰撞两侧立柱, 与两侧立柱的漩涡相互影响, 从而显著降低碰撞一侧立柱的表面压力系数, 进一步降低立柱乃至平台整体的升力。

根据本研究结论, 半潜式平台涡激运动中力与位移的迟滞现象是由于多立柱之间漩涡脱落相互干扰造成的, 因此预测这种迟滞现象的产生可能与立柱间距比存在联系, 当立柱间距比加大, 立柱之间相互干扰的可能降低, 各立柱的漩涡脱落情况与单立柱相类似, 因此在此种情况下, 迟滞现象可能不会出现, 具体的工作有待于进一步的验证。

致谢

本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 Kim J W, Magee A, Guan K Y H. CFD Simulation of Flow-Induced Motions of a Multi-Column Floating Platform. Proceedings of the ASME 2011 30th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering. Rotterdam, The Netherlands, 2011.
- 2 Liu M Y, Xiao L F, Lu H N, et al. Experimental Study on Vortex-Induced Motions of a Semi-submersible with Square Columns and Pontoon at Different Draft Conditions and Current Incidences. International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering. 2016, 9(3): 326-338.
- 3 Liang Y, Tao L. Interaction of Vortex Shedding Processes on Flow over a Deep-draft Semi-submersible. Ocean Engineering. 2017, 141: 427-449.

- 4 Shen Z, Cao H, Ye H, et al. The Manual of CFD Solver for Ship and Ocean Engineering Flows: naoe-FOAM-SJTU. Shanghai, China, Shanghai Jiao Tong University, 2012.
- 5 Spalart P R, Jou W H, Strelets M et al. Comments on the Feasibility of LES for Wings, and on A Hybrid RANS/LES Approach, Advances in DNS/LES, 1997, 1, 4~8.
- 6 Spalart P R, Deck S, Shur M, et al. A New Version of Detached-Eddy Simulation, Resistant to Ambiguous Grid Densities. Theoretical and Computational Fluid Dynamics, 2006, 20: 181-195.
- 7 Zhao W W, Wan D C. Detached-Eddy Simulation of Flow Past Tandem Cylinders. Applied Mathematics and Mechanics. 2016, 37(12): 1272-1281.
- 8 Waals O J, Phadke A C, Bultema S. Flow Induced Motions of Multi Column Floaters. Proceedings of the 26th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering. California, USA, 2007.
- 9 Chen C R, Chen H C. Simulation of Vortex-Induced Motions of a Deep Draft Semi-submersible in Current. Ocean Engineering, 2016, 118: 107-116.
- 10 赵伟文, 万德成. 不同折合速度下深吃水半潜平台涡激运动的数值模拟, 首届“高新船舶与深海开发装备”创新论坛论文集, 2017, 上海, pp. 133-142.

The hysteresis phenomenon between force and motion in vortex-induced motion of semi-submersible platform

LI Si-ming, ZHAO Wei-wen, WAN De-cheng

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

Abstract: The hysteresis phenomenon refers to the peak lift force coefficient occurs earlier than the peak transverse motion as the reduced velocity increases in VIM of semi-submersible platform. Numerical simulations of VIM of platform with two different column shape were performed with naoe-FOAM-SJTU, which is developed on the open source platform OpenFOAM. SST-DDES model is used to simulate the three-dimensional flow separation. The numerical simulation results verify that the hysteresis phenomenon will occur in VIM of semi-submersible platform under 45° current heading. Based on the advantages of CFD method, the causes of the hysteresis phenomenon are analyzed from the interaction of vortex shedding between the upstream and side columns, and it is verified by the surface pressure coefficient distribution of the column.

Key words: Semi-submersible; Vortex-induced motion; Hysteresis phenomenon; naoe-FOAM-SJTU solver

基于兴波阻力最小的集装箱船船型优化

王晋楷, 缪爱琴, 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)

*通信作者: dcwan@sjtu.edu.cn

摘要: 船舶阻力性能是船舶重要的水动力性能之一。它与造船实际工程密切相关, 可以通过船型优化设计出低阻力的优良船型。本研究基于课题组自主开发的船型优化软件 OPTShip-SJTU, 以某实际集装箱船船模为母型船, 对船舶首部和后半体同时进行优化。通过自由变形方法 (FFD) 对船型进行变换, 优化过程中对船舶排水体积变化进行严格约束 (变化量范围 $\pm 0.4\%$), 寻求单个航速下 ($v=18\text{kn}$) 的兴波阻力最优的船型。船舶阻力评估采用课题组自主开发的基于 Neumann-Michell 势流理论的 NMShip-SJTU 求解器进行求解, 优化算法采用遗传算法。最终得到优化船型较母型船的兴波阻力降低 33.5%。验证了基于 NM 理论进行船型优化的合理性和可靠性。

关键词: Neumann-Michell; OPTShip-SJTU; 阻力性能; 船型优化

1 引言

型线设计是船舶设计中重要的一个环节, 对船舶的各方面性能有着重要影响。拥有优良的型线, 后续的总布置设计、机舱布置、内部舾装布置等才能顺利进行。因此, 在船舶的初始设计阶段, 基于水动力性能的船舶型线优化设计是必要的。同时, 随着船舶设计不断向节能、绿色、安全的方向发展, 船舶型线的优化设计更加重要, 为船舶行业的转型升级提供技术支持, 已然成为当下十分重要的研究课题。

传统的型线设计通常是根据母型船的型线或者系列船型试验资料, 通过一些规则与方法, 对型线进行修改, 得到设计船的型线。这种传统的型线设计方法依赖于设计者的经验和型线资料库, 并且需要在型线设计和性能校核之间反复多次才能得到最终的型线, 得到的型线仅是可行型线, 不一定是最优型线, 且设计成本较高, 设计周期长。

随着船舶与海洋工程行业的不断发展, 传统的型线设计方法已经很难满足船舶设计的创新理念, 同时随着计算机的飞速发展和数学理论的不完善, 基于 CFD 的船型优化设计

成为热潮，这样的船型优化设计在一定程度上降低了船模试验的成本，提高了优化效率。然而，为了通过船型优化设计得到水动力性能最优的船型，设计者往往要通过大量的水动力性能评估，这使得设计过程需要耗费大量的计算成本和时间。因此，迫切需要一套实用有效的基于 CFD 的船舶水动力性能优化工具，节约设计计算的成本与时间。

基于水动力性能的船型优化软件 OPTShip-SJTU 是基于船型变换方法、试验设计方法、近似模型技术、优化算法、Neumann-Michell 理论而开发的。主要由 4 个模块组成：船型变换、水动力性能评估、近似模型建立、单目标（或多目标）优化求解。目前，船型变换方法主要是平移法，径向基函数法以及自由变形方法；水动力性能评估主要是基于 Neumann-Michell 势流理论方法和基于黏流的 CFD 计算方法；近似模型方法主要有响应面方法，Kriging 模型等，来节省目标函数评估的时间与成本；优化算法主要有传统的基于梯度的优化算法和模拟退火算法、进化算法、遗传算法以及粒子群法等基于随机搜索思想的启发式优化算法。OPTShip-SJTU 求解器已成功用于一些典型船模的水动力性能优化中，并取得了良好的结果。

2 优化流程与方法

基于 OPTShip-SJTU 求解器的船型优化一般流程为：首先根据所选用的船型变换方法，选定 k 个相关几何参数作为设计变量，人为确定一个 k 维设计空间，对母型船进行船型变换。在优化迭代之前，引入试验设计和近似技术，以降低设计成本：科学地在设计空间布满样本点，然后利用基于势流或黏流的水动力评估方法对系列变形后的新船型进行水动力性能评估，以已知的样本点构建近似模型，这样目标函数可以调用近似模型进行计算，而无需进行高精度的数值模拟，大大加快了优化的进程。最后通过适当的优化算法获得优化船型。若未得到符合要求的优化船型，则重新修改优化方案，反复进行上述过程。求解器的基本结构图如图 1 所示。

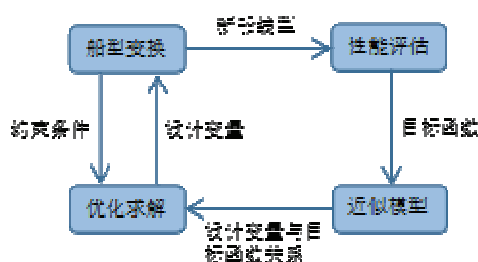


图 1 OPTShip-SJTU 求解器基本结构

2.1 船型变换方法：FFD 方法

采用自由变形方法（Free-Form Deformation, FFD）对母型船进行变换，该方法是由

Sederberg 和 Parry 在 1986 年提出的一种网格自由变形方法。已经被广泛应用于包括船舶几何重构在内的各个领域。其基本思想是：①首先选定一个格子（Lattice），格子的大小与位置确定了待变形区域的大小与位置；②在格子内选定一系列控制点，并通过 Bernstein 多项式建立船体表面点坐标与控制点坐标间的关系；③以部分控制点位移量位设计优化变量，通过移动控制点位置，来实现船体曲面变形。

FFD 方法涉及的设计变量较少，曲面变化非常灵活，并且对变形区域的大小和位置严格可控，同时该方法简洁明快，易于编程实现。具体推导公式可参见文献[5]

2.2 水动力性能评估方法

本研究采用采用 NMShip-SJTU 求解器进行变换船型的静水阻力计算，该求解器是基于 Neumann-Michell 理论而开发的。基于 NM 理论的阻力预报效率非常高，同时也具有一定的精度，因此非常适用于船型优化。其基本原理如下。

一艘船长为 L_s 的船舶以匀速 V_s 沿直线前进，它所在的水域拥有无限大的自由水面与无限水深，没有外来的波浪干扰，不考虑水的黏性。我们在一个固定于船上并随船运动的右手直角坐标系 $\mathbf{X} \equiv (X, Y, Z)$ 中观察船体周围的流动，无因次化坐标定义为 $\mathbf{x} \equiv \mathbf{X} / L_s$ ，无因次化速度定义为 $\mathbf{u} \equiv \mathbf{U} / V_s$ ，无因次化速度势定义为 $\phi \equiv \Phi / (V_s L_s)$ 。

NM 理论基于格林函数方法。将边界积分表达式结合船体是表面处的不可穿透边界条件 $\mathbf{n} \cdot \nabla \phi = n^x$ ，并忽略自由表面升高中的非线性项，可以得到：

$$\tilde{\phi} = \int_{\Sigma_a} G n^x da - \int_{\Sigma_a} \phi \mathbf{n} \cdot \nabla G da + F^2 \int_{\Gamma} \frac{\phi G_x - G \phi_x}{\sqrt{(n^x)^2 + (n^y)^2}} n^x dl + \int_{\Sigma_F} (\pi^G \phi - G \pi^\phi) dx dy \quad (1)$$

其中 F 表示傅汝德数， π^G 和 π^ϕ 的定义为： $\pi^G \equiv G_z + F^2 G_{xx}$ ， $\pi^\phi \equiv \phi_z + F^2 \phi_{xx}$ ， Γ 代表平均水线。我们将格林函数 G 分解为兴波部分 W 与当地流动部分 L 两部分，经过一系列数学变换，得到 NM 理论的最终表达式：

$$\tilde{\phi} = \tilde{\phi}_H + \tilde{\psi}^W \quad (2)$$

其中：

$$\tilde{\phi}_H \equiv \int_{\Sigma^M} G n^x da - \int_{\Sigma^F} G \pi^x dx dy \quad (3)$$

$$\tilde{\psi}^W = \int_{\Sigma^M} (\phi_t \mathbf{d}_\phi + \phi_d \mathbf{t}_\phi) \cdot \mathbf{W} da \quad (4)$$

式 (3) 和式 (4) 中 $\mathbf{d}_\phi$ ， $\mathbf{t}_\phi$ ， $\mathbf{t}'$ ， $\mathbf{d}'$ 均是和船体相切的单位向量，波浪函数 $\mathbf{W}$ 与 W 满足 $\nabla \times \mathbf{W} = \nabla W$ 关系。

2.3 全局优化算法

随着船舶科学地迅速发展，船体型线设计已经很难在局部寻找出更优设计，有效的全局优化算法应被应用到船舶优化设计中去。遗传算法是一种全局优化算法，它从一组被称为群体的随机产生的初始解进行搜索，在群体中的每个个体均为问题的一个解，称为染色

体,遗传算法中的遗传指的就是这些染色体在迭代中不断进化。遗传算法通过交叉、变异、选择运算实现,其中交叉和变异运算生成后代,根据适应度的大小在后代中选择一定数量的个体作为下一代群体,继续进化,最终收敛于最好的染色体,成为问题的最优解。

遗传算法结构简单,便于求解,搜索效率高,且能运用于全局计算中,因此适合船舶优化设计,单目标遗传算法的优化参数配置表如表 1 所示。

表 1 遗传算法基本参数配置

每代个体数	遗传率	交叉率	变异率	最大迭代数
50	0.2	0.8	0.2	200

3 优化问题

3.1 优化对象

拟对某实际集装箱船进行优化,采用模型尺度进行优化设计。实船与船模的主尺度如表 2 所示。

表 2 集装箱船实船与船模主尺度

主尺度	符号与单位	实船	船模
缩尺比	λ	42	
垂线间长	$L_{PP}(\text{m})$	260.00	6.191
水线长	$L_{WL}(\text{m})$	264.00	6.286
型宽	$B(\text{m})$	32.22	0.767
吃水	$T(\text{m})$	12.00	0.286
湿表面积	$S(\text{m}^2)$	5680.43	3.22
排水体积	$\nabla(\text{m}^3)$	64378.26	0.8690
傅汝德数	Fr	0.1834	

3.2 目标函数与设计变量

本研究仅对该集装箱船进行阻力的优化,且将排水体积的变化控制在 $\pm 0.4\%$,故本次优化设计的目标函数及约束条件为:

$$f_{obj} = R_w(Fr = 0.1834) \quad (5)$$

$$\delta \nabla = \pm 0.4\% \quad (6)$$

优化区域为船首和船尾,在首部设置了3个大小不同的格子,Lattice1 设置在球鼻艏处,控制点分别沿着船长和船宽方向移动,使得球鼻艏在船长和船宽方向变形,同时在球鼻艏处设置一个绕 y 轴旋转的变量,来调整球鼻艏的位置; Lattice2 和 Lattice3 也设置在船首的不同位置,不同控制点沿着船宽方向移动不同长度,来改变船首形状; Lattice4 设置在船尾处,控制点沿着船宽方向移动,来调整船尾部形状。上述 Lattice 如图 2 至图 5 所示,其中红色的点为可移动控制点,绿色的点为固定点(确保边界曲面光滑)。因此,优化设计采用了 9 个独立的设计变量,其中包括 1 个旋转变量和 8 个控制点的不同位移量,如表 3 所示(此处量级均为相对船长无因次化后的结果)。

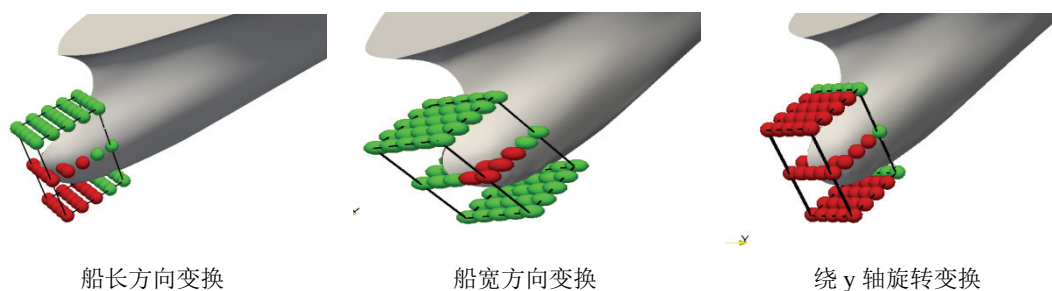


图 2 Lattice1 的可变区域和控制点分布

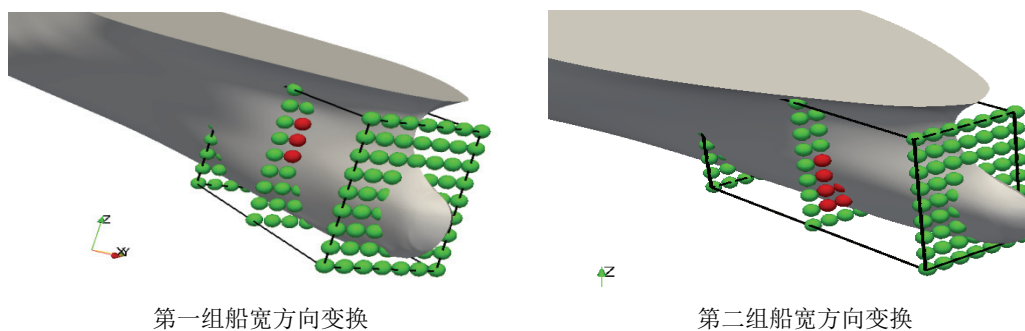


图 3 Lattice2 的可变区域和控制点分布

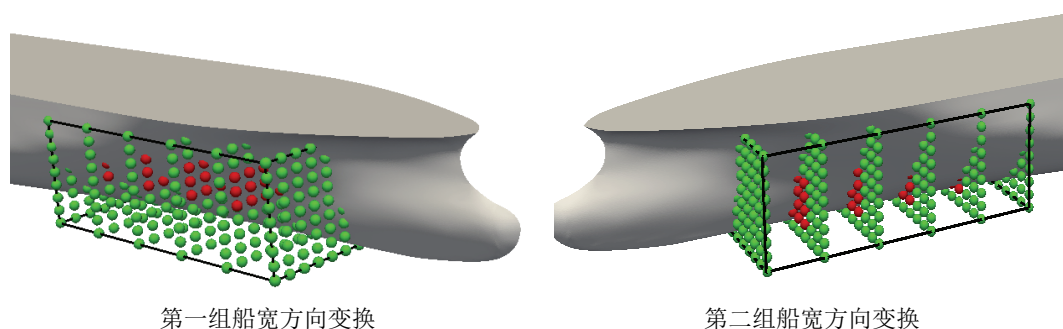


图 4 Lattice3 的可变区域和控制点分布

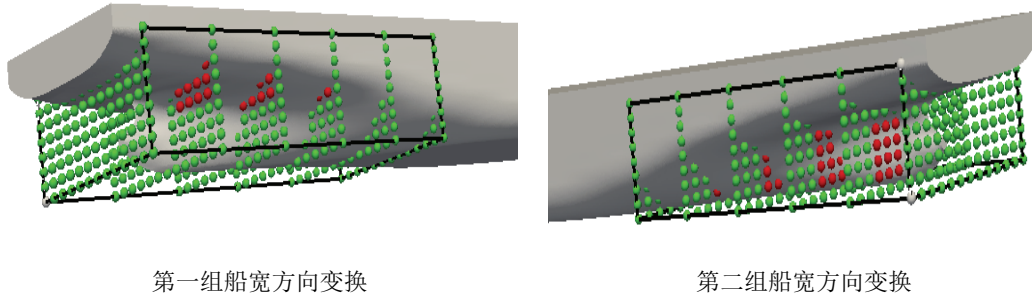


图5 Lattice4 的可变区域和控制点分布

表3 基于 FFD 变形参数的设计变量及范围

Lattice	设计变量	下界	上界
Lattice1	X_1	-0.01	0.01
	Y_1	-0.01	0.01
	R_1	-20	20
Lattice2	Y_2	-0.015	0.015
	Y_3	-0.015	0.015
Lattice3	Y_4	-0.015	0.015
	Y_5	-0.01	0.01
Lattice4	Y_6	-0.01	0.01
	Y_7	-0.01	0.01

本算例中共计 9 个设计变量，通过最优化拉丁方法（OLHS）选取 90 个样本点充满整个空间，利用 NMShip-SJTU 求解器对这 90 个新船型进行静水阻力计算，得到目标函数，构建近似模型。

4 优化结果

由 Kringing 方法建立的近似模型，进行遗传算法迭代，得到收敛结果如图 6 所示。

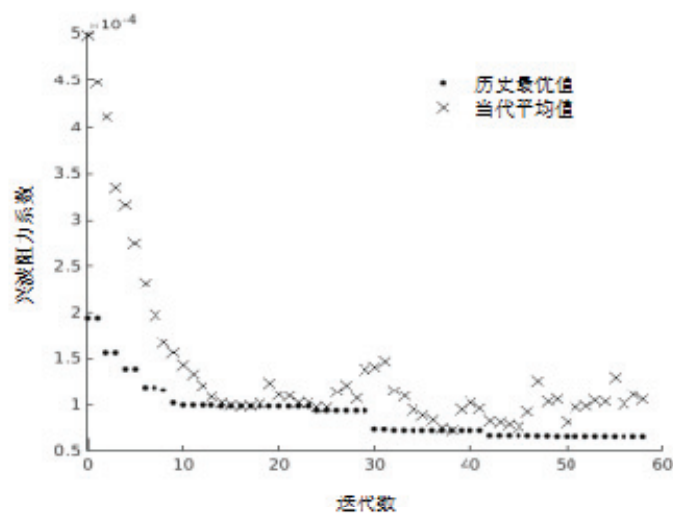


图6 遗传算法收敛结果

得到最终的优化结果如表4所示。

表4 优化结果

	兴波阻力系数/ $\times 10^{-4}$	排水体积/ m^3
初始船型	3.952	0.868
最优船型	2.628	0.870
改变量	-33.5%	0.23%

从上述优化结果可以得出, 所得的最优船型在 18kn 速度下 ($Fr=0.1834$) 兴波阻力系数有明显的下降, 湿表面积和排水体积变化不大, 符合约束条件的要求。根据所得最优船型的设计变量值, 获得最优船型的型线图。最优船型与原始船型横剖面线对比图以及纵剖面线对比图如图7和图8所示。可以看出优化船型的球鼻艏较原始船型稍向上偏移, 船首上半部分略微变胖, 下半部分略微变瘦, 船尾部分较原船偏胖。

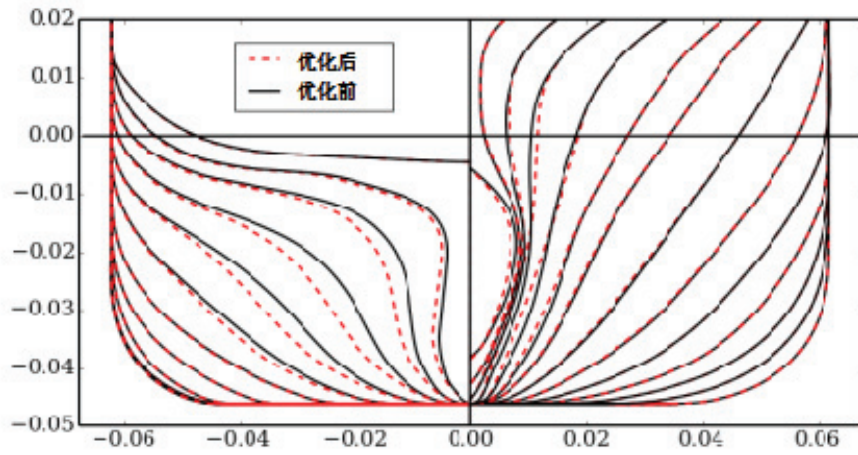


图7 优化前后横剖线对比

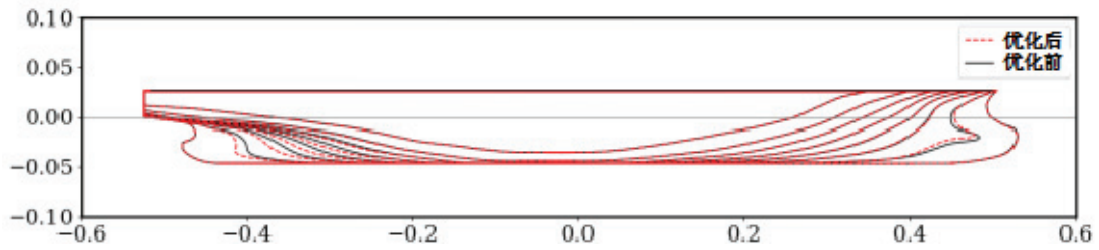


图8 优化前后纵剖线对比

优化船型与原始船型自由面波形对比如图9和图10所示,可以看出,在船首和船尾处,优化船型较原始船型的自由面波高均有所下降,其中船尾处波峰及波谷下降效果较为明显。

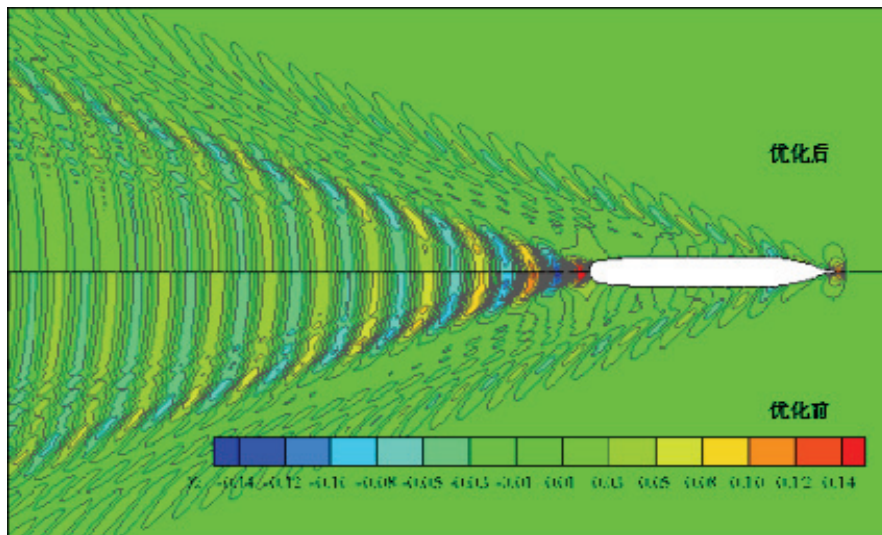


图9 优化前后自由面兴波对比

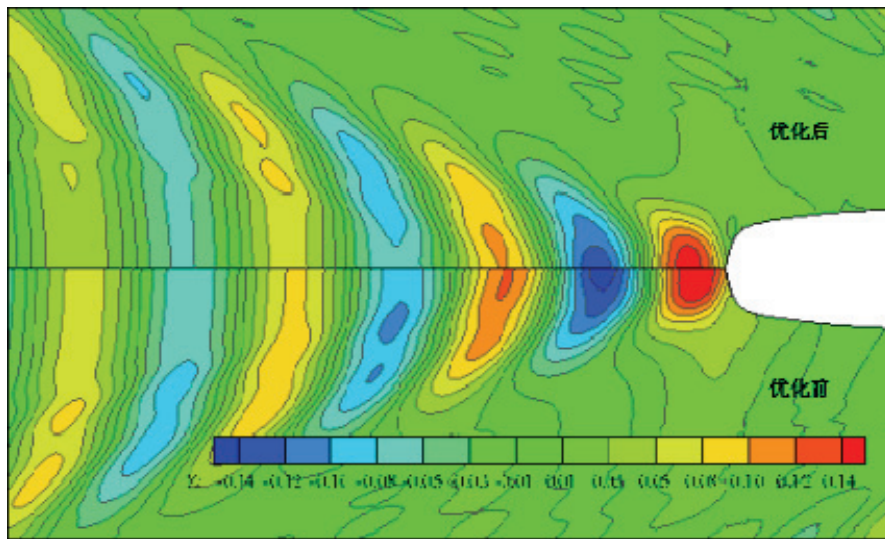


图 10 优化前后船尾自由面兴波对比

优化船型与原始船型的船体表面压力分布如图 10 所示，从图 10 中可以看出，船首正压区和负压区均有明显改善，压力幅值有所改善。



图 10 优化前后船首压力对比

5 结论

本研究以某实际集装箱船作为原始船型,以兴波阻力作为优化目标,利用平移法进行船型变换,采用 OPTShip-SJTU 求解器进行船型优化设计,通过遗传算法最终获得优化船型,并利用 NMShip-SJTU 求解器进行兴波阻力计算。与原始船型相比,在 $Fr=0.1834$ 下兴波阻力系数下降 33.5%。通过优化船型与原始船型型线、自由面波形、船首压力分布等细节的对比分析,证明了优化船型的阻力降低是合理有效的。以后的研究中应利用 naoe-FOAM-SJTU 求解器计算总阻力,进行进一步的验证分析。

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 Yang C., et al. Hydrodynamic optimization of a triswach. *Journal of Hydrodynamics*, 2014, 26(6):856-864
- 2 Zhang B.J., Zhang Z.X. Research on theoretical optimization and experimental verification of minimum resistance hull form based on Rankine source method. *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering*, 2015, 7(5):785-794
- 3 詹成胜, 刘祖源, 冯佰威, 等. 基于 CFD 的船舶球首型线自动优化. *船舶力学*, 2012, 16(4):350-358
- 4 Sederberg T. W., S. R. Parry. Free-form deformation of solid geometric models. *SIGGRAPH Comput. Graph*, 1986, 20(4):151-160
- 5 Coquillart S. Extended free-form deformation: a sculpturing tool for 3D geometric modeling. *SIGGRAPH Comput. Graph*, 1990, 24(4):187-196.
- 6 刘晓义, 吴建威, 万德成. 基于遗传算法与 NM 理论的船型优化. *水动力学研究与进展*, 2016, 31(5):535-541
- 7 Noblesse F., et al. The Neumann-Michell theory of ship waves. *Journal of Engineering Mathematics*, 2012, 79(1):51-71
- 8 Wu J., Liu X., Zhao M., et al. Neumann-Michell theory-based multi-objective optimization of hull form for a naval surface combatant. *Applied Ocean Research*, 2017, 63:129-141
- 9 Liu X., Wu J., Wan D. Multi-objective optimization for a surface combatant using Neumann-Michell theory and approximation model. *Proceedings of the 12th International Conference on Hydrodynamics*. September 18-23, 2016, Egmond aan Zee, the Netherlands.

- 10 沈志荣, 叶海轩, 万德成. 船舶在迎浪中运动响应和波浪增阻的 RANS 数值模拟. 水动力学研究与进展: A 辑, 2012, 27(6):621-633

Ship hull optimization of a container ship based on minimum wave making resistance

WANG Jin-kai, MIAO Ai-qin, WAN De-cheng*

(State Key Laboratory of Ocean Engineering, School of Naval Architecture, Ocean & Civil Engineering,
Shanghai Jiao Tong University, Collaborative Innovation Center for Advanced Ship and Deep-Sea
Exploration, Shanghai 200240, China

*Corresponding author: dcwan@sjtu.edu.cn)

Abstract: Resistance is one of important hydrodynamic performance of a ship. It is closely related to practical ship building engineering, good ship hull with low resistance can be designed by ship hull optimization. In this paper, based on the ship hull optimization software OPTShip-SJTU solver developed Independently by our group, an actual container ship model is used as parent ship, and the front body and after body of this ship are optimized at the same time. The ship hull is deformed by free-form deformation method (FFD). The displacement is strictly restricted (variation range is $\pm 0.4\%$) during the optimization process, and the optimal ship hull with low wave making resistance under the speed of 18kn is found. Ship resistance is evaluated by NMShip-SJTU solver which is based on Neumann-Michell theory and is developed Independently by our group. Genetic algorithm is used as optimization method. Finally, the optimal ship hull is got, and the wave making resistance is reduced by 33.5% compared with parent ship. The rationality and reliability of ship hull optimization based on NM theory are validated.

Key words: Neumann-Michell; OPTShip-SJTU; Resistance performance; Ship hull optimization.