文章编号：1008－8857(2025)03－0168－09 **DOI**: 10.13259/j.cnki.eri.2025.03.006

推力鳍吊舱推进器水动力性能数值研究

向伟华，杨爱玲，陈二云，卢程程
（上海理工大学 能源与动力工程学院，上海 200093）

摘 要：针对推力鳍展长变化对吊舱推进器水动力性能的影响，采用数值模拟方法研究了推力鳍展长 L 分别为 0、30.0、44.8、60.2 mm 时对吊舱推进器水动力性能、推进器各部件受力、外部绕流流场及诱导速度场的影响规律。为了验证该方法的可靠性，将数值计算结果与试验测试结果进行了对比，两者最大误差小于 5%，表明计算结果可靠。此外，数值计算结果表明：推力鳍的存在可以分割螺旋桨旋转时产生的尾流，回收吊舱推进器尾部能量，且增加推力鳍展长，有利于提高吊舱推进器水动力性能，使其效率最大提高 5.73%；当 L=44.8 mm 时，侧向力较原型吊舱推进器的降低 6.1%，从而提高了船舶航行的稳定性。研究为推进器的设计提供了一定的理论基础。

关键词：吊舱推进器；推力鳍；水动力性能；侧向力
中图分类号：U661.1 **文献标志码**：A

Numerical study on hydrodynamic performance of podded thruster with thrust fins

XIANG Weihua，YANG Ailing，CHEN Eryun，LU Chengcheng
(School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, 200093, China)

Abstract: The effect of thrust fin span variation on the hydrodynamic performance of a podded thruster was investigated using numerical simulation. The hydrodynamic performance, forces on various components of the thruster, external flow field, and induced velocity distribution were studied for thrust fin spans L of 0, 30.0, 44.8, and 60.2 mm. To verify the reliability of the method, the numerical results were compared with experimental test data, showing a maximum error of less than 5%, indicating the accuracy of the calculations. Furthermore, the results demonstrate that the presence of thrust fins can segment the wake generated by the rotating propeller, recovering energy at the rear of the podded thruster. Adjusting the thrust fin span effectively improves the hydrodynamic performance of the podded thruster, increasing efficiency by 5.73%. When L= 44.8 mm, the lateral force decreased by 6.1% compared to the prototype podded thruster, thereby enhancing the vessel's navigational stability. This study provides a theoretical basis for the design of thrusters.

Keywords: podded thruster；thrust fin；hydrodynamic performance；lateral force

收稿日期：2023－03－22
第一作者：向伟华(1997—)，男，硕士研究生。研究方向：舰船水动力。E-mail：13437871179@163.com

吊舱推进器作为一种新型的船舶电力推进装置，目前逐渐成为船舶推进领域的研究重点[1]。吊舱推进器结构简单，主要由舱体、支架及螺旋桨组成，其不仅剔除了复杂的轴系结构，为船舶省去大量空间，而且能在水下进行 360°回转，操纵性较强[2−6]。吊舱推进器在实际运行中各部件受力将会对其结构和水动力性能产生一定的影响，因此有必要对其进行深入的研究。

国内外学者针对这种典型的推进装置进行了一系列研究。试验方面，Islam 等[7]通过试验研究了直航和操舵工况下桨毂间隙对拖式吊舱推进器水动力性能的影响。结果表明，直航工况下桨毂间隙对吊舱推进器水动力性能的影响较小，但随着偏转角的增大，桨毂间隙对吊舱推进器水动力性能的影响越来越显著。Akinturk 等[8] 通过试验研究了动、静态操舵条件对拖式吊舱推进器水动力特性的影响。研究发现：当方位角为−120° ～120°时，动、静态操舵工况下水动力性能差别不大；但当方位角小于−120°和大于 120°时，操作条件的不稳定性会导致水动力性能差别较大。Zhao 等[9]基于粒子图像测速技术对 L 型吊舱推进器不同工况下的流场特性进行了测量，通过对比螺旋桨与斜支架不同截面处的流场细节，更直观地比较了 L 型吊舱推进器的流场特性。黄红波等[10]在循环水槽实验室对 RORO 吊舱推进器进行了空泡性能研究，并将结果与国外的 Marin 试验结果进行了对比。数值模拟方面，Shamsi 等[11−12]基于 RANS 方法和 RNG k−ε 湍流模型对不同偏转角下的拖式和推式吊舱推进器进行了研究，并将结果表示为进速系数和偏转角的函数。黄胜等[13]基于速度势对附鳍吊舱推进器进行了研究。结果表明，双鳍时的水动力性能优于单鳍时的，无鳍时的最低。汪小翔[14]提出的一种附推力鳍的吊舱推进器的水动力性能得到了提高，稳定性得到了改善。

目前针对吊舱推进器的研究主要集中在水动力性能方面，而对附推力鳍的吊舱推进器敞水性能及其流场特性鲜有研究。本文在原型吊舱推进器的基础上在其舱体两侧安装推力鳍装置，并结合其周围流场特性、各部件受力对推力鳍展长的影响进行分析，以期为附鳍吊舱推进器设计提供参考。

1　数值方法

1.1　物理模型与改型设计

本文以某斜支架吊舱推进器 (简称吊舱推进器) 为研究对象，其由舱体、支架以及螺旋桨组成。螺旋桨置于舱体支架前方，直径 D=240.0 mm，转速 n=10.0 r/s。原型吊舱推进器几何参数和三维模型示意图分别如表 1 和图 1 所示。

表 1　原型吊舱推进器几何参数

Tab. 1　Geometric parameters of the prototype podded thruster

参数	数值
螺旋桨直径D/ mm	240.0
桨叶数	5.0
旋向	右旋
舱体长度L / mm	514.4
支架高度H / mm	235.9
支架到桨盘面的距离L_1 / mm	136.7
舱体最大直径D_1 / mm	119.7

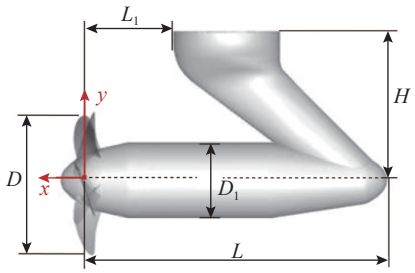
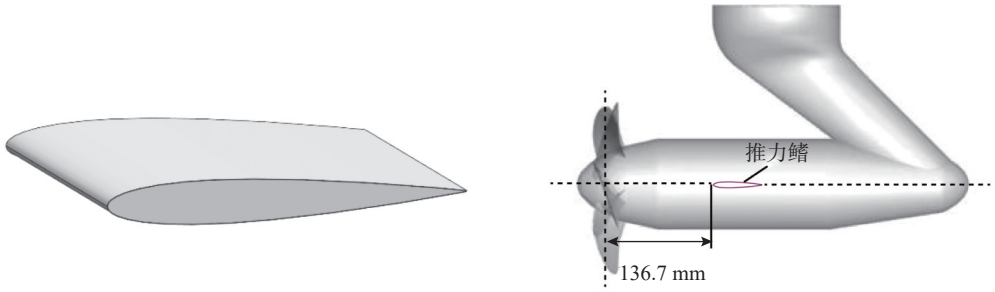


图 1　原型吊舱推进器三维模型示意图

Fig. 1　Schematic diagram of 3D model of the prototype podded thruster

NACA 0012 作为一种典型的对称翼型，即使在高雷诺数下也能保持较大的失速攻角，且在失速前升力系数、阻力系数比值达到最大，升力约为阻力的 50 倍，故选用 NACA 0012 作为推力鳍剖面翼型。在原型吊舱推进器的基础上于舱体两侧安装推力鳍装置，其弦长 C=80 mm。

利用三维建模软件生成 NACA 0012 推力鳍剖面翼型，并将其装配于吊舱推进器两侧。推力鳍翼型前缘点与支架前缘点均位于 x=−136.7 mm 截面处。推力鳍翼型及其安装位置如图 2 所示。



(a) 推力鳍翼型 (b) 安装位置

图 2 推力鳍翼型及其安装位置

Fig. 2 Schematic diagram of thrust fin airfoil and its installation position

1.2 控制方程及湍流模型

吊舱推进器在运行过程中流体介质为三维不可压缩流体，其连续性方程及动量守恒方程[15]表达式为

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i}+\frac{\partial \rho}{\partial t}=0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t}+\frac{\partial\left(\rho u_i u_j\right)}{\partial x_j}=-\frac{\partial p}{\partial x_i}+\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\mu\frac{\partial u_i}{\partial x_j}-\rho\overline{u_i' u_j'}\right]+\rho g_i \tag{2}$$

式中：u_i、u_j分别为流体速度矢量在x_i、x_j方向上的投影，m/s；ρ为流体密度，kg/m^3；x_i、x_j(i、$j=1$、2、3)分别为 3 个坐标方向上的分量；t为时间，s；p为压力，Pa；μ为动力黏度，Pa·s；$-\rho\overline{u_i' u_j'}$为雷诺应力项；$g_i$为重力加速度在$i$方向上的分量。

本文采用 SST $k-\omega$湍流模型[16]，其中湍动能k和湍流耗散率ω的运输方程分别为

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k)+\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\Gamma_k\frac{\partial k}{\partial x_j}\right]+G_k-Y_k+S_k \tag{3}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\omega)+\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho\omega u_j\right)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\Gamma_\omega\frac{\partial \omega}{\partial x_j}\right]+G_\omega+D_\omega-Y_\omega+S_\omega \tag{4}$$

式中：G_k、G_ω分别为k和ω的产生项；Γ_k、Γ_ω分别为k和ω的扩散率；Y_k、Y_ω分别为k和ω的扩散项；D_ω为交叉扩散项；S_k、S_ω为自定义源项。

1.3 计算域的建立与网格划分

吊舱推进器计算域设为螺旋桨的旋转域和静止域两部分，两者均为圆柱体并通过交界面传递流场信息。计算域进口距离桨盘面 5.0D，出口距离桨盘面 12.5D。静止域圆柱形计算域直径约为 9.2D，且旋转域直径为 1.2D，桨盘面至旋转域前端与后端的距离分别为 0.3D、0.2D。计算域进、出口边界条件分别为速度进口与压力出口，其中进口速度由固定螺旋桨转速得到，静止域外侧则设为滑移壁面，其余部分设为无滑移壁面。计算域示意图如图 3 所示。图 4 为原型吊舱推进器表面网格示意图。采用混合网格离散计算域，其中，旋转域采六面体网格，静止域则采用四面体网格，两者交界面网格节点相互接近，并对舱体、支架和推力鳍等部件的网格进行单独加密，计算域总体网格数量为 7.0×10^6。

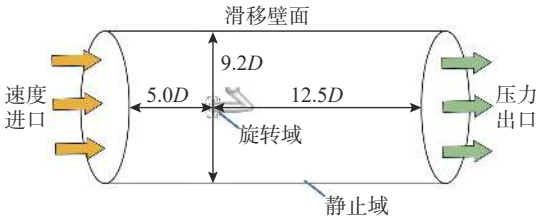


图 3 计算域示意图

Fig. 3 Schematic diagram of the computational domain

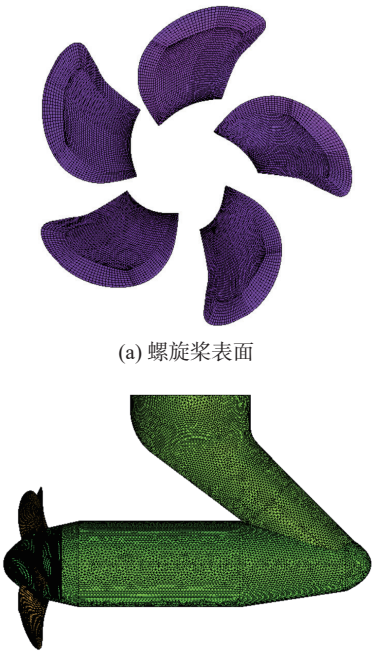
1.4 计算方法可靠性验证

为了便于后续对附推力鳍吊舱推进器进行分析，将计算得到的水动力性能参数进行无量纲化，即

$$J=\frac{V}{nD} \tag{5}$$

$$K_{T_i}=\frac{T_i}{\rho n^2 D^4} \tag{6}$$

$$K_{F_i}=\frac{F_i}{\rho n^2 D^4} \tag{7}$$



(a) 螺旋桨表面

(b) 吊舱推进器整体

图 4　原型吊舱推进器表面网格示意图

Fig. 4　Schematic diagram of prototype podded thrusters surface mesh

$$K_Q = \frac{Q}{\rho n^2 D^5} \tag{8}$$

$$\eta = \frac{JK_{T_4}}{2\pi K_Q} \tag{9}$$

式中：J为进速系数；V为来流速度，m/s；K_{T_i}为吊舱推进器各部件推力系数，i=1、2、3；T_i为吊舱推进器各部件轴向力，T_1、T_2、T_3分别为舱体、支架、推力鳍产生的轴向力，T_4为三者合力，N；K_{T_0}为螺旋桨推力系数；K_{F_i}为吊舱推进器各部件侧向力系数；F_i为吊舱推进器各部件侧向力，F_1、F_2、F_3分别为舱体、支架、推力鳍产生的侧向力，F_4为三者合力，N；K_Q为螺旋桨扭矩系数；Q为螺旋桨扭矩，N·m；η为吊舱推进器整体效率；K_{T_4}为吊舱推进器总推力系数；K_{F_4}为吊舱推进器总侧向力系数。

本文所采用的物理模型无对应的试验值，因此，为了验证本文计算方法的可靠性，根据文献[17－18]中的吊舱推进器模型及其试验值，在进速系数J=0.6时，利用本文数值方法对该模型进行计算。该模型的敞水性能计算结果与试验结果的对比如表 2 所示。由表可得，该模型各敞水性能参数计算值与试验值的误差在 5% 以内，其中最小误差为 1.18%，故本文数值方法可较为准确地模拟吊舱推进器敞水性能。

表 2　模型吊舱推进器敞水性能数值计算结果

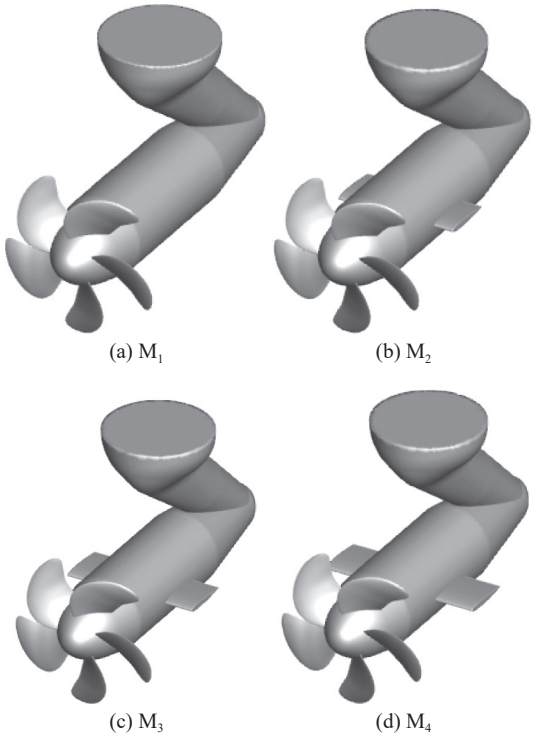
Tab. 2　Numerical calculation results of open-water performance of the model podded thruster

J	试验值			计算值			误差/%		
	K_{T_0}	K_{T_4}	$10K_Q$	K_{T_0}	K_{T_4}	$10K_Q$	K_{T_0}	K_{T_4}	$10K_Q$
0.6	0.255	0.228	0.410	0.258	0.219	0.416	1.18	3.95	1.46

2　附推力鳍吊舱推进器结果分析

2.1　不同推力鳍展长下吊舱推进器水动力性能

本文将原型吊舱推进器与附推力鳍吊舱推进器进行对比，以探究推力鳍展长变化对吊舱推进器敞水性能的影响。在进速系数J=0.6，推力鳍展长L分别为 0、30.0、44.8、60.2 mm 时进行对比。图 5 为 4 种吊舱推进器几何模型示意图，其中：M_1代表原型吊舱推进器；M_2代表推力鳍展



(a) M_1　(b) M_2

(c) M_3　(d) M_4

图 5　不同推力鳍展长下吊舱推进器三维示意图

Fig. 5　3D schematic diagram of podded thrusters with different thrust fin spans

长为 30.0 mm；M_3 代表推力鳍展长为 44.8 mm；M_4 代表推力鳍展长为 60.2 mm。

图 6 为推力鳍展长变化对吊舱推进器水动力性能的影响。由图可知，随着推力鳍展长的增加，螺旋桨扭矩系数基本维持在一定值，受推力鳍展长的影响较小。但随着推力鳍展长的增加，吊舱推进器的推力系数逐渐上升。根据式(9)可知，推进器整体效率与推力系数呈正相关，与扭矩系数呈负相关，因此在吊舱推进器舱体两侧加装推力鳍装置可以提高吊舱推进器敞水效率，且随着推力鳍展长的增加，效率不断变大。当 L=60.2 mm 时效率达到最大值，较原型吊舱推进器的提高了 5.73%。

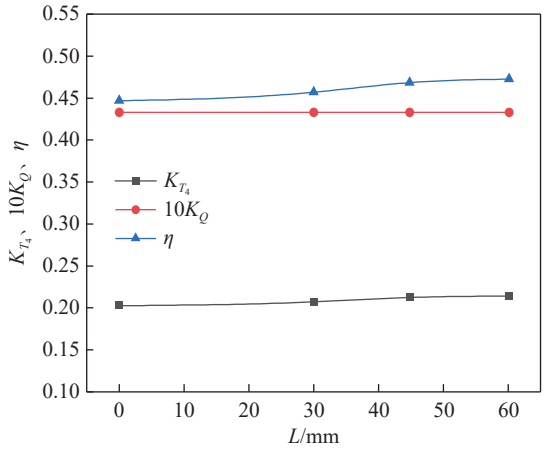


图 6 推力鳍展长变化对吊舱推进器水动力性能的影响

Fig. 6 Influence of thrust fin span variation on hydrodynamic performance of the podded thruster

图 7 ～ 8 分别展示了推力鳍展长变化对吊舱推进器各部件轴向力系数及侧向力系数的影响。由图 7 可知：随着推力鳍展长的增加，由推力鳍产生的轴向力先降低后增加，但变化范围较小；推力鳍沿展长方向先产生阻力后逐渐变为推力；此外，由于舱体、支架对来流有阻挡作用，两者在轴向产生的力以阻力为主。当推力鳍展长增加时，舱体产生的阻力显著减小，支架产生的阻力会先增大后减小，吊舱推进器的总阻力会不断减小。这说明在吊舱推进器两侧增加推力鳍装置可以降低各部件阻力，增加推进器轴向推力。而当推力鳍展长大于 44.8 mm 时，吊舱推进器总阻力下降趋势逐渐趋于平缓，因而吊舱推进器总阻力最多可下降 22.5%。

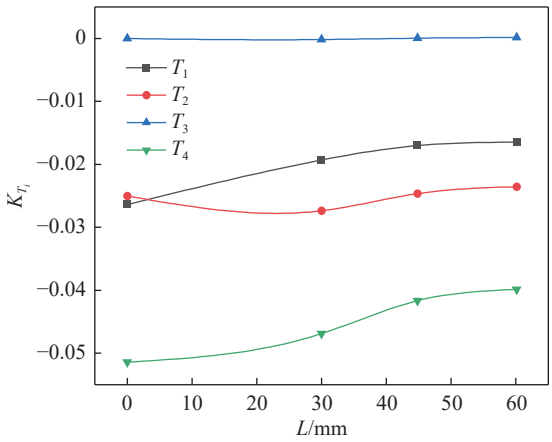


图 7 推力鳍展长变化对吊舱推进器轴向力的影响

Fig. 7 Influence of thrust fin span variation on axial force of podded thruster

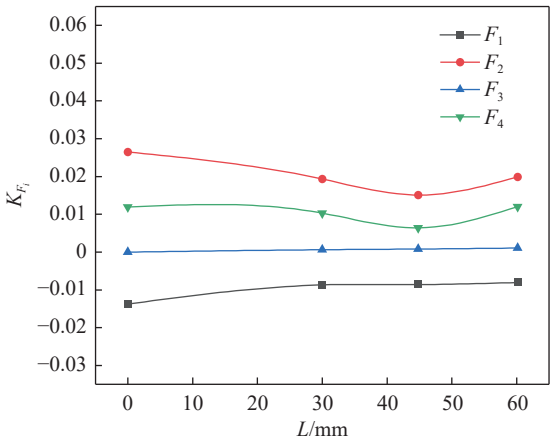


图 8 推力鳍展长变化对吊舱推进器侧向力的影响

Fig. 8 Influence of thrust fin span variation on lateral force of podded thruster

由图 8 可知，推力鳍展长变化对推力鳍侧向力的影响较小，吊舱推进器所受侧向力主要由舱体及支架产生。支架产生的侧向力始终指向 Y 轴正方向，舱体产生的侧向力始终指向 Y 轴负方向。随着推力鳍展长的增加，舱体产生的侧向力逐渐减小，但在推力鳍展长大于 30.0 mm 时舱体产生的侧向力对吊舱推进器总侧向力的影响较小；但支架产生的侧向力始终起主导作用，并直接影响吊舱推进器总侧向力。当 L=44.8 mm 时，吊舱推进器总侧向力最小，较原型吊舱推进器的下降 6.1%。当 L>44.8 mm 时，吊舱推进器总侧向力将会逐渐增大。因此，推力鳍展长不宜过长，适当增加推力鳍展长有利于船舶航行的稳

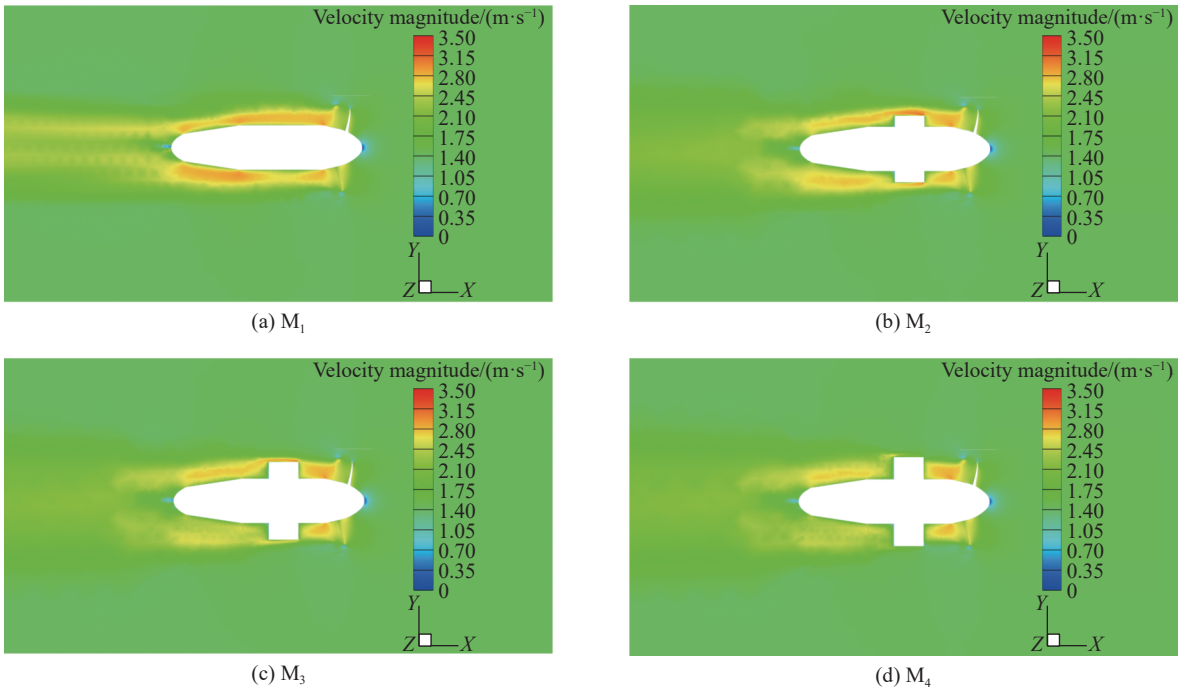
定性。

2.2　不同推力鳍展长下吊舱推进器流场特性

图 9 ～ 10 分别为不同推力鳍展长下吊舱推进器 z=0 和 y=0 截面处流场分布。推力鳍的存在可以对吊舱推进器尾流流场起到整流作用，从而改善吊舱推进器尾部流动。由图 9 可知，增加推力鳍装置后吊舱推进器尾部速度分量相较原型的有所减少，由螺旋桨产生的旋转尾流速度有所降低，改善了吊舱推进器尾流流场，从而起到回收螺旋桨旋转能量的作用，使吊舱推进器轴向推力增加。由图 10 中支架两侧速度分布可知，随着推力鳍展长的增加，位于支架后方低速区面积先减小后逐渐增加，前方低速区面积基本不变。支架后方低速区面积的变化将会使其前、后压力发生变化，进而导致支架阻力发生变化。由伯努利方程可知，速度越大压力越小，因此支架产生的阻力先增加后减小。这与图 7 中支架产生的阻力变化趋势相同。

2.3　不同推力鳍展长下吊舱推进器流场诱导速度分布

图 11 ～ 12 分别为 x=−176 mm 和 x=−494 mm 截面处吊舱推进器四周速度等值线，其中，前者位于推力鳍弦长正中心，后者位于距离吊舱推进器后方约 20 mm 处。图 11 中上方白色区域为支架上半部分，下方白色区域为支架和推力鳍。由图 11 可知，原型吊舱推进器舱体和支架的速度

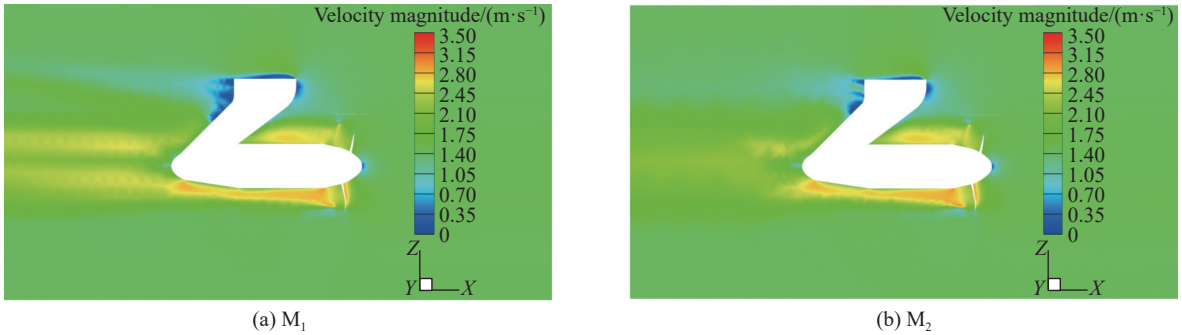


(a) M_1　(b) M_2

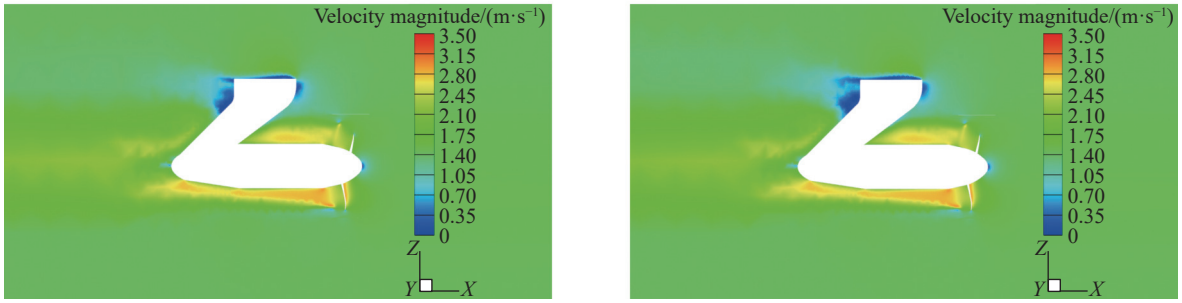
(c) M_3　(d) M_4

图 9　吊舱推进器 z=0 截面处流场分布

Fig. 9　Flow field distribution at the z=0 section of the podded thruster



(a) M_1　(b) M_2

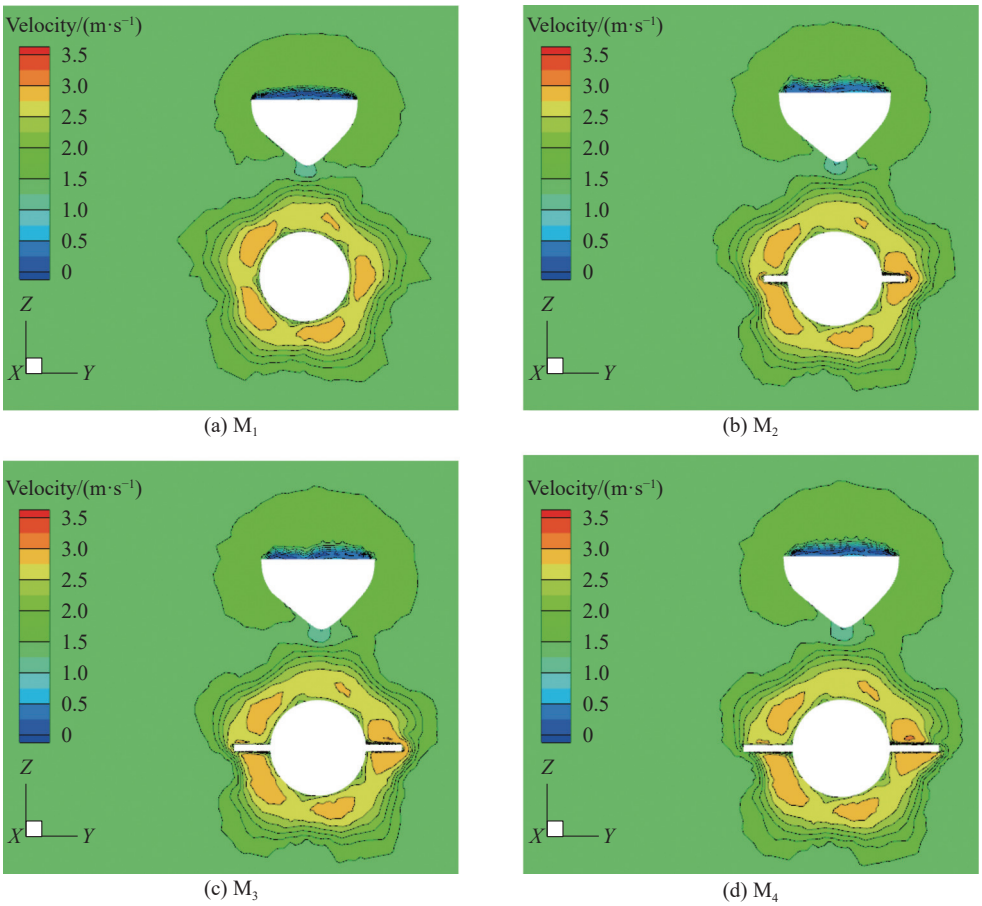


(c) M_3 (d) M_4

图 10 吊舱推进器 y=0 截面处流场分布

Fig. 10 Flow field distribution at the y=0 section of the podded thruster

等值线相互分离，而附推力鳍吊舱推进器速度等值线相互连通。随着推力鳍展长的增加，支架、舱体等值线相连区域的面积会不断变大。相较于原型吊舱推进器，附推力鳍吊舱推进器有效地分割了舱体四周较为连续的速度等值线，且舱体四周速度等值线逐渐向内收缩。随着推力鳍展长的增加，收缩趋势愈加明显。图 12 中 x=−494 mm 截面正中心原本聚集的低速区面积也随推力鳍展长的增加逐渐减小，即附推力鳍吊舱推进器可有效减小舱体四周的螺旋桨尾流速度分量，抑制流体旋转，同时使吊舱推进器后方流场得到改善，尾部螺旋桨旋转能量得到有效回收。

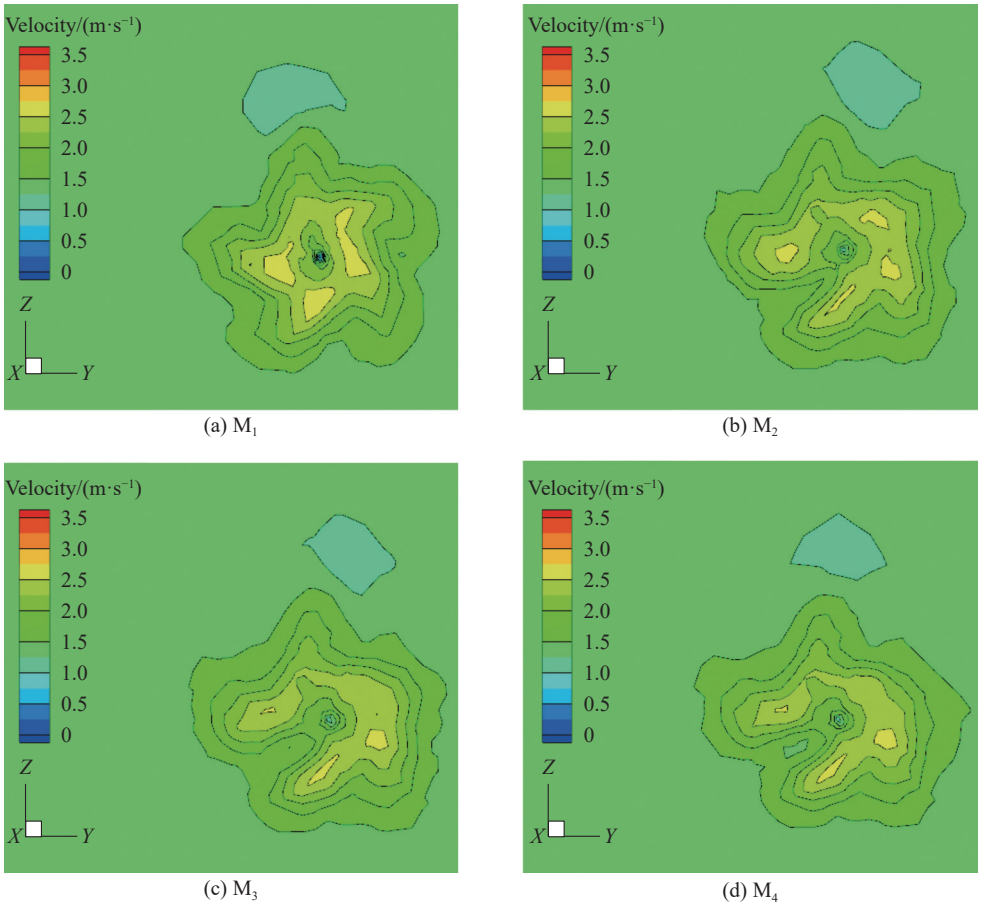


(a) M_1 (b) M_2

(c) M_3 (d) M_4

图 11 x=−176 mm 截面处吊舱推进器速度等值线

Fig. 11 Velocity contours of the podded thruster at the x = −176 mm section



(a) M_1　(b) M_2

(c) M_3　(d) M_4

图 12　*x*=−494 mm 截面处吊舱推进器速度等值线

Fig. 12　Velocity contours of the podded thruster at the *x* = −494 mm section

3　结论

本文利用 RANS 方法计算了不同推力鳍展长下吊舱推进器水动力性能，并通过与原型吊舱推进器的对比，探究推力鳍展长对吊舱推进器的影响，得到结论如下：

（1）附推力鳍吊舱推进器可降低吊舱推进器整体阻力，提高吊舱推进器航行效率，且随着推力鳍展长的增加效果越明显。与原型吊舱推进器相比，其阻力最多可降低 22.5%，效率最多提高 5.73%。

（2）适当改变推力鳍展长可降低吊舱推进器侧向力，提高船舶航行的稳定性。当推力鳍展长 L=44.8 mm 时，吊舱推进器总侧向力最小，较原型吊舱推进器的降低 6.1%。

（3）推力鳍的存在分割了舱体四周速度等值线，降低了舱体四周速度，使得位于吊舱推进器尾部螺旋桨旋转能量得到有效回收，从而改善了吊舱推进器水动力性能。

参考文献：

[1] 唐文彪, 张聪, 欧阳武, 等. 大型船舶吊舱推进器发展现状 [J]. 舰船科学技术, 2020, 42(4)：8 − 12.

[2] REICHEL M. Equivalent standard manoeuvres for pod-driven ships[J]. Ocean Engineering, 2019, 187：106165.

[3] 郑安宾, 田忠殿, 胡举喜, 等. 吊舱推进器的发展及应用前景 [J]. 液压气动与密封, 2019, 39(6)：1 − 3, 7.

[4] 张聪, 田亚奇, 杨磊. 吊舱推进器轴系振动特性分析 [J]. 舰船科学技术, 2022, 44(3)：94 − 100.

[5] 陈二云, 何强, 卢程程, 等. 偏转工况 L 型吊舱推进器敞水性能数值研究 [J]. 能源研究与信息, 2024, 40(3)：169 − 178.

[6] 陈二云, 邓明国, 张庆, 等. 机匣开槽控制喷水推进器

不稳定流动的数值研究 [J]. 上海理工大学学报, 2024, 46(3)：284 − 292.
[7] ISLAM M F, VEITCH B, LIU P F, et al. Gap effect on performance of podded propulsors in straight-ahead and azimuthing conditions[J]. Marine Technology and SNAME News, 2010, 47(1)：47 − 58.
[8] AKINTURK A, ISLAM M F, VEITCH B, et al. Performance of dynamic azimuthing podded propulsor [J]. International Shipbuilding Progress, 2012, 59(1−2)：83 − 106.
[9] ZHAO D G, GUO C Y, WU T C, et al. Hydrodynamic interactions between bracket and propeller of podded propulsor based on particle image velocimetry test[J]. Water, 2019, 11(6)：1142.
[10] 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 [J]. 船舶力学, 2017, 21(4)：396 − 406.
[11] SHAMSI R, GHASSEMI H. Numerical investigation of yaw angle effects on propulsive characteristics of podded propulsors[J]. International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering, 2013, 5(2)：287 − 301.
[12] SHAMSI R, GHASSEMI H. Hydrodynamic analysis of puller and pusher of azimuthing podded drive at various yaw angles[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part M: Journal of Engineering for the Maritime Environment, 2014, 228(1)：55 − 69.
[13] 黄胜, 解学参, 胡健. 鳍对拖式吊舱推进器水动力性能的影响 [J]. 海军工程大学学报, 2009, 21(2)：50 − 54.
[14] 汪小翔. 推力鳍对吊舱推进器水动力性能的影响 [J]. 船海工程, 2015, 44(6)：158 − 163.
[15] VERSTEEG H K, MALALASEKERA W. An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method[M]. New York: Wiley, 1995.
[16] MENTER F R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications[J]. AIAA Journal, 1994, 32(8)：1598 − 1605.
[17] LIU P F. The design of a podded propeller base model geometry and prediction of its hydrodynamics[R]. St. John's, Newfoundland: Institute for Ocean Technology, National Research Council of Canada, 2006.
[18] FAKHRUL ISLAM M, VEITCH B, AKINTURK A, et al. Performance study of podded propulsor in static azimuthing conditions[J]. International Shipbuilding Progress, 2009, 56(3-4)：135 − 157.

(上接第 167 页)

[7] 宋举, 张艳锋, 杨超, 等. 数字化、信息化、智能化光伏电站建设 [C]//2023 年电力行业技术监督工作交流会暨专业技术论坛论文集 (上册). 南宁: 中国电力技术市场协会, 2023.
[8] 李磊, 贾真山. 数字孪生技术在光伏场站设备运行维护关键技术及其应用展望 [J]. 中国设备工程, 2023(22)：15 − 17.
[9] 王玉庆, 徐飞, 刘志坚, 等. 基于动态关联表征与图网络建模的分布式光伏超短期功率预测 [J]. 电力系统自动化, 2023, 47(20)：72 − 82.
[10] 王思懿, 盛万兴, 刘科研, 等. 基于天气分类的改进 CNN-LSTM 区域光伏功率单值和概率预测方法 [J]. 新型电力系统, 2023, 1(3)：283 − 292.
[11] 刘刚, 韦向忠, 金心竹. 基于 LSTM 神经网络的光伏发电功率预测分析 [J]. 电力设备管理, 2022(5)：141 − 143.
[12] 姚丹. 复杂地形区域内光伏阵列布置方案优化 [J]. 电工技术, 2022(4)：55 − 57.
[13] 贺坤, 龚震. 基于不同电价模式的屋顶光伏项目优化设计研究 [J]. 电力系统装备, 2023(6)：22 − 25.
[14] 王玟苏. 考虑光伏不确定性的综合能源系统优化调度方法研究 [D]. 南京: 东南大学, 2022.
[15] 张宏候. 数字化运营在光伏发电行业的实践探究 [J]. 现代工业经济和信息化, 2023, 13(11)：119 − 121.
[16] 王萌, 范旭日. 微型光伏逆变器最大功率点自动跟踪方法 [J]. 自动化应用, 2023, 64(21)：81 − 83.
[17] 程昱舒. 三相级联 H 桥光伏逆变器的功率均衡控制策略 [J]. 电力电子技术, 2022, 56(1)：88 − 91.
[18] 刘召杰, 管必萍, 戴人杰, 等. 光伏逆变器多场景性能测试平台与实验研究 [J]. 电子世界, 2021(17)：11 − 12.
[19] 陈斌, 王俊江, 王敬华, 等. 基于电压补偿的定直流电压及无功控制的光伏系统 [J]. 电网与清洁能源, 2022, 38(9)：134 − 142.
[20] 张斌荣, 王晶, 马浩, 等. 二次谐波注入的光伏逆变器直流电压补偿研究 [J]. 电力电子技术, 2023, 57(1)：83 − 87.