

# 导管长度对泵喷推进器水动力性能的影响研究

孙瑜<sup>1</sup>, 苏玉民<sup>2</sup>

(1.上海海事大学海洋科学与工程学院, 上海, 201306, Email: [sunyu@shmtu.edu.cn](mailto:sunyu@shmtu.edu.cn); 2.哈尔滨工程大学船舶工程学院, 哈尔滨, 150001)

**摘要:** 与常规螺旋桨相比, 泵喷推进器有着优秀的推进效率, 世界各个海军强国逐渐增加对泵喷推进器研究的重视。本文对泵喷推进器的水动力性能进行研究, 根据推进器结构特点, 采用旋转周期对称网格和分块结构化网格相结合的网格划分方式, 建立适用于大涡模拟方法的计算模型, 结合滑移网格计算推进器的非定常水动力性能。通过与参考文献结果的对比, 验证本文计算方法的可靠性。基于以上研究工作, 计算了泵喷推进器不同部分对水动力性能的贡献程度, 观察推进器尾涡强度变化和转子导管间的梢隙流动, 对不同导管参数下推进器的受力、压力脉动和流场分布进行分析。研究结果显示, 泵喷推进器工作时产生了复杂的涡量场, 其中叶梢梢涡附着在导管内壁, 形成了较强的导管尾涡。结合推进器不同部分的受力分析可知, 导管对推进器水动力性能影响要大于定子。另外, 随着导管长度的增加, 导管对推进器内部流场的影响增强, 使推进器效率下降, 因此在设计允许的范围内, 减少导管长度有利于提高推进性能。

**关键词:** 泵喷推进器; 水动力性能; 大涡模拟方法; 导管长度

## 1 引言

20 世纪末, 英国在特拉法尔加级潜艇上装备了泵喷推进器。这种推进方式可以有效降低潜艇的辐射噪声, 因而备受世界各海军强国的关注。采用泵喷推进最大的优点是可以大幅度降低潜艇推进器噪声、提高潜艇低噪声航速。

关于泵喷推进器的设计和性能, 国内外学者做出了很多研究工作。Furuya<sup>[1]</sup>采用轴流透平机械理论提出泵喷推进器设计方法。Kinnas<sup>[2]</sup>和 Hughes 等<sup>[3]</sup>研究了带有定子的导管桨, 同时给出了试验模型和试验数据。Park 等<sup>[4]</sup>采用 CFD 法计算推进器的性能和流场。彭云龙等<sup>[5]</sup>对安装前置和后置定子的泵喷推进器水动力性能进行研究, 对比了两种不同推进器布置方式下的受力、脉动压力和流场分布等。鹿麟<sup>[6]</sup>对不同叶梢间隙的推进器水动力性能进行研究, 结果显示, 减小叶梢间隙可以提高推进器效率。谷浪等<sup>[7-8]</sup>基于面元法理论建立了

泵喷组件间的干扰数值模型和梢部泄露涡模型，分析导管拱度和叶梢梢涡对推进器水动力性能的影响。王小二<sup>[9]</sup>通过优化推进器内部流动，提出新的推进器设计方式并采用 CFD 方法验证其可靠性。张凯等<sup>[10]</sup>根据泵喷推进器的结构特点，采用分块高质量结构化网格建立计算模型，提高了计算效率和精度。

上述研究结果显示，推进器结构参数对流场分布影响较大。作为推进器重要的组成部分，导管对其水动力性能的贡献不可忽视。本研究采用大涡模拟方法研究导管参数对推进器性能的影响，观察推进器内部流场和水动力系数变化情况，分析导管长度改变后推进器水动力性能的变化情况，为泵喷推进器的设计与优化提供一定的理论基础与技术支持。

## 2 数值计算方法

### 2.1 大涡模拟方法理论基础

按照大涡模拟方法的基本思想，首先需要在求解过程中利用滤波函数把流场中的物理量分类，其中包括能够直接计算的大尺度物理量以及进行模型化的小尺度量。因此，连续性方程和不可压缩 Navier-Stokes 方程能够改写为

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

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\overline{u_i u_j}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial x_j^2} - \frac{\partial}{\partial x_j} \tau_{ij}^S \quad (2)$$

式中： $i, j=1, 2, 3$ ，代表分量在空间坐标中的方向； $u_i$  代表在  $x_i$  轴方向上的速度分量， $\bar{u}$  为滤波操作后的平均速度分量； $\rho$  为空间内介质的密度； $\nu$  为该介质的运动黏性系数； $\tau_{ii}^S = \overline{u_i u_i} - u_i u_i$  是亚格子尺度雷诺应力（SGS Reynolds stress）<sup>[11-13]</sup>。

### 2.2 水动力特性的无因次化

经过 CFD 方法的计算，得到了泵喷推进器各部分在不同进速系数下的受力情况，根据式（3）将推进器的推力和转矩转化为水动力系数。

进速系数： $J = V/nD$

转子推力系数： $K_T = T / \rho n^2 D^4$

转子扭矩系数： $K_Q = Q / \rho n^2 D^5$

定子推力系数： $K_S = T_S / \rho n^2 D^4$

导管推力系数： $K_D = T_D / \rho n^2 D^4$

系统推力系数： $K_a = K_T + K_S + K_D$

系统推进效率： $\eta_a = \frac{J}{2\pi} \cdot \frac{K_a}{K_Q}$

(3)

式中： $J$ 为螺旋桨的进速系数； $\rho$ 为流体密度； $V$ 代表流场的进流速度（m/s）； $n$ 为螺旋桨转速（1/s）； $D$ 为螺旋桨直径（m）； $T$ 、 $Q$ 是推进器转子的推力（N）和转矩（N·m）； $T_S$ 、 $T_D$ 是定子和导管的推力（N）。

### 3 计算模型的建立

#### 3.1 推进器几何模型

本文采用刘业宝<sup>[14]</sup>为suboff潜艇设计的泵喷推进器模型作为研究对象，推进器几何模型及其主要参数如图1和表1所示。推进器设计航速 $U_0$ 为3.051 m/s，设计进速系数为0.724。

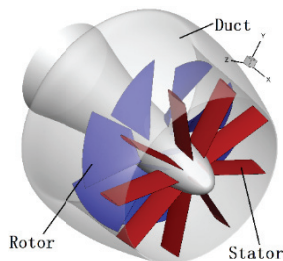


图1 泵喷推进器模型

表1 泵喷推进器主要参数

转子		定子		导管	
型号	Ka 桨	型号	NACA0012	型号	No. 33
直径 (mm) $D$	200	直径	$D$	导管长	$0.8D$
叶数	7	数量	9	叶梢间隙	$0.01D$
桨毂直径	$0.3D$	弦长	$0.15D$	/	/

#### 2.2 计算域网格划分

根据泵喷推进器结构特点建立计算域，计算域直径为 $10D$ （螺旋桨直径），长为 $20D$ 。来流方向上，速度入口与桨盘面的距离为 $5D$ ，压力出口与桨盘面的距离为 $15D$ 。推进器附近流场单独划分一个控制域，控制域内部分成3个子域，分别包含了推进器转子周围的流场、桨毂后方流场以及其余流场，按顺序编号为域-1、域-2和域-3，相邻控制域之间设置为Interface面。其余的边界条件设为无滑移壁面。整个计算域采用六面体结构网格进行划分，通过控制模型表面网格高度使网格适用于大涡模拟方法计算，模型表面第一层网格的高度为 $10^{-5}$ m，并以1.2的增长比例逐渐增加网格厚度。计算域的建立和网格的划分情况如图2所示。计算过程中采用多重旋转坐标系（MRF）模型计算定常水动力性能，计算结果收敛后，采用滑移网格计算推进器的非定常水动力性能，每次迭代的时间步长为旋转周期的 $1/360$ ，当推进器各部分受力不再变化时，停止计算。

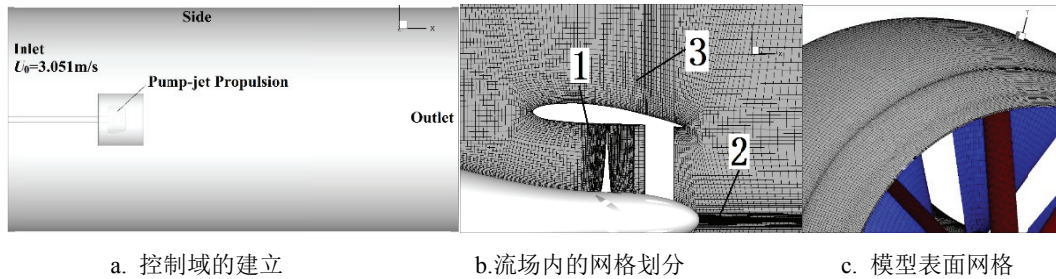


图2 推进器的计算域和网格

为了排除网格因素对泵喷推进器水动力系数对比以及周围流场观察的干扰,采用不同密度的三套网格进行计算,其中,网格按疏密程度分别命名为较粗网格(Coarse Grids)、中等密度网格(Medium Grids)和较细网格(Fine Grids),三套网格总数分别为291万、469万和766万。

### 3.3 网格独立性验证

采用三种计算网格对泵喷推进器的推进效率以及流场分布进行预报。 $J=0.5$ 、 $0.724$ 和 $0.9$ 时泵喷推进器效率如表2所示,分析网格尺寸对推进器水动力计算结果的影响。

表2 三套网格的推进效率结果

进速系数 $J$	推进效率 $\eta$		
	Coarse	Medium	Fine
0.5	0.512	0.511	0.509
0.724	0.545	0.544	0.543
0.9	0.406	0.405	0.405

对无关性验证时采用定常计算结果进行比较,艇后泵喷推进器的效率结果对比如表2所示。对比结果表明,三套网格所得到的推进效率结果之间的差别均在0.5%以内,继续缩小网格尺寸只会增加计算量,对计算精度的提高没有明显帮助,因此可以认为中等密度网格能够满足本文对水动力系数计算精度的要求。

### 3.4 可靠性验证

为了验证计算方法的可靠性,采用相同网格划分方式计算Suboff潜艇后推进器水动力性能<sup>[14]</sup>。获得泵喷推进器的转子、定子和导管的受力情况,根据公式(3)得出推力系数、扭矩系数和推进效率。以进速系数 $J$ 为横坐标、水动力系数为纵坐标绘制出泵喷推进器的水动力性能曲线。

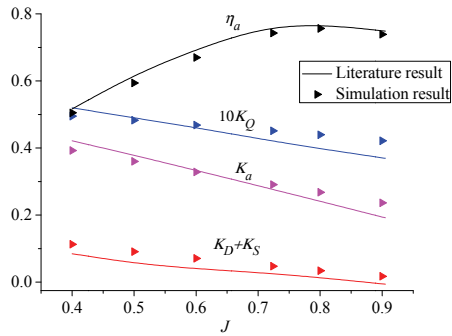


图3 艇后泵喷推进器水动力性能曲线

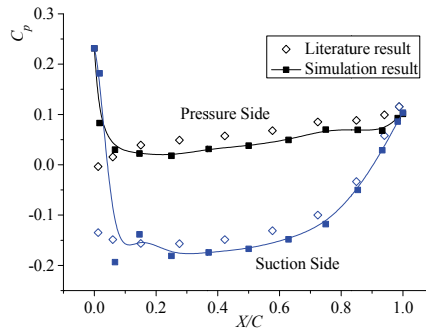


图4 转子不同截面处压力系数分布 ( $r=0.7R$ )

图3和图4分别为艇后泵喷推进器水动力性能曲线和 $0.7R$ 半径截面处的压力分布曲线。计算结果与文献结果吻合情况良好，效率误差在可以接受的范围内，因此认为本文计算方法是可靠的。

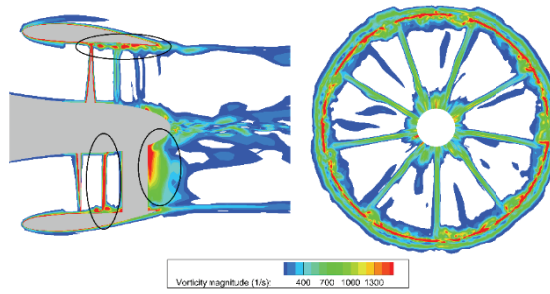


图5 推进器涡强分布

图5给出艇后推进器涡强分布。推进器工作时产生了复杂的涡量场，其中主要包括三部分：叶片产生的尾涡，叶梢梢涡与导管附着涡融合形成的导管尾涡，以及小部分毂涡和定子尾涡。从涡强可以看出，除了转子产生的尾涡外，导管尾涡的涡强要大于定子尾涡和毂涡，因此导管对推进器流场的影响也大于定子对流场的影响。

#### 4 计算结果分析

本节对导管长度为 $0.9C$ 、 $1.0C$ 、 $1.1C$ 和 $1.2C$ 的泵喷推进器水动力性能进行计算，导管截面如图6所示。观察进速系数为 $J=0.5$ 、 $0.724$ 和 $0.9$ 时推进器的受力和流场变化，计算结果如图7至图9所示。

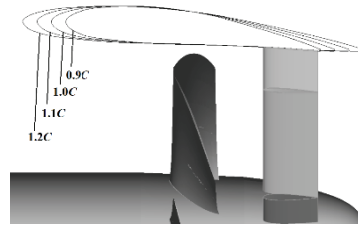


图6 不同长度的导管截面

#### 4.1 水动力系数变化

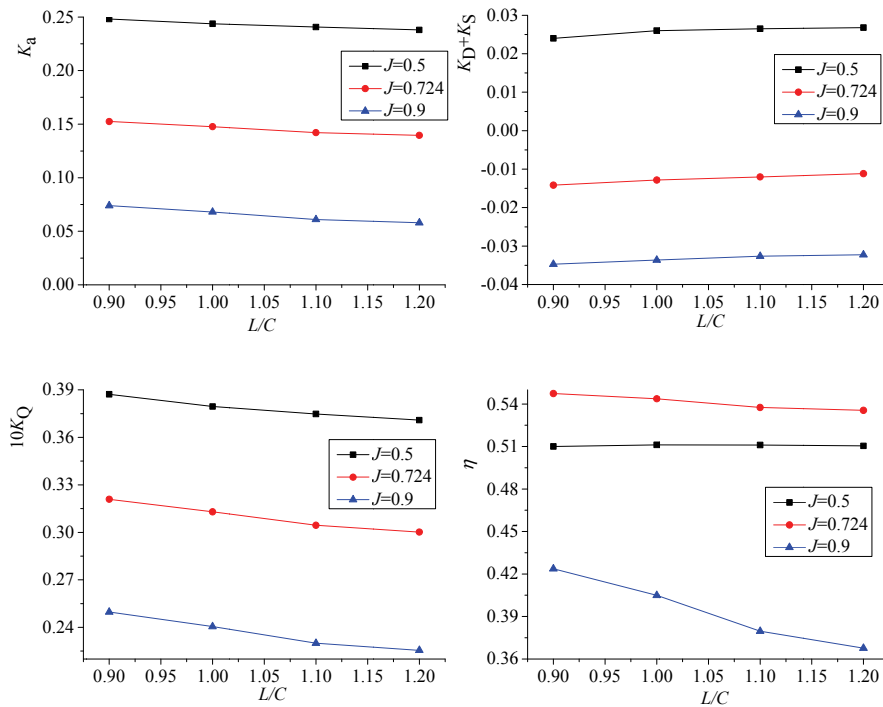


图7 水动力系数变化

对比  $J=0.5$ 、 $0.724$  和  $0.9$  时的水动力系数，对比结果如表 2 所示。

对比不同进速系数下的水动力系数发现，随着导管长度的增加，推进器总体推力是逐渐减小的，而导管与定子等静止部分的推力逐渐增加，但增加幅度较小，对整体推力影响很小。同样，泵喷推进器的转矩系数也逐渐减小，且下降速度比推力系数快。推力系数和转矩系数的这种变化导致推进器效率随着导管长度的增加而下降。

#### 4.2 推力脉动变化

观察泵喷推进器转子、导管和定子的推力系数随时间变化曲线发现，设计进速系数下，推进器转子和定子产生正推力，导管产生负推力，其中转子推力绝对值最大，导管次之，

定子最小。随着导管长度的增加，三者推力大小逐渐减小。另外，三者的推力脉动幅值依次递减。结合前文中推进器涡量场分布情况可以看出，静止部分的导管对水动力性能的影响超过了定子。

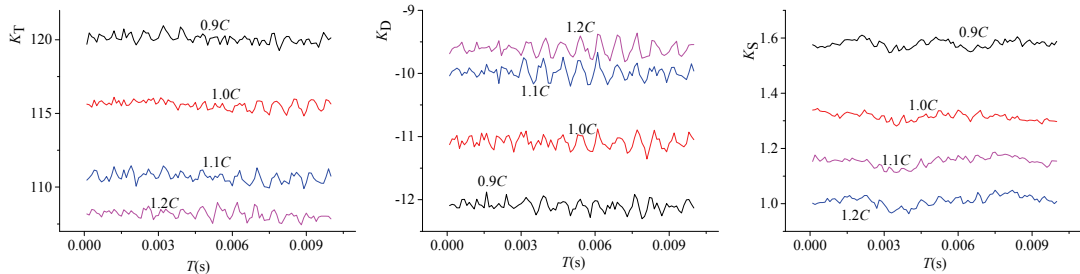


图 8 水动力系数变化

### 4.3 流场压力分布

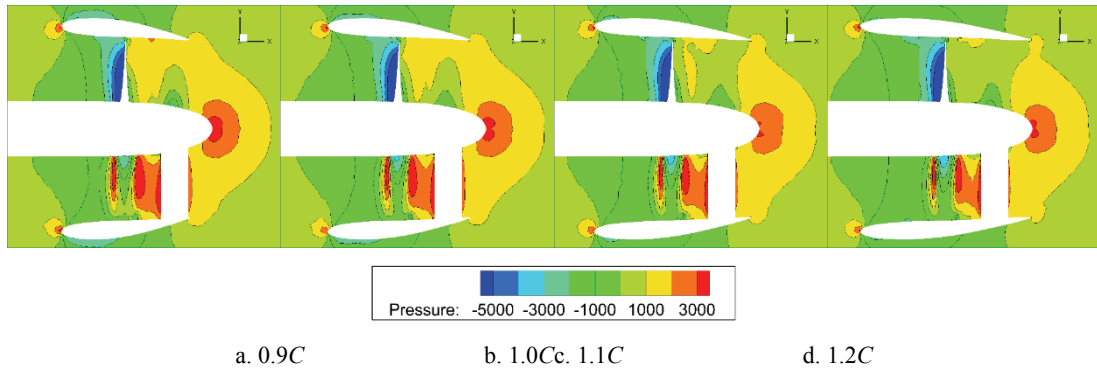


图 9 泵喷推进器压力分布云图

通过分析泵喷推进器的压力变化结果可知，随着导管长度的增加，导管对推进器内部流场的影响增强。流场由 X 轴负向流向正向，转子前后的压力均变小，但流经转子后压力面一侧压力下降速度更快，因此转子推力减小。导管部分压力变化较大的位置为后半部分内侧和前半部分的外侧，由于转子后方压力减小，导管内侧在该位置压力同样变小，该位置处的压力变化使导管在 X 轴上的阻力减小，而外侧压力变化则对整体的推力系数影响不大。另外，定子附近流场变化较小，对整体性能影响不大。

## 5 结论

本研究采用大涡模拟方法对不同长度导管的泵喷推进器水动力性能进行计算，观察了推进器内部的流场结构以及改变导管长度对推进器性能的影响。通过计算，得到以下结论。

(1) 推进器工作时产生了复杂的涡量场, 其中主要包括三部分: 叶片产生的尾涡, 叶梢涡与导管附着涡融合形成的导管尾涡, 以及小部分毂涡和定子尾涡。另外, 推进器转子和定子产生正推力, 导管产生负推力, 其中转子推力绝对值最大, 导管次之, 定子最小。结合推进器涡量场分布情况可以看出, 静止部分的导管对水动力性能的影响要超过定子。

(2) 随着导管长度的增加, 推进器总体推力是逐渐减小的, 而导管与定子等静止部分的推力逐渐增加, 但增加幅度较小, 对整体推力影响很小。另外, 泵喷推进器的转矩系数和效率随着导管长度的增加而减小。

(3) 随着导管长度的增加, 导管对推进器内部流场的影响增强, 转子前后的压力均变小, 但流经转子后压力面一侧压力下降速度更快, 因此转子推力减小。由于转子后方压力减小, 该位置处的压力变化使导管的阻力减小, 而外侧压力变化则对整体的推力系数影响不大。另外, 定子附近流场变化较小, 对整体性能影响不大。

由于篇幅和时间所限, 只计算了导管长度对推进器性能的影响。后续工作会对导管其他参数继续进行计算, 为泵喷推进器的设计与优化提供一定的理论基础与技术支持。

## 参 考 文 献

- 1 Furuya O, Chiang W L. A new pumpjet design theory. Tetra Tech. Inc. Report NO. tc-3037, 1986.
- 2 Kinnas S A, Hsin C Y, Keenan D P. A potential based panel method for the unsteady flow around open and ducted propellers. Naval Hydrodynamics. Washington D.C: National Academy Press Washington D.C, 1990:21-38.
- 3 Hughes M J, Kinnas S A. An analysis method for a ducted propeller with pre-swirl stator blades. Proceedings of Propellers & Shafting'91 Symposium. Virginia Beach: SNAME, 1991:15-1~15-8.
- 4 Park WG, Jang JH. Numerical Simulation of Flow field of Ducted Marine Propeller with Guide Vane, The 4th International Conference on Pumps and Fans, Beijing, China, 2002:307-314.
- 5 彭云龙, 王永生, 刘承江, 等. 前置与后置定子泵喷推进器的水动力性能对比. 哈尔滨工程大学学报, 2019, 40(01):132-140.
- 6 鹿麟, 李强, 高跃飞. 不同叶顶间隙对泵喷推进器性能的影响. 华中科技大学学报(自然科学版), 2017, 45(8):110-114.
- 7 谷浪, 王超, 胡健, 等. 采用带梢隙涡模型的面元法预报泵喷水动力性能. 中国造船, 2017(4):14-23.
- 8 谷浪, 王超, 胡健. 泵喷水动力性能预报及导管拱度的影响分析. 哈尔滨工程大学学报, 2018, 39(11):24-31.
- 9 王小二, 张振山, 张萌. 水下航行体泵喷推进器设计与性能分析. 海军工程大学学报, 2018, 201(04):66-70+112.
- 10 张凯, 叶金铭, 于安斌. 基于分块结构网格的泵喷推进器敞水性能模拟. 船舶工程, 2018, 40(11): 49-54.



- 11 SAGAUT P. Large eddy simulation for incompressible flows. Springer press, 2002.
- 12 Smagorinsky J. GENERAL CIRCULATION EXPERIMENTS WITH THE PRIMITIVE EQUATIONS. Monthly Weather Review, 1963, 91(3): 99-164.
- 13 Clark R A. Evaluation of subgrid-scale models using an accurately simulated turbulent flow. Journal of Fluid Mechanics, 1979, 91(3): 1-16.
- 14 刘业宝. 水下航行器泵喷推进器设计方法研究. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2013.

## **Research about influence of duct length on hydrodynamic performance of pump-jet propulsion**

SUN Yu<sup>1</sup>, SU Yu-min<sup>2</sup>

(1. College of Ocean Science and Engineering, Shanghai Maritime University, Shanghai, 201306.

Email:sunyu@shmtu.edu.cn; 2. College of Shipbuilding Engineering, Harbin Engineering University, Harbin, 150001)

**Abstract:** Compared with the conventional propeller, the pump-jet propulsion has a better propulsion efficiency. All naval powers pay more attention to the study of the pump-jet propulsion. In this paper, the hydrodynamic performance of the pump-jet propulsion is investigated. According to the structural characteristics, a computational model suitable for large eddy simulation is established by combining rotating periodic symmetrical mesh with structured mesh, and the unsteady hydrodynamic performance is calculated by the sliding mesh technology. By comparing with the reference results, the reliability of the calculation method is verified. Based on the above work, the contribution of different propulsion parts to the hydrodynamic performance is predicted, the wake vortex variations and the tip clearance flow between the duct and the rotor are observed, and the force, pressure fluctuation and flow field distributions under different duct parameters are analyzed. The results indicate that the complex vorticity field is generated when the propulsion works, in which the tip vortices are attached to the inner wall of the duct, and a strong duct wake is formed. According to the force analysis of different parts, the influence of the duct on the hydrodynamic performance is greater than that of the stator. In addition, with the increase of duct length, the effect of duct on the internal flow field of is enhanced, and the efficiency of propeller is decreased. Therefore, within the allowable design range, reducing duct length is beneficial to improve the propulsion performance.

**Key words:** Pump-jet propulsion; Hydrodynamic performance; Large eddy simulation; Duct length.