

喷水推进器失速工况下流动及压力脉动特性

张庆, 付士银, 赖海滨, 黄雅莉

上海理工大学能源与动力工程学院, 上海

收稿日期: 2023年3月30日; 录用日期: 2023年5月24日; 发布日期: 2023年5月31日

摘要

处在小流量工况下运行的喷水推进泵, 由于进口来流冲角的增大, 会在叶片背部发生脱流, 从而引发内部的不稳定流动。为了探究这种流动特性, 建立了一个完整的三维喷水推进系统模型, 包括进水管、推进泵和喷管。本文采用计算流体力学方法(CFD), 并基于SST $k-\omega$ 湍流模型, 对喷水推进泵在多种工况下的内部流场展开数值计算研究。结果表明: 随着流量的减少, 推进泵的扬程和效率曲线均出现大幅度的下降, 呈现具有正斜率的驼峰特性; 设计工况下推进泵内部流动稳定, 随时间变化较小; 临界失速工况下导叶内部涡核形状随时间不断变化; 深度失速工况下推进泵内部速度和压力变得紊乱; 在压力脉动方面, 设计工况下推进泵内各位置的脉动主频均为叶频; 从叶轮进口到导叶出口, 叶轮通过频率的主导作用依次减弱, 压力脉动幅值逐渐降低; 失速工况下各位置的脉动幅值较设计工况均有所增加, 脉动频谱变得混乱并伴随有低频特征的出现。

关键词

数值计算, 水力性能, 失速工况, 压力脉动

The Flow and Pressure Pulsation Characteristics of Water-Jet Propulsion under Stall Condition

Qing Zhang, Shiyin Fu, Haibin Lai, Yali Huang

School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai

Received: Mar. 30th, 2023; accepted: May 24th, 2023; published: May 31st, 2023

Abstract

Water-jet propulsion operating at low flow rates may cause flow separation at the back of the

blades due to the increase of angle of attack of the inflow. This can lead to internal unstable flow. In order to investigate the flow characteristics, a complete 3D waterjet propulsion system model, including inlet pipe, impeller, and nozzle, was established. Computational fluid dynamics (CFD) with the SST $k-\omega$ turbulence model was used to numerically simulate the internal flow field of the waterjet propulsion under various operating conditions. The results showed that with decreasing flow rate, the head and efficiency curves of the impeller decrease significantly, showing a tent-shaped slope. At the design operating condition, the internal flow of the impeller is stable and changes little over time. In the critical stall condition, the vortex core shape inside the guide vanes changes continuously over time. In the deep stall condition, the internal velocity and pressure of the impeller become chaotic. Regarding pressure pulsation, the main frequency of pressure pulsation at all positions inside the impeller is blade frequency at the design operating condition. From the inlet of the impeller to the outlet of the guide vanes, the dominant effect of the blade passing frequency gradually weakens, and the amplitude of pressure pulsation gradually decreases. The amplitude of pressure pulsation at all positions under stall conditions is higher than that under design conditions, and the pulsation spectrum becomes chaotic and with low-frequency characteristics.

Keywords

Numerical Simulation, Hydraulic Performance, Stall Condition, Pressure Pulsation

Copyright © 2023 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

喷水推进器通常由进水流道、喷水推进泵、喷口和操舵倒航机构组成，其中的喷水推进泵是喷水推进器的核心组件，其性能的高低直接关系到整个喷水推进器的性能[1]。近些年来，喷水推进器在高性能船舶和军用舰艇上都得到了广泛的应用，同时所面临的运行条件也在不断变化，系统常在偏离设计工况的条件下运行。在此条件下，内部易形成不稳定的流动状况。不仅影响推进器的性能，而且容易引起旋转失速现象，严重影响推进器的运行安全[2] [3] [4] [5] [6]。根据 Emmons 等[7]提出的理论，由于周向不均匀的扰动，叶轮会诱发旋转失速，形成失速涡并造成流道的堵塞。这种不稳定的流动往往会使泵的性能曲线出现驼峰现象，即在扬程曲线上具有正斜率特性[8]。当泵在小流量条件运行时，会在叶片背部出现流动分离、旋涡等不稳定的因素，造成大量能耗损失，存在一定安全风险[9] [10]。因此，对推进泵内部这种不稳定状况的特性研究具有很重要的意义。

对于在失速工况下泵内部的流动特性，许多国内外学者进行了深入的研究。Hu 等[11]通过对混流式喷水推进泵进行数值研究，发现无论导叶是否存在，在小流量的范围内，混流泵的性能曲线均表现为正斜率，即发生了失速现象。进一步研究发现，是由位于叶轮尖端前缘的流道中的失速流引起的。Miyabe 等[12]采用 PIV 技术研究了混流泵内部失速的传播机制，发现在流量小于最佳效率点流量的 65%时，会发生失速，其扬程性能曲线具有正斜率特性。郑源等[13]通过非定常的数值计算，分析对比了混流泵在设计工况和失速工况下的内部流动结构与压力脉动特性，并揭示了泵在失速工况下产生的低频压力脉动的是由导叶内旋涡诱导所致。目前在驼峰区流动特性方面，现有的研究大多是针对单个泵体，而喷水推进器是包含推进泵、喷口、进水流道以及下方水体部分的一个系统，目前这方面的研究还较少，亟待开展相关的探讨。

本课题针对喷水推进器在偏工况下的流动特性开展研究,通过计算流体力学分析,揭示不稳定工况下推进泵内部失速流动和压力脉动特性,为后续优化喷水推进装置的水力性能提供一定的参考。

2. 计算模型及数值方法

2.1. 几何模型

图 1 为此次研究的喷水推进器三维几何模型,推进泵所采用泵型为混流泵,叶轮进口管直径 D ,叶片数 $Z=5$,导叶数 $Z_s=9$,具体设计参数见表 1。

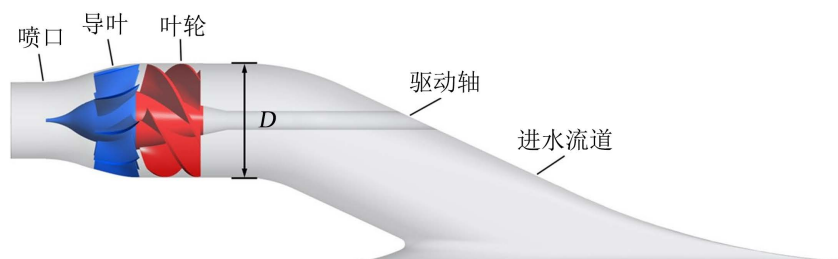


Figure 1. 3D model of water jet propulsion
图 1. 喷水推进器三维模型

Table 1. Geometric parameters of water jet propulsion

表 1. 喷水推进器几何参数

参数	符号	值
额定流量/(m^3/s)	Q_{des}	0.1
转速/(r/min)	n	1350
比转速	n_s	450
叶轮叶片数	Z	5
导叶叶片数	Z_s	9
进口直径/mm	D	180
出口直径/mm	D_0	100

如图 2 所示,计算域应包括船底的周围水域,控制体的长、宽、高分别取为 $30D$ 、 $10D$ 、 $8D$ [14]。

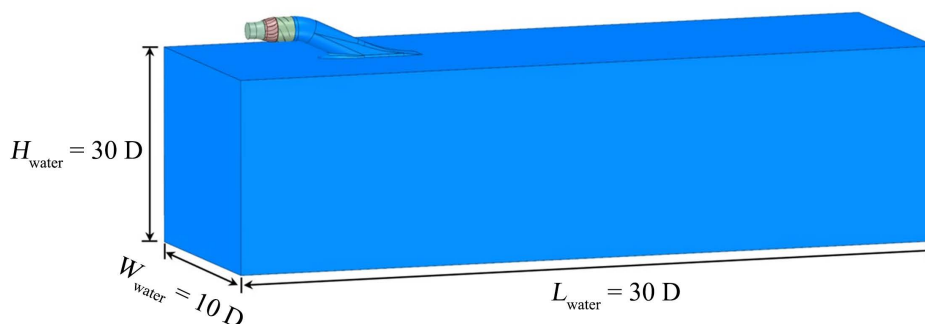


Figure 2. Computational domain
图 2. 计算域

2.2. 网格划分及可行性分析

采用全自动拓扑网格划分软件 ANSYS TurboGrid 对叶轮区域以及导叶区进行结构化六面体网格划分处理。对叶片周围扭度较大的区域进行加密, y_+ 值小于 30, 满足湍流模型的求解要求。喷口、进水流道及控制体基于 ICEM CFD 进行结构化六面体网格划分。喷水推进器各部件网格如图 3 所示。

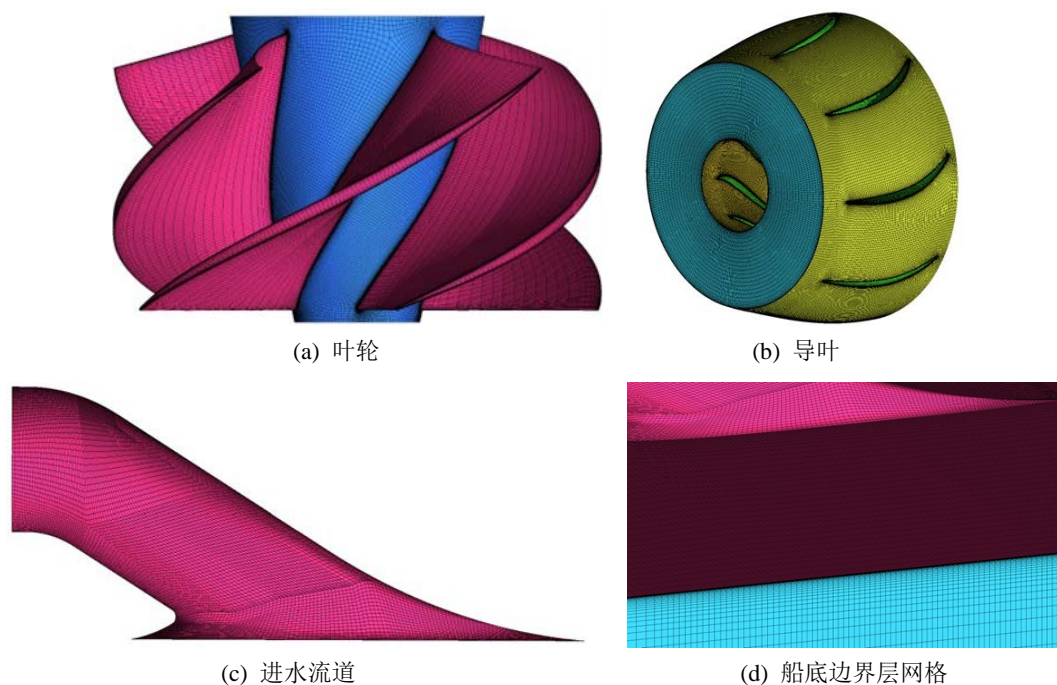


Figure 3. Grid partitioning
图 3. 网格划分

以 PPTC VP1304 螺旋桨为验证模型, 进行敞水性能数值计算, 并与 SVA 提供的实验数据进行对比。几何模型和计算域如图 4 所示。

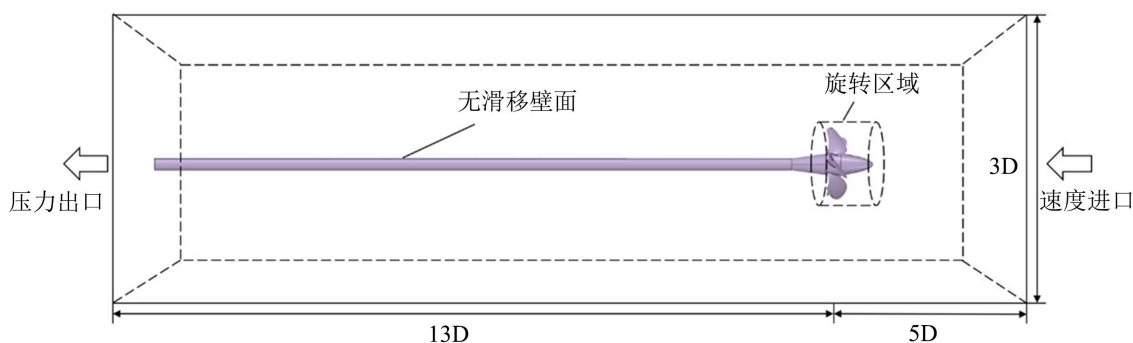


Figure 4. Geometric model and computational domain of VP1304 propeller
图 4. VP1304 螺旋桨几何模型和计算域

网格采用 ICEM 生成, 其中静止域采用六面体网格, 旋转域为四面体网格, 在桨叶的导边和随边等扭度较大区域进行局部加密; 螺旋桨表面为无滑移壁面条件, 两域之间利用 INTERFACE 边界进行连接。螺旋桨计算域的网格如图 5 所示。

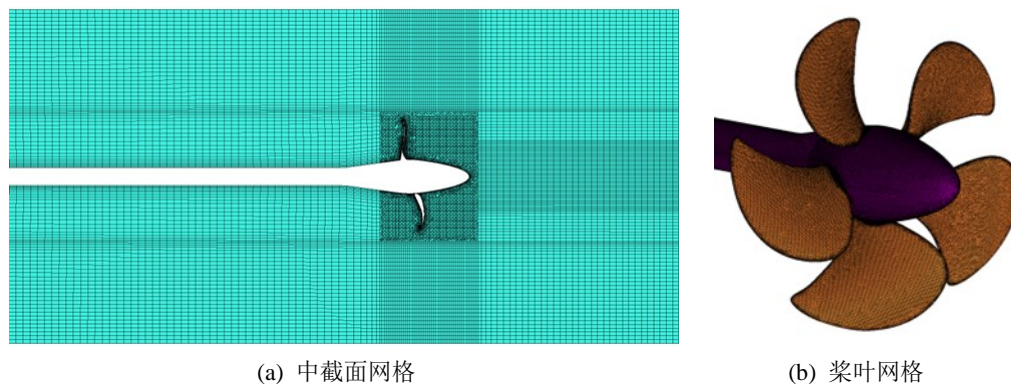


Figure 5. Grid of computational domain
图 5. 计算域网格

通过 FLUENT 模拟计算, 湍流模型选择 SST $k-\omega$, 来流速度分别为 2.25 m/s、3 m/s、3.75 m/s、4.5 m/s、5.25 m/s, 螺旋桨转速 $n = 900$ r/min, 通过改变来流速度来达到变进速系数的目的。性能参数定义如下:

$$J = \frac{V_A}{nD} \quad (1)$$

$$K_T = \frac{T_{\text{net}}}{\rho n^2 D^4} \quad (2)$$

$$K_Q = \frac{Q_{\text{shaft}}}{\rho n^2 D^5} \quad (3)$$

式中: V_A 为进速, n 为转速, D 为叶轮直径, T_{net} 和 Q_{shaft} 分别为叶轮上所受的推力和转矩, K_T 和 K_Q 分别为推力系数和转矩系数。

不同进速系数下的 CFD 计算值与实验值的对比及误差分析如表 2 和图 6 所示。

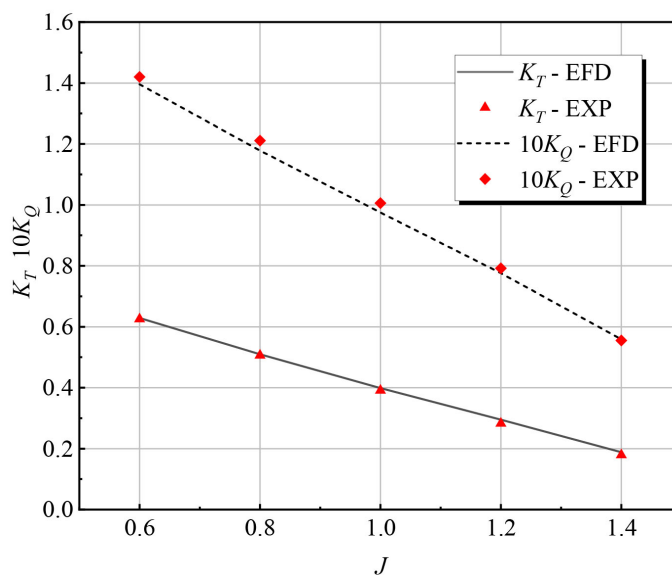


Figure 6. Open-water performance
图 6. 敞水性能

Table 2. Error analysis
表 2. 误差分析

J	K_T -EFD	K_T -CFD	误差%	$10K_Q$ -EFD	$10K_Q$ -CFD	误差%
0.6	0.629	0.625	0.64	1.396	1.420	1.73
0.8	0.510	0.506	0.69	1.178	1.211	2.73
1.0	0.399	0.391	2.04	0.975	1.006	3.17
1.2	0.295	0.283	4.09	0.776	0.792	2.03
1.4	0.188	0.179	4.75	0.559	0.555	0.67

由以上图表可知,模拟值与实验值的误差在 5% 内,吻合良好,说明数值模拟能较为准确地计算水动力性能。

2.3. 边界条件和数值方法

控制体进口设置为速度进口(velocity inlet); 喷口设置为质量流量出口(mass flow outlet)控制体出口为自由出流(outflow); 叶轮为旋转区域, 叶轮叶片及轮毂为相对静止壁面, 叶轮外壳为绝对静止壁面; 其余部分为静止域, 旋转域与静止域之间的交界面采用滑移网格模型处理, 壁面均设为无滑移壁面条件。

在 ANSYS FLUENT 软件中采用有限体积法对控制方程在空间上进行离散, 对时间项采用二阶全隐式格式离散, 采用 SIMPLEC 算法求解离散方程, 并基于雷诺时均 N-S 方程(RANS)对推进器内定常和非定常流场进行数值模拟。在求解非定常时, 将定常计算的结果作为非定常计算的初始条件以提高收敛速度, 叶轮旋转一周的时间为 $T = 60/1350$ s, 时间步长取为 2.47×10^{-4} s, 为叶轮旋转 2° 的时间, 总时长为叶轮旋转 8 周所需要的时间。湍流模型选择 SST $k-\omega$ 模型来封闭 RANS 方程。

3. 计算结果及分析

3.1. 外部特性分析

以设计工况(des)的流量和效率为基准, 对其它流量工况的流量和效率作归一化处理。图 7 所示为推进器的外特性曲线, 其中包括扬程曲线和效率曲线。

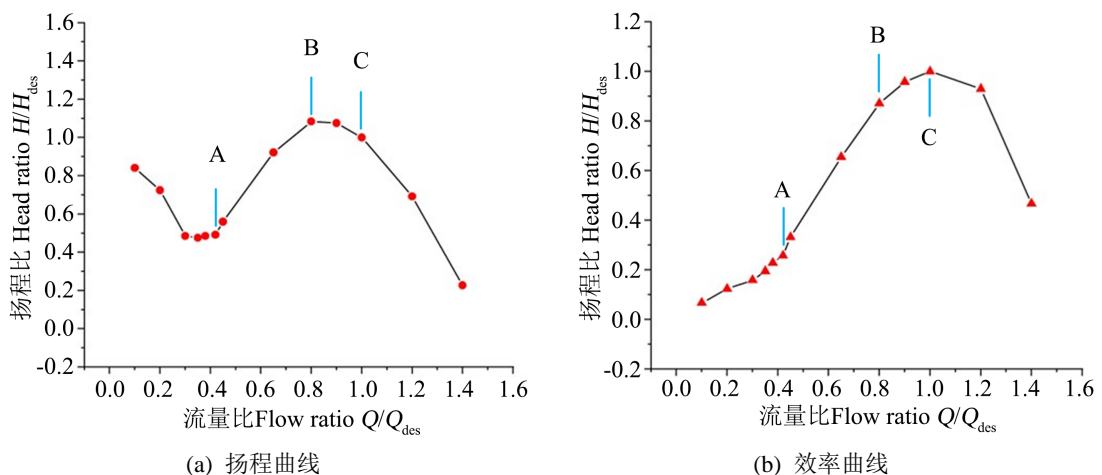


Figure 7. Characteristic curve
图 7. 外特性曲线

由效率曲线可知,推进泵在设计工况点 C 附近效率较高,在小流量区域效率下降较快;由扬程曲线可知,在大于 0.8 倍设计流量的工况下,泵的扬程曲线呈现负曲率特性,然而在 $0.42Q_{des} \sim 0.8Q_{des}$ 之间,曲线出现明显的正曲率特性,即“驼峰区”特性,在该区域内推进泵效率急剧下降,运行过程中会发生旋转失速等流动不稳定现象;B 工况作为不稳定区的拐点,将其称为临界失速工况点,A 工况为深度失速工况点。由图可知,该推进泵存在较为明显的驼峰现象,在 $0.65Q_{des}$ 附近,扬程和效率均出现了陡降,其中扬程下降 39.3%,效率下降了 28.3%。随着流量的增加,在一定范围内扬程和效率都逐渐增高,扬程在到达 B 工况点后逐渐下降,效率在到达设计工况点后,随着流量的增加,效率迅速降低。从效率曲线中可以看出,推进泵的高效区范围大致在 $0.8Q_{des} \sim 1.2Q_{des}$ 。

3.2. 内部流场分析

为了研究推进泵在失速状态下的流动特性,选取设计工况 A、临界失速 B 和深度失速 C 三种特殊工况进行非定常计算和分析。图 8 列出了在三种工况下叶轮和导叶内部流线图。在工况 A 下,叶轮内部流动稳定,各通道内流线光滑,叶片前缘和叶顶部位流速较高,经导叶整流后,各部位流速趋近于一致,在导叶内部的流动保持稳定。在工况 B 下,叶轮内的流场依然稳定,叶轮前缘的流体流向尾缘和叶顶部位,个别叶片前缘部位的流线有紊乱的迹象,叶顶开始出现低速区,导叶出口处在个别叶片的背部靠近轮毂位置,出现低速区并形成少量回流。表明此时推进泵内部开始出现流动失稳的现象,但总体上仍然能保持稳定。C 工况下,叶轮内部流速降低明显,靠近叶顶部位出现大片低速区,并在叶片尾缘形成回流和漩涡,漩涡挤压和占据了叶轮通道,导致通流面积减小,不稳定流动特征明显。导叶的每个叶片间的通道都存在明显的分离涡,由于偏离设计工况严重,导叶在失速状态下已经不能很好地调节流量,不稳定流动特征明显。

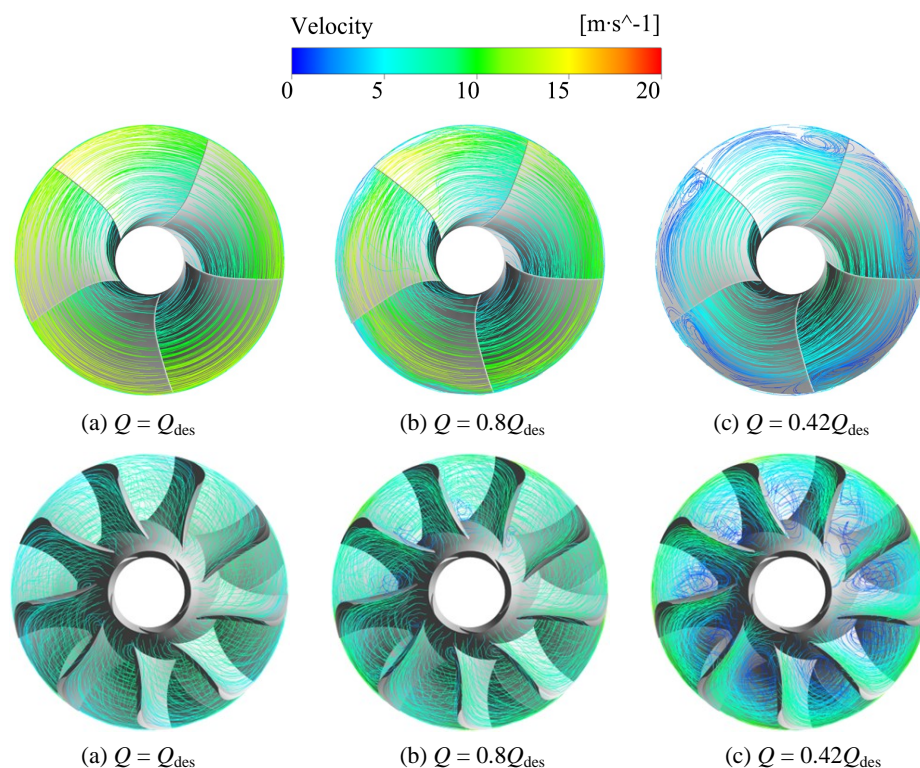


Figure 8. Internal flow streamline diagram of impeller and guide vanes under different operating conditions
图 8. 不同工况下叶轮及导叶内部流线图

为了研究推进泵流道内的流动特性，从轮毂至轮缘，选取三个不同叶高处的截面：靠近轮毂的 TS1 (span = 0.1)、中间截面 TS2 (span = 0.5)和靠近轮缘的 TS3 (span = 0.9)，如图 9 所示。通过对三个截面上的流场进行分析，研究失速工况发生前后推进泵内部的流动规律。

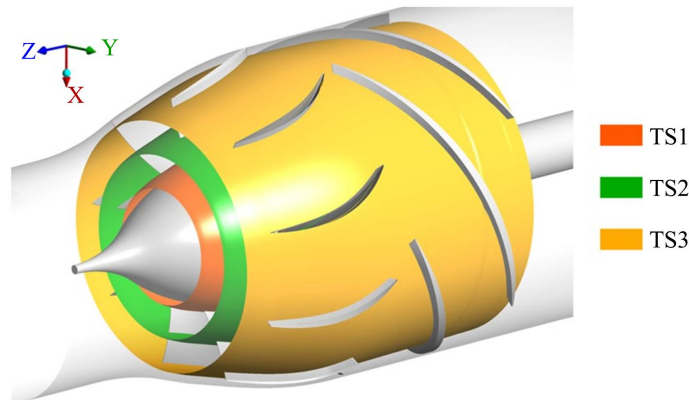


Figure 9. Sectional schematic diagram
图 9. 截面示意图

图 10 是在 A、B 和 C 工况下截面 TS1 上的瞬时流线图，其中叶轮中的速度是相对速度，导叶中的速度是绝对速度。在 A 工况下，叶轮和导叶的 TS1 截面表面流线稳定且随时间变化不大，叶轮吸力面流速较快，进流攻角与叶片翼型前缘的角度基本一致，使得入流条件较好，叶间通道内的流场平稳这导致了良好的流入条件和叶片到叶片通道中的平滑流。在 B 工况下，叶轮和导叶中叶片的入流攻角和叶片翼型角之间存在一定偏差，叶轮叶片前缘压力面出现低速区。在导叶通道 1 的叶片背部中间形成一个小范围的涡流，随着时间推移，该涡流在位置上保持稳定，强度上不断减弱。通道 2 中的涡较通道 1 范围和强度都变大，其强度和位置随时间保持较为稳定。通道 3 中的涡流强度最大，并随时间逐渐破碎成两个涡，其中一个沿叶片向尾缘流动，轴向上从入口延伸到出口附近，并占据了接近 1/3 的通道面积。通道中其他部分的流线严重倾斜，然后由于涡流聚集在导叶出口附近。在工况 C 下，叶轮通道中的流线受到的影响较小，与前面不同的是，前缘压力面的低速区消失转而出现在尾缘压力面，并伴随有小范围涡的形成，涡核随时间沿叶片向尾缘流动并消失在叶轮出口附近。导叶各通道中的涡流范围进一步扩大，占据了一半以上的通道面积。通道 2 中涡的状态和范围基本保持稳定，其余通道的涡核在小范围内迁移，涡状态改变，这意味着导叶的流动特性不稳定。

图 11 为 A、B、C 工况下截面 TS2 上的瞬时流线，在 A 工况下，叶轮和导叶的叶片间通道内流线光滑，无涡流产生；在 B 工况下，叶轮叶片前缘流线相较于 A 有轻微偏差，但在叶轮通道内流线光滑，如图 11(b)中所示，叶轮进流攻角与翼型角稍有偏差，使其在叶片吸力侧前缘附近形成一个范围极小的涡。通道 2 导叶出口尾缘出现漩涡并随着时间有脱落的趋势，通道 3 中的涡流形成于导叶背部中段，随着时间强度不断变化，逐渐向尾部迁移并脱落。在 C 工况下，叶轮内的进流攻角与叶片翼型角一致，在不同叶片的尾缘附近观察到流流向叶轮旋转的反方向偏移并与叶片翼型角间有较大偏差，受此影响，导叶的进流攻角变化也很明显，每个通道内的导叶背部均有大范围的涡形成。在通道 1 的跨跃面上出现两个涡，分别为 SV1、SV2 (Shedding Vortex)。SV1 位于吸力侧的中部，SV2 位于吸力侧的尾部边缘，在通道内均沿顺时针方向旋转，在开始阶段 SV2 的范围远大于 SV1，随着时间推移，SV1 的范围和强度不断变大，并与 SV2 合并成了更大的 SV3。SV3 位于吸力侧的尾部边缘，随着时间的推移，SV3 的形状和范围不断发生变化，并有再次分离成 SV1 和 SV2 的趋势。

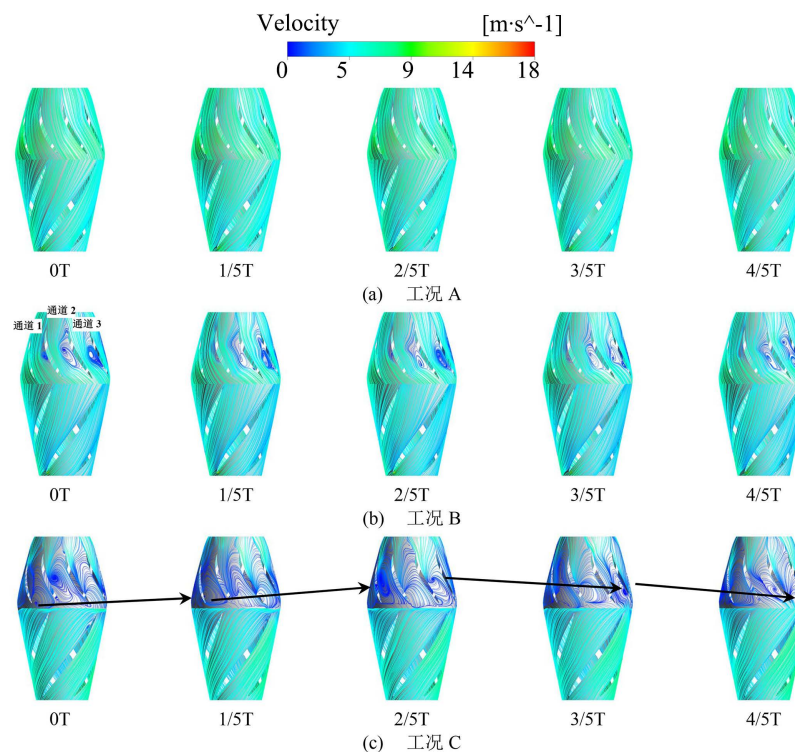


Figure 10. Instantaneous velocity streamline diagram of TS1 section under different operating conditions
图 10. 不同工况 TS1 截面瞬时速度流线

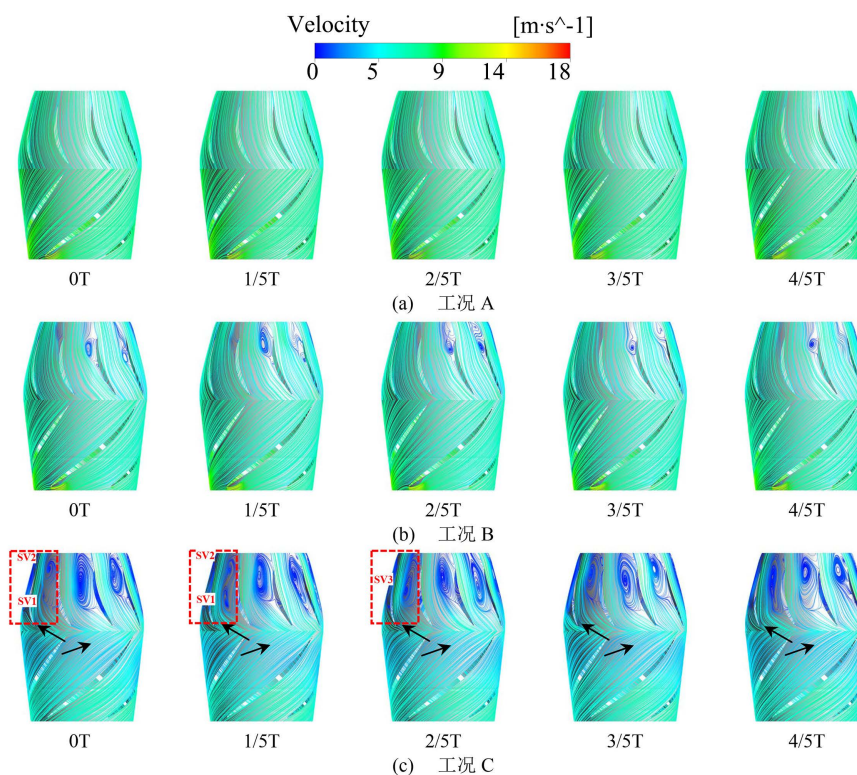


Figure 11. Instantaneous velocity streamline diagram of TS2 section under different operating conditions
图 11. 不同工况 TS2 截面瞬时速度流线

图 12 是工况 A、B 和 C 下截面 TS3 上的瞬时流线。在工况 A 下，入流攻角与翼型前缘的角度并不一致，在叶轮通道中，部分流体从吸力侧流向压力侧，然后再沿着压力侧流出通道，流线在叶片的尾缘处会聚。导叶叶片间通道中的流动模式与叶轮相似。在工况 B 下，叶轮入口处的流体以与旋转方向相反的方向流入相邻通道。压力侧前缘处的部分流体流向相邻叶片的吸力侧，然后在相邻通道的入口处被高速流体挤压和拖动，最后沿着叶片吸力侧流出通道。在叶轮通道内存在低速区，流线相较于 A 变得无序不光滑。在工况 C 下，叶轮的入流攻角和叶片的翼型角之间相差巨大，在叶片压力侧前缘和吸力侧的尾缘均出现明显的通道涡。两个通道涡几乎占据了整个流道，造成通道的严重堵塞，流动状况恶劣。通道涡的形状随时间不断变化，但涡核没有迁移，位置保持不变。

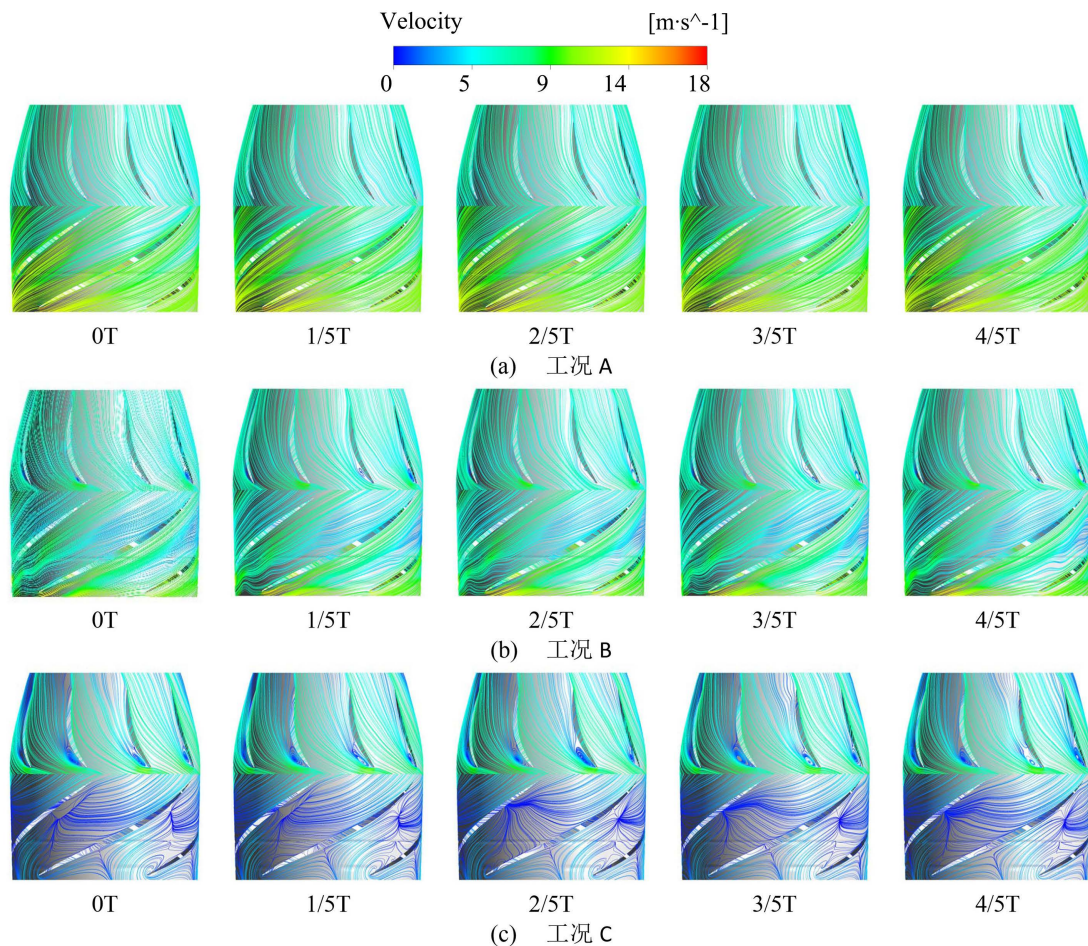


Figure 12. Instantaneous velocity streamline diagram of TS3 section under different operating conditions

图 12. 不同工况 TS3 截面瞬时速度流线

3.3. 压力脉动特性

为了探究不同工况对推进泵内部瞬态流动特性的影响，需要对泵内的压力脉动进行捕捉，在叶轮进口截面旋转轴上方，沿着轮毂到轮缘均匀布置 5 个监测点，分别命名为： $R_1 \sim R_5$ ，具体位置如图 13 所示。采用频域图方法分析各监测点在条件 $Q/Q_{des} = 1$ 和 $Q/Q_{des} = 0.65$ 下的压力脉动规律。轴频率的倍数定义为 F_n 。引入压力脉动系数 C_p [15]，分析各监测探头的压力脉动特性，利用公式计算压力脉动系数 C_p ，即：

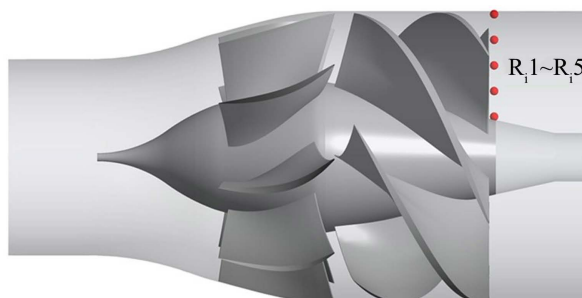


Figure 13. Monitoring point schematic diagram
图 13. 监测点示意图

$$C_p = \Delta p / (0.5 \rho u^2) \quad (4)$$

式中： Δp 为监测点的静压与计算周期内的平均静压的差值，Pa； ρ 为泵内流体密度， kg/m^3 ； u 为叶片轮毂的圆周速度，m/s。

图 14 为两种工况下叶轮进口监测点 R_{i1} 、 R_{i3} 、 R_{i5} 的压力脉动频域图。据图可知，主要频率是轴频的 5 倍，即叶轮叶片的通过频率，在设计工况下，随着监测点逐渐靠近轮毂，压力脉动的幅值呈现出增大的趋势。说明了此时叶频是影响叶轮进口压力脉动的主要因素。进一步分析发现，相较于设计工况，在失速工况下，推进泵内部压力脉动变得剧烈而紊乱，主频部分依旧是叶片通过频率，监测点 R_{i1} 的压力脉动幅值变化不大，监测点 R_{i5} 和中间监测点 R_{i3} 的压力脉动幅值增加明显，分别增大了 0.6 倍和 0.4 倍，并伴随有低频特征的出现，结合前面内容可知，可能与叶轮进口部位涡核的形成和脱落有关。

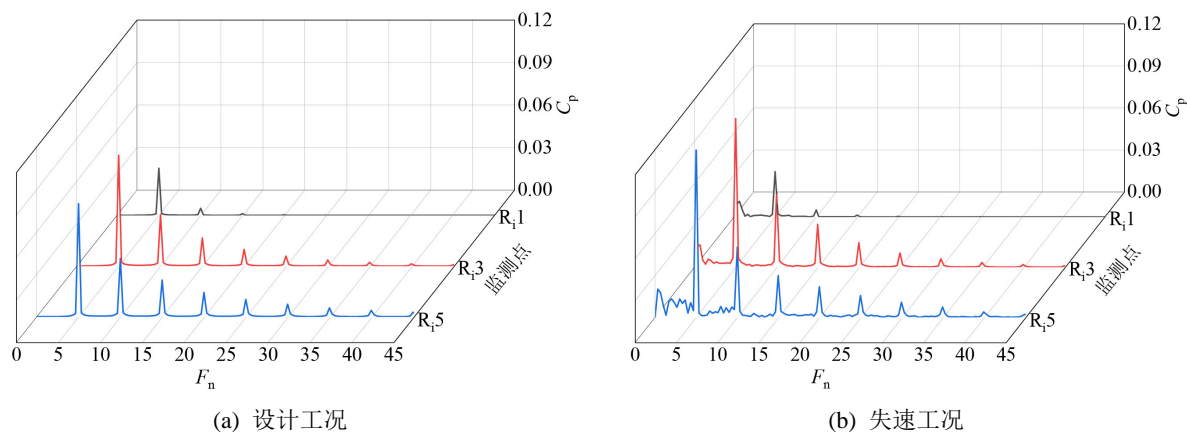


Figure 14. Frequency domain diagram of impeller inlet pressure pulsation under different operating conditions
图 14. 不同工况下叶轮进口压力脉动频域图

4. 结论

本文通过定常及非定常的数值模拟方法，对喷水推进器在多种工况下的内部流动特性展开分析，探究了喷水推进器在小流量下的流动特性以及内部失速流动的传播过程，主要结论如下：

1) 在临界失速工况附近，随着流量的减少，推进泵的扬程和效率曲线出现大幅度的下降，其中扬程下降 39.3%，效率下降 28.3%，扬程曲线在 $0.42Q_{\text{des}} \sim 0.8Q_{\text{des}}$ 之间呈现正斜率的驼峰特性；在临界失速点之前，随着流量的增加，扬程和效率都逐渐增高，在到达设计工况点后，随着流量的增加，扬程和效率迅速降低。

2) 通过对设计工况、临界失速和深度失速三种特征工况下的非定常流动分析发现: 设计工况下, 推进泵内部流动稳定, 各截面流动特征随时间基本保持不变; 临界失速工况下, 在导叶内部有涡核的形成和破碎, 其位置相对稳定, 形状随着时间不断变化; 深度失速工况下, 推进泵内部速度场和压力场变得紊乱, 并伴随有涡核的合并、分离、迁移和脱落。

3) 设计工况下, 叶轮进口压力脉动幅值沿着轮毂到轮缘呈现出增大的趋势, 各位置压力脉动主频均为叶频; 失速工况下, 各位置压力脉动幅值均有所增加, 脉动频谱变得混乱并伴随有低频特征的出现。

参考文献

- [1] 王立祥. 船舶喷水推进[J]. 船舶, 1997(3): 45-52.
- [2] Niazi, S., Stein, A. and Sankar, L.N. (2000) Numerical Studies of Stall and Surge Alleviation in a High-Speed Transonic Fan Rotor. *Proceedings of 38th Aerospace Sciences Meeting and Exhibit*, 10-13 January 2000, Reno, 1. <https://doi.org/10.2514/6.2000-225>
- [3] ShahriyarI, M.J., Khaleghi, H. and Heinrich, M. (2019) A Model for Stall and Surge in Low-Speed Contra-Rotating Fans. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, **141**, 081009-081019. <https://doi.org/10.1115/1.4043251>
- [4] 张睿. 轴流泵失速和空化流动特性及其性能改善研究[D]: [博士学位论文]. 上海: 上海大学, 2014.
- [5] 杨华, 孙丹丹, 汤方平, 刘超. 叶轮进口挡板改善轴流泵非稳定工况性能研究[J]. 农业机械学报, 2012, 43(11): 138-141+151.
- [6] 周佩剑, 王福军, 姚志峰. 旋转失速条件下离心泵隔舌区动静干涉效应[J]. 农业工程学报, 2015, 31(7): 85-90.
- [7] Emmons, H., Pearson, C.E. and Grant, H. (1955) Compressor Surge and Stall Propagation. *ASME Transactions*, **127**, 455-469. <https://doi.org/10.1115/1.4014389>
- [8] Lu, G., Zuo, Z., Liu, D., et al. (2019) Energy Balance and Local Unsteady Loss Analysis of Flows in a Low Specific Speed Model Pump-Turbine in the Positive Slope Region on the Pump Performance Curve. *Energies*, **12**, Article 1829. <https://doi.org/10.3390/en12101829>
- [9] 张海胜, 徐建叶, 陈宇杰, 郑源, 阚阆, 郭楚, 孙奥冉. 立式轴流泵水力不稳定工况流场数值预测[J]. 水泵技术, 2016(2): 29-32+22.
- [10] 罗欣, 郑源, 张新. 轴流泵马鞍区流场流固耦合数值模拟[J]. 排灌机械工程学报, 2014, 32(6): 466-471.
- [11] Hu, F., Wu, P., Wu, D. and Wang, L. (2014) Numerical Study on the Stall Behavior of a Water Jet Mixed-Flow Pump. *Journal of Marine Science & Technology*, **19**, 438-449. <https://doi.org/10.1007/s00773-014-0272-3>
- [12] Miyabe, M., Maeda, H., Umeki, I., et al. (2006) Unstable Head-Flow Characteristic Generation Mechanism of a Low Specific Speed Mixed Flow Pump. *Journal of Thermal Science*, **15**, 115-120. <https://doi.org/10.1007/s11630-006-0115-6>
- [13] 郑源, 陈宇杰, 张睿, 等. 轴流泵失速工况下非定常流动特性研究[J]. 农业机械学报, 2017, 48(7): 127-135.
- [14] 刘承江, 王永生, 张志宏. 喷水推进器数值模拟所需流场控制体的研究[J]. 水动力学研究与进展 A 辑, 2008(5): 592-595.
- [15] 郑源, 陈宇杰, 毛秀丽, 等. 混流泵压力脉动特性及其对流动诱导噪声的影响[J]. 农业工程学报, 2015, 31(23): 67-73.