

考虑表面粗糙度影响的低温涡轮泵特性 与动静间隙流动分析

卜学兵¹, 付平², 孙中国^{1,2}, 席光¹

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安; 2. 西安交通大学未来技术学院, 710049, 西安)

摘要: 为分析低温涡轮泵过流部件表面粗糙度对其性能特性的影响, 阐明表面粗糙度对涡轮泵动静间隙流场的影响机制, 选择增材制造闭式叶轮涡轮氧泵为研究对象, 在考虑低温介质热力学效应影响的前提下, 采用液氮作为增压输送介质, 对涡轮泵低温性能开展实验测试和数值计算。研究结果表明: 在 13 500~26 000 r/min 转速范围内, 相较于光滑壁面, 考虑过流部件表面粗糙度后, 采用液氮作为模拟介质得到的涡轮氧泵数值计算结果与实验测试数据吻合较好; 随着离心叶轮及蜗壳等主流表面粗糙度从光滑壁面增加至 36 μm , 涡轮氧泵扬程及效率分别下降了 9.1%、10.6%; 随着动静间隙过流部件表面粗糙度从 0 增加至 20 μm , 涡轮泵叶轮轴向力合力系数显著降低了 25.8%。研究结果对后续深入揭示表面粗糙度对低温涡轮泵动静间隙流场特性影响规律以及过流部件表面质量分区控制具有重要借鉴意义及参考价值。

关键词: 涡轮泵; 表面粗糙度; 动静间隙; 热力学效应; 轴向力

中图分类号: V434 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtubxb202406008 **文章编号:** 0253-987X(2024)06-0077-13

Cryogenic Turbopump Performance under the Effects of Surface Roughness and Analysis of Rotor-Stator Centripetal Flow

BU Xuebing¹, FU Ping², SUN Zhongguo¹, XI Guang¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. School of Future Technology, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: To analyze the effects of surface roughness of flow passage component on cryogenic turbopump performance and explain the influence mechanism of surface roughness on rotor-stator centripetal flow, a cryogenic turbopump made of shrouded impeller produced by additive manufacturing is selected as the research object, and the experimental tests and numerical calculations on the performance of cryogenic turbopump are carried out taking into consideration the influence of thermodynamic effects and using liquid nitrogen as the pressurizing and conveying medium. The results show that when the test working condition is in the range of 13 500 to 26 000 r/min, the values of outlet pressure and temperature rise obtained by numerical calculation are fitted with the test data after considering the effects of the surface roughness, compared with the numerical results obtained from smooth wall setting. As the values of the impeller and volute surface roughness increase to 36 μm , the head coefficient and efficiency decrease by 9.1% and

10.6%, respectively. The axial thrust acting on the impeller decreases significantly by 25.8%, after increasing the values of the rotor-stator surface roughness from 0 to 20 μm . The study provides a theoretical foundation for revealing the influence of surface roughness on cryogenic turbopump flow characteristics and zoned controlling the surface quality of the turbopump flow passage components.

Keywords: turbopump; surface roughness; rotor-stator cavity; thermodynamic effects; axial thrust

涡轮氧泵作为典型的高速低温泵,具有工作转速高、介质物性敏感等特点,长期以来是叶轮机械领域的研究难点及热点之一。在热力学效应作用下,涡轮氧泵内部高雷诺数低温介质的流态分布已经非常复杂,若再考虑由于加工/腐蚀等因素导致的过流表面粗糙度的影响,则进一步增加了该类泵流动特性分析的困难程度。鉴于高功率密度涡轮氧泵特性对过流部件结构参数非常敏感,因此有必要探索分析表面粗糙度对高速低温泵流场特性的影响程度。

当前,流体机械领域针对表面粗糙度影响开展的工作更多集中在研究对象性能指标及内流分布方面。具体到离心泵,Gülich 研究了雷诺数以及表面粗糙度对离心泵效率的影响,并通过与模型泵实验数据进行对比,发现离心叶轮动静间隙粗糙度对离心泵性能具有一定影响,并在其专著中进行了详细阐述^[1-2]。Limbach 等对不同粗糙度条件下某低比转速离心泵的汽蚀性能开展数值计算与实验测试,发现在大流量工况下,离心泵汽蚀性能随着粗糙度增加而恶化,与 Gülich 相同,该研究采用清水作为模拟介质^[3]。Tamm 与 Bellary 等以离心泵为研究对象,发现表面粗糙度能够明显增加圆盘摩擦损失并降低泵的水力效率^[4-5]。近年来,国内学者针对表面粗糙度对泵特性的影响开展了相关研究,冯建军等^[6]和赵斌娟等^[7]对不同粗糙度下泵的特性开展数值模拟,发现叶片表面粗糙度对水力效率具有显著影响。李金琼等研究了粗糙度对离心泵进口流动的影响,发现粗糙度对离心泵性能有一定影响,但作用机理较为复杂^[8-9]。空化是离心泵典型的流动特征,徐维晖等采用 Zwart 空化模型研究了壁面粗糙度对离心泵空化过程的影响^[10]。在侧重机理研究的表面粗糙度对动静间隙流态演变的影响方面,Fernando 等^[11]、Cooper 等^[12]及 Hu 等^[13]针对环形对转动静间隙流动开展数值计算,发现动静间隙腔体流态对转动壁面粗糙度非常敏感,该结论可为离心泵的优化设计提供相应支撑。同时,对于燃气涡轮/离心压气机等叶轮机械所开展的表面粗糙度影响研究^[14-18],可为本文后续低温涡轮泵的特性分析提供充分借鉴。

当前低温泵研究关注点主要集中在整机性能^[19-21]、空化特征^[22-24]以及转子动力学特性^[25]等方面,而有关高速低温泵表面粗糙度对性能影响的研究分析相对较少。本文以某液体火箭发动机涡轮氧泵为研究对象,采用液氮作为模拟介质,对涡轮氧泵过流部件不同粗糙度组合方案进行数值模拟,得到表面粗糙度对涡轮氧泵外特性及动静间隙内部流场的影响规律,为后续高速低温泵的研究提供理论依据。

1 计算模型及数值设置

1.1 计算模型

本文研究对象为液体火箭发动涡轮氧泵,其主要功能为实现推进剂的增压输送。涡轮氧泵采用诱导轮与离心叶轮组合类型,离心叶轮采用 6+6 长短复合叶片,主要技术指标及结构参数如表 1 所示。

该涡轮泵主要过流部件包括诱导轮、离心叶轮、蜗壳以及回流管路,其计算域包括进口管路、诱导轮与离心叶轮组成的叶轮流流体域、蜗壳与出口管路、动静间隙流流体域以及轴承冷却回流管路,如图 1(a)所示。在涡轮泵前泵腔及后泵腔内部同步设置静压与温度监测点,以便后续量化分析动静间隙流场分布。监测点具体位置分布如图 1(b)所示,其中 SP1~SP11 为前泵腔动静间隙静压压力与温度监测点,RP1~RP10 为后泵腔静压压力与温度监测点。

表 1 涡轮氧泵主要设计参数

Table 1 Main design parameters of liquid oxygen turbopump

参数	数值
转速 $n/(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	30 000
体积流量 $Q_v/(\text{L} \cdot \text{s}^{-1})$	36
比转速 n_s	96
诱导轮入口叶尖流量系数 φ_{t1}	0.083
诱导轮进口攻角 $i/(\text{°})$	3.58
诱导轮叶片数 Z_{in}	2
离心叶轮进口直径 D_1/mm	64
离心叶轮出口直径 D_2/mm	112
离心叶轮出口角 $\beta_2/(\text{°})$	36
离心叶轮叶片数 Z_{im}	6+6

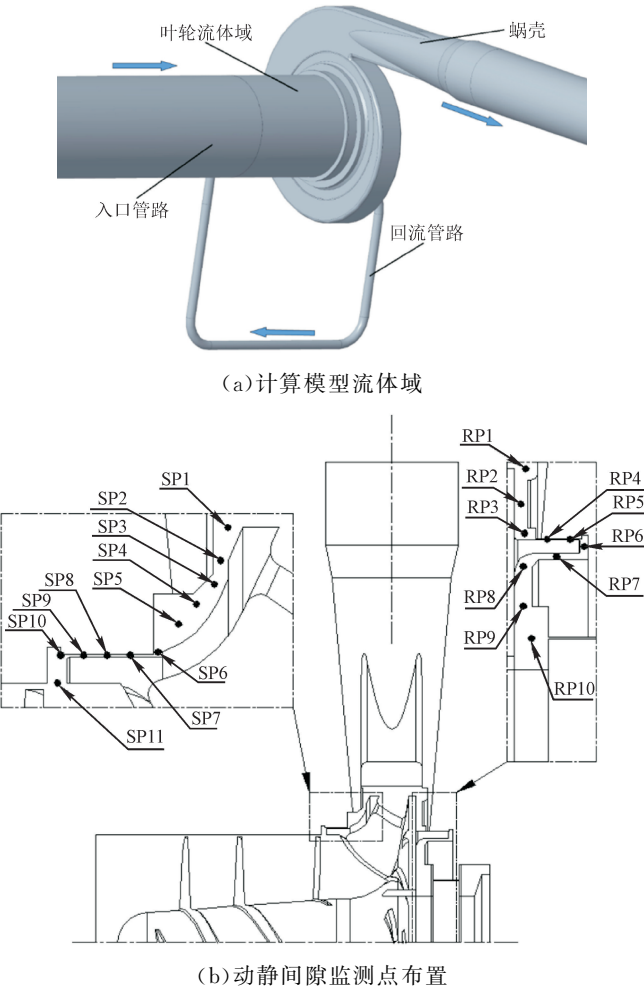


图 1 涡轮泵计算模型及监测点布置

Fig. 1 Simulation model and monitor points of liquid oxygen turbopump

1.2 数值方法与边界条件

采用雷诺时均 N-S 方程描述涡轮泵内部流动,选取在近壁区逆压梯度和分离流动计算预测精度更好的 SST $k-\omega$ 模型^[26]作为湍流模型。由于低温高速泵内部流动具有强剪切特性,使用 Total Energy 方法求解能量方程。动静耦合交界面采用 Frozen Rotor 模型进行数据传递,收敛精度设置为 1×10^{-5} 。选取流体机械广泛采用的总压入口/质量流量边界条件,其中入口管路设置为总压入口边界,出口管路设置为质量流量出口边界。

由于介质热力学效应的影响,液氮物性随温度的改变变化较为明显^[27],在 75~120 K 温度范围内,液氮密度 ρ 、比热容 c_p 、导热系数 λ 及动力黏度 μ 随温度 T 变化的表达式如下

$$\rho = -5.6441T + 1251 \quad (1)$$
$$c_p = 0.0007T^2 - 0.112T + 6.5825 \quad (2)$$
$$\lambda \times 10^3 = -1.9473T + 295.37 \quad (3)$$

$$\mu \times 10^6 = 0.0596T^2 - 14.135T + 895.49 \quad (4)$$

后续计算中,采用 CEL 语言表述液氮介质物性方程。需要说明的是,此处液氮物性均采用饱和状态下对应的参数,并未考虑压力对液氮物性的影响。

1.3 网格无关性验证

为了消除网格数对数值结果的影响,在光滑壁面条件下,采用 ICEM 软件完成涡轮泵过流部件六面体网格划分,选取 1 308、1 649、1 944、2 183、2 406 万共计 5 套网格进行网格无关性验证。考虑后续实验测试的安全与成本等因素,采用低温液氮为模拟介质,选取额定工况为计算工况,采用泵出口压力与离心叶轮前盖板轴向力为判定参数,以 2 406 万网格数的仿真结果为基准,得到各网格数下判定参数相对值的变化趋势,如图 2 所示。

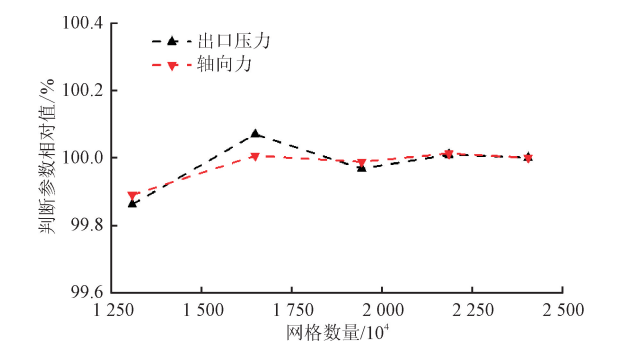
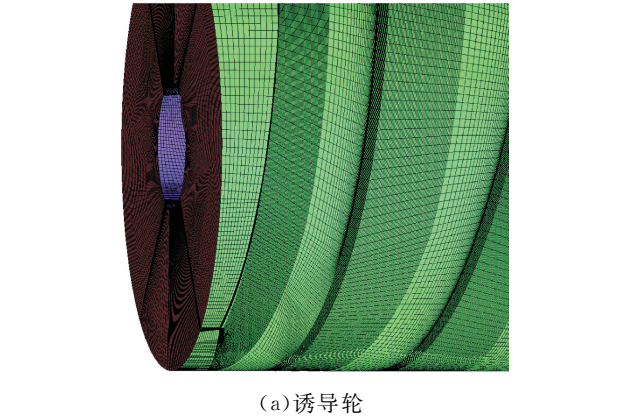


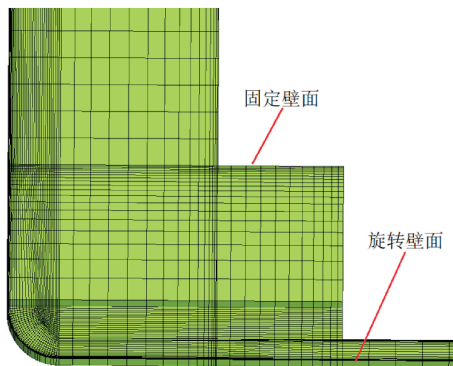
图 2 网格无关性分析

Fig. 2 Results of mesh independence

由图 2 可知,随着网格数增加,泵出口压力及离心叶轮轴向力数值基本趋于稳定状态。兼顾仿真精度与计算效率,同时为尽量获取动静间隙内部流场细节,最终选取网格数为 2 183 万,此时涡轮泵前泵腔间隙及后泵腔间隙的网格数分别为 571、465 万。图 3 为涡轮泵诱导轮与后泵腔动静间隙网格划分示例。



(a) 诱导轮



(b)后泵腔动静间隙

图3 涡轮泵过流部件网格划分

Fig. 3 Mesh grids of liquid oxygen turbopump

1.4 表面粗糙度模型

随着当前增材制造及复杂曲面加工技术的快速发展,涡轮泵过流部件的表面质量控制愈加严格,因此需要深入探讨涡轮泵过流部件尤其是动静间隙表面粗糙度对涡轮泵性能的影响。

通常,采用光滑壁面函数处理流体机械壁面边界,当考虑壁面粗糙度对流动分布的影响时,由于壁面粗糙度会引起流体域近壁面湍流区急剧转捩,进而导致壁面剪切应力显著提高,因此需要引入表面粗糙度影响项。壁面粗糙度增加了壁面剪切应力并破坏湍流黏性底层,使得对数速度分布如下

$$u^+ = \frac{1}{\kappa} \ln y^+ + B - \Delta B \quad (5)$$

式中: u^+ 为无量纲速度; y^+ 为流体微元到壁面处的无量纲距离; κ 为卡门常数; B 为与粗糙度相关的常数,取为 5.2; ΔB 为壁面函数修正差值。

考虑砂粒粗糙度的影响, ΔB 可写为

$$\Delta B = \frac{1}{\kappa} \ln(1 + 0.3h_s^+) \quad (6)$$

式中: $h_s^+ = hu_\tau/\nu$ 为无量纲粗糙度,其中 h 为等效砂粒粗糙度, u_τ 为壁面摩擦速度, ν 为介质黏度。

在 ANSYS CFX 软件中,采用砂粒粗糙度表征模型表面粗糙度参数,且该粗糙度与产品真实表面粗糙度可采用下式进行换算

$$k_s \approx 6Ra/C_{eq} \quad (7)$$

式中: k_s 为砂粒粗糙度; Ra 为真实表面粗糙度; C_{eq} 为等效系数。

由于各研究者对等效系数的具体取值差异较大^[1-4],考虑到该系数对涡轮泵的流动损失具有显著影响,基于文献[3]的研究结果,本文在后续开展数值模拟时选取 C_{eq} 的值为 1.6。此外,不作特别说明

时,后文中提到的表面粗糙度均为砂粒粗糙度 k_s 。

2 实验测试与结果验证

2.1 实验测试系统

由于液氧介质具有较大危险性,而采用液氮作为测试介质同样能够获取涡轮氧泵输送低温介质时的性能特性,因此本文采用液氮介质开展涡轮氧泵低温运转实验。涡轮作为测试产品动力源,采用空气/酒精燃气发生器产生的高温燃气驱动,实验测试时通过更换发生器出口节流孔板调整燃气流量来实现涡轮泵工况调节。实验用液氮贮箱为可增压罐体,通过罐体增压装置和抽真空设备实现液氮贮箱压力量化调节,以保证测试涡轮泵产品入口压力满足测试工况要求。涡轮泵低温运转实验系统如图4所示。

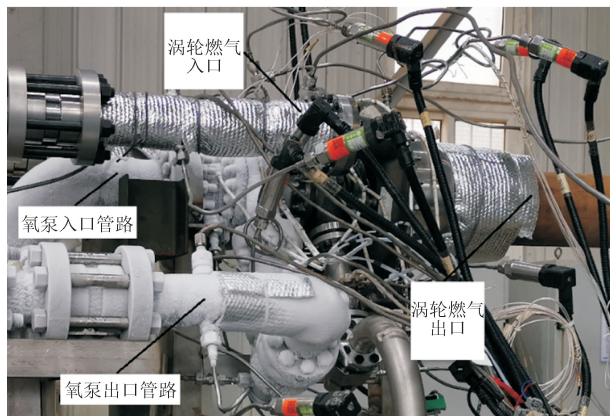


图4 涡轮泵低温运转实验系统

Fig. 4 Test rig of liquid oxygen turbopump

2.2 结果对比分析

基于涡轮泵功率平衡原理,通过各规格节流孔板组合与燃气发生器流量调节,从而实现测试工况调整,得到各功率平衡状态下涡轮泵的性能参数。同时,按照上述模型设置,基于是否考虑涡轮泵过流部件表面粗糙度的前提,完成实验工况的仿真验证。涡轮泵出口压力及温度随转速变化的数值与实验结果如图5所示。根据涡轮泵真实加工质量,选取诱导轮表面粗糙度为 $1.6 \mu\text{m}$,离心叶轮与蜗壳内流道表面粗糙度为 $6.3 \mu\text{m}$,动静间隙腔体表面粗糙度为 $3.2 \mu\text{m}$ 。

此处引入无量纲压力系数 C_p , 表达式如下

$$C_p = \frac{p(r)}{0.5\rho\omega^2 R_2^2} \quad (8)$$

式中: $p(r)$ 为介质当地压力; ρ 为介质密度; ω 为当地圆周速度; R_2 为叶轮半径。

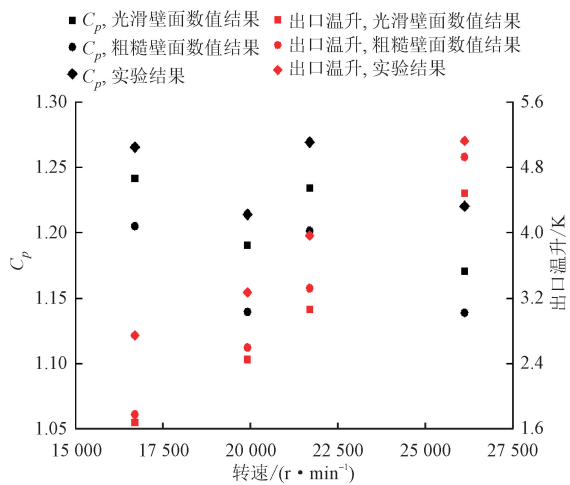


图 5 涡轮泵出口压力及温度的数值结果与实验结果对比
Fig. 5 Comparison of outlet pressure and temperature obtained by numerical simulate and experimental test

由图 5 可见,涡轮泵各测试工况下的数值结果与实验结果基本吻合,且考虑涡轮泵过流部件粗糙度后的模拟结果更接近实验值。随着涡轮泵转速从 16 700 r/min 增加到 26 100 r/min,由于湍流模型与实验测试精度的共同影响,仿真模拟获得的涡轮泵出口压力系数明显低于实验结果,采用光滑壁面设置时,相对偏差从 1.89% 增加到 4.08%;考虑过流部件表面粗糙度后,相对偏差从 4.77% 增加到 6.68%。随着涡轮泵转速增加,实验得到的液氮温升从 2.74 K 提高到 5.12 K,表明高转速下低温介质的热力学效应影响更加明显。光滑壁面设置时,液氮温升从 1.67 K 增加到 4.48 K;考虑过流部件表面粗糙度后,液氮温升从 1.78 K 增加到 4.93 K,更接近实验测试温升,这表明考虑涡轮泵过流部件表面粗糙度影响后,数值模拟获得的涡轮泵出口温升更加准确。鉴于真实产品与计算模型之间存在着局部结构偏差、实验测试误差和仿真精度误差,且考虑到低温时温度传感器的测量误差,可认为涡轮泵数值模型能够较精准地获取其性能特性。

鉴于轴向力量化控制对涡轮泵的可靠性以及过流部件表面粗糙度对涡轮泵外特性的影响,发现考虑过流部件表面粗糙度后,离心叶轮后盖板轴向力数值显著下降。因此,需要在考虑低温介质物性变化的前提下,深入探讨过流部件表面粗糙度对涡轮泵流动特性的影响,进而为轴向力量化控制提供理论支撑。本文在数值模拟及实验测试中,均采用提高涡轮泵入口压力的方法以避免涡轮泵内部流动出现空化区域,因此后续数值模拟采用提高涡轮泵入

口压力与不引入空化模型的计算策略。

3 主流表面粗糙度影响分析

3.1 主流表面粗糙度设置

涡轮泵主流过流部件主要包括诱导轮、离心叶轮、螺旋蜗壳以及进出口管路。保持动静间隙为光滑壁面,参考产品各部件常规加工方式进行主流部件表面粗糙度设置,选取进口管路、出口管路及诱导轮的 Ra 为 $1.6\text{ }\mu\text{m}$,离心叶轮及螺旋蜗壳 Ra 的取值范围为 $0\sim40\text{ }\mu\text{m}$ 且二者相等。

基于上文中等效粗糙度系数 C_{eq} 设置,选取离心叶轮及螺旋蜗壳砂粒粗糙度 k_s 分别为 0 (光滑壁面)、6.0、12.0、17.6、35.3、69.5、138.0 μm 。

3.2 仿真结果对比分析

以第 2.2 节中涡轮氧泵转速为 26 100 r/min 时的实验工况为数值模拟基准工况,考虑介质物性随温度的变化,开展对应的仿真计算。

3.2.1 外特性变化

随着离心叶轮和螺旋蜗壳过流部件表面粗糙度增加,涡轮氧泵出口压力系数 C_p 及效率 η 的变化如图 6 所示。

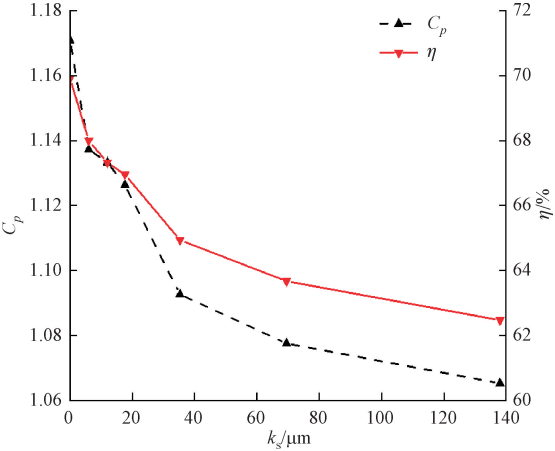


图 6 不同主流粗糙度下涡轮泵外特性变化
Fig. 6 Variations of turbopump performance under different main flow surface roughness

由图 6 可知,随着表面粗糙度的增加,涡轮氧泵出口压力系数和效率均出现明显下降。当主流过流部件从光滑壁面调整到砂粒粗糙度 $k_s=138.0\text{ }\mu\text{m}$ 后,泵出口压力系数 C_p 从 1.171 降低到 1.065,相对变化量为 9.1%;效率 η 从 69.9% 下降到 62.5%,相对变化量为 10.6%。以上结果表明:主流过流部件表面粗糙度对涡轮泵外特性有着显著影响。离心叶轮及螺旋蜗壳表面粗糙度增加后,在壁面附近区域流动摩擦阻滞以及低温介质热力学效应的共同作

用下,液氮介质温度升高,导致涡轮泵过流部件内液氮密度相对于光滑壁面有所降低,最终体现为涡轮泵出口压力降低。同时,由于表面粗糙度的影响,涡轮泵输入扭矩相对于光滑壁面仿真工况稍有增加,导致涡轮泵效率明显减小。

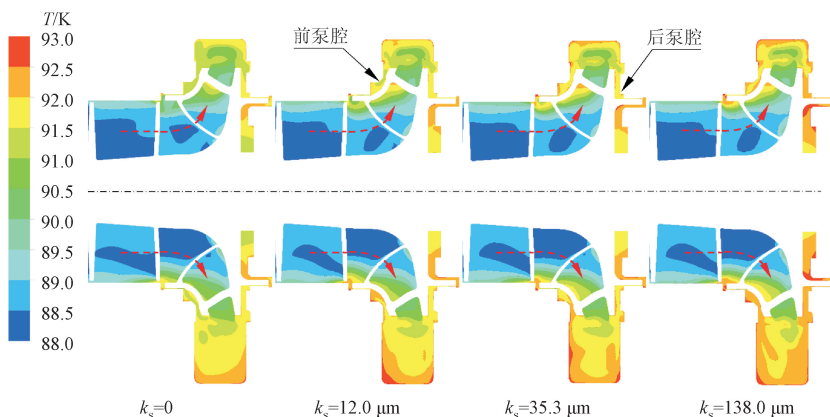


图7 不同主流粗糙度下涡轮泵的温度场分布

Fig. 7 Distributions of temperature under different main flow surface roughness

由图7可知,不同表面粗糙度下,涡轮泵主流过流部件温度场的分布规律大致相同。随着主流表面粗糙度的提高,涡轮泵主流及泄漏腔体的介质温度相应增加,表明主流过流部件的表面粗糙度能够明显改变涡轮泵内流温度场的分布。当主流表面粗糙度从 $k_s=0$ 提高到 $k_s=138.0 \mu\text{m}$ 后,离心叶轮和螺旋蜗壳流场温度均随着粗糙度增加相应地提高,在螺旋蜗壳及泄漏腔体内的介质温升尤为明显。以 $k_s=35.3 \mu\text{m}$ 仿真工况为例,随着液氮介质从离心叶轮进口增压输送到螺旋蜗壳出口,在介质微团强剪切作用以及壁面粗糙度共同影响下,液氮温度随主流逐步提升,体现为离心叶轮出口位置的液氮温度明显升高。同时,由于内部速度场分布存在差异,使得离心叶轮前盖板附近区域介质温度高于后盖板区域。对于前泵腔与后泵腔内向心通流温度场分布,在小间隙比结构和高间隙雷诺数的共同作用下,前泵腔与后泵腔内介质温度显著高于主流介质温度。由于前泵腔动静间隙泄漏的液氮温度相对较高,使得诱导轮出口与离心叶轮前凸肩位置出现高温回流现象。在介质微团强湍流耗散作用下,后泵腔动静间隙泄漏介质沿着泄漏通道同样表现出温升特征,且由于腔体结构差异导致后泵腔内的介质温度相对前泵腔较高。

3.2.3 轴向力变化

由于离心叶轮与壳体固壁组成的动静间隙内二次向心泄漏流与主流之间存在动量交换,主流过流

3.2.2 内流场影响

选取 k_s 分别为 $0, 12.0, 35.3, 138.0 \mu\text{m}$, 对比分析离心叶轮及蜗壳子午截面全流域内部温度场,给出了离心叶轮轴向子午截面剖视图,如图7所示,图中黑色虚线为离心叶轮中心轴线。

部件表面粗糙度提高后导致主流介质温升,进而通过间隙泄漏引起动静间隙内部介质温度提高,最终导致离心叶轮前后盖板轴向力发生调整。为分析表面粗糙度对轴向力的影响,引入轴向力作用系数 C_F , 定义如下

$$C_F = \frac{F_p}{0.5\rho v_2^2 \pi R_2^2} = \int_{r_1}^{r_2} \frac{4p(r)rdr}{\rho\omega^2 R_2^4} \quad (9)$$

式中: F_p 为离心叶轮轴向力; v_2 为叶轮圆周速度; r_1, r_2 分别为离心叶轮的起始和终止半径。

根据式(9)中轴向力系数 C_F 的定义,分别采用 C_{FS} 和 C_{FR} 表征前盖板与后盖板的无量纲轴向力作用系数,同时采用合力系数 ΔC_F 表示轴向力作用系数 C_{FS} 和 C_{FR} 之间的差值。离心叶轮与螺旋蜗壳选取不同表面粗糙度时,仿真计算得到离心叶轮前盖板轴向力系数 C_{FS} 与后盖板轴向力系数 C_{FR} 如图8所示。由图可见,随着主流过流部件表面粗糙度提高, C_{FR} 明显降低,而 C_{FS} 的变化相对较小,最终体现为 ΔC_F 随着主流表面粗糙度的提高而下降,如图8中黑色虚线所示。由于涡轮氧泵前泵腔动静间隙与后泵腔动静间隙结构参数以及出口边界条件存在明显差异,虽然主流表面粗糙度引起动静间隙泄漏流入口边界条件发生改变,但前盖板轴向力系数并未与后盖板动静间隙相似地呈现出单调变化特征。对于离心叶轮而言,当主流表面粗糙度从 $k_s=0$ 提高到 $k_s=138.0 \mu\text{m}$ 后, ΔC_F 从 0.1708 单调下降到

0.161 8, 相对变化量为 9.91%, 表明主流过流部件表面粗糙度调整后, 由于前泵腔与后泵腔内部向心通流流态分布出现差异, 最终表现为离心叶轮轴向力随主流表面粗糙度的增加而降低。

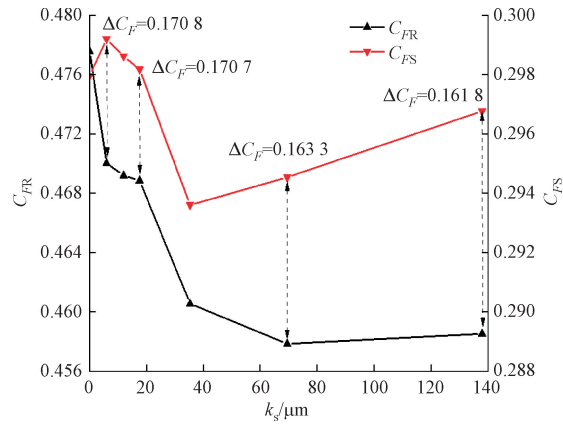
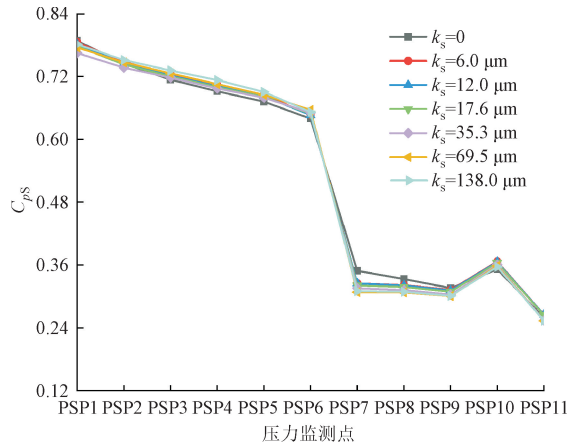


图 8 离心叶轮轴向力系数随主流粗糙度的变化曲线
Fig. 8 Variations of axial thrust coefficient under different main flow surface roughness

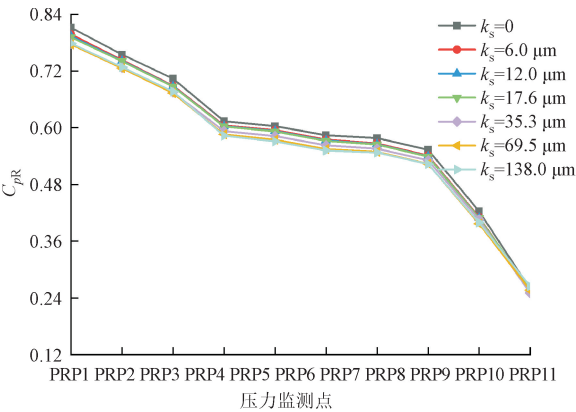
为进一步探讨主流过流部件表面粗糙度对轴向力系数的影响规律, 根据式(8)中压力系数 C_p 的定义, 分别采用 C_{pS} 和 C_{pR} 表征前泵腔与后泵腔动静间隙的无量纲压力系数, 对图 1(b)中各监测点开展分析, 得到涡轮泵前泵腔压力系数 C_{pS} 与后泵腔压力系数 C_{pR} 的变化曲线, 如图 9 所示。图中, PSP1~PSP11 为前泵腔静压监测点, PRP1~PRP10 为后泵腔静压监测点。

由图可见, 主流过流部件表面粗糙度的变化未改变动静间隙腔体内的压力分布特征, 但是对各监测点压力系数产生了一定影响。对应图 7 中涡轮泵子午截面温度场分布, 由于主流表面粗糙度增加后引起离心叶轮出口区域流场改变, 监测点 PSP1 与 PRP1 处的压力系数出现了不同程度降低, 表明动静间隙向心通流边界条件因受到主流粗糙度影响出现相应改变。由于动静间隙腔体结构约束和出口边界条件的影响, 考虑液氮热力学效应和主流表面粗糙度影响后, 前泵腔监测点压力系数在各监测点表现出相反特征, 体现为离心叶轮前盖板轴向力系数未随主流表面粗糙度变化发生明显改变, 此结论与图 8 中前盖板轴向力系数 C_{FS} 变化规律相吻合。然而, 图 9(b)中各监测点的压力系数均随主流表面粗糙度增加而降低, 与图 8 中后盖板轴向力系数 C_{FR} 单调下降的趋势一致。分析认为, 主流表面粗糙度改变了动静间隙泄漏流的边界条件, 同时在动量交换、介质热力学效应以及腔体结构等共同作用下, 动静间隙

腔体内压力分布随主流粗糙度的改变呈现出不同的变化特征。



(a)前泵腔

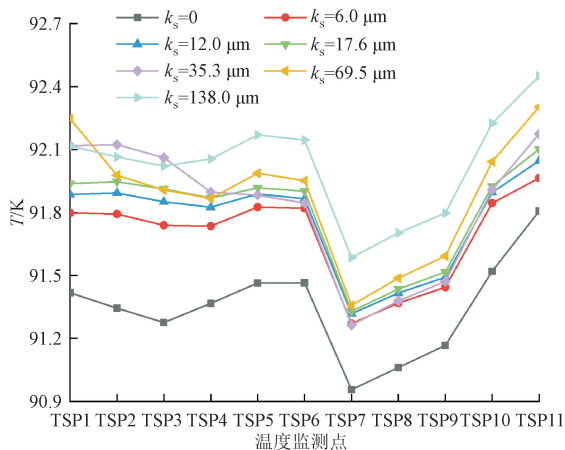


(b)后泵腔

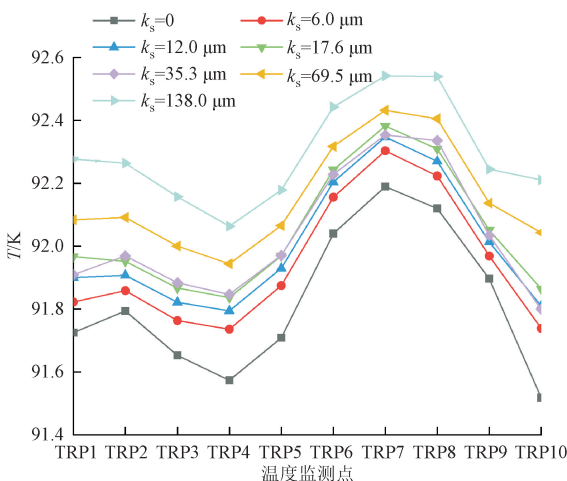
图 9 不同主流粗糙度下动静间隙监测点的压力变化
Fig. 9 Divergences of monitor points pressure coefficient under different main flow surface roughness

对比各仿真工况监测点的温度分布, 结果如图 10 所示。图中, TSP1~TSP11 为前泵腔温度监测点, TRP1~TRP10 为后泵腔温度监测点。与图 9 中动静间隙静压系数变化的规律相类似, 调整主流表面粗糙度并未改变图 10 中涡轮泵动静间隙向心通流温度场分布趋势。由图可见, 随着主流表面粗糙度增加, 动静间隙入口边界条件发生明显改变, 表现为监测点 TSP1 与 TRP1 对应的温度值明显升高, 进而导致液氮介质物性发生改变, 最终体现为动静间隙内部流态分布发生改变。由于提高主流表面粗糙度后入口边界温度提高, 使得整个向心通流通道内温度场均随之增加, 且调整幅值与主流表面粗糙度密切相关。同时, 由于前泵腔与后泵腔存在结构参数差异, 兼顾考虑各计算工况动静间隙进口边界与出口边界影响, 使得图 10(a)与 10(b)中监测点温度变化趋势存在明显差异, 且在部分仿真工况下主

流粗糙度对监测点温度的影响程度也不完全相同。在结构参数以及动量交换等多重因素的共同作用下,考虑液氮介质热力学效应后,动静间隙温度场的改变会直接影响涡轮泵的压力场分布,其变化趋势与图 6 中涡轮泵的外特性以及图 8 中轴向力系数的变化趋势相吻合。



(a) 前泵腔



(b) 后泵腔

图 10 不同主流粗糙度下动静间隙监测点的温度分布

Fig. 10 Distributions of cavity pressure under different rotor-stator cavity surface roughness

4 动静间隙粗糙度影响分析

4.1 动静间隙粗糙度设置

保持离心叶轮与蜗壳的表面粗糙度为 $35.3 \mu\text{m}$, 同步改变动静间隙静止壁面与旋转壁面的表面粗糙度, 选取 k_s 分别为 $0, 3.0, 6.0, 8.8, 17.6, 35.3, 69.5 \mu\text{m}$ 。

4.2 外特性结果对比

数值模拟得到不同动静间隙粗糙度下涡轮泵的出口压力系数及效率, 结果如图 11 所示。

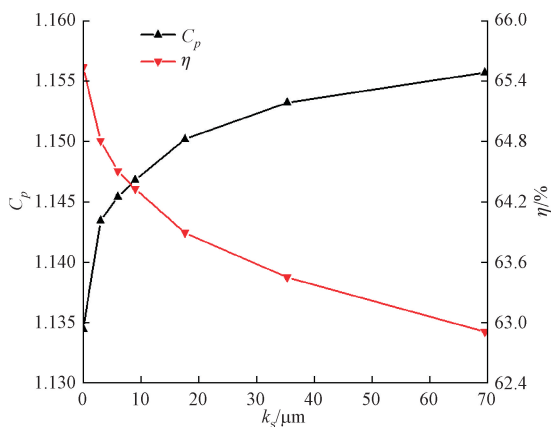


图 11 涡轮泵外特性随动静间隙表面粗糙度的变化

Fig. 11 Divergences of turbopump performance under different rotor-stator cavity surface roughness

由图 11 可见, 动静间隙表面粗糙度从 $k_s = 0$ 增加至 $k_s = 69.5 \mu\text{m}$, 涡轮泵出口压力系数 C_p 从 1.134 提升到 1.156, 相对变化量为 1.94%; 涡轮泵效率 η 从 65.5% 降低到 62.9%, 相对变化量为 3.97%。与主流表面粗糙度对涡轮泵外特性的影响相比, 动静间隙表面粗糙度对涡轮泵外特性改变的贡献较小, 且主要体现在对涡轮泵效率的影响。

动静间隙表面粗糙度提高后, 动静间隙旋转壁面摩擦力矩增加^[1], 使得涡轮泵圆盘摩擦损失在整泵功耗占比提高, 进而导致涡轮泵效率出现不同程度降低。与此同时, 由于动静间隙旋转壁面的无滑移边界设置, 提高动静间隙表面粗糙度后, 旋转壁面附近区域的离心流动得到强化, 使得间隙二次流与主流之间动量交换愈加强烈, 最终表现为涡轮泵出口压力随着动静间隙粗糙度的增加出现轻微提升。

4.3 动静间隙影响分析

保持子午截面与图 7 相同, 对比不同动静间隙表面粗糙度下涡轮泵旋转域的温度场分布, 得到的结果如图 12 所示。

随着动静间隙表面粗糙度增加, 图 12 中主流区域以及动静间隙泄漏腔体内温度分布的主要特征未发生明显改变, 但数值显著提高, 尤其是离心叶轮出口位置以及动静间隙腔体内部。对比分析图 7 与图 12 可以发现, 由于前泵腔与后泵腔小间隙比的结构特征, 过流部件表面粗糙度作用的效果明显高于主流, 表现为动静间隙泄漏通流介质温度随表面粗糙度的增大明显提升。前泵腔腔体与主流流路在诱导叶轮出口与离心叶轮入口之间流体域形成泄漏回流通道, 当前泵腔动静间隙的 k_s 由光滑壁面设置调整为

69.5 μm 后,由于前泵腔泄漏介质温度明显提高,在前泵腔二次回流介质作用下,图 12 中离心叶轮前盖

板附近流体域的温度场出现明显提高,表明泄漏二次流同样会对主流流场分布产生影响。

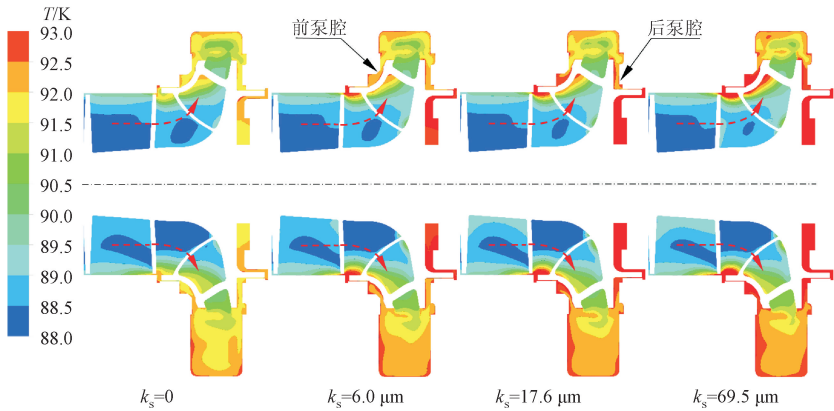
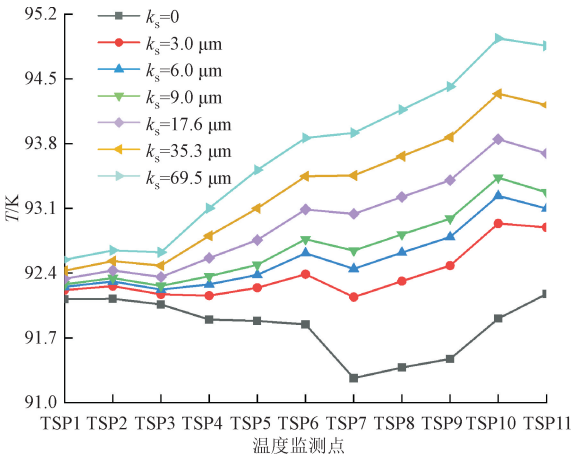


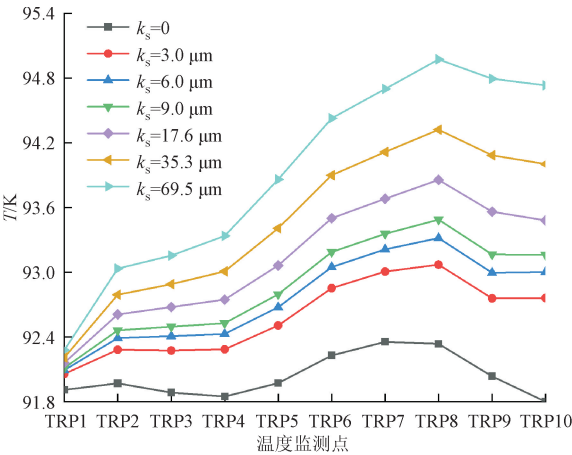
图 12 不同动静间隙表面粗糙度下涡轮泵的温度场分布

Fig. 12 Distributions of temperature under different rotor-stator cavity roughness

根据图 1 中监测点的布置,对动静间隙腔体内部温度的变化开展分析,得到不同动静间隙表面粗糙度下监测点的温度变化趋势,如图 13 所示。



(a)前泵腔



(b)后泵腔

图 13 不同动静间隙粗糙度下监测点的温度分布

Fig. 13 Distributions of monitor temperature under different rotor-stator cavity surface roughness

根据图 13 中动静间隙监测点的温度变化,发现动静间隙腔体流动对表面粗糙度非常敏感,表现为考虑间隙表面粗糙度后,腔体内部介质温度得到显著提高,且各计算工况监测点温度分布规律相同。无论前泵腔动静间隙还是后泵腔动静间隙,以动静间隙光滑壁面计算工况为基准,当提高间隙壁面表面粗糙度后,动静间隙内部沿程温度逐步提高,最大温差出现在动静间隙出口位置。

由图 13 还可见,前泵腔动静间隙监测点 TSP10 在各表面粗糙度下均获得最高温度,其值从 $k_s=0$ 时的 91.91 K 提高到 $k_s=69.5 \mu\text{m}$ 时的 94.94 K;对于后泵腔动静间隙,与前泵腔间隙 TSP10 位于口环间隙出口位置一致,各表面粗糙度下在温度监测点 TRP8 处获得最高温度,其值从 $k_s=0$ 时的 92.34 K 提高到 $k_s=69.5 \mu\text{m}$ 时的 94.97 K。由于动静间隙流场分布与结构参数、边界条件以及运转工况等密切相关,因此在前泵腔与后泵腔动静间隙腔体壁面粗糙度设置相同的前提下,虽然各自流场温度分布规律出现较大差异,但均能体现出表面粗糙度对动静间隙流场分布的显著影响。

对比分析不同表面粗糙度下动静间隙的静压变化,前泵腔间隙与后泵腔间隙的压力监测点分布曲线如图 14 所示。由图可见,由于动静间隙结构差异,表面粗糙度对间隙内局部压力影响呈现相反的变化趋势。在图 14(a)中监测点 PSP1 至 PSP5 组成的前泵腔对转圆盘动静间隙区域内,随着动静间隙表面粗糙度提高,前泵腔间隙监测点压力表现出单调增加趋势,该特征与图 9(a)中主流表面粗糙度

对前泵腔静压分布作用效果较类似。对于图 14(b) 中后泵腔入口边界位置,即监测点 PRP1~PRP3 所处区域,表面粗糙度的影响规律与前泵腔大致相同,但由于后泵腔与前泵腔结构参数的影响,在后泵腔间隙内监测点 PRP3 之后表现出截然不同的特征,且相对变化幅值远高于前泵腔监测点压力变化值。由此可知,涡轮泵动静间隙表面粗糙度能够明显改变其流场分布特征。

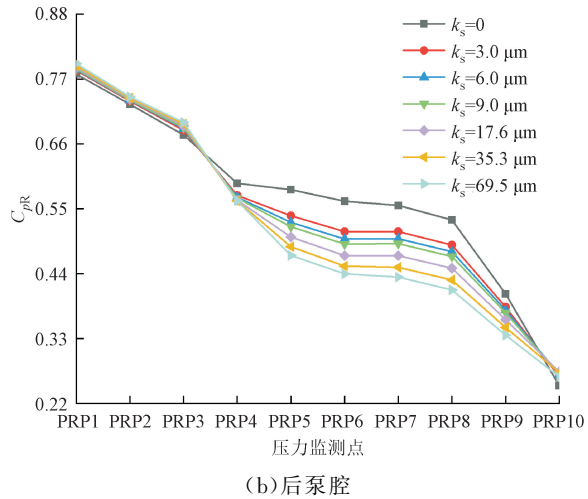
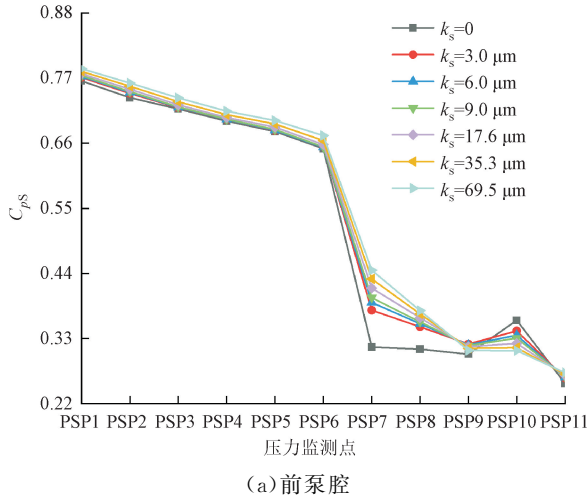


图 14 不同动静间隙粗糙度下动静间隙监测点的压力分布
Fig. 14 Distributions of static pressure in rotor-stator cavities under different surface roughness

采取对动静间隙腔体压力沿径向积分的方式,可得到离心叶轮所受的轴向力,然而图 14 中各表面粗糙度设置引起的动静间隙监测点静压调整,必然会导致离心叶轮轴向力出现偏差。图 15 给出了动静间隙不同表面粗糙度下离心叶轮前盖板和后盖板的轴向力作用系数,以及计算得到对应轴向力合力系数的变化曲线。

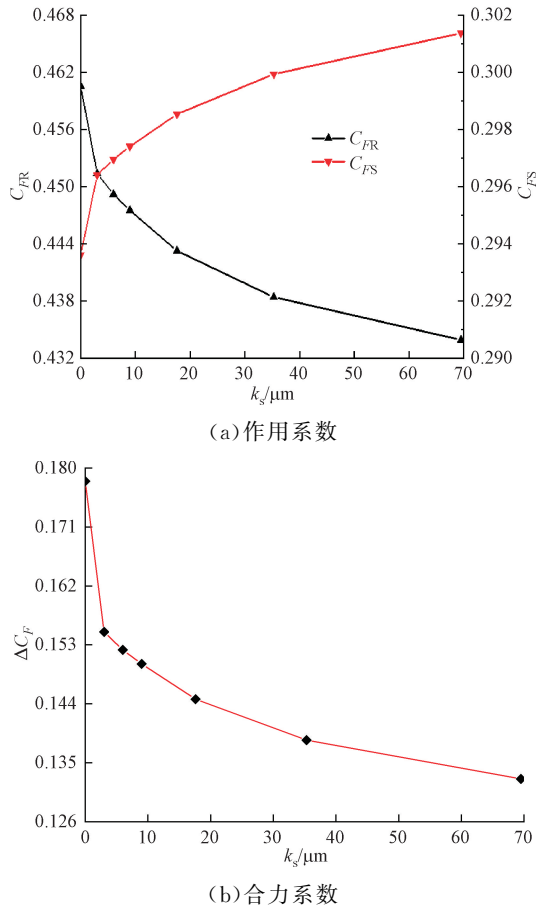


图 15 离心叶轮轴向力系数随动静腔体粗糙度的变化
Fig. 15 Changes of axial thrust acting on the impeller with the increasing rotor-stator cavity roughness

将图 15 与图 8 中主流表面粗糙度改变后离心叶轮轴向力进行对比分析,发现二者存在明显差异。图 15(a)中,随着动静间隙表面粗糙度从 $k_s=0$ 增加到 $k_s=69.5\text{ }\mu\text{m}$,前盖板轴向力系数 C_{FS} 从0.294增加到0.301,后盖板轴向力系数 C_{FR} 从0.462降低至0.434,该现象与图 11 中动静间隙静压压力系数的分布相吻合。由图 15(b)可知,动静间隙表面粗糙度对离心叶轮轴向力合力系数具有显著影响。与动静间隙光滑壁面设置结果相比,表面粗糙度增加至 $k_s=69.5\text{ }\mu\text{m}$ 后,轴向力合力系数 ΔC_F 从0.178迅速降低到0.132,相对变化量为25.8%。上述结果表明,在涡轮氧泵轴向力量化控制过程中,须精准获取动静间隙表面粗糙度分布,并在计算程序中给予重点考虑。

以 k_s 分别为0、6.0、17.6、69.5 μm 工况为例,对比分析了前泵腔及后泵腔动静间隙的涡量分布,如图 16 所示。其中,涡识别方法采用 Q 准则,并选取 $Q^*=0.006$ ^[28]。

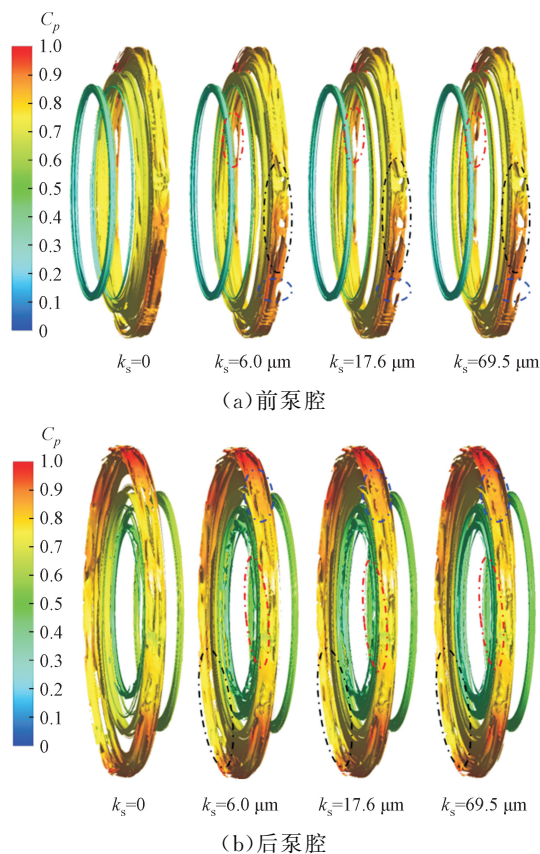


图 16 不同表面粗糙度下动静间隙的涡量分布

Fig. 16 Distributions of vortex in rotor-stator cavities under different surface roughness

由图 16 可知,各表面粗糙度下的涡量分布基本类似,但随着表面粗糙度增加,由于液氮黏度降低以及主流与二次流之间的动量交换,导致动静间隙内部涡结构存在对应调整。由于动静间隙与主流之间存在动量交换,动静间隙入口位置均出现大量复杂涡结构,表明入口边界条件设置对动静间隙流动精确求解十分关键。随着动静间隙向心通流向下游泄漏,对应监测点温度升高,使得当地介质黏度降低,介质微团间剪切作用减弱,导致对转圆盘动静间隙内部更容易形成涡结构,如图 16(b)中红色虚线区域所示。在口环间隙处,由于小间隙结构约束限制,该区域涡分布基本消失。由此可知,动静间隙表面粗糙度未改变内部介质的主要流态特征,但对局部涡量分布有一定影响。

5 结 论

本文探讨分析了表面粗糙度对液体火箭发动机涡轮氧泵性能及动静间隙流场特性的影响,重点关注主流及动静间隙表面粗糙度对涡轮氧泵外特性及轴向力的影响程度,得到的主要结论如下。

(1)在考虑液氮热力学效应的前提下,改变主流及动静间隙表面粗糙度参数,使得涡轮氧泵内流温度场产生不同幅值调整;在结构参数和湍流耗散的共同影响下,涡轮氧泵出口压力和效率随过流部件表面粗糙度改变出现显著改变,且变化趋势与表面粗糙度作用区域密切相关。

(2)主流表面粗糙度增加后,近壁区域湍流耗散明显提高,在液氮热力学效应的共同作用下,涡轮氧泵出口压力及效率均随过流部件表面粗糙度的增加而明显降低;同时,由于主流流场调整改变了动静间隙向心通流的边界条件,导致离心叶轮的轴向力系数随主流表面粗糙度的增加而同步降低。

(3)动静间隙表面粗糙度改变后,由于泄漏流在涡轮氧泵通流占比较小,因此对涡轮氧泵外特性的影响程度低于主流表面粗糙度;由于动静间隙高雷诺数与小间隙比的典型特征,离心叶轮的轴向力随着动静间隙表面粗糙度的增加而迅速降低。

以上表明,针对涡轮氧泵流动特性开展研究时,需要考虑过流部件表面粗糙度影响;针对类似高速低温泵轴向力量化控制,需要重点考虑动静间隙表面粗糙度影响。结论可为类似产品提供参考借鉴,同时后续应进一步考虑不同部件表面粗糙度的影响以及深入分析涡轮氧泵的非定常特性变化。

参考文献:

- [1] GÜLICH J F. Effect of Reynolds number and surface roughness on the efficiency of centrifugal pumps [J]. Journal of Fluids Engineering, 2003, 125 (4): 670-679.
- [2] GÜLICH J F. Centrifugal pumps [M]. 4th ed. Cham, Germany: Springer, 2020.
- [3] LIMBACH P, SKODA R. Numerical and experimental analysis of cavitating flow in a low specific speed centrifugal pump with different surface roughness [J]. Journal of Fluids Engineering, 2017, 139(10): 101201.
- [4] TAMM A, STOFFEL B. The influences of gap clearance and surface roughness on leakage loss and disc friction of centrifugal pumps [C]//ASME 2002 Joint U. S.-European Fluids Engineering Division Conference. New York, USA: ASME, 2002: 267-274.
- [5] BELLARY S A I, SAMAD A. Exit blade angle and roughness effect on centrifugal pump performance [C]//ASME 2013 Gas Turbine India Conference. New York, USA: ASME, 2013: V001T01A002.
- [6] 冯建军,朱国俊,贺锐,等. 表面粗糙度对轴流泵性

- 能的影响[J]. 西北农林科技大学学报(自然科学版), 2016, 44(3): 196-202.
- FENG Jianjun, ZHU Guojun, HE Rui, et al. Influence of wall roughness on performance of axial-flow pumps [J]. Journal of Northwest A&F University, 2016, 44(3): 196-202.
- [7] 赵斌娟, 王瑜, 陈汇龙, 等. 偏工况下壁面粗糙度对泵腔内流动规律的影响[J]. 工程热物理学报, 2015, 36(9): 1927-1932.
- ZHAO Binjuan, WANG Yu, CHEN Huilong, et al. Impact of wall roughness on the flow law in chamber of a centrifugal pump at off-design operating condition [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2015, 36(9): 1927-1932.
- [8] 李金琼, 宋文武, 万丽佳, 等. 多工况下粗糙度对离心泵进口流动机理研究[J]. 热能动力工程, 2019, 34(10): 63-70.
- LI Jinqiong, SONG Wenwu, WAN Lijia, et al. Study on the mechanism of roughness to the flow of centrifugal pump inlet under multiple working conditions [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2019, 34(10): 63-70.
- [9] 李金琼, 宋文武, 万丽佳. 粗糙度对离心泵进口回流非定常特性影响的研究[J]. 热能动力工程, 2020, 35(2): 70-77.
- LI Jinqiong, SONG Wenwu, WAN Lijia. Study on the influence of roughness on unsteady characteristics of centrifugal pump inlet reflux [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2020, 35(2): 70-77.
- [10] 徐维晖, 侯晓, 胡孟, 等. 粗糙度对离心泵空化过程的影响[J]. 排灌机械工程学报, 2018, 36(3): 197-203.
- XU Weihui, HOU Xiao, HU Meng, et al. Impact of wall roughness on cavitating process in centrifugal pumps [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2018, 36(3): 197-203.
- [11] FERNANDO D, GAO S, GARRETT S J. The effect of surface roughness on rotor-stator cavity flows [J]. Physics of Fluids, 2018, 30(6): 064103.
- [12] ÖZKAN M, THOMAS P J, COOPER A J, et al. Comparison of the effects of surface roughness and confinement on rotor-stator cavity flow [J]. Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics, 2017, 11(1): 142-158.
- [13] HU Bo, BRILLERT D, DOHMEN H J, et al. Investigation on the influence of surface roughness on the moment coefficient in a rotor-stator cavity with centripetal through-flow [C]//ASME 2017 Fluids Engineering Division Summer Meeting. New York, USA: ASME, 2017: V01AT03A001.
- [14] BONIS J P. A review of surface roughness effects in gas turbines [J]. Journal of Turbomachinery, 2010, 132(2): 021004.
- [15] TANG Yonghong, XI Guang, WANG Zhiheng, et al. Quantitative study on equivalent roughness conversion coefficient and roughness effect of centrifugal compressor [J]. Journal of Fluids Engineering, 2020, 142(2): 021208.
- [16] COUSINS W T, YU Lei, GAROFANO J, et al. Test and simulation of the effects of surface roughness on a shrouded centrifugal impeller [C]//ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition. New York, USA: ASME, 2014: V02DT42A012.
- [17] JAVED A, KAMPHUES E. Evaluation of the influence of volute roughness on turbocharger compressor performance from a manufacturing perspective [C]//ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition. New York, USA: ASME, 2014: V02DT42A040.
- [18] MORINI M, PINELLI M, SPINA P R, et al. Numerical analysis of the effects of nonuniform surface roughness on compressor stage performance [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2011, 133(7): 072402.
- [19] YANG Baofeng, LI Bin, CHEN Hui, et al. Numerical investigation of the clocking effect between inducer and impeller on pressure pulsations in a liquid rocket engine oxygen turbopump [J]. Journal of Fluids Engineering, 2019, 141(7): 071109.
- [20] HOU Hucan, ZHANG Yongxue, LI Zhenlin, et al. Numerical analysis of entropy production on a LNG cryogenic submerged pump [J]. Journal of Natural Gas Science and Engineering, 2016, 36: 87-96.
- [21] WANG Cong, ZHANG Yongxue, HOU Hucan, et al. Entropy production diagnostic analysis of energy consumption for cavitation flow in a two-stage LNG cryogenic submerged pump [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2019, 129: 342-356.
- [22] 项乐, 许开富, 陈晖, 等. 液体火箭发动机涡轮泵低温空化实验研究进展[J]. 航空学报, 2023, 44(7): 19-37.
- XIANG Le, XU Kaifu, CHEN Hui, et al. Experimental studies on cavitating flow for liquid rocket engine cryogenic turbopump: review [J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2023, 44(7): 19-37.
- [23] KIM J, SONG S J. Measurement of temperature effects

- on cavitation in a turbopump inducer [J]. *Journal of Fluids Engineering*, 2016, 138(1): 011304.
- [24] WATANABE H, TSUKAMOTO H. Design optimization of cryogenic pump inducer considering suction performance and cavitation instability [C]//ASME-JSME-KSME 2011 Joint Fluids Engineering Conference. New York, USA: ASME, 2011: 1763-1772.
- [25] PACE G, VALENTINI D, PASINI A, et al. Inducer and centrifugal pump contributions to the rotordynamic fluid forces acting on a space turbopump [J]. *Journal of Fluids Engineering*, 2018, 140(2): 021104.
- [26] MENTER F R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications [J]. *AIAA Journal*, 1994, 32(8): 1598-1605.
- [27] 黄永华, 陈国邦. 低温流体热物理性质 [M]. 2 版. 北京: 国防工业出版社, 2014.
- [28] 刘超群. Liutex-涡定义和第三代涡识别方法 [J]. *空气动力学学报*, 2020, 38(3): 413-431.
- LIU Chaoqun. Liutex-third generation of vortex definition and identification methods [J]. *Acta Aerodynamica Sinica*, 2020, 38(3): 413-431.

(编辑 李慧敏 刘杨)