

工质与叶轮传热对超临界二氧化碳向心透平气动性能与流动特性的作用机制

刘洲洋¹, 廖健鑫², 邓清华¹, 李军¹, 丰镇平¹

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安;

2. 东方电气集团东方汽轮机有限公司, 618000, 四川德阳)

摘要: 为探究工质与叶轮间传热对超临界二氧化碳透平气动性能与流动特性的作用机制, 基于某循环输出功率为 150 kW 的超临界二氧化碳向心透平几何模型, 通过求解雷诺平均 Navier-Stokes 方程开展了透平主流和轮背间隙流道内流动与传热的三维数值模拟, 采用流热耦合方法对比研究了工质与叶轮间的传热对透平气动性能、轮背间隙风阻损失以及密封间隙流动特性的影响。结果表明: 耦合传热条件下, 透平轴功率和等熵效率总体下降, 其降幅随转轴温度变化存在极值, 且动叶前缘压力侧涡流和叶顶间隙泄漏涡流强化了主流与叶轮之间的换热, 叶轮前缘及其叶根附近出现局部高温区并产生一定温度梯度, 同时动叶压力面与吸力面温差缩小; 受到叶轮低壁温的冷却作用, 耦合传热条件下轮背间隙内流体温度降低, 密度增高, 在轮背密封出口压力为 2 MPa 时, 密封泄漏量增大约 0.92%, 轮背风阻损失增大约 12.29%; 与绝热条件对比, 轮背密封区域工质温度在进口处降低 20 °C, 在密封出口处增高到 45 °C。

关键词: 超临界二氧化碳; 向心透平; 流热耦合; 数值模拟

中图分类号: TK14 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202505015 **文章编号:** 0253-987X(2025)05-0156-12

Action Mechanism of Heat Transfer between the Working Medium and the Impeller on Aerodynamic Performance and Flow Characteristics of Radial Inflow Turbines with Supercritical Carbon Dioxide

LIU Zhouyang¹, LIAO Jianxin², DENG Qinghua¹, LI Jun¹, FENG Zhenping¹

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

2. Dongfang Turbine Co., Ltd., Dongfang Electric Corporation, Deyang, Sichuan 618000, China)

Abstract: In order to investigate the action mechanism of heat transfer between working medium and impeller on aerodynamic performance and flow characteristics of radial inflow turbines with supercritical carbon dioxide, the three-dimensional numerical simulation of flow and heat transfer in main flow and wheel back clearance of a turbine is carried out by solving the Reynolds-averaged Navier-Stokes equations. Based on the geometrical model of a radial inflow turbine with supercritical carbon dioxide with a cycle output of 150 kW, the effects of heat transfer between working medium and impeller on turbine aerodynamic performance, windage loss in wheel back clearance and flow characteristics in seal clearance are comparatively studied using conjugate heat transfer method. The results show that under conjugate heat transfer condition, both the turbine

收稿日期: 2024-11-12。 作者简介: 刘洲洋(2000—), 男, 硕士生; 邓清华(通信作者), 男, 副教授, 博士生导师。

基金项目: 国家自然科学基金联合基金资助项目(U20A20303); 国家重点研发计划资助项目(2023YFB4102203)。

网络出版时间: 2024-12-20

网络出版地址: <https://link.cnki.net/urlid/61.1069.T.20241220.1626.002>

shaft power and the isentropic efficiency generally decrease, where there is a minimum reduction with the temperature variations at the shaft. The pressure side vortex at the rotor blade leading edge and the leakage vortex at the tip clearance can strengthen heat transfer between the main flow and the impeller, and the high temperature zone locally appears at the rotor blade leading edge and the blade root with a certain temperature gradient. At the same time the temperature difference between the pressure side and the suction side of the rotor is decreased. Under the cooling effect of low impeller wall temperature, the fluid temperature in wheel back clearance under conjugate heat transfer condition has a reduction, leading to a rise in density. The leakage of the seal increases approximately by 0.92% and the windage loss of the wheel back goes up about 12.29% when the outlet pressure of the wheel back seal is 2 MPa. Compared with the adiabatic condition, the temperature of the working medium in the region of the wheel back seal decreases by 20 °C at the inlet and rises to 45 °C at the seal outlet.

Keywords: supercritical carbon dioxide; radial inflow turbine; conjugate heat transfer; numerical simulation

超临界二氧化碳(sCO₂)是温度、压力比临界温度(30.98 °C)、临界压力(7.38 MPa)高的二氧化碳状态,具有密度高、导热系数高、黏度低等特点。以sCO₂为工质的布雷顿循环具有循环效率高、建造成本低和叶轮机械结构紧凑等优势,被认为是最具应用前景的能量转换系统之一。

国内外学者针对sCO₂布雷顿循环系统开展了大量研究。20世纪60年代,Feher^[1]和 Angelino^[2]提出了闭式sCO₂布雷顿循环系统的概念,他们指出在近临界点附近,工质具有大比热容和高密度的特征,可以极大降低压缩功耗,提高系统热效率。21世纪以来,众多国家研究机构开展了sCO₂布雷顿循环系统的实验台搭建与试运行工作。例如,Wright等^[3-4]于2009年搭建了100 kW级的sCO₂布雷顿循环系统,发现热损耗占循环总损耗的11.96%,sCO₂透平和压缩机性能对循环系统发电效率的提升具有关键作用。Utamura等^[5]于2012年搭建了10 kW级的sCO₂布雷顿循环系统,实验验证了实际气体效应将导致透平和压缩机效率降低。Moore等^[6]于2015年搭建了1 MW级sCO₂布雷顿循环系统,同时提出了一种预测循环系统管道流动特性与热膨胀的设计方法。Choi等^[7]于2019年搭建了100 kW级的sCO₂循环系统,重点研究了循环运行、控制以及稳定性问题。相较于国外,国内对sCO₂动力循环的实验研究起步较晚。例如,2018年西安热工研究院针对5 MW级的sCO₂再压缩布雷顿循环开展了相关的实验研究^[8],中国科学院工程热物理研究所于2022年建成了MW级sCO₂发电机组^[9],上海电气集团上海汽轮机厂有限公司成功搭建的300 kW级sCO₂发电装置样机^[10]等,均

对sCO₂循环系统、部件研发以及工程应用作出了杰出贡献。

sCO₂向心透平作为动力循环系统的核心部件,具有结构紧凑、加工制造简单等优势,是保障循环系统高效、稳定的关键。在对sCO₂透平的研究中,国内外学者通常采用基于透平一维设计与性能预测的理论研究方法,以及基于计算流体动力学(CFD)的数值仿真方法,其研究对象以单级向心透平为主。Wei^[11]针对85 kW的sCO₂向心透平进行了一维气动设计和变工况性能预测,其预测结果与数值计算结果吻合。Qi等^[12]基于一维设计软件,对100~200 kW功率级别的sCO₂向心透平开展研究,探讨了其设计空间。Lee等^[13]基于真实气体物性开发了TurboDesign程序,并设计了sCO₂轴流和向心透平。王雨琦等^[14-15]设计了75 kW的微型部分进气sCO₂向心透平,且针对该透平进行了非定常气动性能数值仿真。Zhang等^[16]利用NIST物性程序,成功将sCO₂真实气体应用到循环输出功率为1.5 MW的向心透平和15 MW轴流透平的设计中。

以上向心透平气动设计及性能数值校验通常是基于绝热流动假设,忽略了工质向叶轮传热。这是因为在大功率叶轮机械中,实际传递的热量通常较低(低于透平入口可用能的0.5%),绝热流动假设对于较高入口温度(高于800 K)的透平能够提供较为理想的结果,但通常会因高估流动的影响造成温度等值线失真,影响校验结果的准确性。当前的供暖需求和分布式发电循环更多使用微型透平(20~250 kW),其表面积与体积比更大。Diango等^[17]研究指出,热损失随着透平表面积与体积比增大而显著升高,热传递的影响不可以忽略。

鉴于微型透平内部热损失的影响较大,国内外学者开展了理论分析和数值仿真。Li 等^[18]建立了考虑壁面传热影响的微型涡轮热力学分析模型和速度三角形分析模型,证明了壁面传热是影响微型透平气动性能最关键的因素之一,在微型向心透平的设计过程中不可忽视。Verstraete 等^[19]开发了一维集总热网络法,研究了微型燃气轮机内传热的规模和影响,量化了内部传热对不同尺寸和材料下微型透平性能和效率的影响。Gao 等^[20]通过搭建涡轮增压器实验台,证明了实验测得的透平和压缩机等熵效率与实际值的偏差是由于传热的影响造成的。Heuer 等^[21]采用流热耦合(CHT)方法,研究了不同热边界条件对透平叶轮轮毂面和叶片表面温度分布的影响,指出壁面绝热假设会导致叶轮整体温度升高与温度等值线失真。Lim 等^[22]采用计算流体动力学(CFD)仿真方法,通过对向心透平施加恒定低壁温以模拟透平内部流体与固体的热传递,并与绝热条件进行对比,结果发现热

损失对透平性能产生显著影响,换热条件下所产生的热损失会减少气体膨胀,继而导致透平输出功率降低。

为进一步探究传热对 sCO₂ 向心透平的影响,本文基于某循环输出 150 kW 功率的向心透平,采用流热耦合方法研究了叶轮传热的透平气动性能和流动特性,给出了热损失对微尺度向心透平的影响规律。研究结果对于具有迷宫密封结构 sCO₂ 向心透平流动与换热特性的研究,具有一定的参考价值。

1 几何模型和数值方法

1.1 几何模型

所用向心透平几何模型来自课题组设计研制的 150 kW 超临界二氧化碳动力装置^[23],在其主流道的基础上,建立了轮背间隙与密封间隙的流体域以及叶轮轮盘固体域的计算模型。图 1 为此 sCO₂ 向心透平计算域及其几何尺寸,其中迷宫密封区域的几何尺寸见表 1。

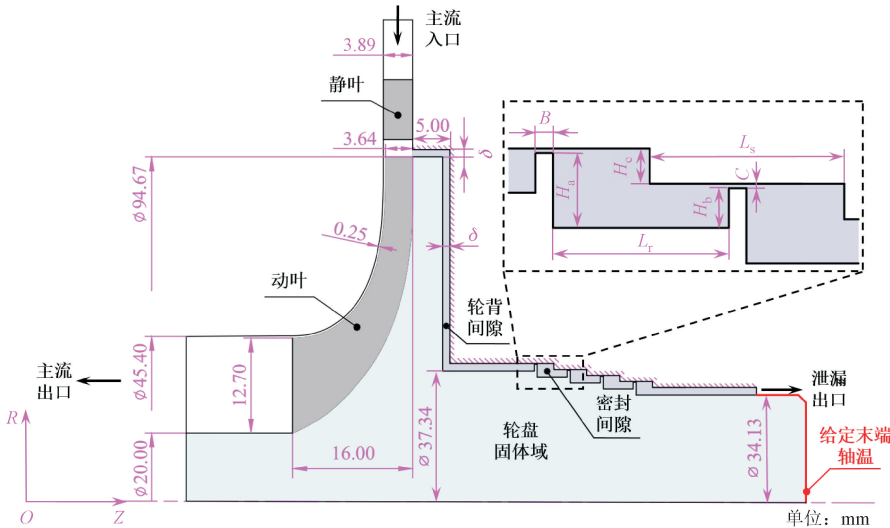


图 1 计算模型子午平面示意图

Fig. 1 Schematic of meridional plane of the computational model

表 1 轮背间隙及密封腔室几何参数

Table 1 Geometric parameters of wheel back clearance and seal chamber		单位:mm
几何参数	数值	
轮背间隙宽度 δ	0.50	
密封齿宽度 B	0.20	
密封齿间隙宽度 C	0.05	
齿长边高度 H_a	0.85	
齿短边高度 H_b	0.45	
腔室高度 H_c	0.40	
腔室静子面长度 L_s	2.20	
腔室转子面长度 L_r	2.00	

1.2 数值计算方法和边界条件

采用 ANSYS CFX 软件求解雷诺时均 N-S 方程,进行定常计算。为保证数值计算结果的精度,计算时调用了美国 NIST 的 CO₂ 物性库生成的高精度 RGP 表格文件。

考虑到透平温度较高,且美国桑迪亚国家实验室已将镍基合金 Inconel 718 成功应用于 sCO₂ 透平并进行了实验验证,因此选择透平叶片、轮盘等固体材料为镍基合金 Inconel 718。

在数值计算中,动静交界面采用混合平面法传递数据。对于对流换热,采用流热耦合方法,在透平

固体域和流体域之间设置耦合交界面同时进行求解,交界面热通量守恒。对流项和湍流项均采用高精度求解格式。

计算边界条件见表 2,此条件是基于 150 kW sCO₂ 原理样机循环系统所获得的向心透平基本设计参数,进口总温、总压和出口静压均为该透平的设计工况点。

表 2 计算边界条件

Table 2 Computational boundary conditions

参数	数值
进口总温/K	773.15
进口总压/MPa	15.12
进口湍流度/%	5.0
进口气流角/(°)	45
主流出口静压/MPa	7.82
密封泄漏出口压力/MPa	1.0~4.0
轮盘末端轴温/℃	40~140
叶轮转速/(r·min ⁻¹)	60 000

密封泄漏出口压力 $P_{l,out}$ 会因实际工况而波动,本研究中 $P_{l,out}$ 的取值范围参考了 SNL 实验^[24] 得到的 sCO₂ 向心透平轮背密封出口压力,最低为 1.4 MPa。需要指出的是,向心透平叶轮盖侧面、轮背间隙静子面、密封段静子面均设置为绝热静止壁面,流热耦合交界面保持转速相同。轮盘固体域末端壁面设置为等温壁面条件,这是由于在典型的 sCO₂ 透平-电机-压缩机(TAC)结构中,向心透平、高速永磁电机和离心压缩机同轴连接,其中压缩机和透平悬臂于转轴两侧,电机位于中部,在一定工况下,两叶轮轮盘末端的温度恒定。

1.3 湍流模型和网格无关性验证

由于 sCO₂ 向心透平主通道、轮背间隙及密封间隙内的流动较为复杂,且数值计算包含流体域与固体域,固体域和流体域之间存在热量交换,因此采用基于 RANS 方程的 SST $k-\omega$ 湍流模型。SST $k-\omega$ 湍流模型在边界层区域使用 $k-\omega$ 模型,在远离壁面的区域使用 $k-\epsilon$ 模型,内外层双湍流模型通过混合函数实现两个模型的平滑过渡,能够更好地捕捉湍流的物理特性以及计算湍流状态下的传热功率。同时,SST $k-\omega$ 模型考虑了湍流剪切力的传播,能克服 $k-\epsilon$ 模型对近壁面雷诺数区域模拟不够精确的缺点。这在很多相似数值计算的文献中都得到了广泛应用^[25-28]。

计算域采用 ANSYS Meshing 完成 sCO₂ 向心透平的网格剖分。由于计算域包含透平主流、轮背盘腔间隙泄漏流两段流体域以及向心透平盘侧固体域,且为保证流体域与固体域网格节点能更好地对应、确保耦合传热交界面数据传递的准确与连续,计算域均采用四面体非结构化网格。为准确模拟叶轮与主流工质、轮背泄漏流的实际换热特性及固体内部导热情况,提高流-固双向数据传递准确性和周向各类型参数计算连续性,本文在向心透平设计工况下开展全周数值模拟。

考虑到近壁面流动复杂,存在热量交换,因此对流动复杂、尺寸较小区域进行了局部加密,以保证网格质量和数值求解精度。距离壁面第一层网格高度设置为 1.0×10^{-7} m,共 20 层,增长率为 1.1,以满足 SST $k-\omega$ 湍流模型对壁面 Y^+ 最大值小于 1 的要求。图 2 为本文所采用的全周期计算域网格。

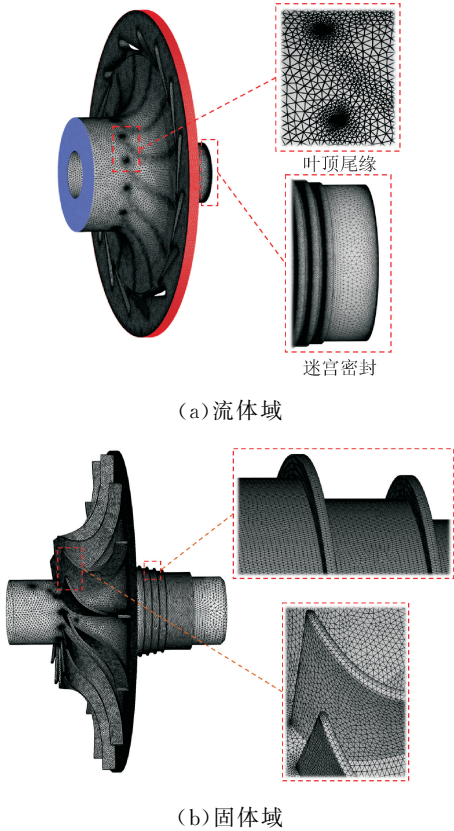
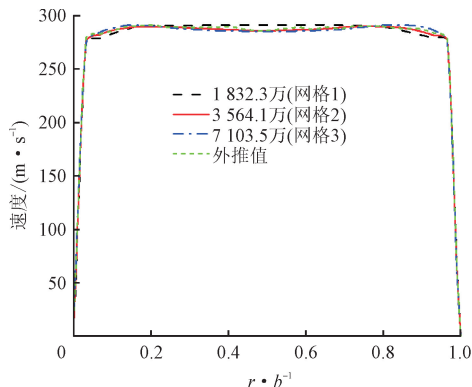


图 2 sCO₂ 向心透平计算域的网格划分
Fig. 2 Meshing of sCO₂ radial inflow turbine computational domain

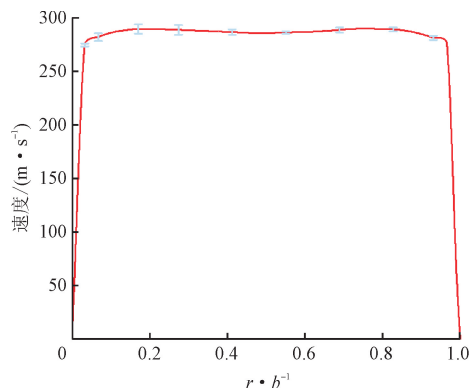
采用 GCI 方法验证网格无关性^[29],其基本思想是针对 3 套细化程度不同且尺寸差异较大的网格来计算目标变量值,递归获得外推值,校验外推值与选用网格结果之间的偏差,若最大偏差在 10% 以下,

则完成网格独立性验证。

本文分别采用 1 832.3 万(网格 1)、3 561.1 万(网格 2)、7 103.5 万(网格 3)进行数值计算,以静叶栅出口速度沿叶高分布作为网格无关性的目标变量。图 3 展示了网格无关性计算结果,其中横轴 r/b 表示沿叶高方向相对于叶片高度的相对位置。



(a) 静叶栅出口速度沿叶高分布



(b) 3 561.1 万网格计算结果及外推值的相对误差

图 3 网格无关性验证结果

Fig. 3 Results of grid independence validation

从图 3(a)中看出,不同网格计算结果变化趋势一致,其中网格 2、3 和外推值差别较小,网格 1 与外推值差别较大。外推值与 3 561.1 万(网格 2)网格的计算结果最为接近,曲线重合度高。图 3(b)为 3 561.1 万网格计算结果与离散化误差棒,计算得到最大外推相对误差为 3.31%,小于 10%。因此,本文选取 3 561.1 万网格数(网格 2)进行计算。

1.4 参数定义

透平等熵效率 η_{is} 计算式为

$$\eta_{is} = \frac{T_z \omega}{\Delta h_{is} (\dot{m}_{in} + \dot{m}_{out}) / 2} \quad (1)$$

式中: T_z 为叶轮叶片对 z 轴的扭矩; ω 为叶轮角速度; $\dot{m}_{in}$ 和 $\dot{m}_{out}$ 分别为进口和出口流量; Δh_{is} 为等熵焓降。

工质在叶轮中的流动满足一般形式的能量守恒定律

$$Q = \dot{m} \Delta \left(e + \frac{p}{\rho} + \frac{c^2}{2} \right) + W_t \quad (2)$$

式中: $\dot{m}$ 为工质流量; W_t 为工质对叶轮做的技术功; Q 为外界输入透平的热量; e 为工质内能; p 为工质压力; ρ 为工质密度; c 为工质流速。

工质流经叶轮时,通常会忽略进出口的动能差、位能差以及系统向外交换的热量,然而 $s\text{CO}_2$ 向心透平尺寸小,结构紧凑,且进口工质压力和温度均较高,因此工质与叶轮间换热对工质流动、透平效率的影响不可忽略。式(2)表明,系统内热量变化为工质内能变化与系统对外做功之和。由式(2)可得工质向叶轮输入的传热功率为

$$q = \left[\frac{1}{2} (\dot{m}_{out} c_{out}^2 - \dot{m}_{in} c_{in}^2) + \frac{\dot{m}_{in} + \dot{m}_{out}}{2} (h_2 - h_1) \right] + T_z \omega \quad (3)$$

式中: c_{in} 、 c_{out} 分别为进口、出口的工质流速; $\dot{m}_{in}$ 、 $\dot{m}_{out}$ 、 c_{in} 、 c_{out} 和 T_z 均为 CFD 计算结果,其中 T_z 通过对透平动叶表面所受流体施加的压力进行面积分得到; h_1 和 h_2 分别为透平进、出口工质总焓,通过以 CFD 计算得到的透平进出口总温、总压为参数,调用 NIST 获取进出口 $s\text{CO}_2$ 的焓。

定义无量纲泄漏量 φ 为轮背盘腔泄漏质量流量 $\dot{m}_l$ 与透平主流进口质量流量 $\dot{m}_{in}$ 之比,计算式如下

$$\varphi = \frac{\dot{m}_l}{\dot{m}_{in}} = \frac{\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}}{\dot{m}_{in}} \quad (4)$$

轮背间隙和密封间隙内流体随转轴旋转会产生一定的风阻损失,其定义式为

$$W_d = T_{z,disk} \omega \quad (5)$$

式中: $T_{z,disk}$ 为轮背盘腔和密封段内壁面对旋转轴 z 轴的扭矩,其方向与 T_z 相反,同样由 CFD 计算得到。

2 计算结果与分析

本文在工质 $s\text{CO}_2$ 与透平叶片、轮毂、轮背盘腔、密封段等表面设置耦合交界面,进行流体域与固体域流热耦合计算的同时,去除固体域开展绝热条件的纯流动计算,比较绝热与耦合传热两种条件下,透平气动性能与流动特性的变化情况。

2.1 耦合传热对透平气动性能影响

由式(1)可以得到绝热与耦合传热条件下透平等熵效率。计算域低温侧在透平轮盘末端,本节通过改变叶轮轮盘壁面温度 T_{shaft} (40、60、80、100、

120、140℃),研究透平轮盘末端轴温对透平整体换热及气动性能的影响。

表 3 给出了绝热与耦合传热条件下的计算结果。可以看出,在相同的进出口边界条件下,当透平叶轮与工质之间考虑热交换后,工质对透平叶片片的扭矩由绝热条件下的 41.966 N·m 最大降低为 41.821 N·m,无量纲泄漏量由 1.401% 最大增

大至 1.448%,透平输出功率由 263.679 kW 最大降低至 262.767 kW,透平等熵效率由 82.810% 最大下降至 82.513%,下降了 0.297%。可以看出,当透平叶轮接收到来自工质传递的热量后,耦合传热影响体现在 sCO₂ 在透平中做功能力下降,等熵效率降低以及相对泄漏量增大。总体而言,耦合传热对小尺寸、结构紧凑的 sCO₂ 向心透平的影响不容忽视。

表 3 $P_{1,out}=2.0$ MPa 时绝热与耦合传热条件下计算结果比较
Table 3 Comparison of computational results under adiabatic and CHT condition when $P_{1,out}=2.0$ MPa

参数	绝热条件			耦合传热条件			
$T_{shaft}/^{\circ}\text{C}$		40	60	80	100	120	140
等熵焓降 $\Delta h_{is}/(\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1})$	91.630	91.630	91.630	91.630	91.630	91.630	
$T_z/(\text{N}\cdot\text{m}^{-1})$	41.966	41.824	41.821	41.824	41.834	41.828	41.821
$\dot{m}_{in}/(\text{kg}\cdot\text{s}^{-1})$	3.500	3.501	3.501	3.501	3.501	3.501	3.501
$\dot{m}_{out}/(\text{kg}\cdot\text{s}^{-1})$	3.451	3.450	3.450	3.450	3.450	3.450	3.450
$\varphi/\%$	1.401	1.448	1.447	1.446	1.442	1.446	1.447
W_t/kW	263.679	262.788	262.772	262.785	262.850	262.812	262.767
$\eta_{is}/\%$	82.810	82.520	82.518	82.522	82.535	82.527	82.513

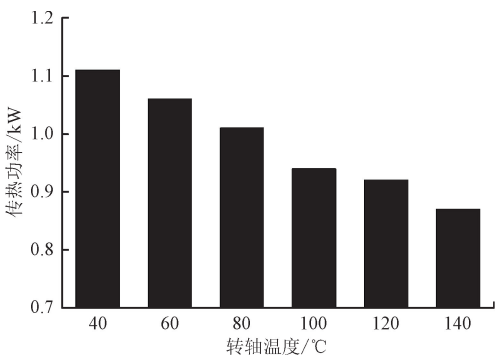
图 4 给出了不同透平轮盘末端轴温下的工质与叶轮传热功率、叶轮轴功率以及透平等熵效率变化。其中,传热功率 CFD 计算值是通过 CHT 耦合交界面热通量进行面积分得到。从图 4(a)可以看到,随着轴温升高,sCO₂ 向心透平叶轮的传热功率呈现平稳下降。温差是最主要的传热驱动力,而当轴温升高时,高温侧流体计算域与低温侧叶轮固体域的温差缩小,导致工质向叶轮输入的传热功率减小。根据式(3),可以通过绝热条件下透平主流进出口 sCO₂ 的物性参数,计算得到理论传热功率 $q=2.18$ kW。

式(3)的计算结果与图 4(a)中耦合传热 CFD 计算结果比较,发现不同转轴温度下向心透平耦合传热功率均小于理论传热功率,最大偏差为 -60.09%。产生较大偏差的原因是在计算理论传热功率 q 时,透平通道内工质流动产生的各类流动损失最终也转化为热量形式储存于热力系统内,传热功率大小并非完全由工质和叶轮的热交换决定。

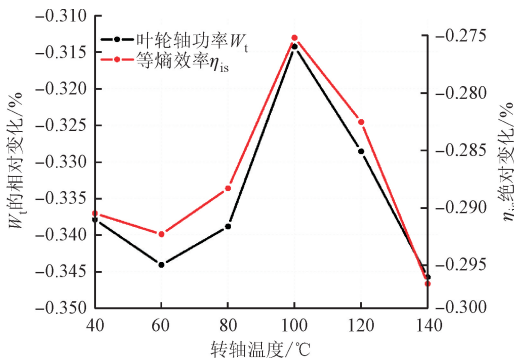
图 4(b)给出了基于绝热条件下的不同透平叶轮轮盘末端轴温下叶轮轴功率和等熵效率变化。可以看出,sCO₂ 叶轮轴功率与等熵效率各自降幅均随转轴温度 T_{shaft} 升高呈现出先减小后增大的变化趋势。当 $T_{shaft}=100^{\circ}\text{C}$ 时,考虑耦合传热的透平叶轮轴功率和等熵效率降幅最小,分别为 -0.314% 和 -0.275%,均小于表 3 中绝热条件下的透平气动性能参数。从透平叶轮轴功率与等熵效率的变化趋势

可以看出,过低和过高的叶轮轮盘末端轴温都会导致透平气动性能降低,轴温过低时计算流体域和固体域温差较大,热损失增大,继而导致 sCO₂ 透平等熵效率降低;轴温过高时,虽然温差减小导致耦合传热功率降低,但相比于其他热边界条件,sCO₂ 整体温度升高,其密度降低而导致主流通道内推动叶轮做功的工质流量减小,叶轮轴功及等熵效率降低。

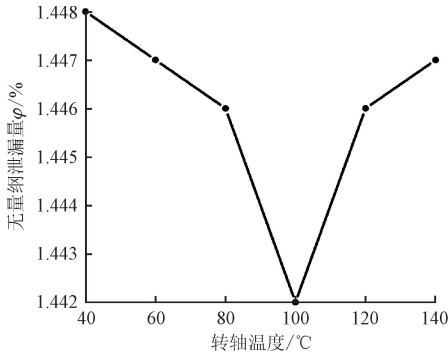
从图 4(c)可以看出,耦合传热条件下无量纲泄漏量 φ 均大于绝热条件,且当 $T_{shaft}=100^{\circ}\text{C}$ 时, φ 存在极小值为 1.442%,相较于其他热边界条件,此时进入轮背盘腔的泄漏流量相对减少,表明在相同进出口边界条件(膨胀比一定)下,透平主流通道内推动叶片做功的工质流量相对增大,继而增大了叶片扭矩与轴功率。



(a)耦合传热条件下传热功率随转轴温度的变化



(b) 叶轮轴功率与等熵效率随转轴温度的变化



(c) 无量纲泄漏量随转轴温度的变化

图 4 考虑叶轮传热的 sCO₂ 向心透平性能变化

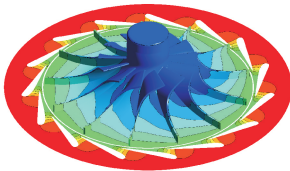
Fig. 4 Variation of sCO₂ radial inflow turbine performance considering wheel heat transfer

结合表 3 和图 4(a)、(b), 无量纲泄漏量 φ 与传热功率 q 随转轴温度 T_{shaft} 变化是共同导致扭矩 T_z 、轴功率 W_t 以及等熵效率 η_{is} 产生变化波动的根本原因。

图 5 展示了绝热和耦合传热 ($T_{shaft} = 100\text{ °C}$) 条件下透平轮毂面及叶片壁面的静压分布。可以看出, 壁面静压分布呈现相同特征: 在整个流动通道内, 叶轮叶片壁面静压分布均匀, 沿流动方向逐渐降低, 无显著压力突变, 吸力面侧中部具有一定的低压区。通过对比可以发现, 绝热与耦合传热条件下, 透平叶轮均具有较大的做功能力, 工质与透平叶轮的换热对叶片壁面静压分布不产生显著影响。



(a) 绝热条件

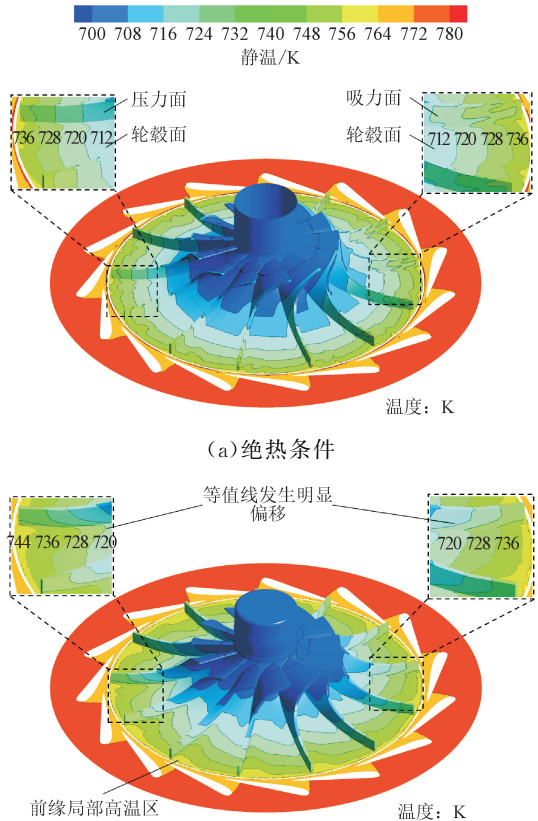


(b) 耦合传热条件

图 5 sCO₂ 向心透平叶轮表面静压分布

Fig. 5 Static pressure distribution of sCO₂ radial inflow turbine wheel surface

图 6 给出了绝热和耦合传热条件下透平叶轮轮毂面和叶片壁面温度分布。可以看出, 在绝热条件下, 透平叶轮壁面温度整体从叶片进口向出口随工质热功转换而逐渐降低, 且存在较为明显且平稳的下降梯度, 温度呈中心辐射状分布; 由于部分流体绕过叶顶间隙从压力面一侧泄漏到吸力面, 其速度逐步降低形成涡流并汇入吸力面一侧主流, 扰动主流流动, 造成叶片吸力面自叶根至叶顶不均匀的温度梯度, 而压力面一侧沿叶高方向温度几乎保持不变; 低温区主要集中在叶轮叶片尾缘根部和主流道出口处轮毂表面。在耦合传热条件下, 叶片和轮毂壁面温度等值线发生明显偏移, 轮毂面同一径向位置处, 靠近叶片压力面侧温度更高, 特别是前缘处出现局部高温区。这是由于在前缘压力面侧附近, 工质受旋转离心力作用贴近下壁面流动且伴随一定程度的流动分离, 导致动叶压力面叶根附近出现高温区, 且温度梯度增大。



(a) 绝热条件

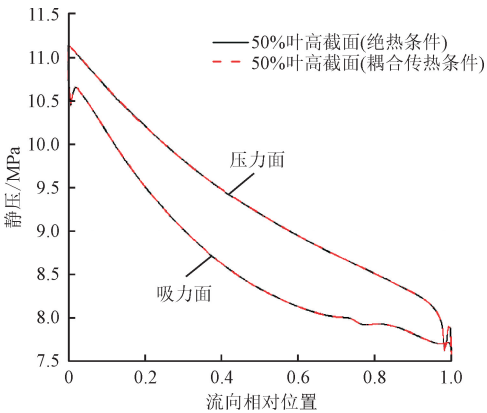
(b) 耦合传热条件

图 6 sCO₂ 向心透平叶轮表面静温分布

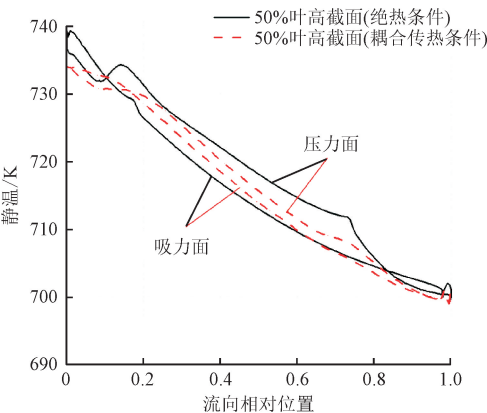
Fig. 6 Static temperature distribution of sCO₂ radial inflow turbine wheel surface

图 7 给出了在绝热和耦合传热条件下透平叶轮 50% 叶高截面沿流向静压与静温分布。结合图 5 和

图 7(a)发现,绝热和耦合传热条件下透平叶轮叶片壁面静压分布相同,叶轮传热对叶轮压力分布不产生显著影响;结合图 6 和图 7(b)发现,相较于绝热条件,耦合传热条件下动叶 50%叶高截面静温整体更低,静温沿流向分布发生偏移,且叶片压力面与吸力面的温差显著缩小,这是由于耦合传热条件下,一方面通道内高温工质向叶轮固体域对流传热:流体的焓减小,叶片壁面温度下降;另一方面叶片压力面和吸力面之间存在热传导,固体的高导热性平衡了压力侧和吸力侧的叶片表面温度,动叶两侧温差减小,此结果与 Heuer 等^[21]的研究结论一致。



(a) 静压分布



(b) 静温分布

图 7 sCO₂ 向心透平动叶 50%叶高截面壁面静压与静温分布
Fig. 7 Distributions of static pressure and static temperature at 50% span of sCO₂ radial inflow turbine

图 8 给出了透平叶轮主流通道内的流体流线分布。可以看出,工质在动叶通道内为顺压流动,在叶片前缘由于静叶出口气流角设计较小,在相同周向速度下导致动叶存在一定冲角,致使动叶前缘压力面侧出现了一定程度的流动分离,但其影响范围很

小,未对主流产生较大影响。而此涡流的形成,增大了工质与动叶及叶片前缘对流换热强度,在动叶入口附近轮盘表面出现局部高温区。动叶入口附近轮盘壁面传热不均匀性突出,易产生较大热应力,而在流动充分发展的动叶尾缘及出口附近,轮盘壁面换热强度降低且更为均匀。此外,在叶顶间隙处,部分流体通过间隙从动叶压力面流向吸力面侧,受到粘性剪切作用,叶顶间隙的泄漏流体速度降低,在叶顶处形成涡流,汇入吸力面侧主流,扰动主流。因此,泄漏涡强化了主流通道的工质与叶轮间传热,增大了轮盘壁温的周向不均匀性和沿叶高方向的梯度。

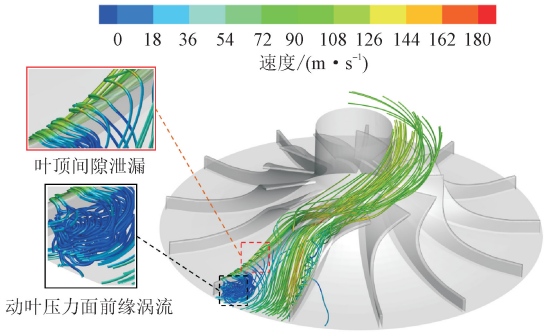


图 8 动叶整体流线分布与叶顶间隙流动特征

Fig. 8 Overall distribution of streamline at rotor and flow characteristic in tip clearance

2.2 耦合传热对密封间隙内流动特性影响

一般而言,小型叶轮机械密封装置的泄漏流量约为主流流量的 1%~2%。经计算,通过迷宫式密封装置的泄漏流量在绝热和耦合传热条件下($T_{\text{shaft}}=100\text{ }^{\circ}\text{C}$)分别为 0.049 86、0.050 46 kg/s,是主流流量的 1.401%和 1.441%,符合一般小型叶轮机械的迷宫密封设计要求。

图 9 给出了泄漏出口压力 $P_{1,\text{out}}=2.0\text{ MPa}$ 时绝热和耦合传热条件($T_{\text{shaft}}=100\text{ }^{\circ}\text{C}$)下密封间隙内的速度分布,横轴 x 为径向长度, z 为轴向长度。可以看出:由于受到旋转壁面产生的剪切力影响,两种条件下密封腔室内充满了相同类型的涡流,即密封齿后的主涡流和齿前的次涡流。流体通过迷宫密封齿时通流面积减小,流速显著增大。在迷宫密封的最后一个腔室中,流体速度变化最为剧烈,这是因为通过最后一个密封孔口的泄漏流体压降最大,密封孔口处产生明显的高流速区,而在涡流中心和转子壁面附近流速较低。通过速度分布比较,发现叶轮传热对其腔室速度分布无显著影响。

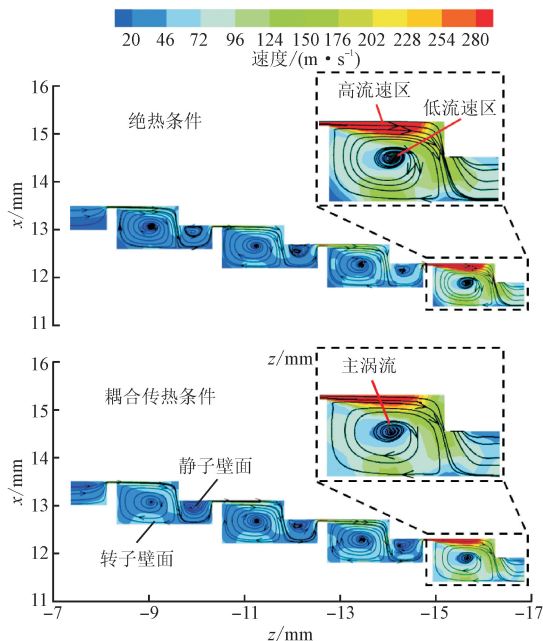
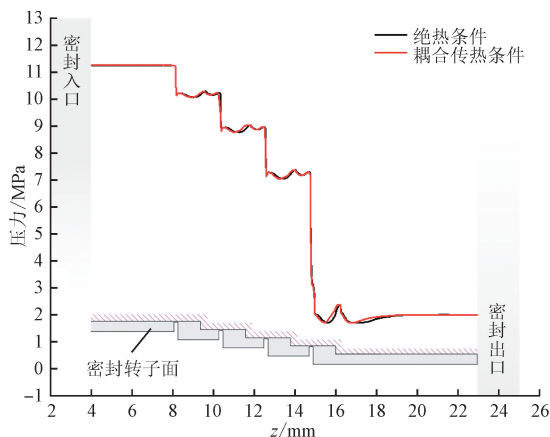


图 9 密封间隙子午平面上的速度分布云图

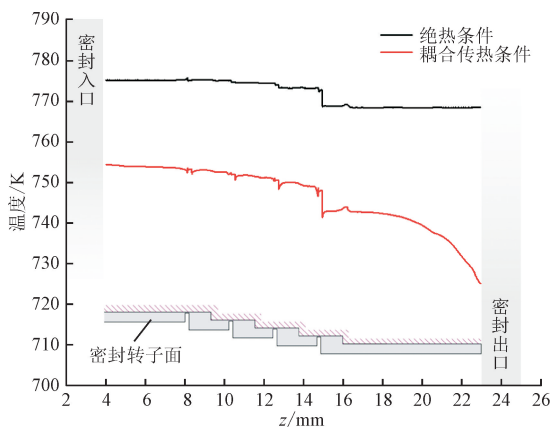
Fig. 9 Velocity distribution in the meridian plane of the seal clearance

为进一步探究密封间隙内流动特性受耦合传热条件的影响,通过在轮背密封间隙内沿整体流动方向取足量截面的方法,获得流体平均参数变化趋势。图 10 分别给出了在两种条件下,流体在密封间隙内沿流动方向上压力与温度的变化曲线。由图 10(a)看出:两种条件下流体压力均沿流动方向降低,通过密封孔口时压力骤降,且随着流经齿数增多,压降增大,通过最后一个密封孔口时达到近 5.0 MPa;在耦合传热条件下,密封间隙内工质整体压力变化趋势和绝热条件下相同,曲线重合度高,与 2.1 节中对叶轮壁面压力影响的结果一致。由图 10(b)看出,在两种条件下流体经过密封齿,温度均产生小幅度下降,而在经过最后一个密封孔口时温度下降最为明显。耦合传热条件下泄漏流温度更低,这是由于密封间隙内流体受到低温轮盘固体域的冷却作用,同时间隙内充斥的涡流起到强化换热的效果,相较于绝热条件,其温度变化更为显著。

值得注意的是, sCO_2 每流经一个迷宫密封孔口和腔室可以视为一次绝热节流流动,在此过程中产生的焦耳-汤姆森效应^[30]对叶轮轮背密封腔室内的流动具有一定影响。当流体经节流从高压区域流向低压区域时,流体的温度发生变化,其与理想气体的焦汤系数 μ_j 有关,该系数是指在等焓条件下单位压力的流体通过节流阀时的温度变化率。其定义式如下



(a) 平均压力



(b) 平均温度

图 10 密封间隙内 sCO_2 压力与温度沿流向变化

Fig. 10 Variation of sCO_2 pressure and temperature along the flow direction in the seal clearance

$$\mu_j = \left(\frac{\partial T}{\partial P} \right)_h \quad (6)$$

式中: P 为压力; T 为温度。若 $\mu_j > 0$, 则流体处于冷效应区; 若 $\mu_j < 0$, 则流体处于热效应区; $\mu_j = 0$ 的点称为转换点。

转换温度和压力的关系可通过公式推导和实验测定得到,并在 T - P 图中连接形成转换曲线。图 11 给出了 CO_2 气体转换曲线示意图,其中 h_t 为透平迷宫密封内流体工作时的等焓线, T_a 、 T_b 分别为最高、最低回转温度, P_N 为最大回转压力,即初始温度高于 T_a 或低于 T_b 的流体,不能通过节流降温;流体在压力大于 P_N 的范围内节流不产生冷效应。通过采用图 10 中获取流体沿流动方向温度、压力变化,结合图 11 中 CO_2 气体转换曲线,可以判断出透平叶轮轮背迷宫密封间隙内 sCO_2 温度随压力减小而降低,通过最后一个密封孔口的 sCO_2 温度降低约 5~6 K, $\mu_j > 0$ 处于冷效应区。由于透平叶轮轮背泄漏

流本身具有较高温度,此时焦汤效应对 $s\text{CO}_2$ 温度随压力变化的影响相对薄弱;而在 TAC 结构另一侧压缩机叶轮轮背密封腔室中, $s\text{CO}_2$ 温度低,若其中流经密封齿的 $s\text{CO}_2$ 泄漏流产生冷效应,焦汤效应产生的温降可能导致工质在密封腔室中液化凝结甚至形成干冰,这对叶轮轮背间隙中流体流动及叶轮机械的实际运行会产生不利影响。

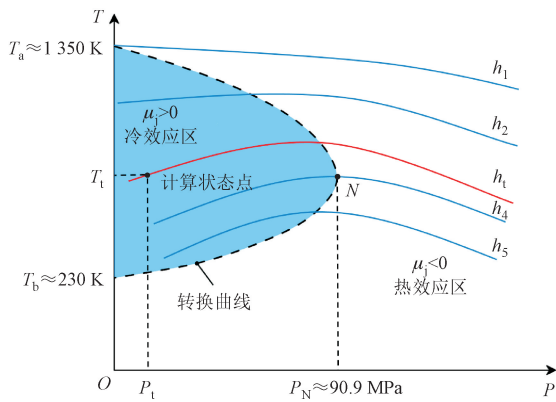


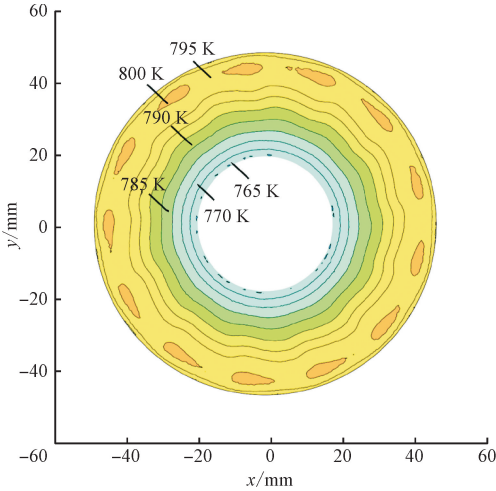
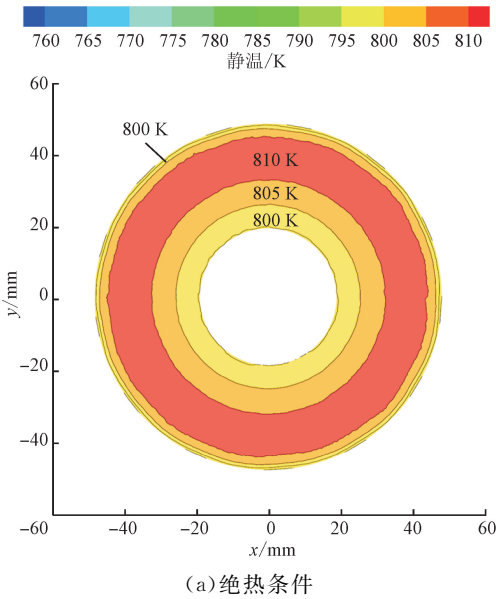
图 11 CO_2 气体转换曲线示意图
Fig. 11 Schematic of CO_2 gas switching curve

2.3 耦合传热对泄漏量与轮背间隙风阻损失影响

在布雷顿循环中,与空气或水蒸汽相比, $s\text{CO}_2$ 作为运行工质具有更高的密度。以往的研究发现,间隙或密封腔室中的泄漏流会在转子旋转过程中因摩擦力而产生风阻损失,风阻损失与工质密度之间存在一定关系,表明风阻损失随密度的增高而增大。因此,在考虑耦合传热后所产生的热损失外,另一占比较大损失为透平轮背间隙风阻损失。

本节主要研究在绝热和耦合传热两种条件下轮背风阻损失 W_d 变化情况,以及在不同透平叶轮密封泄漏出口压力 $P_{1,\text{out}}$ 下,向心透平泄漏流在透平轮背盘腔间隙内产生风阻损失 W_d 变化。

图 12 给出了绝热和耦合传热条件下叶轮轮背表面静温分布,其中 y 为周向长度。整体来看,不同条件下轮背壁面温度分布保持一致:一方面,泄漏流与高速旋转的轮背壁面之间摩擦产生风阻损失,贴近外侧壁面的流体由于具有更大的线速度,更多的风阻损失集中转化为热能,从而导致轮背外侧温度更高,温度从轮背外侧到内侧沿径向逐渐降低;另一方面,结合图 1 可以看出,泄漏流体的流动状态由轮盘外缘间隙内的轴向流动转变为轮背间隙内的径向流动,因此轮背外侧温度呈现出一定波动。



(a) 绝热条件
(b) 耦合传热条件 ($P_{1,\text{out}} = 2.0 \text{ MPa}$, $T_{\text{shaft}} = 100 \text{ }^\circ\text{C}$)
图 12 $s\text{CO}_2$ 向心透平叶轮轮背壁面温度分布
Fig. 12 Temperature distributions of wheel back wall of $s\text{CO}_2$ radial inflow turbine

对比图 12(a) 和 (b) 发现:绝热条件下,轮背壁温更高,沿径向温度梯度较小;传热条件下,轮背壁面换热效果明显,温度整体降低,轮背内侧出现大范围低温区域并伴随较大的温度梯度,且沿径向变化剧烈,周向分布不均匀性增大,是耦合传热以及轮背间隙泄漏流与转子面摩擦共同作用的结果。

图 13 给出了在不同泄漏出口压力 $P_{1,\text{out}}$ 下泄漏流量 m_l 和轮背风阻损失 W_d 的变化。可以看出,在绝热和耦合传热条件 ($T_{\text{shaft}} = 100 \text{ }^\circ\text{C}$) 下, m_l 和 W_d 均随着 $P_{1,\text{out}}$ 的增大而减小,这是因为轮背间隙泄漏入口压力在不同边界条件下基本保持不变, $P_{1,\text{out}}$ 的增大导致泄漏进出口压比降低,轮背间隙内泄漏流轴向流速降低。通过对比发现,相较于绝热条件,考虑

耦合传热时泄漏流量 m_l 更大,且风阻损失 W_d 整体更高,当 $P_{l,out} = 2.0$ MPa 时,绝热条件和耦合传热条件下 W_d 分别为 1.554 kW 和 1.745 kW,较绝热条件,增大了 12.29%。造成风阻损失增大的原因是耦合传热条件下泄漏流的温度受转轴低温壁面的冷却作用降低, sCO_2 在相同压力下密度因温度降低而显著增高, m_l 和 W_d 随之产生较大改变。由此可见,耦合传热不仅考虑了透平的热损失,而且对轮背间隙内风阻损失产生一定影响。

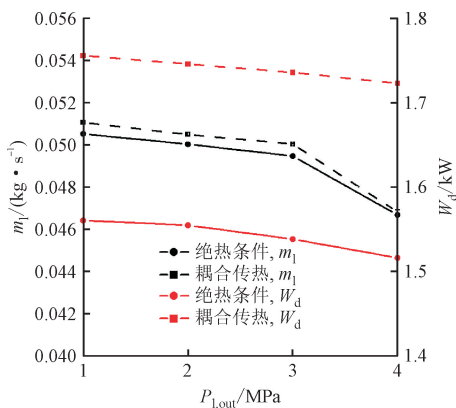


图 13 泄漏流量与轮背风阻损失随泄漏出口压力变化

Fig. 13 Variation of leakage and windage loss of wheel back at different leakage outlet pressure

3 结 论

(1)相较于绝热条件,考虑叶轮传热后透平由于产生一定热损失,做功能力下降,热功转换效率降低,透平等熵效率由 82.810% 最大降低至 82.513%。随着透平叶轮轮盘末端轴温升高,透平叶轮的轴功率和等熵效率降幅呈现先降低再增大的趋势,在轮盘末端轴温为 100 °C 时,二者降幅均达到最低。因此,在 TAC 结构的转子热管理设计时,需要调整冷却介质流量或冷却结构,以充分降低叶轮轮盘末端轴温对透平总体气动性能的影响。

(2)绝热和耦合传热条件下,叶轮叶片壁面压力分布相同,工质与叶轮的传热仅对叶轮壁面温度分布产生影响。考虑叶轮传热后,透平叶轮壁面温度分布周向不均匀性增大,叶轮前缘和动叶叶根附近出现局部高温区并伴随一定温度梯度,原因主要是工质受旋转离心力作用贴近下壁面流动,且存在一定的流动分离,动叶压力面前缘涡流和叶顶间隙泄漏涡流强化了透平主流与叶轮的换热。固体的高导热性平衡了压力侧和吸力侧的叶片壁面温度,导致动叶两侧温差明显缩小。

(3)耦合传热条件下,由于受到低温壁面的冷却作用,密封间隙内的流体沿流向通过密封齿时温度随着压力减小而降低,透平侧密封间隙中 sCO_2 处于焦汤效应的冷效应区。与绝热条件对比,轮背密封区域工质温度在进口处降低 20 °C,在密封出口处增高到 45 °C,因此在透平轮背密封泄漏工质的冷却时,需要考虑透平叶轮的实际情况。

(4)在叶轮传热的作用下,向心透平叶轮的密封泄漏量增大约 0.92%,轮背风阻损失增大约 12.29%,随着泄漏出口压力增大,其两者的增量减小。基于本文的几何模型,当密封出口压力为 2.0 MPa 时,耦合传热条件下的叶轮轮背风阻损失为 1.745 kW,约占透平叶轮轴功率的 0.66%,需要引起足够的重视。

参考文献:

- [1] FEHER E G. The supercritical thermodynamic power cycle [J]. Energy Conversion, 1968, 8(2): 85-90.
- [2] ANGELINO G. Carbon dioxide condensation cycles for power production [J]. Journal of Engineering for Power, 1968, 90(3): 287-295.
- [3] WRIGHT S A, PICKARD P S, FULLER R, et al. Supercritical CO_2 Brayton cycle power generation development program and initial test results [C]// ASME 2009 Power Conference. New York, USA: ASME, 2009: 573-583.
- [4] WRIGHT S A, RADEL R F, VERNON M E, et al. Operation and analysis of a supercritical CO_2 Brayton cycle [EB/OL]. (2010-09-01)[2024-11-01]. <https://www.osti.gov/biblio/984129>.
- [5] UTAMURA M, HASUIKE H, OGAWA K, et al. Demonstration of supercritical CO_2 closed regenerative Brayton cycle in a bench scale experiment [C]//ASME Turbo Expo 2012: Turbine Technical Conference and Exposition. New York, USA: ASME, 2012: 155-164.
- [6] MOORE J, BRUN K, EVANS N, et al. Development of 1 MWe supercritical CO_2 test loop [C]//ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition. New York, USA: ASME, 2015: V009T36A015.
- [7] CHOI B, CHO J, SHIN H, et al. Development of a hundreds of kWe-class supercritical carbon dioxide power cycle test loop in KIER [C]//ASME Turbo Expo 2019: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. New York, USA: ASME, 2019: V009T38A013.
- [8] 韩万龙, 丰镇平, 王月明, 等. 超临界二氧化碳高压涡轮气动设计及性能 [J]. 哈尔滨工业大学学报, 2018, 50(7): 192-198.

- HAN Wanlong, FENG Zhenping, WANG Yueming, et al. Aerodynamic design and performance of SCO_2 high pressure turbines [J]. *Journal of Harbin Institute of Technology*, 2018, 50(7): 192-198.
- [9] 岳鹏. 中科院工程热物理研究所兆瓦级超临界二氧化碳发电机组顺利竣工 [EB/OL]. (2022-01-10)[2024-11-01]. <https://www.cspplaza.com/article-21317-1.html>.
- [10] 杨锐, 闫凯. 上海电气超临界二氧化碳循环发电机组成功“首秀” [EB/OL]. (2022-01-10)[2024-11-01]. <https://www.cspplaza.com/article-21233-1.html>.
- [11] WEI Zicheng. Meanline analysis of radial inflow turbines at design and off-design conditions [D]. Ottawa, Canada: Carleton University, 2014.
- [12] QI Jianhui, REDDELL T, QIN Kan, et al. Supercritical CO_2 radial turbine design performance as a function of turbine size parameters [C]//ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. New York, USA: ASME, 2016: V009T36A020.
- [13] LEE J, LEE J I, AHN Y, et al. Design methodology of supercritical CO_2 Brayton cycle turbomachineries [C]//ASME Turbo Expo 2012: Turbine Technical Conference and Exposition. New York, USA: ASME, 2012: 975-983.
- [14] 王雨琦, 施东波, 张荻, 等. 部分进气超临界二氧化碳向心透平气动性能研究 [J]. *热力透平*, 2016, 45(3): 184-188.
- WANG Yuqi, SHI Dongbo, ZHANG Di, et al. Study on aerodynamic performance of a partial-admission supercritical carbon dioxide radial-inflow turbine [J]. *Thermal Turbine*, 2016, 45(3): 184-188.
- [15] 王雨琦, 张荻, 谢永慧. 部分进气超临界二氧化碳透平非定常流动研究 [J]. *热力透平*, 2018, 47(1): 47-52.
- WANG Yuqi, ZHANG Di, XIE Yonghui. Investigation on unsteady flow of a partial-admission supercritical carbon dioxide turbine [J]. *Thermal Turbine*, 2018, 47(1): 47-52.
- [16] ZHANG Hanzhen, ZHAO Hang, DENG Qinghua, et al. Aerothermodynamic design and numerical investigation of supercritical carbon dioxide turbine [C]//ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition. New York, USA: ASME, 2015: V009T36A007.
- [17] DIANGO A, PÉRILHONC, DANHO E, et al. Influence of heat transfer on gas turbine performance [M]//ERNESTO B. *Advances in Gas Turbine Technology*. Rijeka, Croatia: IntechOpen, 2011.
- [18] LI Zhenpeng, ZOU Zhengping, YAO Lichao, et al. Aerodynamic design method of micro-scale radial turbines considering the effect of wall heat transfer [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2018, 138: 94-109.
- [19] VERSTRAETE D, BOWKETT C. Impact of heat transfer on the performance of micro gas turbines [J]. *Applied Energy*, 2015, 138: 445-449.
- [20] GAO Xunan, SAVIC B, BAAR R. A numerical procedure to model heat transfer in radial turbines for automotive engines [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2019, 153: 678-691.
- [21] HEUER T, ENGELS B. Numerical analysis of the heat transfer in radial turbine wheels of turbo chargers [C]//ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea, and Air. New York, USA: ASME, 2007: 959-968.
- [22] LIM S M, DAHLKILD A, MIHAESCU M. Aero-thermodynamics and exergy analysis in radial turbine with heat transfer [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2018, 140(9): 091007.
- [23] 蒋宇. 超临界二氧化碳动力循环原理样机综合设计及系统热力性能优化研究 [D]. 西安: 西安交通大学, 2019.
- [24] CONBOY T M. An approach to turbomachinery for supercritical Brayton space power cycles [EB/OL]. (2012-11-01)[2024-11-01]. <https://www.osti.gov/biblio/1063431>.
- [25] 王春阳. 70MW级超临界二氧化碳闭式布雷顿循环向心透平设计分析 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2020.
- [26] 马俊, 吴激, 陈长盛, 等. 燃气向心透平的非定常流动特性 [J]. *船舶工程*, 2020, 42(4): 67-72.
- MA Jun, WU Ji, CHEN Changsheng, et al. Unsteady flow characteristics of radial-inflow gas turbine [J]. *Ship Engineering*, 2020, 42(4): 67-72.
- [27] KEEP J A, JAHN I H J. Numerical loss investigation of a small scale, low specific speed supercritical CO_2 radial inflow turbine [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2019, 141(9): 091003.
- [28] WANG Zhiqi, XIE Baoqi, XIA Aoaxia, et al. Energy loss of radial inflow turbine for organic Rankine cycle using mixture based on entropy production method [J]. *Energy*, 2022, 245: 123312.
- [29] CELIK I B, GHIA U, ROACHE P J, et al. Procedure for estimation and reporting of uncertainty due to discretization in CFD applications [J]. *Journal of Fluids Engineering*, 2008, 130(7): 078001.
- [30] YANG Yong, DING Tian, LIU Yongzhong. Analysis of Joule-Thomson effect of carbon dioxide leakage through vertical leaky pathways [J]. *Heat Transfer Research*, 2016, 47(2): 177-192.

(编辑 亢列梅)