

超临界二氧化碳向心透平流动损失分解 及损失特性研究

刘如一¹, 刁安娜², 迟志男², 张帅钊¹, 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. 中国船舶集团有限公司第七一一研究所, 201108, 上海)

摘要: 针对超临界二氧化碳(SCO₂)向心透平流动损失耦合机制不清晰以及优化方向不明确的问题,以循环输出功率为 150 kW 的 SCO₂ 向心透平为对象,基于熵产理论,采用不同边界条件设置、多次数值模拟和涡量分析方法,开展了流动损失分解、损失来源定位以及损失特性分析。模拟结果表明:设计工况下,该向心透平的流动损失由大到小依次为泄漏损失、静叶损失、混合损失、动叶损失,分别占总损失的 44.43%、31.82%、11.98% 和 11.77%;当偏离设计工况时,泄漏损失和静叶损失占比减小,混合损失占比增大,动叶损失占比变化不大;泄漏损失产生的主要原因是动叶进口叶顶间隙相对较高,透平泄漏量较大,减小动叶叶顶间隙尺寸可显著减小透平的熵产和泄漏损失;静叶损失主要产生于通道中后区域,动叶损失在动叶中段位置处急剧增大。研究结果可为百千瓦级 SCO₂ 动力循环向心透平的气动设计和型线优化提供数据支撑。

关键词: 超临界二氧化碳;向心透平;流动损失分解;熵产理论

中图分类号: TK47 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202510009 **文章编号:** 0253-987X(2025)10-0096-10

Research on Flow Loss Decomposition and Loss Characteristics of Supercritical Carbon Dioxide Centripetal Turbine

LIU Ruyi¹, DIAO Anna², CHI Zhinan², ZHANG Shuaizhao¹,

DENG Qinghua¹, LI Jun¹, FENG Zhenping¹

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

2. Shanghai Marine Diesel Engine Research Institute, Shanghai 201108, China)

Abstract: To address the unclear coupling mechanism of flow losses and the lack of optimization direction in supercritical carbon dioxide (SCO₂) centripetal turbines, a 150 kW SCO₂ centripetal turbine is concentrated in this paper. Based on entropy generation theory, different boundary condition settings, multiple numerical simulations, and vorticity analysis methods are employed to decompose flow losses, identify loss sources, and analyze loss characteristics. The simulation results indicate that under design conditions, the flow losses in the centripetal turbine occur in the following order, from largest to smallest: leakage losses, stator losses, mixing losses, and rotor losses, accounting for 44.43%, 31.82%, 11.98%, and 11.77% of the total losses, respectively.

收稿日期: 2025-03-25。 作者简介: 刘如一(2001—),女,硕士生;邓清华(通信作者),男,副教授,博士生导师。

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

网络出版时间: 2025-05-29

网络出版地址: <https://link.cnki.net/urlid/61.1069.T.20250529.1003.004>

When deviating from the design conditions, the proportions of leakage losses and stator losses decrease, while the proportion of mixing losses increases, with little change in rotor losses. The primary cause of leakage losses is the relatively high clearance at the inlet tip of the rotor, which leads to significant leakage through the turbine; reducing the blade tip clearance can notably decrease the turbine's entropy generation and leakage losses. Stator losses predominantly occur in the mid-to-late regions of the passage, while rotor losses increase sharply at the mid-section of the rotor. The findings provide data support for the aerodynamic design and profile optimization of 100 kW-class SCO_2 power cycle centripetal turbines.

Keywords: supercritical carbon dioxide; radial inflow turbine; decomposition of flow losses; entropy generation theory

由于超临界二氧化碳(SCO_2)动力系统在提升循环效率与减小动力部件体积方面具有巨大优势,近年来在学术及工程领域均受到了极大关注,已成为学术研究热点之一^[1-3]。作为中小型 SCO_2 动力装置中的关键部件,向心透平的气动性能对于整个循环系统的效率有着重要影响^[4-5]。

在透平的气动设计阶段,需要采用流动损失模型来预估各项损失,并通过优化几何尺寸或气动参数,尽可能减少总体流动损失,提高透平效率。因此,各种透平流动损失模型的准确性至关重要。20 世纪中期以来,学者们开发出了多种损失模型,包括 AM 模型^[6]、AMDC 模型^[7]、KO 模型^[8]、Craig 和 Cox 损失模型^[9]、Bennner 损失模型^[10-11]等。

随着计算流体动力学的不断发展,部分学者将数值模拟结果与流动损失模型评估结果进行比较,开发了一些高精度损失模型。Uusitalo 等^[12]对一款功率等级为 1 MW 的 SCO_2 向心透平进行损失分析,将数值计算结果与不同损失模型的计算结果进行了对比。Wang 等^[13]采用数值模拟方法对向心透平的部分进气损失机理进行了研究,并与文献中的流动损失模型进行比较。Persky 等^[14]探究了以 CO_2 和 R143a 为工质的向心透平在变工况条件下的损失特性,提出了一种具有较高精度的损失模型,适用于以 CO_2 和 R143a 为工质的透平机械气动设计与流动分析。

除了采用流动损失模型,部分学者采用总压损失评估透平的损失状况。闫晨曦等^[15]研究透平末级出口流动对燃气轮机排气扩压器性能的影响,并根据总压损失系数探究了不同流量下排气扩压器的损失分布。Hou 等^[16]研究了级联器出口边界层对低压透平叶栅的端壁二次流发展和总压损失的影响。

以上关于透平的气动设计或者损失分析通常依赖于流动损失模型或总压损失来评估气动损失。Denton^[17]在理解叶轮机气动损失的来源和影响方面迈出了重要一步,认为损失度量可以用熵来表征,而不是损失系数。基于此种方法,Wheeler 等^[18]研究了一款跨声速有机朗肯循环向心透平内部的非定常流动特性,并采用熵损失的方法对这款向心透平进行了损失分解。Keep 等^[19]采用与文献^[18]相同的损失分解方法,研究了功率等级为 300 kW 的低比转速 SCO_2 向心透平,通过稳态与瞬态计算确定透平的损失来源,结果表明,端壁二次流损失是端壁流体黏性、二次流诱导引起的熵变化,型面和尾迹损失是由叶片边界层和尾缘位置的复杂流动引起的熵产所致,静叶损失主要是端壁流体黏性损失,动叶损失主要是泄漏损失。Zlatinov 等^[20]采用整个透平级的熵产来定量估计流动损失。由于冷流体混合增加的熵产反映的不是透平损失而是热力循环损失,在评估透平性能时,必须考虑由黏性效应增加的熵产,因此引入了局部熵产率以分析透平级内局部损失的大小,探究轮毂处注入吹扫冷气对透平内部损失的影响。

根据熵产理论,Yoon 等^[21]通过对整个透平级进行数值模拟,探究了各项损失的占比,通过比较整个透平级的熵产,将气动损失在静叶和动叶中分解,每级叶片都被分解成型面、端壁、泄漏、尾迹损失及动静叶相对运动引起的非定常损失,结果表明动叶尾迹损失最大,约占总气动损失的 1/3 以上。Duan 等^[22]基于熵产理论对一台 100 kW 的 SCO_2 向心透平的静叶进行了损失量化,结果表明静叶内部的熵产主要发生在壁面附近,黏性剪切应力引起的湍流脉动是静叶内部湍流耗散熵产的主要原因,二次流结构对熵产分布的影响较小。Wang 等^[23]基于局部

熵产率量化分析了有机朗肯循环向心透平流动损失特性,研究了叶顶间隙和混合物比例对流动损失的影响,结果表明静叶内的高熵产区由泄漏涡和激波引起,动叶内的高熵产区由通道涡和泄漏涡引起。动叶通道的总熵产明显高于静叶,动叶和静叶的总熵产随叶顶间隙的增大而增加,透平的输出功率和等熵效率随叶顶间隙的增大而减小。张磊等^[24]采用熵产和熵产率方法对某 SCO_2 轴流透平进行损失分解研究,结果表明总损失占比最大的是泄漏损失,为 38.23%,静叶损失中型面损失占比较大,为 9.68%,动叶内的型面损失与端壁和尾迹损失占比差别较小,为级总损失的 15.39%。

上述研究表明,流动损失模型的准确性及适用性对叶轮机械气动设计至关重要,且叶轮机械全三维优化时存在耗时长、方向性不明确等问题。因此,本文采用计算流体动力学方法,以循环输出功率为 150 kW 的超临界二氧化碳向心透平为对象,开展损失分解及特性分析研究,获得损失大小序列,并基于熵产理论定位损失来源,为百千瓦超临界二氧化碳向心透平的气动设计及优化方向提供数据支撑。

1 流动损失分解方法

对于透平类的旋转机械,雷诺剪切应力和流体黏度会引起黏性耗散。根据热力学第二定律,熵是由能量转换过程中的不可逆性因素引起的。因此,本文采用熵产来衡量透平叶栅通道内的机械能耗散,即透平内的流动损失。

本文采用文献[18]提出的方法确定 SCO_2 向心透平的各项流动损失,该方法基于流动特征的分级近似,通过综合物理建模分层、实验测量校准和数值模拟分阶段解耦,可在工程误差范围内近似量化各损失分量。在透平级的设计阶段,需要考虑多种损失模型以预估各类损失的占比,并通过修改几何尺寸、气动等参数迭代求解以尽可能减少各项损失,研究各项损失的占比对明确后续优化的重点区域有重要意义。如图 1 所示, SCO_2 向心透平损失主要分为泄漏损失、端壁二次流损失、型面和尾迹损失及混合损失。对于泄漏损失,可通过叶顶间隙影响的动叶上的熵产获得;混合损失由动静交界面上的熵产确定;端壁二次流损失是由于端壁流体黏性效应及二次流诱导引起的熵产,在稳态计算时可通过去除

端壁剪切应力(即在叶冠和轮毂壁面设置滑移边界条件)获得;型面和尾迹损失可通过总损失与各项损失的差获得。

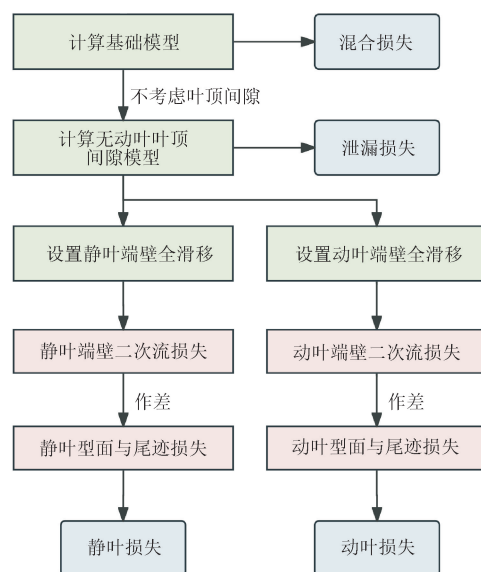


图 1 SCO_2 向心透平损失分解方法

Fig. 1 Method for decomposing losses in SCO_2 radial inflow turbines

定义向心透平通道内各项损失占可用能量的比例如下

$$\Delta\eta = \frac{\bar{T}_{t2} \Delta s}{h_0^* - h_{2s}^*} \quad (1)$$

式中: $\bar{T}_{t2}$ 为出口平均温度; Δs 为熵差; h_0^* 为进口总比焓; h_{2s}^* 为出口等熵总比焓。

熵产不能准确代表某一处损失的大小,需要定义物理量来精确衡量特定位置处的损失。根据文献[20],采用单位体积熵产率来表示特定位置的损失,其中透平黏性耗散生产率定义如下

$$S''_{\text{visc}} = \frac{\mu_{\text{eff}}}{T} \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right\} \quad (2)$$

式中: μ_{eff} 为动力黏度; T 为温度; u, v, w 分别为 x, y, z 方向的速度。

将式(2)转化为单位无量纲熵产率,表示为

$$\bar{S}''_{\text{visc}} = \frac{2\bar{T}_2 S''_{\text{visc}}}{(\rho V^3 / C)_{\text{in}}} \quad (3)$$

式中: $\bar{T}_2$ 为平均温度; ρ 为流体密度; V 为流体轴向速度; C 为叶片弦长; 下标 in 表示流场入口。

2 研究对象及数值方法验证

2.1 几何模型和边界条件

本文研究对象为课题组设计的循环输出功率为 150 kW 的超临界二氧化碳向心透平,图 2 给出了动静叶的三维模型(左)和向心透平子午流道示意图(右)。表 1 列出了数值计算所使用的边界条件。

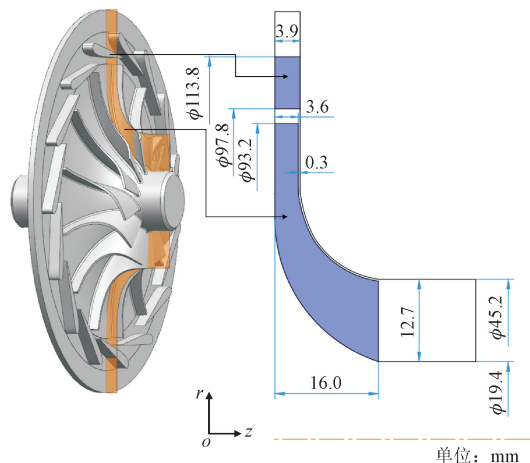


图 2 动静叶三维模型和子午流道示意图

Fig. 2 Schematic diagram of 3D model of rotor and stator and meridional flow channel

表 1 SCO_2 向心透平数值计算边界条件

Table 1 Boundary conditions of SCO_2 radial inflow turbines

边界条件	数值
进口总压/MPa	15.12
进口总温/K	773.15
进气角/(°)	45
出口静压/MPa	7.82
转速/($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$)	60 000

2.2 数值方法验证

采用 NUMECA Autogrid5 软件剖分 SCO_2 向心透平流体域,采用结构化网格,生成 195 万、420 万和 760 万共 3 组节点数的网格。为减少回流,在动叶出口设置了延伸段,且对透平几何模型中形状不规则且流动情况复杂的区域进行局部加密,以提高网格质量和计算求解精度。图 3 为本文使用的单通道结构化网格模型。

采用网格收敛指数(GCI)方法^[25]对上述 3 组网格进行网格独立性验证,如图 4 所示,其中横坐标为相对叶高位置。图 4(a)给出了 3 组网格和 GCI 法外推得到的静叶出口速度沿叶高的分布曲线,图 4(b)

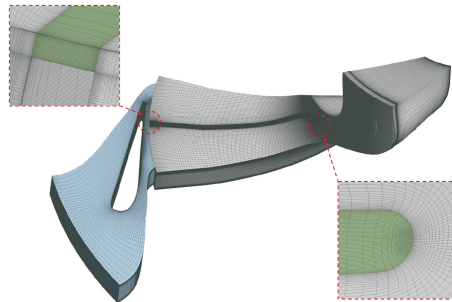
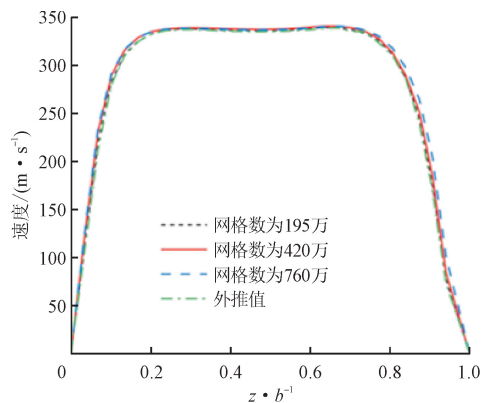


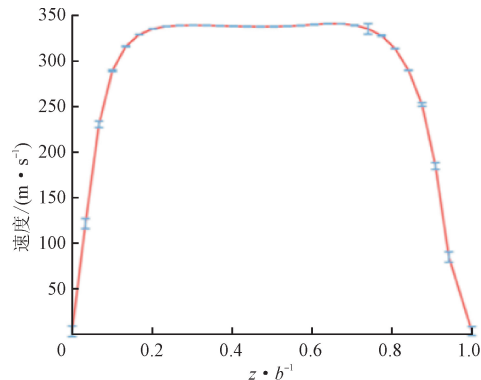
图 3 SCO_2 向心透平网格划分

Fig. 3 Computational mesh grid of SCO_2 radial inflow turbines

为 420 万网格下的计算结果和离散化误差棒。由图 4(a)可见,不同网格数下,静叶出口沿叶高方向速度分布变化趋势一致,采用 420 万网格数的计算结果与外推结果较为接近,曲线基本重合。由图 4(b)计算得到 420 万网格数与外推值的最大误差为 4.2%,远小于 10%,可认为当网格节点数大于 420 万时,随着网格数增加,数值计算结果波动较小。因此在后续工作中,均选取网格数为 420 万进行计算。



(a) 静叶出口速度沿叶高分布



(b) 420 万网格数下静叶出口速度和误差分布

图 4 GCI 方法网格无关性验证

Fig. 4 Mesh independence validation of GCI method

本文通过调用美国 NIST 气体物性库获得 CO_2 真实气体物性,选择 SST $k-\omega$ 湍流模型对该 SCO_2 向心透平进行数值计算。需要说明的是,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,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,这在作者课题组及同行的诸多文献中均有报道^[5,12-16,19,23]。

3 结果与讨论

3.1 各项流动损失占比分析

对该 SCO_2 向心透平在设计工况和变工况下的各项流动损失占比进行分析,结果如图 5 所示。本文单独对动叶的泄漏损失展开研究,因此在计算动叶损失时均基于无叶顶间隙的条件,不考虑泄漏损失带来的影响。

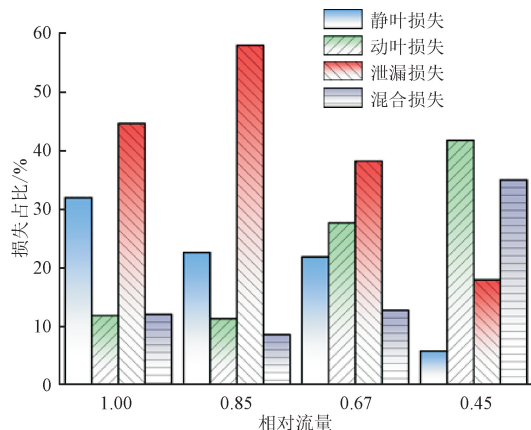


图 5 不同流量工况下各项损失的占比

Fig. 5 Proportion of flow loss under different flow conditions

由图 5 可见,在设计工况下,泄漏损失的占比最大,为 44.43%;其次是静叶损失,达到 31.82%;混合损失的占比排第 3 位,达到 11.98%;占比最小的是动叶损失,为 11.77%。泄漏损失占比最大的原因是动叶进口叶顶间隙相对高度达到 7.7%,出口相对高度为 2.4%,而常规工质透平的叶顶间隙相对高度仅为 1%~3%。由于 SCO_2 向心透平动叶的进口叶高较小,仅为 3.89 mm,受限于机械加工,无法满足叶顶间隙相对高度在 1%~3%的最佳要求,因此 7.7% 的高度比会导致透平的泄漏量较大,尤其是在动叶前缘至中段的叶顶间隙附近,主流会受到较大影响而导致动叶作功能力降低。此外,为了使向心透平整体气动性能更优,在设计静叶尺寸时

采取更加紧凑的设计方案,即缩小动叶前缘点半径与静叶尾缘点半径的比值,本次设计的比值仅为 1.03,这样会更有利于降低静叶部分的熵产。更紧凑的设计方案能够降低静叶部分的端壁二次流损失,但可能会导致叶片尾缘部分的损失增加,不过增加的幅度较小^[19]。同时,更紧凑的设计方案意味着动静间隙更小,这会使得静叶尾缘和动叶前缘处的流动情况更加紊乱,难以均匀地向下游流动,进而使得动静交界面上数据传递产生误差。

由图 5 还可以看出,除了低流量工况外,其他工况下泄漏损失的占比均最大。在透平具有较高功率和等熵效率(85%~100%流量)的工况下,静叶损失的比例高于动叶损失;当运行工况远离 80%流量工况时,透平的等熵效率和功率开始下降,且动叶损失的比例逐渐高于静叶损失。在低流量工况下,动叶损失占比最大,其次是混合损失和泄漏损失,最后是静叶损失,过大的混合损失比例导致低流量工况下的等熵效率和输出功率均较低,表明低流量工况下透平气动性能严重退化。泄漏损失占比随流量工况增大呈现出先增大后减小的趋势,等熵效率越高,透平的泄漏损失占比越大,这与混合损失的占比趋势刚好相反,说明对于同一款透平,不同工况下泄漏损失的大小一定程度上可以反映其等熵效率的大小。

变工况下叶片通道内的损失占比如图 6 所示。观察图 6(a)可知,在较高等熵效率(67.5%~100%流量)运行条件下,二者的差距不大,这是因为静叶的展弦比(叶片翼展与平均弦长的比值)较小,静叶端壁的面积相较于叶片表面积更大,但叶片尾缘处的流动损失更大,二者的影响面积与强度各有所长,导致静叶端壁二次流损失以及型面和尾迹损失相差不大,几乎各占 50%。而小流量(45%流量)工况下,由于偏离设计工况较远,两种损失的占比差距较大。

由图 6(b)可见,动叶损失的占比情况与静叶损失相反,动叶损失的占比随着流量工况向设计点靠近而逐渐减小,在较高功率和等熵效率(85%~100%流量)运行条件下,动叶的损失占比约为 11%,一方面体现了该向心透平的变工况能力较强,另一方面表明在较高功率和等熵效率运行条件下,工况的改变主要影响动叶部分泄漏损失的占比。由图 6(b)可知,不同工况下动叶损失主要以型面和尾迹损失为主,占比大于 80%,说明工质推动叶片作功,更多的损失都发生在这一过程。

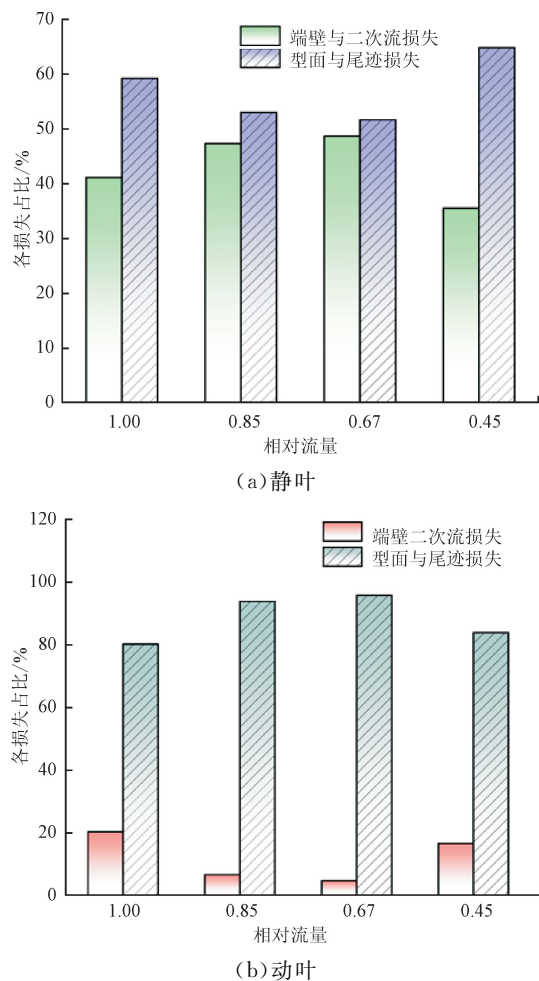


图 6 变工况下叶片通道内损失占比

Fig. 6 Proportion of flow loss under off-design conditions

3.2 流动特性分析

3.2.1 泄漏流动特性

本节对比分析了 0.20、0.25、0.30 mm 这 3 种高度叶顶间隙的损失占比,发现叶顶间隙的改变对透平泄漏损失占比影响较大。图 7 给出了不同叶顶

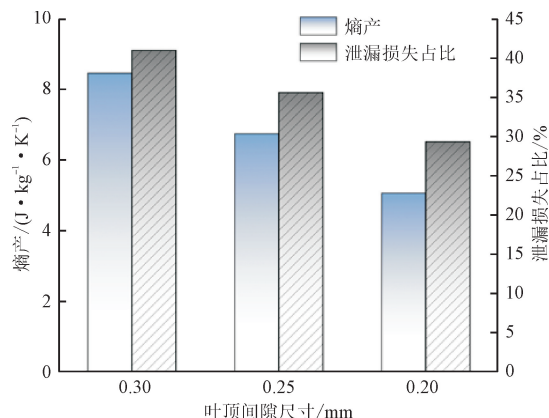


图 7 不同叶顶间隙下透平熵产和泄漏损失占比

Fig. 7 Proportion of turbine entropy increase and leakage loss under different tip clearances

间隙下 SCO_2 向心透平的熵产和泄漏损失的占比情况,可以看出,减小动叶叶顶间隙能显著减小透平的熵产和泄漏损失。将动叶叶顶间隙从 0.3 mm 减小到 0.2 mm,可使叶顶间隙引起的熵产减小 40%,因此在进行透平设计时,要尽可能地减小动叶叶顶间隙。

为进一步分析泄漏流对透平流动损失的影响,采用式(2)和式(3)计算动叶无量纲熵产率沿流向的变化。图 8、图 9 分别给出了不同叶顶间隙下动叶各截面的无量纲熵产率和焓量分布。对照高熵产率区域的流线分布和焓量云图可以看出,动叶吸力面一侧较大范围的高熵产率区域是由泄漏涡引起的,泄漏涡从动叶前缘附近开始产生并向尾缘发展,泄漏涡影响的区域沿流向逐渐变大。对比图 8 中 0.3 mm 和 0.2 mm 叶顶间隙下动叶各截面单位体积无量纲熵产率可以看出,0.2 mm 叶顶间隙下的动叶各截面的高熵产区域更小,进一步说明了减小动叶叶顶间隙能够减小泄漏损失。

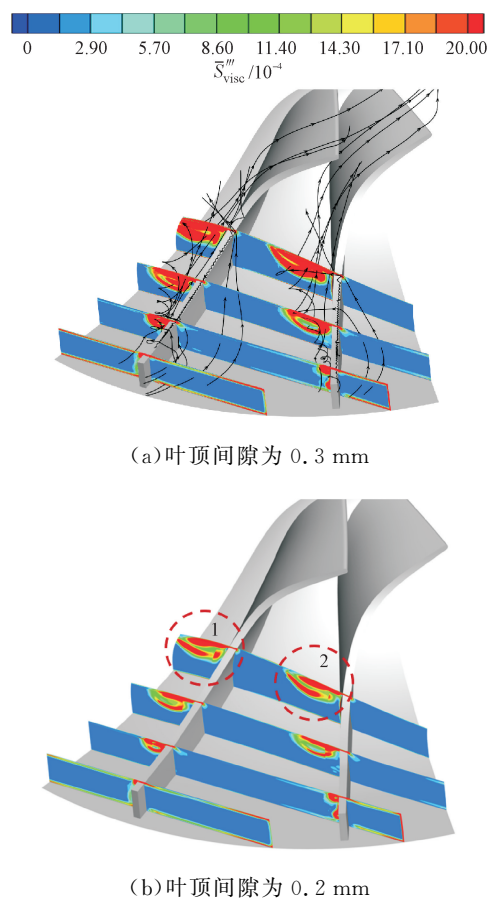


图 8 不同叶顶间隙下动叶各截面的无量纲熵产率

Fig. 8 Dimensionless entropy generation rate of each cross section of rotor blade under different blade tip clearances

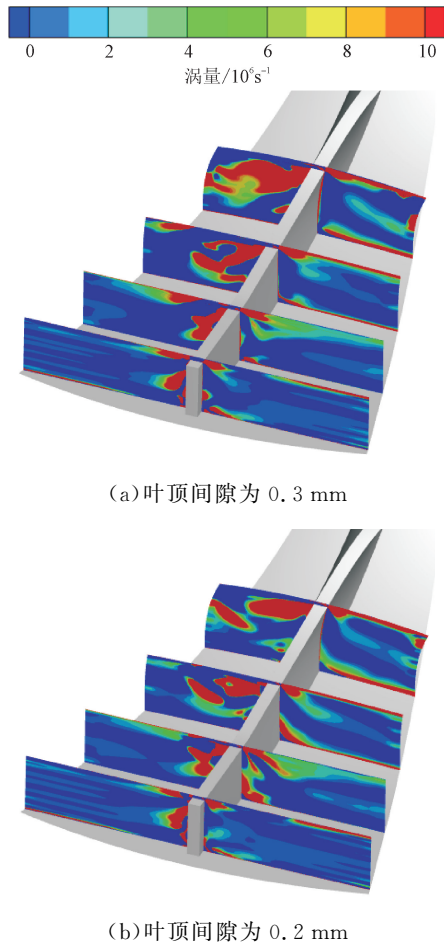


图9 不同叶顶间隙下动叶各截面的涡量分布

Fig. 9 Vorticity distribution of each cross section of rotor blade under different blade tip clearances

3.2.2 静叶流动特性

表2展示了设计工况下静叶通道内各项损失的占比情况。

表2 设计工况下静叶通道内各项损失的占比

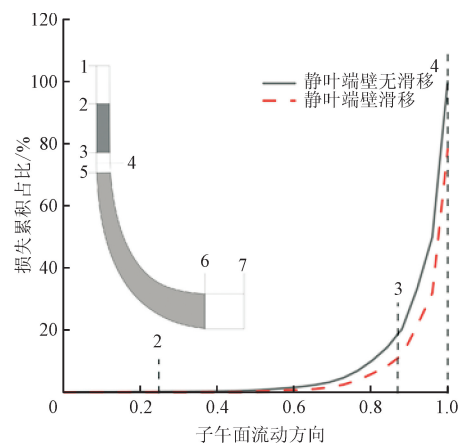
Table 2 Proportion of flow loss in stator channels under design conditions

损失类型	熵产/ ($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)	占静叶损失 比例/%	占总损失 比例/%
端壁二次流损失	2.47	40.96	13.03
型面和尾迹损失	3.56	59.04	18.79

需要说明的是,型面损失与尾迹损失之间的关系较复杂,无法准确地将两者分离开来,因为叶片表面的边界层黏性会在很大程度上影响静叶尾缘附近的流动情况,导致静叶尾缘处的流动状况较为复杂,存在气流的掺混与相互干涉,且工质的流速会在静叶尾缘附近的喉部区域达到最大,而静叶尾缘附近

的流动区域较小,致使该处的流动状况更为复杂,会有更大的流动损失产生。因此,虽然无法准确分离型面损失与尾迹损失,但从上述内容可以看出,静叶尾迹损失在二者中的占比更大。

静叶损失主要分为端壁二次流损失、型面和尾迹损失以及少量的静叶前缘冲击损失。图10展示了无滑移计算与设置静叶端壁滑移下的静叶损失沿流动方向的占比情况。值得一提的是,设置滑移壁面边界条件的目的是去除端壁剪切应力进而消除由此引起的端壁二次流损失。由图10可以看出,无滑移计算时损失占比曲线明显升高的位置起始于静叶中部,说明静叶损失主要产生在静叶中后部区域,叶片前缘少量的冲击损失基本可以忽略,这是因为流体在流经静叶前缘时,以相对较低的速度分离成两部分进入静叶吸力面与压力面侧,在前缘附近并没有产生涡旋和流动分离。当设置静叶端壁滑移时,损失占比曲线明显升高且开始于静叶中后部(约60%流动方向处),说明静叶端壁滑移计算会使静叶损失的产生滞后,这时静叶损失的增加主要由叶片表面的黏性引起,也就是产生了型面损失,通过曲线可以看出型面损失占比不大。当设置端壁滑移计算时,损失沿流向的变化也不大,说明静叶端壁损失较小,但大于型面损失占比。



1—叶轮进口;2—静叶通道进口;3—静叶通道出口;4—动静交界面;
5—动叶通道进口;6—动叶通道出口;7—叶轮出口。

图10 静叶损失沿流动方向的累积

Fig. 10 Accumulation of stator loss along the flow direction

静叶通道内不同叶高截面无滑移计算与端壁滑移计算的单位体积无量纲熵产率如图11所示。可以看出,设置端壁滑移后,叶根(5%叶高截面)与叶顶(95%叶高截面)附近的高熵产率区大幅度减小。

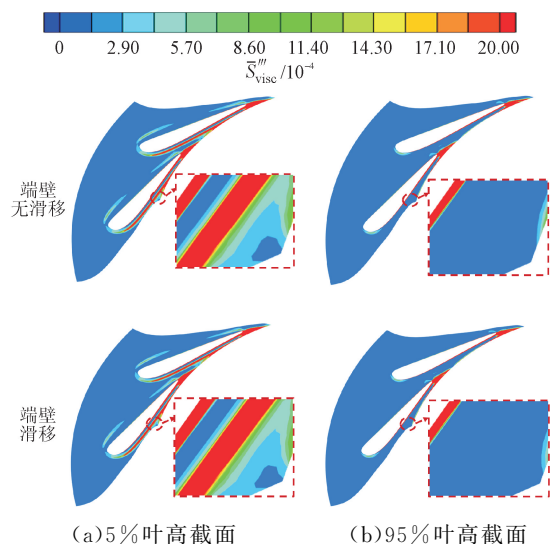


图 11 静叶通道内无量纲熵产率

Fig. 11 Dimensionless entropy generation rate within stator channel

同样的情况也可从图 12 沿流动方向上各截面的无量纲熵产率看出。二次流主要是由于端壁附近流体黏性的存在使流体近壁面流动时的速度发生变化,从而产生区别于主流流动的涡旋或者二次流动,这些涡旋一般称为通道涡,会损失一部分流体的动能,造成能量损失。静叶端壁滑移可显著减少端壁附近通道涡的产生,从而减少二次流损失。二次流更多产生在静叶压力面一侧,少量产生在静叶吸力面。由图 12 可见,当端壁滑移时,无量纲熵产率的影响在压力面一侧减小更多,叶型表面的流体黏性也会影响端壁附近的通道涡,从而影响二次流损失。从图 12 还可以看出,虽然静叶前缘存在冲击损失,但相较于端壁二次流损失及叶型和尾迹损失,这部分损失很小。

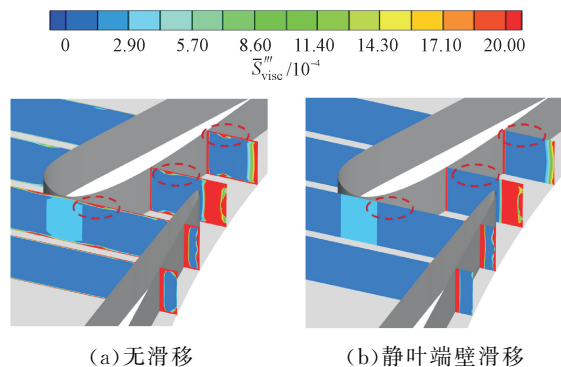


图 12 静叶通道内沿流动方向上各截面的无量纲熵产率

Fig. 12 Dimensionless entropy generation rate of each cross section along the flow direction within stator channel

3.2.3 动叶流动特性

动叶损失与静叶损失类似,也主要分为端壁二

次流损失、型面和尾迹损失以及动叶前缘冲击和分离损失。表 3 给出了设计工况下动叶通道内各项损失的占比,可以看出,动叶通道内型面和尾迹损失的占比较大,接近 80%。动叶前缘的冲击与分离损失虽然受到端壁流体黏性的影响,但影响不大,主要是受叶片边界层影响,因此将这部分损失归于动叶的型面和尾迹损失。经计算,这部分损失大约占动叶总损失的 8.2%,占透平总损失的 0.97%,且这部分损失并未向下游传递,说明发生分离的流体很快又会附着在叶片表面。从表 3 还可以看出,动叶损失占透平总损失的比例较小,仅为 12% 左右。

表 3 设计工况下动叶通道内各项损失的占比

Table 3 Proportion of each loss in rotor channel under design conditions

损失类型	熵产/ (J · kg ⁻¹ · K ⁻¹)	占动叶损失 比例/%	占总损失 比例/%
端壁和二次流损失	0.45	20.19	2.38
型面和尾迹损失	1.78	79.81	9.39

相较于静叶,动叶在进行高速旋转时,流动情况更加复杂。图 13 展示了无滑移计算与静叶端壁滑移下动叶损失沿流动方向的累积情况。可以看出,无滑移计算情况下,向心透平的损失从动叶入口开始增加,至动叶中段开始急速增长,这是因为在动叶中段位置处,工质从径向流动开始朝轴向流动,压力面和吸力面的压力梯度增大,导致在压力面侧发生了流动分离,从而产生了流动损失。透平入口处的损失增加是因为动叶在叶片前缘存在负攻角,流体在流经叶片前缘时会分离成两股流体分别进入动叶的压力面与吸力面,前缘处的分离点称为鞍点,叶片前缘出现马蹄涡,马蹄涡进入到流道两侧均发生回

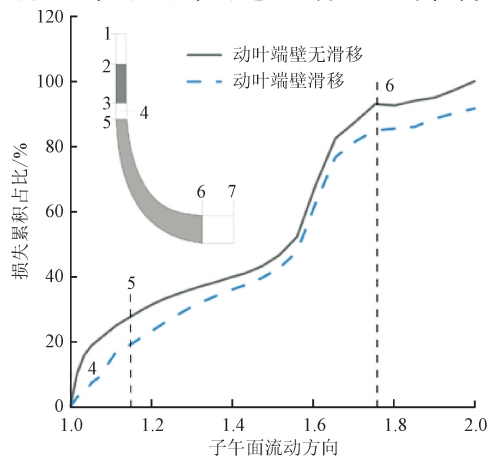


图 13 动叶损失沿流动方向的累积

Fig. 13 Accumulation of rotor loss along the flow direction

流现象,产生了流动分离。一方面,工质在经过叶片边界层时,速度梯度和压力梯度发生变化,同时也由于受到离心力的影响,产生涡旋结构并发生流动分离,导致动能损失;另一方面,叶片前缘处的几何结构为钝体,工质流经时,一部分工质由于流通面积变小使得其流速急速增大,而靠近叶片边界层的部分流体由于黏性作用流速减慢,形成速度差产生流动分离。

当动叶端壁滑移时,从动叶进口处开始就出现较小损失,这一方面说明动叶的端壁流体性从动叶进口就开始影响动叶损失,且进口附近曲线的增长趋势相较于无滑移计算有所放缓,而动叶中部到尾缘的区域增长趋势并没有受到太大影响,说明端壁损失主要影响动叶进口附近的二次流;另一方面,损失变化较小,说明动叶端壁损失的占比不大。采用无滑移计算与端壁滑移计算得到的动叶通道内不同叶高截面单位体积无量纲熵产率如图 14 所示。可以看到,当端壁滑移后,高熵产率区域的面积大幅度减小,尤其是靠近动叶叶根和叶顶区域。

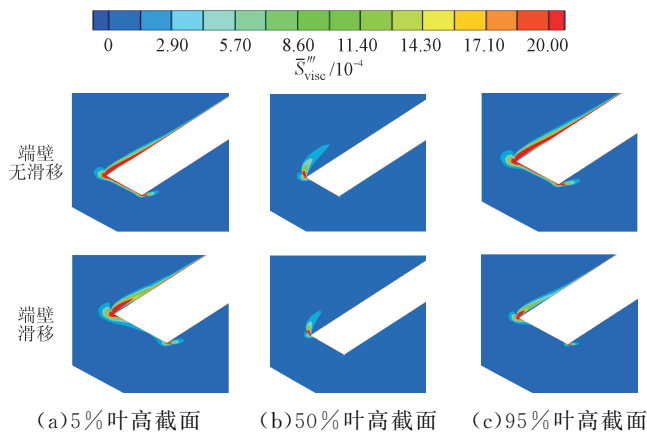


图 14 动叶前缘区域的无量纲熵产率

Fig. 14 Dimensionless entropy generation rate in the leading-edge region of rotor blade

4 结 论

本文以循环输出功率为 150 kW 的超临界二氧化碳(SCO₂)向心透平为研究对象,采用损失分解方法分析了向心透平内各项损失的大小及占比,基于熵产理论定位了损失来源,为百千瓦级 SCO₂ 动力循环向心透平的气动设计和型线优化方向提供了数据支撑,并得到如下主要结论。

(1) 在设计工况下,该 SCO₂ 向心透平的泄漏损失占比最大,为 44.43%;其次是静叶损失,占比达到 31.82%;混合损失的占比排第 3 位,达到 11.98%;占比最小的是动叶损失,为 11.77%。当

偏离设计工况时,泄漏损失和静叶损失占比减小,混合损失占比增大,动叶损失占比变化不大。

(2) 泄漏损失产生的主要原因是动叶进口叶顶间隙相对高度较高,透平的泄漏量较大。减小动叶叶顶间隙能显著减小透平的熵产和泄漏损失。因此,鉴于 SCO₂ 循环动力部件焓降/升相对常规工质小,叶轮外径处的线速度不高,有制造条件的情况下应采用闭式叶轮结构,以充分减小泄漏量和降低泄漏损失。

(3) 静叶损失主要产生在静叶中后部的区域,流体流经静叶前缘时以相对较低的速度分成两部分进入静叶吸力面与压力面侧,前缘附近无涡旋和流动分离现象发生。端壁二次流损失占静叶损失的 40.96%,型面和尾迹损失占静叶损失的 59.04%。

(4) 动叶损失从动叶入口开始增加,到动叶中段开始急速增长。动叶前缘附近压力面与吸力面均存在一定的熵产区,主要原因是动叶叶片前缘存在负攻角且工质流经叶片前缘出现马蹄涡,导致出现流动分离。端壁二次流损失占动叶损失的 20.19%,型面和尾迹损失占动叶损失的 79.81%。

参考文献:

- [1] DENG Qinghua, LIU Anqi, LI Jun, et al. A review on supercritical CO₂ and CO₂-based mixture in power cycle [J]. Energy Conversion and Management, 2025, 324: 119295.
- [2] CHEN Xiaoting, QUE Wenshuai, WANG Zongrun, et al. A review of design and operation aspects in supercritical CO₂ cycles: research status and future perspectives [J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2025, 164(Part A): 108867.
- [3] TAMILARASAN S K, JOSE J, BOOPALAN V, et al. Recent developments in supercritical CO₂-based sustainable power generation technologies [J]. Energies, 2024, 17(16): 4019.
- [4] ZHANG Xinyu, GE Yunting. Power generation with renewable energy and advanced supercritical CO₂ thermodynamic power cycles: a review [J]. Energies, 2023, 16(23): 7781.
- [5] 刘洲洋, 廖健鑫, 邓清华, 等. 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 [J]. 西安交通大学学报, 2025, 59(5): 156-167.
LIU Zhouyang, LIAO Jianxin, DENG Qinghua, et al. 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 [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2025, 59(5): 156-167.
- [6] AINLEY D G, MATHIESON G C R. A method of performance estimation for axial-flow turbines [EB/OL]. [2025-11-20]. <https://naca.central.cranfield.ac.uk/handle/1826.2/3538>.
- [7] DUNHAM J, CAME P M. Improvements to the Ainley-Mathieson method of turbine performance [J]. *Journal of Engineering for Power*, 1970, 92(3): 252-256.
- [8] KACKER S C, OKAPUU U. A mean line prediction method for axial flow turbine efficiency [J]. *Journal of Engineering for Power*, 1982, 104(1): 111-119.
- [9] CRAIG H R M, COX H J A. Performance estimation of axial flow turbines [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 1970, 185(1): 407-424.
- [10] BENNER M W, SJOLANDER S A, MOUSTAPHA S H. An empirical prediction method for secondary losses in turbines: part I a new loss breakdown scheme and penetration depth correlation [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2006, 128(2): 273-280.
- [11] BENNER M W, SJOLANDER S A, MOUSTAPHA S H. An empirical prediction method for secondary losses in turbines: part II a new secondary loss correlation [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2006, 128(2): 281-291.
- [12] UUSITALO A, GRÖNMAN A. Analysis of radial inflow turbine losses operating with supercritical carbon dioxide [J]. *Energies*, 2021, 14(12): 3561.
- [13] WANG Hanwei, LUO Kai, HUANG Chuang, et al. Numerical investigation of partial admission losses in radial inflow turbines [J]. *Energy*, 2022, 239 (Part A): 121870.
- [14] PERSKY R, SAURET E. Loss models for on and off-design performance of radial inflow turbomachinery [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2019, 150: 1066-1077.
- [15] 闫晨曦, 王嘉骏, 姚家旭, 等. 耦合透平末级的燃气轮机排气扩压器气动性能研究 [J/OL]. *西安交通大学学报*. (2025-04-11) [2025-05-13]. <http://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20250411.1408.008.html>.
- YAN Chenxi, WANG Jiajun, YAO Jiaxu, et al. Investigations on aerodynamic performance of gas turbine exhaust diffuser coupled with last stage [J/OL]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*. (2025-04-11) [2025-05-13]. <http://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20250411.1408.008.html>.
- [16] HOU Jiangdong, ZHOU Chao. Loss mechanism of low-pressure turbine secondary flows due to different incoming boundary layers [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2020, 142(10): 101004.
- [17] DENTON J D. Loss mechanisms in turbomachines [C]//ASME 1993 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition. New York, USA: ASME, 1993: V002T14A001.
- [18] WHEELER A P S, ONG J. A study of the three-dimensional unsteady real-gas flows within a transonic ORC turbine [C]//ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition. New York, USA: ASME, 2014: V03BT26A003.
- [19] KEEP J A, JAHN I H J. Numerical loss investigation of a small scale, low specific speed supercritical CO₂ radial inflow turbine [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2019, 141(9): 091003.
- [20] ZLATINOV M B, TAN C S, MONTGOMERY M, et al. Turbine hub and shroud sealing flow loss mechanisms [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2012, 134(6): 061027.
- [21] YOON S, VANDEPUTTE T, MISTRY H, et al. Loss audit of a turbine stage [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2016, 138(5): 051004.
- [22] DUAN Siyu, WANG Zhongwei, NIU Yaobin, et al. Study on flow loss mechanism in a supercritical fluid radial inflow turbine nozzle [C]//Journal of Physics: Conference Series. Bristol, UK: IOP Publishing, 2023: 012047.
- [23] WANG Zhiqi, XIE Baoqi, XIA Xiaoxia, et al. Energy loss of radial inflow turbine for organic Rankine cycle using mixture based on entropy production method [J]. *Energy*, 2022, 245: 123312.
- [24] 张磊, 石曌, 舒伟林, 等. 超临界二氧化碳轴流透平级流动损失评估 [J]. *热力发电*, 2024, 53(1): 134-144.
- ZHANG Lei, SHI Ze, SHU Weilin, et al. Flow loss assessment for a supercritical carbon dioxide axial turbine stage [J]. *Thermal Power Generation*, 2024, 53(1): 134-144.
- [25] 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.

(编辑 李慧敏)