DOI: 10.19666/j.rlfd.202609006

叶片开槽结构对超临界二氧化碳离心压缩机特性的影响数值模拟

王鑫，田惠冰，赵远扬
（青岛科技大学机电工程学院，山东 青岛 266061）

［摘 要］【目的】针对超临界二氧化碳（sCO_2）离心压缩机运行过程中工质凝结导致性能下降问题。提出一种吸力面前缘开槽叶片结构与进口温度协同调控方法。【方法】以带吸力面前缘开槽结构的 sCO_2离心压缩机为研究对象，采用数值模拟方法，研究不同工况下压缩机内部流动特性、凝结行为及性能演化规律。【结果】结果表明，叶片开槽结构能够有效减少叶轮内部凝结区域，但开槽结构引起的局部流动扰动使最大等熵效率由普通叶片的 84.60%降低至 83.20%。随着进口温度升高，工质凝结得到有效抑制，同时开槽结构造成的气动损失逐渐恢复；当温度由 310 K 升高至 315 K 时，等熵效率由 82.1%提升至 83.5%，无量纲凝结体积显著降低，并在 314 K 后降低至 0.211。当进口温度超过 315 K 后，凝结抑制效果提升有限，但由于工质密度降低导致压比下降，等熵效率逐渐降低。【结论】综合考虑工质的凝结、气动性能及压比变化规律，315 K 为本文研究开槽结构 sCO_2离心压缩机最佳运行温度。研究提出的叶片结构与运行参数协同优化策略，可为 sCO_2离心压缩机高效运行及工质凝结抑制设计提供理论依据。

［关 键 词］超临界二氧化碳；离心压缩机；开槽叶片；进口温度；凝结抑制；效率优化

［引用本文格式］（本段作者勿动）作者姓名. 中文标题[J]. 热力发电, 2026, 55(1): 起始页码-终止页码. 作者姓名. 英文标题[J]. Thermal Power Generation, 2026, 55(1): 起始页码-终止页码.

Study on Effect of Blade Groove Structure on Characteristics of Supercritical Carbon Dioxide Centrifugal Compressor

WANG Xin, TIAN Huibing, ZHAO Yuanyang
(College of Electromechanical Engineering, Qingdao University of Science and Technology, Qingdao 266061, China)

Abstract: [Objective] The supercritical carbon dioxide (sCO_2) Brayton cycle has become a promising power-generation technology owing to its high cycle efficiency and compact component layout. Nevertheless, condensation phase-change near the critical point inside centrifugal compressors severely threatens operational reliability. Severe working fluid condensation will not only lead to mass flow degradation and shrinkage of the stable operating envelope, but liquid droplet impingement upon high speed spinning blades may also trigger hidden risks concerning blade structural integrity and mechanical strength. The suction-side leading-edge grooving modification can mitigate local condensation, yet it introduces extra flow perturbation and aerodynamic performance degradation. It remains insufficiently understood how to coordinate the condensation-suppression benefit and efficiency penalty brought by grooved blades. This work aims to explore the collaborative optimization between the grooved-blade structure and inlet-temperature adjustment for sCO_2 centrifugal compressors. [Methods] Numerical simulation based on computational fluid dynamics was carried out for the sCO_2 centrifugal compressor with suction-side leading-edge grooving. The homogeneous binary mixture model was adopted to capture two-phase condensation behavior, while the *k-ω* SST turbulence model was employed to resolve complex boundary-layer flow and local separation. After grid-independence examination and model validation against

收 稿 日 期：2026-09-02 修 回 日 期：2026-09-30 接 受 日 期：2026-10-15 网络首发日期：XXXX-XX-XX
基 金 项 目：国家自然科学基金项目（52076114）
Supported by: National Natural Science Foundation of China (52076114)
第一作者简介：王鑫（2001），男，硕士研究生，主要研究方向为超临界二氧化碳离心压缩机，13255453372@163.com。
通信作者简介：赵远扬（1978），男，教授，博士生导师，主要研究方向为流体机械及热力系统，yuanyangzhao@163.com。

Sandia National Laboratory's experimental data, the internal flow field, condensation characteristics, and overall aerodynamic performance were systematically investigated under inlet temperatures ranging from 310 K to 319 K at the fixed mass-flow rate of 61 kg/s, which corresponds to the peak-efficiency working point of the prototype compressor. [Results] The grooved-blade configuration effectively elevates static pressure and static temperature within the core condensation zone close to the blade leading-edge, drastically cutting the dimensionless condensation volume. However, local vortices and flow disturbance induced by the groove reduce the maximum isentropic efficiency from 84.60 % of the baseline smooth blade down to 83.20 %. Raising the inlet temperature properly compensates for such performance loss. Within 310 K-315 K, compressor isentropic efficiency climbs continuously from 82.1 % to 83.5 %. As inlet temperature increases from 310 K to 314 K, the dimensionless condensation volume drops sharply and approaches nearly zero beyond 314 K, proving that reasonable inlet-temperature elevation eliminates most impeller internal condensation regions. When inlet temperature exceeds 315 K, the condensation-suppression capability barely improves further. Even so, reduced working-fluid density impairs the pressure-boosting capacity, leading to continuous decline of total pressure ratio and gradual deterioration of isentropic efficiency. [Conclusions] Balancing condensation-control effectiveness, isentropic efficiency, and pressure-ratio characteristics comprehensively, 315 K is identified as the optimal inlet operating temperature for this grooved-blade sCO_2 centrifugal compressor. At this condition, the condensation risk is well restrained, and the aerodynamic penalty originating from blade grooving is largely recovered. The present findings provide practical references for blade-structure optimization and operating-parameter matching of sCO_2 centrifugal compressors in Brayton-cycle power systems.

Key words: supercritical carbon dioxide; centrifugal compressor; grooved blade; inlet temperature; condensation suppression; efficiency optimization

超临界二氧化碳（sCO_2）布雷顿循环因在 8~20 MPa、450~650℃温压区间内具有高能量转换效率与高工质密度，被视为革新动力循环技术的重要方向[1-2]。与蒸汽朗肯循环和氦气布雷顿循环相比，sCO_2循环可使压缩机、透平等关键部件更为紧凑，有利于系统小型化与模块化[3]，已在化石能源、核能、太阳能光热及余热回收等领域[4,5]得到广泛研究与应用。

作为 sCO_2循环的核心部件，离心压缩机的性能直接决定动力系统的效率与可靠性。美国桑迪亚国家实验室[6-8]等机构率先开展了 sCO_2离心压缩机的设计与实验研究，此后韩国原子能研究所、日本东京工业大学、美国 PTT 公司等多个团队持续推进[9-11]，但实验中仍面临压比和效率未达设计预期等挑战。近年来，西安热工研究院、中国科学院工程热物理研究所等国内机构已建成兆瓦级实验平台并完成压缩机性能测试[12-13]，为工程化应用奠定了基础。为抑制或延迟叶轮流道内的流动分离、改善后半通道流场，可采用带大小叶片的离心压气机。Krain[14]通过 L2VF 测量发现，大叶片左右两个流道内的流量不完全相等；Miyamoto[15]发现大小叶片结构可削弱叶轮上游跨叶片截面的二次流；Ibaraki 等[16]通过数值模拟与实验研究了跨音速离心叶轮中的涡流结构和损失机理，指出叶顶泄漏涡与激波是流场结构和损失的决定因素，二者相互作用会增大流道阻塞与损失。

然而，sCO_2在临界点附近的复杂流动可能导致工质偏离工况而发生凝结（相变），这是压缩机设计与运行中的关键问题。Du 等[17-18]提出了新的离心压缩机设计准则，利用实验数据验证了设计分析模型并据此对压缩机进行了优化；研究人员还从三维角度提出了 sCO_2离心压缩机设计准则，并讨论了详细的叶片建模程序[19]。Zhang 等[20]分析了非均相凝结流的物理性质，发现外来颗粒促进非均相凝结而抑制均相凝结。Yu 等[21-22]采用自循环机匣结构，有效减少了叶顶间隙引起的工质凝结；Pei[23]通过修正叶片前缘剖面抑制凝结；Li 等[24]提出了以热效率与凝结裕度为优化目标的系统级优化策略及新型离心压缩机设计方案；Zhao 等[25]研究了喷嘴内 sCO_2的凝结行为；Cao 等[26]提出了抑制离心压缩机内部凝结的新型设计策略并分析了其内部流动特性；Ding 等[27]在非平衡凝结条件下评估了 sCO_2布雷顿循环中离心压缩机的性能，发现进口温度升高可逐渐抑制凝结；Li 等[28]指出叶轮入口处工质凝结与来流马赫数密切相关，并提出了兼顾气体吞吐能力与凝结控制的凝结控制设计准则，在实现紧凑设计的同时提升压缩机性能。张昕喆等[29]综述了基于收缩-扩张喷管的 sCO_2非平衡凝结研究，对比了成核与液滴生长模型，指出需兼顾热力-动力不平衡效应完善理论，为 sCO_2闭式布雷顿循环安全运行提供参考。

综上所述，现有研究主要集中于结构或运行参数优化，对叶片开槽引起的气动损失与凝结抑制效果之间的协同优化研究不足。为此，本文针对叶片吸力面前缘开槽的 sCO_2离心压缩机，研究不同进口温

度下凝结行为与性能变化规律，以提高结构优化与运行参数匹配的协同度。

1 数值模型

1.1计算模型

本文计算模型为一台 sCO_2 离心压缩机，转速为 30000 r/min，最大效率流量为 61 kg/s，总压比为 2.6，其主要参数如表 1 所示。

表 1 叶轮几何参数

Tab.1 Geometric parameters of impeller

几何参数	数值
叶轮轮盖厚度/mm	4.0
扩压器宽度/mm	6.0
叶片厚度/mm	0.8
叶片进口角/°	30.3
扩压器进口直径/mm	166.0
叶片数	18
叶顶间隙/mm	0.5
叶片出口角/°	41.6
扩压器出口直径/mm	232.0
叶轮出口宽度/mm	6.0
叶轮出口直径/mm	160.0
叶轮进口直径/mm	95.0
叶轮进口轮毂直径/mm	62.0

本文在普通叶轮基础上，于叶片吸力面前缘进行与叶片前缘平行的开槽处理，开槽部位可形成相对高压，优化流场以减弱工质凝结、改善叶轮内流动。图 1 中叶轮由 1 轮毂，2 叶片，3 凹槽，4 流体通道，5 扩压器，五部分结构组成。

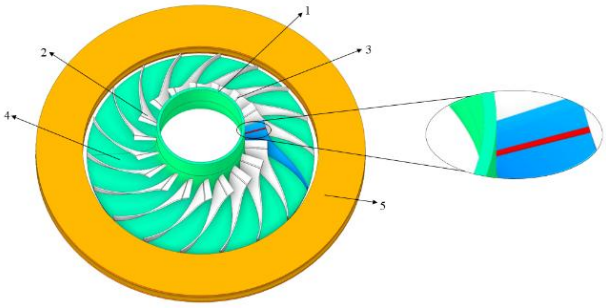


图 1 叶轮三维造型

Fig.1 Three dimensional modeling of impeller

叶片开槽具体形态如图 2 所示。

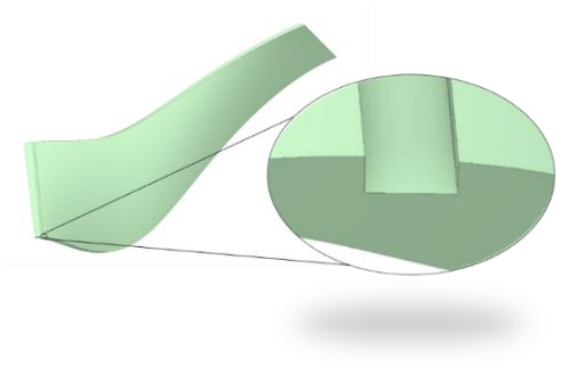


图 2 开槽叶片三维模型

Fig.2 Three-dimensional model of grooved blade

开槽位于叶片吸力面前段。为兼顾运行安全性与优化有效性，槽深取叶片厚度的四分之一即 0.2 mm，李玲玉[30]基于 ANSYS 对叶轮强度、刚度及开槽结构应力分布的分析表明，开槽对叶轮使用寿命影响不大。为完整覆盖叶片前缘主导凝结区域，开槽宽度取 0.4 mm，并贯穿整个叶高。前期流场仿真表明，叶片前缘 2%L（L 为叶顶展向总长度）处为凝结最剧烈的核心区域如图 3，故开槽布置于距前缘 2%L 处，以靶向抑制局部凝结。

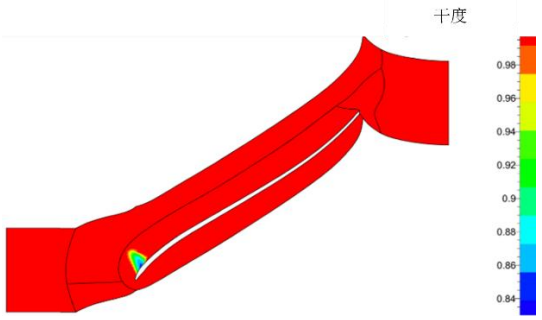


图 3 叶轮流道干度图

Fig.3 Impeller passage dryness diagram

1.2网格划分

整轮全流域仿真会占用大量内存并显著延长收敛时间，计算成本过高。本文利用叶轮结构的周期对称性，仅对单流道模型进行网格划分与数值求解，在保证计算精度的前提下显著降低计算量。

由表 2 可知，网格数超过 117 万后总压比和效率变化很小，继续加密对结果影响可忽略。综合考虑计算精度与成本，选用 137 万网格进行计算。

表 2 网格无关性验证

Tab.2 Grid independence verification

方案	网格数	无量纲效率	无量纲总压比
1	1.1×10^6	1.00	1.00
2	1.15×10^6	1.01	1.005

3	1.25×10^6	1.01	1.005
4	1.35×10^6	1.01	1.005
5	1.45×10^6	1.01	1.005

叶片前缘开槽改变了局部几何结构，为保证前缘及开槽区域的网格质量，本文在叶顶位置布置 41 个网格节点，以分辨开槽区域的复杂局部流动特征，具体网格布置如图 4 所示。

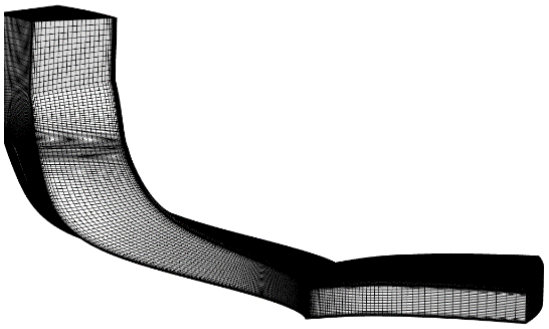


图 4 网格示意图

Fig.4 Schematic diagram of grid

2 模型验证

2.1控制方程

流动计算基本控制方程为连续性、动量和能量方程。具体方程如下：

1）连续性方程

$$\frac{\partial\rho}{\partial t}+\frac{\partial(\rho u)}{\partial x}+\frac{\partial(\rho v)}{\partial y}+\frac{\partial(\rho w)}{\partial z}=0 \tag{1}$$

式中：ρ 是密度，t 是时间，u、v、w 分别是 x、y、z 方向上的速度矢量分量。

本文数值计算方法为稳态，式(1)可简化为：

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x}+\frac{\partial(\rho v)}{\partial y}+\frac{\partial(\rho w)}{\partial z}=0 \tag{2}$$

2）动量守恒方程

$$\frac{\partial}{\partial t}\int_\Omega U d\Omega+\int_S \vec{F}_I\cdot d\vec{S}+\int_S \vec{F}_V\cdot d\vec{S}=\int_\Omega S_T\ d\Omega \tag{3}$$

式中：Ω 是控制体，S 是控制面。U 是守恒型变量的向量。

在透平机械的 CFD 求解过程中，常采用旋转坐标系求解相对速度分量的控制方程，旋转坐标系下的雷诺平均 Navier-Stokes 方程为：

$$U=\begin{bmatrix}\bar{\rho}\\ \bar{\rho}\,\tilde{w}_1\\ \bar{\rho}\tilde{w}_2\\ \bar{\rho}\tilde{w}_3\\ \bar{\rho}\,\tilde{E}\end{bmatrix}\vec{F}_I=\begin{bmatrix}\bar{\rho}\,\tilde{w}_i\\ \overline{p^*}\delta_{1i}+\bar{\rho}\,\tilde{w}_1\tilde{w}_i\\ \overline{p^*}\delta_{2i}+\bar{\rho}\,\tilde{w}_2\tilde{w}_i\\ \overline{p^*}\delta_{3i}+\bar{\rho}\tilde{w}_3\tilde{w}_i\\ \left(\bar{\rho}\,\tilde{E}+\overline{p^*}\right)\tilde{w}_i\end{bmatrix}-\vec{F}_V=\begin{bmatrix}0\\ \bar{\tau}_{i1}\\ \bar{\tau}_{i2}\\ \bar{\tau}_{i3}\\ \bar{q}_i+\tilde{w}_i\bar{\tau}_{ij}\end{bmatrix} \tag{4}$$

式中：w_i 是相对速度 $\vec{w}$ 在 x_i 方向上的分量，S_T 源项向量包含科氏力和离心力：

$$S_T=\begin{bmatrix}0\\ (-\bar{\rho})[2\vec{\omega}\times\vec{w}+(\vec{\omega}\times(\vec{\omega}\times\vec{r}))]\\ \bar{\rho}\vec{w}\cdot\vec{\nabla}\left(0.5\omega^2r^2\right)\end{bmatrix} \tag{5}$$

式中：ω 是相对参考系的角速度。

应力和热通量分量由下式给出：

$$\bar{\tau}_{ij}=\left(\bar{\mu}+\mu_t\right)\left[\frac{\partial\tilde{v}_i}{\partial x_j}+\frac{\partial\tilde{v}_j}{\partial x_i}-\frac{2}{3}(\vec{\nabla}\cdot\vec{v})\delta_{ij}\right] \tag{6}$$

$$\bar{q}_i=\left(\bar{\kappa}+\kappa_t\right)\frac{\partial\tilde{T}}{\partial x_i} \tag{7}$$

3）能量守恒方程

笛卡尔坐标系中的一般欧拉方程可以表示为：

$$\frac{\partial}{\partial t}\int_\Omega U d\Omega+\int_S \vec{F}_I\cdot d\vec{S}=\int_\Omega S_T\ d\Omega \tag{8}$$

式中：Ω 是控制体，S 是控制面。U 是守恒型变量的向量，$\vec{F}_I$ 是无粘通量矢量见式（2-5），S_T 是源项。

本文两相流模型为均相平衡模型（Homogeneous Binary Mixture，HBM），此模型可以通过干度来表征两相流。

2.2湍流模型

随着 Reynolds 数增大到某一临界值，流动过程转变为湍流。本文采用雷诺平均法（RANS）进行数值分析。

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\rho u_i\right)+\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho u_i u_j\right)=-\frac{\partial p}{\partial x_i}+\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\mu\frac{\partial u_i}{\partial x_j}-\rho\overline{u_i u_j}\right)+S_i \tag{9}$$

式中：$-\rho\overline{u_i'u_j'}$ 为雷诺应力项。

本文模拟为高雷诺数工况，采用双方程 *k-ω* SST（Extended Wall Function）湍流模型，以更好地捕捉壁面分离流动。*k-ω* 模型对自由剪切湍流、附面层湍流和适度分离湍流具有较高计算精度，但对自由剪切层和逆压梯度边界层中的小自由流值 ω 较为敏感；SST 模型通过修正湍流粘度函数，改善了对分离流动的预测。两相流采用 HBM 模型，通过干度表征两相流动[31]，干度低于 1 的区域即视为发生凝结。壁面设为无滑移绝热壁面。

2.3数值模型

为验证 CFD 数值模型的准确性与可靠性，本文基于美国桑迪亚国家实验室公开的标准叶轮几何参数完成三维建模与数值仿真[7]，叶轮三维仿真模型如图 5 所示。

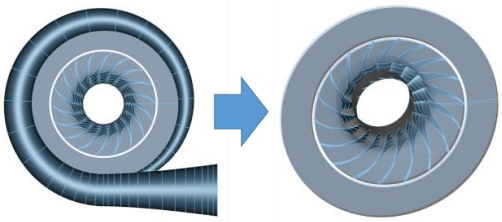
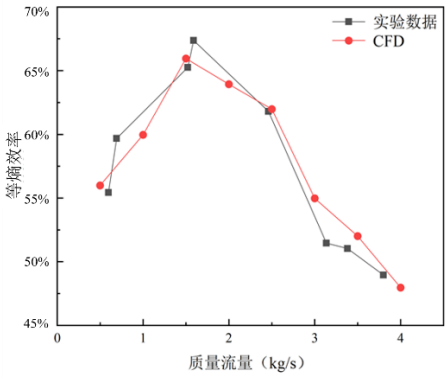


图 5 叶轮三维模型图

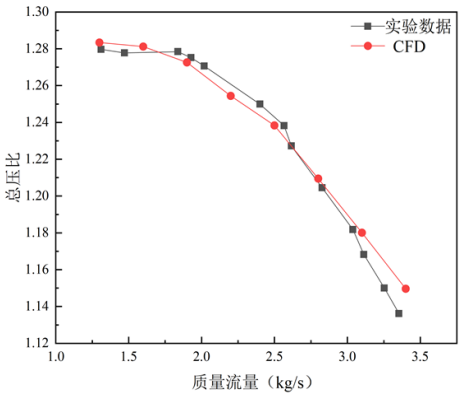
Fig.5 Impeller 3D model

入口采用轴向进气，湍流强度设为 5%，总温 313 K，总压 7.8 MPa，出口采用质量流量边界条件。收敛标准设定为残差降到 1×10^{-5} 即可视为收敛。

为验证仿真模型的准确性，将数值计算结果与实验测试结果进行了对比分析，如图 6 所示。从等熵效率和压比变化规律来看，CFD 预测结果与实验结果具有较高的一致性。在不同质量流量工况下，CFD 计算得到的等熵效率与实验值偏差控制在 0～1.5%范围内，压比偏差控制在 0～1.2%范围内，最大相对误差为 1.5%均低于 5%，处于工程允许误差范围内，验证了本文数值模型精度可靠，可满足后续流场特性与凝结机理的仿真分析要求。



（a）等熵效率对比图



（b）总压比对比图

图 6 实验数据与 CFD 结果的比较图

Fig.6 Comparison of experimental data and CFD results

3 结果和分析

3.1开槽方案对比

前期研究针对 sCO_2离心压缩机局部低温区域易诱发凝结的问题，提出了叶片开槽结构。不同质量流量下，开槽叶片较传统叶片的凝结体积呈现不同程度变化，表明开槽结构可改变叶片通道内的局部流动状态。但大流量工况下，开槽诱导的高速射流和涡流增强了吸力面前缘的局部加速效应，使最低静压进一步降低、膨胀降温加剧，更多工质进入发生凝结，开槽由抑制工质凝结转变为促进凝结，凝结体积反而增大。

图 7 为开槽叶片与正常叶片沿展向的静温变化曲线。在距叶片前缘 2%L 的核心凝结区域，开槽叶片的工质温度显著高于正常叶片，表明开槽结构可有效提升局部低温区域的工质温度，从根本上抑制sCO_2局部凝结。

图 8 为开槽叶片与正常叶片沿展向的静压分布曲线。两种叶片的静压均沿展向逐步上升，并在距前缘约 2%L 处出现明显骤降，该位置对应为工质凝结高发区域。与正常叶片相比，开槽叶片在该区域的静压更高，可提升至凝结压力阈值之上，表明开槽结构能在开槽区域形成相对高压环境，从而抑制叶轮内部 CO_2的凝结。

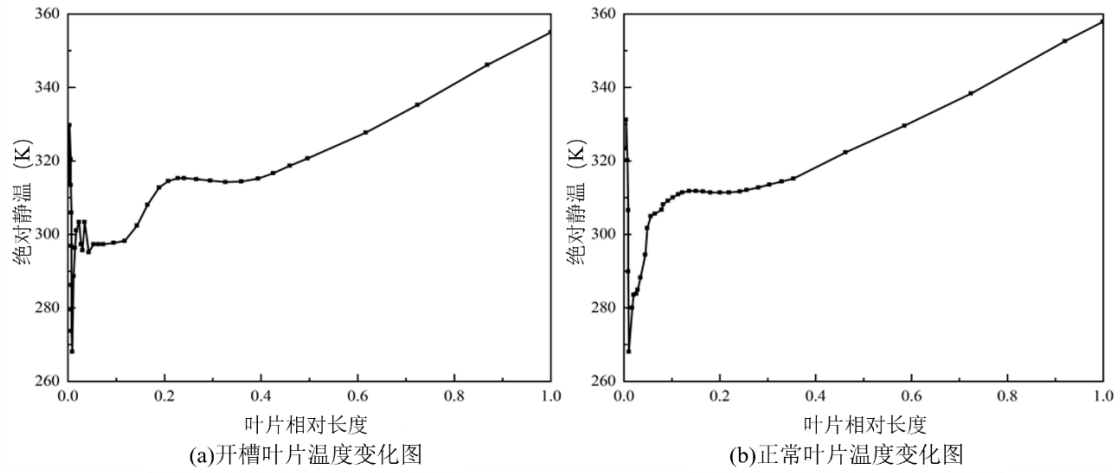


图 7 静温随叶片长度变化曲线

Fig.7 Plot of static temperature versus blade length

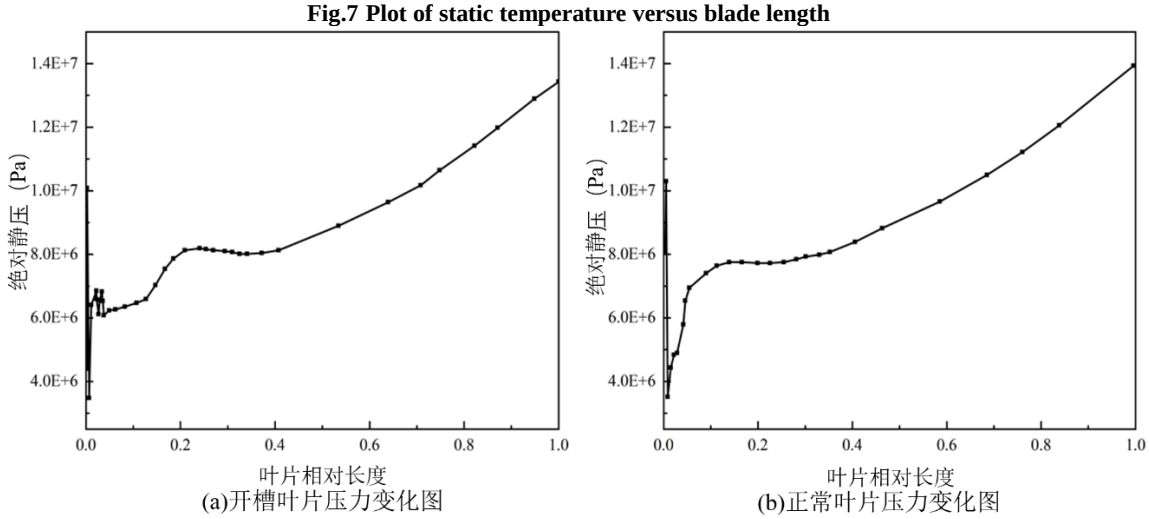


图 8 静压随叶片长度变化曲线

Fig.8 Plot of static pressure versus blade length

与正常叶片相比，开槽结构在小流量工况下可显著削弱压缩机内部凝结如图 9，验证了叶片表面流动控制方法在 sCO_2压缩过程中的应用潜力。但开槽在调节近壁区域流动的同时，也引入额外流动扰动和摩擦损失，使压缩机气动性能受到一定影响。因此，仅依靠结构优化难以同时实现凝结抑制与高效运行，仍需结合运行参数进一步优化。

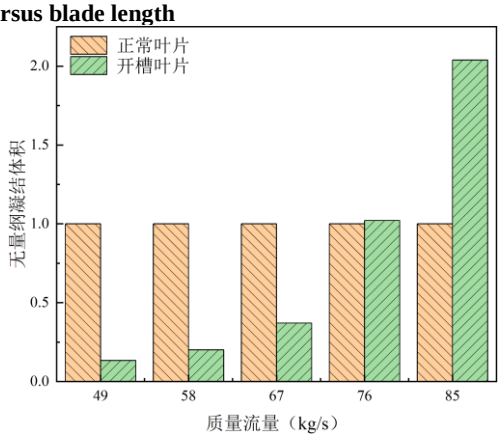


图 9 sCO_2 离心压缩机两相流无量纲体积

Fig.9 Dimensionless volume of two-phase flow in sCO_2 centrifugal compressor

图 10 为两种叶片方案的等熵效率对比。大流量工况下，开槽叶片整体效率略有降低，最大等熵效率为 61 kg/s 时的 83.2%低于正常叶片的 84.60%，表明开槽结构在改善凝结特性的同时会对气动性能产生

一定影响；流量降至 40 kg/s 时开槽叶片效率反超，达 78.21%。原因是开槽改变了叶片表面附近的流动组织形式，虽能增强近壁动量交换、削弱低温区域形成，但槽道内额外的流动扰动与局部涡结构增加了能量耗散。

总体而言，开槽结构在明显降低凝结风险的同时仅造成有限效率下降，实现了凝结抑制与气动性能的折中，但如何进一步降低其效率损失仍是待解决的问题。鉴于 sCO_2热物性对入口状态高度敏感，进口温度可调节工质距临界区域的状态特征，本文进一步研究不同进口温度下开槽叶片压缩机的凝结行为与性能变化规律，以确定最佳运行工况。

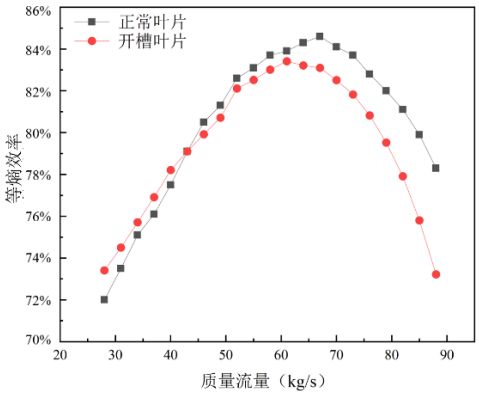


图 10 两种叶片方案稳定运行流量工况下等熵效率

Fig.10 Isentropic efficiency of two blade designs under stable operating flow conditions

3.2变工况分析

为降低开槽结构引起的效率损失，本文研究 61 kg/s 工况下不同进口温度对压缩机性能的影响。

图 11 为不同进口温度下开槽叶片通道内绝对压力分布云图。各工况压力分布规律一致，均沿通道由进口向出口逐渐升高，表明叶轮对工质持续做功并实现稳定增压。叶片进口区域因工质受旋转作用而速度迅速增加，静压降低并形成低压区；随流体沿通道向出口运动，叶轮能量输入逐渐累积，压力持续升高，在出口附近达到最大值。

对比不同工况可见，进口温度由 310 K 升至 319 K 时，通道内尤其是前端低压区压力明显升高。进口温度改变 sCO_2进入叶轮前的热力状态与热物性，进而影响内部流动损失和局部热力参数分布；温度升高使工质远离临界区域，可抑制局部降压过程中的凝结现象。

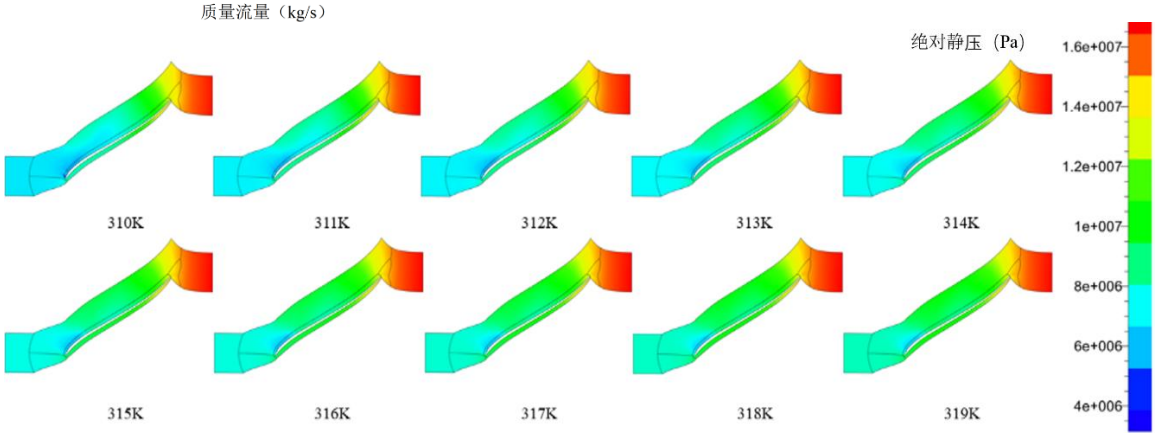


图 11 开槽叶片不同进口温度绝对压力分布图

Fig.11 Absolute pressure distribution of grooved blade at different inlet temperatures

图 12 为不同进口温度下开槽叶片绝对压力沿相对叶片长度的分布。各工况压力变化趋势基本一致，均表现为前缘快速升高、中部波动调整、后缘持续恢复。前缘区域各工况压力曲线基本重合，说明该区域压力分布主要受叶片结构与开槽扰动影响，温度作用较小。随后压力快速升高并出现局部峰值，源于开槽引起的流动调整与扩压效应使静压恢复；至中部区域压力趋于稳定，不同工况间逐渐产生差异。叶片后半段各工况压力均持续升高，但整体压力水平随入口温度增加而降低，其中 311 K 工况最高、319 K 工况最低，315 K 工况居中，表现出适中的压力恢复特性。

综合来看，315 K 工况在流动损失控制与凝结风险抑制之间实现了较好平衡：压力分布平缓，既避免了低温凝结，又避免了高温下热力参数变化导致的效率下降。

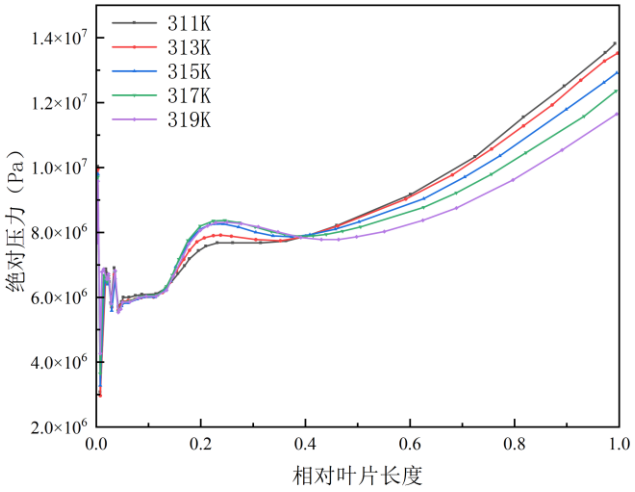


图 12 开槽叶片不同进口温度绝对压力随叶片长度分布图

Fig.12 Distribution of absolute pressure at different inlet temperatures along blade length for grooved blade

图 13 为 310~319 K 进口温度下开槽结构 sCO_2 离心压缩机的相对马赫数分布。流体沿通道逐渐加速，在叶片吸力面附近形成高速区；开槽结构附近因流动扰动，局部速度降低并形成一定范围的低速区。

随进口温度升高，叶轮流道内相对马赫数分布变化明显。310~312 K 时，吸力面及尾缘附近存在较明显的高速区，速度梯度较大，因该温度下 sCO_2更接近临界区域，膨胀加速过程中热物性变化剧烈。较高速度虽可缩短流体停留时间，但强烈的压力与温度变化会增加工质进入凝结区域的可能性，不利于凝结抑制。313~316 K 时高速区域逐渐减弱，马赫数分布趋于均匀，其中 315 K 和 316 K 工况下高马赫数区域明显减小，流体加速过程得到缓解。工质热力稳定性增强，可削弱快速膨胀造成的局部低温区域，抑制凝结发生；较均匀的速度分布还可降低流动分离和高速冲击造成的额外气动损失，改善开槽引起的效率下降。

317~319 K 时马赫数进一步降低，低速区域扩大。较高进口温度虽可增大凝结裕度、降低凝结风险，但会使工质密度降低、流体速度水平下降，削弱叶轮对工质的能量传递能力，可能限制压缩机性能提升。

综上，进口温度对开槽叶片压缩机内部流动状态具有明显调节作用。高温工况可缓解局部高速流动和剧烈热力变化，315~316 K 在降低凝结风险的同时保持较优流动状态，实现凝结抑制与气动性能改善的平衡。

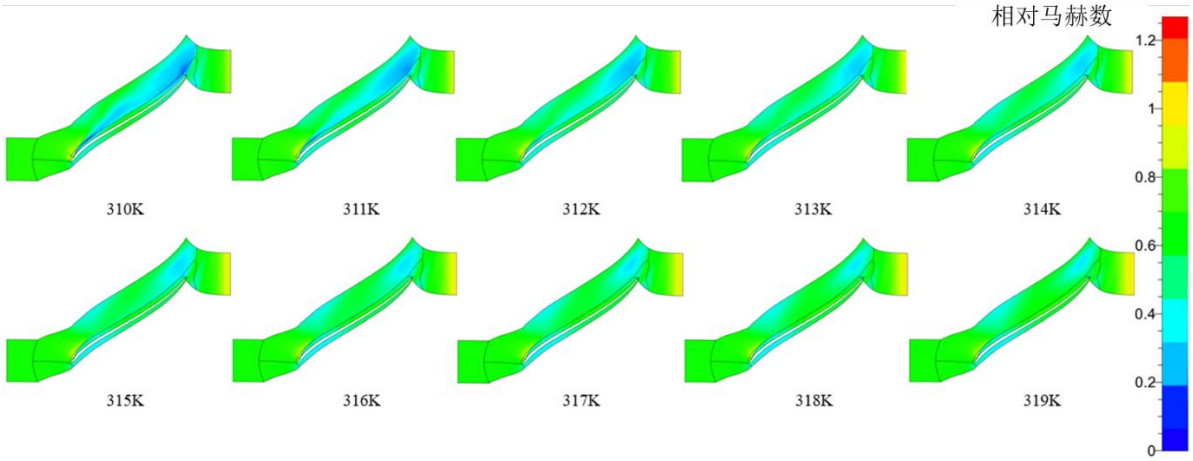


图 13 开槽叶片不同进口温度相对马赫数分布图

Fig.13 Distribution of relative mach number at different inlet temperatures for grooved blade

图 14 为不同进口温度下开槽叶片压缩机内部相对动能分布。310~312 K 时，通道内动能分布不均，吸力面附近存在明显动能集中，表明能量传递中存在局部聚集；开槽结构虽能削弱近壁凝结倾向，但引起局部扰动，低温下工质热物性变化剧烈，使开槽附近能量耗散增强，增加附加损失。313~316 K 时动能分布逐渐均匀，315~316 K 范围内能量梯度减弱、动能变化平缓。适当提高进口温度可改善 sCO_2热力稳定性，使叶轮内部能量交换更协调，降低开槽结构造成的额外流动损失，一定程度上提升压缩机效率。317~319 K 时工质热稳定性进一步增强，但叶轮出口区域相对动能水平降低，表明过高进口温度会削弱叶轮对工质的有效能量输入，使能量转换能力下降，并不能持续改善压缩机性能。

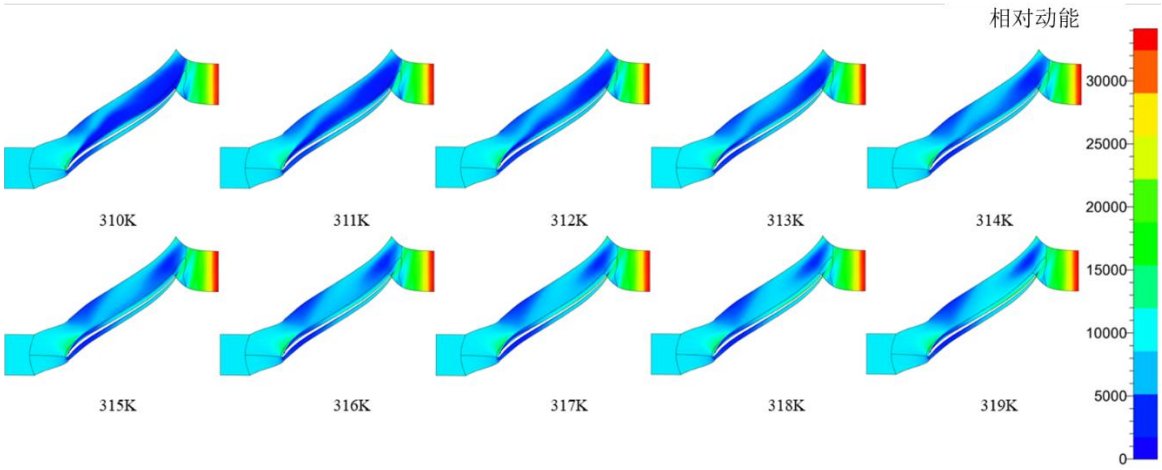


图 14 开槽叶片不同进口温度相对动能分布图

Fig.14 Distribution of relative kinetic energy at different inlet temperatures for grooved blade

图 15 为不同进口温度下开槽结构 sCO_2离心压缩机的等熵效率变化：效率先升后降，存在最优温度区间，由 310 K 时的约 82.1%升至 314 K 时的 83.4%，表明适当升温可改善开槽引起的性能损失。310~312 K 时，sCO_2热物性变化剧烈、流动稳定性降低；开槽虽能破坏近壁低速流动并抑制凝结，但其局部扰动增加流动损失，使部分机械能转化为不可逆损失，效率较低。随温度升高，工质热稳定性增强，效率在 310~315 K 持续增加，于 315 K 附近达最大值 83.5%；此时叶轮内部能量分布更均匀、局部耗散减弱，开槽造成的效率损失得到补偿。进口温度超过 315 K 后，效率逐渐降低：继续升温虽可增大凝结裕度，但工质密度降低使叶轮能量传递能力下降、动能转换效率减弱。314~316 K 范围内性能较优，其中 315 K 工况效率最高，在保持凝结抑制优势的同时有效降低效率损失，实现凝结控制与气动性能优化的协同。

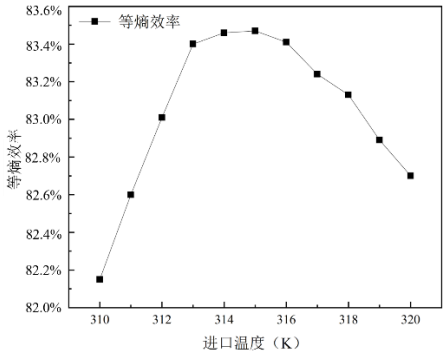


图 15 开槽叶片不同进口温度工况下等熵效率

Fig.15 Isentropic efficiency of grooved blades under different inlet temperature conditions

图 16 为不同进口温度下开槽叶片 sCO_2离心压缩机内部无量纲凝结体积的变化（以 313 K 工况为基准）。310~312 K 时内部仍存在较大范围凝结区域，310 K 工况下无量纲凝结体积达最大值 11.3；随进口温度升高凝结体积迅速减小，313 K 时已大幅降低，314 K 时降至 0.211，表明该温度下工质已能避免大规模凝结。进口温度对凝结的影响主要集中于 310~313 K 低温区，超过 314 K 后继续升温对凝结体积的改善作用逐渐减弱，说明此时开槽结构与温度调控已能有效限制凝结区域扩展，进一步提高温度难以显著增强抑制效果。结合等熵效率曲线可知，凝结抑制效果与性能提升并非完全同步。310~313 K 范围内，随凝结体积快速降低，效率明显提升，说明低温下凝结相关损失是影响性能的重要因素；314~315 K 时凝结体积已基本消除，效率仍继续增加并在 315 K 附近达到最大，此时性能提升主要源于流动损失降低和能量转换过程的优化。

超过 315 K 后，凝结体积变化趋于稳定而效率逐渐下降，表明继续升温已无法带来明显凝结收益，反而引起气动性能下降。因此最佳运行状态并非对应最高进口温度，而取决于凝结控制效果与效率的匹配关系。

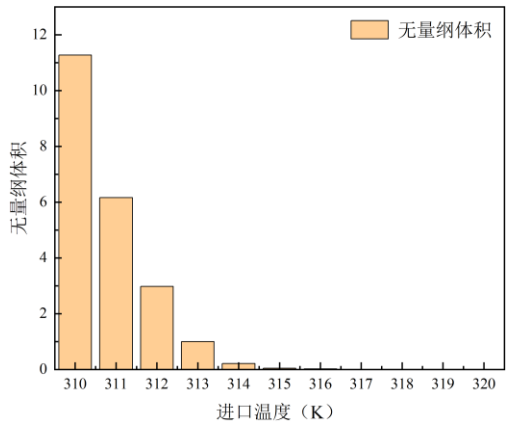


图 16 开槽叶片不同进口温度无量纲体积

Fig.16 Dimensionless volume of grooved blades with different inlet temperatures

为了更直观地体现不同温度工况下叶轮性能变化状态，对不同温度下的压缩机性能进行了量化处理，结果如表 3 所示。

表 3 不同进口温度下压缩机性能

Tab.3 Compressor data under different inlet temperatures

温度	等熵效率	总压比	无量纲凝结体积
310	82.15%	2.854	1.13×10^{1}
311	82.60%	2.736	6.16×10^{0}
312	83.01%	2.643	2.98×10^{0}
313	83.40%	2.56	1.00×10^{0}
314	83.46%	2.48	2.11×10^{-1}
315	83.47%	2.409	4.38×10^{-2}
316	83.41%	2.344	1.78×10^{-2}
317	83.24%	2.282	8.23×10^{-3}
318	83.13%	2.221	4.27×10^{-3}

图 17 为不同进口温度下开槽叶片 sCO_2离心压缩机的性能变化。进口温度由 310 K 升至 315 K 时，效率持续提升并在 315 K 附近达到最大值 83.5%，说明该范围内内部不可逆损失逐渐降低、能量交换更加充分；压比随温度升高持续平缓下降，表明适当提高进口温度虽降低单位质量工质的增压能力，但改善了压缩过程中的能量利用效率。

进口温度超过 315 K 后，效率逐渐降低而压比仍持续下降，升温带来的性能收益减弱。一方面工质状态变化改变叶轮入口参数，削弱有效压缩作用；另一方面压比降低使单位质量工质获得的压力提升减少，限制整体性能。314~316 K 范围内压比较低温工况略有下降，但效率处于较高水平，表明该区间内压缩机能以较低能量损耗完成压缩过程；此时凝结已得到有效控制，效率提升主要来源于压缩过程质量的改善。

综合考虑效率、压比与凝结抑制效果，315 K 工况下效率达到峰值且压比维持较合理水平，能在保证压缩能力的基础上降低能量损失，为开槽叶片 sCO_2压缩机的最佳运行条件。

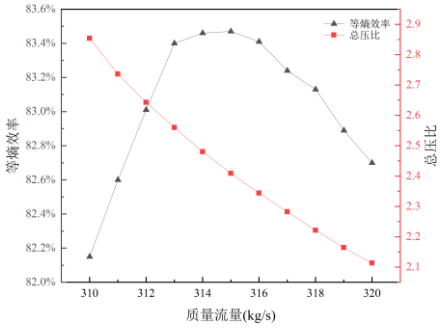


图 17 开槽叶片不同进口温度性能曲线

Fig.17 Performance curves of grooved blades under different inlet temperatures

4 结 论

本文建立了开槽叶片压缩机模型并进行 CFD 仿真，分析了叶片开槽对工质凝结及压缩机性能的影响，并通过改变进口温度确定最佳运行工况。主要结论如下：

（1）开槽结构能有效降低 sCO_2离心压缩机内部凝结风险，但会引入一定气动损失。叶片吸力面前缘开槽可改善局部流动、减少凝结条件区域的形成，使凝结体积明显降低；但开槽改变了近壁区域流动组织形式，引起局部扰动和附加耗散，使效率较正常叶片有所下降。仅依靠结构优化难以同时实现凝结抑制与高效运行，需结合运行参数进一步优化。

（2）进口温度对开槽叶片压缩机内部流动特性和能量传递具有显著调节作用，适当提高进口温度可改善开槽结构造成的性能损失。随进口温度升高，叶轮内相对马赫数分布趋于均匀、动能梯度减弱、局部耗散降低；315~316 K 范围内流场稳定性和能量转换达到较优状态，有利于降低附加损失、提高气动性能。

（3）进口温度升高能有效抑制 sCO_2凝结，但控制效果存在明显温度敏感区间。310~313 K 低温工况下内部仍存在较明显凝结区域，随温度升高凝结体积快速降低；超过 314 K 后凝结体积基本趋近于零，表明合理提高进口温度可扩大凝结裕度、避免大规模相变，但继续升温对抑制效果提升有限。

（4）综合考虑凝结抑制效果、等熵效率及压比变化规律，315 K 为本文设计开槽 sCO_2离心压缩机定工况条件下的最佳运行温度。进口温度由 310 K 升至 315 K 时，效率持续提升并在 315 K 附近达到最大值 83.5%，凝结体积降低至 0.0438；继续升温虽能维持较低凝结水平，但压比持续降低并削弱能量转换能力。因此本文所设计压缩机在

其余工况确定情况下 315 K 温度工况能在保证凝结抑制的基础上实现效率提升与压缩性能保持的最佳平衡。[参 考 文 献]

[1] Feher E G. The supercritical thermodynamic power cycle[J]. Energy Conversion, 1968, 8(2): 85.
[2] Angelino G. Carbon dioxide condensation cycles for power production[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1968, 90(3): 287.
[3] 董力. 超临界二氧化碳发电技术概述[J]. 中国环保产业, 2017(5): 48.
Dong L. Summarization on power technology of supercritical carbon dioxide[J]. China Environmental Protection Industry, 2017(5): 48.
[4] Allison T C, Jeffrey Moore J, Hofer D, et al. Planning for successful transients and trips in a 1 MW_e-scale high-temperature sCO_2 test loop[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2019, 141(6): 061014.
[5] Kalra C, Hofer D, Sevincer E, et al. Development of high efficiency hot gas turbo-expander for optimized CSP supercritical CO_2 power block operation[C]//The 4th International Symposium-Supercritical CO_2 Power Cycles. 2014.
[6] Conboy T, Wright S, Pasch J, et al. Performance characteristics of an operating supercritical CO_2 Brayton cycle[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2012, 134(11): 111703.
[7] Rochau G E, Radel R F, Vernon M E, et al. Operation and analysis of a supercritical CO_2 Brayton cycle: SAND2010-0171[R]. Albuquerque: Sandia National Laboratories, 2010.
[8] Conboy T, Pasch J, Fleming D. Control of a supercritical CO_2 recompression Brayton cycle demonstration loop[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2013, 135(11): 111701.
[9] Ahn Y, Lee J, Kim S G, et al. Design consideration of supercritical CO_2 power cycle integral experiment loop[J]. Energy, 2015, 86: 115.
[10] Kimball K. Overview of supercritical CO_2 Brayton cycle integrated system test (IST) turbomachinery development[C]//Proceedings of the S-CO_2 Power Cycle Symposium. 2011.
[11] Pasch J, Stapp D. Testing of a new turbocompressor for supercritical carbon dioxide closed Brayton cycles[C]//ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. New York: ASME, 2018: GT2018-77044.
[12] Li H Z, Zhang Y F, Yao M Y, et al. Design assessment of a 5MW fossil-fired supercritical CO_2 power cycle pilot loop[J]. Energy, 2019, 174: 792.
[13] Zhang K, Xie X F, Yang T A, et al. Program development and study on supercritical CO_2-cooled reactor sub-channel thermal hydraulic[J]. Annals of Nuclear Energy, 2021, 164: 108612.
[14] Krain H. A study on centrifugal impeller and diffuser flow[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1981, 103(4): 688.
[15] Miyamoto H, Nakashima Y, Ohba H. Effects of splitter blades on the flows and characteristics in centrifugal impeller[J]. JSME International Journal, 1992, 35(2): 238.
[16] Ibaraki S, Furukawa M, Iwakiri K, et al. Vortical flow structure and loss generation process in a transonic centrifugal compressor impeller[C]//ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea, and Air. New York: ASME, 2007: 1089.
[17] Du Y D, Yang C, Wang H M, et al. One-dimensional optimisation design and off-design operation strategy of centrifugal compressor for supercritical carbon dioxide Brayton cycle[J]. Applied Thermal Engineering, 2021, 196: 117318.
[18] Monje B, Sánchez D, Savill M, et al. A design strategy for supercritical CO_2 compressors[C]//ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition. New York: ASME, 2014: GT2014-25151.
[19] Xu P C, Zou Z P, Fu C. Aerodynamic design considerations for supercritical CO_2 centrifugal compressor with real-gas effects[J]. Energy Conversion and Management, 2022, 271: 116318.
[20] Zhang G J, Yang Y F, Chen J H, et al. Numerical study of heterogeneous condensation in the de Laval nozzle to guide the compressor performance optimization in a compressed air energy storage system[J]. Applied Energy, 2024, 356: 122361.
[21] Yu Y Q, Jiang J H, Zhao Y Y, et al. Numerical research on performance of new structure centrifugal compressor for supercritical CO_2 power systems[J]. Annals of Nuclear Energy, 2024, 199: 110361.
[22] Yu Y Q, Jiang J H, Zhao Y Y, et al. Research on inlet structure design of centrifugal compressor used in supercritical CO_2 power system to suppress fluid condensation[J]. Thermal Science and Engineering Progress, 2025, 57: 103102.
[23] Pei J Z, Zhao Y Y, Zhao M R, et al. Effects of leading edge profiles on flow behavior and performance of supercritical CO_2 centrifugal compressor[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2022, 229: 107520.
[24] Li H, Ju Y P, Zhang C H. Optimization of supercritical carbon dioxide recompression Brayton cycle considering anti-condensation design of centrifugal compressor[J]. Energy Conversion and Management, 2022, 254: 115207.
[25] Zhao M R, Zhao Y Y, Pei J Z, et al. Research on condensation characteristics of supercritical carbon dioxide in Laval nozzle considering working condition of power cycles[J]. Annals of Nuclear Energy, 2023, 183: 109652.
[26] Cao R, Deng Q H, Li Z G, et al. Design strategy for inlet conditions of supercritical CO_2 centrifugal compressors[J]. The Journal of Supercritical Fluids, 2023, 196: 105879.
[27] Ding H B, Dong Y Y, Zhang Y, et al. Performance of supercritical Carbon dioxide (sCO_2) centrifugal compressors in the Brayton cycle considering non-equilibrium condensation and exergy efficiency[J]. Energy Conversion and Management, 2024, 299: 117849.
[28] Li X J, Zhao Y J, Yao H D, et al. A new method for impeller inlet design of supercritical CO_2 centrifugal compressors in Brayton cycles[J]. Energies, 2020, 13(19): 5049.
[29]张昕喆, 余彬, 王晓璐, 等. 基于收缩–扩张喷管的超临界二氧化碳非平衡凝结机理研究进展[J]. 工程热物理学报, 2026, 47(3): 932.
Zhang X Z, Yu B, Wang X L, et al. Research progress on the non-equilibrium condensation mechanism of supercritical carbon dioxide based on convergent-divergent nozzle[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2026, 47(3): 932.
[30] 李玲玉, 郑源, 陈洋, 等. 灯泡体前置或后置对微水头灯泡贯流式水轮机水力性能的影响[J]. 水利水电科技进展, 2015, 35(2): 62.
Li L Y, Zheng Y, Chen Y, et al. The influence of bulb

preposed or postposed on hydraulic efficiency of micro-head bulb turbine[J]. Advances in Science and Technology of Water Resources, 2015, 35(2): 62.

[31] Romei A, Gaetani P, Persico G. Computational fluid-dynamic investigation of a centrifugal compressor with inlet guide vanes for supercritical carbon dioxide power systems[J]. Energy, 2022, 255: 124469.

（责任编辑　李园）