

具有密封结构的超临界二氧化碳 离心压缩机特性研究

曹润, 李志刚, 李军, 邓清华, 高铁瑜
(西安交通大学叶轮机械研究所, 710049, 西安)

摘要: 为更全面了解超临界二氧化碳(SCO₂)压缩机内部流场,针对 150 kW 级简单布雷顿循环的 SCO₂ 离心压缩机,设计了盘腔和迷宫密封。采用数值求解三维 RANS 方程和 $k-\epsilon$ 湍流模型的方法,研究了考虑盘腔和密封结构的 SCO₂ 离心压缩机的气动性能和轴向推力;采用有限元方法分析了考虑气动力和离心力综合作用下离心叶轮的应力和应变特性,同时计算了设计的迷宫密封的应变。结果表明:具有盘腔和密封结构的 SCO₂ 离心压缩机在设计工况下气动效率为 72.1%,压比为 2.19;SCO₂ 离心压缩机的最大轴向推力为 1 635 kN;离心叶轮的表面等效应力最大值为 109.95 MPa,满足设计材料 304 钢的强度需求;盘腔的泄漏流动会造成 SCO₂ 离心压缩机气动效率的下降,但是在高流量工况下,盘腔泄漏可以缓解扩压器前缘的凝结现象。该研究可为具有盘腔和密封结构的 SCO₂ 离心压缩机气动性能和强度特性分析以及密封结构设计提供参考。

关键词: SCO₂ 离心压缩机;迷宫密封;气动性能;轴向推力;叶轮强度

中图分类号: TH452 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202204014 **文章编号:** 0253-987X(2022)04-0127-11



OSID 码

Study on Characteristics of Supercritical Carbon Dioxide Centrifugal Compressor with Sealing Structure

CAO Run, LI Zhigang, LI Jun, DENG Qinghua, GAO Tieyu
(Institute of Turbomachinery, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: For a more comprehensive understanding of the internal flow field of a supercritical carbon dioxide (SCO₂) compressor, the cavity and the labyrinth sealing structure are designed for a 150 kW simple Brayton cycle SCO₂ centrifugal compressor in this paper. A numerical solution of the three-dimensional Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS) equation and $k-\epsilon$ (Extended Wall Function) turbulence model was used to study the aerodynamic performance and axial thrust of the SCO₂ centrifugal compressor considering the cavity and sealing structure. The finite element method is used to analyze the stress and the strain characteristics of the centrifugal impeller under the combined effect of aerodynamic force and centrifugal force, and the strain of the designed labyrinth seal is also calculated. The results show that the designed aerodynamic efficiency of the SCO₂ centrifugal compressor with cavity and sealing structure is 72.1% and the pressure ratio is 2.19 at the design working condition. The maximum axial thrust of SCO₂ centrifugal compressor is 1 635 kN; The maximum surface equivalent stress of centrifugal impeller is 109.95 MPa, which meets the strength demand for 304 steel. The leakage flow of

cavity will cause the reduction of aerodynamic efficiency of SCO_2 centrifugal compressor, but under the high flow coefficient condition, the cavity leakage can alleviate the condensation phenomenon at the leading edge of the diffuser. The paper provides a reference for the analysis of the aerodynamic performance and strength characteristics of the SCO_2 centrifugal compressor with cavity and sealing structure as well as the design of the sealing structure.

Keywords: supercritical carbon dioxide centrifugal compressor; labyrinth sealing; aerodynamic performance; axial thrust; impeller strength

超临界二氧化碳(SCO_2)是 CO_2 工质在超过临界点(7.38 MPa, 31 °C)的物理状态。在该状态下, SCO_2 具有高密度、低黏度和低压缩系数的特点,同时 SCO_2 性质稳定、无毒、易获取,因而 SCO_2 布雷顿循环系统安全,经济性显著^[1-2]。相比于典型空气介质压缩机, SCO_2 压缩机具有耗功少、结构紧凑的特点^[3-4]。 SCO_2 压缩机气动性能、轴向推力和叶轮强度研究是其设计研发的基础,具有优良性能的 SCO_2 压缩机是保证 SCO_2 布雷顿循环安全高效运行的关键^[5]。

科研人员对于 SCO_2 压缩机设计和气动性能分析方面开展了研究。Rinaldi 等^[6]采用数值方法研究了 SANDIA 实验室的 SCO_2 离心压缩机的气动性能,数值预测的等熵效率与试验结果吻合较好,但是在低流量系数下,由于喘振而不能很好地预测。Ameli 等^[7]通过采用不同精度的物性表对于 SANDIA 实验室的 SCO_2 离心压缩机的数值研究表明:高精度的物性表可以得到更准确的性能预测,但是由于 SCO_2 在临界点附近物性的剧烈变化导致数值计算难以收敛,可以用低精度物性表计算得出的结论作为初场来提升高精度物性表计算的稳定性。郑宽宽等^[8]数值分析 SCO_2 压缩机的变工况性能指出:在设计工况下由于流动加速,在离心叶轮的前缘和尾缘的压力下降导致流体处于气液两相区。Lee 等^[9-10]指出 CO_2 物性在临界点附近的剧烈变化,以及低压比压缩机小的等熵焓升放大了效率计算的误差是 SCO_2 压缩机性能不确定性的主要原因。Hosangadi 等^[11]通过 CO_2 物性及采用当地压力与饱和压力插值的方法,研究了近临界条件下凝结流动对 SCO_2 离心压缩机气动性能的影响。曹润等^[12]通过对其设计的 150 kW 的 SCO_2 离心压缩机气动性能分析,指出 SCO_2 的物性表精度对于计算的稳定性和准确性具有较大影响。离心叶轮叶顶间隙流动泄漏流降低了 SCO_2 离心压缩机的气动性能,造成了约 14% 的气动性能下降。Ameli 等^[13]提出了结合焓损失模型和级效率修正方法的平均流线方法

来设计 SCO_2 离心压缩机,并在一维设计中引入了摩擦损失方法,研究指出在近临界点附近 SCO_2 物性的准确计算可以获得更加可靠的离心压缩机性能。Monge 等^[14-15]提出了可以采用 AMC 这一指标来避免前缘凝结发生,但是可能会导致压缩机效率下降。

叶轮轮毂侧的盘腔内的流动对整体的气动性能和轴向推力都有重要影响。王晟旻等^[16]通过对包含轮盘及轮盖密封内的流场分析,发现迷宫密封的沟槽与高低齿结构可以有效地减少泄漏量。谭佳健等^[17]通过试验研究了小流量压缩机的叶轮盖侧和盘侧间隙的静压分布以及叶轮轴向推力,结果表明叶轮盘侧间隙和盖侧间隙静压分布随半径增大呈线性分布,叶轮主推力随着流量的减少而增大,但在近喘振点会有所减少。徐立群等^[18]用数值模拟的方法研究了考虑迷宫密封后的叶轮性能,发现叶轮的等熵效率随着密封泄漏损失系数的增大而减少,叶轮的等熵效率与密封的泄漏损失之间呈线性关系。Younsi 等^[19]研究了空气介质的离心压缩机轴向推力影响特性,指出作用在轮毂前面和背面的轴向力是准确评估离心压缩机整体轴向推力的基础。Sun 等^[20]数值研究了盘腔内的流动对于压缩机性能的影响,结果表明在盘腔中周向速度是主导速度,盘腔内的泄漏会造成效率下降,以及压比稍微小幅降低。Baldassarre 等^[21]通过试验和数值模拟的方式开发了一维软件用以求解离心压缩机表面径向压力梯度以及作用于转子的总轴向推力,结果表明一维预测与试验和数值模拟结果具有一致性。Guidotti 等^[22]通过数值验证和试验表明,具有盘腔结构的数值模拟可以更好地捕捉离心压缩机的整体性能以及流场特征, SCO_2 离心压缩机盘腔内的流动会对其整体气动性能以及轴向推力产生显著影响。根据 Fuller 等^[23]推荐在小型离心压缩机中采用气体箔轴承,以及 Wright 等^[24]发现在 SANDIA 实验台上滚珠轴承的寿命比较短,因而必须采用气体箔轴承或者电磁轴承等低承载能力的轴承。采用这类轴承

需要对 SCO_2 离心压缩机的推力进行良好地平衡,而 SCO_2 离心压缩机通常在高转速、高负荷下运行,因此对具有盘腔和密封结构的 SCO_2 离心压缩机性能分析对其设计具有重要意义。

相比于常规压缩机, SCO_2 离心压缩机由于其小体积及工质的高密度,因而盘腔内的泄漏损失和鼓风损失较大。然而,目前 SCO_2 离心压缩机性能的分析 and 预测基本没有考虑盘腔泄漏对其性能的影响。本文针对 150 kW 级的 SCO_2 离心压缩机进行了盘腔和迷宫密封设计,迷宫密封采用了可磨损静子件及阶梯转子件结构,并采用数值求解三维 RANS 方程和高精度的 SCO_2 物性方法对具有盘腔

和密封结构的 SCO_2 离心压缩机进行了气动性能和轴向推力计算,结合气动计算得到的离心叶轮的气动力和离心力,完成了离心叶轮的应力应变分析,得到了设计的迷宫密封的应变。研究工作可为 SCO_2 离心压缩机设计 and 分析提供参考。

1 计算模型介绍

图 1 给出了不包含迷宫密封结构的 150 kW SCO_2 离心压缩机叶轮的几何模型及其子午流道图^[12],盘腔出口处的直径初步定为 26 mm,倾斜段是密封安装位置。表 1 列出了 150 kW SCO_2 离心压缩机主要几何参数。

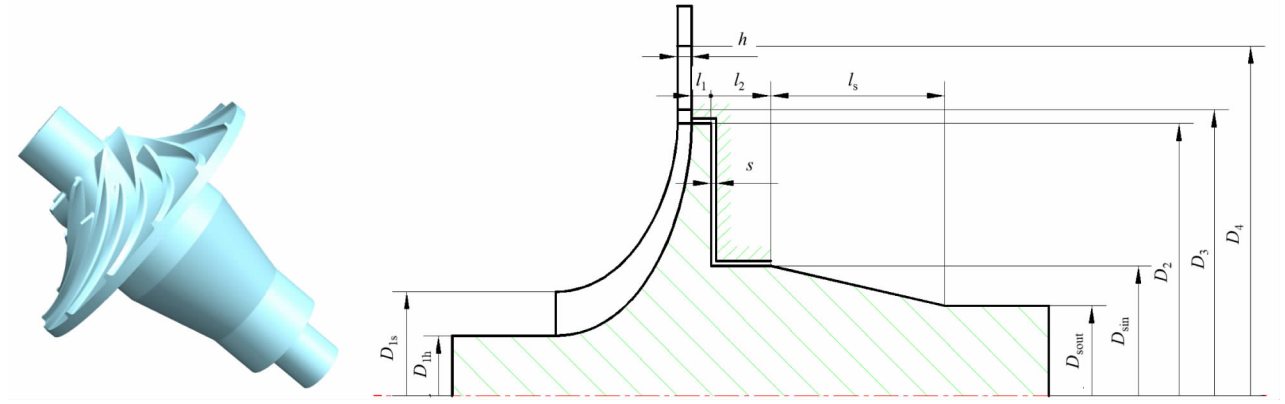


图 1 150 kW SCO_2 离心压缩机几何结构^[12]

Fig. 1 The geometry of the 150 kW SCO_2 centrifugal compressor^[12]

离心压缩机叶轮轴向推力由作用在叶轮轮毂面及叶片上的推力 (F_{front})、作用在盘腔面的推力 (F_{cavity}) 以及作用在密封面的推力 (F_{seal}) 组成。定义沿压缩机气流进气方向为正,离心压缩机的轴向推力为

$$F_{\text{axial_thrust}} = F_{\text{front}} - F_{\text{cavity}} - F_{\text{seal}} \tag{1}$$

作用在叶轮前表面上的推力主要由轮毂面和叶片上的压力在轴向面积分得到。 F_{front} 可由下式计算获得

$$F_{\text{front}} = \int_{\text{blade+hub}} P dA \tag{2}$$

作用在盘腔面和密封面的轴向推力由式(3)和式(4)计算得到

$$F_{\text{cavity}} = \int_{\text{cavity}} P dA \tag{3}$$

$$F_{\text{seal}} = \int_{\text{seal}} P dA \tag{4}$$

在文献[6,20]中均有关于压缩机效率的定义。文献[6]中等熵效率定义为

$$\eta_s = (h_{s2} - h_1) / (h_2 - h_1) \tag{5}$$

文献[20]中等熵效率的定义式为

$$\eta^* = m_3 C_p T_{t0} \frac{(P_{t3}/P_{t0})^{(\gamma-1)/\gamma} - 1}{P_o} \tag{6}$$

显然式(5)没有考虑盘腔内的泄漏损失和鼓风损失,式(6)只适用于理想气体研究,均不适用于本文的研究。由于 SCO_2 的物性明显偏离理想气体,考虑盘腔泄漏损失以及盘腔鼓风损失,综合式(5)和式(6)得出基于热力学公式定义的 SCO_2 离心压缩机的等熵效率计算式为

$$\eta_s = (h_{\text{out},s} - h_{\text{in},t}) m / T \omega \tag{7}$$

式中: $h_{\text{out},s}$ 为假定等熵状态下的出口总焓; $h_{\text{in},t}$ 为进口总焓; m 为主流出口的质量流量; T 为离心压缩机的扭矩; ω 为叶轮的转速。

后文的等熵效率计算均采用式(7)进行。

本文定义 SCO_2 离心压缩机的流量系数和总压比为

$$\varphi = m_{\text{in}} / \rho_1 u_2 D_2^2 \tag{8}$$

$$\pi = P_{\text{out},t} / P_{\text{in},t} \tag{9}$$

式中: m_{in} 为压缩机进口的质量流量; ρ_1 为进口的工

质密度; u_2 为叶轮出口的轮缘速度; $P_{out,t}$ 为离心压缩机出口总压; $P_{in,t}$ 为离心压缩机进口总压。

表 1 150 kW SCO_2 离心压缩机主要几何参数
Table 1 The main geometric parameters of 150 kW SCO_2 centrifugal compressor

参数	数值
叶顶间隙 c/mm	0.3
离心叶轮出口叶高 h/mm	1.4
离心叶轮出口直径 D_2/mm	54.6
离心叶轮主叶片数	7
离心叶轮分流叶片数	7
离心叶轮进口叶根直径 D_{1h}/mm	12
离心叶轮进口叶顶直径 D_{1s}/mm	20.8
叶片厚度 t/mm	0.7
叶片扩压器进口直径 D_3/mm	57.2
叶片扩压器出口直径 D_4/mm	70
叶片扩压器叶片数	17
盘腔进口段长度 l_1/mm	2
盘腔出口段长度 l_2/mm	6
盘腔密封段长度 l_s/mm	17.5
盘腔宽度 s/mm	0.5
密封进口处直径 D_{sin}/mm	26
密封出口处直径 D_{sout}	28

2 数值方法和验证

采用 NUMECA 数值求解三维 RANS 方程,动静叶之间采用混合平面的交界面设置。进口给定总温 305.15 K 和总压 7.69 MPa,主流出口给定质量流量 3.6 kg/s,叶轮转速为 6×10^4 r/min。考虑到计算的稳定性,在盘腔出口处给定静压,通过静压的变化来调节盘腔的泄漏流量。离心叶轮两侧给定周期性边界条件,固体壁面设置为绝热无滑移边界。计算采用 $k-\epsilon$ 湍流模型,文献[12]给出了数值方法验证。当残差降低到 10^{-5} 以下或者进出口的质量流量差在 1% 以内时,认为计算达到收敛条件。

图 2 给出了包含盘腔结构的 SCO_2 离心压缩机计算网格。图 3 给出了盘腔出口静压为 11 MPa,网格数分别为 212.81 万、271.36 万和 363.89 万时得到的 SCO_2 离心压缩机的轴向推力。由图 3 可知,当网格数为 271.36 万时,轴向推力的计算具有网格无关性,因此本文的计算网格数采用 271.36 万,其中叶轮部分的网格数为 190.96 万,扩压器部分的网格数为 36.43 万,盘腔的网格数为 43.97 万。 SCO_2

的物性在临界点附近变化剧烈,为了增加计算的稳定性,需生成物性表对临界点附近的物性进行插值计算,物性表精度会影响到计算的准确性。

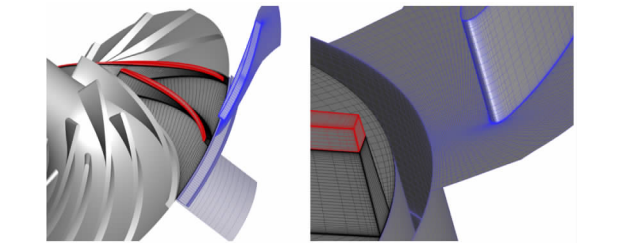


图 2 SCO_2 离心压缩机叶轮计算网格
Fig. 2 The SCO_2 centrifugal compressor grid

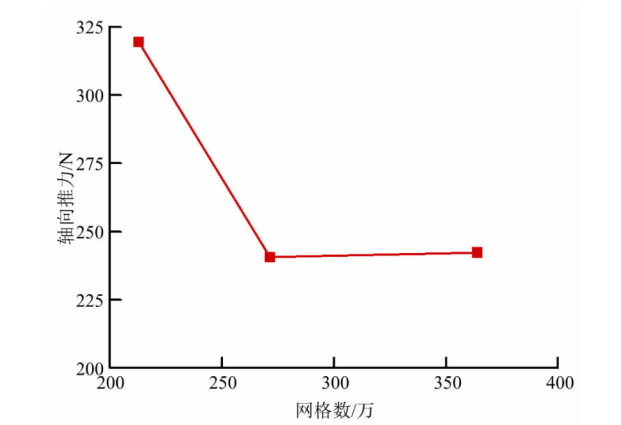


图 3 SCO_2 离心压缩机轴向推力网格无关性验证
Fig. 3 The axial thrust grid independence verification for the SCO_2 centrifugal compressor

图 4 给出了离心叶轮的轴向推力随物性表精度的变化规律,可以发现当物性表精度为 200×200 时,推力已经实现了物性表无关性,考虑到文献[12]中效率的物性表无关性验证的结果,采用 400×400

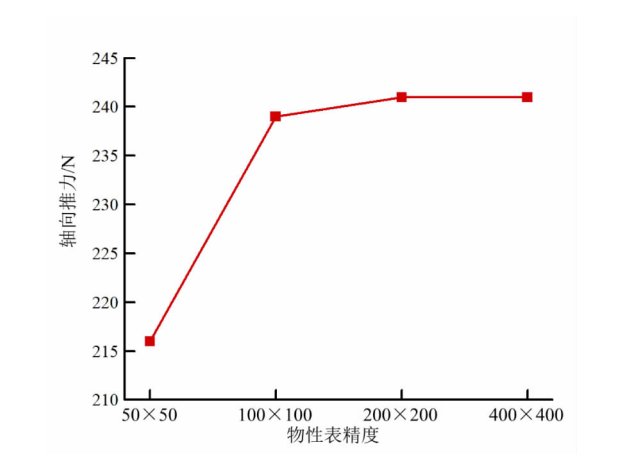


图 4 SCO_2 离心压缩机轴向推力的物性表无关性验证
Fig. 4 The axial thrust physical properties tables independence verification for the SCO_2 centrifugal compressor

精度的物性表可以得到较为准确的结果。

3 无密封结构 SCO_2 离心压缩机性能

3.1 气动性能

定义盘腔出口的无量纲泄漏量为盘腔出口泄漏量占主流流量的百分比。图 5 给出了 SCO_2 离心压缩机的等熵效率和压比随盘腔出口无量纲泄漏量的变化曲线,无量纲泄漏量为 0 时是不考虑盘腔泄漏流时压缩机的性能。由图 5 可知:随着盘腔出口无量纲泄漏量的增大, SCO_2 离心压缩机的等熵效率近似线性下降;不考虑密封结构时,1%的盘腔泄漏量的增加会导致约 0.73%等熵效率的下降;盘腔出口无量纲泄漏量增加时也会导致压缩机的总压比降低,控制盘腔泄漏量是保证 SCO_2 离心压缩机高气动效率的关键。

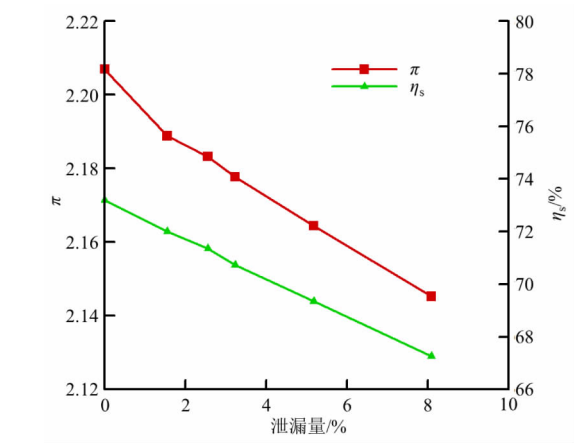


图 5 无密封结构 SCO_2 离心压缩机等熵效率和压比随盘腔无量纲泄漏量的变化曲线

Fig. 5 The isentropic efficiency and pressure ratio versus dimensionless cavity leakage for the SCO_2 centrifugal compressor without the seal structures

3.2 轴向推力

图 6 给出了不考虑倾斜段密封时, SCO_2 离心压缩机轴向推力随盘腔出口无量纲泄漏量变化规律。由图 6 可知,不考虑倾斜段密封时,在较大的盘腔无量纲泄漏量变化范围内,轴向推力均小于 2 kN,说明盘腔出口处的直径定为 26.0 mm 可以满足压缩机的轴向推力需求。

由式(1)~(4)可知,离心压缩机的轴向推力与盘腔面和轮毂面的压力分布有关。图 7 给出了在无量纲泄漏量为 8.1%和 1.5%工况下,盘腔面和轮毂面的周向平均静压沿无量纲半径方向的分布规律。从图 7 中可知,在设计工况下,不同的盘腔泄漏量对

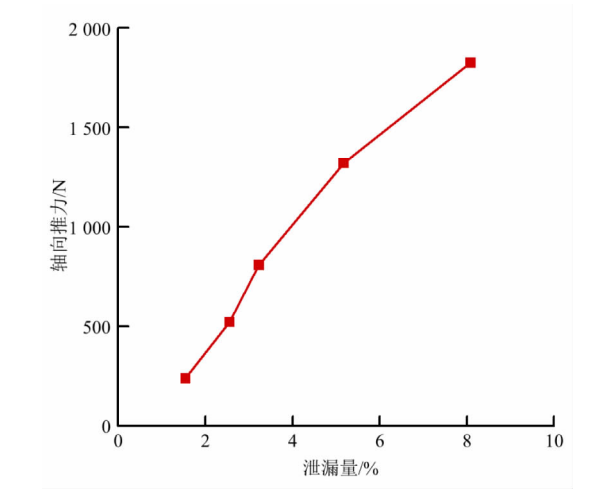


图 6 无密封结构 SCO_2 离心压缩机轴向推力与盘腔出口无量纲泄漏量之间的关系

Fig. 6 The axial thrust versus dimensionless cavity leakage for the SCO_2 centrifugal compressor without the seal structures

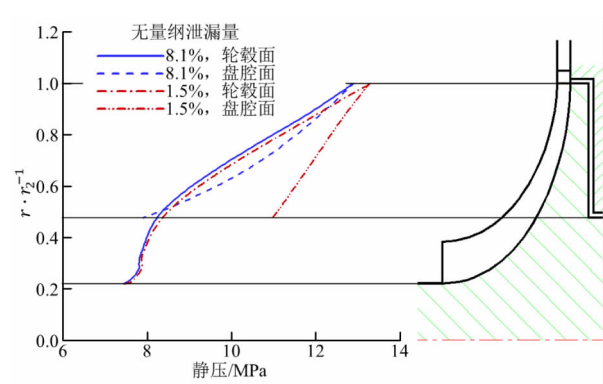


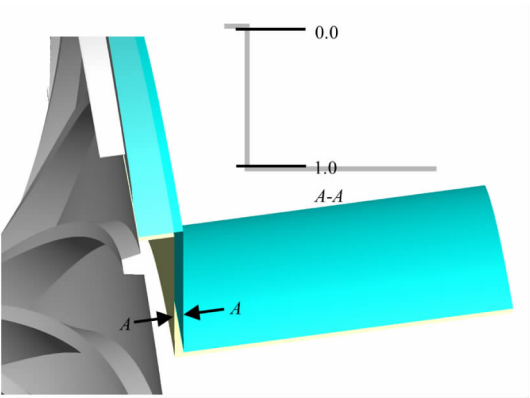
图 7 SCO_2 离心压缩机叶轮轮毂面和盘腔面周向平均静压分布

Fig. 7 The circumferential average static pressure distribution along the hub surface and cavity surface for the SCO_2 centrifugal compressor

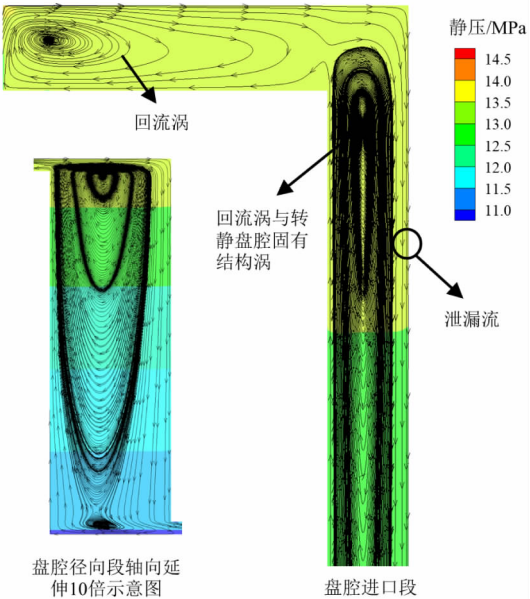
轮毂面的压力分布规律几乎没有影响。在扩压器出口质量流量不变时,高的盘腔泄漏量会增加进入叶轮的流量,增加叶轮的负荷,导致离心叶轮出口压力略有下降,但是下降不明显。从图 7 中还可以看出,高的盘腔泄漏量会增加盘腔面的压力下降速度,从而引起盘腔面的推力下降,整体的正向推力增加。

3.3 盘腔流场

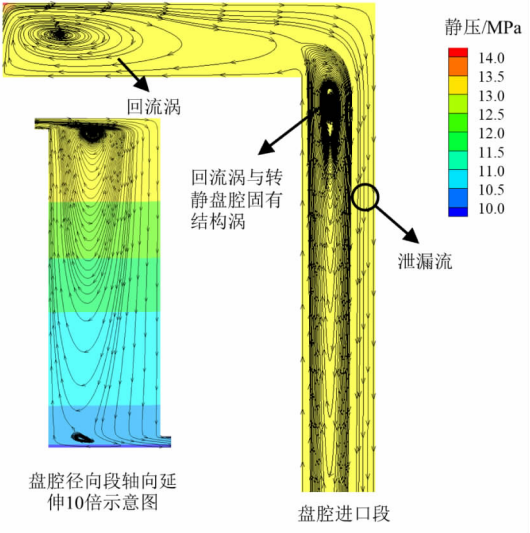
图 8 给出了 3 种不同盘腔泄漏量时 SCO_2 离心压缩机盘腔流场型态。图 8(a)为 A-A 平面为观察位置。由于盘腔的径向延伸段较窄,为了方便观察盘腔径向延伸段内的流动规律,图 8(b)、8(c)、8(d)的左下角将盘腔径向延伸段沿轴向延伸 10 倍来观



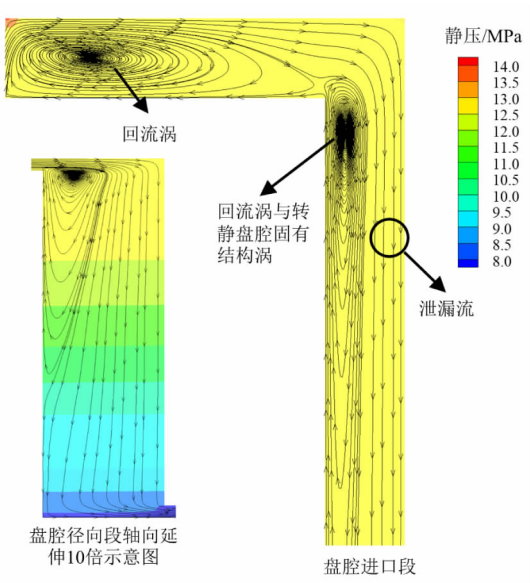
(a)位置图



(b)无量纲泄漏量 1.5%



(c)无量纲泄漏量 3.2%



(d)无量纲泄漏量 8.1%

图 8 3 种盘腔泄漏量时 SCO_2 离心压缩机盘腔流场型态
Fig.8 The hub cavity flow field characteristics for the SCO_2 centrifugal compressor

察盘腔内的流动规律。

由图 8 可知,盘腔进口段的流动型态主要由受到主流影响而在进口处产生的回流涡、受到转角的影响产生的回流涡、转静盘腔内的固有的结构涡,以及盘腔内的泄漏流流动组成,其中转角处的回流涡和转静盘腔固有的结构涡,由于处在同位置且同方向,因而叠加成了一个复合涡。

当盘腔无量纲泄漏量为 1.5% 时,转角处的回流涡和转静盘腔固有的结构涡所形成的复合涡几乎占据了整个盘腔的径向段。当盘腔无量纲泄漏量为 3.2% 时,该涡的后半段开始向动壁面移动,涡的发展受到压制,而当盘腔无量纲泄漏量为 8.1% 时,该涡进一步受到压制,盘腔径向段出口位置的涡流基本消失。盘腔内的流动型态改变主要与泄漏的质量流量有关,随着出口压力的降低,泄漏量增大,较大的泄漏流压制了复合涡的发展。

取盘腔径向段进口处的无量纲位置为 0,盘腔径向段出口处的无量纲位置为 1,具体位置在图 8 (a)中标出。用叶轮出口的轮缘速度对盘腔内沿着轴向平均的周向速度进行无量纲化,得到平均的无量纲周向速度沿着无量纲径向的分布规律,如图 9 所示。由图可以发现,当盘腔的无量纲泄漏量为 8.1%,此时由于盘腔内的涡流较小,盘腔内的周向速度主要受到角动量守恒的影响,随着流动的发展,周向速度逐渐增加,而当盘腔的无量纲泄漏量为

1.5%时,受到盘腔内涡流的影响,周向速度呈下降的趋势。

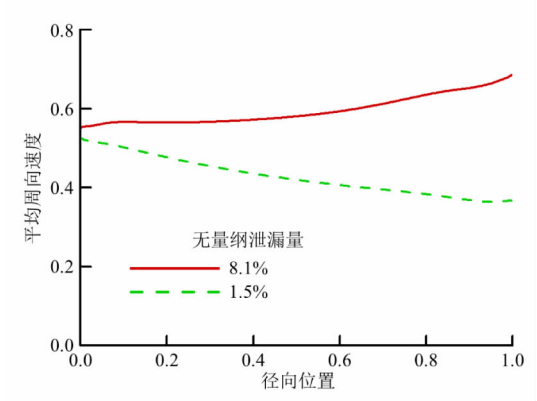


图 9 SCO₂ 离心压缩机盘腔内平均周向速度沿着径向的分布

Fig. 9 The average dimensionless circumferential velocity distribution along the radial direction for the SCO₂ centrifugal compressor cavity

由于整体的泄漏量较低,可以近似忽略克服流动损失所需要的压力梯度。此时,盘腔内由于存在周向速度,在径向上产生了压力梯度,当盘腔泄漏量小时,周向速度小,压力梯度小,压力下降速度慢,盘腔侧推力大;盘腔泄漏量大时,周向速度大,压力梯度大,压力下降速度快,盘腔侧推力小。这也与图 7 中压力分布规律保持一致。

4 有密封结构的 SCO₂ 离心压缩机性能

上文分析了在无密封结构时,包含盘腔结构的 SCO₂ 压缩机性能。在真实运行条件下如果盘腔出口直接和电机腔室相连,会增加电机腔室内的压力,使电机腔室内的鼓风损失增加。在盘腔出口和电机腔室中间采用密封可以降低电机腔室内的压力,降低盘腔的泄漏量,提高效率。

为减小盘腔泄漏量,提高 SCO₂ 离心压缩机性能,则应尽量增加密封腔室数和减少密封间隙,同时考虑到加工和强度等因素,轴向的长度不应过长,如图 1 所示,密封的轴向距离限制为 l_s 。本文密封设计采用了浮动可磨损密封静子件和阶梯金属齿的转子设计来减小密封件的磨损和降低泄漏量。图 10 给出了所设计的密封结构,密封的工作间隙为 0.05 mm。表 2 列出了所设计的密封结构的几何尺寸。图 11 给出了密封结构的计算网格,包含压缩机在内数值计算网格总数为 377.62 万,收敛条件与上文相同,其中压缩机进口给定总温 305.15 K,总压 7.69 MPa,密封出口的设计静压为 2.0 MPa,即为电机腔

室内的压力。SCO₂ 离心压缩机的出口给定流量边界条件,两侧给定周期性边界条件,所有固体壁面给定绝热无滑移边界条件。

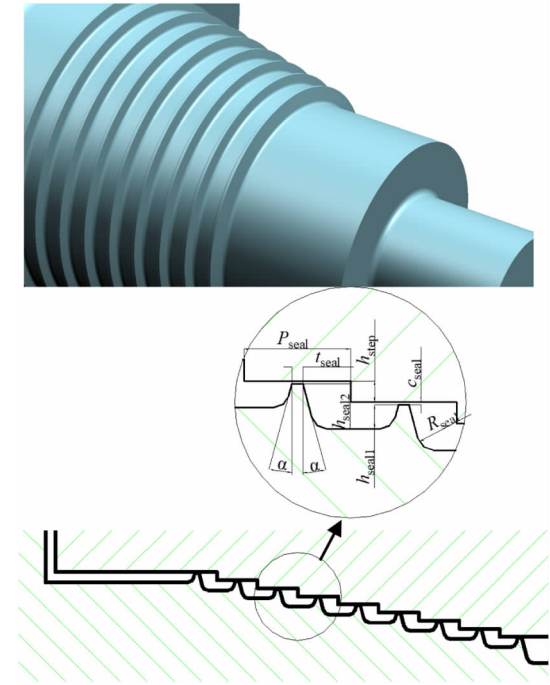


图 10 SCO₂ 离心压缩机密封结构

Fig. 10 The geometry for the SCO₂ centrifugal compressor seal

表 2 SCO₂ 离心压缩机密封主要几何结构参数

Table 2 The main geometric parameters for the SCO₂ centrifugal compressor seal

参数	数值
密封腔室宽度 P_{seal} /mm	2.0
密封齿顶部宽度 t_{seal} /mm	0.2
密封齿数 n_t	9
密封齿左侧高度 h_{seal1} /mm	0.45
密封齿右侧高度 h_{seal2} /mm	0.85
机匣面台阶高度 h_{step} /mm	0.4
密封齿圆角 R_{seal} /mm	0.3
密封间隙 c_{seal} /mm	0.05
密封齿倾角 α /($^{\circ}$)	15.0

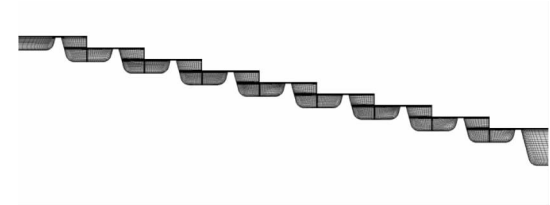


图 11 SCO₂ 离心压缩机密封计算网格

Fig. 11 The grid for the SCO₂ centrifugal compressor seal

4.1 气动性能

图 12 和图 13 分别给出了不同流量系数下考虑和没有考虑盘腔和密封结构的 SCO_2 离心压缩机的性能。

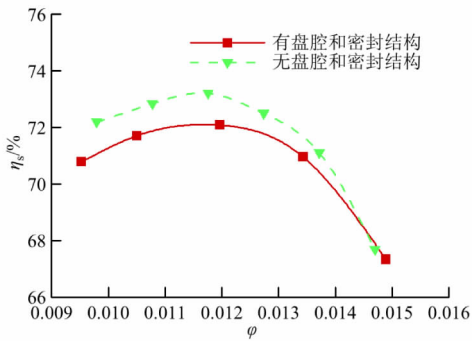


图 12 SCO_2 离心压缩机等熵效率随流量系数的变化曲线
Fig. 12 The isentropic efficiency versus the flow coefficient for the SCO_2 centrifugal compressor

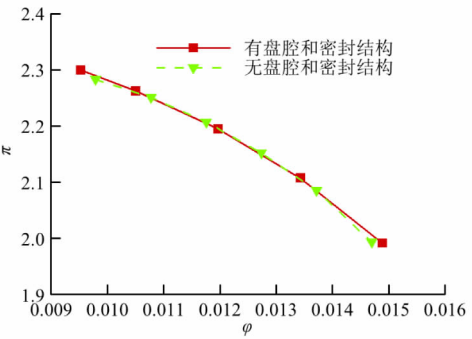


图 13 SCO_2 离心压缩机压比随流量系数的变化曲线
Fig. 13 The pressure ratio versus the flow coefficient for the SCO_2 centrifugal compressor

图 12 和图 13 的对比结果可以发现,考虑了盘腔及密封结构后, SCO_2 离心压缩机的压比几乎保持不变,但是等熵效率明显下降。保证出口质量流量不变,在设计工况下等熵效率从 73.2%下降为 72.1%,而压比仅从 2.2 下降到 2.19。在盘腔及迷宫密封结构有着较大的鼓风损失以及泄漏损失,因而在设计工况下等熵效率下降明显。由于泄漏流离开叶轮,以及泄漏量较小,因而泄漏流对主流的影响很小。因此,即使加上盘腔和密封结构, SCO_2 离心压缩机的压比基本不变。

近大流量工况时,可以发现 SCO_2 离心压缩机等熵效率较为接近。一方面由于加入密封结构后,如图 14 所示,无量纲泄漏量随着流量系数的增加逐渐下降,因而流动的泄漏损失逐渐减少。另一方面,由于盘腔泄漏降低了在扩压器轮毂面附近流动径向速度,因而增加了扩压器进口的气流角,改善了扩压

器进口的流动情况。NUMECA 中可以利用干度来评估凝结,当干度低于 1 时说明发生凝结,如图 15 所示,图中的灰色区域表示发生凝结的区域。由图可以发现,当考虑盘腔和密封结构时,扩压器前缘发生凝结的区域明显缩小,盘腔泄漏改善了大流量工况下扩压器内的流动结构。

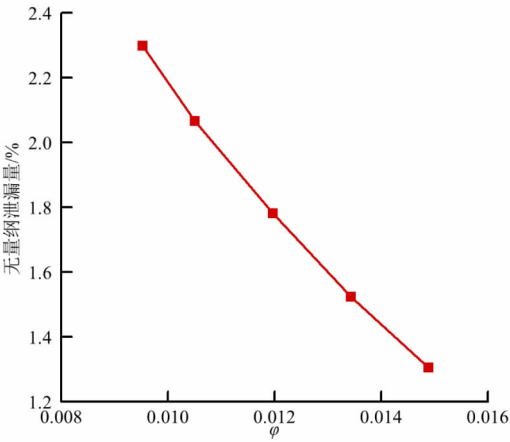


图 14 有密封结构的 SCO_2 离心压缩机无量纲泄漏量随流量系数的变化曲线
Fig. 14 The dimensionless cavity leakage versus the flow coefficient for the SCO_2 centrifugal compressor with the seal structure

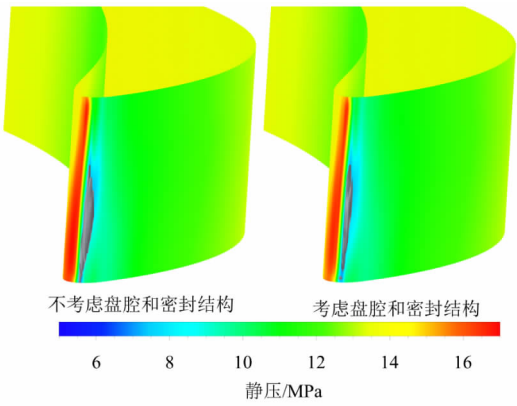


图 15 大流量工况下 SCO_2 离心压缩机扩压器前缘凝结现象产生的位置
Fig. 15 The condensation occurring on the diffuser leading edge for the SCO_2 centrifugal compressor under the high flow coefficient

4.2 轴向推力

图 16 给出了 SCO_2 离心压缩机的轴向推力和盘腔的泄漏量随流量系数的变化曲线,随着流量系数的增加,盘腔的泄漏量减少,但是变化的绝对值并不明显。 SCO_2 离心压缩机轴向推力基本维持在 1

~2 kN 之间,SCO₂ 离心压缩机的轴向推力最大值为 1.635 kN,各个工况下推力方向保持一致,且指向进口方向。根据文献[25]可知,所设计的 SCO₂ 离心压缩机轴向推力满足要求。

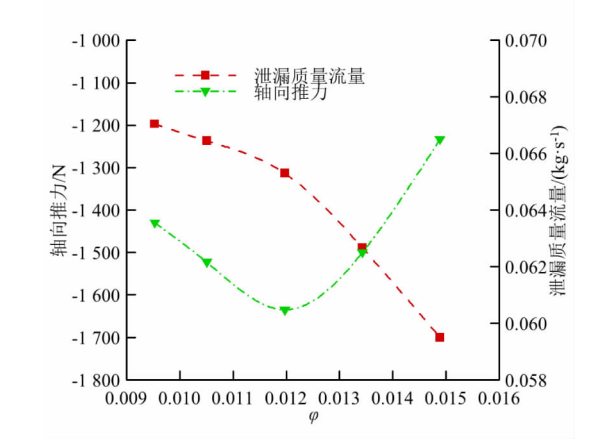


图 16 SCO₂ 离心压缩机轴向推力和盘腔泄漏量随流量系数的变化曲线

Fig. 16 The axial thrust and the cavity leakage versus the flow coefficient for the SCO₂ centrifugal compressor

图 17 给出了 SCO₂ 离心压缩机的轮毂面和盘腔面平均周向压力分布,随着流量系数的增加,在 SCO₂ 离心压缩机的轮毂面和盘腔面的压力具有下降的趋势。在不同流量系数下,由于泄漏量变化不大,因而盘腔内的流动情况类似,压力梯度基本保持一致,轴向推力在较小的范围变化。

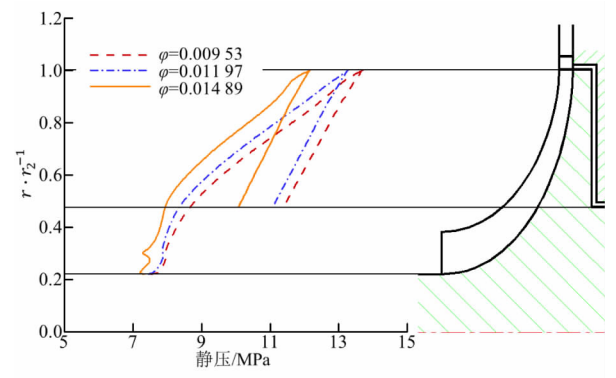


图 17 具有密封结构的 SCO₂ 离心压缩机轮毂面和盘腔面的平均周向压力分布

Fig. 17 The circumferential average static pressure distribution along the hub surface and cavity surface for the SCO₂ centrifugal compressor with the seal structure

4.3 SCO₂ 离心压缩机离心叶轮强度特性

SCO₂ 离心压缩机工作在高转速和高负荷下,需要对离心叶轮的强度进行校核,以确保 SCO₂ 离

心压缩机安全运行。同时,由于密封间隙较小,应分析密封侧的形变以预测是否发生碰磨。采用数值计算软件 Workbench 对 SCO₂ 离心压缩机进行强度校核。图 18 为 SCO₂ 离心叶轮的强度计算网格,其中在叶片根部和盘腔根部增加了圆角来降低应力集中,在圆角处的网格均进行了加密来保证计算精度。数值计算的网格节点数为 3 357 万。叶轮表面根据气动的数值计算结果给表面压力,叶轮整体给定 6 × 10⁴ r/min 的转速,在叶轮的连接处给定固定支撑的边界条件。离心叶轮的材料是 304 钢。

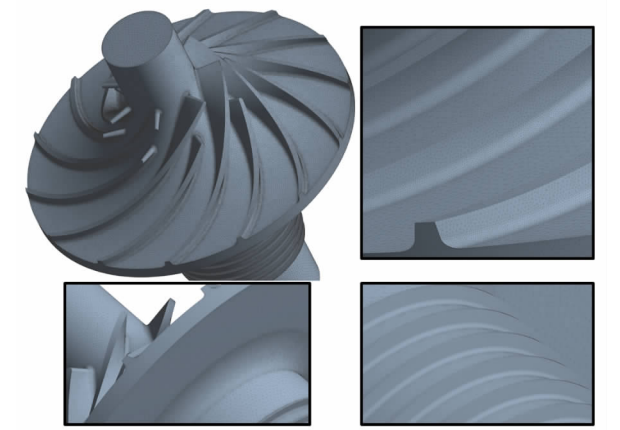


图 18 SCO₂ 压缩机离心叶轮强度计算网格

Fig. 18 The strength calculation grid for the SCO₂ centrifugal compressor

图 19 给出了设计工况下 SCO₂ 离心压缩机离心叶轮表面等效应力云图。离心叶轮表面在吸力面尾缘的根部处等效应力最大,为 50.2 MPa,而叶轮整体应力最大的位置位于盘腔面的根部,为 109.95 MPa。表面等效应力在设计工况下达到最大值。在相同转速下,不同流量系数对于 SCO₂ 离心压缩机

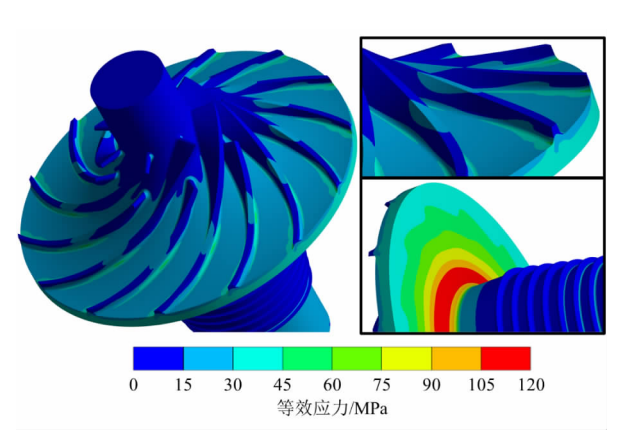


图 19 SCO₂ 离心压缩机离心叶轮表面等效应力云图

Fig. 19 The equivalent stress contour for the SCO₂ centrifugal compressor

离心叶轮表面应力分布和大小的影响不明显。根据等效应力分布可以得出 SCO_2 叶轮的形变分布,图20给出了设计工况下 SCO_2 叶轮总体形变以及密封齿处的形变,总体形变的最大值为 $13.8\ \mu\text{m}$,形变量大致沿着半径方向增大。在密封齿处的最大形变不超过 $3\ \mu\text{m}$,小于密封工作间隙 $0.05\ \text{mm}$ 。

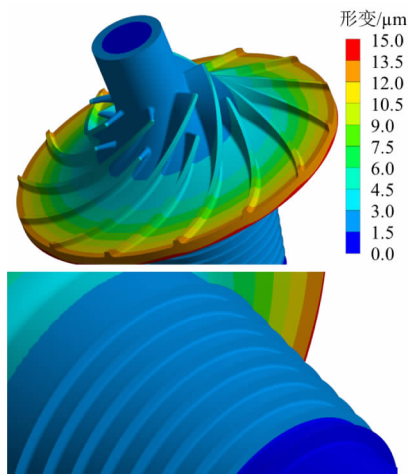


图20 SCO_2 离心压缩机离心叶轮和迷宫密封形变云图

Fig. 20 The deformation for the SCO_2 centrifugal compressor impeller and the labyrinth seal

5 结 论

完成了 $150\ \text{kW}$ 级简单布雷顿循环 SCO_2 离心压缩机的迷宫密封结构设计,采用数值方法研究了具有盘腔和迷宫密封结构的 SCO_2 离心压缩机气动性能和强度特性,得出如下结论。

(1)在设计工况下,具有盘腔和密封结构 SCO_2 离心压缩机的等熵效率为 72.1% ,压比为 2.19 ,且在变工况的情况下运行良好。

(2) SCO_2 离心压缩机盘腔内的泄漏损失和鼓风损失会导致 SCO_2 离心压缩机的气动性能下降。在大流量工况的情况下,盘腔泄漏会降低扩压器内的径向速度,增大气流角,减轻因流动加速而导致的压力下降,从而减少发生凝结的区域,改善扩压器内的流动。

(3)所设计的具有盘腔和密封结构的 SCO_2 离心压缩机的最大轴向推力为 $1.635\ \text{kN}$ 。流量系数对于轴向推力影响较小,当流量系数在 $9.53 \times 10^{-3} \sim 14.89 \times 10^{-3}$ 区间时,轴向推力在 $1 \sim 2\ \text{kN}$ 之间,方向均指向进口方向,不会出现推力波动现象。

(4)在设计工况下,离心叶轮最大表面等效应力达到最大值,为 $109.95\ \text{MPa}$,满足设计材料 304 钢

的需求。流量系数对于等效应力大小和等效应力的分布影响不大,迷宫齿的最大形变低于 $3\ \mu\text{m}$,该形变量小于密封间隙 $0.05\ \text{mm}$ 。

参考文献:

- [1] 周奥铮,宋健,任晓栋,等. 超临界二氧化碳布雷顿循环及其向心透平的设计与分析 [J]. 工程热物理学报, 2019, 40(6): 1233-1239.
ZHOU Aozheng, SONG Jian, REN Xiaodong, et al. The study and analysis of supercritical carbon dioxide Brayton cycle and its radial inflow turbine [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2019, 40(6): 1233-1239.
- [2] 赵新宝,鲁金涛,袁勇,等. 超临界二氧化碳布雷顿循环在发电机组中的应用和关键热端部件选材分析 [J]. 中国电机工程学报, 2016, 36(1): 154-162.
ZHAO Xinbao, LU Jintao, YUAN Yong, et al. Analysis of supercritical carbon dioxide Brayton cycle and candidate materials of key hot components for power plants [J]. Proceedings of the CSEE, 2016, 36(1): 154-162.
- [3] CRESPI F, GAVAGNIN G, SÁNCHEZ D, et al. Supercritical carbon dioxide cycles for power generation: a review [J]. Applied Energy, 2017, 195: 152-183.
- [4] BRUN K, FRIEDMAN P, DENNIS R. Fundamentals and applications of supercritical carbon dioxide (sCO_2) based power cycles [M]. Sawston, Cambridge: Woodhead Publishing, 2017: 147-186.
- [5] 刘晨光,张磊. 超临界二氧化碳离心式压缩机研究进展 [J]. 热力发电, 2021, 50(5): 34-42.
LIU Chenguang, ZHANG Lei. Research progress of supercritical carbon dioxide centrifugal compressor [J]. Thermal Power Generation, 2021, 50(5): 34-42.
- [6] RINALDI E, PECNIK R, COLONNA P. Computational fluid dynamic simulation of a supercritical CO_2 compressor performance map [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2015, 137(7): 072602.
- [7] AMELI A, TURUNEN-SAARESTI T, BACKMAN J. Numerical investigation of the flow behavior inside a supercritical CO_2 centrifugal compressor [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2018, 140(12): 122604.
- [8] 郑宽宽,赵航,丰镇平. 超临界二氧化碳离心压气机内部流动特性分析 [J]. 工程热物理学报, 2015, 36(5): 985-988.
ZHENG Kuankuan, ZHAO Hang, FENG Zhenping. Analysis of internal flow characteristics in a supercritical

- cal CO₂ centrifugal compressor [J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2015, 36(5): 985-988.
- [9] LEE J, BAIK S, CHO S K, et al. Issues in performance measurement of CO₂ compressor near the critical point [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2016, 94: 111-121.
- [10] LEE J, KUK CHO S, LEE J I. The effect of real gas approximations on s-CO₂ compressor design [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2018, 140(5): 051007.
- [11] HOSANGADI A, LIU Zisen, WEATHERS T, et al. Modeling multiphase effects in CO₂ compressors at subcritical inlet conditions [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2019, 141(8): 081005.
- [12] 曹润, 李志刚, 邓清华, 等. 超临界二氧化碳离心压缩机设计和气动性能研究 [J]. *西安交通大学学报*, 2020, 54(4): 44-52.
- CAO Run, LI Zhigang, DENG Qinghua, et al. Design and aerodynamic performance investigation of supercritical carbon dioxide centrifugal compressor [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2020, 54(4): 44-52.
- [13] AMELI A, ATZALIFAR A, TURUNEN-SAARES-TI T, et al. Centrifugal compressor design for near-critical point applications [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2019, 141(3): 031016.
- [14] MONJE B, SÁNCHEZ D, SAVILL M, et al. A design strategy for supercritical CO₂ compressors [C]// *ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition*. New York, NY, USA: ASME, 2014: V03BT36A003.
- [15] MONGE B, SÁNCHEZ D, SAVILL M, et al. Influence of design parameters on the performance of a multistage centrifugal compressor for supercritical carbon dioxide applications [C]// *ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition*. New York, NY, USA: ASME, 2015: V009T36A019.
- [16] 王晟旻, 琚亚平, 张楚华. 离心压缩机级通流与盘盖侧泄漏流的耦合分析 [J]. *西安交通大学学报*, 2017, 51(7): 73-77.
- WANG Shengmin, JU Yaping, ZHANG Chuhua. Coupling analysis between through flow and hub-shroud side leakage flow of a centrifugal compressor stage [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2017, 51(7): 73-77.
- [17] 谭伟健, 刘长胜, 孙玉莹, 等. 某过程工业用离心压缩机模型级轴向推力测量研究 [J]. *风机技术*, 2017, 59(4): 68-73.
- TAN Jiajian, LIU Changsheng, SUN Yuying, et al. Axial thrust measurement in a centrifugal compressor model stage [J]. *Chinese Journal of Turbomachinery*, 2017, 59(4): 68-73.
- [18] 徐立群, 王志恒, 席光. 迷宫密封泄漏对小流量离心叶轮气动性能影响的研究 [J]. *西安交通大学学报*, 2010, 44(11): 23-27.
- XU Liqun, WANG Zhiheng, XI Guang. Numerical study on effect of seal leakage on performance of centrifugal impeller with low flow coefficient [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2010, 44(11): 23-27.
- [19] YOUNSI M, HYPOLITE E. Investigation and prediction models of the axial thrust in centrifugal compressors [C]// *ASME Turbo Expo 2019: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*. New York, NY, USA: ASME, 2019: V02CT41A006.
- [20] SUN Zhigang, TAN Chunqing, ZHANG Dongyang. Flow field structures of the impeller backside cavity and its influences on the centrifugal compressor [C]// *ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea, and Air*. New York, NY, USA: ASME, 2009: 1349-1360.
- [21] BALDASSARRE L, BERNOCCHI A, RIZZO E. Axial thrust in high pressure centrifugal compressors: description of a calculation model validated by experimental data from full load test [C/OL]// *Proceedings of the 44th Turbomachinery Symposium*, 2015 [2021-08-10]. <https://oaktrust.library.tamu.edu/handle/1969.1/162127>.
- [22] GUIDOTTI E, NALDI G, TAPINASSI L, et al. Cavity flow modeling in an industrial centrifugal compressor stage at design and off-design conditions [C]// *ASME Turbo Expo 2012: Turbine Technical Conference and Exposition*. New York, NY, USA: ASME, 2012: 593-603.
- [23] FULLER R, PREUSS J, NOALL J. Turbomachinery for supercritical CO₂ power cycles [C]// *ASME Turbo Expo 2012: Turbine Technical Conference and Exposition*. New York, NY, USA: ASME, 2012: 961-966.
- [24] WRIGHT S A, RADEL R F, VERNON M E, et al. Operation and analysis of a supercritical CO₂ Brayton cycle [EB/OL]. (2010-09-01) [2021-08-10]. <https://doi.org/10.2172/984129>.
- [25] BIDAUT Y, DESSIBOURG D. The challenge for the accurate determination of the axial rotor thrust in centrifugal compressors [C/OL]// *Asia Turbomachinery & Pump Symposium* [2021-08-10]. <https://oaktrust.library.tamu.edu/handle/1969.1/172678>.

(编辑 荆树蓉 杜秀杰)