

回热型 SCO_2 布雷顿循环及压气机设计

屈彬¹, 罗千千², 杜巍², 罗磊²

(1. 中国航发湖南动力机械研究所, 湖南 株洲 412002;
2. 哈尔滨工业大学 能源科学与工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150001)

摘要:为了解决船舶、飞行器等动力装置的持续供电问题, 选定超临界二氧化碳(SCO_2)布雷顿循环作为动力来源。用 Aspen plus 软件对简单型、回热型和再压缩型 SCO_2 布雷顿循环进行分析, 根据设计工况下循环的热效率和功率以及循环系统的重量, 最终选择回热型 SCO_2 布雷顿循环作为动力装置的供电循环。对回热循环进行分析, 分析结果表明: 在回热循环中随着压气机、涡轮效率增大, 循环的热效率和循环功率也增大。压气机出口压力对循环热效率的影响可以近似为线性, 涡轮入口温度对循环热效率几乎没有影响。换热器温度对效率的影响大于压力对效率的影响并且换热器对循环功率几乎没有影响。在确定回热循环压气机工况参数后, 利用 Concepts NREC COMPAL 软件和 CFX 软件分别对回热循环的压气机进行了一维设计和三维计算, 设计出了等熵效率能够达到 90.53% 的单级离心压气机。

关键词: SCO_2 ; 布雷顿循环; 回热循环; 离心压气机

中图分类号: TK221 文献标识码: A DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2023.08.008

[引用本文格式] 屈彬, 罗千千, 杜巍, 等. 回热型 SCO_2 布雷顿循环及压气机设计[J]. 热能动力工程, 2023, 38(8): 58-67. QU Bin, LUO Qian-qian, DU Wei, et al. Regenerative SCO_2 Brayton cycle and compressor design [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2023, 38(8): 58-67.

Regenerative SCO_2 Brayton Cycle and Compressor Design

QU Bin¹, LUO Qian-qian², DU Wei², LUO Lei²

(1. AECC Hunan Aviation Powerplant Research Institute, Zhuzhou, China, Post Code: 412002;
2. School of Energy Science and Engineering, Harbin Institute of Technology, Harbin, China, Post Code: 150001)

Abstract: In order to solve the problem of continuous power supply for power devices such as ships and aircraft, the supercritical carbon dioxide (SCO_2) Brayton cycle was selected as the power source. Using Aspen plus software to analyze the simple, regenerative, and recompression SCO_2 Brayton cycles, based on the thermal efficiency and power of the cycle under design conditions, as well as the weight of the cycle system, the regenerative SCO_2 Brayton cycle was ultimately selected as the power supply cycle for the power plant. By analyzing the regenerative cycle, results show that the thermal efficiency and cycle power of the cycle increase with the increase of compressor and turbine efficiency in the regenerative cycle. The effect of compressor outlet pressure on cycle thermal efficiency can be approximately linear, while the turbine inlet temperature has almost no effect on cycle thermal efficiency. The effect of heat exchanger temperature on efficiency is greater than that of pressure, and the heat exchanger has almost no effect on cycle power. After determining the operating parameters of the regenerative cycle compressor, Concepts NREC COMPAL and CFX softwares are used to perform one-dimensional and three-dimensional calcula-

收稿日期: 2023-04-13; 修订日期: 2023-06-01

基金项目: 黑龙江省科学基金-优秀青年基金(HSF20210056); 国家科技重大专项(2019-IV-0008-0076)

Fund-supported Project: Heilongjiang Provincial Science Foundation-Outstanding Youth Fund(HSF20210056); National Science and Technology Major Project(2019-IV-0008-0076)

作者简介: 屈彬(1985-), 男, 中国航发湖南动力机械研究所高级工程师。

tions on the compressor of the regenerative cycle, and a single stage centrifugal compressor with an isentropic efficiency of 90.53% is designed.

Key words: SCO_2 , Brayton cycle, regenerative cycle, centrifugal compressor

引 言

随着船舶、飞行器等动力装置的智能化,其对电力的需求日渐提升,因此需要持续稳定的电力来源。鉴于其工作特点,对电力来源的体积、重量有较高的需求。超临界二氧化碳(SCO_2)布雷顿循环发电机组具有较高的能量转换效率,并且关键部件和整机系统的重量和体积都非常小,主机体积一般为蒸汽轮机的 $1/20 \sim 1/30$,机组体积和重量约为传统蒸汽轮机机组的 50%。除此之外, CO_2 成本低,热稳定性好,相对环保。因此认为 SCO_2 布雷顿循环适合应用于船舶、飞行器等动力装置。

Feher^[1]首次提出了以 SCO_2 为工质建立一个热力循环发电系统的设想,并分析了此循环在理想状态下可获得高达 55% 的热效率,同时也对 SCO_2 压缩机进行了最初的构想。目前对 SCO_2 的研究主要集中在关键部件设计、不同循环的优化、仿真和实验等方面。在关键部件设计方面,Ulizar 等人^[2]在关于以 SCO_2 -氦气混合气体为工质的半开式循环中首次提出了一维设计对 SCO_2 透平机的重要影响。Wang 等人^[3]明确了一维设计理论对于 SCO_2 压缩机设计的重要性。清华大学的周奥铮^[4-5]搭建了一套 SCO_2 布雷顿循环和向心涡轮设计体系。韩国先进科学技术研究所的 Kim 等人^[6]基于水泵的设计方法,设计了一台 SCO_2 压缩机,但效率相对较低。在优化循环方面,Wang 等人^[7]对不同的 SCO_2 动力循环布局进行了系统比较,包括简单回收循环、预压缩循环、再压缩循环、中间冷却循环和部分冷却循环。Padilla 等人^[8]执行了 4 种不同的 SCO_2 布雷顿循环配置 Crespi 等人^[9]讨论了 42 个独立循环和 38 个联合循环。在数值仿真方面,美国 Knolls 原子能实验室的 Munroe 等人^[10]使用 ANSYS Fluent,该软件内嵌了 NIST 物性模型,并采用两方程 $k-\varepsilon$ 湍流模型,完成了对单级离心式压缩机的稳态数值模拟。韩

国原子能研究所 Cha 等人^[11]使用 ANSYS CFX,基于 NIST 物性模型,采用 $k-\omega$ SST 模型对 SCO_2 压缩机及涡轮进行了数值模拟,并与一维设计进行了对比验证。日本东京工业大学的 Aritomi 等人^[12]使用 ANSYS CFX 对 Titech 实验压缩机进行了数值模拟,使用 Aungier-Redlich-Kwong 状态方程计算 SCO_2 的热力学性质,湍流模型采用了 $k-\varepsilon$ 模型,并与实验结果进行了对比。荷兰代尔夫特理工大学的 Rinaldi 和 Pecnik 等人^[13-16]采用自编的 CFD 软件以及基于 NIST Refprop 的 CO_2 物性二维表格,对 SCO_2 离心式压缩机进行了一系列数值模拟研究。在实验方面,美国 Sandia 实验室率先搭建了设计发电功率 250 kW 的分流再压缩实验循环。美国 Bechtel 公司、Knolls & Bettis 原子能实验室开发了适用于核电的 100 kW IST(Integrated System Test)简单回热实验循环^[17]。日本东京工业大学(Tokyo Institute of Technology, TIT)早期开发实验室级别的 10 kW 发电循环^[18]。韩国原子能研究院(KAERI)、韩国科学技术院(KAIST)、POSTECH 公司等共同开发的发电功率为 243 kW SCIEL(Supercritical CO_2 Integral Experimental Loop)实验循环^[19]以及 120 kW 实验循环机组。美国天然气技术研究院(Gas Technology Institute, GTI)、西南研究院(Southwest Research Institute, SwRI)等联合开发的 MW 级别 STEP(Supercritical Transformational Electric Power)项目,处于规划建设阶段^[20]。西安热工院正在建设一套发电功率为 5 MW 的 SCO_2 实验测试循环,中科院工程热物理研究所 2018 年 9 月建成了 MW 级 SCO_2 压缩机实验测试平台。

目前,对 SCO_2 布雷顿循环的研究主要集中在循环的关键部件设计、循环的数值模拟和实验以及对循环的复杂化及循环中废热的更好利用方面。而关于简单循环、回热循环等部件数量少、整体重量更加轻便的循环研究较少,对应用于动力装置等工具

上的循环研究处于空白状态。本文根据 SCO_2 布雷顿循环的效率以及重量等因素,认为回热循环适合应用于动力装置。然后对回热循环进行了分析,得出了回热循环中关键部件压气机的工况参数。最后根据得出的工况参数,对回热循环的压气机进行一维设计和三维设计,得出能满足循环要求的压气机。

1 循环介绍

布雷顿循环通过增加换热器、预冷器或者涡轮及压气机等部件的数量,由简单循环衍生出了多种循环方式。简单布雷顿循环由压气机、涡轮、预冷器和热源组成,在常规范围之内,效率一般难以高于 15%,并且对压气机、涡轮和换热器部件的参数有着较大限制,整体热效率难以满足要求,于是不考虑简单布雷顿循环。回热循环在简单循环的基础上增加了一个换热器,效率能够达到 35%,相较于简单循环,效率有了很大的提升,增加的部件也在可接受范围。再压缩循环在简单循环的基础上增加了一个压气机和两个换热器。再压缩循环理论效率高,但是系统部件增加较多,增加重量较大,不利于空中飞行,因此也不合适用于动力装置。其余衍生循环部件数均较多。因此,考虑到循环热效率以及整机系统的重量问题,本文选择回热循环进行研究。

1.1 回热循环的简单分析

图 1 为 SCO_2 回热循环的系统示意图,该系统由压缩机、涡轮、冷却器、热源和换热器组成。从涡轮出口排出的 CO_2 工质先经过换热器(4-5)放热,再经过冷却器进一步放热(5-1),放热完成后被压缩机压缩成高压状态(1-2),而后在换热器中被加热(2-6),然后在热源吸热(6-3),最后流入涡轮做功(3-4),完成一个回热循环。回热循环相比简单循环的改变为经过压气机增压后的低温气体和涡轮排出的高温气体进行热交换,提高进入换热器的

气体温度,降低换热器的吸热量,提升整体的性能。图 2 为 SCO_2 回热循环对应的温熵图,其中 e, f, g, h 分别为循环中 2,5,6,4 状态点所对应的熵。

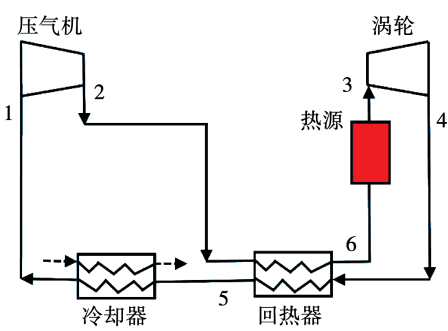


图 1 SCO_2 回热循环的系统示意图

Fig. 1 System diagram of SCO_2 regenerative cycle

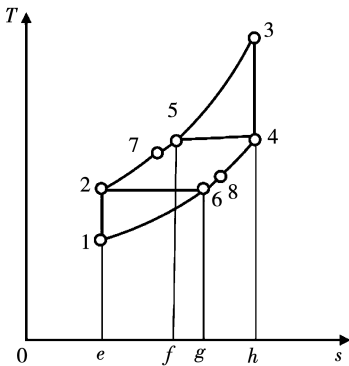


图 2 SCO_2 回热循环对应的温熵图

Fig. 2 Temperature-entropy diagram corresponding to SCO_2 regenerative cycle

1.2 设计工况

本文 CO_2 物性参数通过 Aspen plus 调用 REF-PROP 确定。为便于计算,做出以下假设:

- (1) 整个系统处于稳态;
- (2) 忽略动能和势能变化;
- (3) 忽略了管道和换热器的压降和热损失;
- (4) 为涡轮机和压缩机设置等熵效率;
- (5) 环境温度为 25 $^{\circ}\text{C}$, 环境压力为 1 标准大气压;
- (6) 冷却水参数为每 1 标准大气压 25 $^{\circ}\text{C}$, 其压降忽略不计;
- (7) 系统对外的散热损失忽略不计。

设计工况下的循环输入参数如表 1 所示。

表 1 设计工况下的循环输入参数

Tab.1 Cycle input parameters under design conditions

参数	数值
循环流量/kg·s ⁻¹	1
压气机效率/%	0.75
涡轮效率/%	0.83
涡轮入口温度/℃	600
压气机入口温度/℃	32
压气机出口压力/MPa	15
涡轮出口压力/MPa	7.8
换热器热侧压损/MPa	0.1
换热器冷侧压损/MPa	0.1
冷却水流量/kg·s ⁻¹	2

1.3 数学模型

假设换热器可以做到接近零温差换热,则极限情况可以把压缩后的气体加热到 $T_5 = T_4$, 涡轮排气冷却到 $T_6 = T_2$ 。

在压气机内消耗的功为:

$$W_c = m_c(h_2 - h_1) \tag{1}$$

式中: W_c —压气机消耗功, kW; m_c —工质的质量流量, kg/s; h_1 和 h_2 —压缩机的进出口比焓, kJ/kg。

涡轮的输出功为:

$$W_T = m_c(h_3 - h_4) \tag{2}$$

式中: W_T —涡轮输出功, kW; h_3 和 h_4 —涡轮的进出口比焓, kJ/kg。

装置的净循环功为:

$$W_{net} = W_T - W_c = m_c[(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)] \tag{3}$$

式中: W_{net} —循环净输出功, kW。

循环的吸热量为:

$$Q_1 = m_c(h_3 - h_6) \tag{4}$$

式中: Q_1 —循环工质在热源中的吸热量, kW; h_6 —热源入口比焓, kJ/kg。

循环的放热量为:

$$Q_2 = m_c(h_2 - h_1) \tag{5}$$

式中: Q_2 —工质在冷凝器中的放热量, kW。

根据热力学基本关系式可得:

$$W_{net} = Q_{net} = Q_1 - Q_2 \tag{6}$$

式中: Q_{net} —循环净吸热量, kW。

循环热效率为:

$$\eta_t = \frac{W_{net}}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_4} \tag{7}$$

式中: η_t —循环热效率。

当循环比热容为定值,则循环热效率为:

$$\begin{aligned} \eta_t &= 1 - \frac{h_4 - h_1}{h_3 - h_2} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} \\ &= 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \end{aligned} \tag{8}$$

式中: T_1 和 T_2 —压缩机的进出口温度; T_3 和 T_4 —涡轮的进出口温度, ℃。

极限回热虽然对提高装置内部热效率最为有利,但所需的换热器换热面积趋于无穷大,无法实现。因此实际循环只能加热到温度 T_7 , 放热到温度 T_8 。

换热器能量平衡方程为:

$$h_6 - h_2 = h_4 - h_5 \tag{9}$$

换热器的回热效能为:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{REC} &= \frac{(h_6 - h_2)}{\min(h_4 - h(T_2, p_5), h(T_4, p_6) - h_2)} \\ &= \frac{(h_4 - h_5)}{\min(h_4 - h(T_2, p_5), h(T_4, p_6) - h_2)} \end{aligned} \tag{10}$$

式中: p_5 和 p_6 —回热器中热流和冷流的压力, MPa。

2 循环分析

2.1 压气机和涡轮对循环的影响

在初步分析阶段,仅考虑压气机和涡轮部件,不考虑换热器导致的压降损失和管路中的压降损失。图 3 和图 4 为不同压气机效率和涡轮效率对整体循环热效率和发电功率的影响。可以看出,压气机的效率和涡轮的效率对热循环有着较大的影响,当涡轮效率和压气机效率分别为 0.6/0.6 时,整体热效率低于 24.6%,单位质量流量的发电功率低于 42.9 kW。当涡轮和压气机的效率提升到 0.9/0.9 后,整体循环效率提升到 35.5%,单位质量流量的发电功率大于 70.2 kW。

图 5 和图 6 为不同压气机出口压力和涡轮进口温度对整体循环热效率和功率的影响。可以看出,当压气机出口压力为 10 MPa,涡轮温度为 400 ℃的时候,整体热效率为 17.2%,单位质量流量的发电

功率为 18.8 kW,但是当压气机出口压力定为 20 MPa,温度为 650 ℃的时候,效率提高到了 39.4%,发电量为 98.2 kW。同时可以看到,压气机出口压力对循环热效率的影响可以近似为线性,涡轮入口温度对循环热效率几乎没有影响。

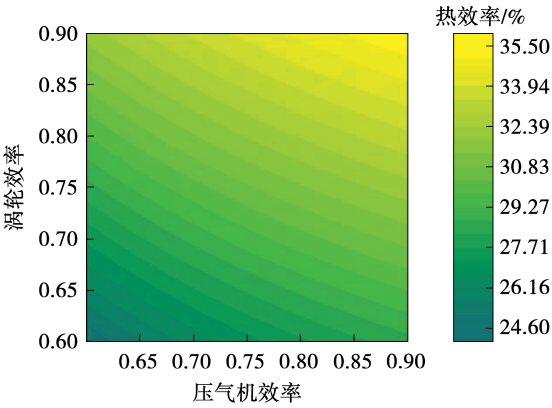


图 3 压气机和涡轮效率对循环热效率的影响
Fig. 3 Effect of compressor and turbine efficiency on thermal efficiency of cycle

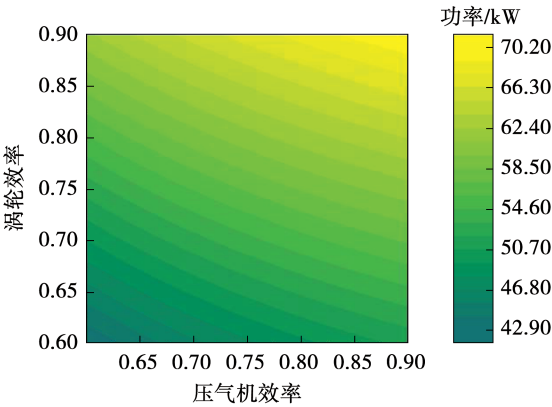


图 4 压气机和涡轮效率对循环发电功率的影响
Fig. 4 Effect of compressor and turbine efficiency on generated power of cycle

2.2 换热器对循环的影响

上述分析只考虑了压气机和涡轮的影响,尚未考虑换热器的影响。回热循环应重点分析换热器冷流体进出口温度对整体热效率的影响。为了进一步提升换热效果,拟采用逆流式换热器,对于逆流式换热器,最终变现为热流体出口温度和冷流体进口温度,优秀的换热器可以使得温差较小,利用余热较多。

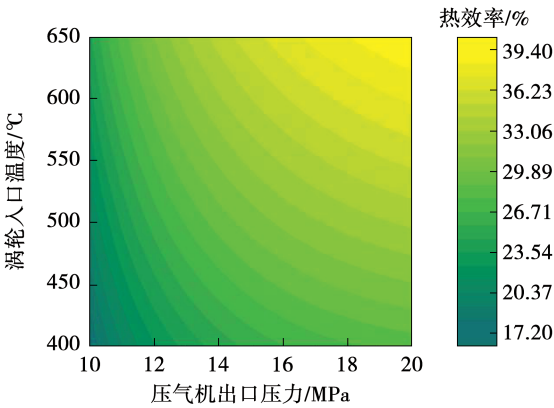


图 5 压气机出口压力和涡轮入口温度对简单循环热效率的影响
Fig. 5 Effects of compressor outlet pressure and turbine inlet temperature on thermal efficiency of simple cycle

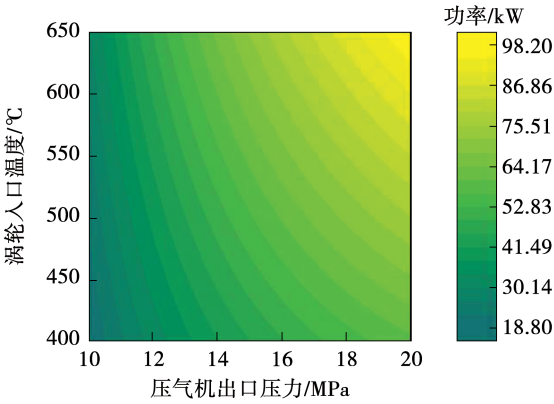


图 6 压气机出口压力和涡轮入口温度对简单循环发电功率的影响
Fig. 6 Effects of compressor outlet pressure and turbine inlet temperature on generated power of simple cycle

图 7 ~ 图 9 为不同压气机出口压力和换热器温差时的效率分布、吸热量分布以及功率分布,此时涡轮入口温度固定为 537 ℃,可以看到温差对整体循环效率有着非常大的影响。当压气机压力为 10 MPa,换热器温度差为 11 ℃时,整体循环效率小于 12%,吸热量为 110 kW 左右;当温差提升到 2 ℃时,整体循环效率有了大幅度提升,可到 34%。与此同时,随着压力的升高和换热器内部的温差减少,会导致换热器内部的吸热增加,加热器内部的吸热减少。最后可以看到,换热器的性能理论上对整体输出功率没有影响。

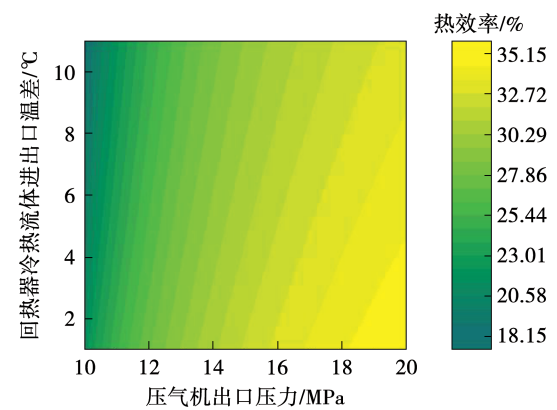


图 7 不同压气机出口压力和换热器温差对循环热效率的影响

Fig. 7 Effects of different compressor outlet pressures and heat exchanger temperature differences on cycle thermal efficiency

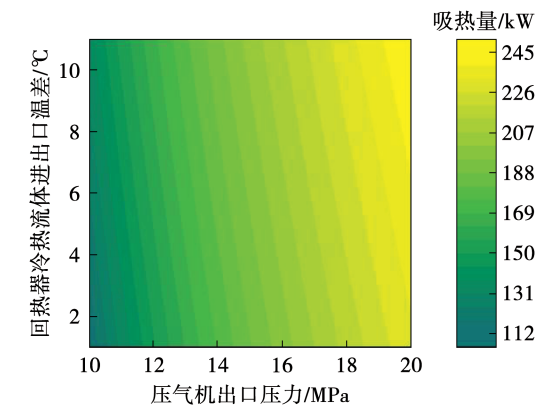


图 8 不同压气机出口压力和换热器温差对吸热量的影响

Fig. 8 Effects of different compressor outlet pressures and heat exchanger temperature differences on heat absorption

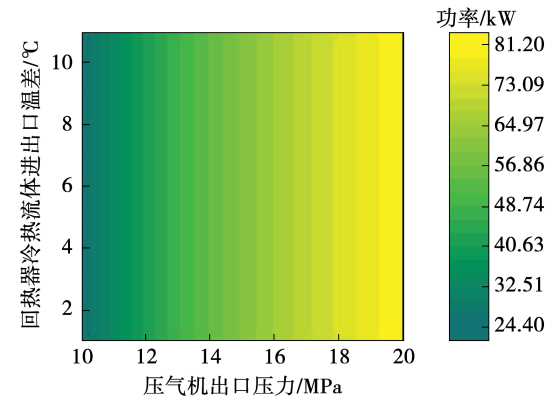


图 9 不同压气机出口压力和换热器温差对功率影响

Fig. 9 Effect of different compressor outlet pressures and heat exchanger temperature differences on power

图 10 和图 11 为在压气机出口压力恒定 (15 MPa) 的时候,换热器出口温度对整体性能的影响。可以看到温度对效率的影响大于压力对效率的影响,当温度为 300 ℃ 的时候,效率在 20% 附近;当温度在 600 ℃ 时,效率提升到了 33% 以上。此外可以看出,在同一个涡轮入口温度情况下,当换热器的温差从 11 ℃ 变为 1 ℃ 时,总体循环热效率增加 2%。这主要是换热器承担了大部分的温升任务,降低了换热器部分的换热需求,提升了整体循环效率。

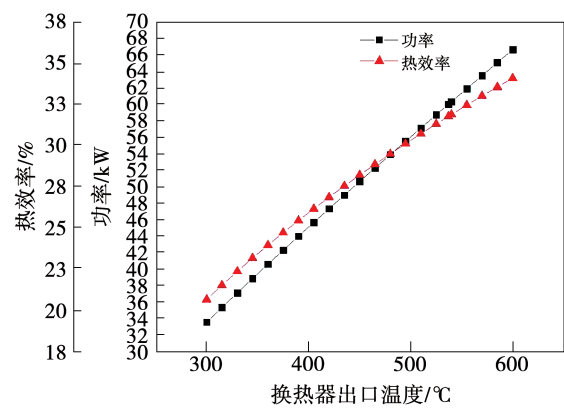


图 10 换热器出口温度对循环热效率和功率的影响

Fig. 10 Effect of outlet temperature of heat exchanger on cycle thermal efficiency and power

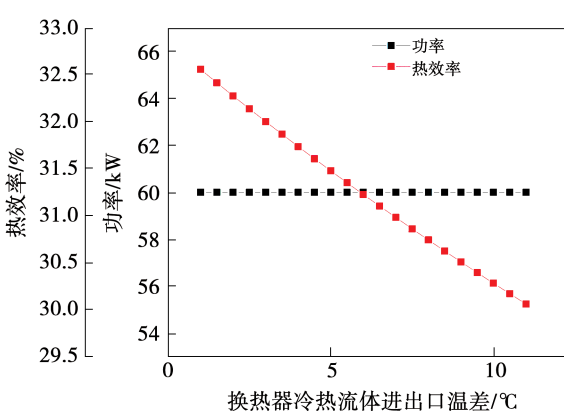


图 11 换热器冷热流体进出口温差对循环热效率和功率的影响

Fig. 11 Effect of heat exchanger temperature difference between inlet and outlet of hot and cold fluid on cycle thermal efficiency and power

对于回热循环而言,具有两个换热元器件,可能会导致沿程阻力损失相对简单循环增大,流入两个换热器压力的不同,会导致吸热量发生变化,进而导致整体循环热效率发生改变,因此下面分析阻力损

失对系统性能的影响。图 12 为压气机出口压力 15 MPa 时,涡轮入口压力的系统特性。可以看到,在恒定涡轮入口温度情况下,涡轮入口压力每降低 1 MPa,效率降低小于 6%。

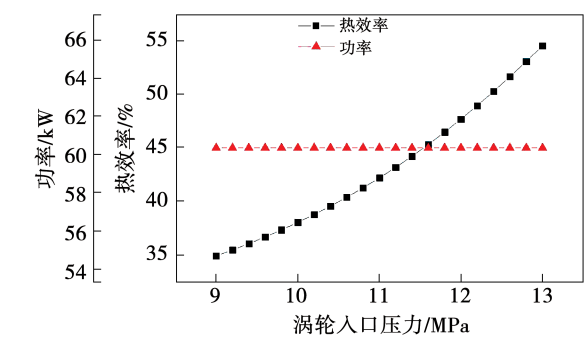


图 12 涡轮入口压力对循环热效率和功率的影响
Fig. 12 Effect of turbine inlet pressure on cycle thermal efficiency and power

3 压气机设计

3.1 设计方法与气动参数选择

根据目前相关研究循环的文献,压气机的入口温度一般定为 32/33 ℃,压气机出口压力为 20 MPa,入口压力为 7.7 MPa。而对于 kW 级的 SCO_2 发电装置,压气机压比尚未有超过 2.0 的前例,一般设计值位于 1.5~1.8 之间。因此,本设计压气机出口压力稍作调整。本次设计的指标如表 2 所示。

3.2 压气机一维设计

由图 4 可知,在设计指标下,对应循环的发电功率低于 70 kW,因此可以确定使用离心压气机。由于压比不大,因此对单级离心压气机展开一维设计。

表 2 关键部件设计指标

Tab. 2 Design indexes of key components

进口温度/℃	进口压力/MPa	出口压力/MPa	等熵效率/%	循环流量/ $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$	转速/ $\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$
32	7.7	13.2	0.79	1.0	65 000

表 3 一维设计结果

Tab. 3 One-dimensional design results

静叶	转速/ $\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$	方案	轴功/kW	效率/%	进口根径/mm	进口顶径/mm	出口半径/mm	反动度	宽度/mm
无	6500	1	10.799	0.753	2.5	5.860	15.726	0.855	0.975
		2	11.196	0.726	3.5	6.357	15.774	0.865	0.972
		3	11.721	0.692	4.5	6.957	15.834	0.872	0.969
有	6500	4	11.213	0.717	2.5	5.586	15.874	0.633	1.181
		5	11.191	0.709	3.5	5.886	15.874	0.638	1.181
		6	12.103	0.660 1	4.5	6.957	15.974	0.659	1.175

本文在 Concepts NREC COMPAL 软件里选择“两区流动”计算模型,选择设计模式,输入设计工况参数,然后设置叶轮进出口的几何约束、叶轮形式等参数,开展了离心压气机一维设计。对于单级离心压气机,核心是确定进出口尺寸和是否增加有叶扩压器提升整体性能。因此改变进口顶径,对比了不同一维设计时的整体性能参数并开展了分析,一维汇总结果如表 3 所示。基于上述分析的压气机特性线图 13 所示。

3.3 压气机三维设计

一维设计确定了子午通流的进出口半径、宽度以及动叶进出口速度三角形。但是一维计算的比较粗略,仅仅是采用部分损失模型对其进行了修正,和

真实情况差距较大。此外一维没有考虑沿叶高的分布差异,所以需要进行三维详细设计。在三维计算中的几何模型来源于一维计算结果,所得结果更加真实可靠,基于三维计算结果,对一维计算得到的几何进行了修正,同时考虑了三维叶片的造型。三维计算的时间是一维的上百倍,不能直接进行三维设计,应该首先通过一维设计缩小设计范围再进行一维设计,从而在达到设计效果的同时减少设计耗时。

基于一维分析所确定的基本尺寸,开展三维详细设计,叶顶间隙统一为 0.2 mm,在保证压比情况下的叶轮出口直径为 37 mm,结果如表 4 所示,可以发现,效率难以满足。

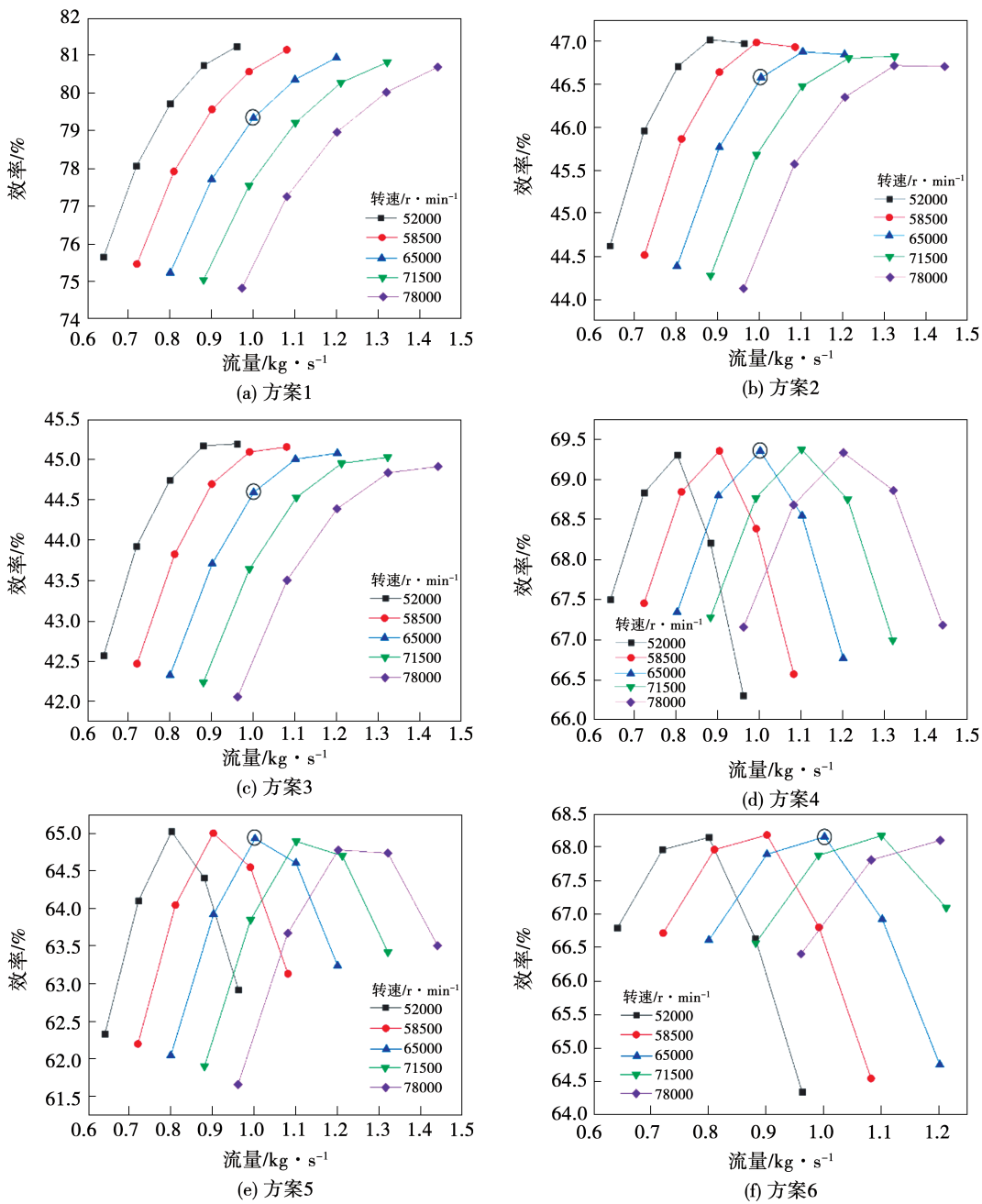


图 13 压气机特性

Fig. 13 Compressor characteristics

表 4 叶顶间隙为 0.2 mm 的三维分析结果

Tab.4 Three-dimensional analysis results of 0.2 mm tip clearance

出口宽度/mm	入口压力/MPa	出口压力/MPa	轴功/kW	等熵焓降/kJ	总压比	等熵效率/%
0.9	7.861	13.26	11.49	8.092	1.687	70.43
1.1	7.787	13.23	12.57	8.288	1.698	65.93
1.3	7.780	13.69	13.92	8.982	1.76	64.53
1.5	7.804	13.03	12.79	7.939	1.670	62.07

分析流程图,如图 14 所示,可以发现叶顶泄露流很严重。说明叶顶间隙的设计存在问题。常规叶轮机械的叶顶间隙尺寸为叶高的 1%,本次设计的叶顶间隙尺寸为叶高的 20% 左右。由于本设计的

叶高较小,叶高的 1% 很难进行加工,因此,拟采用闭式叶轮设计,闭式叶轮在不同宽度时的表现如表 5 所示。可以发现,闭式叶轮的效率有了大幅度的提高,可以满足设计要求。

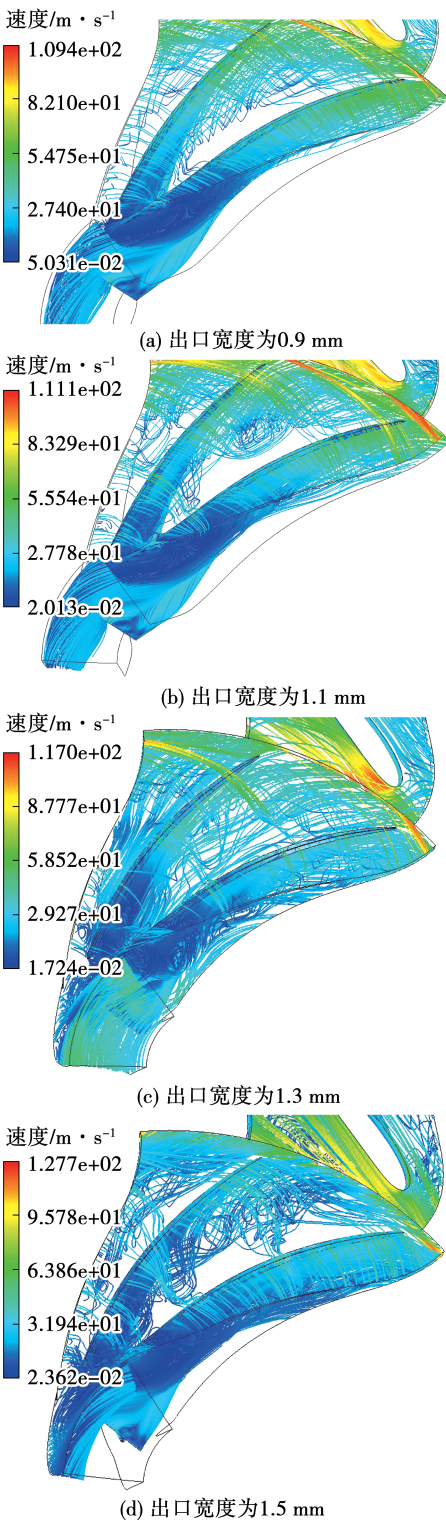


图 14 叶顶间隙为 0.2 mm 的流线图

Fig. 14 Streamlined diagram of 0.2 mm tip clearance

表 5 叶顶间隙为 0 的三维分析结果

Tab. 5 Three-dimensional analysis results of 0 tip clearance

出口宽度/ mm	入口压力/ MPa	出口压力/ MPa	轴功/ kW	等熵焓 降/kJ	总压比	等熵效 率/%
0.7	7.739	14.11	10.77	9.7511	1.82	90.53
0.9	7.763	14.36	11.27	10.018	1.850	88.89
1.1	7.710	13.55	11.70	9.067 2	1.757	77.49
1.3	7.823	13.32	12.31	8.615 38	1.703	69.0
1.5	7.795	13.44	12.58	8.565 6	1.724	68.0

4 结 论

本文对应用在动力装置上的回热布雷顿循环及其关键部件进行研究。对回热循环进行了分析,得出了影响循环热效率以及发电功率的热力学影响因素和循环关键部件压气机的工况参数。最后根据得出的工况参数,对回热循环的压气机进行了一维设计和三维设计,最终得出了能满足循环要求的压气机。得到以下几点结论:

- (1) 回热循环的效率以及重量适合给动力装置供电。
- (2) 随着压气机、涡轮效率增大,循环的热效率和循环功率也增大。压气机出口压力对循环热效率的影响可以近似为线性,涡轮入口温度对循环热效率几乎没有影响。换热器的性能对整体输出功率没有影响。换热器温度对效率的影响大于压力对效率的影响。
- (3) 设计出了一个等熵效率能达到 90.53% 的一级离心压气机。

参考文献:

[1] FEHER E G. The supercritical thermodynamic power cycle[J]. Energy Conversion,1967,8(2):85-90.

[2] ULIZAR I,PILIDIS P. Handling of a semiclosed cycle gas turbine with a carbon dioxide-argon working fluid[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power,2000,122(3):437-441.

[3] WANG Y, GUENETTE G, HEJZLAR P, et al. Compressor design for the supercritical CO₂ Brayton cycle[C]// ARC;2nd International Energy Conversion Engineering Conference,2004.

[4] 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 Ao-zheng, SONG Jian, REN Xiao-dong, 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.
- [5] ZHOU A Z, SONG J, LI X S, et al. Aerodynamic design and numerical analysis of a radial inflow turbine for the supercritical carbon dioxide Brayton cycle [J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 132(5): 245 – 255.
- [6] KIM S G, LEE J, AHN Y, et al. CFD investigation of a centrifugal compressor derived from pump technology for supercritical carbon dioxide as a working fluid [J]. Journal of Supercritical Fluids, 2014, 86: 160 – 171.
- [7] WANG K, LI M J, GUO J Q, et al. A systematic comparison of different S-CO_2 Brayton cycle layouts based on multi-objective optimization for applications in solar power tower plants [J]. Applied Energy, 2018, 212(15): 109 – 121.
- [8] PADILLA R V, TOO Y, BENITO R, et al. Exergetic analysis of supercritical CO_2 Brayton cycles integrated with solar central receivers [J]. Applied Energy, 2015, 148(15): 348 – 365.
- [9] CRESPI F, GAVAGNIN G, SÁNCHEZ D, et al. Supercritical carbon dioxide cycles for power generation; a review [J]. Applied Energy, 2017, 195(1): 152 – 183.
- [10] MUNROE T, ZACCARIA M, FLASPOHLER W, et al. Fluent CFD steady state predictions of single stage centrifugal compressor with supercritical CO_2 working fluid [C]// Troy, NY: Supercritical CO_2 Power Cycle Symposium, 2009.
- [11] CHA J E, LEE T H, EOH J H, et al. Development of a supercritical CO_2 Brayton energy conversion system coupled with a sodium cooled fast reactor [J]. Nuclear Engineering and Technology, 2009, 41(8): 1025 – 1044.
- [12] ARITOMI M, ISHIZUKA T, MUTO Y, et al. Performance test results of a supercritical CO_2 compressor used in a new gas turbine generating system [J]. Journal of Power and Energy Systems, 2011, 5(1): 45 – 59.
- [13] RINALDI E, PECNIK R, COLONNA P. Steady state CFD investigation of a radial compressor operating with supercritical CO_2 [C]// ASME Turbo Expo; Turbine Technical Conference and Exposition, 2013.
- [14] RINALDI E, PECNIK R, COLONNA P. Numerical computation of the performance map of a supercritical CO_2 radial compressor by means of three-dimensional CFD simulations [C]// ASME Turbo Expo; Turbine Technical Conference and Exposition, 2014.
- [15] RINAL E, PECNIL R, COLONNA P. Exact jacobians for implicit navier-stokes simulations of equilibrium real gas flows [J]. Journal of Computational Physics, 2014, 270(1): 459 – 477.
- [16] MARTIN M, ALEKSANDER M, HARASEK M, et al. Computational fluid dynamic simulation of a solid biomass combustor: modelling approaches [J]. Clean Technologies and Environmental Policy, 2008, 10(2): 165 – 174.
- [17] KIMBALL K J, CLEMENTONI E M. Supercritical carbon dioxide Brayton power cycle development overview [C]// ASME Turbo Expo; Turbine Technical Conference and Exposition, 2012.
- [18] IWAI Y, ITOH M, MORISAWA Y, et al. Development approach to the combustor of gas turbine for oxy-fuel, supercritical CO_2 cycle [C]// ASME Turbo Expo; Turbine Technical Conference and Exposition, 2015.
- [19] AHN Y, LEE J, KIM S G, et al. Design consideration of supercritical CO_2 power cycle integral experiment loop [J]. Energy, 2015, 86(15): 115 – 127.
- [20] PECNIK R, RINALDI E, COLONNA P. Computational fluid dynamics of a radial compressor operating with supercritical CO_2 [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2012, 134(12): 122301.

(金圣迪 编辑)