

DOI: 10.3785/j.issn.1008-973X.2023.02.019

# 超临界 CO<sub>2</sub> 布雷顿循环余热回收系统 性能分析与优化

余廷芳, 宋凌

(南昌大学 先进制造学院, 江西 南昌 330031)

**摘 要:** 为了经济高效地回收超临界 CO<sub>2</sub> 布雷顿循环 (SCBC) 的余热, 分别采用卡琳娜循环 (KC) 和有机朗肯循环 (ORC) 作为底循环, 设计了 SCBC/KC 及 SCBC/ORC 这 2 种系统方案. 对 2 种方案系统进行参数分析并利用 NSGA-II 多目标遗传算法对联合循环系统进行多目标优化计算, 将优化结果与 SCBC 系统性能进行比较, 突出联合循环系统的性能优势. 参数分析结果表明: 2 种联合循环系统热力性能均存在最佳压比; 升高底循环膨胀比有助于提升系统热力性能; 提高底循环涡轮机进口温度有助于改善系统炯经济性能. 对比结果表明: 优化后的 SCBC/KC 系统热效率和炯效率较优化前 SCBC 系统分别升高了 9.27% 和 8.69%, 炯经济成本仅升高了 0.92%; SCBC/ORC 系统热效率和炯效率较优化前 SCBC 系统分别升高 10.73% 和 10.08%, 炯经济成本升高了 1.87%. 通过比较分析可知, SCBC/KC 系统更经济, 而 SCBC/ORC 系统更节能.

**关键词:** 超临界 CO<sub>2</sub> 布雷顿循环; 炯经济; 有机朗肯循环; 卡琳娜循环; 余热回收技术; 性能比较; 多目标优化

**中图分类号:** TK 11      **文献标志码:** A      **文章编号:** 1008-973X(2023)02-0404-11

## Performance analysis and optimization of supercritical CO<sub>2</sub> Brayton cycle waste heat recovery system

YU Ting-fang, SONG Ling

(School of Advanced Manufacturing, Nanchang University, Nanchang 330031, China)

**Abstract:** The Kalina cycle (KC) and the organic Rankine cycle (ORC) were used and modeled as the bottom cycles, to economically and efficiently recover the waste heat of the supercritical carbon dioxide Brayton cycle (SCBC). Parametric analysis was conducted and the NSGA-II multi-objective genetic algorithm was performed for these combined systems to optimize the parameters. The optimization results were compared with the SCBC system performance to display the benefits of combined cycles. Parametric analysis results showed that there was an optimal pressure ratio for the thermodynamic performances of both integrated cycle schemes. The thermodynamic performances of the two schemes were improved by raising the turbo expansion ratio of bottom cycles, and the exergoeconomic performances of the systems were promoted by upping the inlet temperature of the bottom cycle turbine. Comparison results showed that the optimized SCBC/KC system's thermal efficiency and exergy efficiency increased by 9.27% and 8.69% respectively compared with that of the pre-optimized SCBC system, and its exergoeconomic cost increased by 0.92%. The thermal efficiency and exergy efficiency of SCBC/ORC system increased by 10.73% and 10.08% respectively, and the exergoeconomic cost increased by 1.87%. Comparative analysis showed that the SCBC/KC system was more exergy economical, while SCBC/ORC system was more energy efficient.

**Key words:** supercritical carbon dioxide Brayton cycle; exergy economics; organic Rankine cycle; Kalina cycle; waste heat recovery technology; performance comparison; multi-objective optimization

收稿日期: 2022-06-24.

网址: [www.zjujournals.com/eng/article/2023/1008-973X/202302019.shtml](http://www.zjujournals.com/eng/article/2023/1008-973X/202302019.shtml)

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (22068024); 江西省重点研发计划资助项目 (2017ACG70012).

作者简介: 余廷芳 (1974—), 男, 教授, 硕士, 从事新能源发电系统性能分析及优化研究. [orcid.org/0000-0003-0313-4955](https://orcid.org/0000-0003-0313-4955).

E-mail: [yutingfang@ncu.edu.cn](mailto:yutingfang@ncu.edu.cn)

超临界 CO<sub>2</sub> 布雷顿循环 (supercritical carbon dioxide Brayton cycle, SCBC) 以其热效率高、热源适用灵活、可集成紧凑组件、循环工质 CO<sub>2</sub> 具有化学惰性且易获得等特点<sup>[1-3]</sup>, 被认为是极具发展前景的下一代热电系统, 并且被广泛应用于新能源发电技术领域. 然而, 在 SCBC 向环境放热前, 其工质温度常常高于 100 °C<sup>[4-6]</sup>, 这意味着循环仍然存在着巨大的余热回收潜力.

对于回收 90 °C 以上的低品位热能, 有机朗肯循环 (organic Rankine cycle, ORC) 以及卡琳娜循环 (Kalina cycle, KC) 作为行之有效的热电转换循环, 受到越来越多研究人员的关注. Mohammed 等<sup>[7]</sup> 将 SCBC 与用于回收循环余热的 ORC 进行联合, 发现添加底部余热回收循环可以大大提高系统的整体热效率. 曹宇等<sup>[8]</sup> 研究分析 SCBC 联合 ORC 循环系统 (SCBC/ORC) 的热力学性能, 结果表明系统整体热效率提高了 4% 以上. Besarati 等<sup>[9]</sup> 比较分析不同布设形式的 SCBC 与 ORC 联合的系统性能, 发现超临界 CO<sub>2</sub> 再压缩布雷顿循环联合循环系统具有最高的能量转换效率. Song 等<sup>[10]</sup> 对 4 种不同布设方式的 SCBC/ORC 联合循环系统进行系统性能评估, 并与 SCBC 系统进行比较, 结果表明, 相较于 SCBC 系统, 超临界 CO<sub>2</sub> 再压缩布雷顿循环联合循环系统发电量有显著的提高. Akbari 等<sup>[11]</sup> 利用工程方程求解器研究 SCBC/ORC 双回路系统的热力学性能和经济性能, 发现联合循环的能量转换效率提高了 11.7%, 系统成本降低了 5.7%. 另外, 近期有研究人员考虑用 KC 替代 ORC 以回收 SCBC 循环的余热. Li 等<sup>[12]</sup> 研究 SCBC 联合 KC 循环系统 (SCBC/KC) 的系统性能, 发现与单一 SCBC 系统性能相比, SCBC/KC 联合循环系统效率提高了 8.02%. Fan 等<sup>[13]</sup> 对 SCBC/KC 联合循环系统进行热经济性能和负荷运行分析, 结果表明, 作为底循环的 KC 可以较好地适应顶循环 SCBC 的参数变化. Feng 等<sup>[14]</sup> 利用 SCBC/KC 联合循环系统回收船舶柴油机废气余热, 结果表明相较于单一 SCBC 动力系统, SCBC/KC 联合循环系统每年可节省 16.62% 的燃料消耗. Li 等<sup>[14]</sup> 对 SCBC 联合吸收式制冷循环 (SCBC/ARC) 系统热力学性能和经济性性能进行研究和分析, 结果表明, 联合循环系统存在最佳压缩机增压比, 可以同时实现热效率最大和系统总成本最低. Zhang 等<sup>[15]</sup> 研究并优化了 SCBC/ARC 系统的整体性能, 使系统的回收效率提高了 2.35%, 成本下降了 2.43%. 大量研究均表明, SCBC 余热回收方案是一种可

行并且具有一定经济性的余热回收方式.

尽管有许多研究人员对 KC 和 ORC 循环进行了比较分析<sup>[15-18]</sup>, 但针对 SCBC/KC 及 SCBC/ORC 联合循环系统热力性能及系统经济性能比较分析及优化方面的研究较少. 本研究采用具有恒定热源温度的核能作为系统热源, 以 SCBC 作为顶循环, 分别以 KC 和 ORC 作为系统的底循环, 设计了 SCBC/KC 和 SCBC/ORC 这 2 种不同方案用以回收 SCBC 余热. 由于制冷剂 R245fa 工质临界温度与 SCBC 循环余热温度有良好的适配性, 且工质具有良好的化学惰性及安全低毒性, 选择 R245fa 作为 ORC 的工质, 另外以一定质量分数的氨水溶液作为 KC 的工质. 利用计算机辅助计算软件, 对 2 种方案的系统热力性能及系统经济性能进行详细的比较分析, 指明联合循环系统运行参数的优势范围. 在此基础上, 运用 NSGA-II 遗传算法对 2 种方案进行多目标优化. 结合系统优化结果与优化前 SCBC 系统性能进行比较分析, 突出联合循环系统的性能优势, 为中低温热源的高效开发和经济利用提供更加明确的优化方向.

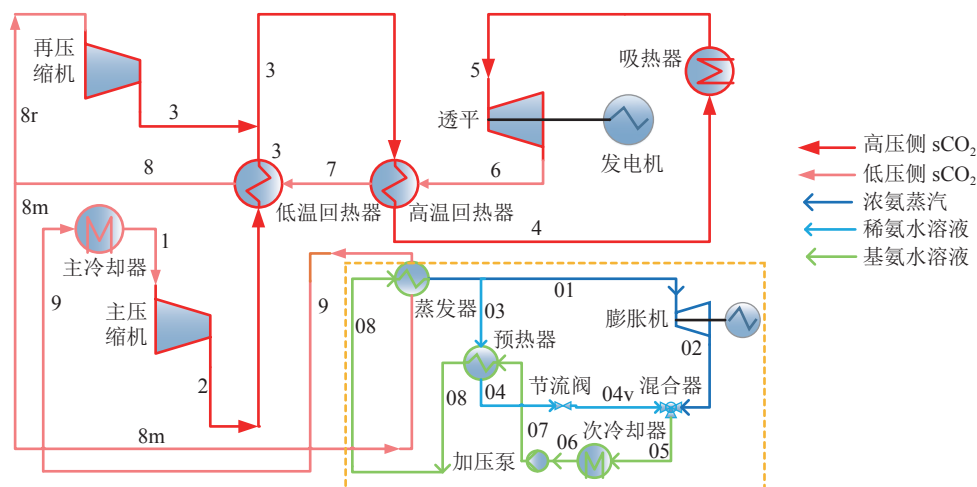
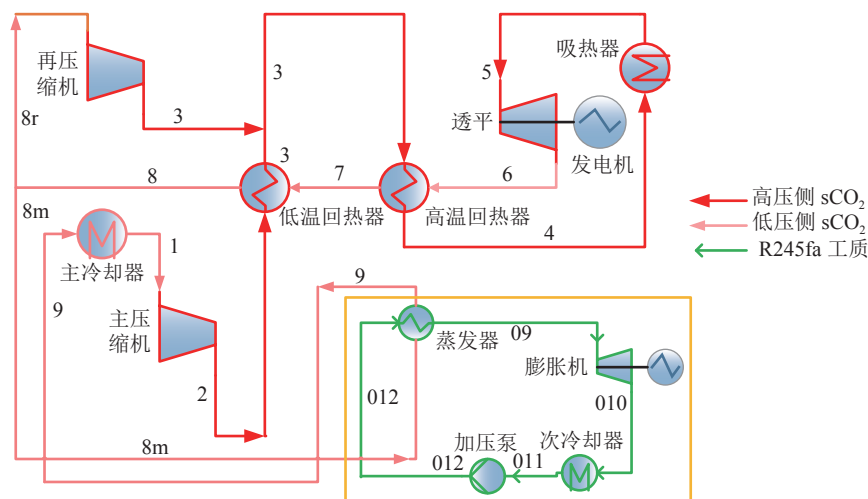
## 1 系统建模与优化方法

### 1.1 系统描述

如图 1、2 所示分别为 SCBC/KC 和 SCBC/ORC 联合循环系统流程示意图.

顶循环 SCBC: 超临界 CO<sub>2</sub> (sCO<sub>2</sub>) 工质以状态 5 进入透平向外输出功至状态 6, 并依次进入高温回热器、低温回热器, 出口状态分别为 7、8. 随后, 工质经分离器被分离成 2 股: 一股流体 8r 直接进入再压缩机中升压升温至状态 3; 另一股工质 8m 流入蒸发器放热至状态 9, 工质随后进入主冷却器中冷却至状态 1. 主冷却器出口工质进入主压缩机被压缩至状态 2, 工质经低温回热器升温至状态 3, 随后工质与再压缩机出口流体混合并进入高温回热器中回热升温至状态 4, 工质流经吸热器升温至状态 5, 随后继续进入透平做功.

KC: 工质状态为 08 的基氨水溶液进入蒸发器蒸发吸热形成 2 股流体: 一股为状态 01 的氨蒸气, 蒸气随后进入涡轮机膨胀做功至状态 02; 另一股为状态 03 的低质量分数氨水溶液, 溶液流经预热器放热至状态 04, 进入节流阀降压至状态 04v. 随后状态为 04v 的稀氨水溶液与状态为 02 的氨乏气混合至状态 05. 此后工质依次经次冷却器及加压泵, 出口状态分别为 06、07, 随后工质流入

图 1 超临界 CO<sub>2</sub> SCBC/KC 联合循环系统示意图Fig.1 Schematic diagram of combined supercritical CO<sub>2</sub> Brayton cycle with Kalina cycle图 2 超临界 CO<sub>2</sub> SCBC/ORC 联合循环系统示意图Fig.2 Schematic diagram of combined supercritical CO<sub>2</sub> Brayton cycle with organic Rankine cycle

预热器中升温至状态 08, 继续进入蒸发器吸热升温.

ORC: 工质状态为 012 的制冷剂 R245fa 进入蒸发器蒸发吸热至状态 09, 随后进入涡轮机向外输出功至状态 010, 通过次冷却器和加压泵, 工质出口状态分别至 011、012, 工质继续进入蒸发器蒸发吸热至状态 09. 系统各循环温熵 ( $\theta$ - $s$ ) 图如图 3 所示. 图中,  $s$  为各状态点单位质量熵值,  $\theta$  为温度.

## 1.2 模型假设

1) 系统处于稳态运行, 忽略部件向环境散热; 2) 忽略系统中混合器出口处工质的混合温差; 3) 换热器中工质的最小换热温差为 10 °C<sup>[4]</sup>.

## 1.3 系统建模

依据能量守恒、熵守恒及焓经济守恒三大定律, 对系统各部件进行建模, 将所得部件守恒方程进行联立, 求解出系统各点的状态值. 采用系统热效率、熵效率和单位焓经济成本 3 大指标来评价系统性能.

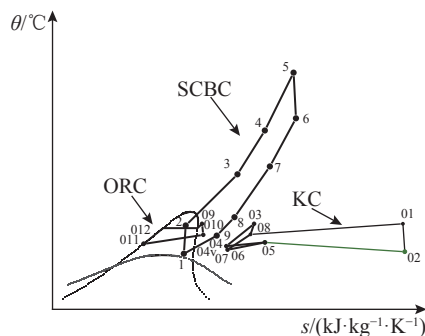


图 3 顶循环 SCBC 和底循环 KC 及 ORC 各循环温熵图

Fig.3 Temperature entropy diagram of top cycle SCBC and bottom cycle KC and ORC

1.3.1 能量守恒模型 根据能量守恒定律, 流入各部件净热量等于其向外输出净功量, 表达式如下:

$$\sum \Phi_{in} - \sum \Phi_{out} = \sum P_{out}. \quad (1)$$

式中:  $\Phi_{in}$ 、 $\Phi_{out}$  分别为流入和流出部件的热流量,  $P_{out}$  为部件的输出功率.

系统热效率定义为系统输出净功率与系统吸热量的比值,表达式如下:

$$\eta_t = P_{\text{tot}} / \Phi_{\text{ER}}. \quad (2)$$

式中:  $P_{\text{tot}}$  为系统的总输出净功率,  $\Phi_{\text{ER}}$  为系统的吸热流量.

1.3.2 烟守恒模型 烟能表示系统能够提供给外界的最大有用功,能反映出能量的品质高低.根据烟守恒原理,流入各部件的烟流率等于其流出烟流率与部件烟流率损失之和,表达式如下:

$$\sum E_{\text{in}} + \sum E_{\text{q,in}} = \sum E_{\text{out}} + \sum E_{\text{W,out}} + E_{\text{d}}, \quad (3)$$

$$E = E_{\text{p}} + E_{\text{c}}. \quad (4)$$

式中:  $E_{\text{in}}$  和  $E_{\text{q,in}}$  分别为进入部件的焓烟流率和热量烟流率,  $E_{\text{out}}$  和  $E_{\text{W,out}}$  分别为流出部件的焓烟流率和输出功的相应烟流率,  $E_{\text{d}}$  为部件烟流率损失,  $E$ 、 $E_{\text{p}}$  和  $E_{\text{c}}$  分别为各节点处工质的焓烟流率、物理烟流率和化学烟流率.

系统烟效率可以通过以下公式计算:

$$\eta_e = 1 - (\sum E_{\text{d}}) / E_{\text{Q}}. \quad (5)$$

式中:  $E_{\text{d}}$  为系统各部件的烟流率损失,  $E_{\text{Q}}$  为系统吸热过程的热量烟流率.

1.3.3 烟经济守恒模型 加大系统的经济投入通常可以使系统能量转换效率得到相应提升,但在实际工程中须考虑所付出的经济代价与所得到的

回报是否符合经济性要求.因此在评价系统能量转换效能的基础上,须进一步评价系统的经济性能.烟经济分析法是一种定量描述系统经济性能的分析方法.根据烟经济守恒原理,流入各部件的烟流成本与部件投资运维成本之和等于其流出的烟流成本,表达式如下:

$$\sum C_{\text{in}} + \sum C_{\text{q,in}} + Z = \sum C_{\text{out}} + \sum C_{\text{W,out}}, \quad (6)$$

$$C_i = \sum c_i E_i. \quad (7)$$

式中:  $C_{\text{in}}$  和  $C_{\text{q,in}}$  分别为进入部件的烟流率成本和热量烟流率成本,  $C_{\text{out}}$  和  $C_{\text{W,out}}$  分别为流出部件的烟流率成本和输出功的相应烟流率成本,  $Z$  为各部件建设投资及运维成本,  $c_i$  为各节点处工质单位烟所需的成本,  $E_i$  为各节点处工质的焓烟流率.

系统单位烟成本定义为外界投入的经济成本与由此引起的系统总输出烟的比值,其物理含义为每升高 1 GJ 系统部件总输出烟所需的经济成本投入.表达式如下:

$$c = (\sum Z_p + \sum C_F) / E_{\text{P}}. \quad (8)$$

式中:  $C_F$  为各部件供给侧净流入部件的烟流成本,  $Z_p$  为各部件建设投资及运维成本,  $E_{\text{P}}$  为系统部件总产出烟流率.

SCBC/KC 和 SCBC/ORC 系统部件能量守恒、烟守恒、烟经济守恒方程如表 1~4 所示.表中,

表 1 SCBC/KC 系统各部件能量守恒及烟守恒方程

Tab.1 Energy and exergy balance expressions for each component in SCBC/KC system

| 部件    | 能量守恒方程   | 烟守恒方程  |
|-------|--|--|
| 吸热器   | $\Phi_{\text{ER}} = q_{m,s}(h_5 - h_4)$  | $E_4 + E_{\text{q,ER}} = E_5 + E_{\text{d,ER}}$          |
| 透平    | $P_{\text{T}} = q_{m,s}(h_5 - h_6)$  | $E_5 = E_6 + P_{\text{T}} + E_{\text{d,T}}$              |
| 主压缩机  | $P_{\text{MC}} = (q_{m,s} - q_{m,r})(h_2 - h_1)$                                 | $E_1 + P_{\text{MC}} = E_2 + E_{\text{d,MC}}$            |
| 再压缩机  | $P_{\text{RC}} = q_{m,r}(h_3 - h_8)$   | $E_8 + P_{\text{RC}} = E_3 + E_{\text{d,RC}}$            |
| 高温回热器 | $q_{m,s}(h_6 - h_7) = q_{m,s}(h_4 - h_3)$  | $E_6 + E_3 = E_7 + E_4 + E_{\text{d,HTR}}$               |
| 低温回热器 | $q_{m,s}(h_7 - h_8) = (q_{m,s} - q_{m,r})(h_3 - h_2)$                            | $E_7 + E_2 = E_8 + E_3 + E_{\text{d,LTR}}$               |
| 蒸发器   | $(q_{m,s} - q_{m,r})(h_8 - h_9) = q_{m,v}h_{01} + q_{m,l}h_{03} - q_{m,k}h_{08}$ | $E_8 + E_{08} = E_9 + E_{01} + E_{03} + E_{\text{d,GK}}$ |
| 涡轮机   | $P_{\text{TK}} = q_{m,k}(h_{01} - h_{02})$                                       | $E_{01} = E_{02} + P_{\text{TK}} + E_{\text{d,TK}}$      |
| 预热器   | $q_{m,l}(h_{03} - h_{04}) = q_{m,k}(h_{08} - h_{07})$                            | $E_{03} + E_{07} = E_{08} + E_{04} + E_{\text{d,PHK}}$   |
| 节流阀   | $q_{m,l}h_{04v} = q_{m,l}h_{04a}$  | $E_{04} = E_{04v} + E_{\text{d,VK}}$                     |
| 混合器   | $q_{m,v}h_{02} + q_{m,l}h_{04v} = q_{m,k}h_{05}$                                 | $E_{02} + E_{04v} = E_{05} + E_{\text{d,MK}}$            |
| 次冷却器  | $\Phi_{\text{CK}} = q_{m,k}(h_{05} - h_{06})$                                    | $E_{05} = E_{06} + E_{\text{q,CK}} + E_{\text{d,CK}}$    |
| 泵     | $P_{\text{PK}} = q_{m,k}(h_{07} - h_{06})$                                       | $E_{06} + P_{\text{PK}} = E_{07} + E_{\text{d,PK}}$      |
| 主冷却器  | $\Phi_{\text{CS}} = (q_{m,s} - q_{m,r})(h_9 - h_1)$                              | $E_9 = E_1 + E_{\text{q,CS}} + E_{\text{d,CS}}$          |

表 2 SCBC/ORC 系统各部件能量守恒及焓守恒方程

Tab.2 Energy and exergy balance expressions for each component in SCBC/ORC system

| 部件    | 能量守恒方程   | 焓守恒方程                                     |
|-------|--|---|
| 吸热器   | $\Phi_{ER} = q_{m,s}(h_5 - h_4)$                             | $E_4 + E_{q,ER} = E_5 + E_{d,ER}$         |
| 透平    | $P_T = q_{m,s}(h_5 - h_6)$                                   | $E_5 = E_6 + P_T + E_{d,T}$               |
| 主压缩机  | $P_{MC} = (q_{m,s} - q_{m,r})(h_2 - h_1)$                    | $E_1 + P_{MC} = E_2 + E_{d,MC}$           |
| 再压缩机  | $P_{RC} = q_{m,r}(h_3 - h_8)$                                | $E_8 + P_{RC} = E_3 + E_{d,RC}$           |
| 高温回热器 | $q_{m,s}(h_6 - h_7) = q_{m,s}(h_4 - h_3)$                    | $E_6 + E_3 = E_7 + E_4 + E_{d,HTR}$       |
| 低温回热器 | $q_{m,s}(h_7 - h_8) = (q_{m,s} - q_{m,r})(h_3 - h_2)$        | $E_7 + E_2 = E_8 + E_3 + E_{d,LTR}$       |
| 蒸发器   | $(q_{m,s} - q_{m,r})(h_8 - h_9) = q_{m,o}(h_{09} - h_{012})$ | $E_8 + E_{012} = E_9 + E_{09} + E_{d,GO}$ |
| 涡轮机   | $P_{TO} = q_{m,o}(h_{09} - h_{010})$                         | $E_{09} = E_{010} + P_{TO} + E_{d,TO}$    |
| 次冷却器  | $\Phi_{CO} = q_{m,o}(h_{010} - h_{011})$                     | $E_{010} = E_{011} + E_{q,CO} + E_{d,CO}$ |
| 泵     | $P_{PO} = q_{m,o}(h_{012} - h_{011})$                        | $E_{011} + P_{PO} = E_{012} + E_{d,PO}$   |
| 主冷却器  | $\Phi_{CS} = (q_{m,s} - q_{m,r})(h_9 - h_1)$                 | $E_9 = E_1 + E_{q,CS} + E_{d,CS}$         |

表 3 SCBC/KC 系统各部焓经济守恒方程

Tab.3 Exergoeconomic balance equations for each components in SCBC/KC system

| 部件    | 焓经济守恒方程   |
|-------|---|
| 吸热器   | $C_4 + C_q + Z_{ER} = C_5$                      |
| 透平    | $C_5 + Z_T = C_6 + C_{W,T}$                     |
| 主压缩机  | $C_1 + C_{W,MC} + Z_{MC} = C_2$                 |
| 再压缩机  | $C_8 + C_{W,RC} + Z_{RC} = C_3$                 |
| 高温回热器 | $C_6 + C_3 + Z_{HTR} = C_7 + C_4$               |
| 低温回热器 | $C_7 + C_2 + Z_{LTR} = C_8 + C_3$               |
| 蒸发器   | $C_8 + C_{08} + Z_{GK} = C_9 + C_{01} + C_{03}$ |
| 涡轮机   | $C_{01} + Z_{TK} = C_{02} + C_{W,TK}$           |
| 预热器   | $C_{03} + C_{07} + Z_{PHK} = C_{08} + C_{04}$   |
| 节流阀   | $C_{04} + Z_{VK} = C_{04v}$                     |
| 混合器   | $C_{02} + C_{04v} + Z_{MK} = C_{05}$            |
| 次冷却器  | $C_{05} + Z_{CK} = C_{06} + C_{q,CK}$           |
| 泵     | $C_{06} + C_{W,PK} + Z_{PK} = C_{07}$           |
| 主冷却器  | $C_9 + Z_{CS} = C_1 + C_{q,CS}$                 |

$\Phi$  表示热流量;  $P$  表示功率; 大写字母表示各部件; 下标 d 表示该部件的焓损失流率中的“损失”; 下标 q 表示过程热量流动引起的该部件特定物理量变化; 下标 W 表示过程功率引起的该部件特定物理量变化;  $q_m$  为质量流量; 下角标 s 为 SCBC 循环过程, r 为再压缩过程, l 为稀氨水溶液, v 为氨蒸气, k 为基氨水溶液, o 为 ORC 工质;  $h$  为各状

表 4 SCBC/ORC 系统各部焓经济守恒方程

Tab.4 Exergoeconomic balance equations for each components in SCBC/ORC system

| 部件    | 焓经济守恒方程                                 |
|-------|---|
| 吸热器   | $C_4 + C_q + Z_{ER} = C_5$              |
| 透平    | $C_5 + Z_T = C_6 + C_{W,T}$             |
| 主压缩机  | $C_1 + C_{W,MC} + Z_{MC} = C_2$         |
| 再压缩机  | $C_8 + C_{W,RC} + Z_{RC} = C_3$         |
| 高温回热器 | $C_6 + C_3 + Z_{HTR} = C_7 + C_4$       |
| 低温回热器 | $C_7 + C_2 + Z_{LTR} = C_8 + C_3$       |
| 蒸发器   | $C_8 + C_{012} + Z_{GO} = C_9 + C_{09}$ |
| 涡轮机   | $C_{09} + Z_{TO} = C_{010} + C_{W,TO}$  |
| 次冷却器  | $C_{010} + Z_{CO} = C_{011} + C_{q,CO}$ |
| 泵     | $C_{011} + C_{W,PO} + Z_{PO} = C_{012}$ |
| 主冷却器  | $C_9 + Z_{CS} = C_1 + C_{q,CS}$         |

态点单位质量焓, 数字表示各工质状态;  $E$  为焓流率;  $C$  为焓流率成本.

1.4 模型验证与计算

利用计算机辅助计算软件, 根据如图 4 所示的系统程序计算流程图和文献数据, 依据各部件 3 大守恒方程, 计算求解系统模型并对模型进行验证. 为了简化验证步骤, 同时增强模型验证的可信度, 对 KC、ORC、SCBC 及 SCBC/KC 联合循环进行模型验证, 验证结果如表 5 所示. 如表 6 所

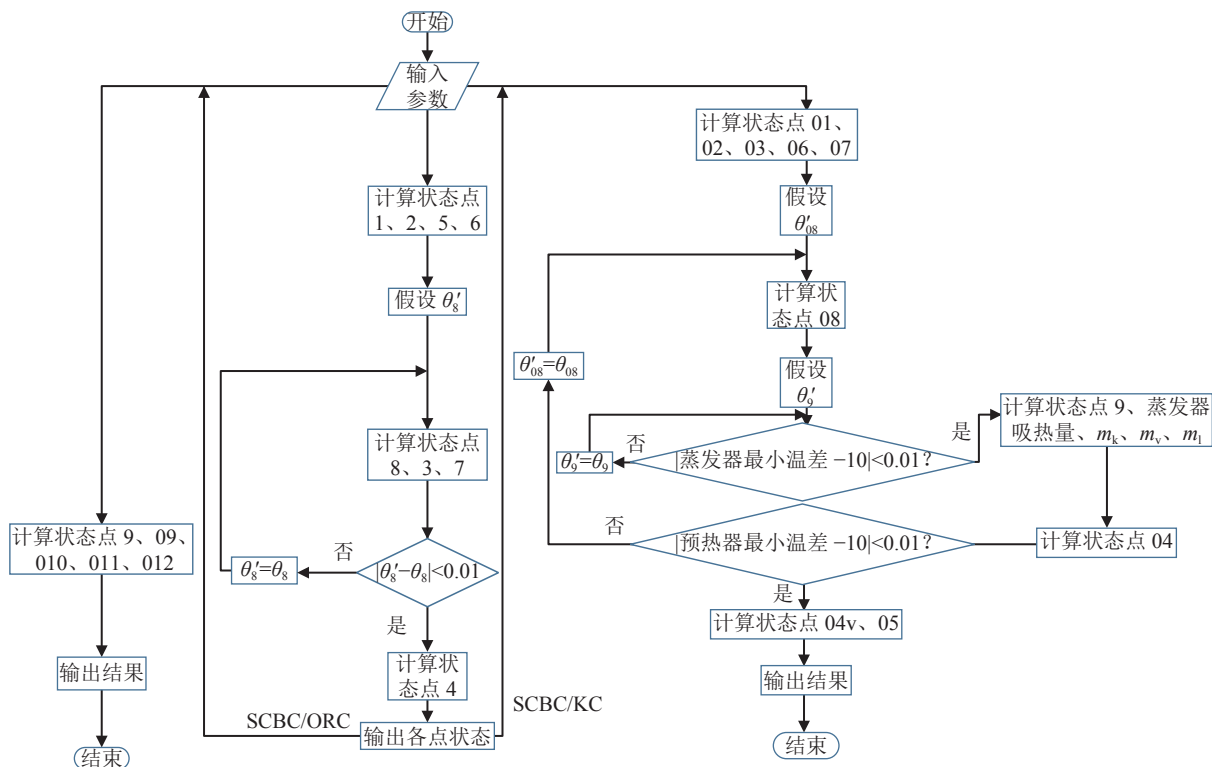


图 4 SCBC/KC 及 SCBC/ORC 系统程序设计图

Fig.4 Program design flowchart for SCBC/KC and SCBC/ORC systems

表 5 SCBC 和 SCBC/KC 及底循环 KC 和 ORC 模型验证

Tab.5 Model validation of SCBC and SCBC/KC and bottom cycle KC and ORC

| 循环                     | 设定参数   | 不同工况                                       | $\eta_{tr}/\%$ | $\eta_l/\%$ | $\Delta/\%$ |
|------------------------|--|--|----------------|-------------|-------------|
| KC <sup>[4]</sup>      | $w_k=0.5$ ,<br>$p_{05}=681$ kPa  | $\theta_w=100$ °C, $p_g=1$ 767 kPa         | 6.60           | 6.41        | 2.88        |
|                        |  | $\theta_w=120$ °C, $p_g=2$ 411 kPa         | 8.87           | 8.80        | 0.79        |
|                        |  | $\theta_w=140$ °C, $p_g=3$ 161 kPa         | 10.05          | 10.64       | 5.87        |
| ORC <sup>[19]</sup>    | R245fa   | $\theta_w=119.80$ °C, $p_{010}=178.00$ kPa | 13.68          | 13.63       | 0.37        |
|                        | R601   | $\theta_w=125.50$ °C, $p_{010}=82.00$ kPa  | 14.59          | 14.57       | 0.14        |
| SCBC <sup>[4]</sup>    | $P_R=3$ ,<br>$p_1=7$ 400 kPa,<br>$\theta_5=550$ °C                     | —  | 39.61          | 39.60       | 0.03        |
| SCBC/KC <sup>[4]</sup> | $w_k=0.5$ ,<br>$\theta_w=120$ °C, $p_g=1$ 200 kPa,<br>$p_{05}=410$ kPa | —  | 41.29          | 41.26       | 0.07        |

示为联合循环系统初始设定参数. 表中,  $p_1$  和  $p_g$  分别为主压缩机入口压强和蒸发器出口压强;  $\theta_1$ 、 $\theta_5$  和  $\theta_w$  分别为主压缩机入口温度、顶循环透平入口温度和底循环涡轮机入口温度;  $P_R$  和  $p_r$  分别为顶循环压比和底循环膨胀比;  $c_Q$  为核燃料成本;  $w_k$  为基氨水溶液质量分数;  $C_{1,0}$  和  $C_{1,p}$  分别为 2021 年底化工电站价格索引及 2019 年参考基年对应的价格索引<sup>[20]</sup>;  $\eta_{tr}$ 、 $\eta_l$  分别为文献热效率、模型计算热效率;  $\Delta$  为模型相对误差;  $\eta_T$ 、 $\eta_{TK}$ 、 $\eta_{TO}$ 、

$\eta_C$  分别为 SCBC 透平、KC 涡轮机、ORC 涡轮机和压缩机等熵效率;  $\eta_H$  和  $\eta_L$  分别为高温回热器和低温回热器回热效率. 根据表 6 中的设定参数, 计算 2 种联合循环系统及 SCBC 系统性能结果可得, SCBC/KC 系统、SCBC/ORC 系统热效率, 烟效率及系统单位焓成本分别为 40.99%、41.39%, 61.30%、62.88% 和 11.14、11.35 \$/GJ; SCBC 系统热效率、烟效率和系统单位焓成本分别为 39.60%、59.35% 和 10.72 \$/GJ.

表 6 SCBC/KC 及 SCBC/ORC 联合循环系统设定参数值<sup>[4]</sup>

Tab.6 Setting parameter values of SCBC/KC and SCBC/ORC combined cycle systems

| 循环参数                      | 数值   | 循环参数   | 数值   |
|---------------------------|------|--|------|
| $p_1/\text{kPa}$          | 7400 | $p_r$  | 3    |
| $\theta_1/^\circ\text{C}$ | 35   | $\eta_T, \eta_{TK}$                                    | 0.9  |
| $\theta_s/^\circ\text{C}$ | 550  | $\eta_C$   | 0.85 |
| $P_R$                     | 3    | $\eta_{TO}$  | 0.8  |
| $\Phi_{ER}/\text{MW}$     | 600  | $\eta_H, \eta_L$                                       | 0.86 |
| $w_k$                     | 0.45 | $c_Q/(\text{\$}\cdot\text{MW}^{-1}\cdot\text{h}^{-1})$ | 7.4  |
| $\theta_w/^\circ\text{C}$ | 120  | $C_{lp}/C_{Lo}$ <sup>[19]</sup>                        | 1.26 |
| $p_g/\text{kPa}$          | 1500 | —  | —    |

1.5 多目标优化方法

系统能量转换效率的提升通常以牺牲经济成本为代价. 因此, 研究以系统热效率和炯效率最大化和系统成本最小化为目标的系统优化十分必要. 基于遗传算法的 NSGA-II 方法具有复杂度低、速度快、收敛性能好等优点<sup>[5]</sup>, 适合解决这类多目标优化问题. 本研究多目标优化决策变量的范围边界如表 7 所示. 本研究设定算法迭代步数为 100, 交叉概率为 0.9, 变异概率为  $1/n$ , 其中  $n$  为决策变量个数, 即  $n=4$ .

表 7 多目标优化决策变量边界范围

Tab.7 Scope boundaries of decision variables for multi-objective optimization

| 决策变量                      | 设定边界范围  |
|---------------------------|---------|
| $\theta_s/^\circ\text{C}$ | 500~600 |
| $P_R$                     | 2.2~4.0 |
| $\theta_w/^\circ\text{C}$ | 100~130 |
| $p_r$                     | 2.2~4.0 |

2 结果与讨论

选择顶循环压比  $P_R$ 、底循环膨胀比  $p_r$  以及底循环轮机进口温度  $\theta_w$  作为影响系统性能的 3 个关键参数, 比较分析关键参数对系统性能包括热效率、炯效率以及系统单位炯经济成本的影响, 揭示 2 种联合循环系统性能的优劣. 在此基础上, 进一步对 2 种方案分别进行多目标参数优化, 阐明 2 种方案各自运行参数的优势范围. 须指明的是, 在进行参数分析时采用控制变量法, 即当选取某个参数进行分析时, 其他参数均保持不变.

2.1 顶循环压比  $P_R$  对系统性能的影响

如图 5 所示为 SCBC/KC 和 SCBC/ORC 这 2 种方案的系统热力性能(热效率与炯效率)和各循环输出功率随顶循环压比  $P_R$  (2.2~4.0) 的变化趋势. 图中,  $P_S$ 、 $P_K$  和  $P_O$  分别为顶循环 SCBC、底循环 KC 和 ORC 循环输出净功率. 可以看出, 随着顶循环压比的升高, 2 种方案系统热力性能均先升高后降低. 一方面, 虽然顶循环单位质量工质的膨胀做功量随顶循环压比的升高而增加, 但在系统吸热量的限制作用下, 顶循环质量流量却随顶循环压比的升高而减少, 从而使顶循环输出净功率增速随顶循环压比的升高而逐渐减缓. 另一方面, 蒸发器热侧单位质量焓差随顶循环压比的升高而增加, 抑制了顶循环质量流量减少对底循环吸热量的不利影响, 促使底循环吸热量增加, 从而使底循环质量流量增加, 进而使得底循环输出净功率增加. 在以顶循环输出净功率为主导, 顶循环、底循环输出功率两者共同作用的影响下, 系统热力性能随顶循环压比的升高而先升高后降低, 而系统单位炯成本则随之先减少后增加, 如图 6 所示. 因此系统性能存在最佳顶循环压

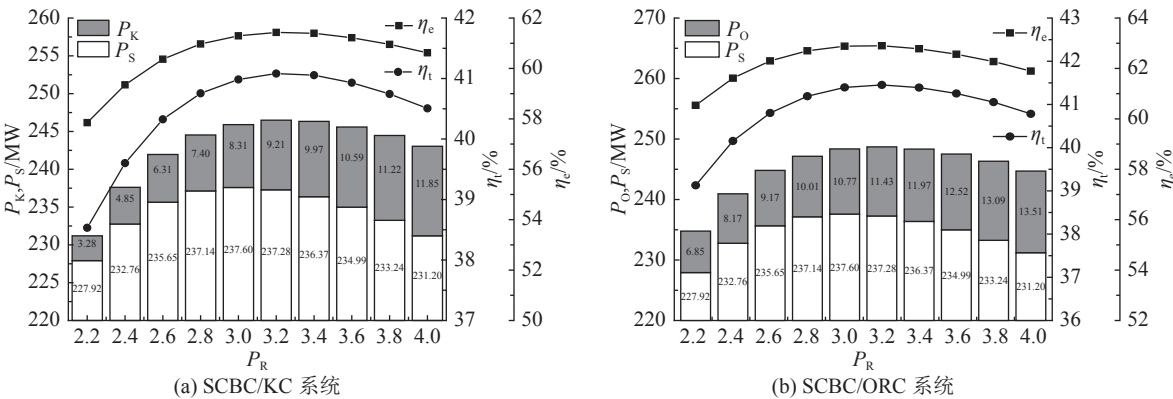


图 5 SCBC/KC 和 SCBC/ORC 联合循环系统热力性能及循环输出功率随顶循环压比的变化

Fig.5 Variation in thermodynamic performances and outputs of SCBC/KC and SCBC/ORC combined cycle systems with top cycle pressure ratio



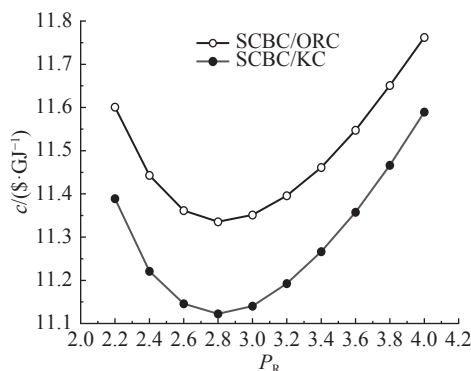


图 6 SCBC/KC 和 SCBC/ORC 联合循环系统单位焓成本随顶循环压比的变化

Fig.6 Variation in exergoeconomic costs of SCBC/KC and SCBC/ORC combined cycle systems with top cycle pressure ratio

比. 随着研究的进一步深入, 比较 2 种方案系统单位焓成本可知, SCBC/KC 系统单位焓成本低于 SCBC/ORC. 主要原因如下: SCBC/KC 底循环 KC 蒸发器出口处存在循环质量流量的分离, 从而削弱了循环质量流量的增加为循环部件单位焓成本和循环单位焓流成本带来的成本负担, 进而降低了系统单位焓成本.

## 2.2 底循环 $p_r$ 及 $\theta_w$ 对系统性能的影响

如图 7 所示为 SCBC/KC 和 SCBC/ORC 这 2 种方案系统在不同底循环涡轮机入口温度  $\theta_w$  (110、120、130 °C) 条件下, 系统热力性能随底循环涡轮机膨胀比  $p_r$  (2.2~4.0) 的变化趋势. 可以看出, 在涡轮膨胀比升高的影响下, 底循环输出净功率增加, 系统热力性能得到相应提升. 须注意的是, 在升高涡轮机膨胀比用以提升系统热力性能的同时, 由于底循环膨胀比升高所投入的成本增速大于由膨胀比增加所引起的这部分底循环净功率增

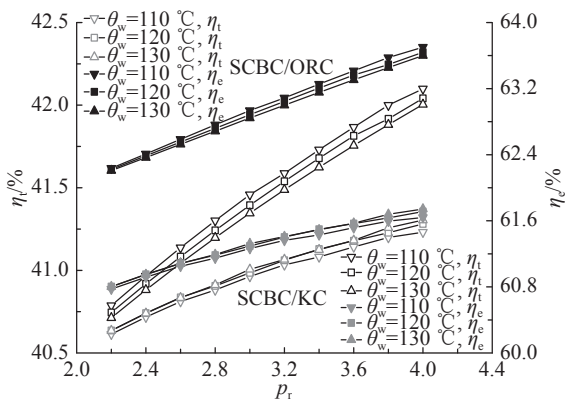


图 7 SCBC/KC 和 SCBC/ORC 联合循环系统热力性能随底循环膨胀比的变化

Fig.7 Variation in thermodynamic performances of SCBC/KC and SCBC/ORC combined cycle systems with turbine expansion ratio

速, 导致系统单位焓成本随涡轮膨胀比的升高而增加, 如图 8 所示.

另外, SCBC/ORC 系统热力性能及系统单位焓成本均随涡轮机入口温度的升高而不断降低, 如图 7、8 所示. 这主要是由于在 SCBC/ORC 系统中底循环质量流量受底循环吸热量的限制并随涡轮机入口温度的升高而不断减少, 而其进出口单位质量焓差随入口温度的升高而增加, 在以循环质量流量为主导、两者共同作用的影响下, SCBC/ORC 系统底循环输出净功率随涡轮机入口温度的升高而减少; 而在 SCBC/KC 系统中由于底循环 KC 蒸发器出口处存在循环质量流量的分离, 削弱了循环质量流量减少对其输出净功率降低的影响. 同时, 由循环质量流量所引起的循环单位焓成本减少量大于由涡轮机入口温度升高而引起的底循环输出净功率的减少量, 因此升高涡轮机进口温度有助于提高系统焓经济性能.

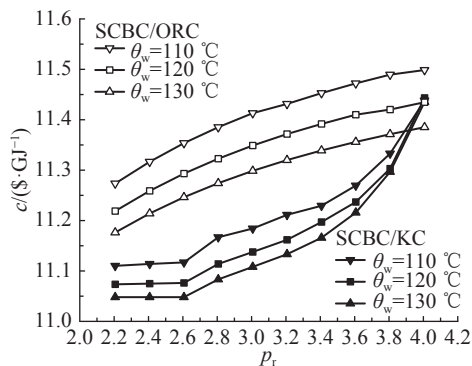


图 8 SCBC/KC 和 SCBC/ORC 联合循环系统单位焓成本随底循环膨胀比的变化

Fig.8 Variation in exergoeconomic costs of SCBC/KC and SCBC/ORC combined cycle systems with turbine expansion ratio

## 2.3 多目标优化结果

如图 9 所示为 SCBC/KC 和 SCBC/ORC 两方案系统多目标参数优化的最优 Pareto 前沿集. 可以看出, 系统单位焓成本随系统热力性能的升高而增加, 也即系统以牺牲成本为代价获取系统高效的能源转换. 因此, 须找到兼顾系统热力性能和经济性能的平衡运行点. 本研究在最优 Pareto 前沿集中寻找距理想点 (即系统取得最高效率和最小成本解) 欧拉距离最近的解. 图 9 中标识的系统优化运行解如表 8 所示. 优化后的 2 种方案系统各状态点热力学参数结果分别如表 9、10 所示. 表中,  $e$  为各状态点单位质量焓.

与优化前的 SCBC 系统性能进行比较, 优化后的 SCBC/KC 联合循环系统热效率和焓效率分



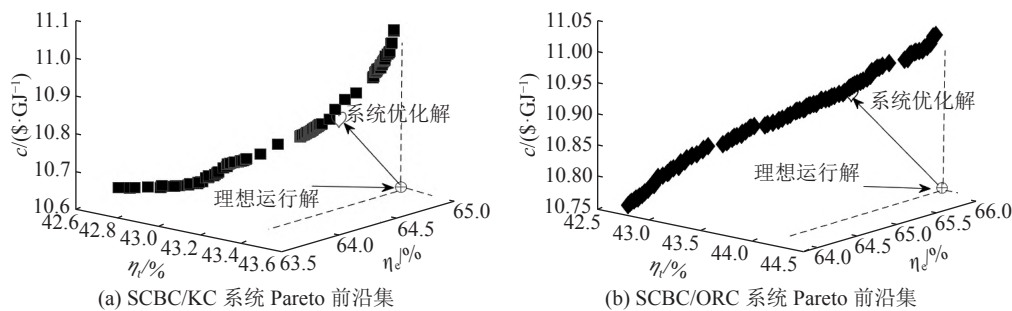


图 9 SCBC/KC 和 SCBC/ORC 联合循环系统多目标参数优化 Pareto 前沿集

Fig.9 Optimal Pareto front sets of multi-objective optimization in SCBC/KC and SCBC/ORC combined cycle systems

表 8 SCBC/KC 和 SCBC/ORC 联合循环系统参数多目标优化结果

Tab.8 Multi-objective optimization results for SCBC/KC and SCBC/ORC combined cycle systems

| 系统                                   | SCBC/KC | SCBC/ORC |
|--------------------------------------|---------|----------|
| $P_R$                                | 3.34    | 3.27     |
| $\theta_5 / ^\circ\text{C}$          | 593.93  | 599.85   |
| $\theta_w / ^\circ\text{C}$          | 128.97  | 127.76   |
| $p_r$                                | 3.39    | 3.37     |
| $\eta_t / \%$                        | 43.27   | 43.85    |
| $\eta_e / \%$                        | 64.51   | 65.33    |
| $c / (\text{\$}\cdot\text{GJ}^{-1})$ | 10.82   | 10.92    |

别升高了 9.27% 和 8.69%，烟经济成本仅升高了 0.92%；而优化后的 SCBC/ORC 系统热效率和烟效率分别升高 10.73% 和 10.08%，烟经济成本升高了 1.87%。可以看出，SCBC/ORC 联合循环系统性能表现出节能优势，而 SCBC/KC 系统性能则表现出经济优势。因此，针对不同的应用场景，应当选择不同的余热回收方式。

优化结果显示，2 种方案系统顶循环和底循环均存在最佳压比约为 3.3，符合 2.1 节顶循环参数分析结论，并且辅助较高的底循环涡轮机进口温度，可使系统综合性能最优。

表 9 优化后 SCBC/KC 系统各状态点热力学参数结果

Tab.9 Thermodynamic state point parameters for SCBC/KC system under optimized operation conditions

| 状态点 | $p/\text{kPa}$ | $\theta / ^\circ\text{C}$ | $h / (\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1})$ | $s / (\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1})$ | $e / (\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1})$ | $q_m / (\text{kg}\cdot\text{s}^{-1})$ |
|-----|----------------|---------------------------|--------------------------------------|--|--------------------------------------|---------------------------------------|
| 1   | 7400.00        | 35.00                     | 402.40                               | 1.66   | 200.84                               | 1931.28                               |
| 2   | 24716.00       | 123.33                    | 454.58                               | 1.68   | 247.39                               | 1931.28                               |
| 3   | 24716.00       | 286.70                    | 701.68                               | 2.21   | 344.94                               | 2646.26                               |
| 4   | 24716.00       | 412.52                    | 860.45                               | 2.47   | 431.27                               | 2646.26                               |
| 5   | 24716.00       | 593.93                    | 1087.18                              | 2.76   | 575.00                               | 2646.26                               |
| 6   | 7400.00        | 447.25                    | 923.27                               | 2.79   | 403.85                               | 2646.26                               |
| 7   | 7400.00        | 309.18                    | 764.49                               | 2.54   | 314.27                               | 2646.26                               |
| 8   | 7400.00        | 149.35                    | 584.16                               | 2.18   | 236.44                               | 1931.28                               |
| 9   | 7400.00        | 100.82                    | 525.47                               | 2.03   | 219.65                               | 1931.28                               |
| 01  | 1500.00        | 128.97                    | 1884.81                              | 6.35   | 398.67                               | 60.31                                 |
| 02  | 442.48         | 40.37                     | 1705.02                              | 6.42   | 200.61                               | 60.31                                 |
| 03  | 1500.00        | 128.97                    | 478.31                               | 1.98   | 81.42                                | 175.50                                |
| 04  | 1500.00        | 53.05                     | 130.70                               | 1.02   | 4.60                                 | 175.50                                |
| 04v | 442.48         | 53.24                     | 130.70                               | 1.03   | 3.56                                 | 175.50                                |
| 05  | 442.48         | 67.93                     | 533.33                               | 2.42   | 61.77                                | 235.81                                |
| 06  | 442.48         | 42.37                     | 97.06                                | 1.09   | 2.56                                 | 235.81                                |
| 07  | 1500.00        | 42.86                     | 98.69                                | 1.09   | 3.88                                 | 235.81                                |
| 08  | 1500.00        | 90.52                     | 357.40                               | 1.84   | 48.65                                | 235.81                                |

表 10 优化后 SCBC/ORC 系统各状态点热力学参数结果  
Tab.10 Thermodynamic state point parameters for SCBC/ORC system under optimized operation conditions

| 状态点 | $p/\text{kPa}$ | $\theta/^{\circ}\text{C}$ | $h/(\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1})$ | $s/(\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1})$ | $e/(\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1})$ | $q_m/(\text{kg}\cdot\text{s}^{-1})$ |
|-----|----------------|---------------------------|------------------------------------|--|------------------------------------|-------------------------------------|
| 1   | 7400.00        | 35.00                     | 402.40                             | 1.66   | 200.84                             | 1945.09                             |
| 2   | 24198.00       | 121.73                    | 453.36                             | 1.68   | 246.29                             | 1945.09                             |
| 3   | 24198.00       | 281.92                    | 696.46                             | 2.21   | 341.30                             | 2641.42                             |
| 4   | 24198.00       | 417.94                    | 867.76                             | 2.48   | 434.43                             | 2641.42                             |
| 5   | 24198.00       | 599.85                    | 1094.91                            | 2.77   | 579.03                             | 2641.42                             |
| 6   | 7400.00        | 455.03                    | 932.38                             | 2.80   | 409.40                             | 2641.42                             |
| 7   | 7400.00        | 306.16                    | 761.08                             | 2.54   | 312.52                             | 2641.42                             |
| 8   | 7400.00        | 147.55                    | 582.06                             | 2.17   | 235.75                             | 1945.09                             |
| 9   | 7400.00        | 84.26                     | 503.44                             | 1.97   | 214.69                             | 1945.09                             |
| 09  | 1500.00        | 127.76                    | 505.35                             | 1.86   | 61.21                              | 677.22                              |
| 010 | 445.10         | 94.67                     | 485.51                             | 1.88   | 37.52                              | 677.22                              |
| 011 | 445.10         | 58.66                     | 278.39                             | 1.26   | 5.40                               | 677.22                              |
| 012 | 1500.00        | 59.37                     | 279.52                             | 1.26   | 6.29                               | 677.22                              |

### 3 结 论

通过对 SCBC/KC 和 SCBC/ORC 这 2 种方案进行建模计算,分析系统参数对系统性能的影响,并对系统性能进行进一步优化和比较分析,可以得到以下结论.

(1)参数分析结果表明,在本研究所探讨的参数范围内,2 种联合循环系统热力性能均随顶循环压比的增加而先升高后降低,存在最佳压比为 3.2~3.4;底循环膨胀比的增加对 2 种方案系统热力性能均具有积极影响;升高底循环涡轮机入口温度,有助于改善系统的炯经济性能.

(2)优化结果显示,2 种联合循环系统顶循环和底循环均存在最佳压比约为 3.3,并且辅助较高的底循环涡轮机入口温度,可以使得联合循环系统综合性能最优.

(3)比较分析结果表明,优化后的 SCBC/KC 相较于优化前的 SCBC 系统热效率和炯效率分别升高了 9.27% 和 8.69%,炯经济成本仅升高了 0.92%;优化后的 SCBC/ORC 系统热效率和炯效率较优化前的 SCBC 系统分别升高了 10.73% 和 10.08%,炯经济成本升高了 1.87%.可以看出,SCBC/ORC 联合循环系统性能表现出节能优势,而 SCBC/KC 系统性能则表现出经济优势.因此,针对不同的应用场景,应当选择不同的 SCBC 余热回收

方式.

(4)在以上研究结论的基础上,研究课题组将进一步寻找指标,用以定量比较系统综合性能的优劣.

### 参考文献 (References):

- [1] GARG P, KUMAR P, SRINIVASAN K. Supercritical carbon dioxide Brayton cycle for concentrated solar power [J]. **The Journal of Supercritical Fluids**, 2013, 76: 54-60.
- [2] MECHERIA M, MOULLE Y L. Supercritical CO<sub>2</sub> Brayton cycles for coal-fired power plants [J]. **Energy**, 2016, 103: 758-771.
- [3] AçıKKALP E. Ecologic and sustainable objective thermodynamic evaluation of molten carbonate fuel cell-supercritical CO<sub>2</sub> Brayton cycle hybrid system [J]. **International Journal of Hydrogen Energy**, 2017, 42: 6272-6280.
- [4] LI H, XU M, YAN X, et al. Preliminary conceptual exploration about performance improvement on supercritical CO<sub>2</sub> power system via integrating with different absorption power generation systems [J]. **Energy Conversion and Management**, 2018, 173: 219-232.
- [5] ZHANG F, LIAO G, E J, et al. Comparative study on the thermodynamic and economic performance of novel absorption power cycles driven by the waste heat from a supercritical CO<sub>2</sub> cycle [J]. **Energy Conversion and Management**, 2021, 228: 113671.
- [6] LI Z, LIU X, SHAO Y, et al. Research and development of

- supercritical carbon dioxide coal-fired power systems [J]. **Journal of Thermal Science**, 2020, 29(3): 546–575.
- [7] MOHAMMED R H, ALSAGRI A S, WANG X. Performance improvement of supercritical carbon dioxide power cycles through its integration with bottoming heat recovery cycles and advanced heat exchanger design: a review [J]. **International Journal of Energy Research**, 2020, 44: 7108–7135.
- [8] 曹宇, 王治红, 马宁, 等. 超临界二氧化碳布雷顿/有机朗肯循环联合系统的热力学特性 [J]. 热能动力工程, 2020, 35(4): 9–23.  
CAO Yu, WANG Zhi-hong, MANG Ning, et al. Thermodynamic properties of supercritical CO<sub>2</sub> Brayton/organic Rankine cycle combined system [J]. **Journal of Engineering for Thermal Energy and Power**, 2020, 35(4): 9–23.
- [9] BESARATI S M, YOGI G D. Analysis of advanced supercritical carbon dioxide power cycles with a bottoming cycle for concentrating solar power applications [J]. **Journal of Solar Energy Engineering**, 2014, 136: 1–7.
- [10] SONG J, WANG Y, WANG K, et al. Combined supercritical CO<sub>2</sub> (SCO<sub>2</sub>) cycle and organic Rankine cycle (ORC) system for hybrid solar and geothermal power generation: thermoeconomic assessment of various configurations [J]. **Renewable Energy**, 2021, 174: 1020–1035.
- [11] AKBARI A D, MAHMOUDI S M S. Thermoeconomic analysis and optimization of the combined supercritical CO<sub>2</sub> (carbon dioxide) recompression Brayton/organic Rankine cycle [J]. **Energy**, 2014, 78: 501–512.
- [12] LI H, WANG M, WANG J, et al. Exergoeconomic analysis and optimization of a supercritical CO<sub>2</sub> cycle coupled with a Kalina cycle [J]. **Journal of Energy Engineering**, 2017, 143: 1–13.
- [13] FAN G, DAI Y P. Thermo-economic optimization and part-load analysis of the combined supercritical CO<sub>2</sub> and Kalina cycle [J]. **Energy Conversion and Management**, 2021, 245: 114572.
- [14] FENG Y, DU Z, SHREKA M, et al. Thermodynamic analysis and performance optimization of the supercritical carbon dioxide Brayton cycle combined with the Kalina cycle for waste heat recovery from a marine low-speed diesel engine [J]. **Energy Conversion and Management**, 2020, 206: 112483.
- [15] NEMATI A, NAMI H, RANJBAR F, et al. A comparative thermodynamic analysis of ORC and Kalina cycles for waste heat recovery: a case study for CGAM cogeneration system [J]. **Case Studies in Thermal Engineering**, 2017, 9: 1–13.
- [16] FIASCHI D, MANFRIDA G, ROGAI E, et al. Exergoeconomic analysis and comparison between ORC and Kalina cycles to exploit low and medium-high temperature heat from two different geothermal sites [J]. **Energy Conversion and Management**, 2017, 154: 503–516.
- [17] WANG Y, TANG Q, WANG M, et al. Thermodynamic performance comparison between ORC and Kalina cycles for multi-stream waste heat recovery [J]. **Energy Conversion and Management**, 2017, 143: 482–492.
- [18] OZAH E, ABUSOGLU A, TOZLU A. A comparative thermoeconomic analysis and optimization of two different combined cycles by utilizing waste heat source of an MSWPP [J]. **Energy Conversion and Management**, 2021, 228: 113583.
- [19] WANG S, LIU C, ZHANG S, et al. Multi-objective optimization and fluid selection of organic Rankine cycle (ORC) system based on economic-environmental-sustainable analysis [J]. **Energy Conversion and Management**, 2022, 254: 115238.
- [20] JENKINS S. 2021 CEPCI updates: September (prelim. ) and August (final) [EB/OL]. [2021-11-19]. <https://www.chemeng-online.com/2021-cepci-updates-september-prelim-and-august-final>.