

DOI: 10.19666/j.rlfed.202406151

新型双路超临界二氧化碳循环光煤互补发电系统热力性能

郝艳红^{1,2}, 宋竹林³, 张勇⁴, 田永杰⁴, 白静利^{1,2}

(1.山西大学环境与资源学院, 山西 太原 030006;
2.山西大学 CO₂ 减排与资源化利用教育部工程研究中心, 山西 太原 030006;
3.格盟长子新能源有限公司, 山西 长治 046600;
4.山西京能吕临发电有限公司, 山西 吕梁 033200)

[摘要] 在再热再压缩循环系统中, 高压二氧化碳流体在高温回热器出口温度较高, 导致工质进入热源加热器中吸热量不足。对此, 利用 Aspen Plus 软件建立了超临界二氧化碳 (S-CO₂) 循环光煤互补发电系统模型, 在再热再压缩循环系统的基础上, 提出了新型双路 S-CO₂ 循环光煤互补发电系统, 并采用焓分析方法, 对比了 2 个系统的性能。结果表明: 新型双路 S-CO₂ 循环光煤互补发电系统焓效率可达 40.578%, 比相同参数下再热再压缩循环系统高 3.494 个百分点, 其中, S-CO₂ 循环子系统焓效率提高了 11.853 个百分点; 循环子系统焓效率提高是由于新型双路 S-CO₂ 循环路径布局使三级透平充分利用高温回热器回热做功, 减少了主压缩机与高温回热器的焓损失; 同时, 新型双路 S-CO₂ 循环光煤互补发电系统中太阳能提供的产出焓占比从 9.846% 提高至 10.059%, 太阳能的贡献更大。

[关键词] 超临界二氧化碳循环; 光煤互补发电; Aspen Plus 模拟; 焓分析; 焓效率

[引用本文格式] 郝艳红, 宋竹林, 张勇, 等. 新型双路超临界二氧化碳循环光煤互补发电系统热力性能[J]. 热力发电, 2025, 54(2): 21-29. HAO Yanhong, SONG Zhulin, ZHANG Yong, et al. Thermodynamic performance of a novel dual-channel supercritical carbon dioxide cycle solar hybrid coal-fired power system[J]. Thermal Power Generation, 2025, 54(2): 21-29.

Thermodynamic performance of a novel dual-channel supercritical carbon dioxide cycle solar hybrid coal-fired power system

HAO Yanhong^{1,2}, SONG Zhulin³, ZHANG Yong⁴, TIAN Yongjie⁴, BAI Jingli^{1,2}

(1.College of Environment and Resource, Shanxi University, Taiyuan 030006, China;
2.Engineering Research Center of CO₂ Emission Reduction and Resource Utilization, Ministry of Education, Shanxi University, Taiyuan 030006, China;
3.Gemeng Zhangzi Clean Energy Co., Ltd., Changzhi 046600, China;
4.Shanxi Jingneng Lulin Power Generation Co., Ltd., Lüliang 033200, China)

Abstract: In reheat and recompression cycle system, the high-pressure carbon dioxide fluid has high temperature at outlet of the high-temperature reheater, resulting in insufficient heat absorption of the working fluid entering the heat source heater. To solve this problem, the model of a supercritical carbon dioxide (S-CO₂) cycle photovoltaic coal complementary power generation system is established using Aspen Plus software. On the basis of the reheat-recompression cycle system, a novel dual-channel S-CO₂ cycle solar hybrid coal-fired power system is proposed. Moreover, the performance of the above two systems is analyzed and compared by applying the exergy analysis method. The results indicate that, the exergy efficiency of the new system can reach 40.578%, which is 3.494 percentage points higher than that of the reheat-recompression cycle system, and the exergy efficiency of the S-CO₂ cycle subsystem increases by 11.853 percentage points. The improvement of the exergy efficiency of the novel system can be attributed to the new path layout, which brings the third stage turbine to do work through full utilization of regenerative heat from the high temperature regenerator and reduces exergy losses from the main compressor and high temperature regenerator. Additionally, the contribution of solar energy in the new

收稿日期: 2024-06-24 网络首发日期: 2024-09-03

基金项目: 山西省基础研究计划面上项目 (202303021221077); 中央引导地方科技发展资金项目 (YDZX20201400001939); 山西省研究生教育创新项目 (2022Y133)

Supported by: General Project of Basic Research Plan in Shanxi Province (202303021221077); Central Guide Local Science and Technology Development Fund Project (YDZX20201400001939); Postgraduate Education Innovation Project of Shanxi Province (2022Y133)

第一作者简介: 郝艳红 (1973), 女, 博士, 教授, 博士生导师, 主要研究方向为能源系统的评价优化与污染控制, haoyanhong@sxu.edu.cn.

system is greater, resulting in an increase in output exergy from 9.846% to 10.059%.

Key words: supercritical dioxide cycle; solar hybrid coal-fired power generation; Aspen Plus simulation; exergy analysis; exergy efficiency

科学利用太阳能是实现清洁电力的有效手段之一^[1]。超临界二氧化碳 (supercritical carbon dioxide, S-CO₂) 循环光煤互补发电系统是实现太阳能资源利用的重要方式,其通过将太阳能与现有燃煤发电技术相结合,有助于解决太阳能的波动性和间歇性及其对能源使用的影响^[2],并降低碳排放^[3]。采用理化性质良好的 CO₂ 代替传统水蒸气循环,可以节约水资源,避免高温镍基合金材料开发难题^[4],同时提高循环经济性^[5]。

在 S-CO₂ 循环方面: Fehér^[6]最早讨论了 S-CO₂ 循环并提出了闭式 S-CO₂ 布雷顿循环的基础构造; Dostál^[7]与 Kulhánek^[8]进行了有关循环布局的热力学分析和比较,确定了再压缩循环的优越性; González 等人^[9]、Turchi 等人^[10-11]和 Coco-Enríquez 等人^[12]研究了多种 S-CO₂ 循环在聚光集热电站中的应用,发现再压缩循环具有优良性能;在超临界区域内,通过再热再压缩循环可以进一步提高燃煤系统的热效率^[13]。再热再压缩循环被认为是光煤互补系统中最合适的 S-CO₂ 布雷顿循环结构^[14-15]。

在系统性能分析方面: Utamura 等人^[16]在透平入口参数为 526.9 °C、20 MPa 的条件下,获得了 S-CO₂ 循环效率高达 47% 的光热发电系统,使光热电厂中 S-CO₂ 的应用得到关注; Zoschak 和 Wu^[17]率先提出了太阳能与燃煤发电相结合的方案; Yan 等人^[18]

指出,在太阳能输入温度相同的情况下,太阳能与燃煤集成系统的太阳能热电转换效率高于单独的太阳能发电厂; Liao 等人^[19]和 Liu 等人^[20]总结了可用于 S-CO₂ 动力系统能量、焓和焓经济性^[21-23]的典型数学评价方法; Zhai 等人^[24]的研究表明,槽塔式组合太阳能辅助 660 MWe 燃煤发电系统可实现 8.51% 的最高太阳能发电份额; 杨勇平等^[25-26]针对蒸汽动力循环太阳能辅助燃煤发电系统,建立了各股焓流中太阳能所占比例模型,开展了太阳能贡献度的研究,明晰了太阳能焓在系统中的分布,得出了太阳能在发电量和度电成本中的占比。

在 S-CO₂ 再热再压缩循环系统中,高压 CO₂ 流体在高温回热器出口温度较高,导致工质在热源加热器中的吸热量少,出现热源热量无法充分利用的问题^[27]。对此,本文提出了新型双路 S-CO₂ 循环光煤互补发电系统,利用 Aspen Plus 软件建立其模型,并采用焓分析方法,对比了其再热再压缩 S-CO₂ 循环系统的性能,以期为发展高效 S-CO₂ 循环光煤互补发电系统提供参考。

1 系统描述

本文提出的新型双路 S-CO₂ 循环光煤互补发电系统流程如图 1 所示。

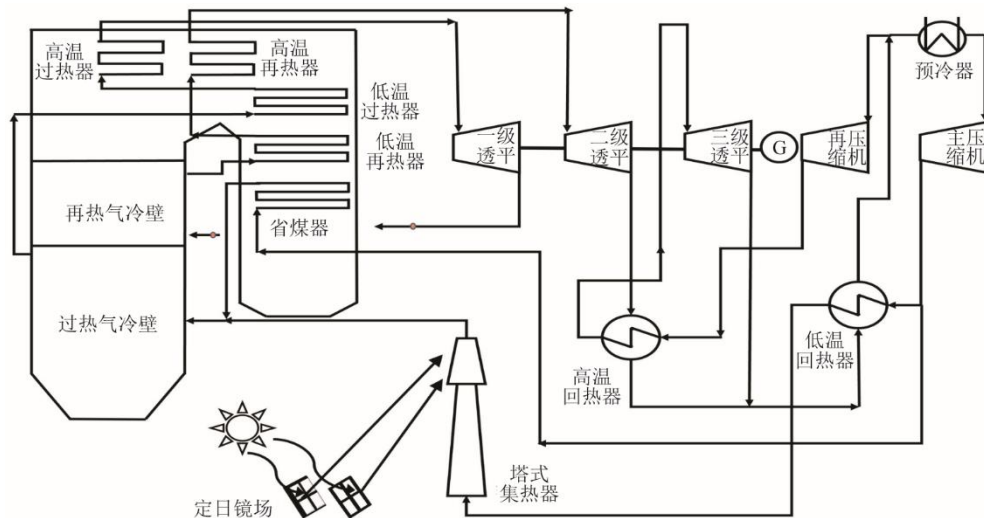


图 1 新型双路 S-CO₂ 循环光煤互补发电系统流程

Fig.1 Process of the novel dual-channel S-CO₂ cycle solar hybrid coal-fired power system

该系统的主要流程为:在锅炉内,CO₂ 工质吸收热量后转化为高温高压状态,然后经过一级透平

做功,排出后返回锅炉再热气冷壁、低温再热器和高温再热器依次吸收热量,随后进入二级透平做

功；二级透平的排气依次进入高温回热器和低温回热器释放热量给冷侧的CO₂工质；在流经低温回热器后，CO₂工质分流，其中一部分工质直接被送往再压缩机进行压缩处理，经高温回热器加热后进入三级透平发电，最后与高温回热器出口的热侧工质混合，另一部分工质在通过预冷器冷却至接近临界状态后，进入主压缩机升压，加压工质进入低温回热器吸热，接着被送入塔式太阳能集热器继续吸收热量以进一步提升温度；同时，主压缩机出口的另一部分工质则流向锅炉尾部烟道的省煤器中，使工质能够吸收更多的烟气能量，充分利用锅炉烟气余热；工质在经过一系列热量吸收和温度升高过程后，最终混合并依次通过过热气冷壁、低温过热器以及高温过热器，实现对燃煤锅炉热量和太阳能热的有效利用和转换，从而完成整个热力循环过程。

2 系统模型

采用 Aspen Plus 软件建立 350 MW 新型双路 S-CO₂ 循环光煤互补发电系统模拟流程。燃煤烟气侧物性选择 PR-BM，CO₂ 物性来源于 REFPROP 数据库。系统关键参数见表 1。太阳法向直射辐照度采用某地区年平均值 787 W/m²。

表 1 350 MW 新型双路 S-CO₂ 循环光煤互补发电系统关键参数

Tab.1 Key parameters of the 350 MW novel dual-channel S-CO₂ cycle solar hybrid coal-fired power system

参数	数值
一级透平入口温度/℃	560
一级透平入口压力/MPa	30.00
一级透平排放压力/MPa	15.39
二级透平入口温度/℃	560
二级透平入口压力/MPa	15.10
二级透平、三级透平排放压力/MPa	7.90
主压缩机、再压缩机出口压力/MPa	31.50
回热器最小换热温差/℃	5
高温回热器热侧出口压力/MPa	7.80
高温回热器冷侧出口压力/MPa	31.40
低温回热器热侧出口压力/MPa	7.70
低温回热器冷侧出口压力/MPa	31.50
预冷器出口温度/℃	32
压缩机等熵效率/%	89.00
透平等熵效率/%	93.00
压缩机/透平机械效率/%	99.00
太阳法向直射辐照度/(W·m ⁻²)	787
镜场面积/m ²	1 705×100
定日镜场光学效率/%	63.05
集热器集热效率/%	90.00
供煤量/(t·h ⁻¹)	151
燃煤低位热值/(kJ·kg ⁻¹)	17 190

对系统模型进行如下假设：

- 1) 系统维持稳定运行状态，并且同一管道内所有物质的相态保持不变；
- 2) 忽略热交换器和管道的压力损失，以及不同流体的混合损失；
- 3) 透平和压缩机遵循相同的模型，并具有一致的效率；
- 4) 忽略系统与外部环境之间的热量交换。

2.1 系统分析数学模型

2.1.1 焓分析模型

流股的焓 E_i 为：

$$E_i = m_i [(h_i - h_0) - T_0 (s_i - s_0)] \quad (1)$$

式中： m_i 为流股流量，kg/s； T_0 为环境温度，取 298 K； h_i 、 h_0 分别为 CO₂ 在各状态点与环境状态下的比焓，kJ/kg； s_i 、 s_0 分别为 CO₂ 在第 i 流股与环境状态下的比熵，kJ/(kg·K)。

系统的净功 W_{net} 为：

$$W_{\text{net}} = \sum W_{\text{Turb}} - \sum W_{\text{Comp}} \quad (2)$$

式中： W_{Turb} 为透平输出功，MW； W_{Comp} 为压缩机输入功，MW。

煤的焓 E_{Coal} 为：

$$E_{\text{Coal}} = m_i \Delta H_{\mu,1} (1.0064 + 0.1519 \times \frac{w(\text{H})}{w(\text{C})} + 0.0616 \times \frac{w(\text{O})}{w(\text{C})} + 0.0429 \times \frac{w(\text{N})}{w(\text{C})}) \quad (3)$$

式中： $\Delta H_{\mu,1}$ 为原煤低位热值，kJ/kg； $w(\text{C})$ 、 $w(\text{H})$ 、 $w(\text{O})$ 、 $w(\text{N})$ 分别为煤种收到基 C、H、O、N 质量分数，%。

输入到系统的太阳能焓 E_{sun} 为：

$$E_{\text{sun}} = Q_{\text{sun}} \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{sun}}} \right) \quad (4)$$

式中： Q_{sun} 为入射到镜场的太阳能辐射热量，MW； T_0 为环境温度； T_{sun} 为太阳的表面温度，取 5 778 K。

入射到镜场的太阳辐射热量 Q_{sun} 为：

$$Q_{\text{sun}} = \frac{I_{\text{DNI}} \times A_{\text{net}}}{10^6} \quad (5)$$

式中： I_{DNI} 为太阳法向直射辐照度，W/m²； A_{net} 为镜场面积，m²。

S-CO₂ 工质通过集热器吸收的热量焓 E_c 为：

$$E_c = \frac{m_c (e_{c,out} - e_{c,in})}{10^3} \quad (6)$$

式中: $e_{c,out}$ 、 $e_{c,in}$ 分别为出、入集热器的 CO_2 的比焓, kJ/kg ; m_c 为出入集热器工质的流量, kg/s 。

光热系统的焓效率 $\eta_{e,cs}$ 为:

$$\eta_{e,cs} = \frac{E_c}{E_{sun}} \quad (7)$$

系统焓效率 $\eta_{e,s}$ 与输入 (煤炭和太阳能输入焓) 和产出 (净功) 有关:

$$\eta_{e,s} = \frac{\sum E_{out}}{\sum E_{in}} = \frac{W_{net}}{E_{coal} + E_{sun}} \quad (8)$$

式中: E_{out} 为系统产出焓, MW ; E_{in} 为系统输入焓, MW 。

2.1.2 太阳能焓占比模型

为了分析太阳能在光煤联合热源中的贡献度, 借鉴文献[25]中针对光煤互补水蒸气循环系统的太阳能焓所占比例的研究思路, 推导出 S-CO_2 循环光煤互补发电系统中各关键部件的太阳能焓占比。

在有电能或者煤炭化学能输入的部件中, 如气冷壁和压缩机等部件, 第 i 股能量焓中太阳能焓所占比例 α_i 为:

$$\alpha_i = \frac{\alpha_{i-1} \{ E_i - [E_i - E_{i-1} + (1 - \delta_i)(E_i + E_{unit} - E_{i-1})] \}}{E_i} = \frac{\alpha_{i-1} [\delta_i E_{i-1} + (1 - \delta_i) E_i - (1 - \delta_i) E_{unit}]}{E_i} \quad (9)$$

式中: E_i 为第 i 股能量的焓值, MW ; α_i 为第 i 股能量焓中太阳能焓所占比例, %; δ_i 为第 i 股能量换热过程中煤、太阳能的焓损失占总过程焓损失的比例, %; E_{unit} 为所经过的部件换热量, MW 。

在无外来能量输入的部件中, 如透平、高温回热器和预冷器等部件, 流经部件前、后流股能量焓中太阳能焓所占比例 α_i 不变:

$$\alpha_i = \alpha_{i+1} \quad (10)$$

在流股混合后的第 i 股能量焓中太阳能焓所占比例与混合前各流股能量焓中太阳能焓占比和焓值有关:

$$\alpha_i = \frac{\alpha_j E_j + \alpha_g E_g}{E_j + E_g} \quad (11)$$

式中: α_j 、 α_g 分别为混合前 2 流股焓中太阳能焓的占比, %; E_j 、 E_g 分别为混合前 2 流股的焓, MW 。

在发电过程中, 电的能量来源于透平做功和压缩机耗功的差值, 即净功。因此, 电能中太阳能所占比例 α 与进入透平和压缩机 CO_2 的太阳能所占比例有关:

$$\alpha = \frac{\sum \alpha_{Turb} E_{Turb} - \sum \alpha_{Comp} E_{Comp}}{\sum E_{Turb} - \sum E_{Comp}} \quad (12)$$

式中: α_{Turb} 、 α_{Comp} 分别为透平和压缩机的功流焓中太阳能焓的占比, %; E_{Turb} 、 E_{Comp} 分别为透平和压缩机的功流焓, MW 。

2.2 系统流程仿真模型验证

目前, 由于 S-CO_2 循环光煤互补发电系统尚未工业化, 获取其实际运行参数存在一定困难。为验证所建系统模型的准确性, 将模拟结果与文献[28]中的 S-CO_2 再热再压缩循环光热系统参数进行对比, 结果如图 2 所示。

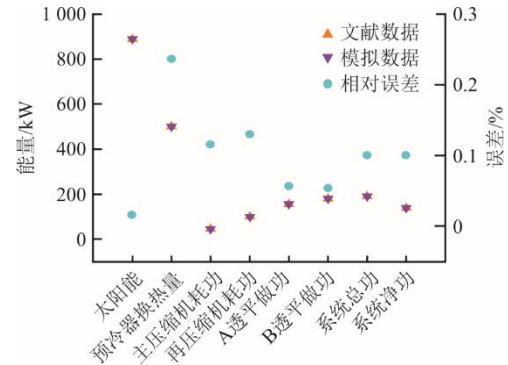


图 2 模拟数据与文献[28]数据对比

Fig.2 Comparison between the simulation data and the data in literature [28]

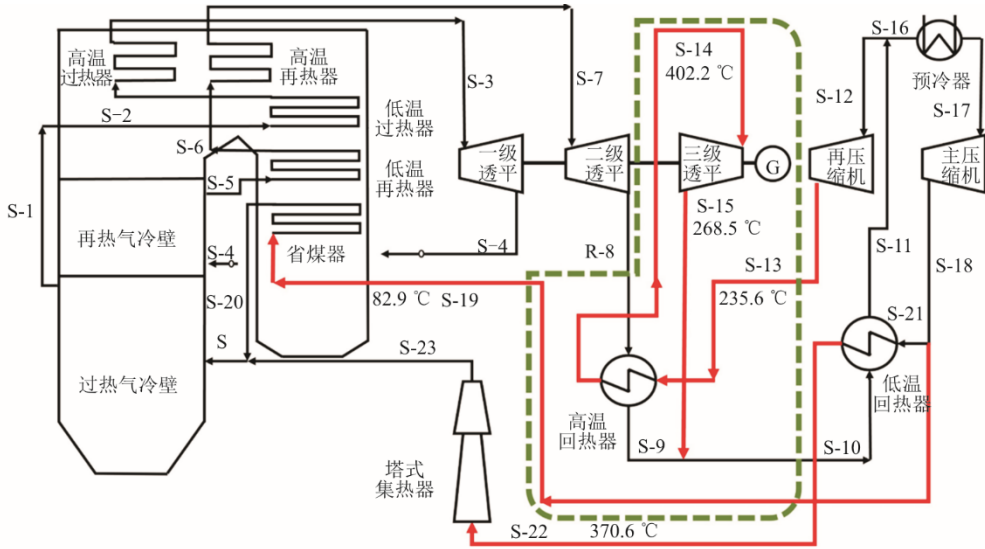
由图 2 可以看出, 模拟得到的热源吸热量、预冷器放热量、主压缩机耗功、再压缩机耗功、汽轮机 A 做功、汽轮机 B 做功、总功和净功与文献[28]的数据误差均小于 0.3%, 表明所建立的模型准确可靠, 可用于系统分析与优化。

3 系统性能分析

双路 S-CO_2 循环光煤互补发电系统是以再热再压缩 S-CO_2 循环系统为基础改进提出的, 改进后与改进前的流程对比如图 3 和图 4 所示。改进后系统主要解决改进前再热再压缩 S-CO_2 循环系统存在的“高压 CO_2 流体在高温回热器出口温度较高, 导致

工质进入热源加热器中吸热量不足”的问题。借鉴余热回收中双路循环对于换热器温差和效率提高的优势，新型系统将高温回热器与新增的三级透平形成内循环，利用高温回热器出口 S-14 流股进入三级透平做功。进入锅炉省煤器的流股 S-19 来自主压

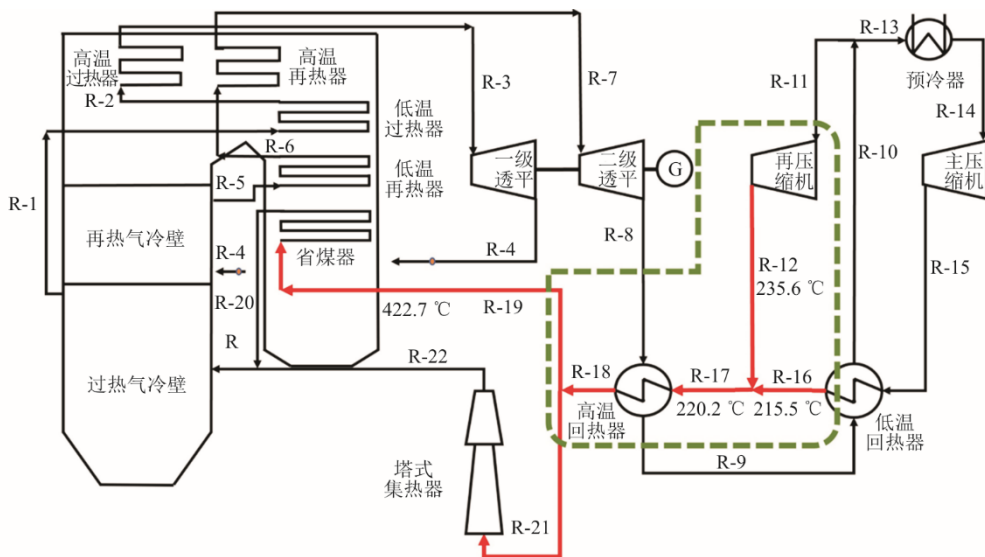
缩机出口的部分流量，其温度为 82.9 °C，塔式集热器的流股 S-22 来自低温回热器的出口，其温度为 370.6 °C，均低于改进前进入锅炉省煤器与塔式集热器的流股 R-18 的温度 422.7 °C。改进后与改进前系统的 Aspen Plus 模拟流程如图 5 和图 6 所示。



S— $E_{S0}\alpha_{S0}$; S-1— $E_{S1}\alpha_{S1}$; S-2— $E_{S2}\alpha_{S2}$; S-3— $E_{S3}\alpha_{S3}$; S-4— $E_{S4}\alpha_{S4}$; S-5— $E_{S5}\alpha_{S5}$; S-6— $E_{S6}\alpha_{S6}$; S-7— $E_{S7}\alpha_{S7}$; S-8— $E_{S8}\alpha_{S8}$;
S-9— $E_{S9}\alpha_{S9}$; S-10— $E_{S10}\alpha_{S10}$; S-11— $E_{S11}\alpha_{S11}$; S-12— $E_{S12}\alpha_{S12}$; S-13— $E_{S13}\alpha_{S13}$; S-14— $E_{S14}\alpha_{S14}$; S-15— $E_{S15}\alpha_{S15}$; S-16— $E_{S16}\alpha_{S16}$;
S-17— $E_{S17}\alpha_{S17}$; S-18— $E_{S18}\alpha_{S18}$; S-19— $E_{S19}\alpha_{S19}$; S-20— $E_{S20}\alpha_{S20}$; S-21— $E_{S21}\alpha_{S21}$; S-22— $E_{S22}\alpha_{S22}$; S-23— $E_{S23}\alpha_{S23}$ °

图 3 改进后双路 S-CO₂ 循环光煤互补发电系统流程

Fig.3 Process of the improved dual-channel S-CO₂ cycle solar hybrid coal-fired power system



R— $E_{R0}\alpha_{R0}$; R-1— $E_{R1}\alpha_{R1}$; R-2— $E_{R2}\alpha_{R2}$; R-3— $E_{R3}\alpha_{R3}$; R-4— $E_{R4}\alpha_{R4}$; R-5— $E_{R5}\alpha_{R5}$; R-6— $E_{R6}\alpha_{R6}$; R-7— $E_{R7}\alpha_{R7}$; R-8— $E_{R8}\alpha_{R8}$;
R-9— $E_{R9}\alpha_{R9}$; R-10— $E_{R10}\alpha_{R10}$; R-11— $E_{R11}\alpha_{R11}$; R-12— $E_{R12}\alpha_{R12}$; R-13— $E_{R13}\alpha_{R13}$; R-14— $E_{R14}\alpha_{R14}$; R-15— $E_{R15}\alpha_{R15}$; R-16— $E_{R16}\alpha_{R16}$;
R-17— $E_{R17}\alpha_{R17}$; R-18— $E_{R18}\alpha_{R18}$; R-19— $E_{R19}\alpha_{R19}$; R-20— $E_{R20}\alpha_{R20}$; R-21— $E_{R21}\alpha_{R21}$; R-22— $E_{R22}\alpha_{R22}$ °

图 4 改进前再热再压缩 S-CO₂ 循环系统流程

Fig.4 Process of the original reheat and recompression S-CO₂ cycle system

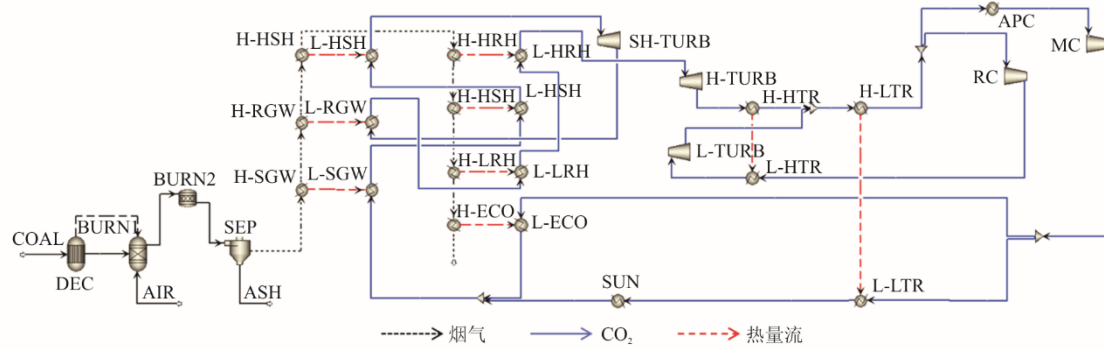


图 5 改进后双路 S-CO₂ 循环光煤互补发电系统模拟流程

COAL—煤; DEC—煤分解; BURN1—煤燃烧; BURN2—反应物成分转化; SEP—分流器; AIR—空气; ASH—灰; H-SGW—过热气冷壁 (热侧); L-SGE—过热气冷壁 (冷测); H-RGW—再热气冷壁 (热侧); L-RGE—再热气冷壁 (冷测); H-HSH—高温过热器 (热侧); L-HSH—高温过热器 (冷测); H-HRH—高温再热器 (热侧); L-HRH—高温再热器 (冷测); H-LSH—低温过热器 (热侧); L-LSH—低温过热器 (冷测); H-LRH—低温再热器 (热侧); L-LRH—低温再热器 (冷测); H-ECO—省煤器 (热侧); L-ECO—省煤器 (冷测); SH-TURB—一级透平; H-TURB—二级透平; L-TURB—三级透平; H-HTR—高温回热器 (热侧); L-HTR—高温回热器 (冷测); H-LTR—低温回热器 (热侧); L-LTR—低温回热器 (冷测); APC—预冷器; MC—主压缩机; RC—再压缩机; SUN—塔式集热器。

Fig.5 Simulation process of the improved dual-channel S-CO₂ cycle solar hybrid coal-fired power system

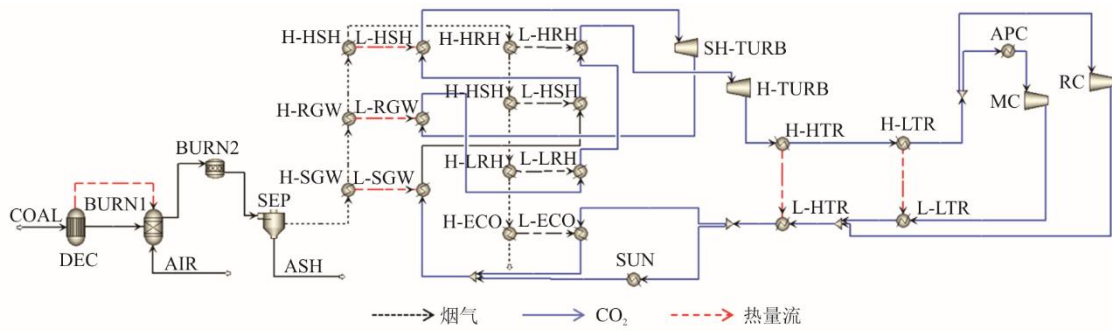


图 6 改进前再热再压缩 S-CO₂ 循环系统模拟流程

COAL—煤; DEC—煤分解; BURN1—煤燃烧; BURN2—反应物成分转化; SEP—分流器; AIR—空气; ASH—灰; H-SGW—过热气冷壁 (热侧); L-SGE—过热气冷壁 (冷测); H-RGW—再热气冷壁 (热侧); L-RGE—再热气冷壁 (冷测); H-HSH—高温过热器 (热侧); L-HSH—高温过热器 (冷测); H-HRH—高温再热器 (热侧); L-HRH—高温再热器 (冷测); H-LSH—低温过热器 (热侧); L-LSH—低温过热器 (冷测); H-LRH—低温再热器 (热侧); L-LRH—低温再热器 (冷测); H-ECO—省煤器 (热侧); L-ECO—省煤器 (冷测); SH-TURB—一级透平; H-TURB—二级透平; L-TURB—三级透平; H-HTR—高温回热器 (热侧); L-HTR—高温回热器 (冷测); H-LTR—低温回热器 (热侧); L-LTR—低温回热器 (冷测); APC—预冷器; MC—主压缩机; RC—再压缩机; SUN—塔式集热器。

图 6 改进前再热再压缩 S-CO₂ 循环系统模拟流程

Fig.6 Simulation process of the original reheat and recompression S-CO₂ cycle system

改进前、后 2 类系统的性能对比见表 2。

表 2 改进前、后系统性能对比

Tab.2 The system performance before and after the improvement

参数	数值	
	改进前	改进后
一级透平做功/MW	247.195	180.280
二级透平做功/MW	236.913	170.468
三级透平做功/MW		297.649
主压缩机耗功/MW	104.329	75.653
再压缩机耗功/MW	59.382	222.152
高温回热器换热量/MW	709.580	501.982
低温回热器换热量/MW	469.418	761.832
预冷器放热量/MW	409.969	375.416
净功/MW	320.397	350.592
锅炉子系统焓效率/%	64.075	60.506
光热子系统焓效率/%	37.084	34.450
S-CO ₂ 循环子系统焓效率/%	72.457	84.310
系统焓效率/%	37.084	40.578

由表 2 可见, 双路 S-CO₂ 循环光煤互补发电系统焓效率可达 40.578%, 比再热再压缩 S-CO₂ 循环光煤互补发电系统高 3.494 百分点。系统效率的提升缘于 S-CO₂ 循环子系统效率的提升幅度大于锅炉子系统与光热子系统效率的降低幅度。

4 焓分析结果与讨论

光煤互补发电系统中太阳能焓和燃煤焓在发电量中各占一定比例, 各焓流中太阳能所占比例随工质 CO₂ 在系统中的流动而变化。因此, 采用焓分析方法给出整个发电系统的焓流分布和太阳能焓在系统各处的占比有助于进一步剖析双路 S-CO₂ 循环光煤互补发电系统性能优良的原因。

根据 2.1 节中系统分析数学模型, 得出改进后与改进前系统各流股焓值及其中太阳能所占比例, 如图 7 和图 8 所示。

中的焓损失分别为 80.069、83.421 MW, 相应占总焓损失的 14.730%、16.249%。分析结果进一步显示, 在改进前、后系统中, 太阳能产生的净功分别为 31.546、35.267 MW, 占总发电量的 9.846%、10.059%。而 2 系统中输入太阳能焓相同, 为 127.263 MW, 均占总热源的 14.730%。可见, 改进后系统中太阳能的贡献大于改进前系统, 表明所提出的双路 S-CO₂ 循环与光煤互补热源有更好的耦合性。

结合表 2、图 7 和图 8 分析可知, 相比于改进前系统, 尽管改进后系统的锅炉子系统焓效率和光热子系统焓效率分别降低了 3.569 个百分点和 2.643 个百分点, 但 S-CO₂ 循环子系统焓效率却提高了 11.853 个百分点, 最终使改进后系统焓效率提高, 表明所改进的 S-CO₂ 循环对于系统焓效率具有显著提升作用。锅炉子系统与光热子系统焓效率的降低是由于改进后系统进入锅炉与塔式集热器的流股分别来自主压缩机出口和低温回热器的冷侧出口, 其温度低于改进前系统来自高温回热器的冷侧出口, 导致这 2 类热源加热器换热温差增大, 因此焓损增大。S-CO₂ 循环子系统效率的提升是由于增加三级透平后, 系统单位净功从 320.397 MW 提高到 350.592 MW, 而循环供热量从 442.189 MW 降低至 415.836 MW。改进后 S-CO₂ 循环子系统中主压缩机与高温回热器的焓损失分别降低了 18.943 MW 和 11.889 MW, 降低明显。另外, 改进后系统中进入锅炉的焓从 118.747 MW 降至 47.648 MW, 进入塔式集热系统的焓从 1 068.722 MW 降至 710.399 MW, 也解决了 S-CO₂ 再热再压缩循环系统中存在的热源加热器中换热量不足的问题。

5 结 论

本文针对传统再热再压缩循环中热源热量无法充分利用的问题, 提出了一种双路 S-CO₂ 循环光煤互补发电系统, 以期为未来发展 S-CO₂ 光煤互补发电系统提供参考。对改进前、后的系统进行分析, 得出如下结论:

1) 新型双路 S-CO₂ 循环光煤互补发电系统焓效率可达 40.578%, 高于相同参数下再热再压缩系统 3.494 个百分点。系统效率的提升缘于 S-CO₂ 循环子系统效率的提升幅度大于锅炉子系统与光热子系统效率的降低幅度。

2) 改进后的 S-CO₂ 循环子系统焓效率提高 11.853 个百分点, 是由于增加三级透平后, 系统单位净功从 320.397 MW 提高到 350.592 MW, 而循环供

热从 442.189 MW 降低至 415.836 MW; 改进后 S-CO₂ 循环子系统中主压缩机与高温回热器的焓损失分别降低了 18.943 MW 和 11.889 MW, 降低明显。

3) 改进后系统中太阳能的贡献更大, 太阳能提供的产出焓占比从 9.846% 提高至 10.059%。

[参 考 文 献]

- [1] BEHAR O, KHELLAF A, MOHAMMEDI K. A review of studies on central receiver solar thermal power plants[J]. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2013, 23: 12-39.
- [2] 于静梅, 张福生, 张世轩, 等. 太阳能与燃煤机组集成发电系统性能研究[J]. *热能动力工程*, 2023, 38(2): 92-100.
YU Jingmei, ZHANG Fusheng, ZHANG Shixuan, et al. Research on the performance of solar energy and coal-fired integrated power generation system[J]. *Journal of Engineering for Thermal Energy and Power*, 2023, 38(2): 92-100.
- [3] 帅永, 赵斌, 蒋东方, 等. 中国燃煤高效清洁发电技术现状与展望[J]. *热力发电*, 2022, 51(1): 1-10.
SHUAI Yong, ZHAO Bin, JIANG Dongfang, et al. Status and prospect of coal-fired high efficiency and clean power generation technology in China[J]. *Thermal Power Generation*, 2022, 51(1): 1-10.
- [4] RICHARD P O, CASEY S C, ÖMER N D. Effect of pressure on high-temperature oxidation of Ni alloys in supercritical CO₂ containing impurities[J]. *Corrosion Science*, 2023, 215: 155-165.
- [5] HUANWEI L, MINGTAO W, SHUZHE L. Investigation of the polygeneration system integrated with gas engine-driven heat pump system and CO₂ Brayton cycle for waste heat recovery[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2023, 221: 262-273.
- [6] FEHER E G. The supercritical thermodynamic power cycle[J]. *Energy Conversion*, 1968, 8(2): 85-90.
- [7] DOSTÁL V. A supercritical carbon dioxide cycle for next generation nuclear reactors[D]. Cambridge: Massachusetts Institute of Technology, 2004: 265-282.
- [8] KULHÁNEK M, DOSTÁL V. Thermodynamic analysis and comparison of supercritical carbon dioxide cycles[C]//*Proceedings of Supercritical CO₂ Power Cycle Symposium*. 2011: 1-7.
- [9] GONZÁLEZ-ALMENARA R, RODRÍGUEZ De ARRIBA P, CRESPI F, et al. Supercritical carbon dioxide cycles for concentrated solar power plants: a possible alternative for solar desalination[J]. *Processes*, 2021, 10(1): 72-72.
- [10] NEISES T, TURCHI C. A comparison of supercritical carbon dioxide power cycle configurations with an emphasis on CSP applications[J]. *Energy Procedia*, 2014, 49: 1187-1196.
- [11] TURCHI C S, MA Z, NEISES T W, et al. Thermodynamic study of advanced supercritical carbon dioxide power cycles for concentrating solar power systems[J]. *Journal of Solar Energy Engineering-transactions of the ASME*, 2013, 135(4): 041007.1-041007.7.
- [12] COCO-ENRÍQUEZ L, MUÑOZ-ANTÓN J, MARTÍNEZ-VAL J M. Dual loop line-focusing solar power plants with supercritical Brayton power cycles[J].

- International Journal of Hydrogen Energy, 2016, 42(28): 17664-17680.
- [13] 孙恩慧, 李汇锋, 钱启琛, 等. 超临界回热燃煤发电系统热力循环的构建及分析[J]. 中国科学: 技术科学, 2024, 54(2): 236-246.
SUN Enhui, LI Huifeng, QIAN Qichen, et al. Construction and analysis of the thermal cycle of the supercritical regenerative coal-fired power generation system[J]. Scientia Sinica Technologica, 2024, 54(2): 236-246.
- [14] SHARATH S, PRAMOD K, ABDUL N. Analysis of a 10 MW recompression supercritical carbon dioxide cycle for tropical climatic conditions[J]. Applied Thermal Engineering, 2020, 186: 116-499.
- [15] WANG R, WANG X, BIAN X Y, et al. An optimal split ratio in design and control of a recompression supercritical CO₂ Brayton system[J]. Energy, 2023, 277: 127-676.
- [16] UTAMURA M, TAMAURA Y, HASUIKE H. Some alternative technologies for solar thermal power generation[C]//ASME International Solar Energy Conference. 2006.
- [17] ZOSCHAK R J, WU S F. Studies of the direct input of solar energy to a fossil-fueled central station steam power plant[J]. Solar Energy, 1975, 17(5): 297-305.
- [18] YAN Q, YANG Y, NISHIMURA A, et al. Multi-point and Multi-level solar integration into a conventional coal-fired power plant[J]. Energy and Fuels, 2010, 24: 3733-3738.
- [19] LIAO G L, LIU L J, E J Q, et al. Effects of technical progress on performance and application of supercritical carbon dioxide power cycle: a review[J]. Energy Conversion and Management, 2019, 199: 111986-112008.
- [20] LIU Y P, WANG Y, HUANG D G. Supercritical CO₂ Brayton cycle: a state-of-the-art review[J]. Energy, 2019, 189: 115900-115923.
- [21] CARNEIRO M L N M, GOMES M S P. Energy, exergy, environmental and economic analysis of hybrid waste-to-energy plants[J]. Energy Conversion and Management, 2019, 179: 397-417.
- [22] FAN Y H, TANG G H, LI X L, et al. General and unique issues at multiple scales for supercritical carbon dioxide power system: a review on recent advances[J]. Energy Conversion and Management, 2022, 268: 115993-116025.
- [23] Ali S, AMIN T, AMIN F, et al. An updated review of the performance of nanofluid-based photovoltaic thermal systems from energy, exergy, economic, and environmental (4E) approaches[J]. Journal of Cleaner Production, 2020, 282: 124318-12334.
- [24] LIU H, ZHAI R, PATCHIGOLLA K, et al. Performance analysis of a novel combined solar trough and tower aided coal-fired power generation system[J]. Energy, 2020, 201: 117597-117608.
- [25] 杨勇平, 朱勇, 翟融融. 塔式太阳能辅助燃煤发电系统太阳能贡献度研究[J]. 华北电力大学学报(自然科学版), 2016, 43(3): 56-63.
YANG Yongping, ZHU Yong, ZHAI Rongrong. Study on solar contribution of solar tower aided coal-fired power generation system[J]. Journal of North China Electric Power University, 2016, 43(3): 56-63.
- [26] HOU H, XU Z, YANG Y. An evaluation method of solar contribution in a solar aided power generation (SAPG) system based on exergy analysis[J]. Applied Energy, 2016, 182: 1-8.
- [27] 张春伟, 于彬. 超临界二氧化碳再压间冷分流光热发电系统性能仿真分析[J]. 热力发电, 2020, 49(10): 130-135.
ZHANG Chunwei, YU Bin. Simulation analysis on performance of supercritical carbon dioxide recompression intercooling split-flow solar power system[J]. Thermal Power Generation, 2020, 49(10): 130-135.
- [28] 陈渝楠, 张一帆, 刘文娟, 等. 超临界二氧化碳火力发电系统模拟研究[J]. 热力发电, 2017, 46(2): 22-27.
CHEN Yunan, ZHANG Yifan, LIU Wenjuan, et al. Simulation study on supercritical carbon dioxide thermal power system[J]. Thermal Power Generation, 2017, 46(2): 22-27.

(责任编辑 李园)