

DOI: 10.19666/j.rlfid.202403018

部分预热超临界二氧化碳/吸收式动力循环联合循环余热发电系统性能评价与比较

呼浩¹, 郭前鑫¹, 杨利^{2,3}, 余小兵^{2,3}, 薛晨晰^{2,3}, 刘永林^{2,3},
薛彦平⁴, 杨庆川^{2,3}, 顾雨恒^{2,3}

(1. 神华神东电力有限责任公司技术研究院, 陕西 西安 710076;

2. 西安热工研究院有限公司, 陕西 西安 710054;

3. 西安西热节能技术有限公司, 陕西 西安 710054;

4. 神华神东电力有限责任公司店塔电厂, 陕西 榆林 719316)

[摘要] 部分预热超临界二氧化碳 (S-CO₂) 动力循环系统被广泛认为是一种很有前途的余热回收方案。提出了以 LiBr-H₂O 和 NH₃-H₂O 为工质对的 2 种部分预热 S-CO₂ 循环系统和吸收式动力循环的联合循环发电系统 (部分预热 S-CO₂/APC 系统)。建立并验证了所提出的部分预热-CO₂/APC 系统的热力学模型。基于单目标和多目标优化结果, 从热力学和经济学角度比较了所提出的 S-CO₂/APC 系统与单一 S-CO₂ 系统的性能。单目标优化结果表明, 与单一 S-CO₂ 系统相比, S-CO₂/LiBr-H₂O 系统和 S-CO₂/NH₃-H₂O 系统的净输出功和净效率分别提高了 7.40% 和 4.30%。多目标优化结果表明, S-CO₂/LiBr-H₂O 系统和 S-CO₂/NH₃-H₂O 系统的净效率分别提高了 7.94% 和 5.13%, 单位投资成本分别提高了 12.35% 和 9.02%, 表明 S-CO₂/LiBr-H₂O 系统具有较大的发展潜力。焓损分析结果表明, 焓损主要存在于冷却器和加热器中, 所提出的 S-CO₂/APC 系统可以显著降低单一 S-CO₂ 系统冷却器约 45% 的焓损。

[关键词] 部分预热超临界二氧化碳动力循环; 吸收式动力循环; 余热回收; 经济分析; 多目标优化

[引用本文格式] 呼浩, 郭前鑫, 杨利, 等. 部分预热超临界二氧化碳/吸收式动力循环联合循环余热发电系统性能评价与比较[J]. 热力发电, 2024, 53(7): 101-111. HU Hao, GUO Qianxin, YANG Li, et al. Performance evaluation and comparison of novel combined power cycles consisting of partial pre-heating supercritical carbon dioxide power cycle and different absorption power cycles for waste heat recovery[J]. Thermal Power Generation, 2024, 53(7): 101-111.

Performance evaluation and comparison of novel combined power cycles consisting of partial pre-heating supercritical carbon dioxide power cycle and different absorption power cycles for waste heat recovery

HU Hao¹, GUO Qianxin¹, YANG Li^{2,3}, YU Xiaobing^{2,3}, XUE Chenxi^{2,3}, LIU Yonglin^{2,3},
XUE Yanping⁴, YANG Qingchuan^{2,3}, GU Yuheng^{2,3}

(1. Shenhua Shendong Electric Power Co., Ltd. Technology Research Institute, Xi'an 710076, China;

2. Xi'an Thermal Power Research Institute Co., Ltd., Xi'an 710054, China;

3. Xi'an TPRI Energy Conservation Technology Co., Ltd., Xi'an 710054, China;

4. Dianta Power Plant of Shenhua Shendong Electric Power Co., Ltd., Shenmu 719316, China)

Abstract: Partial heating supercritical carbon dioxide (S-CO₂) power cycle system is proven to be one promising option for waste heat recovery. By using LiBr-H₂O and NH₃-H₂O as working fluids, two types of novel combined power systems consisting of a parting pre-heating S-CO₂ cycle and different absorption power cycle (APC) systems are proposed. The detailed mathematical models of the proposed parting heating S-CO₂/APC systems are

收稿日期: 2024-03-04 网络首发日期: 2024-04-20

基金项目: 国家能源集团国神公司科技项目 (GSKJ-23-44)

Supported by: Science and Technology Project of Guoshen Company of National Energy Group (GSKJ-23-44)

第一作者简介: 呼浩 (1974), 男, 高级工程师, 主要研究方向为火力发电厂汽轮机及空冷运行优化技术, 1925271735@qq.com。

built and verified. Based on the results of single- and multi-objective optimization, the performances of the proposed S-CO₂/APC system and the standalone S-CO₂ system are compared from the perspective of thermodynamics and economics. The single-objective optimization study reveals that the net power output and net efficiency of the S-CO₂/LiBr-H₂O system and the S-CO₂/NH₃-H₂O system increases by 7.40% and 4.30%, respectively, compared with the standalone S-CO₂ system. The multi-objective optimization results show that, the S-CO₂/LiBr-H₂O system and S-CO₂/NH₃-H₂O system can obtain improvements of 7.94% and 5.13% in net efficiency as well as promotion of 12.35% and 9.02% in the specific investment cost respectively, indicating that the S-CO₂/LiBr-H₂O system has a greater potential. Exergy loss analysis reveals that the main exergy loss exists in the coolers and the heaters, and the proposed S-CO₂/APC systems can significantly reduce the exergy loss in the S-CO₂ cooler by about 45%.

Key words: partial pre-heating supercritical carbon dioxide power cycle; absorption power cycle; waste heat recovery; economic analysis; multi-objective optimization

燃气轮机作为热电联产机组的核心设备之一,具有功率密度高、操作灵活、污染物排放量低等优点^[1]。但大部分中小型燃气轮机的热效率仅在 30% 左右,意味着有超过 60% 的输入热量未得到有效利用^[2]。针对这一问题,人们提出了许多余热回收方案,其中最具代表性的有蒸汽朗肯循环和有机朗肯循环。然而,受水热力性质的限制,多数蒸汽朗肯循环存在设备体积大、占地面积大等缺点^[3];而有机朗肯循环所使用的有机工质在高温下易燃、易分解,且泄漏后可能造成环境污染等问题^[4]。

CO₂ 是一种热稳定性好、环境友好且低价易得的天然工质。较低的临界参数 (30.98 °C、7.38 MPa) 使其极易达到超临界状态,而在超临界状态下 CO₂ 具有高密度、低黏度等优良的物理性能^[5-6]。因此,以 CO₂ 为工质的超临界二氧化碳 (S-CO₂) 布雷顿循环在余热发电领域展现出极大的优势,一方面可以解决蒸汽朗肯循环能量密度低、占地面积大的问题,另一方面 S-CO₂ 循环不受分解温度的限制、安全环保,具备更加可观的发展前景。

针对 S-CO₂ 循环系统在余热回收方面的研究大部分集中在不同布局对循环性能的影响上。Kim 等人^[7]从热力学角度对比分析了燃烧垃圾填埋气 (landfill gas, LFG) 的 5 MW 燃气轮机 9 个 S-CO₂ 循环的余热回收性能,结果表明,再压缩循环不适合应用底部循环,但布局简单、元件数量少的部分预热循环净输出功率相对较高。Wright 等人^[8]对 4 种类型的 S-CO₂ 余热回收系统进行了热经济分析,结果表明,部分预热循环实现了净效率最高和平准化度电成本 (levelized cost of energy, LCOE) 最低的目标。金晴龙等^[9]提出了一种预热型 S-CO₂ 循环系统用于燃气轮机余热回收,结果表明,优化后系统焓效率比初始设计点提高 17% 以上,循环净输出功率可达 10.98 MW 以上。Manente 和 Fortuna^[10]对 2 种

新型双级膨胀系统与传统的 S-CO₂ 循环余热回收进行了系统比较,结果表明,与简单回收循环和再压缩循环相比,双级膨胀式双支分流循环提供了 30%~50% 的功率输出增量,而功率输出仅增加了 5.0%~6.2%。张旭伟等^[11]对回收燃气轮机余热的 4 种 S-CO₂ 循环系统的构型进行了优化,结果表明,采用高、低温 2 级加热器布置的循环构型净输出功率最高,为 3.20 MW,热效率比单独的燃气轮机提高 17.78%。Li 等人^[12]对燃气轮机余热回收的 S-CO₂ 循环系统进行了详细地对比研究,结果表明,部分预热循环综合性能均衡,是余热回收的较好选择。上述研究证明了 S-CO₂ 系统,特别是部分预热循环在余热回收领域的巨大潜力。

为进一步提高 S-CO₂ 系统的整体性能,许多学者将其与吸收式制冷循环^[13]、喷射器膨胀式制冷循环^[14]、卡琳娜循环^[15]等相结合,以实现更高效的余热利用。其中,S-CO₂ 系统与吸收式制冷系统联合循环在核能^[16-17]和太阳能利用^[18]等领域得到了充分体现。众所周知,溴化锂溶液 (LiBr-H₂O) 和氨水溶液 (NH₃-H₂O) 是吸收式制冷系统中常用的工质对。非共沸混合物具有非等温吸热或放热性质,因此其与冷热源的匹配性更好^[19]。基于这种独特性能,提出了一种用于低品位余热回收的吸收式动力循环 (absorption power cycle, APC) 系统新概念^[20]。Shokati 等人^[21]对比了 APC 与蒸汽朗肯循环的性能,指出 LiBr-H₂O APC 系统具有最高的热效率和最低的焓损成本率。Li 等人^[22]也证实了 APC 系统作为再压缩 S-CO₂ 循环系统的底循环在核能利用领域具有发展潜力。

综合而言,大多数研究都侧重于将 S-CO₂ 循环与吸收式制冷循环耦合形成冷电联产循环,而非将 APC 耦合形成联合发电循环。众所周知,部分预热

S-CO₂ 系统由于较高的热效率、较低的单位成本和简单的循环结构等优异的综合性能,是用于余热回收的最佳选择^[12]。此外,APC 系统作为 S-CO₂ 系统的底部循环是一个有前景的选择,可以进一步提高性能。然而,由部分预热 S-CO₂ 循环和 APC 组成的余热回收联合发电系统的研究尚不够充分且性能比较尚需要揭示。

本文提出并比较了以 LiBr-H₂O 和 NH₃-H₂O 为工质对的 2 种部分预热 S-CO₂/APC 系统。首先,对提出的部分预热 S-CO₂/APC 系统和单一 S-CO₂ 系统进行了单目标优化;然后,从热力学、经济学的角度比较了所提出的部分预热 S-CO₂/APC 系统和单一 S-CO₂ 系统的性能;最后,对所提出的部分预热 S-CO₂/APC 系统和单一 S-CO₂ 系统进行了多目标优化比较。研究结果对燃气轮机余热回收利用 S-CO₂ 联合循环系统的配置选择可提供一定的指导。

1 系统模型

1.1 系统流程

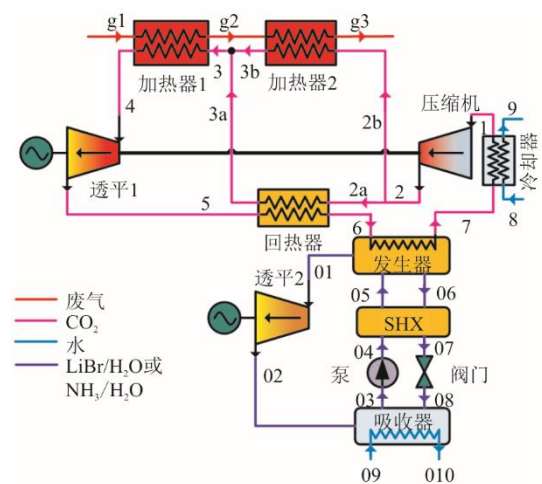
S-CO₂/APC 联合系统原理和 $T-s$ 如图 1 所示。

本文提出的 S-CO₂/APC 系统由部分预热 S-CO₂ 动力循环系统(简称 S-CO₂ 系统)和 APC 系统 2 个子系统组成,其中 APC 系统由 S-CO₂ 系统的余热驱动。与单一 S-CO₂ 系统相比,本文系统最大的区别在于增加了 6-7 过程,即对回热器出口 CO₂ 所携带的部分余热进行回收用于驱动 APC 子系统发电,从而提升系统整体能量转换效率。假定有足够的冷却水资源来满足系统的需求,系统具体描述如下。

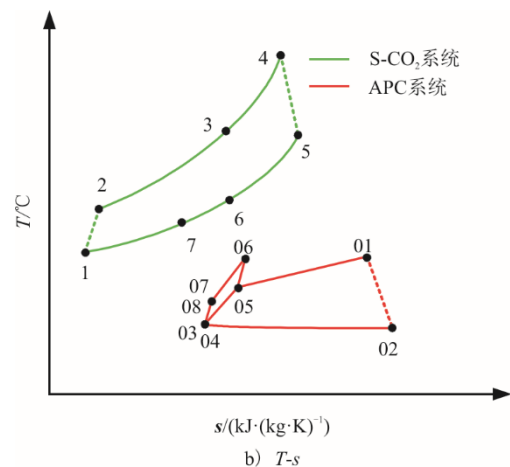
1) S-CO₂ 子系统 高压 CO₂ 在加热器 1 内吸收热量变成高温高压状态(3-4),然后进入 S-CO₂ 透平 1 做功(4-5)。膨胀后的 CO₂ 工质依次在回热器(5-6)和发生器(6-7)中放出热量,随后进入冷却器中冷却到该循环的最低温度(7-1)。经冷却的 CO₂ 在压缩机(1-2)内进行压缩,在压缩机出口分成 2 股流体(流体 2a 和流体 2b): 流体 2a 进入回热器吸收部分高温膨胀 CO₂ 的热量(2a-3a),流体 2b 进入加热器 2 吸收排烟的余热(2b-3b)。最后,流体 3 将加热器 1 高温排烟的余热吸收到最高循环温度(3-4),完成 S-CO₂ 子系统的循环过程。

2) APC 子系统 弱溶液(流体 05)在发生器内吸收 S-CO₂ 侧余热,并在发生器内分离出蒸汽(流体 01)和强溶液(流体 06)。其中: 高温高压蒸汽

(流 01) 进入透平 2 中做功发电,膨胀后的排烟蒸气(流体 02)进入吸收器;而强溶液(流体 06)依次通过溶液热交换器(SHX)和阀门进入吸收器(06-07-08),然后与排烟蒸气(流体 02)混合放热形成弱溶液(流体 03)。最后,弱溶液(流 03)通过泵和 SHX 加压升温返回发生器(03-04-05),完成 APC 子系统的循环过程。



a) 系统原理



b) $T-s$

图 1 S-CO₂/APC 联合循环系统原理和 $T-s$

Fig.1 Schematic diagram of working principle and $T-s$ diagram of the combined S-CO₂/APC system

1.2 数学模型

为简化计算,本文作出以下假设:

- 1) 系统在稳定状态下运行;
- 2) 系统处于绝热状态,与外界环境无热传递;
- 3) 忽略连接管道和热交换器的压力损失;
- 4) 回热器具有合理的夹点温差;
- 5) 发生器和吸收器出口处的液体工质为饱和溶液;
- 6) 工质流经阀门的过程是一个等焓过程;

7) 由于存在酸露点, 排烟温度不应低于 120 °C^[23]。

1.2.1 热力学模型

基于热力学第一定律, 得到系统各部件的能量平衡关系式, 见表 1。

表 1 S-CO₂/APC 联合系统能量平衡方程

Tab.1 Energy balance equations for the S-CO₂/APC system

部件	能量平衡关系式
加热器 1	$\dot{Q}_{HX1} = \dot{m}_g(h_{g1} - h_{g2}) = \dot{m}(\text{CO}_2)(h_4 - h_3)$
加热器 2	$\dot{Q}_{HX2} = \dot{m}_g(h_{g2} - h_{g3}) = \dot{m}(\text{CO}_2)(1 - \phi_{SR})(h_{3b} - h_{2b})$
回热器	$\dot{m}_{\text{CO}_2}(1 - \phi_{SR})(h_{3a} - h_{2a}) = \dot{m}(\text{CO}_2)(h_5 - h_6)$
冷却器	$\dot{Q}_{\text{cooler}} = \dot{m}(\text{CO}_2)(h_7 - h_1)$
S-CO ₂ 透平	$\dot{W}_{\text{ST}} = \dot{m}(\text{CO}_2)(h_4 - h_5)$
压缩机	$\dot{W}_{\text{comp}} = \dot{m}(\text{CO}_2)(h_2 - h_1)$
APC 系统	$\dot{Q}_{\text{in,APC}} = \dot{m}(\text{CO}_2)(h_6 - h_7)$

表 1 中, 分流比 ϕ_{SR} 定义为回热器高压侧 CO₂ 质量流量与系统内 CO₂ 总质量流量之比^[12]:

$$\phi_{SR} = \frac{\dot{m}(\text{CO}_2)_{\text{rec.hp}}}{\dot{m}(\text{CO}_2)_{\text{tot}}} \quad (1)$$

特别地, 透平、压缩机和泵采用等熵效率模型, 表示为:

$$\eta_{\text{tur}} = \frac{h_{\text{in}} - h_{\text{out}}}{h_{\text{in}} - h_{\text{out,s}}} \quad (2)$$

$$\eta_{\text{comp\&pump}} = \frac{h_{\text{out,s}} - h_{\text{in}}}{h_{\text{out}} - h_{\text{in}}} \quad (3)$$

则各子系统以及系统的净输出功可表示为:

$$\dot{W}_{\text{net, S-CO}_2} = \dot{W}_{\text{ST}} - \dot{W}_{\text{comp}} \quad (4)$$

$$\dot{W}_{\text{net, APC}} = \dot{W}_{\text{AST}} - \dot{W}_{\text{pump}} \quad (5)$$

$$\dot{W}_{\text{net}} = \dot{W}_{\text{net, S-CO}_2} + \dot{W}_{\text{net, APC}} \quad (6)$$

为简化焓分析, 本文将吸收式动力循环视为一个整体来分析, 以突出 S-CO₂ 循环各部件的影响程度。因此, 此处仅考虑工质的物理焓, 定义为:

$$\dot{E} = \dot{m}[(h - h_0) - T_0(s - s_0)] \quad (7)$$

系统各部件的焓损平衡方程可由式(8)来确定:

$$\dot{E}_{Q,k} + \sum \dot{E}_{\text{in},k} = \dot{E}_{W,k} + \sum \dot{E}_{\text{out},k} + \dot{E}_{D,k} \quad (8)$$

将得到的各部件焓损平衡方程列于表 2。APC 的详细热力学模型可在参考文献[20,22]中找到。

1.2.2 热经济模型

开展投资成本分析, 以证明所提出系统在热经济性能方面的优越性。考虑到 S-CO₂ 压缩机和透平的工质流量较大, 选择等熵效率较高的透平, 通过功率容量来评估其投资成本^[8]。S-CO₂ 分系统中换

热器的投资成本通过其热导进行评估, 投资成本则根据 APC 分系统中换热器的预估传热系数和相关参考成本进行计算^[22](表 3)。表 4 总结了系统部件的成本函数, 用于经济评估^[10,22]。

表 2 S-CO₂/APC 联合系统焓损平衡方程

Tab.2 Exergy loss equations for the S-CO₂/APC system

部件	焓损平衡关系式
加热器 1	$\dot{Q}_{HX1} = \dot{m}_g(h_{g1} - h_{g2}) = \dot{m}(\text{CO}_2)(h_4 - h_3)$
加热器 2	$\dot{Q}_{HX2} = \dot{m}_g(h_{g2} - h_{g3}) = \dot{m}(\text{CO}_2)(1 - \phi_{SR})(h_{3b} - h_{2b})$
回热器	$\dot{m}_{\text{CO}_2}(1 - \phi_{SR})(h_{3a} - h_{2a}) = \dot{m}(\text{CO}_2)(h_5 - h_6)$
冷却器	$\dot{Q}_{\text{cooler}} = \dot{m}(\text{CO}_2)(h_7 - h_1)$
S-CO ₂ 透平	$\dot{W}_{\text{ST}} = \dot{m}(\text{CO}_2)(h_4 - h_5)$
压缩机	$\dot{W}_{\text{comp}} = \dot{m}(\text{CO}_2)(h_2 - h_1)$
APC 系统	$\dot{Q}_{\text{in,APC}} = \dot{m}(\text{CO}_2)(h_6 - h_7)$

表 3 APC 各部件的参考成本和传热系数

Tab.3 Reference costs and heat transfer coefficients for components in the APC system

部件	参考成本/美元	传热系数/(W·(m ² ·K) ⁻¹)	
		LiBr-H ₂ O APC 系统	NH ₃ -H ₂ O APC 系统
发生器	17 500	1 500	1300
吸收器	16 500	700	800
SHX	12 000	1 000	700

表 4 经济评价的成本函数方程

Tab.4 Cost function equations for economic evaluation

部件	成本函数	γ_{CEPCI} (年份)
加热器	5 000 美元/(kW·K ⁻¹)	541.6 (2016)
回热器	2 500 美元/(kW·K ⁻¹)	541.6 (2016)
冷却器	1 700 美元/(kW·K ⁻¹)	541.6 (2016)
压缩机	1 000 美元/kW	541.6 (2016)
S-CO ₂ 透平	1 000 美元/kW	541.6 (2016)
发生器、吸收器、溶液换热器	$\xi_{\text{IC, k}} = \xi_{\text{IC, ref, k}} \left(\frac{A_k}{100}\right)^{0.6}$	394.1 (2000)
泵	$\xi_{\text{IC, pump}} = 1 120 \cdot \dot{W}_{\text{pump}}^{0.8}$	468.2 (2005)
吸收式透平	$\xi_{\text{IC, AST}} = 4 405 \cdot \dot{W}_{\text{AST}}^{0.7}$	468.2 (2005)

换热器换热速率的一般关系式为:

$$Q_k = U_k \cdot A_k \cdot \text{LMTD}_k \quad (9)$$

$$\text{LMTD}_k = \frac{\Delta T_{\text{max}} - \Delta T_{\text{min}}}{\ln(\Delta T_{\text{max}} / \Delta T_{\text{min}})} \quad (10)$$

采用化工厂成本指数 γ_{CEPCI} 将所有投资费用从原始年份更新至 2020 年 ($\gamma_{\text{CEPCI}, 2020} = 596.2$), 计算公式如下:

$$\xi_{\text{IC}, 2020} = \xi_{\text{IC}, \text{original}} \cdot (\gamma_{\text{CEPCI}, 2020} / \gamma_{\text{CEPCI}, \text{original}}) \quad (11)$$

1.2.3 性能评价指标

采用一些性能评价指标对 S-CO₂/APC 系统和单一 S-CO₂ 系统的热力学和经济性能进行比较, 如表 5 所示。

表5 性能评价指标
Tab.5 Performance evaluation indexes

性能指标	计算式
净效率 ^①	$\eta_{\text{net}} = \frac{\dot{W}_{\text{net}}}{\dot{Q}_{\text{tot}}} = \frac{\dot{W}_{\text{net}}}{\dot{m}_{\text{eg}}(h_{\text{g}_1} - h_{\text{g}_0})}$
循环效率	$\eta_{\text{cycle}} = \frac{\dot{W}_{\text{net}}}{\dot{Q}_{\text{WHR}}} = \frac{\dot{W}_{\text{net}}}{\dot{m}_{\text{eg}}(h_{\text{g}_1} - h_{\text{g}_3})}$
余热回收效率	$\eta_{\text{WHR}} = \frac{\dot{Q}_{\text{WHR}}}{\dot{Q}_{\text{tot}}} = \frac{\dot{m}_{\text{eg}}(h_{\text{g}_1} - h_{\text{g}_3})}{\dot{m}_{\text{eg}}(h_{\text{g}_1} - h_{\text{g}_0})}$
单位投资成本	$\varphi_{\text{SIC}} = \frac{\sum \xi_{\text{IC}_i}}{\dot{W}_{\text{net}}}$

① h_{g_0} 是排烟在环境条件 $T_0=25\text{ }^\circ\text{C}$ 、 $p_0=0.101\ 325\ \text{MPa}$ 时的比焓值。

1.3 模型验证

由于部分预热 S-CO₂/APC 系统是一种新颖的循环结构,缺乏现成的部分预热 S-CO₂/APC 系统的公开数据来直接验证,因此分别验证了部分预热 S-CO₂子循环系统和 APC 子循环系统的模型。

表6为部分预热 S-CO₂循环计算结果与文献数据的对比^[24]。由表6可知,最大误差仅为0.012%。

表7和表8给出了以溴化锂溶液和氨水为工质的 APC 模拟结果与文献数据的对比^[22]。由表7和表8可以看出,最大误差分别为0.745%和0.098%,表明本文建立的模型具有良好的可靠性。

表6 部分预热 S-CO₂循环的热力学性质验证
Tab.6 Validations of thermodynamic properties for the partial pre-heating S-CO₂ cycle

序号	T/°C			p/MPa			h/(kJ·kg ⁻¹)		
	文献	本文	误差/%	文献	本文	误差/%	文献	本文	误差/%
1	35.000	35.000	0	7.40	7.40	0	402.40	402.405	0.001
2	94.750	94.746	0.004	16.87	16.872	0.012	434.71	434.713	0.001
3	287.990	287.985	0.002	16.87	16.872	0.012	718.98	718.973	0.001
4	384.660	384.660	0	16.87	16.872	0.012	836.08	836.079	0
5	298.160	298.156	0.001	7.40	7.40	0	752.05	752.049	0
6	134.930	134.933	0.002	7.40	7.40	0	567.28	567.281	0

表7 LiBr-H₂O APC 系统的验证结果
Tab.7 Validation results of the LiBr-H₂O APC system

参数	T _{abs} =50 °C, X _w =47.0%								
	T _{gen} =100 °C, p _{gen} =34.33 kPa			T _{gen} =120 °C, p _{gen} =65.55 kPa			T _{gen} =140 °C, p _{gen} =117.3 kPa		
	文献	本文	误差/%	文献	本文	误差/%	文献	本文	误差/%
p _{abs} /kPa	4.434	4.431	0.072	4.434	4.431	0.072	4.434	4.431	0.072
$\dot{m}_{\text{vapor}}/(\text{kg}\cdot\text{s}^{-1})$	3.719	3.725	0.160	2.804	2.809	0.171	2.288	2.292	0.181
$\dot{Q}_{\text{gen}}/\text{MW}$	11.353	11.268	0.745	8.614	8.552	0.719	7.104	7.056	0.682
$\eta_{\text{th,APC}}/\%$	8.810	8.874	0.730	11.610	11.690	0.715	14.080	14.170	0.662

表8 NH₃-H₂O APC 系统的验证结果
Tab.8 Validation results of the NH₃-H₂O APC system

参数	T _{abs} =50 °C, X _w =50.0%								
	T _{gen} =100 °C, p _{gen} =1.767 MPa			T _{gen} =120 °C, p _{gen} =2.411 MPa			T _{gen} =140 °C, p _{gen} =3.161 MPa		
	文献	本文	误差/%	文献	本文	误差/%	文献	本文	误差/%
p _{bs} /MPa	0.709	0.710	0.098	0.709	0.710	0.098	0.709	0.710	0.098
$\dot{m}_{\text{vapor}}/(\text{kg}\cdot\text{s}^{-1})$	8.89	8.892	0.025	6.53	6.531	0.023	5.26	5.257	0.056
$\dot{Q}_{\text{gen}}/\text{MW}$	15.74	15.750	0.065	11.99	12.001	0.093	9.95	9.955	0.054
$\eta_{\text{th,APC}}/\%$	6.35	6.35	0.014	8.33	8.332	0.030	10.05	10.045	0.052

2 优化与讨论

对决策变量的参数分析和选择可参考文献[22],本文只详细考虑系统优化后的性能比较。对 S-CO₂/LiBr-H₂O 系统、S-CO₂/NH₃-H₂O 系统和单

S-CO₂ 系统 3 种燃气轮机余热回收系统的热力学性能和经济性进行了单目标优化和多目标优化比较。选取质量流量为 21.30 kg/s、温度为 519.69 °C 的 5 MW 级垃圾填埋燃气轮机排烟作为本文热源^[7]。排

烟的热力学性质可以通过其主要成分来评估：5%CO₂，5%H₂O，72%N₂和18%O₂（摩尔分数）^[7]。使用 NIST REFPROP 软件计算排烟（计算时已将各组分占比由摩尔分数转换为质量分数）、CO₂、水和氨的热力学性质，而 LiBr 溶液的热力学性质由文献[25-26]给出的公式计算。

单目标优化以净效率最大化为目标函数，多目标优化以净效率最大化和单位投资成本（ ϕ_{SIC} ）最小化为目标函数。然后进行详细分析，以揭示所涉及系统之间差异的来源，并详细比较烟损分布和成本分布。最后，在多目标优化结果的基础上，比较所涉及系统的性能。

2.1 单目标优化

单目标优化由遗传算法完成。遗传算法的具体步骤可以在之前的工作^[27]中找到。选取对系统性能影响较大的参数作为决策变量。对于单个 S-CO₂ 系统，选择 S-CO₂ 透平进口温度（ T_4 ）、S-CO₂ 透平进口压力（ p_4 ）以及 CO₂ 分流比（ ϕ_{SR} ）作为决策变量。对于 S-CO₂/LiBr-H₂O 系统和 S-CO₂/NH₃-H₂O

系统，选择 S-CO₂ 透平进口温度（ T_4 ）、S-CO₂ 透平进口压力（ p_4 ）、CO₂ 分流比（ ϕ_{SR} ）、发生器温度（ T_{gen} ）、发生器压力（ p_{gen} ）以及弱溶液浓度（ X_w ）作为决策变量。表 9 给出了典型工况下的基本输入参数。经过初步模拟，决策变量的最优取值范围如表 10 所示。优化过程中，其余参数保持不变，与表 9 一致。将 3 个系统的优化结果从热力学和经济角度进行比较。

表 9 典型工况的基本输入参数^[7, 22, 24]
Tab.9 Basic input data for typical operation conditions^[7, 22, 24]

参数	取值	参数	取值
$T_0/^\circ\text{C}$	25	$\eta_{AST}/\%$	0.80
p_0/MPa	0.101 325	$\eta_{pump}/\%$	0.80
p_1/MPa	7.6	$T_{abs}/^\circ\text{C}$	40
$T_1/^\circ\text{C}$	35	$\Delta T_{gen,end}/^\circ\text{C}$	10
$\Delta T_{pp,rec}/^\circ\text{C}$	10	$\Delta T_{cw}/^\circ\text{C}$	10
$\eta_{ST}/\%$	0.90	ϵ_{shx}	0.80
$\eta_{comp}/\%$	0.85		

表 10 优化决策变量取值范围

Tab.10 The value ranges of decision variables for optimization

循环系统	$T_4/^\circ\text{C}$	p_4/MPa	ϕ_{SR}	$T_{gen}/^\circ\text{C}$	p_{gen}/kPa	$X_w/\%$
单一 S-CO ₂ 系统	330~450	16~25	0.55~0.80	—	—	—
S-CO ₂ /LiBr-H ₂ O 系统	350~450	18~25	0.55~0.80	110~120	30~60	40~50
S-CO ₂ /NH ₃ -H ₂ O 系统	350~450	18~25	0.55~0.80	110~120	1 000~2 500	45~60

2.1.1 结果讨论与比较

表 11 给出了 S-CO₂/LiBr-H₂O 系统、S-CO₂/NH₃-H₂O 系统和单一 S-CO₂ 系统的单目标优化结果及相应的热力学及经济性能。由表 11 可知：与单一 S-CO₂ 系统相比，S-CO₂/LiBr-H₂O 系统和 S-CO₂/NH₃-H₂O 系统均能提高系统净效率（ η_{net} ），降低单位投资成本（ ϕ_{SIC} ）；与单一 S-CO₂ 系统相比，S-CO₂/LiBr-H₂O 系统和 S-CO₂/NH₃-H₂O 系统的净输出功和净效率可分别相对提高 7.40%和 4.30%；S-CO₂/LiBr-H₂O 系统和 S-CO₂/NH₃-H₂O 系统的净输出功分别为 2.60 MW 和 2.52 MW，相应的 APC 循环净输出功为 0.29 MW 和 0.14 MW，分别占相应总净输出功的 11.19%和 5.42%；由于 APC 的加入，S-CO₂/LiBr-H₂O 系统和 S-CO₂/NH₃-H₂O 系统的冷却器换热量分别降低了约 40.75%和 32.61%。值得注意的是，S-CO₂/APC 系统中 CO₂ 的质量流量远低于单一 S-CO₂ 系统，这是因为在加热器吸热过程中 CO₂ 的比焓上升较大。此外，提高了 S-CO₂ 透平的进口压力和 S-CO₂ 透平的进口温度，以满足

S-CO₂/APC 联合系统的要求。对于 APC 系统，S-CO₂/LiBr-H₂O 系统的发生器压力为 59.17 kPa，约为 S-CO₂/NH₃-H₂O 系统发生器压力（1 784.91 kPa）的 1/30。

图 2 给出了不同系统的余热回收效率、循环效率和净效率计算结果。

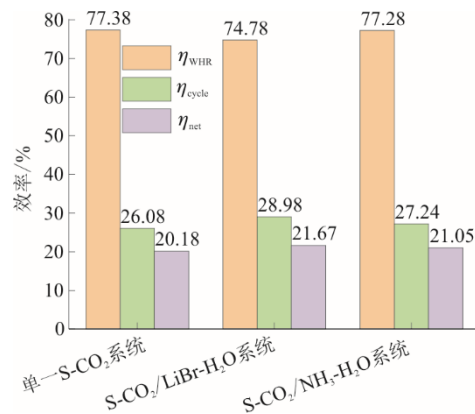


图 2 各系统的余热回收效率、循环效率和净效率
Fig.2 The waste heat recovery efficiency, cycle efficiency, and net efficiency of different systems

结合图 2 和表 11 可知, 由于单一 S-CO₂ 系统的加热器出口排烟温度为 120 °C (为避免达到酸露点的排烟温度下限), 单一 S-CO₂ 系统的余热回收效率达到最大值 (77.38%), 意味着该系统不能再利用低品位余热。对于 S-CO₂/APC 系统, S-CO₂/LiBr-H₂O 系统和 S-CO₂/NH₃-H₂O 系统的余热回收效率略低于单一 S-CO₂ 系统, 而 S-CO₂/LiBr-H₂O 系统和 S-CO₂/NH₃-H₂O 系统的循环效率高于单一 S-CO₂ 系统。这说明余热回收系统循环效率的提高是以余热回收效率的降低为代价的。对于

S-CO₂/APC 系统和单一 S-CO₂ 系统, 压缩机出口温度随着压缩机出口压力 (透平进口压力 p_4) 的升高而升高。

此外, 较高的 S-CO₂ 透平进口压力与较高的 S-CO₂ 透平进口温度相匹配可以提高循环效率, 但是可能会导致余热回收效率降低。例如, S-CO₂/LiBr-H₂O 系统加热器出口气体温度为 133.98 °C (见表 12), 高于避免达到排烟酸露点的温度下限 (120 °C), 说明排烟中仍有部分低品位余热未被利用, 余热回收效率较低。

表 11 各系统单目标优化结果

Tab.11 Single-objective optimization results of the systems with different layouts

参数	单一 S-CO ₂ 系统	S-CO ₂ /LiBr-H ₂ O 系统	S-CO ₂ /NH ₃ -H ₂ O 系统
$T_4/^\circ\text{C}$	340.81	397.23	360.46
p_4/MPa	17.38	23.94	19.79
ϕ_{SR}	0.738	0.566	0.670
$T_{\text{gen}}/^\circ\text{C}$	—	120.00	120.00
$p_{\text{gen}}/\text{kPa}$	—	59.17	1 784.91
$X_w/\%$	—	40.00	60.00
$\eta_{\text{net}}/\%$	20.18	21.67	21.05
$\varphi_{\text{SIC}}/(\text{美元}\cdot\text{kW}^{-1})$	4 271.11	3 310.54	3 735.30
$T_{g3}/^\circ\text{C}$	120.00	133.98	120.58
$\dot{W}_{\text{net}}/\text{MW}$	2.42	2.60	2.52
$\dot{W}_{\text{net, APC}}/\text{MW}$	—	0.29	0.14
$\dot{m}_{\text{CO}_2}/(\text{kg}\cdot\text{s}^{-1})$	51.70	33.33	43.31
$\dot{m}_{\text{water}}/(\text{kg}\cdot\text{s}^{-1})$	—	0.94	1.35
$\dot{Q}_{\text{cooler}}/\text{MW}$	6.86	4.06	4.62
$\xi_{\text{IC, tot}}/(\times 10^6 \text{ 美元})$	10.33	8.60	9.42
$\xi_{\text{IC, APC}}/(\times 10^6 \text{ 美元})$	—	0.36	0.28

综上所述, 由于循环效率和余热回收效率之间的权衡, S-CO₂/APC 系统和单一 S-CO₂ 系统具有最佳的透平进口压力, 可以最大限度地提高净效率。

2.1.2 焓损分析

在单目标优化结果的基础上, 综合比较 3 个系统的详细焓分布, 如图 3 所示。对于单一 S-CO₂ 系统, 冷却器处的焓损最大, 占系统总焓损的 35.3%, 这主要是由于换热效率较高。加热器的焓损次之, 占系统总焓损的 30.48%, 其中加热器 1 和加热器 2 分别占 22.16% 和 8.32%。加热器 1 焓损大的主要原因是传热温差大和换热过程中工质流量大。此外, 单一 S-CO₂ 透平的焓损也比其他部件高, 占系统总焓损的 12.39%, 这主要是由于工质在膨胀过程中的质量流量较大。其余部件的焓损与上述部件相比较低。

对于 S-CO₂/APC 系统, 冷却器的焓损也最高, S-CO₂/LiBr-H₂O 系统和 S-CO₂/NH₃-H₂O 系统的焓

损别为 22.13% 和 20.54%。与单一 S-CO₂ 系统相比, 所提出的 S-CO₂/APC 系统由于增加了 APC 而有效减少了约 45% 的冷却器焓损。加热器的焓损也在 S-CO₂/APC 系统总焓损中排第 2 位, 在 S-CO₂/LiBr-H₂O 系统和 S-CO₂/NH₃-H₂O 系统中分别为 22.89% 和 27.50%。

此外, 与单一 S-CO₂ 系统相比, S-CO₂/APC 系统在加热器中的焓损要低得多, 这主要是由于传热温差较小。APC 的焓损排第 3 位, 分别占 S-CO₂/LiBr-H₂O 系统和 S-CO₂/NH₃-H₂O 系统总焓损的 19.98% 和 16.84%。由表 12 可知, APC 在冷却器前吸收了 2 MW 以上的热量, 但净输出功率仅为 0.29 MW (对于 LiBr-H₂O APC) 和 0.14 MW (对于 NH₃-H₂O APC), 导致 APC 的焓损较大。此外, S-CO₂/APC 系统中其他组分的焓损占比与单一 S-CO₂ 系统相似。

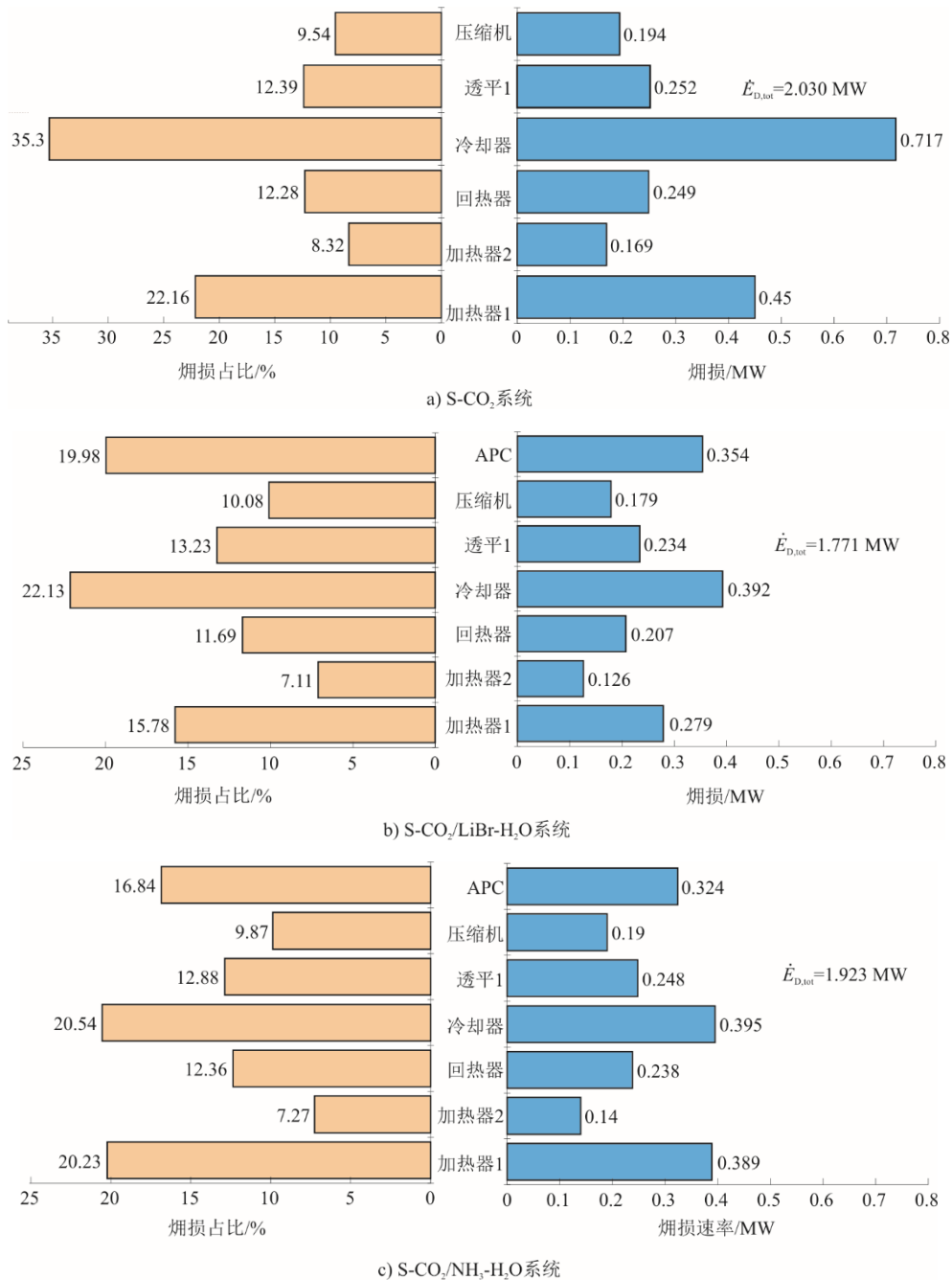


图3 各系统焓损分布

Fig.3 The exergy loss distributions for different systems

2.1.3 经济分析

图4给出了基于单目标优化结果的3个系统各部件的投资成本分布。经济分析结果表明：**S-CO₂/LiBr-H₂O**系统和**S-CO₂/NH₃-H₂O**系统的总投资成本分别为860万美元和942万美元，比单一**S-CO₂**系统低16.75%和8.81%；**S-CO₂/LiBr-H₂O**系统和**S-CO₂/NH₃-H₂O**系统的单位投资成本分别为3 310.54美元/kW和3 735.30美元/kW，比单一**S-CO₂**系统低22.49%和12.55%。对于所有余热回收系统，包

括单一**S-CO₂**系统和**S-CO₂/APC**系统（**S-CO₂/LiBr-H₂O**系统和**S-CO₂/NH₃-H₂O**系统），**S-CO₂**透平的投资成本占总投资成本的主要部分，分别占上述3个系统总投资成本的43%、49%和46%。同时，压缩机的投资成本分别占单一**S-CO₂**系统、**S-CO₂/LiBr-H₂O**系统和**S-CO₂/NH₃-H₂O**系统总投资成本的17%、20%和18%。因此，透平的投资成本占所有余热回收系统总投资成本的60%~69%，表明在经济性方面透平是最重要的组成部分。

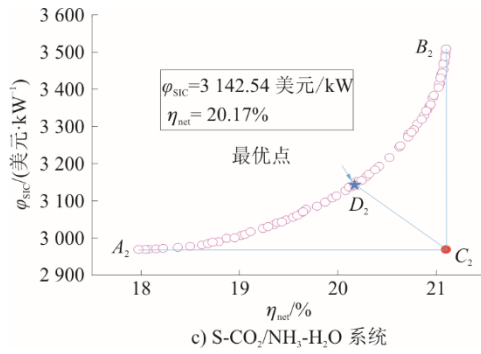


图5 各系统多目标优化的最优 Pareto 前沿

Fig.5 Pareto optimal sets of multi-objective optimization for different systems

表 12 列出了上述 3 个系统的多目标优化结果。以单目标优化结果为参考基准，由于考虑了经济性，所有能量转换系统的净效率都有一定程度下降。然而，所提出的部分预热 S-CO₂/APC 系统具有较突出的优势：与单一 S-CO₂ 系统相比，S-CO₂/LiBr-H₂O 系统和 S-CO₂/NH₃-H₂O 系统的净效率分别提高了 7.94% 和 5.13%，单位投资成本分别降低了 12.35% 和 9.02%，证实了 LiBr-H₂O 子系统在改善 S-CO₂ 系统性能方面具有更大潜力。

表 12 各系统的多目标优化参数及性能指标

Tab.12 Optimal parameters and performance indexes of multi-objective optimization for different systems

参数	单一 S-CO ₂ 系统	S-CO ₂ /LiBr-H ₂ O 系统	S-CO ₂ /NH ₃ -H ₂ O 系统
$T_4/^\circ\text{C}$	398.67	430.20	426.23
p_4/MPa	21.47	22.50	22.39
ϕ_{SR}	0.62	0.55	0.56
$T_{\text{gen}}/^\circ\text{C}$	—	118.93	114.80
$p_{\text{gen}}/\text{kPa}$	—	52.69	2482.52
$X_w/\%$	—	40.44	59.94
$\eta_{\text{net}}/\%$	19.18	20.70	20.17
$\phi_{\text{SIC}}/(\text{美元}\cdot\text{kW}^{-1})$	3455.43	3028.65	3143.61
$T_{\text{g3}}/^\circ\text{C}$	141.20	154.18	150.93
$\dot{W}_{\text{net}}/\text{MW}$	2.30	2.48	2.42
$\dot{W}_{\text{net,APC}}/\text{MW}$	—	0.30	0.22
$\dot{m}_{\text{CO}_2}/(\text{kg}\cdot\text{s}^{-1})$	35.08	29.52	30.17
$\dot{m}_{\text{vapor}}/(\text{kg}\cdot\text{s}^{-1})$	—	1.01	1.72
$\dot{Q}_{\text{cooler}}/\text{MW}$	6.51	3.54	3.58
$\xi_{\text{IC, tot}}/(\times 10^6 \text{ 美元})$	7.95	7.52	7.60
$\xi_{\text{IC, APC}}/(\times 10^6 \text{ 美元})$	—	0.37	0.34

3 结 论

本文提出了一种部分预热 S-CO₂ 动力循环与不同 APC 循环耦合的燃气轮机余热回收系统。经过单目标和多目标优化，从热力学和经济学角度对 S-CO₂/APC 系统与单一 S-CO₂ 系统进行了比较。主要结论如下。

1) 单目标优化研究表明，与单一 S-CO₂ 系统相比，S-CO₂/LiBr-H₂O 系统和 S-CO₂/NH₃-H₂O 系统的净输出功率和净效率分别提高了 7.40% 和 4.30%。

2) 多目标优化结果表明，S-CO₂/LiBr-H₂O 系统和 S-CO₂/NH₃-H₂O 系统的净效率分别相对提高了 7.94% 和 5.13%，单位投资成本分别降低了 12.35% 和 9.02%，说明 LiBr-H₂O 子系统能更大幅度地提高 S-CO₂ 系统的性能。

3) 经济分析表明，S-CO₂/LiBr-H₂O 系统和 S-CO₂/NH₃-H₂O 系统在总投资成本仅增加 4% 和 3%

的情况下，总净输出功率分别增加 11.15% 和 5.56%。

4) 焓损分析表明，主要的焓损存在于冷却器和加热器中，所提出的 S-CO₂/APC 系统可以显著降低单一 S-CO₂ 冷却器的焓损约 45%。

[参考文献]

- [1] 崔海庆. 燃气轮机发电技术分析[J]. 内燃机与配件, 2019(23): 89-91.
CUI Haiqing. Technical analysis of gas turbine power generation[J]. Internal Combustion Engine & Parts, 2019(23): 89-91.
- [2] SU R, YU Z, XIA L, et al. Performance analysis and multi-objective optimization of an integrated gas turbine/supercritical CO₂ recompression/transcritical CO₂ cogeneration system using liquefied natural gas cold energy[J]. Energy Conversion and Management, 2020, 220: 113136.
- [3] BONALUMI D, GIUFFRIDA A, SICALI F. A case study of cascade supercritical CO₂ power cycle for waste heat recovery from a small gas turbine[J]. Energy Conversion and Management, 2022, 14: 100212.
- [4] 戴晓业, 安青松, 史琳. 几种典型 ORC 工质热稳定性

- 的实验研究[J]. 工程热物理学报, 2013, 34(8): 1416-1419.
- DAI Xiaoye, AN Qingsong, SHI Lin. Experiment research for the thermal stability of isobutene and isopentane[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2013, 34(8): 1416-1419.
- [5] LEMMON E, HUBER M, MCLINDER M. NIST reference database 23: reference fluid thermodynamic and transport properties-REFPROP, version 9.1[Z]. National Institute of Standards and Technology, Standard Reference Data Program, 2013: 1.
- [6] 姜悦茂, 王顺森, 吴杰鹏, 等. 面向余热回收的超临界 CO₂ 动力循环高级(焓)分析[J]. 西安交通大学学报, 2024(2): 43-55.
- JIANG Yuemao, WANG Shunsen, WU Jiepeng, et al. Advanced exergy analysis of a supercritical CO₂ power cycle for waste heat recovery[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2024(2): 43-55.
- [7] KIM M S, AHN Y, KIM B, et al. Study on the supercritical CO₂ power cycles for landfill gas firing gas turbine bottoming cycle[J]. Energy, 2016, 111: 893-909.
- [8] WRIGHT S A, DAVIDSON C S, SCAMMELL W O. Thermo-economic analysis of four sCO₂ waste heat recovery power systems[C]//Fifth International SCO₂ Symposium, San Antonio, TX, Mar, 2016: 28-31.
- [9] 金晴龙, 夏少军, 王超. 预热型 S-CO₂ 布雷顿循环(焓)效率分析与优化[J]. 中国电机工程学报, 2023, 43(3): 1072-1084.
- JIN Qinglong, XIA Shaojun, WANG Chao. Exergy efficiency analyses and optimization of preheated S-CO₂ Brayton cycle[J]. Proceedings of the CSEE, 2023, 43(3): 1072-1084.
- [10] MANENTE G, FORTUNA F M. Supercritical CO₂ power cycles for waste heat recovery: A systematic comparison between traditional and novel layouts with dual expansion[J]. Energy Conversion and Management, 2019, 197: 111777.
- [11] 张旭伟, 白文刚, 吴家荣, 等. 采用超临界二氧化碳动力循环回收燃气轮机排气余热的系统优化研究[J]. 热力发电, 2021, 50(5): 43-50.
- ZHANG Xuwei, BAI Wengang, WU Jiarong, et al. Optimization of system using supercritical carbon dioxide power cycle to recover waste heat from gas turbine exhaust[J]. Thermal Power Generation, 2021, 50(5): 43-50.
- [12] LI B, WANG S S, WANG K, et al. Comparative investigation on the supercritical carbon dioxide power cycle for waste heat recovery of gas turbine[J]. Energy Conversion and Management, 2021, 228: 113670.
- [13] WU C, XU X, LI Q, et al. Proposal and assessment of a combined cooling and power system based on the regenerative supercritical carbon dioxide Brayton cycle integrated with an absorption refrigeration cycle for engine waste heat recovery[J]. Energy Conversion and Management, 2020, 207: 112527.
- [14] PAN M, BIAN X, ZHU Y, et al. Thermodynamic analysis of a combined supercritical CO₂ and ejector expansion refrigeration cycle for engine waste heat recovery[J]. Energy Conversion and Management, 2020, 224: 113373.
- [15] 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.
- [16] WU C, WANG S S, Feng X J, et al. Energy, exergy and exergoeconomic analyses of a combined supercritical CO₂ recompression Brayton/absorption refrigeration cycle[J]. Energy Conversion and Management, 2017, 148: 360-377.
- [17] LI H, SU W, CO L, et al. Preliminary conceptual design and thermodynamic comparative study on vapor absorption refrigeration cycles integrated with a supercritical CO₂ power cycle[J]. Energy Conversion and Management, 2018, 161: 162-171.
- [18] KIZILKAN O, KHANMOHAMMADI S, SAADAT-TARGHI M. Solar based CO₂ power cycle employing thermoelectric generator and absorption refrigeration: thermodynamic assessment and multi-objective optimization[J]. Energy Conversion and Management, 2019, 200: 112072.
- [19] SUN J, FU L, ZHANG S. A review of working fluids of absorption cycles[J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2012, 16: 1899-1906.
- [20] GARCIA-HERNANDO N, DE VEGA M, SORIA-VERDUGO A, et al. Energy and exergy analysis of an absorption power cycle[J]. Applied Thermal Engineering, 2013, 55: 69-77.
- [21] SHOKATI N, RANJBAR F, YARI M. A comparative analysis of rankine and absorption power cycles from exergoeconomic viewpoint[J]. Energy Conversion and Management, 2014, 88: 657-668.
- [22] LI H, XU M, YAN X, et al. Preliminary conceptual exploration about performance improvement on supercritical CO₂ power system via integrating with different absorption power generation systems[J]. Energy Conversion and Management, 2018, 173: 219-232.
- [23] WANG S S, WU C, LI J. Exergoeconomic analysis and optimization of single-pressure single-stage and multi-stage CO₂ transcritical power cycles for engine waste heat recovery: a comparative study[J]. Energy, 2018, 142: 559-577.
- [24] LI H, LI Y, ZHAO P, et al. Optimization research on the off-design characteristics of partial heating supercritical carbon dioxide power cycle in the landfill gas exhaust heat utilization system[J]. Applied Thermal Engineering, 2021, 199: 117585.
- [25] KAITA Y. Thermodynamic properties of lithium bromide: water solutions at high temperatures[J]. International Journal of Refrigeration, 2001, 24: 374-390.
- [26] HEROLD K, MORAN M. Thermodynamic properties of lithium bromide/water solutions[J]. ASHRAE Transactions, 1987, 93: 35-48.
- [27] WU C, WANG S S, BAI K I, et al. Thermodynamic analysis and parametric optimization of CDTPC-ARC based on cascade use of waste heat of heavy-duty internal combustion engines (ICEs)[J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 106: 661-673.
- [28] DEB K, PRATAP A, AGARWAL S, et al. A fast and elitist multiobjective genetic algorithm: NSGA-II[J]. IEEE Transactions on Evolutionary Computation, 2002, 6: 182-197.

(责任编辑 李园)