

DOI: 10.19666/j.rlfed.202211282

# 超临界二氧化碳动力循环余热利用方案 优化研究

封康<sup>1</sup>, 郑蕾燕<sup>1</sup>, 仇中柱<sup>1</sup>, 张敬奎<sup>1</sup>, 孙永康<sup>2</sup>, 程云瑞<sup>1</sup>,  
罗添<sup>1</sup>, 赵航<sup>1</sup>

(1.上海电力大学能源与机械工程学院, 上海 200120;  
2.上海燃气工程设计研究有限公司, 上海 200135)

[摘要] 针对燃气轮机余热利用问题, 以有回热的超临界二氧化碳(S-CO<sub>2</sub>)动力循环为基础, 引入中间冷却、中间再热和分流再压缩技术, 建立6种循环方案。分别以S-CO<sub>2</sub>动力循环的循环效率最高和循环净输出功最大为优化目标, 采用遗传算法对各方案的参数进行优化, 并对每个方案的优化结果进行经济性比较。结果表明: 以循环效率最高为优化目标时, 引入一次中间冷却、一次中间再热和一次分流再压缩都能不同程度提高循环效率, 其中引入一次分流再压缩和一次中间再热的方案6循环效率最高, 达到43.29%; 以循环净输出功最大为优化目标时, 引入一次中间冷却可以增大输出功, 引入一次中间再热会减小S-CO<sub>2</sub>动力循环净输出功, 而一次分流再压缩退化为无分流方案, 其中引入一次中间冷却的方案2净输出功最大, 为82 620.02 kW; 6个方案的经济性均在以S-CO<sub>2</sub>动力循环净输出功最大为优化目标时更具优势, 原因在于这种情况下对燃气轮机排烟的余热利用效率更高, 其中方案2运行20年收益最大, 为50.65亿元。

[关键词] 余热利用; 超临界二氧化碳动力循环; 参数优化; 循环效率; 净输出功; 运行收益

[引用本文格式] 封康, 郑蕾燕, 仇中柱, 等. 超临界二氧化碳动力循环余热利用方案优化研究[J]. 热力发电, 2023, 52(6): 119-126. FENG Kang, ZHENG Puyan, QIU Zhongzhu, et al. Study on optimization of supercritical carbon dioxide power cycle schemes in waste heat utilization[J]. Thermal Power Generation, 2023, 52(6): 119-126.

## Study on optimization of supercritical carbon dioxide power cycle schemes in waste heat utilization

FENG Kang<sup>1</sup>, ZHENG Puyan<sup>1</sup>, QIU Zhongzhu<sup>1</sup>, ZHANG Jingkui<sup>1</sup>, SUN Yongkang<sup>2</sup>,  
CHENG Yunrui<sup>1</sup>, LUO Tian<sup>1</sup>, ZHAO Hang<sup>1</sup>,

(1. College of Energy and Mechanical Engineering, Shanghai University of Electric Power, Shanghai 200120, China;  
2. Shanghai Gas Engineering Design and Research Co., Ltd., Shanghai 200135, China)

**Abstract:** Aiming at the problem of waste heat utilization of gas turbine, the technologies of intermediate cooling, intermediate reheating and split flow recompression were introduced into the supercritical carbon dioxide (S-CO<sub>2</sub>) power cycle with heat recovery and six cycle schemes were established. Taking the cycle efficiency and the cycle net output power of the S-CO<sub>2</sub> cycle as the optimization objectives, the genetic algorithm was used to optimize the parameters of each scheme, and the earnings of optimization results were compared. The results show that the cycle efficiency can be improved in varying degrees by introducing one intermediate cooling, one intermediate reheat and one split flow recompression when the optimization goal is to maximize the cycle efficiency. The cycle efficiency of the sixth scheme that introduces one split flow recompression and one intermediate reheat is the highest, which reaches 43.29%. When the optimization goal is to maximize the net cycle output work, the introduction of primary intermediate cooling can increase the net output power, the introduction of primary intermediate reheating can reduce the net output power of the power cycle, and the one split recompression degenerates into no split scheme. The second scheme that

收稿日期: 2022-11-19 网络首发日期: 2023-04-28

基金项目: 上海市科学技术委员会项目(20DZ1205002)

Supported by: Science and Technology Commission of Shanghai Municipality (20DZ1205002)

第一作者简介: 封康(1994), 男, 硕士研究生, 主要研究方向为燃气轮机余热高效利用, fengkangwy@163.com。

通信作者简介: 郑蕾燕(1972), 女, 博士, 副教授, 主要研究方向为电站热力系统、分布式供能系统和智能能源网的节能优化等, tyy33@163.com。

introduces primary intermediate cooling has the largest net output power reaching 82 620.02 kW. When the cycle net output work is taken as the optimization objective, the economy of the six schemes is more advantageous because the waste heat utilization efficiency of gas turbine smoke exhaust is higher. The second scheme has the largest operating earnings in 20 years, which is RMB 5.065 billion.

**Key words:** waste heat utilization; supercritical carbon dioxide power cycle; parameter optimization; cycle efficiency; net output power; operating earnings

超临界二氧化碳(S-CO<sub>2</sub>)布雷顿循环是具有发展潜能的能量转化系统之一<sup>[1]</sup>, 其应用领域包含核能<sup>[2]</sup>、化石燃料<sup>[3]</sup>、废热<sup>[4]</sup>和可再生热源<sup>[5]</sup>等。与传统蒸汽朗肯循环相比, S-CO<sub>2</sub>动力循环在中/高温效率更高<sup>[6-8]</sup>, CO<sub>2</sub>有良好的热稳定性, 其临界参数低(31.06 °C、7.38 MPa), 容易实现超临界状态。基于以上 S-CO<sub>2</sub>循环的优点, 余热利用中, S-CO<sub>2</sub>动力循环受到广泛关注。

研究表明循环结构的设计对 S-CO<sub>2</sub>动力循环的热力性能有很大影响。朱含慧等<sup>[9]</sup>在透平入口温度在 500~800 °C 范围研究表明, 引入中间冷却可以提高简单回热 S-CO<sub>2</sub>动力循环的循环效率。Padilla 等人<sup>[10]</sup>研究表明, 在回热 S-CO<sub>2</sub>布雷顿引入一次再热可以提高系统循环效率。Iverson<sup>[11]</sup>、Chacartegui<sup>[12]</sup>和张旭伟<sup>[13]</sup>等在有回热的布雷顿 S-CO<sub>2</sub>动力循环中引入分流再压缩技术, 提高了系统的循环效率。此外 Iverson 等人<sup>[11]</sup>的研究还表明当透平入口工质温度高于 600 °C 时, 分流再压缩技术的效果更为明显。Dostal 和 Sun 等人<sup>[14-16]</sup>将 S-CO<sub>2</sub>动力循环应用于余热回收, 再热-分流再压缩循环比回热 S-CO<sub>2</sub>动力循环具有更高的效率。邓成刚等<sup>[17]</sup>将 S-CO<sub>2</sub>动力循环用于燃煤发电领域, 结果表明: 高压透平入口参数为 25 MPa/620 °C 时, 在分流再压缩动力循环基础上引入一次中间再热, 发电效率提高了 3.29%。

很多研究者对 S-CO<sub>2</sub>动力循环的参数进行了优化研究。Moisseytsev 等人<sup>[18]</sup>研究了 S-CO<sub>2</sub>分流再压缩循环应用于钠冷却反应堆的可行性, 以循环效率最大为目标对各点参数进行优化, 可知对于固定的最低温度, 存在最佳的最低压力, 参数优化后, 循环效率由 39.1% 提升至 42.9%。张展等<sup>[19]</sup>将简单回热循环和间冷循环应用于燃气轮机废热回收, 发现选取合适的一级压缩机出口压力能够降低压缩耗功, 增大 S-CO<sub>2</sub>动力循环的净输出功。Padilla 等人<sup>[20]</sup>将带回热的布雷顿循环、再热循环和再热-分流再压缩循环进行研究。以最大化循环热效率为目标来获得最佳压力比, 研究表明, 再热-分流再压缩循环效率最高, 带回热的布雷顿循环效率最低。

上述对 S-CO<sub>2</sub>动力循环系统方案的研究表明,

引入回热循环、间冷技术、再热技术和分流再压缩技术, 改善循环结构, 可以提高 S-CO<sub>2</sub>动力循环的热力性能, 不同方案的最佳参数亦不相同, 但在给定热源条件下, 对于不同 S-CO<sub>2</sub>动力循环在最佳参数选择下的比较研究很少。

本文针对燃气轮机余热利用, 以有回热的 S-CO<sub>2</sub>动力循环为基础, 引入间冷技术, 再热技术, 分流再压缩技术, 建立 6 种 S-CO<sub>2</sub>动力循环方案, 利用 Ebsilon 软件对各方案进行建模, 并以循环效率最高和净输出功最大为目标确定各方案的最优参数, 比较研究各方案的热力性能, 在此基础上对各方案的经济性进行比较, 确定余热利用的经济性最佳方案。

## 1 系统描述

燃气轮机排烟温度较高, 有较大利用价值, 通常在下流引入动力循环利用余热发电, 其示意如图 1 所示。

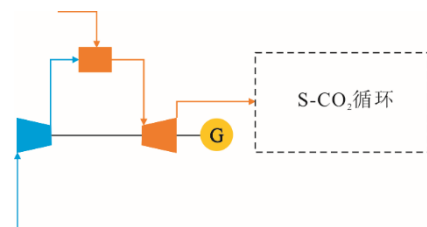
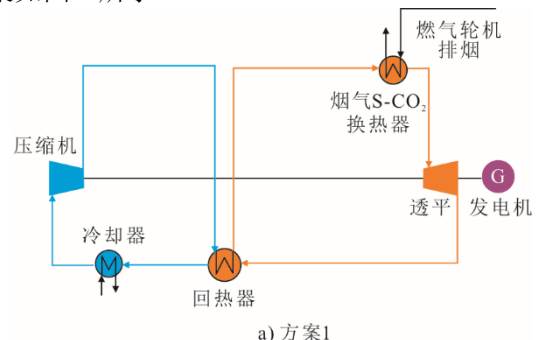


图 1 燃气轮机余热利用示意

Fig.1 Schematic diagram of waste heat utilization of gas turbine

本文以回热 S-CO<sub>2</sub>动力循环为基础, 引入中间冷却、中间再热和分流再压缩技术, 形成 6 种 S-CO<sub>2</sub>动力循环方案, 用于燃气轮机余热利用, 6 种循环方案如图 2 所示。



a) 方案1

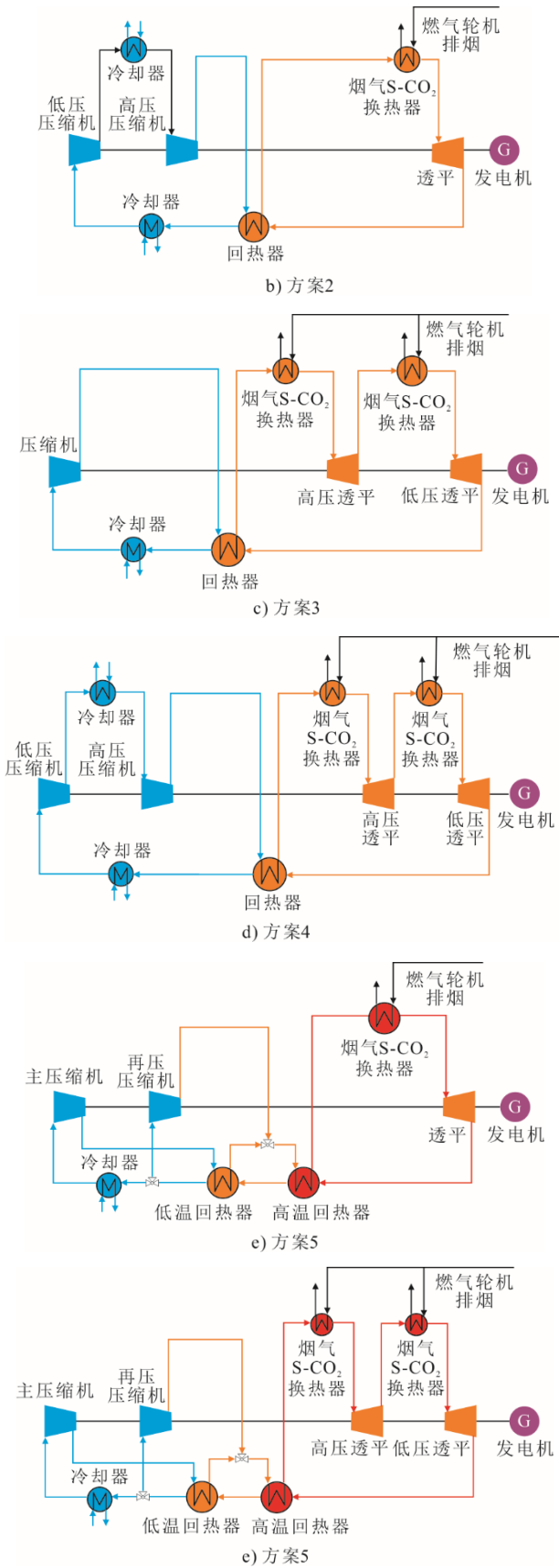


图 2 6 种循环方案  
Fig.2 Six cycle schemes

方案 1 为有回热 S-CO<sub>2</sub> 动力循环，配置 1 台冷

却器、1 台烟气-S-CO<sub>2</sub> 换热器、1 台压缩机、1 台透平、1 台回热器和 1 台发电机 (图 2a)); 方案 2 在方案 1 的基础上引入一次中间冷却，增加 1 台冷却器和 1 台压缩机 (图 2b)); 方案 3 在方案 1 的基础上引入一次中间再热，增加 1 台烟气-S-CO<sub>2</sub> 换热器和 1 台透平 (图 2c)); 方案 4 在方案 1 的基础上引入一次中间冷却和一次中间再热，增加 1 台冷却器、1 台压缩机、1 台烟气-S-CO<sub>2</sub> 换热器和 1 台透平 (图 2d)); 方案 5 在方案 1 的基础上引入一次分流再压缩，增加 1 台压缩机和 1 台回热器 (图 2e)); 方案 6 在方案 1 的基础上引入一次再热和一次分流再压缩，增加 1 台压缩机、1 台回热器、1 台烟气-S-CO<sub>2</sub> 换热器和 1 台透平 (图 2f))。

## 2 优化模型建立

### 2.1 热力学指标

应用 EBSILON 软件<sup>[21-23]</sup>搭建上述 6 个方案的静态仿真模型，进行系统的热力计算。计算中工质物性性质引用 Refprop 库<sup>[24]</sup>，并作如下假设<sup>[25]</sup>：

- 1) 系统达到稳态运行，且工质无泄漏；
- 2) 各设备之间相互连接的管道压力相等，忽略工质在管道和各设备的压力损失和热损失；
- 3) 部件动能和势能的变化可忽略；
- 4) 工质流经透平和压缩机过程为绝热过程；
- 5) 工质为理想气体。

根据质量守恒和能量守恒定律建立系统各部件的工作过程热力学模型。

质量守恒表达式为：

$$\sum \dot{m}_{in} = \sum \dot{m}_{out} \quad (1)$$

式中： $\dot{m}_{in}$ 、 $\dot{m}_{out}$  分别为设备进、出口质量流量，kg/s。

压缩机耗功为：

$$\dot{W}_{comp} = \sum_{j=1}^n \dot{m}_{comp} \cdot \frac{h_{out,comp} - h_{in,comp}}{\eta_{mech,comp}} \quad (2)$$

式中： $\dot{m}_{comp}$  为压缩机质量流量，kg/s； $h_{in,comp}$  和  $h_{out,comp}$  分别为压缩机进口比焓和出口比焓，kJ/kg； $\eta_{mech,comp}$  为压缩机机械效率； $n$  为压缩机台套数。

透平输出功为：

$$\dot{W}_{turb} = \sum_{k=1}^m \dot{m}_{turb} \cdot \frac{h_{in,turb} - h_{out,turb}}{\eta_{mech,turb}} \quad (3)$$

式中： $\dot{m}_{turb}$  为透平质量流量，kg/s； $h_{in,turb}$  和  $h_{out,turb}$  分别为透平进口比焓和出口比焓，kJ/kg； $\eta_{mech,turb}$  为透平机械效率； $m$  为透平台套数。

加热器、回热器和冷却器等换热器的计算模型均为：

$$\dot{m}_{\text{hot}} \cdot (h_{\text{in,hot}} - h_{\text{out,hot}}) = \dot{m}_{\text{cold}} \cdot (h_{\text{out,cold}} - h_{\text{in,cold}}) \quad (4)$$

式中:  $\dot{m}_{\text{cold}}$ 、 $\dot{m}_{\text{hot}}$  分别为冷、热流体质量流量, kg/s;  $h_{\text{in,hot}}$ 、 $h_{\text{out,hot}}$  分别为热流体进口比焓和出口比焓, kJ/kg;  $h_{\text{in,cold}}$ 、 $h_{\text{out,cold}}$  分别为冷流体进口比焓和出口比焓, kJ/kg。

S-CO<sub>2</sub> 动力循环净输出功为:

$$\dot{W}_{\text{net}} = \dot{W}_{\text{turb}} - \dot{W}_{\text{comp}} \quad (5)$$

式中:  $\dot{W}_{\text{turb}}$  为透平输出功, kW;  $\dot{W}_{\text{comp}}$  为压缩机耗功, kW。

S-CO<sub>2</sub> 动力循环从热源获得的热量为:

$$Q_{\text{H}} = \dot{m}_{\text{heater}} \cdot (h_{\text{out,heater}} - h_{\text{in,heater}}) \quad (6)$$

式中:  $\dot{m}_{\text{heater}}$  为流经加热器工质的质量流量, kg/s;  $h_{\text{in,heater}}$ 、 $h_{\text{out,heater}}$  分别为流经加热器工质的进口比焓和出口比焓, kJ/kg。

S-CO<sub>2</sub> 动力循环的效率为:

$$\eta_{\text{th}} = \frac{\dot{W}_{\text{net}}}{Q_{\text{H}}} \quad (7)$$

式中:  $\dot{W}_{\text{net}}$  为 S-CO<sub>2</sub> 动力循环净输出功, kW;  $Q_{\text{H}}$  为 S-CO<sub>2</sub> 动力循环从热源获得的热量, kW。

## 2.2 模型验证

为验证模型的正确性, 将模型仿真结果与文献[26]中的数据比较, 表 1 列出了模型的参数设置, 表 2 给出了模拟结果, 最大误差为 0.16%, 说明模型是可靠的。

表 1 参数设置

Tab.1 Parameter setting

项目	文献[26]数值
质量流量/(kg·s <sup>-1</sup> )	2 085
S-CO <sub>2</sub> 透平入口压力/MPa	19.83
S-CO <sub>2</sub> 透平入口温度/K	583.15
S-CO <sub>2</sub> 透平出口压力/MPa	7.90
高温回热器热流体侧出口温度/K	431.65
低温回热器热流体侧出口温度/K	340.09
主压缩机入口流量/(kg·s <sup>-1</sup> )	1 246.83
主压缩机入口压力/MPa	7.69
主压缩机入口温度/K	305.15
主压缩机出口压力/MPa	20

表 2 模拟结果

Tab.2 Simulation results

项目	文献[26]数值	模型值	误差
S-CO <sub>2</sub> 透平出口温度/K	490.24	490.25	0.01%
主压缩机出口温度/K	333.98	334.53	0.16%
高温回热器冷流体侧入口温度/K	427.13	426.78	0.08%
高温回热器冷流体侧出口温度/K	471.98	471.56	0.09%
循环效率/%	30.60	30.61	0.03%
净输出功/kW	93 680	93 714	0.03%

## 2.3 优化模型

循环系统最低压力、循环系统最高压力、工质流经再压缩机流量与系统工质流量之比、压缩机压比和透平膨胀比等参数的选择会对 S-CO<sub>2</sub> 的动力循环效率和循环净输出功产生较大的影响, 有必要对这些变量进行寻优。

以循环效率最高为优化目标时, 建立 S-CO<sub>2</sub> 动力循环优化模型为:

$$\max \eta_{\text{th}} = \frac{\dot{W}_{\text{net}}}{Q_{\text{H}}} \quad (8)$$

$$\begin{cases} 7.4 \text{ MPa} \leq p_{\text{min}} \leq 12 \text{ MPa} \\ 15 \text{ MPa} \leq p_{\text{max}} \leq 30 \text{ MPa} \\ p_{\text{min}} \leq p_{\text{comp,mid}} \leq p_{\text{max}} \\ p_{\text{min}} \leq p_{\text{turb,mid}} \leq p_{\text{max}} \\ 0 \leq x \leq 1 \end{cases}$$

以净输出功最大为优化目标时, 建立 S-CO<sub>2</sub> 动力循环优化模型为:

$$\max \dot{W}_{\text{net}} = \dot{W}_{\text{turb}} - \dot{W}_{\text{comp}} \quad (9)$$

$$\begin{cases} 7.4 \text{ MPa} \leq p_{\text{min}} \leq 12 \text{ MPa} \\ 15 \text{ MPa} \leq p_{\text{max}} \leq 30 \text{ MPa} \\ p_{\text{min}} \leq p_{\text{comp,mid}} \leq p_{\text{max}} \\ p_{\text{min}} \leq p_{\text{turb,mid}} \leq p_{\text{max}} \\ 0 \leq x \leq 1 \end{cases}$$

式中:  $p_{\text{min}}$  为循环系统最低压力, MPa;  $p_{\text{max}}$  为循环系统最高压力, MPa;  $p_{\text{comp,mid}}$  为 2 台压缩机串联时, 2 台压缩机之间的压力, MPa;  $p_{\text{turb,mid}}$  为 2 台透平串联时, 2 台透平之间的压力, MPa;  $x$  为分流比, 表示工质流经再压压缩机流量与系统工质总流量之比。

## 3 优化结果与讨论

基于上述热力学模型, 采用遗传算法对 6 个 S-CO<sub>2</sub> 动力循环进行寻优计算, 优化参数分别为  $p_{\text{min}}$ 、 $p_{\text{max}}$ 、 $p_{\text{comp,mid}}$ 、 $p_{\text{turb,mid}}$  和  $x$ , 优化目标分别为 S-CO<sub>2</sub> 动力循环循环效率最高和净输出功最大。

### 3.1 基本参数

表 3 列出了 S-CO<sub>2</sub> 动力循环的主要参数。设定环境温度为 17 °C, 17 °C 的水进入 S-CO<sub>2</sub> 动力循环冷却器将 S-CO<sub>2</sub> 冷却至 32 °C。当方案中引入一次中间再热时, 系统存在 2 个烟气-S-CO<sub>2</sub> 换热器和

2 个透平，上游烟气平均分配给每个烟气-S-CO<sub>2</sub> 换热器，保证每个透平入口温度都能达到 527.1 °C。

表 3 S-CO<sub>2</sub> 循环参数  
Tab.3 Parameters of S-CO<sub>2</sub> power cycle

项目	数值
压缩机入口温度/°C	32.0
循环最低压力/MPa	7.4~12.0
循环最高压力/MPa	15.0~30.0
透平入口温度/°C	527.1
回热器最小端差/°C	30.0
烟气-S-CO <sub>2</sub> 换热器最小端差/°C	50.0
冷却器最小端差/°C	15.0
压缩机等熵效率/%	88
透平等熵效率/%	92
压缩机和透平机械效率/%	99
环境温度/°C	17.0

以西门子公司生产的 SGT5-4000F 燃气轮机作为余热利用的上游，其参数见表 4。

表 4 燃气轮机参数  
Tab.4 Parameters of gas turbine

项目	数值
排烟温度/°C	577.1
排气流量/(kg·s <sup>-1</sup> )	688.5

表 5 最高循环效率优化结果  
Tab.5 Optimization result of highest cycle efficiency

	CO <sub>2</sub> 质量流量/(kg·s <sup>-1</sup> )	$p_{\min}$ /MPa	$p_{\text{comp,mid}}$ /MPa	$p_{\max}$ /MPa	$p_{\text{turb,mid}}$ /MPa	$x$ /%	效率/%
方案 1	611	10.59		30			34.39
方案 2	604	7.40	7.75	30			37.16
方案 3	310	9.52		30	17.19		36.71
方案 4	309	7.40	7.73	30	15.15		39.16
方案 5	615	10.28		30		36.47	41.46
方案 6	313	10.36		30	17.27	36.60	43.29

为了比较引入一次中间再热对循环效率的影响，将方案 1 和方案 3 进行比较，方案 3 的循环效率提高 2.32%，将方案 2 和方案 4 进行比较，方案 4 的循环效率提高 2.00%。可知引入一次中间再热，循环效率平均提高 2.16%。原因在于引入一次中间再热，由于总压比会分配给 2 个串联的透平，每个透平分得的压比变小，导致透平出口温度较高，从而使得对烟气余热利用率降低。燃气轮机烟气排烟温度为 577.10 °C，经过方案 1 后降至 355.70 °C，经过方案 2 后降至 293.99 °C。经过方案 3 降至 445.11 °C，经过方案 4 降至 430.11 °C。方案 3 和方案 4 利用了余热高温段发电，所以发电效率得到提高。

为了比较引入一次分流再压缩对循环效率的

影响，将方案 1 和方案 5 进行比较，方案 5 的循环效率提高 7.07%，将方案 3 和方案 6 进行比较，方案 6 的循环效率提高 6.58%，可知引入一次分流再压缩，循环效率平均提高 6.83%。原因在于如果工质全部进入主压缩机，此时分流比  $x=0$ ，工质先被冷却器冷却，冷却工质的好处是可以减小压缩机功耗，缺点是会使得系统丧失这部分能量。而如果工质全部进入再压压缩机，此时分流比  $x=1$ ，工质不会被冷却，好处在于工质不会丧失能量，缺点是会极大增加再压压缩机功耗。所以选择合适的分流比，以达到最优的循环效率，循环效率得到提升。

### 3.2 最高循环效率

本文采用遗传算法对优化模型进行寻优计算。遗传算法作为一种常见的多参数优化方法，能够较快地获得较好的优化结果，在热力系统优化中广泛应用<sup>[27]</sup>。

以 S-CO<sub>2</sub> 动力循环循环效率最高为寻优目标，6 个方案优化后参数见表 5。由表 5 可知：每个方案优化获得最高循环效率时，对应的 CO<sub>2</sub> 质量流量和各点参数不相同；方案 6 优化后循环效率最高，达到 43.29%；方案 1 优化后循环效率最低，为 34.39%。为了比较引入一次中间冷却对循环效率的影响，将方案 1 和方案 2 进行比较，方案 2 的循环效率提高 2.77%，将方案 3 和方案 4 进行比较，方案 4 的循环效率提高 2.45%。可知引入一次中间冷却，循环效率平均提高 2.61%。原因在于引入一次中间冷却，相当于在基本循环基础上增加了 1 个附加循环，在压比和温比不变的情况下，附加的循环效率低于基本循环，所以系统整体效率会有所降低。但将压比提高，循环效率就可以得到一定的提高。所以表 5 中方案 2 和方案 4 最佳压比均比方案 1 和方案 3 最佳压比有所提高。

通过上述研究可知：S-CO<sub>2</sub> 动力循环引入一次中间冷却、一次中间再热和一次分流再压缩技术均

能不同程度提高循环效率；引入一次分流再压缩提高循环效率幅度最大，其次是引入一次中间冷，而引入一次中间再热提高幅度最小。

### 3.3 最大净输出功

以 S-CO<sub>2</sub> 动力循环净输出功最大为寻优目标，

6 个方案优化后参数见表 6。由表 6 可以看出：每个方案的获得最大净输出功时，对应的 CO<sub>2</sub> 质量流量和各点参数不相同；方案 2 优化后净输出功最大，为 82 620.02 kW；方案 3 和方案 6 优化后净输出功最低，为 38 581.97 kW。

表 6 最大净输出功优化结果  
Tab.6 Optimization result of maximum net work output

	CO <sub>2</sub> 质量流量/(kg·s <sup>-1</sup> )	$p_{\min}$ /MPa	$p_{\text{comp,mid}}$ /MPa	$p_{\max}$ /MPa	$p_{\text{turb,mid}}$ /MPa	$x/\%$	净输出功/kW
方案 1	611	9.75		30			69 559.96
方案 2	604	7.40	8.27	30			82 620.02
方案 3	311	9.52		30	16.06		38 581.97
方案 4	309	7.40	8.31	30	13.98		46 014.09
方案 5	615	9.75		30		0	69 559.96
方案 6	313	9.52		30	16.06	0	38 581.97

为了比较引入一次中间冷却对净输出功的影响，将方案 1 和方案 2 进行比较，方案 2 的净输出功提高 18.78%；将方案 3 和方案 4 进行比较，方案 4 的净输出功提高 19.26%。由比较结果可知，引入一次中间冷却，净输出功平均提高 19.02%。原因在于引入一次中间冷却可以降低进入压缩机的工质温度，减少压缩机耗功，有利于提高系统净输出功。

为了比较引入一次中间再热对净输出功的影响，将方案 1 和方案 3 进行比较，方案 3 的净输出功降低 44.53%；方案 2 和方案 4 进行比较，方案 4 的净输出功降低 44.31%。由比较结果可知引入一次中间再热，净输出功平均降低 44.42%。原因在于引入一次中间再热，上游燃气轮机烟气需要分配给 2 台烟气-S-CO<sub>2</sub> 换热器，导致 S-CO<sub>2</sub> 质量流量显著下降，净输出功降低。

为了比较引入一次分流再压缩对净输出功的影响，将方案 1 和方案 5 进行比较，净输出功不变；方案 3 和方案 6 进行比较，净输出功不变。原因在于引入一次分流再压缩，进入再压压缩机的工质没有经过冷却器冷却，导致再压压缩机耗功较大。为保证系统净输出功最大，压缩机耗功要尽可能小，所以优化结果是工质均流向主压缩机，方案 5 和方案 6 分别退化为方案 1 和方案 3。

结果表明：分别引入一次中间冷却、一次中间再热和一次分流再压缩，对循环净输出功的影响同；引入一次中间冷却可以增大输出功，引入一次中间再热会减小 S-CO<sub>2</sub> 动力循环净输出功；而以最大净输出功为优化目标时分流再压缩方案退化为无分流方案。

## 4 经济性比较

由上述分析可知，引入一次中间冷却、一次中间再热和一次分流再压缩技术会对 S-CO<sub>2</sub> 动力循环产生不同程度的影响，而增加设备势必增加系统投资成本。在获得循环效率最高和动力净输出功最大的条件下，将 6 个 S-CO<sub>2</sub> 动力循环方案进行经济性比较，以选出经济性最佳的方案。

### 4.1 经济模型

表 7 给出了用于计算 S-CO<sub>2</sub> 动力循环中各设备成本函数<sup>[28]</sup>，表 8 给出了成本函数常数<sup>[28]</sup>。

表 7 设备成本函数表  
Tab.7 Equipment cost function table

设备	成本函数
压缩机	$\frac{C_1 A_1 m_{\text{CO}_2} p_R \ln(p_R)}{0.9 - \mu_{\text{comp}}}$
冷却器	$A_2 U_A$
回热器	$A_3 U_A$
S-CO <sub>2</sub> 透平+发电机+齿轮+管道+辅助设备	$A_4 P_E$
烟气-S-CO <sub>2</sub> 换热器	$A_5 U_A$

注：C<sub>1</sub>=1.051；A<sub>1</sub>、A<sub>2</sub>、A<sub>3</sub>、A<sub>4</sub>、A<sub>5</sub> 为成本函数常数；m<sub>CO<sub>2</sub></sub> 为 CO<sub>2</sub> 的质量流量，kg/s；p<sub>R</sub> 为压比，U<sub>A</sub> 为导热系数，kW/K；P<sub>E</sub> 为 S-CO<sub>2</sub> 动力循环净发电功率，kW；η<sub>comp</sub> 为压缩机效率。

表 8 成本函数常数表  
Tab.8 Constant table of cost function

常数	数值
A <sub>1</sub> /(元·(kg·s <sup>-1</sup> ) <sup>-1</sup> )	266.39
A <sub>2</sub> /(元·(kW·K <sup>-1</sup> ) <sup>-1</sup> )	11.46
A <sub>3</sub> /(元·(kW·K <sup>-1</sup> ) <sup>-1</sup> )	16.86
A <sub>4</sub> /(元·kW <sup>-1</sup> )	6 744.20
A <sub>5</sub> /(元·(kW·K <sup>-1</sup> ) <sup>-1</sup> )	33.72

S-CO<sub>2</sub> 循环设备投资成本为:

$$C_{\text{cost}} = C_{\text{turb}} + C_{\text{comp}} + C_{\text{heater}} + C_{\text{cooler}} + C_{\text{RG}} + C_{\text{G}} \quad (10)$$

式中:  $C_{\text{turb}}$  为透平成本, 元;  $C_{\text{comp}}$  压缩机成本, 元;  $C_{\text{heater}}$  为烟气-S-CO<sub>2</sub> 换热器成本, 元;  $C_{\text{cooler}}$  为冷却器成本, 元;  $C_{\text{RG}}$  为回热器成本, 元;  $C_{\text{G}}$  为其他辅助设备成本, 元。

现值因子  $P_i$  为:

$$P_i = \frac{1}{(1+r)^i} \quad (11)$$

式中:  $r$  为贴现率, 取值 8%;  $i$  为系统使用年限, 取值 20 年<sup>[28]</sup>。

系统运行成本为:

$$C_m = k \cdot C_{\text{cost}} \quad (12)$$

式中:  $k$  为系统每年操作、维护和保险成本系数, 取值 1.5%。

年发电营收  $N_{\text{NE}}$  为:

$$N_{\text{NE}} = C_{\text{el}} \cdot P_{\text{S-CO}_2} \cdot t_{\text{run}} \quad (13)$$

式中:  $C_{\text{el}}$  为上网电价, 元/(kW·h);  $P_{\text{S-CO}_2}$  为 S-CO<sub>2</sub> 动力循环发电量, kW;  $t_{\text{run}}$  系统年运行小时数, 取 8 000 h<sup>[28]</sup>。

S-CO<sub>2</sub> 动力循环运行 20 年收益为:

$$S_{20} = \sum_{i=1}^{20} (N_{\text{NE}} \cdot P_i - C_m) - C_{\text{cost}} \quad (14)$$

### 4.2 S-CO<sub>2</sub> 循环 20 年收益

图 3 为 6 个方案对应净输出功率最大、循环效率最高参数设置条件下运行 20 年的收益。

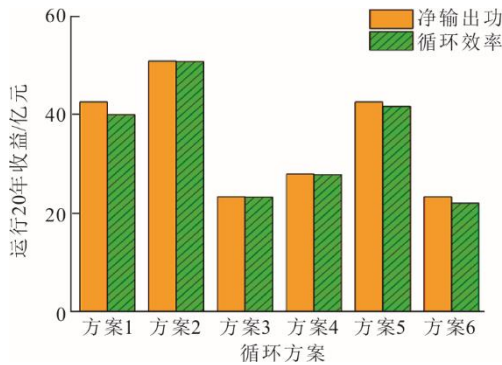


图 3 S-CO<sub>2</sub> 动力循环 20 年收益  
Fig.3 20-year operating earnings of S-CO<sub>2</sub> power cycle

由图 3 可见, 每个方案以 S-CO<sub>2</sub> 动力循环净输出功率最大为寻优目标的收益均高于其以 S-CO<sub>2</sub> 动力循环循环效率最高为寻优目标的收益。原因在于各方案以 S-CO<sub>2</sub> 动力循环净输出功率最大为寻优目标时, 对燃气轮机烟气余热利用率更高, 具体如图 4 所示。

6 个方案在以 S-CO<sub>2</sub> 动力循环净输出功率最大为寻优目标时, 方案 5 会退化为方案 1, 方案 6 退化

为方案 3, 故方案 5 和方案 6 不再讨论。方案 3 和方案 4 都比方案 1 复杂, 投资成本更高, 但是净输出功率却低于方案 1, 导致经济性低; 方案 2 虽然比方案 1 增加 1 台冷却器和 1 台压缩机, 运行 20 年发电成本提高 2.46 亿元, 但方案 2 比方案 1 运行 20 年发电营收增加 10.71 亿元, 所以运行 20 年收益最大的是以 S-CO<sub>2</sub> 动力循环净输出功率最大为寻优目标时的方案 2, 运行 20 年收益为 50.65 亿元。

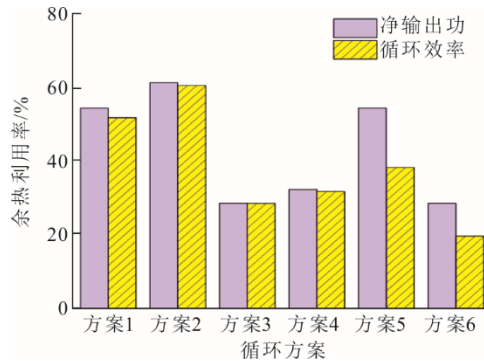


图 4 S-CO<sub>2</sub> 动力循环对燃气轮机排烟余热利用率  
Fig.4 Utilization rate of S-CO<sub>2</sub> power cycle for exhaust heat of gas turbine

## 5 结 论

针对燃气轮机余热利用问题, 在有回热的 S-CO<sub>2</sub> 动力循环基础上引入中间冷却、中间再热和分流再压缩技术, 建立 6 种循环方案进行优化研究, 得出了以下结论。

1) 以 S-CO<sub>2</sub> 动力循环效率最高为寻优目标时, 每个方案的 CO<sub>2</sub> 质量流量和各点最佳参数不相同。分别引入一次中间冷却、一次中间再热和一次分流再压缩, 均能不同程度提高循环效率; 引入一次分流再压缩提高循环效率幅度最大, 其次是引入一次中间冷却, 而引入一次中间再热提高幅度最小; 同时引入一次分流再压缩和一次中间再热的方案 6 循环效率最高, 达到 43.29%。

2) 以 S-CO<sub>2</sub> 动力循环净输出功率最大为寻优目标时, 每个方案的 CO<sub>2</sub> 质量流量和各点最佳参数不相同。分别引入一次中间冷却、一次中间再热和一次分流再压缩, 对循环净输出功率的影响不尽相同; 引入一次中间冷却可以增大 S-CO<sub>2</sub> 动力循环净输出功率, 引入一次中间再热会减小净输出功率, 而一次分流再压缩退化为无分流方案; 引入一次中间冷却的方案 2 净输出功率最大, 为 82 620.02 kW。

3) 本文建立的 6 个 S-CO<sub>2</sub> 动力循环方案的经济性均在以 S-CO<sub>2</sub> 动力循环净输出功率最大为优化目标时更具优势, 原因在于这种情况下 S-CO<sub>2</sub> 动力循

环对燃气轮机排烟的余热利用效率更高,其中运行 20 年收益最大的是以 S-CO<sub>2</sub> 动力循环净输出功最大为寻优目标时的方案 2,为 50.65 亿元。

#### [参考文献]

- [1] CRESPI F, GAVAGNIN G, et al. Supercritical carbon dioxide cycles for power generation: a review[J]. *Applied Energy*, 2017, 195: 152-183.
- [2] LI M, ZHU H, GUO J, et al. The development technology and applications of supercritical CO<sub>2</sub> power cycle in nuclear energy, solar energy and other energy industries[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2017, 126: 255-275.
- [3] MECHERI M, MOULLECLE Y L. Supercritical CO<sub>2</sub> Brayton cycles for coal-fired power plants[J]. *Energy*, 2016, 103: 758-771.
- [4] AHN Y, BAE S J, KIM M, et al. Review of supercritical CO<sub>2</sub> power cycle technology and current status of research and development[J]. *Nuclear engineering and technology*, 2015, 47(6): 647-661.
- [5] 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*, 2013, 135(4): 041007.1-41007.7.
- [6] BAE S J, AHN Y, LEE J, et al. Various supercritical carbon dioxide cycle layouts study for molten carbonate fuel cell application[J]. *Journal of Power Sources*, 2014, 270: 608-618.
- [7] ANGELINO G. Carbon dioxide condensation cycles for power production[J]. *Journal of Engineering for Power*, 1968, 90(3): 287-295.
- [8] DOSTAL V, DRISCOLL M J, HEJZLAR P. A supercritical carbon dioxide cycle for next generation nuclear reactors[D]. Massachusetts: Massachusetts Institute of Technology, 2004: 27.
- [9] 朱含慧, 王坤, 何雅玲. 直接式 S-CO<sub>2</sub> 塔式太阳能发电系统光-热-功一体化热力学分析[J]. *工程热物理学报*, 2017, 38(10): 2045-2053.  
ZHU Hanhui, WANG Kun, HE Yaling. Thermodynamic analysis of solar thermal power tower systems integrated with the direct-heated supercritical S-CO<sub>2</sub> Brayton cycles[J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2017, 38(10): 2045-2053.
- [10] PADILLA R V, TOO Y C S, BEATH A, et al. Effect of pressure drop and reheating on thermal and exergetic performance of supercritical carbon dioxide Brayton cycles integrated with a solar central receiver[J]. *Journal of Solar Energy Engineering*, 2015, 137(5): 051012.
- [11] IVERSON B D, CONBOY T M, PASCH J J, et al. Supercritical CO<sub>2</sub> Brayton cycles for solar-thermal energy[J]. *Applied Energy*, 2013, 111: 957-970.
- [12] CHACARTEGUI R, MUOZ J M, SÁNCHEZ D, et al. Alternative cycles based on carbon dioxide for central receiver solar power plants[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2011, 31(5): 872-879.
- [13] 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.
- [14] DOSTAL V, HEJZLAR P, DRISCOLL M J. The supercritical carbon dioxide power cycle: comparison to other advanced power cycles[J]. *Nuclear Technology*, 2006, 154(3): 283-301.
- [15] SUN E, HU H, LI H, et al. Concept design of supercritical CO<sub>2</sub> cycle driven by pressurized fluidized bed combustion(PFBC) boiler[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2020, 166: 114756.
- [16] WU C, WANG S, LI J. Parametric study on the effects of a recuperator on the design and off-design performances for a CO<sub>2</sub> transcritical power cycle for low temperature geothermal plants[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2018, 137: 644-658.
- [17] 邓成刚, 陈宇明, 陈坤, 等. 50 MW 超临界二氧化碳燃煤电厂热经济性分析[J]. *热力发电*, 2021, 50(12): 160-168.  
DENG Chenggang, CHEN Yuming, CHEN Kun, et al. Thermoeconomic analysis for 50 MW supercritical carbon dioxide coal-fired power plant[J]. *Thermal Power Generation*, 2021, 50(12): 160-168.
- [18] MOISSEYTSEV A, SIENICKI J J. Investigation of alternative layouts for the supercritical carbon dioxide Brayton cycle for a sodium-cooled fast reactor[J]. *Nuclear Engineering & Design*, 2009, 239(7): 1362-1371.
- [19] 张展, 王琦, 沈德魁. 基于燃机废热的超临界二氧化碳布雷顿循环的热力学分析[J]. *中国计量大学学报*, 2020, 31(2): 177-182.  
ZHANG Zhan, WANG Qi, SHEN Dekui. Thermodynamic analysis of the supercritical carbon dioxide Brayton cycle for waste heat recovery of gas turbines[J]. *Journal of China University of Metrology*, 2020, 31(2): 177-182.
- [20] PADILLAR V, BENITO R G, STEIN W. An exergy analysis of recompression supercritical CO<sub>2</sub> cycles with and without reheating[J]. *Energy Procedia*, 2015, 69: 1181-1191.
- [21] XU C, BAI P, XIN T, HU Y, et al. A novel solar energy integrated low-rank coal fired power generation using coal pre-drying and an absorption heat pump[J]. *Applied Energy*, 2017, 200: 170-179.
- [22] WEI Q, ZHENG P, ZOU S, et al. Research on the combined low pressure steam bypass and heat storage peak shaving for industrial extraction steam heating units[J]. *Energy Reports*, 2022, 8(S2): 179-187.
- [23] XUE Y, GE Z, YANG L, et al. Peak shaving performance of coal-fired power generating unit integrated with multi-effect distillation seawater desalination[J]. *Applied Energy*, 2019, 250: 175-184.
- [24] RIVAS C, GIMENO B, ARTAL M, et al. High-pressure speed of sound in pure CO<sub>2</sub> and in CO<sub>2</sub> with SO<sub>2</sub> as an impurity using methanol as a doping agent[J]. *International Journal of Greenhouse Gas Control*, 2016, 54: 737-751.
- [25] SARKAR J, BHATTACHARYYA S. Optimization of recompression S-CO<sub>2</sub> power cycle with reheating[J]. *Energy Conversion and Management*, 2009, 50(8): 1939-1945.
- [26] PARK J H et al. Optimization and thermodynamic analysis of supercritical CO<sub>2</sub> Brayton recompression cycle for various small modular reactors[J]. *Energy*, 2018, 160: 520-535.
- [27] CAO Y, RATTNER A S, DAI Y P. Thermoeconomic analysis of a gas turbine and cascaded CO<sub>2</sub> combined cycle using thermal oil as an intermediate heat-transfer fluid[J]. *Energy*, 2018, 162: 1253-1268.
- [28] THANGANADAR D, ASFANG F, PATCHIGOLLA K. Thermal performance and economic analysis of supercritical carbon dioxide cycles in combined cycle power plant[J]. *Applied Energy*, 2019, 255: 113836.

(责任编辑 邓玲惠)