

DOI: 10.19666/j.rlfed.202212296

# 部分冷却二氧化碳循环燃煤发电系统 热力学性能分析

韩中合<sup>1,2</sup>, 郭董阳<sup>1,2</sup>, 陈东旭<sup>1,2</sup>, 白亚平<sup>1,2</sup>

(1.华北电力大学河北省低碳高效发电技术重点实验室, 河北 保定 071003;

2.华北电力大学动力工程系, 河北 保定 071003)

**[摘要]** 再压缩二氧化碳布雷顿循环具有结构简单、循环效率高的优点。然而, 再压缩循环应用于燃煤电站时面临锅炉压降大、冷却壁温高和余热利用难的问题。部分冷却二氧化碳循环凭借本身的循环特点, 在与燃煤锅炉集成时可有效缓解以上问题。利用 MATLAB 软件编写了 600 MW 部分冷却二氧化碳循环燃煤发电系统的热力计算程序。首先研究了单一参数变化时系统循环效率的变化情况。结果表明: 主压缩机入口压力和温度在临界点附近约 7.8 MPa/32 °C 时循环效率达到最大值; 预压缩机工作在临界点附近时系统效率突降; 分流系数和再热压力分别在 0.35 和 17 MPa 时系统效率达到最高。随后, 应用粒子群算法对部分冷却循环进行参数优化, 结果表明部分冷却循环在合适的设计参数条件下, 可以实现接近于再压缩循环的效率。相比于再压缩循环, 部分冷却循环的质量流量下降了 17.46%, 锅炉入口温度从 462.45 °C 降低到 429.39 °C。

**[关键词]** 超临界二氧化碳循环; 燃煤锅炉; 部分冷却循环; 粒子群算法; 循环效率

**[引用本文格式]** 韩中合, 郭董阳, 陈东旭, 等. 部分冷却二氧化碳循环燃煤发电系统热力学性能分析[J]. 热力发电, 2023, 52(10): 63-70. HAN Zhonghe, GUO Dongyang, CHEN Dongxu, et al. Thermodynamic performance analysis for coal-fired power generation system with partial cooling carbon dioxide cycle[J]. Thermal Power Generation, 2023, 52(10): 63-70.

## Thermodynamic performance analysis for coal-fired power generation system with partial cooling carbon dioxide cycle

HAN Zhonghe<sup>1,2</sup>, GUO Dongyang<sup>1,2</sup>, CHEN Dongxu<sup>1,2</sup>, BAI Yaping<sup>1,2</sup>

(1.Hebei Key Laboratory of Low Carbon and High Efficiency Power Generation Technology, North China Electric Power University, Baoding 071003, China; 2.Department of Power Engineering, North China Electric Power University, Baoding 071003, China)

**Abstract:** The recompression carbon dioxide Brayton cycle has the advantages of simple structure and high cycle efficiency. However, the recompression cycle faces the problems of large boiler pressure drop, high cooling wall temperature and difficult waste heat utilization when applied to coal-fired power plants. The partial cooling carbon dioxide cycle can effectively alleviate the above problems when integrated with coal-fired boilers by virtue of its own circulation characteristics. A thermal calculation program for a 600 MW coal-fired power generation system with partial cooling carbon dioxide cycle is written using MATLAB. Firstly, the effect of single parameter variation on the thermodynamic performance of the system is investigated. The results show that the system efficiency is highest when the main compressor inlet pressure and temperature are near the critical point; the system efficiency drops suddenly when the pre-compressor works near the critical point; the system efficiency is highest when the split ratio and reheat pressure are 0.35 and 17 MPa, respectively. The particle swarm optimization is applied to the partial cooling cycle, and the results show that the partial cooling cycle can achieve the efficiency close to that of the recompression cycle under the suitable design parameters. Compared with the recompression cycle, the mass flow rate of the partial cooling cycle decreased by 17.46% and the boiler inlet temperature decreased from 462.45 °C to 429.39 °C.

收稿日期: 2022-12-14 网络首发日期: 2023-03-13

基金项目: 河北省教育厅在读研究生创新能力培养资助项目 (CXZZBS2022149)

Supported by: Education Department of Hebei Province Graduate Student Innovation Ability Training Funding Project (CXZZBS2022149)

第一作者简介: 韩中合 (1964), 男, 博士, 教授, 主要研究方向为新能源及新循环工质开发利用, hanzhonghe@ncepu.edu.cn。



在锅炉中吸热后的高温高压状态的 S-CO<sub>2</sub> 工质首先进入高压透平内做功, 之后温压参数有所下降的二氧化碳工质返回锅炉再热器中吸收热量。而后经过升温的二氧化碳再进入低压透平中二次做功。低压透平出口的工质温度仍处于较高水平, 所以在循环中添加高温回热器和低温回热器来回收这一部分排气热量。而后低温回热器热侧出口的工质依次进入预冷器和预压缩机。预压缩机出口二氧化碳工质分成 2 股, 其中一股经过主冷却器和主压缩机压缩后达到设计压力, 随后高压工质进入低温回热器; 而另一股工质流则不预冷直接通过再压缩机压缩。这一部分二氧化碳工质在低温回热器冷侧出口与经低温回热器回热的流体混合, 然后一起进入高温回热器中吸热升温。最后具有一定压力和温度的二氧化碳再进入锅炉, 至此完成整个循环流程。

### 1.2 数学模型

图 2 为部分冷却二氧化碳燃煤发电系统计算流程。图 2 中,  $\epsilon_{\text{HTR}}$ 、 $\epsilon_{\text{LTR}}$  和  $\Delta p$  分别表示高、低温回热器 (HTR、LTR) 效能及各部件压降。根据图 2, 利用 MATLAB 软件编写了循环热力计算程序。二氧化碳工质的热力学物性在 REFPROP 物性库中进行查询。

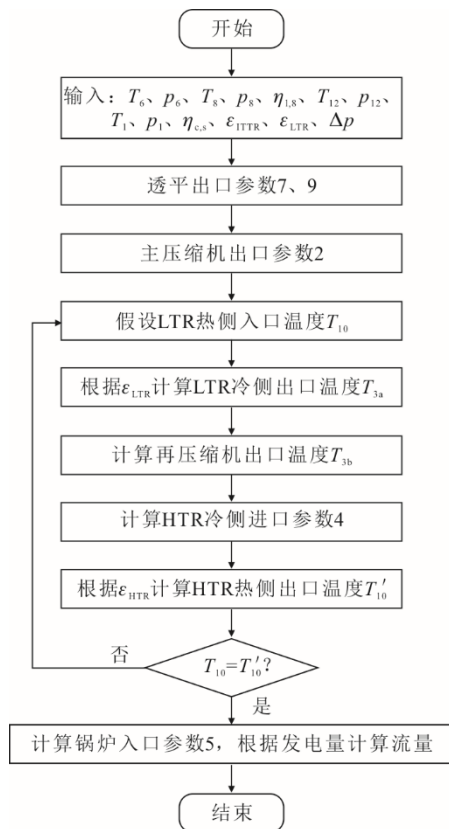


图 2 热力计算流程

Fig.2 Flow chart of thermal calculation

对于压缩机和透平这 2 个关键部件, 采用假设其等熵效率的方法进行建模。对于压缩机, 在已知工质入口压力和温度的情况下, 根据压缩机等熵效率  $\eta_{c,s}$  计算公式可计算出压缩机出口状态参数:

$$\eta_{c,s} = \frac{h_{\text{out},c,s} - h_{\text{in},c}}{h_{\text{out},c} - h_{\text{in},c}} \quad (1)$$

式中:  $h_{\text{in},c}$  为进入压缩机的二氧化碳焓, kJ/kg;  $h_{\text{out},c}$  为经压缩机升压后的二氧化碳焓, kJ/kg;  $h_{\text{out},c,s}$  为等熵条件下经压缩机升压后的二氧化碳焓, kJ/kg。

压缩机耗功计算公式为:

$$W_c = q_{m,c} (h_{\text{out},c} - h_{\text{in},c}) \quad (2)$$

式中:  $q_{m,c}$  为压缩工质质量流量, kg/s。通过预压缩机的质量流量等于循环总流量  $q_m$ , 定义  $R_{\text{SR}}$  为通过再压缩机的工质质量流量占总流量的比例系数, 则主、再压缩机质量流量分别为  $(1-R_{\text{SR}}) \cdot q_m$ 、 $R_{\text{SR}} \cdot q_m$ 。

在已知透平入口工质温度和压力的条件下, 根据透平等熵效率  $\eta_{t,s}$  计算公式可计算出透平出口状态参数值:

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

式中:  $h_{\text{in},t}$  为进入高压和低压透平的二氧化碳焓, kJ/kg;  $h_{\text{out},t}$  为高压及低压透平的排气焓, kJ/kg;  $h_{\text{out},t,s}$  为等熵条件下的高、低压透平排气焓, kJ/kg。

透平做功量为:

$$W_t = q_{m,t} (h_{\text{in},t} - h_{\text{out},t}) \quad (4)$$

式中:  $q_{m,t}$  为透平工质质量流量, kg/s。

回热器以基于焓差的效能  $\epsilon$  来表征其性能。效能即为实际换热量与理论最大换热量的比值 (式(5))。当回热器一侧的出口气温等于另一侧进口气温时, 该侧的换热量为理论最大换热量 (式(6))。

$$\epsilon = \frac{\Delta Q}{\Delta Q_{\text{max}}} = \frac{\Delta Q}{\min(\Delta Q_{\text{max},h}, \Delta Q_{\text{max},c})} \quad (5)$$

$$\Delta Q_{\text{max},h} = q_{m,h} [h(t_{\text{in},h}, p_{\text{in},h}) - h(t_{\text{in},c}, p_{\text{out},h})] \quad (6)$$

$$\Delta Q_{\text{max},c} = q_{m,c} [h(t_{\text{in},h}, p_{\text{out},c}) - h(t_{\text{in},c}, p_{\text{in},c})]$$

式中: 下标 h 和 c 分别为回热器热侧和冷侧;  $\Delta Q$ 、 $\Delta Q_{\text{max}}$  分别为实际换热量与理论换热量, kJ;  $\Delta Q_{\text{max},h}$ 、 $\Delta Q_{\text{max},c}$  分别为热侧和冷侧理论最大换热量, kJ;  $q_{m,h}$ 、 $q_{m,c}$  分别为热侧和冷侧工质质量流量, kg/s。

回热器满足能量守恒表达式为:

$$q_{m,h} (h_{\text{in},h} - h_{\text{out},h}) = q_{m,c} (h_{\text{out},c} - h_{\text{in},c}) \quad (7)$$

二氧化碳工质在锅炉内的吸热量为:

$$Q_b = q_{m,b} (h_{\text{out},b} - h_{\text{in},b}) \quad (8)$$

式中： $Q_b$  为工质在锅炉内的吸热量，kJ； $h_{in,b}$ 、 $h_{out,b}$  分别为锅炉进口和出口焓值，kJ/kg； $q_{m,b}$  为锅炉内

工质质量流量，kg/s。

因此本文部分冷却循环模型循环效率表达式为：

$$\eta = \frac{q_m [(h_6 - h_7) + (h_8 - h_9)] - q_m [(h_{13} - h_{12}) + R_{SR} (h_{3b} - h_{13}) + (1 - R_{SR})(h_2 - h_1)]}{q_m [(h_6 - h_5) + (h_8 - h_7)]} \quad (9)$$

### 1.3 模型验证

为了验证所建立循环模型和计算程序的可靠性，从文献[19]中选用其部分冷却循环系统的优化计算参数作为本程序的输入参数进行验证计算。本文计算得到的循环效率、流量、温度和功率等数据与文献的数据<sup>[19]</sup>对比见表 1。由表 1 可见，系统各关键参数相近、精度较高，验证了本文编写的热力循环计算程序可信度较高。

表 1 本文计算数据与参考文献[19]数据对比

Tab.1 The table of calculated data in this paper compared with the data in the reference [19]

项目	文献[19]数据	计算结果	误差/%
循环效率/%	49.96	49.73	0.46
工质质量流量/(kg·s <sup>-1</sup> )	5 765.9	5 905.38	2.41
锅炉入口工质温度/℃	447.40	449.97	0.57
再热透平排气温度/℃	504.20	502.21	0.39
高温回热器高压侧入口工质温度/℃	205.80	202.10	1.79
主加热器功率/MW	1 267.80	1 281.48	1.07
再热器功率/MW	733.70	729.32	0.59
高温回热器功率/MW	1 934.20	1 960.96	1.38
低温回热器功率/MW	800.30	834.63	4.28

## 2 部分冷却循环关键设计参数对系统热力学性能的影响

整个循环系统中有较多参数会对循环效率产生影响，故选取主压缩机入口压力和温度、预压缩机入口压力和温度、分流系数和再热压力这几个关键设计参数，以探究不同参数发生改变时循环效率的变化规律和循环特性。本文部分冷却循环模拟过程中设计参数的取值见表 2。

### 2.1 主压缩机入口压力、温度的影响

图 3 为主压缩机入口温度  $t_1$  分别为 32、34、36 ℃时，主压缩机入口压力  $p_1$  对循环效率的影响。因远离临界点的 CO<sub>2</sub> 受温度和压力的影响较小，故选取主压缩机入口温度在 32~36 ℃已能表明主压缩机入口温度对循环效率的影响规律。此时系统的设计工况参数为：再热气温 620 ℃，再热透平入口压力 17 MPa，主气压力 30 MPa，预压缩机入口温度 32 ℃，预压缩机入口压力 5.5 MPa，分流系数 0.35。

表 2 相关设计工况参数

Tab.2 Relevant design parameters

项目	数值	项目	数值
主气温度/℃	600	透平等熵效率/%	90 <sup>[22]</sup>
再热气温/℃	620	压缩机等熵效率/%	90 <sup>[23]</sup>
再热透平入口压力/MPa	15.0~25.0	发电机效率/%	99 <sup>[24]</sup>
主压缩机入口温度/℃	32~36	发电功率/MW	600
主压缩机入口压力/MPa	7.6~9.0	高温回热器效能	0.95 <sup>[25]</sup>
高压透平入口压力/MPa	30.0	低温回热器效能	0.95 <sup>[25]</sup>
预压缩机入口压力/MPa	4.5~7.5	主加热器压损/MPa	2.0
预压缩机入口温度/℃	32~60	再热压损/MPa	1.0
压缩分流系数	0.2~0.5 <sup>[21]</sup>	其余部件压损/MPa	0.1

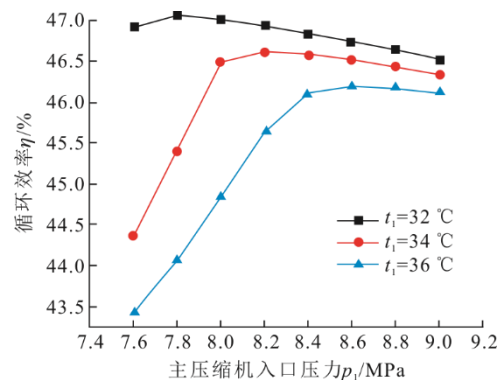


图 3 主压缩机入口压力、温度对循环效率的影响  
Fig.3 Effect of main compressor inlet pressure and temperature on cycle efficiency

图 3 中数据变化趋势表明：在主压缩机入口温度一定的情况下，随着主压缩机入口压力  $p_1$  的逐渐增大，循环效率呈现出先升后降的变化趋势；而在主压缩机入口压力一定的情况下，随着主压缩机入口温度  $t_1$  的升高，系统循环效率减小；当主压缩机入口温度和压力为 32 ℃和 7.8 MPa 时，系统循环效率达到最大，且在临界点附近效率变化比较剧烈。这是因为，二氧化碳的物性呈非线性变化，在其临界点（31 ℃，7.38 MPa）附近物性参数变化剧烈。

图 4 为 3 种工况下单位质量流量工质所做净功随主压缩机入口压力的变化情况。对比图 4、图 3 可以看出，曲线有较高的相似性，这说明循环效率改变主要受净功的影响，而主压缩机耗功的改变是导致循环净功变化的最主要原因。当主压缩机运行在临界点附近时，主压缩机耗功急剧减小，主压缩

机和再压缩机耗功减小量之和大于预压缩机耗功增大量, 所以压缩机总耗功呈下降趋势。但随着主压缩机入口压力远离临界压力, 二氧化碳的物性变化变得平稳。因此随着压力进一步增大, 压缩机总耗功随之增大, 从而导致系统循环效率下降。

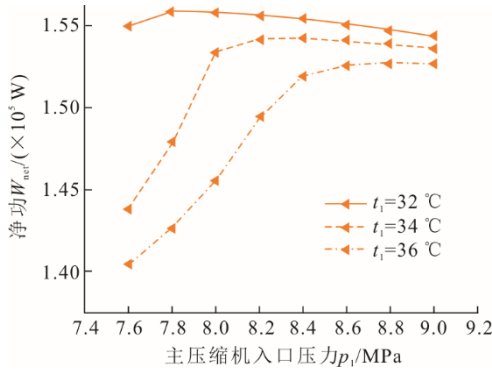


图 4 主压缩机入口压力对净功的影响

Fig.4 Effect of main compressor inlet pressure on net work

### 2.2 预压缩机入口压力、温度的影响

图 5 为预压缩机入口温度  $t_{12}$  分别为 32、40、50、60 °C 时, 系统循环效率随预压缩机入口压力的变化情况。此时, 系统的运行工况参数为: 主气温度 600 °C, 主气压力 30 MPa, 再热气温 620 °C, 再热压力 17 MPa, 主压缩机入口温度 32 °C, 主压缩机入口压力 7.8 MPa, 分流系数 0.35。

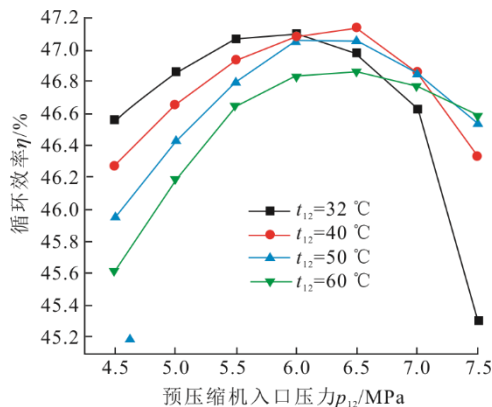


图 5 预压缩机入口压力、温度对循环效率的影响

Fig.5 Effect of pre-compressor inlet pressure and temperature on cycle efficiency

由图 5 可知, 系统循环效率随预压缩机入口压力增大呈先升后降趋势。而随着预压缩机入口温度上升, 循环效率最大值所对应的预压缩机入口压力  $p_{12}$  有逐渐增大的趋势。并且当预压缩机入口压力低于 6.0 MPa 时, 预压缩机入口温度  $t_{12}$  越高, 循环效率越低。在预压缩机入口压力约为 6.0 MPa 时, 循

环效率达到最大。这是因为循环效率与透平功率、压缩机耗功和二氧化碳在锅炉内的吸热量有关。

图 6 为预压缩机入口温度为 32 °C 工况下, 预压缩机入口压力对净功与吸热功率的影响。图 6 中  $W_{net}$  和  $q_{b1}$  即为单位质量流量工质所做净功与主流在锅炉内的吸热功率。由图 6 可见, 预压缩机入口压力刚开始增大时, 透平功率、压缩机耗功和工质在锅炉中的吸热量三者均下降, 但透平功率的相对减小量小于压缩机耗功与吸热量之和, 也就是虽然收益和成本都下降, 但收益率增大, 故循环效率增大。而当预压缩机入口压力持续增大时, 收益率减小、循环效率减小。图 5 中 32 °C 工况下循环效率在预压缩机入口压力达到 7.0 MPa 时急剧下降, 这与预压缩机工作在临界点附近有关, 导致低温回热器冷侧出口与再压缩机出口混合工质温度发生突变, 锅炉入口温度降低导致吸热量变化曲线出现拐点。可见, 预压缩机与主压缩机不同, 最佳运行条件并非临界点附近。

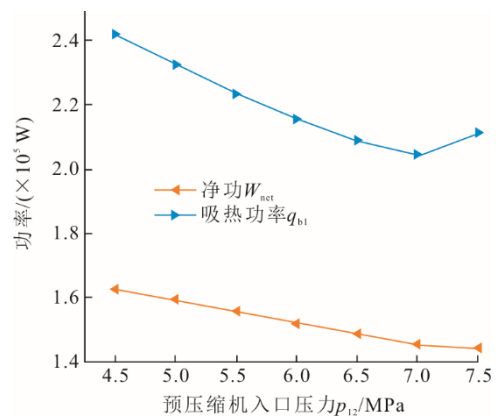


图 6 预压缩机入口压力对净功与吸热量的影响

Fig.6 Effect of pre-compressor inlet pressure on net work and heat absorption

### 2.3 分流系数、再热压力的影响

图 7 和图 8 分别为分流系数和再热压力改变对循环效率的影响。此时系统的设计工况参数为: 主气温度 600 °C, 主气压力 30 MPa, 再热气温 620 °C, 主压缩机入口温度 32 °C, 主压缩机入口压力 7.8 MPa, 预压缩机入口压力 5.5 MPa, 预压缩机入口温度 32 °C。由图 7 可知, 循环效率随分流系数的增大呈现出明显的先增大后减小的趋势, 在分流系数等于 0.35 时循环效率达到最大。原因在于, 不同的分流系数不但会对主压缩机与再压缩机的耗功占比产生较大影响, 而且不同分流系数导致的回热器冷侧工质流量及参数的变化也会使回

热量发生改变,从而导致二氧化碳工质在锅炉中的总吸热量改变。

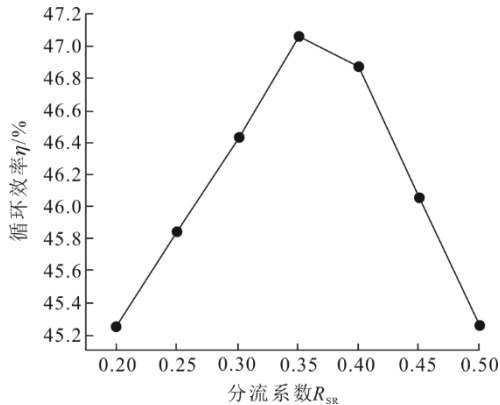


图7 分流系数对循环效率的影响

Fig.7 Effect of splitting ratio on circulation efficiency

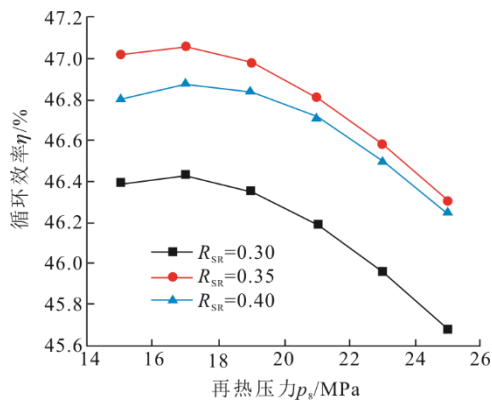


图8 再热压力对循环效率的影响

Fig.8 The impact of re-heat pressure on cycle efficiency

图9为分流系数变化对净功和吸热功率的影响。

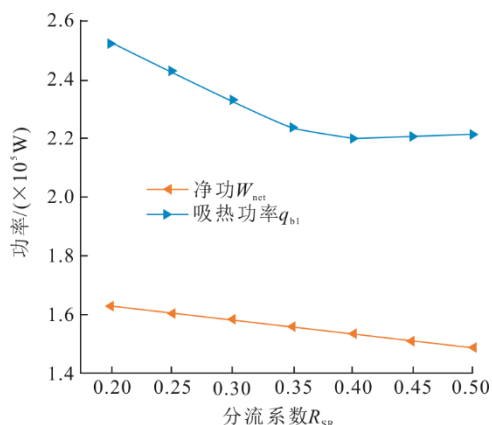


图9 分流系数对净功和吸热量的影响

Fig.9 Effect of splitting ratio on net work and heat absorption

由图9可见,当分流系数增大到某一数值后,继续增大分流系数反而会使工质在锅炉内的吸热量变大,这是由于此时高、低温回热器的换热量达

到最高后下降。由图9可知,存在最优再热压力使系统循环效率达到最大。在该设计参数运行工况下,系统循环效率在再热压力  $p_8$  约为 17 MPa 时达到最大值。同时也表明,当分流系数为 0.35 时效率最高,进一步验证了分流系数  $R_{SR}$  对循环性能的影响规律。

### 3 关键参数全局优化

通过上述研究发现,主压缩机入口压力、预压缩机入口压力和温度、分流系数及再热压力这几个参数都对系统循环效率有显著的影响,且参数之间相互耦合。因此基于上述单一参数对效率的影响规律,需要深入研究耦合参数共同变化对系统性能的变化规律,寻找全局最优值。本节采用粒子群算法对部分冷却循环进行优化,可全面研究关键参数变化对部分冷却二氧化碳布雷顿循环燃煤发电系统的综合影响。由于主/再热气温与系统循环效率之间的规律是正相关的,故不将其列为优化参数,主/再热气温设为  $600\text{ }^\circ\text{C}/620\text{ }^\circ\text{C}$ 。以系统循环效率最高为优化目标,在不同预压缩机入口温度  $t_{12}$  下,对预压缩机入口压力  $p_{12}$ 、分流系数  $R_{SR}$ 、主压缩机入口压力  $p_1$  和再热压力  $p_8$  这 4 个参数进行参数优化。此外,将预压缩机入口温度也作为优化参数,对 5 个参数进行优化。最后,对再压缩循环进行优化,以对比 2 种循环的优劣。参数优化结果见表 3。再压缩循环的主/再热气温、高压透平入口压力及各部件压降与部分冷却循环相同。

由表 3 可以看出,随着预压缩机入口温度的不断升高,各优化设计参数呈现不同的变化规律,预压缩机入口压力和再热压力呈单调增加的趋势,而分流系数呈单调减少的趋势;主压缩机入口压力始终保持在 7.8 MPa,这与第 2 节主压缩机入口压力对循环效率的影响所获得的结论相符。另外,对再压缩循环同样进行关键设计参数的全局优化,所得结果与部分冷却循环优化设计结果对比分析可得:5 个参数优化结果与再压缩循环优化结果非常接近,由于预冷器压损的存在,导致 5 个参数优化结果略低于再压缩循环。随着预压缩机入口温度逐渐升高,分流系数、主压缩机入口压力、再热压力的优化结果逐渐接近再压缩循环。由此可知,针对本文 600 MW 部分冷却循环燃煤发电系统来说,其循环效率始终低于相同条件下的再压缩循环,由于预冷器压损的存在导致部分冷却循环的效率逐渐逼近但始终无法超过再压缩循环的效率。

表 3 参数优化结果  
Tab.3 Parameter optimisation result

循环布局	优化情况	$t_{12}/^{\circ}\text{C}$	$p_{12}/\text{MPa}$	$R_{\text{SR}}$	$p_1/\text{MPa}$	$p_8/\text{MPa}$	$\eta/\%$	$t_5/^{\circ}\text{C}$	$q_m/(\text{kg}\cdot\text{s}^{-1})$
部分冷却循环	$t_{12}$ 一定, 对其他 4 个参数优化	32	5.661	0.371	7.859	17.081	47.364	429.39	3 902.80
		35	5.964	0.364	7.877	17.415	47.300	432.43	3 989.46
		40	6.701	0.358	7.855	17.502	47.220	436.39	4 070.27
		45	6.419	0.349	7.859	17.929	47.185	440.12	4 182.61
		50	6.826	0.339	7.875	18.457	47.185	444.07	4 313.17
		55	7.215	0.328	7.888	18.725	47.232	449.21	4 439.47
		60	7.624	0.317	7.880	19.025	47.382	453.85	4 554.35
	65	7.877	0.307	7.890	19.313	47.466	457.73	4 666.42	
	5 个参数优化	82.13	7.908	0.298	7.808	19.237	47.886	465.10	4 781.13
再压缩循环				0.301	7.820	19.440	48.088	462.45	4 728.33

然而, 将部分冷却循环在  $t_{12}$  为  $32^{\circ}\text{C}$  的优化结果与再压缩循环对比可得, 系统循环效率相差较小, 但部分冷却循环的工质质量流量 ( $3\,902.80\text{ kg/s}$ ) 相比再压缩循环 ( $4\,728.33\text{ kg/s}$ ) 下降约  $17.46\%$ 。质量流量是系统压损的重要影响因素。质量流量降低  $17.46\%$  使锅炉压降显著减小。锅炉主气和再热压降的降低有利于循环效率的提升, 所以相比于再压缩循环, 部分冷却循环质量流量较小的优势可以使得其设计工况下同样可以达到较高的循环效率。另外, 在  $t_{12}$  为  $32^{\circ}\text{C}$  时, 锅炉入口温度  $t_5$  为  $429.39^{\circ}\text{C}$ , 相比于再压缩循环的锅炉入口温度 ( $462.45^{\circ}\text{C}$ ) 大幅下降, 锅炉入口温度的下降使得循环的吸热温度区间变大, 不仅有利于降低锅炉冷却壁壁温, 而且在锅炉尾部烟气余热利用方面具有优势。

## 4 结 论

1) 在主压缩机入口温度一定的情况下, 当主压缩机入口压力  $p_1$  从  $7.6\text{ MPa}$  增大到  $9.0\text{ MPa}$  时, 循环效率呈现出先升后降的趋势, 且在临界点附近变化剧烈。当主压缩机入口温度为  $32^{\circ}\text{C}$  时, 最优主压缩机入口压力约为  $7.8\text{ MPa}$ 。

2) 系统循环效率随预压缩机入口压力的增大呈先升高后下降的趋势。预压缩机工作在临界点附近会导致效率突降。

3) 当系统的设计工况参数为主气温度  $600^{\circ}\text{C}$ , 主气压力  $30\text{ MPa}$ , 再热气温  $620^{\circ}\text{C}$ , 主压缩机入口参数  $32^{\circ}\text{C}/7.8\text{ MPa}$ , 预压缩机入口参数  $5.5\text{ MPa}/32^{\circ}\text{C}$  时, 分流系数/再热压力在  $0.35/17.0\text{ MPa}$  时达到最高效率  $47.06\%$ 。

4) 相同条件下, 随着预压缩机入口温度的升高, 部分冷却循环的循环效率逐渐逼近但始终低于

再压缩循环。但部分冷却循环的循环质量流量相较于再压缩循环下降  $17.46\%$ , 锅炉入口温度相比于再压缩循环也下降  $33.06^{\circ}\text{C}$ 。这使得部分冷却循环与燃煤锅炉集成时具备压损较低、锅炉冷却壁壁温较低、吸热温度区间更大从而利于余热利用的优势。

## [参 考 文 献]

- [1] 吴柯, 鲍中凯, 段伦博, 等. 燃煤  $\text{sCO}_2$  布雷顿循环及其工质传热特性研究进展[J]. 洁净煤技术, 2020, 26(1): 9-21.  
WU Ke, BAO Zhongkai, DUAN Lunbo, et al. Research progress on supercritical  $\text{CO}_2$  Brayton cycle and its working fluid heat transfer characteristics for coal-fired power generation[J]. Clean Coal Technology, 2020, 26(1): 9-21.
- [2] 冯岩, 王绩德. 超临界二氧化碳布雷顿循环研究综述[J]. 能源与节能, 2019, 161(2): 97-100.  
FENG Yan, WANG Jide. Review of supercritical carbon dioxide Brayton cycle research[J]. Energy and Energy Conservation, 2019, 161(2): 97-100.
- [3] BAI Wengang, ZHANG Yifan, YANG Yu, et al. 300 MW boiler design study for coal-fired supercritical  $\text{CO}_2$  Brayton cycle[J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 135: 66-73.
- [4] 徐进良, 刘超, 孙恩慧, 等. 超临界二氧化碳动力循环研究进展及展望[J]. 热力发电, 2020, 49(10): 1-10.  
XU Jinliang, LIU Chao, SUN Enhui, et al. Review and perspective of supercritical carbon dioxide power cycles[J]. Thermal Power Generation, 2020, 49(10): 1-10.
- [5] 陈玮, 罗向龙, 梁颖宗, 等. 50 MW 超临界二氧化碳燃煤发电系统设计及参数分析[J]. 工程热物理学报, 2022, 43(7): 1824-1835.  
CHEN Wei, LUO Xianglong, LIANG Yingzong, et al. System design and parametric analysis of 50 MW supercritical carbon dioxide coal-fired power plant[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2022, 43(7): 1824-1835.
- [6] ZHANG Yifan, LI Hongzhi, HAN Wanlong, et al. Improved design of supercritical  $\text{CO}_2$  Brayton cycle for coal-fired power plant[J]. Energy, 2018, 155: 1-14.
- [7] XU Jinliang, LIU Chao, SUN Enhui, et al. Perspective of  $\text{S-CO}_2$  power cycles[J]. Energy, 2019, 186: 115831.

- [8] CABEZA L, DE GRACIA A, FERNÁNDEZ A, et al. Supercritical CO<sub>2</sub> as heat transfer fluid: a review[J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 125: 799-810.
- [9] AHN Y, BAE S, 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.
- [10] DOSTAL V, HEJZLAR P, DRISCOLL M. High-performance supercritical carbon dioxide cycle for next-generation nuclear reactors[J]. Nuclear Technology, 2006, 154(3): 265-282.
- [11] 梁墩煌, 张尧立, 赵英汝, 等. 压力对超临界二氧化碳布雷顿循环系统的影响[J]. 哈尔滨工程大学学报, 2017, 38(4): 578-582.  
LIANG Dunhuang, ZHANG Yaoli, ZHAO Yingru, et al. Influence of pressure on the thermal performance of the S-CO<sub>2</sub> Brayton cycle[J]. Journal of Harbin Engineering University, 2017, 38(4): 578-582.
- [12] MECHERI M, LE MOULLEC Y. Supercritical CO<sub>2</sub> Brayton cycles for coal-fired power plants[J]. Energy, 2016, 103: 758-771.
- [13] 代浩, 吕丽霞. 100 MW 超临界二氧化碳布雷顿循环发电系统热力性能研究[J]. 电力科学与工程, 2021, 37(12): 57-64.  
DAI Hao, LYU Lixia. Study on Thermal performance of 100 MW supercritical carbon dioxide Brayton cycle power generation systems[J]. Electric Power Science and Engineering, 2021, 37(12): 57-64.
- [14] 吴闯, 王顺森, 王兵兵, 等. 超临界二氧化碳布雷顿循环燃煤发电系统仿真研究[J]. 中国电机工程学报, 2018, 38(21): 6360-6366.  
WU Chuang, WANG Shunsen, WANG Bingbing, et al. Simulation research on coal-fired power generation system using a supercritical carbon dioxide Brayton cycle[J]. Proceedings of the CSEE, 2018, 38(21): 6360-6366.
- [15] 陈渝楠, 张纯, 蒋世希, 等. 超临界二氧化碳火力发电系统比较研究[J]. 中国电机工程学报, 2019, 39(7): 2071-2079.  
CHEN Yunan, ZHANG Chun, JIANG Shixi, et al. Comparative study of supercritical carbon dioxide thermal power system[J]. Proceedings of the CSEE, 2019, 39(7): 2071-2079.
- [16] LI Zhaozhi, LIU Xuejiao, SHAO Yingjuan, et al. Research and development of supercritical carbon dioxide coal-fired power systems[J]. Journal of Thermal Science, 2020, 29(3): 546-575.
- [17] 张一帆, 王生鹏, 刘文娟, 等. 超临界二氧化碳再压缩再热火力发电系统关键参数的研究[J]. 动力工程学报, 2016, 36(10): 827-833.  
ZHANG Yifan, WANG Shengpeng, LIU Wenjuan, et al. Study on key parameters of a supercritical fossil-fired power system with CO<sub>2</sub>: recompression and reheat cycles[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2016, 36(10): 827-833.
- [18] ANGELINO G. Carbon dioxide condensation cycles for power production[J]. Journal of Engineering for Power, 1968, 90(3): 287-295.
- [19] 郑开云, 黄志强. 超临界 CO<sub>2</sub> 循环与燃煤锅炉集成技术研究[J]. 动力工程学报, 2018, 38(10): 843-848.  
ZHENG Kaiyun, HUANG Zhiqiang. Study on the integration of supercritical carbon dioxide cycle with coal-fired boiler[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2018, 38(10): 843-848.
- [20] XU Jinliang, SUN Enhui, LI Mingjia, et al. Key issues and solution strategies for supercritical carbon dioxide coal fired power plant[J]. Energy, 2018, 157: 227-246.
- [21] 王为术, 黄志豪, 赵世飞, 等. 超临界二氧化碳 600 MW 燃煤发电系统热力学性能仿真研究[J]. 热力发电, 2020, 49(10): 101-106.  
WANG Weishu, HUANG Zhihao, ZHAO Shifei, et al. Simulation research on thermodynamic performance of supercritical carbon dioxide 600 MW coal-fired power system[J]. Thermal Power Generation, 2020, 49(10): 101-106.
- [22] 姚李超, 邹正平, 付超, 等. 超临界二氧化碳再压缩布雷顿循环性能分析及优化设计方法研究[J]. 推进技术, 2022, 43(3): 85-94.  
YAO Lichao, ZOU Zhengping, FU Chao, et al. Performance analysis and optimization design method of supercritical carbon dioxide recompression Brayton cycle[J]. Journal of Propulsion Technology, 2022, 43(3): 85-94.
- [23] 汪洋, 郑志敏, 李鹏鹏, 等. 300 MW 超临界 CO<sub>2</sub> 二次再热燃煤锅炉系统设计[J]. 动力工程学报, 2022, 42(3): 197-206.  
WANG Yang, ZHENG Zhimin, LI Pengpeng, et al. System design of 300 MW S-CO<sub>2</sub> secondary reheating coal-fired boiler[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2022, 42(3): 197-206.
- [24] SUN Enhui, XU Jinliang, HU Han, et al. Single- reheating or double-reheating, which is better for S-CO<sub>2</sub> coal fired power generation system?[J]. Journal of Thermal Science, 2019, 28(3): 431-441.
- [25] THANGANADAR D, ASFAND F, PATCHIGOLLA K, et al. Techno-economic analysis of supercritical carbon dioxide cycle integrated with coal-fired power plant[J]. Energy Conversion and Management, 2021, 242: 114294.

(责任编辑 刘永强)