

DOI: 10.19666/j.rlfed.202212286

# 高参数燃气轮机与超临界二氧化碳联合循环系统热力性能分析

祝自芳, 史进渊, 张成义, 徐望人  
(上海发电设备成套设计研究院有限责任公司, 上海 200240)

**[摘要]** 构建高参数燃气轮机与超临界二氧化碳(S-CO<sub>2</sub>)联合循环模型,并开展热力性能分析。顶循环采用燃烧室排气温度为 1 800 °C 的高参数燃气轮机,底循环采用 S-CO<sub>2</sub> 朗肯双透平循环,同时采用三级烟气加热和两级透平排气回热;通过惩罚函数法,得到优化后的联合循环工况下的参数和热力性能,分析了高参数燃气轮机顶循环和 S-CO<sub>2</sub> 朗肯底循环主要参数对联合循环性能的影响规律。结果表明:在燃气轮机压比为 35.5,燃烧室出口温度为 1 800 °C 时,联合循环热效率可达 68.61%,燃气轮机与 S-CO<sub>2</sub> 朗肯循环效率比燃气-蒸汽联合循环提高 2.3 个百分点。

**[关键词]** 燃气轮机;超临界二氧化碳;朗肯循环;联合循环;热效率

**[引用本文格式]** 祝自芳,史进渊,张成义,等.高参数燃气轮机与超临界二氧化碳联合循环系统热力性能分析[J].热力发电,2023,52(6):100-108. ZHU Zifang, SHI Jinyuan, ZHANG Chengyi, et al. Thermal performance analysis of high-parameter gas turbine and supercritical carbon dioxide combined cycle system[J]. Thermal Power Generation, 2023, 52(6): 100-108.

## Thermal performance analysis of high-parameter gas turbine and supercritical carbon dioxide combined cycle system

ZHU Zifang, SHI Jinyuan, ZHANG Chengyi, XU Wangren  
(Shanghai Power Equipment Research Institute Co., Ltd., Shanghai 200240, China)

**Abstract:** A high-parameter gas turbine and supercritical carbon dioxide (S-CO<sub>2</sub>) combined cycle model was constructed, and thermal performance analysis was carried out. The top cycle uses a high-parameter gas turbine with a combustion chamber exhaust temperature of 1 800 °C, and the bottom cycle adopts S-CO<sub>2</sub> Rankine double turbine cycle, while using three-stage flue gas heating and two-stage turbine exhaust gas recovery. The parameters and thermal performance under the optimized combined cycle operating conditions are obtained by the penalty function method. The influences of the main parameters of the high-parameter gas turbine top cycle and S-CO<sub>2</sub> Rankine bottom cycle on the combined cycle performance is analyzed. The results show that the combined cycle thermal efficiency can reach 68.61% at the gas turbine pressure ratio of 35.5 and the combustion chamber outlet temperature of 1 800 °C, and the efficiency of the combined cycle of the gas turbine and S-CO<sub>2</sub> is 2.3 percentage points higher than that of the combined cycle of the gas turbine and steam.

**Key words:** gas turbine; supercritical carbon dioxide; Rankine cycle; combined cycle; thermal efficiency

燃气轮机是一种把高温燃气的热能转换为机械功的动力机械,具有高效、清洁、起动灵活、结构紧凑的特点。美国 GE 公司 9HA.02 单机功率超

过 500 MW,简单循环和联合循环效率达到 43%和 63%<sup>[1]</sup>。超临界二氧化碳(S-CO<sub>2</sub>)循环发电系统具有布局简单、高效率 and 结构紧凑等特点,是代替蒸

收稿日期: 2022-12-08

基金项目: 航空发动机及燃气轮机基础科学中心项目(P2021-A-I-003-002); 航空发动机及燃气轮机重大专项基础研究项目(J2019-V-0014-0109)

Supported by: Basic Science Center Project of Aero Engine and Gas Turbine (P2021-A-I-003-002); Aero Engine and Gas Turbine Major Special Basic Research Project (J2019-V-0014-0109)

第一作者简介: 祝自芳(1999),男,硕士研究生,主要研究方向为清洁能源发电技术,ctyzhuzifang@speri.com.cn.

通信作者简介: 史进渊(1956),男,教授级高级工程师,主要研究方向为可靠性、寿命评定和优化运行技术,shijinyuan@speri.com.cn.

汽朗肯循环作为燃气轮机联合循环底循环的优选<sup>[2]</sup>。在国内外学者针对燃气轮机与 S-CO<sub>2</sub> 联合循环的研究中, 顶循环多为 H 级燃气轮机和轻型燃气轮机, 底循环多为 S-CO<sub>2</sub> 布雷顿循环。Kimzey<sup>[3]</sup>首次在 S-CO<sub>2</sub> 布雷顿循环中采用 S-CO<sub>2</sub> 双透平(高温透平与低温透平), 其中低温透平回收了高温透平的排气热量。Cho、Kim<sup>[4-5]</sup>等人提出了 7 种匹配燃气轮机的 S-CO<sub>2</sub> 布雷顿循环方案, 对比了每个循环的性能, 研究表明, 带中间冷却的 S-CO<sub>2</sub> 双透平循环的效率高于燃气-蒸汽联合循环, 效率增加 0.1~0.7 百分点。Pierre Huck 等<sup>[6]</sup>提出 S-CO<sub>2</sub> 双透平布雷顿循环, 当工作压力超过 30 MPa、使用中间冷却、透平效率达到 95% 时, 采用重型燃气轮机作为顶循环, 燃气与 S-CO<sub>2</sub> 布雷顿循环优于燃气与蒸汽三压再热循环。Thanganadar 等人<sup>[7]</sup>提出了 1 种 S-CO<sub>2</sub> 透平布雷顿循环, 在用于 SGT5-4000F 的底循环时, 联合循环效率比三压蒸汽联合循环高 1.4 百分点。Gotelip 等人<sup>[8]</sup>提出了 5 种不同 S-CO<sub>2</sub> 布雷顿循环作为燃气轮机 SGT-A65 的底循环, S-CO<sub>2</sub> 双透平循环具有显著的余热利用率和高热效率。

文献[9]介绍了 S-CO<sub>2</sub> 朗肯循环利用燃气轮机烟气的余热, 采用 S-CO<sub>2</sub> 单透平与双透平技术方案, S-CO<sub>2</sub> 透平进口温度为 508 °C, S-CO<sub>2</sub> 布雷顿循环热效率为 28.2%, 功率为 2.81 MW, 余热回收效果较好。本文以高参数的燃气轮机为顶循环, 选取燃烧室出口温度为 1 800 °C, 采用 S-CO<sub>2</sub> 双透平朗肯循环作为循环, 以提高联合循环热效率。

## 1 燃气轮机与 S-CO<sub>2</sub> 联合循环模型

### 1.1 联合循环总方案

建立高参数燃气轮机与 S-CO<sub>2</sub> 联合循环, 总体布置如图 1 所示。

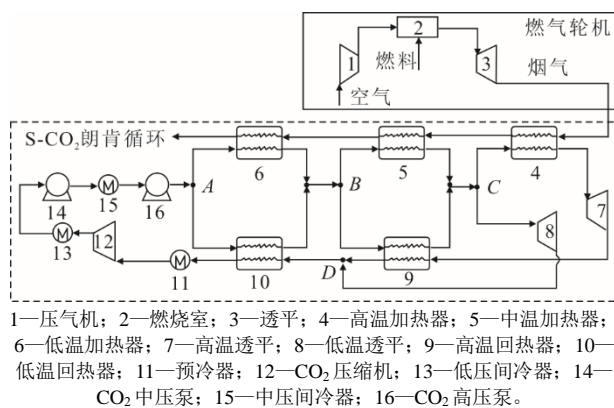


图 1 联合循环总体布置示意

Fig.1 General arrangement of combined cycle

顶循环为高参数燃气轮机循环, 由压气机、燃烧室和透平等三大部件组成。底循环为 S-CO<sub>2</sub> 朗肯循环, 采用 S-CO<sub>2</sub> 高温透平与低温透平的技术方案, S-CO<sub>2</sub> 主流通过高温透平和低温透平进行膨胀做功, 双透平出口参数均为气相的亚临界状态, 透平排气 CO<sub>2</sub> 经过压缩机提升压力并冷却为液相后, 通过 CO<sub>2</sub> 泵提升底循环工质压力。

顶循环与底循环通过燃气轮机排出烟气与 S-CO<sub>2</sub> 加热器连接, 采用烟气余热利用三级加热和 S-CO<sub>2</sub> 透平排气二级回热的方式。在 S-CO<sub>2</sub> 朗肯底循环中, CO<sub>2</sub> 经压缩机 12 增压, 并经冷却器 13 冷却成为液相, 再经过 CO<sub>2</sub> 中压泵 14 和 CO<sub>2</sub> 高压泵 16 升压至 34 MPa。在 A 点进行分流, 第一路 S-CO<sub>2</sub> 工质与烟气在低温加热器 6 换热, 第二路 S-CO<sub>2</sub> 工质与低温透平排气在低温回热器 10 换热; 两路 S-CO<sub>2</sub> 工质汇流后, 在 B 点再次分流, 其中一路 S-CO<sub>2</sub> 工质与烟气在中温加热器 5 换热, 另一路 S-CO<sub>2</sub> 工质与高温透平排气在高温回热器 9 换热; 两路 S-CO<sub>2</sub> 工质汇流后, 在 C 点再次分流为两路, 一路 S-CO<sub>2</sub> 工质至低温透平 8 膨胀做功, 另一路 S-CO<sub>2</sub> 工质与烟气在 CO<sub>2</sub> 高温加热器 4 换热后进入 S-CO<sub>2</sub> 高温透平 7 膨胀做功, S-CO<sub>2</sub> 高温透平 7 的排气经高温回热器 9 后与 S-CO<sub>2</sub> 低温透平 8 的排气在 D 点汇流, 经低温回热器 10 和预冷器 11 至 CO<sub>2</sub> 压缩机 12。设置预冷器 11 和中压间冷器 15 是为了减少 CO<sub>2</sub> 压缩机 12 和 CO<sub>2</sub> 高压泵 16 的耗功。

### 1.2 燃气轮机模型

工程上已有的 GE9HA02 燃气轮机的燃烧室出口温度可达到 1 600 °C 等级<sup>[10]</sup>。燃气轮机燃烧室出口温度逐年增加, 过去 50 年中, 平均每年提高约 12 °C<sup>[11]</sup>, 在现有 1 600 °C 等级基础上燃烧室出口温度继续以每年 12 °C 提高的技术难度大。目前, 航天发动机的叶片和燃烧室采用镍基单晶合金的工作温度上限为 1 050 °C (950~1 050 °C)<sup>[12]</sup>, 未来有望应用于高参数燃气轮机中。新型的热障涂层降温上限为 200 °C (150~200 °C)<sup>[13]</sup>, 叶片冷却技术降温上限为 600 °C (400~600 °C)<sup>[14]</sup>。综合考虑透平叶片冷却、热障涂层以及单晶叶片的技术发展趋势, 在未来几十年内, 高参数燃气轮机的燃烧室出口温度有望达到 1 800 °C 等级, 且叶片冷却可满足要求。

对于燃气轮机与 S-CO<sub>2</sub> 联合循环而言, 燃烧室出口温度越高, 联合循环整体热力性能越好, 本文顶循环高参数燃气轮机的燃烧室出口温度取为

1 800 °C。建模过程借鉴了文献[10-17]中 GE 9HA.02 和 H 级燃气轮机建模原理。燃气轮机采用的透平冷却模型参考 Jordal 半经验公式<sup>[18]</sup>和 Jonsson 经验公式<sup>[19]</sup>, 在 EBSILON 软件平台上建模, 燃气轮机模型的燃气数据参考 FDBR 燃气数据库。

### 1.2.1 燃气轮机整机模型

根据文献[10], 燃气轮机整机能量平衡关系、燃气轮机效率和质量守恒表示为:

$$H_{in} + H_f + \dot{m}_f Q_{LHV} \eta_{comb} = P_{out} + H_{out} + Q_{loss} \quad (1)$$

$$P_{out} = \eta \dot{m}_f Q_{LHV} \quad (2)$$

$$\dot{m}_{in} + \dot{m}_f = \dot{m}_{out} \quad (3)$$

式中:  $H_{in}$  为压气机进口空气焓;  $H_f$  为燃料焓;  $m_f$  为燃料流量;  $Q_{LHV}$  为燃料低位热值, 本模型的燃料采用甲烷, 燃料低位热值取 50 015 kJ/kg;  $\eta_{comb}$  为燃烧室效率;  $P_{out}$  为燃气轮机净轴功率;  $H_{out}$  为透平出口焓;  $Q_{loss}$  为能量损失;  $\eta$  为燃气轮机效率;  $\dot{m}_{in}$  为压气机进口空气流量;  $\dot{m}_{out}$  为透平出口流量。

### 1.2.2 燃气轮机透平冷却模型

参照 Jordal<sup>[18]</sup>提出的冷却模型半经验公式计算燃气轮机透平第一级静叶冷却空气量。冷却空气与透平叶片换热后与燃气混合, 燃气传递给叶片热量等于冷却空气吸收热量。

$$\alpha_g A_b (T_g - T_b) = G_c c_{pc} (T_{co} - T_{ci}) \quad (4)$$

$$St_g = \frac{\alpha_g}{\rho_g v_g c_{pg}} \quad (5)$$

$$G_g = \rho_g v_g A_g \quad (6)$$

$$\varphi = \frac{G_c}{G_g} \quad (7)$$

$$\eta_c = \frac{T_{co} - T_{ci}}{T_b - T_{ci}} \quad (8)$$

式中:  $\alpha_g$  为燃气侧对流换热系数;  $A_b$  为燃气侧叶片换热面积;  $T_g$  为燃气侧温度;  $T_b$  为叶片表面温度;  $G_c$  为冷却空气流量;  $c_{pc}$  为冷却空气比热容;  $T_{co}$  为冷却空气出口温度;  $T_{ci}$  为冷却空气入口温度;  $St_g$  为燃气侧斯坦顿数;  $\rho_g$  为燃气密度;  $v_g$  为燃气流速;  $c_{pg}$  为燃气定压比热容;  $G_g$  为燃气质量流量;  $A_g$  为燃气流道横截面积;  $\eta_c$  为叶片冷却效率;  $\varphi$  为透平第一级静叶冷却空气量与燃气质量流量的比值。

参考 Jonsson 等人<sup>[19]</sup>提出的冷却模型经验公式计算总冷却量, 引入经验参数  $b$ 、 $s$ :

$$\frac{G_{c1} c_{p,c}}{G_g c_{p,g}} = b \left( \frac{T_{out} - T_b}{T_b - T_{ci}} \right)^s \quad (9)$$

$$c_{p,c} = \frac{h_{b,c} - h_{ci}}{T_b - T_{ci}} \quad (10)$$

$$c_{p,g} = \frac{h_{g,out} - h_{ci}}{T_{out} - T_{ci}} \quad (11)$$

式中:  $G_{c1}$  为总冷却空气量;  $T_{out}$  为燃烧室出口温度;  $c_{p,c}$  为叶片温度与压气机出口温度之间的平均比焓;  $h_{b,c}$  为压气机出口状态的叶片比焓;  $h_{ci}$  为冷却通道入口冷却空气比焓;  $c_{p,g}$  为叶片温度与燃烧室出口温度之间的平均比焓;  $h_{g,out}$  为燃烧室出口燃气比焓。

$St_g/A_b/A_g$  取 0.037 5<sup>[15]</sup>;  $c_{pg}/c_{pc}$  取 1.2<sup>[15]</sup>; 透平冷却效率  $\eta_c$  取 0.689<sup>[10]</sup>; 考虑热障涂层技术和单晶叶片技术,  $T_b$  取 982 °C<sup>[14]</sup> 为合理值; 考虑对流冷却和气膜冷却,  $s$  取 1~2<sup>[20]</sup>;  $b$  取 0.05~0.10<sup>[20]</sup>。根据经验和半经验模型, 在已知燃烧室出口温度、进气条件、压比、冷却效率和叶片最高容许温度等参数时, 可以计算得到透平第一级冷却空气总量和总冷却空气量; 根据透平冷却空气量, 再结合已知的关键参数, 可以计算出当量透平前温, 进而确定燃气轮机的热力性能。

### 1.2.3 燃气轮机参数取值

对于高参数燃气轮机, 部分参数取值参考了文献[10,20-21], 其余参数依据已知燃气轮机性能, 给定的燃气轮机压比的取值范围 25~45<sup>[21]</sup>, 在此范围内, 确定燃气轮机初始参数。根据上述模型初步确定燃气轮机的热力参数, 燃气轮机初步计算参数列于表 1, 燃烧室出口温度取 1 800 °C, 燃气轮机压比取 30。由于顶循环燃气轮机排气还需要经过高、中、低温加热器, 按照燃气-蒸汽联合循环的三压余热锅炉的取值, 顶循环排气压力取为 0.103 MPa。

表 1 燃气轮机初步计算参数

Tab.1 Preliminary calculation parameters of the gas turbine

项目	数值	来源
燃气轮机等熵效率/%	89.00	文献[10]
透平等熵效率/%	91.00	文献[10]
燃烧室出口温度/°C	1 800.00	给定
燃气轮机压比	30.00	给定
燃烧室压损/%	3.50	文献[21]
排气温度/°C	654.31	计算得出
排气压力/MPa	0.103	给定
透平冷却空气比例/%	22.24	计算得出
第一级静叶透平冷却空气比例/%	11.54	计算得出
燃气轮机进口流量/(kg·s <sup>-1</sup> )	635.00	计算得出
排气流量/(kg·s <sup>-1</sup> )	652.28	计算得出
顶循环热功率/MW	400.86	计算得出
顶循环热效率/%	46.35	计算得出

1.2.4 燃气轮机模型验证

为验证燃气轮机模型的合理性，使用文献[21]中推算的 GE 9HA.02 机型的边界条件，对比文献[21]与本文模型结果见表 2。由表 2 可见，本文燃气轮机模型验证结果较准确，参数误差在 1% 以内。

表 2 燃气轮机模型验证结果与文献数据对比  
Tab.2 Comparison of gas turbine model calibration results with literature data

项目	文献[21]	本文模型
排气温度/℃	640.52	639.98
燃烧室出口温度/℃	1 654.90	1 649.11
冷却空气比例/%	21.90	22.11
燃气轮机功率/MW	557.00	559.78
燃气轮机效率/%	44.00	44.10

1.3 S-CO<sub>2</sub> 朗肯循环模型

1.3.1 透平机械模型

在 EBSILON 软件平台上建立 S-CO<sub>2</sub> 朗肯循环热力学模型，CO<sub>2</sub> 物性参数参考 Nist 的 Refprop 数据库。为简化分析假设：系统中 CO<sub>2</sub> 无泄漏；考虑到 S-CO<sub>2</sub> 加热器和 CO<sub>2</sub> 回热器均有保温结构，假设加热器和回热器有压损但无热损失。底循环中的 S-CO<sub>2</sub> 透平最高温度低于 700 °C，采用镍基合金材料而无需进行 S-CO<sub>2</sub> 透平冷却。

底循环中 S-CO<sub>2</sub> 透平热力学性能用等熵效率  $\eta_{tur}$  为：

$$\eta_{tur} = \frac{h_{in,t} - h_{out,t}}{h_{in,t} - h_{out,s,t}} \quad (12)$$

底循环中 CO<sub>2</sub> 压缩机和 CO<sub>2</sub> 泵的热力学性能用等熵效率  $\eta_{com}$ 、 $\eta_p$  表示为：

$$\eta_{com} = \frac{h_{out,s} - h_{in,c}}{h_{out,c} - h_{in,c}} \quad (13)$$

$$\eta_p = \frac{h_{out,s,p} - h_{in,p}}{h_{out,p} - h_{in,p}} \quad (14)$$

式中： $\eta_{tur}$  为 S-CO<sub>2</sub> 透平等熵效率； $h_{in,t}$ 、 $h_{out,t}$  和  $h_{out,s,t}$  分别为 S-CO<sub>2</sub> 透平的进、出口焓和等熵出口焓； $\eta_{com}$ 、 $\eta_p$  分别为 CO<sub>2</sub> 压缩机、CO<sub>2</sub> 泵的等熵效率。 $h_{in,c}$ 、 $h_{out,c}$  和  $h_{out,s,c}$  分别为 CO<sub>2</sub> 压缩机的进、出口焓和等熵出口焓； $h_{in,p}$ 、 $h_{out,p}$  和  $h_{out,s,p}$  分别为 CO<sub>2</sub> 泵的进、出口焓和等熵出口焓。

1.3.2 S-CO<sub>2</sub> 朗肯循环参数取值

S-CO<sub>2</sub> 循环的部分参数取值借鉴文献[6,7,9]，根据顶循环燃气轮机排气的参数，给定其余关键参数范围。S-CO<sub>2</sub> 朗肯循环的参数范围见表 3，确定的 S-CO<sub>2</sub> 朗肯循环的初步计算参数见表 4。S-CO<sub>2</sub> 朗肯循环

的 T-S 图如图 2 所示。由图 2 可见，双透平排气 CO<sub>2</sub> 冷凝过程经过了气液两相区后凝结成液体，然后再经过 CO<sub>2</sub> 泵升压，此时的 S-CO<sub>2</sub> 循环为朗肯循环。

表 3 S-CO<sub>2</sub> 循环范围  
Tab.3 The range of S-CO<sub>2</sub> cycle parameters

项目	数值	来源
S-CO <sub>2</sub> 高温透平进口温度/℃	550.00~610.00	文献[7]
CO <sub>2</sub> 高压泵出口压力/MPa	25.00~36.00	文献[9]
CO <sub>2</sub> 高温透平出口压力/MPa	4.50~7.30	文献[7]
S-CO <sub>2</sub> 低温透平进口流量/(kg·s <sup>-1</sup> )	380.00~415.00	给定
CO <sub>2</sub> 中压泵出口压力/MPa	10.00~26.00	给定

表 4 S-CO<sub>2</sub> 循环初始参数  
Tab.4 S-CO<sub>2</sub> cycle initial parameters

项目	数值	来源
压缩机等熵效率/%	88.00	文献[6]
透平等熵效率/%	90.00	文献[6]
泵等熵效率/%	88.00	文献[6]
泵出口压力/MPa	30.00	计算得出
高温透平进口温度/℃	580.00	计算得出
冷凝器出口温度/℃	18.00	给定
换热器最小温差/℃	5.00	文献[6]
加热器和回热器压损/MPa	0.10	文献[6]
高温透平出口压力/MPa	6.00	计算得出
低温透平进口温度/℃	412.12	计算得出
压气机进口流量/(kg·s <sup>-1</sup> )	1 090.00	计算得出
回热器高温端差/℃	10.00	给定
低温回热器低压段出口温度/℃	44.45	计算得出
底循环热功率/MW	174.46	计算得出
低温透平进口流量/(kg·s <sup>-1</sup> )	370.00	计算得出
底循环热效率/%	39.47	计算得出

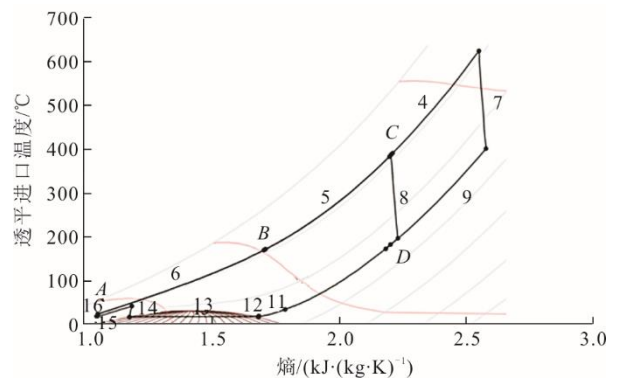


图 2 S-CO<sub>2</sub> 朗肯循环 T-S 图  
Fig.2 S-CO<sub>2</sub> Rankine cycle T-S diagram

1.3.3 S-CO<sub>2</sub> 朗肯循环模型验证

为校验 S-CO<sub>2</sub> 朗肯循环的合理性，使用文献[7]的边界条件，对比文献[7]与本文模型结果，列于表 5。由表 5 可见，本文 S-CO<sub>2</sub> 朗肯循环模型验证结果较准确，参数误差在 1% 以内。

表 5 S-CO<sub>2</sub> 朗肯循环模型验证结果与文献数据对比  
Tab.5 The results of S-CO<sub>2</sub> Rankine cycle model verification are compared with the literature data

项目	文献[21]	本文模型
压缩机进口流量/(kg·s <sup>-1</sup> )	1 277.80	1 279.10
联合循环热效率/%	59.50	59.61
底循环净功率/MW	144.24	144.94
底循环热效率/%	29.80	30.00

## 2 联合循环热效率分析与优化

### 2.1 初始计算参数的联合循环热效率计算结果

根据高参数燃气轮机顶循环和 S-CO<sub>2</sub> 朗肯底循环初始参数, 计算的联合循环系统总热效率为:

$$\eta_{c,net} = \frac{W_{GT,net} + W_{ST,net}}{m_f Q_{LHV}} \quad (15)$$

式中:  $W_{GT,net}$  为顶循环净功率;  $W_{ST,net}$  为底循环净功率。

根据表 1 和表 4 给出的初步计算参数, 联合循环热力性能的计算结果见表 6。

表 6 初始参数联合循环热力性能计算结果  
Tab.6 Calculation results of combined cycle thermal performance of initial parameters

项目	数值	项目	数值
顶循环膨胀热功率/MW	743.51	底循环压缩热功率/MW	34.86
顶循环压缩热功率/MW	342.65	底循环净功率/MW	174.46
顶循环净功率/MW	400.86	联合循环净热功率/MW	575.32
底循环膨胀热功率/MW	209.32	联合循环热效率/%	66.52

### 2.2 联合循环热力性能优化方法

燃气轮机与 S-CO<sub>2</sub> 联合循环系统优化过程, 需要考虑约束条件包括燃气轮机输出功率不低于 400 MW 以及加热器和回热器两侧端差均不低于 10 °C 等问题, 属于带有约束条件的极值问题。求解带有约束的极值问题比求解无约束的极值问题复杂许多<sup>[22]</sup>, 为了简化优化工作, 考虑将约束问题化为非约束问题。利用惩罚函数法 (SUMT 法) 可求解有约束优化问题, 惩罚函数法将等式约束与不等式约束的条件作出适当的惩罚函数, 并由此构造出带参数的增广目标函数, 从而取消约束, 把问题转化为无约束线性规划问题<sup>[23]</sup>, 因而也称为序列无约束最小化技术。

对于不等式约束问题:

$$\min f(x) \quad (16)$$

$$\text{s.t. } g_i(x) \geq 0, i = 1, \dots, m \quad (17)$$

式中:  $f(x)$  为目标函数;  $g_i(x)$  为辅助函数。

$$F(x, \sigma) = f(x) + \sigma \sum_{i=1}^m [\max\{0, g_i(x)\}]^2 \quad (18)$$

式中:  $F(x, \sigma)$  为增广函数;  $\sigma$  为很大的正数,

这样将不等式约束问题转化为无约束问题:

$$\min F(x, \sigma) \quad (19)$$

则以增广目标函数  $F(x, \sigma)$  为目标函数的无约束极值问题  $\min F(x, \sigma)$  的最优解  $x$  也是原问题的最优解。

以联合循环热效率作为优化目标, 以顶循环压气机压比、CO<sub>2</sub> 高压泵出口压力、S-CO<sub>2</sub> 高温透平出口压力、S-CO<sub>2</sub> 高温透平进口温度、S-CO<sub>2</sub> 低温透平进口流量及 CO<sub>2</sub> 中压泵出口压力 6 个关键热力参数作为决策变量, 对系统进行参数优化, 同时保持环境入口的空气压力。约束条件为燃气轮机输出功率不低于 400 MW 以及加热器和回热器两侧端差均不低于 10 °C。

依据表 1、表 2、表 4 和表 5 的初始参数及参数变化范围, 利用惩罚函数法, 在 EBSILON 软件的 EBSCRIPT 编辑器模块中编辑程序, 得到联合循环热效率最优解为 68.61%。优化后的燃气轮机参数列于表 7, 优化后的 S-CO<sub>2</sub> 循环参数及联合循环热力性能计算结果列于表 8 和表 9。

表 7 优化后燃气轮机参数  
Tab.7 Optimized gas turbine parameters

项目	数值	项目	数值
压气机进口流量/(kg·s <sup>-1</sup> )	650.00	透平冷却空气比例/%	22.31
排气流量/(kg·s <sup>-1</sup> )	667.28	第一级静叶透平冷却空气比例/%	12.19
排气温度/°C	624.61	顶循环热功率/MW	411.73
顶循环热效率/%	47.61		

表 8 优化后 S-CO<sub>2</sub> 循环参数  
Tab.8 Optimized S-CO<sub>2</sub> cycle parameters

项目	数值	项目	数值
高温透平出口压力/MPa	5.75	泵出口压力/MPa	34.06
低温透平进口温度/°C	376.64	CO <sub>2</sub> 中压泵出口压力/MPa	14.72
压气机进口流量/(kg·s <sup>-1</sup> )	1 060.00	高温透平进口温度/°C	605.28
低温透平进口流量/(kg·s <sup>-1</sup> )	401.31	低温回热器低压段出口温度/°C	34.41
底循环热功率/MW	181.59	底循环热效率/%	41.50

表 9 优化后联合循环热力性能计算结果  
Tab.9 Optimized combined cycle thermal performance calculation results

项目	数值	项目	数值
顶循环膨胀热功率/MW	787.91	底循环压缩热功率/MW	40.41
顶循环压缩热功率/MW	376.14	底循环净功率/MW	181.59
顶循环净功率/MW	411.73	联合循环净热功率/MW	593.36
底循环膨胀热功率/MW	222.00	联合循环热效率/%	68.61

### 2.3 顶循环压比对联合循环热力性能影响

循环关键参数选取见表7和表8, 顶循环压气机压比与联合循环热效率、底循环热效率的关系曲线如图3所示。由图3可见, 随着压气机出口压力的增加, 联合循环热效率呈现先增大后缓慢减小的趋势, 而底循环热效率呈现单调减小的趋势, 对应联合循环热效率最大值的压气机压比为35.50, 联合循环热效率达到68.61%。随着压气机压比的增大, 透平的做功增大, 压气机的耗功增大, 但顶循环净功仍增大。当压气机压比过高时, 一方面顶循环透平膨胀比过大, 烟气排气的温度过低, 导致底循环透平进口温度减小, 底循环的热效率降低; 另一方面压比过高会导致抽气冷却的效果变差, 二者共同使得联合循环热效率减小。

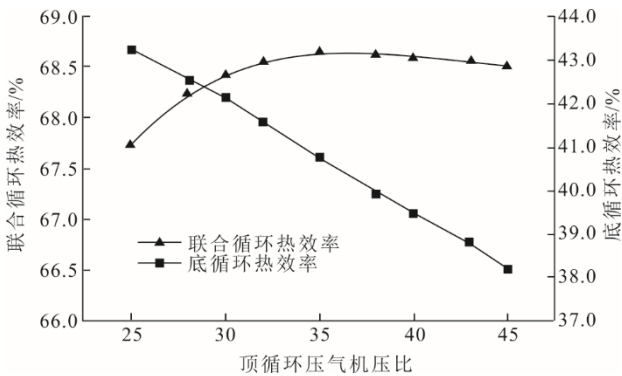


图3 联合循环热效率、底循环热效率随顶循环压气机压比变化曲线

Fig.3 Variation curves of combined cycle thermal efficiency and bottom cycle thermal efficiency with pressure ratio of top cycle pressurizer

### 2.4 底循环参数对联合循环热力性能影响

#### 2.4.1 CO<sub>2</sub> 高压泵出口压力

联合循环热效率与CO<sub>2</sub>高压泵出口压力之间的关系曲线如图4所示。由图4可见, 随着CO<sub>2</sub>高压泵出口压力的增加, 联合循环热效率先增大后减小, 联合循环热效率在CO<sub>2</sub>高压泵出口压力为34.06 MPa时, 存在最大值68.61%。CO<sub>2</sub>高压泵出口压力越大, CO<sub>2</sub>压缩机和泵的耗功增加, 透平膨胀功也会增加。随着透平进口CO<sub>2</sub>压力升高, 透平膨胀功增量大于压缩机和泵的耗功增量, CO<sub>2</sub>高压泵出口压力在小于34.06 MPa时, 系统总热效率与CO<sub>2</sub>高压泵出口压力正相关; CO<sub>2</sub>高压泵出口压力超过34.06 MPa后, S-CO<sub>2</sub>高温透平膨胀比增大, 对应相同S-CO<sub>2</sub>透平出口压力下, 高温透平出口温度降低, 不足以提供高温回热器和低温回热器回热所需热量, 且使S-CO<sub>2</sub>低温透平进口温度降低, 联合循环热效率减小。

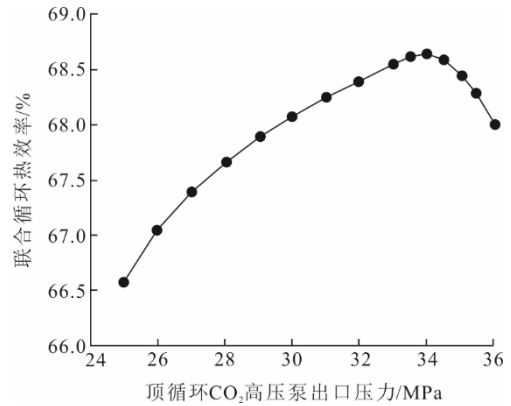


图4 联合循环热效率随CO<sub>2</sub>高压泵出口压力变化曲线  
Fig.4 Variation curve of combined cycle thermal efficiency with CO<sub>2</sub> high pressure pump outlet pressure

#### 2.4.2 S-CO<sub>2</sub> 高温透平出口压力

图5为联合循环热效率与S-CO<sub>2</sub>高温透平出口压力之间的关系曲线。由图5可见, 随着S-CO<sub>2</sub>高温透平出口压力的减小, 联合循环热效率先增大后减小, CO<sub>2</sub>高温透平出口压力为5.75 MPa时, 联合循环热效率最高, 达到68.61%。CO<sub>2</sub>高温透平出口压力低于临界压力7.30 MPa, S-CO<sub>2</sub>双透平排气为亚临界气相, 底循环为朗肯循环。CO<sub>2</sub>高温透平出口压力从7.30 MPa降至5.75 MPa, CO<sub>2</sub>高温透平做功更多, 联合循环热效率增大; 当底循环CO<sub>2</sub>高温透平出口压力小于5.75 MPa时, CO<sub>2</sub>高温透平出口压力继续降低, CO<sub>2</sub>高温透平出口温度下降, 高温回热器回热能力下降, 影响CO<sub>2</sub>低温透平做功, 联合循环热效率减小。

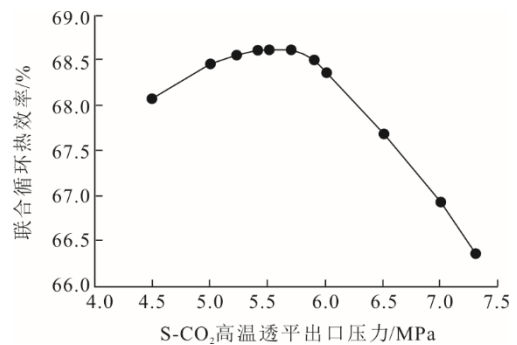


图5 联合循环热效率随S-CO<sub>2</sub>高温透平出口压力变化曲线  
Fig.5 Variation curve of combined cycle thermal efficiency with S-CO<sub>2</sub> high temperature turbine outlet pressure

#### 2.4.3 S-CO<sub>2</sub> 高温透平进口温度

联合循环热效率与S-CO<sub>2</sub>高温透平进口温度之间的变化曲线如图6所示。由图6可见, 随着S-CO<sub>2</sub>高温透平进口温度的增加, 联合循环热效率呈现先增大后减小的趋势, S-CO<sub>2</sub>高温透平出口温度为605.28 °C时, 联合循环热效率最高, 达到68.61%。

对于 S-CO<sub>2</sub> 朗肯循环, S-CO<sub>2</sub> 高温透平进口温度在 550.00~605.28 °C 时, S-CO<sub>2</sub> 高温透平进口温度越大, 对系统越有利, 系统热效率越大; S-CO<sub>2</sub> 高温透平进口温度超过 605.28 °C 时, 高温加热器热端端差仅有 10.00 °C 左右, 烟气进入中温加热器时的温度减小, 中温加热器与低温加热器的热交换效果变差, 联合循环热效率减小。

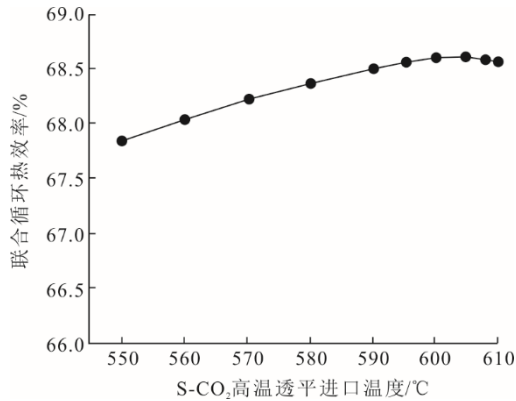


图6 联合循环热效率随 S-CO<sub>2</sub> 高温透平进口温度变化曲线  
Fig.6 Variation curve of combined cycle thermal efficiency with S-CO<sub>2</sub> high temperature turbine inlet temperature

#### 2.4.4 S-CO<sub>2</sub> 低温透平进口流量

联合循环热效率与 S-CO<sub>2</sub> 低温透平进口流量之间的关系曲线如图 7 所示。由图 7 可见, 随着 S-CO<sub>2</sub> 低温透平进口流量的增加, 联合循环热效率呈现先增大后减小的趋势。S-CO<sub>2</sub> 低温透平进口流量为 401.31 kg/s 时, 联合循环热效率最大值为 68.61%; S-CO<sub>2</sub> 低温透平进口流量从 380.00 kg/s 增至 401.31 kg/s 过程中, S-CO<sub>2</sub> 低温透平出功增大, 中低温加热器热交换效果更好, 联合循环热效率增加; S-CO<sub>2</sub> 低温透平进口流量大于 401.31 kg/s 时, S-CO<sub>2</sub> 高温透平功率下降趋势大于低温透平功率上升趋势, 联合循环热效率下降。

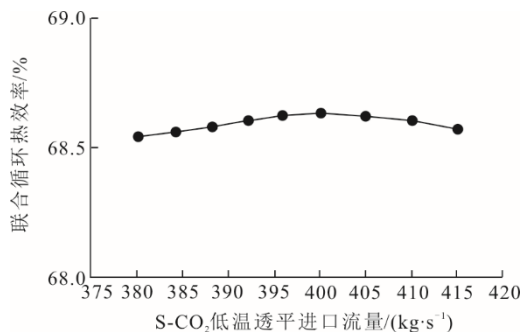


图7 联合循环热效率随 S-CO<sub>2</sub> 低温透平进口流量变化曲线  
Fig.7 Variation curve of combined cycle thermal efficiency with S-CO<sub>2</sub> low temperature turbine inlet flow rate

#### 2.4.5 CO<sub>2</sub> 中压泵出口压力

联合循环热效率随 CO<sub>2</sub> 中压泵出口压力的变化

曲线如图 8 所示。由图 8 可见, 随着 CO<sub>2</sub> 中压泵出口压力的增加, 联合循环热效率呈现先增大后减小的趋势, 在 CO<sub>2</sub> 中压泵出口压力为 14.72 MPa 时, 联合循环热效率达到最高, 为 68.61%。CO<sub>2</sub> 中压泵出口压力从 10.00 MPa 增至 14.72 MPa 时, 经过中间冷却器, 高压 CO<sub>2</sub> 泵耗功减小, 联合循环热效率增大; CO<sub>2</sub> 中压泵出口压力从 14.72 MPa 增至 25.00 MPa 时, 经过中间冷却器, CO<sub>2</sub> 高压泵耗功更小, 但压缩的 S-CO<sub>2</sub> 出口温度过低, 需要从加热器和回热器中交换更多热量, 联合循环热效率减小。

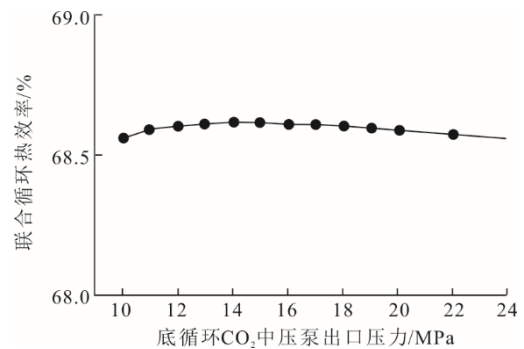


图8 联合循环热效率随 CO<sub>2</sub> 中压泵出口压力的变化曲线  
Fig.8 Variation curve of combined cycle thermal efficiency with CO<sub>2</sub> medium pressure pump outlet pressure

### 3 燃气与 S-CO<sub>2</sub> 联合循环和燃气-蒸汽联合循环比较分析

#### 3.1 燃气与 S-CO<sub>2</sub> 联合循环和燃气-蒸汽联合循环计算结果

对于 F 级以上燃气轮机, 燃气-蒸汽联合循环中使用三压再热循环, 可达到较好的联合循环热效率。选择在役 F 级燃气轮机 SGT5-4000F 和文中研究的高参数燃气轮机作为顶循环, 分别以三压再热蒸汽循环和本文设计的 S-CO<sub>2</sub> 循环作为底循环, 通过参数寻优后得到最佳热力性能, 比较 2 种不同联合循环的差异性。表 10 为 F 级 SGT5-4000F 联合循环和高参数燃气轮机联合循环参数。其中, 所用 SGT5-4000F 的参数取自 EBSILON 软件, 蒸汽循环中的透平等熵效率参考文献[21]。而且, 高参数燃气轮机的排气温度高达 624.61 °C, 对应的三压再热蒸汽循环参数可使用亚临界参数。

#### 3.2 分析与讨论

由表 10 可知, 对于 F 级燃气轮机作为顶循环的联合循环, 燃气与 S-CO<sub>2</sub> 布雷顿联合循环热效率比燃气-蒸汽联合循环高 0.79 百分点, 燃气与 S-CO<sub>2</sub> 朗肯联合循环的系统热效率比燃气-蒸汽联合循环

高 2.04 百分点。由表 10 还可知, 以压气机压比为 35.5、燃烧室出口温度为 1 800 °C 的高参数燃气轮机作为顶循环的联合循环, 燃气与 S-CO<sub>2</sub> 布雷顿联合循环的热效率比燃气-蒸汽联合循环高 0.12 百分点, 燃气与 S-CO<sub>2</sub> 朗肯联合循环的热效率比燃气-

蒸汽联合循环高 2.3 百分点。S-CO<sub>2</sub> 朗肯循环与 S-CO<sub>2</sub> 布雷顿循环相比, 亚临界 CO<sub>2</sub> 经过压缩再冷却, 变为液相 CO<sub>2</sub>, 再采用 CO<sub>2</sub> 泵升压, 可以大幅降低压缩功。故燃气与 S-CO<sub>2</sub> 朗肯循环比燃气与 S-CO<sub>2</sub> 布雷顿循环的热效率高。

表 10 F 级 SGT5-4000F 联合循环和高参数燃气轮机联合循环参数  
Tab.10 Class F SGT5-4000F combined cycle and high parameter gas turbine combined cycle parameter table

循环类型	项目	SGT5-4000F 联合循环		高参数燃气轮机联合循环	
		数据	来源	数据	来源
燃气轮机顶循环	燃气轮机功率/MW	287.05	EBSILON 软件	411.73	计算得出
	燃气轮机效率/%	39.29	EBSILON 软件	47.61	计算得出
	排气温度/°C	577.92.	EBSILON 软件	624.61	计算得出
	排气流量/(kg·s <sup>-1</sup> )	694.26	EBSILON 软件	667.28	计算得出
燃气-蒸汽联合循环	余热锅炉排气温度/°C	82.05	计算得出	89.79	计算得出
	高压缸等熵效率/%	90.00	文献[21]	90.00	文献[21]
	中压缸等熵效率/%	91.00	文献[21]	91.00	文献[21]
	低压缸等熵效率/%	92.00	文献[21]	92.00	文献[21]
	高压缸入口温度/°C	529.92	计算得出	600.83	计算得出
	高压缸入口压力/MPa	9.00	计算得出	18.60	计算得出
	高压缸入口流量/(kg·s <sup>-1</sup> )	88.92	计算得出	88.34	计算得出
	中压缸入口温度/°C	532.92	计算得出	600.83	计算得出
	中压缸入口压力/MPa	2.83	计算得出	4.80	计算得出
	中压缸入口流量/(kg·s <sup>-1</sup> )	92.93	计算得出	98.20	计算得出
	低压缸入口温度/°C	243.25	计算得出	260.62	计算得出
	低压缸入口压力/MPa	0.32	计算得出	0.41	计算得出
	低压缸入口流量/(kg·s <sup>-1</sup> )	107.36	计算得出	110.93	计算得出
	燃气-蒸汽联合循环热效率/%	59.10	计算得出	164.08	计算得出
燃气-蒸汽联合循环净热功率/MW	433.28	计算得出	66.31	计算得出	
汽轮机总功率/MW	146.23	计算得出	573.45	计算得出	
燃气轮机与 S-CO <sub>2</sub> 布雷顿循环	S-CO <sub>2</sub> 布雷顿循环高温透平出口压力/MPa	7.80	计算得出	7.80	计算得出
	S-CO <sub>2</sub> 布雷顿循环烟气排温/°C	55.91	计算得出	55.57	计算得出
	低温回热器低压段出口温度/°C	41.78	计算得出	41.45	计算得出
	燃气与 S-CO <sub>2</sub> 布雷顿循环热效率/%	60.08	计算得出	66.43	计算得出
	燃气与 S-CO <sub>2</sub> 布雷顿循环净热功率/MW	438.91	计算得出	574.29	计算得出
燃气轮机与 S-CO <sub>2</sub> 朗肯循环	S-CO <sub>2</sub> 朗肯循环高温透平出口压力/MPa	5.80	计算得出	5.70	计算得出
	S-CO <sub>2</sub> 朗肯循环烟气排温/°C	43.54	计算得出	41.90	计算得出
	低温回热器低压段出口温度/°C	35.11	计算得出	34.41	计算得出
	燃气与 S-CO <sub>2</sub> 朗肯循环热效率/%	61.14	计算得出	68.61	计算得出
	燃气与 S-CO <sub>2</sub> 朗肯循环净热功率/MW	446.68	计算得出	593.36	计算得出

高参数燃气与 S-CO<sub>2</sub> 朗肯循环的排气温度为 41.90 °C, 低于燃气-蒸汽联合循环的排气温度 84.96 °C。而且低温回热器低压段出口温度低于排气温度, S-CO<sub>2</sub> 朗肯循环可利用的烟气热量较燃气-蒸汽联合循环更多, 故燃气与 S-CO<sub>2</sub> 朗肯循环的热效率优于燃气-蒸汽联合循环。

## 4 结 论

本文通过高参数燃气轮机模型和底循环 S-CO<sub>2</sub> 朗肯循环模型, 采用惩罚函数法分析了高参数燃气轮机顶循环和 S-CO<sub>2</sub> 朗肯底循环主要参数对联合循环性能的影响规律, 主要结论如下。

1) 燃气轮机燃烧室出口温度不变时, 燃气与 S-CO<sub>2</sub> 朗肯联合循环热效率随着压气机压比的增大先上升后下降。燃气轮机燃烧室出口温度取为 1 800 °C, 压气机最佳压比为 35.5 时, 燃气-S-CO<sub>2</sub> 朗肯联合循环热效率为 68.61%。

2) 在 S-CO<sub>2</sub> 朗肯循环底循环中, 其他参数不变时, 燃气与 S-CO<sub>2</sub> 朗肯联合循环热效率随着 CO<sub>2</sub> 高压泵出口压力、S-CO<sub>2</sub> 高温透平出口压力、S-CO<sub>2</sub> 高温透平进口温度、S-CO<sub>2</sub> 低温透平进口流量和 CO<sub>2</sub> 中压泵出口压力的增大先变大后减小。

3) CO<sub>2</sub> 高压泵出口压力、S-CO<sub>2</sub> 高温透平出口压力和 S-CO<sub>2</sub> 高温透平进口温度的变化对燃气-

S-CO<sub>2</sub> 朗肯联合循环热效率的影响比较明显, S-CO<sub>2</sub> 低温透平进口流量和 CO<sub>2</sub> 中压泵出口压力的变化对燃气-S-CO<sub>2</sub> 朗肯联合循环热效率的影响较小。

4) 文中给出优化后的高参数燃气轮机与 S-CO<sub>2</sub> 朗肯循环联合循环热效率为 68.61%, 比相同参数下的燃气轮机与 S-CO<sub>2</sub> 布雷顿循环高 2.18 百分点, 比燃气-蒸汽联合循环高 2.3 百分点。

### 〔参考文献〕

- [1] ROBERT F. Gas turbine world handbook[M]. Pe-quot Publishing Ltd., 2016: 13-14.
- [2] 郑开云. 燃气-超临界 CO<sub>2</sub> 联合循环发电系统[J]. 南方能源建设, 2019, 6(3): 87-91.  
ZHENG Kaiyun. Gas-supercritical CO<sub>2</sub> combined cycle power generation system[J]. Southern Energy Construction, 2019, 6(3): 87-91.
- [3] KIMZEY G. Development of a brayton bottoming cycle using supercritical carbon dioxide as the working fluid[R]. Gas Turbine Industrial Fellowship, University Turbine Systems Research Program, 2012: 9-29.
- [4] CHO S K, KIM M, BAIK S, et al. Investigation of the bottoming cycle for high efficiency combined cycle gas turbine system with supercritical carbon dioxide power cycle[C]//ASME Turbo Expo: Turbine Technical Conference & Exposition. 2015: 1-12.
- [5] KIM M S, AHN Y, KIM B, et al. Study on the supercritical CO<sub>2</sub> power cycles for landfill gas firing gas turbine bottoming cycle[J]. Energy, 2016, 111(9): 893-909.
- [6] HUCK P, FREUND S, LEHAR M, et al. Performance comparison of supercritical CO<sub>2</sub> versus steam bottoming cycles for gas turbine combined cycle applications[C]. The 5th International Symposium-Supercritical CO<sub>2</sub> Power Cycles, GE Global Research, 2016:10-17.
- [7] THANGANADAR D, ASFAND F, PATCHIGOLLA K. Thermal performance and economic analysis of supercritical carbon dioxide cycles in combined cycle power plant[J]. Applied Energy, 2019, 255: 113836.
- [8] GOTELIP T, GAMPE U, GLOS S. Optimization strategies of different sCO<sub>2</sub> architectures for gas turbine bottoming cycle applications[J]. Energy, 2022, 250: 123734.
- [9] KIM Y M, SOHN J L, YOON E S. Supercritical CO<sub>2</sub> Rankine cycles for waste heat recovery from gas turbine[J]. Energy, 2017, 118(1): 893-905.
- [10] 郑露霞, 张士杰, 王波, 等. GE 公司重型燃气轮机透平冷气量和燃气初温推测[J]. 中国电机工程学报, 2019, 39(23): 6934-6943.  
ZHENG Lulu, ZHANG Shijie, WANG Bo, et al. The cooling air and firing temperature estimation for GE's heavy duty gas turbines[J]. Proceedings of the CSEE, 2019, 39(23): 6934-6943.
- [11] 蒋洪德. 重型燃气轮机的现状和发展趋势[J]. 热力透平, 2012, 41(2): 83-88.  
JIANG Hongde. Development of the heavy-duty gas turbine[J]. Thermal Turbine, 2012, 41(2): 83-88.
- [12] 干梦迪, 种晓宇, 冯晶. 航空航天高温结构材料研究现状及展望[J]. 昆明理工大学学报(自然科学版), 2021, 46(6): 24-36.  
GAN Mengdi, ZHONG Xiaoyu, FENG Jing. Research status and prospects of aerospace high-temperature structural materials[J]. Journal of Kunming University of Science and Technology(Natural Sciences), 2021, 46(6): 24-36.
- [13] 崔慧然, 冯相如, 任建伟. 燃气轮机涡轮叶片制造工艺现状及发展方向[J]. 铸造, 2022, 71(2): 143-150.  
CUI Huiran, FENG Xiangru, REN Jianwei. Research status and technology development trend of gas turbine cast turbine blade[J]. Foundry, 2022, 71(2): 143-150.
- [14] 杨钦. 气膜冷却结构对高压涡轮导叶冷却及气动性能影响的研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2019: 2-14.  
YANG Qing. Study on the influence of film cooling structure on the cooling and aerodynamic performance of high press turbine[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology University, 2019: 2-14.
- [15] 王波, 张士杰, 肖云汉. 大型燃气轮机透平冷却空气量估算[J]. 燃气轮机技术, 2009, 22(3): 29-32.  
WANG Bo, ZHANG Shijie, XIAO Yunhan. The cooling air estimation of large scale gas turbine[J]. Gas Turbine Technology, 2009, 22(3): 29-32.
- [16] 谭超, 赵节坚, 柳治民, 等. 西门子 H 级重型燃气轮机冷却空气推测及建模[J]. 燃气轮机技术, 2022, 35(2): 19-22.  
TAN Chao, ZHAO Jiejian, LIU Zhiming, et al. Research on exhaust system of 6FA gas turbine test-bed[J]. Gas Turbine Technology, 2022, 35(2): 19-22.
- [17] 王凯琳, 王波, 张士杰, 等. 透平材料和冷却技术及燃气轮机关键参数变化时联合循环热力性能分析[J]. 中国电机工程学报, 2022, 42(3): 1034-1043.  
WANG Kailin, WANG Bo, ZHANG Shijie, et al. Thermodynamic performance analysis of combined cycle considering variation of turbine cooling-material technology and key parameters of gas turbine[J]. Proceedings of the CSEE, 2022, 42(3): 1034-1043.
- [18] JORDAL K. Modeling and performance of gas turbine cycles with various means of blade cooling[D]. Lund: Lund University, 2001: 80-115.
- [19] JONSSON M, BOLLAND O, BÜCKER D, et al. Gas turbine cooling model for evaluation of novel cycles[C]// Proceedings of the 18th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation, and Environmental Impact of Energy Systems. Trondheim, Norway: ECOS, 2005: 641-650.
- [20] 王渡, 陈豪, 陈颖, 等. 燃气-超临界二氧化碳联合循环经济性研究[J]. 热力发电, 2021, 50(10): 39-46.  
WANG Du, CHEN Hao, CHEN Yin, et al. Economic research for gas-supercritical carbon dioxide combined cycle[J]. Thermal Power Generation, 2021, 50(10): 39-46.
- [21] 王凯琳. 重型燃气轮机联合循环热力性能的关键参数影响研究[D]. 北京: 中国科学院大学(中国科学院工程热物理研究所), 2021: 21-35.  
WANG Kailing. Influence of key parameters on the thermal performance of heavy-duty gas turbine combined cycle[D]. Beijing: University of Chinese Academy of sciences (Institute of Engineering Thermophysics Chinese Academy of sciences), 2021: 21-35.
- [22] 高兴华, 韩维, 李成, 等. 一种新的飞机系统可靠性分配方法[J]. 兵工自动化, 2010, 29(12): 16-19.  
SHANG Xinghua, HAN Wei, LI Cheng, et al. A new method of reliability allocation of airplane system[J]. Ordnance Industry Automation, 2010, 29(12): 16-19.
- [23] 陈宝林. 最优化理论与算法[M]. 北京: 清华大学出版社, 2005: 394-405.  
CHEN Baolin. Optimization theory and algorithm[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2005: 394-405.

(责任编辑 杨嘉蕾)