

塔式太阳能 - 超临界 CO₂ 发电系统集成与优化

陈建生¹, 梁颖宗¹, 罗向龙¹, 邓成刚², 梁展鹏²

(1. 广东工业大学 材料与能源学院, 广州 510663; 2. 中国能源建设集团广东省电力设计研究院有限公司, 广州 510663)

摘要: [目的] 传统塔式太阳能热发电效率较低, 采用超临界 CO₂ (sCO₂) 布雷顿循环集成太阳能发电可有效提高系统效率。[方法] 采用联立方程法建立塔式太阳能集热发电 (CSP) 和 sCO₂ 布雷顿循环集成系统的非线性规划数学模型以辅助系统分析与优化。模型包含太阳能集热子系统、sCO₂ 布雷顿循环以及高精度 CO₂ 状态方程的约束, 无需调用外部 CO₂ 物性数据, 可实现对集成系统任意数量的设计变量的同步优化。将模型应用于塔式 CSP 与 sCO₂ 简单回热布雷顿循环和再压缩布雷顿循环系统的案例研究, 优化系统并分析设计变量对系统效率的影响。[结果] 研究表明: 集成再压缩循环系统最大热效率达 29.4%, 高于简单循环系统的 24.9%。再压缩循环的最优透平入口温度为 901 K、最优膨胀比约为 3; 简单循环的最优透平入口温度为 826 K、最优膨胀比皆大于 3.2。[结论] 系统存在最优的透平入口温度, 提高透平入口温度可提高系统效率, 但过高的温度会导致系统效率下降; 系统存在最优膨胀比, 膨胀比对集成再压缩循环系统的热效率影响较小, 但对集成简单循环系统效率的影响较大。

关键词: sCO₂ 布雷顿循环; 塔式太阳能发电; 热力学模型; 优化

中图分类号: TK519; TM615

文献标志码: A

文章编号: 2095-8676(2020)01-0001-07

开放科学 (资源服务) 标识码 (OSID):



Equation-based Modeling for Solar Power Tower-supercritical CO₂ Integrated System Analysis and Optimization

CHEN Jiansheng¹, LIANG Yingzong¹, LUO Xianglong¹, DENG Chenggang², LIANG Zhanpeng²

(1. School of Materials and Energy, Guangdong University of Technology, Guangzhou 510663, China;

2. China Energy Engineering Group Guangdong Electric Power Design Institute Co., Ltd., Guangzhou 510663, China)

Abstract: [Introduction] Supercritical CO₂ (sCO₂) Brayton cycle is a promising technology to improve the efficiency of concentrated solar power systems. [Method] This paper presented an equation-based nonlinear programming model for the analysis and optimization of the power tower concentrated solar power (CSP) coupled with supercritical CO₂ (sCO₂) Brayton cycles. The model included CSP subsystems, sCO₂ Brayton cycle, and high accuracy equation of state, enabling simultaneous optimization of the systems with arbitrary number of decision variables. Case studies of the integrated CSP-simple sCO₂ Brayton cycle and CSP-recompression sCO₂ Brayton cycle systems were carried out to determine their optimal design. [Result] The results show that thermal efficiency of the CSP-recompression cycle system can reach a maximum of 29.4%, higher than the 24.9% of the CSP-simple cycle system. The optimal turbine inlet temperature is 901 K for the CSP-recompression cycle system, 826 K for the CSP-simple cycle system. The optimal expansion ratios of the CSP-simple cycle system are greater than 3.2 at the investigated temperature range, and are approximately equal to 3 for the CSP-recompression cycle system. [Conclusion] There are optimal turbine inlet temperatures and compression ratios for the integrated systems. Additionally, the compression ratio has a greater impact on the thermal efficiency of the CSP-simple cycle system.

Key words: sCO₂ Brayton cycle; solar power tower; thermodynamic model; optimization

超临界二氧化碳 (supercritical CO₂, sCO₂) 布雷顿循环相较于蒸汽循环具有热效率高^[1]、系统与

设备紧凑^[2-3]、耗水量低^[4-5]等优点, 被普遍认为是发展前景良好的新一代发电技术。除传统化石能源外, sCO₂ 布雷顿循环可广泛应用于太阳能光热发电 (concentrated solar power, CSP) 等可再生能源的发电过程。据国际能源署统计, 至 2018 年全球 CSP 的装机容量达 4.8 GW, 并预计在 2022 年增长至 10

收稿日期: 2019-11-20 修回日期: 2020-02-14

基金项目: 国家重点研发计划项目“超高参数高效二氧化碳燃煤发电基础理论与关键技术研究”(2017YFB0601800)

GW^[6], 发展迅猛。同时, 美国战略能源分析联合研究所 (Joint Institute for Strategic Energy Analysis) 的报告指出, 目前 CSP 系统均采用蒸汽朗肯循环进行发电, 发电效率较低^[7]。另外, CSP 装置通常建造于水资源短缺的高温干旱地区, 采用蒸汽循环的发电成本较高。因此, 针对 CSP 和 sCO₂ 布雷顿循环集成设计的研究以提高过程的能效、降低发电成本, 具有重大的工程意义和经济效益。

王坤等^[8]、Ho 和 Iverson^[9]、郑开云^[10]对 sCO₂ 布雷顿循环、集热子系统以及两者集成的设计与优化方面研究进行了综述。目前, sCO₂ 布雷顿循环和 CSP 的集成与优化研究大多通过结合系统模型和 CO₂ 物性数据库, 并采用单变量灵敏度分析的方法获取最优的系统设计。Iverson 等^[11]基于美国圣地亚国家实验室 sCO₂ 再压缩布雷顿循环 (简称再压缩循环, 下同) 装置的实验数据建立了循环的数学模型, 并模拟再压缩循环与集热子系统集成时循环的性能。他们通过改变透平入口温度、压缩机入口温度和压力等变量, 研究各设计变量对循环性能的影响。计算结果表明, 当集热子系统的集热器提供的热源温度超过 873 K (600 °C) 时, 再压缩循环的效率显著提升。然而, 由于集热器存在热损, 集热子系统的热效率随集热器温度的上升而下降。因此, 集成系统的优化应考虑 sCO₂ 布雷顿循环和集热子系统之间的权衡。朱含慧等^[12]建立了不同 sCO₂ 布雷顿循环与 CSP 集成的系统模型, 研究包括全局系统效率与透平入口温度的关系。结果显示系统效率在透平入口温度上升至约 720 K 时达到最大, 表明系统运行温度并非越高越好。

上述文献为 sCO₂ 布雷顿循环与 CSP 集成系统提供了量化的设计工具, 但其优化仍局限于单变量的灵敏度分析, 无法同时对透平入口温度、压缩机 / 透平出口压力、以及再压缩机入口温度等多个关键设计变量进行优化。此外, 由于现有模型的计算依赖于外部数据库, 难以实现多变量同步优化。鉴于这些不足, 本文针对 sCO₂ 和 CSP 集成系统的优化设计问题, 创新提出基于联立方程法的同步优化数学模型。该模型内嵌集热子系统、sCO₂ 布雷顿循环以及 CO₂ 热物性的数学模型, 无需调用外部 CO₂ 物性数据, 可实现对任意集成系统设计变量的同步优化。本文以塔式 CSP 系统为案例验证该数学模型, 并以系统热效率最大化为目标, 研究

sCO₂ 简单回热布雷顿循环 (简称简单循环, 下同) 和再压缩循环 2 种循环与 CSP 集成的最优设计, 探讨关键设计变量对系统性能的影响, 总结塔式 CSP 系统的设计规律。

1 系统描述

塔式 CSP 系统主要由定日镜场、塔式太阳能集热器以及 sCO₂ 布雷顿循环构成。定日镜场将太阳辐射聚集于塔顶的集热器, 集热器将辐射能转换为热能以加热流经的熔融盐, 高温熔融盐进入换热器与 sCO₂ 进行热交换, 为循环提供能量。本文以简单循环和再压缩循环为对象, 分析并优化塔式 CSP 与 2 种循环的集成。

塔式 CSP 和简单循环集成系统如图 1 所示。循环主要由透平、压缩机、冷却器和回热器构成。高压 sCO₂ 在换热器被熔融盐加热后 (状态 1) 进透平膨胀做功。透平出口的背压 sCO₂ (状态 2) 经回热器与低温 sCO₂ 换热后, 入冷却器冷却至压缩机入口温度 (状态 3) 进压缩机。加压后的 sCO₂ (状态 4) 经回热器预热后 (状态 5), 进换热器与熔融盐换热形成循环。其中, 回热器用以回收部分背压 sCO₂ 的热量以提高系统效率。然而, 由于回热器的冷物流 (状态 4) 热容流率高于热物流的热容流率, 回热器热端 (状态 2 和状态 5) 的温差大, 系统不可逆程度高。

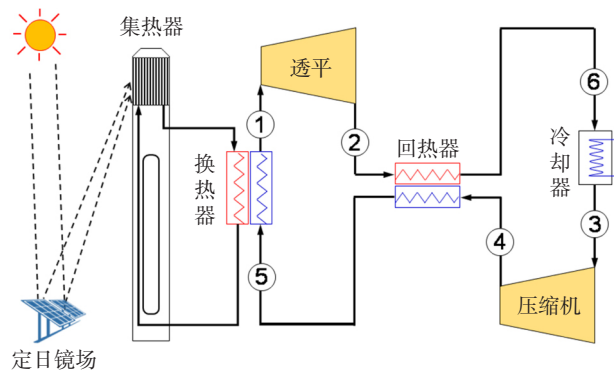


图 1 塔式 CSP 和简单循环集成系统流程图

Fig. 1 Layout of the integrated CSP and simple cycle system

塔式 CSP 和再压缩循环集成系统如图 2 所示。循环主要由透平、主压缩机、再压缩机、高温回热器、低温回热器以及冷却器构成。区别于简单循环,

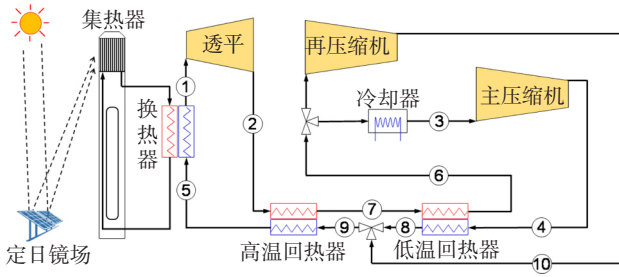


图 2 塔式 CSP 和再压缩循环集成系统流程图

Fig. 2 Layout of the integrated CSP and recompression cycle system

再压缩循环通过分流部分 sCO₂ 进再压缩机以均衡低温回热器冷热物流的热容流率, 改善回热器的换热匹配。具体流程如下: 高压 sCO₂ 在换热器被熔融盐加热后 (状态 1) 进膨胀做功; 经透平膨胀做功后的背压 sCO₂ (状态 2) 依次通过高温回热器与低温回热器与低温高压的 sCO₂ 换热, 并在低温回热器出口分流; 一部分 sCO₂ 直接进再压缩机压缩, 另一部分进冷却器进行冷却 (状态 3) 后, 经主压缩机升压 (状态 4) 进低温回热器, 并在低温回热器出口与再压缩机出口的 sCO₂ 混合后 (状态 9), 进入高温回热器继续预热; 预热后的 sCO₂ 进换热器与熔融盐换热形成循环。

2 系统建模

基于上述的系统描述和假设, 本文建立了集成 sCO₂ 布雷顿循环的塔式 CSP 系统的非线性规划 (Nonlinear programming, NLP) 数学模型。模型以最大化 CSP 系统热效率为目标, 模型服从定日镜场、集热器、布雷顿循环以及 CO₂ 状态方程的约束, 主要设计变量包括熔融盐温度和流量, 透平、压缩机、回热器和换热器进出口物流的流量和热物性。限于篇幅, 本节仅列出部分主要的约束。模型的主要假设包括:

- 1) 太阳辐射能为定值, 系统处于稳态。
- 2) 布雷顿循环的压缩、膨胀、换热过程为绝热过程。
- 3) 膨胀和压缩过程为等熵过程, 其等熵效率小于 1。
- 4) 系统的压力损失忽略不计。

2.1 目标函数

公式 (1) 为模型目标函数:

$$\max \eta_{\text{CSP,th}} = \frac{W_{\text{net}}}{Q_{\text{solar}}} \quad (1)$$

式中: $\eta_{\text{CSP,th}}$ 为系统热效率 (%); W_{net} 为系统净输出功 (J); Q_{solar} 为定日镜上接收到的太阳辐射能 (J)。

2.1 定日镜场约束

定日镜场接收到的太阳辐射能 Q_{solar} 见公式 (2)。

$$Q_{\text{solar}} = A \cdot \text{DNI} \quad (2)$$

式中: A 为定日镜的总面积 (m²); DNI 为太阳直射辐射强度 (W·m⁻²)。

定日镜场效率为:

$$\eta_{\text{sf}} = \frac{q_{\text{rec}}}{Q_{\text{solar}}} \quad (3)$$

式中: η_{sf} 为定日镜场效率 (%); q_{rec} 为投射到集热器上的能量 (J)。

2.2 集热器

聚焦到集热器上的能量一部分被熔融盐吸收, 另一部分以对流、辐射、反射和导热的方式损失到周围环境中。集热器中的能量平衡为:

$$q_{\text{rec}} = q_{\text{cycle}} + q_{\text{loss,cov}} + q_{\text{loss,em}} + q_{\text{loss,ref}} + q_{\text{loss,con}} \quad (4)$$

式中: q_{cycle} 为熔融盐从集热器中吸收的热量 (J); $q_{\text{loss,cov}}$ 为对流热损失 (J); $q_{\text{loss,em}}$ 为辐射热损失 (见式 (5)); $q_{\text{loss,ref}}$ 为反射热损失 (J); $q_{\text{loss,con}}$ 为导热热损失 (J)。

$$q_{\text{loss,em}} = \epsilon_{\text{avg}} \cdot \sigma (t_{\text{re,sur}}^4 - T_a^4) A_{\text{re,sur}} \cdot F_r \quad (5)$$

式中: ϵ_{avg} 为平均辐射率; σ 为斯蒂芬-玻尔兹曼常数 (W·m⁻²·K⁻⁴); $t_{\text{re,sur}}$ 为集热器的表面温度 (K); T_a 为环境温度 (K); $A_{\text{re,sur}}$ 为集热器的面积 (m²); F_r 为集热器视角因子。

集热器的热效率 η_{rec} (%) 的计算见公式 (6):

$$\eta_{\text{rec}} = \frac{q_{\text{cycle}}}{q_{\text{rec}}} \quad (6)$$

高温熔融盐与 sCO₂ 的换热服从公式 (7) 的能量平衡。

$$m_{\text{ms}} \cdot C_{\text{ms}} (t_{\text{in}} - t_{\text{out}}) = m_{\text{co}_2} (h_1 - h_5) \quad (7)$$

式中: m_{ms} 为熔融盐的质量流量 (kg·s⁻¹); C_{ms} 为熔融盐的比热容 (J·kg⁻¹·K⁻¹); t_{in} 和 t_{out} 分别为熔融盐进入和离开换热器的温度 (K); m_{co_2} 为 sCO₂ 的质量流量 (kg·s⁻¹); h_1 和 h_5 为布雷

顿循环对应状态的比焓 ($\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$)。

2.3 CO₂ 状态方程

本文采用基于亥姆霍兹自由能的状态方程计算循环 CO₂ 物流物性参数。CO₂ 的亥姆霍兹自由能的计算如公式 (8) 和 (9) 所示。

$$\Phi = \frac{a}{R \cdot t} \quad (8)$$

$$\Phi(\delta, \tau) = \Phi^0(\delta, \tau) + \Phi^r(\delta, \tau) \quad (9)$$

式中: Φ 为无量纲亥姆霍兹能; a 为亥姆霍兹能 (J/kg); R 为气体常数 ($\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$); t 为温度 (K); Φ^0 为无量纲理想气体亥姆霍兹能; Φ^r 为无量纲真实气体亥姆霍兹能剩余项; δ 为对比压力; τ 为对比温度。

物流的压力 p (kPa)、比焓 h 和比焓 s ($\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$) 的表达式分别见公式 (10)~(12)。

$$p = \rho \cdot R \cdot t(1 + \delta \cdot \Phi_s^r) \quad (10)$$

$$h = R \cdot t[1 + \tau(\Phi_\tau^0 + \Phi_\tau^r) + \delta \cdot \Phi_s^r] + h_{\text{ref}} \quad (11)$$

$$s = R[\tau(\Phi_\tau^0 + \Phi_\tau^r) - \Phi^0 - \Phi^r] + s_{\text{ref}} \quad (12)$$

式中: Φ_s^r 为 $\Phi^r(\delta, \tau)$ 对 δ 的偏导数; Φ_τ^0 为 $\Phi^0(\delta, \tau)$ 对 τ 的偏导数; h_{ref} 为基准焓 ($\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$); s_{ref} 为基准熵 ($\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$)。

2.4 sCO₂ 布雷顿循环

由于再压缩循环的构成与简单循环相近且更为复杂, 本节仅针对再压缩循环的模型进行介绍, 简单循环的模型可通过简化再压缩模型获得, 在此不作赘述。

再压缩循环的净输出功:

$$W_{\text{net}} = W_{\text{tur}} - W_{\text{mc}} - W_{\text{rc}} \quad (13)$$

式中: w_{tur} 为透平的输出功 (J); w_{mc} 为主压缩机能耗 (J); w_{rc} 为再压缩机能耗 (J), 其表达式见公式 (14)~(16)。

$$w_{\text{tur}} = m_{\text{co}_2}(h_1 - h_2) \quad (14)$$

$$w_{\text{mc}} = m_{\text{co}_2} \cdot \text{sr}(h_4 - h_3) \quad (15)$$

$$w_{\text{rc}} = m_{\text{co}_2}(1 - \text{sr})(h_{10} - h_6) \quad (16)$$

式中: sr 为 CO₂ 的分流比。

CO₂ 在换热器与高温熔融盐的换热量 q_{cycle} 为:

$$q_{\text{cycle}} = m_{\text{co}_2}(h_1 - h_5) \quad (17)$$

背压 CO₂ 和高压 CO₂ 在高温回热器和低温回热器分别服从公式 (18) 和 (19) 的热量平衡。

$$h_2 - h_7 = h_5 - h_9 \quad (18)$$

$$h_8 - h_4 = \text{sr}(h_7 - h_6) \quad (19)$$

布雷顿循环热效率 η_{cycle} (%) 为:

$$\eta_{\text{cycle}} = \frac{W_{\text{net}}}{q_{\text{cycle}}} \quad (20)$$

3 案例研究

本节将上面建立的数学模型应用于塔式 CSP 与简单循环和再压缩循环集成系统的设计。上述的 NLP 模型基于 GAMS^[13] 平台建立, 采用 CONOPT 求解器^[14] 进行求解。案例研究以系统热效率最大化为目标, 获得塔式 CSP 与不同两种 sCO₂ 布雷顿循环的最优设计, 研究透平入口温度和膨胀比对系统效率的影响, 归纳塔式 CSP 和 sCO₂ 布雷顿循环集成系统的设计方法。各子系统的参数如表 1 所示。

表 1 塔式 CSP 和 sCO₂ 布雷顿循环集成系统参数

Tab. 1 Parameters of the integrated CSP and Brayton cycle system

参数	数值
环境温度 /K	298
DNI/(W·m ⁻²)	800 ^[15]
风速/(m·s ⁻¹)	5 ^[15]
定日镜场效率 /%	75 ^[15]
熔融盐摩尔组成	LiCl:KCl=59:41 ^[16]
集热器管道外径 /m	0.019 ^[17]
集热器管壁厚度 /mm	15.7 ^[17]
集热器管壁导热系数/(W·m ⁻¹ ·K ⁻¹)	23.9 ^[17]
集热器视角因子	0.8 ^[17]
集热器表面辐射率	0.8 ^[17]
集热器表面反射率	0.04 ^[17]
集热器管程数	20 ^[17]
聚光比	400 ^[17]
透平入口压力 /MPa	20~25
透平入口温度 /K	700~1 000
主压缩机入口温度 /K	≥ 308
压缩机入口压力 /MPa	≥ 7.4
透平等熵效率 /%	90
压缩机等熵效率 /%	85
最小传热温差 /K	10

3.1 集成系统最优设计

集成系统的最优设计如表 2 所示。集成再压缩循环的 CSP 系统效率为 29.4%, 高于简单循环的 24.9%。其中, 简单循环和再压缩循环压缩机入口温度皆为冷却器冷却温度的下限, 即 308 K。这主要是由于工质的压缩能耗随入口温度的降低而降低, 因此通过降低 CO₂ 温度可有效降低压缩机能耗、提高系统效率。另外, 简单循环的最优透平入口温度为 826 K, 低于再压缩循环的 901 K。尽管提高透平入口温度可提高工质的做功能力, 但由于

简单循环的回热器冷热物流换热温差较再压缩循环的大(如图 3 所示), 因此过高的简单循环透平入口温度会进一步增大换热温差, 降低系统效率。另外, 再压缩循环的压缩机入口压力为 8.17 MPa, 而简单循环的则为 7.40 MPa。因为 CO₂ ($t_c=304.2\text{ K}$, $p_c=7.38\text{ MPa}$) 在近临界点压缩的能耗较低, 所以通过降低压缩机入口压力、增大压缩比所增加的透平膨胀功可弥补压缩机的额外能耗, 有利于提高系统效率。然而, 由于再压缩循环的再压缩机入口温度达 362 K、远离临界点, 过大的压缩比所增加的压缩能耗超过其所增加的透平输出功。因此, 再压缩循环的压缩机入口压力并非越小越好。

表 2 最优塔式 CSP 和 sCO₂ 布雷顿循环集成系统设计

设计变量	简单循环	再压缩循环
系统效率 /%	24.9	29.4
循环效率 /%	38.7	48.5
集热器效率 /%	85.6	80.8
透平入口温度 /K	826	901
透平入口压力 /MPa	25.0	25.0
主压缩机入口温度 /K	308	308
再压缩机入口温度 /K	—	362
压缩机入口压力 /MPa	7.40	8.17
膨胀比	3.38	3.06
透平 sCO ₂ 流量 /($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)	19.2	20.9
分流比	—	0.326

3.2 透平入口温度对系统效率的影响

图 4 展示了塔式 CSP 与再压缩循环和简单循环集成时不同透平入口温度下系统的最大效率。由图 4 可知, 两种集成系统的热效率在 803~933 K 范围内随着透平入口温度的升高均呈现先升高后降低的趋势。这可以通过图 5 和图 6 中循环的热效率和集热器效率随透平入口温度的变化趋势进行解释: 由于工质的做功能力随温度的提高而提高, 因此布雷顿循环的效率与透平入口温度呈正相关关系; 然而, 提高工质温度需要提高集热器(和熔融盐)的温度, 使集热器的热损失增大; 因此, 集热子系统效率和 sCO₂ 布雷顿循环效率存在权衡关系。当集热器温度较低时, 提高集热器温度可有效提高循环效率, 且集热器的热损失的增加并不显著, 因此系统的热效率随透平入口温度的升高而升高; 当温度提高至一定程度时, 集热器的热损显著增大, 如公式 (5) 所示集热器的辐射热损失与其温度的四次方

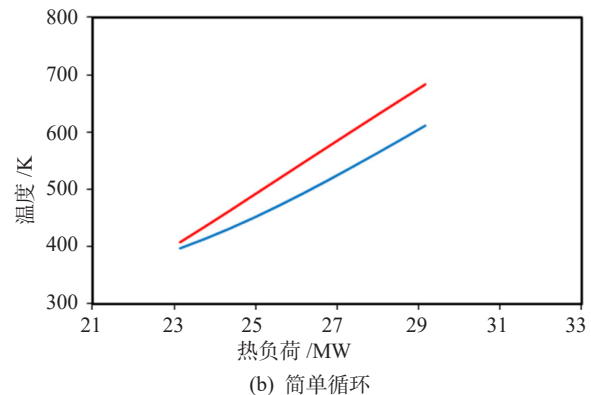
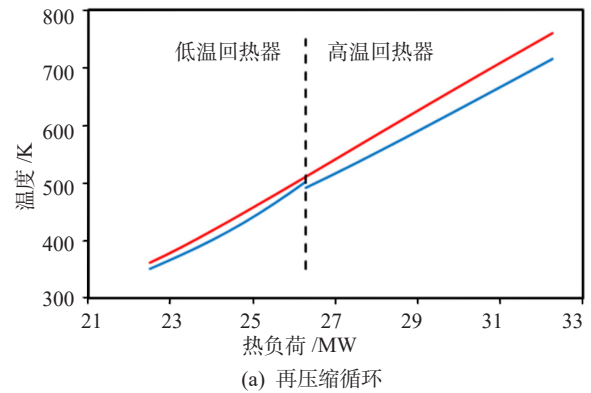


图 3 再压缩循环和简单循环回热器的冷热物流匹配
Fig. 3 t - h diagrams of hot and cold streams at the recuperators of the recompression cycle and simple cycle

成正比, 因此系统的热效率随着透平入口温度的升高而降低。

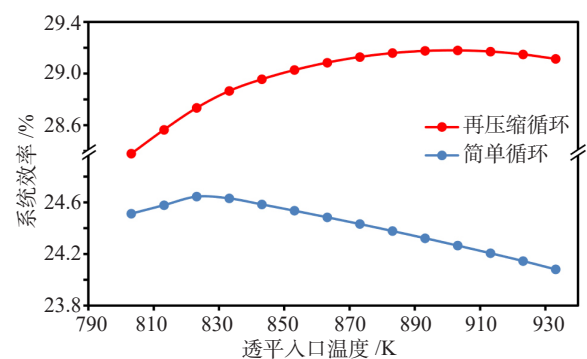


图 4 塔式 CSP 和 sCO₂ 布雷顿循环集成系统最大热效率随透平入口温度的变化规律

Fig. 4 Maximum $\eta_{\text{CSP,th}}$ as a function of turbine inlet temperature

3.3 膨胀比对系统效率的影响

图 7 展示了膨胀比对塔式 CSP 和再压缩循环集成系统最大效率的影响, 并比较了最优透平入口温度附近膨胀比和效率的变化规律。

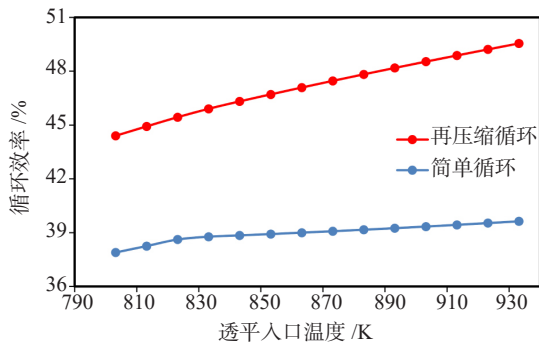


图5 布雷顿循环集成系统热效率随透平入口温度的变化规律 (系统热效率最大)

Fig. 5 η_{cycle} as a function of turbine inlet temperature (maximum $\eta_{\text{CSP,th}}$)

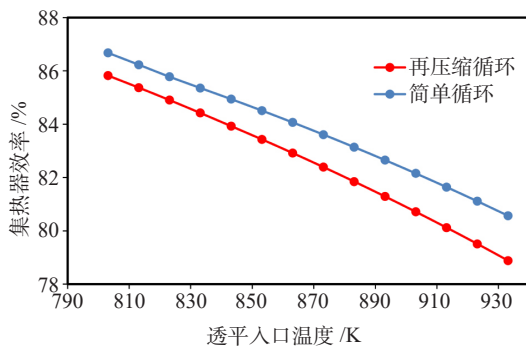


图6 集热器热效率随透平入口温度的变化规律 (系统热效率最大)

Fig. 6 η_{rec} as a function of the turbine inlet temperature (maximum $\eta_{\text{CSP,th}}$)

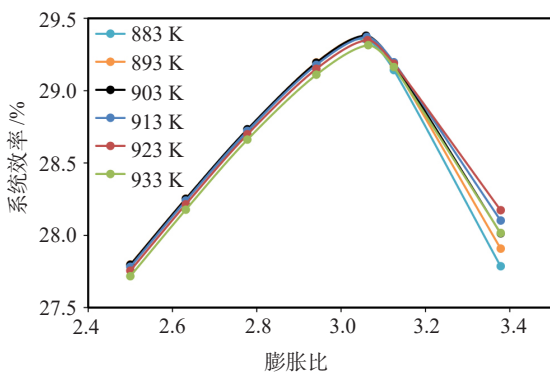


图7 膨胀比对集成再压缩循环系统效率的影响

Fig.7 Maximum $\eta_{\text{CSP,th}}$ of the integrated CSP and recompression cycle system as a function of expansion ratio

由图7可知,透平入口温度在883~933 K时,系统效率随膨胀比的增大呈现先增大后减小的规律。这主要是由再压缩循环的特性决定的:当膨胀比较小时,增大膨胀比可更充分地将高温的sCO₂

的焓转化为功,降低透平出口温度、减小循环的回热量,从而降低过程的不可逆程度、提高循环效率;当膨胀比增大至一定程度时,由于再压缩机的入口温度较高,过大的压缩比(=膨胀比)使压缩能耗超过其所增加的透平输出功。值得注意的是,在研究的温度范围内系统效率的峰值都出现膨胀比=3附近。

透平入口温度在803~843 K时,膨胀比对塔式CSP和简单循环集成系统效率的影响如图8所示。由图可知,膨胀比对集成简单循环的系统效率影响十分显著,且系统效率总体随膨胀比的增大而增大,最优的膨胀比皆 ≥ 3.2 ,大于再压缩循环的膨胀比(≈ 3)。这主要是由于简单循环无再压缩机,且压缩机入口的温度较低,且入口CO₂靠近临界点、压缩能耗较低,因此通过增大膨胀比所增加的输出功超过压缩机的额外能耗,有助于增加循环的净输出功。另外,与再压缩循环不同,简单循环的最优膨胀比随透平入口温度的变化较大,透平温度越高,最优膨胀比越大:透平入口温度为803 K时,最优膨胀比为3.26;温度为843 K时,最优膨胀比为3.38。对于简单循环,当膨胀比(压缩比)增大时,压缩机出口温度升高,使背压sCO₂进冷却器温度升高、冷却器排出的热量增加,导致回热效果变差、循环的热效率降低。此效应在透平入口温度较低时尤为显著,这主要是由于温度较低的sCO₂做功能力较弱,背压sCO₂携带大量的热量进入回热器,回热效果的降低将大大降低系统效率。而对于再压缩循环,背压sCO₂携带的部分热量可通过分流重新进入循环,因此回热效果的降低对再压缩循环效率的影响较小。

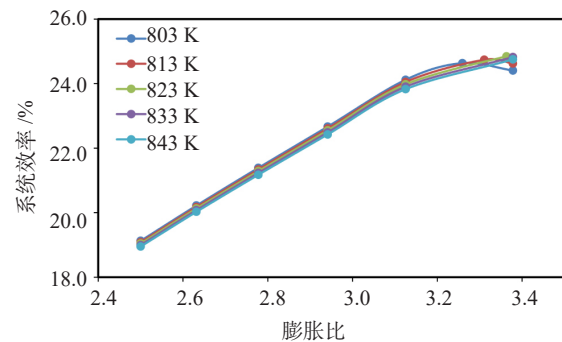


图8 膨胀比对集成简单循环系统效率的影响

Fig. 8 Maximum $\eta_{\text{CSP,th}}$ of the integrated CSP and simple cycle system as a function of expansion ratio

4 结论

本文针对塔式 CSP 和 sCO₂ 布雷顿循环集成系统建立了基于联立方程法的同步优化数学模型, 模型涵盖太阳能集热子系统、sCO₂ 布雷顿循环以及 CO₂ 热物性约束, 实现了对集成系统的多变量同步优化。基于建立的数学模型, 获得在塔式 CSP 与再压缩循环和简单循环集成的最优设计方案, 分析了透平入口温度与循环膨胀比等关键设计变量对系统热力学性能的影响, 为集成系统的优化设计和提供。主要结论如下:

1) CSP 子系统热效率和 sCO₂ 布雷顿循环效率存在权衡关系: 透平入口温度的升高有利于提高循环热效率, 但同时也导致集热器热损失的增加, 集热器和透平入口温度并非越高越好。在本文研究的集成系统边界条件下, 集成再压缩循环的 CSP 系统的最大热效率为 29.4% (透平入口温度为 901 K), 高于集成简单循环的 CSP 系统的最大热效率 24.9% (透平入口温度为 826 K)。

2) 膨胀比对不同循环形式的影响各不相同。在本文设定的边界条件下, 简单循环的最优膨胀比为 3.38, 大于再压缩循环的 3.06。膨胀比对简单循环效率的影响比再压缩循环的更为显著, 增大膨胀比可有效提高集成简单循环的 CSP 系统的效率, 且透平入口温度越高, 最优膨胀比越大; 膨胀比对再压缩循环效率的影响较小, 当膨胀比较小时, 提高膨胀比可在一定程度提高系统效率, 但不同透平入口温度的最优膨胀比变化不大。

参考文献:

- [1] LIU M, ZHANG X, YANG K, et al. Optimization and comparison on supercritical CO₂ power cycles integrated within coal-fired power plants considering the hot and cold end characteristics [J]. Energy Conversion and Management, 2019 (195): 854-865.
- [2] 郭嘉琪, 王坤, 朱含慧, 等. 超临界 CO₂ 及其混合工质布雷顿循环热力学分析 [J]. 工程热物理学报, 2017 (4): 19-26. GUO J Q, WANG K, ZHU H H, et al. Thermodynamic analysis of brayton cycles using supercritical carbon dioxide and its mixture as working fluid [J]. Journal of Thermophysics, 2017 (4): 19-26.
- [3] 郑开云. 集成小型堆和可再生能源的超临界 CO₂ 循环发电系统 [J]. 南方能源建设, 2019, 6 (2): 29-33.
- [4] ROCHAUG E, PASCH J J, CARLSON M D, et al. Supercritical CO₂ Brayton Cycles [R]. Albuquerque: Sandia National Lab., 2014.
- [5] 郑开云. 燃气 - 超临界 CO₂ 联合循环发电系统 [J]. 南方能源建设, 2019, 6 (3): 87-91.
- [6] International Energy Agency. Renewables 2018 analysis and

- forecasts to 2023 [R]. Paris: International Energy Agency, 2018.
- [7] BRACKEN N, MACKNICK J, TOVAR-HASTINGS A, et al. Concentrating solar power and water issues in the US Southwest [R]. Golden: National Renewable Energy Lab., 2015.
- [8] WANG K, HE Y L, ZHU H H. Integration between supercritical CO₂, Brayton cycles and molten salt solar power towers: A review and a comprehensive comparison of different cycle layouts [J]. Applied Energy, 2017 (195): 819-836.
- [9] HO C K, IVERSON B D. Review of high-temperature central receiver designs for concentrating solar power [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2014 (29): 835-846.
- [10] 郑开云. 超临界二氧化碳循环应用于火力发电的研究现状 [J]. 南方能源建设, 2017, 4 (3): 39-47.
- [11] IVERSON B D, CONBOY T M, PASCH J J, et al. Supercritical CO₂ brayton cycles for solar-thermal energy [J]. Applied Energy, 2013, 111 (4): 957-970.
- [12] 朱含慧, 王坤, 何雅玲. 直接式 S-CO₂ 塔式太阳能热发电系统光 - 热 - 功一体化热力学分析 [J]. 工程热物理学报, 2017, 38 (10): 2045-2053.
- [13] ROSENTHAL R. GAMS—a user's guide [M]. Washington D.C.: GAMS Development Corp., 2017.
- [14] DRUDA. GAMS/CONOPT—a large-scale GRG code [M]. Bagsvaerd: ARKI Consulting and Development, 1996.
- [15] 吴毅, 王佳莹, 王明坤, 等. 基于超临界 CO₂ 布雷顿循环的塔式太阳能集热发电系统 [J]. 西安交通大学学报, 2016, 50 (5): 108-113.
- [16] WILLIAMS D F. Assessment of candidate molten salt coolants for the NGNP/NHI heat-transfer loop: ORNL/TM-2006/69 [R]. Oak Ridge, Tennessee: Oak Ridge National Laboratory, 2006. Doi: 10.2172 /1360677.
- [17] LI X, KONG W, WANG Z, et al. Thermal model and thermodynamic performance of molten salt receiver [J]. Renewable Energy, 2010, 35 (5): 981-988.

作者简介:



陈建生

陈建生

1997-, 男, 河南南阳人, 硕士研究生, 动力工程及工程热物理专业, 主要从事超临界二氧化碳布雷顿循环系统集成方面的研究 (e-mail) jchen@mail2.gdut.edu.cn。



罗向龙

罗向龙 (通信作者)

1978-, 男, 内蒙古赤峰人, 副院长/教授, 工程热物理专业博士, 主要从事新近热力系统集成优化工作 (e-mail) lxl-dte@gdut.edu.cn。

(责任编辑 郑文棠)