

# 燃气-蒸汽联合循环发电系统多目标优化分析

王文静<sup>1</sup>, 韩依璇<sup>1</sup>, 李继宾<sup>2</sup>, 沈晓旭<sup>2</sup>, 霍兆义<sup>1</sup>, 冯亮花<sup>1</sup>

(1. 辽宁科技大学材料与冶金学院, 辽宁省鞍山市 114051; 2. 上海嘉德环境能源科技有限公司, 辽宁省鞍山市 114051)

## Multi-Objective Optimization Analysis of Gas-Steam Combined Cycle Power Generation Systems

WANG Wenjing<sup>1</sup>, HAN Yixuan<sup>1</sup>, LI Jibin<sup>2</sup>, SHEN Xiaoxu<sup>2</sup>, HUO Zhaoyi<sup>1</sup>, FENG Lianghua<sup>1</sup>

(1. School of Materials and Metallurgy, University of Science and Technology Liaoning, Anshan 114051, Liaoning Province, China; 2. Anshan Cadre Environment Energy Science and Technology Co., Ltd., Anshan 114051, Liaoning Province, China)

**摘要:**【目的】为提高燃气-蒸汽联合循环发电机组效率, 需进行热力系统的优化设计, 因此提出一种同时考虑热效率、运行成本和碳排放的联合循环发电系统多目标优化建模方法。【方法】燃气循环考虑叶片冷却建模, 蒸汽循环基于三压再热余热锅炉建模。所构建的混合整数非线性数学规划模型采用 GAMS 软件进行求解, 对发电机组进行优化, 探究联合循环发电系统的最佳设计参数, 包括循环压比、透平初温、底循环蒸汽参数, 分析多目标之间的权衡关系。【结果】透平初温对循环效率、总成本和碳排放量影响程度最大。当权衡系统联合循环效率、系统总成本和碳排放进行多目标优化时, 联合循环效率应为 65%。【结论】所提方法可以更好优化大型发电机组热力参数, 达到节能减排、提高能效的目的。

**关键词:** 联合循环发电机组; 多目标优化; 碳排放; 热力计算; 余热锅炉; 循环压比; 仿真分析

**ABSTRACT:** [Objectives] To improve the efficiency of gas-steam combined cycle power generation units, an optimized design of thermodynamic systems is required. Therefore, a multi-objective optimization modeling method for combined cycle power generation systems, simultaneously considering thermal efficiency, operating cost, and carbon emission is proposed. [Methods] The gas cycle is modeled incorporating blade cooling, while the steam cycle is modeled based on a triple-pressure reheat heat recovery steam generator. The constructed mixed-integer nonlinear mathematical

programming model is solved using GAMS software to optimize the generation units, explore optimal design parameters of the combined cycle power generation system including cycle pressure ratio, turbine inlet temperature, and bottom-cycle steam parameters, and analyze trade-off relationships among multiple objectives. [Results] Turbine inlet temperature has the most significant effect on cycle efficiency, total cost, and carbon emissions. When conducting multi-objective optimization that balances combined cycle efficiency, total system cost, and carbon emissions, the combined cycle efficiency should be 65%. [Conclusions] The proposed method can more effectively optimize the thermodynamic parameters of large-scale generation units to achieve energy saving, emission reduction, and improved energy efficiency.

**KEY WORDS:** combined cycle generator sets; multi-objective optimization; carbon emission; thermodynamic calculation; waste heat boiler; cycle pressure ratio; simulated analysis

## 0 引言

目前, 大功率发电系统通常采用联合循环, 减少机组成本、环境污染和提高效率受到高度重视, 因此, 许多研究人员致力于对联合循环机组进行仿真分析, 目的是提高发电系统效率或利用新型能源减少废气排放<sup>[1]</sup>。李闯等人<sup>[2]</sup>通过 Matlab 软件对联合循环系统进行建模, 分析不同热力参数对双压再热循环系统的影响, 并引入边界条件对系统进行仿真计算。Kotowicz 等人<sup>[3]</sup>研究了联合循环效率的问题, 并提出了增加效率的方法。

**基金项目:** 国家自然科学基金项目(52074151); 辽宁省科技厅应用基础研究项目(2022JH2/101300079)。

Project Supported by National Natural Science Foundation of China (52074151); Applied Basic Research Project of the Science and Technology Department of Liaoning Province (2022JH2/101300079).

在对燃气轮机进行热力计算时，考虑透平冷却技术，通过热经济性分析证明此方法可行。研究表明，有效利用涡轮冷却空气热量是提高燃气轮机性能方法之一。Bassily 等人<sup>[4]</sup>对燃气-蒸汽联合循环电站中双压和三压再热余热锅炉的最小窄点温差、过热蒸汽温度等关键参数对机组性能的影响进行了具体分析。

先进优化方法的开发与物理数学模型的结合使电厂具有最佳运行条件。Franco 等人<sup>[5]</sup>对整个联合循环发电站余热锅炉进行优化。Manassaldi 等人<sup>[6]</sup>提出一种离散和连续数学超结构三压蒸汽再热联合循环模型，优化问题的关键在于热交换器应如何连接使蒸汽动力系统中的总净功率最大化或使总热传递面积最小化。Gu 等人<sup>[7]</sup>采用遗传算法对双压型余热锅炉型联合循环进行多目标求解。Zhang 等人<sup>[8]</sup>提出了半理论、半经验公式来模拟联合循环底循环的变工况性能。不少学者从燃料对环境影响方面入手对联合循环发电厂进行分析。于雪菲等人<sup>[9]</sup>对化石燃料联合循环电厂的碳捕集与经济性进行优化，但联合循环发电机组常采用天然气作为燃料，因天然气消费量增加，燃料价格成本逐渐上涨。Ameri 等人<sup>[10]</sup>着重分析燃料对联合循环电厂的影响，从4E方面选择合适的燃料。

Wang 等人<sup>[11]</sup>建立了燃气-蒸汽联合循环机组环境热经济学成本模型，以热经济学为基础，考虑了污染物排放对环境的影响。

本文提出一种同时考虑热效率、运行成本和碳排放的燃气-蒸汽联合循环发电系统多目标优化建模方法，对系统的循环压比、透平初温、底循环蒸汽参数等主要热力参数影响进行分析，并分析了多目标之间的权衡关系。

### 1 联合循环模型建立

#### 1.1 系统循环流程

图1为联合循环系统流程图，该系统主要由燃气轮机、汽轮机、三压再热汽水系统、冷凝器组成。燃气轮机由空压机(air compressor, AC)、燃烧室(combustion chamber, CC)和透平(gas turbine, GT)组成；三压再热余热锅炉循环包括省煤器(economizer, EC)、蒸发器(evaporator, EV)、过热器(super-heater, SH)，中间设置一次再热，高压缸(high-pressure cylinder, HST)排汽与中压蒸汽混合进入再热器(reheater, RHT)后进入中压缸(middle-pressure cylinder, MST)，中压缸排汽与低压蒸汽混合进入低压缸(loe-pressure cylinder, LST)，排出的乏汽被送到冷凝器，冷凝水经过泵

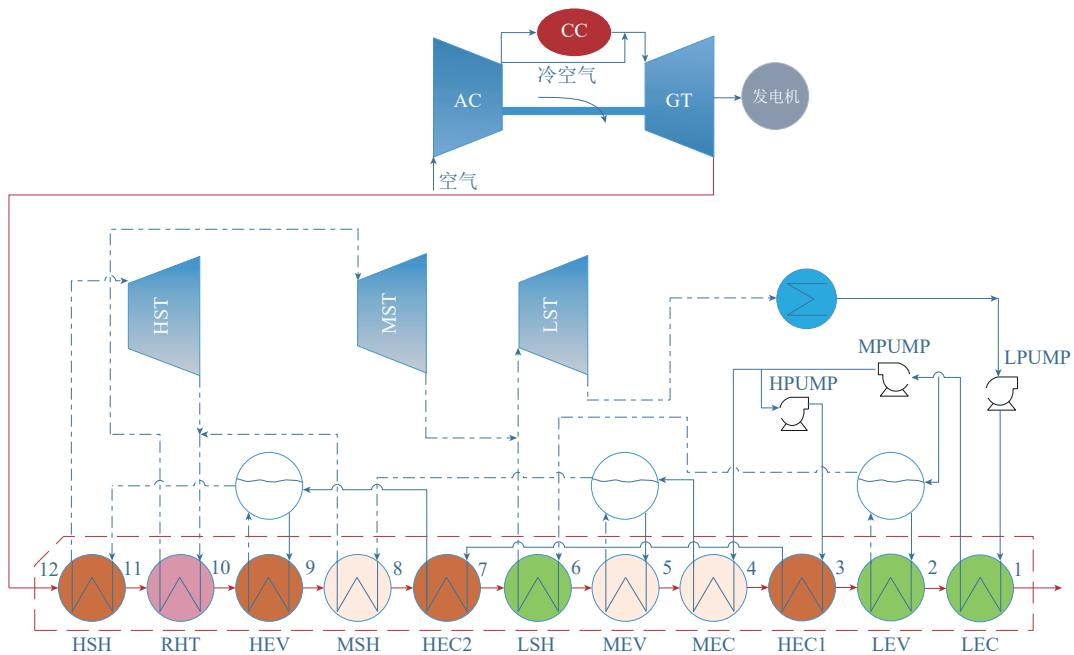


图1 燃气-蒸汽联合循环系统流程图

Fig. 1 Flowchart of gas-steam combined cycle system

(PUMP)再次送入到余热锅炉。图中L、M、H分别表示低压、中压、高压。

### 1.2 空压机模型

空压机工质为空气，经过压缩，一部分供给燃料燃烧，另一部分用于冷却透平。忽略各个节点的压损，空压机入口温度15℃，压力0.1 MPa。空压机的效率、投资成本计算式如下：

$$\eta_{ac} = \frac{T_1}{T_2} (\pi_c^{\frac{\gamma_a-1}{\gamma_a}} - 1) \quad (1)$$

$$Z_{AC} = 39.5m_0\pi_c \ln(\pi_c)/(0.95 - 0.87) \quad (2)$$

式中： $\eta_{ac}$ 为空压机效率； $\gamma_a$ 为空气绝热指数； $T_1$ 、 $T_2$ 分别为空压机进出口空气温度； $\pi_c$ 为空压机压缩比； $m_0$ 为空气质量流量； $Z_{AC}$ 为空压机投资成本，计算方法参考文献[12]。

### 1.3 燃烧室模型

根据燃料成分及流量计算燃烧所需空气量及烟气量；依据燃烧室热平衡计算燃烧室出口烟气焓值和温度。假设燃料完全燃烧，燃烧室投资成本 $Z_{CC}$ 为

$$Z_{CC} = 25.65m_2[1 + \exp(0.018T_3 - 26.4)]/0.995 \quad (3)$$

式中： $m_2$ 为空气进入燃烧室质量流量，kg/s； $T_3$ 为燃烧室出口烟气温度，K。

### 1.4 透平模型

透平冷却空气量影响燃气轮机初温、透平进出口温度，进而影响燃气轮机或燃气-蒸汽联合循环效率。目前对燃气轮机初温定义也有所不同，本文采用的方法为燃烧后的烟气在进入透平前与空压机出口的空气掺混所得平均温度等效成燃气轮机初温<sup>[13]</sup>。

引入经验参数 $b$ 、 $s$ 计算冷却空气量<sup>[14-16]</sup>：

$$\frac{v_c}{v_3} \frac{c_{pc}}{c_{pg}} = b \left( \frac{T_3 - T_b}{T_b - T_2} \right)^s \quad (4)$$

式中： $v_3$ 为实际烟气体积流量，m<sup>3</sup>/s； $v_c$ 为冷却空气量，m<sup>3</sup>/s； $c_{pc}$ 、 $c_{pg}$ 分别为燃烧室出口与叶片温度下，空压机出口与叶片温度下的平均定压比热容，kJ/(m<sup>3</sup>·℃)； $T_b$ 为叶片温度，K；参数 $b$ 取0.1884， $s$ 为1<sup>[17]</sup>。

冷却空气对透平效率的影响计算式如下：

$$\frac{\Delta p}{p_3} = -\frac{v_c}{v_3} K < 0 \quad (5)$$

$$\frac{\eta_t + \Delta\eta}{\eta_t} = \frac{\ln(p_4/p_3)}{\ln[p_4/(p_3 + \Delta p)]} \quad (6)$$

$$\eta_{p,c} = \eta_t - \Delta\eta, \Delta\eta > 0 \quad (7)$$

式中：参数 $K$ 取值范围在0.15~0.5； $\eta_t$ 为透平效率； $\Delta\eta$ 为冷却引起的效率变化，%； $\eta_{p,c}$ 为考虑压力损失后的透平多变效率； $p_3$ 、 $p_4$ 分别为透平进出口压力，MPa； $\Delta p$ 为冷却引起的压降，MPa。

透平效率及投资成本计算式如下：

$$\eta_{p,c} = \frac{1 - \frac{T_4}{T_{iso}}}{1 - \pi_t^{\frac{\gamma_a-1}{\gamma_a}}} \quad (8)$$

$$Z_{GT} = 266.3m_{iso} \log \pi_t [1 + \exp(0.036T_{iso} - 54.4)]/(0.92 - 0.9) \quad (9)$$

式中： $m_{iso}$ 为透平入口烟气流量； $\pi_t$ 为透平膨胀比； $T_{iso}$ 为透平初温，K； $T_4$ 为透平出口温度，K； $Z_{GT}$ 为透平投资成本。

### 1.5 余热锅炉模型

图2为三压再热余热锅炉温焓图，显示了烟气与汽水的温度和能量吸收与释放情况，余热锅炉模型根据温焓图建立。图中绿色、黄色、粉色分别表示低、中、高压侧各个换热器温度焓值的变化情况。

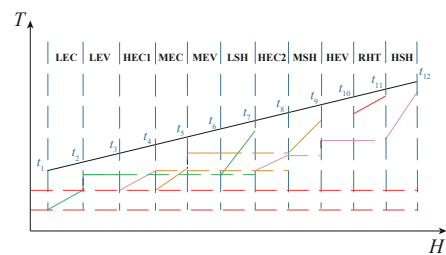


图2 三压再热余热锅炉温焓图

Fig. 2 Temperature-enthalpy diagram of triple-pressure reheat heat recovery steam generator

余热锅炉换热器冷热物流的热平衡计算如下：

$$v_{iso}(h_{h in} - h_{h out}) = \sum q_h \quad (10)$$

$$(h_{c in} - h_{c out})m_c = \sum q_c \quad (11)$$

式中： $v_{iso}$ 为烟气体积流量； $q_h$ 、 $q_c$ 分别为烟气放热量与工质吸热量； $h_{h in}$ 、 $h_{h out}$ 为烟气进出口比焓； $m_c$ 为水或水蒸气的质量流量； $h_{c in}$ 、 $h_{c out}$ 为水或水蒸气进出口比焓。

换热器冷热端温差计算公式如下：

$$\begin{cases} \Delta t_h = t_{h\text{ in}} - t_{c\text{ in}} \\ \Delta t_c = t_{h\text{ out}} - t_{c\text{ out}} \end{cases} \quad (12)$$

$$L_{\text{MTD}} = \sqrt[3]{\Delta t_h \Delta t_c \left( \frac{\Delta t_h + \Delta t_c}{2} \right)} \quad (13)$$

式中： $t_h$ 、 $t_c$ 分别为烟气与工质温度， $^{\circ}\text{C}$ ； $\Delta t_c$ 与 $\Delta t_h$ 分别为换热器冷热端温差， $^{\circ}\text{C}$ ；换热器对数平均温差 $L_{\text{MTD}}$ 采用Chen近似法。

可行性温度约束(14)、(15)确保工艺物流温度呈现单调递增或单调递减：

$$t_{h\text{ out}} \leq t_{h\text{ in}} \quad (14)$$

$$t_{c\text{ out}} \leq t_{c\text{ in}} \quad (15)$$

余热锅炉效率：

$$\eta_{\text{HRSG}} = \frac{t_{12} - t_1}{t_{12} - t_0} \quad (16)$$

式中： $t_{12}$ 为燃气轮机排烟温度， $^{\circ}\text{C}$ ； $t_1$ 为余热锅炉排烟温度， $^{\circ}\text{C}$ ； $t_0$ 为环境温度， $^{\circ}\text{C}$ 。

## 1.6 汽轮机模型

过热蒸汽进入汽轮机膨胀做功，汽轮机出口蒸汽比焓利用等熵效率计算，轴端功率等于进出口蒸汽比焓差与蒸汽质量流量乘积。

$$\begin{cases} m_{\text{in}}^{\text{st}} = m_{\text{out}}^{\text{st}} \\ m_{\text{in}}^{\text{st}} h_{\text{in}}^{\text{st}} = m_{\text{out}}^{\text{st}} h_{\text{out}}^{\text{st}} + w^{\text{st}} \\ h_{\text{in}}^{\text{st}} - h_{\text{out}}^{\text{st}} = \eta^{\text{st}} (h_{\text{in}}^{\text{st}} - h_{\text{out}}^{\text{st}}) \\ S_{\text{in}}^{\text{st}} = S_{\text{out}}^{\text{st}} \end{cases} \quad (17)$$

式中： $\text{in}$ 、 $\text{out}$ 表示汽轮机进出口； $m^{\text{st}}$ 为水蒸气质量流量， $\text{kg/s}$ ； $h^{\text{st}}$ 为水蒸气比焓， $\text{kJ/kg}$ ； $w^{\text{st}}$ 为汽轮机做功， $\text{kW}$ ； $S$ 表示汽轮机熵值， $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ 。

## 1.7 冷凝器模型

已知冷凝器的工作压力，即可得到冷凝水出口参数：

$$\begin{cases} m_{\text{in}}^{\text{cond}} = m_{\text{out}}^{\text{cond}} \\ m_{\text{in}}^{\text{cond}} h_{\text{in}}^{\text{cond}} = m_{\text{out}}^{\text{cond}} h_{\text{out}}^{\text{cond}} + q^{\text{cond}} \\ t_{\text{out}}^{\text{cond}} = t_{\text{sat}} \end{cases} \quad (18)$$

式中： $q^{\text{cond}}$ 为冷凝器换热量； $m^{\text{cond}}$ 为冷凝水质量流量； $h_{\text{in}}^{\text{cond}}$ 为冷凝器进口比焓； $h_{\text{out}}^{\text{cond}}$ 为冷凝器出口比焓； $t_{\text{out}}^{\text{cond}}$ 为冷凝器出口温度； $t_{\text{sat}}$ 为水蒸气饱和温度。

## 1.8 泵模型

泵的作用为提高循环水的工作压力。公式为

$$w^{\text{pump}} = m_{\text{in}}^{\text{pump}} v_{\text{in}}^{\text{pump}} (p_{\text{out}}^{\text{pump}} - p_{\text{in}}^{\text{pump}}) \quad (19)$$

式中： $v_{\text{in}}$ 为水的比容， $\text{m}^3/\text{kg}$ ，计算方法参考文献[18]； $m_{\text{in}}^{\text{pump}}$ 为循环水的质量流量； $p^{\text{pump}}$ 为循环水

的压力。

## 1.9 目标函数

该燃气-蒸汽联合循环发电系统的优化目标函数为联合循环效率、系统总投资成本、二氧化碳排放；系统总投资成本包括设备投资成本、燃料成本。各参数表达式如下：

$$\eta_{\text{ccpp}} = \frac{w_{\text{net}}}{v_{\text{f}} h_{\text{u}}} \quad (20)$$

$$\varepsilon_{\text{co}_2} = \frac{v_{\text{co}_2}}{3\,600 w_{\text{net}}} \quad (21)$$

$$Z_{\text{OBJ}} = (f_{\text{INVHE}} + f_{\text{INVUS}} + f_{\text{INVCU}}) / N + f_{\text{OPCU}} + Z_{\text{CF}} + Z_{\text{k}} \quad (22)$$

式中： $w_{\text{net}}$ 为联合循环净输出功， $\text{kW}$ ； $v_{\text{f}}$ 为燃料流量； $h_{\text{u}}$ 为燃料热值； $v_{\text{co}_2}$ 为 $\text{CO}_2$ 流量； $\eta_{\text{ccpp}}$ 为联合循环效率，%；机组全年运行时间 $N$ 取8 000 h； $\varepsilon_{\text{co}_2}$ 为二氧化碳排放函数， $\text{m}^3/(\text{MW}\cdot\text{h})$ ； $f_{\text{INVHE}}$ 为余热锅炉投资费用，美元； $f_{\text{INVUS}}$ 为汽轮机投资费用，美元； $f_{\text{INVCU}}$ 为冷公用工程投资费用，美元； $f_{\text{OPCU}}$ 为冷公用工程运行费用，美元/h； $Z_{\text{OBJ}}$ 为系统总成本，美元； $Z_{\text{CF}}$ 为燃料成本，美元/h； $Z_{\text{k}}$ 为设备年度成本，美元。

## 2 联合循环系统优化计算

### 2.1 计算条件

本文所提出的三压再热联合循环发电系统混合整数非线性优化模型，采用GAMS(Studio win64 31.1.1)求解器中CONOPT4模块优化求解。选用IAPWS-97水和水蒸气计算模型计算汽水性质<sup>[9]</sup>，余热锅炉中换热器传热系数取自文献[20]。联合循环系统主要计算参数见表1。

### 2.2 主要热力参数影响分析

图3为压比对机组循环效率的影响。可以看出，顶循环效率随压比的增加先上升后下降，这是因为随着压比的增加，燃气的温度升高，燃气轮机做功增大，但过高的压比会导致透平输出功的增加幅度小于空压机耗功，从而减少燃气轮机净输出功。因此存在一个最佳压比使顶循环效率达到最大，为43.6%，此时对应压比为26。底循环效率随压比的增加而下降，这是因为随着压比增加，燃气轮机排烟温度降低，导致蒸汽循环输出功减少。联

表1 计算参数

Tab. 1 Calculation parameters

名称	参数	数值
燃气轮机	空气绝热指数 $\gamma_a$	1.4
	燃气绝热指数 $\gamma_k$	1.33
	空压机效率 $\eta_{ac}/\%$	87
	燃烧室效率 $\eta_{cc}/\%$	99.5
	透平效率 $\eta_t/\%$	90
	叶片温度 $T_b/^\circ\text{C}$	860
	燃料流量 $v_f/(\text{m}^3/\text{s})$	20.44
	燃料热值 $h_u/(\text{kJ}/\text{m}^3)$	37 355
	甲烷体积分数 $\%$	91.73
	乙烷体积分数 $\%$	6.17
	氮气体积分数 $\%$	1.44
	二氧化碳体积分数 $\%$	0.66
	余热锅炉	给水温度 $t_g/^\circ\text{C}$
接近点温差 $\Delta T/^\circ\text{C}$		8
夹点温差 $\Delta t/^\circ\text{C}$		8
省煤器传热系数 $u_{sc}/[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})]$		42.6
蒸发器传热系数 $u_{ev}/[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})]$		43.7
汽轮机	过热器传热系数 $u_{sh}/[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})]$	50
	低压汽轮机效率 $\eta_{lst}/\%$	92
	中压汽轮机效率 $\eta_{mst}/\%$	91
冷凝器	高压汽轮机效率 $\eta_{hst}/\%$	90
	工作压力 $p$	0.004
价格系数	省煤器 $c^{sc}/(\text{美元}/\text{m}^2)$	45.7
	蒸发器 $c^{ev}/(\text{美元}/\text{m}^2)$	34.9
价格系数	过热器 $c^{sh}/(\text{美元}/\text{m}^2)$	96.2
	电力 $c^{\text{power}}/[\text{美元}/(\text{kW} \cdot \text{h})]$	0.076
	冷却水 $c^{cw}/(\text{美元}/\text{m}^3)$	0.02

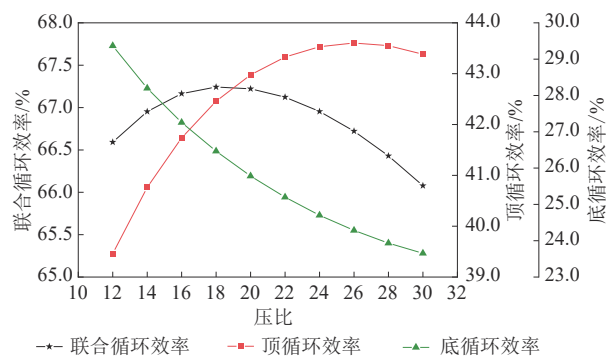


图3 压比对循环效率的影响

Fig. 3 Effect of pressure ratio on cycle efficiency

合循环效率随压比的增加先上升后下降，这是因为随着压比的增加，燃气轮机输出功增大，联合循环效率提高。但过高的压比会使透平膨胀更加充分，排烟温度降低，燃气轮机输出功减少，导致底循环输出功减少。因此存在一个最佳压比使联合循环效率

率达到最大，为67.24%，此时对应的压比为18。

图4为循环效率随透平初温的变化情况。当透平初温较低时，随着透平初温升高，燃气轮机做功逐渐增大，顶循环效率逐渐上升，变化率逐渐减小。透平初温为1500℃时，顶循环效率最大为43.06%，后续顶循环效率随透平初温的升高呈现下降的趋势。因达到较高透平初温时所需压比也增加，透平排烟温度逐渐升高，空压机耗功逐渐增大。提高透平初温会提高燃气透平排烟温度，进而提高烟气与工质的换热量。联合循环效率随透平初温的升高逐渐上升，因透平初温逐渐升高导致燃气轮机排烟温度的升高，从而提高了烟气与工质换热量。

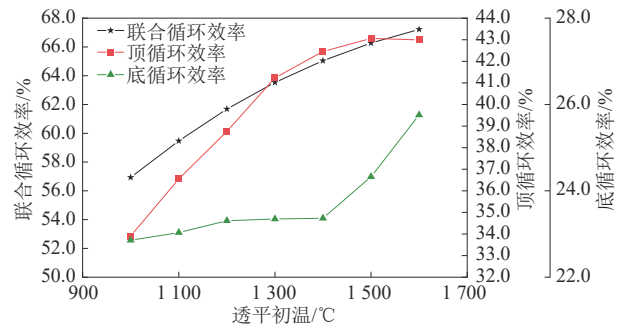


图4 透平初温对循环效率的影响

Fig. 4 Effect of turbine initial temperature on cycle efficiency

图5为循环效率随夹点温差的变化情况。夹点温差对顶循环效率变化影响较小。夹点温度升高，余热锅炉排烟温度升高，余热回收量减少，底循环的输出功减少，底循环效率减小。综合来看，联合循环效率随夹点温差的升高逐渐下降，主要来自于底循环效率的影响。

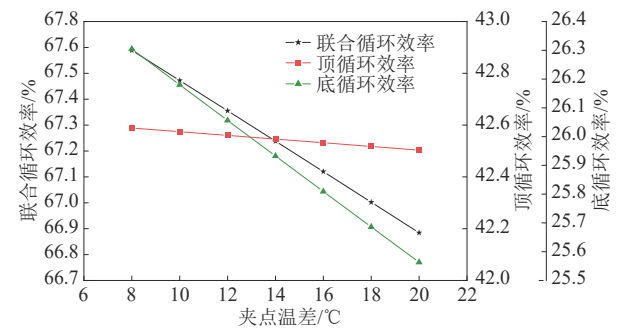


图5 夹点温差对循环效率的影响

Fig. 5 Effect of pinch point temperature difference on cycle efficiency

图6为循环效率随接近点温差的变化情况。当接近点温差逐渐升高时，顶循环效率几乎不变。因接近点温差主要影响汽水侧的温度变化，当接近点温差小于18℃时，底循环效率随着接近点温差升高逐渐下降；当接近点温差大于18℃时，随着接近点温差升高，底循环效率下降趋势增大。接近点温差升高，余热锅炉排烟温度升高，烟气与工质之间的换热量减小，导致底循环输出功的降低。综合来看，联合循环效率随接近点温差的升高逐渐下降。

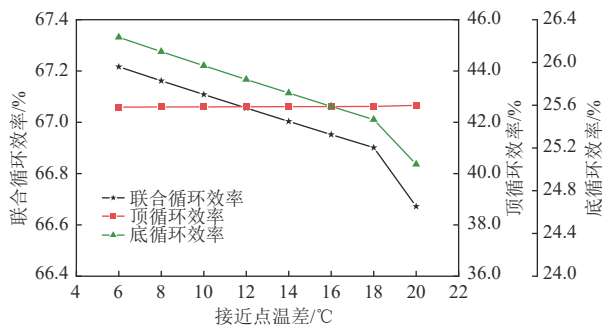


图6 接近点温差对循环效率的影响

Fig. 6 Effect of approach point temperature difference on cycle efficiency

图7为系统的总投资成本与碳排放量随压比的变化情况。可以看出，总投资成本随压比的增加逐渐上升。这是因为压比的增加使燃料燃烧温度升高，进而使空压机、燃烧室和透平的设备投资成本增加。当压比小于18时，碳排放量随压比增加逐渐减小，且减小的趋势逐渐缓慢；当压比大于18时，碳排放量随压比增加逐渐增大；压比

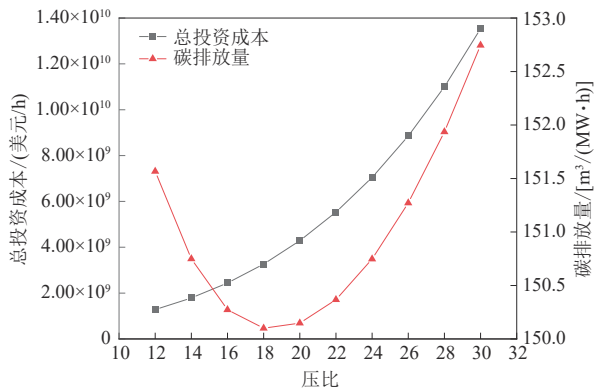


图7 压比对系统总投资成本与碳排放量的影响

Fig. 7 Effect of pressure ratio on total system investment cost and carbon emission

为18时对应碳排放量最小，为150.1 m<sup>3</sup>/(MW·h)。

图8为系统的总投资成本与碳排放量随透平初温的变化情况。当透平初温从1000℃升高到1500℃时，总投资成本几乎保持不变；当透平初温大于1500℃时，总投资成本随透平初温升高而急剧增加。这是因为透平初温的增加使空压机、燃烧室和透平投资成本均增加。碳排放量随透平初温的升高逐渐减小，且减小的趋势逐渐缓慢。这是因为透平初温的升高使联合循环机组输出功率增加，循环效率增大。

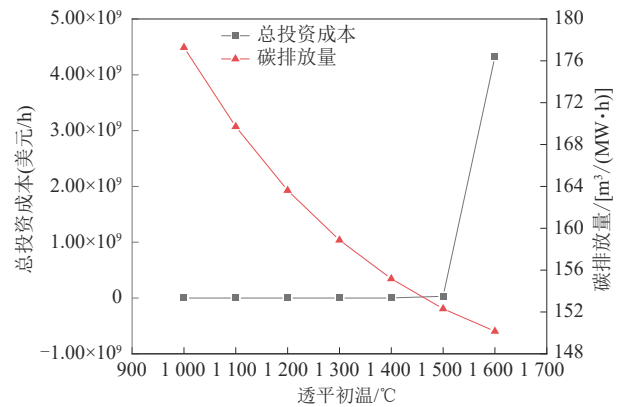


图8 透平初温对系统总投资成本与碳排放量的影响

Fig. 8 Effect of turbine initial temperature on total system investment cost and carbon emission

接近点温差与夹点温差作为底循环系统的关键设计参数，影响汽水侧热力参数，进而影响底循环性能。图9为系统的总投资成本与碳排放量随夹点温差的变化情况。当夹点温差升高时，烟气与工质换热量减小，余热锅炉换热面积减小，余热锅炉总投资费用减少，因此总成本随夹点温

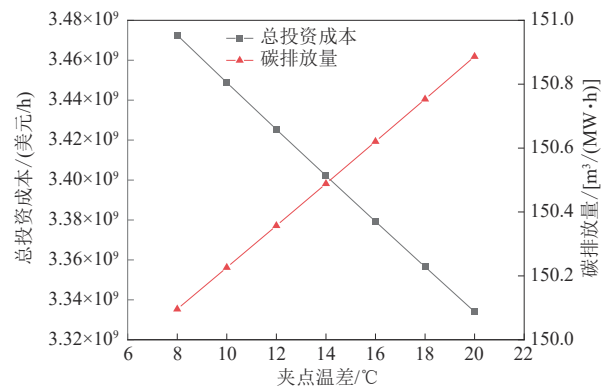


图9 夹点温差对系统总投资成本与碳排放量的影响

Fig. 9 Effect of pinch point temperature difference on total system investment cost and carbon emission

差的升高逐渐降低。当夹点温差升高时，碳排放量随夹点温差的升高逐渐增大，这是因为夹点温差升高，系统换热量减小，输出功减少，循环效率减小。

图 10 为系统的总投资成本与碳排放量随接近点温差的变化情况。当接近点温差小于 18 °C 时，总投资成本随接近点温差的升高逐渐增大，但增大的趋势近乎平缓；当接近点温差大于 18 °C 时，随着接近点温差的升高，总投资成本减小，且减小的趋势明显。这是因为接近点温差升高导致烟气与工质换热量减少，余热锅炉换热面积减小。当接近点温差小于 18 °C 时，碳排放量随接近点温差的升高逐渐增大；当接近点温差大于 18 °C 时，碳排放量随接近点温差升高而增大的趋势明显，这是因为接近点温差的升高导致循环效率的增加。

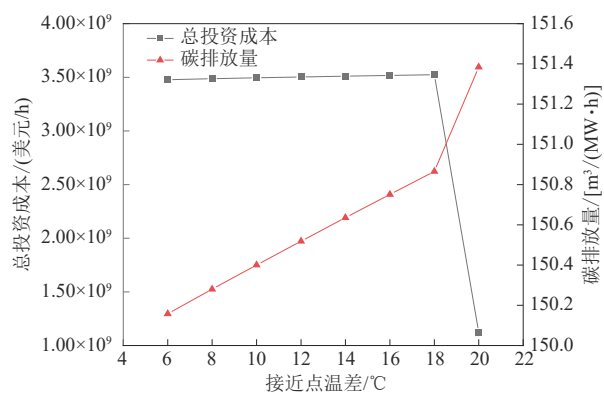


图 10 接近点温差对系统总投资成本与碳排放量的影响  
Fig. 10 Effect of approach point temperature difference on total system investment cost and carbon emission

### 2.3 不同热力参数影响程度

依据上述计算结果，计算各个相关参数对循环效率、系统总成本和碳排放影响程度的相对平均变化率。

图 11 为各参数对循环效率的影响评价。由图 11(a)可知，相关的因素按对联合循环效率的数值影响程度从大到小排列，依次为透平初温、压比、接近点温差、夹点温差。由图 11(b)可知，相关的因素按对顶循环效率的数值影响程度从大到小排列，依次为透平初温、压比、夹点温差、接近点温差，夹点温差与接近点温差的变化对顶循环效率影响程度几乎不大。由图 11(c)可知，相关的因素按对底循环效率的数值影响程度从大到小排列

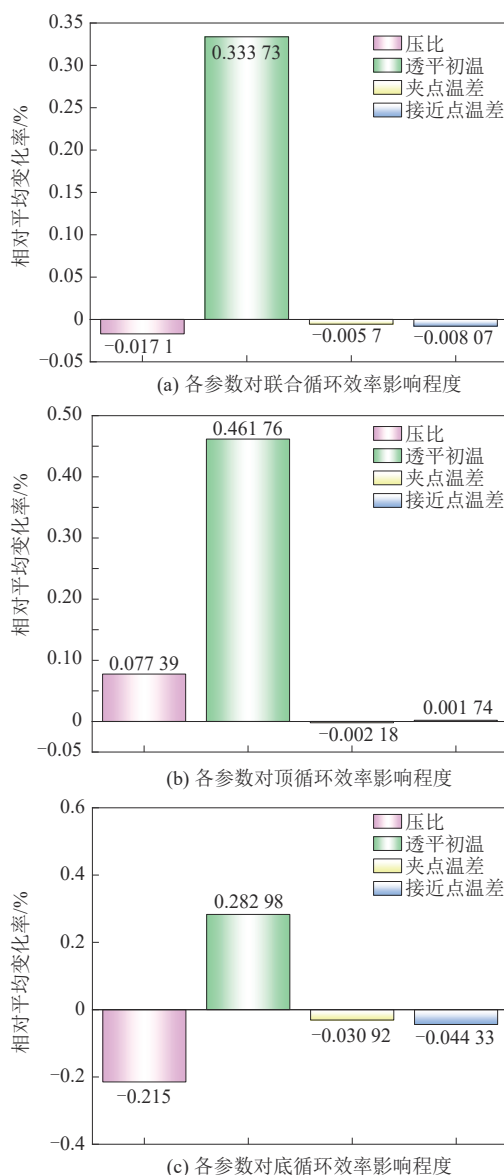


图 11 不同参数对循环效率主要指标的影响评价  
Fig. 11 Evaluation of effects of different parameters on main indicators for cycle efficiency

依次为透平初温、压比、接近点温差、夹点温差。

图 12 为各参数对系统总投资成本与碳排放量的影响评价。由图 12(a)可知，相关的因素按对系统总成本的数值影响程度从大到小排列，依次为透平初温、压比、接近点温差、夹点温差，夹点温差与接近点温差的变化对总成本影响程度几乎不大。由图 12(b)可知，相关的因素按对碳排放量的数值影响程度从大到小排列依次为透平初温、压比、接近点温差、夹点温差。综合来看，透平初温对循环效率、总成本和碳排放量影响程度最大。

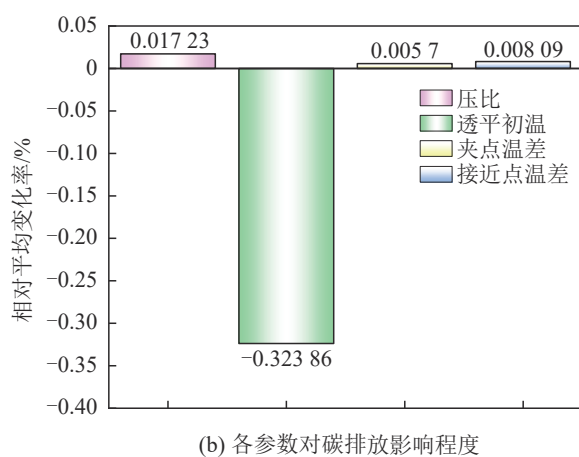
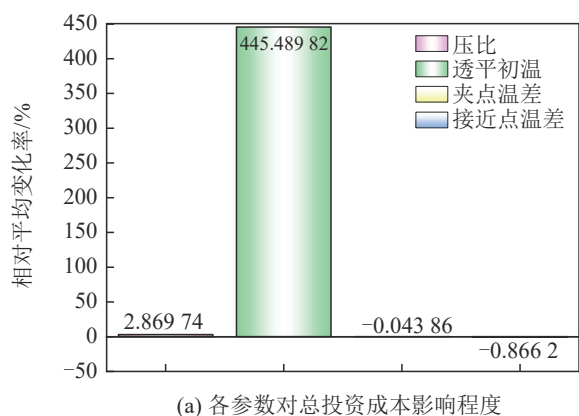


图12 不同参数对系统总投资成本、碳排放主要指标的影响评价

Fig. 12 Evaluation of effects of different parameters on total system cost and carbon emission

### 2.4 多目标函数优化计算

多目标优化中，需要一个决策过程，这个决策过程从可行解中选择最优解，通常借助于平衡点来进行评价和优选，此平衡点距离横轴和纵轴的交点距离最短。本文考虑到联合循环发电系统循环效率、总投资成本和碳排放量3个目标，通过绘制帕累托曲线寻找最优解。

图13为联合循环系统总成本、碳排放量和循环效率之间的关系。可以看出，碳排放量随循环效率的增加逐渐减小，近似成反比关系。为更直观地分析优化结果，将三维图转换为二维图。

如图14所示，J点对应系统总投资成本最低值，L点对应循环效率最大值。当联合循环效率从57%增加到65%时，系统总投资成本缓慢增加，当联合循环效率从65%增加到65.5%时，总投资成

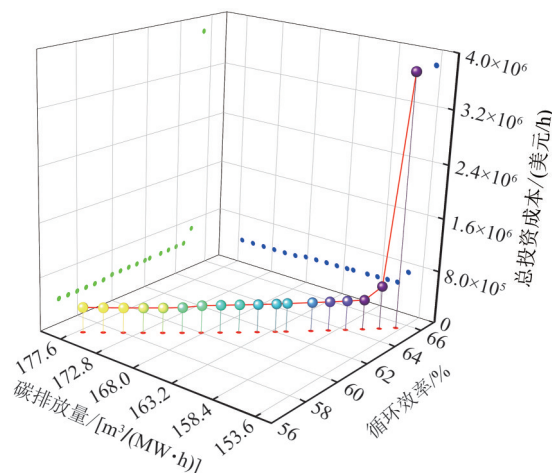


图13 多目标优化的帕累托边界

Fig. 13 Pareto frontier for multi-objective optimization

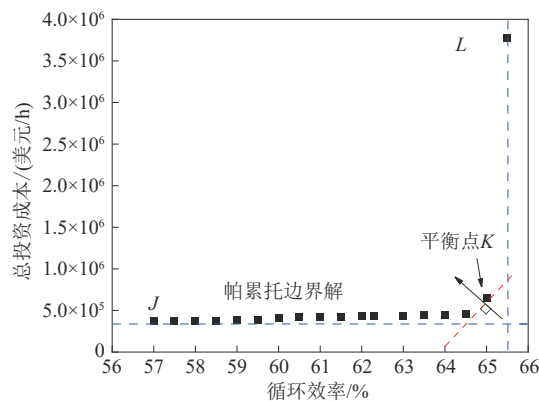


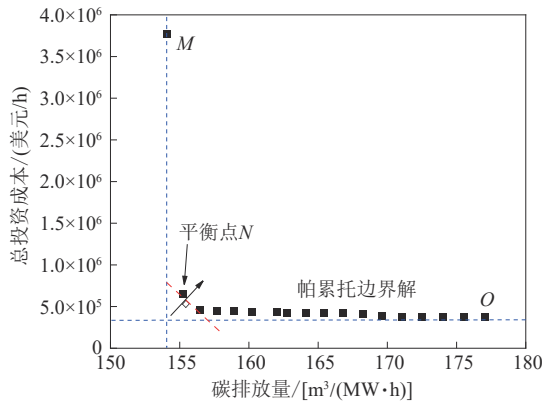
图14 总投资成本与循环效率帕累托边界解

Fig. 14 Pareto frontier solution for total cost and cycle efficiency

本增加趋势较为明显。因此，最好选择帕累托前沿JK段为优化设计最终解集，此时循环效率为57%~65%。

如图15所示，M点对应总成本最高值，O点对应碳排放量最大值。可以看出，随着碳排放量增加，总投资成本逐渐降低。当碳排放量增加到约为155 m³/(MW·h)时，系统总投资成本急剧下降；当碳排放量大于155 m³/(MW·h)时系统总投资成本降低趋势缓慢。当选择MN段时系统总成本处于较高值，选择NO段时碳排放量处于较高值，因此最好选择N点作为总投资成本与碳排放关系的最优解，此时循环效率约为65%。

综合系统总投资成本、碳排放量和循环效率3个优化目标来看，选择循环效率在65%为系统最优解。

图15 总成本与CO<sub>2</sub>排放量帕累托边界解Fig. 15 Pareto frontier solution for total cost and CO<sub>2</sub> emission

### 3 结论

1) 通过计算分析不同压比、透平初温、夹点温差、接近点温差条件下, 循环效率、总成本与碳排放量的变化情况, 并分析不同参数的影响程度, 得出对联合循环主要指标影响程度最大的因素为透平初温。

2) 在多目标优化中, 考虑总投资成本与循环热效率2个目标进行优化时, 选择热效率在57%~65%作为最优解集; 考虑碳排放量与循环效率2个目标进行优化时, 选择循环效率为65.5%作为最优解; 考虑总投资成本与碳排放量2个目标进行优化时, 选择循环效率为65%作为最优解。因此, 权衡3个优化目标, 最佳循环效率应为65%。

### 参考文献

[1] 施瑶璐, 张振文, 孙杰, 等. 基于品位耦合的太阳能互补联合循环发电系统集成评价理论[J]. 洁净煤技术, 2022, 28(11): 64-72.  
SHI Y L, ZHANG Z W, SUN J, et al. Theoretical study on evaluation of integrated solar combined cyclesystem based on energy level coupling[J]. Clean Coal Technology, 2022, 28(11): 64-72.

[2] 李闯, 白福旺, 胡思科. 余热锅炉型联合循环系统模型的建立及参数优化研究[J]. 热力发电, 2021, 50(2): 74-83.  
LI C, BAI F W, HU S K. Establishment of system model and parameters optimization of HRSG combined cycle units[J]. Thermal Power Generation, 2021, 50(2): 74-83.

[3] KOTOWICZ J, JOB M, BRZECZEK M. The characteristics of ultramodern combined cycle power plants[J]. Energy, 2015, 92: 197-211.

[4] BASSILY A M. Modeling, numerical optimization, and irreversibility reduction of a triple-pressure reheat combined cycle[J]. Energy, 2007, 32(5): 778-794.

[5] FRANCO A, GIANNINI N. A general method for the optimum design of heat recovery steam generators[J]. Energy, 2006, 31(15): 3342-3361.

[6] MANASSALDI J I, MUSSATI M C, NICOLÁS J, et al. Optimization of triple-pressure combined-cycle power plants by generalized disjunctive programming and extrinsic functions[J]. Computers & Chemical Engineering, 2020, 146(8): 107190.

[7] GU H, CUI X, ZHU H, et al. Multi-objective optimization analysis on gas-steam combined cycle system with exergy theory[J]. Journal of Cleaner Production, 2020, 278: 123939.

[8] ZHANG G, ZHENG J, YANG Y, et al. Thermodynamic performance simulation and concise formulas for triple-pressure reheat HRSG of gas-steam combined cycle under off-design condition[J]. Energy Conversion and Management, 2016, 122: 372-385.

[9] 于雪菲, 张帅, 刘琳琳, 等. 电厂和碳捕集装置同步集成与调度优化研究[J]. 化工学报, 2021, 72(3): 1447-1456.  
YU X F, ZHANG S, LIU L L, et al. Simultaneous integration and scheduling of power plant and carbon capture device[J]. CIESC Journal, 2021, 72(3): 1447-1456.

[10] AMERI M, MOKHTARI H, SANI M M. 4E analyses and multi-objective optimization of different fuels application for a large combined cycle power plant[J]. Energy, 2018, 156: 371-386.

[11] WANG Z, DUAN L, ZHANG Z. Thermo-economic cost analysis on operation strategies of gas turbine combined cycle under off-design conditions[J]. Case Studies in Thermal Engineering, 2021, 28: 101617.

[12] SAHU M K, SAN J. Thermo-economic investigation of basic and intercooled gas turbine based power utilities incorporating air-film blade cooling[J]. Journal of Cleaner Production, 2017, 170: 842-856.

[13] 王德慧, 李政, 麻林巍, 等. 大型燃气轮机冷却空气量分配及透平膨胀功计算方法研究[J]. 中国电机工程学报, 2004, 26(1): 180-185.  
WANG D H, LI Z, MA L W, et al. Study on cooling air allocation and expander power calculation of large scale gas turbine[J]. Proceedings of the CSEE, 2004,

- 26(1): 180-185.
- [14] 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 B, ZHANG S J, XIAO Y H. Study on cooling air allocation and expander power calculation of large scale gas turbine[J]. GAS Turbine Technology, 2009, 22(3): 29-32.
- [15] 王铭忠. IGCC 系统中燃气轮机的工况点选择与用“当量温度”进行特性计算[J]. 燃气轮机技术, 1999, 12(3): 16-21.  
WANG M Z. Operating point selection of gas turbine in IGCC system and “equivalent temperature” is used for characteristic calculation[J]. Gas Turbine Technology, 1999, 12(3): 16-21.
- [16] 顾华年, 朱志劫. 冷却空气对燃气轮机性能影响的计算分析[J]. 热力透平, 2013, 42(4): 240-244.  
GU H N, ZHU Z J. Calculation analysis of impact of cooling air on gas turbine performance[J]. Thermal Turbine, 2013, 42(4): 240-244.
- [17] JONSSON M, BOLLAND O, DOMINIKUS BÜCKER, et al. Gas turbine cooling model for evaluation of novel cycles[J]. Proceedings of Ecos, 2005(7): 641-650.
- [18] MANASSALDI J I, ARIAS A M, SCENNA N J, et al. A discrete and continuous mathematical model for the optimal synthesis and design of dual pressure heat recovery steam generators coupled to two steam turbines[J]. Energy, 2016, 103: 807-823.
- [19] MANASSALDI J I, MUSSATI M C, SCENNA N J, et al. Development of thermodynamic properties package libraries for using in GAMS through extrinsic functions[EB/OL]. (2018-01-12)[2024-01-25]. [https://www.researchgate.net/publication/326579430\\_](https://www.researchgate.net/publication/326579430_)

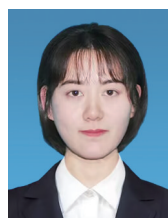
Development\_of\_Thermodynamic\_Properties\_Package\_Libraries\_for\_Using\_in\_GAMS\_through\_Extrinsic\_Functions. 2018.

- [20] VANDANI A M K, JODA F, BOOZARJOMEHRY R B. Exergic, economic and environmental impacts of natural gas and diesel in operation of combined cycle power plants[J]. Energy Conversion and Management, 2016, 109: 103-112.

收稿日期: 2024-04-04。

修回日期: 2024-07-01。

作者简介:



王文静

王文静(1998), 女, 硕士研究生, 研究方向为能量系统集成优化, [wwj180508@163.com](mailto:wwj180508@163.com);



韩依璇

韩依璇(1997), 女, 硕士, 助教, 研究方向为能量系统集成优化, [hanoescom@163.com](mailto:hanoescom@163.com);



霍兆义

霍兆义(1982), 男, 博士, 副教授, 研究方向为复杂能量系统集成优化、工业低温余热综合利用、能量系统诊断分析等, [huozhaoyi@ustl.edu.cn](mailto:huozhaoyi@ustl.edu.cn)。

(责任编辑 辛培裕)