

# 不同运行策略下 燃气轮机联合循环变工况热经济性能分析

王振, 段立强\*

(华北电力大学能源动力与机械工程学院, 北京市 昌平区 102206)

## Off-design Thermo-economic Performance Analysis of Gas Turbine Combined Cycle Under Different Operation Strategies

WANG Zhen, DUAN Liqiang\*

(School of Energy Power and Mechanical Engineering, North China Electric Power University, Changping District, Beijing 102206, China)

**ABSTRACT:** Gas turbine combined cycle power generation has become one of the main development directions of current thermal power generation. The cost model of gas turbine combined cycle was established based on the thermo-economic structural theory, the influences of different gas turbine operation strategies on the unit thermo-economic cost of product of gas turbine combined cycle unit were analyzed. And, the evaluation analysis of the gas turbine combined cycle was performed based on the evaluation index. The effects of natural gas prices and non-energy costs on the thermo-economic costs of each component were analyzed. The results show that changing the gas turbine operation strategy can reduce the unit thermo-economic cost of product. By analyzing the performance evaluation index values of each component, the results show that for the air compressor and steam turbine, reducing investment costs is the main improvement direction. For the combustion chamber, the cost of negative entropy due to irreversible losses can be reduced by improving the combustion efficiency of the combustion chamber and reduce the energy conversion loss from the fuel chemical energy to thermal energy of flue gas. Through sensitivity analysis, the results show that the change of natural gas's price has the greatest impact on the unit thermo-economic cost of the combustion chamber, and non-energy costs have the greatest impact on the unit thermo-economic cost of the air compressor, gas turbine and steam turbines.

**KEY WORDS:** gas turbine combined cycle; thermo-economic structural theory; unit thermo-economic cost; gas turbine operation strategy

**摘要:** 燃气轮机联合循环发电已成为当前火力发电的主要发展方向之一。基于热经济学结构理论建立了燃气轮机联合循环成本模型,分析不同燃机运行策略对燃气轮机联合循环机组单位产品热经济学成本的影响,并引入评价指标对燃气轮机联合循环进行技术经济性分析。分析了天然气价格和非能源成本对各组件的单位产品热经济学成本的影响。结果表明,调节燃机运行策略可以降低机组的单位产品热经济学成本。通过分析各个组件的性能评价指标值,结果表明,对于压气机和蒸汽轮机,减少投资成本是主要改进方向,对于燃烧室通过提高燃烧室的燃烧效率,减少燃料化学能与烟气热能转换损失来降低由于不可逆损失引起的负熵成本。通过灵敏度分析,结果表明,天然气价格的变化对燃烧室的单位热经济学成本影响最大,而非能量成本对压气机,燃气透平和蒸汽轮机的单位热经济学成本影响最大。

**关键词:** 燃气轮机联合循环; 热经济学结构理论; 单位热经济学成本; 燃机运行策略

## 0 引言

众所周知,燃气轮机联合循环(gas turbine combined cycle, GTCC)发电已成为当前火力发电的重要发展方向之一<sup>[1]</sup>。其中GTCC的成本计算和效益分析成为研究的热点。在能量系统的设计优化过程中,要实现节能降耗,必要的环节是对系统进行热经济性分析。综合来看,能量系统的分析方法有3种:基于热力学第一定律的能量分析法(也称热平衡法)、基于热力学第二定律的焓分析法以及综合热力学与经济学原理的热经济学(也称焓经济学)方法。

能量分析法与焓分析法是最常用的2种能量系统的分析方法,大多数能量系统的分析都基于这2

基金项目: 国家科技重大专项项目(2017-I-0002-0002)。

National Science and Technology Major Project (2017-I-0002-0002).

种方法，而热经济学分析方法起步较晚。热经济学的概念是由 Tribus 和 Evans<sup>[2-3]</sup>于 1962 年在海水淡化过程的焓成本计算中提出的。Valero 等<sup>[4]</sup>提出通过引入辅助方程来求解单位产品热经济学成本。李鸿坤等<sup>[5]</sup>对系统内各部件的单位产品热经济学成本进行计算，使用改进的评价指标对系统进行评估。Carlo 等<sup>[6]</sup>研究了汽轮机参数对联合循环发电厂热经济性分析的影响，结果显示通过优化汽轮机的设计参数可以降低联合循环机组的发电成本。熊杰等人<sup>[7]</sup>在 600MW 氧燃烧煤粉发电厂模型中引入环境成本，得到了更为全面的发电成本。Song 等<sup>[8]</sup>分析了燃机运行策略的影响，认为压气机进口可转导叶(Inlet guided valve, IGV)参与调节可以提高燃机透平排气温度，进而提高 GTCC 效率。Kim<sup>[9]</sup>研究了燃机采用不同负荷运行策略运行时的性能差异。陈晓利等<sup>[10]</sup>对采用不同负荷运行策略下的 IGCC 系统的性能进行对比。国内外许多学者将热经济学结构理论更多的应用于传统的燃煤系统，但很少应用于实际的 GTCC 系统。其中针对 GTCC 系统的热经济学分析主要集中在单一负荷运行模式上，很少有学者开展不同燃机负荷运行策略下系统的热经济学分析比较。

本文基于热经济学结构理论，对不同燃机运行策略的 GTCC 机组进行分析，研究了不同燃机运行策略对系统发电成本以及各组件单位产品热经济学成本的影响，采用热经济性能评价指标对 GTCC 进行评估，最后对 GTCC 系统进行了灵敏度分析，分析了非能量成本和天然气价格变化对机组各组

件单位产品热经济学成本的影响。

## 1 系统介绍与机组运行策略

### 1.1 流程介绍

本文利用 EBSILON 软件元件库中的单个元件模型，搭建 GTCC 机组。本文不考虑燃烧模式的切换问题，对燃料加热模块做了简化处理。本文中燃气透平采用逐级透平冷却简化模型，整个燃气透平分为三级<sup>[11-12]</sup>。GTCC 机组流程如图 1 所示。空气经空气压气机(air compressor, AC)之后，分为 2 部分，一部分用于冷却透平叶片，另一部分压缩空气进入燃烧室(combustion chamber, CC)生成高温烟气在透平(gas turbine, GT)中膨胀做功。做功后的烟气进入余热锅炉(heat recovery steam generator, HRSG)。在 HRSG 中，给水通过低压给水泵升高压力，后进入低压省煤器(low pressure economizer, LPE)，之后分为 3 部分，一部分依次通过低压蒸发器(low pressure boiler, LPB)和低压过热器(low pressure superheater, LPS)后，变成过热蒸汽与中压蒸汽轮机(intermediate pressure turbine, IPT)排汽混合后，一起进入低压蒸汽轮机(low pressure turbine, LPT)膨胀做功，做功后的乏汽通过凝汽器(condenser, CND)冷凝进入下一循环；第二部分依次通过中压给水泵、中压省煤器(intermediate pressure economizer, IPE)、中压蒸发器(intermediate pressure boiler, IPB)和中压过热器(intermediate pressure superheater, IPS)后，变成过热蒸汽与高压蒸汽轮机(high pressure turbine, HPT)排汽混合后，

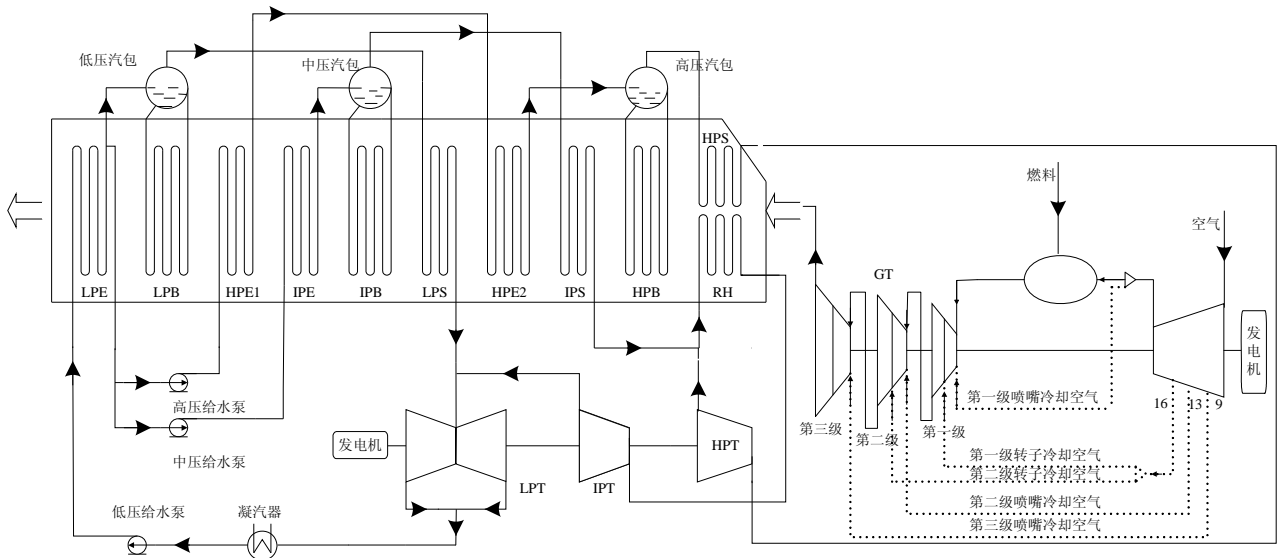


图 1 GTCC 系统流程图

Fig. 1 Flow chart of the GTCC system

PG9351FA 燃气轮机的设计数据以及余热锅炉及联合循环模型设计参数如表 1、2 所示。表 3 给出了 GTCC 系统设计与模拟参数(环境条件及参数 15℃、101.3kPa、60%RH)。表 4 为 100%、75%、50%和 25%4 个工况下 GTCC 的仿真结果与电厂运行数据对比(IGVT3-F 方案),可以看出,仿真结果与电厂运行数据之间的相对误差小于 3%,因此该系统模型是有效的。

表 1 PG9351FA 燃气轮机的设计数据  
Table 1 PG9351FA gas turbine design data

参数	数值	参数	数值
燃料低位发热量/(kJ/kg)	48435	燃气级数	18
压 进气温度/℃	15	透平 进口温度/℃	1318
气 压比	15.4	透平 出口温度/℃	609
机 进气流量/(kg/s)	621	布雷顿 输出功率/MW	255.6
转速/(r/min)	3000	循环 热发电效率/%	36.9

表 2 余热锅炉及联合循环模型设计参数  
Table 2 Design data of HRSG and GTCC

模型设置参数	数值
低压蒸汽质量流量/(kg/s)	16.94
低压蒸汽压力/MPa	0.4
低压过热蒸汽温度/℃	265
低压蒸汽轮机等熵效率/%	89
中压蒸汽质量流量/(kg/s)	11.09
中压蒸汽压力/MPa	3.5
中压过热蒸汽温度/℃	350
中压蒸汽轮机等熵效率/%	93
高压蒸汽质量流量/(kg/s)	72.89
高压蒸汽压力/MPa	16.5
高压过热蒸汽温度/℃	565
高压蒸汽轮机等熵效率/%	87
节点温差/℃	12
接近点温差/℃	8
热端端差/℃	44
排烟温度/℃	85.84
蒸汽轮机净发电功率/MW	132.52
联合循环输出功率/MW	388.12
联合循环热效率/%	56.27

1.2 机组变工况运行策略

机组变工况运行策略分为: 1) IGV 参与调节; 2) IGV 不参与调节。通常情况下, IGV 参与调节更有利于 GTCC 机组变工况性能的改善<sup>[8]</sup>, 因此本文针对 IGV 参与调节进行分析。

目前, GTCC 机组的主要调节方案为 IGV 参与调节。本文选取 IGV 参与调节的常用 4 种调节方案进行对比, 调节方案具体描述如下:

表 3 GTCC 系统设计与模拟参数

Table 3 Design and simulation data of GTCC system

参数	数值	参数	数值
进气道压损/%	1	等熵效率	87/93/89
转速/(r/min)	3000	蒸汽轮机级数	12/9/(5×2)
压气机级数	18	节点温差/℃	12
压比	15.4	接近点温差/℃	8
等熵效率/%	88	热端端差/℃	44
机械效率/%	98	余热 排烟温度/℃	86.18
排气道压损/%	1	锅炉 蒸汽压力	16.5/
燃气透平三级透平等熵效率/%	90/90/90.8	(高/中/低)/MPa	3.5/0.4
机械效率/%	98	过热蒸汽温度	566/
燃机进口温度/℃	1327	(高/中/低)/℃	350/265
透平排气温度/℃	610	布雷 输出功率/MW	256.64
燃烧室压损/%	3	顿循环 热发电效率/%	36.21
		朗肯循环输出功率/MW	134.35
		联合 输出功率/MW	390.99
		循环 热发电效率/%	56.17

表 4 计算结果比较

Tab.4 Comparison of calculation results

参数	燃机基本负荷率/(电厂数据/仿真结果)			
	100	75	50	25
燃气轮机效率/%	36.90/36.21	33.90/34.26	30.52/29.88	22.63/22.54
燃气轮机输出功率/MW	255.60/256.64	191.70/192.47	127.80/128.31	63.90/64.16
蒸汽轮机效率/%	36.50/36.21	36.87/36.57	33.01/32.79	27.97/27.83
蒸汽轮机输出功率/MW	132.52/134.35	114.95/116.51	80.65/81.43	48.78/48.83
GTCC 效率/%	56.27/56.17	54.84/54.77	48.59/48.54	37.89/37.66
GTCC 输出功率/MW	388.12/390.99	306.65/308.98	208.45/209.74	112.68/112.99

1) IGVT3-F 方案(a-b-c): 燃机负荷率在 100%~82%时调节 IGV 开度和燃料量, 保持 T3 在 1327℃运行, 在 82%负荷时 T4 达到最大值 650℃, 在 82%~19%负荷时只调节燃料量。

2) IGVT4-F 方案(a-e3-f): 燃机负荷率在 100%~38%时调节 IGV 开度和燃料量, 保持 T4 在 610℃运行, 在 38%负荷时 IGV 开至最小, 在 38%~22%负荷时只调节燃料量。

3) IGVT3-650-F 方案(a-d1-e1-f): 燃机负荷率在 100%~82%时调节 IGV 开度和燃料量, 保持 T3 在 1327℃运行, 在 82%负荷时 T4 达到最大值 650℃, 在 82%~41%负荷时调节 IGV 开度和燃料量, 保持 T4 在 650℃运行, 在 45%负荷时 IGV 开至最小, 在 41%~22%负荷时只调节燃料量。

4) IGVT4 渐升-F 方案(a-e1-f): 燃机负荷率在 100%~43%时调节 IGV 开度和燃料量, 在 43%负荷时 T4 达到最大值 650℃, 在 43%~22%负荷时只调节燃料量。

本文所使用压气机变工况模型基于文献[13]所计算的压气机运行特性曲线。其中压气机特性曲线如图 2 所示。压气机 IGV 开度范围为 49°~88°, 相对质量流量调节范围 60%~100%。(图中 IGVT3-F 对应工况 a-b-c, IGVT4-F 对应工况 a-e3-f, IGVT3-650-F 对应工况 a-d1-e1-f, IGVT4 渐升-F 对应工况 a-e1-f, 其中 d1 与 b 工况点重合)。图 3 为 IGV 开度对压气机效率的影响。

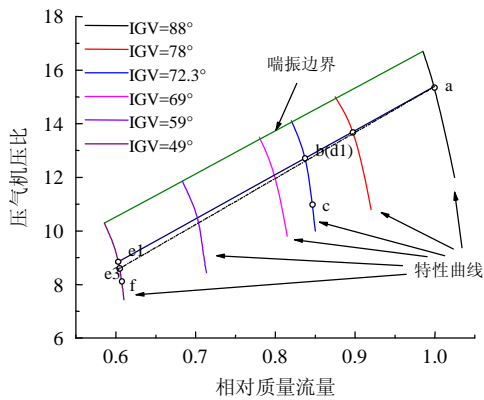


图 2 压气机运行特性曲线

Fig. 2 Characteristic operation curve of the compressor

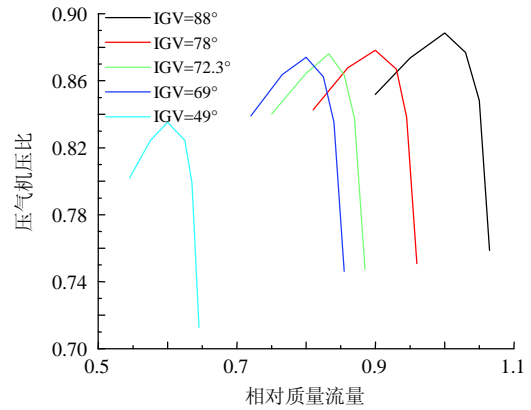


图 3 IGV 开度对压气机效率的影响

Fig. 3 Influence of IGV opening on compressor efficiency

本文使用的基准 GTCC 机组全工况模型在文献[14]中有详细说明, 因此对于 GTCC 机组各部件的变工况特性计算方法本文不再赘述。

## 2 热经济学建模

### 2.1 物理结构图

GTCC 系统物理结构如图 4 所示, 与热力学系统图非常相似(如图 1 所示)。其中, 余热锅炉(包括内部加热器)视为一个组件, 称为 HRSG; 中压和高压给水泵视为一个组件, 称为给水泵(feed water pump, FWP); 低压给水泵视为一个组件, 称为凝结水泵(condenser pump, CP)。

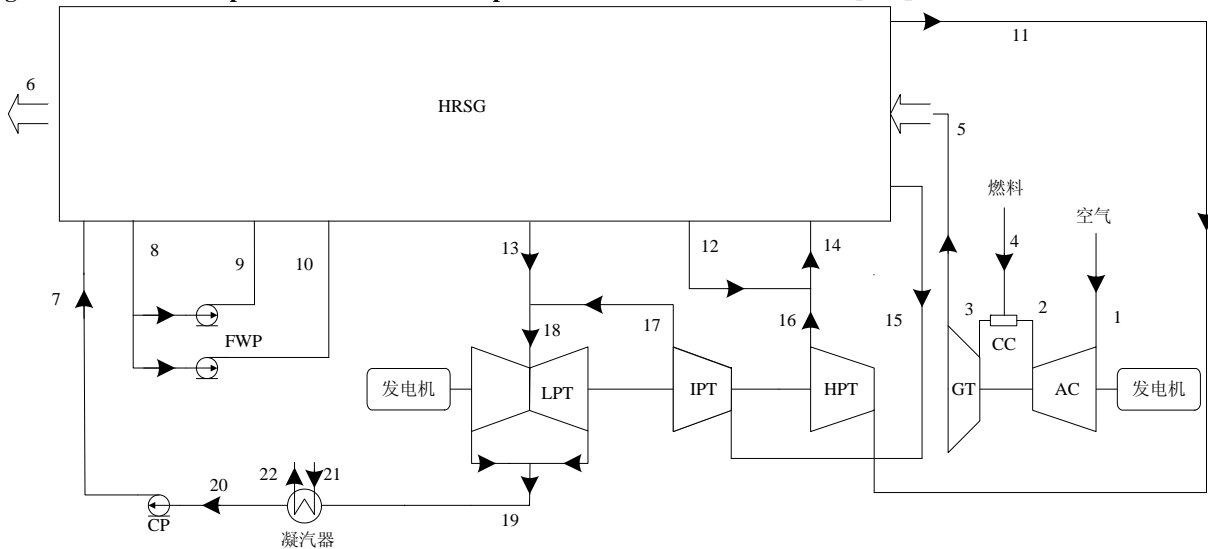


图 4 GTCC 系统物理结构图

Fig. 4 Schematic diagram of GTCC system

### 2.2 生产结构图

“燃料-产品”用于描述各设备的生产目的或功能<sup>[15]</sup>。根据描述, 生产结构图如图 5 所示。其中, 长方形表示 GTCC 机组中的组件, 菱形(J)表示汇集组件, 圆形(B)表示分支组件。PB 和 FB 分别表示各组件的产品焓和燃料焓。PS 和 FS 分别表示各组件

的产品负熵和燃料负熵<sup>[5]</sup>。对于组件烟囱(stack, STA)与凝汽器而言, 主要是使工质向环境放热而返回热力循环的初态, 其中熵的减少等于生成负熵, 所以烟囱与凝汽器的产品为产品负熵。而基于热力学结构理论, 将烟囱与凝汽器产生的负熵, 根据各个组件不可逆熵增而额外消耗的燃料, 成为燃料负熵<sup>[16]</sup>。

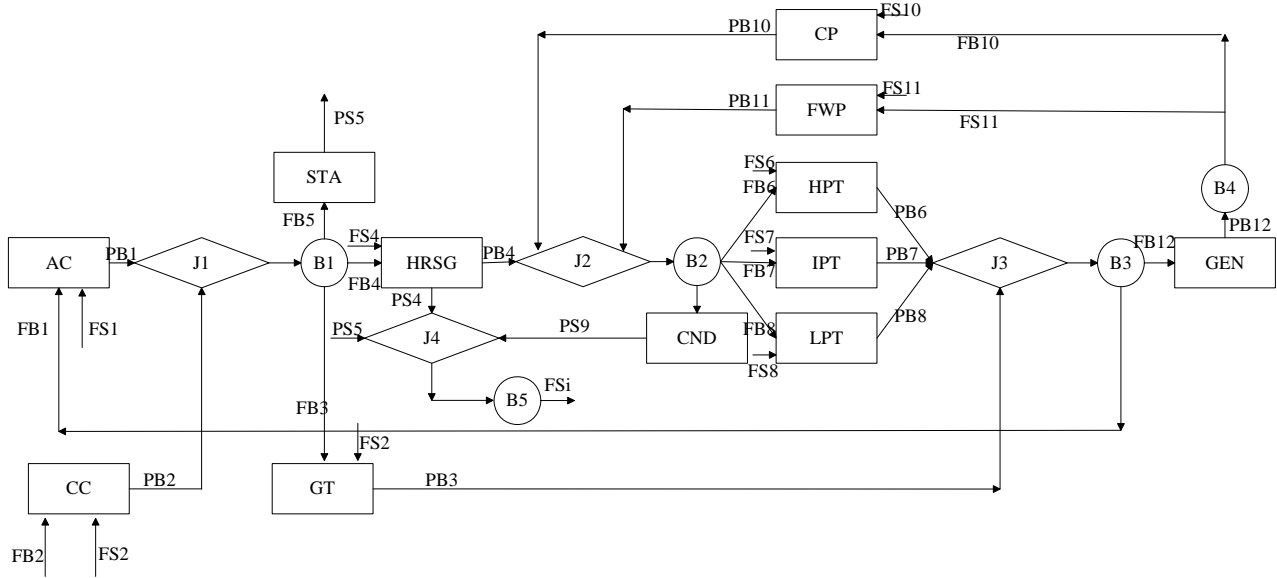


图5 GTCC 系统生产结构图

Fig. 5 Production structure diagram of GTCC system

2.3 主要设备投资成本

由于电厂各组元的设备投资成本很难取得，通常会用成本计算方程来估算各组元的费用。文献[17-20]对压气机、燃烧室、燃气轮机、余热锅炉、蒸汽轮机、凝汽器、凝结水泵和发电机的设备成本估算方程进行了总结，其成本估算方程如式(1)–(11)所示。

压气机设备成本估算方程：

$$Z_{AC} = c_{11} m_{air} \pi_c \ln(\pi_c) \cdot \frac{1}{c_{12} - \eta_{sc}} \quad (1)$$

式中： $m_{air}$ 为空气质量流量，kg/s； $\pi_c$ 为压气机压比； $\eta_{sc}$ 为压气机等熵绝热效率； $c_{11}=44.71 \text{ } \$(\text{kg/s})^{-1}$ ； $c_{12}=0.95$ 。

燃烧室设备成本估算方程：

$$Z_{cc} = c_{21} m_{air} [1 + e^{c_{22}(T_{out} - c_{23})}] / (c_{23} - p_{out} / p_{in}) \quad (2)$$

式中： $T_{out}$ 为燃烧室出口温度， $^{\circ}\text{C}$ ； $p_{out}$ 为燃烧室出口压力，bar； $p_{in}$ 为燃烧室进口压力，bar； $c_{21}=28.98 \text{ } \$(\text{kg/s})^{-1}$ ； $c_{22}=0.015\text{K}^{-1}$ ； $c_{23}=1540\text{K}$ 。

燃气透平设备成本估算方程：

$$Z_{GT} = c_{31} m_{gas} \ln\left(\frac{p_{in}}{p_{out}}\right) [1 + e^{c_{33}(T_{in} - 1570)}] \frac{1}{C_{32} - \eta_{GT}} \quad (3)$$

式中： $m_{gas}$ 为燃气体质量流量，kg/s； $\eta_{GT}$ 为燃气透平等熵绝热效率； $c_{31}=301.45 \text{ } \$(\text{kg/s})^{-1}$ ； $c_{32}=0.94$ ； $c_{33}=0.025\text{K}^{-1}$ 。

余热锅炉设备成本估算方程：

$$Z_{HRSG} = c_{41} \sum_i [f_{p,i} f_{T,steam,i} f_{T,gas,i} (q_i / \Delta T_{in,i})^{0.8}] + c_{42} \sum_j (f_{p,i} m_{steam,j}) + C_{43} m_{gas}^{1.2} \quad (4)$$

$$f_{p,i} = 0.0971 \frac{P_i}{30bar} + 0.9029 \quad (5)$$

$$f_{T,steam,i} = 1 + \exp\left(\frac{T_{out,steam,i} - 830K}{500K}\right) \quad (6)$$

$$f_{T,gas,i} = 1 + \exp\left(\frac{T_{out,gas,i} - 990K}{500K}\right) \quad (7)$$

式中： $q_i$ 为第*i*股蒸汽的吸热量，kW； $c_{41}=4131.8 \text{ } \$(\text{K/kW})^{0.8}$ ； $c_{42}=13380 \text{ } \$(\text{kg/s})^{-1}$ ； $c_{43}=1489.7 \text{ } \$(\text{kg/s})^{-1.2}$ 。

蒸汽轮机设备成本估算方程：

$$Z_{ST} = c_{51} P_{ST}^{0.7} [1 + (\frac{0.05}{1 - \eta_{ST}})^3] [1 + 5 \cdot \exp(\frac{T_{in} - 866}{10.42})] \quad (8)$$

式中： $P_{ST}$ 为蒸汽轮机做功，kW； $c_{51}=3880.5 \text{ } \$\text{kW}^{-0.7}$ 。

凝汽器设备成本估算方程：

$$Z_{CND} = S \left(\frac{1}{T_0 \varepsilon}\right) \left(\frac{1}{1 - \eta}\right) \{217[0.247 + (\frac{1}{3.24V_w^{0.8}})] \ln(\frac{1}{1 - \varepsilon}) + 138\} \quad (9)$$

式中： $T_0$ 为环境温度，K； $V_w$ 管内冷却水流速，m/s； $\eta$ 为凝汽器效率， $\eta = T_0 \frac{(s_{in} - s_{out})}{(h_{in} - h_{out})}$ ； $\varepsilon$ 为热效力， $\varepsilon = \frac{(T_{in} - T_{out})}{(T_{in} - T_{out})}$ 。S为凝汽器生产的负熵，kJ/(kg·K)。

给水泵设备成本估算方程：

$$Z_{CP/FWP} = 378 \cdot [1 + (\frac{1 - 0.808}{1 - \eta_p})^3] \cdot B^{0.71} \quad (10)$$

式中： $\eta_p$ 为泵的焓效率；B为泵的产产品焓，kW。

发电机设备成本估算方程：

$$Z_{GEN} = 60W^{0.95} \quad (11)$$

式中  $W$  为发电机功率, kW。

在计算电厂的非能量成本时,除了设备的投资成本外,还应包括设备的折旧,维修和人员成本。本文使用文献[5]中的方法来计算 GTCC 机组子系统非能量费用。表 5 为 GTCC 非能量成本所需变量取值。

$$\xi = \frac{\varphi \cdot f}{3600 \cdot H} \quad (12)$$

$$f = \left[ \frac{q^{k+CP} - 1}{(q-1)q^{k+CP}} - \frac{q^{CP} - 1}{(q-1)q^{CP}} \right]^{-1} \quad (13)$$

$$q = \left(1 + \frac{in}{100}\right) \left(1 + \frac{ri}{100}\right) \quad (14)$$

$$Z_n = 2.21\xi Z_a + 7.2 \times 10^6 (Z_a/Z_b) + 0.072Z_a \quad (15)$$

式中:  $\varphi$  为机组维护因子;  $H$  为机组年运行小时数, h;  $f$  为年度化因子; CP 为机组建设周期, 年;  $k$  为分期偿还周期, 年; in 为利率; ri 为通货膨胀率;  $Z_a$  为组件投资成本, 万元;  $Z_b$  为系统所有组件总投资成本, 万元。

表 5 GTCC 非能量成本所需变量取值

Table 5 Variables required for non-energy cost of GTCC

参数	数值
$\varphi$	1.06
$H/h$	3 000
$CP/年$	1
$k/年$	25
in	0.08
ri	0.05

### 2.4 单位产品热经济学方程

其中根据图 4, 可将组件的成本方程分为 3 种: 单一产品的生产性组件(AC、CC、GT、HPT、IPT、LPT、CP、FWP、GEN)、多产品的生产性组件(HRSG)和耗散性组件(STA、CND)。3 类的成本方程分别为<sup>[21]</sup>:

$$PB_i \cdot c_{PB,i} = FB_i \cdot c_{FB,i} + FS_i \cdot c_{FS,i} + Z_i \quad (16)$$

$$PB_i \cdot c_{PB,i} + PS_i \cdot c_{PS,i} = FB_i \cdot c_{FB,i} + FS_i \cdot c_{FS,i} + Z_i \quad (17)$$

$$PS_i \cdot c_{PS,i} = FB_i \cdot c_{FB,i} + Z_i \quad (18)$$

式中:  $PB_i$  为组件  $i$  产品焓, MW;  $FB_i$  为组件  $i$  燃料焓, MW;  $FS_i$  为组件  $i$  所产生的负焓燃料, MW;  $PS_i$  为组件  $i$  所产生的负焓产品, MW;  $Z_i$  为组件  $i$  非能量成本, 元/GJ;  $c_{PB,i}$  为产品焓的单位热经济学成本, 元/GJ;  $c_{FB,i}$  为燃料焓的单位热经济学成本,

元/GJ;  $c_{FS,i}$  为燃料负焓的单位热经济学成本, 元/GJ;  $c_{PS,i}$  为产品负焓的单位热经济学成本, 元/GJ;  $Z_i$  为各组件非能量成本, 元。

本文取天然气价格为 2.492 元/N·m<sup>3</sup>, 因此  $c_{FB,2}=66.78$  元/GJ, 而且同一组件中的负焓价格相同, 因此  $c_{PS,4}=c_{FS,4}$ 。

### 2.5 热经济学分析评价指标

相对成本差反映了  $c_{PB,i}$  和  $c_{FB,i}$  之间的关系, 焓经济系数反映了  $c_{Z,i}$  在  $c_{PB,i}-c_{FB,i}$  中所占的比重。公式如下所示<sup>[22]</sup>:

相对成本差:

$$r_i = \frac{c_{PB,i} - c_{FB,i}}{c_{FB,i}} \quad (19)$$

焓经济系数:

$$f_i = \frac{c_{Z,i}}{c_{PB,i} - c_{FB,i}} \quad (20)$$

式中  $c_{Z,i}$  为非能量成本。

## 3 结果分析

GTCC 的热经济学模型是基于热经济学结构理论建立的, 基于参考文献[17]中的设计参数代入所搭建 GTCC 的热经济学模型, 经计算, 仿真结果与文献数据(IGVT3-F 方案)之间的相对误差小于 3%, 在工程误差范围内, 如表 6 所示。因此, 本文基于结构理论建立的热经济学成本模型是可行的。

表 6 计算结果比较

Table 6 Comparison of calculation results

参数	燃机负荷率/(文献数据/仿真结果)			
	100	75	50	30
GEN 单位产品热经济学成本(发电成本)/(元/(kW·h))	0.52/0.53	0.57/0.58	0.67/0.68	0.8/0.81

### 3.1 单位产品热经济学成本

选取 4 种不同燃机运行策略的 4 个典型负荷(25%, 50%, 75%和 100%)分别计算了 GEN 的单位产品热经济学成本。表 7 中显示在设计环境负荷条件下(100%)每股焓流的主要参数。表 8 中显示了在设计环境负荷条件下(100%)燃料—产品计算结果。

通过 GTCC 机组 4 种不同燃机运行策略的 4 个典型负荷(25%, 50%, 75%和 100%)下各股流的主要参数, 计算得到系统中各个组成部分的单位产品热经济学成本。

图 6 显示了 4 种不同燃机运行策略不同运行负荷(25%, 50%, 75%和 100%)下的发电机的单位产

表7 设计环境负荷条件下各股烟流的主要参数

Table 7 Main parameters of each exergy flow under design ambient base load condition

编号	P/bar	T/°C	h/(kJ/kg)	m/(kg/s)	e/(kJ/kg)
1	1.00	15.00	15.07	621.58	0.00
2	15.44	399.04	410.68	496.45	372.30
3	15.13	1 458.24	1 765.26	510.61	1 411.12
4	14.93	15	32.23	14.08	374.44
5	1.02	610.31	673.19	635.95	334.60
6	0.92	85.72	89.77	635.95	14.24
7	4.05	25.03	105.33	101.14	4.83
8	4.00	135.61	570.44	101.14	107.75
9	165.10	138.04	591.49	73.20	126.27
10	35.05	136.08	574.51	10.99	111.33
11	164.95	565.31	3 476.76	73.20	1 697.08
12	34.95	350.00	3 104.96	10.99	1 285.44
13	3.95	265.00	2 995.50	16.95	961.93
14	34.95	339.27	3 078.79	84.19	1 270.84
15	34.90	565.31	3 599.81	84.19	1 593.56
16	34.95	337.68	3 074.86	73.20	1268.67
17	3.75	268.92	3 004.13	84.19	959.72
18	3.75	268.21	3 002.68	101.14	959.00
19	0.08	41.51	2 422.20	101.14	308.50
20	0.08	25.00	104.84	101.14	4.43
21	1.90	31.51	132.23	8 358.82	7.16
22	2.00	25.00	105.02	8 358.82	4.62

表8 设计环境负荷条件下燃料-产品计算结果

Table 8 Fuel-product calculation results under design ambient base load condition

编号	组件	FB/MW	FS/MW	PB/MW	FS/MW
1	AC	251.47	15.95	228.44	
2	CC	693.11	196.39	530.43	
3	GT	538.81	18.18	511.93	
4	HRSR	203.73	201.58	181.77	176.48
5	STA	72.48	0.00	0.00	52.84
6	HP	31.36	2.05	29.42	
7	IP	53.36	3.39	50.15	
8	LP	65.79	7.47	58.71	
9	CND	30.75	0.00	0.00	224.17
10	CP	0.05	0.01	0.04	
11	FWP	1.59	0.20	1.40	
12	GEN	397.11	0.00	390.99	

品热经济学成本,即GTCC机组发电成本。由图5可知,发电机的单位产品热经济学成本随着负荷率的增加而降低。并且不同燃机运行策略对发电机的单位产品热经济学成本的影响也不同,燃机负荷越低,IGV T3-F方案下发电机的单位产品热经济学成本与其他3种方案的单位产品热经济学成本差值越来越大。在不同燃机负荷下,IGV T3 650-F方案下

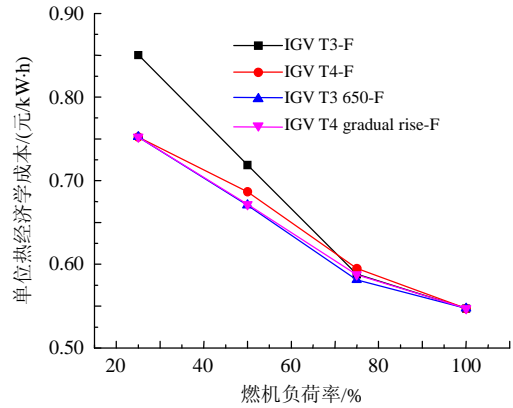
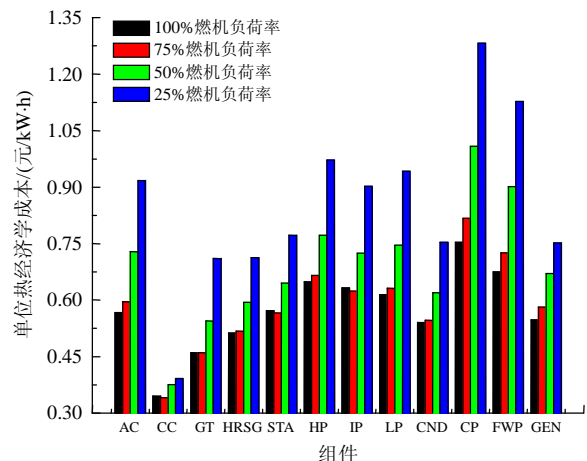


图6 发电机单位热经济学成本

Fig. 6 Unit thermo-economic costs of GEN

的发电机的单位产品热经济学成本都是最低,分别为0.547元/(kW·h)(100%),0.581元/(kW·h)(50%),0.671元/(kW·h)(75%),0.752元/(kW·h)(25%)。由式(16)~(18)可知,单位产品热经济学成本包括能量成本和非能量成本。由于不同的运行策略,在相同的燃气轮机负荷下,各设备的热力学性能是不同的,设备的热力学性能越高,单位产品的能量成本就会越小。并且各设备的非能量成本是定值,GTCC机组的年发电量越多,分配给单位发电量的非能量成本越小,因此单位产品热经济学成本越低。综上所述,更改运行策略可以降低机组的发电成本。

图7显示了在IGV T3 650-F方案下不同运行负荷(25%, 50%, 75%和100%)下的各组件的单位产品热经济学成本。从图7可以看出,凝结水泵的单位产品热经济学成本最高,是因为凝结水泵处于GTCC机组的末端,所消耗的燃料为发电机产生的电,故其单位产品热经济学成本最高,而燃烧室的单位产品热经济学成本最低,且随着负荷下降增幅较少。这是由于对于燃烧室来说,能量成本在其单位产品热经济学成本中占很大比例。并且燃烧室的



(a) 单位产品热经济学成本

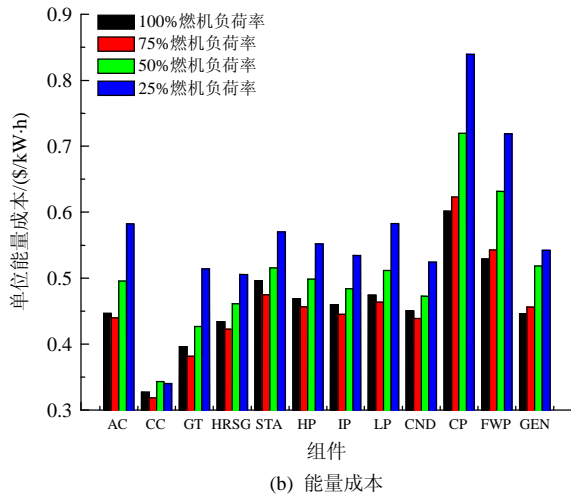


图 7 单位热经济学成本

Fig. 7 Unit thermo-economic cost

燃料成本是定值，在能量成本中占据很大，因此其单位产品热经济学成本随负荷变化不大。

### 3.2 热经济学性能评价指标

利用评价指标对 GTCC 各组件进行技术经济性分析，揭示 GTCC 中节能潜力较大的部件，并指出改进方向。由于改变燃机运行策略可以降低 GTCC 机组发电成本。因此，选取 IGVT3-650-F 运行策略方案进行分析。

图 8、9 分别是 GTCC 各组件的相对成本差和烟经济系数。其中相对成本差与生产效率相对应，生产效率越高，相对成本差越小。图 8 显示，燃烧室、烟囱、给水泵和凝结水泵的相对成本差较高，这是由于燃烧室、给水泵和凝结水泵的负熵成本过高，烟囱的不可逆损失过大。烟经济系数与组件投资和不可逆损失相对应。烟经济系数越大，组件投资越高，反之，组件不可逆损失越高。图 9 显示，压气机、高压缸、中压缸和低压缸的烟经济系数较

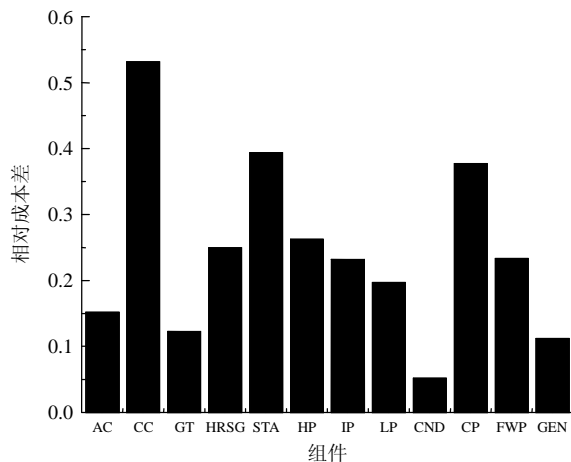


图 8 各组件相对成本差

Fig. 8 Relative cost difference of each component

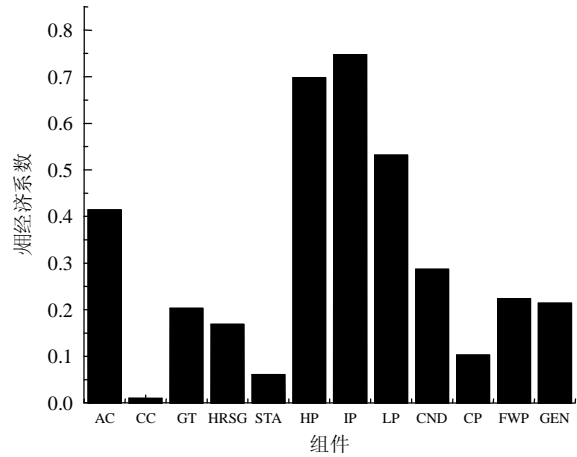


图 9 各组件烟经济系数

Fig. 9 Exergoeconomic factor of each component

大，燃烧室和烟囱的烟经济系数较小。因此，从理论上讲，对于燃烧室、给水泵和凝结水泵，需要减少由不可逆损失引起的负熵成本，其中特别对于燃烧室，可以通过改进燃烧方式，优化燃烧器结构及燃烧室流场，达到提高燃烧效率和降低压损，进而降低不可逆损失的目的。对于烟囱，通过改善余热锅炉的热力性能，降低排烟温度来减少由于耗散引起的不可逆损失。对于压气机与汽轮机组(高压缸、中压缸和低压缸)，不可逆损失相对较小，因此降低投资成本是主要的改进方向。

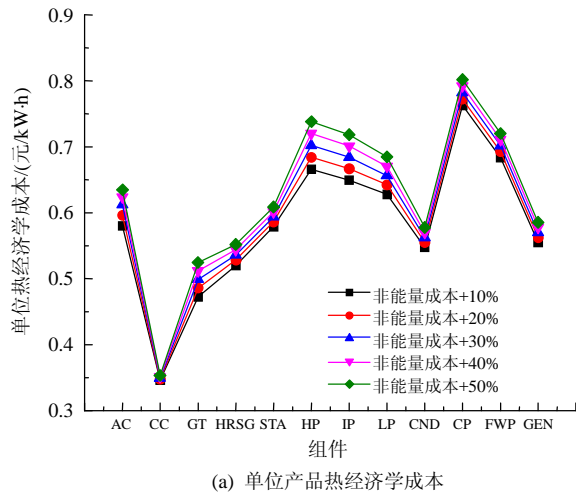
### 3.3 灵敏度分析

利用评价指标对 GTCC 各组件进行技术经济性分析，揭示 GTCC 中节能潜力较大的部件，并指出改进方向。由于改变燃机运行策略可以降低 GTCC 机组发电成本。因此，选取 IGVT3-650-F 运行策略方案进行分析。

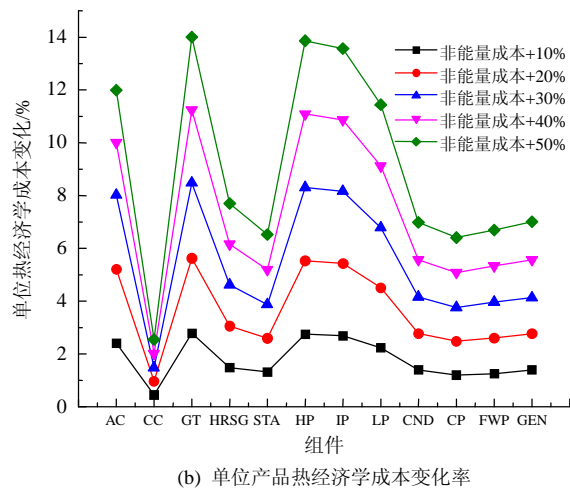
单位产品热经济学成本包含燃料成本和非能量成本。燃料成本被燃料价格所影响，即天然气价格；非能量成本被投资，运营等成本所影响。因此，分析上述两者同时增加(10%~50%)时对各个组件的单位产品热经济学成本的影响。

图 10、11 显示了非能量成本和燃料成本对各个组件的单位产品热经济学成本的影响。图 10 和图 11 显示，燃料成本和非能量成本增加幅度一样时，天然气价格上涨对各个组成的单位产品热经济学成本的影响要大于非能量成本。由图 11(b)可以看出，各个增加幅度下的单位产品热经济学成本变化率波动不大，说明燃料成本变化对单位组件的影响相对平衡。机组各组件的非能量成本变化对单位热经济学成本的影响变化差异巨大。由图可知，燃料成本和非能量成本的增加率对热经济学成本的影响





(a) 单位产品热经济学成本



(b) 单位产品热经济学成本变化率

图 10 各组件单位产品热经济学成本(非能量成本)

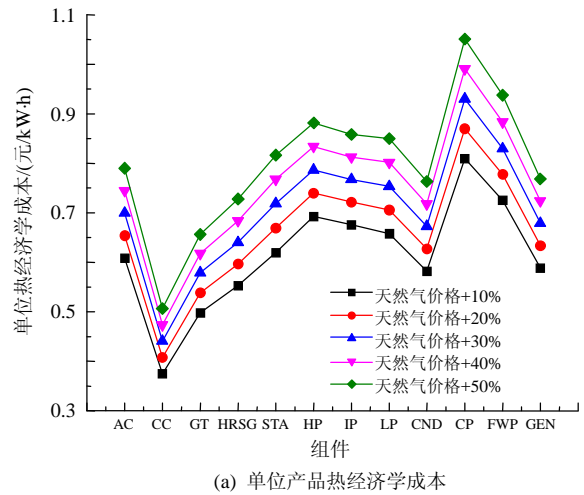
Fig. 10 Unit thermo-economic costs of each component(non-energy cost)

呈现相反趋势。其中燃料成本的变化对燃烧室的影响最大,非能量成本对压气机、燃气透平和蒸汽轮机(高压缸、中压缸和低压缸)的影响最大,降低它们的投资成本可以有效降低单位热经济学成本。

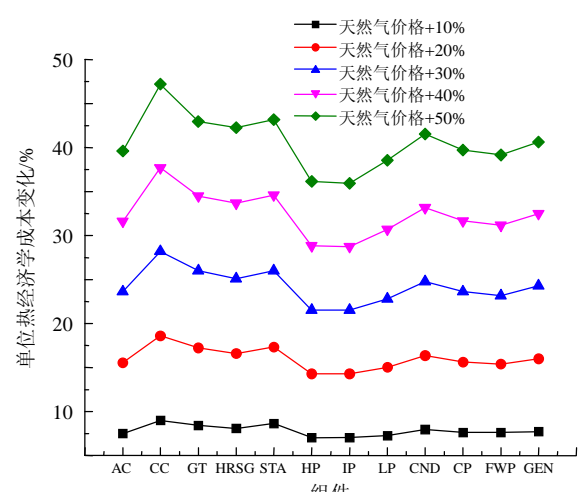
#### 4 结论

本文基于热经济学结构理论建立了 GTCC 机组热经济学模型,由于不同燃机变工况运行策略对 GTCC 系统的机组热力学性能的影响不同,因此计算 GTCC 的 4 种不同燃机变工况负荷(25%, 50%, 75%和 100%)运行策略的单位产品热经济学成本,结果表明 GTCC 中组件的单位产品热经济学成本随着燃机负荷率的增加而降低,由于不同的燃机变工况运行策略下机组的热力性能不同,因此改变燃机变工况运行策略可以降低机组的单位产品热经济学成本,其中 IGV T3 650-F 方案的机组发电成本最低。

利用评价指标对 GTCC 各组件进行技术经济



(a) 单位产品热经济学成本



(b) 单位产品热经济学成本变化率

图 11 各组件单位产品热经济学成本(天然气价格)

Fig. 11 Unit thermo-economic costs of each component(natural gas price)

性分析,给出了主要组件的改进方向。通过分析各个组件的性能评价指标值,结果显示对于汽轮机组和压气机,减少投资成本是主要改进方向,对于燃烧室可以通过提高燃烧室的燃烧效率,减少燃料化学能与烟气热能转换损失来降低由于不可逆损失引起的负熵成本。通过分析燃料成本和非能量成本增加对各个组件的单位产品热经济学成本的影响,结果显示当天然气价格和非能量成本增长率相同时,天然气价格上涨对各个组件的单位产品热经济学成本的影响大于非能量成本,天然气价格的变化对燃烧室的单位产品热经济学成本影响最大,非能量成本对压气机,燃气透平和蒸汽轮机(高压缸、中压缸和低压缸)的单位产品热经济学成本影响最大,降低它们的投资成本可以有效降低单位热经济学成本。

#### 参考文献

[1] 黄超群,王波,张士杰,等. F/G/H 级重型燃气轮机联

- 合循环底循环热力性能简明估算模型[J]. 中国电机工程学报, 2019, 39(21): 6320-6327.
- HUANG Chaoqun, WANG Bo, ZHANG Shijie, et al. Concise estimation model of thermodynamic performance for bottom cycle of F/G/H-class heavy duty gas turbine combined cycle[J]. Proceedings of the CSEE, 2019, 39(21): 6320-6327(in Chinese).
- [2] TRIBUS M, EVANS R B. A contribution to the theory of thermoeconomics. Report No. 62-63, UCLA, Dpt. of Engineering, Los Angeles, USA, 1962.
- [3] EVANS R B, TRIBUS M. Thermo-economics of saline water conversion[J]. Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development, 1965, 4(2): 195-206.
- [4] VALERO A. On causality in organized energy systems: Part III. Theory of perturbations[C]//International Symposium: A Future for Energy. Florence, Italy: Pergamon Press, 1990: 402-420.
- [5] LI Hongkun, CHEN Jianhong, SHENG Deren, et al. The improved distribution method of negentropy and performance evaluation of CCPPs based on the structure theory of thermoeconomics[J]. Applied Thermal Engineering, 2016, 96: 64-75.
- [6] CARCASCIO C, COSI L, FERRARO R, et al. Effect of a real steam turbine on thermoeconomic analysis of combined cycle power plants[J]. Energy, 2017, 138: 32-47.
- [7] XIONG Jie, ZHAO Haibo, ZHENG Chuguang. Thermoeconomic cost analysis of a 600 MW<sub>e</sub> oxy- combustion pulverized-coal-fired power plant[J]. International Journal of Greenhouse Gas Control, 2012, 9: 469-483.
- [8] SONG T W, SONG J L, KIM J H, et al. Exergy-based performance analysis of the heavy-duty gas turbine in part-load operating conditions[J]. Exergy, An International Journal, 2002, 2(2): 105-112.
- [9] KIM T S, HWANG S H. Part load performance analysis of recuperated gas turbines considering engine configuration and operation strategy[J]. Energy, 2006, 31(2-3): 260-277.
- [10] 陈晓利, 吴少华, 李振中, 等. 整体煤气化联合循环系统中燃气轮机的变工况特性[J]. 动力工程学报, 2010, 30(3): 230-234.
- CHEN Xiaoli, WU Shaohua, LI Zhenzhong, et al. Off-design characteristics of gas turbine in IGCC systems[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2010, 30(3): 230-234(in Chinese).
- [11] 郑炯智, 张国强, 许彦平, 等. 顶底循环参数对燃气-蒸汽联合循环全工况性能影响分析[J]. 中国电机工程学报, 2016, 32(23): 6418-6431.
- ZHENG Jiongzhi, ZHANG Guoqiang, XU Yanping, et al. Analysis of topping and bottoming cycle parameters on the performance of the combined cycle at design/off-design condition[J]. Proceedings of the CSEE, 2016, 32(23): 6418-6431(in Chinese).
- [12] 杨承, 黄志峰, 马晓茜. 联合循环热电联产机组变工况性能分析[J]. 中国电机工程学报, 2017, 37(12): 3514-3524.
- YANG Cheng, HUANG Zhifeng, MA Xiaoqian. Study on off-design characteristics of combined heat and power based on combined cycle gas turbine units[J]. Proceedings of the CSEE, 2017, 37(12): 3514-3524(in Chinese).
- [13] 白子为, 张国强, 付旭晨, 等. 燃气-蒸汽联合循环变工况调节方案对比分析[J]. 动力工程学报, 2017, 37(8): 663-672.
- BAI Ziwei, ZHANG Guoqiang, FU Xuchen, et al. Comparative analysis on operation strategies of a gas-steam combined cycle unit under off-design conditions [J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2017, 37(8): 663-672(in Chinese).
- [14] DUAN Liqiang, WANG Zhen, GUO Yaofei. Off-design performance characteristics study on ISCC system with solar direct steam generation system[J]. Energy, 2020, 205: 118044.
- [15] 张俊礼, 沈炯, 李益国, 等. 燃料-产品多义化下的 9E 燃气轮机热电联产机组产品焓成本分析[J]. 燃气轮机技术, 2017, 30(4): 16-22.
- ZHANG Junli, SHEN Jiong, LI Yiguo, et al. Product exergy cost analysis of 9E gas turbine combined heat and power under various fuel-product definitions[J]. Gas Turbine Technology, 2017, 30(4): 16-22(in Chinese).
- [16] 王树成, 付忠广, 秦梅, 等. 基于热经济学结构理论的燃气-蒸汽联合循环负焓分析[J]. 热能动力工程, 2019, 34(12): 9-15.
- WANG Shucheng, FU Zhongguang, QIN Mei, et al. Negentropy evaluation of combined cycle power plant based on the structure theory of thermoeconomics [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2019, 34(12): 9-15(in Chinese).
- [17] ZHANG Chao, WANG Yan, ZHENG Chuguang, et al. Exergy cost analysis of a coal fired power plant based on structural theory of thermoeconomics[J]. Energy Conversion and Management, 2006, 47(7-8): 817-843.
- [18] TAAL M, BULATOV I, KLEMEŠ J, et al. Cost estimation and energy price forecasts for economic evaluation of retrofit projects[J]. Applied Thermal

- Engineering, 2003, 23(14): 1819-1835.
- [19] YAO Hua, SHENG Deren, CHEN Jianhong, et al. Exergoeconomic analysis of a combined cycle system utilizing associated gases from steel production process based on structural theory of thermoeconomics [J]. Applied Thermal Engineering, 2013, 51(1-2): 476-489.
- [20] 李鸿坤, 陈坚红, 盛德仁,等. 联合循环机组热经济学H&S方法建模及性能评价[J]. 浙江大学学报(工学版), 2016, 50(1):121-127.
- LI Hongkun, CHEN Jianhong, SHENG Deren, et al. Thermoeconomic analysis and performance evaluation of gas-steam combined cycle power plant based on H&S model[J]. Journal of Zhejiang University: Engineering Science, 2016, 50(1): 121-127(in Chinese).
- [21] 黄欢艳. 燃气-蒸汽联合循环机组热经济学性能评估与故障诊断[D]. 杭州: 浙江大学, 2017.
- HUANG Huanyan. Performance evaluation and diagnosis of gas-stream combined cycle power plants based on thermoeconomic theory[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2017(in Chinese).
- [22] 赵春, 王培红. 燃气-蒸汽联合循环热经济学分析评价指标研究[J]. 中国电机工程学报, 2013, 33(23): 44-50.
- ZHAO Chun, WANG Peihong. Investigation on the evaluation Indices for thermoeconomic analysis of combined cycle power plants[J]. Proceedings of the CSEE, 2013, 33(23): 44-50(in Chinese).



王振

在线出版日期: 2021-01-11。

收稿日期: 2020-08-31。

作者简介:

王振(1994), 男, 博士研究生, 研究方向为燃气轮机联合循环机组的性能分析与优化, 18810796181@163.com;

\*通信作者: 段立强(1973), 男, 博士, 教授, 博士生导师, 研究方向为先进能量系统集成优化, dlq@ncepu.edu.cn。

(编辑 邵泽亮)