

基于 EBSILON 的燃气轮机排烟温度提升改造 对联合循环发电机组性能的影响

宋金时¹, 雷晓龙², 徐凯¹, 杨杰³

(1. 西安热工研究院有限公司, 陕西 西安 710054; 2. 东方汽轮机有限公司, 四川 德阳 618000;
3. 华能国际股份有限公司, 北京 100031)

摘要:以 SGT5-4000F 重型燃气轮机为研究对象, 分析了部分负荷下提升燃气轮机排烟温度(OTC)对联合循环发电机组性能的影响。基于 EBSILON 软件, 分别按照将 OTC 提升至 600, 605 和 613 °C 3 种方案对联合循环发电机组性能分析。结果表明: 大气温度在 -20 ~ 4.2 °C 之间时, 热耗率可降低 15 ~ 30 kJ/(kW · h); 在负荷率为 60% 时, 供热能力可提高 1.7% ~ 3.7%, 且 OTC 提升至 613 °C 后的供热能力提高值最大。

关键词: 燃机改造; 联合循环发电机组; 部分负荷; 性能

中图分类号: TM611.31 **文献标识码:** A **DOI:** 10.16146/j.cnki.mdlgc.2022.11.001

[引用本文格式] 宋金时, 雷晓龙, 徐凯, 等. 基于 EBSILON 的燃气轮机排烟温度提升改造对联合循环发电机组性能的影响[J]. 热能动力工程, 2022, 37(11): 1-6. SONG Jin-shi, LEI Xiao-long, XU Kai, et al. Effect of EBSILON-based gas turbine exhaust gas temperature improvement on combined cycle generator unit performance[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2022, 37(11): 1-6.

Effect of EBSILON-based Gas Turbine Exhaust Gas Temperature Improvement on Combined Cycle Generator Unit Performance

SONG Jin-shi¹, LEI Xiao-long², XU Kai¹, YANG Jie³

(1. Xi'an Thermal Power Research Institute Co., Ltd., Xi'an, China, Post Code: 710054; 2. Dongfang Turbine Co., Ltd., Deyang, China, Post Code: 618000; 3. Huaneng Power International Co., Ltd., Beijing, China, Post Code: 100031)

Abstract: Taking the SGT5-4000F heavy-duty gas turbine as the research object, the effect of increasing the gas turbine exhaust gas temperature (OTC) under partial load on the performance of combined cycle generator unit was analyzed. Based on EBSILON software, analyses of combined cycle generator unit performance were finished according to the three schemes of OTC raising to 600 °C, 605 °C and 613 °C respectively. The results show that the heat consumption rate can be reduced by 15 kJ/(kW · h) to 30 kJ/(kW · h), when the atmosphere temperature is between -20 °C and -4.2 °C; when the load rate is 60%, the heating capacity can be increased by 1.7% to 3.7%, and the improvement of heating capacity of the unit reaches its maximum when using the scheme of OTC raising to 613 °C.

Key words: gas turbine exhaust gas temperature improvement, combined cycle generator units, partial load, performance

引言

燃气-蒸汽联合循环发电机组可以实现能量的

梯级利用, 机组具有效率高、调节负荷速度快等特点^[1], 燃气-蒸汽联合循环发电机组在我国的发展速度迅猛^[2]。随着机组数量的快速增加, 机组的性能优化越来越受到重视。

于兰兰^[3]研究了联合循环部分负荷下机组的性能优化,提出了采用余热锅炉废热加热压机入口的空气,效率最高可提升 0.8%;范雪飞等人^[4]以 GE S109FA 燃气-蒸汽联合循环发电机组为研究对象,采用余热锅炉低压蒸汽作为驱动溴化锂制冷机的热源,改造后机组联合循环发电效率降低了 0.2%~0.28%,发电功率增大 4.73%~6.10%;朱良君等人^[5]以 SGT-600 小型燃气轮机发电机组为研究对象,提出在吸收式冷负荷达到 20 MW 时,系统净电能节约率在燃气轮机发电机组 70% 负荷率下达到 6.20%。还有很多类似的联合循环发电机组性能优化的研究^[6-9]。

西门子 SGT5-4000F 重型燃气轮机对燃气轮机的排烟温度设定过于保守,相比同类型机组,排烟温度将近低 20℃,因而有必要对燃气轮机排烟温度提升后的联合循环发电机组性能进行研究。本文以 SGT5-4000F 重型燃气轮机发电机组为例,通过建立联合循环发电机组性能模型,在不同的燃气轮机排烟温度工况下,对比分析燃气轮机排烟温度提升对联合循环发电性能的影响,从而为机组的优化改造提供一定参考。

1 系统介绍

1.1 燃气轮机基本参数

选定西门子公司生产的 SGT5-4000F 重型燃气轮机为联合循环的顶循环,机组设计参数如表 1 所示。

表 1 SGT5-4000F 燃气轮机设计参数

Tab.1 Design parameters of SGT5-4000F gas turbine

参数	数值
大气温度/℃	15
燃气轮机出力/kW	293 702
燃气轮机排烟流量/kg·s ⁻¹	722.7
燃气轮机排烟温度/℃	576.7
压机级数	15
压机压比	17
燃气轮机透平级数	7
透平入口温度/℃	1 230

1.2 余热锅炉及蒸汽轮机的基本参数

联合循环配置的底循环余热锅炉采用三压、再

热无补燃的自然循环锅炉,余热锅炉和汽轮机的设计参数如表 2 所示。

表 2 余热锅炉与汽轮机的设计参数

Tab.2 Design parameters of the HRSG and steam turbine

名称	参数	数值
余热锅炉	主蒸汽压力/MPa	13.36
	主蒸汽温度/℃	552.5
	热再热蒸汽压力/MPa	3.26
	热再热蒸汽温度/℃	545
	低压主蒸汽压力/MPa	0.70
	低压主蒸汽温度/℃	241.9
汽轮机	主蒸汽压力/MPa	12.97
	主蒸汽温度/℃	550
	热再热蒸汽压力/MPa	3.15
	热再热蒸汽温度/℃	542.9
	低压主蒸汽压力/MPa	0.66
	低压主蒸汽温度/℃	239.7
	低压缸排汽压力/kPa	4.9

1.3 系统建模

EBSILON 是德国 STEAG 公司发行的一款可视化通用热力学建模组态软件,主要用于热力系统循环热平衡计算和仿真。不同于其他学者对联合循环性能模型的研究^[10-16],本文以热力系统分析为基础,建立了以国内 SGT5-4000F 重型燃气轮机为联合循环顶循环的性能计算模型,基于 EBSILON 软件对该系统进行模拟计算,并在设计工况下验证模型计算的准确性。之后,基于 EBSILON 软件开展燃气轮机排烟温度提升改造对联合循环性能影响的分析研究。一方面,以联合循环负荷率和大气温度为边界条件,分析了机组在改造后的机组的经济性;另一方面,考虑了机组的供热情况,分析了不同边界条件下改造后机组供热能力的变化。

2 性能指标和模型验证

2.1 燃气轮机热耗率

燃气轮机热耗率的计算公式如下:

$$HR_g = \frac{Q_{gas} \times LHV}{P_g}$$

(1)

式中:HR_g—燃气轮机热耗率,kJ/(kW·h);Q_{gas}—燃料气流量,kg/h;LHV—燃料气低位热值,kJ/kg;

P_g —燃气轮机输出功率,kW。

2.2 联合循环发电机组热耗率

联合循环发电机组热耗率的计算公式如下:

$$HR_{cc} = \frac{Q_{gas} \times LHV - Q_h \times (H_h - H_c)}{P_{cc}} \quad (2)$$

式中: HR_{cc} —联合循环发电机组的热耗率, $\text{kJ}/(\text{kW} \cdot \text{h})$; Q_h —供热蒸汽的流量, kg/h (纯凝工况, $Q_h = 0$); H_h —供热蒸汽的焓值, kJ/kg ; H_c —供热工质回水焓, kJ/kg ; P_{cc} —联合循环发电机组的输出功率, kW 。

2.3 模型验证

采用 EBSILON 软件在设计条件下对联合循环系统进行模拟计算,模拟结果如表 3 所示。由表 3 数据可知,模拟出的热耗率、出力结果与设计值相比,误差率小于 0.051%,证明建立的模型特性基本与设计特性一致。

表 3 模拟结果与设计参数比较

Tab. 3 Comparison of simulation results and design parameters

参数	设计值	模拟值
大气温度/℃	12	12
大气压力/kPa	101.1	101.1
排烟温度/℃	570	569.7
排烟流量/ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	724.74	724.75
高压缸进汽温度/℃	548	548
高压缸进汽压力/MPa	12.92	12.92
中压缸进汽温度/℃	540	540
中压缸进汽压力/MPa	3.15	3.15
低压缸进汽温度/℃	239.8	239.8
低压缸进汽压力/MPa	0.66	0.66
低压缸排汽压力/kPa	4.9	4.9
低压缸排汽焓/ $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	2 362.4	2 362.4
燃气轮机输出功率/MW	594.36	594.36
汽轮机输出功率/MW	278.76	279.42
总输出功率/MW	873.12	873.78
燃气轮机效率/%	39.46	39.45
联合循环发电机组效率/%	57.97	58.00
联合循环发电机组热耗率/ $\text{kJ} \cdot (\text{kW} \cdot \text{h})^{-1}$	6 210.1	6 207.3

3 改造方案

大气温度直接影响燃气轮机的排烟温度,大气

温度越低,燃气轮机的排烟温度越低。因此,如果要使改造后排烟温度相同,则大气温度越低,改造越深入。

制定改造方案时,选取机组运行条件下的大气温度为 $-20, -4.2, 1.93, 15, 26.1$ 和 $40\text{ }^{\circ}\text{C}$,分别模拟将排烟温度提升至 $600, 605$ 和 $613\text{ }^{\circ}\text{C}$ 后机组的热耗率、供热能力参数。

4 结果分析

4.1 改造后燃气轮机性能

通过减小可调导叶的开度,降低透平入口压力,减小透平的膨胀比,达到提高燃气轮机排烟温度的目的。由于减小了 IGV 开度,引起燃气轮机的压气机效率降低,燃气轮机的效率也会略微下降。

以大气温度 $26.1\text{ }^{\circ}\text{C}$ 为例,表 4 为改造前后的燃气轮机效率数据。随着改造后燃气轮机排烟温度的提高,燃气轮机的效率逐渐降低,且燃机负荷率越低,效率下降越明显。

表 4 改造前后燃气轮机效率

Tab. 4 Gas turbine efficiency before and after retrofit

参数	负荷率/%	
	75	50
改造前燃气轮机效率/%	36.59	31.89
OTC 600 $^{\circ}\text{C}$ 改造后燃气轮机效率/%	36.45	31.71
OTC 605 $^{\circ}\text{C}$ 改造后燃气轮机效率/%	36.41	31.65
OTC 613 $^{\circ}\text{C}$ 改造后燃气轮机效率/%	36.40	31.55
OTC 600 $^{\circ}\text{C}$ 效率下降/%	0.14	0.18
OTC 605 $^{\circ}\text{C}$ 效率下降/%	0.19	0.24
OTC 613 $^{\circ}\text{C}$ 效率下降/%	0.20	0.34

4.2 改造后机组热耗率

燃气轮机排烟温度提升后,余热锅炉出力增大,汽轮发电机出力增加,这部分提升引起机组热耗率的减小量与燃气轮机效率下降引起机组热耗率的增大量的差值决定了机组热耗率是增大还是减小。

大气温度为 -20 和 $-4.2\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时改造前后的机组热耗率分别如图 1 和图 2 所示。由图可知,当大气温度为 -20 和 $-4.2\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,受制于大气温度的影响,改造后燃气轮机的排烟温度最高为 $600\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。当大气温度为 $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,负荷率在区间 $55\% \sim 90\%$ 时,改造后机组热耗率降低 $26 \sim 34\text{ kJ}/(\text{kW} \cdot \text{h})$;余

热锅炉出力提升引起机组热耗率的减小量要明显大于燃气轮机效率下降引起机组热耗率的增大量。由图 2 可知,当大气温度为 $-4.2\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、负荷率区间在 $60\% \sim 90\%$ 时,改造后机组热耗率降低 $15 \sim 30\text{ kJ}/(\text{kW} \cdot \text{h})$,此区间内热耗率下降值最大;负荷率区间在 $55\% \sim 60\%$ 时,改造后机组热耗率降低约 $10\text{ kJ}/(\text{kW} \cdot \text{h})$;余热锅炉出力提升引起机组热耗率的减小量要大于燃气轮机效率下降引起机组热耗率的增大量,导致机组的热耗率降低,效率提高。

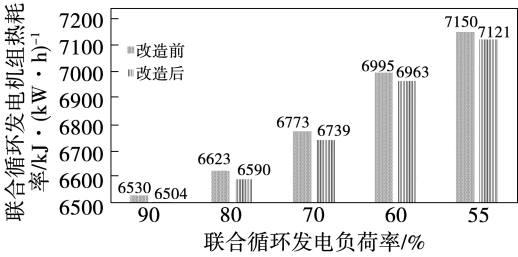


图 1 大气温度为 $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 改造前后机组热耗率

Fig.1 Heat consumption rate of the unit before and after retrofit when the atmospheric temperature is $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$

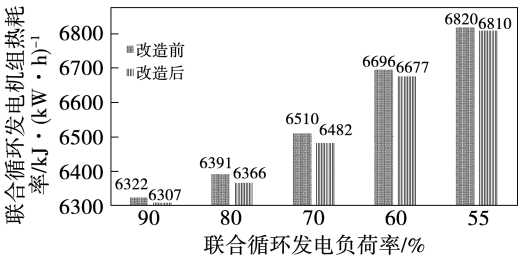


图 2 大气温度为 $-4.2\text{ }^{\circ}\text{C}$ 改造前后机组热耗率

Fig.2 Heat consumption rate of the unit before and after retrofit when the atmospheric temperature is $-4.2\text{ }^{\circ}\text{C}$

大气温度为 $1.93\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时改造前后机组热耗率如图 3 所示。当大气温度为 $1.93\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,改造后燃机排烟温度分别设定为 $600\text{ }^{\circ}\text{C}$ 和 $605\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。负荷率区间在 $70\% \sim 90\%$ 时,改造后机组热耗率降低 $12 \sim 17\text{ kJ}/(\text{kW} \cdot \text{h})$,此区间内热耗率下降值最大;负荷率在 $60\% \sim 70\%$ 时,改造后机组热耗率不到 $10\text{ kJ}/(\text{kW} \cdot \text{h})$;负荷率在 $50\% \sim 60\%$ 时,改造后机组热耗率基本没有变化,甚至略高于改造前机组热耗率。该温度条件下,在较高负荷工况下,余热锅炉出力提升引起机组热耗率的减小量要大于燃气轮机效率下降引起机组热耗率的增大量,导致机组的

热耗率降低,效率提高;在较低负荷工况下,燃气轮机效率的下降过快,导致机组热耗率增大,效率降低。

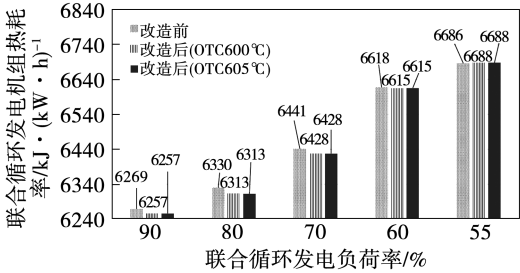


图 3 大气温度为 $1.93\text{ }^{\circ}\text{C}$ 改造前后机组热耗率

Fig.3 Heat consumption rate of the unit before and after retrofit when the atmospheric temperature is $1.93\text{ }^{\circ}\text{C}$

大气温度为 $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ 和 $26.1\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时改造前后机组热耗率分别如图 4 和图 5 所示。大气温度为 $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ 和 $26.1\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,改造后燃机排烟温度分别为设定 $600\text{ }^{\circ}\text{C}$, $605\text{ }^{\circ}\text{C}$ 和 $613\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

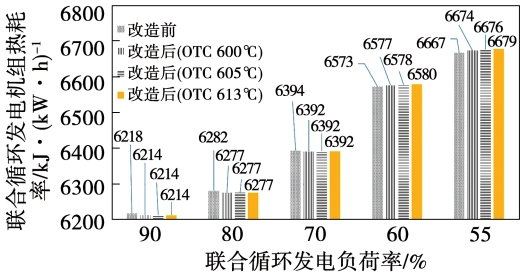


图 4 大气温度为 $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ 改造前后机组热耗率

Fig.4 Heat consumption rate of the unit before and after retrofit when the atmospheric temperature is $15\text{ }^{\circ}\text{C}$

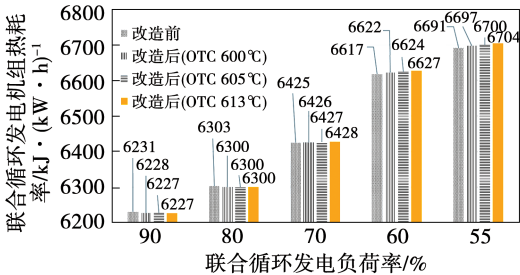


图 5 大气温度为 $26.1\text{ }^{\circ}\text{C}$ 改造前后机组热耗率

Fig.5 Heat consumption rate of the unit before and after retrofit when the atmospheric temperature is $26.1\text{ }^{\circ}\text{C}$

由图 4 可知,当大气温度达到 $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,OTC 改造对机组热耗率的影响变小。在部分负荷工况下,改造后机组热耗率降低值最大约为 $5\text{ kJ}/(\text{kW} \cdot \text{h})$,

且在负荷率不高于 60% 时,改造后热耗率反而要高于改造前。

由图 5 可知,当大气温度达到 26.1℃ 时,OTC 改造对机组效率基本上没有提高,且在负荷率不高于 70% 时,改造后热耗率反而要高于改造前;OTC 改造后余热锅炉出力的提升较小,在较高负荷工况下,也会引起机组热耗率的增大,效率降低。

大气温度为 40℃ 时改造前后机组热耗率如图 6 所示。在大气温度为 40℃ 时,排烟温度受大气温度的影响,改造前已经达到 600℃,因此改造后燃气轮机的排烟温度仅能选择 OTC 613℃ 方案。在该大气温度条件下,排烟温度提升没有降低机组的热耗率,且负荷率越小,改造后热耗率较改造前增加越多。

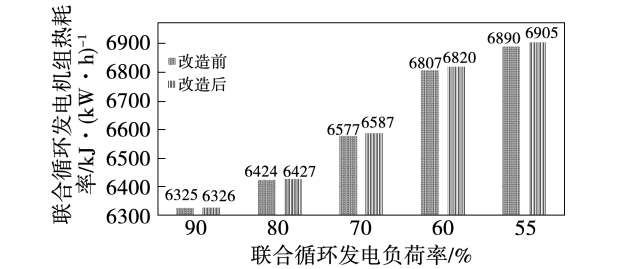


图 6 大气温度为 40℃,改造前后机组热耗率

Fig.6 Heat consumption rate of the unit before and after retrofit when the atmospheric temperature is 40℃

4.3 改造后机组的供热能力

OTC 改造会提高余热锅炉和汽轮机的出力,进而会增大机组的供热能力,负荷越低,供热能力提升越明显;在负荷率为 60% 时,各种大气温度条件下的供热能力提高在 1.7%~3.7%。表 5~表 10 分别为大气温度为 -20,-4.2,1.93,15,26.1 和 40℃ 时改造前后最大供热流量。

表 5 大气温度为 -20℃,改造前后最大供热蒸汽流量

Tab.5 The maximum heating steam flow before and after retrofit when the atmospheric temperature is -20℃

参数/kg·s ⁻¹	负荷率		
	80%	70%	60%
改造前	158.6	145.3	132.3
OTC 600℃	159.1	147.4	135.9
改造后增大	0.5	2.1	3.6

表 6 大气温度为 -4.2℃,改造前后最大供热蒸汽流量

Tab.6 The maximum heating steam flow before and after retrofit when the atmospheric temperature is -4.2℃

参数/kg·s ⁻¹	负荷率		
	80%	70%	60%
改造前	156.7	142.3	128.3
OTC 600℃	156.9	144.0	131.9
改造后增大	0.1	1.7	3.6

表 7 大气温度为 1.93℃,改造前后最大供热蒸汽流量

Tab.7 The maximum heating steam flow before and after retrofit when the atmospheric temperature is 1.93℃

参数/kg·s ⁻¹	负荷率		
	80%	70%	60%
改造前	155.7	139.8	124.7
OTC 600℃	156.9	142.7	129.3
OTC 605℃	156.9	142.7	129.5
改造后增大(OTC 600℃)	1.3	2.9	4.5
改造后增大(OTC 605℃)	1.2	2.9	4.8

表 8 大气温度为 15℃,改造前后最大供热蒸汽流量

Tab.8 The maximum heating steam flow before and after retrofit when the atmospheric temperature is 15℃

参数/kg·s ⁻¹	负荷率		
	80%	70%	60%
改造前	159.3	143.5	128.4
OTC 600℃	161.6	146.7	131.8
OTC 605℃	161.5	146.8	132.2
OTC 613℃	161.5	146.9	132.8
改造后增大(OTC 600℃)	2.3	3.2	3.4
改造后增大(OTC 605℃)	2.3	3.3	3.8
改造后增大(OTC 613℃)	2.2	3.5	4.4

表 9 大气温度为 26.1℃,改造前后最大供热蒸汽流量

Tab.9 The maximum heating steam flow before and after retrofit when the atmospheric temperature is 26.1℃

参数/kg·s ⁻¹	负荷率		
	80%	70%	60%
改造前	150.6	135.9	121.9
OTC 600℃	152.2	138.0	123.9
OTC 605℃	152.7	138.7	124.6
OTC 613℃	152.7	138.9	125.3
改造后增大(OTC 600℃)	1.5	2.1	2.1
改造后增大(OTC 605℃)	2.0	2.8	2.8
改造后增大(OTC 613℃)	2.0	3.0	3.4

表 10 大气温度为 40 ℃,改造前后最大供热蒸汽流量

Tab. 10 The maximum heating steam flow before and after retrofit when the atmospheric temperature is 40 ℃

参数/kg · s ⁻¹	负荷率		
	80%	70%	60%
改造前	145.3	130.5	116.3
OTC 613 ℃	146.3	132.1	118.4
改造后增大	1.0	1.6	2.1

5 结 论

本文基于 EBSILON 软件对西门子 SGT5 - 4000F 重型燃气轮机的排烟温度提升改造进行了模拟,分析了排烟温度分别提升至 600,605 和 615 ℃ 时,对部分负荷下联合循环发电机组性能的影响,得出以下结论:

(1) 燃气轮机排烟温度提升后,燃气轮机的效率会有所下降;大气温度为 26.1 ℃ 时,燃气轮机负荷率为 50%,排烟温度分别提升至 600,605 和 615 ℃,燃气轮机效率对应分别降低 0.18%,0.24% 和 0.34%。

(2) 大气温度在 -20 ~ -4.2 ℃ 之间时,联合循环发电机组热耗率可降低 15 ~ 30 kJ/(kW · h),且随着大气温度的增大,热耗率降低值越来越小。

(3) 排烟温度提升后,联合循环发电机组的供热能力有所提高,负荷率越低,提高越明显。在负荷率为 60% 时,不同大气温度条件下的供热能力提高 1.7% ~ 3.7%;当 OTC 提升至 613 ℃ 时,供热能力提高值最大。

参考文献:

[1] 焦树建. 燃气 - 蒸汽联合循环的理论基础[M]. 北京:清华大学出版社,2003.
JIAO Shu-jian. The theoretical basis of gas-steam combined cycle [M]. Beijing:Tsinghua University Press,2003.

[2] 林志文,冯景浩,杨 承. PG 9351FA 燃气 - 蒸汽联合循环机组性能劣化研究[J]. 热力发电,2021,51(2):1-9.
LIN Zhi-wen,FENG Jing-hao,YANG Cheng. Investigation on performance degradation of PG 9351FA based gas turbine combined cycle unit[J]. Thermal Power Generation,2021,51(2):1-9.

[3] 于兰兰. 燃气轮机联合循环部分负荷下性能优化研究[J]. 热力透平,2016,45(4):275-278,289.
YU Lan-lan. Performance optimization of gas turbine and combined cycle under partial-load [J]. Thermal Turbine, 2016, 45 (4): 275-278,289.

[4] 范雪飞,蒋 俊,刘网扣. 基于进气温度调节的燃气 - 蒸汽联合循环机组热力性能优化分析[J]. 动力工程学报,2021,41(4):272-277.
FAN Xue-fei,JIANG Jun,LIU Wang-kou. Thermal performance optimization analysis of gas-steam turbine combined cycle unit based on the inlet gas temperature adjustment[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering,2021,41(4):272-277.

[5] 朱良君,张海珍,王世朋. 基于 EBSILON 的燃气 - 蒸汽联合循环系统高冷负荷下供能特性分析[J]. 热力发电,2021,50(2):35-42.
ZHU Liang-jun,ZHANG Hai-zhen,WANG Shi-peng. Energy supply characteristics of gas-steam combined cycle system at high cooling load based on EBSILON[J]. Thermal Power Generation,2021,50(2):35-42.

[6] 付忠广,王霄楠,卢 可,等. 燃气预热温度对燃气 - 蒸汽联合循环性能影响[J]. 热力发电,2016,45(10):16-22.
FU Zhong-guang,WANG Xiao-nan,LU Ke,et al. Influence of pre-heating temperature of nature gas on performance of gas-steam combined cycle[J]. Thermal Power Generation,2016,45(10):16-22.

[7] 何怀昌,李晓东,罗 肖,等. 基于大数据的燃气 - 蒸汽联合循环机组性能分析及诊断系统[J]. 热力发电,2020,49(11):14-19.
HE Huai-chang,LI Xiao-dong,LUO Xiao,et al. Performance analysis and diagnosis system of gas-steam combined cycle unit based on big data [J]. Thermal Power Generation, 2020, 49 (11): 14-19.

[8] 张 涛,付忠广,刘志坦,等. 进气温度对燃气 - 蒸汽联合循环机组性能的影响[J]. 化工进展,2020,39(11):4367-4374.
ZHANG Tao,FU Zhong-guang,LIU Zhi-tan,et al. Effect of the intake temperature of gas turbine on the performance of gas-steam combined cycle power plant[J]. Chemical Industry and Engineering Progress,2020,39(11):4367-4374.

[9] 祖 航,王秋颖. 环境温度及负荷率对燃气 - 蒸汽联合循环热电联产机组性能的影响[J]. 华电技术,2019,41(11):49-52.
ZU Hang,WANG Qiu-ying. Effects of ambient temperature and load ratio on performance of gas-steam combined cycle cogeneration units[J]. Huadian Technology,2019,41(11):49-52.

[10] 柴胜凯,赵 威,胡洪华,等. 基于 SIS 的燃气 - 蒸汽联合循环机组在线性能计算的研究与应用[J]. 热力发电,2013,42(8):138-140,38.
CHAI Sheng-kai,ZHAO Wei,HU Hong-hua,et al. SIS-based on-line calculation for performance of the gas-steam combined cycle units;research and application [J]. Thermal Power Generation, 2013,42(8):138-140,38.

[11] 陈雪强. 燃气 - 蒸汽联合循环的热经济性建模及性能分析[D]. 北京:华北电力大学,2020.
CHEN Xue-qiang. Thermoeconomic performance modeling and analysis of gas-steam combined cycle[D]. Beijing:North China Electric Power University,2020.