

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

朱良君^{1,2}, 张海珍^{1,2}, 王世朋^{1,2}, 王明晓^{1,2}, 梁晶^{1,2}

(1. 华电电力科学研究院有限公司, 浙江 杭州 310030;

2. 浙江省蓄能与建筑节能技术重点实验室, 浙江 杭州 310030)

[摘要] 为研究燃气-蒸汽联合循环在较高制冷负荷下的供能特性, 以 SGT-600 小型燃气轮机组为顶循环与余热锅炉蒸汽轮机组为底循环的联合循环为研究对象, 利用 EBSILON 软件分别建立了燃气轮机组、余热锅炉-蒸汽轮机组、双效溴化锂吸收式制冷机组及电制冷机组的耦合模型, 比较分析了采用吸收式制冷与电制冷直供冷情况下, 耦合系统在燃气轮机组变工况下的总发电效率、能源综合利用率及净电能节约率等供能特性。研究表明: 燃气轮机组的发电效率随燃气轮机组的负荷率的降低而降低, 在高冷负荷下, 蒸汽轮机组发电效率与综合能源利用率却随燃气轮机组负荷率而逐渐增加; 耦合系统的能源综合利用率随着吸收式冷负荷的增加而增加, 在燃气轮机组一定的负荷率下, 耦合系统的净电能节约率随着额定冷负荷的增加而提高, 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组 70% 负荷率下最高能达到 6.20%; 但在较低的额定冷负荷条件下, 采用吸收式制冷机组的效果反而不如直接利用电制冷机组进行直供冷。

[关键词] 燃气-蒸汽联合循环; 吸收式溴化锂机组; 发电效率; 能源综合利用率; 净电能节约率

[中图分类号] TK221 **[文献标识码]** A **[DOI 编号]** 10.19666/j.rlfid.202004136

[引用本文格式] 朱良君, 张海珍, 王世朋, 等. 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 Liangjun, ZHANG Haizhen, WANG Shipeng, et al. 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.

Energy supply characteristics of gas-steam combined cycle system at high cooling load based on EBSILON

ZHU Liangjun^{1,2}, ZHANG Haizhen^{1,2}, WANG Shipeng^{1,2}, WANG Mingxiao^{1,2}, LIANG Jing^{1,2}

(1. Huadian Electric Power Research Institute Co., Ltd., Hangzhou 310030, China;

2. Key Laboratory of Energy Storage and Building Energy-saving Technology of Zhejiang Province, Hangzhou 310030, China)

Abstract: To study the energy supply characteristics of gas-steam combined cycle at heavy refrigeration load, the combined cycle using SGT-600 gas turbine as the top cycle and heat recovery steam generator (HRSG) steam turbine as the bottom cycle is taken as the research object, the coupling models of gas turbine unit, HRSG-steam turbine system, double effect LiBr absorption chiller and electric chiller are established respectively by employing the EBSILON software. The energy supply characteristics of the coupling system under variable working conditions, such as total power generation efficiency, comprehensive energy utilization rate and net electric power saving rate, are compared under the condition of absorption refrigeration or electric refrigeration direct cooling. The results show that, the generation efficiency of the gas turbine decreases with the load rate of the gas turbine. At high cooling load, the generation efficiency and comprehensive energy utilization ratio of the steam turbine increase with the load rate of the gas turbine. The comprehensive energy utilization ratio of the coupling system increases with the absorption cooling load. Under a certain load rate of the gas turbine, the comprehensive energy utilization ratio of the coupling system increases with the absorption cooling load. The net electric power saving rate increases with

修回日期: 2020-06-14

基金项目: 国家重点研发计划项目(2018YFB0905101)

Supported by: National Key Research and Development Program(2018YFB0905101)

第一作者简介: 朱良君(1994), 男, 硕士, 工程师, 主要研究方向为综合能源系统集成优化技术, 329407502@qq.com.

the rated cooling load. When the absorption cooling load reaches 20 MW, the maximum net electric power saving rate of the system can reach up to 6.20% at 70% load rate of the gas turbine unit. However, at lower rated cooling load, the effect of using absorption chiller is not as good as directly using electric chiller for direct cooling.

Key words: gas-steam combined cycle, absorption LiBr unit, power generation efficiency, comprehensive utilization rate of energy, net electric power saving rate

目前我国电力发展正处于新一代电力转型阶段, 高效清洁的能源利用方式成为能源发展的必然趋势^[1-2]。天然气作为优质的清洁能源受到广泛关注。基于燃气分布式的燃气-蒸汽联合循环 (natural gas combined cycle system, NGCC) 的冷热电三联供技术符合能量梯级利用原理, 具备较高的联合循环效率, 已成为天然气高效利用方式之一^[3-4]。

我国的天然气发电技术起步比较晚。近年来, 为改善城市大气环境需求, 打造清洁低碳的绿色生态环境以及解决大量可再生能源接入引起的电网调峰问题, 我国各大发电集团陆续投运了大量的 NGCC 机组^[5-6]。同时在新一轮电力市场改革的背景下, 各大电厂参与电力市场化交易, 天然气因其较高的价格市场竞争中处于相对劣势的地位。探索高效的能源利用方法, 寻求机组运行优化体制机制以及合理的商业运作模式, 成为以天然气为燃料的 NGCC 系统的必经之路^[7-8]。国内各大高校以及研究机构纷纷在对 NGCC 发电系统的装机、运行优化、性能提升、热效率和热经济性等方面进行建模分析研究^[9-12]。

张杨林子等^[13]利用 EBSILON 软件建立 NGCC 系统, 并分析了联合循环总出力以及联合循环效率与外界环境变化情况之间的关系。王德慧等^[14]基于 Aspen plus 软件搭建 V94.3 型燃气轮机组模型, 着重分析了冷却空气对燃气轮机组性能的影响。韩朝兵等^[15]基于 Apros 平台构建模型, 以 PG9171E 型燃气-蒸汽联合循环机组为研究对象, 验证了仿真模型的准确性及可靠性, 分析研究影响 NGCC 经济性的关键参数。马泉^[16]基于 EBSILON 搭建了 9F 级燃气-蒸汽联合循环机组的模型, 针对热力系统性能优化进行了分析, 并探究了引入太阳能热互补技术后 NGCC 系统的性能特性。

本文拟对 NGCC 耦合吸收式制冷机组与电制冷机组进行分析, 通过 EBSILON 软件搭建耦合系统的热力模型, 计算了不同工况下采用吸收式制冷与电制冷的性能比较, 着重分析了在不同制冷工况与不同负荷率下的电能节约率与综合能源利用效率, 以提高 NGCC 的供能效率。

1 系统介绍

1.1 燃气轮机组基本参数

本文选定西门子生产的 SGT-600 小型燃气轮机组作为 NGCC 的顶循环, 机组设计参数见表 1。

表 1 SGT-600 燃气轮机组设计参数
Tab.1 The design parameters of SGT-600 gas turbine

项目	数值	项目	数值
环境温度/°C	15	透平膨胀比	6
大气压力/kPa	101.523	透平膨胀效率/%	95
燃料天然气热值/(kJ kg ⁻¹)	46 798	排气流量/(t h ⁻¹)	292
燃气轮机组发电效率/%	33.6	排气温度/°C	543.0
压气机压缩比/%	14	燃气轮机出力/MW	24.5
压气机效率/%	90		

1.2 余热锅炉蒸汽轮机组基本参数

联合循环配置的底循环余热锅炉采用双压无再热、无补燃锅炉。余热锅炉汽水系统如图 1 所示。

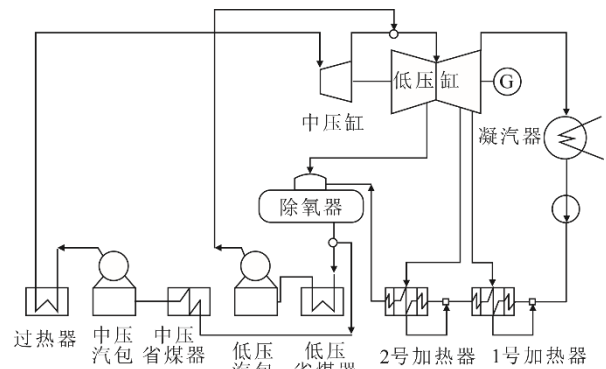


图 1 余热锅炉蒸汽轮机组汽水系统
Fig.1 Schematic diagram of steam-water system of the HRSG- steam turbine unit

凝结水自凝汽器流出之后, 经 2 级抽汽回热器加热进入除氧器。与汽轮机抽汽混合加热除氧之后, 流出除氧器分为 2 路: 一路给水经低压给水泵流经低压省煤器加热后进入低压汽包, 然后与中压缸排汽混合进入低压缸膨胀做功; 另一路给水由中压给水泵增压流经中压省煤器后进入中压汽包, 然后经过热器加热成为过热蒸汽进入中压缸膨胀做功, 再进入低压缸膨胀做功后进入凝汽器完成朗肯循环。低压缸共设三级抽汽, 分别送入 1 号低压加热器、除氧器与 2 号低压加热器。

余热锅炉及蒸汽轮机组设计工况下参数见表 2。

表 2 余热锅炉与蒸汽轮机组设计参数

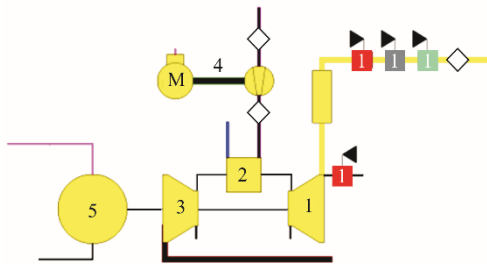
Tab.2 Design parameters of the HRSG-steam turbine unit

项目	参数	数值
余热锅炉	入口烟气温度/℃	540
	排烟温度/℃	175
	烟气流量/(t h ⁻¹)	292
	给水温度/℃	90
	锅炉效率/%	70
蒸汽轮机组	中压蒸汽温度/℃	540.0
	中压蒸汽压力/MPa	4.8
	中压蒸汽流量/(t h ⁻¹)	35.0
	低压蒸汽温度/℃	175.0
	低压蒸汽压力/MPa	0.9
	低压蒸汽流量/(t h ⁻¹)	3.2
	排汽压力/MPa	0.008
	蒸汽轮机组效率/%	31.0
	蒸汽轮机组功率/MW	11.0

2 搭建模型

2.1 燃气轮机组模型建立

本文燃气轮机组采用 EBSILON 内置模块内燃机组构建。为维持燃料进气压力稳定性，天然气经燃料增压系统增压，再进入燃烧室与压缩空气混合，随后进入燃气透平膨胀做功，驱动发电机产生电能。同时，燃气透平排气进入余热锅炉梯级利用。燃气轮机组模型如图 2 所示。本模型中忽略了过滤器及空气管道的热力损失。



1—压气机；2—燃烧室；3—燃气透平；4—燃料增压系统；5—发电机。

图 2 燃气轮机组模型

Fig.2 Schematic diagram of gas turbine unit model

燃气轮机组热平衡方程为

$$m_g h_g + m_a h_a + m_g Q_{net} = Q_s + P_{gt} + GI_1 \quad (1)$$

燃气轮机组效率计算公式为

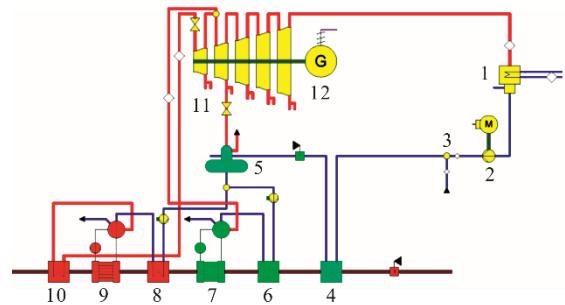
$$\eta_{gt} = \frac{P_{gt}}{m_g h_g + m_a h_a + m_g Q_{net}} \quad (2)$$

式中： m_g 为燃气轮机组天然气消耗量，kg/s； h_g 为天然气进气焓值，kJ/kg； m_a 为空气消耗量，kg/s；

h_a 为空气进气焓值，kJ/kg； G 为燃气轮机组排烟流量，kg/s； I_1 为排烟焓值，kJ/kg； Q_{net} 为天然气热值，kJ/kg； Q_s 为燃气轮机组散热损失，kJ； P_{gt} 为燃气轮机组出力，kW； η_{gt} 为燃气轮机组效率，%。

2.2 余热锅炉与蒸汽轮机组模型

本文中所采用的余热锅炉与蒸汽轮机组系统选用 EBSILON 软件内置的换热器组件、蒸汽轮机组汽缸、给水泵及发电机等模块搭建而成。搭建的余热锅炉与蒸汽轮机组模型如图 3 所示。为简化模拟计算，模型中忽略了除主蒸汽外其他部分中低压蒸汽管道的温度与压力损失。



1—凝汽器；2—凝结水泵；3—一级给水回热器；4—二级给水回热器；5—除氧器；6—低压省煤器；7—低压汽包；8—中压省煤器；9—中压汽包；10—过热器；11—中压汽缸；12—蒸汽发电机。

图 3 余热锅炉与蒸汽轮机组模型

Fig.3 Schematic diagram of the HRSG-steam turbine unit model

余热锅炉的热平衡方程为

$$G(I_1 - I_2)\psi = D_1(i_2 - i_1) + D_2(i_3 - i_1) \quad (3)$$

余热锅炉效率计算方程为

$$\eta_h = \frac{I_1 - I_2}{I_1 - I_a} \psi \times 100\% \quad (4)$$

蒸汽轮机组发电效率计算方程为

$$\eta_{st} = \frac{P_{st}}{D_1(i_2 - i_1) + D_2(i_3 - i_1) - Q_x} \quad (5)$$

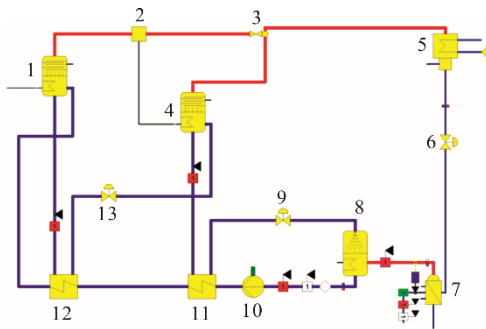
NGCC 效率计算方程为

$$\eta_{cc} = (P_{gt} + P_{st}) / Q_{gt} = \eta_{gt} + (1 - \eta_{gt})\eta_h\eta_{st} \quad (6)$$

式中： G 为燃气轮机组排烟流量，kg/s； D_1 、 D_2 为余热锅炉中低压蒸汽流量，kg/s； I_1 为燃气轮机组排烟焓，kJ/kg； I_2 为余热锅炉排烟焓值，kJ/kg； I_a 为余热锅炉排烟在环境温度下的焓值，kJ/kg； i_1 为汽轮机排汽焓，kJ/kg； i_2 、 i_3 为余热锅炉中低压蒸汽焓值，kJ/kg； η_h 为余热锅炉效率，%； η_{st} 为蒸汽轮机组发电效率，%； P_{gt} 、 P_{st} 、 Q_x 为燃气轮机组、蒸汽轮机组出力及吸收式制冷消耗热量，kW； ψ 为余热锅炉保温系数。

2.3 溴化锂制冷机组模型

溴化锂-水吸收式制冷是利用溴化锂溶液的高沸点、强吸水的特性,进行吸热放热循环,完成热量交换的过程^[7]。溴化锂吸收式制冷机组的主要部件有吸收器、发生器、冷凝器和蒸发器4部分。基于其制冷原理,采用 EBSILON 软件搭建了双效溴化锂吸收式制冷模型,其示意如图4所示。在制冷流程中,外部热源向高压发生器输送热量,溴化锂水溶液吸热蒸发,溴化锂溶液浓度升高变为浓溶液,经过回热器换热后回流至低压发生器后,再次经过回热器换热后流至吸收器,高压水蒸气蒸发逸出发生器,抽取部分高温水蒸气热作为低温发生器热源产生低温水蒸气,2路水蒸气经由节流混合器后进入冷凝器冷却,然后经由节流阀降压减温,随后进入蒸发器释放冷量,制取低温冷水。被外部冷冻水加热后的低温水在蒸发器变为蒸汽进入含有高浓度溴化锂的吸收器被吸收成为溴化锂稀溶液,稀溶液在泵的驱动下再次进入高压发生器,完成循环。为充分利用发生器回流浓溴化锂溶液的热量,分别在高低压发生器后布置了回热加热器回收回流溴化锂浓溶液的热量。



1—高压发生器;2—抽热器;3—节流混合器;4—低压发生器;5—冷凝器;6—主节流阀;7—蒸发器;8—吸收器;9—节流阀1;10—泵;11—低压换热器;12—高压换热器;13—节流阀2。

图4 双效溴化锂吸收式制冷机组模型
Fig.4 Schematic diagram of the double effect LiBr absorption chiller model

双效溴化锂吸收式制冷机组高压发生器中热平衡方程为

$$Q_{in} + h_{12x}m_x = m_h h_{1v} + (m_x - m_h)h_{1x} \quad (7)$$

式中: Q_{in} 为外部热源输入热量, kW; h_{12x} 、 h_{1v} 、 h_{1x} 为高压发生器稀溶液、水蒸气及浓溶液焓值, kJ/kg; m_x 为稀溶液质量流量, kg/s; m_h 为高压蒸汽蒸发量, kg/s。

低压发生器中热平衡方程为

$$Q_{2in} + h_{13x}m_x - m_h = h_{4x}(m_x - m_h - m_1) + m_1 h_{4v} \quad (8)$$

式中: Q_{2in} 为抽取高压蒸汽热量, kW; h_{13x} 、 h_{4v} 、 h_{4x} 为低压发生器稀溶液、水蒸气及浓溶液焓值, kJ/kg; m_1 为低压蒸汽蒸发量, kg/s。

工质蒸汽在冷凝器中的放热量为

$$Q_c = (m_h + m_1)(h_{5v} - h_{5l}) \quad (9)$$

式中: Q_c 为冷凝器放热量, kJ; h_{5v} 、 h_{5l} 为进入、离开冷凝器前后水蒸气的焓值, kJ/kg。

蒸发器中热平衡方程为

$$G_o(h_{in} + h_{out}) = (m_h + m_1)(h_{7v} - h_{6l}) \quad (10)$$

式中: G_o 为冷冻水流量, kg/s; h_{in} 、 h_{out} 为冷冻水进出蒸发器的焓值, kJ/kg; h_{6l} 、 h_{7v} 为低温凝结水进出蒸发器的焓值, kJ/kg。

吸收器中热平衡方程为

$$(m_x - m_h - m_1)h_{9x} + (m_h + m_1)h_{7v} = Q_3 + m_x h_{0x} \quad (11)$$

式中: h_{9x} 为进入吸收器浓溶液焓值, kJ/kg; h_{0x} 为流出吸收器的稀溶液焓值, kJ/kg; m_x 为稀溶液质量流量, kg/s。

溴化锂吸收式制冷机组制冷系数 (COP) 为

$$COP = \frac{G_o(h_{in} - h_{out})}{Q_{in}} \quad (12)$$

2.4 电制冷机组模型

电制冷机组采用 EBSILON 内部内置模块化电制冷机组,分为冷冻水端、冷却水端及电能输入端。搭建的模型如图5所示。

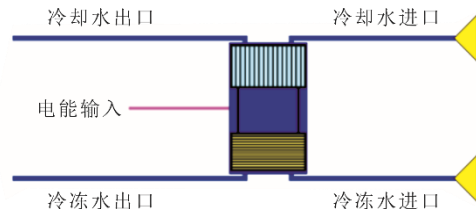


图5 电制冷机组模型
Fig.5 Schematic diagram of the electric chiller model

电制冷机组模型的制冷系数 (COP) 计算方程为

$$COP = \frac{G_o(h_{in} - h_{out})}{E} \quad (13)$$

式中 E 为制冷机组电能消耗量, kW。

3 模型耦合

将搭建的燃气轮机组模型、余热锅炉与蒸汽轮机组模型、电制冷机组及溴化锂制冷机组模型耦合分析。拟利用吸收式制冷设备制取 7 °C 冷冻水,回水温度为 12 °C,不同冷负荷的大小采用冷冻水的流量来控制。经过热力计算,冷冻水流量 G_o 与冷负荷 Q_o 的函数关系式如图6所示。

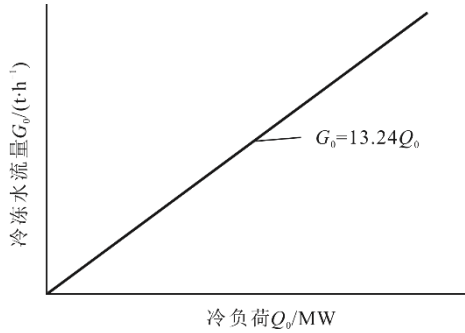


图 6 冷冻水流量 G_0 与冷负荷 Q_0 的函数关系

Fig.6 The function relationship between flow rate of chilled water and cooling load

NGCC 与溴化锂制冷机组的耦合时，考虑到吸

收式溴化锂制冷机组的热源一般为 0.4~0.8 MPa、100~400 °C 的水蒸气或烟气。模型中，根据各部位蒸汽参数，选择汽轮机中压缸排汽（0.6 MPa，256 °C）作为热源，抽取部分中压排汽作为溴化锂制冷机组热源。抽汽释放过热能与汽化潜热成为高温水，再与主排汽混合汇合进入低压缸膨胀做功。图 7 为 NGCC 与吸收式溴化锂制冷机组耦合模型。

本模型中搭建 5 台额定功率为 5 000 kW 的电制冷机组模型，采用蒸汽轮机组的发电作为电制冷机组的电源制取冷冻水，NGCC 与电制冷机组的耦合模型如图 8 所示。

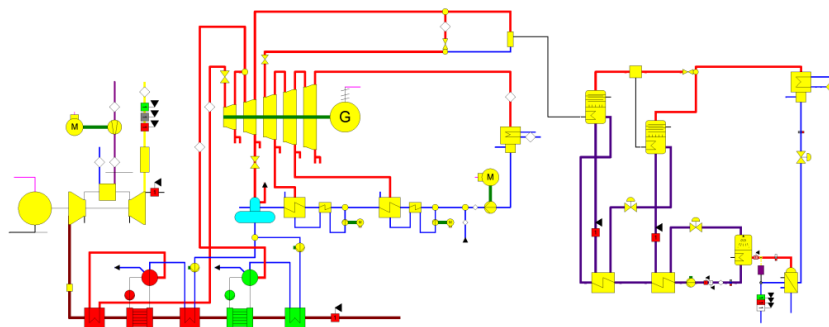


图 7 NGCC 与吸收式溴化锂机组耦合模型

Fig.7 Schematic diagram of the model of NGCC and absorption LiBr unit

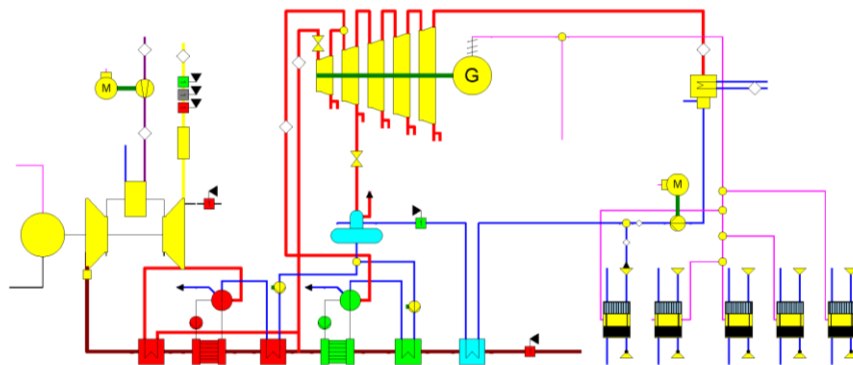


图 8 NGCC 与电制冷机组耦合模型

Fig.8 Schematic diagram of the model of NGCC and electric chiller unit

4 计算结果及分析

针对搭建的燃气轮-蒸汽轮机组模型计算分析，得出在设计工况下联合循环建模参数与设计工况下燃气轮机组、余热锅炉及蒸汽轮机组对比验证，在设计工况下全参数对比见表 3。根据参数对比验证结果可以发现，设计工况下各燃气轮机组、余热锅炉及蒸汽轮机组的模拟参数与设计参数误差范

围均控制在 5% 内，模拟结果基本可靠。

为进一步验证模型的准确性，对燃气轮机组进行变工况下模拟。模型变工况及燃气轮机组设计工况下的效率特性曲线与排烟温度曲线如图 9 所示。由图 9 可以看出，变工况下燃气轮机组的效率与排气温度均随负荷率的降低而降低，且与设计值基本相接近，在误差控制范围内，这进一步验证了变工况模型的可靠性。

表3 设计工况下 NGCC 系统模拟参数对比
Tab.3 Comparison of simulation parameters of the NGCC system under design conditions

参数	设计值	模拟值	相对误差/%	
发电效率/%	33.6	32.3	-3.87	
燃气轮机	排气流量/(t h ⁻¹)	292.0	281.7	-3.53
	排气温度/°C	543.0	546.7	0.68
	发电功率/MW	24.50	23.51	-4.04
	入口进气温度/°C	540.0	543.8	0.72
余热锅炉	排烟温度/°C	175.0	177.5	1.43
	余热锅炉效率/%	70.0	68.6	-2.00
	中压蒸汽温度/°C	535.0	538.6	0.69
蒸汽轮机	中压蒸汽压力/MPa	4.8	4.8	0
	中压蒸汽流量/(t h ⁻¹)	35.00	34.99	-0.04
	低压蒸汽温度/°C	175.0	175.4	0.20
	低压蒸汽压力/MPa	0.9	0.9	0
	低压蒸汽流量/(t h ⁻¹)	3.20	3.23	0.91
	排气压力/kPa	8.0	8.0	0

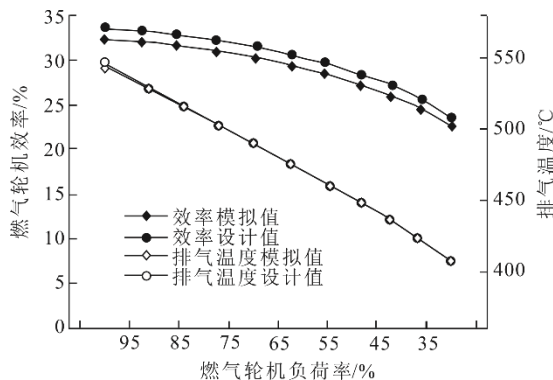


图9 燃气轮机变工况下效率与排气温度特性

Fig.9 The efficiency and exhaust temperature characteristics of the gas turbine under variable operating conditions

由图9可以看出,变工况下燃气轮机组的效率与排气温度均随负荷率的降低而降低,且与设计值基本相接近,在误差控制范围内,这进一步验证了变工况模型的可靠性。

在设计工况(燃气轮机满负荷运行)下,针对拟搭建的NGCC与制冷机组模型,进行模拟计算分析。本模拟中设置溴化锂制冷机组的COP为1.098,电制冷机组的COP为4.5。定义系统的能源综合利用率与电能节约率计算公式为:

$$\eta = \frac{P_{gt} + P_{st} + Q_0 / COP}{Q_{gt}} \quad (14)$$

$$= \eta_{gt} + (1 - \eta_{gt})\eta_h\eta_{st} + \frac{Q_0}{COP \cdot Q_{gt}}$$

$$\xi = \frac{P_L - P_D}{P_L} \times 100\% \quad (15)$$

式中: η 为能源综合利用率,%; ξ 为电能节约率,%;

Q_0 为溴化锂制冷机组产生的冷量,kW; P_L 为采用溴化锂制冷机组制冷时净电量,kW; P_D 为采用电制冷机组制冷时净电量,kW。

实验过程中,以溴化锂吸收式机组总冷负荷为变量,模拟计算了在设计工况下耦合系统采用溴化锂额定冷负荷分别为20、15、10、5 MW及0 MW(即采用电制冷机组制冷时)下耦合系统的蒸汽轮机发电效率与系统能源综合利用率。

图10为设计工况下、不同额定冷负荷量的条件下系统特性曲线变化。由图10可以看出:在设计工况下,燃气-蒸汽耦合溴化锂吸收式制冷系统随着额定冷负荷增加;由于吸收式制冷机组消耗部分低过热蒸汽的高温焓值,使得蒸汽轮机出力大大下降,联合循环总发电量逐渐下降,而系统综合能源可利用率大大提升;与此同时,蒸汽轮机组的发电效率与能源综合利用率也呈现明显上升的趋势。

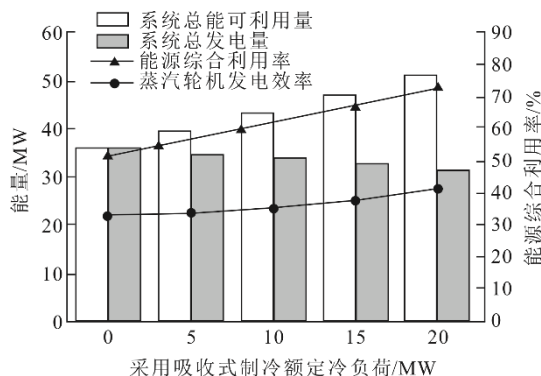
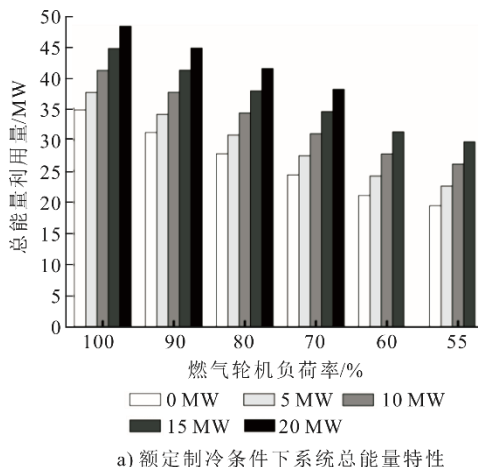


图10 不同额定冷负荷下设计工况系统特性

Fig.10 The system characteristics under design condition at different rated cooling loads

为进一步探索燃气-蒸汽联合系统在燃气轮机变工况下系统总能量可利用率与能源综合利用率的变化情况,在90%、80%、70%、60%、55%等5个不同燃气轮机工况下模拟分析,结果如图11所示。



a) 额定制冷条件下系统总能量特性

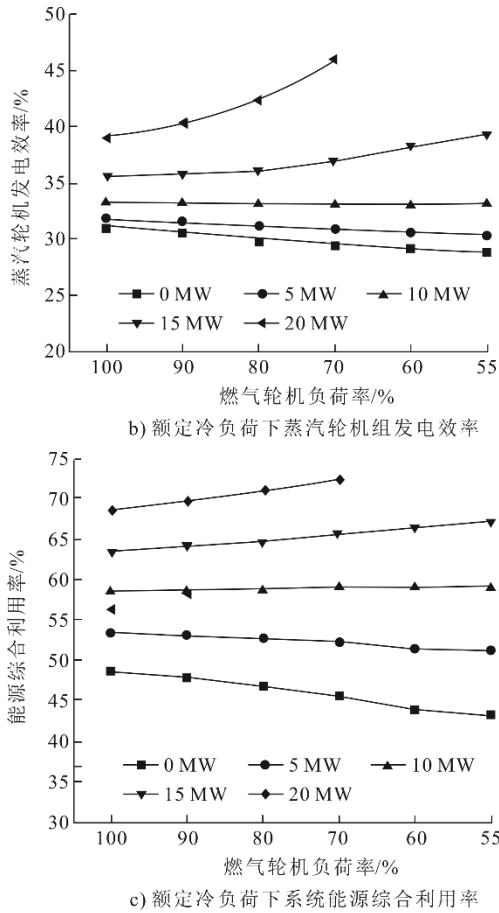


图 11 不同燃气轮机工况下的模拟结果

Fig.11 Simulation results of the gas turbine under variable conditions

根据模拟实验结果可以发现：在一定的燃气轮机负荷率下，蒸汽轮机组的出力随着吸收式冷负荷的增加而下降；由于吸收式制冷过程中抽取了工质蒸汽的大量热量，使得蒸汽做功能力下降，蒸汽轮机组出力降低，而蒸汽轮机组发电效率却逐渐上升，并且在高冷负荷时上升趋势更明显。

此外还可以发现，对于整个联合循环耦合系统而言，耦合系统的综合能源可利用量随额定冷负荷量的增高而呈现明显增高的趋势。在额定的冷负荷下，蒸汽轮机组发电效率及系统能源综合利用率却与额定冷负荷的大小有关，在较高的额定冷负荷条件下 ($Q_0 \geq 10 \text{ MW}$)，蒸汽轮机组发电效率及能源综合利用率随负荷率的增加而增加，并且在高冷负荷时上升趋势更明显。相反，在较低额定冷负荷条件下 ($Q_0 < 10 \text{ MW}$)，由于更加接近于纯联合循环运行，系统的蒸汽轮机组发电效率与能源综合利用率随负荷率的增加而降低。

在额定冷负荷下，燃气轮机变工况下耦合系统的净电能节约率见表 4。由表 4 可以看出，在一

定冷能负荷下，吸收式冷负荷越大，系统所能够节约的能量越大，而当吸收式冷负荷较低时，反而会消耗更多的能量，耗电量更高。

表 4 燃气轮机组变工况下不同额定冷负荷下的电能节约率
Tab.4 The electric power saving rate of the gas turbine unit at different rated cooling loads under variable conditions

负荷率/%	不同额定冷负荷下电能节约率/%			
	20 MW	15 MW	10 MW	5 MW
100	2.97	1.41	0.23	-0.95
90	3.83	2.13	0.63	-0.71
80	4.81	2.77	1.02	-0.51
70	6.20	3.61	1.52	-0.28
60	-	4.71	2.13	-0.01
55	-	5.45	2.53	0.14

NGCC 耦合吸收式系统中，针对燃气轮机组不同的工况条件，根据燃气轮机组负荷率及不同大小冷负荷需求，制定合理的供冷策略，将会使得系统的能源综合利用率与净电能节能率更高，可以大大节约系统能量的耗散，有利于提高燃气-蒸汽联合供能系统的经济性。

5 结 论

1) 燃气轮机组在变工况下，随着负荷率的降低，燃气轮机组发电效率、净发电出力以及排气温度随负荷率的降低而降低；NGCC 耦合吸收式制冷系统在额定冷负荷下，蒸汽轮机组的发电出力随冷负荷的增加而减小，而系统总能量可利用量却逐渐增加；在额定负荷率的情况下，随着吸收式冷负荷的增加，蒸汽轮机组发电效率与系统能源综合利用率逐渐上升。

2) 耦合系统在额定冷负荷的情况下，在较高冷负荷的工况下，能源综合利用率随着负荷率的降低而增加；而在较低冷负荷工况下，耦合系统更加接近 NGCC，会随着燃气轮机组负荷率的降低而减少；在一定的负荷率下，耦合系统的净电量节约率随着吸收式制冷机组冷负荷的增加而提高，在吸收式冷负荷达到 20 MW 时，系统净电能节约率在 70% 负荷率下最高能达到 6.20%；但当吸收式冷负荷过低时，采用吸收式制冷机组的效果反而不如直接利用电制冷机组进行直供冷。

[参 考 文 献]

[1] 李岩. 基于吸收式换热的热电联产集中供热系统配置与运行研究[D]. 北京: 清华大学, 2012: 33-45.
LI Yan. The study on the configuration and operation of

- the heat and power cogeneration central heating system based on absorption heat transfer[D]. Beijing: Tsinghua University, 2012: 33-45
- [2] 焦树建. 燃气-蒸汽联合循环[M]. 北京: 机械工业出版社, 2000: 19-29.
JIAO Shujian. Gas-steam combined cycle[M]. Beijing: China Machine Press, 2000: 19-29.
- [3] 金红光, 隋军, 徐聪, 等. 多能源互补的分布式冷热电联产系统理论与方法研究[J]. 中国电机工程学报, 2016, 36(12): 3150-3160.
JIN Hongguang, SUI Jun, XU Cong, et al. Research on theory and method of multi-energy complementary distributed CCHP system[J]. Proceedings of the CSEE, 2016, 36(12): 3150-3160.
- [4] 赵子东, 阎维平, 屈柯楠. 超临界蒸汽参数对燃气蒸汽联合循环性能影响研究[J]. 热能动力工程, 2018, 33(4): 51-55.
ZHAO Zidong, YAN Weiping, QU Kenan. Study of the influence of the supercritical steam parameters on the performance of a gas-steam combined cycle[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2018, 33(4): 51-55.
- [5] 何青, 罗宁. 燃气蒸汽联合循环热电联产机组热经济性分析[J]. 热力发电, 2018, 47(5): 49-56.
HE Qing, LUO Ning. Thermal-economic analysis of combined heat and power generation unit of gas-steam combined cycle[J]. Thermal Power Generation, 2018, 47(5): 49-56.
- [6] 许可, 李蔚, 李明超, 等. 燃气-蒸汽联合循环热电联产机组供热特性分析[J]. 热力发电, 2019, 48(5): 1-7.
XU Ke, LI Wei, LI Mingchao, et al. Analysis on heat supply performance of gas-steam combined cycle cogeneration units[J]. Thermal Power Generation, 2019, 48(5): 1-7.
- [7] 王巍, 李杨, 王晓放, 等. 燃气-蒸汽联合循环底循环全工况设计分析[J]. 燃气轮机技术, 2015, 28(3): 38-43.
WANG Wei, LI Yang, WANG Xiaofang, et al. Design and performance analysis of bottom cycle system in gas-steam combined cycle at all operation condition[J]. Gas Turbine Technology, 2015, 28(3): 38-43.
- [8] 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.
- [9] 王树成, 付忠广, 高学伟, 等. 太阳能集热器耦合方式对太阳能燃气联合循环性能影响分析[J]. 热力发电, 2019, 48(7): 32-38.
WANG Shucheng, FU Zhongguang, GAO Xuewei, et al. Effect of coupling mode of solar collector on performance of solar-gas combined cycle[J]. Thermal Power Generation, 2019, 48(7): 32-38.
- [10] 汪凤山, 孔文俊, 王宝瑞, 等. 微型燃气轮机燃油燃烧室燃烧特性的模化试验研究[J]. 热能动力工程, 2010, 25(1): 8-11.
WANG Fengshan, KONG Wenjun, WANG Baorui, et al. Experimental study of the modeling of the combustion characteristics of the of a micro gas turbine oil-fired combustor[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2010, 25(1): 8-11.
- [11] 李扬. 燃气-蒸汽联合循环底循环系统参数匹配及分析[D]. 大连: 大连理工大学, 2015:32-41.
LI Yang. Parameter matching and analysis of a gas-steam combined cycle bottom cycle system[D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2015:32-41.
- [12] 杨承, 刘换新, 王平, 等. 燃气-蒸汽联合循环抽凝式热电联供机组调峰经济性分析[J]. 中国电机工程学报, 2020, 40(2): 592-601.
YANG Cheng, LIU Huanxin, WANG Ping, et al. Economic analysis on peak-regulation of GTCC cogeneration unit with extraction heating[J]. Proceedings of the CSEE, 2020, 40(2): 592-601.
- [13] 张杨林子, 刘双白. 联合循环机组建模及环境参数对其性能的影响[J]. 电力科学与工程, 2016, 32(6): 68-72.
ZHANG Yanglinzi, LIU Shuangbai. Combined cycle unit modeling and the impact of environmental parameters on performance of the unit[J]. Electric Power Science and Engineering, 2016, 32(6): 68-72.
- [14] 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, 24(1): 180-185.
WANG Dehui, LI Zheng, MA Linwei, et al. Study on cooling air allocation and expander power calculation of large scale gas turbine[J]. Proceedings of the CSEE, 2004, 24(1): 180-185.
- [15] 韩朝兵. 燃气-蒸汽联合循环机组的能效监测及经济性诊断[D]. 南京: 东南大学, 2015: 56-71.
HAN Chaobing. Energy efficiency monitoring and economic diagnosis of gas steam combined cycle unit[D]. Nanjing: Southeast University, 2015: 56-71.
- [16] 马泉. 基于 Epsilon 的 NGCC 机组热力系统性能监测与优化分析[D]. 南京: 东南大学, 2018: 15-36.
MA Quan. Performance monitoring and optimization analysis of NGCC unit thermodynamic system based on Epsilon[D]. Nanjing: Southeast University, 2018: 15-36.
- [17] 郭中旭, 戈志华, 赵世飞, 等. 耦合吸收式热泵机组变工况分析[J]. 热能动力工程, 2018, 33(2): 25-32.
GUO Zhongxu, GE Zhihua, ZHAO Shifei, et al. Analysis of the off-design operation conditions of a coupled absorption type heat pump unit[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2018, 33(2): 25-32.

(责任编辑 刘永强)