

新型燃气轮机再热联合循环系统分析与优化

付忠广¹, 卢可¹, 郭桦², 杨天亮²

(1. 华北电力大学 火力发电国家工程技术研究中心 北京 102206;

2. 中国国电集团新能源技术研究院 北京 102209)

摘要: 提出了一种新型高压再热燃气蒸汽联合循环系统, 采用 Aspen Plus 软件建立高压再热燃气蒸汽联合循环系统模型, 对该新型系统进行了热力学计算分析和变工况模拟, 深入地研究分析了系统的最高压力对循环效率的影响。结果显示, 新系统的联合循环效率达 61.22%, 比目前以 F 级燃气轮机机组为主要设备的联合循环系统效率提高 3.6%, 比 GT26 再热型燃机也高出近 1.2%。新型高压再热系统输出功率可达 816.8 MW, 较目前 F 级联合循环机组容量高出 73%。

关键词: 燃气轮机; 联合循环; 热力系统; 参数优化

中图分类号: TM611.3

文献标识码: A

DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2015.06.008

引言

燃气轮机联合循环是目前洁净能源发电领域研究的热门。主要的研究趋势是提高燃气轮机动力系统参数与容量, 其中较为传统的解决办法是提高涡轮机进口的燃气温度。但是由于材料方面的限制, 燃气初温的提高遇到了较大的瓶颈。提高燃气初温会使燃气轮机处于较高的温度和应力状态。此外, 提高燃气初温对 NO_x 污染物的控制难度更大。而且由于冷却介质流量的增加, 排放到大气的污染物会进一步增多^[1]。

根据燃气轮机布雷顿循环, 除了提高燃气初温以外, 提高循环的压缩比也是提高热效率的一种有效的方法。目前, 西门子的 SGT6-8000H 型燃机的压比已经达到 19.5, GE 公司的 PG7251FB 型和 107H 型燃机的压比分别为 18.5 和 23。

因为压比增大, 达到同样最高温度的吸热量会减少, 同时排气温度会因膨胀比增大而降低, 热量损失会减少, 效率会提高, 但因为压缩耗功增大对外输出功率会下降。为了提高循环的平均吸热温度, 提高循环的效率, 在不进一步提高燃气初温的条件下,

高压比“再热”成为先进燃气轮机采用的一种新技术。关于燃气轮机再热技术, 目前国外已经有了一些研究和产品^[2-5]。例如 ALSTON 生产的 GT26 再热型燃气轮机^[6]。它技术特点是, 在单轴燃气轮机中采用顺序再热燃烧技术, 通过设置两个燃烧室实现“再热”, 以提高机组的比功与热效率。此外, 日本三菱有再热燃机的一个专利, 称之为“机群”, 实际上是一台燃机设置了两个燃烧室, 其间设置了单级透平。除此以外, 还有多种正在试验或者研制当中的再热燃机, 他们普遍的特点就是采用单轴单缸的再热系统, 压比最高可达 35 左右, 比普通 F 级燃气轮机的压比高许多^[7-8]。

本研究提出了不同于上述联合循环的一种新型高压再热燃气-蒸汽联合循环, 采用多轴多单元机组的型式, 通过不同模块的耦合, 实现高压比下的“再热”技术。在这种系统中, 由于设计压比的提高, 使用了两台压缩机分级压缩再加以中间冷却的结构。中间压力、最高压力以及间冷后空气温度是影响系统效率的关键参数, 本研究对这些参数的选择和优化进行了深入地探讨和分析。

1 高压再热系统简介

本研究针对新型高压再热循环系统是在现有燃机联合循环系统的基础上提出的。相对于普通燃气-蒸汽联合循环机组, 本系统增加了高压再热部分, 并针对间冷热量的利用, 在汽水系统上进行了特殊的安排。本系统中压部分的设计与现有 F 级燃机系统基本相同, 所以中压部分在研发制造时可以参考现有 F 级燃机联合循环系统, 从而减少研发成本及难度。

收稿日期: 2014-10-22; 修订日期: 2014-11-11

基金项目: 中央高校基本科研业务费专项资金资助项目 (13XS09, 2014ZZD04)

作者简介: 付忠广 (1963-), 男, 河北邢台人, 华北电力大学博士, 教授。

新型高压再热系统的理想温熵图如图 1 所示^[9-10]。1-2 为空气在一级压气机中的绝热压缩过程; 2-3 为空气在间冷器中等压放热过程; 3-4 为空气在二级压气机中绝热压缩过程; 4-5 为燃气在高压燃烧室中等压吸热过程; 5-6 为燃气在高压燃气透平中绝热膨胀过程; 6-7 为燃气在中压燃烧室等压吸热的再热过程; 7-8 为燃气在中压燃气透平中绝热膨胀过程。

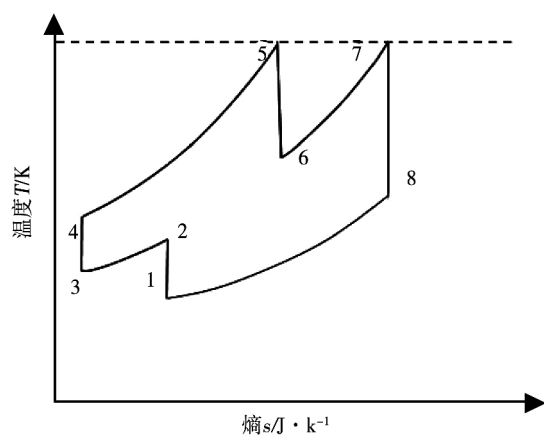


图 1 再热系统温度 T/K - 熵 $s/J \cdot K^{-1}$ 图

Fig. 1 Reheat system $T-s$ diagram

1.1 系统构成

整个系统构成如图 2 所示。本系统设计是在普通 F 级燃机基础上进行的。燃机的中压部分与现有的普通 F 级燃机系统基本相同。由于本系统燃机高压部分压比较高, 采用了两级压缩中间冷却的结构。间冷器中的巨大热量传给汽水系统。在本系统中, 给水采用高、中、低压 3 种给水压力, 分别进入高、中、低压汽包。本文通过理论分析和模拟验证, 最终确定了间冷器给水进入高压汽包这种效率最高的结构, 并且重新分配了高、中、低 3 种压力给水分分配比例, 使效率达到最高。

1.2 系统工作流程

燃机部分。空气经一级压气机初步压缩, 然后进入间冷器进行冷却, 将空气冷却后进入二级压气机进一步压缩, 达到指定的高压。高压燃气进入高压燃烧室与燃料混合燃烧, 燃烧产生的燃气温度限定在高温部件材料可承受的温度范围内。高温燃气然后进入高压透平进行部分膨胀, 向外做功, 压力降到 1.54 MPa 左右。从高压透平出来的燃气进入中压燃烧室后通过再次加入的燃料燃烧进行再热, 温度再次达到高压透平入口温度值。再热后的燃气接下来进入中压燃气透平进行完全膨胀, 膨胀到稍高于大气压力排出。

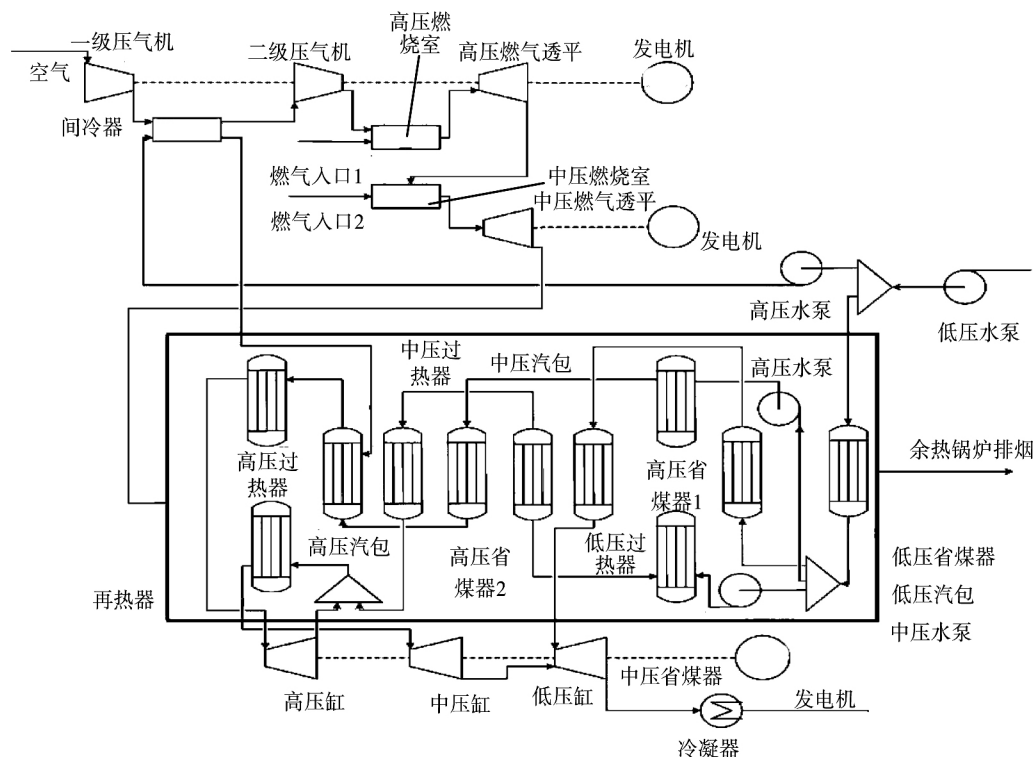


图 2 高压再热系统结构图

Fig. 2 High pressure reheat system structure diagram

蒸汽部分。蒸汽部分的整体结构基于三压再热系统,并在其基础上进行了改进,以符合本系统的汽水要求。

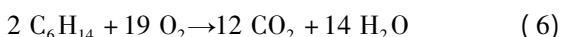
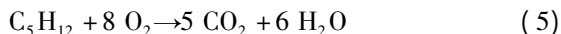
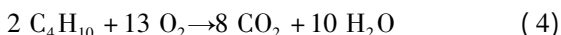
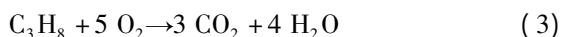
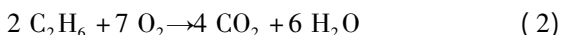
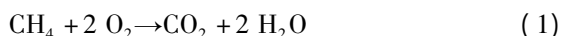
2 参数选取

本研究采用 Aspen Plus 软件对新型高压再热系统进行建模并计算分析。

2.1 组分输入

将模拟流程中的输入流中出现的所有组分分别进行输入,包括天然气、空气中的各个组成成分。所用天然气的气体组成成分为:甲烷 97.6%,乙烷 0.62%,丙烷 0.41%,丁烷 0.21%,戊烷 0.01%,己烷 0.05%,二氧化碳 0.65%,氮气 0.45%。H/C 比为 3.95,低位热值 48 686.3 kJ/kg^[11]。

反应方程式如下:



2.2 物性方法的选择

为了模拟不同工艺流程,Aspen 软件提供了很多物性方程。对于发电中的燃料系统,一般选择用 RKS—BM、PR—BM 以及 PENG—ROB 等物性方程。RKS—BM 物性方程适用于所有温度及压力下非极性或者极性较弱的体系;PR—BM 物性方程适用于所有温度及压力下非极性或者极性较弱的体系;PENG—ROB 物性方程适用于所有温度及压力下的非极性或者极性较弱的混合物体系^[12-14]。针对本系统热力计算的实际情况,选用的是 PENG—ROB 物性方程^[9]。

2.3 各部分参数输入

根据现有某型号联合循环机组估算了高压再热系统燃机部分以及蒸汽部分的各项参数。本系统模拟时采用 ISO 工况,即环境温度 15℃、大气压力 0.101 35 MPa、大气相对湿度 60%。

表 1 为燃机部分的系统参数。表 2 为蒸汽部分的系统参数。

表 1 燃机部分系统参数

Tab. 1 System parameters of gas turbine part

项 目	数 值
空气量	680 kg/s
空气温度	15℃
空气压力	0.1 MPa
一次燃料量	15.56 kg/s
二次燃料量	11.84 kg/s
高压燃气温度	1 325℃
中压燃气温度	1 325℃
排烟温度	662℃

表 2 蒸汽部分系统参数

Tab. 2 System parameters of steam part

参 数	质量流量/kg·s ⁻¹	温度/℃	压力/MPa
间冷水入口参数	120	30	9.63
间冷水出口参数	120	307.3	9.63
给水参数	66.45	30	0.367
低压给水参数	29	68.6	0.367
中压给水参数	27.24	68.6	2.16
高压给水参数	9.97	68.6	9.63
高压缸进汽温度及压力	—	540	9.63
再热温度及压力	—	540	2.16
低压缸进汽温度及压力	—	305	0.367
排烟温度	—	83	

3 模型误差分析及计算结果分析

为验证模型建立和数值计算的准确性,也为了避免模型的选取和计算方法对结果的影响,并可与现有燃气—蒸汽联合循环系统进行对比寻优。本文同时模拟了 9FA 级燃机联合循环系统和 GT26 联合循环系统,并将前者作为基准系统。模拟结果如表 3、表 4 所示。

由上表可以看出,基准系统的参数及效率与实际 9FA 系统相差不大,总输出功相对误差 0.15%,联合循环效率相对误差 0.21%,综合计算误差可以控制在 0.5% 以内,模拟结果较为准确可行。

由表 4 可以看出本高压再热系统满负荷效率高 61.22%,较目前 F 级燃机联合循环机组高出 3 个百分点以上,比 GT26 再热型燃机也高出近 1.2 个百分点。同时,新型高压再热系统输出功率可达 816.8 MW,已经达到 80 万千瓦级别,较目前 F 级联合循环机组功率高出 73%。

表 3 基准系统

Tab.3 Reference system

参 数	现有 9FA 型联合 循环系统	aspen 模拟基准 系统
空气流量	638.5 kg/s	679.4 kg/s
天然气流量	16.8 kg/s	16.8 kg/s
压比	15.4	15.4
燃气透平进气温度	1 325 °C	1 325 °C
排气温度	609 °C	650 °C
排烟温度	83 °C	83 °C
高压缸进汽参数	565.5 °C 9.63 MPa	565.5 °C 9.63 MPa
中压缸进汽参数(再热)	565.5 °C 2.16 MPa	565.5 °C 2.16 MPa
低压缸进汽参数	305 °C 0.367 MPa	305 °C 0.367 MPa
燃机出力	301 MW	314 MW
总输出功	472 MW	471.3 MW
燃机效率	36.8 %	38.36%
联合循环效率	57.74%	57.62%

表 4 系统参数对比

Tab.4 System parameter comparison

参 数	基准系统	GT26 系统	高压再热系统
空气流量 / $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	679.4	540	680
天然气流量 / $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	16.8	12.99	27.4 (15.56 + 11.84)
低压压力 / MPa	1.54	—	1.54
低压燃气透平进气温度 / °C	1 325	—	1 325
高压压力 / MPa	—	—	14
高压燃气透平进气温度 / °C	—	—	1 325
排气温度 / °C	650	605	662
高压缸进汽温度 / °C	565.5	540	540
高压缸进汽压力 / MPa	9.63	9.63	9.63
再热温度 / °C	565.5	540	540
再热温度压力 / MPa	2.16	2.16	2.16
低压缸进汽温度 / °C	305	305	305
低压缸进汽压力 / MPa	0.367	0.367	0.367
排烟温度 / °C	83	83	83
燃机出力 / MW	314	267	573
总输出功 / MW	471.3	380	816.8
燃机效率 / %	38.36	42.21	42.96
联合循环效率 / %	57.62	60.09	61.22

在计算过程中,有 3 个重要参数影响本系统的整体联合循环效率:一级压力、最高压力以及间冷后空气温度。通过实验设计进行参数寻优,从而找出使效率最高的最佳值。表 5 为参数寻优的部分数据表格。

表 5 实验设计结果汇总

Tab.5 Design of experiment results summary

间冷温度压力		100 °C		150 °C		200 °C	
最高压力 / MPa	一级压力 / MPa	燃机效率 / %	联合效率 / %	燃机效率 / %	联合效率 / %	燃机效率 / %	联合效率 / %
6	1.6	41.39	60.20	41.63	60.11	41.91	60.05
	1.8	40.71	59.85	41.01	59.82	41.35	59.78
	2.0	40.06	59.49	40.41	59.55	40.80	59.40
9	1.6	42.51	60.91	42.46	60.64	42.41	60.32
	1.8	41.92	60.65	41.93	60.43	41.91	60.10
	2.0	41.35	60.36	41.41	60.11	41.50	59.93
12	1.6	42.89	61.16	42.59	60.75	42.28	60.13
	1.8	42.36	60.82	42.00	60.32	41.85	59.90
	2.0	41.84	60.63	41.68	60.28	41.54	59.86
14	1.6	42.96	61.22	42.52	60.41	42.05	59.95
	1.8	42.47	60.94	41.93	59.99	41.45	59.87
	2.0	41.97	60.65	41.69	60.18	41.39	59.77
16	1.6	42.94	61.21	41.61	60.27	41.17	59.61
	1.8	42.49	61.00	41.22	60.12	40.88	59.55
	2.0	42.02	60.69	40.83	59.86	40.54	59.46
18	1.6	42.86	61.10	41.47	60.15	40.91	59.39
	1.8	42.43	60.88	41.12	59.98	40.67	59.32
	2.0	42.00	60.69	40.75	59.85	40.34	59.27
20	2.0	41.93	60.61	41.31	59.94	40.62	59.21
	2.2	41.53	60.45	40.87	59.72	40.36	59.14
	2.4	41.12	60.24	40.62	59.60	40.09	59.08

通过对表5中数据进行分析,得到了系统效率最高时的状态参数,即当间冷温度为 100°C ,一级压力为 1.6 MPa ,最高压力为 14 MPa 时,燃机出力 573 MW ,总输出功 816.8 MW ,燃机效率 42.96% ,联合循环效率最高,达到 61.22% 。

由表5中数据,绘制出效率与第一级压力、最高压力及间冷温度的关系云图,从图中可以更加直观的看出各个参数变量与燃机效率以及联合循环效率的关系,如下图3、图4所示。

通过对图3进行分析可知:在间冷温度和一级压力固定的情况下,燃机效率随着最高压力的增加先增加后减少。间冷温度越低,效率相对越高,达到最高效率对应的最高压力也越高。在同样的最高压力和间冷温度下,一级压力较低时效率较高。同时我们可以发现,在最高压力较低时,采用较低的间冷温度效率会比采用较高的间冷温度要低。这说明在较低压力下,为了减少压气机耗功而降低间冷温度对燃机效率提升是起副作用的。这是因为压缩空气压力在大约 8 MPa 以下时,压力较高压空气小,此时若进一步降低间冷温度,就会导致燃机出力减少,效率也会降低。

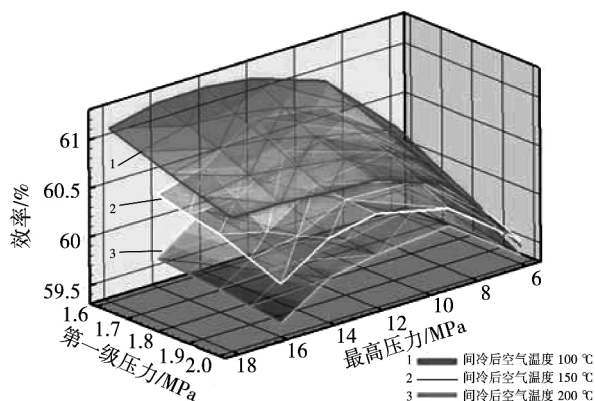


图3 燃机效率与第一级压力、最高压力及间冷温度关系图

Fig. 3 The relationship diagram of the gas turbine efficiency with the first-stage pressure, maximum pressure and the middle cold temperature

针对图4进行分析可知:在间冷温度和一级压力固定的情况下,联合循环效率也是随着最高压力的增加先增加后减少,而且间冷温度越低,效率相对越高,达到最高效率对应的高压压比也越高。在固

定间冷温度和最高压力时,一级压力较低时效率也越高。而与燃机效率规律不同的是间冷温度越低联合循环效率总是越高的,不会出现在最高压力较低时燃机效率随间冷温度变低而降低的那种情况。从理论上进行分析可知:对于燃机效率,间冷温度越低时,压缩机耗功会减少,但是与此同时间冷越低带走的热量会越多,带走的热量会使燃机做功减少。在最高压力较低时,压缩机耗功较低,主要影响在间冷器带走的热量上,因而在低最高压比下,并不宜较低的间冷温度。而对于联合循环系统,由于间冷器带走的热量会被蒸汽部分加以利用,因而总体效率是随着间冷温度的降低而提高的。

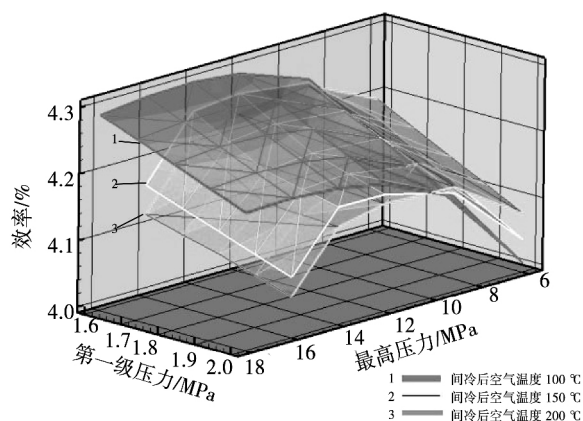


图4 整体联合循环效率与第一级压力、最高压力及间冷温度关系图

Fig. 4 Relationship diagram of the gas turbine combined cycle efficiency with the first-stage pressure, maximum pressure and the middle cold temperature

4 可行性分析

目前单轴再热系统的压比在35左右,普通F级燃气轮机的压比是16左右,而本文中的高压透平入口的总压虽已达到 14 MPa ,但是本系统不同于其他再热系统的单轴单缸,采用的是两台分轴的压气机分级压缩,因此压气机的设计和制造都不同于目前的燃气轮机设备。利用系统的高压比来提高效率,这是和目前燃气轮机发展路线不同的。本系统中压压缩机将压力从 0.1 MPa 提高到 1.5 MPa ,高压压缩机将压力从 1.5 MPa 提高到 14 MPa ,压比分别为

15 和 9.3 ,高压压缩机经过间冷后实现 9.3 的压比是可行的 ,利用现有的技术和工艺完全可以实现。

5 结 论

(1) 本研究提出了一种新型燃气轮机高压再热联合循环发电理论模型 ,这种循环充分考虑了能量的梯级利用 ,将间冷、再热与布雷顿循环耦合 ,并采用多轴多单元机组型式 ,利用现有技术 ,降低了研发和制造难度。

(2) 本系统在 F 级燃气轮机燃烧初温 1 300 ℃ 级别下 ,效率提高了 3 个百分点以上 ,且系统基于普通 F 级燃机设计 ,可行性高。

(3) 经过大量的热力学计算 ,得到了多轴多单元机组再热联合循环的最优参数 ,效率达到 61.22% ,具体参数: 间冷温度 100 ℃ ,一级空气压缩机压力 1.6 MPa ,二级空气压缩机出口压力 14 MPa ,燃机出力 573 MW ,总输出功 816.8 MW ,燃机效率 42.96% ,联合循环效率 61.22% 。

致谢: 文中有关燃气轮机技术资料和相关计算得到中国国电集团新能源技术研究院等和行业内其他人员的大力支持 ,在此向他们表示衷心的感谢。

参考文献:

- [1] 王秋颖,万 勇,陈士林. 两次燃烧提高燃气轮机效率[J]. 汽轮机技术 2000 42(6) .
WANG Qiu-ying ,WAN Yong ,CEHN Shi-lin. Two combustion gas turbine efficiency[J]. Steam turbine technology 2000 42(6) .
- [2] Simon Harvey. Analysis of a reheat gas turbine cycle with chemical recuperation using Aspen [J]. Laboratoire d'Énergie des Systèmes de Nantes ISITEM ,BP 90604 ,44306 Nantes Cedex 03 , France 2013.
- [3] B. Sheikhbeigi. Thermodynamic and environmental consideration of advanced gas turbine cycles with reheat and recuperator [J]. Department of energy engineering graduate school of the environment and energy science and research campus ,Islamic Azad University , Tehran , Iran 2012.
- [4] A Khaliq. Thermodynamic performance evaluation of combustions turbine cogeneration system with reheat [J]. Department of mechanical engineering ,Faculty of engineering and technology ,Jamia-MilliaIslamia ,New Delhi 110 025 ,India 2012.
- [5] A. Khaliq. Second-law based thermodynamic analysis of Brayton/Rankine combined power cycle with reheat [J]. Department of mechanical engineering ,Faculty of engineering and technology ,Jamia-MilliaIslamia ,New Delhi 110025 ,India 2011.
- [6] Adnan Eroglu, Etc. Alstom Technology Ltd. Reheat Combustor for a Gas Turbine Engine: US 2012/0260665 A1.
- [7] S. K. Tyagi. Thermodynamic analysis and parametric study of an irreversible regenerative-intercooled-reheat Brayton cycle. [J]. Institute of Refrigeration and Cryogenics Zhejiang University Hangzhou 310027 ,People's Republic of China Centre for Energy Studies ,Indian Institute of Technology ,Delhi ,New Delhi 110016 India 2013.
- [8] Y. Sanjay. Energy and exergy analysis of steam cooled reheat gas-steam combined cycle. [J]. Department of Mechanical Engineering ,National Institute of Technology ,Jamshedpur ,Pin 831 014 , Jharkhand ,India. Department of Mechanical Engineering ,H. B. T. I Kanpur ,India 2008.
- [9] 吉桂明. 燃气轮机回热、中间冷却和再热循环的可行性研究 [J]. 热能动力工程 2007 01: 10.
JI Gui-ming. Gas turbine heat recovery ,cooling and reheating cycle intermediate feasibility study [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power 2007 01: 10.
- [10] 郑洪涛,穆 勇,李智明,谭智勇. 湍流燃烧模型在燃气轮机燃烧室模拟中的运用与对比 [J]. 热能动力工程 2010 01: 12 - 16 + 117 - 118.
ZHENG Hong-tao ,MU Yong ,LI Zhi-ming et al. Application and comparison of turbulent combustion model gas turbine combustor simulation [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power 2010 01: 12 - 16 + 117 - 118.
- [11] 陈盈盈,向文国,丁立旗. 9FA 型燃气轮机联合循环性能研究 [J]. 燃气轮机技术 2006 ,19(2) : 21 - 24.
CHEN Ying-ying ,XIANG Wen-guo ,DING Li-qi. Study on the performance of 9FA gas turbine combined cycle [J]. Gas Turbine Technology 2006 ,19(2) : 21 - 24.
- [12] 王松岭,胡红丽,张学镭. 基于 ASPEN PLUS 软件的燃气-蒸汽联合循环的模拟 [J]. 汽轮机技术 2005 47(6)
WANG Song-ling ,HU Hong-li ,ZHANGXue-lei. Simulation of Gas-steam Combined Cycle Based on ASPEN PLUS [J]. Turbine Technology 2005 47(6) .
- [13] 邱朋华,李丹丹,徐宝龙等. 基于 Aspen Plus 对 Selexol 分离 CO₂ 流程的分析 [J]. 中国电机工程学报 2014 34(8) .
QIU Peng-hua ; LI Dan-dan ; XU Bao-long et al. Analysis of CO₂ Separation by Selexol Based on Aspen Plus [J]. Proceedings of the CSEE 2014 34(8) .
- [14] 孙兰义. 化工流程模拟实训——Aspen Plus 教程 [M]. 第一版. 北京: 化学工业出版社 2012.
SUN Lan-yi. Chemical Process Simulation Training——Aspen Plus Tutorial [M]. the First Edition. Beijing: Chemical industry press 2012.

(陈 滨 编辑)

tion was verified. It has been found that compared with the setting of the initial atomization characteristics being uniformly distributed, the variation tendency of the temperature and flow field inside the combustor calculated by using the function model under discussion is roughly identical. The high temperature zone at a temperature of 1800 K becomes small by 20% along the radial direction and shifts by 0.01 m to the downstream of the combustor. In the meantime, the return flow zone moves by 0.025 m to the downstream of the combustor. **Key words:** phase Doppler anemometer (PDA), atomization model, Gauss distribution, exponential attenuation function, dual swirling fuel oil combustion, numerical calculation

新型燃气轮机再热联合循环系统分析与优化 = **Analysis and Optimization of a Reheat Combined Cycle System for New Type Gas Turbines** [刊, 汉] FU Zhong-guang, LU Ke (National Engineering Technology Research Center for Thermal Power Generation, North China University of Electric Power, Beijing, China, Post Code: 102206), GUO Hua, YANG Tian-liang (New Energy Source Technology Research Institute, China National Power Group, Beijing, China, Post Code: 102209) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2015, 30(6). - 865 - 872

A new type high pressure reheat gas-steam combined cycle system was proposed and a model for high pressure reheat gas-steam combined cycle systems was established by using the software Aspen Plus. A thermodynamic calculation and analysis and off-design condition simulation of the system in question were performed. On this basis, the influence of the highest pressure of the system on the efficiency of the cycle was studied and analyzed in depth. It has been found that the thermal efficiency of the system in question reaches 61.22%, about 3.6 percentage points higher than that of a combined cycle system with a currently prevailing F class gas turbine unit serving as the main equipment item and also 1.2 percentage points higher than that of a combined cycle system with a GT26 reheat type gas turbine serving as the main equipment item. The output power of the system in question can hit 816.8 MW, 73% higher than the capacity of a current F class gas turbine combined cycle system. **Key words:** gas turbine, combined cycle, thermal system, parameter optimization

微型冲动式部分进气涡轮机的流场特性及气动损失 = **Flow Field Characteristics and Aerodynamic Losses of a Miniature Impulse Type Partial Admission Turbine** [刊, 汉] JIANG Bin, LUO Kai (College of Marine Nav-