

透平材料和冷却技术及燃气轮机关键参数变化时 联合循环热力性能分析

王凯琳¹, 王波^{2*}, 张士杰¹, 赵丽凤¹

(1. 中国科学院大学, 北京市 海淀区 100190;
2. 中国科学院先进能源动力重点实验室(工程热物理研究所), 北京市 海淀区 100190)

Thermodynamic Performance Analysis of Combined Cycle Considering Variation of Turbine Cooling-material Technology and Key Parameters of Gas Turbine

WANG Kailin¹, WANG Bo^{2*}, ZHANG Shijie¹, ZHAO Lifeng¹

(1. University of Chinese Academy of Sciences, Haidian District, Beijing 100190, China; 2. Key Laboratory of Advanced Energy and Power (Institute of Engineering Thermophysics), Chinese Academy of Sciences, Haidian District, Beijing 100190, China)

ABSTRACT: Combined cycle is currently an important technology for natural gas power generation. Further improving efficiency is the demand for the development of combined cycle. By using the quasi-1D turbine cooling model and the concise estimation model of thermodynamic performance for bottom cycle, on the basis of the key parameters which represent the “cooling-material” technology (H-class), the present work performed the influence of parameter variation of gas turbine on cooling air and efficiency of combined cycle. The effects of main parameters such as component efficiency, the “cooling-material” technology, combustor exit temperature and pressure ratio on the performance of the system were obtained. The results show that, under H-class “cooling-material” technology level, the performance improvement of combined cycle brought by increasing the combustor exit temperature and pressure ratio is small. Even when combustor exit temperature is 2000℃, the optimal efficiency of combined cycle is only 2 percentage points higher than that of 9HA.02 gas turbine combined cycle. To further increase the efficiency of combined cycle, it is necessary to comprehensively improve the component efficiency and “cooling-material” technology level. Results may provide references to improve the efficiency of combined cycle.

KEY WORDS: gas turbine; combined cycle; thermodynamic performance; optimal pressure ratio

摘要: 联合循环是目前天然气发电的重要技术, 进一步提高效率是联合循环发展的需求。该文采用燃气轮机准一维透平冷却模型和底循环简明计算模型, 以 H 级燃气轮机技术参数为基准, 研究参数变化对燃气轮机及其联合循环透平冷却空气、效率的影响特性, 得到燃气轮机部件效率、透平冷却及材料技术水平、燃烧室出口温度及循环压比等关键参数的影响。结果表明, 在 H 级燃气轮机的部件技术水平下, 仅靠提高温度和压比对联合循环性能提升较小, 即使燃烧室出口温度提升至 2000℃, 在其最佳压比下, 联合循环效率也只能比 9HA.02 燃气轮机联合循环效率提高约 2 个百分点, 联合循环效率的进一步提高需全面提升部件效率和透平“冷却-材料”技术水平, 研究结果可为进一步提高燃气轮机联合循环效率提供参考。

关键词: 燃气轮机; 联合循环; 热力性能; 最佳压比

0 引言

燃气-蒸汽联合循环发电具有启停快、排放低、效率高的特点^[1-2], 是当前天然气发电的主要技术。目前, GE 公司的 HA 级燃气轮机联合循环效率已达到 64%^[3], 进一步提高燃气轮机联合循环的效率, 降低排放仍然是热力循环研究的重要内容。随着透平前温的增长, 透平冷却对燃气轮机联合循环性能的影响尤为重要^[4-5]。在过去的几十年里, 燃气透平前温的增长速度远大于金属的耐热温度增加速度^[6], 因此, 为保证燃气轮机长时间在高温环境下安全运行, 对叶片材料的耐热性和冷却技术水平提出了更高的要求。目前, 透平冷却已发展到采用复杂的冷却方式, 如采用热障涂层技术、选用气膜冷

基金项目: 国家科技重大专项项目(2017-I-0002-0002)。

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

却方式等。许多学者基于不同冷却技术的模型对燃气轮机及联合循环性能进行了研究。MISHRA 等^[7]比较了前人的气膜冷却相关的叶片冷却模型,提出一种考虑燃气向叶片进行辐射换热的模型用于估算冷却空气比例,分析了压比和透平前温对冷却空气比例和燃气轮机比功的影响。刘尚明^[8]等建立了一种考虑气膜冷却和热障涂层的修正解析模型,可算得出叶片的冷却空气量需求和温度分布情况,并对燃气轮机进行性能分析。LI 等^[9]基于准一维连续膨胀冷却模型,研究了燃烧室出口温度、压比和冷却方式对联合循环热力性能的影响。结果表明,在保持冷却技术不变前提下,联合循环的效率并不总是随着燃烧室出口温度增加而增加,每个燃烧室出口温度存在着最佳压比使得循环效率达到最高。CHAND 等^[10]对比对叶片采用开式气膜冷却的联合循环机组与无冷却的联合循环机组,研究了燃烧室进口温度和压比对燃气轮机焓效率和冷却流量的影响。KOTOWICZ 等^[11]比较了采用开式空气冷却(包括对流冷却和气膜冷却)、闭式空气冷却、闭式蒸汽冷却的某联合循环发电厂,并分析叶片最高容许温度对燃气轮机联合循环电厂效率的影响。张广源^[12]探究冷却空气系统对燃气轮机热力性能的影响,得到了有无空气冷却、不同冷却空气量、空气冷却不同分配情况下,燃气轮机比功和效率的变化。

本文以 GE 公司 9HA.02 燃气轮机联合循环为基准,采用准一维透平冷却模型,研究分析 H 级燃气轮机的单元技术水平下简单循环、联合循环的最佳压比,以及“冷却-材料”水平提升对联合循环热力性能以及最佳压比的影响,为进一步提高联合循环效率提供参考。

1 燃气-蒸汽联合循环模型

燃气-蒸汽联合循环由燃气顶循环和蒸汽底循环组成。顶循环由压气机、燃烧室和燃气透平三大部件组成,该部分是工作在高温区域内的布雷顿循环。而与顶循环匹配的底循环主要部件有余热锅炉、汽轮机、凝汽器及给水泵等,这些设备组成朗肯底循环。2 个循环分别在不同的高、低温区域,实现了能源的梯级利用。图 1 为典型联合循环系统流程简图。

本文的计算将基于准一维透平冷却模型^[13]和文献^[14]中底循环简明计算模型来获得联合循环热力性能。

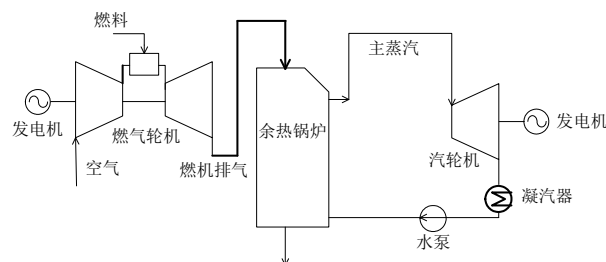


图 1 燃气轮机联合循环系统流程简图

Fig. 1 Flow diagram of gas turbine combined cycle system

1.1 燃气轮机模型

本文采用文献^[13, 15]中基于 gPROMS 软件建立的准一维燃气轮机透平冷却模型,模型使用软件中的 MultiFlash 物性数据库,燃气的物性计算采用 RKS 状态方程^[16]。准一维透平冷却模型由 CONSONNI^[17]提出,模型基于对流冷却的假设,通过引入气膜冷却系数、毕渥数等来反应燃气轮机气膜冷却、热障涂层技术水平的发展变化。

1.1.1 压气机

压气机每一级的压缩过程可表示为

$$s_2 - s_1 = [(1 - \eta_p) / \eta_p] \cdot R \cdot \ln(p_2 / p_1) \quad (1)$$

式中: s 为熵; p 为压力; 下标 1、2 分别表示压缩前后; η_p 为压气机效率。压气机效率简化与下文透平效率类似。本程序在已知压比的前提下,采用等焓升方法对压气机进行计算。

1.1.2 燃烧室

燃烧室能量平衡公式为

$$\dot{m}_{\text{air}} h_{\text{air}} + \dot{m}_{\text{fuel}} h_{\text{fuel}} + \dot{m}_{\text{fuel}} H_{\text{fuel}} \eta_{\text{cmb}} + e_{\text{loss}} = \dot{m}_{\text{gas}} h_{\text{gas}} \quad (2)$$

式中: $\dot{m}_{\text{air}}$ 、 $\dot{m}_{\text{fuel}}$ 、 $\dot{m}_{\text{gas}}$ 分别为燃烧室入口空气流量、燃料流量以及燃烧室出口燃气流量; h_{air} 、 h_{gas} 分别为空气与燃气的比焓; H_{fuel} 为燃料的低位热值; η_{cmb} 为燃烧效率; e_{loss} 为整机的能量损失。

1.1.3 透平

准一维透平冷却模型将透平分为首级喷嘴、冷却透平段和非冷却透平段三部分。在连续性透平的假设下,又将首级喷嘴和冷却透平段按等膨胀比分配为 7 步和 23 步,除首级喷嘴外,不区分动静叶,膨胀比通过给定的首级最大级等熵焓降确定。

准一维透平冷却模型中,不同级别的燃气轮机需要匹配相应的代表部件性能、“冷却-材料”水平的参数。模型中参数($\eta_{p,\infty}$ 、 $\eta_{c,\infty}$)、 Z 、 T_{bmx} 、 r_{fc} 、 Bi_{tbc} 分别反映燃气轮机部件通流效率、对流冷却技术水平、叶片容许温度、气膜冷却比例以及热障层隔热能力。

透平效率计算采用文献[18]的研究结果,表示为 L 的函数:

$$\eta_{p,t} = \begin{cases} \eta_{p,ts} \{1 - a_t \cdot [b_t - \log_{10}(L)]^2\}, & L \leq 10^{b_t} \\ \eta_{p,ts}, & L \geq 10^{b_t} \end{cases} \quad (3)$$

式中: a_t 和 b_t 均为经验参数; $\eta_{p,ts}$ 也作为经验值处理。局部尺寸参数 $L = V^{0.5} / \Delta h_{is}^{0.25}$,其中 V 为当地体积流量; Δh_{is} 为当前级的等熵焓降。

对流冷却技术水平参数(Z)的表达式中包含了描述叶片冷却通道的几何参数,取值受到各种技术水平的限制,上限约为250^[19]。 Z 值越大,冷却系统越先进。

气膜冷却系数(r_{fc})为气膜冷却的物流与总冷却物流之比,其大小决定了冷却过程中参与气膜冷却空气量的比例。

燃气到冷却工质的传热过程在增加热障层后,由3段传热变为4段传热,如图2所示^[13]。图2中: T 表示温度;下标 g 、 tbc 、 bg 、 bcl 和 cl 分别表示燃气、热障层、叶片燃气侧、叶片冷气侧以及冷却空气。叶片毕渥数反映叶片的热阻大小。通常,叶片壁的厚为2~3mm,而热障层的厚度约为0.2~0.3mm^[20],热障涂层的热阻约是叶片壁的10倍。

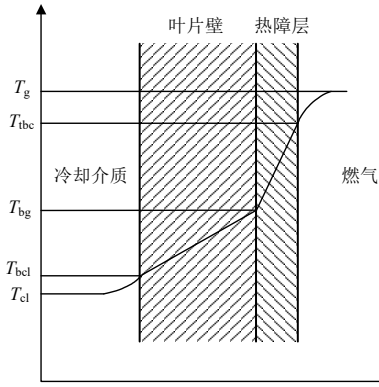


图2 叶片热障层传热示意图

Fig. 2 Schematic diagram of heat transfer in thermal barrier coating on blade

叶片最高容许温度 T_{bmx} 是指叶片的最高承温。模型中假设通过透平冷却使燃气侧叶片壁温等于叶片最高容许温度。

1.2 底循环简明估算模型

底循环计算参考文献[21]的联合循环底循环系统热力性能计算模型,单位质量的排气焓值 e_{exh} 、底循环焓效率 ε_{BC} 计算如下

$$e_{exh} = 0.0342 \cdot T_{exh}^{1.435} \quad (4)$$

$$\varepsilon_{BC} = 0.2441 + 0.1183 \cdot \left(\frac{T_{exh}}{100}\right) - 0.0077 \cdot \left(\frac{T_{exh}}{100}\right)^2 \quad (5)$$

式中 T_{exh} 为燃气轮机透平排气温。

底循环焓效率为底循环净输出功率与燃气轮机排气焓的比值,定义如下:

$$\varepsilon_{BC} = W_{BC} / (e_{exh} \dot{m}_g) \quad (6)$$

$$W_{BC} = W_{ST} - W_{aux} \quad (7)$$

式中: W_{BC} 为底循环净输出功率; $\dot{m}_g$ 为燃气轮机排气流量,kg/s; W_{ST} 为汽轮机发电功率; W_{aux} 为辅助耗功,占底循环输出功率的比值按1.5%选取^[22]。

当燃气轮机排气温度确定时,可由估算公式计算出底循环焓效率并计算出底循环输出功率,进而得到联合循环效率。

2 GE 9HA.02 燃气轮机模型参数

GE的9HA.02燃气轮机由14级压气机、燃烧室和4级透平组成,透平前3级由压气机的8级、11级和压气机出口抽气进行冷却,但抽气对应的冷却位置未知^[23]。本文根据冷却空气和燃气的压力进行匹配,9HA.02燃气轮机的冷却空气来源分配如图3所示。

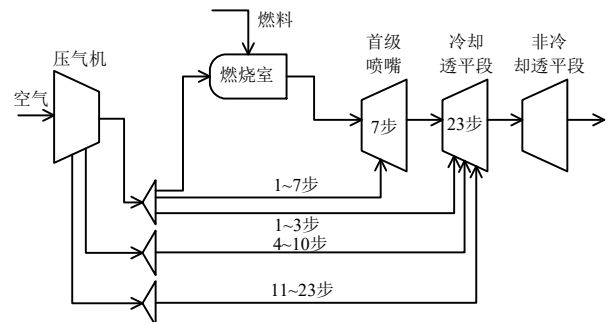


图3 9HA.02燃气轮机冷却空气分配示意图

Fig. 3 Diagram of cooling air flow in 9HA.02 gas turbine

依据燃气轮机技术发展特点,以及参考文献[8,13,15,17,24-25]中模型参数取值,根据燃气轮机厂家提供的9HA.02燃气轮机排烟温度、燃气轮机功率、效率,校核得到模型主要参数如表1所示。

表1 9HA.02燃气轮机模型校核参数
Table 1 Model parameters verification of 9HA.02 gas turbine

参数	9HA.02	PG9351FA
叶片容许温度 T_{bmx} */℃	920~890	890~860
Z	100	100
r_{fc}	首级喷嘴: 0.75 冷却透平段: 0.5	0.25
Bi_{tbc}	0.5	0.25
$\eta_{c,ts}$	0.920	0.902
$\eta_{p,ts}$	0.925	0.921

注: *1: 模型在叶片容许温度设定上,首级喷嘴静叶大于冷却透平段叶片容许温度30℃。

示。与PG9351FA 燃气轮机的模型参数^[13]对比可知，H 级燃气轮机的技术水平有很大提升。

表2为模型验证结果与9HA.02 燃气轮机联合循环设计值以及文献结果之间的对比。其中燃气轮机的排气温度、效率、功率与已有文献值的误差均在1.5%以下，可知验证结果与设计值对比误差较小。

表2 模型验证结果与已知文献数据比较

Table 2 Comparison of validation results with reference data

模型验证	厂家提供/文献结果	模拟结果
压比	23.8	—
天然气热值/(kJ·kg ⁻¹)	50100	—
排气流量/(kg·s ⁻¹)	1020.58	—
排气温度/℃	645	640.5
燃烧室出口温度/℃	1654 ^{*1}	1654.9
冷却空气比例/%	—	22.0
燃气轮机功率/MW	557	557.0
燃气轮机效率/%	44	44.0
主蒸汽温度/℃	600	—
主蒸汽压力/MPa	18.6	—
节点温差/℃	6	—
接近点温差/℃	6	—
凝汽压力/Pa	4100	—
联合循环功率/MW	826	815.8
联合循环效率/%	64	64.4

注：*1为文献[15]中计算所得9HA.02 燃气轮机燃烧室出口温度，三压再热底循环关键参数为文献[21]校核所得，其余已知数据来自 Gas Turbine World 2018。

3 计算结果和分析

3.1 燃气轮机部件效率和压损对联合循环热力性能影响

以9HA.02 燃气轮机为基准工况，给定压比，固定压气机进口流量和燃烧室出口温度，对压气机、燃烧室、透平部件效率，以及进排气压损、燃烧室压损等因素对燃气轮机及其联合循环热力性能的影响进行分析。

图4—9 分别为燃烧室效率、透平效率、压气机效率、燃烧室压力损失系数、进气压损、排气压损变化对燃气轮机及联合循环发电效率的影响。

在压气机进口流量和燃烧室出口温度一定的情况下，燃烧室效率的提升意味着所需燃料量的减少，导致燃气轮机的输出功降低，排气温度的降低导致底循环的出力降低，但燃料量的下降程度大于输出功的下降程度，因此，燃气轮机及联合循环的效率随燃烧室效率的升高而升高。燃烧室效率每提

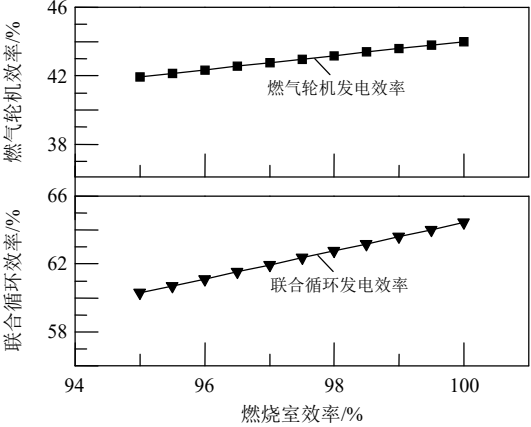


图4 燃气轮机及联合循环效率随燃烧室效率的变化
Fig. 4 Effects of combustor efficiency on efficiency of gas turbine and combined cycle

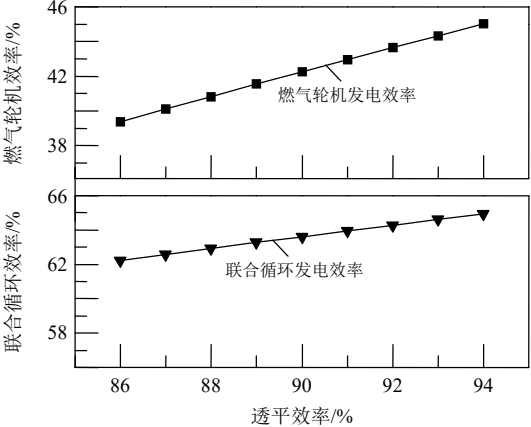


图5 燃气轮机及联合循环效率随透平效率的变化
Fig. 5 Effects of turbine efficiency on efficiency of gas turbine and combined cycle

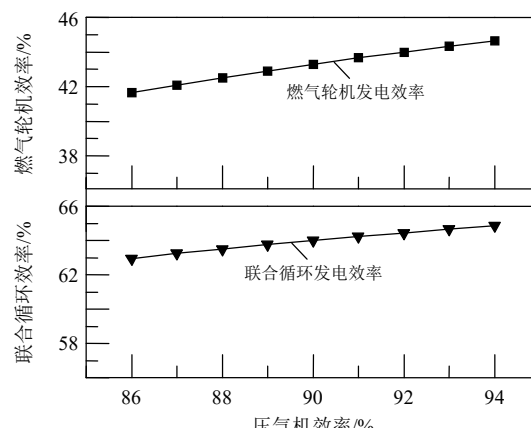


图6 燃气轮机及联合循环效率随压气机效率的变化
Fig. 6 Effects of compressor efficiency on efficiency of gas turbine and combined cycle

高1个百分点，联合循环效率提升0.83个百分点。

本文透平效率和压气机效率采用准一维透平冷却模型中的 $\eta_{p,100}$ 和 $\eta_{c,100}$ ，均作为经验值处理，并表示为尺寸参数 L 的函数，在一定意义上表明了透平和压气机的气动性能。透平和压气机效率的提

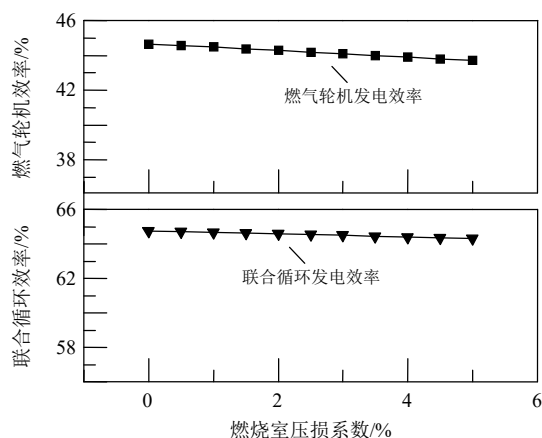


图7 燃气轮机及联合循环效率随燃烧室压损系数的变化

Fig. 7 Effects of pressure loss coefficient of combustor on efficiency of gas turbine and combined cycle

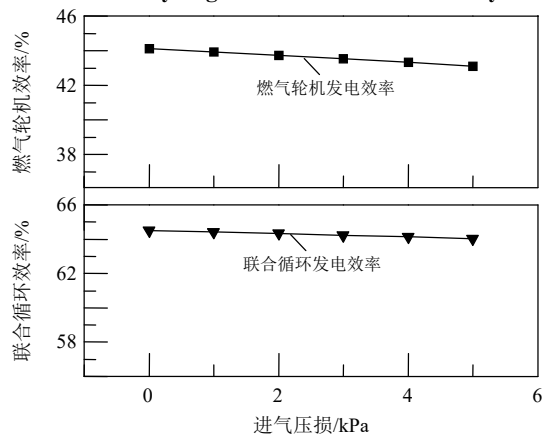


图8 燃气轮机及联合循环效率随进气压损的变化

Fig. 8 Effects of pressure loss of inlet system on efficiency of gas turbine and combined cycle

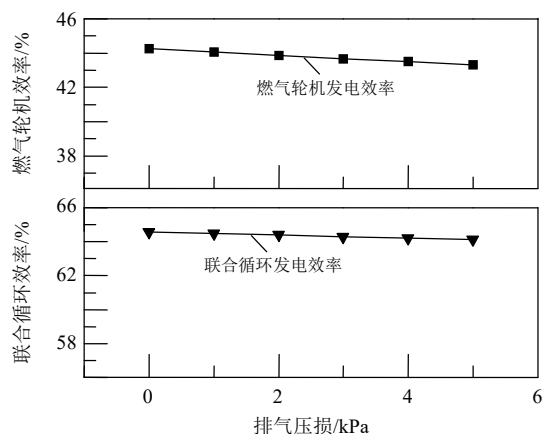


图9 燃气轮机及联合循环效率随排气压损的变化

Fig. 9 Effects of pressure loss of exhaust system on efficiency of gas turbine and combined cycle

升, 分别意味着透平出力的增加以及压气机消耗功的降低, 燃气轮机及其联合循环的效率随之提升。透平效率提高 1 个百分点, 燃气轮机和联合循环效率分别提高 0.71 和 0.34 个百分点, 压气机效率提高 1 个百分点, 燃气轮机和联合循环效率分别提高

0.38 和 0.24 个百分点。

无论是进排气压损还是燃烧室压损系数, 压损的增加均将导致燃气轮机排气温度的提高^[26]。燃烧室压损系数每升高 1%, 排气温度升高 2℃。进气压损每提高 1000Pa, 排气温度升高 2.08℃。排气压损每提高 1000Pa, 排气温度升高 1.98℃。排气温度的提升, 底循环的参数配置随之改变, 底循环将产生更高质量的蒸汽来驱动汽轮机做功, 从而底循环出力略增加, 因此, 各部位的压损增大对燃气轮机效率的影响比对联合循环效率的影响更大。燃烧室压力损失每降低 1%, 联合循环效率提升 0.09 个百分点。压气机进气压损和透平排气压损对燃气轮机及联合循环的效率影响相当, 压力损失每变化 1kPa(相对值), 联合循环效率变化约 0.09 个百分点。

各参数变化对燃气轮机及其联合循环的效率影响程度如表 3 所示。

表3 部件效率和压力损失敏感性分析

Table 3 Sensitivity analysis of component efficiency and pressure loss

参数	浮动范围	燃气轮机效率/百分点	联合循环效率/百分点
燃烧室效率	+1%	+0.56	+0.83
透平效率	+1%	+0.71	+0.34
压气机效率	+1%	+0.38	+0.24
燃烧室压力损失	-1%	+0.19	+0.09
压气机进气压损	-1kPa	+0.20	+0.09
透平排气压损	-1kPa	+0.19	+0.09

3.2 透平“冷却-材料”水平对燃气轮机联合循环热力性能影响

3.2.1 基于 H 级“冷却-材料”水平的燃气轮机联合循环性能分析

参数组合($Z=100$, $Bi_{tbc}=0.5$, $r_{fc_nozzle}=0.75$, $r_{fc_coolturbine}=0.5$, $T_{bmx}=920^{\circ}\text{C}$)、($\eta_{c,toc}=0.920$, $\eta_{p,toc}=0.925$)分别代表了 H 级燃气轮机的“冷却-材料”水平以及压气机和透平的部件性能。以此为基准点分析燃烧室出口温度、压比变化时简单循环和联合循环热力性能的变化。

图 10 为冷却空气比例随燃烧室出口温度和压比的变化情况。冷却空气比例为用于冷却的空气量与压气机入口空气量的比值。冷却空气量随燃气初温的升高而升高, 随压比的增加而升高。在 H 级“冷却-材料”水平下, 将燃气初温提升至 2000℃时, 冷却空气占压气机入口空气比例超过 30%。冷却空气比例的增加会导致其与燃气冷却掺混时带来更

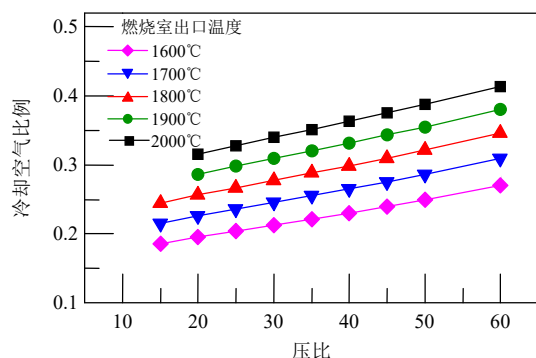


图 10 不同燃烧室出口温度和压比下透平冷却空气量

Fig. 10 Effects of combustor exit temperature and pressure ratio on cooling air of gas turbine

大的压损和焓降。

图 11 为简单循环效率随燃烧室出口温度和压比的变化。由图 11 可知,当压比大于 49 时,简单循环效率随燃烧室出口温度的上升先增大再减小,燃烧室出口温度为 1700℃,压比等于 60 时,燃气轮机简单循环效率达到最大为 50.11%。当压比小于 49 时,简单循环效率随燃烧室出口温度增大而减小。燃烧室出口温度升高,所需的燃料消耗量随之上升,虽然燃气轮机输出功率也在上升,但综合下来燃气轮机实际简单循环的效率却呈现下降的趋势。在计算的压比范围内,燃烧室出口温度不变,燃气轮机效率随压比增大而增大。在模型中进行计算时,燃烧室出口温度从 1600℃变化到 2000℃,简单循环效率的最佳压比均在 70 以上,且随着压比的增大,简单循环效率的变化趋于缓慢。此种情况下,简单循环效率的最佳压比过高,实际参考意义不大。

当前,联合循环的蒸-燃功比一般在 0.5 左右。图 12(a)为不同燃烧室出口温度和压比下蒸汽底循环输出功与燃气轮机输出功的比值(蒸-燃功比)。随

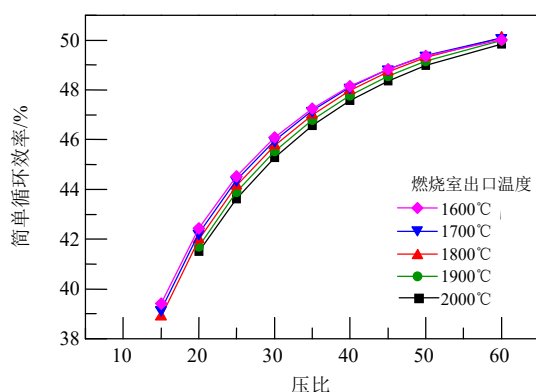
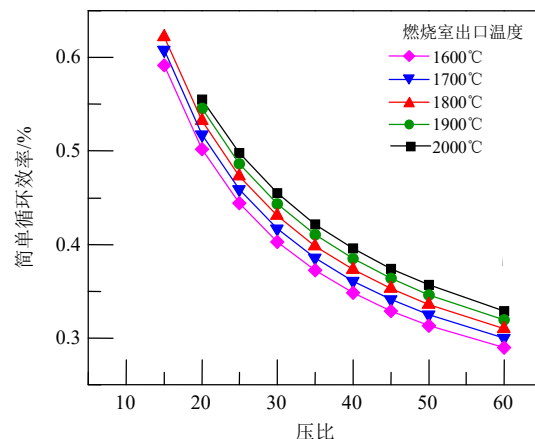
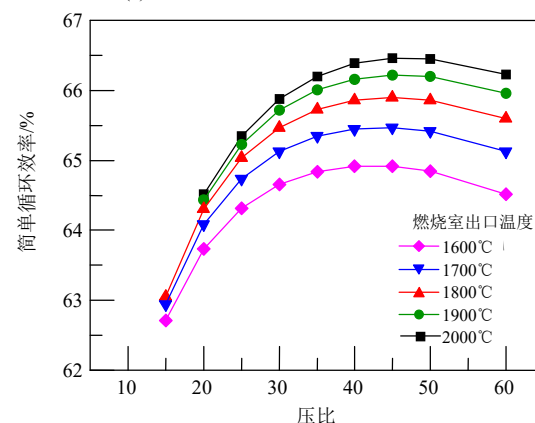


图 11 不同燃烧室出口温度和压比下简单循环效率

Fig. 11 Effects of combustor exit temperature and pressure ratio on efficiency of simple cycle



(a) 不同燃烧室出口温度和压比下蒸-燃功比



(b) 不同燃烧室出口温度和压比下联合循环效率

图 12 不同燃烧室出口温度和压比下联合循环性能

Fig. 12 Effects of combustor exit temperature and pressure ratio on performance of combined cycle

燃烧室出口温度升高,联合循环蒸-燃功比提高。随着压比的升高,由于燃气轮机排气温度的降低,蒸汽循环输出功减少,蒸-燃功比下降。

由图 12(b)可看出,当压比不变时,联合循环效率随燃烧室出口温度的升高而上升。当燃烧室出口温度不变时,联合循环效率随压比的增加先上升再下降。这是由于随着压比的升高,透平膨胀更加充分,排气温度降低,影响底循环的配置及输出功,底循环输出功的下降程度逐步由小于转变为大于简单循环的输出功提升程度,因此,对应每一个燃烧室出口温度,存在一个最佳压比使联合循环效率达到最大。压比增加到 35 以后,联合循环的效率变化缓慢,且最佳压比之间的效率相近,表 4 为最高效率相差不到 0.1%的压比范围。在最佳压比下,燃烧室出口温度从 1600℃提升到 2000℃,联合循环效率仅提升 1.55 个百分点。在燃烧室出口温度为 1600、1800 和 2000℃时,压比从 23.8 提升至 35 时,联合循环效率分别提高 0.6、0.8 和 1.0 个百分点。在目前的“冷却-材料”技术水平下,燃烧

表 4 不同燃烧室出口温度下联合循环的效率最佳压比

Table 4 Optimal pressure ratio of combined cycle efficiency under different combustor exit temperature

燃烧室出口温度/℃	联合循环效率/%	效率最佳压比范围
1600	64.92	41~44
1700	65.48	43~45
1800	65.9	44~46
1900	66.22	45~47
2000	66.47	46~48

室出口温度为 2000℃，压比 47 时，联合循环效率达到极限，提高至 66.47%，比表 2 验证的 9HA.02 联合循环效率提高 2 个百分点。可知，如果“冷却-材料”水平不变，提高燃烧室出口温度和压比所能带来的收益并不高，但所面临着艰巨的挑战。

3.2.2 “冷却-材料”水平提升后燃气轮机联合循环性能分析

本节分析代表 H 级“冷却-材料”水平的参数提升后(情况 1—5)，不同燃烧室出口温度下联合循环热力性能变化。各参数取值的提升代表相应技术水平的进一步发展。

情况 1：对流冷却技术水平参数 Z 由 100 提升至 200。

情况 2：冷却透平段的气膜冷却系数(r_{fc})由 0.5 提升至 0.75。

情况 3：热障涂层毕渥数(Bi_{tbc})由 0.5 提升至 0.75。

情况 4：叶片最高容许温度(T_{bmx})由 920℃提升至 950℃。

情况 5：代表“冷却-材料”水平的参数全部提升($Z=200$ ， $Bi_{tbc}=0.75$ ， $r_{fc_nozzle}=r_{fc_coolturbine}=0.75$ ， $T_{bmx}=950℃$)。

表 5 为不同途径下“冷却-材料”水平提升后的联合循环效率及其对应最佳压比的变化。

情况 1：对流冷却水平(Z)的提升对联合循环的效率影响很小，冷却技术水平 Z 从 100 提升到 200 时，联合循环效率提升 0.1~0.2 个百分点。燃烧室

出口温度越高，参数 Z 提升相同水平时，联合循环效率提升也越大。

情况 2：在模型验证中，将首级喷嘴和冷却透平段的气膜冷却系数区分开，本文分析了将冷却透平段气膜冷却系数(r_{fc})提升到与首级喷嘴段一致时对联合循环性能的影响。气膜冷却系数(r_{fc})提高，会提高透平的冷却效率，即在相同的高温燃气条件下，为了保证透平的叶片材料不超过其可承受最高温度，所需要的冷却介质质量会减少，其实质是透平叶片内部整体传热性能的提升。

情况 3：随着热障涂层参数(Bi_{tbc})的升高，热障涂层隔热能力增强，联合循环效率对应的最佳压比也在提高。燃烧室出口温度为 1600℃、1800 和 2000℃时，热障涂层毕渥数从 0.5 提升到 0.75 时，与 H 级“冷却-材料”水平下的性能相比，联合循环效率分别提升 0.31、0.37 和 0.42 个百分点。

在本模型中，气膜冷却系数(r_{fc})和热障涂层参数(Bi_{tbc})是体现冷却技术水平的重要参数。两参数的升高，均能使联合循环性能有较大的提升。因此，进一步提高燃气轮机冷却技术水平是提升联合循环效率的重要途径之一。

情况 4：透平叶片材料是限制燃气轮机进一步发展的重要因素。本文模型中的叶片最高容许温度为首级喷嘴段叶片能够承受的最高温度，比冷却透平段设置的叶片耐温高 30℃。当燃烧室出口温度与叶片最高容许温度一起增长时，能够得到较大的联合循环效率。在 $T_{bmx}=950℃$ 时比 $T_{bmx}=920℃$ 时的联合循环效率提高 0.4 到 0.5 个百分点。

情况 5：代表燃气轮机的“冷却-材料”水平的参数组合全部提升后($Z=200$ ， $Bi_{tbc}=0.75$ ， $r_{fc_nozzle}=r_{fc_coolturbine}=0.75$ ， $T_{bmx}=950℃$)，与 H 级燃气轮机的“冷却-材料”水平下($Z=100$ ， $Bi_{tbc}=0.5$ ， $r_{fc_nozzle}=0.75$ ， $r_{fc_coolturbine}=0.5$ ， $T_{bmx}=920℃$)的性能对比，在燃烧室出口温度为 2000℃，最佳压比情况下，联合循环效率进一步提升 1.42 个百分点；与

表 5 不同程度“冷却-材料”水平提升后的联合循环效率及其对应最佳压比

Table 5 Combined cycle efficiency and optimal pressure ratio after different levels of improvement on “cooling-material” technology

燃烧室出口温度/℃	H 级水平下效率最佳压比	H 级水平下最佳效率/%	情况 1 效率最佳压比	情况 1 效率提升/率提升/百分点	情况 2 效率最佳压比	情况 2 效率提升/率提升/百分点	情况 3 效率最佳压比	情况 3 效率提升/率提升/百分点	情况 4 效率最佳压比	情况 4 效率提升/率提升/百分点	情况 5 效率最佳压比	情况 5 效率提升/率提升/百分点
1600	43	64.92	43	0.16	44	0.2	44	0.31	45	0.41	49	0.96
1800	45	65.9	46	0.18	48	0.29	47	0.37	49	0.47	54	1.21
2000	47	66.47	48	0.2	50	0.39	49	0.42	51	0.53	58	1.42

9HA.02 燃气轮机联合循环效率相比,提升 3.44 个百分点。

4 结论

通过准一维透平冷却模型和底循环简明计算模型,基于 H 级燃气轮机的工况和不同“冷却-材料”技术水平,分析燃气轮机参数变化对燃气轮机及其联合循环性能的影响,得到如下结论:

1) 部件效率的提升和压损的降低使燃气轮机和联合循环效率升高。透平效率对燃气轮机的效率影响最大,透平效率变化 1 个百分点时会引起燃气轮机效率变化 0.71 个百分点。燃烧室效率对联合循环的效率影响最高,燃烧室效率每提高 1 个百分点,联合循环效率提升 0.83 个百分点。压力损失的提高会引起排气温度的升高,联合循环效率下降。燃烧室压损系数每变化 1 个百分点,进排气压损每变化 1kPa,联合循环效率变化约 0.09 个百分点。

2) 在 H 级燃气轮机“冷却-材料”水平下,压比不变,联合循环效率随燃烧室出口温度的升高而上升;燃烧室出口温度不变,联合循环效率随压比的增加先上升再下降。燃烧室出口温度为 2000℃,最佳压比为 47 时,联合循环效率仅比验证 9HA.02 燃气轮机(燃烧室出口温度为 1654.9℃,压比为 23.8)联合循环效率高 2 个百分点。

3) “冷却-材料”水平提升,最佳压比以及对应的联合循环效率提升,且燃烧室出口温度越高,提升效果越明显。情况 5 下,燃烧室出口温度为 2000℃,最佳压比下的联合循环效率,比 H 级燃气轮机水平下的联合循环效率提升 1.42 个百分点;比 9HA.02 燃气轮机联合循环效率高 3.44 个百分点。

4) 不同级别的“冷却-材料”水平需要匹配相应的燃烧室出口温度和压比。“冷却-材料”水平不变,只是提高燃烧室出口温度和压比,对联合循环所能带来的收益并不高,实际中遇到的挑战更大。

参考文献

- [1] 张波,史绍平,秦晔,等. 燃用低热值合成气的燃气轮机透平排气温度分散度优化研究[J]. 中国电机工程学报, 2019, 39(5), 1377-1386.
- ZHANG Bo, SHI Shaoping, QIN Ye, et al. Optimization of exhaust temperature deviations for gas turbine for low heating value syngas[J]. Proceedings of the CSEE, 2019, 39(5), 1377-1386(in Chinese).
- [2] 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, 36(23): 6418-6431.

ZHENG Jiongzi, 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, 36(23): 6418-6431(in Chinese).

- [3] ELECTRIC G. Heavy duty gas turbines & combined cycle[EB/OL]. [2019-04-15]. <https://www.ge.com/power/gas/gas-turbines/9ha>.

- [4] 于飞龙, 上官博, 李园园, 等. 重型燃气轮机透平第一级动叶复合冷却数值研究[J]. 中国电机工程学报, 2016, 36(1): 179-186

YU Feilong, SHANGGUAN Bo, LI Yuanyuan, et al. Numerical investigation on compound cooling effect of the heavy-duty gas turbine first stage blade[J]. Proceedings of the CSEE, 2016, 36(1): 179-186(in Chinese).

- [5] 谢永慧, 景祺, 张荻, 等. 燃气轮机透平叶片冷却通道传热特性研究进展[J]. 中国电机工程学报, 2017, 37(6): 1711-1720.

XIE Yonghui, JING Qi, ZHANG Di, et al. Review on research of heat transfer performance for gas turbine blade cooling channel[J]. Proceedings of the CSEE, 2017, 37(6): 1711-1720(in Chinese).

- [6] 陈伟. 燃气轮机透平叶片内部冷却机理的实验与理论研究[D]. 北京: 清华大学, 2011.

CHEN Wei. Experimental and numerical study of the mechanism of internal cooling in gas turbine blade [D]. Beijing: Tsinghua University, 2011(in Chinese).

- [7] MISHRA S, SANJAY. Energy and exergy analysis of air-film cooled gas turbine cycle: effect of radiative heat transfer on blade coolant requirement[J]. Applied Thermal Engineering, 2018(129): 1403-1413.

- [8] 刘尚明, 魏成亮, 蒲星星, 等. 一种计算燃气轮机透平叶片温度分布和冷却空气需求量的修正的解析模型[J]. 中国电机工程学报, 2012, 32(14): 88-94.

LIU Shangming, WEI Chengliang, PU Xingxing, et al. A modified analytical model to calculate temperature distribution of gas turbine blade and the cooling air required[J]. Proceedings of the CSEE, 2012, 32(14): 88-94(in Chinese).

- [9] LI Zhen, ZHAO Lifeng, WANG Bo, et al. A thermodynamic evaluation of GTCC/IGCC based on a quasi-one-dimensional turbine cooling model[C]// Proceedings of the ASME Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition. Düsseldorf, Germany: ASME, 2014.

- [10] CHAND V T, RAVINDRA K, PRASAD K B. Exergy assessment of air film blade cooled combined power cycle

- plant[J]. International Journal of Ambient Energy, 2020, 41(9): 994-1006.
- [11] KOTOWICZ J, BRZĘCZEK M. Analysis of increasing efficiency of modern combined cycle power plant: a case study[J]. Energy, 2018(153): 90-99.
- [12] 张广源. 冷却空气系统对燃气轮机热力性能的影响[D]. 上海: 上海发电设备成套设计研究院, 2014.
ZHANG Guangyuan. The influence of cooling air system for gas turbine thermal performance[D]. Shanghai: Shanghai Power Equipment Research Institute, 2014(in Chinese).
- [13] 李振. IGCC 热力性能的发展潜力分析[D]. 北京: 中国科学院工程热物理研究所, 2013.
LI Zhen. Thermodynamic performance potential of IGCC [D]. Beijing: Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences, 2013(in Chinese).
- [14] 黄超群. 重型燃气轮机联合循环底循环热力性能分析与优化[D]. 北京: 中国科学院工程热物理研究所, 2019.
HUANG Chaoqun. Analysis and optimization of thermodynamic performance for bottom cycle of heavy duty gas turbine combined cycle[D]. Beijing: Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences, 2019(in Chinese).
- [15] 郑露霞. 重型燃气轮机透平冷却建模与热力性能分析 [D]. 北京: 中国科学院工程热物理研究所, 2019.
ZHENG Luxia. Cooling turbine modeling and thermal performance analysis for heavy-duty gas turbines[D]. Beijing: Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences, 2019(in Chinese).
- [16] 郝敏, 陈保东. RKS 方程在天然气热物性计算中的应用[J]. 油气储运, 2003, 22(10): 22-27.
HAO Min, CHEN Baodong. The application of RKS equation in calculating thermo-physical properties of natural gas[J]. Oil & Gas Storage and Transportation, 2003, 22(10): 22-27(in Chinese).
- [17] CONSONNI S. Performance prediction of gas/steam cycles for power generation[D]. Princeton, NJ: Princeton University, 1992.
- [18] MACCHI E, PERDICHIZZI A. Efficiency prediction for axial-flow turbines operating with nonconventional fluids [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1981, 103(4): 718-724.
- [19] 李现勇. 煤基多联产系统中动力生产过程的分析[D]. 北京: 中国科学院工程热物理研究所, 2003.
LI Xianyong. Analysis of power generation process in coal-based coproduction system[D]. Beijing: Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences, 2003(in Chinese).
- [20] 于飞龙, 上官博, 李园园, 等. 重型燃气轮机透平第一级动叶复合冷却数值研究[J]. 中国电机工程学报, 2016, 36(1): 179-186.
YU Feilong, SHANGGUAN Bo, LI Yuanyuan, et al. Numerical investigation on compound cooling effect of the heavy-duty gas turbine first stage blade[J]. Proceedings of the CSEE, 2016, 36(1): 179-186(in Chinese).
- [21] 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).
- [22] CAN GÜLEN S. Importance of auxiliary power consumption for combined cycle performance [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2011, 133(4): 041801.
- [23] VANDERVORT C. Advancements in H class gas turbines and combined cycle power plants[C]//Proceedings of the ASME Turbo Expo: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. Oslo, Norway: ASME, 2018.
- [24] CHIESA P, CONSONNI S, LOZZA G, et al. Predicting the ultimate performance of advanced power cycles based on very high temperature gas turbine engines[C]//ASME 1993 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition. Cincinnati, Ohio, USA: ASME, 1993.
- [25] WILCOCK R C, YOUNG J B, HORLOCK J H. The effect of turbine blade cooling on the cycle efficiency of gas turbine power cycles[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2005, 127(1): 109-120.
- [26] 李瑭琨, 田杰, 韩刚, 等. 9E 燃气轮机进气系统流动损失分析[J]. 热力透平, 2011, 40(3): 177-179, 224.
LI Tangjun, TIAN Jie, HAN Gang, et al. Flow loss of inlet system for 9E gas turbines[J]. Thermal Turbine, 2011, 40(3): 177-179, 224(in Chinese).



王凯琳

在线出版日期: 2021-04-19.

收稿日期: 2021-01-15.

作者简介:

王凯琳(1996), 女, 硕士研究生, 主要从事燃气轮机联合循环性能分析研究, wangkailin@iet.cn;

*通信作者: 王波(1982), 男, 博士, 副研究员, 主要研究方向为先进能源动力系统, wangbo@iet.cn;

张士杰(1971), 男, 博士, 研究员, 主要研究方向为分布式供能系统技术, zhangsj@mail.etp.ac.cn.

(编辑 胡琳琳)

Thermodynamic Performance Analysis of Combined Cycle Considering Variation of Turbine Cooling-material Technology and Key Parameters of Gas Turbine

WANG Kailin¹, WANG Bo^{2*}, ZHANG Shijie¹, ZHAO Lifeng¹

(1. University of Chinese Academy of Sciences;

2. Key Laboratory of Advanced Energy and Power (Institute of Engineering Thermophysics), Chinese Academy of Sciences)

KEY WORDS: gas turbine; combined cycle; thermodynamic performance; optimal pressure ratio

With the increment of combustor exit temperature (T_{cot}) of gas turbine, the influence of technical level and material level of turbine cooling on the performance of gas turbine combined cycle (GTCC) increase. Therefore, it is necessary to analyze the performance of combined cycle under different turbine cooling-material technology levels.

In this paper, GTCC performance has been evaluated by using the quasi-1D turbine cooling models, which can reflect the development characteristics of gas turbines. The model parameters ($\eta_{p,tco}$, $\eta_{c,tco}$, Z , T_{bmx} , r_{fc} , Bi_{tbc}) represent compressor and turbine efficiencies, convective cooling technology level, Biot number of thermal barrier coating, film cooling coefficient and allowed maximal temperature of turbine blade respectively. The optimal pressure ratio (PR) and efficiencies of simple cycle and combined cycle are discussed under H-class “cooling-material” technology level as well as after the improvement on technology.

Key parameters ($Z=100$, $Bi_{tbc}=0.5$, $r_{fc_nozzle}=0.75$, $r_{fc_coolturbine}=0.5$, $T_{bmx}=920^\circ\text{C}$) represent 9HA.02 gas turbine “cooling-material” technology level, based on which, the variation tendency of combined cycle efficiency against PR and T_{cot} is shown in Fig. 1. The efficiency of GTCC appears a general uptrend with the increase of T_{cot} under constant PR. When T_{cot} is constant, the efficiency of GTCC increases firstly and then decreases. There is an optimal pressure ratio to maximized the GTCC efficiency for each T_{cot} . When PR reaches 35, the GTCC efficiency changes slowly. Under the current “cooling-material” technology level, when

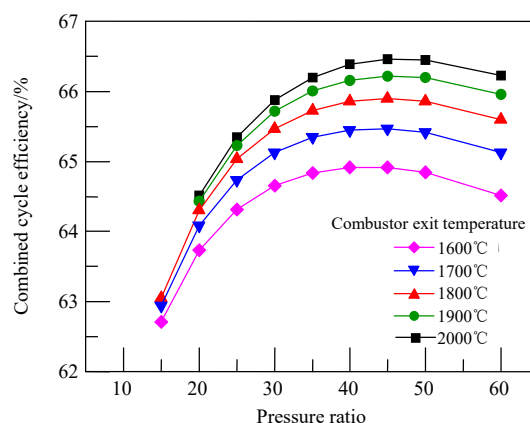


Fig. 1 Combined cycle efficiency against pressure ratio and combustor exit temperature

T_{cot} is 2000°C and PR is 47, the combined cycle efficiency reaches maximum and increases to 66.47%, which is 2 percentage points higher than the efficiency of 9HA.02 GTCC verified.

Serval cases, with different improvement on cooling approaches, are calculated for a range of T_{cot} . In case 5 ($Z=200$, $Bi_{tbc}=0.75$, $r_{fc_nozzle}=r_{fc_coolturbine}=0.75$, $T_{bmx}=950^\circ\text{C}$), when T_{cot} is 2000°C , the optimal efficiency of GTCC is increased by 3.44 percentage points compared with the efficiency of 9HA.02 GTCC.

It concludes that, if the “cooling-material” technology level remains unchanged, the benefits brought by increasing T_{cot} and PR are not high, however, the challenges in practice are huge. Therefore, in order to further increase the efficiency of combined cycle, it is necessary to comprehensively improve the “cooling-material” technology. Different levels of “cooling-material” technology need to match the corresponding T_{cot} and PR. Results may provide references to improve the efficiency of gas turbine combined cycle.