

添加 H_2 对 9F 级燃气-蒸汽联合循环机组效率的影响

陈晓利¹, 陈希叶², 邱朋华², 傅 腾³

(1. 国家电投集团东北电力有限公司, 辽宁 沈阳 110181; 2. 哈尔滨工业大学 能源科学与工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150001;
3. 中电投东北能源科技有限公司, 辽宁 沈阳 110179)

摘 要: 为了对未来混氢燃气轮机的运行提供相关的基础数据与理论指导, 研究了向甲烷中添加 H_2 对 9F 级燃气-蒸汽联合循环机组效率的影响。基于 Aspen Plus 软件建立了联合循环模型, 其中燃气轮机模型以 PG9351FA 型燃气轮机为基础, 蒸汽轮机模型中的余热锅炉采用三压再热结构。并对燃气轮机、蒸汽轮机和联合循环的输出功率以及效率等进行了分析。结果表明: 随着燃料中 H_2 质量分数由 0 增加到 100%, 燃气轮机输出功率增加了 5.02%, 效率增加了 1.3%; 蒸汽轮机输出功率增加了 0.59%, 但是蒸汽轮机效率却减小了 2.9%; 同时, 联合循环输出功率增加了 3.43%, 效率增加了 1.2%, 因此向甲烷中掺混 H_2 可以提高燃气-蒸汽联合循环机组的经济性。

关 键 词: 甲烷掺氢气; 联合循环; 循环效率; Aspen Plus

中图分类号: TK221 文献标识码: A DOI: 10.16146/j.cnki.rndlgc.2022.09.002

[引用本文格式] 陈晓利, 陈希叶, 邱朋华, 等. 添加 H_2 对 9F 级燃气-蒸汽联合循环机组效率的影响[J]. 热能动力工程, 2022, 37(9): 12-21. CHEN Xiao-li, CHEN Xi-ye, QIU Peng-hua, et al. Effect of hydrogen addition on the efficiency of 9F class gas-steam combined cycle unit[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2022, 37(9): 12-21.

Effect of Hydrogen Addition on the Efficiency of 9F Class Gas-steam Combined Cycle Unit

CHEN Xiao-li¹, CHEN Xi-ye², QIU Peng-hua², FU Teng³

(1. SPIC Northeast Electric Power Co. Ltd, Shenyang, China, Post Code: 110181; 2. School of Energy Science and Engineering, Harbin Institute of Technology, Harbin, China, Post Code: 150001; 3. CPI Northeast Energy Technology Co. Ltd, Shenyang, China, Post Code: 110179)

Abstract: In order to provide relevant basic data and theoretical guidance for the operation of hybrid hydrogen gas turbines in the future, this paper studied the effect of methane mixed with hydrogen on the efficiency of 9F class gas-steam combined cycle unit. The combined cycle model was established based on Aspen Plus software. The gas turbine model was based on the PG9351FA gas turbine, and the waste heat boiler in the steam turbine model adopted a three-pressure reheat structure. The output power and efficiency of gas turbine, steam turbine and combined cycle were analyzed. The results show that with the increase of mass fraction of H_2 in the fuel from 0 to 100%, the output power of the gas turbine increases by 5.02%, and the efficiency increases by 1.3%. The output power of the steam turbine increases by 0.59%, but the steam turbine efficiency decreases by 2.9%. Meanwhile, the combined cycle output power increases by 3.43%, and the efficiency increases by 1.2%. Therefore, adding hydrogen into methane can improve the economy of gas-steam combined cycle unit.

收稿日期: 2021-11-03; 修订日期: 2021-12-28

基金项目: 航空发动机及燃气轮机重大专项(2017-I-0002-0002)

Fund-supported Project: Aero Engine and Gas Turbine Major Project (2017-I-0002-0002)

作者简介: 陈晓利(1982-), 女, 河南新乡人, 国家电投集团东北电力有限公司高级工程师。

通讯作者: 邱朋华(1973-), 男, 辽宁辽阳人, 哈尔滨工业大学教授。

Key words: methane mixed with hydrogen, combined cycle, cycle efficiency, Aspen Plus

引言

我国目前运行的重型燃气轮机以燃用天然气为主,燃料中的主要成分为甲烷(体积分数通常为94%~96%)。虽然和煤炭相比,燃烧天然气的碳排放可以减少39%(以相同热值为基础进行计算),但作为碳氢燃料,天然气在未来的应用必将逐渐减少,H₂将成为未来重型燃气轮机最理想的零碳燃料。

与天然气相比,H₂的物理化学性质变化极大,进一步对燃烧、传热传质和燃烧产物的热工转换特性产生很大影响。西门子公司提出当燃料中H₂比例超过60%时,燃烧器的结构需要发生变化^[1],因此需要从混氢燃料开始进行燃氢燃气轮机的探索。

目前,国内外运行的主要是F级燃气轮机,因此燃气轮机燃料掺H₂运行时,会以F级燃气轮机为主。燃料的变化会对联合循环的整体经济性产生影响。目前,对于燃气-蒸汽联合循环变工况的研究主要集中于燃用合成气对燃气-蒸汽联合循环性能的影响^[2-4],对燃气-蒸汽联合循环全工况运行过程进行仿真^[5-7]以及对联合循环机组进行常规建模与变工况热力性能分析^[8-9]等。文献调研发现,目前没有关于H₂添加对燃气-蒸汽联合循环机组效率影响的相关文献,因此本文开展H₂添加对9F级燃气-蒸汽联合循环机组效率影响的研究能够对未来混氢燃气轮机的运行提供相关的基础数据与理论指导。

本文以PG9351FA型燃气轮机燃气-蒸汽联合循环机组为例,通过分析燃气轮机、蒸汽轮机以及联合循环的输出功率和效率等参数,研究了H₂添加对9F级燃气-蒸汽联合循环机组效率的影响。

1 模型的建立

1.1 所用燃料

计算时以甲烷替代天然气,混氢燃料为甲烷与H₂的混合气。其中H₂的质量分数为0~100%,当H₂的质量分数为0时,燃料为纯甲烷。燃料的热值如表1所示。

表1 燃料热值

Tab. 1 Calorific value of fuels

H ₂ 质量分数/%	燃料低位发热量/kJ·kg ⁻¹
100	119 958.0
90	112 965.2
80	105 972.4
70	98 979.6
60	91 986.8
50	84 994.0
40	78 001.2
30	71 008.4
20	64 015.6
10	57 022.8
0	50 030.0

1.2 燃气轮机模型

联合循环模型中的燃气轮机模型以PG9351FA型燃气轮机为基础进行模化。燃气轮机模型主要包括压气机、燃烧室和透平3部分。PG9351FA型燃气轮机采用的是18级轴流式压气机,压缩比为15.4:1。其中,第9级和第13级的抽气用于冷却叶片以及防止在启停机过程中压气机的喘振,第16级的抽气用于转子的冷却,第18级的抽气用于第1级喷嘴的冷却。燃气轮机空气冷却系统如图1所示^[10]。根据以上分析,将压气机分为4部分进行模拟,并采用Compr压力变换模型进行加压计算,熵效率和机械效率分别为0.89和0.98。压气机入口空气流量为623.7 kg/s,温度为15℃,压力为101 325 Pa。经过压缩后,压气机出口空气流量为515.7 kg/s,温度为392.6℃,压力为1 560 405 Pa。

燃烧室采用RStoic模型,该模型按照化学反应方程式中的计量关系进行反应。不考虑反应的化学动力学过程,在燃烧室中反应的燃料为CH₄和H₂,燃烧室压力为1 560 405 Pa。燃气轮机在实际燃烧天然气运行时,燃烧效率在99.9%以上,因此假设燃烧室内气体燃烧效率为100%。由于燃烧室的压损为5%,因此在燃烧室后面加了一个减压阀模型来模拟燃烧室的压损。

PG9351FA型燃气轮机的透平分为3级。同样,采用Compr压力变换模型进行模拟计算,熵效

率和机械效率分别为 0.89 和 0.98。图 2 为燃气轮机模型。表 2 以甲烷为例列举了某燃气轮机的循环参数。其中,G 为气体;W 为功;COPMR 为压气机;

FSPLIT 为分离器;BURNER 为燃烧室;GMIX 为气体混合器;WMIX 为功混合器;TURB 为透平;VALVE 为减压阀。

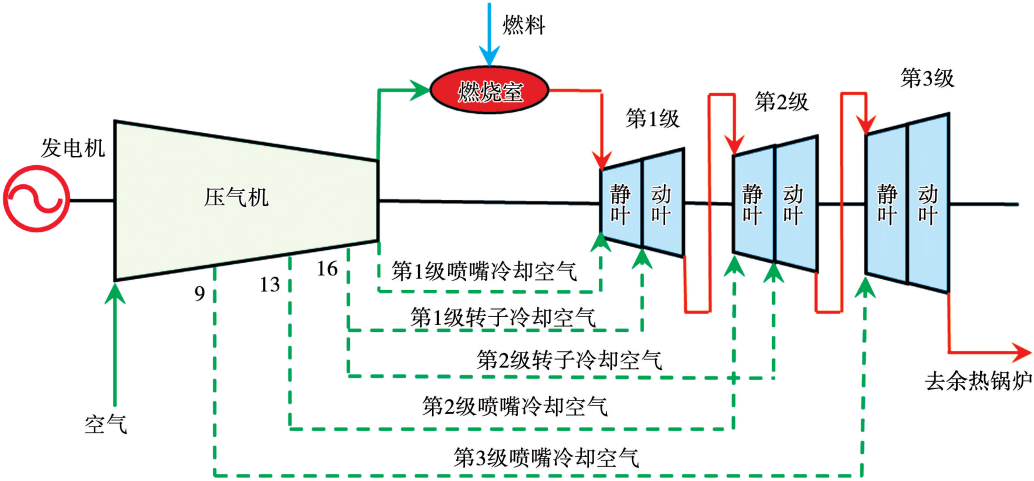


图 1 燃气轮机空气冷却系统图

Fig.1 Diagram of gas turbine air cooling system

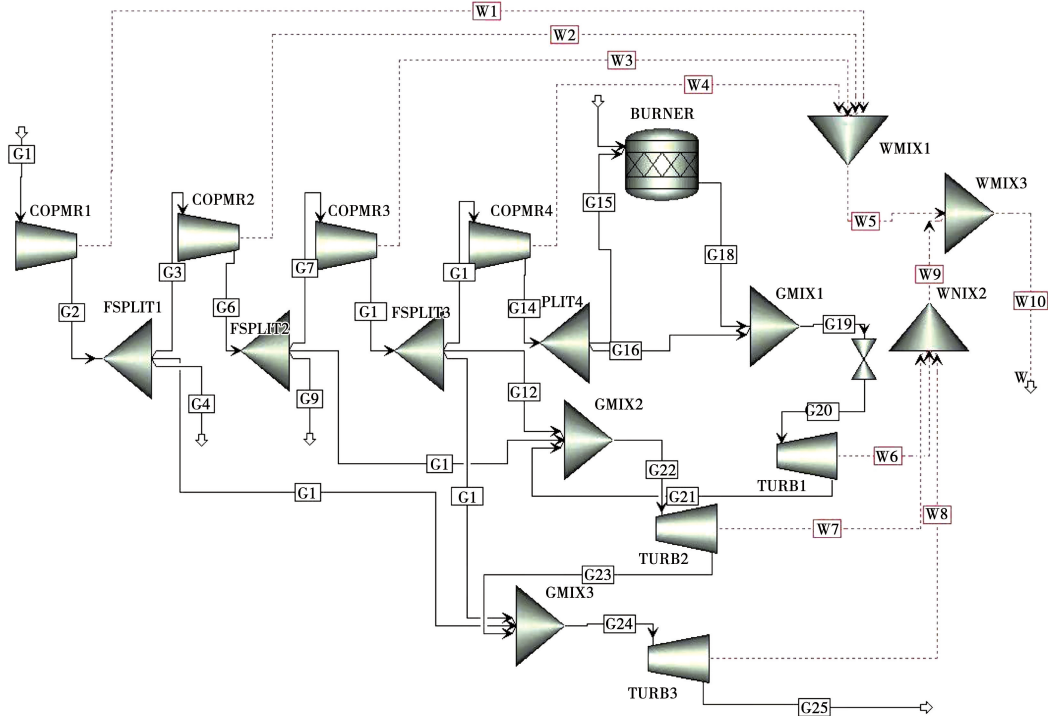


图 2 燃气轮机模型图

Fig.2 Diagram of gas turbine model

1.3 蒸汽轮机模型

联合循环系统中蒸汽轮机的余热锅炉模型以三压再热结构为基础进行模化。三压再热余热锅炉系统如图 3 所示。其中,HP 为高压;IP 为中压;LP 为低压;E 为省煤器;B 为蒸发器;S 为过热器;RH 为

再热器;HT 为高压透平;IT 为中压透平;LT 为低压透平。由图 3 可知,给水经过低压给水泵加压后进入低压省煤器,低压省煤器出口工质分为 3 股,第 1 股进入低压蒸发器变为饱和蒸汽,然后进入低压过热器中吸收热量变为低压过热蒸汽,再与中压透平

出口的工质混合后通过低压透平做功,最终进入冷凝器;第2股工质经过中压给水泵加压,然后依次通过中压省煤器、中压蒸发器、中压过热器,完成从冷水到饱和水、饱和蒸汽、过热蒸汽的转化,再与高压透平出口的工质混合后通过再热器再加热,最后经过中压透平做功;第3股工质经过高压给水泵加压后,依次通过高压省煤器、高压蒸发器、高压过热器,

完成从冷水到饱和水、饱和蒸汽、过热蒸汽的转化,最后通过高压透平做功。而经过燃气轮机三级透平做功后的高温烟气,通过余热锅炉烟道依次经过高压过热器2、再热器、高压过热器1、高压蒸发器、高压省煤器3、中压过热器、低压过热器、高压省煤器2、中压蒸发器、中压省煤器、高压过热器1、低压蒸发器、低压省煤器降温后排入大气。

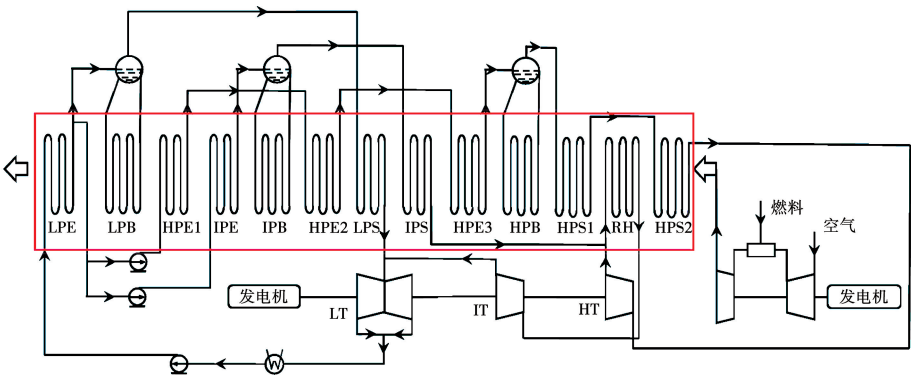


图3 三压再热余热锅炉系统

Fig. 3 Diagram of three-pressure reheat waste heat boiler

表2 燃气轮机循环参数

参数	数值
压气机级数	18
压气机压比	15.4
压气机入口空气质量流量/kg·s ⁻¹	623.7
压气机冷却抽气流量/kg·s ⁻¹	108
压气机出口温度/℃	392.6
压气机等熵效率/%	89
压气机耗功/MW	245.4
燃烧室压力损失/%	5
燃料质量流量/kg·s ⁻¹	13.54
透平前温/℃	1 327
透平排烟温度/℃	621
透平排烟压力/MPa	0.107
透平等熵效率/%	89
燃气透平输出功率/MW	484.24
燃气轮机循环输出功率/MW	238.84
燃气轮机循环效率/%	35.26

余热锅炉中的换热都是高温烟气与低温给水之间的换热,换热器模型采用 MHeatX 模型,其中经过各换热器的给水温度及压力参数由某锅炉厂提供,具体参数如表 3 所示。

表3 换热器给水进出口工质参数

换热器	进口工质		出口工质	
	温度/℃	压力/MPa	温度/℃	压力/MPa
高压过热器2	489.9	10.89	566.3	10.60
再热器	341.3	2.44	566.2	2.27
高压过热器1	317.6	11.03	489.9	10.89
高压蒸发器	310.0	11.03	317.6	11.03
高压省煤器3	297.2	11.13	310.0	11.03
中压过热器	225.4	2.51	307.3	2.44
低压过热器	148.9	0.36	306.6	0.32
高压省煤器2	147.2	11.19	297.2	11.13
中压蒸发器	213.7	2.55	225.4	2.51
中压省煤器	146.0	4.20	214.0	4.03
高压省煤器1	147.2	11.27	216.3	11.19
低压蒸发器	145.4	0.40	148.9	0.36
低压省煤器	33.9	1.28	145.4	0.84

汽轮机采用压力变换器 Compr 模型进行模拟,高压透平、中压透平和低压透平等熵效率分别为 0.87,0.91 和 0.89,机械效率均为 0.98。图 4 为蒸汽轮机模型。其中,H 为蒸汽;LPP 为低压泵;IPP 为中压泵;HPP 为高压泵;HMX 为蒸汽混合器;LPE 为低压省煤器;LPB 为低压蒸发器;LPS 为低压过热器;IPE 为中压省煤器;IPB 为中压蒸发器;IPS 为中

压热器;HPE 为高压蒸发器;HPB 为高压蒸发器;HPS 为高压过热器;RH 为再热器;LT 为低压透平;IT 为中压透平;HT 为高压透平。表 4 以甲烷为例列举了某蒸汽轮机的循环参数。从表 4 可以发现,蒸汽轮机循环效率比文献[10]低,这是由排烟温度高导致的,文献中的排烟温度为 99.7℃,而本文的

排烟温度为 120℃。因为本文的设计工况中含有 H_2 , H_2 燃烧产生水,如果排烟温度低于 100℃,烟气中的水蒸气会冷凝成液态水,因此将排烟温度提高到 120℃。图 5 为燃气—蒸汽联合循环机组模型。表 5 以甲烷为例列举了 PG9351FA 型燃气—蒸汽联合循环机组参数。

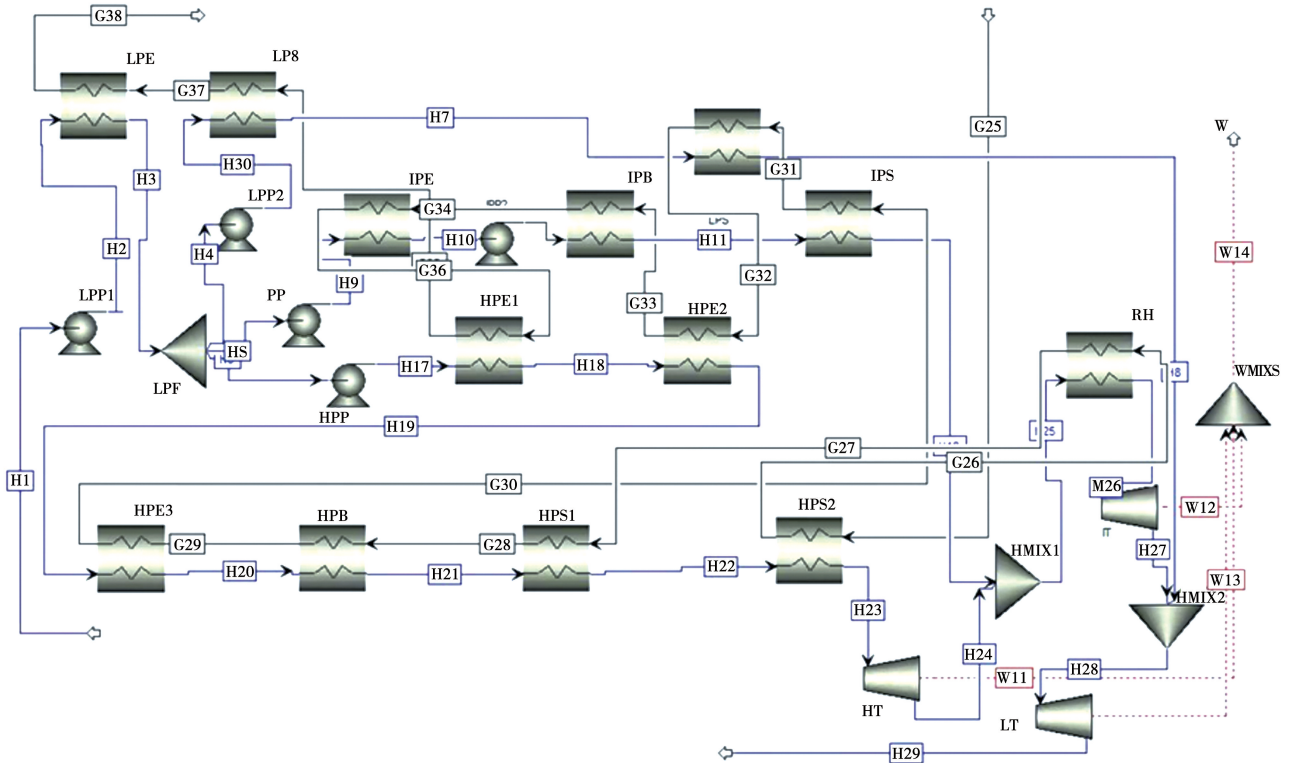


图 4 蒸汽轮机模型图

Fig. 4 Diagram of steam turbine model

表 4 蒸汽轮机循环参数

参数	数值
主蒸汽温度/℃	566.3
再热蒸汽温度/℃	566.2
主蒸汽压力/MPa	10.60
再热蒸汽压力/MPa	2.27
给水泵流量/t·h ⁻¹	340.06
高压蒸汽流量/t·h ⁻¹	265.59
中压蒸汽流量/t·h ⁻¹	38.43
低压蒸汽流量/t·h ⁻¹	36.05
再热蒸汽流量/t·h ⁻¹	304.1
高压汽轮机等熵效率/%	87
中压汽轮机等熵效率/%	91
低压汽轮机等熵效率/%	89
余热锅炉排烟温度/℃	120
蒸汽轮机循环输出功率/MW	134.88
蒸汽轮机循环效率/%	28.47

1.4 联合循环机组效率定义

循环机组的热平衡分析基于热力学第一定律展开,根据质量与能量守恒,循环机组的热力性能评价指标定义如下^[10]:

$$W_{gt} = W_{tur} - W_{com} \tag{1}$$

$$\eta_{gt} = \frac{W_{gt}}{m_f \times LHV} \tag{2}$$

$$\eta_{st} = \frac{W_{st}}{(h_g^4 - h_g^0) \times m_g} \tag{3}$$

$$\eta_b = \frac{Q_s}{(h_g^4 - h_g^0) \times m_g} \tag{4}$$

$$W_{total} = W_{gt} + W_{st} \tag{5}$$

$$\eta_{total} = \frac{W_{total}}{m_f \times LHV} \tag{6}$$

$$w = \frac{W_{total}}{m_a + m_f} \tag{7}$$

式中: η —效率; W —输出功率,kW; Q —吸热,kW;
 m —工质质量流量,kg/s;LHV—燃料低位发热量
(kJ/kg); h —焓值(kJ/kg); w —比功,kW/kg;角标
0—环境状态参数;4—燃气透平出口参数;a—空气
侧参数;com—压气机参数;f—燃料参数;g—烟气侧
参数;s—蒸汽侧参数;gt—燃气轮机循环参数;st—
蒸汽轮机循环参数;b—锅炉循环参数;total—联合

循环参数;tur—燃气透平参数。

表 5 联合循环机组参数
Tab.5 Design parameters of the gas-steam combined
cycle

参数	数值
蒸汽轮机循环输出功率/MW	373.72
蒸汽轮机循环效率/%	55.18

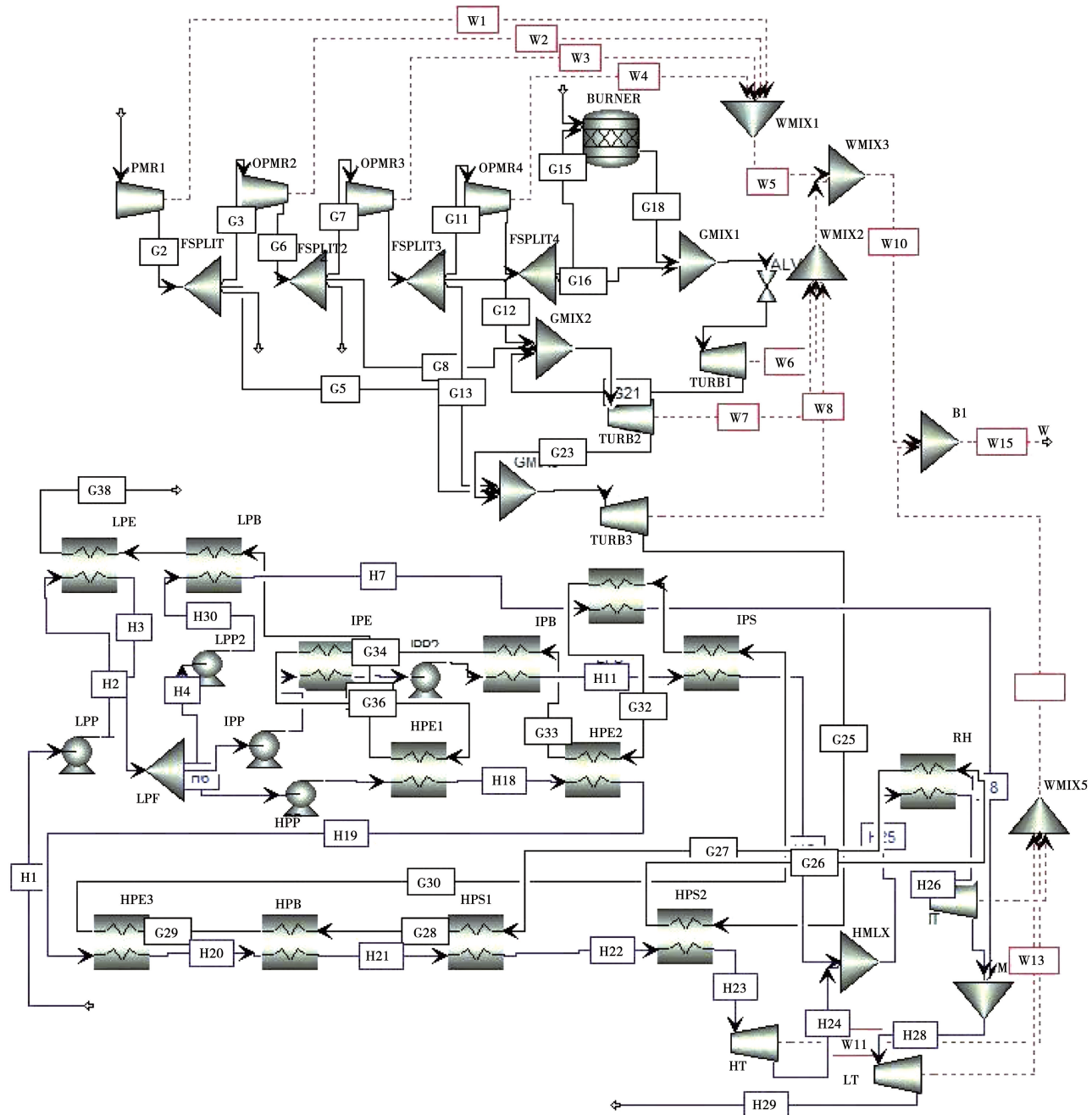


图 5 燃气-蒸汽联合循环机组模型图
Fig.5 Diagram of gas-steam combined cycle model

2 结果与分析

2.1 模型准确性验证

表 6 为根据建立的燃气 - 蒸汽联合循环机组模型得到的模拟结果与设计参数的比较。可以发现,主要参数的误差均在 5% 以内,造成这些误差的主要原因有两点:燃气轮机的设计燃料为天然气,天然气的主要成分是 CH_4 , 为简化计算,将燃料简化为 CH_4 进行计算;设计工况中含有 H_2 , H_2 燃烧产生水,需要将排烟温度提高到 $120\text{ }^\circ\text{C}$ 。另外,燃气轮机出口压力为 0.107 MPa , 满足略大于大气压的条件。因此,该燃气 - 蒸汽联合循环模型是准确的。

表 6 模型准确性比较

Tab.6 Comparison of model accuracies

参数	模拟结果	设计参数	相对误差/%
压气机进口流量/ $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	623.7	623.7	0
透平前温/ $^\circ\text{C}$	1 327.0	1 327.0	0
透平排气温度/ $^\circ\text{C}$	621.0	609.4	-1.9
燃气轮机输出功率/MW	238.8	245.1	2.6
蒸汽轮机(再热)输出功率/MW	134.9	141.8	4.9
联合循环输出功率/MW	373.7	390.8	4.4

2.2 燃气轮机性能比较

在变燃料计算时,保证压气机进口空气流量和透平前温不变。 H_2 的质量热值约是 CH_4 的 2.4 倍, 为保证透平前温不变,当燃料中掺混 H_2 时,应该减小燃料的质量流量。但是 CH_4 的摩尔热值约是 H_2 的 3.2 倍,因此当燃料中掺混 H_2 时,燃料的摩尔流量增大。

图 6 为输入燃气轮机的燃料流量与总热量随 H_2 质量分数变化曲线。从图中可以发现,随着燃料中 H_2 质量分数的增加,输入燃料的质量流量减小,从 13.5 kg/s 减小到 5.7 kg/s , 减小了 57.78% ; 输入燃料的总热量逐渐增加,从 677.3 MW 增加到 685.3 MW , 增加约 1.18% 。可以发现,尽管燃料中 H_2 的质量分数是线性增加的,但是输入燃料流量和总热量却是非线性变化的,并且变化速率逐渐减小。

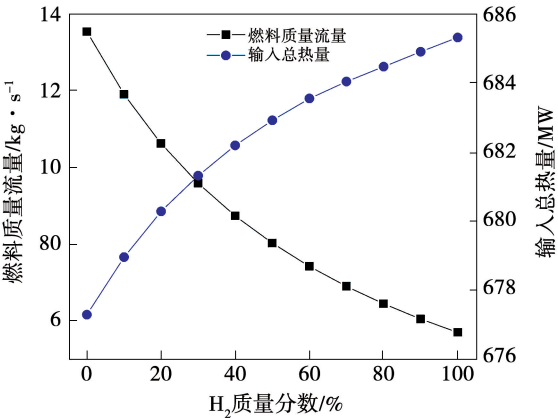


图 6 燃料流量与总热量随 H_2 质量分数变化曲线
Fig.6 Variation curves of fuel flow and total heat with H_2 mass fraction

图 7 为 H_2 质量分数对透平出口温度和出口流量的影响。从图中可以发现,随着燃料中 H_2 质量分数的增加,透平出口温度从 $621.0\text{ }^\circ\text{C}$ 减小到 $616.7\text{ }^\circ\text{C}$, 降低了 $3.3\text{ }^\circ\text{C}$; 透平出口流量从 637.2 kg/s 减小到 629.4 kg/s , 降低了 1.22% 。减小速率逐渐变弱。由于燃气轮机进口气体总量等于出口气体总量,因此透平出口流量的增加值与燃料进口流量的增加值相等。压气机进口流量占燃气轮机进口流量的 90% 以上,而燃料量仅占燃气轮机进口流量很小一部分(小于 5%)。因此,虽然改变燃料时燃料量变化很大,但是燃气轮机总的出口质量流量变化相对较小。

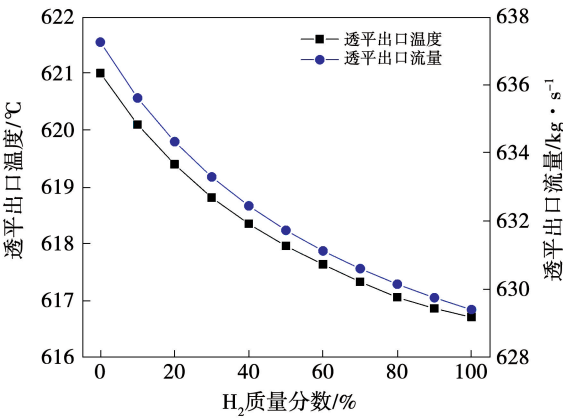


图 7 H_2 质量分数对透平出口温度和出口流量的影响
Fig.7 The effect of H_2 mass fraction on temperature and flow rate of turbine outlet

图 8 为 H_2 质量分数对燃料摩尔流量和透平出口摩尔流量的影响。从图中可以发现,随着燃料中

H₂质量分数的增加,燃烧室进口燃料摩尔流量与透平出口摩尔流量均增加。由此可以推断,在不改变压气机流量的情况下,当燃料中掺混 H₂ 时,需要改变燃烧室和透平结构来增大透平的通流面积,使通流率增大。

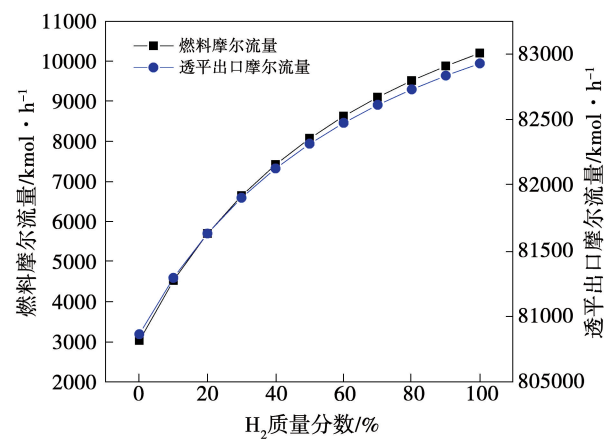


图 8 H₂ 质量分数对燃料摩尔流量和透平出口摩尔流量的影响

Fig. 8 The effect of H₂ mass fraction on fuel mole flow and mole flow of turbine outlet

图 9 为 H₂ 质量分数对燃气轮机输出功率和效率的影响。从图中可以发现,随着燃料中 H₂ 质量分数的增加,燃气轮机输出功率和效率逐渐增加,但增加的速率逐渐变弱。燃气轮机输出功率从 238.9 MW 增大到 250.9 MW,增加了 5.02%;燃气轮机效率从 35.3% 增大到 36.6%,增加了 1.3%。因此,增加燃料中 H₂ 的质量分数,可以提高燃气轮机输出功率和效率。

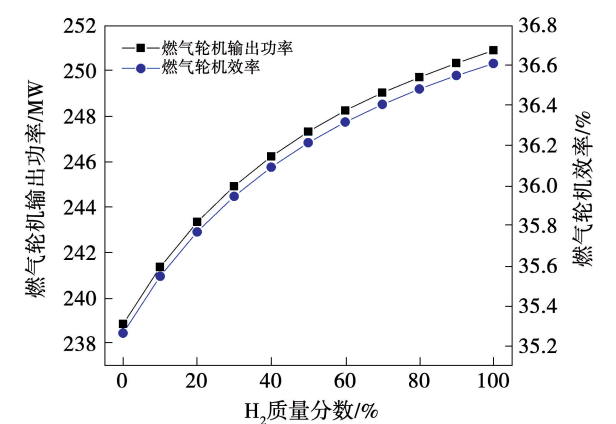


图 9 H₂ 质量分数对燃气轮机输出功率和效率的影响

Fig. 9 The effect of H₂ mass fraction on output power and efficiency of gas turbine

从图 9 中还可以发现,随着燃料中 H₂ 质量分数的增加,燃气轮机输出功率和功率的变化趋势与输入燃料的摩尔流量和输入燃料总热量的变化趋势一致,但与透平出口温度的变化趋势相反。

2.3 蒸汽轮机性能比较

图 10 为 H₂ 质量分数对锅炉效率和给水流量的影响。从图中可以发现,随着燃料中 H₂ 质量分数的增加,锅炉效率从 75.9% 减小到 68.2%,减小了 7.7%;给水流量从 340 t/h 增加到 342 t/h,增加了 2 t/h。两者的变化速率均逐渐减小。

从图 10 中还可以发现,随着燃料中 H₂ 质量分数的增加,锅炉效率的变化趋势与透平出口温度的变化趋势一致,这是因为在模拟过程中假定了排烟温度都为 120 ℃,透平出口温度与排烟温度的差值越小,排烟热损失相对越大,从而引起锅炉效率降低;给水流量的变化趋势与透平出口温度和质量流量的变化趋势相反,这主要是因为透平出口的烟气成分存在差异;透平出口烟气中水蒸气的体积分数增多,而 CO₂ 的体积分数减少,烟气中水蒸气的体积分数越多,所含有的热量越多,导致锅炉给水流量随着燃料中 H₂ 质量分数的增加而增加。

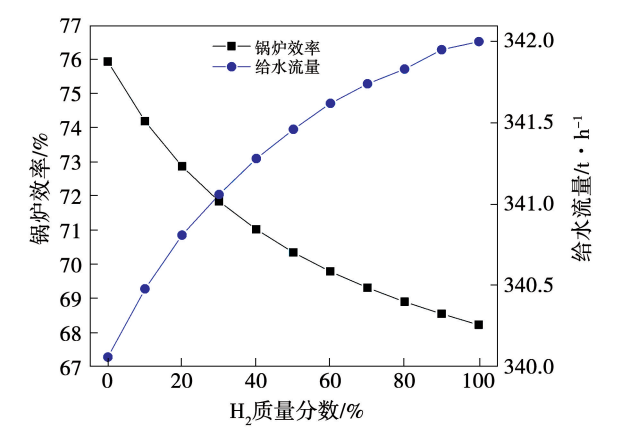


图 10 H₂ 质量分数对锅炉效率和给水流量的影响

Fig. 10 The effect of H₂ mass fraction on boiler efficiency and feed water flow

图 11 为 H₂ 质量分数对蒸汽轮机输出功率和效率的影响。从图中可以发现,随着燃料中 H₂ 质量分数的增加,蒸汽轮机输出功率从 134.9 MW 增加到 135.7 MW,增加了约 0.59%;蒸汽轮机效率从

28.5%减小到 25.6%,减小了 2.9%。两者的变化速率逐渐减小。

在模拟变燃料蒸汽轮机循环时,假定换热器给 水工质的参数一致,仅通过给水流量调节排烟温度, 给水流量越大,蒸汽轮机输出功率越多。因此,随着 燃料中 H_2 质量分数的增加,蒸汽轮机输出功率的变 化趋势与给水流量的变化趋势一致。但是,透平出口 温度与排烟温度的差值越小,排烟热损失相对越大, 蒸汽轮机效率越低。因此,随着燃料中 H_2 质量 分数的增加,蒸汽轮机效率的变化趋势与透平出口 温度和锅炉效率的变化趋势一致。

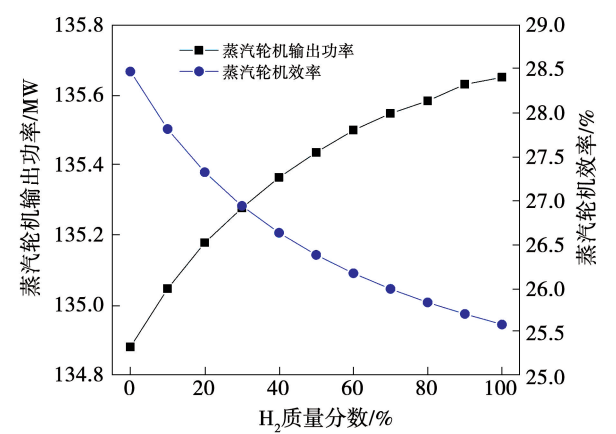


图 11 H_2 质量分数对蒸汽轮机输出功率和效率的影响
Fig. 11 The effect of H_2 mass fraction on output power and efficiency of steam turbine

2.4 联合循环性能比较

图 12 为 H_2 质量分数对联合循环输出功率和效率的影响。从图中可以发现,随着燃料中 H_2 质量分数的增加,联合循环输出功率从 373.7 MW 增加到 386.5 MW,增加了 3.43%;联合循环效率从 55.2% 增加到 56.4%,增加了 1.2%,增加速率逐渐减小。随着燃料中 H_2 质量分数的增加,燃气轮机输出功率与蒸汽轮机输出功率均增加,因此联合循环的输出功率必定增加。而联合循环的效率受联合循环输出功率与燃料输入总热量共同影响,与联合循环输出功率成正比,与燃料输入总热量成反比。随着燃料中 H_2 质量分数的增加,联合循环的输出功率与燃料输入总热量均增加,联合循环的效率也增加。

图 13 为 H_2 质量分数对联合循环比功的影响。

从图中可以发现,随着燃料中 H_2 质量分数的增加,联合循环比功从 586.5 kW/kg 增大到 614.1 kW/kg,增加了 27.6 kW/kg,增大速率逐渐减弱。比功受联合循环输出功率与燃气轮机输入质量流量共同影响,与联合循环输出功率成正比,与燃气轮机输入质量流量成反比。随着燃料中 H_2 质量分数的增加,联合循环输出功率增加,燃气轮机输入质量流量减小(燃料的质量流量减小,空气量不变)。因此,随着燃料中 H_2 质量分数的增加,联合循环比功逐渐增大。

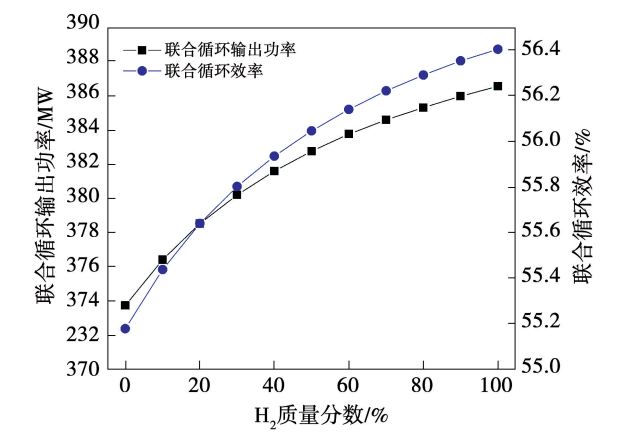


图 12 H_2 质量分数对联合循环输出功率和效率的影响
Fig. 12 The effect of H_2 mass fraction on output power and efficiency of combined cycle

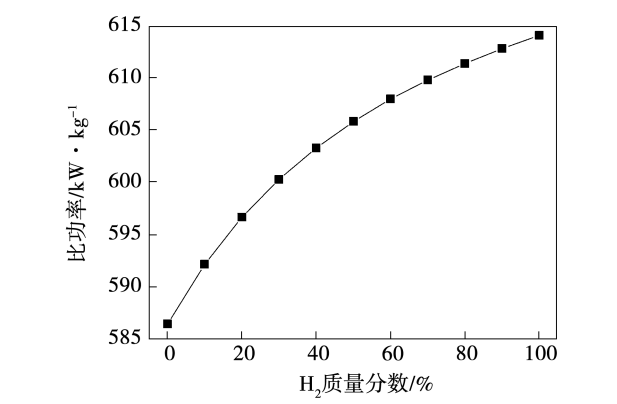


图 13 H_2 质量分数对联合循环比功的影响
Fig. 13 The effect of H_2 mass fraction on specific power of combined cycle

2.5 CO_2 排放比较

图 14 为 H_2 质量分数对 CO_2 排放的影响。从图中可以发现,随着燃料中 H_2 质量分数的增加, CO_2 排放逐渐减小,但是减小速率逐渐减弱。当 CO_2 排放

减小 50% 时,燃料中 H₂ 的质量分数需超过 30%。

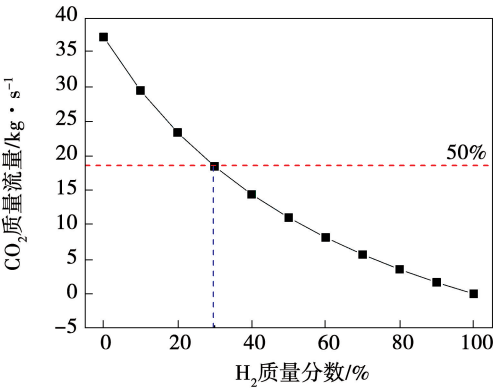


图 14 H₂ 质量分数对 CO₂ 排放的影响

Fig. 14 The effect of H₂ mass fraction on the emission of CO₂

3 结 论

利用 Aspen plus 软件建立了 PG9351FA 型燃气 – 蒸汽联合循环机组模型,在压气机入口空气流量和透平前温保持一致的条件下,研究 H₂ 添加对燃气 – 蒸汽联合循环机组效率的影响,结论如下:

- (1) 随着燃料中 H₂ 质量分数的增加,输入燃料的质量流量减小,输入燃料的总热量逐渐增大;透平出口温度和出口流量逐渐减小;燃气轮机输出功率和效率逐渐增大。
- (2) 随着燃料中 H₂ 质量分数的增加,锅炉效率逐渐减小,但是锅炉给水逐渐增大;蒸汽轮机输出功率逐渐增大,蒸汽轮机效率逐渐减小。
- (3) 随着燃料中 H₂ 质量分数的增加,联合循环输出功率和效率逐渐增大;另外,联合循环比功率也逐渐增大。
- (4) 随着燃料中 H₂ 质量分数的增加,CO₂ 排放逐渐减小,当 CO₂ 排放减小 50% 时,燃料中 H₂ 的质量分数需超过 30%。

参考文献:

[1] AMIN K, FORS T. Hydrogen power with Siemens gas turbines [R]. Simens Gas and Power GmbH & Co. KG. Bavaria, 2020.

[2] 张丽丽. 煤制燃料气燃气轮机建模及性能分析[D]. 北京:中国科学院研究生院(工程热物理研究所), 2010.

ZHANG Li-li. Modeling and performance analysis for coal gas fired

gas turbine[D]. Beijing: Chinese Academy of Sciences(Institute of Engineering Thermophysics), 2010.

[3] 段立强. IGCC 系统全工况特性与设计优化以及新系统开拓研究[D]. 北京:中国科学院研究生院(工程热物理研究所), 2002.

DUAN Li-qiang. Study on characteristics in all operating states, design optimization and new thermodynamics cycle of IGCC system [D]. Beijing: Chinese Academy of Sciences(Institute of Engineering Thermophysics), 2002.

[4] 刘 可. 燃用合成煤气的燃气轮机变工况特性研究[D]. 上海:上海发电设备成套设计研究院, 2009.

LIU Ke. Investigation of off-design characteristics of syngas fired gas turbine [D]. Shanghai: Shanghai Power Equipment Research Institute, 2009.

[5] 马文通. 燃气轮机及燃气 – 蒸汽联合循环在部分工况下的仿真研究[D]. 上海:上海交通大学, 2009.

MA Wen-tong. Simulating research on gas turbine and its combined cycle in part load[D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2009.

[6] 崔 凝. 重型燃机联合循环机组实时动态仿真模型研究与应用[D]. 保定:华北电力大学, 2008.

CUI Ning. Study and application on real-time dynamic simulation model for heavy-duty gas turbine combined cycle power unit[D]. Baoding: North China Electric Power University, 2008.

[7] 张文杰. 基于 SIMULINK 单轴重型燃气轮机全工况仿真研究 [D]. 北京:清华大学, 2011.

ZHANG Wen-jie. Research on the full operating range simulation model of single shaft heavy-duty gas turbine [D]. Beijing: Tsinghua University, 2011.

[8] 郑炯智. 燃气—蒸汽联合循环变工况运行优化[D]. 北京:华北电力大学, 2017.

ZHENG Jiong-zhi. Thermodynamic performance analysis and operation optimization of gas-steam combined cycle power plants under off-design conditions [D]. Beijing: North China Electric Power University, 2017.

[9] 张 恒. 基于变背压改造的燃气 – 蒸汽联合循环变工况性能优化及经济性分析[D]. 北京:华北电力大学, 2018.

ZHANG Heng. The off-design performance optimization and economic analysis of the gas turbine combined cycle system based on a new type of variable back pressure modification system [D]. Beijing: North China Electric Power University, 2018.

[10] 白子为. 燃气机组热力系统全工况优化及策略研究[D]. 北京:华北电力大学, 2019.

BAI Zi-wei. Strategy optimization and performance improvement of gas-steam combined cycles under design/off-design conditions [D]. Beijing: North China Electric Power University, 2019.