

改用富氢燃料的F级燃气轮机热力性能与透平通流匹配

吴昊男¹, 吕小静², 翁一武³, 朱志劼⁴

(1. 上海交通大学 智慧能源创新学院, 上海 200240; 2. 上海交通大学 中英低碳学院, 上海 201306;
3. 上海交通大学 机械与动力工程学院, 上海 200240; 4. 上海发电设备成套设计研究院有限责任公司, 上海 200240)

摘要:本研究旨在探究某型F级天然气重型燃气轮机在改用富氢燃料时的热力性能变化和通流匹配方案。建立了考虑透平逐级冷却的燃气轮机稳态热力模型,并用实际运行数据验证了模型的准确性。以此模型为基础计算了改用富氢燃料后该型燃气轮机在燃用不同含氢量的燃料时的热力性能和排放性能。针对出现的压气机和透平间的通流匹配问题,采用保持压气机参数不变、改变透平各级动静叶片安装角的方案,增加透平通流面积,并计算得到通流匹配后的燃气轮机性能。计算结果表明:随着燃料含氢量由0增加到100%时,达到相同透平入口温度时所需的燃料体积流量增加,透平中工质体积流量增加了2.65%,透平各级动静叶片冷却效果降低,透平出口温度上升约15 K。在燃料含氢量分别为40%,70%,100%的情况下,氮氧化物的排放浓度分别增加了4.44,5.18,4.225 mg/m³;透平各级叶片安装角的变化整体分别在0.15°,0.37°,0.94°之内以达到通流匹配;燃气轮机的输出功率分别变化了0.39%, -0.23%, -1.56%;效率分别变化了0.02%, -0.41%, -1.4%。

关键词: 重型燃气轮机;热力性能分析;稳态模型;富氢燃料;通流匹配

中图分类号:TK14 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2023.12.020

[引用本文格式]吴昊男,吕小静,翁一武,等.改用富氢燃料的F级燃气轮机热力性能与透平通流匹配[J].热能动力工程,2023,38(12):173-181. WU Hao-nan, LYU Xiao-jing, WENG Yi-wu, et al. Thermodynamic performance and turbine through-flow matching of F-class gas turbines fueled by hydrogen enriched natural gas[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2023, 38(12): 173-181.

Thermodynamic Performance and Turbine Through-flow Matching of F-class Gas Turbines fueled by Hydrogen Enriched Natural Gas

WU Hao-nan¹, LYU Xiao-jing², WENG Yi-wu³, ZHU Zhi-jie⁴

(1. College of Smart Energy, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai, China, Post Code: 200240;
2. China-UK Low Carbon College, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai, China, Post Code: 201306;
3. School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai, China, Post Code: 200240;
4. Shanghai Power Equipment Research Institute Co., Ltd., Shanghai, China, Post Code: 200240)

Abstract: In order to investigate the thermodynamic performance variation and flow matching scheme of an F-class natural gas heavy-duty gas turbine when transitioning to hydrogen-rich fuel, a steady-state thermodynamic model of the gas turbine considering staged turbine cooling was established and its accuracy was validated using actual operational data. The model was then used to study the performance and emission characteristics of the gas turbine, when using H2NG (hydrogen enriched natural gas) blends with

收稿日期:2023-07-25; 修订日期:2023-08-18

基金项目:国家自然科学基金科研项目(52176014);国家科技重大专项基础研究项目(HT-J2019-I-0009-0009)

Fund-supported Project: National Natural Science Foundation of China (52176014); National Science and Technology Major Project (HT-J2019-I-0009-0009)

作者简介:吴昊男(1997-),男,上海交通大学硕士研究生.

different hydrogen fractions as fuel. To address the through-flow matching issues between compressor and turbine, a scheme was proposed that maintains the compressor configuration unchanged and changes the stagger angle of rotor and stator blades of turbine to increase the through-flow area and calculate the gas turbine performance. The results show that as the hydrogen fraction increases from 0% to 100%, the required fuel volumetric flow rate for achieving the same turbine inlet temperature increases. The working fluid volumetric flow rate within the turbine increases by 2.65%, the cooling effect of rotor and stator blades of turbine decreases, and turbine outlet temperature increases by about 15 K. For fuel compositions of 40%, 70%, and 100% hydrogen, the NO_x emission concentrations increase by 4.44, 5.18 and 4.225 mg/m^3 ; the stagger angle of rotor and stator blades of all stages changes within 0.15° , 0.37° and 0.94° to achieve the through-flow matching; the output power of the turbine suffers changes of 0.39%, -0.23% and -1.56% , while the efficiency varies by 0.02%, -0.41% and -1.4% respectively.

Key words: heavy-duty gas turbine, thermodynamic performance analysis, steady state model, hydrogen enriched natural gas, through-flow matching

引 言

符号说明

- c —绝对速度/ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
 u —周向速度/ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
 w —相对速度/ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
 α —绝对气流角/ $(^\circ)$
 ρ —密度/ $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$
 T —温度/K
 h —焓值/ $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$
 π —压比
 ε —膨胀比
 P —功率/W
 m —质量流量/ $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$
 η —效率
 c_p —比定压热容/ $\text{kJ}\cdot(\text{kg}\cdot\text{k})^{-1}$
 LHV —燃料低位热值/ $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$
 θ —抽气口与气流夹角/ $(^\circ)$
 k —绝热系数
 ψ —冷却空气流量与燃气流量比
 χ —冷却空气速度与燃气速度比
 ϕ —冷却空气入射角/ $(^\circ)$
 A —叶片通流面积/ m^2
 $\Delta\gamma$ —叶片安装角变化值/ $(^\circ)$
 β —权重系数

上标: *—滞止状态; '—设计工况

下标:

- 1—压气机动叶入口
 2—压气机动叶出口
 3—压气机静叶出口

b—燃烧室; t—透平; s—静叶; r—动叶; i—各级标号; c—压气机

各段; cool—冷却空气; f—燃料; pu—抽气阶段; bl—掺混阶段; in—入口; out—出口。

为构建人与自然命运共同体,促进可持续发展,力争在本世纪中叶实现碳中和,在电力生产侧,需要对传统火力发电大力开展低碳转型。而有着零碳排放、灵活可控等优点的氢燃气轮机将成为未来“双碳”目标中新型电网的重要主力设备^[1]。富氢燃料燃气轮机的研究将成为上述阶段的开发重点。

Koc 等人^[2]以天然气和氢气为燃料对 50 MW 燃气轮机简单循环和回热循环的性能、燃料成本和排放参数开展研究。研究发现,燃用氢燃料时燃气轮机的热效率高于天然气燃料燃气轮机。Di 等人^[3]建立了富氢燃料燃气轮机的热力学模型和动态模型,利用热力模型分别计算了燃用天然气和掺氢 10% 的天然气两种情况下入口空气温度对转速和燃料消耗量的影响;并将动态模型置入混合能源网中,计算富氢燃料燃气轮机与天然气燃气轮机能源利用效率的差别。马勤勇等人^[4]根据重型燃气轮机结构参数建立了变工况特性预估模型,对 0 ~ 100% 掺氢比时的燃气轮机运行参数和部件特性进行了计算分析。结果表明,燃气轮机直接掺氢燃烧将使压气机空气流量下降,喘振裕度减小,燃气轮机功率得到提高。李立新等人^[5]提出了燃气轮机本体改造和混氢方案。在工程实践中验证了掺氢比在 15% ~ 30% 范围内燃气轮机的性能,并对循环中锅炉、汽轮机的适应性进行了分析。结果表明,对燃烧器进行改造后,燃烧稳定、无回火现象, NO_x 排放有些许上升但满足要求。朱志劼等人^[6]提出了基于透平一维气动分析的燃气轮机透平逐级掺混及总体

热力性能计算方法,并以此为基础建立了重型燃气轮机热力性能模型。解决了过去燃气轮机热力性能计算模型对逐级冷却空气掺混考虑不充分,缺少气流参数和损失修正的问题。

本文首先针对某重型燃气轮机建立了考虑冷却空气影响的分级稳态模型,并对模型准确性进行了验证;基于建立的模型计算了天然气中氢含量在 0~100% 范围内的燃气轮机热力性能和 NO_x 排放参数。然后选择改变透平通流性能来匹配压气机的通流匹配方案,对燃气轮机透平部分进行了通流匹配计算,以改变动、静叶片安装角的方式增加了透平通流面积,使其适应富氢燃料各种工况,并对燃用掺氢燃料条件下的燃气轮机整体性能进行了分析。本研究为改用富氢燃料的重型燃气轮机实现压气机和透平通流匹配,提供了可行的技术方案。

1 燃气轮机分级稳态热力模型

某 F 级重型燃气轮机的压气机共有 18 级,分别为 0~17 级,其中第 9、第 13 和第 17 级后分别设置了冷却空气抽气口。透平共有 3 级,第 1 级和第 2 级的动静叶片以及第 3 级静叶均有空气冷却。冷却空气分配如图 1 所示。压气机第 9、第 13 和第 17 级的抽气分别分配给透平第 3 级静叶,透平第 2 级动、静叶片和透平第 1 级动、静叶片。根据文献[7,8],透平第 1 级动静叶的冷却空气量为压气机入口空气量的 11.13%;透平第 2 级的冷却空气量为压气机入口空气的 5.48%;透平第 3 级的冷却空气仅作用于静叶,占压气机入口空气流量的 1.84%。

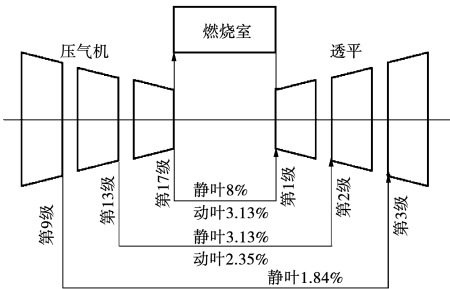


图 1 压气机冷却空气抽气量及分配示意图

Fig. 1 Volume of cooling air extracted from compressor and its distribution

1.1 压气机模型

压气机的压缩及抽气过程 $p-v$ 图如图 2 所示。

将压气机按 3 个抽气口位置分成 3 段,第 1 段为压气机 0~9 级(AC 段)、第 2 段为压气机 10~13 级(CE 段)、第 3 段为压气机 14~17 级(EG 段)。压气机前级的出口参数作为后一级的入口参数,前一段出口参数经抽气后作为后一段入口参数,以逐级逐段的方法建立压气机模型。以 AC 段为例,AB 为压缩过程、BC 为抽气过程。抽气过程主要导致了气体质量流量损失,以及压力损失。

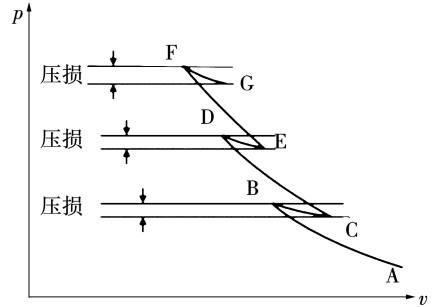


图 2 压气机压缩和抽气过程 $p-v$ 图

Fig. 2 $p-v$ diagram of compressing and pumping process of compressor

压气机各级及各段计算流程如图 3 所示。各级的计算过程分为动叶和静叶两部分。

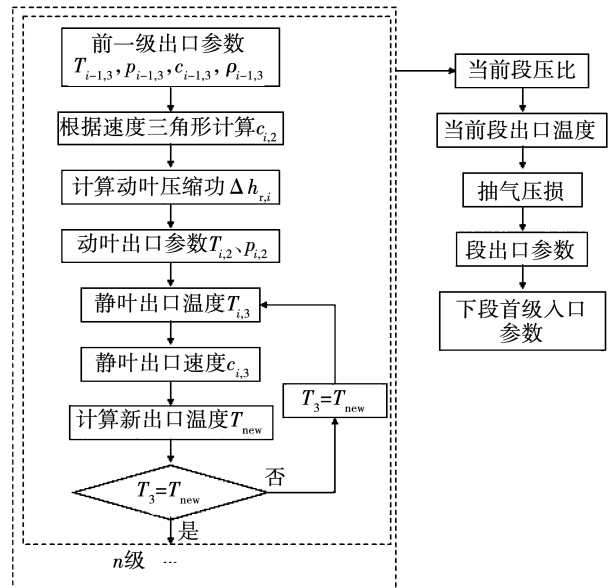


图 3 压气机各级及各段计算流程

Fig. 3 Calculation process for each stage and section of compressor

各级动叶部分根据动量原理计算,单位质量气体受动叶施加的功由焓差体现,焓差为:

$$\Delta h_{c,r,i} = u_i \Delta c_{i,2} = u_i (c_{i,2} \cos \alpha_{i,2} - c_{i,1} \cos \alpha_{i,1}) \quad (1)$$

各级静叶在亚音速流动情况下,稳定流动能量方程为:

$$\frac{p_{i,2}}{\rho_{i,2}} + \frac{1}{2} c_{i,2}^2 = \frac{p_{i,3}}{\rho_{i,3}} + \frac{1}{2} c_{i,3}^2 \quad (2)$$

压气机各级静叶焓差为:

$$\Delta h_{c,s,i} = \frac{c_{i,3}^2 - c_{i,2}^2}{2} \quad (3)$$

压气机各级的压比为:

$$\pi_i = \frac{p_{i,3}^*}{p_{i,1}^*} = \frac{p_{i,3}/\rho_{i,3} + \frac{1}{2} c_{i,3}^2}{p_{i,1}/\rho_{i,1} + \frac{1}{2} c_{i,1}^2} \quad (4)$$

在获得各级压比后进行逐级叠加,按公式(5)得到各段的压比和各段在绝热过程中的出口压力和出口温度:

$$\pi_c = \prod_{i=i_{c,in}}^{i_{c,out}} \pi_i \quad (5)$$

$$P_{c,out} = P_{c,in} \pi_c \quad (6)$$

$$T_{c,out} = T_{c,in} \left[1 + \frac{1}{\eta_c} \left(\pi_c^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \right] \quad (7)$$

段间抽气的压损为:

$$\Delta p = \frac{p_{pu,in} \cdot (1 - c_{pu,in} \cdot A_{pu,in})}{c_{pu,out} (A_{pu,out} + A_{cool} \sin \theta)} \quad (8)$$

依据能量守恒原理,压气机功率由各段进出口焓差计算得到,公式为:

$$P = \sum_{c=1}^3 m_c (h_{c,in} - h_{c,out}) \quad (9)$$

其中,各段质量流量为前一段质量流量减去冷却空气流量,表示为:

$$m_c = m_{c-1} - m_{cool} \quad (10)$$

1.2 燃烧室模型

燃烧室中拥有复杂的流动和反应过程,本文重点研究燃烧室的反应产物以及流量变化。假设燃烧室焓值和温度分布均匀,燃烧室反应过程的主要关系式为进、出口的能量守恒方程(公式 11)和质量守恒方程(公式 12):

$$m_{b,out} h_{b,out} = m_{b,in} h_{b,in} + m_f (h_f + \eta_b \text{LHV}) \quad (11)$$

$$m_{b,out} = m_{b,in} + m_f \quad (12)$$

通过迭代的方法计算在燃料含氢量变化时保持透平入口温度不变所需要的燃料流量。并使用

Syngas/NO_x 燃烧机理文件^[9],利用化学反应模型软件 Chemkin 计算燃烧室各类气体的排放。

1.3 透平模型

透平共有 3 级,其中,第 1 级和第 2 级动静叶片都有各自复杂的空气冷却方式,第 3 级透平的静叶为对流冷却,动叶无冷却。冷却空气从叶片进入透平主流后,边掺混边参与膨胀做功,这个过程既有热力学过程,也有复杂的气动和传热过程。本研究采用文献 [10] 给出的简化方法对各级透平的工作过程进行计算,如图 4 所示。

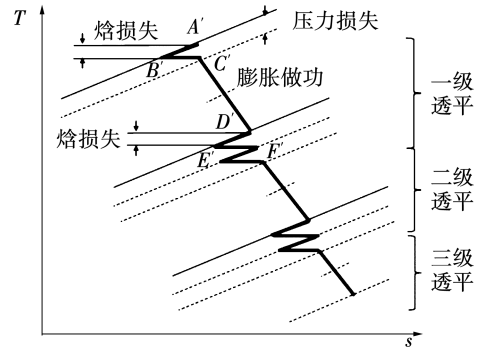


图 4 透平冷却掺混与膨胀过程 $T-s$ 图
Fig. 4 $T-s$ diagram of turbine cooling air blending and expansion process

该方法将每个透平级整体的掺混与膨胀过程拆分为 3 个阶段进行计算, $A'C'$ 段是静叶冷却掺混阶段,产生焓降和压损; $C'D'$ 段是混合后的气流膨胀做功阶段; $D'F'$ 段是动叶冷却掺混阶段,产生焓降和压损。

对上述过程进行建模,在动、静叶冷却混合模块中,均将高温和低温的空气进行绝热混合,混合前后的气体焓值主要由如下关系式迭代计算:

$$m_{bl,out} h_{bl,out} = m_{bl,in} h_{bl,in} + m_{cool} h_{cool} \quad (13)$$

$$m_{bl,out} = m_{bl,in} + m_{cool} \quad (14)$$

透平膨胀做功模块中,出口温度计算公式:

$$T_{i,out} = T_{i,in} \left[1 + \eta_i \left(\varepsilon_i^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \right] \quad (15)$$

冷却空气与主流工质掺混产生的压损计算公式^[11]:

$$\frac{p_{bl,out}}{p_{bl,in}} = 1 - \frac{\psi k Ma^2}{2} \left\{ \frac{T_{bl,in} + T_{cool}}{T_{bl,in}} - 2\chi \cos \varphi \right\} \quad (16)$$

透平功率为:

$$P_t = \sum_{i=1}^3 m_{t,i} (h_{t,i,in} - h_{t,i,out}) \quad (17)$$

其中,级质量流量为前一级质量流量加上冷却空气流量,表示为:

$$m_{t,i} = m_{t,i-1} + m_{cool,i} \quad (18)$$

1.4 气体物性计算

本模型计算时主要涉及的气体物性计算公式如下:

(1) 气体比定压热容由实际值进行多项式线性回归得到,公式为:

$$c_p = A \cdot T^3 + B \cdot T^2 + C \cdot T + D \quad (19)$$

(2) 气体焓值由实际焓值多项式线性回归得到,公式为:

$$h = A \cdot T^3 \cdot 10^{-8} + B \cdot T^2 \cdot 10^{-4} + C \cdot T + D \quad (20)$$

式中:系数 A、B、C、D 为常数。

1.5 燃气轮机设计工况参数

某型重型燃气轮机的设计工况参数如表 1 所示。

表 1 某重型燃气轮机的设计工况参数

Tab. 1 Design parameters of a heavy-duty gas turbine

参数	数值	参数	数值
燃气轮机功率/MW	255.6	压气机等熵效率/%	88
燃气轮机效率/%	36.9	燃烧室效率/%	99
压气机压比	15.4	透平等熵效率/%	90
透平 1 级动叶前温度/K	1591	空气流量/kg·s ⁻¹	638
燃气轮机排气温度/K	882	燃料流量/kg·s ⁻¹	14.2

根据文献[12]设定各压损系数,压气机入口压损系数为 0.02,透平排气压损为 0.02,燃烧室压损为 0.035。

1.6 模型验证

利用自编程序对燃气轮机进行建模计算,将燃气轮机模型计算结果与电厂实际运行的测量数据进行对比,对比结果如表 2 所示。

根据结果显示,所建立的燃气轮机模型的计算结果与实际运行数据吻合度良好,证明其在该型燃气轮机稳态仿真性能中表现较好。

表 2 模型计算结果与运行数据对比

Tab. 2 Comparison of model results and operating data

参数	运行实测数据	模型计算数据	相对误差
输出功率/MW	255.6	255.73	0.05%
燃气轮机效率	36.9%	36.7%	-0.2%
燃料流量/kg·s ⁻¹	14.2	14.297	0.68%
空气流量/kg·s ⁻¹	639	638	-0.15%
压气机出口压力/kPa	1 547.86	1 549.89	0.13%
透平出口温度/K	882	886.7	0.533%

2 富氢燃料燃气轮机热力性能

氢气的体积热值仅为天然气的 1/3、火焰传播速度为天然气的 8 倍^[13]。以天然气为燃料的燃气轮机在改用含氢燃料时,富氢燃料会对燃气轮机热力性能造成较大影响。

本研究采用改变透平通流性能来匹配压气机的方案,即不改变压气机参数和性能情况下将透平入口温度作为设定参数计算燃料流量。在此基础上计算燃用含氢量 0 ~ 100% 的富氢燃料条件下燃气轮机的热力性能。

2.1 富氢燃料流量变化

根据模型计算结果,在保持设计工况透平初温不变的情况下,随着燃料含氢量的增加,燃料的体积流量和质量流量变化如图 5 所示。

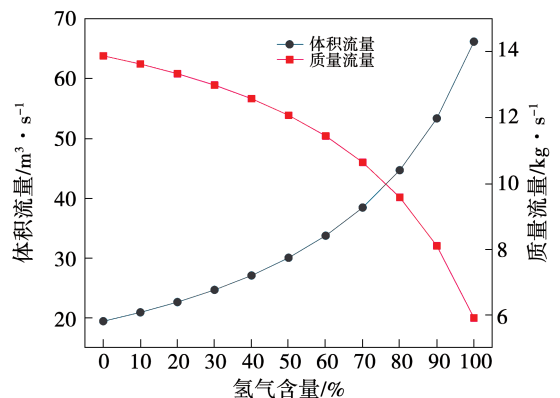


图 5 不同含氢量下燃料流量变化

Fig. 5 Variation of fuel flow rates with different fractions of hydrogen

随着氢含量的增加燃料的单位体积热值降低,所需燃料的体积流量增加,而由于氢气密度低,使得燃料的质量流量降低。随着燃料组分的变化,进入透平的气体成分也会有所变化,将会有更多的水蒸气以及更少的二氧化碳进入透平。

2.2 透平热力性能

按透平模型假设,将各级透平分为静叶冷却混合、膨胀做功、动叶冷却混合 3 个阶段。

不同含氢量下透平各级 3 个阶段的计算结果如图 6 与表 3 所示。在 1 级静叶、1 级动叶和 2 级静叶这 3 个温度较高的阶段,冷却空气的冷却效果随着燃料含氢量的升高而降低,其中 1 级静叶冷却混合阶段前后的温差在含氢量由 0 升高至 100% 过程中降低了 1.68 K;1 级动叶冷却混合阶段的进出口温差由 18.75 K 减至 18.62 K;2 级静叶冷却混合阶段的进出口温差由 20.95 K 减至 20.79 K。分析上述结果的原因,是由于燃料含氢量上升,透平工质中含有更多的吸热能力强的水蒸气,这使得在相同入口温度下,冷却空气的冷却效果降低。在 2 级动叶、3 级静叶这两个温度较低的阶段,冷却效果在 2 级动叶冷却混合阶段的温差由 10.61 K 提高至 10.69 K;在 3 级静叶冷却混合阶段的温差由 9.56 K 提高至 9.6 K。

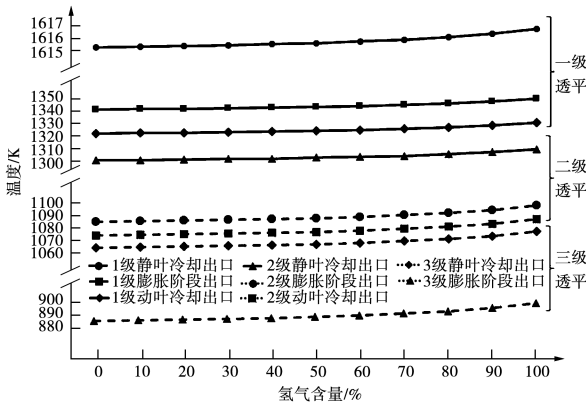


图 6 不同含氢量下透平各级各阶段出口温度
Fig. 6 Outlet temperature of each phase in each turbine stage with different fractions of hydrogen

表 3 不同含氢量下透平各级各阶段出口温度
Tab. 3 Outlet temperature of each phase in each turbine stage with different fractions of hydrogen

透平各阶段	出口温度/K			
	0	40%	70%	100%
一级静叶冷却	1 615.14	1 615.42	1 615.83	1 616.81
一级膨胀	1 340.41	1 341.78	1 343.82	1 348.72
一级动叶冷却	1 321.65	1 323.05	1 325.11	1 330.09
二级静叶冷却	1 300.70	1 302.12	1 304.23	1 309.31
二级膨胀	1 085.82	1 087.90	1 090.98	1 098.43
二级动叶冷却	1 075.21	1 077.27	1 080.33	1 087.74
三级静叶冷却	1 065.64	1 067.70	1 070.75	1 078.14
三级膨胀	885.48	887.96	891.66	900.62

各级膨胀做功阶段的前后温差也随着燃料含氢量的增加而呈现降低趋势,在含氢量由 0 升至 100% 过程中 1 级透平膨胀阶段的温差由 274.73 K 降低至 268.09 K,2 级透平膨胀阶段的温差由 214.88 K 降低至 210.87 K,3 级透平膨胀阶段的温差由 180.16 K 降低至 177.52 K,最后透平出口的温度提高了 15 K 左右。

2.3 排放性能

在透平初温不变的情况下,工质的成分和流量将成为影响燃气轮机性能的关键因素。采用燃烧反应方程式以及 Syngas/NO_x 燃烧机理,利用反应动力学模型计算得到在不同富氢燃料燃烧时的 NO_x 排放浓度。

计算结果如图 7 所示,燃烧生成的 NO_x 浓度在燃料含氢量 0 ~ 70% 范围内有升高趋势。这是因为,虽然含氢量的增加对 NO_x 排放的增加有正向影响,但燃料质量流量的降低对排放增加起反向影响。因此,随着含氢量增加 NO_x 排放有上升趋势,但趋势减缓。含氢量在 70% ~ 100% 范围内 NO_x 排放浓度呈降低趋势。燃料含氢量分别为 40%,70%,100% 时,与不含氢时相比氮氧化物的排放浓度分别增加了 4.44,5.18,4.225 mg/m³。

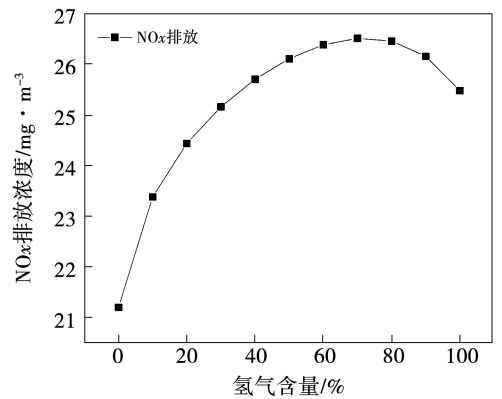


图 7 不同含氢量下燃烧室 NO_x 排放浓度
Fig. 7 Emission concentration of NO_x of combustion chamber with different fractions of hydrogen

3 透平通流匹配

随着燃料掺氢比例的提高,进入透平的工质流量发生变化,使得各级动静叶片的做功能力产生变化,透平的体积流量增加。

根据本模型计算结果,若保持原透平结构参数,透平各级总压将逐渐提升并在含氢量为 60% 时超

过临界流量,这将极大影响燃气轮机的正常工作。因此,为使透平达到设计的膨胀做功能力,需增大其通流面积。常见改变透平通流面积的方法有:改变叶片安装角、改变叶片高度、降低透平的入口温度等。在保持燃机高效运行的前提下,改变叶片安装角是一种有效、简单、可行的方式。本研究采用改变叶片安装角的方式提升透平的通流面积。

3.1 通流匹配方法

在等熵过程中,透平静叶出口的理想速度用膨胀比的形式表示为^[14]:

$$c_{t,s,out} = \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{p_{t,s,in}^*}{\rho_{t,s,in}^*} (1 - \varepsilon_t^{\frac{k-1}{k}})} \quad (21)$$

根据连续性方程可知,通过叶片的质量流量与通流面积的关系为:

$$A_{t,s,out} = m_{t,s,out} / \sqrt{\frac{2k}{k+1} (\varepsilon_t^{\frac{2}{k}} - \varepsilon_t^{\frac{k+1}{k}}) p_{t,s,in}^* \rho_{t,s,in}^*} \quad (22)$$

利用本文设计的模型计算出的透平热力参数(各级入口温度、压力、绝热指数、质量流量等),根据式(22)计算出各级叶片的出口面积,并利用公式(23)将其转换成安装角的变化值 $\Delta\gamma_{t,out}$ 。

$$\frac{A'_{t,out}}{\sin a_{t,out}} = \frac{A_{t,out}}{\sin(a_{t,out} + \Delta\gamma_{t,out})} \quad (23)$$

静叶出口与动叶入口速度三角形,如图 8 所示。前一个叶片出口角度以及出口气流速度的变化将改变原本的速度三角形(图 8 中实线部分),因此通过速度三角形来计算后一叶片的入口安装角的变化 $\Delta\gamma_{t,in}$ 。

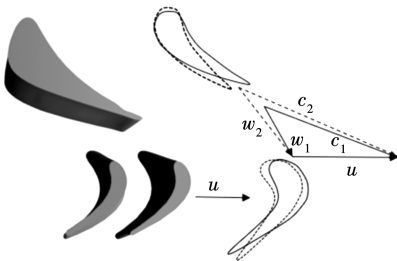


图 8 通流匹配前后透平级速度三角形

Fig. 8 Speed triangle of turbine stage before and after through-flow matching

通过计算发现叶片进、出口的安装角变化值 $\Delta\gamma_{t,in}$ 、 $\Delta\gamma_{t,out}$ 同向但不相等。综合考虑两者来确定每个叶片的最终安装角的变化值 $\Delta\gamma$,其公式为:

$$\Delta\gamma = \beta \Delta\gamma_{t,in} + (1 - \beta) \Delta\gamma_{t,out} \quad (24)$$

计算结果如图 9 所示,图中安装角以顺时针旋

转为正值。由图 9 可知,随着燃料含氢量的升高,透平各叶片安装角的变化值也增大,同时级数越高角度变化越大。其中静叶均需顺时针方向增大安装角,动叶均需逆时针方向增大安装角,以此提高通流面积去满足更高的体积流量以及气流速度的变化。

透平第 1~第 3 级动静叶片安装角的变化整体分别在 $0.15^\circ, 0.37^\circ, 0.94^\circ$ 以内。以含氢量 100% 为例,透平第 1~第 3 级静叶安装角分别顺时针变化 $0.19^\circ, 0.38^\circ, 0.53^\circ$,第 1~第 3 级动叶安装角分别逆时针变化 $0.41^\circ, 0.48^\circ, 0.94^\circ$ 。

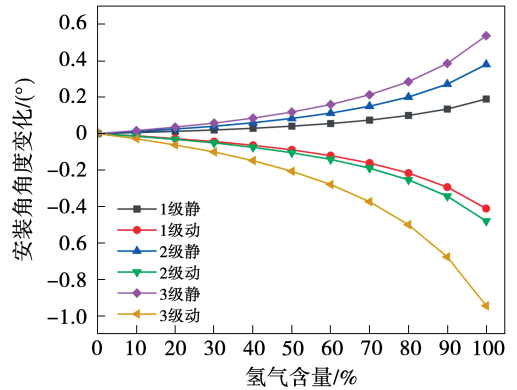


图 9 通流匹配后透平各级叶片安装角变化

Fig. 9 Variation of stagger angle of blade on each turbine stage after through-flow matching

3.2 通流匹配后燃气轮机性能

由于透平各级动静叶片安装角的变化综合考虑了通流面积以及速度三角形,所以通流匹配后的透平叶片各级膨胀比也会发生变化。根据各掺氢比例下新的透平通流面积计算不同含氢量下的各级总压,计算结果如图 10 及表 4 所示。

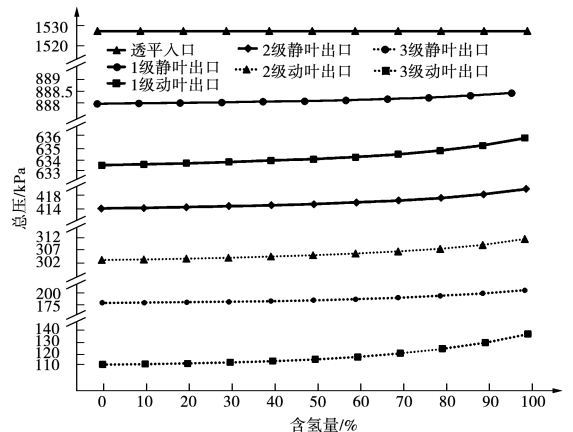


图 10 通流匹配后透平在不同含氢量下各级总压

Fig. 10 Outlet total pressure of each turbine stage with different fractions of hydrogen after through-flow matching

表 4 通流匹配后透平在不同含氢量下出口总压
Tab. 4 Outlet total pressure of each turbine stage with different fractions of hydrogen after through-flow matching

透平各级 叶片	总压/kPa			
	0	40%	70%	100%
透平入口	1 528.81	1 528.81	1 528.81	1 528.81
一级静叶	888.39	888.48	888.62	888.95
一级动叶	633.98	634.19	634.48	635.23
二级静叶	414.27	415.02	416.07	418.70
二级动叶	302.73	303.95	305.66	309.87
三级静叶	177.32	180.26	185.95	198.37
三级动叶	100.66	113.20	118.98	133.36

由于通流匹配后透平各级的通流面积逐渐增加,随着含氢量的增加,这使得叶片的出口总压上升。在含氢量由 0 升高至 100% 过程中,1 级静叶出口总压升高了 0.59 kPa;1 级动叶出口总压升高了 1.25 kPa;2 级静叶出口总压升高了 4.43 kPa;2 级动叶总压升高了 7.14 kPa;3 级静叶出口总压升高了 21.05 kPa;3 级动叶出口总压升高了 32.7 kPa。

燃气轮机透平的功率受膨胀做功前后的燃气温度和气体流量两方面影响,经模型计算燃气轮机的输出功率和效率的变化如图 11 所示。在燃料含氢量为 40% ,70% ,100% 时,燃机输出功率相较于设计工况变化了 0.39% , -0.23% , -1.56% ;效率变化了 0.02% , -0.41% , -1.4% 。

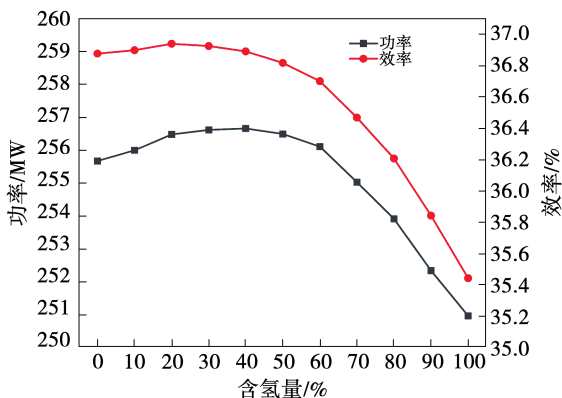


图 11 通流匹配后燃气轮机功率和效率

Fig. 11 Power and efficiency of gas turbine after through-flow matching

分析上述结果原因,随着燃料含氢量的增加,透平工质整体体积流量增加,体积流量增加对透平功率增加起正向作用,膨胀前后温差减小则降低了膨胀做功前后的焓差。而在透平工质中,水蒸气的体积流量在大幅增加,二氧化碳的流量在大幅降低,且变化幅度随着燃料含氢量的增加而变大。同时,工质出口绝对速度随着含氢量的增加也有所增加,因此余速损失也有增加。在这几项因素的共同影响下,使得燃气轮机的功率在燃料含氢量 40% 左右的时候达到最大值,然后呈下降趋势。

4 结 论

本文针对某型 F 级天然气重型燃气轮机,建立了考虑透平逐级冷却影响的稳态热力模型,计算了燃料不同含氢量下燃机的热力性能和排放性能,提出了压气机参数不变而改变透平各级叶片安装角的通流匹配方案,结论如下:

(1) 使用电厂实际运行数据对所设计的考虑透平逐级冷却影响的稳态热力模型的精准性进行了验证,相关参数的误差均在 0.7% 以内,说明该模型能够较好地仿真该型燃机的稳态性能。

(2) 燃料含氢量从 0 增加到 100% 时,达到相同透平入口温度燃料的体积流量增加了 46.7 m³/s,透平出口的体积流量增加了 2.65%。燃烧生成的 NO_x 浓度在燃料含氢量从 0 到 70% 增加过程中呈增高趋势,含氢量在 70% ~ 100% 范围内呈下降趋势。透平中工质成分的变化使得冷却空气混合模块整体的冷却效果降低了 1.85 K;透平膨胀做功模块的前后温差降低了 13.29 K。

(3) 通过改变叶片安装角的方式,增加了透平通流面积以匹配改用富氢燃料工况下的通流条件。燃机整体功率的变化在 1.5% 范围以内,而进入燃机的燃料能量变化值为 14.7 MJ/s。燃机效率总体呈下降趋势,下降了 1.7% 左右。

参考文献:

- [1] 秦 锋,秦亚迪,单彤文. 碳中和背景下氢燃料燃气轮机技术现状及发展前景[J]. 广东电力,2021,34(10):10-17.
QIN Feng, QIN Ya-di, SHAN Tong-wen. Technology status and development prospects of hydrogen fuel gas turbine under the background of carbon neutral [J]. Guangdong Electric Power, 2021,

- 34(10):10-17.
- [2] KOC Y, YAGLL H, GOERGUELU A, et al. Analysing the performance, fuel cost and emission parameters of the 50 MW simple and recuperative gas turbine cycles using natural gas and hydrogen as fuel [J]. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2020, 45(41):22138-22147.
- [3] DI GAETA A, REALE F, CHIARIELLO F, et al. A dynamic model of a 100 kW micro gas turbine fuelled with natural gas and hydrogen blends and its application in a hybrid energy grid [J]. *Energy*, 2017, 129:299-320.
- [4] 马勤勇, 钱白云, 董利江, 等. 掺氢比例对氢混天然气燃气轮机运行特性影响的研究 [J]. *热能动力工程*, 2022, 37(9):41-49.
- MA Qin-yong, QIAN Bai-yun, DONG Li-jiang, et al. Research on the influence of hydrogen blending ratio on the operation characteristics of hydrogen blended fuel gas turbine [J]. *Journal of Engineering for Thermal Energy and Power*, 2022, 37(9):41-49.
- [5] 李立新, 张昭昭. 某型号 F 级燃气轮机混氢燃烧的性能分析和工程实践 [J]. *动力工程学报*, 2022, 42(10):912-918.
- LI Li-xin, ZHANG Zhao-zhao. Combustion performance analysis and engineering practice of a F-class gas turbine with hydrogen addition [J]. *Journal of Chinese Society of Power Engineering*, 2022, 42(10):912-918.
- [6] 朱志劫, 田书耘, 范雪飞, 等. 考虑透平逐级冷却的重型燃气轮机热力学建模及关键参数影响分析 [J]. *热力发电*, 2023, 52(5):72-81.
- ZHU Zhi-jie, TIAN Shu-yun, FAN Xue-fei, et al. Thermodynamic modeling and influence analysis of key parameters of heavy-duty gas turbine considering turbine stage cooling [J]. *Thermal Power Generation*, 2023, 52(5):72-81.
- [7] 王波, 张士杰, 肖云汉. 大型燃气轮机透平冷却空气量估算 [J]. *燃气轮机技术*, 2009, 22(3):29-32.
- WANG Bo, ZHANG Shi-jie, XIAO Yun-han. The cooling air estimation of large scale gas turbine [J]. *Gas Turbine Technology*, 2009, 22(3):29-32.
- [8] 李政, 江宁, 麻林巍, 等. 西门子 V94.3 燃气轮机冷却空气信息推测 [J]. *燃气轮机技术*, 2002, 15(4):13-15.
- LI Zheng, JIANG Ning, MA Lin-wei, et al. Speculation on cooling air information of Siemens V94.3 gas turbine [J]. *Gas Turbine Technology*, 2002, 15(4):13-15.
- [9] ZHANG Y J, MATHIEU O, PETERSEN E L, et al. Assessing the predictions of a NO_x kinetic mechanism on recent hydrogen and syngas experimental data [J]. *Combustion and Flame*, 2017, 182:122-141.
- [10] CAMPOREALE S M, FORTUNATO B, MASTROVITO M. A modular code for real time dynamic simulation of gas turbines in simulink [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2006, 128(3):506-517.
- [11] HORLOCK J H, WATSON D T, JONES T V. Limitations on gas turbine performance imposed by large turbine cooling flows [J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2001, 123(3):487-494.
- [12] 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: Graduate University of Chinese Academy of Sciences (Institute of Engineering Thermophysics), 2010.
- [13] 居重艳, 李政, 麻林巍, 等. 燃氢燃气轮机的变工况特性 [J]. *动力工程学报*, 2010, 30(10):755-762.
- JU Chong-yan, LI Zheng, MA Lin-wei, et al. Characteristics of hydrogen gas turbine in off-design state [J]. *Journal of Chinese Society of Power Engineering*, 2010, 30(10):755-762.
- [14] 赵洪滨. 热力涡轮机械装置 [M]. 北京:清华大学出版社, 2014.
- ZHAO Hong-bin. *Thermal turbomachinery device* [M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2014.

(湛鑫编辑)