

# 基于运行数据的 IGCC 电站燃气轮机性能分析

唐婷<sup>1</sup> 朱民<sup>1</sup> 张旭<sup>2</sup> 王二信<sup>2</sup>

(1. 清华大学热能工程系热科学与动力工程教育部重点实验室, 北京 100084;

2. 华能(天津)煤气化发电有限公司, 天津 300452)

**摘要:** 基于现场数据, 对天津 IGCC(整体煤气化联合循环)中燃气轮机建立数学模型, 分析环境温度、燃料热值、透平出口温度等因素对燃气轮机性能的影响。结果表明: 环境温度降低时, 机组热效率迅速增大, 透平进口燃气温度上升, 第一级静叶表面温度迅速减小, 透平冷却效果良好。压气机压比迅速减小, IGV(可调导叶)开度对环境温度变化敏感, 变化幅度大。合成气热值降低时, 机组热效率稳定, 透平进口燃气温度与透平叶片表面温度稳定。压气机可以通过较小的 IGV 开度变化保证在合成气热值大幅度变化时压比保持稳定, 防止喘振。透平出口温度设定值逐渐增大, 透平进口燃气温度随之上升。透平第一级静叶表面温度升高, 透平冷却效果恶化。过低的透平出口温度会降低机组热效率。此时 IGV 可以保证压气机压比与空气质量流量的变化。

**关键词:** IGCC 电站; 燃气轮机; 合成气热值; 环境温度; 透平出口温度; 运行数据

中图分类号: TM611.3 文献标识码: A  
DOI: 10.16146/j.cnki.rndlge.2016.02.006

## 引言

近年来 IGCC 以其高效率、低排放等特点成为清洁利用煤炭资源的重要技术。自 1984 年美国率先试运成功 IGCC 示范电站——“CoolWater”到现在, IGCC 技术已全面进入商业验证阶段<sup>[1]</sup>。2012 年 12 月 12 日, 我国首座煤气化联合循环电站——华能天津 IGCC 示范电站投产, 标志着我国洁净煤电技术取得重大突破。

燃气轮机是影响整个 IGCC 系统的主要因素<sup>[1]</sup>。燃气轮机运行状况受多种因素影响, 其中关键因素包括环境温度、燃料组分与热值、透平进口温度等。环境温度影响空气密度, 温度越高, 空气密度越小。在环境温度上升时, 为输出相同功率, 压气机进口空气体积流量增大。若压气机 IGV 开度能够在较大范围内改变压气机进口横截面积, 满足空气体积流量的变化, 则机组的热效率则会基本保持稳

定, 压比逐渐增大。若机组压气机进口横截面积无法改变, 那么机组热效率、输出功率和压比则会随着温度增大而缓慢减小<sup>[2]</sup>。因此, 环境温度的变化对燃气轮机性能的影响主要由压气机 IGV 结构和机组的控制策略决定。一般来说, 环境温度降低时有利于提高机组热效率。

与燃用天然气的燃机不同, IGCC 中燃料为煤制合成气, 属于中低热值燃料。一般来说天然气的流率为进入压气机的空气流率的 2%, 而燃烧中低热值煤气时该值为 10% - 21%<sup>[3]</sup>。这直接导致透平进口燃气质量流量大幅度增加, 易造成压气机喘振, 燃料热值越低, 压气机喘振裕度越小<sup>[4]</sup>。合成气中主要成分为 H<sub>2</sub> 与 CO, 燃烧时常采用水蒸气掺混, 水蒸气将成为燃气主要成分。燃气与壁面间换热系数随着蒸汽含量的增加而增加且大于空气与壁面间换热系数<sup>[5]</sup>。因此, 即便保证透平进口温度与燃用天然气时保持一致, 透平叶片温度仍可能会超过允许范围<sup>[4-6]</sup>。透平叶片温度过热将直接导致叶片蠕变寿命的降低。为保证叶片蠕变寿命, 合成气中 H 含量越高, 合成气热值越高, 透平进口温度降幅越大<sup>[6]</sup>。在现场运行中, 由于透平进口温度测量难度较大, 一般会采用控制透平出口温度的方式控制透平进口温度, 因此, 透平出口温度是影响燃气轮机性能的重要因素之一。

在分析合成气燃机性能时, 前人工作主要基于燃用天然气和柴油的燃机结构进行建模, 继而对燃用合成气时燃机工况进行计算<sup>[4-6]</sup>。但在实际生产中, 燃用合成气的燃机结构一般经过适当改型, 部件关键设计参数有一定的变动。本研究将依据合成气燃机的实际结构与现场数据进行研究, 燃机型号为 SGT5-2000E(LC), 实验数据均来源于天津 IGCC 示范工程现场运行数据。

收稿日期: 2015-05-06; 修订日期: 2015-05-15

作者简介: 唐婷(1990-), 女, 四川遂宁人, 清华大学硕士研究生。

## 1 数学模型

### 1.1 燃机简介

天津IGCC燃机型号为SGT5-2000E(LC),是西门子在燃机SGT5-2000E基础上对结构做了适当改进后适用于燃用低热值燃料的一款重型燃气轮机。机组设计环境条件为温度15℃,压力为1个标准大气压,相对湿度为60%,设计点负荷为170.92MW,压比为11.7。燃机结构形式为单轴,轴向排气,冷端驱动,压气机与透平水平放置,配备2个筒型燃烧室分别直立两旁。

如图1所示,空气从进气道进入压气机。部分冷却空气通过在压气机圆盘上的孔(第13级动叶前)进入转子内部,到达并冷却透平第二级动叶;其余冷却空气从压气机出口抽出,通过不同通道分别冷却透平第一级动叶和前四级静叶。剩余气体进入燃烧室,部分空气自下而上流动,经过燃烧室壁面与外壳之间的环形通道到达燃烧喷嘴后进入燃烧室作为一次燃烧空气进行燃烧;剩余空气经火焰筒壁上稀释孔进入燃烧室内,冷却稀释高温燃气。燃烧室内高温燃气自上而下流动,进入透平膨胀做功后通过排气管道流向锅炉。考虑到压气机中压比分配关系和抽气处的冷却流量无法确定,本研究将冷却空气均等效到从压气机出口处抽取。

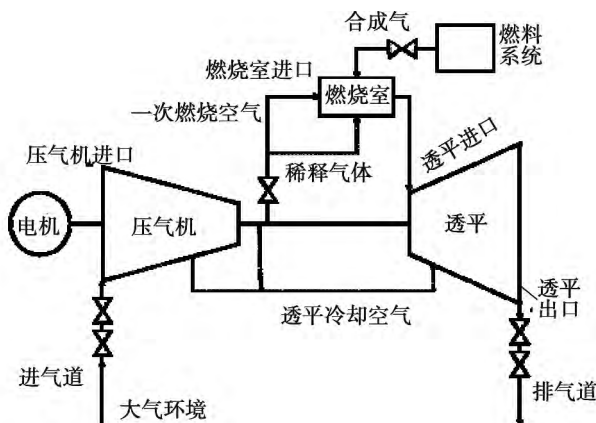


图1 燃气轮机系统图

Fig. 1 Gas turbine system diagram

### 1.2 数学模型

现场运行数据用于燃气轮机模块化建模,其中进气道,压气机出口到燃烧室进口被认为是具有压

力损失的连接管道,燃烧室内部无压力损失。

#### 1.2.1 进气道

进气管道中压力损失与管道进口质量流量、温度和压力相关,可表示为该部件进口参数 $m_{in}$  $\sqrt{T_{in}}/p_{in}$ 的函数关系<sup>[7]</sup>。分析运行数据,得到拟合公式如下:

$$dp_{in} = a \left( \frac{\dot{m}_1 \sqrt{T_a}}{P_a} \right)^2 + b \left( \frac{\dot{m}_1 \sqrt{T_a}}{P_a} \right) + c \quad (1)$$

式中: $dp_{in}$ —管道进出口压差,Pa; $\dot{m}$ 、 $T$ 、 $p$ —质量流量,kg/s、温度,K、压力,Pa;下标a、1—大气环境与压气机进口。

#### 1.2.2 压气机

机组在燃油工况下启动并升负荷。当透平出口温度达到515℃前,压气机进口IGV(可调导叶)开度为0%。当透平出口温度达到515℃后,IGV开度随着负荷的增加而增大。当机组负荷增大到燃料可切换负荷范围时,机组燃料由柴油切换为合成气,调节IGV开度,使透平出口温度稳定在设定值(一般情况下为525℃)。由参考文献[8]可知,压气机数学模型利用进出口质量守恒关系式,压气机出口温度计算式与压缩功计算式。在计算压气机出口温度时,需得到压比与压缩效率。由于实验数据量不足以得到完整的压气机特性曲线,且无公开的文献资料给出详细信息,因此,本研究将基于机组系统中导出的压气机压比与IGV控制曲线,分析运行数据并拟合参数获得压气机控制曲线。

控制系统中导出的压气机压比曲线如图2中系统控制曲线所示,曲线表明压比为功率的一次函数。分析运行数据,发现压比除受功率的影响外,也受环境温度,合成气热值,透平出口温度等各因素影响,经拟合得到压气机压比计算式如下:

$$\frac{pr}{pr_d} = a \frac{P_{net}}{P_{net,d}} + bT_a + cLHV + dT_4 + e \quad (2)$$

式中: $pr$ —压气机压比, $LHV$ —合成气热值,MJ/kg; $P_{net}$ —机组功率,MW;下标d—设计点状态;下标4—透平出口。公式表明压比与机组功率,环境温度成正比关系,与燃料热值,透平出口温度成反比关系。

图2的工况条件为设计工况条件: $T_a = 15^\circ\text{C}$ , $T_4 = 525^\circ\text{C}$ , $LHV = 6.61 \text{ MJ/kg}$ 。拟合曲线为在上述

工况条件下利用拟合公式计算得到的结果。实验数据点为在与上述工况近似的实验条件下得到的实验结果。可以看到拟合公式计算结果与实验结果拟合较好,计算误差在 5% 以内。拟合曲线与导出曲线之间有一定差距,一部分原因是因为拟合所用实验数据并不精确符合上述工况,而是在一定波动范围内;其次实验测量结果也会有一定的误差。

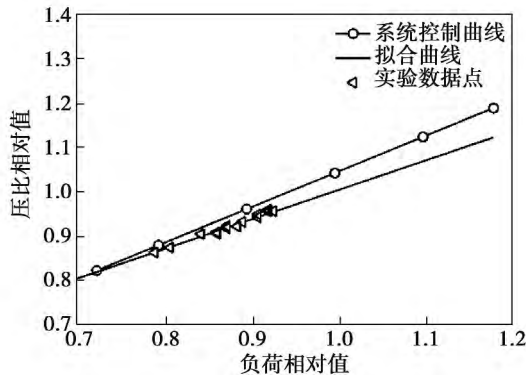


图 2 压气机压比与机组功率在给定工况条件下的关系曲线

Fig. 2 Variation of the compressor ratio with the unit load on design condition

控制系统中导出的压气机 IGV 曲线如图 3 所示。主要由压气机压比决定,考虑环境温度,合成气热值,透平出口温度等各因素的影响,得到拟合公式如下:

$$\frac{IGV}{IGV_d} = a \left( \frac{pr}{pr_d} \right)^2 + b \left( \frac{pr}{pr_d} \right) + cLHV + dT_4 + e \quad (3)$$

式中: IGV—压气机进口可调导叶开度,开度大小为 0% - 100%。压气机 IGV 开度与压比呈二次函数关系。

图 3 工况条件为设计工况条件:  $T_a = 15 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $T_4 = 525 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $LHV = 6.61 \text{ MJ/kg}$ 。拟合曲线为在上述工况条件下利用拟合公式计算得到的结果,与控制曲线符合较好。实验数据点为在相近工况条件下测量得到的数据,拟合结果与实验结果计算误差在 15% 以内。

在同一转速下,压气机压缩效率关于压比呈多项式关系,考虑环境温度的影响,得到拟合公式如下:

$$\eta_c = a \left( \frac{pr}{pr_d} \right)^2 + b \left( \frac{pr}{pr_d} \right) + cT_a + d \quad (4)$$

式中:  $\eta_c$ —压气机压缩效率, %。在  $pr = pr_d$  时,压缩效率最高,为 87%。压气机效率计算值误差在 2% 以内。

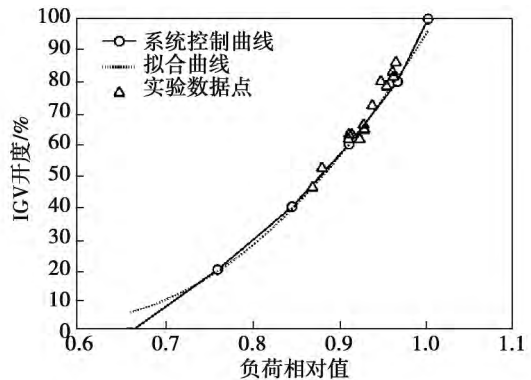


图 3 压气机 IGV 开度与压比在给定工况条件下的关系曲线

Fig. 3 Variation of the compressor IGV opening with the compressor ratio on design condition

1. 2. 3 燃烧室

燃烧室数学模型利用进出口质量守恒关系式与能量守恒关系<sup>[8]</sup>。燃烧效率  $\eta_b$  取为常值,  $\eta_b = 0.99$ 。压气机出口到燃烧室进口压力损失主要来自于流动和热膨胀两方面。数学表达式如下<sup>[9]</sup>:

$$\frac{dp_{cc}}{p_2} \propto \left( \frac{m_2 \sqrt{T_2}}{p_2} \right)^2 \left[ K_1 + K_2 \left( \frac{T_3}{T_2} - 1 \right) \right] \quad (5)$$

式中:  $dp_{cc}$ —燃烧室压力损失, Pa; 下标 3—透平进口。该式表示燃烧室内压力损失与空气质量流量,进口温度,进口压力和燃烧室内温增相关,其中系数  $K_1$  代表流动的影响,系数  $K_2$  考虑燃烧室内流动与热膨胀的综合影响。拟合公式计算压力损失误差为 20%。一般压气机出口到燃烧室进口压力损失相对于压气机出口压力之比在 1.5% - 2.5% 之间,设计点处燃烧室相对压损为 2.46%。

1. 2. 4 透平

透平数学模型利用进出口质量守恒关系式,膨胀功计算式<sup>[8]</sup>。参考文献 [10] 确定设计点处冷却空气质量流量占压气机进口质量流量百分数为 12.16%,透平进口燃气温度为 1 200  $^\circ\text{C}$ 。当透平膨胀比逐渐增大,透平进口处发生质量壅塞现象,存在

以下关系<sup>[9]</sup>:

$$\frac{\dot{m}_3 \sqrt{T_3}}{p} = c \quad (6)$$

如果质量壅塞发生在静叶处,  $\dot{m}_3 \sqrt{T_3}/p$  保持不变; 当气体质量壅塞发生在动叶处,  $\dot{m}_3 \sqrt{T_3}/p$  会随着  $n/\sqrt{T_3}$  有微小的变动<sup>[9]</sup>。分析运行数据, 判断质量壅塞发生在透平动叶处, 得到拟合公式如下:

$$\frac{\dot{m}_3 \sqrt{T_3}}{p_3} / \left( \frac{\dot{m}_3 \sqrt{T_3}}{p_3} \right)_d = a \frac{\sqrt{T_{3,d}}}{\sqrt{T_3}} + b \ln \left( \frac{p_{3,d}}{p_3} \right) + c P_{\text{net}} + d LHV + e T_4 + f \quad (7)$$

公式(7)中考虑机组功率, 合成气热值, 透平出口温度等值对实际工况中的  $\dot{m}_3 \sqrt{T_3}/p$  值做修正。 $\dot{m}_3 \sqrt{T_3}/p$  计算值误差在 2% 以内。在本研究工况中, 透平进口均处于质量壅塞状态。在非设计工况下, 假定冷却空气流道进口处于质量壅塞状态, 可参考计算式(6)分别计算透平冷却空气总流量和透平第一级静叶冷却空气流量<sup>[11]</sup>, 参考文献[12] - [13]确定设计点透平第一级静叶冷却空气流量占压气机出口空气总流量的 5.37%。

现场运行时, 通过控制透平出口温度限制透平进口温度, 同时结合空气冷却以保证透平叶片温度不超过材料可承受范围, 因此本研究将透平第一级静叶表面温度视为评判冷却效果是否良好的标准。叶片表面温度升高, 可视为冷却效果逐渐削弱; 叶片表面温度降低, 可视为冷却效果逐渐增强。公式(8)定义透平冷却效率  $\phi$ , 为高温燃气与壁面温度差值与高温燃气与冷却空气差值之比<sup>[14]</sup>。

$$\phi = \frac{T_g - T_b}{T_g - T_{cl}} \quad (8)$$

式中: 下标 cl—冷却空气通道进口, g—透平进口高温燃气, b—第一级静叶表面。冷却效率数值的决定主要由冷却空气和高温燃气的质量流量和比热容决定, 数学表达式如下:

$$\frac{m_{cl,1s} c_{p,cl,1s}}{m_3 c_{p3}} = C \frac{\phi}{\phi_\infty - \phi} \quad (9)$$

式中: 下标 1s—第一级静叶;  $\phi_\infty$ —最佳冷却效率; C—冷却结构的性能水平。C 值越小,  $\phi_\infty$  值越大, 表明需要的冷却空气越少, 冷却结构性能越好。为确定 C 和  $\phi_\infty$  值, 利用设计点值得到两参数之间关系为:

$$C = \left[ \left( \frac{m_{cl,1s} c_{p,cl,1s}}{m_3 c_{p3}} \right)_d / \phi_d \right] \phi_\infty - \left( \frac{m_{cl,1s} c_{p,cl,1s}}{m_3 c_{p3}} \right)_d \quad (10)$$

式中:  $\phi_d$ —设计点冷却效率,  $\phi_\infty < 1$ 。参考文献[4]取  $\phi_\infty = 0.850$ ,  $C = 0.031$ 。

### 1.2.5 燃料

合成气主要成分为 CO, H<sub>2</sub>。燃料系统采用将干合成气与高温水蒸气预先混合的方式供给到燃烧室。合成气组分与热值主要是受煤气化过程和煤炭原料影响。合成气热值为 6.61 MJ/kg, 其中主要成分 H<sub>2</sub>, CO, H<sub>2</sub>O 的体积分数分别为 14.83%、32.65% 和 43.36%。

### 1.3 计算方法

为计算燃机稳态工况, 需给定机组工作环境参数, 合成气热值与组分, 设定的透平出口排气温度与机组功率。机组透平通过中空轴带动压气机和发电机做功, 可得到整机负荷计算式:

$$P_{\text{net}} = \eta_{\text{gen}} (\eta_m W_1 - W_c) \quad (11)$$

式中:  $\eta_{\text{gen}}$ —发电机效率, 给定  $\eta_{\text{gen}} = 0.95$ ;  $\eta_m$ —轴机械效率, 拟合运行数据, 得到  $\eta_m = -0.0017 P_{\text{net}} + 1.179$ 。负荷计算误差值在 10% 以内。利用压气机, 燃烧室, 透平等部件的质量与能量守恒关系, 可以得到公式(12), 表明机组功率可以表示为压气机进口空气质量流量与合成气质量流量的函数。

$$P_{\text{net}} = F(m_1, m_{\text{syngas}}) \quad (12)$$

同时利用透平进口质量壅塞条件, 根据给定参数, 将  $\dot{m}_3 \sqrt{T_3}/p_3$  表示为压气机进口空气质量流量与合成气质量流量的函数折合流量。如公式(13):

$$\frac{\dot{m}_3 \sqrt{T_3}}{p_3} = c = G(m_1, m_{\text{syngas}}) \quad (13)$$

最后可得方程组如下:

$$\begin{cases} F(m_1, m_{\text{syngas}})/P_{\text{net}} - 1 = 0 \\ G(m_1, m_{\text{syngas}})/c - 1 = 0 \end{cases} \quad (14)$$

其中, 压气机进口空气质量流量与合成气流量为未知数。使用牛顿-拉夫逊法解上述方程。验证数学模型, 燃料流量计算值误差在 4% 以内, 压气机进口空气流量计算值误差在 8% 以内, 燃气轮机内可测量参数计算值与实验值误差在 5% 以内。

## 2 结果讨论

以燃气轮机设计点工况为基准,分别改变环境温度,合成气热值与透平出口温度来讨论各因素对于燃机性能的影响。图4-图6纵坐标中相对值是以设计点工况中对应参数值作为归一化标准。

### 2.1 分析环境温度变化对燃气轮机性能的影响

随着环境温度从35℃降低到-15℃,压气机进口空气质量流量与合成气质量流量均逐步降低。机组热效率迅速增大,总计增大约2.5%。透平进口燃气温度上升,上升幅度基本与环境温度的下降幅度持平,总计上升47℃,燃气质量流量大幅度减小。由于压气机压比的大幅度下降,透平冷却空气温度减小但质量流量基本保持不变。利用公式(9)可以得到透平冷却效率值,继而利用公式(8)计算得到第一级静叶表面温度值。结果表明透平第一级静叶表面温度随环境温度的降低不断降低。但对于燃烧室而言,环境温度降低导致的透平进口燃气温度的提高意味着燃烧室内燃烧温度的提高,室内部件有可能发生过热现象。

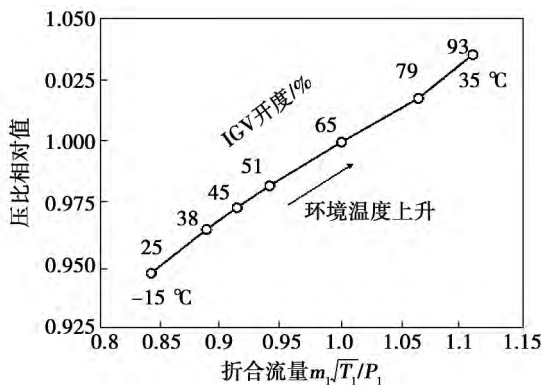


图4 环境温度变化时,压气机运行曲线分析结果  
Fig. 4 Compressor operating curve with varying ambient temperatures

如图4所示,随着环境温度从-15℃增大到35℃,IGV开度逐渐增大且变化幅度较大,原因一方面是环境温度的增加导致空气密度减小,另一方面机组所需空气质量流量增加,最终造成压气机进口空气体积流量的大幅度上升,所以机组增大IGV开度以增大压气机进口流道横截面积。压气机出口压力

迅速攀升,总计增大0.1 MPa。当环境温度为35℃时,IGV开度达到93%,若环境温度进一步提高,IGV开度到达100%,之后将很可能不能在满负荷时有效地控制压气机压比与进口空气流量。

### 2.2 分析燃料热值变化对燃气轮机性能的影响

实际运行中燃料热值范围为7.05-8.31 MJ/kg。选取在此热值范围内合成气进行计算,其中H<sub>2</sub>,CO体积分数与热值大小呈正比,H<sub>2</sub>体积分数范围为15.9%-20%,CO体积分数范围为36.4%-41.50%。合成气中掺混的水蒸气体积分数与热值大小呈反比,H<sub>2</sub>O体积分数范围为29.25%-38.9%。随着合成气热值的增加,压气机进口空气质量流量增加,合成气质量流量逐步降低。机组热效率从35.93%逐渐减小到35.04%。透平进口燃气质量流量逐渐增加,温度基本保持在1217℃-1219℃。透平冷却空气的质量流量与温度基本保持不变,最终保证透平第一级静叶表面温度的稳定,增大幅度在5℃以内。可以看出,机组在热值大幅度变化时能够保证透平进口燃气温度与透平叶片表面温度的稳定。

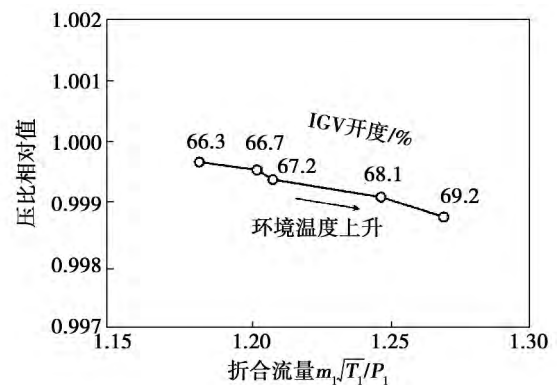


图5 燃料热值变化,压气机运行曲线分析结果  
Fig. 5 Compressor operating curve with varying syngas LHV

如图5所示,当合成气热值增高时,压气机压比的减小不超过0.01。可以推断,在合成气热值变化时,机组控制策略之一是保证压气机压比的稳定。合成气热值变化幅度为1.26 MJ/kg,IGV开度的变化仅为2.8%,这表示压气机可以通过较小的IGV开度变化保证在合成气大幅度变化时压比的稳定,防止在燃油或天然气的燃气轮机中燃用合成气时会

出现的压比过高而导致的喘振现象。

### 2.3 分析透平出口温度变化对燃气轮机性能的影响

透平出口温度从 515 °C 增大到 545 °C , 压气机进口空气质量流量减小 , 合成气质量流量降低。机组热效率从 38.6% 缓慢增大到 39.4%。如图 6 所示 , 透平出口温度增加时 , 透平进口燃气质量流量大幅度减小 , 这是由压气机进口空气质量流量的减小造成。透平出口燃气温度设定值每上升 1 °C , 透平进口燃气温度上升约 2 °C。此时 , 透平冷却气流的质量流量与温度均逐渐减小 , 最终造成透平第一级静叶表面温度升高 , 透平冷却效果恶化。提高透平出口温度将会提高进口燃气温度 , 表明燃烧室内温度相应地提高 , 有可能造成部件过热。但透平出口温度过低会降低机组热效率。透平出口温度增加时 , 压气机 IGV 开度从 69% 逐渐减小到 56% , 控制空气质量流量不断减小的同时 , 压比从 11.8 减小到 11.5。可以看出 , 在透平出口温度大幅度变动时 , IGV 可以保证压气机压比与空气质量流量的变化。

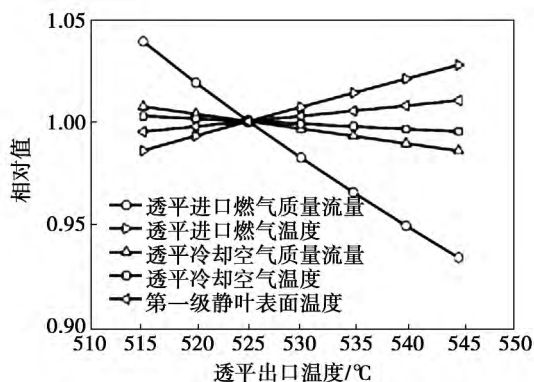


图 6 透平出口温度与透平进口燃气、冷却空气质量流量与温度和透平第一级静叶表面温度关系曲线分析结果

Fig. 6 Variation of the turbine inlet gas, coolant and blade temperature with the turbine outlet temperature

## 3 结 论

基于现场运行数据 , 建立燃气轮机数学模型并分析环境温度 , 燃料热值与透平出口温度对于燃气

轮机性能的影响:

(1) 环境温度降低时 , 机组热效率迅速增大。第一级静叶表面温度迅速减小 , 冷却效果良好。透平进口燃气温度上升 , 表明燃烧室内有可能出现部件过热。压气机压比迅速减小。IGV 开度对环境温度变化敏感 , 变化幅度大。

(2) 当环境温度超过 35 °C 时 , IGV 开度有可能达到 100% , 将不能在满负荷时有效地控制压气机压比与进口空气流量。合成气热值降低时 , 机组热效率稳定在 35% - 36% 左右 , 透平进口燃气温度与透平叶片表面温度稳定。在合成气热值变化范围为 7.05 - 8.31 MJ/kg 时 , IGV 开度的变化仅为 2.8%。压气机可以通过较小的 IGV 开度变化保证在合成气大幅度变化时压比的稳定 , 防止喘振。

(3) 透平出口温度设定值从 515 °C 增大到 545 °C , 透平进口燃气温度随之上升 , 有可能造成燃烧室内部件过热。透平第一级静叶表面温度升高 , 透平冷却效果恶化。过低的透平出口温度会降低机组热效率。此时 IGV 可以保证压气机压比与空气质量流量的变化。

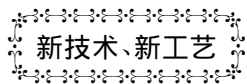
本研究分析手段及结果可用于提前预测机组性能 , 合理设置与调整机组工况 , 为机组的安全运行提供指导。

### 参考文献:

- [1] 段立强 , 林汝谋 , 蔡睿贤 , 等. 整体煤气化联合循环 (IGCC) [J]. 燃气轮机技术 2000 , 13(1) : 9 - 17.  
DUAN Li-qiang , LIN Ru-mou , CAI Rui-xian , et al. Off-design characteristic of bottom cycle system in IGCC [J]. Gas Turbine Technology 2000 , 13(1) : 9 - 17.
- [2] Brusca S , Lanzafame R. Theoretical and experimental analysis of heavy duty gas turbine performance depending on ambient conditions [C] // International Joint Power Generation Conference collocated with TurboExpo 2003. American Society of Mechanical Engineers 2003: 405 - 412.
- [3] 姜 姍. 基于 IGCC 的低热值燃机监控系统的研究 [D]. 天津: 天津大学 2012.  
JIANG Shan. Research of gas turbine monitoring system utilizing low BTU gas based on IGCC [D] , Tian Jin University 2012.
- [4] Kim Y S , Lee J J , Kim T S , et al. Performance analysis of a syngas-fed gas turbine considering the operating limitations of its components [J]. Applied Energy 2010 , 87(5) : 1602 - 1611.
- [5] Chiesa P , Lozza G , Mazzocchi L. Using hydrogen as gas turbine fuel

- [C]//ASME Turbo Expo 2003 ,collocated with the 2003 International Joint Power Generation Conference. American Society of Mechanical Engineers 2003: 163 – 171.
- [6] Oluyede E O ,Phillips J N. Fundamental impact of firing syngas in gas turbines[C]//ASME Turbo Expo 2007: Power for Land ,Sea , and Air. American Society of Mechanical Engineers ,2007: 175 – 182.
- [7] 赵士杭. 燃气轮机循环与变工况性能[M]. 北京: 清华大学出版社 ,1993.  
ZHAO Shi-hang. Gas Turbine Cycle and Off-design Performance [M]. Tsinghua University Press ,1993: 98 – 99.
- [8] 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.
- [9] Cohen H ,Rogers G F C ,Saravanamuttoo H I H ,et al. Gas turbine theory[J]. 1996: 320 ,369 – 370 ,402 – 403.
- [10] Hosseini S H R ,Khaledi H ,Soltani M R. New model based gas turbine fault diagnostics using 1 d engine model and nonlinear identification algorithms[C]//ASME Turbo Expo 2009: Power for Land ,Sea ,and Air. American Society of Mechanical Engineers , 2009: 575 – 585.
- [11] Lee J J ,Kim Y S ,Kim T S ,et al. A gas turbine performance simulation program and its application to an IGCC gas turbine[C]// ASME Turbo Expo 2010: Power for Land ,Sea ,and Air. American Society of Mechanical Engineers 2010: 759 – 768.
- [12] 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 De-hui ,LI Zheng ,MA Lin-wei ,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.
- [13] 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. Estimation of large scale gas turbine turbine cooling air[J]. Gas Turbine Technology 2009 22( 3) : 29 – 32.
- [14] Kim Y S ,Lee J J ,Kim T S ,et al. Effects of syngas type on the operation and performance of a gas turbine in integrated gasification combined cycle[J]. Energy Conversion and Management 2011 , 52( 5) : 2262 – 2271.

(姜雪梅 编辑)



新技术、新工艺

## Noval LT16 – GE 公司工业燃汽轮机产品系列的新成员

据《Gas Turbine World》2015 年 5 – 6 月刊报道: 去年 GE 公司展示了它正在研制的 16.5 MW 的 Noval LT16 燃气轮机 ,值得注意的是它具有以下新特点:

◆ 具有 3 级可转导叶的 12 级轴流压气机。该压气机速度适用范围广 ,有较强的喘振强度。由于具有增加 1 级可转导叶 ,使它成为 GE 公司设计的 MS5002E 燃气轮机的发展型。

◆ 在 20% 到 100% 负荷的范围内 ,它具有减小污染排放 ,并可达到最高效率的优点。

◆ 它的大修寿命为 35 000 h。

◆ ISO 条件下 Noval LT16 燃气轮机的额定性能为:

输出功率/MW	16.5
机械效率/%	37
发电效率/% (简单循环)	36
热电联产效率/%	80
利用率/%	99
大修寿命/h	35 000
NO <sub>x</sub> 排放/mg · kg <sup>-1</sup>	25

整套 Noval LT16 燃气轮机装置 ,包括所有辅助系统和控制装置 ,计划于 2016 年初交付市场。

(吉桂明 摘译)

基于运行数据的 IGCC 电站燃气轮机性能分析 = **Analysis of IGCC Gas Turbine Performance Based on Field Data** [刊, 汉] TANG Ting, ZHU Min (Key Laboratory for Thermal Science and Power Engineering of Ministry of Education, Department of Thermal Engineering, Tsinghua University, Beijing, China, Post Code: 100084), ZHANG Xu, WANG Er-xing (Huaneng (Tianjin) Coal Gasification Co., Ltd. post Code: 300452) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2016, 31(2). - 172 - 178

Integrated Gasification Combined Cycle (IGCC) is a complex thermal system and its operating condition is affected by various parameters. Based on field data, a mathematical model has been established to analyze the impacts of the ambient temperature, the syngas LHV and the turbine outlet temperature on the performance of gas turbine. The results show that when ambient temperature decreases from 35 °C to -15 °C, the thermal efficiency increases rapidly, the turbine inlet temperature increases, the first stator blade temperature decreases, and the turbine cooling is enhanced. The compressor IGV opening and pressure ratio, however, is sensitive to the ambient temperature change. When syngas LHV decreases from 8.31 MJ/kg to 7.05 MJ/kg, the unit thermal efficiency, the turbine inlet temperature and blade temperature remain stable. Additionally, to avoid surge, the pressure ratio can be maintained stably with large syngas LHV variation by using a relatively small IGV opening. As turbine outlet temperature increases, the turbine inlet temperature increases rapidly, the first stator blade temperature increases, and the turbine cooling declines. But too low turbine outlet temperature can also result in deterioration of engine thermal efficiency. When the variation of turbine outlet temperature is large, IGV opening can guarantee the changes in compressor pressure ratio and the air mass flow. **Key words:** IGCC, gas turbine, syngas LHV, ambient temperature, turbine outlet temperature

带有水回收的新型燃氢燃机循环性能分析 = **Performance Analysis of a Novel Hydrogen-fueled Gas-Turbine Cycle with Water Recovery** [刊, 汉] WANG Yong-shuai, ZHANG Hui-sheng, CHEN Jin-wei (Shanghai Jiao Tong University, Key laboratory for power machinery and engineering of ministry of education, Shanghai, China, Post Code: 200240) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2016, 31(2). - 179 - 184

In order to improve the performance of existing hydrogen-fueled gas-turbine cycles, a novel gas-turbine cycle is put forward with adding a condenser to recover water by cooling exhaust gas. With the help of IPSEpro, the corresponding effects in performance of simple cycle, combined cycle and steam-injected cycle fueled with hydrogen were in-