

文章编号: 1000-6761(2006)05-619-05

简单循环燃气轮机系统建模及其变工况性能分析

张学镭, 王松岭, 陈海平, 周兰欣

(华北电力大学 电站设备状态监测与控制教育部重点实验室, 保定 071003)

摘 要: 以 PG6541B 燃气轮机为研究对象, 充分利用已公开的燃气轮机数据, 探讨了简单循环燃气轮机设计工况和变工况下建模的方法。用半经验公式, 对冷却空气量的分配进行了计算。利用基元叶栅法, 计算得到了压气机的通用特性曲线。分析了燃烧室喷水对燃气轮机性能的影响。图 7 表 2 参 9

关键词: 动力机械工程; 燃气轮机; 简单循环; 变工况; 压气机

中图分类号: TK472.6

文献标识码: A

Modeling a Simple Cycle Gas Turbine System and Analyzing Its Off-Design Performance

ZHANG Xue-lei, WANG Song-ling, CHEN Hai-ping, ZHOU Lan-xin

(College of Energy Resource and Power Engineering, North China University of Electric Power, Baoding 071003, China)

Abstract: Taking PG6541B type gas turbine as the object of study, and taking full advantage of already published data concerning gas turbines, a way of modeling design and off-design modes of operation of simple cycle gas turbines is being explored. The distribution of cooling air is calculated with the help of semi-empirical formulas. The compressor's general performance curve is calculated by the blade element method. Effect on the gas turbine's performance during water injection into the combustion chamber is analyzed. Figs 7, tables 2 and refs 9.

Keywords: power and mechanical engineering; gas turbine; simple cycle; off design condition; compressor

燃气轮机是燃气-蒸汽联合循环的重要组成部分, 其性能的正确描述是分析和预测联合循环整体性能的关键。然而由于技术保密原因, 燃气轮机厂家对其产品的内在特性非常保密, 使得建模过程中存在以下问题: ①燃气轮机厂家公开的数据不足; ②无法获取压气机的通用特性曲线; ③不清楚冷却空气量的分配和计算方法。因此, 如何充分利用已公开的燃气轮机性能参数, 对简单循环燃气轮机进行性能模拟和预测是一个很重要的研究课题。

本文以 PG6541B 燃气轮机为例, 充分利用公开

发表的燃气轮机的性能参数, 并对某些参数作了适当的假设, 建立了简单循环燃气轮机系统模型, 并用独立的性能参数来检验模型的正确性。本文研究的主要内容有: ①探讨了简单循环燃气轮机在设计工况和变工况下建模的方法; ②用半经验公式, 对冷却空气量的分配进行了计算; ③利用基元叶栅法, 计算得到了压气机的通用特性曲线; ④分析了燃烧室喷水对燃气轮机性能的影响。

1 ISO 条件下简单循环燃气轮机系统建模

1.1 ISO 条件下的参数

ISO 条件指大气温度为 15℃, 大气压力为 101.325 kPa, 相对湿度为 60%。图 1 是 PG6541B 简单循环燃气轮机系统示意图, 表 1 是其 ISO 条件设

收稿日期: 2005-12-01

基金项目: 教育部重点实验室电站设备状态监测与控制项目资助

作者简介: 张学镭 (1977-), 男, 博士研究生, 主要从事燃气轮机特性研究。

计工况下的参数。

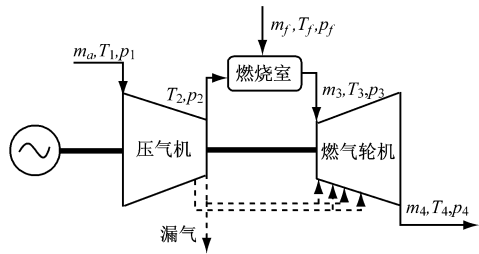


图 1 PG6541B 简单循环燃气轮机
Fig 1 The PG6541B simple cycle gas turbine

表 1 ISO 条件下的参数

Tab.1 The designed parameters in ISO condition					
循环净功 率*/MW	循环热 效率/%	压气机			
		级数	压比*2	等熵效率	漏气份额 (末级后)/%
38.34	31.42	17	11.80	0.8770	0.2
燃烧室 效率	级数	透平			
		进口温 度/K	燃气初 温*3/K	排气 温度/K	排气流量 /kg·s ⁻¹
0.995	3	1450	1377.6	812.6	139

* 1. 除去燃料压缩机耗功率, 燃料压缩机的等熵效率取 0.9;
* 2. 进气压力损失系数取 1%, 燃烧室压力损失系数取 2%, 排气压力损失系数取 0.62%; * 3. GE 公司规定为转子进口处燃气的滞止温度。

1.2 冷却空气量计算

冷却空气量对燃气轮机的性能有较大影响, 为了建立准确的燃气轮机简单循环模型, 必须对冷却空气量进行计算。对图 1 所示 PG6541B 燃气轮机, 冷却喷嘴的空气从压气机末级后抽出, 分别冷却第一级(质量流量设为 m_{ca1}) 和第二级喷嘴(质量流量设为 m_{ca3})。冷却动叶及叶轮的空气从压气机 16 级后抽出, 分别冷却第一级(质量流量设为 m_{ca2}) 和第二级动叶(质量流量设为 m_{ca4})。

1.2.1 冷却第一级喷嘴叶栅的空气量

为了使转子进口处燃气的滞止温度等于 1377.6 K, 流经第一级喷嘴叶栅的冷却空气量可由热平衡方程计算得到:

$$m_3 C_{pg} (T_3^0 - T_3^{I0}) = m_{ca1} C_{pa} (T_3^{I0} - T_2^0) \quad (1)$$

式中: T_3^0 为透平进口处燃气滞止温度; T_3^{I0} 为转子进口处燃气的滞止温度; m_3 为透平进口处燃气流量; C_{pg} 和 C_{pa} 分别是燃气和空气的定压比热; T_2^0 为压气机排气的滞止温度。

$$T_2^0 = f(T_1^0, p_1^0, p_2^0, \eta_c) \quad (2)$$

式中: T_1^0, p_1^0, p_2^0 分别为压气机进口滞止温度、进

口滞止压力和排气滞止压力; η_c 为压气机等熵效率。

1.2.2 冷却其它各级叶栅的空气量

图 2 为空气和燃气换热示意图, 假设燃气轮机叶片采用对流冷却方式, 冷却空气在每级叶栅后与燃气混合, 金属壁很薄, 金属内外壁的温度相同。

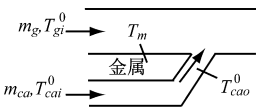


图 2 空气和燃气换热示意图
Fig 2 Schematically depicted heat transfer between air and gas

各级叶栅冷却空气量的计算可以用半经验公式^[1,2]:

$$\eta = (T_{cao}^0 - T_{cai}^0) / (T_m - T_{cai}^0) \quad (3)$$

$$\epsilon_0 = (T_{gi}^0 - T_m) / (T_{gi}^0 - T_{cai}^0) \quad (4)$$

$$\xi = m_{ca} / m_g = \frac{C \epsilon_0}{\eta (1 - \epsilon_0)} \quad (5)$$

式中: T_{cai}^0, T_{cao}^0 分别为冷却空气进口和出口处的滞止温度; T_m 为金属温度, 本文取 700℃; T_{gi}^0 为燃气进口滞止温度; η 为冷却效率, 是一个经验数据, 一般取 0.7; ϵ_0 为冷却效力; m_g 和 m_{ca} 分别为燃气和冷却空气流量; C 为表征燃气轮机设计、制造水平的常数, 一般取 0.03~0.045。

1.3 ISO 条件设计工况下简单循环燃气轮机系统建模

将表 1 所列数据分为建模数据和校验数据, 其中循环净功率、循环热效率作为校验数据, 来检验模型是否正确, 其余数据用来建模。建模的步骤如下:

(1) 由压气机压比以及进气压力损失系数、燃烧室压力损失系数和排气压力损失系数计算出图 1 所示各处压力。

(2) 列出质量平衡方程:

$$(m_a - m_{ca2} - m_{ca4}) \cdot (1 - 0.002) - m_{ca1} - m_{ca3} + m_f = m_3 \quad (6)$$

$$m_4 = m_3 + m_{ca1} + m_{ca2} + m_{ca3} + m_{ca4} \quad (7)$$

式中: m_a 为压气机进口空气流量; m_f 为燃料量; m_4 为燃气轮机排气量, 为已知量。

(3) 由燃烧室热平衡, 可得:

$$m_f = \frac{m_3 C_{pg} (T_3^0 - T_0) - m_3 C_{pa} (T_2^0 - T_0)}{H_u \eta_r + (C_{pg} (T_f^0 - T_0) - C_{pa} (T_2^0 - T_0))} \quad (8)$$

式中: H_u 为天然气的热值, 文本取 47451 kJ/kg; η_r 为燃烧室的燃烧效率; T_f^0 为喷入燃烧室燃料的滞止温度; T_0 为测定燃料热值时的温度, 本文取 273.15 K; C_{pg} 为燃料的定压比热。

(4) 联立方程(1)~(8),即可计算出图 1 所示各处的温度和流量。

(5) 利用燃气轮机排气温度,计算出透平等熵效率和膨胀功率。

(6) 计算循环净功率和循环热效率。

在计算过程中,机械效率取 0.99,发电机效率取 0.99。计算结果如表 2 所示。从表 2 可以看出:计算得到的循环净功率和循环效率和厂家提供的数据基本吻合,这也证明了本文所建模型的正确性。需要说明的是,由于无法获得冷却空气量的详细数据,本文从 2 个方面验证了冷却空气量计算的合理性:①计算得到的循环净功率和循环热效率符合厂家提供的数据;②计算得到的冷却空气量是透平进口燃气流量的 19.44%,是总空气量的 16.54%,这与公开发表的冷却空气量的比例也是基本一致的^[3,4]。

表 2 模型计算结果和生产厂商提供数据的比较

Tab.2 Model calculation results compared with manufacturer's data

项目	厂家提供的数据	计算结果
循环净功率/MW	38.34	38.31
循环效率/%	31.42	32.02
热耗率/kJ·(kW·h) ⁻¹	11457.1	11241.0
燃料量/kg·s ⁻¹	2.438*	2.521
压气机进口空气量/kg·s ⁻¹	—	136.73
压气机排气温度/K	—	616.4
透平等熵效率	—	0.8786
燃气轮机排气流量/kg·s ⁻¹	139	138.97
燃气轮机排气温度/K	812.6	812.31
冷却喷嘴的空气量	第一级	13.48
/kg·s ⁻¹	第二级	4.13
冷却动叶的空气量	第一级	3.80
/kg·s ⁻¹	第二级	1.21

* 天然气热值取 50044 kJ/kg。

2 简单循环燃气轮机的变工况建模

2.1 压气机的变工况性能计算

压气机的性能,一般以特性曲线来描述。但燃气轮机厂家对压气机特性曲线是非常保密的,获得特性曲线非常困难。文献[5]详细描述了某 19 级轴流式压气机的结构参数,该压气机的压比为 14.0。若将该压气机末两级去掉,压比正好为 11.8。因此,本文采用基元叶栅法,并利用文献[5]中压气机的结构参数,计算得到了压气机的特性曲线^[6]。采用基元叶栅法,不仅可以绘制压比、等熵效率的通用

特性曲线,而且可以定量计算进口可调导叶(IGV)对压气机通用特性曲线的影响。图 3 是利用基元叶栅法计算得到的压气机的通用特性曲线。

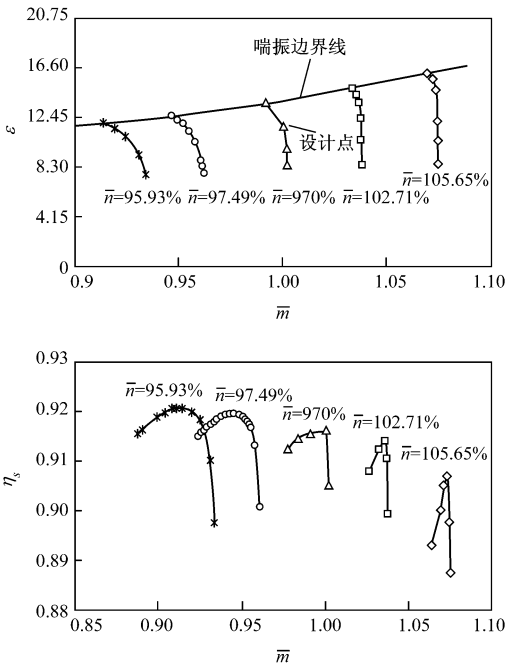


图 3 压气机通用特性曲线

Fig 3 The compressors general performance curve

在计算时,可将压气机通用特性曲线拟合成以下公式:

ε = f(m̄, n̄) (9)

η_s = g(m̄, n̄) (10)

2.2 透平变工况性能计算

单轴燃气轮机透平的级数较少,一般为 3~5 级,而膨胀比又较大。这样,在透平第一级喷嘴中将发生阻塞流动。根据弗留格尔公式,有:

m3 / m3d = (p3 / p3d)^0 / (T3d / T3)^0 (11)

式中:m3 为透平进口燃气流量;T3⁰和p3⁰分别为透平进口燃气的滞止温度和滞止压力;下标 d 表示设计工况数值。

透平等熵效率在变工况过程中可认为不变。

2.3 燃烧室变工况性能

在变工况过程中,燃烧室压力损失和燃烧效率不变。燃料量的计算按(8)式进行,并且保证燃气初温为 1377.6 K。

2.4 冷却空气量变工况计算

冷却空气量按下式计算^[7]:

mca = mca-d * (pca / pca-d)^0 / (Tca-d / Tca)^0 (12)

式中:mca、pca、Tca 分别为冷却空气的流量、压力

和温度; d 表示设计工况。

2.5 变工况计算程序框图

变工况计算程序框图如图 4 所示。

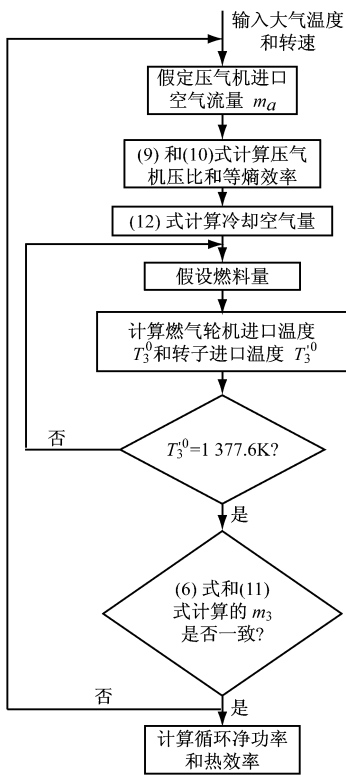


图 4 变工况计算程序框图
Fig 4 Off-design calculation procedure

3 简单循环燃气轮机变工况计算结果及分析

3.1 大气温度对燃气轮机性能的影响

大气温度对简单循环燃气轮机的性能有很大的影响。图 5 是利用本文变工况模型得到的计算结果,并与 GE 公司给出的性能修正曲线做了比较。图中后缀 GE 表明是 GE 公司提供的数据,后缀 M 表明是本文计算所得结果。从图中可看出:本文所得结果和 GE 公司提供的性能修正曲线非常吻合,这再次证明了本文所建模型的准确性。

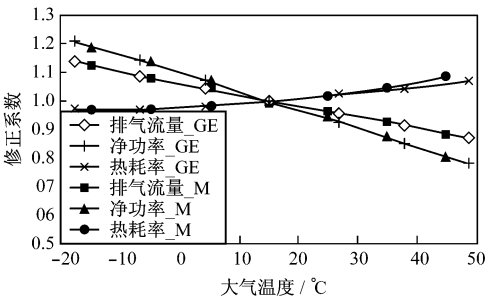


图 5 大气温度对简单循环性能的影响

Fig 5 Influence of atmospheric temperature on simple cycle's performance

3.2 部分负荷性能预测

本文只对 ISO 条件下的部分负荷性能进行预测。变负荷采用等 T_3 调节方式,即:①首先保持燃气初温不变,逐渐关小 IGV 角度,此时燃气轮机排气温度会逐渐升高;②当排气温度升高到最高允许值时(836 K),保持 IGV 角度不变,通过降低燃气初温来降低负荷。图 6 是部分负荷预测结果。

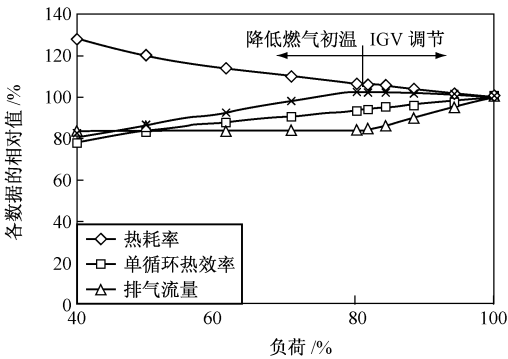


图 6 PG6541B 燃气轮机部分负荷性能预测
Fig 6 PG6541B gas turbine's performance at part load

从图 6 中可以看出:

- (1) IGV 可以调节到 80% 负荷左右,80% 以下负荷的调节依靠降低燃气初温。
- (2) 随着负荷的降低,热耗率逐渐增加,循环效率逐渐降低。在 IGV 调节阶段,热耗率和循环效率变化较慢;在调节燃气初温阶段,热耗率和循环效率变化较快。这说明,IGV 调节比降低燃气初温调节更经济。

(3) 燃气轮机排气温度先增加后减小。当 IGV 关到最小时,排气温度达到最大值(836K),而后随燃气初温的降低而降低。

(4) 燃气轮机排气流量随负荷的降低先减小,而后基本保持不变。随着 IGV 角度的关小,压气机进口空气量降低,使得燃气轮机的排气流量逐渐降低;而后,当 IGV 角度保持不变时,由于压气机的特性曲线较陡,负荷变化时压气机的进口空气量几乎不变,导致燃气轮机排气流量基本不变。

4 燃烧室内喷水对燃气轮机性能的影响

向燃烧室内喷水或注入蒸汽,不仅可以减少 NO_x 的生成,而且对燃气轮机的性能也会产生影响。文献[8,9]报道了 NO_x 的排放水平和喷水量或注入蒸汽量之间的关系。本文主要考虑喷水对燃气轮机性能的影响。向燃烧室内喷水,将引起燃气组份和定压比热的变化。经推导,定压比热为:

$$C'_{pg} = \frac{(1+f')C_{pg} + f'aC_{pg}}{1+f'(1+a)} \tag{13}$$

式中： C_{pg} 为烟气的定压比热； f 为进入燃烧器的燃料量和空气量之比； a 为喷水量和燃料量之比；上标“ $'$ ”表示喷水后的参数。

按前述简单循环燃气轮机变工况模型，本文预测了喷水量对透平性能的影响，结果如图 7 所示。计算时，假定喷入水的压力为 1254.8 kPa，温度为 422.05 K。

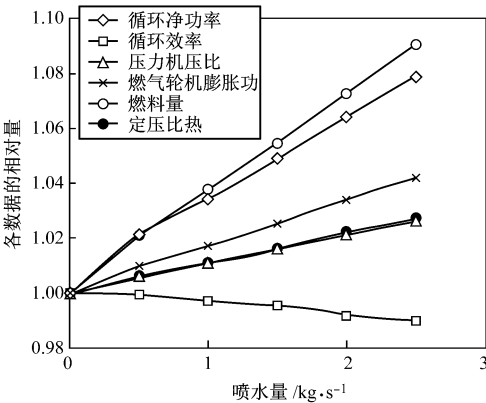


图 7 喷水量对透平性能的影响

Fig 7 Effect of water injection on the turbine's performance

从图 7 中可以看出：

- (1) 燃料量随喷水量的增加而增加。主要是因为要将喷入的水加热到转子进口温度。
- (2) 压气机压比随喷水量的增加而增加。随着喷水量和燃料量的增加，使得透平进口流量增加，透平进口处的压力和压气机压比必然要增加。
- (3) 烟气的定压比热随喷水量的增加而增加。
- (4) 循环净功率和透平膨胀功率都随喷水量的增加而增加。一是由于烟气的流量和定压比热增加了，二是由于膨胀比增加了。
- (5) 循环效率随喷水量的增加而降低。从图 7 可以看出，随着喷水量的增加，燃料量的相对量比循环净功率的相对量增加的多，导致机组的循环效率减少。

5 结 论

(1) 本文以 PG6541B 燃气轮机为研究对象，充分利用已公开的燃气轮机数据，探讨了简单循环燃

气轮机建模的方法。设计工况和变工况计算结果均表明，本文所建模型是准确的。

(2) 用半经验公式，对冷却空气量的分配进行了计算，结果表明该模型是合理的。

(3) 采用基元叶栅法，计算得到了压气机的通用特性曲线。该方法可定量计算 IGV 对压气机变工况性能的影响。

(4) 探讨了燃烧室内喷水对燃气轮机性能的影响。随着喷水量的增加，燃料量、压比、定压比热、循环净功率都将增加，但循环效率将降低。

参考文献：

[1] Horlock J H, Watson D T, Jones T V. Limitations on gas turbine performance imposed by large turbine cooling flows [J]. ASME J. Eng. Gas Turbines Power, 2001(123): 487~494.

[2] Leonardo Torbidoni, Horlock J H. A new method to calculate the coolant requirements of a high-temperature gas turbine blade [J]. ASME J. Eng. Gas Turbines Power, 2005 (127): 191~198.

[3] 李 政,江 宁,麻林巍,等. 西门子公司 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.

[4] Young J B, Wilcock R C. Modeling the Air-Cooled Gas Turbine: Part 2-Coolant Flows and Losses [J]. ASME J. Eng. Gas Turbines Power, 2002(124): 487~494.

[5] Bettner J L, Sehra A K. High-efficiency axial compressor [D]. EPRI Report AP-4943, 1986.

[6] Zhang Xuelei, Wang Songling, Chen Haiping. Influence of IGV and Relative Humidity of Air on Safe Operation of Axial Flow Compressor [C]. Progress in Safety Science and Technology. 2005, Vol. V: 297~300.

[7] Consonni, Lozza, Macchi. Turbomachinery and off-design aspects in steam-injected gas cycles [C]. 23rd Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, 1988, New York, Vol. 4: 99~108.

[8] Lefebvre A H. The role of fuel preparation in low emission combustion [J]. ASME J. Eng. Gas Turbines Power, 1995(117): 617~654.

[9] Liever P A, Smith C E, Myers G D. CFD assessment of a wet, low-NO_x combustion system for a 3MW-class industrial gas turbine [D]. ASME Paper 98-GT-292, 1998.