

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

王德慧, 李 政, 麻林巍, 倪维斗

(清华大学热能工程系, 北京 100084)

STUDY ON COOLING AIR ALLOCATION AND EXPANDER POWER CALCULATION OF LARGE SCALE GAS TURBINE

WANG De-hui, LI Zheng, MA Lin-wei, NI Wei-dou

(Department of Thermal Engineering, Tsinghua University, Beijing 100084, China)

ABSTRACT: An ASPEN flow sheet was established for the detailed mass and energy balance of the gas turbine system including main cooling air flows. Based on the published performance information of Siemens V94.3 gas turbine, the parameters of cooling airs were deduced. The expansion work of gas expander was calculated in a stage-by-stage way with consideration of cooling air entering from different stages. Taking the stage calculation results as standard, two simple expansion work calculation methods using different turbine inlet temperature (TIT) were compared and analyzed. It is found that different efficiency definitions should be used in correspondence to different methods. It is concluded that the method using ISO temperature as TIT could employ the common-defined stage efficiency directly with acceptable accuracy.

KEY WORDS: Gas turbine; Cooling air; Turbine expansion work; IGCC

摘要: 根据大型发电燃气轮机的结构和性能信息, 利用 ASPEN 软件建立了较详细的系统及部件的热力计算模型, 对其冷却空气参数及其分配规律进行了推测; 以逐级计算冷却空气做功的详细计算方法为基准, 在透平压比及排气温度相同的条件下, 对使用两种透平进口温度计算透平膨胀功的简化方法进行了比较和分析, 展示了不同计算方法得出的功率和效率存在差别的原因; 分析结果证明, 两种由透平初温计算透平膨胀功的方法对功率的计算结果相似, 但根据 ISO 方法定义的透平进口温度透平膨胀功, 相应效率的值更接近透平的级等熵效率, 效率意义明确, 是一种较理想的简便计算方法。

基金项目: 国家重点基础研究发展规划项目(G1999022304); 国家高新技术研究发展计划项目(2002AA525014)。

Funded by State Key Fundamental Research Plan (G1999022304); State High-tech Research and Development Plan (2002AA525014).

关键词: 燃气轮机; 冷却空气; 透平膨胀功; 整体煤气化联合循环

1 引言

燃气轮机是整体煤气化联合循环(IGCC)中的关键部件, 其性能的正确描述是预测和分析 IGCC 整体性能的关键。IGCC 中的燃气轮机有两个主要特点: ① 燃料差别导致各个主要部件均偏离原设计点(即在变工况下)工作。原型燃气轮机是按照燃用天然气设计和开发的, 而用于 IGCC 的燃气轮机燃用低热值合成气时(热值大约为 $11\text{MJ}/\text{Nm}^3$, 相当于天然气的热值的 $1/4$), 燃料热值变化导致在维持同样的 T_3^* (透平进口温度, $^{\circ}\text{C}$)温度下, 燃料气流量大为增加。例如, 计算表明, 对西门子 V94.3 燃气轮机, 燃用天然气时, 燃料量约占总空气量的 2%; 维持同样的空气量, 所需合成气流量约占空气量的 8%, 如此大的流量变化必然会导致压气机和透平工作点的变化。② IGCC 中的燃气轮机往往不再是作为独立系统运行。在不同的集成度方案中, 压气机出口相当量的空气不是通往燃气轮机燃烧室, 而是通向空分系统制氧^[1,2]。此时, 燃气轮机在 IGCC 中被拆分为若干部件分别在系统中扮演不同的角色, 而不再是单循环时以串联方式联接的整体。这不仅导致各个部件的运行工况偏离原设计点, 也意味着部件间的匹配关系会发生变化。这两个主要特点都意味着在 IGCC 中, 研究燃气轮机燃用低热值煤气条件下的变工况特性是十分重要的。

要建立准确的燃气轮机变工况数学模型需要知道诸如压气机特性线(包括可转导叶变化导致压气机

特性的变化)、冷却空气量分配、燃烧室性能、透平特性线等详细信息。现实中,由于技术保密原因,这些信息很难获得,只能通过解析公开发表的燃气轮机性能数据进行推测。为此,本文试图研究两个问题:① 鉴于冷却空气对燃气轮机性能的重大影响,通过相关的结构信息和性能数据,推测某燃气轮机的冷却空气参数及其分配规律;② 在考虑冷却空气影响的条件下,探讨燃气透平膨胀功的计算方法。由于各厂家对透平进口温度(T_3^*)有不同的定义方法,因此在计及冷却空气影响条件下到底如何根据透平进口温度计算透平功,是一个值得探讨的问题。本文将以西门子 V94.3 燃气轮机为对象,对上述问题分别探讨。

2 西门子 V94.3 燃气轮机结构及性能简析

选用 V94.3 燃气轮机作为研究对象的原因在于它采用水平筒型燃烧室,燃烧室容积较大,具有燃用低热值合成气的能力。1995 年投产的 V94.3 燃气轮机主要性能^[3]如表 1 所示。表中所列空气和排气流量均是在不考虑压气机进气管和透平排气管压降时的数据,简单循环效率和功率为不计冷却空气升压耗能时数据。

表 1 西门子 V94.3 燃气轮机性能参数一览表
Tab. 1 Performance outline of siemens V94.3 gas turbine

性能参数	数值
转速/(r·min ⁻¹)	3000
空气流量/(kg·s ⁻¹)	612 ^①
排气流量/(kg·s ⁻¹)	624 ^①
压比	16.1
(ISO)温度 $T_{iso}/^{\circ}\text{C}$	1160
转子入口温度 $T_{rt}/^{\circ}\text{C}$	1290
透平进口温度 $T_{it}/^{\circ}\text{C}$	1340
排气温度/ $^{\circ}\text{C}$	550
NO_x 排放量/(mL·m ⁻³)	35
简单循环功率/MW	222 ^②
简单循环效率/%	36.7 ^②

注:① 不考虑压气机进口压力损失及透平出口压力损失;② 不考虑冷却空气升压耗功。

V94.3 燃气轮机与冷却空气相关的结构特点为:

(1) 压气机级数 17,进口导叶可调,前三级静叶亦可调;冷却空气分别取自第 4 级静叶后、第 9 级静叶后、第 13 级静叶后以及第 17 级静叶后的排气腔。其中,引自第 17 级静叶的部分空气需在外部深度冷却后,用于冷却透平首级静叶、叶轮和动叶,送入首级静叶的空气还需经外置升压装置(booster)升压;

(2) 透平级数 4,压气机第 17 级后抽气在外部冷却后用于冷却第 1 级静叶、叶轮和动叶,第 2、3、4 级叶轮及第 2、3 级动叶用压气机第 13 级静叶后

抽气冷却,第 4 级动叶不冷却,第 2、3、4 级静叶分别用第 13 级、第 9 级以及第 4 级静叶后抽气冷却;

(3) 设置两个水平卧式圆筒燃烧器,装设 8 个混合型燃烧器,双层壳体设计,火焰筒内衬陶瓷挂片,热烟气流道(或称过渡段)装有空气冷却的金属防热片。燃烧室冷却及过渡段冷却空气来自压气机 17 级后。

把流向压气机后不同去向的冷却空气归纳为 12 股,分别以 $a_1\sim a_{12}$ 标示(见图 1)。图 2 为西门子公司的压气机空气量分配示意图^[4]。从图 2 可以看出:流出压气机的整个空气量被划分为燃烧空气、燃烧稀释空气、燃烧室冷却空气、过渡段冷却空气及透平冷却空气等;ISO 定义的透平进口温度为 1160 $^{\circ}\text{C}$ 时,用于冷却透平的空气量约占总空气量的 16%。

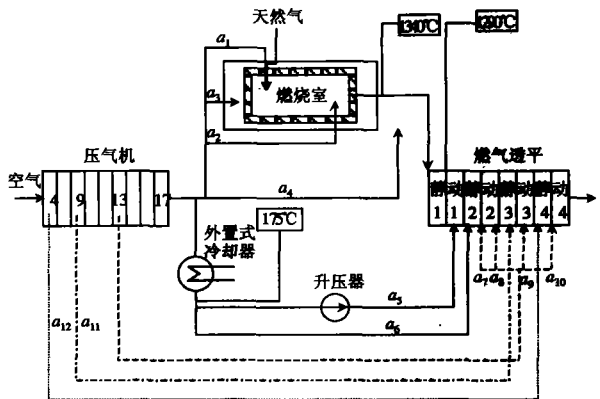


图 1 V94.3 燃气轮机空气分配示意图
Fig. 1 Sketch of air allocation in siemens V94.3 gas turbine

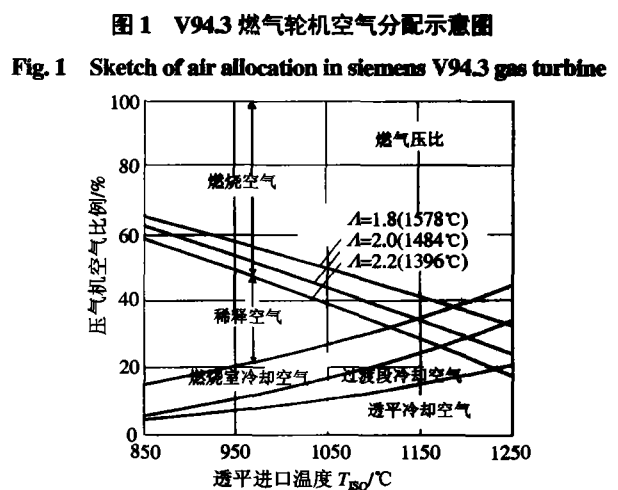


图 2 流入压气机的总空气的分配比例
Fig. 2 Allocation proportion of compressor air

此外,根据经验估计漏气占压气机进口空气量的 1% 左右,自压气机第 17 级的部分抽气经外部冷却后,其温度约为 175 $^{\circ}\text{C}$ 。

3 V94.3 燃气轮机冷却空气量计算与推测

3.1 计算方法和步骤

本文根据燃气轮机系统及部件某些结构及性能信息,通过系统及部件的热力计算来推测冷却空气参数及其分配规律。具体做法为:① 根据空气量、燃料量、功率及燃气轮机效率推测燃料成份;② 借助压气机及透平的结构信息,参考压气机、透平的常规设计方法,建立详细考虑冷却空气及漏气的压气机分级段、透平逐级热力计算模型;③ 建立燃烧室热平衡模型、ISO 温度及第 1 级动叶前滞止温度计算模型、空气外部冷却的换热器模型(利用透平第一级冷却空气外冷至 175℃的条件);④ 通过改变各股冷却空气量迭代计算,使系统满足燃烧室出口温度、ISO 透平进口温度、第 1 级动叶前滞止温度、透平排气温度,并获得此工况下的燃气轮机输出功率。

3.2 燃料信息推测

根据简单循环效率 36.7%,及燃料量 12kg/s 和空气流量 612kg/s,设燃烧效率为 99.9%,由燃气轮机功率(222MW)可以计算得出燃料热值为 50.46MJ/kg。此数据恰好与甲烷的热值 50.03MJ/kg 基本一致,因此可以认定燃料成份是 100%甲烷。

3.3 压气机热力计算

西门子公司的临界音速叶栅,采用控制扩散叶型,压比可达 1.3;亚音速叶栅,压比为 1.15 左右^[4]。已知本压气机为 17 级,本文按抽气口将其分为 4 段,分别对应 1~4 级,5~9 级,10~13 级和 14~17 级。鉴于压气机中间级工作状况一般好于后面级,依此粗略估计各段平均级压比分别为 1.259941, 1.162163, 1.162452 和 1.13354;估计各段通流效率为 0.89, 0.9, 0.89 和 0.885,这时对应的压气机等熵效率为 0.868。图 3 为迭代计算最终获得的压气机热力平衡图。

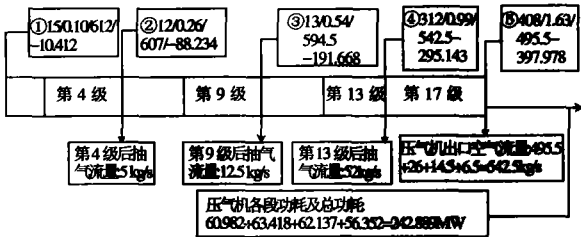
3.4 燃烧室计算

V94.3 燃气轮机天然气加压通常在管网完成,

无需额外的加压装置,因此天然气入口温度取为环境温度 15℃,设燃烧室压损为 2%。迭代计算,使系统能量及质量平衡。为保证燃烧室出口温度为 1340℃时,需要的燃烧空气、掺混空气及燃烧室冷却空气总量为 495.5 kg/s^[5]。

3.5 透平逐级热力计算

计算的约束条件为:透平出口压力为 0.10MPa,出口温度为 550℃。为了更真实地反映冷却空气对透平性能的影响,采用逐级而不是把透平作为级组的方法计算透平功率。为此,需要分配透平各级焓降,并通过适当调整各级等熵效率,满足上述透平出口参数条件。



注:①~⑤的数据和单位依次为:温度,℃;压力,MPa;流量,(kg/s);生成焓,(kJ/kg)

图 3 压气机流量和能量平衡
Fig. 3 Thermal balance of compressor

各级焓降按基本等焓降、后面级略大于前面级的原则分配;第 1 级分为动叶及静叶两部分,按 0.4 反动度分别计算^[6,7]。首先粗略分配各级压比,若不合理再调整级压比直到满足上面原则。在透平计算中假设各股冷却空气分别在各级出口处与主气流混合,随主气流在下游膨胀,因此在各级出口处都有各级主气流与本级冷却气流混合模块,混合后的气流作为下一级的入口气流计算。

表 2 为计算获得的各级焓降分配及等熵效率。通过表 2 中数据可以看出:各级等熵效率的数值符合本燃气轮机的通流设计水平^[8],各级焓降的分配是合理的,因此,功率的计算结果是可信的。

3.6 冷却空气推测结果

各股冷却空气参数及流量计算结果如表 3 中所

表 2 透平各级参数数据表
Tab. 2 Stage parameters of turbine

		入口生成焓/(kJ/kg)	出口生成焓/(kJ/kg)	级焓降/(kJ/kg)		级等熵效率/%	机械效率/%
第 1 级	静叶	276.702	166.279	191.133	110.423	89.0	99
	动叶	159.929	79.219		80.710	89.0	99
第 2 级		81.13	-123.49	204.62		89.3	99
第 3 级		-100.95	-315.86	214.91		89.5	99
第 4 级		-289.73	-505.23	215.50		88.5	99

表 3 冷却空气量推测
Tab. 3 Deducing results of cooling air flow

参 数	$\alpha_1\sim\alpha_3$	α_4	α_5	α_6	α_7	α_8	α_9	α_{10}	α_{11}	α_{12}
流量/(kg·s ⁻¹)	495.5	6.5	26	14.5	16.2	15	9.0	5.2	12.5	5
温度/℃	408	408	175	175	312.02	312.02	312.02	312.02	213.15	112.36
压力/MPa	1.63	1.63	1.60	1.60	0.99	0.99	0.99	0.99	0.54	0.26
占空气量比	0.8096	0.0106	0.0425	0.0237	0.0265	0.0245	0.0147	0.0085	0.0204	0.0082
透平冷却空气比例	0.8096	0.0106	0.1690							
透平膨胀功-压气机耗功/MW	222.077									

示。这时，燃烧室出口温度为 1340℃，ISO 温度为 1160℃，透平第 1 级动叶前滞止温度为 1290℃，透平排气温度为 550℃，燃气轮机输出功率为 222MW，透平冷却空气总量为 16.9%，以上数据与 V94.3 燃气轮机此工况数据符合得很好，说明冷却空气量的推测结果是合理的。

4 燃气透平功率计算方法探讨

4.1 概述

根据文献^[1]及有关资料^[2]所述，可以根据透平的初温粗略计算透平的膨胀功，目前，世界上对燃气轮机性能计算分两个体系：一是欧洲各国，采用 ISO 透平初温方法，另一是以美国为代表的以动叶前滞止温度来作为透平初温来计算，下面记为方法 1 和方法 2。这两种方法的共同点是把透平均当成进出流量不变的级组看待，因此都是简化处理方法；而不同点则在于，尽管均对冷却空气采用等效处理，但前者把所有冷却空气等效到透平入口，实质上认为冷却空气参与了做功；后者则只计及第 1 级静叶的冷却空气做功，其余冷却空气在透平出口和热烟气混合，不参与做功。两种方法在实际应用中遇到的问题，应当采用何种效率来计算透平功率？

显然，前节中介绍的透平逐级热力计算的方法按每级冷却空气的实际通入位置，详细地考虑了冷却空气的做功量，因此可以作为基准来比较两种常用方法的差别。下面，将分别用方法 1 和方法 2 计算透平功率，计算命题为：通过试凑透平效率，保证排气温度为 550℃。

4.2 方法 1：以 ISO 温度为透平入口温度

ISO 温度对应的焓值的计算式^[9]为

$$i_{\text{iso}} = (M_{a1} \times i_{a1} + M_{a2} \times i_{a2} + M_{a3} \times i_{a3} + M_{a4} \times i_{a4} + M_{a12} \times i_{a12} + M_f \times i_f) / (M_{a1} + M_{a2} + M_{a3} + M_{a4} + M_{a12} + M_f) \quad (1)$$

以 ISO 温度为 T₃*温度来计算透平的膨胀功的

计算式为

$$W_T = (M_{a1} + M_{a2} + M_{a3} + M_{a4} + M_f) \times (i_{\text{iso}} - i_{\text{exhausted}}) \times \eta_T \times \eta_m \quad (2)$$

式中 i_{iso} 为 ISO 温度对应的焓值；M_{a1}、M_{a2}、M_{a3}、M_{a4} 分别为第 4 级、第 9 级、第 13 级及第 17 级冷却空气的量；i_{a1}、i_{a2}、i_{a3}、i_{a4} 分别为第 4 级、第 9 级、第 13 级抽气焓及第 17 级冷却空气的平均焓（考虑外部冷却器的冷却作用）；M_f、i_f 分别为燃烧室出口燃气的流量、焓；W_T 为透平膨胀功；η_T、η_m 分别为根据 ISO 温度计算透平功对应的透平等熵效率以及机械效率；M_{a12}、i_{a12} 分别为漏气量及焓。

4.3 方法 2：以第 1 级动叶前温度为透平入口温度

第 1 级动叶前滞止温度对应的焓的计算公式如式 (3) 所示，相应的透平膨胀功计算如式 (4)。计算中，认为流经透平的流量为第 1 级动叶前的燃气流量，以全机压比膨胀到环境压力，然后与第 1 级动叶后所有冷却空气混合，因此透平排气焓的计算式为

$$i_B = \frac{M_{a11} \times i_{a11} + M_{a12} \times i_{a12} + M_f \times i_f}{M_{a11} + M_{a12} + M_f} \quad (3)$$

$$W_T = (M_{a11} + M_{a12} + M_f) \times (i_B - i_{\text{exhausted}}) \times \eta_T \times \eta_m \quad (4)$$

$$i_{\text{exhausted}} = (M_{a6} \times i_{a6} + M_{a7-10} \times i_{a7-10} + M_{a11} \times i_{a11} + M_{a12} \times i_{a12} + M_f \times i_f) / (M_{a1} + M_{a2} + M_{a3} + M_{a4} + M_f) \quad (5)$$

式中 i_B 为第一级动叶前滞止焓；M_{a11}、i_{a11} 分别为第 1 级静叶冷却空气量焓；η_T 为根据第 1 级动叶前滞止温度计算透平功对应的透平等熵效率；i_{exhaust} 为排气焓；M_{a6}、M_{a7-10}、M_{a11}、M_{a12} 分别为第 1 级动叶及叶轮、第 2 级动叶及叶轮、第 3 级动叶及叶轮、第 4 级叶轮的冷却空气量；i_{a6}、i_{a7-10}、i_{a11}、i_{a12} 分别为第 1 级动叶及叶轮、第 2 级动叶及叶轮、第 3 级动叶及叶轮、第 4 级叶轮的冷却空气焓。

4.4 不同透平功率计算方法分析

表4给出了方法1和方法2的计算结果及其与逐级计算方法(标注为方法3)的对比。可以看出,在保证与实际温度相同的出口温度条件下,3种方法计算得到的透平功率基本相等,而对应的透平等熵效率差别较大,方法2最高,而方法3最低,其原因分析如下:

表4 透平膨胀功计算结果

Tab. 4 Calculation results of turbine expanse work

参数	方法3	方法1	方法2
透平膨胀功/MW	464.966	464.659	464.414
压气机耗功/MW		242.889	
燃气轮机输出功/MW	222.077	221.77	221.525
透平等熵效率/%	85.1	88.3	93.8

(1) 3种方法对应的膨胀过程如图4所示。在同一条等压线上的点a、b、c分别对应方法1~3假定的膨胀过程的起点,可以看出,3点对应的温度自左至右依次升高,本例中分别为:1160℃, 1290℃, 1340℃, 意味着单位质量燃气的做功能力依次升高。a_s、b_s及c_s分别为对应上述3点的等熵膨胀过程线终点,而点a'、b''(与透平中除冷却第1级静叶外的冷却空气混和后的状态点为b')及4'点则为实际膨胀过程线的终点,它们均在对应透平背压的等压线上,其中a'、b'与4'重合。如前所述,方法3考虑了燃气的逐级膨胀以及冷却空气逐级掺混的过程。以第1级为例,点1_s为等熵膨胀终点,1'为实际膨胀终点,排气与第1级冷却空气混合后,温度降低,状态点沿等压线左移到点1,意味着冷却空气的加入使单位质量燃气做功能力有所下降。同样,燃气在后级中经历了同样的过程,最终的膨胀终点为4'。

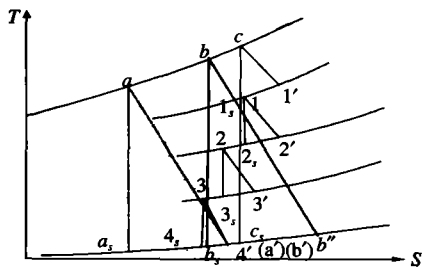


图4 3种计算方法膨胀过程线

Fig. 4 Expansion lines corresponding to three kinds of calculation methods

(2) 3种方法的等熵效率。参考图4可以写出3种方法对应的等熵效率公式如式(6)、(7)和(8)。作为对比,亦写出级通流效率的定义,如式(9)。由于

每个方法假定的物理现象不同,其等熵效率相对通流效率发生了不同的变化。

方法3:
$$\eta = \frac{h_{c1'} + h_{12'} + h_{23'} + h_{34'}}{h_{cc_s}} \tag{6}$$

方法1:
$$\eta = \frac{h_{aa'}}{h_{aa_s}} \tag{7}$$

方法2:
$$\eta = \frac{h_{bb''}}{h_{bb_s}} \tag{8}$$

级通流效率:
$$\eta = \frac{\text{级实际焓降}}{\text{级等熵焓降}} \text{ (本文中取为0.89左右)} \tag{9}$$

方法3定义的等熵效率,其分母是透平进口等熵膨胀至排气压力的焓降,它大于各级等熵焓降之和;分子是各级实际焓降之和。该定义实际上反映出了3方面的影响:① 冷却空气带来的膨胀线的左移;② 透平的各种通流损失,包括叶型损失、二次流损失、漏汽损失、余速损失等;③ 由于各级叶栅损失造成的熵增引起膨胀线的右移。相对平均级效率而言,由于分母增大,透平整机等熵效率低于级效率。

由于方法1在透平进口处就考虑了透平全部冷却空气带来的膨胀线左移,即在效率计算中分母和分子都包括了这部分影响,所以它更接近于通流效率,这一点从表4所列数据可以看出。方法2考虑了第1级静叶冷却空气的影响,因此膨胀起点左移,对应的等熵焓降较方法3略有下降。由于剩余冷却空气没有参与膨胀,与膨胀到终点的燃气掺混时,这些空气的温度没有经历在透平中膨胀而引起的下降,因此,为保证同样的550℃终温条件,做功燃气不得不过度膨胀,即其焓降比此股燃气按照通流效率计算出的焓降大,因此其等熵效率会高于通流效率,这就是方法2计算得到的等熵效率最高的原因。

(3) 就膨胀功而言,方法2最小,这主要是因为它没有计及除冷却第1级静叶外的其它冷却空气的做功量,但它同样没有计及第1级静叶后的冷却空气掺混引起的膨胀线左移导致的单位质量做功能力下降的影响,因此仅略小于其它方法;方法1把所有冷却空气均看作从透平入口、以燃烧室出口压力开始膨胀,似乎膨胀功应当最大,但计算结果并非如此,其原因主要在于ISO温度是假想的燃气和所有冷却空气混合后的温度,其值远远小于其它两种方法的进口温度,导致膨胀线严重左移,单位质量燃气的做功能力大大下降,结果膨胀功高于方法2但小于方法3。总的说来,由于这两种近似计算

方法对功率的计算皆存在正反两方面的误差, 它们在一定程度上相互抵消, 因此, 3 种方法的膨胀功相差不大。但必须指出的是, 在计算时应使用各自对应的效率, 否则计算结果与正确值会相差很远。

从上述分析和与方法 3 的对比可以得到如下几点认识: ① 只有正确地使用相应的效率, 才能使用方法 1 和方法 2 得到正确的结果; ② 方法 1(即用 ISO 温度作为透平初温)对应的效率基本和透平通流效率一致; ③ 方法 2 对应的等熵效率远高于透平的通流效率, 若采用通流效率作为其效率数值, 则计算出的功率及排气温度都会远远偏离正确值(透平排气温度高于正确值, 功率小于正确值)。

5 结论

(1) 本文以适合燃用低热值合成气的 V94.3 燃气轮机为研究对象, 探讨了推测冷却空气量的计算方法, 最终给出了满足 V94.3 燃气轮机各种具体结构及性能信息的冷却空气参数及分配规律;

(2) 通过分析及比较两种根据透平初温计算透平膨胀功的方法, 认为两种方法只要效率取得合理都是可行的, 但以 ISO 定义的透平初温来计算透平膨胀功时, 可以采用级等熵效率作为此简化计算中的等熵效率的近似值来计算; 而根据第 1 级动叶前温度作为透平进口温度的计算方法, 需要采用比级等熵效率高得多的值, 其取值需要经验和厂家配合。

参考文献

- [1] 邓世敏, 危师让, 林万超(Deng Shimin, Wei Shirang, Lin Wanchao). IGCC 系统专用单元模型研究 (IGCC system special unit module study)[J]. 中国电机工程学报(Proceedings of the CSEE), 2001, 21(3): 34-36.
- [2] 焦树建. 整体煤气化燃气-蒸汽联合循环[M]. 北京: 中国电力出版社, 1996.
- [3] 焦树建. 燃气-蒸汽联合循环 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2000.
- [4] Manfred Zigner. Siemens gas turbine technology[R]. Siemens Guest Lectures at Tsinghua University. Beijing, November 16, 2000.
- [5] 李政, 江宁 麻林巍, 等 (Li Zheng, Jiang Ning, Ma Linwei, et al). 西门子 V94.3 燃气轮机冷却空气信息推测 (Speculation on cooling air information of siemens V94.3 gas turbine)[J]. 燃气轮机技术 (Gas Turbine Technology), 2002, 15 (4): 13-15.
- [6] 翁史烈. 燃气轮机[M]. 北京: 机械工业出版社, 1987.
- [7] 王仲奇, 秦仁. 透平机械原理 [M]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 1987.
- [8] Mitsubishi Heavy Industries. Mitsubishi heavy industries technical reports of gas turbine[R]. Oct., 2002.
- [9] Siemens.WM-TG 2/93 Indirect determination of mass flow and turbine inlet temperature for single-shaft gas turbines[R].Siemens A G Bredich Energieerzeugung(KWU), Feb., 1993.

收稿日期: 2003-06-02.

作者简介:

王德慧(1969-), 女, 博士研究生, 研究方向为整体煤气化联合循环动态建模。

(责任编辑 贾瑞君)