

热力涡轮机械

文章编号:1001-2060(2016)12-0019-06

# 双轴燃气轮机高精度建模方法研究

郑卫东,王培红

(东南大学 能源热转换及过程测控教育部重点实验室 江苏 南京 210096)

**摘要:**针对传统燃气轮机仿真精度较低的缺点,提出了一种双轴燃气轮机高精度建模方法。该模型充分考虑了空气和烟气比热容随温度变化的影响、不同负荷下烟气成分变化的影响、透平初温对冷却空气量的影响等。并且结合实际仿真需要,给出了一种考虑冷却抽气在透平中作功的简化计算模型。结果表明:所建模型的稳态仿真结果与实验数据相吻合,且将转速、排烟温度、排烟流量和发电量仿真结果平均误差由3.32%、1.29%、3.15%和3.73%分别降低到1.04%、0.87%、1.53%和1.73%,较以往模型精度有较大提高;动态仿真结果准确地反应了燃气轮机系统的真实运行规律,为燃气轮机控制系统的研究设计提供了良好的动态模型。

**关键词:**燃气轮机;建模仿真;高精度;动态模型

中图分类号:TM621 文献标识码:A  
DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2016.12.004

## 引言

燃气轮机是一种强非线性、时变、复杂的气动热力学系统,其系统设计和控制器设计周期长、技术难度大,需要进行大量的实验<sup>[1-2]</sup>。直接对燃气轮机进行试验需要花费大量的物力和财力,成本较高。建立合适的燃气轮机仿真模型既能为燃气轮机动力系统设计和性能分析提供必要的参考,也有利于燃气轮机控制系统的设计和控制策略的选择<sup>[3]</sup>。因此,建立一种燃气轮机高精度仿真模型,对燃气轮机系统的研究具有重要意义。从目前公开的文献来看,所建立的燃气轮机非线性模型大都认为比热容为定值<sup>[2-3,5]</sup>,不考虑烟气成分变化<sup>[5-12]</sup>,忽略抽气冷却影响或假设抽气冷却系数为定值<sup>[2-3,7,10]</sup>,忽略冷却抽气在透平中作功以及燃烧室效率变化<sup>[3,5-11]</sup>。这些条件的简化处理使得目前多数仿真

模型的结果误差较大,不能满足高精度建模的需要。

本文在以往的燃气轮机仿真研究基础上,对影响燃气轮机建模精度的因素进行分析,提出一种高精度燃气轮机建模方法。以某双轴燃气轮机为对象,采用模块化建模方法,建立燃气轮机各部件模块库,在Simulink(动态仿真实验室)软件中搭建系统动态仿真模型。为建立高精度仿真模型,考虑了温度变化对比热容的影响,不同负荷下烟气成分变化对系统模型的影响,透平初温对冷却空气量的影响等。并且结合实际仿真需要,给出了一种考虑冷却抽气作功的透平简化计算模型。

## 1 燃气轮机高精度建模方法

双轴燃气轮机由压气机、燃烧室、高压透平和动力透平等部件组成,如图1所示,其中 $G_a$ 、 $G_f$ 、 $G_{out}$ 分别表示进入压气机的空气量、进入燃烧室的燃料量、燃气轮机排气量(kg/s)。采用模块化建模方法,通过合理地划分和封装模块,使建立的模块具有通用性和易接性。

### 1.1 压气机仿真模型

#### 1.1.1 压气机特性模块

压气机的变工况特性研究是保证燃气轮机精确建模的关键,采用文献[13]介绍的方法来描述压气机特性曲线。压气机的特性可表示为如下函数关系式:

$$\begin{cases} \pi_c^* = f_1(G_{ccor}^*, n_{ccor}^*) \\ \eta_c^* = f_2(\pi_c^*, n_{ccor}^*) \end{cases} \quad (1)$$

式中: $\pi_c^*$ —比折合压比; $G_{ccor}^*$ —比折合流量; $n_{ccor}^*$ —比折合转速; $\eta_c^*$ —比折合效率。

收稿日期:2015-05-29; 修订日期:2015-09-11  
基金项目:国家自然科学基金资助项目(51476028)  
作者简介:郑卫东(1990-),男,河南开封人,东南大学硕士研究生。

$$\pi_c^* = \frac{\pi_c}{\pi_{c0}} \quad (2)$$

$$n_{ccor}^* = \frac{n_{ccor}}{n_{ccor0}} = \frac{n_c}{\sqrt{T_{in}}} \cdot \frac{\sqrt{T_{in0}}}{n_{c0}} \quad (3)$$

$$G_{ccor}^* = \frac{G_{ccor}}{G_{ccor0}} = \frac{G_{cin}}{P_{in}} \cdot \frac{P_{in0}}{G_{cin0} \sqrt{T_{in0}}} \quad (4)$$

$$\eta_c^* = \frac{\eta_c}{\eta_{c0}} \quad (5)$$

式中： $\pi_c$ —压气机压比； $\pi_{c0}$ —额定工况压比； $n_c$ —压气机转速， $r/min$ ； $n_{c0}$ —额定工况下转速， $r/min$ ； $T_{in}$ —压气机进气温度， $K$ ； $T_{in0}$ —额定工况下压气机进气温度， $K$ ； $G_{cin}$ —压气机进气流量， $kg/s$ ； $G_{cin0}$ —额定工况下压气机进气流量， $kg/s$ ； $P_{in}$ —压气机进气压力， $kPa$ ； $P_{in0}$ —额定工况下压气机进气压力， $kPa$ ； $\eta_c$ —压气机效率； $\eta_{c0}$ —额定工况下压气机效率。

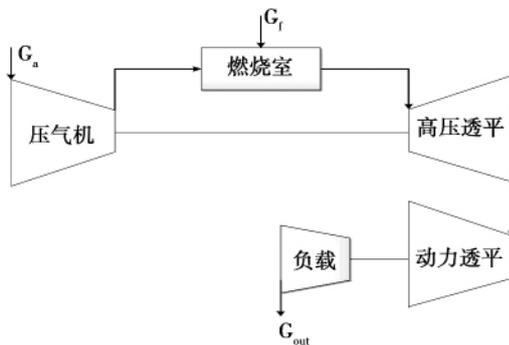


图 1 某双轴燃气轮机结构

Fig. 1 Modularized structure of the gas turbine system

### 1.1.2 压气机子模块

该双轴燃气轮机在压气机第 9 级、第 13 级和第 16 级有冷却抽气，其中第 16 级为压气机的末级。各抽气点的冷却空气系数随透平初温的变化，按文献 [14] 提供的方法确定，即：

$$X_{gt} = a + b(T/T_0) + c(T/T_0)^2 + d(T/T_0)^3 \quad (6)$$

式中： $T$ —透平实际温度， $K$ ； $T_0$ —选定的透平基准温度， $K$ ； $a$ 、 $b$ 、 $c$ 、 $d$ —拟合系数。

根据抽气点个数将压气机分为 3 段，每一段分别对应一个子模块。每段子模块的出口温度为：

$$T_{out}^i = T_{in}^i + T_{in}^i \cdot (\pi_{ic}^{R/C_p} - 1) \cdot \frac{1}{\eta_c} \quad (7)$$

式中： $T_{in}^i$ —第  $i$  个（按气流流动方向编号，下同）子模块的进口温度， $K$ ； $\pi_{ic}$ —第  $i$  个子模块的压比； $C_p$ —气体定压比热容， $kJ/(kg \cdot K)$ ，取进出口平均温度的比热容值； $R$ —气体常数， $kJ/(kg \cdot K)$ ； $\eta_c$ —压气机的效率。

第  $i$  个子模块的出口压力为：

$$P_{out}^i = P_{in}^i \cdot \pi_{ic} \quad (8)$$

式中： $P_{in}^i$ —第  $i$  个子模块的进口压力， $kPa$ 。

第  $i$  个子模块的出口流量为：

$$G_{out}^i = G_{out}^{i-1} (1 - X_{gt}^i) \quad (9)$$

式中： $G_{out}^{i-1}$ —第  $i-1$  个子模块的出口流量； $X_{gt}^i$ —第  $i$  个抽气点的冷却空气系数。

每段子模块的耗功为：

$$P_e^i = G_{in}^i \cdot (h_{in}^i - h_{out}^i) \quad (10)$$

式中： $h_{in}^i$ —第  $i$  个子模块的进口气体焓， $h_{in}^i = f(T_{in}^i)$   $kJ/kg$ ； $h_{out}^i$ —第  $i$  个子模块的出口气体焓， $h_{out}^i = f(T_{out}^i)$   $kJ/kg$ 。

整个压气机耗功为：

$$P_e = \sum_{i=1}^3 P_e^i \quad (11)$$

## 1.2 燃烧室仿真模型

由于压气机末级冷却抽气用于控制燃烧室火焰温度，为便于模型建立，将燃烧室中的变化分为两个过程：燃料燃烧过程和烟气与冷却抽气混合过程。

### 1.2.1 燃烧过程

忽略燃烧室的热惯性、流阻和热阻，燃烧室中燃烧过程的热平衡关系为 [15]：

$$G_{ain} \cdot (h_a^{T_{ain}} - h_a^{T_b}) + G_f \cdot (h_f^{T_f} - h_f^{T_b}) + \eta_b \cdot G_f \cdot h_f^{T_b} = (h_b^{T_c} - h_b^{T_b}) \cdot (G_{ain} + G_f) \quad (12)$$

式中： $T_{ain}$ —燃烧室进口空气温度， $K$ ； $T_b$ —测定燃料发热量时所选的温度， $K$ ； $T_f$ —燃料进口温度， $K$ ； $T_c$ —燃烧过程结束后烟气的温度， $K$ ； $G_{ain}$ —燃烧室进口空气流量， $kg/s$ ； $G_f$ —燃料流量， $kg/s$ ； $\eta_b$ —燃烧效率； $h_a^{T_{ain}}$ —燃烧室进口空气的焓， $kJ/kg$ ； $h_a^{T_b}$ —空气在  $T_b$  时的焓， $kJ/kg$ ； $h_f^{T_f}$ —燃料在  $T_f$  时的低位发热量， $kJ/kg$ ； $h_f^{T_b}$ —燃料在  $T_b$  时的低位发热量， $kJ/kg$ ； $h_b^{T_c}$ —燃烧结束后烟气的焓， $kJ/kg$ ； $h_b^{T_b}$ —烟气在  $T_b$  时烟气的焓， $kJ/kg$ 。

### 1.2.2 烟气与冷却抽气混合过程

$$h_b^{T_c} \cdot (G_{ain} + G_f) + h_a^{T_{cool}} \cdot G_{cool} = h_b^{T_{out}} \cdot (G_{ain} + G_f + G_{cool}) \quad (13)$$

式中:  $h_a^{T_{cool}}$  — 燃烧室冷却抽气的焓, kJ/kg;  $h_b^{T_{out}}$  — 燃烧室出口烟气的焓, kJ/kg;  $G_{cool}$  — 燃烧室冷却抽气流量, kg/s。

由燃烧室出口烟气的焓可得燃烧室出口烟气温  
度  $T_{out} = f(h_b^{T_{out}})$ 。

### 1.3 燃气透平仿真模型

燃气透平变工况特性曲线与压气机特性曲线相似 根据文献[13]提供的方法获得。对于双轴燃气轮机,由于用于透平冷却的空气量一般占总的压气机进口空气量的 10% ~ 20%,所以冷却空气对整个燃气轮机效率的影响很大,其对透平做功的影响不能忽略。关于冷却抽气做功,提出如下模型:设用于透平冷却的空气量为  $G_{cool}$ ,则假设  $1/2G_{cool}$  的空气量在透平入口处与上级来的烟气进行混合,然后进入透平中完成整个流动做功过程,另外  $1/2G_{cool}$  空气量在透平出口与烟气混合。

#### 1.3.1 透平入口处混合

混合过程忽略压力变化,其能量平衡为:

$$h_b^{T_{in}} \cdot G_b + h_a^{T_{cool}} \cdot \frac{1}{2}G_{cool} = h_b^{T_{mix1}} \cdot (G_b + \frac{1}{2}G_{cool}) \quad (14)$$

式中:  $h_b^{T_{in}}$  — 透平入口处的烟气的焓, kJ/kg;  $h_a^{T_{cool}}$  — 用于本级透平冷却的冷却空气焓, kJ/kg;  $G_b$  — 透平入口处的烟气流量, kg/s。

#### 1.3.2 透平中做功过程:

透平出口温度为:

$$T_{out} = T_{mix1} - T_{mix1} \cdot (1 - \pi_i^{R/C_p}) \cdot \eta_i \quad (15)$$

式中:  $C_p$  — 烟气定压比热容, kJ/(kg · K),取进出口温度的比热容值;  $R$  — 烟气气体常数, kJ/(kg · K)。

透平输出功率为:

$$P_{et} = (h_b^{T_{mix1}} - h_b^{T_{out}}) \cdot (G_b + \frac{1}{2}G_{cool}) \quad (16)$$

式中:  $h_b^{T_{mix1}}$  — 透平入口处,烟气与冷却空气混合后的焓, kJ/kg;  $h_b^{T_{out}}$  — 透平出口处混合前的烟气焓, kJ/kg。

#### 1.3.3 透平出口处混合:

忽略混合过程压力变化,其能量平衡为:

$$h_b^{T_{out}} \cdot (G_b + \frac{1}{2}G_{cool}) + h_a^{T_{cool}} \cdot \frac{1}{2}G_{cool} = h_a^{T_{mix2}} \cdot (G_b + \frac{1}{2}G_{cool} + \frac{1}{2}G_{cool}) \quad (17)$$

式中:  $h_a^{T_{mix2}}$  — 透平出口处混合后的焓, kJ/kg。

透平出口烟气压力为:

$$P_{out} = \frac{P_{in}}{\pi_i} \quad (18)$$

式中:  $P_{in}$  — 透平入口压力, kPa;  $\pi_i$  — 透平压比。

### 1.4 其它模块仿真模型

#### 1.4.1 容积模块

为考虑压气机导管、压气机排气和燃烧室内部的非稳定质量流量,设置相应的容积模块<sup>[16]</sup>。假定容积模块的进出口温度和压力相同,即  $T_{out} = T_{in}$ ,

$P_{out} = P_{in}$ 。

容积模块的微分方程为:

$$\frac{V_p}{RT_{out}} \cdot \frac{dp_{out}}{dt} = G_{in} - G_{out} \quad (19)$$

式中:  $V_p$  — 容积模块的当量体积,  $m^3$ ;  $p_{out}$  — 容积模块的出口压力, kPa;  $T_{out}$  — 容积模块的出口温度, K;  $G_{in}$ 、 $G_{out}$  — 进口流量和出口流量, kg/s;  $R$  — 气体常数, kJ/(kg · K)。

#### 1.4.2 转轴模块

在高精度动态仿真时,需要考虑转轴转动惯性,由动量矩定律可得:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{J\omega} \cdot (P_{et} - P_{ec} - P_f) \quad (20)$$

式中:  $\omega$  — 角速度, rad/s;  $J$  — 转动惯量,  $kg \cdot m^2$ ;  $P_{et}$  — 高压透平输出功率, kW;  $P_{ec}$  — 压气机消耗功率, kW;  $P_f$  — 机械损失驱动辅助系统所消耗的功率, kW。

将上式化为与转速  $n$  相关的表达式为:

$$\frac{dn}{dt} = \frac{900}{\pi^2 J n} \cdot (P_{et} - P_{ec} - P_f) \quad (21)$$

式中:  $n$  — 转速, r/min。

#### 1.4.3 气体物性参数模块

为提高仿真精度,考虑了气体定压比热容随温度和成分的变化关系以及气体常数随气体成分变化的关系。关于混合气体的定压比热容计算,本文采用文献[17]中的定压比热容计算公式。

#### 1.4.4 管道模块

气体经过进气管道有一定压力损失,温度保持不变,即:  $P_{out} = \sigma_i P_{in}$ ,  $T_{out} = T_{in}$ ,其中  $P_{in}$ 、 $T_{in}$  和  $P_{out}$ 、 $T_{out}$  分别表示管道的进口压力、进口温度和出口压力、出口温度;  $\sigma_i$  为压力损失系数,一般取为 0.98。

## 2 模型仿真结果的验证及分析

以上述计算模块为基础,构建某双轴燃气轮机整体动态仿真模型,仿真模型的主要参数如表 1 所示。从稳态变工况和动态变化两个方面,对本文所建立的仿真模型进行验证。

表 1 仿真模型设计额定参数

Tab.1 Numerical values of key parameters for the simulation model

参 数	数 值
大气压力 $P/Pa$	10 121
空气进口温度 $T_{in}/K$	290.35
空气流量 $G_{air0}/kg \cdot s^{-1}$	65.12
燃料流量 $G_f/kg \cdot s^{-1}$	1.20
压气机定压比 $\pi_{c0}$	17.50
压气机转速 $n_{c0}/r \cdot min^{-1}$	9 329
动力透平转速 $n_t/r \cdot min^{-1}$	3 000
发电功率 $P_e/kW$	2 283
燃烧室出口温度 $T_b/K$	1 583
动力透平进口温度 $T_{in}/K$	1 196

### 2.1 稳态变工况验证

为验证所建立模型的正确性与精确性,根据文献[8]提供的方法,同样建立双轴燃气轮机仿真模型,将模型仿真结果与参考文献中模型结果以及实验数据进行对比分析。稳态变工况仿真结果如图 2~图 5 所示。“模拟值”表示由本文所建立模型得到的仿真结果,“文献值”表示根据参考文献[8]所建立的“双轴燃气轮机实时仿真模型”得到的仿真结果,“实验值”是江西九江某电站燃气轮机运行数据。

图 2 为压气机转速随燃料量变化仿真结果,从图中可以看出,本文模型所得仿真结果与实验值吻合度较高,在额定工况附近误差达到最小,而文献[8]所得的仿真结果与实验值误差较大。图 3 为燃气轮机排烟温度随燃料量变化仿真结果,模拟值和文献值在额定工况附近与实验数据吻合度都较高,但在低负荷工况下,本文所提出的模型具有更好的仿真精度。燃气轮机排烟流量的仿真结果与转速变化仿真结果较类似,本文所提出模型整体趋势上具有更高准确度,而文献值的误差则较大。发电量仿真结果整体趋势与排烟温度仿真结果类似,很好地反应了该双轴燃气轮机发电量随燃料量变化的规律。

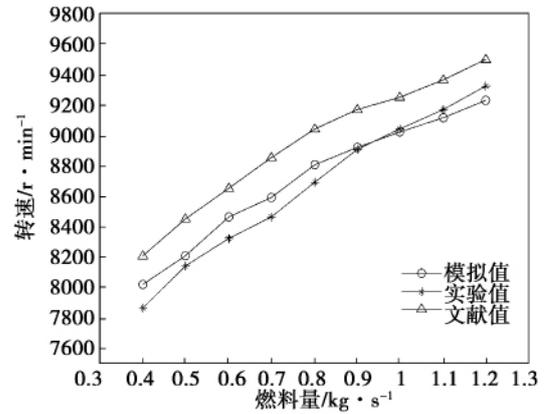


图 2 转速随燃料量变化仿真结果

Fig.2 Comparison of rotation rate between simulation results and experimental measurements

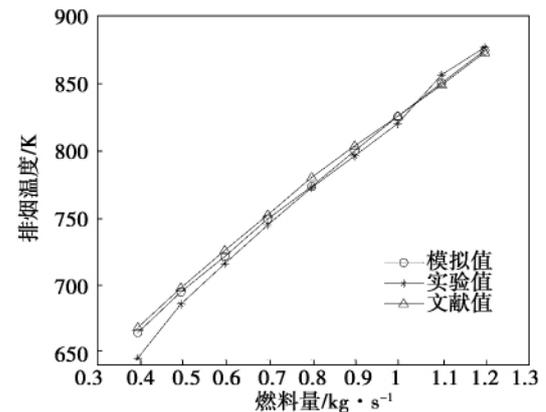


图 3 排烟温度随燃料量变化仿真结果

Fig.3 Comparison of exhaust gas temperature between simulation results and experimental measurements

表 2 仿真结果误差分析表

Tab.2 Relative errors of simulation results

参数	最大误差/%		平均误差/%	
	文献值	模拟值	文献值	模拟值
转速	4.57	1.98	3.32	1.04
排烟温度	3.49	2.98	1.29	0.87
排烟流量	4.29	2.62	3.15	1.53
发电量	4.89	2.83	3.73	1.73

表 1 为模拟值和文献值相对实验值的误差分析结果,从误差分析中可以看出,一般模型的排烟温度仿真结果误差较小,而其它 3 个量的仿真结果误差都较大,最大误差达到 4.89%。采用本文提出的燃气轮机仿真模型,所得的仿真结果在保持排烟温度高精度的同时,提高了压气机转速、排烟流量、发电

功率仿真结果的精度,将其仿真结果平均误差由 3.32%、3.15% 和 3.73% 分别降低到 1.04%、1.53% 和 1.73%,将误差减少了一半。且将仿真结果的最大误差限制在了 3% 以内,证明了本文所提出模型的精确性。

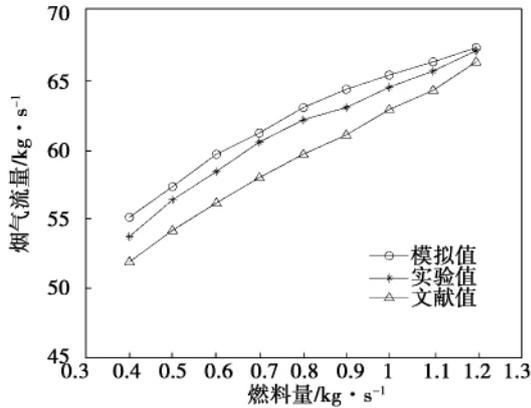


图 4 排烟流量随燃料量变化仿真结果  
Fig. 4 Comparison of exhaust gas flux between simulation results and experimental measurements

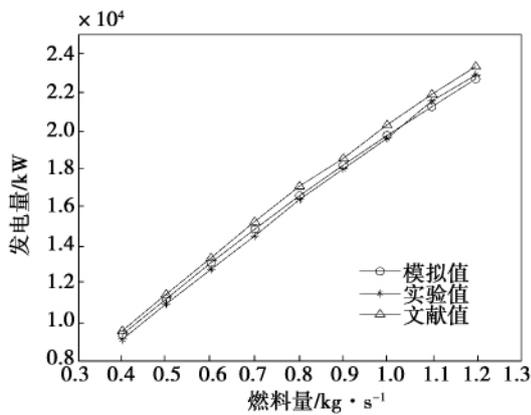


图 5 发电量随燃料量变化仿真结果  
Fig. 5 Comparison of electricity production between simulation results and experimental measurements

### 2.2 动态变化过程

动态模型的验证不仅要进行稳态值的校验,还要对变化过程中的趋势进行校验,通过燃料量的改变测试模型的动态特性。采用阶跃和斜坡两种信号对本文模型进行验证。燃料量变化规律如图 6 所示,首先燃料量在  $t = 5\text{ s}$  时从设计工况的  $G_f = 1.2\text{ kg/s}$  阶跃至  $G_f = 1.1\text{ kg/s}$ ,然后在  $t = 30\text{ s}$  时燃料量以  $\Delta G_f = 0.01\text{ kg/s}^2$  变化速率由  $G_f = 1.1\text{ kg/s}$  上升至  $G_f = 1.2\text{ kg/s}$ 。本文提出的模型与参考文献模型得到的动态仿真结果如图 7、图 8 所示。

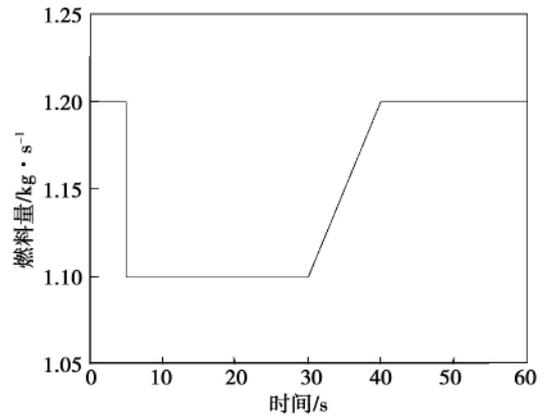


图 6 燃料量变化规律  
Fig. 6 Trend of fuel changing

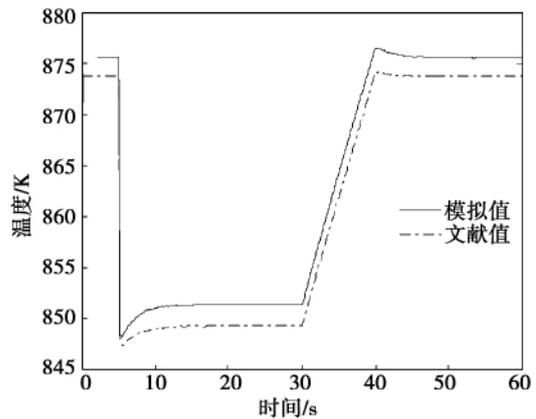


图 7 排烟温度动态仿真结果  
Fig. 7 Dynamic simulation results of exhaust gas temperature

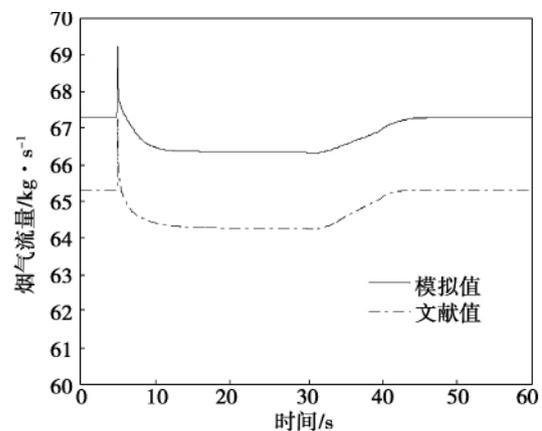


图 8 排烟流量动态仿真结果  
Fig. 8 Dynamic simulation results of exhaust gas flux

图 7 表示该过程中排烟温度的动态变化过程,图 8 表示烟气流量的动态变化过程。从动态仿真结果可以看出,本文所得到的动态仿真结果与文献

[8] 所得动态仿真结果变化趋势一致,时间常数相似,准确地反应了燃气轮机系统的真实运行规律,证明本文所建立模型的在动态仿真上的正确性。

### 3 结 论

(1) 在传统燃气轮机建模方法的基础上,提出一种高精度仿真模型,该模型考虑了空气和烟气比热容随温度变化的影响、不同负荷下烟气成分变化的影响、透平初温对冷却空气量的影响等。并且结合实际仿真需要,给出了一种考虑冷却抽气做功的透平简化计算模型;

(2) 应用本文提出的燃气轮机模型,所得稳态仿真结果在保持排烟温度高精度的同时,提高了压气机转速、排烟流量、发电功率仿真结果的精度,将其误差减少了一半。所得的动态仿真结果,准确地反应了燃气轮机系统的真实运行规律,为下一步燃气轮机控制系统的研究设计提供了良好的动态模型。

#### 参考文献:

- [1] 李凌风,张欢仁. 基于 Maplesim 的船用三轴燃气轮机的建模仿真研究[J]. 上海船舶运输科学研究所学报, 2013, 36(2): 62-66.  
LI Ling-feng, ZHANG Huan-ren. Simulation of three-shaft gas turbine with Maplesim [J]. Journal of Shanghai Ship and Shipping Research Institute 2013, 36(2): 62-66.
- [2] 曹 辉,孔庆毅,韩晓光. 双轴燃气轮机仿真及试验验证[J]. 航空发动机, 2013(1): 47-50.  
CAO Hui, KONG Qing-yi, HAN Xiao-guang. Simulation and experimental validation of twin-shaft gas turbine [J]. Aeroengine, 2013(1): 47-50.
- [3] 唐丽丽. 燃气轮机系统的建模与仿真研究[D]. 重庆:重庆大学, 2008.  
TANG Li-li. Modeling and simulation study on gasturbine [D]. Chongqing: Chongqing University, 2008.
- [4] 刘尚明,李忠义. 基于 SIMULNK 的单轴重型燃气轮机建模与仿真研究[J]. 燃气轮机技术, 2009, 22(3): 33-39.  
LIU Shang-ming, LI Zhong-yi. Dynamic simulation study based on single shaft heavy-duty gas turbine model using simulink [J]. Gas Turbine Technology, 2009, 22(3): 33-39.
- [5] 高 阳. 基于联合循环的燃气轮机动态模型与仿真[D]. 重庆:重庆大学, 2002.  
GAO Yang. Dynamic model and simulation of the gas turbine based on combined cycle [D]. Chongqing: Chongqing University, 2002.
- [6] 刘 冰,彭淑宏. 某重型燃气轮机动态建模及性能仿真研究[J]. 计算机仿真, 2012, 29(9): 335-338.  
LIU Bing, PENG Shu-hong. Dynamic modeling and simulation on heavy duty gas turbine [J]. Computer Simulation, 2012, 29(9): 335-338.
- [7] 贾省伟. 舰船双轴燃气轮机性能仿真[D]. 武汉:华中科技大学, 2006.  
JIA Sheng-wei. Performance simulation of marine biaxial gasturbine [D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2006.
- [8] Camporeale SM, 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] 吴海燕. 分轴燃气轮机的建模和仿真研究[D]. 上海:上海交通大学, 2013.  
WU Hai-yan. Study on modeling and simulation of split-shaft gas-turbine [D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2013.
- [10] 冉军辉. 船用三轴燃气轮机过渡过程研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工程大学, 2009.  
RAN Jun-hui. Transition process research of triaxial marine gas turbine [D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2009.
- [11] 付云鹏,黄宜坤,张会生,等. 一种考虑变几何特性的重型燃气轮机建模方法[J]. 动力工程学报, 2014, 34(3): 200-204.  
FU Yun-peng, HUANG Yi-kun, ZHANG Hui-sheng, et al. A modeling method for heavy gas turbines considering variable geometry characteristics [J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2014, 34(3): 200-204.
- [12] 周志鹏. 燃气轮机燃烧室及总体性能仿真[D]. 哈尔滨:哈尔滨工程大学, 2012.  
ZHOU Zhi-peng. Performance simulation of combustion and gas turbine [D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2012.
- [13] 李 涛,王德慧,李 政,等. 船用分轴燃气轮机主要部件变工况性能的初步研究[J]. 汽轮机技术, 2005, 46(5): 365-368.  
LI Tao, WANG De-hui, LI Zheng, et al. Primary study on main components off-design performance of marine split shaft gas turbine [J]. Turbine Technology, 2005, 46(5): 365-368.
- [14] 徐 钢,林汝谋,邵艳军,等. 燃气轮机建模的通用性和精确性研究[J]. 中国电机工程学报, 2005, 25(21): 106-111.  
XU Gang, LIN Ru-mou, SHAO Yan-jun, et al. Study on universality and precision of gas turbine modeling [J]. Proceedings of the CSEE, 2005, 25(21): 106-111.
- [15] 焦树建. 燃气轮机燃烧室[M]. 北京:机械工业出版社, 1981.  
JIAO Shu-jian. Gas turbine combustor [M]. Beijing: China Machine Press, 1981.
- [16] CHACARTEGUI R, SÁNCHEZ D, MUÑOZ A, et al. Real time simulation of medium size gas turbines [J]. Energy Conversion and Management, 2011, 52(1): 713-724.
- [17] BUCKER D, SPAN R, WAGNER W. Thermodynamic property models for moist air and combustion gases [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2003, 125(1): 374-384.

(单丽华 编辑)

小管 R134a 两相流压降噪音与流型关系 = **Correlation between the Two-phase Flow Pattern of R134a and the Noise of the Flow Pressure Drop in a Small Tube** [刊, 汉] HOU Han-wei, XIA Jia-jun, XIONG Wei-chen (Center for Space Technologies, School of Engineering, Sun Yat-Sen University, Zhuhai, Guangdong, China, Post Code: 519082), HUANG Li-ping (School of Physics and Engineering, Sun Yat-Sen University, Guangzhou, Guangdong, China, Post Code: 510275), HE Zhen-hui (State Key Laboratory of Optoelectronic Materials and Technologies, Guangzhou, Guangdong, China, Post Code: 510275) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016, 31(12). - 12 ~ 18

The nonvisual identification of two phase flow patterns is needed in application. At present, electrical capacitance tomography and pressure drop measurement are commonly used techniques in laboratories. In this paper, we presented the relationship of the noise of the two-phase flow pressure drop and the flow pattern of R134a in a tube of 2mm diameter. A high-speed camera was used to observe and record the flow patterns through a quartz-tube window; and a single-chip sampling system was used to record the pressure drop of the test tube with a sampling frequency of 1 kHz. In order to obtain the noise frequency characteristics of the pressure drop, the Fast Fourier Transforms (FFT) was employed to convert the pressure drop data from time-domain to frequency spectra. Then we analyzed the source of pressure drop noise and distinguished a kind of flow pattern from another based on the noise characteristics. It is shown that wave flow, slug flow, and annular flow have different features in the DC component and low frequency noise of the pressure drop. The feasibility of using the dimensionless parameters to identify the flow patterns was discussed and a theory basis for the on-line identification of nonvisual two-phase flow pattern was provided, with the fact that further investigation is warranted to verify its universality. **Key words:** two-phase flow, flow pattern, pressure drop, noise, Fast Fourier Transform

双轴燃气轮机高精度建模方法研究 = **Study on High Precision Simulation Model of Biaxial Gas Turbine** [刊, 汉] ZHENG Wei-dong, WANG Pei-hong (Key Laboratory of Energy Thermal Conversion and Control of Ministry of Education (Southeast University), Nanjing, Jiangsu, China, Post Code: 210096) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016, 31(12). - 19 ~ 24

A high precision simulation model of biaxial gas turbine is developed based on the traditional ones in order to overcome some previous drawbacks. In this modeling process the variations of specific heat capacity of air and fuel gas are taken into consideration. The fact that the components of fuel gas change with different load and the temperature of the turbine blades affects the cooling air significantly is considered. A simplified model of calculating the total work of cooling air is presented to satisfy the need of simulation. The steady simulation results show that the improved simulation model agrees well with the experimental data and is more accurate than previous simulation mod-

els. The dynamic simulation results indicate that the gas turbine dynamic model can accurately simulate the dynamic performance and be applied to the design of corresponding control systems of gas turbines. **Key words:** gas turbine ,simulation model ,high precision ,dynamic model

**颗粒直径对向心透平冲蚀磨损的影响 = Effect of Particle Diameter on Erosion Wear Performance of Radial Flow Turbine** [刊 ,汉] DUAN Zhi-qiang ,LI Xue-min (School of Energy and Power Engineering ,Huazhong University of Science and Technology ,Wuhan ,China ,Post Code : 430074) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016 31(12). - 25 ~ 30

In order to investigate the influence of particle diameter on erosion performance of radial flow turbine delivering solid-gas two-phase flow medium ,the impinging velocity ,impact angle and other parameters between solid particle and the surface of flow-passing parts were evaluated numerically. According to simulation results ,the particles with small diameters were distributed relatively homogeneously in the flow path of volute and blade ,and almost had no collision with the surface of flow-passing parts ,so the erosion wear of flow-passing parts was relatively weak. By contrary ,the solid particles with large diameters tended to pass into the flow pass of the impeller in the tail of the volute ,in the flow pass of the impeller ,and the particle was apt to move forward to the pressure surface and impacted the pressure surface of the blade. With the increase of particle diameter ,the particle would impact the pressure surface with a larger angle and velocity ,and there are multiple collisions with the pressure surface ,resulting exacerbated erosion wear of the middle of the pressure surface near the shroud and the suction surface near the exit. **Key words:** radial flow turbine ,erosive wear ,solid-gas two-phase flow ,motion trajectory ,numerical simulation

**叶片前缘微小圆柱诱导涡对低压轴流风机气动性能的影响分析 = Influences of Vortex Caused by the Micro-cylinder in the Blade Leading Edge on the Aerodynamic Performance of Low-pressure Axial Fan** [刊 ,汉] CHEN Xiao-Fei ,HUANG Dian-Gui ( School of Energy and Power Engineering ,University of Shanghai for Science and Technology ,Shanghai ,China ,Post Code : 200093) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016 31(12). - 31 ~ 37

In order to improve the performance of axial fan ,this paper presented a flow control method by installing a micro-cylinder in the leading edge of the axial fan blade ,and investigated the corresponding performance by using CFD. The results show that the micro-cylinder can improve the fan performance within a certain range of operating conditions. By comparing the flow field and the distribution of the boundary vorticity flux between the axial fans with and without the micro-cylinder ,the improvement of the axial fan performance was analyzed. **Key words:** flow separation ,