

回热循环微型燃气轮机非线性数学模型

段建东, 赵 克, 吴凤江, 孙 力, 王要强

(哈尔滨工业大学 电气工程及自动化学院, 哈尔滨 150001)

摘 要: 建立了回热循环微型燃气轮机非线性动态模型,并考虑模型通用性采用压气机、回热器、透平的变工况解析通用特性建立了静态模型.根据设计参数进行数学模型的实例化,提出解析特性系数确定方法和计算机仿真实现的迭代次序.结果表明:静态特性仿真结果与 Capstone C30 实际数据之间存在微小偏差,通过更详细的参考数据校正特性解析公式系数可获得与实际数据更好的一致性;采用保持透平进气温度不变的最佳运行方式,空载到满载的动态时间为 100 s 左右,回热器金属壁面平均温度由空载时 750 K 降低到满载时 670 K.

关 键 词: 回热循环微型燃气轮机;非线性数学模型;实例化;仿真实现;模型验证

中图分类号: V41

文献标志码: A

Nonlinear mathematical model of regenerative cycle microturbine

DUAN Jian-dong, ZHAO Ke, WU Feng-jiang,
SUN Li, WANG Yao-qiang

(School of Electrical Engineering and Automation,
Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China)

Abstract: Nonlinear dynamic model of regenerative cycle microturbine was established and considering versatility, the static model was built by using analytical generic characteristics of compressor, recuperator and turbine under the off-design conditions. The general mathematical model was instantiated according to the specific design parameters; the determination method of analytical characteristic coefficients was given and the computer simulation iteration order was achieved. Results show that there is small difference between the static characteristic simulation results and the actual reference data of Capstone C30, so better consistency with actual reference data can be gotten according to regulating coefficients of analytical generic characteristic formulae using more detailed specific design parameters. The best operation mode with constant turbine input temperature is adopted, with the dynamic time about 100 s from empty load to full load; in the same time the metal wall average temperature of recuperator drops from 750 K of empty load to 670 K of full load.

Key words: regenerative cycle microturbine; nonlinear mathematical model; instantiation; simulation implementation; model verification

微型燃气轮机具有体积小、质量轻、高效率、低排放等特点,能够使用天然气、生物沼气、柴油等多种燃料,不依赖于单一能源形式,对缓解全球化的能源危机具有重要意义,近年来得到了迅速

收稿日期: 2012-11-21

基金项目: 国家自然科学基金(51107018); 高等学校博士学科点专项科研基金(20102302120013); 中央高校基本科研业务费专项资金(HIT. NSRIF. 2010103)

作者简介: 段建东(1985—),男,内蒙古土默特右旗人,博士生,主要从事微型燃气轮机发电技术的研究。

发展^[1-5].

在微型燃气轮机的设计阶段,实物样机生产之前需要在理论上论证设计样机的动静态特性是否满足要求,这种情况下通用且准确的微型燃气轮机数学模型显得尤为重要,此外对于控制器的研发和控制特性的研究也有重要意义.传统简单循环微型燃气轮机使用较多的一类模型是直接利用重型燃气轮机的模型,以 Rowen 模型和 IEEE (Institute of Electrical and Electronics Engineers) 模型为代表^[6-7],这类模型的各个环节在设计工况附近简化为 1 阶线性环节或延迟环节,未对燃气质量流量、压气机压比、透平膨胀比、效率等过程量建模,未对有回热器的情况建模,因此变工况运行的模型准确性较差.另一类较为复杂的模型是基于模块化建模思想利用压气机、透平实测特性曲线建立的流体网络模型^[8-9],这类模型具有很高的准确性,但由于采用实测特性曲线建模使得通用性较差,在设计阶段难以使用.

本文针对回热循环微型燃气轮机的特点,考虑系统的主要动态环节建立了动态模型,采用通用特性的解析式表达,增加了模型的通用性.实例化设计保证了针对具体机组的准确性,通过确定严格的迭代次序进行静、动态仿真,仿真结果证明了所建模型的正确性和有效性.

1 微型燃气轮机非线性数学模型

微型燃气轮机是一个多变量、强非线性、多工况的复杂系统,建立完全符合实际系统的数学模型是一项艰难的工作.由于不同设计结构的压气机、透平、回热器等部件变工况特性存在较大差异,过于精细的数学模型通用性较差.折中考虑模型的通用性和精确性,选择能表示微型燃气轮机主要动态过程的平衡方程,忽略了次要惯性环节.故有以下假设:燃气和空气的等熵指数和比定压热容不变;忽略压气机和透平的能量存储效应;忽略燃料的热焓值;变工况燃烧效率不变;各压力损失系数不变;回热器空气、燃气与金属壁的表面传热系数相等^[10];忽略管道的容积效应^[11-12].为了增加模型的通用性,没有使用具体的压气机和透平特性曲线,采用了能表示通用特性的经验解析关系.当研究某一具体实例时根据设计参数和参考特性曲线确定解析关系中的系数.

1.1 动态方程

回热器中冷热工质热量交换是一个缓慢的过

程,阻碍了冷热端温度的快速变化,因此与简单循环相比回热循环的动态特性较慢,回热器是回热循环的主要惯性环节.随冷热工质在回热器中的流动两端的温度逐渐变化,详细计算每处的能量交换过程是困难的,且涉及到回热器的具体结构形式.为了降低建模的难度将回热器看做一个整体,选择金属壁面平均温度作为衡量回热器吸、放热平衡的状态参数,这样虽然进行了简化,但并不影响对整个机组运行性能的研究.根据回热器吸、放热能量守恒原理可得

$$M_m c_m \frac{dT_m^*}{dt} =$$

$$G_t c_{p,g} (T_4^* - T_4'^*) - G_c c_{p,a} (T_2'^* - T_2^*) \quad (1)$$

式中“*”表示滞止参数; M_m 为回热器参与换热的金属质量,单位为 kg; c_m 为金属壁面的比热容,单位为 J/(kg·K); T_m^* 为金属壁面的平均温度,单位为 K; G_t 为透平的质量流量,单位为 kg/s; $c_{p,g}$ 为燃气的平均比定压热容,单位为 J/(kg·K); T_4 为透平的排气温度,单位为 K; T_4' 为回热器热端排气温度,单位为 K; G_c 为压气机的质量流量,单位为 kg/s; $c_{p,a}$ 为空气的平均比定压热容,单位为 J/(kg·K); T_2 为压气机的排气温度,单位为 K; T_2' 为回热器冷端排气温度,单位为 K.

燃烧室是将化学能转换为热能的重要场所,其能量交换的动态过程是影响整个机组性能的主要因素之一.燃烧室的出口温度能够很好地表征能量转换的过程,把燃烧室看做是固定容积部件,出口温度和压强存在比例关系,出口压强容易直接测量,因此选择燃烧室出口压强作为状态参数,根据燃烧室的能量转化守恒原理可得

$$\frac{dp_3^*}{dt} =$$

$$\frac{R_m}{c_{v,m} V_{cham}} (G_c c_{p,a} T_2'^* - G_t c_{p,g} T_3^* + Q_u \eta_b G_f) \quad (2)$$

式中 p_3 为透平的进气压强,单位为 Pa; R_m 为燃气平均气体常数,单位为 J/(kg·K); $c_{v,m}$ 为燃气平均比定容热容,单位为 J/(kg·K); V_{cham} 为燃烧室容积,单位为 m³; T_3 为透平进气温度,单位为 K; Q_u 为燃料低发热量,单位为 J/kg; η_b 为燃烧效率; G_f 为燃料的质量流量,单位为 kg/s.

转子反映了机组机械能输出的情况,转速变量能够很好地表示这一动态过程,根据能量守恒原理可得

$$J \frac{dn}{dt} = \frac{1}{n} (P_t - P_c - P_l) \quad (3)$$

式中 J 为转子转动惯量,单位为 kg·m²; n 为转

子转速,单位为 r/s; P_l 为负载功率,单位为 W; 总输出功率 $P = P_t - P_c$.

1.2 静态方程

1.2.1 压气机

压气机的进气总压 $p_1^* = \alpha_1 p_a$, 其中 p_a 为外界大气压强,单位为 Pa; α_1 为压气机进气总压恢复系数. 压气机出口总温表示为

$$T_2^* = T_1^* [1 + (\pi_c^{\gamma_a} - 1)/\eta_c] \quad (4)$$

式中 $\gamma_a = (\kappa_a - 1)/\kappa_a$; κ_a 为空气的等熵指数, T_1^* 为压气机进气总温,单位为 K; π_c 为压气机压比; η_c 为压气机效率,其折合量用下式的解析公式表示^[13]:

$$\dot{\eta}_c = [1 - c_1(1 - \dot{n}_c)^2](\dot{n}_c/\dot{G}_c)(2 - \dot{n}_c/\dot{G}_c) \quad (5)$$

式中 $\dot{\eta}_c = \eta_c/\eta_{c,\text{ref}}$, 下标 ref 为对应量的参考值; $\dot{n}_c = \bar{n}_c/\bar{n}_{c,\text{ref}}$, $\dot{n}_c$ 为压气机折合转速, $\bar{n}_c$ 为压气机相似转速, $\bar{n}_c = n/\sqrt{T_1^*}$; $\dot{G}_c = \bar{G}_c/\bar{G}_{c,\text{ref}}$, $\dot{G}_c$ 为压气机折合流量, $\bar{G}_c$ 为压气机相似流量, $\bar{G}_c = G_c \sqrt{T_1^*}/p_1^*$. 压气机的折合流量用下式的解析式表示:

$$\dot{G}_c = \left[\frac{c_2^2}{4\dot{n}_c^2} + \dot{\pi}_c \left(\dot{n}_c - 2c_3 + \frac{c_3^2}{\dot{n}_c} + \frac{c_2}{\dot{n}_c^2} - \frac{c_2 c_3}{\dot{n}_c^3} \right) \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{c_2}{2\dot{n}_c} - c_3 \dot{n}_c \quad (6)$$

式中 $\dot{\pi}_c = \pi_c/\pi_{c,\text{ref}}$, π_c 为压气机折合压比; c_2, c_3 为常数. 压气机的消耗功率为

$$P_c = G_c c_{p,a} T_1^* (\pi_c^{\gamma_a} - 1)/\eta_c \quad (7)$$

1.2.2 回热器

由回热器冷端吸热与金属壁面放热能量相等可得

$$G_c c_{p,a} (T_2^{*'} - T_2^*) = h_a A_a [T_m^* - \frac{1}{2}(T_2^{*'} + T_2^*)] \quad (8)$$

式中 h_a 为空气与金属壁面的表面传热系数,单位为 $\text{J}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; A_a 为空气与金属壁面的换热面积,单位为 m^2 . 由回热器热端放热与金属壁面吸热能量相等可得

$$G_t c_{p,g} (T_4^* - T_4^{*'}) = h_g A_g [\frac{1}{2}(T_4^* + T_4^{*'}) - T_m^*] \quad (9)$$

式中 h_g 为燃气与金属壁面的表面传热系数,单位为 $\text{J}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$; A_g 为燃气与金属壁面的换热面积,单位为 m^2 . 透平、压气机、燃料的质量流量存在如下关系:

$$G_t = G_c + G_f \quad (10)$$

对于逆流型回热器,变工况时回热度解析式可表示为^[14]

$$\sigma = 1/[1 + G_c c_{p,a}/(\alpha A)] \quad (11)$$

式中 h 为综合表面传热系数,忽略换热板的导热热阻则有 $1/h = 1/h_a + 1/h_g$ ^[15], 考虑前面的假设条件有 $h = h_a/2$. 变工况时综合表面传热系数与质量流量存在以下关系:

$$h/h_{\text{ref}} = (G_c/G_{c,\text{ref}})^Z \quad (12)$$

式中 Z 为常数,将式(11)代入式(10)可得

$$\sigma = 1/[1 + 2c_{p,a} G_{c,\text{ref}}^Z G_c^{1-Z}/(h_{\text{ref}} A)] \quad (13)$$

回热器热端进气温为

$$T_4^* = (T_2^{*'} - T_2^*)/\sigma + T_2^* \quad (14)$$

1.2.3 透平

透平的折合效率用下式的解析公式表示^[16]:

$$\dot{\eta}_t = [1 - t_1(1 - \dot{n}_t)^2](\dot{n}_t/\dot{G}_t)(2 - \dot{n}_t/\dot{G}_t) \quad (15)$$

式中 $\dot{\eta}_t = \eta_t/\eta_{t,\text{ref}}$; t_1 为常数; $\dot{n}_t = \bar{n}_t/\bar{n}_{t,\text{ref}}$, $\dot{n}_t$ 为透平折合转速, $\bar{n}_t$ 为透平相似转速, $\bar{n}_t = n/\sqrt{T_3^*}$; $\dot{G}_t = \bar{G}_t/\bar{G}_{t,\text{ref}}$, $\dot{G}_t$ 为透平折合质量流量, $\bar{G}_t$ 为透平相似质量流量, $\bar{G}_t = G_t \sqrt{T_3^*}/P_3^*$. 透平的质量流量特性可用弗吕盖尔公式表示

$$(G_t/G_{t,\text{ref}})^2 = (1.4 - 0.4n/n_{\text{ref}}) \cdot (T_{3,\text{ref}}^*/T_3^*)(\pi_t^2 - 1)/(\pi_{t,\text{ref}}^2 - 1) \quad (16)$$

式中 π_t 为透平的膨胀比. 透平的输出功率为

$$P_t = G_t c_{p,g} T_3^* (1 - \pi_t^{1/\gamma_g}) \eta_t \quad (17)$$

静态方程中利用了解析公式表示压气机、回热器、透平的变工况特性. 为了保证所建模型的正确性,有必要验证解析公式代表的通用特性. 利用式(5)和式(6),式中常数取 $c_1 = 0.3$, $c_2 = 1.8$, $c_3 = 1.6$,选取方法下文将进行论述. 可得压气机的通用特性曲线如图 1(a)和图 1(b)所示. 利用式(15)和式(16),式中常数取 $t_1 = 0.3$,可得透平的通用特性曲线如图 1(c)和图 1(d)所示. 利用式(12), Z 取不同值时可得回热度随系统质量流量的变工况特性曲线,如图 1(e)所示.

由图 1 可知,图中表示的压气机、透平、回热器特性与一般的特性曲线相似,证明所采用的解析式具有一般性,能够表示压气机、透平、回热器的一般特性. 当研究某一具体实例时,要根据设计参数和参考特性数据对一般模型进行修改,使解析式与具体实例相符.

令状态变量 $\mathbf{X} = [x_1, x_2, x_3]^T = [T_m^*, p_3^*, n]^T$, 输入变量 $u = G_t$, 输出变量 $y = n$. 将式(4)~

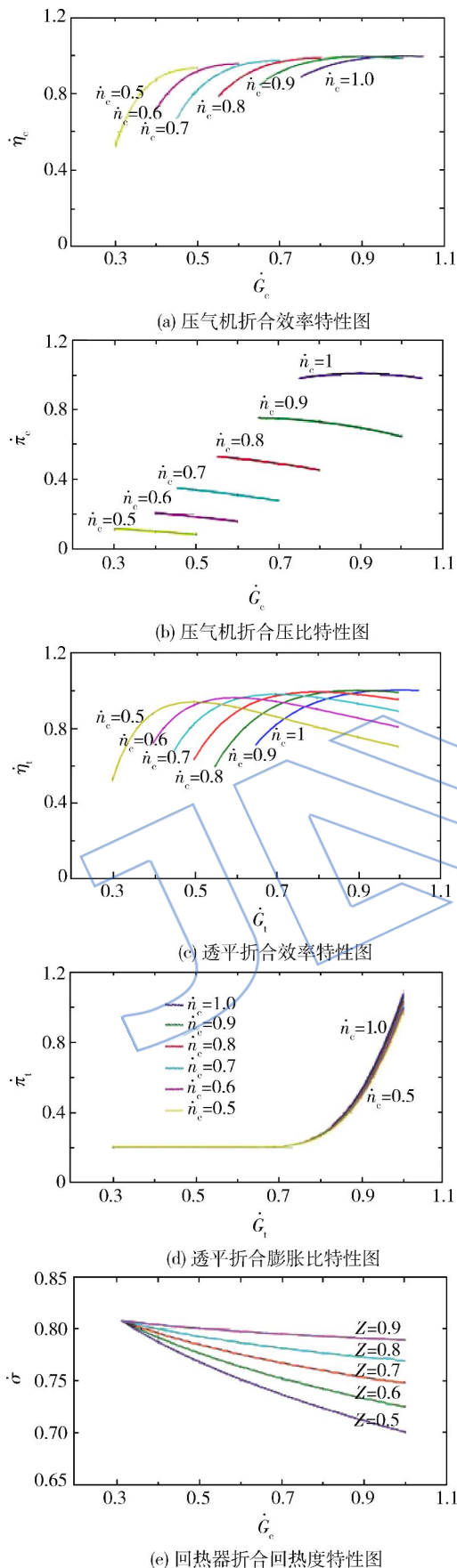


图 1 压气机、透平、回热器特性图

Fig. 1 Characteristic diagrams of compressor, turbine and recuperator

式(17)代入式(1)~式(3)中整理得

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = f_1(x_1, x_2, x_3, u) \\ \dot{x}_2 = f_2(x_1, x_2, x_3, u) \\ \dot{x}_3 = f_3(x_1, x_2, x_3, u) \\ y = x_3 \end{cases} \quad (18)$$

由于篇幅限制式(18)的具体形式没有列出,由式(1)~式(18)可知,由于系统质量流量、温度、效率等量在变工况时亦随之发生变化,同时各变量之间存在着非线性的耦合关系,微型燃气轮机模型为典型的非线性数学模型。

2 通用数学模型实例化及仿真实现

上文给出了回热循环微型燃气轮机的动态方程以及验证了模型的通用性. 建立准确的数学模型的目的是在计算机上进行实例化仿真,这需要解决两个重要问题:第一个是通用数学模型的实例化,第二个是确定动态方程的仿真流程。

2.1 通用数学模型的实例化

参照美国 Capstone 公司的 C30 微型燃气轮机设计参数选取了 30kW 回热循环微型燃气轮机的设计工况参数,其主要参数见表 1 所示,环境温度和大气压恒定不变. 本文根据设计参数和 C30 的官方公布变工况数据进行数学模型的实例化。

表 1 C30 微型燃气轮机主要参数

Table 1 Major parameters of C30 microturbine

参数	数值	参数	数值
T_1^*/K	288.15	M_m/kg	36.6
$p_0/10^5 \text{ Pa}$	1.01325	$V_{\text{cham}}/10^{-3} \text{ m}^3$	7.78087
$G_{c,\text{ref}}/(kg/s)$	0.31	$c_{p,a}/(J/(kg \cdot K))$	1004.7
$n_{\text{ref}}/(r/s)$	1600	$c_{p,g}/(J/(kg \cdot K))$	1156.9
$\pi_{c,\text{ref}}$	3.2	$R_m/(J/(kg \cdot K))$	287.4
$\eta_{p,\text{ref}}$	0.8	$G_m/(J/(kg \cdot K))$	875
$T_{3,\text{ref}}^*/K$	1089	$c_{V,m}/(J/(kg \cdot K))$	829
$\eta_{t,\text{ref}}$	0.87	κ_a	1.4
$G_{t,\text{ref}}/(kg/s)$	0.0024	κ_g	1.33
α_1	0.9888	A/m^2	51.4
α_2	1.04	$\alpha_{\text{ref}}/(J/(m^2 \cdot K))$	25.53
α_3	0.94	$J/(kg \cdot m^2)$	0.022
		$T_{4,\text{ref}}^*/K$	866

利用设计参数可以确定式(1)~式(17)中除系数 c_1, c_2, c_3, Z, t_1 外的其他系数. 根据文献[17]选取几组变工况数据, 结合设计工况参数, 计算出折合参数带入式(5)、式(6)、式(13)、式(14)、式(15)中, 可得相应的 c_1, c_2, c_3, Z, t_1 数值, 取平均值作为选取的系数. 然后进行系统仿真, 通过仿真结果和设计参数、变工况数据的对比, 找出不理想的温度、质量流量、压强等变量, 分析原因确定修改相应系数的方向. 修改后重新进行仿真, 经过几次修改后可得较满意的结果. 由于变工况解析公式不能表示所有的曲线, 最终的结果可能与参考数据有一定的误差. 本文最终确定的系数为 $c_1 = 0.3, c_2 = 1.8, c_3 = 1.6, Z = 0.75, t_1 = 0.3$.

2.2 通用数学模型的仿真实现

图 2 是实例化数学模型的计算机仿真流程, 首先进行系数和变量的初始化, 确定状态变量的边界条件, 仿真过程中确保状态变量不能超过边界, 否则会导致系统发散, 本文确定的边界条件为

$$\begin{cases} 0 \leq T_m^* \leq 750 \text{ K} \\ 0 \leq n \leq 2000 \text{ (r/s)} \\ 0 \leq p_3^* \leq 4 \times 10^5 \text{ Pa} \end{cases} \quad (19)$$

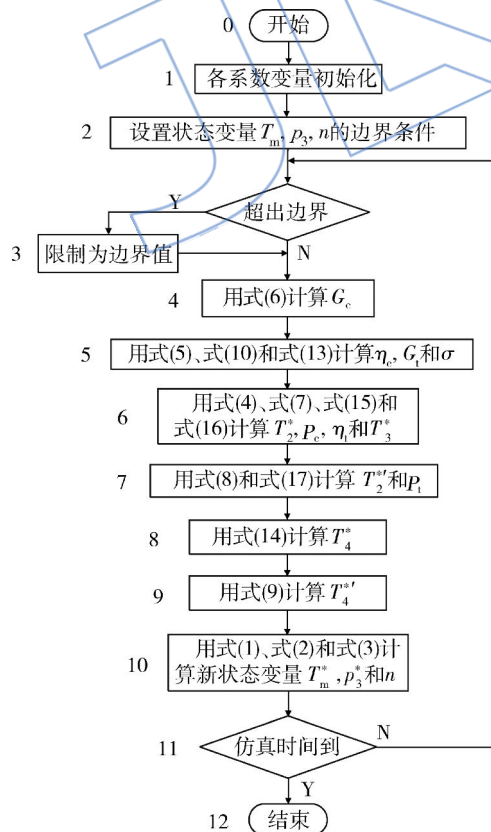


图 2 仿真流程图

Fig. 2 Simulation flow chart

然后经过步骤 4~10 计算各参数的值, 计算的顺序有严密的逻辑顺序, 后一步用到前几步的结果, 为了便于理解, 迭代步骤之间的逻辑关系见表 2 所示.

步骤 4 所需的 n 和 p_3^* 是状态参数, 第一次计算利用初始值, P_c, P_t 利用 p_3^* 和压强损失系数得到, G_t 和 P_t 是系统输入量.

经过步骤 10 得到新的状态变量值, 步骤 11 进行仿真结束条件判断, 如果符合条件退出仿真, 如果不符合条件重新进行计算.

表 2 迭代逻辑关系

Table 2 Iterative logic relationship

步骤	所得参数	所用参数
4	G_c	n, p_c
5	η_c, G_t, σ	n, G_c, G_t
6	$T_2^*, P_c, \eta_t, T_3^*$	$T_2^*, P_c, \eta_t, G_c, n, G_t, P_t$
7	$T_2^{*'}, P_t$	$T_2^*, G_c, T_m^*, G_t, T_3^*, P_t, \eta$
8	T_4^*	$\sigma, T_2^{*'}, T_2^*$
9	$T_4^{*'}$	T_4^*, G_t, T_m^*
10	$T_m^*, p_3^*, n(\text{新值})$	$G_t, T_4^*, T_4^{*'}, G_c, T_2^{*'}, T_2^*, T_3^*, G_t, P_t, P_c, P_t$

3 模型验证

利用回热循环微型燃气轮机非线性数学模型的设计实例和确定的仿真流程, 在仿真软件 Matlab2011 中进行编程实现, 验证所建立的数学模型的正确性和有效性.

3.1 静态特性验证

为了验证本文所建模型静态特性与实际情况的一致性, 模型仿真运行方式应该与实际一致. 现代微型燃气轮机为了提高效率采用变转速运行方式. 根据文献[18]可知, 保持透平进气温度不变是回热循环微型燃气轮机的最佳运行方式. 从慢车状态到满载状态取 120 个平衡点, 逐点计算各平衡点稳态下总输出功率、总效率 $\left[\eta = \frac{P}{Q_u \eta_b G_t} \right]$ 、燃料质量流量和转速的数值, 效率、燃料质量流量和转速与总输出功率的关系如图 3 所示, 根据文献[17]和文献[19]绘制了 C30 的对应曲线. 其中图 3(a)为总效率与总输出功率的关系, 图 3(b)为燃料质量流量与总输出功率的关系, 图 3(c)为转速与总输出功率的关系.

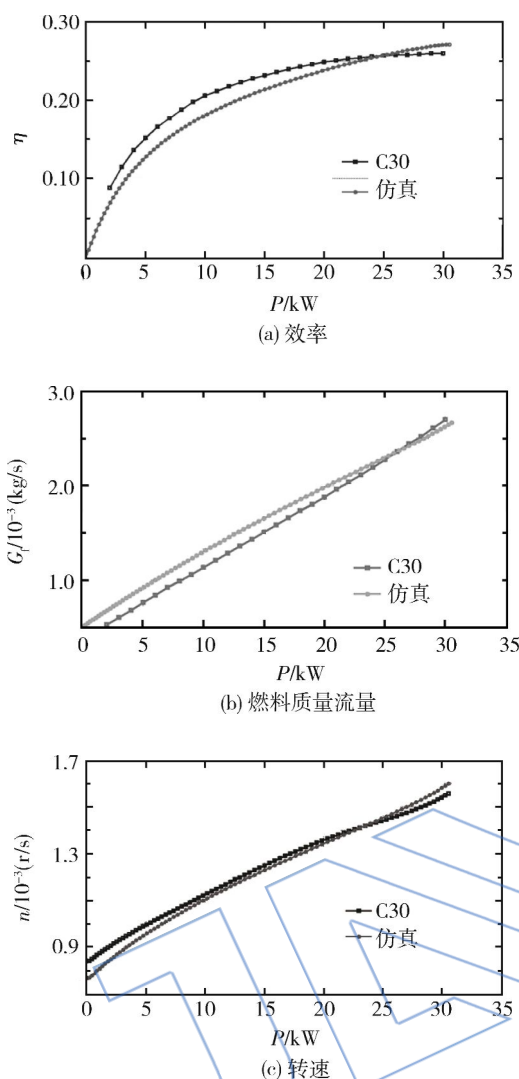


图 3 静态特性仿真结果

Fig. 3 Simulation results of static characteristics

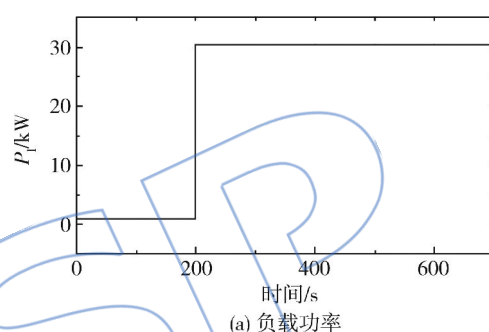
由图 3 可知静态特性仿真结果与 C30 数据的变化趋势一致,但也存在差异,两者在 25 kW 处有交叉点. 25 kW 之前仿真模型的效率偏低,耗油量较高,转速略低于 C30 数据;25 kW 之后则相反. 由于转速较接近不是导致效率和燃油量偏差的主要因素,产生偏差的原因主要有 3 个:仿真模型的压气机效率、透平效率、回热器特性与 C30 不符. 可以利用前文的方法修改系数 c_1 , Z , t_1 , 进一步缩小仿真结果与参考数据的偏差,不过这要求有更详细的参考数据. 虽然静态特性仿真结果与 C30 数据略有偏差,但仍能说明本文所建的模型是正确的.

3.2 动态特性验证

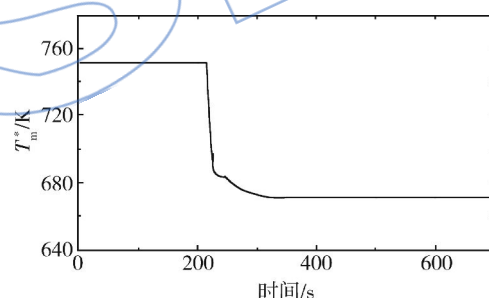
为了验证所建模型的动态特性,系统运行于无控制器的开环状态,开始时系统处于慢车状态,在 200 s 时负载阶跃到满载,燃料给定阶跃到满载

对应的值,仿真结果如图 4 所示. 图 4(a)是负载功率变化情况,图 4(b)是对应的回热器金属壁面平均温度变化情况,图 4(c)是透平进气压强的变化情况,图 4(d)是转速的变化情况,图 4(e)是透平进气温度的变化情况.

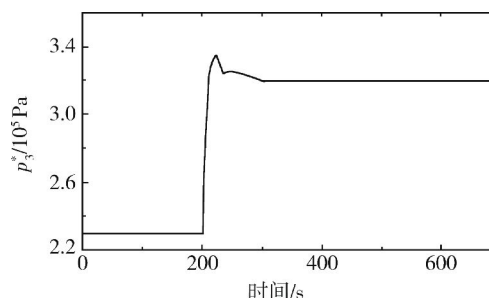
回热器金属壁面平均温度空载时维持在较高值 750 K,负载增加后逐渐降低到 670 K. 这是由于采用了保持透平进气温度不变的最佳运行方式导致的,空载时转速较低,系统质量流量减小,压比减小,导致透平的排气温度增加,而压气机出口



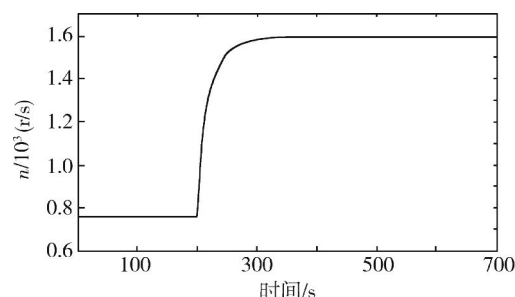
(a) 负载功率



(b) 回热器金属壁面平均温度



(c) 透平进气压强



(d) 转速

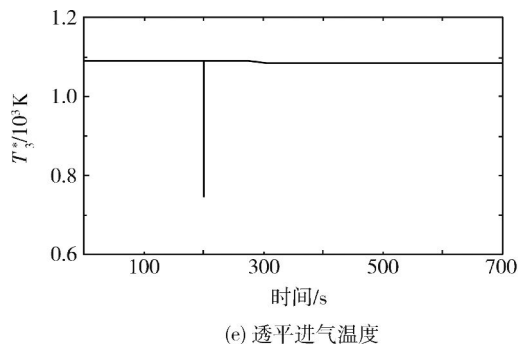


图4 动态特性仿真结果

Fig. 4 Simulation results of dynamic characteristics

温度变化不大,因此回热器金属壁面平均温度比满载时高。回热器金属壁面平均温度动态过程大约经历了100 s。透平进气压强在动态过程中出现了超调,这是由于燃料质量流量的阶跃变化导致的,燃烧室输出热功率与透平机械功率在动态过程中的不匹配产生了透平进气压强的超调,又由于转子转动惯量较大,导致图4(d)转速的缓慢上升。为了维持系统较高的效率,透平进气温度始终维持在1089 K左右,瞬间产生的突变是由于仿真算法造成的,不能代表实际情况。

系统由空载向满载的阶跃过程的仿真结果与理论分析一致,说明所建模型能够模拟回热循环微型燃气轮机的动态过程。

4 结 论

本文建立了回热循环微型燃气轮机非线性数学模型,结合设计参数对数学模型进行了实例化,提出了详细的模型仿真实现过程。数学模型的静态、动态仿真结果证明:静态特性与实际数据相符,可依据更详细的实际数据修改压气机、回热器、透平变工况解析特性系数,进一步提高模型的精度。动态过程经历的时间大约为100 s,回热器金属壁面平均温度、透平进气压强、转速、透平进气温度的变化情况与理论分析一致。所建立的数学模型能够很好地模拟实际系统的动态特性。本文为控制器研制和控制特性的研究提供了基础理论支持。

参考文献:

[1] 张弛,王建臣,覃清钦,等. 微型燃气轮机乙醇燃烧室点火与熄火试验[J]. 航空动力学报, 2009, 24(9): 1930-1936.
ZHANG Chi, WANG Jianchen, QIN Qingqin, et al. Experimental research on ignition and lean blowout for micro gas turbine ethanol combustor[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(9): 1930-1936. (in Chinese)

[2] 沈煜欣,刘建军. 考虑热传导的微型离心压气机设计与数值分析[J]. 航空动力学报, 2010, 25(4): 897-901.
SHEN Yuxin, LIU Jianjun. Design and numerical simulation of the effect of heat transfer on the micro centrifugal compressor performance[J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(4): 897-901. (in Chinese)

[3] 李聪,方蜀州,张平. 微型涡喷发动机燃烧室设计研究[J]. 航空动力学报, 2008, 23(10): 1783-1787.
LI Cong, FANG Shuzhou, ZHANG Ping. Design and study of annular combustor for micro-turbine engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(10): 1783-1787. (in Chinese)

[4] 黄国平,温泉,李博. 微型涡喷发动机顶层设计研究[J]. 航空动力学报, 2003, 18(6): 832-838.
HUANG Guoping, WEN Quan, LI Bo. Top level design of micro turbine jet engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2003, 18(6): 832-838. (in Chinese)

[5] 刘爱斌,翁一武. 熔融碳酸盐燃料电池/燃气轮机混合动力系统启动停机过程特性分析[J]. 中国电机工程学报, 2012, 32(17): 7-12.
LIU Aiguo, WENG Yiwu. Analysis on startup and shutdown process of molten carbonate fuel cell/micro-gas turbine hybrid system[J]. Proceedings of the Chinese Society for Electrical Engineering, 2012, 32(17): 7-12. (in Chinese)

[6] Rowen W I. Simplified mathematical representations of heavy-duty gas turbines[J]. Journal of Engineering for Power, 1983, 105(4): 865-869.

[7] Working Group on Prime Mover and Energy Supply Models. Dynamic models for combined cycle plants in power system studies[J]. Transactions on Power Systems, 1994, 9(3): 1698-1708.

[8] Al-Hamdan Q Z, Ebaid M S Y. Modeling and simulation of a gas turbine engine for power generation[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2006, 128(2): 302-311.

[9] Nascimento M A R, Lora E S, Correa P S P. Biodiesel fuel in diesel micro-turbine engines: modelling and experimental evaluation[J]. Energy, 2008, 33(2): 233-240.

[10] 闻洁,李禄明,徐国强,等. 全热换热器计算方法研究[J]. 暖通空调, 2009, 39(2): 36-40.
WEN Jie, LI Luming, XU Guoqiang, et al. Calculation method of total heat exchangers[J]. Heating, Ventilating and Air Conditioning, 2009, 39(2): 36-40. (in Chinese)

[11] 张化光,邓玮,耿加民. 发电用燃气轮机的非线性数学建模及稳定性分析[J]. 中国电机工程学报, 2007, 27(26): 108-114.
ZHANG Huaguang, DENG Wei, GENG Jiamin. Nonlinear modeling and stability analysis of gas turbine used for electricity generating[J]. Proceedings of the Chinese Society for Electrical Engineering, 2007, 27(26): 108-114. (in Chinese)

[12] 董钺,孔力. 微型燃气轮机发电系统直流侧建模方法[J].

- 电网技术,2008,32(3):13-17.
- DONG Yue,KONG Li. A modeling approach of DC link of micro-gas turbine generation system[J]. Power System Technology,2008,32(3):13-17. (in Chinese)
- [13] WANG Wei,CAI Ruixian,ZHANG Na. General characteristics of single shaft microturbine set at variable speed operation and its optimization[J]. Applied Thermal Engineering,2004,24(13):1851-1863.
- [14] Kim T S,Hwang S H. Part load performance analysis of recuperated gas turbines considering engine configuration and operation strategy[J]. Energy,2006,31(2/3):260-277.
- [15] 梁红侠,王秋旺,王军伟. 微型燃气轮机 CW 原表面回热器流动与换热的试验研究[J]. 工程热物理学报,2006,27(5):865-867.
- LIANG Hongxia,WANG Qiuwang,WANG Junwei. Experimental study on flow and heat transfer of CW primary surface recuperator for microturbine[J]. Journal of Engineering Thermophysics,2006,27(5):865-867. (in Chinese)
- nese)
- [16] ZHANG Na,CAI Ruixian. Analytical solutions and typical characteristics of part-load performances of single shaft gas turbine and its cogeneration[J]. Energy Conversion and Management,2002,43(9):1323-1337.
- [17] Capstone Turbine Corporation. Technical reference capstone model C30 performance[EB/OL]. [2013-08-22]. <http://www.capstoneturbine.com/prodsol/products/>.
- [18] 李政,王德慧,徐大懋. 微型燃气轮机变工况运行方式研究[J]. 汽轮机技术,2005,47(2):114-117.
- LI Zheng,WANG Dehu,XU Damao. Study on microturbine operation mode at off-design condition[J]. Turbine Technology,2005,47(2):114-117. (in Chinese)
- [19] DUAN Jiandong,ZHAO Ke,XIAO Fang. Study on high-speed permanent magnet synchronous generators with PWM rectifier for microturbines[R]. Beijing:International Conference on Electrical Machines and Systems,2011.