

# マイクロガスタービンの動作解析

## Dynamic Simulations of Microturbines

関 慧一\*<sup>1</sup>  
SEKI Keiichi

中野 晋\*<sup>2</sup>  
NAKANO Susumu

竹田 陽一\*<sup>2</sup>  
TAKEDA Yoichi

### ABSTRACT

A dynamic simulator for microturbines, which is composed with a centrifugal compressor, a premixed combustion burner, and a radial flow turbine, to calculate cycle behaviors from ignition to rated rotation and stop is developed. This dynamic simulator is composed of a kinetic equation of rotor, calculation models of compressor, combustor, turbine, and loss models. Calculation models for the centrifugal compressor, the premixed combustor, the radial flow turbine, mechanical losses like windage and bearing loss, and heat losses of combustor are shown. To ensure the simulation accuracy, experimental data taken from microturbine operations are compared with the calculation results. The simulation results show good agreements on the experimental data. Effects of mechanical losses and heat loss of combustor on the calculation results are discussed.

**Key words** : Dynamic simulation, Microturbine, Centrifugal compressor, Pre-mix combustor, Radial flow turbine

### 1. はじめに

火力発電はガスタービンのコンバインド化等、発電出力の高効率化が行われてきたが、固体酸化燃料電池(SOFC)とガスタービンを組み合わせたハイブリッドシステムによって発電効率60～70%を目指すシステムの開発が進められている<sup>(1)</sup>。高効率発電システムの開発と並行して、二酸化炭素排出削減の観点から、太陽光発電や風力発電といった再生可能エネルギーの導入が促進されている。再生可能エネルギーによる発電は、化石燃料を要しないという長所がある一方、発電出力が天候に左右される点や、電力需要に合わせた発電調整ができないという短所を有する。低炭素社会に向けた高効率発電システムの構築のためには、再生可能エネルギーによる発電出力の平準化や負荷調整は、今後の火力発電に要求される課題のひとつである。

高効率発電システムとしての期待の高いSOFCハイブリッドシステムは、熱容量が大きく動作の遅い電池システムと、高速回転を伴い動作の早いガスタービンシステムを組み合わせたシステムのため、システムの動作特性は、ガスタービンの運転状態に大きく影響される。また、再生可能エネルギーとの連携を考えた場合、再生可能エネルギーの負荷平準を行うには、ハイブリッドシステム

の部分負荷運転を要求される場合もある。部分負荷運転時の運用特性を把握するためには、ハイブリッドシステムのダイナミックシミュレータの開発が不可欠になる。

本研究ではハイブリッドシステムのダイナミックシミュレータを開発することを最終目的として、起動から運転終了までを予測できるガスタービン用のダイナミックシミュレータを開発する。

シミュレータはシステム計画時に適用されることを想定して、特定の機器に合わせ込んだモデルを用いるのではなく、既報文献や一般公開されているデータを元に構成した。これらの計算モデルがシステム動作に与える影響を評価し、加えて、精度検証として、津島<sup>(2)</sup>らが実施したマイクロガスタービンの無負荷運転データとの比較を行い、プログラムの有効性を検証する。

### 2. 記号の説明

$A_{ic}$  : 圧縮機入口流路断面積 [m<sup>2</sup>]

$A_1$  : 燃焼器ライナ断面積 [m<sup>2</sup>]

$A_2$  : 燃焼器断面積 [m<sup>2</sup>]

$C_M$  : 円板摩擦係数 [-]

$C_t$  : 燃焼ガスからタービン入口壁面への対流熱伝達[W/m<sup>2</sup>]

$C_0$  : 理論速度 [m/s]

$C_1$  : 燃焼ガスからライナへの対流熱伝達 [W/m<sup>2</sup>]

$C_{1ma}$  : 圧縮機入口流速の軸方向成分 [m/s]

$C_{1mu}$  : 圧縮機入口流速の周方向成分 [m/s]

$C_2$  : ライナから冷却空気への対流熱伝達 [W/m<sup>2</sup>]

$C_{2u}$  : 圧縮機出口流速の周方向成分 [m/s]

原稿受付 2014年9月26日

校閲完了 2015年4月8日

\* 1 東北大学院

〒980-8579 仙台市青葉区字青葉6-6-11-720

\* 2 東北大学

$C_3$  : 冷却空気からケーシングへの対流熱伝達 [W/m<sup>2</sup>]  
 $D_1$  : ライナ直径 [m]  
 $F_C$  : 圧縮機軸方向にかかる力 [N]  
 $F_T$  : タービン軸方向にかかる力 [N]  
 $g$  : 重力加速度 [m/s<sup>2</sup>]  
 $G_f$  : 燃料流量 [kg/s]  
 $G_a$  : 乾き空気質量流量 [kg/s]  
 $h_{cb}$  : 燃焼器出口冷却空気エンタルピー [J/kg]  
 $h_f$  : 燃料のエンタルピー [J/kg]  
 $h_g$  : 燃料 1 kg に対する燃焼ガスエンタルピー [J/kg]  
 $h_{gb}$  : 燃料 1 kg に対する燃焼器出口燃焼ガスエンタルピー [J/kg]  
 $h_{gf}$  : 燃料 1 kg に対する燃焼直後燃焼ガスエンタルピー [J/kg]  
 $h_{it}$  : 燃料 1 kg に対するタービン入口ガスエンタルピー [J/kg]  
 $h_{ot}$  : 燃料 1 kg に対するタービン出口ガスエンタルピー [J/kg]  
 $h_{so}$  : スクロール出口空気エンタルピー [J/kg]  
 $H_u$  : 燃料の低発熱量 [J/kg]  
 $I$  : 慣性モーメント [kgm<sup>2</sup>]  
 $k_{gf}$  : 燃焼直後ガスの熱伝導率 [W/(m.K)]  
 $L_e$  : 圧縮機が空気になす仕事 [J/kg]  
 $M$  : タービンロータ質量 [kg]  
 $P_{it}$  : タービン入口圧力 [Pa]  
 $P_{ot}$  : タービン出口圧力 [Pa]  
 $r_{cb}$  : 圧縮機背面ロータ接続部半径 [m]  
 $r_{cf}$  : 圧縮機入口軸半径 [m]  
 $r_{oc}$  : 圧縮機出口半径 [m]  
 $r_r$  : ロータ半径 [m]  
 $r_s$  : スラスト軸受平均半径 [m]  
 $R_t$  : 燃焼ガスからタービン入口壁面への放射熱伝達 [W/m<sup>2</sup>]  
 $R_1$  : 燃焼ガスからライナへの放射熱伝達 [W/m<sup>2</sup>]  
 $S_{it}$  : 燃焼器出口からタービン入口までの表面積 [m<sup>2</sup>]  
 $S_1$  : ライナ表面積 [m<sup>2</sup>]  
 $S_2$  : ケーシング表面積 [m<sup>2</sup>]  
 $t$  : 時間 [s]  
 $T_{gfk}$  : 燃焼直後燃焼ガス温度 [K]  
 $T_{itk}$  : タービン入口ガス温度 [K]  
 $T_{otk}$  : タービン出口ガス温度 [K]  
 $T_{wtk}$  : ライナ壁面温度 [K]  
 $u_{1m}$  : 圧縮機入口平均径の周速 [m/s]  
 $u_2$  : 圧縮機出口周速 [m/s]  
 $u_3$  : タービン入口周速 [m/s]  
 $V_{ic}$  : 圧縮機入口空気比容積 [m<sup>3</sup>/kg]  
 $W_{bloss}$  : ジャーナルベアリング損失 [W]  
 $W_C$  : 圧縮機動力 [W]  
 $W_{closs}$  : 圧縮機の風損 [W]  
 $W_G$  : 発電機出力 [W]

$W_{loss}$  : 損失 [W]  
 $W_{rloss}$  : タービンロータの風損 [W]  
 $W_{sloss}$  : スラストベアリング損失 [W]  
 $W_T$  : タービン出力 [W]  
 $W_{tloss}$  : タービンの風損 [W]  
 $x$  : 大気湿度 [-]  
 $\epsilon_{gf}$  : 燃焼直後燃焼ガスの放射率 [-]  
 $\epsilon_{w1}$  : ライナ壁面の放射率 [-]  
 $\zeta$  : 円板摩擦係数 [-]  
 $\eta_{abc}$  : 断熱効率 [-]  
 $\eta_B$  : 燃焼効率 [-]  
 $\eta_{max}$  : タービン最大流体効率 [-]  
 $\eta_{mc}$  : 圧縮機流体効率 [-]  
 $\eta_{mcloss}$  : 圧縮機流体率低下量 [-]  
 $\eta_{mc0}$  : 圧縮機基本効率 [-]  
 $\eta_{mt}$  : タービン流体効率 [-]  
 $\eta_{ratio}$  : タービン流体効率比 [-]  
 $\eta_{PTO}$  : ポリトロップ効率 [-]  
 $\kappa$  : 空気の比熱比 [-]  
 $\mu_{gf}$  : 燃焼直後燃焼ガス粘性係数 [Pas]  
 $\mu_2$  : 潤滑油の動摩擦係数 [-]  
 $\rho_c$  : 圧縮機空気密度 [kg/m<sup>3</sup>]  
 $\pi$  : 円周率 [-]  
 $\sigma$  : ステファンボルツマン定数 [W/(m<sup>2</sup>.K<sup>4</sup>)]  
 $\tau$  : 作用トルク [Nm]  
 $\varphi$  : 流量係数 [-]  
 $\omega$  : 角速度 [rad/s]

### 3. 対象ガスタービンシステム

本シミュレータの解析対象ガスタービンシステムの概略構成を図1に示す。本研究では小型ガスタービンシステムを対象とするため、遠心圧縮機、予混合燃焼器、半径流タービン、及び発電機で構成される。

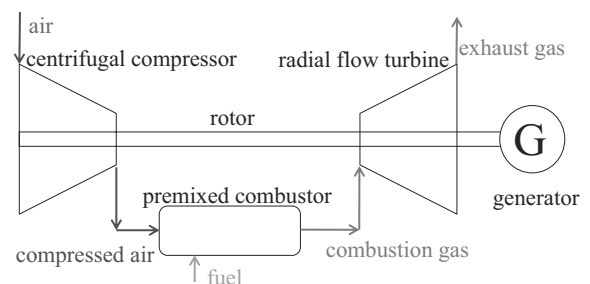


Fig. 1 System diagram of objective turbine

## 4. 計算モデル

### 4.1 ロータの運動方程式

タービンロータの運動は角運動量保存式で表される。

$$I \frac{d\omega}{dt} = \tau \quad (1)$$

式(1)の両辺に角速度 $\omega$ を掛け、左辺を変形し、タービンロータにかかる仕事を遠心圧縮機動力 $W_C$ 、半径流タービン出力 $W_T$ 、発電機出力 $W_G$ 、ロータ損失 $W_{loss}$ によって表すと、角速度 $\omega$ の2乗の時間変化がロータに働く仕事の和として式(2)のように表される。

$$\frac{d\omega^2}{dt} = \frac{2}{I} (W_T - W_C - W_{loss} - W_G) \quad (2)$$

### 4.2 遠心圧縮機の計算モデル

#### 4.2.1 空気流量

圧縮機に流入する乾き空気質量流量 $G_a$ は式(3)で表される。ここで圧縮機入口流速軸方向成分 $C_{1ma}$ は濱島<sup>(3)</sup>の提唱する周速度に比例する経験式を用いる。また圧縮機入口の状態量は大気と圧縮機入口間のエネルギー保存則とポリトロープ変化を仮定して算出する。

$$G_a = \frac{A_{ic} C_{1ma}}{V_{ic}} \quad (3)$$

#### 4.2.2 遠心圧縮機動力

遠心圧縮機動力 $W_C$ は、圧縮機が空気になす仕事 $L_e$ 、空気質量流量 $G_a$ 、遠心圧縮機流体効率 $\eta_{mc}$ 、用いて式(4)で表される。

$$W_C = \frac{1}{\eta_{mc}} (1+x) G_a L_e \quad (4)$$

式(4)で、圧縮機が空気に対してなす仕事 $L_e$ は、圧縮機の出入口の周速と流速の周方向成によって表されるオイラーヘッドの式で計算する。

$$L_e = C_{2u} u_2 - C_{1mu} u_{1m} \quad (5)$$

遠心圧縮機流体効率 $\eta_{mc}$ は遠心圧縮機基本効率 $\eta_{mc0}$ と遠心圧縮機の翼車とケーシング間隙によってもたらされる効率低下量<sup>(4)</sup> $\eta_{mcloss}$ によって式(6)のように表される。

$$\eta_{mc} = \eta_{mc0} (1.0 - \eta_{mcloss}) \quad (6)$$

遠心圧縮機基本効率 $\eta_{mc0}$ は圧縮機の一般的特性としてAungier<sup>(5)</sup>が提唱する効率を用いる。それは、式(7)で表される流量係数 $\varphi$ を変数として図2に示す曲線で表される。本計算では、Aungierの効率曲線を基準効率曲線とし、後述する半径流タービンと同様の効率幅を設定し、それぞれ上限効率曲線と下限効率曲線とした。

$$\varphi = \frac{A_{ic} C_{1ma}}{\pi r_{oc}^3 \omega} \quad (7)$$

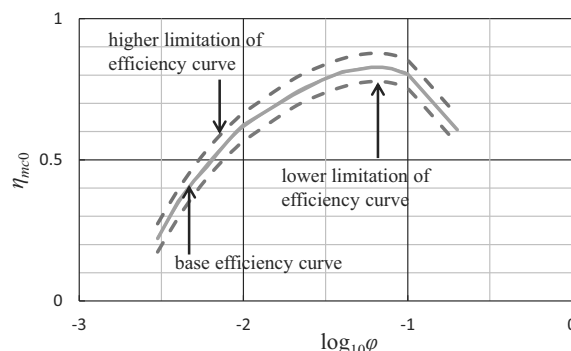


Fig. 2 Efficiency curves of centrifugal compressor

### 4.3 予混合燃焼器の計算モデル

計算対象とする予混合燃焼器の概略構造を図3に示す。燃料1 kgに対する燃焼直後燃焼ガスエンタルピー $h_{gf}$ を圧縮空気のエンタルピー $h_{so}$ と燃焼器ライナ内に入る乾き空気流量 $A_1 G_a / A_2$ 、燃料のエンタルピー $h_f$ と燃料流量 $G_f$ を用いて式(8)で計算する。

$$h_{gf} = h_{so} \frac{A_1 G_a}{A_2 G_f} + h_f + \eta_B H_u \quad (8)$$

ここで燃焼効率 $\eta_B$ は、燃料がプロパンガスであることと、プロパンガスを燃料とした出力数百W級のカスタムタービンにおいて燃焼効率99.5%以上<sup>(6)</sup>を達成していることを考慮して、ここでは99.8%と仮定した。

熱損失を考慮すると燃料1 kgに対する燃焼器出口燃焼ガスエンタルピー $h_{gb}$ は式(9)で表される。

$$h_{gb} = h_{gf} - \frac{(R_1 + C_1) S_1}{G_f} \quad (9)$$

また、冷却空気は燃焼器のライナとケーシングの間を流れるのでライナから熱を受け取り、ケーシングに熱を伝える。このことを考慮すると燃焼器出口冷却空気エンタルピー $h_{cb}$ は式(10)で表される。

$$h_{cb} = h_{so} + \frac{C_2 S_1 - C_3 S_2}{\frac{A_2 - A_1}{A_2} G_a} \quad (10)$$

式(9)及び式(10)で用いられる輻射熱伝達や対流熱伝達はLefebvre<sup>(7)</sup>が提唱する式を用いた。つまり、燃焼ガスからライナへの輻射熱伝達 $R_1$ は式(11)で、燃焼ガスからライナへの対流熱伝達 $C_1$ は式(12)で表される。ライナから冷却空気への対流熱伝達 $C_2$ と冷却空気からケーシングへの対流熱伝達 $C_3$ も式(12)と同様にして計算する。

$$R_1 = 0.5\sigma(1 + \epsilon_{wl}) \epsilon_{gf} T_{gfk}^{1.5} (T_{gfk}^{2.5} - T_{wfk}^{2.5}) \quad (11)$$

$$C_1 = 0.02 \frac{k_{gf}}{D_1^{0.2}} \left( \frac{A_1 G_a + G_f}{A_1 \mu_{gf}} \right)^{0.8} (T_{gfk} - T_{wfk}) \quad (12)$$

燃焼器出口燃焼ガスエンタルピー  $h_{gb}$  と燃焼器出口冷却空気エンタルピー  $h_{cb}$  から、最終的に燃焼器から出る燃焼ガスエンタルピー  $h_g$  を求める。

$$h_g = \frac{h_{gb}G_f + h_{cb} \frac{A_2 - A_1}{A_2} G_a}{G_f} \quad (13)$$

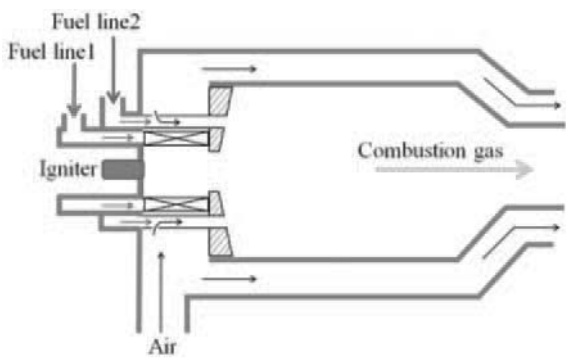


Fig. 3 Premixed combustor

#### 4.4 半径流タービンの計算モデル

燃焼器出口からタービン入口までの熱損失を考慮するとタービン入口のエンタルピーは式(14)で表される。

$$h_{it} = h_g - \frac{(R_t + C_t)S_{it}}{G_f} \quad (14)$$

燃焼器出口からタービン入口までの輻射熱伝達  $R_t$  と対流熱伝達  $C_t$  は式(11)及び(12)と同様にして計算する。

タービンの膨張過程をポリトロープ変化と仮定すると、タービン出口ガス温度は式(15)のように表される。

$$T_{otk} = T_{itk} \left( \frac{P_{ot}}{P_{it}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (15)$$

ここでポリトロープ効率  $\eta_{PTO}$  は作動流体を理想気体と仮定して速度エネルギーを無視した断熱仕事の関係式から次式で表される。

$$\eta_{PTO} = \frac{\ln \left[ 1 - \eta_{abc} \left\{ 1 - \left( \frac{P_{ot}}{P_{it}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right\} \right]}{\ln \left( \frac{P_{ot}}{P_{it}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \quad (16)$$

タービン出口ガス温度からタービン出口ガスエンタルピーが求まり、タービン出力は式(17)で表される。

$$W_T = \eta_m G_f (h_{it} - h_{ot}) \quad (17)$$

半径流タービンの流体効率  $\eta_{mi}$  は公開運転データ<sup>(8)</sup>を元に式(18)のように設定した、つまり最大効率は圧力比で決まり、その最大効率达到周速  $u_3$  と理論速度  $C_0$  との比による効率補正を行う。

$$\eta_{mi} = \eta_{max} \times \eta_{raito} \quad (18)$$

図4に示すように公開運転データから圧力比に対する最大流体効率の近似曲線を引いて基準効率曲線とした。また、全ての公開運転データを内包する十分なバンドとして、基準効率+5%を上限効率曲線とし、基準効率-5%を下限効率曲線とした。速度比  $u_3/C_0$  に対する効率補正は図5に示す効率比曲線<sup>(8)</sup>を用いた。

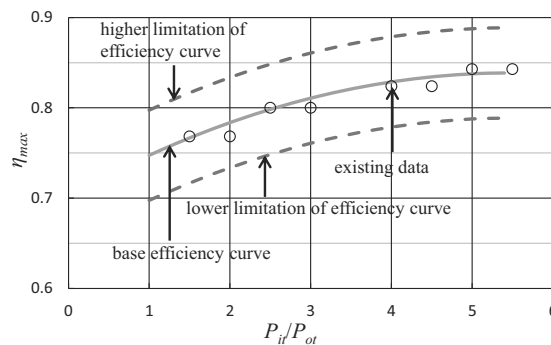


Fig. 4 Maximum efficiency curves of radial flow turbine

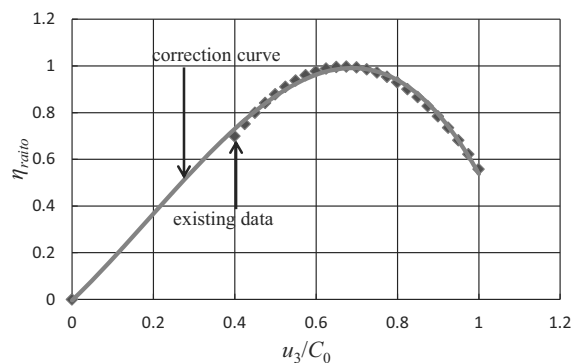


Fig. 5 Correction curve of radial flow turbine efficiency

#### 4.5 風損及び軸受損失の計算モデル

ロータ損失  $W_{loss}$  は、式(19)で表される。

$$W_{loss} = W_{closs} + W_{tloss} + W_{rloss} + W_{bloss} + W_{sloss} \quad (19)$$

ここで、遠心圧縮機の風損  $W_{closs}$  は式(20)<sup>(9)</sup>で計算する。半径流タービンの風損  $W_{tloss}$  とタービンロータの風損  $W_{rloss}$  も式(20)と同様にして計算する。

$$W_{closs} = \frac{C_M}{4} \rho_c \omega^3 \left[ (r_{oc}^5 - r_{cf}^5) - (r_{oc}^5 - r_{cb}^5) \right] \quad (20)$$

ジャーナルベアリング損失  $W_{bloss}$  とスラストベアリング損失  $W_{sloss}$  はそれぞれ式(21)、式(22)で計算する。

$$W_{bloss} = \mu_2 Mg \omega r_f \quad (21)$$

$$W_{sloss} = \mu_2 |F_C + F_T| \omega r_s \quad (22)$$

$F_C$  と  $F_T$  は、翼車出入口の運動量変化により発生する力を無視して、ハブ面と背面上の静圧をオイラーの式から翼車半径の2次式として計算する簡易的な手法<sup>(10)</sup>で計算した。

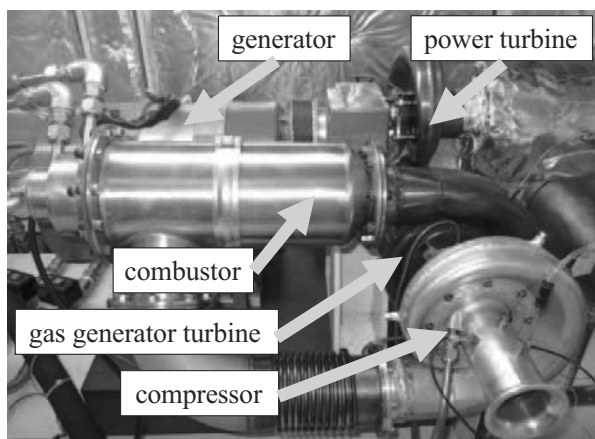


Fig. 6 Outside of reference microturbine for verification

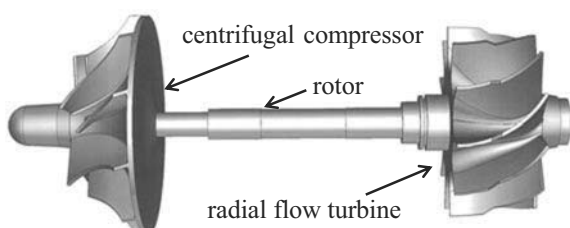


Fig. 7 Side view of the turbine rotor

Table 1 Characteristic values of reference microturbine for verification

	compressor	turbine	rotor
diameter [mm]	65	56	9.1
mass [g]	51.9	221.2	42.0
axial direction length [mm]	24.8	27.3	72.6
inertia moment $\times 10^{-6}[\text{kg} \cdot \text{m}^2]$	22.8	39.6	31.8

Table 2 Fuel flow rate

	0~5 [s]	5~10 [s]	10~15 [s]	15~20 [s]	20~30 [s]
65 L/min	0→45	50	55	60	65
25 L/min	0→18	20	22	24	25

## 5. 検証用マイクロタービンシステムと計算方法

検証用タービンは、図6に示すガスジェネレータータービン（ソフィアプレジジョン製）で、津島ら<sup>(2)</sup>の実験結果を比較検証データとして参照した。タービンロータの外観を図7に、その代表数値を表1に示す。燃焼器の代表数値は、ライナ直径91.0mm、ケーシング直径110.0mm、全長266mmである。津島ら<sup>(2)</sup>の実験では、タービンは空気ポンプから供給される圧縮空気によって起動する。圧縮空気供給後、タービン回転数が20,000rpmに到達した段階で、燃料供給を開始して着火を行う。また、燃料の供給と同時に、圧縮空気の供給を停止する。着火後の燃料の投入方法は表2に示すように段階的に供給量を増加した。

計算の初期値は、津島らの実験方法と同様に着火回転数20,000rpmを与えた。検証用タービンの圧縮空気によ

る起動は、このタービン特有の起動方法のため、本計算の対象外とした。また、燃料流量の供給は、実験と同様に表2に示した方法で与え、式(2)のロータの運動方程式を時間積分していく。時間積分にはルンゲ・クッタ法を用いた。

実験データと計算結果の比較は燃料流量65L/minと25L/min運転時の回転数とタービン入口ガス温度（TIT）を用いた。

## 6. 計算結果

### 6.1 燃焼器の熱損失と機械損失の影響

燃料流量65L/minの燃料流量曲線を与え、燃焼器の熱損失とロータの機械損失の有無を考慮した4ケースの計算結果と実験結果の比較を図8、図9に示す。初めに熱損失の影響を調べる。起動時及び一定燃料供給時は、熱損失を考慮することで考慮しない場合に比べて回転数及びTITは低下する。この低下量は起動時により大きくなる。起動時は燃焼器ライナとケーシングのメタル温度が低いいため熱損失の影響が顕著になるためと考えられる。燃料流量一定領域では、回転数に関しては両者の差異は少なくなるが、TITは約50℃の差異が生じている。停止時に関しては、起動時とは逆に熱損失を考慮した方が回転数とTITは高くなる。熱損失を考慮しないケースでは、燃料遮断と同時に熱源が喪失されるため、回転数及びTITとも急激に低下する。これに対して熱損失を考慮するケースでは、燃焼器ライナから冷却空気に対流熱伝達と輻射熱伝達によって熱が伝えられ、これが燃料遮断後のTITの加熱減となるため、燃料遮断後も即座の低下は見られない。この傾向はTITにおいてより顕著に表れている。

機械損失の影響に関しては、図8、図9から分かるように、熱損失の影響ほど顕著な影響は表れていない。これは、風損及びベアリング損失が、燃料流量一定領域においても約0.028kWとタービン仕事8.515kWに比べて、極めて少ないためである。なお、図8において、起動時の50秒までで回転数がそれ以降の時間帯よりも高いのは、タービン起動用として圧縮機に供給してタービンロータを昇速する圧縮空気の影響のためである。本シミュレータでは起動時の圧縮空気供給は考慮していないので、この動作は反映できていない。また、停止時の回転数にバラツキが現れるのは計測誤差の影響と思われる。津島ら<sup>(2)</sup>の実験では回転数は光センサで計測しており、停止時に計測ノイズの影響が現れたものと思われる。

以上より、検証用のマイクロタービンでは、燃焼器の熱損失は起動から停止までの挙動に明確な影響を与え、機械損失は燃料遮断後の挙動に影響を及ぼすことが示された。

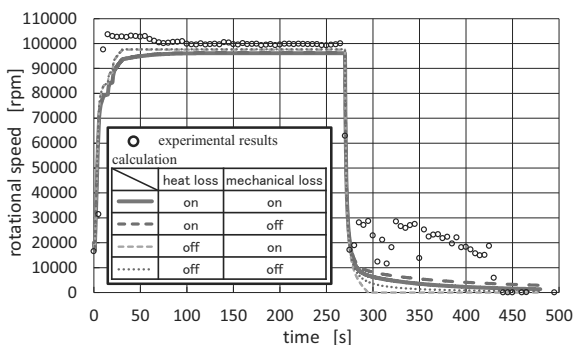


Fig. 8 Comparison of calculation and measured results over rotational speed (fuel flow rate 65L/min)

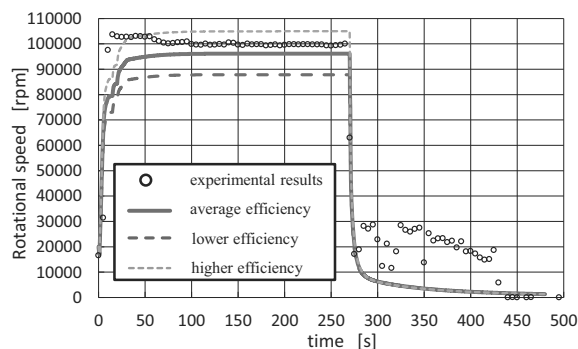


Fig.10 Comparison of calculation and measured results over rotational speed (fuel flow rate 65L/min)

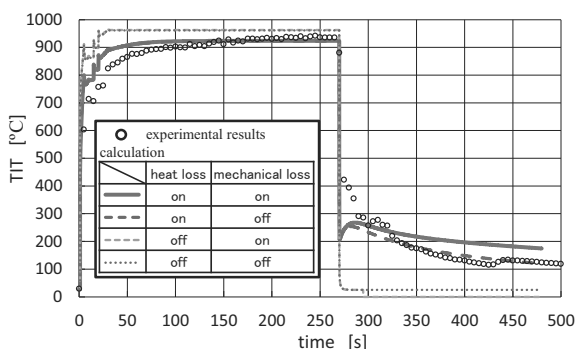


Fig. 9 Comparison of calculation and measured results over turbine inlet temperature (fuel flow rate 65L/min)

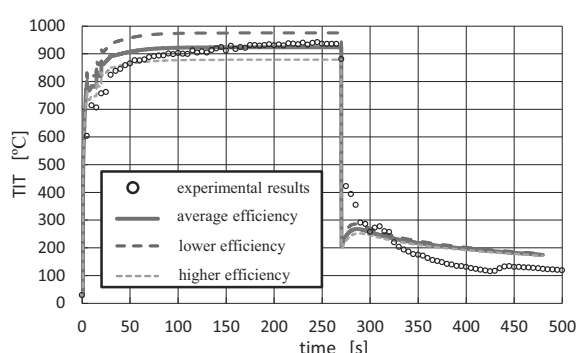


Fig.11 Comparison of calculation and measured results over turbine inlet temperature (fuel flow rate 65L/min)

### 6.2 圧縮機効率とタービン効率の影響

燃料流量65L/minと25L/minの燃料流量曲線それぞれのケースで圧縮機効率とタービン効率を、上限効率曲線を適用した場合、基準効率曲線を適用した場合、及び下限効率曲線を適用した場合の計算結果と試験運転データとの比較を図10から図13に示す。

65L/minのケースを示す図10, 図11では基準効率曲線と上限効率曲線の二つのケースの中間に実験結果が位置する。また、25L/minのケースを示す図12, 図13では下限効率曲線のケースが実験結果に最も近い値を示している。検証用タービンは定格回転数130,000rpmで設計されたタービンであり、回転数が100,000rpmになる燃料流量65 L/minのケースで、圧縮機とタービンの効率が低い側で実験値に近くなり、燃料流量25L/minの回転数が50,000rpmと定格回転数に比べて低いケースで、効率値が低い側で実験値と近くなる。これは一般的なタービンシステムの特徴と矛盾しない結果になっている。ただし、図13に示す燃料流量25L/minのTITに関しては、下限効率線を越えており、これは実験に用いた圧縮機の効率が、基準線-5%よりも更に低下したため空気流量が計算結果に比べて低下していることが原因として考えられる。燃料流量25L/minの場合、燃料流量一定領域の回転数が定格回転数の38%と低速な領域であり、このような領域に関してバンド幅を更に広げる等、圧縮機性能の低下を考慮する必要がある。

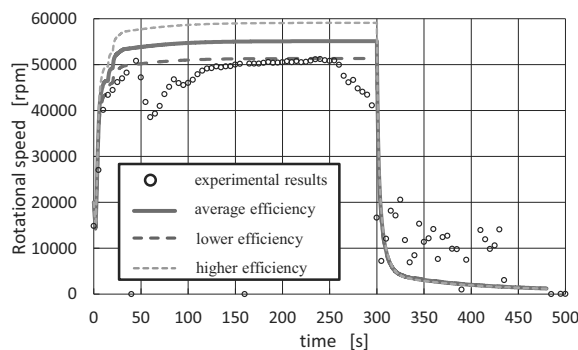


Fig.12 Comparison of calculation and measured results over rotational speed (fuel flow rate 25L/min)

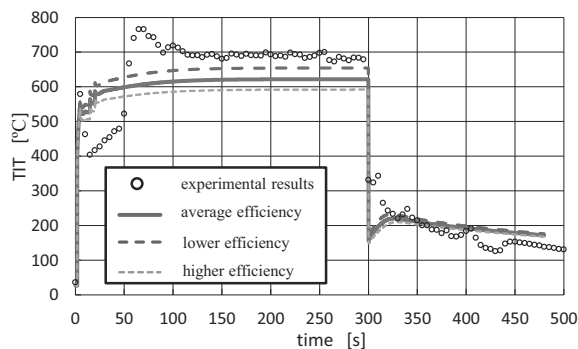


Fig.13 Comparison of calculation and measured results over turbine inlet temperature (fuel flow rate 25L/min)

なお、図12, 13においても起動用圧縮空気の供給の影響が現れ、回転数が低い分、その影響が顕著に表われてくる。つまり図12において、50秒後の圧縮空気の供給停止直後に回転数が一旦低下する。また図13において50秒までは圧縮空気の供給による空気流量増加のためTITが低めになり、50秒以降は圧縮空気供給停止と回転数の低下により空気流量が低下するため、TITは急激に上昇する。図12の停止時も、図10と同様に回転数のバラツキが表れている。

以上のように、圧縮機およびタービンの効率は、システム動作に直接影響を与える。本計算では、燃料流量25L/minのタービン入口ガス温度で、実験値と計算結果との差異が増加した。本シミュレータは、システム計画時に適用することを想定し、特定機器との合わせこみは行わないことを開発条件とした。しかし、今後、計算対象機器が明確な場合や、設計点から大きく外れる運転条件での計算を行う上では、対象機器との合わせこみを行い、予測精度を向上させる必要があると考える。

## 7. 結言

遠心圧縮機、予混合燃焼器、半径流タービンからなるマイクロガスタービンを対象として、公開運転データを元にした計算モデルによるダイナミックシミュレータを開発した。マイクロタービンの無負荷運転実験値と比較して以下の知見を得た。

(1)熱損失と機械損失を考慮することで、計算結果は起動から停止までの実験結果と同等の動作を示した。特に熱損失は運転全体に明確な影響を与えるのに対し、機械損失は停止時にわずかな影響を与えるだけであることが示された。

(2)圧縮機とタービンの流体効率に公開データからなる効率曲線を基準曲線とし、その上限値と下限値を与えることにより、燃料流量の異なる運転条件に対しても実験値と良好に一致する結果が得られた。

## 参考文献

- (1) 小林由則, 安藤喜昌, 加幡達雄, 西浦雅則, 富田和男, 眞竹徳久: 究極の高効率火力発電.SOFC (固体酸化物形燃料電池) トリプルコンバインドシステム, 三菱重工技報, Vol.48, No.3 (2011) pp.16-21.
- (2) 津島洋輔, 竹田陽一, 大地昭生: 吸気水噴霧を用いたマイクロガスタービン複合発電システム構築と運転特性評価, 日本機械学会東北支部第46期総会・講演会講演論文集, (2011) pp.112-113.
- (3) 濱島操: ガスタービン設計, 近代工業出版, (1965).
- (4) 妹尾泰利, 速水洋, 石田正弘, 中島晃治, 李福忠: 遠心圧縮機の性能に及ぼす羽根車翼端隙間分布の影響, 日本機械学会論文集 (B編), 53巻, 486号, (1987) pp.496-499.
- (5) Aungier, R., H.: Centrifugal Compressors A Strategy for Aerodynamic Design and Analysis, ASME PRESS, (2000).
- (6) 桜井, 芳賀, 湯浅, 村山, 出力数百W級超小型ガスタービン用プロパン燃焼器の開発, 日本機械学会論文集 (B編), 75巻751号 (2009-3).
- (7) Lefebvre, A., H.: Gas Turbine Combustion, Taylor & Francis, (1983).
- (8) Balje, O., E.: TURBOMACHINES, JOHN WILEY & SONS, (1981)
- (9) 妹尾泰利: 内部流れ学と流体機械, 養賢堂, (1982)
- (10) Nakano, S., Tsubouchi, K., Inoue, T., Kishibe, T., Shiraiwa, H.: A study on thrust of radial turbines that have a permanent magnet generator rotor in a common shaft, IGTC2011-0170, (2011).