

150kW級高湿分空気利用マイクロタービンの動作解析

A Dynamic Simulation of a 150 kW Class Advanced Microturbine System Using Humid Air Turbine Cycle

鈴木 晃純*¹
SUZUKI Kojun

中野 晋*¹
NAKANO Susumu

関 慧一*¹
SEKI Keiichi

竹田 陽一*¹
TAKEDA Yoichi

岸部 忠晴*²
KISHIBE Tadaharu

ABSTRACT

Both WAC and HAT are methods to improve gas turbine's efficiency using water evaporation. These methods are relatively easy to install into existing turbines, and they are effective ways to increase output power for microturbines. Quick response for output power is also expected to apply to load following that will be needed in power grids due to increase of renewable energy. Therefore, it is important to obtain dynamic characteristic of power systems that are installed WAC or HAT. In this study, dynamic simulations of a microturbine installed WAC and HAT are conducted. Effects of calculation models including WAC and HAT models are examined to compare with experimental data of the 150kW class microturbine prototype which was the first application of HAT to a microturbine. Simulation results show nearly agreements with main system output data of pressure, temperature and power.

Key words : Dynamic simulation, Microturbine, WAC, HAT, Regenerative Brayton cycle, Radial inflow turbine

1. 緒言

熱電併給型の分散電源として1990年台後半から市場投入されているマイクロタービンは、低環境負荷や設置の容易さによって近年再び見直されている。特に複合発電システム、例えば固体酸化物形燃料電池 (SOFC) とのハイブリッドシステム⁽¹⁾では、従来の火力発電を上回る高効率発電が期待されている。しかし、マイクロタービン単体としては、容量が小さいことによる効率低下と、ガスタービン自体の持つ外気温上昇に対する出力低下等の短所を有するため、電力のみの需要に対しては、他の発電方法に比べて不利になる。この点を改善するため、大型ガスタービンで用いられる吸気噴霧冷却 (WAC: Water Atomizing inlet air Cooling) や高湿分空気利用タービン (HAT: Humid Air Turbine) が試みられている。マイクロタービンへのHATの有用性は初期にはParenteら⁽²⁾によって解析的に示され、Williamson & Luker⁽³⁾は商用機のマイクロタービンに蒸発冷却器

を適用した吸気冷却によってWACの有用性を、また、Nakanoら⁽⁴⁾はWAC及びHATを適用した150kW級プロト機によって、出力増加の他、出力応答性等、WAC及びHATの有効性を示した。また、Zhang & Xiao⁽⁵⁾やNikpeyら⁽⁶⁾は、増湿塔によるHATの解析的な検討を、De Paepeら⁽⁷⁾は商用機への増湿塔の適用実験を実施し、部分負荷運転を含む広範囲の運転領域でその有効性を示した。

ところで、再生可能エネルギーの導入増加に伴い、火力発電システムには系統安定のための負荷追従性が要求される。マイクロタービンを適用した複合発電システムは、高効率性の他、WAC及びHATを適用することで負荷追従に対する応答性も改善できるシステムになると期待される。しかし、これまでマイクロタービンを対象とした解析では、性能解析^{(2),(5),(6),(7)}が主体で、システム動作で発電出力を対象としたものは少ない⁽⁸⁾。

本研究ではSOFC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、その前段階である高湿分空気利用マイクロタービンのダイナミックシミュレータを開発する。150kW級プロト機による実験結果⁽⁴⁾との比較を行い、プログラムの有効性を検証し、併せてWAC及びHAT実施時のシステム動作の

原稿受付 2016年9月5日

査読完了 2017年4月6日

* 1 東北大学大学院工学研究科

〒980-8579 仙台市青葉区荒巻青葉6-6-11-720

* 2 三菱日立パワーシステムズ(株)

分析を行う。

2. 記号の説明

A : 流路断面積 [m²]
 C : 対流熱伝達 [W/m²]
 C_p : 定圧比熱 [J/(kg K)]
 D : 直径 [m]
 $f_{loss}, f_n, f_W, f_\eta, f_\omega$: 指数関数または多項式形の関数
 G : 流量 [kg/s]
 h : 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_u : 燃料の低発熱量 [J/kg]
 I : 慣性モーメント [kgm²]
 L : 水滴の蒸発潜熱 [J/kg]
 L_e : オイラーの比仕事 式(8) [J/kg]
 m : 水滴 1 滴の質量, 1 滴を囲む湿り空気の質量 [kg]
 \dot{m} : 水滴の蒸発量 [kg/s]
 N_d : 噴霧水滴数 [-]
 P : 圧力 [Pa]
 Q : 水滴蒸発に伴う熱移動 [W]
 R : 輻射熱伝達 [W/m²]
 S : 表面積 [m²]
 T : 温度 [K]
 t : 時間 [s]
 u : 周速 [m/s]
 V : 圧縮機入口または出口の絶対流速 [m/s]
 W : 動力または出力 [W]
 W_{loss} : 風損, 軸受損失 [W]
 x : 湿り空気の湿度 [-]
 ΔQ : 圧縮機での熱の授受量 [W/kg]
 α : 圧縮機流入角 [rad]
 β : 圧縮機流入速度係数 (流入絶対速度と入口平均径における周速との比) [-]
 η : 効率 [-]
 η_B : 燃焼効率 [-]
 η_{max} : 半径流タービンの圧力比による最大効率 [-]
 η_{ratio} : 半径流タービン周速による効率補正值 [-]
 η_{rec} : 再生熱交換器の温度効率 [-]
 ξ_c : 摩擦係数 [-]
 ρ : 密度 [kg/m³]
 ω : 角速度 [rad/s]
 θ : 燃焼効率の熱負荷パラメータ 式(12) [-]
 添え字
 a : 乾き空気
 atm : 大気
 ax : 軸方向
 C : 圧縮機
 cmb : 燃焼器
 cir : 周方向
 cr : 修正

$csng$: ケーシング
 d : 水滴
 $dsgn$: 設計計画値
 ev : 蒸発
 f : 燃料
 in : 入口
 jb : ジャーナル軸受
 G : 発電機
 $liner$: 燃焼器ライナ
 $mean$: 平均径
 out : 出口
 r : ロータ
 rec : 再生熱交換器
 ref : 基準状態
 rs : 定格回転数
 T : タービン
 tb : スラスト軸受
 wa : 湿り空気
 0 : 全
 1 : 燃焼ガスからライナへ
 2 : ライナから冷却空気へ
 3 : 冷却空気からケーシングへ

3. 高湿分空気利用マイクロタービンシステムの概要

今回解析対象としたマイクロタービンの概略構成を図 1 に示す。大気を遠心圧縮機で昇圧して再生熱交換器に送る。昇圧した空気は、ガスタービンの排気ガスと熱交換して昇温し、二重構造のタービンケーシングの外側流路を通り燃焼器に送られる。燃焼ガスは半径流タービンを駆動して再生熱交換器を通り大気に排出される。図の矢印はこの空気の流れを示したものである。圧縮機とタービン翼車は永久磁石式発電機ロータと一体化され水潤滑軸受⁹⁾によって支持されている。

WACは圧縮機吸気部ケーシング内で、また、HATは圧縮機と再生熱交換器の接続配管の直管部に設置された噴霧ノズルによって行われる。本マイクロタービンの設計仕様は表 1 に示す通りである。

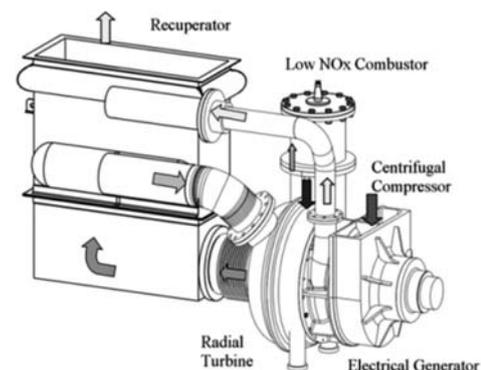


Fig. 1 Arrangement of main components of the microturbine⁴⁾

Table 1 Design specifications of the microturbine⁽⁴⁾

Items		Unit	Design
Rated output	without WAC and HAT	kW	129
	with WAC and HAT	kW	150
Efficiency (LHV)	without WAC and HAT	%	32.5
	with WAC and HAT	%	35
Rated rotational speed		rpm	51,000
Pressure ratio of compressor		-	4
Turbine inlet temperature		℃	960
Thermal efficiency of recuperator		-	92
Bearing lubricant		-	Water

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の保存式から、角速度 ω の2乗の時間変化がロータに働く仕事の和として式(1)のように表される。

$$\frac{d\omega^2}{dt} = \frac{2}{I}(W_T - W_C - W_{loss} - W_G) \quad (1)$$

上式で W_{loss} はロータに生じる損失で、本解析では、翼車とロータの風損と、軸受損失を考慮した。

4.2 遠心圧縮機の計算モデル

4.2.1 空気流量

圧縮機に流入する空気流量 G_{wa} は浜島⁽¹⁰⁾の提唱する周速度に比例する経験式を用いて式(2)で表される。

$$G_{wa} = A_{C,in} \rho_{wa,C,in} \frac{\beta_m}{\sin \alpha_{in}} \frac{D_{C,mean}}{2} \omega \quad (2)$$

ここで α_{in} 、 β_{in} の値は圧縮機の運転状態によって変わる値であるが、本解析では α_{in} は 60° に固定し、 β_{in} を調整して対象の圧縮機運転状態に合わせ込むようにした。具体的には定格回転数域到達までは β_{in} を回転数の指数関数式として与え、定格回転数域到達後は、タービン負荷についての関数式、ここでは発電機出力の2次式で与えた。

$$\beta_{in} = f_\omega(\omega), \quad \beta_{in,\omega=\omega_s} = f_W(W_G) \quad (3)$$

図2は、式(4)に示す修正流量、修正回転数によるプロト機圧縮機の圧力比を表す性能曲線⁽⁴⁾である。回転数 ω_n が一定の状態では、圧縮機流量が式(2)で決まれば、図2の性能曲線の多項式近似式(5)から圧力比が算出できる。本計算モデルでは、 f_n を修正流量の3次式で近似した。

$$G_{cr} = G \frac{P_{ref}}{P} \sqrt{\frac{T}{T_{ref}}}, \quad \omega_{cr} = \omega \sqrt{\frac{T_{ref}}{T}} \quad (4)$$

$$\left(\frac{P}{P_a}\right)_{\omega_n} = f_n(G_{cr,\omega_n}) \quad (5)$$

図2において、実線で示された回転数以外の任意の回転数 ω においては、式(6)に示すように、その回転数を挟む2本の曲線(f_{n+1} , f_n)の回転数に関する内分点として

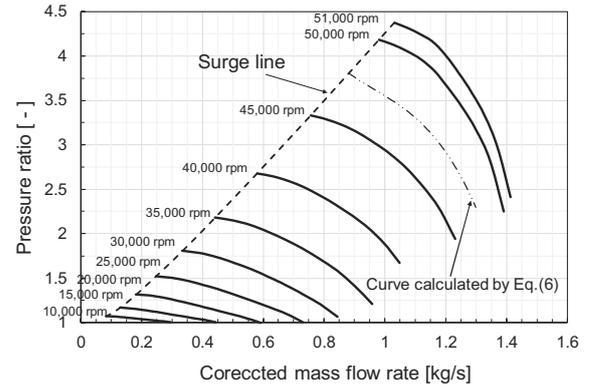


Fig. 2 Characteristic curves of the compressor

算出する。図2の二点鎖線で示す曲線は式(6)によって算出した47,500rpmでの圧力比を表す曲線である。同様な手法を圧縮機の効率についても適用している。

$$\left(\frac{P}{P_{atm,\omega}}\right) = \frac{1}{\omega_{n+1} - \omega_n} [(\omega - \omega_n) f_{n+1}(G_{cr,\omega}) + (\omega_{n+1} - \omega) f_n(G_{cr,\omega})] \quad (6)$$

4.2.2 遠心圧縮機動力

遠心圧縮機動力 W_C は式(7)で算出する。圧縮機翼車の摩擦損失 ξ_c は回転円板の摩擦係数⁽¹¹⁾を用いた。

$$W_C = \frac{1}{\eta_C} (1+x) G_a \left(L_e + \xi_C \frac{u_{C,out}^2}{2} + \Delta Q \right) \quad (7)$$

$$L_e = V_{out,cir} u_{out} - V_{in,cir} u_{in,mean} \quad (8)$$

熱の授受量 ΔQ は、隔壁を挟んで背面を合わせるタービン側の燃焼ガスからの熱移動と、WAC実施時に圧縮機内を通過する噴霧水滴の蒸発によって作動流体から奪う蒸発潜熱を考慮する。

4.3 燃焼器の計算モデル

燃焼器の計算モデルは既報⁽⁸⁾と同じものを用いた。つまり、単位燃料流量に対する燃焼器出口の燃焼ガスエンタルピー $h_{g,comb,out}$ 、単位空気流量に対する燃焼器出口冷却空気エンタルピー $h_{wa,comb,out}$ 、それらの合流である単位燃料流量当たりのタービンに流入する燃焼ガスのエンタルピー h_g はそれぞれ式(9),(10),(11)に示す通りである。

$$h_{g,comb,out} = h_{wa,C,out} \frac{A_{liner}}{A_{cmb}} G_{wa} + h_f G_f + \eta_B H_u G_f - \frac{(R_1 + C_1) S_{liner}}{G_f} \quad (9)$$

$$h_{wa,comb,out} = h_{wa,C,out} + \frac{C_2 S_{liner} - C_3 S_{csng}}{A_{cmb} - A_{liner}} G_{wa} \quad (10)$$

$$h_g = \frac{h_{g,comb,out} G_f + h_{wa,comb,out} \frac{A_{cmb} - A_{liner}}{A_{cmb}} G_{wa}}{G_f} \quad (11)$$

ここで、今回の解析では、式(9)の燃焼効率 η_B はLefebvreによって示された既存燃焼器の燃焼効率データを纏めた線図⁽¹²⁾を参照した。燃焼効率は式(12)に示す熱負荷パラメータ θ を用いて整理でき、本解析では図3

に示す燃焼効率曲線を、 θ に関する6次の多項式($f_\eta(\theta)$)で近似した。ここで、図3に示した燃焼効率は、原図¹²⁾が液体燃料に対して纏めた図あることと、本プロト機ではガス燃料を用いることを考慮して、原図の曲線を、高熱負荷領域で燃焼効率が1に漸近するよう原曲線の座標を移動している。なお、プロト機試験では燃焼効率の計測も実施しているため、実測値を用いた場合の結果との比較も行う。

$$\theta = \frac{P_{cmb,in}^{1.75} A_{cmb,in} D_{cmb,in}^{0.75} \exp(T_{cmb,in}/300)}{G_a} \quad (12)$$

$$\eta_B = f_\eta(\theta) \quad (13)$$

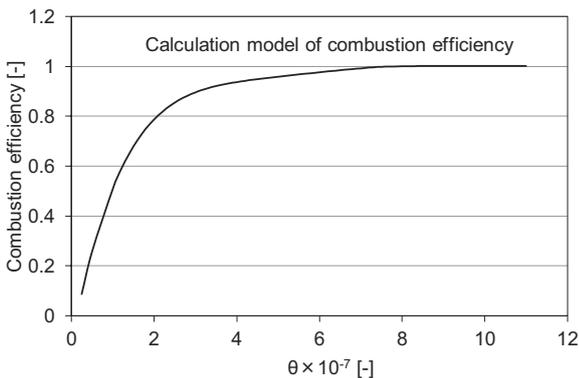


Fig. 3 Calculation model of combustion efficiency

4.4 半径流タービンの計算モデル

タービンの計算モデルも既報⁸⁾と同様なモデルを用いた。半径流タービン出力 W_T はタービン出入口のエンタルピーを用いて式(14)で表される。

$$W_T = \eta_T G_f (h_{0,T,in} - h_{0,T,out}) \quad (14)$$

半径流タービンの効率 η_T は式(15)に示すように、圧力比から決まる最大効率 η_{max} ⁽⁸⁾に、周速と理論速度との比による効率補正係数 η_{ratio} ⁽⁸⁾を掛けて表す。

$$\eta_T = \eta_{max} \eta_{ratio} \quad (15)$$

4.5 再生熱交換器の計算モデル

燃焼器入口の空気温度は再生熱交換器によってタービンを通過した排気ガスと熱交換して昇温され、再生熱交換器の温度効率 η_{rec} を用いて式(16)のように表される。また、温度効率は、熱交換器の構造、並びに通過する流体の温度及び流量の影響を受けると考えられるため、それらの関数として表すことが望ましい。しかし、ここでは、通過流体の温度及び流量の設計条件が、定格回転数に到達することで整うと仮定した単純なモデルを用いた。つまり、式(17)に示すように設計温度効率を回転数と定格回転数の比で表す簡易な計算モデルとした。温度効率に関しては、燃焼効率と同様に、プロト機運転試験で実測が行われているため、実測の温度効率を用いた場合の計算結果と簡易モデルによる計算結果との比較も行う。

$$T_{cmb,in} = T_{rec,in} + \eta_{rec} (T_{T,out} - T_{rec,in}) \quad (16)$$

$$\eta_{rec} = \frac{T_{cmb,in} - T_{rec,in}}{T_{T,out} - T_{rec,in}} = \eta_{rec,d,sgn} \frac{\omega}{\omega_{rs}} \quad (17)$$

4.6 風損及び軸受損失の計算モデル

ロータ損失 W_{loss} は、翼車の風損と軸受損失の和として以下の式(18)で表される。

$$W_{loss} = W_{loss,c} + W_{loss,T} + W_{loss,r} + W_{loss,jb} + W_{loss,tb} \quad (18)$$

翼車の風損は、摩擦円板の風損¹¹⁾で近似した。軸受損失はプロト機軸受用に解析した結果⁹⁾を適用した。つまり、ジャーナル軸受損失に関してはロータの回転数の4次式で近似した。

$$W_{loss,jb} = f_{loss}(\omega) \quad (19)$$

一方、スラスト軸受損失はスラストに依存するため、本来は回転数のみの関数では表せない。プロト機試験の実測では、定格回転数で発電機出力が100kW以上の出力状態で300～400Nのスラストが作用している⁹⁾。400Nのスラストが作用する時のスラスト軸受損失はジャーナル軸受損失の約1.25倍になっている⁹⁾。本計算プログラムではスラストの計算は行っていないため、スラスト軸受損失の予測は困難であるが、参考文献(9)の軸受損失の検討結果を参考に、スラスト軸受損失もジャーナル軸受損失と同様に回転数依存と仮定し式(19)で示されるジャーナル軸受損失の1.3倍に設定した。この仮定は大変に粗い設定であるが、タービン出力、圧縮機動力、及び翼車風損に比べると軸受損失自体は一桁小さい値になるため、動作結果に大きな影響は与えないと判断した。

4.7 WAC及びHATの計算モデル

WAC及びHATでの噴霧液滴の蒸発計算は従来から多くの研究者で用いられている蒸発計算モデル¹³⁾と同等のものを適用した。ここではその詳細の記述は省略するが、液滴の温度変化と気体の温度変化は式(20),(21)で表される。

$$\frac{DT_d}{Dt} = \frac{Q - m_{d,ev} L}{m_d C_{p,d}} \quad (20)$$

$$\frac{DT_a}{Dt} = \frac{-Q}{m_{wa} C_{p,wa}} \quad (21)$$

WACの場合は圧縮機入口領域と、入口領域で蒸発しきれない液滴は圧縮機翼車内においても蒸発計算を実施する。一方、HATに関しては、圧縮機吐出側と再生熱交換器間に設置される直管部において蒸発計算を実施する。水滴噴霧によって空気温度の低下と水蒸気量の増加が生じるが、噴霧後のエンタルピーの計算で、低下した空気温度を用いる場合は、水滴の蒸発に要された蒸発潜熱を加える必要がある。水滴噴霧後の再生熱交換器入口のエンタルピーは式(22)のようになる。

$$H_{rec,in} = G_a h_a + G_a (x + x_{ev,had}) h_{wa} + N_d [(m_d - m_{d,ev}) h_d + m_{d,ev} L] \quad (22)$$

5. 実測値及び実験値からの諸量算出方法

プロト機運転試験では、各所の温度計測、圧縮機及びタービン出入口の圧力計測を行っている。圧縮機空気流量は、図1に示したタービン本体の圧縮機上流に設置した吸気ダクト（図示せず）内のフィルタ差圧から換算した。また、燃料流量、噴霧水流量はそれぞれガス流量計（東京計装TF-2441）、水流量計（キーエンスFD-M）によって計測した。発電機出力は発電機端出力のワットメータ（横河WT1600）による計測値を発電機効率で除した値とした。発電機効率は発電機端出力と発電機ステータの冷却水温度上昇から算出した発電機損失から算出した¹⁴⁾。

圧縮機動力は、圧縮機出入口の全温度から式(23)によって算出した。タービン出力も同様にタービン出入口の全温度の計測値から算出した。タービン通過流量は、圧縮機空気流量に燃料流量と加湿噴霧水流量を加えた流量である。

$$W_C = G_{wa,c} (C_{p,c,out} T_{0,c,out} - C_{p,c,in} T_{0,c,in}) \quad (23)$$

$$W_T = G_{g,T} (C_{p,T,in} T_{0,T,in} - C_{p,T,out} T_{0,T,out}) \quad (24)$$

6. 計算条件

計算に必要な入力データは、翼車、燃焼器等の機器の代表寸法とロータの慣性モーメント等の構造データと、ロータ回転数、燃料流量、噴霧水流量等の運転制御データが必要になる。図4にロータ回転数と燃料流量の入力データを、図5に噴霧水の供給データを示す。入力データは、プロト機試験データを区分的に時間に対して直線近似して入力した。燃料流量の試験データは微小な変動を示すが、起動開始から600秒までの領域を除くと直線近似した入力値と試験データの偏差は最大で4.3%であるが、この点を除いた領域においては2～3%台に収まっている。燃料供給は回転数40,000rpmまではパイロットノズルへの燃料供給のみで無負荷に近い運転で昇速していく。40,000rpmで主燃料ノズルにも燃料を供給して、回転数を増加するとともに発電出力の増加を行う。なお、主燃料の供給は、緩慢燃焼方式¹⁵⁾の主燃料ノズルの着火を確実にするため再生熱交換器の効果が現れるまでは計画投入量よりも多めに供給し、その後、規定流量まで絞った。今回、計算結果の検証に用いたプロト機試験は、マイクロタービンでHATを実施する初めての試験であったため、加湿による急激な出力増加等の急激な変化が生じた場合でもシステムを安全に制御できるようにするため、運転最高回転数を設計定格回転数よりやや下げた50,490rpmに抑えた。実際には、WAC及びHAT実施の直前、3,200秒経過後に回転数を更に500rpm下げた49,990rpmにした。

噴霧水の供給は、初めにWACの試噴霧を単発的に2回実施して、その後WACの連続噴霧に移り、WAC連続

実施中に、HATの試噴霧を単発的に3回実施し、その後HATの連続噴霧を行った。

プロト機の着火回転数は5,000rpmであるが、この回転数では圧縮機の吐出圧が低く、圧縮機性能曲線上での予測精度が十分でないため、計算の回転数初期値を10,000rpmとした。入力として10,000rpmの回転数と共に燃料流量を与え、タービンシステムの動作計算を実施する。その後、時間の経過と共に回転数と燃料流量に、図4に示す計算条件を与え計算を継続する。さらに図5に示すタイミングで噴霧水を供給する。最大供給量は定格空気流量の2%程度である。なお計算に用いた大気条件は、気温30℃、相対湿度70%、気圧100kPaである。

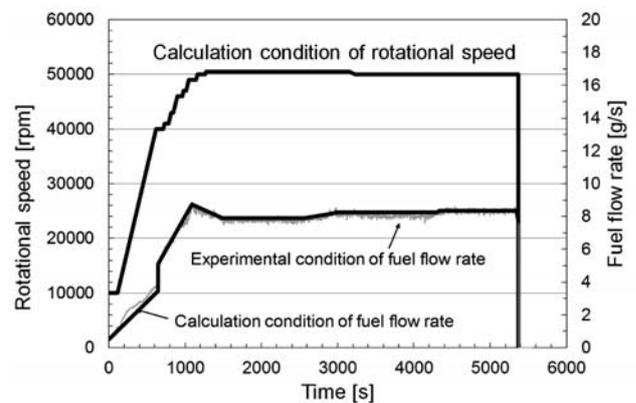


Fig. 4 Calculation conditions

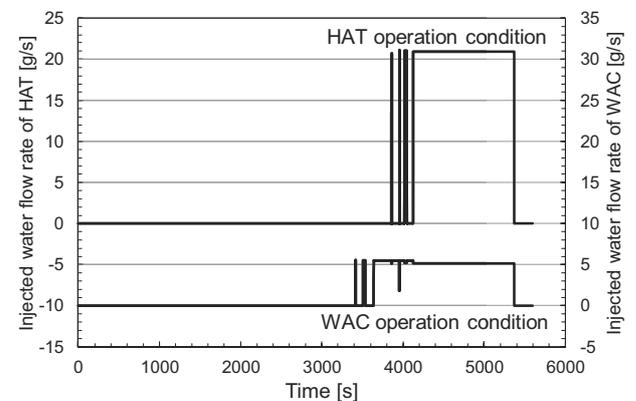


Fig. 5 Calculation conditions of WAC and HAT

7. 計算結果

7.1 圧縮機起動曲線の比較

図6に修正流量と圧力比で表される圧縮機性能マップ上にプロットした起動曲線の比較を示す。実線が計算結果で、丸印が実験結果である。式(3)に示したように、定格回転数領域までは、圧力比は回転数のみに依存すると仮定して実験値に合わせ込んだため、概ね良好な一致を示す。今回の計算では、49,990 rpmと50,490 rpmの回転数を β_{in} のタービン負荷依存領域として式(3)をモデル化した。しかし、実験では、回転数49,990～50,490 rpmで修正流量が1.06～1.20 kg/sまで変化するのに対して、

計算結果の流量領域は狭い。 β_{in} のタービン負荷依存性のモデル化が十分でないことも原因であるが、本計算モデルの場合、後の図9に示すように発電機出力が定格回転数領域到達後に、実験値に比べて大幅な変化を示さないことも要因として挙げられる。定格回転数領域の圧縮機作動点は、発電機出力に直接影響を及ぼす他計算モデルの影響を受けることが分かる。

7.2 圧力及び温度の比較

図7に圧縮機吐出圧の計算結果と実験結果の比較を示す。全体的に計算結果は実験結果に近い傾向を示しており、本計算で用いた圧縮機計算モデルは妥当と言える。一方、約1000～3200秒で計算結果が実験結果よりも高い圧力を示している。本計算モデルでは、この領域で発電機出力が実験値に比べて大きいため、 β_{in} が発電機出力の増加に伴い小さくなり圧力比が増加するためである。

3200秒時点で回転数を下げ、約3400秒以降に単発的にWACの試噴霧を行っているが、その噴霧のタイミングで圧力上昇が発生しており、圧力上昇幅と共に計算結果は実験値と良好に一致している。WAC実施による修正回転数の増加で作動点が高圧側に移動することが計算でも捉えられていることを示すものである。

図8に燃焼器入口およびタービン入口のガス温度の計算結果と実験結果の比較を示す。1000秒以降3000秒程度までの試験運転データの挙動と計算結果の挙動が一致しないが、これは図6及び図7の結果でも考察したように、この領域の燃焼効率と再生熱交換器の温度効率の計算モデルの影響によるもので、この点に関しては7.4で議論する。図8には再生熱交換器入口での空気温度の計算結果も示したが、HATの実施により空気温度の明確な低下が確認できる。

7.3 圧縮機動力、タービン出力及び発電機出力の比較

図9にタービン出力、圧縮機動力及び発電機出力の計算結果と実験結果の比較を示す。これまでの結果と同様に、タービン出力と発電機出力では、実験結果に見られる約1000～3000秒までの緩やかな変化が計算結果では現れていない。しかし、WAC及びHAT実施時に表れる発電機出力の急激な増加が計算結果においても捉えられていることが分かる。

7.4 温度効率と燃焼効率の計算モデルの影響

図10に再生熱交換器の温度効率として図12に示す実験値を近似した場合の計算結果を実線を示す。破線は図9の計算結果と同じ値である。図12に示すように温度効率の計算モデルは、定格回転数に到達する約1300秒で設計温度効率に到達するが、実験値では設計値に到達するのは3600秒以降と遅い領域である。温度効率に実験値を用いることで、定格回転数到達直後からのタービン出力と発電機出力の増加は抑えられている。しかし、その変化の傾向は実験値と一致していない。出力変化の傾向は燃焼効率の影響を強く受けている。

図11に実測の燃焼効率を与えた場合の計算結果を実線

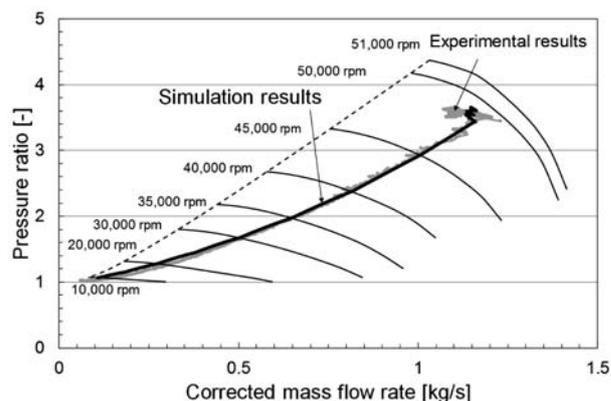


Fig. 6 Running curve

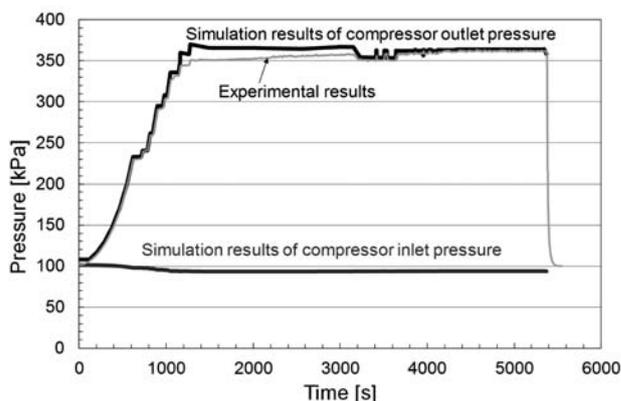


Fig. 7 Pressure histories of compressor

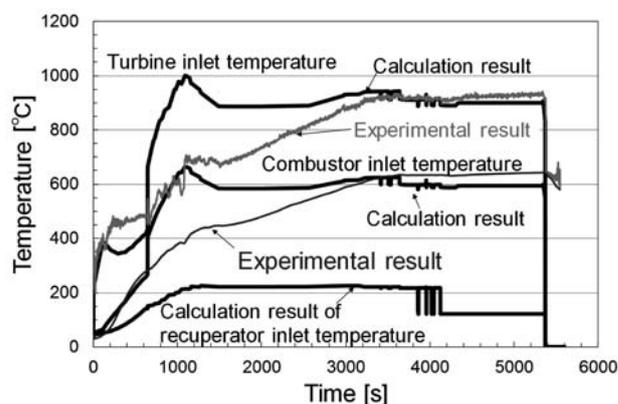


Fig. 8 Temperature histories

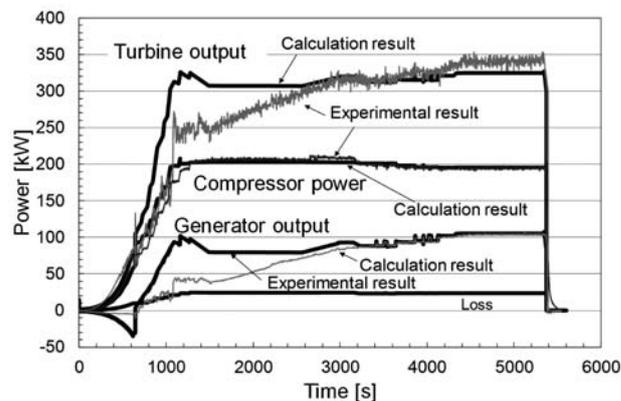


Fig. 9 Power histories

で示す。再生熱交換器の温度効率を回転数比例で与える計算モデルを用いても、燃焼効率に実験値を用いることで、タービン出力も発電機出力も実験値に近づく。特に約1000～3000秒までの徐々に出力増加していく状態が捉えられていることが分かる。本マイクロタービンシステムでは、再生熱交換器の熱容量により熱交換の効果の表れに時間を要す。これは温度効率に直接影響し、また燃料流量の供給方法にも影響するため、結果的には燃焼効率にも影響を及ぼす。温度効率及び燃焼効率の計算モデルには、今後、再生熱交換器の効果の時間遅れを考慮していく必要があると思われる。なお、温度効率も燃焼効率も圧縮機吐出後に関連する物理量のため、図10及び図11において、これらの計算モデルは、圧縮機動力の結果にはほとんど影響を及ぼしていない。

7.5 圧縮機への入熱の影響

4.4.2で述べたように本計算ではタービン側から圧縮機側への熱移動を考慮している。熱移動量の算出は、この部分の構造が複雑なため簡易的な伝熱モデルを作成することが困難なため、ここではタービン入口ガスと圧縮機出口空気の温度差に比例した量の温度上昇が起こると仮定した単純な熱移動モデルを用いた。図9～11に示した計算結果では、その比例量を0.04として計算した結果である。図13に上記の熱移動を零とした結果を破線で示す。図13の実線は図11に示した実線と同じ計算結果である。定格回転数到達直後から、圧縮機動力に大きな差異が生じる。その差は発電機出力の増加に伴い更に広がる。定格回転数到達直後においても入熱の有無で発電機出力に約30kWの影響が表れる。マイクロタービンのような小型タービンでは圧縮機への熱移動はタービンシステムの性能に大きな影響を及ぼすことが分かる。

7.6 WAC及びHATが出力に及ぼす影響

図14の実線は、図13に示した圧縮機への入熱を考慮した場合と同じ計算結果である。図14の破線は噴霧水量を零とした場合の計算結果である。WAC実施時の圧縮機流入空気温度の低下量は計算では約4℃と実測値の約3℃と同等であった。WACによる圧縮機作動点の高圧側への移動によりタービン出力が増加する。また、僅かであるが圧縮機動力が減少する。圧縮機通過中の水滴蒸発計算による圧縮機動力の低減量は約3.4kWであり、この効果が表れているものと考えられる。発電機出力のWAC前後の変化からWACの効果として約6.5kWの出力増加が確認できる。また、HAT実施でもタービン出力の増加と圧縮機動力の低減が見られる。圧縮機動力の低減は燃焼温度の低下による入熱量低減の影響が考えられる。HATにより発電機出力が約9kW増加し、WAC開始直前から比較してHAT実施後において約15kWの出力増加を示す。これらの出力増加量はプロト機実測値⁽⁴⁾のWACによる出力増加約6kW、HATによる出力増加11kW、WAC開始直前からの増加量17kWとほぼ同等の値を示している。

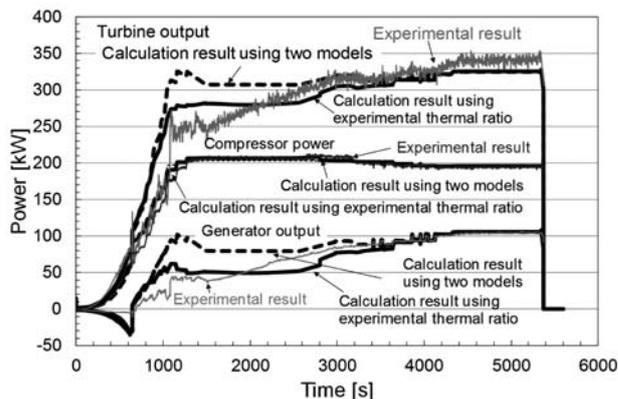


Fig. 10 Effect of calculation model of thermal ratio

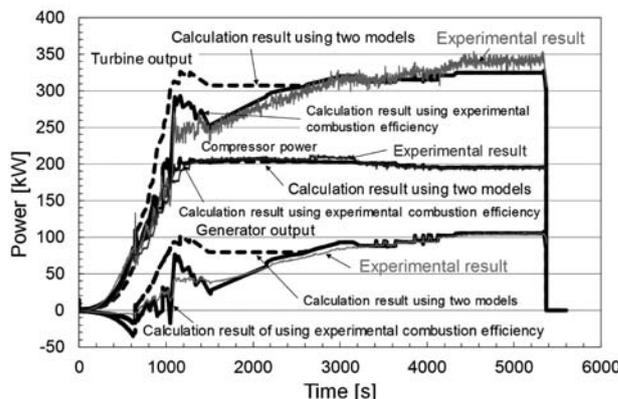


Fig. 11 Effect of calculation model of combustion efficiency

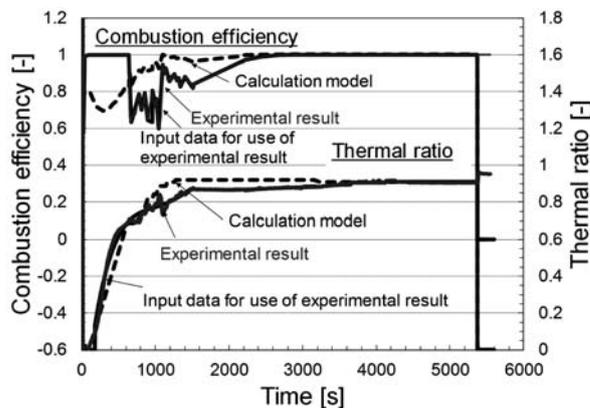


Fig. 12 Combustion efficiency and thermal ratio histories

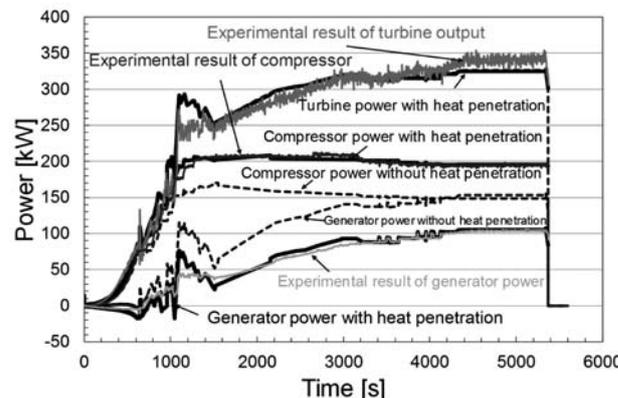


Fig. 13 Effect of heat penetration into compressor

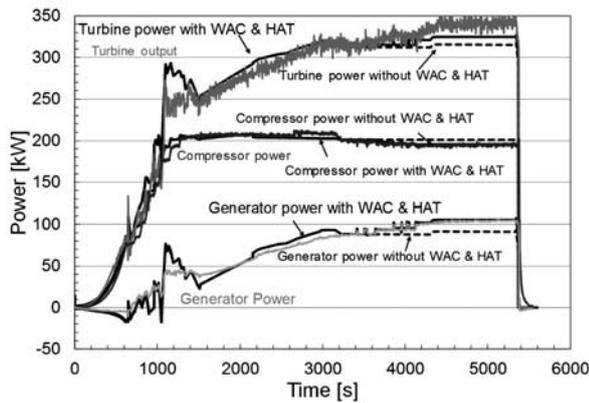


Fig. 14 Effects of WAC and HAT

WAC及びHATの実施で圧縮機動力約5 kWの減少と、タービン出力約9.5kWの増加が見られ、発電機出力は約14kWの増加を示している。WAC及びHATによる発電機出力増加の約1/3が圧縮機動力の減少から、また2/3がタービン出力の増加によってもたらされている。なお、本計算においてWAC及びHATとも供給した噴霧水の全量蒸発は見られなかったが、プロト機試験ではWAC及びHATともドレンは回収されなかった⁽⁴⁾ので、本計算では、噴霧水の残量は、それぞれ圧縮機吐出側流路と再生熱交換器で蒸発すると仮定して、空気の湿り度に加えた。

8. 結言

WAC及びHATを適用した高湿分空気利用マイクロタービンを対象としたダイナミックシミュレータを開発し、高湿分空気利用マイクロタービンの試験運転での実験結果と比較して以下の結論を得た。

- (1) 圧縮機流入速度係数 β_{in} を回転数及び発電機出力の関数として起動曲線に合わせ込む圧縮機計算モデルにより、起動時及び定格回転数領域におけるタービンシステムの動作を捉えることができた。
- (2) 再生サイクルタービンシステムでは、燃焼効率及び再生熱交換器の温度効率の計算モデルはシステム動作に影響を及ぼし、特に起動時の動作には燃焼効率の与え方が大きく影響を及ぼす。
- (3) 圧縮機へのタービン側からの熱移動を考慮することで圧縮機動力の計算結果は実験値と良好な一致を示し、マイクロタービンにおける圧縮機への熱移動の発電機出力に及ぼす影響が示唆された。
- (4) 水滴蒸発の簡易計算モデルを導入することで、WAC及びHATの効果を再現でき、実験値と同等の発電機出力の増加を得た。高湿分空気利用タービンの動作解析における本計算プログラムの妥当性が示せた。

謝辞

本研究の計算プログラム作成は、東北電力株式会社と東北大学の共同研究部門である電力エネルギー未来技術共同研究部門で実施されたもので、東北電力株式会社から

は研究遂行に対して多くの支援を頂きました。ご支援に対し深く感謝の意を示します。

参考文献

- (1) 小林由則, 加播達雄, 安藤喜昌, 西浦雅則, SOFCとGTのハイブリッド及びトリプルコンバインドシステムについて, 日本ガスタービン学会誌, 40-3 (2012), pp. 89-93.
- (2) Parente J., Traverso A., Massardo A. F., Micro humid air cycle, Part A: Thermodynamic and technical aspect, ASME paper GT-2003-38326, 2003.
- (3) Williamson T., Luker M., Hack R. L., Microturbine performance improvement through the implementation of inlet air cooling, ASME paper GT2005-68377, 2005.
- (4) Nakano S., Kishibe T., Araki H., Yagi M., Tsubouchi K., Ichinose M., Hayasaka Y., Sasaki M., Inoue T., Yamaguchi K., Shiraiwa H., Development of a 150 kW microturbine system which applies the humid air turbine cycle, ASME paper GT2007-28192, 2007.
- (5) Zhang S., Xiao Y., Steady-state off-design thermodynamic performance analysis of a humid air turbine based on a micro turbine, ASME paper GT2006-90335, 2006.
- (6) Nikpey H., Majoumerd M., Assadi M., Breuhaus P., Thermodynamic analysis of innovative micro gas turbine cycle, ASME paper GT2014-26917, 2014.
- (7) De Paeppe W., Carrero M. M., Bram S., Contino F., T100 micro gas turbine converted to full humid air operation - A thermodynamic performance analysis, ASME paper GT2015-43267, 2015.
- (8) 関慧一, 中野晋, 竹田陽一, マイクロガスタービンの動作解析, 日本ガスタービン学会誌 Vol. 43 No. 3 2015, pp. 68-74.
- (9) Nakano S., Kishibe T., Inoue T., Shiraiwa H., An advanced microturbine system with water-lubricated bearing, Int. J. Rotating Machinery, 2009, p.718107.
- (10) 濱島操: ガスタービン設計, 近代工業出版, (1965).
- (11) 妹尾泰利: 内部流れ学と流体機械, 養賢堂, (1982).
- (12) Lefebvre A. H., Gas Turbine Combustion, Taylor & Francis, (1983).
- (13) 明連千尋, 高橋康雄, 森崎哲郎, 川村康太, 柴田貴範, 岸部忠晴, 高湿分空気利用ガスタービンシステム総合試験設備を用いた吸気噴霧冷却時の軸流圧縮機性能検討, 日本ガスタービン学会誌, 43-1 (2015), pp. 64-65.
- (14) 佐々木学, 早坂靖, 一瀬雅哉, 百々聡, 中野晋, 八木学, 岸部忠晴, 坪内邦良, 山口和幸, 井上知昭, 福島敏彦, マイクロタービン発電機特性評価, ガスタービン定期講演会講演, 33 (2005), pp. 143-146.
- (15) Dodo, S., Nakano, S., Inoue, T., Ichinose, M., Yagi, M., Tsubouchi, K., Yamaguchi, K., and Hayasaka, Y., 2004, "Development of an advanced microturbine system using humid air turbine cycle". In ASME Conference Proceedings, no. ASME paper GT2004-54337, pp. 167-174.