┫技術論文 ┣━

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

竹田 陽一*1

SEKI Keiichi

関 慧

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随性が要求 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 荷追随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} 仙台市青葉区荒巻字青葉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_b*: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] *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] Wlass: 風損, 軸受損失 [W] x:湿り空気の湿り度 [-] 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_{raito}:半径流タービン周速による効率補正値[-] 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:設計計画值 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 $r: \Box - \varphi$ 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 microturbine⁽⁴⁾

- 61 -

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		°C	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。

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

上式でWloss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*Gwa*は浜島ⁱ⁰⁰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。

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

$$\beta_{in} = f_{\omega}(\omega), \quad \beta_{in,\omega=\omega_{rs}} = f_{W}(W_{G})$$
(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、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。

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

$$\left(\frac{p}{p_a}\right)_{a} = f_n \left(G_{cr,\omega_n}\right) \tag{5}$$

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関しても適用している。

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

4.2.2 遠心圧縮機動力

遠心圧縮機動力Wc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⁽¹⁾を用いた。

$$W_{C} = \frac{1}{\eta_{C}} (1+x) G_{a} \left(L_{e} + \xi_{C} \frac{u_{C,out}^{2}}{2} + \Delta Q \right)$$
(7)

$$L_e = V_{out,cir} u_{out} - V_{in,cir} u_{in,mean}$$
(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,cmb,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,cmb,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。

$$h_{g,cmb,out} = h_{wa,C,out} \frac{A_{liner}}{A_{cmb}} G_{wa} + h_f G_f + \eta_B H_u G_f - \frac{(R_1 + C_1)S_{liner}}{G_f}$$
(9)
$$h_{wa,cmb,out} = h_{wa,C,out} + \frac{C_2 S_{liner} - C_3 S_{csng}}{\underline{A_{cmb}} - A_{liner}} G_{wa}$$
(10)

$$h_g = \frac{h_{g,cmb,out}G_f + h_{wa,cmb,out}}{G_f} \frac{A_{cmb} - A_{liner}}{A_{cmb}}G_{wa}}{G_f}$$
(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¹²²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

- 62 -

(13)

に示す燃焼効率曲線を、 θ に関する 6 次の多項式 (f_{η} (θ)) で近似した。ここで、図 3 に示した燃焼効率は、 原図¹¹²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。

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

$$\eta_{B} = f_{n}(\theta)$$



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。

$$W_T = \eta_T G_f \left(h_{0,T,in} - h_{0,T,out} \right)$$
(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。

$$\eta_T = \eta_{\max} \eta_{raito} \tag{15}$$

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。

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

$$\eta_{rec} = \frac{T_{cmb,in} - T_{rec,in}}{T_{r,out} - T_{rec,in}} = \eta_{rec,d\,\text{sgn}} \frac{\omega}{\omega_{rs}} \tag{17}$$

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。

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

翼車の風損は,摩擦円板の風損^山で近似した。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。

$$W_{loss, ib} = f_{loss}(\omega) \tag{19}$$

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¹³³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。

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

$$\frac{DT_a}{Dt} = \frac{-Q}{m_{wa} C_{p,wa}}$$
(20)
(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。

$$H_{recin} = G_{a}h_{a} + G_{a}(x + x_{ev,hal})h_{wa} + N_{d}[(m_{d} - m_{d,ev})h_{d} + m_{d,ev}L]$$
(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パワー 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¹⁴⁴。

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。

$$W_{C} = G_{wa,c} \left(C_{p,c,out} T_{0,c,out} - C_{p,c,in} T_{0,c,in} \right)$$
(23)

$$W_{T} = G_{g,T} \left(C_{p,T,in} T_{0,T,in} - C_{p,T,out} T_{0,T,out} \right)$$
(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、緩慢燃焼方式崎の主燃料ノズル 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 て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. 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。βin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で示す。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. 8 Temperature histories



Fig. 9 Power histories

- 65 -

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

- 66 -



Fig. 14 Effects of WAC and HAT

WAC及びHATの実施で圧縮機動力約5kW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 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βin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 Paepe 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の特性評価,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.