

# 空気再循環を行うガスタービン・固体酸化物形燃料電池 ハイブリッドシステムの基本特性\*

大川大輔<sup>\*1</sup>, 鹿園直毅<sup>\*2</sup>, 笠木伸英<sup>\*3</sup>

## Basic Characteristics of Gas Turbine-Solid Oxide Fuel Cell Hybrid System with Air Recirculation

Daisuke OKAWA, Naoki SHIKAZONO, and Nobuhide KASAGI

The University of Tokyo, Department of Mechanical Engineering,  
Hongo 7-3-1, Bunkyo-ku, Tokyo 113-8656, Japan

A Gas turbine (GT) and solid oxide fuel cell (SOFC) hybrid system is expected to achieve a high efficiency over 60% LHV. However, in order to operate the system at such a high efficiency and an increased power density, it is important to keep the whole SOFC temperature as uniform as possible. Cathodic air recirculation is one of the most effective methods to improve the cell temperature distribution. In the present study, numerical simulation of GT-SOFC hybrid system with air recirculation is carried out. The ejector and blower systems are compared, and the effects of recirculation ratio on the overall system performance are evaluated. Furthermore, the part load performance of the ejector system is investigated.

*Key Words* : Gas Turbine, Solid Oxide Fuel Cell, Thermal Efficiency, Simulation, Ejector

### 1. 緒言

固体酸化物形燃料電池 (SOFC) とガスタービン (GT) を組合せたハイブリッドシステムは, 60~70%LHV の高い発電効率の達成が原理的に可能であり, また熱機関と比較して小型化に伴う発電効率の低下が小さいため, 分散型電源としても期待が大きい. 一方, 普及に当っては更なる導入コストの低減が課題であり, 出力密度の増加により SOFC 発電面積の減少を図る必要がある<sup>(1)</sup>. SOFC の効率低下の原因であるイオン導電抵抗, 電気抵抗, 反応抵抗 (活性化分極) は温度依存性が大きいいため, これまで SOFC 全体を均一な温度で作動させるための方法が多く提案されている<sup>(2)-(7)</sup>. 本研究では, SOFC 空気極に新規に供給される低温空気に, 空気極出口の高温空気の一部を混合して導入する空気再循環方式の基本特性を明らかにすることを目的とする.

空気再循環システムでは, SOFC への流入空気流量と入口温度を増加させ, 簡素な構成で燃料電池の温度分布を改善することができる. 従来, SOFC 単体における空気再循環の評価<sup>(8)</sup>, エジェクタを用いた空気再循環非再生ハイブリッドサイクルの検討<sup>(9)</sup>等が行われ

ている. また, 改質に必要な水蒸気をエジェクタにより供給する燃料極側再循環システムが実用化されている<sup>(2)</sup>. 空気再循環システムでは, 作動温度分布の改善により SOFC 出力特性が向上する一方で, エジェクタを用いる場合にはタービン入口圧力低下によるタービン出力の減少, ブロワを用いる場合には補機動力の増大といったトレードオフが生じる. 従って, これらの影響を定量的に評価しておくことが重要である.

本研究では, SOFC, GT, エジェクタ, 再生器などの要素機器をモデル化した空気再循環ハイブリッドシステムのシミュレータを構築し, 分散電源への適用を想定した出力 30kW の小型システムの定格および部分負荷特性の評価を行う. 空気再循環方式を導入した場合のシステム効率と出力密度を明らかにするとともに, エジェクタとブロワの各々を用いた場合の比較を行う.

### 2. 主な記号

- A : SOFC 発電面積, 流路断面積 [m<sup>2</sup>]  
AR : エジェクタのノズル出口断面積比  
c : 流速 [m/s]  
D : 拡散係数 [m<sup>2</sup>/s]  
F : ファラデー定数 [C/mol]

\*原稿受付 2006 年 00 月 00 日

<sup>\*1</sup> 准員, 三菱重工業株式会社

<sup>\*2</sup> 正員, 東京大学大学院工学系研究科.

<sup>\*3</sup> 正員, フェロー, 東京大学大学院工学系研究科.

(〒113-8656 東京都文京区本郷 7-3-1)

E-mail: shika@feslab.t.u-tokyo.ac.jp.

- $h$  : 比エンタルピー [J/kg]
- $H$  : エンタルピー [J], もしくは流路幅 [m]
- $i$  : SOFC の電流密度 [ $A/m^2$ ]
- $I$  : 電流 [A]
- $M$  : 分子量 [mol/kg]
- $m$  : 質量流量 [kg/s]
- $n$  : モル流量 [mol/s]
- $p$  : 圧力 [Pa]
- $P$  : 出力 [W]
- $R$  : 再循環率
- $R_0$  : ガス定数 [J/mol·K]
- $T$  : 温度 [K]
- $U$  : 利用率
- $V$  : 電圧 [V]
- $x, y, z$  : 座標 [m]
- $X$  : モル分率
- $Y$  : 質量分率
- $\gamma$  : 交換電流係数 [ $A/m^2$ ]
- $\varepsilon$  : 多孔質の空隙率, もしくは温度効率
- $\phi$  : 規格化質量分率
- $\eta$  : 効率
- $\tau$  : 多孔質の屈曲率
- $\mu$  : 粘性係数 [ $Pa \cdot s$ ]
- $\rho$  : 密度 [ $kg/m^3$ ]

添字

- $ad$  : 断熱条件
- $an$  : 燃料極
- $bl$  : ブロワ
- $ca$  : 空気極
- $ch$  : 流路
- $comp$  : 圧縮機
- $E$  : エジェクタ
- $f$  : 燃料
- $FC$  : 燃料電池
- $GT$  : ガスタービン
- $p$  : 主流ノズル
- $R$  : 再循環流路
- $s$  : 二次ノズル
- $sys$  : システム
- $TPB$  : 電解質-電極界面
- $turb$  : タービン
- 1 : エジェクタ入口
- 2 : ノズル出口
- 3 : 混合部出口
- 4 : ディフューザ出口

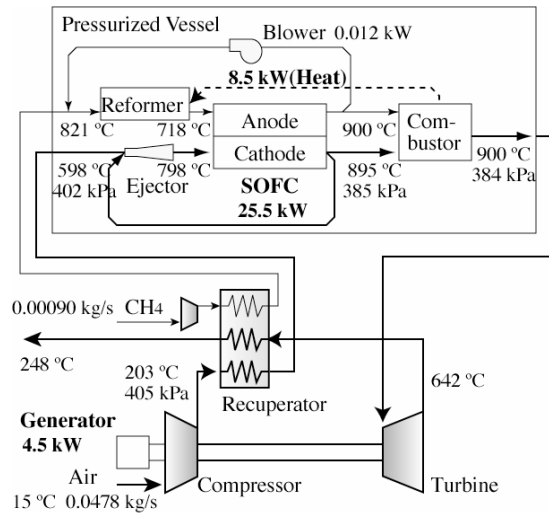


Fig. 1 Arrangement of hybrid system with air recirculation

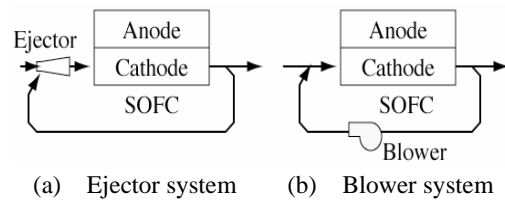


Fig. 2 Air recirculation method

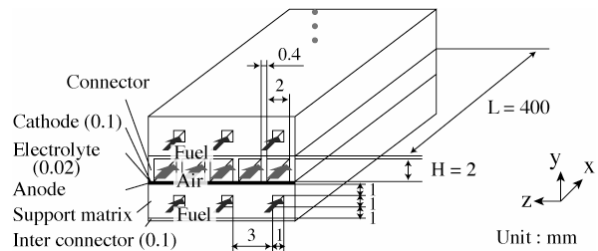


Fig. 3 SOFC model

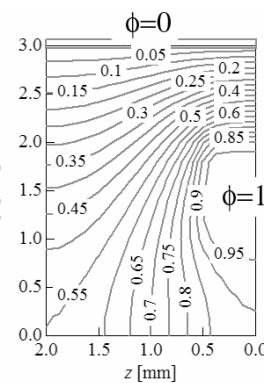


Fig. 4 Gas concentration in porous anode<sup>(10)</sup>

### 3. 解析モデルおよび評価指標

3.1 ハイブリッドシステムモデル 図1に, エジェクタを用いた場合の空気再循環システムを示す. 空気再循環にブロワを用いる場合は, 図2(b)のように

ロワを配置する。本研究では、出力 30kW の小型ハイブリッドシステムを想定し、構成機器の要素効率や運転条件を与えた。圧力比は 4.0、燃料利用率  $U_f = 0.85$ 、タービン入口温度と燃料電池最高温度はともに  $900^\circ\text{C}$  とした。燃料にはメタンを用い、改質に必要な水蒸気は燃料極出口ガスの一部を再循環して供給する。燃料極ガスの再循環量は  $(n_{\text{H}_2\text{O}} + n_{\text{CO}_2}) / n_{\text{CH}_4} = 3.75$  となるように設定した。

**3.2 SOFC モデル** 本研究では、図 3 に示すような並行流型の燃料極支持 SOFC を対象とする。温度分布の影響を議論するために、流れ方向のみの一次元モデルを仮定し、熱伝導と対流によるエンタルピー収支から局所温度を求めた。空気流路や燃料ガス流路での濃度に関しては、流路断面内で一定と近似し、温度と同様に流れ方向の分布を解いた。

一方、酸素極と燃料極の多孔質内においては、それぞれ  $\text{O}_2$ 、及び  $\text{CH}_4$ 、 $\text{H}_2$ 、 $\text{H}_2\text{O}$ 、 $\text{CO}$ 、 $\text{CO}_2$  の  $y$ - $z$  断面内拡散を考慮した。ここで、電極における電気化学反応は電解質と電極との界面のみで生じると仮定した。多孔質内のガス輸送は式(1)で記述されるが、Suzuki et al.<sup>(10)</sup>によれば通常の多孔質電極内では対流の影響は無視できる。その場合、空隙率、密度、拡散係数を一定と仮定すると、 $y$ - $z$  断面内の濃度分布は、式(2)のラプラス式で表すことができる。また、反応面である三相界面の分圧は、式(4)より求められる。

$$\frac{\partial(\varepsilon\rho Y_i)}{\partial t} + \nabla \cdot (\varepsilon\rho u Y_i) = \nabla \cdot (\varepsilon\rho D_{i,\text{eff}} \nabla Y_i) \quad (1)$$

$$\frac{\partial^2 \phi_i}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \phi_i}{\partial z^2} = 0 \quad (2)$$

$$\phi_i = \frac{Y_i(y, z) - Y_{i,TPB}}{Y_{i,ch} - Y_{i,TPB}} \quad (3)$$

$$p_{i,TPB} = p_{i,ch} - n'_i \cdot \frac{R_0 T}{D_{i,\text{eff}}} \left. \frac{\partial \phi_i}{\partial y} \right|_{TPB} \quad (4)$$

ここで、 $Y_i$  は質量分率、 $\phi_i$  は無次元質量分率、 $p_{i,TPB}$  は電解質-電極界面での分圧、 $p_{i,ch}$  は流路での分圧、 $n'_i$  は電解質-電極界面に垂直方向のモル流束である。なお、流路壁面と電解質-電極界面における質量分率  $Y_{i,ch}$ 、 $Y_{i,TPB}$  はそれぞれ一様と仮定した。

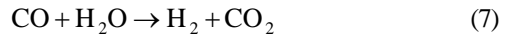
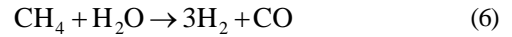
図 4 に式(2)の解の例を示す<sup>(10)</sup>。定義から明らかのように、電解質と電極の界面での無次元濃度勾配  $\left. \partial \phi_i / \partial y \right|_{TPB}$  は、気体種  $i$  に依らず断面形状にのみ依存す

る。各気体の有効拡散係数  $D_{i,\text{eff}}$  は、並行細孔モデルを仮定した次式より求めた<sup>(10)</sup>。

$$D_{i,\text{eff}} = \frac{\varepsilon}{\tau} \left( \frac{1 - Y_i \left( 1 - \sqrt{M_i / M_{\text{mix}}} \right)}{D_{i,\text{mix}}} + \frac{1}{D_{ki}} \right)^{-1} \quad (5)$$

ここで、 $D_{i,\text{mix}}$  は物質相互拡散係数、 $D_{ki}$  は Knudsen 拡散係数、 $Y_i$  は気体の質量分率である。空気極、燃料極ともに空隙率  $\varepsilon = 0.5$ 、細孔屈曲率  $\tau = 3.0$ 、細孔径は  $0.5 \mu\text{m}$  とした<sup>(10)</sup>。

燃料極側におけるガス分圧  $p_i$  およびモル流束  $n'_i$  は、燃料ガス流路壁面と反応面において、式(6)および式(7)に示す水蒸気改質反応とシフト反応が平衡であることを仮定した上で、原子 C、H、O の質量バランスと式(4)を連立させて求めた。



本手法によれば、小さい計算負荷で燃料極支持 SOFC の濃度過電圧の影響を評価することができる。

出力電圧  $V$  は、次式で算出した。

$$V = V_{TPB} - (V_{act,an} + V_{act,ca} + V_{ohm}) \quad (8)$$

ここで、 $V_{TPB}$  は反応面での分圧から計算した起電力、 $V_{act,an}$  と  $V_{act,ca}$  はそれぞれ燃料極と空気極の活性化過電圧、 $V_{ohm}$  はオーム損失である。起電力は次式の Nernst の式から求められる。

$$E_{TPB} = \frac{-\Delta G_{\text{H}_2\text{O}}^0}{2F} + \frac{R_0 T}{2F} \ln \left( \frac{p_{\text{O}_2}^{0.5} p_{\text{H}_2}}{p_{\text{H}_2\text{O}} \cdot (1.013 \times 10^5)^{0.5}} \right) \quad (9)$$

ここで、 $F = 9.649 \times 10^4$  はファラデー定数である。電極の活性化過電圧は Butler-Volmer 方程式から計算した。

$$i = i_o \left[ \exp \left( \frac{\alpha n F V_{act}}{R_0 T} \right) - \exp \left( \frac{-(1 - \alpha) n F V_{act}}{R_0 T} \right) \right] \quad (10)$$

本研究では、 $\alpha = 0.5$ 、 $n = 4$  (空気極)、 $\alpha = 0.5$ 、 $n = 2$  (燃料極) を与えた<sup>(10)</sup>。交換電流  $i_o$  は次式から求めた。

$$i_{o,ca} = \gamma_{ca} \left( \frac{p_{\text{O}_2}}{p_{\text{all}}} \right)^{0.25} \exp \left( \frac{-E_{act,ca}}{R_0 T} \right) \quad (11)$$

$$i_{o,an} = \gamma_{an} \left( \frac{p_{\text{H}_2} + p_{\text{CO}}}{p_{\text{all}}} \right) \left( \frac{p_{\text{H}_2\text{O}} + p_{\text{CO}_2}}{p_{\text{all}}} \right)^{-0.5} \times \exp \left( \frac{-E_{act,an}}{R_0 T} \right) \quad (12)$$

表 1 に、式(11)および式(12)の活性化エネルギー  $E_{act}$  と係数  $\gamma$  の値を示す<sup>(10)</sup>。また、表 2 にオーム損失の計算に用いた抵抗率、ならびに熱伝導率を示す<sup>(10)</sup>。

Table 1 Parameters for activation overpotential

	$E_{act}$ [kJ/mol]	$\gamma$ [A/m <sup>2</sup> ]
Cathode	140	$5.0 \times 10^9$
Anode	120	$5.0 \times 10^9$

Table 2 Physical properties of cell components

	$\lambda$ [W/mK]	$\sigma$ [10 <sup>-3</sup> Ω cm]
Electrolyte	2.0	$3.0 \exp(10300/T)$
Cathode	11.0	$8.11 \exp(600/T)$
Anode	10.0	$2.98 \exp(-1392/T)$
Interconnector	6.0	2.5

予備検討において、燃料電池の流れ方向の分割数が20と100の場合の電圧差が0.4%以内であったことから、計算負荷を考慮して分割数は20に設定した。SOFC出力はインバータ効率を $\eta_{inv} = 0.93$ とし<sup>(11)</sup>、次式から算出した。

$$P_{FC} = I \cdot V \cdot \eta_{inv} \quad (13)$$

**3.3 ガスタービン、ブロワ、再生器のモデル** 圧縮機とタービンの部分負荷特性は、Campanari<sup>(12)</sup>を参考に実機の無次元特性曲線を用いた。本研究では、数kW程度のマイクロガスタービンを想定し、定格点における断熱効率を、それぞれ、 $\eta_{comp,ad} = 0.73$ 、 $\eta_{turb,ad} = 0.80$ とした。また、タービンの機械効率を $\eta_{turb,mech} = 0.95$ 、発電機効率を $\eta_{gen} = 0.98$ 、燃料圧縮機の断熱効率を $\eta_{f,comp,ad} = 0.60$ 、ブロワの断熱効率を $\eta_{bl,ad} = 0.70$ とした。ブロワと燃料圧縮機では機械効率を含めたモータ効率を $\eta_{motor} = 0.90$ とした<sup>(11)</sup>。ガスタービン出力は次式より求めた。

$$P_{GT} = \eta_{gen} (\eta_{turb,mech} P_{turb} - P_{comp}) - P_{f,comp} \quad (14)$$

再生器は対向流型とし、定格流量における温度効率が $\varepsilon = 0.90$ となるようにKA値を与え、 $\varepsilon$ -NTU法を用いて熱交換量を計算した。

**3.4 エジェクタのモデル** これまでに、冷凍機や化学プラント用エジェクタ<sup>(13)(14)</sup>、SOFCの燃料再循環用エジェクタ<sup>(15)</sup>、空気再循環用エジェクタ<sup>(16)</sup>等の報告例がある。本研究で想定するハイブリッドシステムの場合、その運転条件から混合部において亜音速となるエジェクタが対象となる。

図5に示すエジェクタの各断面では、以下に示す質量保存と全エンタルピーの保存が成り立つ。

$$m_i = \rho_i c_i A_i = const. \quad (15)$$

$$m_i (h_i + c_i^2/2) = const. \quad (16)$$

各断面における圧力は、断面平均圧力 $p$ 、バルク平均速度 $c$ を用い、以下の各式より算出した。

$$p_2 = p_{1p} - (\rho_{2p} c_{2p}^2 / 2) / \eta_{np} \quad (17)$$

$$p_2 = p_{1s} - (\rho_{2s} c_{2s}^2 / 2) / \eta_{ns} \quad (18)$$

$$p_3 = p_2 + m_{2p} c_{2p} + m_{2s} c_{2s} - m_3 c_3 - \xi_m (\rho_3 c_3^2 / 2) \quad (19)$$

$$p_4 = p_3 - \eta_d (\rho_3 c_3^2 / 2) \quad (20)$$

ここで、添字の数字は図5中の断面位置を表し、添字 $p$ および $s$ は、それぞれ主流ノズルおよび二次ノズルを表す。

本研究では、Fluent 6.2を用いた予備解析を行い、主流ノズル効率、二次ノズル効率、ディフューザ効率、混合部圧力損失係数を、それぞれ $\eta_{np} = 0.80$ 、 $\eta_{ns} = 0.83$ 、 $\eta_d = 0.85$ 、 $\xi_m = 0.15$ とした。

エジェクタを用いて再循環を行う場合、空気極出口

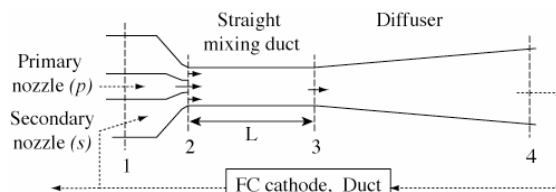


Fig. 5 Ejector model

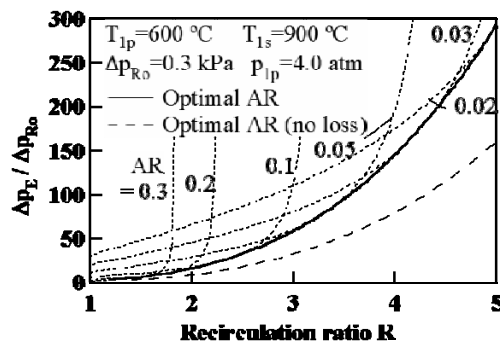


Fig. 6 Ejector pressure drop

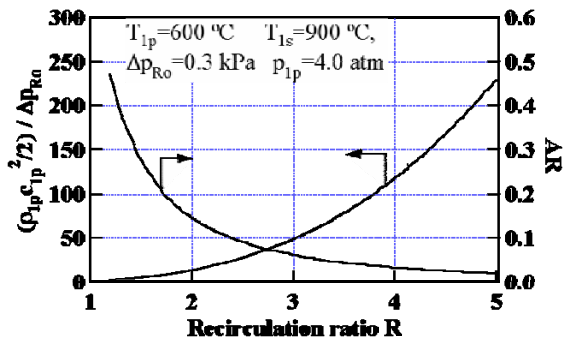


Fig. 7 Optimal area ratio and nozzle dynamic pressure

圧力が低下しタービン出力が低下する傾向にあるため、燃料電池を含む流路の圧力損失を最小限に抑えることが望ましい。本研究では、エジェクタ再循環システムの特性を表す値として、再循環比  $R$ 、エジェクタシステム圧力損失  $\Delta p_E$ 、再循環流路圧力損失  $\Delta p_R$  を、以下のように定義する。

$$R \equiv (m_{1p} + m_{1s}) / m_{1p} \quad (21)$$

$$\Delta p_E \equiv p_{1p} - p_{1s} \quad (22)$$

$$\Delta p_R \equiv p_4 - p_{1s} \quad (23)$$

また、式(23)において再循環を行わない流量における圧力損失の値を  $\Delta p_{R0}$  とする。

図 6 に、再循環を行わない場合の圧力損失が  $\Delta p_{R0} = 0.3 \text{ kPa}$  となる流路において、再循環を行った際の圧力損失増加率  $\Delta p_E / \Delta p_{R0}$  を示す。ただし、再循環流路の流れは層流と仮定し、 $\Delta p_R = R \cdot \Delta p_{R0}$  とした。再循環比に応じて、エジェクタシステム圧力損失が最小となる最適なノズル断面積比  $AR$  が存在することがわかる。ここで、ノズル断面積比  $AR$  は、図 5 のノズル出口断面 2 における全断面積 ( $A_{2p} + A_{2s}$ ) に対する主流ノズル断面積  $A_{2p}$  の比である。また、図中の実線は、各再循環比における圧力損失の最小値の包絡線である。比較のため、エジェクタの壁面摩擦や縮流に伴う損失がないと仮定した場合、すなわち  $\eta_{np} = \eta_{ns} = \eta_d = 1.0$ 、 $\xi_m = 0.0$  の場合の最小圧力損失包絡線を図 6 に破線で示す。図 7 には、図 6 の最小圧力損失を与えるノズル断面積比  $AR$  と主流ノズル出口動圧を示す。再循環比の増加に伴い、エジェクタでの損失も大きくなることわかる。本結果を踏まえ、次節以降の計算では、それぞれの再循環比に対して圧力損失を最小とする最適なノズル断面積比のエジェクタを仮定した。

**3.5 システム特性の定義** 本研究では、SOFC と他の機器がシステム全体の発電効率に及ぼす影響を評価するため、システム効率  $\eta_{sys}$ 、SOFC 効率  $\eta_{FC}$  以外に、SOFC で未利用のエンタルピーを分母とし補機動力を考慮した GT 効率  $\eta_{GT-bl}$  を、以下のように導入する。

$$\eta_{sys} \equiv (P_{FC} + P_{GT} - P_{bl}) / \Delta H_f \quad (24)$$

$$\eta_{FC} \equiv P_{FC} / \Delta H_f \quad (25)$$

$$\eta_{GT-bl} \equiv (P_{GT} - P_{bl}) / (\Delta H_f - IV) \quad (26)$$

## 4. 定格点での評価結果

### 4.1 再循環比のハイブリッドシステムへの影響

図 8 に、ハイブリッドシステムにおいて空気再循環比  $R$  を変化させたときの発電効率を示す。エジェクタシステム、ブロワシステムともに再循環を行うことで発電効率が大きく向上する。図 9 に空気極出入口の気体温度を示す。発電効率向上の要因は、SOFC 最高温度を  $900^\circ\text{C}$  とした仮定の下、再循環比の増大に伴って SOFC の出入口温度差が低減しセル内温度が高温均一化することで、結果として図 10 に示すように SOFC 出力電圧が向上するためである。一方、再循環比の増大に伴いガスタービン効率  $\eta_{GT-bl}$  は低下するため、発電効率が最大となる再循環比が存在する。ブロワシステムと比較してエジェクタシステムの方が、再循環比増大に伴うガスタービン効率  $\eta_{GT-bl}$  の低下が大きく、再循環比が大きくなるほどシステム効率が低下する。

図 11 に再循環比を変化させた場合のセル発電面積の変化を示す。発電面積は発電効率が最大となる再循環比において最小値をとる。以下、最大発電効率を得られる再循環比を最適再循環比とする。

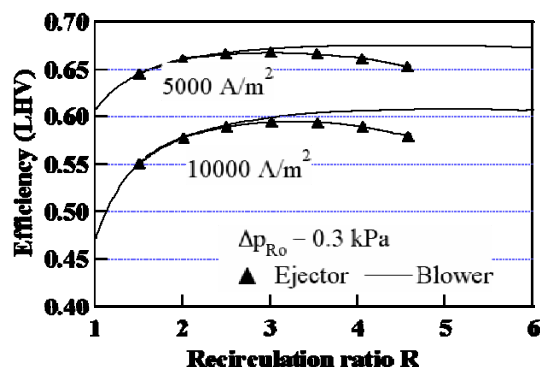


Fig. 8 System efficiency

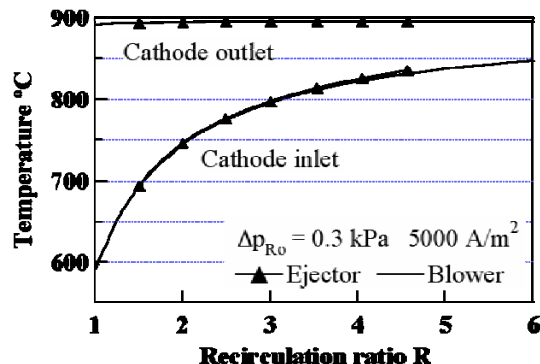


Fig. 9 Cathode gas temperature

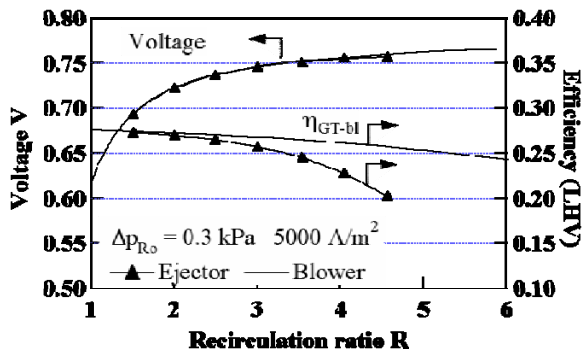


Fig. 10 FC voltage and GT-blower efficiency

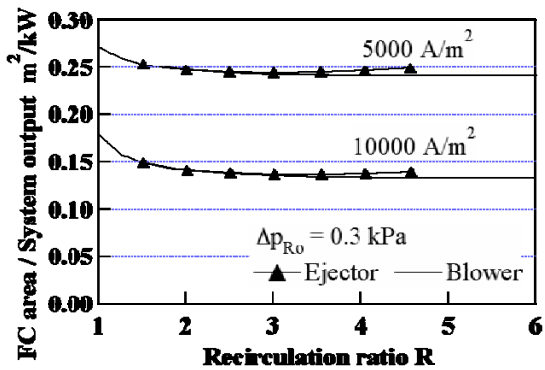


Fig. 11 FC area

空気再循環を行うと、空気極側での酸素分圧が低下する。酸素分圧の変化のみの影響を評価するために、SOFC 作動温度を 850°C で一定とした予備解析を行なったところ、再循環の有無による電圧差は本解析条件の範囲では 4mV 以内であった (図省略)。この電圧差は、図 10 に示した出力電圧と比較して十分に小さく、空気再循環による酸素濃度変化の影響は小さい。

**4.2 最適再循環比における特性** 電流密度  $i$  と再循環流路圧力損失  $\Delta p_{Ro}$  をパラメータとし、発電効率を最大とする最適再循環比を求めた。図 12 および図 13 に、エジェクタシステムおよびブロウシステムの最適再循環比を示す。どちらのシステムも最適再循環比は電流密度に伴って増加し、圧力損失の増加とともに減少した。最適再循環比はブロウシステムの方が大きい。ブロウへの入力は、 $\Delta p_{Ro}=0.3$  kPa において、 $i=5000$  A/m<sup>2</sup> のとき正味出力の 1.1%、 $i=10000$  A/m<sup>2</sup> のとき 2.0% であった。

図 14, 15 に、最適再循環比における発電面積と発電効率を示す。比較のため、理想的な条件、すなわち SOFC 空気極における圧力損失がなく、かつ SOFC 全体を 900°C で運転したときの結果を実線で示す。さらに図 16 では、図 14, 15 において同一発電効率を与える発電面積  $A$  を、理想的な均一温度条件の場合の面積

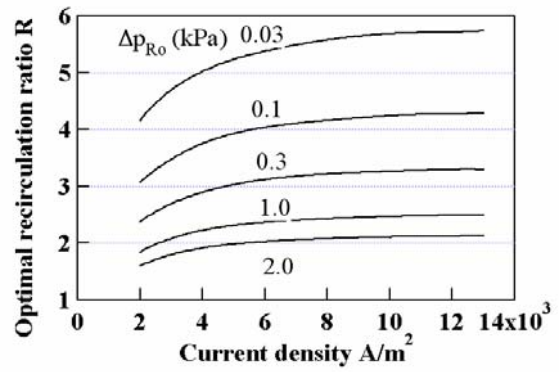


Fig. 12 Optimal recirculation ratio (ejector system)

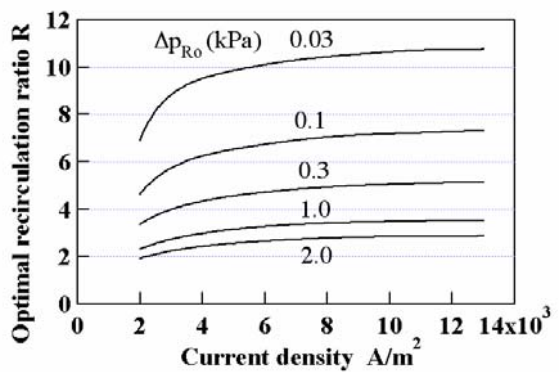


Fig. 13 Optimal recirculation ratio (blower system)

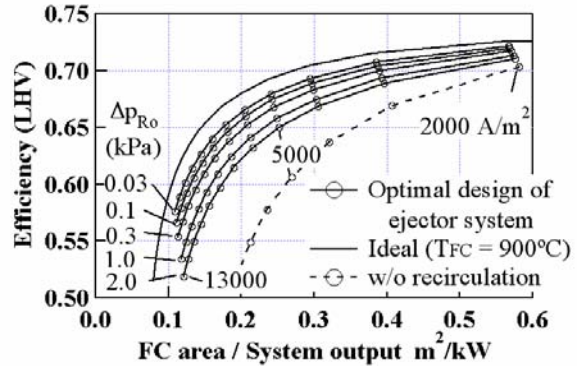


Fig. 14 FC area and efficiency (ejector system)

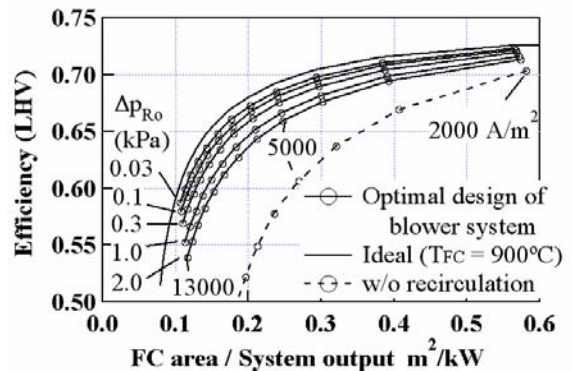


Fig. 15 FC area and efficiency (blower system)

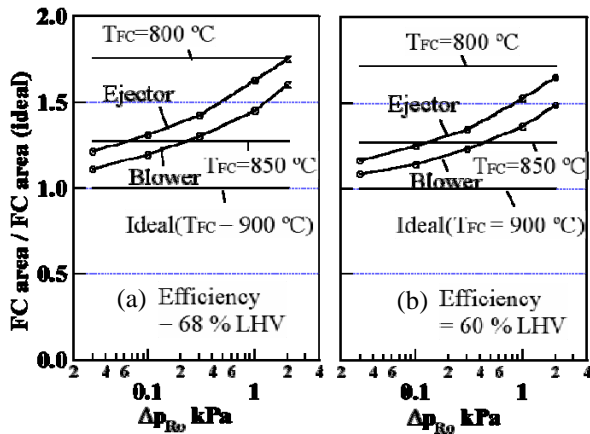


Fig. 16 FC area as a function of pressure drop

$A_{ideal}$  に対する比  $A/A_{ideal}$  として示す. 図 16(a)は発電効率  $\eta_{sys}=0.68$  の場合, 同図(b)は高出力密度を想定した  $\eta_{sys}=0.60$  の場合である. 流路圧力損失  $\Delta p_{Ro}$  が小さい場合は, 必要な発電面積を均一温度条件 ( $T_{FC}=900^{\circ}\text{C}$ ) に近い量まで低減することができる. 参考として, セル温度が  $T_{FC}=800^{\circ}\text{C}$  及び  $850^{\circ}\text{C}$  で一定の場合の結果を図中に併せて示す. 流路圧力損失の増加に伴い, セルを平均的に低温で運転した場合と同レベルまで性能が低下することが分かる. また, エジェクタシステムとブロウシステムを比較すると, 後者の方がより発電面積を削減することが可能である. しかしながら, エジェクタシステムが構造的に簡素で信頼性が高いことを考慮すると, 流路圧力損失  $\Delta p_{Ro}$  が小さい場合は有効であると考えられる. また, 発電効率が低い方が再循環による面積削減効果が大きい.

図 3 に示した形状の SOFC 空気極における圧力損失は, 温度  $800^{\circ}\text{C}$ , 圧力  $0.4\text{ MPa}$ ,  $i=10000\text{ A/m}^2$ , 酸素利用率  $U_{O_2}=0.30$ , 再循環なしの条件で  $\Delta p_{Ro}=0.3\text{ kPa}$  となる. このとき, 空気流速は約  $2.4\text{ m/s}$  である. なお, 流路形状が同一で十分に発達した層流と仮定すると, 圧力損失と設計パラメータの間には以下の関係がある.

$$\Delta p \propto i \cdot U_{O_2}^{-1} \cdot \mu(T) \cdot T \cdot p^{-1} \cdot L^2 \cdot H^{-3} \quad (27)$$

流路幅  $H$  を大きくすることで SOFC 空気極圧力損失を低減することができる. このような空気極流路設計にも注意を払うことで, エジェクタシステムの有効性を高めることができる.

### 5. 部分負荷での解析結果

図 1 に示したエジェクタによる空気再循環システムの部分負荷特性の評価を行った. 定格点における電流

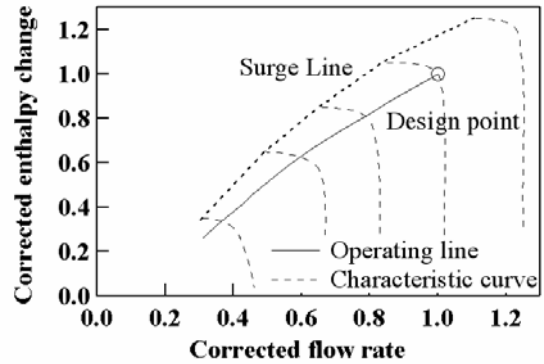


Fig. 17 Compressor operating line

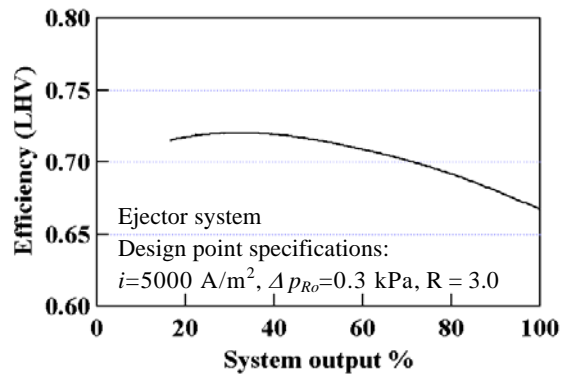


Fig. 18 System efficiency at partial load

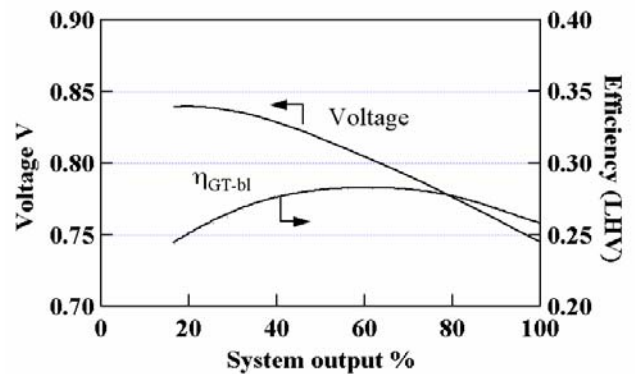


Fig. 19 Output voltage and GT efficiency

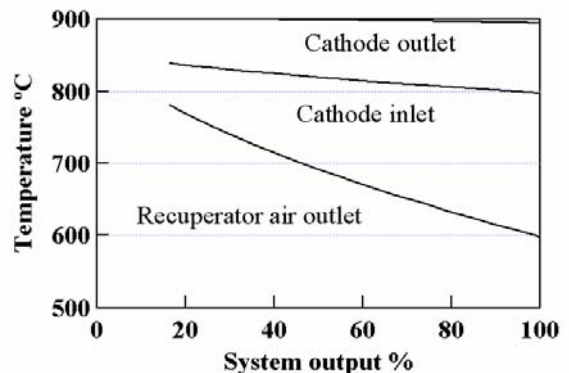


Fig. 20 Gas temperature

密度は  $i=5000 \text{ A/m}^2$ , 再循環流路圧力損失  $\Delta p_{Ro}$  = 0.3 kPa, 再循環比  $R=3.0$  とした. ガスタービンの運転方法には, 回転数を一定とする場合と可変とする場合が考えられるが, 幅広い負荷範囲において高効率で運転可能な回転数可変方式とした<sup>(11)</sup>. また, SOFC における燃料利用率, タービン入口温度, SOFC 最高温度が定格運転時と同一になるように制御を行った. ただし, 燃焼器から改質器に供給する熱量は上記条件を満足するよう調整した. 具体的には, 改質器をバイパスする燃焼器排ガス流路を設け, その流量を制御することを想定した.

圧縮機の部分負荷作動曲線を図 17 に示す. 特性曲線内, すなわち想定した作動領域で作動していることを確認した. また, 部分負荷時におけるシステム発電効率を図 18 に, 出力電圧と効率  $\eta_{GT-bl}$  を図 19 に, 再生器予熱空気の出口温度と空気極入口温度を図 20 に示す. 図 18 から, 部分負荷において発電効率は向上することがわかる. これは, 部分負荷において出力電圧が増加し, さらに効率  $\eta_{GT-bl}$  がほぼ一定に保たれるためである. 出力電圧が増加する理由としては, 電流密度が減少すること, ならびに空気極入口温度が上昇することが挙げられる. 部分負荷 17% において再循環比は  $R \approx 2.0$  となった. 部分負荷時のエジェクタ再循環比の減少は, 空気流量減少に伴う再循環流路圧力損失の減少効果よりも, 吸引のための運動量減少の影響がより大きいためである.

## 6. 結 言

SOFC, GT, エジェクタ, 再生器等の要素機器を連成させた空気再循環ハイブリッドシステムのシミュレータを構築し, 30 kW システムの解析を行った結果, 以下の知見を得た.

- (1) エジェクタあるいはブロウによる空気再循環を行うことで発電効率が向上する. ブロウシステムの方がエジェクタシステムと比較して発電効率は高いが, エジェクタシステムも流路圧力損失が小さい条件ではその導入効果は大きい.
- (2) エジェクタシステムでは, システム圧力を最小とする最適ノズル断面積比が存在する. また, 再循環比の増大に伴ってガスタービン効率が大きく低下す

るため, 最大システム効率を与える最適な再循環比はブロウシステムのそれよりも小さい.

- (3) エジェクタ再循環システムの部分負荷運転時において, ガスタービン圧縮機が適正動作範囲内で運転されていることを確認した. また, 部分負荷率 40% 程度で発電効率は極大値を示した. これは, 電流密度の減少, 及び空気入口温度の増加により SOFC の作動温度が高温に保たれるためである.

## 謝 辞

本研究を行うにあたり, 21COE プログラム「機械システム・イノベーション」による支援を受けた. ここに記して謝意を表する.

## 文 献

- (1) NEDO, SOFC Power Generation Technology Committee Report, 2004.
- (2) Raymond, A. G., J. Power Sources, 86 (2000), 134-139.
- (3) Song, T. W., Sohn, J. L., Kim, J. H., Kim, T. S., Ro, S. T. and Suzuki, K., J. Power Sources, 142 (2005), 30-42.
- (4) Song, T. W., Sohn, J. L., Kim, J. H., Kim, T. S., Ro, S. T. and Suzuki, K., ASME Paper, 2004-GT-53304.
- (5) Nishida, K., Takagi, T., Konoshita, S. and Tsuji, T., ASME Paper, 2002-GT-30109.
- (6) Kimura, Y., Shikazono, N. and Kasagi, N., Proc. Mech. Eng. Congress Japan (2004), 319-320.
- (7) Akbay, T. et al., The 14<sup>th</sup> Symposium on Solid Oxide Fuel Cell in Japan (2005), 28-51.
- (8) Iwata, M., Hikosaka, T., Morita, M., Iwanari, T., Ito, K., Onda, K., Esaki, Y., Sakaki, Y. and Nagata, S., Solid State Ionics 132 (2000), 297-308.
- (9) Agnew, G. D., Bozzolo, M., Moritz, R. R. and Berenyi, S., ASME Paper, 2005-GT-69122.
- (10) Suzuki, M., Shikazono, N., Fukagata, K. and Kasagi, N., ASME Paper, 2006-FC-97112.
- (11) Kimijima, S. and Kasagi, N., ASME Paper, 2002-GT-30111.
- (12) Campanari, S., ASME J. Eng. Gas Turbine and Power, 122 (2000), 239-246.
- (13) Huang, B. J., Chang, J. M., Wang, C. P. and Petrenko, V. A., Int. J. Refrigeration 22 (1999), 354-364.
- (14) El-Dessouly, H., Ettouney, H., Alatiqi, I. and Al-Nuwaibit, G., Chemical Engineering and Processing, 41 (2002), 551-561.
- (15) Bernardi, D., Bozzolo, M., Marsano, F., Tarnowski, O. and Agnew, G., ASME Paper, 2005-GT-68085.
- (16) Marsano, F., Magistri, L. and Massardo, A. F., J. Power Sources, 129 (2004), 216-22.