天然ガス改質型化学再生ガスタービンの要素研究*

(第1報, 化学再生ガスタービンのシステム特性と改質器の設計)

中 垣 隆 雄^{*1}, 山 田 正 彦^{*1}
平 田 東 彦^{*2}, 大 橋 幸 夫^{*1}

A Study on Principal Component for Chemically Recuperated Gas Turbine with Natural Gas Steam Reforming

(1st Report, System Characteristics of CRGT and Design of Reformer)

Takao NAKAGAKI^{*3}, Masahiko YAMADA,
Haruhiko HIRATA and Yukio OHASHI

^{*3} Toshiba Corporation, Power and Industrial Systems Research and Development Center,
2-4 Suehiro-cho, Tsurumi-ku, Yokohama-shi, Kanagawa, 230-0045 Japan

Small-and-medium-sized gas turbines widely spread for distributed power and combined heat and power. However, most of their generating efficiencies are less than 35% because of simple cycle. Chemically recuperated gas turbine (CRGT) is an advanced cycle, which recovers exhaust heat by endothermic reaction converting fuel into hydrogen-rich gas, and several papers report that CRGT would be effective to improve generating efficiency of the simple cycle GT in feasibility study. Also, the CRGT using methanol steam reforming has been demonstrated, but the components and system operation has not been assessed technically in case of natural gas. In order to realize the CRGT with natural gas steam reforming, we applied the CR system to a commercial 4 MW simple cycle GT and surveyed effects of several parameters on the static mass and heat balance. On the basis of typical mass and heat balance, we also designed a heat recovery reformer by numerical analysis considering mass and heat transfer and chemical reaction.

Key Words: Gas Turbine, Waste Heat Recovery, Thermal Efficiency, Chemical Equilibrium, Steam Reforming, Heat Transfer, Mass Transfer

1. 結 言

分散型発電システムでは電力と熱の利用が可能であり, エネルギー有効利用や CO₂ 排出削減などの観点から大いに注目されている。従来, 中小規模の分散電源ではディーゼルエンジンやガスエンジンを使ったコージェネレーションシステムが利用されてきたが, ガスタービン技術の進歩によって中小型ガスタービンを用いた高効率なシステムが開発されている。しかしながら, シンプルサイクルを用いたガスタービンコージェネレーションシステムでは, 総合熱効率では 70~80%を達成するものの, 発電効率は 35%以下と低く, 電力に対して熱が余る傾向にある。このため, ガスタービンの排熱を回収して電力に変換するシステムが幾つか開発されている。これらのシステムは, いずれもガスタービン排気と熱交換するが, 排熱を回収する流

体によって特性が異なる。空気再生サイクル⁽¹⁾は最もシンプルであるが, 空気は流量が多く, 相変化もないため出力が大きくなると熱交換器が非常に大きくなる。このため, 1000kW 以下のマイクロタービークラスに適用されることが多い。チェンサイクルは, 排熱回収ボイラを用いて発生させた蒸気を燃焼器に噴射するサイクル⁽²⁾ (Steam Injected Gas Turbine; 以下 STIG) であり, 二流体熱電可変システム⁽³⁾, 二段燃焼を用いた高効率サイクル⁽⁴⁾などの研究開発がなされている。これに対し, 化学再生サイクル⁽⁵⁾ (Chemically Recuperated Gas Turbine; 以下 CRGT) では, 水蒸気と混合した燃料を, 水素リッチな改質ガスに転換させる改質反応によって排熱を回収する。化学再生は, 数 MW の中規模ガスタービンからマイクロタービンまで同等の効率向上が望めるとともに, 排気中の NO_x を低減することもできる。CRGT については, 改質温度が 300℃程度と比較的低いメタノールを燃料とした研究⁽⁶⁾⁽⁷⁾や実証試験の報告⁽⁸⁾があり, その有効性が確認されているが, 燃料の主流である天然ガスにおいては, 技術的課題が多いことから概念検討⁽⁹⁾が散見される程度で, 実機への適用研究例⁽¹⁰⁾がほとんどない。

* 原稿受付 2003 年 2 月 3 日。

^{*1} 正員, (株)東芝電力・産業システム技術開発センター
(〒230-0045 横浜市鶴見区末広町 2-4)。

^{*2} 正員, (株)東芝電力・社会システム社(〒105-8001 東京都港区芝浦 1-1-1)。

E-mail: takao.nakagaki@toshiba.co.jp

そこで、筆者らは、天然ガス改質型化学再生ガスタービンシステムの要素研究を行っている。本論文では、市販の 4MW 天然ガス燃焼サイクルガスタービンに対して化学再生を適用した CRGT システムを紹介するとともに、様々なシステムのパラメータが発電効率に与える影響を STIG と比較しながら定量的に評価した結果について述べる。また、代表的な物質・熱バランスを基に、数値解析による排熱回収改質器の設計についても報告する。

主な記号

$C_{p,i}$	: 成分 i の比熱, kJ/kgK
G	: 全流入流量, kg/s
Q_{ref}	: 回収熱量, kW
T	: 温度, K
w_i	: 成分 i の質量分率
$\Delta H_{f,i}^0$	: 成分 i の標準生成エンタルピー, kJ/kg

2. 化学再生ガスタービンシステムの概略

天然ガスの主成分であるメタンは、水蒸気の下で式(1)および式(2)により水素を主に含む改質ガスに転化する。

・水蒸気改質反応

・水性ガスシフト反応

式(1)は吸熱反応、式(2)は発熱反応であり、標準エンタルピー変化はそれぞれ 206kJ/mol および 41kJ/mol である。一般に、水性ガスシフト反応は水蒸気改質反応より反応速度が大きく、平衡的に扱うことが多い⁽¹¹⁾。仮に式(1)および式(2)の反応が完全に進行したとすれば、メタン 1mol あたり 165kJ/mol の吸熱反応となり、この性質を利用してガスタービンの排熱を化学的に回収して出力を増大させると共に、発電効率を向上させることができる。また、転化した改質ガスは水蒸気を多く含むため、排気中の NOx を低減することができる⁽¹²⁾。図 1 に、CRGT システムのブロック図を示す。燃料である天然ガスは、蒸発器で発生した水蒸気と混合され、改質器を通して燃焼器へ流れる。改質器には触媒が充填されており、タービン排気から熱を吸収しながら改質ガスへ転化する。そのため、燃焼器では天然ガスではなく改質ガスが燃焼する。しかし、燃焼後のガス、すなわちタービン作動ガスは STIG とほぼ同じである。

燃料電池の改質器や水素精製などの化学プラントにおいては、800℃以上の高温で式(1)および式(2)の反応

Fig.1 Block diagram of CRGT system and a typical mass and heat balance

を生じさせるが、550℃程度ของガスタービン排気温度でも部分的に反応が進行する。また、式(1)および式(2)の反応の水蒸気/メタンのモル当量比（スチームカーボン比、以下 S/C と記述）は 2.0 であるが、式(3)および式(4)で代表される固体炭素析出反応を回避するため、S/C を 3 以上に設定することが多い。

・Boudouard 反応

・メタン直接分解反応

CRGT の改質器では、天然ガスと水蒸気の混合ガスが温度を上昇させながら改質ガスへと化学変化するため、回収熱量は改質器の入口および出口におけるそれぞれのガス温度および組成によって見積もることができる。改質器内の圧力変化を無視すれば、成分 i の質量分率を w_i 、温度を $T[\text{K}]$ 、天然ガスと水蒸気的全流入流量を $G[\text{kg/s}]$ とすれば、回収熱量 $Q_{ref}[\text{kW}]$ は式(5)で求められる。

$$Q_{ref} = G \cdot \left\{ \sum_i w_{i,out} \left(\Delta H_{f,i}^0 + \int_{298}^T C_{p,i} dT \right) - \sum_i w_{i,in} \left(\Delta H_{f,i}^0 + \int_{298}^T C_{p,i} dT \right) \right\} \quad \cdots (5)$$

ここで、 $\Delta H_{f,i}^0$ は成分 i の標準生成エンタルピー、 $C_{p,i}$ は成分 i の定圧比熱である。

式(5)の Q_{ref} に対し、温度変化よりも標準生成エンタ

ルビ変化の寄与分が大きいので、天然ガスの改質ガスへの転化率を一つの指標として回収熱量を評価することができる。転化率は、化学平衡により決定される平衡転化率を超えることはない。図2に、メタンの平衡転化率と温度の関係を、S/Cをパラメータとして示す。反応圧力は1.7MPaである。図2に見るように、温度あるいはS/Cが高くなるにつれて平衡転化率も高くなるのがわかる。また、その傾向も非線形的である。すなわち、CRGTシステムにおける高効率化のためには、できるだけS/Cを大きくし、改質器で改質ガスの温度をなるべく高くする必要があることがわかる。

Fig.2 Effect of S/C on equilibrium conversion of methane (Pressure 1.7MPa)

次章では、このS/Cおよび改質ガス温度がCRGTシステムに与える影響についてSTIGとの比較も交えながら検討を加える。

3. システム検討

CRGTの性能評価のため、プロセスシミュレータソフト「HYSYS」⁽¹³⁾を用い、市販の4MWシンプルサイクルガスタービンに対し化学再生を適用したシステムにおいて物質・熱バランスを求めた。表1に解析条件一覧を示す。また、図1中には蒸気量2.5kg/s、S/C=7.1の場合における主な数値を併せて示す。正味出力は、ガスタービン出力に発電機効率を乗じた値から燃料コンプレッサおよび水ポンプの動力を差し引いて求め、発電効率は正味出力を低位発熱量で除して算出した。この定義によれば、表1の条件を適用したシンプルサイクルでは、正味出力は4.46MW、発電効率は34.6%となった。なお、改質器では、熱交換に必要な温度差を考慮し、改質ガスの温度をタービン出口温度に対して40℃低くなるように排熱回収の熱負荷を決定した。また、僅かながら天然ガス中に含まれるC₂～C₄のアルカン類は、式(6)で直接水蒸気改質されるか、

表1 システム検討条件

項目	設定
・コンプレッサ	
効率	0.89 (ポリトロップ)
圧力比	12.5 一定
吸入空気流量	15.2kg/s 一定
吸入空気温度	15℃
吸入空気圧力損失	大気圧の1%
・タービン	
効率	0.92 (断熱)
タービン入口温度	1055℃ 一定
・燃焼器	
燃焼空気圧力損失	絶対圧力の5%
燃料ノズル圧力損失	絶対圧力の30%
・改質器	
排気系圧力損失	絶対圧力の2%
燃料系圧力損失	絶対圧力の5%
・蒸発器	
排気系圧力損失	絶対圧力の2%
蒸気系圧力損失	絶対圧力の2%
蒸発器出口温度	210℃ 一定
・燃料系	
燃料の種類	天然ガス (13A)
メタン mol%	88.8
エタン	5.6
プロパン	3.7
ブタン	1.9
低位発熱量	49234kJ/kg
供給圧力	0.3MPa
燃料コンプレッサ効率	0.85 (ポリトロップ)
・STIG	
蒸気ノズル圧力損失	絶対圧力の5%
過熱器蒸気系圧力損失	絶対圧力の0.5%
・その他	
発電機効率	98.5%
水温	15℃
煙道末端圧力	103.3kPa
大気圧	101.3kPa
放熱等の熱損失	考慮せず

あるいは式(7)でメタンに変化する。

したがって、ここでは転化率を炭素基準で求め、式(8)

で定義した⁽¹⁴⁾。

転化率 = Σ (改質ガスの CO および CO₂ のモル流量) / Σ (燃料入口 C_n 各成分のモル流量 $\times n$) ... (8)

なお、プロセスシミュレータでは、都市ガス 13A の成分と式(1)および式(2)中の成分による Gibbs 自由エネルギー最小化反応器モデルを用いたが、本章の結果中に示す改質ガス温度範囲では、C₂ 以上の成分はほとんど無視できるほど小さくなった。

3.1 蒸気量の影響 図3に、蒸気量に対する発電効率および正味出力の関係を示す。同図には、STIG の場合も併せて示す。図4には、蒸気量に対する改質器と蒸発器の回収熱量および転化率の関係を示す。同図には、STIG の場合における過熱器の回収熱量も併せて示す。なお、STIG においても、過熱蒸気温度がタービン出口温度に対して 40℃ 低くなるように排熱回収の熱負荷を決定した。

図3により、蒸気量 2.0kg/s においてシンプルサイクルコージェネレーションの発電効率 34.6% と比較すれば、STIG は 7.3% 程度改善できるのに対し、CRGT では 10.4% もの向上が見込まれることが分かる。正味

出力は蒸気の増加とともに直線的に増大し、CRGT と STIG で顕著な差は見られない。しかし発電効率は CRGT の方が高く、しかも蒸気量の増加とともにその差は拡大することが分かる。また、図4に見るように、CRGT の改質器および STIG の過熱器の回収熱量は、蒸気の増加とともに上昇するが、両者の間の差は少しずつ拡大している。蒸発器における排熱回収は主に蒸発潜熱であり、蒸気流量でほぼ決定される。当然、CRGT と STIG との間に差はなく、その熱量は CRGT 改質器の約 2 倍となっている。STIG の過熱器では、蒸気の流量および温度上昇によってのみ回収熱量が決定されるのに対し、CRGT の改質器では、蒸気と燃料の流量および温度上昇のほか、転化率も回収熱量に影響する。図4に示すように、転化率は蒸気の増加と共に上昇しており、化学エンタルピー変化による排熱回収の増加分が STIG に対する発電効率差の拡大に寄与したと考えられる。

このように、CRGT において蒸気量の増加は非常に効果が大きいことが分かった。すなわち、S/C が大きいほど発電効率は高くなるが、実際には以下の様々な理由により制限される。

(1) 流量限界 タービンの流量が設計値を超えると、流量の微増で圧力比が急激に大きくなる。その結果、コンプレッサの流量が減ってサージラインに近づく。本解析ではコンプレッサのサージ限界を考慮し、蒸気の質量流量がコンプレッサの空気質量流量の 18% を超えないことを指標とした。この数値は、蒸気流量 2.5kg/s の場合でも 16.4% であり、図3および図4の蒸気流量範囲であれば指標を満たしている。

(2) 蒸発器のピンチポイント温度差 蒸発器においては、S/C を大きくすると蒸発温度とガスタービン排気との温度差、すなわちピンチポイント温度差が小さくなり、蒸発器が極端に大きくなる。本解析ではピンチポイント温度差を 10℃ 以下にならないように考慮した。なお、燃料は天然ガスであるので低温腐食に関わる酸露点は無視し、最終の排気温度は 90℃ まで下げられるとした。図1に示した蒸気流量 2.5kg/s の場合、ピンチポイント温度差および最終排気温度はそれぞれ 15℃ および 94℃ であり、この蒸気流量は、ほぼ上限に近いと考えられる。

(3) 燃焼性 蒸気が増加するとにより低カロリーガスとなるため、燃焼性が悪化して火炎の保持が困難になる。燃焼用空気温度や空気当量比にも依存するため、試験的に燃焼性を確認する必要がある。

3.2 温度の影響 次に、CRGT および STIG において、それぞれ改質ガス温度および過熱蒸気温度を変

Fig.3 Comparison between CRGT and STIG on system performance

Fig.4 Comparison between CRGT and STIG on performance of heat recovery device

化させた場合の影響を評価した。図5に改質ガスの温度に対する発電効率および正味出力の関係を示す。同図には、STIGの過熱蒸気温度に対する関係も併せて示す。図6には、改質ガスの温度に対する改質器の回収熱量および転化率の関係を示す。同図には、STIGの場合における過熱器の回収熱量も併せて示す。図5に見るように、温度が上昇しても正味出力はほとんど変化がないが、発電効率はCRGTおよびSTIGともに向上する。特に、CRGTにおいては、非線形的に大きく向上していることが分かる。図6においても、転化率の非線形的な上昇とともに改質器の回収熱量も増加している。これは、STIGにおいては蒸気の比熱と流量が一定であり、回収熱量は温度差に比例するが、CRGTでは式(4)のように温度差と化学エンタルピー変化の双方が回収熱量に影響するためであると考えられる。なお、図6において、回収熱量に比べて転化率の勾配変化が大きくなっている。この理由として、転化率は温度上昇だけではなく、発電効率の向上によって燃料が減少し、増加したS/Cにも影響を受けたと考えられる。式(5)から分かるように、回収熱量では、化学エン

Fig.5 Comparison between CRGT and STIG on system performance

Fig.6 Comparison between CRGT and STIG on performance of heat recovery device

タルビ変化は増大するものの、燃料流量が減少したために転化率ほど増加しない。

このように、CRGTにおいて改質ガスの温度を高くすることは非常に効果大きいことが分かった。

3.3 圧力損失の影響 次に、圧力損失の影響を燃料系と排気系に分けて説明する。

(1) 燃料系 CRGT改質器の内圧は、燃焼器内圧に燃料供給系の圧力損失を加えた圧力である。ガスタービンの燃焼器では、燃焼振動を抑えるために、燃料ノズルにおける圧力を燃焼器内圧より20~30%程度高く設定することが多い。一方で、改質器内の改質ガス通過部は触媒充填層であり、圧力損失は通常の管内流に比べて大きい。また、改質ガスは、式(1)で示されるようにモル数が増加し、温度も上昇するので、体積流量が増加して圧力損失は更に大きくなる。したがって通常のガスタービンに比べて燃料供給系の圧力損失は大きくなると考えられる。燃料供給系の圧力損失の上昇、すなわち改質器内圧の上昇の影響は、燃料コンプレッサ所要動力の増加だけではない。式(1)の反応は、化学平衡の影響で圧力が高いと進行しにくくなり、転化率が下がるため、発電効率が低下すると考えられる。このため、改質器内圧がCRGTシステムに与える影響を評価する必要がある。図7に、改質器内圧に対する発電効率および最終排気温度の関係を示す。横軸は、改質器内圧の燃焼器内圧に対する相対的な増加率であり、蒸気は2.0kg/sである。同図に見るように、圧力が10~50%、すなわち約0.4MPaも変化しても、最終排気温度は6°C程度、発電効率には1%以下の変動しか生じないことが分かる。

(2) 排気系 改質器および蒸発器は、排気と管壁等を介して内部の流体が直接熱交換するように、ガスタービンの排気ダクト内に設置される。また、CRGTの蒸発器は、排気の流れにおいて改質器の下流に設置

Fig.7 Effect of reforming pressure on efficiency and ultimate exhaust temperature

されるため、排気温度が低下して STIG の蒸発器よりも大きくなると考えられる。したがって、排気の圧損損失が増加してタービン背圧が上昇し、発電効率が低下すると考えられる。このため、排気の圧力損失が CRGT システムに与える影響を評価する必要がある。図 8 に、タービン背圧の上昇に対する発電効率および正味出力の関係を示す。横軸は、煙道末端圧力に対するタービン背圧の増加率であり、蒸気は 2.0kg/s である。同図に見るように、圧力が $3\sim 10\%$ 、すなわち数 kPa 程度変化すれば、正味出力は約 200kW 、発電効率には 1% 以上の変動が生じることが分かる。

Fig.8 Effect of backpressure increase on system performance

4. 改質器の設計

これまで、蒸気量、改質ガス温度および圧力損失が CRGT システムの性能に与える影響について述べてきたが、これらのパラメータに対する改質器設計の可能性および排熱回収量を評価する必要がある。そこで本章では、数値解析を用いた改質器の設計と改質器単体の性能について述べる。

石炭ガス化複合発電における燃焼試験⁽¹⁵⁾で実績のある低カロリーガスの発熱量が $4\sim 5\text{MJ/Nm}^3$ 程度であることを考慮し、前章までで示した CRGT システムの物質・熱バランスの中で、確実に燃焼可能であると考えられる蒸気量 1.5kg/s 、 $S/C=4.6$ をモデルケースとして選択した。設計した改質器のイメージを図 9 に示す。改質器は一種の熱交換器であり、シンプルな多管式を選定し、ダクト側にガスタービン排気を、改質管側に改質ガスをそれぞれ流通させる。既存の排気ダクトに据え付けることを考慮し、高さ 3m 、幅 2.4m とした。改質管の内部には触媒を充填するため、断面に重力による充填密度の偏りがないように管を鉛直に立てた。改質管の長さは上下に高さ 0.1m の分配・集合のマニ

ホールドを設けることを考慮し、 2.8m とした。改質管は外径 34mm の SUS316 を用い、これをダクト内において幅方向に管ピッチを外径の 1.5 倍として 47 列、奥行き方向に管ピッチを 2.5 倍として 10 段を千鳥格子状に配列した。さらに $47\times 10=470$ 本を 1 つの管束として、これを 2 個並べることで全体の管群を構成した。したがって、改質器全体の奥行き方向長さは 1.1m 程度となり、改質ガスの流路は巨視的に U 字形、排気方向とは対向的に入口出口を配置する。

図 9 に示した改質器において、排気の管群への近寄り速度は 6.1m/s であり、Zukauskas らの式⁽¹⁶⁾を用いて管群の圧力損失を見積もると 285Pa である。表 1 に示したように、改質器の排気側圧力損失を絶対圧力の 2% として見込んでいることから、十分許容範囲である。一方、排気と管群間の平均ヌセルト数は Gnielinski の式⁽¹⁷⁾により 107 と見積もられる。

改質器の性能は、内部の流動状態、温度変化および反応による組成変化を考慮する必要がある。一般の熱交換器のような設計手法を用いることはできない。したがって、以下に述べる数値解析を用いた設計コードを開発して性能を予測した。

(i) 解析モデル 改質器管内を軸対象の二次元場とし、触媒充填層は空隙率 ε が一定の多孔質体として扱う。実際の充填層では、管内壁近傍の ε は管内部よりも大きくなるが、擬似的に均質な多孔質体⁽¹⁸⁾として扱う。

(ii) 質量保存式、運動量保存式 通常は、質量保存式および運動量保存式から流れ場を求めるが、充填層では、軸方向速度に比べて半径方向速度が非常に小さい流れ（プラグ流）となる。また、密度変化や圧力損失が大きいため非圧縮の取り扱いが難しい。したがって、本解析モデルでは圧力損失を Ergun の式⁽¹⁹⁾により求め、半径方向速度を無視し、管断面の質量保存式および状態方程式によって軸方向速度、密度および圧力を求めた。管内壁境界における粘性抵抗の影響は無視した。

(iii) エネルギー保存式 対流として軸方向速度によるエンタルピーの輸送を、熱拡散として充填層内等価熱伝導モデル⁽²⁰⁾を考慮し、充填層中の触媒粒とガスの温度差はないものとした。管内壁と改質ガス間の管内ヌセルト数は、矢木・国井らの等温壁モデル⁽²¹⁾を用いた。管内壁における境界条件は、既知の排気温度と管内壁近接ガス温度を用い、管外熱伝達率と SUS316 熱伝導率および管内熱伝達率から管内壁を境界とする内外の熱流束が等しくなるように管内壁温度を求めた。なお、排気は主流方向に 20 列ある改質管と熱交換し

ながら順次温度を降下させるので、タービン出口温度の排気を持つエンタルピから改質管列ごとの吸収熱量を差し引いて温度分布を持たせるようにした。また、厳密には管外熱伝達率は周方向に一定ではないが、管群の平均ヌセルト数から求めた熱伝達率を用いた。

(iv) 化学種の保存式 都市ガス中に僅かながら含まれる C_2 以上の炭化水素は、高温では式(6)および式(7)により CH_4 , H_2 , CO などに变化するが、多数の副反応や中間物質を考慮する必要がある、取り扱いが複雑になる。そこで、都市ガスに含まれる炭素と水素の原子量比を表1に示した組成で求め、都市ガスを仮想的な $C_{1.2}H_{4.4}$ の単一組成と見なし、これが式(9)および式(10)で示す反応式で改質されるものとした。

転化率は、 $C_{1.2}H_{4.4}$ の消滅割合で定義した。なお、 $C_{1.2}H_{4.4}$ は比熱およびエンタルピの計算においてメタンの熱力学的関数を用い、分圧の計算は上記の量論比を用いて H_2 , $C_{1.2}H_{4.4}$, CO , CO_2 および H_2O の5成分について行った。

$C_{1.2}H_{4.4}$, H_2 , CO および CO_2 の4種の質量分率について軸方向速度による物質輸送と濃度差拡散を考慮した方程式を解き、これらの分率を1から差し引いて H_2O 分率を求めた。濃度差拡散は、一つの成分のその他の混合成分に対して定義し、熱伝導モデルに対するアナロジーとして取り扱った⁽²²⁾ 充填層内等価拡散係数を用いた。

反応速度は、市販の水蒸気改質用触媒について CH_4 100%ガスを原料として別途行った改質特性評価試験の結果を用い、アレニウス型の反応速度式に整理して与えた。

解析では、まず、排気出口温度を仮定して20列の管について排気主流方向と逆順に(ii)~(iv)の方程式を解き、排気入口温度を求めた。この排気入口温度がタービン出口温度になるまで排気出口温度を修正して反復計算を行った。(ii)~(iv)の方程式は、コントロールボリューム法を用いて離散化し、全ての従属変数が収束するまで反復計算した。

図9には、解析結果として圧力損失、温度、交換熱量および改質ガス出口組成を示す。改質ガス出口温度

Fig.9 Schematic illustration of designed reformer

は 490℃であるが、これは第 3 章のシステム解析において、改質ガスの平衡温度をタービン出口温度より 40℃低くなるように想定した値、すなわち 494℃に近い値となった。改質ガスの組成もシステム解析の結果とほぼ一致し、平衡状態に達していると考えられる。また、回収熱量は 1.77MW と見積もられ、図 4 中の蒸気量 1.5kg/s における回収熱量 1.81MW とほぼ同等となった。充填層の圧力損失は約 60kPa であるが、表 1 で示したように燃料のノズルにおける圧力損失を絶対圧力の 30%見込んでいるため、実機ではあまり問題とならないと考えられる。

改質器単体の性能がシステム解析における仮定条件をほぼ満足したことから、設計した改質器は妥当な形状であり、所望の効率向上を得られると考えられる。これらの結果の妥当性を確認するためには、改質器を模擬した要素試験が必要である。また、H₂ を 12%、H₂O を 71%含む改質ガスの燃焼性についても、別途試験による確認が必要である。

5. 結 言

天然ガス炊きのシンプルサイクルガスタービンに対して化学再生を適用したシステムの性能特性を、機器の運転条件から与えられる制約や STIG システムとの比較を通して明らかにした。また、所望のシステム性能を達成できる改質器を、数値解析を用いて設計した。その結果、次のことが分かった。

(1) 発電効率の比較において、CRGT はシンプルサイクルガスタービンに対して 10%の向上が期待できる。また、STIG に対しても 2~3%の向上が期待できる。

(2) CRGT において、蒸気量と改質器の温度は排熱回収系に大きな影響を与える。特に温度の影響は顕著であり、温度の上昇とともに発電効率は非線形的に向上する。一方、圧力損失は、燃料系においてはあまり問題とならないが、排気系では影響が無視できない。

(3) CRGT システムの効率向上に必要な性能を満たす改質器は、シンプルな多管式の改質器で実現し得ることが分かった。

文 献

- (1) 辰巳, 再生サイクルガスタービン「S7A-01」の開発, 川崎重工技報, **148**, (2001)
- (2) 熱電比可変形ガスタービンコージェネ設備, 川崎重工技報, **148**, (2001)
- (3) 山口・宇治, IM400-FLECS, 石川島播磨技報, **36-5**, (1996), 377
- (4) 新井・中芝, NEDO 平成 11 年度提案公募事業成果報告会予稿集, (1999)
- (5) Final report to GRI, "Evaluation of Advanced Gas Turbine".

- GRI-93/0250 (1993)
- (6) Carapellucci, R., Risalvato, and Cau, G., "Characteristics of the Heat Recovery Methanol Reforming in CRGT Power Generation Systems", *Proc., ASME COGEN-TURBO, IGTI-Vol.9* (1994), 257-264
- (7) Vakil, H. B., "Thermodynamic Analysis of Gas Turbine Cycle with Chemical Reactions", *ACS* 0097-6156/83/0235 (1983), 105-117
- (8) 長屋・尾白・伊藤・吉野, メタノール改質型発電実証試験, 日立造船技報, **54-3** (1993), 24
- (9) Kesser, K. F., Hoffman, M. A. and Baughn, J. W., "Analysis of a Basic Chemically Recuperated Gas Turbine Power Plant", *J. Eng. for Gas Turbines and Power*, **116** (1994), 277-284
- (10) Nakagaki, T., Ogawa, T., Hirata, H., Kawamoto, K., Ohashi, Y. and Tanaka, K., "Development of Chemically Recuperated Micro Gas Turbine", *J. Eng. for Gas Turbines and Power*, **125** (2003), 391-397
- (11) Murray, A.P., and Snyder, T.S., "Steam-Methane Reformer Kinetic Computer Model with Heat Transfer and Geometry Options", *Ind. Eng. Chem. Process Des. Dev.*, **24** (1985), 286-294
- (12) Sato, M., Abe, T., Ishikawa, H., Yoshine, T., Yamada, M. and Hisa, S., "Combustion Characteristics and NOx Emission of Low BTU Gas Turbine in Coal Gasification Combined Cycle Power Generation System", *Proc. Fossil Fuels Combustion Symposium* (1989)
- (13) HYSYS ver3.0.1, (2002), Hyprotech
- (14) 福迫・山田・宇佐美, 伝熱研究, **36-140** (1997), 18
- (15) Sato, M., Ninomiya, T., Nakata, T., Yoshine, T., Yamada, M. and Hisa, S., "Coal Gaseous Fueled, Low Fuel-NOx Gas Turbine Combustor", *Proc. Gas Turbine and Aeroengine Congress and Expo.*, 90-GT-381 (1990)
- (16) Zukauskas, A. A., "Heat Transfer from Tubes in Cross-flow", *Adv. Heat Transfer*, **8**, (1972), 93-160
- (17) Gnielinski, V., *Forsch.-Ing. Wesen.*, **44-1** (1978), 15-25
- (18) Lemcoff, N. O., Pereira Duarte, S. I., and Martinez, O. M., "Heat Transfer in Packed Beds", *Reviews in Chem. Eng.*, **6-4** (1990), 229-292
- (19) Ergun, S., "Fluid Flow Through Packed Columns", *Chem. Eng. Prog.*, **48** (1952), 89-94
- (20) Yagi, S. and Kunii, D., "Radially Effective Thermal Conductivities in Packed Beds", *Int. Devel. Heat Transfer Part IV*, (1962), 742-749
- (21) Yagi, S. and Kunii, D., "Studies on Heat Transfer in Packed Beds", *Int. Devel. Heat Transfer Part IV*, (1962), 750-759
- (22) Dixon, A. G. and Labua, L. A., "Wall-to-fluid Coefficients for Fixed Bed Heat and Mass Transfer", *Int. J. Heat Mass Transfer*, **28** (1985), 879-881