ガスタービンコジェネレーションシステムの各種 高効率化手法のエクセルギー評価

正 員 朴 炳 植 (大阪大)
非会員 中 村 健 一 (大阪大)
正 員 鈴 木 胖 (大阪大)

1. ま え が き

欧米諸国においては、地域暖房用のコジェネレーションシステムがかなり普及しており、総合エネルギー利用効率、経済性及び環境性の点において優れた特性を実現していることはよく知られている。しかし、暖房用熱需要の大きい欧米諸国の場合と異なり、我が国においては暖房用需要のみならず冷房用需要にも対応する必要があり、システムが複雑高価となる、冷暖房用熱需要のほとんどない季節（春秋期）が比較的長く、熱の利用が十分図れないなどの問題がある。このため、我が国におけるコジェネレーションシステム（以下、CGSと略記）の普及のためには、その熱発生効率のほか発電効率の一層の向上が重要と考えられている⁽¹⁾。

本論文では、ガスタービンを用いた地域冷暖房用のCGSを取上げ、その発電効率向上の種々の手法について、エンタルピー効率のみならずエクセルギー効率の観点から評価した結果について述べる。CGSの特性の評価においてエクセルギーの観点から評価する方法を用いたのは、CGS内におけるエネルギーロスの発生の解明・定量的評価に有効であるほか、種々のエネルギー利用効率向上策の総合的な評価を一元的に行うことが可能となるからである⁽²⁾⁽³⁾。

2. 基本前提条件とケース

本研究では、ガスタービンを用いた種々の方式のCGSのなかで、構成が簡単で、比較的高い発電効率を得ることのできるガスタービン発電・廃熱ボイラ方式のCGSを検討の対象とする。高効率化の手法としては、タービン入口温度の上昇、再生サイクルの導入、およびチェンサイクルの導入の三つの方法を考えるものとする⁽⁴⁾⁽⁵⁾。これらの種々の高効率化手法を導入したシステムの特性を推定するにあたって、本研究ではさきに著者らが構築したCGSのシミュレーションモデル⁽⁶⁾およびチェンサイクルのシミュレーションモデル⁽⁴⁾⁽⁵⁾を利用した。シミュレーションにあたって必要となる種々の外生変数や外生パラメータは、以下で特に断らない限り上記モデルで想定した値をそのまま利用した。

(1) ガスタービンの規模としては、ここでは発電電力10 MWを基準とした。

(2) ガスタービンの燃料としては天然ガスを用いることとし、その成分は、簡単のためメタンのみにより成ると仮定した。このほか、本論文では低カロリーガスをガスタービンの燃料として用いた場合についても検討した。なお、燃焼器の燃焼効率文献⁽⁶⁾で想定した97%を98%と変更した。

(3) 廃熱ボイラで製造する冷暖房用の熱媒は、二重効用吸収冷凍機の駆動用や厨房用など多様な熱需要形態に対応できるように、9.5 kg/cm²Gの飽和蒸気とした。

(4) ガスタービンCGSの発電効率はタービン入口温度に大きく依存する。各種の高効率化手法の評価にあたっては、タービン入口温度(TI)がTI=1,273 Kのシステムを基準とすることにした。すなわち、図1に示すガスタービンCGSの構成図において、TI=

Exergy Flow Evaluation of Various Methods for Improving Power Generation Efficiency of Gas Turbine Cogeneration System. By Pyong Sik Pak, Member, Kenichi Nakamura, Non-member & Yutaka Suzuki, Member (Faculty of Engineering, Osaka University).

朴 炳植：正員、大阪大学工学部電気工学科
中村健一：非会員、大阪大学工学部電気工学科
鈴木 胖：正員、大阪大学工学部電気工学科

1,273 K で再生器がなく、かつ蒸気の燃焼器への噴射がない場合が基準ケース（ケース A）となる。

（5） 高効率化手法のガスタービン入口温度の高温化としては $T_1=1,473\text{ K}$ と 200 K の高温化をした場合（ケース B）を考えることとした。

（6） 再生サイクルを導入する場合、CGS の発電効率の向上の度合は再生器の温度効率に依存する。以下では、再生器の温度効率を 0.75 とした場合（ケース C）について検討する。

（7） チェンサイクルを導入する場合、すなわち廃

熱ボイラで製造される過熱蒸気を燃焼器に噴射する場合、燃料の投入量を増加してタービン入口温度が定格温度に保たれるように運転するものとした。本ケースを以下、ケース D という。

（8） エクセルギー算定にあたっての環境基準の想定 CGS の特性をエクセルギーにより評価するためには、シミュレーションにより求められた温度、圧力などの熱力学的状態量を基に、システム各部での空気、燃焼ガスなどの物質の有するエクセルギーを算定する必要がある（算定法の概略については付録参照のこと）。エクセルギーは環境を基準とした状態量であるから、その算定にあたっては基準外界周囲条件を決めておく必要がある。本研究ではこれを気体（ガスタービン作動流体ガス）については 298 K 、 1 atm とした。また、地域冷暖房用熱媒については 298 K の飽和水の状態を基準とした。

3. 基準ケース(ケース A)のシミュレーション結果

図 2 にシミュレーションにより求められた CGS の各部の状態量を示す^{*1}。これらの状態量をもとに各部位におけるエンタルピーおよびエクセルギーの収支の算定結果を表 1 (a), (b) にそれぞれエンタルピー利用評価表およびエクセルギー利用評価表として示す。

図 1 ガスタービン発電・廃熱ボイラ方式 CGS の概略構成

Fig. 1. Construction of cogeneration system composed of gas turbine generator and waste heat boiler.

図 2 基準ケースにおけるシステム各部の状態量

Fig. 2. Estimated quantities of state in various parts of the system for reference case (case A).

表1 ケースAおよびBのエネルギー収支
Table 1. Input and output energy of cases A and B.

(a) エンタルピー利用評価			(b) エクセルギー利用評価		
項目	ケースA	ケースB	項目	ケースA	ケースB
燃料低発熱量	100.0 ^{*1}	100.0 ^{*2}	燃料化学エクセルギー	100.0 ^{*3}	100.0 ^{*4}
燃料燃熱	0.0	0.0	入セ燃料燃熱エクセルギー	0.0	0.0
入空気燃熱	-1.4	-1.1	入セ空気燃熱エクセルギー	0.0	0.0
熱給水燃熱	0.0	0.0	入セ給水エクセルギー	0.0	0.0
投入熱合計	98.6	98.9	入セエクセルギー合計	100.0	100.0
発電電力	27.1	30.9	有発電電力エクセルギー	27.2	31.1
効 (タービン有効出力)	(87.2)	(84.5)	効 (タービン有効出力)	(87.6)	(84.9)
効 (空気圧縮機動力)	(-58.7)	(-52.0)	利セ (空気圧縮機動力)	(-59.0)	(-52.2)
利 (燃料圧縮機動力)	(-1.4)	(-1.6)	用ル (燃料圧縮機動力)	(-1.4)	(-1.6)
熱供給用飽和蒸気熱量	45.8	46.2	熱供給用飽和蒸気17t/h [*]	14.2	14.3
有効利用熱合計	72.8	77.2	有効利用エクセルギー合計	41.3	45.4
排出燃焼ガス熱量	18.0	14.0	損 流出燃焼ガスエクセルギー	3.0	2.3
空気圧縮機流量損失	0.6	0.5	ク 流出燃焼ガス非可逆損失	0.2	0.2
燃焼器燃熱損失	2.0	2.0	失 空気圧縮機流量損失	0.5	0.5
燃焼器流量損失	1.6	1.5	空気圧縮機非可逆損失	3.9	3.3
発電機損失	0.6	0.6	エ 燃料圧縮機非可逆損失	0.1	0.1
タービン流量損失	0.7	0.6	燃焼器燃熱損失	2.0	2.0
燃熱ボイラ熱損失	2.4	2.4	ク 燃焼器流量損失	1.2	1.2
損失熱合計	25.7	21.7	燃料ガスノズル非可逆損失	0.0	0.0
			セ 燃焼器非可逆損失	30.6	27.2
			発電機損失	0.6	0.6
			ル タービン流量損失	0.3	0.3
			タービン非可逆損失	6.8	5.9
			ギ 燃熱ボイラ損失	1.2	1.3
			燃熱ボイラ非可逆損失	8.3	9.7
			損失エクセルギー合計	58.7	54.6

*1, *2: それぞれ31.8および27.8Gcal/hの熱量を表している

*3, *4: それぞれ31.7および27.7Gcal/hの燃料化学エクセルギーを表している

表における数値は(a)では燃料の低発熱量を、(b)では燃料(メタン)の化学エクセルギーを100とした値を示す。表1(a)のエンタルピー利用評価表に示すように、基準ケースではタービンでは投入燃料熱量の87.2%の仕事が取出されるが、そのうち58.7%および1.4%がそれぞれ空気および燃料ガスの圧縮機動力として使用され、残りの27.1%が電力として出力されると推定されている。従って、発電効率はエンタルピー効率では27.1%となる。熱発生エンタルピー効率は45.8%と発電効率を大きく上回っている。総合熱利用効率は72.8%と高く、排ガスとして放出される熱損失のほかは大きな損失は見られないと推定されている。

これに対し、表1(b)のエクセルギー利用評価表より、熱出力としての飽和蒸気の有するエクセルギーは投入燃料のもつ化学エクセルギーの14.2%にしかならないと推定されていることがわかる。これは熱が質の悪いエネルギー形態であり、温度が低くなるとその

有するエクセルギーが特に低くなることに起因している^{*2}。一方、電気エネルギーは質の良いエネルギー形態であることより、発電のエクセルギー効率は27.2%とエンタルピー評価の値とほぼ同じ値になっている。総合のエクセルギー効率は41.3%になると推定されている。

次に、エクセルギーの損失に着目すると、エンタルピーによる評価では陽に現れない種々の非可逆損失がエクセルギーの大きな損失原因となっていることがわかる。ここで言う非可逆損失とは、システム各部位における物質の非可逆変化に起因するエクセルギーの損失のことである。エクセルギー損失のなかで最も大きいのは燃焼器における非可逆損失で、30.6%と推定されている。これは燃料のもつ化学エクセルギーを燃焼反応を介して取出す際に生ずる損失であり、この損失の低減がエクセルギー効率向上のための第一の課題となることがわかる。次に、大きいのは燃熱ボイラにおける非可逆損失であり、エクセルギー効率向上のためにはこの損失の低下も重要となることがわかる。

4. 各種高効率化手法のエクセルギー評価

本章では、CGSのエクセルギー効率の向上に有効と考えられる三種の方策について検討した結果について述べる。

〈4・1〉 タービン入口温度の高温化(ケースB)

前章において、基準システムにおけるエクセルギーの損失は、燃焼器における非可逆損失が最も大きいと推定されていることを述べた。この損失を直接減少させる方法は、燃焼器出口ガス温度(タービン入口温度に等しい)を上昇させることである。本節ではタービン入口ガス温度を高温化させた場合におけるエネルギー収支の評価結果について述べる。

基準ケースにおいてタービン入口温度のみ1473 Kに高温化し、他の条件を変えずにシミュレーションを行った。CGSの各部位のエネルギー収支の評価を行

*2: 温度 $T(k)$ 、熱量 $Q(kcal)$ をもつ熱媒のエクセルギーは $Q(1 - T_0/T)(kcal)$ で表され、温度が低くなると同じ熱量でもエクセルギーの値は小さくなることはよく知られている^[13]。冷暖房用CGSでは、熱媒の温度レベルは非常に重要である。例えば、約180°Cの高温水ではその熱量のほぼ1.2倍の熱量をもつ冷水を作ることができるが、約125°Cの高温水ではおよそ0.67倍の熱量の冷水しか作れない^[13]。また、CGS出口端の熱媒温度が60°Cほどでは熱供給配管費および圧送費が高くなり、地域冷暖房用への利用が極めて困難になることはよく知られている。なお、熱が不要な場合、熱エネルギーを電気エネルギーに変えてほかの用途に利用することができるが、この場合後の図4(b)にも示すように変換できるのは熱エンタルピー分ではなく、ほぼ熱エクセルギー分しか電気エネルギーに変換できないことに注意する必要がある。

*1: これらの特性値は、モデルの外生変数と外生パラメータを利用して質量の保存則およびエンタルピーの保存則に基づいて推定されたものである。空気、燃料ガスおよび燃焼ガスのエンタルピーやエントロピーは、これらのガスを構成する成分ガスの容積比率と各成分ガスの定圧比熱の温度特性や圧力を基に推定される。推定法の詳細については文献(6)(ケースD)の特性推定法については文献(4)を参照のこと。

図 3 ケース C (再生サイクルシステム) におけるシステム各部の状態量
 Fig. 3. Estimated quantities of state in various parts of the system for case C (regenerative cycle system).

った結果を表 1 ケース B の欄に示す。表から、タービン入口温度の高温化により燃焼器での非可逆損失は、基準ケースの場合に比べると 3.4 % 低減され 27.2 % になり、タービンでの非可逆損失も 0.8 % 減少するなどと推定されていることがわかる。本ケースでは、発電効率は 3.9 % 上昇して 31.1 % となり、エクセルギー効率は 4.1 % 増の 45.4 % になると推定されている。

将来的にはタービン翼の冷却技術の進歩などによってタービン入口温度を更に高温化させることも可能になると考えられる。参考のため、タービン入口温度を例えば 1,773 K まで仮に高温化できたとすると、燃焼器での非可逆損失は 24.4 % に低下し、発電効率はエンタルピー基準では 33.8 %, エクセルギー基準では 33.9 %, 総合のエクセルギー効率は 48.8 % に向上すると推定された。タービン入口温度の 1,773 K 以上の高温化はタービンの材料の高温下での強度上の問題により現状では大変困難であると予想されている⁽⁷⁾。従って、高温化により 49 % 以上のエクセルギー効率を望むことは難しいと思われる。

〈4・2〉 再生サイクルの導入 (ケース C) 基準ケースにおいて、エクセルギー損失が二番目に大きいのは廃熱ボイラでの非可逆損失であることを述べた。これは比較的高温なタービン排気ガス (471°C) を用

表 2 再生サイクル導入ケース (ケース C) のエネルギー収支

Table 2. Input and output energy of case C (regenerative cycle system).

(a) エンタルピー利用評価			(b) エクセルギー利用評価		
項 目	比率 (%)		項 目	比率 (%)	
燃料低発熱量	100.0 [*]		燃料化学エクセルギー	100.0 [*]	
流入燃料燃熱	0.0		入燃料燃熱エクセルギー	0.0	
入空気燃熱	-1.8		入空気燃熱エクセルギー	0.0	
熱給水燃熱	0.0		給水燃熱エクセルギー	0.0	
流入熱合計	98.2		流入エクセルギー合計	100.0	
有効発電電力	33.3		有効発電電力エクセルギー	33.4	
効 (タービン有効出力)	(74.7)		効 (タービン有効出力)	(75.0)	
利 (空気圧縮機動力)	(-40.6)		利 (空気圧縮機動力)	(-40.8)	
用 (燃料圧縮機動力)	(-0.8)		用 (燃料圧縮機動力)	(-0.8)	
熱供給用熱和蒸気熱	33.7		熱供給用熱和蒸気熱	10.4	
有効利用熱合計	67.0		有効利用エクセルギー合計	43.9	
流出燃焼ガス熱	21.9		流出燃焼ガスエクセルギー	3.7	
空気圧縮機流量損失	0.4		損失 フィルター・サイレンサー非可逆損失	0.3	
燃焼器燃熱損失	2.0		空気圧縮機流量損失	0.4	
燃焼器流量損失	1.9		損失 空気圧縮機非可逆損失	3.5	
発電機損失	0.7		燃料圧縮機非可逆損失	0.1	
タービン流量損失	1.1		燃焼器燃熱損失	2.0	
再生器空気側流量損失	0.9		燃焼器流量損失	1.3	
再生器燃焼ガス側流量損失	0.6		燃料ガスノズル非可逆損失	0.0	
燃熱ボイラ損失	1.8		燃焼器非可逆損失	28.9	
損失熱合計	31.3		セ 発電機損失	0.7	
			タービン流量損失	0.5	
			ル タービン非可逆損失	4.6	
			再生器空気側流量損失	0.7	
			ギ 再生器燃焼ガス側流量損失	0.2	
			再生器非可逆損失	4.0	
			燃熱ボイラ損失	0.8	
			燃熱ボイラ非可逆損失	4.5	
			損失エクセルギー合計	56.2	

*1, 2: それぞれ 25.8 Mcal/h の熱量および 25.7 Mcal/h の燃料化学エクセルギーを表している

いて、比較的低温な地域熱供給用の飽和蒸気（約180℃）を製造しているためである。高温の排気ガスを利用して、燃焼器入口の空気を図1に示すように再生器を導入して加熱すると、この廃熱ボイラでのエクセルギー損失を低下させることができる。これが再生サイクルによる高効率化の原理である。本節では、再生器を導入した場合におけるエクセルギー効率向上の度合を推定した結果について述べる。

温度効率75%の再生器を付加し、他の条件は基準ケースの場合と同じとしたケース（ケースC）のシミュレーション結果を図3に示す。また、エネルギー収支の推定結果を表2(a), (b)に示す。

表2(a)よりわかるように、ケースAの場合と比較すると、再生器導入によって総合熱利用効率は5.8%低下し67.0%と推定されている。これは、発電効率が33.3%に上昇するがそれ以上に熱発生効率が33.7%と、12.1%も低下するためである。しかし、エクセルギー評価では熱発生エクセルギー効率は3.8%しか低下せず10.4%となっている。むしろ、発電のエクセルギー効率が6.2%増加して33.4%に向上し、総合のエクセルギー効率は2.6%上昇して43.9%になると推定されている。この理由をエクセルギー損失に着目して説明すると次のとおりである。すなわち、表2(b)よりわかるように、ケースAの場合と比較すると、再生器で熱交換を行っているため、ここでの非可逆損失4.0%が新に生じると推定されている。しかし、再生器の付加による燃焼器入口空気の高温化により燃焼器非可逆損失が1.7%減少するほか、廃熱ボイラ入口温度の低下によって廃熱ボイラでの非可逆損失が3.8%減少するなどして、損失全体では2.5%低減すると推定されているからである。

再生サイクルを導入したシステムにおいてタービン入口温度の高温化を更に行えば、より高効率化が進むと考えられる。シミュレーション結果によると、温度効率75%の再生器を付加し、タービン入口温度を1,473 Kとしたケースでは基準ケースに比べ、発電のエクセルギー効率が10.2%上昇して37.4%となり、エクセルギー効率は7.0%上昇の48.3%となり、タービン入口温度を1,773 Kに高温化した場合とほぼ同程度まで高効率化できると推定されていることがわかる。

〈4・3〉 チェンサイクルの導入（ケースD）

チェンサイクルはタービン排気のエネルギーを利用して廃熱ボイラで過熱蒸気を作り、これを燃焼器に噴射する方法であり、ガスタービンの発電効率の高効率化を図る手法としてよく知られている。

(a) 発電電力と供給可能熱量

(b) 発電、熱発生およびエクセルギー効率

図4 チェンサイクルシステムの発電および熱発生特性推定結果

Fig.4. Estimated heat and power generating characteristics of Cheng cycle system.

基準ケース（基準システム）にチェンサイクルを導入した場合の特性推定結果を図4に示す。図4(a)に示すように、蒸気噴射量に応じて燃料投入（消費）量を増加させるにつれて発電電力が増加し、熱発生出力（地域冷暖房に利用できる熱量）は減少する特性をもっていることがわかる。チェンサイクルシステムでは、廃熱を利用して製造できる過熱蒸気量には限度があり⁽⁵⁾、本ケースでは噴射可能最大蒸気量は26.0 t/hで、このとき17.6 MWの電力を発電できると推定されている。

図4(b)は、発電および熱発生のエンタルピーおよびエクセルギー効率の変化を示した図である。図に示すように、蒸気噴射量の増加につれて発電効率は上昇するが、熱発生効率は著しく減少すると推定されている。同様に、発電のエクセルギー効率も上昇していくが、熱発生のエクセルギー効率は減少し、総合のエクセルギー効率では蒸気噴射量の増加につれてわずかながら減少していくと推定されていることがわかる。

図5は蒸気最大噴射時のCGSの各部の状態量の推定結果を示し、表3はこのときのエネルギー収支の算定結果を示した表である。表中で蒸気発生用給水のエ

Fig. 5. Estimated quantities of state in various parts of the system for Case D (Cheng cycle system) when the maximum steam is injected.

表 3 チェンサイクル導入ケース (ケース D) のエネルギー収支

Table 3. Input and output energy of case D (Cheng cycle system).

(a) エンタルピー利用評価

項目	比率(%)
燃料低発熱量	100.0 ^a
流 燃料顕熱	0.0
入 空気顕熱	-1.1
熱 給水 (飽和蒸気発生用) 顕熱	0.0
過熱蒸気発生用給水顕熱	-37.2
流入熱合計	61.7
発電電力	37.3
有効 (タービン有効出力)	(84.8)
効 (空気圧縮機動力)	(-45.9)
利 (燃料圧縮機動力)	(-1.4)
用 熱供給用飽和蒸気熱量	0.3
熱 (廃熱ボイラ発生量)	49.3
熱 (過熱蒸気発生利用熱量)	-49.0
有効利用熱合計	37.6
排出燃焼排ガス熱量	16.1
損 空気圧縮機流量損失	0.4
燃焼器燃焼損失	2.0
失 燃焼器流量損失	1.6
発電機損失	0.8
熱 タービン流量損失	0.7
燃熱ボイラ熱損失	2.6
損失熱合計	24.1

(b) エクセルギー利用評価

項目	比率(%)
炭水素燃料化学エクセルギー	100.0 ^{a,2}
入 燃料顕熱エクセルギー	0.0
セ 空気顕熱エクセルギー	0.0
ル 給水 (飽和蒸気発生用) 顕熱エクセルギー	0.0
ギ 過熱蒸気発生用給水顕熱エクセルギー	-7.3
流入エクセルギー合計	92.7
発電電力エクセルギー	37.4
有 (タービン有効出力)	(84.9)
効 (空気圧縮機動力)	(-46.1)
利 (燃料圧縮機動力)	(-1.4)
用 熱供給用飽和蒸気エクセルギー	0.1
ギ (廃熱ボイラエクセルギー発生量)	(49.1)
リ (過熱蒸気発生利用エクセルギー)	(-49.0)
有効利用エクセルギー合計	37.5
損 排出燃焼排ガスエクセルギー	1.3
ク 燃料・空気・水・非可逆損失	0.2
失 空気圧縮機流量損失	0.4
セ 空気圧縮機非可逆損失	3.1
エ 燃料圧縮機非可逆損失	0.1
燃 燃焼器燃焼損失	2.0
ク 燃焼器流量損失	1.2
燃 燃料ガスノズル非可逆損失	0.0
セ 燃焼器非可逆損失	0.2
ル 発電機損失	30.5
タービン流量損失	0.8
ギ タービン非可逆損失	0.3
燃熱ボイラ損失	6.4
リ 燃熱ボイラ非可逆損失	1.3
損失エクセルギー合計	7.4
損失エクセルギー合計	55.2

^{a,1,2}: それぞれ40.7Gcal/hの熱量および40.8Gcal/hの燃料化学エクセルギーを表している

ンタルピーおよびエクセルギーが負の値をとっているが、これは 298 K の気体状態を基準にしているためであり、そのため地域冷暖房用の飽和蒸気発生用給水とは同状態でもエンタルピーおよびエクセルギーの値が異なっていることに注意されたい。表 3 より、チェンサイクルの導入によって蒸気最大噴射時の発電のエクセルギー効率は蒸気噴射のない場合 (基準ケース A に等しい) に比べて 10.2 % 上昇して 37.4 % となるのに対し、熱発生エクセルギー効率は 14.1 % 減少して 0.1 % になると推定されていることがわかる。これは廃熱ボイラで取出される熱エクセルギーのほとんどすべてが過熱蒸気発生に利用されるからである。このため、エクセルギー効率は 37.5 % と、むしろ 3.8 % 減少すると推定されている。部分的な蒸気噴射を行う場合においても、図 4 (b) に示したようにエクセルギー効率が蒸気噴射を行わない場合に比べ減少すると推定されているのは、廃熱ボイラで取出される熱のエクセルギーをタービンを利用して電気エクセルギーへ変換しているため、蒸気噴射のない場合の熱発生エクセルギー効率と発電のエクセルギー効率の和より小さくなるためである。

従って、チェンサイクルは発電効率の向上には効果的な方法であり、冷暖房需要の小さい春秋期など熱エクセルギーの価値の低い季節に熱エクセルギーを電気

エクセルギーに変換する方法として優れているが、エクセルギー効率には問題のあることがわかる。

5. 低カロリーガスを用いた CGS のエクセルギー効率

〈5・1〉 低カロリーガスを用いるねらい 第3章において、CGS のエクセルギーの最大の損失は燃料ガスのもつ化学エクセルギーを熱に転換する際に生じ、この損失の低下が CGS のエクセルギー効率の向上のための重要な要素となることを述べた。そして、この損失の低下の方法としてのタービン入口温度の高温化については、タービン翼の耐熱強度などより大幅に上昇させることが困難なことは〈4・1〉節において述べたとおりである。このため、CGS では燃料ガスのもつエクセルギーを利用する際にわざわざ低温化して利用することになり、エクセルギーの有効利用の点から見て、大変もったいない使用法といえよう。従って、CGS ではメタンのような高カロリーガス（低発熱量 $8,560 \text{ kcal/m}^3$ ）を燃料として使うよりも、都市ごみの熱分解ガスなどの高温燃焼ガス温度の得にくい低カロリーガスを使用するほうがエクセルギーの有効利用の点から望ましいと考えられる。本章では、低カロリーガスの例として都市ごみのロータリーキルン形炉による熱分解ガス⁽⁸⁾（低発熱量 $1,022 \text{ kcal/m}^3$ 、表4参照）を燃料として用いた場合について、エクセルギーによる評価を行った結果を示す。

〈5・2〉 エネルギー収支の評価結果 基準ケースにおいて、燃料ガスを低カロリーガスに変え、その他の条件は変わらないとしてシミュレーションを行ってエネルギー収支を算定した結果を表5に示す。本ケースでは基準ケース A に比べ発電のエクセルギー効率は0.4%増の27.6%、熱発生エクセルギー効率は1.5%増の15.7%、従ってエクセルギー効率は1.9%増の43.2%となっている。発電効率はエンタルピー効率では基準ケースよりも低下すると推定されているにもかかわらず、エクセルギー効率が上昇しているのは、低カロリーガスの単位熱量あたりの化学エクセルギーが高カロリーガスに比べ小さいためである。従って、低カロリーガスを CGS の燃料として用いることはエクセルギー効率の点で優れたシステムになると推定されることがわかる。

エクセルギーの損失を見ると、低カロリーガスを用いた場合、ケース A の場合に比べ燃焼器非可逆損失が4.1%減少して26.5%になると推定されていることがわかる。ただし、低カロリーガスを用いると燃焼ガスおよび排ガス量が増加するので、燃料圧縮機や廃

表4 都市ごみのロータリーキルン形炉による熱分解ガスの組成

Table 4. Composition of gas obtained by pyrolyzing municipal refuse.

成分	容積分率 (%)	成分	容積分率 (%)
CO	8.5	CH ₄	3.6
CO ₂	16.0	C ₂ H ₂	1.2
O ₂	1.5	N ₂	57.7
H ₂	13.5	低発熱量	1,022 (kcal/m ³)

表5 低カロリーガスを用いた CGS のエネルギー収支

Table 5. Input and output energy of a cogeneration system using low Btu fuel.

(a) エンタルピー利用評価			(b). エクセルギー利用評価		
項目	比率 (%)		項目	ケース A	ケース B
燃料低発熱量	100.0 ^{a)}		燃料化学エクセルギー	100.0 ^{a)}	
流 燃料顕熱	0.0		入 燃料顕熱エクセルギー	0.0	
入 空気顕熱	-1.1		エ 空気顕熱エクセルギー	0.0	
熱 給水顕熱	0.0		ク 給水エクセルギー	0.0	
投入熱合計	98.9		投入エクセルギー合計	100.0	
有 発電電力	25.7		有 発電電力エクセルギー	27.6	
効 (タービン有効出力)	(85.5)		効 (タービン有効出力)	(91.6)	
利 (空気圧縮機動力)	(-47.1)		利 (空気圧縮機動力)	(-50.4)	
用 (燃料圧縮機動力)	(-12.7)		用 (燃料圧縮機動力)	(-13.8)	
熱 熱供給用飽和蒸気熱量	47.5		ギ 熱供給用飽和蒸気エクセルギー	15.7	
有効利用熱合計	73.3		有効利用エクセルギー合計	43.2	
流出燃焼器ガス熱量	17.9		損 流出燃焼器ガスエクセルギー	3.2	
空気圧縮機流量損失	0.5		ク 空気圧縮機流量損失	0.2	
損 燃焼器燃焼損失	2.0		失 燃焼器燃焼損失	0.5	
燃焼器流量損失	1.6		失 燃焼器流量損失	3.4	
失 発電機損失	0.5		エ 燃焼器燃焼非可逆損失	0.9	
タービン流量損失	0.7		ク 燃焼器燃焼損失	2.0	
熱 燃熱ボイラ熱損失	2.5		燃熱ボイラ流量損失	1.3	
損失熱合計	25.6		燃料ガスノズル非可逆損失	0.1	
			セ 燃焼器非可逆損失	26.5	
			発電機損失	0.6	
			ル タービン流量損失	0.3	
			タービン非可逆損失	7.1	
			ギ 燃熱ボイラ損失	1.3	
			燃熱ボイラ非可逆損失	9.4	
			損失エクセルギー合計	56.8	

^{a)}、^{b)} それぞれ33.4Gcal/hの熱量および31.2Gcal/hの燃料化学エクセルギーを差している

熱ボイラでの非可逆損失が増大するため、損失全体ではそれほど低減されないと推定されることがわかる。

低カロリーガスを用いる場合でも1,500 K以上の高温の燃焼ガスを得ることは可能であることがわかって⁽⁶⁾。タービン入口温度を1,473 Kに高温化してシミュレーションを行った結果によると、発電のエクセルギー効率が高温化しないケースに比べ4.0%増の31.6%、エクセルギー効率が4.2%増の47.4%になると推定されている。これを高カロリーのメタンガスを用いた場合の高温化ケース B と比較すると、発電のエクセルギー効率で0.5%、総合のエクセルギー効率で2.0%上回っている。

また、再生サイクルを導入した場合をシミュレーションして、メタンガスを用いるケース（ケース C）と比較すると、燃熱ボイラ入口ガス温度が低下し、廃熱ボイラでの非可逆損失が大幅に増加するため、発電

のエクセルギー効率は1.2%減少して32.2%となるものの、熱発生エクセルギー効率を含めた総合のエクセルギー効率では1.4%アップの45.3%になると推定された。

更に、タービン入口温度を1,473 Kに高温化した上に再生サイクルを導入した場合についてもシミュレーションを行ったところ、発電のエクセルギー効率は35.5%、総合のエクセルギー効率は49.3%になると推定された。この総合のエクセルギー効率は同システムでメタンガスを用いるケースの効率を上回っている。

以上のように、低カロリーガスをガスタービンCGSに用いる場合、高カロリーガスのメタンガスを用いる場合よりもエクセルギー効率的にみえて優れているといえることがわかる。観点を変えていうと、メタンガスのようなカロリー的に高級な燃料ガスは、燃料電池のような燃焼反応によらないで発電するエクセルギー的に効率の良いCGSに利用するのが適しているといえよう。

6. 終 り に

本論文では、地域冷暖房用のガスタービン発電・廃熱ボイラ方式コージェネレーションシステム(CGS)を対象として、三種の高効率化手法を取上げ、その評価をエクセルギー効率の観点から行った。高効率化の手法として取上げたのは、タービン入口温度の高温化、再生サイクルの導入およびチェンサイクルの導入の三種の方法である。本論文では、CGS内におけるエクセルギーのフローを明らかにし、これら三種の発電効率向上策がいかなるエクセルギー損失を低減することにより高効率化が図られるかを一元的に評価した。その結果、タービン排気のエネルギーを利用して燃焼器入口の空気温度を高めることにより高効率化を図る再生サイクルの導入は、エクセルギー効率の点で優れた方法となることなどを明らかにした。

また、都市ごみの熱分解ガスなどの低カロリーガスをCGSの燃料として用いることは、メタンなどの高

カロリーガスを燃料として用いる場合よりも、エクセルギー的にみてより高効率になると推定されることなども明らかにした。(平成元年4月24日受付)

文 献

- (1) 朴・鈴木：「コージェネレーション・システムの簡易経済性評価法の導出とその応用」, エネルギー・資源, 8, 145 (昭62-3)
- (2) 石谷：熱管理士教本(昭52)共立出版
- (3) 信澤：エネルギー工学のためのエクセルギー入門(昭55)オーム社
- (4) 朴・鈴木：「廃棄物再生ガス利用ガスタービンCGSの各種高効率化手法の評価」, エネルギー・資源研究会第6回研究発表会講演論文集, p.13 (昭62-4)
- (5) 朴・鈴木：「高効率化ガスタービンコージェネレーションシステムの特性・経済性・環境性の評価」, 電学論D, 108, 895 (昭63-10)
- (6) 朴・鈴木：「都市廃棄物再生ガス利用高効率ガスタービン熱併給発電システムの特性と経済性」, 同上D, 107, 875 (昭62-7)
- (7) 辻：「高効率ガスタービン」, エネルギー・資源, 8, 52 (昭62-3)
- (8) 朴・鈴木：「都市廃棄物処理利用トータルシステムの特性と経済性の評価」, 電学論D, 108, 549 (昭63-6)
- (9) 朴・堀井・伊東・鈴木：「シミュレーションによる地域冷暖房用熱併給発電プラントの評価」, シミュレーション, 4, 19 (昭60-3)

付 録

エクセルギーの算定法の概要⁽²⁾⁽³⁾

本システムで考察の対象となる物質(ガスおよび水)は、すべて流れ系にあると考えられるので、そのエクセルギー e は次式により求められる。

$$e = h - h_0 - T_0(s - s_0) \cdots \cdots \cdots \text{(付1)}$$

ここで、 h, s ：それぞれ物質のエンタルピー、エントロピー、 T_0, h_0, s_0 ：それぞれ基準環境条件下における温度、物質のエンタルピー、エントロピー

燃料ガスのもつ化学エクセルギー e_c は、各成分ガス j の標準エクセルギー $e_{c,j}$ と容積分率 x_j より

$$e_c = \sum_j e_{c,j} x_j - \sum_j x_j \ln x_j \cdots \cdots \cdots \text{(付2)}$$

として求められる。また、電力はその100%を仕事に変えられるとした。