

■ 研究論文 ■

地域冷暖房用コージェネレーションシステムのエクセルギー評価

Exergetic Evaluation of Cogeneration Systems for District Heating and Cooling

朴 炳植*・中村 健一**・鈴木 胖***

Pyong Sik Pak Kenichi Nakamura Yutaka Suzuki

1. まえがき

欧米では、コージェネレーションシステム（以下CGSと略記）が、地域暖房用に数多く導入され、総合エネルギー利用効率、経済性や環境性の点で優れた特性を実現している。しかし、暖房用熱需要が長時間、大量にある欧米とは異なり、日本で地域熱供給用にCGSを導入する際には、暖房用のみならず冷房用熱需要にも対応する必要があることや、冷暖房用熱需要が小さくなる季節が比較的長いという問題がある。このため、経済性向上の観点から定格運転時の総合熱利用効率の向上だけでなく、熱需要の変化に効率よく対処できるプラント構成をとることが重要となる¹⁾。

これまで、種々のエネルギーシステムを対象としてエネルギー効率改善の目的でエクセルギーの観点から分析した例は多い^{2)~4)}。しかし、地域冷暖房用CGSに対し、熱需要が変化した時の特性を一元的に評価・比較・分析した例は筆者らの知る限りではない。本論文では熱需要が変化した時のCGSの特性を明らかにすることを目的として、熱需要変動に対処しやすく、かつ高い発電効率が得られる地域冷暖房用CGSの方式として、チェン・サイクル利用ガスタービン発電・廃熱ボイラ方式CGS（チェンサイクルCGS）およびコンバインド・サイクル発電抽気方式CGS（コンバインドサイクルCGS）を取り上げ、その特性をエンタルピー効率だけでなくエクセルギー効率の観点から総合的、一元的に分析・評価した結果について述べる。

2. 検討システムの概略

ガスタービンを利用したCGSのうち、最も構成の単純なシステムとして、図-1(a)に示す単純サイクルガ

スタービン廃熱ボイラ方式CGSがある^{5),6)}。本研究では、このシステムについてもチェンサイクルCGSおよびコンバインドサイクルCGSの特性の検討にあたっての参考システムとして評価することにする。本システム（以下システムAという）では後に述べるように最大熱発生時には高い総合熱利用効率を得られるものの、熱需要の変動に対処しにくい欠点があり、熱需要の少ない時には効率が著しく低下してしまうという問題がある。

チェンサイクルCGS（以下システムBという）は、図-1(b)に示すようにガスタービンの廃熱を利用して過熱蒸気を作り、これを燃焼器に噴射するシステムであり、ガスタービンの発電効率向上を図る手法としてよく知られている^{5),6)}。システムBでは過熱蒸気発生に利用した廃熱の残りを熱供給に利用するので、熱需要の少ない時には、噴射蒸気量を増して発電出力を上昇させることによって熱負荷変動に効率よく対処できる。なお、システムBで過熱蒸気の燃焼器への噴射の無い場合が、システムAに相当することになる。

コンバインドサイクルCGS（以下システムCという）は、図-1(c)に示すようにガスタービンの廃熱を利用して過熱蒸気を発生し、これを利用して蒸気タービン発電を行う方法で、高い発電効率が得られるシステムとしてよく知られている⁷⁾。コンバインドサイクルCGSでは蒸気タービンから蒸気を抽気して熱供給を行う。システムCにおいては抽気蒸気量を制御することによって熱供給量と蒸気タービンの発電出力の関係を制御することができるので、熱負荷変動に効率的に対応することができる。

3. 基本的前提条件

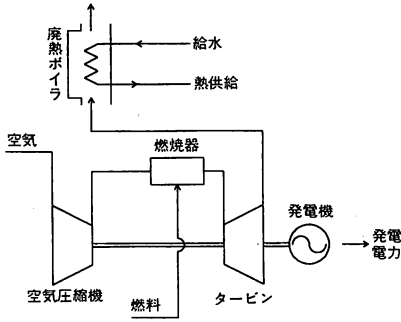
各システムの特性を推定するにあたって、本研究では、システムA、Bについてはそれぞれ筆者らがすでに構築したガスタービンCGSのシミュレーション・

(註) 原稿受理 (H2.5.25)

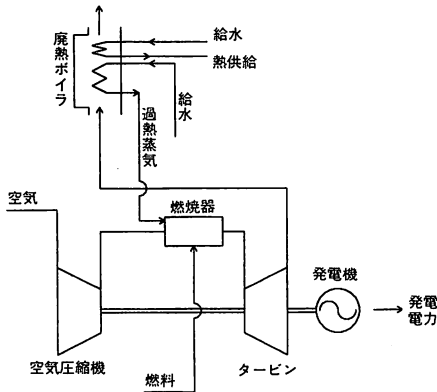
* 大阪大学工学部電気工学科助教授

** " " 大学院生

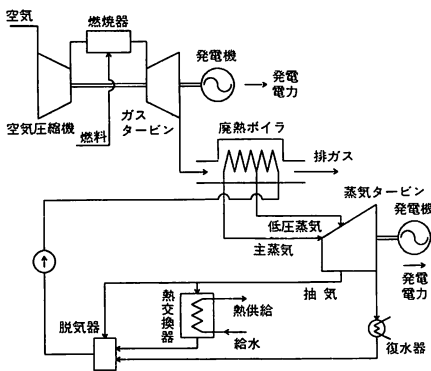
*** " " 教授



(a) ガスタービン発電・廃熱ボイラ方式CGSの概略構成



(b) チェン・サイクル利用ガスタービン発電・廃熱ボイラ方式CGSの概略構成



(c) コンバインド・サイクル発電抽気方式CGSの概略構成

図-1 検討システムの概略構成

モデルおよびチェンサイクルCGSのシミュレーション・モデル^{5), 6)}を利用した。システムCについてはさきに構築したコンバインドサイクルCGSのシミュレーション・モデル⁷⁾を一部改良して使用した。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することにした。

(1) 発電容量としてはシステムAおよびCのガスター

ビンの発電電力ならびにシステムBの蒸気噴射のない場合のガスタービンの発電電力をすべて10MW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。また、燃焼器の燃焼効率を98%とした。

(3) ガスタービンの発電効率はガスタービン入口温度に大きく依存する。本研究では1273Kを基準とする事にした。

(4) システムAおよびBの廃熱ボイラならびにシステムCの熱交換器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、 $9.5\text{kg}/\text{cm}^2\text{G}$ の飽和蒸気とした。熱媒の戻り温度は393Kとした。

(5) システムA, BおよびCでは議論の簡単化のため、ピーク熱需要対策等のために設置される補助ボイラの運転は考えないものとした。

(6) システムBにおいて廃熱ボイラで製造される過熱蒸気を燃焼器に噴射する際、燃料投入量を増加してガス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。

(7) コンバインドサイクルCGSの文献⁷⁾のシミュレーション・モデルでは外生パラメータとした主蒸気圧力、低圧蒸気圧力、抽気蒸気温度・圧力等は最適値を探索するなどにより内生化することとした。

(8) コンバインドサイクルCGSの廃熱ボイラ入口給水温度は353Kとした。

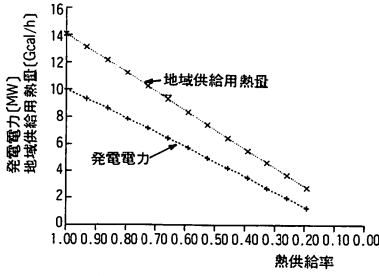
(9) CGSの特性をエクセルギーにより評価するにあたっては、シミュレーションにより求められた温度・圧力等の熱力学的状態量をもとに、システム各部での空気、燃焼ガス等の物質の有するエクセルギー値を算定する必要がある。エクセルギーは環境を基準とした状態量であるので、その算定にあたっては外界基準状態を決めておく必要がある。本研究では、計算の簡単のためこれをガスタービン作動流体ガス（水蒸気を含む）については298K、1 atmの気体状態とした。また、蒸気タービン作動蒸気と地域冷暖房用熱媒については298Kの飽和水の状態を基準とした⁸⁾。

4. シミュレーション結果とエクセルギー評価

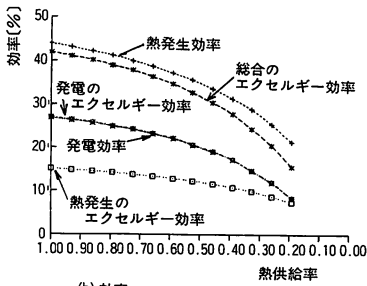
4.1 システムAのエクセルギー効率

図-2はシステムAにおいて熱需要量の減少に応じて燃料投入量を定格燃料消費量の5%ずつ、40%にまで減少していった場合の発電および熱発生の特性的推定結果を示す。図において横軸には定格運転時の供給可

能熱量（最大供給可能熱量）を基準（1.0）とした場合の熱供給率を取っている。図-2(a)から熱供給率の減少に伴い発電電力は低下すると推定されていることがわかる。これはシステムAではシステムBおよびCとは異なり熱供給量を減少させる際には燃料投入量を減少させるのでタービン入口温度が低下してしまうからである。



(a) 発電電力と地域供給用熱量



(b) 効率

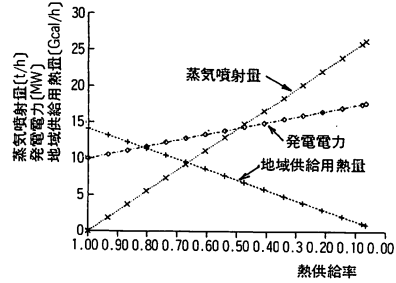
図-2 システムAの特性推定結果

図-2(b)の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から、システムAの定格運転時の発電のエクセルギー効率は27.1%、熱発生のエクセルギー効率は15.0%と推定されていることがわかる。総合のエクセルギー効率は42.0%であり比較的高い効率が得られると推定されている。しかし、本システムでは熱需要が減少し、熱供給率が減少するにつれ熱発生のエクセルギー効率だけでなく発電のエクセルギー効率も大幅に低下してしまい、総合のエクセルギー効率は加速度的に低くなってしまふと推定されている。これは、4.2節および4.3節を述べるシステムBおよびCと大きな相違である。したがって、熱需要の変化に効率的に対処するためには、CGSはシステムBまたはCの構成をとる方が有利であることがわかる。以下では、システムBおよびCについての特性のみ詳細に検討する。

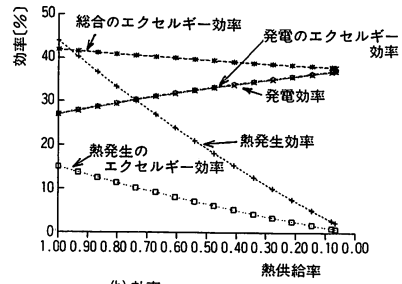
4.2 システムBのエクセルギー効率

図-3はシステムBにおいて熱供給量の変化に応じて

蒸気噴射量を変化させた場合の特性推定結果を示す。図-3において横軸には蒸気噴射のない時の供給可能熱量（最大供給可能熱量）を基準として、熱供給量が減少した場合の熱供給率をとっている。なお、図-3において熱供給率が1.0の場合、すなわち燃焼器への蒸気の噴射のない場合の特性の推定結果は、図-1(a)と(b)のシステム構成から分かるようにシステムAの定格時の推定結果と同一である。



(a) 発電電力、地域供給用熱量および蒸気噴射量



(b) 効率

図-3 システムB（チェンサイクルCGS）の特性推定結果

システムBでは図-3(a)に示すように最大熱供給量はシステムAと同じく14.1Gcal/hであるが、熱供給率の減少に応じて燃焼器への蒸気噴射量を増加させると発電電力が増加する特性をもっていることがわかる。本システムでは噴射可能最大蒸気量は26.0t/hで、このとき17.6MWの電力を発電することができ、0.9Gcal/hの熱を供給できると推定されている*。

しかし、本システムでは図-3(b)に示すように熱供給率の減少につれて発電のエクセルギー効率は27.1%から37.3%に上昇するものの、熱発生のエクセルギー効率は15.0%から0.8%へ低下するため、総合のエクセルギー効率は42.0%から38.1%へ低下すると推定されている（表1参照）。

以上の推定結果からシステムBのチェンサイクルCGSは熱需要率の高い地域の冷暖房用CGSとして採用するとエクセルギー効率的に優れた結果が得られる特

性を持っていることが分かる。

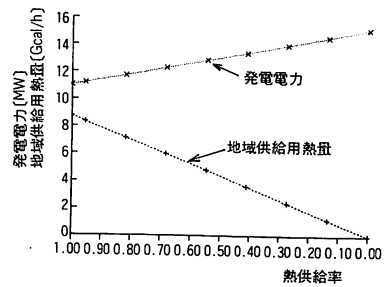
4.3 コンバインドサイクルCGSのエクセルギー効率

図-4は抽気蒸気量を変化させた場合のシステムCの特性推定結果を示す。図において横軸には、抽気蒸気量を最大にした時の最大供給可能熱量を基準として、熱供給量が減少した場合の熱供給率をとっているのは図-2および図-3の場合と同じである。図-4(a)より、抽気蒸気量を最大にしたとき、システム全体の発電電力は11.0MWと推定されており、このとき熱発生出力は8.73Gcal/hと推定されていることが分かる。また、熱需要の減少に応じて抽気蒸気量を減少させるにつれ、発電電力が増加し熱発生出力が減少する特性を持っているのはシステムBの場合と同様であることが分かる。熱供給用の抽気蒸気量を0としたとき蒸気タービンの発電電力は最大の5.1MWとなり、システム全体の発電電力は15.1MWとなると推定されている。

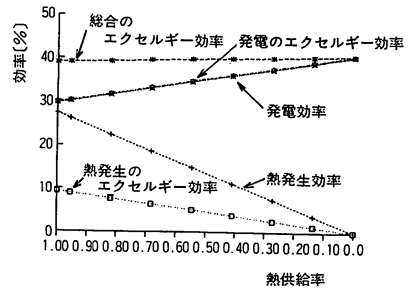
図-4(b)に発電および熱発生エンタルピーおよびエクセルギー効率の変化を示す。本システムでは、抽気蒸気量の減少に伴い発電のエンタルピー効率は上昇するが熱発生エンタルピー効率の低下が著しいため、エンタルピー的に見た総合効率は抽気蒸気量が最大時の57.0%から40.7%へと低下すると推定されている。これに対し、エクセルギー的に見た熱発生エクセルギー効率の低下は図-4(b)に示すように比較的小さいため、システムCではシステムBの場合と異なり総合のエクセルギー効率は熱需要の減少につれて39.1%から40.8%へとむしろ上昇すると推定されている(表2参照)。したがって、システムCはシステムBと異なりむしろ熱需要率の低い地域の冷暖房用CGSとして採用するとエクセルギー的に見てすぐれた結果が得られる特性を持っていることが分かる。

脚注

* 1 : 本システムBでは、3節の前提条件(6)でも述べたように高効率化のためガスタービン入口温度を定格温度に保持するという条件のもとで、タービン排気のエネルギーを利用して廃熱ボイラで製造できる最大限の蒸気量まで燃焼器に噴射できると仮定している。なお、タービン排ガス温度と過熱蒸気温度の間には一定以上の温度差が必要なので、過熱蒸気に比べ低温の飽和蒸気は最大蒸気量製造時でもまだ製造できる。したがって、本システムではシステムCの場合と異なり、熱供給率は零にまで低下しないことに注意する必要がある。



(a) 発電電力と地域供給用熱量



(b) 効率

図-4 システムC (コンバインドサイクルCGS) の特性推定結果

4.4 エクセルギー収支によるシステムの相互比較と検討

本節では、システムBおよびCの特性をエクセルギーの損失の観点から比較・検討した結果について述べる。

表1に、システムBの最大熱供給時および最小熱供給(最大蒸気噴射)時におけるエクセルギー利用評価表を示す。また、表2にはシステムCの最大熱供給(最大蒸気抽気)時および熱供給ゼロのときのエクセルギー利用評価表を示す。表中の数値は燃料の化学エクセルギーを100とした値を示す。

表1から分かるように、システムBでエクセルギーの損失が最も大きいのは燃料の持つ化学エクセルギーを燃焼反応により取り出す際に生じた燃焼器非可逆損失の30.6%である。この損失はタービン入口温度を上昇させると減少するが⁸⁾、本検討では燃焼器出口(タービン入口)温度が1273Kで一定と仮定しているため、熱供給率(以下、 β で表す)が変化しても変わらない。

システムBにおいて最大熱供給を行っている時、すなわち $\beta = 1$ の時、二番目に大きいエクセルギー損失は廃熱ボイラ非可逆損失の7.4%である。この損失は比較的高温(762K)のタービン排気ガスを利用して、比較的低温(454K)の地域熱供給用の飽和蒸気を作る際に生じるエクセルギーの損失である。熱需要が減

表1 システムBのエクセルギー利用評価

項 目		最大熱供給 ($\beta = 1$)時	最小熱供給 ($\beta = 0.067$)時
セ ル 入 エ キ ー	燃料化学エクセルギー	100.0* ¹	100.0* ²
	過熱蒸気発生用給水頭熱エクセルギー	—	-6.5
	流入エクセルギー合計	100.0	93.6
有 効 利 用 エ キ ー	発電電力エクセルギー	27.1	37.3
	(タービン有効出力)	(86.9)	(84.4)
	(空気圧縮機動力)	(-58.4)	(-45.7)
	(燃料圧縮機動力)	(-1.4)	(-1.4)
	熱供給用飽和蒸気エクセルギー	15.0	0.8
	(廃熱ボイラエクセルギー発生量)	(15.0)	(17.7)
	(過熱蒸気発生利用エクセルギー)	(—)	(-16.9)
	有効利用エクセルギー合計	42.0	38.1
損 失 エ キ ー	フィルター・サイレンサー非可逆損失	0.2	0.2
	空気圧縮機流量損失	0.5	0.4
	空気圧縮機非可逆損失	3.9	3.1
	燃料圧縮機非可逆損失	0.1	0.1
	燃焼器燃焼損失	2.0	2.0
	燃焼器流量損失	1.2	1.2
	燃料ガスノズル非可逆損失	0.0	0.0
	蒸気ノズル非可逆損失	—	0.2
	燃焼器非可逆損失	30.6	30.6
	発電機損失	0.6	0.8
	タービン流量損失	0.3	0.3
	タービン非可逆損失	6.7	6.3
	廃熱ボイラ損失	0.7	0.9
	廃熱ボイラ非可逆損失	7.4	5.5
流出排ガスエクセルギー	3.6	3.8	
	損失エクセルギー合計	58.0	55.4

*1, *2: それぞれ31.8Gcal/hおよび40.7Gcal/hの燃料化学エクセルギーを表している

表2 システムCのエクセルギー利用評価

項 目		最大熱供給 ($\beta = 1$)時	最小熱供給 ($\beta = 0$)の時
流 入 エ キ ー	燃料化学エクセルギー	100.0*	100.0*
	流入エクセルギー合計	100.0	100.0
有 効 利 用 エ キ ー	ガスタービン発電電力エクセルギー	27.1	27.1
	(タービン有効出力)	(86.9)	(86.9)
	(空気圧縮機動力)	(-58.4)	(-58.4)
	(燃料圧縮機動力)	(-1.4)	(-1.4)
	蒸気タービン発電電力エクセルギー	9.7	13.8
	熱供給利用エクセルギー	2.3	0.0
	(熱供給用飽和蒸気エクセルギー)	(9.9)	(0.0)
	(給水頭熱エクセルギー)	(-0.6)	(0.0)
	有効利用エクセルギー合計	39.1	40.8
損 失 エ キ ー	フィルター・サイレンサー非可逆損失	0.2	0.2
	空気圧縮機流量損失	0.5	0.5
	空気圧縮機非可逆損失	3.9	3.9
	燃料圧縮機非可逆損失	0.1	0.1
	燃焼器燃焼損失	2.0	2.0
	燃焼器流量損失	1.2	1.2
	燃料ガスノズル非可逆損失	0.0	0.0
	燃焼器非可逆損失	30.6	30.6
	ガスタービン発電機損失	0.6	0.6
	タービン流量損失	0.3	0.3
	タービン非可逆損失	6.7	6.7
	廃熱ボイラ損失	0.9	0.9
	廃熱ボイラ非可逆損失	4.9	4.9
	流出排ガスエクセルギー	3.0	3.0
蒸気タービン発電機損失	0.1	0.3	
蒸気タービン非可逆損失	0.5	1.8	
復水器損失	0.1	0.8	
熱交換器損失	0.5	0.0	
熱交換器非可逆損失	1.4	0.0	
脱気器非可逆損失	3.2	1.2	
	損失エクセルギー合計	60.9	59.2

*: 31.8Gcal/hの燃料化学エクセルギーを表している

少し、廃熱ボイラでの燃焼器噴射用の過熱蒸気の製造量を増大させると、過熱蒸気の温度(707K)は地域熱供給用の飽和蒸気に比べ高温なので、この損失は減少していき最小熱供給時(最大蒸気噴射時)に最小の5.5%となり最大熱供給時に比べ1.9%も減少する。これが主要な理由となっており、エクセルギー損失の合計は58.0%から55.4%にまで減少すると推定されることが分かる。それにもかかわらず、総合のエクセルギー効率(以下、単にエクセルギー効率という)が42.0%から38.1%へとむしろ減少すると推定されているのは、2節の(9)項で述べたように、ガスタービン作動流体ガスについては298K、1 atmの気体状態をエクセルギーの基準としているので、蒸発させて作動流体ガス(水蒸気)とする必要のある給水のエクセルギーの値が負の値となっており、噴射蒸気は排ガスとして大気へ捨てられてしまうので気化潜熱は有効利用されないためである。すなわち、システムBでは燃焼器への噴射用の過熱蒸気の製造のために必要となる給水の流入は、システムへの有効エクセルギーの流入を6.5%も減少させてしまうからである。

システムCでは、表2から分かるように最大のエクセルギー損失は燃焼器非可逆損失の30.6%で、これはシステムBの場合と変わらない。二番目に大きいのがタービンでの非可逆損失の6.7%である。廃熱ボイラ非可逆損失は4.9%で第三番目に大きいエクセルギーの損失となっている。これらの損失は熱供給率 β によって変わらない。熱需要が減少し抽気蒸気量が減少すると、熱交換器と脱気器での非可逆損失が減少し、 $\beta = 0$ のとき損失エクセルギーの合計59.2%は $\beta = 1$ の時の60.9%に比べ減少している。このため、システムCのエクセルギー効率はシステムBの場合と異なり β が大の時よりも、 β が小の時の方が高くなるのである。

システムB及びシステムCのエクセルギー効率が最大となる時を比較すると次のようになる。システムCにおいてエクセルギー効率が最大となる $\beta = 0$ の時、タービン排気ガスの持つエクセルギーを廃熱ボイラを利用して過熱蒸気に変換する際に生ずる廃熱ボイラ損失および廃熱ボイラ非可逆損失ならびに流出排ガスエクセルギーの合計は8.8%であり、システムBの $\beta = 1$ のときの11.7%に比べ小さくすると推定されている。それにもかかわらずシステムCの損失エクセルギーの合計(59.2%)が、システムBの58.0%に比べてむしろ大きくなる、言い換えるとエクセルギー効率が低くすると推定されているのは次の理由による。すなわち、

システムCでは表2より分かるように蒸気タービンを利用して発電を行うために必要となる種々の要素機器(蒸気タービン、復水器および脱気器)において各種のエクセルギー損失がシステムBに比べ余分に生じるからである。換言すると、ガスタービン排ガスの持つエクセルギーを利用する場合、このエクセルギーを電気エネルギーの形態に変換するよりも、熱エネルギーとして利用の方がエクセルギーの損失が少なく済み、この点に電気と熱の2種のエネルギーを発生するコージェネレーションシステムの利点があることが分かる。

5. 熱供給率に適した地域冷暖房用CGSの選定

地域冷暖房用CGSのシステムBとCのエクセルギー効率率は熱供給率 β の値によって異なる。本節では、ある地域において地域冷暖房用CGSを導入する場合、システムBとCのどちらのシステムを導入した方がエクセルギー効率の点から判断して有利になるかについて検討する。

5.1 前提条件

問題検討にあたって前提とした条件は以下の通りである。

(1) 地域冷暖房用CGSは、ここでは簡単のため年間365日8760時間運転されるものとする。

(2) CGSの最大熱供給可能熱量はシステムBとCで異なるため、システムBとCではたとえ同じ地区にCGSを建設するとしても熱供給施設数が異なり、熱供給率 β も異なると想定する方が一般性を持つと考えられる。本検討では、システムBおよびCの最大供給可能熱量にみあう最大熱供給可能施設数が既に決められており、熱供給施設における熱需要は定まっていると仮定する。換言すると、システムBにおいて熱供給率が β ($1 \geq \beta \geq \beta_0$)、 β_0 は最大蒸気噴射時の熱供給率)で運転される時間が年間トータルで $w_B(\beta)$ 時間であり、システムCにおいて熱需要率が β ($1 \geq \beta \geq \beta_0$)、 $\beta_0=0$)で運転される時間が年間トータルで $w_C(\beta)$ 時間であり、 $w_B(\beta)$ および $w_C(\beta)$ は既知であると仮定する(図-5(a)参照)。

(3) システムBおよびシステムCのエクセルギー効率 e_B および e_C は、図-3および図-4からも分かるように、熱供給率 β の一次関数で十分精度よく近似できるので、図-5(b)に示すようにそれぞれ

$$e_B(\beta) = e_{B0} + (e_{B1} - e_{B0})\beta \quad (1)$$

$$e_C(\beta) = e_{C0} - (e_{C0} - e_{C1})\beta \quad (2)$$

と表されるものとする。ここで、 e_{B1} および e_{C1} はそれぞれシステムBおよびCの $\beta=1$ のときのエクセルギー効率を表す。 e_{C0} はシステムCの $\beta=0$ のときのエクセルギー効率を表し、 e_{B0} はシステムBにおいて最小熱供給率 β_0 のときのエクセルギー効率を e_{Bm} とすると、2点(1, e_{B1})および(β_0 , e_{Bm})を結ぶ直線を外挿して、 $\beta=0$ としたときのエクセルギー効率を表す。

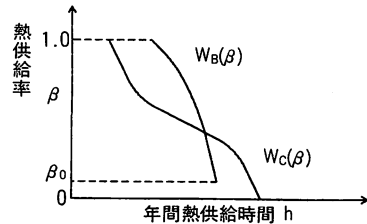
(1), (2)式において、システムBおよびCの特性より

$$k_B \equiv e_{B1} - e_{B0} > 0, \quad k_C \equiv e_{C0} - e_{C1} > 0 \quad (3)$$

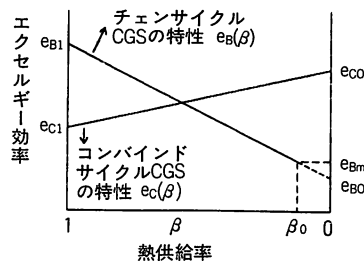
$$e_{C0} > e_{B0} \quad (4)$$

の関係が成立するものとする。

(4) エクセルギー効率の値は、熱供給率 β の値によって異なるので、年間平均エクセルギー効率の高いシステムを優れたシステムということにする。



(a) 熱需要特性



(b) エクセルギー効率特性

図-5 熱需要特性とエクセルギー効率

5.2 検討結果

いま、あるCGSが熱供給率 β ($1 \geq \beta \geq \beta_0 \geq 0$)で運転される年間トータルの時間を $w(\beta)$ 表すと、前提条件(1)より

$$\frac{1}{8760} \int_{\beta_0}^1 w(\beta) d\beta = 1 \quad (5)$$

である。ここで、 β_0 は β の最小値を表し、システムCに対しては $\beta_0=0$ である。このCGSの年間平均熱

需用率を $\bar{\beta}$ で表すと、 $\bar{\beta}$ は

$$\bar{\beta} = \frac{1}{8760} \int_{\beta_0}^1 \beta w(\beta) d\beta \quad (6)$$

と求められる。地域冷暖房用CGSのエクセルギー効率が、 e_0 および k を定係数として $e(\beta) = e_0 \pm k\beta$ と表される場合、年間平均エクセルギー効率 \bar{e} は

$$\begin{aligned} \bar{e} &= \frac{1}{8760} \int_{\beta_0}^1 e(\beta) w(\beta) d\beta \\ &= \frac{1}{8760} \int_{\beta_0}^1 \{e_0 \pm k\beta\} w(\beta) d\beta \\ &= e_0 \pm k\bar{\beta} \end{aligned} \quad (7)$$

と表すことができる。

したがって、システムBの年間平均エクセルギー効率 \bar{e}_B がシステムCの平均エクセルギー効率 \bar{e}_C より大きくなるのは、平均熱需要 $\bar{\beta}$ が

$$\bar{\beta} \geq \beta_d \equiv (e_{C0} - e_{B0}) / (k_B + k_C) \quad (8)$$

となる場合である。 $\bar{\beta}$ が上記 β_d の値より小さい場合は、システムCを採用する方が年間平均エクセルギー効率を高くするという点で有利となる。

システムBおよびCの特性がそれぞれ図-3および図-4の特性を持つ場合、 $\beta_d = 50.7\%$ となるので、本論文の前提条件のもとでは年間平均熱供給率（熱需要率）が50.7%以上となる地域へはチェンサイクル方式CGSのシステムBを採用し、年間平均熱供給率は50.7%以下となる地域へはコンバインドサイクル方式CGSのシステムCを採用した方が年間平均エクセルギー効率の点からはよいことになる。

6. おわりに

本論文では熱需要の変化に対処しやすく、かつ高い発電効率が得られる地域冷暖房用CGSの方式として、チェン・サイクル利用ガスタービン発電・廃熱ボイラ方式CGS（チェンサイクルCGS）およびコンバインド・サイクル発電抽気方式CGS（コンバインドサイクルCGS）を取り上げ、その特性をエクセルギー効率の観点から一元的に評価した。

まず、検討にあたっての基本的条件を明らかにし、これに基づいて両システムの特性をシミュレーションして推定し、検討した。その結果、チェンサイクルCGSのエクセルギー効率は熱供給率の高い方が高く、熱需要率が低くなり熱供給率が低下すると、燃焼器への過熱蒸気噴射量を増加させて発電電力を増加させることができるものの、過熱蒸気製造用給水の蒸発のためエクセルギー消費が大きくなるため、エクセルギー効

率はむしろ低下する。これに対し、コンバインドサイクルCGSのエクセルギー効率は、熱供給率が減少すると地域熱供給のための熱交換器や脱気器での非可逆損失が減少するので、熱供給率の低い方が高くなると推定される事を述べた。

また、コンバインドサイクルCGSにおいて最大のエクセルギー効率の得られる熱供給率がゼロ（発電のみ）の時の効率は、蒸気タービン発電系でのエクセルギー損失のため、チェンサイクルCGSにおいて最大熱供給を行うときの効率よりも、低くなると推定されることを示した。

さらに、CGSの年間平均エクセルギー効率が年間平均熱供給率の一次式の関係にあることを導出するとともに、ある地域に地域冷暖房用CGSを導入する場合、どちらのシステムを導入する方がエクセルギー的にみて有利になるかの条件についても明らかにした。

これらの研究成果が地域冷暖房用コージェネレーションシステムを導入する場合のシステム構成計画やシステム導入決定の一助になれば幸いである。

参考文献

- 1) 朴・堀井・伊東・鈴木：「混合整数計画法によるガスタービン熱併給発電プラントの最適計画」, 電気学会論文誌B, Vol.106, No. 3, pp.193/200 (昭61-3)
- 2) 石谷：「熱管理士教本」, 共立出版 (昭52)
- 3) 信澤：「エネルギー工学のためのエクセルギー入門」, オーム社 (昭55)
- 4) 藤井・大田・蔭：「コージェネレーションシステムのエクセルギーによる評価」, エネルギー・資源, Vol.11, No.3, pp.272/278 (平2-5)
- 5) 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, pp.13/18 (昭62-4)
- 6) 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」, 電気学会論文誌D, Vol.108, No.10, pp.895/902 (昭63-10)
- 7) 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, Vol.4, No.1, pp.19/25 (昭60-3)
- 8) 朴・中村・鈴木：「ガスタービンコー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」, 電気学会論文誌C, Vol.109, No.12, pp.877/884 (平成元-12)