民生用コージェネレーションの省エネルギー性に関する 理論的研究

A THEORETICAL STUDY ON PRIMARY ENERGY CONSERVATION WITH A COGENERATION SYSTEM FOR BUILDING

市川 徹*, 尾島俊雄**

Toru ICHIKAWA and Toshio OJIMA

This study theoretically examines primary energy saving by cogeneration in relation to three alternative energy supply models : steam boiler with steam-driven chiller, electric heat pump and gas/oil-driven heat pump.

Using energy flow tables of five different operational patterns of cogeneration and alternative models, primary energy saving ratio was formulated, calculated and put into charts in relation to heat/electricity consumption ratio. Following results were obtained :

- ① Cogeneration with engine or fuel cell can claim substantial energy saving even against heat pump with high COP where heat/electricity consumption ratio is less than 1.5.
- ② Energy saving is retained even under partial-load operation.

Keywords : cogeneration, energy conservation, heat/electricity consumption ratio, energy flow, heat pump, performance

コージェネレーション, 省エネルギー, 熱電比, エネルギーフロー, ヒートポンプ, 性能

1. はじめに

我が国における民生用コージェネレーションの普及は近年目覚ましいものがあるが、その主たる理由は導入による経済効果にある。特に近年の安価で安定した燃料価格が買電コストに対する割安感を生み、導入に大きな影響を与えている^{注1)}。しかしコージェネレーションの本来の社会的導入価値は、消費側で電気と熱を同時に発生させることによる省エネルギー^{注2)}であり、経済的效果に省エネルギー効果がともなって初めて本来の導入目的が達成される。

これまでコージェネレーションの省エネルギー性は、主として系統電力^{注3)}からの電力供給と、ボイラーおよび熱媒駆動冷凍機^{注4)}による熱供給^{注5)}を比較の対象として論じられてきた^{注6)}。一方、熱供給の分野では技術開発が進み、電力やガス・石油を直接用いて冷暖房、給湯用の冷温熱を高効率で取り出せる各種ヒートポンプが実用化され、広く普及しているが、コージェネレーションのヒートポンプに対する省エネルギー性の評価はまだ行

われていない。またコージェネレーションの省エネルギー性は導入対象の熱電比^{注7)}に大きく左右されることが文献3)等で指摘されているが、両者の詳細な関係はまだ明らかにされていない。

本研究は、こうした点を踏まえ、本格的な普及期を迎えたと考えられるコージェネレーションの省エネルギー性を、理論的に明らかにしようとするものである。研究は以下の方法で行う。

- ① コージェネレーション、専用熱源、2種類のヒートポンプの合計4方式のエネルギーフローを数式化する。
- ② コージェネレーションの他の3方式に対する一次エネルギー削減率を熱電比の関数として一般式で表す。
- ③ ②の一般式より熱電比と代表的な性能を有するコージェネレーションの省エネルギー性の関係を明らかにする。
- ④ コージェネレーションの他の3方式に対する省エネルギー達成条件を、発電効率と熱発生効率の関数として数式化する。

本論文の一部を、1989年10月(九州)の日本建築学会大会学術講演会にて発表した。

* 東京ガス創資源・創エネルギープロジェクトチーム
課長・工修

** 早稲田大学理工学部建築学科 教授・工博

Manager, Project Team for Integrated Utilization of Waste Resources and Energy, Tokyo Gas, M. Eng.

Prof., Dept. of Architecture, Faculty of Science and Engineering Waseda Univ., Dr. Eng.

⑤ ④の数式より省エネルギーを達成するために必要なコージェネレーションの性能を明らかにする。

2. 検討モデルの設定

本論文では、専用熱源方式と2種類のヒートポンプ方式（電動ヒートポンプ方式、ガス・石油駆動ヒートポンプ方式^{注1)}）を省エネルギー性の比較対象とし、これら3方式それぞれに対するコージェネレーションの省エネルギー性を考察する。表—1に本研究で用いる記号を示す。 η_a は、本研究で「コージェネレーションによる発生熱の有効利用率」として新たに定義する。 η_a は、コージェネレーションで発生した温水・蒸気などが、消費される熱（冷水・温水・蒸気等）に変換される率で、温熱・冷熱を合わせた熱消費全体に対する値とする。 η_a は原動機の種類、排熱回収方法等のシステムの違いや、各用途建物で消費される熱の種類と比率の違いにより異なった値をとる。しかし、これまでの実績から、エンジンシステムでは発生熱を温熱源として直接用いる場合が多いこと、またタービンシステムで回収された蒸気を冷熱に変換する場合には、部分負荷運転時を含めて変換効率が1.0~1.2程度の2重効用吸収式冷凍機を用いる場合が多いことなどから、 η_a はほとんどの場合、導入対象の用途にあまり関係なく1.0に近い値になるものと考えられる。同様に η_f を、「専用熱源およびコージェネレーションの補助熱源による発生熱の有効利用率」と定義する^{注2)}。

表—1 本研究で用いる記号

記号	説明
Q_0	コージェネレーション一次エネルギー投入量
Q_1	専用熱源方式一次エネルギー投入量
Q_2	電動ヒートポンプ方式一次エネルギー投入量
Q_3	ガス・石油駆動ヒートポンプ方式一次エネルギー投入量
Q_4	逆送電力量に相当する系統電力の一次エネルギー投入量
r_1	専用熱源方式に対するコージェネレーションの一次エネルギー削減率
r_2	電動ヒートポンプ方式に対するコージェネレーションの一次エネルギー削減率
r_3	ガス・石油ヒートポンプ方式に対するコージェネレーションの一次エネルギー削減率
E	電力消費量
H	熱消費量（冷房・暖房・給湯用消費量の合計）
σ	（消費の）熱電比（ $\sigma=H/E$ 、 E は1KWH=860Kcalで換算）
EX	逆送電力量
η_e	コージェネレーション発電効率
η_h	コージェネレーション熱発生効率
η_b	蒸気ボイラー熱効率
η_p	系統電力供給効率
η_a	コージェネレーションによる発生熱の有効利用率
η_f	専用熱源およびコージェネレーションの補助熱源による発生熱の有効利用率
ϵ	電動ヒートポンプ成績係数
μ	ガス・石油駆動ヒートポンプ成績係数

注： 効率はすべて高位発熱量基準とする。

表—2 コージェネレーションの運転形態

条件 運転方式	$\sigma = \eta_a \cdot \eta_h / \eta_e$	$\sigma < \eta_a \cdot \eta_h / \eta_e$	$\sigma > \eta_a \cdot \eta_h / \eta_e$
電力消費 追従	(a) コージェネレーションのみで供給（電力・熱均衡）	(b) コージェネレーションのみで供給（余剰熱を廃棄）	(d) 不足熱を源給
熱消費 追従		(c) 不足電力を力電 （余剰電力を逆送）	(e) コージェネレーションのみで供給（余剰電力を逆送）

コージェネレーションは、発生する電力・熱と消費される電力・熱のバランスにより種々の運転形態をとる。各運転形態は、熱発生プラント入口の熱要求量(H/η_a)と電力消費量に対応した発生熱量($E \cdot \eta_h / \eta_e$)との過不足関係と電力消費追従・熱消費追従という2種類の運転方式により決定され、これらは表—2に示す(a)~(e)の5種類としてまとめられる。

熱消費(H)を電力消費(E)と熱電比(σ)の積で表し、コージェネレーションの各運転形態と比較方式のエネルギーフローをモデル化し、表—3に示した。実際のシステムでは、原動機の容量を上回る分の消費電力を買電しながら不足熱を補助熱源から補給する場合があるが、これは表—3におけるコージェネレーションと専用熱源方式が複合された供給方式と考えることができる。

3. 熱電比とコージェネレーションの省エネルギー性の関係についての考察

各比較方式に対するコージェネレーションの省エネルギー性を一次エネルギー削減率($r_1 \sim r_3$)として式(1)~(3)に定義する。

$$r_1 = \frac{Q_1 - Q_0}{Q_1} \dots \dots \dots (1)$$

$$r_2 = \frac{Q_2 - Q_0}{Q_2} \dots \dots \dots (2)$$

$$r_3 = \frac{Q_3 - Q_0}{Q_3} \dots \dots \dots (3)$$

a~eを表—2のコージェネレーションの各運転形態に対応した添字とすれば、表—3より式(4)~(11)が得られる。

$$Q_0 a = Q_0 b = \frac{E}{\eta_e} \dots \dots \dots (4)$$

$$Q_0 c = \left(E - \frac{E \cdot \sigma \cdot \eta_e}{\eta_a \cdot \eta_h} \right) / \eta_p + \frac{E \cdot \sigma}{\eta_a \cdot \eta_h} \dots \dots \dots (5)$$

$$Q_0 d = \left(\frac{E}{\eta_e} + E \cdot \sigma - \frac{E \cdot \eta_a \cdot \eta_h}{\eta_e} \right) / (\eta_b \cdot \eta_f) \dots \dots \dots (6)$$

$$Q_0 e = \left(\frac{E \cdot \sigma}{\eta_a \cdot \eta_h} \right) \dots \dots \dots (7)$$

$$Q_1 = \frac{E}{\eta_p} + \frac{E \cdot \sigma}{\eta_f \cdot \eta_b} \dots \dots \dots (8)$$

$$Q_2 = \left(E + \frac{E \cdot \sigma}{\epsilon} \right) / \eta_p \dots \dots \dots (9)$$

$$Q_3 = \frac{E}{\eta_p} + \frac{E \cdot \sigma}{\mu} \dots \dots \dots (10)$$

$$Q_4 = \frac{EX}{\eta_p} = \left(\frac{\sigma \cdot E \cdot \eta_e}{\eta_a \cdot \eta_h} - E \right) / \eta_p \dots \dots \dots (11)$$

式(1)~(3)に式(4)~(11)を代入し、各比較方式について運転形態別に r を求めた。 r_1e , r_2e , r_3e を求める場合には、 Q_1 , Q_2 , Q_3 に Q_4 を加えた。また r_1a , r_2a , r_3a は、 r_1b , r_2b , r_3b の式にそれぞれ運転

表—3 コージェネレーションおよび各比較方式のエネルギーフロー

エネルギーフロー		記号 (式)	一次エネルギー 投入量 (Q)	発電プラント	熱発生プラント	消費量 (E)(H)
供給方式	運転形態・構成機器					
コージェネレーション	コージェネレーションのみで供給 (a) (電力・熱消費均衡) (b) (余剰熱廃棄)	Q_{0a} Q_{0b} (4)	$\frac{E}{\eta_e}$	CGS η_e η_h (b) 廃棄	ABR η_a	E E· σ
	(c) 不足電力を 系統電力より買電	Q_{0c} (5)	$(E - \frac{E \cdot \sigma \cdot \eta_e}{\eta_a \cdot \eta_h}) / \eta_p$ $\frac{E \cdot \sigma}{\eta_a \cdot \eta_h}$	TPP η_p CGS η_e η_h	ABR η_a	E E· σ
	(d) 不足熱を 補助熱源より補給	Q_{0d} (6)	$\frac{E}{\eta_e}$ $(E \cdot \sigma - \frac{E \cdot \eta_a \cdot \eta_h}{\eta_e}) / (\eta_b \cdot \eta_f)$	CGS η_e η_h	ABR η_a BOI η_b ABR η_f	E E· σ
	(e) コージェネレーションのみで供給 (余剰電力逆送電)	Q_{0e} (7)	$\frac{E \cdot \sigma}{\eta_a \cdot \eta_h}$	CGS η_e η_h	ABR η_a	EX E E· σ
	専用熱源 ボイラー 熱媒駆動冷凍機	Q_1 (8)	$\frac{E}{\eta_p}$ $\frac{E \cdot \sigma}{\eta_f \cdot \eta_b}$	TPP η_p	BOI η_b ABR η_f	E E· σ
ヒートポンプ	電動ヒートポンプ	Q_2 (9)	$(E + \frac{E \cdot \sigma}{\epsilon}) / \eta_p$	TPP η_p	EHP ϵ	E E· σ
	ガス・石油駆動 ヒートポンプ	Q_3 (10)	$\frac{E}{\eta_p}$ $\frac{E \cdot \sigma}{\mu}$	TPP η_p	GHP μ	E E· σ
逆送電電力の一次 エネルギー換算		Q_4 (11)	$\frac{EX}{\eta_p}$	TPP η_p		EX

凡例：CGS：コージェネレーション TPP：火力発電所 BOI：蒸気ボイラー
EHP：電動ヒートポンプ GHP：ガス・石油駆動ヒートポンプ（吸収式ヒートポンプ、エンジンヒートポンプ等）
ABR：熱媒駆動冷凍機（蒸気・温水駆動吸収式冷凍機、蒸気駆動ターボ冷凍機等）
—— 電力 —— ガス・石油 ---- 熱

注：¹⁾ 運転形態(e)より：EX = $\sigma \cdot E \cdot \eta_e / \eta_a \cdot \eta_h - E$

形態 (a) の熱電比条件 ($\sigma = \eta_a \cdot \eta_h / \eta_e$) を代入して求めた。各項を整理すれば、次の結果が得られる。

① 専用熱源方式に対する一次エネルギー削減率

$$r_{1a} = 1 - \frac{\eta_b \cdot \eta_f \cdot \eta_p}{\eta_b \cdot \eta_e \cdot \eta_f + \eta_a \cdot \eta_h \cdot \eta_p} \quad (12)$$

$$r_{1b} = 1 - \frac{\eta_b \cdot \eta_f \cdot \eta_p}{\eta_e (\eta_b \cdot \eta_f + \sigma \cdot \eta_p)} \quad (13)$$

$$r_{1c} = 1 - \frac{\eta_b \cdot \eta_f [\eta_a \cdot \eta_h - \sigma (\eta_e - \eta_p)]}{\eta_a \cdot \eta_h (\eta_b \cdot \eta_f + \sigma \cdot \eta_p)} \quad (14)$$

$$r_{1d} = 1 - \frac{\eta_p (\eta_b \cdot \eta_f + \sigma \cdot \eta_e - \eta_a \cdot \eta_h)}{\eta_e (\eta_b \cdot \eta_f + \sigma \cdot \eta_p)} \quad (15)$$

$$r_{1e} = 1 - \frac{\eta_b \cdot \eta_f \cdot \eta_p}{\eta_b \cdot \eta_e \cdot \eta_f + \eta_a \cdot \eta_h \cdot \eta_p} \quad (16)$$

② 電動ヒートポンプ方式に対する一次エネルギー削減率

$$r_{2a} = 1 - \frac{\epsilon \cdot \eta_p}{\epsilon \cdot \eta_e + \eta_a \cdot \eta_h} \quad (17)$$

$$r_{2b} = 1 - \frac{\epsilon \cdot \eta_p}{\eta_e (\epsilon + \sigma)} \quad (18)$$

$$r_{2c} = 1 - \frac{\epsilon \cdot \eta_a \cdot \eta_h + \epsilon \cdot \sigma (\eta_p - \eta_e)}{\eta_a \cdot \eta_h (\epsilon + \sigma)} \quad (19)$$

$$r_{2d} = 1 - \frac{\epsilon (\eta_b \cdot \eta_f \cdot \eta_p + \sigma \cdot \eta_e \cdot \eta_p - \eta_a \cdot \eta_h \cdot \eta_p)}{\eta_b \cdot \eta_e \cdot \eta_f (\epsilon + \sigma)} \quad (20)$$

$$r_{2e} = 1 - \frac{\epsilon \cdot \eta_p}{\epsilon \cdot \eta_e + \eta_a \cdot \eta_h} \quad (21)$$

③ ガス・石油駆動ヒートポンプ方式に対する一次エネルギー削減率

$$r_{3a} = 1 - \frac{\mu \cdot \eta_p}{\mu \cdot \eta_e + \eta_a \cdot \eta_h \cdot \eta_p} \quad (22)$$

$$r_{3b} = 1 - \frac{\mu \cdot \eta_p}{\eta_e (\mu + \sigma \cdot \eta_p)} \quad (23)$$

$$r_{3c} = 1 - \frac{\mu (\eta_a \cdot \eta_h - \sigma \cdot \eta_e + \sigma \cdot \eta_p)}{\eta_a \cdot \eta_h (\mu + \sigma \cdot \eta_p)} \quad (24)$$

$$r_{3d} = 1 - \frac{\mu \cdot \eta_p (\eta_b \cdot \eta_f + \sigma \cdot \eta_e - \eta_a \cdot \eta_h)}{\eta_b \cdot \eta_e \cdot \eta_f (\mu + \sigma \cdot \eta_p)} \quad (25)$$

$$r_{3e} = 1 - \frac{\mu \cdot \eta_p}{\mu \cdot \eta_e + \eta_a \cdot \eta_h \cdot \eta_p} \quad (26)$$

どの比較方式に対しても $ra=re$ となり、熱追従運転により余剰電力の逆送電を行う場合には、電力・熱均衡点と同様の省エネルギー効果が得られることが明らかになった。また、 rb, rc, rd はいずれも熱電比 (σ) の関数となった。式 (12)~(26) は、コージェネレーションの省エネルギー性を表す一般式である。

η_p には公表されている値があり、また $\eta_a, \eta_b, \eta_e, \eta_f, \eta_h$ は機器の性能や運転状態により変化するものの、参考文献 4) 等一般的に用いることができる値があるので、これらを定めることにより、式 (12)~(26) は熱電比と一次エネルギー削減率との関係式として図示することができる。本研究ではこれらの値として、コージェネレーション研究会による調査値、既発表の文献における設定値や運転実績値を参考に、表—4 に示す定数を定めた。 η_e, η_h については原動機の種類により値が異なるので、参考文献 4) やメーカーの技術資料をもとに 4 種類の原動機について個別に定めた^(注10)。 η_p は、1989 年度の東京湾岸の火力発電所 15 ヲ所の送電端効率 (0.38) と送電損失率 (0.053) から求まる供給端効率 ($\eta_p=0.36$: 一次エネルギー換算 2400 kcal/kWh) を用いた。 η_b は東京都内の地域冷暖房プラント 9 ヲ所の 1988 年度の年間の実績値を用い、 ϵ および μ は文献 5)~7) を参考に設定した。 η_a については、コージェネレーションを導入している建物 8 棟の月別の実績値を調査した結果、建物用途による違いは少なく、季節と原動機の種類による違いが大きいことが明らかになったため、夏・冬の熱消費のピーク期に対応した値を原動機の種類別に設定した。また燃料電池は、 η_a の実績値の調査が困難であったため、発生熱の特性が比較的近いエンジンシステムと同値とした。専用熱源およびコージェネレーションの補助熱源の熱媒には蒸気を使用することとしたため、 η_f はタービンシステムにおける η_a と同じ値とした。

図—1~図—3 で式 (12)~(26) を原動機種類別に図示した。すべての比較ケースについて、熱電比と一次エネルギー削減率の関係は図—4 の概念図で説明される。一次エネルギー削減効果が得られる場合、その最大値は

表—4 諸数値の設定

(1) コージェネレーション					高位発熱量基準		
項目	発電効率 (η_e)	熱 発 生 効 率 (η_h)			系統電力 供給効率 (η_p)	有 効 利 用 率 (η_a)	
原動機種別		低 温	高 温	合 計		冬 期	夏 期
ガスタービン	0.22	—	0.43	0.43	0.36	1.00	1.10
ガスエンジン	0.31	0.27	0.13	0.40		1.00	0.90
ディーゼルエンジン	0.35	0.15	0.17	0.32			
燃料電池	0.36	0.18	0.22	0.40			

注: 1) η_e, η_h は定格出力時の値。
2) ガスタービンは小型 (1000~3000kW/基) の値。
3) 補助熱源の $\eta_b \cdot \eta_f$ は専用熱源方式と同値とした。

(2) 比較方式					高位発熱量基準	
項目	成績係数 (ϵ) (μ)	系統電力供給効率 (η_p)	ボイラー熱効率 (η_b)	有効利用率 (η_f)		
供給方式					冬期	夏期
電動ヒートポンプ	3.0, 4.0, 5.0	0.36	—	—	—	—
ガス・石油駆動ヒートポンプ	1.2, 1.4, 1.6			—	—	—
専用熱源	—			0.78	1.00	1.10

電力・熱均衡点における ra である。熱電比がこれを越える領域については、熱消費追従運転により逆送電が行われる運転形態 (e) ではこの値が保たれるが、補助熱源により熱を補給する運転形態 (d) では熱電比が増加するに従い一次エネルギー削減率は減少する。一方、熱電比が均衡点よりも小さい場合、余剰熱を廃棄する運転形態 (b) では、一次エネルギー削減率は熱電比の低下に従って減少し負になるが、系統電力の供給効率 (η_p) と同じ発電効率を有する燃料電池では 0 に近づく。不足電力を買電する運転形態 (c) では、熱電比の低下とともに一次エネルギー削減率の絶対値は減少し、全電力消費が買電となる $\sigma=0$ においては 0 となる。

各比較方式についてみると、コージェネレーションは専用熱源方式に対しては、熱を廃棄する場合を除き、どの原動機を用いても熱電比にかかわらず省エネルギー性を有する。特に燃料電池では、電力・熱均衡点において 30 % 以上の一次エネルギー削減率が得られる。電動ヒートポンプ方式、ガス・石油駆動ヒートポンプ方式に対する省エネルギー性はほぼ同様であるが、どちらに対しても、専用熱源方式に対する場合に比べ省エネルギー性は低くなる。特にガスタービンの場合、 $\epsilon > 4.0$ 、 $\mu > 1.4$ では省エネルギー効果が得られない。しかし、この他の原動機については、電力・熱均衡点において一次エネルギー削減率が負となるものはなく、燃料電池については $\epsilon=4.0$ においても 20 % 以上の ra が得られる。

また、逆送電を行わないで補助熱源を使用する場合、ヒートポンプに対しては熱電比が大きくなるにつれ省エネルギー性が著しく低下する。これは現在のコージェネレーションが、補助熱源として専用熱源方式と同様のボイラーを主体としたシステムを採用しているためで、この部分の効率が低いために、燃料電池でも例えば $\epsilon > 5.0$ の場合、熱電比が 2.0 を越える領域において一次エネルギー削減率は負となる。しかし熱電比が 1.5 以下であれば、エンジンや燃料電池については、 $\epsilon=5.0$ または $\mu=1.6$ のヒートポンプに対しても省エネルギー性を有する。また逆送電が許されれば、これらの原動機では、熱電比が大きい場合を含め、常に省エネルギー効果が得られる。

以上のことから、逆送電を行わない現在の民生用コージェネレーションは、原動機にエンジンか燃料電池を用いれば、ヒートポンプに対しても省エネルギー性を有するが、専用熱源方式との比較以上に熱電比の影響を受けることが明らかになった。

4. コージェネレーションの効率と省エネルギー性の関係についての考察

第 3 章では、 η_e, η_h を表—4 に示した定格出力時の値に設定して省エネルギー性を考察したが、原動機の定格

図-1 コージェネレーションの専用熱源方式に対する省エネルギー性

図-2 コージェネレーションの電動ヒートポンプ方式に対する省エネルギー性

図-3 コージェネレーションのガス・石油駆動ヒートポンプ方式に対する省エネルギー性

図-4 熱電比と省エネルギー性の関係概念図

効率は機種により異なるほか、設置台数が少ない場合には、コージェネレーションの省エネルギー性は原動機の部分負荷効率にも大きく左右される。そこで本章では、原動機の発電効率(η_e)、熱発生効率(η_h)と、比較方式に対するコージェネレーションの省エネルギー性の関係を明らかにする。

コージェネレーションと各比較方式の一次エネルギー投入量についての不等式 (27)~(29) を解き、各比較方式に対して省エネルギー効果が得られる η_e と η_h の領域を求める。

$$Q_0 < Q_1 \dots\dots\dots (27)$$

$$Q_0 < Q_2 \dots\dots\dots (28)$$

$$Q_0 < Q_3 \dots\dots\dots (29)$$

式 (27)~(29) のそれぞれについて、運転形態別に比

較式をたて、 Q_0 には式 (4)~(7) を、 $Q_1 \sim Q_3$ には式 (8)~(10) を代入し、さらに運転形態 (e) では $Q_1 \sim Q_3$ に式 (11) を加えて η_e について解くと、以下の結果が得られる。

① 専用熱源方式に対する省エネルギー条件

$$\text{運転形態 (a): } \eta_e > \frac{\eta_p(\eta_b \cdot \eta_f - \eta_a \cdot \eta_h)}{\eta_b \cdot \eta_f} \dots\dots\dots (30)$$

$$\text{運転形態 (b): } \eta_e > \frac{\eta_b \cdot \eta_f \cdot \eta_p}{\eta_b \cdot \eta_f + \sigma \cdot \eta_p} \dots\dots\dots (31)$$

$$\text{運転形態 (c): } \eta_e > \frac{\eta_p(\eta_b \cdot \eta_f - \eta_a \cdot \eta_h)}{\eta_b \cdot \eta_f} \dots\dots\dots (32)$$

$$\text{運転形態 (d): } \eta_e > \frac{\eta_p(\eta_b \cdot \eta_f - \eta_a \cdot \eta_h)}{\eta_b \cdot \eta_f} \dots\dots\dots (33)$$

$$\text{運転形態 (e): } \eta_e > \frac{\eta_p(\eta_b \cdot \eta_f - \eta_a \cdot \eta_h)}{\eta_b \cdot \eta_f} \dots\dots\dots (34)$$

② 電動ヒートポンプ方式に対する省エネルギー条件

$$\text{運転形態 (a): } \eta_e > \eta_p - \frac{\eta_a \cdot \eta_h}{\varepsilon} \dots\dots\dots (35)$$

$$\text{運転形態 (b): } \eta_e > \frac{\varepsilon \cdot \eta_p}{\varepsilon + \sigma} \dots\dots\dots (36)$$

$$\text{運転形態 (c): } \eta_e > \eta_p - \frac{\eta_a \cdot \eta_h}{\varepsilon} \dots\dots\dots (37)$$

$$\text{運転形態 (d): } \eta_e > \frac{\varepsilon \cdot \eta_p(\eta_b \cdot \eta_f - \eta_a \cdot \eta_h)}{\eta_b \cdot \eta_f(\varepsilon + \sigma) - \varepsilon \cdot \sigma \cdot \eta_p} \dots\dots\dots (38)$$

$$\text{運転形態 (e): } \eta_e > \eta_p - \frac{\eta_a \cdot \eta_h}{\varepsilon} \dots\dots\dots (39)$$

③ ガス・石油駆動ヒートポンプ方式に対する省エネルギー条件

$$\text{運転形態 (a)} : \eta_e > \eta_p - \frac{\eta_a \cdot \eta_h \cdot \eta_p}{\mu} \dots\dots\dots (40)$$

$$\text{運転形態 (b)} : \eta_e > \frac{\mu \cdot \eta_p}{\mu + \sigma \cdot \eta_p} \dots\dots\dots (41)$$

$$\text{運転形態 (c)} : \eta_e > \eta_p - \frac{\eta_a \cdot \eta_h \cdot \eta_p}{\mu} \dots\dots\dots (42)$$

$$\text{運転形態 (d)} : \eta_e > \frac{\mu \cdot \eta_p (\eta_b \cdot \eta_f - \eta_a \cdot \eta_h)}{\mu \cdot \eta_b \cdot \eta_f + \sigma \cdot \eta_p (\eta_b \cdot \eta_f - \mu)} \dots\dots\dots (43)$$

$$\text{運転形態 (e)} : \eta_e > \eta_p - \frac{\eta_a \cdot \eta_h \cdot \eta_p}{\mu} \dots\dots\dots (44)$$

式 (30)～(44) によれば、いずれの比較方式に対しても、運転形態 (a)・(c)・(e) の式が一致した。専用熱源方式との比較では、さらに運転形態 (d) の式も一致した。また運転形態 (b) については、いずれの比較方式に対しても、 η_e は η_h に関係ない一定の値以上で条件を満足する。

式 (30)～(44) の左辺＝右辺において表—4 の値を代入し、X 軸に η_h 、Y 軸に η_e をとり、図—5～図—7 に示した。各図は、 η_a と η_f が異なる冬期と夏期について別々に作成した。ヒートポンプの成績係数も、文献 5)、6) を参考に冬期と夏期に対応する値を設定した。これらの図は、コージェネレーションと一般的な性能を有する各比較方式の一次エネルギー投入量均衡線の集合であり、 η_e が均衡線より大となる領域、すなわち各線の上側において式 (30)～(44) が満足される。各図の基本的な構成は、図—8 のように表される。運転形態 (a)・(c)・(e) の均衡線は一直線として描かれ、 η_e または η_h がこれより小さい場合は、どの運転形態においても省エネルギー効果は得られない。本研究では、この線を「コージェネレーションの省エネルギー限界線」(以下「限界線」とよぶ) と定義する。

専用熱源方式に対しては限界線が右下に大きく下がり、コージェネレーションの省エネルギー領域が大きい。表—4 の条件のもとでは、電動ヒートポンプとガス・石油駆動ヒートポンプの間に大きな差はみられないが、どちらも限界線の下がり方が小さく、省エネルギー領域は専用熱源方式との比較に比べ減少する。また、余剰熱を廃棄する場合、ヒートポンプ方式との比較において不足熱を補給する場合は、均衡線は限界線より上に描かれ、逆送電や買電を行う運転形態に比べ省エネルギー領域は狭くなる。

図—9 に、余剰熱を廃棄する場合を除く冬期の各比較方式に対する均衡線と、表—4 で定格効率を定めた原動機の部分負荷効率の関係を示した。考察の対象とした小型のガスタービンは、部分負荷時には $\epsilon=4.0$ 、 $\mu=1.2$ のヒートポンプの限界線以下の効率しか得られないが、

燃料電池では負荷率に関係なく、ガスエンジン・ディーゼルエンジンでは 50 % 以上の負荷率で、限界線を越える性能が得られる。ガスエンジンと燃料電池については、熱電比が 2.0 以下の場合、補助熱源を使用しても 50 % 以上の負荷率において省エネルギー効果が得られる。また夏期には、ガス・ディーゼルエンジン、燃料電池は η_a が低下するため、限界線が右に上がる。このため、省エネルギー性を得るために必要な効率は冬期より高くなり、ガスエンジンについては 50 % の部分負荷効率が電動ヒートポンプの限界線を下まわる。しかし、燃料電池については負荷率に関係なく、またディーゼルエンジンについては 50 % 以上の負荷率で、夏期においてもすべての比較方式に対して限界線を越える性能が得られる。

5. おわりに

・以下に本研究の成果をまとめる。

(1) エネルギーフローを数式化し、コージェネレーションの専用熱源方式およびヒートポンプ方式に対する一次エネルギー削減率を、コージェネレーションの運転形態別に一般式として表した。

(2) (1) の一般式を用い、熱電比と代表的な性能を有するコージェネレーションの省エネルギー性との関係について、以下の点を明らかにした。

① 一次エネルギー削減効果が得られる場合、削減率は電力・熱均衡点において最大となる。

② 熱電比が電力・熱均衡点より大きい場合、余剰電力を逆送電すれば一次エネルギー削減率は均衡点と同値となるが、補助熱源により熱を補給する場合には低下する。

③ 熱電比が電力・熱均衡点より小さい場合、不足電力を系統電力より買電する場合は、熱電比の低下とともに一次エネルギー削減率の絶対値は減少し、熱電比 0 においては 0 となる。また、余剰熱を廃棄する場合には、熱電比の低下にともなって一次エネルギー削減率が大きく減少し、発電効率が系統電力の供給効率より低い原動機では負となる。

④ コージェネレーションは、専用熱源方式に対しては、余熱を廃棄する場合を除き、熱電比や原動機の種類に関係なく省エネルギー性を有する。

⑤ 小型のガスタービンは、ヒートポンプ方式に対してはほとんど省エネルギー性をもたないが、ガスエンジン・ディーゼルエンジン・燃料電池は、逆送電を行わない現在の運転形態でも、専用熱源方式に対する場合より狭い熱電比の範囲内 ($\sigma < 1.5$) においてなら、ヒートポンプ方式に対しても省エネルギー性を有する。

(3) コージェネレーションが、各比較方式に対して省エネルギーとなるために必要な発電効率と熱発生効率の関係を一般式として表した。

図—5 コージェネレーションと専用熱源方式の一次エネルギー投入量均衡線

図—6 コージェネレーションと電動ヒートポンプ方式の一次エネルギー投入量均衡線

図—7 コージェネレーションとガス・石油駆動ヒートポンプ方式の一次エネルギー投入量均衡線

図-8 一次エネルギー投入量均衡線概念図

図-9 各比較方式に対する均衡線と原動機性能の関係(冬期)

(4) (3) の一般式を一次エネルギー投入量均衡線を用いて図示し、発電効率・熱発生効率と、一般的な性能を有する各比較方式に対するコージェネレーションの省エネルギー性との関係について、以下の点を明らかにした。

- ① 電力・熱均衡の場合、余剰電力を逆送電する場合、不足電力を買電する場合は、一次エネルギー投入量均衡線は、本研究で「コージェネレーションの省エネルギー限界線」と定義した直線として表される。この直線は省エネルギーとなるために必要なコージェネレーションの最低効率を規定する。
- ② 余剰熱を廃棄する場合およびヒートポンプ方式との比較において不足熱を補給する場合には、限界線より高い効率が必要となる。
- ③ コージェネレーションがヒートポンプ方式に対して省エネルギー性を得るためには、専用熱源方式に対する場合より高い効率を必要とする。
- ④ 一般的な性能を有する燃料電池では 25 % 以上の負荷率で、またディーゼルエンジンでは 50 % 以上の負荷

率で、専用熱源方式とヒートポンプ方式に対する限界線を越える性能が得られる。

注

- 1) 参考文献 1) によれば、1985 年の平均を 100 とした場合の 1991 年 7 月現在の卸売物価指数は、A 重油 63.1、都市ガス 71.0 に対し電力は 82.6 となっている。
- 2) 本研究では、「省エネルギー」を「コージェネレーション導入により達成される建物におけるエネルギー消費削減の一次エネルギー換算」と定義する。
- 3) 一般電気事業者の電力供給網を「系統電力」と定義する。
- 4) 蒸気・温水駆動吸収式冷凍機、蒸気駆動ターボ冷凍機等、温熱媒を駆動源とする冷凍機を「熱媒駆動冷凍機」と定義する。
- 5) このような電力・熱供給方式を「専用熱源方式」と定義する。
- 6) 最近の著書である参考文献 2) 等でも専用熱源方式を唯一の比較方式としている。
- 7) 一定時間内に消費される電力量に対する熱量の比を「熱電比」という。熱電比は、電力量の kWh の値をそのまま用いて Mcal/h/kWh などの単位をつける場合と、1 kWh=860 kcal で熱量換算して無次元数として表す場合がある。本研究では後者を用いる。
- 8) ガス・石油駆動ヒートポンプには「吸収式」・「エンジン」等がある。
- 9) コージェネレーションの補助熱源の設備は専用熱源方式と同一とする。
- 10) ガスタービンは、容量により大きく性能が異なるので、本研究では民生用のコージェネレーションに一般的に用いられる小出力のもの (1000~3000 kW) を考察の対象とした。

参考文献

- 1) 山口 泰：物価統計指数，日本銀行調査統計局，1991.7
- 2) 伊東弘一，横山良平：コージェネレーションの最適計画—インテリジェント・フレキシブル・コージェネレーションを目指して—産業図書，pp.70, 1990.4
- 3) 市川 徹：コージェネレーションシステムの省エネルギー性に関する理論的研究(その1)，日本建築学会学術講演梗概集，pp.1077~1078, 1989.10
- 4) 安藤光春ほか 12 名：コージェネレーション構成機器，日本コージェネレーション研究会，1988.5
- 5) 通商産業省資源エネルギー庁：21 世紀を目指す未利用エネルギー活用システム，通産政策広報社，1990.6
- 6) 尾島俊雄ほか 8 名：都市ガスによる未利用エネルギー活用システムについて(第 1 報)，日本ガス協会，1991.2
- 7) 黒沢茂吉，藤巻誠一郎：河川水利用吸収ヒートポンプの研究，空気調和衛生工学会学術講演会講演論文集，pp.741~744, 1988.9
- 8) 市川 徹，佐土原聡，ほか 3 名：集合住宅(東京)へのコージェネレーションシステム導入の可能性に関する研究(その 1~3)，日本建築学会大会学術講演梗概集，pp.597~600, 1987.10, pp.1079~80, 1988.10

(1991 年 9 月 10 日原稿受理，1992 年 1 月 8 日採用決定)