CO₂回収を部分的に行う多重熱利用サイクル発電システムの構成と特性

正員 朴 炳植 (大阪大学)

正員 鈴木 胖 (大阪大学)

Construction and Characteristics of a Multi-Cascade Heat Utilizing Power Generation System
with Partial CO₂ Recovery

Pyong Sik Pak, Member (Osaka University)

Yutaka Suzuki, Member (Osaka University)

A multi-cascade heat utilizing power generation system is proposed in which carbon dioxide(CO₂) generated is partially recovered by adopting the oxygen (O₂) combustion method. In the system, a gas turbine is driven by high-temperature working fluid (air) generated by burning fuel. The turbine outlet gas, which has still considerable energy, is used to generate high-pressure super-heated steam and middle-pressure one at a waste heat boiler (WHB). The high-pressure steam is used for driving an expansion turbine, until its pressure becomes the same as the one of the middle-pressure super-heated steam produced at the WHB. Both the middle-pressure steams are utilized as the working fluid of the CO₂-recovering non-polluting high-efficiency gas turbine power generation system, in which the heat energy is also utilized cascade-wisely. It was shown that the system had the net power generation efficiency of 48.4% at the lower calorific value base with CO₂ recovery rate of 30.1%, and that this efficiency was remarkably high compared with that of a conventional combined-cycle power generation system in which a CO₂ recovery process is incorporated so as to attain the same CO₂ recovery rate.

キーワード: CO₂回収, 酸素燃焼, ガスタービン, 高効率発電, 多重熱利用, 複合発電

1. はじめに

二酸化炭素(CO₂)の大気への排出量を削減することは地球温暖化の防止の上で重要となっている。CO₂の排出量の削減のためには、エネルギーの利用効率を高めるとともに火力発電所などCO₂排出量の大きい施設から排出されるCO₂を回収して大気へ放出しないことが重要となる¹⁾。CO₂回収発電システムでは、CO₂回収のために余分のエネルギーを要し、これは発電システムの効率を悪化させ、CO₂排出量を増大させるという悪循環を招くので、発電効率は出来るだけ高いことが特に望まれる。

本論文では、一施設当たりのCO₂の排出量が莫大で、高効率化やCO₂回収の効果が大きいと考えられる火力発電システムを対象として、その高効率化およびCO₂の回収の問題について論じる。火力発電システムの高効率化の手法としてよく知られているのは燃料の燃焼によって得られる熱エネルギーをできるだけ高温から低温までカスケード的に多段に利用し尽くすことである。本論文では、まず

2章においてこのような方法としてよく知られている複合サイクル発電システムのサイクル効率について簡単にサーベイし、次にこの複合サイクル発電システムをさらに高効率化する方法として一つの新しいサイクルを提案する。そして、筆者らが理想的多重熱利用サイクルと呼ぶこのサイクルを、もしそのまま実現できると顕著に高い効率を持つシステムが得られることを数値例によって示す。

さて、化石燃料利用システムにおいて一般にCO₂の回収を行うと、CO₂の回収のためには余分のエネルギーを要求されるため廃熱を利用できる場合など特別な場合を除いて²⁾、エネルギー利用効率が従来式発電システムの効率より低くなることはよく知られている。従って、通常の場合CO₂の回収機構を組み込むことはエネルギー利用効率向上の観点からは好ましくない。しかし、地球温暖化の防止のためCO₂排出に対する課徴金やCO₂排出削減に対する補助金などの政策が取られるとするなら、CO₂排出制約のもとで、出来るだけ高効率な発電システムを構築する必要がある。3章では、2章において提案した理想的多重

熱利用サイクルを工学的に近似的に実現する構成として考案した多重熱利用サイクル発電システムの構成について説明し、本システムでは酸素燃焼方式のCO₂回収発電システムを部分的に含んだシステムとなることを示す。

4章では、3章で提案した多重熱利用サイクル発電システムの特徴をシミュレーションし、その発電特性やCO₂回収率などについて検討した結果について述べる。

2. 高効率化のためのサイクル論に基づく理論的評価

<2.1> 複合サイクル 本節では、火力発電システムの高効率化の手法としてよく知られている複合サイクル発電システムのサイクル効率について簡単にサーベイする。

図1にガスタービン発電と蒸気タービン発電サイクルにより構成される複合サイクル発電システムのT-s線図を示す。複合サイクル発電システムの効率を η_P とすると、 η_P は近似的に

$$\eta_P = \eta_G + \eta_S(1 - \eta_G) \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_1} \quad \dots\dots\dots(1)$$

と表わせる³⁾。ここで、 η_G はガスタービン発電の効率、 η_S は蒸気タービン発電の効率であり、 T_i ($i=1\sim5$)は図1の点*i*における温度(K)を表し、 T_1 は大気温度、 T_4 はガスタービンのタービン排気ガス温度、 T_5 は蒸気タービン駆動用の蒸気を発生するための排熱回収ボイラーの出口ガス温度である。 η_G は、タービン入口ガス温度を T_3 、図1の点*i*における圧力を P_i 、作動流体の平均比熱比を k とすると、

$$\eta_G = \frac{(\eta_c \eta_t \tau_3 / \tau_{2S} - 1)}{\eta_c (\tau_3 - 1)} \frac{(\tau_{2S} - 1)}{(\tau_{2S} - 1)} \quad \dots\dots\dots(2)$$

と求められる。ここで、 η_c : 圧縮機断熱効率、 η_t : タービン断熱効率、 $\tau_{2S} = \gamma^{(k-1)/k}$ 、 $\gamma = P_2/P_1$ (圧力比)、 $\tau_3 = T_3/T_1$ (最高温度比) である³⁾。

η_S は、図1における点*p* ($p = a, d, e, f, g$) のエンタルピを i_p で表すと、

$$\eta_S = \frac{(i_d - i_e) + (i_f - i_g)}{(i_d - i_e) + (i_f - i_e)} \quad \dots\dots\dots(3)$$

となる。

ガスタービン発電のサイクル効率 η_G は、1例として $T_1 = 288.15$, $T_3 = 1473.15$, $\eta_c = 0.85$, $\eta_t = 0.875$, $P_1 = 1.033$, $\gamma = 14.0$, $k=1.33$ とすると、タービン出口温度 T_4 が

$$T_4 = \{1 - \eta_t(1 - 1/\tau_{2S})\} T_3 \quad \dots\dots\dots(4)$$

より³⁾, $T_4 = 854$ と求められ、 $\eta_G = 0.351$ と求められる。

蒸気タービンのサイクル効率 η_S は、例えば点*e*および*f*の温度を 833.15K (560℃)、圧力をそれぞれ 200 および 20.0 kg/cm²、復水器出口端の圧力および温度をそれぞれ 0.05 kg/cm², 32.55℃ とすると、 $i_a = 32.55$, $i_d = 820$, $i_e = 674$, $i_f = 860$, $i_g = 553$ kcal/kg となるので、 $\eta_S = 0.465$ と求められる。

従って、複合サイクル発電システムのサイクル効率 η_P は $T_5 = 413.15$ とすると、(1)式より $\eta_P = 0.586$ と求め

図1 コンバインドサイクルのT-s線図

Fig. 1. T-s chart of a combined cycle power generation system.

られる。

<2.2> 理想的多重熱利用サイクル 熱機関においてサイクル効率を向上させる方法としてよく知られているのは作動流体の温度をできるだけ高温化させることである。図1におけるガスタービン発電サイクルの最高温度点は点3であり、この点の温度は現在 1473K (1200℃) を越える温度が可能となっている。蒸気タービン発電サイクルにおける最高温度点は点*d*あるいは点*f*となっており、この点の温度は通常 566℃ が最高となっており、これは点3の温度に比べ著しく低い温度となっている。これは、点*d*では圧力が先の数値例でも示したように 200 kg/cm² を越える高圧となっており、ガスタービンの場合の点3の 20 kg/cm² 前後の圧力に比べ高いことがその大きな理由の一つとなっている。しかし、点*f*では圧力がガスタービンの場合と同じように低いので点*f*の温度をガスタービン技術を利用すれば 1200℃ ほどに上昇させることは可能と考えられる。これを理想的に実現できた場合のT-s線図を図2に示し、以下このサイクルを理想的多重熱利用サイクルと呼ぶことにする。図2において、ガスタービン発電サイクル 1-2-3-4-5-1 および蒸気タービン発電の a-b-c-d-e までは図1の複合サイクル発電の場合と状態値は変わらない。しかし、理想的多重熱利用サイクルでは複合サイクル発電の場合の点*f*の温度が点3と同じ温度となる点*f'*まで上昇させるところ以後から異なる。点*f'*は図1の点*f*に比べ温度が高いのでエントロピーも大きくなることに注意されたい。このため、理想的多重熱利用サイクルでは点*a*の状態を図1の場合と同じ状態値を取るものとする、点*a*の圧力*P_a*と同じ圧力で、点*f'*と同じエントロピーを取る点*g'*まで等エントロピー変化をさせ、この状態から等圧冷却を行って水の飽和線との交点*h*の飽和蒸気にまで変化させ、さらに*h*から等圧冷却により点*a*にまで変化させ、サイクルを完成させる。

図2 理想的多重熱利用サイクルのT-s線図

Fig. 2. T-s chart of an ideal multiple-heat-utilization-cycle power generation system.

図3はこの理想的サイクルを実現するためのシステムの概念図を示した図である。図3において、燃焼器B1に供給された Q_F の熱量によりタービン T_G で Q_G の電力を発電し、タービン排ガスのエネルギーを利用して排熱回収ボイラーWHBで温度 T_d 、圧力 P_d の高圧蒸気を G_s の流量だけ発生させるのは図1の複合サイクル発電の場合と同じとする。しかし、理想的多重熱利用サイクル発電では、まず膨張タービン T_E により圧力 P_e まで等エントロピー変化をさせ、 Q_E の電力を発生し、その出口蒸気を加熱器B2で再熱し、 T_f の温度にまで昇温させ、この高温蒸気を利用してタービン T で Q_W の電力を発電し、発電後の排蒸気を給水加熱に利用した後、復水器で冷却して復水させる。

理想的多重熱利用サイクルのサイクル効率 η_T は以下のようにして求められる。WHBで蒸気発生に利用される熱量を Q_s 、加熱器B2に供給する熱量を Q_B とすると、 η_T は

$$\begin{aligned}\eta_T &= (Q_G + Q_E + Q_W) / (Q_F + Q_B) \\ &= \{Q_G/Q_F + (Q_E/Q_s)(Q_s/Q_F) \\ &\quad + (Q_W/Q_B)(Q_B/Q_F)\} / (1 + Q_B/Q_F) \\ &= (\eta_G + \eta_E Q_s/Q_F + \eta_W r) / (1 + r) \quad \dots (5)\end{aligned}$$

ここで、 $r = Q_B/Q_F$... (6), $\eta_G = Q_G/Q_F$... (7)

$$\eta_E = Q_E/Q_s = (id - ie)/(id - ia') \quad \dots (8)$$

$$\eta_W = Q_W/Q_B = (if' - ig')/(if' - ie) \quad \dots (9)$$

である。 ip は点 p におけるエンタルピーであり、点 a' は給水加熱後の点の状態点を表す。ガスタービン発電サイクルにおいて、作動流体の平均比熱を c_p 、流量を G とすると、ガスタービンでのエネルギー収支より、

$$Gc_p T_1 + Q_F = Q_G + Gc_p T_4 \quad \dots (10)$$

なので、(7)、(10)式より

$$Q_F = Gc_p(T_4 - T_1)/(1 - \eta_G) \quad \dots (11)$$

となる。一方、WHBでのエネルギー収支より

$$Q_s = Gc_p(T_4 - T_5) \quad \dots (12)$$

なので、(11)、(12)式より

$$Q_s/Q_F = (1 - \eta_G)(T_4 - T_5)/(T_4 - T_1) \quad (13)$$

図3 理想的多重熱利用サイクルを実現するための概念図

Fig. 3. Conceptual scheme to realize an ideal multiple-heat-utilization-cycle power generation system.

となる。従って、 η_T は(5)、(13)式より

$$\begin{aligned}\eta_T &= \frac{\eta_G}{1+r} + \frac{\eta_E}{1+r} (1 - \eta_G) \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_1} \\ &\quad + \frac{r}{1+r} \eta_W \quad \dots (14)\end{aligned}$$

と求められる。ここで、(6)式の r は(13)式と $Q_s = G_s(id - ia')$ および $Q_B = G_s(if' - ie)$ の関係より

$$r = (1 - \eta_G) \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_1} \frac{if' - ie}{id - ia'} \quad \dots (15)$$

と求められる。

いま、 $<2.1>$ 節の場合と同様に $\eta_G = 0.351$ 、 $T_1 = 288.15$ 、 $T_4 = 854$ 、 $T_5 = 413.15$ 、 $id = 820$ 、 $ie = 674$ とする。そして、 f' 点の温度を 1473.15 、圧力を 20 kg/cm^2 とすると $if' = 1229$ 、 $T_g' = 413$ 、 $ig' = 660$ となり、 $Ta' = 393$ とすると $ia' = 124$ となる。以上より、 $\eta_E = 0.210$ 、 $\eta_W = 1.02$ 、 $r = 0.403$ となり、 $\eta_T = 0.620$ と求められる。すなわち、理想的多重熱利用サイクルのサイクル効率は複合サイクル発電のそれに比べ5.83%高効率の62.0%になると推計されることが分かる。

3 多重熱利用サイクルの構成

<3.1>基本構成 前節で述べた図2の理想的多重熱利用サイクルを実現するための概念図の図3では、加熱器B2において温度 T_e の蒸気を T_f にまで昇温できるものとした。この加熱方式として排熱ボイラーや蒸気ボイラーのような間接加熱方式をとることは、 1000°C を越える過熱蒸気を製造できる過熱器を必要とし、現状では極めて困難である。このため、ガスタービン燃焼器のような直接加熱方式をとる必要がある。しかし、今の場合通常のガスタービン燃焼器の場合と異なり、作動流体は空気ではなく水蒸気であるため、燃焼器B2に燃料を噴射するだけでは燃料を燃焼させることは出来ない。酸化剤として空気あるいは酸素もB2に供給する必要がある。しかし、空気を供給したのでは、空気中には容積比で80%近い窒素ガス

(a) 全体構成

(b) 廃熱利用・酸素燃焼CO₂回収方式・無公害高効率発電システムの構成

図4 多重熱利用サイクル発電システムの構成

Fig. 4. Structure of a multiple-heat-utilization-cycle power generation system.

が含まれているため、図2における点hの圧力を小さくすることが出来ず、図3のタービンTでの発電電力 Q_w が著しく小さくなってしまいう問題が生じる。従って、ここでは酸化剤として酸素を供給するものとする。この場合、燃料は一般に炭化水素であるとみなすことが出来るので、燃料および酸素の噴射による燃焼の結果によって生成するのは水蒸気とCO₂のみとなり、窒素ガスは含まれないため、点hの圧力の増加分を空気燃焼の場合に比べ著しく小さく出来る。この場合、酸素の製造のための余分のエネルギーが要求されるという短所があるものの、燃料燃焼によって生成するCO₂を容易に回収できるという利点を持つことになる¹⁾。

図4は、この酸素方式CO₂回収発電サイクルを組み込

んだ多重熱利用サイクル発電のための工学的構成を示す。図4(a)に示すように、本発電システムではまずガスタービンで発電を行い、そのタービン排熱を利用して排熱回収ボイラ（以下、WHB1と略す）で高圧の過熱蒸気を製造するのは複合サイクル発電の場合と変わらない。しかし、本発電システムではWHB1で高圧蒸気のほか 20 kg/cm² 前後の圧力の中圧蒸気も製造する。そして、高圧過熱蒸気は膨張タービンを駆動させてWHB1出口の中圧蒸気と同じ圧力にまでにしか膨張させずに、この中圧蒸気およびWHB1出口中圧蒸気の両方をガスタービンの作動流体として利用する点が異なっている。中圧蒸気をガスタービン発電システムの作動流体として用いる発電システムの概略構成は、図4(b)に示す通りであり、これは筆者らが既に提案した廃

熱利用・酸素燃焼CO₂回収方式・無公害高効率火力発電システム（以下、サブシステムという）の構成と全く同じである²⁾。

このサブシステムの動作を説明すると次の通りである。本サブシステムでは、前述の 20 kg/cm² 前後の同圧力の両蒸気（以下、H₂Oと表す）を混合し、図4（b）に示すように再生器で加熱した後ガスタービン燃焼器に導き、ここで燃料ガスおよび燃焼用酸素を噴射して燃焼させることにより、H₂Oの温度を 1000℃ 以上の高温ガスとする。燃料ガスとしては、天然ガス、酸素吹き込みにより熱分解したクリーン化石炭ガスなど、クリーンで窒素成分を極僅かしか含まない燃料ガスなら何でもかまわない⁴⁾。なお、蒸気タービン発電の場合と異なり燃焼器出口ガス温度を 1000℃ 以上の高温にできるのは、蒸気タービン発電の場合に比べて圧力が高々数十気圧と大幅に低いことと、ガスタービン技術に基づいているからである。逆に、燃料ガスを空気ではなく酸素を用いて燃焼させても燃焼ガス温度を 1400℃ 以下の燃焼器およびタービンの耐熱可能温度以下にできるのは、大量のH₂Oを冷却用流体として利用しているからである。

燃焼器出口の水蒸気と燃料ガスの燃焼の結果生じるCO₂を主成分とした高温ガスは、まずタービンに導かれ発電機の駆動に利用される。タービン出口のガスはまだかなり高温であるので、前述のように再生器に導かれH₂Oの昇温に次に利用される。再生器出口のガスはこの後排熱回収ボイラ（WHB2）に導かれ、発電出力の増大と発電効率の向上のための燃焼器噴射用の過熱蒸気の製造に利用される。WHB2を出た低温、低圧の排気ガスは排熱回収復水器に導かれ、WHB1へのリターン水の給水過熱に最終的に利用された後、冷却水で冷却される。このため、リターン水温度を比較的高くできるとともに復水器での放熱量を小さくできるという利点がある。復水器出口ではタービン排ガス中に含まれる水蒸気の大部分が復水し、この復水は排ガス中に含まれる気体成分であるCO₂とは簡単に分離される。復水は上記のように排熱回収復水器で加熱されWHB2で加熱された後、過熱蒸気の発生のための給水（リターン水）としてWHB1へ送り返される。

排熱回収復水器出口において復水しなかった気体中には、復水しなかった水蒸気分が飽和蒸気の形で含まれているほか、燃料ガスの燃焼により生じたCO₂が含まれている。このほか、燃料ガスの完全燃焼を期するため燃焼器で過剰に噴射された酸素（O₂）が含まれている。この復水器出口の気体は図4（b）に示すように、まず冷却脱湿を行い排ガス中の水分を十分に除去する。この後、約 140 kg/cm² にまで圧縮して冷却すると排ガス中に含まれるCO₂はすべて液体として回収され、O₂分のほとんどは気体として回収される。この回収高圧O₂は燃料ガスの燃焼用に再利用することができる。回収液化CO₂は、CO₂資源として再利用できると期待されている⁵⁾。

3.2) システムの特徴 本提案多重熱利用サイクル発

表1 シミュレーション・モデルの外生変数と外生パラメータ

Table 1. Exogenous variables and parameters of the simulation model.

(a) 外生変数

変数	基準値
大気温度と相対湿度	15℃; 70%
タービン入口温度	1200℃
空気圧縮機圧力比	16.0
燃料の種類	メタン
ガスタービン発電機定格出力	100 MW
高圧過熱蒸気圧力	200 kg/cm ² a
中圧過熱蒸気圧力	20.0 kg/cm ² a
排熱ボイラ入口給水温度	100℃
再生器の温度効率	75%
燃焼器での酸素過剰率	1.2
排熱回収復水器出口温度	32.55℃
排熱回収復水器出口圧力	0.100 kg/cm ² a

(b) 外生パラメータ

パラメータ	基準値
空気圧縮機断熱効率	85%
空気圧縮機流量損失率	0.05%
ガスおよび膨張タービン断熱効率	87.5%; 90%
ガスおよび膨張タービン流量損失率	0.05%
燃焼器燃焼効率	99%
燃焼器圧力損失率	2%
燃焼器流量損失率	0.05%
燃料噴射ノズル圧力損失率	10%
排熱ボイラエンタルピー交換率	95%
排熱ボイラターミナル温度差 （入口排ガス温度－ボイラ出口蒸気温度）	40℃
排熱ボイラピンチポイント温度差	20℃
WHB2出口排ガス乾き温度条件 （出口排ガス温度－飽和蒸気温度）	10℃
排熱ボイラ排ガス圧力損失	0.05 kg/cm ²
排熱ボイラ排ガス流量損失率	0.05%
リターン水温度	100℃
酸素噴射ノズル圧力損失率	10%
過熱蒸気噴射ノズル圧力損失率	10%
再生器蒸気および燃焼ガス圧力損失率	2%; 10%
再生器蒸気および燃焼ガス流量損失率	0.05%; 0.05%
排熱回収復水器排ガス圧力損失	0.05 kg/cm ²
発電機効率	98%
酸素製造原単位	0.34 kWh/Nm ³
システムの従来式補機の動力消費率	3.0%
その他システムの従来式補機の動力消費率	1.0%
冷凍機COP	3.5

電システムでは、燃料の持つエネルギーを利用して高温ガスを発生し、その熱を高温から低温まで多重に利用する構成となっているため、高効率な発電が出来るという特徴がある。

本多重熱利用サイクル発電システムの中のサブシステムでは、従来式ガスタービンと異なり作動流体ガスの圧縮仕事は不要となる。圧縮の過程は復水の圧縮という水の圧縮の過程で行われるので、気体の場合に比べ実際上無視できるほどのエネルギーしか必要とされない。このため、次章

表2 発電システム各部の状態量の推定結果

Table 2. Estimated state variables at various points of the proposed power generation system.

位置あるいは種類*	温度 (°C)	圧力 (kg/cm ² a)	エンタルピー*** (kcal/kg)	流量 (t/h)
a 空気圧縮機入口	15.0	1.03	-2.43	1051.8
b 燃焼器入口	408.8	16.2	96.1	1051.2
c タービン入口	1200.0	15.9	332.4	1072.3
d タービン出口	603.0	1.13	153.9	1071.8
e 排熱ボイラ(WHB1)出口	145.3	1.03	30.5	1071.8
f 高圧過熱蒸気	563.0	200.0	797.2	158.4
g 中圧過熱蒸気	217.3	20.0	647.4	15.1
h 膨張タービン出口	243.9	20.0	664.6	158.4
i 排熱ボイラ(WHB1)入口	100.0	24.0	75.4	173.5
j 燃料	25.0	20.2	0.0	21.6
① 再生器入口	241.5	20.0	80.3	173.5
② 燃焼器入口	407.9	19.6	172.1	173.4
③ タービン入口	1200.0	19.2	580.6	244.5
④ タービン出口	449.5	0.222	186.4	244.3
⑤ 再生器出口	307.3	0.200	121.2	244.2
⑥ 排熱回収復水器入口	63.2	0.150	15.9	244.1
⑦ 排熱回収復水器出口	32.6	0.100	7.37	196.2
⑧ 冷凍機入口	32.6	0.100	3.12	47.9
⑨ 排熱ボイラ(WHB2)入口	42.2	21.8	16.8	190.6
⑩ 排熱ボイラ(WHB2)出口	100.0	21.8	75.2	173.5
⑪ 燃焼器噴射過熱蒸気	277.3	21.8	99.9	17.1
⑫ 燃料	15.0	21.8	-5.27	9.34
⑬ 燃焼用酸素	25.0	21.8	0.0	44.7

* : 発電システムの位置あるいは種類を表す記号(英小文字および数字)については図4を参照のこと。

** : ガスについては 1 atm、25℃を基準とし、蒸気、液体(水)については25℃の飽和水を基準としている。

のシミュレーション結果でも示すように、このサブシステム内で投入される燃料ガスのエネルギー基準でいうと、発電機端の効率は85%近い高い値を得ることが可能となり、燃焼用の高圧酸素量および燃料燃焼により発生するCO₂量が大幅に少なくなり、高圧酸素の発生のために必要となる動力およびCO₂の液化処理のために必要となる動力も、僅かで済むという特徴がある。本サブシステムでは、このほか燃料ガスの燃焼に空気ではなく酸素を燃焼用に用いているので、燃焼ガスの主成分は水蒸気とCO₂のみとなり、このため燃焼排ガスからCO₂を回収するのに基本的に冷却水による冷却の操作だけで回収出来るという特徴もある。さらに、本サブシステムでは空気燃焼の場合と異なり、燃焼反応中に窒素分が実際上存在しないのでサーマルNO_xの生成がない⁶⁾という特徴もある。

なお、本多重熱利用サイクル発電システムと2章で述べた理想的多重熱利用サイクル発電システムの相違を説明すると次のようになる。すなわち、理想的サイクルではタービンでの膨張仕事は等エントロピー変化と想定しているのに対し、本発電システムでは断熱変化と想定しているのでエントロピーの増大が生じ、従って図2の点g'の温度がかなり上昇してしまい、点eの温度より高くなる。このため、本発電システムではこのタービン出口の作動流体を利用して、上述のように作動流体の温度を再生器により上昇させる点で理想的サイクルの場合と異なっていることに注意されたい。

4 多重熱利用サイクル発電システムの実績推計結果と検討

2章で示したサイクル効率はすべて(a)燃焼効率は100%である。(b)圧力損失や流量損失はない。(c)燃料流量は空気流量に比べ無視できる。などというような理想的な場合を想定して導かれた近似的な結果である。また、理想的多重熱利用サイクルを実現するための図4に示した発電システムでは、タービンの作動流体に水蒸気だけではなくCO₂ガスも含まれるので、そのタービン出口の状態値は理論サイクルで仮定した状態値と異なることになる。これらの理由から、2章の結果は仮想的な参考値にしかならない。そこで、本章では3章で提案した発電システムの実績を推定するため、筆者らが先に開発したシミュレーションモデル^{1), 2), 7)}を基に多重熱利用サイクル発電システムの実績シミュレーションのためのモデルを構築した。本章では実績を推定した結果について述べる。紙数の制限よりモデルについての説明は省略するが、実績の推定に当たって必要となる外生変数および外生パラメータは表1に示しておりである。表1には、また本例の実績の推定に当たって用いた外生変数および外生パラメータの値も示してある。これらの値は筆者らがこれまで種々のCO₂回収発電システムやコージェネレーションシステムの実績の解析に用いてきた値を基に実現可能性を考慮して想定した値である。

表1に示してあるように、発電システムの実績推定に当たって、ガスタービン発電機の発電端電力は100 MW、タ

図5 多重熱利用サイクル発電システムの特性推定結果

Fig. 5. Estimated characteristics of the multiple-heat-utilization-cycle power generation system.

図6 従来式複合発電システムにおいてCO₂部分回収を行ったときの特性推定結果Fig. 6. Estimated characteristics of the conventional combined-cycle power generation system where 30.1% of CO₂ generated is recovered by using an alkanolamine-based solvent.

ービン入口温度は 1200 °C とした。燃料ガスの種類としては、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 (CH₄) のみとした。

本発電システムでは、表2および図5に示すようにガスタービン発電機で 100 MW の電力を発電するのに 258 Gcal/h の燃料を消費し、タービン出口ガス温度は 603 °C、ガス流量は 1072 t/h と推定された。この排ガス流量により排熱回収ボイラ (WHB1) で 563 °C、200 kg/cm² の高圧蒸気および 217 °C、20 kg/cm² の中圧蒸気をそれぞれ 158 t/h および 15.1 t/h 発生し、高圧蒸気を利用して膨張タービンで 23.9 MW 発電できる。膨張タービン出口の蒸気の状態値は 244 °C、20 kg/cm² となり、この蒸気とWHB1出口の中圧蒸気が廃熱利用・酸素燃焼CO₂回収方式・無公害高効率発電システム (サブシステム) の作動流体として利用される。サブシステムでは、112 Gcal/h の燃料を消費し、110 MW 発電でき (発電機端効率 84.6%、低発熱量基準、以下同じ)、回収液化CO₂は 25.6 t/h と推定さ

れた。

いま、ガスタービン発電システムおよび膨張タービン発電システムの所内用動力比率は 1%、サブシステムの所内用動力比率は 3% と想定しており、サブシステムで使用する高圧酸素の製造電力量は 14.8 MWh、回収CO₂の液化用の電力量 (酸素回収による電力節約分を考慮した正味電力量) は 6.90 MWh と推定されるので、合計送電可能電力は 208 MW となり、総合送電端発電効率は 48.4% となる。本システムにおける合計CO₂生成量は 84.9 t/h、CO₂回収率は 30.1%、送電電力量 1 MWh 当たりのCO₂放出量は 286 kg となる。

本システムの特性をアミン系化学吸収液を用いたCO₂部分回収複合発電システムの特性推定結果⁸⁾と比較すると次のようになる (なお、CO₂部分回収複合発電システムにおける蒸気発電システムの構成は理論効率検討の場合の再熱サイクルと異なり、高圧と低圧の混圧蒸気を利用するサイクルとしていることに注意されたい。これは、アミン

系化学吸収液を用いたCO₂回収法ではCO₂回収のために多量の熱が消費されることを考慮したからである)。CO₂部分回収複合発電システムでは、CO₂の回収を行わない場合、発電効率は50.2%と推定されるが、送電電力量1MWh当たりのCO₂放出量は37.6%多いと推定されている。しかし、提案システムと送電電力量1MWh当たりのCO₂放出量を同じとするため、CO₂回収率を34.6%とすれば、図6に示すように発電効率は45.1%に低下すると推定された⁸⁾。即ち、提案システムは単位送電電力量当たりのCO₂放出量が同じという前提条件の基では、3.22%、相対値では7.13%効率が良いことになる。あるいは、提案発電システムの規模を $207.9/135.5 = 1.534$ 倍だけ大きくすれば、燃料消費量が $21.59 \times 1.534 = 33.13$ (t/h)となるので、図6の発電システムに比べると、発電電力は同じで、燃料消費量が $33.13 - (21.59 + 9.34) = 2.20$ (t/h)、すなわち7.1%少なくなり、CO₂回収率は両システムで同じ30.1%なので、CO₂放出量は提案システムの方が従って7.1%少なくなる。

5 おわりに

本論文では、CO₂回収発電を含んだ多重熱利用サイクル発電システムを提案した。本発電システムでは、まず燃料の持つエネルギーを利用して高温の作動流体ガスを製造し、ガスタービン発電機を駆動する。次に、その排熱を利用して高圧および中圧の過熱蒸気を製造し、高圧蒸気を利用して膨張タービンを駆動する。そして、低温・中圧となった蒸気および排熱利用製造の中圧蒸気の両方の蒸気を、廃熱利用・酸素燃焼CO₂回収方式・無公害高効率発電システム(サブシステム)の作動流体として、蒸気タービン発電システムで採用されている温度の2倍程の高い温度にまで昇温させて、発電に利用する。本サブシステムでは、タービン駆動後の排熱を利用して再生器で低温の作動流体の昇温に利用した後、過熱蒸気を発生させ、これも作動流体として利用するほか、過熱蒸気発生のための給水加熱にも利用する。このように、提案発電システムでは熱を高温から低温まで多重に利用する構成となっているため、CO₂回収を行う割には高効率な発電が出来るという特徴がある。

シミュレーションモデルを構築し、本発電システムの特徴を推定した結果、CO₂回収率30.1%で48.4%の送電端効率(低発熱量基準)を持ち、これは従来式のコンバインドサイクル発電システムにおいて、本システムと単位発電電力当たりのCO₂発生量を同じとするために化学吸収法を用いてCO₂を回収するとした場合の推定効率45.1%より7.13%高いと推計されることを明らかにした。

本発電システムは、構成が複雑となるものの熱を高温か

ら低温まで多重に利用することにより、CO₂の回収を行う割には高い効率を得ることが出来るので、CO₂排出制約における新しい発電システムとして有望と考えられる。このため、蒸気条件を変化させた時の特性やシステムの部分負荷特性の検討などのほか、システムの経済性についても今後さらに研究していく予定である。

(平成5年5月28日受付, 同5年11月15日再受付)

文 献

- (1) 朴・中村・鈴木:「二酸化炭素回収石炭ガス利用効率発電システム」, 電学論B, 110, 155~162 (平2-2)
- (2) 朴・鈴木:「飽和蒸気を作動流体として利用するCO₂回収無公害高効率火力発電システム」, 電学論B, 113, 266~272 (平5-3)
- (3) 須之部・藤江:「ガスタービン」, 3章, 共立(昭42)
- (4) 朴:「工場廃熱を利用したCO₂回収無公害高効率火力発電システムの特性と経済性」, 電学論D, 112, 221~228 (平4-6)
- (5) 佐野:「エネルギーと地球環境の同時解決を目指して」, エネルギー・資源 11, 2, 101~106 (平2-3)
- (6) 朴・鈴木:「ガスタービンの効率および燃料によるサーマルNO_x生成特性の比較」, シミュレーション, 7, 1, 30~37 (昭63-3)
- (7) 朴・鈴木:「CO₂回収無公害地域冷暖房用コージェネレーションシステムの構成と特性」, 電学論B, 112, 523~530 (平4-6)
- (8) 朴・鈴木:「CO₂回収率をパラメータとしたCO₂回収複合発電システムの特性」, エネルギー・資源学会第9回エネルギーシステム・経済コンファレンス講演論文集 349~354 (平5-1)

朴 炳植 (正会員) 昭和19年9月18日生。43年3月大阪大学工学部電気工学科卒業。同大学院博士課程を修了して、48年4月大阪大学工学部電気工学科助手, 63年1月助教授, 平成4年4月情報システム工学科勤務となり, 現在に至る。各種システムのモデリングやアナリシスに関する研究に従事。工学博士。エネルギー・資源学会, ガスタービン学会, 計測自動制御学会, シミュレーション学会などの会員。

鈴木 胖 (正会員) 昭和9年8月23日生。33年大阪大学工学部電気工学科卒業。35年同大学院修士課程修了。同大学工学部電気工学科助手, 助教授を経て, 47年教授, 平成元年5月情報システム工学科勤務となり, 現在に至る。モデリングとシミュレーション, 都市計画などの研究に従事。工学博士。オペレーションズ・リサーチ学会, 都市計画学会, IMACSなどの会員。