

## 新しい熱機関のシステム

平田 賢\*

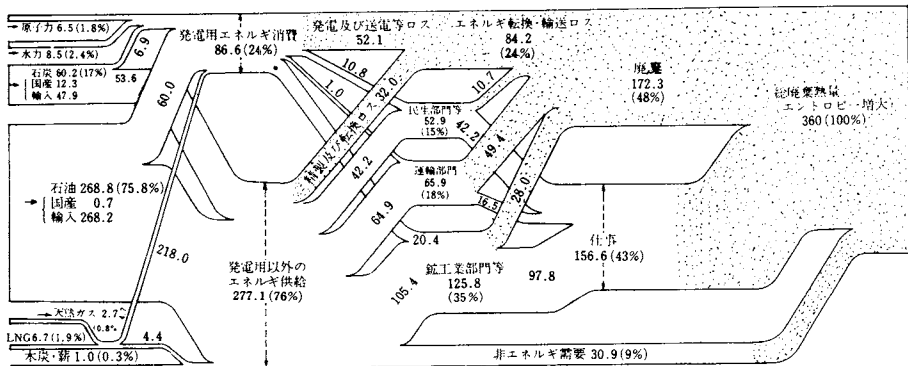
## 1. 省エネルギーと熱機関の効率向上

我が国のエネルギーの流れは図1のような線図<sup>1)</sup>で表わされる。輸入した高価な核燃料や化石燃料は僅かな原料を除いてすべて燃焼させ、一旦「熱エネルギー」の形にしてしまう。この熱エネルギーの約半分が蒸気タービンや内燃機関などの「熱機関」の入力となり、発電機を駆動して電力を発生させたり、輸送用の動力となる。残りの半分は鉱工業、民生用等の熱源である。この流れの中でエネルギーは、核エネルギーあるいは化学的エネルギーから熱エネルギーへ、そして電気エネルギーあるいは力学的エネルギーへと形を変えて行くだけで、熱力学の第1法則によりその総和は常に一定である。また熱力学の第2法則によって、エネルギーは温度の高い“高級”な熱エネルギーを起点として、低温の“低級”な方向へと流れ、自然のままでは元に戻らない。そして最後にすべて低級な熱の形となり、宇宙の不可逆のエントロピー増大となって、蓄積される。図1の点々で示した部分はその廃棄エネルギーである。従って、「省エネルギー」とはこのエネルギーの流れの中で、人類にとって有効な図中の白い部分をいかに増やすか、黒い点々の部分をいかにして温度の低い、右隅の方向へ押しやるかという「熱エネルギーの有効利用」の問題となる。

熱エネルギーを力学的エネルギーに変える「熱機関」

の熱効率は、現在の最も高効率の船用ディーゼル機関でも42%程度のものであり、これをあと1%上昇させるのは容易ではない。我が国で発生する熱エネルギーの半分を消費している熱機関の効率が、この程度のものだという事は、貴重な熱エネルギーの半分×60%、即ち3割はエンジンの排気ガスやタービンの復水器を通して海水中へ直接に捨てられているわけである。人類にとって何の役にも立たないばかりかむしろ大気汚染や温排水汚染として害になっているのである。実に無駄な話である。したがって熱機関の熱効率を向上させる努力は省エネルギーに直結することになる。

熱機関の熱効率を100%にすることは、原理的に不可能であって、その熱機関の作動流体の最高温度 $T_1$  Kと最低温度 $T_2$  Kの範囲で作動するカルノーサイクルの熱効率 $\eta = 1 - (T_2/T_1)$ が上限である。化石燃料を燃焼させたときに得られる温度を2000℃前後とし、仮に $T_1 = 2400$  Kとする。 $T_2$ は大気や海水といった大容量の熱源、すなわち環境の温度としては $T_2 = 300$  Kとするとこのカルノーサイクルの熱効率は $\eta = 1 - (300/2400) = 7/8 = 87.5$  (%)であり、この値が熱機関の熱効率の上限ということになる。既存の熱機関は未だその半分にも達しておらず、まだまだ改良の余地があることになる。とは言えボイラー、蒸気タービン、内燃ピストン機関などの在来型の熱機関は、単独の熱機関としてはいずれも原理的に熱効率

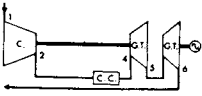


単位: 10<sup>13</sup> kcal = 原油換算 百万 t 1calは4.1855Jに相当する

図1 我が国のエネルギー供給消費フローチャート(1975年度)

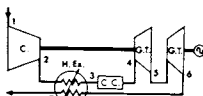
\* 東京大学工学部：東京都文京区本郷7-3-1 〒113

① 開放単純サイクルガスタービン



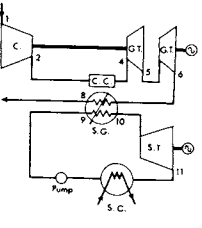
$$\begin{aligned}
 p_1 &= 1.033 \text{ kgf/cm}^2 \\
 t_1 &= 15^\circ\text{C} \\
 \Delta p_{2-4} &= p_2 \times 0.04 \\
 p_6 &= 1.033 \text{ kgf/cm}^2 \\
 \eta_c &= 0.84 \\
 \eta_{H.G.T.} &= 0.86 \\
 \eta_{L.G.T.} &= 0.90 \\
 \eta_m &= 0.98
 \end{aligned}$$

② 開放再生サイクルガスタービン



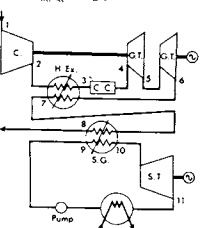
$$\begin{aligned}
 p_1 &= 1.033 \text{ kgf/cm}^2 \\
 t_1 &= 15^\circ\text{C} \\
 \Delta p_{2-4} &= p_2 \times 0.04 \\
 \Delta p_{4-2} &= p_4 \times 0.035 \\
 p_2 &= 1.033 \text{ kgf/cm}^2 \\
 \eta_c &= 0.84 \\
 \eta_{H.G.T.} &= 0.86 \\
 \eta_{L.G.T.} &= 0.90 \\
 \phi &= \frac{T_3 - T_2}{T_4 - T_2} = 0.7 \\
 \eta_m &= 0.98
 \end{aligned}$$

③ 開放単純サイクルガスタービン + 蒸気タービン



$$\begin{aligned}
 p_1 &= 1.033 \text{ kgf/cm}^2 \\
 t_1 &= 15^\circ\text{C} \\
 \Delta p_{2-4} &= p_2 \times 0.04 \\
 \Delta p_{4-2} &= p_4 \times 0.035 \\
 p_6 &= 1.033 \text{ kgf/cm}^2 \\
 \eta_c &= 0.84 \\
 \eta_{H.G.T.} &= 0.86 \\
 \eta_{L.G.T.} &= 0.90 \\
 t_6 - t_{10} &= 20^\circ\text{C} \\
 p_8 &= 1.033 \text{ kgf/cm}^2 \\
 \eta_{S.T.} &= 0.85 \\
 p_{11} &= 0.05 \text{ kgf/cm}^2 \\
 x_{11} &= 0.88 \\
 \eta_m &= 0.98
 \end{aligned}$$

④ 開放再生サイクルガスタービン + 蒸気タービン



$$\begin{aligned}
 p_1 &= 1.033 \text{ kgf/cm}^2 \\
 t_1 &= 15^\circ\text{C} \\
 \Delta p_{2-4} &= p_2 \times 0.04 \\
 \Delta p_{4-2} &= p_4 \times 0.035 \\
 p_2 &= 1.033 \text{ kgf/cm}^2 \\
 \eta_c &= 0.84 \\
 \eta_{H.G.T.} &= 0.86 \\
 \eta_{L.G.T.} &= 0.90 \\
 \phi &= \frac{T_3 - T_2}{T_4 - T_2} = 0.7 \\
 t_2 - t_{10} &= 20^\circ\text{C} \\
 \eta_{S.T.} &= 0.85 \\
 p_{11} &= 0.05 \text{ kgf/cm}^2 \\
 x_{11} &= 0.88 \\
 \eta_m &= 0.98
 \end{aligned}$$

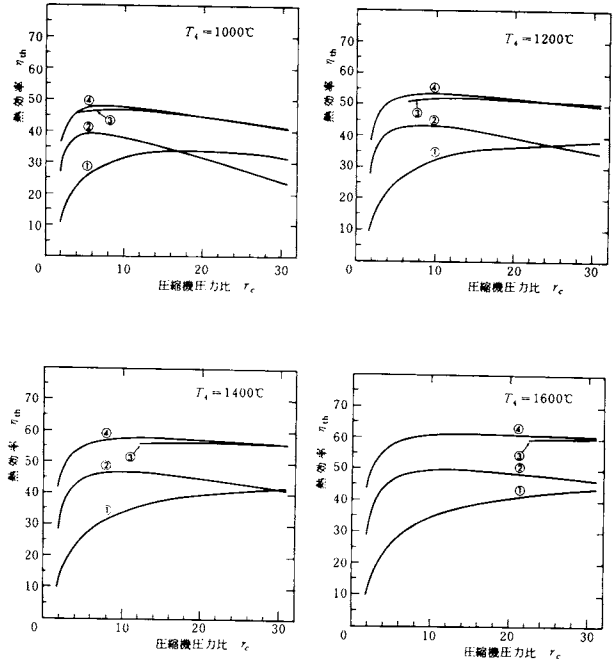


図2 高温ガスタービンを用いた各種サイクルの熱効率

の飛躍的向上の余地がなく、最早完成された技術と言っても過言ではない。

熱効率を改良する“唯一”の手段は、既存の熱機関を、その特徴を生かして複合することである。詳細は著者の他の所論<sup>2)</sup>を参照して頂くが、複合サイクル機関としてはガスタービンと蒸気タービン、あるいはディーゼル機関とスターリング機関などといったものが考えられる。ここでは発電用として比較的早期実現の可能性のある「高温ガスタービン・蒸気タービン複合機関」を取り上げることにする。この種の複合機関の熱効率を試算した例を図2<sup>3)</sup>に示す。この計算では各部分の損失等を見込んで実現性のある数字を採用しているが、図に示したように、この複合機関の熱効率は、

- i) ガスタービンのタービン入口温度によって大きく変わり、ガスタービン入口温度が1400℃のとき約55%、1600℃のとき60%以上に達し得ること、
- ii) その場合、ガスタービンの圧縮機圧力比はあまり高くする必要はなく、圧力比12~20程度のとき熱効率が最大となる、

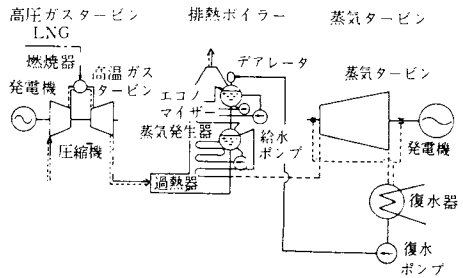


図3 高温ガスタービン-蒸気タービン複合プラント構成図

ことがわかる。

## 2. コミュニティ・エネルギー・システム (CES) の開発

以上述べた複合機関は、図3に示したような構成になるものと考えられるが、ガスタービンの高温排気を排熱ボイラに導いて蒸気を作り、蒸気タービンを駆動するので、500℃以上のガスタービン排気から、蒸気、温水に

至るまで幅広い温度にわたって抽出利用することが可能である。従って、高温排気で都市ゴミを余熱あるいは熱分解するとか、蒸気、温水を工場用プロセス、あるいは都市の集中暖冷房等の熱源として供給することが出来、熱機関としての効率向上ばかりでなく、熱エネルギーを総合的に利用する、いわゆる“トータルエネルギーシステム”の中核プラントとして適した形をしている。現在ガスタービンの出力は1機 10万kW程度のもまで開発されているので、複数台のガスタービンの排ガスで、1機の蒸気タービンを駆動するようにすれば、電気出力はいくらでも大きくすることが可能であろうが、このようなゴミ処理、あるいは地域熱供給を組み込んだトータルプラントとしては、電気出力 20万kW以下程度の比較的中小規模のプラントが適当なサイズであろう。このようなプラントを需要地に近接して多数配置することによって、熱機関および熱源としての総合熱利用率の飛躍的上昇をはかろうとするものである。すなわち「コミュニティ・エネルギー・システム(CES)」の中核プラントである。電源立地が困難な今日、コミュニティと一体となったプラント、即ち住民とエネルギー供給者との相互の信頼関係を重視したプラントを建設することによって、大型原子力、大型火力発電所の立地の遅れをカバーし、それらを補完して行く必要がある。エネルギーは必要だが、公害は否とするのは当然の要求であって、公害問題に対する十分な技術的対策を施し、そのことを住民に十分に納得して貰う努力を怠ってはならない。この高温ガスタービン-蒸気タービン複合プラントは当面天然ガスのような高級燃料を燃焼させることによって、低質油燃焼による高温ガスタービンのコロージョンなどの問題を避け、早期に実証プラントを建設すべきであるが、燃料の供給はガス会社の天然ガス供給によることを期待し、供給網の完備された地域内にサイトを選定する。燃焼にあたっては天然ガスの予混合稀薄混合気燃焼を行わせることによって低NO<sub>x</sub>燃焼が可能である。もとより硫黄分は少ないのでSO<sub>x</sub>の問題は生じない。またガスタービン特有の高周波騒音は、地上設備であるから、大型の消音器を設けさえすれば、いくらでも消し去ることができる。昭和53年度に発足した工業技術院の「ムーンライト計画」の中に、この高温ガスタービン-蒸気タービン複合プラントを中心としたコミュニティ発電システムの研究開発が盛り込まれ、昭和53年秋には研究組合が構成されて具体化に向いスタートすることになった。大型原子力や火力

発電による電力供給を補完するシステムとして、このようなコミュニティ・エネルギー・システムを分散配置する構想は、スケールメリットを追求する従来の大型指向とは基本的に逆転した発想であるが、最近よく言われる定住圏構想なども考え方が一致している。また技術開発の国際的展開を企てる上でも、例えば開発途上国向けの技術協力の柱とすることもできる。更に、当面はガスタービンの高温化を、空冷や水冷技術の開発によって実現することを考えているが、併行に耐熱合金やセラミクス等の新しい高温材料の開発研究も行うべきであり、この面での波及効果も大きいだろう。

### 3. む す び

ガスタービンと蒸気タービンを複合した熱機関はこれまで例がなかったわけではない。我が国でも四国電力の坂出發電所などで稼働しているが、これらは残念ながら複合サイクル機関の真価を発揮しているとは言い難い。それはガスタービンのタービン入口温度が約800℃と低いことに原因がある。先述のようにガスタービンの入口温度は、技術の許す限り高温にしなければ蒸気タービンと複合するメリットは出て来ない。可能な限り高温で動作するガスタービンを開発(高圧にする必要は原理的にない)し、これを蒸気タービンと組合わせて、比較的小型の高効率プラントを構成し、これをコミュニティ・エネルギー・システムの中核に据える方式は、省エネルギー技術開発の本命とも言うべき「新しい熱機関のシステム」であろう。折角国が150億円の巨費を投じてプロジェクトを推進するのであるから開発された暁には直ちに実用化され得るものでなければならぬだろう。エネルギーの第2次危機を目前に控えている我が国としては、このプロジェクトがこれまでの幾つかの技術開発国家プロジェクトに例を見るように、当分実用化の見込みのないものであってはならないのである。

### 文 献

- 1) 白田利勝, 熱管理と公害, **10**, 8 (1977), 23.
- 2) 平田 賢, 日本機械学会誌, **78**, 683 (1975), 865.
- 3) 平田 賢, 秋山光庸, 日本機械学会技術講演会(第1回)講演論文集, No. 780-1 (1978), 69.