



HOKKAIDO UNIVERSITY

Title	熱併給発電プラントの性能評価
Author(s)	園田, 隆; Sonoda, Takashi; 齊藤, 武 他
Citation	北海道大學工學部研究報告, 58, 37-51
Issue Date	1970-12-19
Doc URL	https://hdl.handle.net/2115/41016
Type	departmental bulletin paper
File Information	58_37-52.pdf



熱併給発電プラントの性能評価

園田 隆* 斉藤 武*

(昭和45年8月31日受理)

A Study on the Evaluation of the Performance of a Heat and Power Generating Plant

Takashi SONODA Takeshi SAITO

(Received August 31, 1970)

Abstract

An analysis of the performance of a heat and power generating plant was considered in order to determine the qualitative difference of two types of energy generated by the plant, namely, heat and power, based on the 2nd law of thermodynamics, as compared against the methods investigated previously. An application of the concept of exergy, i. e. the maximum effective work of energy was presented.

The heat and power generating plant dealt with in this paper was a combined plant consisting of a gas turbine with an exhaust heat recovery boiler. The gas turbine cycle was 'simple open' or 'regenerative open' and the exhaust heat recovery boiler generated hot water.

The influence of the main parameters of the plant under optimum design conditions of the gas turbine was described. The factors considered here were ambient temperature, inlet gas temperature of the gas turbine, exhaust gas temperature of exhaust heat recovery boiler, and effectiveness of gas turbine regenerator etc.

目 次	
1. ま え が き.....37	の 影 響.....44
2. 熱併給発電プラントの性能値.....38	5.2 圧力比の影響.....46
3. ガスタービンとの組合せによる 熱併給発電プラント.....40	5.3 周囲大気温度の影響.....47
4. 地域暖房システム性能表示の一 方法.....43	5.4 排熱ボイラー出口ガス温度 の影響.....47
5. 計算結果とその検討	5.5 再生器再生率の影響.....47
5.1 ガスタービン入口ガス温度	5.6 蒸気発生用熱交換器の影響.....50
	6. む す び.....50

1. ま え が き

エネルギー有効利用, 大気汚染防止の観点から, 最近注目されてきている発電方式として熱併給発電がある。

従来の火力発電プラントでは動力発生のみを目的とするので, 最新鋭の蒸気タービンプラントでも熱効率40数%が現状であり, 供給エネルギーの50~60%をコンデンサーの冷却水に無益に

* 機械工学科熱機関学第一講座

捨てている。この多量の無益に捨てるエネルギーを何らかの方法で回収し有効に利用できれば、プラント全熱利用率は60~70%になるものと予想される。

また、たとえば都市の地域暖房用の熱源として、熱併給発電よりの熱を利用することができれば、エネルギー有効利用とともに、冬期暖房の多数汚染源による大気汚染を集中制御することが可能となる。

熱併給発電プラントを計画する場合、従来の電力のみを発生するプラントあるいは熱発生プラントとは異なり、電力と熱とを同時に発生するので、その性能評価をどのようにするかが問題となる。単にいわゆる熱利用率という観点からでは、供給エネルギーのうち電力および熱に変換されるエネルギー割合を知るのみで、必ずしもプラントの有効性を表示するのに適切ではなく、そのため経済性を考慮に入れた考察もすでになされている。^{2),5)}

熱力学第二法則的にみれば、電気と熱という2つのエネルギーを等価にみなすべきではないので、ここではエクセルギーをもって電気と熱の質的差異を表わし、プラントの性能値を求めることを試み、ついでガスタービンとの組合せによる熱併給発電プラントを例にとり、その性能値を求め、このようなプラントが地域暖房に適用された場合のシステムの性能を評価する方法もあわせ考察した。

2. 熱併給発電プラントの性能値

筆者らはさきに、電力と熱の単位エネルギー量あたりの価格が実際面で異なることに着目し、つぎの性能値を提案した。

$$\eta_{ve} = V_e \cdot \eta_1 + \eta_2 \quad (1)$$

ここに、 η_{ve} ；熱併給発電プラントの性能値

V_e ；電力単価/熱単価

η_1 ；供給エネルギーのうち電力への変換効率

η_2 ；供給エネルギーのうち熱への変換効率

ここで V_e は2~4の値をとるものと思われるが、これはあくまでも経済的観点から決められるもので、プラントから発生する2つのエネルギーの質的差異を熱力学的考察より求められたものではない。

式(1)と同じような考え方でプラント性能値を求めている論文^{2),5)}が発表されているが、それらは V_e の逆数を η_2 に乗じ、 η_1 との和で性能値としている。

そのほかに提案されている性能値⁵⁾としては、

$$\eta_x = \eta_1 + X \cdot \eta_2 \quad (2)$$

$$X = \eta_1 + \eta_2$$

X は電力と比較して熱の価値を決めるための係数であるが、ある熱併給発電プラントの発生熱量が、さらに異なる熱併給発電プラントの供給エネルギーとなったと想定し、そのプラントの全熱利用率が前と等しく $\eta_1 + \eta_2$ と考えて供給エネルギー(発生熱量)の有効割合を求め、それを熱の価値としている。

熱併給発電プラントという観点からはある程度の妥当性をもつと思われるが、発生熱量すなわち異なるプラントへの供給エネルギーの全熱利用率が常に $\eta_1 + \eta_2$ と考えるのは疑問である。

$$\eta_r = \eta_1 + Y \cdot \eta_2 \quad (3)$$

$$Y = 1 - T_0/T_m \quad (4)$$

ここで, T_0 ; 周囲温度 [°K]

T_m ; 排熱回収部分での加熱側作動媒体の平均温度 [°K]

Y は高熱源温度 T_m , 低熱源温度 T_0 の間で作動する熱機関のカルノー効率であり, この表示方法は一応熱のエクセルギーを考慮した性能値と言える。しかし T_m をどのように決めるかが問題となる。

以上式(1)から(3)までは, プラントの性能値は熱力学第一法則を考え方の基本としているが, 発生する電力と熱を第二法則的に評価しさらに供給エネルギーのエクセルギーを考慮して下記に示すエクセルギー効率も提案されている。^{8),9)}

$$\eta_{ex} = (e_p + e_H)/e \quad (5)$$

ここで, e_p ; 発生電力のエクセルギー

e_H ; 発生熱のエクセルギー

e ; 供給エネルギーのエクセルギー

式(5)で表わされる性能値が異なるエネルギー, この場合電気と熱を発生する熱併給発電プラントの性能値としてもっとも妥当だと思われる。しかし, この場合問題となるのは発生熱量と供給燃料のエクセルギーをいかに求めるかである。この点についても種々の研究がなされているが, ここでは省略する。

本報告では, 熱併給発電プラントの性能値として次式を考える。

$$\eta_{VN} = V_N \cdot \eta_1 + \eta_2 \quad (6)$$

V_N ; $= H/e_H$ (H ; 発生熱量kcal, e_H ; 発生熱量のエクセルギー kcal)

ここに V_N は, 同一エネルギー量の電力と熱のエクセルギー比を表わすことになる。すなわち, 熱量 H がもしすべて電力のエネルギーであれば H そのものが工業仕事となる。しかし, 熱の場合はその最大工業仕事は e_H であるから, V_N は発生熱の状態によってきまる電力と熱の質的差異を表わすことになる。熱併給発電プラントでの発生熱でもその状態, 例えば温度が高いものは同一熱量でも熱力学的にはその価値は高くなるので, 式(6)で表わされる η_{VN} はこのことを考慮した性能値と言える。

また, いま考えている熱併給発電プラントのエクセルギー出力を $(e_p + e_H)$ とし, その単位エクセルギー量あたりの単価を電力および熱と同じく, a (円/kcal) とすると, このプラントの全収入は理論的には $a(e_p + e_H)$ となる。ここに e_p は発生電力の工業仕事を表わすが, 電気エネルギーなので発生電力量 P と等しい。電力での収入は $a \cdot e_p = a \cdot P$, したがって例えば, 1000 kcal あたりの電力単価は $1000a$ 円 となり, 熱の 1000 kcal あたりの単価は $1000a \cdot e_p/H$ 円 となる。このときの電力と熱の単価比は $(1000a)/(1000ae_p/H) = H/e_H = V_N$ となる。すなわち, V_N は熱力学的に電力と熱の質的差異を表わしているとともに, もし単位エクセルギー量あたりの電力と熱の単価が等しいとすれば, 同時にそれらの単価比をも表わす量となる。

さらにプラントの全収入は前述したように $a(e_p + e_H)$ 円, 電力, 熱のそれは $a \cdot e_p$ 円, $a \cdot e_H$ 円 であるから, 全収入に対する電力収入の割合は,

$$\begin{aligned} C_1 &= a \cdot e_p / a(e_p + e_H) \\ &= e_p / (e_p + e_H) \end{aligned} \quad (7)$$

また, 熱収入の割合は,

$$\begin{aligned} C_2 &= a \cdot e_H / a(e_p + e_H) \\ &= e_H / (e_p + e_H) \end{aligned} \quad (8)$$

となる。

3. ガスタービンとの組合せによる熱併給発電プラント

ここでは 図 1-a, b に示されるようなガスタービン熱併給発電プラントを想定し, その性能値として η_{VN} , および式 (1) から (8) で示される各量が, この場合にはどのように表わされるかを述べる。

図 1-a は単純開放サイクル, 図 1-b は再生開放サイクルの場合であり, 図 2-a, b はそれぞれの場合に対する T-S 線図である。

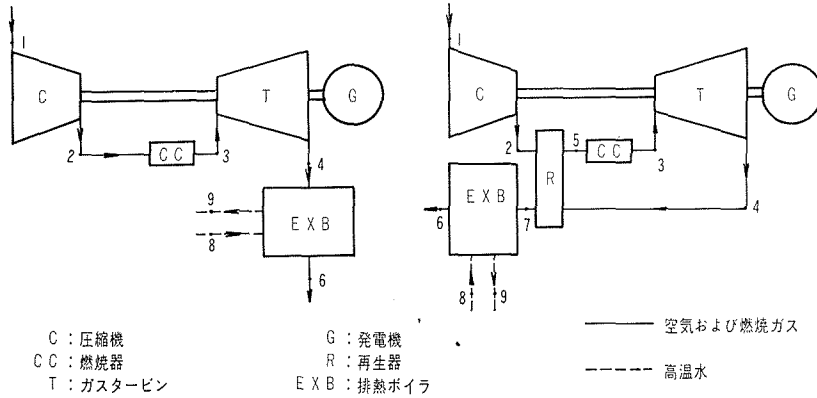


図 1-a

図 1-b

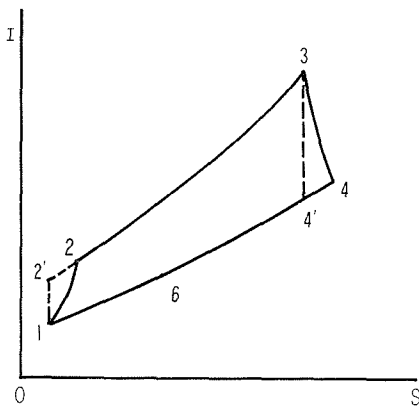


図 2-a 単純開放サイクル

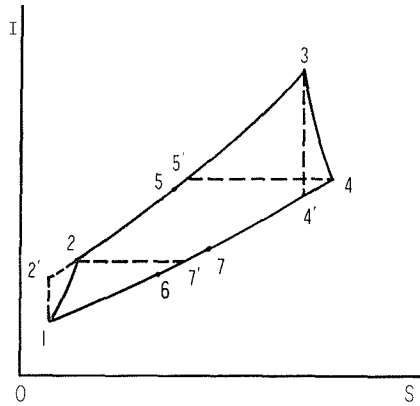


図 2-b 再生開放サイクル

図 3 は図 1 のような熱併給発電プラントの場合, その発生熱の条件から求めた V_N である。この場合排熱ボイラーは高温水を発生するものとし, ボイラー入口温水温度 $t_8 = 60 \sim 180^\circ\text{C}$, ボイラー出口温水温度 $t_9 = 120 \sim 220^\circ\text{C}$ の各場合について, 最低周囲温度 $t_1 = -10, 0, 15^\circ\text{C}$ のときの V_N を求めた。この場合排熱ボイラー出口, 入口の高温水温度が低くなるほど, また周囲大気温度が高いほど, V_N は大となる。このことは電力の価値にくらべ熱の価値が低く評価されることを意味する。

このときの H, e_H は次式で表わされる。ただし, 添字の数字あるいは記号は図 1 で示される各点, 各機器での状態を示す。

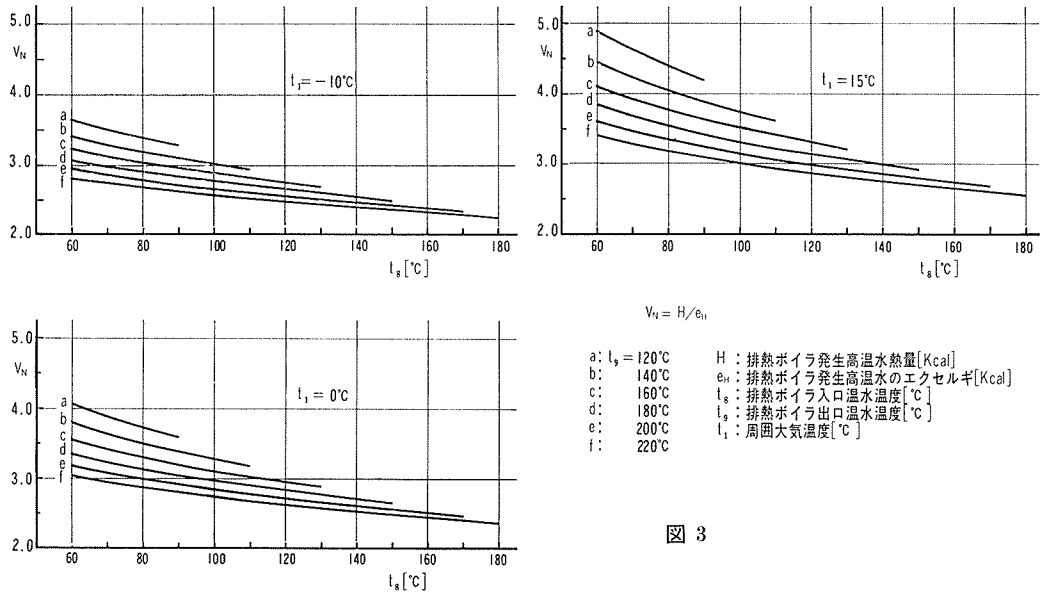


図 3

$$\begin{aligned} H &= G_w(i_9 - i_8) \\ &= G_w(t_9 - t_8) \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} e_H &= G_w(e_9 - e_8) \\ &= G_w(t_9 - t_8 - T_1 \ln T_9/T_8) \end{aligned} \quad (10)$$

ここで、 G_w ; 発生高温水量 [kg]

t_9, t_8 ; 排熱ボイラー出入口温水温度 [°C]

T_1 ; 周囲大気温度 [°K]

図3の V_N の数値をみると、この計算の範囲では 2.0 から 5.0 であり、実際経済的価値から電力と熱の質的評価を行なった式(1)の V_e の値、2.0~4.0 とさほど差がない。

つぎに図1で示されているガスタービン熱併給発電プラントの各性能値を求める。ただし、下記の諸条件を仮定する。

- 1) 空気量と燃焼ガス量は等しい。すなわち、サイクル中の燃料付加によるガス質量の増加は無視し、空気サイクルとして取扱う。
- 2) 空気の比熱は一定とする。
- 3) 燃焼器、再生器、排熱ボイラーなどでの圧力損失はない。

供給エネルギーのうち電力に変換される割合は、

$$\eta_1 = \frac{\eta_G \eta_m \left[\eta_T \eta_m T_3 \left(1 - \frac{1}{r^{\frac{k-1}{k}}} \right) - \frac{T_1 \left(r^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{\eta_c \eta_m} \right]}{\frac{1}{\eta_B} \left[T_3 - \eta_R T_3 \left\{ 1 - \eta_T \left(1 - \frac{1}{r^{\frac{k-1}{k}}} \right) \right\} - T_1 \left(\frac{r^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_c \eta_m} + 1 \right) \right] (1 - \eta_R)} \quad (12)$$

また、熱に変換される割合は、

$$\eta_2 = \frac{\eta_H \left[T_3 \left\{ 1 - \eta_T \left(1 - \frac{1}{r^{\frac{k-1}{k}}} \right) \right\} (1 - \eta_R) + T_1 \left(\frac{r^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_c \eta_m} + 1 \right) \eta_R - T_6 \right]}{\frac{1}{\eta_B} \left[T_3 - \eta_R T_3 \left\{ 1 - \eta_T \left(1 - \frac{1}{r^{\frac{k-1}{k}}} \right) \right\} - T_1 \left(\frac{r^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_c \eta_m} + 1 \right) (1 - \eta_R) \right]} \quad (13)$$

ここで, η_G ; 発電機効率

η_m ; 機械効率

η_T ; タービン内部効率

r ; $= P_2/P_1$ 圧力比 (=膨張比)

η_c ; 圧縮機内部効率

η_B ; 燃焼器燃焼効率

η_R ; 再生器再生率

k ; 空気比熱比

$1 - \eta_H$; 排熱ボイラーの伝導, ふく射損失

式(9), (10), (12) および(13)から求められる η_1, η_2, X, V_N の値を 式(2), (6)に代入すれば, η_X および η_{VN} が定まる。式(4)において $T_0 = T_1, T_m = (T_6 + T_7)/2$ とすると,

$$\begin{aligned} Y &= 1 - \frac{T_1}{\frac{(T_6 + T_7)}{2}} \\ &= 1 - \frac{2T_1}{T_6 + T_7} \end{aligned}$$

となる。ここでは式(2), (3)のかわりに次式をとる。

$$\eta_X = \eta_1/X + \eta_2 \quad (2')$$

$$\eta_Y = \eta_1/Y + \eta_2 \quad (3')$$

また,

$$\begin{aligned} e_p &= P \\ &= C_{pa} \eta_G \eta_m \{ (T_3 - T_4) - (T_2 - T_1) \} G_a \end{aligned} \quad (14)$$

$$e_H = \left\{ \frac{C_{pa}(T_7 - T_6)}{T_9 - T_8} \eta_H \right\} (T_9 - T_8 - T_1 \ln \frac{T_9}{T_8}) G_a \quad (15)$$

$$e = \frac{\left(1 - \frac{T_1}{T_3} \right) C_{pa} (T_3 - T_4) G_a}{\eta_B} \quad (16)$$

上の3式より, 式(5), (7), (8)が求まる。式(14)は発生電力のエクセルギーであるが, 電気エネルギーなので発生電力量(エネルギー量)と一致する。同じく式(15)は排熱ボイラーで発生する熱のエクセルギー量である。

式(16)はプラントへの入熱, すなわち供給燃料のエクセルギーを表わしている。燃料のエクセルギーは発熱量に, 高熱源温度にサイクル最高温度, 低熱源温度に周囲大気温度をとった場合のカルノー係数を乗じて求めた。

これより熱併給発電プラントの性能値として $\eta_{VN}, \eta_X, \eta_Y, \eta_{eH}$ および C_1, C_2 を求めたものが図4から図8に示される。

4. 地域暖房システム性能表示の一方法

熱併給発電プラントの具体的適用例として、図1のようなガスタービンとの組合せプラントをもつ高温水地域暖房システムを想定し、その性能を示す一方法を考える。プラント性能を表わすものとしては前述の性能値があるが、地域暖房では排熱ボイラーで発生した高温水が配管網を通り各需用者にとどき、暖房、給熱などに使用されて再びプラントに戻るというプロセスとなるため、システム全体の性能を考慮する場合は、プラント性能だけでは不十分である。

とくに、既設の都心に新たに地域暖房を計画し、熱媒として高温水を使用した場合、多くの既設暖房設備は蒸気を使用しているので、各需要端で蒸気発生のための熱交換器を設置する機会が多い。このとき、供給される高温水をそのまま使用した場合と、熱交換器を設置し蒸気を発生する場合とでシステム性能がどれくらい変化するかを考慮するため、地域暖房システム各部で生ずるエクセルギー損失の和をとり、それが最小となる条件を求める。

図1のような熱併給発電プラントのシステム各部で生ずるエクセルギー損失の和を E_L とすると、

$$E_L = E_{IC} + E_{ICC} + E_{LT} + E_{LB} + E_{LRB} + E_{LHB} + E_{LO} \quad (17)$$

ここで、 E_{IC} ; 圧縮機での空気の圧縮過程で生ずるエクセルギー損失

E_{ICC} ; 燃焼器での燃焼過程で生ずるエクセルギー損失

E_{LT} ; ガスタービンでの燃焼ガス(空気)の膨張過程で生ずるエクセルギー損失

E_{LB} ; 排熱ボイラーでの燃焼ガス(空気)と高温水間の熱交換過程で生ずるエクセルギー損失

E_{LRB} ; 再生器での圧縮機出口空気とガスタービン排気間の熱交換過程で生ずるエクセルギー損失

E_{LHB} ; 各熱需要者が蒸気発生のための熱交換器を設置した場合の高温水と蒸気間の熱交換過程で生ずるエクセルギー損失

E_{LO} ; その他のエクセルギー損失、たとえば空気のダクト内流動および高温水の配管内流動の際の管摩擦損失、管からの放熱によるエクセルギー損失など

各部分でのエクセルギー損失は、つぎのように表わされる。ただし、さきと同じ仮定を適用し $E_{LO} = 0$ とする。また、各量は空気 1 kg あたりとする。

$$\begin{aligned} E_{IC} &= T_1(S_2 - S_1) \\ &= T_1 \left(C_{pa} \ln \frac{T_2}{T_1} - AR \ln \frac{P_2}{P_1} \right) \\ &= T_1 \left(C_{pa} \ln \frac{T_2}{T_1} - AR \ln r \right) \end{aligned} \quad (18)$$

$$\begin{aligned} E_{ICC} &= e - (e_3 - e_5) \\ &= \left(1 - \frac{T_1}{T_3} \right) \frac{C_{pa}(T_3 - T_5)}{\eta_B} - C_{pa} \left(T_3 - T_5 - T_1 \ln \frac{T_3}{T_5} \right) \end{aligned} \quad (19)$$

$$\begin{aligned} E_{LT} &= T_1(S_4 - S_3) \\ &= T_1 \left(C_{pa} \ln \frac{T_4}{T_3} - AR \ln \frac{1}{r} \right) \end{aligned} \quad (20)$$

$$\begin{aligned} E_{LB} &= T_1 \{ (S_6 - S_7) + G_W(S_9 - S_8) \} \\ &= T_1 \left\{ C_{pa} \ln \frac{T_6}{T_7} + \frac{C_{pa}(T_7 - T_6)}{T_9 - T_8} \eta_H \ln \frac{T_9}{T_8} \right\} \end{aligned} \quad (21)$$

$$\begin{aligned}
 E_{LRB} &= T_1\{(S_5 - S_2) + (S_7 - S_4)\} \\
 &= T_1 C_{pa} \left(\ln \frac{T_5}{T_2} + \ln \frac{T_7}{T_4} \right) \quad (22)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 E_{LUB} &= T_1\{G_W(S_9 - S_8) + G_S(S_{11} - S_{10})\} \\
 &= T_1 \left\{ \frac{C_{pa}(T_7 - T_6)}{T_9 - T_8} \eta_H \ln \frac{T_9}{T_8} + \frac{C_{pa}(T_7 - T_6) \eta_H}{(i_{11} - i_{10})} (S_{11} - S_{10}) \right\} \\
 &= T_1 C_{pa} (T_7 - T_6) \eta_H \left(\ln \frac{T_9}{T_8} + \frac{S_{11} - S_{10}}{i_{11} - i_{10}} \right) \quad (23)
 \end{aligned}$$

S_{11} , i_{11} ; 熱交換器出口の蒸気のエントロピー, エンタルピー

S_{10} , i_{10} ; 熱交換器入口のドレンのエントロピー, エンタルピー

つぎに, このシステムへの入熱, すなわち燃料のエクセルギー e との比を

$$\phi_L = E_L/e \quad (24)$$

とする。

また, これらエクセルギー損失がなく, 所要のエネルギーとして復元された理想条件では,

$$E_{LV} = V(E_{LG} + E_{LT}) + E_{LGG} + E_{LB} + E_{LRB} + E_{LUB} \quad (25)$$

$$\phi_{LV} = E_{LV}/e \quad (26)$$

を性能値とする。ただし, $V = V_N, 1/X, 1/Y$ などとする。

5. 計算結果とその検討

熱併給ガスタービン発電プラントおよびその具体例としての地域暖房システムの諸性能値を

種々の条件の下に計算し検討する。諸性能値に影響を及ぼす因子は種々あるが, ここではガスタービン入口ガス温度 t_3 , 圧力比 r , 周囲大気温度 (圧縮機入口空気温度) t_1 , 排熱ボイラー出口ガス温度 t_6 , 再生器再生率 η_R , 発生高温水温度 t_9 , t_8 , および蒸気温度 t_{11} , t_{10} などを基本因子として, 他は一定の条件の下に計算をすすめる。計算条件はつぎに示すとおりである。

$$\eta_C = \eta_T = 0.85, \quad \eta_m = 0.99$$

$$\eta_G = 0.99, \quad \eta_B = 0.99$$

$$1 - \eta_H = 0.01, \quad k = 1.4$$

$$C_{pa} = 0.273$$

5.1 ガスタービン入口ガス温度の影響

プラントの熱効率にもっとも大きな影響を及ぼすと思われるのはその最高温度であり, 熱併給ガス

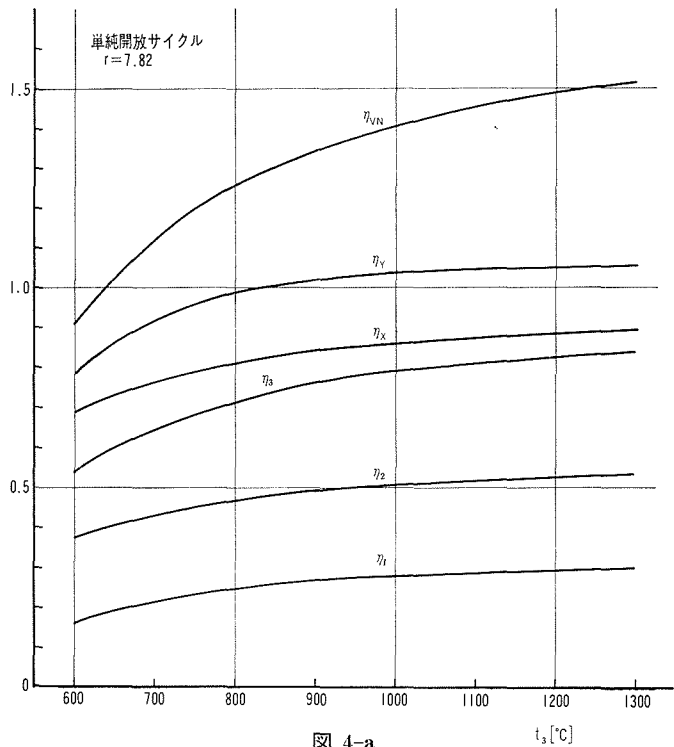
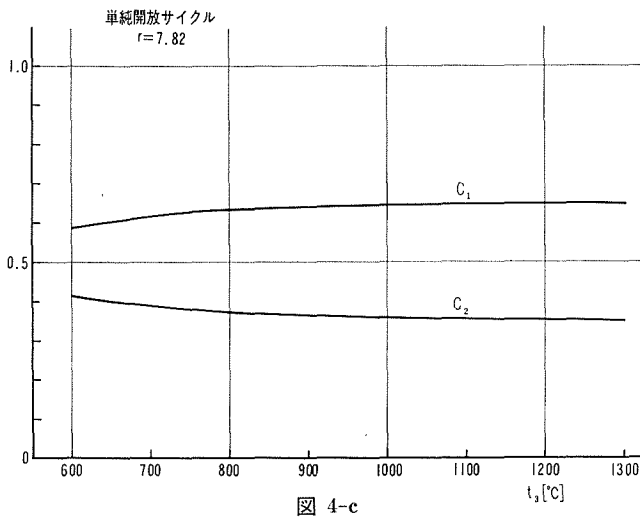
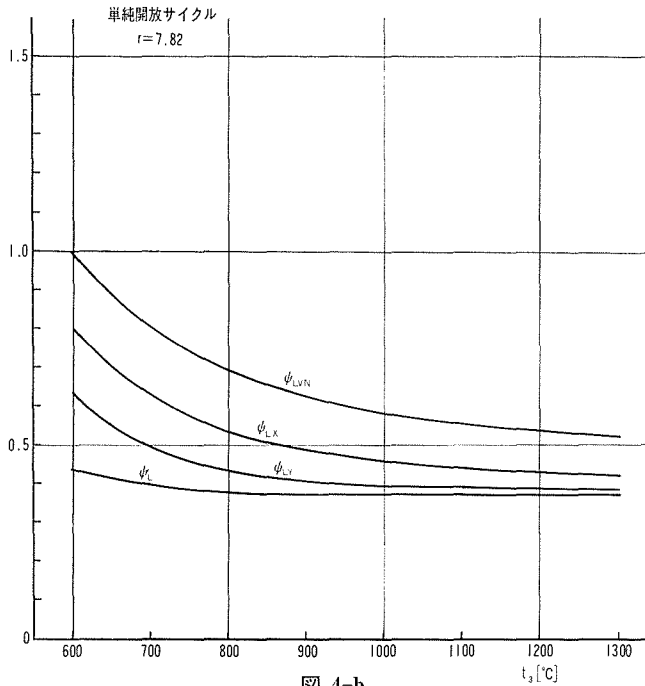


図 4-a



タービン発電プラントではガスタービン入口ガス温度である。

図 4-a~c は、ガスタービン入口ガス温度 t_3 [°C] を横軸にとり、各性能値、すなわち η_1, η_2, η_3 ($=\eta_1+\eta_2$), $\eta_{VN}, \eta_X, \eta_Y, \eta_{ex}$ などのプラント性能値と地域暖房システムの性能値 $\psi_L, \psi_{LX}, \psi_{LY}, \psi_{LVN}$ などを縦軸にとり、圧力比 $r=7.82$ について計算した結果を示す。なお、計算条件はつぎのとおりである。

$t_1 = 15^\circ\text{C}$

$t_6 = 150^\circ\text{C}$

$\eta_R = 0$ (すなわち、単純開放サイクル)

$t_9 = 180^\circ\text{C}, \quad t_8 = 110^\circ\text{C}$

$t_{11} = 170^\circ\text{C}, \quad t_{10} = 80^\circ\text{C}$

各熱需要者は $8 \text{ kg/cm}^2\text{ab}$ の飽和蒸気を使用することとし、放熱器を通り熱交換器に戻る復水温度は 80°C と仮定した。

図 4-a に示すように、ガスタービン入口ガス温度 t_3 が高くなるに従いプラントの諸性能値はそれぞれ大となる。例えば、電力のみを発生する場合のプラント熱効率 η_1 は、いま仮定している $r=7.82$ で $t_3=600^\circ\text{C}$ から 800°C になったとき、約 9% 増加し、熱併給発電プラントの性能値 η_{VN} は 35%、 η_{ex} は 12% の増加となる。しかし、図に示されているとおり、 $t_3 =$

800°C 以上の曲線の増加率は 800°C 以下のそれと比し小となり、ガスタービン入口温度を上昇させることはプラント性能を向上させる有効な手段のひとつとなるが、タービンプレードの耐熱材料の開発あるいはブレードの各種冷却法の研究など解決せねばならない問題がある。

地域暖房システムの性能値については、図 4-b のように示される。ここで ψ_L の添字である V_N, X および Y は式 (9), (10), (12) および (13) などから求めたものである。ここで t_3 の上昇に伴って変化する各部のエクセルギー損失は E_{CC}, E_{LB}, E_{LRB} であり、各々大となるが、一方 t_3 が高いということはプラント入熱の燃料のエクセルギー量が大きくなるので結局 t_3 値の増加とともに $\psi_L, \psi_{LVN}, \psi_{LX}$ および ψ_{LY} は減少する。

熱併給発電プラントの全取入に占める電力と熱の収入比は 図 4-c で示され、各条件により異なるが大体 6:4 となることがわかる。

なお、ガスタービン入口ガス温度の影響は次節の圧力比の影響を示す 図 5-a, b でも示されている。

5.2 圧力比の影響

ガスタービンプラントの熱効率に大きな影響を及ぼす因子として圧縮機の圧力比がある。ここで r は圧力比であると同時にガスタービンでの膨張比となる。

この場合の計算条件は、前節と同じであるが $t_3 = 600^\circ\text{C}, 800^\circ\text{C}, 1000^\circ\text{C}$ をパラメータとして計算をすすめる。

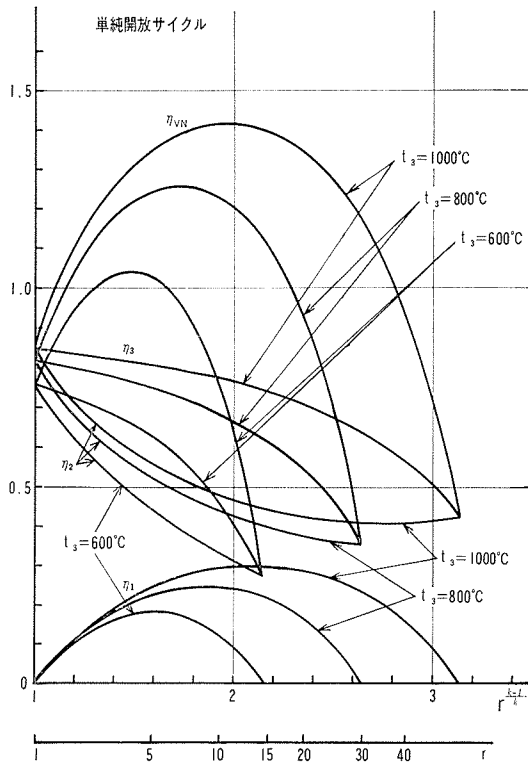


図 5-a

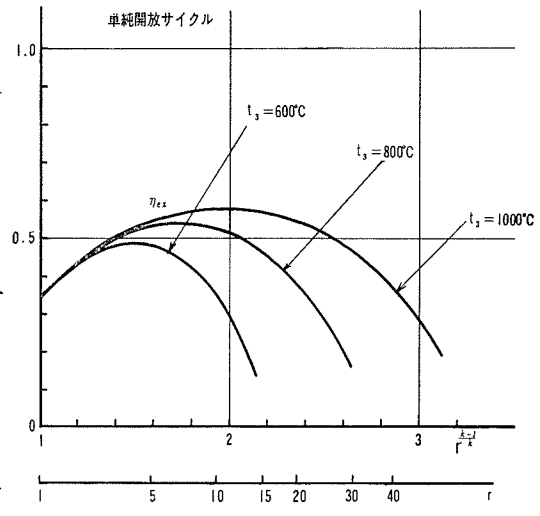


図 5-b

図 5-a, b はその結果を示す。各性能値を最大にする最適圧力比が存在する。

図 5-a の η_1 は電力のみを発生するプラントの場合であるが t_3 の上昇とともに最適圧力比は大となる方へ移動する。このことは熱併給発電プラントの性能値 η_{VN} でも同様である。いま $t_3 = 1000^\circ\text{C}$ の場合の η_1, η_{VN} が最大となる圧力比、すなわち最適圧力比はそれぞれ $r = 13, r = 10$ であり、電力のみを発生するときの性能値 η_1 に対する最適圧力比より小さくなる。これは熱併給の場合の圧縮機、タービンの構造が動力発生専用のときに比し簡易化されることを意味している。なお、同様のことが、電力と熱の実際面での単位エネルギー量あたりの価格が異なることに注目して両方のエネルギーの質的差異を考慮した性能値式 (1) を使って検討した場合にも示されている⁴⁾。

図 5-b は、プラントのエクセルギー効率 η_{ex} を示したものであるが、その傾向は 図 5-a の η_{VN} と同じである。

図5-a, bでグラフの曲線が切れているのは、その圧力比で $\eta_1 = 0$ となり熱併給発電プラントの意味がなくなることを示している。

5.3 周囲大気温度の影響

一般にエクセルギーを考える場合、エネルギーの質的基準としての最低周囲温度が大きな意味をもつ。

この場合、最低周囲温度として圧縮機入口空気温度を考える。 $t_1 = -10^\circ\text{C}$, 0°C , 15°C のそれぞれの場合に各性能値への影響を考察する。計算条件は前と同じであるが、ガスタービン入口ガス温度 $t_3 = 1000^\circ\text{C}$ である。

図6がその結果を示したものであるが、電力発生専用の場合のプラント性能値 η_1 をみると t_1 が低いほど大となることが示されている。それに対し、 η_{VN} は $r = 1 \sim 34$ の範囲で t_1 が低いほど η_{VN} が小となっている。すなわち、熱併給の場合の性能値として η_{VN} を考えると、最低周囲温度が高ければ高いほどある圧力比の範囲では性能がよいことになる。これは V_N の定義から、電力に比し t_1 が高いほど熱が低く評価されることを意味する。しかし、この

ことも一概には言えず、ガスタービン入口ガス温度 t_3 などの他の因子の条件によって圧力比の範囲が異なるものと思われる。また、プラントのエクセルギー効率 η_{ex} をみると、その傾向は η_1 の場合と同じであり、プラント入熱の燃料のエクセルギー計算に問題はあがるが、今後十分に検討せねばならない。

5.4 排熱ボイラー出口ガス温度の影響

排熱ボイラー出口ガス温度の影響を示したものが図7-a, bである。 t_6 の変化は η_1 に影響を与えぬが、ガスタービン排気のもつ熱を回収する排熱ボイラーでの発生熱量に関係がある。

図7-aの η_3 をみると、 $r = 15$ で $t_6 = 150^\circ\text{C}$ から 130°C に下げることによるプラント熱利用率の増加は約3%であり、一般に t_6 を下げれば下げるほど各性能値は大となる。しかし t_6 は使用燃料がイオウ(S)分を比較的多く含む重油の場合には低温腐食などの問題からひとつの限界がある。

5.5 再生器再生率の影響

これまででは図1-aに示される単純開放サイクルガスタービンについて考察してきたが、図1-bに示すような再生開放サイクルの場合について検討する。

ここでの計算条件はつぎのとおりである。

$$t_3 = 1000^\circ\text{C}$$

$$t_1 = 15^\circ\text{C}$$

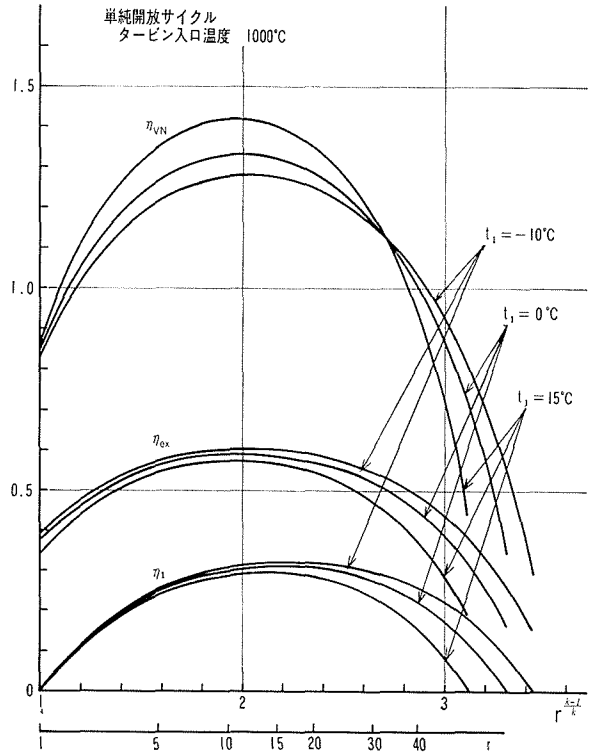


図 6

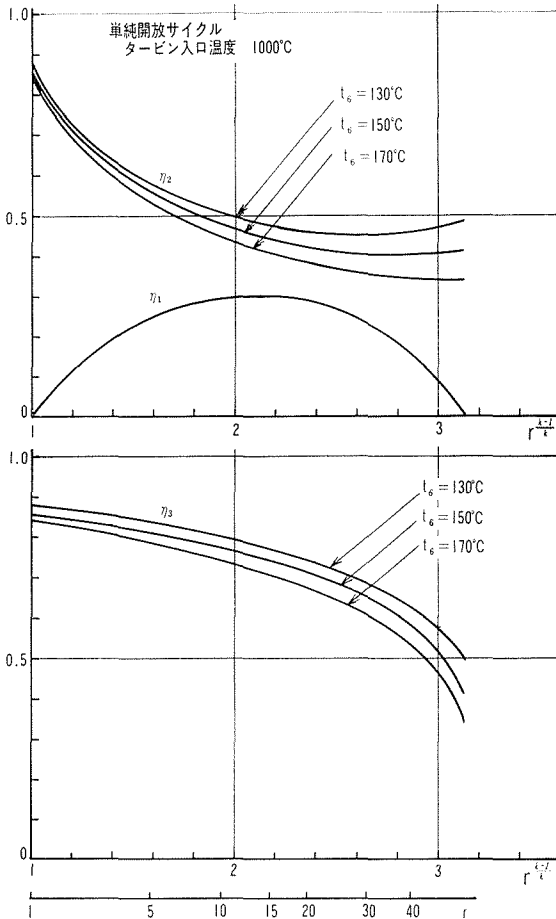


図 7-a

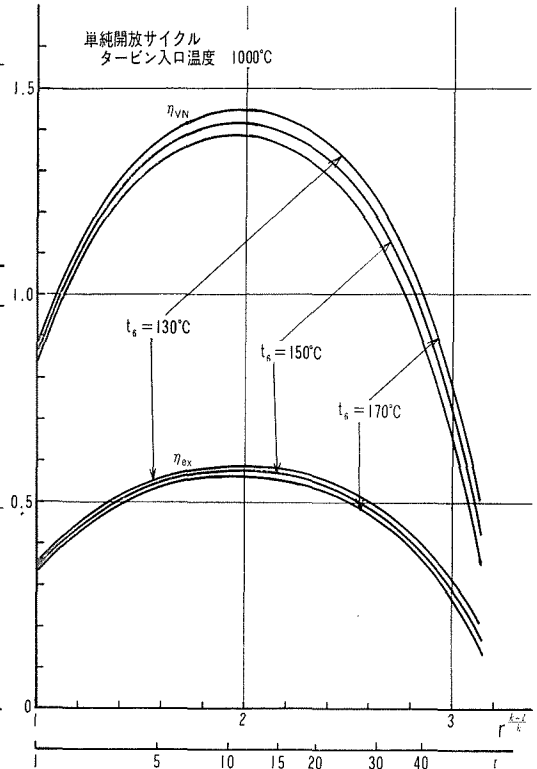


図 7-b

$$\begin{aligned}
 t_6 &= 150^\circ\text{C} \\
 t_9 &= 180^\circ\text{C}, & t_8 &= 110^\circ\text{C} \\
 t_{11} &= 170^\circ\text{C}, & t_{10} &= 80^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

再生率 η_R は 1.0, 0.8, 0.6, 0.4, 0.2 および 0 (単純開放サイクル) の場合につき計算する。

再生器を設置することにより、タービン排気のもつ熱で圧縮機出口空気の温度を上昇させ燃料消費量を減らし、プラント熱効率を増加させようとするこのサイクルは電力専用の場合有効な手段であるが、タービン排気のもつ熱を排熱ボイラーで回収しようとする 図 1-b のような熱併給発電プラントの場合は発生熱量が減少することが予想され、性能値である η_{VN} などが種々の条件の下でどのように変わるかについて注目せねばならない。

図 8-a は横軸に圧力比をとり各 η_R について η_1 , η_2 および η_3 を求めたもので、電力専用の場合は η_R が大なるほど η_1 は大となり、また最適圧力比は小なる方に移動する傾向がうかがえる。 η_2 については η_R が大なる程小さく、これは再生器で圧縮機出口空気温度を上昇させる熱量が増えればその分だけ排熱ボイラーでの回収熱量が減少することとなり、この傾向は η_3 についても同様である。

熱併給発電プラントの性能値 η_{VN} および η_{ex} などは 図 8-b に示されており、 η_{VN} をみると

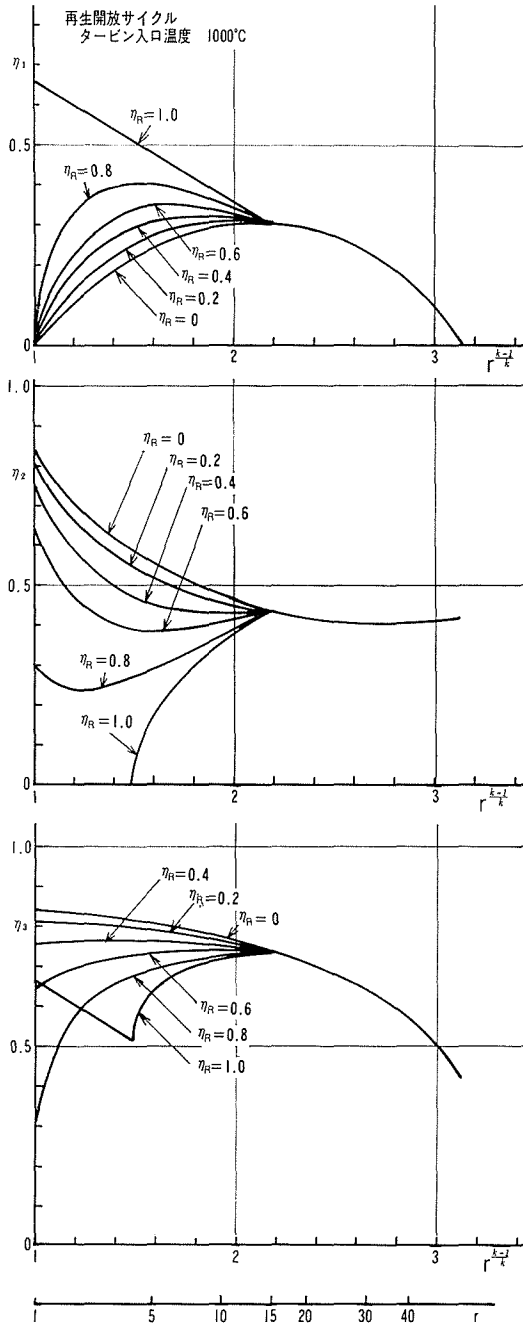


図 8-a

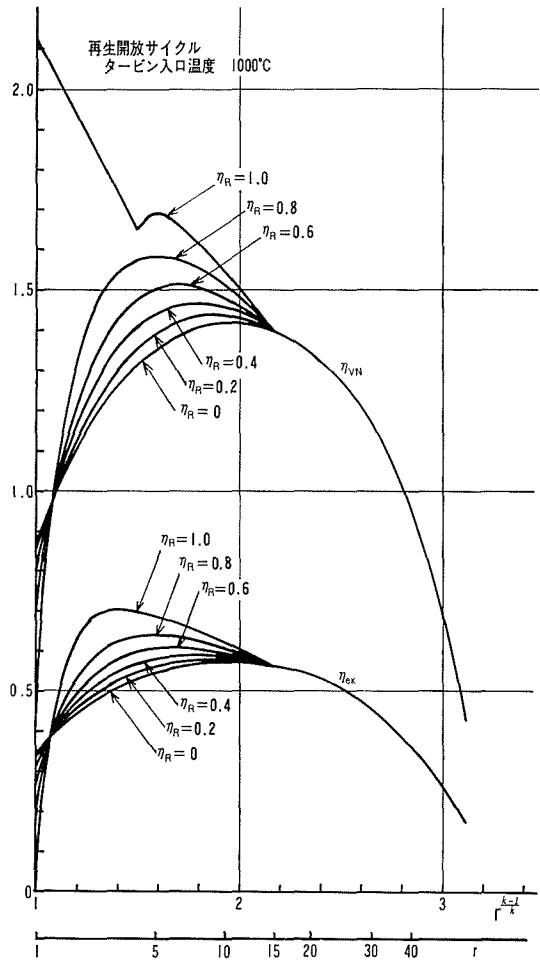


図 8-b

$r = 1.3 \sim 15$ の範囲では電力発生専用の場合と同様 η_R の大なるほど η_{VN} が大となる。熱併給発電プラント全体の性能としてはさきに予想した熱発生側での不利益性があるにもかかわらず再生率のよい再生器を設置した場合電力効率が大きくなり、結局プラント性能値は大となることがわかる。また最適圧力比についてみるならば、 η_R の大なるほど小となり、その値は電力発生専用の場合とほとんど変わらない。

なお、例えば 図 8-b において $r \approx 15$ のところで曲線が不連続となっているのは、これ以上の圧力比の範囲では再生サイクルの場合の方が単純サイクル ($\eta_R = 0$) に比べ η_1 が小となるため、 $r \geq 15$ では単純サイクルの性能値を記したためである。

5.6 蒸気発生用熱交換器の影響

図 1-a に示される熱併給発電プラントが地域暖房プラントとして採用され、熱媒に高温水を用い、各熱需要者が熱交換器による蒸気発生を行なう場合のシステムに対する得失を検討する。ここでは各熱需要者側でそれぞれ別個に熱交換器を設置するのではなく、排熱ボイラーで発生する高温水が一個の熱交換器に入って蒸気を発生させると仮定した。この場合問題となるのは高温水

表 1 既設暖房設備例

種 別	ボイラー型式	定格容量 (相当蒸発量) t/h	燃 料	蒸気圧力 kg/cm ² g	平均給水温度 °C	ボイラー効率 %
病 院	水管式 (3 缶)	13.6	石 炭	9.0	8.8	52.4
学 校	水管式 (3 缶)	11.0	石 炭	5.0	50.0	56.4
銀 行	水管式 (2 缶)	8.0	石 炭	7.0	45.0	56.8
集 会 場	煙管式 (1 缶)	1.7	石 炭	3.0	30.0	57.7
官 庁	セクショナル(1缶)	1.8	重 油	0.7	60.0	55.7

と発生蒸気の温度であるが、実際の暖房設備における使用蒸気の蒸気圧などを示したのが表 1 であり、蒸気圧は建物の大きさ、ボイラー型式などによって異なるが大体 5~6 kg/cm²g である。

図 9 は横軸に排熱ボイラー出口高温水温度 t_9 をとり、下記の条件で計算した場合の ϕ_L, ϕ_{LVN}, E_L および E_{LVN} などを示す。

- $t_3 = 1000^\circ\text{C}$
- $r = 7.82$
- $t_1 = 15^\circ\text{C}$
- $t_6 = 150^\circ\text{C}$
- $t_9 - t_8 = 70^\circ\text{C}$

発生蒸気は 8 kg/cm²ab. の飽和蒸気

とした。図中実線は熱交換器を設置した場合であり、破線は設置されぬ場合を表わす。

熱交換器を設置することによる熱力学的不利益は本計算の範囲内ではあまりあらわれない。

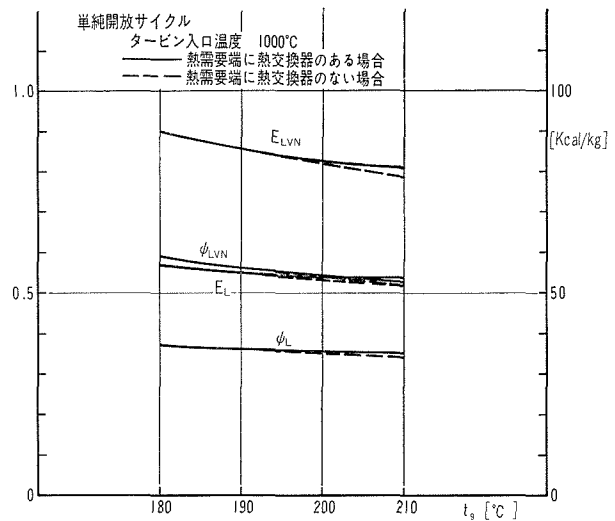


図 9

6. む す び

熱併給発電プラントの性能値を考える際、従来使用している熱力学第一法則に基づく、いわゆる熱利用率で性能評価を行なうばかりでなく、熱力学第二法則に基づく評価が必要である。すなわち、プラントから発生する電力と熱とは熱力学第二法則にはエネルギーとして質的に相違するので、熱と電力とのエクセルギー比を考慮して性能比較を行なう方法を提示した。

本報告では熱併給発電プラントとして、単純開放および再生開放型ガスタービンと高温水を発生する排熱ボイラーとの組合せプラントをとり、エクセルギーを考慮したプラント性能に影響を

及ぼす諸因子，ガスタービン入口ガス温度，圧力比，周囲大気温度，再生器再生率などについて検討したが，熱併給発電プラントの最適圧力比がガスタービン単独運転の場合に比しかなり小さくなることが明らかとなった。さらに，熱併給プラント全システムの性能解析に各部分で生ずるエクセルギー損失の和によって評価する方法も示した。

今後は熱併給発電プラントから発生する電力と熱の負荷変動を考慮した場合のプラント性能について研究をすすめる。

本研究を行なうにあたり終始有益な御助言をいただいた機械工学科谷口博助教授，および計算に際し御助力いただいた機械工学科卒業生佐野純夫氏，北大計算センターの方々に深く謝意を表す。

文 献

- 1) 園田 隆，齊藤 武：機械学会講演論文集，No. 700-6 (1970-4)，pp. 29-32.
- 2) 谷下市松：火力発電 (1969-7)，pp. 3-19.
- 3) Bacher, H. D.: Thermodynamik (1962).
- 4) 齊藤 武，谷口 博，園田 隆：北大工研究報告 (昭和43年9月)，第49号，pp. 59-73.
- 5) Langer, W.: Technische Mitteilungen (1967-8)，pp. 331-337.
- 6) Weingärtener, W.: B. W. K. (1965-7)，pp. 330-336.
- 7) 渡辺 貞：動力 (1969-4)，pp. 2-11.
- 8) Gašparovic, N.: B. W. K. (1962-10)，pp. 473-474.
- 9) Nitsch, R.: B. W. K. (1964-1)，pp. 5-7.
- 10) 北大工建築環境研究室編：札幌市中央地区地域暖房予備調査中間報告書。