



Title	熱併給ガスタービンプラントの部分負荷特性（第1報）
Author(s)	園田, 隆; Sonoda, Takashi; 斎藤, 武 他
Citation	北海道大學工學部研究報告, 61, 17-25
Issue Date	1971-03-20
Doc URL	https://hdl.handle.net/2115/41051
Type	departmental bulletin paper
File Information	61_17-26.pdf



熱併給ガスタービンプラントの部分負荷特性(第1報)

園田 隆* 斎藤 武* 谷口 博*

(昭和45年11月29日受理)

The Performance of a Gas Turbine Plant Combined with a Heat Supply-Part 1

Takashi SONODA Takeshi SAITO Hiroshi TANIGUCHI

(Received November 29, 1970)

The performance of a gas turbine plant combined with a heat supply was analysed on a part load demand for power, in which a gas turbine had a simple open cycle without a regenerator and with a hot water boiler for exhaust-gas heat recovery.

The authors presented a method of calculation for the determination of the inlet and exhaust temperature, pressure ratio, and air or gas flow rate of a gas turbine and heat output of a hot water boiler, using the design data and the heat consumption data of each load of a gas turbine.

Based on these calculated values, the performance of a heat and power generating plant was discussed with such efficiencies in which the electric power and heat were evaluated by the energy or the exergy respectively.

目 次

1. ま え が き.....17	3.1 熱併給ガスタービン プラント部分負荷時諸量の推定.....20
2. 単純開放サイクルガスタービン プラントの部分負荷特性.....18	3.2 熱併給発電プラント性能値.....23
3. 熱併給ガスタービンプラントの 部分負荷特性.....19	4. む す び.....25

1. ま え が き

電力の発生と熱の供給とを同時におこなう熱併給発電プラントを計画するとき、設計点での特性検討とともに、電力あるいは熱の負荷がそれぞれ変動する場合、すなわち部分負荷特性の考察が重要である。

本研究は単純開放型ガスタービンと排熱ボイラとを組合せた熱併給発電プラントについて、電力の負荷変動に対し、すなわちガスタービンが部分負荷運転される時、各負荷における作動ガス(空気)量、圧力比、ガスタービン入口および出口ガス温度を、ガスタービンの設計点データと熱消費曲線から推定する方法を述べ、それに基づいて排熱ボイラでの発生熱量を算出し、各電力負荷における熱併給発電プラント性能を解析した。

プラント性能値としては、電力と熱とは熱力学第二法則よりみれば質の異なるエネルギーである

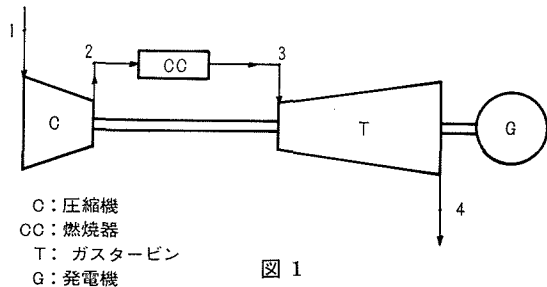
* 機械工学科熱機関学第一講座

ことから電力と熱とをそれぞれエクセルギであらわし、在来の電力を熱エネルギーに換算し、熱利用率として示す熱力学第一法則による性能値との比較を行なった。さらに、プラント内の各構成部分および熱需要端でのエクセルギ損失をそれぞれ求めて全システムの熱力学第二法則にもとづく解析を行なった。

2. 単純開放サイクルガスタービンプラントの部分負荷特性

図1は単純開放サイクルガスタービンプラントであり、まずこのタービンプラントのみの部分負荷特性につき検討する。なお、この場合発電を考え回転速度は一定とする。

ガスタービン出力は一般に式(1)で示されるが、これより明らかなように出力の調節の方法は流量、ガスタービン入口ガス温度(サイクル最高温度)、圧力比、圧縮機入口圧力などであるが、もしタービンガス温度と圧力比を一定にすれば熱効率と比出力は一定値に保つことができる。しかし、このときは式(2)で示されるタービンの楕円法則より、流量は圧縮機入口圧力に比例する。



$$L = C_p \left\{ \eta_r \eta_m T_3 \left(1 - \frac{1}{r^{\frac{k-1}{k}}} \right) - \frac{T_1 (r^{\frac{k-1}{k}} - 1)}{\eta_c \eta_m} \right\} G \quad (1)$$

$$\frac{G \sqrt{T_3}}{P_3} = K \sqrt{1 - \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^2} \quad (2)$$

ここで、

- L ; ガスタービン出力 [kcal/h]
- C_p ; 空気定圧比熱 [kcal/kg $^{\circ}$ C]
- η_r ; ガスタービン内部効率
- η_m ; 機械効率
- T_3 ; ガスタービン入口ガス温度 (サイクル最高温度) [$^{\circ}$ K]
- r ; 圧力比
- k ; 空気比熱比
- T_1 ; 圧縮機入口空気温度 [$^{\circ}$ K]
- η_c ; 圧縮機内部効率
- G ; 流量 [kg/h]
- P_3 ; ガスタービン入口ガス圧力 [kg/cm 2 abs]
- K ; 定数
- P_4 ; ガスタービン出口ガス圧力 [kg/cm 2 abs]

もし密閉サイクルの場合を考慮すれば、圧縮機入口圧力を下げることにより部分負荷においても大体設計点と等しい効率を保ちながら出力を減少することができるが、開放サイクルの場合については、圧縮機入口圧力は大気圧であるから、流量、ガスタービン入口ガス温度、圧力比のうちのいずれかを変えればよいが、ガスタービン入口ガス温度、すなわち燃料消費量の調節によって部分負荷運転を行なうことが多い。

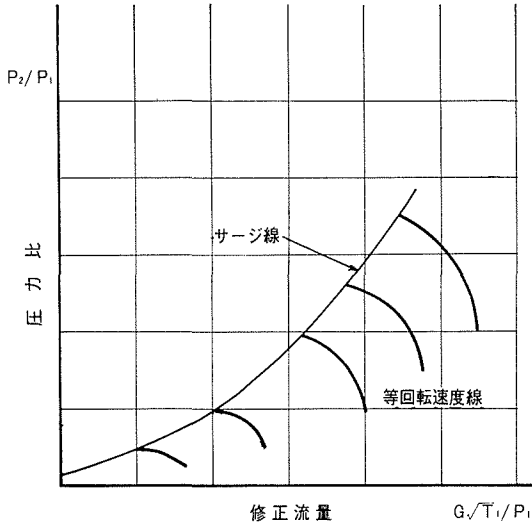


図 2

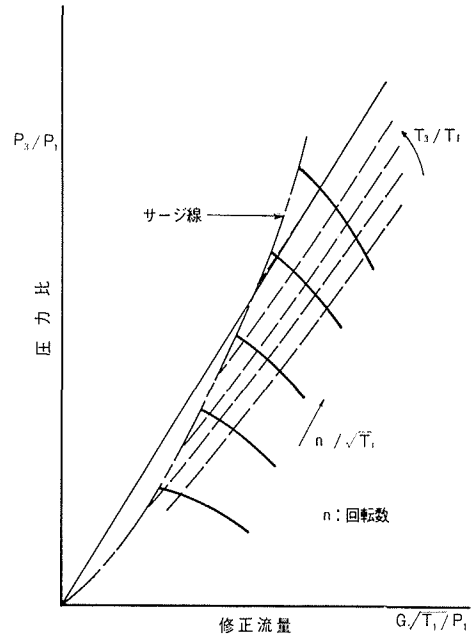


図 3

図 2 は圧縮機の特曲線の一列を示す。定速回転の場合、圧力比が小さくなれば流量は増す方向になり、出力の減少は、主にガスタービン入口ガス温度の減少によるが、一部は圧力比の減少による。このことは図 3 に示すタービン—圧縮機の平衡運転線図から明らかである。

3. 熱供給ガスタービンプラントの部分負荷特性

図 4 に示すようなガスタービン・排熱ボイラ組合せの熱併給発電プラントの部分負荷特性について解析を行なう。熱併給発電プラントに要求される電力あるいは熱負荷はそれぞれ独立に変動するはずであるが、図 4 のようなプラントで排熱ボイラにおいて助燃しない場合は電力の負荷変

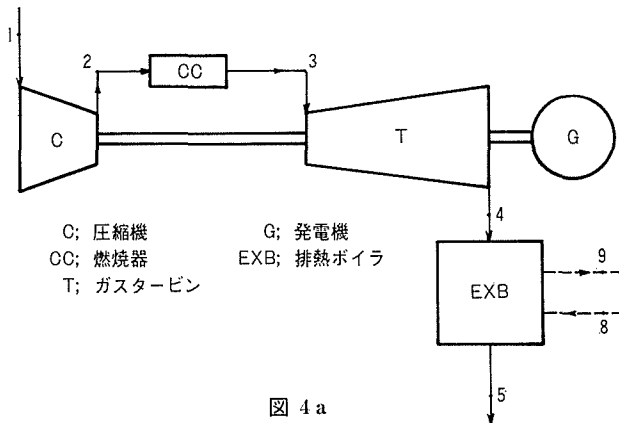


図 4 a

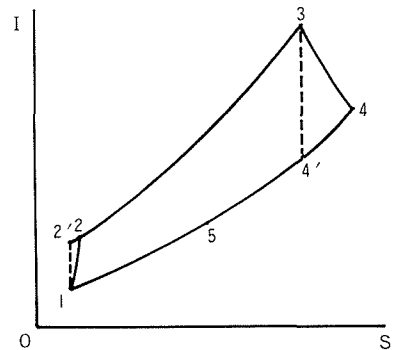


図 4 b

動によって熱出力は一義的に決まる。したがって、電力と熱とがそれぞれの負荷変動に適應するためには、熱負荷が回収排熱量以上になる場合は助燃を行ない、排熱量以下の場合には排ガスのバイパス制御を行なうなどの工夫が必要である。

しかし、本報告では、電力負荷が変動し、すなわちガスタービンが部分負荷運転を行ない、排熱

ボイラはその排熱量を回収する場合についての熱併給発電プラント性能値を求めることとする。助燃、または排ガス制御を行なう場合については次報にゆずる。

3.1 熱併給ガスタービンプラントの部分負荷時諸量の推定

表1および図5は実機ガスタービンの各負荷における熱消費曲線と設計点データである。

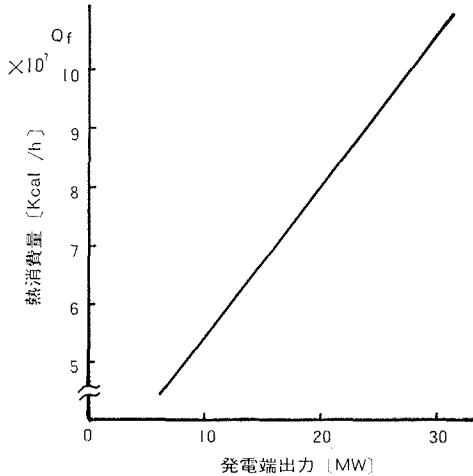


図 5

ガスタービン入口ガス温度	790°C
回 転 数	3600rpm
発電機端出力	30900MW
圧縮機出口空気 温度	249°C
〃	7.01ata
燃 料 流 量	3.01 kg/s
排 ガ ス 温 度	427°C
〃 圧 力	50mmAq
〃 流 量	201.7kg/s
熱 効 率	24.5%

表 1

部分負荷時には流量、ガスタービン入口および出口ガス温度、圧力比、圧縮機内部効率、ガスタービン内部効率、排熱ボイラ出口ガス温度などが変わるが、熱消費曲線と設計点データから、それらを推定する方法について述べる。

$$Q_f = \frac{C_p G \left\{ T_3 - T_1 - \frac{T_1 (r^{\frac{k-1}{k}} - 1)}{\eta_c \eta_m} \right\}}{\eta_B} \quad (3)$$

Q_f ; 熱消費量 [kcal/h]

η_B ; 燃焼器燃焼効率

式(3)は各負荷における熱消費量を示す。低負荷になると圧縮機およびタービンの内部効率は低下するが、ここでは一定すなわち設計点における値をとるものとし、また圧縮機入口空気温度(周囲大気温度) T_1 および圧力 P_1 、空気比熱 C_p および比熱比 k 、機械効率 η_m 、および燃焼器燃焼効率 η_B を一定とみなす。

式(2)および(3)において流量 G 、ガスタービン入口ガス温度 T_3 、圧力比 r が未知数であるが、ここでは各負荷における圧力比を仮定することによって、 T_3 、 G を求める。圧力比の仮定に際しては、例えば図2のような圧縮機特性曲線における等回転速度線を参考にした。式(2)におけるガスタービンの定数 K は設計点データより求めた。ガスタービン出口ガス温度 T_4 はタービン内部効率が一定であるので、入口ガス温度 T_3 が求まれば式(4)より求まる。

$$T_4 = T_3 \left\{ 1 - \eta_T \left(1 - \frac{1}{r^{\frac{k-1}{k}}} \right) \right\} \quad (4)$$

つぎに、排熱ボイラにおける回収熱量 H_{ev} [kcal/h] は、 T_4 、 G が求まると式(5)より算出できる。

$$H_{ev} = C_p G (T_4 - T_5) = K_m \Delta T_m A \quad (5)$$

ここで、

T_3 ; 排熱ボイラ出口ガス温度[°K], ボイラ的设计はガスタービンの设计点で行ない, そのときのボイラ出口ガス温度を 200°C とした。

K_m ; 熱貫流率 [kcal/m²h°C] $K_m \equiv \alpha_{cm} + \alpha_{rm}$ であるがここではガス温度が低いので $k_m \equiv \alpha_{cm}$ とした。(α_{cm} ; 対流熱伝達率, α_{rm} ; ふく射熱伝達率)

ΔT_m ; 対数平均温度差 [°C]

A ; ボイラ伝熱面積 [m²]

ボイラの伝熱面に対するガスの対流熱伝達率 α_{cm} は次式のように示される。

$$N_u = 0.33 C_H \phi R_e^{0.6} P_r^{0.3} \tag{6}$$

N_u, R_e, P_r ; ヌッセルト数, レイノルズ数, プラントル数

C_H, ϕ ; 配管方式によって決まる定数

ここで, 排熱ボイラは高温水ボイラとし, ボイラ入口温水温度 t_3 は 110°C および 150°C, 出口温水温度 t_4 は 180°C とした。

式(5), (6)より発生高温水熱量 H [kcal/h] は

$$H = \eta_H C_p G (T_4 - T_3) \tag{7}$$

ここで,

$1 - \eta_H$; 排熱ボイラの伝導あるいはふく射による損失

また計算条件は下記のように仮定した。

$$\begin{aligned} \eta_c &= 0.90 & t_1 &= 15^\circ\text{C} \\ \eta_r &= 0.81 & k &= 1.4 \\ \eta_m &= 0.99 & C_p &= 0.276 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C} \\ \eta_B &= 0.99 \end{aligned}$$

$$1 - \eta_H = 0.01$$

ここで, 圧縮機内部効率 η_c およびタービン内部効率 η_r は, 空気およびガス流量の変化がきわめて少く, また圧力比による影響も大きくないので, 一応両効率を一定とみなした。なお, 式(2), (3)より r, G, t_3 , 式(4)より t_4 , および式(5), (6), (7)より H を求める計算過程を示す電子計算機用フローチャートが図6である。

ここでは, 前述のように η_c, η_r を一定とし, Q_f, t_3, r, G の相互関係を求めるのに, ある r 値に対し Q_f 既知の場合 t_3, G を求める方法を述べたが, t_3 あるいは G が与えられれば, 同様にして Q_f, G あるいは Q_f, t_3 を推定することが可能となる。

計算結果を図示するとつぎのように示される。

図7は発生電力に対する流量, ガスタービン入口および出口ガス温度の変化を示す。ま

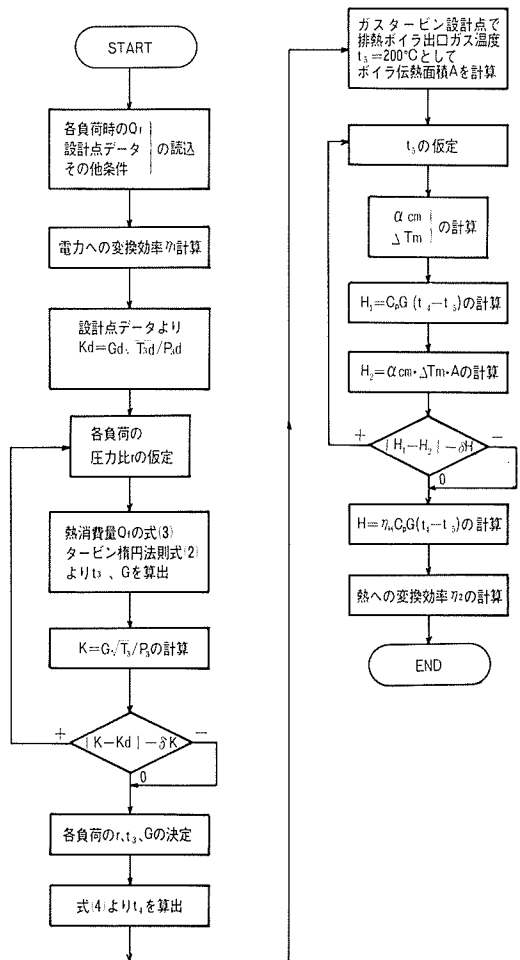


図 6

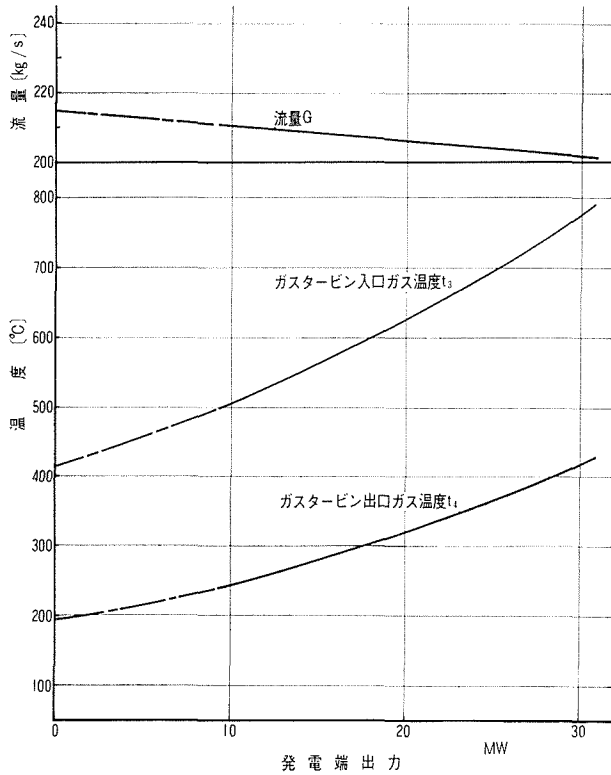


図 7

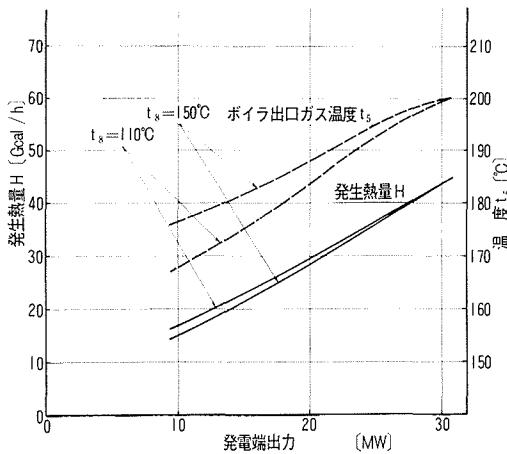


図 8 a

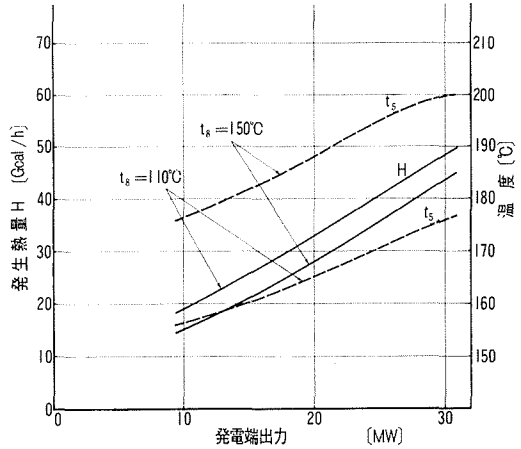


図 8 b

た、図 8 は排熱高温水ボイラ発生熱量、ボイラ出口ガス温度の変化を示す。

図 7 より電力負荷が低下すると流量はいくらか増加するのに対し、ガスタービン入口および出口ガス温度はほぼ直線的に減少する傾向がわかる。本計算に際しては圧縮機およびタービン内部効率一定としたが、実際は低負荷になるとそれらも低下するので、 t_3 、 t_4 は幾分下に凸の曲線になると推測される。

また、図 8-a, b より各電力負荷における発生熱量 H 、ボイラ出口ガス温度の変化はほぼ直線的

であることが示されている。

なお、図7において電力約9MW以下が鎖線であるのは、そこまでが計算結果でそれ以下は推測値であることを表わす。さらに図8-aはボイラ入口温水温度 t_8 が110°C、150°Cによって伝熱面積の異なる場合、図8-bは等しい伝熱面積の場合の H 、 t_8 の変化を示す。

3.2 熱併給発電プラント性能値

熱併給発電プラントの性能を比較するとき、発生する電力と熱のエネルギーとは熱力学第二法則よりみると質の異ったエネルギーであることから、従来広く採用されている熱力学第一法則にもとづく性能値であるプラントの熱利用率、すなわち入熱に対する電力と熱への変化割合のほか、電力および発生熱のエクセルギを用いた性能値を新たに導入し比較を行なうこととする。また、プラントの各構成部分のエクセルギ損失を求め、さらにこの熱併給発電プラントが地域暖房プラントに適用された場合を考慮し、熱需要端の熱交換器でのエクセルギ損失も加えた熱併給発電システムでの性能表示を目的として、つぎの諸値を求めた。

発生電力

$$P = \eta_m \eta_G L \quad [\text{kcal/h}] \quad (8)$$

ここで、 η_G は発電機効率

電力への変換効率

$$\eta_1 = \frac{P}{Q_f} \quad (9)$$

熱への変換効率

$$\eta_2 = \frac{H}{Q_f} \quad (10)$$

熱力学第一法則からみた熱利用率 η_3 は

$$\eta_3 = \eta_1 + \eta_2 \quad (11)$$

熱力学第二法則からみたプラント性能値

$$\eta_{VN} = V_N \cdot \eta_1 + \eta_2 \quad (12)$$

V_N ; 発生熱のエクセルギを考慮した電気、熱エネルギーの評価係数

$$V_N = H/e_H \quad e_H; \text{発生熱のエクセルギ}$$

$$e_H = G_w C_w (e_0 - e_8) = G_w C_w (t_0 - t_8 - T_1 \ln T_0/T_8)$$

$$G_w; \text{発生高温水量} [\text{kg/h}]$$

$$t_0 = 180^\circ\text{C}, t_8 = 110^\circ\text{C} \text{ の場合 } V_N = 3.23$$

$$t_0 = 180^\circ\text{C}, t_8 = 150^\circ\text{C} \text{ の場合 } V_N = 2.92$$

エクセルギ効率

$$\eta_{em} = \frac{e_p + e_H}{e_f} \quad (13)$$

この場合 $e_p = P$, e_f ; 燃料のエクセルギ

$$E_L = E_{LG} + E_{LCC} + E_{LTP} + E_{LB} + E_{LHF} \quad (14)$$

E_{LG} ; 圧縮機でのエクセルギ損失 [kcal/h]

E_{LCC} ; 燃焼器でのエクセルギ損失 [kcal/h]

E_{LTP} ; ガスタービンでのエクセルギ損失 [kcal/h]

E_{LB} ; 排熱ボイラでのエクセルギ損失 [kcal/h]

E_{LHF} ; 熱需要端蒸気発生用熱交換器でのエクセルギ損失 [kcal/h], 発生蒸気は8 kg/cm² absの飽和蒸気とした。

$$\varphi_L = \frac{E_L}{e_f} \tag{15}$$

$$E_{LVN} = V_N(E_{LC} + E_{LT}) + E_{LCC} + E_{LB} + E_{LHB} \tag{16}$$

$$\varphi_{LVN} = \frac{E_{LVN}}{e_f} \tag{17}$$

発生電力、熱のエクセルギ単価が等しいとした場合のプラント全取入に占める電力、熱の収入割合は次式で示される。

$$C_1 = \frac{e_p}{e_p + e_H} \tag{18}$$

$$C_2 = \frac{e_H}{e_p + e_H} \tag{19}$$

これらの性能値について前述の仮定条件のもとに計算した結果を図9~12に示す。

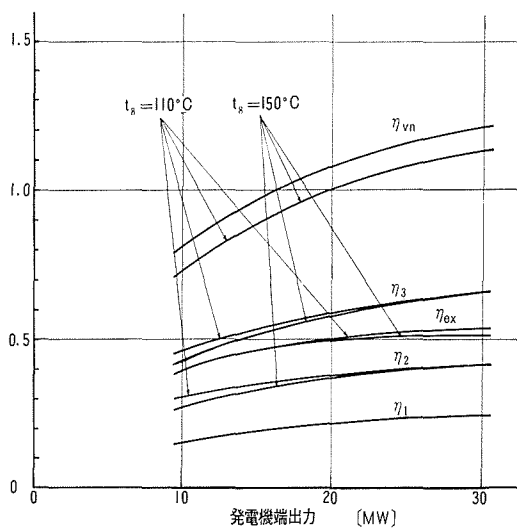


図 9

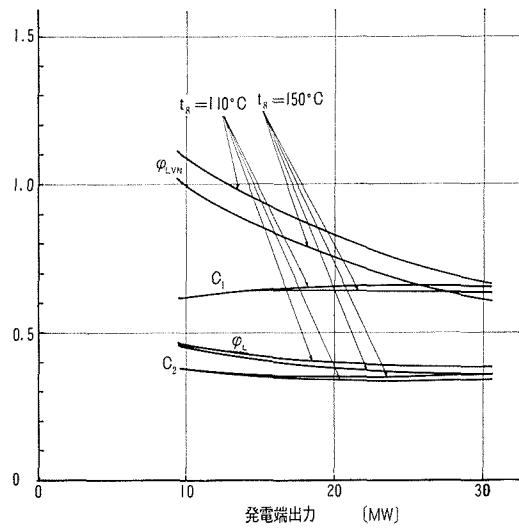


図 10

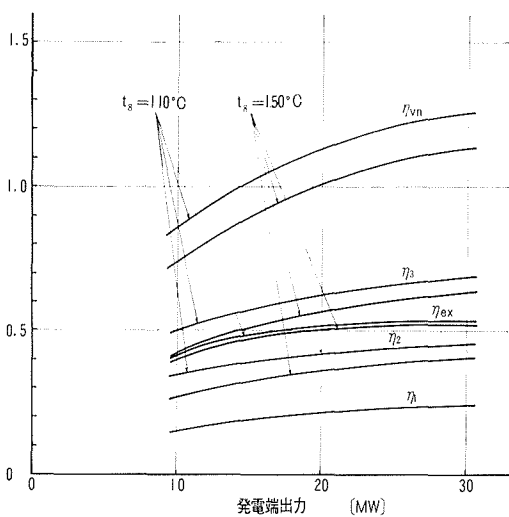


図 11

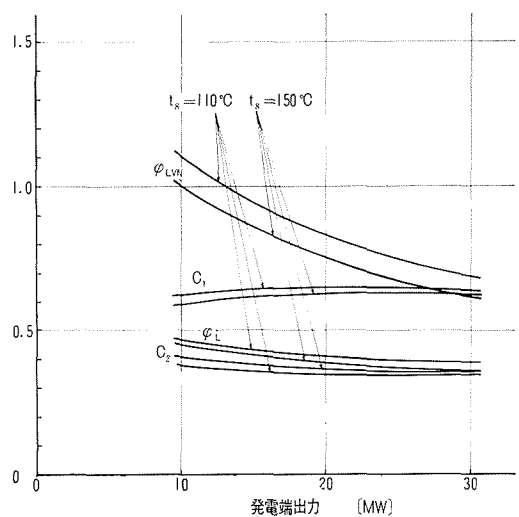


図 12

排熱ボイラ入口温水温度 $t_0 = 110^\circ\text{C}, 150^\circ\text{C}$ 両方について図 9, 10 はボイラ伝熱面積の異なる場合, 図 11, 12 は等しい場合の各性能値を示す。

図 9, 11 において電力への変換効率 η_1 は低負荷になるにしたがい急激に減少する傾向がみられる。

熱利用率 η_3 は設計点で約 60% であり, 電力負荷が低下すると減少するが, 電力負荷が約 9 MW のところで熱利用率は約 45% であり, ガスタービン単独のプラントの効率 η_1 に比しかなり大きく, 低負荷運転でも熱力学第一法則的には, すなわち量的なエネルギーの利用度の高いことがわかる。

一方, 電力と熱のエクセルギを考慮した熱力学第二法則に基く性能値 η_{EX} は, 電力負荷率が約 50% 以下になると急激に減少することが示されている。これは発生電力の減少により, エネルギーの質からみたプラント性能が低下することを意味している。したがって, このような熱併給ガスタービン発電プラントの計画に際しては電力の負荷変動を十分考慮し, 電力の低負荷時における熱負荷に対応する方策が検討されねばならない。

図 12, 14 では熱併給発電システムの性能として, 各構成部分のエクセルギ損失 φ_L, φ_{EX} をとり, 電力の負荷変動による, それらの変化をみたものである。 φ_L, φ_{EX} も低負荷では急激に大きくなり, システムの性能が低下することが示されている。

プラント総収入に占める電力と熱の収入比は電力の負荷変動によってあまり変化せず, 約 65:35 である。

4. む す び

ガスタービン・排熱ボイラ組合せの熱併給ガスタービン発電プラントにおける電力の負荷変動, すなわちガスタービン部分負荷運転時の流量, ガスタービン入口および出口ガス温度, 圧力比, さらには排熱ボイラでの発生熱量を実機ガスタービンの設計点データと熱消費曲線より簡略に推定する方法を提示し, これを基に求めたプラント性能値を検討した結果, プラントの量的な性能値, 熱利用率は電力の負荷変動にあまり大きく左右されることはないが発生エネルギーである電力および熱の質的差異を考慮し, エクセルギの概念を導入した性能値からは電力負荷が低下するとプラントの有効性が急激に小さくなることが明らかとなった。

部分負荷運転時の圧縮機, タービンの内部効率低下を考慮した流量など諸量の推定, 熱負荷変動に対応するため, 排熱ボイラで助燃を行なう場合, または, 排熱ボイラを通るガスタービン排気量制御を行なう場合などについての検討, あるいはガスタービンサイクルを再生サイクルとした際の解析などについては今後検討をつづける予定である。

本研究をすすめるにあたり, 有益な助言を頂いた本学部原子工学科三田地祉史助手, 計算に際してお世話をうけた北大計算センターの方々に深く謝意を表する。

文 献

- 1) 園田 隆, 斎藤 武, 谷口 博: 機械学会北海道支部第 12 回講演論文集 (1968-10), p. 273-276.
- 2) 園田 隆, 斎藤 武: 機械学会講演論文集 No. 700-6 (1970-4), p. 29-32.
- 3) 浜島 操: ガスタービン設計 (昭和 40 年) 近代工学出版
- 4) 平井晴美: 火力発電 (1967-4), Vol. 18, No. 4, p. 61-73.
- 5) 斎藤 武, 谷口 博, 園田 隆: 北大工研究報告 (昭和 43 年 9 月), 第 49 号, p. 59-73.
- 6) 園田 隆, 斎藤 武: 北大工研究報告 (昭和 45 年 12 月), 第 60 号, p. 37-81