HOKKAIDO UNIVERSITY

Title	ガス-蒸気複合サイクルの性能解析 ： 廃熱回収サイクルの複合に関する検討
Author(s)	斎藤, 武; 谷口, 博; 園田, 隆 他
Citation	北海道大學工學部研究報告, 73, 13-23
Issue Date	1974-12-25
Doc URL	https://hdl.handle.net/2115/41240
Type	departmental bulletin paper
File Information	73_13-24.pdf

Hokkaido University Collection of Scholarly and Academic Papers : HUSCAP

北海道大学工学部研究報告
第73号 (昭和49年)

Bulletin of the Faculty of Engineering.
Hokkaido University, No. 73 (1974)

ガス—蒸気複合サイクルの性能解析

——廃熱回収サイクルの複合に関する検討——

斎藤　武* 谷口　博* 園田　隆*
媚山政良** 伊藤和行**

(昭和49年6月29日受理)

A Performance Analysis of the Gas and Steam Combined Cycle

— A Consideration of Combination in the Exhaust Heat Recovery Cycle —

Takeshi Saito　Hiroshi Taniguchi　Takashi Sonoda
Masayoshi Kobiyama　Kazuyuki Ito

(Received June 29, 1974)

Abstract

A performance was analyzed for the exhaust heat recovery cycle namely in one of the gas and steam combined cycles as an electric power generating cycle was studied and certain effects were checked for thermal efficiency or combination of both cycles through the factors of pressure ratio or reheating process on the gas side and steam conditions.

From the above results, it was recognized that the reheating process could be utilized to improve the steam condition, broaden the working area on the gas side and obtain higher thermal efficiency. And, it was also recognized that a higher steam pressure could be utilized for broadening the working area and obtaining higher efficiency. Thus, a considerably higher thermal efficiency may be supported by the use of this combined cycle even when a sub-critical steam pressure is applied.

1. まえがき

本研究は火力発電所熱サイクルの一つである「ガス—蒸気複合サイクル」について性能解析を行なったものである。このサイクルは高温域にガスタービン，低温域に蒸気タービンを用い，それぞれの特長を生かし全サイクルの熱効率を向上させようとするもので，わが国においてもすでに二三の実例がある。

ここでは種々ある複合サイクルの形式のうち廃熱回収サイクルについて，ガス側の圧力比，ガス側の再熱過程，蒸気側の条件などが全サイクルの熱効率，サイクルの複合などにおよぼす影

* 機械工学科　熱機関学第一講座
** 大学院　機械工学専攻

響について検討を行なっている。

2. ガス—蒸気複合サイクルの概要

蒸気タービンを使用する火力発電所は，高圧，高温，大容量化により発展を遂げてきたが，超臨界圧の蒸気条件が採用されるに至り，現況ではその熱効率はすでに一定限界に達したかに見受けられる。火力発電所において熱効率を高める方法の一つとして，異種の熱媒体によるサイクルを組合わせる方法がある。これには水銀—蒸気複合サイクルや，ガス—蒸気複合サイクルなどがある。とくに，後者はガスタービンと蒸気タービンの二種の熱機関を組合わせることにより，従来の単一熱媒体による火力発電所よりも小さな容量でより高い熱効率を得ることができるものとして注目されている。

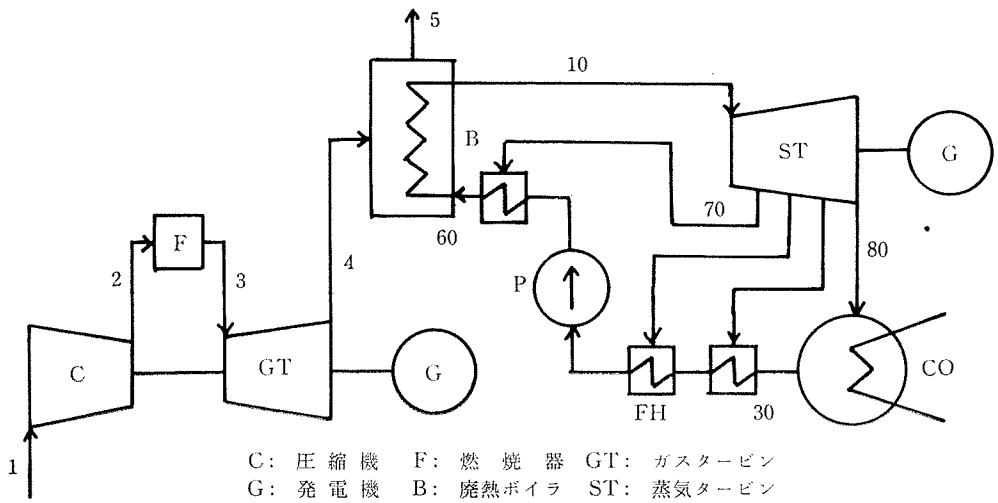
複合サイクルにおいて，ガスサイクルと蒸気サイクルとの結合方式はいくつか考えられるが，大別すると，燃料の供給がガスサイクル側についてのみ行なわれる排気利用サイクル（下記①，②）と，排ガス中の残存酸素を利用し燃料をさらに追加燃焼させるサイクル（③，④）とに分けられる。

① 廃熱回収サイクル
② 給水加熱サイクル
③ 排気再燃サイクル
④ 過給ボイラサイクル

ここでは，その中から①廃熱回収サイクルをとりあげ解析する。

3. サイクルの解析

図1に廃熱回収サイクルの系統図を示す。ガスタービン GT からの高温排ガスを廃熱ボイラ B で熱回収し，蒸気を発生させ，再生型蒸気タービン ST を駆動する方式である。また，図2はガス，蒸気両サイクルの T-S 線図，図3は廃熱ボイラ内のガス側および水，蒸気側の温度変化を示したものである。



C：圧縮機　F：燃焼器　GT：ガスタービン
G：発電機　B：廃熱ボイラ　ST：蒸気タービン
CO：復水器　P：給水ポンプ　FH：給水予熱器

図1　複合サイクル系統図

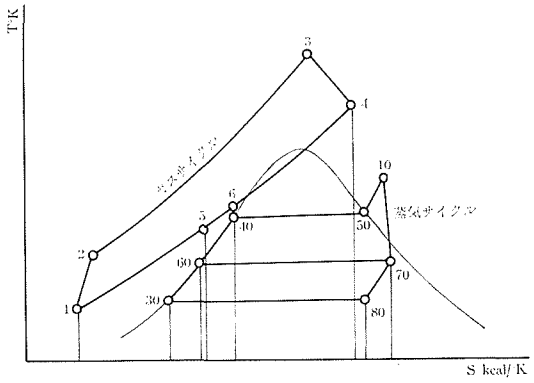


図 2 複合サイクル T-S 線図

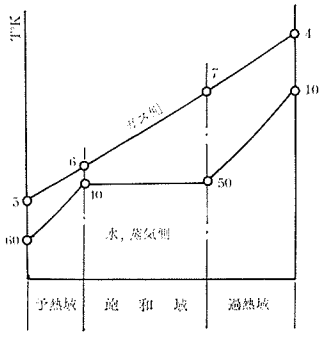


図 3 ガス側および水，蒸気側の温度変化

サイクルの解析を行なうにあたり，ガス，蒸気両サイクルとも作動流体に対しガスは温度，空気過剰率による物性値の変化[3]，蒸気は温度，圧力による物性値の変化[4]を考えることとしたので，各過程を微小区間に分割し計算を行なった。また，両タービン，圧縮機内の膨張，圧縮過程では各部よりの熱の出入りを考慮し[5](ガスタービンの膨張過程では再熱を行なう)，ガスタービン燃焼器，廃熱ボイラでの燃焼，熱伝達過程では摩擦による圧力損失を考えに入れるため，下記の μ, ϕ なる変数[1),2)]を導入した。これは一般にガスの状態方程式から仕事あるいは熱量を求めると，外部仕事のほか摩擦仕事も含めた値，あるいは外部交換熱量と内部摩擦発生熱量の和の形で与えられるので，内部摩擦を分離するためつぎの変数を定義する。

$$\mu = \frac{Q_e}{Q_e+Q_f} \quad (1), \qquad \phi = \frac{W_e}{W_e+W_f} \quad (2)$$

ただし Q_e: 外部熱交換量 kcal/kg, Q_f: 内部摩擦発熱量 kcal/kg, W_e: 外部仕事 kg-m/kg, W_f: 摩擦仕事 kg-m/kg

また，つぎの定常流動過程に対するエネルギ式が成立する。

$$AW_e+AW_f = \Delta h+Q_e+Q_f \quad (3)$$

ただし A: 仕事の熱当量 kcal/kg-m, Δh: 作動流体の比エンタンピ変化量 kcal/kg

式 (1), (2), (3) より定常流動過程に対し以下の式が求まる。

(a) 過程が主に圧縮，膨張を行なう場合

$$T_2 = T_1\gamma^{\left(\frac{k-1}{k}\right)\left(\frac{\phi-\mu}{1-\mu}\right)} \quad (4)$$

$$AW_e = \phi\left(\frac{1-\mu}{\phi-\mu}\right)\int_{T_1}^{T_2} C_P dT \quad (5)$$

$$Q_e = AW_e\left(\frac{\mu}{1-\mu}\right)\left(\frac{1-\phi}{\phi}\right) \quad (6)$$

$$\Delta S = \left(\frac{1-\mu}{\phi-\mu}-1\right)\int_{T_1}^{T_2}\frac{C_P}{T}\,dT \quad (7)$$

ただし T: 温度 °K, γ: 圧力比, k: 比熱比, C_P: 等圧比熱 kcal/kg °K, ΔS: 作動流体の比エントロピ変化量 kcal/kg °K

等温変化の場合

$$AW_c = \phi\, ART \log_e \gamma \tag{8}$$

$$Q_c = AW_c \tag{9}$$

ただし R: ガス定数 kg-m/kg°K

(b) 過程が熱の授受のみを行なう場合

$$Q_e = \Delta h \tag{10}$$

$$\Delta P = P_1\left\{1-\left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\left(\frac{k}{k-1}\right)\left(\frac{\mu-1}{\mu}\right)}\right\} \tag{11}$$

ただし P: 圧力 kg/m²

3.1 ガス側の計算

作動流体の物性値変化をサイクル計算に取入れるため，各過程を m 個の微小区間に分割し，微小区間内においては物性値を一定とした。その i 番目に対し注目すると，つぎのようになる。

(a) 圧縮過程（圧縮機）において，全圧力比 γ_c に対し微小区間の圧力比 γ_{ci} を次式で定義する。

$$\gamma_{ci} = \gamma_c^{\frac{1}{m}} \tag{12}$$

このとき微小区間の出口温度 T_{i+1} は次式で求まる。

$$T_{i+1} = T_i \gamma_{ci}^{\left(\frac{k_i-1}{k_i}\right)\left(\frac{\phi_c-\mu_c}{1-\mu_c}\right)} \tag{13}$$

したがって，微小区間の圧縮仕事 W_{ci} と外部との熱交換量 Q_{ci} は

$$AW_{ci} = C_{Pci}(T_i - T_{i+1})\,\phi_c\left(\frac{1-\mu_c}{\phi_c-\mu_c}\right) \tag{14}$$

$$Q_{ci} = AW_{ci}\left(\frac{\mu_c}{1-\mu_c}\right)\left(\frac{1-\phi_c}{\phi_c}\right) \tag{15}$$

ただし $C_{Pci}=C_{Pci}(T)$: 微小区間を代表する定圧比熱 kcal/kg°K

圧縮機に必要な仕事 W_c は

$$W_c = \sum_{i=1}^{m} W_{ci} \tag{16}$$

(b) 燃焼過程（燃焼器）での微小区間における供給熱量 Q_{Fi} および圧力損失 ΔP_{Fi} は

$$Q_{Fi} = C_{PFi}(T_{i+1} - T_i) \tag{17}$$

$$\Delta P_{Fi} = P_i\left\{1-\left(\frac{T_i}{T_{i+1}}\right)^{\left(\frac{k_{Fi}}{k_{Fi}-1}\right)\left(\frac{\mu_F-1}{\mu_F}\right)}\right\} \tag{18}$$

ただし $C_{PFi}=C_{PFi}(T,\lambda,M)$ $k_{Fi}=k_{Fi}(T,\lambda,M)$ λ: 空気過剰率，M: 燃料組成

燃焼器での全供給熱量 Q_F および全圧力損失 ΔP_F は

$$Q_F = \sum_{i=1}^{m} Q_{Fi}\, g_{0i} \quad (19), \qquad \Delta P_F = \sum_{i=1}^{m} \Delta P_{Fi} \tag{20}$$

ただし $g_{0i}=G_{gi}/G_a$ G_{gi}: ガス流量 kg/sec, G_a: 空気流量 kg/sec

(c) 膨張過程（ガスタービン）において，全圧力比 γ_T に対し微小区間の圧力比 γ_{Ti} を定義し微小区間の出口温度，仕事量 W_{Ti} および供給熱量 Q_{Ti} を求めると

$$\gamma_{Ti} = \gamma_T^{\frac{1}{m}} \tag{21}$$

$$T_{i+1} = T_i \gamma_{Ti}^{\left(\frac{k_{Ti}-1}{k_{Ti}}\right)\left(\frac{\phi_T-\mu_T}{1-\mu_T}\right)} \tag{22}$$

$$AW_{Ti} = C_{PTi}(T_i - T_{i+1})\,\phi_T\left(\frac{1-\mu_T}{\phi_T-\mu_T}\right) \tag{23}$$

$$Q_{Ti} = AW_{Ti}\left(\frac{\mu_T}{1-\mu_T}\right)\left(\frac{1-\phi_T}{\phi_T}\right) \tag{24}$$

ただし $C_{PTi}=C_{PTi}(T, \lambda, M)$

また，等温変化のとき仕事量および供給熱量はつぎのように求まる。

$$AW_{Ti} = \phi_T AR_{Ti} T \log_e \gamma_{Ti} \tag{25}$$

$$Q_{Ti} = AW_{Ti} \tag{26}$$

ただし $R_{Ti}=R_{Ti}(\lambda, M)$

ゆえに，膨張過程の全仕事量 W_T および全供給熱量 Q_T は

$$W_T = \sum_{i=1}^{m} W_{Ti} g_{0i} \quad (27), \qquad Q_T = \sum_{i=1}^{m} Q_{Ti} g_{0i} \tag{28}$$

(d) 以上をまとめて，ガスサイクルの総供給熱量 Q_0，比出力 L_{GT}，熱効率 η_{GT} を求めると

$$Q_0 = (Q_F + Q_T)/\eta_B \tag{29}$$

$$L_{GT} = W_T - W_C \quad (30), \qquad \eta_{GT} = L_{GT}/Q_0 \tag{31}$$

ただし η_B：燃焼効率

3.2 蒸気側の計算

(a) 圧縮過程（給水ポンプ）の仕事量は他に比較して少ないので無視することとし，給水は飽和線に沿って加熱，加圧されるものと仮定する。

(b) 加熱過程（廃熱ボイラ水側および給水加熱器，過熱器）についてはつぎのように考える。蒸気サイクル中の給水加熱器は混合型を用いることとし，復水器とともに摩擦による圧力損失は無視できるものとした。また，ボイラ内の予熱部，飽和部についても同様に摩擦による圧力損失を無視するが，過熱部については圧力損失 ΔP_{ST} を考慮し

$$\Delta P_{STi} = P_i\left\{1-\left(\frac{T_i}{T_{i+1}}\right)^{\left(\frac{k_{STi}}{k_{STi}-1}\right)\left(\frac{\mu_{SH}-1}{\mu_{SH}}\right)}\right\} \tag{32}$$

$$\Delta P_{ST} = \sum_{i=1}^{m} \Delta P_{STi} \tag{33}$$

ただし $k_{STi}=k_{ST}(T, P)$

加熱過程における蒸気側への供給熱量 Q_{ST} は

予熱部での供給熱量： $h_{40}-h_{60}$

飽和部での供給熱量： $h_{50}-h_{40}$

過熱部での供給熱量： $h_{10}-h_{50}$

であり，全熱量は

$$Q_{ST} = h_{10} - h_{60} \tag{34}$$

(c) 膨張過程（蒸気タービン）は過熱域と湿り域にわたり状態変化を行なう場合があるので，微小区間における比エントロピ変化量を仲介として計算を行なう。過熱域において温度 T，比エンタルピ h，比エントロピ S の相互関係は

$$T = T(S, P), \qquad h = h(T, P)$$

湿り域において，乾き度 x, h, S の相互の関係は

$$x = x(S, P), \qquad h = h(x, P)$$

と表わされるので，この過程では入口の蒸気条件が与えられれば，微小区間ごとに出口圧力が決まると計算が可能となる。微小区間の圧力比 γ_{STi} および出口圧力 P_i は

$$\gamma_{STi} = \gamma_{ST}^{\frac{1}{m}} \quad (35), \qquad P_i = P_{10}/\gamma_{STi}^{(i-1)} \quad (36)$$

ただし　P_{10}: 蒸気タービン入口圧力

この微小区間の比エントロピの増加量 ΔS_i および出口比エントロピ S_i は

$$\Delta S_i = (h_i - h_{i+1})\left(\frac{1-\mu_{ST}}{\phi_{ST}-\mu_{ST}} - 1\right) \Big/ \left(\frac{T_i + T_{i+1}}{2}\right) \quad (37)$$

$$S_i = S_{i-1} + \Delta S_i \quad (38)$$

以上の各式より比エントロピ，比エンタルピを求め，微小区間の仕事量 W_{STi} および外部との熱交換量 Q_{STi} を求めると

$$AW_{STi} = (h_i - h_{i+1})\,\phi_{ST}\left(\frac{1-\mu_{ST}}{\phi_{ST}-\mu_{ST}}\right) \quad (39)$$

$$Q_{STi} = AW_{STi}\left(\frac{\mu_{ST}}{1-\mu_{ST}}\right)\left(\frac{1-\phi_{ST}}{\phi_{ST}}\right) \quad (40)$$

膨張過程全体での仕事量 W_{ST} および熱交換量 Q_{EX} は

$$W_{ST} = \sum_{i=1}^{m} W_{STi}\, a_i \quad (41), \qquad Q_{EX} = \sum_{i=1}^{m} Q_{STi}\, a_i \quad (42)$$

ただし　a_i: 抽気による流量の変化の割合

(d) 以上により，蒸気サイクルの比出力および蒸気サイクルの熱効率 η_{ST0}, 全サイクルにおける蒸気側の熱効率 η_{ST} を求めると

$$L_{ST} = W_{ST} \quad (43), \qquad \eta_{ST0} = AL_{ST}/Q_{ST} \quad (44)$$

$$\eta_{ST} = AZL_{ST}/Q_0 \quad (45)$$

ただし　Z: 流量比（後述の式(49)による）

3.3 廃熱ボイラの計算

廃熱回収ボイラの水側，蒸気側とガス側の温度変化を定めるため，温度効率と温度差を用いることとした。

$$\theta_S = \frac{T_{10}^{*} - T_{60}}{T_4 - T_{60}} \quad (46), \qquad \theta_G = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_{60}} \quad (47)$$

$$\Delta T = T_6 - T_{40} \quad (48)$$

ただし　θ_S: 水側，蒸気側の温度効率　θ_G: ガス側の温度効率

ガス側入口温度（ガスタービン排気温度）T_4, 給水温度 T_{60} および蒸気圧力 P_{ST} が既知のとき，θ_S, θ_G, ΔT を与えると，蒸気側のとりうる最高温度 T_{10}^{*}, 煙道ガス温度 T_5 および T_6 が求まることとなる。

ガス側と蒸気側の流量比 Z は

$$Z = \frac{h_6 - h_5}{h_{40} - h_{60}} \quad (49)$$

により求めることができる。また，飽和域，過熱域の熱収支を考えると h_{10} が求まり，P_{10} が既知のとき T_{10} が求まるので，T_{10}^{*} と比較してそれ以下の温度であれば作動域として取扱うことが

できる。$h_{10}<h_{50}$ のとき，膨張開始の点が既に湿り域にあることとなるので，ここでは非作動域として取扱った。

3.4 複合サイクルの比出力，熱効率

以上に述べた各式により，複合サイクルのガス側空気単位重量当りの比出力，熱効率を求めると

$$L_{CC} = AL_{GT}+ZL_{ST} \tag{50}$$

$$\eta_{CC} = AL_{CC}/Q_0 = \eta_{GT}+\eta_{ST} \tag{51}$$

ただし L_{CC}: 複合サイクルの比出力 kg-m/kg 空気　η_{CC}: 複合サイクルの熱効率

4. 計算方法および計算結果

4.1 計算方法

計算過程を示す電子計算機用フローチャートは図4のとおりである。蒸気圧力 P_S, ガスタービン圧縮機の圧力比 γ_C および μ_T を変数とし，他は一定として計算を進めた。計算に際し用いた条件をまとめると，表1のとおりである。

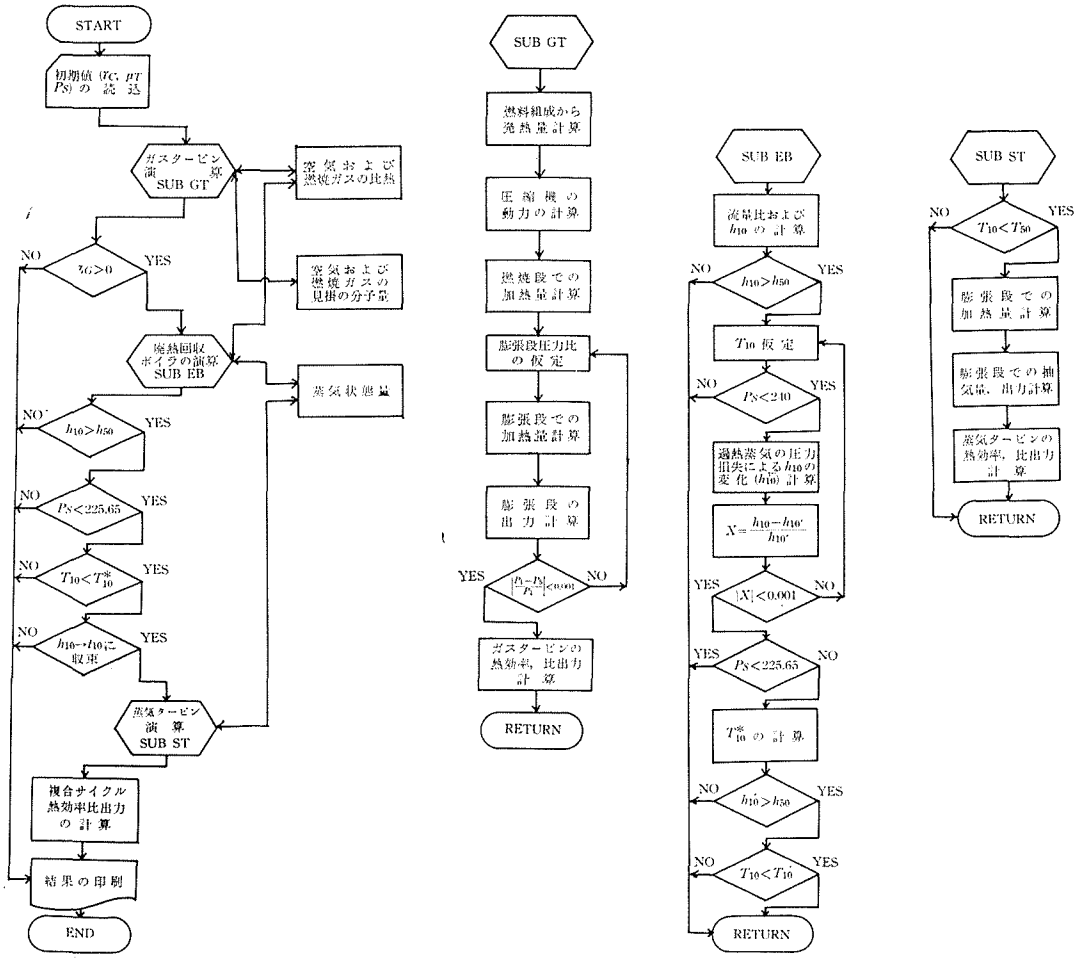


図 4　電子計算機用プログラム

表 1　計　算　条　件

γ_C	2～20		μ_C	0
t_3	879	°C	μ_F	0.99
P_S	60, 120, 180		μ_B	1.01
η_{TS}	0.90		μ_T	0～0.85
η_{TG}	0.85		ϕ_C	1/0.85
ΔT	0	°K	ϕ_T	0.85
η_B	0.99		μ_{SH}	0.99
t_1, t_{30}	15	°C	ϕ_{SH}	1
t_{60}	100	°C	ϕ_{ST}	0.85
P_1, P_5	1.033	ata		

4.2　ガスサイクルの性能値

複合サイクルにおいては，ガスサイクルの性能に対する蒸気側作動条件の影響はあまり認められず，ボイラ出口排気温度 T_5 のとり方により膨張側の圧力比に多少影響を与えるのみである。

図5はガスサイクルのみの熱効率を示したもので，γ_C および μ_T を変数としてまとめてある。ここで，$\mu_T=\phi_T=0.85$ は等温変化の場合で，$\mu_T>0.85$ の場合は $T_4>T_3$ となり最高温度の制限により検討の対象外となる。$\mu_T>0$ すなわち再熱する場合は，ガスサイクルの熱効率を低下させている。

ガスサイクルのみの比出力は図6に示すとおりで，μ_T の増加に伴い比出力は増加し，各 μ_T に対し比出力の最高値を与える γ_C も μ_T に伴い大となる。

蒸気サイクルとの複合に最も影響が大きいガスタービン排気温度 T_4 は図7に示すとおりで，μ_T, γ_C の関数となっていることがわかり，$\mu_T=\phi_T=0.85$ では圧力比にかかわらず T_3 と等しくなる。

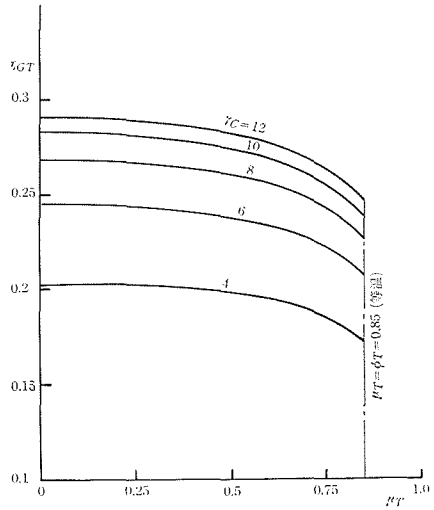


図 5　ガスサイクルの熱効率

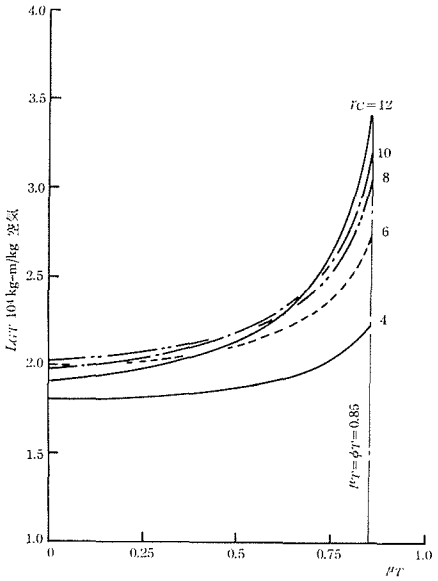


図 6　ガスサイクルの比出力

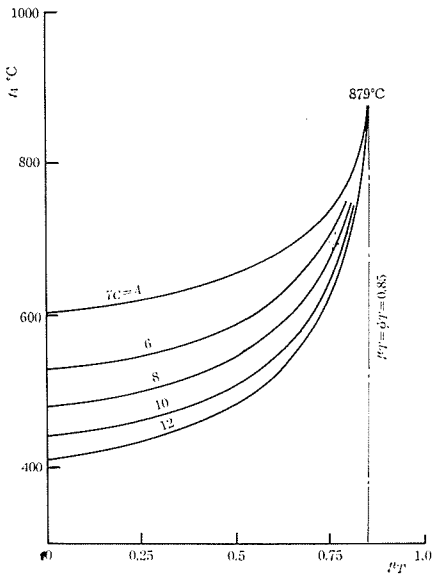


図 7　ガスタービン排気温度

4.3　蒸気タービンおよび複合サイクルの性能値

廃熱ボイラの水側，蒸気側とガス側の温度変化を定めるために導入した式 (46), (47), (48) から，ガス側入口温度 T_4，給水温度 T_{60} および蒸気圧力 P_{ST} が既知のとき，θ_S, θ_G, ΔT を与えると蒸気側のとりうる最高温度 T^*_{10}，煙道ガス温度 T_5 および T_6 が求まることとなる。

ガス側と蒸気側の流量比 Z を用い，飽和域，過熱域の熱収支を考えると h_{10} が求まり，P_{10} が既和のとき，T_{10} が一義的に決定される。これと T^*_{10} を比較し，それ以下であれば作動域である。また，$h_{10}<h_{50}$ のとき，すなわち蒸気タービンの膨張開始の点が既に湿り域にあるときは，非作動域である。作動域を定める T_{10}, T^*_{10} を図 8 に示し，図 9 に μ_T—γ_C 平面に対する作動域，非作動域を記載した。これによると，γ^C の低い側では $T^*_{10}>T_{10}$ の条件を満足

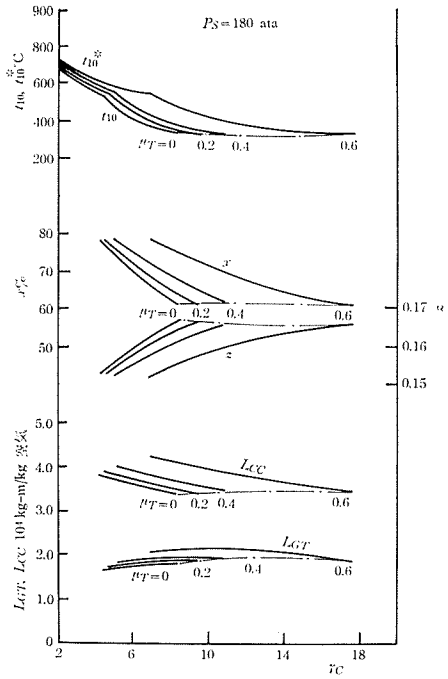


図 8　複合サイクルの性能値

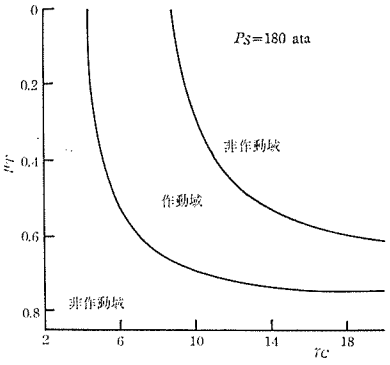


図 9　複合サイクルの作動域

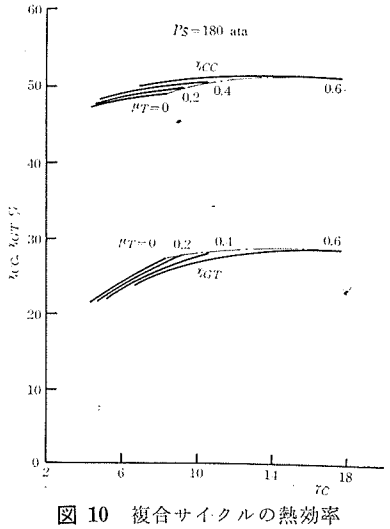


図 10　複合サイクルの熱効率

せず，高い側においては $h_{10}>h_{50}$ の条件を満足しないので，非作動域となっているのである。これらの中間領域に考察の対象となる複合サイクルの作動域が存在する。

蒸気タービン入口温度 T_{10}，蒸気タービン出口蒸気の乾き度 x，ガス—蒸気流量比 Z，ガス側圧縮機入口空気流量を基準としたガス側の比出力，全サイクルの比出力 L_{GT}, L_{CC} は図8に示したとおりで，T_{10}, μ_T, L_{CC} は γ_C の増加に伴い減少し，逆に Z, L_{GT} は増加している。これは γ_C

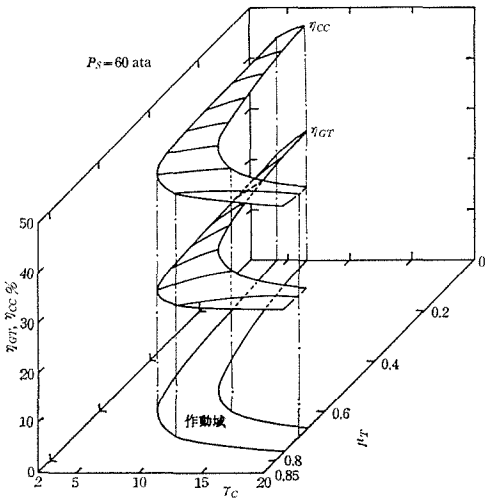


図 11　複合サイクルの熱効率におよぼす各因子の影響

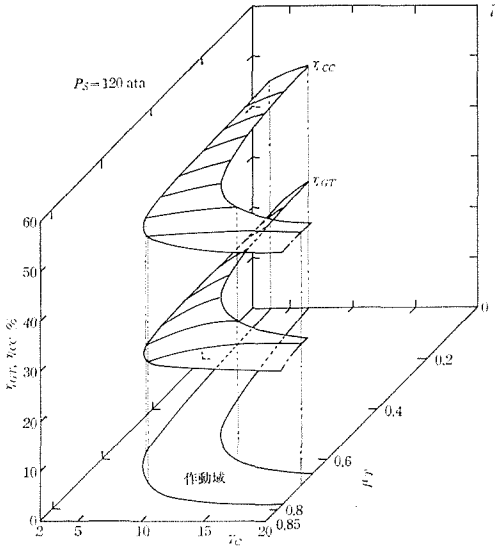


図 12　複合サイクルの熱効率におよぼす各因子の影響

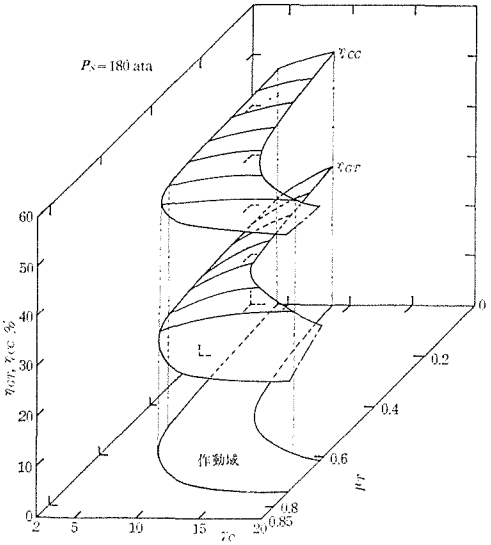


図 13　複合サイクル効率におよぼす各因子の影響

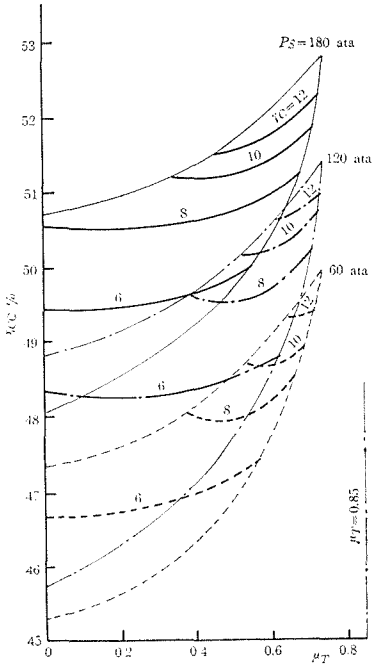


図 14　複合サイクル全熱効率

が高くなるにつれて T_4 が低下することに起因した結果である。

図10にガス側および全サイクルの熱効率 η_{GT}, η_{CC} の一例を示した。この図の範囲内では，γ_C の上昇とともに η_{GT} は増加しているが，T_4 が低下するので相対的に最高蒸気温度が低くなり η_{ST} は減少するけれども，全体として η_{CC} は増加することがわかる。蒸気圧力毎に熱効率をまとめると図11，図12，図13のとおりとなり，$\eta=0$ の平面は図9と同様な意味をもち，蒸気圧力 P_S が増加するにつれて作動域が広がることも示されている。

つぎに，全熱効率 η_{CC} におよぼす P_S, μ_T の影響を γ_C をパラメータとしてまとめたものが図14である。蒸気圧力にかかわらず，$\mu_T=0.75$ 付近で複合サイクルの熱効率は最大値をとることがわかった。また，蒸気圧力が上昇するにつれて η_{CC} が増加している。しかし，これらの蒸気条件は亜臨界圧の場合についてであり，超臨界圧の場合に対しては今後検討する余地があり，他の複合形式について，蒸気側の再熱の効果についても検討を進める必要がある。

5. ま と め

ガス—蒸気複合サイクルの性能解析を行なうにあたり，まず廃熱回収サイクルをとりあげ，全サイクルの熱効率などを求め，サイクルの複合におよぼすガス側の圧力比，ガス側の再熱過程，蒸気側の圧力の影響などを検討した。

解析の結果，ガス側で再熱を行なうことは，複合サイクルに対しつぎの効果をもつことがわかった。

(1) 蒸気側の最高温度を上昇させ，ガス側の圧力比に対し作動域を広げる。

(2) 蒸気タービン出口蒸気の湿り度を減少させる。

(3) 全サイクルの熱効率を高める。

また，蒸気側の圧力を高めることはつぎのような効果をもつ。

(1) 作動域を広げる。

(2) 全サイクルの熱効率を高める。

ガス側で再熱を行なわせる複合サイクルの採用により，亜臨界圧力の条件においても，通常の蒸気サイクルのみの効率45%程度より多少上昇させることができ，$P_S=180$ ata, $\mu_T=0.75$ のとき $\eta_{CC}=52.7\%$ の高い熱効率をうることができる。

本研究を行なうにあたり，協力いただいた北海道大学大型計算機センターの方々，および本学学部学生鈴木伸一，堀米茂富，金山　孝の諸君に謝意を表する次第である。

参 考 文 献

1) 谷口　博，若井和憲：北大工学部研究報告 (昭45.12), 58, p. 53-74.
2) 谷口　博，若井和憲：北大工学部研究報告 (昭46.3), 61, p. 1-16.
3) 日本機械学会：伝熱工学資料 (昭44.10), p. 264.
4) 日本機械学会：蒸気表 (昭44.9), p. 1.
5) 媚山政良，斎藤　武，谷口　博，園田　隆：日本機械学会講演論文集 (昭47.8), No. 720-13, p. 149-152.