排熱回収ボイラの回収熱量による感度解析法*

圓島 信也^{*1}, 杉田 成久^{*1}, 中村 昭三^{*1}A Method for Analyzing Sensitivity of Recoverable Heat
in a Heat Recovery Steam Generator

Shinya MARUSHIMA, Shigehisa SUGITA and Syozo NAKAMURA

We propose a method for analyzing the sensitivity of recoverable heat in a multi-pressure heat recovery steam generator. In order to calculate how much steam is supplied to the steam turbine, equations of heat balance are derived from the quantities of steam which are generated in the heat recovery steam generator and recoverable heat such as that of gas turbine exhaust or from other heat sources. A matrix which represents the relationship between the quantities of steam and the recoverable heat is obtained from the equations of heat balance. The performances of the bottoming cycle can be analyzed by comparing the elements of the matrix. This method is applied to bottoming cycles of a three pressure heat recovery steam generator which have various types of recoverable heats.

Key Words: Power Plant, Combined Cycle, Gas Turbine, Steam Turbine, Heat Exchanger, Waste Heat Recovery, Bottoming Cycle

1. 緒 言

現在稼動している最も高効率な発電プラントは、可能な限りの高温からガスタービンを駆動し、その排ガスを排熱回収ボイラに導き蒸気を発生させ、その蒸気で蒸気タービンを駆動するコンバインド発電プラントである。

この場合、排熱回収ボイラはガスタービン排ガスの熱量をより多く回収するために、ボトムリングサイクルでは高圧、中圧、低圧の3種類の蒸気を発生させ、さらに高圧蒸気タービン出口蒸気を再熱する再熱三重圧形が主流となっている。このような基本的なコンバインド発電プラントに加え、ガスタービンのさらなる高温化が進むにつれてガスタービン高温部の冷却熱をボトムリングサイクルに回収することや、流動床ボイラや石炭ガス化などのように石炭をガスタービン燃料とする過程で生じるさまざまな排熱をボトムリングサイクルに回収することが必要となる。

このように複雑化する種々のボトムリングサイクルに

対して、性能を解析し高効率なシステム構成が提案されている。森塚は石炭ガス化複合発電システムに対して系内を循環する熱量を除いた正味熱流れ図を描き、各構成要素を流れる熱量を明確化し熱効率を計算している⁽¹⁾。そして上記の正味熱流れ図をベースにして、エクセルギー・アネルギー流れ図を描き熱効率低下の原因となるエクセルギー低下を明確化する解析手法を検討している⁽²⁾。Horlock は供給した燃料で得られる最大仕事に対する実際に得られた仕事の比を効率と定義し、ガスタービンや蒸気タービンを用いた種々のプラント効率を導出している⁽³⁾。また、Finckh らはコンバインドプラントのガスタービン排ガス助燃、非助燃サイクルについて、入熱量に対する出力を効率と定義し、蒸気条件や排ガス条件をパラメータとして解析している⁽⁴⁾。さらに佐々木らは酸素吹き石炭ガス化複合発電システムについて、ガス化排熱の回収方法および回収条件の検討を含め、概念設計によるシステムの適正化を行っている⁽⁵⁾。これらのサイクルのプラント性能を高精度に算出するには構成機器の詳細な仕様を考慮する必要があるため、計算機の解析コードは複雑化する傾向にある。一方で、複雑な解析コードではプラント性能に影響を及ぼすパラメータが非常に多く互いに干渉し合うために、最も重要なパラメータである回

* 1994年8月19日 第72期全国大会において講演、原稿受付1995年5月10日。

^{*1} 正員、(株)日立製作所電力・電機開発本部 (〒312 ひたちなか市堀1-832-2)。

収熱量の影響を把握することが難しくなる。

本論文では、多重圧の排熱回収ボイラを有するボトムリングサイクルにおいて、プラント性能に大きな影響を及ぼす排熱回収ボイラからの発生蒸気量を未知量とし、複数のヒートバランス式を立てて回収熱量と発生蒸気量の関係を行列で表現する方法を提案する。この方法ではプラント性能に影響を及ぼすパラメータを回収熱量のみとし、回収熱量が発生蒸気量に与える影響度合いを前記行列の各成分を比較することにより把握できることを特長としている。この解析方法では高精度なプラント性能は計算されないものの、回収熱量の感度解析および種々のサイクルの相対的性能比較に有効である。

2. コンバインドサイクルの概要

本論文では排熱回収ボイラをガスタービンと組合された再熱三重圧形として説明する。図1にその基本構成を示す。

ガスタービン圧縮機に入った空気は昇圧されて燃焼器に供給される。燃焼器では圧縮機からの空気により燃料が燃焼し、高温高压の燃焼ガスが生成される。この燃焼ガスはタービンに供給され動力を発生し圧縮機および発電機を駆動する。

ガスタービンを出た燃焼排ガスは排熱回収ボイラに供給される。排熱回収ボイラでは復水器からの給水を給水ポンプで昇圧して低圧節炭器に供給し、低圧節炭器出口の給水を低圧ドラムへ送る。一方でこの給水は低圧節炭器に再循環させたり中圧加圧ポンプで昇圧

し、中圧節炭器を通して中圧ドラムへ送られる。中圧節炭器出口の給水の一部は高压加圧ポンプで昇圧され高压節炭器を通して高压ドラムに送られる。高压ドラムに接続された高压蒸発器で蒸発した蒸気は高压過熱器で過熱され高压蒸気タービンで動力を発生する。そして、高压蒸気タービン出口の蒸気と、中圧ドラムに接続された中圧蒸発器で蒸発し中圧過熱器で過熱された蒸気とは再熱器入口で合流し再熱器へ流入する。再熱器で再熱された蒸気は中圧蒸気タービンに供給される。中圧蒸気タービンで動力を発生した蒸気と、低圧ドラムに接続された低圧蒸発器で蒸発し低圧過熱器で過熱した蒸気とは低圧タービン入口で合流し低圧蒸気タービンに供給される。低圧蒸気タービンで動力を発生した蒸気は復水器で凝縮する。高压、中圧、低圧蒸気タービンで発生した動力は発電機を駆動する。

3. 問題の定式化

排熱回収ボイラにおける排ガスおよび水、蒸気の温度変化線図の概要を図2に示す。排ガスの蒸発器出口位置は、排ガスと水または蒸気との温度差が最も小さくなるように設定されており、その位置をピンチポイントと呼ぶ。ピンチポイントは高压、中圧、低圧蒸発器の排ガス出口位置3箇所に存在し、排熱回収ボイラ入口から高压ピンチポイントまでを高温部、高压ピンチポイントから中圧ピンチポイントまでを中温部、中圧ピンチポイントから低圧ピンチポイントまでを低温部、さらに低圧ピンチポイントから排熱回収ボイラ出口までを出口部と呼ぶことにする。

Fig. 1 Base Configuration of Heat Recovery Steam Generator

性能計算に必要な入力変数は図1に示しているように、排熱回収ボイラ入口における排ガスの流量 G_g 、温度 T_g 、定圧比熱 C_p と高圧過熱器出口蒸気の温度 T_h 、圧力 P_h と再熱器出口蒸気の温度 T_m 、圧力 P_m と低圧過熱器出口蒸気の温度 T_l 、圧力 P_l 、さらに中圧過熱器出口蒸気温度 T_{msh} および低圧蒸気タービン排気圧 P_{ex} と各蒸気タービンの内部効率 η_h 、 η_m 、 η_l そして各ピンチポイントにおける排ガスと水、蒸気の温度差 T_{ph} 、 T_{pm} 、 T_{pl} である。水、蒸気および排ガスの圧力損失や熱損失を無視すると、これらの入力値から高温部、中温部、低温部における排ガスおよび各熱交換器内の水または蒸気のエンタルピー上昇量さらに各蒸気タービンの有効熱落差が得られる。排ガスおよび各熱交換器内の水、蒸気のエンタルピー上昇量を変数として表1に示す。

以上の前提条件から、排熱回収ボイラの発生蒸気量を求める。高圧蒸気量を G_{sh} 、中圧蒸気量を G_{sm} 、低圧蒸気量を G_{sl} とする。高温部における排ガスからの回収熱量 Q_{gh} は高圧蒸発器、高圧過熱器、再熱器それぞれの水、蒸気流量とそのエンタルピー上昇量の積に等しいことから次のヒートバランス式が成立する。

$$Q_{gh} = (H_{HSH} + H_{HEV} + H_{RHA})G_{sh} + H_{RHB}G_{sm} \quad \dots\dots\dots (1)$$

また中温部における排ガスからの回収熱量 Q_{gm} は高圧節炭器、中圧過熱器、低圧過熱器、中圧蒸発器それぞれの水、蒸気流量とそのエンタルピー上昇量の積に等しく、次のヒートバランス式が成立する。

$$Q_{gm} = H_{HEC}G_{sh} + (H_{MSH} + H_{MEV})G_{sm} + H_{LSH}G_{sl} \quad \dots\dots\dots (2)$$

同様に低温部における排ガスからの回収熱量 Q_{gl} は

中圧節炭器、低圧蒸発器の水、蒸気流量とそのエンタルピー上昇量の積に等しく、次のヒートバランス式が成立する。

$$Q_{gl} = H_{MEC}G_{sh} + H_{LEV}G_{sl} \quad \dots\dots\dots (3)$$

式(1)から式(3)は未知量が G_{sh} 、 G_{sm} 、 G_{sl} の連立一次方程式となり、これらの式を行列形式で表すと次式となる。

$$\begin{Bmatrix} Q_{gh} \\ Q_{gm} \\ Q_{gl} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} H_{HSH} + H_{HEV} + H_{RHA} & H_{RHB} & 0 \\ H_{HEC} & H_{MSH} + H_{MEV} & H_{LSH} \\ H_{MEC} & H_{MEC} & H_{LEV} \end{Bmatrix} \times \begin{Bmatrix} G_{sh} \\ G_{sm} \\ G_{sl} \end{Bmatrix} \quad \dots\dots\dots (4)$$

本解析法ではヒートバランス計算境界をピンチポイントとしているので、ヒートバランス計算境界内に蒸気発生源となる蒸発器が一つだけ存在することになる。すなわち未知量である発生蒸気量の数とヒートバランス式の数は一一致し、式(4)に示すように排ガスからの回収熱量と発生蒸気量の関係は水、蒸気のエンタルピー上昇量から成る正方行列で表される。この行列の逆行列が存在するとすると、発生蒸気量は次の式で求めることができる。

$$\begin{Bmatrix} G_{sh} \\ G_{sm} \\ G_{sl} \end{Bmatrix} = M \begin{Bmatrix} Q_{gh} \\ Q_{gm} \\ Q_{gl} \end{Bmatrix} \quad \dots\dots\dots (5)$$

Table 1 Increase in Enthalpy of Water, Steam and GT Exhaust Gas

Exhaust Gas	
HT Part	Q_{gh}
MT Part	Q_{gm}
LT Part	Q_{gl}
Water or Steam	
HP Super Heater	H_{HSH}
HP Evaporator	H_{HEV}
HP Economizer	H_{HEC}
from HP Turbine Outlet to Reheater Outlet	H_{RHA}
from MP Super Heater Outlet to Reheater Outlet	H_{RHB}
MP Super Heater	H_{MSH}
MP Evaporator	H_{MEV}
MP Economizer	H_{MEC}
LP Super Heater	H_{LSH}
LP Evaporator	H_{LEV}
LP Economizer	H_{LEC}

Fig. 2 Temperature-Diagram in Each Heat Exchanger

$$M = \begin{Bmatrix} H_{HSH} + H_{HEV} + H_{RHA} & H_{RHB} & 0 \\ H_{HEC} & H_{MSH} + H_{MEV} & H_{LSH} \\ H_{MEC} & H_{MEC} & H_{LEV} \end{Bmatrix}^{-1} \quad \dots\dots\dots (6)$$

この行列 M は排ガスからの回収熱量が発生蒸気量にいかに関与を及ぼすかを表しており、感度行列と定義する。図1に示した入力変数を指定すると感度行列 M は一意に決まり、回収熱量と発生蒸気量の関係は線形関係となる。

蒸気タービン出力はタービン入口の蒸気温度、圧力、タービン出口圧力および内部効率から計算される有効熱落差と、タービンを通過する蒸気量の積で計算される。高圧蒸気タービンの出力は有効熱落差を E_h とすると次式となる。

$$W_{sth} = E_h G_{sh} \quad \dots\dots\dots (7)$$

中圧蒸気タービンの出力は有効熱落差を E_m とすると次式となる。

$$W_{stm} = E_m (G_{sh} + G_{sm}) \quad \dots\dots\dots (8)$$

低圧蒸気タービンの出力は中圧蒸気タービンからの蒸気の有効熱落差を E_{la} 、低圧過熱器からの蒸気の有効熱落差を E_{lb} とすると次式となる。

$$W_{stl} = E_{la}(G_{sh} + G_{sm}) + E_{lb} G_{sl} \quad \dots\dots\dots (9)$$

よって蒸気タービン出力は次式で計算される。

$$W_{st} = (E_h + E_m + E_{la} \quad E_m + E_{la} \quad E_{lb}) \begin{Bmatrix} G_{sh} \\ G_{sm} \\ G_{sl} \end{Bmatrix} \quad \dots\dots\dots (10)$$

さらに、ガスタービン排ガス熱量に対する蒸気タービン出力の比をボトムサイクル効率 T_{hb} と定義すると次式で表される。

$$T_{hb} = \frac{W_{st}}{G_g C_p T_g} \quad \dots\dots\dots (11)$$

4. 感度解析法の適用

4.1 ベースケース 初めに、図1に示したコンバインドサイクルのボトムサイクル性能を計算する。必要な入力データを表2に示す。これらの数値データから感度行列 M を求めると次式となる。

$$M = \begin{Bmatrix} 4.1 & -1.0 & 0.1 \\ -0.9 & 0.5 & -0.5 \\ -0.4 & -0.5 & 4.8 \end{Bmatrix} \times 10^{-4} \text{ [kg/kJ]} \quad \dots\dots\dots (12)$$

この感度行列の各要素の数値は表2の入力データを変更しない限り一定である。この場合の排ガスからの回収熱量は $Q_{gh} = 252\,770 \text{ kW}$ 、 $Q_{gm} = 73\,365 \text{ kW}$ 、 $Q_{gl} = 48\,148 \text{ kW}$ 、発生蒸気量は $G_{sh} = 97.3 \text{ kg/s}$ 、 $G_{sm} =$

11.5 kg/s 、 $G_{sl} = 8.4 \text{ kg/s}$ 、蒸気タービン出力は $W_{st} = 158\,651 \text{ kW}$ 、ボトムサイクル効率は $T_{bt} = 31.8\%$ である。

4.2 ボトムサイクルへの各種熱回収方法とその定式化

次世代のコンバインドサイクルでは、ボトムサイクルに回収する熱量はガスタービン排ガス熱だけではなく、緒言に記載したように、ガスタービン冷却熱や流動床ボイラや石炭ガス化などからの排熱も回収することが要求される。熱力学上、これらの新たな熱源はその温度レベルによって回収できる場所および量は制限されるが、多重圧形排熱回収ボイラのあらゆる箇所に新たな熱源は回収可能であると仮定し、回収による相対的な効率向上感度を求める。本論文ではこれらの熱源を排熱回収ボイラの給水に回収する場合と蒸気に回収する場合とに分けて感度解析を行うこととする。

4.2.1 排ガス以外の熱量を給水に回収する場合

この場合は給水加熱方式であり、図3に示す以下の4ケースを検討する。図3では四つの方式を便宜上一つの図に示している。(1)中圧節炭器出口から高圧節炭器へ向かう高圧給水の一部に熱回収し、高圧蒸発器入口に戻す①→②→③→④の系統、これを高圧給水加熱方式(a)とする。(2)復水器からの給水の一部に熱回収し、高圧蒸発器入口に戻す⑦→②→③→④の系統、これを高圧給水加熱方式(b)とする。(3)低圧節炭器出口から中圧節炭器へ向かう中圧給水の一部に熱回収

Table 2 Input Data

Exhaust Gas Conditions		
Exhaust Gas flow :	Gg	689kg/s
Exhaust Gas Temperature :	Tg	647°C
Specific Heat :	Cp	1.13kJ/kg°C
Steam Conditions		
HP Steam :	Th/Ph	543°C/10.6MPa
Reheat Steam :	Tm/Pm	543°C/2.25MPa
MP Steam :	Tmsh	300°C
LP Steam :	TI/PI	253°C/0.55MPa
LP Turbine Exhaust :	Pex	0.005MPa
Turbine Efficiencies		
HP Turbine :	ηh	79%
MP Turbine :	ηm	86%
LP Turbine :	ηl	86%
Temperature Difference at Pinch Points		
HP :	Tph	16°C
MP :	Tpm	16°C
LP :	Tpl	16°C

Fig. 3 Feed Water Heating Cycle by Other Heat Source

し、中圧蒸発器入口に戻す⑧→②→③→⑤の系統、これを中圧給水加熱方式とする。(4)復水器からの給水の一部分に熱回収し、低圧蒸発器入口に戻す⑦→②→③→⑥の系統、これを低圧給水加熱方式とする。

ここで、排ガス以外の熱源への給水量を G_w 、回収熱量を δQ とする。

高圧給水加熱方式(a)について、高温部、中温部、低温部でヒートバランス式を立てると、式(1)から式(3)のうち式(2)が次式となる。

$$Q_{gm} = H_{HEC}(G_{sh} - G_w) + (H_{MSH} + H_{MEV})G_{sm} + H_{LSH}G_{sl} \quad \dots\dots\dots (13)$$

また、式(5)は次式となる。

$$\begin{Bmatrix} G_{sh} \\ G_{sm} \\ G_{sl} \end{Bmatrix} = M \begin{Bmatrix} Q_{gh} \\ Q_{gm} + H_{HEC}G_w \\ G_{gl} \end{Bmatrix} \quad \dots\dots\dots (14)$$

すなわち、中温部の排ガス回収熱量 Q_{gm} に熱量 $\delta Q = H_{HEC}G_w$ が加算される。中温部の回収熱量の感度は式(12)の感度行列の2列めの成分を比較することにより把握できる。すなわち、中温部の回収熱量が $\delta Q = H_{HEC}G_w$ だけ増加することにより中圧蒸気量は0.5の感度で増加するものの、高圧蒸気量は1.0の感度で減少し、低圧蒸気量は0.5の感度で減少する。このように熱量が発生蒸気量に与える影響は感度行列 M の各成分を比較することにより把握できる。

次に高圧給水加熱方式(b)では中温部と低温部のヒートバランス式がそれぞれ次式となる。

$$Q_{gm} = H_{HEC}(G_{sh} - G_w) + (H_{MSH} + H_{MEV})G_{sm} + H_{LSH}G_{sl} \quad \dots\dots\dots (15)$$

$$Q_{gl} = H_{MEC}(G_{sh} - G_w + G_{sm}) + H_{LEV}G_{sl} \quad \dots\dots\dots (16)$$

熱源からの回収熱量は

$$\delta Q = (H_{HEC} + H_{MEC} + H_{LEC})G_w \quad \dots\dots\dots (17)$$

であるから、式(5)は次式となる。

$$\begin{Bmatrix} G_{sh} \\ G_{sm} \\ G_{sl} \end{Bmatrix} = M \begin{Bmatrix} Q_{gh} \\ Q_{gm} + \frac{H_{HEC}}{H_{HEC} + H_{MEC} + H_{LEC}} \delta Q \\ Q_{gl} + \frac{H_{MEC}}{H_{HEC} + H_{MEC} + H_{LEC}} \delta Q \end{Bmatrix} \quad \dots\dots\dots (18)$$

この場合は中温部と低温部の排ガス回収熱量に排ガス以外の熱量が加わったとみなすことができるが、 δQ 全量が蒸気発生に寄与するわけではない。

同様にして中圧給水加熱方式では、式(5)は次式となる。

$$\begin{Bmatrix} G_{sh} \\ G_{sm} \\ G_{sl} \end{Bmatrix} = M \begin{Bmatrix} Q_{gh} \\ Q_{gm} \\ Q_{gl} + H_{MEC}G_w \end{Bmatrix} \quad \dots\dots\dots (19)$$

すなわち、 $\delta Q = H_{MEC}G_w$ が低温部に加算される。

低圧給水加熱方式では高温部、中温部、低温部のヒートバランス式には変化なく、発生蒸気量は同じである。ただし出口部における排ガスからの回収熱量 Q_{ex} が次式となる。

$$Q_{ex} = H_{LEC}(G_{sh} + G_{sm} + G_{sl} - G_w) \quad \dots\dots\dots (20)$$

すなわち、 $\delta Q = H_{LEC}G_w$ によって Q_{ex} が減少するため排熱回収ボイラ出口の排ガス温度が上昇する。

4・2・2 排ガス以外の熱量を蒸気に回収する場合
この場合は蒸気過熱方式であり、図4に示す以下の

3 ケースを検討する。図 4 でも三つの方式を便宜上一つの図に示している。(1) 高压蒸発器出口の蒸気に熱回収し、高压過熱器出口に戻す①→②→③→④の系統、これを高压蒸気過熱方式とする。(2) 高压蒸気タービン出口の蒸気に熱回収し、再熱器入口に戻す⑤→②→③→⑥の系統、これを再熱蒸気過熱方式とする。(3) 中圧蒸発器出口の蒸気に熱回収し、中圧過熱器出口に戻す⑦→②→③→⑧の系統、これを中圧蒸気過熱方式とする。

ここで、排ガス以外の熱源への供給蒸気量を G_s 、回収熱量を δQ とし、これら 3 方式のヒートバランス式を 3 章と同様に立てて式(5)の形に整理すると、

高压蒸気過熱方式では次式となる。

$$\begin{Bmatrix} G_{sh} \\ G_{sm} \\ G_{sl} \end{Bmatrix} = M \begin{Bmatrix} Q_{gh} + H_{HSH}G_s \\ Q_{gm} \\ Q_{gl} \end{Bmatrix} \dots\dots\dots (21)$$

すなわち、 $\delta Q = H_{HSH}G_s$ が高温部に加算される。

再熱蒸気過熱方式では次式となる。

$$\begin{Bmatrix} G_{sh} \\ G_{sm} \\ G_{sl} \end{Bmatrix} = M \begin{Bmatrix} Q_{gh} + H_{RHA}G_s \\ Q_{gm} \\ Q_{gl} \end{Bmatrix} \dots\dots\dots (22)$$

この場合も $\delta Q = H_{RHA}G_s$ が高温部に加算される。

中圧蒸気過熱方式では次式となる。

$$\begin{Bmatrix} G_{sh} \\ G_{sm} \\ G_{sl} \end{Bmatrix} = M \begin{Bmatrix} Q_{gh} \\ Q_{gm} + H_{MSH}G_s \\ Q_{gl} \end{Bmatrix} \dots\dots\dots (23)$$

すなわち、 $\delta Q = H_{MSH}G_s$ が中温部に加算される。

4.3 ボトムリングサイクル効率に与える各種熱回収方法の感度比較 4.1 節のベースケースを基準に、

4.2 節で示した各方式について回収熱量 δQ がボトムリングサイクル効率に与える影響を式(11)から計算すると、表 3 となる。表 3 からボトムリングサイクル効率は回収熱量に対して線形に変化し、高压蒸気過熱方式と再熱蒸気過熱方式の回収熱量の感度が同じで最も高く、次に中圧蒸気過熱方式と高压給水加熱方式(a)、そして中圧給水加熱方式、高压給水加熱方式(b)、低压給水加熱方式の順となることがわかる。

以上のことから、高温部、中温部、低温部の順、すなわち排熱回収ボイラのより高温側に熱回収するほうが回収熱量の感度は高くなるといえる。また、ピンチポイントで区切られた同一ヒートバランス境界内の熱交換器であれば、いずれの熱交換器に熱回収しても回収熱量感度は同じである。さらに、4.2.1 項や 4.2.2 項で説明した場合のほかに、新たな熱源に蒸発器を設けて蒸気を発生させることなどいろいろな系統が考えられるが、それらの系統に対しても本論文で示した方法で回収熱量の感度解析は可能である。

本解析法では、まずベースケースの性能を求めて、

Table 3 Sensitivity of Recoverable Heat

Heat Recovery System	Bottoming Efficiency
HP Feed Water Heating (a)	$31.8 + 7.35 \times 10^{-5} \delta Q \%$
HP Feed Water Heating (b)	$31.8 + 3.77 \times 10^{-5} \delta Q \%$
MP Feed Water Heating	$31.8 + 4.12 \times 10^{-5} \delta Q \%$
LP Feed Water Heating	31.8%
HP Steam Heating	$31.8 + 9.50 \times 10^{-5} \delta Q \%$
Reheat Steam Heating	$31.8 + 9.50 \times 10^{-5} \delta Q \%$
MP Steam Heating	$31.8 + 7.35 \times 10^{-5} \delta Q \%$

Fig. 4 Steam Heating Cycle by Other Heat Source

次にベースケースに対して種々の δQ 回収サイクルの相対的な効率向上度合いを計算している。このとき、 δQ によってベースケースで計算した感度行列 M の値は変化しない、すなわち M が δQ と無関係に決まると仮定している。この仮定に基づくと、式(6)に示した M の構成要素である各熱交換器内の水や蒸気のエンタルピー上昇量は δQ によって変化せず、各熱交換器内の水や蒸気の流量が変化することになる。発生蒸気の物性を改善したり排熱回収ボイラの構成および配置を変更して効率の絶対値を向上させた解を求めるには、本解析法ではベースケースを変更する必要がある。この場合、式(5)のヒートバランス式を計算し表2の入力データを変更することになる。さらに最終的には本解析法で得られた効率向上度合いだけでなく δQ の温度レベルを考慮して回収サイクルは決定される。

5. 結 言

本論文では、ガスタービンと組合された多重圧形排熱回収ボイラを例にとって、新たな熱量をボトムリングサイクルに回収する場合の回収熱量の感度解析方法を提案した。この解析方法では、プラント性能に大きな影響を及ぼす排熱回収ボイラからの発生蒸気量を未知量としており、ピンチポイントを境界とする複数のヒ

ートバランス式を立てて、回収熱量と発生蒸気量の関係を感度行列で表すことを特徴としている。この感度行列は図1に示した入力変数を指定すると一意に決まり、感度行列の各成分を比較することにより発生蒸気量およびボトムリングサイクル性能を把握することができる。

この方法を再熱三重圧形排熱回収ボイラを有するボトムリングサイクルの種々の系統に対して回収熱量の感度解析を行い以下の結論を得た。

(1) ボトムリングサイクル効率は回収熱量に対して線形に変化する。

(2) ピンチポイントで区切られた同一ヒートバランス境界内の熱交換器であれば、いずれの熱交換器に熱回収しても回収熱量感度は同じであるが、高温部、中温部、低温部の順、すなわち排熱回収ボイラのより高温側に熱回収するほうが回収熱量感度は高い。

文 献

- (1) 森塚秀人, 機論, 52-484, B(1986), 4053-4060.
- (2) 森塚秀人, 機論, 52-484, B(1986), 4061-4067.
- (3) Horlock, J. H., *Trans. ASME, J. Eng. Gas Turbine Power*, 114(1992), 603-611.
- (4) Finckh, H. H., ほか1名, *Trans. ASME, J. Eng. Gas Turbine Power*, 114 (1992), 653-659.
- (5) 佐々木俊彦・ほか1名, 機論, 59-565, B(1993), 2660-2565.