

熱・電気複合ソーラーシステムの設計

(補助熱源を併設した実験設備のシミュレーション)

Design of Solar Total Energy System
(Simulation of Experimental Facility with Auxiliary Heater)澤 田 慎 治*
Shinji SAWATA田 中 忠 良*
Tadayoshi TANAKA谷 辰 夫**
Tatsuo TANI

Abstract

This paper describes the computer simulation programme developed for establishing the optimum design of solar total energy system with auxiliary heater and the characteristics of the experimental facility by using it. The experimental solar total energy system test facility of rated electric power capacity 15 kW and rated thermal supply capacity 45 kW has been developed and operated under various conditions.

This facility has three operating modes under solar radiation intensity and temperature conditions of the heat storage systems. Free operating mode is the combined mode of them. It has been found that free operating mode is the most useful point of view annual operating hours and electric output.

The improved system is also discussed in this paper. Comparing the improved system and the experimental facility with auxiliary heater at the same rating, there is a possibility that the amount of annual electric power generated by the former is about 1.6 ~ 2.2 times better than the one by the latter.

In order to add to 30 percentage of total energy by the auxiliary heater, the system can usefully use 90 percentage of absorbing solar energy under the solar radiation for design point.

Key Words : solar total energy system, solar thermal electric power system, Industrial process heat system, optimum design method

1. はじめに

筆者らは太陽エネルギー利用システムの1つとして熱・電気複合ソーラーシステムを提案し、技術的、経済的観点から研究を進めている。熱・電気複合ソーラーシステムとは、集熱した太陽エネルギーを負荷の要請に従って電力、工程熱あるいは冷暖房、給湯に利用する太陽エネルギーの多目的有効利用を図ったシステムである。

基礎研究の一環として熱・電気複合ソーラーシステム実験設備を設計製作した。このシステムは非集光固定形、集光追尾形の集熱装置、低温、高温の蓄熱器、蒸気タービン、フロンタービン発電機を備え、定格出力 15 kW の電力と 45 kW の工程熱 (200°C 飽和蒸気) を同時に供給できる。この実験設備はわが国の日射量などの環境条件を考慮して、3つの異なる運転モードを持っているなど、いくつかの新しい概念が導入されている。すでに、設備完成後4年間にわたり運転研究を続け、各種データを取得した。これらのデータ

は主としてシステム特性として報告されている。^{1),2),3)}

このシステムは、太陽エネルギーのみをエネルギー源にしているため、諸特性を定量的に評価するには好都合であるが、日射変動による供給エネルギーの安定性、集熱後の熱エネルギーの有効利用率などが十分とはいえず、必ずしもこのシステム構成が実用化につながるとはいえない。これらの課題を解決する1つの方法として、補助熱源の併設が考えられる。

本論文は、年間稼働率の向上、太陽エネルギーの有効利用を図るため補助熱源を併設した熱・電気複合ソーラーシステムの最適設計について検討したものである。すなわち、補助熱源を併設した熱・電気複合ソーラーシステムの日射などの環境条件に対するシステム各部の温度、年間エネルギー供給時間・量、補助熱源分担率、太陽エネルギー有効利用率などを求めるシス

* 電子技術総合研究所 主任研究官
Electrotechnical Lab. Senior Researcher

** 電子技術総合研究所 室長
Electrotechnical Lab. Section Chief

テムシミュレーションモデルを作成した。次いで、筆者らが開発した熱・電気複合ソーラーシステム実験設備にこのモデルを適用し、その妥当性を示すとともに、補助熱源を併設した熱・電気複合ソーラーシステムの最適設計に関する一検討結果を論述したものである。

2. 熱・電気複合ソーラーシステム実験設備

熱・電気複合ソーラーシステム実験設備は、規定の日射強度でシステムが熱平衡状態にあるとき、定格出力の電力と工程熱を同時に供給することができる。図1はシステム構成図である。

この設備は、表1に示すように、通常日射、低日射、スタンバイの3つの運転モードを有する。運転開始時刻の午前8時（太陽時）に、日射強度が1日中表1の設計点の日射強度を上廻ると予想されるときには、通常日射、スタンバイの各運転モードが可能である。通常日射運転モードでは、集熱部の図1の実線のルートで構成され、200°Cの工程熱用飽和蒸気、165

°Cの蒸気タービン発電機を駆動する蒸気を発生することができる。

ただし、当日の日射強度は設計点のそれを超えているが前日までの日射量が少なく、蓄熱器(U)、(T)の器内温度が低下しているという日が実際にはかなり多い。スタンバイ運転モードはこのときの運転モードで、両蓄熱器が規定温度210°C、170°Cより、50°C以上低いとき取られるモードである。図の一点鎖線のルートがこのモードであり、蓄熱器(U)、(T)への熱エネルギーの供給は通常日射運転モードと同様である。

低日射運転モードは、午前8時に日射強度が1日中表1の設計点の日射強度を下廻るが、日射変動が激しいと予想される日の運転モードである。図1の点線で示すルートがこの運転モードであり、高温、低温の各ループ共120°Cで集熱し、その熱エネルギーはフロンタービンの駆動と暖冷房、給湯用に使用される。

以上のように午前8時（太陽時）の日射強度と蓄熱器々内温度の条件によって、1日単位で3つの運転モ

表1 実験設備の運転条件

項目	設計日射強度 (法線面直達日射強度: 0.5 kW/m ² 傾斜面全天日射強度: 0.65 kW/m ²)		蓄熱器々内規定温度 (U): 210°C (T): 170°C		電気エネルギー		熱エネルギー	
	設計日射強度以上	設計日射強度以下	(U) > 160°C (T) > 120°C	(U) < 160°C (T) < 120°C	蒸気タービン (kW)	フロンタービン (kW)	工程熱 (kW)	暖冷房給湯用
通常日射	○	—	○	—	5	10	45	○
低日射	—	○	—	○	—	5	—	○
スタンバイ	○	—	—	—	—	5	—	○
フ リ ー	通常日射、低日射、スタンバイ各運転モードの組合せによる運転モード							

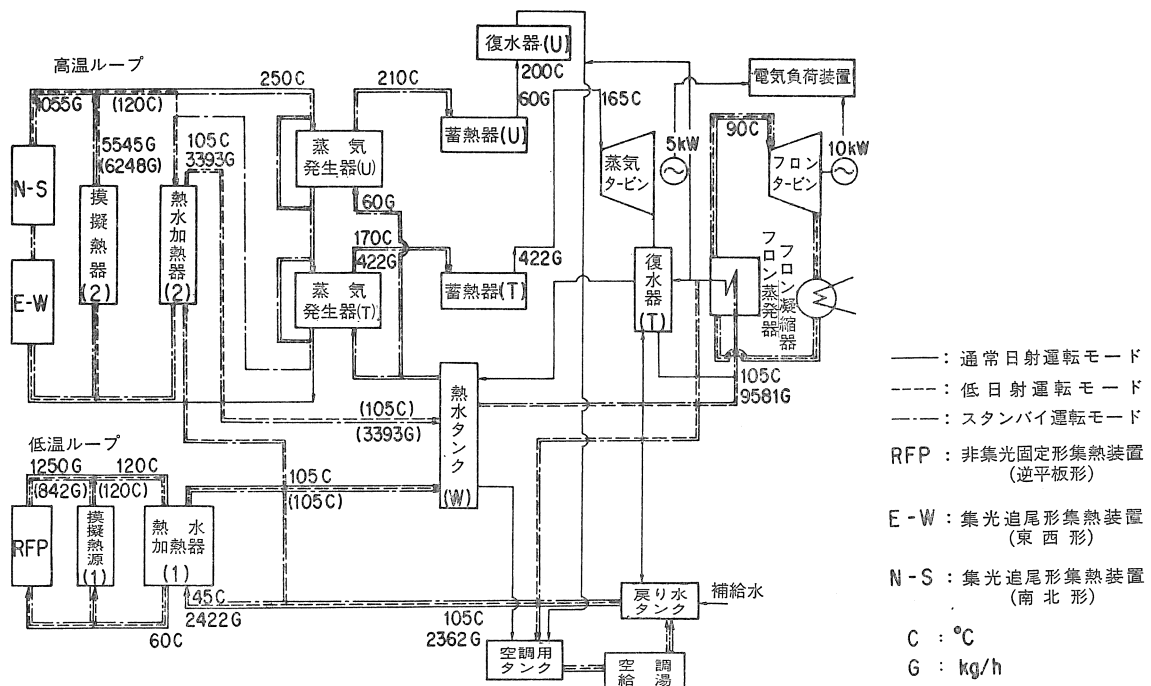


図1 実験設備の構成

ードで運転できる。フリー運転モードは、上記の2条件に合わせてこの3つの運転モードを組み合わせる運転モードである。

なお、通常日射運転モードでは定格出力15kWで作動するが、低日射、スタンバイの各運転モードでは熱エネルギーはフロンタービン発電機（このときの出力は5kW）の駆動と空調、給湯用に用いられる。また、模擬熱源は集熱装置の使用台数を低減させるためのもので、双方の集熱装置の出口温度に追従して熱エネルギーを供給する装置である。さらに、この実験設備は電力と工程熱が同時に供給可能であるが、一方のエネルギーを優先して供給することもできる。

なお、本論文ではタービン入口付近に補助熱源を併設したシステムを想定し、解析しており、そのシステム構成図については、次章に述べる。

3. 数学モデルと計算手順

図2は、数学モデルを作成するにあたって用いた、補助熱源が併設された通常日射運転モードのシステム構成図である。この図に従って、数学モデルを記述する^{4),5)}。

① Q_1 : 日射量

システムの入力となる1時間当りの日射量を Q_1 (kW/m^2) とする。集光追尾形集熱装置への日射量を $Q_{1,h}$ 、非集光固定形の集熱装置への日射量を $Q_{1,l}$ とすると、これらは次式で表わすことができる。なお、以下本論文では、添字 h は高温ループ、 l は低温ループの系統を表わすものとする。

$$\left. \begin{aligned} Q_{1,h} &= Id \\ Q_{1,l} &= Id \cos \delta \cos t + Ig(1 + \cos L)/2 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

ここで、 Id : 1時間当りの法線面直達日射量 (kW

$/\text{m}^2$)、 Ig : 1時間当りの水平面天空日射量 (kW/m^2)、 δ : 赤緯 (度)、 t : 時角 (度)、 L : 集熱装置設置地点の緯度 (度)

② Q_2 : 集熱量

高温、低温両ループにつながる蒸気発生器 (U)、熱水加熱器 (1) に供給される1時間当りの熱量を Q_2 (kW) とする。この値は、集熱装置で集められた集熱量から熱輸送部熱損失量を差し引いた熱量を示している。高温ループは、とい形放物面鏡による集光追尾形集熱装置 (南北形と東西形) から成っており、低温ループは逆平板形を主体にした非集光固定形集熱装置である。各ループの Q_2 を $Q_{2,h}$ 、 $Q_{2,l}$ とすると、これらの間に次式の関係がある。

$$\left. \begin{aligned} Q_{2,h} &= k_h \cdot NC_{NS} \cdot AC_{NS} \{a_h(Q_{1,h} \cdot \cos \delta) + b_h\} \\ &\quad + k_h \cdot NC_{EW} \cdot AC_{EW} \{a_h(Q_{1,h} \cdot Q_{2,EW}) \\ &\quad + b_h\} \\ Q_{2,l} &= k_l \cdot NC_{RFP} \cdot AC_{RFP} (a_l Q_{1,l} + b_l) \\ Q_{2,EW} &= \cos(L - \beta) \cos t + \sin(L - \beta) \sin \delta \\ \beta &= \tan^{-1} \frac{\sin L \cos \delta \cos t - \cos L \sin \delta}{\cos L \cos \delta \cos t + \sin L \sin \delta} \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

ここで、 k_h 、 k_l : 模擬熱源の併設による係数、 a_h 、 b_h : 高温ループの集熱部と熱輸送部の特性を表わす定数、 a_l 、 b_l : 低温ループの集熱部と熱輸送部の特性を表わす定数、 AC : 各集熱装置の集表面積 (m^2)、 NC : 各集熱装置の台数、また、(2)式の添字は集熱装置の種別を意味し、 NS は設置地点の緯度に固定した南北形のとい形放物面鏡である。 EW は東西形のとい形放物面鏡、 RFP は逆平板形を主体にした非集光固定形集熱装置である。

③ Q_3 : 蓄熱器への供給量

蓄熱器、熱水タンクに供給される1時間当りの熱量

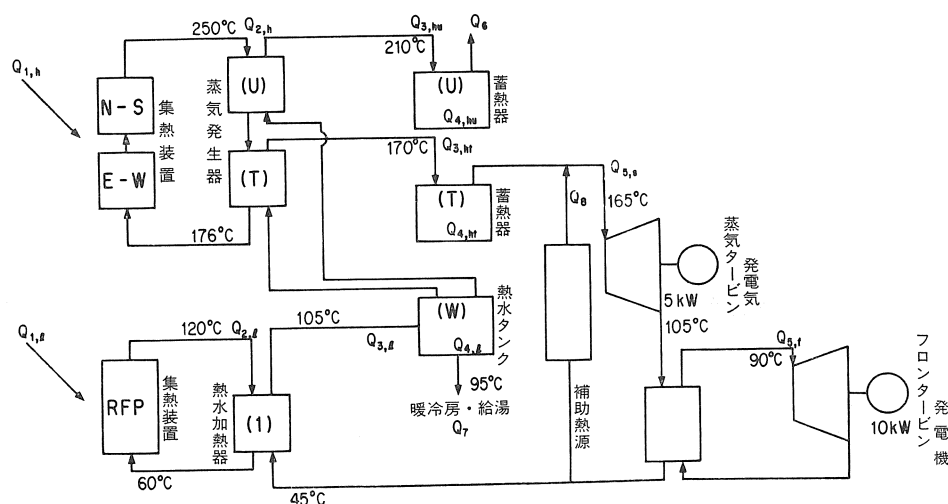


図2 単純化されたシステム構成 (通常日射運転モード)

を Q_3 (kW) とする。蓄熱器 (U), (T), 熱水タンク (W) に供給される熱量をそれぞれ $Q_{3,hu}$, $Q_{3,ht}$, $Q_{3,l}$ とするとこれらの値は次式で表わされる。添字 u, t は、蒸気発生器と蓄熱器 (U), (T) に関することを意味する。

$$\left. \begin{aligned} Q_{3,hu} &= k_{hu} \cdot DT_u \cdot Q_{2,h} \\ Q_{3,ht} &= k_{ht} \cdot DT_t \cdot Q_{2,h} \\ Q_{3,l} &= k_l \cdot Q_{2,l} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (3)$$

ここで、 k_{hu} , k_{ht} : 高温ループの蒸気発生器 (U), (T) の熱交換係数, k_l : 低温ループの熱水加熱器 (I) の熱交換係数, DT_u , DT_t : 熱水タンク (W) から蒸気発生器 (U), (T) へ供給される熱量の割合

④ Q_4 : 蓄熱量

1時間当りの蓄熱量を Q_4 (kW) とし、蓄熱器 (U), (T), 熱水タンク (W) の蓄熱量をそれぞれ $Q_{4,hu}$, $Q_{4,ht}$, $Q_{4,l}$ とする。これらの熱バランスは次式となる。

$$\left. \begin{aligned} Q_{4,hu} &= Q_{4,hu(old)} + Q_{3,hu} - Q_6 - U_u S_u (T_u - T_a) \\ Q_{4,ht} &= Q_{4,ht(old)} + Q_{3,ht} - Q_E - U_t S_t (T_t - T_a) \\ Q_{4,l} &= Q_{4,l(old)} + Q_{3,l} - (Q_{3,hu} + Q_{3,ht}) \\ &\quad + k_{hu} \cdot Q_{2,h} + k_{ht} \cdot Q_{2,h} - U_w S_w (T_w - T_a) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (4)$$

ここで、 Q_6 : 1時間当りの工程熱の供給量 (kW), Q_E : 1時間当りの両タービンの駆動に必要な熱量 (kW), U, S : 蓄熱器 (U), (T), 熱水タンク (W) の全熱損失係数 ($\text{kW}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$) と表面積 (m^2), T : 蓄熱器 (U), (T), 熱水タンク (W) の器内温度 ($^\circ\text{C}$), T_a : 外気温度 ($^\circ\text{C}$), 添字 (*old*) はその時刻より1時間前の熱量を, u, t, w はそれぞれ蓄熱器 (U), (T), 熱水タンク (W) を意味する。

一方、器内温度 T の算出は、蓄熱器、熱水タンクのエネルギーバランス式より求めることができる⁶⁾。蓄熱器 (U) の器内温度 T_u は、

$$mC_p V_u \frac{dT_u}{dt} = Q_{4,hu} - Q_6 - U_u S_u (T_u - T_a) \dots\dots\dots (5)$$

(5) 式を解く。今、単位時間当りの蓄熱器表面からの熱損失が蓄熱器の蓄熱量に比べ十分小さければ、すなわち、 $\frac{U_u S_u \Delta t}{mC_p V_u} \ll 1$ であれば、

$$T_u = T_{(old)} + \frac{\Delta t}{V_u m C_p} [Q_{4,hu} - Q_6 - U_u S_u (T_{(old)} - T)] \dots\dots\dots (6)$$

となる。ここで、 m : 蓄熱媒体の密度 (kg/m^3), C_p : 蓄熱媒体の比熱 ($\text{kWh}/\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}$), V_u : 蓄熱器 (U) の体積 (m^3), $T_{(old)}$: この時刻より1時間前の T_u の温度 ($^\circ\text{C}$), Δt : 単位時間 (h)

⑤ Q_5 : タービン発電機への熱量

タービン発電機への1時間当りの熱量を Q_5 (kW) とし、蒸気タービン発電機、フロンタービン発電機の駆動に必要な熱量を $Q_{5,s}$, $Q_{5,f}$ とするとこれらは次式となる。

$$Q_{5,s} = \frac{PR_s}{\eta_s} \quad Q_{5,f} = \frac{PR_f}{\eta_f} \dots\dots\dots (7)$$

また、

$$Q_{sout} = Q_{5,s} (1 + \eta_s) \dots\dots\dots (8)$$

とすれば、両タービン発電機を同時に駆動するに必要な1時間当りの Q_E は次式で求められる。すなわち、 $Q_{5,f}$ に必要な熱量が Q_{sout} を下廻るシステム構成では、

$$Q_E = Q_{5,s} \dots\dots\dots (9)$$

$Q_{5,f}$ が Q_{sout} を上廻るシステム構成であれば、

$$Q_E = Q_{5,s} + Q_{5,f} - Q_{sout} = Q_{5,f} + \eta_s \cdot Q_{5,s} \dots\dots (10)$$

となる。ここで、 PR : タービン発電機の容量 (kW), η : タービン発電機効率、添字 s, f はそれぞれ蒸気タービン発電機、フロンタービン発電機を表わす。

⑥ Q_6 : 工程熱

工程熱として供給する1時間当りの熱量で 200°C の飽和蒸気 45 kW である。1時間当り 45 kW の熱量を供給した後も、蓄熱器 (U) 器内温度が 200°C 以上のとき供給する。

⑦ Q_7 : 暖冷房、給湯用の熱量

熱水タンク (W) の器内温度が 95°C 以上であれば、 95°C になるまで暖冷房、給湯用の熱エネルギーとして供給する。

⑧ Q_8 : 補助熱源からの熱量

タービン発電機への熱量 Q_5 , 工程熱 Q_6 を蓄熱器 (T), (U) のみの熱量で供給できない場合にその不足分を補う補助熱源からの熱量である。

計算の流れを図3に示す。また、通常日射運転モードのシミュレーション概要を図4に示す。午前7時から8時までの日射量と蓄熱器々内温度を判定して通常日射、低日射、スタンバイの各運転モードから1つのモードを選択する。発電の条件(蓄熱器(T)から各モードの定格出力に必要な熱エネルギーを蒸気タービン、フロンタービンに対してそれぞれ 165°C , 90°C 以上の温度で供給可能か否か)と工程熱の条件(蓄熱器(U)から定格出力に必要な熱エネルギーを 200°C 以上の温度で供給可能か否か)が満たされれば、電力と工程熱の供給が行われる⁷⁾。一方、これらの条件が

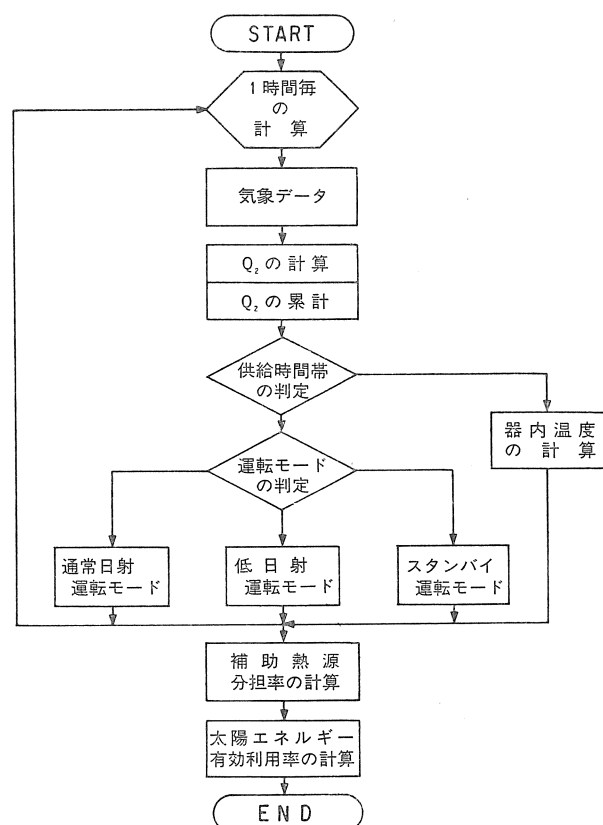


図3 全体のフローチャート

満たされない場合には、一定の制約条件の下で補助熱源を働かせ、補助熱源の助けを借りてシステムを駆動する。なお、各運転モードについてどちらか一方を供給することも可能であり、電気負荷優先、熱負荷優先モードと名づけている。さらに、熱水タンク(W)の器内温度が95°C以上であれば、95°Cになるまで暖冷房、給湯用の熱エネルギーを供給できる。

これらの計算は、1時から24時まで1時間ごとの日射データなど気象データに基づいて繰り返される。数学モデルの妥当性を検討する際の気象データは、筑波第2研究センターにおける実測データであり、年間のシミュレーションでは、HASP標準気象データ(東京)を用いている。

4. 結果と考察

前章のプログラムの妥当性を検討するため、実験設備各部の特性と計算結果を比較した。図5は昭和57年8月31日から9月2日までの連続する3日間の実験設備の各部特性である。実験設備は通常日射運転モードでしかも電気負荷優先モードで運転されている。図6は図5に対応した計算結果であり、8月31日午前8時

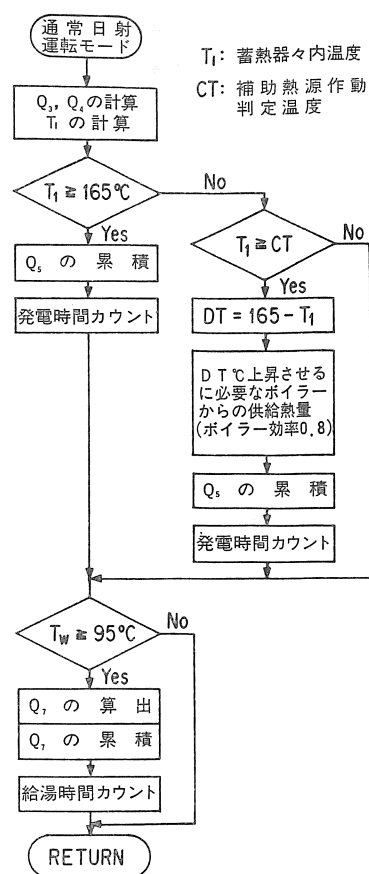


図4 フローチャート(通常日射運転モード, 電気負荷優先)

の各部の値を初期値として計算してある。両図の発電時間帯はほぼ一致している。ただ、図5では、図2の蒸気発生器(U)を通して蓄熱器(U)に至るルートのカットして計算しているため、蓄熱器(U)の器内温度の特性は図6のそれと若干の違いが生じている⁸⁾。また、低日射運転、フリー運転両モードの計算結果も実験結果とほぼ一致している^{4), 5)}。これらの結果から、数学モデルと計算手法は、実験設備の特性をほぼシミュレートしており、解析に使用することが妥当であるといえる。

なお、実験設備構成要素機器を表わす入力データとしての各種集熱装置の集光面積、蓄熱器、熱水タンクの容積、蒸気タービン、フロンタービンの各発電機の発電効率 η_s , η_f などは設計値を用いた。例えば、 η_s , η_f の値はそれぞれ0.048, 0.068である。また、 $Q_{2,h}$, $Q_{2,l}$ は実験データに基づき、集熱装置の単位時間単位面積当り次式とした^{1), 9) 10)}。

$$\left. \begin{aligned} Q_{2,h} &= 0.60 Q_{1,h} - 0.20 \\ Q_{2,l} &= 0.45 Q_{1,h} - 0.20 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (11)$$

さらに、 $U_u = U_t = U_w = 0.005 \text{ kW/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ である、(11)式は集熱部と熱輸送部を含めた実験設備の高

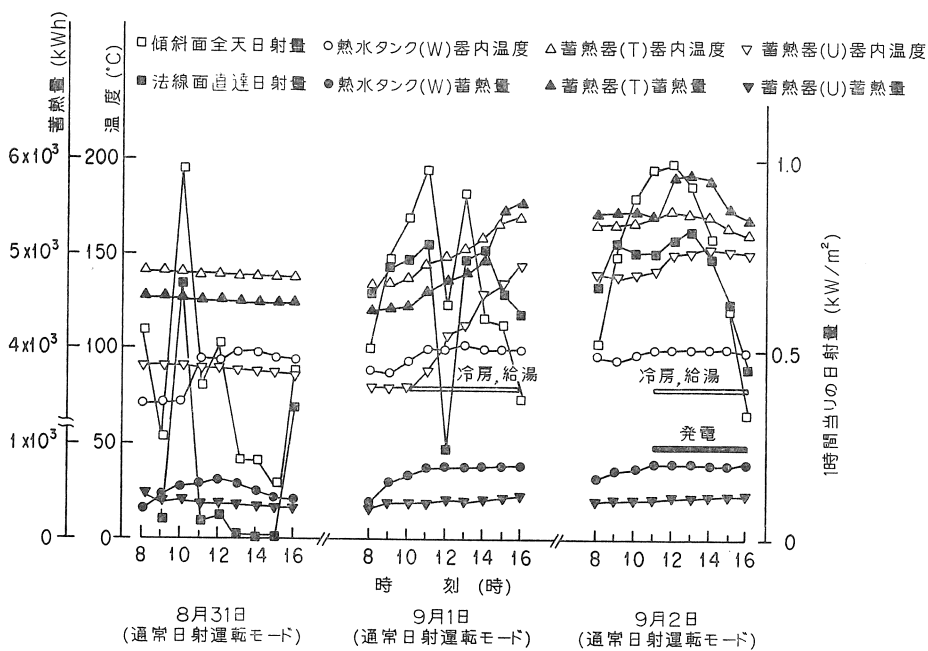


図5 通常日射運転モードの実験結果例

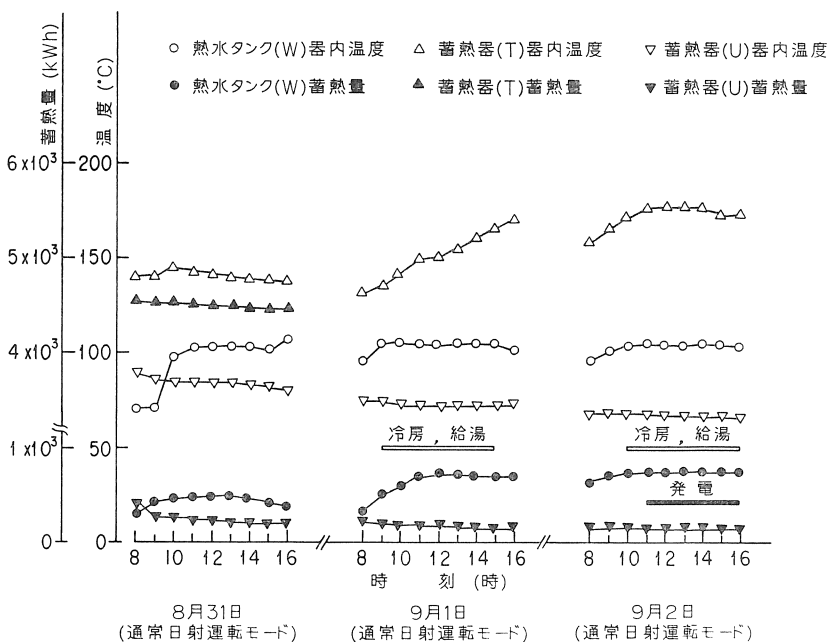


図6 通常日射運転モードの計算結果例

温, 低温各ループ全体の特性を表わす式である。(11)式より集熱部の特性を分離する。集光追尾形集熱装置, 非集光固定形集熱装置の単位時間・単位面積当たりの集熱量をそれぞれ $Q_{2,h(c)}$, $Q_{2,l(c)}$ (kW) とすると, 実験データに基づいて,

$$\left. \begin{aligned} Q_{2,h(c)} &= 0.60 Q_{1,h} - 0.10 \\ Q_{2,l(c)} &= 0.45 Q_{1,l} - 0.10 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (12)$$

となる。

この実験設備の設計点である法線面直達日射度が 0.5 kW/m^2 , 傾斜面全天日射強度が 0.65 kW/m^2 のとき, (11), (12) 式より, 高温ループの集光追尾形

集熱装置の集熱効率, 熱輸送効率を求めると各々40%, 50%であり, 高温ループ全体の効率は20%となる。一方, 低温ループの非集光固定形集熱装置の集熱効率, 熱輸送効率は各々29.6%, 48%で, 低温ループ全体の効率は14.2%となる。

補助熱源を併設した実験設備の解析を進めると同時に, 改善システムについて検討した。改善システムとは, 本設備の低温, 高温各ループの特性並びに各蓄熱器の全熱損失係数 U の値を向上させたシステムである。筆者らは, 低温, 高温各ループの特性向上のための検討を加え, 改善策を実行した¹¹⁾。低温ループについては, 集熱器を並列接続から直並列グループ接続に変更することにより, 日平均のループ全体の効率を61%改善できた^{12), 13)}。また, 高温ループについては, すべての集熱装置を東西形に配置し配管ルートを短縮すれば, 熱輸送部の効率を50%程度改善できることがわかった¹⁾。さらに集熱部については, 反射鏡面の反射率, 追尾精度, ガラス表面反射防止加工を施すことにより現状の効率を10%程度向上させることが可能である。

一方, 蓄熱器の断熱施工, 支持架台の改善を計ることにより, 熱損失の大幅な低減が見込めることもわかった。

以上のことより, 改善後の高温, 低温ループの特性は(11)式, (12)式にならって, 次のように表示できるとする。

$$\left. \begin{aligned} Q_{2,h} &= 0.63 Q_{1,h} - 0.15 \\ Q_{2,l} &= 0.48 Q_{1,l} - 0.15 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (13)$$

$$\left. \begin{aligned} Q_{2,h(c)} &= 0.63 Q_{1,h} - 0.10 \\ Q_{2,l(c)} &= 0.48 Q_{1,l} - 0.10 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (14)$$

両式の, 設計基準日射強度における特性は, 高温ル

ープについては、集熱効率が40%から43%に、熱輸送効率が50%から76.7%に改善されることになる。従って改善システムは、高温、低温各ループの特性が(13)式、(14)式に従い、しかも各々の蓄熱器の全熱損失係数 U の値が0.005から0.002 kW/m²・°Cに改善させたシステムである。

なお、実験設備は、フロンタービン発電機の出力が通常日射運転モードのとき定格出力の10 kW、低日射、スタンバイの両運転モードのとき5 kWで運転したが、各運転モードとも定格出力10 kWで駆動する方が好ましいことが先の解析結果から判明した¹⁴⁾。従って、本論文では、各運転モードともフロンタービン発電機の出力は、定格出力の10 kWとして解析を進めた。

図7は補助熱源分担率に対する年間発電量(kWh/年)の関係である。ここで、補助熱源分担率とは年間の全エネルギー供給量に占める補助熱源からのエネルギー供給量の割合であり、 $100 Q_8 / (Q_5 + Q_6 + Q_7)$ (%)で表わされる。図は電気負荷優先モードにおける通常日射、低日射、フリーの各運転モードの結果である。図の太実線は実験設備の3つの運転モードの特性であり、年間発電量は通常日射、低日射、フリー運転モードの順に多くなっている。また、現状の実験設備を年間を通して通常日射運転モードで運転すると、年間発電量は6,300 kWh/年(年間発電時間420時間)に過ぎないが、補助熱源を導入することにより、この量が大幅に上昇することがわかる。例えば、補助熱源分担率が30%のとき2.6倍の16,250 kWh/年(年間発電時間約1,200時間)となる。さらに、同図の細実線は改善システムの特性であり、特性を改善することによって年間発電量が2倍程度上昇することがわかる。中でも、その日の日射条件によって、1日単位で3つの運転モードを選択しながら運転するフリー運転モードによれば、さらに効果的であることがわかる。

図8は、補助熱源分担率に対する太陽エネルギー有効利用率の関係である。ここで太陽エネルギー有効利用率とは、集熱した太陽エネルギーを有効に利用した割合で、 $100 (Q_5 + Q_6 + Q_7 + Q_8) / Q_2$ (%)で表わされる。図は電気負荷優先モードにおける3つの運転モードの結果である。最も有効利用率が高い運転モードはフリー運転モードであり、低日射、通常運転モードの順となる。現状の実験設備の太陽エネルギー有効利用率は44%と低いが、補助熱源を導入

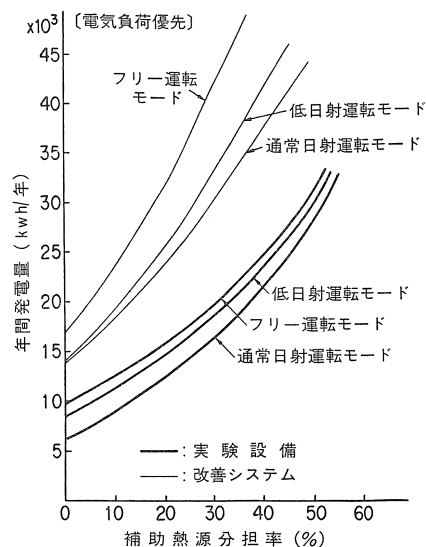


図7 補助熱源分担率に対する年間発電量の関係(電気負荷優先)

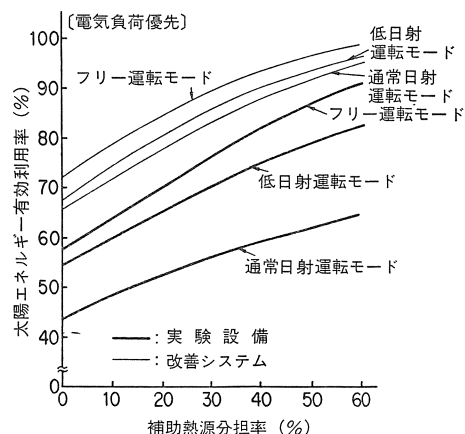


図8 補助熱源分担率に対する太陽エネルギー有効利用率の関係(電気負荷優先)

することによってこの値を上昇させることができる。例えば、補助熱源分担率が30%のとき、この値が60%近くに上昇する。さらにフリー運転モードの太陽エネルギー有効利用率は通常日射運転モードのそれに比べ

表2 実験設備の計算結果(補助熱源分担率0, 30%)

項目		モード		通常日射運転		低日射運転		フリー運転	
タービン発電機 (kW)	蒸 気 フ ロ ン	5							
		10							
補助熱源分担率 (%)		0	30	0	30	0	30		
年間発電時間 (時間/年)	実 験 設 備	420	1,180	885	1,797	863	1,800		
	改善システム	940	1,960	1,405	3,300	1,414	2,860		
年間発電量 (kWh/年)	実 験 設 備	6,300	16,700	8,850	17,970	9,530	27,000		
	改善システム	14,100	29,400	14,050	33,000	16,881	42,900		
暖冷房・給湯用 熱エネルギー供 給時間 (時間/年)	実 験 設 備	1,186	1,113	1,560	1,685	1,305	1,423		
	改善システム	2,153	2,108	2,354	2,414	2,312	2,336		
太陽エネルギー 有効利用率 (%)	実 験 設 備	43.5	58.0	54.0	68.5	57.5	79.5		
	改善システム	68.0	82.5	67.7	78.0	72.5	89.5		

て良好で、フリー運転モードでシステムを動作させることが有効であることを示している。また、改善システムの太陽エネルギー有効利用率は高く、90%程度となる。

表2は補助熱源分担率が0%（現状の実験設備）、30%のときの諸特性をまとめたものである。なお、単位時間当りの暖冷房、給湯用熱エネルギー供給量の平均値は103kWである。

5. 論 論

本論文で明らかになった事項は、次の通りである。

(1) 熱・電気複合ソーラーシステム実験設備をシミュレートする数学モデルと計算手法は妥当である。

(2) 連続する1年間のHASP標準気象データ（東京）を用いて、熱・電気複合ソーラーシステム実験設備の諸特性を求めた。その結果、年間発電量、太陽エネルギー有効利用率の最も良好な運転は、1年間を通してフリー運転モード（日射条件と蓄熱器々内温度によって1日単位で通常日射、低日射、スタンバイ運転モードを組み合わせる運転モード）で運転することであり、低日射、通常日射運転モードがそれに続くことがわかった。

(3) 補助熱源を導入することにより、太陽エネルギー有効利用率、年間発電量ともに増加することがわかった。

(4) 改善システムは、設計基準日射強度において、高温、低温各ループ全体の効率を現状に比べそれぞれ65、75%改善し、蓄熱器表面からの熱損失量を60%低減させたシステムである。改善システムは実験設備に比べ、年間発電量が1.6~2.2倍増加し、太陽エネルギー有効利用率が25%~56%上昇する。また、最も好ましい運転モードはフリー運転モードであり、補助熱源の導入の有効性も確認された。

(5) 熱・電気複合ソーラーシステム実験設備を改善システムのように改善し、フリー運転モードで運転することが、年間発電量、太陽エネルギー有効利用率の向上の面から望ましい。このとき、太陽エネルギー有効利用率を90%以上にするには、30%の補助熱源分担率を目安にすれば良いことがわかった。

本論文をまとめるにあたり、種々討論頂いた当所エネルギー部太陽エネルギー研究室の方々に深謝する次第である。

参 考 文 献

- 1) 田中他；熱・電気複合ソーラーシステムの開発（第1報 実験設備の構成と基礎特性），電気学会論文誌 104-B 8号 p.33~40，（昭59年8月）
- 2) 田中他；熱・電気複合ソーラーシステムの開発（第2報 実験設備の電気負荷優先モードにおける運転特性），電気学会論文誌 104-B 8号 p.41~48，（昭59年8月）
- 3) 田中，津田，谷；熱・電気複合ソーラーシステムの開発（電気負荷優先モードにおける実験結果），電気学会論文誌 105-B 6号 p.17~24，（昭60年6月）
- 4) 沢田，田中，谷；熱・電気複合ソーラーシステムの解析，電気学会研究会 SPC-86-73，ESC-86-12，（昭61年9月）
- 5) 谷他；熱・電気ソーラーシステムの解析，日本太陽エネルギー学会第11回研究発表会，48号 p.189~192，（昭60年12月）
- 6) 谷；熱・電気複合ソーラーシステムに関する一考察，電気学会論文誌 103-B 3号 p.9~16，（昭58年3月）
- 7) 谷；熱・電気複合ソーラーシステムの最適容量の考察，電気学会論文誌 104-B 1号 p.9~16，（昭59年1月）
- 8) 谷他；熱・電気複合ソーラーシステムの特性，昭和61年電気学会全国大会 1202（昭61年4月）
- 9) 田中他；熱・電気複合ソーラーシステムにおける蓄熱特性について，電気学会新・省エネルギー研究会 ESC-82-3 p.23~24，（昭57年2月）
- 10) 津田他；熱・電気複合ソーラーシステムにおける集熱系制御，日本太陽エネルギー学会第8回研究発表会 46 p.184，（昭57年11月）
- 11) 谷，池田，田中；太陽熱利用システムにおけるエネルギー輸送の考察と提言，電総研彙報 50巻 第1号 p.1，（昭61年1月）
- 12) 田中他；熱・電気複合ソーラーシステムの開発（配管部改造によるシステム特性への影響），電気学会論文誌投稿中
- 13) 津田他；配管系の集熱特性に及ぼす影響，日本太陽エネルギー学会第10回研究発表会 43，（昭59年12月）
- 14) 谷他；熱・電気複合ソーラーシステムの設計（実験設備のシミュレーション），電気学会論文誌投稿中

（昭和61年10月29日 原稿受理）