

# 表面集熱式ソーラーポンドおよびボアホール型 地中蓄熱との併用プラントに関する研究

## STUDY ON THE FLOATING COLLECTOR TYPE SOLAR POND - BOREHOLE UNDERGROUND STORAGE LAYER PLANT

多賀正夫\*<sup>1</sup>  
Masao TAGA

藤本欽也\*<sup>2</sup>  
Kinya FUJIMOTO

### Abstract

Performance of the floating collector type solar pond was researched in indoor tests and calculations for the data of design were conducted using simulation models. The water surface of the pond was insulated by black board on which solar energy was collected and pond water circulated through the perforated pipe on the black board. Optimum conditions for the design were concluded as being the following: (1) Pitch of the water jets on the black collector board through the perforated pipes is 390 mm. (2) Flow rate of the water circulation on the collector is  $50 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{h}$ . (3) Irradiance for the onset of pumping is greater than  $500 \text{ W/m}^2$ . (4) Depth of storage water layer is 6 m. (5) Thickness of the insulator on the pond is 10~20 cm. (6) Surface area of the pond is more than  $100 \text{ m}^2$ . The solar pond can be utilized effectively in combination with the borehole type underground storage layer. The storage energy utilized for heating in winter is about 21.7% of annual solar energy.

**Key words**: Solar energy, Solar pond, Seasonal heat storage, Nonsalt solar pond

### 1. 緒言

著者らが1993年より実地試験を実施している表面集熱式ソーラーポンド (F. C. S. P.)<sup>(1), (2)</sup>は、通常の塩水濃度勾配型と異なり、蓄熱水をポンド水面に浮かべた特殊な集熱コレクターに強制循環させて温水を得るもので、無塩型ソーラーポンド<sup>(3), (4)</sup>の一種である。このF. C. S. P.は、従来の塩水濃度勾配型と比較して、集熱性能は良好であるが、断熱性能が劣り、季節蓄熱が困難である。そこで、本研究では、その性能を向上させ、実用性を高めるため、まず、屋内シミュレーターによる模型実験と、集熱コレクター内流れの可視化実験によって、集熱性能の実験的解明を行った。また、改良型のモデルポンドを想定し、複合伝熱シミュレーションによって理想的設計条件を探った。さら

原稿受付 平成7年5月19日

\*1 会員, 近畿大学理工学部 (〒577 東大阪市小若江3-4-1)

\*2 会員, 日立造船㈱ (〒554 大阪市此花区西九条5-3-28)

に、夏期に、F. C. S. P.で集熱した温水をポンドの地下に設けたボアホール型土壌蓄熱層に蓄熱して、冬期に、暖房用熱源として用いる季節蓄熱システムを有するソーラーポンドを提案し、その有効性を三次元性能シミュレーションによって確認した。

### 2. 屋内シミュレーターによる模型実験

#### 2. 1 実験装置および方法

屋内シミュレーターは、図1に示すように、太陽光に近いスペクトル分布を持つメタルハライドランプ (東芝製DR400/T(L)型) 24個を照射面で光強度が均一になるように配置し、ランプで発生する熱はファンで室外に排出している。発生する赤外光成分は、中間に設置した白ガラス板で吸収させ、その吸収によるガラス板の温度上昇は、ファンによる送風で抑えている。実際の太陽光では、入射角度が時々刻々と変化するが、ソーラーポンドは比較的長期の蓄熱装置であるので、このような固定式の装置で、積算照射

エネルギー量を実際の日射量に近似させて、実験を行った。

図2に和歌山県湯浅町で行った屋外実験用表面集熱式ソーラーポンド<sup>(1),(2)</sup>の供試模型を示す。図中の各部寸法を表1に示す。Dの間隔の部分が集熱した温水の蓄熱槽である。その蓄熱槽上部には、局所図に示すような断熱空気層ブロック構造の黒色板を沈め、その上に、Pのピッチで直径d<sub>1</sub>の噴出孔を有する穴あきパイプ1本を配置している。ランプからの入射光は、まず、l<sub>4</sub>の間隔の透明二重フィルム(三菱モンサント製シクスライトクリーン)のカバーおよび水面の蒸発防止用フィルムを透過した後、黒色板に吸収され、熱エネルギーに変換される。図1に示すように、蓄熱水はポンド底部からポンプで汲み上げられ、穴あきパイプからこの黒色板上を水平に流動する。黒色板の熱を吸収して温度の上昇したポンド水は、黒色板の端部に設けたスリットから蓄熱水槽に流下し、この一連の集熱サイクルにより蓄熱される。モデルポンド集熱部の厚さは、屋外実験ポンドの約1/2である。また、屋外ポンドは10m×10mの広さの表面積を有するが、モデルでは、穴あきパイプの噴出孔1個当たりの集熱領域を試験範囲としている。

実験は、集熱コレクターの性能におよぼす穴あきパイプのピッチPおよび、循環水の単位集熱面積当た

りの流量m<sub>c</sub>の影響を調べることを目的として行った。従って、実際の気象条件をシミュレートした周期的な点灯、消灯は行っていない。集熱効率および放熱係数は、それぞれ、点灯時および消灯時における5時間毎の測定値から算出した。図1中の×印は温度測定点を示す。温度測定はK.T.C.熱電対を用い、測定データはデータロガーを介してパソコンに収録した。蓄熱槽内での温度が均一であるとする、ポンドの熱バランスは、次式で表される。

$$\eta_i \cdot H \cdot F_p - K \cdot (\theta_p - \theta_a) \cdot F_p = G_p \cdot C_w \cdot \Delta \theta_p / \Delta t \quad (1)$$

(1)式で、左辺第1項は入射エネルギー、第2項は放熱量で、その差の右辺は、温度上昇熱量(集熱量)である。従って、

$$\eta_c = (\text{集熱量}) / (\text{日射量}) = (G_p \cdot C_w \cdot \Delta \theta_p / \Delta t) / (H \cdot F_p) = \eta_i - K \cdot (\theta_p - \theta_a) / H \quad (2)$$

で表せる。ポンドの性能は、このη<sub>c</sub>と、上式右辺中に含まれる見かけの光学効率η<sub>i</sub>および放熱係数Kの値を評価することによって解明できる。

### 2.2 模型実験の結果

模型実験は表2のモデルNo.1～No.4に示す循環流量m<sub>c</sub>およびピッチP<sub>1</sub>、P<sub>2</sub>の4種類の条件で行った。

表1 模型実験における各部寸法：(mm)

W	V	D	l <sub>1</sub>	l <sub>2</sub>	l <sub>3</sub>	l <sub>4</sub>	l <sub>5</sub>	d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	P <sub>1</sub> (寸' #No.1,2)	P <sub>2</sub> (寸' #No.3,4)
585	280	293	6.8	50	360	100	3.9	φ0.5	φ10	585	195

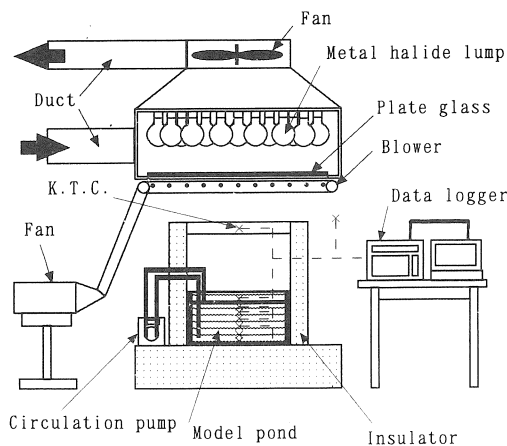


図1 屋内模型実験装置

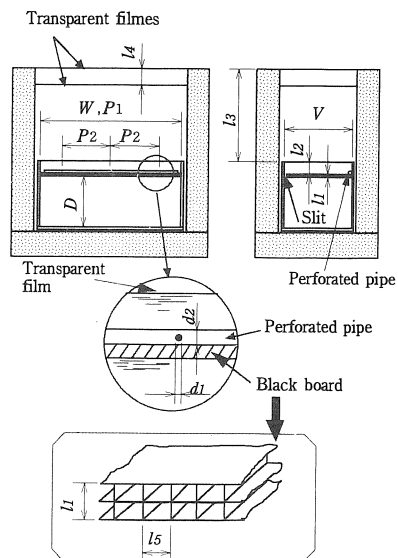


図2 模型ポンド

表2 実験条件および結果

Model	$m_c$	$P_1, P_2$	$\eta_i$	$K_{day}$	$K_{mean}$	$\theta_{pmax}$	$\theta_{pmin}$
	kg/m <sup>2</sup> ·h	mm	%	W/m <sup>2</sup> ·K	W/m <sup>2</sup> ·K	°C	°C
Field test	42	1170	57	4.06	4.52	52.5	17
Model No. 1	40	585	63	3.71	4.02	60	19.5
Model No. 2	120	585	77	4.99	4.66	61.5	20.5
Model No. 3	40	195	65	3.14	3.74	63	21.5
Model No. 4	120	195	60	1.74	3.04	67	22.5

模型実験の相似性を確認するために、実地試験およびこれと相似の条件であるモデルNo.1の模型実験で得られた集熱効率の実測値を図3に示す。図中に示した近似線の破線と実線は式(2)の関係を表しているので、その傾きの値から集熱時の放熱係数 $K_{day}$ が求まり、縦軸での切片の値から光学効率 $\eta_i$ が求まる。ただし、模型ポンド集熱部の断熱層厚さは、屋外ポンドの約1/2であるので、放熱係数 $K$ の値は実地試験の場合の約2倍である。従って、模型実験の結果は、横軸に $2 \cdot (\theta_p - \theta_a) / H$ をとって整理し、実験線の傾きが実際の放熱係数を表すようにした。その結果、両直線の勾配は、ほぼ一致した。また、幾何学的寸法に支配されない $\eta_i$ の値は、模型と屋外ポンドとが全く同一の材料であるので、ほぼ同一となるべきである。しかし、この図によって $\eta_i$ を求めると、実地試験の場合には0.57であり、模型実験の0.63よりも小さい値となる。この理由は、実地試験では、屋根部膜材の劣化、ポンド水の汚れ等による光透過率の低下が生じたためである。もし、模型でも厳密に同一条件で実験すれば、両者はさらに良く一致するものと考えられる。従って、模型実験と実地試験との相似性が確認できた。

表2に実地試験と模型実験で行った4種類のモデルでの実験結果の性能値を示す。光学効率 $\eta_i$ および放熱係数 $K_{day}$ の値は、それぞれ、図3のように整理した場合の各平均実験近似線から求めた。なお、消灯時には、ポンド水が循環していないので、いずれのモデルの場合も、放熱係数の値は、ほぼ一定で、 $K_{night} = 4.33 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ であった。表2中の $K_{mean}$ は $K_{night}$ と $K_{day}$ との平均値である。4種類の実験結果のみで、ポンド性能におよぼすピッチ $P$ 、循環流量 $m_c$ の影響を定量的に評価することはできないが、表2の結果から判断される事項を以下に述べる。小流量(No.1, No.3)の場合には、ピッチ $P$ を小さくすると、 $\eta_i$ の値は僅かに上昇し、 $K_{day}$ の値は減少する。大流量(No.2, No.4)の場合には、ピッチを小さくすると、 $\eta_i$ の値は17%減少するのみであるが、 $K_{day}$ の値は65%も減少する。また、 $K_{day}$ の値はピッチの影響を大きく受け、ピッチの大きいNo.2の場合、 $K_{day}$ の値が著しく

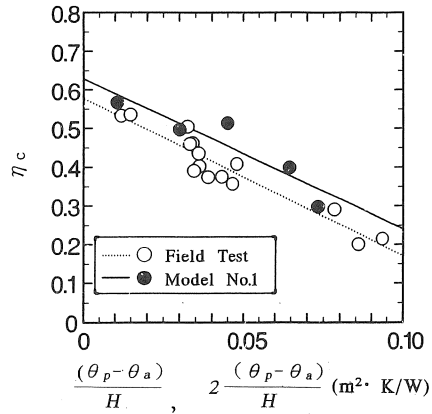


図3 集熱効率 $\eta_c$ の実地試験と模型実験の結果の比較

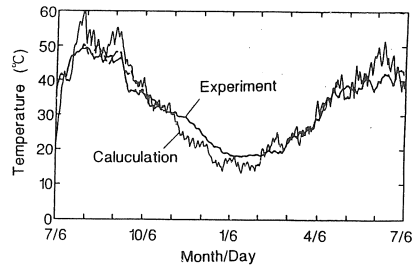


図4 ポンド水温の簡易計算結果

大きい。従って、この場合のみは、 $K_{day}$ の値が平均の $K_{mean}$ を上回る値となる。ポンド水温は、夜間には、 $K_{night}$ の値に支配されて決まる。従って、 $K_{day}$ と $K_{night}$ の平均値の $K_{mean}$ の値で、式(1)を用いて、ポンド水温を近似的に計算できる。図4に実地試験を行った和歌山県湯浅町での1992~3年における気象条件の日射量 $H$ 、外気温 $\theta_a$ を用いて、初期値の1992年7月6日のポンド水温 $=20^\circ\text{C}$ から、式(1)によって1時間刻みで温度上昇 $\Delta\theta_p$ を算出して、年間のポンド水温 $\theta_p$ を計算した結果を示す。図示のように、計算結果は実験結果<sup>(1),(2)</sup>と比較的によく一致している。また、図5に図4と同様の計算で、各種の $\eta_i$ および $K_{mean}$ の値について、1年間にわたって算出した $\theta_p$ の月平均値の最高温度と最低温度を示す。表2中に示

したpond水温の $\theta_{p,max}$ および $\theta_{p,min}$ の値は、それぞれのモデルでの $\eta_i$ および $K_{mean}$ で計算した年間の最高および最低温度である。表示のように、モデルNo.4では、 $\eta_i$ の値がモデルNo.1より2%低い、 $K_{day}$ の値がモデルNo.1の1/2以下であるため、pond水温は、かなり高くなっている。従って、実地試験の構造のpondで、ピッチを模型実験の場合の195mmの2倍の390mmとし、循環流量を3倍とすれば、かなりの性能向上が期待される。また、構造を大幅に変更して、集熱コレクターの下部に、断熱材を付加したり、ピッチをより小さくすれば、性能はさらに向上すると考えられる。しかし、実用上は、断熱材を付加すると、建設費が高くなり、循環流量を増加させると、運転費が増加するので、最適設計のためには、コスト計算も必要である。

模型実験の結果が示した集熱及び断熱特性を流動現象から解明する目的で、図2とほぼ同様のモデルpondを別途、作製し、噴出水に色素を混入する可視化実験を行い、集熱コレクター面上での流動状態および色素の混合状態を観察した。図6はモデルNo.1に相当する場合で、流量 $40 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{h}$ で、色素注入60秒後の写真である。写真のように、噴出流はコレクター面に水平に流動した後、流下スリットの壁面に衝突して、一部はスリットから蓄熱水槽に流下し、残りは噴出孔側へ逆流し、コレクター面内に大きな循環領域を形成する。この領域は、流れのデッドゾーンとなるので、黒色コレクター面からの伝熱によって、噴流の流動領域よりも高温となる。従って、この領域が広いほど上方の外界に向かっての放熱が大きくなり、 $K_{day}$ の値が大きくなる。これに対して、同一流量で、噴出孔ピッチが1/3となった図7の場合には、写真に示すように、噴流が流下面に衝突し、その位置から比較的均一に蓄熱槽へと流下するので、逆流による循環領域が目立たなくなる。そのため、色素注入後、40秒程度の短時間でも、コレクター面内での色素の混合がよく進み、色素濃度が濃くなっている。従って、噴出孔1個の場合と比べて、循環領域での温度上昇が小さく、放熱が少ない。また、効率よく熱交換を行うため、光学効率も大きい。しかし、表2において、循環流量 $m_c = 120 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{h}$ の場合、ピッチの小さいNo.4の $\eta_i$ の値が、ピッチの大きいNo.2の値より小さくなっている。これは、大流量でピッチが小さいと、コレクター内での流動が不均一になるためである。また、No.4のコレクター内では局所的な温度上昇領域が発生しないため、 $K_{day}$ の値が減少する。

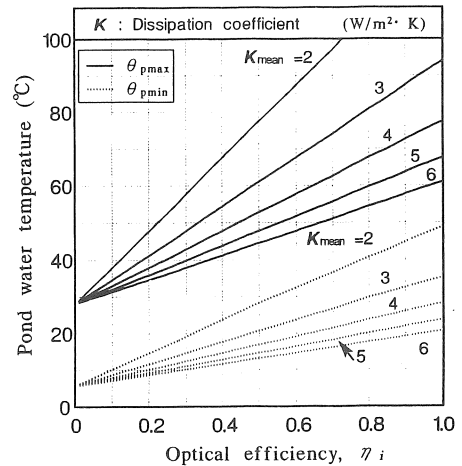


図5 F.C.S.P. (蓄熱層深さ0.5m)の最高温度と最低温度

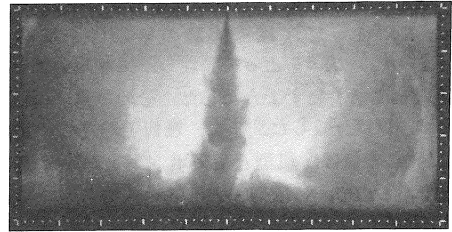


図6 モデル No.1 での流れの可視化(60秒後)

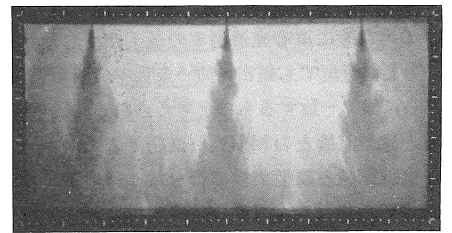


図7 モデル No.3 での流れの可視化(40秒後)

### 3. F.C.S.P.の最適設計

#### 3.1 計算モデル

第2章において、実地試験で用いたF.C.S.P.と相似のモデルpondの実験により、集熱性能の検討を行った。本章では、M. Sokolovらが提案しているF.C.S.P.の、簡易計算モデル<sup>(5)</sup>を参考にして、構造を改良した理想的F.C.S.P.のシミュレーションモデルを想定し、モデルの最適設計条件を数値計算により考察する。

図8に想定したF.C.S.P.の構造を示す。実地および模型実験と比べて改良した点は、構造上では、集熱を⑤の薄肉の黒色プラスチック板(0.2mm)で行い、穴あきパイプ群④を集熱板と、その下方の断熱材③(1~30cm発泡ウレタンフォーム)との間の1~2cmの空間

部に設置してある点と、ポンド上部を⑥のドーム状一重透明フィルム(0.2mm厚さ)でカバーした点である。また、運転方式では、蓄熱水層と集熱部との間の水循環を⑧のセンサーにより制御し、日射が一定の $H_p$ (制御日射量)以上の場合にのみ稼働するようにした点が異なる。このようにして、夏期に蓄えられた熱エネルギーは、冬期に抽出され、⑨のヒートポンプの熱源として、60℃の温水をつくるのに利用され、⑩のファンコイルユニットにより⑪の温室を暖房している。

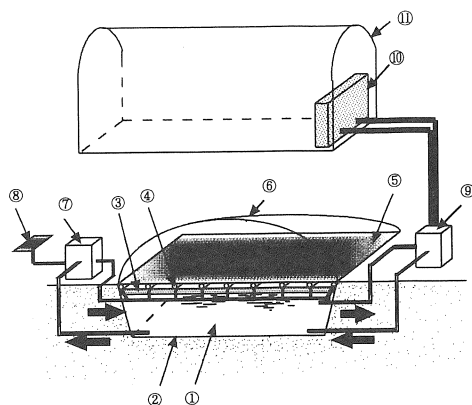
3. 2 集熱コレクターでの伝熱機構と計算方法

計算モデルは M. Sokolovらの提案<sup>(5)</sup>したものと、ほぼ同一であり、太陽光入射や輻射熱伝達、対流熱伝達、熱伝導、コレクターおよび蓄熱層内の混合および地下土壌への熱損失を含めた複合伝熱シミュレーションに基づく熱バランスの式を、一次元準定常問題として、Crank-Nicolson法によって非定常項を離散化し、逐次緩和加速法(SOR法)によって解いた。ただし、M. Sokolovらの計算では、ポンプの運転が昼間と夜間の2通りのみであるのに対して、本計算では、運転が制御日射量の $H_p$ で制御されている。従って、図9に示すような伝熱機構において、表3の式(3)~(10)のような集熱コレクター内での各場合の熱バランスの式を連立させ、これを陰の差分法によって解いている点が異なる。しかし、その他の蓄熱層内およびポンド地下土壌での伝熱の計算方法は、M. Sokolovらの方法とほとんど同一であるので記述を省略する。

表3 集熱コレクター内の熱バランスの式

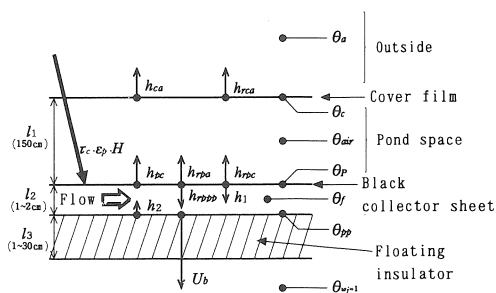
(a) DAY TIME ; COLLECTOR → ACTIVE (運転中)	
Black collector sheet	
$\tau_c \cdot \epsilon_p \cdot H - U_c \cdot (\theta_p - \theta_a) - h_{1c} \cdot (\theta_p - \theta_f) - h_{mpc} \cdot (\theta_p - \theta_p) = 0$	(3)
Water in the collector	
$h_{1c} \cdot (\theta_p - \theta_f) - h_{2c} \cdot (\theta_f - \theta_p) - m_c \cdot c_w \cdot (\theta_f - \theta_{w-nd}) = 0$	(4)
Surface of the floating insulator	
$U_b \cdot (\theta_{w-1} - \theta_p) + h_{2c} \cdot (\theta_f - \theta_p) - h_{mpc} \cdot (\theta_p - \theta_p) = 0$	(5)
(b) DAY TIME ; COLLECTOR → INACTIVE (休止中)	
Black collector sheet	
$\tau_c \cdot \epsilon_p \cdot H - U_c \cdot (\theta_p - \theta_a) - h_{mpc} \cdot (\theta_p - \theta_p) = 0$	(6)
Surface of the floating insulator	
$U_b \cdot (\theta_{w-1} - \theta_p) + h_{mpc} \cdot (\theta_p - \theta_p) = 0$	(7)
Water temp	
$\theta_f = (\theta_p + \theta_p) / 2$	(8)
(c) NIGHT TIME ; COLLECTOR → INACTIVE (休止中)	
Surface of the floating insulator	
$U_b \cdot (\theta_{w-1} - \theta_p) + U_c \cdot (\theta_a - \theta_p) = 0$	(9)
Water temp	
$\theta_p = \theta_f = \theta_p$	(10)

(注) : ポンド上部の透明カバーフィルムはきわめて薄いので無視する。



- ① Storage layer of the pond
- ② Thin plastic sheet
- ③ Floating insulation boards
- ④ Perforated water pipes
- ⑤ Black collector sheet
- ⑥ Transparent cover film
- ⑦ Pump
- ⑧ Sensor
- ⑨ Heat pump
- ⑩ Fan coil unit
- ⑪ Greenhouse

図8 F.C.S.P.の計算モデル



- $H$  : 日射量
- $\tau_c$  : 黒色集熱板までのみかけの透過率 (0.78)
- $\epsilon_p$  : 黒色集熱板の吸収率 (0.98)
- $h_{ca}$  : カバーフィルムと外気間の対流熱伝達率
- $h_{cca}$  : カバーフィルムと外気間の輻射熱伝達率
- $h_{pc}$  : 黒色板とポンド空間内空気との間の自然対流熱伝達率
- $h_{ppa}$  : 黒色板とポンド外気間の輻射熱伝達率
- $h_{ppc}$  : 黒色板とカバーフィルム間の輻射熱伝達率
- $h_{ppp}$  : 黒色板と断熱板との間の輻射熱伝達率
- $h_1$  : 黒色板とコレクター内移動水との間の対流熱伝達率
- $h_2$  : 断熱板とコレクター内移動水との間の対流熱伝達率
- $h_{ppp}$  : 水が静止した場合の黒色板と断熱板の間の熱伝達率
- $U_b$  : 断熱板と蓄熱層間の熱貫流率
- $U_c$  : 黒色板と外気との間の熱貫流率
- $U_a$  : 断熱板と外気との間の熱貫流率

図9 集熱コレクター内の伝熱機構

3. 3 計算結果と考察

計算は、実地試験を行った和歌山県湯浅町（北緯34°2′，東経135°12′）の毎正時の気象データ（日射量，外気温）を用い，各部寸法には，図9に示した値を，また，各部材の物性値および計算式中的実験定数には，文献<sup>(5)・(6)</sup>の値を用いて行った．まず，熱抽出を行わない場合に関して，蓄熱層深さ  $D_p = 1.4 \sim 6$  m，集熱コレクターへのポンド水循環量  $m_c = 10 \sim 300$  kg/m<sup>2</sup>・h，制御日射量  $H_p = 5 \sim 700$  W/m<sup>2</sup> の範囲で，それぞれの組合わせの48通りについて，ポンド水温を20分間隔で2年間分計算した．その結果から，集熱効率，取得エクセルギー等の各種の性能値を算出して，最適設計条件を検討した．つぎに，熱抽出を行う場合に関しては，その取得エネルギーを，冬期に農業用温室の暖房用ヒートポンプの熱源として利用する場合に関して，F.C.S.P.の必要最小限面積を推定した．

3. 3. 1 循環流量，制御日射量および蓄熱層深さの最適条件

ソーラーポンドの利用価値は，取得エネルギー量のみでなく，到達しうるポンド水温も関係する．また，F.C.S.P.の場合，ポンド水を循環させるためのポンプ動力は少ないほど良い．ここでは，単位表面積当たりのエクセルギー  $E = G_p \cdot C_w \cdot \{ (\theta_p - \theta_a) - \theta_a \cdot \ln(\theta_p / \theta_a) \}$  の1年間の平均値  $E_{year}$  MJ/m<sup>2</sup>およびポンプ動力の年間積分値  $P_{year}$  MJ/m<sup>2</sup>を蓄熱水層深さ  $D_p$ ，循環流量  $m_c$  および制御日射量  $H_p$  の各種の組合わせについて，3.2節の方法で計算して考察した．計算結果の一例として，蓄熱水層深さ6 mの場合を図10に示す．この図のみでなく，深さ1.4 m，3 mのいずれの場合においても， $P_{year}$ の値は， $H_p$ が小さいほど大きくなり， $m_c$ が小さいほど小さくなる．しかし， $E_{year}$ は， $H_p$ にも  $m_c$ にも比例せず，両者の組み合わせに応じて，その値が定まる．いずれの場合も， $E_{year}$ の値は  $H_p = 500$  W/m<sup>2</sup>付近で最大値となる．従って，図10より蓄熱水層深さ1.4 m ~ 6 mの範囲では，年間ポンプ消費動力  $P_{year}$ が小さく，かつ，年間エクセルギー  $E_{year}$ が最大となる条件は，循環流量  $m_c = 10 \sim 300$  kg/m<sup>2</sup>・hの範囲で計算した結果から  $m_c = 50$  kg/m<sup>2</sup>・h，制御日射量  $H_p = 500$  W/m<sup>2</sup>との結論を得た．ただし，第2章の模型実験では，流量が120 kg/m<sup>2</sup>・hの場合の方が，40 kg/m<sup>2</sup>・hの場合より良い性能値となり，本章の結果と異なっている．これは，模型実験の結果は，屋外ポンドと同様の構造条件の場合であるのに対して，ここで定めた最適値は，コレクター内の流れが均一であると仮定し，また，コレクター内部の流体の熱容量が模型実験の場合の約1/5という理想的構造条件で求められたためである．

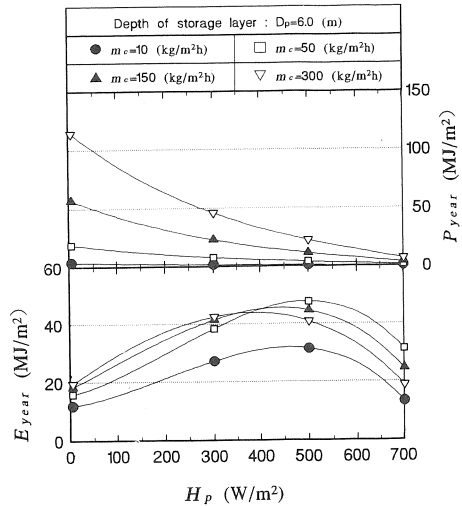


図10 循環流量  $m_c$ ，制御日射量  $H_p$  の最適条件

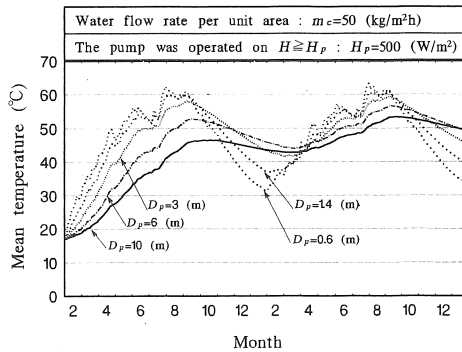


図11 蓄熱水層深さがポンド水温に及ぼす影響

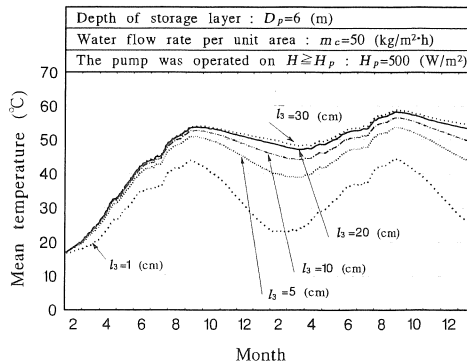


図12 断熱厚さが蓄熱水温に及ぼす影響

蓄熱水層深さに関しては、 $m_c = 50 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{h}$ 、 $H_p = 500 \text{ W/m}^2$ の最適条件で、各種蓄熱層深さの場合の蓄熱水平平均温度の算出結果を図11に示す。図示のように、浅いポンドほど、夏期のポンド水温の上昇が大きい、冬期は水温が低く、蓄熱量も少ない。そのため、後述するような、夏期の熱を冬期まで蓄熱するボアホール型土壌蓄熱システムを併用する場合は別として、ソーラーポンドのみで季節蓄熱を行って、冬期の暖房用として利用する場合は、浅いポンドは不適当である。深さ3 m以上では、冬期でも、 $40^\circ\text{C}$ 以上の温水が得られるが、深さ10 mでは、図示のように、6 mの場合よりも水温が低く、ポンドが深いために、建設コストもポンプの運転コストも高くなる。従って、深さ6 m程度が最適条件である。

### 3. 3. 2 断熱材厚さの影響

最適条件の蓄熱層深さ6 m、循環流量 $50 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{h}$ 、制御日射量 $500 \text{ W/m}^2$ において、蓄熱水表面に浮かべた断熱材厚さ $l_s = 1\sim 30 \text{ cm}$ の場合の蓄熱水平平均温度の計算結果を図12に示す。図示のように、 $l_s = 1 \text{ cm}$ では、断熱が不十分で、ポンド水温度はかなり低い。従って、断熱材厚さは、少なくとも、5 cm以上は必要である。しかし、10 cm以上では、図13の年間エクセルギーの平均値 $E_{year}$ と $l_s$ との関係が示すように、 $l_s$ を厚くすることによる効果に、それほど差がなくなるので、建設コストも考慮すれば、 $l_s = 10\sim 20 \text{ cm}$ 程度が最適厚さである。

### 3. 3. 3 ポンド表面積の影響

ソーラーポンドは、その底部および側面から土壌に熱損失があるので、ポンド表面積が小さいほど、その影響を受ける割合が大きくなり、性能が低下する。図14に正方形の集熱面で、各種表面積 $F_p$ の場合において、前述の最適条件下で、ポンド水温を計算した結果を示す。図示のように、表面積 $F_p = 10 \text{ m}^2$ の場合には、 $F_p = \infty$ の場合と比較して、3月頃に約 $6^\circ\text{C}$ 程度低い値を示している。しかし、 $F_p = 100 \text{ m}^2$ を越えるものであれば、 $F_p = \infty$ でも、その温度差はわずかである。

### 3. 3. 4 温室暖房に必要なポンド面積

F.C.S.P.は、ヒートポンプの熱源として、冬期に温室等の暖房用に有効に利用できる。図15は、前述の計算によって決定された最適設計条件のF.C.S.P.を用いた場合の計算例である。図には、ポンドからの抽出温度が常に $24^\circ\text{C}$ 以上を保持できる条件で、熱交換器の利用温度差 $(\theta_{ext} - \theta_{ret}) = 4^\circ\text{C}$ および $6^\circ\text{C}$ で、熱源水の流量 $m_c = 140\sim 300 \text{ l/min}$ の範囲の負荷を負担するのに必要なポンド集熱面積 $F_p \text{ m}^2$ の計算結果を示す。実際には、配管等の熱損失分を余裕としてみる必

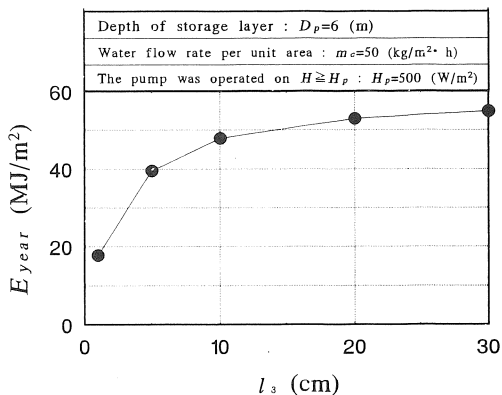


図13 断熱材厚さがエクセルギーに及ぼす影響

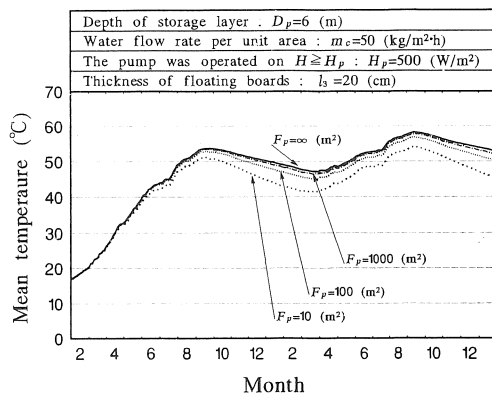


図14 ポンド表面積の影響

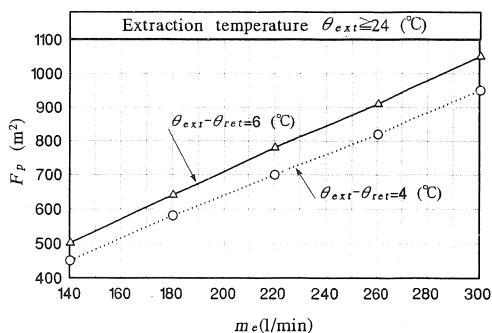


図15 想定した温室暖房用ヒートポンプに対する必要最小集熱面積

要があるが、F.C.S.P.の暖房用の利用価値は、ほぼ図示のようである。

4. ソーラーポンドーボアホールシステム

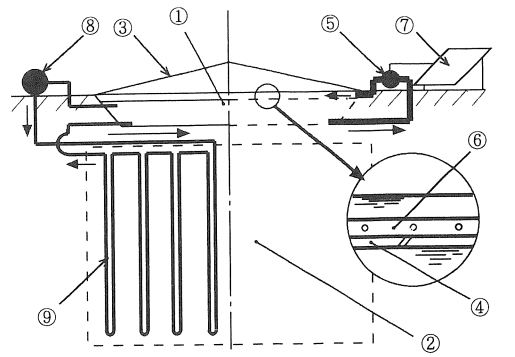
4. 1 システムの構造

F.C.S.P.は塩水濃度勾配型にくらべ、集熱性能は良いが、蓄熱性能が悪い。特に、前章までの計算結果が示すように、蓄熱水層が浅い場合には、夏期の温度上昇は大きい、熱容量が小さいため、冬期に水温が低下しやすい。そこで、著者らは、温度上昇が大きく、その代わりに、熱損失も大きい夏期に、浅底型のF.C.S.P.で集熱した温水を、ポンドの地下に設けたボアホール型土壌蓄熱層に蓄熱して放熱を抑えておき、冬期に、暖房用熱源として用いる季節蓄熱システムを提唱する。以下はこのシステムの性能を数値計算によって予測し、その利用価値を検討した結果である。

システムの概略を図16に示す。ここでは、一例として、すでに性能が把握されている実地試験のF.C.S.P.<sup>(1)・(2)</sup>の構造、寸法での検討を行った。ポンド水温が25℃以上に達すると、ポンプ⑧により、温水を地下のボアホール型蓄熱層内に垂直に埋設したU字型の塩化ビニールパイプ群⑨に循環させ、土壌との熱交換によって蓄熱する。U字管⑨の外径は74mm、U字部の中心管距離は170mmで、各U字管の間隔は1.7m、深さは15mである。U字管は図示のように、4本連結されたものを1組として、各組がヘッダで結ばれ、表面積135m<sup>2</sup>のF.C.S.P.の地下に、2×8列で埋設されている。なお、上記のような、ボアホールの寸法および循環流量=101ℓ/min(4本,1組当たり)、水温=25℃以上で運転などの各条件値は、それぞれの条件、寸法を変更した数種の計算を行い、有効利用エネルギーが最大となる条件を探究した上で、決定したものである。ただし、ポンド自身が理想的なものではないので、実際の最適設計条件の決定には、さらに、コストも考慮した精密な検討を必要とする。

4. 2 シミュレーションの方法

F.C.S.P.の蓄熱層温度 $\theta_p$ は前述の式(1)と同様の簡易式(11)によって計算を行った。また、日射量と外気温には、実地試験の場合のデータを用いた。 $G_p \cdot C_w \cdot \Delta\theta_p / \Delta t = \eta_i \cdot H \cdot F_p - K \cdot (\theta_p - \theta_a) \cdot F_p - n \cdot m_{ih} \cdot (\theta_p - \theta_r)$  (11) ここで、右辺第3項は、蓄熱層から抽出し、ボアホール蓄熱土壌へ供給する熱量で、 $n$ は循環回路数(16回路)で、 $m_{ih}$ は蓄熱土壌への循環流量、 $\theta_r$ は循環してポンドへ帰還した水温である。 $\theta_r$ はパイプ内流体から周囲土壌への伝熱計算によって求まる。つぎの式(12)は、U字管内流体に関して、図17に示すような微小刻み要素内で、要素内温度 $\theta_{ri}$ が一定で、



①F.C.S.P. ②Borehole ③Double films  
④Black boards ⑤Pump ⑥Paforated pipes  
⑦Sensor ⑧Pump ⑨U shaped pipes

図 16 F.C.S.P-ボアホール型地中蓄熱システム

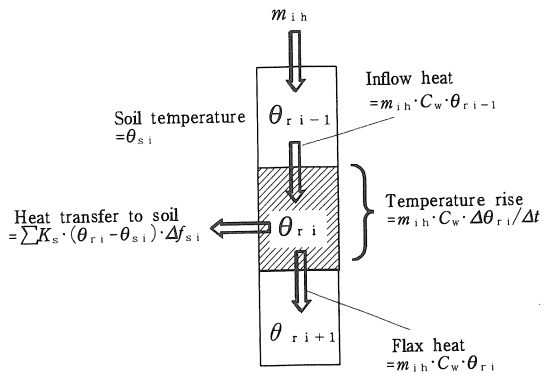


図 17 U字管微小刻み要素内での熱バランス

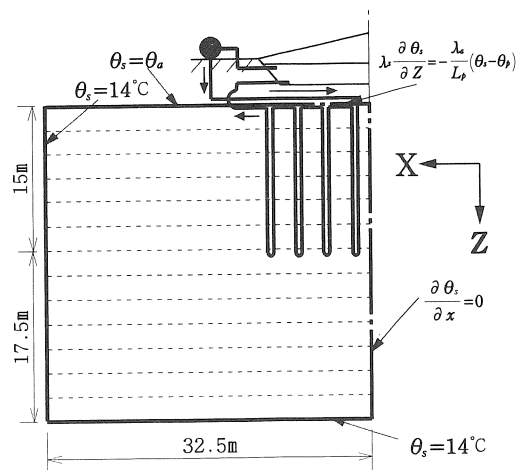


図 18 蓄熱土壌部の計算領域、境界条件



要素出口温度が管内の流体温度に等しいと仮定した熱バランスの式である。

$$m_{ih} \cdot C_w \cdot (\theta_{ri} - \theta_{ri}') / \Delta t = \sum K_s \cdot (\theta_{ri} - \theta_{si}) \cdot \Delta f_{si} - m_{ih} \cdot C_w \cdot (\theta_{ri-1} - \theta_{ri}) \quad (12)$$

ここで、 $\theta_{ri}'$  は  $\Delta t$  時間後の  $i$  要素内流体温度であり、 $\theta_{si}$  は要素に隣接する土壌温度、 $f_{si}$  はその接触面積であり、 $K_s$  は流体と土壌間の熱貫流率である。土壌温度  $\theta_{si}$  は、土中水分移動および相変化を考慮せず、多角形要素法 (M. E. M.)<sup>(7)</sup> を用いた三次元熱伝導問題として計算した。図 18 に計算領域、境界条件を示す。この計算領域は、計算結果に大きな影響を及ぼさないような広さとして、試行的に定めた。また、図中に鎖線で示す位置に記している境界条件の式の中の  $L_p$  は、ポンド底部と蓄熱部との間の距離を示し、この式はポンドからの伝熱量と、土壌への入熱量を等しいと近似したものである。また、蓄熱部と周囲土壌の境界は、計算の簡略化のため、わが国の地下恒温層の平均的土壌温度<sup>(9)</sup>として用いられている  $\theta_s = 14^\circ\text{C}$  であると仮定した。表 4 は式 (11) の計算に用いた F. C. S. P. の諸元を示す。

#### 4. 3 計算結果

図 19 には、その上図に、計算に用いた外気温度とシステム稼働時の F. C. S. P. の水温を示す。外気温度は毎正時の値である。また、水温は 20 分毎に計算したのであるが、図には、6 時間毎の値を示す。下部の図は、各月毎における 1 ヶ月間の熱収支として、エネルギー取得量  $\eta_i H$   $\text{GJ}/\text{m}^2 \cdot \text{month}$  および、ポンドからの放熱量  $\text{GJ}/\text{m}^2 \cdot \text{month}$  を示す。熱抽出が行われるので、図示のように、水温は、夏期でも  $25^\circ\text{C}$  程度で抑えられる。従って、夏期には、外気温との温度差が小さいので、ポンドからの放熱量は、7~8 月に最小となっている。このようにして、ポンドで集熱された熱は断熱性の良い地下土壌中に冬期まで蓄熱される。図 20 に、各月毎のポンド単位表面積当たりの抽出熱量とポアホールへの蓄熱量を示す。図のように、夏期には、かなりの蓄熱量が得られている。しかし、冬期は水温が  $25^\circ\text{C}$  以下となるので、熱抽出量が 0 となり、ポアホール蓄熱層から周囲土壌への放熱も大きく、蓄熱量は負の値を示す。つぎに、図 21 および表 5 にシステムの 1 年間における熱収支を示す。ここで Type 1 は、F. C. S. P. の流量として、実地試験の場合の  $42\text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{h}$  を用いた結果で、Type 2 は、コレクター内の循環流量を 3 倍にした場合の  $120\text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{h}$  を用いて計算した結果である。B は日射 A 中の未利用エネルギーの割合で、 $(1 - \text{光学効率 } \eta_i)$  に相当する。Type 2 の場合、B の値は、Type 1 にくらべて 10.8% 減少し、入射エネルギーは増加し

表 4 計算に用いた F. C. S. P. の諸元

	$\eta_i$	$K_{\text{col}} (\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K})$	$K_{\text{pipe}} (\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K})$	$F_p (\text{m}^2)$	$D_p (\text{m})$
Type 1	0.57	4.06	4.98	130	0.5
Type 2	0.77	4.99	4.98	130	0.5

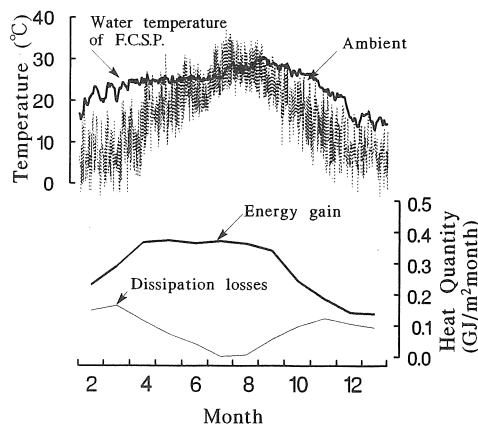


図 19 F. C. S. P. ポアホール型地中蓄熱システムの計算結果

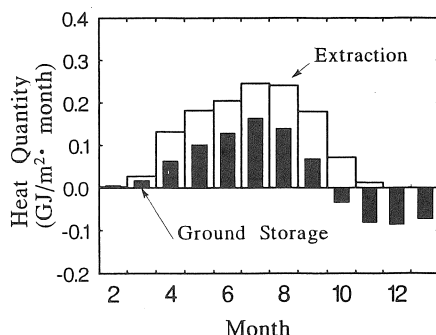


図 20 システムの抽出熱量および蓄熱量結果の一例

表 5 システムの 1 年間の熱収支量,  $\text{GJ}/\text{m}^2 \cdot \text{year}$

	A	B	C	D	E
Type 1	4.33	1.897 (43.8%)	1.197 (27.6%)	0.545 (12.6%)	0.691 (16.0%)
Type 2	4.33	1.429 (33.0%)	1.246 (28.8%)	0.715 (16.5%)	0.940 (21.7%)

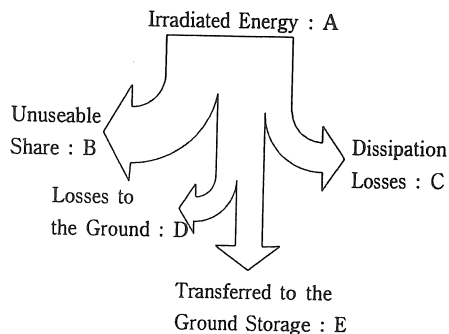


図 21 システムの 1 年間の熱収支

ている。しかし、ポンドからの熱損失のCの値が1.2%増加し、ポアホール蓄熱層からの熱損失Dも3.9%増加するので、ポアホール蓄熱層への蓄熱量の増加は約6%となっている。この計算は、実地試験と同一のF.C.S.Pを用い、循環流量に必ずしも、理想的設計ではない実地試験および模型実験の場合の値を用いた一例であるが、年間総日射量の約21.7%を有効に利用でき、このようなシステムが季節蓄熱システムとして有用であるとの結論を得た。

5. 結論

表面集熱式ソーラーポンド(F.C.S.P.)およびポアホール型地中蓄熱との併用プラントの性能に関して、ソーラーシミュレーターによる模型実験と、想定した理想的モデルでの理論計算によって以下の結論を得た。

(1) F.C.S.P.の集熱コレクターの性能には、その黒色集熱板上の水流動状態が大きく影響する。実地試験に用いたポンドの構造、条件に関して、循環用穴あきパイプの噴出孔ピッチを390mm、流量を3倍(120 kg/m<sup>2</sup>・h)にすれば、光学効率=60%、ポンド水の年間最高温度=67℃、最低温度=22.5℃程度まで、性能向上が期待できる。

(2) 理想的構造のF.C.S.P.の最適設計条件は、集熱コレクター循環流量=50 kg/m<sup>2</sup>・h、ポンプ運転の制御日射量=500 W/m<sup>2</sup>以上、蓄熱水層深さ=6 m、ポンド水面の断熱材厚さ=10~20 cm、ポンド表面積=100 m<sup>2</sup>以上である。

(3) F.C.S.P.は、冬期に、温室暖房用ヒートポンプの熱源として有効に利用できる。

(4) 夏期にF.C.S.P.で得られた温水をポアホール型土壌蓄熱層に蓄え、これを冬期に暖房用として用いれば、実地試験と同一のポンドを用いた計算例では、年間総日射量の約21.7%が有効に利用できる。

主な記号

- |                           |                          |
|---------------------------|--------------------------|
| $C_w$ : ポンド水の比熱           | $h_c$ : 対流熱伝達率           |
| $D_p$ : 蓄熱水層深さ            | $h_r$ : 輻射熱伝達率           |
| $E$ : 単位集熱面積当たり<br>エクセルギー | $K$ : 放熱係数               |
| $F_p$ : 集熱面積              | $l$ : 厚さ                 |
| $G_p$ : ポンド水量             | $m_c$ : 単位集熱面積当たり<br>の流量 |
| $H$ : 日射量                 | $P$ : 穴あきパイプの噴出孔<br>ピッチ  |
| $H_p$ : 制御日射量             |                          |
| $t$ : 時間                  | $\theta$ : 温度            |

[添字, a:外気, c:コレクター, p:ポンド, s:土壌]

文 献

- (1)多賀正夫,松岡淑夫,越智敏明,植田祐生,温室暖房用無塩型ソーラーポンドの性能,日本機械学会関西支部第251回講演会講演論文集 924-5 (1992),7-9.
- (2)M. Taga, T. Matsuoka, and T. Ochi, Performance of Nonsalt Solar Pond for Heating a Greenhouse, Proceedings ISES Solar World Congress Budapest, 4 (1993),307-312.
- (3)M. Taga, T. Matsumoto and T. Ochi, Study on Membrane Viscosity Stabilized Solar Pond, Solar Energy, 45-6(1990),315-324.
- (4)多賀正夫,松岡淑夫,越智敏明,温室暖房用無塩型ソーラーポンドの性能,太陽エネルギー,19-5(1993),52-61.
- (5)M. Sokolov and A. Arbel, Freshwater Floating-Collector-Type Solar Pond, Solar Energy,44-1(1990),13-21.
- (6)日本機械学会,伝熱工学資料(1986).
- (7)斎藤武雄,数値伝熱学(1986),126-146,養賢堂,東京.
- (8)村下敏夫,地中水学要論(1992),163,昭晃堂,東京.