

平板型太陽熱集熱器の集熱シミュレーション

田中 辰明 大久保 順子
宮川 保之

Simulation of Solar Heat Collection by Flat Plate Collectors

Tatsuaki Tanaka Junko Okubo
Yasuyuki Miyakawa

Abstract

Recently, solar heat energy has been reexamined due to depletion of fossil fuel resources and deterioration of environment through wasting of fossil fuels. In comparatively low temperature collection below 100°C of solar heat energy for heating and cooling of a building, flat plate collectors are more suitable than parabolic cylinder collectors. In this paper, simulation of flat plate collectors was made in varying the direction and the inclination angle of the collectors, quantity of flow, temperature of inlet flow, effect of reflective plate, radiation rates of absorber and glass, and the degree of vacuum of the hollow layer, and at the same time, simulations of various types of collectors which pursue the sun at all times were also made.

概要

化石燃料資源の枯渇とエネルギー浪費による環境破壊の観点から太陽熱が再び注目されはじめています。太陽熱を冷暖房、給湯に温水の形で集熱する場合、集熱器としてはパラボリック・シリンダー型（放物面型）、平板型等があるが吸収式冷凍機稼動が可能である 100°C 以下の比較的低温集熱を行なう場合は拡散日射も集熱できる平板型の方が有利となる。そこで今回は平板型集熱器について集熱器を固定して集熱面方位、傾角、流量、入口水温、反射板の有無、吸熱部・ガラス面の輻射率、内部中空層の真空度合等を変化させた場合および集熱器を太陽追跡型とし各種の追跡を行なった場合の集熱量、集熱効率のシミュレーションを行なった。

1. 平板型太陽熱集熱器の集熱量算定式

1.1. 各部伝熱係数を時間的に変化させる手法

熱平衡式としては集熱器各部で次式が成り立つ。

- 吸熱板表面にて

$$a_c \cdot \tau \cdot J = \alpha_b (\theta_c - \theta_b) + \alpha_r (\theta_c - \theta_g) + K_r (\theta_c - \theta_r) + h \quad \dots \dots \dots (1)$$

- 中空層にて

$$\alpha_b (\theta_c - \theta_b) = \alpha_c (\theta_b - \theta_g) \quad \dots \dots \dots (2)$$

- ガラス表面にて

$$a_g \cdot J + \alpha_r (\theta_c - \theta_g) + \alpha_c (\theta_b - \theta_g) = \alpha_0 (\theta_g - \theta_0) + R_{E,r} \quad \dots \dots \dots (3)$$

- パイプ 1 本当りの熱交換量は

$$P \cdot l \cdot h = \alpha_p (\theta_c - \theta_w) \cdot D \cdot l \quad \dots \dots \dots (4)$$

- パイプ内流量 Q に集熱量 h が吸収されるので

$$Q = (\pi/4) \cdot D \cdot U \times 3600 = 900\pi \cdot D \cdot U$$
$$P \cdot l \cdot h = C_{pw} \cdot \gamma_w \cdot Q (\theta_{ex} - \theta_{en}) \quad \dots \dots \dots (5)$$

なお θ_w は出入口水温の平均として

$$\theta_w = (\theta_{en} + \theta_{ex}) / 2 \quad \dots \dots \dots (6)$$

次に次元解析より次式が導かれる。

$$N_u = k \cdot R_e^a \cdot P_r^b \cdot G_r^c \cdot G_z^d$$

ここに $N_u = \alpha \cdot l / \lambda$,

$$P_r = \nu / a, \quad G_r = g \cdot \beta \cdot \theta \cdot l^3 / \nu^2$$

$$G_z = U \cdot C_p \cdot \gamma / \lambda \cdot l$$

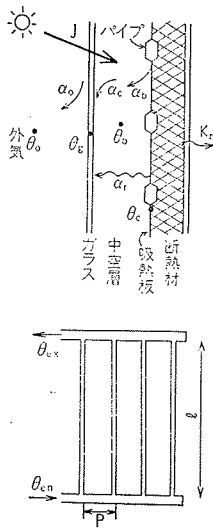


図-1 集熱器構造

- $\theta_c, \theta_b, \theta_g, \theta_o$; 吸熱板表面, 中空層, ガラス表面, 外気温度 ($^{\circ}\text{C}$)
- $\theta_w, \theta_{en}, \theta_{ex}$; パイプ内平均, 入口, 出口水温 ($^{\circ}\text{C}$)
- α_c, α_g ; 吸熱板, ガラス吸収率, τ ; ガラス透過率
- J, R_E ; 集熱器への到達日射量, 夜間輻射量 ($\text{kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h}$)
- U ; パイプ内流速 (m/s), D ; パイプ1本の周長(m), P ; パイプピッチ(m)
- l ; パイプ長さ (m), λ ; 水の熱伝導率 ($\text{kcal}/\text{m} \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C}$)
- ϵ_1, ϵ_2 ; ガラス, 吸熱板輻射率, T_m ; ガラスと吸熱板の平均絶対温度 ($^{\circ}\text{K}$)
- C_{pw}, γ_w ; 水の比熱, 比重量 ($\text{kcal}/\text{kg} \cdot ^{\circ}\text{C}$)(kg/m^3)
- α_b, α_c ; 吸熱板と中空層, 中空層とガラスとの間の対流熱伝達率 ($\text{kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C}$)
- α_r ; 吸熱板とガラスとの間のふく射熱伝達率 ($\text{kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C}$)
- α_o ; ガラス外面の総合熱伝達率 ($\text{kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C}$)
- α_p ; パイプ内面での対流熱伝達率 ($\text{kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C}$)
- K_r ; 吸熱板と室内空気との間の熱貫流率 ($\text{kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C}$)
- h ; 集熱器 1 m^2 当りの集熱量 ($\text{kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h}$)

表-1 記号表

・対流熱伝達率 α_b, α_c は

$G_r \cdot P_r > 10^9$ のとき,

$$k=0.13, a=d=0, b, c=0.333$$

$G_r \cdot P_r < 10^9$ のとき,

$$k=0.56, a=d=0, b, c=0.25$$

$$Nu = \alpha_b \cdot l / \lambda = 0.13 \times (P_r \times G_r)^{0.333} \dots (7)$$

$$Nu = \alpha_c \cdot l / \lambda = 0.56 \times (P_r \times G_r)^{0.25} \dots (7')$$

・パイプ内熱伝達率 α_p は

$Re > 2300$ のとき,

$$k=0.023, a=0.8, b=0.4, c, d=0$$

$Re < 2300$ のとき,

$$k=1.75, a, b, c=0, d=0.333$$

$$Nu = \alpha_p \cdot D / \lambda$$

$$= 0.023 \cdot (Re)^{0.8} \cdot (Pr)^{0.4} \dots (8)$$

$$Nu = \alpha_p \cdot D / \lambda$$

$$= 1.75 \cdot (G_z)^{0.333} \dots (8')$$

・輻射熱伝達率 α_r は

$$\alpha_r = 0.04 \times c_b \times \left(\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} - 1 \right) \times \left(\frac{T_m}{100} \right)^3 \dots (9)$$

式(1)から(9)までを反復法によって解くことにより各時刻の $\alpha_c, \alpha_b, \alpha_r, \alpha_p$ をもとめ, 集熱量 h を算出する。

1.2. 各部伝熱係数を時間的に一定とする手法

各種熱伝達率を時間的に一定とした略算法である。

1.1. と同様に集熱器の吸熱板において熱平衡式をたて相当熱貫流率 K と相当外気温度 θ_o (通常, 負荷計算で使用されている相当外気温度とは異なる。) を導くと次のようになる。

$$K = \frac{K_f + K_r}{K_f + K_r + \alpha_p \cdot q} \times \alpha_p \cdot q \dots (10)$$

$$\theta_o = \theta_o + \frac{\tau \cdot \alpha_c \cdot J}{K_f + K_r} - \frac{R_{Er}}{\alpha_o} \dots (11)$$

ただし集熱部表面より上面外気までの伝熱係数 K_f は次式で示される。($N \geq 1$ のとき)

$$K_f = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_o} + \frac{1}{\alpha_c + \alpha_r} + (N-1) \left(\frac{1}{\alpha_{gc} + \alpha_{gr}} \right)} \dots (12)$$

ここに

N ; ガラス枚数

α_{gr}, α_{gc} ; ガラスからガラスへの輻射熱伝達率, ガラス間中空層からガラスへの対流熱伝達率 ($\text{Kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C}$)

q ; 吸熱板見かけ 1 m^2 中の OK 接水面積

出入口水温は(6)式のようにしてもよいが厳密なシミュレーションを行うためには次式が導かれる。

$$\theta_o - \theta_{ex} = (\theta_o - \theta_{en}) e^{-\frac{K}{Q}} \dots (13)$$

$$h = C_{pw} \cdot \gamma_w \cdot Q (\theta_{ex} - \theta_{en}) \dots (14)$$

集熱効率 E は

$$E = h / J \dots (15)$$

以上のように2通りの手法があるが文献 1) に示されているように各種伝熱係数は時間的にはほとんど変化していない。それ故, 演算時間等を考慮して今回は 1.2. の各種伝熱係数を一定とする手法にて集熱シミュレーションを行なった。計算フローを図-2 に示す。

2. 集熱シミュレーション

2.1. 集熱器への到達日射量について

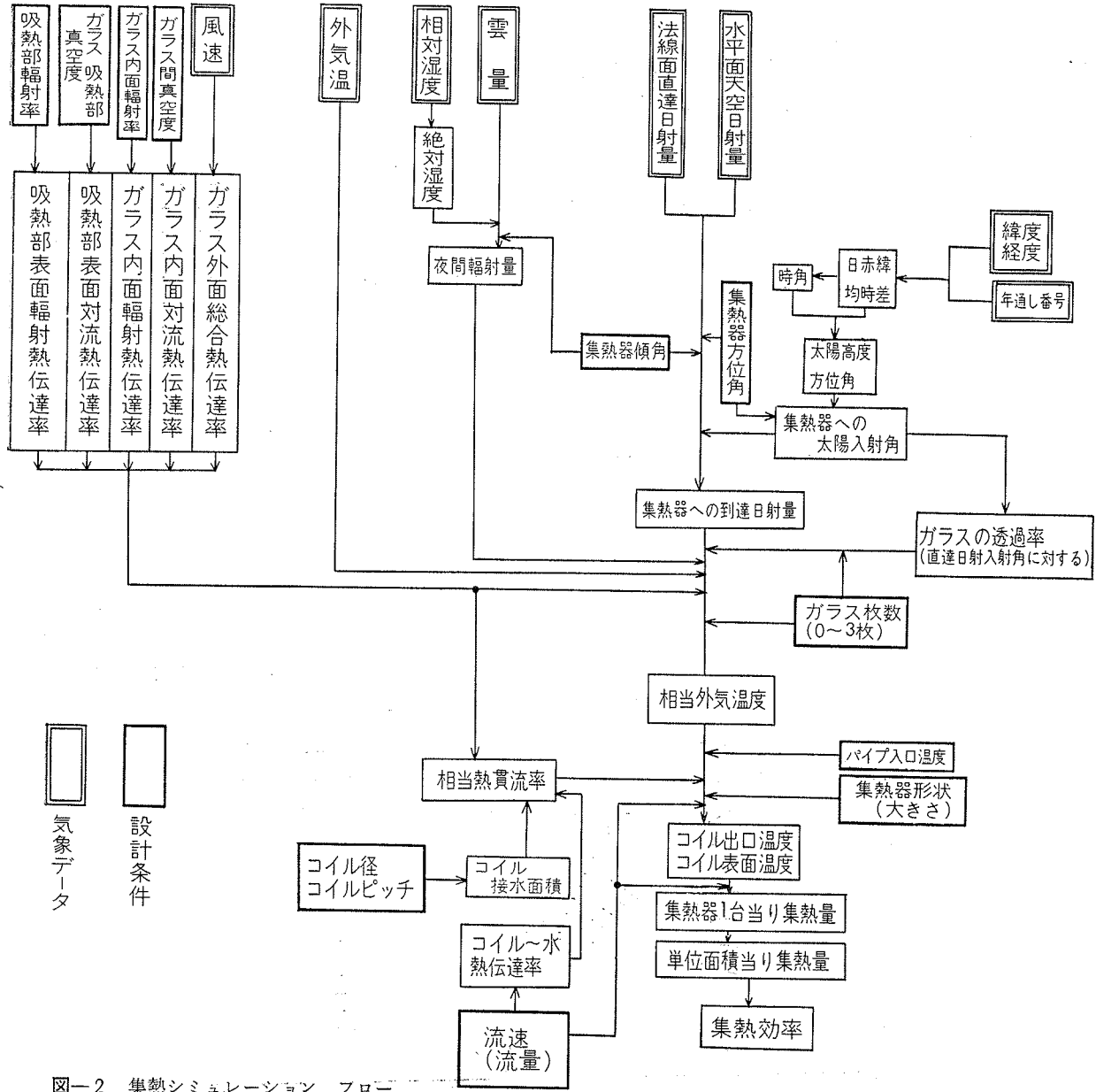


図-2 集熱シミュレーション フロー

集熱器を南向きに設置した場合、到達日射量は季節、集熱器傾角 (γ) によって変化してくる。

$$J = J_{ND} \cdot \cos i + J_{HS} \frac{1 + \cos \gamma}{2} \quad \dots\dots(16)$$

$$\cos i = \sin h \cdot \cos \gamma + \cos h \sin \gamma \cdot \cos (A - \alpha) \quad \dots\dots(17)$$

J_{ND} , J_{HS} ; 法線面直達, 水平面天空日射量
 γ ; 集熱器傾角, i ; 直達日射の面への入射角,
 h ; 太陽高度, A ; 方位角, α ; 面の方位角
 東京の気象データを用いた場合の夏, 冬における γ と日積算日射量との関係を図-3 に示す。図から夏では $0 \sim 10^\circ$, 冬では 50° 前後が最も有利であることがわかる。なお夜間輻射量は次式によった。

$$RE\gamma = \{(1 + \cos \gamma) / 2\} \times RE \quad \dots\dots(18)$$

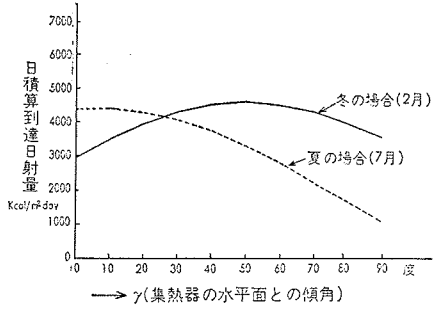


図-3 傾角 γ と日積算日射量との関係

$$RE = C_b \cdot (T_0/100)^4 (1 - 0.62CC/10) \times (0.49 - 0.076\sqrt{f}) \quad \dots\dots(19)$$

f ; 水蒸気圧, CC ; 雲量係数
 2.2. 入口水温, ガラス枚数による集熱量の変化
 集熱器による集熱効率は集熱温度が低いほど良い。またガラス枚数が多い程, 熱抵抗が大きくなる一方, 日射がガラスを透過するときのガラス面での反射, 吸

取によって吸熱板への到達日射量の減少が見られるので、各集熱温度によって最適ガラス枚数が存在する。図-4に集熱温度、ガラス枚数の違いによる日積算集熱量を、図-5、図-6に夏季、冬季における集熱量の時刻変動を示す。

2.3. 吸熱部表面輻射率、中空層真空度による集熱量の変化

日射エネルギーのスペクトルが分布する域での吸収率が大きく、低温ふく射域での輻射率が小さければ集熱効率は良くなる。このような吸熱板は選択吸収面とよばれ、各方面で研究が行なわれている。いま吸熱板の吸収率を変えることなく、輻射率 (ϵ)、中空層真空度 (V_0) を変化させたときの集熱量の変化を図-7に示す。各部の輻射率を小さくした方が集熱効率が良くなることが明らかである。

2.4. 太陽追跡を行なった場合の集熱量の比較

比較的高温集熱を行なった場合、朝・夕の集熱量が固定式では非常に小さくなる。朝・夕の集熱量を増大させ、集熱可能時間帯を長くするためには図-8に示すような太陽追跡方式が考えられる。軸回転方式にお

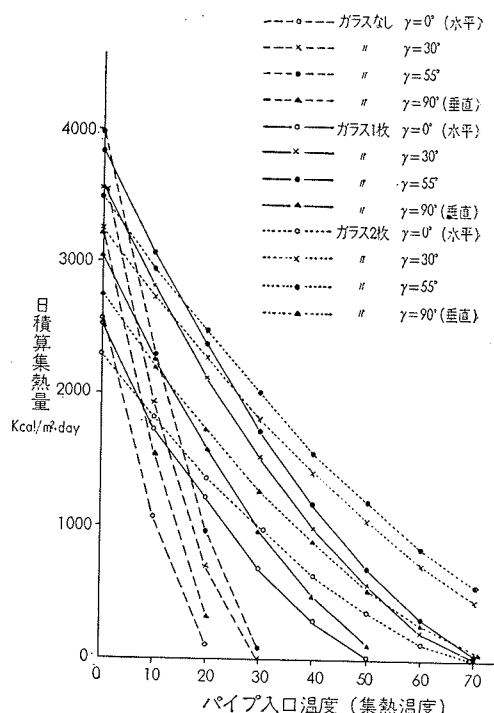


図-4 集熱温度による日積算集熱量 (冬季)

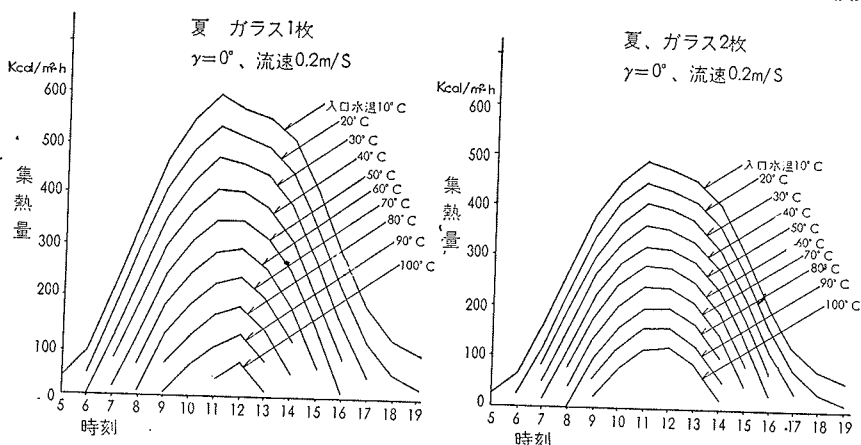


図-5 入口水温、ガラス枚数による集熱量時刻変動 (夏季)

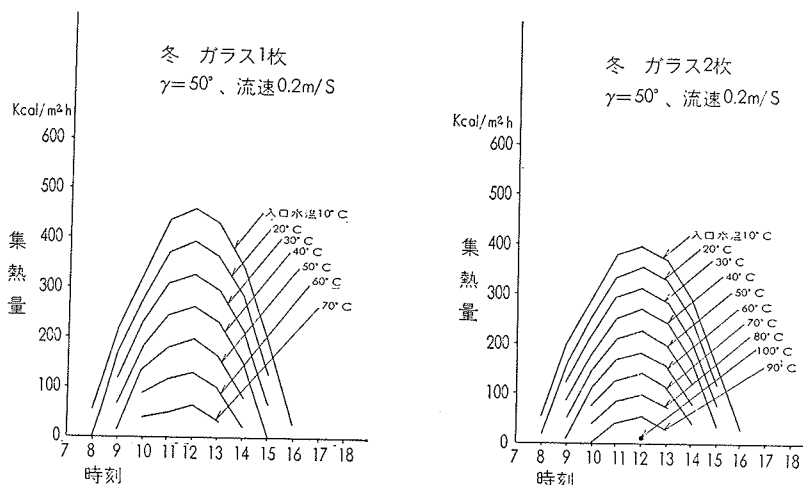
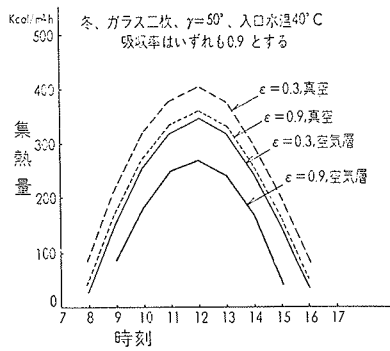
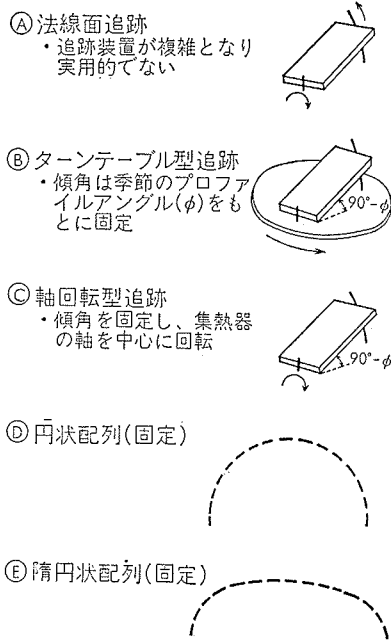


図-6 入口水温、ガラス枚数による集熱量時刻変動 (冬季)



図一七 輻射率，中空層真空度の変化による集熱量比較



図一八 各種太陽追跡方式

ける各時刻の回転角 β による α (回転による集熱器方位角)，と γ (回転による集熱器傾角) の算定は次のようになる。

集熱器を θ で固定し回転角 β による新座標はマトリックス表示で

$$\begin{pmatrix} x' \\ y' \\ z' \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos \beta & 0 & -\sin \beta \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin \beta & 0 & \cos \beta \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \theta & -\sin \theta \\ 0 & \sin \theta & \cos \theta \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x \\ y \\ z \end{pmatrix}$$

$$x' = y \cos \beta - y \sin \beta \sin \theta - z \sin \beta \cos \theta$$

$$y' = y \cos \theta - z \sin \theta$$

$$z' = x \sin \beta + y \cos \beta \sin \theta + z \cos \beta \cos \theta$$

$$\alpha \text{ は } z'=0, z=0 \text{ より } \tan \alpha = \tan \beta \cdot \operatorname{cosec} \theta$$

$$\therefore \alpha = \arctan \{ -(\tan \beta \cdot \operatorname{cosec} \theta) \} \dots \dots \dots (20)$$

ところで xy 平面 (π_0) と π_1 平面とのなす角は各々の法線のなす角に等しいので

$$z' (\sin \beta, \cos \beta \sin \theta, \cos \beta \cos \theta)$$

$$z (0, 0, 1)$$

$$\gamma \text{ は } \cos \gamma = \cos \beta \cdot \cos \theta$$

$$\therefore \gamma = \arccos (\cos \beta \cos \theta) \dots \dots \dots (21)$$

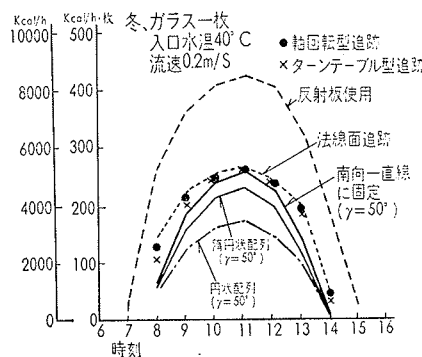
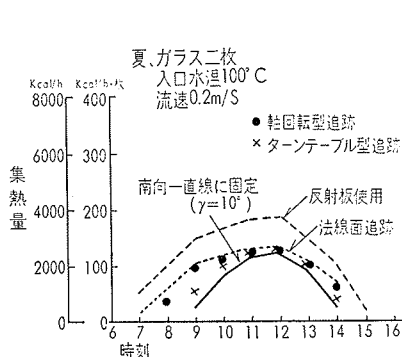
各種太陽追跡方式による集熱量の比較を図一九に示す。

2.5. 反射板を用いた場合の集熱量

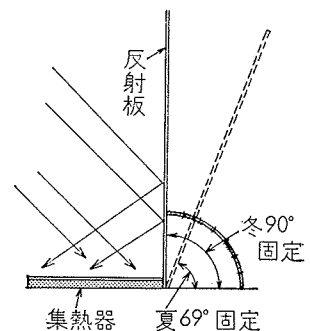
集熱器効率を上げるためにはこのほか到達日射のエネルギー密度を大きくする方法がある。このためには図一十に示すように反射板を設置すればよい。反射板 (高さ 2m) を設置した場合の集熱量を他の太陽追跡方式と比較して図一九に示す。図より明らかなように朝・夕の日射エネルギーの小さい時刻で太陽を追跡してもあまり意味がなく，反射板を使用する方法が集熱効率，コスト両面から最も有利であることがわかる。

参考文献

- 1) 木村，斎藤：平板型太陽集熱器のシミュレーション
- 2) 松尾陽：気象日射および集熱シミュレーション



図一九 各種太陽追跡方式による集熱量の比較 (1m² の集熱器20枚)



図一十 反射板の設置