

温室暖房のための固体材料による蓄熱に関する研究

1. 通気式並列板集熱器における発生熱風温度と集熱効率

田原迫 昭 爾

(農業機械第2研究室)

昭和58年8月10日 受理

Studies on Heat-Storage with the Use of Solid Materials for Green-House Heating

1. Heated Blowing-Air Temperature and the Collector-Efficiency in the Blowing-Through Parallel Plates Collector.

Shōji TAHARAZAKO

(Laboratory of Agricultural Machinery I)

緒 言

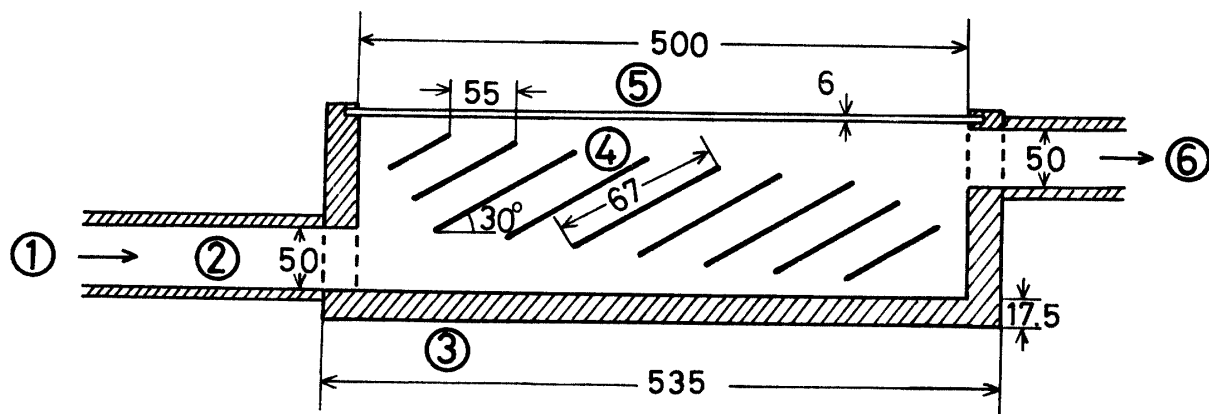
昼間の太陽日射を熱として貯蔵する場合、大きく別けて、(1) 顕熱、(2) 潜熱、(3) 反応熱として貯蔵することができる⁶⁾。この研究では、顕熱貯蔵のうち、蓄熱資材として、安価、耐久性、無害、手入れ、取扱いが容易などの条件を備えているボラ、焼土等を対称とした^{4,6)}。これ等に蓄熱するための主熱源として太陽エネルギーを利用する場合、集熱器の条件として、(1) 比較的高温をつくりだせる、(2) 通気式である、(3) 集熱効率が高い、(4) 安価であることが必要である^{3,6)}。

この実験では、以上の条件を満たすために、通気並行板式受熱装置²⁾を試作し、その熱風温度、適正風量、集熱効率等について検討した。

実 験 装 置

実験装置の断面図は Fig. 1 のようで、Pair glass ⑤をはめた Collector ③は内部が $0.5 \times 0.5 \times 0.15\text{m}$ の平形で、その中に傾斜角 30° に黒色銅板④を並列に並べ受熱板とした¹⁾。受熱板の配列は、前の実験の経験から、各板の間を風が均一に通過するように配列し、銅板の厚さも 0.5mm と薄くした。送風機で送られた風は Duct ①を通り受熱板を通過して Duct ⑥に排出されるが、途中②の位置で Pitot tube により風量を測定した。Pair glass は減圧空間 6mm 、Glass の厚さは $3\text{mm} + 3\text{mm}$ で熱貫流率は $3.24 (\text{kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C})$ である。

なお Collector 外壁は、厚さ 17.5mm の断熱材(熱伝導率 $0.03 \sim 0.04 \text{kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$) を使用し、日射計



- | | |
|-----------------|----------------|
| ① Air blow duct | ④ Black plate |
| ② Pitot tube | ⑤ Pair glass |
| ③ Collector | ⑥ Exhaust duct |

Fig. 1. Experimental apparatus of the solar collector.

Table 1. Experimental conditions in each test

Test No.	Solar radiation (kcal/m ² ·0.5 h)				Ambient air temp. (°C)			Air blow rate m ³ (0.22 m ² ·0.5 h)	Measured time
	total	max.	min.	Q _t	high	low	mean		
1	3696.4	353.4	24.8	3225.0	15.5	2.0	12.1	1.4	7.30~17.00
2	1740.9	260.4	6.2	1410.0	28.0	11.0	13.8	2.1	7.30~17.00
3	1697.0	347.2	3.7	1397.7	7.5	3.5	5.9	2.1	7.30~17.30
4	3003.0	365.8	27.3	2451.9	15.5	2.0	10.8	3.6	7.30~17.00
5	4524.0	363.2	14.8	3627.3	19.0	4.0	15.0	4.2	7.30~17.00
6	4160.2	341.4	65.7	3328.2	24.0	15.0	19.8	0	9.00~17.00

Q_t: Total transmitted solar radiation

は EKO 差温型 (感度定数 13.5 mV/gcal·cm²·min) を使用した⁷⁾.

実験結果

1. 実験条件

実験は通気量をかえて、晴天、曇天時に実施したが、日射量、外気条件、通風量などは Table 1 のようである。

2. 日射量、透過日射量、排出空気温度、受熱板温度などの経時変化

日中における Collector 周辺の日射量、Pair glass を透過した日射量、排出された空気の温度、受熱板上部温度および外気温度を測定した結果は Fig. 2 のようである。

Test No. 1 および 5, 6 は晴天で、Test No. 2, 3 は曇時々晴で日射量の変動も多かった。実験時における最高日射量は 732 (kcal/m²·h) で、最高透過率は 85% であった。

実験結果の整理と考察

1. 通気風量と集熱効率

透過日射量 (Q_t) と Collector の取得熱量 (E) との比を集熱効率 (η⁸⁾) とした場合、最高日射時にお

ける効率 (η_c) および 1 日平均の効率 (η_m) と通気風量の関係は Table 2 のようである。

日射量最高時においても、1 日平均においても、送風量が多くなれば集熱効率は増大するが、この実験では送風量 V (m³/m²·h) と集熱効率 η_m の関係をプロットすれば Fig. 3 のようで、次の実験式が成立する。

$$\eta_m = 0.15 V^{0.4} \quad (1)$$

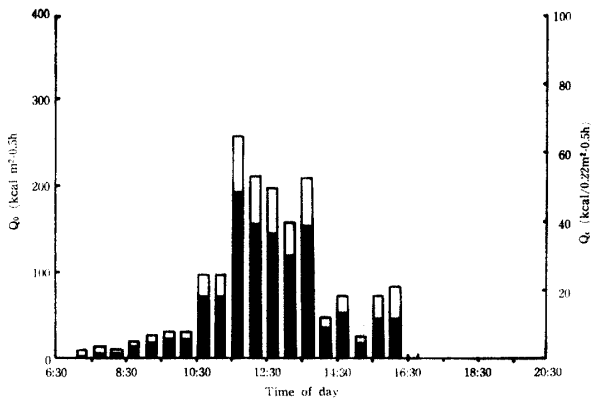
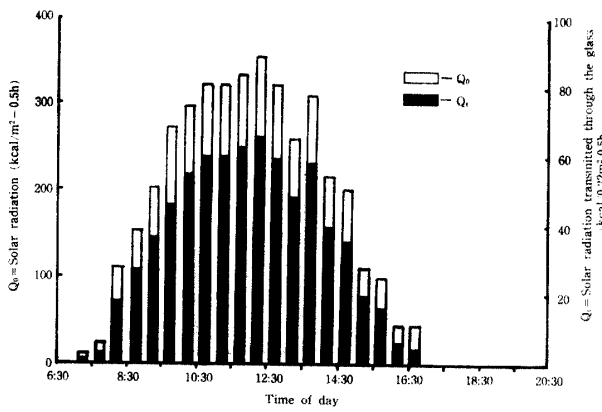
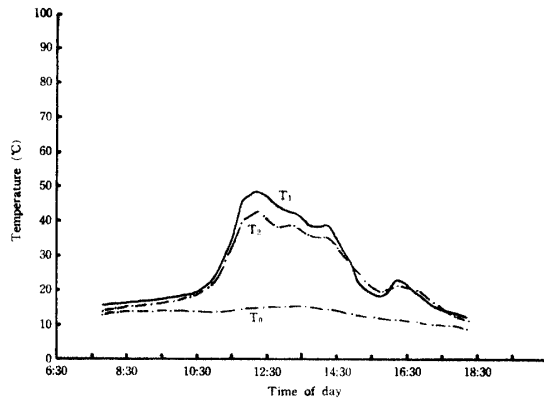
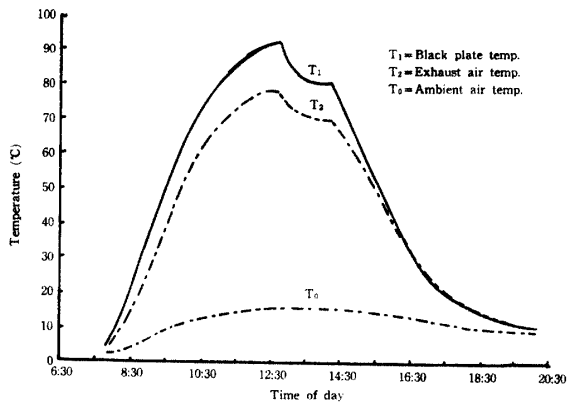
この結果から、この実験で使用した通気並列板式集熱装置では、限界風量があり、効率を主目的とすれば、受熱面積 1 m² 当り 40~50 (m³/h) 程度であり、その時の効率は 65~70% 附近と考えられる。また今回の実験のねらいである熱風温度 70°C~80°C を得るためには、晴天日でも風量は 10~15 (m³/m²·h) 附近になり効率は 35%~40% に低下する。取出し空気温度を高め、しかも効率を上げるためには、集熱板の有効接触面積をふやす必要がある。

2. 透過日射量と集熱効率

透過日射量と集熱効率の関係を晴天日である Test No. 1, Test No. 5 について測定した結果は Fig. 4 のようである。午前中においては集熱効率は日射量の増加につれて直線的に上昇しているが、午後からは逆に日射量が減少しても効率は増大しつづけている。すなわち、午前中は日射の一部が受熱板や装置自体に顕熱

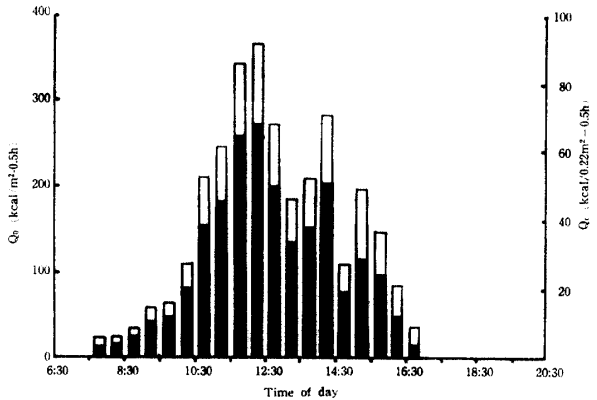
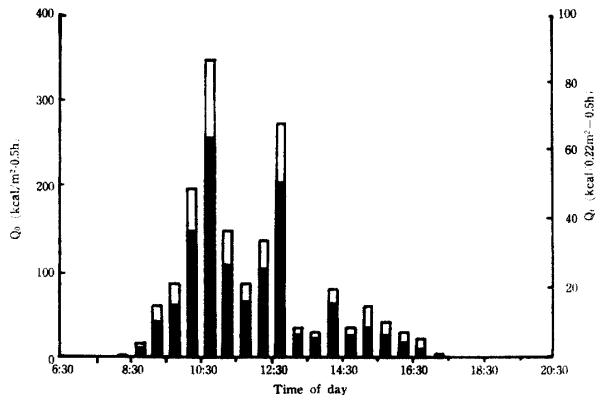
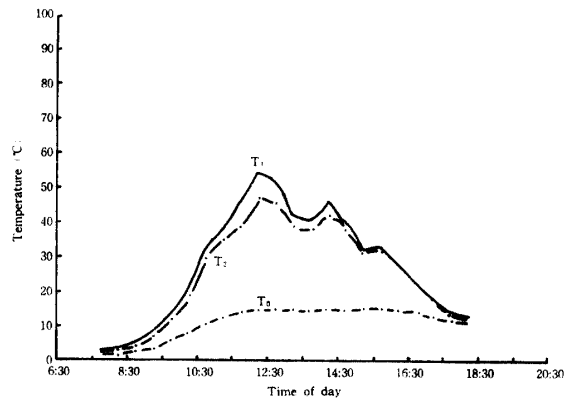
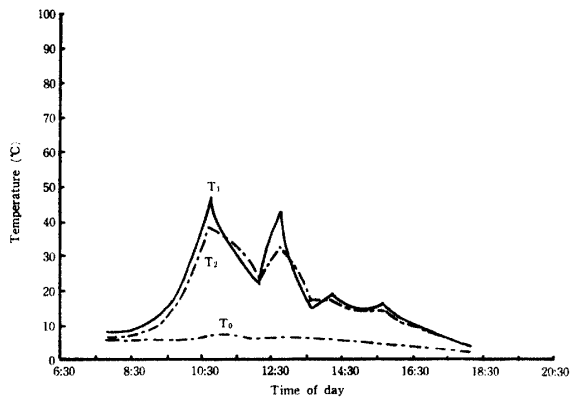
Table 2. Relationship between air blow rate and the collector efficiency in each test

Test No.	Air blow rate V (m ³ h-m ²)	Exhaust air temp. t ₁ (°C)	Send air temp. t ₂ (°C)	Difference in temp. (t ₁ -t ₂) (°C)	Collector efficiency (η _c)	Average efficiency (η _m)
1	12.7	79.0	15.5	63.5	0.389	0.423
2	19.1	43.0	15.0	28.0	0.431	0.460
3	19.1	37.5	6.5	31.5	0.503	0.520
4	32.7	46.0	15.0	31.5	0.552	0.610
5	38.2	53.0	18.5	34.5	0.630	0.614



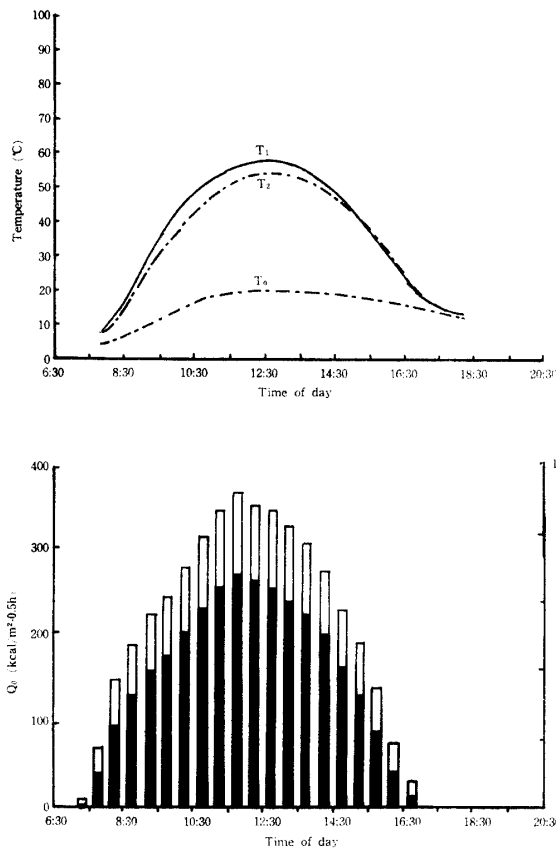
Test No. 1

Test No. 2

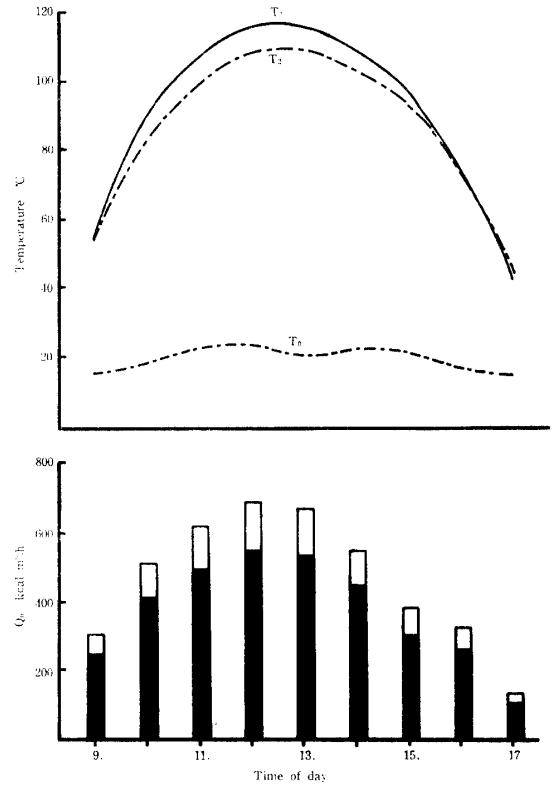


Test No. 3

Test No. 4



Test No. 5



Test No. 6

Fig. 2. Examples of the progress of solar radiation, the black plates and exhaust air-temperature.

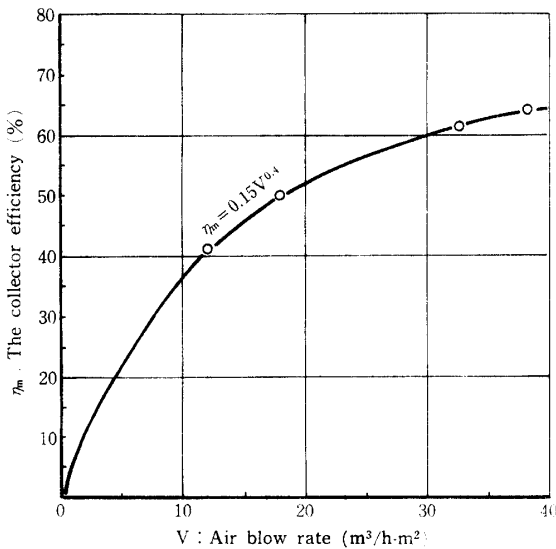


Fig. 3. Air blow rate vs. the collector efficiency.

として吸収され、午後はそれが放出されていると思われる。受熱板の温度が日射量に比例していることから考えると、これら顕熱の移動がなければ、日射量最大時期（装置内の顕熱移動が平衡状態のとき）における

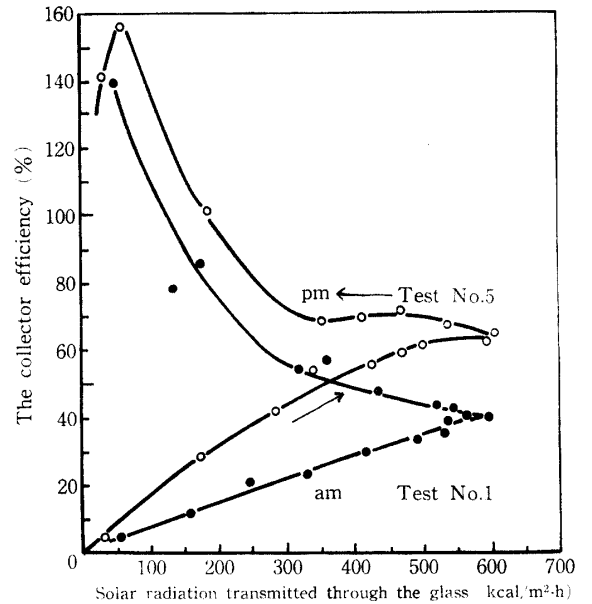


Fig. 4. Relationship between transmitted solar radiation and the collector efficiency in the daytime.

値が、本来の受熱板による集熱効率に近い値であると思われる。

3. 受熱板の温度と日射量および通気量との関係

集熱器内を通気した場合および全く通気しなかった場合の受熱板温度を透過日射量ごとにプロットした結果は Fig. 5~Fig. 7 のようである。両者の関係は日射量の上昇時と下降時では異なるが、上昇時においては比例関係にあると見做される。受熱板温度を $T(^{\circ}\text{C})$ その時期の透過日射量を $Q_t(\text{kcal}/\text{m}^2\cdot\text{h})$ 、送り出し空気量を Collector 表面積 1m^2 当り $V(\text{m}^3/\text{m}^2\cdot\text{h})$ 、 k を比例常数とすれば各送風量ごとに近似的に次式の関係が成立する。

$$T = k \cdot Q_t \quad (2)$$

ここで比例常数 k は日射量が $1.0 (\text{kcal}/\text{m}^2\cdot\text{h})$ にお

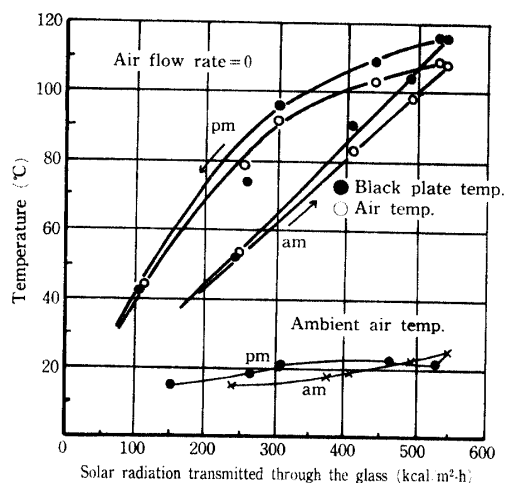


Fig. 5. Relationship among temperature of the black plate, exhaust air and transmitted solar radiation when air flow rate is zero.

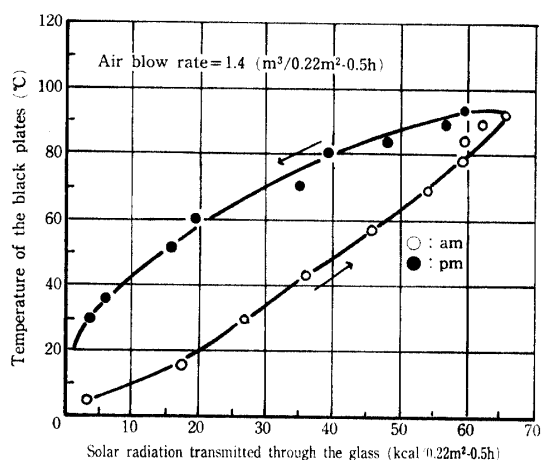


Fig. 6. Relationship between the black plate temperature and transmitted solar radiation when air blow rate is $1.4 (\text{m}^3/0.22\text{m}^2-0.5\text{h})$.

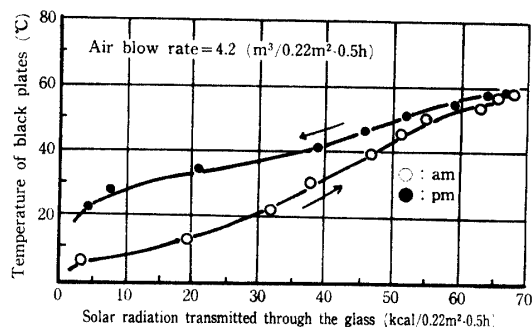


Fig. 7. Relationship between the black plate temperature and transmitted solar radiation when air blow rate is $4.2 (\text{m}^3/0.22\text{m}^2-0.5\text{h})$.

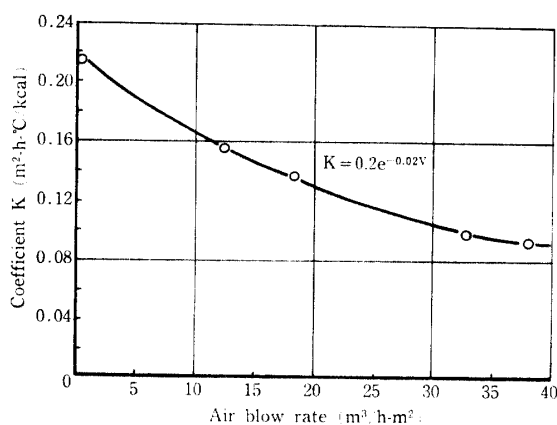


Fig. 8. Coefficient K vs. air blow rate.

ける受熱板温度の変化量である。

各送り出し風量と k の値との関係は Fig. 8 のようであり、その間には次の実験式が成立する。

$$T = 0.2 e^{-0.02V} Q_t \quad (3)$$

すなわち、受熱板の温度は透過日射量と送風量に影響される。

4. 受熱板より送風空気への熱伝達について

受熱板温度と、それにより加熱された熱風温度とは密接な関係があり、この実験では、その差は Table 3 に示すように $14^{\circ}\text{C} \sim 4.5^{\circ}\text{C}$ の範囲で、受熱板温度が高いほど較差は大きくなる。今回の実験の風量範囲では、空気流れは層流と見做されるので、受熱板と空気流れの間の熱伝達率 (h_c) は Re 数に関係なく近似的に次式で表わされる⁹⁾。

$$h_c = 3.65 \cdot \frac{\lambda}{d} \quad (4)$$

λ : 熱伝達率 ($\text{kcal}/\text{m}^2\cdot\text{h}\cdot^{\circ}\text{C}$), d : 間隙 (m), また空気の熱伝導率は次式で計算できる⁹⁾。

Table 3. Experimental values of heat transferring coefficient from the black plates in each test

Test No.	Q_t ($\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h}}$)	Highest temp. of the black plate T_1 ($^{\circ}\text{C}$)	Temp. of the black plate T_2 ($^{\circ}\text{C}$)	Heat-air temp. ($^{\circ}\text{C}$)		Δt ($^{\circ}\text{C}$)	Exhaust heat air capacity ($\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{h}}$)	$h_c \cdot A$ ($\frac{\text{kcal}}{\text{h} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{m}^2}$)
				exhaust air t_1	send air t_2			
1	598	120	93.0	79.0	15.5	59.3	231	3.90
2	357	71	49.0	43.0	15.0	31.0	154	4.97
3	344	69	41.5	37.5	6.5	33.3	173	5.20
4	538	104	53.7	46.5	15.0	48.1	297	6.17
5	615	123	57.0	53.0	18.0	54.5	384	7.05

*1, Q_t : Solar radiation transmitted through the glass.

$$*2, \Delta t = \frac{(T_1 - t_1)}{2} + \frac{(T_2 - t_2)}{2}$$

$$\lambda = \lambda_0 \left(\frac{273+a}{t+273+a} \right) \left(\frac{t+273}{273} \right)^{3/2} \quad (5)$$

λ_0 : 0°C における空気の熱伝導率 $= 208 \times 10^{-4}$

a : 定数 $= 125$, t : 流入空気温度 ($^{\circ}\text{C}$)

h_c の値を (4) 式および (5) 式から算定すれば, $h_c = 5.96 \approx 6$ となる ($\lambda = 408 \times 10^{-4}$, $d = 250 \times 10^{-4}$).

一方, 今回の実験により, それぞれの測定値から ($h_c \cdot A$) を算定した結果は Table 3 のようで, 受熱板の有効面積をどの程度にとるかによって熱伝達率 (h_c) の値は異なるが, かりに 0.9 m^2 (Collector 受熱面積の 9 割) とすれば, h_c は $4.3 \sim 7.8$ ($\text{kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h}$) となる. 送風量が増せば, 層流の範囲内でも $h_c \cdot A$ は計算値より増大しているが, これは有効接触面積の変化とも考えられる.

5. 任意の条件下での排出熱風温度の算定

以上の実験結果にもとづいて, 供試した Collector を使用した場合の排出された熱風の温度は, Collector 受熱面積 1.0 m^2 あたり近似的に次式で算定できる. ただし, その適用範囲は透過日射量 (Q_t) では 615 ($\text{kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h}$) 以下, 送風量 (V) では 40.0 ($\text{m}^3/\text{m}^2 \cdot \text{h}$) 以下で, また Collector 内に貯えられた熱量は除外した.

$$(t_1 + t_2) = Q_t \left[0.2(1 + e^{-0.02V}) - \left(\frac{0.3V^{0.4}}{h_c \cdot A} \right) \right] \quad (6)$$

t_1, t_2 : 排出および入口の空気温度

なお h_c は, (4) 式で計算した場合は 6.0 前後, 実験値から逆算した場合は, $4.0 \sim 7.0$ ($A = 1.0 \text{ m}^2/\text{m}^2$) である.

光集熱器の性能について検討した. 実験に供した集熱器は通気並行板式である. 実験結果を要約すれば次のようである.

1. 通気風量: V ($\text{m}^3/\text{h} \cdot \text{m}^2$) と集熱効率: η_m との間には次の実験式が得られた.

$$\eta_m = 0.15 V^{0.4} \quad (1)$$

この式の適用範囲は Q_t は 615 ($\text{kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h}$) 以下, V は 38.2 ($\text{m}^3/\text{m}^2 \cdot \text{h}$) 以下である.

2. 透過日射量に対する集熱器の効率は, 集熱器内の蓄熱の影響のために, 時間によって変動する. したがって, 正午附近の値が集熱効率として妥当であると思われる.

3. 受熱板温度: T ($^{\circ}\text{C}$) と透過日射量: Q_t ($\text{kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h}$) および通気量: V ($\text{m}^3/\text{m}^2 \cdot \text{h}$) との関係は次のようであった.

$$T = 0.2 e^{-0.02V} Q_t \quad (3)$$

なお適用範囲は 1. と同じである.

4. 受熱板より空気への熱伝達率 (h_c) は, 実験の範囲では有効面積比を 1.0 (m^2/m^2) とすれば, $4.0 \sim 7.0$ ($\text{kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h}$) で, (4) 式による計算値は, 6.0 ($\text{kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h}$) であった (Table 3).

5. 任意の条件下での加熱空気温度 t_1 は, 次式で近似的に算定できる.

$$t_1 = Q_t \left[0.2(1 + e^{-0.02V}) - \left(\frac{0.3V^{0.4}}{h_c \cdot A} \right) \right] - t_2 \quad (6)$$

ここで A は受熱板の有効板の有効面積, t_2 は外気温度である.

要 約

固体充填蓄熱槽に送る高温空気をつくるための太陽

文 献

- 1) Hottel, H.C. and Woertz, B.B.: The

- performance of flat-plate solar-heat collectors. Trans. ASME, **64**, 91-104 (1942)
- 2) 化学工業協会東海支部編：特集熱工学, p.147-164 (1963)
 - 3) Lawand, T.A.: A solar-cabinet dryer. Solar Energy, **Vol. 10**, No. 4, 158-164 (1966)
 - 4) 三原義秋編：温室設計の基礎と実際. 養賢堂, p.238-245 (1980)
 - 5) Phillips, A.L.: Drying coffee with solar-heated air. Solar Energy, **Vol. 9**, No. 4, 213-217 (1965)
 - 6) 桜井喜十郎：農林水産業の生産システムにおける各種エネルギーの熱光変換利用技術. 農業および園芸, **58**, 525-530, 641-645 (1983)
 - 7) Souka, A.E.: Double exposure flatplate collector. Solar Energy, **Vol. 9**, No. 3, 117-118 (1965)
 - 8) Swartman, R.K.: An investigation on packed-bed collectors. Solar Energy, **Vol. 10**, No. 3, 106-110 (1966)
 - 9) 田中楠弥太：熱蒸気および伝熱. 技報堂, p.44-75 (1966)

Summary

In this paper, examinations were made on some capabilities of a solar-collector, for the purpose of preparing air-stream with high temperature to be sent to the solid-packed heat-storing-tank.

The experimental results obtained are as follows:

1. The relationship between the air-blowing-rate ($m^3/m^2 \cdot h$) and the collector efficiency (η_m) is to be shown in the following experimental equation.

$$\eta_m = 0.15 V^{0.4} \tag{1}$$

where the equation can only be applied with in the ranges of $Q < 615$ ($kcal/m^2 \cdot h$) and $V < 38.2$ ($m^3/m^2 \cdot h$).

2. Due to the effect of the heat stored in the collector, the efficiency of the collector on to the transmitted solar radiation changed in proportion to the lapse of time, hence the reasonableness of the valve fixed at noon as the average collector efficiency.

3. The relationship in the black plate temperature T ($^{\circ}C$), observable transmitted solar radiation Q_t ($kcal/m^2 \cdot h$) and the air blowing rate V ($m^3/m^2 \cdot h$) was fixed to be as follows:

$$T = 0.2 e^{-0.02V} Q_t \tag{3}$$

where the application ranges are the same as in the equation (1).

4. When the effective area-ratio was fixed to be $1.0(m^2/m^2)$, the heat transferring coefficient (h_c) from the black plate to the air stream came to be $4.0-7.0$ ($kcal/m^2 \cdot h$), the value calculated from the equation (4) being 6.0 ($kcal/m^2 \cdot h$) (Table 3).

5. It came to be possible to approximate the heated air-temperature (t_1) under arbitrary conditions in the following equation:

$$t_1 = Q \left[0.2(1 + e^{-0.02V}) - \left(\frac{0.3 V^{0.4}}{h_c \cdot A} \right) \right] - t_2 \tag{6}$$

where A and t_2 are the area of black plates and the ambient air temperature, respectively.