

# 屋根一体形太陽熱集熱器の開発 (その2)

—某工場における実施例と性能測定—

宮川保之

## Development of Solar Heat Collector Integrated with Roof (Part 2)

—Measurements of Performance of a Collector Actually Installed at a Factory—

Yasuyuki Miyakawa

### Abstract

Water-trickle collectors newly developed in the company's laboratory were installed on the roof of a factory in the city of Takatsuki in Osaka Prefecture. Good efficiency of heat collection by the collectors was seen in a series of experiments in the laboratory. However, it was expected that efficiency would drop when collectors were installed on a large scale. Actual measurements on collectors at the factory were made from October 1981 to January 1982. Good efficiency was recognized although a slight decline was found to be caused by increases in the lengths of collectors and heat loss due to evaporation from an air release pipe.

### 概要

当技術研究所報 No. 24 同題 (その1) で報告した当社開発の屋根一体形散水流下式集熱器が大阪府高槻市の某工場に大規模に設置された。この流下式集熱器の性能に関しては技術研究所内の試作実験装置で良好な結果がすでに得られている。しかし実際の建物に大規模に設置する場合には流下長さの増大、施工精度等により集熱効率が低下することが予想される。このため昭和56年10月から昭和57年1月において実際のシステムを測定したところ流下長さの増大、散水ヘッダー部の塩素ガス抜きパイプからの蒸発による熱損失等により、多少の効率低下はあるものの良好な集熱性能が確認できた。

### 1. はじめに

太陽熱集熱器を屋根に設置する場合において集熱器と屋根とを一体化すれば大幅なコストダウンと屋根荷重の軽減が可能となる。本報告 (その1) においては折版屋根と一体化した散水流下式集熱器の開発を行なうとともに小型の試作実験システムで性能測定を行なったところ良好な結果が得られた。本開発集熱器の断面形状を図1に示すがその特長は次の通りである。

- (1) 集熱部材質 (屋根材) は腐食に対して強いステンレス (SUS 304, 0.4 mm厚) を使用している。
- (2) ガラスは半強化ガラス (3 mm厚) が理想的であるが、山と山の間が 340 mm 程度であるため普通ガラスで代用することも可能である。
- (3) 集熱部裏側の断熱は 50 mm を標準とする。
- (4) 屋根形状自体が既存の形であるため長尺物が比較的

安価に大量に製作できる。

- (5) ガラスと折版との接合は耐熱性のネオプレンゴムを用いるとともにシリコンコーキングを行なうものとする。またガラス間の接合もシリコンで行なう。

一方、本開発の流下式集熱器は昭和56年3月において大阪府高槻市の某コンクリートブロック製作工場に大規模に設置された。そこで昭和56年10月から昭和57年1月にかけて実際のシステムの測定を行ない、集熱効率、システム運転上の留意点について検討を行なった。

### 2. 某コンクリートブロック製作工場における測定

#### 2.1. システムの概要

本集熱システムはコンクリートブロック養生のための蒸気発生ボイラーの補給水予熱用であり、年間を通して常に低温域での利用が可能であるため散水流下式集熱

器としては理想的な適用例といえる。図-2 にシステムの系統図を、図-3 に集熱器平面および散水ヘッダーへの配管系統図を示す。水の散水方式は散水ヘッダー下部にあけられた微小穴からの落下とヘッダー上部からのオーバーフローであるが竣工前のレベル調整により、各ヘッダーで良好な分配となっている。歩行用通路は図-3 にも示す通り5列目ごとにガラスを設置せず専用の通路を確保している。

集熱システムの起動は集熱板の温度検知により行ないシステムの停止は出入口温度差  $\Delta t$  が  $2^{\circ}\text{C}$  以下になった場合としている。表-1 に本システムの概要を、また写真-1、写真-2 に本システムの外観を示す。

2.2. 測定結果

昭和56年10月下旬および昭和57年1月上旬において流量を変化させながら実験を行なった。またガラスの表面のよごれの状態が集熱効率に与える影響を検討するためガラスの表面がよごれた状態のままと清掃後の状態それぞれについても測定を行なった。実験結果を図-4～図-6 に示す。

集熱効率に関しては図-4 から明らかであるが、前報(その1)の小型実験システムの結果に比較して10~15%

場所	大阪府高槻市
用途	コンクリートブロック養生用 蒸気発生ボイラーの補給水の予熱用
集熱器	散水流下式, 8ユニット, 長さ18m 集熱器全面積 241.7m <sup>2</sup> 有効集熱面積 171.6m <sup>2</sup> 傾斜角 15° 南東向き
循環流量	150 ℓ/min (1ユニット当り 18.9 ℓ/min)
蓄熱槽	三菱樹脂セルキットタンク 8m <sup>3</sup>
集熱器運転方式	集熱板表面温度検知で起動 往返温度差 $\Delta T$ が $2^{\circ}\text{C}$ 以下で停止
配管	主配管 40A 銅管 50mm厚グラスウール断熱

表-1 システムの概要

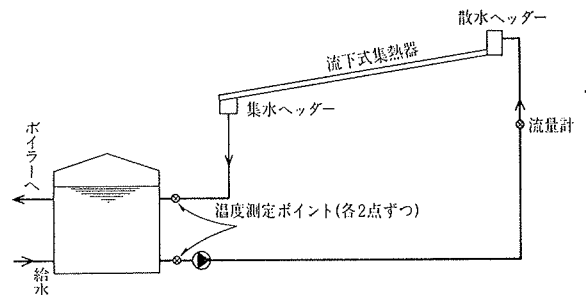


図-2 システムの系統図

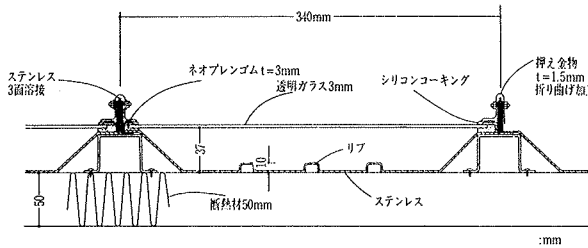


図-1 本開発散水流下式集熱器の断面形状

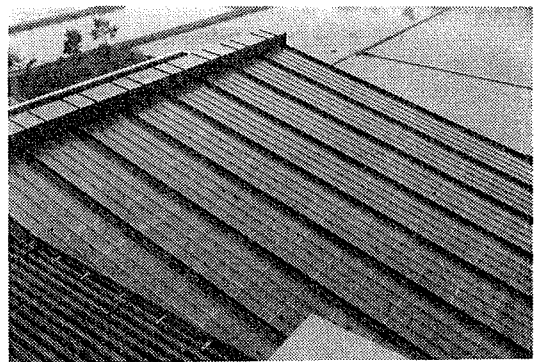


写真-1 流下式集熱器の外観(5列目毎に歩行用通路がある)

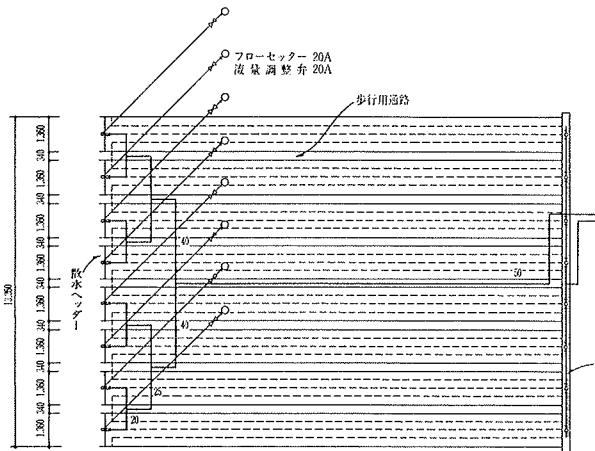
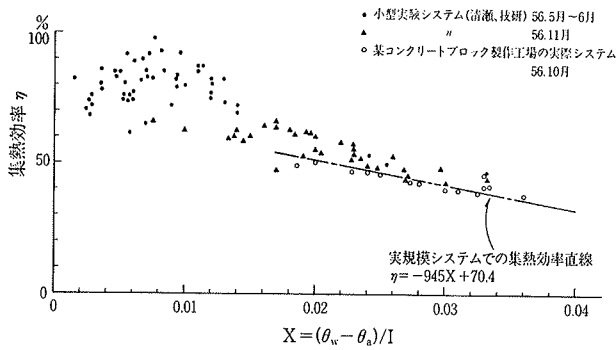


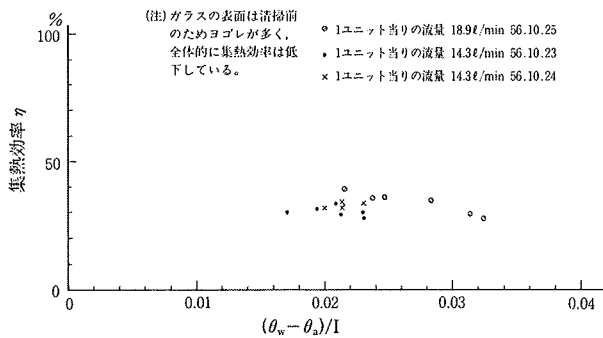
図-3 集熱器平面および散水ヘッダーへの配管系統図



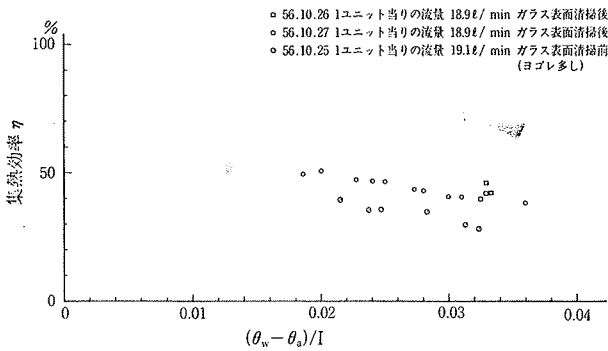
写真-2 流下式集熱器の外観



図一4 実際のシステムと小型実験システムにおける集熱効率の比較  
( $\theta_w$ ; 平均水温,  $\theta_a$ ; 外気温, I; ガラス面への全日射量 (Kcal/m<sup>2</sup>·h))



図一5 散水流量の変化による集熱効率の変動



図一6 ガラス表面のよごれの状態による集熱効率の変動

程度の効率の低下が見られる。この低下は当然、予想されたものであり、むしろ10~15%程度の低下で済んだことはこれまで報告された他の研究機関で開発された集熱器の場合に比較して、大変良好であり、本開発集熱器に関しては施工精度による効率低下はほとんど生じていないことを裏付けている。

本集熱器で小型実験システムの場合に比較して実際のシステムでは多少の効率低下が生じた原因としては次のことが考えられる。

- (1) 小型実験システムの流下長さ 3 m に比較して本システムでは 18 m と長く、流下する過程において流路面のわずかな凸凹により流れがかたよる傾向がある。
- (2) 散水ヘッダー内にこもる塩素ガスの排出のため、実際のシステムではヘッダーのカバー部分には空気抜きパイプが取り付けられているが、この部分からの水蒸気流出に伴うヒートロスがある。
- (3) 今回の場所がセメントを扱う工場内であるため集熱器内には長期間にわたるセメント粉末の流入が見られる。この粉末は水が流下する部分では洗い流されるものの、水の流下しない部分は灰白色となっている。このため日射吸収率が多少とも低下する。

次に図一5 に示す流量変化による集熱効率の変動に関しては、設計流量 (18.9 l/min, 1 ユニット) より少ない場合には集熱効率の低下が見られる。本集熱器の吸収板はステンレスであるため、一般的に多用されるアルミ、鋼、銅等に比較して熱伝導が悪いため、流量を減少させると流路がせばまりフィン効果が十分に期待できなくなるため集熱効果の低下が起こる。

また図一6 のガラスの表面のよごれの状態による集熱効率の変化に関しては、今回の場所がセメントを扱う工場内であるためか、表面がよごれた状態では20~23%もの集熱効率の低下が見られる。しかしながら本システムではメンテナンス用の歩行通路があるためガラスの清掃作業は安全にまた簡単に行なうことができる。

### 2.3. 集熱器性能評価のための集熱効率直線の決定

一般的に流下式集熱器の集熱量は次式によってもとめることができる。<sup>1)</sup>

$$Q_c = K' \cdot (\theta_o - \theta_w)$$

ただし

$$\phi = \frac{\tanh \mu_b}{\mu_b}$$

$$\mu_b = \frac{p-d}{2} \sqrt{\frac{K_0 + K_u}{\lambda_c \cdot t}}$$

$$\Phi = \phi + \frac{d}{p} (1 - \phi)$$

$$K' = \left[ \frac{1}{(K_0 + K_u)\Phi} + \frac{p}{\alpha_1 \pi \cdot d} \right]^{-1}$$

$$K_0 = \frac{1}{\left( \frac{1}{\alpha_0} + \frac{l_g}{\lambda_g} + \frac{1}{c'} \right)}$$

$$\theta_o = \frac{1}{K_0 + K_u} (\tau_g \cdot a \cdot I + K_0 \theta_a + K_u \theta_u)$$

.....(1)

ここに

- $Q_c$ : 集熱量 (Kcal/m<sup>2</sup>・h)
- $\theta_o, \theta_w$ : 相当外気温, 集熱水温 (°C)
- $\Phi, \phi$ : 実効フィン効率, フィン効率 (-)
- $P, d$ : フィンピッチ, パイプ (流水) 径 (m)
- $\lambda_c, t$ : 集熱板熱伝導率 (Kcal/m・h・°C) 厚さ (m)
- $\alpha_i, \alpha_o$ : 管内熱伝達率, ガラス外表面熱伝達率 (Kcal/m<sup>2</sup>・h・°C)
- $\tau_g, \lambda_g, l_g$ : ガラスの透過率, 熱伝導率 (Kcal/m・h・°C), 厚さ (m)
- $a$ : 集熱板の吸収率 (-)
- $I$ : ガラス面への全日射量 (Kcal/m<sup>2</sup>・h)
- $\theta_a, \theta_u$ : 外気温, 集熱器裏空間温度 (°C)
- $C'$ : 空気層の蒸発, 凝縮による熱伝達を含めた空気層の総合熱伝達率 (Kcal/m<sup>2</sup>・h・°C)
- $K_o, K_u$ : 集熱板より外気までの熱コンダクタンス, 集熱板より裏側空間までの熱コンダクタンス (Kcal/m<sup>2</sup>・h・°C)

各時刻毎の厳密な集熱量を算定するためには各時刻毎の気象データを基にして式(1)を用いなければならない。一方、実際の設計に際しては実験よりもとまる集熱器固有の集熱効率直線を基にして概略的な集熱量をもとめることが多い。今回の場合、図-4 から導かれるように実際の規模で集熱器が設置された場合の集熱効率直線は次式で示される。

$$\eta = -945X + 70.5$$

$$X = (\theta_w - \theta_a) / I \quad \dots\dots\dots(2)$$

ここで  $\eta$  は集熱効率である。

実際の計算にあたってはまず入口水温を平均水温として集熱効率をもとめ集熱量を計算する。次にこの集熱量、流量より入出口水温差を計算し、平均水温をもとめる。このようにして平均水温が収束するまで計算を行なう。ここで、流下長さが長くなると水温の上昇の度が一次比例ではなくなり、平均水温として出入温度の平均値を採用できなくなる問題が生じる。この点について検討する。いま集熱器において入口より  $X$  m の位置での水温  $\theta_{w,x}$  は熱平衡式から次のように導ける<sup>3)</sup>。

$$\theta_{w,x} = (\theta_o - \theta_{w,0}) \cdot \left[ 1 - \exp\left(-\frac{K' \cdot W \cdot x}{G \cdot C_p}\right) \right] + \theta_{w,0} \quad \dots\dots\dots(3)$$

ただし

- $\theta_{w,x}$ : 入口より  $X$  m での位置での水温
- $\theta_{w,0}$ : 入口水温
- $W$ : 集熱器幅 (m)
- $G$ : 流量 (kg/h)
- $C_p$ : 流体の比熱 (Kcal/kg・°C)

本流下式集熱器において流量を変化させた場合の流下長さと水温上昇ファクター (式(3)の  $1 - \exp(-K' \cdot W \cdot x / G \cdot C_p)$ ) との関係計算からもとめたものが図-7 である。図より標準設計流量 (18.9 l/min, 1 ユニット) 以上では流下長さと水温上昇ファクターとは一次比例であり、流下長さが長くなった場合でも入出口水温の平均値を平均水温としてもよいことがわかる。ただし流量が少なくなるに従って一次比例関係はくずれ、平均的水温をもとめる場合には多少、複雑な計算を併用する必要があると生じてくる。

図-8 は実測からとまる集熱効率直線と、実測時の気象データ (日射量, 外気温) を基にして式(1)より計算された計算値を回帰分析してもとめた集熱効率直線とを比較したものである。計算においてはパイプ径 (流水幅) としては目視により観察した平均流水幅を用いている。また集熱板におけるふく射熱伝達率および対流熱伝

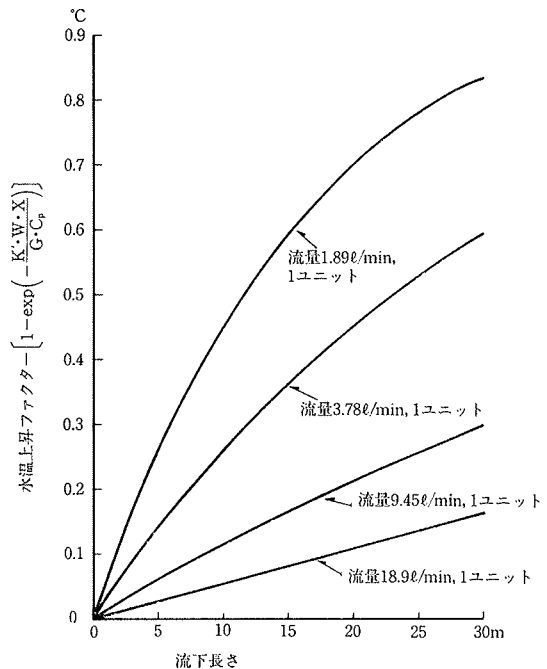


図-7 流量の変化に伴う水温上昇ファクターの変動 (標準設計流量 18.9 l/min, 1 ユニット)

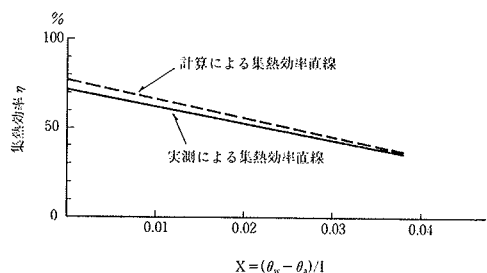


図-8 実測と計算による集熱効率直線の比較

計算地点	東京			
集熱器設置条件	有効集熱面積	方位角	傾斜角	平均集熱温度
流下式	300m <sup>2</sup>	0度	15度	(25, 30, 35°C)
平板型	300m <sup>2</sup>	0度	30度	[ " ]
負荷条件	40t/h, 50°Cで補給, 給水温は月別平均市水温, 8h/日 運転			
貯湯槽	15m <sup>3</sup>			
ガスボイラ	180,000Kcal/h, 効率60%			
金利その他	金利8%, エネルギー上昇率10.8% (東京瓦斯(株)過去10年間の料金上昇率)			
イニシャルコスト	[ " ]			
・流下式	[1.5万円/m <sup>2</sup> , 2.0万円/m <sup>2</sup> , 2.5万円/m <sup>2</sup> , 3.0万円/m <sup>2</sup> ] (流下式コレクターのコスト) と (ステンレス屋根のコスト) の差額			
・平板型	6.1万円/m <sup>2</sup> (コレクター3.8万円/m <sup>2</sup> , 架台1.5万円/m <sup>2</sup> , 補強0.5万円/m <sup>2</sup> , 配管0.3万円/m <sup>2</sup> )			
・共通のコスト	3.9万円/m <sup>2</sup> (ポンプ・蓄熱槽1.0万円/m <sup>2</sup> , 配管0.5万円/m <sup>2</sup> , 塗装・保温0.4万円/m <sup>2</sup> , 計装0.5万円/m <sup>2</sup> , 諸経費1.5万円/m <sup>2</sup> ) (※コストは全て有効集熱面積あたりである)			

表一2 経済性検討のための計算条件

項目	コレクター種類		流下式		
	平板型				
コレクター価格 (円/m <sup>2</sup> )	61,000	30,000	25,000	20,000	15,000
年間日射量 (Mcal/a)	313,239	308,391			
" 集熱量 [ " ]	205,656	146,327			
" 集熱効率 [%]	65.7	65.7		同左	
" 給湯必要熱量 (Mcal/a)	421,862	同左			
" 太陽熱供給量 [ " ]	204,249	145,088			
" 太陽熱依存率 [%]	48.4	34.4			
ソーラーシステムイニシャルコスト増分 [円]	30,000,000	20,700,000	19,200,000	17,700,000	16,200,000
年間節約金額 (円/年)	4,152,132	2,946,585	同左	同左	同左
償却年数 [年]	7.2	7.0	6.5	6.1	5.6

表一3 流下式集熱器の経済性 (入口水温 25°C)

達率等は温度によって決まる定数であるため初期値を仮定し収束計算を行なってもとめている。実側と計算との集熱効率直線に多少の差異が生じている原因としては、流水幅のとり方、各種の物性値のとり方等が考えられる。実測値と計算値とがこのように比較的良く一致していることから式(1)は流下式集熱器の性能予測式としても十分に実用的であることがわかる。

### 3. 流下式集熱器の経済性

流下式集熱器の経済性を通常の密閉式平板集熱器と比較して検討する。計算条件は表一2に示す通りである。計算は当社保有のプログラム“PRESOLAR”を用いて行なった。結果を表一3に示す。流下式集熱器は低温集熱の場合にのみ適し、集熱器コスト(通常のステンレス屋根コストに対する付加コスト)として20,000円/m<sup>2</sup>程度まで落とさなければならぬことがわかる。

### 4. おわりに

当開発集熱器は当社の省エネルギー建築専門委員会(伊丹孝チーフ)において十分に検討の上、決定されたものであることを付記する。また流下式集熱器の経済性を検討するにあたっては東京本社設備部計画課湯浅潤吾職員にPRESOLARプログラムの入出力を担当していただいた。ここに謝意を表する次第である。

### 参考文献

- 1) 田中俊六: 流下式集熱器の性能について, 空気調和・衛生工学会論文集, No. 7, (1978. 6), pp.103~111
- 2) 木村建一: 建築設備基礎理論演習, 学献社
- 3) 田中俊六: 太陽熱冷暖房システム, オーム社