

# 真空平板式沸騰集熱方式による 90°C 温水生成用の 太陽熱コレクターの集熱特性に及ぼす運転制御の影響

## Effect of Operation Control on Collector Efficiency of Flat-Plate-Type Evacuated Solar Collector to Get Hot Water at 90°C

平澤 茂樹 \*<sup>1</sup>  
Shigeki HIRASAWA

川南 剛 \*<sup>2</sup>  
Tsuyoshi KAWANAMI

谷口 昌弘 \*<sup>2</sup>  
Masahiro TANIGUCHI

大河 祐樹 \*<sup>1</sup>  
Yuki OKAWA

中内 俊作 \*<sup>2</sup>  
Shunsaku NAKAUCHI

田中 忠良 \*<sup>2</sup>  
Tadayoshi TANAKA

### Abstract

We studied effects of parameters on collector efficiency of evacuated solar collector system to get hot water at 90°C by numerical simulation and experiment. Six operation-control methods are examined for a daily change of solar radiation with 60 s or 300 s cloud. Calculation results show that the effect of the control methods on average collector efficiency for one day is small as 1 %. Best control method to minimize effect of the cloud on exit temperature fluctuation of the water is that the flow rate of the water is controlled proportional to the solar radiation. Two types of heat storage system are examined: a non-circulating type (supply new water and accumulate heated water in the heat storage tank) and a circulating type (circulating water from the heat storage tank).

キーワード：集熱効率，最適運転制御，真空太陽熱コレクター，沸騰

Key Words : Collector Efficiency, Optimal Operation Control, Evacuated Solar Collector, Boiling

### 1. 緒言

エネルギー問題の解決手段の一つとして，太陽熱利用技術が開発されている。各家庭で太陽熱により 90°C の温水を高効率で生成すれば太陽熱の利用範囲が広がり化石燃料エネルギー消費低減に有効である。著者らは真空平板式沸騰集熱方式の太陽熱コレクターを開発している<sup>(1)-(3)</sup>。それは真空断熱による放熱量の低減と沸騰集熱による 90°C 温水生成を図ったものである。沸騰集熱方式とはコレクター内にある沸騰管内にて作動流体の水を沸騰させて集熱するもので(水の流量を小さくし沸騰させる)，100°C 以上の水蒸気を生成できると共に，水温上昇による顕熱集熱方式に比較して作動流体の循環量が小さくポンプ消費動力を低減できる。

太陽熱コレクターの運転制御について，これまでにも多くの研究がなされている。Kovarik ら<sup>(4)</sup>は平板式コレクター内の冷却水の流量制御についての解析を行った。Dorato<sup>(5)</sup>は集熱量最

大条件などについて，ON/OFF 制御，フィードバック制御，適応制御などの最適化解析手法をまとめて報告した。Hahne<sup>(6)</sup>は平板式コレクターの集熱効率に及ぼす各種因子の影響を解析により検討した。斎藤<sup>(7)</sup>らは真空管式コレクターの集熱効率に及ぼす集熱板熱容量などの因子の影響を解析と実験により検討した。田中<sup>(8)</sup>は熱・電気複合ソーラシステムの運転制御について報告した。Krause ら<sup>(9)</sup>は日々の天候変化に対応した運転制御などについて解析で検討し，集熱効率を向上できることを示した。Eck ら<sup>(10)</sup>は発電プラントの蒸気発生用コレクターにおける曇りの影響を低減するなどの運転制御について解析により検討した。岩坂ら<sup>(11)</sup>は前日の予報日射量を使った運転制御について報告した。しかし，これらの従来研究はポンプ消費動力が大きい顕熱集熱方式の運転制御についての研究や，大型発電プラントにて高温蒸気発生の運転制御についての研究であり，沸騰集熱方式による家庭用の 90°C 温水生成用の太陽熱コレクターの運転制御についての研究は少ない。

本研究では，真空平板式沸騰集熱方式による 90°C 温水生成用の太陽熱コレクターについて，集熱温度変動や集熱効率に及ぼす運転制御の影響を数値シミュレーションと実験により検討するものである。

\*<sup>1</sup> 神戸大学大学院工学研究科教授 (〒 657-8501 神戸市灘区六甲台町 1-1) e-mail: hirasawa@kobe-u.ac.jp

\*<sup>2</sup> 神戸大学大学院工学研究科准教授

\*<sup>3</sup> 神戸大学大学院工学研究科大学院生

\*<sup>4</sup> 国際技術開発(株)

\*<sup>5</sup> (財)省エネルギーセンター

(原稿受付：2010 年 4 月 12 日)

## 2. 真空平板式沸騰集熱方式の太陽熱コレクター

図1, 2に対象とする真空平板式沸騰集熱方式の太陽熱コレクターシステムの模式図とコレクター構造を示す。制御計算を容易にするために、コレクターと蓄熱タンクの間凝縮器を設けているが、実用システムではコレクターで発生した蒸気や温水を蓄熱タンクに直接いれても良い。また蓄熱方式として次の2方式を検討する。室温の冷却水を凝縮器で加熱して蓄熱タンクに順次蓄積する方式（蓄熱タンクからの水の循環なし）と、朝に低温水を蓄熱タンクに入れ日中は凝縮器との間で冷却水を循環させる方式（日中に水の補給なし）である。本研究では前者を主に検討し、後者も後で検討する。また、計算では日中に温水の使用はないとする。

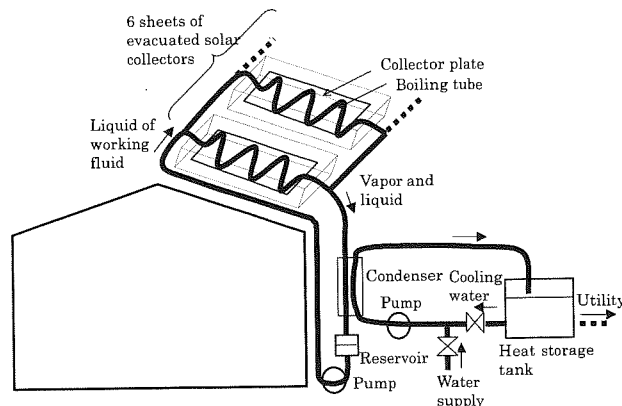


Fig. 1 Calculation model of solar collector system

## 3. 真空平板式沸騰集熱方式の太陽熱コレクターの集熱特性に及ぼす運転制御法の影響

### 3.1 計算方法

図1, 2に示した真空平板式沸騰集熱方式の太陽熱コレクターシステムの集熱特性に及ぼす運転制御法の影響を数値シミュレーションで検討する。計算条件を次に示す。システムは図2に示した集熱板（寸法1 m × 1 m, 厚さ  $h_p = 0.5$  mm, アルミ製, 熱伝導率  $\lambda = 180$  W/mK）が6枚で構成され、集熱板の表面には選択吸収膜<sup>(12)</sup>（太陽光の吸収率  $\epsilon_s = 0.95$ , 赤外光のふく射率  $\epsilon_2 = 0.07$ ）がコーティングされ裏面には折れ曲がった沸騰管（開き角  $15^\circ$ , 内径 5 mm）が溶接されている。コレクター上部はガラス板（太陽光の透過率  $\tau_g = 0.93$ , 太陽光の反射率  $r_g = 0.03$ , 赤外光のふく射率  $\epsilon_g = 0.95$ , 厚さ  $h_g = 5$  mm）があり、内部が0.1 Paの真空、ガラスと集熱板との平均距離  $h_a = 40$  mm, 0.1 Paの空気の熱伝導率  $\lambda_a = 0.0037$  W/mK, ガラスの外気側の熱伝達率  $\alpha_a = 5$  W/m<sup>2</sup>K, コレクターの下部にはウレタン断熱材（厚さ  $h_u = 100$  mm, 熱伝導率  $\lambda_u = 0.024$  W/mK）があり、凝縮器は内径 4.4 mmの管が長さ 2 mで2本溶接されたもので作動流体と冷却水が対向流とし、液だめは直径 0.07 m長さ 0.2 m, 配管は全長 10 m, 蓄熱タンクは0.5 m × 0.5 m × 0.5 m, 配管, 凝縮器, 液だめ, 蓄熱タンクの周囲にはウレタン断熱材（厚さ 70 mm）があり、作動流体は飽和状態の水（または水蒸気）で6枚のコレクターに流量 0.0078 kg/s一定で流れているとする。非定常温度計算に、機器の熱容量を含める。一日の日射量の変化を図3に示す。神戸市の8月の晴れた日の  $30^\circ$  傾斜面への値であり13:50から60 sあるいは300 s間だけ曇りのために日射量を半分とする。本研究では曇りの条件として最も単純な条件を検討する。外気温度, コレクター下部断熱材の底部温度, 周囲支持具の外周は常に  $T_a = 25^\circ\text{C}$ とする。装置すべての8:00における初期温度も  $25^\circ\text{C}$ とする。沸騰管内の沸騰熱伝達率はSaniの式<sup>(2)</sup>を用いる（前報<sup>(2)</sup>にて, Saniの式は水の飽和温度  $100^\circ\text{C}$ にて質

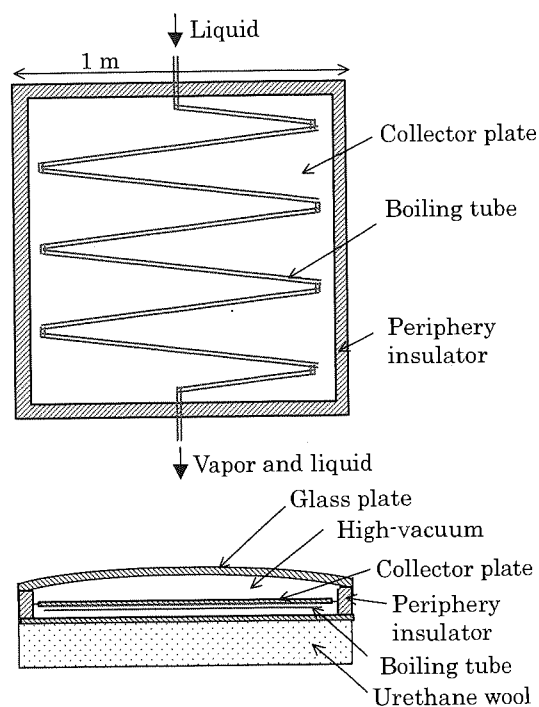


Fig. 2 Calculation model of flat-plate-type evacuated solar collector with boiling of water

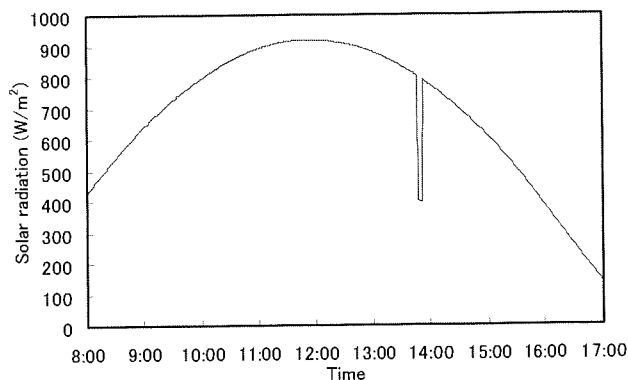


Fig. 3 Daily solar radiation

量流量 20~90 kg/m<sup>2</sup>s, 熱流束 3~30 kW/m<sup>2</sup>にて図2のような傾斜下降流の管内沸騰実験結果に近いことを報告した). 凝縮器の管内凝縮熱伝達率は Shah の式<sup>(13)</sup>を用いる. 凝縮器内の冷却水は一時的に 100℃を越えても沸騰しないとする. 集熱板の温度分布を求めるための面方向の熱伝導温度計算式を次に示す.

$$c\rho \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) + \frac{q_0}{h_p} \quad (1)$$

集熱板の単位面積当たりの伝熱量  $q_0$  は次式となる. 式(1)の集熱板の熱的な境界条件はすべて  $q_0$  に含めている.

$$q_0 = q_1 - q_2 - q_3 - q_4 - q_5 - q_6 \quad (2)$$

ここで,  $q_1$ : 集熱板に吸収された日射による伝熱量,  $q_2$ : 上方へのふく射伝熱量,  $q_3$ : 上方への熱伝導伝熱量,  $q_4$ : 下方への熱伝導伝熱量,  $q_5$ : 周囲支持具を経た熱伝導伝熱量,  $q_6$ : 沸騰管への伝熱量,  $q_s$ : 日射量 (Fig. 3) である. 吸収された日射による伝熱量  $q_1$  は次式で計算される.

$$q_1 = q_s \tau_g \varepsilon_f \quad (3)$$

上方へのふく射伝熱量  $q_2$  は次式で計算される.

$$q_2 = \sigma \cdot \frac{T_p^4 - T_g^4}{\frac{1}{\varepsilon_2} + \frac{1}{\varepsilon_g} - 1} \quad (4)$$

上方への熱伝導伝熱量  $q_3$ , 下方への熱伝導伝熱量  $q_4$ , 周囲支持具を経た熱伝導伝熱量  $q_5$  は次式で計算される.

$$q_3 = (\lambda_d/h_d) (T_p - T_g) \quad (5)$$

$$q_4 = (\lambda_f/h_f) (T_p - T_a) \quad (6)$$

$$q_5 = (\lambda_s/h_s) (T_p - T_a) (A_s/A_p) \quad (7)$$

沸騰管への伝熱量  $q_6$  は次式で計算される.

$$q_6 = \alpha_b (T_p - T_{sat}) (A_b/A_p) \quad (8)$$

ガラス温度計算式を次に示す.

$$c_g \rho_g h_g \frac{\partial T_g}{\partial t} = q_s (1 - \tau_g - r_g) + q_2 + q_3 - \alpha_a (T_g - T_a) - \sigma \varepsilon_g (T_g^4 - T_a^4) \quad (9)$$

一日の平均集熱効率は 17:00 における蓄熱タンクの蓄熱量と積算日射量の比で求める. 計算方法は時間ステップ 60 s ごとに, 作動流体の飽和温度を反復法で求めることを繰り返す.

### 3.2 一日の平均集熱特性と曇りの影響に及ぼす運転制御法の影響

運転制御法として次の 6 ケースを検討する. 方法 (1): 一日の集熱効率を最大にするように冷却水流量を変化させる制御方法, この場合, 冷却水流量は 1 hr ごとに変化させるとする. 集熱効率を最大にする冷却水流量は最大傾斜法を用いて求めた. 方法 (2): 冷却水出口温度を設定温度に一定にするように冷却水流量を変化させる制御方法, 制御周期 60s ごとに冷却水出口温度と設定温度との差に比例して冷却水流量を調整する, その際に 50%の緩和係数を与える. 方法 (3): 作動流体飽和温度を設定温度に一定にするように冷却水流量を変化させる制御方法, 時間ステップごとに作動流体飽和温度と設定温度との差に比例

して冷却水流量を調整する, その際に 50%の緩和係数を与える. 方法 (4): 1 制御周期 (60s) 前の日射量に比例して冷却水流量を変化させる制御方法. 方法 (5): 2 制御周期前からの日射量変化で次の制御周期における日射量を予測し, 予測日射量に比例して冷却水流量を変化させる制御方法. 方法 (6): 制御なしで冷却水流量が一定の方法. すべての運転制御法において 17:00 の蓄熱タンクの水温を 90℃になるように制御する.

表 1 に一日の平均集熱効率, 60 s あるいは 300 s 間の曇りによる冷却水出口温度の最大変動幅, 曇りの前の冷却水出口温度  $\pm 1^\circ\text{C}$  に戻るまでの時間, 曇りから 1200 s 間の集熱効率の計算結果を示す. 方法 (1) については 1 hr ごとに変化させているので曇りの影響を示していない. 図 4~7 に方法 (1), (5), (6) の温度変化と冷却水流量変化を示す.

表 1 より一日の平均集熱効率は, 方法 (1) (集熱効率を最大にするように制御) が他より 1% 大きいだけである. 平均集熱効率は放熱量に影響する集熱板の一日の平均温度で決まるが, すべての方法において集熱板の平均温度がほぼ同じであるため平均集熱効率の差が小さい. 方法 (1) (図 4) にて蓄熱タンクの温度は 11:00 に最大になり, 以降はほぼ一定になる. 11:00 以前や 14:00 以降に作動流体飽和温度と冷却水出口温度との差がある理由は, 日射量が小さいので冷却水流量が非常に小さくなり凝縮器の冷却水側の対流熱伝達率が非常に小さくなるためである. 図 7 より制御した場合の冷却水流量は日射量にほぼ比例している.

60 s 間の曇りについて, 方法 (4), (5) (日射量に比例して制御) は, 冷却水出口温度変動幅が大きい. これは曇りの時間

Table 1 Average collector efficiency for one day, effect of cloud on exit temperature fluctuation of cooling water, and collector efficiency after the cloud.

Operation control method	Average collector efficiency	Effect of 60 s cloud on exit temp. of cooling water	Effect of 300 s cloud on exit temp. of cooling water	Collector efficiency for 1200 s after 300 s cloud
(1) To maximize collector efficiency	72.1 %	---	---	---
(2) Control to keep constant exit temp. of cooling water	71.2 %	8°C, 780 s	24°C, 1200 s	61.9 %
(3) Control to keep constant temp. of working fluid	71.0 %	8°C, 840 s	25°C, 1500 s	60.1 %
(4) Control with solar radiation at one time step before	71.4 %	17°C, 240 s	11°C, 420 s	62.9 %
(5) Control with estimate solar radiation	71.4 %	12°C, 240 s	13°C, 600 s	62.8 %
(6) Without control	71.1 %	5°C, 480 s	19°C, 1200 s	64.7 %

が制御周期と同じであり、装置の温度変化に時間遅れがあるのに、それより先に日射量変化をモニターして制御するため、制御量が過大になってしまったことによる。制御周期を短くするか、制御量を装置の応答遅れを考慮して調整すれば変動幅は小さくなる。300 s間の曇りについては、方法(4)、(5)が曇りの影響が小さい。方法(2)、(3)（冷却水出口温度または作動流体飽和に従って制御）は、装置の温度変化の時間遅れに従って制御するため逆に制御なしより変動が大きくなった。曇りから1200 s間の集熱効率について、制御する場合（方法(2)～(5)）が、制御しない場合（方法(6)）より悪くなる理由は、制御しない場合の方が温度が下がり放熱が減るためである。Eckら<sup>(10)</sup>は冷却水出口温度をモニターして予測制御すれば曇りの影響を低減できることを報告しているが、方法(4)、(5)の日射量に比例して冷却水流量を変化させる制御方法は、制御周期を適切にすればさらに優れた運転制御方法であることがわかった。

### 3.3 蓄熱タンクからの冷却水循環方式

冷却水循環方式を検討する。朝8:00に25℃の低温水を蓄熱タンクに入れ、日中に水の補給なしで、凝縮器との間で冷却水を循環させる方法である。初期水量は17:00に利用温度90℃になるように定めた。冷却水循環流量は一定であり、0.011 kg/s（図7の方式(6)と同じ）と1 kg/sを検討する。図8、9に温度変化と冷却水流量変化の計算結果を示す。冷却水循環流量

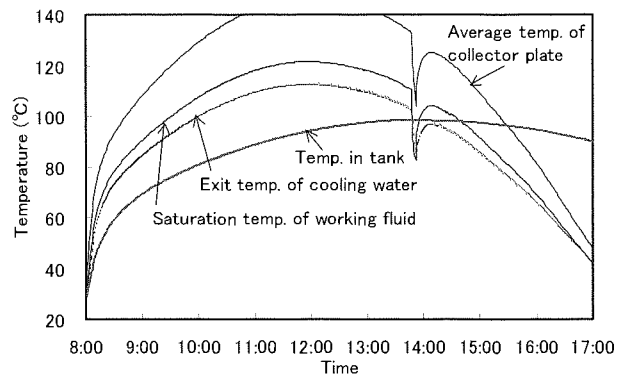


Fig. 6 Temperature change for method (6) (without control).

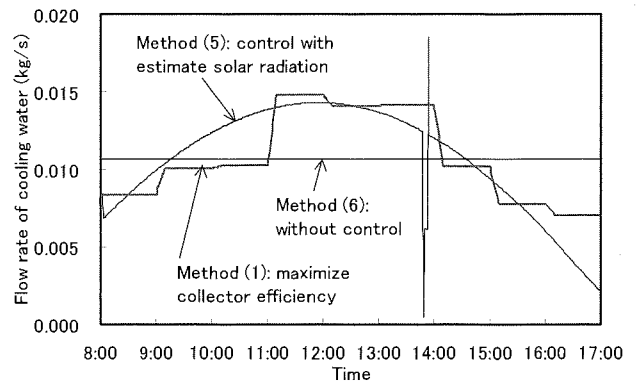


Fig. 7 Flow rate of cooling water for methods (1), (5), (6).

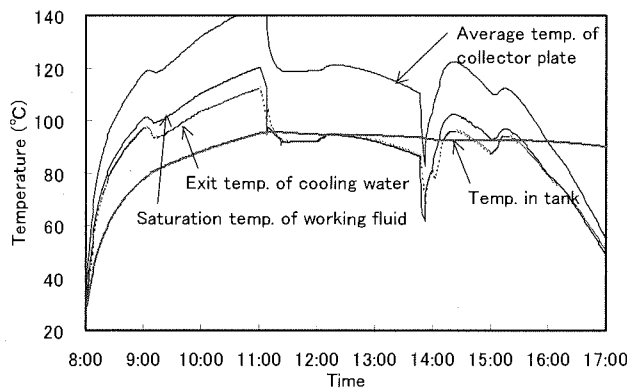


Fig. 4 Temperature change for method (1) (control to maximize collector efficiency).

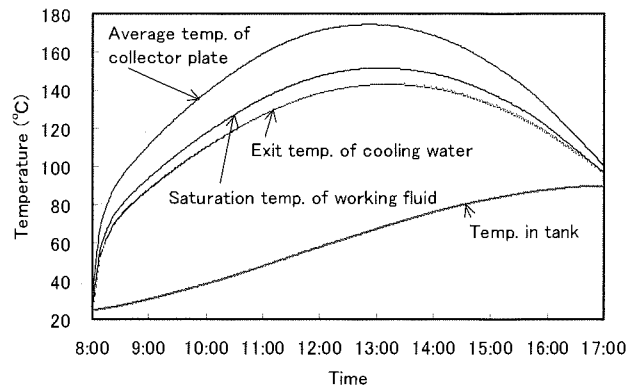


Fig. 8 Temperature change for type of circulating cooling water at flow rate 0.011 kg/s.

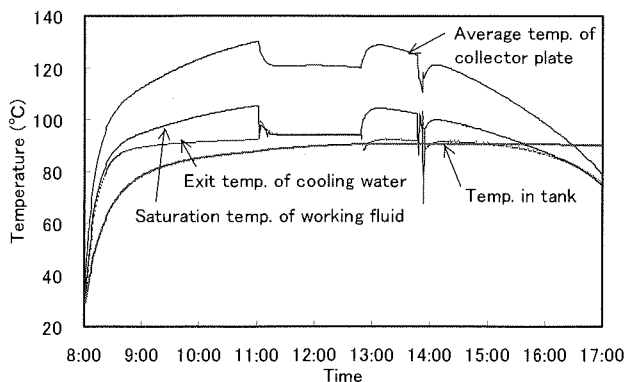


Fig. 5 Temperature change for method (5) (control with estimate solar radiation).

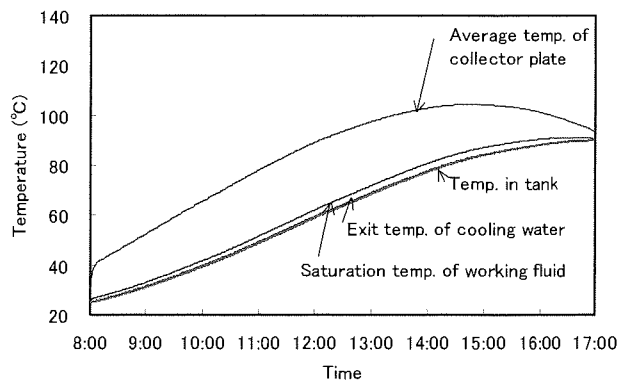


Fig. 9 Temperature change for type of circulating cooling water at flow rate 1 kg/s.

0.011 kg/s の場合 (図8) は, 集熱板温度が高くなり, 一日の平均集熱効率は63.6% になった. 冷却水循環流量 1 kg/s の場合 (図9) は, 集熱板温度が低くなり, 一日の平均集熱効率は77.0% になった. このことより冷却水循環方式は, 集熱効率を増すために冷却水循環流量を多くする必要があることがわかる. そのためポンプ消費動力が大きくなる欠点をもつ.

太陽熱利用温度を42℃ (風呂用), 60℃ (温水), 90℃ (料理), 110℃ (水蒸気) と変化させた場合について検討する. 17:00 の蓄熱タンク温度を42~110℃にする場合について, 冷却水循環方式 (冷却水循環流量 1 kg/s) と非循環方式 (加熱水を蓄熱タンクに順次蓄積する方式) の一日の平均集熱効率を計算した結果を図10に示す. 非循環方式は上記の運転制御方法 (5) (予測日射量に比例して冷却水流量を変化させる制御) を用いる. 一日の平均集熱効率は循環方式の方が大きく, 利用温度が高いほどその差が大きくなる. 図11に蓄熱タンク温度の時間変化を示す. 非循環方式は11:00以降は蓄熱タンク温度が利用温度に近くなるが, 循環方式は日中の蓄熱タンク温度は利用温度より低い. このことから, 非循環方式は日中に温水を利用する場合に適しており, 循環方式は夕方に温水を利用する場合に適していることがわかる.

#### 4. 運転制御法の影響の実験

以上の結果を検証するために実験を行った. 装置の模式図を図12に示す. 沸騰部は内径4.4 mmの銅管に電気ヒータ (最大800 W) を巻いたもの, 作動流体は飽和水とし流量は0.0013 kg/s で一定, 部品や蓄熱タンクなどの周囲はすべて厚さ50 mmのロックウールで断熱してある. 但し, 蓄熱タンクからは蒸発があり十分には断熱できなかった. 各所に直径0.2 mmのT型熱電対をつけて温度を測定した.

一日の日射量変化のモデル実験として, 沸騰部の加熱量を20 minごとに3 hrまで変化させた場合に, 上記の運転制御方法 (4) (加熱量に比例して冷却水流量を変化させる制御方法), 方法 (5) (予測加熱量に比例して冷却水流量を変化させる制御方法), 方法 (6) (制御なしで冷却水流量一定) の実験を行った.

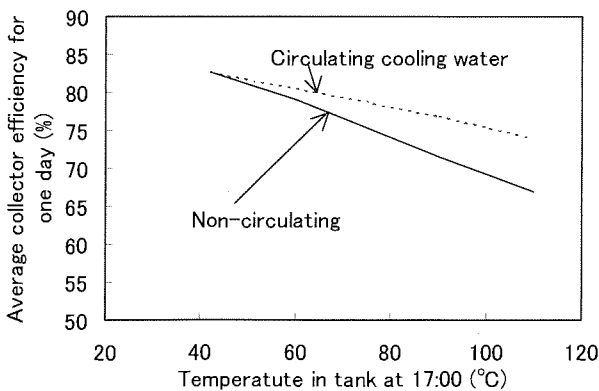


Fig. 10 Relation between usage temperature at 17:00 and average collector efficiency for one day.

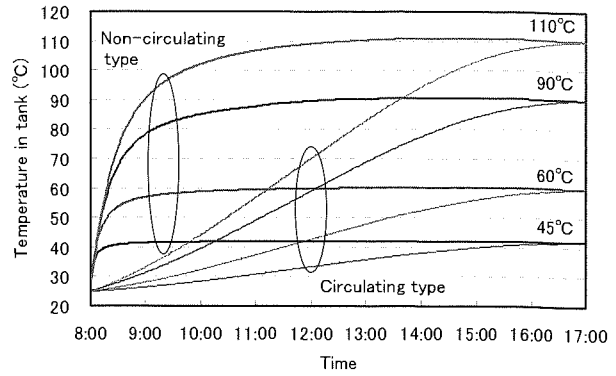


Fig. 11 Temperature change in heat storage tank.

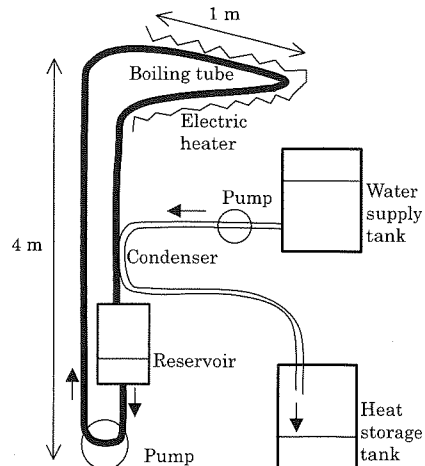


Fig. 12 Experimental apparatus

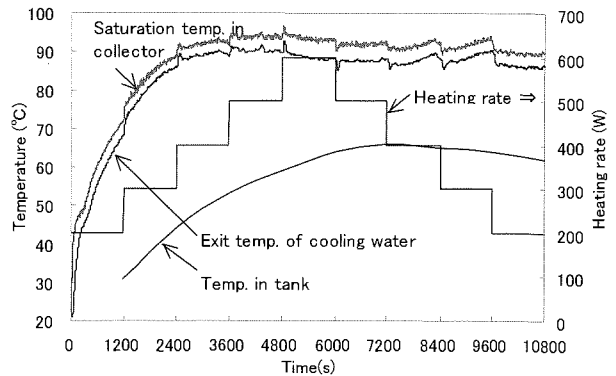


Fig. 13 Temperature change for method (4) (control with solar radiation at one time step before).

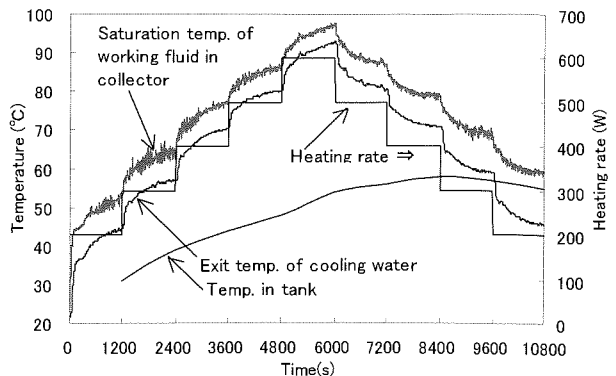


Fig. 14 Temperature change for method (6) (without control).

制御の周期は30 sとした。方法(4)と方法(5)の結果はほとんど同じであった。図13~15に方法(4),(6)の温度変化と冷却水流量変化の実験結果を示す。集熱効率は冷却水の温度上昇から求めた熱量とヒータ加熱量の総和の比とし(蓄熱タンクからの放熱を含めない)、さらに実験最終時刻(3 hr 後)における蓄熱タンク温度を63°Cに合わせるように補正した結果を表2に示す。3方式とも一日の平均集熱効率は52~54%であり、計算結果(表1)と同様に制御方法によらずほぼ一定であった。すなわち、集熱効率は装置温度(集熱板温度)の影響が大きいことがわかる。方法(4)(図13)の冷却水出口温度は2400 sで90°Cに近くなり、以降はほぼ一定温度であり、運転制御により、集熱温度(冷却水出口温度)の変動を小さくする効果があることがわかった。また、上記の運転制御方法(2),(3)(冷却水出口温度または作動流体飽和に從って制御)にて実験しようとしたが、最初の加熱量が小さい時に、制御によって冷却水流量が小さくなり、その結果で作動流体温度が異常に高温になり、実験を行わなかった。

300 s間の曇り(加熱量を半減)について、図16, 17に方法(4),(6)の温度変化の実験結果を示す。制御の時間ステップは30 sとした。図16, 17から冷却水出口温度の最大変動幅、曇りの前の冷却水出口温度 $\pm 1^\circ\text{C}$ に戻るまでの時間、曇りから1500 s間の集熱効率を求めて表2に示す。実験結果(表2)において曇りの影響により集熱温度(冷却水出口温度)の変動を小さくするには、上記の計算結果(表1の(4)~(6))と同様に制御方法(4),(5)が有効であることがわかる。

### 5. 結言

真空平板式沸騰集熱方式による90°C温水生成用の太陽熱コレクターの特性について、数値シミュレーションと実験により検討し、次の結論を得た。

(1) 17:00の蓄熱タンクの水温を90°Cになる条件で、6ケースの運転制御方法を検討したが、一日の平均集熱効率は1%以内の差でほぼ一定であった。一日の平均集熱効率は集熱板の平均温度の影響が大きい。

(2) 曇りの影響による集熱温度(冷却水出口温度)の変動を小さくするには、方法(4),(5)(日射量に比例して冷却水流量を変化させる制御方法)が優れた運転制御方法である。

(3) 加熱水を蓄熱タンクに順次蓄積する方式(非循環方式)は日中に温水を利用する場合に適しており、冷却水を蓄熱タンクから循環加熱する方式は、夕方に温水を利用する場合に適している。循環方式は冷却水循環流量を大きくする必要あるが、非循環方式より一日の平均集熱効率は大きくなる。

(有)ドイツ地球環境テクノロジーECOS JAPAN 角田大定社長、BlueTec GmbH & Co. KG には集熱板を寄贈頂いた。記して謝意を表します。

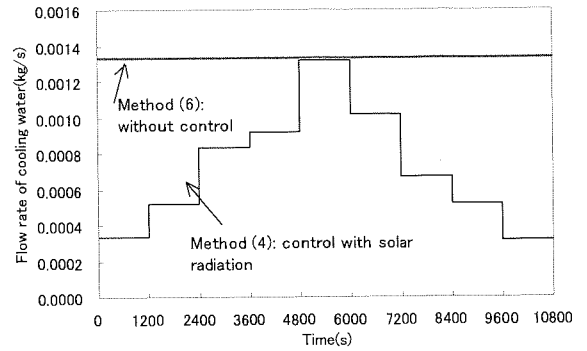


Fig. 15 Flow rate of cooling water for methods (4), (6).

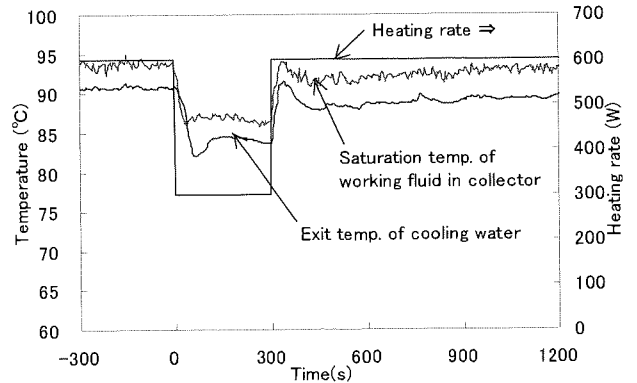


Fig. 16 Temperature change for method (4) (control with solar radiation at one time step before).

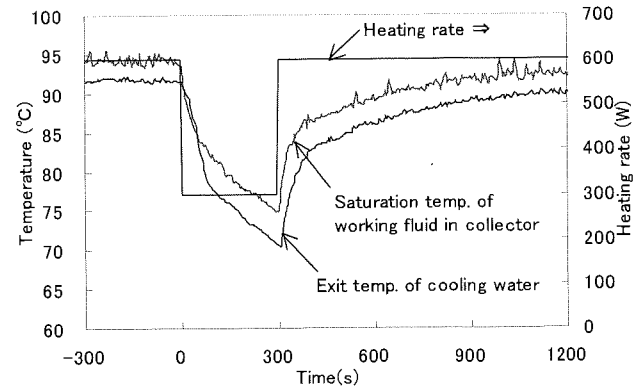


Fig. 17 Temperature change for method (6) (without control).

Table 2 Experimental results on average collector efficiency, effect of cloud on exit temperature fluctuation of cooling water, and collector efficiency

Operation control method	Average collector efficiency	Effect of 300 s cloud on exit temp. of cooling water	Collector efficiency for 1500 s after cloud
(4) Control with solar radiation at one time step before	52 %	10°C, 400 s	57 %
(5) Control with estimate solar radiation	54 %	12°C, 400 s	56 %
(6) Without control	52 %	21°C, 1080 s	59 %

## 記号表

$(A_b/A_p)$  : 沸騰管の伝熱面積と沸騰管がついている集熱板の計算要素の表面積との比率  
 $(A_w/A_p)$  : 周囲支持具の熱伝導断面積と周囲支持具がついている集熱板の計算要素の表面積との比率  
 $c$  : 比熱  
 $h_g$  : ガラスと集熱板との平均距離  
 $h_n$  : 周囲支持具の長さ  
 $h_w$  : 断熱材厚さ  
 $q_0$  : 集熱板の単位面積当たりの伝熱量  
 $q_1$  : 吸収された日射による伝熱量  
 $q_2$  : 上方へのふく射伝熱量  
 $q_3$  : 上方への熱伝導伝熱量  
 $q_4$  : 下方への熱伝導伝熱量  
 $q_5$  : 周囲支持具を経た熱伝導伝熱量  
 $q_6$  : 沸騰管への伝熱量  
 $q_s$  : 日射量  
 $r_g$  : ガラスの太陽光の反射率  
 $T$  : 集熱板温度  
 $T_a$  : 外気温度  
 $T_g$  : ガラス温度  
 $t$  : 時間  
 $x, y$  : 集熱板の面方向の直交座標  
 $\alpha_a$  : ガラスの外気側の熱伝達率  
 $\alpha_b$  : 沸騰熱伝達率  
 $\epsilon_g$  : ガラスの赤外光のふく射率  
 $\epsilon_1$  : 集熱板の太陽光の吸収率  
 $\epsilon_2$  : 集熱板の赤外光の吸収率  
 $\lambda$  : 熱伝導率  
 $\lambda_a$  : 空気の熱伝導率  
 $\lambda_n$  : 周囲支持具の熱伝導率  
 $\lambda_w$  : 断熱材の熱伝導率  
 $\rho$  : 密度  
 $\sigma$  : ステファンボルツマン定数  
 $\tau_g$  : ガラスの太陽光の透過率

## 参考文献

- (1) 中内俊作・加藤武雄, 高真空平板式太陽熱コレクターの構造と性能, 太陽エネルギー, 31-3 (2005), 79.
- (2) S. Hirasawa, M. Taniguchi, S. Nakauchi, and T. Tanaka, Experiment on Flow Boiling Heat Transfer in Tube and Study of Performance of a Vacuum Solar Collector, Proc. 2007 ASME-JSME Thermal Engineering Summer Heat Transfer Conference, HT2007-32149 (2007)2007, Vancouver, CANADA.
- (3) M. Taniguchi, S. Hirasawa, S. Nakauchi, and T. Tanaka, Study of Characteristic of Evacuated Flat Plate Type Solar Collector with Flow Boiling, Proc. 2007 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, IMECE2007-41720 (2007), Seattle, Washington.
- (4) M. Kovarik, and P. F. Lesse, Optimal Control of Flow in Low Temperature Solar Heat Collector, Solar Energy, 18 (1976), 431.
- (5) P. Dorato, Optimal Temperature Control of Solar Energy Systems, Solar Energy, 30-2 (1983), 147.
- (6) E. Hahne, Parameter Effects on Design and Performance of Flat Plate Solar Collectors, Solar Energy, 34-6 (1985), 497.
- (7) 斎藤彬夫・宇高義郎・斎藤安彦・片山功蔵, 真空管式集熱器の過渡特性, 機械学会論文集 52-473 (1986), 174.
- (8) 田中忠良, 高温太陽熱利用システムの性能向上に関する考察, 機械学会論文集 56-526 (1990), 1806.
- (9) M. Krause, K. Vajen, F. Wiese, and H. Ackermann, Investigations on Optimizing Large Solar Thermal Systems, Solar Energy, 73-4 (2002), 217.

- (10) M. Eck, T. Hirsch, Dynamics and Control of Parabolic through Collector Loppes with Direct Steam Generation, Solar Energy, 81 (2007), 268.
- (11) 岩坂祐二・ほか8名, 日射量予測を用いた太陽光発電所の計画運転に関する検討, 太陽/風力エネルギー講演論文集 (2008), 71.
- (12) BlueTec GmbH & Co. technical information, <[http://www.bluetec-germany.de/fileadmin/user\\_upload/pdf/produktinfos/060609\\_techndoku\\_eng.pdf](http://www.bluetec-germany.de/fileadmin/user_upload/pdf/produktinfos/060609_techndoku_eng.pdf)>.
- (13) M. M. Shah, A General Correlation for Heat Transfer During Film Condensation Inside Pipes, International Journal of Heat Mass Transfer, 22 (1979), 547.