

密閉形熱サイフォンを用いた平板形太陽熱集熱器の 性能解析：第1報；基礎式の導出と沸とう部性 能、凝縮部性能および熱損失係数の影響

近藤，哲也
九州大学大学院総合理工学研究科エネルギー変換工学専攻

福田，研二
九州大学大学院総合理工学研究科エネルギー変換工学専攻

長谷川，修
九州大学大学院総合理工学研究科エネルギー変換工学専攻

<https://doi.org/10.15017/17597>

出版情報：九州大学大学院総合理工学報告．6（1），pp.61-67，1984-06-01．九州大学大学院総合理工学
研究科
バージョン：
権利関係：



密閉形熱サイフォンを用いた平板形 太陽熱集熱器の性能解析

第1報；基礎式の導出と沸とう部性能，凝縮部性能
および熱損失係数の影響

近藤 哲也*・福田 研二*・長谷川 修*

(昭和59年3月31日 受理)

Theoretical Analysis of a Flat Plate Solar Collector Panel with a Closed Two-Phase Thermosyphon

1st. Report ; Derivation of the Basic Equations and the Effect of
Evaporator Performance, Condenser Performance
and Heat Loss Coefficient

Tetsuya KONDOH, Kenji FUKUDA
and Shu HASEGAWA

Heat transfer characteristics of a flat plate solar collector panel with a two-phase thermosyphon is analytically investigated. In this first report, the basic equations are derived by applying the one-dimensional analytical model to evaluate the effect of the various parameters on the collector efficiency, including evaporator performance, condenser performance and heat loss coefficient of the panel.

It is found that when the evaporator performance is improved, the mean plate temperature decreases whereas the working fluid temperature increases making lessen the heat loss from the plate and thus the collector efficiency improved. On the other hand, when the condenser performance is improved, the mean plate and the working fluid temperature decrease. Therefore the collector efficiency is improved.

When the heat loss from the plate to the surroundings increases, the mean plate and the working fluid temperature decrease. However, since the heat loss from the plate increases, the collector efficiency decreases.

1. 緒 言

平板形太陽熱集熱器は家庭用温水器などに広く使用されており，太陽熱集熱器の基本形式の一つとして重要な位置を占めている。

作動流体が単相流である循環タイプの集熱器の理論解析はすでに多く行われているが¹⁾²⁾，密閉形二相熱サイフォンを用いた平板形太陽熱集熱器の性能解析は，ほとんど行われておらず，どの因子が集熱効率にどのような影響を与えるのかはほとんど知られていないのが現状である。

従って，密閉形二相熱サイフォンを用いた集熱器の集熱効率の向上をはかるためには，またソーラーシステムのシュミレーションを行うためにも，集熱現象の理論解析が必要不可欠であるといえる。

著者らは，この問題に対して，簡単な一次元解析モデルを導入し，計算結果と室内での実験結果は比較的良好に一致することを確認した³⁾。しかしながら，この解析手法は熱サイフォン管の大きさを無視しており，実際の集熱器の形状とは異なるという欠点があった。

そのため，本論文では，熱サイフォン管の大きさを考慮に入れた解析モデルを導入し，集熱効率に影響を与えると考えられる因子について検討を加えた。本報

* エネルギー変換工学専攻

では、解析のための基礎式の導出と沸とう部性能、凝縮部性能および集熱板からの熱損失係数の影響について報告する。

2. 解 析

2.1. 解析モデルと基礎式の導出

解析モデルを Fig. 1 に示す。この解析モデルは家庭用に広く使用されている温水タンクを持つ平板形太陽熱集熱器を対象にしており、伝熱管は密閉形二相熱サイフォン管である。熱サイフォン管の沸とう部には集熱板が取り付けられており、上面にカバーガラスを有する断熱容器内に入れられている。一方、凝縮部は断熱された温水タンク内に挿入されている。

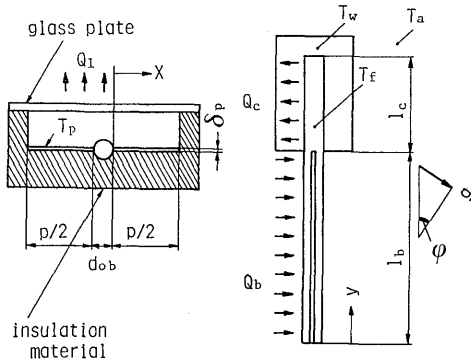


Fig. 1 analytical model

基礎式の導出に先立ち、次の仮定をおく。

- (1) 集熱板の側面および裏面は断熱されている。
- (2) 熱サイフォン管は周囲へ放熱のみを行い、入射熱流束は受けない。
- (3) 集熱板の温度分布は一次元的である。
- (4) 熱サイフォン管の壁温は一樣である。
- (5) 定常状態とし、部材の熱容量は考えない。
- (6) 熱損失は、 $q_i = K \cdot \Delta T$ で近似できる。
- (7) 作動流体は飽和状態にある。
- (8) 熱サイフォン管自身の熱伝導は考えない。

なお、上記の仮定 (2) は、室内で行った電気加熱実験の結果と比較するためのものである。

今、単位面積あたり、集熱板で受け取られる熱量を q_{in} 、集熱板から周囲への熱損失を q_{ip} 、集熱板の温度を T_p 、周囲温度を T_a とすると、仮定 (6) より

$$q_{ip} = K_i(T_p - T_a) \quad (1)$$

と書けるので、集熱板でのエネルギーの式は

$$\lambda_p \delta_p \frac{d^2 T_p}{dx^2} - K_i(T_p - T_a) + q_{in} = 0 \quad (2)$$

となる。ここに K_i は集熱板から周囲への熱損失を表す係数であり、一般に伝導、対流、放射から成る。

境界条件は

$$\left. \begin{aligned} x=0; \lambda_p \delta_p \frac{dT_p}{dx} &= \frac{q'_b}{2} \\ x=\frac{p}{2}; \frac{dT_p}{dx} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

である。ここに、 q'_b は熱サイフォン管に伝えられる単位長さあたりの熱量である。

式 (2), (3) の解は式 (4) で与えられる。

$$T_p = T_a + \frac{q_{in}}{K_i} - \frac{s q'_b}{2 \lambda_p \delta_p} \cdot \frac{\cosh\left\{\left(x - \frac{p}{2}\right)/s\right\}}{\sinh(p/2s)} \quad (4)$$

ここに、 $s = \sqrt{\lambda_p \delta_p / K_i}$ である。

次に、 q'_b は次式で与えられる。

$$q'_b = 2\pi K_b^*(T_{p0} - T_f) \quad (5)$$

ここに、 K_b^* は沸とう部の熱通過係数に相当する量 (2.2. 参照) である。また、 T_{p0} は熱サイフォン管の外面温度であり、式 (4) で $x=0$ とおいて得られる。さらに、式 (5) を用いることにより

$$\left. \begin{aligned} T_{p0} &= T_f + \frac{1}{Y_1} \left\{ \frac{q_{in}}{K_i} - (T_f - T_a) \right\} \\ Y_1 &= 1 + \frac{\pi s K_b^*}{\lambda_p \delta_p} \coth\left(\frac{p}{2s}\right) \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

となる。

また、凝縮部で作動流体から水に伝えられる単位長さあたりの熱量 q'_c は、次式で与えられる。

$$q'_c = 2\pi K_c^*(T_f - T_w) \quad (7)$$

ここに、 K_c^* は凝縮部の熱通過係数に相当する量 (2.3. 参照)、 T_w は温水タンクの平均水温である。

ここで、沸とう部で作動流体に伝えられる全熱量を Q_b 、凝縮部で作動流体から水に伝えられる全熱量を Q_c とすると、仮定 (2), (8) より

$$Q_b = l_b q'_b - \pi(d_{ob}/2) l_b q_{it} \quad (8)$$

$$Q_c = l_c q'_c \quad (9)$$

$$Q_b = Q_c \quad (10)$$

となる。ここに、 q_{it} は熱サイフォン管表面からの単位面積あたりの熱損失であり、仮定 (6) より

$$q_{it} = K_t(T_{p0} - T_a) \quad (11)$$

である。式 (10) を T_f について解くことにより次式を得る。

$$T_f = T_a + \frac{l_b q_{in} \left(\frac{K_b^*}{K_t} - \frac{d_{ob}}{4} \right) - (T_a - T_w)}{1 + \frac{l_b K_t}{l_c K_c^* Y_1} \left\{ \frac{K_b^*}{K_t} + \frac{d_{ob}}{4} (Y_1 - 1) \right\}} \quad (12)$$

さらに、水に伝えられる全熱量 Q は次式で与えられる。

$$Q = Q_b = Q_c = \frac{2\pi l_b K_b^*}{Y_1} \left\{ \frac{q_{in}}{K_t} - (T_f - T_a) \right\} - \frac{\pi d_{ob} l_b K_t}{2 Y_1} \left\{ \frac{q_{in}}{K_t} - (1 - Y_1)(T_f - T_a) \right\} \quad (13)$$

集熱板および熱サイフォン管からの全損失熱量 Q_t は、式 (1), (11) より

$$\begin{aligned} Q_t &= 2 \int_0^{l_b} \int_0^{p/2} q_{it} dx dy + \frac{\pi}{2} d_{ob} \int_0^{l_b} q_{it} dy \\ &= 2 l_b \left(\frac{p}{2} + \frac{\pi}{4} d_{ob} \right) q_{in} - l_b q'_b \left\{ 1 + \frac{\pi d_{ob}}{4s} \coth \left(\frac{p}{2s} \right) \right\} \end{aligned} \quad (14)$$

となる。よって、集熱効率 η_c は

$$\begin{aligned} \eta_c &= \frac{l_b p q_{in} - Q_t}{l_b p q_{in}} \\ &= \frac{2}{p} \left[\frac{q'_b}{2 q_{in}} \left\{ 1 + \frac{\pi d_{ob}}{4s} \coth \left(\frac{p}{2s} \right) \right\} - \frac{\pi}{4} d_{ob} \right] \end{aligned} \quad (15)$$

となる。さらに、熱サイフォン管を含む集熱板の平均温度 T_{pm} を次式で定義する。

$$T_{pm} = \frac{1}{l_b \left(\frac{p}{2} + \frac{\pi}{4} d_{ob} \right)} \int_0^{l_b} \int_{-\frac{\pi}{4} d_{ob}}^{\frac{p}{2}} T_p dx dy \quad (16)$$

式 (4) を用いると、 T_{pm} は次式となる。

$$T_{pm} = T_a + \frac{q_{in}}{K_t} - \frac{q'_b}{2 K_t} \cdot \frac{1 + \frac{\pi d_{ob}}{4s} \coth \left(\frac{p}{2s} \right)}{\left(\frac{p}{2} + \frac{\pi}{4} d_{ob} \right)} \quad (17)$$

一般に、 η_c は $(T_{pm} - T_a)/q_{in}$ なる量を横軸にとりプロットされ、ほぼ直線となる²⁾。本解析モデルの場合は、式 (15), (17) より

$$\eta_c = 1 - K_t \left(1 + \frac{\pi d_{ob}}{2p} \right) \frac{T_{pm} - T_a}{q_{in}} \quad (18)$$

となり、 $(T_{pm} - T_a)/q_{in}$ なる量を横軸にとり η_c をプロットすると、傾きが $-K_t(1 + \pi d_{ob}/2p)$ なる直線となることがわかる。 $T_{pm} = T_a$ の場合は、集熱板からの熱損失は 0 となり $\eta_c = 1$ となる。式 (18) より、 η_c の向上をはかるためには、 K_t および $(T_{pm} - T_a)/q_{in}$ なる量を小さくする必要がある。

2.2 沸とう部性能 (K_b^*)

沸とう部の性能をあらわす量 K_b^* は次式で与えられる。

$$\frac{1}{K_b^*} = \frac{1}{\lambda_c} \ln \left(\frac{d_{ob}}{d_{ib}} \right) + \frac{2}{d_{ib} \alpha_{ib}} \quad (19)$$

ここに、 α ; 熱伝達係数、 λ_c ; 熱サイフォン管の熱伝導率、 d ; 管径であり、サフィックス i は内面、 o は外面、 b は沸とう部を表す。

式 (15) より明らかのように、 η_c を表す式に q'_b が陽に含まれるため、 K_b^* すなわち α_{ib} は効率向上の重要な因子である。そのため、本報では特に α_{ib} の計算式として次の三つの場合について検討した。

(1) 西川—山縣⁴⁾ によって与えられているプール飽和核沸とうの式。なお、起ほう度 f_s は 1 とした。

(2) 楠田—井村⁵⁾ によって与えられている開放形熱サイフォンの沸とう熱伝達の式。

(3) 井村⁷⁾ によって数式化されている Cohen-Bayley⁶⁾ の密閉形熱サイフォンの沸とう熱伝達の式。

2.3 凝縮部性能 (K_c^*)

凝縮部の性能を表す量 K_c^* は次式で与えられる。

$$\frac{1}{K_c^*} = \frac{2}{d_{ic} \alpha_{ic}} + \frac{1}{\lambda_c} \ln \left(\frac{d_{oc}}{d_{ic}} \right) + \frac{2}{d_{oc} \alpha_{oc}} \quad (20)$$

ここに、サフィックス c は凝縮部を表す。

K_c^* (すなわち α_{ic}, α_{oc}) も K_b^* 同様重要な因子であると考えられるが、本研究では α_{ic} に対して、垂直壁に対する Nusselt の水膜理論⁸⁾ を用いて計算し、 $\alpha_{ic} = \alpha_v (\sin \varphi)^{0.25}$ なる関係で傾斜壁へ換算した。ここに、 φ は集熱器の水平面からの傾斜角である。また、 α_{oc} は水平円管外面の自然対流熱伝達に対する McAdams の式⁴⁾ を用い、 $Nu \cdot \cos \varphi, Gr \cdot (\cos \varphi)^3$ で傾斜した場合へ換算した。

2.4. 集熱板からの熱損失 (K_i)

本研究では簡略化のため、集熱器の裏面および側面からの熱損失を無視し、表面からの熱損失のみを考慮すると、 $K_i = K_{up}$ (K_{up} は集熱器の表面の熱通過係数) となる。熱サイフォン管を含む集熱板から周囲への単位面積あたりの熱損失を q_i とすると、式 (14), (17) より

$$q_i = \frac{Q_i}{l_b(p + \pi d_{ob}/2)} = K_{up}(T_{pm} - T_a) \quad (21)$$

を得る。式 (21) は仮定 (6) より当然の結果である。 K_{up} は実験あるいは解析による熱損失の評価により得られなければならないが、ここでは、 K_{up} は定数と見なしパラメトリックに変化させて計算を行った。

3. 計算手順

まず、必要な形状データ等を入力し、計算条件に対して熱サイフォン管内の作動流体温度 (T_f) の初期値を仮定し、沸とう部における作動流体の物性値を計算する。次に、沸とう部において作動流体に伝えられる熱流束 (q_{ib}) の初期値を仮定し、 α_{ib} , K_s^* を求める。ここに

$$q_{ib} = \alpha_{ib}(T_{ib} - T_f) \quad (22)$$

である。よって、式 (6) より T_{p0} が求まるので式 (5) を用いて q_{ib} を再計算し、これが収束するまでこの計算を繰り返す。

次に、凝縮部の熱サイフォン管の内面温度 (T_{ic}) の初期値を仮定し、熱伝導の関係式より外面温度 (T_{oc}) を計算する。これより、凝縮部の内面、外面を通過する熱流束 (q_{ic} , q_{oc}) が求まるので、 $d_{ic} q_{ic} = d_{oc} q_{oc}$ なる熱バランスが満足されるまで T_{ic} を修正して繰り返し計算を行い K_s^* を求める。ここに、

$$q_{ic} = \alpha_{ic}(T_f - T_{ic}) \quad (23)$$

$$q_{oc} = \alpha_{oc}(T_{oc} - T_w) \quad (24)$$

である。なお、 α_{ic} , α_{oc} の計算における物性値は (T_f

$+T_{ic})/2$, $(T_{oc} + T_w)/2$ なる膜温度をそれぞれ用いた。

このようにして、 K_s^* , K_c^* が求まると、式 (12) より作動流体温度 T_f を求めることができ、 T_f が収束するまでこの計算を繰り返す。なお、収束判定条件は 1.0×10^{-3} 以下とした。

Table 1 に標準の集熱器の寸法および計算条件として採用した値を示している。各因子の影響を調べる場合は、その因子のみを変化させ、他の因子は固定して計算を行った。

4. 結果と考察

4.1. 沸とう部性能の影響

Fig. 2 に沸とう部の熱伝達係数 α_{ib} の計算式として 2.2. の (1)~(3) の各式を用いた場合の、 α_{ib} の計算結果を示す。図より、楠田一井村の式が最も大きい α_{ib} を与え、Cohen-Bayley の式が最も小さい α_{ib} を与えることがわかる。これらのどの式が最も良く現象を表すかは次報で述べることにし、ここでは α_{ib} の大小が他の物理量に及ぼす影響を与えるかについて述べる。

Fig. 2 には凝縮部の熱伝達係数 α_{ic} , α_{oc} の計算結果も示されているが、 α_{ib} が増加するに従い α_{ic} は減少し、 α_{oc} は増加する。しかし、 α_{ib} を大きく変化させても α_{ic} , α_{oc} の変化は比較的少ない。これは K_s^* の変化を調べるとより一層はつきりし、 K_s^* は q_{in} が低い場合を除き 3 ケースともほとんど同じ値となる。

Fig. 3 に前述の α_{ib} の各計算式を用いた場合の、集熱板の平均温度 T_{pm} 、作動流体温度 T_f および凝縮部の外面温度 T_{oc} を示す。 α_{ib} の影響は図に示す T_{pm} にも顕著に表れており、最も大きい α_{ib} を与える楠田一井村の式が最も低い T_{pm} を与える。また、 T_f は T_{pm} とは逆に、 α_{ib} が大きいほど高くなっており、 T_{oc} も同じ傾向を示している。

ここで注意すべきことは、 α_{ib} が約 13.5 倍 ($q_{in} =$

Table 1 Summary of a standard flat plate solar collector

item	dimensions, calculation conditions
evaporator	$l_b = 1.5$, $p = 0.08$, $\delta_p = 0.0008$, $d_{ob} = 0.01905$, $d_{ib} = 0.01745\text{m}$
condenser	$l_c = 0.38$, $d_{oc} = 0.01905$, $d_{ic} = 0.01745\text{m}$
calculation conditions	$T_a = 20^\circ\text{C}$, $T_w = 30^\circ\text{C}$, $K_{up} = 5\text{w/m}^2\text{C}$, $\phi = 35\text{deg}$. α_{ib} ; Kusuda-Imura eq. (5), working fluid; R-113

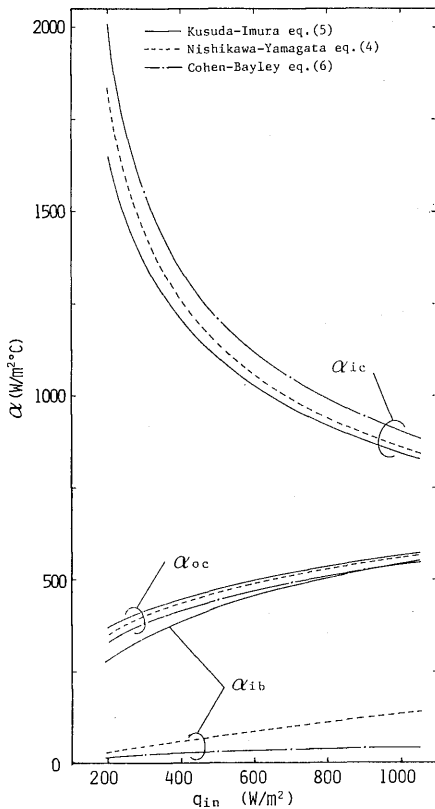


Fig. 2 effect of the evaporator performance on the heat transfer coefficients

1000 W/m² における、楠田—井村の式と Cohen-Bayley の式による α_{ib} の比) になった場合、 T_{pm} は約 20°C も減少する反面、 T_{oc} はただか 1°C しか上昇しない点である。

Fig. 4 に集熱効率 η_c を示すが、前述の議論より明らかなように、 η_c は α_{ib} が増加するほど高くなる。また、前述の T_{oc} の約 1°C の上昇により η_c は約 15% 向上することが本図よりわかるので、実験を行う際は温度の測定精度に十分留意すべきである。

4.2. 凝縮部性能の影響

Fig. 5 に凝縮部の伝熱面積を Table 1 に示す標準値の 2.1 倍、20 倍と大きくし、凝縮部性能を向上させた場合の、 α_{ib} 、 α_{ic} 、 α_{oc} の計算結果を示す。凝縮部の伝熱面積が増加するに従い、 α_{ic} は増加し、 α_{oc} は減少する傾向を示しているが、これは T_f が低下するためである。

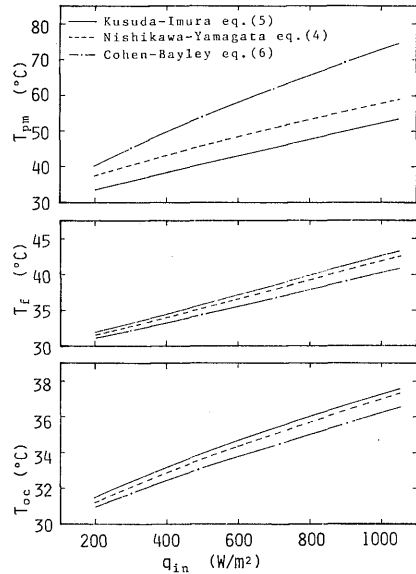


Fig. 3 effect of the evaporator performance on the temperature distributions

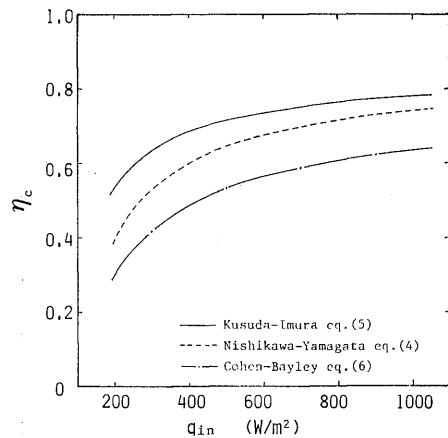


Fig. 4 effect of the evaporator performance on the collector efficiency

Fig. 6 には、 T_{pm} 、 T_f 、 T_{oc} の変化を示しているが、凝縮部性能の向上とともに、これらの値は共に低下することがわかる。特にこの傾向は q_{in} が増すほど顕著である。また、凝縮部の伝熱面積を 20 倍にした時は、 T_f はほとんどタンク内水温 T_w と同じであることがわかる。

凝縮部性能の向上とともに、 T_{pm} が低下するので、熱損失が少なくなりその結果 α_{ib} は増加するが、 q_{in}

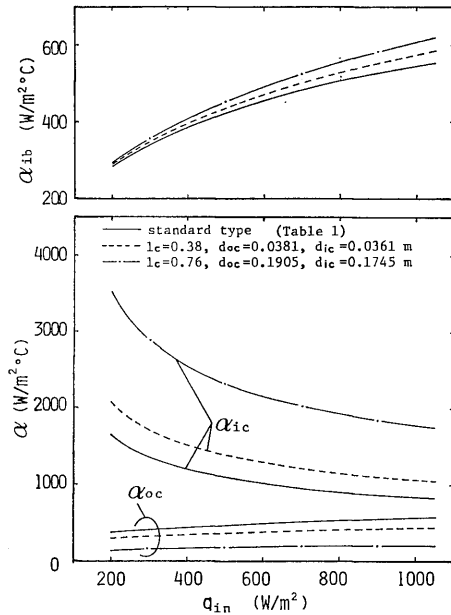


Fig. 5 effect of the condenser performance on the heat transfer coefficients

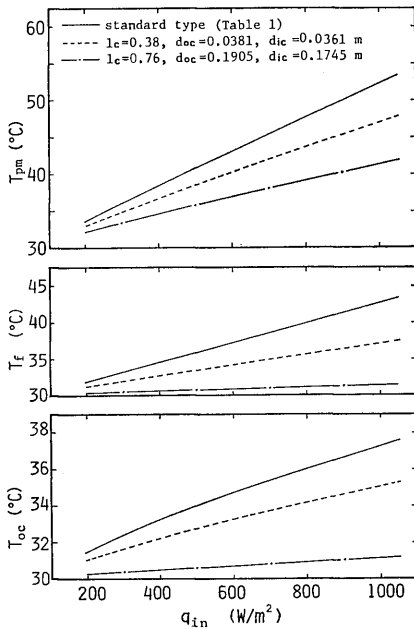


Fig. 6 effect of the condenser performance on the temperature distributions

が増すほど T_{pm} の低下が大きいのので、Fig. 5 に示すように、 α_{ib} も q_{in} が増すほど増加する割合が大き

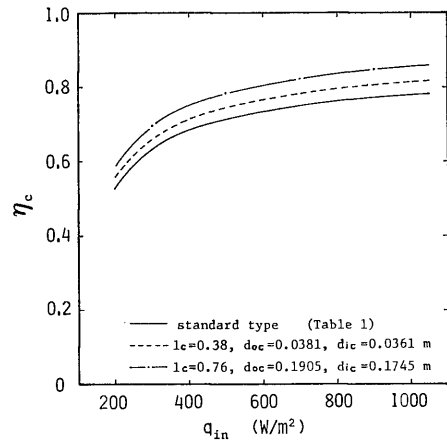


Fig. 7 effect of the condenser performance on the collector efficiency

い。

Fig. 7 に η_c の変化を示すが、伝熱面積を 2.1 倍にした場合と 20 倍にした場合を比較すると、 η_c の増分はいずれの場合とも約 4 % 程度である ($q_{in}=1000$ W/m²)。それゆえ、本計算の場合では、凝縮部の面積を増加することによる効果はそれ程大きくないといえる。

4.3. 熱損失 (K_{up}) の影響

式 (21) より、熱損失は集熱板からの熱通過係数 K_{up} と周囲の温度 T_a の影響を同時に受けることがわかる。しかし、ここでは K_{up} と T_a を分離して K_{up} の影響のみについて述べ、 T_a の影響は次報にゆずる。

Fig. 8 に K_{up} が変化した場合の熱伝達係数の計算結果を示す。図より K_{up} が増加するに従い、 α_{ib} 、 α_{oc} は減少し、 α_{ic} は増加することがわかる。これは、 K_{up} が増加するに従い作動流体に伝えられる熱量が減少し、その結果 T_f が低下するためである。

Fig. 9 には T_f の変化を示しているが、 K_{up} が増加するに従って T_f は低くなることがわかる。また、 T_{pm} 、 T_{oc} も T_f と同じ傾向を示す。

Fig. 10 に $(T_{pm}-T_a)/q_{in}$ を横軸にとり、 K_{up} を変化させた場合の η_c の計算結果を示す。式 (18) より明らかなように、 K_{up} は η_c を表す直線の傾きに関係しており、 K_{up} が増加するほど η_c の傾きは大きくなる。図には q_{in} = 一定なる線も示されているが、これより q_{in} が一定の場合は K_{up} が増加するに従い η_c は低下し、 T_{pm} も低くなることがわかる。また、

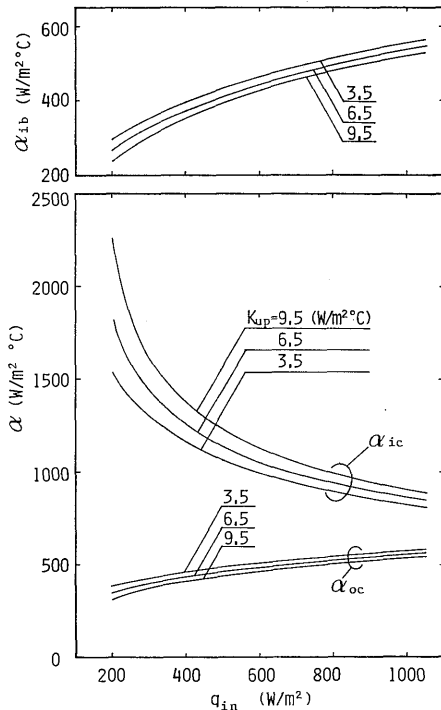


Fig. 8 effect of K_{up} on the heat transfer coefficients

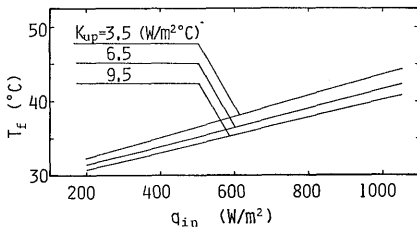


Fig. 9 effect of K_{up} on the working fluid temperature

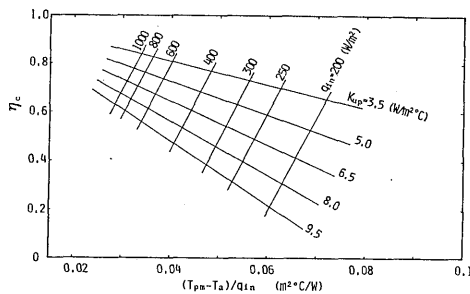


Fig. 10 effect of K_{up} on the collector efficiency

q_{in} が小さいほど η_c の低下する割合は増す。

ここで注意すべきことは、 T_{pm} が低下するにもかかわらず η_c が低下する点であり、これは沸とう部、凝縮部の性能向上の場合と相反する性質である。

なお、 K_{up} 以外の他の因子の影響は、 $(T_{pm} - T_a)/q_{in}$ なる量の大小として η_c に関係しており、式 (18) の直線を傾き一定で動くのみであるので、 K_{up} は非常に重要な因子である。

5. 結 言

密閉形熱サイフォン管を伝熱管として用いた平板形太陽熱集熱器に対して、一次元解析モデルを導入して集熱特性の数値解析を行い、沸とう部、凝縮部性能および熱損失係数の影響について調べた結果、

(1) 一次元解析モデルにより、密閉形二相熱サイフォン管特性を評価する基礎式を導出した。

(2) 沸とう部性能の向上は、作動流体温度を上昇させる反面集熱板の平均温度を低下させる。沸とう部性能が 13.5 倍になった場合 ($q_{in} = 1000 \text{ W/m}^2$)、集熱効率はいずれの場合とも約 4% 上昇した。

(3) 凝縮部性能の向上は作動流体および集熱板温度を低下させる。凝縮部性能が 2.1 倍、20 倍になった場合 ($q_{in} = 1000 \text{ W/m}^2$)、集熱効率はいずれの場合とも約 4% 上昇した。

(4) 集熱板からの熱損失 (K_{up}) の増加は、作動流体および集熱板温度を低下させる。 K_{up} の増加にほぼ比例して集熱効率は低下するが、 q_{in} が低いほど低下する割合が大きい。

参 考 文 献

- 1) Sayigh, A. A. M., Solar Energy Engineering, Academic Press, (1977), p. 117.
- 2) 日本太陽エネルギー学会編, 太陽エネルギーの基礎と応用, オーム社, (1978), p. 143.
- 3) Fukuda, K., Yamamoto, A., Kondo, T., Hasegawa, S., Fifth International Heat Pipe Conference, (1984).
- 4) 日本機械学会, 伝熱工学資料 (改訂第3版), (1975).
- 5) 楠田久男, 井村英昭, 日本機械学会論文集 (第2部), 39-319 (昭和48-3), p. 940.
- 6) Cohen, H., Bayley, F. J., Proc. Inst. Mech. Engr., 169-20 (1955), p. 1063.
- 7) 井村英昭, 九州大学博士論文, (昭49-11), p. 19.
- 8) 西川兼康, 藤田恭伸, 伝熱学, 理工学社, (1982), p. 257.