

ヒートパイプと組み合わせた 太陽熱多重効用型蒸留器の特性

(第3報：蒸留器の設計および操作条件)

A newly designed vertical multiple-effect-diffusion type solar still coupled with
heat-pipe solar collector

(3rd Report: Design and operation conditions of the still)

田 中 大 *
Hiroshi TANAKA

中 武 靖 仁 *
Yasuhito NAKATAKE

Abstract

Parametric investigation was theoretically performed for the vertical multiple-effect-diffusion type solar still, which consists of a number of vertical partition plates in contact with saline-soaked wicks with narrow gaps between partitions, coupled with heat-pipe solar collector panel at 26° N latitude on autumn equinox day. The energy distribution in the proposed still and the dependence of the still's productivity on the design and operation conditions was predicted. The productivity was largest when the air gap between collector plate and glass cover of the solar panel was about 10 mm. The productivity increased with an increase in the thickness of the insulations, the number of partitions, and the temperature of feeding saline water to wicks, and a decrease in the ratio of the collector plate area to each partition area, the diffusion gaps between partitions, and the feed rates of saline water to wicks.

キーワード：太陽熱淡水化、太陽熱蒸留器、多重効用、集熱パネル、ヒートパイプ、数値計算

Key Words: Solar distillation, Solar still, Multiple-effect, Solar collector, Heat-pipe, Numerical simulation

1. 緒言

太陽熱を利用した海水淡水化蒸留器は、淡水資源の乏しい地域における小型分散型の淡水供給手段に適している。これまでに研究されてきた太陽熱蒸留器の中でも、平行平板構造の多重効用型蒸留器の性能は高く、多くの研究が行われてきた⁽¹⁾⁻⁽¹⁵⁾。この蒸留器は、ウィックを貼り付けた仕切り板を一定の間隔で平行に複数枚配置した構造をしており、水蒸気が凝縮する際に放出する凝縮潜熱を再利用し、蒸発・凝縮の過程を複数回繰り返すことにより、蒸留量を増加させることができる。

津村ら⁽⁴⁾、Toyamaら⁽⁵⁾、Ohshiroら⁽¹²⁾は、上方加熱式平行平板構造の多重効用型蒸留器において、仕切り板と仕切り板の間隔、すなわち、蒸発・凝縮過程における水蒸気の拡散距離が蒸留性能におよぼす影響が非常に大きく、この間隔を小さくすることにより蒸留量が飛躍的に増加することを明らかにした。しかし、上方加熱式の蒸留器は、仕切り板を水平に近い角度で斜めに傾け、蒸発・凝縮の過程を上から下向きに繰り返す構造をしているため、自重による仕切り板のたわみが大きくなり、仕切り板と仕切り板が接触しやすく、また、海水を含んだウィックが凝

縮面の上方に位置するため、海水が凝縮水に混入しやすいという欠点があった。

Tanakaら⁽¹⁶⁾⁻⁽²¹⁾は、仕切り板を鉛直に設置した鉛直平行平板構造の多重効用型蒸留器とBasin型を組み合わせた蒸留器についての研究を行い、仕切り板を鉛直に設置することにより、仕切り板の自重によるたわみが大幅に減少し、海水を蒸留水に混入させることなく仕切り板の間隔を5mm以下と非常に小さくすることが可能であることを明らかにし、仕切り板を鉛直に設置する利点が非常に大きいことを報告している。

著者らは、前報⁽²²⁾において、鉛直平行平板構造の多重効用型蒸留器とヒートパイプ式集熱パネルを組み合わせた新しい型の蒸留器を提案した。本蒸留器において、集熱パネルで吸収された太陽エネルギーは、ヒートパイプの作用により鉛直多重効用型蒸留器へと移動し、ここで蒸発・凝縮の過程を複数回繰り返す構造をしており、数値シミュレーション計算により、本蒸留器の蒸留性能が従来の多重効用型蒸留器よりも向上することを明らかにした。さらに、第2報において⁽²³⁾、各季節における本蒸留器の集熱パネルの最適角度、および気象条件への蒸留性能の依存性を数値シミュレーション計算により明らかにした。

太陽熱蒸留器を設計する場合、設計および操作条件への蒸留性能の依存性を把握することは重要である。Toyamaら⁽⁵⁾および

* 久留米工業高等専門学校機械工学科
(〒830-8555 久留米市小森野1-1-1)
e-mail : tanakad@kurume-nct.ac.jp
(原稿受付 : 2003年8月1日)

Ohshiroら⁽¹²⁾は、上方加熱式多重効用型蒸留器において、ウィックへの海水供給量、仕切り板の間隔および仕切り板の枚数が蒸留性能に大きな影響をおよぼすことを報告している。田中ら⁽⁹⁾は、下方加熱式多重効用型蒸留器（仕切り板は水平に近い角度で設置され、蒸発・凝縮の過程が下から上向きに繰り返される構造）とヒートパイプ式集熱パネルを組み合わせた蒸留器において、集熱パネルの面積と蒸留器の各仕切り板の蒸発面積の比が蒸留性能におよぼす影響について報告している。

本研究では、鉛直平行平板構造の多重効用型蒸留器とヒートパイプ式集熱パネルを組み合わせた蒸留器において、設計および操作条件への蒸留性能の依存性を数値シミュレーション計算により明らかにするとともに、本蒸留器の最適設計条件を明らかにすることを目的とする。

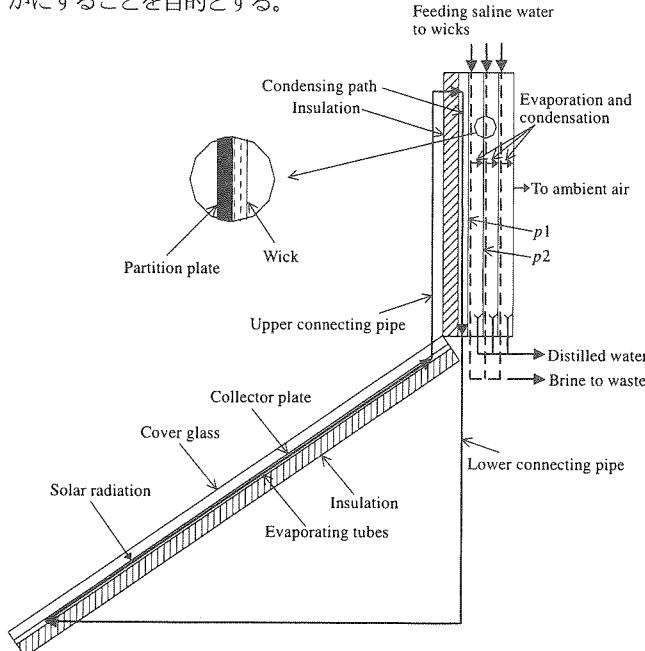


Fig. 1 Vertical multiple-effect-diffusion type solar still coupled with heat-pipe solar collector

2. ヒートパイプと組み合わせた多重効用型蒸留器

本蒸留器の概略を図1に示す。本蒸留器は、ヒートパイプ式太陽集熱パネルと鉛直平行平板構造多重効用型蒸留器（以降、蒸留部と呼ぶ）から構成される。なお、ここでは例として蒸留部の仕切板が4枚の場合を示す。蒸留部の外側の面を除く全ての仕切り板の背面上にはウィックが張り付けられており、仕切り板は狭い空気層を介して平行に配置される。各ウィックには常時、一定量の海水が供給される。集熱パネルの蒸発管群と蒸留部前面の凝縮流路を、2つのつなぎ管で連結することで閉ループを構成し、ここに作動流体であるエタノールを注入してループ内部を減圧することにより、ヒートパイプを成す。凝縮流路の前面および集熱板下面是断熱材で断熱される。太陽集熱パネルで吸収された太陽エネルギーは、ヒートパイプの作用により蒸留部に移動し、ここで蒸発・凝縮の過程を繰り返すことにより蒸留量は増加する。

本蒸留器の集熱パネルおよび蒸留部の厚さはそれぞれ数十mm程度と薄く、さらに集熱パネルと蒸留部を分離することによ

り非常に小さく収容することができるため、運搬・保管等が容易である。また、本蒸留器の集熱パネルは、角度を自由に調節することが可能であり、設置場所および季節によって変動する太陽高度に合わせて、最も効率よく太陽光を吸収できる角度に設置することができる。集熱パネルの角度の最適値は、設置場所の緯度および季節によって変化するが、例えば前報⁽²³⁾の計算では、北緯26°に本蒸留器が設置されたと仮定した場合、集熱パネルの角度が夏至において10°、秋分および春分において26°および冬至において50°の場合に蒸留量が最大になる。

3. 理論解析および数値シミュレーション

理論解析の詳細は前報⁽²²⁾に記述したので、ここではその概要のみを述べる。集熱パネルおよび蒸留部の各構成要素の温度が一様であると仮定して、集熱パネルおよび蒸留部の各構成要素に関する熱収支式を導き、これらの熱収支式および関連する式の連立方程式を解くことにより、各構成要素の温度、各構成要素を出入りする熱流束および各凝縮面での凝縮量を計算した。

本数値シミュレーション計算で使用した装置の寸法、操作および気象条件を表1に示す。なお、それぞれのパラメータ計算においては、計算の対象となるパラメータのみを変化させ、それ以外の条件は表1に示す値で一定とした。なお、図1においては仕切り板の枚数が4枚の場合を示しているが、本数値シミュレーション計算は仕切り板が何枚の場合でも適用できる。

Table 1. Weather conditions and design and operation conditions of the proposed still

気象条件

- ・設置場所：北緯26°、季節：秋分
- ・周囲空気温度 $T_a=30^\circ\text{C}$
- ・周囲空気風速 $u_a=1\text{m/s}$

設計条件

- ・集熱パネルとカバーガラスの間隔 $\delta_{air}=10\text{mm}$
- ・集熱板下面の断熱材の厚さ $\delta_{ins,sp}=20\text{mm}$
- ・凝縮流路前面の断熱材の厚さ $\delta_{ins,p1}=20\text{mm}$
- ・集熱板の面積 $A_{sp}=2\text{m}^2$ (長さ 2m × 幅 1m)
- ・蒸留部の各仕切り板の面積 $A_p=1\text{m}^2$ (高さ 1m × 幅 1m)
- ・集熱板と各仕切り板の面積比 $A_{sp}/A_p=2$
- ・仕切り板と仕切り板の間隔 $\delta_{gp}=3\text{mm}$ および 5mm
- ・仕切り板の枚数 $n=11$

操作条件

- ・各ウィックへの海水供給量 $\dot{m}_{f,pi}$ ：南中時の日射量が定常に蒸留器に当たり続けると仮定して算出した個々のウィックからの蒸発量 $\dot{m}_{e,pi}^*$ の 2 倍
- ・各ウィックへの海水供給温度 $T_f=T_a$

本数値シミュレーション計算では、本蒸留器が秋分の日に沖縄県那覇市（北緯26°）に設置されたと仮定して、まず、秋分の日の蒸留量および日射量の経時変化、および蒸留量が最大となる時間における蒸留器内部の温度分布および熱移動の様子を

明らかにし、その後、集熱板とカバーガラスの間隔 δ_{air} 、集熱板下面および凝縮流路前面の断熱材の厚さ $\delta_{ins,p}$ および $\delta_{ins,g}$ 、集熱パネルと蒸留部の各仕切り板の面積比 A_g/A_p 、仕切り板の間隔 δ_{gp} 、および仕切り板の枚数 n の6つの設計条件、およびウィックへの海水供給量 m 、およびウィックへの海水供給温度 T_f の2つの操作条件に関するパラメータ計算を行った。

4. 数値シミュレーション計算結果

4.1 蒸留量の経時変化および蒸留器内部の温度分布

秋分の晴天において、仕切り板の間隔 $\delta_{gp}=5\text{mm}$ の場合について、蒸留器全体から得られる蒸留量の経時変化を図2に示す。なお、本論文では、本蒸留器の蒸留量は、太陽光が透過するカバーガラスの単位面積当りの値で表す。日射量は正午頃にピークを取り、蒸留量は日射量よりも15分ほど遅れてピークを取るが、これは蒸留器の熱容量によるものである。

蒸留量がピークを取る時間における蒸留器内部の温度分布を図3に示す。集熱板(sp)において温度は最も高く、蒸留部においては、1枚目の仕切り板 p_1 から最後部の仕切り板 p_{11} まで温度は低下する。集熱板とカバーガラス間の温度差は約40Kであり、カバーガラスと集熱板との間の高い断熱性を示す。

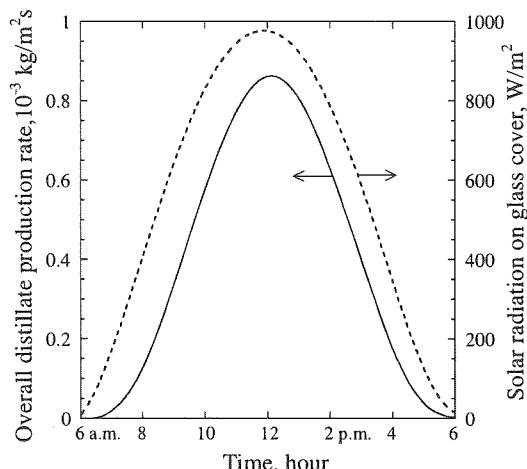


Fig. 2 Time variation of overall production rate of the still on the autumn equinox day

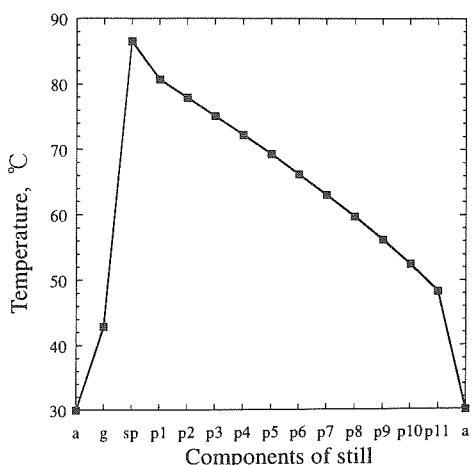


Fig. 3 Distribution of temperature in the still at the peak of the overall production rate on the autumn equinox day

4.2 蒸留器内部の熱移動

図2において、蒸留量がピークを取る時間における蒸留器内部の熱移動の様子を、サンキー線図を用いて図4に示す。図中では、集熱パネルのカバーガラス面上の日射量を100%として、それぞれの熱流束をカバーガラス面日射量に対するパーセントの数値で表す。太陽光は、カバーガラスによる反射(6.2%)、吸収(8.0%)および集熱板による反射(9.7%)で減衰し、残りが集熱板に吸収される。吸収された熱の一部は、カバーガラスへ伝導(12.8%)および放射(3.8%)により移動し、また、集熱板下面の断熱材を通して周囲空気へと逃げる(9.5%)。残りのエネルギーがヒートパイプにより仕切り板 p_1 へと潜熱輸送されるが、この熱の一部は凝縮流路前面の断熱材を通して周囲空気へと逃げる(4.2%)。したがって、蒸留部に入る熱流束は、カバーガラス面日射量の45.8%となり、この熱が蒸留部で繰り返し再利用される。

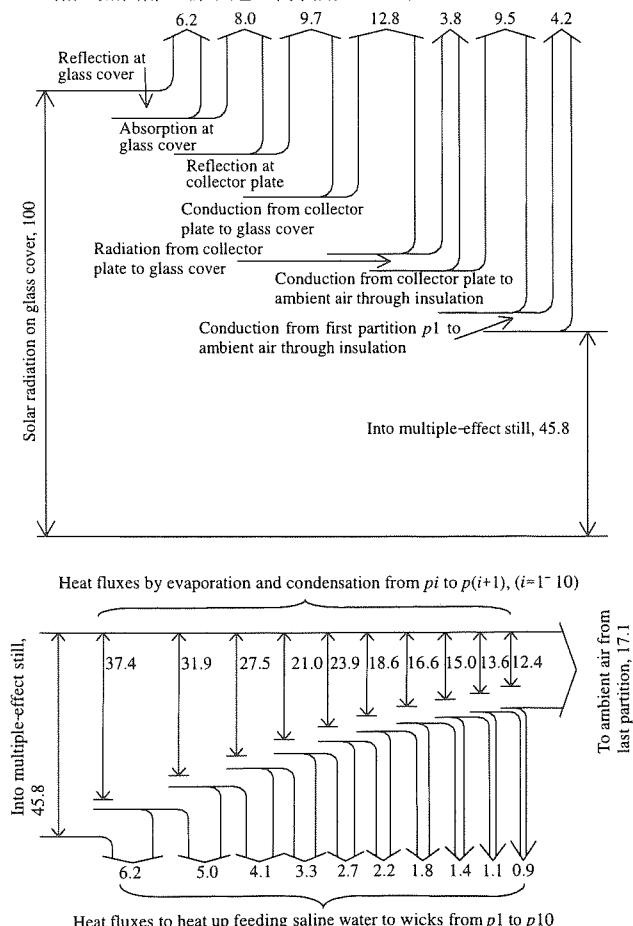


Fig. 4 Energy distribution in the proposed still at the peak of the overall production rate (Sankey diagram)

蒸留部に入る熱流束(45.8%)のうち、仕切り板 p_1 から p_2 への蒸発・凝縮による熱流束は37.4%であるが、各仕切り板間の蒸発・凝縮による熱流束は蒸留部後ろ側ほど減少し、仕切り板 p_{10} から p_{11} においては12.4%である。これは主に、各ウィックへの供給海水を加熱するための顯熱エンタルピが必要であるため、蒸留部後ろ側ほど各仕切り板間の湿り空気層を通過する熱流束が減少し、かつ、蒸発面と凝縮面の平均温度の低下にともない(図3)、各仕切り板間の湿り空気層を通過する全熱流束に対する蒸発・凝縮による熱流束の割合が小さくなるためである⁽¹²⁾⁽¹⁹⁾。また、

供給海水を加熱するための顯熱エンタルビは $p1(6.2\%)$ から $p10(0.9\%)$ まで、蒸留部後ろ側ほど小さくなっているが、これは後ろ側の仕切り板ほど温度が低くなり（図3）、かつ、海水供給量も減少するためである。

本蒸留器の蒸留性能を向上させるためには、まず第1に、集熱板で吸収した太陽エネルギーの内、蒸留部に入るエネルギーを増加させ、第2に、蒸留部に入ったエネルギーをより効率よく蒸発・凝縮に利用する必要がある。したがって、本蒸留器の最適設計条件を検討するため、図4における以下の熱流束、すなわち、集熱板からカバーガラスへの熱伝導、集熱板下面および凝縮流路前面の断熱材を通して逃げる熱流束、蒸留部の各仕切り板間の蒸発・凝縮による熱流束および各仕切り板のウィックへの供給海水を加熱するための顯熱エンタルビのそれぞれの熱流束について、さらに、集熱板と各仕切り板の面積比および仕切り板の枚数に注目してパラメータ計算を行った。

4.3 集熱板とカバーガラスの間隔、 δ_{air}

集熱パネルの集熱板とカバーガラスの間隔 δ_{air} を変化させた場合の、蒸留器全体から得られる1日の総蒸留量の変化を図5に示す。なお、本論文においては、集熱板とカバーガラスの間隔は十分狭く(10mm)、対流は無視できると仮定しているが、間隔 δ_{air} に関するパラメータ計算においてのみ、集熱板とカバーガラスの間のNu数を対流を考慮した次式⁽²⁴⁾で定義し、計算を行った。

$$Nu = 1 + 1.44 \left(1 - \frac{1708}{Ra \cdot \cos \theta} \right)^* + \left\{ \left(\frac{Ra \cdot \cos \theta}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right\}^*$$

ここで、 θ は集熱パネルの角度であり、*は括弧内が負の場合に0となることを示す。なお、本論文のいずれの計算においても、間隔 δ_{air} が10mmの場合は、対流を考慮に入れた場合とそうでない場合の誤差は1%以下である。

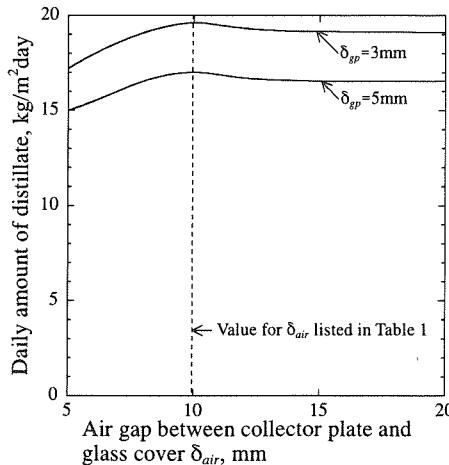


Fig. 5 Daily amount of distillate with varying air gap between collector plate and glass cover of solar panel δ_{air}

仕切り板の間隔 $\delta_{gp}=3\text{mm}$ および 5mm の場合とともに、集熱板とカバーガラスの間隔 δ_{air} が約10mmで蒸留量は最大値を取る。これは、 δ_{air} が10mm以下においては対流がほとんど生じない熱伝導支配域であり、間隔 δ_{air} が小さくなるほど集熱板からカバーガラスへの熱流束が増加し、一方、 δ_{air} が10mm付近から集熱板とカバーガラス間に自然対流が生じ始めるため、間隔 δ_{air} が10mm以上においては

では δ_{air} の増加にともない集熱板とカバーガラス間の熱流束が増加するためである。しかし、 δ_{air} が10mm以上の場合は、 δ_{air} の増加にともなう蒸留量の減少割合は小さい。したがって、集熱パネルの集熱板とカバーガラスの間隔 δ_{air} の最適値は10mm程度であり、もしも安価な規格品の集熱パネルを用いる場合は、 δ_{air} が10mm以上のものを用いれば蒸留量の低下は小さく抑えられることがわかる。

4.4 断熱材の厚さ、 $\delta_{ins,sp}$ および $\delta_{ins,p1}$

集熱板下面および凝縮流路前面の断熱材の厚さ $\delta_{ins,sp}$ および $\delta_{ins,p1}$ と1日の総蒸留量の関係を図6および図7に示す。 $\delta_{ins,sp}$ および $\delta_{ins,p1}$ いずれの場合も、断熱材の厚さの増加にともない蒸留量は増加するが、断熱材の厚さが大きい場合には蒸留量の増加割合はわずかである。 $\delta_{ins,sp}$ の方が $\delta_{ins,p1}$ よりも蒸留量に与える影響は大きいが、これは、集熱パネルの面積が蒸留部の各仕切り板の面積の2倍であるため、集熱板下面の断熱材を通して逃げる熱量が、凝縮流路前面から逃げる熱量よりも大きいためである（図4）。

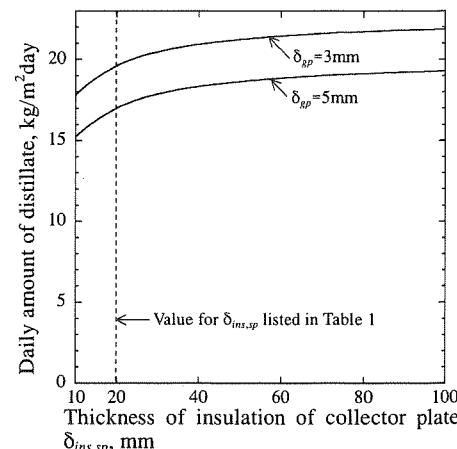


Fig. 6 Daily amount of distillate with varying the thickness of insulation attached on under surface of collector plate $\delta_{ins,sp}$

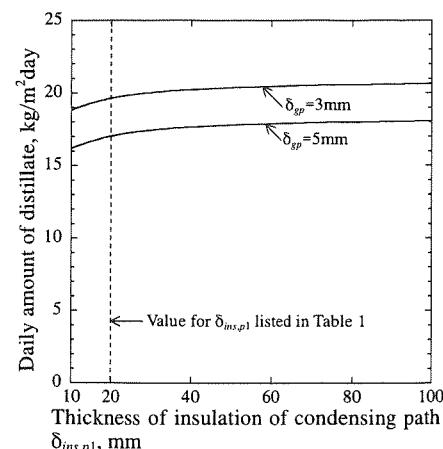


Fig. 7 Daily amount of distillate with varying the thickness of insulation attached on front surface of condensing path $\delta_{ins,p1}$

本蒸留器の集熱パネルおよび蒸留部の断熱材を除いた厚さはそれぞれ、約15mmおよび約60mmであり、断熱材を厚くすれば蒸留量は増加するものの、蒸留器全体の厚さが増加し、特に集熱パネルにおいてはパネルの厚さの大部分を断熱材が占めるこ

となる。したがって、蒸留器を小型化するためには断熱材を出来る限り薄くする必要があるため、断熱材の厚さ $\delta_{ins,sp}$ は20mmから50mm、および $\delta_{ins,p}$ は20mmから30mm程度で十分であると考えられる。

4.5 集熱パネルと各仕切り板の面積比、 A_{sp}/A_p

集熱パネルと各仕切り板の面積比 A_{sp}/A_p と1日の総蒸留量および総蒸留量がピークを取る時間における集熱板の温度の関係を図8に示す。なお、本計算においては、集熱板の面積は一定として、蒸留部の各仕切り板の面積を変化させて計算を行った。面積比 A_{sp}/A_p の増加とともに蒸留量は減少し、集熱板温度は高くなる。これは、面積比 A_{sp}/A_p が増加する、すなわち蒸留部の各仕切り板の面積が減少すると、蒸留部の伝熱抵抗が増加するため、集熱板温度が上昇し、集熱板からの熱損失が増加するとともに集熱板で吸収した太陽エネルギーのうち蒸留部に入るエネルギーが減少するためである。田中ら⁽⁹⁾は、下方加熱式平行平板構造の多重効用型蒸留器とヒートパイプ式集熱パネルを組み合わせた蒸留器を用いて、屋外実験および数値シミュレーション計算を行い、面積比 A_{sp}/A_p が大きいほど集熱パネルの温度が増加し、集熱パネルからの熱損失も増加すると報告している。

本蒸留器においては、集熱パネルと蒸留部の各仕切り板の幅は等しく(1m)、集熱パネルは長さ2mを想定している。このため、面積比 A_{sp}/A_p を1にした場合、蒸留量は増加するものの、蒸留部の高さが2mと高くなるため、蒸留部の設置や固定が大掛かりになり、さらに、各ウィックへの海水供給は蒸留部の上部から行うため、例えは海水タンクを用いる場合にはタンクの設置場所が地表から2m以上になるなど、施工上の様々な問題が生じる。したがって、蒸留器の設置・メンテナンス等のし易さを考慮に入れ、本研究では集熱パネルと蒸留部の各仕切り板の面積比 A_{sp}/A_p が2、つまり蒸留部の高さは1mが最適値であるとした。しかし、集熱パネルの面積が本計算における設計条件より小さい場合は、各仕切り板の面積を増加することが容易になるため、面積比 A_{sp}/A_p を減少することにより蒸留性能を向上させ得る。

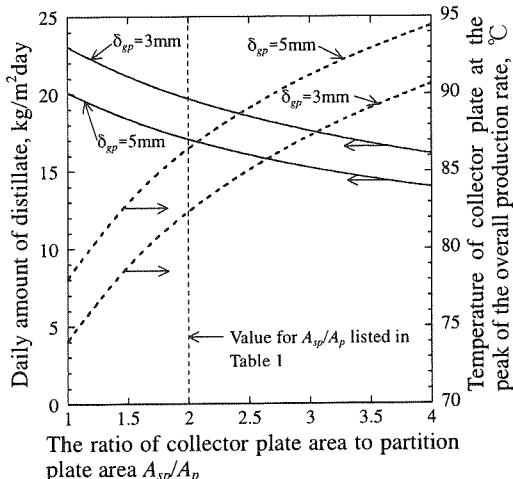


Fig. 8 Daily amount of distillate with varying the ratio of collector plate area to partition plate area, A_{sp}/A_p

4.6 仕切り板の間隔、 δ_{gp}

仕切り板の間隔 δ_{gp} と1日の総蒸留量および総蒸留量がピークを取る時間における集熱板の温度の関係を図9に示す。仕切り板

の間隔 δ_{gp} が減少するとともに蒸留量は増加し、集熱板温度は低下する。特に δ_{gp} が数mm以下と小さい場合に蒸留量は急激に増加する。これは、第1に、 δ_{gp} の減少にともない各仕切り板間の湿り空気層の伝熱抵抗が減少し、かつ、蒸留部全体の伝熱抵抗も減少するため、集熱板温度が低下することにより集熱パネルからの熱損失が減少し、集熱板で吸収した太陽エネルギーの内、蒸留部に入るエネルギーが増加するためである。第2に、 δ_{gp} の減少にともない、各仕切り板間の湿り空気層を通過する全熱流束に対する蒸発・凝縮による熱流束の比が増加するためである⁽¹⁹⁾。

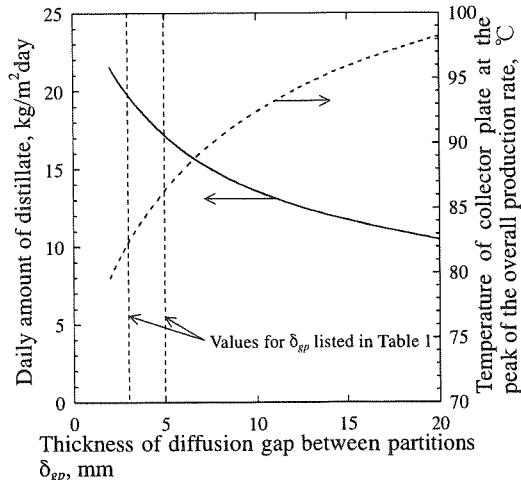


Fig. 9 Daily amount of distillate with varying the thickness of diffusion gap between partitions δ_{gp}

仕切り板の間隔 δ_{gp} を減少すると蒸留量は増加するが、その反面、 δ_{gp} があまりに小さい場合、ウィックと凝縮面が接触しやすくなる。ウィックの一部分だけが凝縮面に接触した場合でも、ウィックによる凝縮水の吸収は大きく、凝縮水の回収率が大幅に低下することが報告されている⁽²⁰⁾⁽²¹⁾。したがって、仕切り板の間隔 δ_{gp} を小さくするには限界がある。Tanakaら⁽²¹⁾は、鉛直平行平板構造の多重効用型蒸留器(各仕切り板は厚さ0.5mm、蒸発面積約1.1m²のステンレス板)を用いた屋外実験を行い、仕切り板と仕切り板の間に適切な数のスペーサーを設置することにより、仕切り板の間隔 $\delta_{gp}=5$ mmとした場合でも、ウィックと凝縮面の接触を防止できることを報告している。またTanakaら⁽¹⁹⁾は、鉛直平行平板構造の多重効用型蒸留器内の1段を模擬した単段蒸留器を用いて屋内実験を行い、仕切り板の間隔が2mmの場合でも、ウィックと凝縮面を接触させることなく蒸留が行えることを報告している。Tanakaらの屋内実験装置は、蒸発面および凝縮面がそれぞれ厚さ3mmのステンレス板および厚さ5mmのガラス板であり、蒸発面積が0.24m²と小さく、本蒸留器(仕切り板は厚さ0.5mm、蒸発面積1m²のステンレス板)と比較して熱膨張による仕切り板のたわみが小さかったことを考慮に入れても、本蒸留器において仕切り板の間隔 δ_{gp} を3mm程度まで狭くすることは可能であると考えられる。したがって、本蒸留器においては、仕切り板の間隔 δ_{gp} の最適設計条件は3mmあるいは5mm程度であると考えられる。

4.7 蒸留部の仕切り板の枚数、n

蒸留部の仕切り板の枚数nと1日の総蒸留量の関係を図10に示す。仕切り板の枚数nの増加とともに蒸留量は始め急激に増加

するが、その後飽和する傾向を示す。これは、仕切り板の枚数 n が大きいほど蒸留部でエネルギーを再利用する回数が増加するが、その反面、 n の増加にともない蒸留部の伝熱抵抗が増加し、蒸留部に入る熱が減少するためである。

仕切り板の枚数 n を増加することにより蒸留量は増加するが、その反面、蒸留器の製作費用も増加する。前報⁽²⁾において、仕切り板の枚数の最適値を、蒸留器の製作費用と蒸留水の造水利益の関係から単純に決定する方法を提案した。この方法では、次式を満足する間は仕切り板の枚数を増加させ得ると考えられる。

$$\Delta(\Sigma m_d)_n \cdot Price \cdot A_{sp} > \Delta C / D \cdot Y$$

ここで、 $\Delta(\Sigma m_d)_n$ は仕切り板の枚数を $(n-1)$ 枚から n 枚に増やした場合の1日の総蒸留量の増加分、Priceは蒸留水の価格、 A_{sp} は集熱板の面積、 ΔC は仕切り板1枚当たりの製作費用、 D は1年間のうち蒸留器を運転する日数、 Y は蒸留器の耐用年数である。例えば、Price=5円/kg、 $\Delta C=10000$ 円/枚、 $Y=10$ 年、 $D=180$ 日とすると、表1に示す蒸留器においては、 $\Delta(\Sigma m_d)_n > 0.56$ kg/m²dayとなり、仕切り板の枚数の最適値は、 $\delta_{gp}=3$ mm および 5 mm の場合、それぞれ 13 枚および 11 枚となる。

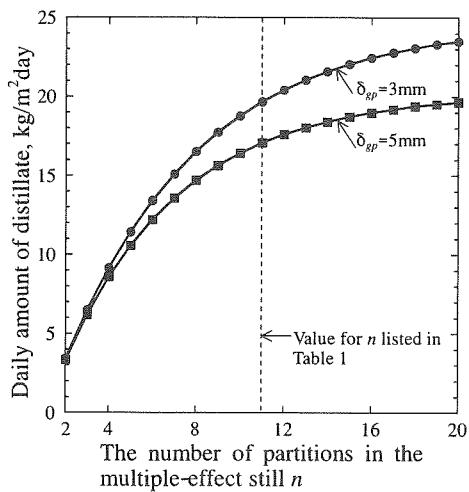


Fig. 10 Daily amount of distillate with varying number of partitions in the multiple-effect still n

4.8 ウィックへの海水供給量、 $\dot{m}_{f,pi}$

多重効用部の各仕切り板のウィックへの海水供給量 $\dot{m}_{f,pi}$ と1日の総蒸留量の関係を図11に示す。ただし、 $\dot{m}_{e,pi}^*$ は、南中時の最大日射量が定常に蒸留器に当たり続けると仮定して計算した各ウィックからの蒸発量である。海水供給量 $\dot{m}_{f,pi}$ の増加とともに蒸留量は減少するが、これは、 $\dot{m}_{f,pi}$ の増加とともに供給海水を加熱するための顯熱エンタルピが増加し、仕切り板p1からp11にかけて、仕切り板間の湿り空気層を通過する熱流束が急激に減少するためである。

海水供給量を著しく減少させた場合、ウィックの濡れが不均一になり、ウィックの一部に乾き面が生じることにより蒸留性能が低下し、さらに、塩の析出等により仕切り板やウィックが劣化するといった問題が生じる。田中⁽¹⁶⁾は、4.6節で説明した単段蒸留器を用いて屋内実験を行い、ウィックへの海水供給量をウィックからの蒸発量の1.6倍にした場合でも、ウィックに乾き面が生じなかつたと報告している。ウィックはその経年劣化に

より保水性が徐々に悪化することを考慮に入れるに、本蒸留器におけるウィックへの海水供給量 $\dot{m}_{f,pi}$ は、ウィックからの最大蒸発量 $\dot{m}_{e,pi}^*$ の2倍程度にすることが望ましいと考えられる。

4.9 ウィックへの海水供給温度、 T_f

ウィックへの海水供給温度 T_f と1日の総蒸留量の関係を図12に示す。海水供給温度 T_f の増加とともに蒸留量は増加し、海水供給温度 T_f が周囲空気温度 T_a からそれより5Kおよび10K増加した場合、総蒸留量はそれぞれ約5%および約11%増加する。これは、海水供給温度の増加にともない、各ウィックへ供給する海水を加熱するための顯熱エンタルピが減少し、各仕切り板間の湿り空気層を通過する熱流束が増加するためである。本計算においては海水供給温度 T_f = 周囲空気温度 T_a を設計条件としたが、付属の機器等を用いて海水供給温度を増加させることは、蒸留器の蒸留性能の向上に有効であることがわかる。

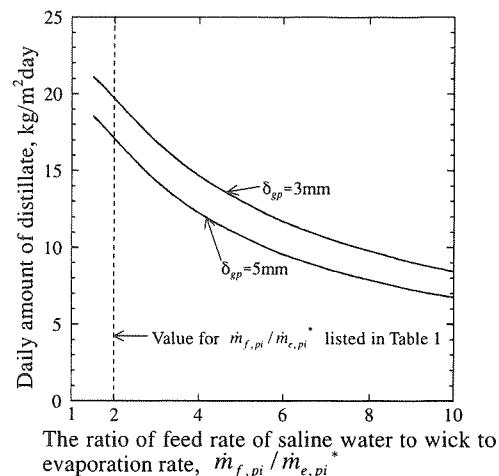


Fig. 11 Daily amount of distillate with varying the ratio of feed rate of saline water to wicks to the evaporation rate from wicks $m_{f,pi} / m_{e,pi}^*$ listed in Table 1

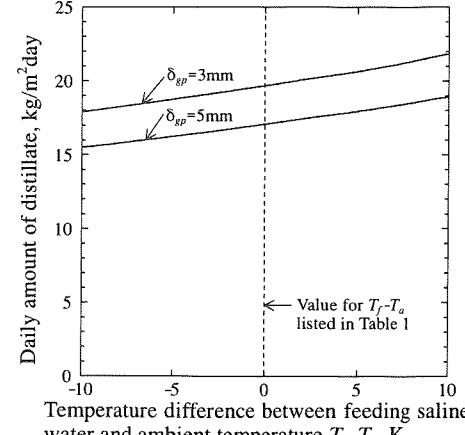


Fig. 12 Daily amount of distillate with varying feeding saline water temperature T_f

5. 結言

著者らは、ヒートパイプ式太陽集熱パネルと鉛直平行平板構造の多重効用型蒸留器の設計および操作上の最適条件を求めるためにパラメータ計算を行い、以下の知見を得た。

- 1) 本蒸留器が北緯26°、秋分の日に設置された場合について、蒸留量が最大値を取る時間における蒸留器内部の熱移動の様子

- を、サンキー線図を用いて明らかにした。
- (2) 集熱パネルの集熱板とカバーガラスの間隔が約10mmの場合に蒸留量が最大になる。
 - (3) 集熱パネル下面および凝縮流路前面の断熱材の厚さは、それぞれ20mmから50mmおよび20mmから30mm程度で十分である。
 - (4) 集熱パネルと各仕切り板の面積比が小さいほど蒸留量は増加する。
 - (5) 仕切り板と仕切り板の間隔が小さいほど蒸留量は増加し、特に間隔が数mm以下と小さい場合には蒸留量は急激に増加する。
 - (6) 仕切り板の枚数の増加とともに、蒸留量は始め急激に増加し、その後飽和する。
 - (7) ウィックへの海水供給量が少ないほど蒸留量は増加する。
 - (8) ウィックへの海水供給温度が高いほど蒸留量は増加する。

記号表

- a: 周囲空気
 A_p : 各仕切り板の面積, m^2
 A_g : 集熱パネルの面積, m^2
D: 蒸留器の運転日数, day/year
g: カバーガラス
 $\dot{m}_{e,pi}^*$: 秋分の最大日射量が定常に蒸留器に当たり続けると仮定した場合の*i*枚目の仕切り板のウィックからの蒸発量, kg/m^2s
 $\dot{m}_{f,pi}$: *i*枚目の仕切り板のウィックへの海水供給量, kg/m^2s
n: 仕切り板の枚数
Nu: ヌセルト数
 p_i : *i*枚目の仕切り板
Price: 蒸留水の造水利益, yen/kg
Ra: レイレイ数
sp: 集熱板
 T_a : 周囲空気温度, K
 T_f : ウィックへの海水供給温度, K
 u_a : 周囲空気風速, m/s
Y: 蒸留器の耐用年数, year
 δ_{ai} : 集熱板とカバーガラスの間隔, m
 δ_{bspl} : 凝縮流路前面の断熱材の厚さ, m
 δ_{bsp} : 集熱板下面の断熱材の厚さ, m
 δ_{gp} : 仕切り板と仕切り板の間隔, m
ΔC: 仕切り板1枚当たりの製作費用, yen
 $\Delta(\Sigma n_d)_n$: 仕切り板の枚数を*n*-1から*n*に増やした場合の蒸留量の増加分, kg/m^2day
θ: 集熱パネルの角度

参考文献

- 1) P. I. Cooper and J. A. Appleyard, The Construction and Performance of a Three-Effect, Wick-Type, Tilted Solar Still. *Sun at Work*, 12-1(1967), 4
- 2) R. V. Dunkle, Solar Water Distillation: The Roof Type Still and a Multiple Effect Diffusion Still, *Proc. International Heat Transfer Conference, University of Colorado, U.S.A.*, Part 5, 1961, 895
- 3) 田中耕太郎, 太陽熱を利用した海水淡水化蒸留システムに関する基礎研究, 慶應大学, 博士論文, (1985)
- 4) 津村健児・山下正幸・渡辺裕人・稻葉秀達, 太陽直射多重効用蒸留装置における集熱面温度と蒸留水収量の関係, 日本海水学会誌, 39-3(1985), 129
- 5) S. Toyama, T. Aragaki, H. M. Salah and K. Murase, Dynamic Characteristics of a Multistage Thermal Diffusion Type Solar Distillator, *Desalination*, 67(1987), 21
- 6) R. C. Ouahes and P. J. Le Goff, A Hardy, High-Yield Solar Distiller of Brackish Water, *Desalination*, 67(1987), 43
- 7) H. M. Yeh, S. W. Tsai and N. T. Ma, Multiple-Effect Solar Distillers, *Proc. The 22nd Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, Philadelphia, Pennsylvania*, August 10-14(1987), 4-1723
- 8) T. Kiatiriroat, S. C. Bhattacharya and P. Wibulswas, Performance analysis of multiple effect vertical still with a flat plate solar collector, *Solar & Wind Technology*, 4-4(1987), 451
- 9) 田中耕太郎・岡村秀昭・菅誠・渡部康一, 多重効用型太陽熱蒸留器の性能に関する基礎研究(第2報、下方加熱方式蒸留器の屋外日照条件下における実験結果について), 日本機械学会論文集(B編), 53-496(1987), 3771
- 10) 岡村秀昭・田中耕太郎・渡部康一, 多重効用型太陽熱蒸留器の性能に関する研究(上方加熱方式蒸留器の屋外実験結果とシミュレーション解析), 太陽エネルギー, 14-6(1988), 27
- 11) K. Ohshiro, T. Nosoko and T. Nagata, A Compact Solar Still Utilizing Hydrophobic Poly(Tetrafluoroethylene) Nets for Separating Neighboring Wicks, *Desalination*, 105(1996), 207
- 12) K. Ohshiro, T. Nosoko, T. Shinzato and T. Nagata, A Compact Solar Still Utilizing Hydrophobic Nets for Separating Neighboring Wicks (Part2 Dependence of Productivity on Design and Operation Parameters), *Proc. The Ninth International Symposium on Transport Phenomena in Thermal-Fluids Engineering, Singapore*, June 25-28, 1996, 1152
- 13) B. Boucheikha, B. Gros, R. Ouahes and M. Diboun, Performance Study of the Capillary Film Solar Distiller, *Desalination*, 116(1998), 185
- 14) K. Fukui, T. Nosoko, H. Tanaka and T. Nagata, A Maritime Lifesaving Solar Distiller, *Thermal Science & Engineering*, 10-4(2002), 63
- 15) K. Fukui, T. Nosoko, H. Tanaka and T. Nagata, A new maritime lifesaving multiple-effect solar still design, *Desalination*, in press.
- 16) 田中大・ Basin-多重効用複合型太陽熱海水淡水化蒸留器の研究・開発, 琉球大学, 博士論文, (2001)
- 17) H. Tanaka, T. Nosoko and T. Nagata, A highly productive basin-type - multiple-effect coupled solar still, *Desalination*, 130(2000), 279
- 18) H. Tanaka, T. Nosoko and T. Nagata, Parametric investigation on a basin-type - multiple-effect coupled solar still, *Desalination*, 130(2000), 295
- 19) H. Tanaka, T. Nosoko and T. Nagata, Improvement of performance of a basin type-multiple effect coupled solar still by increasing the number of distillation cells with narrow diffusion gaps, *Proc. 4th JSME-KSME Thermal Engineering Conference, Kobe, Japan*, October 1-6, 2000, 1-253
- 20) 田中大・野底武浩・長田孝志, Basin-多重効用複合型海水淡水化装置に関する実験および理論的研究, 太陽エネルギー, 27-2(2001), 59
- 21) H. Tanaka, T. Nosoko and T. Nagata, Experimental study of basin-type, multiple-effect, diffusion-coupled solar still, *Desalination*, 150(2002), 131.
- 22) 田中大・中武靖仁・平瀬国男, ヒートパイプと組み合わせた太陽熱蒸留器の提案とその特性, 太陽エネルギー, 28-6(2002), 33
- 23) 田中大・中武靖仁, ヒートパイプと組み合わせた太陽熱蒸留器の特性(第2報: 気象条件がおよぼす蒸留性能への影響), 太陽エネルギー, 掲載予定
- 24) K. G. T. Hollands, T. E. Unny, G. D. Raithby and L. Konicek, Free Convective Heat Transfer Across Inclined Air Layers, *Trans. ASME J. Heat transfer*, 98(1976), 189