

簡易分散型の多重効用蒸発濃縮・造水器の開発

野底 武浩

琉球大学工学部機械工学コース

概要 蒸気拡散式の多重効用蒸発器は、液の浸透性のよいウィックを張り付けた平板を狭い空間を介して積層し、その第一平板の下面を外部熱源により加熱するという簡易な構造であり、様々な溶液の濃縮と造水の両目的での利用が可能である。降雨の偏在化が悪化している今日、インフラが充実していない小さな村などにおいて造水器として利用可能である。

蒸気拡散式の蒸発器から排出される溶液と凝縮液は比較的高温であるため、それらとともに持ち出される熱量によって蒸発器の性能が低下する。その排熱量を減少させるため、第一平板の下面の加熱部の下流側に断熱部を設けることを本報告者は提案している。本研究では、理論解析モデルをこれまでの定常一次元から定常二次元に拡張して、液の温度や蒸発流束の分布の予測を可能にし、それを海水の濃縮と造水に適用した。理論解析の結果から得られた知見は、以下のようによまとめられる。

1. 断熱部においても海水の蒸発・凝縮は進行し、流下とともに海水と凝縮水の温度は低下する。断熱部が長くなるともに、断熱部下端からの海水と凝縮水の流出温度は周囲温度に漸近し、断熱部における総蒸発量の増加は飽和する傾向を示す。
2. 蒸発ウィック 8 枚(保有効用数が 8)の蒸発器において、断熱部と加熱部の長さが等しい場合、海水と凝縮水による排熱量が約 1/2 に低減する。
3. 8 段効用の蒸発器において、断熱部と加熱部の長さが等しい場合、蒸発ウィックからの蒸発量の総量は 38%増加する。断熱部長さがゼロから加熱部の長さと同くなるまで増加すると、総蒸発量と蒸発量の積の外部熱源による加熱量に対する比は 3.5 倍から 5 倍まで増加する。

加熱面積 $1.0 \times 1.6\text{m}^2$ で断熱部面積 $1.0 \times 0.51\text{m}^2$ の蒸発器を製作し、保有効用段数 4 または 5 に設定して実験を行った。総蒸発量と蒸発倍率の測定値が大きくばらつくという結果が得られた。20 回以上の実験の後、蒸留器内部を観察したところ、蒸発ウィックと平板の界面に多数の空気の泡が形成されていた。より高温となる第一と第二平板において、流下する海水の温度上昇が急になる箇所により多くの気泡が形成されていた。これらの気泡は大きな伝熱抵抗になることから、供給された海水に溶解していた空気が昇温とともに析出して気泡が形成され、それによって測定値は大きくばらつき総蒸発量が低下したと推測された。

1. はじめに

水溶液の蒸留は、蒸発と凝縮から成る工程であり、水溶液の濃縮と真水の製造(造水)が同時に行われる。その濃縮の機能は、海水の濃縮を行う製塩や果汁の濃縮など、食品工業等において広く利用されている。一方、造水の機能は、古くから太陽熱などを熱源とする海水淡水化に

利用されている。近年の地球温暖化に伴い地球規模での降雨の偏在化が悪化していることから、造水技術の向上が求められており、比較的簡便な造水技術である蒸留法が再び注目されている。

水溶液を蒸発するには多量の熱が必要であり、単純な蒸留法では省エネルギー性はかなり低い。蒸発に必要な

熱量(蒸発潜熱)の分だけ、水蒸気は高いエンタルピー(熱エネルギー)を有するが、それを繰り返し利用して原水を蒸発させる多重効用法が考案されており、この原理に基づく真空式多重効用法と呼ばれる蒸留法が実用化されている。この真空式は省エネルギー性が高く、日本においては造水目的だけでなく製塩目的の工程においても導入されている。

しかし、真空式多重効用法では、連結された複数の巨大な缶の内部を真空に引き、その内部で液の流動や加熱蒸発、冷却凝縮を行わせることから、比較的高い技術を必要とする。加えて、真空に耐え得る大型構造と電力設備等のインフラを必要とすることから、それが導入されるのは大規模な工場に限られる。

本研究では、「蒸気拡散式」と呼ばれる簡便な構造の多重効用蒸留器⁽¹⁻⁵⁾の開発を進めている。Fig. 1 に示すように、本蒸留器は、常圧の雰囲気中において、液を浸透するウィックと呼ばれるシートを片面または両面に貼り付けた多数枚の平板を、10 mm かそれ以下の狭い間隔で平行に並べた構造である。全ての平板の右面のウィックに、その頂部から水溶液(原水)を供給すると、原水はウィックに浸透し平板の全面を濡らす。最左端の第一平板を加熱すると、それに張り付けられたウィック中の原水が蒸発し、その水蒸気は狭い湿り空気層を拡散して、第二の平板の左面に凝縮しその平板の下端から回収される。その凝縮の際に高いエンタルピーの蒸気から凝縮熱が放出されるが、それが平板を通過してその右面のウィック中の原水を蒸発させる。そして、発生した蒸気は、狭い湿り空気層を拡散して次の段の平板に凝縮する。このように、平板の数だけ蒸発と凝縮が繰り返されるので、1 の熱入力で数倍の蒸発・凝縮が可能になる。

この蒸気拡散式の多重効用蒸留器は、常圧で稼働し構造が簡易であることから安価であり、また運転操作もメンテナンスも簡便である。従って、小規模な工場やインフラが十分には整備されていない集落にも導入が可能である。本研究では、このように地域分散型である簡易構造の造水と濃縮を兼ねる蒸留器の開発を進めている。しかし、真空式に比べて、蒸気拡散式の蒸留器には2つの課題があり、その実用化にはこれらの課題の解消が不可欠である。

本研究では、蒸気拡散式・多重効用蒸留器の課題の解消に取り組んでいる。昨年度からは、蒸留器からの排熱

の簡便な回収方法を提案し、実験的また理論的にその検証を進めている。その実験を進める中で、新たな課題が見つかったので、これについても取り組んでいる。本稿では、本研究で得られた成果と知見について報告する。

2. 蒸気拡散式・多重効用蒸留器の概要

2.1 開発中の蒸気拡散式・多重効用蒸留器の構造

本研究で開発中の蒸留器を Fig. 2 に示す。蒸留器本体は平行に並べられた平板群であり、それを水平から 45° 傾け、その最下面である第一平板の下面に加熱用蒸気ジャケットを取り付けた。このように傾斜させた方が、構造が簡易であり組み立ても簡便になる。また、蒸発ウィックへの原水供給の方法も簡便になる。

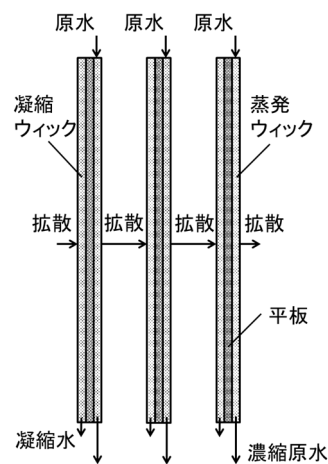


Fig. 1. 蒸気拡散式・多重効用蒸留の原理

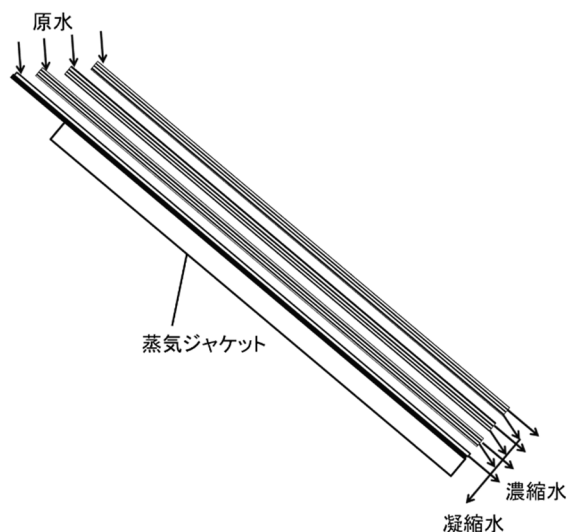


Fig. 2. 開発中の蒸気拡散式・多重効用蒸留器

傾斜した平板の下面に蒸気が凝縮するため、第二平板以降の全ての平板の下面にウイックを貼り付ける必要がある。凝縮水は、凝縮ウイックに浸透して流下し下端で回収される。凝縮ウイックを取り付けない場合、平板の下の裸面に凝縮した水は、流下の途中で滴下し、分離した原水と凝縮水が混合してしまうことになる。

2.2 多重効用蒸留器の性能指標

多重効用蒸留器の性能指標は、以下の式で定義される蒸発倍率と総蒸発速度の2つである。

$$\text{蒸発倍率} = \frac{\sum(\text{各効用段における蒸発量} \times \text{蒸発熱})}{\text{初段効用への入力熱量}} \quad (1)$$

$$\text{総蒸発速度} = \frac{\sum(\text{各効用段における蒸発速度})}{\text{初段効用への熱入力面の面積}} \quad (2)$$

蒸発倍率は、蒸留器への1の熱入力に対し、蒸留器における総蒸発量と蒸発潜熱の積がその何倍かを示す省エネルギー性の指標である。総蒸発速度は、単位時間における蒸留器の熱入力面の単位面積当たりの蒸発量の総量であり、蒸留器の生産性を示す指標である。実用化に向けて、これら両指標において十分な性能を有する蒸留器を開発する必要がある。

2.3 蒸気拡散式の課題

昨年度の報告書において、蒸気拡散式多重効用蒸留器の実用化に向けて、2つの課題を指摘した。それらの課題の詳細は以下の通りである。

2.3.1 課題1:蒸気拡散抵抗

蒸気拡散式の蒸留器内においては、各々の平板の間の狭い湿り空気層を通して水蒸気が拡散するが、第一の課題は、その蒸気拡散抵抗が大きく蒸発速度を低下してしまうという問題である。この蒸気拡散抵抗 θ は、理論的に次式で表される。

$$\theta = \frac{RT\delta_h}{h_v D} \times \frac{p_F - p_v}{p_F} \times \frac{dT}{dp_v} \quad (3)$$

この理論式に基づく蒸気拡散抵抗 θ と湿り空気層の温度 T の関係を Fig. 3 に示す。拡散距離(蒸発面と凝縮面の距離) δ_h をパラメータとしている。両面にウイックを張り付けた平板の伝熱抵抗 $1/K_p$ を基準にして上式から求めた拡散に伴う伝熱抵抗の比を縦軸にとった。湿り空気層の温度が上昇するとともに拡散に伴う抵抗は急減し100°Cでゼロになるが、温度が低い場合には拡散に伴う抵抗は大きく、平板の抵抗の数倍に達する。この拡

散抵抗は、各々の段における蒸発速度を低下させ、ひいては総蒸発速度(生産性)を低下させる。

拡散抵抗 θ の理論式が示すように、蒸気拡散抵抗は湿り空気層の空気分圧 $p_a = p_F - p_v$ に比例する。真空式では、蒸留器内を真空に引くことにより、この空気分圧をほぼゼロにして蒸気拡散抵抗を十分小さくしている。一方、蒸気拡散式蒸留器では、拡散抵抗の小さい100°Cに近い比較的高い温度で稼働する必要がある。

2.3.2 課題2:原水と凝縮水の流出に伴う熱損失

詳細は第4章で説明するが、蒸気拡散式では100°Cに近い比較的高い温度で稼働する必要があることから、蒸留器から流出する凝縮水と濃縮された原水の温度は高くそれらが蒸留器から持ち出す熱量は多い。各効用段から流出する原水と凝縮水によって持ち出される熱量はそれ以降の段において再利用されることはないため、この熱の持ち出しによって総蒸発速度(生産性)と蒸発倍率(省エネルギー性)の両方の性能評価指数が大幅に低下する。

2.4 課題解消の方法

2.4.1 蒸気拡散抵抗の低減

蒸気拡散抵抗の低減の方法として、以下の二つが考えられる。

(a) 水素またはヘリウムによる空気置換

上述の蒸気拡散抵抗 θ の式が示すように、蒸気拡散抵抗は拡散係数 D に比例する。蒸留器内の空気を水素またはヘリウムで置換すれば、水蒸気は水素またはヘリウム中を拡散することになる。水素またはヘリウム中の水蒸気の拡散係数 D は空気中に比べて約3.5~4倍も大きいので、それに比例して拡散流束は増加し蒸発流束も増加する。

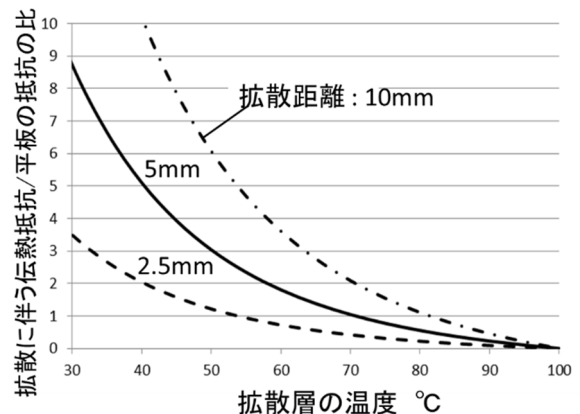


Fig. 3. 拡散層の温度と拡散に伴う伝熱抵抗の関係

しかし、蒸留器内の空気を水素またはヘリウムで置換するには比較的複雑な装置が必要になるので、地域分散型の簡便な多重効用蒸留器の開発という本研究の本来の目的から多少ずれるところがある。

(b) 蒸気拡散距離の縮小

上述の蒸気拡散抵抗 θ の式が示すように、蒸気拡散抵抗は蒸発面から凝縮面までの蒸気拡散距離 δ_h に比例する。拡散距離 δ_h を可能な限り縮小し蒸気拡散抵抗を低減すれば、蒸発流束も増加する。昨年度の報告書で述べた通り、本研究において、拡散距離 δ_h を従来の約10 mmから5 mmに減少させた蒸留器においても安定した運転が可能であることを示した。

しかし、Fig. 3 に示す通り、 $\delta_h = 5 \text{ mm}$ においても、30°C~50°Cの温度域では蒸気拡散の伝熱抵抗はウィックと平面の積層の伝導伝熱抵抗の3~9倍もあり、更なる δ_h の低減が求められる。本研究では、最終的には $\delta_h = 2.5 \text{ mm}$ への半減を目標としているが、そのような狭い間隔で平板を設置した蒸留器の安定運転の技術を確認する必要がある。

2. 4. 2 原水と凝縮水の流出に伴う廃熱への対策

原水と凝縮水の流出に伴う廃熱損失への対策として、以下の二つが考えられる。

(a) 供給原水の予熱

原水を予め加熱し温度を高くして蒸留器に供給すれば、蒸発倍率の低下の緩和と総蒸発量の増加が見込める。原水と凝縮水が持ち出す熱量は、それらの流出温度と原水の供給温度の差に比例するからである。供給原水の予熱のための熱源には、100°C以下の低温度の熱源で十分であり、比較的入手が容易である。その熱源としての第一の候補は、蒸留器の蒸気ジャケットに蒸気を供給するためのボイラーからの燃焼排ガスである。ボイラーでは、100°Cで水が沸騰するので、150~200°Cの燃焼ガスが排出されると想定される。ただし、本報告者の試算によると、このボイラーからの排熱だけでは供給原水の予熱に十分な量ではないので、他の補助熱源との併用を検討する必要がある。

熱源として第二の候補は太陽熱である。水不足の地域では、多量の太陽熱が得られる場合が多い。60~80°Cの熱源でも十分なので、一般家庭に普及している太陽熱温水器を多少改良すれば利用可能である。太陽熱温水器

で原水を直接加熱すれば、熱交換器を導入する必要はないので簡便である。

供給原水予熱の熱源としての第三の候補は、蒸留器自身から流出される原水と凝縮水である。熱交換器を用いて蒸留器の下端から流出する原水と凝縮水から排熱回収を行うのである。しかし、原水と凝縮水を混合することはできないので、原水を熱源とする熱交換器と凝縮水を熱源とする熱交換器を別々に導入する必要がある。また、これらの原水と凝縮水においては、第一平板からのものは温度が高く、最終の平板からのものは温度が低いというように大きな温度分布があるため、効率の良い排熱回収が困難である。

(b) 下流域断熱部の設置

本研究では、Fig.2 に示すような構造の蒸留器を提案している。第一平板の下面に加熱用の蒸気ジャケットを取り付けて蒸留器への熱入力を行っているが、本蒸留器では、その加熱部の下流側に断熱部を設けるように改良した。この断熱部には、蒸留の加熱部で加熱された高温の原水と凝縮水が流入し、断熱部を流下する際に原水と凝縮水が保有する顕熱によって蒸発が継続し、両者の温度が低下して流出する。原水と凝縮液の流出温度の低下の量は、それらが持ち出す熱の減少の量に比例する。

3. 解析モデルと数値解析

本研究では、これまで、定常一次元の解析モデルを用いて蒸留器の性能を予測してきた。そのモデルでは、それぞれの蒸発ウィックと凝縮ウィックにおいて、温度、蒸発流束、各種の熱流束は一様であると仮定している。実際には、ウィック上端の原水供給部から下端の原水と凝縮水の回収部までそれらの変数の値は大きく変化するが、これまでの解析モデルはその変化を無視していた。

本研究では、これまでの定常一次元の解析モデルを定常二次元に拡張した。これにより、温度や熱流束などの変数の流下方向への変化が予測できることになった。また、この新たな解析モデルにより、下流域断熱部の効果を予測することが可能になった。

現在開発中の蒸留器は、海水の蒸留に限定されるものではないが、本研究では、海水を蒸留して真水を得る造水と製塩目的の海水の濃縮を直近の目的としている。以下に述べる解析モデルは、海水の蒸留に限定されるもの

ではないが、計算には海水、水、水蒸気、空気の物性値を用いた。

3.1 分割セル

それぞれの平板に張り付けられた蒸発ウィックと凝縮ウィックに、蒸気ジャケットに接する平板から上方へ順に $j = 1 \sim n_y$ の番号を付した。奇数番号が蒸発ウィックであり、偶数番号は凝縮ウィックである。周囲空気と接する最終段の蒸発ウィックの番号は $n_y = 2n_E - 1$ である。

Fig. 4 に示すように、それぞれの蒸発ウィックと凝縮ウィックを流下方向に長さ Δx の $j = 1 \sim n_x$ 個のセルに分割した。セル i とその下流のセル $i + 1$ の境界における温度 T と流量 m_f と濃度 S に番号 i を付した。

3.2 セルの熱収支と質量収支

蒸発器内部の蒸発セル (i, j) と凝縮セル $(i, j + 1)$ 、周囲空気と接する蒸発セル (i, n_y) の熱収支は次式で与えられる。

$$q_{c(i,j)} + q_{r(i,j)} + q_{v(i,j)} + \frac{q_{f(i,j)}}{\Delta x} = q_{p(i,j-1)} \quad (4)$$

$$q_{c(i,j)} + q_{r(i,j)} + q_{v(i,j)} = \frac{q_{f(i,j+1)}}{\Delta x} + q_{p(i,j+2)} \quad (5)$$

$$q_{c(i,n_y)} + q_{r(i,n_y)} + q_{v(i,n_y)} + \frac{q_{f(i,n_y)}}{\Delta x} = q_{p(i,n_y-1)} \quad (6)$$

蒸発セル (i, j) と凝縮セル $(i, j + 1)$ における原水と溶質および凝縮水の熱収支より次式が得られる。

$$m_{f(i,j)} = m_{f(i-1,j)} - m_{v(i,j)} \quad (7)$$

$$S_{i,j} = S_{i,j-1} \frac{m_{f(i-1,j)}}{m_{f(i,j)}} \quad (8)$$

$$m_{f(i,j+1)} = m_{f(i-1,j+1)} + m_{v(i,j)} \quad (9)$$

3.3 熱流束の関係式

各種の熱流束の関係式は、以下の通りである。

$$q_{p(i,j-1)} = K_p(T_{i,j-1} - T_{i,j}) \quad (10)$$

$$q_{f(i,j)} = m_{f(i-1,j)} c_p (T_{i,j} - T_{i-1,j}) \quad (11)$$

$$q_{f(i,j+1)} = m_{f(i-1,j+1)} c_p (T_{i,j+1} - T_{i-1,j+1}) + m_{v(i,j)} c_p (T_{i,j+1} - T_{i,j}) \quad (12)$$

$$q_{c(i,j)} = \frac{\lambda}{\delta_h} (T_{i,j+1} - T_{i,j}) \quad (13)$$

$$q_{c(i,n_y)} = k_H (T_{i,n_y} - T_b) \quad (14)$$

$$q_{r(i,j)} = \frac{\sigma}{(2/\varepsilon) - 1} \left[(T_{i,j} + 273)^4 - (T_{i,j+1} + 273)^4 \right] \quad (15)$$

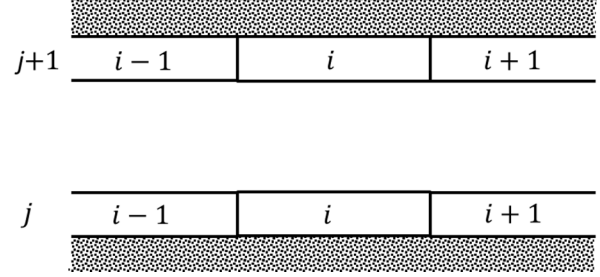


Fig. 4. 理論解析モデルのセル

$$q_{r(i,n_y)} = \varepsilon \sigma \left[(T_{i,n_y} + 273)^4 - (T_b + 273)^4 \right] \quad (16)$$

$$q_{v(i,j)} = h_v m_{v(i,j)} \quad (17)$$

$$m_{v(i,j)} = \frac{2DM_v p_F}{\delta_h R (T_{i,j} + T_{i,j+1})} \ln \frac{p_F - p_{v(i,j+1)}}{p_F - p_{v(i,j)}} \quad (18)$$

$$m_{v(i,n_y)} = k_M (\theta_{i,n_y} - \theta_b) \quad (19)$$

$$\frac{k_H L_R}{\lambda} = Pr^{1/3} (0.037 Re^{0.8} - 873) \quad (20)$$

上の熱伝達率 k_H の式⁽⁶⁾は、 $Re > 5 \times 10^5$ で乱流を想定したものであり、その算出には代表長さ $L_R = 1\text{m}$ を用いた。

3.4 物性値等

本解析で用いた主な物性値⁽⁷⁻¹⁰⁾は以下の通りである。

$$p_{v(i,j)} = (1 - 0.546S - 1.264S^2) \times \exp \left(16.29 - \frac{3816.5}{T_{i,j} - 46.15} \right) \quad (21)$$

凝縮セルの凝縮面の水蒸気分圧 $p_{v(i,j+1)}$ は、上式に $T_{i,j+1}$ と $S = 0$ を代入して求めた。また、周囲空気の水蒸気分圧 $p_{v,b}$ は、上式に T_b と $S = 0$ を代入して得られた蒸気圧と相対湿度の積として求めた。

$$D = 24.1 \times 10^{-5} \left(\frac{T + 273}{288} \right)^{1.75} \times \frac{101.3}{p_F} \quad (22)$$

$$\lambda_a = 24.191 + 0.0711T \quad (23)$$

$$\lambda_v = 16.176 + 0.0846T \quad (24)$$

湿り空気の熱伝導率 λ は、乾燥空気と水蒸気の熱伝導率のモル平均値として求めた。

3.4 非線形連立方程式の数値解法

上述の解析モデルにおいて、セル数に対応して $n_x \times n_y$ 個の非線形方程式が得られるが、その解法に用いた非線形連立方程式に拡張されたニュートン法⁽¹¹⁾の概要は次の通りである。

任意のセル(i, j)においては、未知変数は $T_{i,j-1}$, $T_{i,j}$, $T_{i,j+1}$ の3つであるので、任意のセル(i, j)の熱収支式は次式で表すことができる。

$$f_j(T_{i,j-1}, T_{i,j}, T_{i,j+1}) = 0 \quad (25)$$

上式は次の線型方程式に変形される。

$$\frac{\partial f_j}{\partial T_{i,j-1}} \Delta T_{i,j-1} + \frac{\partial f_j}{\partial T_{i,j}} \Delta T_{i,j} + \frac{\partial f_j}{\partial T_{i,j+1}} \Delta T_{i,j+1} = f_i(T_{i,j-1}, T_{i,j}, T_{i,j+1}) \quad (26)$$

上の形の $n_x \times n_y$ 個線形方程式を、線順法⁽¹²⁾を用いて解いた。線順法では、 i 列目の n_y 個の連立方程式が三重対角行列アルゴリズム(TDMA)を用いて解かれる。それを $i = 1$ 列目から順に n_y 列目まで行った後また1列目に戻って同じ掃引を繰り返すことにより、 $n_x \times n_y$ 個の $\Delta T_{i,j}$ が得られる。得られた $\Delta T_{i,j}$ を用いて次式により各セルの温度 $T_{i,j}$ を修正する。

$$T_{i,j}^* = T_{i,j} - \Delta T_{i,j} \quad (27)$$

全ての修正量 $\Delta T_{i,j}$ がほぼゼロとみなせるまで以上のステップを繰り返して、最終の解を得た。

4. 理論解析の結果と考察

4. 1 下流域断熱部を有しない蒸留器の性能

4. 1. 1 蒸留器から流出する原水および凝縮水の温度

理論解析に用いた数値を **Table 1** に示す。7 段効用の蒸留器から流出する原水および凝縮水の温度を **Fig. 5** に示す。図の横軸の $j = 0$ は第一平板の下面、 $j = 14$ は周囲空気温度 = 原水供給温度である。奇数の j は流出する濃縮原水を、偶数は流出する凝縮水を示す。温度分布は上に凸の形状であり、全体的に流出温度は高く、97~37°C の範囲に分布する。原水と凝縮水が持ち出す熱量は、それらの流出温度と原水供給温度である 20°C との差に比例する。

4. 1. 2 蒸留器の保有効用数と総蒸発速度

蒸留器の保有効用数 n_E の増加に伴う総蒸発速度の変化を **Fig. 6** に示す。総蒸発速度は、蒸気ジャケットによる第一平板の加熱面の単位面積当たりの値である。加熱面の単位面積当たりの総蒸発量は、保有効用数 n_E の増加とともに徐々に減少している。

4. 1. 3 蒸留器の保有効用数 n_E と蒸発倍率

蒸留器の保有効用数 n_E の増加に伴う蒸発倍率の変化を **Fig. 7** に示す。蒸発倍率は、保有効用数 n_E の増加と

ともに上昇するが、その上昇は飽和する傾向にある。9 段効用の蒸留器においても、蒸発倍率は高々 3.5 倍である。

Table 1 理論解析に用いた数値

$T_b = 20^\circ\text{C}$	相対湿度 : 75%
$u = 10\text{m/s}$	$\Delta x = L_H/8$
$\delta_h = 5\text{mm}$	$n_E = 2 \sim 9$
$L_H = 1\text{m}$	$L_I/L_H = 0 \sim 1$
供給濃度 : 0.035	流出濃度 : 0.07
供給温度 : 20°C	加熱面温度 100°C

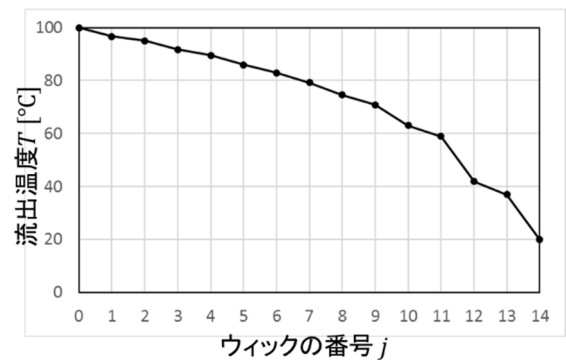


Fig. 5. 蒸留器の各ウィックから流出する原水又は凝縮水の温度

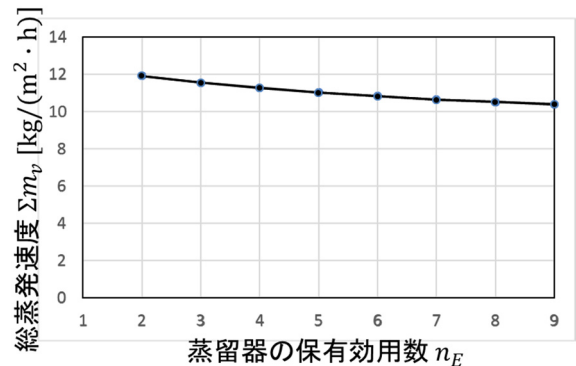


Fig. 6. 蒸留器の保有効用数の増加に伴う総蒸発速度の変化

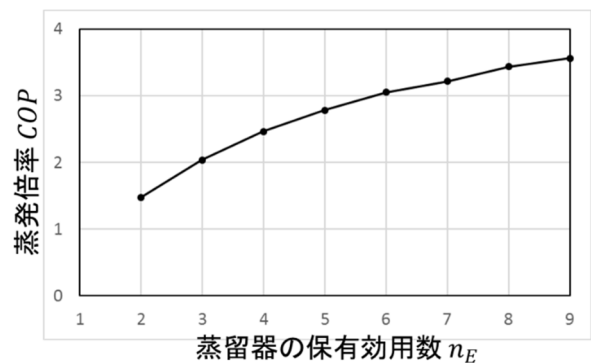


Fig. 7. 蒸留器の保有効用数の増加に伴う蒸発倍率の変化

4. 2 下流域断熱部を有する蒸留器の性能

4. 2. 1 下流域断熱部の長さで原水の流出温度

8段効用の蒸留器において下流域断熱部の長さを増加させた場合の原水の流出温度の変化を Fig. 8 に示す。図の縦軸は3段目と6段目の蒸発ウィックからの流出温度と原水供給温度20°Cとの差である。流出温度は加熱ジャケットに近い3段目の方が、6段目よりも高い。両方の段において、断熱部が長いほど流出温度は低下しており、断熱部の長さが加熱部の長さと同じになると、流出温度と供給温度の差は、断熱部がない場合(断熱部長さゼロ)に比べてほぼ1/2に減少している。

4. 2. 2 下流域断熱部の長さで総蒸発量

8段効用蒸留器において、断熱部長さの増加に伴う総蒸発量の変化を Fig.9 に示す。総蒸発速度は、蒸気ジャケットによる第一平板の加熱面の単位面積あたりの値と、その加熱部と断熱部の総面積の単位面積あたりの値の両方を示した。加熱面面積基準の総蒸発速度は、蒸気ジャケットによる加熱部での蒸発量に断熱部での蒸発量を加えた量になるので、断熱部が長くなるほど増加する。断熱部が加熱部と同じ長さでは、断熱部無しの場合に比べて総蒸発速度は38%増加する。ただし、原水と凝縮水の温度が低下するとともに、原水からの蒸発量は低下するので、総蒸発速度の増加は飽和の傾向を示す。

断熱部における蒸発量の増加は飽和の傾向を示すので、加熱部と断熱部の総面積の単位面積当たりの総蒸発速度は、断熱部の面積の増加に伴い減少する。

4. 2. 3 下流域断熱部の長さで蒸発倍率

8段効用蒸留器の断熱部の長さの増加に伴う蒸発倍率の変化を Fig.10 に示す。断熱部の長さが変わっても蒸留器への熱入力是不変わるので、蒸発倍率は、加熱面面積基準の総蒸発速と同じ変化を示す。断熱部が無い場合、蒸発倍率は3.43倍であるが、断熱部長さが加熱部と同じ長さの場合は、蒸発倍率は4.79倍まで増加する。

4. 2. 4 下流域断熱部の効果のまとめ

Fig. 8~10 に示されるように、原水と凝縮水が持ち出す熱量は蒸発倍率と総蒸発速度の両性能に大きく影響する。その排出熱量の減少は、特に蒸発倍率を大きく向上させる効果がある。総蒸発速度においては、加熱面長さの増加とともに、加熱面の単位面積当たりの値は増加するが、加熱部と断熱部の総面積の単位面積あたりの値は減少

する。

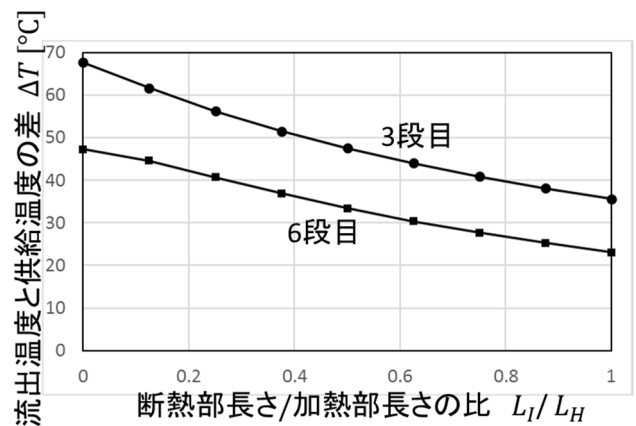


Fig. 8. 下流域断熱部の長さの増大に伴う原水の流出温度の変化

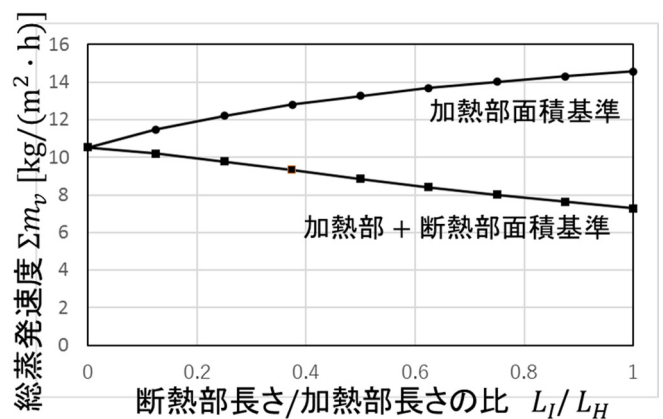


Fig. 9. 下流域断熱部の長さの増大に伴う総蒸発量の変化

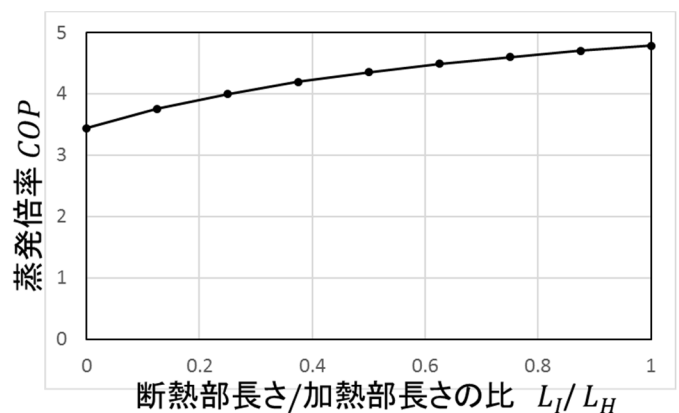


Fig. 10. 下流域断熱部の長さの増大に伴う蒸発倍率の変化

5. 実験

5.1 実験装置

実験に用いた蒸留器本体と付属機器を Fig.11 に示す。ヘッドタンクからそれぞれの蒸発ウィックの上端に濃度 $S_{0,j}$ の海水を供給し、蒸発ウィックの下端から濃縮された海水を、凝縮ウィックの下端から凝縮水を回収した。それぞれの蒸発ウィックから回収された濃縮海水の流量 $m_{f(nx,j)}$ とその濃度 $S_{nx,j}$ を測定し、次式により蒸発量を算出した。

$$\text{ウィックからの蒸発量} = m_{f(nx,j)} \left(1 - \frac{S_{0,j}}{S_{nx,j}} \right) \quad (28)$$

ボイラーからの水蒸気は、デミスターに流入し、そこでブローアからの空気と混合し、フィルターでミストが除去された後、蒸気ジャケットの下端部に流入する。大半の蒸気は蒸気ジャケット内で凝縮するが、残った蒸気は混合した空気とともにジャケット上端部から流出する。その流入時と流出時の蒸気の温度を測定した。凝縮水はジャケットの下端部から連続的に流出するが、その流量を測定し、その値と上の式から算出された蒸発量の総和の比を蒸発倍率として求めた。ジャケットへの供給蒸気に空気を混合させたのは、第一平板下面の加熱温度を変化させるためである。

5.2 実験結果

Table 2 に示す条件で実験を行った。蒸発倍率の実験結果を Fig.12 に示す。横軸は蒸気ジャケットへの蒸気の流入時と流出時の平均温度である。蒸発倍率は2~3.2の

範囲で大きくばらついている。ジャケット内温度が高いほどばらつきが大きい傾向がある。蒸留器の保有効用数が4より5の方が蒸発倍率は高い傾向にある。理論解析によれば、第一平板加熱温度が高いほど蒸発倍率は低下するが、Fig.12 からその傾向を確認することは困難である。

Table 2 実験条件

気温：20.4~27.0°C	湿度：58.9~84.2%
$\delta_h = 5\text{mm}$	$n_E = 4, 5$
断熱部面積/加熱面積 = 0.32	加熱面積：0.98 × 1.6m ²
供給温度：20.5~25.7°C	供給濃度：0.036
流出濃度/供給濃度：1.61~5.56	

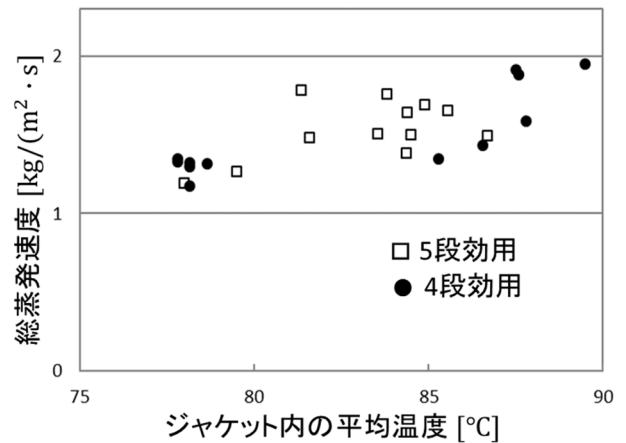


Fig. 12. 蒸発倍率とジャケット内蒸気の平均温度

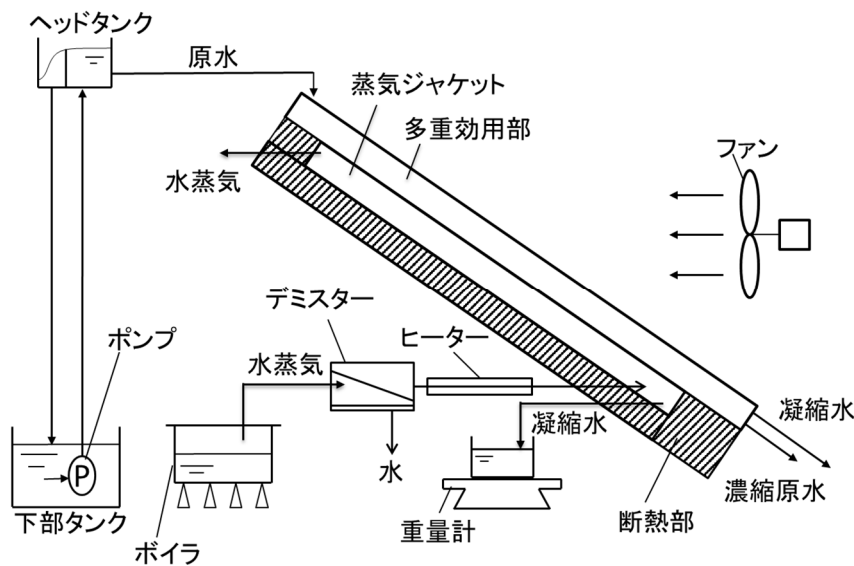


Fig. 11. 実験装置

総蒸発量の実験結果を Fig.13 に示す。蒸発倍率と同様、総蒸発量の想定値も大きくばらついており、またジャケット内温度が高いほどばらつきが大きい傾向がある。総蒸発量はジャケット内温度の上昇とともに増加している。理論解析によれば、蒸留器の保有効用数が多いほど総蒸発速度は減少するが、Fig.13 からその傾向を確認することは困難である。

5. 3 考察:測定値ばらつきの原因

一連の実験の終了後、蒸留器を分解して内部の蒸発ウイックを観察したところ、Fig.14 に示すように、ウイックと平板の間に多数の気泡が形成され、それらの気泡部でウイックが平板から剥離していることが判明した。気泡の模式図を Fig.15 に示す。このような気泡は、温度が高い第一平板で最も多く、またウイックに供給された海水の温度上昇が急である上端部とボイラーからジャケットに高温の蒸気が流入する加熱部の下端部で多く観察された。

これらの気泡形成の機構は次のように説明できる。空気の水への溶解度は高温になるほど小さくなる。例えば、20°Cの水は 90°Cの水より、約 60%多く空気を溶解する。海水も水と同じと考えて良い。従って、常温の供給海水に含まれた空気が温度上昇に伴って平板とウイックとの界面に析出し、それが蓄積して気泡が形成されたと推測される。

気泡の形成箇所では、熱は平板からウイック中の海水に直接伝わらず、気泡中の空気を介して伝わる。空気の熱伝導率は海水の約 1/20 であるので、気泡形成は大きな伝熱抵抗となる。その結果、総蒸発速度を著しく低下させる原因となる。また、形成される気泡の大きさや数は、供給される海水の温度や空気の溶解量また測定までの蒸留器運転時間、ウイックの経年変化などに依存するので、測定値が大きくばらついたものと推測される。

なお、これらの実験では、水の表面張力を利用して蒸発ウイックを平板に貼り付けており、接着剤は用いなかった。接着剤を用いると、その薬剤がウイック中に浸透しウイックの吸水性を低下させる恐れがあるからである。本研究では、この新たな課題にも取り組んでいる。

6. まとめ

定常二次元の理論解析モデルを用いて、下流域に断熱部を有する蒸気拡散式・多重効用蒸留器を解析し、断

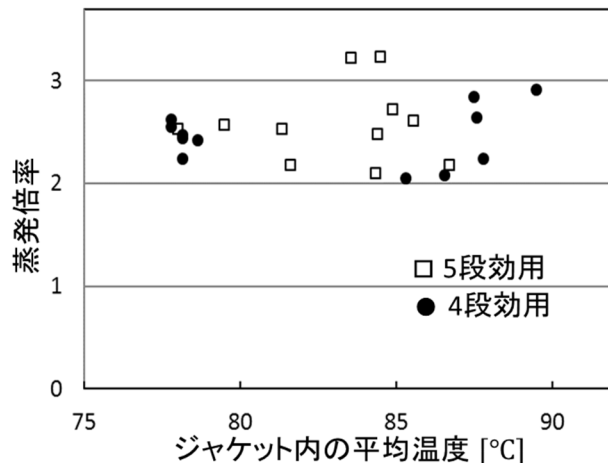


Fig. 13. 総蒸発速度とジャケット内蒸気の平均温度



Fig. 14. 平板との界面に気泡が形成された蒸発ウイック

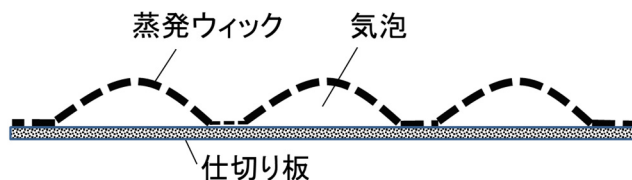


Fig. 15. 気泡断面の模式図

熱部が排熱回収に有効であることを示した。また、実験において、蒸留器の平板と蒸発ウイックの間に多数の気泡が形成されることを観察し、それが蒸留器の性能を著しく低下させることを明らかにした。

記号

本報告で用いた記号は、以下の通りである。

$c_p = 4180 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$: 海水又は凝縮水の比熱, $c_{p,a} = 1005 + 1810\theta_b$: 周囲空気の比熱 $[\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})]$, i : セルの列番号(流下方向), j : ウイックの番号(セルの行番号, 奇数が蒸発セル, 偶数が凝縮セル), $K_p =$

320 W/(m²·K): 両側にウイックを張り付けた平板の熱通過率, k_H : 熱伝達率[W/(m²·K)], $k_D = k_H/c_{p,a}$ (ルイスの式): 物質伝達率[m²/s], L_H : 加熱部の蒸発・凝縮面の流下方向長さ[m], L_I : 下流域断熱部の長さ[m], L_R : 代表長さ[m], $M_v = 0.018$ kg/mol: 水のもル質量, m_f : 単位幅当たりの原水又は凝縮水の流量[kg/(m·s)], m_g : 水蒸気の流束[kg/(m²·s)], n_E : 蒸留器が保有する効用(蒸発ウイック)数, n_x : セルの列数, $n_y = 2n_E - 1$: セルの行数(ウイックの総数), Pr : プラントル数, p_a : 乾き空気に分圧[kPa], p_F : 気圧[kPa], p_v : 水蒸気に分圧[kPa], q_c : 伝導または対流伝達の熱流束[W/m²], q_f : 単位幅当たりの原水又は凝縮水のエンタルピー流量[W/m], q_r : ふく射熱流束[W/m²], q_v : 蒸気のエンタルピー流束[W/m²], $R = 461.5$ J/(kg·K): 水蒸気の気体定数, $Re = uL_R/v$: レイノルズ数, S : 海水の塩分濃度[-], T_b : 周囲空気または周囲壁の温度[°C], $T_{i,j}$: セルの温度[°C], u : 風速[m/s]

ギリシャ文字

$\Delta T_{i,j}$: ニュートン法における $T_{i,j}$ の修正値[°C], $\Delta x = (L_H + L_I)/n_x$: セルの長さ[m], δ_h : 平板間湿り空気層の厚さ(拡散距離), $\varepsilon = 0.9$: ウイックのふく射率, θ : 蒸気拡散に伴う伝熱抵抗[(m²·K)/W], $\theta_b = 0.622 p_{v,b}/(p_F - p_{v,b})$: 周囲空気の絶対湿度, $\theta_{i,j} = 0.622 p_{v(i,j)}/(p_F - p_{v(i,j)})$: 蒸発面の絶対湿度, λ : 湿り空気の熱伝導率[W/(m·K)], λ_a : 乾き空気の熱伝導率[W/(m·K)], λ_v : 水蒸気の熱伝導率[W/(m·K)], $\sigma = 5.67 \times 10^{-8}$ W

(m²·K⁴): ステファンボルツマン定数, ν : 動粘度[m²/s]

参考文献

- 1) R. V. Dankle, *International Heat Transfer Conference, Part 5, University of Colorado*, pp.895-902 (1961).
- 2) T. L. Chong, B. J. Huang, P. H. Wu, Y. C. Kao, *Desalination*, **347**, pp. 66-76 (2014).
- 3) 野底武浩, 儀間悟, 水口尚, 松田昇一, 日本海水学会誌, **66**, pp. 221-228 (2012).
- 4) 儀間悟, 水口尚, 野底武浩, 押川渡, 中野敦, 日本海水学会誌, **67**, pp. 283-288 (2013).
- 5) 水口尚, 儀間悟, 野底武浩, 日本海水学会誌, **68**, pp. 180-187 (2014).
- 6) 円山ほか9名, 「JSME テキストシリーズ伝熱工学」日本機械学会, pp.84-85(2005)
- 7) 公益財団法人塩事業センター編, 「海水と製塩データブック」塩事業センター, pp.276-287(2006)
- 8) 上田政文, 「湿度と蒸発 基礎から計測技術まで」コロナ社, pp.86-87(2000)
- 9) 中村, 立元, 「はじめての乾燥技術」日刊工業新聞社, pp.30-31(2011)
- 10) 片山功蔵ほか, 「伝熱工学資料 改訂第4版」日本機械学会, pp.352-356(1986)
- 11) 伊理, 藤野, 「数値計算の常識」共立出版, pp.59-67(1985)
- 12) 水谷, 香月, 「コンピュータによる熱移動と流れの数値解析」森北出版, pp.54-69(1985)

Development of Decentralized Simple Multiple-Effect Evaporator for Liquid Concentration and Distillation

Takehiro Nosoko

Faculty of Engineering, University of the Ryukyus

Summary

The structure of vapor-diffusion multiple-effect evaporator is simple—flat plate with wicks on them are piled up with narrow gaps between them, and the first plate has a heating equipment such as a vapor jacket on its bottom. The evaporator has a great potential to be used to produce drinking water or to concentrate various solutions at many small factories. One of the requirements to develop the evaporator is to decrease the amount of heat carried out of the evaporator with condensate and concentrate. For this requirement, the present author suggested to extend the plates with wicks downstream from the heated area and insulate the bottom of the extended area of the first plate.

A steady-state two-dimensional theoretical model was constructed to predict temperature and vapor flux varying downstream, and applied to evaporation of seawater. The results of the theoretical analysis may be summarized as;

1. Evaporation occurs from seawater in the insulation area, and the temperature of the seawater and condensate decreases downstream. The total amount of evaporation increases with an increasing insulation area, and the rate of the increase of evaporation decreases.
2. The heat carried out with the seawater and condensate from the evaporator with 8 plates decreases to a half as the insulation area is lengthened to the same as the heated area.
3. The total amount of evaporation increases by 38% and the ratio of the total heat of evaporation to the heat supplied to the first plate increases from 3.5 to 5.0, as the insulation area is lengthened to the same as the heated area.

An evaporator with $1.0 \times 1.6\text{m}^2$ heated area and $1.0 \times 0.51\text{m}^2$ insulated area was constructed and its performance with 4 or 5 plates was explored. The experimental data of the total evaporation and the ratio of the total amount of heat of evaporation scattered widely. After 20 or more experimental runs, the evaporating wicks on lower plates were observed. Many air bubbles had grown between evaporating wicks and plates. Air dissolved in seawater fed to wicks might have come out and accumulated between evaporating wicks and plates. The more bubbles appeared in areas where temperature of seawater had risen more rapidly on hotter plate. The bubbles had the large resistance to heat flux through the plates and wicks, and might cause the experimental data to scatter widely.