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)

田 中 耕太郎^{*1}, 岡 村 秀 昭^{*2}
菅 誠^{*3}, 渡 部 康 一^{*4}

A Fundamental Study of the Performance of a Multiple Effect Solar Still (2nd Report, Experimental Analysis on the Upward Heating Type Still under the Actual Outdoor Insolation)

Kotaro TANAKA, Hideaki OKAMURA,
Makoto KAN, and Koichi WATANABE

Two different types of the multiple effect solar still have been designed and constructed. The difference between them exists in the different methods of collecting solar insolation. The first still (7 stages with a 1.05 m² evaporating area) is associated with the fixed and concentrated type reverse flat plate collector, whereas the second still (5 stages with a 0.41 m² evaporating area) is equipped with a heat-pipe collecting system. The results we have observed throughout the outdoor experiments show that the possible maximum total amount of daily productivity would reach about 14 kg/(m²d) for the multiple effect solar still, and we can expect an improved distillation performance over the ordinary single effect solar still by three times, while another type of multiple effect still may improve by about two times.

Key Words: Energy Engineering, Thermal Engineering Equipment, Solar Energy, Solar Collector, Reverse Flat Plate Solar Collector, Heat-Pipe Type Solar Collector, Solar Still, Multiple Effect Solar Still

1. 緒 言

太陽エネルギーを熱エネルギーに変換し、海水あるいはかん水の淡水化を行う太陽熱蒸留器については比較的古くから研究が実施されている⁽¹⁾。しかし、従来の形式である単段式蒸留器は設置面積あたりの造水能力が低く(1日最大3~5 kg/m²)、そのため現在までに実用化プラントの建設された地点は極端に淡水を得ることの難しい離島などに限定されている⁽²⁾。そこで本研究では従来の単段式蒸留器を多数段重ねた構造をもつ多重効用型蒸留器を提案し、蒸留器単位面積あたりの性能向上ならびに多重効用型蒸留器の基礎的性能の把握を研究目的とした。

多重効用型蒸留器は、太陽光を熱エネルギーに変換する集熱部と海水の蒸発・凝縮過程を行う蒸発・凝縮部に分離して考察することができる。前報⁽³⁾では、蒸発・凝縮部の基礎的性能を明らかにするため、太陽熱

の代わりに平板電気ヒータを利用した室内実験装置(1段の蒸発面積0.10 m²)を製作し、下方からと上方からの2とおりの加熱方式に対する各種条件下での実験結果について報告した。

本報では、前報で得た結果をもとに、2種類の集熱方式の多重効用型蒸留器を製作し、屋外日照条件下で実験を実施した。2種類の蒸留器はともに蒸発・凝縮部内を熱が下方から上方へ移動する下方加熱方式の多重効用型蒸留器で、1基は固定集光集熱方式⁽⁴⁾⁽⁵⁾と組合せた蒸留器(1段の蒸発面積1.05 m², 7段)、他の1基はヒートパイプを利用した平板型集熱方式と組合せた蒸留器(1段の蒸発面積0.41 m², 5段)である。

以上の2種類の蒸留器について屋外日照条件下における性能実験結果のほかに蒸留性能を解析するための理論的研究として、前報で熱・物質移動収支に注目して導いたシミュレーション計算方法を発展させ、各集熱方式との組合せを考慮したシミュレーション性能評価方法に関しても報告する。

主 要 記 号

A_p, A_e : 集熱面積, 1段の蒸発面積
 $\dot{m}_m$: 蒸発面積あたりの原水供給量
 $\dot{m}_t$: 蒸発面積あたりの排水量

* 昭和62年8月20日 第65期全国大会講演会において講演、原稿受付 昭和61年12月24日。

^{*1} 正員、工業技術院電子技術総合研究所(〒305 茨城県新治部桜村梅園1-1-4)。

^{*2} 学生員、慶応義塾大学大学院(〒223 横浜市港北区日吉3-14-1)。

^{*3} 東京ガス(株)(〒105 東京都港区海岸1-5-20)。

^{*4} 正員、慶応義塾大学理工学部。

$\dot{m}_{out}$: 蒸発面積あたりの蒸留収量

n : 段数

$\dot{q}_{(1)}$: 初段へ供給される熱流束

$\dot{q}_c$: 顕熱による熱流束

$\dot{q}_e$: 蒸発・凝縮による熱流束

$\dot{q}_b$: 側壁より逃げる熱流束

$\dot{q}_f$: 原水の供給・排出に伴う熱流束

$\dot{q}_r$: 放射による熱流束

$\dot{q}_w$: ウィックに蓄熱される熱流束

$\dot{q}_{bf}$: 冷却水により取り去られる熱流束

t : 温度

ξ_s : 水の蒸発潜熱

η_s : 蒸留効率

θ : 傾斜角度 (水平面基準)

x : 透過率

α : 吸収率

r : 反射率

添 字

g : カバー面

p : 集熱面

w : ウィック

m : 平均値

s : シミュレーション, 太陽

2. 原理および解析方法

2.1 蒸発・凝縮部の原理 本報では2種類の集熱方式をもつ多重効用型蒸留器について報告するが、いずれも蒸発・凝縮部は下方加熱方式である。その原理について述べれば、図1に示すように蒸留器最下面が加熱面となり、蒸発面ウィックに供給されている海水あるいはかん水などの未処理水 (以降、原水と略記する) が加熱される。原水の一部は蒸発し、水蒸気は蒸発面と狭い空間を隔てて平行に固定した凝縮面で凝縮し、蒸留収量として器外へ取り出される。ここで凝縮する際に放出される潜熱は、すぐ上方に位置する次段での加熱に有効に使用される。

蒸発・凝縮部内の熱・物質収支関係ならびに各熱移動量の計算方法については前報で述べたので詳しい説明は省略し、図2に3段の場合の熱物質の移動のようすを、以下に初段、 i 段、最終 n 段に対応する熱収支式をそれぞれ示す。

$$\dot{q}_{(1)} = \dot{q}_{cw(1)} + \dot{q}_{ew(1)} + \dot{q}_{rw(1)} + \dot{q}_{b(1)} + \dot{q}_{f(1)} + \dot{q}_{w(1)} \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$\dot{q}_{cw(i-1)} + \dot{q}_{ew(i-1)} + \dot{q}_{rw(i-1)} = \dot{q}_{f(i)} + \dot{q}_{cw(i)} + \dot{q}_{ew(i)} + \dot{q}_{rw(i)} + \dot{q}_{b(i)} + \dot{q}_{w(i)} \quad \dots\dots\dots (2)$$

$$\dot{q}_{cw(n)} + \dot{q}_{ew(n)} + \dot{q}_{rw(n)} = \dot{q}_{bf} \quad \dots\dots\dots (3)$$

また、蒸発・凝縮部の効率としては次のように蒸留効率を定義した。

$$\eta_s = \sum \dot{q}_{ew(i)} / (n \dot{q}_{(1)}) = \sum \dot{m}_{out(i)} \xi_s / (n \dot{q}_{(1)}) \quad \dots\dots\dots (4)$$

2.2 集熱部の原理 下方加熱方式の蒸発・凝縮部に太陽熱を導く方法として、本研究では図3に示すような固定式曲面反射鏡を利用した逆平板型集光集熱方式と図4に示すような平板型のヒートパイプ集熱板を利用した方式を採用した。以降、前者をM-1型、後者をM-2型蒸留器と呼ぶことにする。

M-1型蒸留器の原理は、図3に示すように固定式の曲面反射鏡を用いて太陽光を反射させ、蒸発・凝縮部へ反射光を導く方式である。なお、固定式曲面反射鏡形状の最適化に関する検討に関しても著者らはすでに

図1 下方加熱方式の多重効用型蒸留器の原理

図2 下方加熱方式の多重効用型蒸留器に関する熱移動・物質移動のようす

図3 逆平板型集光集熱方式の原理 (M-1型蒸留器)

報告している⁽⁵⁾。

M-2型蒸留器は図4に示すように平板型集熱面で得られた熱をヒートパイプを通して蒸発・凝縮部に円滑に輸送する方式である。この方式はKoglerら⁽⁶⁾、Pressら⁽⁷⁾により報告されているが、彼らの蒸留器は単段式である。また、本研究では集熱面と細いヒートパイプを一体構造としたため、彼らの蒸留器と比較して伝熱面積が広く、熱抵抗の小さい点が特徴である。

M-1、M-2型蒸留器に関する各熱移動量を説明したのが図5ならびに図6である。太陽からの直達、散乱日射量 $\dot{q}_{di}$ 、 $\dot{q}_{si}$ はカバー面を透過し、M-1型の場合には反射鏡で反射した後に、またM-2型の場合には直接、集熱面に到達する。集熱面からは対流による顕熱移動に起因する熱損失量 $\dot{q}_{cp}$ 、放射に起因する熱損失量 $\dot{q}_{rp}$ が存在し、集熱量からこれらの熱損失量を差引いた値が蒸発・凝縮部の初段に有効な入力熱流束 $\dot{q}_{(1)}$ となる。

M-1型蒸留器の場合には、集熱面に到達する放射熱

図4 ヒートパイプを利用した平板型集熱方式の原理 (M-2型蒸留器)

図5 逆平板型集熱方式に関する熱移動のようす

図6 ヒートパイプを利用した平板型集熱方式に関する熱移動のようす

流束を $\dot{q}_a$ とすると $\dot{q}_{(1)}$ は次式より得られる。

$$\dot{q}_{(1)} = \alpha_p \dot{q}_a - \dot{q}_{cp} - \dot{q}_{rp} \quad \dots\dots\dots (5)$$

ここで、 α_p は集熱面の吸収率である。

一方、M-2型蒸留器のヒートパイプ集熱面、放熱面に注目すると次式の関係が得られる。

$$\dot{q}_{(1)} = \alpha_p (\alpha_{ga} \dot{q}_{di} + \alpha_{gs} \dot{q}_{si}) - \dot{q}_{cp} - \dot{q}_{rp} - \dot{q}_b - \dot{q}_p \quad \dots\dots\dots (6)$$

ここで、 $\dot{q}_p$ は集熱面に蓄熱される熱量である。M-2型蒸留器のカバー面に対する熱収支関係式は次式で表すことができる。

$$\alpha_{ga} \dot{q}_{di} + \alpha_{gs} \dot{q}_{si} + \dot{q}_{cp} + \dot{q}_{rp} = \dot{q}_{ca} + \dot{q}_{ra} + \dot{q}_o \quad \dots\dots\dots (7)$$

ここで、 $\dot{q}_o$ はカバー面での蓄熱量である。

M-2型蒸留器は、原理図(図4)からも明らかなように、M-1型蒸留器と比較して簡単な構造をもち設置が容易である点が特徴である。しかし、熱移動の点から考察すると、M-1型では集熱面からの熱損失量を低く抑えられるのに対し、M-2型の集熱方式では集熱面積が大きくなり、それだけ熱損失量の割合も大きくなる点が短所となる。したがってM-2型の集熱方式では高い温度での集熱は望めず、M-1型と比較して蒸発・凝縮部の段数が少ない蒸留器に適していると考えられる。

M-1、M-2型蒸留器の性能に関する解析手法としては、式(1)~(3)、式(5)~(7)のそれぞれの中から対応する式を電算機を使用して解くことにより性能シミュレーション計算が可能である。式を解く順序は与えられる条件により異なるが、日射量などの条件が与

図7 集熱方式を考慮したシミュレーション計算方法 (M-2型蒸留器の場合)

えられている場合には、まず $\dot{q}_{(1)}$, t_1 を設定し、次に式(1)~(3)を解き、再び $\dot{q}_{(1)}$, t_1 を式(5)あるいは式(6), (7)を満たすように二分法で決定する方法を採用した。図7はM-2型蒸留器に関するシミュレーション計算手順の概略を一例として示したものである。

3. 実験装置

今回製作したM-1型蒸留器全体の構造を図8に示す。カバー面積は2.28 m²、反射面にはアルミニウム蒸着フィルム反射材 ($r_m=0.85$) を使用した。蒸発・凝縮部は7段構造とし、初段仕切板裏面の集熱面には選択吸収膜 ($\alpha_p=0.92$, $\varepsilon_p=0.17$) 処理を施し、最終段の凝縮面裏面には蒸発面ウィックと同様のウィックをはり、冷却水を流した。蒸発・凝縮部は図8に示すように西向きに10°傾斜させて固定した。

図9はM-1型蒸留器の蒸発・凝縮部の一段の構造を示したもので、蒸発・凝縮面積はそれぞれ1.05 m²、蒸発面ウィックには厚さ約1 mmのポリエステル製の不織布、仕切板には厚さ0.5 mmのステンレス鋼板を使用した。また、原水の蒸留器への混入を防ぐために、厚さ50 μ mの疎水性のポリオレフィン系樹脂の微多孔質膜 (平均孔径0.5 μ m) を蒸発面ウィックと凝縮面の間にはさんだ。蒸発面ウィックへの原水の供給は、仕切板上面を三角溝形に加工し、ウィック素材の毛細管現象による浸透作用を利用して行われる。ここで、原水供給量に対して蒸発量があり大きいと蒸発面ウィック内で原水が濃縮されて塩が析出する恐れがある。しかし、逆に原水供給量が大きいと原水排出に伴う顕熱損失が大きくなるため、蒸留性能は低下する。本研究では連続的に効率よく蒸留器を運転するために、これまでの著者らの得た知見⁽⁸⁾により各段への原

水供給量は最大蒸留収量の約2~3倍とした。

M-2型蒸留器の構造を図10に示す。M-2型蒸留器の集熱面積は1.4 m² (アルミニウム製反射フィルムのはり付けにより0.82 m²も可能)、集熱面には選択吸収膜 ($\alpha_p=0.95$, $\varepsilon_p=0.3$) 処理を施してあり、細いヒートパイプが集熱面と一体構造となっている。カバー面積は1.53 m²、集熱面とカバー面の間隔は30 mm、そのあいだに対流防止フィルムをばね付きワイヤにより固定した。また、集熱面裏面と側面は厚さ25 mmの硬質ウレタンフォーム断熱材で覆った。M-2型蒸留器の一段の蒸発面積は0.4 m²、凝縮面ウィックを仕切板にはり付け、微多孔質膜を使用しない点がM-1型との相違点であるが、仕切板、ウィック素材、原水供給方法はM-1型の場合と同様である。M-2型蒸留器は5段構造で真南方向に15°あるいは25°傾斜させて設置した。屋外実験は慶応義塾大学理工学情報センター屋上 (北緯35°33', 東経139°39') で実施し、M-1型蒸留器については1985年7, 8月の20日間にわたり、M-2

図9 M-1型蒸留器一段の構造

図8 M-1型蒸留器の構造

図10 M-2型蒸留器の構造

型蒸留器については1985年6月の27日間にわたり測定結果を得た。なお、日射量に関しては水平面全天日射量と法線面直達日射量をそれぞれの日射計により測定した。

4. 測定結果および検討

4・1 M-1型蒸留器に関する測定結果 図11は1985年7月26日の測定結果を示したもので、上方の図は30 min ごとの日射量の測定値より計算した集熱面に到達する放射熱流束 $\dot{q}_a$ の値を示す。また、この日1日の $\dot{q}_a$ の積算値は $14.1 \text{ MJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{d})$ である。下方の図は蒸留収量の経時変化を示したもので、○印のプロットは蒸留収量の測定値、実線はシミュレーション計算結果である。測定日は夏至に近いので、南中時前後の数時間は $\dot{q}_a$ が大きい。朝夕は太陽が東西方向より若干北方向に位置するため $\dot{q}_a$ の値は比較的小さな値となる。したがって1日の $\dot{q}_a$ の合計値も約 $14 \text{ MJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{d})$ とそれほど大きくないが、それでも1日の蒸留収量としては約 $12 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{d})$ が測定された。蒸留収量の経時変化と日射の変動を比較すると30 min 程度の時間遅れのあることがわかる。これは蒸留器の長さが約2 m あり、凝縮面での蒸留収量の流下に時間がかかることと蓄熱容量の影響であると考えられる。しかし、数 h の時間遅れがあり蒸留収量を低下させる Basin 型蒸留器⁽⁹⁾ に比べて、30 min 程度の時間遅れは小さく日射変動によく追従しているといえる。

図12は1985年7月と8月に測定した結果で、横軸は1日の集熱面に到達する放射熱流束の積算値、縦軸は1日の総蒸留収量である。図12中の実線はシミュレーション計算結果を示したもので、計算条件は外気温度 $t_a=20^\circ\text{C}$ 、最終段凝縮面温度 $t_c=30^\circ\text{C}$ である。図12中の測定値に注目すると、7月に測定した結果は $\dot{q}_a=15 \text{ MJ}/(\text{m}^2 \cdot \text{d})$ 程度で $\Sigma \dot{m}_{\text{out}}$ は $12 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{d})$ の値を示すが、8月の測定結果は同じ日射条件でも $\Sigma \dot{m}_{\text{out}}=9 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{d})$ 程度と両者にかかなりの差が認められる。この原因は蒸留器から漏えいした原水が、反射鏡にてん付したフィルムを劣化させたことによるものと考えられる。このように、M-1型蒸留器で漏えいした原水が反射鏡面に流れ込むことは構造上の問題点として今後改良が必要であることがわかった。M-1型蒸留器についてのもう一つの構造上の問題点は、蒸発・凝縮部が比較的長く、その支持材も太くする必要はあるが、一方で下方加熱方式であるため入射する太陽光をさえぎる支持材はなるべく少なくする必要がある。この両者を同時に満足できない点が指摘できる。

図13は、シミュレーション計算により求めたM-1

図12 M-1型蒸留器の1日に集熱面に到達する熱流束と蒸留収量

図11 M-1型蒸留器の1日の性能の経時変化

図13 M-1型蒸留器内の熱移動量シミュレーション計算結果

型蒸留器内の各熱移動量を示したものである。計算条件はカバー面に入射する日射量 $\dot{q}_{ti}=0.8 \text{ kW/m}^2$ 、そのうち80%が直達光成分、20%を散乱光成分と仮定し、さらに、太陽方位角度 $\alpha_s=0^\circ$ 、太陽高度 $h_s=45^\circ$ とした。外気温度、冷却面温度は図12の計算と同様にそれぞれ $20, 30^\circ\text{C}$ と設定し、総原水供給量は屋外実験条件と同じ $2.53 \text{ g/(m}^2\cdot\text{s)}$ とした。最初に、集熱面に到達する熱流束 $\dot{q}_a$ の値を計算すると 0.75 kW/m^2 となるが、注意すべきことは $\dot{q}_{ti}, \dot{q}_{di}, \dot{q}_{si}$ はカバー面を基準とした値であり、他の熱流束は集熱面を基準として示されていることである。したがって、 $\dot{q}_a$ は括弧内の数値のように実際には $\dot{q}_{ti}$ に対し47%となる。一方集熱面からの熱損失量を考慮すると蒸留器初段への入力 $\dot{q}_{(1)}$ はカバー面に入射する日射量の約40%となる。このときの蒸留収量は $0.88 \text{ g/(m}^2\cdot\text{s)}$ 、1hあたりに換算すると約 $3.2 \text{ kg/(m}^2\cdot\text{h)}$ となり従来の単段式蒸留器⁽⁹⁾の性能と比較して約3倍の性能向上が可能ことが確認できた。

4.2 M-2型蒸留器に関する測定結果 図14

図14 M-2型蒸留器の1日の初段入力と蒸留収量

には、1日の $\dot{q}_{(1)}$ の積算値と総蒸留収量 $\Sigma \dot{m}_{out}$ の関係を示した。図14に示した測定値より、集熱面積を変化させても蒸発・凝縮部の性能には影響せず、式(4)で定義した蒸留効率 η_s は約40%であることがわかる。図13と同様に、M-2型蒸留器に関する各熱移動量を求めた結果を図15に示す。日射量 $\dot{q}_{ti}=0.8 \text{ kW/m}^2$ に対し、蒸留器初段に供給される熱量 $\dot{q}_{(1)}$ は約35%であり、集熱面からの熱損失量の割合が非常に大きいことは明らかである。これは集熱面温度 t_1 が 70°C 程度と比較的高くなること、ならびに蒸発・凝縮面積と比較して集熱面積が大きく、集熱面から上方への対流、放射に起因する熱損失量 $\dot{q}_{cp}, \dot{q}_{rp}$ および蒸留器裏面の断熱材を通して逃げる伝導による熱損失量 $\dot{q}_b$ が大きな割合となるためである。

M-2型蒸留器では、集熱面積と蒸留面積の比 A_p/A_e が性能に影響する重要な要因と考えられる。図16~18はシミュレーション計算により A_p/A_e 比の蒸留性能に及ぼす影響を検討した結果である。図16に示すように、 A_p/A_e 比を大きくすると蒸留収量 $\Sigma \dot{m}_{outs}$ もほぼ比例して増加し、蒸発・凝縮部の性能も向上することがわかる。しかし、 A_p/A_e 比を大きくすると図

図15 M-2型蒸留器内の熱移動量シミュレーション計算結果

図16 集熱面積と蒸発面積の比の蒸留収量に対する影響

図17 集熱面積と蒸発面積の比の初段温度に対する影響

図18 集熱面積と蒸発面積の比の集熱面積あたりの蒸留収量に対する影響

17に示すように集熱面温度 t_1 の温度上昇を招き、蒸発面温度の不均一による部分的な過熱あるいは沸騰、蒸留器各部素材の原水による腐食などの危険性が生じることが考えられ、図18からも明らかなように A_p/A_e 比は2~3が適当であると考えられる。なお、図18は縦軸を集熱面積あたりに換算した蒸留収量 $\Sigma \dot{m}_{out}^* (= \Sigma \dot{m}_{out} \cdot A_e/A_p)$ に注目し、 A_p/A_e 比を変化させた場合の影響を計算した結果である。図18より、 A_p/A_e 比を変化させても集熱面積あたりに換算した蒸留収量の値はほとんど変化せず、 $\dot{q}_a = 0.8 \text{ kW/m}^2$ のときの $\Sigma \dot{m}_{out}^*$ の値は約 $0.3 \text{ g/(m}^2 \cdot \text{s)}$ すなわち $1.1 \text{ kg/(m}^2 \cdot \text{h)}$ 程度が限界であることがわかった。したがって、M-2型蒸留器の性能を従来の単段式蒸留器のそれ⁽⁹⁾と比較すると、集熱面積を基準として約2倍程度となることを確認した。

5. 結 論

2種類の異なる形式をもつ集熱器と組合せた下方加熱方式の多重効用型蒸留器について、屋外日照条件下における性能試験を実施し、以下の結論を得た。

(1) 固定式曲面集光反射鏡と組合せた7段の多重効用型蒸留器に関する屋外実験により得られた1日あたりの最大蒸留収量は、約 $14 \text{ kg/(m}^2 \cdot \text{d)}$ [日射量 $\dot{q}_a = 19 \text{ MJ/(m}^2 \cdot \text{d)}$ のとき] であった。また、従来の単段式蒸留器と開口カバー面積あたりで性能を比較すると約3倍の性能が得られることを確認した。蒸留収量の日射変動に対する時間遅れは、水盤を用いる Basin 型蒸留器に比べて30 min程度と小さく、蓄熱容量が小さいために、日射変動によく追従することが明らかとなった。

(2) 反射鏡を利用した集熱方式の場合には、蒸留器からの水漏れ対策、蒸発・凝縮部の支持方法を、構造上考慮する必要性が極めて高いことが判明した。今後蒸留器の構造の簡略化、材料の選択などを考慮しつつ、蒸留器の耐久性評価などについての知見を得ることが重要であることがわかった。

(3) ヒートパイプを利用した平板型集熱方式と組合せた5段の多重効用型蒸留器の屋外実験結果より、

蒸発・凝縮部の性能には A_p/A_e 比が大きく影響するが、集熱面積はほとんど影響しないことがわかった。また、この多重効用型蒸留器では約40%の蒸留効率を得られることが明らかになった。

(4) シミュレーション計算結果は実験結果とよく一致することを確認した。また、シミュレーション計算方法を利用して、蒸留器内外の熱移動の様相を明らかにした。その結果、ヒートパイプを利用した平板型集熱方式では、集熱面からの熱移動の占める割合が集熱面積に対して比例的に大きくなること、集熱面積あたりに換算した蒸留収量の限界は、約 $0.3 \text{ g/(m}^2 \cdot \text{s)}$ ($\dot{q}_a = 0.8 \text{ kW/m}^2$ のとき) すなわち $8 \text{ kg/(m}^2 \cdot \text{d)}$ 程度となり、同じ条件下では従来の単段式蒸留器に比べ約2倍の性能向上となることが明らかになった。

(5) 下方加熱方式の多重効用型蒸留器に固定式曲面集光反射鏡を組合せた場合、集熱面からの熱損失量を低く抑えることが可能であり高い性能が得られるが、構造上大形で重くなる。一方、ヒートパイプを用いた平板型集熱方式は、比較的簡単な構造をもち設置が容易であるが、集熱面積が大きくなり熱損失の割合も大きくなる点が短所となる。したがって、後者の方式では高い温度での集熱は望めず、前者と比較して、蒸発・凝縮の段数が少ない蒸留器に適していることがわかった。

文 献

- (1) Talbert, S. G. and Eibling, J. A., Manual on Solar Distillation of Saline Water, *OSW Res. Development Prog. Rep.*, No. 546 (1970).
- (2) Delyannis, A. A. and Delyannis, E. A., *Chem. Eng.*, 77-23 (1970), 136.
- (3) 田中・ほか2名, 機論, 52-479, B, (昭61), 2697.
- (4) 田中・ほか2名, 機論, 52-473, B, (昭61), 463.
- (5) 田中・ほか2名, 機論, 52-479, B, (昭61), 2705.
- (6) Kogler, K. and Kubler, M., *Proc. Int. Solar Energy Soc. Congr.* F 104 (1973).
- (7) Preiss, H. J., *Proc. 4th Int. Symp. Fresh Water Sea*, 4 (1973), 523.
- (8) 田中・ほか2名, 日本太陽エネルギー学会第8回研究発表会講演論文集, (昭47-12), 221.
- (9) 田中・渡部, 太陽エネルギー, 9-5 (昭58), 38.

討 論

〔質問〕 鴨志田 隼司〔芝浦工業大学工学部〕

多重効用型太陽熱蒸留器に対して、集熱方式の特性を考慮したシミュレーション性能評価を行ったことに敬意を表する。

(1) M-1型蒸留器において、集熱部に到達する放射熱流束 $\dot{q}_a$ はいかに求めたか、その方法について示されたい。

(2) 本研究では、蒸留効率を蒸発・凝縮部の効率として定義されているが、本報のように、形式の異なる集熱器と組合せた蒸留器を取扱った場合、その見地からも、蒸留器の効率として示すべきではないと思われるが、お考えを伺いたい。

(3) 実験に用いられた原水はいかなる種類のものか、その組成、濃度について示されたい。また、入口原水濃度、温度は一定の条件で実験を行ったのか。

〔回答〕 (1) 詳細は、本研究と関連して行った逆平板型太陽熱固定集光集熱器に関する既報(付1)において報告したとおり、M-1型蒸留器のカバー面を合計54の格子状の要素面に分割し、各要素面を通る入射光線に対して反射経路を計算して集熱部への到達率を求め、入射熱流束 $\dot{q}_a$ を算出した。

(2) 本研究では、下方加熱方式の多重効用型蒸留器についての基礎的性能の把握を主目的として、2種類の形式の異なる集熱器と組合せたときの蒸留性能の実験・解析を行ったものである。そのため集光・集熱形式や段数の異なる他の蒸留器との比較の便も考慮し、蒸留効率を蒸発・凝縮部の1段あたりの平均的な効率として定義している。この値は、段数 n を乗じるにより蒸発・凝縮部の総合効率に、蒸発・凝縮部初段に入力された熱流束 $\dot{q}(1)$ を乗じてそのときの日射量 $\dot{q}_u$ で除すことにより集熱部も含めたシステム全体の効率にそれぞれ容易に換算することができる。ちなみに、図13および図15の条件下での後者の効率は、M-1型が39%、M-2型が38%である。

(3) 本研究では蒸留器の基礎的性能を把握する目的と、取扱いの容易さなどから、原水には水道水を用いた。実際の海水は種々の塩類イオンを含むので、水道水と比べて飽和蒸気圧が低下し、蒸留収量が減少することが予想されるが、その影響は少ないと考えられる(付2)。その後、M-1型蒸留器に関しては改良を施し、3.5%食塩水で実験を行っている。ただし、スケールの問題など蒸留器の耐久性を評価するためには、実際の海水で長期間にわたる実験を今後さらに行う必要がある。

付図1 段数ごとに示した各熱流束のようす

と考えている。

原水温度に関しては、500 Lの大形タンクから供給しているので、ほぼ外気温度に等しいと考えられる。したがって実験当日の外気温度 25~35°Cと大差がないものと考えている。

〔質問〕 玉利 賢一〔鹿児島大学工学部〕

固定式曲面反射鏡を利用した逆平板型集光集熱方式や平板型ヒートパイプ集熱板方式など意欲的な実証実験用蒸留器の成果を興味深く拝見した。

(1) 例えば図2において第2段を含め、この段以降凝縮熱は、すぐ上方の次段の加熱に活用されるが、この作動様式は各段(2)~(i)まで繰返されることになる。 $\dot{q}_{cw(2)}$, $\dot{q}_{fw(2)}$, $\dot{q}_{rw(2)}$ の各熱流束の各段(今の場合第2段)の全伝熱量に対する割合は、いかほどか、段を追うごとに各熱流束はいかに変化するか、ご教示願いたい。

(2) 蒸留器M-1型の設置傾斜角度 θ は、凝縮液滴の生成と滴など流下時の液膜掃除作用などにより熱伝達率に直接的に影響を及ぼし蒸留性能を支配するものと考えられるが、この点ご検討されたうえで $\theta = 10^\circ$ と小角度に固定されたものとするが、設定角度の根拠についてお聞かせ願いたい。

〔回答〕 (1) 前報および本報で提案したシミュレーション手法によって計算した各熱流束の変化のようすを各段ごとに示したのが、付図1である。なお、付

(付1) 田中・ほか2名, 機論, 52-473, B (昭61), 463.

(付2) Gomkale, S. D. and Goghair, H. D., Proc. Int. Solar Energy Soc. Congr., New Delhi, India, 3 (1978), 2021.

図1(a)は $\dot{q}_{cw}$, $\dot{q}_{ew}$ および $\dot{q}_{rw}$ などの絶対値を、また付図1(b)ではそれらの熱流束の全伝熱量に対する割合を示した。これらの付図1(a), (b)から明らかなように、上段にいくにしたがい $\dot{q}_{ew}$ はやや減少するものの全伝熱量に対する寄与としては支配的であることがわかる。一方、 $\dot{q}_{cw}$ および $\dot{q}_{rw}$ の比率は上段にいくにしたがい若干増加するものの、全伝熱量に対する寄与は7段めにおいてそれぞれ10%および20%程度である。

(2) M-1型蒸留器の場合、蒸発・凝縮部の傾斜角度は、ご指摘のように蒸留特性に関係すると同時に、集熱特性にも影響する。傾斜角度を大きくすると、集熱面の側壁面積の増加に伴い、太陽光の反射回数が増

し集熱量が減少する。また、逆平板型集熱器の特長である集熱面での対流損失の抑制効果も小さくなる。

一方、傾斜角度が小さ過ぎると原水や蒸留水の排出が難しくなる。M-1型蒸留器に関する滴状凝縮生成率については、観察は構造上困難なため行っていないが、実際に実験装置を設置した際に蒸留収量を詳細に観測し、経験的に水平面からの傾斜角度 10° を見だし、採用した。なお、その後、凝縮面にウィックを使用した単段の下方加熱方式蒸留器について傾斜角度を変えた実験を現在継続中であるが、その予備的実験結果からも水平面から 10° 程度の角度が最適であることがわかっている。