

## 小型温泉熱発電用蒸発器および直接接触型凝縮器の特性

吉田孝男\*・栗須正登\*\*・河部秀彦\*\*・児玉好雄\*\*

(平成元年11月29日受付, 平成2年5月7日受理)

### Generation of Electric Power from a Thermal Spring — Characteristics of an Evaporator with Spring Steam and a Direct-Contact-Type Condenser —

Takao YOSHIDA, Masato KURISU, Hidehiko KAWABE, Yoshio KODAMA

#### Abstract

The performance characteristics of an evaporator system with spring steam and a direct-contact-type condenser system for energy conversion of hot springs are described in this report.

The newly devised evaporator system is composed by a spring steam separator, a hot water tank, a heat exchanger remaked of the shell-and-tube U-type, and a lubricant separator tube. The spring steam, which is separated from spring hot water by the spring steam separator, is blown up in the form of bubbles in the hot water through the bubble-making plate placed under the U-type tubes. These steam bubbles enhance turbulent flows around the U-type tubes, increasing the heat transfer rate. Therefore, the pump of hot water could be omitted in the present system. The working medium heated in the U-type tubes is first led into the lubricant separator, where it is separated from the lubricant, and then goes into the flusher. In the flusher, the necessary amount of working medium for electric power generation is evaporated, and its gas is fed into the screw expander. The rest liquid of the working medium is returned to the U-type tubes by the pump and is reheated with the hot water.

The lubricant separated by the lubricant separator, and then moves to the screw expander because of its own high pressure, therefore the pump of the lubricant could be omitted in this system. In the present test, evaporator system is composed of bare copper tubes ( $25.4^{\phi} \times 2^l \times$  effective length 60 m) and the overall heat transfer coefficients with the from R11 are about  $1.0 \text{ kW/m}^2\text{K}$ . Secondly, the newly devised condenser system is similiary built by modifying the usual mass-produced shell-and-tube U-type heat exchanger. The working medium liquid filling the tube chamber is chilled by the cooling water which flows in the tubes. The working medium gas from the screw expander is blown up into the working medium liquid through the perforated metal plate with ( $408 \times 4^{\phi}$  bubble holes) which is placed under the working medium liquid. The blown working medium gas bubbles are condensed efficiently through the direct-contact heat exchange.

From the experiments of the new condenser system with R11, we obtained the value of  $2.5 \text{ kW/m}^2\text{K}$  for the overall heat transfer coefficients of this condenser system with bare copper tubes ( $25.4^{\phi} \times 2^l \times$  effective length 85 m).

---

\* 鹿島建設技術研究所 〒182 調布市飛田給2-19-1 (Kajima Institute of Construction Technology; 19-1 Tobitakyu 2 Chome, Chofu, Tokyo 182, Japan)

\*\* 長崎大学工学部 〒852 長崎市文教町 (Faculty of Nagasaki University; Bunkyo-machi, Nagasaki 852, Japan)

## 1. 緒 言

温泉熱などの低温度差エネルギー回収サイクルにおいて、膨張機を駆動させる作動媒体を高効率に蒸発、および凝縮させる熱交換の性能を上昇させる技術が重要である。本報告は、通常のシェルアンドチューブ型熱交換器の簡単な改造による蒸発器システムと凝縮器の高性能化について、温泉熱発電の実験研究（吉田ほか1989 a, 1989 b）による成果を述べたものである。

熱交換器には、熱交換する流体が固体壁で隔てられている隔壁式のもの、流体同士が直接接触する方式のものがある。隔壁式は多数実用利用されている。直接接触式の実用利用は冷却塔に代表されるが、種々の直接接触熱交換について、蒸気発電、石油化学工業、地熱発電、海洋温度差発電、廃熱回収、太陽熱利用などで技術開発（今井, 1979, 梶川ほか, 1986, 棚沢, 1989, 森ほか, 1980, 機械工学便覧C-7, 1988）が展開され実用利用も進んでいる。本報告の蒸発器および凝縮器の熱交換システムは、直接接触型熱交換と隔壁型熱交換を複合化させたシステムで、流体同士を直接接触させたくない場合に有効な方式である。

本蒸発器システムでは、通常大気に捨てている温泉蒸気を分離し、熱水タンクの熱水に蒸気を吹き込み直接接触熱交換で蒸気エネルギーを熱水に回収する。この熱水に作動媒体を加熱する熱交換器を沈めておくことで作動媒体の加熱を行う。この作動媒体加熱器は、シェルアンドチューブ型熱交換器の外殻を除去し、U字管を露出したものを熱水タンク内に設置している。この工夫で温水ポンプが省略できる。実験では2100×1200×1100の箱型熱水タンクに、伝熱管25.4φ×2m、有効長60m、有効伝熱面積4.8m<sup>2</sup>の熱交換器を用いたが、作動媒体がR11の場合、総合熱通過率が約1.0kW/m<sup>2</sup>Kとなることを確認した。

本凝縮器は、蒸発器システムと同様に大量生産されている通常のシェル・アンド・チューブ型U字管形熱交換器を簡単に改造したもので作られている。この凝縮器では作動媒体のR11液をU字管室に充填し、U字管を通る冷却水で液-金属-液の熱伝達で高効率に冷却する。そのR11液に、ねじ膨張機から来るR11ガスをU字管室下部に設置した気泡発生板から、気泡として吹き込み、気体-液の直接接触熱伝達により効率良く凝縮させる。25.4φ×2t×有効長85mの裸銅管のU字管形熱交換器を改造した凝縮器の実験では、作動媒体がR11の場合約2.5kW/m<sup>2</sup>Kの熱通過率が得られた。

## 2. 温泉熱発電用蒸発器システムおよび凝縮器の実験装置の概要

本報の温泉熱発電用熱交換器システムの主要構成部、およびその実験装置の概要は次のとおりである。

### (1) 蒸発器システム

本報の蒸発器システムは、温泉から温泉蒸気を分離する蒸気分離器（図1の記号SS）、その温

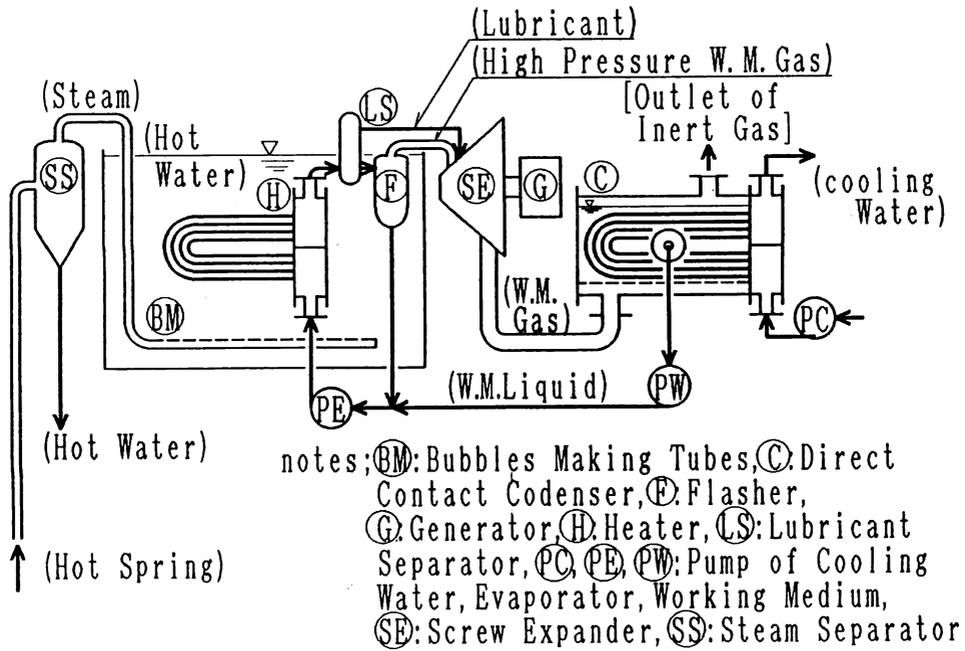
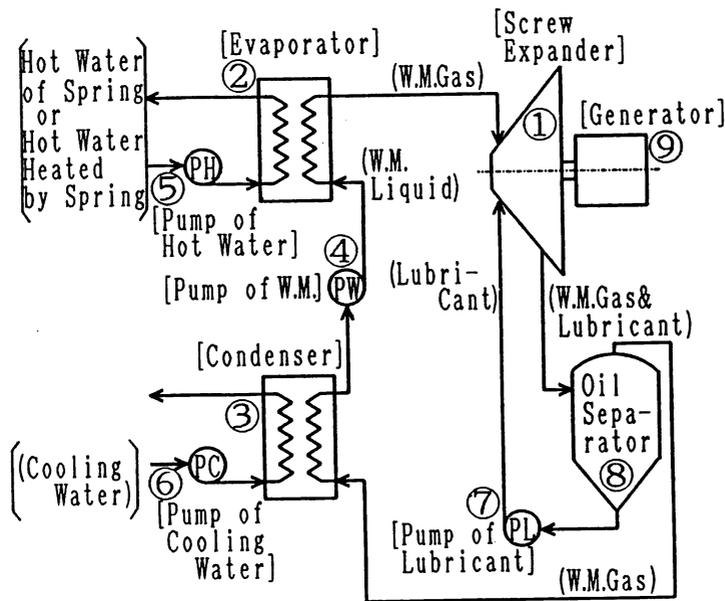


Fig. 1 System diagram of a practical small-size binary cycle for hot springs.



notes: W.M.; Working Medium

Fig. 2 System diagram of the binary cycles.

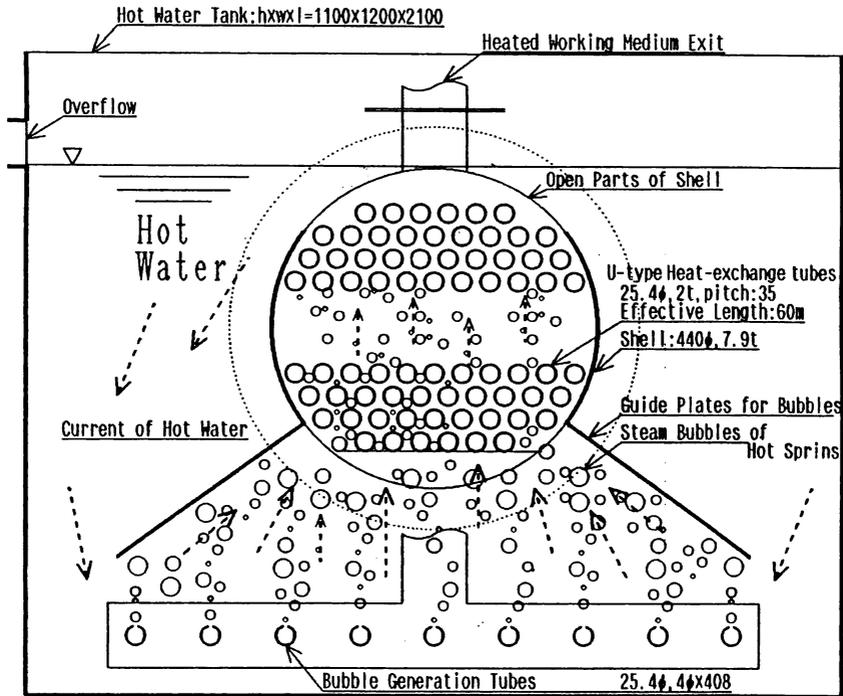


Fig. 3 Cross section of the evaporator devised in this experiment.

泉蒸気を熱水タンク内の熱水中に気泡として吹込む気泡発生管（同図の記号BM），熱中水に設置された作動媒体を加熱する熱交換器（以降加熱器と略記；同図の記号H），作動媒体に溶込んでいる潤滑油を分離する潤滑油分離器（同図の記号LS），加熱された作動媒体液の一部を蒸発させるフラッシュ（同図の記号F）より構成されている。

通常，高温の温泉は多くの蒸気を伴っている。その蒸気は直接タービンを有効に回転させる圧力は無いが，多少の圧力を有している場合が多い。本システムでは，図1に示すように，蒸気が有する圧力で温泉蒸気を熱水タンク内の熱水中に吹込み，温泉蒸気の潜熱で高温の熱水を加熱する仕組みを採用している。このことで温水ポンプや温水製造熱交換器などが省略できる。熱水タンク内には，作動媒体を加熱する熱交換器として，量産されている安価なシェルアンドチューブ型熱交換器で，U字型コイル室の外殻の一部を除去したものが熱水中に設置されている。このようにすれば図3に示すような温泉蒸気気泡による熱水の攪拌により，熱交換性能を向上させることができる。加熱器で高温にされた作動媒体は，潤滑油分離器に送られ作動媒体液と潤滑油に分離される。通常，バイナリーサイクルの作動媒体として，フロンが安全性の点から選択される場合が多いが，フロンは溶剤としての機能があり潤滑油を溶かしてしまう性質がある。そのため通常図2に示すような膨張機の下流側に設置される油分離器では，フロンと潤滑油とを物理的に分

分離することは困難である。そこで本報のシステムでは、膨張機の直ぐ後の低温の状態では分離するのではなく、加熱器を経た直後の高温に加熱した状態で、フロンに溶解した潤滑油を分離する考えを導入した。潤滑油分離器を出た潤滑油は高温に加熱されているため高圧となっており、潤滑ポンプなしに膨張機に送り込むことができる。一方、潤滑油分離器を出た高温作動媒体液は次にフラッシュに導かれ、その一部が蒸発し高圧ガスとなって膨張機に送られる。蒸発していない残り的高温作動媒体液は、作動媒体液を蒸発器システム内で循環させる蒸発器ポンプ(図1の記号PE)で加熱器に送られ再び加熱される。蒸発器ポンプの消費動力は、作動媒体の循環がほぼ同じ圧力の系内であり系内の流路の摩擦損失のための動力が主であるため少なくて済む。

蒸発器システムの実験装置は、600φ×2000のサイクロン型蒸気分離器、2100×1200×1100サイズの熱水タンク、伝導管25.4φ×2t 有効長60m 有効伝熱面積4.8m<sup>2</sup>の加熱器、100φ×1000管の潤滑油分離器、200φ×2000管のフラッシュから構成されている。

## (2) 凝縮器システム

本報の温泉熱発電用凝縮器には、量産されているシェルアンドチューブ型熱交換器を図4、図5に示すように改造したものをを用いた。主な改造点としては熱交換管群の下部に気泡発生板を設置したこと、および凝縮した作動媒体液の取出口は通常底部に設置されるが、この凝縮器は外殻の横部に設置していることなどがあげられる。この凝縮器の特徴は以下の通りである。

気泡発生板より上のスペースに作動媒体液を溜め、冷却水が通る熱交換管群で液-金属-液の熱伝達で作動媒体液を冷却する。冷却されたその液に膨張機から送り込まれた作動媒体蒸気を、気泡発生板により気泡として吹き込む。作動媒体の気泡は気液直接接触熱伝達により高い熱伝達

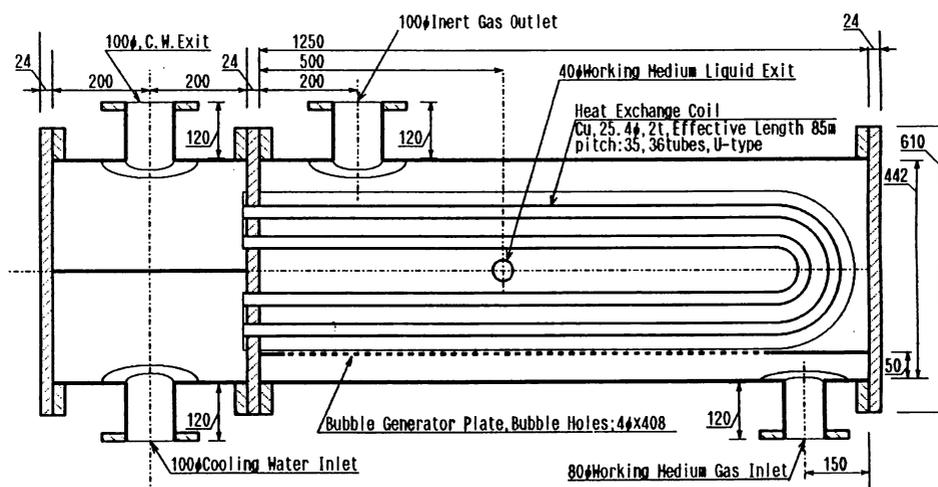


Fig. 4 Cross section of the condenser devised in this experiment.

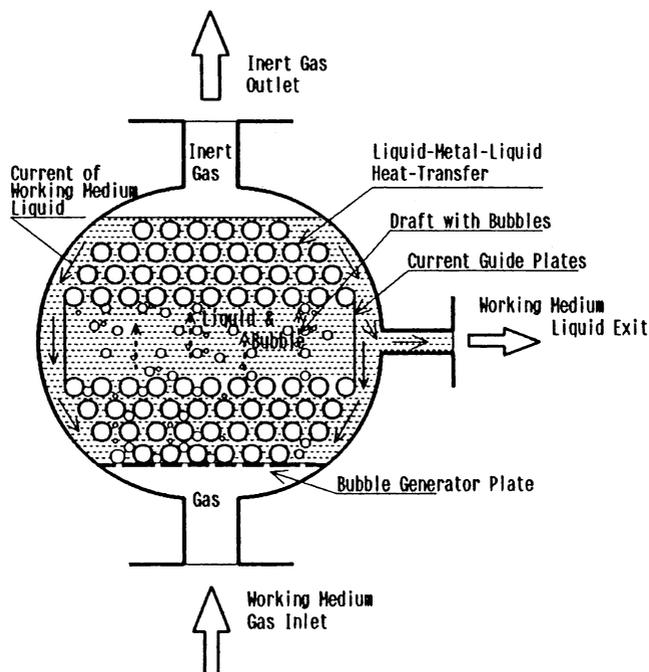


Fig. 5 Direct-contact heat-exchange condenser  
(turbulence enhancement by the bubbles of the working medium)

率で凝縮させられる。さらに作動媒体液に吹き込まれた気泡は、熱交換管群のまわりの液を攪拌上昇させて流速を大きくし、熱交換管群と液との熱伝達率を大きなものとしている。この凝縮器では気体の上に液を配置しているので、気体は発生板から上の液位以上の圧力を有する必要があるが、通常、膨張機から排出された作動媒体は十分その圧力を有している。

凝縮器システムの実験には、 $25.4\phi \times 2t \times$ 有効長85 m、有効伝熱面積  $6.8\text{ m}^2$  の裸銅管のU字形熱交換器を改造した凝縮器を利用した。また凝縮器の内部に新たに設置した気泡発生板には  $4\phi \times 406$  の気泡発生のための穴が設けられている。

### (3) 実験計測装置および作動媒体

蒸発器システムおよび凝縮器の組合せ実験の計測に用いた主な計器は次のとおりである。温度計測には Pt 測温体が、低温度差の計測には精度が 0.1 %/スパンの差温計測用 Pt 測温体が使用された。圧力計測は拡散型半導体の圧力発信器を、流量計測はポケットレス容積型流量計を使用して行った。作動媒体としては安全上の理由から R11 が使用された。

## 3. 蒸発器システムの実験結果

蒸発器入口および出口での作動媒体の比エンタルピ  $h_{E1}$ 、および  $h_{E2}$  は、式(1)および式(2)で示

される（機械工学便覧A-6, 1986）。

$$h_{E1} = h'_{E1} \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$h_{E2} = x_{E2} \cdot h''_{E2} + (1 - x_{E2}) \cdot h'_{E2} \quad \dots\dots\dots (2)$$

ここで  $h'_{E1}$  は蒸発器入口の温度から求められる液の比エンタルピで、 $h''_{E2}$ 、 $h'_{E2}$  は蒸発器出口の温度、圧力と作動媒体の蒸気地より求めた作動媒体の気体および液の比エンタルピであり、 $x_{E2}$  は蒸発器出口の作動媒体の乾き度である。

蒸発器で蒸発させる作動媒体の質量流量を  $q_{mT}$  とすると、作動媒体が蒸発するのに必要な熱量  $Q_{EF}$  は式(3)で示される。

$$Q_{EF} = (h_{E2} - h_{E1}) \cdot q_{mT} \quad \dots\dots\dots (3)$$

一方、熱量  $Q_{EF}$  は式(4)で表すこともできる（機械工学便覧B-8, 1986）。

$$Q_{EF} = K_E \cdot A_E \cdot (\Psi \Delta T_{E1m}) \quad \dots\dots\dots (4)$$

ここで、 $K_E$  は蒸発器の熱通過率を、 $A_E$  は有効伝熱面積を、 $\Psi$  は修正係数を、 $\Delta T_{E1m}$  は、式(5)で計算される対数平均温度差を示している（機械工学便覧A-6, 1986）。

$$\Delta T_{E1m} = (\Delta T_{H1E2} - \Delta T_{H2E1}) / \ln(\Delta T_{H1E2} / \Delta T_{H2E1}) \quad \dots\dots\dots (5)$$

ただし、 $\Delta T_{H1E2} = \Delta T_{H2E1}$  の場合は、 $\Delta T_{E1m} = \Delta T_{H2E1}$

ここで、 $\Delta T_{H1E2}$  は熱水の蒸発器入口温度  $T_{H1}$  と作動媒体の蒸発器出口温度  $T_{E2}$  との差  $\Delta T_{H1E2} = T_{H1} - T_{E2}$  であり、 $\Delta T_{H2E1}$  は熱水の蒸発器出口温度  $T_{H2}$  と作動媒体の蒸発器入口温度  $T_{E1}$  との差  $\Delta T_{H2E1} = T_{H2} - T_{E1}$  である。

本蒸発器の修正係数  $\Psi$  は、今回の性能実験の温度範囲では、式(6)で示される温度効率  $\eta_E$ （機械工学便覧B-8, 1986）が 0.05 以下であるので  $\Psi = 1.0$  とした。

$$\eta_E = (T_{H1} - T_{H2}) / (T_{H1} - T_{E2}) \quad \dots\dots\dots (6)$$

本蒸発器の性能実験の結果を、式(3)および(4)で計算される  $\Delta T_{E1m}$  と  $K_E$  で整理すると図6に示すようになる。同図では縦軸に本蒸発器の熱通過率  $K_E$  を、横軸に対数軸で対数平均温度差  $\Delta T_{E1m}$  をとっている。図中に蒸発器を通過する作動媒体の質量流量  $q_{mT}$  がほぼ 1.1, 1.0, 0.7, 0.5 kg/s のグループを破線で示したが、各グループとも  $\Delta T_{E1m}$  が大となると  $K_E$  が減少する傾向を示している。

単位質量流量当りの作動媒体が蒸発するのに必要な熱量を  $Q'_{Em}$  (kJ/kg) とし、本蒸発器の単位

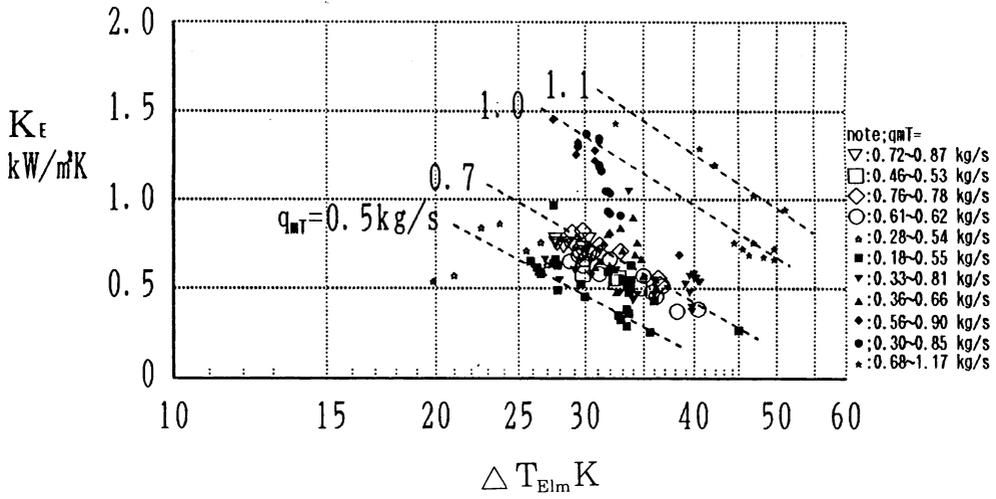


Fig. 6 Relation between the logarithmic mean temperature difference  $\Delta T_{Elm}$  and the overall heat transfer coefficient  $K_E$  of the devised evaporator for R11.

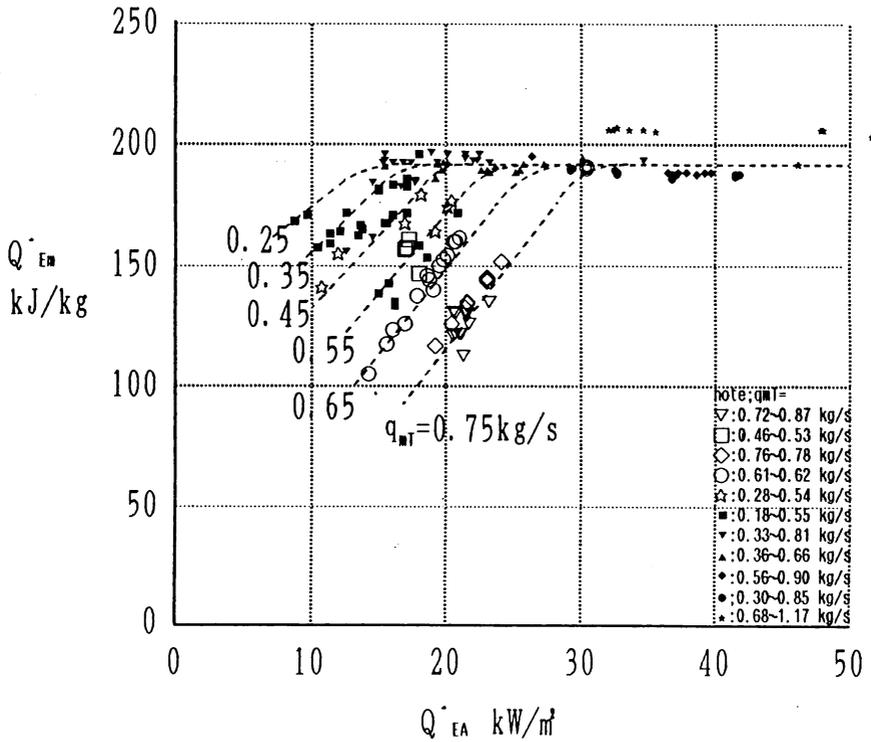


Fig. 7 Heat transfer capacity of R11 in the devised evaporator.

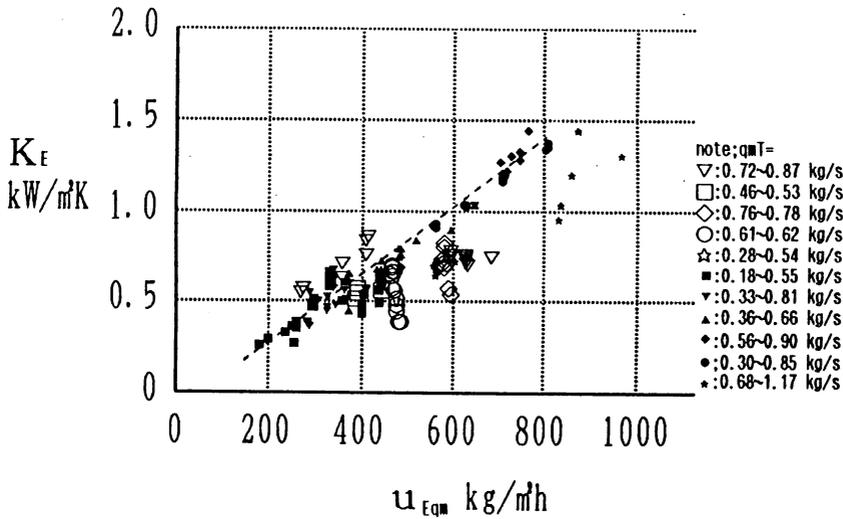


Fig. 8 Relation between the mass flow rate of working medium (R11)  $u_{E,qm}$  and the overall heat transfer coefficient  $K_E$  of the devised evaporator

伝熱面積当りの作動媒体凝縮放熱量を  $Q'_{EA}$  ( $kW/m^2$ ) とすれば、 $Q'_{Em}$  および  $Q'_{EA}$  はそれぞれ次式で表される。

$$Q'_{Em} = Q_{EF} / q_{mT} \dots\dots\dots (7)$$

$$Q'_{EA} = Q_{EF} / A_E \dots\dots\dots (8)$$

縦軸に  $Q'_{Em}$  をとり横軸に  $Q'_{EA}$  をとって本蒸発器の実験データを整理すると、図7の結果となる。図中に蒸発する作動媒体の質量流量  $q_{mT}$  が、ほぼ 0.25, 0.35, 0.45, 0.55, 0.65, 0.75  $kg/s$  のグループを破線で示した。各グループとも  $Q'_{EA}$  が小なる部分では、 $Q'_{Em}$  は、 $Q'_{EA}$  の増加に伴い直線的に増加していくが、 $Q'_{Em}$  が約 180  $kJ/kg$  付近になると  $Q'_{EA}$  に関係なくほぼ一定した値となることが示されている。この一定値は単位質量流量の作動媒体が伝達できる熱量の最大値を示すものと考えられ、今回の実験に利用したフロン R11 ではその値はほぼ 180~190  $kJ/kg$  であり、この値はほぼ R11 の潜熱と等しいものとなっている。図8は縦軸に熱通過率  $K_E$  ( $kg/m^2h$ ) を、横軸に式(9)で計算される単位伝熱面積当りの作動媒体質量流量  $u_{E,qm}$  ( $kg/m^2h$ ) をとって図示したものである。

$$u_{E,qm} = q_{mT} / A_E \times 3600 \dots\dots\dots (9)$$

この図において定性的には  $u_{E,qm}$  の増加に伴い、熱通過率  $K_E$  が増加する傾向が示される。なお、

同図で  $u_{Eqm}$  が  $300 \sim 600 \text{ kg/m}^2\text{h}$  の間に多くの実験点が集中しているが、これは別報の膨張機の実験の都合上この流量の実験条件が多くなったためである。 $u_{Eqm}$  が大となる方が、言い換えれば作動媒体質量流量  $q_{mT}$  が多い方が、熱通過率  $K_E$  が増加するのは式(3)、および(4)の関係から予想されるが、蒸発器の  $K_E$  の上限、下限の値はこの図からは推定できない。

通常のフロンを作動媒体とする裸円管のシェルアンドチューブ型蒸発熱交換器では、熱通過率は約  $0.5 \text{ kW/m}^2\text{K}$  (日本機械学会編伝熱工学資料, 1962) であり、本報の蒸発器の熱通過率  $K_C = 0.8 \sim 1.0 \text{ kW/m}^2\text{K}$  は、その約 2 倍の伝熱性能を有しているといえる。

図9は蒸発器の実験結果を無次元表示したもので、横軸に蒸発器入口でのレイノルズ数  $Re_{E1} = d_{E1} \times u_{E1} / \nu_{E1}$  ( $d_{E1}$ : 蒸発器入口の管径  $0.0416 \text{ m}$ ,  $u_{E1}$ : 作動媒体の流速,  $\nu_{E1}$ : 作動媒体の動粘性係数) をとり、縦軸に  $K_E \cdot d_{E1} / \lambda_{E1}$  ( $K_E$ : 蒸発器熱通過率,  $\lambda_{E1}$ : 作動媒体の熱伝導率) の無次元数を求めて表示した。同図によれば  $Re_{E1}$  が  $1 \times 10^4$  から  $10 \times 10^4$  の範囲では、 $Re_{E1}$  の増加に伴い  $K_E \cdot d_{E1} / \lambda_{E1}$  は、実線で示すように直線的に増加する傾向が見られる。なお同図の破線近傍のデータは、蒸気気泡案内板(図3の Guide Plates for Bubbles) を除去した場合のものであり、蒸気気泡による熱交換管付近の熱水攪拌が少ないと、熱通過率が減少することを示していると考えられる。

#### 4. 凝縮器システムの実験結果

凝縮器入口および出口での作動媒体の比エンタルピ  $h_{c1}$ , および  $h_{c2}$  は、式(10)および式(11)で示

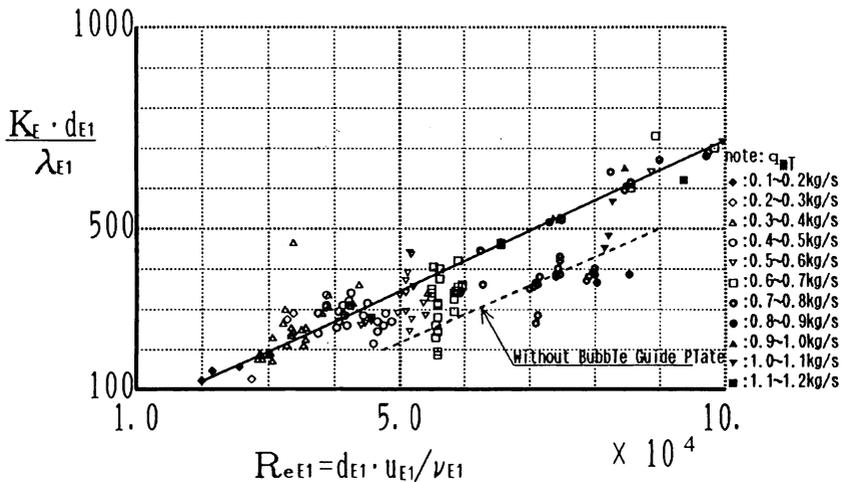


Fig. 9 Relation between Reynolds number  $Re_{E1}$  and dimensionless number  $K_E d_{E1} / \lambda_{E1}$

される（機械工学便覧 A-6, 1986）。

$$h_{c1} = x_{c1} \cdot h''_{c1} + (1-x_{c1}) \cdot h'_{c1} \quad \dots\dots\dots (10)$$

$$h_{c2} = h'_{c2} \quad \dots\dots\dots (11)$$

ここで  $h''_{c1}$ ,  $h'_{c1}$  は、凝縮器入口の温度、圧力と作動媒体の蒸気表より求めた作動媒体の気体および液の比エンタルピであり、 $x_{c1}$  は凝縮器入口の作動媒体の乾き度である。 $h'_{c2}$  は凝縮器出口の温度から求められる液の比エンタルピである。

凝縮器に入る作動媒体の質量流量を  $q_{ms}$  とすると、作動媒体が凝縮により放出する熱量  $Q_{cw}$  は式(12)で示される。

$$Q_{cw} = (h_{c1} - h_{c2}) \cdot q_{ms} \quad \dots\dots\dots (12)$$

一方、放出する熱量  $Q_{cw}$  は式(13)で表すこともできる。

$$Q_{cw} = K_c \cdot A_c \cdot (\psi \Delta T_{1m}) \quad \dots\dots\dots (13)$$

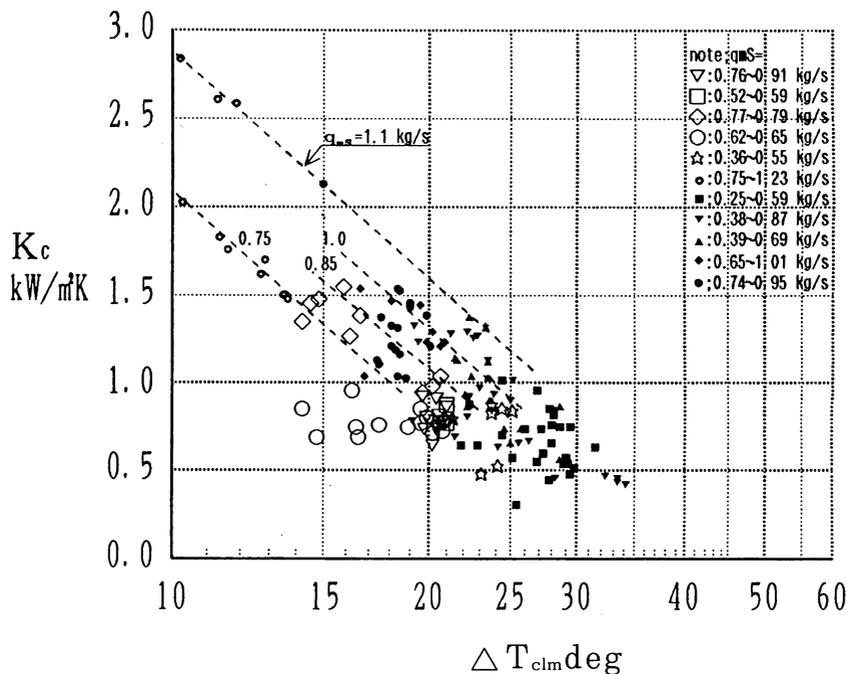


Fig.10 Relation between the logarithmic mean temperature difference  $\Delta T_{clm}$  and the overall heat transfer coefficient  $K_c$  of the devised condenser for R11.

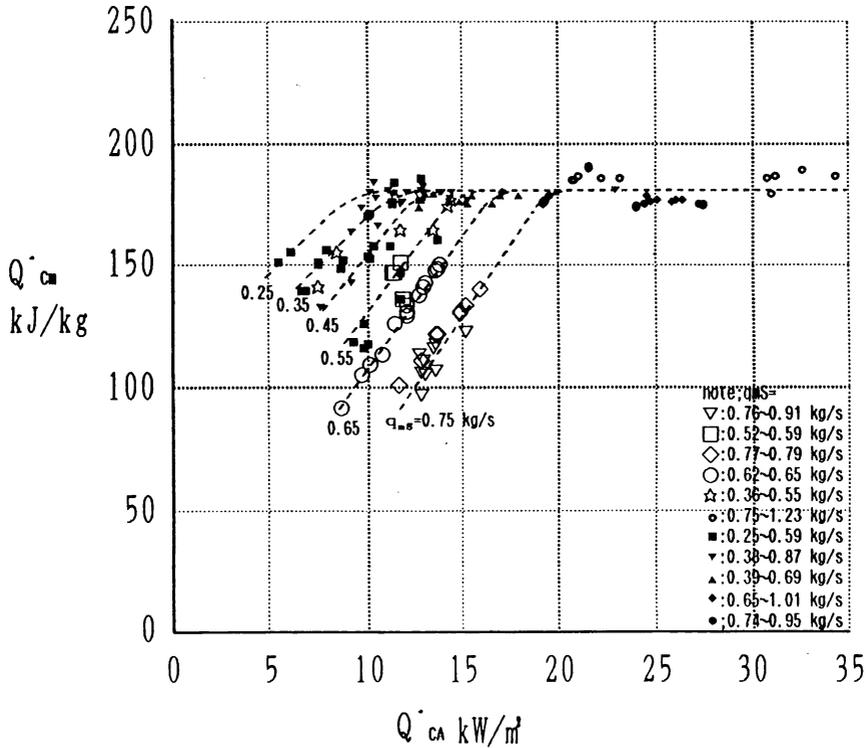


Fig.11 Heat transfer capacity of R11 in the devised condenser.

ここで、 $K_c$ は熱通過率を、 $A_c$ は有効伝熱面積を、 $\psi$ は修正係数を、 $\Delta T_{c1m}$ は、式(14)で計算される対数平均温度差を示している。

$$\Delta T_{c1m} = (\Delta T_{c1w2} - \Delta T_{c2w1}) / \ln(\Delta T_{c1w2} / \Delta T_{c2w1}) \dots\dots\dots (14)$$

ただし、 $\Delta T_{c1w2} = \Delta T_{c2w1}$ の場合は、 $\Delta T_{c1m} = \Delta T_{c1w2} = \Delta T_{c2w1}$ とする。

ここで、 $\Delta T_{c1w2}$ は作動媒体の凝縮器入口温度  $T_{c1}$  と冷却水の凝縮器出口温度  $T_{c2w}$  の差  $\Delta T_{c1w2} = T_{c1} - T_{c2w}$  であり、 $\Delta T_{c2w1}$ は作動媒体の凝縮器出口温度  $T_{c2}$  と冷却水の凝縮器入口温度  $T_{c1w}$  の差  $\Delta T_{c2w1} = T_{c2} - T_{c1w}$  である。

本凝縮器の修正係数  $\psi$  は、今回の性能実験の温度範囲では、式(15)で示される低温側の温度効率  $\eta_c$  が 0.05 以下であるので  $\psi = 1.0$  とした。

$$\eta_c = (T_{c2w} - T_{c1w}) / (T_{c1} - T_{c1w}) \dots\dots\dots (15)$$

本凝縮器の性能実験の結果を、式(13)および(14)で計算される  $\Delta T_{c1m}$  と  $K_c$  で整理すると図10に示すようになる。同図では縦軸に本凝縮器の熱通過率  $K_c$  を、横軸に対数軸で対数平均温度差  $\Delta T_{c1m}$

をとっている。図中に凝縮器を通過する作動媒体の質量流量  $q_{ms}$  が、ほぼ 1.1, 1.0, 0.85, 0.75 kg/s のグループを破線で示したが、各グループとも  $\Delta T_{Clm}$  が大となると  $K_c$  が減少する傾向を示している。

単位質量流量当りの作動媒体が凝縮するのに必要な放熱量を  $Q'_{cm}$  (kJ/kg) とし、本凝縮器の単位伝熱面積当りの作動媒体凝縮放熱量を  $Q'_{cA}$  (kW/m<sup>2</sup>) とすれば、 $Q'_{cm}$  および  $Q'_{cA}$  はそれぞれ次式で表される。

$$Q'_{cm} = Q_{cw}/q_{ms} \quad \dots\dots\dots (16)$$

$$Q'_{cA} = Q_{cw}/A_c \quad \dots\dots\dots (17)$$

縦軸に  $Q'_{cm}$  をとり横軸に  $Q'_{cA}$  をとって本凝縮器の実験データを整理すると、図11の結果となる。図中に凝縮器を通過する作動媒体の質量流量  $q_{ms}$  が、ほぼ 0.25, 0.35, 0.45, 0.55, 0.65, 0.75 kg/s のグループを破線で示した。各グループとも  $Q'_{cA}$  が小なる部分では、 $Q'_{cm}$  は、 $Q'_{cA}$  の増加に伴い直線的に増加していくが、 $Q'_{cm}$  が約 180 kJ/kg 付近になると  $Q'_{cA}$  に関係なくほぼ一定した値となることが蒸発器の場合と同様に示されている。この一定値は、今回の実験に利用したフロンR11ではその値はほぼ 180 kJ/kg であり、この値はほぼ R11 の潜熱と等しい。

図12は縦軸に熱通過率  $K_c$  (kW/m<sup>2</sup>K) を、横軸に式(18)で計算される単位伝熱面積当りの作動媒

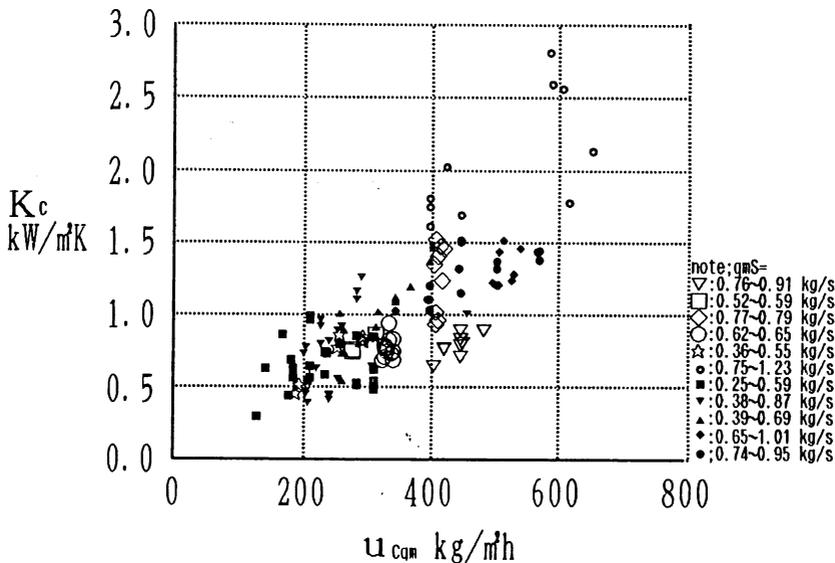


Fig. 12 Relation between the mass flow rate of working medium  $u_{cqm}$  and the overall heat transfer coefficient  $K_c$  of the devised condenser for R11.

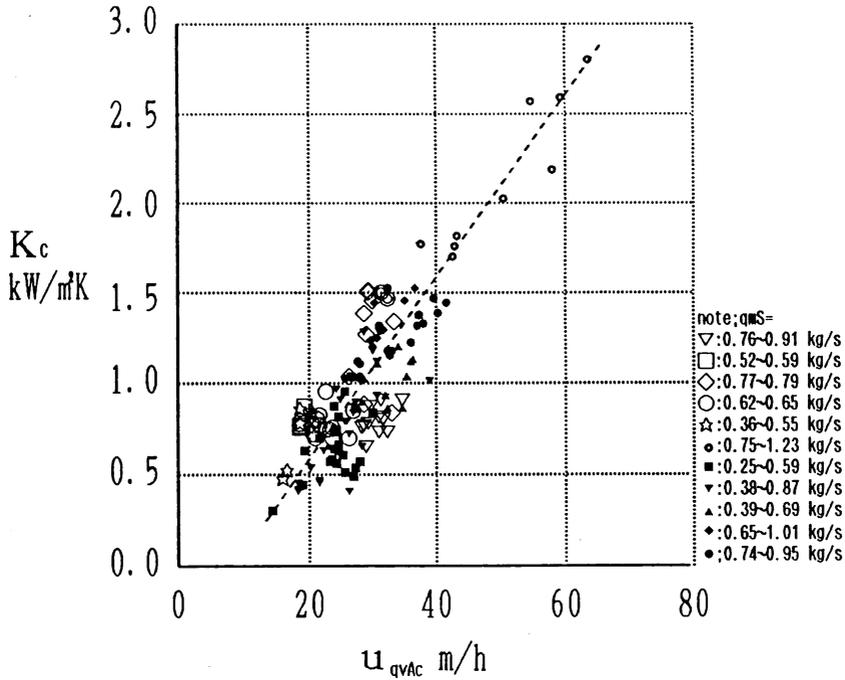


Fig.13 Relation between the volume flow rate of working medium  $u_{qvAc}$  and the overall heat transfer coefficient  $K_c$  of the devised condenser for R11.

体質量流量  $u_{cq_m}$  ( $kg/m^2h$ ) をとって図示したものである。

$$u_{cq_m} = q_{ms} / A_c \times 3600 \quad \dots\dots\dots (18)$$

この図において定性的には  $u_{cq_m}$  の増加に伴い、熱通過率  $K_c$  が増加する傾向が示される。

$u_{cq_m}$  が大となる方が、言い換えれば、作動媒体質量流量  $q_{ms}$  が多い方が、凝縮器の内部の液を攪拌する効果が大となると考えられるので熱通過率  $K_c$  が増加すると考えられる。凝縮器の  $K_c$  の上限、下限の値は、この図からは推定できない。

本凝縮器システムでは、流入する作動媒体の気泡が凝縮器の内部の液を攪拌し熱通過率  $K_c$  を増加させる効果を期待している。そこで式(19)で計算される単位伝熱面積当りの流入気泡量  $u_{qvAc}$  ( $m/h$ ) を横軸にとって熱通過率  $K_c$  を表すと図13に示すようになる。

$$u_{qvAc} = q_{vc1} / A_c \times 3600 \quad \dots\dots\dots (19)$$

ここで、 $q_{vc1}$  は凝縮器入口での作動媒体の体積流量 ( $m^3/s$ ) で、 $A_c$  は凝縮器の伝熱面積 ( $m^2$ ) で

ある。

図13では気泡量の増加，言い換えれば気泡による液の攪拌効果が熱通過率  $K_C$  の増加につながる事が図12よりはっきりと示されている。図13では，単位伝熱面積当りの流入気泡量  $u_{qvAc}$  が  $40 \sim 60$  m/h 付近では，熱通過率  $K_C$  はほぼ  $2.0 \sim 2.5$  kW/m<sup>2</sup>K の値となることが確認できる。なお，同図で  $u_{qvAc}$  が  $20 \sim 40$  m/h の間に多くの実験点が集中しているが，これは蒸発器システムの実験と同様の理由でこの流量の実験条件が多くなったためである。

通常のプロンを作動媒体とする裸円管のシェルアンドチューブ型凝縮熱交換器では，熱通過率は約  $0.8$  kW/m<sup>2</sup>K（日本機械学会編伝熱工学資料，1962）であり，本報の凝縮器の熱通過率  $K_C = 2.0 \sim 2.5$  kW/m<sup>2</sup>K は，その約  $2 \sim 3$  倍の伝熱性能を有しているといえる。

図14は実験結果を無次元表示したもので，横軸に凝縮器入口でのレイノルズ数  $Re_{c1} = d_{c1} \times u_{c1} / \nu_{c1}$  ( $d_{c1}$ ：全気泡穴面積からの換算管径＝凝縮器の入口管径  $0.0806$  m， $u_{c1}$ ：作動媒体の流速， $\nu_{c1}$ ：動粘性係数) をとり，縦軸に  $K_C / (C''_{pc1} \times u'_{cqm})$  ( $K_C$ ：凝縮器熱通過率， $C''_{pc1}$ ：凝縮器入口での作動媒体の定圧比熱， $u'_{cqm}$ ：(18)式で求めた  $u_{cqm}$  の1秒当りの値) の無次元数を求めて表示してある。同図によれば  $Re_{c1}$  が  $10 \times 10^4 \sim 15 \times 10^5$  の範囲で， $Re_{c1}$  と  $K_C / (C''_{pc1} \times u'_{cqm})$  との間に，破線で示すような関係が見られる。図中に凝縮器を通過する作動媒体の質量流量  $q_{ms}$  が，ほぼ  $0.2 \sim 0.6$  kg/s，および  $0.6 \sim 1.1$  kg/s のグループを破線で示した。上のグループは  $Re_{c1}$  の値が約  $70$ ，下のグループは  $60$  に近い近傍まで  $K_C / (C''_{pc1} \times u'_{cqm})$  の値は急激

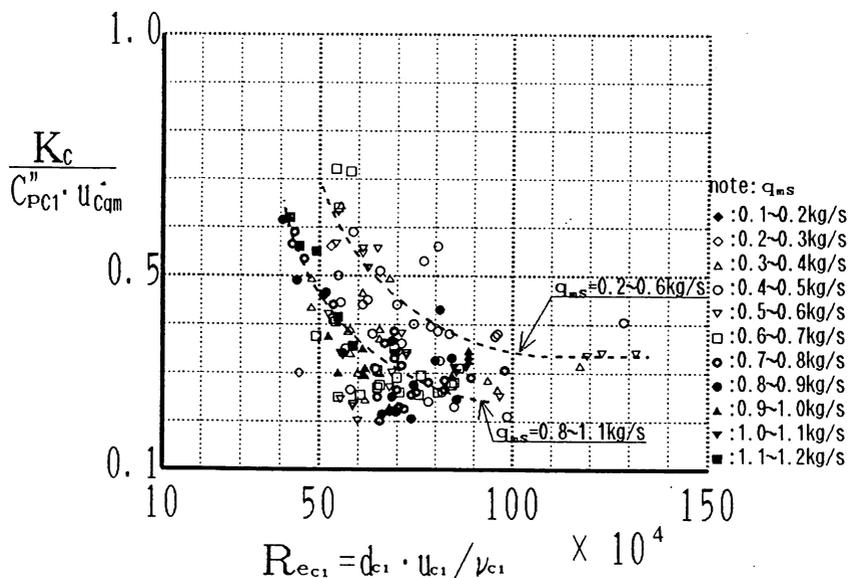


Fig. 14 Relation between Reynolds number  $Re_{c1}$  and dimensionless number  $K_C / (C''_{pc1} \cdot u'_{cqm})$

に減少するが、 $Re_{c1}$ がそれ以上ではほぼ一定になる傾向が認められる。

図15では、 $u_{qvAc}$ が60近辺で、熱通過率 $K_c$ は、 $2.5 \text{ kW/m}^2\text{K}$ 付近の値となっているが、 $u_{qvAc}$ が極端に増加すると凝縮器内の液がなくなり、通常の気体-金属-液の凝縮熱伝達となり、 $K_c$ は図15の破線で示すように約 $0.8 \text{ kW/m}^2\text{K}$ まで急激に低下すると予想される。 $K_c$ のピークは、今回の実験では確認できていない。一方、 $u_{qvAc}$ が0に近づき、小さくなれば、図15に示すような $K_c$ 下限が現れるものと予想され、その値は管外が静止液の場合の自然対流熱伝達とほぼ同じになり約 $0.4 \sim 0.6 \text{ kW/m}^2\text{K}$ となると予想される。

## 5. 結 言

温泉熱発電システムの性能向上のために、その低温度差エネルギーを回収する蒸発器および凝縮器について、いくつかの新しい試みを導入し次の成果を得た。

### (1) 蒸発器システムの成果

- ① 温泉蒸気を熱水タンク内の熱水中に吹き込み、温泉蒸気の潜熱で高温の熱水を加熱する装置とし、その熱水中に通常のシェル・アンド・チューブ型熱交換器の外殻を外したものを設置して作動媒体を加熱することで、温水ポンプや温水製造熱交換器などが省略できた。この工夫により、温泉熱水利用で問題となるスケール対策も不要となる。
- ② 加熱器を経た直後の高温に加熱した状態で、作動媒体に溶解した潤滑油を分離する考えを導入した。その潤滑油分離器を出た潤滑油は、作動媒体の高圧力により膨張機に送り込むことができ、このため潤滑ポンプが省略できる。
- ③ 量産されてる安価なシェルアンドチューブ型熱交換器で、U字型コイル室の外殻の一部を除去したものを熱水中に設置し、温泉蒸気気泡による熱水の攪拌により、熱交換器の性能を向上させることができる。

本蒸発器システムでの裸銅管の $25.4 \phi \times 2 \text{ t} \times$ 有効長60mのU字形熱交換器を改造した蒸発器システムでは、作動媒体がR11の場合熱通過率が約 $0.8 \sim 1.0 \text{ kW/m}^2\text{K}$ となった。

また作動媒体が伝達できる熱量に限界があることを示し、今回の実験に利用したR11では、単位質量流量の作動媒体が伝達できる熱量はほぼ $180 \sim 190 \text{ kJ/kg}$ であり、R11の潜熱

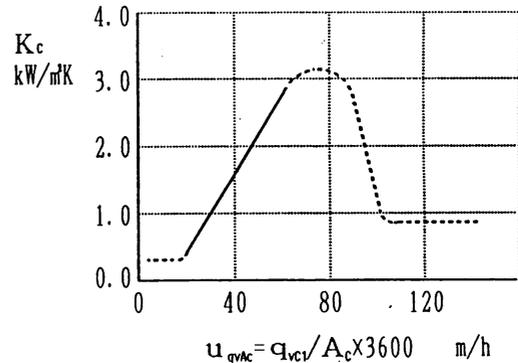


Fig. 15 Estimation for the overall heat transfer coefficient  $K_c$  of the devised condenser for R11.

にはほぼ等しくなることが確認された。

- ④ 横軸に蒸発器入口でのレイノルズ数  $Re_{E1}$  をとり、縦軸に  $K_E \cdot d_{E1} / \lambda_{E1}$  の無次元数を求めて実験結果を表示した。 $Re_{E1}$  が  $1 \times 10^4$  から  $10 \times 10^4$  の範囲では、 $Re_{E1}$  の増加に伴い  $K_E \cdot d_{E1} / \lambda_{E1}$  が直線的に増加する。なお蒸気気泡案内板除去による熱交換管付近の蒸気気泡熱水攪拌減少により、熱通過率が減少することが確認された。

## (2) 直接接触型凝縮器の性能

温泉熱回収サイクルの性能向上に重要な凝縮器の高性能化について次の方法を用いた。

- ① 通常のシェル・アンド・チューブ型熱交換器を改造し、作動媒体 R11 液を U 字管室に充填し、U 字管を通る冷却水で液-金属-液の熱伝達で、その R11 液を高効率に冷却する。
- ② その R11 液に、ねじ膨張機から来る R11 ガスを U 字管群の下に設置した気泡発生板から気泡として吹き込み、気体-液の直接接触熱伝達により効率良く凝縮させる。

この結果以下の結論を得た。裸銅管の  $25.4 \phi \times 2 t \times$  有効長 85 m の U 字管形熱交換器を改造した凝縮器では作動媒体が R11 の場合、熱通過率が約  $2.5 \text{ kW/m}^2\text{K}$  となった。この値は通常の裸銅管の熱通過率の約 3 倍であり、性能が著しく上昇していることがわかる。

また作動媒体には伝達できる熱量に限界があることを示し、今回の実験に利用した R11 では、単位質量流量の作動媒体が伝達できる熱量はほぼ  $180 \text{ kJ/kg}$  であり、R11 の潜熱にほぼ等しくなることが確認された。

- ③ 横軸に凝縮器入口でのレイノルズ数  $Re_{C1}$  をとり、縦軸に  $K_C / (C''_{pC1} \times u'_{cqm})$  の無次元数を求めて実験結果を表示した。 $Re_{C1}$  が  $10 \times 10^4 \sim 15 \times 10^5$  の範囲で、 $Re_{C1}$  の増加に伴い  $K_C / (C''_{pC1} \times u'_{cqm})$  は  $Re_{C1}$  が約 60~70 の近傍で急激に減少し、それ以上ではほぼ一定値となることが確認された。

## 謝 辞

実際の温泉熱を利用してのフロン R11 によるフィールド実験に協力いただいた高砂熱学工業株式会社、株式会社テラルキョクトウおよび山武ハネウェル株式会社、また本実験に実験場所および実際の温泉エネルギーの提供をいただいた長崎県小浜温泉湯元事務所本多宣章氏に謝意を表わす。

## 参 考 文 献

- 今井武彦(1979) 直接接触熱交換器を用いる省エネルギー化学プロセス, 冷凍, 第54巻第 621号, p. 591-596.
- T.Kajikawa et al.(1986), "Special Issue: Development of a Closed Cycle OTEC Power Generation System", Bulletin of the Electrotechnical Laboratory, Vol. 50 No. 9-10, p. 2-9, p. 98-115.
- 棚沢一郎(1989) 日本に於ける最近の凝縮研究の進展, 日本機械学会論文集(B編) 55巻516号, p. 2111-2119.
- (社) 日本機械学会(1962): 伝熱工学資料, p. 197~198.
- (社) 日本機械学会(1986): 機械工学便覧 A-6, p. 45, p. 152.
- (社) 日本機械学会(1986): 機械工学便覧 B-8, p. 3, p. 1.
- (社) 日本機械学会(1988): 機械工学便覧 C-7 エネルギー機器・システム, p. 215-217, p. 136.
- 森 康夫, 陶山淳治(1980) 地熱エネルギー読本, オーム社, p. 138-178.
- 吉田孝男・外 3 名(1989a) 温泉熱発電 油ポンプなしの小型ねじ膨張機の湿り運転特性, 日本機械学会論文集 B編, 第56巻 524号.
- 吉田孝男・外 3 名(1989b) 温泉熱発電 小型ねじ膨張機の特性, 日本地熱学会誌, 第12巻第 3号.

## 主 な 記 号

- $q_{mT}$  ; 作動媒体質量流量  $kg/s$
- $A_E$  ; 蒸発器の伝熱面積  $m^2$
- $d_{E1}$  ; 蒸発器入口管径  $m$
- $T_{E1}/T_{E2}$  ; 作動媒体の蒸発器入口/出口温度  $K$
- $T_{E1W}/T_{E2W}$  ; 熱水水の蒸発器入口/出口温度  $K$
- $x_{E2}$  ; 作動媒体の蒸発器出口乾き度
- $K_E$  ; 蒸発器の熱通過率  $kW/m^2K$
- $h_{E1}/h_{E2}$  ; 作動媒体の蒸発器入口/出口比エンタルピ  $kJ/kgK$
- $Q_{EF}$  ; 蒸発器通過熱量  $kJ$
- $Re_{E1}$  ; 作動媒体の蒸発器入口でのレイノルズ数
- $\lambda_{E1}$  ; 作動媒体の蒸発器入口での熱伝導率  $W/(m \cdot K)$
- $u_{Eqm}$  ; 蒸発器単位伝熱面積当りの作動媒体質量流量  $kg/m^2h$
- $u_{E1}$  ; 蒸発器入口での作動媒体流速  $m/s$

$\nu_{E1}$	; 蒸発器入口での作動媒体の動粘性係数	$\text{m}^2/\text{s}$
$A_c$	; 凝縮器の伝熱面積	$\text{m}^2$
$C''_{pC1}$	; 作動媒体の凝縮器入口での定圧比熱	$\text{kJ}/\text{kgK}$
$d_{c1}$	; 全気泡穴面積からの換算管径 = 凝縮器の入口管径	$\text{m}$
$q_{ms}$	; 作動媒体の凝縮質量流量	$\text{kg}/\text{s}$
$q_{vC1}$	; 作動媒体の凝縮器入口体積流量	$\text{m}^3/\text{s}$
$T_{C1}/T_{C2}$	; 作動媒体の凝縮器入口/出口温度	$\text{K}$
$T_{C1w}/T_{C2w}$	; 冷却水の凝縮器入口/出口温度	$\text{K}$
$x_{C1}$	; 作動媒体の凝縮器入口乾き度	
$K_c$	; 凝縮器の熱通過率	$\text{kW}/\text{m}^2\text{K}$
$h_{C1}/h_{C2}$	; 作動媒体の凝縮器入口/出口比エンタルピ	$\text{kJ}/\text{kgK}$
$Q_{cW}$	; 凝縮器通過熱量	$\text{kJ}$
$Re_{C1}$	; 作動媒体の凝縮器入口でのレイノルズ数	
$u_{Cqm}$	; 凝縮器単位伝熱面積当りの作動媒体質量流量	$\text{kg}/\text{m}^2\text{h}$
$u'_{Cqm}$	; 凝縮器単位伝熱面積当りの作動媒体質量流量	$\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$
$u_{qvAc}$	; 凝縮器単位伝熱面積当りの流入作動媒体気泡量	$\text{m}/\text{h}$
$u_{C1}$	; 凝縮器入口での作動媒体流速	$\text{m}/\text{s}$
$\nu_{C1}$	; 凝縮器入口での作動媒体の動粘性係数	$\text{m}^2/\text{s}$