

## 海洋温度差発電用プレート式凝縮器の性能試験

中岡 勉\*・上原春男\*

## Performance Tests of a Plate Type Condenser for OTEC

Tsutomu NAKAOKA, Haruo UEHARA

The performance tests of a plate type condenser for ocean thermal energy conversion (OTEC) plants are carried out under conditions of OTEC. The total plates used in the condenser are 168 in number and the total surface area is 40.7m<sup>2</sup>. The dimensions of plate used in this condenser are 1450mm in length, 235mm in width and 1.0mm in thickness. Freon 22 is used as working fluid. The overall heat transfer coefficient is about 2500W/(m<sup>2</sup>K) at the cold water velocity of 1m/s and the vapor inlet temperature of 22.8~23.2°C. The empirical correlations are proposed for predicting the average condensation heat transfer coefficients and water side heat transfer coefficients for a plate type condenser. The water side pressure drop is 1m at the cold water velocity of 1m/s. The water side friction factor is about 0.25 at Reynolds number of  $4 \times 10^3$ .

Key words ; OTEC, Plate Type, Condenser, Condensation Heat Transfer Coefficient, Friction Factor

## 1. 緒 言

海洋温度差発電は、海洋の表層海水と深層海水との温度差によるエネルギーを電気エネルギーに変換する発電方式である。海洋温度差発電では、利用出来る温熱源と冷熱源の温度差が15~23°Cと小さい。このために、単位出力当りの熱交換器（蒸発器と凝縮器）の伝熱面積は、火力発電所や原子力発電所に比較して大きくなり、建設費に占める熱交換器の価格は、25~50%とされている。従って、海洋温度差発電の実用化のためには、構成機器の高性能化とコンパクト化を計り、発電所全体の低コスト化について検討する必要がある。そのために、特に、熱交換器（蒸発器、凝縮器）の開発が必要である。

上原<sup>1)</sup>は、これまで海洋温度差発電用の蒸発器と凝縮器に関して、種々の研究を行って来た。その結果、海洋温度差発電用には、プレート式蒸発器と凝縮器が優れていることを明らかにした。

上原<sup>2)</sup>は、プレート式凝縮器の最適形状を決める

ための基礎的データを得る目的で、一枚のプレート上（スムーズ面、フルート面）での凝縮熱伝達係数についての実験を行い、その結果を報告した。

著者らは、これらの研究成果を利用して、高性能で経済的な海洋温度差発電用の凝縮器の設計を行った。そして、一枚当りの伝熱面積0.242m<sup>2</sup>のプレート168枚で構成された実用規模の凝縮器を製作した。そして、海洋温度差発電の使用条件に近い条件下で、作動流体にフロン22を用いて、性能試験を行った。

本報は、この凝縮器の概要を述べるとともに、性能試験の結果について述べる。

## 使用記号

A : 総伝熱面積

c<sub>p</sub> : 定圧比熱

Bo : ボンド数

Bo\* : 修正ボンド数

D<sub>eq</sub> : 相当直径 (= 2 δ)D<sub>s</sub> : 砂の平均粒径

g : 重力加速度

Gr : グラスホフ数

\*佐賀大学理工学部附属海洋熱エネルギー変換実験施設

$h$ : 熱伝達係数, フルートの深さ	$\rho$ : 密度
$H$ : 顕潜熱比	$\sigma$ : 表面張力
$\Delta H$ : 損失水頭	添 字
$k$ : 熱伝導率	C: 凝縮
$l$ : 伝熱面長さ	cal: 計算値
$L$ : 潜熱	CW: 冷水
$\dot{m}$ : 流量	exp: 実験値
Nu: ヌセルト数	I: 入口
$p$ : ピッチ	$l$ : 代表長さにプレートの長さを取ったもの
$P$ : 圧力	L: 液体
Pr: プラントル数	m: 平均
$q$ : 熱流束	O: 出口
$Q$ : 熱量	V: 蒸気
$R$ : 管半径	W: 壁面
Re: レイノルズ数	
$t$ : プレート厚さ	
T: 温度	
$\Delta T_m$ : 対数平均温度差	
U: 熱通過係数	
V: 速度	
$\delta$ : プレートの間隔	
$\lambda$ : 摩擦係数	
$\mu$ : 粘性係数	
$\nu$ : 動粘性係数	

## 2. 実験装置

Fig. 1は、実験装置のフロー線図を示す。作動流体は、タンクから作動流体循環ポンプによって、プレート式蒸発器に送られ、ここで、温水によって加熱され蒸気になる。発生した蒸気は、テスト用のプレート式凝縮器に入り、ここで、冷水によって冷却されて、凝縮し液となり、タンクに戻る。そして、再び作動流体循環ポンプで、蒸発器に送られるような循環を繰り返す。

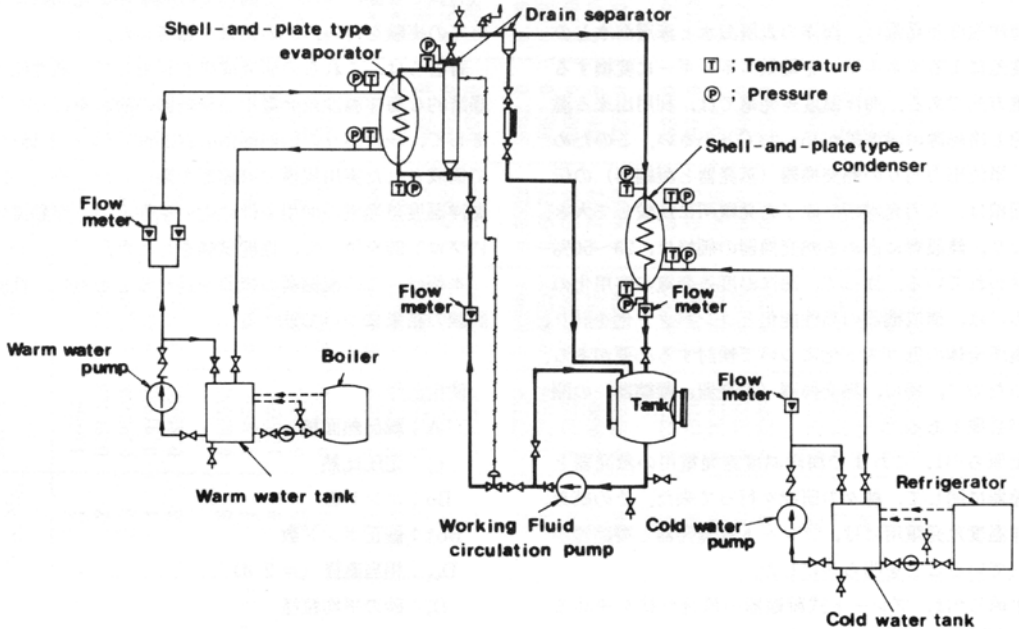


Fig. 1 Piping layout of test facility

Fig. 2 (a), (b) に、実験に使用したプレート式凝縮器の凝縮側と冷水側の伝熱面形状の写真を示す。

Fig. 2 (a) の凝縮側の表面には、凝縮熱伝達を促進し、表面積を増大させるために、ピッチ10mm、深さ1mmの大きなフルート（立て溝）とその間にピッチ1mm、深さ0.5mmの小さなフルートが施されている。更に、上方で凝縮した液を排除し、下方での凝縮熱伝達を促進するために、ドレンネッジ（排除溝）が70mm間隔で施されている。

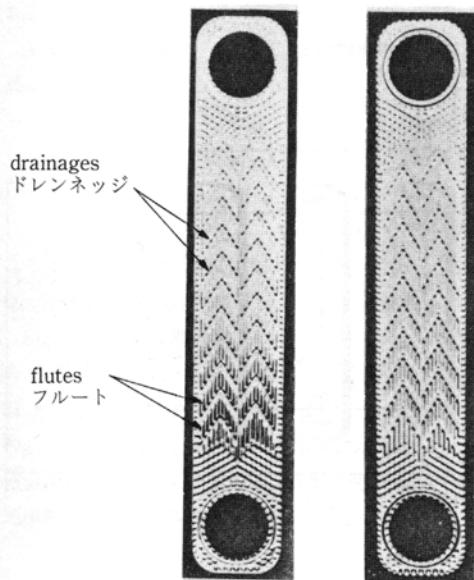
Fig. 2 (b) は、冷水側の伝熱面形状である。入口、出口の損失を小さくするために、冷水の入口と出口のフルートは、流れに平行に施した。冷水側の熱伝達係数が大きくなるように、凝縮側の大きいフルート（ピッチ10mm）とドレンネッジ（ピッチ70mm）を利用して、冷水側に凹凸を施した。

これらのフルートおよび冷水側の凹凸の寸法の決定に際しては、上原らのプレート式凝縮器に関する研究（文献 [2]）およびプレート式熱交換器に関する従来の研究成果（文献 [3]）を参照した。

Fig. 3 は、実験に使用したプレート式凝縮器の外観写真を示す。

Fig. 4 は、プレート式凝縮器の外形寸法を示す。縦2150mm、横460mm、厚さ618mmである。

Fig. 5 は、プレート式凝縮器の分解図を示す。プ



(a) Working fluid side (b) Water side

Fig. 2 Surface of plates

プレート式凝縮器は、Fig. 2 (a) の作動流体側を内側にして二枚の伝熱面の外周を溶接したプレートを、Fig. 5 のように重ね合わせて組み立てられている。冷水は、胴の下孔から入って伝熱面の下方側面から流入し、伝熱面を通り、伝熱面の上方側面より流出して、胴の上方から出る。蒸気は、プレートの上孔から入って溶接された伝熱面の内側を通り、徐々に凝縮しながらプレートの下孔から流出する。

作動流体側入口、出口、水側の入口、出口の温度は、シース型熱電対によって測定した。

圧力測定は、圧力変換器 [作動流体側 {非直線性: 0.2%定格出力 (20kg/cm<sup>2</sup>)}, 冷水側 {非直線性: 0.3%定格出力 (10kg/cm<sup>2</sup>)}] を使用し行った。また、差圧測定は、差圧変換器 [作動流体側 {非直線性: 0.3%定格出力 (0.5kg/cm<sup>2</sup>)}, 冷水側 {非直線性: 0.3%定格出力 (1kg/cm<sup>2</sup>)}] を使用し行った。

流量は、電気発信器付浮子式流量計 [温水側 {精度: ±2%最大流量 (196t/h)}, 冷水側 {精度: ±2%最大流量 (250t/h)}, 蒸発量, 凝縮量 {精度: ±2%最大流量 (30t/h)}] で測定した。

実験データは、A/D 変換器または GP-IB を用いて、直接コンピュータ (TOSBAC DS 600/40) に取り込んだ。

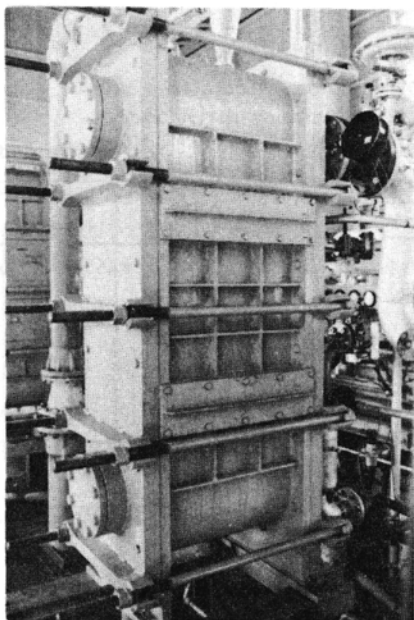


Fig. 3 Shell and plate type condenser

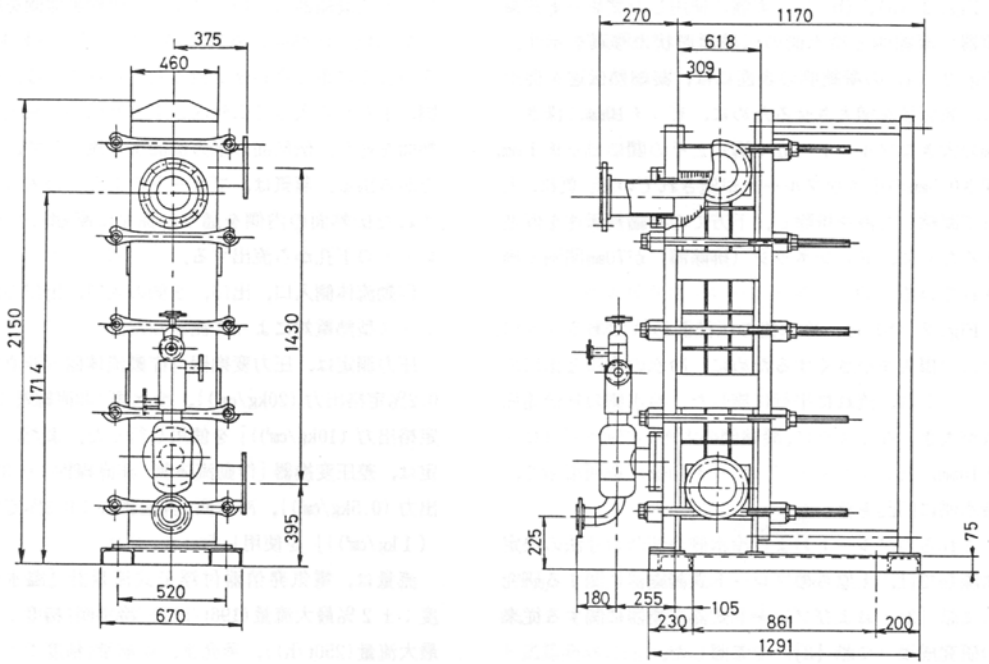


Fig. 4 Dimension of a shell and plate type condenser

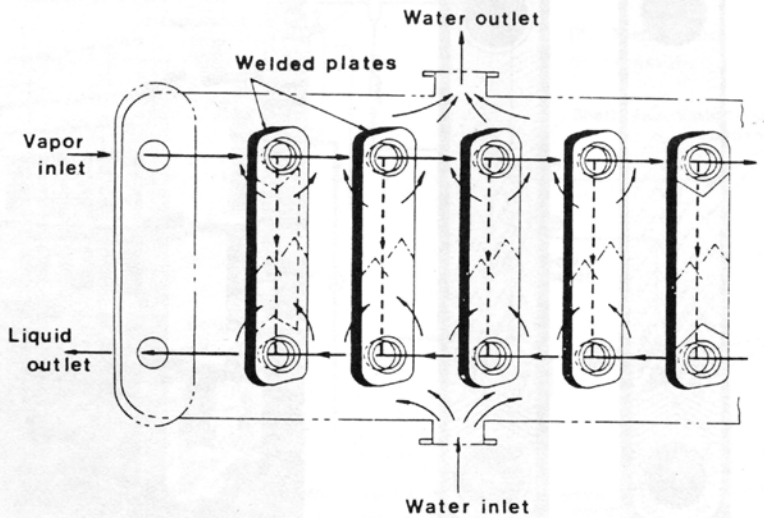


Fig. 5 Passages of the cold water and working fluid in a shell and plate type condenser

### 3. 実験結果と考察

#### 3.1 実験条件

Table 1 に実験条件を示す。実験は、冷水入口温度 8.1~21.1°C、蒸気入口温度 13.2~28.3°C、冷水流速 0.57~1.26m/s の範囲で行った。

#### 3.2 熱通過係数

プレート式凝縮器の熱通過係数  $U_c$  を、次のように定義する。

$$U_c = Q_c / \{A_c (\Delta T_m)_c\} \quad (1)$$

ここで、 $Q_c$  は、冷水流量と冷水入口温度と冷水出口温度との温度差から算出される  $Q_{cw}$  と凝縮量から算出される熱量  $Q_L$  との算術平均値を使用した。 $Q_{cw}$ 、 $Q_L$  は、次式より算出した。

$$Q_{cw} = \dot{m}_{cw} c_{pcw} (T_{cwo} - T_{cwi}) \quad (2)$$

$$Q_L = \dot{m}_L L \quad (3)$$

ここで、 $\dot{m}_{cw}$  は冷水流量、 $c_{pcw}$  は定圧比熱、 $T_{cwi}$ 、 $T_{cwo}$  は冷水入口、出口温度、 $\dot{m}_L$  は凝縮量、 $L$  は凝縮潜熱である。

$A_c$  は総伝熱面積で、 $(\Delta T_m)_c$  は対数平均温度差で次式より算出した。

$$(\Delta T_m)_c = \{(T_{vi} - T_{cwo}) - (T_{vo} - T_{cwi})\} / \ln \{(T_{vi} - T_{cwo}) / (T_{vo} - T_{cwi})\} \quad (4)$$

ここで、 $T_{vi}$ 、 $T_{vo}$  は、蒸気入口、出口温度である。なお、 $Q_{cw}$  と  $Q_L$  が  $\pm 20\%$  以内のデータを採用し整理した。

Fig. 6 は、熱通過係数  $U_c$  と冷水流速  $V_{cw}$  との関係の 1 例を示したものである。蒸気入口温度が 22.8~23.2°C、冷水入口温度が 14.6~15.9°C である。Fig. 6 から明らかなように、冷水流速が大きいく程、熱通過係数が大きくなっている。冷水流速 1 m/s で熱通過係数は、約 2500 W / (m<sup>2</sup> K) である。

#### 3.3 冷水側の熱伝達係数

Fig. 7 は、冷水側の熱伝達係数  $h_{cw}$  を見積るためのウィルソン・プロット法による  $1/U_c$  と  $V_{cw}^{-0.8}$  を示す。横軸の  $V_{cw}$  の指数 -0.8 は、文献 [3] に示した熱電対

Table 1 Experimental conditions

作動流体		R22
冷水入口温度	$T_{cwi}$ (°C)	8.1~21.1
蒸気入口温度	$T_{vi}$ (°C)	13.2~28.3
冷水流速	$V_{cw}$ (m/s)	0.57~1.26
熱流束	$q$ (W/m <sup>2</sup> )	6586~11461

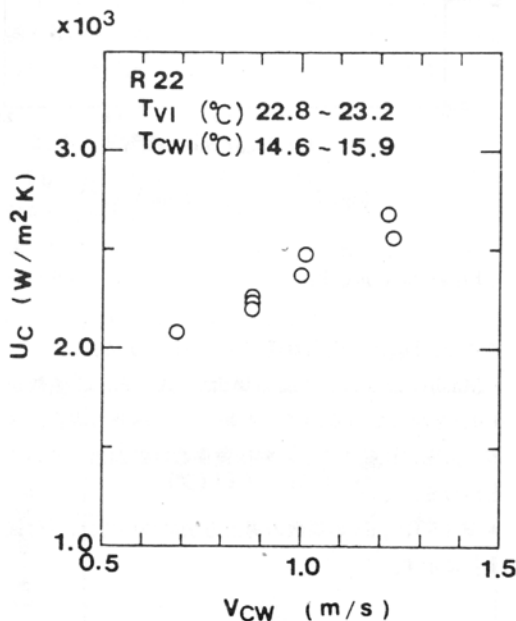


Fig. 6 Overall heat transfer coefficient  $U_c$  for condenser versus velocity of the cold water  $V_{cw}$

を用いて伝熱面温度を測定して得た強制対流熱伝達係数の結果を参照して決定したものである。

Fig. 7 より、冷水側の熱伝達係数  $h_{cw}$  は、次式で表される。

$$h_{cw} = 9425 V_{cw}^{0.8} \quad (5)^*$$

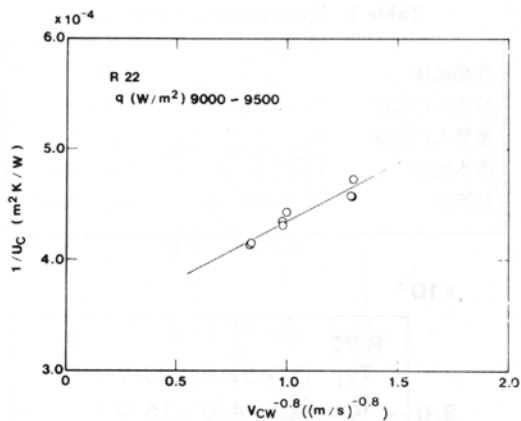
これより、次の実験式が得られる。

$$Nu_{cw} = 0.047 Re_{cw}^{0.8} Pr_{cw}^{1/3} \quad (6)^*$$

ここで、

$$Nu_{cw} = h_{cw} (D_{eq})_{cw} / k_{cw} \quad (7)$$

$$Re_{cw} = V_{cw} (D_{eq})_{cw} / \nu_{cw} \quad (8)$$

Fig. 7  $1/U_c$  versus  $V_{cw}^{-0.8}$ 

$$Pr_{CW} = C_{PCW} \mu_{CW} / k_{CW} \quad (9)$$

ここで、 $D_{eq}$ は、相当直径 ( $= 2 \delta$ ) である。

Maslov のスムーズ面の場合<sup>4)</sup>、式 (6) の係数が 0.021 となっているので、本報のプレートの場合、スムーズ面に比較すると、熱伝達係数は 2.24 倍大きいことが分る。

\* 式 (5)、(6) の係数の導出方法については、[付録 1] に示す。

### 3.4 凝縮熱伝達係数

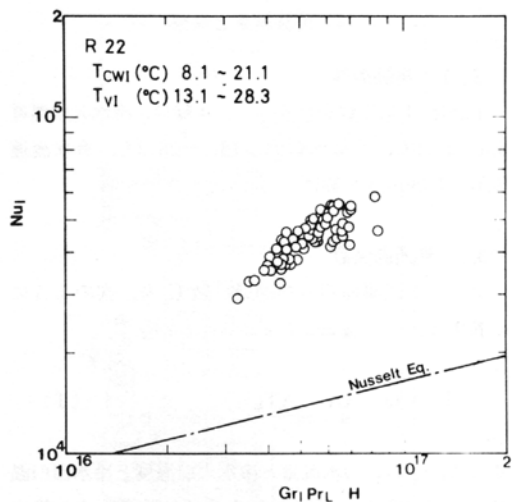
凝縮熱伝達係数  $h_c$  は、次式より算出した。

$$1/h_c = 1/U_c - (1/h_{cw} + t/k_w) \quad (10)$$

ここで、 $U_c$  は測定値、 $h_{cw}$  は式 (6) より求められる冷水側の熱伝達係数、 $t$  は伝熱面の厚さ、 $k_w$  は伝熱面の熱伝導率である。

Fig. 8 は、縦軸に  $Nu_L$ 、横軸に  $Gr_L Pr_L / H$  をとったものである。図中の一点鎖線は、ヌセルトの式を示す。Fig. 8 より明らかなように、 $(Gr_L Pr_L / H) = 5 \times 10^{16}$  の時、実験値は、Nusselt の式より熱伝達係数が約 4 倍大きい。

Fig. 9 は、一枚のフルート面上の経験式と比較するために、縦軸に平均ヌセルト数  $Nu_L$  をスムーズな面上での層流膜状凝縮の平均ヌセルト数  $(Nu_L)_0$  で割ったものを取り、横軸に修正ボンド数  $Bo^*$  との関係を示したものである。

Fig. 8  $Nu_L$  versus  $Gr_L Pr_L / H$ 

$$(Nu_L)_0 = 0.943 (Gr_L Pr_L / H)^{1/4} \quad (11)$$

$$Bo^* = Bo (p/l) (p/h) \quad (12)$$

ここで、

$$Gr_L = (g l^3 / \nu^2) (\rho_L - \rho_V) / \rho_L \quad (13)$$

$$Pr_L = C_{PL} \mu_L / k_L \quad (14)$$

$$H = C_{PL} (T_{vm} - T_{wv}) / L \quad (15)$$

$$Bo = g \rho_L p^2 / \sigma \quad (16)$$

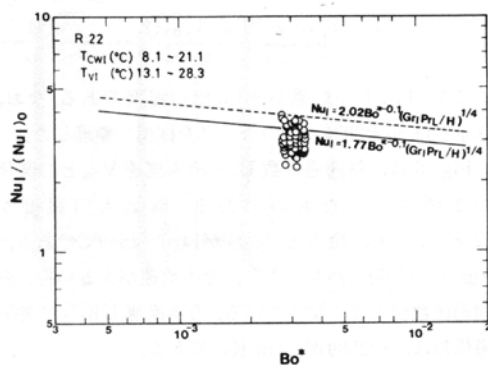
Fig. 9  $Nu_L / \{(Nu_L)_0\} \sim Bo^*$

Fig. 9 中の実線, 破線は, 次式に示す前報<sup>2)</sup>で得られた波形フルート面, 三角形フルート面の場合の経験式である.

波形フルート面:

$$Nu_t = 1.77 Bo^{*-0.1} (Gr_L Pr_L / H)^{1/4} \quad (17)$$

三角形フルート面:

$$Nu_t = 2.02 Bo^{*-0.1} (Gr_L Pr_L / H)^{1/4} \quad (18)$$

Fig. 9 よりわかるように, 実験値は, 波形フルート面の経験式 (式 (17)) とほぼ一致している. なお, 式 (17) より小さくなっているデータは, プレート伝熱面の下方で凝縮液がフルート溝をあふれたり, または, ドレンネッジを乗り越えている, いわゆるフラッディング現象を起こしているものに相当すると考えられる. このため, これらのデータは, フルードやドレンネッジの効果を失って熱伝達が悪くなったと考えられる.

Fig. 10 は, 縦軸に  $Nu_t / Bo^{*-0.1}$ , 横軸に  $Gr_L Pr_L / H$  をとってプロットし直したものである. フラッディングを生じたと思われるデータのみを整理してみると, 次式で表される.

$$Nu_t / Bo^{*-0.1} = 7.02 \times 10^{-17} (Gr_L Pr_L / H)^{1.23} \quad (19)$$

式 (17) と式 (19) より, フラッディングを起こす

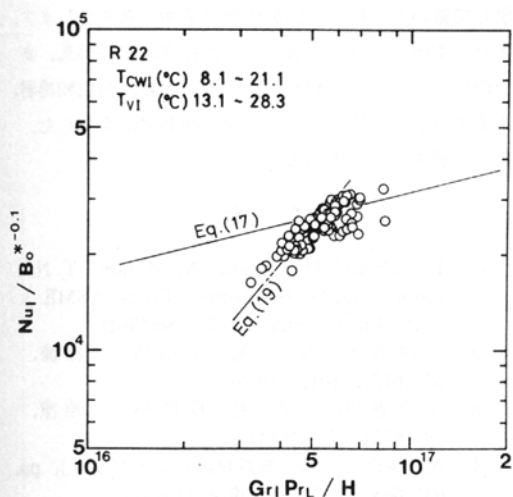


Fig. 10  $Nu_t / Bo^{*-0.1} \sim Gr_L Pr_L / H$

限界点は, 大略次式で表すことが出来る.

$$(Gr_L Pr_L / H) \leq 5.45 \times 10^{16} \quad (20)$$

式 (20) より, 本報のプレートの場合, 蒸気入口温度が  $23.2^\circ\text{C}$  の場合には, 温度差 ( $T_{vm} - T_{wv}$ ) が約  $2^\circ\text{C}$  以上になると, フラッディングを生じて, 熱伝達が悪くなっていることがわかる. このことにより, 熱交換器を設計する場合には, フラッディングが生じないように, 伝熱面長さを考えて設計を行う必要がある.

### 3.5 実験値と経験式との比較

Fig. 11 は, 実験より得られた熱通過係数  $U_{exp}$  と冷水側熱伝達係数に式 (6), 凝縮熱伝達係数に式 (17) と式 (19) を用いて算出した熱通過係数  $U_{cal}$  との比較を行ったものである. Fig. 11 から分かるように,  $U_{exp}$  と  $U_{cal}$  は,  $\pm 20\%$  以内でよい相関を示している.

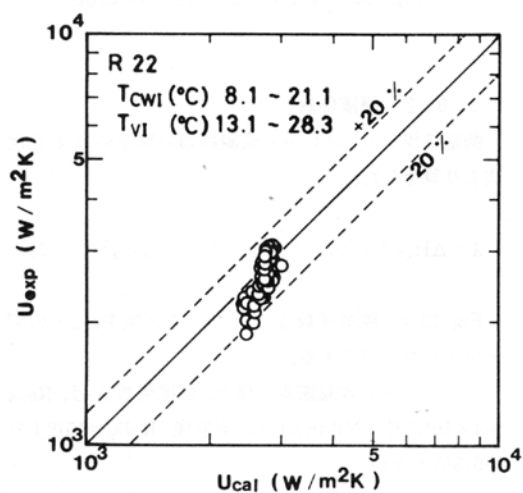


Fig. 11 Correlation between experimental  $U_{exp}$  and  $U_{cal}$  calculated from (6), (17), (19)

### 3.6 圧力損失

#### 3.6.1 損失水頭

Fig. 12 は, 損失水頭  $\Delta H_{cw}$  と冷水流速  $V_{cw}$  との関係を示したものである.

Fig. 12 より, 次のような経験式が得られる.

$$\Delta H_{cw} = 1.77 V_{cw}^{3.85} \quad (21)$$

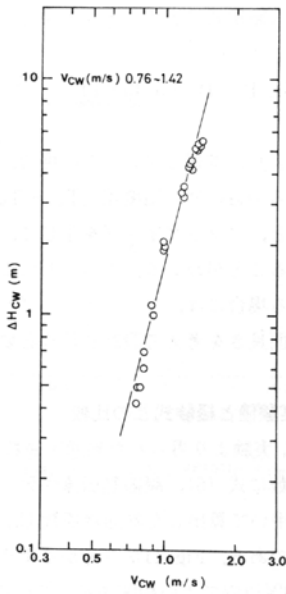


Fig. 12 Water side pressure drop

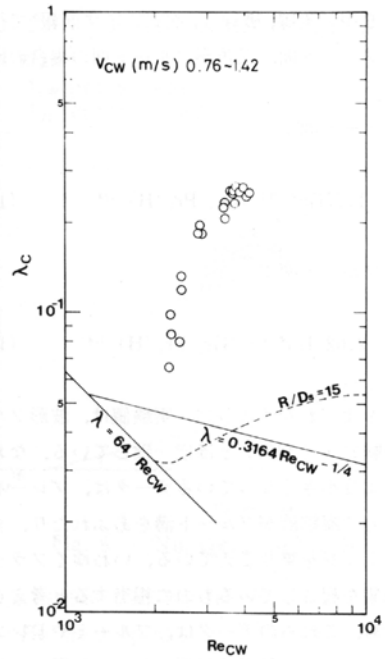


Fig. 13 Friction factor versus Reynolds number for condenser

### 3. 6. 2 摩擦係数

測定結果より、プレート式凝縮器の摩擦係数  $\lambda$  を次式より算出した。

$$\lambda = \Delta H_{CW} / \left[ \left\{ V_{CW}^2 / 2g \right\} \left\{ l / (D_{eq})_{CW} \right\} \right] \quad (22)$$

Fig. 13は、摩擦係数  $\lambda$  とレイノルズ数  $Re_{CW}$  との関係を示したものである。

このプレート式凝縮器の場合、摩擦係数  $\lambda$  は、 $Re_{CW}$  が  $4 \times 10^3$  の時、Nikuradse の実験値 ( $R/D_s = 15$ )<sup>5)</sup> より約6.3倍大きい。

## 4. 結 論

プレート式凝縮器を用い、作動流体がフロン22の場合について実験を行い、次の結果を得た。

- 1) 蒸気入口温度22.8~23.2°C、冷水流速1 m/sの場合、熱通過係数は、約2500W/(m<sup>2</sup>K)である。
- 2) 冷水側の熱伝達係数は、式(6)で表される。
- 3) 液膜がフラッディングを起こしていない場合には、凝縮熱伝達係数は、式(17)の波形フルート面の経験式で見積もることが出来る。
- 4) 液膜がフラッディングを起こしたと思われる場合、凝縮熱伝達係数は、式(19)で表される。

5) 液膜がフラッディングを起こす限界点は、式(20)で表される。

6) 損失水頭は、式(21)で表され、冷水流速1 m/sの時約1 mである。

7) 摩擦係数は、Fig. 13に示され、レイノルズ数  $4 \times 10^3$  の時約0.25でNikuradseの実験値 ( $R/D_s = 15$ )より約6.3倍大きい。

最後に、本研究に用いたプレート式凝縮器を製作提供して戴いた(株)日阪製作所に感謝の意を表します。また、本研究には、佐賀大学文部技官前田法男氏、また院生として、林 和幸君、伊東武人君、村田和博君、馬場幸雄君、卒研究生として、龍 勝勢君が参加した。ここに感謝の意を表する。

## 文 献

- 1) H. Uehara, H. Kusuda, M. Monde, T. Nakaoka, and H. Sumitomo: Trans. ASME. J. Solar Energy Eng. 106(3), 286(1984).
- 2) 上原春男, 中岡 勉, 中島昌二: 冷凍, 58 (673), 1017 (1983).
- 3) 上原春男, 中岡 勉, 萩原勝二: 冷凍, 59 (675), 3 (1984).
- 4) 尾花英朗: 「熱交換器設計ハンドブック」, pp. 631-665, 工学図書, 東京 (1974).
- 5) 日本機械学会編: 「管路・ダクトの流体抵抗」,



pp. 22-52, 日本機械学会, 東京 (1979).

$$h_{cw} = 9425 V_{cw}^{0.8} \quad (5)$$

〔付録1〕 式(5), (6)の導出方法  
平板の熱通過係数は, 次式で表される,

式(26)を次のように変形する,

$$1/U_c = 1/h_{cw} + t/k_w + 1/h_c \quad (23)$$

$$\frac{\{h_{cw} (D_{eq})_{cw} / k_{cw}\}}{\{V_{cw} (D_{eq})_{cw} / \nu_{cw}\}^{0.8} / Pr_{cw}^{1/3}} = \frac{\{(D_{eq})_{cw}^{0.2} \nu_{cw}^{0.8} / a\}}{(Pr_{cw}^{1/3} k_{cw})} \quad (27)$$

Fig. 7より,  $y=1/U_c$ ,  $x=1/V_{cw}^{0.8}$ とおくと, 図中の直線は,

さらに変形して,

$$y = ax + b \quad (24)$$

$$Nu_{cw} / (Re_{cw}^{0.8} Pr_{cw}^{1/3}) = \frac{\{(D_{eq})_{cw}^{0.2} \nu_{cw}^{0.8} / a\}}{(Pr_{cw}^{1/3} k_{cw})} \quad (28)$$

と表される.

$a$ はFig. 7中の傾きから計算される.  $b$ は切片である. よって,

ここで,  $(D_{eq})_{cw}$ は相当直径,  $\nu_{cw}$ は動粘性係数,  $Pr_{cw}$ はプラントル数,  $k_{cw}$ は熱伝導率である. 式(28)の右辺に, 相当直径と物性値(代表温度16°C)を代入すると, 式(6)が得られる.

$$1/h_{cw} = a/V_{cw}^{0.8} \quad (25)$$

$$\therefore h_{cw} = V_{cw}^{0.8} / a \quad (26)$$

$$Nu_{cw} = 0.047 Re_{cw}^{0.8} Pr_{cw}^{1/3} \quad (6)$$

Fig. 7より  $a$ を求めると,  $a = 1.061 \times 10^{-4}$ となる. 故に, 式(5)が得られる.

〔付表1〕 実験データを示す.

付表1 実験データ

(R22)

年/月/日	Run No.	T <sub>vi</sub> (°C)	T <sub>vo</sub> (°C)	T <sub>cwi</sub> (°C)	T <sub>cwo</sub> (°C)	T <sub>vm</sub> (°C)	V <sub>cw</sub> (m/s)	U <sub>c</sub> (W/(m <sup>2</sup> K))	T <sub>vm</sub> -T <sub>cwo</sub> (°C)	T <sub>vo</sub> -T <sub>cwo</sub> (°C)	1/U <sub>c</sub> ×10 <sup>-4</sup> (m <sup>2</sup> K/W)	V <sub>cw</sub> <sup>-0.8</sup> (m/s) <sup>-0.8</sup>	q (W/m <sup>2</sup> )	V <sub>v</sub> (m/s)
59/1/26	1	23.18	18.00	15.74	17.76	20.59	1.01	2565	2.83	0.24	3.898	0.99	9262	1.13
	8	23.18	17.80	15.59	17.71	20.49	1.00	2686	2.78	0.09	3.723	1.0	9663	1.18
	9	23.18	18.12	15.62	17.76	20.65	1.01	2593	2.89	0.36	3.857	0.99	9794	1.20
	10	23.18	18.37	15.59	17.73	20.77	1.01	2478	3.04	0.64	4.036	0.99	9817	1.20
	48	27.99	23.22	21.03	23.11	25.60	1.02	2871	2.49	0.11	3.483	0.985	9630	1.05
	49	27.99	23.27	20.98	23.09	25.63	1.03	2873	2.54	0.18	3.481	0.976	9850	1.08
	50	27.99	23.29	20.98	23.06	25.64	1.00	2731	2.58	0.23	3.661	1.001	9434	1.03
	52	27.99	23.56	21.03	23.13	25.77	1.01	2722	2.64	0.43	3.674	0.988	9701	1.06
	53	27.99	23.94	21.10	23.26	25.92	1.01	2658	2.71	0.68	3.762	0.995	9848	1.07
	54	27.99	24.43	21.01	23.23	26.21	1.03	2582	2.97	1.20	3.873	0.974	10461	1.13
	56	27.99	24.60	21.08	23.26	26.29	1.01	2444	3.03	1.34	4.092	0.991	10004	1.08
	57	27.99	24.43	21.08	23.28	26.21	1.03	2578	2.92	1.15	3.880	0.979	10279	1.11
	58	27.99	24.40	21.08	23.21	26.20	1.05	2534	2.99	1.19	3.946	0.962	10155	1.09
	60	28.31	24.28	20.91	23.06	26.30	1.01	2336	3.29	1.22	4.281	0.989	9916	1.07
	61	28.31	24.40	20.96	23.09	26.36	1.02	2298	3.27	1.31	4.352	0.987	9825	1.06
	62	27.33	24.43	20.93	22.99	25.88	1.04	2491	2.89	1.44	4.014	0.968	9724	1.06
	63	27.33	24.65	20.91	22.91	25.99	1.01	2296	3.07	1.74	4.356	0.981	9337	1.01
	64	27.33	24.48	20.91	22.89	25.90	1.02	2311	3.01	1.59	4.327	0.981	9218	1.00
	65	27.33	24.50	20.83	22.84	25.91	1.00	2254	3.07	1.66	4.437	0.996	9158	0.99
	66	27.33	23.85	20.61	22.62	25.59	1.01	2349	2.97	1.23	4.256	0.990	9227	1.01
	67	27.33	23.34	20.76	22.72	25.33	1.04	2652	2.62	0.62	3.771	0.967	9277	1.02
	69	27.99	22.85	20.56	22.64	25.42	1.03	2702	2.78	0.21	3.701	0.976	9746	1.07
	70	27.99	22.71	20.61	22.69	25.35	1.02	2794	2.66	0.02	3.579	0.984	9650	1.06
	71	27.99	22.66	20.51	22.64	25.32	1.02	2807	2.68	0.02	3.562	0.986	9847	1.08
	74	27.99	22.78	20.46	22.62	25.38	1.00	2704	2.77	0.16	3.699	0.997	9825	1.08
	83	22.78	17.63	15.37	17.58	20.21	1.02	2910	2.62	0.05	3.436	0.985	10271	1.27
	84	22.78	17.58	15.39	17.58	20.18	1.01	2880	2.60	0.0	3.473	0.996	10018	1.24
	89	22.45	17.58	15.34	17.48	20.02	1.02	2890	2.53	0.10	3.460	0.987	9896	1.23
	91	22.45	17.78	15.34	17.48	20.12	1.00	2738	2.63	0.30	3.653	1.001	9726	1.20
	98	23.18	18.27	15.32	17.48	20.72	1.00	2370	3.24	0.79	4.219	1.0	9892	1.21
	99	23.18	17.83	15.32	17.48	20.50	1.03	2604	3.02	0.35	3.840	0.977	10121	1.24
	100	23.18	17.46	15.32	17.38	20.32	1.00	2562	2.93	0.08	3.904	1.000	9400	1.16
	105	22.78	17.41	15.27	17.33	20.10	1.02	2706	2.76	0.08	3.695	0.985	9581	1.18