プレート式蒸発器の熱通過係数と熱的設計

中岡　勉[*1]，西田哲也[*1]，大原順一[*1]，
堀田将史[*2]，吉村英行[*2]，岩佐拓毅[*3]

Design and Overall Heat Transfer Coefficient of Plate-type Evaporator

Tsutomu NAKAOKA, Tetsuya NISHIDA, Junichi OHARA,Masafumi HORITA,
Hideyuki YOSHIMURA and Hiroki IWASA.

[*1] Department of Ocean Mechanical Engineering, National Fisheries University
2-7-1 Nagata-Honmachi, Shimonoseki-shi, Yamaguchi 759-6595, Japan

This paper described method of design of the plate-type evaporator utilization of the Ocean Thermal Energy Conversion. Ammonia/Water mixture is used as the working fluid. The performance of plate-type evaporator effected of parameter of inlet temperature of warm sea water, velocity, mass fraction of Ammonia/Water thermal conductivity of plate, inlet temperature of working fluid, mass flow rate of working fluid and thermal conductivity of plate. In this analysis, the mean heat transfer coefficient of working fluid side and warm sea water side are used of the experimental equation for evaporation of Ammonia/Water mixtures as working fluid and forced convection of heat transfer coefficient of plate-type evaporator, respectively. The overall heat transfer coefficient becomes increases when the inlet temperature of warm sea water is increased because the forced convection heat transfer coefficient of warm sea water side becomes larger. Also, the value of overall heat transfer coefficient becomes larger when mass fraction of ammonia is increased.

Key Words: Plate-type Evaporator, Ammonia/Water Mixtures, Heat Exchanger, Overall Heat Transfer Coefficient, OTEC

１．緒言

現在、海洋温度差発電や低温度、低温度差を利用するシステムが考えられている。このシステムの構成機器の１つである熱交換器は、システムの性能に大きく関係する。これらのシステムの中で、海洋温度差発電システムは、大きな出力を取り出すには、多量の温海水、冷海水を必要とするために、熱交換器の伝熱面積も大きくなる。このシステムを、低コストで実現するためには、出来るだけ少量の海水で、最小伝熱面で、効率の良い熱交換器を開発する必要がある。

プレート式蒸発器の設計には熱通過係数が必要である。熱通過係数は、種々の実験により与えることが出来るが、これまで、熱源側、作動流体側の熱伝達係数から求めた熱通過係数を使用した設計はあまり行われてない。また、特に、作動流体に混合冷媒を使用した設計は行われていない。

種々のシステムの場合、自然条件がかなり変化するために、様々な条件下で熱通過係数を正確に見積もる必要がある。正確な熱通過係数を見積もるためには、熱源側の熱伝達係数と作動流体側の熱伝達係数を用いて、算出する必要がある。

そこで、本研究では、プレート式蒸発器について、実験より得られた経験式を用いて、作動流体にアンモニア/水の混合媒体を使用した場合の熱通過係数を求める方法と設計方法について示す。

[*1] 水産大学校 海洋機械工学科(759-6595 下関市永田本町 2-7-1)
[*2] 水産大学校 海洋機械工学科 水産学研究科生(759-6595 下関市永田本町 2-7-1)
[*3] 水産大学校 海洋機械工学科 学部生(759-6595 下関市永田本町 2-7-1)
E-mail: nakaoka@fish-u.ac.jp

2. 記号

A ： 伝熱面積
c_p ： 定圧比熱
Deq ： 相当直径
G ： 質量流束
h ： 熱伝達係数, エンタルピ
L ： 潜熱
Pr ： プラントル数
q ： 熱流束
Q ： 熱量
Re ： レイノルズ数
T ： 温度
U ： 熱通過係数
v ： 流速
w ： アンモニアの質量分率
γ ： 動粘性係数
δ ： プレートの厚さ
ΔL ： プレートの長さ
ΔT ： 温度差
ΔT_m ： 対数平均温度差
ΔX ： プレートの幅
ΔY ： プレートの間隔
λ ： 熱伝導率
μ ： 粘性係数
ρ ： 密度
χ_0 ： 出口クオリティー

添字
I ： 入口

L　：　液体
m　：　平均
O　：　出口
V　：　蒸気
W　：　壁面
WF　：　作動流体
WS　：　温海水

3.　計算モデルと計算方法

3.1 計算モデル

図１は、計算モデルと記号を示す。熱源の温海水はプレート上方から流入し、温度降下をして下方へ流れる。そして、伝熱面に熱量 Q_{WS} を与える。一方,作動流体のアンモニア/水の混合媒体は、プレートの下方から流入し、伝熱面から熱量 Q_{WF} を得て蒸発しながら流れ、上端から蒸気となって流出する。

計算は向流の場合について行った。

3.2 計算方法

図 2 は、プレート式蒸発器の計算方法を示す。計算は、プレートの長さΔL、プレートの幅ΔX、プレートの材質λ、作動流体の出入の温度差 ΔT_{WF}、作動流体のアンモニアの質量分率 w、熱源の温海水入口温度 T_{WSI}、温海水の流速 v_{WS} を与える。次に、作動流体側の熱伝達係数を経験式より求める。次に、作動流体側の平均温度と仮定したプレート伝熱面温度 T_{WFW} を使用して作動流体側の熱伝達係数を求め、作動流体側の交換熱量 Q_{WF} を求める。次に、プレート壁内を伝わる交換熱量 Q_W を求める。次に、熱源側の熱伝達係数を経験式より求める。プレートの壁面温度 T_{WSW} と熱源の温海水出入口温度の平均温度と熱伝達係数を使用してプレートから作動流体に伝わる交換熱量 Q_{WS} を求める。次に、Q_W と Q_{WS} を比較して、温海水出口温度 T_{WSO} を修正して、等しくなるまで繰り返し計算を行う。次に、Q_{WS} と Q_{WF} を比較して、T_{WFW} を修正して、等しくなるまで繰り返し計算を行う。

それぞれの交換熱量と熱伝達係数が決まると、プレート式蒸発器の熱通過係数を求める。

3.3 計算条件

表１は、計算条件を示す。

温海水入口温度 T_{WSI} は、27.0～32.0 [℃]、作動流体入口温度 T_{WFI} は、20.0～25.0 [℃]、温海水の流速 v_{WS} は、0.4～1.0 [m/s]、アンモニアの質量分率 w は、0.75～0.95 [kg/kg]、作動流体の質量流量 m_{WF} は、150～170 [kg/h]に変化させた。また、物性値には、PROPATH[1)]を使用した。

4.　基本式

プレート式蒸発器の熱量計算に必要な基本式を示す。

温海水の交換熱量 Q_T は、次式より求める。

$$Q_T = m_{WS} \cdot c_{PWS} \cdot (T_{WSI} - T_{WSO}) \qquad \cdot\cdot\cdot\cdot (1)$$

温海水から壁へ伝わる熱量 Q_{WS} は、次式より求める。

$$Q_{WS} = h_{WS} \cdot A_E \cdot (T_{WS} - T_{WSW}) \qquad \cdot\cdot\cdot\cdot (2)$$

ここで、h_{WS} は温海水側の熱伝達係数、A_E はプレートの伝

Table 1　Calculate conditions

Inlet temperature of warm sea water	T_{WSI}	[℃]	27.0	～	32.0
Inlet temperature of working fluid	T_{WFI}	[℃]	20.0	～	25.0
Velocity of warm sea water	v_{WS}	[m/s]	0.4	～	1.0
Mass fraction of ammonia	w	[kg/kg]	0.75	～	0.95
Mass flow rate of working fluid	m_{WF}	[kg/h]	150	～	170

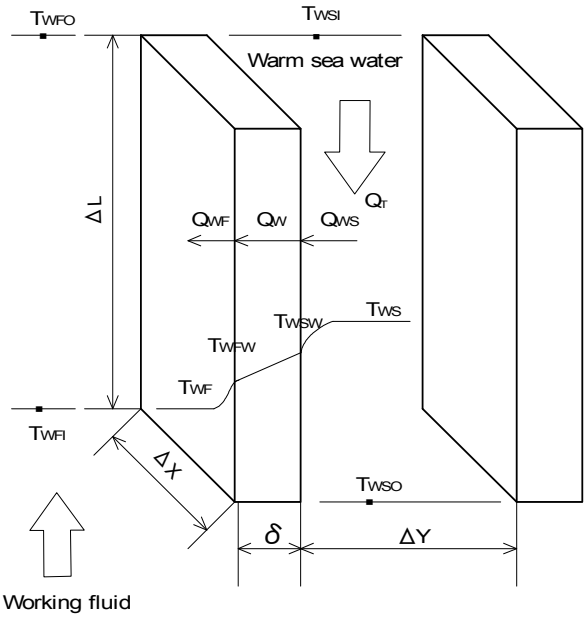

Fig.1 Calculate model

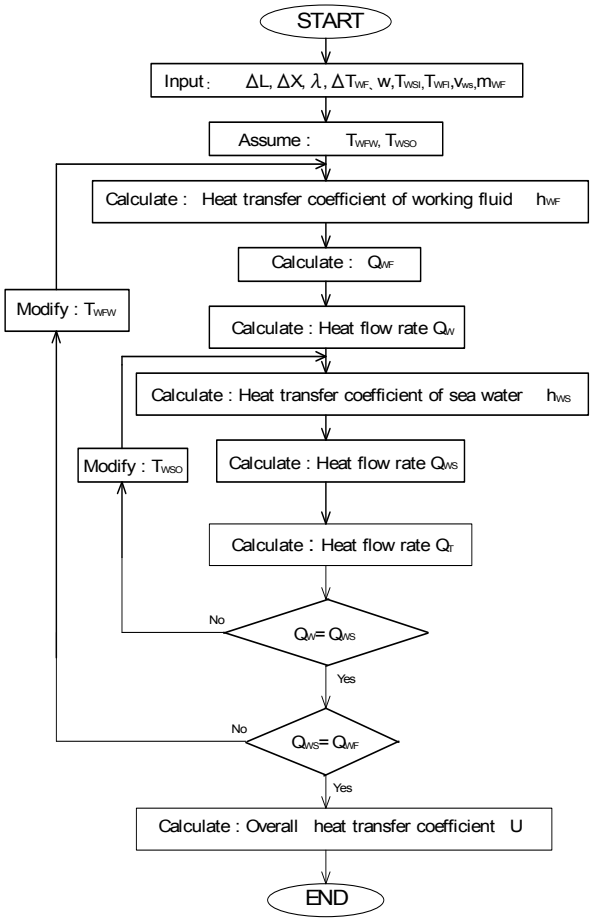

Fig.2 Flow chart of calculation

熱面積、T_{WSm}は温海水の入口温度T_{WSI}と出口温度T_{WSO}の平均温度である。また、T_{WSW}は温海水側の壁面温度である。

プレート壁内を伝わる交換熱量Q_Wは、次式より求める。

$$Q_W = (\lambda / \delta) \cdot A_E \cdot (T_{WSW} - T_{WFW}) \quad \cdots\cdot (3)$$

ここで、λはプレートの熱伝導率、δはプレートの厚さ、T_{WSW}は熱源側のプレート壁面温度、T_{WFW}は作動流体側の壁面温度である。

プレート壁から作動流体へ伝わる交換熱量 Q_{WF} は、次式より求める。

$$Q_{WF} = h_{WF} \cdot A_E \cdot (T_{WFW} - T_{WFm}) \quad \cdots\cdot (4)$$

ここで、h_{WF}は作動流体側の熱伝達係数、T_{WFm}は作動流体側の平均温度である。この平均温度は、作動流体出入口温度の平均温度である。

温海水が作動流体に与える交換熱量 Q_{WF} は、次式より求める。

$$Q_{WF} = m_{WF} \cdot A_E \cdot (h_{WFO} - h_{WFI}) \quad \cdots\cdot (5)$$

ここで、h_{WFI}、h_{WFO}は、作動流体の入口、出口のエンタルピである。

中岡、上原[2]は粗面伝熱面を有するプレート式蒸発器の実験を行い、次の実験式を得て提案している。式(2)中の温海水側の熱伝達係数h_{WS}は、次式を使用した。

$$Nu_{WS} = 0.058 \cdot Re_{WS}^{0.8} \cdot Pr_{WS}^{1/3} \quad \cdots\cdot (6)$$

ここで、

$$Nu_{WS} = h_{WS} \cdot Deq_{WS} / \lambda_{WS} \quad \cdots\cdot (7)$$

$$Re_{WS} = v_{WS} \cdot Deq_{WS} / \gamma_{WS} \quad \cdots\cdot (8)$$

$$Pr_{WS} = c_{pWS} \cdot \mu_{WS} / \lambda_{WS} \quad \cdots\cdot (9)$$

式(4)中の作動流体側の熱伝達係数h_{WF}は、櫛部ら[3]の平均蒸発熱伝達係数の経験式h_{WF}を使用した。次式に示す。

$$h_{LV}/h_{WF} = 1.5 \cdot (1/X_{tt})^{0.85} \quad \cdots\cdot (10)$$

ここで、h_{LV}は流れのうち液相だけが流路を流れた場合の熱伝達係数である。式(10)中のX_{tt}はLockhart-Martinelliパラメータであり、それぞれ、次式より求める。

$$h_{LV} = C \cdot (\lambda_L/Deq) \cdot \{G_{WF} \cdot (1-\chi_o) \cdot Deq/\mu_L\}^{0.8} \cdot Pr_L^{1/3} \quad \cdots\cdot (11)$$

$$X_{tt} = \{(1-\chi_o)/\chi_o\}^{0.9} \cdot (\rho_V/\rho_L)^{0.5} \cdot (\mu_L/\mu_V)^{0.1} \quad \cdots\cdot (12)$$

ここで、Cは係数で0.058である。

式(1)、(2)、(3)、(4)、(5)の交換熱量、温海水側、作動流体側の熱伝達係数が求まると、熱通過係数Uが求まる。次式より求まる。

$$1/U = 1/h_{WS} + \lambda / \delta + 1/h_{WF} \quad \cdots\cdot (13)$$

5. 計算結果及び考察

プレート式蒸発器の熱通過係数Uは、温海水入口温度T_{WSI}、温海水の流速v_{WS}、アンモニアの質量分率w、作動流体の入口温度 T_{WFI}、作動流体の質量流量 m_{WF}、プレートの材質λ、等に影響することが考えられる。

ここでは、T_{WSI}、v_{WS}、w、T_{WFI}、m_{WF}について述べる。

5.1 温海水入口温度と熱通過係数との関係

図3は、温海水入口温度と熱通過係数の関係を示す。作動流体入口温度 22.0 [℃]、アンモニアの質量分率 0.8 [kg/kg]、温海水の流速0.8 [m/s]の場合である。図よりわかるように、温海水入口温度が高くなると熱通過係数は大きくなる。これは、温海水温度が高くなると、温海水の熱伝達係数が大きくなるためである。また、プレートの壁面の温度が変化するために作動流体側の熱伝達係数も大きくなる。

温海水入口温度が 27～32 [℃]の範囲で、熱通過係数は約 3.0×10^3～3.3×10^3 [W/(m²K)]となる。

5.1.1 温海水入口温度と温海水側の熱伝達係数との関係

図4は、温海水入口温度と温海水側の熱伝達係数を示す。図よりわかるように、温海水入口温度が高くなると、温海水側の熱伝達係数は大きくなる。

温海水入口温度 27～32 [℃]の範囲で、温海水側の熱伝達係数は約 11×10^3～12×10^3 [W/(m²K)]となる。

5.1.2 温海水入口温度と作動流体側の熱伝達係数との関係

図5は、温海水入口温度と作動流体側の熱伝達係数の関係を示す。

図よりわかるように、温海水入口温度が高くなると、作動流体側の熱伝達係数は大きくなる。

温海水入口温度 27～32 [℃]の範囲で、作動流体側の熱伝達係数は約 4.8×10^3～5.4×10^3 [W/(m²K)]となる。

5.2 温海水の流速と熱通過係数との関係

図6は、温海水の流速と熱通過係数の関係を示す。温海水入口温度 28.0 [℃]、作動流体入口温度 22.0 [℃]、アンモニアの質量分率0.8 [kg/kg]の場合である。

図よりわかるように、温海水の流速が速くなると、熱通過係数は大きくなる。これは、温海水側の流速が速くなると、温海水の熱伝達係数が大きくなるためである。また、

温海水側の流速の範囲が 0.4～1.0 [m/s]の範囲で、熱通過係数は 2.5×10^3～3.3×10^3 [W/(m²K)]となる。

図中の破線は、従来の研究[4]のプレート式蒸発器の実験結果を示す。作動流体はアンモニア純媒体である。この場合、温水流速は約 1.6 [m/s]、温水入口温度は 17.4～23.6 [℃]の場合で、熱通過係数は約 4500 [W/(m²K)]が得られている。

この実験値と計算値を比較すると、熱通過係数は、計算値の方が小さくなる。これは、計算値の場合アンモニア/水の混合媒体を使用しているため、作動流体側の熱伝達係数が小さくなっているためと考えられる。

5.2.1 温海水の流速と温海水側の熱伝達係数との関係

図7は、温海水の流速と温海水側の熱伝達係数を示す。

図よりわかるように、温海水の流速が速くなると、作動流体側の熱伝達係数は大きくなる。

温海水側の流速が 0.4～1.0 [m/s]の範囲で、熱源側の熱伝達係数は約 $6x10^3$～$13x10^3$ [W/(m²K)]となる。

5.2.2　温海水の流速と作動流体側の熱伝達係数との関係

図 8 は、温海水側流速と作動流体側の熱伝達係数の関係を示す。

図よりわかるように、温海水側の流速が速くなっても、作動流体側の熱伝達係数はほぼ一定である。

温海水の流速が 0.4～1.0 [m/s]の範囲で、作動流体側の熱伝達係数は約 $4.9x10^3$～$5.0x10^3$ [W/(m²K)]となる。

5.3 アンモニアの質量分率と熱通過係数との関係

図 9 は、アンモニアの質量分率と熱通過係数の関係を示す。温海水入口温度 28.0 [℃]、作動流体入口温度 22.0 [℃]、温海水の流速 0.8 [m/s]の場合である。

図よりわかるように、アンモニアの質量分率が大きくなると、熱通過係数は大きくなる。これは、アンモニアの質量分率が大きくなると、作動流体側の熱伝達係数が大きくなるためである。

アンモニアの質量分率が 0.75～0.95 [kg/kg]の範囲で、熱通過係数は約 $2.0x10^3$～$5.0x10^3$ [W/(m²K)]となる。

5.3.1　アンモニアの質量分率と温海水側の熱伝達係数との関係

図 10 は、アンモニアの質量分率と温海水側の熱伝達係数を示す。

図よりわかるように、アンモニアの質量分率が大きくなっても、温海水側の熱伝達係数は一定である。

アンモニアの質量分率が 0.75～0.95 [kg/kg]の範囲で、温海水側の熱伝達係数は約 $10.5x10^3$ [W/(m²K)]一定となる。

5.3.2　アンモニアの質量分率と作動流体側の熱伝達係数の関係

図 11 は、アンモニアの質量分率と作動流体側の熱伝達係数の関係を示す。

図よりわかるように、アンモニアの質量分率が大きくなると、作動流体側の熱伝達係数は大きくなる。

アンモニアの質量分率が 0.75～0.95 [kg/kg]の範囲で、作動流体側の熱伝達係数は約 $2.5x10^3$～$12.5x10^3$ [W/(m²K)]となる。

5.4 作動流体の入口温度と熱通過係数との関係

図 12 は、作動流体の入口温度と熱通過係数の関係を示す。温海水入口温度 28.0 [℃]、温海水側の流速 0.8 [m/s]、アンモニアの質量分率 0.8 [kg/kg]の場合である。

図よりわかるように、作動流体の入口温度が大きくなると熱通過係数は大きくなる。これは、作動流体の入口温度が高くなると、作動流体側の熱伝達係数が大きくなるためである。

作動流体の入口温度が 21.0～25.0 [℃]の範囲で、熱通過係数は約 $2.7x10^3$～$3.1x10^3$ [W/(m²K)]となる。

5.4.1　作動流体の入口温度と温海水側の熱伝達係数との関係

図 13 は、作動流体の入口温度と温海水側の熱伝達係数を示す。図よりわかるように、作動流体の入口温度が高くなっても、温海水側の熱伝達係数は一定である。

作動流体の入口温度が 21.0～25.0 [℃]の範囲で、温海水側の熱伝達係数は約 $10x10^3$ [W/(m²K)]一定となる。

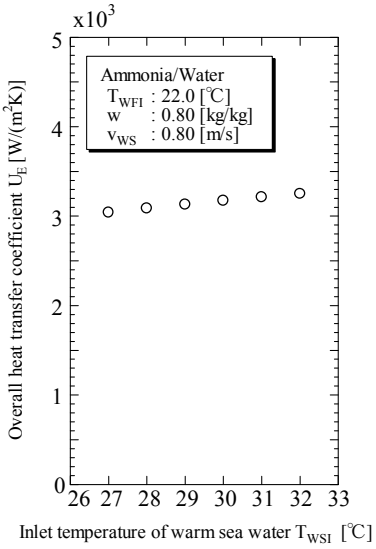

Fig.3 Inlet temperature of warm sea water versus overall heat transfer coefficient

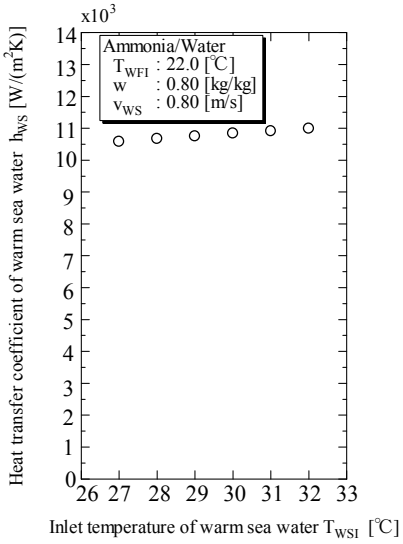

Fig.4 Inlet temperature of warm sea water versus heat transfer coefficient of warm sea water

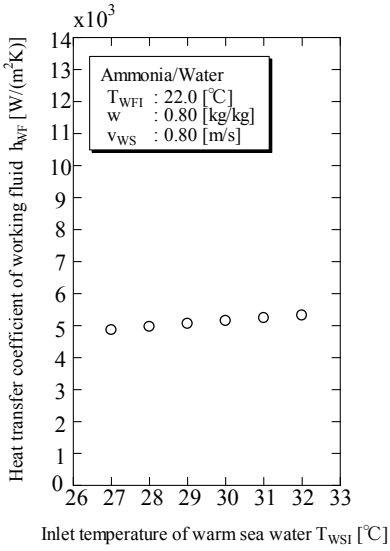

Fig.5 Inlet temperature of warm sea water versus heat transfer coefficient of working fluid

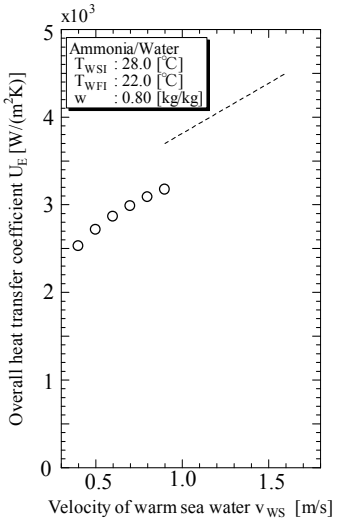

Fig. 6 Velocity of warm sea water versus overall heat transfer coefficient

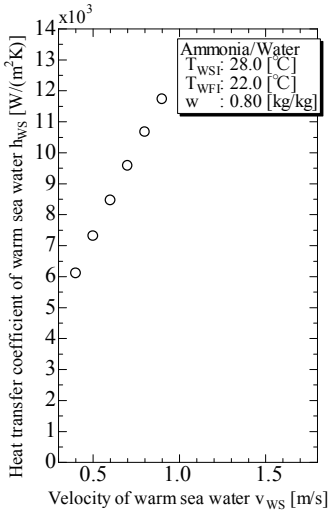

Fig. 7 Velocity of warm sea water versus heat transfer coefficient of warm sea water

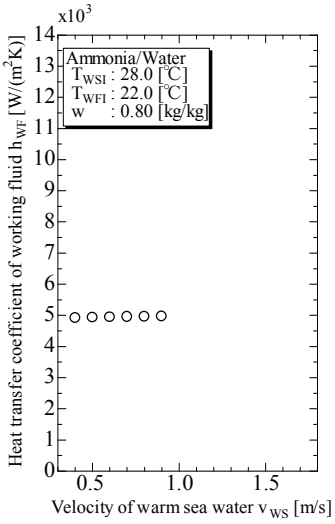

Fig. 8 Velocity of warm sea water versus heat transfer coefficient of working fluid

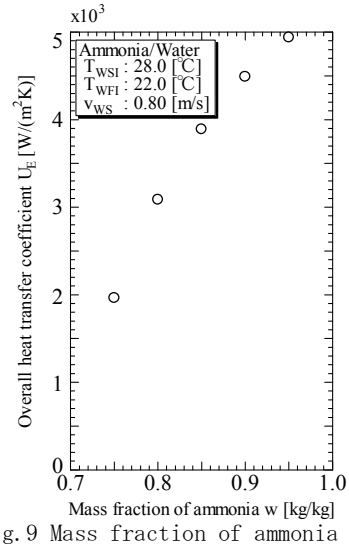

Fig. 9 Mass fraction of ammonia versus overall heat transfer coefficient

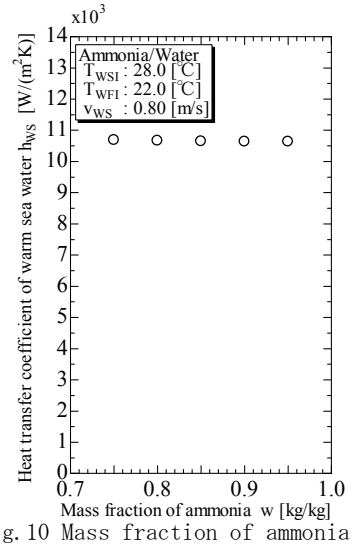

Fig. 10 Mass fraction of ammonia versus heat transfer coefficient of warm sea water

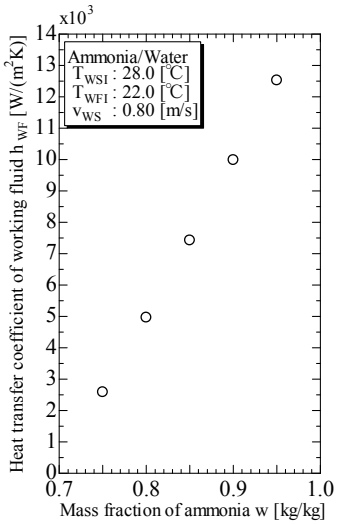

Fig. 11 Mass fraction of ammonia versus heat transfer coefficient of working fluid

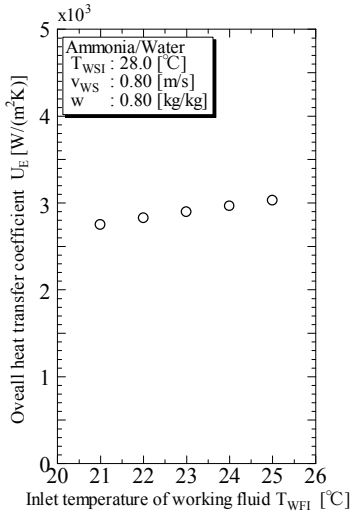

Fig. 12 Inlet temperature of working fluid versus overall heat transfer coefficient

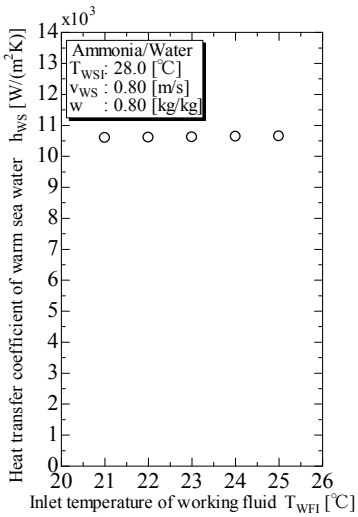

Fig. 13 Inlet temperature of working fluid versus heat transfer coefficient of warm sea water

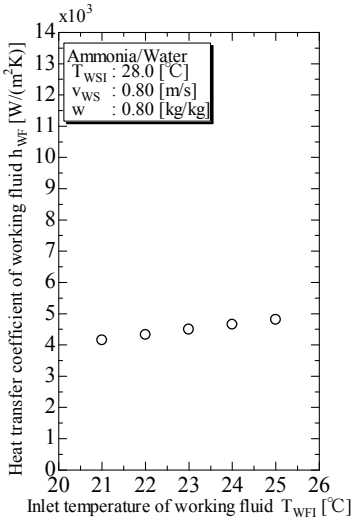

Fig. 14 Inlet temperature of working fluid versus heat transfer coefficient of working fluid

5.4.2　作動流体の入口温度と作動流体側の熱伝達係数との関係

図 14 は、作動流体の入口温度と作動流体側の熱伝達係数の関係を示す。

図よりわかるように、作動流体の入口温度が高くなると、作動流体側の熱伝達係数は大きくなる。

作動流体の入口温度が 21.0～25.0 [℃]の範囲で、作動流体側の熱伝達係数は約 4.2×10^3～4.8×10^3 [W/(m²K)]となる。

5.5 作動流体の質量流量と熱通過係数の関係

図 15 は、作動流体の質量流量と熱通過係数の関係を示す。

温海水入口温度 28.0 [℃]、作動流体入口温度 22.0 [℃]、アンモニアの質量分率 0.8 [kg/kg]、温海水流速 0.8 [m/s]の場合である。

図よりわかるように、作動流体の質量流量が大きくなると熱通過係数は大きくなる。これは、作動流体側質量流量が大きくなると、作動流体側の熱伝達係数が大きくなるためである。

作動流体の質量流量が 150～170 [kg/h]の範囲で、熱通過係数は約 3.1×10^3～3.3×10^3 [W/(m²K)]となる。

5.5.1　作動流体の質量流量と温海水側の熱伝達係数の関係

図 16 は、作動流体側質量流量と温水側の熱伝達係数を示す。

図よりわかるように、作動流体の質量流量が大きくなっても、熱源側の熱伝達係数は一定である。
作動流体の質量流量が 150～170 [kg/h]の範囲で、温水側の熱伝達係数は約 1.0×10^3 [W/(m²K)]となる。

5.5.2　作動流体の質量流量と作動流体側の熱伝達係数の関係

図 17 は、作動流体の質量流量と作動流体側の熱伝達係数の関係を示す。

図よりわかるように、作動流体の質量流量が大きくなると、作動流体側の熱伝達係数は大きくなる。また、作動流体の質量流量が 150～170 [kg/h]の範囲で、温海水側の熱伝達係数は約 5×10^3～5.5×10^3 [W/(m²K)]となる。

以上、プレート式蒸発器の設計に必要な熱通過係数は、温海水側、作動流体側の熱伝達係数を条件に合わせて、正確に計算する必要がある。

6.　結論

本研究は、プレート式蒸発器の設計に必要な熱通過係数について従来の熱伝達係数経験式を用いて、正確に見積もった。また、物性値に PROPATH を用いて行い、次の結果を得た。

1) 温海水入口温度が高くなると、熱通過係数は大きくなる。また、温海水側の熱伝達係数、作動流体側の熱伝達係数も大きくなる。
2) 温海水の流速が速くなると、熱通過係数は大きくなる。また、温海水側の熱伝達係数は大きくなるが、作動流体側の熱伝達係数はほぼ一定である。
3) アンモニアの質量分率が高くなると、熱通過係数は

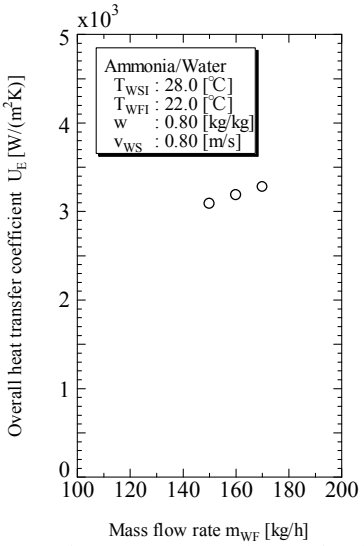

Fig. 15 Mass flow rate of working fluid versus overall heat transfer coefficient

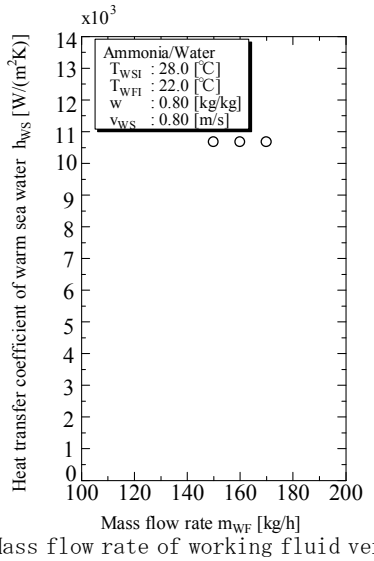

Fig. 16 Mass flow rate of working fluid versus heat transfer coefficient of warm sea water

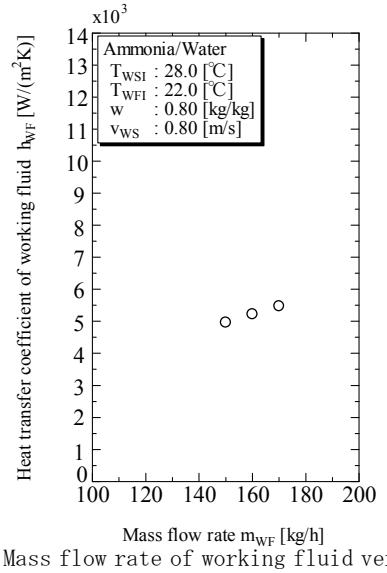

Fig. 17 Mass flow rate of working fluid versus heat transfer coefficient of working fluid

大きくなる。また温海水側の熱伝達係数は一定になるが、作動流体側の熱伝達係数は大きくなる。

4) 作動流体の入口温度が高くなると、熱通過係数は大きくなる。また温海水側の熱伝達係数は一定になるが、作動流体側の熱伝達係数は大きくなる。

5) 作動流体の質量流量が大きくなると、熱通過係数は大きくなる。また、温海水側の熱伝達係数は一定になるが、作動流体側の熱伝達係数は大きくなる。

文 献

1) PROPATH :http://gibbs.mech.kyushu-u.ac.jp/propath/(2006.4).

2) 上原春男,中岡勉,伊藤武人:プレート式蒸発器の動特性と同定,OTEC,1,79-86,(1986)

3) 櫛部光央,池上康之,門出政則 : 日本冷凍空調学会論文集,2006(4),389-397(2006)

4) H.Uehara,H.kusuda,M.Monde,T.Nakaoka and H.Sumitomo : Tras.ASME,Vol.106,286-290,(1984)