

3 重円筒型アンモニア蒸発器に関する研究*

有馬 博史^{*1}, 敬 成君^{*2}, 小山 幸平^{*1}

Study on three-tube type evaporator for ammonia

Hirofumi ARIMA^{*1}, Jing Cheng-Jun^{*2} and Kohei KOYAMA^{*1}

^{*1} Institute of Ocean energy, Saga University
1-48, Hirao, Kubara-aza, Yamashiro-mach, Imari-shi, Saga, 849-4256, Japan

As a study of plate evaporator using ammonia as a working fluid, measurement of overall and boiling heat transfer coefficient are mainly performed for OTEC and ammonia refrigerator. On the other hand, there is a few research of ammonia boiling on heat exchanger except of plate type one. On this present study, in order to propose a new type heat exchanger for OTEC in Lieu of plate type one, a three-tube type heat exchanger is developed and performance of that is evaluated. Measurement of overall heat transfer coefficient on the three-tube heat exchanger which heat exchanged between flowing the ammonia and hot water at a range of mass flow rate of ammonia ($m_{WF} = 1.7 \sim 5.4 \times 10^{-3}$ kg/s), mass flow rate of hot water ($m_{WS} = 0.016 \sim 0.61$ kg/s), averaged heat fluxes ($q_{av} = 7.6 \sim 24.7$ kW/m²), and pressures ($P_{sat} = 0.7$ MPa). The result derived that the relationship between overall heat transfer coefficient and velocity of hot water. In addition, comparisons between heat transfer coefficient of boiling ammonia and hot water, and correlations. It is found that the performance of new heat exchanger is lower than that of plate type.

Key Words : Three-tube Heat Exchanger, Ammonia, Evaporator, Overall Heat Transfer Coefficient

1. 緒 言

海洋温度差発電では作動流体にアンモニア, 熱交換器にプレート式熱交換器を採用している. この理由として, 熱源である温冷海水の温度とその温度差が非常に小さいことが挙げられる. プレート式熱交換器は, 管型の熱交換器に比べて単位体積当たりの伝熱面積が大ききことができること, メンテナンス性が高いことが利点として挙げられる. ところで, 熱交換器の性能は蒸発器や凝縮器の熱通過率や沸騰・凝縮熱伝達率, 熱源側の熱伝達率, 圧力損失などによって評価される. 現在これらの性能評価について, OTEC やアンモニア冷凍機ではアンモニアを作動流体とするプレート式熱交換器について数多く報告⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾されている. 一方, プレート式以外については, アンモニアを用いた円管の沸騰熱伝達についてが数多く研究されている⁽⁴⁾⁽⁵⁾が, それ以外の熱交換器についてはあまり報告されていない. そこで本研究ではプレート式に変わる熱交換器の提案のため, 新たに三重管式の蒸発器を開発してその性能評価を行った. 三重円管は最内円管, 内円管, 外円管の直径の異なる3つの円管で構成され, 内円管にアンモニア, それ以外に温水を対向に流すことで熱交換を行う. なお, 本装置は, 最内円管と内円管を一つのユニットとして外円管の容器に挿入して使用することを想定している. そのため, 将来的に大型の外円管にこのユニットを複数挿入することでメンテナンスが容易になることからこの形状を採用した. また, 相当直径が大きくなることから, 圧力損失の低下による性能向上を期待した. 本研究では熱通過率およびアンモニアおよび温水の熱伝達率を求めることで, 既存のプレート式の結果との比較を行った.

* 原稿受付 2013年07月31日

^{*1} 佐賀大学海洋エネルギー研究センター (〒849-4256 伊万里市山代町久原字平尾 1-48)

^{*2} 中国 四川大学

^{*1} E-mail: arima@ioes.saga-u.ac.jp

2. 記 号

A	: 伝熱面積 [m ²]	V	: 流速 [m/s]
C_p	: 定圧比熱 [J/kg K]	x	: 熱平衡乾き度 [-]
D_h	: 水力相当直径 [m]		
G	: 質量流束 [kg/m ² s]	μ	: 粘度 [Pa·s]
h	: 熱伝達率 [W/m ² K]	ρ	: 密度 [kg/m ³]
i	: 比エンタルピー [J/kg]		
i_{fg}	: 蒸発潜熱 [J/kg]	添え字	
k	: 熱伝導率 [W/mK]	av	: 平均
m	: 質量流量 [kg/s]	g	: 気相
P	: 圧力 [Pa]	I	: 入口
Pr	: プラントル数 [-] = $\mu C_p / k$	l	: 液相
q	: 熱流束 [W/m ²]	lm	: 対数平均
Q	: 熱交換量 [W]	O	: 出口
Re	: レイノルズ数 [-] = GD_h / μ	sat	: 飽和
t	: 円管の厚さ [m]	sus	: SUS304
T	: 温度 [°C]	WF	: 作動流体
U	: 熱通過率 [W/m ² K]	WS	: 温水

3. 実 験

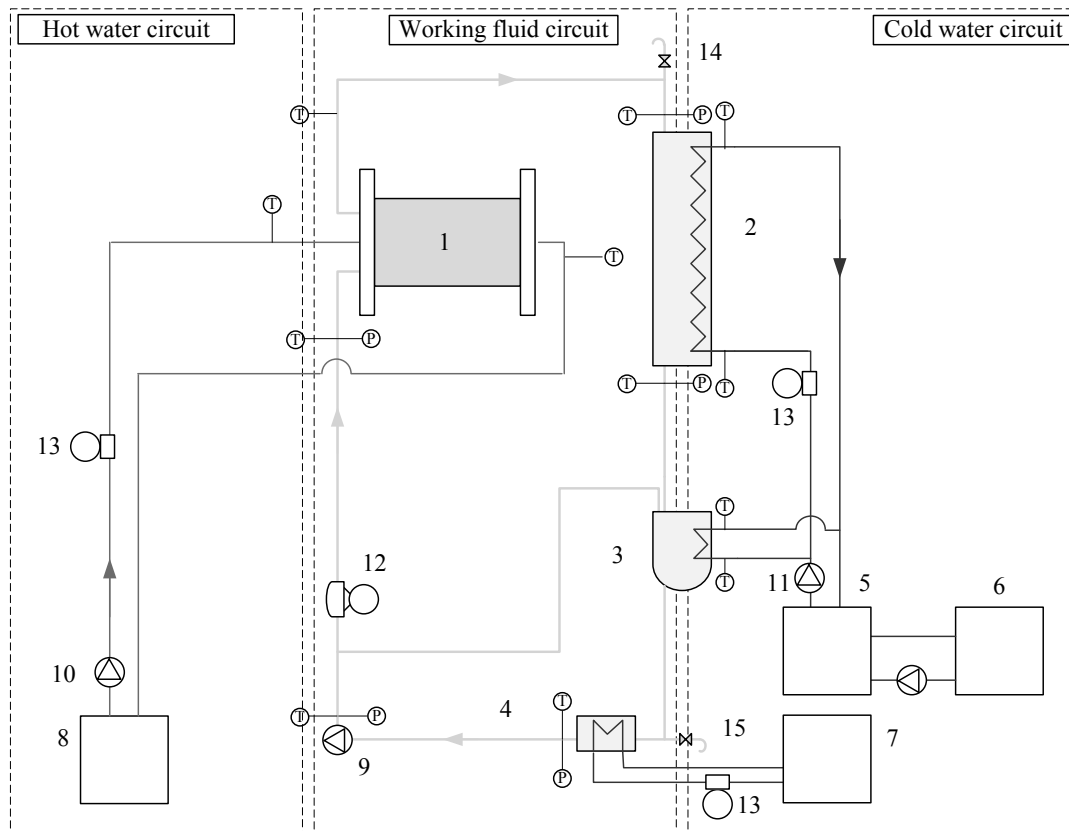
3・1 実験装置

図1に実験装置概略図を示す。実験装置は、作動流体循環系にある蒸発器(テストセクション)、凝縮器(東京ブレイズ製 TB-MS11V, ブレイズド熱交換器)、サブクーラー(東京ブレイズ製 TB-MS11V, ブレイズド熱交換器)、作動流体タンク、作動流体ポンプ(SPECK製, マグネットポンプ, NPY-2251MK0402, 出力 0.5kW)と冷温水循環装置で構成される。温水循環装置では、温水タンクに設置された 2kW ヒーター(八光電機製 BWA1120)を温調器で任意の温度に調整し、温水をポンプで蒸発器に循環させている。冷水循環装置では、冷凍機Ⅰ(東芝製 RUW-J40001, 冷却能力 400kW)と冷凍機Ⅱ(オリオン製 RKW1500B-V-G1, 冷却能力 5.3kW)で任意の温度の冷水を作成して、それを冷水ポンプで凝縮器、作動流体タンク、サブクーラーに循環して作動流体の冷却を行っている。作動流体循環系において、液体の作動流体はポンプで作動流体タンクから蒸発器に送られ、蒸発器において温水で加熱されることによって沸騰、蒸発する。蒸発器を出た蒸気は、凝縮器、作動流体タンクで冷却され再び作動流体タンクに戻る。

実験装置には、作動流体質量流量計、温・冷水体積流量計、温度、圧力センサーを設置することで各測定点の状態量を確認した。作動流体の質量流量測定には、コリオリ式質量流量計(エンドレスハウザー製 PROMASS 83A 精度 $\pm 0.1\%$ 以内)、温冷水の体積流量測定には電磁流量計(キーエンス製 FD-M および FD-P シリーズ, 測定精度 $\pm 1.6\%$)、作動流体と温冷水の温度測定には、K型シース熱電対(林電工製 ST6, クラス 1, 誤差 $\pm 1.5^\circ\text{C}$)、圧力測定にはダイヤフラム式圧力変換器(横河電機製 FP101, 測定範囲 0~2MPa, 測定精度 $\pm 0.25\%$)を使用した。測定値は一旦マルチメーター(Keithley製 2701型, 40ch)に収集され、これらのサンプリングデータをPCに転送することでLabVIEWにて表示および記録を行った。

実験データは、定常状態を確認後に約5秒間隔で3分間の記録を行い、その平均値を実験値とした。また、各実験条件におけるデータの再現性を確認するために、実験データは3回ずつ記録を行いそれぞれの平均値の比較を行うことで再現性を確認した。なお、定常状態は状態点の内、蒸発器入口圧力と作動流体質量流量が5分以上変動しないこと(入口圧力は設定値の $\pm 1\text{kPa}$ 以内、質量流量は $\pm 0.5\text{kg/h}$ 以内)を確認して、定常状態としてみなした。

図2に蒸発器の横断面及び縦断面図を示す。蒸発器はSUS304製の3重円管の構造で、最内円管が外径34mm(25A)、内円管が外径114.3mm(100A)、外円管が外径216.3mm(200A)の直管で構成されている。また、それぞれの円管の長さは順番に、300, 340, 440 mmである。作動流体は最内円管—内円管間に流すが、その導入部は外径21.7 mm(15A)および27.2 mm(20A)の直管を使用した。最内円管および内円管—外円管間の流路に温水を流すことで、作動流体との間で熱交換を行う。この時の伝熱面積はそれぞれ最内円管表面積 $A_1 = 2.72 \times 10^{-2} \text{ m}^2$ 、内円管



1. Test tank (Evaporator) 2. Condenser 3. Working fluid tank 4. Sub cooler
5. Cold water tank 6. Refrigerator I 7. Refrigerator II 8. Hot water tank 9. Working fluid pump 10. Hot water pump
11. Cold water pump 12. Mass flow meter 13. Volumetric flow meter 14. Degassed valve 15. Release valve

Fig. 1 Schematic diagram of the experimental apparatus

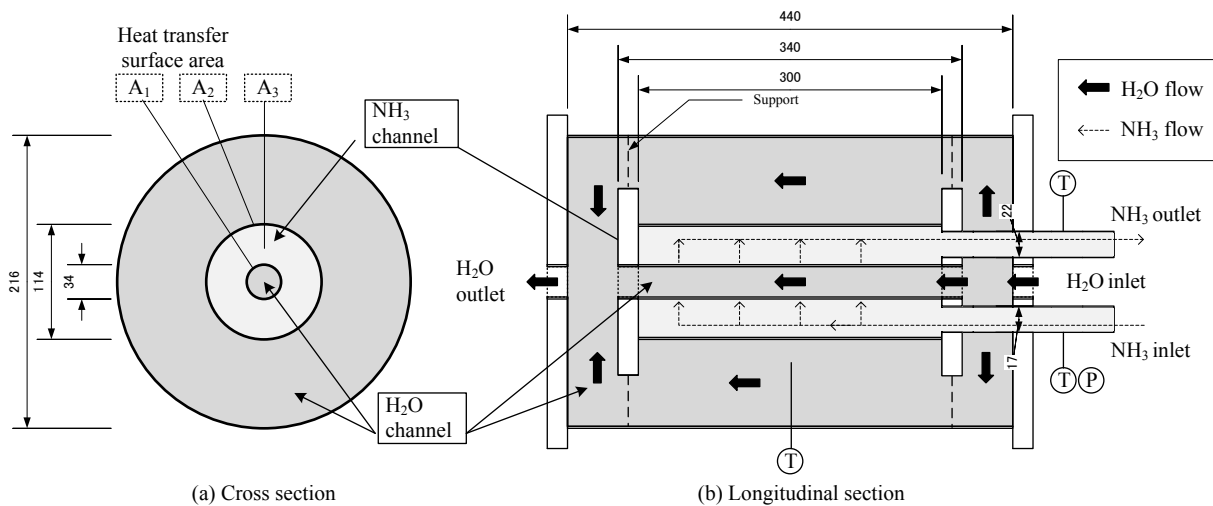


Fig. 2 Schematic diagram of the evaporator (test section)

表面積 $A_2 = 9.13 \times 10^{-2} \text{ m}^2$, 円環部表面積 $A_3 = 1.86 \times 10^{-2} \text{ m}^2$, 総伝熱面積 $A = 13.71 \times 10^{-2} \text{ m}^2$ である。また, 相当直径は流路断面積と周長から $D_h = 9.56 \times 10^{-2} \text{ m}$ とした。

3・2 熱通過率, 熱平衡乾き度の整理

作動流体の熱通過率 U と熱平衡乾き度 x について求めるため, 以下の手順で計算を行った. 初めに, 熱交換器の熱通過率 U , 伝熱面積 A と熱交換量 Q の関係は次式で定義される.

$$Q = UA\Delta T_{lm} \quad (1)$$

ここで ΔT_{lm} は対数平均温度差であり, 次式で定義される.

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{WSI} - T_{WSO})}{\ln\left(\frac{T_{WSI} - T_{sat}}{T_{WSO} - T_{sat}}\right)} \quad (2)$$

ここで, T_{WSI} , T_{WSO} は温水入口および出口温度, T_{sat} は作動流体の飽和温度を示す. なお, 飽和温度 T_{sat} は蒸発器入口の圧力を飽和圧力 P_{sat} と仮定した時の飽和温度を示している. また, 飽和温度の算出には P-Propath⁽⁶⁾を用いた. また, 作動流体と温水との間の伝熱は, 最内円管の表面 A_1 , 内円管の表面 A_2 および, 内管側面の円環部分 A_3 を通して行われるため, 伝熱面積 A は $A_1 \sim A_3$ の和を用いた.

ところで, 式(2)は対向流の熱交換器における対数平均温度差の式である. 本蒸発器では作動流体入口と温水入口から流入するそれぞれの流体の向きは同一であるが, 作動流体出口に対して温水は逆向きの流れとなることから沸騰後の熱伝達の影響を考慮するため対数平均温度差には対向流の式を採用した.

次に, 熱交換量 Q は温水の入口出口の温度差を利用して次のように定義した.

$$Q = m_{WS} C_{p_{WS}} \Delta T = m_{WS} C_{p_{WS}} (T_{WSI} - T_{WSO}) \quad (3)$$

ここで, m_{WS} は温水の質量流量, $C_{p_{WS}}$ は温水の定圧比熱である.

次に, 平均熱流束 q_{av} は次式で定義する.

$$q_{av} = Q/A \quad (4)$$

次に, 蒸発器出口における熱平衡乾き度 x は以下の方法で算出した. まず, 蒸発器出口の比エンタルピー i_o を入口の比エンタルピー i_i , 熱交換量 Q , 作動流体の質量流束 m_{WF} から次式で求める.

$$i_o = i_i + Q/m_{WF} \quad (5)$$

なお, i_{in} については蒸発器入口の圧力と温度から P-Propath⁽⁶⁾を使って求めた.

i_{out} を用いて, 次式で出口の熱平衡乾き度 x を求める.

$$x = (i_o - i_{sat,l})/i_{fg} \quad (6)$$

ここで, i_{fg} は作動流体の蒸発潜熱, $i_{sat,l}$ は飽和液における比エンタルピーである.

3・3 実験条件

実験条件として飽和圧力 $P_{sat} = 0.7$ MPa, 作動流体の質量流量 $m_{WF} = 1.7 \sim 5.4 \times 10^{-3}$ kg/s (質量流束 $G = 0.18 \sim 0.58$ kg/m²s), 温水の質量流量 $m_{WS} = 0.016 \sim 0.61$ kg/s, 平均熱流束 $q_{av} = 7.6 \sim 24.7$ kW/m², 出口乾き度 $x = 0.2 \sim 1$ を与えた.

4. 実験結果および考察

4・1 蒸発器の熱通過率

本実験で得られた作動流体及び温水入口出口温度および流量より式(1)を用いて熱通過率 U の整理を行った。図3に温水流速 V_{WS} に対する熱通過率 U のプロットを示す。

図3より流速の増加に伴い熱通過率が増加していることが分かる。これらの傾向は温水の流速が速くなるに伴い熱伝達が増加することによるものである。また $V_{WS} < 5 \text{ mm/s}$ では熱通過率の急激な増加、それ以上の流速になるとその勾配が緩やかになっていることが観察された。このプロットについて、次式で整理を行った。

$$U = 191.24 \ln(V_{WS}) + 1641.3 \quad (7)$$

ところで、30kWOTEC装置で行われた岸川ら⁽⁷⁾の蒸発器の研究では、熱通過率は $U = 1000 \sim 3000 \text{ W/m}^2\text{K}$ を示している。それに対して、本実験では $U = 200 \sim 1000 \text{ W/m}^2\text{K}$ と $1/5 \sim 1/3$ 程度の熱通過率となった。その理由として、岸川⁽⁷⁾は温水流速 V_{WS} として $0.3 \sim 0.6 \text{ m/s}$ を与えているのに対して、本実験ではその $1/20$ 以下の流速を与えていることから低い熱通過率を示したものと考えられる。

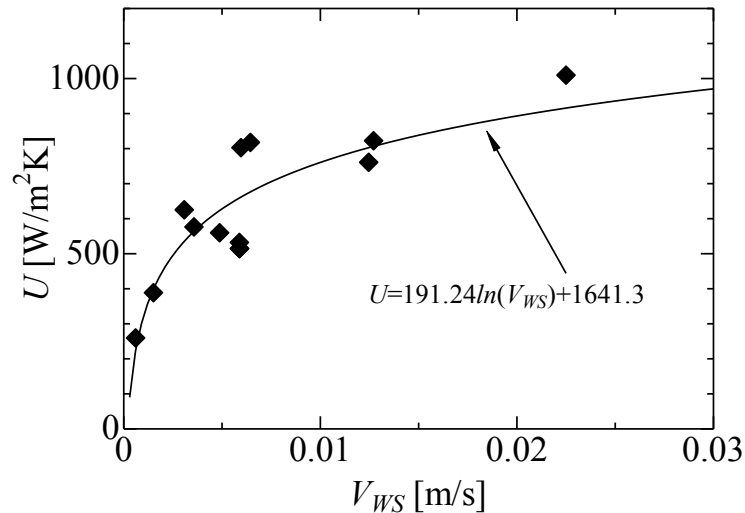


Fig. 3 Overall heat transfer coefficient for hot water velocity

4・2 温水の熱伝達率

温水の熱伝達率の導出のため、以下の方法で値を求めた。まず、温水の熱伝達率の導出には Wilson プロット法⁽⁸⁾を採用した。Wilson プロット法によると、熱交換器の熱通過率 U と温水の流速 V_{WS} の関係について次式で表すことができる。

$$1/U = aV_{WS}^{-0.8} + b \quad (8)$$

ここで、図4に本実験で得られた U と $V_{WS}^{-0.8}$ のプロットを示す。

図4より $1/U$ と $V_{WS}^{-0.8}$ の関係は、式(7)の線形の関係を示すことが明らかである。なお図4より、 a 、 b はそれぞれ $a = 7.48 \times 10^{-6}$ 、 $b = 1.10 \times 10^{-3}$ を示した。次に、温水の熱伝達率 h_{WS} および作動流体の熱伝達率 h_{WF} の関係は次式で表すことができる。

$$1/U = 1/h_{WF} + t/k_{sus} + 1/h_{WS} \quad (9)$$

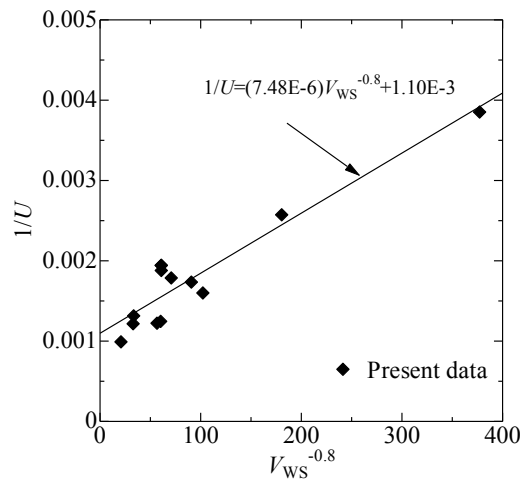


Fig. 4 $1/U$ vs. $V_{ws}^{-0.8}$ for Wilson plot

ここで k_{sus} は SUS304 製円管の熱伝導率, t は円管の厚さを示す. なお, 計算では $k_{sus} = 17 \text{ W/mK}$, $t = 9.4\text{mm}$ を与えた. ところで, k_{sus} と h_{WF} が一定値を取ると仮定すると, 式(8)と(9)の関係から h_{WS} について以下の関係を導くことが出来る.

$$h_{WS} = (1/a)V_{WS}^{0.8} \quad (10)$$

また,

$$b = t/k_{sus} + 1/h_{WF} = \text{const.} \quad (11)$$

さらに, 式(10)を $Nu_{WS} = h_{WS}D_H/k_{WS}$ の関係から Nu 数で整理すると, 温水側の熱伝達率は次式で表すことが出来る.

$$Nu_{WS} = 0.918 Re_{WS}^{0.8} Pr_{WS}^{1/3} \quad (12)$$

なお, 式(12)は一般的な円管内の強制対流熱伝達の式である Dittus-Boelter の式(式(13))に比べて大きな値を示すことが分かる.

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (13)$$

4・3 作動流体の熱伝達率

作動流体の熱伝達率 h_{WF} は, 式(9)に U および式(10)より h_{WS} を与えることで導出を行った. 平均熱流束 q_{av} と h_{WF} の関係を図5に示す. 図5より h_{WF} は $1000 \sim 4000 \text{ W/m}^2\text{K}$ の範囲で分布していることが分かる. これらの値は, 有馬ら⁽²⁾が求めたプレート式蒸発器のアンモニアの沸騰熱伝達率の値に比べ $1/4 \sim 1/2$ の低い値を示した. 一方, 岸川⁽⁷⁾による 30kW OTEC 用のプレート式蒸発器のアンモニア沸騰熱伝達率の整理式との比較を行った. 整理式を図5に示す. 図5に示すように, アンモニアの沸騰熱伝達は岸川の整理式に比べても $1/4$ 程度の低い値を示すことが分かる. 以上のことより, 3重管熱交換器はプレート式蒸発器よりアンモニア沸騰熱伝達の性能が低下することが明らかになった. 一方で, 蒸発器入口出口より得られた熱交換器のアンモニア側の圧力損失は $0.5 \sim 0.8\text{kPa}$ (水頭換算で $0.08 \sim 0.13\text{m}$)であったことから圧力損失は十分低いことが分かった. 今後, 熱通過率とアンモニア熱

伝達率の低さを改善するために、本来カートリッジ式を想定していた内円筒部の増設を行うことで熱交換器あたりの熱交換量を増加させ、熱交換器性能の向上を目指した研究を進めて行く予定である。

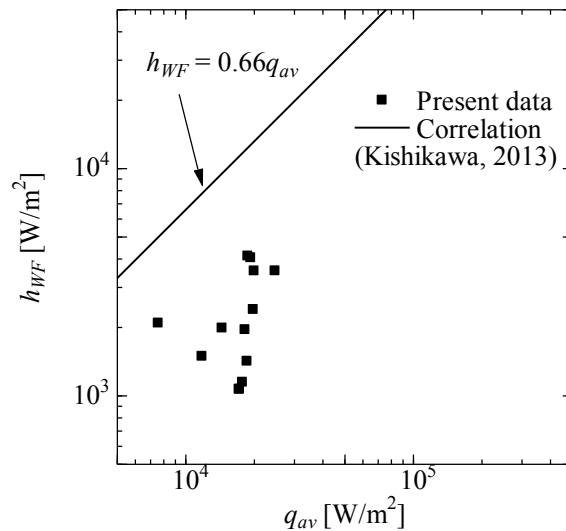


Fig. 5 Heat flux vs. heat transfer coefficient for ammonia

5. 結 言

3 重円筒型蒸発器のアンモニア熱通過率測定において以下の結果が得られた。

- (1) 異なる条件における熱通過率の測定を行い、Wilson 法により温水流速と熱通過率の関係を明らかにした。
- (2) 平均熱流束とアンモニア熱伝達率の関係を明らかにして、かつ過去の推算式との比較を行い、それらと比較して熱伝達性能が低いことが明らかになった。

文 献

- (1) Kushibe M., Ikegami, Y., Monde, M., Uehara, H., “Evaporation heat transfer of ammonia and pressure drop of warm water for plate type evaporator”, Transactions JSRAE, Vol. 22, No. 4 (2005), pp. 403-415 (in Japanese).
- (2) Arima, A., Kim, J-H., Okamoto, A., Ikegami, Y., “Local boiling heat transfer characteristics of ammonia in a vertical plate evaporator”, International Journal of Refrigeration, Vol. 33, No. 2, (2010), pp. 359-370.
- (3) Ikegami, Y., Hirao Y., Kumabe N., Sudoh G., Uehara H., “Study on ammonia refrigerator system using dry type evaporator of plate type-heat exchanger”, 38th National Heat Transfer Symposium of Japan, (2001), pp. 501-502. (in Japanese)
- (4) Brown J., Pearson F. S., “Performance of propane, ammonia and carbon dioxide in long tube evaporators and plate heat exchangers”, IIR B1,B2, E1, E2, (1996), pp. 777-783.
- (5) Zamfirescu C., Chiriac F., “Heat transfer measurements on ammonia forced convection boiling in vertical tubes”, Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 25, (2002), pp. 529-534.
- (6) P-Propath, <http://www2.mech.nagasaki-u.ac.jp/cgi-bin/PROPATH/p-propath.cgi>. (2006.4).
- (7) Kishikawa, Y., “Study for OTEC system using ammonia or ammonia/water mixture as a working fluid”, Master thesis of Graduate school of Saga University, (2012), p. 141 (in Japanese).
- (8) Wilson E. E., “A Basic for Rational Design of Heat Transfer Apparatus”, Transactions of ASME, Vol. 37, (1915), pp. 47-70.