プレート式蒸発器の流路間隔による熱伝達への影響と推算式の提案*

千代田 紘享*1, 有馬 博史*2, 小山 幸平*2, 池上 康之*2

Effect on the heat transfer of plate gap size and proposal of correlation for boiling heat transfer in plate evaporator

Hirotaka CHIYODA^{*1}, Hirofumi ARIMA^{*2}, Kohei KOYAMA^{*2} and Yasuyuki IKEGAMI^{*2}

^{*1} Graduate School of Science and Engineering, Saga University 1-Honjo, Saga-shi, Saga, 840-8502, Japan

The ocean energy conversion (OTEC) is attracted attention as one of the promising renewable energy. OTEC uses ocean thermal energy which has small temperature difference between surface and deep sea water. Therefore, the plate heat exchangers such as evaporator and condenser are usually used for OTEC, because the plate heat exchanger has larger amount of heat exchange per unit volume than tube one. In addition, the ammonia or ammonia/water binary mixture is used for OTEC as a working fluid due to the ammonia of boiling point is very smaller than that of water. It is important to improve the heat transfer performance for especially plate evaporator to improve the OTEC efficiency. Incidentally, there are some methods of heat transfer enhancement. The plate surface treatment is mentioned as a typical method for heat transfer enhancement which is the attracted attention of the gap size between two a pair plates. Then, in this study, the measurement and comparison of local heat transfer coefficient at different three gap size was performed. The measurements were performed at a range of mass flux (5, 7.5 kg/m²s), heat fluxes (10 ~ 25 kW/m²), and pressures (0.7, 0.9 MPa). The result shows that the heat transfer coefficient is increasing with a decreasing in gap size. In addition, the modified correlation for small gap size plate evaporator which based on empirical one was proposed.

Key Words : Gap Size, Ammonia, Heat Transfer Coefficient, Plate Evaporator

1. 緒 言

海洋エネルギーの一つである海洋温度差発電(OTEC)は,再生可能エネルギーの利用拡大が叫ばれる中,将来有 望なエネルギー源の一つとして実用化が進められている.OTEC は熱源として海洋温度差を利用するため,低温 度差を有効に利用するために熱交換器としてプレート式蒸発器と凝縮器,また,作動流体として純アンモニア, アンモニア/水混合媒体のアンモニア系の媒体が使用されている.ところで,OTEC 実用化の上でボトルネックと なっているのは建設時の膨大なコストであるが,その半分以上を熱交換器が占めることになると試算されている. また,サイクル効率の点からみても,その向上には熱交換器にかかるポンプ動力を抑え,かつ伝熱性能の向上を 達成するには,熱交換器の性能向上が必要不可欠である.その中でも蒸発器の伝熱性能はサイクル効率を左右す ることから,その沸騰熱伝達特性を解明することは非常に重要である.これまでに,アンモニア系の媒体を作動 流体としたプレート式蒸発器の沸騰熱伝達特性についての研究は,海洋エネルギー研究センターの櫛部ら⁽¹⁾⁽²⁾, 有馬ら⁽³⁾⁽⁴⁾によって行われている.一方,海外ではDjordjevic ら⁽⁵⁾および Táboas ら⁽⁶⁾による報告がある.櫛部ら⁽¹⁾⁽²⁾ は,温泉水温度差発電(STEC)用のプレート式蒸発器の実機で,アンモニア/水の平均蒸発熱伝達率の測定と蒸発器

^{*} 原稿受付 2012 年 07 月 31 日

^{*1} 佐賀大学大学院工学系研究科(〒840-8502 佐賀市本庄町1番)

^{*2} 佐賀大学海洋エネルギー研究センター

E-mail: arima@ioes.saga-u.ac.jp

の熱通過率の評価を行った.また有馬ら⁽³⁾⁽⁴⁾は,平滑面を持つ単枚のプレート式蒸発器において,アンモニアおよ びアンモニア/水における局所沸騰熱伝達率の測定を行っている.Djordjevic ら⁽⁵⁾と Táboas ら⁽⁶⁾は,市販のプレー ト式熱交換器を用いて平均熱通過係数と圧力損失について測定を行っている.一方,アンモニア系の沸騰伝熱促 進については,有馬ら⁽⁷⁾の溶射面を用いたプール沸騰実験と,有馬ら⁽⁸⁾による微細凹凸面を用いたプレート式蒸発 器の研究が挙げられる.いずれも表面加工を行うことで伝熱促進を図ったものであり,平滑面に比べて熱伝達の 向上が観察された.また,プレート式蒸発器の伝熱促進の方法の一つとして,プレート流路間隔の狭隘化が挙げ られる.伝熱面の流路間隔(ギャップサイズ)の違いによる熱伝達の促進には,Ishibashi ら⁽⁹⁾,Xia ら⁽¹⁰⁾の研究が挙 げられる.Ishibashi ら⁽⁹⁾は,二重円管の沸騰熱伝達で,環状部の流路間隔を狭めることで熱伝達が向上すること を示した.また,Xia ら⁽¹⁰⁾はマイクロチャンネルを用いた実験で,低熱流束条件において流路間隔の減少で熱伝 達が向上することを示した.このことから,流路間隔の減少で熱伝達の向上が期待できる.一方,狭隘化は同時 に圧力損失の増加が避けられない.そこで,本研究ではプレート流路間隔を狭めることで得られる伝熱促進につ いて検討するため,第一段階として流路間隔の異なるプレートによるアンモニアの熱伝達率の測定を行った.ま た,同時に沸騰熱伝達率について既存の推算式を基にした新たな推算式の検討を行った.

2. 記

무

		——————————————————————————————————————	-		
A	:	定数 [-]	Re	:	レイノルズ数 [-]
A_p	:	式(13)における無次元定数 [-]	S	:	核沸騰抑制ファクター [-]
Ċ	:	式(11)における無次元定数 [-]	Т	:	温度 []
D_h	:	水力相当直径 [m]	w	:	流路幅 [m]
F	:	蒸気によって液流速が増加する	x	:	熱平衡乾き度 [-]
		効果を考慮する因子 [-]			
G	:	質量流束 [kg/m ² s]	δ	:	流路間隔 [m]
h	:	熱伝達率 [W/m ² K]	и	:	粘度 [Pa·s]
i	:	比エンタルピー [J/kg]	0	:	密度 [kg/m ³]
i _{fg}	:	蒸発潜熱 [J/kg]	~ X	:	Lockhart-Martinelliパラメーター [-]
k	:	熱伝導率 [W/mK]	添え字	Z	
l_i	:	熱電対間の距離 [m]	g	:	気相
т	:	質量流量 [kg/s]	l	:	液相
М	:	分子量	L	:	全量が液相として流路を流れた場合
n	:	指数 [-]	liq	:	液相成分のみが流路を流れた場合
p_r	:	換算圧力 [-] (= P/P _{cr})	loc	:	局所
Р	:	圧力 [Pa]	т	:	平均
Pr	:	プラントル数 [-]	sat	:	飽和
P_{cr}	:	臨界圧力 [Pa]	titan	:	チタン
q_{av}	:	平均熱流束 [W/m ²]	wall	:	壁面
Q	:	熱交換量 [W]			
-					

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,温水・冷水循環系で構成される.作動流体系は, 蒸発器(テストセクション),凝縮器,作動流体タンク,作動流体ポンプ,プレヒーター,サブクーラーで構成さ れる.また,温水循環系は,温水タンク,温水ポンプで構成され,冷水系は,冷水タンク,冷水ポンプ,冷凍機 1,2で構成されている.作動流体は,作動流体タンクからポンプでプレヒーターに一旦送られ,任意の乾き度に 調整される.プレヒーターを出た作動流体は蒸発器に入り,蒸発器背面に設置されたアルミ製プレートヒーター (1050W)でさらに加熱され,乾き度の高い二相流として排出される.この作動流体は凝縮器で冷却水によって冷 却され,再び作動流体タンクにもどる.一方,温水・冷水循環系ではヒーターおよび冷凍機で温度を調整された 水をポンプにてプレヒーターと凝縮器に循環させた.冷凍機1は凝縮器および作動流体タンクの冷却に,冷凍機 2はサブクーラーの冷却に用いた.

3. 実

験



Test plate (Evaporator) 2. Pre-heater 3. Condenser 4. Working fluid tank 5. Sub cooler 6. Electric heater
 Cold water tank 8. Refrigerator 9. Hot water tank 10. Working fluid pump 11. Hot water pump 12. Cold water pump
 Mass flow meter 14. Volumetric flow meter 15. Degassed valve 16. Release valve

Fig. 1 Schematic diagram of the experimental apparatus

実験装置では,作動流体と温冷水の状態量を測定するために,温・冷水体積流量,作動流体質量流量,温度, 圧力センサーを設置した.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,FD-Pシリーズ,測 定精度±1.6%),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±0.1% 以内),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±1.5),圧 力測定にはダイアフラム式圧力変換機(横河電機製 FP101,測定範囲0~2MPa,測定精度±0.25%)を使用し た.これらの測定値は全てマルチメーターに集められ,PC上のLabVIEW ソフトウェアにてそのデータを取り込 み,状態量の表示とファイルへの保存を行った.なお,熱電対のマルチメーターによる測定誤差は,あらかじめ 恒温槽を用いた検定を行ったため±0.1℃以内である.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,その平均値を持って実験値とした.

図 2 と図 3 に蒸発器の構成図と流路断面図を示す.蒸発器は,チタン製の伝熱プレート(外寸:幅220mm,高さ370mm,厚さ50mm,伝熱面:幅100mm,高さ250mm),SUS304製の蓋,アルミ製のヒーターブロックで構成されている.伝熱プレートと蓋との間には作動流体の流路として用いられる数mmの隙間がある.図3に示すように,実験ではこの隙間を流路間隔δとして1,2,5mmに変えることで比較を行った.伝熱面は平滑面で平均粗さ0.6 μm で鏡面加工されたものである.

次に,図2および図4に伝熱プレート内部の熱電対の配置を示す.作動流体の流れ方向の温度分布の測定のため,高さ方向に計5か所,59mm間隔で熱電対を設置した.また,各測定点では伝熱プレートの厚さ方向に40mm間隔で2か所に熱電対を設置して厚さ方向の温度分布を測定した.また,図4に示すように,伝熱プレートはチタン製の台座と厚さ0.4mmのチタン製の薄板で構成されている.台座と薄板は厚さ0.07mmのろう材によってろう付けされている.ろう材は熱伝導率が非常に高い材料のため,その熱抵抗は母材のチタンに比べほとんど無視できる大きさ $(2.07 \times 10^{-7} m^{2}$ K/W)である.しかし,伝熱プレートの熱伝導率にはろう材の熱抵抗を考慮して有効熱伝導率 $(k_{titam} = 22.03 \text{ W/mK})$ を用いた.



Fig. 3 Cross section view of evaporator

Fig. 4 Configuration of thermocouples inside evaporator

3・2 局所沸騰熱伝達率および熱平衡乾き度の計算

作動流体の局所の沸騰熱伝達率と作動流体の局所の熱平衡乾き度について求めるため,以下の手順で計算を行った.初めに Fig. 2 に示した高さ方向 5 か所の測定点について,各々の温度分布から熱流束 q を式(1)で求めた.式(1)は一次元の熱伝導方程式より導出した.

$$q = k_{titan} \frac{\left(T_1 - T_2\right)}{l_1} \tag{1}$$

ここで, T_1 および T_2 は図 4 の伝熱プレート内の熱電対で測定された温度, l_1 はこれらの熱電対の距離, k_{titan} は伝熱プレートの熱伝導率を示す.

次に,表面温度 T_{wall} は熱流束の勾配から T_2 を外挿することにより,式(2)で求めた.

$$T_{wall} = T_2 - \frac{ql_2}{k_{titan}} \tag{2}$$

式(1)および(2)から導出された T_{wall} , q の値と飽和温度 T_{stt} を用いて局所熱伝達率 h を算出した.

$$h = q / (T_{wall} - T_{sat}) \tag{3}$$

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⁽¹¹⁾を用いた.

次に,局所熱平衡乾き度xは以下の方法で算出した.乾き度は局所の比エンタルピーiと蒸発潜熱 $i_{
m fa}$,飽和液 における比エンタルピーisat 」を使って式(4)で求める.

$$x = \left(i - i_{sat,l}\right) / i_{fg} \tag{4}$$

この時,5か所の測定点における局所の比エンタルピーi,は,熱流束qと伝熱面積から推算された局所の熱交換 量 Qiと作動流体の質量流量 m から次式で求めた.

$$i_{j} = i_{in} + \sum_{k=1}^{J} (Q_{k} / m)$$
(5)

ここで, im は蒸発器入口の比エンタルピーである.蒸発器入口の比エンタルピーは過冷状態にあるプレヒータ ー入口の温度,圧力から計算された比エンタルピーipme_inと,プレヒーター内での熱交換量Qpmeと作動流体の質量 流量 m から次式で求められる.

$$i_{in} = i_{pre,in} + \left(\mathcal{Q}_{pre} / m \right) \tag{6}$$

3·3 実験条件

|実験条件として流路間隔 δ = 1,2,5 mm, 質量流束 G = 5,7.5 kg/m²s,平均熱流束 q_{ave} = 10,15,20 および 25 kW/m², 飽和圧力 P_{sat}=0.7, 0.9 MPa を与えた.

4. 実験結果および考察

4・1 流路間隔による沸騰熱伝達率の比較

図 5(a)および(b)に 異なる流路間隔条件で測定された局所乾き度と沸騰熱伝達率の関係を示す 図 5(a)(b)より, いずれの条件でも乾き度の増加に伴って熱伝達率が増加していることが判る.また,(a)(b)の同じ流路間隔におけ る質量流束の違いによる比較では、高い質量流束である図 5(b)の方が図 5(a)より熱伝達率が高くなることが判る. 一方,同一の質量流量,熱流束,飽和圧力の条件下で流路間隔による熱伝達率の比較を行ったところ,流路間隔 が減少するに伴って沸騰熱伝達率が増加していることが判る.また,その増加率は2 1mmの変化の場合に対し て,5 2mm では僅かであることが判る.

図 6(a)および(b)に x=0.1 および 0.6 における異なる流路間隔条件で測定された局所沸騰熱伝達の比較を示す. また,図6(b)の δ =2と5mmにおける熱伝達率の比較でも,q=20k W/m^2 の場合は変化がないが,それ以外の熱流 東では流路間隔の減少で約13%の増加が観察された.一方, $\delta=1$ と2mmにおける熱伝達の比較では,乾き度が 低いx=0.1 では流路間隔が半分になることで 49%の増加が, 乾き度が高いx=0.6 においては 30%の増加が得ら れた.

このような流路間隔よる沸騰熱伝達率の変化については、Watel⁽¹²⁾の狭い流路におけるコンパクト熱交換器の沸 騰熱伝達研究のレビューにおいて図7のようにまとめられている .Watel⁽¹²⁾は流路間隔の違いで沸騰気泡の様相が 異なることに注目して流路間隔を3つの領域に分け、さらに沸騰熱伝達の変化を熱流束の違いにより3つに分類 した.図7より,図6の結果は熱流束が一番低い q_1 の場合と傾向が一致することが判る. q_1 の場合では,流路間 隔がδ、以下で流路間隔の減少に伴い熱伝達率が増加する. Watel はこのように熱伝達が増加する領域を"Confined bubble region (制限気泡領域)"と呼んでいる.この領域での気泡は,空間の狭さから気泡の発生後にその移動が制 限され,空間内で気泡の渋滞が起きる.一方, δ_3 以上の場合,空間が大きいため気泡は孤立気泡として自由に











(a) x = 0.1

(b) x = 0.6

Fig. 6 Comparison of heat transfer between different gap sizes at G = 5kg/m²s and $P_{sat} = 0.7$ MPa



Fig. 7 Relationship between heat transfer coefficient and gap size by $\text{Watel}^{(12)}$

移動できる.この違いにより伝熱機構に大きな差異が現れる.本実験のδ=1mmのような狭隘流路では制限気泡 領域となるために,δ≥2mmに比べて伝熱が促進されたものと考えられる.

4・2 推算式との比較

今回測定された熱伝達率の整理のため,Liu ら⁽¹³⁾が提案した推算式との比較を行った.Liu ら⁽¹³⁾の推算式は Chen⁽¹⁴⁾の式を基に強制対流項に改善を施し,鉛直管型および二重円管型の蒸発器の飽和沸騰熱伝達率の式として 提案されたものである.また,この式は従来の式より広範囲の質量流束,熱流束,水力相当直径等のパラメータ ーで行われた実験結果を基に整理されたものであるため,今回比較に用いた.式(7)にLiu ら⁽¹³⁾の推算式を示す.

$$h = Fh_{I}q_{*}^{3/2} \tag{7}$$

ここで, F は蒸気によって液流速が増加する効果を考慮する因子, h_L は液単相のみが流れた場合の単相強制対流熱伝達率 (Dittus-Boelter の式), q_* は熱流束に関するパラメーターである.これらの式は次式で定義される.

$$F = \left[1 + xPr_{l}(\rho_{l}/\rho_{g} - 1)\right]^{0.35}$$
(8)

$$h_{L} = 0.023(k_{l}/D_{h})Re_{L}^{0.8}Pr_{l}^{0.4}$$
(9)

$$q_*^3 + Cq_*^2 - 1 = 0 \tag{10}$$

ここで,定数Cについては,次式で定義される.

$$C = (A_p S / F h_L)^2 q_L^{4/3}$$
(11)

ここで,Sは核沸騰抑制ファクターであり次式で表される.

$$S = \left(1 + 0.055F^{0.1}Re_L^{0.16}\right)^{-1}$$
(12)

また, A_p および q_L は次式で表される.

$$A_{p} = 55 p_{r}^{0.12} (-\log_{10} p_{r})^{-0.55} M^{-0.55}$$
(13)

$$q_L = Fh_L \Delta T_{sat} \tag{14}$$

ここで p_r は換算圧力, M は媒体の分子量, ΔT_{sat} は壁面過熱度である.

図 8(a)(b)に,式(7)から得られた推算値と実験値との比較を示す.Liu らの相関式⁽¹³⁾による値は,図 8 のいずれの条件においても,実験で得られた熱伝達率に対しての 1/5~1/10 の値を示すことが判る.また,x < 0.2 の低乾き度の条件では乾き度の増加に伴い熱伝達率が減少し,x > 0.2 ではほぼ一定の値を示した.このことから,推算式では低乾き度において核沸騰の影響が大きく表れていると考えられる.また図 8(b)の質量流束の大きい場合において,流路間隔&の減少に伴い熱伝達率が減少することから,実験値とは逆の傾向を示している.このことから,Liu らの式に改良を施すことで推算の精度を上げることを試みた.推算式の改善を試みるため,式(9)の液単相における熱伝達率の式に注目した.式(9)は元来,平滑円管内の乱流熱伝達率の式として提案されたものである.そこで,式(9)の代わりに Hsieh ら⁽¹⁵⁾のプレート式熱交換器用に提案された液単相熱伝達率式である式(15)を用いることにした.Hsiehら⁽¹⁵⁾の式は流路間隔が最大 6.6mmのプレート式熱交換器における R-410A の液単相伝達の測定実験から Wilson プロット法を使って求められたものである.

$$h_{L} = 0.2092 \left(k_{l} / D_{h} \right) R e_{L}^{0.78} P r_{l}^{1/3} \left(\mu_{m} / \mu_{wall} \right)^{0.14} \qquad (\text{at } 1500 < R e_{l} < 6250)$$
(15)

この式を式(9)と置き換えて得られた推算値と実験値との比較を図9に示す.図9より δ =2および5mmにおいては,式(7)を用いた場合に比べて実験値に対し比較的近い値を示すことが判る.このことから,液単相熱伝達率の式を流路に合わせて変更することで沸騰熱伝達率の推算の改善が得られることが判る.一方, δ =1mmについては実験値の約50%の値を示した.この傾向は高い質量流束において顕著に表れている.このように δ =1mmの場合についてのみ推算値の精度が悪いことから,式(15)のように流路間隔が広い条件で得られたで液単相の推算式では,狭隘流路による伝熱促進の効果には適応が出来なかったことが考えられる.よって今後は狭隘流路に適し



(a) G = 5, $q_{av} = 10$, $P_{sat} = 0.7$

(b) G = 7.5, $q_{av} = 20$, $P_{sat} = 0.9$





Fig. 9 Comparison between modified correlation and present data

た液単相熱伝達率の式の導入を試みることにする.

4・3 Lockhart-Martinelli 相関による整理

Lockhart-Martinelli 相関による実験値の整理を行った.整理には式(16)に示す Lockhart - Martinelli パラメーター X_{tt} と,式(17)に示す局所の沸騰熱伝達率 h_{loc} と液相の熱伝達率 h_{liq} の比を用いた二相流の推算式を用いた.

$$X_{tt} = \left[(1 - x) / x \right]^{0.9} \left(\rho_g / \rho_l \right)^{0.5} \left(\mu_l / \mu_g \right)^{0.1}$$
(16)

$$h_{loc} / h_{liq} = A(1/X_{tt})^n$$
(17)

ここで, h_{lig} は液相成分のみが流路を流れた場合の液相熱伝達率であり,次式で表される.

$$h_{liq} = 0.023 \left(k_l / D_h \right) \left[\frac{G(1-x)D_h}{\mu_l} \right]^{0.8} P r_l^{0.4}$$
(18)

質量流束が G = 5 および 7.5kg/m²s で,全ての圧力,熱流束条件の測定結果についてこれらの式で整理された値を 図 10 に示す.



Fig. 10 Comparison between Lockhart-Martinelli correlation and present data

図 10 に示すように, いずれの条件についても $1/X_{tt}$ の増加に対して熱伝達率の比 h_{loc}/h_{iiq} は増加し, またその勾配は $1/X_{tt}=1$ の前後で変化することが観察された.一方, 流路間隔による違いはほとんど見られなかった.以上の結果より, $1/X_{tt}>1$ についてのみ次の推算式を得た.

$$h_{loc} / h_{lia} = 35.3 (1/X_{tt})^{0.53}$$
⁽¹⁹⁾

図 10 より $1/X_{tt} > 1$ において推算式は $\pm 30\%$ 以内で実験値をほぼ表していることが判る.なお,平均相対誤差は,約 16%を示した.一方,過去に同じ実験装置を用いて行われた松尾⁽¹⁶⁾の研究では,G=7.5kg/m²s, $\delta=2$ および 5mm において以下の式が提案されている.

$$h_{loc} / h_{lig} = 27.8(1/X_{tt})^{0.53}$$
⁽²⁰⁾

式(19)と式(20)の比較において、二式の勾配は変わらないものの式(19)の係数が大きいことが判る.これは、松 尾らの整理式に今回のる=1におけるより大きな熱伝達率の値が加わることで増加したものと考えられる.

一方 1/X_{tt} < 1 については, 1/X_{tt}の値にかかわらず熱伝達率の比がほぼ一定の値を示すことが判る.また質量流 束が増加で熱伝達率の比が減少する結果が得られた.

5. 結 言

流路間隔の異なるプレート式蒸発器のアンモニア沸騰熱伝達率測定において以下の結果が得られた.

- (1) 沸騰熱伝達率は乾き度の増加に伴い上昇する. その増加率は, *x* < 0.2 で顕著であり, それ以上では緩やかに なる.
- (2) プレート流路間隔の減少に伴い熱伝達率が増加する.特に高乾き度の *x* = 0.1 において, *δ*=2 1 mm の変化 は 5 2 mm の変化に比して大きく,その増加率が 49%であった.
- (3) Liu らの推算式は,実験値に対して精度の悪い値を示した.そこで,Liu らの推算式の中で液単相熱伝達率式 についてのみ Hsieh らの式を採用することで,δ≥2について改善することが出来た.
- (4) Lockhart-Martinelli パラメーターを用いた相関を行い,±30%以内で実験値を表すことが出来る推算式を得た.

- 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) Kushibe M., Ikegami, Y., Monde, M., Uehara, H., "Evaporation heat transfer of ammonia/water mixtures for plate type evaporator", Transactions JSRAE, Vol. 23, No. 4 (2006), pp. 389-397 (in Japanese).
- (3) 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.
- (4) Arima, A., Okamoto, A., Ikegami, Y., "Local boiling heat transfer characteristics of ammonia/water binary mixture in a vertical plate evaporator", International Journal of Refrigeration, Vol. 34, No. 3, (2011), pp. 648 - 657.
- (5) Djordjevic E., Kabelac, S., "Flow boiling of R134a and ammonia in a plate heat exchanger", International Journal of Heat Mass Transfer, Vol. 51, (2008), pp. 6235-6242.
- (6) Táboas, F., Vallès, M., Bourouis, M., Coronas, A., "Flow boiling heat transfer of ammonia/water mixture in a plate heat exchanger", International Journal of Refrigeration, Vol. 33, No. 4, (2010), pp. 695 - 705.
- (7) Arima, H., Matsuo, N., Shigyou, K., Okamoto, A., Ikegami, Y., "Boiling heat transfer enhancement for ammonia using micro fabrication surface on plate evaporator", OTEC, Vol.15, (2010), pp. 19-26 (in Japanese).
- (8) Arima, H., Monde, M., Mitsutake, Y., "Heat transfer coefficient of ammonia/water mixture on porous surface", Thermal Science and Engineering, Vol. 9, No. 4, (2001), pp. 65 - 66.
- (9) Ishibashi, E., Nishikawa, K., "Saturated boiling heat transfer in narrow spaces", International Journal of Heat Mass Transfer, Vol. 12, (1969), pp. 863-894.
- (10) Xia, C., Guo, Z., Hu, W., "Mechanism of boiling heat transfer in narrow channels", Two-Phase Flow and Heat Transfer, Proc. of the ASME Heat Transfer Division, Vol. 197, (1992), pp. 111-119.
- (11) P-Propath, http://www2.mech.nagasaki-u.ac.jp/cgi-bin/PROPATH/p-propath.cgi. (2006.4).
- (12) Watel, B., "Review of saturated flow boiling in small passages of compact heat-exchangers", International Journal of Thermal Sciences, Vol. 42, (2003), pp. 107–140.
- (13) Liu, Z., Winterton, R. H. S., "A general correlation for saturated and subcooled flow boiling in tubes and annuli, based on a nucleate pool boiling equation", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 34, No. 11, (1991), pp. 2759-2766.
- (14) Chen, J. C., "Correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow", IandEC Process Design and Development, Vol. 5, (1966), pp. 322-329.
- (15) Hsieh, Y.Y., Lin, T. F., "Saturated flow boiling heat transfer and pressure drop of refrigerant R-410A in a vertical plate heat exchanger", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 45, (2002), pp. 1033-1044.
- (16) Matsuo, N., "Study for heat transfer enhancement of ammonia on plate evaporator", Master thesis of Graduate school of Saga University, (2011), p. 90 (in Japanese).