

(論文)

微細凹凸面を有するチタン製プレート式蒸発器におけるアンモニアの沸騰熱伝達促進

Boiling Heat Transfer Enhancement for Ammonia Using Micro-Grooved Surface on Titanium Plate Evaporator



岡本明夫* (工博)

Dr. Akio OKAMOTO



有馬博史** (工博)

Dr. Hirofumi ARIMA



池上康之** (工博)

Dr. Yasuyuki Ikegami

Small thermal energy conversion, such as ocean thermal energy conversion (OTEC), is being looked to as the new energy. As small thermal energy conversion cycles have low thermal efficiency, these systems use plate type heat exchangers (PHE) for evaporators and condensers, and ammonia or an ammonia/water mixture as a working fluid. Since sea water is often used as the heat source for small thermal energy conversion, titanium is expected to become the main material for plates in PHEs for these systems because of its excellent corrosion resistance. Therefore, in order to improve the efficiency of plate evaporators for small thermal energy conversion, we propose using titanium plate with a micro-grooved surface for the plate evaporator. Measurements were performed to determine the local boiling heat transfer coefficient for pure ammonia under forced convection on a micro-grooved surface and flat surface in a vertical evaporator in a range of mass flux (2-7.5kg/m²s), heat flux (10-20kW/m²), and saturated pressure (0.7-0.9MPa). The result shows that the local heat transfer coefficient of a micro-grooved surface was remarkably larger than that of a flat surface. The effect of heat transfer enhancement using a grooved surface was especially notable in the nucleate boiling region.

まえがき＝環境問題やエネルギー危機への関心が高まるなか、海洋温度差発電 (OTEC) や排熱利用発電 (DTEC) に代表される低温度差発電は新エネルギーとして期待されている。低温度差発電では、熱源の温度が低いうえに温度差が小さいため、蒸発器や凝縮器にプレート式熱交換器 (以下、PHE という) が、また作動流体にはアンモニアやアンモニア/水が用いられる。さらに、熱源に海水が用いられる場合が多いことから、海水における耐食性に優れたチタンが PHE 用プレートの主要な材料として最もふさわしい。

低温度差から効率よく発電を行うためには、熱交換器であるプレート式蒸発器の性能向上が重要であり、そのためにはアンモニアやアンモニア/水の沸騰熱伝達に優れたプレートの開発が必要である。円管式熱交換器においては、伝熱面にフィンなどの微細構造を付与することで核沸騰熱伝達の促進が図られてきている。一方、プレート式蒸発器について、Djordjevic ら¹⁾ は、ステンレス製ヘリンボーン型プレート式熱交換器を用いて R134a とアンモニアの沸騰熱伝達に関する実験的研究を行い、ヘリンボーンパターンの交差角度 (chevron angle) を小さくし、一般的な単相流で多く用いられる対向流を平行流とすることによって熱伝達が向上することを示している。また池上ら²⁾ は、縦溝と斜め溝が施された形状 (PHE-1) とエンボス形状 (PHE-2) の 2 種類のプレートを用いてアンモニア/水の沸騰熱伝達に関する実験的研究を行

い、プレート形状がエンボスの場合の熱通過係数が溝形状の場合の約 2 倍であることを示している。しかしながら、プレート式蒸発器においては沸騰を考慮した伝熱促進に関する研究は少ない。

Uehara ら³⁾ や池上ら⁴⁾ は、表面にステンレス粒を溶射したプレートを用いてアンモニアの沸騰熱伝達試験を行い、未加工のプレートに対して熱伝達が向上することを示している。しかしながら溶射加工には、脱落した金属粉によるタービンなど関連機器の破損や生産性の低さといった課題がある。

そこで、低温度差発電用プレート式蒸発器の効率化を目的として、量産が可能な微細凹凸形状を表面に付与したチタンプレートを提案するとともに、その微細凹凸形状を表面に施したプレートを用いてアンモニアの沸騰熱伝達試験を行った。

<記号と添字>

d : 円筒長さ (m)

E_i : ヤング率 (Pa)

G : 質量流束 (kg/(m²·S))

h_{loc} : 局所熱伝達係数 (W/(m²·K))

I : テストプレート入口でのエンタルピー (J/kg)

i_{fg} : 蒸発潜熱 (J/kg)

$i_{pre.i}$: プレヒータ入口でのエンタルピー (J/kg)

$i_{pre.out}$: プレヒータ出口でのエンタルピー (J/kg)

$i_{sat.liq}$: 飽和液のエンタルピー (J/kg)

*鉄鋼事業部門 チタン本部 チタン商品技術室 **佐賀大学 海洋エネルギー研究センター

- $i_{test.in}$: テストプレート局所でのエンタルピー (J/kg)
- k : 熱伝導率 (W/(m·K))
- k_i : 熱伝導率 (W/(m·K))
- l_i : 距離 (m)
- m : 質量流量 (kg/S)
- p_{max} : ヘルツの最大接触応力 (Pa)
- p_n : 荷重 (N)
- p_{sat} : 飽和蒸気圧 (Pa)
- q : 局所熱流束 (W/m²)
- q_{av} : 平均熱流束 (W/m²)
- Q_{pre} : プレヒータ内での交換熱量 (W)
- R_i : 円筒半径 (m)
- T_i : 熱電対測定温度 (°C)
- T_{wall} : プレート壁面温度 (°C)
- T_{sat} : 作動流体の飽和温度 (°C)
- x : 熱平衡乾き度 (-)
- ν_i : ポアソン比 (-)

1. 微細凹凸プレートの提案

図1に低熱源温度差発電に用いられるプレート式蒸発器用チタンプレートの量産工程を示す。チタンプレートの素材は、まず熱間圧延されて連続焼鈍酸洗ラインで熱処理される。表面のスケールが取除かれた後、冷間圧延機によって所要板厚に圧延される。冷間圧延されたチタン板は連続焼鈍酸洗ラインで再び熱処理されるとともに表面のスケールが取除かれ、所定の寸法に切断された後、プレス機によってプレートに加工される。

プレートに対して伝熱促進の加工を効率よく行うためには、上述の量産工程のなかで伝熱促進に有効な微細凹凸をプレートに付与する方法が有効である。プレートに微細凹凸を付与する方法として酸洗によるエッチングなども考えられる。しかしながら本稿では、生産性や加工コストなどを考慮し、圧延における転写によって微細凹凸を付与、すなわち、冷間圧延工程においてワークロールに付与した微細凹凸をプレートに転写する方法を提案する。また、冷間圧延に適用が可能な微細凹凸形状の検討を行い、その結果に基づいて沸騰熱伝達試験に用いる

テストプレートの表面形状を決定した。

伝熱促進の観点からプレートの表面積を拡大するためには、微細凹凸は相応の深さを有することが望ましい。微細凹凸形状を検討する目的で行った圧延実験において、ワークロールよりプレート素材に転写される凹凸の深さは圧延時の圧下率が高くなるほど溝深さが増加することが確認された。一方、使用する圧延機や素材の変形抵抗などに応じて圧下率に適切な範囲があり、とくに圧下率はその範囲の上限を超えると素材の平坦度が著しく悪化する。そこで、プレート式蒸発器用チタンプレート向け素材に対し、その圧延に適していると考えられる圧延機を基準とした圧下率の上限値、および微細凹凸の圧延実験で求めた圧下率と転写される凹凸深さの関係より、テストプレートに付与する微細凹凸の深さは30μmとした。

深さが制限された微細凹凸の表面積を拡大するためには凹凸の数を増やす必要がある。このため、微細凹凸の凹部および凸部の幅は小さいことが望ましい。しかし、凹部および凸部の幅の下限はワークロールに微細凹凸を付与する際の加工精度に制約される。そこで、ワークロールに対する微細加工が可能な方法として機械加工、放電加工、レーザー加工およびエッチングを抽出し、それらの加工精度から凹部および凸部の幅の下限は100μmとした。

また、プレート式蒸発器のチタンプレート素材のような金属板の圧延に用いられる圧延機は、素材を圧延するワークロール、およびそのワークロールのたわみを制御することによって圧延材の厚さや平坦度の精度を高めるバックアップロールによって構成される。微細凹凸が付与されたワークロールの表面に占める凸部の面積が小さくなるにつれ、バックアップロールとの接触によってワークロール凸部に発生する応力が高まり、ワークロール材の降伏応力を超えて凸部が変形する可能性が懸念される。そこで、接触する二つのロールを均質な円筒とし、接触面に作用する力が面に垂直であり、材料の弾性限界を超える荷重は加わらないとするヘルツの接触条件を用い、ロール接触部に発生する応力を検討した。図2に示

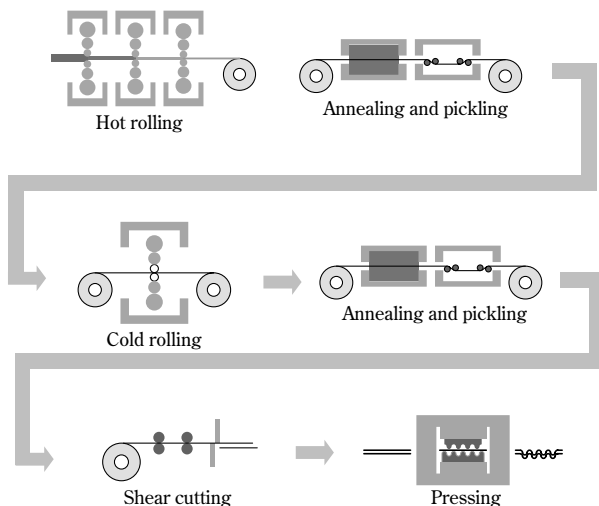


図1 チタンプレートの製造工程
Fig. 1 Manufacturing processes of titanium plates

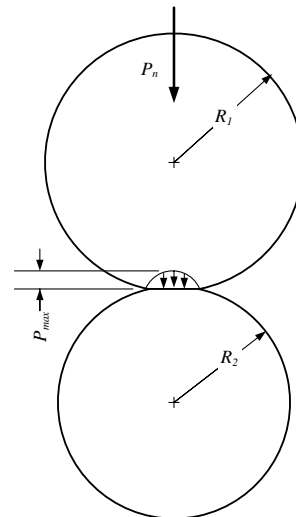


図2 二円筒の接触
Fig. 2 Tangency of two circular cylinders

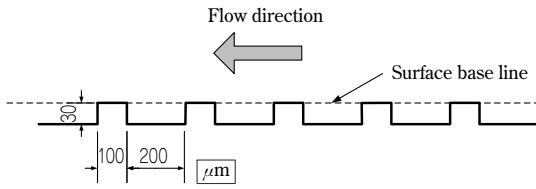


図3 プレート S2 表面の溝形状
Fig. 3 Grooved surface of plate S2

すような半径が R_1 と R_2 の二つの円筒が接触する場合、ヘルツの最大接触応力 p_{max} は次式で示される。

$$p_{max} = \sqrt{\frac{1}{\pi} \frac{P_n}{d} \frac{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}}{\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}}} \dots\dots\dots (1)$$

ここで P_n は円筒に加わる荷重、 d は円筒の長さ、 ν_1 、 ν_2 、 E_1 、 E_2 はそれぞれ半径 R_1 および R_2 の円筒のポアソン比とヤング率である。ロール表面に占める凸部の面積の割合を β とすると、円筒の凸部に加わる最大応力 p_{max}/β は各円筒の降伏応力未満となる必要がある。微細凹凸ロールを用いた圧延実験により P_n/d を求め、プレート式蒸発器用チタプレートに適用可能な圧延機を前提としたロールの半径 R_1 、 R_2 、ポアソン比、ヤング率と降伏応力から、ロール表面に占める凸部の面積の割合を求めた。

以上の検討結果に基づいて決定したテストプレートの表面形状を図3に示す。溝の深さは $30\mu\text{m}$ 、凸部の幅は $100\mu\text{m}$ 、ピッチは $300\mu\text{m}$ とした。本稿では、量産可能な微細凹凸形状が沸騰熱伝達促進に寄与する可能性を確認することを目的とした。このため、凹凸形状は単純な溝形状とした。また、溝の方向は、蒸気泡の発生を考慮して作動流体の流れに対して垂直とした。

2. 実験装置および実験方法

2.1 プレート式蒸発器

図4にテストプレートの概略図を示す。テストプレートはプレートとフレームで構成される。作動流体流路の幅は 250mm 、高さが 2mm である。伝熱面の加熱には $100\text{V}-500\text{W}$ 、幅 100mm 、高さ 250mm のラバーヒータを使用し、伝熱面の背面に断熱材とともに設置した。

プレートは、前述した検討結果に基づいて決定した微細凹凸面が付与された横溝板（プレート S2、以下 S2 という）と平滑平板（プレート S1、以下 S1 という）の2種類を使用した。S1 は SUS304 製の一枚板で、表面の十点平均粗さは $0.6\mu\text{m}$ である。S2 は、作動流体の流れに直交する溝（横溝）を加工した厚さ 0.4mm の Ti 板を Ti 製台座にろう付けした構造となっている。表面の十点平均粗さは凸部で $0.6\mu\text{m}$ 、凹部で $5\mu\text{m}$ である。プレート内温度はプレート側面に設けた横穴に $\phi 1\text{mm}$ の K 型サーモ電対を挿入して測定した。図5に S1、S2 の概略図および熱電対挿入位置の詳細を示す。

2.2 実験装置

実験装置は、蒸発器（テストプレート）、凝縮器、プレヒータ、サブクーラ、作動流体ポンプ、作動流体タンク、

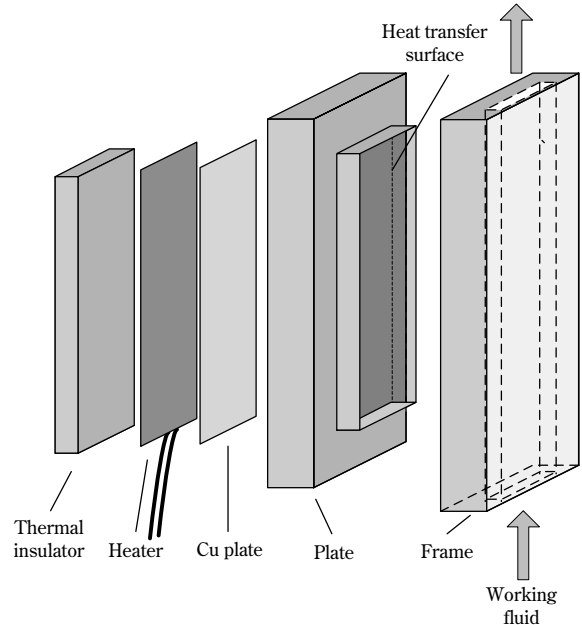


図4 テストプレート概略図
Fig. 4 Schematic diagram of test plate

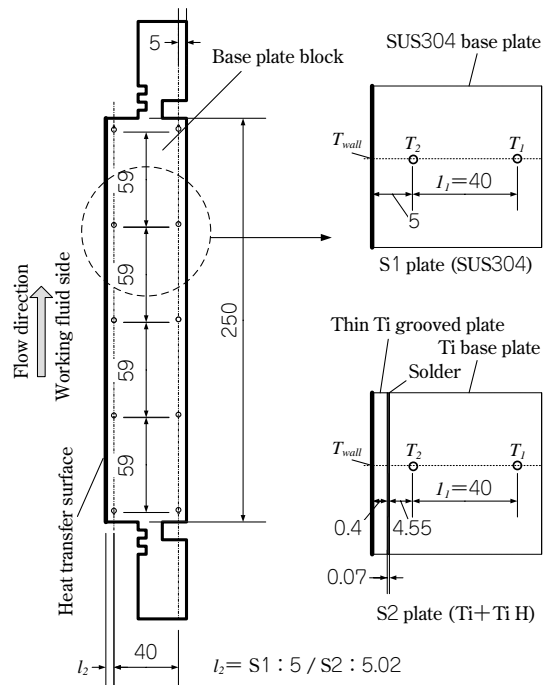


図5 プレート S1、S2 の概略図および熱電対の位置
Fig. 5 Schematic diagram of plate S1, S2 and positions of thermocouples

および温水・冷水供給装置で構成される（図6）。作動流体タンク中の作動流体は、サブクーラで過冷度を調整された後に作動流体ポンプによってプレヒータに送られる。プレヒータにおいて温水と熱交換することによって乾き度が調節された作動流体は蒸発器へ送られ、熱源であるラバーヒータ（ 1kW ）によって加熱されて一部が蒸発する。作動流体はさらに凝縮器へ送られ、冷凍機で作られた冷水で冷却されて凝縮する。凝縮した作動流体はアンモニアタンクに戻り、再び作動流体ポンプで蒸発器へ送られる。温水は、温水タンク内の 2kW のヒータで温度調節された後、温水ポンプでプレヒータに送られる。冷水は、冷水タンク内で温度調節された後、冷水ポンプで凝縮器や作動流体タンク、サブクーラへ送られる。

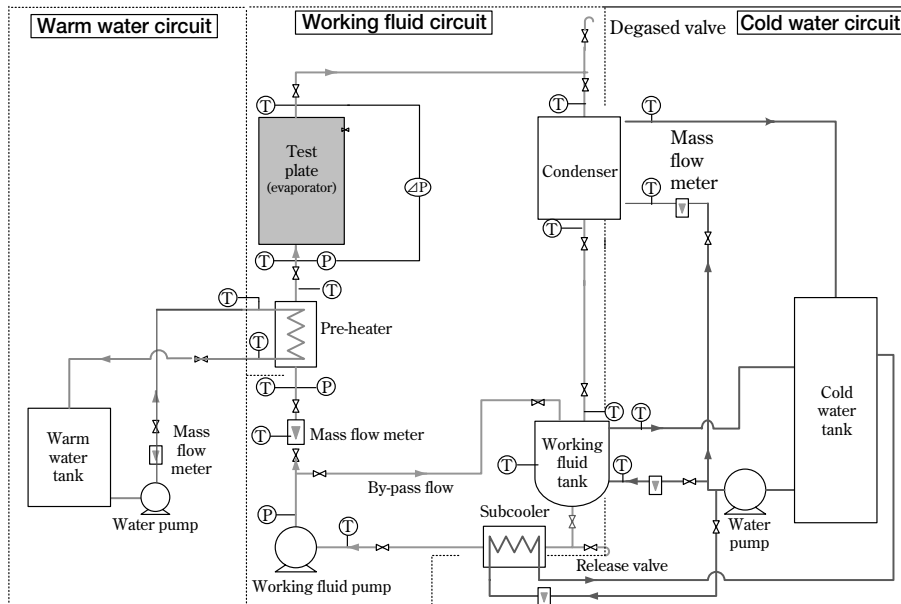


図6 実験装置概略図

Fig. 6 Schematic diagram of the experimental apparatus

表1 実験条件

Table 1 Experimental conditions

Working fluid	Pure ammonia
Plate surface	S1 : Flat surface (SUS304) S2 : Grooved surface (Ti)
Mass flux G (kg/m ² s)	2, 5, 7.5
Average heat flux q_{av} (kW/m ²)	10, 15, 20
Saturated pressure P_{sat} (MPa)	0.7, 0.8, 0.9

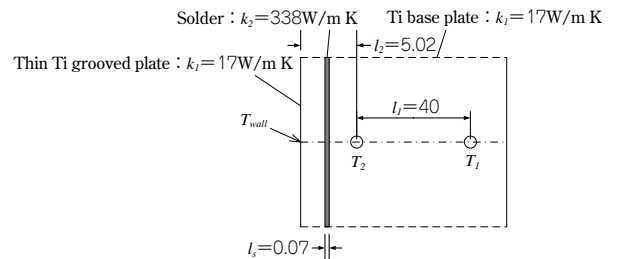


図7 プレート S2 の概略図および熱伝導率

Fig. 7 Schematic diagram and thermal conductivity of plate S2

作動流体、温水、冷水の温度測定には K 型シース熱電対を使用し、作動流体の質量流量測定にはコリオリ式質量流量計、温・冷水の体積流量測定には電磁流量計、また圧力測定にはダイヤフラム式圧力センサを使用した。これらの測定データはマルチメータに接続された PC に取込んだ。なお、熱電対のマルチメータでの測定については、あらかじめ恒温槽を用いた検定を行い、精度±0.1℃以内での測定を行った。

2.3 実験条件

表1に実験条件を示す。作動流体にはアンモニアを用いた。実験では、作動流体が定常状態になったことを確認した後にデータ採取を開始した。

3. データ整理方法

3.1 局所沸騰熱伝達係数

テストプレート内の各測定点での局所熱流束 q 、作動流体側のプレート表面温度 T_{wall} 、局所の熱伝達係数 h_{loc} 、および熱平衡乾き度 x はそれぞれ以下の方法により求めた。

まず局所熱流束 q は、一次元定常熱伝導を仮定して式(2)で導いた。

$$q = k \frac{T_1 - T_2}{l_1} \quad \dots \dots \dots (2)$$

ここで、 T_1 、 T_2 は図5に示した熱電対の温度、 l_1 はこれらの距離、 k はプレートの熱伝導率である。

求められた局所熱流束 q 、プレートの熱伝導率 k 、熱電対の温度 T_2 、および作動流体側の熱電対とプレート表面の距離 l_2 よりプレート表面温度 T_{wall} は次式より求められる。

$$T_{wall} = T_2 - \frac{q \times l_2}{k} \quad \dots \dots \dots (3)$$

作動流体の局所熱伝達係数 h_{loc} は、局所熱流束 q 、プレート表面温度 T_{wall} および作動流体の飽和温度 T_{sat} を用いて式(4)によって求めた。 T_{sat} はここでは、テストプレート入口の圧力を飽和圧力としたときの飽和温度を与えた。なお、データの誤差伝播を考慮した熱伝達係数の精度は±9.8%である。

$$h_{loc} = \frac{q}{(T_{wall} - T_{sat})} \quad \dots \dots \dots (4)$$

ところで、図7に示すS2はTi台座にTi薄板をろう付けした複合材となっている。そこで式(5)より求めた見かけの熱伝達率 k_s を実験に用いた。

$$k_s = \frac{l_1 + l_2}{\frac{l_1 + l_2 - l_s}{k_1} + \frac{l_s}{k_2}} \quad \dots \dots \dots (5)$$

ここで、 l_1 は熱電対間の距離、 l_2 は作動流体側の熱電対とプレート表面の距離、 l_s はろう付け部の厚さ、 k_1 はTi台座およびTi薄板の熱伝導率、 k_2 はろう材の熱伝導率である。

3.2 局所エンタルピーおよび熱平衡乾き度

テストプレート内の各測定点での熱平衡乾き度(以下、

乾き度という) x は式 (6) より求めた。

$$x = \frac{i - i_{sat, liq}}{i_{fg}} \dots\dots\dots (6)$$

ここで、 i は各測定点でのエンタルピー、 $i_{sat, liq}$ は飽和液のエンタルピー、 i_{fg} は蒸発潜熱である。また、各測定点でのエンタルピー i は以下の方法により求めた。すなわち、プレヒータ入口のエンタルピー $i_{pre, in}$ を P-Propath⁵⁾ で求め、これにプレヒータでの交換熱量 Q_{pre} と作動流体の質量流量 m から求められるエンタルピーの増加量を積算することによってプレヒータ出口のエンタルピー $i_{pre, out}$ を求めた。プレヒータ出口から蒸発器入口までは断熱されていることから、この間でのエンタルピーの変化はないものとした。熱電対の位置を基準にプレート内部を複数のブロックに分割し、それぞれのブロック内で熱流束が一定として各ブロックにおけるエンタルピー増加量を算出し、これをプレート入口のエンタルピー $i_{test, in}$ に積算してゆくことにより、プレート内の各位置におけるエンタルピー i を求めた。

4. 局所熱伝達係数

4.1 プレート表面形状の影響

伝熱面形状の違いが沸騰熱伝達に及ぼす影響について検討するため、同一の質量流束、平均熱流束、飽和蒸気圧の条件において、S1 および S2 での局所沸騰熱伝達を比較した。

なお本実験に先立ち、S2 を Ti 製台座にろう付けしたことが実験データに及ぼす影響を検討するため、表面の粗さを SUS304 製の S1 と同一に仕上げた Ti プレートを S2 と同じ方法で Ti 製台座にろう付けし、S1 とともに飽和蒸気圧、平均熱流束および質量流速が同一の条件で沸騰熱伝達の試験を行った。その結果、低い乾き度において若干の差異が確認されたものの、これら二つのプレートによる熱伝達係数はほぼ同じ値を示した。そこで本実験では、プレートの材質およびろう付けによる沸騰熱伝達への影響はほとんどないものとして以下の検討を行った。

質量流束、熱流束および飽和圧力を一定にしたとき、S1 および S2 での乾き度とアンモニアの局所沸騰熱伝達の関係を図 8 に示す。S1 および S2 における局所沸騰熱伝達係数は、 $x < 0.3$ の低い乾き度の範囲で乾き度の上昇に伴って急激に上昇する一方、 $x > 0.3$ の高い乾き度の範囲ではほぼ一定の値を示した。これはプレート内の流動様式が気泡流から環状流に変化し、環状流では沸騰熱伝達が乾き度の影響をあまり受けないためと考えられる。

S1 と S2 を比較すると、同じ乾き度では S2 の沸騰熱伝達係数の方が高い値を示した。S1, S2 の沸騰熱伝達係数の比は、低い乾き度 ($x < 0.3$) の場合で約 1.4、高い乾き度 ($x > 0.3$) で約 1.1 となり、低い乾き度において沸騰熱伝達係数の大幅な向上がみられた。S2 の伝熱面積は、微細凹凸により S1 より約 20%増加していると見積もられる。S2 における低い乾き度での 40%の沸騰熱伝達係数の上昇は、S2 における沸騰熱伝達において表面積拡大以上の伝熱促進効果が得られていることを示している。

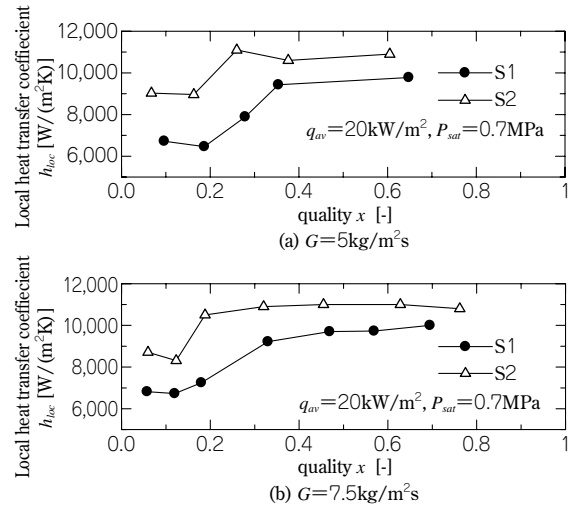


図 8 異なる表面形状における乾き度と沸騰熱伝達係数
Fig. 8 Comparisons of local boiling heat transfer coefficient on quality at different surface conditions

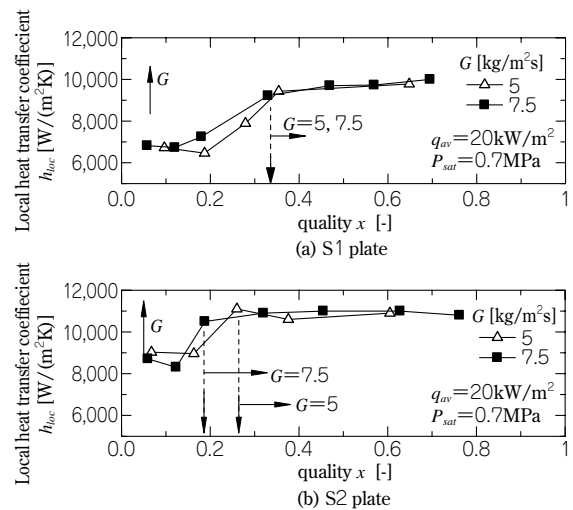


図 9 異なる質量流束における乾き度と沸騰熱伝達係数
Fig. 9 Comparisons of local boiling heat transfer coefficient versus vapor quality at different mass fluxes

このように、S2 における沸騰熱伝達係数の上昇は核沸騰域である低い乾き度の領域で顕著であった。このことから、微細凹凸形状によって伝熱面での気泡発生点が増加し、核沸騰による伝熱の促進が行われたものと考えられる。

以上に述べた S2 における核沸騰による伝熱促進は、Uehara ら³⁾ や池上ら⁴⁾ が金属粉を伝熱面に溶射したプレート式蒸発器でも示されており、金属粉の溶射は金属粉脱落による周辺機器の破損や加工コストの点で課題を抱えていることは本稿の冒頭で述べた。これに対し、S2 はプレート表面の加工のみで得られる形状のため、溶射で問題となる金属粉の脱落がないうえに、量産性に優れるためにコストアップも最少に抑えられることから、実用性の高い技術といえる。

4.2 質量流束の影響

熱流束および飽和圧力を一定とし、質量流束を変えた場合の乾き度と局所沸騰熱伝達率の関係を図 9 に示す。S1 におけるアンモニアの局所沸騰熱伝達係数は、質量流束の変化に対してほとんど違いがみられなかった。しか

しながら S2 では、低い乾き度でみられる大幅な熱伝達の向上が、質量流束の増加に伴ってより低い乾き度で起こり、沸騰熱伝達係数がわずかながら上昇した。鉛直伝熱面での沸騰では、核沸騰域で伝熱面に集中する気泡が強制対流で排除されることによって伝熱面が除熱されることが一般的に知られている。S2 においては前節で述べたように、気泡発生点の増加によって核沸騰が促進するとともに、質量流束の増加によって気泡の排除が行われ、わずかではあるが伝熱促進が進んだものと考えられる。

むすび＝低熱源温度差発電に適した蒸発器の伝熱促進技術の開発を目的として、圧延プロセスを前提とした量産可能な微細凹凸形状を表面に有するチタンプレートを提案した。また、その微細凹凸形状の伝熱面を持つ蒸発器によって構成する実験装置を製作し、局所沸騰熱伝達率を調べる試験を行った。その結果、提案した微細凹凸形状のプレートは、平滑プレートに比べて約 10～40%の伝熱促進効果があることを確認し、量産適用の可能性を示した。

なお、プレート表面形状による沸騰熱伝達促進の検討において、熱伝達特性とともに重要となる圧力損失については、本実験で使用した蒸発器では流路長さが短いことから測定が困難であった。圧力損失に関する検討は、今回の結果を踏まえて大形の蒸発器を製作後に実施することとし、今後の課題としたい。

参 考 文 献

- 1) E. Djordjevic et al.: Flow boiling of R134a and ammonia in a plate heat exchanger, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.51, No.25-26 (2008), pp. 6235-6242.
- 2) 池上康之ほか：アンモニア水を用いた海洋温度差発電用プレート式蒸発器の性能試験，日本機械学会中国四国支部・九州支部合同企画講演会講演論文集，(2006)，pp.73-74.
- 3) H.Uehara et al.: Shell-and-Plate Type Heat Exchanger for OTEC Plants, *Trans. ASME J. Solar Energy Eng.*, Vol.106, No.3 (1984), pp.286-290.
- 4) 池上康之ほか：ポラス加工した冷凍機用プレート式蒸発器の性能試験，日本伝熱シンポジウム講演論文集，(2000)，pp.825-826.
- 5) 長崎大学工学部機械システム工学科：Single Shot P-PROPATH on Web Page, <http://www2.mech.nagasaki-u.ac.jp/PROPATH/p-propath.html>, [2006-04 参照].