

||||| 原著論文 |||||

フィン間狭あい流路内強制流動沸騰を利用した高熱流束・ 大面積冷却システムの研究開発（重力方向の影響）

三浦 進一・芳井 晋作・新本 康久・大田 治彦

Development of Cooling System for a Large Area under High Heat Flux Conditions by Using Flow Boiling in Fin Spacing Narrow Channels (Effect of Gravitational Direction)

Shinichi MIURA, Shinsaku YOSHII, Yasuhisa SHINMOTO and Haruhiko OHTA

Abstract

Cooling technology becomes more important by the increase of heat generation density from semiconductors densely integrated. Boiling two-phase flow is one of the effective methods because of its high heat removal ability. When two-phase flow is used under microgravity conditions, it gives valuable information to clarify the effect of gravitational direction on ground. The cooling system by using flow boiling in fin spacing narrow channels is developed for practical application of large area cooling under high heat flux conditions. The cooling system realizes the increase in critical heat flux by an enlarged heating area of fin structures and increase in heat transfer coefficient by the evaporation of thin liquid film underneath sliding bubbles generated between fins. To evaluate the cooling performance, flow boiling experiments are conducted by using water under low pressure conditions. A narrow channel with heating length of 100 mm and with fin geometries of thickness 1 mm, height 10 mm and gap size 2 mm is employed. Its nominal heating area without fins is 30 mm × 100 mm. To understand the effect of gravitational direction, channel inclination angle is varied to test the upward flow for upward-facing and downward-facing heating surfaces.

Key Words: Flow boiling, Narrow channel, Heat transfer, Gravity, Orientation

記号一覧

A	伝熱面積, m^2	α	熱伝達係数, W/m^2K
G	質量速度, kg/m^2s	ΔT_{sat}	伝熱面過熱度, K
H	フィン高さ, mm	δ	フィン厚さ, mm
k	熱伝導率, W/mK	ϕ	流路傾斜角, deg
L	流路長さ, mm		
P	圧力, Pa	添字	
q_0	付与熱流束, W/m^2	<i>corr</i>	圧力補正值
q_w	伝熱面熱流束, W/m^2	<i>exp</i>	実験値
s	フィン間隙幅, mm	f	フィン間
T_l	流体温度, $^{\circ}C$	in	入口
T_{sat}	飽和温度, $^{\circ}C$		
T_w	伝熱面表面温度, $^{\circ}C$		
u	流速, m/s		
V	流量, l/min		

1. 序 論

近年、電子技術の飛躍的な向上にともない、半導体素子

の大容量化および小型化が進んでいる。これにより高密度に集積された半導体素子からの発熱密度が著しく増大する傾向にあるので、冷却技術をはじめとする熱管理技術はさらに重要となっている。半導体素子を対象とする冷却において従来の空冷方式では冷却性能が限界にきており、液冷方式の採用は近い将来において不可避であると考えられる。さらに冷却能力の高い冷却方式として沸騰・蒸発などの相変化を利用した冷却方式が注目され、沸騰二相流を適用した冷却システムの開発が開始されている。とくに電力変換用の大型半導体素子の冷却では高熱流束・大面積対応の冷却技術が必要不可欠であるが、冷却の難易度はパソコン用の小型半導体素子に比べて著しく高い。これに対して沸騰冷却方式は高性能な冷却技術として大きな可能性を秘めているが、実際に適用される冷却部形状や条件下での熱伝達特性は明らかになっていない。

国際宇宙ステーションをはじめとする宇宙用プラットフォームの大型化にともなって排熱量が飛躍的に増大することになり、さらに宇宙用太陽光発電衛星の一形態としての

レーザー光によるエネルギー伝送方式ではレーザー媒質の冷却が不可避であるので、宇宙でも地上と同様に高熱流束・大面積対応の冷却技術が求められている。沸騰二相流を利用した宇宙用冷却システムは小型軽量化やポンプ動力の低減の利点が見込まれるが、熱伝達特性に与える重力の影響は明らかになっていない。微小重力環境下では浮力の低減により表面張力の影響が顕在化して気泡挙動が大きく異なる。すなわち発生気泡が伝熱面から著しく離脱しにくくなるので、核沸騰熱伝達の熱輸送限界を与える限界熱流束が減少するなどの問題を生じる。

一方、沸騰二相流を利用した冷却システムの応用例として、環境問題緩和の一手段として注目されているハイブリッド自動車への適用が挙げられる。ハイブリッド自動車はエンジンとモータを併用する構造により、2次電池の直流電圧をモータ駆動用の交流電圧に変換もしくはモータが再生する交流電圧を直流電圧に変換する役割を持つインバータが組み込まれており、インバータ部分のスイッチング熱損失による発熱量が大きいと、高熱流束・大面積対応の冷却技術の適用が不可欠である。自動車への適用に際しては、発進や減速および坂道走行が前提であることから重力方向の変化に対する冷却性能の確保が求められる。

今後とくに高熱流束・大面積対応の冷却技術の確立は宇宙のみならず地上においても非常に重要となり、実現可能な構造の一つとして狭あい流路内強制流動沸騰を利用した冷却システムが挙げられる。狭あい流路の長所として限られた冷却部体積に対して冷却面積を拡大できることが挙げられる。しかし狭あい流路内強制流動沸騰では流路形状に制限がない場合と比較して気泡挙動に大きな変化があり、発生気泡の扁平化、気泡合体の促進の結果、熱伝達の促進と劣化の両要素が顕著になるなどの特徴がある。従来、狭あい流路を対象とした核沸騰熱伝達の研究は数多く存在するが、研究者によって採用された沸騰系も多種多様であり、熱伝達特性を定量的かつ統一的に把握することはきわめて困難である。

Fujita ら¹⁾は伝熱面の幅30 mm、長さ30 mm と120 mm、間隙幅0.15 mm–5 mm の矩形断面単一狭あい流路を液体プール中に配置して沸騰実験を行った。この場合、狭あい流路入口における液体流速は流路内のポイド率、すなわち付与熱流束の大きさによって誘起される流れの強さに影響されることになる。大気圧下の水を用いた実験結果により、熱伝達係数は間隙幅の減少にともなって0.6 mm で最大値をとり、熱伝達促進または劣化の両傾向が認められる一方で、限界熱流束は単調に減少することを報告している。Kim ら^{2,3)}は伝熱面積15 mm × 35 mm、間隙幅1 mm–10 mm の矩形断面狭あい流路を液体プール中に配置して沸騰実験を行った。大気圧下の水を用いて伝熱面姿勢を垂直面から下向き面として行った実験から、間隙幅の減少によって限界熱流束が単調に減少するとともに伝熱面が下向き面になるにしたがって限界熱流束が急激に減少することを明

らかにしている。Bonjour ら^{4,5)}は狭あい流路を液体プール中に配置した沸騰実験により間隙幅と圧力が限界熱流束に与える影響を明らかにするとともに、気泡挙動を観察して流動様式マップを作成している。

一方、狭あい流路内強制流動沸騰に関しては、Sudo ら⁶⁾が流路間隙幅2.25 mm と2.80 mm、加熱幅40 mm、加熱長さ375–750 mm の垂直矩形狭あい流路を対象とし、大気圧下の水を用いて質量速度2–600 kg/m²s で実験を行っている。質量速度、入口サブクール度が大きく、加熱長さが短いほど限界熱流束が増大することを報告している。Kureta ら⁷⁾も流路間隙幅0.2–3 mm、加熱幅5–20 mm、加熱長さ50–200 mm の垂直矩形狭あい流路を対象とし、大気圧下の水を用いて質量速度846–15100 kg/m²s で強制流動沸騰実験を行い、同様の傾向を報告している。その中でも限界熱流束に最も影響を与えるのが質量速度であるとし、質量速度を増大させることにより10 MW/m²を超える限界熱流束を達成している。Mishima ら⁸⁾は低質量速度条件下や上昇流のみならず下降流も対象として矩形狭あい流路内強制流動沸騰実験を行った。流路間隙幅2.4 mm、加熱幅30 mm、加熱長さ350 mm、大気圧下の水を用いて上昇流では質量速度0–110 kg/m²s、下降流では7–280 kg/m²s、および入口サブクール度0–88 K に対する実験結果より、上昇流では質量速度の増大により限界熱流束が増大するが入口サブクール度の影響はわずかであり、同一質量速度の下降流では入口サブクール度の影響が大きく、入口サブクール度が大きいほど限界熱流束が増大すると報告している。Zhang ら⁹⁾は狭あい流路の流路傾斜角を水平上向面の0° から45° ごとに増大させ上昇流中の上向き面および下降流中の下向き面を含む315° まで全8方位に変化させて強制流動沸騰時の限界熱流束値を計測した。流路間隙幅2.5 mm、加熱幅5 mm、加熱長さ101.6 mm とし、試験圧力0.138 MPa のFC72を用いた実験より、低流速かつ飽和状態の下降流における限界熱流束は上昇流よりも著しく低く、質量速度を増大させると各流路傾斜角における限界熱流束値の差が小さくなることを報告している。

狭あい流路内強制流動沸騰の半導体素子冷却システムへの応用として、Willingham ら^{10,11)}は半導体の配列を模擬して個々の加熱部寸法10 mm × 10 mm のモジュール9個を離散的に並べた加熱部をもつ垂直矩形狭あい流路を対象とし、FC72を用いて試験圧力0.136 MPa で強制流動沸騰実験を行った。流路間隙幅を2 mm、5 mm、10 mm に変化させ、限界熱流束の最大値が間隙幅5 mm で得られたことに加えて、流速および入口サブクール度を変化させた場合の上流・中流・下流のそれぞれの加熱部における熱伝達特性にも言及している。並列流路を用いた半導体素子冷却システムとして、Qu ら¹²⁾は231 μm × 712 μm のマイクロチャンネルを21本並列配置したヒートシンクを用い、試験圧力0.117 MPa で水の強制流動沸騰の実験を行った。低クオリティ領域では質量速度の増大が熱伝達係数の増大に影響

し、同一質量速度において熱伝達係数はクオリティ増大とともに減少することを報告している。Agostini ら¹³⁾は3.28 mm × 1.47 mm、水力直径2.01 mmの矩形流路を11本の並列に配置してR134aの強制流動沸騰実験を行った。熱伝達係数は通常の円管で得られるものよりも高く、クオリティ0.4程度でドライアウトによる伝熱劣化を生じたと報告している。Hetsroni ら¹⁴⁾はマイクロチャンネルヒートシンク内が沸騰二相流であるときの加熱壁面温度分布を計測し、液単相流の場合と比較した。沸騰二相流では加熱壁面温度がほぼ均一になることを報告している。

以上のように各種沸騰系や条件下で狭あい流路を対象とした核沸騰熱伝達の研究や狭あい流路内強制流動沸騰を応用した半導体素子冷却システムの研究が行われているが、核沸騰支配領域において間隙幅の減少とともに熱伝達係数が増大する領域の存在が確認される一方で、限界熱流束は間隙幅の減少とともに単調減少するという大きな問題が残る。したがって高熱流束・大面積対応の冷却システムを構築するには限界熱流束の増大はもとより、半導体素子の耐熱上限温度以下に冷却するために熱伝達係数の増大を同時に実現させることが課題となる。

著者らのこれまでの研究では、高熱流束・大面積対応の冷却システムを開発するため、補助液体供給用の副流路を持つ狭あい流路コールドプレート構造を考案し、実験によりその効果を確認した¹⁵⁻¹⁹⁾。ここで採用した副流路からの補助液体供給により扁平気泡底部のドライパッチ拡大を効果的に抑制して限界熱流束を飛躍的に増大させることが可能となった。

本報では、高熱流束・大面積対応冷却技術の実機への適用に際して、新たにフィン間狭あい流路内強制流動沸騰を利用した冷却システムを考案し、要素試験によりその性能を評価する。とくに背面副流路付狭あい流路コールドプレート構造からフィン間狭あい流路コールドプレート構造に至る考えを明らかにし、フィン間狭あい流路内強制流動沸騰の熱伝達特性、フィン間狭あい流路内の伝熱面表面温度および流体温度分布について明らかにした結果を述べる。さらに重力方向の影響として流路傾斜角と伝熱面表面温度の関係にも言及する。

2. 高熱流束・大面積対応の冷却システム

2.1 背面副流路付狭あい流路コールドプレート構造とその問題点

狭あい流路内強制流動沸騰を用いて大面積冷却を行う場合、流路流れ方向に長い加熱長さのために下流部においてドライアウトを生じることが予想される。そこで伝熱面に接する加熱主流路の背面に補助給液用の非加熱副流路を配置して加熱主流路の両側部から横断方向へ給液を行う方法によりドライパッチ拡大を効果的に抑制し限界熱流束を増大させる構造をすでに考案している¹⁵⁻¹⁹⁾。このコールドプレートは2つの矩形狭あい流路、すなわち液体および蒸気

流路となる加熱主流路、および加熱主流路の背面に位置して液体のみの流路となる非加熱副流路から構成される。主流路間隙幅は2 mm および 5 mm に変更可能であり、副流路間隙幅は10 mm に固定している。主流路は断熱のために熱伝導率の低い樹脂ブロックによって囲まれており、副流路の液体を一定サブクール度に保つために伝熱面から副流路への直接的な熱進入は極力防止されている。2つの流路の両側面には厚さ2 mm、平均目開き800 μmの多孔質焼結金属板が両流路を連結する透過板として配置されている。これにより主流路の伝熱面上で乾き部が発生しても多孔質焼結金属板を介して所定のサブクール度の液体を副流路から主流路へ供給することを可能にしている。ここでの実験は伝熱面寸法30 mmW × 150 mmLの1セグメントのみで行っているが、並列構造により幅方向への拡大が可能であるので、例えば150 mm × 150 mmのような大面積冷却が実現できる。

Fig. 1 に液体の供給状況を示す。主流路底部の伝熱面上には流れの横断方向に微細なV字溝列の加工が施してある。溝形状は深さ0.5 mm、頂角90 deg、ピッチ1 mmである。副流路から主流路へ供給された液体は、V字溝における気液界面メニスカスの半径が伝熱面の中央部と側部で異なることによって生じる毛細管圧力の差によって伝熱面中央部の扁平気泡底部へ自発的に供給される。この給液の駆動力は扁平気泡が伝熱面積の広範囲を覆う高熱流束状態

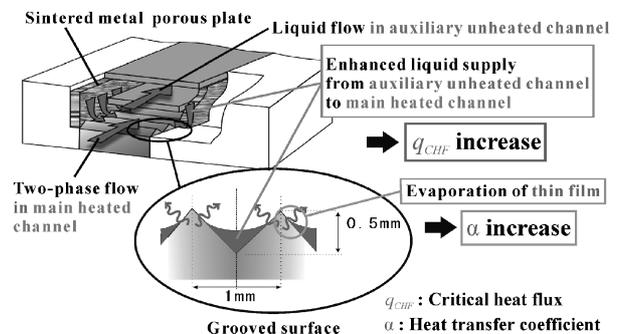


Fig. 1 Additional liquid supply by auxiliary unheated channel.

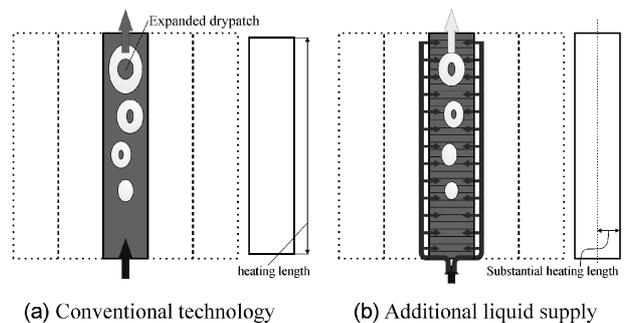


Fig. 2 Decrease in substantial heating length by changing the direction of liquid supply.

においても維持される。V字溝内に供給された液体は溝頂部付近で薄膜化が著しく、熱伝達促進に寄与する。2つの流路はポリカーボネイトで仕切られて並行に配列され、実験中に主流路における沸騰の様相を直接観察することが可能である。Fig. 2は給液方法がドライパッチ抑制に寄与することを加熱長さの違いで示したものである。Fig. 2(a)は従来方式で、流路方向加熱長さが長く、下流部で扁平気泡の合体により底部でのドライパッチの拡大を生じる。一方、Fig. 2(b)では横断方向からの給液により実質的な加熱長さを著しく減少させることが可能であり、下流部においても十分な給液が可能となる結果、低流量でも限界熱流束を増大させることができる。すでに述べたように溝構造による薄膜液蒸発促進効果により高い熱伝達係数を得ることが可能となる。

大気圧近傍で水を試験流体として実験を行った結果、伝熱面の上流端から125 mmの距離にある下流部での限界熱流束は、全流量2.70 l/minにおいて、すなわち主流路間隙幅2 mmでは主流路換算質量速度720 kg/m²sにおいて1.9 × 10⁶ W/m²以上、主流路間隙幅5 mmでは290 kg/m²sにおいて1.7 × 10⁶ W/m²以上という高い値が得られた¹⁹⁾。また全流量一定の条件下で主流路入口・副流路入口流量の分配方法を変化させた実験において、最も高い限界熱流束は主流路間隙幅2 mm, 5 mmともに主流路入口・副流路入口流量分配比1:1の条件で得られたことから、限界熱流束が最大となる最適な流量分配の存在が明らかとなった¹⁹⁾。主流路入口から全流量を供給する場合より高い限界熱流束が得られたことから、背面副流路付狭あい流路コールドプレート構造は限界熱流束の増大のために有効であると結論付けられた。しかし低流量のいくつかの条件では主流路・副流路の並列流路において流動不安定が観察され、両流路間の脈動によりドライパッチの拡大が生じて限界熱流束が減少する現象が観察された。さらに全流量が大きくとも主流路入口流量が少ない場合にも上流部でのドライパッチの拡大が観察されており、バーンアウトは下流部ではなく上流部で発生する事例が認められた^{18,19)}。この傾向には副流路からの給液分布状態が関与しており、限界熱流束に近づいた高熱流束下では気泡発生の発生量が増大し、かつ下流ほど気泡が蓄積するため、主流路での圧力損失が大きくなり、非加熱副流路との圧力差が上流部で小さく下流部で大きくなる結果となる。このため両流路間の圧力差に比例すると考えられる副流路からの給液が下流部で過剰となる一方で上流部にて不足し、バーンアウトが下流部ではなく上流部にて発生したと考えられる。したがってこの状況を回避して限界熱流束を増大させるには、均一な流量分配を実現するか、均一な流量分配を行わずに上流部でのバーンアウトを防止する対策が不可欠である。

流量分配が熱伝達係数に与える影響に関して、最も高い熱伝達係数が得られたのは全流量を副流路から多孔質焼結金属板を介して主流路へ給液する方式であり、主流路間隙

幅2 mmについては全流量2.70 l/min（主流路換算質量速度720 kg/m²s）および熱流束1.5 × 10⁶ W/m²において7.4 × 10⁴ W/m²Kという高い熱伝達係数を得ている¹⁹⁾。しかしながらこの方法では多孔質焼結金属板を通過する流量が多くなると、その流動抵抗により圧力損失が増大するという欠点がある。

以上のように、背面副流路付狭あい流路コールドプレート構造は高熱流束・大面積対応の冷却技術として多くの利点を有するものの、低流量時の並列流路での流動不安定、加熱主流路への不均一な流量分配による限界熱流束の低下、多孔質焼結金属板による給液方式の圧力損失増大などの点において改善が必要であることが明らかとなった。

2.2 フィン間狭あい流路コールドプレート構造の提案

背面副流路付狭あい流路コールドプレート構造で得た知見をもとに、新たな高熱流束・大面積対応の冷却システムを考案した。主な改善点は、並列流路での流動不安定を回避するため流入・流出口を各1ヶ所のみとした流路構造に変更し、さらに多孔質焼結金属板によって給液する方式を通常の単一ダクトにより給液する方式に変更して圧力損失の増大を防止し、フィン間へ均一に流量分配して強制流動沸騰により冷却する構造を考えた。

半導体素子を冷却対象とする場合、半導体の耐熱上限温度を考慮する必要がある。高い限界熱流束と高い熱伝達係数を同時に実現できたとしても、冷却液の飽和温度が半導体素子の耐熱上限温度よりも十分低くなければ冷却システムとして成立しない。仮にSi半導体素子の冷却を対象とし、冷却液に大気圧の純水を用いれば飽和温度が耐熱上限温度を超えてしまうので、減圧により飽和温度を下げる必要がある。この場合には限界熱流束の減少、熱伝達係数の低下が予測されるため、例えばフィンによる伝熱面積の増大による伝熱量の確保が不可欠である。この場合の伝熱量はフィン先端部での温度低下により冷却液との温度差が減少するので、フィンによる伝熱面積増大分がそのまま伝熱量の増大に反映されない。

一般に核沸騰熱伝達では気泡成長および気泡底部の気液挙動により熱伝達特性が決定される。具体的には薄液膜の形成より熱伝達が促進される領域と乾き部の拡大による熱伝達が劣化する部分とが共存し、これらの面積比率が大きく影響する。どちらの現象が支配的であるかは気泡の付着面積によって変化し、気泡成長により付着面積が増大すれば熱伝達促進から劣化に転じることもある。気泡径は圧力が低いほど大きくなり、周囲の冷却液温度が飽和温度よりも低くサブクール度が大きいほど小さくなる。Fig. 3(a)に流路間隙幅に制限がない場合の気泡底部の気液分布の変化状況を示す。気泡成長にともなって薄液膜が占める面積も増大し、熱伝達が促進され核沸騰の熱伝達特性が実現される。気泡成長後半では気泡底部中心部分に乾き部が発生するが、依然として熱伝達促進が支配的である。さらなる気泡成長により熱伝達促進から劣化に転じるか、気泡離脱

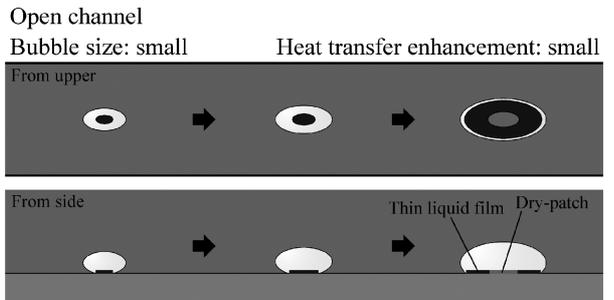
により熱伝達促進のまま同じ過程が繰り返される。これに対して Fig. 3(b)に示すように、狭あい流路構造を採用して間隙幅、流量、熱流束をうまく組み合わせれば、加熱長さ全長にわたって扁平気泡の成長を適切に制御することが可能であり、気泡底部の薄液膜が占める面積を増大させて熱伝達促進効果を最大とすることができる。Fig. 3(c)は気泡成長にともなう熱伝達促進および劣化の変化状況を流路制限の有無で比較したものである。

そこで本研究ではフィン列の間に適度な大きさの扁平気泡を発生・成長させることにより薄液膜蒸発を促進して熱伝達係数を増大させるとともに、フィンの伝熱面積増大による根元の公称面積基準の限界熱流束の増大を目指すフィン間狭あい流路コールドプレート構造を考案した。この構造により低熱流束で発生気泡体積が少なくても間隙幅に大きな制限がない場合よりも大きな熱伝達促進割合となることが期待される。また本研究は実機を試験対象としたので

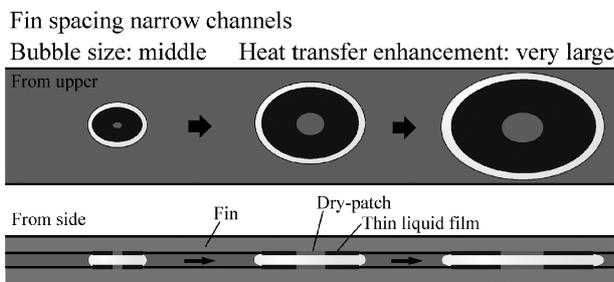
はなく、考案した構造における基本的な熱伝達特性を把握するための要素試験であり、加熱長さとなる流路長さを実機で想定される値よりも大きくとることで下部部での熱伝達劣化の可能性も含めて検証を行う。

3. 実験装置および実験方法

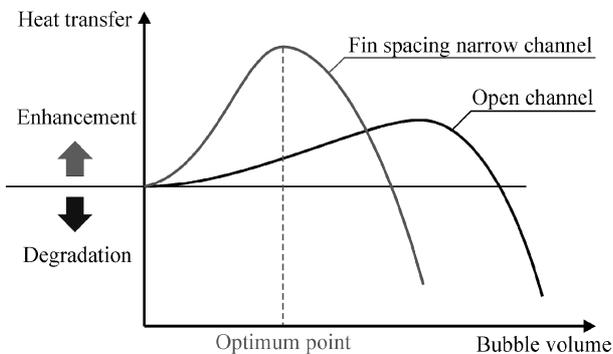
Fig. 4にフィン間狭あい流路コールドプレート構造の概略図を示す。テストセクションは、フィン間狭あい流路を構成するフィン列アルミニウムブロック、加熱銅ブロック、ステンレススチール製流路フランジ、観察用の耐熱ガラス製観察窓から構成される。Fig. 5にフィン間狭あい流路の断面図を示す。フィンの形状は、フィン間隙幅（流路幅） $s=2\text{ mm}$ 、フィン厚さ $\delta=1\text{ mm}$ 、フィン長さ（流路高さ） $H=10\text{ mm}$ 、である。前節に述べたように扁平気泡の大きさを最適化して熱伝達促進効果を大きくするために、実機への適用に際してはフィン間狭あい流路の加熱長さを最適値とする必要がある。そこで流路長さは大きくとって $L=100\text{ mm}$ とし、流路長さ方向の熱伝達係数の分布を調べることとした。またフィン列の幅方向長さは熱伝達特性に関しては二次的な要素となるので、熱損失の値を精度よく見積られる最小値 30 mm とした。したがってフィンによる伝熱面積の増大を考慮しない公称伝熱面積は $30\text{ mmW} \times 100\text{ mmL}$ となる。Fig. 6にフィン間狭あい流路コールドプレート構造の詳細を示す。流路方向の局所熱伝達特性を把握するために加熱銅ブロックが10個のセクションに分



(a) Small heat transfer enhancement by growth of small bubble



(b) Large heat transfer enhancement in fin spacing narrow channels



(c) Qualitative expression for the difference of heat transfer characteristics between narrow and open channels

Fig. 3 Heat transfer enhancement underneath a large flat bubble.

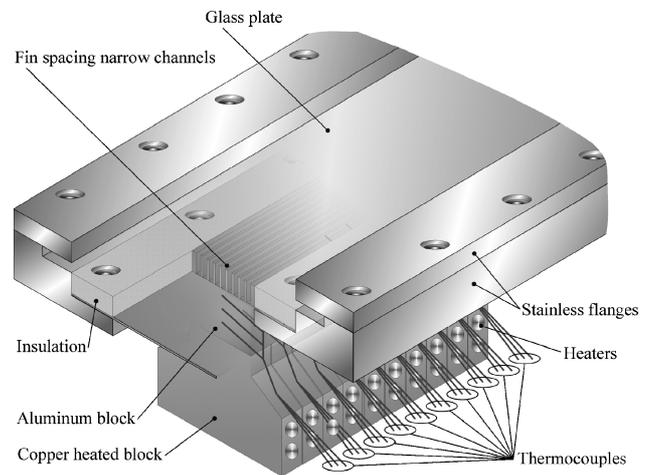


Fig. 4 Structure of fin spacing narrow channels cold plate.

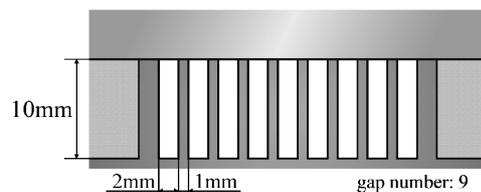


Fig. 5 Dimension of fin spacing narrow channels.

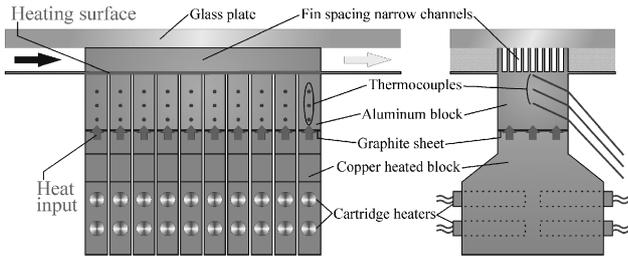


Fig. 6 Structure of fin spacing narrow channels.

割されており、各ブロックへの熱入力独立して行うことが可能である。各セクションの加熱長さは10 mm であるので総加熱長さは100 mm となる。付与熱流束を段階的に増大させてバーンアウトが発生する場合には加熱銅ブロックへの熱入力を停止して加熱長さを短くしてから熱入力を再開し、実験を継続することができる。これにより局所熱伝達係数に加えて限界熱流束とフィン間狭あい流路の加熱長さの関係について明らかにすることができる。フィン列アルミニウムブロック内には熱電対が挿入されており、狭あい流路入口から流路方向に5 mm (Section1)、15 mm (Section2)と10 mm 間隔に95 mm (Section10)の位置で熱伝達特性の評価が可能となっている。各計測位置での熱電対の深さは伝熱面表面となるフィン根元から1.5 mm, 7.5 mm, 13.5 mmの深さに挿入されている。熱流束は各加熱銅ブロックの下部に挿入されている円筒型カートリッジヒータから供給され、熱伝導によりフィン列アルミニウムブロックへと伝えられる。最大付与熱流束は円筒型カートリッジヒータの出力で規定され $1.5 \times 10^6 \text{ W/m}^2$ である。フィン列アルミニウムブロックと加熱銅ブロックの間には熱伝導率の良いグラファイトシートを挟みボルトにより接合することで接触熱抵抗を限りなく小さくし、とくにバーンアウト発生時にヒータ温度の上昇を最小限に留めている。伝熱面熱流束と伝熱面表面温度はフィン列アルミニウムブロック内の温度分布から熱伝導解析により評価されるが、いずれもフィン根元を伝熱面表面位置としている。流体温度計測はテストセクション入口と出口で行われ、熱伝達の評価は各セクションでの熱入力をもとにヒートバランス式により計算される流体温度を用いて行われる。飽和温度に到達してからはテストセクション出口温度を流体温度とするが、テストセクションの入口・出口で別途計測される圧力に対する飽和温度と必要精度内で一致していることを確認している。Fig. 7にテストループの概略図を示す。テストループは冷却部となるテストセクション、凝縮器、気液分離器、ポンプから構成される。その他に流量計や圧力トランスデューサなどの計測機器、入口流体温度を調整するための予熱器を有する。テストセクションへ接続する配管にはフレキシブルチューブを用いることにより、テストセクションの支持方法を変えて流路傾斜角を変更することができる。Fig. 8にフィン間狭あい流路を側面から見た場合

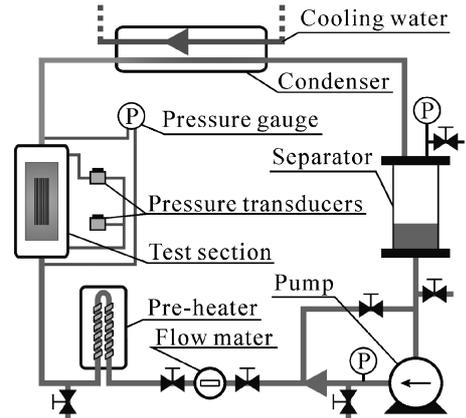


Fig. 7 Outline of test loop.

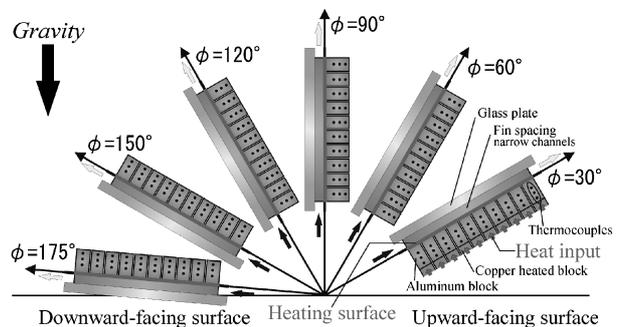


Fig. 8 Channel inclination angle ($\phi = 30, 60, 90, 120, 150, 175^\circ$).

の重力方向と流路傾斜角の関係を示す。これからわかるように、実験は下向き面に対しても行われる。

実験条件は以下のとおりである。試験流体：純水、試験圧力： $P = 0.016 - 0.038 \text{ MPa}$ 、試験ループ：閉ループ密閉構造、伝熱面材質：アルミニウム (A6061)、フィン間隙幅： $s = 2 \text{ mm}$ 、フィン厚さ： $\delta = 1 \text{ mm}$ 、フィン長さ： $H = 10 \text{ mm}$ 、流路長さ： $L = 100 \text{ mm}$ (10 mm \times 10 section)、公称伝熱面積： $30 \text{ mmW} \times 100 \text{ mmL}$ 、伝熱面表面性状：平滑伝熱面、流路姿勢：上昇流、流路傾斜角： $\phi = 30, 60^\circ$ (上向き面)、 $\phi = 90^\circ$ (垂直面)、 $\phi = 120, 150, 175^\circ$ (下向き面)、流量： $V = 0.3, 0.6, 1.2 \text{ l/min}$ 、フィン間入口流速： $u_{f, in} = 0.028, 0.056, 0.111 \text{ m/s}$ 、入口流体温度： $T_{l, in} = 50^\circ\text{C}$ 、付与熱流束： $q_0 = 2.0 \times 10^5 - 1.5 \times 10^6 \text{ W/m}^2$ 。

4. 実験結果および考察

4.1 伝熱面熱流束分布

Fig. 9に伝熱面熱流束分布の一例を示す。ここではフィン間入口流速 $u_{f, in} = 0.028, 0.111 \text{ m/s}$ 、流路傾斜角 $\phi = 90^\circ$ (垂直面上昇流) のみについて示している。なお、バーンアウトを生じたら最上流部セクションへの熱入力を停止し、加熱長さを短くして実験を継続しているため、加熱長さが100 mm ではない条件を含む Fig. 9(a)中には熱入力セク

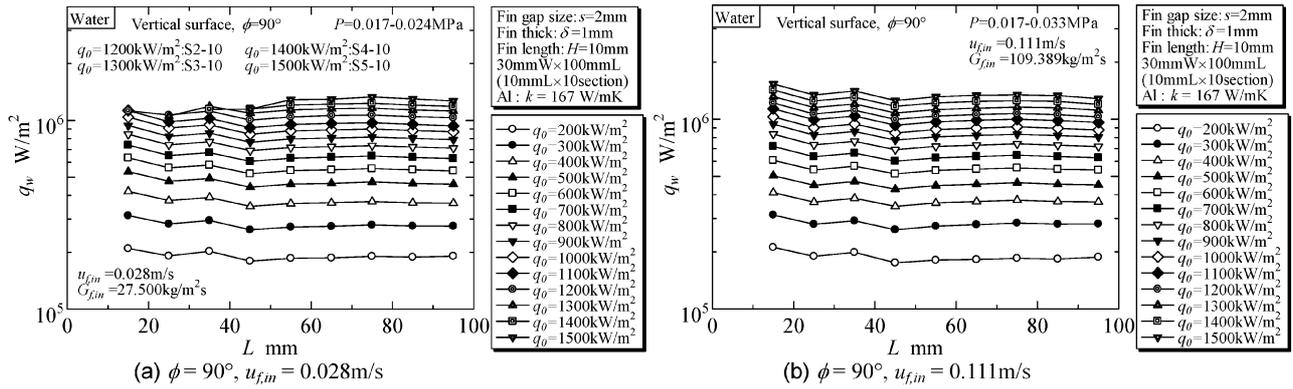


Fig. 9 Measured heat flux distribution on the heating surface.

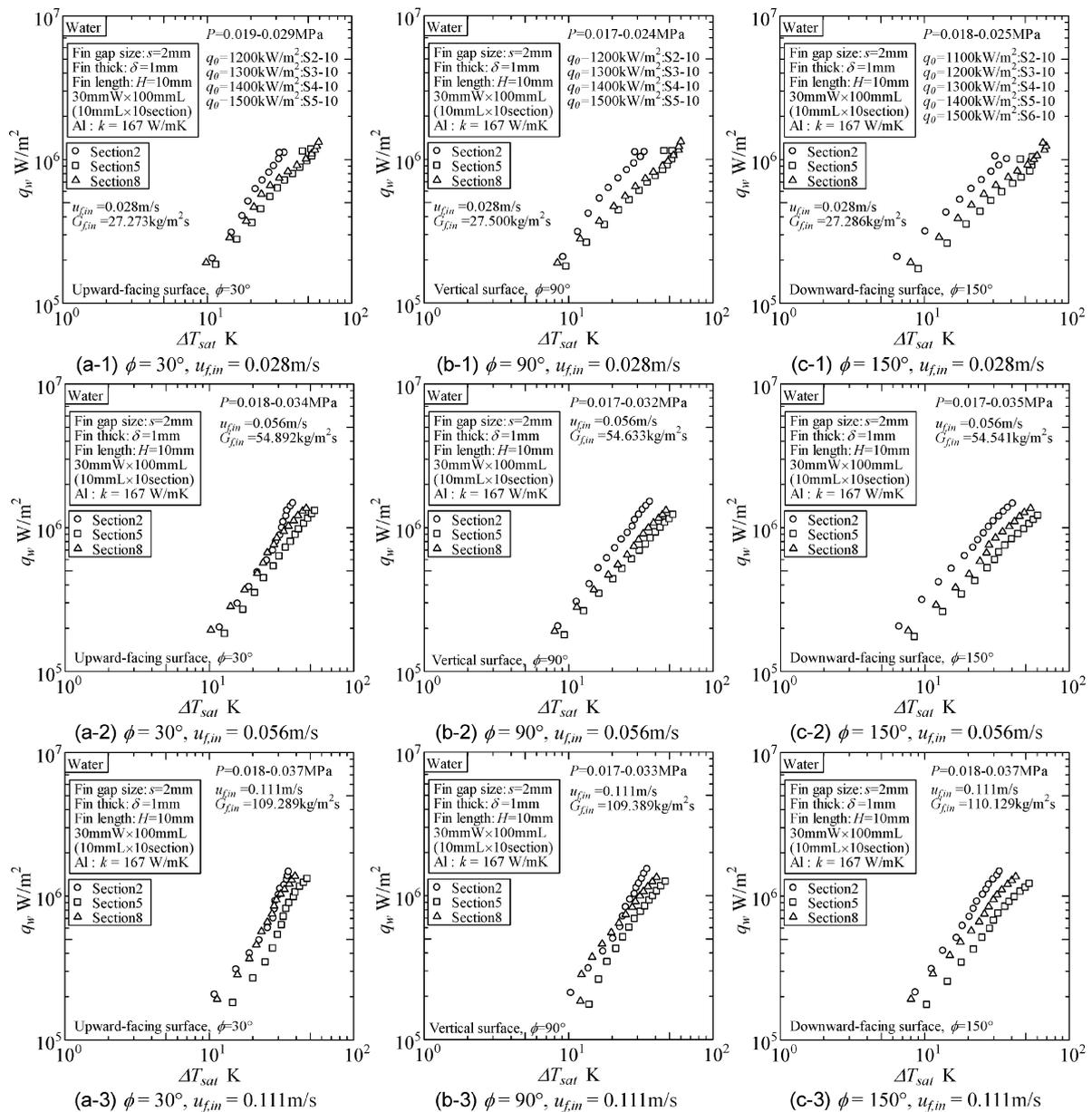


Fig. 10 Boiling curves.

ションを明記している. 計測系の制約により, 最もドライアウトが起りにくい最上流部 Section1 の温度データの計測は行わず, Section2-10 の 9 セクションを対象とした. 伝熱面熱流束分布を見ると, 各セクションへの熱入力が一一定とした加熱条件下では, 流路長さ 100 mm にわたってほぼ均一な伝熱面熱流束となっていることが確認される. フィン間入口流速 $u_{f, in} = 0.028$ m/s では高熱流束条件においてバーンアウトを発生したため熱入力を停止して加熱長さが短くなっており, $u_{f, in} = 0.111$ m/s では熱入力の停止がないことがわかる. したがってフィン間入口流速の増大により限界熱流束の増大が可能であることが本沸騰系に関してもあらためて確認される.

4.2 沸騰曲線

Fig. 10 に沸騰曲線の一例を示す. ここでは流路傾斜角 $\phi = 30, 90, 150^\circ$ のみについて示した. ただし, バーンアウトが発生しても熱入力を停止して加熱長さを短くし, 最大付与熱流束 $q_0 = 1.5 \times 10^6$ W/m² まで加熱を継続しているため, 各沸騰曲線における右端のデータは限界熱流束に対応するものではない. また Fig. 12 (a-1), (b-1), (c-1) のプロット中において最高熱流束付近のデータの伝熱面過熱度が低下する傾向が認められる. これはバーンアウトの発生にともなって当該計測セクションより上流側のセクションへの熱入力を停止したことによる隣接セクションへの熱損失に起因するものである. 一般的に核沸騰熱伝達では, わずかな伝熱面過熱度の増加により熱流束が急激に増大して沸騰曲線の勾配は急峻な立ち上がりとなるが, フィン間狭あい流路内強制流動沸騰ではその特性が見られないという特異な結果となった. この傾向はすべての流路傾斜角で見られ, $u_{f, in} = 0.028, 0.056$ m/s のような低いフィン間入口流速の場合にとくに顕著であり, フィン間入口流速の増大によりわずかながら沸騰曲線の勾配が急峻になっている. また一般的な平板の沸騰曲線では限界熱流束近傍にて勾配がやや緩やかとなりバーンアウトに至るが, 本沸騰系では限界熱流束に比べてはるかに低い熱流束から勾配が緩やかになっているともいえる. フィン間入口流速 $u_{f, in} = 0.056$

m/s において熱入力を停止した条件がないので, $u_{f, in} = 0.111$ m/s では付与熱流束 $q_0 = 1.5 \times 10^6$ W/m² よりもさらに高い限界熱流束を達成していると想定されるが, とくに流路傾斜角 $\phi = 90^\circ, 150^\circ$ では低い熱流束から勾配が緩やかになる傾向が顕著に見られる. 伝熱面過熱度が 50 K を超えて核沸騰領域で考えられる範囲以上になってもバーンアウトに至っていない条件も見られ, この場合フィン根元部分はすでに膜沸騰領域へ遷移していると判断される. すなわち核沸騰を生じているフィン先端への伝熱量を確保するために根元はさらに高温となっており, フィン高さ (流路高さ) 方向に沿って膜沸騰, 遷移沸騰, 核沸騰が共存しているものと考えられる. なおフィン先端方向からの観察ではフィン先端部分での核沸騰による発生気泡に遮られて, フィン根元部分の沸騰挙動は観察不可能であった.

4.3 熱伝達係数

Fig. 11 に熱伝達係数の一例を示す. ここでは $\phi = 30, 90, 150^\circ$, $u_{f, in} = 0.111$ m/s のみについて示した. 沸騰曲線の勾配に急峻な立ち上がりが見られず, ほぼ 45° の勾配となったことからわかるように (沸騰曲線の縦横軸の対数尺長さを同一としている), 核沸騰では一般に熱流束の増大によってともに増大する熱伝達係数が低熱流束から高熱流束条件に至るまであまり変化しないという特異な結果となった. フィン間狭あい流路内の熱伝達メカニズムについては, 複数の熱伝達モードの共存状態を前提として, フィン高さ方向の温度分布との整合性を今後解析する必要がある.

4.4 フィン間狭あい流路内温度分布

Fig. 12 にフィン間狭あい流路内の温度分布として流路長さ 100 mm にわたる伝熱面 (フィン根元) 表面温度分布および流体温度分布の一例を示す. ここでは $u_{f, in} = 0.028, 0.111$ m/s, $\phi = 90^\circ$ のみについて示した. 強制流動沸騰を利用した冷却方式では流体温度が飽和温度に到達するとそれ以上は上昇せず一定に保たれるので, 液単相の強制対流において流路出口付近の流体温度が上昇して伝熱面表面温度が上昇してしまう状況に対する利点となる. 伝熱面表面温

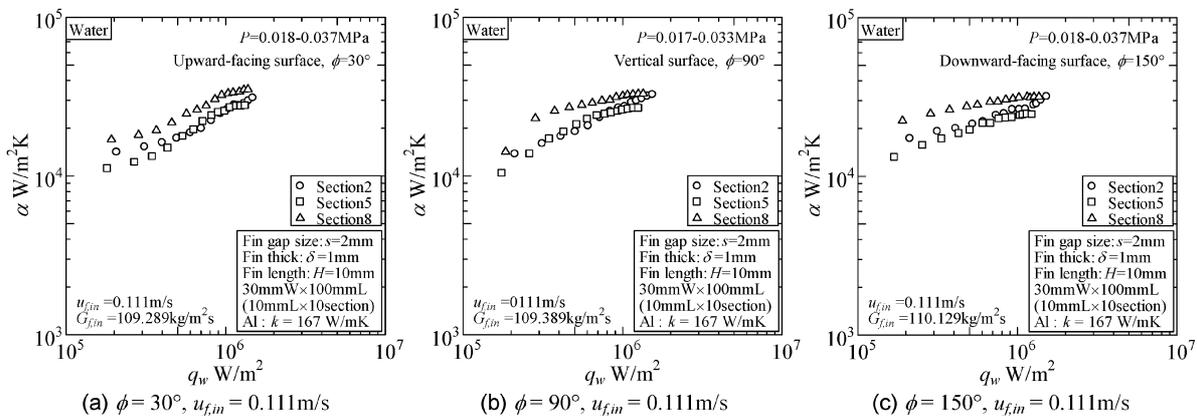


Fig. 11 Heat transfer coefficient.

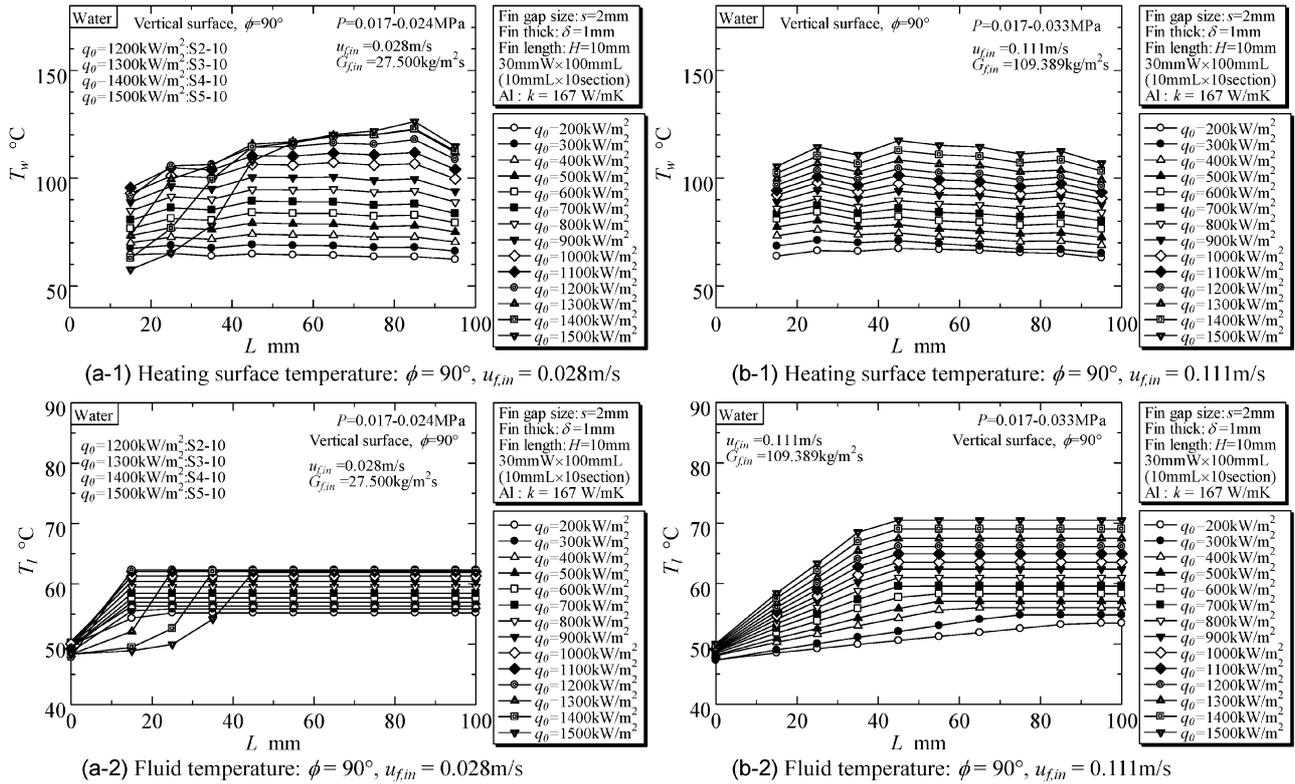


Fig. 12 Temperature distribution in fin spacing narrow channels.

度分布に示されるように、バーンアウトを生じない限り上流部から下流部に至るまではほぼ均一な伝熱面表面温度を実現できることになる。強制流動沸騰を利用した冷却システムは流体温度が上昇して下流部での冷却が厳しくなる液単相の強制対流を利用した冷却システムに比べて、高熱流束・大面積対応の冷却技術として有利であるといえる。さらにフィン間狭い流路コールドプレート構造では通常の矩形流路の場合に比べて、流路内の気液挙動に影響を与えることなく、フィン列数を増加させることによって幅方向への拡張が可能となる。

強制対流の冷却システムとの比較として例えば、伝熱面積 $30\text{mmW} \times 100\text{mmL}$ で熱流束 $7 \times 10^5\text{W/m}^2$ を大気圧下純水の流量 1.2l/min の強制対流で冷却するとき、ヒートバランス式により計算される流体温度上昇は 25K となる。入口流体温度 50°C に 25K を加算すると流路出口では流体温度が 75°C となる。強制対流に必要な伝熱面と流体との温度差は熱流束の増大に比例して大きくなるので、下流部における冷却条件をさらに困難なものとなる。すなわち強制対流では高熱流束・大面積対応のために大きな流量で流速を増大させることにより、熱伝達係数の増大と流路出口付近での流体温度上昇の抑制を同時に行うことが不可欠となる。一方、強制流動沸騰の飽和温度は冷却液の種類と作動圧力により決定されるものであり、流量の大小に影響されない。したがって強制流動沸騰を利用した冷却システムは高熱流束・大面積対応として有利なことに加えて、流

量の低減という点においても利点を持つ。ただし本実験においては当初、飽和温度 65°C 一定での作動を想定していたが、本実験ではテストループの特性により付与熱流束の増大にしたがってテストセクション内部の圧力（飽和圧力）が上昇し、それともなって飽和温度が上昇している。

4.5 流路傾斜角の影響

Fig. 8 に示したように、流路傾斜角を 30° （上向き面）から 175° （下向き面）までの 6 種類（すべて上昇流）に変更することで重力方向の影響を調べる。比較的低温流束でも流体温度が飽和温度に達し、沸騰を生じると考えられるフィン間狭い流路入口より 75mm の位置の Section8 に着目して、重力方向が伝熱面表面温度へ与える影響の評価を行う。本実験では付与熱流束の増大にしたがって圧力が変化し、伝熱面表面温度に影響を及ぼしている。そこで実験で得られた熱伝達係数を特定の飽和圧力における熱伝達係数に補正し、これを用いて統一された飽和圧力に対する伝熱面表面温度を求める。核沸騰熱伝達を規定する主要なパラメータとしては沸騰液体を指定した場合、圧力、伝熱面の表面条件および熱流束の 3 つが挙げられる。このなかで熱伝達係数の熱流束に対する依存性はほぼ確立していると考えてよく、圧力あるいは表面条件が変化した場合でもそのまま適応できることが知られている²⁰⁾。さらに熱物性値の影響を液体固有の定数 α と換算圧力 P/P_c の関数で与えれば、熱伝達係数は次のように表される。

$$\alpha = \bar{\alpha} F(P/P_c) q^{4/5} \quad (1)$$

ここに $\bar{\alpha}$ は臨界定数と分子量から決定され、次元を持つ。圧力の影響は次の関数で与えられる。

$$F(P/P_c) = \frac{(P/P_c)^{0.23}}{[1 - 0.99(P/P_c)]^{0.9}} \quad (2)$$

本実験では大気圧以下の減圧下を対象としており、 $P/P_c < 0.9$ の範囲を十分満たすので、以下の近似が成り立つ。

$$F(P/P_c) = (P/P_c)^{0.23} \quad (3)$$

実験圧力で得られた熱伝達係数より、特定の飽和圧力（飽和温度）における補正後の熱伝達係数を求める。飽和圧力 0.025 MPa（飽和温度 65°C）に対する熱伝達係数は

$$\frac{\alpha_{corr}}{\alpha_{exp}} = \frac{\bar{\alpha}(P_{corr}/P_c)^{0.23} q_{corr}^{4/5}}{\bar{\alpha}(P_{exp}/P_c)^{0.23} q_{exp}^{4/5}} \quad (4)$$

で与えられ、同一熱流束 $q_{corr} = q_{exp}$ では

$$\alpha_{corr} = \alpha_{exp} (P_{corr}/P_{exp})^{0.23} \quad (5)$$

となる。補正後の熱伝達係数により伝熱面熱流束を除いて伝熱面過熱度を求め、飽和温度に加算することで補正後の伝熱面表面温度が得られる。ただし熱流束は補正前と同一である。

$$T_{w,corr} = \frac{q_{corr}}{\alpha_{corr}} + T_{sat,corr} \quad (6)$$

Fig. 13 に $u_{f,in} = 0.028, 0.056, 0.111$ m/s の各場合について

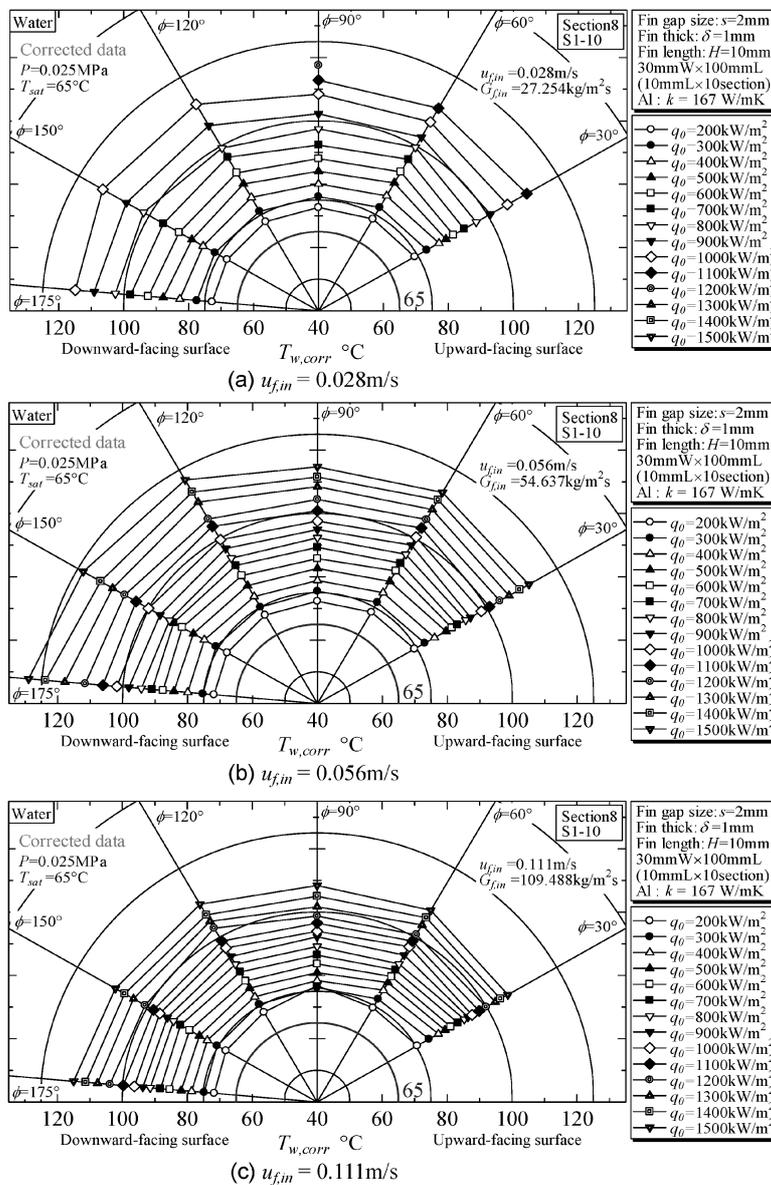


Fig. 13 Effect of channel inclination angle on heating surface temperature.

て、流路傾斜角が伝熱面表面温度に与える影響を示す。半径方向は伝熱面表面温度で中心は40°C、円周方向はそれぞれの流路傾斜角を表す。伝熱面表面温度は飽和温度を65°C一定であるとした上述の圧力補正值により示している。流路傾斜角の違いによる静水圧の影響に関しては、流路長さが短いので高熱流束でボイド発生が著しい条件下を重要視する本実験では無視し得ると考えている。Fig. 15 から明らかのように、同一のフィン間入口流速において伝熱面表面温度はすべての流路傾斜角において同程度となった。高熱流束条件において流路傾斜角 $\phi = 30, 60^\circ$ のような上向き面のほうが $\phi = 120, 150, 175^\circ$ のような下向き面よりわずかに低い伝熱面表面温度となっている傾向が見られるものの、流路傾斜角により伝熱面表面温度が著しく増減しないといえる。したがってフィン間狭あい流路内の熱伝達係数は重力方向により大きな影響を受けないといえるので、これを利用した冷却システムは、宇宙用電子機器のように微小重力環境下や自動車の発進・減速および坂道走行のような重力方向の変化を前提とした対象に対しても十分適用できると予測される。またこれら以外の適用についても冷却システムの設置姿勢に自由度があるといえる。一方、限界熱流束には流路傾斜角が大きく影響を与え、流路傾斜角 90° （垂直上昇流）に近いほど高い限界熱流束となる結果が得られた。Fig. 15 には Section1 から Section10 までのすべてに熱入力した場合（加熱長さ100 mm）のデータのみをプロットしており、バーンアウトが生じ加熱長さを短くした後のデータはプロットしていない。発生気泡に作用する流路出口方向の重力ベクトルが小さく、下向き面を対象とした流路傾斜角 $\phi = 175^\circ$ の場合には低い付与熱流束までのデータしかプロットされておらず、最も発生気泡の排出が容易な $\phi = 90^\circ$ では高い付与熱流束までのデータがプロットされていることが確認される。これより限界熱流束を増大させて冷却システムの性能限界を向上させるためには垂直上昇流に近い流路姿勢を採用するのが望ましいといえる。

5. 結 論

高熱流束・大面積対応の冷却システムを開発するために、フィン間狭あい流路コールドプレート構造を考案し、強制流動沸騰実験により熱伝達特性、フィン間狭あい流路内温度分布、重力方向の影響を明らかにした。得られた結論は以下のように要約される。

- (1) フィン間狭あい流路内強制流動沸騰では伝熱面過熱度の増加により熱流束が急激に増大して沸騰曲線の勾配は急峻に立ち上がる一般的な核沸騰熱伝達の傾向は見られなかった。伝熱面過熱度が50 Kを超えてもバーンアウトが生じていない条件も存在したが、この条件ではフィン根元部分はすでに膜沸騰領域へ遷移していると考えられた。
- (2) 熱伝達係数が低熱流束から高熱流束条件に至るまで

ほぼ同程度になるという特異な傾向より、フィン高さ（流路高さ）方向に膜沸騰・遷移沸騰・核沸騰が共存する熱伝達様式となっていると考えられた。すなわち熱流束の増大とともに核沸騰域の熱伝達係数は増大するが、その面積は減少するものと考えられる。

- (3) 強制流動沸騰を利用した冷却方式の利点として流体温度が飽和温度に到達するとそれ以上は上昇せず一定に保たれることが挙げられ、本提案の流路構造においても熱流束一定のもとで加熱長さ全長にわたりほぼ均一な伝熱面表面温度分布が得られることを確認した。流体温度が上昇して下流部での伝熱面表面温度が高くなる強制対流の冷却システムに比べて、高熱流束・大面積対応の冷却技術として有利であるといえる。
- (4) 流路傾斜角が伝熱面表面温度に与える影響を飽和圧力（飽和温度）、フィン間入口流速を揃えて比較した。垂直から水平に近い上昇流までを対象として、伝熱面姿勢を上向きと下向きに変化させて実験を行った結果、伝熱面表面温度はすべての流路傾斜角において同程度という結果となった。本研究で対象としたフィン間狭あい流路内の熱伝達特性は重力方向に大きな影響を受けないことが確認され、適用範囲の拡大が見込まれた。
- (5) 限界熱流束には流路傾斜角が大きな影響を与え、流路傾斜角が 90° （垂直上昇流）に近いほど高い限界熱流束が得られた。限界熱流束を増大させて冷却システムの性能限界を向上させるためには本提案の沸騰系においても垂直上昇流に近い流路姿勢を採用するほうが望ましいといえる。

参 考 文 献

- 1) Y. Fujita, H. Ohta, S. Uchida and K. Nishikawa: Nucleate boiling heat transfer and critical heat flux in narrow space between rectangular surfaces, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **31** (1988) 229-239.
- 2) Y. H. Kim and K. Y. Suh: One-dimensional critical heat flux concerning surface orientation and gap size effects, *Nuclear Engineering and Design*, **226** (2003) 277-292.
- 3) Y. H. Kim, S. J. Kim, J. J. Kim, S. W. Noh, K. Y. Suh, J. L. Rempe, F. B. Cheung and S. B. Kim: Visualization of boiling phenomena in inclined rectangular gap, *International Journal of Multiphase Flow*, **31** (2005) 618-642.
- 4) J. Bonjour and M. Lallemand: Effects of confinement and pressure on critical heat flux during natural convective boiling in vertical channels, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, **24** (1997) 191-200.
- 5) J. Bonjour and M. Lallemand: Flow patterns during boiling in a narrow space between two vertical surfaces, *International Journal of Multiphase Flow*, **24** (1998) 947-960.
- 6) Y. Sudo and M. Kaminaga: A CHF characteristic for downward flow in a narrow vertical rectangular channel heated from both sides, *International Journal of Multiphase Flow*, **15** (1989) 755-766.
- 7) M. Kureta and H. Akimoto: Critical heat flux correlation for subcooled boiling flow in narrow channels, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **45** (2002) 4107-4115.

- 8) K. Mishima and H. Nishihara: The effect of flow direction and magnitude on CHF for low pressure water in thin rectangular channels, *Nuclear Engineering and Design*, **86** (1985) 165–181.
- 9) Hui. Zhang, I. Mudawar and M. M. Hasan: Experimental assessment of the effects of body force, surface tension force, and inertia on flow boiling CHF, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **45** (2002) 4079–4095.
- 10) T. C. Willingham and I. Mudawar: Channel height effects on forced-convection boiling and critical heat flux from a linear array of discrete heat sources, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **35** (1992) 1865–1880.
- 11) T. C. Willingham and I. Mudawar: Forced-convection boiling and critical heat flux from a linear array of discrete heat sources, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **35** (1992) 2879–2890.
- 12) W. Qu and I. Mudawar: Flow boiling heat transfer in two-phase micro-channel heat sinks-I. Experimental investigation and assessment of correlation methods, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **46** (2003) 2755–2771.
- 13) B. Agostini and A. Bontemps: Vertical flow boiling of refrigerant R134a in small channels, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, **26** (2005) 296–306.
- 14) G. Hetsroni, A. Mosyak, Z. Segal and G. Ziskind: A uniform temperature heat sink for cooling of electronic devices, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **45** (2002) 3275–3286.
- 15) H. Ohta, Y. Shinmoto, Y. Ishikawa and K. Ariki: High Heat Flux Cooling of Large Areas by Improved Liquid Supply for Flow Boiling in Narrow Channels, 13th International Heat Transfer Conference, CD-ROM, 12pages, 2006.
- 16) Y. Shinmoto, K. Ariki, S. Miura, Y. Inada and H. Ohta: Increase in Critical Heat Flux for Flow Boiling in Devised Narrow Channels with Enhanced Liquid Supply, 6th International Conference on Enhanced, Compact and Ultra-Compact Heat Exchangers: Science, Engineering and Technology, CD-ROM, Paper No. 0059, 2007.
- 17) Y. Inada, S. Miura, Y. Shinmoto and H. Ohta: Development of Heated Narrow Channels with Enhanced Liquid Supply in Forced Convective Boiling, *Journal of The Japan Society of Microgravity Application*, **25** (2008) 321–326.
- 18) S. Miura, Y. Inada, Y. Shinmoto and H. Ohta: Development of High Performance Cooling Devices for Space Application by Using Flow Boiling in Narrow Channels, *Annals of the New York Academy of Sciences, Interdisciplinary Transport Phenomena in Fluid, Thermal, Biological, Materials and Space Sciences*, 192–201, 2009.
- 19) S. Miura, Y. Inada, Y. Shinmoto and H. Ohta: Development of Cooling System for a Large Area at High Heat Flux by Using Flow Boiling in Narrow Channels, 7th International Conference on Nanochannels, Microchannels and Minichannels, CD-ROM, ICNMM 2009–82279, 2009.
- 20) 藤田恭伸, 西川兼康, 大田治彦, 日高澄具: 核沸騰熱伝達に及ぼす表面粗さの影響に関する研究, *日本機械学会論文集*, 48–432, B編, 1982.

(2009年12月12日受理, 2010年1月13日採録)