下向水平面上の膜状凝縮に及ぼす多孔質排液板の影響*

本田 博司**, 野津 滋**, 古川 安航***

Effect of Porous Drainage Strips on Film Condensation
on Downward-Facing Horizontal Surfaces

by Hiroshi HONDA, Shigeru NOZU, and Yasuyuki FURUKAWA

Experimental and analytical studies were made of the effect of fitting porous drainage strips to a surface, on the condensation heat transfer performance of downward-facing horizontal surfaces. A smooth surface and two finned surfaces with and without the porous drainage strips were tested for condensation of R-113 and methanol. For the finned surfaces a marked increase in the average heat transfer coefficient was obtained by use of the porous drainage strip. The maximum values of the augmentation ratios as compared to the smooth surface were 9.0 and 12.2 for R-113 and methanol, respectively. An analytical model was developed for laminar film condensation on a finned surface with the porous drainage strip. The numerical results compared well with the measurements.

Key Words: Phase Change, Film Condensation, Downward-Facing Surfaces, Heat Transfer Augmentation, Porous Drainage Strip

1. 緒 言

水平下向凝縮面は浸漬冷却される電子素子の凝縮面として使用されている。従来の研究⁽¹⁾⁽²⁾によれば、容器の高さを小さく保ち、不凝縮ガスの存在による凝縮伝熱性能の低下を抑えるうえで、凝縮面を液中に浸漬する方式が蒸気空間中に設置する方式よりも有利であるとされている。しかし、体積発熱量の増大にともなって所要凝縮伝熱面積が増大し、浸漬凝縮器の冷却能力を超えることが予想されており、より効果的な冷却法が望まれている⁽³⁾。

一方、蒸気空間中に設置された下向水平面上の膜状凝縮を促進する方法に関する研究も二、三行われている。Markowitz ら⁽⁴⁾は二重溝付面に関する理論解析を行い、平滑面と比較して5倍の伝熱促進率が得られることを予測したが、実験的に得られた伝熱促進率は1.7倍にとどまっている。梁取ら⁽⁵⁾は円形伝熱面について直径の影響を調べ、直径が Taylor instability⁽⁶⁾による臨界波長の2倍の場合に熱伝達係数が最大とな

ることを見いだしている。また、梁取ら⁽⁷⁾は円形伝熱面の下部に多数のガラス製排液板を取付け、平滑面に比較して最高3倍の伝熱促進率を得ている。

著者ら⁽⁸⁾⁽⁹⁾は水平フィン付凝縮管の下端に多孔質排液板を取付けることにより、管下半部のフィン間に保持される凝縮液量を大幅に減少させることができ、これによって高い伝熱促進率が得られることを実験および理論解析によって示した。本研究では水平下向きの平滑面およびローフィン付面について、多孔質排液板の取付けによる凝縮伝熱の促進効果をR-113およびメタノールを用いて実験的に検討する。また、多孔質排液板を取付けたフィン付面上の凝縮に関する理論解析を行い、実験結果と比較する。

記 号

a : 気液界面の曲率 $= 1/r$

b : 多孔質排液板の高さ

F : 多孔質板内の流動に関する量 $= wqv/\rho g L t$

f_x : 重力の x 方向成分を表す関数〔式(2)〕

g : 重力の加速度

h : フィン高さ

K : 透過率

K' : みかけの透過率

* 昭和60年11月13日 第934回講演会において講演、原稿受付 昭和60年4月30日。

** 正員、岡山大学工学部 (〒700 岡山市津島中3-1-1)。

*** 准員、東亜特殊電機(株) (〒562 神戸市兵庫区下沢通5-1-8)。

- L : 凝縮の潜熱
 l : 伝熱面の長さ
 ΔP : 気液の圧力差
 $\Delta P_{\max}$: 毛管限界による最大圧力差〔式(8)〕
 p : フィンピッチ
 q : 投影面積基準熱流束
 r : 気液界面の曲率半径
 r_b : 溝部気液界面の曲率半径
 r_p : 多孔質板の平均有効孔径
 r_t : フィン角部の曲率半径
 s : フィン間隔
 T_s : 飽和温度
 T_w : 伝熱面温度
 T_{wm} : 平均伝熱面温度
 t : 多孔質排液板の厚さ
 v : 凝縮液の速度
 w : 伝熱面の幅
 x : フィン断面にそう座標 (図8)
 x_b : 薄液膜部と厚液膜部の境界
 y : 凝縮液の流路幅
 z : 鉛直下向き座標 (図8)
 α : 投影面積基準平均熱伝達係数
 α_s : 平滑面の平均熱伝達係数
 δ : 液膜厚さ
 ε : 角度 (図8)
 λ : 液の熱伝導率
 ν : 液の動粘度
 ρ : 液の密度
 ρ_v : 蒸気の密度

σ : 表面張力

ϕ : フィンの半頂角

2. 実験装置および実験方法

実験装置は供試流体の自然循環ループと冷却水ループからなっている。その概略を図1(a)に示す。電気加熱ボイラ①で発生した蒸気は過熱器②、蒸気供給管⑥を経てテストセクションに流入する。テストセクションは内径102 mm、長さ300 mmの水平ガラス円筒③とその両端の黄銅製カバー④よりなる容器を貫通して供試凝縮器⑤を取付けた構造になっており、蒸気供給管は供試凝縮器と平行に設置されている。なお、その蒸気孔はガラス円筒の内壁向きに開口している。供試凝縮器で生成した凝縮液は計量ガラス管⑦を経てボイラへもどる。残りの蒸気は補助凝縮器⑧で完全に凝縮する。テストセクション内の圧力はブルドン管精密圧力計⑪(測定範囲 $-10^5 \sim 3 \times 10^5$ Pa, 精度0.15% F.S.)とフォルタン気圧計により測定した。蒸気温度はテストセクション内に挿入したクロメル・アルメルシース熱電対により測定した。冷却水は冷水タンク⑨から循環ポンプ⑩、浮遊式流量計⑫を経て供試凝縮器に入り、供試流体と熱交換を行い、冷水タンクにもどる。なお、供試凝縮器の出入口には水混合室⑬が設けられている。水混合室内の水温は4対直列の銅・コンスタンタン熱電堆により測定した。冷却水温度は冷水装置⑭または再循環ポンプ⑮と加熱器⑯の組合せによって任意の値に調節することができる。

テストセクションの軸直角断面を図1(b)に示す。伝熱面上の凝縮様相を斜め下方から写真撮影した。またフィン付凝縮面については、フィン間の溝部液膜形状を水平方向からベローズを用いて拡大撮影した。

供試伝熱面として銅製の長方形平滑面および2種類の長方形ローフィン付面を使用した。伝熱面の各部寸法を表1に示す。面Aは平滑面、面B、Cはローフィン付面、面AP、BP、CPはそれぞれ面A、B、Cに1枚の多孔質排液板(ニッケルセルメット#5, 平均有効孔径 $r_p=0.43$ mm, 厚さ $t=1.9$ mm, 高さ $b=3.5 \sim 15.0$ mm)を取付けた面である。

(a) 供試流体と冷却水ループの概略

1 Boiler	11 Rotameter
2 Superheater	12 Mixing chamber
3 Glass cylinder	13 Pump
4 End head	14 Heater
5 Test tube	15 Camera
6 Vapor supply tube	16 Stroboscopic lamp
7 Condensate measuring tube	17 Precision pressure gage
8 Auxiliary condenser	18 Vacuum pump
9 Cooling water tank	19 Chilling unit
10 Pump	20 Variable transformer
	21 Voltage stabilizer

図1 実験装置の概略

表1 伝熱面各部の寸法

Surface designation		A, AP	B, BP	C, CP
Fin pitch	p mm	---	1.36	0.61
Fin height	h mm	---	1.47	0.91
Fin spacing	s mm	---	1.06	0.45
Fin half tip angle	ϕ rad	---	0.075	0.093
Radius of curvature at corner of fin tip	r_t mm	---	0.074	0.055
Surface width	w mm	40.0	40.0	40.0
Actual area/Nominal area		1.00	2.95	3.66
Effective length	l mm	360	185	125

面 B, C のフィン断面形状を図 2 に示す。また供試凝縮器の詳細を図 3 に示す。伝熱面は断面の外寸法 $40\text{ mm} \times 6.5\text{ mm}$ の黄銅製ダクトにろう付されており、その内部を冷却水が流れる。ダクトの上面および側面はベークライトブロックで断熱されている。多孔質排水板は伝熱面の長手方向に中心線上に取付けられている。なお、面 A については伝熱面上に直接取付けたが、面 B, C については幅 2 mm 、深さ $1 \sim 1.5\text{ mm}$ のフィン底に達する溝を設け、その中に挿入して固定した。局所壁温を測定するために、図 3 中に示す断面内の中心線上と両端から 5 mm の位置の伝熱面の裏側に長さ約 10 mm の溝を設け、素線径 0.127 mm のテフロン被覆銅・コンスタンタン熱電対を埋め込んでろう付した。素線はダクト壁に設けた小孔を通して冷却水回路の上流側から取り出した。全熱電対および熱電堆の熱起電力はデータ収録システム（デジタルボルトメータの感度 $1\text{ }\mu\text{V}$ 、計測速度毎秒約 3 点）により周期的に 10 回計測し、その平均値を測定値とした。なお、図 3 中の寸法 l_1 と l_2 の値 (mm) は、面 A について 100 と 80、面 B について 46.5 と 46、面 C について 31.5 と 30 である。

供試流体ループの気密および供試流体の脱気には十分な注意を払った。本研究では、過熱器には入力せず、飽和蒸気の実験を行った。テストセクション内の圧力は大気圧よりいく分高めに保った。飽和温度 T_s は R-113 について $325 \sim 327\text{ K}$ 、メタノールについて $343 \sim 346\text{ K}$ であった。伝熱量は冷却水の受熱量からあ

らかじめ検定しておいた伝熱面以外からの受熱量を差引いて求めた。後者の前者に対する割合は R-113 について最大 14% 、メタノールについて最大 6.5% であった。なお、供試凝縮器における冷却水の温度上昇は $0.4 \sim 5.3\text{ K}$ であった。平均伝熱面温度 T_{wm} は 9 箇所の局所壁温の算術平均値に伝熱面の熱伝導補正を行って求めた。なお、フィン付管についてはフィン根元温度を用いた。

3. 実験結果

3.1 凝縮液の挙動 図 4 は面 A と C について多孔質排水板をつけない場合とつけた場合のメタノールの凝縮状態を比較したものである。面 A では伝熱面上にかなり規則性のある液滴の分布が見られ、その生長・離脱が繰返される。面 AP 15 ($b=15\text{ mm}$ 、面を表す記号に続く数値は b の概略の値を示す) では、伝熱面の端部だけで液滴の生長・離脱が見られる。伝熱面中央部の凝縮液は多孔質排水板内へ引き込まれ、その下端から落下する。面 C では伝熱面上の数箇所で液滴の生長・離脱が見られる。これは、凝縮液がフィン間の溝を伝って生長液滴に向かって集まることを示している。なお、液滴の離脱点数は熱流束の増大につれて増加する。面 CP 4 および CP 14 では伝熱面上に液滴が見られず、すべての凝縮液は多孔質板の下端から落下している。

図 5 は面 C と CP について、メタノール凝縮時のフィン間の溝部液膜形状を比較したものである。面 C ($b=0\text{ mm}$) では溝部に凝縮液が充満しており、ほぼ平た

図 2 フィン断面形状

図 3 供試凝縮器の詳細

図 4 凝縮状態の比較 (メタノール)

んな気液界面が形成されている。面 CP では溝部に凹の円弧状気液界面が形成されており、溝部凝縮液の圧力が周囲蒸気圧力より低いことがわかる。そして b が大きいほど界面の曲率半径が小さくなっている。凝縮温度差 $T_s - T_{wm}$ の異なる図 5 (a) と (b) を比較すると、 $T_s - T_{wm}$ の小さい (a) の場合のほうが曲率半径も小さい。なお、面 B と BP についても、また R-113 凝縮時についても同様の現象が観察された。

3.2 熱伝達 図 6 は面 B と BP の平均熱伝達特性を投影面積基準平均熱伝達係数 α と $T_s - T_{wm}$ の関係で示したものである。図 6 中には面 A と AP の結果および $T_s - T_{wm} = 5$ K における各伝熱面の平滑面に対する伝熱促進率 α/α_s の値を比較のために示してある。ここに α_s は面 A の平均熱伝達係数である。そのほか、下向水平面に対する Gerstmann-Griffith⁽¹⁰⁾ の式を破線で示す。また、R-113 に関する図 6 (a) 中には、二重溝付面に関する Markowitz ら⁽⁴⁾ の実験値およびガラス製排液板を取付けた梁取⁽⁷⁾ の実験値のうち α が最大のものをそれぞれ ○ 印と ◇ 印で示してある。

面 AP の伝熱促進率は小さい。面 B は R 113 およびメタノールについて 2.3~2.4 倍の伝熱促進率を示しており、下向水平面についてもフィンによる顕著な伝熱促進効果が見られる。面 BP は面 B よりも高い伝熱促進率を示している。なお、面 BP のうちで * 印を付けた実験値と付けない実験値は、それぞれ伝熱面の両端のフィン断面を蒸気中に露出した場合および断

熱材で覆った場合に対するものである。両者を比較すると、フィン断面を露出した場合の α は断熱材で覆った場合よりも 10~20 % 大きい。これは、フィン断面が露出されると表面張力効果によって両端部近傍の溝部凝縮液量が減少し、有効伝熱面積が増加することによる。図 6 (a) の R-113 では $b=3.5$ mm と $b=8.8$ mm の場合の α に差がみられない。一方、図 6 (b) のメタノールでは $b=3.5$ mm と $b=9.3$ mm の場合の α に顕著な差があり、 $b=9.3$ mm と $b=14.4$ mm の差は小さい。これらの結果から、多孔質排液板の有効高さには上限があり、その最大有効高さはメタノールのほうが大きいことがわかる。また、得られた伝熱促進率の最大値もメタノールのほうが大きい。

図 7 は面 C, CP の平均熱伝達特性を示す。一般的な傾向は面 B, BP の場合と同様であるが、伝熱促進率の値および多孔質排液板の最大有効高さは面 B, BP

(a) $T_s - T_{wm} \approx 2.5$ K (b) $T_s - T_{wm} \approx 25$ K

図 5 溝部液膜形状の比較 (メタノール, 面 C, CP)

(a) R-113

(b) メタノール

* : both ends of fins are not insulated
** : evaluated at $T_s - T_{wm} = 5$ K

図 6 平均熱伝達特性 (面 B, BP)

より大きくなっている。伝熱促進率の最大値は、R-113について9.0、メタノールについて12.2である。なお、面CPについては、伝熱面両端のフィン断面を蒸気中に露出した場合と断熱材で覆った場合の差は認められなかった。

4. 理論解析

多孔質排水板を取付けた長方形の下向水平フィン付面上の層流膜状凝縮を考える。図8に物理モデルおよび座標系を示す。フィンは頂上および側面が平たんで、先端の角部に半径 r_t の円弧部分をもつものとする。多孔質排水板は伝熱面の中心線に設けたフィン底に達する溝の中にはめ込まれている。フィン断面に沿う座標を x とし、その原点をフィン先端の中央にとる。また、鉛直下向座標 z の原点をフィン根元にとる。フィン上の凝縮液は表面張力によりフィン間の溝部へ引き込ま

れる。多孔質排水板の存在により、溝部凝縮液の圧力は蒸気圧より低くなる。フィン間隔 s がTaylor instabilityによる臨界波長 $2\pi[\sigma/g(\rho-\rho_v)]^{1/2}$ より小さければ溝部気液界面は安定であり、凝縮液は溝部を多孔質板に向かって流れ、多孔質板内を流下する。凝縮液は $z=z_1$ で多孔質板からあふれ、その下端から落下する。

フィン上の液膜流のモデルは重力の方向が異なることを除けば、水平フィン付管の場合⁽¹¹⁾と同様である。フィン上の液膜は $0 \leq x \leq x_b$ の薄液膜部と、 $x_b < x$ の厚液膜部に分けることができる。フィン間隔は小さく厚液膜部の気液界面形状は半径 r_b の円弧で近似できるものとする。薄液膜部の液膜厚さ δ に関する基礎式は

$$\frac{1}{3\nu} \frac{d}{dx} \left\{ \left(\rho g f_x - \sigma \frac{da}{dx} \right) \delta^3 \right\} = \frac{\lambda(T_s - T_w)}{\delta L} \quad (1)$$

ここに $g f_x$ は重力の x 方向成分、 $a=1/r$ は気液界面の曲率、 r は気液界面の曲率半径である。 f_x は次式で表される。

$$\left. \begin{aligned} 0 \leq x \leq x_0 \text{ で } f_x &= 0 \\ x_0 \leq x \leq x_t \text{ で } f_x &= -\sin[(x-x_0)/r_t] \\ x_t \leq x \text{ で } f_x &= -\cos \phi \end{aligned} \right\} \quad \cdots (2)$$

また、 a は次式で表される。

$$\left. \begin{aligned} 0 \leq x \leq x_0, x_t \leq x \text{ で } \\ a &= -(d^2\delta/dx^2)/[1+(d\delta/dx)^2]^{3/2} \\ x_0 \leq x \leq x_t \text{ で } \\ a &= [1/r_t + (2/r_t^2 + \delta/r_t^3)\delta \\ &\quad + 2(d\delta/dx)^2/r_t - (1+\delta/r_t)(d^2\delta/dx^2)] / \\ &\quad [(1+\delta/r_t)^2 + (d\delta/dx)^2]^{3/2} \end{aligned} \right\} \quad \cdots (3)$$

境界条件は

$$x=0 \text{ で } d\delta/dx=0, \quad d^3\delta/dx^3=0 \quad \cdots (4)$$

$$x=x_b \text{ で } d\delta/dx=\tan \epsilon, \quad r=-r_b \quad \cdots (5)$$

T_w の分布はフィン内に一次元熱伝導を仮定して求める。

溝にそう凝縮液の流速は小さいので、その圧力降下

(a) R-113

(b) メタノール

** : evaluated at $T_s - T_{wm} = 5 \text{ K}$

図7 平均熱伝達特性 (面C, CP)

図8 物理モデルおよび座標系

は無視できる。したがって、 r_0 は周囲蒸気と $z=z_0$ における多孔質排液板内の凝縮液との圧力差 ΔP と次式によって関係づけられる。

$$\Delta P = \sigma / r_0 \quad \dots\dots\dots (6)$$

多孔質排液板内の液流について前報⁽⁹⁾のモデルを適用すると、 ΔP は次式で与えられる。

$$\Delta P = \int_{z_0}^{z_1} \rho [g - (v/K)v] dz \div \rho g (1 - F/K') \times (z_1 - z_0) \quad \dots\dots\dots (7)$$

ここに K は透過率、 v は凝縮液の流速、 $F = wqv / \rho g Lt$ 、 w は伝熱面の幅、 q は投影面積基準熱流束、 K' は凝縮液が多孔質板内を充滿して流れると仮定した場合のみかけの透過率である。なお、 ΔP は多孔質板の毛管限界によって定まる次式の上限值 $\Delta P_{\max}$ を超えることはない。

$$\Delta P_{\max} = 2\sigma / r_p \quad \dots\dots\dots (8)$$

式(1)の解は $x = x_0$ における境界条件を通じて式(7)、(8)と関係づけられているので、これらの式を連立させて解く必要がある。解法としては、まず x_0 、 ε を仮定し、前報⁽¹¹⁾の解法によって式(1)の解を求める。その際 r_0 は幾何学的条件によって同時に定まる。 ε は x_0 に応じて $\pi/6 \sim \pi/4$ radとした。ついで、次式により q を求める。

$$q = 2 \left[\lambda \int_0^{x_0} [(T_s - T_w) / \delta] dx + Q \right] (1 - t/w) \quad \dots\dots\dots (9)$$

ここに Q は $x > x_0$ の領域の伝熱量であり、一次元熱伝導を仮定して求めた。その値は全伝熱量の8%以下であった。式(9)の q を式(7)に代入すると ΔP が求まる。その際、 K' および $z_1 - z_0$ には $\Delta P < \Delta P_{\max}$ の領域の実験値を用いてあらかじめ定められた値を用いる。この ΔP と式(8)による $\Delta P_{\max}$ の小さいほうが実際の圧力差になる。この値は前述の r_0 を式(6)に代入して求まる ΔP の値と一致しないので、最初に仮定した x_0 を修正し、式(6)と式(7)、(8)による ΔP が 10^{-4} 以内で一致するまで計算を繰返す。この計算法をMethod Aと呼ぶことにする。

上述の方法とは別に、実験的に求められた r_0 の値を用いて式(1)を解くこともできる。この場合にも x_0 を仮定して式(1)を解き、その解から定まる r_0 が実験値と一致するまで反復計算を行う必要がある。この計算法をMethod Bと呼ぶことにする。5章では、実験結果との比較により理論の検証を行う。

5. 実験と理論の比較

図9は面CPについて圧力差 ΔP の熱流束 q によ

る変化を $\Delta P / \rho g$ 対 F の関係で示したものである。ここに、 ΔP は図4に示すような溝部気液界面の写真から r_0 を読み取り、これを式(6)に代入して求めた。図9中には式(8)による $\Delta P_{\max}$ を用いた $\Delta P_{\max} / \rho g$ の値を一点鎖線で示してある。また実線は式(7)に前報⁽⁹⁾において求めた供試多孔質排液板に対する K' の値 $1.7 \times 10^{-9} \text{ m}^2$ と $z_1 - z_0 = b$ を代入したときの ΔP の値を示す。メタノールの実験値は $F=0$ の場合を除いて一点鎖線と実線の小さいほうによく合っているといえよう。R-113についても、 F が大きい2点を除けば実験値と理論値の一致は良好である。一方、面BPについては実験値のほうが理論値より小さく、 b が大きいほど両者の差が大きくなった。両者の比はメタノールについて0.29~0.81、R-113について0.28~0.45であった。この面BPとCPの相違は、多孔質板の平均有効孔径とフィン間隔の大小関係(面BPでは $s \approx 2.5 r_p$ 、面CPでは $s \approx r_p$)によると考えられるが、詳細については明らかでない。しかし、溝部気液界面の圧力差を定める r_0 の値は s が小さいほど小さい値をとり得るから、前述の $z_1 - z_0 = b$ なる関係は少なくとも $s \leq r_p$ の場合について成り立つと考えられる。

図6、7中には上述の K' および $z_1 - z_0$ の値を用いて計算したMethod Aによる平均熱伝達係数を実線で示している。また、 r_0 の測定を行った実験点についてはMethod Bによる計算値を四角記号で示している。図6の面BPについては、Method A、Bともに実験値との一致があまり良くない。これは上述のように ΔP の実験値と計算値の間に大幅な差があり、また

図9 溝部における気液の圧力差と熱流束の関係

図2のフィン断面写真から明らかなように、フィン先端部の形状が非対称であって、物理モデルとの差が大きいことに原因があると考えられる。

図7の面CPについては、Method A, Bともに実験値と良く合っている。メタノールの $b=14.0\text{ mm}$ については、実線のこう配が $T_s - T_{wm} \div 9\text{ K}$ で変化している。これは、図7の溝部液膜写真から明らかなように、 $T_s - T_{wm}$ による気液界面形状の変化が大きいことに原因がある。Method Bは r_b の測定値を計算に用いるので、原理的にはMethod Aよりも実験値との一致が良いはずであるが、実際にそうになってない。その原因は主として r_b の測定精度が十分でないことによると考えられる。

6. 結 論

下向水平凝縮面に多孔質排液板を取付けることによる伝熱促進効果を実験的、理論的に検討し、次の結論を得た。

(1) 平滑面については多孔質排液板による伝熱促進効果は小さい。

(2) ローフィン付面は平滑面と比較して2~4.5倍の伝熱性能を有する。伝熱促進率の値は、フィンピッチが小さいほど、また、凝縮物質の σ/ρ の値が大きいほど大きい。

(3) ローフィン付面に多孔質排液板を取付けることにより、顕著な伝熱促進効果が得られる。 $T_s - T_{wm}$

$=5\text{ K}$ における伝熱促進率の最大値は R-113 について9.0、メタノールについて12.2であった。

(4) 多孔質排液板を取付けたローフィン付面上の層流膜状凝縮に関する理論解析を行い、 $s \div r_p$ の場合について実験結果と良好な一致を得た。本解析は少なくとも $s \leq r_p$ の場合に適用できると考えられるが、 $s > r_p$ の場合については、多孔質排液板内の液流に関するより一般的なモデルが必要である。

終わりに、本研究は文部省科学研究費補助金一般研究(C)(59550156)により行ったものであることを記し、謝意を表する。

文 献

- (1) Markowitz, A. and Bergles, A. E., *Progress in Heat and Mass Transfer*, 6 (1972), 701, Pergamon.
- (2) Bar-Cohen, A., *Heat Transf. Eng.*, 4-3, 4 (1983), 35.
- (3) Oktay, S., *Proc. 7th Int. Heat Transf. Conf.*, 4 (1982), 113.
- (4) Markowitz, A., ほか2名, *Trans. ASME, Ser. C*, 94-3 (1972), 315.
- (5) 梁取・ほか3名, 機論, 50-454, B (昭59), 1558.
- (6) Taylor, G. I., *Proc. R. Soc. London, Ser. A*, 201 (1950), 192.
- (7) 梁取・ほか3名, 機論, No. 837-2 (昭58), 282.
- (8) 本田・ほか2名, 機論, 49-445, B (昭58), 1937.
- (9) 本田・野津, 機論, 51-470, B (昭60), 掲載予定.
- (10) Gerstmann, J. and Griffith, P., *Int. J. Heat Mass Transf.*, 10-5 (1967), 567.
- (11) 本田・野津, 機論, 51-462, B (昭60), 572.

討 論

〔質問〕 梁取 美智雄

〔(株)日立製作所機械研究所〕

(1) 実験方法について、サーモパイルは起電力も μV オーダで小さく、ノイズの影響を受けやすい。サーミスタを用いると起電力は mV オーダでノイズの影響も少なくなる。この点についてどうお考えか。

(2) 図5の液膜形状はフィン端面から撮影したものと思うが、端面から排液板に向かって液膜はどのように変化するのか。所々に液膜のうねりは無いのか。

(3) また図5より、フィンとして有効な部分はフィン先端のみで、フィン根元部は凝縮液を集めて排液板まで輸送する役目しかしていないように思われる。フィン素材を少なくして経済性を高めるためには、フィン根元部は凝縮液を効率良く送るための空間があればよい。このような観点に立って、フィンのピッチ、高さ、スペースSに最適値があると思うがいかがか。

(4) 1359 ページ左欄3行め、面CPでは、伝熱面の両端の断熱材の有りと無しで差はないのはなぜか。

〔回答〕 (1) ご指摘のとおり、サーミスタのほうがより有効と思われる。しかし、本実験で用いたサーモパイルの熱起電力は約 $160\text{ }\mu\text{V/K}$ であり、測定法、デジタル電圧計の確度などを考慮すると、冷却水温度の測定精度は $\pm 0.04\text{ K}$ 以内と推定されるので、本実験の目的に対しては十分と考えられる。

(2) 観察結果によれば、面BPの両端面を断熱材で覆った場合と、面CPについては、溝部には端面の近くから排液板のごく近くまで溝に沿う方向にほぼ一様な気液界面が形成されており、液膜のうねりは観察されなかった。面BPの両端面を露出した場合については、端面近傍で溝部液深が減少しているのが認められた。

(3) ご指摘のとおり最適なフィン形状が存在する

と考えられる。定量的な評価は今後の課題となるが、その際には、フィン形状に対する質問者のご意見に加えて、多孔質板の特性についても考慮する必要があると考える。

(4) 回答(2)で述べたように、面 CP では伝熱面の両端部近傍の溝部液膜形状が断熱材の有無によって

ほとんど影響を受けなかったことに原因がある。その理由としては、面 C のフィン間隔が面 B に比べて非常に小さいので、溝部液膜の内外に同一の圧力差を生じるに必要な気液界面の変化量も小さく、したがって断熱材の有無による伝熱面の両端部近傍の気液界面形状の差も小さいことが考えられる。

52 巻 473 号, B 編 (昭 61-1) 正誤表

執筆者名	ページ	欄	行	誤	正
大坂英雄ほか	29	図 6	図説	図中, $x/d=80$ における縦軸に $L_x/d \cdots \cdots 2 \sim 4$ $L_y/d \cdots \cdots 0 \sim 4$ $L_z/d \cdots \cdots 2 \sim 6$ を追加	
斎藤彬夫ほか	114	左	15	3・3 実験試料	3・2 実験試料
	//	右	2	3・4 実験方法	3・3 実験方法
岡田昌章ほか	136	右	2	毛細管上昇法	毛管上昇法
	//	右	4	毛管中	毛細管中
斎藤彬夫ほか	145	右	下 8	θ_2	θ'_2
笹口健吾ほか	159	Key Words		Latent Heet Storage	Latent Heat Storage
小林 紘ほか	334	英文概要	2	spectrum	spectral
	341	文献(4)		小林・ほか 3 名	小林・鳥崎
	342	左	下 7	JT 150	JT 15 D
黒沢 敦	346	左	14	噴射角	噴霧角
	347	左	7	粘性力	凝集力
	349	左	22	$C_j = C'_j(a/A)^2 \approx 0.60 \sim 0.62(a/A)^2$	$C_j = C'_j(a/A) \approx 0.60 \sim 0.62(a/A)$
五十嵐 保	363	右	下 5	ϕ_s	θ_s
			下 2	ϕ_s	θ_s
	364	左	下 6	2.94	2.94×10^{-2}
			下 5	1.75	1.75×10^{-2}
			下 4	2.0	2.0×10^{-2}
妹尾泰利ほか	387	右	1	$1 - \frac{\Delta w}{w_0}$	$1 + \frac{\Delta w}{w_0}$
半谷正夫ほか	419	右	下 4	$R_e = Q/\nu$	$R_e = Q/\nu \cdots \cdots (14)$
	424	右	下 9	弁座径の半分	弁座径との差の半分