

高性能沸騰凝縮熱交換技術

High Performance Heat Exchange Technique by Boiling and Condensation

藤 田 恭 伸*・土 方 邦 夫**

Yasunobu Fujita Kunio Hijikata

1. 緒 言

沸騰や凝縮熱伝達は各種熱プラントの作動流体の加熱過程や冷却過程として極めて重要な伝熱様式である。従ってこれらの伝熱性能を何らかの手段によって高めることができれば、熱交換器の小形化あるいは熱交換器の必要温度差の低減につながり、工業上、特に小温度差エネルギーの有効利用上、益するところが極めて大きい。

一般に沸騰や凝縮のような相変化を伴う熱伝達は単相流体の熱伝達に比べてはるかに優れているとよく言われるが、これは天然の良好な伝熱媒体である水の場合におよそ当てはまることであって、作動流体として最近取り上げられつつある有機液体やフロン系媒体などは良好な伝熱媒体とは言えず、これらの流体に対しては沸騰や凝縮伝熱の促進の必要性和意義は大きい。

沸騰や凝縮伝熱の促進法は原理、考え方、方式の点で多種多様であるが、ここでは紙幅の関係で促進法の基本的考え方と高性能沸騰伝熱面及び高性能凝縮面の現状について言及するにとどめる。

2. 沸騰

2.1 沸騰伝熱の促進法

沸騰伝熱の高性能化と言えば、プール沸騰では核沸騰伝熱の促進、強制対流沸騰では熱伝達の促進と限界熱流束の向上を指すのが普通である。一般に核沸騰では他の伝熱過程よりも高い熱伝達係数が得られるが、これは伝熱面過熱度が高い十分発達した核沸騰の場合のことであって、過熱度が低下して十分な核生成が行われなくなると伝熱の優位性もなくなる。従って核沸騰の伝熱促進は特に低過熱度の場合に重視される。

外部動力やエネルギーを要する能動型の促進法とし

*九州大学工学部機械工学科教授

〒812福岡市東区箱崎6-10-1

**東京工業大学工学部機械物理工学科助教

〒152東京都目黒区大岡山2-12-1

ては伝熱面の振動や回転、表面のかき取りや吸い込み、流体振動、電界付与などがある¹⁾。発生蒸気泡の早期除去による伝熱面への液供給の確保に着眼した促進法である。これらは伝熱促進や限界熱流束の向上に有効であるが、実器への応用は特別な場合に限られる。一方、外部エネルギーを要しない受動型¹⁾、伝熱面の微細構造を核生成や核安定性に適合するように改善することに着眼した促進法で、いわゆる伝熱面自体の高性能化を目指している。

2.2 蒸気核の静的安定性

核沸騰の気泡発生には微小ではあるが有限の大きさの核が必要であり、伝熱面上の切り欠きやくぼみなどのいわゆるキャビティに捕獲された蒸気が核となる。図-1はキャビティ形状を理想化したものである²⁾。キャビティ内に取り込まれた蒸気核の気液界面は液体が面を濡らしやすい場合には液側へ向って凸、濡らしにくい場合には凹になるが、界面の曲率半径 R は頂角 2ϕ 、接触角 θ 、界面の位置 y の関数として幾何学的に定まる。そしてこの蒸気泡が均一温度場のなかで力学的平衡状態を保つためには、液体は次式の過熱度が必要である。

$$T_v - T_s = \pm \frac{2\sigma T_s}{\rho_v \Delta h_v R} \quad (1)$$

ここに、 T_s : 飽和温度、 ρ_v : 蒸気密度、 Δh_v : 蒸発熱、 σ : 表面張力であり、複号は界面が液側へ向って凸の場合に“+”、凹の場合に“-”である。図-2は面を濡らしやすい液体について過熱度と界面の位置の関係を示したものである。液体は0.1 MPaのR113、キャビティの開口半径 R_c は50 μm 、固体接触角 θ は15度である。

フロン系媒体、液化ガス、有機液体などは接触角が小さく固体面に濡らしやすい。円錐キャビティ内に捕獲されたこれらの蒸気核の安定性は良くない。すなわち何らかの原因でキャビティの壁温が蒸気核の温度以

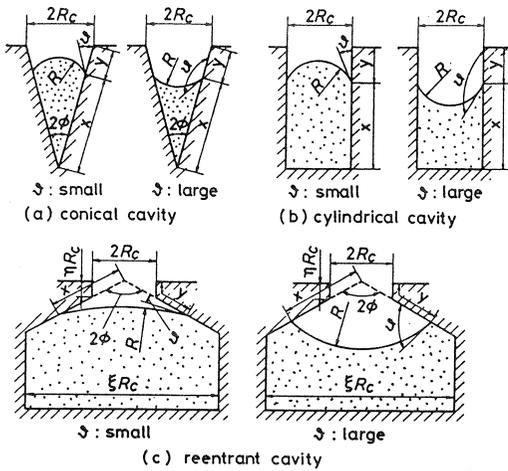


図-1 キャビティ形状とメニスカスの状態

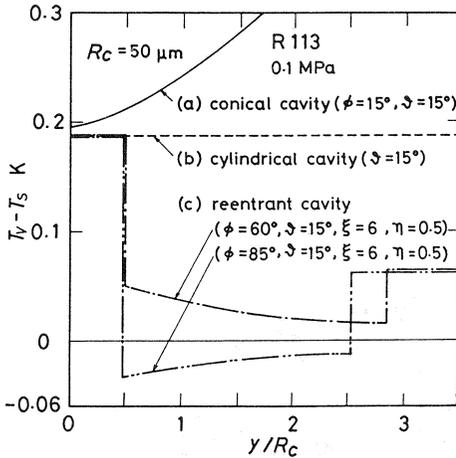


図-2 キャビティに捕獲された蒸気核に対する平衡過熱度(R113, 0.1MPa)

下に低下すると、蒸気は凝縮して界面は内部へと後退を始める。その結果ますます凝縮が助長され、図-2の平衡過熱以上に壁温が回復しなければ、やがて蒸気核は凝縮しつくして不活性核となる。しかしリエントラントなキャビティは蒸気核が凝縮を始めてもやがて安定化する働きがある。特に頂角 2ϕ が 180 度を越えた二重リエントラントキャビティの場合には蒸気核は常に安定で不活性化することはない。

2.3 高性能沸騰伝熱面

蒸気核の静的安定性の考案で明白のように低過熱度での核生成にはリエントラントキャビティが有効であることから、このようなキャビティを高密度で有する微細構造面が高性能沸騰伝熱面として開発されているが、それらは二つに大別される。一つは基材表面に金属の粒子や繊維を層状に焼結、熔射、メッキなどして得られた多孔質層を有する面(図-3a)で、他の一つは表面に機械加工や転造などを施して得られたトンネル構造を有する面(図-3b)である。なおこれらの面では熱流束や伝熱面温度は基材表面やトンネル底面を基準面として定義されている。

図-4は表1の仕様の各微細構造面の伝熱性能を同一の試験装置で測定した結果を示す²⁾。伝熱促進の程度は多孔質層素材の材質、素材粒子や繊維の大きさ、層の厚さ、空隙率、多孔質層と基材間および素材間の結

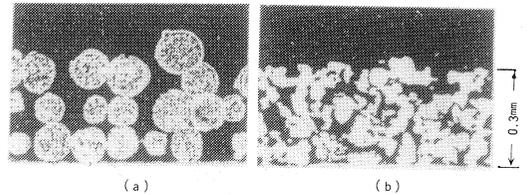


図-3a 多孔質層を有する伝熱面の断面

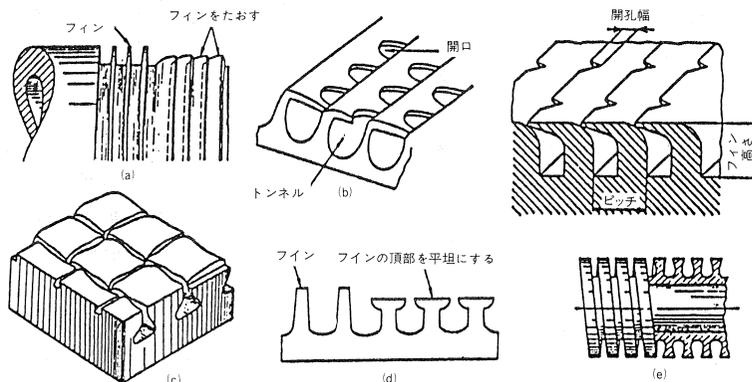


図-3b トンネル構造を有する各種伝熱面

表1 各種高性能沸騰伝熱面の仕様

(a) R113	particle diameter [μm]	layer thickness [mm]	porosity [-]	layer-substrate contact
BA/F/SN 130-0.9	130	0.9	0.82	O
PE/P/WR 150-2.9	150	2.9	0.65	X
BR/P/SN 350-0.94	350	0.94	0.36	O
BR/P/PI 500-10	500	10	0.36	X
CO/P/CO 103-0.38(HF)	78-127	0.38	U.N.	O
CO/P/PL 530-0.53	530	0.53	U.N.	O
CO/P/PL 214-	214	0.43-0.64	U.N.	O
CO/P/PL 115-	115	0.35-0.46	U.N.	O
BR/P/SN 318-	318	U.N.	0.45	O
NK/P/SN 224-2.2	150-297	2.2	0.66	O
CO/-/MA(M6-0.6)	ow:100 fh:0.6	-	-	O
CO/-/MA(TE)	pd:U.N. ph:U.N.	-	-	O

(b) Water	particle diameter [μm]	layer thickness [mm]	porosity [-]	layer-substrate contact
BR/P/SN 350-0.94	350	0.94	0.36	O
ME/P/CO(HF)	U.N.	-0.25	0.5-0.65	O
CO/P/CO 103-038(HF)	78-127	0.38	U.N.	O
CA/P/CO(HF)	U.N.	0.25-0.38	0.6	O
CO/-1MA	-	-	U.N.	O
MO/P/PI 45-	m:40-50	3.2-3.8	U.N.	X
MO/P/PI 35-	M:30-40	3.2-3.8	U.N.	X
CO/M/WR	U.N.	U.N.	U.N.	X
CO/-/MA(M8C-0.6)	-	fh:0.6	-	O
CO/-/MA(TE)	pd:80	ph:0.6	-	O

(A) / (B) / (C)
 (A) BA; Brass
 BR; Bronze
 CA; Copper Alloy
 CO; Copper
 ME; Metal
 MO; Monel
 NK; Nickel
 PE; Polyethylene
 (B) F; Fiber
 M; Mesh
 P; Particle
 (C) CO; Coating
 MA; Mashed
 PI; Piled
 PL; Plated
 SN; Sintered
 WR; Wrapped

U.N.; unknown

fh; fin height
 ow; opening width
 pd; pore diameter
 ph; pore height

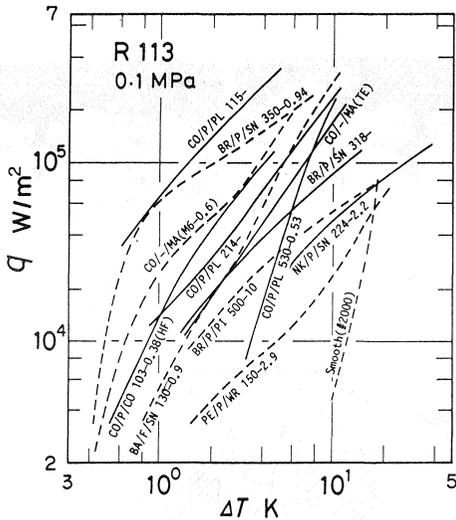


図-4a 高性能沸騰伝熱面の伝熱性能(R113, 大気圧・飽和)

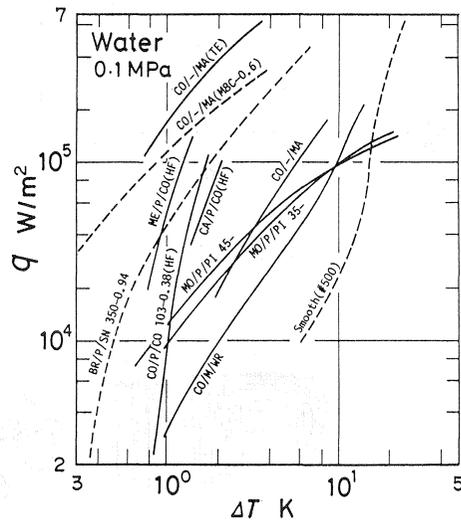


図-4b 高性能沸騰伝熱面の伝熱性能(水, 大気圧・飽和)

合の良否などに依存している。平滑面に比べると同じ熱流束を伝えるのに要する伝熱面過熱度は1桁以上小さくなり得る。また面を濡らしやすいR113には多孔質層を有する面が優れており、R113よりも面を濡ら

しにくい水に対してはトンネル構造の面(MA)が最高の性能を与えている。伝熱性能は液体の種類や表面構造の違いにより複雑に変化しており、表面構造の最適化を図るには、なお一層のデータ収集と分析が必要で

あろう。

2.4 金属粒子多孔質面の伝熱モデル

多孔質層内の熱流は先ず基材表面から粒子に伝わり次いで粒子から表面を覆う液膜を通して空隙内の蒸気泡へ伝達される。金属粒子の伝導抵抗を無視すると、伝熱面過熱度 ΔT は液膜内の温度降下と空隙内の気泡に対する平衡過熱度との和に等しくなり、熱流を一次元と仮定すれば次式で与えられる³⁾。

$$\Delta T = \beta \frac{R_b^2}{\lambda_l} q + \frac{2 \sigma T_s}{\rho_v \Delta h_v R_b} \quad (2)$$

ここに、 λ_l : 液体の熱伝導率、 R_b : 蒸気泡半径、 β : 粒子の配列法と層厚さで定まる幾何学的パラメータである。沸騰曲線の定性的傾向を示したのが図-5であり、傾きは一定ではなく高熱流束では液膜の伝導抵抗が支配的となるために熱伝達係数 α = 一定の直線に漸近し、低熱流束では気泡の平衡過熱度が支配的となるために過熱度 ΔT = 一定の直線に漸近する。このように伝熱性能は熱流束に強く依存するばかりでなく、液体の種類や系圧力にも敏感である。これは多孔質面が一つの条件下で優れた性能を示したとしても、他の条件下では同程度の伝熱促進が得られるとは限らないことを意味している。

熱伝達係数を最大にする最適粒子径 d_p は

$$d_p = 2 \left(\frac{\lambda_l \sigma T_s}{\theta \rho_v \Delta h_v q} \right)^{1/3} \quad (3)$$

で与えられ、高熱流束及び高圧になるほど小粒子の多孔質層が望ましくなる。また R113 に比べると水の方

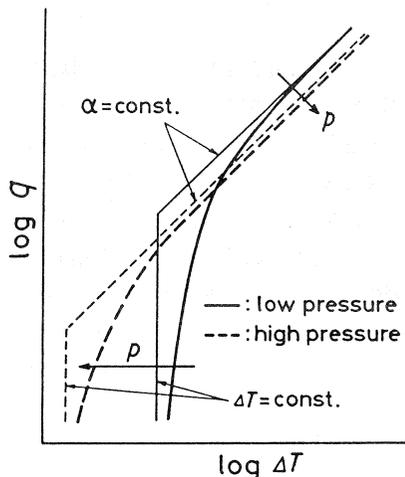


図-5 伝熱性能の定性的傾向

が最適粒子径は大きくなる。

2.5 トンネル構造面の伝熱モデル

トンネル構造面の伝熱促進機構と性能予測を行うために提案された気泡サイクルの動的モデルによれば⁴⁾、トンネル内面での液膜蒸発による圧力形成、トンネル開口部からの気泡離脱による圧力低下、トンネル内への液体の引き込みと内面への拡がりによる液膜形成の各要素過程が周期的に維持される限り、性能向上が期待できる。トンネル開口部の直径 d_o が小さすぎると開口部からの気泡離脱に要する過熱度は過大となり、また d_o が大きすぎるとトンネル内は液で満たされて蒸気核は失われることになる。すなわち伝熱促進には間口径の影響が大きい。図-6は間口径の影響を調べた一例である。R11では d_o の影響は小さいが、水の場合には 0.1 mm 前後に最適間口径が存在する。

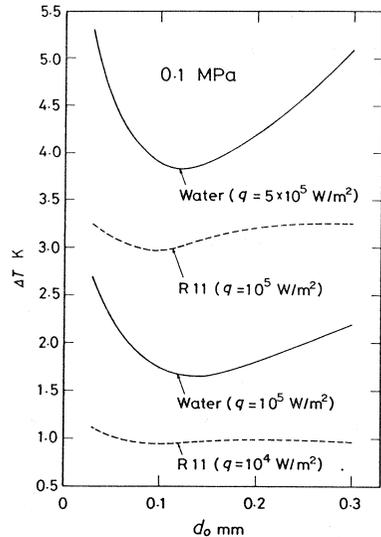


図-6 最適間口径

2.6. まとめ

核沸騰熱伝達の受動的促進法としては無数のリエントラントキャビティを有する微細構造面が極めて有望であり、現状では同一の熱流束を伝達するのに伝熱面過熱度を平滑面の場合より 1桁程度低減することは容易である。しかし高性能化の限界、多種多様な微細構造面の性能推定、さらに最適表面構造の設計には、伝熱促進の可能性をもつ構造面についてのデータの蓄積と伝熱モデルの精密化が必要であり、両者が相まって始めて沸騰熱伝達の促進技術、ひいては高性能沸騰熱交換技術が確立されていくものと期待される。

(藤田恭伸)

3. 高性能凝縮器交換技術

凝縮伝熱は沸騰伝熱に比べ、特に小温度差領域での熱伝達率が高く、排熱、自然エネルギーのような小温度差熱エネルギー利用には適しているといえるが、ヒートポンプなどの有機冷媒を用いたサイクルでは、冷媒の潜熱が小さいためにその伝熱促進が重要になっている。凝縮熱交換には冷却固体面への凝縮と、他の冷却流体への直接触凝縮があるが、本節では前者のみを対象とする。

温度 T_w の鉛直な冷却面へ温度 T_s の飽和蒸気が凝縮する時の熱流束 q は液膜の厚さを δ とすれば、

$$q = mh_{fg} = C \lambda (T_s - T_w) / \delta \quad (4)$$

ここで m は凝縮蒸気の質量流束、 h_{fg} は蒸発潜熱、 λ は凝縮液の熱伝導率、 C は比例定数である。

一方、この液膜を重力により除去する場合、その質量流量 Q は液膜の運動方程式から

$$Q = \rho^2 \delta^3 g / 3 \mu \quad (5)$$

ここで ρ 、 μ は液体の密度と粘性係数、 g は重力加速度である。

式(4)から伝熱促進のためには液膜厚さ δ が薄いほどよいが、式(5)から δ が薄いと凝縮液が流れにくくなりその結果液膜が厚くなって熱伝達率が低下する。両者のバランスから求められる熱伝達率 α がヌセルトの膜状凝縮解であり、 $dQ/dz = m$ と置くことにより、

$$\alpha = [\rho^2 g h_{fg} \lambda^3 C^3 / 4 (T_s - T_w) \mu z]^{1/4} \quad (6)$$

温度差が少なく伝熱面長さ z が短いほど、熱伝達率が高くなる。

このことから凝縮熱伝達率を促進させる方法として

- フィンなどにより伝熱面積を増加させる。
- 蒸气流で液膜を攪拌し、 C の値を増加させる。
- z が小さい、短い伝熱面を用いる。
- 式(4)と(5)の相反する効果を分離するために、伝熱面上に液膜厚さが薄く凝縮しやすい部分と、液膜が厚く流下しやすい部分を作る。

空間的でなく、時間的に d を実現したものが滴状凝縮である。 d による伝熱促進では、凝縮部と液流下部とが異なる位置にあるため、凝縮部で凝縮した液を液流下部まで輸送するための駆動力が必要である。

このために利用できる力は重力、蒸気のせん断力、表面張力および外力である。これらを利用した促進法につき例を挙げて説明する。

3.1 表面張力を利用した伝熱促進

凝縮面上に凹凸を付けると、凸部に凝縮した液の表

面ではその曲率半径は正となり液膜の内圧が表面張力のために飽和蒸気圧より高くなる。一方、凹部では逆に内圧が蒸気圧より低くなって、凝縮液は凸部から凹部に移動する。この時、凸部は液膜が薄くなって凝縮部となり、凹部は液膜が厚く液流下部となる。比較的微細なフィン面では凸部から凹部へ凝縮液が移動しやすい。このような伝熱面では a 、および c の効果も加わるので、非常に性能のよい伝熱面が得られる。

Gregorig⁵⁾ は表面張力を利用した伝熱促進法としてフルテッド管を提案しフィン面上の液膜厚さが一定の時、熱伝達率が最大となると考えたがその根拠は明らかではない。本田ら^{6,7)} は正弦波溝付き管につき、液膜形状がフィン面の形状に等しいとして近似解を求め、いくつかのフィン形状に対し、ヌセルト数(Nu)と $GaPr/H$ (Ga はガリレオ数、 Pr はプラントル数、 H は顕潜熱比) の関係を与えている。

(1) フィン先端の液膜挙動

森ら⁹⁾ はフィン先端の液膜形状が熱伝達率に大きな影響を持つと考え、フィン先端形状の効果を理論的、実験的に解明した。放物線状のフィンを考え、放物座標 (ξ, η) を用いてフィン先端に生ずる数学上の特異点を回避している。 $x = (\xi^2 - \eta^2) / 2$ 、 $y = \xi \eta$ から運動方程式とエネルギー式は、

$$\frac{dp}{d\xi} = \rho g \xi + \frac{\nu}{\sqrt{\xi^2 + \eta^2}} \frac{\partial^2 \mu}{\partial \eta^2}, \quad \frac{\partial^2 T}{\partial \eta^2} = 0 \quad (7)$$

となる。表面張力 σ が存在すると ξ 方向に液膜表面の曲率半径が変化するため圧力差が生じ

$$p = p_s - \frac{\sigma}{\sqrt{\xi^2 + \eta_s^2}} \left[\frac{d^2 \delta_\xi}{d\xi^2} + \frac{\xi}{\xi^2 + \eta_s^2} \frac{d\delta_\xi}{d\xi} - \frac{\eta_s}{\xi^2 + \eta_s^2} \right] \quad (8)$$

右辺のカッコ内は液表面形状 (η_s) の関数であり δ_ξ は ξ 、 η 座標からみた液膜厚さである。式(8)を(7)に代入し、液表面での $q = mh_{fg}$ の関係を利用すると、膜厚 δ_ξ に対する4階の微分方程式が求まる。

フィン先端の対称性と充分下方でヌセルトの解に近づくことを考慮して数値計算を行った結果が図-7である。横軸はフィン先端の曲率半径 r_0 、縦軸はヌセルト解からの熱流束の増加割合、パラメータはフィンの高さ l_b である。R113蒸気で ΔT が 10°C の場合、 $l_b = 1\text{mm}$ の時 r_0 が 1mm では q/q_0 はほぼ1であり表面張力の効果はほとんど現れないが、 $l_b = 0.1\text{mm}$ では4程度の高い伝熱促進率が得られる、それに伴ってフィン先端半径も小さくする必要がある。この関係を鉛直溝付き

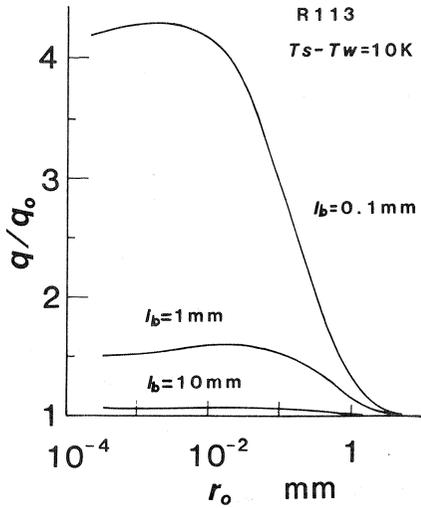


図-7 フィン先端の熱流束

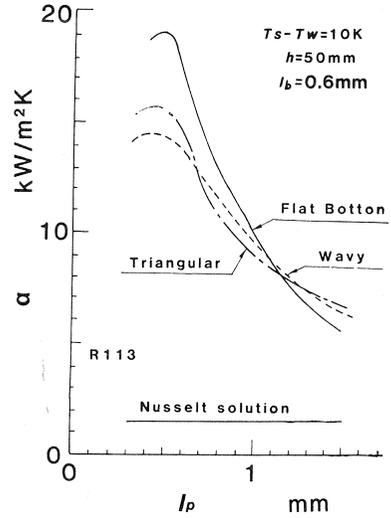


図-8 フィン形状による熱伝達率の相違

フィンに適用するためには式(7)の重力項を無視すればよい。フィン高さが0.1 mm程度の微細フィンでは、液流下部の溝が凝縮液で埋もれてしまうことを考慮するとフィン高さは0.5 から1 mm程度のものが最適と推定される。

(2) 溝底部での液膜の挙動

フィン先端で凝縮した液は鉛直な溝部に沿って流下する。溝内での流れを乱流とすれば、溝形状によらず水力直径を用いてその流動抵抗が計算できる。この観点から溝形状を見ると三角の溝はぬれぶちが長いために液の流下の点では適切でなく、平底の溝は同じ溝巾で多量の液を流しうる利点がある。

溝底部の凝縮液表面の形状は、液内部での圧力が一定であることから円弧形となる。この液膜をフィン先端部の液膜と形状、圧力、流量の連続性を考えて接続すれば任意の高さ断面での流下流量とその流れ方向への増分が計算され、これらを高さ方向に積分することにより、平均熱伝達率が求まる。

伝熱面高さ h を50mm、フィン高さ l_b を0.6 mmと一定に保ちフィンピッチ l_p を変えた場合の三角、円弧、平底フィンの平均凝縮熱伝達率 α の比較を図-8に示す。平底フィンの熱伝達率が最大であり、3者とも l_p の減少と共に熱伝達率が増加し、 l_p が l_b と同程度の所で最大値をとる。 l_p の減少はフィン枚数の増加に相当するので、一旦は熱伝達率が増加するが、極端に l_p が小さくなると溝が凝縮液で埋まり、 α が低下する。平底フィンでは、ヌセルト解の十数倍の伝熱促進がなされている。

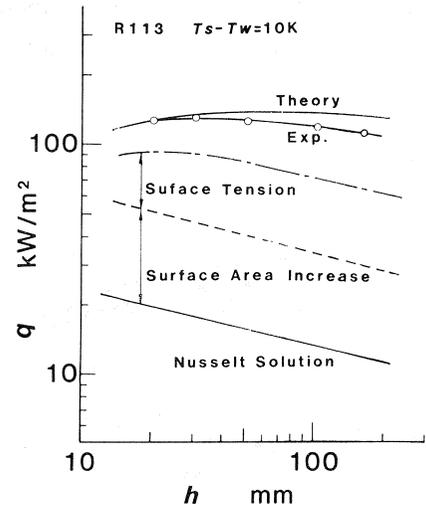


図-9 伝熱面高さの最適値

(3) 凝縮面下端での液の引き上げ効果

溝部を凝縮液で埋もれないように適当な間隔で凝縮液を排除する場合、伝熱面下端では毛細管力により液が溝内に保持され、有効な伝熱面の高さ z_e が実際の伝熱面高さ h より $\sigma/g\rho r_e$ (r_e は溝部での液表面の曲率半径) だけ短くなる。このため伝熱面高さには最適値が存在する。

図-9にフィンピッチ l_p が0.71 mm、フィン高さ l_b が0.89 mmの平底フィンの熱流束 q の理論および実験値が伝熱面高さ h に対し実線と○印で示されている。平底フィンは溝底が広いために、 q の h による変化は緩やかだが $h = 40$ mm程度で最大となる。熱伝達率は裸管の

8倍程度まで増加し、その内訳は伝熱面積の増加が約3倍、フィン先端部での表面張力の効果が2倍、残りはフィンの根元に生じる薄膜部での凝縮によるものである。

このように鉛直溝付き面による凝縮伝熱の促進率は、計算は複雑だが、フィン形状が与えられれば正確にその熱伝達率を見積もることができる。周方向フィンの水平管を用いても同様であるが、この場合は、毛細管効果による液の引き上げ効果がより顕著であり、これを防止する工夫が必要である。

(4) 液排除板の効果

本田らは¹⁰⁾ 水平管下端に鉛直な多孔質の液排除板を取り付け凝縮液を強制的に排除し有効伝熱面の増大を図っている。実験は平滑管(A)と3種類のローフィン管(B-D)とこの歯状フィン管(E)に対しR113とメタノールとで行われた(図-10)。黒塗りで示された液排除板をもつ実験値は排除板のない白抜きの実験値より最大35%高い。これらの実験値は○印の平滑管に比べ6-12倍の熱伝達率となっている。メタノールはR113に比べ毛細管により液が引き上げられ易く液排除板の効果が顕著に現れる。

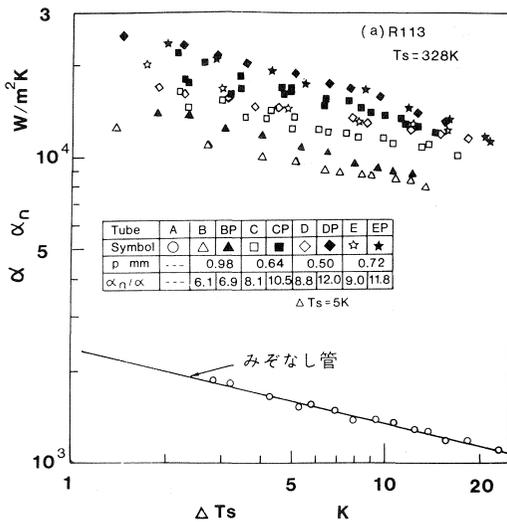


図-10 液除去板の効果

土方ら¹¹⁾ は直径Dの円錐形の微小下向き凝縮面の頂点に下向きに細管を取付け、その管内を凝縮液で満たすことにより、重力によって強制的に伝熱面から液除去を行って凝縮伝熱を向上させた(図-11)。細管の長さが増加するほど熱流束qが増加し、最大3倍程度の伝熱促進が得られる。

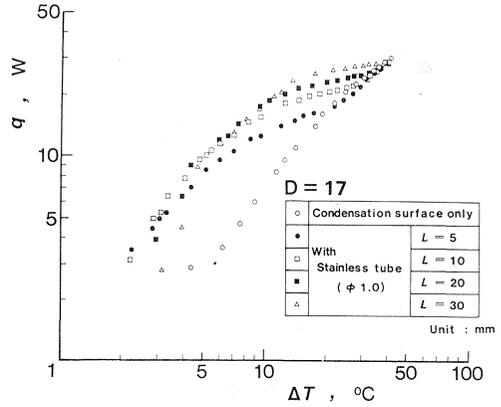


図-11 液引き出し管の効果

3.2 重力を利用した伝熱促進法

重力による液の移動を考え、伝熱管表面にらせん状の微細な溝を設け、そこで凝縮した液をより広い流路断面をもつ鉛直な縦溝に集めて流下させる伝熱促進管¹²⁾は凝縮液を蒸気中に飛散させない利点があるが、素面積を基準で伝熱促進率は5倍程度である。

3.3 外力を利用した伝熱促進法

凝縮液を簡単に移動しうる外力として静電場がある。誘電体の凝縮液に外部から不平等電界をかけると分極電荷が発生し、これが電界から力を受け液体を動かす。また電液界面は両者の誘電率の差による力を受け変形する。例えば水平液面とこれに平行な細線との間に電界を付与すると、液面は盛り上って線電極に達し液柱

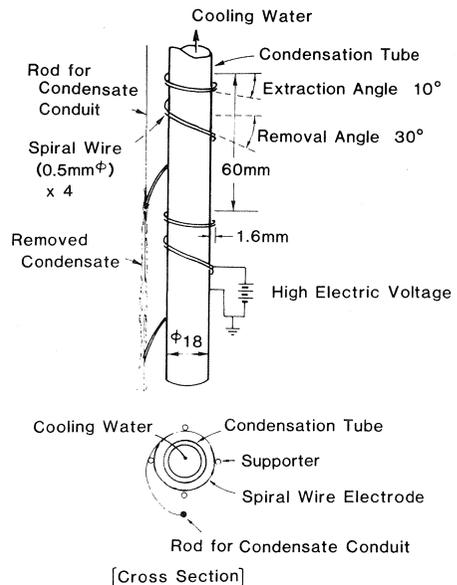


図-12 静電場利用の伝熱促進

が形成される。この原理により平滑な鉛直伝熱面上に薄膜部分と液流下部分を任意の割合で人為的に作る事ができる。図-12は¹³⁾この伝熱管の一例である。鉛直凝縮面の周りにこれと接触しないようにらせん状の電極を設け、そのピッチは下方に行くにつれ広がっている。凝縮液は流下するにつれ加速され、電極最下端で遠心力により凝縮面から除去される。その量は凝縮量の90%を超え、伝熱促進率は約3倍である。この際要した電力量は無視できる程度である。

3.4 蒸気のせん断力を利用した伝熱促進法

これは管内凝縮において、主に b. による伝熱促進として用いられるが同時に d. の効果も併用される。

(1) プレート熱交換器

プレート熱交換器は、仕切り板により区切られた多数の狭い隙間に交互に冷却流体と蒸気を通して凝縮させるもので、流路断面が狭いために蒸気速度が速く、そのせん断力により液膜を攪乱すると共に凝縮液を強制的に除去するものである。仕切り板上に鉛直の微細な溝を設けることにより、実面積基準でも最大10倍程度熱伝達率が促進される¹⁴⁾。

(2) 円管内フィン付き凝縮面

蒸気流のせん断力が重要な場合、管摩擦抵抗の増加についても考慮する必要がある。このための管内フィンは、液膜の運動には影響を与えるが蒸気流の運動への影響が少ない極めて微細なものが望まれる。管内に高さが0.4 mm程度のらせん状のフィンを設け、蒸気流により攪拌し、更に a. と d. の効果をも加えて管摩擦抵抗の増加をもたらすことなく、2倍程度の伝熱促進効果を得たことが報告されている¹⁵⁾。

このようにこの分野での進展もめざましく、最適な性能を有する伝熱管の設計技術の確立も真近いと思われる。

(土方邦夫)

参考文献

- 1) Bergles, A.E.; Enhancement of Heat Transfer, Proc. 6th Int. Heat Transfer Conf., KS-9 (1978), 89~108
- 2) Nishikawa, K. et al.; Augmented Heat Transfer by Nucleate Boiling at Prepared Surfaces, Proc. ASME-JSME Thermal Eng. Joint Conf., Vol. 1 (1983), 387~393.
- 3) O'Neill, P.S. et al.; Novel Heat Exchanger Increases Cascade Cycle efficiency for Natural Gas Liquefaction, Advances, in Crogenic Eng., Vol.17 (1972), 420~437.
- 4) Nakayama, W. et al.; Dynamic Model of Enhanced Boiling Heat Transfer on Porous Surfaces, Trans. ASME, Ser. C, Vol. 102, No. 3 (1980), 445~456.
- 5) Gregorig, R., Angew. Math. Phys. Vol. 5 (1954) 36
- 6) 本田, 藤井; 日本機械学会論文集 44巻 383号 (1978) 2411
- 7) 藤井, 本田; 日本機械学会論文集 45巻 393号 (1979) 740
- 8) Hirasawa, S. et al., Int. J. Heat Mass Trans. Vol. 23 (1980) 1471
- 9) Mori, Y., et al., Trans. ASME, J. of Heat Trans. Vol. 103 (1981) 96
- 10) 本田, ほか 2名; 日本機械学会論文集 49巻 445号 (1983) 9
- 11) 土方, ほか 2名; 第22回日本伝熱シンポジウム講演論文集 (1985)
- 12) Takazawa, H., et al., ASME-JAME Joint Thermal Eng. Conf. Vol. 2 (1983) 269
- 13) 矢部, ほか 5名; 第21回日本伝熱シンポジウム講演論文集 (1984)
- 14) Uehara, H., et al., Trans. of ASME, J. of Solar Energy Eng. Vol. 106 (1984) 287
- 15) 平沢, ほか 2名; 第20回日本伝熱シンポジウム講演論文集 (1983) 274