半径方向に突起を持つ周方向フィンによる凝縮熱伝達促進*

王 世 平^{*1}, 土 方 邦 夫^{*2}

Experimental Study on Condensation Heat Transfer Enhancement by Various Kinds of Integral Finned Tubes

Sing Ping WANG and Kunio HIJIKATA

Condensation on the outer surface of an integral finned tube, Thermoexcel-C, and a finned tube having ridges on the fin surface (called the R-tube) was investigated by using R 113 as a condensing medium. Heat transfer performances including a local heat-transfer coefficient in a circumferential direction were compared. The mean heat-transfer coefficient of the R-tube was 30 %-40 % higher than that of Thermoexcel-C, and two times that of the integral finned tube. Since the ridges on the fin surface of the R-tube enlarged thin condensate film area in the upper part of the tube and promoted a convective heat transfer in the condensate film in the lower part; the heat-transfer performance of the R-tube was the best.

Key Words: Condensation, Heat Transfer Augmentation, Finned Tube, Local Heat Flux, Integral Fin

1. 緒 言

冷凍機, 空調機, 化学プラント, 発電システムのエネルギー関連システムのうち, 特に排熱や小温度差の熱源を用いる場合, 熱効率の向上や凝縮器のコスト低減のために新形の高性能凝縮管の開発が期待されている。

Gregorig⁽¹⁾が1954年に表面張力を利用した凝縮促進機構のモデルを発表して以来, 多くの研究者によって通常のローフィン管⁽²⁾, サーマエクセル管⁽³⁾など水平シェルチューブ形の凝縮管の開発が行われ, 同時にそのような伝熱管の凝縮伝熱促進機構と, そのフィンの最適形状を決定するために多くの研究が行われてきた^{(4)~(8)}。

多くの研究者はフィン先端において液膜厚さが最も薄くなるので, そこでの伝熱機構の解明に重点をおいてきた。何人かの研究者^{(4)~(8)}が溝の底に近い部分にも液膜の薄い部分が存在することを指摘し, その部分での熱伝達が重要であると述べている。このような事実

ためのモデルが提案されている。これら多くのモデルでは液膜の厚い部分での熱伝達と液膜の対流の影響を無視しており, フィン表面の粗さの影響は考慮されていない。

本田ら⁽⁸⁾は壁温の分布を考慮して, 水平凝縮管の周方向に沿った局所熱伝達率分布を計算している。しかし, 多くの実験的研究では平均熱伝達率のみを測定しており, 周方向への局所熱伝達率分布, または壁温分布を測定した実験が見当たらないため, 実験値との比較によるモデルの妥当性の検討がなされていない。

著者の一人である王とその共同研究者らは, 高性能水平凝縮管として, 図1に示すような周方向フィン付き水平管のフィンの両面に半径方向の微小な突起を付けたものを提案し, これをR (idge) 管と名付けている。R管では表面張力により, フィンの先端と, フィン面上に付けた微小な突起(Ridge)の頂部との両方で液膜の厚さが薄くなるため従来の高性能フィン付き管に比べより高性能な凝縮伝熱特性を示すと述べている⁽⁹⁾。また王らは, フィン面上の微小な突起がフィンの溝を流下する凝縮液の運動を乱すために, 凝縮液の対流による伝熱促進効果も無視できないと述べている。また同時に, 厚肉の凝縮管を用い周方向に多くの熱電対を埋め込み壁温の周方向分布を測定することによ

* 平成2年3月10日 東北支部第25期総会講演会において講演, 原稿受付 平成元年5月8日。

^{*1} 華南工学院 (中華人民共和国広州市)。

^{*2} 正員, 東京工業大学 (〒152 東京都目黒区大岡山2-12-1)。

り、凝縮熱伝達率、および熱流束の局所値を決定する方法を提案し、その精度を実験的に検討している⁽¹¹⁾。

本研究では、王らによる局所熱流束の測定手法⁽¹¹⁾を用い、R管の伝熱特性を明らかにするとともに、平滑管、ローフィン管、サーモエクセル管についても同様の実験を行って、それらの凝縮熱伝性能を比較し、またその凝縮促進機構について検討することを目的としている。

2. 実験装置と方法

実験装置は文献⁽¹²⁾のものとはほぼ同じであり、その概要を図2に示す。実験は凝縮状態が観察できるよう容器の4面に大きなプラスチック製の窓を持つステンレス製密閉容器内で行った。容器下部に取付けられたヒータにより発生した飽和蒸気は、内部を冷却水で冷やされた水平管外で凝縮する。冷却水の温度上昇は冷却管の入口、出口に取付けられた熱電対で、流量はオーバル流量計で測定した。これらの値から測定した熱量

図1 R管のフィン形状

図2 実験装置の概要

と、凝縮量の直接測定から求めた値とは5%以内で一致したので、データの整理には冷却水の温度上昇から求めた値を用いた。

実験を行う前に、容器内の空気とR113蒸気を真空ポンプで排気してからR113の液体を注入し、ヒータで加熱して蒸気を発生させた。しかし初めての蒸気発生時には蒸気中に不凝縮ガスが含まれているので、発生した蒸気を密閉容器に連結して取付けた第2凝縮器で凝縮させることにより、除去した。この方法により、不凝縮ガスによる影響は無視できる程度となった。なお、蒸気中に含まれる水蒸気の完全な除去はこの方法では困難なので、容器内に五酸化リンを入れ、これと反応させて除去した。

凝縮管への熱流束の周方向分布を決定するために凝縮管の周方向温度分布を測定した。すなわち凝縮管の一端から直径1.8 mm 深さ18 mmの八つ穴を周方向に一定の間隔で管壁の中央部分に明け、これに銅-コンスタンタン熱電対を埋め込んで測定した。冷却水側の熱伝達率 h_c を一定と仮定し、測定された8点の温度から管壁内の周方向の熱伝導の影響を考慮して、管外の熱流束分布、管外壁面の温度分布を求める。ただし、冷却水の熱伝達率は、計算された平均熱流束が測定された平均熱流束と一致するように定めた。これらの詳細な計算法については、文献⁽¹¹⁾に記述されているのでここでは省略する。

一例として、図3にR管での測定された周方向温度分布と、この値を用いて計算した管の外壁、および内壁の温度分布を示す。管の上端部が $\theta=0^\circ$ で、下端が 180° である。この場合蒸気側の平均温度差が約 10°C であるのに対し、管壁の周方向に 5°C 程度の温度分布があることがわかる。無論この周方向分布は冷却側の熱伝達率が大きくなればなるほど減少するが、高性能凝縮管ほど、周方向分布を無視できない。また $\theta=$

図3 R管の管壁温度分布の計算例

180°Cの最下端点近傍では、管外壁の温度が管壁内温度とほぼ等しいが、これは管外壁面に凝縮液がたまって熱伝達がほとんど行われないためである。

実験には、平滑管、ローフィン管、2種類のサーモエクセル管、およびR管の5種類の伝熱管を用いた。それらのフィン寸法は表1に示してある。表面張力のために凝縮管の下部に保持される凝縮液が熱伝達に及ぼす影響を明らかにするために、いくつかの場合に液除去板を取付けて実験を行った。これらの伝熱管の平均熱伝達率を比較するために、伝熱面の代表面積としてフィンによる面積増加を考慮せずフィンの根元の半径から計算される値を用いている。

3. 実験結果

3.1 平滑管の結果 実験の測定系と周方向の表面温度の精度を明らかにするために、平滑管を用いた実験を行った。図4に平滑管の平均熱伝達率の実験値が示されている。実験値と水平円管周りのヌッセルトの理論値との差は2.5%以内である。

平滑管への凝縮時における周方向への局所熱流束が図5に示されている。図5中の実線、二点鎖線、破線はそれぞれヌッセルト解を数値計算⁽¹³⁾により求めたものである。ヌッセルト理論では壁温を一定として取扱っているが、ここでは管内の熱伝導方程式を解くことにより周方向の熱伝導も考慮している。

境界条件として冷却水の熱伝達率 h_c を一定値で与え、凝縮側の熱伝達率 h_{loc} を管壁中心部の温度が測定値と一致するように定める。

図5において、凝縮管の上部($0^\circ < \theta < 120^\circ$)では、実験値は理論値と非常に良く一致していることがわかる。しかし下部($120^\circ < \theta < 180^\circ$)では両者に多少の差が見られる。この差の原因は次のように考えられる。

ヌッセルト理論では凝縮液は冷却管の下端まで連続的に流下するとしている。しかし、実際の小温度差の

平滑管における凝縮液の流れは非常に少量のため下端部で連続的に流下せず、表面張力のために保持され、ときどき液滴となって落下する。このため、管下端部の膜厚は平均的には理論値より厚く、熱伝達率は理論値より小さくなる。この現象は $\Delta T_m = 19.87^\circ\text{C}$ の結果に良く現れている。しかし温度差が増加して凝縮液量が増すと、液滴落下の周期が増すとともに、それに伴って管下端部で目に見える程度の液膜厚さの変動が観察されるようになる。この現象は熱流束が大きくなるほど激しくなる。その結果、管の最下端部より多少上方($120^\circ < \theta < 160^\circ$)で熱伝達率の実験値は理論値より大きくなる。この現象は温度差の大きい二つの場合にははっきりと現れている。

これらの結果を総合的に判断すると本研究で用いた実験方法と周方向の熱流束の計算方法は十分な精度があると結論できる。

3.2 フィン付き管の結果 初めにフィン付き管の基本的な伝熱性能を知るために、種々のフィン付き管に対し、その平均熱伝達率 h_m を比較した。その結果を図6に示す。すなわR管(No. 2)、2種類のサーモエクセル管(No. 3, 4)、および通常のローフィン管(No. 5)とそれらに液除去板を付けた結果が比較されてい

表1 フィン形状

Tube name	No.	fin	fin	groove
		pitch	height	width
		(mm)	(mm)	(mm)
Smooth tube: No. 1				
R-tube : No. 2	1	1.47	0.6	
Thermoexcel: No. 3	0.75	1.36	0.44	
Thermoexcel: No. 4	1	1.45	0.7	
Low finn : No. 5	1	1.30	0.7	

	ridge	pitch	ridge
	height		height
	(mm)	(mm)	(mm)
R-tube: No. 2	0.8		0.3

図4 平滑管の平均熱伝達率 h_m と平均熱流束 q_m

図5 平滑管の局所熱流束分布

る。サーモエクセル管とローフィン管は共に日立製作所製であり、両者のフィン形状の相違は、前者がくし形のとがったフィン先端形状を持つのに対し、後者はフィンにくし形の切れ目がなく連続したフィン形状を持っている点にある。ほぼ同じフィンピッチと高さを持っているサーモエクセル管 (No. 4) とローフィン管 (No. 5) を比較すると、サーモエクセル管のほうが平均熱伝達率は約 23 % 高い。さらにフィン形状を最適化したサーモエクセル管 (No. 3)⁽³⁾ では、約 50 % 高い熱伝達率を示す。実験に用いたサーモエクセル管のフィン表面積の算定が困難なため面積増加の効果を除去した比較は困難であるが、両者の表面積の間に平均熱伝達率の相違ほど大きな違いがあるとは考えられないので、サーモエクセル管はローフィン管に比べ、表面張力効果をより有効に利用していることがわかる。通常のロール加工により製作したローフィン管の結果⁽³⁾ との比較を行うと、フィンの先端をとがらせた No. 5 のローフィン管では 30 % 高く、最適のサーモエクセル管 (No. 3) の性能は約 2 倍である。

最適化したサーモエクセル管 (No. 3) の平均熱伝達率は No. 4 のサーモエクセル管に比べ 20~25 % 大きい。R 管の熱伝達率は、さらに最適化したサーモエクセル管より、30~40 % 高い値を示す。両者のフィン高さはほぼ同じであるが、サーモエクセル管のフィン面が平らであるのに対し、R 管にはフィン表面上に半径方向の突起があるため、フィンピッチおよび溝幅は R 管のほうが広がっている。このため、実際の凝縮面積は両者でほぼ等しい。このことから、R 管での伝熱促進にはフィン面上の突起の果たす役割が顕著であることがわかる。すなわち、フィン面上の突起の先端において、フィン先端と同様薄い凝縮液膜が形成されているものと考えられる。

R 管の凝縮特性の詳細を明らかにするために、図 7 の (a), (b), (c) に 3 種類の平均熱流束条件下での R 管における蒸気側温度差 $\Delta T_{loc} = T_s - T_w$ 、熱流束 q_{loc} 、凝縮熱伝達率 $h_{loc} = q_{loc} / \Delta T_{loc}$ の周方向分布を示す。 ΔT_m が 4.78°C における R 管の最上端部分での局所熱伝達率は非常に大きく、 $3.5 \times 10^4 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ を超

図 6 フィン付き管の平均熱伝達率の比較

(b) R 管の蒸気側局所熱流束の分布

(a) R 管の蒸気側局所温度差の分布

(c) R 管の蒸気側局所熱伝達率の分布

図 7

えている。しかし熱流束の最大値は水平管の最上端ではなく、 $\theta=110^\circ$ で生じている。しかしこの点における熱伝達率は図7(c)からわかるように最上端での値の76%にすぎない。この熱流束が大きく熱伝達率の小さい原因はこの部分の局所温度差が最上端での値より42%も大きいからである。

図7(a)からわかるように凝縮管の最上部と最下部壁温の差は非常に大きい。本実験条件下では $\Delta T_m = 4.78^\circ\text{C}$ のとき、その値は最上端部での ΔT_{loc} より大きい。このような大きい周方向の壁温分布が生じる主たる原因は凝縮側の熱伝達率の周方向変化が大きく、またその値が冷却水側のそれに比べて非常に大きいことによる。

図7(c)は局所熱伝達率 h_{loc} が $\theta < 120^\circ$ の領域で ΔT_m の増加とともに減少しているが、 $\theta > 135^\circ$ のいわゆる凝縮液保持領域では、わずかではあるが、逆に増加傾向にあることを示している。この局所熱伝達率の増加傾向は液流量の増加による対流熱伝達の促進によると考えられる。実験状態を詳細に観察すると、この部分での熱伝達率の増加は液膜厚さの変動の強さに良く対応している。この変動は液流量の増加に伴って増加するので、保持されている液体の非定常的な落下によるものでなく、フィン面上の半径方向突起が溝部での凝縮液の流れを妨げ、このかくはん作用によって熱伝達率を促進するためと考えられる。

これらの観察と実験結果から平均熱伝達率を評価する際、水平管の周方向の壁温分布を考慮しなければならないことがわかる。さらにR管においてはその伝熱機構を解明する際、管の上方部分と下方部分で、異なった凝縮促進機構を考慮する必要があると思われる。すなわち、管上部では表面張力による促進が支配的であるのに対し、管下部ではフィン面上の突起による凝

縮液のかくはん効果が重要であり、理論解析にはこの効果を考慮する必要がある。

図8(a)、(b)に最適形状のサーモエクセル管(No. 3)の q_{loc} と h_{loc} の周方向分布を示す。この場合も局所熱流束の分布に二つのピークが生じている。R管の結果と比較すると管下端部での熱伝達の低下領域の幅が広がっているが、これはサーモエクセル管のフィンピッチがR管のそれより狭いために管下端部での液保持領域が広がっているためである。図7と図8の比較からサーモエクセル管に比べR管では第2ピークでは熱伝達率のみならず、熱流束も大きく、さらにフィン先端での凝縮がほとんど関与しない液保持領域($\theta > 135^\circ$)においても熱流束が大きな値を持っていることを考えると、第2ピークを含む伝熱管下端部での熱伝達にフィン面上の突起による凝縮液のかくはん効果が無視できない影響を持っていると考えられる。

液保持領域の幅を減少させ、熱伝達の促進を図るために、粒子径0.04 mmの金属焼結板(厚さ3 mm)をR管とサーモエクセル管(No. 3)に取付け平均熱伝達率を求めたが、図6に示したようにその効果はそれほど顕著でない。その伝熱促進効果はR管で3~4%、サーモエクセル管で7~8%であった。増加率がそれほど大きくない原因として、多孔質板の寸法、空げき率などが最適でなかったこと、多孔質板と伝熱管との接触が十分でなかったことが考えられる。液除去板により液保持領域は角度にして 10° 程度しか減少しなかった。図8(b)中に破線で液除去板を付けたときの局所熱伝達率分布が示されている。図8(b)からわかるように管上部での熱伝達率は液除去板の有無によって影響を受けていないが、下部では液保持領域の幅の減少に対応してグラフが右に移行していることがわかる。

サーモエクセル(No. 4)はフィンピッチや溝幅が

(a) サーモエクセル管の蒸気側局所熱流束の温度

(b) サーモエクセル管の蒸気側局所熱伝達率の分布

図9 サーモエクセル管の蒸気側局所熱伝達率の分布

図10 ローフィン管の蒸気側局所熱伝達率の分布

No. 3に比べ多少広いが、その局所熱伝達率分布が図9に示されている。伝熱管の最上端での熱伝達率はNo. 3に比べて減少しており、これは液膜の薄いフィン先端領域がフィンピッチの増加によって相対的に減少したことに対応している。またフィンピッチの増加に伴って管下端部での表面張力による液保持能力が減少するため、熱伝達が急激に減少する領域の幅が減少している。壁温測定精度を検討するため伝熱管を180°回転させ上下を逆にした実験を行った結果も図9中に示してあるが、結果にほとんど違いが見られない。

図10に通常のローフィン管の局所熱伝達率分布を示す。そのフィンピッチとフィン高さはNo. 4のサーモエクセル管とほぼ等しい。両者の比較から、サーモエクセル管ではフィンに付けられたくし形の刻みのために、フィンの先端効果が重要な伝熱管上部において熱伝達がより促進されているが、さらに伝熱管下部においても、この刻みによる凝縮液のかくはん効果のために、熱伝達の促進が見られる。

これらの実験結果から、高性能なフィン付き管への凝縮において、従来言われているようなフィン先端の効果は無論重要であるが、さらに凝縮管下部での伝熱促進に凝縮液の対流伝熱の促進（液膜流れのかくはん効果）も全体の伝熱促進に影響を持っていると考えられる。今後この効果の理論的な検討が必要と考えられる。

4. 結 論

高性能フィン付き水平凝縮管として、フィン面上に半径方向に放射状の突起を持つR管を提案するとともに、その性能を明らかにするために、周方向の管壁内温度分布を測定することにより、熱流束、熱伝達率の周方向の局所分布を求め、その結果を従来提案され

ている高性能凝縮管と比較し、次の結論を得た。

(1) 本研究で用いた蒸気側温度差 ΔT_{loc} 、熱流束 q_{loc} の周方向分布の測定法は十分な精度を持ち、局所的な伝熱機構の解明に極めて有効である。

(2) 実験に用いた高性能フィンでは ΔT_{loc} 、 q_{loc} などが周方向に大きく変化しており、理論解析ではこの影響を考慮する必要がある。

(3) R管は他の伝熱促進管より優れた性能を示す。これは伝熱管の上半分でのフィン面上の突起による薄膜領域形成に伴う伝熱促進効果と、下半分で重要な突起による凝縮液のかくはん効果にあると考えられる。

最後に本研究で用いたサーモエクセル管を御提供いただいた(株)日立製作所機械研究所の中山恒主管研究員、平沢茂樹主任研究員に謝意を表す。

文 献

- (1) Gregorig, R., *Z. Angew. Math. Phys.*, **5** (1954), 36-49.
- (2) Beatty, K. and Katz, D. L., *Chem. Eng. Prog.*, **44**-1 (1963), 55-70.
- (3) Nakayama, W., ほか, *Hilachi Rev.*, **24**-8 (1975), 329-334.
- (4) 平沢・ほか3名, 機論, **44**-382 (1978), 2041-2048.
- (5) Karkhv, V. A. and Borovkov, V. P., *Heat Transf.-Sov. Res.*, **3**-2 (1971), 183-191.
- (6) 平沢・ほか3名, 機論, **48**-427 (1982), 527-534.
- (7) Webb, R. L. and Rudy, T. M., *J. Heat Transf.*, **107** (1985), 369-376.
- (8) Honda, H. and Nozu, S., *J. Heat Transf.*, **109** (1987), 218-225.
- (9) Wang, S. P., ほか, *Proc. Symp. Chem. Eng. Chinese Univ.*, C-2-3 (1981).
- (10) Yin, Q. H., ほか, *J. Chem. Eng. Chinese Univ.*, **1**-1 (1986), 33-44.
- (11) Wang, S. P., ほか, *Proc. Symp. Chem. Eng. Chinese Univ.*, (1987), 731-736.
- (12) Hijikata, K., ほか, *Proc. 8th Int. Heat Trans. Conf.*, **4** (1986), 1621-1626.
- (13) 甲藤, 伝熱特論, (1987), 260-274, 養賢堂.

討 論

〔質問〕 平澤 茂樹

〔(株)日立製作所機械研究所〕

(1) 凝縮管下部の凝縮液のかくはん効果とは、溝底を流下している凝縮液が過冷却され、その液表面で蒸気が凝縮することと理解してよいか。

(2) 管壁温度分布は管の肉厚に関係すると思われる。実験に用いた5種類の伝熱管について管外径(フィンの根元)と管内径をお教えいただきたい。

(3) 平滑管の実験で液表面にさざ波が生じなかったか。

〔回答〕 (1) 凝縮液のかくはん効果とは、液膜内に生じている過冷却を減少させることを意味している。

(2) 周方向の温度分布を測定するため、管肉厚は厚くなっており、分布を測定したものの内径は約13 mm、フィンの根元径は約21 mmである。

(3) Re 数によって異なるが、管上部でさざ波は見られず、凝縮液の落下に関係した波の発生が観察された。

〔質問〕 本田 博司

〔九州大学機能物質科学研究所〕

新形状のフィンによる凝縮熱伝達の促進法を提案されたことに敬意を表する。

(1) 貴研究では管の一断面における壁温だけを測

定されているが、平均熱伝達係数を正確に求めるためには軸方向の壁温分布も測定する必要があると考えるがいかがか。質問者の経験^(付1)によれば、特に $h_m \gg h_c$ の場合には周方向のみならず軸方向壁温分布の影響も無視できないと考えられるが、いかがか。

(2) 液保持領域においても熱流束が大きい理由として、フィン面上の突起による凝縮液のかくはん効果をあげておられるが、この領域の液流速は非常に遅いから、かくはん効果が顕著であるとは考え難い。フィン間溝部の凝縮液の挙動^(付2)から判断すれば、この領域ではフィン先端での伝熱が支配的であると考えられるがいかがか。

〔回答〕 (1) 壁面分布は伝熱管の両端面で測定しており、両者の差が少ないことを確認している。軸方向の分布の正確な測定は行っていないので、その効果を定量的に記述できない。

(2) フィン先端の効果は管上端から下端にいくにつれ溝が液でうめられていくために、徐々に減少する。したがって図7(c)の熱伝達率の $\theta = 90 \sim 100^\circ$ 付近における増加は先端効果以外の影響でないかと考えている。

(付1) 本田・野津, 機論, 51-470, B(昭60), 3191.

(付2) 本田・ほか2名, 機論, 49-445, B(昭58), 1937.