水平フィン付き管群を流れる冷媒 R 113 蒸気の凝縮熱伝達* (千鳥配列管群の場合)

本田 博司^{*1}, 内間 文顕^{*2}, 野津 滋^{*3}
鳥越 栄一^{*4}, 今井 誠士^{*5}

Film Condensation of Downward Flowing R-113 Vapor on Staggered Bundles of Horizontal Finned Tubes

Hiroshi HONDA, Bunken UCHIMA, Sigeru NOZU,
Ei-ichi TORIGOE and Seisi IMAI

Film condensation of R-113 on staggered bundles of horizontal finned tubes with vertical vapor downflow was experimentally investigated. Six tubes with different fin geometry were tested. The behavior of condensate and the local heat transfer characteristics were compared with previous results for in-line bundles of the same test tubes and a staggered bundle of smooth tubes. The predictions of the previous theoretical model for a bundle of flat-sided fin tubes agreed fairly well with the measured data. The highest heat transfer performance was provided by the staggered bundle of flat-sided fin tubes with fin dimensions close to the theoretically determined optimum values.

Key Words: Condensation, Heat Transfer Enhancement, Refrigerant, Extended Heat Transfer Surface, Staggered Tube Bundle, Downward Vapor Flow

1. 緒 言

水平フィン付き管は高性能凝縮管として冷凍、空調、化学工業などの分野で広く使用されている。その単管上の凝縮については、最近諸因子の影響に関する系統的な実験データが報告され、また、環状フィン付き管についてはかなり一般性のある伝熱計算法が提案されてその特性がほぼ明らかになっている。これらの研究に関しては Marto⁽¹⁾のレビューがある。

一方、実際の凝縮器において重要な水平フィン付き管群の熱伝達特性は、まだ十分には解明されていない。管群における凝縮は管配列、蒸気の流速と方向および上方管からの凝縮液イナnderションの影響を受ける。従来の研究では、ほぼ静止蒸気中におかれた環状フィン付き管の縦列における局所熱伝達係数^{(1)~(4)}、シェルチューブ凝縮器の平均熱伝達係数または平均熱通過係数^{(5)~(8)}、大形復水器の局所熱通過係数⁽⁹⁾および

鉛直下降蒸気流中における管群の管列ごとの熱伝達係数⁽¹⁰⁾⁽¹¹⁾のデータが報告されている。また、環状フィン付き管の管群については理論解析にもとづく伝熱計算法がいくつか提案されている⁽⁷⁾⁽⁸⁾⁽¹²⁾。しかし、Ishihara-Palen⁽⁷⁾および McNaught-Cotchin⁽⁸⁾は実験値と計算値の比較をシェルチューブ凝縮器の伝熱面積について行っており、局所熱伝達係数の予測精度は明らかでない。一方、著者ら⁽¹¹⁾⁽¹²⁾は前述の1行管列⁽¹⁾⁽²⁾⁽⁴⁾および基盤目管群⁽¹¹⁾に関する局所熱伝達係数の測定値との比較を行い、かなり広範囲の蒸気流速および凝縮液イナnderションについて十分の予測精度を有することを確認している。これらの研究により、前述の諸因子の影響がある程度明らかにされているが、得られた情報はまだ断片的であり、実験データの蓄積が必要である。

本報では、前報⁽¹¹⁾で報告した基盤目管群に関する実験結果と比較することを目的として、千鳥管群における R 113 の鉛直下降流の凝縮実験を行う。供試管としては、前報⁽¹¹⁾と同様に2種類の環状フィン付き管と4種類の三次元フィン付き管を使用し、伝熱特性の相互比較を行う。また、環状ファン付き管についてはさきに提案した伝熱計算法⁽¹²⁾による予測値との比較も行う。

* 平成元年5月31日 第26回日本伝熱シンポジウムにおいて講演、原稿受付 平成2年6月25日。

^{*1} 正員、九州大学機能物質科学研究所(●816 春日市春日公園6-1)。

^{*2} 正員、香川職業訓練短期大学校(●763 丸亀市郡家町3202)。

^{*3} 正員、岡山大学工学部(●700 岡山市津島中3-1-1)。

^{*4} 准員、日本電装(株)(●448 刈谷市昭和町1)。

^{*5} 准員、松下冷機(株)(●525 草津市野路町2275)。

記 号

- d : フィン先端径
 g : 重力の加速度
 h : フィン高さ
 k : 並列管数
 L : 凝縮潜熱
 l : 管の有効長さ
 n : 管列数
 Nu : 凝縮数
 p : フィンピッチ
 Q : 冷却水の受熱量
 Q_l : 熱損失
 Re : 膜レイノルズ数 [式(4)]
 T_s : 飽和温度
 T_{wm} : 各管列の平均フィン根元壁温
 ΔT : 平均凝縮温度差 $= T_s - T_{wm}$
 t : フィン先端の肉厚
 u : 最小流路断面基準蒸気流速
 α : 熱伝達係数
 γ : 各管列を流下する凝縮液のうち、ダクト壁へ付着する量の割合
 ε : ダクト壁を流下する凝縮液量と全凝縮量の比
 θ : フィンの半頂角
 λ_l : 液の熱伝導率
 μ_l : 液の粘性係数
 ν_l : 液の動粘性係数
 添 字
 n : Nusselt の式による計算値
 o : 管群入口

2. 実験装置および実験方法

実験装置は冷媒 R 113 の自然循環ループと冷却水の強制循環ループからなっている。その概略を図 1 に示す。この装置は供試管群を除けば前報⁽¹¹⁾の基盤目管群の場合と同一である。

供試管群は、水平方向および鉛直方向の管ピッチがともに 22 mm の 3 行 15 列の千鳥管群である。なお、偶数列は 2 本の凝縮管とその両端の半割のダミー管で構成されている。その概略を図 2 に示す。上述の管ピッチは前報⁽¹¹⁾の基盤目管群と同一である。供試管としては、前報⁽¹¹⁾で使用した環状フィン付き管 A、B および三次元フィン付き管 C～F の 6 種類を使用した。これらの管の各部寸法を表 1 に、また管軸方向断面と外観を図 3 に示す。管 A、C～F は市販品である。管 B は旋盤加工によって製作した。この管は前報⁽¹²⁾の理論に

よって最適化されたフィン寸法に近いフィン有している。なお、フィン寸法の最適化法については別の論文⁽¹³⁾に詳述されている。基盤目管群⁽¹¹⁾の場合と同様に、管 A については管群のすべての管をこの管で構成し、管列ごとの熱伝達係数を測定した。また、第 1 管列と第 2 管列を液供給管に変更し、大形管群を模擬する実験も行った。管 B～F については、上述の液供給管を有する管群の第 12～14 管列の 1 列または 2 列にこれらの管を組み込んだ。そして、凝縮を行わせる上部の管列数を増加させ、ついで液供給管から降らせる液

図 1 実験装置の概略

図 2 供試管群の概略

表 1 供試管の各部寸法

Tube designation		A	B	C	D	E	F
Fin pitch	p mm	0.96	0.50	0.73	1.00	0.69	0.95
Fin height	h mm	1.43	1.30	0.99	1.28	1.01	1.14
Fin thickness at fin tip	t mm	0.24	0.05	----	----	----	----
Fin half tip angle	θ rad	0.082	0.047	----	----	----	----
Diameter at fin tip	d mm	15.60	16.10	15.85	15.80	15.86	15.81
Diameter at fin root	mm	12.74	13.50	13.87	13.24	13.84	13.53
Tube inside diameter	mm	11.21	11.80	12.09	11.39	12.22	12.04

図 3 供試管群の管軸方向断面（管 B を除く）および外観

流量を増大させることによって広範囲の凝縮液インアンデーションを実現した。

実験は約 0.11 MPa の压力下で行った。最小流路断面（フィン先端径 d と同一の外径を有する仮定の平滑管群について定義）基準の管群入口蒸気流速 u_0 および平均凝縮温度差 ΔT の実験範囲はそれぞれ 3.4～18.4 m/s および 1.1～25 K であった。その他の実験条件、実験方法は基盤目管群⁽¹¹⁾の場合と同様である。

各管列の熱伝達係数 α および凝縮数 Nu を次式で定義する。

$$\alpha = (Q - Q_i) / k \pi d l \Delta T \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$Nu = \alpha (\nu_i^2 / g)^{1/3} / \lambda_i \quad \dots\dots\dots (2)$$

ここに Q は冷却水流量とその温度上昇から求まる受熱量、 Q_i は外部への熱損失、 k は並列凝縮管数（＝2, 3）、 l は有効管長（＝100 mm）、 $\Delta T = T_s - T_{wm}$ 、 T_s は飽和温度、 T_{wm} は各管列の平均フィン根元壁温である。 Q_i は予備実験による検定式を用いて求めた。 Q_i/Q の最大値は 4 % であった。なお、 T_s 、 T_{wm} および各管列の蒸気速度の決定法は前報⁽¹¹⁾と同様である。データ整理に際して、凝縮液の物性値は代表温度 $T_{wm} + 0.3\Delta T$ における値を採用した。

3. 実験結果および考察

3.1 凝縮液の挙動 図 4 は管 A について u_0 が小さい場合と大きい場合の第 1 管列と第 13 管列の凝縮状態を比較したものである。なお、各凝縮状態に対

図 4 凝縮状態 管 A ($\Delta T = 3$ K)

応する膜レイノルズ数〔式(4)で定義される〕も示してある。凝縮液の落下モードは基本的には基盤目管群の場合⁽¹¹⁾と同様である。凝縮液は、 $u_0 = 4.0$ m/s の第 1 管列では液滴、第 13 管列では液柱の形で落下している。一方、 $u_0 = 17.7$ m/s では落下液が分裂、飛散して

いる。しかし、第 13 管列でも基盤目管群に比べてやや明りょうに内部が観察できる。これは半割のダミー管によって窓ガラス上の流下液がある程度さえぎられるためである。図 4 中の矢印は液充滿位置を示す。凝縮液滴下点近傍を除けば、この位置は既報⁽¹⁵⁾の理論式とよく合う。

図 5 は管 D について u_0 と Re の大小の組合せに対応する凝縮状態を示す。 Re が大きく u_0 が小さい場合の落下モードは、本報の千鳥管群では液柱状であるのに対して、前報⁽¹¹⁾の基盤目管群では液シート状であった。この相違は、両管群の鉛直方向の管間距離の相違（千鳥管群では約 28 mm、基盤目管群では約 6 mm）によるものと考えられる。その他の場合の凝縮液の落下モードは基盤目管群と同様である。

図 6 は高蒸気流速の場合について、管 A の基盤目管群と千鳥管群中の 1 列（第 13 管列）だけで凝縮を行わせた場合の凝縮状態を比較したものである。基盤目管

図 5 凝縮状態 管 D ($\Delta T = 5$ K)

図 6 インタナレーションのない場合の凝縮状態 ($u_0 = 17.7$ m/s, $\Delta T = 5$ K)

群では管頂部のフィン間にも凝縮液が保持されているのに対して、千鳥管群ではこの現象は見られない。これは、基盤目管群では管頂から約 0.7 rad の位置に主流の衝突による最大圧力点が生じ、その内側では蒸気の循環流が存在するので⁽¹⁶⁾、高蒸気流速では管頂付近の液膜に作用する管周方向に正の圧力こう配と負の気液界面せん断力がともに大きくなり、凝縮液の流下が妨げられるためと考えられる。

図 7 は管 A について、第 15 管列直後のダクト壁を流下する凝縮液量と全凝縮量との比 ε の u_0 による変化を示す。図 7 中には前報⁽¹¹⁾の基盤目管群の結果も示してある。 ε は u_0 の増大につれてゆるやかに減少しており、両管群の差はあまり見られない。

管群における凝縮液の挙動は複雑であるが、本報では前報⁽¹¹⁾と同様に重力流モデルによって凝縮液インナレーションを見積もることにする。このモデルでは、各管列を流下する凝縮液の一定割合 γ はダクト壁へ流れ、残りは真下の管へ衝突するものと仮定する。したがって、第 n 管列を流下する凝縮液量 W_n は第 $(n-2)$ 管列の流下液量 W_{n-2} および第 n 管列の伝熱量 $(Q-Q_i)_n$ と次式によって関係づけられる。

$$W_n = (1-\gamma)W_{n-2} + (Q-Q_i)_n/L \quad (3)$$

また、第 n 管列の膜レイノルズ数 Re_n は

$$Re_n = 2W_n/k\mu l \quad (4)$$

で与えられる。 γ は前述の ε と次式によって関係づけられる。

$$\varepsilon = \gamma \sum_{n=1}^{15} W_n / \sum_{n=1}^{15} \{(Q-Q_i)_n/L\} \quad (5)$$

したがって、式(3)、(5)に Q 、 Q_i および ε の測定値を代入すれば試行錯誤的に γ が求まり、ついで式(4)より Re_n が求まる。なお、重力流モデルは u_0 の増大につれて不正確になる。もう一方の極限と考えられる一様分散流モデル⁽¹⁴⁾による Re_n の計算値と比較すると、一般に後者のほうが大きく、第 2 管列では後者は

図 7 ε の蒸気流速による変化

前者の約 1.6 倍, 第 3 管列以降では 1.1~1.4 倍程度である。

3.2 熱伝達

図 8 イナレーションのない場合の伝熱特性

3.2.1 蒸気流速の影響 図 8 は第 13 管列だけで凝縮を行わせた場合の熱伝達特性を全供試管について比較したものである。実験値は 3 種類の u_0 について示されている。管 A については, 第 1 管列の実験値も併せ示している。また, すべての管について u_0 が大きい場合と小さい場合に対する基盤目管群⁽¹¹⁾の結果を比較のために一点鎖線で示している。そのほか, 環状フィン付き管 A, B については静止蒸気に対する理論解⁽¹²⁾を実線で示している。

まず, 環状フィン付き管 A, B について見ると, α は u_0 とともに増大している。 u_0 の最大値と最小値に対する α の比は管 A, B についてそれぞれ約 1.25, 1.3 である。この値は基盤目管群よりやや高めである。管 A の第 1 管列と第 13 管列を比較すると, 低蒸気流速では両者の差は見られず, 高蒸気流速では第 1 管列の α のほうがやや大きい。この第 1 管列と後方管列との α の差は基盤目管群⁽¹¹⁾のほうが顕著である。上述の千鳥管群と基盤目管群の差は, 管まわりの蒸気流速分布の差によって定性的には説明できる。なお, u_0 の最小値に対する実験値は管 A, B ともに理論解⁽¹²⁾とよく一致している。

次に三次元フィン付き管 C~F について見ると, 蒸気流速の影響は管 A, B に比べて小さく, 千鳥管群と基盤目管群の差もあまり認められない。これらの結果から推測すると, 蒸気流によるせん断力の影響はもとと薄液膜が形成されているフィン上の液膜については小さいと考えられる。しかし, フィン形状が単純な環状フィン付き管では比較的厚い液膜が形成されているフィン間溝部の液膜が蒸気流のせん断力によって薄くなり, その結果有効伝熱面積が増大して伝熱が促進されたものと考えられる。

3.2.2 縦管列数の影響

図 9 は管 A の 3 行 15 列

図 9 管列方向の伝熱特性 管 A

管群について伝熱促進率 a/α_n の縦管列数 n による変化を示す。ここに α_n は管 A と d および ΔT が等しい平滑な単管に関する Nusselt⁽¹⁷⁾ の解を示す。図 9 中には静止蒸気に関する理論解⁽¹²⁾、管ピッチが同一で管径もほぼ等しい平滑管の千鳥管群⁽¹⁴⁾および管 A の基盤目管群⁽¹¹⁾に関するデータも併記してある。まず、本実験結果について見ると、 $u_0=4.0$ m/s では a/α_n は n によらずほぼ一定である。 u_0 が増大すると a/α_n も増大する。その値は第 2 管列が最も大きく、第 3 管列以降はゆるやかに減少している。管 A の千鳥管群と基盤目管群を比較すると、 $u_0=4.0$ m/s では両者の差はあまり見られず、 u_0 が大きくなると第 2 管列以降で千鳥管群の a/α_n のほうが大きくなる。また、 n による a/α_n の変化の傾向が両管群で異なる。管 A と平滑管の結果を比較すると、蒸気流速による伝熱促進効果は管 A のほうが格段に小さい。静止蒸気に関する理論解は

実験値より低めであるが、 $u_0=4.0$ m/s の実験値とはほぼ 10 % 以内で一致している。

3・2・3 蒸気流速と凝縮液イナnderションの複合効果 図 10 は全供試管の伝熱特性を Nu 対 Re の関係で示したものである。図 10 中には u_0 と ΔT の大小の組合せに対応する結果を示している。なお、 ΔT の実験値は図 10 に示した設定値と完全には一致しないので、 ΔT の設定値における α の値は基盤目管群⁽¹¹⁾の場合と同様の内挿法によって求めた。図 10 中には平滑管群に関する実験式⁽¹⁴⁾を破線で、単管に関する Nusselt⁽¹⁷⁾ の式を一点鎖線で示している。そのほか、管 A、B については静止蒸気に関する理論解⁽¹²⁾を実線で示している。実験値の全般的傾向は基盤目管群の場合と同様である。環状フィン付き管 A、B では、 Re の増大につれて Nu はゆるやかに減少している。また u_0 および ΔT の影響は Re の増大につれて小さくなる。

図 10 凝縮数と膜レイノルズ数の関係

図 11 基盤目管群と千鳥管群の比較 ($\Delta T = 10$ K)

理論解析⁽¹²⁾は $u_0 = 3.4, 4.0$ m/s に対する実験値よりも 5～20 % 低く、両者の差は理論解析⁽¹²⁾における液柱モードと液シートモードの遷移点 (Nu の計算値がステップ状に変化する点) において最も大きい。三次元フィン付き管 C～F は Re の増大による Nu の減少が管 A, B に比べてやや大きい。なお、 u_0 および ΔT の影響は基盤目管群⁽¹¹⁾に比べて小さい。

図 11 は本報の千鳥管群と前報の基盤目管群⁽¹¹⁾の結果を Nu 対 Re の関係で比較したものである。図 11(a) は u_0 が小さい場合、図 11(b) は u_0 が大きい場合であり、 ΔT はともに 10 K である。千鳥管群は基盤目管群に比べて Re の最大値が小さいが、これは主として Re を重力流モデルに基づいて定義をしていることに原因がある。環状フィン付き管 A, B については、千鳥管群と基盤目管群の差は小さい。しかし、 u_0 が大きい場合には千鳥管群の Nu のほうがいくぶん高い領域が存在する。一方、三次元フィン付き管 C～F では千鳥管群の Nu のほうが高く、両管群の差は u_0 の小さい図 11(a) のほうが大きい。管 A～F の千鳥管群間で比較すると、管間の Nu の差は u_0 が小さく Re が大きいほど顕著になる。そして、全領域にわたって管 B が最高の伝熱性能を示している。前述のように、この管は理論解析⁽¹²⁾による最適フィン寸法に近いフィンを有している。この理論は蒸気流速や落下凝縮液の運動量の影響を無視しており、図 8～10 から明らかに全般的に実験値より低めの熱伝達係数を与える。しかし、その偏差は比較的小さいので、横形シェルチューブ凝縮器用伝熱管のフィン寸法の最適化に有効に利用できるものと考えられる。

4. 結 論

水平フィン付き管の千鳥管群を流下する冷媒 R 113

蒸気の凝縮熱伝達特性を 2 種類の環状フィン付き管と 4 種類の三次元フィン付き管について調べ、前報⁽¹¹⁾の基盤目管群の結果と比較した。主な結論は

(1) 環状フィン付き管の千鳥管群を落下する凝縮液の流動様式は、基本的には基盤目管群の場合と同様である。一方、三次元フィン付き管では低蒸気流速域の流動様式に差があり、基盤目管群では $Re > 500$ で液シートが形成されたのに対して、千鳥管群では $Re = 1500$ でも液シートが形成されなかった。

(2) 環状フィン付き管の液充滿位置は凝縮液落下点近傍を除けば既報⁽¹⁵⁾の理論式によって予測できる。基盤目管群では高蒸気流速において下方管の管頂部のフィン間にも凝縮液が保持されたが、千鳥管群ではこの現象は見られなかった。

(3) 環状フィン付き管は凝縮液イナnderションによる熱伝達係数の低下が小さく、大形管群に適している。千鳥管群と基盤目管群を比較すると、低蒸気流速では両管群に差が見られず、高蒸気流速では千鳥管群のほうが熱伝達係数が高い領域が存在する。

(4) 三次元フィン付き管は環状フィン付き管に比べて凝縮液イナnderションによる熱伝達係数の低下が大きい。この低下は蒸気流速が小さいほど顕著であり、また基盤目管群のほうが顕著である。

(5) 静止蒸気中におかれた環状フィン付き管群に関する既報⁽¹²⁾の理論は、千鳥管群についても低蒸気流速の実験値とかなり良い一致を示す。

(6) 6 種類の供試管のうち、既報⁽¹²⁾の理論による最適フィン寸法に近い環状フィンを有する管 B が全実験範囲にわたって最高の伝熱性能を示した。

文 献

- (1) Marto, P. J., *Trans. ASME, J. Heat Transf.*, 111-4, b

- (1988), 1287.
- (2) Katz, D. L. and Geist, J. M., *Trans. ASME*, **70**(1948), 907.
- (3) Mills, A. F., ほか 3 名, *Desalination*, **16-2**(1975), 121.
- (4) Gogonin, I. I., ほか 2 名, *Kholodil' naya Tekhnika*, **1**(1983), 269.
- (5) Pearson, J. F. and Withers, J. G., *ASHRAE J.*, **11**(1969), 77.
- (6) Arai, N., ほか 5 名, *Trans. ASHRAE*, **83-2**(1977), 58.
- (7) Ishihara, K. and Palen, J., *Inst. Chem. Eng. Symp. Ser.*, **5**(1983), 429.
- (8) McNaught, J. W. and Cotchin, C. D., *Chem. Eng. Res. Des.*, **67**(1989), 127.
- (9) Nosetain, T., ほか 5 名, *ASME HTD*, **108**(1989), 97.
- (10) Smirnov, G. F. and Lukanov, I. I., *Heat Transf. Sov. Res.*, **4-3**(1972), 51.
- (11) 本田・ほか 4 名, *機論*, **55-516**, B(1989), 2433.
- (12) 本田・ほか 2 名, *機論*, **54-504**, B(1988), 2128.
- (13) 野津・本田, *機論*, **56-524**, B(1990), 1077.
- (14) 本田・ほか 4 名, *機論*, **54-502**, B(1988), 1453.
- (15) 本田・ほか 2 名, *機論*, **49-445**, B(1983), 1937.
- (16) Zukauskas, A., *Advances in Heat Transfer.*, **8**(1972), 93, Academic Press.
- (17) Nusselt, W., *Z. Ver. Deut. Ing.*, **60-27**, 28(1916), 541, 569.
-