水平フィン付き管の千鳥管群における HCFC-123 の凝縮* (フィン形状の影響)

本田 博司^{*1}, 高松 洋^{*1}, 眞喜志 治^{*2}
瀬下 勇人^{*3}, 高田 信夫^{*4}

Film Condensation of HCFC-123 on Staggered Bundles of Horizontal Finned Tubes (Effect of Fin Geometry)

Hiroshi HONDA, Hiroshi TAKAMATSU, Osamu MAKISHI,
Hayato SEJIMO and Nobuo TAKADA

Experiments were conducted to obtain row-by-row heat transfer data during condensation of downward flowing HCFC-123 vapor in staggered bundles of horizontal two-dimensional fin tubes. Two conventional low fin tubes and two finned tubes with fin shapes close to that of a new high-performance fin proposed by Zhu and Honda were tested. The latter tubes had fin dimensions that were optimized by theoretical analysis. The heat transfer characteristics were compared with previous results for in-line bundles of the same test tubes and with theoretical predictions for stagnant vapor. The decrease in heat transfer due to condensate inundation was less significant for the staggered tube bundle. The highest heat transfer coefficient was provided by the staggered bundle of one of the new finned tubes. The theoretical predictions compared well with experimental data at a low vapor velocity and a low to medium condensate inundation rate.

Key Words: Film Condensation, Heat Transfer Enhancement, Staggered Tube Bundle, Horizontal Finned Tubes, Fin Geometry, HCFC-123

1. 緒 言

水平管外凝縮型のシェルチューブ凝縮器は中、大型の蒸気圧縮式冷凍、空調装置に広く使用されている。これらの装置の主要な作動冷媒であるフロン系冷媒は液の熱伝導率が低いため、シェル側における凝縮熱伝達を促進する手段として種々のフィン付き管が開発され、実用化されてきた。しかし、フィン付き管の凝縮熱伝達性能に関する従来の研究の多くは単管に関するものであり、実際の凝縮器において重要な管群に関する研究はまだ十分ではない。また、冷凍・空調工業の分野では、現在CFC系冷媒からHCFC系およびHFC系の代替冷媒への移行が進んでいるが、代替冷媒の凝縮熱に関するデータは2、3報告されているにすぎない。

水平フィン付き管の管群における凝縮はフィンの形状・寸法、管配列、蒸気速度および上部管からの凝縮液イナンドーションの影響を受ける。フィン形状は二次元フィンと三次元フィンに大別されるが、二次元フィ

ン付き管については、ほぼ静止蒸気の場合⁽¹⁻³⁾および鉛直下降蒸気流の場合^(4,9)について管列ごとの熱伝達係数のデータが報告されている。また、三次元フィン付き管についても、ほぼ静止蒸気^(3,10)および鉛直下降蒸気流^(4,5)について管列ごとの熱伝達のデータが報告されている。これらの結果を総合すると、一般にフィン付き管群の凝縮熱伝達におよぼす蒸気速度の影響は平滑管群に比べて小さく、二次元フィン付き管では下方管列ほど影響が小さくなる。凝縮液イナンドーションによる熱伝達係数の低下は二次元フィン付き管よりも三次元フィン付き管のほうが大きく、また千鳥管群よりも基盤目管群のほうが大きい。

本田ら⁽⁹⁾はフィン断面が台形に近い2種類の従来形二次元フィン付き管（ローフィン付き管）と、朱・本田⁽¹¹⁾が提案した新形状フィンを有する2種類の二次元フィン付き管の基盤目管群におけるHCFC-123の鉛直下降流の凝縮実験を行い、それらの伝熱性能を比較した。この新形状フィンは表面の曲率半径がフィン先端から双曲線余弦関数的に増大し、フィン下半部では一定厚さを有する（ただしフィン高さが小さい場合を除く）。フィンの各部寸法は理論計算によって後述の式(5)で与えられる Re が1500程度の場合の最適値に定められた。実験結果によれば、新形状フィン付き管の一

* 原稿受付 平成6年5月18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, 九州大学大学院。

^{*3} 日本鋼管(株) (〒100 東京都千代田区丸の内1-1-2)。

^{*4} 九州大学機能物質科学研究所。

つは標準的な従来形二次元フィン付き管（後述の管 A）の 1.85 倍の熱伝達係数を示し、その高性能が実証された。本報では、前報⁽⁹⁾と同一の 4 種類の二次元フィン付き管を用いて千鳥管群における HCFC-123 の凝縮実験を行い、基盤目管群の結果との比較を行う。さらに、さきに提案した従来形ローフィン付き管⁽¹²⁾および新形状フィン付き管⁽⁹⁾の伝熱計算法による予測値との比較を行う。

記 号

- d : フィン先端径
 g : 重力加速度
 k : 水平方向の並列凝縮管数
 h_{fg} : 凝縮潜熱
 l : 管の有効長さ
 M : 管群出口でのダクト壁上の流下液量
 n : 管列数
 Nu : 凝縮数
 Q : 冷却水の受熱量
 Q_l : 熱損失
 Re : 膜レイノルズ数
 T_s : 飽和温度
 T_{wm} : 各管列の平均フィン根元温度
 ΔT : 平均凝縮温度差 $= T_s - T_{wm}$
 u : 最小流路断面積基準蒸気流速
 W : 各管列を流下する凝縮液量
 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
 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 : 縦管列数
 0 : 管群入口

2. 実験装置および実験方法

実験装置は冷媒 HCFC-123 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おり、供試管群を除けば前報⁽⁹⁾の基盤目管群の場合と同一である。その概略を図 1 に示す。供試管群は、水平方向および垂直方向の管ピッチがともに 22mm の 3 行 15 列の千鳥管群であり、最上部の 2 列は多数管列を模擬するためのイナundेशन管（後述の管 A を使用）になっている。なお、偶数列は 2 本の供試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⁽⁹⁾の基盤目管群と同一である。供試管としては前報⁽⁹⁾で使用した 4 種類の二次元フィン付き管を使用した。これらの外観と管軸方向断面を図 3 に、また各部寸法を表 1 に示す。管 A、B は従来形のローフィン付き管である。管 C、D は別報⁽¹¹⁾で提案した新形状の二次元フィンに近いフィンを有する管であり、放電加工によって製造した。なお、加工の際に指定したフィン形状を図 3 の下段に示している。管 B、C、D のフィ

図 1 実験装置の概略

図 2 供試管群の概略

図 3 供試管の外観および管軸方向断面

表 1 供試管の各部寸法

Tube designation		A	B	C	D
Fin pitch	p (mm)	0.96	0.52	0.50	0.50
Fin height	h (mm)	1.43	1.09	1.41	1.39
Fin thickness at fin root	t (mm)	0.45	0.36	0.17	0.22
Radius of curvature at fin tip	r_o (mm)	0.068	0.045	0.050	0.020
	b^* (-)	-	-	10	10
Fin half tip angle	θ (rad)	0.082	0.062	-	-
Diameter at fin tip	d_o (mm)	15.60	15.80	15.60	15.60
Tube inside diameter	(mm)	11.21	12.00	11.40	11.40

* Applies to tubes C and D

表 2 実験条件

Vapor inlet temperature	T_{so} (°C)	49.9 - 52.4
Vapor velocity at inlet	u_o (m/s)	1.92 - 7.16
Condensation temperature difference	ΔT (K)	1.50 - 13.3
Cooling water temperature	(°C)	15.3 - 46.1
Coolant side heat transfer coefficient	(kW/m ² K)	5.33 - 20.3

ンピッチはほぼ同一で、管Aの約1/2である。また、管A、C、Dのフィン高さはほぼ同一で、管Bは他に比べて小さい。管Cと管Dを比較すると、管Cのほうがフィン先端部の曲率半径が大きく、また実際のフィン形状と指定した形状との差が小さい。管Dは実際のフィン形状のほうが先端が尖っており、また先端部の曲率半径の変化が指定した形状ほど滑らかでない。上述の供試管群に管Aのみを設置した場合と、第9列に管Cを、第11列に管Dを、第13列に管Bを、そしてその他の列に管Aを設置した場合について実験を行った。

実験条件の概略を表2に示す。実験は管群入口の飽和蒸気温度 T_{so} が約50°Cの条件下で行った。管群入口蒸気速度（最小流路断面積基準） u_o は電気加熱ボイラの入力を10～35kWの間で3段階に変化させて設定した。また凝縮温度差 ΔT は冷却水の温度と流量を変化させることによって設定した。凝縮液イナnderション量

の設定は、まず冷却水を通水する上部の管列数を増加させ、次いでイナnderション管への冷媒液供給量を増加させることによって行った。

各管列の平均熱伝達係数 α および平均凝縮数 Nu を次式で定義する。

$$\alpha = (Q + Q_l) / k\pi dl\Delta T \quad (1)$$

$$Nu = \alpha (v_l^2 / g)^{1/3} / \lambda_l \quad (2)$$

ここに Q は冷却水受熱量、 Q_l は周囲への熱損失、 l は管の有効長(=100mm)、 k は並列凝縮管数(=2、3)、 $\Delta T = T_s - T_{wm}$ 、 T_s は内挿によって求めた局所蒸気温度、 T_{wm} は各管列の平均フィン根元壁温である。前報⁽⁸⁾において述べたように、 α の測定誤差は $\Delta T > 3$ Kにおいて±5%以内と考えられる。

また、凝縮液イナnderション量を前報⁽⁸⁾と同様に重力流モデルによって見積もることとする。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 $(Q + Q_l)$ と次式によって関係づけられる。

$$W_n = (1 - \gamma)W_{n-2} + (Q_n + Q_{ln}) / h_{fg} \quad (3)$$

ここに h_{fg} は冷媒の凝縮潜熱である。 γ が全管列に対して一定とすれば、 γ は管群出口でのダクト壁流下液量 M と次式で関係づけられる。

$$M = \gamma \sum_{n=1}^{15} W_n \quad (4)$$

したがって、式(3)、(4)に $(Q_n + Q_{ln})$ と M の測定値を代入すると W_n 、 γ が試行錯誤的に求まる。また、各管列の膜レイノルズ数 Re_n は次式で与えられる。

$$Re_n = 2W_n / k\mu l \quad (5)$$

3. 実験結果および考察

3・1 凝縮液の挙動 図4は第7管列から第13管列の奇数列に配置された管A、C、DおよびBにおける凝縮液の挙動を $u = 4$ m/s、 $\Delta T = 3$ K、 $Re = 220 \sim 322$

図 4 凝縮状態の比較 ($u = 4 \text{ m/s}$, $\Delta T = 3 \text{ K}$) 千鳥管群、 $Re = 1392$ 基盤目管群、 $Re = 1372$ 図 5 凝縮状態の比較 (管 B, $u = 2 \text{ m/s}$, $\Delta T = 3 \text{ K}$)

の場合について比較したものである。なお、フィン間に液が充満する位置を矢印で示してある。凝縮液はどの管においても液柱および液滴の形で下方管へ落下しており、管による相違は見当らない。これは、管 A～D のフィンピッチ p が薄液膜に対する Taylor 不安定の

最危険波長⁽¹³⁾ $\lambda = 2\pi\sqrt{2\sigma/(\rho_l - \rho_v)g} = 8.4 \text{ mm}$ より十分小さく、管底部付近の溝部には液が充満しているため、液落下モードはフィン寸法に無関係に Re および u によって定まることを示唆している。

図5は管Bについて $u = 2 \text{ m/s}$ 、 $\Delta T = 3 \text{ K}$ 、 $Re = 1380$ の場合の千鳥管群と基盤目管群の凝縮状態を比較したものである。落下凝縮液の様相は、図4の場合ほど明瞭ではないが、基本的には液柱状であり、基盤目管群では液柱の幅が広がって部分的に液シートが形成されている。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 28mm、基盤目管群では約 6mm) によるものと考えられる。

3・2 熱伝達

3・2・1 蒸気流速の影響 図6は管群中の1列だけで凝縮を行わせた場合の管A～Dの伝熱特性を3種類の蒸気流速 u について α 対 ΔT の関係で示す。なお、管Aについては第7管列の実験値を使用した。同図中には基盤目管群の結果⁽⁹⁾と静止蒸気中の第1管列に対する理論モデルの予測値^(9,12)も比較のために示している。一般に α は u とともに増大する。その増大率は低蒸気流速での伝熱性能が他に比べて低い管Aが最も大きく、 $u = 2 \text{ m/s}$ と 7 m/s の場合を比較すると α の値が約 23% 増大している。他方、管B～Dでは増大率は約 10% 以下にとどまっている。この差は、伝熱性能の高い管ほど重力と表面張力支配の凝縮領域から蒸気流によるせん断力支配の凝縮領域への遷移が、高蒸気流速側にずれることに原因があると考えられる。千鳥管群と基盤目管群を比較すると、 $u = 2 \text{ m/s}$ ではすべての管につ

いて両管群の差は認められない。 $u=7$ m/s では、管Aについては千鳥管群のほうが α の値がいくぶん大きく、管B～Dについては両管群の有意な差は認められない。管A～Dを比較すると管Cが最高の伝熱性能を示しており、 $u=2$ m/sの場合の α の値は管Aに比べ約73%高い。なお、図中には示していないが、静止蒸気中におかれた水平円管上の凝縮に関するNusseltの式⁽¹⁴⁾と比較すると、管A、B、CおよびDは $u=2$ m/s、 $\Delta T=5$ Kのときにそれぞれ5.5、7.3、9.2および8.5の伝熱促進率を示す。なお、これらの値は前報⁽⁹⁾に示した値よりいくぶん低めであるが、これは壁温のデータ処理プログラムに修正を加えたためであり、本報の値のほうが正確である。次に理論解と $u=2$ m/sにおける実験値を比較す

図6 イナンデーションのない場合の伝熱特性

ると、管A、B、Cについては両者がよい一致を示すが、管Dでは理論解のほうが約20%高い。この原因は、フィン先端部の曲率半径の変化が指定した形状ほど滑らかでないことによると考えられる。

3・2・2 管列数の影響 図7(a)は管Aについて $\Delta T=3$ Kにおける α の縦管列数 n による変化を入口蒸気流速 u_0 をパラメータとして示す。なお、各実験点の ΔT は設定値と完全には一致しないので、 $\alpha \propto \Delta T^a$ の関係を仮定し、 $\Delta T=3$ Kにおける α の値を推定した。その際、 a の値は図6中の対応する条件のデータを近似する直線の勾配を採用した。 $u_0=2$ m/sでは、 α は n の増大につれてわずかに減少している。 $u_0=4$ および7 m/sでは、 α は最初やや急激に低下し、第5管列以降は n の増大につれてわずかに減少している。第3管列では、 u_0 が2 m/sから7 m/sに増大すると α は約27%増大する。図中には静止蒸気に関する理論解⁽¹²⁾を実線で、また平滑管に関するNusseltの式⁽¹⁴⁾を一点鎖線で示している。理論解は $u_0=2$ m/s、 $n \geq 3$ に対する測定値よりも約5%低い。図7(b)はほぼ同一の条件に対する基盤目管群の結果⁽⁸⁾を比較のために示している。なお、この場合には第1、2管列も凝縮管で構成されている。図7(a)と7(b)を比較すると、千鳥管群では下方管列でも蒸気流速の影響が見られ、 u_0 が大きいほど α も大きいのにに対して、基盤目管群では n の増大につれて蒸気流速の影響が小

図7 熱伝達係数の管列数による変化

図 8 凝縮数と膜レイノルズ数の関係

さくなっている。

3・2・3 蒸気流速と凝縮液イナダーションの複合効果 図8(a)～(d)は4種類の u と ΔT の組合せについて管A～Dの伝熱特性を Nu 対 Re の関係で示す。図8(d)の $\Delta T = 8\text{ K}$ の場合を除けば、 Re の全領域にわたって管A、B、D、Cの順に Nu が増大しており、管Cの Nu は u 、 ΔT 、 Re が小さい場合に管Aの約1.75倍に達する。 Re の増大に伴う Nu の減少は全般的に小さいが、管Bは他の管に比べると若干大きい。これは、管Bは他の管に比べてフィン高さ h とフィン間隔 $s (= p - t)$ がともに小さいため、 Re の増大につれて他の管よりも早めにフィン間溝部に凝縮液が充満するためである。また、 u の影響は Nu の小さい管Aが最も顕著である。なお、管B、C、Dについては上方管列が他の管で構成されているので、凝縮液イナダーションのモードが同一管で管群を構成した場合と異なり、伝熱特性もその影響を受ける可能性がある。しかし、前述の凝縮液の挙動および前報⁹⁾の管Bに対する結果から判断すると、上述の影響は小さく、管B、C、Dについても同一管で管群を構成した場合の伝熱特性を十分模擬できていると考えられる。

図8(a)～(d)中には $u_0 = 0$ に対する理論モデル^(9,12)の予測値、各実験点と同一条件における平滑管群に対する整理式⁽¹³⁾の予測値および単管に関するNusseltの式⁽¹⁴⁾を併せ示している。理論モデルの予測値は u が小さい図8(a)の場合について管A、Cの実験値と良く合っている。管Bについては Re の小さい領域では実験値と良く合うが、 $Re > 200$ の領域では実験値に比べて低い値を示している。管Dについては Re の小さい領域で約20%高い値を示している。これは、指定したフィン先端部の形状と実際の相違によるものと考えられる。フィン付き管と平滑管との差は u の増大につれて減少するが、 $u = 7\text{ m/s}$ の図8(c)においても管Cは平滑管の6.8～10倍の Nu の値を示している。

3・2・4 管配列の影響 図9は $u = 2\text{ m/s}$ 、 $\Delta T = 3\text{ K}$ の場合について管A～Dの千鳥管群と基盤目管群⁹⁾の実験結果を α 対 Γ の座標上で比較したものである。ここに $\Gamma = W/2lk$ は管の片側を流下する単位長さあたりの凝縮液量である。千鳥管群は基盤目管群に比べて Γ の最大値が小さいが、これは凝縮液流量を重力流モデルに基づいて見積もっていることに原因がある。管Aについては α は Γ によらずほぼ一定であり、

千鳥管群と基盤目管群の差もほとんど見られない。管CとDは Γ の増大につれて α の値がいくぶん減少している。管Bは Γ の増大による α の減少が最も顕著である。これは、表1および図3から明らかなように、管Bのフィン高さおよびフィン間溝部の間隔が他の管に比べて小さいため、 Γ の増大につれて早めにフィン間溝部に凝縮液が充満し、伝熱を阻害するためである。また管Bは千鳥管群と基盤目管群の差が最も大きく、 Γ の増大に伴う α の減少は千鳥管群のほうが小さい。これは、千鳥管群は基盤目管群に比べて縦の管間隔が大きいため、下方管に衝突する凝縮液の運動量も大きく、従ってフィン間溝部を流下する凝縮液の速度が基盤目管群よりも速いためと考えられる。

図9 千鳥管群と基盤目管群の伝熱特性の比較
 ($u = 2$ m/s, $\Delta T = 3$ K)

図9中には $u_0 = 0$ に対する理論モデル^(9,12)の予測値も示してある。実験値と予測値を比較すると、一般に Γ の大きい領域で予測値のほうが低い値を示している。また、予測値は $\Gamma = 0.07$ kg/m s の前後でいったん上昇した後に再び減少しているが、実験値にはこのような傾向は認められない。これは、理論モデルにおいて仮定した凝縮液の落下モードがこの付近で液柱状から液シート状に変化するのに対して、実際にはこのような不連続な変化は起こらないためである。また、千鳥管群と基盤目管群の実験値の差が最も大きい管Bについても予測値にはあまり差がない。これは理論において蒸気流速および落下凝縮液の運動量の影響を考慮していないことによると考えられる。これらの点について

図10 千鳥管群と基盤目管群の伝熱特性の比較
 ($u = 4$ m/s, $\Delta T = 8$ K)

は今後理論モデルの修正が必要である。

図10は $u=4\text{ m/s}$ 、 $\Delta T=8\text{ K}$ の場合について図9と同様の比較を行ったものである。この場合には Γ の実験範囲が広がっているため、管Aについても Γ の増大につれて α が減少する傾向が明らかに認められる。また、 Γ の大きい領域で実験値と予測値の差がさらに増大している。

4. 結 言

4種類の二次元フィン付き管を用いて千鳥管群における冷媒HCFC-123蒸気の凝縮実験を行い、基盤目管群の実験結果、静止蒸気に対する理論モデルの予測値と比較した。

主な結論は以下の通りである。

(1) 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。しかし、 Re の大きい領域では管間距離の相違により流動様相に違いが見られた。

(2) 凝縮液イナnderションがない場合の蒸気流速の影響は、最も伝熱性能の低い管Aが最も大きく、また、基盤目管群よりも千鳥管群のほうが若干大きい。一方管B、C、Dについては蒸気流速の影響は小さく、両管群の差は認められない。

(3) 凝縮液イナnderションがない場合、静止蒸気に対する理論モデルの予測値は、管A、B、Cの低蒸気流速の実験値と良好な一致を示した。管Dについては予測値のほうが約20%高い値を示したが、これは指定したフィン先端部形状と実際の相違によるものと考えられる。

(4) 凝縮液イナnderションの影響は、フィン高さおよびフィン間隔が最も小さい管Bが最も大きく、また千鳥管群よりも基盤目管群のほうが大きい。理論モデルは凝縮液イナnderション量の増大につれて低めの予測値を与える。

(5) 4種類のローフィン付き管のうち、別報⁽⁸⁾で提案した新形状二次元フィン付き管Cが全実験範囲にわたって最高の伝熱性能を示した。この管は $u=2\text{ m/s}$ 、 $\Delta T=3\text{ K}$ の場合に従来形ローフィン付き管Aに対して1.75倍の伝熱性能を示した。

終りに、供試冷媒および供試管A、Bを提供していただいたダイキン工業(株)の大槻亮氏ならびに供試管C、Dを製作していただいたWieland(株)のK. Menze氏に謝意を表す。

文 献

- (1) Katz, D. L. and Geist, J. M., *Trans. ASME*, **70**(1948), 907.
- (2) Gogonin, I. I., ほか2名, *Kholodil' naya Tekhnika*, No.1 (1983), 269.
- (3) Webb, R. L., and Murawski, C. G., *ASME, J. Heat Transf.*, **112**-3 (1990), 768.
- (4) 本田・ほか4名, 機論, **55**-516, B (1989), 2433.
- (5) 本田・ほか4名, 機論, **57**-534, B (1991), 653.
- (6) Chu, C. M., and McNaught, J. M., *Inst. Chem. Engrs. Symp. Ser.* **129** (1992), 225.
- (7) McNaught, J. M., and Chu, C. M., *ASME, Condensation and Condenser Design* (1993), 367.
- (8) 本田・ほか4名, 機論, **59**-561, B (1993), 1672.
- (9) 本田・ほか4名, 機論, **60**-574, B (1994), 231.
- (10) Nakayama, W., et al., *ASHRAE Trans*, **90**, Pt. 1 (1984), 60.
- (11) 朱・本田, 機論, **58**-555, B (1992), 3464.
- (12) 本田・ほか2名, 機論, **54**-504, B (1988), 2128.
- (13) Yung, D., ほか2名, *Trans. ASME, J. Heat Transf.*, **102**-1(1980), 20.
- (14) Nusselt, W., *VID-Z*, **60**-27, 28 (1916), 541, 569.
- (15) 本田・ほか4名, 機論, **54**-502, B (1988), 1453.