

## 混合冷媒HCFC-123/HFC-134aの水平フィン付き管群における凝縮

本田, 博司  
九州大学機能物質科学研究所

高松, 洋  
九州大学機能物質科学研究所

高田, 信夫  
九州大学機能物質科学研究所

<https://doi.org/10.15017/7870>

---

出版情報 : 九州大学機能物質科学研究所報告. 11 (2), pp.87-94, 1997-12-15. 九州大学機能物質科学研究所

バージョン :

権利関係 :



# 混合冷媒 HCFC-123/HFC-134a の水平フィン付き 管群における凝縮

本田 博 司・高 松 洋・高 田 信 夫

## Condensation of Refrigerant Mixture HCFC-123/HFC-134a on a Staggered Bundle of Horizontal Finned Tubes

Hiroshi HONDA, Hiroshi TAKAMATSU and Nobuo TAKATA

Experiments were conducted to obtain row-by-row heat transfer data during condensation of downward-flowing zeotropic refrigerant mixture HCFC-123/HFC-134a on a  $3 \times 15$  (columns  $\times$  rows) staggered bundle of horizontal low-finned tubes. The vapor temperature and the HFC-134a mass fraction at the tube bundle inlet were maintained at about  $50^\circ\text{C}$  and 9 %, respectively. The refrigerant mass velocity ranged from 9 to  $34\text{ kg/m}^2\text{s}$ , and the condensation temperature difference from 3 to 12 K. The vapor phase mass transfer coefficient was obtained from the heat transfer data by subtracting the thermal resistance of the condensate film. The heat transfer coefficient and the mass transfer coefficient decreased significantly with decreasing mass velocity. These values first increased with the row number up to the third (or second) row, then decreased monotonically with further increasing row number, and then increased again at the last row. The mass transfer coefficient increased with condensation temperature difference, which was due to the effect of suction associated with condensation. On the basis of the analogy between heat and mass transfer, a dimensionless correlation of the mass transfer coefficient for the 4th to 14th rows was developed.

### 1. 緒 言

冷凍機およびヒートポンプの作動媒体として非共沸混合冷媒を用いると単一成分冷媒より成績係数が良くなる可能性があるため、混合冷媒に関する研究が多くなされてきた。これは、非共沸混合冷媒の場合に、凝縮器および蒸発器内の平衡温度が変化するという性質を利用するものであり、この温度変化を熱源側の温度変化とうまくマッチングさせることが重要である。このような観点で行われた Küver-Kruse<sup>1)</sup>、Murloy ら<sup>2)</sup>および NEDO<sup>3)</sup>の研究では、混合冷媒を用いてヒートポンプの高性能化につながる比較的良い成果を得ているが、最近の研究は、HCFC-22 や R-502 の代替冷媒という観点からその有力候補である混合冷媒を用いる場合がほとんどである。

混合冷媒は上述のような利点を持つ反面、単一成分冷媒に比べて凝縮および沸騰熱伝達係数が非常に低くなる欠点を有する。凝縮熱伝達係数の低下は蒸気相内の拡散抵抗に起因している。内田ら<sup>4)</sup>および蛭子ら<sup>5)</sup>は HCFC-22 の代替冷媒である R-407C の管内凝縮の実験を数種類の伝熱促進管を用いて行っているが、最も性能がよい管の場合でも市販の溝付管で得られる HCFC-22 の伝熱性能より悪く、さらに伝熱促進を行うための研究が続けられている。

一方、水平管や水平管群での非共沸混合冷媒の凝縮に関する研究は極めて少ない。土方ら<sup>7)</sup>は混合冷媒 CFC-113/CFC-114 (10 wt% CFC-114) の水平管外強制対流凝縮実験を、平滑管および2種類のフィン付き管(ハイフィンとローフィン)を用いて行った。蒸気レイノルズ数  $Re_v$  の範囲は  $1.3 \times 10^3$  から  $9.3 \times 10^3$  であり、蒸気の流動方向が水平と鉛直下降流の2通りの場合について検討した。その結果、水平蒸気流でハイフィン管の場合に最も高い性能を得ている。また、冷媒蒸気と伝熱面の間の全熱抵

受理日 1997年9月22日

本論文を名誉教授 田代昌士先生に献呈する。

抗から液膜の熱抵抗を差し引くことにより気液界面から蒸気への熱伝達係数を求めた。この熱伝達係数の値は、フィン付き管で下降流の場合、熱伝達と物質伝達の間のアナロジーから得られる値の1.0~1.9倍であった。Signeら<sup>8)</sup>は、Y型フィンを有するフィン付き管または平滑管からなる4行13列の千鳥配列管群におけるHFC-134a/HFC-23 (8-12 wt% HFC-23)の平均凝縮熱伝達係数を求めた。ただし、管群の中心2列が凝縮管、その他はダミー管であり、冷媒蒸気はほぼ静止状態での実験である。フィン付き管の場合、混合冷媒の平均熱伝達係数はHFC-134aより極めて低く(約1/7)その差は凝縮温度差が小さいほど大きかった。また、凝縮温度差が小さい(約6 K)場合、平滑管とフィン付き管の熱伝達係数は同程度であった。しかし、平滑管の場合、凝縮温度差の増加とともに熱伝達係数はやや減少するのに対し、フィン付き管の場合には熱伝達係数は凝縮温度差とともにかなり増大するという結果を得ている。

本研究は、水平フィン付き管からなる管群での凝縮伝熱特性を、下向き流れの非共沸混合冷媒蒸気の場合について明らかにすることを目的とする。そのため、HCFC-123/HFC-134a (約9 wt% HFC-134a)を試験流体とした列ごとの熱伝達のデータを実験的に求め、HCFC-123の結果および既報<sup>9)</sup>のHFC-134aの結果と比較した。

## 記号

$A$	: ダクトの断面積	( $m^2$ )
$c_D$	: 抗力係数	
$D$	: 拡散係数	( $m^2/s$ )
$d$	: フィン先端までの管直径	( $m$ )
$G$	: 冷媒の質量速度	( $kg/m^2s$ )
$h$	: 比エンタルピー	( $J/kg$ )
$k$	: 各管列の凝縮管の本数	
$l$	: 凝縮管の有効伝熱長さ	( $m$ )
$m$	: 凝縮の質量流束	( $kg/m^2s$ )
$n$	: 第1管列から数えた列の番号	
$p$	: 蒸気圧力	( $Pa$ )
$Q$	: 各管列での伝熱量	( $W$ )
$Q_l$	: 各管列での損失熱量	( $W$ )
$q$	: 各管列での平均熱流束	( $W/m^2$ )
$Re_v$	: 蒸気レイノルズ数	
$Sc$	: シュミット数	
$Sh$	: シャーウッド数	
$T$	: 温度	( $K$ )
$T_w$	: 各管列のフィン根元の平均温度	( $K$ )
$x$	: クオリティ	
$y$	: HFC-134aの質量分率	
$\Delta T$	: 凝縮温度差 $= T_v - T_w$	( $K$ )

$\alpha$	: 各管列の平均熱伝達係数	( $W/m^2K$ )
$\alpha_c$	: 凝縮液膜の平均熱伝達係数	( $W/m^2K$ )
$\beta$	: 各管列の平均物質伝達係数	( $m/s$ )
$\mu$	: 粘度	( $Pa \cdot s$ )
$\rho$	: 密度	( $kg/m^3$ )
$\omega$	: 無次元パラメータ $= (y_v - y_{ii}) / (y_{vi} - y_{ii})$	
添字		
$i$	: 気液界面	
$k$	: $k$ 列目	
$l$	: 液	
$v$	: 蒸気	

## 2. 実験装置および実験方法

図1に実験装置の系統図を示す。装置の概略は他の冷媒に関する既報(CFC-113<sup>10,11)</sup>, HCFC-123<sup>12)</sup>, HFC-134a<sup>9)</sup>)のものと同じであり、冷媒の自然循環ループと冷却水の強制循環ループより構成されている。テストセクションは図2に示すような3行15列の千鳥配列管群であり、断面 $66 \times 100 \text{ mm}^2$ の矩形ダクト内に水平管が水平方向および垂直方向いずれも22 mmのピッチで配置されている。ただし、偶数列は2本の供試管とその両隣の半割のダミー管で構成されている。供試管は標準的な銅製のローフィン管である。表1に供試管の各部寸法を示す。なお、供試管の内部には外径9 mmの塩化ビニール製のロッドが挿入されており、管内面の伝熱促進が施されている。

管群内には、局所の蒸気温度および凝縮液温度を測定するためT熱電対が各列ごとに挿入されており、蒸気温度測定用の熱電対には傘が、凝縮液温度測定用には液溜が取り付けられている。また、冷却水の出入口温度測定のため、各列の混合室に二対直列の熱電堆が挿入されている。供試管の壁温は電気抵抗法により測定した。そのために、供試管とダクトを電氣的に絶縁し、すべての供試管、1 m $\Omega$ の標準抵抗および40 Aの直流電源を直列に接続した。また、各供試管の両端に電圧降下測定用のタップをハンダ付けした。そして、予め求めておいた温度と電気抵抗の関係から各管列ごとの平均壁温を算出した。各管列の冷却水流量はオリフィスと逆U字管マンオメータで測定した。冷媒圧力は管群の上流100 mmの位置でブルドン管式精密圧力計で測定した。また、2管列おきに計8ヶ所蒸気の

Table 1 Dimensions of test tube

Tube diameter at fin tip $d$	15.6 mm
Tube inside diameter	11.2 mm
Effective tube length $l$	100 mm
Fin pitch	0.96 mm
Fin spacing at fin tip	0.72 mm
Fin height	1.43 mm
Fin half tip angle	0.082 rad

サンプリングポートを設け、局所の冷媒蒸気の組成をガスクロマトグラフで測定した。

実験は、管群入口蒸気のHFC-134aの質量濃度が9%の混合冷媒とHCFC-123純冷媒について行った。入口蒸気温度 $T_{v,in}$ は約50℃で一定、最大断面基準の質量速度 $G$ は10, 20, 34 kg/m<sup>2</sup>sの3通り(ボイラ入力10, 20, 35 kWに相当)である。この条件は、管群入口での $Re_v$ がそれぞれ $4.1 \times 10^4$ ,  $8.2 \times 10^4$ ,  $1.4 \times 10^5$ に相当する。また、凝縮温度差 $\Delta T = T_v - T_w$ は3, 5, 8, 12 Kの4通りである。ここに、 $T_v$ は局所の蒸気温度、 $T_w$ は各列ごとの管の平均温度(フィン根元の温度)である。混合冷媒の場合、 $T_v$ は凝縮の進行とともに低下する。管群内での $T_v$ の変化量は実験条件に依存し、本実験では1.2~12 Kであった。すべての管列で $\Delta T$ を一定に保つのは困難であるため、本論文の $\Delta T$ の値は、1列目の公称値を表している。

各管列での平均熱流束 $q$ および平均熱伝達係数 $\alpha$ はそれぞれ次式で定義される。

$$q = (Q + Q_i) / kndl \quad (1)$$

$$\alpha = q / \Delta T \quad (2)$$

ここに、 $Q$ は冷却水の温度上昇と流量から算出される伝熱量、 $Q_i$ は周囲への損失熱量、 $k$ は各列における供試管の本数(2または3)である。 $\alpha$ の測定誤差は $\Delta T \geq 3K$ で5%以下と推測される。なお、測定値の誤差の詳細については既報<sup>10)</sup>を参照されたい。

$k$ 列目の管に対する熱および物質収支はそれぞれ以下の式で表される。

$$GA[h_v x + h_l(1-x)]_k = (Q + Q_i)_k + GA[h_v x + h_l(1-x)]_{k+1} \quad (3)$$

$$y_{v,in} = [y_v x + y_l(1-x)]_{k+1} \quad (4)$$

ここに、 $A$ はダクトの最大断面、 $x$ はクオリティ、 $h_l$ と $h_v$ はそれぞれ液と蒸気のエンタルピー、 $y_l$ と $y_v$ はそれぞれ液と蒸気の組成(HFC-134aの質量濃度)を示す。また、添字 $k$ は $k$ 列目の直前(上流)の状態を表している。ここで、各管列で凝縮した液の組成は気液界面の温度 $T_i$ 、圧力 $p$ に対応した液の平衡組成 $y_k$ に等しいと仮定する。もし、各管列で凝縮した液が上流から降ってくる液と混合しないと仮定すると、 $y_{l,k+1}$ は次式で表される。

$$y_{l,k+1}(1-x_{k+1}) = \sum_{j=1}^k y_{l,j}(x_j - x_{j+1}) \quad (5-a)$$

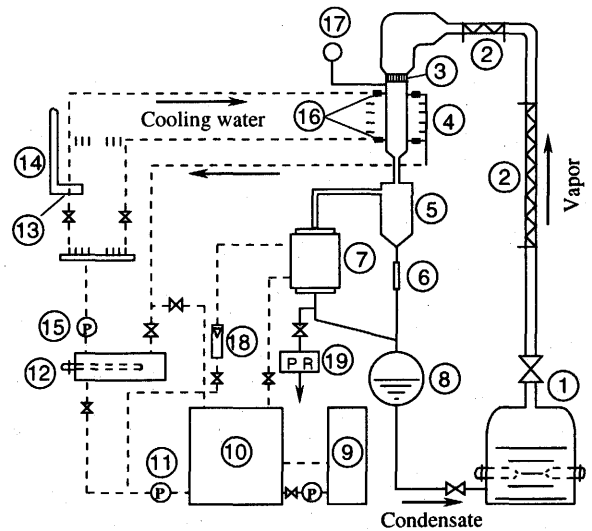
一方、凝縮液が完全に混合されると仮定すると

$$y_{l,k+1} = y_{l,k} \quad (5-b)$$

となる。実際の $y_{l,k+1}$ は式(5-a)と(5-b)の間にあると考えられる。気液界面の温度 $T_i$ は次式より求める。

$$q = \alpha_s(T_i - T_w) \quad (6)$$

ここに、 $\alpha_s$ は凝縮液膜に対する熱伝達係数であり、この値は、同じテストセクションを用いて得られたHCFC-123と既報のHFC-134aの実験データ<sup>9)</sup>を無次元整理した式より見積もった。この無次元整理式はヌセルトの式<sup>13)</sup>から



1. Boiler  
2. Superheater  
3. Calming section  
4. Test section  
5. Drain separator  
6. Condensate measuring tube  
7. Dump condenser  
8. Condensate receiver  
9. Chilling unit  
10. Cooling water tank  
11. Feed pump  
12. Circulation tank  
13. Orifice  
14. Inverse U-tube manometer  
15. Feed pump  
16. Mixing chamber  
17. Pressure gauge  
18. Rotameter  
19. Vacuum pump

Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

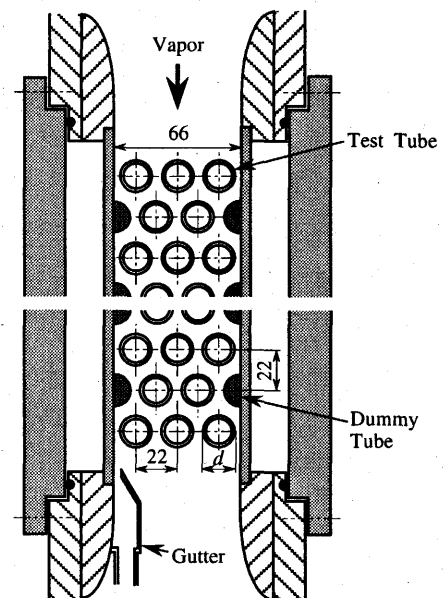


Fig. 2 Cross-sectional view of test section

算出した平滑管の熱伝達係数  $\alpha_{Nu}$  を用いて  $\alpha_s/\alpha_{Nu} = f(Re_v, n)$  という形で表されている。管群内の圧力変化は次式で求めた。

$$p_{k+1} = p_k + \left[ (Gx)^2 / \rho_v \right]_k - \left[ (Gx)^2 / \rho_v \right]_{k+1} - 2c_D \zeta^2 \left[ (Gx)^2 / \rho_v \right]_m \quad (7)$$

ここに、 $\zeta (= 3.01)$  はダクトの最大断面積と最小断面積の比、 $c_D$  は抗力係数であり、 $c_D$  の値は HCFC-123 の実験結果より求めた。圧力損失の計算値は最大で入口圧力の 2.3% (混合冷媒の場合に約  $2.45 \times 10^5 \text{ Pa}$ ) であった。

混合冷媒の熱力学的性質は SRK 状態方程式に基づいたプログラムパッケージ<sup>14)</sup>より推算した。その際、HCFC-123 と HFC-134a の偏心係数には久保田ら<sup>15)</sup>の推奨値 0.275 と 0.319 をそれぞれ用いた。また、異種分子間相互作用パラメータは Kubota ら<sup>16)</sup>の気液平衡データに基づき 0.034 とした。混合冷媒の輸送的性質は Reid ら<sup>17)</sup>の推奨する混合則を用いて、それぞれの純冷媒の値<sup>18)</sup>より推算した。

管群入口において蒸気が飽和状態で  $x=1$  であるとする。液および蒸気の測定温度を用いて式(1)~(7)より  $x, y, y_v, T_p, p$  が求められる。しかし、 $y_v$  の計算値は  $T_v$  と  $p$  に対応する蒸気の平衡組成より小さくなり、その差は下流に行くほど大きくなることがわかった。これは、状態方程式による物性値の推算精度が十分でなく、 $h_v$  が  $y_v$  にあまり依存していないのが主な原因だと考えられる。この結果、 $h_v$  の値に対する少しの誤差で  $y_v$  の値が大きく変わったものと推測される。したがって、ここでは、蒸気は各管列で飽和状態にあると仮定し、式(4)の関係を考慮しないことにした。この方法で得られた管群出口での  $x$  の値と式(1)~(7)より求めた場合の値の差は最大で約 5% であった。

凝縮の質量流束  $m$  および蒸気相の物質伝達係数  $\beta$  はそれぞれ次式で定義される。

$$m = \frac{GA\Delta x}{k\pi dl} \quad (8)$$

$$\beta = \frac{m}{\rho_v(1-\omega)} \quad (9)$$

ここに、 $\omega = (y_v - y_{li}) / (y_{vi} - y_{li})$ 、 $y_{li}$  は気液界面温度に対応する蒸気の平衡濃度である。 $y_{li}$  を式(5-a)と式(5-b)のどちらから求めるかによって  $\beta$  の値は異なるが、本実験条件内では両者の差は 9% 以下であった。フィン付き管の場合、凝縮はフィンの先端で主に生ずる。したがって、実際の  $y_{li}$  は式(5-a)による値に近いと考えられるので、次節では式(5-a)から求めた  $\beta$  について検討する。

### 3. 実験結果

図 3(a) および 3(b) は管群内の種々の温度  $T_i, T_p, T_v, T_w, T_c$ 、熱流束  $q$ 、熱伝達係数  $\alpha$  および湿度  $1-x$  の分布の例

を示している。ここに、 $T_{v1}, T_{v2}$  は同一断面内の 2 箇所の測定値、 $T_i$  は各管列での冷却水の平均温度である。 $T_v$  と  $T_i$  は下流に行くほど、すなわち、凝縮の進行とともに徐々に低下する。 $T_i$  は  $T_v$  より高く上流側では  $T_v$  に近い。これは、凝縮液が周囲の蒸気によって加熱されていることを示している。 $q$  および  $\alpha$  は、それぞれ 2 列目および 3 列目で最大となり、その後は徐々に減少する。ただし、 $\alpha$  は最後列で増加している。

図 4 に  $G=20 \text{ kg/m}^2\text{s}$  の場合の  $y_v$  の測定値と計算値の比較を  $\Delta T$  をパラメータとして示す。 $\Delta T=12 \text{ K}$  の初めの 3 つのデータを除いて  $y_v$  の測定値は下流に行くにしたがって増加し、その増加の程度は  $\Delta T$  が大きいほど大きい。また、

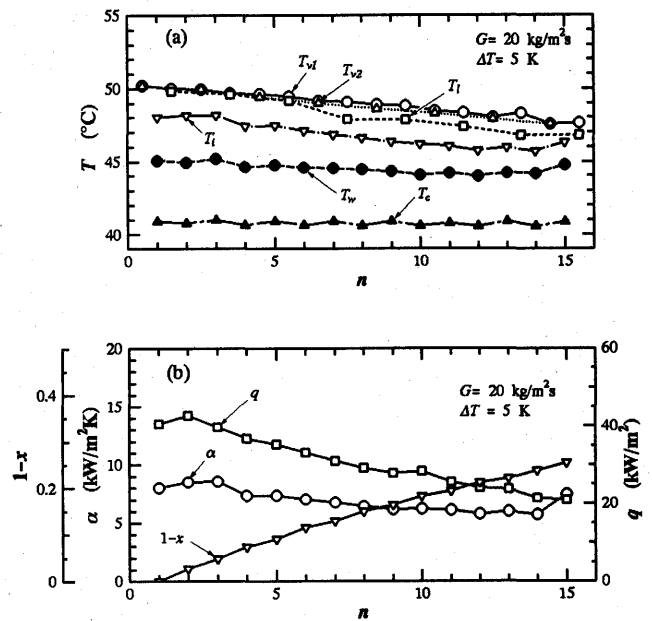


Fig. 3 Distribution of measured and calculated quantities in tube bundle

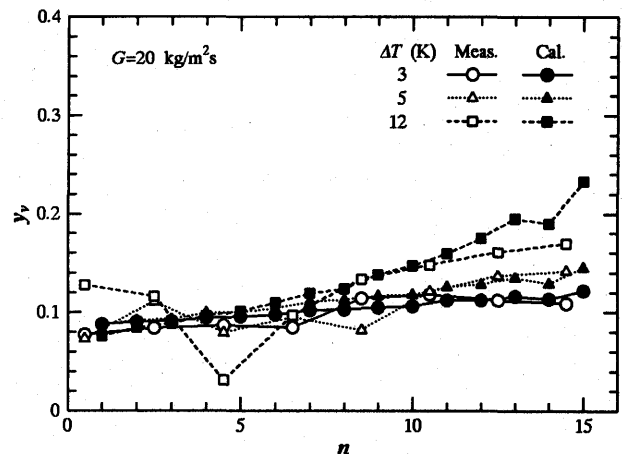


Fig. 4 Distribution of vapor mass fraction in tube bundle

$y_p$ の正確な測定は難しいと予想されたにもかかわらず、測定値は計算値と比較的良く一致している。しかし、 $\Delta T=12$  Kの初めの3つのデータが不自然な値を示しているのは蒸気のサンプリングがうまくいかなかったことによると推測される。

図5は第1管列の $\alpha$ を $\Delta T$ に対して $G$ をパラメータとして示したものである。白抜きと黒塗りの記号は、それぞれHCFC-123/HFC-134aとHCFC-123の結果を表している。混合冷媒の $\alpha$ はHCFC-123よりかなり低く、 $G$ が小さいほどその差が大きい。これは、蒸気相での物質伝達抵抗が原因である。混合冷媒と純冷媒のいずれの場合も $\alpha$ は $\Delta T$ の増加とともに低下する。しかし、混合冷媒の方がその低下の程度は小さく $G=10$  kg/m<sup>2</sup>sの場合には $\Delta T>8$  Kで逆に上昇している。これは、吸い込み効果により物質伝達抵抗が小さくなることに起因すると考えられ、土方ら<sup>7)</sup>の単管の実験結果やSigneら<sup>8)</sup>の管群第1列目のデータにも同様の傾向が認められる。

図6は $\alpha$ の管列方向分布を $G$ をパラメータとして示している。白抜きおよび黒塗りの記号はそれぞれ混合冷媒およびHCFC-123の結果である。混合冷媒の場合、 $\alpha$ は3列目までは増大する。その後、徐々に低下し最後列でまた増大している。混合冷媒の $\alpha$ はHCFC-123よりかなり低く、 $G$ による影響もHCFC-123よりかなり大きい。図6の4つの線は、混合冷媒の物性値を用いて水平平滑管に対するNusselt<sup>19)</sup>の式から算出した値である。 $G=10$  kg/m<sup>2</sup>の場合には、混合冷媒では下の方の管列になるとNusseltの式による値の2倍以下の $\alpha$ しか得られていない。

図7は $\Delta T$ をパラメータとして $\alpha$ の管列方向分布を示したものである。管列にかかわらず混合冷媒と純冷媒のいずれの場合も $\Delta T$ が大きいほど $\alpha$ は低くなるが、その差は混合冷媒の方が小さい。また、混合冷媒の場合、 $\Delta T \leq 5$  K

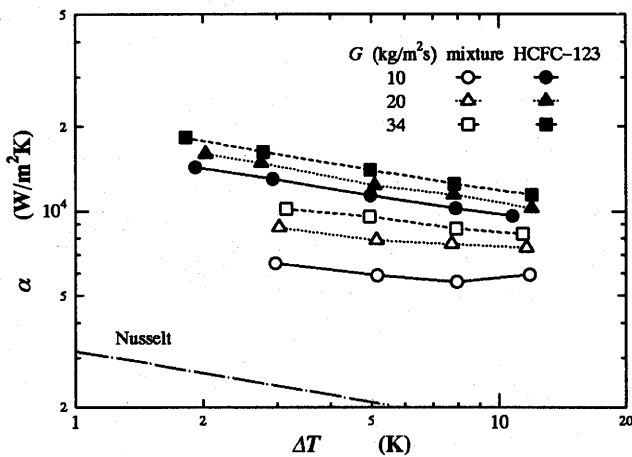


Fig. 5 Effect of condensation temperature difference on heat transfer coefficient; comparison of mixture and HCFC-123

では3列目が、 $\Delta T \geq 8$  Kでは2列目の $\alpha$ が最も高くなっている。

図8は物質伝達係数 $\beta$ の管列方向分布を $G$ をパラメータとして示している。管列方向の分布は図6の $\alpha$ の場合と同様であるが、 $G$ による影響は $\alpha$ の場合より大きくなっている。

図9は $\Delta T$ をパラメータとして $\beta$ の管列方向分布を示したものであり、データは図7に対応している。図7の $\alpha$ の場合と異なり、 $\beta$ は $\Delta T$ が大きいほど大きくなっている。この原因は、凝縮による吸い込み効果により濃度境界層が薄くなることにある。

図5~7に示したように混合冷媒の熱伝達係数がHCFC-123より低下するのは、蒸気相内に濃度境界層が形成されるのが原因である。ここで、物質伝達係数の整理

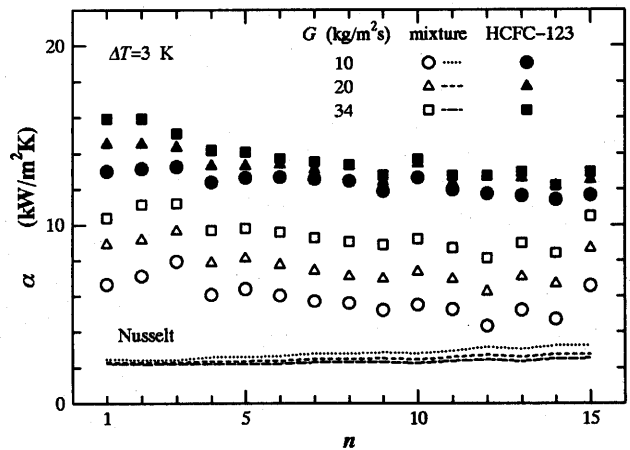


Fig. 6 Variation of heat transfer coefficient with vertical row number; comparison of mixture and HCFC-123 for different mass velocities

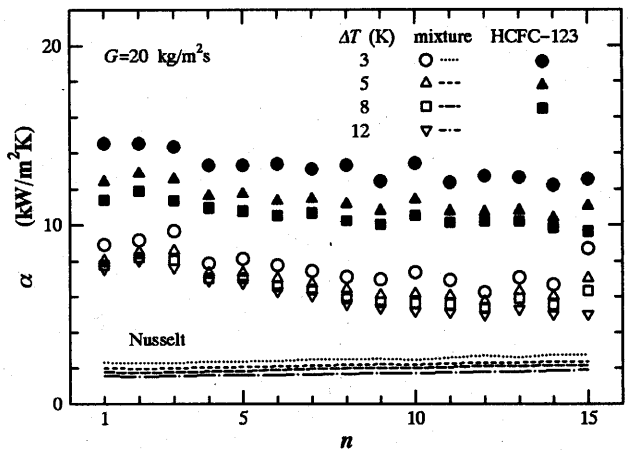


Fig. 7 Variation of heat transfer coefficient with vertical row number; comparison of mixture and HCFC-123 for different condensation temperature difference

を試みる。Zukauskas<sup>20)</sup>は平滑管の千鳥配列管群における強制対流熱伝達の整理式を提案している。熱伝達と物質伝達のアナロジーを用いると、この式は凝縮流束  $m \rightarrow 0$  の極限として次式のように書き直すことができる。

$$Sh_0 = a Re_v^{0.6} Sc^{0.36} \quad (10)$$

ここに、 $Sh_0 = \beta_0 d/D$ 、 $Re_v = \zeta G d/\mu_v$ 、 $\beta_0$  は  $m \rightarrow 0$  の場合の物質伝達係数、 $a$  は係数である。 $a$  は管列数  $n$  の増加とともに大きくなり、 $n \geq 10$  では 0.35 になる。実際の凝縮過程では蒸気相内の物質伝達は吸い込みの影響を受け、 $\beta$  は  $\beta_0$  より大きくなる。膜理論によると、 $\beta$  と  $\beta_0$  の関係は次式で表される。

$$\frac{Sh}{Sh_0} = \frac{1}{1-\omega} \ln\left(\frac{1}{\omega}\right) \quad (11)$$

ここに、 $Sh = \beta d/D$  である。水平平滑管上の強制対流膜状

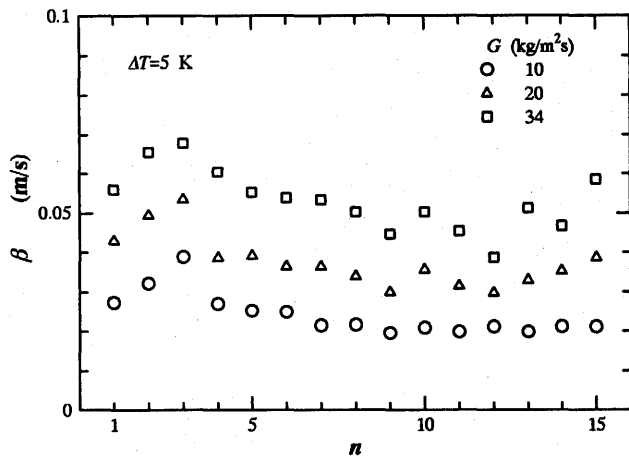


Fig. 8 Variation of mass transfer coefficient with vertical row number; effect of mass velocity

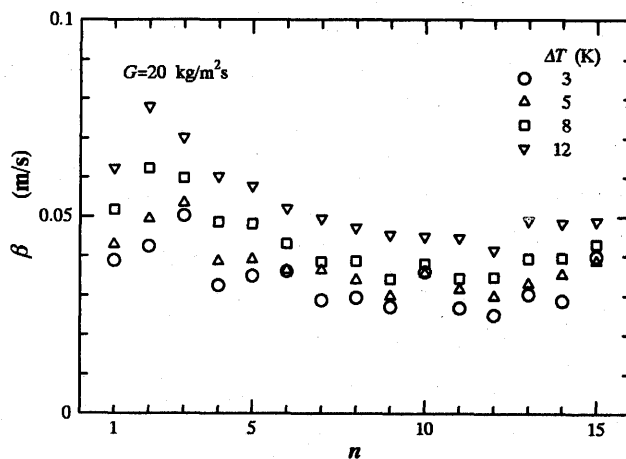


Fig. 9 Variation of mass transfer coefficient with vertical row number; effect of condensation temperature difference

凝縮に関して、Rose<sup>21)</sup>は理論解析に基づき  $\beta$  の近似式を提案している。この式を本実験にあてはめると次式のように書き表される。

$$\frac{Sh}{Re_v^{0.6}} = \frac{b \left\{ \left[ 1 + 2(1/\omega - 1) Sc^{0.36} \right]^{0.5} - 1 \right\}}{1 - \omega} \quad (12)$$

また、土方ら<sup>7)</sup>は次のような式を提案している。

$$Sh = c (\rho_v/\rho_w)^{1/3} (1/\omega)^{1/3} Re_v^{0.6} Sc^{1/3} \quad (13)$$

図10は4列目から14列目までの  $Sh$  を  $Re_v$  に対して  $\Delta T$  をパラメータとして示している。その他の管列のデータは管群の入口および出口の影響を受けていると思われるので図より省いた。図中、データが3つのグループに分かれているのは、それぞれ  $G = 10, 20, 34 \text{ kg/m}^2$  に対応している。実線は  $Sh \propto Re_v^{0.6}$  の関係を表している。 $Sh$  は  $\Delta T$  が大きいほど大きく、 $\Delta T$  が一定の場合の  $Re_v$  に対する依存性は上記の関係にほぼ近い。しかし、 $\Delta T$  が小さい場合には各グループ内のデータの勾配は実線よりかなり大きくなっている。これは、下流にいくにしたがって ( $Re_v$  が小さくなるにしたがって) 蒸気温度が低下するため、実際の凝縮温度差も小さくなり、 $\Delta T$  が小さいほど公称値である  $\Delta T$  に対する低下の割合が大きいのが原因であると考えられる。一方、 $\Delta T = 12 \text{ K}$  の場合には、下の方の管列のデータの  $Re_v$  に対する依存性が実線より小さい。この場合、図4に示すように、下の方では  $y_v$  の測定値が計算値より小さくなっており、 $y_v$  の推算の誤差がこのような結果の原因だと考えられる。

図11にすべてのデータから求めた  $\beta$  を  $Sh/Re_v^{0.6}$  と  $1/\omega$  の関係で示す。ただし、1列目、2~3列目、4~14列目および15列目のデータに区別して示している。また、 $1/\omega$

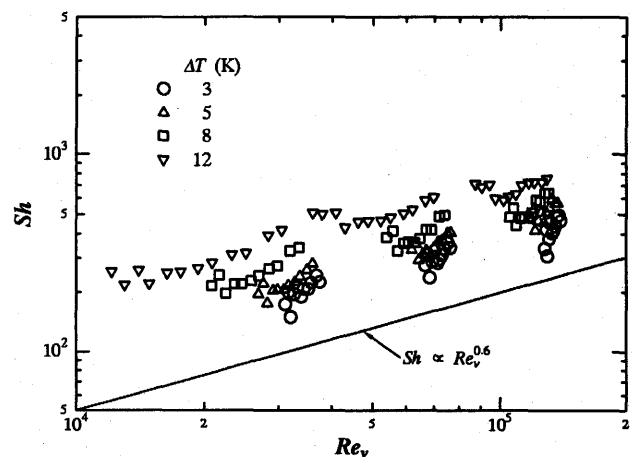


Fig. 10 Variation of Sherwood number with vapor Reynolds number; effect of condensation temperature difference

→1 と  $1/\omega \rightarrow \infty$  はそれぞれ  $m \rightarrow 0$  と  $m \rightarrow \infty$  に対応する。2, 3 および 15 列目のデータは他の列のデータより幾分高い値を示している。4~14 列目のデータは一部の下流側のデータを除いて次式で整理される。

$$Sh = 0.38(1/\omega)Re_v^{0.6}Sc^{0.36} \quad (14)$$

図 11 中に上式は実線で示してある。  $m \rightarrow 0$  の極限では式(14)は式(10)の係数  $a$  を 0.38 とおいたものと等しくなる。この値は、千鳥配列の平滑管群に対して熱伝達と物質伝達のアナロジーから求めた  $n \geq 10$  の場合の値 0.35 の 1.09 倍である。しかし、 $\beta$  を実面積基準で定義すると  $a$  は 0.11 となり、上述のアナロジーによる値の 32% となる。この結果は、フィン付き管の場合、管表面の一部しか蒸気相の物質伝達に寄与していないことを示している。これは、凝縮液が表面張力の影響を受け、薄い液膜が形成される部分の面積が限られていることに起因していると考えられる。図 11 中の一点鎖線、点線および破線は、 $1/\omega = 1$  での  $Sh/Re_v^{0.6}$  の値が式(14)と同じになるように係数  $a \sim c$  を与えた場合の式(11)~式(13)の関係をそれぞれ示している。4つの線を比較すると、本実験データは式(11)~式(13)より吸い込みの影響を強く受けていることがわかる。

#### 4. 結 言

非共沸混合冷媒 HCFC-123/HFC-134a の千鳥配列ローフィン管群における凝縮実験を行い、管列ごとの熱伝達および蒸気相の物質伝達のデータを得た。予想されたとおり、混合冷媒の熱伝達係数は HCFC-123 よりかなり低く、その差は質量速度が小さいほど大きかった。熱伝達係数に及ぼす凝縮温度差の影響は、混合冷媒の方が小さかった。熱伝達係数は、3 列目まで増加した後、徐々に減少し、最後列で再び増加した。蒸気相の物質伝達係数の管列方向分布は、熱伝達係数と同様であったが、質量速度の影響

は熱伝達係数の場合より大きかった。また、熱伝達係数の場合と異なり、物質伝達係数は凝縮温度差が大きいほど大きい値を示した。これは、凝縮による吸い込み効果により濃度境界層が薄くなるからである。フィン先端直径を用いた公称面積で定義した物質伝達係数は、千鳥配列の平滑管群に対して熱伝達と物質伝達のアナロジーから求めた値よりやや大きい程度であった。また、物質伝達係数はこれまでに提案されている式より強い吸い込み効果を示し、4 列目から 14 列目までの実験データは式(14)でほぼ整理された。

実験には九州大学総合理工学研究科修士 坂本康典、竹前要輔両君の協力を得た。また、ダイキン工業(株)より冷媒を提供していただいた。ここに、記して謝意を表す。

#### 文 献

- 1) M. Küver and H. Kruse: Proc. IIR Commission B2 Meeting at Purdue, (1986) 47.
- 2) W. Murloy, M. Kauffeld, M. McLinden and D. Didion: Proc. IIR Commissions B1, B2, E1, E2 Meetings at Purdue (1988).
- 3) 新エネルギー・産業技術総合開発機構 (NEDO), 「スーパーヒートポンプ・エネルギー集積システム研究開発最終報告」, 産業技術審議会・省エネルギー技術開発部会評価分科会 (1993).
- 4) 内田麻理, 伊藤正昭, 工藤光夫: 日本機械学会熱工学部門講演会講演論文集, (1994) 227.
- 5) 内田麻理, 伊藤正昭, 工藤光夫: 日本機械学会熱工学部門講演会講演論文集, (1994) 230.
- 6) 蛭子毅, 戸田一美, 奥山和之, 鳥越邦和: 第 29 回空気調和・冷凍連合講演会講演論文集, (1995) 69.
- 7) 土方邦夫, 姫野修廣, 後藤恵之: 日本機械学会論文集(B), 5 5-518, (1989) 3190.
- 8) J. Signe, A. Bontemps and C. Marvillet: Proc. Eurotherm Seminar 47, "Heat Transfer in Condensation" (Paris, France, 1995), Elsevier, (1995) 146.
- 9) H. Honda, H. Takamatsu, N. Takada and Y. Yamasaki: Proc. Eurotherm Seminar 47, "Heat Transfer in Condensation" (Paris, France, 1995), Elsevier, (1995) 110.
- 10) H. Honda, B. Uchima, S. Nozu, H. Nakata and E. Torigoe, ASME J. Heat Transfer, 1 1 3-2, (1991) 479.
- 11) H. Honda, B. Uchima, S. Nozu, E. Torigoe and S. Imai, ASME J. Heat Transfer, 1 1 4-2, (1992) 442.
- 12) H. Honda, H. Takamatsu, N. Takada and O. Makishi: Int. J. Refrigeration, 1 9-1, (1995) 1.

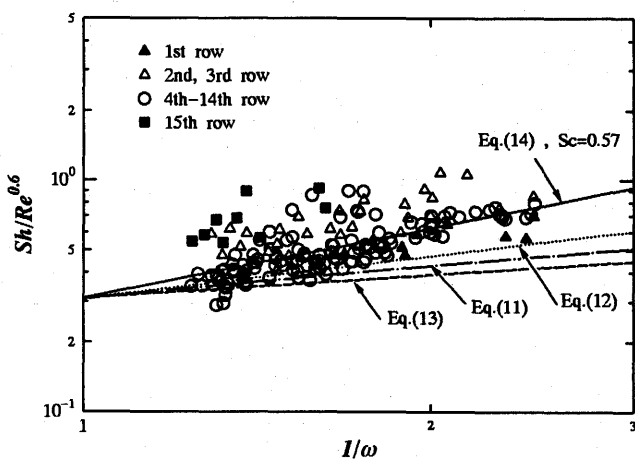


Fig. 11 Mass transfer data plotted on the coordinates of  $Sh/Re_v^{0.6}$  versus  $1/\omega$



- 13) W. Nusselt: *Zeit. Ver. Deut. Ing.*, **60**, (1916) 541.
- 14) 高松洋, 池上康之: 九州大学機能物質科学研究所報告, **4-1**, (1990) 39.
- 15) 久保田博信, 鄭群, 田中嘉之, 松尾成信: 第11回日本熱物性シンポジウム講演論文集, (1990) 465.
- 16) H. Kubota, Q. Zheng, X-Y. Zheng and T. Makita: *J. Chemical Engineering Japan*, **24-5**, (1991) 659.
- 17) R. C. Reid, J. M. Prausnitz and B. E. Poling: "The Properties of Gases and Liquids", 4th ed., McGraw-Hill, New York (1987).
- 18) 日本冷凍協会・日本フロンガス協会編, 「代替フロン類の熱物性—HFC-134a, HCFC-123—」, 日本冷凍協会 (1991).
- 19) W. Nusselt: *Zeit. Ver. Deut. Ing.*, **60**, (1916) 569.
- 20) A. Zukauskas: "Advances in Heat Transfer", Vol. 8, Academic Press (1972) 93.
- 21) J. W. Rose, *Int. J. Heat Mass Transfer*, **23-4**, (1980) 539.