水平フィン付き管群を流下する冷媒 R113 蒸気の凝縮熱伝達* (基盤目配列管群の場合)

本田 博司^{*1}, 内間 文顕^{*1}, 野津 滋^{*1}
中田 裕紀^{*2}, 鳥越 栄一^{*3}

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

Hiroshi HONDA, Bunken UCHIMA, Shigeru NOZU,
Hironori NAKATA, and Ei-ichi TORIGOE

The film condensation of a downward flowing R-113 vapor on in-line bundles of horizontal finned tubes was experimentally investigated. The test sections were 3×15 bundles with or without two rows of inundation tubes at the top. Two tubes with flat-sided fins and four tubes with three-dimensional fins were tested. Heat transfer measurements were carried out on a row-by-row basis. The effect of the vapor velocity on the finned tube bundles was considerably smaller than the case of a smooth tube bundle. The decrease of the heat transfer coefficient due to the condensate inundation was small for tubes with flat-sided fins, while a considerable decrease was observed for tubes with three-dimensional fins. A tube with flat-sided fins of a small fin pitch (0.5 mm) showed the best heat transfer performance over the range of film Reynolds number tested (< 2500).

Key Words: Phase Change, Film Condensation, In-Line Tube Bundle, Horizontal Finned Tubes, Cross Vapor Flow, Condensate Inundation

1. 緒 言

水平フィン付き管は、高性能の凝縮用伝熱管として冷凍・空調、化学工業等の分野で広く使用されている。その単一管の伝熱性能については、近年フィン形状、フィン寸法、凝縮物質および管材質等の影響に関する系統的な実験データが報告されている。また、環状フィン付き管に関してかなり一般性のある伝熱性能計算法が提案されている。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管群の伝熱性能に関する研究は少ない⁽¹⁾。ほぼ静止蒸気中におかれた水平環状フィン付き管の縦列における凝縮に関しては、Katz-Geist⁽²⁾、Gogonin ら⁽³⁾および Marto⁽⁴⁾の実験的研究がある。これらの研究によれば、水平環状フィン付き管の凝縮伝熱性能に及ぼす縦管列数の影響は、平滑管群に関する Nusselt⁽⁵⁾の式による予測よりもはるかに小さい。比較的大形管群の局所熱伝達に関しては、R-11 に関する Smirnov-Lukanov⁽⁶⁾の報告が

ある。彼らの実験によれば、縦管列数の影響は前述の 1 行管列の場合に比べて非常に大きい。このデータについては不凝縮ガス混入の可能性のあることが指摘されている⁽⁷⁾。また、著者ら⁽⁸⁾は水平環状フィン付き管について凝縮液イナンドーションの影響を考慮した伝熱性能計算法を提案し、上述の 1 行管列に関する実験データと良好な一致を得ている。しかし、実際の管群では凝縮液イナンドーションと蒸気流速の影響が共存するので、著者らの理論はさらに大形管群に関する実験データによって検証される必要がある。

本研究は、水平フィン付き管の大形管群における凝縮熱伝達の基本的性質を明らかにすることを目的としている。供試流体としては冷媒 R-113 を使用し、蒸気が基盤目管群を鉛直下向きに流れる場合の凝縮熱伝達に及ぼす凝縮液イナンドーションと蒸気流速の複合効果を実験的に明らかにする。伝熱管としては 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、それらの凝縮伝熱特性を比較する。

記 号

d : フィン先端直径
 g : 重力の加速度
 h : フィン高さ

* 平成元年 3 月 17 日 九州支部第 42 期総会講演会において講演、原稿受付 昭和 63 年 4 月 25 日。

^{*1} 正員、岡山大学工学部 (〒700 岡山市津島中 3-1)。

^{*2} 岡山大学大学院。

^{*3} 学生員、岡山大学大学院。

- L : 凝縮潜熱
 l : 管または面の有効長
 n : 管列数
 N_u : 凝縮数 $= \alpha(\nu_l^2/g)^{1/3}/\lambda_l$
 p : フィンピッチ
 Q : 冷却水受熱量
 Q_l : 熱損失
 Re : 膜レイノルズ数〔式(4)〕
 T_s : 飽和温度
 T_w : フィン根元壁温
 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速度
 W : 凝縮液流量
 α : 熱伝達係数〔式(1)〕
 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
 0 : 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既報⁽⁹⁾の平滑管群の場合とほぼ同一である。

供試管群に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 列の基盤目管群を使用した。その概略を図 2 に示す。管群はフィン先端直径 $d = 15.6 \sim 16.1$ mm の銅管で構成されており、内寸法 66×100 mm の鉛直ダクト内に設置されている。ダクトの管軸に平行な面には観察窓が設けられている。また、第 15 管列の直後にはダクト壁を流下する凝縮液を受けるとい設けられている。このとによって集められた凝縮液は、配管によってダクト外へ導かれ、計量ガラス管、バルブを経て再びダクト内へ戻される。なお、既報の平滑管群では、高蒸気流速域で第 11 管列以降の熱伝達係数が再び上昇する現象が観察された。この原因として、供試管群の下流約 120 mm の縮流部と、その後の気液分離器に至る配管内における気液二

相流の脈動の影響が考えられたので、今回の実験装置では、供試管群の下端から縮流部までの距離を 320 mm に変更した。

供試管としては、2 種類の環状フィン付き管（管 A、B）と 4 種類の三次元フィン付き管（管 C～F）を使用した。供試管の各部寸法を表 1 に示す。また、各管の管軸方向断面（管 B を除く）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。この管は既報⁽⁹⁾の静止蒸気に関する理論で最適に近いと考えられるフィン寸法をもっている。供試管 A については、3 行 15 列の全管をこの管で構成し、管列ごとの伝熱特性を調べた。また、上述の管群の第 1、第 2 管列を液供給管（その構造については既報⁽¹⁰⁾

図 1 実験装置の概略

図 2 供試管群の概略

参照)に変更し、大形管群を模擬する実験も行った。なお、液供給管へ供給する凝縮液は図 1 に示す受液器の下部より、循環ポンプ、浮子式流量計を経て各管に導かれ、その下端に設けた軸方向のスリットからほぼ一様に流出する。管 B~F については、上述の液供給管を有する管群の下流側 (第 12-14 管列) の 1 列または 2 列だけをこれらの管に変更した。そして、凝縮を行わせる上流管列数を次第に増加させ、ついで液供給管から降らせる液量を増大させることによって広範囲の凝縮液イナundーションを実現した。管 A~F の外径はほぼ等しいことから、この実験方法によって大形管群の特性を模擬できるものと考えられる。

蒸気圧力は、管群の上流 100 mm の位置においてブルドン管式精密圧力計で測定した。蒸気温度は、管群の上流および下流 70 mm の位置に挿入したシース熱電対で測定した。供試管の壁温は、電気抵抗法により測定した。そのために、供試管とダクトとを電気的に絶縁し、全部の管と 1mΩ の標準抵抗を直列に 40 A の直流電源に接続した (詳細は既報⁹⁾参照)。各管列の冷却水の温度上昇は出入口の水混合室に挿入した二対直列の熱電堆により測定した。また、その流量はオリフィスと逆 U 字管マノメータにより測定した。ダクト壁を流下する凝縮液流量は前述の計量ガラス管とストップウォッチにより測定した。

各熱電対の熱起電力および各管と標準抵抗の電圧降下の測定は、分解能 1μV のデータ収録装置によって連続的に 10 回行い、その平均値を実験データとした。

本実験では過熱器は使用せず、管群の上流と下流の蒸気温度測定値をそれぞれの位置の飽和温度とみなした。これらの値は、静圧降下により最大 0.3 K の差を生じたので、各管列の飽和温度 T_s は流動抵抗を考慮した内挿法によって求めた。フィン根元壁温 T_w は、電気抵抗法による測定値をフィンを除いた仮想の平滑管の平均温度とみなし、これに管肉厚の 1/2 に対する熱伝導補正 (0.15 K 以下) を加えた値とした。各列の管間の T_w の変化は、冷却水の温度上昇が大きいほど大きく、最大 3 K に達した。しかし、凝縮温度差 ($T_s - T_w$) の平均値からのばらつきは 13 % 以内であった。R-113 の流量は、電気ボイラの熱収支から求めた。各管列のクオリティは、管群入口で乾き飽和蒸気を仮定し、凝縮液の過冷度を無視して熱収支により定めた。なお、蒸気発生量に対する供試管群における凝縮量の割合は、管 A の 3 行 15 列管群について 14~72 % であった。この値は一般に蒸気発生量が大きいほど減少した。蒸気速度 u は、供試管のフィン先端径と同一の外径を有する仮想の平滑管群の最小流路断面積で定義した。

各管列の平均熱伝達係数 α および平均凝縮数 N_u を次式で定義する。

$$\alpha = (Q - Q_i) / 3\pi d l \Delta T \quad \cdots \cdots (1)$$

$$N_u = \alpha (\nu^2 / g)^{1/3} / \lambda_l \quad \cdots \cdots (2)$$

ここに、 Q は冷却水の流量と温度上昇から求まる伝熱量、 Q_i は熱損失、 l は管の有効長 (=100 mm)、 $\Delta T = T_s - T_w$ は平均凝縮温度差、 T_w は各管列の平均

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 供試管の管軸方向断面 (管 B を除く) および外観

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。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。

実験は、約0.11 MPaの圧力下 ($T_s = 50.5 \sim 52.0^\circ\text{C}$)で行った。管群入口の最小流路断面基準蒸気流速 u_0 および ΔT の実験範囲は、それぞれ3.3~18.9 m/s および1~18 Kであった。

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、各凝縮状態に対応する膜レイノルズ数 Re [式(3)で定義される]も示してある。低蒸気流速の凝縮液落下モードは静止蒸気の場合⁽¹⁰⁾と同様であり、凝縮液は第1管列では液滴の形で、第13管列では液柱の形で下方管へ落下している。下方管へ衝突した凝縮液は、いくつかのフィン間溝部を流下し、中間には流下液の影響を受けない部分が存在する。図中の矢印は液充滿位置（これより下部のフィン間には凝縮液が保持されている）を示す。この位置は管A、Bともに既報⁽¹¹⁾の理論式とよく合うことが確かめられた。なお、本実験範囲では落下液が完全な液シートを形成することはなかった。高蒸気流速では、蒸気流のせん断力によって落下液が分裂し、飛散している。したがって、下方管列では窓ガラスを流下する凝縮液によって内部の状態が不明りょうになっている。なお、図4(a)と図4(b)の比較から明ら

図4 凝縮状態の比較, 管A, $\Delta T = 3.5$ K

かなように、液充滿位置は蒸気流速の影響を受けない。

図5は、管Dについて u_0 と Re が小さい場合と大きい場合の組合せに対応する凝縮状態を示す。凝縮液の落下モードは、基本的には管Aの場合と同様であるが、管Dでは比較的小さい Re で完全な液シートが形成されている。同様の現象は、他の三次元フィン付き管についても観察された。この原因は、管のフィン間溝部が管軸方向にもつながっているため、凝縮液流量が管軸方向に均等化されやすいことにあると考えられる。高蒸気流速では、飛散液滴の量が管Aの場合より多く、内部が観察できない。なお、一般に三次元フィン付き管では前述の液充滿位置が明りょうでない。これは既報⁽¹¹⁾で示したように、環状フィン付き管ではフィン間溝部の液深が特定の位置で急変するのに対して、三次元フィン付き管では管周方向にゆるやかに変化するためである。

図6は、管群中の1列だけで凝縮を行わせた場合の高蒸気流速域における凝縮状態の例を示す。管A、Eともに、管頂部のフィン間にも凝縮液が保持されており、この凝縮液は上流管との間の空間に生じる蒸気の

図5 凝縮状態の比較, 管D, $\Delta T = 5.3$ K

図6 インターフェーションのない場合の凝縮状態 $u_0 = 17.6$ m/s, $\Delta T = 5.1$ K

循環流によって持ち上げられ、その一部は上流管の管底部に衝突している。この凝縮液の挙動は、基盤目管群に特有のものと考えられる。

図7は管Aの3行15列管群について、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。図中には、既報⁽⁹⁾の平滑管群の結果も比較のために示してある。 ε の値は ΔT が大きいほど大きく、 u_0 の増大につれて減少している。なお、図7には示していないが、ダクト壁を流下する凝縮液量の絶対値も u_0 の増大につれて減少する。フィン付き管群と平滑管群を比較すると、 $u_0=3\text{ m/s}$ では両者の ε はよく一致しているが、 u_0 の増大につれてフィン付き管群のほうが低めにずれている。これは、フィン間溝部を流れる凝縮液が蒸気流の影響を受けにくく、飛散液滴の発生が抑制されるためと考えられる。

管群における凝縮液の挙動は複雑であるが、本報では便宜上、重力流モデル⁽⁹⁾によって凝縮液イナnderションの量を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 はダクト壁へ付着し、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 $(n-1)$ 管列の流下液量 W_{n-1} 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。

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

また、第 n 管列の膜レイノルズ数 Re_n は次式で表される。

$$Re_n = 2W_n/3\mu_l \quad (4)$$

なお、 γ は前述の ε と次式によって関係づけられる。

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

式(3)、(5)に Q_i 、 Q_m および ε の測定値を代入すると試行錯誤的に γ が求まり、ついで式(4)より Re_n が求まる。

3.2 熱伝達

3.2.1 蒸気流速の影響

図8は、管群中の1列

図7 ε の蒸気流速による変化

(第12～14管列)だけで凝縮を行わせた場合の伝熱特性を全供試管について比較したものである。なお、管Aについては第1管列の結果と静止蒸気に関する既報⁽⁸⁾の理論解を、また管Bについては上述の理論解を比較のために示してある。実験データは3種類の u_0 について示されているが、 u_0 の影響は既報⁽⁹⁾の平滑管群に比べて小さい。環状フィン付き管A、Bでは、 $u_0=3.4\sim 3.5\text{ m/s}$ と $17.7\sim 18.9\text{ m/s}$ に対する熱伝達係数の比は約1.2である。三次元フィン付き管C～Eでは、蒸気流速の影響が認められない。しかし、管Fでは高蒸気流速域で多少影響が認められる。管Aについて第1管列と下方管列を比較すると、 α の値は第1管列の

図8 イナnderションのない場合の伝熱特性

ほうが大きく、両者の差は u_0 が大きいほど顕著である。この原因は、前述のように、下方管列では管頂部のフィン間に凝縮液が保持される傾向があり、有効伝熱面積が減少するためと考えられる。次に理論解と $u_0 = 3.4 \sim 3.5 \text{ m/s}$ に対する管 A, B の実験値を比較すると、管 A では両者はよく一致している。一方、管 B では理論解のほうが約 10 % 小さい。

3・2・2 管列数の影響 図 9 は、管 A の 3 行 15 列管群について、 α/α_N の管列数 n による変化を示す。ここに、 α_N は管 A と d および ΔT の等しい平滑な単管に関する Nusselt⁽⁵⁾ の解を示す。図中には、静止蒸気に関する既報⁽⁸⁾ の理論解および平滑管群に関する既報⁽⁹⁾ のデータを併記してある。実験データは 3 種類の u_0 に対して示されているが、 u_0 の影響は平滑管群に比べて格段に小さい。 $u_0 = 3.4 \text{ m/s}$ では、 n の増大による α/α_N の減少は 4 % 程度ある。これは ΔT が小さく、し

たがって凝縮液イナnderション量も少ないことに原因があると考えられる。 $u_0 = 9.8$ および 17.7 m/s では、 α/α_N の値は第 3 管列まではかなり急激に低下し、それ以降は n の増大につれてゆるやかに減少している。なお、平滑管群では高蒸気流速域で第 11 管列以降の α/α_N の値が再び増大する傾向があるが、フィン付き

図 9 熱伝達係数の管列数による変化, 管 A

図 10 凝縮数と膜レイノルズ数の関係

表 2 引用した鉛直伝熱促進管または面に関する実験データの概略

Symbol	Enhancement technique	p mm	h mm	l mm	Fluid	Reference
○	Flute (#3)	1.0	0.5	446	R-11	Miyoshi et al. [12]
△	Triangular fin	0.5	0.43	25	R-113	Mori et al. [13]
▲	Rectangular fin	0.71	0.89	160	R-113	Mori et al. [14]
●	EHD (18kV)	---	---	1080	R-113	Yamashita et al. [15]
□	Adamek fin (#3)	1.34	1.47	101.6	R-11	Kedzierski and Webb [16]

図 11 水平フィン付き管群と鉛直伝熱促進管または面との比較

管群ではこの傾向はみられない。この相違は、主として前述の実験装置の改造によるものと考えられる。静止蒸気に関する理論解は一般に実験値より小さいが、 $u_0=3.4$ m/s の実験値とは 10% 以内で一致している。

3・2・3 蒸気流速と凝縮液イナージェションの複合効果

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。図中には 2 種類の u_0 および ΔT に対する結果を比較している。なお、各実験点の ΔT は図中に示した設定値と完全には一致しないので、各管について $\alpha \propto \Delta T^a$ の関係を仮定し、 ΔT の設定値における a の値を推定した。その際、 a の値は図 8 中の対応する条件に対するデータを近似する直線のこう配を採用した。図中には管群中の 1 列だけで凝縮を行わせた場合の実験データ、平滑管群に関する実験式⁽⁹⁾および平滑な単管に関する Nusselt⁽⁵⁾の式を比較のために示してある。また、管 A、B については静止蒸気に関する理論解⁽⁸⁾も併記してある。環状フィン付き管 A、B では、 Nu は Re の増大につれてゆるやかに減少している。 u_0 および ΔT の影響は Re の小さい領域で大きく、 Re の増大につれて小さくなる。理論解は、 $u_0=3.4\sim 3.5$ m/s に対する実験データと一定の Re まではよく一致しているが、 Re の増大につれて低めにずれている。この傾向は、フィンピッチの小さい管 B において顕著である。これは、理論解析では Re の増大につれてフィン間溝部の液深が増大し、溝部に液が充満するに至るためである。しかし、実際には Re の大き

い領域でも Nu の急激な低下は見られない。したがって、フィン先端部の大部分は厚い液膜に覆われていないと考えられる。その原因としては、蒸気流速および流下液の運動量の影響が考えられる。三次元フィン付き管 C～F では、一般に Re の増大による Nu の減少が管 A、B に比べて顕著である。これは、三次元フィン付き管では下方管へ衝突した凝縮液が管周を流下する際の流動抵抗が環状フィン付き管に比べて大きく、フィン先端部が厚い液膜に覆われやすいことに原因があると考えられる。また、 u_0 および ΔT の影響は Re が大きいほど顕著である。全供試管を比較すると、管 B が全領域にわたって最高の伝熱性能を示している。

図 11 は、 $u_0=3.4\sim 3.5$ m/s、 $\Delta T=3\sim 5$ K に対する本実験データと鉛直伝熱促進管または面上でフロン系冷媒が凝縮する際の平均熱伝達に関する従来の実験データ^{(12)～(16)}との比較を示す。引用した実験データは、それぞれの研究において最高の伝熱性能を示した管または面に関するものである。その概略を表 2 に示す。なお、これらの管または面の Re はその下端における値であり、 ΔT の増大につれて増大する。図 11 によれば、水平フィン付き管と鉛直フィン付き管または面はほぼ同程度の伝熱性能を示しており、各管または面の間の差は Re とともに増大している。このうち、管 B は Re の大きい領域でも高い伝熱性能を維持している。なお、本実験の範囲 ($Re \leq 2500$) では、 Nu に及ぼす Re の影響はそれほど大きくないが、 Re がさらに大きくなると Nu の減少が顕著になる可能性がある。この点については今後さらに検討する必要がある。

4. 結 論

水平フィン付き管の基盤目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および 4 種類の三次元フィン付き管について調べ、以下の結論を得た。

(1) フィン付き管群を落下する凝縮液の流動様式は、基本的には平滑管群の場合と同様である。三次元フィン付き管は、環状フィン付き管より小さい膜レイノルズ数で液柱モードから液シートモードへの遷移が起こる。

(2) 環状フィン付き管の液充填位置は、蒸気速度の影響を受けない。この位置は、既報⁽¹¹⁾の理論式によって予測できる。高蒸気流速になると、第2管列以降の管頂部のフィン間にも凝縮液が保持される。

(3) フィン付き凝縮管の凝縮熱伝達に及ぼす蒸気流速の影響は、平滑管群に比べて格段に小さい。

(4) 凝縮液イナネーションによる熱伝達係数の低下は、環状フィン付き管より三次元フィン付き管のほうが大きい。環状フィン付き管群は低膜レイノルズ数領域で蒸気流速および凝縮温度差の影響を受けるが、高膜レイノルズ数領域ではこれらの影響が小さくなる。一方、三次元フィン付き管群は環状フィン付き管群と逆の傾向を示す。

(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⁽⁸⁾の理論解析は、低蒸気流速で膜レイノルズ数が一定の値より小さい範囲の実験データとよい一致を示す。理論解析が適用できる膜レイノルズ数の上限は、フィン間隔が大きいほど大きい。

(6) 6種類の供試管のうち、フィンピッチ 0.5 mm、フィン高さ 1.3 mm の環状フィン付き管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、鉛直フィン付き管または面に関する従来の研究と比較しても高い伝熱性能を示した。

終わりに、供試管 A, C~F を提供していただいたダイキン工業(株)の中田春男氏に謝意を表する。

文 献

- (1) Marto, P. J., *Trans. ASME, J. Heat Transfer*, 110 (1988), 1287.
- (2) Katz, D. L. and Geist, J. M., *Trans. ASME*, 70 (1948), 907.
- (3) Gogonin, I. I., ほか2名, *Kholodil'naya Tekhnika*, 1 (1983), 161.
- (4) Marto, P. J., *Proc. 8th Int. Heat Transfer Conf.*, 1 (1986), 161, および私信.
- (5) Nusselt, W., *VDI-Z*, 60 -27, 28 (1916), 541, 569.
- (6) Smirnov, G. F. and Lukanov, I. I., *Heat Transfer-Seviet Research*, 4-3 (1972), 51.
- (7) 藤井・上原, 伝熱工学の進展, 1 (1973), 1, 養賢堂.
- (8) 本田・ほか2名, 機論, 54-504, B (1988), 2128.
- (9) 本田・ほか4名, 機論, 54-502, B (1988), 1453.
- (10) 本田・ほか2名, 機論, 53-488, B (1987), 1320.
- (11) 本田・ほか2名, 機論, 49-445, B (1983), 1937.
- (12) 三好・ほか2名, 第12回日本伝熱シンポジウム, (1977-5), 247.
- (13) Mori, Y., ほか3名, *Trans. ASME, J. Heat Transfer*, 103-1 (1981), 96.
- (14) 森・ほか3名, 第18回日本伝熱シンポジウム, (1981-6), 163.
- (15) 山下・ほか5名, 第24回日本伝熱シンポジウム, (1987-5), 170.
- (16) Kedzierski, M. A. and Webb, R. L., *ASME-HTD*, 85 (1987), 87.

討 論

〔質問〕 平澤茂樹

〔(株)日立製作所機械研究所〕

(1) 電気抵抗法による壁温 T_w の測定精度, 冷却水の温度上昇から求める伝熱量 Q の測定精度, それらを用いた凝縮数 N_u の精度をお教えいただきたい。

(2) 2436 ページ右欄下3から2437 ページ左欄2行めにて、高蒸気流速で1列の管だけで凝縮を行わせた場合に、凝縮液は上流管の管底部に衝突しているとのことだが、複数列の管を凝縮させた場合にも同じ現象が観察されたか。

(3) 2439 ページ右欄8~11 行めにて、三次元フィン付き管はフィン先端部が厚い液膜に覆われやすいとのことだが、その根拠は観察によるものか。

〔回答〕 (1) 供試管の電気抵抗と温度の関係は、テストセクション内を真空ポンプで脱気した後で各管に温度調節された冷却水を高速で流し、水温が壁温に等しいものと仮定して検定曲線を求めた。この検定は本実験の前と途中に行ったが、測定値は ± 0.08 K 以内で検定曲線と一致した。したがって、 T_w の測定誤差も同程度と考えられる。 Q の測定精度は冷却水の流

量と供試管列出入口の温度変化量 ΔT_c の測定精度に依存する。流量の測定値は検定曲線と $\pm 3\%$ 以内で一致した。また、前述の壁温検定時の ΔT_c の値は水温と室温がほぼ等しいときに 0.03 K 程度であった。本実験では $\Delta T_c = 1 \sim 5.5$ K に設定したので、上述の結果から Q の測定誤差は $\pm (3 \sim 4.2)\%$ と考えられる。 N_u の測定誤差は ΔT の減少につれて大きくなり、 $\Delta T = 1$ K では $\pm 10\%$ に達する可能性がある。しかし、管群の伝熱特性を示している $\Delta T \geq 3$ K における誤差は $\pm 5\%$ 以内と考えられる。

(2) 高蒸気流速で複数列の管を凝縮させた場合にも、 Re が小さい領域では部分的に同じ現象が観察された。 Re が大きくなるとガラス窓を流下する凝縮液のためにテストセクション内がよく見えなかったもので、確認できていない。

(3) この記述は、 Re が大きい場合の環状フィン付き管と三次元フィン付き管の管群を流下する凝縮液の挙動の相違(図3, 4)と、両管群の熱伝達特性の相違(図10, 11)にもとづく推察である。