細線フィン群の伝熱性能*

望月貞成^{*1}, 八木良尚^{*2}, 原 拓実^{*1}

Heat Transfer and Pressure Drop Performance of Wire-Fin Surfaces

Sadanari MOCHIZUKI, Yoshinao YAGI and Takumi HARA

Heat transfer and pressure drop performances are experimentally studied for the flow through wire-fin cores which consist of closely packed thin wire arrays. A modified single-blow transient test method is used to evaluate the performance. The range of the Reynolds number tested is 20-200. Results of the heat transfer and pressure drop are compared with those of the conventional compact heat exchanger surfaces. It is shown that the wire-fin surfaces yield markedly higher heat transfer performance. The flow visualization methods of dye injection and hydrogen-bubble generation are employed to investigate the entire flow field in the cores. Steady laminar flow, vortex shedding, oscillating flow, and turbulent flow are observed in sequence along the flow in the cores.

Key Words: Heat Transfer, Heat Exchanger, Extended Heat Transfer Surface, Forced Convection, Wire Fin

1. まえがき

近年のコンパクト型熱交換器に用いられているいわゆる高性能伝熱面(フィン)の性能は、これまでの技術開発によってもはや従来技術の延長線上においてはそれ以上大幅な向上をほとんど望めない限界域にまで達している。この限界を突破して性能を飛躍的に向上させるためには従来にない新しい技術の開発が必要である。

最近、金属細線(0.1mmのオーダー)を2枚の金属プレート間に垂直に非常に細かなピッチで張り渡す技術が開発され、それにより幾何学的代表寸法が極めて小さくかつ伝熱面稠密度(単位体積当りの伝熱面積)が高い伝熱面を比較的容易に製作できるようになった。伝熱面を細線などで構成することにより伝熱面の幾何学的代表寸法を小さくすれば高い熱伝達率が得られることはよく知られているが、実際には製作技術上の困難さなどから実用化される例が殆ど無かったこともあって、細線伝熱面に関する系統的な研究は殆どなされて

いない。例えば、管群内流れの熱伝達の研究として、比較的大径の管(円柱)群の高レイノルズ数領域におけるデータは従来より多く蓄積整理されている⁽¹⁾ものの、細かいピッチで配列された細線群内の低レイノルズ数流れに対する研究は少なく、いわゆるピンフィン伝熱面に関連して散発的になされてきた研究^{(2)~(5)}や、円柱群内流れと伝熱に関する低レイノルズ数域の数値計算^{(6), (7)}が見られる程度である。このように、細線フィン群伝熱面における流れや熱伝達のメカニズムおよび特性はほとんど明らかにされていないのが現状である。

本研究は、細線(0.2mmの銅線)により構成される高稠密度伝熱面の流れと熱伝達について、細線の配列形状を変化させたテストコアを用意して低レイノルズ数領域における流れの可視化および伝熱実験を行うことにより、

- (1) 細線群内の流動状況を把握するとともに、
- (2) 熱伝達特性を明らかにし、
- (3) もって上記伝熱面の有用性を性能面から検討することを目的とする。

* 原稿受付 平成4年5月1日。

^{*1} 正員, 東京農工大学工学部 (〒184 小金井市中町4-23-6)。^{*2} 正員, 東京職業訓練短期大学校 (〒187 小平市小川西町2-32-1)。

2. 実験装置および実験方法

本研究では、伝熱面の性能を調べる方法として改良シングルブロー法^{(8), (9)}を用いた。この方法によれば、定常法のように高温および低温流体流路を備えた完全なテストコアを製作する必要はなく、性能を調べたい伝熱面（フィン）のみを用意すればよい。また、伝熱面の温度を直接測定せずに伝熱面の平均熱伝達率を求めることができる。したがって、本方法は数多くの伝熱面の性能を次から次に調べるのに適している。さらに、本方法においてはフィン効率に影響されずに（すなわちフィン効率100%としての）全伝熱面の平均熱伝達率が直接計測される。

図1に実験装置の概略を示す。装置本体は横置き吸い込み風洞である。ベルマウスを経て吸い込まれた空気は、ヒーター、入口測温センサー、テストセクション、出口測温センサー、ターボブロワーおよび超音波流量計の順に流れる。テストセクション断面は、縦150mm、横200mmの長方形である。ステップ状に電力が供給されたヒーターを経てテストコアに流入する空気の温度は、一次遅れ特性を持って上昇する。このときのテストコア入口および出口の温度応答の計測結果から、テストコアの平均熱伝達率がコンピューターを組み込んだ自動計測システムにより算出される。テストコア前後の流路側壁に設けられた静圧孔により圧力損失が求められる。計測原理・方法の詳細については文献(8)および(9)を参照されたい。

3. 供試伝熱面

伝熱性能の計測にシングルブロー法を用いるため、供試伝熱面（細線フィン群）のみがテストセクション断面内に複数段積層設置され、図2aに示されるようなテ

ストコアを形成する。フィンはすべて線径0.2mmの銅線により構成されている。本研究では、流れ方向フィン配列が一直線状に並ぶ（in-line）場合を扱う。現象を2次元的に観る場合、伝熱面の幾何学的形状・寸法を規定する変数は、線径 d_p 、流れ方向ピッチ b 、流れに直角方向のピッチ a である（図2b）。本研究では、これらのパラメータを系統的に種々変えて製作された20個のテストコアを実験に供した。そのうち、本報告においては、表1に各諸元を示す4つの代表例について検討を行うこととする。ここで、 l, L および d_h は、図2に示される様に、それぞれフィン高さ、テストコア厚さおよび流路等価直径である。また、 A および V は、それぞれコア内のフィンの全伝熱面積およびコア体積である。

コア内の体積要素 $a \times b \times l$ を考えると、単位体積あたりの伝熱面積すなわち伝熱面稠密度 β は、

$$\beta = \frac{A}{V} = \frac{\pi d_p}{ab} = \frac{\pi}{(a/d_p)b} = \frac{\pi}{(b/d_p)a} \quad (1)$$

で与えられる。これより、幾何学的に相似な系（ a/d_p および b/d_p のいずれも一定）においては、寸法（ここで

a. Structure of a test core b. Fin arrangement

図2 供試テストコアの構造

図1 実験装置の概略

表1 テストコア諸元

core No.	1	2	3	4
symbol	△	□	◇	○
a [mm]	0.50	0.80	0.66	0.80
b [mm]	0.80	0.80	0.30	0.30
d_p [mm]	0.20	0.20	0.20	0.20
l [mm]	7.74	8.09	8.15	7.86
L [mm]	8.0	8.0	8.0	8.0
d_h [mm]	1.59	2.88	1.06	1.34
A [m ²]	0.338	0.240	0.582	0.474
$V \times 10^4$ [m ³]	2.25	2.31	2.22	2.14
$\beta (=A/V)$	1500	1040	2616	2220
a/d_p	2.5	4.0	3.3	4.0
b/d_p	4.0	4.0	1.5	1.5
b/a	1.6	1.0	0.455	0.375

は、 a, b および d_p を言う。以下、同じ) が小さいほど寸法に反比例して β は大きくなることからわかる。たとえば、寸法が $1/2$ になると、同一コア体積内の伝熱面積は2倍になる。あるいは、寸法を $1/2$ にすると同じ大きさの伝熱面を得るためのコア体積は半分で済むようになることがわかる。通常、 $\beta > 700 \text{ [m}^2/\text{m}^3]$ 、 $d_h < 5 \text{ [mm]}$ であるような熱交換器をコンパクト熱交換器と呼ぶが、表1からわかるように本研究で扱うテストコアはいわば超コンパクト熱交換器といえよう。

4. 実験結果および考察

図3に、コアへの流入直前におけるコア前面風速 u_1 (ダクト内平均流速) を種々変えた場合の、伝熱面平均熱伝達率 h_m と圧力損失 ΔP についての測定結果の例 (表1のコア1と2) を示す。図中の実線は風速 u_1 を有する一様流中に流れに垂直に置かれた直径 0.2 mm の単独円柱の熱伝達率⁽¹⁾ である。ここに示された2例は、いずれも流れ方向のピッチ b は同一 (0.8 mm) であるが、流れに直角方向のピッチ a がそれぞれ 0.5 および 0.8 mm の場合である。この図より、次のことがわかる。

- (1) 細線フィン群の熱伝達率は低風速域においても極めて高い値を示し、例えば $u_1 = 2 \text{ m/s}$ 程度で h_m は $200 \sim 300 \text{ W/m}^2\text{K}$ にも達する。
- (2) 細線フィン群の熱伝達率は単独円柱の熱伝達率を上回る場合がある。(ただし、この場合細線フィン群コア内の平均流速は u_1 よりも大きくなっている点に注意する必要がある。)
- (3) ピッチ b を一定にしてピッチ a を小さくすると h_m は上昇するが、一方、 u_1 の増加に応じた圧力損失上昇率が大きくなる。

この様に、細線フィンの熱伝達率は低風速でも大きな熱伝達率を与えることが示されるが、これは基本的には伝熱面の微細化 (細線の使用) により伝熱面を覆う境界層が薄くなったために得られる効果である。また、同じ線径でもフィンの配列によって伝熱性能および圧力損失が変化するのは、フィン群内の流動状況が配列によって変化するためである。

図4に、フィン配列 (b/a) が系統的に変化するテストコア1~4について伝熱性能を計測した結果を示す。図中の縦軸と横軸は、それぞれヌセルト数およびレイノルズ数であり、次のように定義される。

$$Nu_{dp} = h_m d_p / k, \quad Re_{dp} = u_m d_p / \nu$$

ここで、 h_m は伝熱面全体の平均熱伝達率、 u_m はコア内の細線フィン間の幅 ($a - d_p$) に対応する最小流路断面積部における平均流速、 k および ν はそれぞれ空気の熱伝導率および動粘性係数である。図中の実線は、

一様流中に置かれた単独円柱のヌセルト数⁽¹⁾ を示す。この図より、ここで扱ったフィン配列および $Re_{dp} = 20 \sim 200$ の範囲内において、次のことが知られる。

- (1) a/d_p および b/d_p の値によらず b/a が大きいフィン配列を有するコアほど同一の Re_{dp} に対して Nu_{dp} は大きくなる。
 - (2) Nu_{dp} の Re_{dp} への依存性は、 Re_{dp} の大きさによって異なるが、いずれのコアについても概ね2つの領域に大別できる。
 - (3) それらの領域の境 (図中の矢印) を与えるレイノルズ数 Re_{cr} は b/a が大きくなるにつれて小さくなる。
- ここで、 Nu_{dp} の Re_{dp} への依存性は、 Re_{cr} を境に突

図3 コア前面風速 u_1 と熱伝達率 h_m 、圧力損失 ΔP との関係

図4 Nu_{dp} と Re_{dp} の関係に及ぼす b/a の影響

然変化するものではなく、 Re_{dp} が十分に低い場合の層流支配熱伝達から、 Re_{dp} の増加に応じて徐々に変化し、やがて Re_{dp} が十分に高い場合の乱流支配熱伝達へと移行してゆくものと考えられる。しかし、本研究で扱う全レイノルズ数範囲に比べればこの移行過程に対応するレイノルズ数範囲はそれほど広くないため、ここでは便宜的に、図4に観られるように、いずれのコアについても伝熱特性を2領域に大別し、両者それぞれに適用した直線の交点をもって Re_{cr} を定義することとする。

上記(1)～(3)に示されるように、伝熱特性はレイノルズ数とフィン配列に大きく左右されることがわかるが、このことは同時にフィン群内の流れがレイノルズ数とフィン配列により大きく変化することを示すものである。

図5に、一例として $a/d_p = 4.0$, $b/d_p = 3.0$ の場合について、フィン群内の流れを可視化した結果を示す。可視化用のテストセクションは、縦60mm×横50mmの長方形流路断面を有し、流路方向長さ192mmである。図5に示した例の場合、直径3.0mmの黄銅製の

の円柱がピッチ $a = 12\text{mm}$ および $b = 9\text{mm}$ で並べられている。流体には水を用い、アルコールを加えて比重調整されたインクをトレーサーとして使用した。図より、レイノルズ数が十分に低い ($Re_{dp} = 30.1$) のときはコア入口から出口に至るまでコア内の流れは定常層流であることがわかる。しかし、レイノルズ数が増加すると ($Re_{dp} = 40.1$) 流路の途中において流れに揺らぎが生じ始め、それよりも下流部は周期性を有する変動流になる。すなわち、コア内の上流部には定常層流が、下流部には変動層流が存在するようになる。レイノルズ数がさらに上昇すると ($Re_{dp} = 60.1$)、流れが揺らぎ始める位置は上流側に移動し、その下流部にはより大きな振幅を有する変動層流が存在するようになり、さらに下流では流れに乱れ(不規則な流れ)が観られるようになる。さらにレイノルズ数が大きくなると ($Re_{dp} = 90.3$)、揺らぎ始める位置はさらに上流側に移動し、中流域の流れの変動振幅は一層大きくなり、下流域では混合効果の激しい乱流となる。すなわち、この場合には、上流から順に定常層流、変動層流および

図5 フィン群内の流れに及ぼす Re_{dp} の影響

図6 フィン群内の流れに及ぼすフィン配列 (b/a) の影響

乱流の3種類の流動様式が共存する状態となる。

いま、図4中の実験結果に図5の例の場合の $b/a = 0.75$ を内挿してみると、 Re_{cr} は凡そ60前後であることがわかる。翻って図5を観ると、レイノルズ数が60前後というのは、定常層流以外に変動層流及び乱流が共存し始める領域であり、この辺りでコア全体としての平均的な伝熱特性が大きく変化するであろうことが理解される。このように、コア内の全体的な伝熱特性は、 Re_{dp} の増加と共に、 Re_{dp} が低い場合の層流支配熱伝達から、 Re_{cr} あたりでコア下流より上流へ拡大して行く変動流（乱流を含む）域に次第に覆われるようになり、やがて Re_{dp} が十分に高い場合の乱流支配熱伝達へと移行してゆくことが示される。

図6は、フィン群内の流れに及ぼすフィン配列 (b/a) の影響を調べた結果の一例である。この例の場合、レイノルズ数を一定 ($Re_{dp} \approx 70$) として b/a を1.25から0.5まで順次変化させときの流動状況変化が示されている。この図より、実験範囲内で、(1) コア内の流れに基本的には3つの流動形態（上流より順に、定常層流、変動層流および乱流）が存在すること、および(2) フィン配列 b/a の影響は大きく、 b/a が大きくなるほど変動流（乱流を含む）域は次第に上流側へと拡大してゆきコア内全体が攪乱の大きな流れに支配されるようになることが明確にわかる。「同一のレイノルズ数に対しては、 b/a が大きいほどヌセルト数は大きくなる（図4）」および「 Re_{cr} （図4中の矢印で示されるレイノルズ数）は b/a が大きくなるにつれて小さくなる」現象は、まさにこのような流動状況に起因している。

図7は、コア内の流動形態を定常層流域と時間的変動流（変動層流と乱流）域とに分けるとした場合にその境界がレイノルズ数に応じてどの様に変化するかを4種類のフィン配列について示したものである。この図より、(1) いずれのフィン配列の場合にも、既に観たように、コアの上流に位置する定常層流 (Steady laminar flow) 域は Re_{dp} の増加に応じて縮小し、逆に時間的な変動を有する流れ (Unsteady flow) 領域が次第に上流側へと拡大すること、および(2) 同じ Re_{dp} に対して、 b/a が小さいほど、定常層流域がコア内に占める割合が大きいことが示される。図7は、ビデオフィルムに収録された流れの可視化結果から流れに変動が生じ始める位置を目視により読み取っているために、境界位置の決定には若干の曖昧さと偏り誤差が含まれるが上述のような全体的傾向を知るには十分である。

以上において、細線フィン群伝熱面の伝熱特性を流動状況と対比して考察したが、次にこれらの伝熱面の性能を在来の高性能フィンと比較することにより検討

する。熱交換器伝熱面には数々の特性が要求されるが、性能面から言えば一般に高い熱伝達率 (h_m)、高い伝熱面稠密度 (A/V) および低い流体駆動動力 (P) が望まれる。図8は、コア単位体積・単位温度差あたりの伝熱量 $h_m A/V$ とコア単位体積当たりの空気駆動動力 P との関係を3種類の細線フィン配列について示したもので

図7 コア内の流動形態領域区分に及ぼすフィン配列形状とレイノルズ数の影響

図8 単位体積あたりの流体駆動動力と単位体積・単位温度差あたりの伝熱量の関係

図9 細線フィンとの比較に用いたルーバーフィンの構造と諸元

ある。ここで、 $P = A_{fr} \Delta P u_1 / V$ であり、 A_{fr} はコア前面面積（テストセクション流路断面積）である。図中の実線は、図9にその構造が示されているルーバーフィン（板厚0.145mm、切り起こし幅1.5mm、アルミニウム製）の性能を本シングルブロー法実験装置により測定した結果であり、また、破線は、板厚0.046mm、切り起こし幅1.0mmの銅製ルーバーフィンの結果⁽¹⁰⁾ である。後者は、現在自動車用に使用されているルーバーフィンの内でもその性能が最高の部類に属す。図8より以下の（1）および（2）がわかる。

（1）本研究で扱った細線フィンの内、同一の P に対して、 $h_m A/V$ が最も高い値を示すコア（図中の△印）は、現用自動車用ルーバーフィンとほぼ同等の性能を示す。

なお、本研究に供した細線の線径は0.2mmであるが、この径をさらに小さくすると細線フィンの伝熱性能はさらに向上することを指摘しておく必要がある。線径が性能に及ぼす影響については、別途報告の予定であるが、参考までに一例を示せば、線径が0.1mmになると、配列にもよるが、図8のプロットにおいて $h_m A/V$ の値はコア1（△印）の2～3倍に達する。

（2）図中の3種のコアについて、 $h_m A/V$ が高いのは順にコア1、4および2である。しかし、それら3つのコアの中で h_m が大きいのは順にコア1、2および4であり（図4）、 A/V が大きいのは順にコア4、1および2である（表1）。すなわち、高い熱伝達率（ h_m ）と高い伝熱面稠密度（ A/V ）さらに低い流体駆動動力（ P ）は並立しない。 $h_m A/V$ に最大値を与える最適フィン配列が存在する。

5. 結 論

細線フィンにより構成される高稠密度 in-line 配列伝熱面の低レイノルズ数域における流れと熱伝達について、流れの可視化およびシングルブロー法による伝熱性能測定を行った。その結果、本研究で扱った実験範囲内において次の結論を得た。

- （1）コア内の流動形態は、基本的には、上流より順に定常層流、変動層流および乱流域に大別できる。
- （2）レイノルズ数の増加にともない、定常層流域は縮小し、逆に変動層流および乱流域が次第に上流側へと拡大するという過程を経てコア内の流れは層流支配から乱流支配へと移行する。
- （3）層流支配熱伝達域と乱流支配熱伝達域との境界を与えるレイノルズ数 Re_{cr} はフィン配列の b/a （流れ方向のピッチ／流れに直角方向のピッチ）に大きく左右される。
- （4） Re_{cr} は、 b/a 大きくなるにつれて小さくなる。こ

れに対応して b/a が大きいほど、コア平均のヌセルト数 Nu_{dp} は高くなる。

（5）細線フィン群の熱伝達率は低風速域においても極めて高い値を示し、例えばコア前面空気流速2 m/s 程度でもコア全体の平均熱伝達率は200～300 W/m²Kにも達する。

（6）単位体積当りの流体駆動動力（ P ）に対する単位体積・単位温度差当りの伝熱量（ $h_m A/V$ ）を比較すると本研究で採りあげた細線（線径0.2mm）フィンは、現用の高性能ルーバーフィンとほぼ同等の性能を示す。すなわち、圧力損失を考慮にいらても細線フィンは非常に優れた伝熱性能を有している。

（7） $h_m A/V$ に最大値を与える最適フィン配列が存在する。

文 献

- （1）Zukauskas, A., Heat Transfer from Tubes in Crossflow, *Advances in Heat Transfer* 8, (1972), 93, Academic Press.
- （2）Theoclitus, G., Heat Transfer and Flow - Friction Characteristics of Nine Pin - Fin Surfaces, *Trans. ASME, J. Heat Transfer*, Nov., (1966), 383
- （3）伊藤, ピンフィン熱交換器の空気側熱伝達率と圧力損失, 第24回日本伝熱シンポジウム, (1987-5), 480
- （4）神坂・青木・植田, 針状フィンを用いた高性能熱交換器の研究, 第25回伝熱シンポジウム, C133, (1988-6), 181
- （5）越後・吉田・花村・森, 編み込み細線を有する極細管熱交換器, 機論, 56-530, B (1990), 3094.
- （6）Fujii, M, and Fujii, T., A Numerical Analysis of Laminar Flow and Heat Transfer of Air in an In-line Tube Bank, *Numerical Heat Transfer*, 7, (1984) 89-102
- （7）藤井・藤井・荒巻, 千鳥配列管群における層流の流れおよび熱伝達に関する数値解析, 機論, 52-476, B (1986), 1694
- （8）望月・八木, 非定常法による熱交換器伝熱面性能迅速測定法, 伝熱研究, 29-112, (1990) 32
- （9）八木・望月, 改良シングルブロー法の開発（平行平板群への適用による本測定法の検証）, 機論, 56-529, B (1990), 2724
- （10）青木, 自動車用熱交換器の高性能化技術, 日本伝熱学会関西地方伝熱セミナーテキスト, E2, (1991-8)