

プレートフィン付き管熱交換器ユニットの流動・伝熱総合特性* (単列管に対する三次元定常数値解析)

大西 元^{*1}, 稲岡 恭二^{*2}, 松原 幸治^{*3}
中部 主敬^{*2}, 鈴木 健二郎^{*2}

Heat Transfer Performance of a Plate-Finned Tube Heat Exchanger (A Three-Dimensional Steady Numerical Analysis for a Single Row Tube in Low Reynolds Number Range)

Hajime ONISHI, Kyoji INAOKA, Koji MATSUBARA,
Kazuyoshi NAKABE and Kenjiro SUZUKI

A three dimensional steady numerical analysis has been made for a one unit of single row plate-finned tube heat exchanger located in a uniform flow. The structures of the flow and thermal fields have been examined for conduction-convection conjugate heat transfer problem of the studied fin-and-tube model. The results of the numerical analysis revealed some important effects of geometric parameters on heat transfer from the fin-and-tube surface. The effects of fin thickness, fin pitch, fin length, tube pitch and Reynolds number on Nusselt number, heat transfer rate, fin efficiency and pressure coefficient were examined parametrically. Upstream half of the fin surface yielded a much higher heat transfer coefficient than the downstream half of the fin surface. Especially, the values of fin local heat transfer coefficient is nearly zero in the near region of the tube. As Reynolds number increases, the fin efficiency and the pressure coefficient decrease.

Key Words: Heat Exchanger, Numerical Analysis, Laminar Flow, Forced Convection, Heat Transfer, Heat Conduction, Three-dimensional Flow

1. 緒言

近年の省資源、省エネルギーあるいは工業製品の軽薄短小化に対応して、設置スペースの縮小化や、送風器からの騒音対策等も含めた高効率熱交換技術の開発が要求されている。この要求に応えるためには、熱交換器の形態、送風速度などが熱伝達に与える影響を知ることが重要となる。空調機室内、室外機における管内冷媒と外部空気流の間の熱交換のように、液体と気体の間で熱エネルギーの授受を行わせる熱交換過程では、熱伝導率の値が液体と気体で大きく異なることを反映して気体側の熱伝達率は液体側のそれよりかなり小さい。このため、低振動化など種々の条件を合理的に満足させつつ、求められる冷却性能を維持するための熱交換器全体の伝熱特性を向上させるには、気体側伝熱面における伝熱促進を図るとともに、フィンを用いてその伝熱面積の拡大を図ることが必要である。このことから、種々の工業的分野で現在利用されている実用熱交換器

では、各種のフィン付き管が多用されている。

フィン付き管は、従来、管路内の熱伝達特性、フィン効率あるいはフィン有効度、ならびにフィン外面気体側伝熱特性を総合的に評価して設計されているが、その総合化過程では設計者の経験や、その作業を支援するための実験によるデータベースの蓄積等が必要とされることが少なくない。このため、上記の3種類の特性を直接総合評価する手段を確立することは極めて重要である。本研究では、この目的を達成する第一段階として、流れ方向幅 L 、厚さ δ のプレートフィンがピッチ P_F ごとに外径 D 、肉厚 t の管に接着されている単列プレートフィン付き管の1ユニット分に注目して、管肉厚部内およびフィン内部の熱伝導解析とフィン間に流れ込む気体の熱流動解析を同時に遂行することができる数値解析手法を開発した。この手法を使用すると管路内の熱伝達率を経験式等によって別途評価するだけで、フィン効率を含む1ユニットあたりの総合特性が評価できる。本論文では、気体流れが定常層流に留まる範囲に限定して行った計算に検討を加える。なお、実用熱交換器例で多い伝熱管が複数列の場合については現在検討中であり、次の機会に報告を行う予定である。本報はそのための準備となるものである。

* 原稿受付 1997年6月3日。

^{*1} 学生員、京都大学大学院(〒606-8501 京都市左京区吉田本町)。

^{*2} 正員、京都大学大学院工学研究科。

^{*3} 正員、新潟大学大学院自然科学研究科(〒950-2181 新潟市五十嵐2の町8050)。

2. 記号

- A : 表面積 [m²]
 C_p : 空気の定圧比熱 [J/kgK]
 C_P : 圧力損失係数 = $2\Delta P/\rho U_i^2$
 D : 管外径 [m]
 D_h : 水力直径 = $2(P_F - \delta)$ [m]
 L : フィン流れ方向幅 [m]
 Nu_D : 管外径基準局所ヌセルト数 = $\alpha D/\lambda_A$
 \overline{Nu}_D : 管外径基準平均ヌセルト数 = $\frac{\int Nu_D dA}{\int dA}$
 Nu_{D_h} : 水力直径基準ヌセルト数 = $\frac{\alpha_m D_h}{\lambda_A}$
 P : 圧力 [Pa]
 P_F : フィンピッチ [m]
 P_T : 管ピッチ [m]
 Q_z^* : スパン方向単位長さ当り $0 \sim x$ 区間の伝熱量 [W]
 r : 半径方向位置 [m]
 Re_D : 管外径基準レイノルズ数 = $\rho U_i D/\mu$
 Re_{D_h} : 水力直径基準レイノルズ数 = $\rho U_i D_h/\mu$
 Re_L : 流れ方向幅基準レイノルズ数 = $\rho U_i L/\mu$
 T_i : 入口温度 [°C]
 T_m : バルク温度 = $\int uT dA/\int u dA$ [°C]
 T_W : フィンもしくは管の外表面温度 [°C]
 U : 速度ベクトル = (u, v, w)
 U_i : 入口速度 [m/s]
 u, v, w : x 方向, y 方向, z 方向速度成分 [m/s]
 x, y, z : 流れ方向, スパン方向, 高さ方向位置 [m]
 x^* : 流れ方向無次元距離 = $\frac{x}{D_h Re_{D_h} Pr}$
 α : 入口温度基準局所熱伝達率 [W/m²K]
 α_m : バルク温度基準局所熱伝達率 [W/m²K]
 δ : フィン厚さ [m]
 θ : 周方向角度 [rad]
 λ_A : 空気の熱伝導率 [W/mK]
 λ_S : フィン付き管固体部の熱伝導率 [W/mK]
 μ : 空気の粘性係数 [Pa·s]
 ρ : 空気の密度 [kg/m³]

3. 計算対象, 計算条件ならびに計算手法

図1に, 本計算で対象とする系を, 計算領域, 座標系ならびに幾何形状パラメータと共に示す。作動流体としての空気は面 $ABCD$ から速度 U_i と温度 T_i を持つ一様流として流入し, 面 $EFGH$ を通って流出する。面 $ABCD$ はフィン上流端から $D/8$ 上流に, また面 $EFGH$ はフィン下流端から $D/8$ 下流に設置した。なお, 下流側境界の位置設定に際しては, それを $D/2$ あるいは D 下流とする場合についても予備計算を行った。その結果, 局所

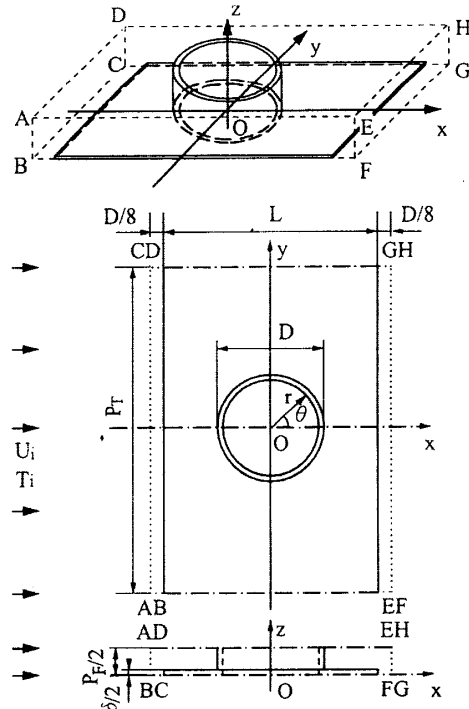


Fig.1 Computational domain.

ヌセルト数ならびに平均ヌセルト数にはほとんど差異は見られなかったため, それを最短の位置に固定した。

本計算では, 二つの座標系を併用するが, いずれもその原点は, 管軸が面 $BCGF$ を貫く点に置かれており, 一方は (x, y, z) 直角座標系, 他方は (r, θ, z) 円筒座標系である。また, 流れは定常な層流に留まるものとし, 入口ならびに出口境界面を除く他の4面はすべて流れ場と温度場の対称面として取り扱う。すなわち, 面 $ABFE$ と面 $CDHG$ は, 管軸から管ピッチの半分の $P_T/2$ だけ離れた位置に設け, また面 $BCGF$ はフィンの中心面, 面 $ADHE$ はフィン間流路の中央面に一致させる。計算条件としてのパラメータは, 空気の流入速度 U_i の大小に対応するレイノルズ数 Re_D , 空気流入温度 T_i , 管内の冷媒温度 T_R , 冷媒と管内面との熱交換の良否に関連する熱伝達率 α_R である。レイノルズ数 Re_D と後に議論を行う局所ヌセルト数 Nu_D の定義は,

$$Re_D = \frac{\rho U_i D}{\mu} \quad (1)$$

$$Nu_D = \frac{\mu}{\lambda_A} \quad (2)$$

である。 ρ, μ, λ_A は膜温度 $T_f = (T_R + T_i)/2$ における空気の密度, 粘性係数および熱伝導率であり, D は管外径, α は管外表面ならびにフィン面各位置における局所熱伝達率であり, 伝熱面各部外表面と流体の入口の温度差によって定義した。 T_R と T_i は, 後に提示する局所熱流束の値を具体的に定めるために必要であって, 局所ヌセルト数 Nu_D の分布等を計算する目的には, その大小は重要でない。また, 膜温度 T_f についても Re_D と Nu_D の

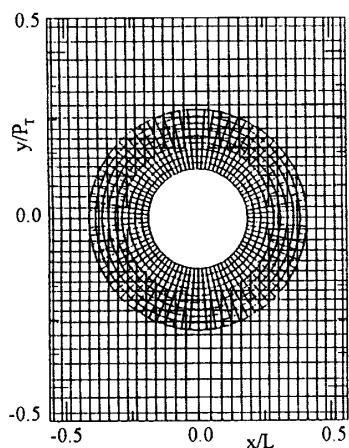


Fig.2 Composite grid system.

関係等無次元量間の関係を論じるうえでは重要でない。ただし、それらの無次元量の特定の値に対応する空気流入速度 U_i 、幾何形状パラメータあるいは得られるヌセルト数に対応する熱伝達率の値など有次元の物理量を議論する場合にはもちろん重要となる。以下での有次元量については $T_R - T_i = 10K$ 、 $T_f = 20^\circ C$ とした場合の計算値を示す。図1に示した計算領域内では、物性値一定として取り扱う三次元定常流れに対して、連続の式、境界層近似を施さない速度ベクトル $\mathbf{U} = (u, v, w)$ の3成分に対する運動方程式、温度 T を変数とするエネルギー式を差分法によって解いた。直角座標系の基礎方程式をベクトル表示すれば、

$$\rho \nabla \mathbf{U} = 0 \quad (3)$$

$$\rho \mathbf{U} \cdot \nabla \mathbf{U} = -\nabla P + \mu \nabla^2 \mathbf{U} \quad (4)$$

$$\rho C_p \mathbf{U} \cdot \nabla T = \lambda_A \nabla^2 T \quad (5)$$

である。ただし、フィン内部および管肉厚部の熱伝導計算では、速度ゼロの場合の熱エネルギー式に相当する熱伝導方程式

$$\nabla^2 T = 0 \quad (6)$$

を同様に差分法を用いて解いた。

喜ら⁽¹⁾と同様に、計算領域内には2種類の格子系を配置した。その一方は、伝熱管の近傍を除く全領域を蔽う直角座標格子系であって、これを主格子系と呼ぶ。他方は、伝熱管の近傍に設ける円筒座標格子系であって、それを副格子系と呼ぶ。図2に主格子系と副格子系の概要を示す。図に見られるように、主格子系の内側境界領域と副格子系の外側境界領域は互いに重なり合うように配置してあり、反復計算のたびに主格子系の内部境界領域で得られる計算値を内挿して副格子系の外側境界値を計算し、それに基づいて管近傍の熱流動および管

肉厚部内の熱伝導計算を行い、得られた結果の外側境界領域における値から内挿によって主格子系の内側境界値を計算することを繰り返した。

両格子系で用いた方程式の差分化にあたり、拡散項には中心差分、対流項には三次精度の風上差分法 (QUICK法)⁽²⁾を用い、圧力の計算には、連続の式を満たすよう各格子点圧力を補正する圧力補正法 (SIMPLE)⁽³⁾を用いた。また、計算格子は不等間隔にして、速度成分の格子点とスカラー量の格子点を千鳥状に配置するスタッガード格子を用いた。境界条件としては、入口境界面では速度、温度をそれぞれ U_i, T_i として与え、 y 方向、 z 方向の対称面では速度と温度の境界面法線方向勾配をゼロとした。出口境界面では、その位置で速度、温度が共に境界層近似に従うことを仮定する境界条件設定法⁽⁴⁾を用いた。なお、この方法は文献(4)において、安定で計算領域を縮小するうえで有効とされており、実際、前記のように比較的小さい計算領域で良好な結果が得られた。フィン付き管は $\lambda_s = 235 W/mK$ のアルミニウム製とし、固体内部と固体面に接する空気流中の速度場と温度場の接合には Patankar⁽⁵⁾に従って界面で固体と流体の熱伝導率の調和平均値を用いる手法を採用した。また、今回は伝熱管内面熱伝達率 α_R として一定値 $4 \times 10^3 W/m^2 K$ をあてた場合の計算を報告する。この値は、例えば仮に R22 を冷媒とする熱交換器を念頭にすると、管内径 $8mm$ 、冷媒質量流束 $200 kg/m^2 s$ 、クオリティ 0.65 である場合の環状流領域の熱伝達率を、文献(6)に従って Dittus-Boelter の式と Collier の式から求めた値、 $\alpha_R = 3.90 \times 10^3 W/m^2 K$ とほぼ対応する。あるいは、管径が同一で、冷媒質量流束 $120 kg/m^2 s$ 、クオリティ 0.8 である場合の熱伝達率は、 $\alpha_R = 5.16 \times 10^3 W/m^2 K$ となるが、混合冷媒では 20% 程度は熱伝達率が低下⁽⁷⁾することを考慮すると、代替フロン R407C を用いる場合の高クオリティ領域の熱伝達率の値にも該当する。

本研究ではフィン間流れが定常層流に留まる範囲⁽⁸⁾に注目して、 $Re_D = 400$ の場合に対して表1に示す5種類の幾何形状について計算を行った。以下では、各場合をレイノルズ数の値に表中の記号を付して条件 400A, 400B, 400C, 400D, 400E と呼ぶことにする。なお、条件 A, B, C に対してはレイノルズ数を 100, 200, 600 とした場合についても計算を行ったので、これらも条件 100A, 100B, 100C, 200A, 200B, 200C, 600A, 600B, 600C と呼ぶことにする。管肉厚は管外径の 5% に固定した。フィン効率 ϕ と圧力損失係数 C_P は以下のように定義した。

$$\phi = \frac{\int \alpha (T_w - T_i) dA}{\bar{\alpha} (T_b - T_i) A_F} \quad (7)$$

$$C_P = \frac{2\Delta P}{\rho U_i^2} \quad (8)$$

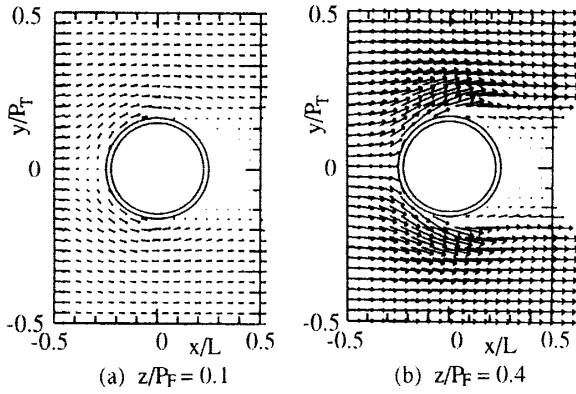


Fig.3 Velocity vectors (400A).

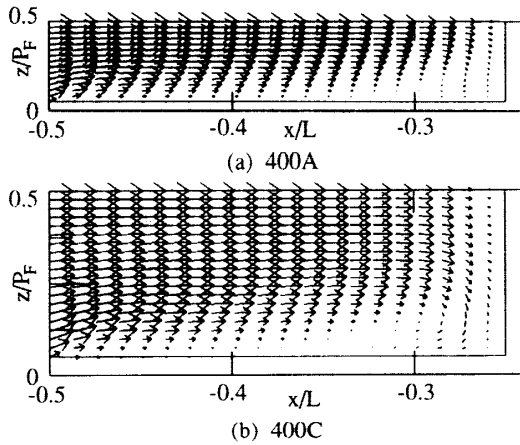


Fig.4 Velocity vectors ($y/P_T=0$).

ここで、 α は局所熱伝達率、 $\bar{\alpha}$ はフィン表面平均熱伝達率、 T_w はフィン外表面局所温度、 T_b はフィン根元平均温度、 A_F はフィン表面積、 ΔP は圧力損失である。

Table 1 Geometric parameters of fin-and-tube.

	L/D	P_T/D	P_F/D	δ/D
A	2.0	3.0	0.2	0.02
B	2.0	3.0	0.2	0.04
C	2.0	3.0	0.4	0.04
D	1.6	3.0	0.2	0.02
E	2.0	2.4	0.2	0.02

4. 計算結果および考察

4.1 速度場 図3に条件400Aにおける(a) $z/P_F = 0.1$, (b) $z/P_F = 0.4$ の二つの $x-y$ 断面内の速度ベクトル線図を示す。図より、フィン面から離れた断面内(図3(b))の方が流速が大きくなることが確認できる。全体的には、管を迂回する流れの加速効果により管側方周辺では流速が大きくなっている。一方、管背面では、流速が小さく、死水域となっていることが見て取れる。図4に $y/P_T = 0$ における $z-x$ 断面の(a)条件400A, (b)条件400Cの速度ベクトル線図を示す。管前面部におい

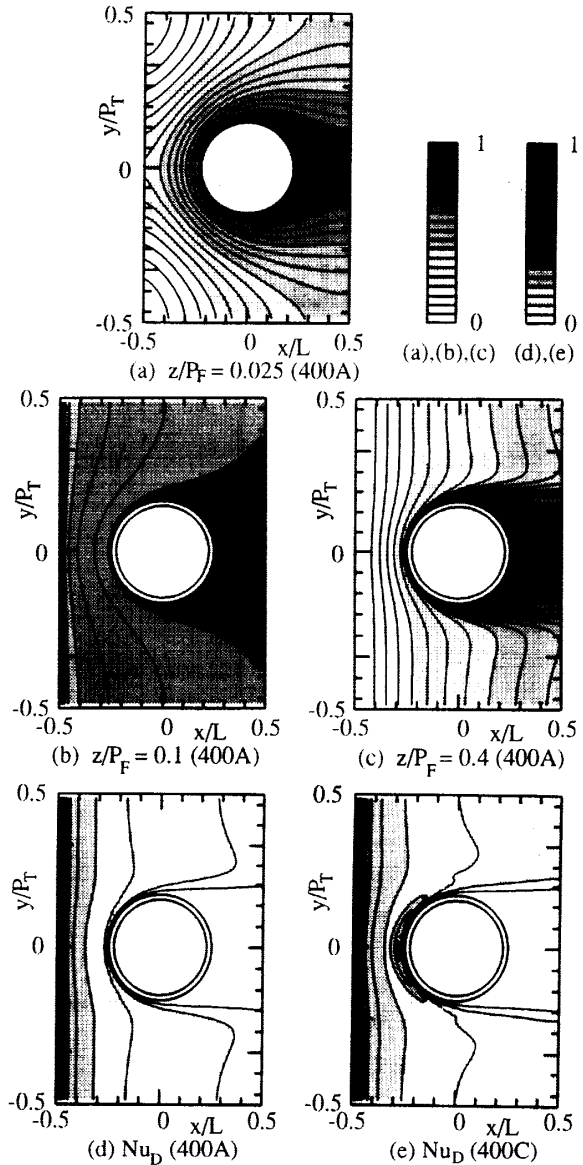


Fig.5 Contours of temperature and Nu_D .

て、フィン面に向かう吹き降ろし流の存在が認められる。とくに、フィンピッチの大きい条件400Cの場合に顕著である。この流れが低温流体をフィン面へと輸送するので、後に示すようにフィン表面の局所ヌセルト数は、管前面部で局所的に高くなる。

4.2 温度場とヌセルト数分布 図5に条件400Aにおける(a)フィン内部($z/P_F = 0.025$)の等温線分布、フィン間隙部の二つの $x-y$ 断面((b) $z/P_F = 0.1$ および(c) $z/P_F = 0.4$)における空気流の等温線分布ならびに(d)局所ヌセルト数の等高線分布を示す。また、(e)に条件400Cの局所ヌセルト数の等高線分布を示す。なお、各等高線は(a)ではフィン内部の最高温度と最低温度の間を、(b), (c)では計算領域中の外部流体の最高温度と最低温度の間を、また、(d), (e)では局所ヌセルト数の最大値と最小値の間を、それぞれ20分割して描いた。最

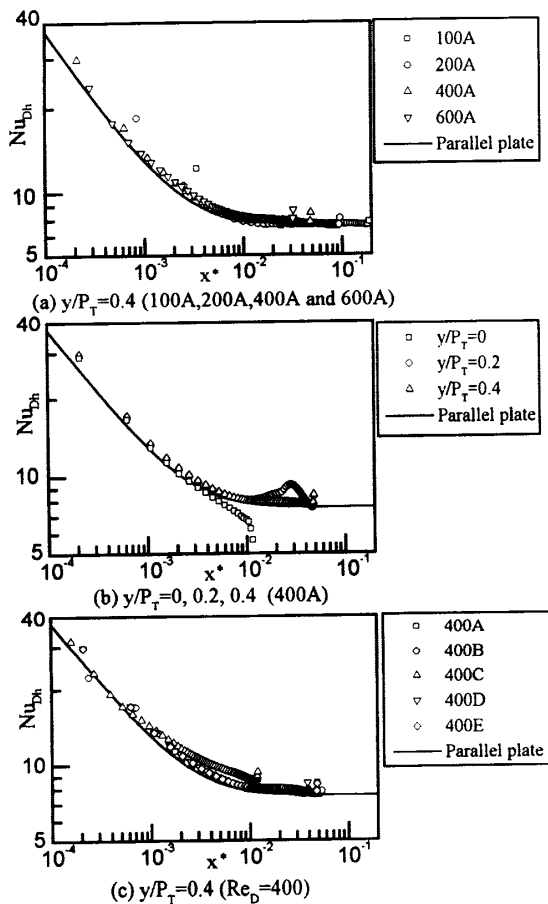


Fig. 6 Local Nusselt number.

大値を1, 最低値を0となるように規格化し, 色の濃い部分ほど高い値となっている。(a)を見ると, フィン内部では, 管内部を流れる流体の保有熱が, 熱伝導により管内壁を通してフィン周辺へと輸送されていることが見て取れるが, 管背面側では, フィン内部および空気流双方 (b), (c) 参照) 共に比較的高温領域が広がっている。これは, 管の後方領域に流れの淀み領域が形成されて, フィンからの放熱が抑制されるためである。また, 空気流の温度分布では, 下流側ほど温度が上昇し, z 方向にはフィン面から離れるにつれて温度が低下すること, 管周辺では管を迂回する加速流のある領域で, 馬蹄形に温度勾配が大きい領域が存在しており, 管背面で空気温度は最高となることも認められる。(d)のヌセルト数の分布を見ると, その値はフィン前縁で最も高く, 下流側ほど低い。管前面の淀み点の上流側では, 流れが減速されるので, ヌセルト数は他の部分より若干低い。管の背面では死水域が存在するため, ヌセルト数が特に低い。一方, 管周辺では, 前述の流体温度の分布傾向と対応して, 馬蹄形にヌセルト数が若干高い部分が存在する。(e)では(d)と同じ傾向を示すものの, 前述のように管前面部近傍において局所的にヌセルト数が高くなる領域が顕著に認められる。

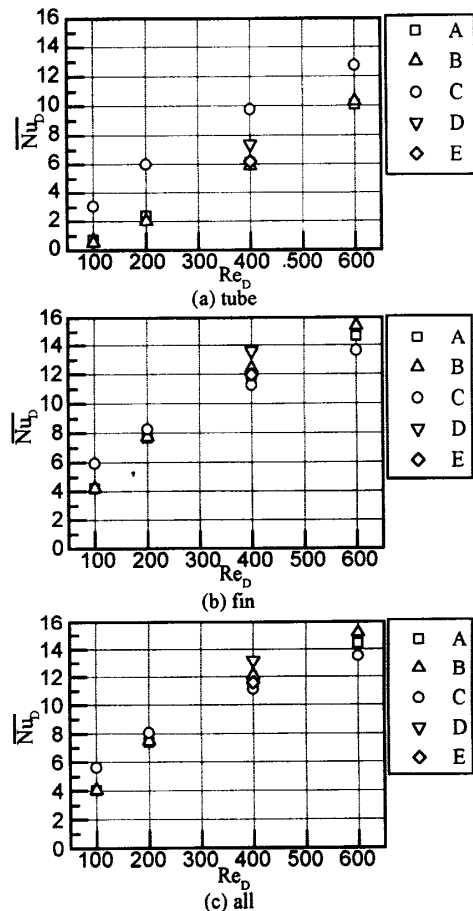


Fig. 7 Mean Nusselt number.

4.3 平行平板間流れとの比較 図6にフィン面上のヌセルト数の流れ方向分布を示す。(a)は $y/P_T=0.4$ の位置でのレイノルズ数が100, 200, 400, 600における条件Aの場合の分布, (b)は条件400Aの $y/P_T=0, 0.2, 0.4$ における分布, (c)はレイノルズ数が400の場合の各条件における $y/P_T=0.4$ の位置での分布である。横軸は流れ方向のフィン前縁からの無次元距離 x^* , 縦軸は水力直径基準ヌセルト数 Nu_{Dh} である。ここで, 熱伝達率 α_m は伝熱面各位置の外表面温度とバルク温度の差で定義されている。比較のため, 間隙が $(P_F - \delta)$, 平均速度 $U_i P_F / (P_F - \delta)$ の場合の等温加熱壁の平行平板間流れにおける速度-温度同時発達助走区間のヌセルト数分布⁽⁹⁾を各図中に実線で示す。(a)においては, レイノルズ数が小さい場合には, 上流の第一点目の値が平行平板間流れの値とずれているものの, 全体的な分布は平行平板間流れの場合と一致している。また, (b)では, $y/P_T=0$ の線上では管前面部近傍において, 流れが減速するため他の線上よりも値が低くなっている。そして, $y/P_T=0.2$ の線上では管を迂回する流れの加速効果により下流域でヌセルト数が大きくなっているのが分かる。また, (c)ではフィンピッチやフィン厚さ等の幾何条件によらず平行平板間流れの結果と大差ない結

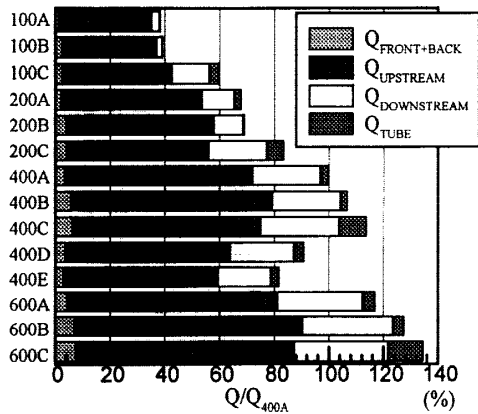


Fig. 8 Heat balance.

果になることが確認できる。ただし、フィン前縁部近傍において、フィン厚さが大きいと平行平板間流れより値が若干小さくなる傾向がある。これはフィン前縁を乗り越える流れがフィン面と角度を持つため、剥離には至らないもののフィン面近傍で減速されるためである。

4.4 平均ヌセルト数と伝熱量 図7に全計算条件に対する、(a)管部のみ、(b)フィン部のみ、および(c)双方全体の平均ヌセルト数のレイノルズ数依存性を示す。管の表面積がフィン面のそれに比べて小さいので、全体の平均ヌセルト数はフィン面のヌセルト数とほぼ等しい。管外表面平均ヌセルト数は、フィンピッチが大きい条件C($P_F/D = 0.4$)の場合に大きい。一方、フィン面のヌセルト数はレイノルズ数が100, 200の場合にはフィンピッチが大きい条件Cの場合に大きいものの、レイノルズ数が400, 600の場合には逆に条件A,B($P_F/D = 0.2$)の場合に大きくなっている。これは補遺に述べるように平行平板間流れの速度温度助走区間においては流路高さに最適値が存在し、最適流路高さがレイノルズ数によって変化することと関連している。フィンピッチによる平均ヌセルト数の相対的差異はレイノルズ数の増加と共に拡大する。また、図8には、フィンの上流側およびフィン下流側端面双方、フィンの上流側半分（以下ではフィン前半部）、下流側半分（以下ではフィン後半部）、および管部それぞれからの伝熱量の、全伝熱量に対する比率を条件400Aの全伝熱量を100%として示す。両図から、レイノルズ数が高いほどヌセルト数は大きくなり、また、全伝熱量はもちろん、フィン面および管外表面の伝熱量も大きくなることが確認できる。ただし、管外表面、フィン前縁、後縁端面からの伝熱量の全伝熱量に占める割合は小さい。また、1ユニットあたりの伝熱量はフィンピッチが大きい方が大きい。

伝熱量はフィン前半部とフィン後半部とで大きく異なり、レイノルズ数が小さい場合に、フィン前半部とフィン後半部の伝熱量の差異は特に大きい。レイノルズ

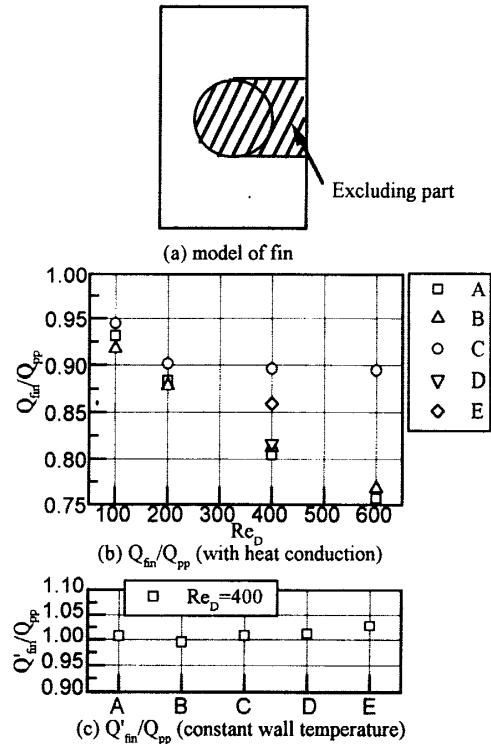


Fig. 9 Heat transfer rate of fin and parallel plate.

数が400の場合には、フィン前半部の伝熱量は全伝熱量の70%前後、フィン後半部は25%前後である。検討したフィンピッチ、レイノルズ数の場合には、フィン後半部（特に管背面近傍）ではフィン付設による伝熱量の増大効果はあまり期待できないことが分かる。

幾何形状的には、条件Bでは、条件Aよりフィン厚さが大きい。このため、フィン前縁端面からの伝熱量が増大するので、どのレイノルズ数においても全伝熱量が増加している。条件Bでは、レイノルズ数が100, 200の場合には、フィン面からの伝熱量は条件Aよりも多少小さいが、レイノルズ数が400, 600の場合には、フィン面からの伝熱量が条件Aよりも増大するので、両条件間の差異は拡大していく。条件Cでは、管外表面での伝熱量が他の条件よりも増大している分だけ有効で、伝熱量が最も大きい。また、条件Bと条件Cを比較すると、フィン付き管単位質量あたりの伝熱量はレイノルズ数が100, 200の場合には条件Cの $P_F/D = 0.4$ の方が大きいことが分かる。これは、比較した二つのフィンピッチの場合には、 $P_F/D = 0.4$ の場合の方が前述のようにヌセルト数が大きく、そのうえ $P_F/D = 0.2$ の場合に比べてコンパクトネスは半分になるものの、管の質量割合が小さく、全質量が大きく変わらないためである。しかし、先に述べたようにレイノルズ数が400, 600の場合には逆に、 $P_F/D = 0.2$ の方がヌセルト数も大きく、コンパクトネスの観点からも有利である。すなわち、単

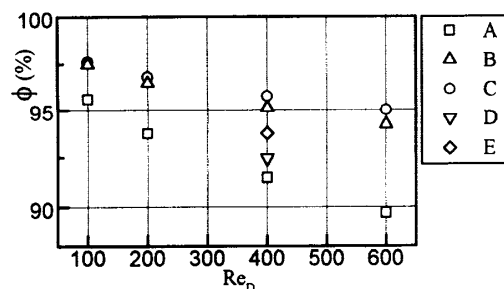


Fig.10 Fin efficiency.

位体積あたりの伝熱量ではフィンピッチの小さい条件Bの方が有利である。なお、単位質量当りの伝熱量は条件Aの場合に最大となっている。また、条件400Dは他の条件に比べて、平均ヌセルト数が大きい。このことの原因は、フィンの流れ方向幅が条件400Aより20%小さいため、熱伝達が不良なフィン後半部の面積が減少し、その分だけヌセルト数の平均値が持ち上がることにあり、その他にも、フィン上流端から管外表面までの距離が20%縮小するため管外表面のヌセルト数自体も増大することも影響している。また、この場合、伝熱量の減少は9%弱に留まっており、伝熱面積の減少の割には、伝熱量は減少しない。したがって、単位伝熱面積ならびに単位質量あたりの伝熱量は条件400Aの場合に比べて10%程度大きい。条件400Eは条件400Aに比して、平均ヌセルト数は条件400Aの場合のそれとほぼ同じであるが、管ピッチが20%減少しており、フィン面積も20%減少しているため、伝熱量は18%程度減少している。したがって、伝熱量が大きい条件400Aの方が有利である。

ここで、フィン面熱伝達率を図9(a)に示す管背面部ではゼロ、それ以外の領域では、等温加熱された平行平板間流路における助走区間のそれと与える場合の理論伝熱量 Q_{pp} を求めた。それと本計算で得られたフィン面の伝熱量 Q_{fin} との比較を図9(b)に示す。また、フィン内部の熱伝導抵抗を無視してフィン全面が等温で温度 T_R に等しいとする条件で伝熱量 Q'_{fin} を計算した。図9(c)にレイノルズ数400における Q'_{fin} と Q_{pp} の比を示す。図より Q'_{fin} は Q_{pp} でほぼ近似できることが分かる。その Q_{pp} と本計算で得られた Q_{fin} はレイノルズ数が低く、また、フィンピッチが大きい場合に比較的好く合致している。また、レイノルズ数400において、条件Aとそれに比べてフィンの流れ方向幅が短い条件Dとでは Q_{fin}/Q_{pp} の値は類似し、 Q_{pp} の80%程度であるが、管ピッチが小さく流れの加速効果が大きくなる条件Eでは、 Q_{fin} は Q_{pp} に近くなっている。

4.5 フィン効率 図10に各条件におけるフィン効率 ϕ を示した。レイノルズ数の増加と共にヌセルト数が増大する分だけ ϕ は小さくなり、フィン厚さが大きい

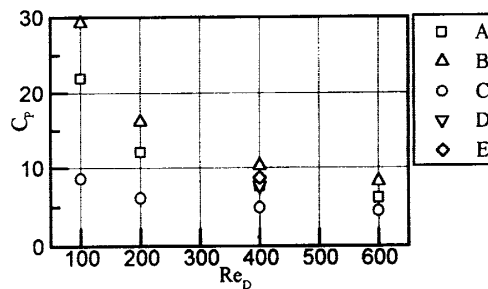


Fig.11 Pressure coefficient.

場合には ϕ の値は大きくなる。また、フィンの流れ方向幅が小さい、あるいは管ピッチが小さい場合には ϕ の値は若干増大する。また、フィン厚さが同じ場合には、フィンピッチが大きい方が ϕ の値も多少大きくなり、レイノルズ数の増加と共にフィンピッチによる差は広がる。基本的には、ヌセルト数が低く、フィン厚さが大きく、フィン面積が小さいほどフィン効率の高い値となる。

4.6 圧力損失係数 図11に各条件における圧力損失係数 C_p を図示した。レイノルズ数の増加と共に C_p は減少する。また、同じレイノルズ数の場合でも、フィンピッチ、管ピッチを増大させると C_p の値はかなり小さくなるが、フィンピッチによる絶対的な差はレイノルズ数の増加と共に縮小する傾向にある。フィンピッチならびに管ピッチが大きい場合には管による流れの閉塞に伴う流れの増速効果が弱まるため、全体として、 C_p の値が小さくなるものと推察される。なお、フィンの流れ方向幅が変わっても、 C_p の値の大きな変化は見られない。

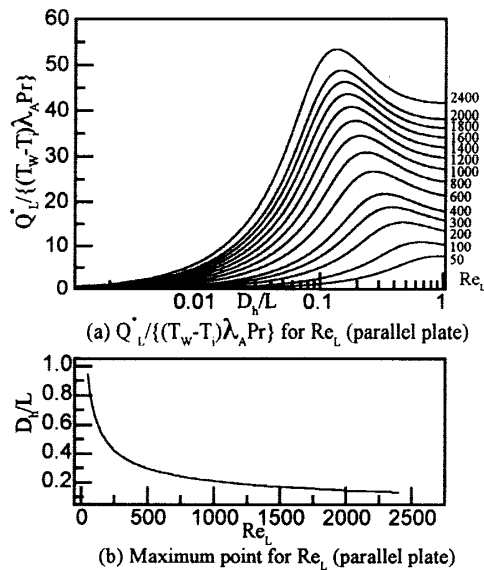
5. 結 言

本研究では、フィン付き管の流動伝熱特性を精度良く予測できる複合格子を用いた対流-伝導複合伝熱解析手法を確立し、本報ではまずこれを単列フィン付き管に適用して、高効率熱交換器開発の指針につながるフィン幾何形状の基本的影響を検討した。その結果、以下の結論を得た。

(1) フィン厚さを増大させると、フィン前半部のフィン効率の向上と前縁端面からの伝熱量の増大により、伝熱特性は多少ながら良好となるが圧力損失も増大する。

(2) フィンピッチが大きくなると、伝熱量やフィン効率は増大し、圧力損失の低減をも図れるが、レイノルズ数の増加と共にフィンピッチによるそれらの差異は小さくなる。ただし、フィンピッチが既にある程度大きい場合には、その増大によりフィン間流れの増速効果が低減して平均ヌセルト数が逆に低くなる場合もある。

(3) フィン付き管の単位体積、単位質量あたりの伝

Fig. A Heat transfer rate from $x=0$ to L (parallel plate).

熱量の観点からは、フィンが薄く、フィンピッチの小さい方が有利である。

(4) フィンの流れ方向幅については $L/D = 2.0$ よりも $L/D = 1.6$ とする方が有利である。具体的にレイノルズ数400の場合について言えば、このことによってフィン付き管単位質量あたりの伝熱量は10%程度大きくなる。ただし、圧力損失の低減はそれほど期待できない。

(5) 管ピッチについては、それを減じててもフィン効率には大差がなく、一方、圧力損失は増大する。したがって、伝熱量が大きい $P_T/D = 3.0$ の場合が多少なりとも有利である。

(6) どの条件においても、フィン後半部の伝熱量の全伝熱量に対する割合は全伝熱量の25%程度以下であり、レイノルズ数が低い程、その割合は小さくなる。それ故、フィン後半部を切除してもフィン面積の減少ほどには伝熱量の減少は生じない。

(7) 当然ではあるが、レイノルズ数の増加と共に、フィン付き管単位質量あたりの伝熱量は増加し、 C_P も小さくなるので騒音低減の条件等他の要件から許される限り、それを増大することが好ましい。

[補遺]

平行平板間流れの速度温度同時発達助走区間熱伝達においても伝熱量が最大となるフィンピッチの最適値が存在する。このことを見るため、その場合のスパン方向単位長さ当りの $x = 0 \sim L$ 区間の伝熱量 Q_L^* を文献(9)を参照して求めた。ここで、

$$\frac{Q_L^*}{(T_w - T_i)\lambda_A Pr} = \frac{Re_{D_h}}{4} \{1 - \exp(-4L^* Nu_{L^*})\} \quad (9)$$

であり、 Nu_{L^*} は Nu_{D_h} の $x^* = L^*$ における値である。図A(a)に $Q_L^* / \{(T_w - T_i)\lambda_A Pr\}$ の Re_L に対する依存性を

示す。図より、いかなる Re_L においても極大値があり、その極大値を超えるとフィンピッチを大きくしても伝熱量は低下して一定値に漸近する。また、図A(b)にその極大値を与える D_h/L と Re_L の関係を示す。 Re_L が大きくなると D_h/L の最適値は小さくなる。さらに、流速が大きくなるほどこの極大値は、よりフィンピッチが小さい場合に得られる。すなわち D_h/L は助走区間におけるフィンピッチの最適化に關与する重要なパラメータの一つである。

平行平板間流れの、速度温度同時発達助走区間の熱伝達では、温度境界層が双方の平板面から発達し、それに伴って熱伝達率は下流に向かって低下する。ある断面位置で両境界層が会合し、その位置より下流では熱伝達率は一定値に漸近する。 D_h/L が大きいほど、境界層会合点下流域の占める区間割合が小さく、全区間の平均熱伝達率したがって全伝熱量は大きい値になる。すなわち、この第一因子の影響だけを考慮すれば全伝熱量は D_h/L と共に単調に増大し、一定値に漸近することになる。しかし、温度境界層の発達様式は速度境界層からの流体の排除に伴って生じる主流の増速程度に依存し、その程度は D_h/L が小さいほど顕著に起こり、 D_h/L が十分大きければ、主流の増速はほとんど無い。主流が増速されれば、境界層は薄くなり、熱伝達率は大きくなる。すなわち、第一因子の影響とは反対に D_h/L の増大と共に熱伝達率したがって全伝熱量が減少する第二因子による影響が存在する。 Re_L が小さければ第一因子による傾向が支配的であり、 Re_L の増大と共に第二因子による傾向が加わって、 D_h/L に最適値が存在することになる。以上と同様のことはフィン付き管のフィン面での熱伝達についても成立するものと考えられる。

参考文献

- (1) 喜・鳥越・川端・鈴木, 機論, 61-585B (1995), 1796.
- (2) Leonard, B.P., *Comp. Mech. Appl. Mech. Eng.*, 19 (1979), 59.
- (3) Patankar, S.V. and Spalding, D.B., *Int. J. Heat Trans.*, 15(1972), 1787.
- (4) 木枝・鈴木, 機論, 46-409B (1980), 1655.
- (5) Patankar, S.V., *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Hemisphere Publishing Corporation(1980).
- (6) Suzuki, K., *Heat Transfer and Hydrodynamics of Two-phase Annular Flow in Handbook of Heat and Mass Transfer*, (1980), (ed. N.P.Chermisinoff) Gulf Publishing.
- (7) 内山・喜多・鈴木, 第33回日本伝熱シンポジウム論文集(1996), 483.
- (8) Torikoshi, K., Xi, G.N., Nakazawa, Y., and Asano, H., *Proc. of 10th Int. Heat Transfer 1994*, Vol.4(1994), 411, Taylor & Francis.
- (9) Shah, R.K. and London, A.L., *Laminar Flow Forced Convection in Ducts (Advances in Heat Transfer, Supplement 1)*, (1978), Academic Press.