

## 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\* (二列管に対する三次元定常数値解析)

大西 元<sup>\*1</sup>, 稲岡 恭二<sup>\*2</sup>  
松原 幸治<sup>\*3</sup>, 鈴木 健二郎<sup>\*2</sup>

### Heat Transfer Performance of a Plate-Finned Tube Heat Exchanger (A Three-Dimensional Steady Numerical Analysis for a Two-Row Plate-Finned Tube)

Hajime ONISHI, Kyoji INAOKA  
Koji MATSUBARA and Kenjiro SUZUKI

A three dimensional steady numerical analysis has been made for both of staggered array and in-lined array of two-row plate-finned tubes heat exchanger unit 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 for each array of two-row tubes. The effects of fin thickness, fin pitch, fin length, tube pitch and Reynolds number on heat exchange rate, Nusselt number, heat transfer rate, and pressure coefficient were examined parametrically. Though space mean Nusselt number and heat transfer rate have no big difference between the two array cases, slightly better heat transfer performance is attained in the staggered array case as Reynolds number or fin pitch is increased. On the contrary, pressure loss obtained in the staggered array case is larger than that obtained in the in-lined array case.

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

#### 1. 緒言

これまで熱交換器に関する種々の基礎研究, 応用研究が行われ, その結果として, かなりの高性能化が達成されている。しかしながら, エネルギーの有効利用を図るために排熱回収, 代替フロン使用空調機, 家庭用温水器等に見られるように, より一層の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, 新しいアイデアを注入して, 各伝熱要素の一層の高性能化を図ることはもちろんであるが, これまでのように各伝熱要素個々に対する特性評価を行うだけでなく, 伝熱要素の実機に近い組合せに対する特性評価を行うことが必要である。

著者らは, 前報<sup>(1)</sup>においてプレートフィン-伝熱管からなる熱交換器要素の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できる三次元数値解析手法を開発した。これにより, 従来のようにフィンと

伝熱管それぞれの伝熱流動特性を個別に評価し, それにフィンおよび伝熱管肉厚部における熱伝導特性を加えて, その結果を総合する試行錯誤を重ねることなく, 一回の計算で総合的な特性評価が可能となった。前報ではそれを単列管に適用して伝熱特性を検討した。

本報では, 前報に続く研究の第二段階として, プレートフィンと二列の伝熱管からなる熱交換器1ユニット分に, 前報で開発した数値解析手法を適用し, 得られる結果について検討を加える。実験的研究<sup>(2),(3)</sup>では熱伝導を含めた局所的な熱流動場を検討しにくいいため, 数値解析が有効となる。特に, 熱伝導は, 単列管ではフィン効率の算出に不可欠であったが, 二列管では厳密な意味でのフィン効率が存在しない代わりに, 各列の管からの伝熱量がフィン面各部にどのように分散されて気体と熱交換されるのかを支配する重要な現象といえる。しかし, その影響についての知見は全くと言っていいほど得られていない。そこで, その影響による伝熱特性の変化も検討する。また, 単列管で得られる伝熱特性が二列管でも適用できるか否かについても検討する。その際, 二列の伝熱管が千鳥(Staggered)配列である場合<sup>(4)-(6)</sup>と, インライン(In-Lined)配列である場合を取

\* 原稿受付 1998年12月16日。

<sup>\*1</sup> 准員, 京都大学大学院 (〒606-8501 京都市左京区吉田本町)。

<sup>\*2</sup> 正員, 京都大学大学院工学研究科。

<sup>\*3</sup> 正員, 新潟大学工学部 (〒950-2181 新潟市五十嵐2の町8050)。

E-mail: onishi@htrans.mech.kyoto-u.ac.jp

り上げ、両者の熱流動特性を比較・検討する。

## 2. 記号

$A$  : 表面積 [m<sup>2</sup>]

$C_p$  : 空気の定圧比熱 [J/kgK]

$C_P$  : 圧力損失係数 =  $2\Delta P/\rho U_i^2$

$D$  : 伝熱管外径 [m]

$D_h$  : 水力直径 =  $2(P_F - \delta)$  [m]

$L$  : フィンの流れ方向幅の半分 [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 =  $\int Nu_D dA / \int dA$

$Nu_m$  : 水力直径基準ヌセルト数

$\Delta P$  : 圧力損失 [Pa]

$P_F$  : フィンピッチ [m]

$P_S$  : 管列ピッチ [m]

$P_T$  : 管段ピッチ [m]

$q_w$  : 熱流束 [W/m<sup>2</sup>]

$Q$  : 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 =  $\rho U_i D/\mu$

$T_i$  : 入口温度 [°C]

$T_m$  : バルク温度 [°C]

$T_R$  : 管内面 (冷媒) 温度 [°C]

$T_W$  : フィン, 管の外側表面温度 [°C]

$U_i$  : 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]

$\alpha$  : 入口温度基準局所熱伝達率 [W/m<sup>2</sup>K]

$\alpha_m$  : バルク温度基準局所熱伝達率 [W/m<sup>2</sup>K]

$\delta$  : フィン厚さ [m]

$\theta$  : 周方向角度 [rad]

$\lambda_A$  : 空気の熱伝導率 [W/mK]

$\lambda_S$  : フィン付き管固体部の熱伝導率 [W/mK]

$\eta_Q$  : 冷熱交換率 [%]

$\rho$  : 空気の密度 [kg/m<sup>3</sup>]

## 3. 計算対象, 計算条件ならびに計算手法

本報の計算手法は前報<sup>(1)</sup>のそれと基本的に同じである。まず、本報の計算対象と条件について説明し、続いて計算手法について簡単に述べる。図1に本計算で対象とするプレートフィン-二列伝熱管の1ユニットを、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。(a)はその模式図、(b)は千鳥配列(以下ではS配列と呼称する)、(c)はインライン配列(以下ではI配列と呼称する)である。伝熱管外径 $D$ は上流側・下流側の管

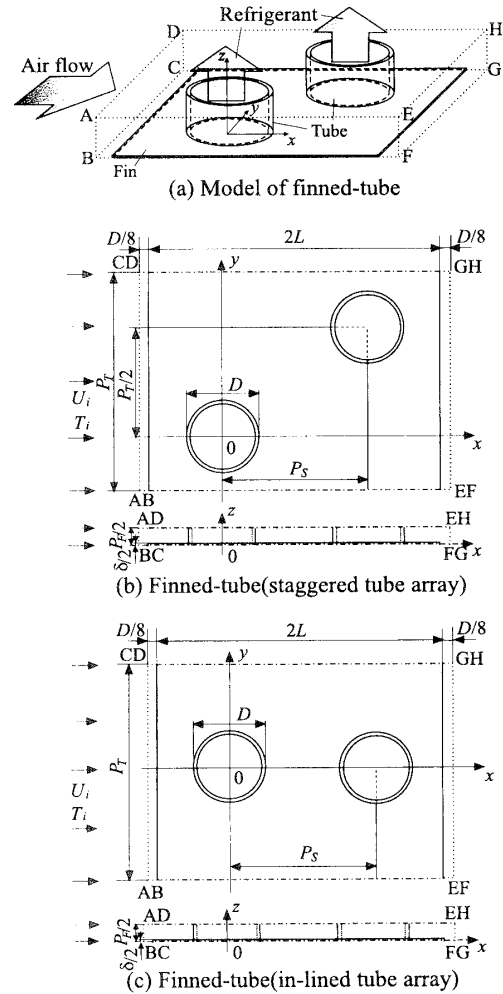


Fig.1 Computational domain.

で互いに同一である。なお、単列管を扱った前報でのプレートフィンの流れ方向幅は $L$ であり、本論文の採用値の半分である。作動流体の空気は面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を通過して流出する。面ABCDはフィン上流端から $D/8$ だけ上流位置に、また面EFGHはフィン下流端から $D/8$ だけ下流に設置した。また、面BCGFはフィン肉厚部の中央面、面ADHEはフィン間流路の中央面に一致させるよう設置してある。

本計算では、 $(x, y, z)$ 直角座標系と各管軸と面BCGFの交点を原点とする2種類の $(r, \theta, z)$ 円筒座標系の3つの座標系およびそれに基づく格子系を併用する。前者の原点は、上流側の管軸が面BCGFを貫く点に設置した。入口ならびに出口境界面を除く他の境界は、(b)のS配列では、面ABFEと面CDHGを周期的境界面とし、面BCGFと面ADHEは対称面として取り扱う。また、(c)のI配列では、四面のすべてを対称面として取り扱う。なお、面ABFEと面CDHGは、管段ピッチ $P_T$ だけ離れた

位置に設けてあり、面ADHEと面BCGFはフィンピッチの半分  $P_F/2$  だけ離れた位置に設けてある。

本報では、 $Re_D = 400$  の場合に対して表1に示す形状a~eの5種類の幾何形状について計算を行った。 $L$ ,  $P_T$ ,  $P_S$ ,  $P_F$ ,  $\delta$ はそれぞれフィン流れ方向幅の半分、管段ピッチ、管列ピッチ、フィンピッチ、フィン厚さである。ここで、形状dについては、 $L$ ,  $P_S$ ともに形状aの80%とした。以下では、各計算条件をレイノルズ数の値に表中の記号を追記して、たとえばS配列においては条件400Sa等と呼称し、I配列においては条件400Ia等と呼称する。なお、形状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い、各パラメータのレイノルズ数に対する依存性を検討した。また、条件400Saに対しては、仮想的に  $x/D = 1$  で上流側のフィンと下流側のフィンを断熱にした場合を条件400Sa'として計算を行い、フィン内部の熱伝導の影響を検討した。

前報<sup>(1)</sup>と同様に、図1に示した計算領域内では、物性値一定の三次元定常流れが形成されるものとして取り扱い、連続の式、境界層近似を施さない運動量方程式、エネルギー式を、また、フィン付き管固体部では熱伝導式を、それぞれ差分法によって解いた。2種類の格子系いづれについても方程式の差分化にあたっては、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)<sup>(7)</sup>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)<sup>(8)</sup>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。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<sup>(9)</sup>を用いた。なお、この方法は文献(9)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、計算結果に及ぼす下流側境界位置の影響を検討したところ、比較的小さい計算領域で良好な結果となることが確認された。

空気流入温度  $T_i$ 、管内の冷媒温度  $T_R$  は任意に与えることができる。本報では、前報と同じく  $T_i = 15^\circ\text{C}$ ,  $T_R - T_i = 10^\circ\text{C}$  として計算した。フィン付き管は前報と同

じく  $\lambda_S = 235\text{W/mK}$  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<sup>(10)</sup> 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。管肉厚は管外径の5%に固定した。また、以下で使用する  $Nu_D$  の定義は、

$$Nu_D = \frac{\alpha D}{\lambda_A} = \frac{q_w D}{(T_w - T_i)\lambda_A} \quad (1)$$

である。ただし、 $D$  は管外径、 $\alpha$  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、伝熱面各部の外表面温度  $T_w$  と流体の入口温度  $T_i$  の差によって定義した。また、今回の計算では、上流側・下流側いずれの管についても伝熱管内面の熱伝達率  $\alpha_R$  には、前報において採用した一定値  $4 \times 10^3\text{W/m}^2\text{K}$  をあてた。もちろん、計算手法としては各管に任意の熱伝達率を与えることが可能である。

#### 4. 計算結果および考察

以下では、上流側の管を前列管、下流側の管を後列管と呼ぶ。またフィンの  $-1 \leq x/D \leq 1$  の部分をフィン前半部、 $1 \leq x/D \leq 3$  の部分をフィン後半部と呼ぶ。

**4-1 速度場と温度場** 図2にS配列の条件400SaとI配列の条件400Iaの場合について、(a)フィン内部 ( $z/D = 0.005$ ) の等温線分布、フィン間隙部の二つの位置 (b)  $z/D = 0.02$ 、および (c)  $z/D = 0.08$  における空気流の等温線分布を示す。なお、(a), (b), (c) の各線は計算領域中の最高温度  $T_R$  と最低温度  $T_i$  の間を20分割して描いてある。色の濃い部分ほど高温であることを示している。なお、(a)に関しては条件400Sa'の等温線分布も示す。また、(c)にはそれぞれの条件の  $z/D = 0.08$  の位置における  $x-y$  断面内の速度ベクトル  $u-v$  線図も示す。

図2(a)に見られるように、フィン内部の熱伝導によって二列管内部を流れる流体の保有熱が、管内壁を通してフィン周辺へと輸送されている。フィン内部の全体的な温度分布の特徴としては、最大温度と最低温度の差はさほど大きくない、温度はフィン前半部で低く、管背面側では高温領域が広がっており、特に後列管周りで高い、したがって最大温度は後列管背面で得られる、等の点が挙げられる。管背面部の高温領域は死水域の形成にともなう、フィン面局所熱伝達の不良を反映している。両配列において温度分布は、 $x/D < 1$  の領域ではほぼ同じであるが、 $x/D > 1$  の領域ではかなり異なっている。この相違は後述する空気流の温度分布によって生じるものである。

$x/D = 1$  でフィンが断熱されている条件400Sa'では、

Table 1 Geometric parameters of fin-and-tube.

Case	$L/D$	$P_T/D$	$P_S/D$	$P_F/D$	$\delta/D$
a	2.0	3.0	2.0	0.2	0.02
b	2.0	3.0	2.0	0.2	0.04
c	2.0	3.0	2.0	0.4	0.04
d	1.6	3.0	1.6	0.2	0.02
e	2.0	2.4	2.0	0.2	0.02

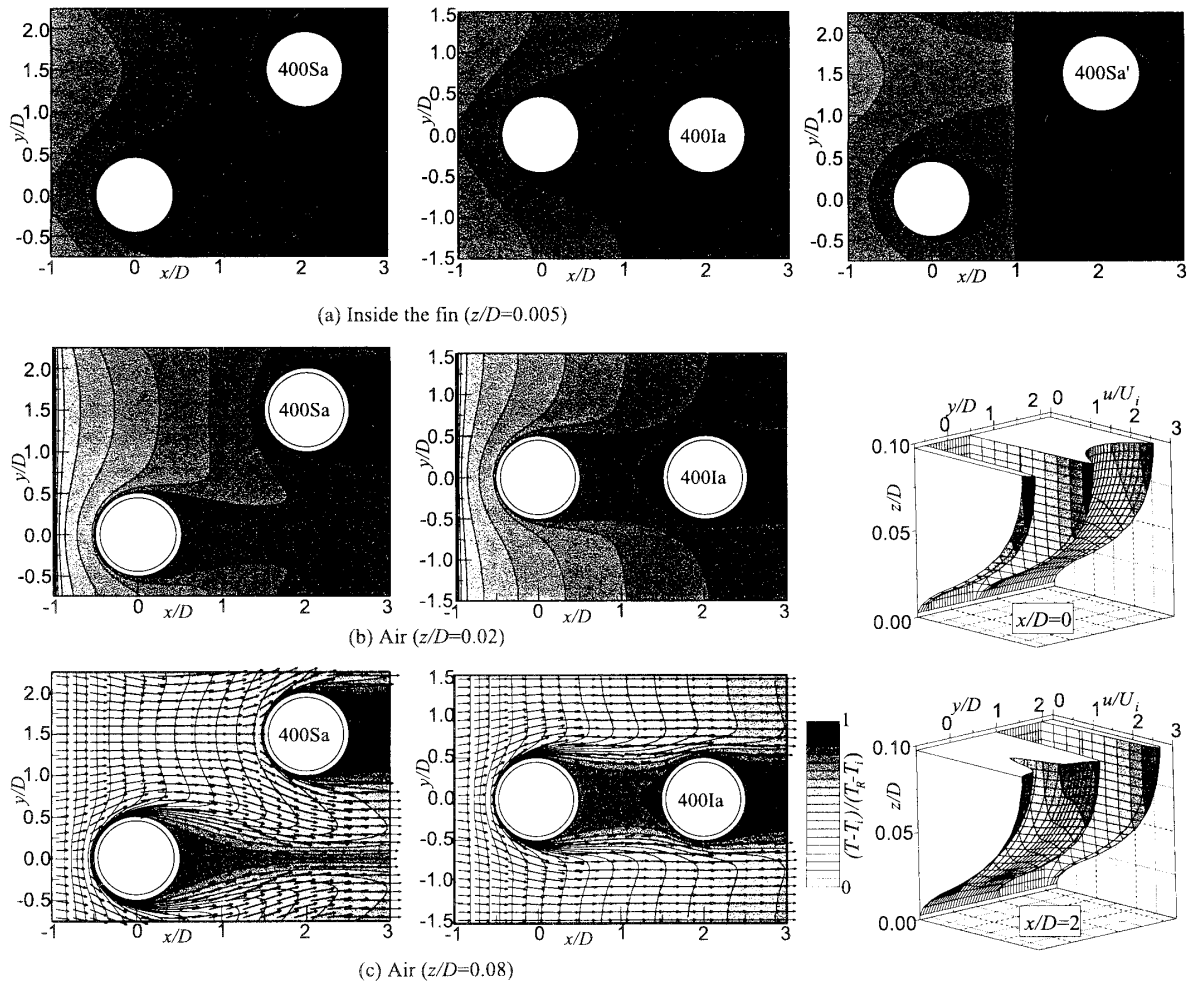


Fig.2 Velocity vectors and temperature contours.

Fig.3 Velocity profiles (400Sa).

フィン前半部は前報とはほぼ同じ温度分布である。それゆえ、400Sa'の $-1 \leq x/D \leq 1$ の領域では単列管1ユニットの場合の現象と類似の現象が実現されていると見なせる。しかし400Saの場合のこの領域の温度分布は400Sa'のそれとはかなり相違している。すなわち、二列管の場合には、フィン内部の $x/D = 1$ で熱移動が生じるので、その場合に単列管の結果を利用できないことが分かる。よって、二列管の伝熱特性を知るには本計算の必要性があることが確認できる。

また、図2(b), (c)の空気流の温度はフィン面に近いほど高く、下流側ほど加熱されるので、いずれの配列とも、フィン後半部では空気温度は高くなっている。特に後列管背面では空気温度がかなり高く等温線密度が小さいことが認められる。(c)のベクトル線図を見ると、これは死水域の形成と対応する。空気流においても $x/D > 1$ の領域では両配列における相違は顕著である。S配列の場合、後列管への接近流速が低下しないので、後列管前方部には高温領域が生じない。また、前列管を迂回する高速の流体が後列管への接近流となるため、後列管

前面の熱伝達は向上するものと期待される。いっぽう、I配列の場合は、前列管背部から後列管背部にまで達する広い死水域が形成される。このため、その領域ならびに後列管外表面の熱伝達はS配列の場合に比べて低下するものと推察される。また、管側方の温度勾配は、管を迂回する増速流領域で馬蹄形状に等温線密度が高い。これは(c)のベクトル線図より、いずれの配列も管を迂回する流れの増速効果により、管側方周辺では流速が大きくなっていることと対応する。それは図3に示したS配列の二つの $y-z$ 断面 $x/D = 0, 2$ における $u/U_i$ の分布からもよく分かる。 $u/U_i$ の値は管側方で大きく、また、その値は $z$ の増加とともに大きくなり、フィン間中央部( $z/D=0.1$ )では3.0程度にまで達している。 $x/D = 2$ の位置において認められるように、S配列では前列管下流部で、若干速度欠損部が存在するものの、前列管を迂回した流れが後列管を迂回する現象のため、前列管後流はかなり回復しつつある。

さらに、図4にS配列の条件400Sa、ならびにフィンピッチが大きい条件400Scの場合について、(a) $y/D = 0$ ,

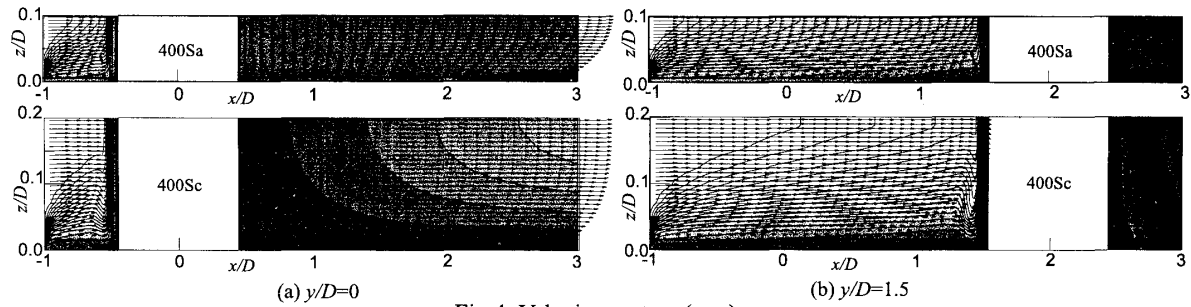
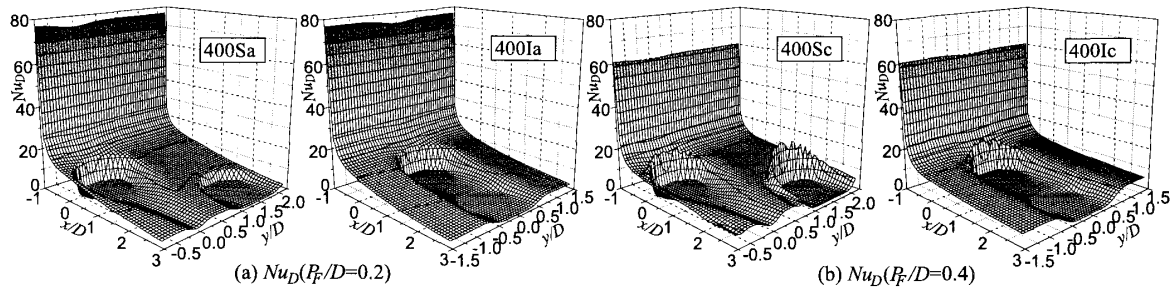
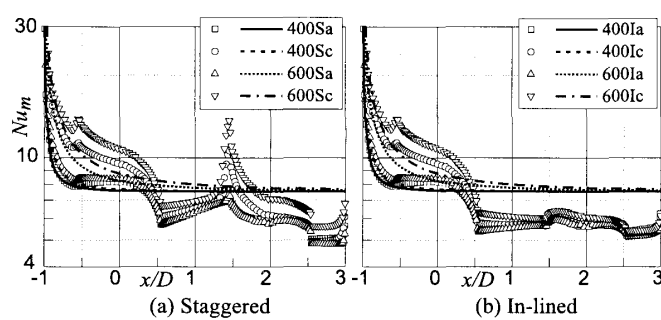
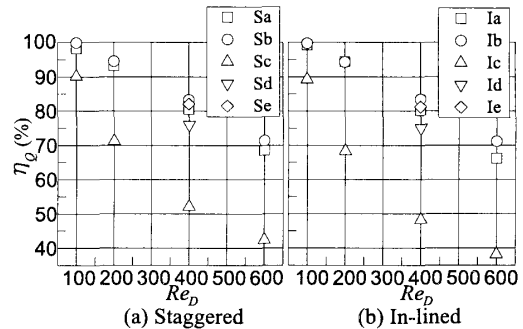
Fig.4 Velocity vectors ( $u-w$ ).Fig.5 Contours of  $Nu_D$ .Fig.6 Streamwise distribution of  $Nu_m$ 

Fig.7 Heat exchange efficiency.

(b)  $y/D = 1.5$  の位置での  $x-z$  断面内の等温線分布と速度ベクトル線図を示す。ただし、図を見やすくするために、 $z$  方向の長さを  $x$  方向のそれに対して 5 倍に拡大して示してある。なお、等温線の描き方は図 2 と同様である。それぞれの管とも前方部においてフィン面に向かう吹き下ろし流が認められる。その大きさは前報の結果と同様に、形状  $c$  の方が形状  $a$  より顕著であり、S 配列では若干ながら前列管より後列管の方が顕著である。等温線分布よりこの吹き下ろし流は、管面に沿って低温流体をフィン面へと供給するため、後述するようにその部分の局所ヌセルト数の増加に寄与する。

**4-2 フィン面局所ヌセルト数分布** 図 5(a) に条件 400Sa, 400Ia の場合、また、(b) に条件 400Sc, 400Ic の場合のフィン面局所ヌセルト数の等高線分布を示す。両図を見ると、フィン面における局所ヌセルト数の値は、フィン前縁で最も高く、全体的傾向として下流側に向かって低下する。管背部の死水域では、ヌセルト数は特に低い。いっぽう、管側方周辺には、空気流中の温度分

布と対応して、馬蹄形状にヌセルト数が高い部分が存在する。形状  $c$  の場合には前節で述べたように管前方で強い吹き下ろし流が生じるので、そこでのヌセルト数の値が大きくなる。このヌセルト数の増大は特に S 配列の後列管の前方において顕著に認められる。

**4-3 フィン面におけるヌセルト数** 伝熱特性の流れ方向変化を検討するために、各  $x$  位置でのスパン方向平均ヌセルト数  $Nu_m$  を算出した。  $Nu_m$  は以下の式により定義してある。

$$Nu_m = \frac{D_h \int_0^l \alpha_m dy}{\lambda_A \int_0^l dy} \quad (2)$$

ここで、 $\alpha_m$  はスパン方向バルク温度基準の局所熱伝達率、 $D_h$  はフィン間すきまの水力直径である。  $l$  は管のない  $x$  位置では  $P_T$  であり、管のある  $x$  位置では管の部分を除くスパン方向長さである。一例として図 6 に (a) S 配列と (b) I 配列についてレイノルズ数 400, 600 の場合の形状  $a, c$  の結果を比較して示す。なお、図中に示してある実線、破線等は各条件と対応する参考値であって、

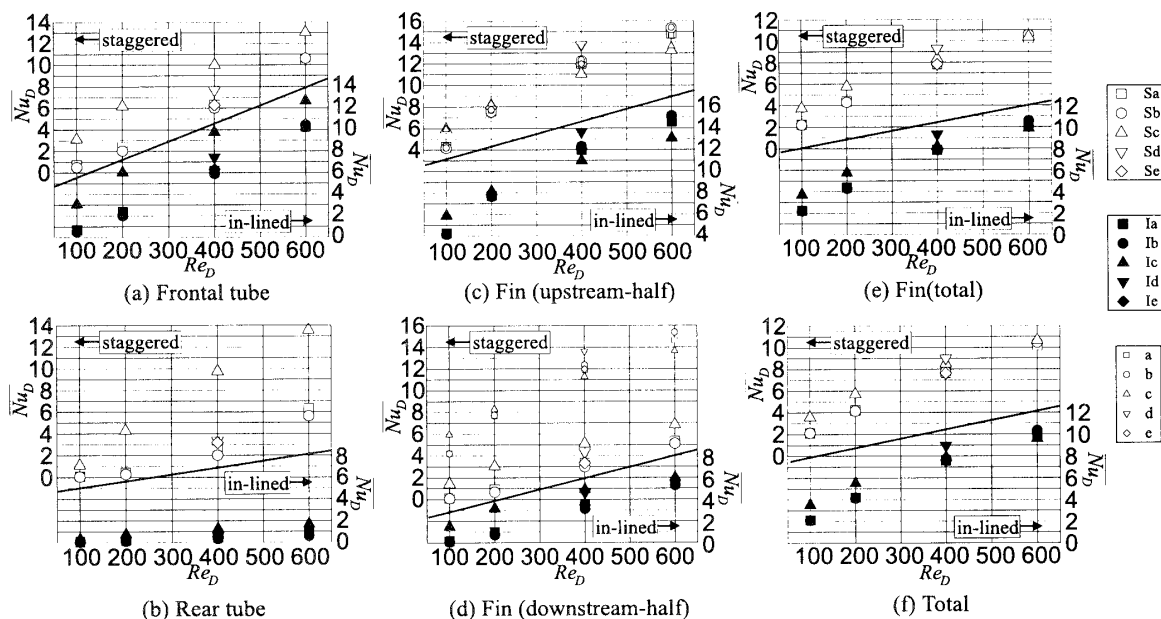


Fig.8 Space mean Nusselt number.

間隙が  $(P_F - \delta)$  である場合の等温加熱平行平板間流路に平均速度  $U_i P_F / (P_F - \delta)$  の空気が流れると仮定する場合の速度-温度同時発達助走区間におけるヌセルト数<sup>(11)</sup>に対応する。

$x/D < 0.5$  においてはS配列とI配列の結果に差異は見られない。しかし、 $0.5 \leq x/D \leq 1.5$  の領域では、両結果に顕著な差異が見られる。S配列では  $Nu_m$  は下流に向かって増加し、後列管前面位置直前でピーク値をとる。特にそのピーク値は、吹き下ろし流が最も顕著な条件 600Sc では前列管直前でのピーク値と同程度となる。いっぽう、I配列の場合には  $Nu_m$  はこの領域でほぼ一定値をとる。次に本計算で得た結果は平行平板間助走区間に対する値<sup>(11)</sup>と比較すると、フィン前縁部の  $x/D < -0.75$  付近までは互いに良好に一致していることが分かる。しかし、 $Nu_m$  の値は吹き下ろし流が生じる前列管直前部 ( $-0.75 < x/D < 0.5$ ) や高速迂回流が生じる管側方部 ( $-0.5 < x/D < 0.5$ ) では、文献(11)の値より大きく、いっぽう、前列管より下流 ( $0.5 < x/D$ ) の領域では文献(11)の値より小さい。ただし、その領域においても形状cでは吹き下ろし流が顕著なため、局所的に文献(11)の値を上回っている。

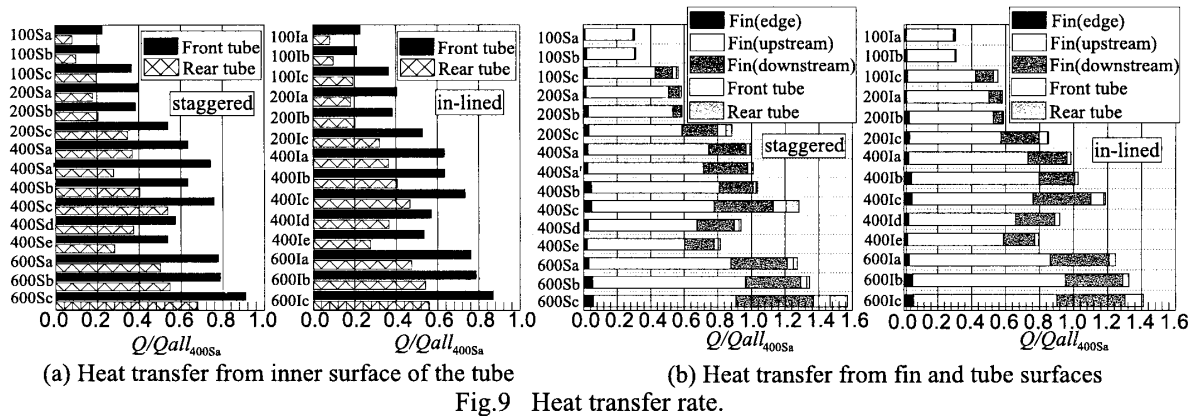
**4-4 冷熱交換率** 図7に全計算条件における冷熱交換率  $\eta_Q$  を (a)S配列, (b)I配列ごとにまとめて図示する。冷熱交換率  $\eta_Q$  は流入空気が有する冷熱のうち熱交換できた割合を表すパラメータであり、以下のように定義してある。

$$\eta_Q = \frac{Q}{\rho C_p U_i (T_R - T_i) P_T P_F / 2} \times 100 \quad (3)$$

ここで、 $Q$  はフィン付き管からの全伝熱量である。流れのレイノルズ数が低く、フィンピッチ  $P_F$  が小さい場合には、 $\eta_Q$  の値は100%に近く、ほぼ限界まで熱交換されている。しかし、レイノルズ数が高く、かつフィンピッチが大きい形状cの場合には、 $\eta_Q$  は60%以下であり、まだ熱交換できる冷熱を十分残している。この冷熱をさらに熱交換するには、フィン前半部とフィン後半部を切り離してオフセットするなどの工夫をする必要が示唆される。

**4-5 平均ヌセルト数と伝熱量** 図8にS配列とI配列の全計算条件に対して、(a)前列管, (b)後列管, (c)フィン前半部, (d)フィン後半部, (e)フィン全体, および(f)フィン付き管全体それぞれにおける平均ヌセルト数  $\overline{Nu}_D$  のレイノルズ数に対する依存性を示す。なお、(c),(d)中には参考のため前報で得た単列管に対するフィン全体の  $\overline{Nu}_D$  を小シンボルで示してある。また、図9(a)には前列管・後列管それぞれの内面における伝熱量を、条件400Saにおけるフィン付き管全伝熱量に対する比率として示した。同図(b)はフィンの上流・下流双方の端面、フィン前半部、フィン後半部、前列管外表面、および後列管外表面それぞれからの伝熱量を、同様に条件400Saにおけるフィン付き管全伝熱量に対する比として示したものである。図8,9両図から、 $\overline{Nu}_D$ 、全伝熱量、フィン面からの伝熱量、管外表面からの伝熱量全てがレイノルズ数の増加とともに増大することが確認できる。以下に両図のもう少し詳しい分析を行う。

まず、図8(a),(b)に示した前列管・後列管外表面の  $\overline{Nu}_D$  に注目する。フィンピッチが大きい形状cの場合の伝熱



管の $\overline{Nu}_D$ は前列管・後列管ともに他の形状のそれより大きい。また、S配列とI配列を比較すると前列管においては、S配列の $\overline{Nu}_D$ がI配列のそれよりわずかに大きい程度であるが、後列管についてはS配列の結果がI配列のそれを大きく上回っている。ただし、後列管の $\overline{Nu}_D$ の値は、例外的な600Scの場合を除いて、前列管の値より小さく、特にI配列の場合には極めて小さい。条件600Scの場合には、フィン間中央の接近流が高速・低温で、しかも後列管前方での吹き下ろし流が顕著なことが後列管の $\overline{Nu}_D$ が大きい原因である。つぎに、(c)~(f)のフィンやユニット全体の $\overline{Nu}_D$ に注目すると、各場合のその値は、レイノルズ数、フィンピッチを大きくすると若干ながら相互の差異が拡大するものの、配列方式による差異は大きくない。条件400Sdや400Idの場合に他の条件に比べて $\overline{Nu}_D$ が大きいのは、フィンの流れ方向幅が他の条件より20%小さいため、下流側の高温度面積が減少する分だけフィン $\overline{Nu}_D$ の値が持ち上がることが原因である。条件400Se,400Ieは条件400Sa,400Iaに比して、管段ピッチが20%減少しているが、 $\overline{Nu}_D$ は条件400Sa,400Iaの場合のそれとほぼ同じである。

フィン全体の熱伝達率に及ぼすフィンピッチの影響については注意を要する。フィンピッチの影響は、前報で述べたように、熱伝達に最適な流路高さが存在し、その値が $P_F/L$ によって変化することと関連して生じる。 $Re_D = 400$ の場合に注目すると、単列管の結果ではフィンピッチが大きい形状cの場合の値はフィンピッチが小さい形状a,bの値より小さい。しかし、(e)の二列管においては逆に形状a,bの値より大きくなっている。

次に、伝熱量について述べる。まず、図9(b)を概観すると、管外表面、フィン上流・下流端面からの伝熱量を合算しても全伝熱量に占める割合はたかだか10%程度で小さく、フィン面からの伝熱量割合が圧倒的に大きい。特にフィン前半部からの伝熱量割合が大きい。フィ

ン前半部からの伝熱量は、条件400Sc,400Ic,600Sc,600Icの場合にはフィン後半部のその2倍程度、その他の場合には3~4倍、レイノルズ数が100の場合は、それ以上となっている。全伝熱量や各部からの伝熱量割合はS配列でも、I配列でもさほど変わらない。形状cの場合には、S配列とすると後列管からの伝熱量が多少増大して改善される。特に、レイノルズ数が大きくなると、改善効果上がる。図9(a)に見られるように前列管内面からの伝熱量も、後列管内面からのそれに比べて大きい。これは、フィン後半部のヌセルト数がフィン前半部のそれに比べて小さいことから明らかである。ただし、前列管内面からの伝熱量と後列管のそれとの比は、先に議論したフィン前半部からの伝熱量とフィン後半部からのそれとの比ほど大きくない。このことは、後列管内面からの伝熱量のうちのかなりの部分が、熱伝導によってフィン前半部に移動したうえで空気流へ熱交換されることを意味する。また、図9において、400Sa'は400Saに比して、管内表面からの伝熱量が前列管で増大し、後列管で減少する。これはフィン前半部で後列管からの熱を放熱できなかったことによる。この差異によっても熱伝導の重要性が指摘され、二列管を単列管の重ね合わせとして取り扱うのではなく、本研究のようにそれを1ユニットとして取り扱う必要性が改めて示唆される。

また、後列管伝熱量の前列管伝熱量に対する比は、S配列ではレイノルズ数が高く、また、フィンピッチが大きい場合(形状c)において大きい。いっぽう、I配列ではレイノルズ数が高くなるとフィンピッチが小さい形状の方が、その伝熱量比が大きい。また、両配列の場合ともその伝熱量比は、形状aに比して、フィン流れ方向幅が短い形状dの場合に大きく、管段ピッチが小さい形状eでは小さい。

図9(b)について再び検討する。形状aの結果を基準に各形状の伝熱量を比較する。フィン厚さが大きい形

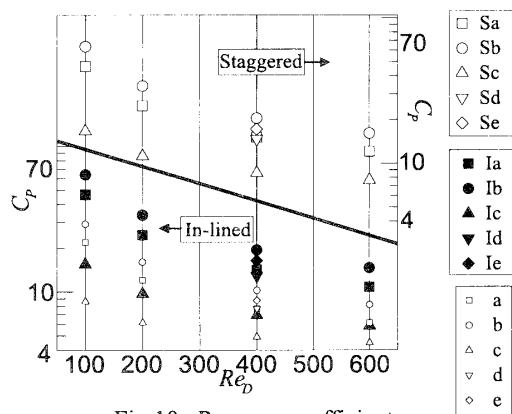


Fig.10 Pressure coefficient.

形状bではフィン上流端面での伝熱量が増えるので形状aよりやや有利である。形状cでは、管外表面からの伝熱量が大きい。ただし、レイノルズ数が高くなると形状cと形状a, bの差異は縮小する。形状c( $P_F/D = 0.4$ )の場合には、形状aや形状b( $P_F/D = 0.2$ )の場合に比べてコンパクトネスは半分になる。しかし、管表面積の全表面積に対する割合が小さいため、形状cにおけるフィン付き管の表面積は形状a, 形状bのそれぞれの約1.06倍でしかないので、フィン付き管単位表面積あたりの伝熱量はどのレイノルズ数においても形状cの方が大きい。なお、フィン付き管単位質量当りの伝熱量はフィン厚さが形状b, 形状cの半分である形状aの場合が最も大きい。形状dは形状aに対して総伝熱量の減少割合は、いずれの配列でも7%弱以下に留まっており、伝熱面積の減少割合20%より小さく、単位伝熱面積ならびに単位質量当りの伝熱量は逆に10%以上大きい。形状eは形状aに比して、管段ピッチしたがって、フィン面積が20%減少しているが、伝熱量も20%程度減少している。伝熱量を増やす観点からすると管段ピッチの大きい形状aの方が有利である。

**4-6 圧力損失係数** 図10に全計算条件におけるS配列, I配列の圧力損失係数 $C_p$ を図示する。また、図中の小シンボルは単列管の結果<sup>(1)</sup>である。 $C_p$ の値はフィンピッチが大きい形状cで小さく、レイノルズ数が大きいほど低下する。 $C_p$ の値はI配列よりS配列の方が大きい。両配列の差異はさほど大きくない。形状dの $C_p$ の値は形状aのそれとあまり変わらないので、フィン流れ方向幅の減少による圧力損失の低減はあまり期待できないが、管段ピッチが小さい形状eの $C_p$ の値は形状aのそれより若干大きい。これは、管による流れの閉塞効果がより顕著になるからである。また、両配列ともこれらの傾向は単列管と類似している。

## 5. 結言

本報では、前報で開発した対流-伝導複合伝熱解析手法を用いて、フィン付き二列管の流動・伝熱特性に及ぼすレイノルズ数やフィン幾何形状の影響を検討した。その結果、以下の結論を得た。

(1) フィン面のヌセルト数分布は千鳥(S)配列とインライン(I)配列の管配列方式の違いによって相違する。また、フィン付き管では管側方の増速領域や管背部の死水域等の複雑な熱流動場が存在するので、平行平板のそれとはかなり異なる。

(2) 後列管内面伝熱量の一部はフィン前半部に伝わり空気と熱交換されるので、フィン内の熱伝導を考慮することは重要である。

(3) S配列とI配列の管配列方式の違いによっては、フィン付き管全体の平均ヌセルト数や伝熱量の顕著な差は見られない。しかし、レイノルズ数やフィンピッチを大きくすると、S配列の方が伝熱特性上有利となる傾向がある。

(4) 今回のレイノルズ数範囲では、フィンピッチが大きい形状の方が単位面積当りの伝熱量は増大する。

(5) レイノルズ数やフィンピッチを大きくすると冷熱交換率は落ちる。

(6) 圧力損失係数に関してはI配列の方がS配列より多少良くなる傾向がある。また、圧力損失に対する幾何形状の影響は単列管の場合と類似している。

## 参考文献

- (1) 大西・松原・稲岡・中部・鈴木, 機論, **64**-618B (1998), 534.
- (2) Saboya, F.E.M and Sparrow, E.M., *Int. J. Heat Mass Trans.*, **19**(1976), 41.
- (3) 瀬下・藤井, 機論, **53**-486B (1987), 587.
- (4) Xi, G.N., Ebisu, T. and Torikoshi, K., *Proc. 10th Int. Symp. Transport Phenomena in Therm. Sci. and Proc. Eng. 1997*, **3**(1997), 755.
- (5) Jang, J.Y., Wu, M.C. and Chang, W.J., *Int. J. Heat Mass Trans.*, **39**-14 (1996), 3057.
- (6) Bastani, A., Mitra, N.K. and Fiebig, M. *Proc. Adv. Comp. Methods in Heat Transfer*, **3**(1990), 235, Comp. Mech. Publications.
- (7) Leonard, B.P., *Comp. Mech. Appl. Mech. Eng.*, **19** (1979), 59.
- (8) Patankar, S.V. and Spalding, D.B., *Int. J. Heat Mass Trans.*, **15**-10 (1972), 1787.
- (9) 木枝・鈴木, 機論, **46**-409B (1980), 1655.
- (10) Patankar, S.V., *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Hemisphere Publishing Corporation (1980).
- (11) Shah, R.K. and London, A.L., *Laminar Flow Forced Convection in Ducts (Advances in Heat Transfer, Supplement 1)*, (1978), Academic Press.