

フィン付き平行平板間流れの流動および伝熱特性*

松原幸治*¹, 中部主敬*², 鈴木健二郎*²

Flow and Heat Transfer in a Channel with Fins Attached to One Wall

Koji MATSUBARA, Kazuyoshi NAKABE and Kenjiro SUZUKI

Three-dimensional numerical computation was performed for the developing region of flow and thermal fields in finned channels. The channel studied here has a heated region of finite length to which plate fin arrays are attached in order to improve its heat transfer performance. The performance was evaluated using Nu_L^* , an apparent Nusselt number corresponding to the heat transfer rate per unit heated area. The effect of fin height, fin pitch, fin length and Reynolds number on Nusselt number was examined parametrically. As the fin height increases with the fin pitch kept constant, Nu_L^* increases monotonically. The maximum value of Nu_L^* was obtained when the top of the fin reached the top wall of the channel. When the fin pitch was changed with the fin height kept constant, the numerical results demonstrated two tendencies. In the case with clearance between the fin top and the wall, there existed the optimal fin pitch leading to maximum Nu_L^* . In the case without clearance, Nu_L^* increases with decrease of fin pitch. The optimal fin pitch gradually decreased with decrease of fin length and/or with increase of Reynolds number. The ratio of the j -factor to the f -factor was also obtained to evaluate the performance of the fins.

Key Words: Heat Transfer, Forced Convection, Numerical Simulation, Three-Dimensional Flow, Finned Channel Flow, Plate Fin Array, Developing Region

1. 緒言

流路内に設置したフィンの熱伝達は、古くから多くの研究者に取り上げられており^(1, 2), とくに流れ場と温度場双方が発達した領域については詳細な基礎データが報告されている⁽³⁾. いっぽう, その助走区間における特性は, 未だ十分に吟味されていないが, その重要性は決して小さくない. 例えば電子機器の冷却^(4, 5)に供するマイクロ・フィンを設計する場合, LSIパッケージの流れ方向長さはフィン周囲の流れ場と温度場が十分発達するほど大きくないため, 助走区間におけるフィンの伝熱特性に関する知見が不可欠である.

本研究では, 平行平板間流路の一方の壁が有限寸法の加熱区間を有する場合を想定し, その加熱部からの放熱を促進するために, その位置に平板状フィン列を付加する場合を取り扱うこととし, その系に対して定常3次元数値解析を行い, 未発達域におけるフィンの諸特性に関する系統的な知見の収集を目指す. 本報で

はその第1段階として, レイノルズ数が低く, 流れが定常な層流にとどまる場合に限定して議論を行う. 本報の成果はフィンの微小化を図る場合の指針として有用であるばかりでなく, 今後検討を行う高レイノルズ数の場合の結果と比較すべき基本データとして利用できる点でも有用である.

2. 記号

- C_f : 局所摩擦係数 $= 2\tau_w / \rho U_m^2$
 C_p : 圧力係数 $= 2(P - P_{0m}) / \rho U_m^2$
 C_p : 流体定圧比熱 [J/(Kg · K)]
 f_1 : f -因子 $= ((P_{0m} - P_{0m})HS) / (10 \rho U_m^2 H)$
 f_2 : f -因子 $= ((P_{fm} - P_{bm})HS) / (\rho U_m^2 L)$
 H : 流路高さ [m]
 h : エンタルピー [J], フィン高さ [m]
 j : j -因子 $= Nu_L^* / (RePr^{1/3})$
 L : 加熱部長さ, フィン長さ [m]
 Nu : 局所ヌセルト数 $= q_w H / ((T_w - T_0) \lambda)$
 Nu_L^* : 加熱部の単位面積当たりの伝熱量に対応するヌセルト数 $= \beta Nu_L$
 P : 圧力 [Pa]
 P_{0m} : 流路入口部における断面平均圧力 [Pa]

* 原稿受付 1995年12月18日.

¹ 正員, 新潟大学大学院自然科学研究科(〒950-21 新潟市五十嵐2の町8050).² 正員, 京都大学大学院工学研究科(〒606-01 京都市左京区吉田本町).

- P_{em} : 流路出口部における断面平均圧力 [Pa]
 P_{fm} : フィン前面における断面平均圧力 [Pa]
 P_{bm} : フィン背面における断面平均圧力 [Pa]
 Pr : プラントル数 $= \mu C_p / \lambda$
 q : 熱流束 [W/m^2]
 Re : レイノルズ数 $= \rho U_m H / \mu$
 S : フィンピッチ [m]
 T : 温度 [K]
 t : フィン厚さ [m]
 U : x方向速度 [m/s]
 \vec{U} : 速度ベクトル $= (U, V, W)$
 V : y方向速度 [m/s]
 W : z方向速度 [m/s]
 x : 流れ方向座標 [m]
 y : 高さ方向座標 [m]
 z : スパン方向座標 [m]
 β : 伝熱面の拡大率 $= 1 + (2h - \gamma(h)t) / S$
 $\gamma(h)$: $h=H$ で1, $h \neq H$ で0となる関数
 Δx_{min} : 最小の格子間隔 [m]
 λ : 流体熱伝導率 [$W/m \cdot K$]
 μ : 流体粘性係数 [$Pa \cdot s$]
 ρ : 流体密度 [kg/m^3]
 τ : せん断応力 [Pa]

添字

- L : 伝熱面全域における平均
 l : フィン前縁から距離*l*にわたる平均
 m : 断面平均
 w : 固体壁
 0 : 入口部, フィンを付加しない場合

肩字

- F : フィン間流域
 C : フィン上部流域

3. 計算手法

本研究で使用する基礎方程式は、以下に示す連続の式、Navier-Stokes式およびエネルギー式である。

$$\nabla \cdot (\rho \vec{u}) = 0 \quad (1)$$

$$\nabla \cdot (\rho \vec{u} \vec{u}) = -\nabla P + \mu \nabla^2 \vec{u} \quad (2)$$

$$\nabla \cdot (\rho \vec{u} h) = \nabla \cdot \left(\frac{\lambda}{C_p} \nabla h \right) \quad (3)$$

ここで、 $\vec{u}=(U, V, W)$ は速度ベクトル、 P 、 h は、圧力およびエンタルピーであり、式(2)に含まれる $\vec{u} \vec{u}$ はdyadic product⁽⁶⁾である。また、 ρ 、 μ 、 λ 、 C_p は、それぞれ流体の密度、粘性係数、熱伝導率および

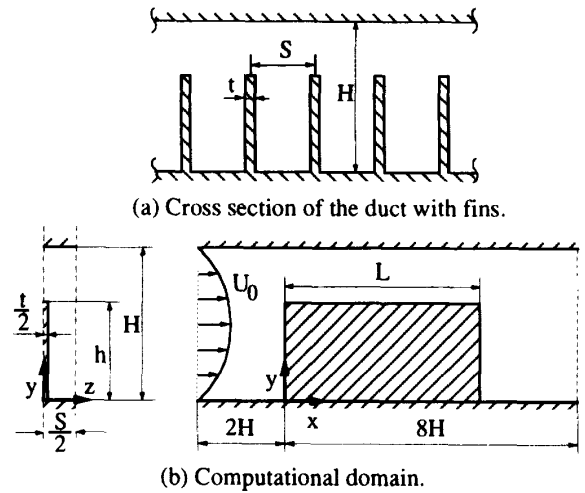


Fig. 1 Fined Channel.

定圧比熱であり、その値には、流体を空気として流路入口部温度（室温）における一定値をあてた。

基礎方程式の差分化にあたっては、拡散項には中心差分を、対流項には3次精度風上差分(QUICK⁽⁷⁾)を適用した。得られた差分式は、ADI⁽⁸⁾を応用した反復計算により解いた。なお、運動方程式中の圧力こう配の評価に用いる各格子点の圧力は、速度場が連続の式を満足するようにその値を定める圧力補正法(SIMPLE⁽⁹⁾)により求めた。

本研究で取り扱う流路の断面形状と計算領域をFig. 1に示す。流路（高さH）の下壁には流れ方向に長さL（スパン方向には全域）にわたって加熱部が存在し、加熱部上にスパン方向にピッチSで並べた平板状フィン列を付加する場合を想定し、フィン長さは加熱部長さLに等しいとした。数値計算は、隣り合うフィン間の中央断面と一方のフィンを厚さ方向に2等分する断面とに挟まれる1/2ピッチの領域に対して行った。座標は流れ方向をx、高さ方向をy、スパン方向をzとし、フィンを厚さ方向に2等分する断面と加熱開始線の交点を原点とした。以下では、 $0 \leq x \leq L$ 、 $0 \leq y \leq h$ 、 $0.5t \leq z \leq 0.5S$ の領域をフィン間流域、 $0 \leq x \leq L$ 、 $h \leq y \leq H$ 、 $0 \leq z \leq 0.5S$ の領域をフィン上部流域とそれぞれ呼ぶ。計算領域には、最大で $90 \times 20 \times 101$ の格子点をフィンの各コーナーで最も密になるように配置した。最小格子間隔 Δx_{min} は、入口部における断面平均流速 U_m と Δx_{min} を基準とするレイノルズ数が7.0以下になるように定めた⁽¹⁰⁾。なお、格子間隔が結果に与える影響を検討するため、数種類のより密な格子配置を用いて比較計算を行ったが、伝熱面における平均ヌセルト数の差異は最大でも1%程度であった。

流れに対する境界条件としては、流路の入口部では十分発達した2次元層流が実現されるものとしてy方向速度分布として放物線分布を使用し、固体壁上では速度をゼロとする条件を用いた。また熱的には、入口部で一様温度として、フィン根元を除く加熱部($0 \leq x \leq L$, $y=0$, $0.5t \leq z \leq 0.5S$ の領域)、フィン上面およびフィン側面で等温加熱、フィン前面、フィン背面および流路壁上で断熱とした。フィン根元を除く加熱部およびフィン面における加熱温度としては、同一の値を設定する。このことは、フィン内部の温度勾配を無視することに相当する。計算領域の下流側境界では、各量が境界層近似を施した式に従うと仮定する手法⁽¹⁾により境界条件を定めた。なお、下流側境界位置が計算結果に及ぼす影響を検討するため、その位置が $x/H=8$ および $x/H=15$ の場合で計算を行ったが、双方の結果は大差なく、前者の位置で境界層近似を用いることは妥当と考え、以下では下流側境界をその位置に固定した。

まず、流路高さ基準レイノルズ数を150、フィン長さを L/H にして2.0に固定し、フィン高さ h とフィンピッチ S をそれぞれ $0.2 \leq h/H \leq 1.0$ および $0.1 \leq S/H \leq 8.0$ の範囲で変更して計算を行った。さらに、フィン長さ L とレイノルズ数 Re の影響を調べるため、それらを $0.25 \leq L/H \leq 2.0$ および $80 \leq Re \leq 300$ の範囲でそれぞれ変化させた。なお、フィン厚さ t は、全ての計算において $t/H=0.025$ に固定した。

4. 結果および考察

4.1 流動特性

最初に、レイノルズ数を $Re=150$ 、フィン長さを $L/H=2.0$ として、フィン高さとフィンピッチを変化させた計算例に注目して、流路内の流動特性について検討する。そのうち、フィン高さを $h/H=0.5$ とする各場合について、流路内を移動する流体粒子の軌跡を一定の時間間隔でFig. 2に表示した。図を見やすくするため、流路の高さに対するフィンピッチの比を実際の5倍に拡大した。粒子の出発位置は、その x 座標と y 座標を $x/L=-0.2$, $y/H=0.3$ に固定し、 z 座標を $z/H=0.01, 0.025, 0.05, 0.1, 0.2$ の5通りに変化させた。ただし、そのうち $z/S > 0.5$ となる位置は除外した。

フィンピッチを $S/H=0.1$ とする場合には、粒子はフィンの前縁付近で上方へ大きく移動し、その後フィン間流域に流入する粒子はフィン前縁から僅かに下流において上方へ流出している。この傾向は、フィンピッチを $S/H=0.2, 0.3, 0.5$ と大きくすると弱ま

り、 $S/H=0.3, 0.5$ の場合には、フィン間流域に流入した粒子は、上方へ流出することなくフィン間流域の出口断面から下流へ流出している。

つぎに、 x 方向速度 U のフィン間流域断面内の平均値 U_m^F の x 方向分布を、 $h/H=0.5, 1.0$ の各場合について

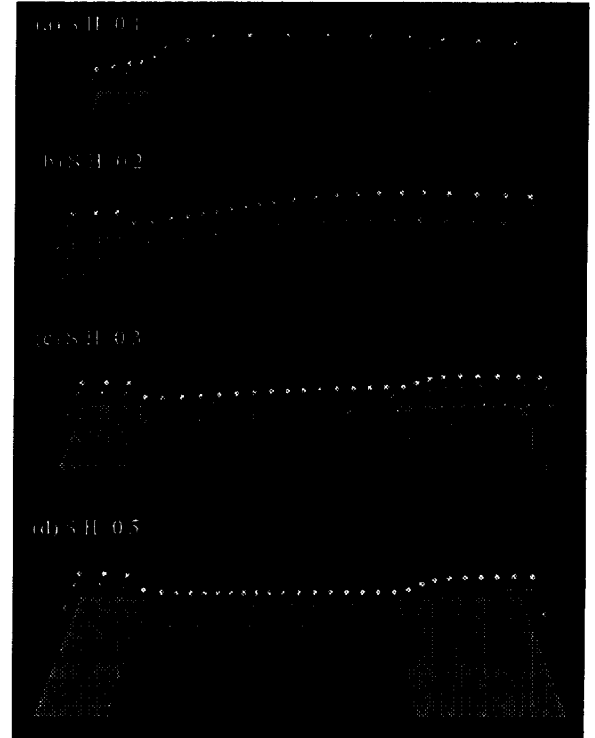


Fig. 2 Behavior of fluid particles ($Re=150$, $L/H=2.0$, $h/H=0.5$).

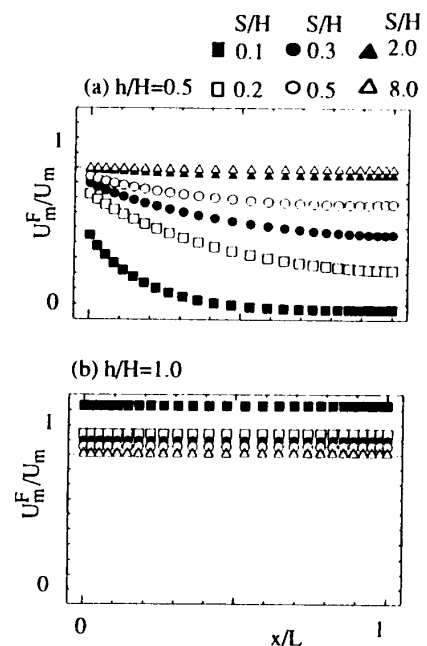


Fig. 3 Cross-sectional mean velocity in the interval of neighboring fins ($Re=150$, $L/H=2.0$).

Fig. 3に示す。フィン高さを $h/H=0.5$ とする場合には、全てのフィンピッチの場合に前述のように流れがフィン間流域から上方へ流出するため、 U_m^F は下流に向かって減少する。しかし、その傾向は S/H の増大に伴い弱くなる。この結果、各断面における U_m^F の値はフィンピッチの増大につれて大きくなる。いっぽうフィンを流路と同じ高さにとる $h/H=1.0$ の場合には、フィン間流域を流れる流量は固定されるので、 U_m^F は x に対しては一定値をとる。また、この場合には流路断面積に対するフィン断面積割合は S/H の増大に伴って小さくなる。このため、各断面における U_m^F の値は、フィンピッチを大きくすると低下する。

U のフィン上部流域断面内の平均値 U_m^C の x 方向分布をFig. 4に、 $z/S=0.5$ 、 $y/H=0$ における圧力係数 C_p の x 方向分布をFig. 5に示す。双方の図においてフィン高さは $h/H=0.5$ とした。 U_m^F の低下は、フィン上部流域内平均流速 U_m^C の増大を招き、この流れの加速の結果圧力の降下が生じ、それが加熱部上 $z/S=0.5$ の位置の圧力分布にも反映されている。

Fig. 6には、 $h/H=0.5$ の各場合におけるフィン側面、上面およびフィン根元を除く加熱部上の局所摩擦係数 C_f の分布を示す。 $S/H=0.1$ の場合には、フィン間流域からフィン上部流域への流体流出に伴う U_m^F の値の低下が顕著であるため、フィン側面と加熱部における C_f の値は下流に向かって急速に減少する。フィンピッチ

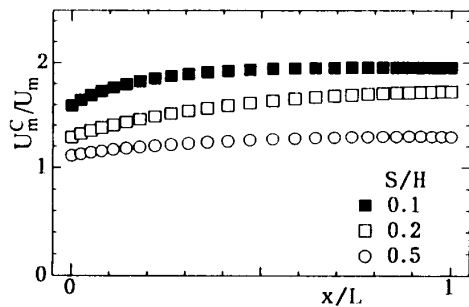


Fig. 4 Cross-sectional mean velocity in the clearance above fins ($Re=150$, $L/H=2.0$, $h/H=0.5$).

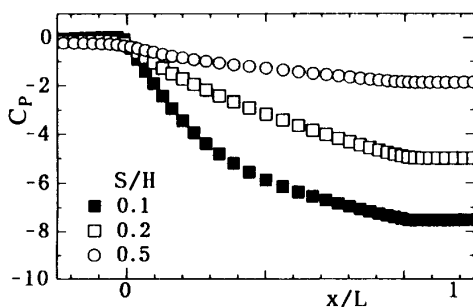


Fig. 5 Pressure coefficient along the line of $y/H=0$ and $z/S=0.5$ ($Re=150$, $L/H=2.0$, $h/H=0.5$).

を大きくして $S/H=0.2$ とすると、フィン間流域平均流速の低下は軽減されるので、それを反映してフィン側面と加熱部における C_f の値はフィン後半部では増大する。しかしながら、フィンピッチをさらに $S/H=0.5$ と大きくすると、フィン側面と加熱部のコーナー部において C_f の値が小さい領域が拡大する。これは、下流に向かっての圧力降下の程度が低下し、その結果としてフィン側面と加熱部近傍流れにおける速度勾配が小さくなることに起因する。

4. 2 熱伝達特性

以下では、これまでの検討と同様に $Re=150$ 、 $L/H=2.0$ に対する各計算例に注目して、温度場に関連する検討を行う。フィン間流域におけるバルク温度 T_b^F の x 方向分布を、 $h/H=0.5$ 、 1.0 の各場合についてFig. 7に示す。いずれのフィン高さにおいても、 $S/H=0.1$ の場合の T_b^F の値は $x/L \geq 0.2$ の領域において T_w とほぼ等しいこと、ある断面における T_b^F の値はフィンピッチが大きくなると減少することが認められる。フィン

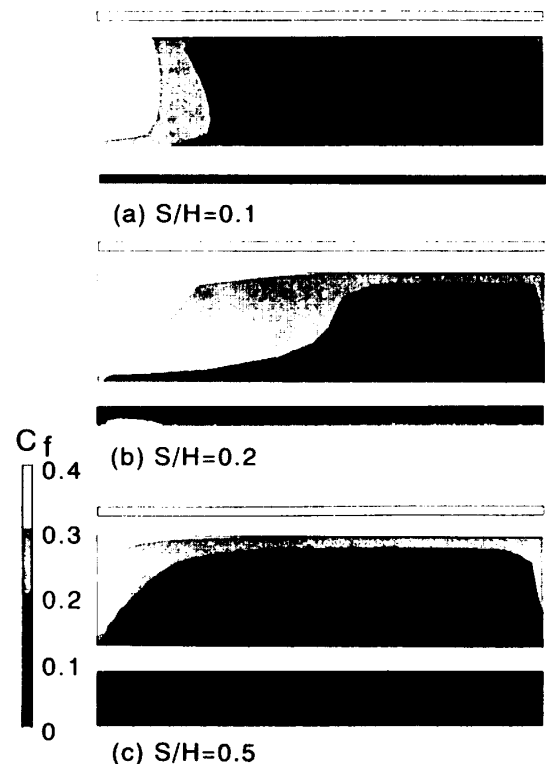
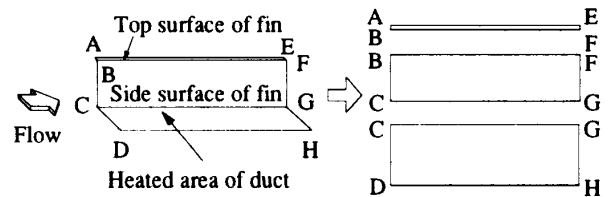


Fig. 6 Distribution of local friction coefficient ($Re=150$, $L/H=2.0$, $h/H=0.5$).

ピッチが大きくなると、伝熱面ぬれぶち長さとしフィン間流域の断面積の比は減少する。このことが T_b^F が低下する要因の一つと考えられる。

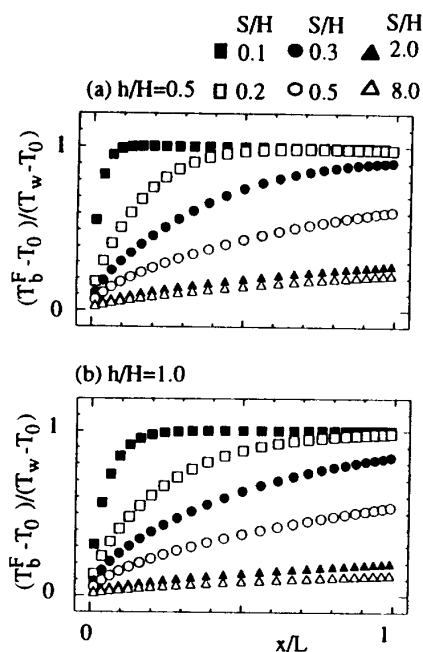


Fig. 7 Bulk mean temperature in the interval of neighboring fins ($Re=150$, $L/H=2.0$)

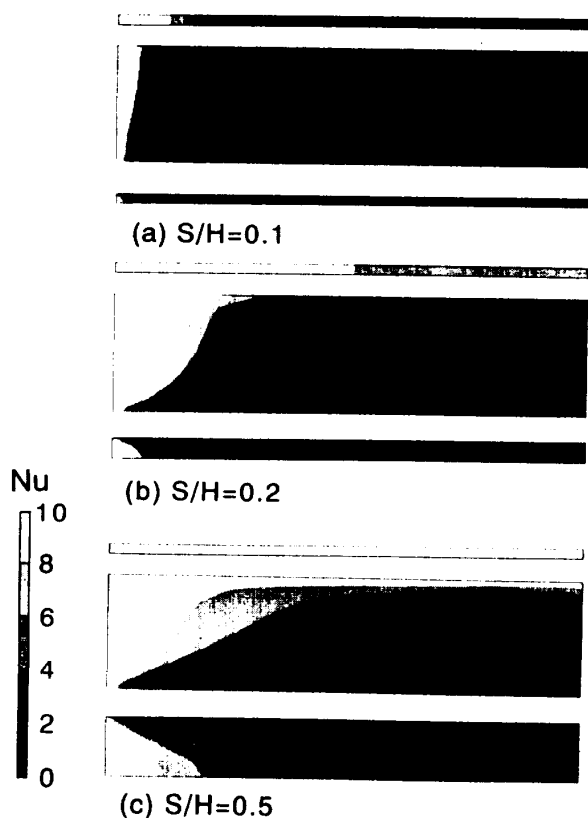


Fig. 8 Distribution of local Nusselt number ($Re=150$, $L/H=2.0$, $h/H=0.5$).

フィンピッチを小さくすると伝熱面の面積密度が増大し、伝熱量の増大には有利となる。しかしながら、一方では、 $h/H=1.0$ の場合を除いてフィン間流域内平均流速 U_m^F が低下し、また全ての h/H において T_b^F が増大するため、後に示すように熱伝達率が低下する不利も生じる。

つぎに、流路高さとし流路入口温度を基準とする局所ヌセルト数 Nu に注目し、そのフィン側面、フィン上面、フィン根元を除く加熱部における分布をFig.8に示す。全ての S/H の値において、 Nu は、フィン上面、フィン側面上流側上端付近および加熱部の前縁において高い値を示している。また、フィン側面と加熱部においては、 $S/H=0.1$ の場合にはフィン間流速が小さく、その上バルク温度が高いので Nu の値は小さいが、フィンピッチが大きくなると Nu の値は顕著に増大する。

$h/H=0.2, 0.5, 0.8, 1.0$ の各場合における伝熱面全域にわたる平均ヌセルト数 Nu_L を、平行平板間流路の温度助走区間における加熱開始点から距離 L にわたる平均ヌセルト数 Nu_{L0} ⁽³⁾の値とともにFig.7に示す。 Nu_L の値は、基本的に S/H の増大に伴って増大する。ただし、 $h/H=0.8, 1.0$ の場合の $S/H \geq 0.4$ の範囲では、フィンピッチの増大に伴い Nu_L の値が低下する傾向がある。これは、この場合には、フィン側面より熱伝達率が低い加熱部の面積割合が増えることによって生じる。

4.3 フィンの伝熱性能

以下では、これまでに検討した計算例に加えて、フィン長さとしレイノルズ数を変化させた場合の計算例も含めて検討を進める。フィンを付加することの性能上の得失を評価するために、フィン根元を含む加熱部の単位面積当たりの伝熱量に相当するヌセルト数 Nu_L^* を導入する。 Nu_L^* は、次式で定義される。

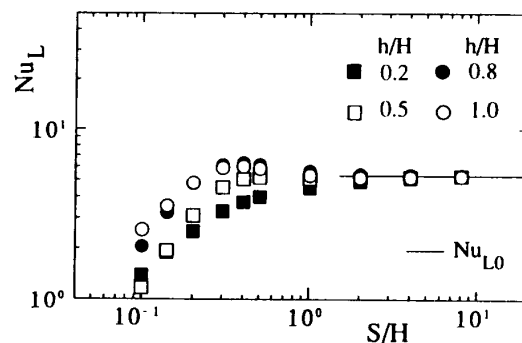


Fig. 9 Mean Nusselt number over all heat transfer area ($Re=150$, $L/H=2.0$).

$$Nu_L^* = \beta Nu_L \quad (4)$$

ここで、 β は伝熱面の拡大率であり、フィン根元を含む加熱部面積に対する全伝熱面積の比を表す。

レイノルズ数 Re を150、フィン長さを $L/H=2.0$ とした計算例から得た Nu_L^* の値をFig. 10に示す。まず、フィン高さの影響を見ると、いずれの S/H の値においても Nu_L^* の値はフィンが高いほど大きくなっている。これは、 h/H の増大に伴って伝熱面積が増大することに基づいている。つぎに、フィンピッチの影響を検討する。フィンピッチを小さくする場合、 $S/H=0.3$ までは Nu_L^* の値はあまり変化しない (Fig. 9参照)。いっぽう伝熱面の拡大率 β は増大する。したがって、全てのフィン高さにおいてフィンピッチを小さくすると Nu_L^* の値は大きくなる。 S/H の値が0.2以下の計算例では、 S/H の減少に伴う Nu_L の低下が顕著となるため、もはや Nu_L^* の増大は生じない。それでも $h/H=1.0$ の場合には、 S/H が減少すると U_m^F が増大するので Nu_L の低下も比較的小さく、 Nu_L^* はほぼ一定値を保つ。しかし、 $h/H=0.2, 0.5, 0.8$ の各場合には S/H の減少にともなって U_m^F が顕著に減少し、 T_b^F が T_w に近づくので Nu_L が著しく低下し、結果としてフィンピッチを小さくすると Nu_L^* は低下する。

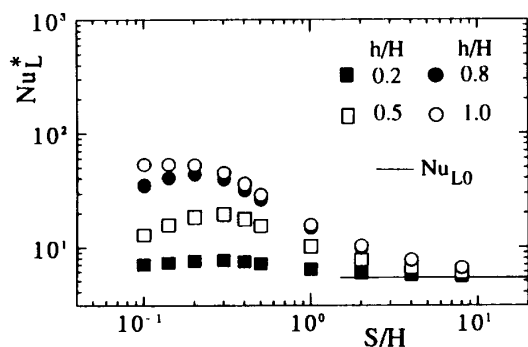


Fig. 10 Nusselt number corresponding to heat transfer rate per unit heated area of the channel ($Re=150, L/H=2.0$).

Table 1 Effect of fin length for Nu_L ($Re=150, h/H=0.5, S/H=0.5$).

$h/H \setminus L/H$	0.25	0.5	1.0	2.0
0.25	14.1*	13.7	13.6	13.6
0.5	—	10.1*	9.93	9.90
1.0	—	—	7.27*	7.18
2.0	—	—	—	5.16*

以上の検討から、伝熱特性上はフィンが高い方が望ましく、また、フィンを流路高さより低くする場合にはフィンピッチの最適値が存在することが分かる。

つぎに、伝熱特性に及ぼすフィン長さの影響をフィン前縁から $x=l$ までの平均ヌセルト数 Nu_l に注目して検討を行う。フィン長さを $L/H=0.25, 0.5, 1.0, 2.0$ の4通りに変化させた各計算例の結果から得た Nu_l の値をTable 1に示す。ただし、レイノルズ数は150、フィン高さは $h/H=0.5$ 、フィンピッチは $S/H=0.5$ とした。また表中の*印は、 $l=L$ とした場合の結果を表し、その他の結果はより長いフィンに対する局所ヌセルト数の結果から求めた Nu_l の値である。Table 1を見ると、異なるフィン長さに対する計算結果から求めた Nu_l の値は、互いによく一致している。そこで以下では、全てのフィン高さとしフィンピッチの場合について、 $L/H=2.0$ の計算値から得た $l/H=0.25, 0.5, 1.0$ それぞれの場合に対する Nu_l を、フィン長さが $L/H=0.25, 0.50, 1.0$ の場合の Nu_L の値と見なして、それを式(4)に代入し

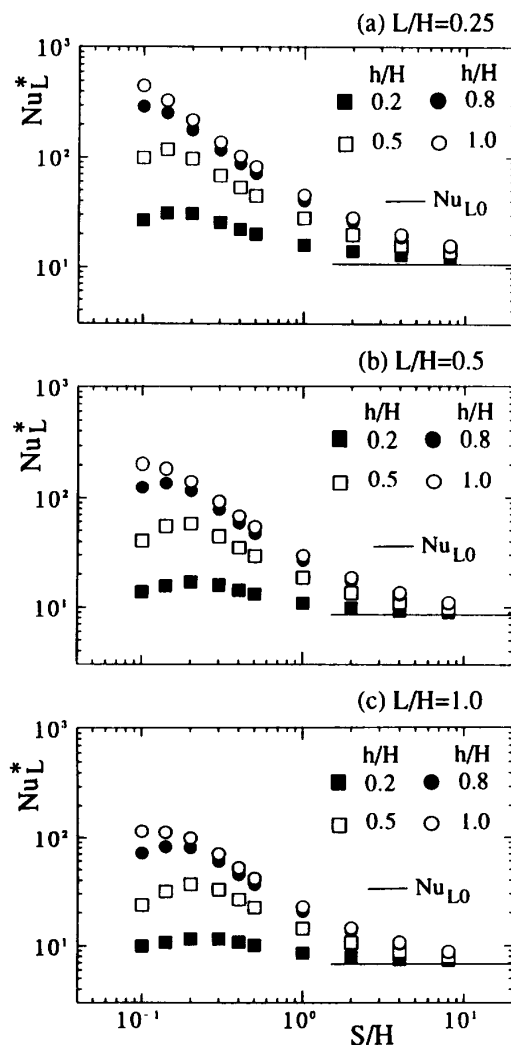


Fig. 11 Effect of fin length for Nu_L^* ($Re=150$).

で Nu_L^* を求め、それを用いてフィン長さの影響について検討を進める。

レイノルズ数が $Re=150$ の場合における Nu_L^* に対するフィン長さの影響をFig. 11に示す。また、フィン長さを $L/H=2.0$ 、フィン高さを $h/H=0.5$ とする場合における Nu_L^* に対するレイノルズ数の影響をFig. 12に示す。まず、Fig. 11を見ると、全ての S/H の値における Nu_L^* の値は、フィンが高いほど大きくなっており、フィン高くすることは、いずれのフィン長さの場合も有効である。また、 $h/H=0.2, 0.5$ における Nu_L^* の値に注目すると、 Nu_L^* がピーク値をとるフィンピッチの値はフィンが短いほど小さくなり、また Nu_L^* のピーク値はフィンが短いほど大きい。このことから、フィンピッ

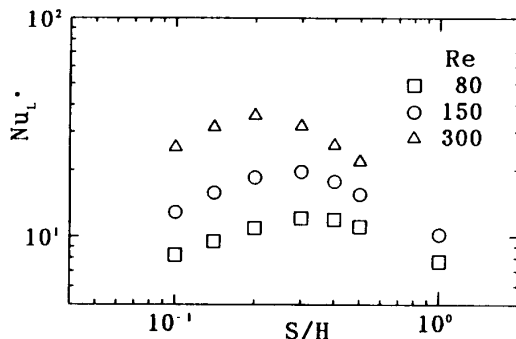


Fig. 12 Effect of Reynolds number on Nu_L^* ($L/H=2.0, h/H=0.5$).

チを小さくしてコンパクト化を図り、それによって高性能伝熱特性を得るには、なるべく短いフィンを使用するのが得策であると考えられる。なお、 Nu_L^* がピーク値をとる S/H の値は、レイノルズ数が高いほど小さくなるのがFig. 12から分かる。

4. 4 圧力損失

圧力損失の大きさを見積もるため、異なる2断面における圧力差に相当する摩擦係数、すなわち f 因子を導入する。注目する2断面としては流路入口と出口、およびフィン前面と背面の2種類を採用し、前者に対応する f 因子を f_1 、後者に対応するそれを f_2 とする。 f_1 および f_2 の値を、平行平板間流路内の発達流に対する理論値 $f_0^{(12)}$ とともにFig. 13に示す。ただし、レイノルズ数は $Re=150$ 、フィン長さは $L/H=2.0$ とした。 f_1, f_2 の両方の値ともフィン高さが大きくフィンピッチが小さいほど増大する。 f_1 と f_2 を互いに比較すると、 f_2 の方がかなり大きい値となっている。両者の差は、(1) f_1 の定義に用いた2断面間の距離が f_2 のその5倍であること、(2)静圧はフィン後縁から下流に向かって回復するので $(P_{fm}-P_{bm}) > (P_{om}-P_{em})$ であること、に起因している。

圧力損失も含めたフィンの伝熱性能について検討するため、 Nu_L^* に基づく j -因子と f -因子の比 j/f_1 および j/f_2 を、平行平板間流路の速度場発達域における温度助走区間に対する値 j_0/f_0 とともにFig. 14に示す。

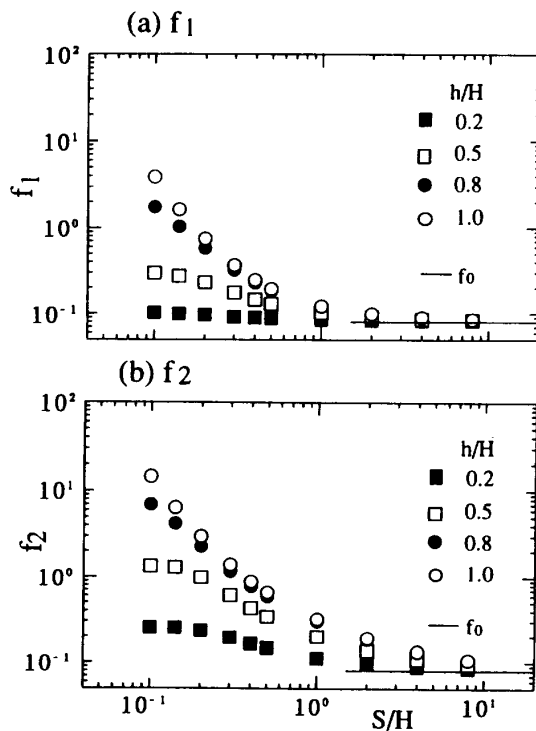


Fig. 13 f -factor ($Re=150, L/H=2.0$).

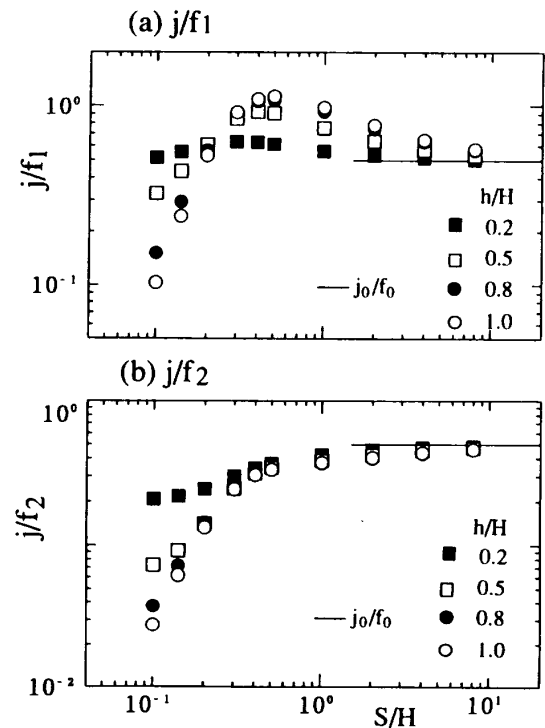


Fig. 14 j/f_1 and j/f_2 ($Re=150, L/H=2.0$).

まず, Fig. 14(b)に注目する. j/f_2 は, フィン高さが低くフィンピッチが大きいほど高い値を示す. 結局, j/f_2 の値から判断すると, フィンを付加しない場合が最適との結論となる. しかし, フィン列を流路内 x 方向に一定ピッチごとに配置する場合を考えると, j/f_1 を用いた判定も有用である. そこで, つぎにFig. 14(a)に注目する. 全てのフィン高さの場合に, j/f_1 は, ある S/H の値においてピークをとる. 全ての計算例の中で j/f_1 が最大となる条件を調べると, それは, フィン高さが $h/H=1.0$ でフィンピッチが $S/H=0.5$ の場合である. また, j/f_1 の最大値は, フィンを付加しない場合のその2倍以上になっており, フィンを付加することは j -因子と f -因子の比で性能を評価しても有益であると言える. ただし, フィン設置密度(電子機器の冷却で言えばLSIパッケージの設置密度)を特定しないと, どの程度有効かは断言できない. また実際にはLSIパッケージ等はそれ自身がある厚さを持っているので, フィンを付加しない場合の圧力損失は本研究で使用した f_0 よりもかなり大きく, フィンを付加することの有効性はもっと大きい筈である. この場合も, 有効性の定量的評価は, 具体的に厚さを特定しないと評価できない.

5. 結言

本研究では, 流れ方向に有限長さの平板状フィン列を, 流路の一方の壁に付加した場合について定常3次元数値解析を行い, その系における流動・伝熱特性について詳細に検討した. その結果得られた主な結論は以下の通りである.

(1) フィンピッチを小さくすると伝熱面の面積密度が増大し, 伝熱量の増大には有利となる. しかしながら, それによって, フィンを流路と等しい高さとする場合を除いてフィン間流域内平均流速 U_m^F が低下し, また全てのフィン高さにおいてフィン間流域内バルク温度 T_b^F が増大し, 結果として熱伝達率が低下する不利も生じる.

(2) 本研究では, 加熱部の単位面積当たりの伝熱量

に対応するヌセルト数 Nu_L^* を採用してフィンの性能を評価した. それによると, 伝熱特性上フィンは高い方が好ましく, フィンピッチについては, フィンが流路より低い場合にはその最適値が存在する.

(3) フィンピッチの最適値は, フィンが短く, レイノルズ数が大きいほど小さくなる. しがたって, 小さいフィンピッチでコンパクト化を図る場合には, なるべく短いフィンを用いるのが得策である.

(4) フィンを付加することは, j -因子と f -因子の比で性能を評価しても有益である.

参考文献

- (1) Patankar, S. V., Ivacnovic, M. and Sparrow, E. M., Trans. ASME J. Heat Transfer, 101(1979), 29-37.
- (2) Sparrow, E. M., Baliga, B. R. and Patankar, S. V., Trans. ASME J. Heat Transfer, 100(1978), 572-579.
- (3) Shah, R. K. and London, A. L., Laminar Flow Forced Convection in Ducts (Advances in Heat Transfer, Supplement 1), (1978), Academic Press.
- (4) 小原拓・相原利雄・上坊寺康修, 第29回日本伝熱シンポジウム講演論文集, (1992), 686-687.
- (5) 田坂誠均・相原利雄・林千博, 第31回日本伝熱シンポジウム講演論文集, (1994), 1051-1053.
- (6) Bird, R. B., Stewart, W. E. and Lightfoot, E. N., Transport Phenomena, (1960), John Wiley & Sons.
- (7) Leonard, B. P., Comput. Method Appl. Mech. Eng., 19(1979), 59-98.
- (8) Roache, P. J., Computational Fluid Dynamics, (1976), Hermosa Publishers.
- (9) Patankar, S. V. and Spalding D. B., Int. J. Heat Mass Transfer, 15-10(1972), 1787-1806.
- (10) 鈴木洋, 井上義章, 西原淳夫, 鈴木健二郎, 日本機械学会論文集B編, 57-536(1991), 1390-1395.
- (11) 木枝茂和, 鈴木健二郎, 日本機械学会論文集B編, 46-409(1984), 1655-1661.
- (12) Schlichting, H., Boundary-Layer Theory (7th edition), (1975), McGraw-Hill.