

フィンを有する矩形容器内の層流自然対流熱伝達

(定常熱伝達に及ぼすグラスホフ数およびアスペクト比の影響)

笹口 健吾* 壽藤 尊** 武生 裕之***

Laminar Natural Convection Heat Transfer in an Enclosure with Plate Fins
(Effects of Grashof Number and Aspect Ratio on Steady-State Heat Transfer)

Kengo Sasaguchi*, Takashi Jutoh**, and Hiroyuki Takeo***

Abstract

The effects of Grashof number, Gr , and aspect ratio, A_s on steady two-dimensional laminar natural convection in a square cell surrounded by hot and cold vertical walls, and two horizontal fins have been studied numerically using SIMPLER algorithm. For Gr ranged from 10^3 to 10^5 and for A_s from 0.2 to 5.0, velocity and temperature fields, as well as local and average values of Nusselt number on the hot wall, have been compared with those for a usual cell which has hot and cold vertical walls, and two horizontal insulated walls. In addition, the effects of Grashof number and the aspect ratio on non-dimensional heat transfer rates from the hot wall to the fluid or to the fins, have been examined.

Key Words : Natural convection, Numerical analysis, Enclosure, Fin, Grashof number, Aspect ratio

1. まえがき

高温・低温の垂直側壁および二つの水平断熱壁を有する矩形容器内の層流自然対流熱伝達は、密閉容器内の自然対流熱伝達の基本問題として、定常熱伝達はもとより⁽¹⁾⁻⁽⁵⁾非定常熱伝達⁽⁶⁾⁻⁽⁹⁾に関してもかなり詳細に調べられ、種々のパラメータが熱伝達に及ぼす影響が既に明らかとなっている。

一方、太陽熱集熱器、二重窓、高温面の冷却あるいは蓄熱器などに応用が見られる、水平断熱壁の代わりにフィン（あるいは仕切り板）を用いた場合に対する研究は、近年活発に行われ⁽¹⁰⁾⁻⁽¹⁴⁾、装置の傾きやフィン特性値が伝熱特性に及ぼす影響などが明らかとなっている。従来、これらの研究においては、フィンを有する場合の流体内の全体的な定常熱伝達特性は明らかとされているが、フィンを有しない場合（断熱壁の場合）との系統的な比較がなされておらず、フィンが流れや温度分布にどのように影響して、最終的に重要な量（例えば高温壁上平均ヌセルト数など）を変化させるのかなどの物理的意味が不明確である。またフィンを伝わる熱量を含めた全体的なエネルギーバランスに関する議論はわずかに文献(14)に見られるだけで十分に検討がなされていない。更に、フィンを有する場合に対しての非定常熱伝達については、著者らの知る限り、報告されていない。

本研究では、上述のように現在明らかでない、フィンが自然対流熱伝達特性に及ぼす影響を系統的に詳細に調べるため、まず垂直高温壁と垂直低温壁およびそれらを結ぶ二つのフィンからなる矩形領域（図1参照）の定常自然対流熱伝達から初め、最終的にはフィンを積極的に利用すると言う観点から工学的応用として重要と考えられる蓄熱器（固-液相変化を伴う潜熱蓄熱器も含む）の非定常伝熱特性に及ぼすフィンの影響（最も基本的な系は一つの高温垂直壁、二つのフィンからなる水平壁、および一つの断熱垂直壁で囲まれる矩形領域）を詳細に調べることを目標としている。

まず本報では、上述したフィンを有する基本的な系（図1参照）の定常自然対流熱伝達に及ぼすグラスホフ数およびアスペクト比の影響を系統的に調べるため、数値解析を行い、フィンを有しない通常の系の結果と詳細な比較検討を行った。

* 会員 熊本大学工学部 助教授

Faculty of Engineering, Kumamoto University
Associate Professor

** 日本IBM株式会社

Nippon IBM Co., Ltd.

*** 熊本大学工学部 大学院修士課程

Faculty of Engineering, Kumamoto University
Graduate Student

主な記号

- A_s : アスペクト比 = L_x/L_y
- a : 温度伝導度
- Gr : グラスホフ数 (式(6)参照)
- g : 重力加速度
- L_x : 容器の高さ
- L_y : 容器の幅
- Nu : 局所ヌッセルト数
- Pr : プラントル数 = ν/α
- p : 圧力
- T : 温度
- T_m : 平均温度 [= $(T_H+T_C)/2$]
- t : 時間
- U : x方向無次元速度 (式(6)参照)
- u : x方向速度
- V : y方向無次元速度 (式(6)参照)
- V_m : 速度ベクトルの大きさの尺度
- v : y方向速度
- X : 無次元x方向距離 (式(6)参照)
- ΔX : $\Delta x/L_x$
- x : 座標軸 (図1参照)
- Δx : x方向メッシュ間隔
- Y : 無次元y方向距離 (式(6)参照)
- ΔY : $\Delta y/L_x$
- y : 座標軸 (図1参照)
- Δy : y方向メッシュ間隔
- $\bar{(\)}$: 平均量
- β : 体膨張係数
- δ : フィンの厚み
- ζ : 式(6)参照
- η : フィン特性値 [式(6)参照]
- θ : 無次元温度 (式(6)参照)
- $\Delta \theta$: 無次元等温線間隔
- λ : 熱伝導率
- ν : 動粘性係数
- ρ : 密度
- τ : 無次元時間 (式(6)参照)
- 添字
- C: 低温壁
- f: フィン
- f1: フィン-1
- f2: フィン-2
- H: 高温壁
- l: 流体
- x: x方向
- y: y方向

2. 解析方法

図1が解析を行った系の物理モデルで、系は垂直な高温壁(温度 T_H)および低温壁(温度 T_C)とそれを結ぶ厚さ δ の二つの熱伝導性を有する板(上方をフィン-1, 下方をフィン-2と呼ぶ。なおフィンの外側は断熱), あるいは比較のためフィンを取り払った断熱壁で構成される。座標は左上隅を原点とし、xおよびy軸の向きは図に示すように定義した。また、二つの垂直壁間の距離を L_y 、水平壁間の距離を L_x とした。解析の際の主な仮定は以下の通りである。

- (1) 流体はニュートン流体で、流れは二次元層流で、粘性散逸は無視できる。
- (2) 流体およびフィンの物性値は一定。ただし、浮力項中の密度だけは温度によって変化する(ブジネスク近似)。
- (3) フィンは薄く、厚さ方向(x方向)の温度変化は無視できる。

以上の仮定に基づくと基礎方程式は以下のようになる。

(1) 連続の式

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \tag{1}$$

(2) 運動量方程式

(i) x方向

$$\frac{\partial U}{\partial \tau} + U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = - \frac{\partial P}{\partial X} + \frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} - A_s^3 Gr \theta_l \tag{2}$$

(ii) y方向

$$\frac{\partial V}{\partial \tau} + U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = - \frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \tag{3}$$

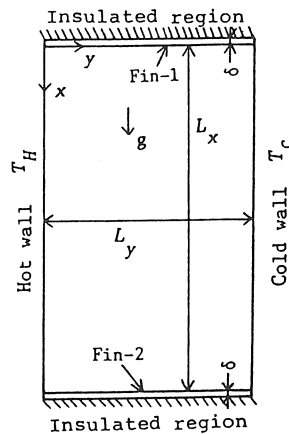


図1 物理モデル

(3) 流体のエネルギー式

$$\frac{\partial \theta_1}{\partial \tau} + U \frac{\partial \theta_1}{\partial X} + V \frac{\partial \theta_1}{\partial Y} = \frac{1}{P_r} \left(\frac{\partial^2 \theta_1}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta_1}{\partial Y^2} \right) \quad (4)$$

(4) フィンのエネルギー式

$$\eta \frac{\partial \theta_f}{\partial \tau} = \zeta \left(\eta \frac{\partial^2 \theta_f}{\partial Y^2} \pm \frac{\partial \theta_1}{\partial X} \right) \quad \left(\begin{array}{l} + : \text{Fin-1} \\ - : \text{Fin-2} \end{array} \right) \quad (5)$$

以上の式中の無次元量は次のように定義した。

$$\begin{aligned} X &= \frac{x}{L_x}, Y = \frac{y}{L_y}, U = \frac{L_x}{v_1} u, V = \frac{L_y}{v_1} v, P_r = \frac{\rho_1 (v_1/L_x)^2}{\rho_1 (v_1/L_x)^2} \\ \theta &= \frac{T - T_m}{T_H - T_m}, \tau = \frac{v_1}{L_x^2} t, G_r = \frac{g \beta L_y^3 (T_H - T_m)}{v_1^2} \\ \eta &= \frac{\lambda_f \delta}{\lambda_1 L_x}, P_r = \frac{v_1}{a_1}, \zeta = \frac{a_f}{v_1}, A_s = \frac{L_x}{L_y} \end{aligned} \quad (6)$$

境界条件は表1に示した通りで、表中 θ_{r1} および θ_{r2} はそれぞれフィン-1およびフィン-2の無次元温度で、式(5)のフィンに関するエネルギー式から求まる。以上の諸式を、対流項にはPower lawを用いて、SIMPLER法⁽¹⁵⁾に基づき差分近似して数値的に解いた。計算に当たっては、非定常法を用いたが(計算手順の詳細は文献(15)および(16)参照)、次の条件を満たしたとき流れは定常になったと見なした。

$$\frac{\text{Max}|\Phi^{n+1} - \Phi^n|}{\text{Max}|\Phi^{n+1}|} < 10^{-5} \quad (7)$$

ここで、 Φ は流体の速度および流体とフィンの温度で、 n は時間ステップ数を表す。また、各時間ステップでは全ての検査面で次の条件を満たすまで反復を行った。

$$\frac{|b|}{\Delta X \cdot \Delta Y} < 10^{-5} \quad (8)$$

ここに、 $\Delta X \cdot \Delta Y$ は無次元検査面積を表し、 b は無次元質量残差(Mass source)⁽¹⁷⁾である。なお、計算に先だってメッシュ数が解の精度に及ぼす影響を調べた結果、本研究のグラスホフ数およびアスペクト比の範囲では20×20メッシュ(不等間隔)(一部30×20メッシュを用いた)で十分な精度が得られることを確認した。

本計算では一つのパラメータ(グラスホフ数あるいは

表1 境界条件

| | U, V | θ | |
|---------|------|--|---------------|
| | | with insulated walls | with fins |
| $x=0$ | 0 | $\frac{\partial \theta_1}{\partial X} = 0$ | θ_{r1} |
| $x=L_x$ | 0 | $\frac{\partial \theta_1}{\partial X} = 0$ | θ_{r2} |
| $y=0$ | 0 | 1 | 1 |
| $y=L_y$ | 0 | -1 | -1 |

はアスペクト比)を変化させて計算を行ったが、その際、他の無次元パラメータは次の値に固定した。

$$A_s = 1, P_r = 0.733, \eta = 41.6, \zeta = 1.91$$

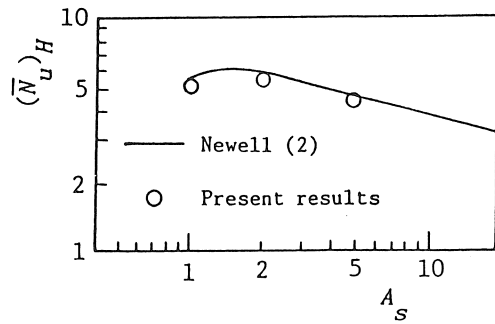
3. 計算結果と考察

3.1 他の解析結果との比較

本計算法の妥当性を確認するため、フィン有るしない通常の矩形容器内の自然対流熱伝達に対してなされた $G_r=10^4, P_r=0.733$ の場合の解析結果⁽²⁾との比較を行った。その結果を図2に示す。横軸はアスペクト比 A_s 、縦軸は高温壁上平均ヌセルト数 $(\bar{N}_u)_H$ である。図より、本計算で得られた高温壁平均ヌセルト数は文献(2)の解析結果と広いアスペクト比の範囲にわたって良く一致しており、本計算は妥当であると言える。なお、 $A_s=1$ に対し、 G_r を $10^3 \sim 10^5$ の範囲で変化させた計算も行い、文献(3)~(5)の結果との良い一致を得た。

3.2 グラスホフ数が速度および温度分布に及ぼす影響

まず、グラスホフ数 G_r を $10^3, 10^4$ および 10^5 と変化させ、フィン有る場合と有るしない場合の双方に対し



($G_r=10^4, P_r=0.733$)

図2 本計算結果と他の結果の比較

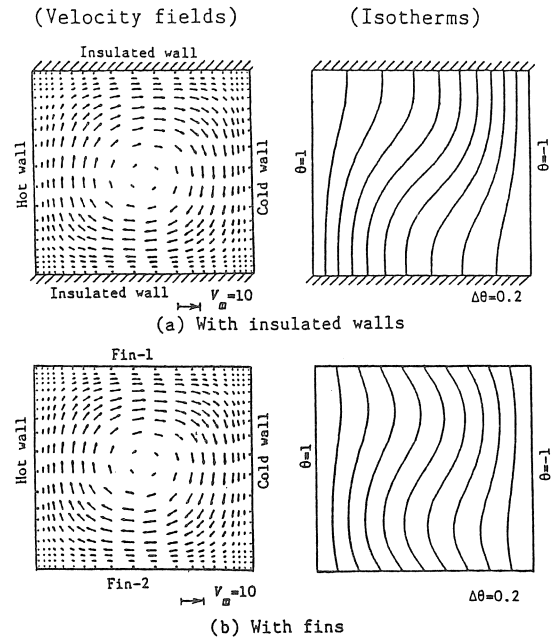


図3 速度および温度分布の比較 ($Gr = 10^3$)

て計算を行った。図3は Gr が小さい $Gr = 10^3$ の場合で、図(a)に断熱水平壁の場合を、図(b)にフィン付きの場合を示した。図中の V_m および $\Delta\theta$ はそれぞれ無次元速度ベクトルの尺度および等温線の無次元温度間隔を表す。図より、グラスホフ数が小さいため速度は小さく、また図(a)と図(b)の速度分布にはほとんど差がないことが分かる。流れは容器の中心の回りをほぼ同心円状に循環しており、角の部分では、速度がかなり遅くなりよんだ状態となっている。

断熱壁の場合の温度分布を見ると、対流の影響のため、高温壁の下部および低温壁の上部で他の領域に比較して温度勾配が大きく、熱流束が大きくなっていることが分かる。一方、フィン有する場合においては、フィン特性値 η が41.6と大きくフィンの伝導性が良いため、フィン中を流れる熱量はフィンから流体へ流れる熱量に比べ非常に大きく、フィン表面温度は高温壁から低温壁へほぼ直線的に変化している。従ってこの場合、上述の断熱壁の場合に見られた、左下および右上部分での急な温度勾配が緩和され、最大温度勾配の位置が移動しているのが分かる。

次に図4は $Gr = 10^4$ の場合で、速度分布より(速度の尺度が図3と異なる点に注意)、フィン付きおよびフィン無しの両場合とも循環速度は図3に比べてかなり速くなっている。両垂直壁上の速度境界層は図3に比べ薄くなり、流れは図3の場合と比較して左右に引き伸ばされた形で循環しているのが分かる。また、フィン有する場合の速度が断熱壁の場合に比べ、わずか

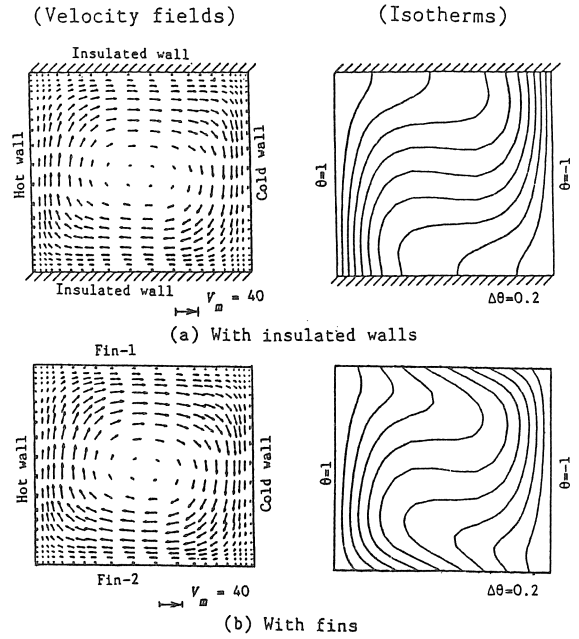


図4 速度および温度分布の比較 ($Gr = 10^4$)

ではあるが増加しているのが認められる。フィンの有無による温度分布の差は、この場合、図3の場合と比較しかなり大きくなり、特に左下および右上部で差が顕著に現れている。高温垂直壁に近い下部フィン表面近傍の流体層では下部の温度が高くなっており、上向きの力が働く。また、低温垂直壁に近い上部フィン近傍の流体層では下向きの力が働き、これらが右回りの循環を加速し、上述のように、フィン付きの場合の循環速度が、断熱壁の場合より、幾分か大きくなるものと思われる。

更に Gr が大きくなり、 $Gr = 10^5$ の図5となると、速度場から明らかなように、境界層は更に薄くなり、流れが複雑となっている。フィン付きとフィン無しの場合の速度差も図4に比較して大きくなっている。温度分布を見ると、断熱壁の場合、容器中心部の温度成層化が進んでいるのに対し、フィン付きの場合では、まだ水平方向に温度勾配が存在するのが認められる。また、フィンの有無による左下および右上部の温度分布の相違が更に顕著になっていることも分かる。

3.3 Gr が局所ヌッセルト数分布に及ぼす影響

前述したように、グラスホフ数の増加に伴って、断熱水平壁を有する場合の温度分布とフィン有する場合の温度分布との差は顕著になる。この事実をより明確にするため、図6に高温壁上の局所ヌッセルト数 $(Nu)_H$ の分布を示す。ここで、 $(Nu)_H$ は次のようにして求めた。まず、局所熱流束 q_H は h_H を局所熱伝達係数と

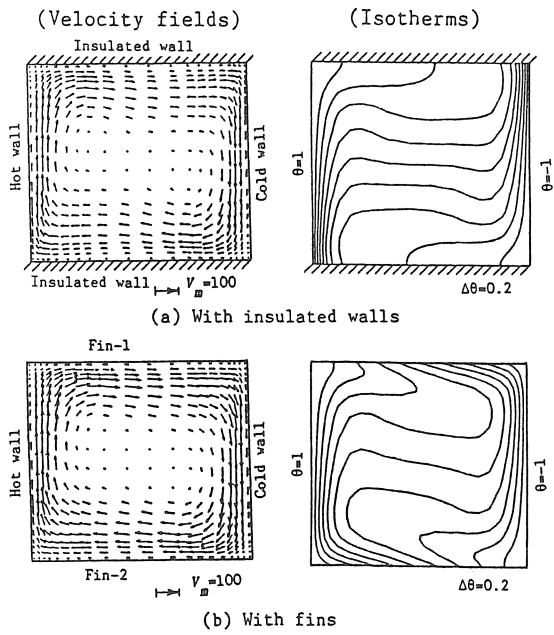


図5 速度および温度分布の比較 ($Gr=10^5$)

すると、

$$q_H = h_H(T_H - T_m) = -\lambda_1 \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_{y=0} \quad (9)$$

また、 $(Nu)_H$ を次のように定義する。

$$(Nu)_H = \frac{h_H L}{\lambda_1} \quad (10)$$

式(9)を用いると、結局式(10)は次のようになる。

$$(Nu)_H = -\frac{L}{L_x} \left(\frac{\partial \theta}{\partial Y} \right)_{Y=0} = - \left(\frac{\partial \theta}{\partial Y} \right)_{Y=0} \quad (11)$$

数値解析で求めた $Y=0$ における温度勾配を用い式(11)で $(Nu)_H$ を算出した。

さて、図6より、 Gr が小さい $Gr=10^3$ の場合、 x の広い範囲にわたって、フィン付きの場合の $(Nu)_H$ はフィン無しの場合に比べ小さい値を取るが(フィン付きの場合が実線、フィン無しが一点鎖線)、全体的に見て両者の差は非常に小さい。また、両者の場合とも伝導解($(Nu)_H=2$ の破線)との差が小さいことが分かる。これらのことは、図3で示したように、この場合対流が弱く、また断熱およびフィン付き水平壁に対する流れパターンや温度分布にほとんど差がなかったことから理解できる。 Gr が増加するにつれて高温壁下部における両者の $(Nu)_H$ にかなりの差が現れ、 $Gr=10^5$ となるとその差は非常に大きくなり、また $(Nu)_H$ が最大となる位置の差も明確になる。なお、図3~図5で分かるように、

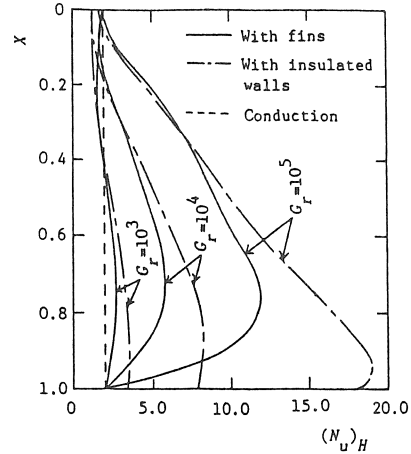


図6 Gr が高温壁上部所ヌッセルト数分布に及ぼす影響

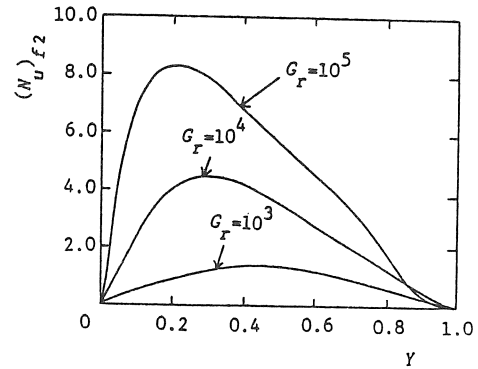


図7 Gr が下部フィン(フィン-2)表面上の局所ヌッセルト数分布に及ぼす影響

現象は容器の中心点の回りに点対称であるため、低温壁上の局所ヌッセルト数分布は図6を 180° 回転した形となる。

次に下部フィン(フィン-2)表面上の局所ヌッセルト数 $(Nu)_f2$ 分布を図7に示す(上部フィン表面上では本図を 180° 回転したものとなる)。図より、 $(Nu)_f2$ も Gr 数と共に増加する(値は図6の高温面上での値より小さいが)。また、各 Gr における $(Nu)_f2$ が最大となる点は、 Gr の増加と共に高温面に向かって移動することが分かる。

3.4 Gr が全体的な量に及ぼす影響

まず、図8に高温壁の平均ヌッセルト数 $(\bar{Nu})_H$ のグラスホフ数 Gr による変化を、両対数軸を用いて示す。フィン付きの場合を実線で、フィン無しの場合を一点鎖線で示した。図より、フィンの有無にかかわらず、平均ヌッセルト数 $(\bar{Nu})_H$ は Gr と共に直線的に増加する。また、いずれのグラスホフ数に対しても、フィンを付けると $(\bar{Nu})_H$ はわずかに減少し、フィンの有無による

$(\bar{N}_u)_H$ の値の差は $G_r=10^3$ では10%程度だが, G_r が 10^5 と大きくなると23%程度に増加していることが分かる. これは図5の温度分布および図6の局所ヌッセル数分布における両者の差を考えると理解できる.

さて, 次に文献(14)を参考にして, 各伝熱量の比を次のように定義し, 計算を行ってみた.

$$Q_r/Q_t = (\text{高温壁からフィンへの伝熱量}) / (\text{フィン付きの場合の高温壁から流体及びフィンへの伝熱量})$$

$$Q_r/Q_i = (\text{高温壁からフィンへの伝熱量}) / (\text{フィン付きの場合の高温壁から流体のみへの伝熱量})$$

$$Q_t/Q_a = (\text{フィン付きの場合の高温壁から流体及びフィンへの伝熱量}) / (\text{フィンなしの場合の高温壁から流体への伝熱量})$$

その結果を図9に示す. 図には Q_r/Q_i および Q_t/Q_a の変化のみを示しているが, Q_r/Q_t は次式で算出できる.

$$Q_r/Q_t = 1 / [1 + 1/(Q_f/Q_i)] \quad (12)$$

図9の Q_r/Q_i の値から上式を用いて計算すると, $G_r = 10^3, 10^4$ および 10^5 に対し Q_r/Q_t の値はそれぞれ0.987, 0.977および0.956であり, η が大きいフィンを用いているため, 高温壁からの伝熱量のほとんどはフィンを通して伝達されていることが分かる. さて, 図9より, Q_r/Q_i および Q_t/Q_a はいずれも G_r の増加と共に減少しているが, $G_r=10^5$ においても両者の値は20程度とかなり大きいことが分かる. つまり, 図6および図8に示したように, フィンを使用することによって高温壁から流体自身への熱伝達は減少するが, 全体的に見れば

の場合フィンを取り付けた効果は極めて大きく, フィンを通しての熱移動が支配的と言える.

3.5 アスペクト比が速度および温度分布に及ぼす影響

以上, $A_s=1.0$ に固定し G_r の変化の影響を明らかにしたが, 次にアスペクト比 A_s の影響を調べるため, $G_r = 10^4$ に固定し, A_s を0.2, 0.5, 2.0, 5.0と変化させ, フィンを有する場合と有しない場合の双方に対して計算を行った.

まず, 速度および温度分布の計算結果の一例を図10および図11に示す ($A_s=1.0$ の場合は既に図4で示した). 図10は $A_s=0.2$ すなわち横長の容器の場合で, 図4の $A_s=1.0$ の場合に比較して, 速度は非常に遅

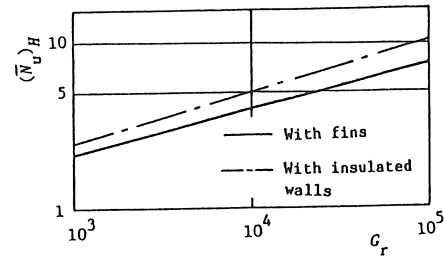


図8 G_r が高温壁上平均ヌッセル数に及ぼす影響

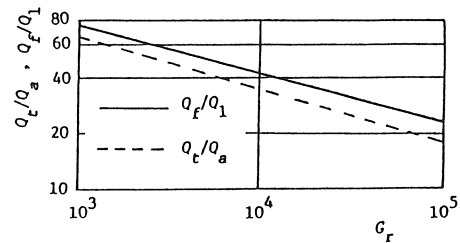


図9 G_r が各熱量比に及ぼす影響

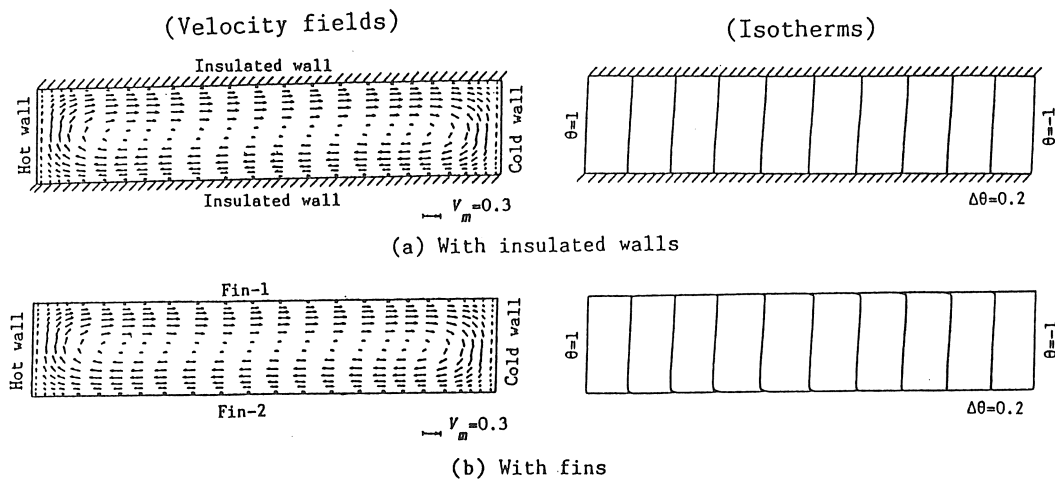


図10 速度および温度分布の比較 ($A_s=0.2$)

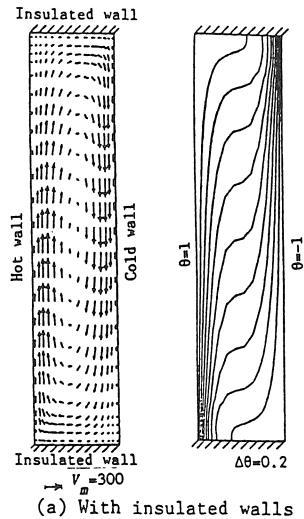
いことが分かる（速度ベクトルの尺度は A_s に応じて変えられていることに注意）。また速度分布にはほとんど差がないことは図4の場合と同じである。温度分布を見ると、対流が非常に弱いため、フィンの有無にかかわらず、温度は高温壁から低温壁へほぼ直線的に変化しており、熱移動はほぼ伝導支配であると言える。また、図4の場合と比べ、フィンの影響はフィン近傍の非常に狭い領域に限られていることが分かる。

A_s が大きくなり $A_s=5$ の図11となると、図4と比較して、速度はかなり大きくなり、温度勾配も非常に大きくなる。またこの場合、上下に細長い矩形領域となるため、フィンが影響を及ぼす範囲が小さくなり、速度分布はもとより、温度分布もフィン近傍の狭い領域を除けば、フィンの有無による変化は小さいと言える。

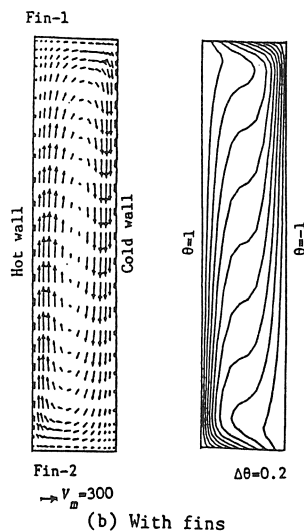
3.6 A_s が局所ヌセルト数分布に及ぼす影響

前述したように、アスペクト比の変化に伴って、フ

(Velocity fields)(Isotherms)



(a) With insulated walls



(b) With fins

図1 1 速度および温度分布の比較 ($A_s=5.0$)

ィンが系の温度分布に及ぼす影響の程度も変化する。この事実をより明確にするため、図12および図13に高温壁上の局所ヌセルト数 $(N_u)_H$ の分布の比較を示す ($A_s=1.0$ の場合は、既に、図6の $Gr=10^4$ の曲線で示した)。

A_s が小さい $A_s=0.2$ の図12の場合、図6の $A_s=1.0$ の場合に比べ、 $(N_u)_H$ は加熱壁全体にわたってかなり小さく、フィンの有無による影響はほとんどなく、熱伝導の場合の破線に近い。これは、図10で示したように、この場合フィンの有無にかかわらず循環速度が極めて小さいことに起因する。

$A_s=5$ の縦長の容器になると(図13)、フィンの有無による差が高温壁上端から $X=0.6$ 程度まではほとんど現れず、下端部でその差は非常に大きくなる。これは、高温壁上端付近では、下端部と比べ、元来熱伝達が小さくフィンの影響があまり現れないこ

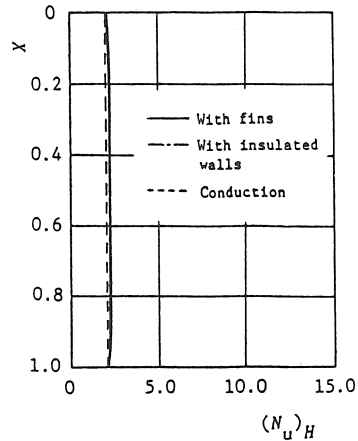


図12 フィンが高温壁上局所ヌセルト数 $(N_u)_H$ に及ぼす影響 ($A_s=0.2$)

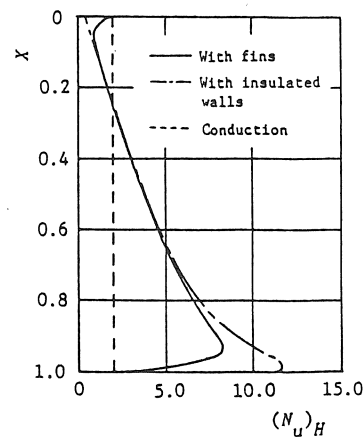


図13 フィンが高温壁上局所ヌセルト数 $(N_u)_H$ に及ぼす影響 ($A_s=5.0$)

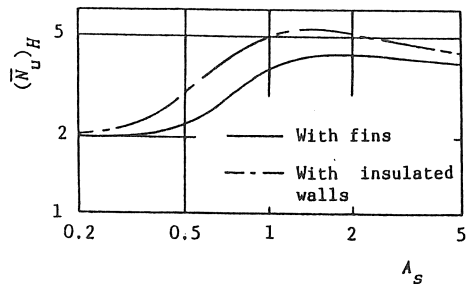


図14 A_s が高温壁上平均ヌッセルト数 $(\bar{N}_u)_H$ に及ぼす影響

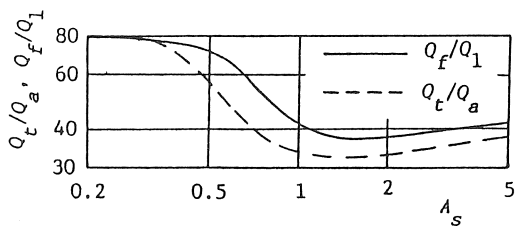


図15 A_s が移動熱量割合に及ぼす影響

と、および A_s の増加と共に系が上下に長くなるため、図11で明らかなように、フィンの影響が及ぶ範囲がフィン近傍に制限されるためである。

3.7 A_s が全体的な量に及ぼす影響

以上述べたように、フィンの有無が局所熱伝達に及ぼす影響の度合はアスペクト比によって大きく異なる。このことをより明確にするため、図14に高温壁上平均ヌッセルト数 $(\bar{N}_u)_H$ とアスペクト比 A_s の関係を示す。図より、フィンの有無にかかわらず、 $(\bar{N}_u)_H$ は A_s の増加と共に最初増加し、最大となった後、徐々に減少する。また、フィンの有無による $(\bar{N}_u)_H$ の値の差は、 $A_s=0.2$ で非常に小さく、その後 A_s と共に次第に増加し、 $A_s>1$ となると再び減少する。そして、 $A_s=5$ においては、その差は再びかなり小さくなる事が分かる。

さて、図8と同様に、各伝熱量の比を算出し、横軸に A_s を取って図15に示す。なお、式(13)から求めた Q_f/Q_1 の値は $A_s=0.2, 0.5, 1, 2$ および5に対しその値はそれぞれ0.987, 0.986, 0.977, 0.975および0.977であり、アスペクト比によらず、高温壁からの伝熱量のほとんどはフィンを通して伝達されていることが分かる。さて、図15より、 Q_f/Q_1 および Q_t/Q_a はいずれも A_s の増加と共に最初減少し、最小値を取った後、再び徐々に増加する。最小点においても両者の値は35程度とかなり大きく、この場合フィンを取り付けた効果はかなり大きいと言える。

以上はフィン特性値 η が41.6とかなり大きい場合（

フィンが良熱伝導体の場合に相当)の結果で、グラスホフ数やアスペクト比の値によらず、フィンを通る熱移動量が高温壁から流体あるいはフィン表面から流体へ伝わる熱量より極めて大きい結果が得られた。これらの結果はフィンによる高温壁の冷却などを考える際に有用と思われるが、フィンを通る伝熱量を抑制する必要のある太陽熱集熱器や二重窓などの応用に関しては η の値がかなり小さい場合(あるいは容器の姿勢も考慮の必要あり)に対して解析を行う必要がある。また、本研究では Pr は文献(2)と同じ0.733(空気の場合に近い)に固定したが、 Pr が大きく変化すると速度分布や温度分布も変化するため、 Pr の影響も調べる必要がある。これらについては続報で報告する予定である。

4. 結 論

垂直高温壁と垂直低温壁および二つの水平フィンからなる正方形領域内の定常層流自然対流熱伝達に及ぼすグラスホフ数およびアスペクト比の影響を調べるため数値解析を行い、フィンを通る(水平断熱壁)通常の系の結果と詳細な比較検討を行った。その結果を要約すると次の通りである。

(1) グラスホフ数 Gr およびアスペクト比 A_s の広い範囲にわたって、フィンの有無が速度分布に及ぼす影響は非常に小さい。フィンの有無が温度分布に及ぼす影響は Gr が大きくなるほど大きくなる。また A_s に関しては、 $A_s=1.0$ 程度でフィンが温度分布に及ぼす影響は大きく、 A_s が1.0より小さくあるいは大きくなるとフィンの影響は小さくなる。

(2) 高温壁上の局所ヌッセルト数 $(N_u)_H$ 分布の比較から、 Gr が増加すると、フィンを通る場合の高温壁から流体への熱伝達はフィン無しの場合より小さくなる。また熱伝達が最大となる位置は、フィン無しの場合高温壁の最下端付近に有るが、フィンをつけると高温壁の中心部方向に移動する。なお、フィン表面上のヌッセルト数は、高温壁上のそれより小さいが、 Gr の増加と共に増加する。

(3) $A_s=0.2$ と小さい場合、フィンの有無にかかわらず $(N_u)_H$ の値は非常に小さく、伝導解の値に近い。 $A_s=1$ 程度になると、フィン無しの場合の $(N_u)_H$ の値はフィンを通る場合よりも、高温壁の大部分にわたって、大きくなる。更に、 A_s が大きくなり $A_s=5$ となると、その差は高温壁下部近傍の領域に現れるのみとなる。

(4) フィン取り付けによって高温壁から流体自身への平均伝熱量は減少するが、本研究ではフィンの特性値を表すパラメータ η が41.6と大きいため、フィン

内を通る伝熱量が極めて大きく、全体的に見ればフィンを通る熱移動が支配的となる。

文 献

- (1) De Vahl Davis G., Int. J. Heat Mass Transf., 11-11(1968), 1675.
- (2) Newell, M. E. and Schmidt, F. W., Trans. ASME, J. Heat Transf., 92-1(1970), 159.
- (3) Bejan, A. and Tien, C. L., Trans. ASME, J. Heat Transf., 100-4(1978), 641.
- (4) Markatos N. C. and Pericleous, K. A., Int. J. Heat Mass Transf., 27-5(1984), 755.
- (5) Cormack, D. E., ほか2名, J. Fluid Mech., 65, Part 2(1974), 231.
- (6) Hyun, J. M. and Lee, J. W., Int. J. Heat and Fluid Flow, 10-2(1989), 146.
- (7) Briggs, D. G. and Jones, D. N., Trans. ASME, J. Heat Transf., 107-4(1985), 850.
- (8) Patterson, J. and Imberger, J., J. Fluid Mech., 100, Part 1(1980), 65.
- (9) Kublbeck, K., ほか2名, Int. J. Heat Mass Transf., 23-2(1980), 203.
- (10) 関・ほか2名, 機論, 48-426, B(1982), 300.
- (11) Meyer B. A., ほか2名, Trans. ASME, J. Heat Transf. 104-1(1982), 111.
- (12) 中村・浅古, 機論, 46-403, B(1980), 471.
- (13) Meyer B. A., ほか2名, Trans. ASME, J. Heat Transf. 101-4(1979), 655.
- (14) 岡田・岡野, 機論, 52-477, B(1986), 2158.
- (15) Patankar, S. V., Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, (1980), Hemisphere.
- (16) 壽藤, 熊本大学修士論文, (1988).
- (17) 文献(15)の125頁.

(平成元年12月6日原稿受理)