

水平正方形流路内複合対流熱伝達に及ぼす壁面熱伝導の影響

一宮 浩市[†] 鳥山 孝司[†] 渡邊 久洋[‡]

Effects of Thermal Conduction in the Wall on Mixed Convective Heat Transfer and Flow in a Horizontal Square Duct

Koichi ICHIMIYA[†], Koji TORIYAMA[†] and Hisahiro WATANABE[‡]

Abstract

In this study, effects of thermal conduction in the wall on mixed convective heat transfer in a horizontal square duct are examined numerically. The working fluid is water. Two side walls and bottom wall in the heated section of the horizontal square duct are heated at a constant temperature ($T_w = 60^\circ\text{C}$), and fluid temperature at the entrance is 15°C . The upper wall of the heated section and all walls of the entrance section are constructed by acrylic plate. Numerical conditions are $Re = 100$ and $Ri = 39.88$, respectively. The SIMPLE procedure and QUICK scheme are employed to solve the governing equations through a control volume method. Obtained results have been compared with heat transfer and flow without the thermal conduction in the duct wall. The comparison indicates that the reverse flow appears near the upper wall. The reverse flow length on the heated section increases and approaches to an experimental result. Two recirculation flows on the side walls across the section move to the bottom wall, and the recirculation size on the bottom wall grows up. The spiral flow is generated in the duct and its spiral pitch increases. The position at which the local Nusselt number collapses moves downwards is compared with the case without the thermal conduction in the duct wall.

Key Words: *Mixed convection, Wall thermal conduction, Numerical analysis, Reverse flow*

記号

a	: 流体の温度伝導率	[m ² /s]	T_b	: 混合平均温度	[°C]
a_{acr}	: アクリルの温度伝導率	[m ² /s]	u, v, w	: x, y, z 方向の速度成分	[m/s]
C_p	: 流体の定圧比熱	[J/(kg•K)]	x, y, z	: 座標	[m], [mm]
g	: 重力加速度	[m/s ²]	$\Delta x, \Delta y, \Delta z$: メッシュ間隔	[m], [mm]
Gr	: グラスホフ数 ($=g\beta L^3(T_w - T_0)/\nu^2$)		β	: 体積膨張率	[K ⁻¹]
h	: 熱伝達係数	[W/(m ² •K)]	λ	: 流体の熱伝導率	[W/(m•K)]
L	: 流路の一辺の長さ	[m]	λ_{acr}	: アクリルの熱伝導率	[W/(m•K)]
Nu	: ヌッセルト数 ($=hL/\lambda$)		ν	: 流体の動粘性係数	[m ² /s]
p	: 圧力	[Pa]	ρ	: 流体の密度	
Pr	: プラントル数 ($=\nu/a$)		添字		
q	: 熱流束	[W/m ²]	ave	: 平均値	
Re	: レイノルズ数 ($=u_0L/\nu$)		f	: 壁の隣のメッシュの値	
Ri	: リチャードソン数 ($=Gr/Re^2$)		n	: 壁との法線方向	
t	: 時間	[s]	W	: 壁面	
T	: 温度	[°C]	0	: 入口の値	

受付日: 2006年9月11日, 担当エディター: 中山 顕

[†] 山梨大学大学院医学工学総合研究部 (〒400-8511 山梨県甲府市武田4-3-11)

[‡] ヤマザキマザック株式会社 (〒480-0197 愛知県丹羽郡大口町乗船1)

1 緒言

複合対流は、微小機器の冷却、熱交換器、CVD 炉など幅広い場所で見ることができる。特に微小機器の冷却に関しては、微細加工技術の発展に伴い、比較的低いレイノルズ数域での伝熱流動が重要となってきた。複合対流の研究はこれまでも数多く行われてきている。例えば、加熱条件別では、等温壁条件[1]や等熱流束条件[2]等が報告されている。また、流路形状としては流路の縦横比の相違による流動状況の比較[3,4]等も行われている。これらの研究の作動流体としては空気や水が多いが、液体金属(低プラントル数流体)を扱った研究[5]も行われている。筆者ら[6]は、側壁及び下壁が加熱・冷却される場合の水平正方形流路内の複合対流について数値解析及び可視化実験を行っており、流路内に生じる逆流の長さが、数値解析と可視化実験との間に有意な差があることを確認している。

従来の複合対流の数値解析における研究の多くは、壁面の熱伝導を考慮せずに行ったものがほとんどである。実際の伝熱流動管では、管壁も温度分布を持つため、壁面の熱伝導を考慮した解析を行う方が、より実際の現象に近い結果が得られるものと推測される。壁面の熱伝導を考慮したものととして、強制対流では、藤井ら[7]が局所加熱された円管壁の熱伝導を考慮して計算を行っている。その中で、壁面の熱伝導率が大きく、壁面の肉厚が厚くなるほど、壁面上のヌッセルト数が増大することを示している。複合対流では、Chou ら[8]が、側壁から加熱される矩形流路について計算を行い、壁面上のヌッセルト数には、流路の縦横比が 1 以下では、縦横比が小さいほど複合対流による影響よりも壁面の熱伝導の影響

を受けると報告している。しかしながら、壁面の熱伝導の有無が流動特性に及ぼす影響について検討した研究は筆者らの調べる限りでは見あたらない。

そこで本研究では、上述の研究[6]に対応する側壁及び下壁が加熱される場合の水平正方形流路内の複合対流について 3 次元数値解析を行う。その際、流路壁面の熱伝導が複合対流、特に上壁付近に生ずる逆流領域に及ぼす影響を及ぼすかについて、熱伝導の有無による結果を比較することにより検討する。

2 数値解析

2.1 解析モデル

本研究に用いた解析モデルを図 1 に示す。本解析モデルは、流路の上流側に助走路を設けており、助走路部の外周と加熱部の上壁に流路壁として取り付けられたアクリル壁内の熱伝導を考慮したモデルとなっている。加熱部は一定温度 ($T_w = 60\text{ }^\circ\text{C}$) の加熱ブロックが設置されている条件を仮定した。座標系には、流路入口下部を原点とする 3 次元直交座標を用い、重力は y 軸負の向きにかかっているものとした。流路は一辺の長さを $L=20\text{ mm}$ の正方形流路とし、全長は 800 mm とした。なお、助走路と加熱部の長さは共に 400 mm とした。助走路の周囲及び加熱部の上部には厚さ 10 mm のアクリル板を取り付けた。アクリル板の周囲には断熱条件を与え、加熱部の側壁及び下壁と加熱部と助走路部の境界 ($x = 400\text{ mm}$)、加熱部と加熱部上部のアクリル壁との境界 ($y = 20\text{ mm}$) には $T_w = 60\text{ }^\circ\text{C}$ の一定温度を与えた。比較対象のアクリル壁内の熱伝導を考慮しない条件は、流路とアクリル壁との境界を断熱として計算した。この実験体系及び流路寸法等は文献[6]と同じであり、アクリル壁を考慮した条件は可視化実験に対応するものである。作動流体は水とし、流路入口には、流入温度 $T_0 = 15\text{ }^\circ\text{C}$ 、 $Re = 100$ の層流の発達した速度分布[9]を与えた。これは、文献[6]の数値解析及び可視化実験と同じ条件であり比較できる。物性値の参照温度は流入温度 ($T_0 = 15\text{ }^\circ\text{C}$) とした。この条件におけるリチャードソン数は $Ri = 39.88$ である。出口では

Table 1 Thermal properties at $15\text{ }^\circ\text{C}$.

	Water	Acrylic
Thermal diffusivity [m^2/s]	1.42×10^{-7}	1.26×10^{-8}
Thermal conductivity [$\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$]	5.95×10^{-1}	2.10×10^{-1}

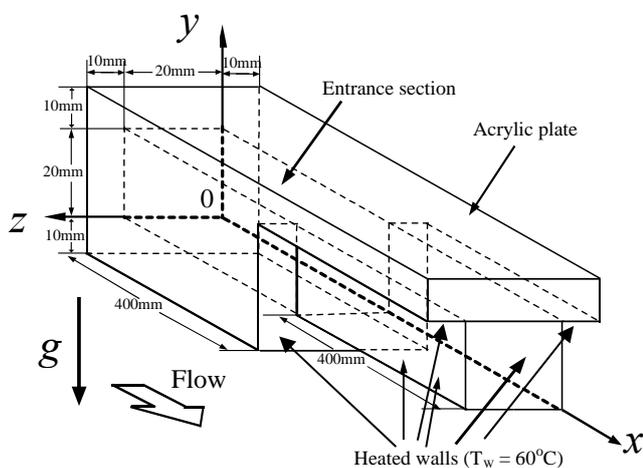


Fig.1 Coordinate system.

速度及び温度の勾配を零とし、壁面では流体は滑らないものとした。表 1 に流入温度における作動流体（水）とアクリルの温度伝導率及び熱伝導率を示す。水と比較すると、アクリルの温度伝導率は約 10 分の 1、熱伝導率は約 3 分の 1 程度の値である。

2.2 数値解析

本解析に用いた流れとエネルギーに関する基礎方程式を以下に示す。

連続の式

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

運動方程式

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial u_i u_i}{\partial x_i} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\nu \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) - K_j \quad (2)$$

ただし、 $K_1 = K_3 = 0, K_2 = g\beta(T - T_0)$
(添字 1,2,3 は x, y, z 成分に対応する。)

エネルギー式

$$\frac{\partial \rho C_p T}{\partial t} + \frac{\partial u_i \rho C_p T}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (3)$$

(添字は、Einstein の総和規約を適用する。)

運動方程式の浮力項には Boussinesq 近似を用いてある。作動流体の物性値の温度依存性を考慮するため、水の熱伝導率および動粘性係数は、温度の 3 次式で与えた。ただし、アクリルの物性値は一定とした。アクリル壁内の温度は以下の熱伝導方程式を解いて求めた。

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a_{acr} \frac{\partial^2 T}{\partial x_i^2} \quad (4)$$

流体とアクリル壁との境界では、流路側とアクリル壁側で熱流束が同じになるように、以下の式を適用した[10]。

$$\lambda \frac{\partial T}{\partial x_n} = \lambda_{acr} \frac{\partial T}{\partial x_n} \quad (5)$$

ここで、添え字 n は壁との法線方向を表している。アクリル壁内の熱伝導を考慮しない条件では以下の式となる。

$$\lambda \frac{\partial T}{\partial x_n} = 0 \quad (6)$$

本計算では熱放射は無視した。初期条件には、時間 $t=0$ のとき、全領域に発達した速度分布と流入温度と同じ温度を与えた。計算には圧力補正法 (SIMPLE)[10] を使用し、質量保存則を満足する速度場及び圧力場を求めた。また、対流項の離散化には数値粘性の影響の少ない QUICK[11] を使用した。格子には 1 mm の等間隔スタガード格子を使用した。したがって、アクリル壁内の熱伝導を考慮しない時の格子数は $800(x) \times 20(y) \times 20(z) = 320000$ 、アクリル壁内の熱伝導を考慮する時の格子数は $800(x) \times 40(y) \times 40(z) = 1280000$ となる。本解析で用いたコードは、上述の格子数で格子解像度の影響がないことが功刀らによって既に示されている[12]。計算は時間発展で行い、時間間隔は $\Delta t = 0.01$ 秒とした。ヌッセルト分布より 300 秒で定常解が得られていることを確認している。本研究では、300 秒後の解析結果を示し、定常状態の現象として議論する。

3 解析結果及び検討

3.1 流動状況

流路壁の熱伝導の影響を検討するため、図 2 に側壁から半メッシュ離れた位置における速度ベクトル図及び等温線図を示す。図 2(a) がアクリル壁内の熱伝導を考慮しない場合、図 2(b) がアクリル壁内の熱伝導を考慮した場合である。速度ベクトル図における太い実線は x 方向速度成分 (u 速度) が零の位置であり、この線よりも上壁側では流体は上流側へと逆流している。図 2(a) の逆流領域は、 $x = 230$ mm 付近から $x = 570$ mm 付近までの助走路部から加熱部にかけて存在する。逆流領域の y 方向の厚さはおよそ 5 mm 程度である。流路入口から流入した流体は加熱部に達すると、側壁によって加熱されながら上昇し、上壁に衝突した後、上流側へと逆流する。等温線図では、逆流領域の温度は流入温度よりも高い。逆流領域内の等温線は上壁に沿って逆流の下流側に凸の分布を示すが、上壁の温度勾配が零のため、その山の頂点は上壁面上に位置する。一方、加熱部側では、下壁に沿って流路の下流側に向かって凸の分布となる。アクリル壁内の熱伝導を考慮した場合、図 2(b) では、逆流領域は $x = 240$ mm 付近から $x = 625$ mm 付近にかけて存在し、 y 方向の厚さはおよそ 8 mm (加熱部) である。したがって、アクリル壁内の熱伝導を考慮しない場合よりも、逆流領域は拡大している。可視化実験の結果より、逆流領域の長さは、

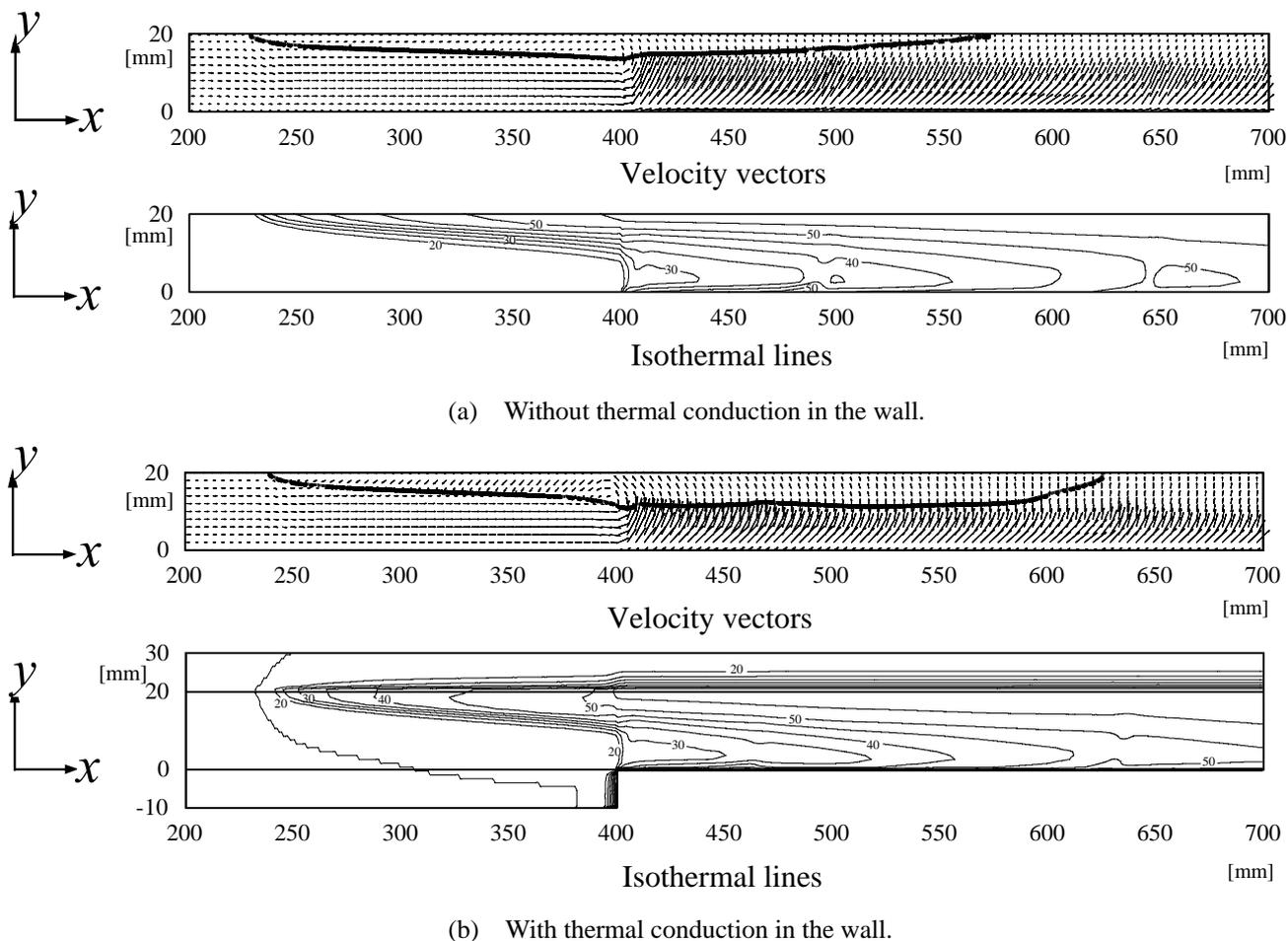


Fig. 2 Velocity vectors and isothermal lines at $z = 0.5$ mm.

アクリル壁内の熱伝導を考慮した場合の解析結果の方が実際の値[6]に近くなった。等温線図の逆流域では、流体と上壁のアクリル壁との間で熱の移動があるため、逆流の下流側に凸となっている山の頂点の位置が、上壁面上から流路の内側へ移動する。加熱部では、上壁に沿って積層状の等温線分布を示す。下壁側ではアクリル壁内の熱伝導を考慮しない場合よりもやや低い温度を取る。

流路断面における流動状況について検討するために、図3に $x = 300, 500$ mmにおける流路断面の速度ベクトル図及び等温線図を示す。図3(a)がアクリル壁内の熱伝導を考慮しない場合、図3(b)がアクリル壁内の熱伝導を考慮した場合である。図3(a)の $x = 350$ mmの速度ベクトル図では、上壁側の逆流している部分の流体は、上壁に沿って側壁へ移動した後、側壁に沿って下降する。等温線図では、逆流している部分で上壁に平行な層状の温度分布を形成する。加熱部 ($x = 500$ mm)の速度ベクトル図では、流体

が側壁によって加熱されて上昇し、流路中心付近よりやや上壁側で流路中心方向に流動方向を変えて下降し、再び側壁に沿って上昇する循環流を形成する。この循環流の上壁側には逆流域が、下壁側には下壁中央から上昇する小さな循環流が存在する。断面内の流動状況に伴い、等温線図では、側壁付近や下壁中央部では上に凸の温度分布を示す。図3(b)の $x = 350$ mmの速度ベクトル図では、アクリル壁内の熱伝導を考慮しない場合と比べて、この上壁側にある逆流部の速度ベクトルは大きい。これは、上壁のアクリル壁の温度が逆流域の流体の温度よりも低いため、流体からアクリル壁に熱が移動し、側壁に沿って下降する流れを促進するからである。その流れに伴って、図3(a)の $x = 300$ mmでは見られなかった上壁中央から下降する流れが形成される。加熱部 ($x = 500$ mm)の速度ベクトル図では、上壁側の逆流域の領域が流路中央付近にまで広がるため、側壁に沿う循環流は下壁側へと移動し、側壁に沿って上昇する

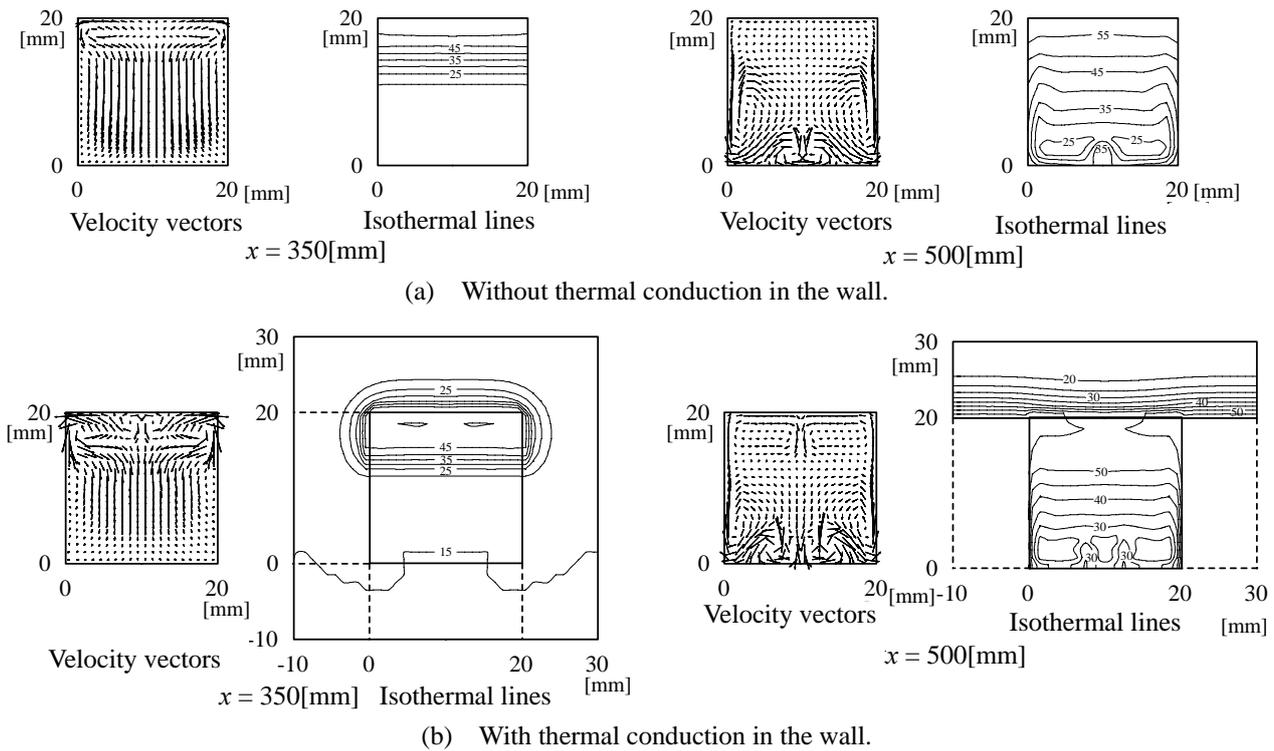


Fig. 3 Velocity vectors and isothermal lines across the section.

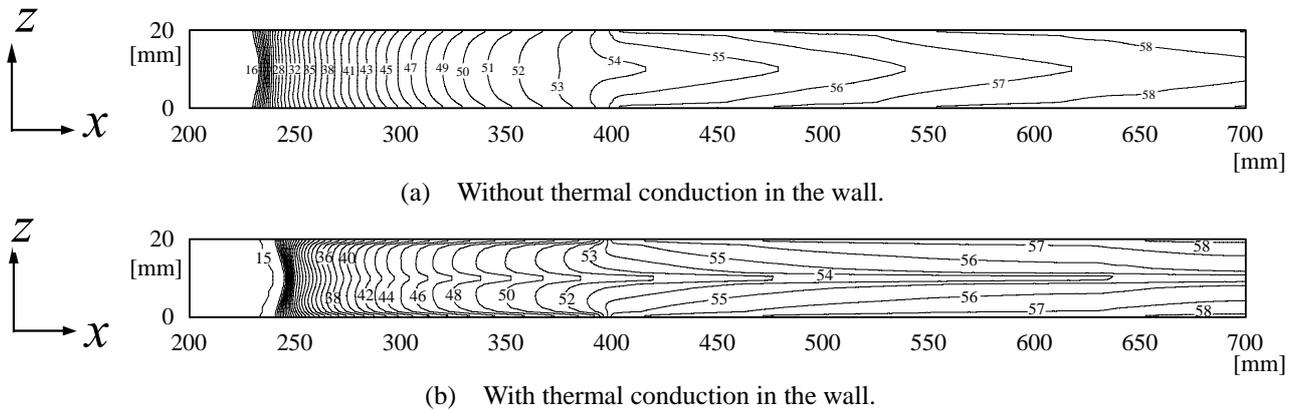


Fig. 4 Isothermal lines on the upper wall.

循環流は小さくなる．それに伴って，下壁中央付近の循環流はやや大きくなる．また，上壁付近（逆流域）では，側壁に沿って上昇し，上壁に沿って上壁中央まで移動した後，流路の中心に向かって下降する流れを形成する．これは，等温線図に見られるように，上壁の亚克力壁の温度が上壁付近の流体の温度よりも低く，流体から亚克力壁に熱が移動することにより，側壁から上壁の中央に向かう流れが促進されるためである．

流路上壁亚克力内の熱伝導の影響を検討するため，図4に上壁面上の等温線図を示す．図4(a)が亚克力壁内の熱伝導を考慮しない場合，図4(b)が

亚克力壁内の熱伝導を考慮した場合である．図4(a)の助走路部では，加熱開始点の $x = 400$ mm から逆流の下流側の $x = 230$ mm 付近に向かうにつれて上壁面上の温度は低くなり，逆流の下流側に向かって凸の等温線となる．一方，加熱部では，流路の下流側に向かうにつれて温度は高くなり，流路下流側に向かって凸の等温線となる．図4(b)の助走路部では，逆流の下流側に向かって上下対称の凸の等温線となる．また，その凸の高さは亚克力壁内の熱伝導を考慮しない場合と比較して高い．これは，図3(b)の $x = 350$ mm の速度ベクトル図に見られるように，逆流域内の流体から上壁及び側壁の亚克力壁へ熱

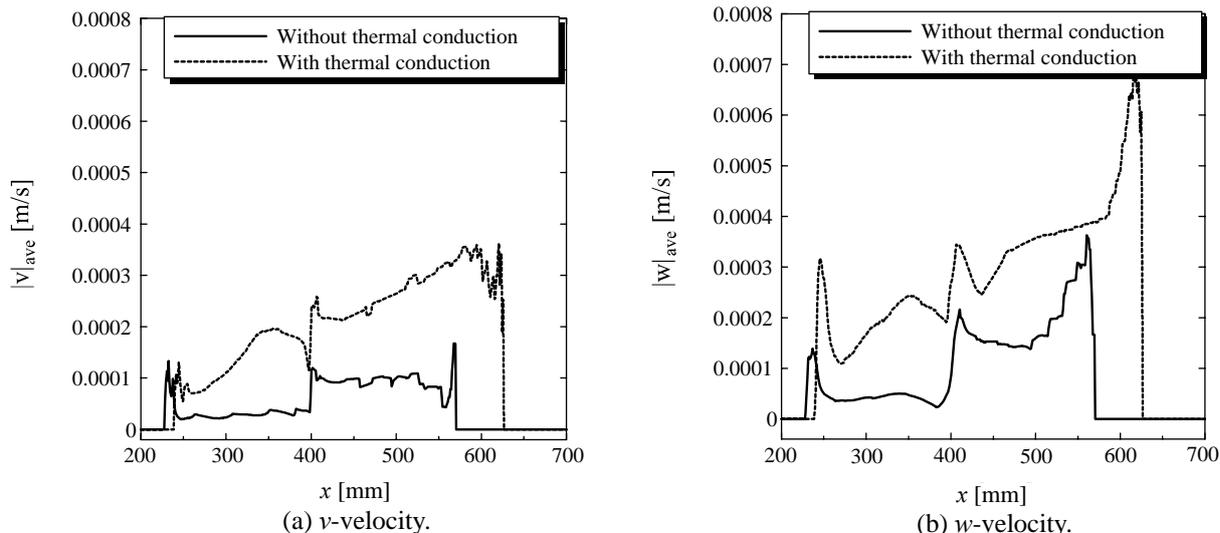


Fig. 5 Secondary flow.

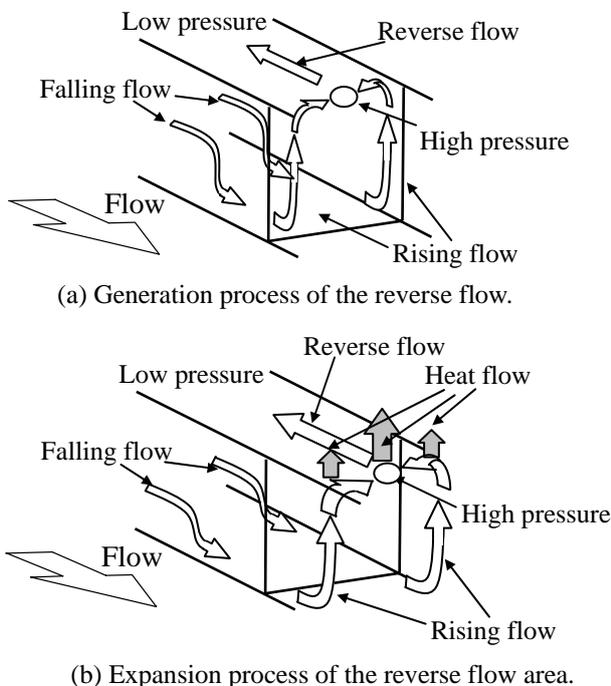


Fig. 6 Generation process of the reverse flow, and expansion process of the reverse flow area with thermal conduction of the wall.

が移動することによって、上壁の中央付近から側壁へ流動する流れが強くなるとともに、それを補うように、主流によって冷却された逆流域の中心付近の流体が上壁の中央に向かって流動するため上壁の中央の温度が低下するためである。加熱部では、流路の下流側に向かって凸の等温線となるが、その高さはアクリル壁内の熱伝導を考慮しない場合と比較してかなり高い。これは、アクリル壁内の熱伝導を考慮した場合、図1のように、上壁として設置したアクリル板は、流路よりも外側の部分で下の面から加

熱されているため、アクリル壁内の熱伝導によって側壁付近のアクリル壁の温度が上壁の中央部の温度よりも高くなるからである。

逆流域内の2次流について検討するため、図5に逆流域内の v, w 速度の絶対値を平均したものを流れ方向にプロットした図を示す。図5(a)が v 速度、図5(b)が w 速度である。両図から、 v 速度よりも w 速度の方が強いことがわかる。また、アクリル壁内の熱伝導を考慮した場合の方が2次流は強い。これは、図4(b)に見られたように、アクリル壁内の熱伝導を考慮した場合は上壁面の中央部の温度が側壁付近よりも低いため、 z 方向の流動 (w 速度) が促進されるからである。

図2, 3, 4, 5の流動状況と温度分布をもとに、図6(a)に逆流の発生機構を、図6(b)にアクリル壁内の熱伝導考慮による逆流域の伸長のモデル図を示す。逆流の発生機構については功刀ら[13]によっても既に報告されている。逆流域の長さ L と Ri の関係は流体の流入温度の Pr を含めて既に文献[6]で検討されており、 $Ri \cdot Pr$ の増大に伴い線形的に伸長する。図6(a)では、加熱部へ流入した流体は側壁から加熱されながら両側壁に沿って上昇し、上壁に衝突した後、向きを変えて上壁の中央で衝突する。その衝突した位置では圧力が高くなるため、流動方向に逆圧力勾配を生じ、上流側へと逆流する。図6(b)では、アクリル壁内の熱伝導の考慮により、上壁の中央部は熱伝導の影響を受けて流体との温度差が増大し、熱移動量としては流体側から壁へ図6(b)の灰色の矢印のように中央部で大きく、両側壁で低くなる。上壁に沿った流れとしては、 z 方向すなわち両方向の w 速度が大きく

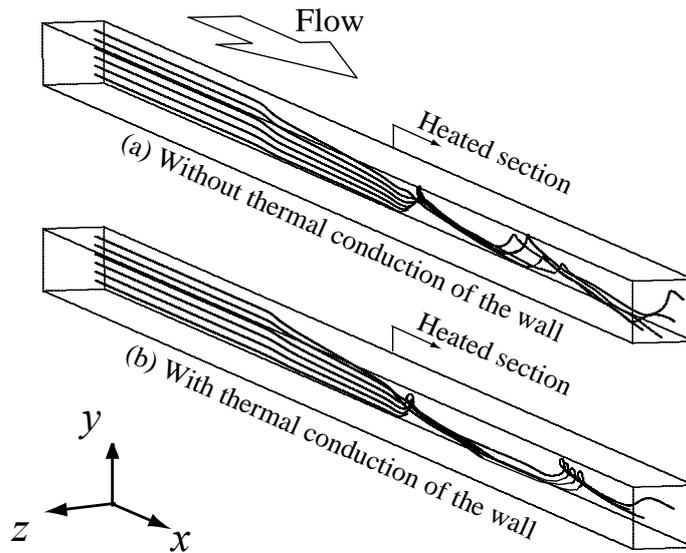


Fig. 7 Streak lines.

なる。したがって、衝突後の圧力差は大きくなり、逆流域は下流側に伸長する。

3次元的な流動機構の相違について検討するため、図7に $x = 0 \text{ mm}$, $z = 3 \text{ mm}$ から等間隔に8本の流跡を表示した場合の流跡線図を示す。図7(a)がアクリル壁内の熱伝導を考慮しない場合、図7(b)がアクリル壁内の熱伝導を考慮した場合である。図7(a)では、非加熱助走路内で主流が下壁に向かってその流動方向を変え、加熱開始部からやや下流側で側壁に沿って上昇することにより、流れ方向に軸を持つスパイラルな流れを形成する。非加熱助走路から加熱部にかけての上壁側にある空隙には、図2に見られたような逆流域が存在する。アクリル壁内の熱伝導を考慮した場合である図7(b)では、加熱部の逆流域の伸長に伴って、スパイラルのピッチは長くなる。

3.2 熱伝達特性

伝熱特性をヌッセルト数を用いて検討する。壁面から流体へ移動する方向を正とすると、熱伝達による熱流束はニュートンの冷却則より

$$q = h(T_w - T_b) \quad (7)$$

である。また、熱流束 q はフーリエの法則より

$$q = -\lambda \frac{dT}{dx_n} = -\lambda \frac{T_f - T_w}{l/2 \Delta x_n} \quad (8)$$

で表される。したがって、壁面上のヌッセルト数は次の式のようになる。

$$Nu = \frac{2L}{\Delta x_n} \frac{T_w - T_f}{T_w - T_b} \quad (9)$$

なお、式(7)、式(9)に表れる混合平均温度は、次式から求めた。

$$T_b = \frac{\sum_{j=0, k=0}^{LL} |T_{jk} u_{jk}|}{\sum_{j=0, k=0}^{LL} |u_{jk}|} \quad (10)$$

流動状況に対応した伝熱状況について検討するため、図8に側壁及び下壁面上の局所ヌッセルト数を示す。図8(a)はアクリル壁内の熱伝導を考慮しない場合、図8(b)はアクリル壁内の熱伝導を考慮した場合である。図8(a)の下壁では、加熱開始付近で局所ヌッセルト数は高く、下流に向かうにしたがって減少する。なお、スパイラルな流れに対応して、 $x = 500 \text{ mm}$ 付近よりも下流側では、流体が壁面に衝突する場所で高い値を取る。また、 $x = 600 \text{ mm}$ 付近から下流側では、ヌッセルト数は高い値を取りながら、左右対称性が崩れる。この位置は、図2(a)に見られるように、加熱部の逆流域の最下流位置のやや下流側である。これは、本解析条件は $Ri = 39.88$ と大きいため、逆流域よりも下流側で流動が不安定となり、ヌッセルト数の左右の対称性が崩れたと考えられる。また、この左右対称性が崩れることにより、熱伝達が促進され、ヌッセルト数は増大する。側壁では、加熱開始付近の上壁側に逆流域が存在するため、上壁付近の加熱開始直後のヌッセルト数は下壁付近の値と比較して小さい。また、側壁で流体は加熱されながら上昇するため、上壁に向かうに従って壁温との温度

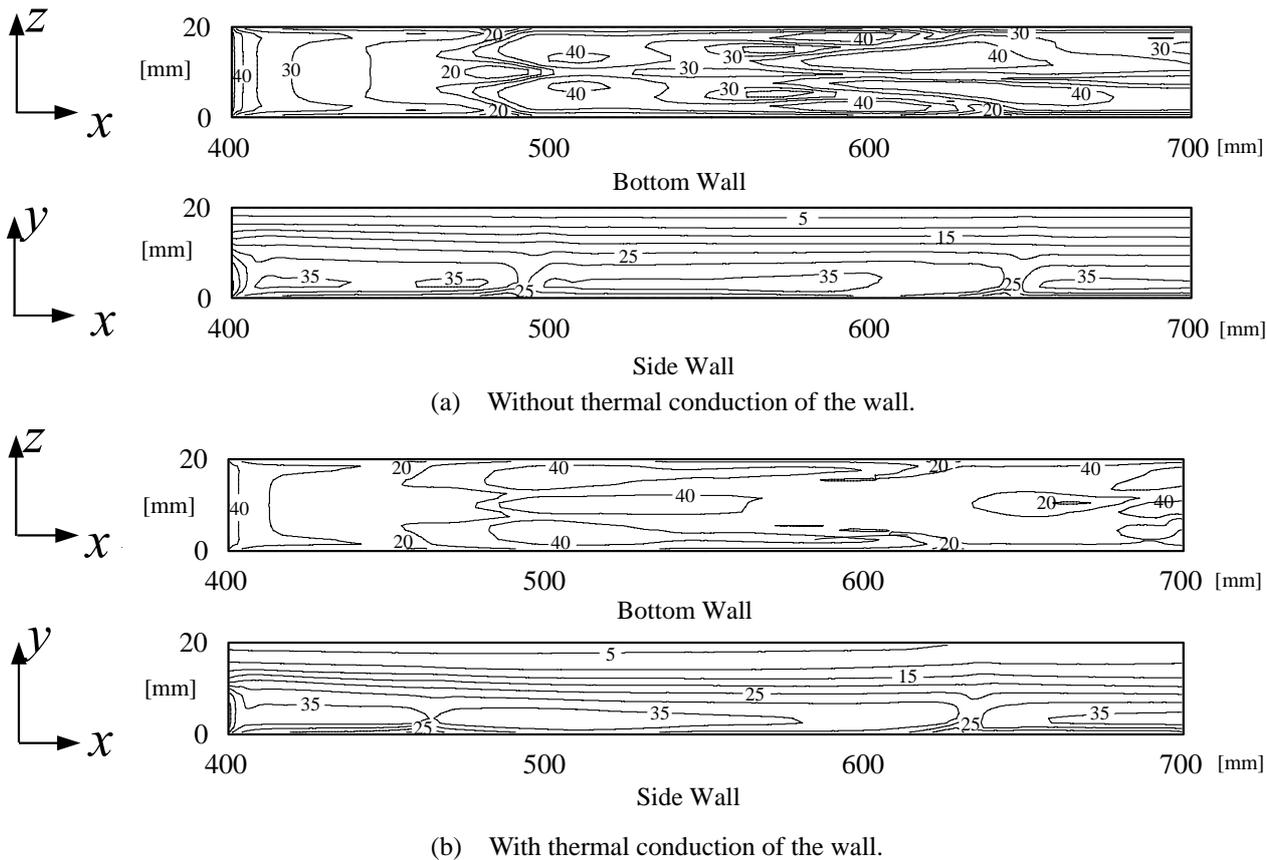


Fig. 8 Local Nusselt number on the walls.

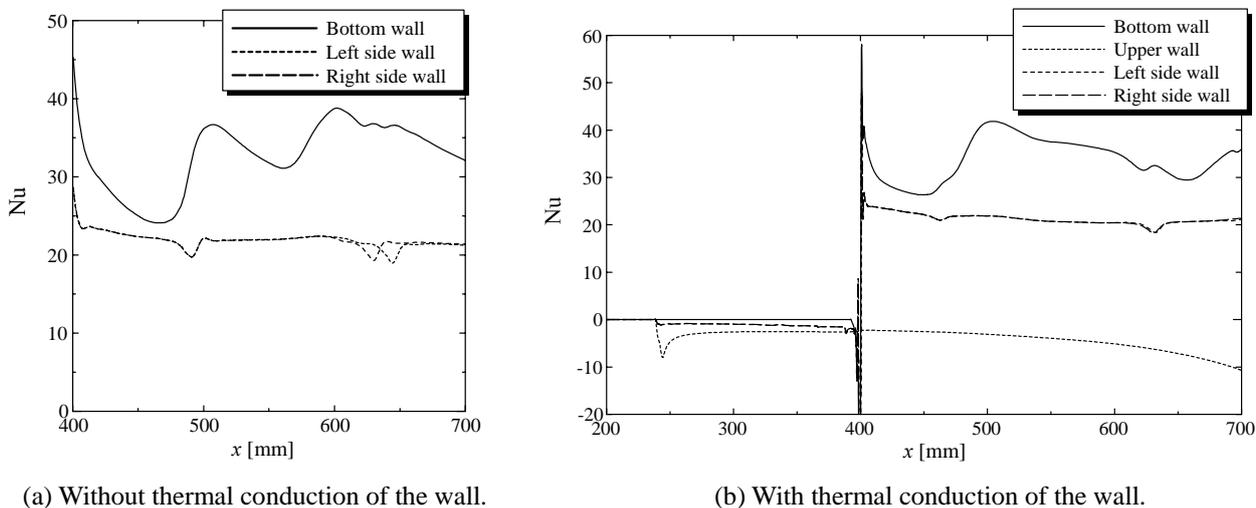


Fig. 9 Average Nusselt number along the flow direction.

差が小さくなり、ヌッセルト数は減少する。側壁の下壁側の $x = 500 \text{ mm}$ 付近と $x = 630 \text{ mm}$ 付近では、局所的に小さな値を取る。この位置は、図 7(a)のスパイラルのピッチの位置に対応している。図 8(b)の下壁では、 $x = 500 \text{ mm}$ 付近の $Nu = 40$ の領域に着目すると、アクリル壁内の熱伝導を考慮しない場合と比べて下流側へ伸長する。また、左右の対称性が崩

れる位置もやや下流側へと移動する。これは、加熱部内の逆流域の伸長に対応している。側壁では、加熱部内の逆流域の伸長に伴い、下壁付近に見られる局所的に小さな値を取る位置は下流側へと移動する。

流れ方向の伝熱状況について検討するため、図 9 にヌッセルト数を断面で平均し流れ方向にプロットした図を示す。図 9(a)がアクリル壁内の熱伝導を考

慮しない場合の、図 9(b)がアクリル壁内の熱伝導を考慮した場合の図である。図中における右壁、左壁は、流路入口側から出口側を見た際の壁の方向である。図 9(a)では、下壁面上の平均ヌッセルト数は、加熱開始から次第に減少していくが、スパイラルな流れによって下壁面に衝突する位置の $x = 500 \text{ mm}$ で極大を取る。その後、下流に向かうにしたがって減少し、流路断面における主流の流動領域の拡大の影響を受けて $x = 600 \text{ mm}$ で再度極大を取った後減少する。側壁面上では、下流に向かうにしたがって平均ヌッセルト数は徐々に減少するが、図 8(a)の側壁面上の下壁側に見られたように、局所的に小さな値を取るため、 $x = 500 \text{ mm}$ 付近と $x = 630 \text{ mm}$ 付近は小さくなる。一方、図 9(b)では、助走路内の平均ヌッセルト数は負の値を取る。これは、助走路内の逆流領域の流体からアクリル壁へ熱が移動しているためである。また、下壁面上の平均ヌッセルト数の 2 番目に極大を取る位置は、逆流領域の伸長に伴って下流側へ移動し、側壁面上の平均ヌッセルト数の小さな値を取る間隔は広がる。上壁面上の平均ヌッセルト数は、流体からアクリル壁へ熱が移動するため負の値を取る。

4 結論

水平正方形流路内の複合対流について、流路壁熱伝導を考慮した場合の 3 次元楕円型数値解析を行い、流路壁熱伝導を考慮しない場合の結果と比較検討をした結果、以下の結論を得た。

- (1) 逆流領域の長さは下流側に伸長し、実際の流動状況により近づいた。さらに、逆流領域長さの伸長の機構についても明らかにした。
- (2) 流路断面において見られた側壁付近の循環流は下壁側へと移動した。一方、下壁中央付近に見られた循環流の流動範囲は広がった。
- (3) 流動方向に軸を持つスパイラルな流れを形成し、そのピッチが増大した。
- (4) 下壁面上の局所ヌッセルト数の左右の対称性が崩れる位置は下流側へと移動した。
- (5) 下壁面上の平均ヌッセルト数の分布は、逆流領域の伸長に伴って 2 番目の極大値の位置が下流側へ移動する。

参考文献

[1] 菱田幹雄・長野靖尚・Montesclaros M. S., 水平伝熱円管内の層流助走区間流れに及ぼす自然

対流の影響 (第 1 報, 壁温一定の場合), *日本機械学会論文集*, **48**-431, B (1982), 1321-1329.

- [2] 菱田幹雄・長野靖尚・相木英鋭, 水平伝熱円管内の層流助走区間流れに及ぼす自然対流の影響 (第 2 報, 壁面熱流束一定の場合), *日本機械学会論文集*, **50**-457, B (1984), 2171-2178.
- [3] Cheng K. C. and Hwang G. J., Numerical Solution for Combined Free and Forced Laminar Convection in Horizontal Rectangular Channels, *Trans. ASME J. Heat Transf.*, **1**-91 (1969), 59-66.
- [4] Abou-Ellail M. M. M. and Morcos S. M., Buoyancy Effects in the Entrance Region of Horizontal Rectangular Channels, *Trans. ASME J. Heat Transf.*, **4**-105 (1983), 924-928.
- [5] Wang M., Tsuji T. and Nagano Y., Mixed Convection with Flow Reversal in the Thermal Entrance Region of Horizontal and Vertical Pipes, *Int. J. Heat Mass Transf.*, **37**-15 (1994), 2305-2319.
- [6] 鳥山孝司・一宮浩市, 水平正方形流路内の複合対流に生ずる逆流について (三方加熱・冷却流路の場合), *日本機械学会論文集*, **70**-699, B (2004), 2976-2983.
- [7] 藤井哲・小山繁・新里寛英, 局所加熱された円管内の強制対流乱流熱伝達 (管壁内熱伝導を考慮した数値解析), *日本機械学会論文集*, **53**-492, B (1987), 2528-2536.
- [8] Chou F. C. and Lien W. Y., Effect of wall heat conduction on laminar mixed convection in the thermal entrance region of horizontal rectangular channels, *Wärme- und Stoffübertragung*, **26** (1991), 121-127.
- [9] Shah R. K. and London A. L., Laminar Flow Forced Convection in Ducts, *Advances in Heat Transf.*, **197** (1978), Academic Press.
- [10] Patanker S. V., *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, 11-150 (1980), Hemisphere Publishing Corporation.
- [11] Leonard B. P., *Computer Method in Fluid*, 159-195 (1980), Pentech Press, Plymouth.
- [12] 功刀資彰・一宮浩市・坂元美定, 等温加熱下の複合対流熱伝達に関する数値解析, *日本機械学会論文集*, **60**-572, B (1994), 1393-1400.
- [13] 功刀資彰・坂元美定・一宮浩市, 逆流を伴う等温水平正方形流路内の層流複合対流熱伝達, *Thermal Science & Engineering*, **2**-3 (1994), 9-17.