

## 垂直チャネル型電子機器モデルの自然空冷に関する研究\* (壁面間距離の影響について)

西野 泰史<sup>†</sup>      中川 慎二<sup>†</sup>  
今井 亮児<sup>†</sup>      石塚 勝<sup>†</sup>

## Study on Natural Convection Cooling of Electronic Equipment\* (Effects of Wall Clearance)

Yasushi NISHINO<sup>†</sup>, Shinji NAKAGAWA<sup>†</sup>,  
Ryoji IMAI<sup>†</sup> and Masaru ISHIZUKA<sup>†</sup>

### Abstract

In this study, the natural cooling of electronic equipments has been studied experimentally. The natural convection between two vertical walls modeling printed circuit boards was investigated. Velocity fields between the walls were measured using a PIV and a cooling capacity was estimated as functions of the board spacing and a heating power. It was found that the cooling capacity was small when the board spacing was less than 10mm under the condition examined. Measured velocity profiles were compared with available analytical and experimental data and the validity of the PIV measurement was confirmed.

**Key Words:** *Natural convection, PIV, Electronic equipment, Board spacing, Heat transfer, Parallel plates*

<b>記号</b>		$\Delta\bar{V}$	: 速度差	[m/s]
$a$	: 流路の奥行き方向の寸法 [m]	$\dot{V}$	: 体積流量	[m <sup>3</sup> /s]
$c$	: 基板間隔 [m]	$X$	: 片方の銅板表面からもう一方の銅板に向かう水平方向距離	[m]
$g$	: 重力加速度 [m/s <sup>2</sup> ]	$X'$	: 平板間中央から壁面に向かう距離	[m]
$k$	: 流路断面形状係数	$Y$	: モデル下端からの鉛直方向距離	[m]
$l$	: 銅板高さ [m]	$Z$	: 奥行き方向距離	[m]
$\dot{M}$	: 質量流量 [kg/s]	$\beta$	: 体積膨張率	[1/K]
$Nu$	: ヌセルト数	$\lambda$	: 空気の熱伝導率	[W/(m·K)]
$Pr$	: プラントル数	$\nu$	: 空気の動粘度	[m <sup>2</sup> /s]
$Q$	: 発熱量 [W]	$\xi$	: 代表寸法	[m]
$Ra$	: レイリー数	$\rho$	: 空気の密度	[kg/m <sup>3</sup> ]
$T$	: 温度 [K]			
$\Delta T$	: 温度差 [K]			
$V$	: 鉛直方向速度 [m/s]			
$\bar{V}$	: 鉛直方向速度の断面平均値 [m/s]			

\* 受付日: 2006年3月14日, 第43回日本伝熱シンポジウムより受付, 担当エディター: 千田 衛

<sup>†</sup> 富山県立大学大学院工学研究科 (〒939-0398 富山県射水市黒河 5180)

添字

- c* : 代表寸法として基板間隔を使用
- exp* : 実験値
- in* : 流入口
- inf* : 密閉箱内
- loss* : 損失
- max* : 最大
- out* : 流出口
- s* : 供給
- w* : 壁面
- $\xi$  : 代表寸法として $\xi$ を使用

1 緒言

近年、携帯電話やパソコンに代表される電子機器の小型化や高密度化に伴い、発熱密度が著しく増加している。それらの熱によるトラブルを回避するために、効率がよく安価な冷却手段が求められている[1]。現在、電子機器の主流な冷却手段は、ファンを用いて風を送り、強制的に冷却を行う強制空冷である。しかしファンには、騒音や振動、コスト等の問題が多いため、ファンを用いずに自然対流によって熱を大気中に拡散させて冷却を行う自然空冷が強く求められている。

ファンが取り付けられないような小型で部品が密集している機器で自然空冷が採用されることがある。これら自然空冷機器を小型化する際、自然空冷の冷却能力を損なわずにできるだけ部品の間隔を狭くしたいという要望がある。しかし現状では、部品間の空間の広さと冷却能力との関係について分からない点が多い。平行平板間の自然対流について、伝熱特性に関する研究は報告されている[2, 3]が、電子機器の筐体に相当する側壁が存在する場合の研究例は少ない。さらに、自然対流の可視化計測に関して、水流については三角らの研究がある[4]が、空気流について計測された例は極めて少ない。

自然対流によって生じる速度を測定することは重要である。これは、部品間隔が狭くなっており、自然対流によって生じた流れとそれに伴う熱移動を理解しなければ、他の部品への影響を考慮することができないためである。加熱された空気が他の部品に衝突することで、その部品を加熱することも起こりうる。

本研究では、電子機器内部にある狭い空間（基板や部品の間）での自然対流を対象として、自然対流を可視化し、部品間に生じる自然対流の速度計測と基板の温度測定を行う。それらの結果より、部品間の空間の広さと自然対流による冷却能力との関係を調べる。基板間の速度分布は PIV (Particle Image Velocimetry : 粒子画像流速測定法) を用いて測定する。PIV を用いることで、これまで測定が難しかった低流速の速度場を乱すことなく、非接触での測定

が可能となる。

2 実験装置および実験方法

図1に実験装置の全体図を示す。周囲空気からの外乱の影響を低減し、また可視化用微粒子を外部に逃がさないために、密閉箱内で実験を行った。箱は内部を観察できるよう、6面に透明アクリル板を貼り付けた体積  $600 \times 600 \times 600 \text{ mm}^3$  の立方体である。箱内部の中央に可視化対象の基板モデルを設置した。密閉箱内の上部と下部に熱電対を取り付けて温度を測定し、これを箱内空気温度とした。可視化用微粒子発生装置（日本 KANOMAX 社製）で発生させた粒子を分散させるため、密閉箱に直径 8 mm のチューブを 10 本接続した。

可視化計測には PIV 装置を用いた。PIV 装置は CCD カメラ（解像度：約 100 万画素）、ダブルパルス YAG レーザ（15 mJ/pulse）、PC で構成される。可視化用トレーサ粒子（グリコール液滴、粒子径：約  $1 \mu\text{m}$ 、静止空気中での沈降速度：約  $3.54 \times 10^{-2} \text{ mm/s}$ ）

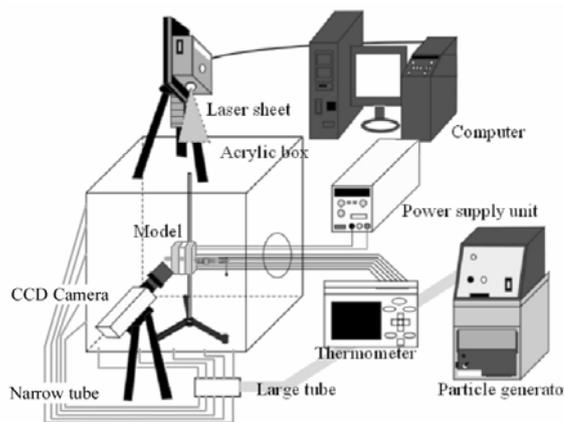


Fig. 1 Experimental apparatus

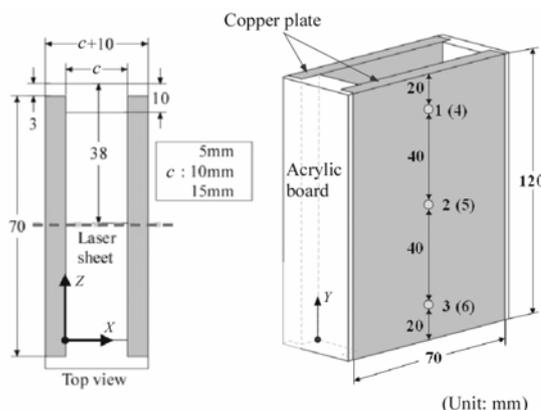


Fig. 2 Dimensions of board model

を発生させ、密閉箱内に充満させ、流れを可視化した。レーザシート光を、アクリル板に平行に、モデル中心断面に照射した。1度にモデル全体を撮影すると速度の空間分解能が悪くなるため、モデル下部・中央・上部に分けて撮影を行った。撮影画像の空間分解能は約0.05 mm/画素である。速度測定時の相関領域の大きさは32×32画素であることから、速度測定の空間分解能は1.6 mm×1.6 mmとなる。時間分解能は1 msである。それぞれの測定箇所200枚の画像を取得し、100枚の瞬時速度ベクトル図を算出した。この瞬時速度ベクトル図から平均速度ベクトルを求めた。

筐体の中に発熱源を搭載した基板が2枚入った小型の電子機器を模擬した基板モデルを用いた。基板モデルを図2に示す。電子基板を模擬した銅板と、筐体を構成する樹脂枠を模擬した凸型のアクリル板を組み合わせて、チャンネル状の基板モデルを作成した。アクリル板の凸部の大きさにより基板間隔 $c$ を5 mm, 10 mm, 15 mmと変えた。図に示すように、片側の銅板表面から他方の銅板へ向かって座標 $X$ を、チャンネル入口から鉛直上方に座標 $Y$ を定義した。

銅板裏面には発熱体としてシリコンラバーヒータを取り付け、ヒータと銅板の間にK型熱電対を6つ取り付けた。その様子を図3に示す。各ヒータに所定の電力 $Q_s$ を供給し、銅板を加熱した。一つのモデルにヒータが2枚あるため、モデル全体での発熱量は $2Q_s$ である。発生した熱量の一部は、断熱材裏面側を通して損失される。銅板からチャンネルを流れる空気に伝えられた熱量 $Q$ は、発生熱量から損失熱量 $Q_{loss}$ を差し引いて求めた。なお、断熱材表裏の温度差から求めた損失熱量 $Q_{loss}$ は、 $Q_s$ の約20%であった。

6点で測定した銅板温度のばらつきは約1 Kであったため、それらの平均値を銅板温度 $T_w$ とした。また、箱内空気温度 $T_{inf}$ として、箱内の上方・下方1

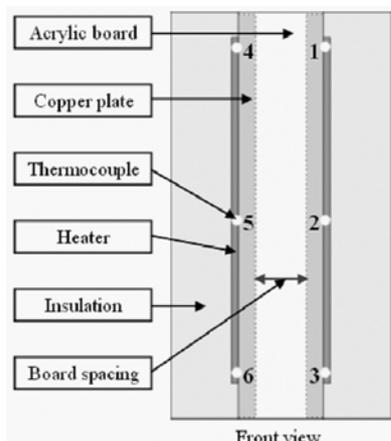


Fig. 3 Schematic diagram of model

点ずつ、計2点の測定値の平均値を採用した。上方と下方での箱内空気温度の差は最大0.8 Kであった。銅板の温度上昇値 $\Delta T$ は $T_w$ と $T_{inf}$ の差とし、定常状態での10分間の測定値を平均して求めた。

銅板の加熱を始めてから約3時間待ち、銅板及び密閉箱内空気温度が定常状態に達したことを確認した後、温度および速度を測定した。

### 3 実験結果および考察

#### 3.1 温度測定結果

ヒータへの電力供給量 $Q_s$ を1.0 W, 1.5 W, 2.0 W, 2.5 W, 3.0 Wに設定し、それぞれの条件のもと温度測定を行った。図4に電力供給量 $Q_s$ と温度上昇値 $\Delta T$ の関係を示す。

基板間隔 $c = 10$  mm および15 mmの場合を比較すると、温度上昇値はほぼ同じである。一方、 $c = 5$  mmの場合には、 $c = 10$  mm, 15 mmの場合に比べ大きな値をとる。基板間隔が10 mmよりも小さくなることで、自然空冷による冷却効果が著しく低下することが明らかとなった。

#### 3.2 温度測定結果の無次元整理

自然対流に関するデータを無次元整理する場合、レイリー数 $Ra$ とヌセルト数 $Nu$ の関係を用いることが多い。そこで、温度測定結果からレイリー数 $Ra$ およびヌセルト数 $Nu$ を算出し、本研究の結果を他の文献と比較し、妥当性を確認する。

管内の自然対流熱伝達について、壁温一定の層流熱伝達に関してヌセルト数とレイリー数の関係がまとめられている[5]。レイリー数とヌセルト数の代表長さとして、基板間隔 $c$ を基準とした代表長さ $\xi$ を用い、レイリー数 $Ra_\xi$ 、およびヌセルト数 $Nu_\xi$ を定義する。

ヌセルト数 $Nu_\xi$ は、温度上昇値 $\Delta T$ と片面からの発熱量 $Q$ から式(1)により求められる。

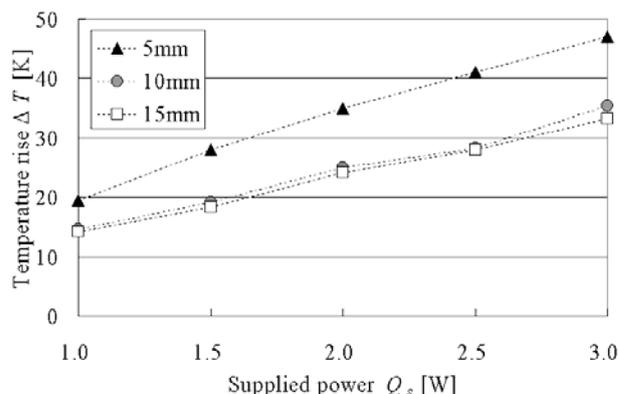


Fig. 4 Temperature rise

$$Nu_{\xi} = \frac{Q\xi}{al\Delta T\lambda} \quad (1)$$

ここで、 $al$ は伝熱面積であり、 $a$ が流路のZ方向の大きさ、 $l$ が銅板の高さである。また、 $\lambda$ は空気の熱伝導率である。代表長さ $\xi$ を式(2)のように定めることで、様々な流路形状の場合を統一的に扱うことができる[5]。

$$\xi = kc \quad (2)$$

ここで、 $k$ は流路の断面形状に依存する係数である。レイリー数  $Ra_{\xi}$  は式(3)で定義される。

$$Ra_{\xi} = Pr \cdot \frac{g\beta\Delta T\xi^4}{\nu^2 l} \quad (3)$$

ここで、 $Pr$ は空気のプラントル数であり、 $Pr = 0.7$ とした。また、 $g$ は重力加速度、 $\beta$ は体膨張係数、 $\nu$ は銅板温度  $T_w$  で評価した空気の動粘度である。体膨張係数 $\beta$ は次式(4)により計算する。

$$\beta = \frac{\rho_{inf} - \rho_w}{\rho_w \Delta T} \quad (4)$$

ここで、 $\rho_w$ と $\rho_{inf}$ は、銅板温度  $T_w$  および箱内空気温度  $T_{inf}$  で評価した空気の密度である。

温度測定結果を式(1)から式(4)に適用し、レイリー数  $Ra_{\xi}$  とヌセルト数  $Nu_{\xi}$  を計算した。その結果を図5に示す。本研究の実験値をプロットで示し、ヒータへの供給電力量別にプロット形状を統一した。代表長さ $\xi$ の係数  $k$  は、伝熱工学資料[5]を参考にし、基板間隔  $c = 15 \text{ mm}$  のとき  $k = 0.296$ 、 $c = 10 \text{ mm}$  のとき  $k = 0.324$ 、 $c = 5 \text{ mm}$  のとき  $k = 0.347$  とした。図中の線は伝熱工学資料[5]から引用した式であり、次式に示す式(5)、式(6)、式(7)である。

$$Nu_{\xi} = 0.795 \left[ \frac{Pr}{1 + 2\sqrt{Pr} + 2Pr} \right]^{0.25} Ra_{\xi}^{0.25} \quad (5)$$

$$Nu_{\xi} = Ra_{\xi} \quad (6)$$

$$Nu_c = \frac{Ra_c^{0.85}}{17.4} \left[ 1 - \exp\left(-\frac{50}{Ra_c}\right) \right]^{0.6} \quad (7)$$

式(5)は鉛直単一平板に沿う自然対流の伝熱を表す式である。レイリー数  $Ra_{\xi}$  を無限大に近づけた場合は式(5)に漸近し、レイリー数が大きい範囲では、単一平板の式で評価できる。式(6)は鉛直管路内を流れる自然対流が十分発達した場合の伝熱を表す式であ

る。レイリー数  $Ra_{\xi}$  を 0 に近づけた場合は式(6)に漸近する。式(7)は有限幅平行平板の場合の実験値から求められ、その有効範囲は  $0.3 < Ra_c < 1600$  である。ここで、 $Nu_c$  および  $Ra_c$  は基板間隔  $c$  を代表長さとするヌセルト数とレイリー数であり、図5には、式(2)を利用して換算した値を示した。代表寸法の係数  $k$  の値により曲線は異なるので、3つの代表寸法について示した。

図5をみると、本研究の結果は定性的には式(5)から式(7)に一致するが、その値は大きいことがわかる。本研究で用いたモデルでは、2枚の等温銅板をアクリル製の壁面で接続しているため、チャンネルを構成する壁面のうち、2面だけ等温加熱壁面である。一方、文献値[5]は代表寸法 $\xi$ により様々な管路形状に対応するが、長方形管路の場合は4面を加熱した場合のデータである。このような境界条件の違いがヌセルト数の定量的な差異の原因と考えられる。

$c = 5 \text{ mm}$  の場合には、レイリー数とヌセルト数が

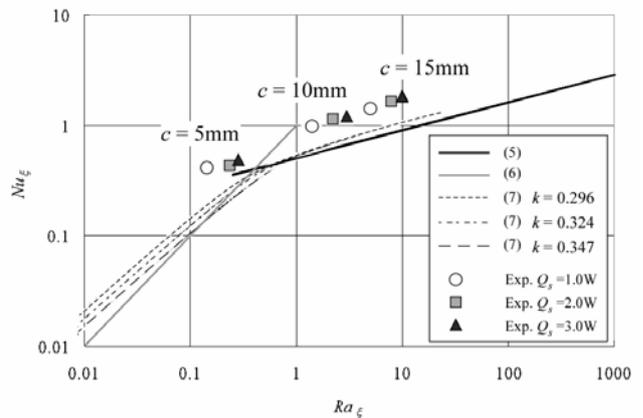


Fig. 5 Relationship between  $Ra_{\xi}$  and  $Nu_{\xi}$

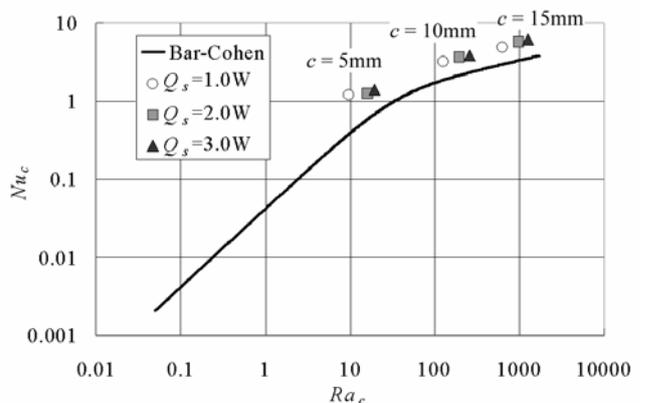


Fig. 6 Relationship between  $Ra_c$  and  $Nu_c$

1 より小さく、冷却性能が低いことが確認できる。

Bar-Cohen と Rohsenow[2]は、解析的な方法によって、垂直平行平板間自然対流のヌセルト数とレイリー数の関係を調べている。図 6 に、彼らの提案する整理式 [式(8)] と本研究の結果の比較を示す。両者は定性的に一致している。

$$Nu_c = \left[ \frac{576}{Ra_c^2} + \frac{2.873}{\sqrt{Ra_c}} \right]^{-1/2} \quad (8)$$

### 3.3 速度測定結果

基板間の広さとその間を流れる自然対流の速度分布との関係を調べるため、PIV 計測を行った。基板間隔  $c$  を 15 mm, 10 mm, 5 mm と変化させ、それぞれの場合について、基板間を流れる自然対流の速度分布を定量的に測定した。

図 7 に基板間隔  $c = 15$  mm の場合の速度分布を示す。加熱量をパラメータとし、鉛直方向速度成分  $V$  の水平方向分布を示す。  $X = 0$  mm が左銅板の表面、  $X = 15$  mm が右銅板の表面の位置である。チャンネル入口からの距離  $Y$  が 10 mm, 60 mm, 110 mm での速度を示した。

チャンネルの中央部で速度が大きくなる速度分布である。チャンネル中央部では、速度分布の平坦な領域が存在する。加熱量が 1.0 W の場合、この平坦部の領域は約 5 mm であり、加熱量が多い場合の約 8 mm に比べて狭い。

壁面の近傍には、トレーサ粒子の観察できない薄い層が発達した。この層は、速度の遅い領域と考えられ、  $Y$  の増加や加熱量の増加とともに発達し、厚くなった。その厚さは 1 mm 以下から 2 mm 程度で

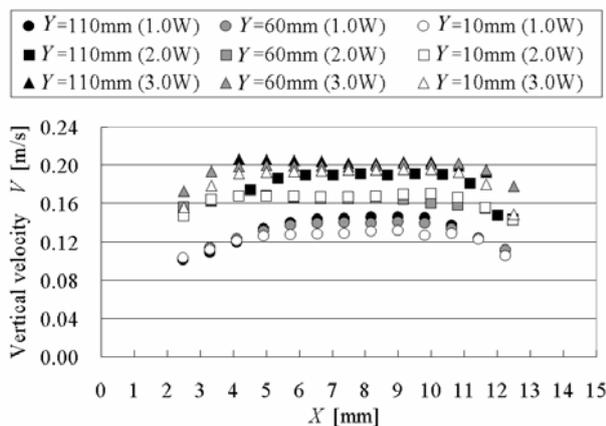


Fig. 7 Velocity distributions ( $c = 15$  mm)

あり、この領域では、速度の測定が困難であった。

加熱量の増加に伴い、チャンネル内を通過する空気の流速が増加することが確認できる。例えば、  $Y = 10$  mm の場合、  $Q_s = 3.0$  W のほうが  $Q_s = 1.0$  W よりも約 0.06 m/s だけ速度が大きい。

入口からの距離  $Y$  が増加すると、最高速度も増加した。  $Q_s = 1.0$  W の場合についてみると、  $Y = 110$  mm における速度のほうが  $Y = 10$  mm の位置での速度より約 0.02 m/s 大きいことが確認できる。

図 8 に基板間隔  $c = 10$  mm の場合の速度分布を示す。  $X = 0$  mm の位置が左銅板の表面、  $X = 10$  mm が右銅板の表面の位置である。

定性的には、  $c = 15$  mm の場合と同様に、加熱量の増加および基板下端からの高さ  $Y$  の増加に伴い、最高速度が増加した。

図 7 と図 8 を比較すると、  $c = 10$  mm の場合のほうが  $c = 15$  mm の場合よりも中央付近での速度が大きい。  $Y = 10$  mm の位置で比較すると、  $Q_s = 1.0$  W のとき約 0.01 m/s,  $Q_s = 3.0$  W のとき約 0.02 m/s 大きい。

前述したように、壁面近傍ではトレーサ粒子が行き渡らず、速度が測定できない領域がある。その領域の大きさは、  $c = 15$  mm の場合と同程度である。そのため、流路の幅が狭い  $c = 10$  mm では、相対的に速度の測定できない領域が大きくなった。

基板間隔  $c = 5$  mm の場合、  $Q_s = 1.0$  W では基板下端からの高さ  $Y = 80$  mm 付近までは PIV 計測が可能だったが、  $Y = 80$  mm より上方では計測できなかった。さらに、加熱量が増えると、前述したトレーサ粒子の観察されない領域と基板間隔が同程度になるため、速度が計測できない。

$c = 10$  mm と 15 mm の場合を比較すると、基板間隔が小さい  $c = 10$  mm の場合に放熱性能が低下すると予想される。しかし、チャンネル内の流速は  $c = 10$

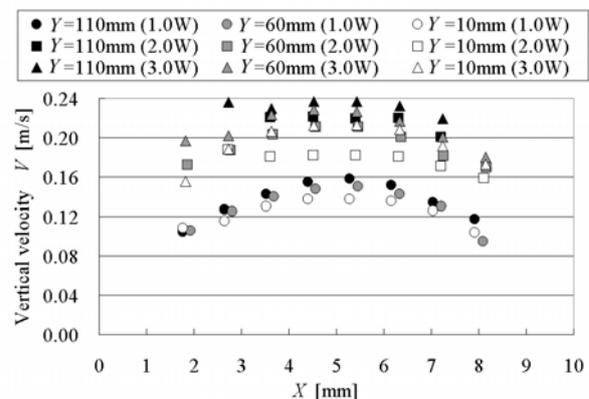


Fig. 8 Velocity distributions ( $c = 10$  mm)

mm の場合の方が大きい。そのため、図 4 に示した温度上昇値の差は小さかったと考えられる。

図 9 に、銅板間中央付近 ( $c = 15 \text{ mm}$  では  $X = 7.5 \text{ mm}$ ,  $c = 10 \text{ mm}$  では  $X = 5.4 \text{ mm}$ ,  $c = 5 \text{ mm}$  では  $X = 3.3 \text{ mm}$ ) における、高さ  $Y$  と  $Y$  方向速度成分  $V$  との関係を示す。なお、 $c = 5 \text{ mm}$  の場合、計測が可能であった加熱量  $Q_s = 1.0 \text{ W}$  の基板下端から  $Y = 80 \text{ mm}$  の位置までのみを示した。

どの加熱条件においても、 $c = 15 \text{ mm}$  よりも  $c = 10 \text{ mm}$  の場合に、速度が大きいことがわかる。前述のとおり、レイリー数の増加にともなってヌセルト数も増加する。ただし、チャンネル内の流速は、単純に増加するのではない。

$c = 5 \text{ mm}$  の場合、同じ加熱量 ( $Q_s = 1.0 \text{ W}$ ) の他の場合に比べて、速度が小さいことがわかる。そのため、 $c = 5 \text{ mm}$  の場合に冷却能力が低下したと考えられる。

流入口からの距離の増加に伴い、銅板間中央付近での速度が増加する要因として、(1)空気温度の上昇によって体積流量が増加したこと、および、(2)流れがチャンネル上方に進むに従い、速度分布が変化し、中央部での速度が増加したこと、の 2 点が考えられる。壁面近傍での速度計測が困難であるため、ここでは、1 番目の要因が及ぼす影響について検討する。

チャンネルに流入する質量流量  $\dot{M}_{in}$  と流出する質量流量  $\dot{M}_{out}$  は、流入部での体積流量  $\dot{V}_{in}$ 、密度  $\rho_{in}$  と流出部での体積流量  $\dot{V}_{out}$ 、密度  $\rho_{out}$  を使って次式で表される。

$$\dot{M}_{in} = \dot{V}_{in} \rho_{in}, \quad \dot{M}_{out} = \dot{V}_{out} \rho_{out} \quad (9)$$

ここで、質量保存則より、流入および流出する質量

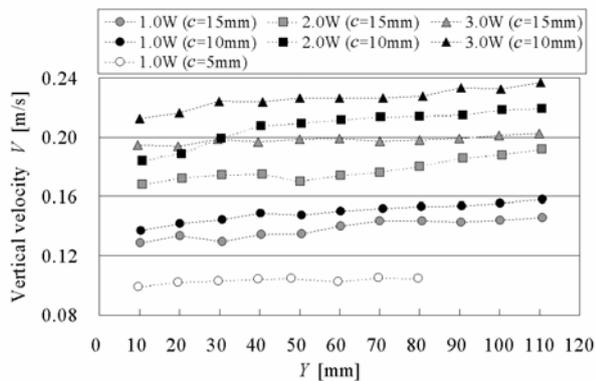


Fig. 9 Velocity distribution at the centerline of channel ( $X = 7.5 \text{ mm}$ ,  $c = 15 \text{ mm}$ ;  $X = 5.4 \text{ mm}$ ,  $c = 10 \text{ mm}$ ;  $X = 3.3 \text{ mm}$ ,  $c = 5 \text{ mm}$ )

流量は等しくなるため、式(9)の 2 式が等しいとおき次式を得る。

$$\dot{V}_{out} = \frac{\rho_{in}}{\rho_{out}} \dot{V}_{in} \quad (10)$$

チャンネルの断面積は基板間隔  $c$  と流路の  $Z$  方向寸法  $a$  の積であり、入口および出口での断面平均流速は次式で求められる。

$$\bar{V}_{in} = \dot{V}_{in} / ac, \quad \bar{V}_{out} = \dot{V}_{out} / ac \quad (11)$$

以上のことから、チャンネル出口と入口での断面平均流速の差  $\Delta \bar{V}$  は次式で与えられる。

$$\Delta \bar{V} = \bar{V}_{in} \left( \frac{\rho_{in}}{\rho_{out}} - 1 \right) \quad (12)$$

式(12)で求めた速度差  $\Delta \bar{V}$  を表 1 に示す。また、表 1 には実験から求めた速度差  $\Delta \bar{V}_{exp}$  (図 9 において、 $Y = 110 \text{ mm}$  と  $Y = 10 \text{ mm}$  での速度の差) も示す。なお、平行平板間流れの放物線の速度分布を仮定し、入口での断面平均流速  $\bar{V}_{in}$  は、 $Y = 10 \text{ mm}$  で測定した最大流速  $V_{max}$  の 2/3 倍とした。入口での密度は箱内空気の密度  $\rho_{inf}$ 、出口での密度は加熱基板近傍の空気密度  $\rho_w$  とした。

Table 1 Velocity increase caused by density change

$c$ [mm]	$Q_s$ [W]	$\Delta \bar{V}_{exp}$ [m/s]	$V_{max}$ [m/s]	$\bar{V}_{in}$ [m/s]	$\Delta \bar{V}$ [m/s]
15	1.0	0.046	0.129	0.086	0.0042
	2.0	0.024	0.168	0.112	0.0098
	3.0	0.008	0.195	0.130	0.0162
10	1.0	0.021	0.021	0.014	0.0047
	2.0	0.035	0.035	0.023	0.0113
	3.0	0.024	0.024	0.016	0.0189
5	1.0		0.099	0.066	0.0045

式(12)から求めた速度差  $\Delta \bar{V}$  は、ほとんどの場合において、実験値  $\Delta \bar{V}_{exp}$  よりも小さい。このことから、チャンネル中央部において出口側で流速が増加することに対しては、速度分布の変化による寄与が大きいと考えられる。 $c = 15 \text{ mm}$ ,  $Q_s = 3.0 \text{ W}$  の場合には、 $\Delta \bar{V}$  が  $\Delta \bar{V}_{exp}$  より大きい。これは、速度分布の形状が他の条件とは異なり、速度分布のピーク位置が流路中央から基板側に移るためと考えられる。

### 3.4 速度分布の比較

計測により得られた速度分布を、解析的に得られた速度分布および先行研究の実験結果と比較し、その妥当性を検討する。

図 10 の左に示すように、単独の等温平板に沿って形成される自然対流境界層については、解析的に速度分布が得られている[6]. 本研究で対象とするモデルは、2 枚の加熱平板で構成されている. そこで、平板間の速度場を推定するため、単独平板に対して得られた速度分布がそれぞれの平板上でも発達すると仮定する.

図 10 に点線で示すように、左側の平板に沿って発達する速度分布と右側の平板に沿って発達する速度分布とを重ね合わせ、太線で示すように、平板間に形成される速度分布と仮定し、速度分布を算出した.

実験値と計算値との比較を図 11 に示す. 図 11 は、平板間距離が最も広い場合 ( $c = 15 \text{ mm}$ ) における出口付近 ( $Y = 110 \text{ mm}$ ) の結果である.

実験値と計算値の速度分布形状は一致していない. この理由の一つに、実験はチャンネル型のモデルであるため、チャンネル入口から流入する空気以外に流量の追加がないことが挙げられる. 計算では周囲流体の巻き込みにより、 $Y$  が大きいほど流量は増える. 流量が追加されるかどうか、速度分布形状の変化に大きく影響している.

加熱量が最も小さい場合 ( $Q_s = 1.0 \text{ W}$ )、流路中央部での速度は近い値をとる. しかし、実験では中央が最も速い凸型の分布となるのに対して、解析値はやや外側が大きな値をとる.

加熱量が多い場合、流路中央部での実験結果と解析解の差は大きくなる. 解析解の最大速度は両壁面近傍に生じるのに対して、実験値は平坦な速度分布となる. 定性的には異なる結果であるが、最大速度の大きさは比較的近い.

図 11 のグラフを数値積分して流量を求めると、解析値と実験値の差は、 $Q_s = 1.0, 2.0, 3.0 \text{ W}$  に対して、それぞれ 34.2%, 12.3%, 8.5% である. ただし、実験で測定できない壁面近傍の速度分布を直線で近似したため、壁面近傍の速度分布を正しく求めれば、この差は小さくなると思われる.

なお、平板間距離が小さい場合、解析値は実験値よりも大きな値をとる. また、単独平板上で発達する境界層の厚さが平板間隔を上回るため、重ね合わせることが困難となる.

Elenbaas[3]は、平行平板間の二次元的な自然対流に対して、平板間距離が 0 に近づく場合を考え、平板間の流体の温度は壁面と同じ温度になり、高さ方向には速度分布が変化しないと仮定して、次式の速度分布を求めた.

$$v = \frac{g\Delta T}{2\nu T_{inf}} \left( \left( \frac{c}{2} \right)^2 - X'^2 \right) \quad (13)$$

ここで、 $X'$  は平板間の中心を原点とした壁面に垂直方向の距離であり、式(13)は放物線を表す.

$c = 5 \text{ mm}$ ,  $Q_s = 1.0 \text{ W}$  での実験値と式(13)との比較

を図 12 に示す. 実験値は  $Y = 10 \text{ mm}$  から  $Y = 80 \text{ mm}$  まで  $10 \text{ mm}$  ごとに 8 つデータをプロットした. 実験では基板間距離が有限であり、実験値と解析値は一致しない. 実験値は約  $0.10 \text{ m/s}$  であるが、解析値は  $0.12 \text{ m/s}$  となり、約 20% の差が生じた.

藤井ら[7]は、鉛直平行平板群における自然対流速度分布を LDV (Laser Doppler Velocimetry) を用いて計測した. 図 13 に、 $c = 10 \text{ mm}$  の実験結果を藤井の実験値と比較したものを示す. 藤井らの結果は、測定点 5 点の結果とその最小二乗近似により得られた分布[7]である.

藤井らの実験では、等熱流束加熱が行われ、基板間隔は  $9.7 \text{ mm}$ 、基板片側からの発熱量は  $2.8 \text{ W}$  に相当する. 基板の大きさは、幅  $237 \text{ mm} \times$  高さ  $285 \text{ mm}$  であり、5 枚の基板と 2 枚の亚克力側壁により、4 つのチャンネルが形成された. 計測位置は、高さ・奥行き方向ともに中央の位置である.

両実験で基板の大きさや加熱条件が異なるが、速度分布は定性的に一致している.

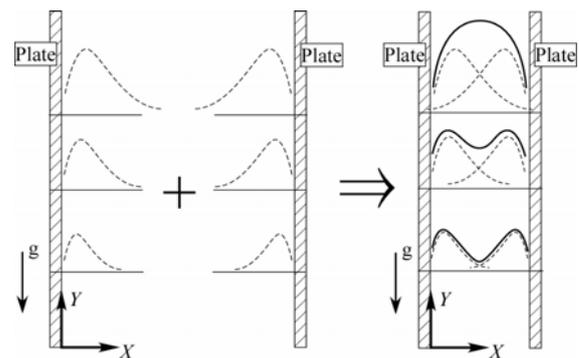


Fig. 10 Schematic of a simple compound velocity distribution

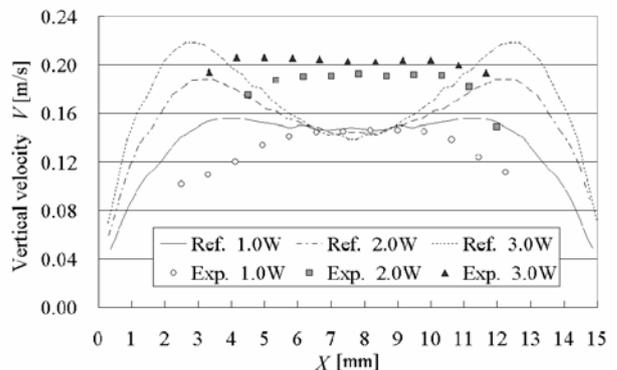


Fig. 11 Comparison of velocity profiles at  $Y = 110 \text{ mm}$  for  $c = 15 \text{ mm}$

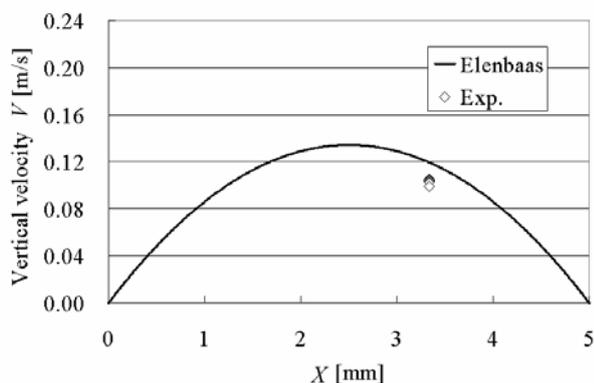


Fig. 12 Comparison of velocity profiles for  $c = 5$  mm

#### 4 結 言

加熱した2枚の電子基板モデル間を流れる自然冷却流の可視化計測と温度測定により、自然空冷能力に基板間隔が与える影響を調べた。以下の知見を得た。

基板間隔が10 mmと15 mmでは温度上昇値に大きな差は見られなかったが、基板間隔が5 mmでは温度上昇値が大きくなった。したがって、本実験の3種類の基板間隔においては、自然空冷能力を保ったまま間隔を狭く出来るのは、10 mmまでである。

基板間隔が5 mmの場合、基板間を流れる対流の速度が他の場合よりも小さい。十分に自然対流冷却流が流れないため、温度上昇が大きくヌセルト数も小さくなる。基板間隔10 mmの場合、基板間隔15 mmの場合よりも流速が大きくなる。レイリー数は基板間隔15 mmの方が大きくなることから、基板間の流速はレイリー数の増加にともなって単調に増加するのではないことが明らかとなった。

基板間隔が15 mmの場合、単独平板の速度境界層を重ね合わせて得られる速度分布から、加熱量の低い場合は約10%、加熱量の高い場合に約35%の誤

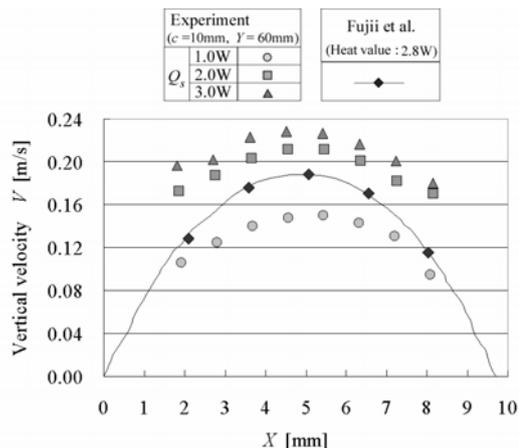


Fig. 13 Comparison of velocity profiles for  $c = 10$  mm

差で、流量を見積もることが可能である。

#### 参考文献

- [1] 北村陽児, 石塚勝, 中川慎二, “薄型自然空冷機器の筐体傾きによる煙突効果(第2報)”, *機論*, **71**-706, B (2005), 1625-1632.
- [2] Bar-Cohen, A. and Rohsenow, W.M. “Thermally optimum spacing of vertical, natural convection cooled, parallel plates”, *J. Heat Transfer*, **106** (1984), 116-123.
- [3] Elenbaas, W. “Heat dissipation of parallel plates by free convection”, *Physica*, **9** (1942), 1-28.
- [4] 三角利之, 蒲池雅樹, 北村健三, “垂直な加熱平板列まわりに生じる自然対流の流動と伝熱”, *機論*, **68**-671, B (2002), 2106-2113.
- [5] 日本機械学会, 伝熱工学資料(改訂第4版), (2001), 73-74.
- [6] Incropera, F.P. and DeWitt, D.P. *Fundamentals of heat and mass transfer* (1996), John Wiley & Sons, 489.
- [7] 藤井丕夫, 儀間悟, 富村寿夫, 張興, “鉛直平行平板群からの自然対流に関する実験的研究”, *機論*, **59**-566, B (1993), 3224-3229.