平行平板流路の壁面に置かれたモジュールから 強制対流空気への複合熱伝達*

(モジュール周辺の断熱壁温と熱伝達率の分布)

中山 恒*¹, 朴 商 熙*²

Conjugate-Mode Heat Transfer from a Module on the Floor of a Parallel-Plate Channel to Forced Convective Air Flow (Adiabatic Wall Temperature and Heat Transfer Coefficient Around the Module)

Wataru NAKAYAMA and Sang Hee PARK

This paper is one of the serial reports on an experimental study of heat transfer from a simulated module ($31 \times 31 \times 7 \text{ mm}^3$) mounted on the floor of a parallel-plate channel (20 mm high, 320 mm wide, and 650 mm long) to forced convective air flow (1-7 m/s). In this report, particular attention is directed to the heat transfer from the floor which is under fluid mechanical and thermal influences of the module. Two combinations of the module and the floor are employed: a heated module on an adiabatic floor (HM/AF) and an adiabatic module on a heated floor (AM/HF). Liquid-crystal thermography is used to determine the adiabatic floor temperature (T_{ad}) on the HM/AF floor, and the heat transfer coefficient based on the difference between the surface temperature and T_{ad} on the AM/HF floor. Additional information is obtained through measurements of velocity and temperature of air in the channel. Plots of T_{ad} and h_w show marked effects of flow development from the module and dispersion of thermal wake near the module. The distributions of air temperature and velocity defect from the undisturbed channel flow velocity show similar features to those of T_{ad} -isotherms.

Key Words: Forced Convection, Air-Cooled Module, Thermal Wake, Adiabatic Floor Temperature, Heat Transfer Coefficient, Liquid Crystal Thermography

1. 緒 言

集積回路技術の進歩はプリント回路基板 (PCB) 上の幾何学的状況を変えつつある。特に中小型コンピュータでは、論理処理機能を一個のモジュールに集約する方向に進んでいる。その結果、PCB上に置かれた一個の強力な発熱源 (論理モジュール) の温度管理が重要な技術課題になりつつある。本研究では実際の状況を単純化し、図1に示す複合伝熱システムを考える。

PCB上に置かれた1個のモジュールからの伝熱量は複数の経路を通じて冷却空気流へ到達する。主な伝熱経路と伝熱量としては、モジュール表面から直接空気流へ伝わる伝熱量 Q_A と、モジュールから熱伝導によりリードピンと基板を通り、その後基板から空気へと伝わる熱量 Q_B がある。後者の熱伝達状況はモジュール周辺の空気の3次元流動、基板を通る熱伝導、モジュール後方の熱渦流及び壁面上の熱境界層の発達に関連し合うのでかなり複雑である。こうした複雑さのためこれまでに研究された事例は少く、放熱設計に役立つデータは極めて少

ない。筆者らは前報⁽¹⁾でこの問題への巨視的アプローチを試みた。即ちモジュールの発熱量 Q_M と冷却空気入口温度 T_0 が与えられたとき、モジュール温度 T_M を求める手順を考え、設計計算に必要な諸パラメータを実験的に求めた。諸パラメータとはモジュールから空気への直接対流熱コンダクタンス U_A 、モジュール支持部と基板から空気へ至る伝熱経路の熱コンダクタンス U_B 、さらに U_B のうち基板上の複合伝熱 (熱伝導+対流伝熱) のコンダクタンス成分 U_{BB} である。その結果、モジュールからの直接伝熱成分 Q_A と U_{BB} との間の大きな関連を示唆するデータを得た。

こうしたデータを解釈するには基板上の複合伝熱に関するより詳細な研究が必要である。そこで本報告の研究では、複合熱伝達の推定に必要なデータベースを確立することを目的とし実験を行った。

図1 モジュールからの伝熱経路及び伝熱量

* 原稿受付 平成6年8月4日。

*¹ 正員, 東京工業大学工学部 (〒152 東京都目黒区大岡山2-12-1)。

*² 東京工業大学大学院。

チャンネルの壁面に置かれた立方体からの熱伝達に関する研究は多くなされている。電子機器に関する研究^{(2)~(10)}ではモジュールからの直接熱伝達(Q_A)を対象にし、壁面の熱伝達は詳しく検討されておらず、また多数のモジュールが配列されている状況を対象にしたものが多い。モジュール/壁面/空気の経路を通る複合熱伝達に関しては僅かにOrtegaら⁽¹¹⁾の研究があるのみで、但し壁面に埋め込まれた熱源(高さゼロ)を仮定しており、実際の状況とは言えない。

電子機器以外の対象を考えた研究では、壁面上の物体周りの詳細な流動を調べた研究^{(12)~(16)}、物体からの熱伝達を調べた実験研究^{(17)・(18)}がある。一方、秋野ら⁽¹⁹⁾は物体の存在により影響される壁面の温度分布を可視化している。本研究ではこの方法を参考にし、但し秋野らの研究には見られない実験状況を作り、熱設計に有用なデータの整理法を試みた。

2. 記号

- A_{up} : dAの上流に位置する表面要素の総和 [m²]
 dA : 表面要素 [m²]
 d_H : チャンネル高さ [m]
 F : 熱渦流因子, 式(7) [K/W]
 h : 熱伝達率, 式(2) [W/m²K]
 h_M : モジュール上の熱伝達率 [W/m²K]
 h_w : 壁面上の熱伝達率 [W/m²K]
 $h_{x'}$: モジュールの影響を受けない壁面上の熱伝達率 [W/m²K]
 l_w : 温度降下が発生する距離のオーダー, 式(1)
 L : モジュール長さ [m]
 Num : モジュール上の平均ヌセルト数, 式(10)
 Nu_{xp} : 局所ヌセルト数, 式(8)
 Pr : プラントル数
 q : 熱流束 [W/m² または W/cm²]
 Q_A : モジュールから空気への直接放熱量 [W]
 Re : チャンネルレイノルズ数
 Re_{xp} : 局所レイノルズ数
 $R_{lm,xy}$: 微小壁面要素間のxまたはy方向の熱抵抗 [K/W]
 $R_{lm,z}$: ヒータ面から空気への熱抵抗 [K/W]
 t_w : 壁面の厚さ [m]
 T : 空気温度 [°C]
 T_{ad} : 断熱表面温度 [°C]
 T_M : モジュール温度 [°C]
 T_o : チャンネル入口での空気温度 [°C]
 T_s : 壁表面温度 [°C]
 $\Delta T = T - T_o$ [K]

- u : 局所速度 [m/s]
 u' : 乱流強度 [m/s]
 u_{pp} : モジュールの影響を受けない壁面上の速度 [m/s]
 V : チャンネル内で平均速度 [m/s]
 W_H : チャンネル幅 [m]
 x : モジュールの前縁を基準にとった流れ方向の座標
 x' : ラーバヒータの前縁からのx方向の距離 [m]
 x_p : チャンネル直線部前縁からの距離 [m]
 y : スーパン方向座標
 z : 垂直方向座標
 Γ : 無次元因子, 式(11)
 λ : 空気の熱伝導率 [W/mK]
 λ_w : 壁面の熱伝導率 [W/mK]
 ν : 空気の動粘性係数 [m²/s]
 ξ : 壁面の非加熱部分の長さ [m]

3. 壁面からの熱伝達に関する考察

本節では壁面上の複合熱伝達過程の考察を行い、実験計画とデータの整理法について述べる。

チャンネル壁の温度はモジュールの縁から離れるに従い降下する。壁を放熱フィンと見なすと、大きな温度降下が生じる距離 l_w は、フィン効率の理論から

$$l_w = \sqrt{\frac{\lambda_w t_w}{h_w}} \quad \text{..... (1)}$$

ここで、 λ_w と t_w は壁面の熱伝導率と厚さ、 h_w は熱伝達率である。壁面からの伝熱量の推定には l_w の距離内の h_w に関するデータが重要である。さらに、モジュールからの放熱により暖められた空気が覆う壁面領域では、 h_w の定義に空気温度上昇の影響を考慮する必要がある。このため断熱壁温 T_{ad} の概念を導入する。

いま、モジュール表面または壁面上の表面要素 dA からの熱伝達を考える。熱伝達率を次式のように定義する。

$$h = \frac{q}{T_s - T_{ad}} \quad \text{..... (2)}$$

ここで、 T_s は表面温度、 q は dA 上の熱流束である。 dA の上流に位置する表面要素からの熱伝達により、 dA 近傍の空気温度は主流の温度よりも高くなる。 $(T_{ad} - T_o)$ はこの上昇分である。もし $q=0$ ならば、 $T_s=T_{ad}$ 、このため“断熱壁温”と呼ぶ。この概念は温度の重ね合わせの原理を基にして、特にPCBの熱設計のように熱源分布に大きい自由度を有するシステムの熱計算を行う場合に有用である。断熱壁温又は同種の概念は、配列モジュールからの熱伝達に関する従来の研究^{(20)~(24)}に見られる。

本研究の対象は従来の配列モジュールに比べさらに複雑な状況を有する。いま表面要素 dA' から発生した熱渦流が要素 dA に到達したとする。 dA' からの放熱により空気塊は次式に従い熱量をもらう。

$$q'dA' = h'(T_s' - T_{ad}')dA' \quad (3)$$

ここで、 q' は dA' 上での熱流束、 h' は熱伝達率、 T_s' は表面温度、及び T_{ad}' は断熱表面温度である。 dA 上の T_{ad} に及ぶ $q'dA'$ の寄与度を表す重み因子を F' (単位 K/W)と記す。 dA 上の T_{ad} は

$$T_{ad} - T_0 = \int_{A_{up}} F'h'(T_s' - T_{ad}')dA' \quad (4)$$

ここで、 T_0 はチャンネル入口での空気温度、 A_{up} は dA の上流に位置する表面要素の総和である。 F' を実験的に求めることは、不可能ではないにしても膨大な数の手順を必要とする。このため本実験では次の仮定を導入した。

[1] モジュール上流の壁面要素から生じた熱渦流はモジュール上の熱伝達に重大な影響を及ぼさない。即ち、

$$(dT_{ad})_M \ll (T_M - T_0) \quad (5)$$

[2] モジュールから発する渦流に覆われない壁面の熱伝達率は平行平板チャンネルの入口領域での熱伝達率にはほぼ等しい。即ち、そこでの hw は $(T_s - T_0)$ を基にして定義できる。さらにこの領域では hw が比較的大きく、 hw は壁面の熱的条件(即ち等温壁面かあるいは一様熱流束面か)から大きな影響を受けない。

[3] 渦流域内の熱伝達率(hw)は $(T_s - T_{ad})$ を基にする。但し、 T_{ad} の決定にはモジュールからの熱渦流の影響が支配的で、壁面自体の放熱による温度境界層の発達 T_{ad} に大きな影響を及ぼさない。こうすると、式(4)において $h'(T_s' - T_{ad}')dA'$ はモジュール表面からの局所放熱量 $q'dA'$ で、これはモジュールからの直接放熱量 Q_A に比例する。 A_{up} を壁面要素から上流に位置するモジュール表面の面積、 q' と Q_A を結ぶ比例係数を f' (モジュール表面の場所により異なる)とし、

$$F = \int_{A_{up}} F'f'dA' \quad (6)$$

と記す。ここで式(4)で $h'(T_s' - T_{ad}')dA' = q'dA' = Q_A f'dA'$ と置き式(6)を用いると、以下に示す式(7)が得られる。 F は $[K/W]$ の単位を有し、熱渦流が壁面近くに運ぶエンタルピー輸送を熱抵抗の形に表現したものである。

上記の仮定に基づいて後に述べるように加熱モジュールと断熱壁(HM/AF)及び断熱モジュールと加熱壁(AM/HF)の組合せを用い F と hw を求めた。HM/AFの実験により T_{ad} を測定し、式(7)から F を求めた。また、AM/HFの実験では壁面の熱流束 q を一様に保ち、壁面温

度 T_s を測定し、この場合仮定[3]により近似的に $T_{ad} = T_0$ と置き得るので、式(2)から $T_{ad} = T_0$ と置き hw を求めた。

$$F = \frac{T_{ad} - T_0}{Q_A} \quad (7)$$

4. 実験装置及び方法

本研究で使用した試験部の寸法を図2に示す。チャンネルの試験部は長さ650mm、断面積 20×320 mmの寸法を有している。壁面に $31 \times 31 \times 7$ mm³の模擬モジュールが置かれており、モジュール前縁からチャンネル入口までの距離は120mmである。室内空気はダクトシステムの末端に設置した吸入型ブロウにより試験部に吸い込んだ。なお、チャンネル入口にはベルマウスを設けてある。その他のダクトシステムの詳細は前報⁽¹⁾に記した通りである。チャンネル入口の空気温度は直径0.2mmのCu-Co熱電対で測定した。流れ方向に x 軸、スパン方向に y 軸および壁面に垂直方向に z 軸をとった。 x はモジュールの前縁から、 z は基板の面から測る。

本研究では図3(a)、(b)に示す2種類のモジュールと壁面の組合せを用いた。図3(a)がHM/AF、図3(b)がAM/HFである。

4・1 断熱壁温の測定 図3(a)の模擬モジュールは、 31×31 mm²の面積と厚さ4mmを有する正方形銅板の裏面に4枚のセラミックヒータを半田接合して作った。チャンネル壁は長さ550mm、幅320mm及び厚さ1mmの亚克力板で、その底面は厚さ10mmの発泡スチロールにより断熱した。モジュールの下は電力リードを通すためくり抜いてある。モジュールの支持部の熱抵抗はきわめて大きくし、(496K/W)⁽¹⁾、モジュールから壁面へ直接伝わる熱量を無視できるほどにした。

図2 テスト部の寸法

図3 モジュールと壁面の組合わせ

但し、電力リードを通る損失が比較的大きく、別の装置を用いてリードの熱抵抗を実験的に決定した。求めた熱抵抗値は 32K/W であった⁽¹⁾。モジュールからの熱放出量 Q_A はヒータへの供給電力から電力リードを通る熱損失量を引いた有効伝熱量である。モジュール温度 T_M の測定方法は前報⁽¹⁾に記した通りである。

断熱壁温度 T_{ad} を測定するため液晶膜を壁面に厚さ 0.2mm の木綿布を介して接着した。壁面、布、液晶膜はそれぞれ両面テープにより接着した。用いた液晶はマイクロカプセル化されたコレステリック型である。液晶膜は、ポリアステルフィルム (0.1mm 厚さ)/保護物質 (0.11mm 厚さ)と黒色接着層 (0.01mm 厚さ)の間に挟まれた厚さ 0.05mm の感温液晶層とから構成されている。液晶膜は測温範囲が $32.3\sim 39.6^\circ\text{C}$ のもので、高温側から紺、青、緑、赤、茶色の順に5種類の色を示す。特に、 33.7 (赤/緑)と 37°C (緑/青) ($\pm 0.3^\circ\text{C}$ 以内)の変色境界が識別容易で、これらの境界を測定に用いた。液晶の指示温度の検定はあらかじめ液晶フィルムの表面に5本の熱電対を張り付けて行なった。

写真撮影はチャンネル上方に設置したカメラと2台の照明用ストロボを用いて行った。印画したカラー写真から色分布に対応する温度を推定した。

4・2 壁面上の熱伝達率の測定 図3(b)のAM/HFではアクリルモジュール ($31\times 31\times 7\text{mm}^3$)を一様熱流束壁面上に置いた。壁面は厚さ 1mm のアクリル板の表面に 0.3mm (厚さ) $\times 225\text{mm}$ (幅) $\times 285\text{mm}$ (長さ)の寸法を有するラバーヒータを接着して構成した。ヒータは 21.8Ω の電気抵抗を有する細いニクロムワイヤで、プラスチック接着層内に埋め込まれている。直流電源を用いヒータを加熱した。ラバーヒータの前縁はチャンネル直線部前縁から 40mm 、モジュールの前面から

50mm の距離に位置している。ラバーヒータ表面には同じ寸法の液晶膜を接着した。液晶膜の特性は上記のHM/AFに用いたものと同じである。

液晶膜の z 方向の比熱抵抗は $0.0008\text{cm}^2\text{K/W}$ と推定される。表面熱伝達率は $10\sim 50\text{W/m}^2\text{K}$ の範囲にあり、ヒータ面から空気への熱抵抗 ($R_{1m,z}$) は $0.001\sim 0.005\text{cm}^2\text{K/W}$ の範囲にある。一方、 1cm^2 の微小要素の中心から 1cm 距った隣りの要素までの x または y 方向の熱抵抗 ($R_{1m,xy}$) は $0.05(\text{cm}^2)\text{K/W}$ と推定される。従って、熱抵抗比、 $R_{1m,z}/R_{1m,xy}$ は $0.02\sim 0.1$ と十分に小さく、壁面上で一様熱流束の条件は十分な精度で実現されていると考えられる。

但し、本実験で用いたラバーヒータは市販のもので、モジュール下部の部分を取り除くことができなかった。このためモジュールは下面から加熱されることになった。しかし、厚さ 7mm のアクリルモジュールは大きい熱抵抗 (35K/W)を呈するので、モジュール表面は室温に近い。このことをモジュール上面に液晶膜を接着して確かめた。モジュール直下のヒータ部分は上面と下面に大きな熱抵抗が存在するから、ヒータから生じた熱はモジュール周辺の壁面に拡散すると考えられる。拡散の影響を推定するため有限差分解析を行い、一様熱流束条件からの偏りを推定した。この偏りは後述の q 測定の不確かさに含めてある。

断熱モジュールを用いる実験に先立ち、モジュールを置かずに平行平板チャンネル壁面の熱伝達率を求める実験を行った。図4にデータを示す。測定した熱伝達率 hx' をラバーヒータの前縁から流れ方向にとった距離 x' に対しプロットしてある。ヒータ前縁近くで得られたデータは、非加熱部分がある一様熱流束平板の層流境界層熱伝達の関係式⁽²⁵⁾とよく一致する。下流に行くと、乱流の発達のため熱伝達率は高くなる。そこでChurchillとUsagiの方法⁽²⁶⁾を用い、入口区間における層

図4 モジュールの影響を受けない壁面上の熱伝達率

流熱伝達の式とチャンネル内で十分に発達した乱流熱伝達の式⁽²⁷⁾を結合し、次式を求めた。

$$Nu_{x_p} = \left[\left\{ \frac{0.453 Re_x^{1/2} Pr^{1/3}}{1 - (\xi/x_p)^{3/4}} \right\}^n + \{0.0334 Re_x^{0.755} Pr^{0.45}\}^n \right]^{1/n} \quad (8)$$

ここで、 $x_p = \xi + x'$ 、 $n = 0.00078 Re^{0.92}$ 、及び $Nu_{x_p} = h x' x_p / \lambda$ である。 Re はチャンネルレイノルズ数 ($= 2d_H V / \nu$)、 Re_{x_p} は局所レイノルズ数 ($= x_p V / \nu$) である。図4に示すようにデータは式(8)とよく一致している。

4・3 空気流の速度及び温度分布の測定 上記の測定に加え、チャンネル内の空気速度及び温度を測定した。3次元軸を有するトラバース装置をチャンネル上方に設置した。チャンネル内へのプローブの挿入と移動を可能にするため、上板面的一部分(270x90mm²)を切り除いた。上板面の部分除去位置をトラバース領域に従い5段階に変えた。即ち除去部分の中心をモジュールの中心から40, 70, 100, 200, 300mmの距離に変え、上流から下流へとトラバース領域を移動させた。プローブの支持はL型のステンレスパイプ(直径4.6mm)で、水平部分の長さ73mm、垂直部分の長さ500mmである。垂直部分はトラバース装置にクランプで留めしてある。上板の除去された部分からの空気の流出を防止するため、この部分を厚さ10mmの亚克力カバー板(400x160mm²)で覆った。プローブの移動に従いカバー板をチャンネル上板面に滑らせ、速度及び温度の測定中にはカバー板の周辺を接着用テープで張り付け固定した。垂直アームを通過させるため、カバー板には径4.8mmの穴が開けられている。この部分からの空気漏れもテープにより防いだ。モジュールを挿入せずに行った測定により、上板面の不連続は、モジュール設置位置付近の流れに大きな影響を与えないことを確かめた。

速度測定に用いたホットワイヤプローブはI型の白金線で、センサ直径5 μ m、センサ長さ2mmである。この測定で得られる情報は2mmのスパン内で平均された速度及び乱れの強度で、2mmより小さい空間分解能は得られない。また速度ベクトルの方向を測定することはきわめて難しい。従って、測定目的は断熱壁温分布と空気流れの間の相関を定性的に把握することとした。モジュールの上流領域の速度測定にはモジュールの前方にホットワイヤが到達するように、水平部分アームにさらに補助アームを取り付けて行った。

チャンネル内の空気温度分布はトラバース装置の水平アームに取り付けた径0.2mmのCu-Co熱電対で測定した。温度測定はHM/AFチャンネルを用い行った。

4・4 測定の不確かさ 本実験で行った測定の不確かさは、繰り返し測定及び解析により次の通り推定した。それぞれ等号記号左辺の記述の末尾に「測定の精度」と記すべきところ、簡単のために省く。オリフィスによる空気流量=6%、モジュールからの放出熱量 Q_A =19%、チャンネル壁面の熱流束 q =18%、モジュール温度 T_M = ± 0.3 K、チャンネル入口空気温度 T_o = ± 0.3 K、壁温度 T_s = ± 0.3 K以内、液晶膜上の変色境界の空間分解能=約1mm、熱線風速計による測定値の最大ばらつきは、平均速度3%、乱流強度16%。プローブの位置誤差は x と y 軸上で ± 0.5 mm、 z 軸上で ± 0.1 mm。

5. 実験データおよび考察

5・1 モジュール上の平均ヌセルト数 NUM HM/AF実験から求めたモジュール上の熱伝達率 h_M のデータは前報⁽¹⁾と同値である。このデータは次式のヌセルト数により整理した。

$$Nu_M = \frac{h_M L}{\lambda} \quad (9)$$

ここで、 L はモジュールの長さ、 λ は空気の熱伝導率である。図5に NUM のデータをチャンネルレイノルズ数 Re に対してプロットしてある。本データは次式により $\pm 2\%$ 以内の範囲にまとめられる。

$$Nu_M = 1.78 Re^{0.43} \quad (10)$$

関係式の適用範囲は $L/W_H=0.1$ 、 $d_H/L=0.65$ 、 $2200 < Re < 16000$ である。また図5に示すようにAshiwakeら⁽²¹⁾により提案された推算式を本実験の条件にあてはめて求めた曲線を本結果と比較してある。

5・2 熱渦流因子 F 図6は式(7)を用い求めた F 値の線図を示す。図6(a)~(c)は、それぞれチャンネル内の平均速度 $V=1, 3, 7$ m/sに対応する線図である。各図は Q_A を2.7, 4.8, 6.9Wの3段階に変化させ、それぞれ

図5 ヌセルト数 NUM とレイノルズ数 Re との関係

図6 熱渦流因子Fの分布

の場合に求めたF線図を重ね合わせたものである。断熱壁温が高い領域はモジュール周辺にあり、モジュールから離れると共に急激に減少する様子が示されている。

なお、液晶膜を用いた実験では2.2より小さいF値は正確に求められなかった。しかし、別途行った流れの可視実験によれば⁽¹⁾、モジュール後方において空気流の拡散が急速に進む場所と本液晶膜上での $F=2.2\text{ K/W}$ に相当する変色境界とは一致する。このことから、図6において $F=2.2\text{ K/W}$ 境界の外側では、Fが急速に0に近くなると考えられる。

さらに、本実験で求めたF分布の領域は、式(1)を用い推定した有効熱伝達領域とほぼ一致し、本実験は実際上の目的を達していると考えられる。例えば、 $\lambda_w=5\sim 50\text{ W/mK}$ (PCBの等価熱伝導率の範囲)、 $t_w=1\text{ mm}$ 、及び $h_w=40\text{ W/m}^2\text{K}$ のとき、 l_w は $10\sim 40\text{ mm}$ の範囲内にある。

5・3 チャンネル内空气の温度分布 図7にHM/AFの実験で得られたチャンネル内の等温線図の例を示す。ここで、 ΔT はチャンネル入口からの温度上昇値である。これらの線図は $V=3\text{ m/s}$ 、 $Q_A=1.8\text{ W}$ の条件に得られた結果である。

モジュール温度は $T_M=41^\circ\text{C}$ 、従って、モジュール表面上では $\Delta T=9^\circ\text{C}$ であった。

図7(a)~(c)はそれぞれ $z=2, 5, 8\text{ mm}$ での等温線図を示す。壁面に接近するほど温度が急激に増加する様相が見てとれる。他の注目すべき特徴は低い温度の等温線が対称軸上で下流域に長くまで伸びていることである。この結果は後述する h_w 分布の馬蹄形パターンと対照的である。図7に示す等温線図の特徴は、異なるVと Q_A のもとでも同様に見られる。

5・4 壁面上の熱伝達率 h_w 図8(a)~(c)はそれぞれ $V=1, 3, 7\text{ m/s}$ で得られた h_w の分布を示す線図であ

る。各図は q を $0.039, 0.047, 0.055$ 、及び 0.062 W/cm^2 に変化させ求めた h_w の分布を、重ね合わせて作成した。この等 h_w 線のパターンはモジュール周辺に発生する馬蹄形渦流と明らかに一致している。また、図8に併記した水平線はモジュールがない場合の熱伝達率 h_x' を示している。これらの値はモジュールから

図7 チャンネル内の等温線図

図8 モジュール周辺の熱伝達率の分布

離れた領域での h_w として用いることができよう。解析の際には、これらの水平線を最も外部の馬蹄形線へと破線の如く外挿することが考えられる。これはあくまでも近似的なやり方であるが、妥当性に関して現在研究を進めている。

5・5 チャンネル内空気の速度分布 図9は $V=3\text{ m/s}$ において、 $y=0$ (モジュール中心軸) と 15.5 mm (モジュールの側面軸) の二つの断面図における速度 (図9(a)) と乱流強度 (図9(b)) の分布を示す。これらのデータは3次元突出物上に生じる流動の全体特徴を示している。今後の研究では流れ特性の指標と F 及び h_w のデータの対応を調べるのが課題となろう。例えば、流れの再付着線とその線上の h_w 、及び最大乱流強度と F

値との関係などである。

3次元流れ場に関する情報を提供するため、速度の欠損および超過を表す指標を次のように定義した。

$$\Gamma = \frac{|u| - u_{pp}}{V} \quad (11)$$

ここで、 u は局所速度、 u_{pp} はモジュールが置かれていないチャンネル内での局所速度である。この指標はモジュールの存在によるエンタルピーの拡散に対応するであろう。図10(a)～(c)は $V=3\text{ m/s}$ において、それぞれ $z=2, 5, 8\text{ mm}$ 位置で得られた等 Γ の線図を示す。等 Γ 線図の全体特徴は図7に示した等温線図の結果と類似する。

6. 結 論

 図9 チャンネル内速度及び乱れ強度分布 ($V=3\text{ m/s}$)

図10 チャンネル内の等 Γ 線図 ($V=3\text{m/s}$)

モジュールが置かれた壁面からの複合熱伝達に関するデータベースを確立するため、実験的研究を行い、次の結論を得た。

(1) モジュールの放熱が断熱壁温に及ぼす影響を因子 F (式(7)) により表し、モジュール周辺での F の分布を求めた。 F 分布の様相は、空気流中の温度分布及び速度因子 r (式(11)) の分布の様相とよく一致している。

(2) 壁面温度と断熱壁温との差に基づく熱伝達率 h_w の分布を求めた。 h_w 分布の様相は、モジュールから発生する馬蹄渦のパターンと一致している。

(3) 本報告で得られた F , h_w , モジュール上の熱伝達率式(10), 及びモジュールから離れた場所での壁面の熱伝達率の式(8)を併せ用いると、モジュールからの複合熱伝達率の問題を閉じた形にすることができる。次の報告で解析の例を報告する。

文 献

- (1) 朴・中山, 機論, 61-583, (1995), 286.
- (2) Kang, B. H., ほか2名, J. Heat Transfer, (1990), 112.
- (3) Roeller, P. T., ほか2名, Heat Transfer, 113, (1991), 597.
- (4) Shaw, H. J., ほか2名, J. Electr. Packaging, 113, (1991), 40.
- (5) Rosten, H. I., ほか1名, IEEE Electronic Component Techn. Con., (1994), 1994.
- (6) 柳田・ほか2名, 機論, 50-453, (1984), 1294.
- (7) 松島・ほか1名, 機論, 57-537, (1991), 1808.
- (8) 松島・ほか2名, 機論, 58-546, (1992), 548.
- (9) Asako, Y., ほか1名, Int. J. Heat and Mass Transfer, 32-2, (1989), 395.
- (10) Faghri, M., ほか1名, Topics in Heat Transfer, ASME HTD-206-1, (1992), 39.
- (11) Ortega, A., ほか3名, 9th IEEE SEMI-THERM Symp., (1993), 63.
- (12) Castro, I. P., ほか1名, J. Fluid Mech., 79-2, (1977), 1977.
- (13) Hunt, J. C. R., ほか3名, J. Fluid Mech., 86-1, (1978), 179.
- (14) Baker, C. J., J. Fluid Mech., 95-2, (1979), 347.
- (15) Hunt, J. C. R., ほか3名, J. Fluid Mech., 142-1, (1984), 201.
- (16) 岡本・ほか2名, 機論, 56-528, (1990), 2291.
- (17) Chyu, M. K., ほか1名, J. Heat Transfer, (1991), 851.
- (18) 五十嵐・ほか1名, 機論, 56-531, (1990), 227.
- (19) 秋野・ほか3名, 流れの可視化, 3-8, (1983), 40.
- (20) Arvizu, D. C., ほか1名, Electro. Compo. Conf., 32, (1982), 133.
- (21) Ashiwake, N., ほか3名, Heat Transfer in Electronic Equipment, ASME HTD-28, (1983), 35.
- (22) Wirtz, R. A., ほか1名, Proc. 4th Int. Elect. Packaging Conf., (1984), 318.
- (23) Nakayama, W., ほか2名, Cooling Tech. for Electronic Equipment, ed. W. Aung, Hemisphere Publishing Co., (1988), 195.
- (24) Anderson, A. M., Advances in Electronic Packaging, (1992), 171.
- (25) Incropera, F. P., ほか1名, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, Wiley Company, (1981), 399.
- (26) Churchill, S. W., ほか1名, AIChE Journal, 18-6, (1972), 1121.
- (27) Moffat, R. J., ほか1名, Advances in Thermal Modeling of Electronic Equip., ed. A. Bar-Cohen ほか1名, Hemisphere Publishing Co., 1, (1988), 129.