密閉筐体内に配列された水平加熱平板まわりの自然対流熱伝達* (各設計因子の影響)

堀部 明彦^{*1}, 下山 力生^{*1,*2}, 眞田 明^{*2}

Natural Convection Heat Transfer from Horizontal Heated Plates in an Enclosure (Effects of Design Parameters)

Akihiko HORIBE, Rikio SHIMOYAMA^{*2} and Akira SANADA^{*2} Industrial Technology Center of Okayama Prefecture
5301 Haga, Kita-ku, Okayama-shi, Okayama 701-1296, Japan

The effect of design parameters on natural convection heat transfer from horizontal heated plates in an enclosure is investigated experimentally. Our experimental setup is described as follows: Two heated plates are arranged in the vertical direction. The temperature of the ceiling is maintained at a constant low temperature. The other sides satisfy the thermal insulation boundary condition. To clarify the effects of the design parameters, the relationship of heat transfer to the heat flux and the aspect ratio of the enclosure were examined. The results show that the flow characteristics have two distinctive patterns: one includes vortex motion, and the other comprises a flow along the heated surface. An increase in the heat flux promotes vortex motion and enhances heat transfer. The heat transfer is independent of the height of the adjacent air space. The heat transfer from the heated surface that gives rise to the vortex motion is not influenced by the enclosure diameter, whereas the heat transfer from the other surfaces increase linearly with the enclosure diameter. Nusselt number is expressed as a function of the modified Rayleigh number and the nondimensional enclosure diameter.

Key Words: Natural Convection, Heat Transfer, Parallel Heated Plates, Enclosure, Flow Visualization

1. 緒 言

近年、電子機器では、小型化および高性能化に伴い発熱密度が急速に増大していることから放熱対策が大きな課題となっている。電子部品の温度が上昇すると寿命が低下し、製品の信頼性が損なわれる。一方、ファンによる強制空冷を行うと、騒音とともにファンの耐久性が問題とされる製品も多く見られる。そのため、電子機器を対象とした冷却技術では、無騒音で信頼性の高い自然空冷が注目されている。現在、製品の多様化に伴い、デザインや機能上の観点から、筐体内に発熱体が水平な状態で鉛直方向に配列される体系で表される製品が見られるようになってきた。また、屋外の利用を想定する製品においては、防塵防滴性が求められることから密閉筐体構造が一般に採用されている。以上のことから、密閉筐体内に水平発熱体が鉛直方向に配列された発熱体まわりの熱伝達特性を把握することは、電子機器の放熱設計を行う場合に有用な基礎資料になると考える。

しかし、従来の研究において、加熱平板上に障害物が存在する場合では竹内ら⁽¹⁾、北村ら⁽²⁾および池田・平田⁽³⁾などが報告しているが、開放系であり、加熱面が1面の場合を対象としている。また、密閉筐体内に発熱体が設置される場合においては、Poweら⁽⁴⁾や舟渡ら⁽⁵⁾が発熱体まわりの熱伝達特性について検討しているが、発熱体は単体であり、複数段設置される場合ではない。これらのことから従来の研究からは、本研究で対象としている体

* 原稿受付 2010 年 10 月 19 日

^{*1} 正員, 岡山大学大学院自然科学研究科 (〒700-8530 岡山県岡山市北区津島中 3-1-1)^{*2} 正員, 岡山県工業技術センター (〒701-1296 岡山県岡山市北区芳賀 5301)

E-mail: rikio_shimoyama@pref.okayama.lg.jp

系には直接適用できないことが考えられる。

そこで、前報⁶⁾では、密閉管内に水平発熱体が鉛直方向に配列される体系において、影響の大きい設計パラメータの一つである発熱体の間隔が変化した場合における発熱体まわりの流動特性と熱伝達特性との関連性について実験的に検討した。結果として、発熱体を特定の配置に設定することによって、冷却面である天井面から発熱体1段目上面までの領域では、下方から上昇する流れに誘引されて渦運動が生じることを見出すとともに、渦運動が生成されると発熱体1段目上面まわりの熱伝達が大きく促進することを明らかにした。一方、渦運動が生じない場合では発熱面まわりの流動状態は発熱面に沿った流れとなる。このような流動状態では発熱体の間隔が拡大するとともに発熱面まわりの空気流速が増加して、熱伝達は増大することが分かった。以上のように発熱体の間隔の違いに対する発熱面まわりの熱流動特性は明らかにされたが、他の設計パラメータである発熱量および管体の大きさの変化に対してどのような熱流動挙動を示すかについては検討されておらず、未だ解明されていない。実際に製品開発を行う場合には、発熱体の間隔だけでなくそれらの影響も考慮して設計する必要がある。

よって、本報告では、発熱量、管体高さおよび管体内径が発熱面まわりの熱流動特性に及ぼす影響について実験的に検討するとともに、前報⁶⁾で示した発熱体の間隔の影響も考慮して熱伝達の実験整理式を導出する。なお、研究対象は、前報⁶⁾と同様で密閉円筒管内に円板の発熱面を水平な状態で鉛直方向に配列する構造とした。また、密閉管体の周囲境界条件は、発熱体まわりの自然対流現象に最も影響を及ぼす天井面を等温冷却、他の面を断熱とした。

2. 実験装置および方法

本研究で用いた実験装置の概略を図1に示す。実験装置および方法は前報⁶⁾と同様であるため、主要事項についてのみ述べる。実験装置は、アクリル円筒管体（内径 $R \times$ 高さ H 、厚さ 5mm ）、発熱体2段および冷却面から構成される。発熱体は、直径 $d=100\text{mm}$ のフェノールフォーム断熱材の上下表面に二重らせん構造の銅箔ヒータ（厚さ $30\mu\text{m}$ 、らせん幅 2mm ）を貼り付け、通電加熱することで発熱体上下面を等熱流束条件とした。なお、発熱面が貼り付けられるフェノールフォーム断熱材の厚さは、発熱体上下面の熱伝達特性が明確に区別できるように、発熱上下面間の熱伝導および断熱材側面からの放熱が極力軽減できる 15mm とした。発熱体は図1に示すとおり、アクリル円筒管体と同心上に所定の間隔 l_1, l_2, l_3 で鉛直方向に2段配列し、ステンレスワイヤで水平に吊るした。冷却面は内部を溝加工した銅板に温度調節された冷却水を循環させて冷却面温度 T_c を 25°C 一定とした。

発熱体中心から半径方向の距離 r における局所発熱面温度 T_{wr} は、素線径 0.1mm の K 型熱電対を所定の位置（ $r_{0\sim6}=0, 9, 17, 25, 32, 40, 49\text{mm}$ ）に取り付けて測定した。管体内部空気の温度分布は、熱電対を設置したトラバースを各領域高さの中間位置において半径方向に移動して $10\sim 20\text{mm}$ 間隔毎にそれぞれ測定した。管体内部の空気温度および発熱体表面温度は、装置内外の温度差が安定し、熱バランスが定常状態に達しても値が振動している条件も見られた。そのため、本研究で示す温度は、30秒間隔で20分間測定し、その平均値を採用した。管体周囲には厚さ 80mm のスタイロフォームを設け、管体とスタイロフォームとの隙間にグラスウールを充填した。管体

Fig.1 Experimental apparatus

からの放熱量は、スタイロフォームの内外面に熱電対を設置し、それらの温度差から算出した。冷却面から系外に移動する熱量および管体からの放熱量の合計は、全発熱面に印加する電力量に対して±5%以下のばらつきで収まった。なお、冷却面から1段目の発熱体上面までの空間を上部領域、1段目下面から2段目上面までを中間領域、2段目下面からアクリル管体底面までを下部領域とした。

管体内における空気流れの可視化には2D-PIVシステム（西華産業製）を用いた。レーザー光源は出力が50mJ/PulseのダブルパルスYAGレーザーを用いた。粒子画像はCCDカメラ（解像度:1600×1200）にて、空間分解能4mmで撮影した。測定は、まず、所定量の加熱を開始してから熱的平衡状態に達した後にシーディング粒子（DOS：比重0.916、粒子径約1μm）を注入する。注入してから再び熱的平衡状態となるまで待ち、可視化の妨げとなる領域の断熱材をすばやく取り外して測定した。なお、熱的平行状態に達しても流れ場が安定しない条件も見られるが、速度分布は変化しても周期的であり、管体中心で概ね軸対称となる様子が観察されている。また、発熱体表面および管体内空気の温度分布は、値が振動する条件においても時間平均すると管体中心で軸対称である結果が得られている。さらに、これらの傾向は、観察する方向を変えても同様であった。これらのことから、本研究では、管体内の空気流れは管体中心で軸対称流れと見なし、測定は管体中心から管体側面までの領域を対象とした。また、測定精度および空間分解能を向上させるため、領域ごとに分割して測定した。

本研究では表1に示す範囲において、発熱体1面当たりの発熱量 Q 、管体内径 R 、管体高さ H および各空間高さ間隔 l_1 、 l_2 、 l_3 をそれぞれ変化させて検討した。なお、本研究では電子機器の近年の小型化・高密度実装化に着目し、管体の大きさは電子機器の代表的な大きさの一つと考える管体内径 $R=150\sim190\text{mm}$ および管体高さ $H=100\sim160\text{mm}$ の範囲を対象とし、発熱体の直径 d は管体側壁と隙間が比較的小さくなる100mmに設定した。その他の設計因子は、全ての空間に対流が生じ、発熱面温度が熱設計上限温度の目安の一つと考える100℃以下となる表1に示す組み合わせの範囲内で設定した。また、発熱体の設置段数は、水平発熱体が鉛直方向に複数段設置される場合における現象が理解しやすい2段とした。

Table 1 Experimental conditions

Q [W](W/m ²)	H [mm]	R [mm]	l_1 [mm]	l_2 [mm]	l_3 [mm]
0.7~2.3(89~293)	100,130,160	150,160,170,190	11~93	10~87	18~88

3. 実験結果

3・1 実験整理方法

本項では発熱体まわりにおける熱伝達率の整理方法について述べる。なお、実験整理方法は前報⁽⁶⁾と同様であるため詳細については省略する。局所対流熱流束 q_{tr} は次式から求めた。

$$q_{tr} = (Q - Q_{loss}) / A - q_{radr} \quad (1)$$

ここで、 Q は発熱体1面当たりの発熱量、 Q_{loss} は放射成分を含まない管体内空気の対流による熱損失、 A は発熱面1面当たりの面積、 q_{radr} は発熱面における局所放射熱流束である。管体内空気の対流による熱損失 Q_{loss} は、実測したスタイロフォーム内外面の温度差を用いて求めた値から数値解析にて算出した管体側底面における放射成分の熱損失を差し引いた値を発熱面が4面であることから4等分した。なお、管体内空気の対流による熱損失 Q_{loss} は、発熱量に対して平均13.8%であった。また、局所放射熱流束 q_{radr} は、放射伝熱面を代表長さ4mmの多角形に細分割し、汎用の有限体積法熱流体解析ソフト（STAR-CD:CD-adapco社）でDTRM法⁽⁷⁾を用いて数値解析的に求めた。発熱面の境界条件は、実測した温度分布を用いて代入した。その温度分布は、局所発熱面温度 T_{wr} に対する発熱体中心からの距離 r の関係を表す2または3次の近似式で表現した。他の境界条件として、冷却面およびアクリル管体側底面の温度条件は測定した平均値を設定し、発熱体側面は断熱条件とした。放射率は測定によ

り求めた銅（冷却面，発熱体表面）0.21，アクリル 0.95，発熱体側面であるフェノールフォーム 0.73 を用いた．また，全発熱量に対して放射伝熱量が占める割合は，本研究全範囲の平均で 18.9%であった．なお，解析結果におけるエネルギー収支は $1\text{e-}8$ 以下の残差で収束した．局所熱伝達率 α_r は，式（1）にて算出した局所対流熱流束 q_{tr} を用いて次式にて定義した．なお，高温側温度は局所発熱体表面温度 T_{wr} ，低温側温度は前報⁶⁾と同様に工業上利用しやすい冷却面温度 T_c とした．

$$\alpha_r = q_{tr} / (T_{wr} - T_c) \quad (2)$$

3・2 発熱量の影響

3・2・1 流動特性

本項では，管内の流動特性に及ぼす発熱体 1 面当たりの発熱量 Q の影響について代表的な PIV の測定結果について述べる．なお，流動状態は熱的平衡となっても安定しない条件も見られるが，速度分布が時間的に変化しても周期的なものであることから，前報⁶⁾と同様に特徴が明確に現される瞬時の速度ベクトルを示した．図 2 に管内径 $R=160\text{mm}$ ，管体高さ $H=160\text{mm}$ ，空間領域高さ $l_1=43\text{mm}$ ， $l_2=55\text{mm}$ ， $l_3=33\text{mm}$ および発熱体 1 面当たりの発熱量 Q が 0.7W の場合の瞬時の速度ベクトル分布を示す．図 2 において，上部領域では，発熱体 1 段目側面から上昇流が発熱体 1 段目上面と冷却面の温度差によって生じる流れに誘引され，発熱体 1 段目上面に沿って端部から中心方向に流れている．上昇した流れは，冷却面付近で冷却され，管体側面に沿って下降している．中間領域では，下部領域からの流れに管体側面に沿った下降流の一部が加わった流れは，発熱体中心付近に集まって発熱体 1 段目下面に衝突し，発熱体 1 段目下面に沿って上部領域に流れている．下部領域においては，中間領域から管体側面に沿って下降する流れと発熱体 2 段目下面に沿って端部から中間領域に上昇する流れが確認された．このように，発熱面近傍の流れは，いずれの面においても発熱面に沿った流れとなった．

図 2 で示した条件から発熱体の配置および管体寸法が一定で，発熱体 1 面当たりの発熱量 Q を 0.7W から 2.3W と大きくした場合の瞬時速度ベクトル分布を図 3 に示す．熱流束は 0.7W にて 89W/m^2 ， 2.3W にて 293W/m^2 であ

Fig.2 Velocity vector ($Q=0.7\text{W}$)

Fig.3 Velocity vector ($Q=2.3\text{W}$)

る。発熱体1段目上面と冷却面間の上部領域において、図2では発熱体1段目上面に沿って冷却面上昇する流れであった。一方、発熱量を増大させた図3では、上部領域において、管体側壁付近に中間領域からの上昇流が反転・下降する回転流れ、管体中央付近で冷却面と発熱面間を回転する渦が観察された。この管体中央付近に見られる渦は、中間領域からの上昇流が管体側壁付近で回転する流れを起動力とし、その回転に随伴する流れによって生成されるものと考えられる。冷却面と発熱面間に渦が生成することによって、発熱体1段目上面まわりの熱伝達に大きな影響を及ぼすことが理解できる。なお、この渦は、生成・消滅を繰り返すとともに管体側壁から中心方向へ移動する不規則な挙動が観察された。このような渦運動は、発熱体1段目上面から冷却面に生じる上昇流と管体側壁付近に生じる回転流れの随伴流が干渉することから生じるものとする。これらのことから、渦運動は前報⁶⁾で示した特定の発熱体の配置によって生じるだけでなく、発熱量の増大によっても生成・促進されることが分かった。中間領域では、図2の場合と同様に、発熱体2段目上面に沿った流れは管体中心付近で合流して発熱体1段目下面まで上昇した。その後は、発熱体1段目下面に沿った流れとなり上部領域へ上昇した。下部領域では、図2の場合と同様に管体側壁付近から下降流する流れと発熱面2段目下面に沿った流れが観察された。

3・2・2 熱伝達特性

本項では、発熱体1面当たりの発熱量 Q が熱伝達に及ぼす影響について、表1の全研究範囲の中から表2のCase1で示す代表的な条件の挙動を述べる。なお、Case1とは、発熱体1面当たりの発熱量 Q のみが変化する条件であり、管内径 $R=160\text{mm}$ 、管体高さ $H=160\text{mm}$ 、上部領域高さ $l_1=43\text{mm}$ 、中間領域高さ $l_2=55\text{mm}$ および下部領域高さ $l_3=33\text{mm}$ で発熱体間隔が一定の場合である。なお、平均熱伝達率 α_m は、発熱面中心からの所定の距離 $r_{0\sim6}$ におけるそれぞれの局所熱伝達率 $\alpha_{r_{0\sim6}}$ の値および発熱体直径 d を用いて次式のとおき局所熱伝達率 α_r を面積平均して求めた。

$$\alpha_m = \frac{4}{d^2} \sum_{i=0}^5 \frac{\alpha_{r_{i+1}} + \alpha_{r_i}}{2} (r_{i+1}^2 - r_i^2) \quad (3)$$

Case1において、発熱体1面当たりの発熱量 Q をパラメータとした発熱体1段目上面の局所熱伝達率 α_r と発熱体中心からの距離 r の関係を図4(a)に示す。発熱体1面当たりの発熱量 Q が 0.7W の場合では、局所熱伝達率 α_r は発熱体中心からの距離 r の増大とともに増加した。これは、図2に示すような発熱体端部から中心に向かう流れであるため、発熱体表面を流れる空気温度が中心方向に進むにつれて高くなることが原因と考える。

一方、発熱体1面当たりの発熱量 Q が 1.0W 以上の場合では、局所熱伝達率 α_r は、発熱体中心からの距離 $r=30\sim50\text{mm}$ において発熱体端部から中心方向へ近づくとともに減少し、発熱面中心からの距離 $r=30\text{mm}$ 付近で極小値を示した。これは、中間領域からの発熱面に沿った流れが支配的になり、発熱体中心方向に流れるとともに空気温度が上昇することが原因と考える。一方、発熱体中心からの距離 $r<30\text{mm}$ では、局所熱伝達率 α_r は発熱体1面当たりの発熱量 Q が 0.7W の条件と比べて高い結果となった。この原因としては、発熱体中心からの距離が $r<30\text{mm}$ の領域において渦運動による影響が支配的になり、冷却面と発熱面間に生成される渦が熱伝達を促進したものと考えられる。

発熱体1段目下面の局所熱伝達率 α_r と発熱体中心からの距離 r の関係を図4(b)に示す。局所熱伝達率 α_r は、発熱体中心からの距離 r の増加に伴い、概ね増加する傾向を示した。また、局所熱伝達率 α_r は、発熱体1面当たりの発熱量 Q の増加に伴い増大する結果を示した。発熱体2段目上面および発熱体2段目下面の局所熱伝達率 α_r と発熱体中心からの距離 r の関係をそれぞれ図4(c)および図4(d)に示す。図4(c)および図4(d)におい

Table 2 Experimental conditions (effects of Q)

	Q [W] (W/m ²)	H [mm]	R [mm]	l_1 [mm]	l_2 [mm]	l_3 [mm]
Case 1	0.7~2.3(89~293)	160	160	43	55	33

Fig.4 Local heat transfer coefficients for variable Q

て、発熱体 2 段目上面および発熱体 2 段目下面まわりの熱伝達は、いずれの場合においても発熱体 1 段目下面の場合と同様に、発熱体中心からの距離 r の増加に伴い概ね増大する結果が得られた。また、発熱体 1 面当たりの発熱量 Q の影響についても、局所熱伝達率 α_r は、いずれの発熱体中心からの距離 r において増加とともに増大する傾向を示した。なお、発熱体 2 段目上下面まわりの熱伝達特性の図は、いずれのパラメータの影響においても発熱体 1 段目下面と同様な傾向を示すためこれ以降省略する。

3・3 筐体内径の影響

3・3・1 流動特性および温度分布

図 2 の条件から筐体内径 R を 160mm から 190mm と大きくした場合の瞬時速度ベクトル分布を図 5 に示す。発熱体 1 段目上面まわりの流動状態は、図 2 と同様に発熱体端部から中心に向かって流れる発熱面に沿った流れが観察された。筐体内径 R の増加は、発熱体と筐体側面の間隔が大きくなるために中間領域から上昇する流量が増大し渦運動を引き起こすことも考えられた。しかし、中間領域から上昇する流れは間隔が大きくなった筐体側壁方向へ流れ込み、渦運動生成の要因となる発熱体 1 段目上方に流入する随伴流れの流量は増大しなかった。

筐体内径 R が 160mm および 190mm の場合において、上部領域および中間領域の中心高さの空気温度と冷却面温度 T_c との差 ΔT_{air} に対する筐体中心位置からの距離 r の関係を図 6 に示す。なお、その他の条件は、筐体高さ $H=160\text{mm}$ 、上部領域高さ $l_1=43\text{mm}$ 、中間領域高さ $l_2=55\text{mm}$ 、下部領域高さ $l_3=33\text{mm}$ および発熱体 1 面当たりの発熱量 $Q=0.7\text{W}$ が一定である。図 6 において、筐体内径 $R=160\text{mm}$ における場合の上部領域空気と冷却面との温度差 ΔT_{air} (図中●) は、筐体中心で最も高い値を示した。これは、流動状態を図 2 で示したとおり発熱面に沿って端部から中心方向へ流れていることから理解できる。一方、筐体内径 R を 190mm と大きくすると上部領域空

Fig.5 Velocity vector

Fig.6 Air temperature in the enclosure

気と冷却面との温度差 ΔT_{air} (図中○) は、筐体内径 $R=160\text{mm}$ の場合 (図中●) と比較して、中心位置で最も高い値を示す温度分布の傾向は同様であるが、いずれの位置においても低い値を示す結果となった。また、中間領域空気と冷却面との温度差 ΔT_{air} においても、筐体内径 $R=160\text{mm}$ (図中▲) と比較して筐体内径 $R=190\text{mm}$ (図中△) の方が低い値を示した。さらに、筐体下部領域においても上部領域および中間領域と同様に、下部領域空気と冷却面との温度差 ΔT_{air} は、筐体内径 $R=160\text{mm}$ (図中▼) と比べて筐体内径 $R=190\text{mm}$ (図中▽) の方が低い値を示した。これらは、筐体内径 R の増加とともに筐体容積および冷却面積が増大したことから筐体内空気の温度が低下したことが原因と考えられる。

3・3・2 熱伝達特性

次に平均熱伝達率 α_m に対する筐体内径 R の影響について、表3のCase 2~4で示す代表的な条件を対象に考察する。Case 2~4とは、それぞれの発熱体1面当たりの発熱量 Q に対して筐体内径 R が150~190mmと変化する場合であり、筐体高さ $H=160\text{mm}$ 、上部領域高さ $l_1=43\text{mm}$ 、中間領域高さ $l_2=55\text{mm}$ および下部領域高さ $l_3=33\text{mm}$ と一定な条件である。Case 2~4において、発熱体1段目上面の平均熱伝達率 α_m と筐体内径 R の関係を図7(a)に示す。発熱面に沿った流れであるCase 2の場合 (図中●) において、平均熱伝達率 α_m は筐体内径 R の増加とともに増大した。一方、渦運動が生成されるCase 3およびCase 4の場合 (図中□および◆) においては、筐体内径 R に対してほぼ一定な値を示した。これらの原因としては、渦運動が生じる場合では渦の回転および移動によって発熱面と冷却面間で熱交換されるのに対して、発熱面に沿った流れでは発熱面の端部から流入する空気によって冷却される。このため、発熱面に沿った流れであるCase 2では、図6で示した筐体内径 R の増大に伴う筐体内空気温度が低下する影響が顕著に現れたものと考えられる。図7(b)に発熱体1段目下面の平均熱伝達率 α_m と筐体内径 R の関係を示す。図7(b)において、平均熱伝達率 α_m はいずれの場合においても筐体内径 R の増加とともに増大する傾向を示した。これも、発熱体1段目上面の渦運動の生じない場合と同様に筐体内径 R の増大により筐体内空気温度が低下したことが原因と考えられる。なお、発熱体2段目上下面においても、平均熱伝達率 α_m に対する筐体内径 R の影響は、発熱体1段目下面の場合と同傾向で筐体内径 R の増加に伴い増大した。

Table 3 Experimental conditions (effects of R)

	Q [W] (W/m^2)	H [mm]	R [mm]	l_1 [mm]	l_2 [mm]	l_3 [mm]
Case 2	0.7 (89)	160	150~190	43	55	33
Case 3	1.3 (166)	160	150~190	43	55	33
Case 4	2.3 (293)	160	150~190	43	55	33

Fig.7 Average heat transfer coefficients for variable R

3・4 筐体高さの影響

本項では、平均熱伝達率 α_m と筐体高さ H の関係を表4のCase 5~7に示す代表的な条件について述べる。ここでは筐体高さ H の影響を簡単に表すため、3つの空間高さ l_k の中で1つの高さだけを筐体高さ H とともに変化させ、残りの2つの空間高さを固定した。表4に示すように発熱体1面当たりの発熱量 $Q=1.0W$ 、筐体内径 $R=160mm$ 、中間領域高さ $l_2=20mm$ および下部領域高さ $l_3=18mm$ と一定で、筐体高さ H に伴い変化する間隔が上部領域高さ l_1 のみの場合をCase 5とした。同様に中間領域高さ l_2 および下部領域高さ l_3 のみ変化する場合をCase 6およびCase 7とした。図8(a)において、発熱体1段目上面の平均熱伝達率 α_m と筐体高さ H の関係をCase 5~7についてそれぞれ示す。Case 5(図中○)では平均熱伝達率 α_m は、筐体高さ $H=130mm$ および $160mm$ の場合と比較して、筐体高さ $H=100mm$ の場合は高い値を示した。これは、上部空間高さ l_1 が $33mm$ と小さいことから筐体高さ $H=100mm$ では渦運動が生じており、筐体高さ $H=130mm$ および $160mm$ では渦運動が見られない発熱体に沿った流れであることから理解できる。一方、隣接する空間高さが変化しないCase 6(図中▲)およびCase 7(図中×)では筐体高さ H の増加に対していずれの場合も概ね一定の値を示した。

図8(b)に示す発熱体1段目下面において、平均熱伝達率 α_m は隣接する空間高さである中間領域高さ l_2 が変化するCase 6(図中▲)についてのみ筐体高さ H の影響を受けた。しかし、その他の隣接する空間の高さが一定であるCase 5(図中○)およびCase 7(図中×)では、筐体高さ H の変化に対していずれの場合もほとんど影響を受けなかった。なお、発熱体1段目上下面と同様に発熱体2段目上下面の平均熱伝達率 α_m においても、筐体高さ H の変化に伴い隣接する空間高さ l_k が変化する発熱面は影響を受けるが、隣接する空間高さ l_k が変化しない面はほぼ同じ値を示す結果が得られている。

Table 4 Experimental conditions (effects of H)

	Q [W] (W/m^2)	H [mm]	R [mm]	l_1 [mm]	l_2 [mm]	l_3 [mm]
Case5	1.0 (127)	100,130,160	160	33,63,93	20	18
Case6	1.0 (127)	100,130,160	160	18	20,50,80	18
Case7	1.0 (127)	100,130,160	160	33	20	18,48,78

Fig.8 Average heat transfer coefficients for variable H

以上のことから いずれの発熱面においても、平均熱伝達率 α_m は管体高さ H ではなく、発熱面に隣接する空間高さ l_x の影響が支配的であることが分かった。

3・5 無次元整理の検討

熱伝達率の無次元整理には、前報⁽⁶⁾と同様に次式で定義する平均ヌッセルト数 Nu_m および修正レイリー数 Ra^* を用いた。

$$Nu_m = (\alpha_m l_x) / \lambda \quad (4)$$

$$Ra^* = g \beta q_{tm} l_x^4 / \lambda a \nu \quad (5)$$

ここで、代表長さ l_x は、熱伝達に最も影響を及ぼすそれぞれの伝熱面が隣接する領域の高さとした。つまり、発熱体1段目上面は上部領域高さ l_1 、発熱体1段目下面および発熱体2段目上面は中間領域高さ l_2 、発熱体2段目下面は下部領域高さ l_3 である。また、 g は重力加速度、 β は体膨張係数、 q_{tm} は平均対流熱流束、 λ は熱伝導率、 ν は動粘性率、 a は熱拡散率とした。なお、空気物性値は、発熱面平均温度 T_m と冷却面温度 T_c の算術平均である膜温度で評価した。ただし、体膨張係数 β は、冷却面の絶対温度 T_{ck} の逆数である $1/T_{ck}$ で算出した。

発熱体1段目上面において、平均ヌッセルト数 Nu_m と修正レイリー数 Ra^* の関係を図9(a)に示す。図9(a)には前項までの検討で用いた発熱体1面当たりの発熱量 Q 、管内径 R および管体高さ H の影響を表すCase1～7の熱伝達特性について無次元整理した結果をそれぞれプロットした。前報⁽⁶⁾において、発熱体の間隔が変化した場合には、渦運動あり・なしの場合でそれぞれ同一直線上に纏まることを明らかにしている。そこで、本報でも同様に前報⁽⁶⁾およびCase1～7の結果を最小自乗法で近似し、渦運動ありの場合は一点鎖線で、渦運動がない場合は破線でそれぞれ示した。結果として、Case1(図中△)およびCase3～7(図中+×○◇-)では、いずれの条件においても渦運動あり・なしの場合でそれぞれ同一直線上に概ね纏まった。しかし、渦運動が生じない流動状態で管内径 R が変化するCase2(図中●)は、渦運動がない場合の破線上に纏まらない結果が得られた。なお、図中に破線で表す渦運動がない場合の平均ヌッセルト数 Nu_m と修正レイリー数 Ra^* の関係は、実線で示す底面加熱および天井面冷却で円筒容器のアスペクト比が本研究と同程度である秋野⁽⁸⁾の結果と同様な傾向を示

した。

次に、図9 (b) に発熱体1段目下面における平均ヌッセルト数 Nu_m と修正レイリー数 Ra^* の関係を示す。ただし、図9 (b) で示す範囲は、管内径 R の影響が明確に示される $4 \times 10^5 \leq Ra^* \leq 2 \times 10^7$ とした。また、前報⁽⁶⁾および Case 1~7 の結果を最小二乗法にて近似した結果を図中に破線で示す。なお、発熱体1段目下面に隣接する中間領域の流動状態は、いずれの場合も発熱面に沿った流れである。図9 (b) において、発熱量 Q の影響を表す Case 1 (図中△) および管体高さ H の影響を表す Case 6 (図中◇) は、破線上に概ね纏まった。しかし、管内径 R の影響を表す Case 2~4 (図中●+×) では、破線には纏まらず、管内径 R の増加とともに破線から乖離していく傾向が見られた。なお、図9 (b) の修正レイリー数 Ra^* の範囲外の条件においては、破線上に概ね纏まることを確認している。また、図中に破線で表す平均ヌッセルト数 Nu_m と修正レイリー数 Ra^* の関係は、発熱体1段目上面の渦運動がない場合と同様に発熱面が下向きの場合においても、円筒容器の底面を加熱し、天井面を冷却した場合の秋野⁽⁸⁾の結果と同傾向を示した。さらに、発熱体2段目上下面においても、いずれの場合も発熱面に沿った流れとなっており、修正レイリー数 Ra^* に対する平均ヌッセルト数 Nu_m の関係は、発熱体1段目下面と同様に管内径 R が一定であれば同一直線上に纏まる結果を示すことを確認している。

以上のことから、いずれの発熱面においても、渦運動が生じない流動状態での管内径 R の影響は補正が必要となるが、それ以外の場合では式 (3) および式 (4) で定義した平均ヌッセルト数 Nu_m と修正レイリー数 Ra^* を用いることで流動状態が同じであれば熱伝達特性が整理できることが分かった。

Fig.9 Relation between Nu_m and Ra^*

3・6 実験整理式

発熱体の間隔の影響を検討した前報⁽⁶⁾および Case 1~7 の各設計諸因子の影響について検討した結果、次に示すことが分かった。本研究範囲の流動状態は、渦運動がある流れと渦運動が生じない発熱面に沿った流れの2パターンに概ね分類できる。渦運動は発熱体1段目上面まわりにおいてのみ生成されるが、発熱面に沿った流れは全ての発熱面まわりにおいて観察される。渦運動の生成に対する各設計因子の影響として、上部領域が大きすぎると、発熱体1段目上面と冷却面間の温度差によって生じる発熱面に沿った流れが支配的になり、渦運動は見られなくなる。また、渦運動は中間領域からの上昇流が冷却面付近で発生する回転流れを起動力とする。よって、中間領域の空間高さおよび発熱量が大きい方が中間領域からの上昇流の流速が大きくなることから、渦運動は生成されやすい。管内径 R の大きさおよび下部領域高さ l_3 は、本研究範囲において対流が生じる範囲であれば渦運動の生成過程に特に影響を与えない結果が得られた。また、渦運動が生じない条件における管内径 R の影響は、

平均ヌッセルト数 Nu_m と修正レイリー数 Ra^* の関係だけでは整理できない結果が得られている。

以上のことから、前報⁽⁶⁾および Case 1～7 を含む表 1 に示す本研究範囲の結果から平均ヌッセルト数 Nu_m を求める実験整理式を導出する。実験整理式は、流動状態が渦運動のある場合および渦運動が生じない発熱面に沿った場合についてそれぞれ定義し、発熱面に沿った流れの場合については修正レイリー数 Ra^* とともに発熱体の直径 d に対する筐体内径 R の比で示す無次元内径 R/d も変数として追加した。実験整理式は、各流動状態において、渦運動がある場合を式 (6)、発熱面に沿った流れとなる場合を式 (7) で定義した。実験整理式 (6) (7) の適用範囲は、表 1 に示す本研究条件範囲において、実際に検討した組み合わせの中からそれぞれ求めた。なお、渦運動がある場合の式 (6) は、発熱面 1 段目上面のみが対象となり、本研究条件範囲の中で渦が生成される各設計諸因子の条件範囲を示した。また、実験整理式 (6) (7) において、平均ヌッセルト数 Nu_m および修正レイリー数 Ra^* で用いる代表長さ l_x は、式 (4) (5) と同様に対象となる発熱面に隣接する空間高さとした。

渦運動あり（発熱体 1 段目上面）

$$Nu_m = 0.23 Ra^{*0.23} \quad (6)$$

ここで、式 (6) の適用範囲は、表 1 に示す本研究条件範囲の中から、 $l_2/R \geq 0.13$ かつ次のいずれかの条件を満たすものとする。

- ・ $l_1/R \leq 0.20$ の場合： $2.3 \times 10^3 \leq Ra^* \leq 7.7 \times 10^5$
- ・ $0.20 \leq l_1/R \leq 0.29$ の場合： $7.7 \times 10^5 \leq Ra^* \leq 1.6 \times 10^6$

発熱面に沿った流れ（全ての発熱面）

$$Nu_m = 0.066 Ra^{*0.28} (R/d)^{0.60} \quad (7)$$

ここで、式 (7) の適用範囲は、表 1 に示す本研究条件範囲 ($1.5 \times 10^3 \leq Ra^* \leq 2.5 \times 10^7$) とする。ただし、発熱体 1 段目上面の場合は渦運動がある場合の式 (6) の適用条件を除く範囲である。

図 10 および図 11 において、本研究範囲全ての実測値とそれぞれの実験整理式 (6) (7) を比較する。渦運動がある場合の平均ヌッセルト数 Nu_m に対する修正レイリー数 $Ra^{*0.23}$ の関係を図 10、渦運動の生じない発熱面に沿った流れになる場合の平均ヌッセルト数 Nu_m と $Ra^{*0.28} (R/d)^{0.60}$ の関係を図 11 に示す。図 10 および図 11 において、いずれの場合でも実験整理式 (6) および式 (7) の直線に対して概ね纏まっている。このことから、流動状態の

Fig.10 Comparison of measured value of Nu_m
(With vortex motion, 1st_top)

Fig.11 Comparison of measured value of Nu_m
(Without vortex motion, all heated surfaces)

違いによって、発熱面位置が異なってもそれぞれが同一の式で整理できることが分かった。なお、実験整理式 (6) は実測値との平均偏差 4.5%, 最大偏差 12.0%, 実験整理式 (7) は実測値との平均偏差 5.3%, 最大偏差 18.9% であった。

4. 結 言

密閉筐体内に配列された水平発熱平板まわりの自然対流において、各設計因子の違いが熱伝達特性に及ぼす影響について表 1 に示す本研究条件範囲で検討を行った。その結果、以下の知見を得た。

- (1) 流動特性としては、上部領域のみ渦運動が生成される場合と渦運動が生じない発熱体に沿った流れになる場合に分けられ、その他の領域では全て発熱面に沿った流れとなる。
- (2) 発熱体 1 段目上面では、発熱量が増加すると特定の発熱体の配置において渦運動が生成・発達するとともに熱伝達が促進される。いずれの発熱面においても発熱量の増加とともに熱伝達は増大する。
- (3) 熱伝達に及ぼす筐体高さ H の影響はほとんど見られなかった。隣接する空間領域高さの影響が支配的であり、他の空間領域の高さが変化しても隣接する空間領域の高さが一定であれば、熱伝達は同程度の値を示した。
- (4) 筐体内径 R の熱伝達に対する影響は、渦運動が生成される場合ではほとんど見られなかった。一方、渦運動がない発熱面に沿った流れの場合では、熱伝達はいずれの発熱面においても筐体内径 R が増加するに従い増大することが分かった。
- (5) 渦運動が生成される場合は修正レイリー数 Ra^* 、渦運動が生じない発熱面に沿った流れの場合は修正レイリー数 Ra^* および無次元内径 R/d を関数とする平均ヌッセルト数 Nu_m を求める実験整理式の導出を行った。

文 献

- (1) 竹内正紀, 部谷尚道, 木村照夫, 高松正仁, “水平発熱面上の自然対流熱伝達(発熱面上方にある物体の影響について)”, 日本機械学会論文集 B 編, Vol.52, No.474 (1986), pp.886-893.
- (2) 北村健三, 浅川智幸, “上方が拘束された水平上向き加熱平板上自然対流の流動と伝熱”, 日本機械学会論文集 B 編, Vol.63, No.616(1997), pp.3384-3390.
- (3) 池田雅弘, 平田賢, “水平平行二平板間自然対流における対向壁面への熱伝達(第 1 報, 上壁よどみ点における伝熱特性)”, 日本機械学会論文集 B 編, Vol.68, No.667 (2002), pp.806-812.
- (4) Powe, R.E., Warrington, R.O., and Scanlan, J.A., Natural Convection Heat Transfer Between Bodies and Their Spherical Enclosure, 19th National Heat Transfer Conference, HTD Vol.8 (1980), pp.79-87.
- (5) 舟渡裕一, 鈴木立之, “同心直方体間の自然対流熱伝達”, 日本機械学会論文集 B 編, Vol.64, No.626(1998), pp.3384-3390.
- (6) 下山力生, 眞田明, 堀部明彦, “密閉筐体内に配列された水平加熱平板まわりの自然対流熱伝達(加熱平板の配置と流動特性)”, 日本機械学会論文集 B 編, Vol.76, No.764(2010), pp.625-633.
- (7) Lockwood, F.C. and Shah, N.G., A New Radiation Solution Method for Incorporation in General Combustion Prediction Procedures, Eighteenth Symposium (International) on Combustion, The Combustion Institute(1981), pp.1405-1414.
- (8) 秋野詔夫, 功刀資彰, 椎名保顕, 関昌弘, 岡本芳三, “下面より加熱し上面より冷却される垂直円筒容器内の自然対流”, 日本機械学会論文集 B 編, Vol.55, No.509(1989), pp.152-158.