

博 士 論 文

発熱体の最適配置による自然対流熱伝達促進と
流動挙動に関する研究

平成25年 3月

下山 力生

岡山大学大学院
自然科学研究科

目次

第1章 序論	1
第1節 研究背景	1
第2節 電子機器の冷却技術	2
2.1 電子機器の冷却技術の概要	2
2.2 自然空冷技術の現状と課題	3
第3節 本研究の概要	4
第2章 自然対流熱伝達に関する従来の研究	8
第1節 緒言	8
第2節 本研究対象を構成する体系に関する研究	8
2.1 水平発熱平板	8
2.1.1 上向き加熱面	8
2.1.2 下向き加熱面	13
2.2 鉛直管内	13
2.3 密閉水平流体層	14
2.3.1 無限水平流体層	14
2.3.2 有限水平流体層	15
第3節 本研究で対象とする体系と類似の研究	17
3.1 密閉空間内に発熱体が設置される場合	17
3.2 煙突効果による自然対流促進に関する研究	19
3.2.1 煙突効果の特徴	19
3.2.2 従来の研究	19
第4節 本章のまとめ	23
第3章 密閉筐体内に配列された水平発熱平行平板まわりの自然対流熱伝達	27
第1節 緒言	27
第2節 実験装置および方法	28
2.1 実験装置	28
2.2 温度測定方法	30
2.3 空気流れの可視化方法	31
2.4 研究範囲	32
2.5 実験結果の整理方法	33
2.6 不確かさ解析	34
2.7 実験装置および方法の妥当性	34
第3節 数値解析を用いた放射伝熱の評価	36

3.1 解析手法.....	36
3.2 放射伝熱特性.....	36
第4節 密閉筐体内の熱流動特性.....	39
4.1 流動特性.....	39
4.2 筐体内空気の温度分布.....	44
4.3 熱伝達特性.....	46
4.4 流動パターンと熱伝達特性の関連性.....	49
第5節 各設計因子の影響.....	51
5.1 発熱量の影響.....	51
5.1.1 流動特性.....	51
5.1.2 熱伝達特性.....	54
5.2 筐体内径の影響.....	57
5.2.1 流動状態と温度場.....	57
5.2.2 熱伝達特性.....	59
5.3 筐体高さの影響.....	61
5.3.1 流動特性.....	61
5.3.2 熱伝達特性.....	62
5.4 渦運動の生成.....	64
5.5 無次元整理式.....	66
第6節 本章のまとめ.....	70
第4章 円筒発熱体を上方に設置した場合の水平発熱面まわりの自然対流熱伝達.....	74
第1節 緒言.....	74
第2節 実験装置および方法.....	76
2.1 実験装置.....	76
2.2 温度測定方法.....	76
2.3 空気流れの可視化方法.....	79
2.4 研究範囲.....	81
2.5 実験結果の整理方法.....	82
2.6 不確かさ解析.....	84
2.7 実験装置および方法の妥当性.....	85
2.8 円筒発熱体の下部形状の検討.....	86
2.9 熱流体解析ソフトによる計算方法.....	91
第3節 数値解析を用いた放射伝熱の評価.....	93
3.1 解析手法.....	93
3.2 水平発熱面の局所放射伝熱特性.....	96
3.3 諸因子に対する水平発熱面の放射伝熱特性.....	97
第4節 円筒発熱体の設置の影響.....	101
4.1 流動特性.....	101

4.2 熱伝達特性.....	103
第5節 各設計因子の影響.....	104
5.1 水平発熱面と円筒発熱体の間隔の影響.....	104
5.1.1 流動特性.....	104
5.1.2 温度分布.....	104
5.1.3 熱伝達特性.....	109
5.1.4 熱流体解析ソフトによる検討.....	111
5.2 円筒発熱体の発熱量の影響.....	117
5.2.1 流動特性.....	117
5.2.2 温度分布.....	120
5.2.3 熱伝達特性.....	121
5.2.4 熱流体解析ソフトによる検討.....	123
5.3 円筒発熱体高さの影響.....	126
5.3.1 流動特性.....	126
5.3.2 温度分布.....	129
5.3.3 熱伝達特性.....	130
5.3.4 熱流体解析ソフトによる検討.....	132
5.4 円筒発熱体内径の影響.....	134
5.4.1 流動特性.....	134
5.4.2 温度分布.....	139
5.4.3 熱伝達特性.....	140
5.4.4 熱流体解析ソフトによる検討.....	142
5.5 水平発熱面の発熱量の影響.....	144
5.5.1 流動特性.....	144
5.5.2 温度分布.....	147
5.5.3 熱伝達特性.....	148
5.5.4 熱流体解析ソフトによる検討.....	150
5.6 逆流生成を判別する条件.....	152
第6節 水平発熱面の熱伝達特性の無次元整理.....	154
第7節 本章のまとめ.....	156
第5章 結論.....	160
謝辞.....	163

第1章 序論

第1節 研究背景

近年、情報化社会を迎えて情報関連産業は他の経済部門、技術部門と比べて顕著な成長を見せている。経済成長に欠くことの出来ない製品となった電子機器は急速に進歩しており、産業用では次世代スーパーコンピュータ“京”，民生用ではノートパソコンや携帯端末などのモバイル機器がその代表的な例として挙げられる。

電子機器の性能向上への技術的要求や市場要求は強まる一方である。パソコンに代表されるようにソフトウェアにおいて必要とされるデータ処理能力の増大からハードウェアにも処理能力の向上が求められている。この高速化によって、演算素子であるプロセッサに多大な負荷がかかり、電子機器に搭載された電子部品の発熱量は急速に増大する傾向にある。一方、市場ニーズに対応して筐体が小型化され、放熱面積が減少するとともに搭載される発熱する電子部品も小型化されている。特に、ノートパソコンや携帯端末などモバイル機器ではこの傾向は顕著である。これらのような発熱素子の高密度化や放熱面積の減少は電子部品の温度を上昇させ、熱に起因する様々なトラブルを引き起こす。例えば、電解コンデンサは温度が上昇すると充填された電解液が揮発するスピードが増大し、温度が10℃上昇すると寿命が半分になると言われている。インバータの主な故障はワイヤの断線とハンダクラックの発生によるものであるが、これは温度サイクルの繰り返しによって起こる熱疲労が原因となる。また、モータでは熱対策が不十分であると、巻線絶縁材および軸受グリースが劣化し、磁力が減少する。さらに、機能上の問題だけでなく、安全面においても製品の外表面の温度が高くなると熱くて不快に感じるだけでなく、低温やけどや最悪の場合には発火する危険性も生じる。このようにメーカーは製品にトラブルが発生すると、リコールによる経済的に甚大な損失をこうむるだけでなく、製品の信頼性や企業ブランドが大きく失墜することから、放熱対策を製品開発の重要課題として位置づけている。

一方で、電子機器の熱設計を取り巻く環境は、近年益々厳しくなっている。電子機器のライフサイクルが短期化されていることから、放熱設計は迅速かつ高精度に行われなくてはならない。また、低コスト要求を優先すると、調達品の品質のバラつきが避けられず、結果的に製品不良を引き起こす原因となる。さらに、環境規制で要求されるPbフリーなど使用素材の制限も放熱設計を困難にする大きな要因となっている。以前から大型のコンピュータや電源など一部の機器で放熱対策は行われていたが、当時の多くの電子機器にとって熱設計はあくまで理想であり、コストに見合わないものと考えられてきた。従来までは筐体内空間に隙間など余裕があるため、レイアウトの変更や冷却空気の流路の確保が比較的容易であり、熱問題が生じてから対策しても対応可能であった。しかし、小型化、高性能化が進む近年では、問題が生じるとプリント基板の配置や筐体構造の大幅な見直しが必要となる。その場合、かなり前の工程に戻って再度設計をしなければならず、コストの増大とともに製品開発サイクルに支障をきたすことになる。製品開発の取り組み方も変化しており、試作機で熱的に問題があると分かれば対策を講じる熱対策から設計の段階で問題をあらかじめ対処する熱設

計へと移行している。従来まで機構設計者が熱対策を担当していたが、近年では熱対策から熱設計への転換に伴って、機構のみならず、デバイス、電気、意匠など全設計者が熱問題を考慮して開発に取り組むようになってきている。

第2節 電子機器の冷却技術

2.1 電子機器の冷却技術の概要

電子機器の冷却技術の概略を図 1-1 に示す。電子機器には様々な放熱対策が施されている。伝熱過程の中で熱伝導を用いた放熱では、部品間の接触熱抵抗がよく問題となっている。これは部品表面との間に生じる空隙が要因であり、対策部材としてその隙間を埋めるサーマルグリスやシートが広く活用されている。これらの製品では熱伝導率が高く、かつ薄く施工できるものが望まれ開発が進んでいる。また、発熱密度の大きい素子の放熱にはアルミなどの金属製のプリント基板や熱拡散シートが使われ、ホットスポットが軽減されている。対流熱伝達による冷却方式はファンを用いる強制空冷式、浮力を駆動力とする自然空冷式、冷却水をポンプで循環させて冷却する水冷式に大きく分けられ、ヒートシンクの形状、通風孔や流路の設計、ファンやポンプの選定および設置の方法などが検討されている。製品の仕様や形状によって対策は様々であり、複雑なものとなる。放射伝熱による冷却も積極的に活用され、筐体の内外面に放熱塗料を塗布することで周囲空間への放熱を促進させている。冷却効率の低い密閉容器内の自然空冷場合では、放熱の約 50%を輻射が占めるケースも見られる。その他の放熱対策部材で電子機器の冷却で特徴的なものは、作動流体の潜熱を利用するヒートパイプが挙げられる。発熱密度の高い CPU などの発熱はヒートパイプにてヒートシンクに輸送し、空冷されるのが一般的である。ヒートパイプは作動媒体として水や代替フロンなどが使われており、等価熱伝導率で銅の 20~50 倍の性能を有する製品が開発されている。

これらのように電子機器の冷却には熱伝導、対流熱伝達、輻射から潜熱まであらゆる伝熱経路を既に利用しており、今後は個々の冷却技術に対して更なる発展が期待されている。

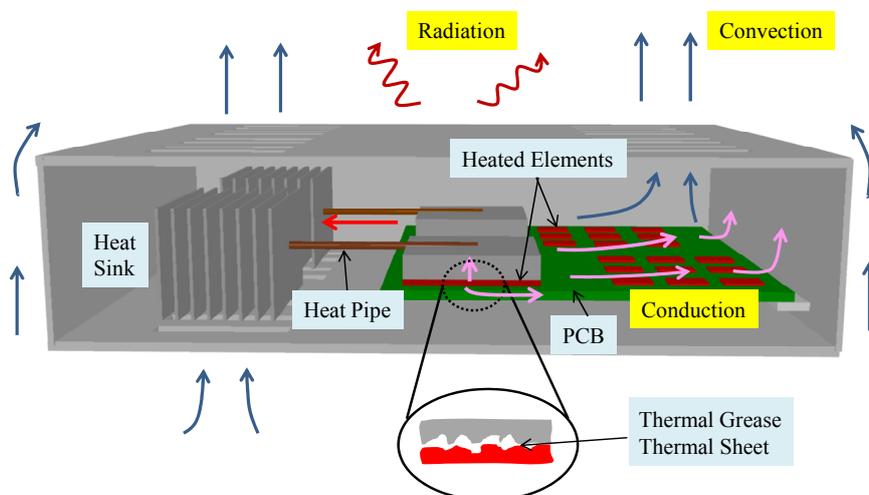


図 1 - 1 電子機器の冷却技術

2.2 自然空冷技術の現状と課題

電子機器の冷却技術の中でも、対流熱伝達による冷却技術が担う役割は大きい。ヒートパイプなどで熱輸送量を大きくしても周囲空間に放熱するには、対流および輻射の伝熱経路をたどることになる。輻射伝熱量を増大するには、放熱塗料を塗布して筐体の放射率を改善することになるが、光沢面からでない限りその効果は小さい。つまり、対流熱伝達による冷却効率が向上できれば、放熱シートやヒートパイプなどの放熱対策製品も十分に性能を発揮することになり、電子機器全体の冷却性能は向上する。

対流熱伝達による冷却技術を見てみると、強制空冷はファンを用いることからコストがかかる上に騒音対策が必要となる。低騒音化を図るには、筐体をなるべく密閉構造にし、内面への吸音材(断熱材)の設置や壁面を重くするなどの対策が必要である。そのため、放熱性能が低下するとともに、製品の軽量化が困難になる。また、故障のリスクが伴うことからメンテナンスが必要になり、消費電力が増大するデメリットも生じる。ポンプで冷却水を循環させる水冷式は強制空冷式と同様な問題が挙げられるが、それに加えて循環ラインからの水漏れが大きな問題となる。これらのことから、電子機器の熱設計においては自然空冷が注目され、まず自然空冷が適用できるか、否かの検討から始められている。

図 1-2 は電子機器の筐体体積と消費電力の関係において、市販されているさまざまな電子機器について自然空冷機器と強制空冷機器をそれぞれプロットしたものである。同一体積に対して消費電力が大きい場合には自然空冷ではなく、強制空冷が採用されている。図 1-2 に示すラインより上部の領域では自然空冷機器が見られないことから、このラインは自然空冷機器の放熱の限界の目安とされている。しかし、このデータは約 10 年前の調査結果であり、近年の冷却技術の発達によって、付加価値の高いモバイル機器などではこの限界を超える製品も現れている。このため自然空冷技術の高度化は製品の高性能化および高付加価値化に大きく貢献できるものと考えられる。

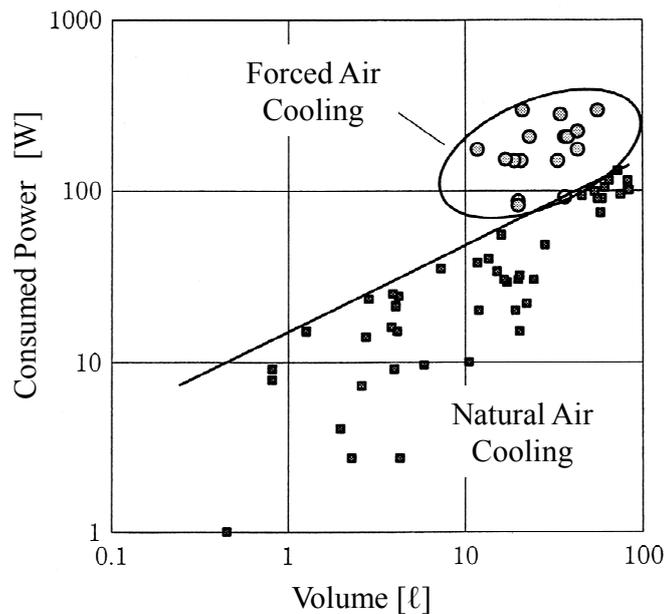


図 1-2 自然空冷機器の放熱限界⁽¹⁻¹⁾

上述したように、自然空冷技術は無騒音で信頼性が高く、電子機器の冷却に非常に有用なものであるが、その反面課題も多い。自然空冷の最大の課題は強制空冷などと比較して冷却効率が低く、図 1-2 で示したように発熱量の大きい機器には適用できないことである。このため自然空冷技術の高効率化に向け、従来から様々な対策が行われている。実用的な手段の一つとしては煙突効果によって増大する流量を冷却に利用し、熱伝達を促進させる手法が挙げられる。しかし、煙突効果は工業的に古くから活用されているが、電子機器の冷却への適用には十分な検討がされているとは言い難い。過去の研究を見てみると、鉛直発熱面に対して熱伝達を促進させる報告は従来から多く見られるが、筐体底面の冷却を対象とした報告は筐体を傾斜させる手法以外ほとんど見当たらない。また、煙突効果以外の対策では、水平な伝熱面上に格子状のリブの設置⁽¹⁻²⁾や鉛直な伝熱面に平板列を挿入する手法⁽¹⁻³⁾など様々な手法が提案されているが、実用化されているものは少ない。

もう一つの課題としては、伝熱工学に関する研究はエネルギー機器の発展とともに進展してきたことから、近年多様化が進んでいる電子機器特有の構造に対しての熱伝達特性は不明な場合が多いことである。熱伝達特性が不明な状態では放熱量の見積もり時に従来までの経験式をそのまま適応できず、製品開発サイクルの短期化や高精度な放熱設計に支障をきたすことになる。

これらのように、自然空冷技術の高効率化の更なる進展と電子機器特有の構造に対応した熱伝達の整理式の拡充が望まれている。

第 3 節 本研究の概要

前節までの内容を考慮して、本研究では電子機器を対象とした自然空冷技術の高度化を図ることを目的とし、次の 2 つの体系について熱流動特性の解明を行い、発熱体を最適に配置することで自然対流熱伝達を促進する手法について検討する。

①密閉筐体内に水平発熱体が鉛直方向に配列された場合

電子機器では製品の多様化に伴い、デザインや機能上の観点から、図 1-3(a)に示す密閉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の製品が多く見られるようになってきた。しかし、従来の研究において、このような体系について検討した報告はなく、筐体内の熱流動特性は解明されていない。そこで、図 1-3(b)に示すような簡易化された構造に対して、筐体内に生じる自然対流の流動特性を明らかにし、各発熱面まわりの熱伝達特性を無次元整理する。また、熱伝達が促進される渦運動の生成条件についても検討する。本研究を遂行することにより、同様な体系の電子機器では迅速かつ高精度な放熱設計が可能になるとともに、冷却性能が増大することで製品の小型・軽量化が図れることが期待できる。

②水平発熱面の上方に円筒発熱体を設置した場合

煙突効果を用いた機器冷却の基礎研究を行う。想定している電子機器の一例を図 1-4(a)に示す。冷却対象は、発熱素子から各種放熱部材で熱拡散した筐体などであり、比較的発熱密

度の小さいものである。自然対流熱伝達の促進に煙突効果は従来から用いられているが、図 1-4(b)で示される体系において、水平発熱面まわりの熱伝達に及ぼす基本的なパラメータの影響は検討されていない。そこで、水平発熱円板の自然対流熱伝達を促進することを目的とし、円筒発熱体が上方に配置される場合における熱流動特性の解明および熱伝達の無次元整理式の提案を行う。なお、図 1-4(a)で一例を示す構造の電子機器では、ここで検討する熱伝達を促進する技術を確認することによって、強制空冷方式から自然空冷方式に転換され、製品の高付加価値化が実現できることが考えられる。

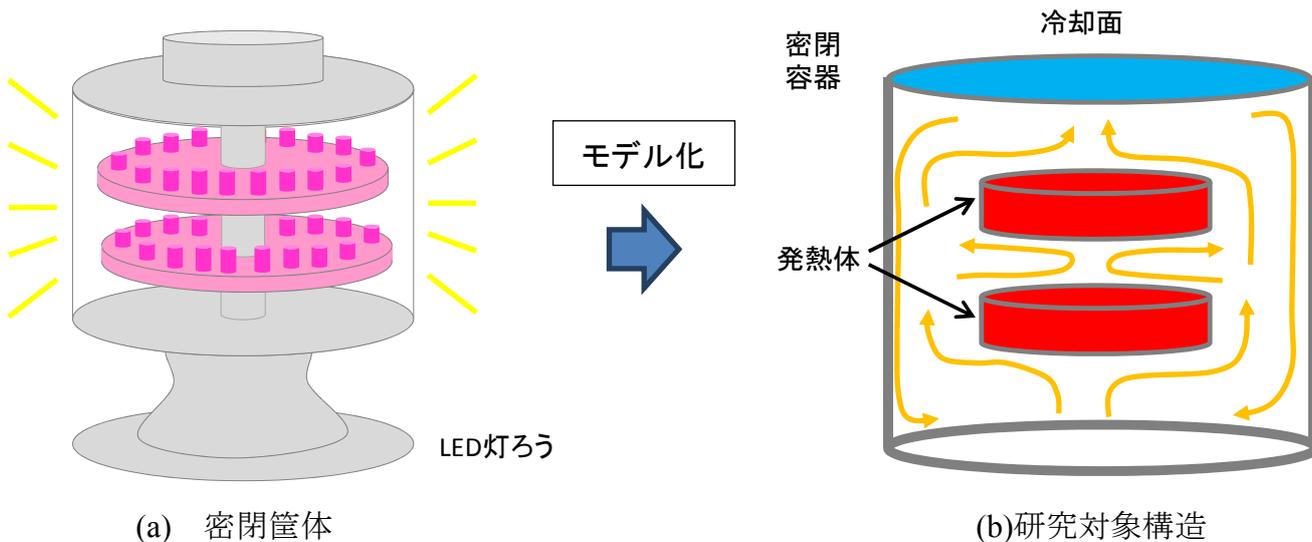


図 1-3 密閉管体内に配列された水平発熱平行平板まわりの自然対流熱伝達

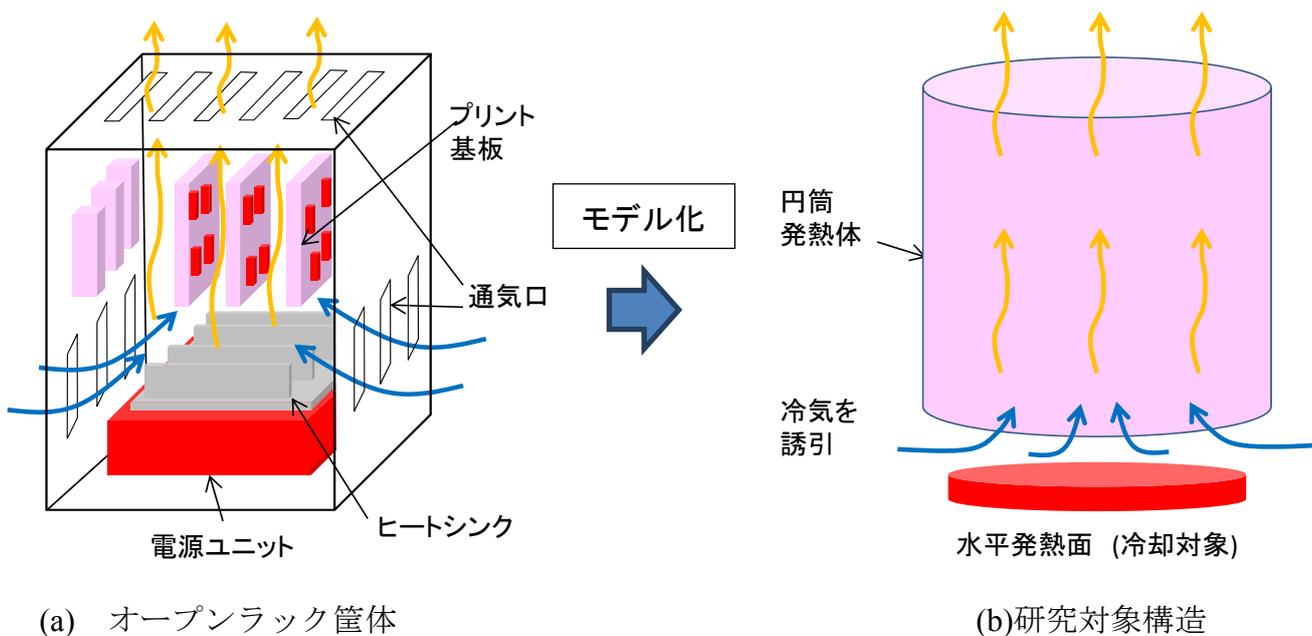


図 1-4 円筒発熱体を上方に設置した場合の水平発熱面まわりの自然対流熱伝達

上記の2つの研究内容に対して、本論文は以下のとおり5章より構成されている。第2章においては、本研究に関連する自然対流熱伝達の従来からの研究について概説している。まず、自然対流熱伝達に関する従来からの研究の中から本研究対象の熱流動特性を解明するための知見として、構成するそれぞれの伝熱面まわりの過去の報告について解説している。次に、本研究で検討する体系に類似した従来からの研究について概説するとともに、本研究内容との比較を行っている。

第3章においては、電子機器特有の体系である密閉筐体内に鉛直方向に配列された水平平行発熱体まわりに生じる自然対流において、熱伝達が促進される条件および各設計パラメータが発熱体まわりの熱流動特性に及ぼす影響について検討している。第1節では、本章の研究背景について述べている。第2節においては、本章で用いる実験装置および方法、熱伝達特性の整理方法やそれらの妥当性、筐体内の空気流れの可視化方法について述べている。第3節では、本章の研究において、発熱面を加熱した場合の放射の影響は大きく無視できないことから、筐体内に生じる輻射伝熱量を求める数値解析方法を述べるとともに、発熱面における放射伝熱特性が熱伝達の評価に及ぼす影響について検討している。第4節においては、鉛直方向に水平発熱体が配列された密閉円筒筐体内で生じる熱流動現象の概説として、水平発熱体が所定の間隔で配列された場合における筐体内に生じる流動パターンを示すとともに、それぞれの流動状態と発熱体まわりの熱伝達との関連性について検討している。第5節では、発熱量、筐体高さおよび筐体内径が発熱体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、熱伝達を促進する渦運動の生成条件およびそれぞれの流動状態について各発熱面の熱伝達の整理式を提案している。第6節においては、本章の研究で得られた知見を整理している。

第4章においては、煙突効果を利用した機器冷却の基礎研究として、円筒発熱体が上方に配置される場合の水平発熱面の熱伝達促進について論じている。ここでは、基本的なパラメータが熱流動特性に及ぼす影響について検討し、水平発熱体まわりの熱伝達特性を整理している。第1節では、本章の研究背景について述べている。第2節においては、水平発熱面および円筒発熱体まわりに生じる自然対流の熱流動特性に対して、評価する実験装置および方法、熱伝達の整理方法とそれらの妥当性について述べるとともに、熱流体解析ソフトの適用可能性を検討するための計算方法について示している。第3節では、実験において生じる放射成分の影響が無視できないことから、放射伝熱特性に及ぼす諸因子の影響について検討するとともに、水平発熱面の放射伝熱の定量的な評価を行っている。第4節では本章の研究の概説として、円筒発熱体を上方に配置した場合における水平発熱面の熱伝達促進について述べている。ここでは、水平発熱面のみの場合と円筒発熱体を上方に設置した場合において、それぞれの熱流動挙動を比較検討している。第5節においては、水平発熱面の上方に円筒発熱体が設置される場合において、各パラメータが熱流動挙動に及ぼす影響について評価するとともに、熱流体解析ソフトの適用可能性について検討している。また、円筒発熱体内に生じる逆流現象が生じる条件について検討している。第6節では、第5節で得られた熱伝達特性および逆流に関する条件に基づいて、水平発熱面の熱伝達特性の実験整理式を提案している。第7節においては、本章のまとめとして、得られた知見について整理している。

第5章では、本研究の結論として、各章の内容をまとめるとともに、得られた知見を示している。

以上のように本研究は、電子機器の製品価値を維持・向上するために必要な基盤技術に関するものであり、得られた結果は付加価値の高い製品開発環境の進展に大きく寄与できるものと考えられる。

参考文献

- (1-1) 伊藤謹司, 国峰尚樹, “トラブルをさけるための電子機器の熱対策設計”, 日刊工業新聞社(2006), pp.143
- (1-2) 北村 健三, 長江 直行, 木村 文義 “格子状フィンを用いた水平加熱平板上自然対流の伝熱促進”, 日本機械学会論文集 B 編, Vol.61, No.582(1995), pp.659-664
- (1-3) 松野 匡輔, 辻 俊博, 梶田 欣 “平板列の挿入による自然対流層流境界層の伝熱促進”, 日本機械学会論文集 B 編, Vol.75, No.750(2009), pp.310-315

第2章 自然対流熱伝達に関する従来の研究

第1節 緒言

自然対流に関する体系的な研究は、1901年に Benard⁽²⁻¹⁾による実験から始まった。無限に広がる水平流体層において、底面が高温で上面が低温の場合では底面まわりの流体は、上面付近の流体と比較して密度が小さくなることから浮力が生じ、上昇する。この上昇する流体は上面にて冷却され、上昇流の根元に流体を補填する下降流れになる。そのため、流体層内では上面および底面の間隔に循環流が無数に生じ、ベナール・セルと呼ばれる蜂の巣状のセルが観察される。このような流れ場を1916年に Rayleigh⁽²⁻²⁾はその理論的な解析を行った。そのことから、細胞状のパターンが生じる対流はレイリー・ベナール対流と呼ばれている。自然対流に関する体系的な研究は、このころから始まり現在まで多くの研究が行われている。

本章では、まず、自然対流熱伝達に関する従来の研究の中から本研究対象の熱流動特性を解明するための知見として、構成するそれぞれの伝熱面まわりの過去の報告について解説する。次に、本研究で検討する体系に類似した従来の研究について概説するとともに、本研究内容との比較を行う。

第2節 本研究対象を構成する体系に関する研究

2.1 水平発熱平板

2.1.1 上向き加熱面

水平な上向き加熱平板上に発生する自然対流は代表的な自然対流の体系の一つであり、工業および自然界において様々な場面で見られる。そのため、水平上向き発熱平板まわりの流動特性および熱伝達特性に関する研究は、従来から多くの研究者が報告している。この体系の最大の特徴は、水平発熱平板上において水平方向から流入し、垂直方向に上昇する流れ場となることである。このような流れ場は水平発熱平板で加熱された流体は浮力とともに上昇し、周囲から上昇流を補う流れが生じることにより形成される。もう一つの特徴として、上向き加熱平板上の自然対流は低温流体の下に高温流体の層ができるために熱的に不安定となり、容易に3次元かつ乱れた流れになることが挙げられる。そのため、詳細な熱流動現象の解明は垂直加熱平板まわりの自然対流と比較して遅れているのが現状である。数値解析を用いて検討している報告も見られるが、上昇するプルームによって周囲空気を誘引する効果が十分に考慮できないために実験による現象の解明が主流となっている。

水平な上向き加熱平板まわりの流動特性と局所熱伝達特性の関連性について述べる。従来の研究として、Kitamura ら⁽²⁻³⁾は、有限な水平上向き加熱平板まわりの自然対流の流動および伝熱機構について詳細に検討している。ここでは、染料によって流れ場を可視化するとともに感温液晶を用いて伝熱面の局所熱伝達率を定量的に評価している。図2-1は水平上向き加熱平板まわりの流動と局所熱伝達を模式的に示したものである。図2-1(a)に示すように、流れ場は水平加熱面の端部から水平方向に流入した低温周囲流体が加熱面に沿って流れ、高温

となって剥離する．さらに中心方向に進むと，この間隙に加熱面の上方にある低温周囲流体が加熱面近傍に侵入する．この侵入した流体もやがて剥離し，端部から流入した流体とともに，比較的安定した筋状の流れから時間空間的に不規則な流れに遷移し，伝熱面中央部からブルーム状に流出していく．図 2-1(b)の局所熱伝達率と水平加熱面の端部からの距離の関係を見ると，水平加熱面の局所熱伝達率は端部で最大値をとり，中心に向かって急激に低下し，極小値を示す．その後，極大値をとってから徐々に低下してから一定な値を示す．水平加熱板の端部から局所熱伝達率が急減に減少する領域(A)は，水平加熱板の端部から流入した流体が伝熱面に沿って流れる層流境界層領域に相当する．熱伝達率の極小値から極大値までの領域(B)では比較的安定した筋状の流れとなり，伝熱面上方にある低温周囲流体が剥離した高温流体の間を縫って伝熱面近傍に流入する．よって，局所熱伝達率の極小値は流体が伝熱面から剥離する位置に概ね対応している．また，局所熱伝達率の極大値以降の領域(C)では時間空間的に不規則な流れとなる領域である．領域(D)は十分に発達した乱流領域であり代表長さの変化に対して熱伝達が一定となる．図 2-1 から分かるように，領域(A)の層流流れおよび領域(D)の乱流領域に対して，領域(B)および(C)の遷移領域がかなりの割合を占めている．なお，中心付近の局所熱伝達率は衝突する流体の流速が大きいと増加する傾向を示す．この中心付近による局所熱伝達率の増大は，中心位置が領域(A)から(D)のいずれの領域になっても見られる．また，この体系では下流側の条件が上流側の流動状態に大きな影響を及ぼさないことが確認されている．

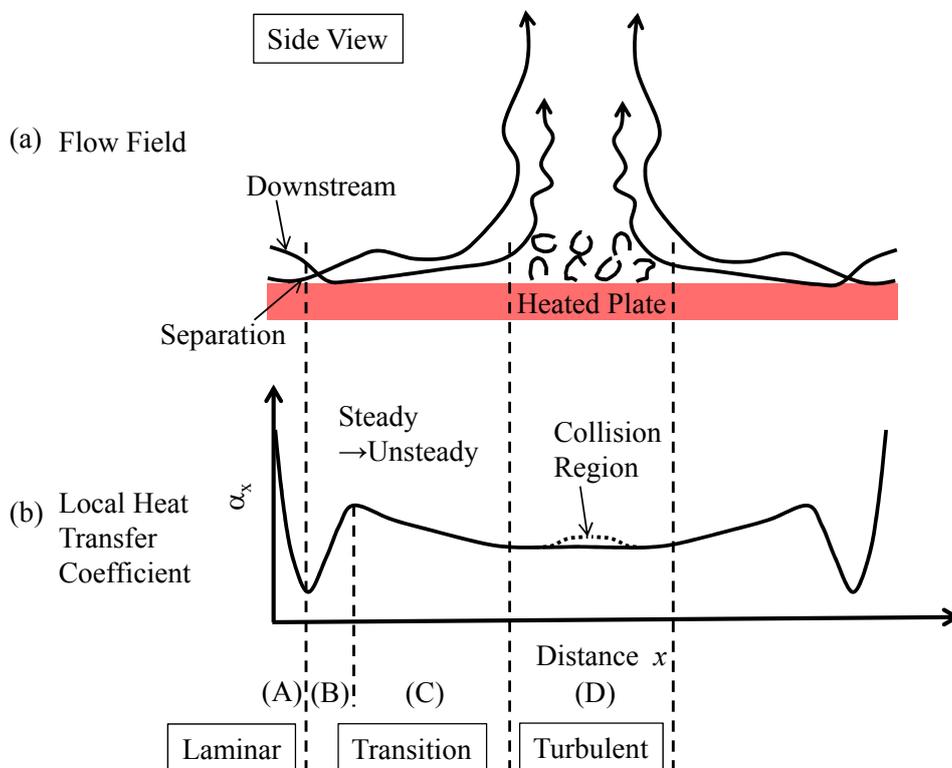


図 2-1 水平上向き加熱平板の流動と伝熱⁽²⁻³⁾

これらの結果を局所ヌッセルト数 $Nu_x(=\alpha_x x / \lambda)$ と局所修正レイリー数 $Ra_x^*(=g\beta q x^4 / \lambda a \nu)$ を用いて整理すると、熱伝達特性は式(2-1)から式(2-4)および図 2-2 のとおり流動状態に対してそれぞれ表記できる。ただし、この無次元整理は衝突領域を除いて行ったものである。また、ここで示す領域(A)~(D)は、図 2-1 の模式図で示す領域名に対応する。

領域(A) $10^2 < Ra_x^* < 10^6$

$$Nu_x = 0.66 Ra_x^{*1/6} \tag{2-1}$$

領域(B) $10^6 < Ra_x^* < 5 \times 10^7$

$$Nu_x = 0.066 Ra_x^{*1/3} \tag{2-2}$$

領域(C) $5 \times 10^7 < Ra_x^* < 8 \times 10^{10}$

$$Nu_x = 0.70 Ra_x^{*1/5} \tag{2-3}$$

領域(D) $8 \times 10^{10} < Ra_x^* < 10^{14}$

$$Nu_x = 0.20 Ra_x^{*1/4} \tag{2-4}$$

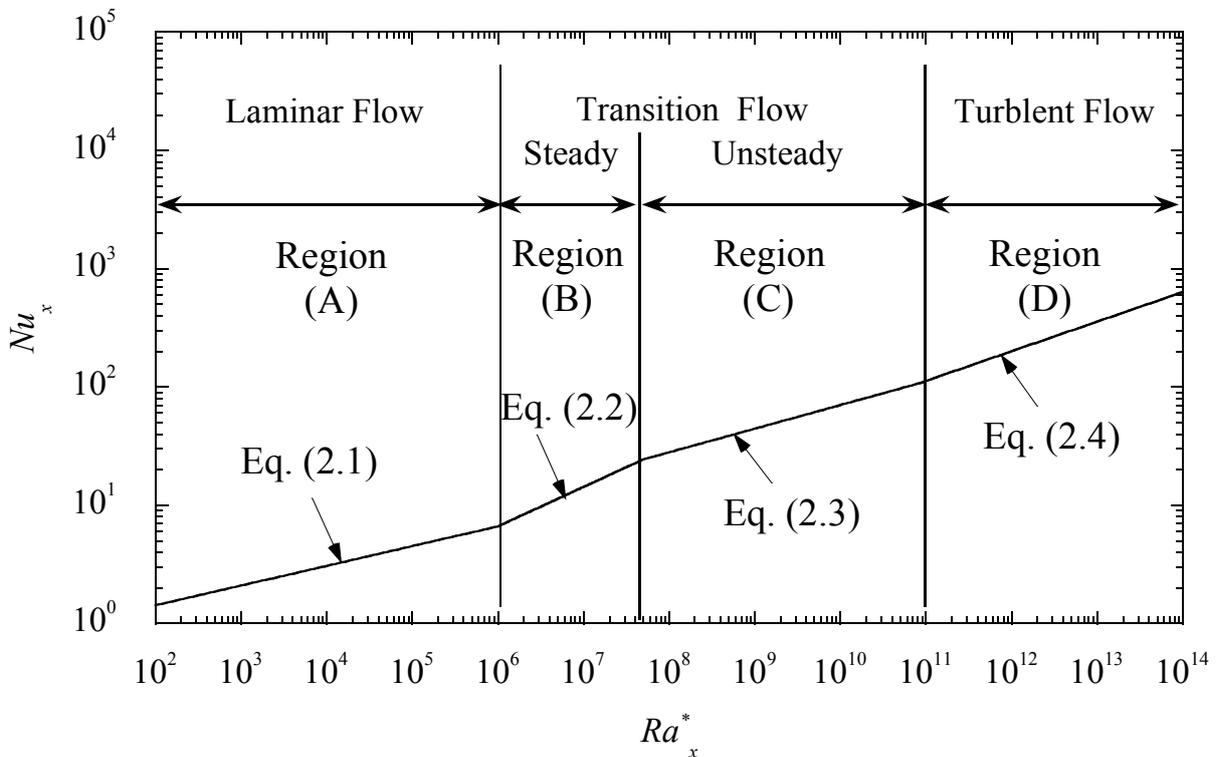


図 2-2 水平上向き加熱平板の流動と伝熱⁽²⁻³⁾

次に水平上向き加熱平板まわりの平均熱伝達特性について述べる。水平加熱平板まわりの平均熱伝達特性に関する研究は 1950 年頃に Fishenden ら⁽²⁻⁴⁾が次式のような熱伝達係数の無次元式を提案しており，以降多数の文献が次式を参考に行っている。ただし，これらは正方形の加熱平板を空气中に単独で設置した場合の上向き加熱面の結果であり，上面および下面の表面において熱伝達が生じている状態下で得られた式である。

層流領域： $10^5 < Ra < 2 \times 10^7$

$$Nu = 0.54Ra^{1/4} \quad (2-5)$$

乱流領域： $2 \times 10^7 < Ra < 3 \times 10^{10}$

$$Nu = 0.14Ra^{1/3} \quad (2-6)$$

水平上向き加熱平板まわりの自然対流は，様々な形状や流体を対象に研究が行われている。代表的なもので，Husar ら⁽²⁻⁵⁾は円形をはじめ，正方形，長方形などの伝熱面まわりの流れ場の概要を可視化によって示しており，古くから上向き水平発熱面まわりの熱伝達特性を検討する場合に参考にされている。近年では，北村ら⁽²⁻⁶⁾が円形の伝熱面に対して直径 D 基準のレイリー数 Ra_D で 2×10^5 から 3×10^{10} まで，熱流動挙動を広範囲にかつ詳細に検討している。空気の場合でレイリー数 Ra_D が 1.5×10^5 ，水でレイリー数 Ra_D が 8.0×10^5 で乱流遷移が始まることを流れの可視化によって確認している。しかし，この遷移レイリー数を超えたとしても，レイリー数 Ra_D が 10^8 まで大きくならないと，遷移あるいは乱流域は円板中央付近のごく狭い範囲に限られる。このことから，レイリー数 Ra_D が 4×10^7 を整理式上の乱流遷移分岐点として，熱伝達の無次元整理式を次のように示している。なお，本研究の第 4 章で用いる円形加熱面のレイリー数は 10^5 から 10^6 程度であることから，流れ場は層流から乱流状態であることが考えられる。

層流領域： $2 \times 10^5 < Ra < 4 \times 10^7$

$$Nu = 0.71Ra_D^{1/4} \quad (2-7)$$

乱流領域： $4 \times 10^7 < Ra < 3 \times 10^{10}$

$$Nu = 0.16Ra_D^{1/3} \quad (2-8)$$

その他の研究では，Fujii ら⁽²⁻⁷⁾や石黒ら⁽²⁻⁸⁾は伝熱面が長方形で流体が水，Youself ら⁽²⁻⁹⁾は伝熱面が長方形で流体が空気の場合で熱伝達率の整理式を提案している。また，伝熱面形状の違いについても検討されており，正方形，長方形および円形について，Goldstein ら⁽²⁻¹⁰⁾は平均ヌッセルト数をナフタリンの蒸発量から算定してレイリー数との関係式を求め，Arabi ら⁽²⁻¹¹⁾は蒸気を用いて伝熱面を加熱する実験において熱伝達特性を整理している。いずれの

報告においても、平均熱伝達特性は特徴を表す伝熱面寸法を代表長さにとることで、形状によらず一つの整理式で纏めている。

水平上向き加熱平板まわりの自然対流において、これまでの代表的な研究結果を整理したものを表 2-1 に示す。層流および乱流ごとに整理式を分けたもの、流動状態に関係なく一つの整理式で纏めたもの、遷移領域まで詳細に分けたものなど様々な整理式が提案されている。また、これらの中には、上向き面以外の発熱面も断熱材で覆っていないものや、伝熱面側方に流体の侵入を防ぐ板を設置して 2 次元的な流れとして評価しているものなど、研究目的などに応じて実験条件にバラつきが見られる。このような中で、平均ヌッセルト数 Nu はレイリー数 Ra に対して層流領域で 1/4 乗、乱流領域で 1/3 乗に比例する結果が現在広く用いられている。

表 2 - 1 水平上向き加熱平板の自然対流熱伝達に関する従来の研究

Reference	fluid	Plate shape	flow field	Range of Ra	Correlation
Kitamura et al. ⁽²⁻³⁾	Water	Rectangle	Laminar	$1.6 \times 10^3 < Ra^* < 1.6 \times 10^7$	$Nu = 1.25 Ra^{*1/6}$
			Transition Steady	$1.6 \times 10^7 < Ra^* < 8 \times 10^8$	$Nu = 0.04 Ra^{*1/3} + 9.7$
			Transition Unsteady	$8 \times 10^8 < Ra^* < 1.3 \times 10^{12}$	$Nu = Ra^{*1/5} + 13.5$
			Turbulent	$1.3 \times 10^{12} < Ra^* < 1.6 \times 10^{15}$	$Nu = 20 Ra^{*1/4} + 37$
Fishenden et al. ⁽²⁻⁴⁾	Air	Square	Laminar	$10^5 < Ra < 2 \times 10^7$	$Nu = 0.54 Ra^{1/4}$
			Turbulent	$2 \times 10^7 < Ra < 3 \times 10^{10}$	$Nu = 0.14 Ra^{1/3}$
Kitamura et al. ⁽²⁻⁶⁾	Air Water	Circular	Laminar	$2 \times 10^5 < Ra < 4 \times 10^7$	$Nu = 0.71 Ra^{1/4}$
			Turbulent	$4 \times 10^7 < Ra < 3 \times 10^{10}$	$Nu = 0.16 Ra^{1/3}$
Fujii et al. ⁽²⁻⁷⁾	Water	Rectangle	Laminar	$7 \times 10^6 < Ra < 2 \times 10^8$	$Nu = 0.16 Ra^{1/3}$
			Turbulent	$5 \times 10^8 < Ra < 6 \times 10^{10}$	$Nu = 0.13 Ra^{1/3}$
Ishiguro et al. ⁽²⁻⁸⁾	Water	Rectangle		$3 \times 10^5 < Ra < 10^{10}$	$Nu = 0.20 Ra^{1/3}$
Yousef et al. ⁽²⁻⁹⁾	Air	Rectangle	Laminar	$3 \times 10^6 < Ra < 4 \times 10^7$	$Nu = 0.622 Ra^{1/4}$
			Turbulent	$4 \times 10^7 < Ra < 1.7 \times 10^8$	$Nu = 0.162 Ra^{1/3}$
Goldstein et al. ⁽²⁻¹⁰⁾	Air	Square Rectangle Circular		$2.8 \times 10^2 < Ra < 9 \times 10^3$	$Sh = 0.59 Ra^{1/4}$
Al-Arabi et al. ⁽²⁻¹¹⁾	Air	Rectangle	Laminar	$2 \times 10^5 < Ra < 4 \times 10^7$	$Nu = 0.70 Ra^{1/4}$
		Square	Turbulent	$4 \times 10^7 < Ra < 10^9$	$Nu = 0.155 Ra^{1/3}$
		Circle			

2.1.2 下向き加熱面

下向き加熱水平面からの自然対流において、水平面に沿う対流の駆動力は、下向き面で加熱された表面近傍の流体と端部との水平方向の密度差により生じる圧力勾配となる。そのため、流れ場としては、発熱平板の中央から両端に向かって高温流体が押し出され、両端に向かって流出する流体を周囲から補うように発熱平板の下方から流体が流れ込む。このことから下向き発熱平板まわりの自然対流は、浮力が駆動力となる垂直面や上向き発熱平板とは発生機構が異なり、垂直面および水平上向き加熱平板と比べて熱伝達が低下する特徴を示す。水平下向き発熱平板まわりの自然対流熱伝達は乱流が生成され難く、過去の文献においても層流熱伝達についてのみ報告が見られる。下向き水平加熱面まわりの熱伝達において、代表的な整理式を次のとおり示す。

空気の場合⁽²⁻⁸⁾ : $3 \times 10^5 < Ra < 3 \times 10^{10}$

$$Nu = 0.27Ra^{1/4} \quad (2-9)$$

水の場合⁽²⁻⁷⁾ : $10^6 < Ra < 10^{11}$

$$Nu = 0.58Ra^{1/5} \quad (2-10)$$

2.2 鉛直管内

鉛直管内に生じる自然対流の熱伝達特性は、式(2-11)から式(2-13)にて整理されている⁽²⁻¹²⁾。ここで、式中の ζ は管路の断面形状から求められ、断面が円形の場合は直径 b に対して $\zeta=0.198b$ 、正方形の場合は一辺の長さ b に対して $\zeta=0.206b$ にて算出される。また、 Ra_ζ が 10 を超えたあたりで単一鉛直平板と見なすことができ、その熱伝達の整理式が適用できる。乱流への遷移は、単一平板が最も生じやすく、両端開放の有限平行平板がこれに続き、側面の閉塞度が強いものほど遷移しにくい⁽²⁻¹²⁾。よって、本研究の第 4 章で用いる円筒発熱体の内部流れはレイリー数 Ra が最大でも 10^9 程度であるのに対して、等熱流束で単一鉛直平板の乱流遷移のレイリー数 Ra が 10^{12} 程度であることから層流状態であることが考えられる。

$$B = 0.795 \left[\frac{Pr}{1 + 2\sqrt{Pr} + 2Pr} \right]^{1/4} \quad (2-11)$$

$$Ra_\zeta = Pr \frac{g\beta(T_w - T_\infty)\zeta^3}{\nu^2} \left(\frac{\zeta}{l} \right) \quad (2-12)$$

$$Nu_\zeta = Ra_\zeta \left[1 - \exp\left(\frac{-B^{0.8}}{Ra_\zeta^{0.6}} \right) \right]^{1.25} \quad (2-13)$$

2.3 密閉水平流体層

2.3.1 無限水平流体層

上面が高温で下面が低温の場合では密度の小さな流体が大きな流体の上に存在するため、自然対流は発生しない。一方、底面が高温で上面が低温の場合では、層厚さ l および上下面の温度差 ΔT に基づくレイリー数 $Ra(=g\beta\Delta T^3/\nu\alpha)$ が臨界レイリー数 $Ra_c=1708$ 以上になると層内で対流が生じる。無限水平流体層内の熱伝達において、Churchill⁽²⁻¹³⁾ は整理式の代表長さを層厚み l として、全ての流動状態に対して次のように定義している。

$$Nu = \left\{ \left[1 + 1.466 \left(1 - \frac{Ra_{cr}}{Ra_l} \right) \right]^{15} + \left[\frac{Ra_l f(Pr)}{1420} \right]^5 \right\}^{1/15} \quad (2-9)$$

$$f(Pr) = \left[1 + (0.5 / Pr)^{9/16} \right]^{-16/9} \quad (2-10)$$

また、鶴崎ら⁽²⁻¹⁴⁾ の報告によると、熱伝達特性は流動状態にて大別できるとし、次の式(2-11)から式(2-13)を用いて整理されている。

① 熱伝導支配領域

$$Nu = 1 \quad (2-11)$$

② 層流熱伝達領域⁽²⁻¹⁵⁾

$$Nu = 1.0 + 1.45 \left(1 - \frac{Ra_c}{Ra} \right) \quad (2-12)$$

③ 乱流熱伝達領域

$$Nu = 0.0836 Ra^{1/3} \quad (2-13)$$

いずれの報告においても、これらの整理式は、Silveston⁽²⁻¹⁶⁾ をはじめ、多くの研究者が求めた実験値に概ね一致している。

2.3.2 有限水平流体層

水平流体層を有限な大きさにすると，自然対流は流体層のアスペクト比の効果が表れるため複雑になる．対流が開始される臨界レイリー数 Ra_c もアスペクト比によって大きく異なる．図 2-3 に水平矩形流体層の概略を示す．ここで，臨界レイリー数 Ra_c は，四側面が良導体の場合と不良導体の場合で分けられ， $H_1(b/l) > H_2(a/l) > 1$ の関係が成り立つ場合において次のように定義されている⁽²⁻¹³⁾．

①良導側壁： $1 < H_2 < H_1 < 6$

$$Ra_c = 1708(1 + 0.116H_1^{-1})^8(1 + 22H_2^{-2})^{1/6} \quad (2-14)$$

②断熱側壁： $1 < H_2 < H_1 < 12$

$$Ra_c = 1708(1 + 0.425H_1^{-1.5})(1 + 3H_2^{-2})^{1/4} \quad (2-15)$$

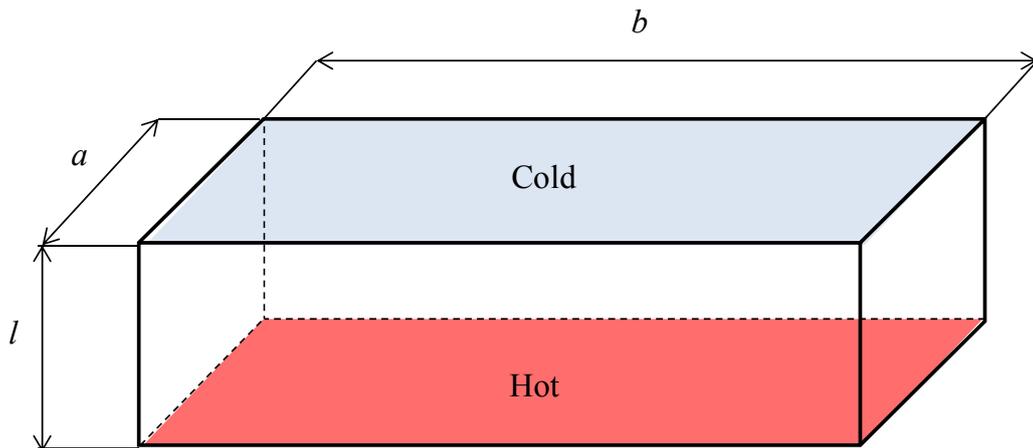


図 2-3 水平矩形流体層の概略

側壁が断熱条件の有限な水平流体層のヌッセルト数 Nu とレイリー数 Ra の関係をアスペクト比 As が 0.2, 0.5, 1.0 および 1.6 の場合について図 2-4 に示す．なお，図中には無限水平流体層の場合を破線で示し，層流領域と乱流領域の境界線を一点鎖線で併記した．ここで，層流状態の熱伝達特性はアスペクト比 As に対応した臨界レイリー数 Ra_c を式(2-15)から求め，無限水平流体層で用いた式(2-12)に代入することで得られる．一方，乱流状態の熱伝達特性ではレイリー数 Ra が十分大きくなると無限水平流体層の式(2-13)で概ね示されるが，乱流遷移境界から乱流が十分に発達する領域まではアスペクト比 As によって傾向が異なる．この傾向は任意のアスペクト比 As において，層流熱伝達の関係式(2-12)と乱流遷移の境界を示す式(2-16)との交点を結んだ延長線となり，式(2-17)の関係で表される⁽²⁻¹⁴⁾．ここで，式(2-16)中の Nu_A および Ra_A は無限水平流体層における層流領域から乱流領域における分岐点のヌッセルト数とレイリー数である．

$$Nu = Nu_A - 1.336 \left(1 - \frac{Ra_A}{Ra} \right) \quad (2-16)$$

$$Nu = CRa^n \quad (2-17)$$

なお、本研究の第3章で検討する密閉容器内に水平発熱体が配列される体系では、冷却面から最も近い発熱面から冷却面までの空間はアスペクト比 As が 2~15 であり、等温面換算でレイリー数 Ra は 2×10^3 から 2×10^6 までの範囲を検討している。よって、本研究と構造が異なるため図 2-14 は直接適用できないが、管内の流動状態は層流だけでなく乱流に遷移する条件もあることが考えられる。

水平流体層内の熱伝達特性を詳細に整理すると上記のように示されるが、MacAdams⁽²⁻¹⁷⁾ は簡便な次のような関係式を提案している。

層流域： $10^4 < Gr < 3.2 \times 10^5$

$$Nu = 0.21Ra^{1/4} \quad (2-18)$$

乱流域： $3.2 \times 10^5 < Gr < 10^7$

$$Nu = 0.075Ra^{1/3} \quad (2-19)$$

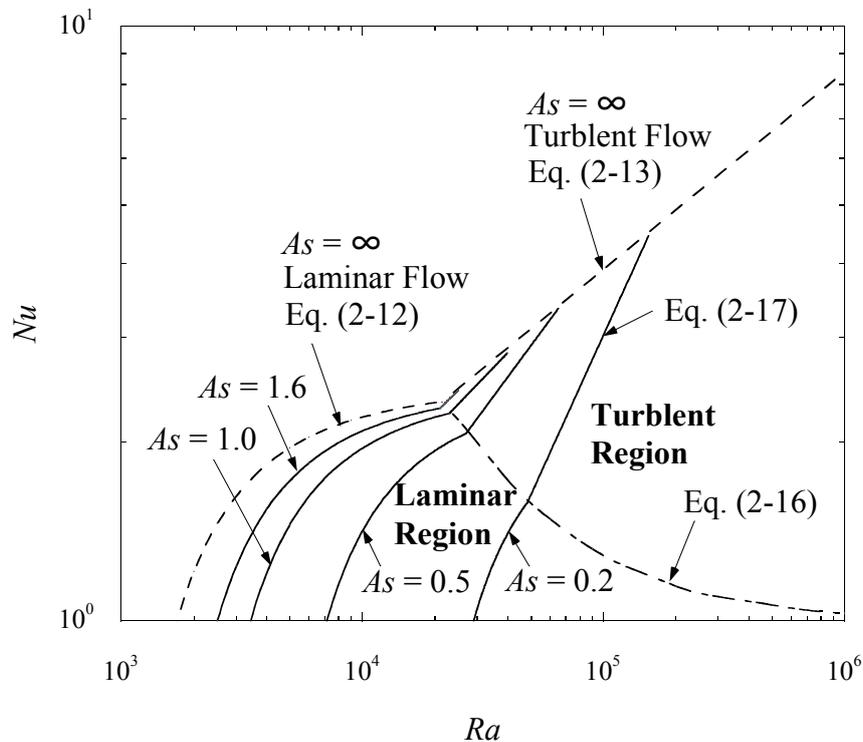


図 2-4 水平流体層の熱伝達特性⁽²⁻¹⁴⁾

第3節 本研究で対象とする体系と類似の研究

3.1 密閉空間内に発熱体が設置される場合

第3章の研究対象と同様な体系である密閉空間内に発熱体を設置した場合の研究について代表的な報告について概説する。

Poweら⁽²⁻¹⁸⁾は図2-5で示すように球状の密閉容器内に発熱体を同心上に設置した場合の熱伝達特性について報告している。発熱体の形状は円柱、立方体および球とし、密閉容器は冷却されている。提案している熱伝達式は種々の発熱体形状に対して1つの式で対応できるとし、 $10^6 < Ra_b < 10^{10}$ の広い範囲に対して次のとおり整理されている。

$$Nu = 0.664 Ra_b^{0.222} \left(\frac{L}{R} \right)^{0.165} Pr^{0.018} \quad (2-26)$$

$$Ra_b = Pr \frac{g\beta(T_h - T_c)b^3}{\nu^2} \frac{L}{R} \quad (2-27)$$

ここで、代表長さである b は、内部発熱体が球の場合で $\pi D/2$ 、円柱で $1+D(\pi/2-1)$ 、立方体で $2 \times a$ である。なお、 D は直径であり、 a は立方体の1辺の長さである。また、上記以外の形状では、発熱体の体積が等しい仮想球の半径を代入することで上記以外の形状でも適用できるとしている。

舟渡ら⁽²⁻¹⁹⁾は、図2-6で示すように密閉容器の同心上に発熱する直方体を設置した場合の自然対流熱伝達について三次元数値解析を行っている。 $H/S=1.0$ 、 $W/S=2.0 \sim 8.0$ 、プラントル数 Pr が 0.7 、管体と発熱体の間隔 S を代表長さとしたレイリー数が臨界レイリー数から 3500 までの定常状態を対象としている。結果として、流れ場は軸対称となり、発熱体上面にはロ

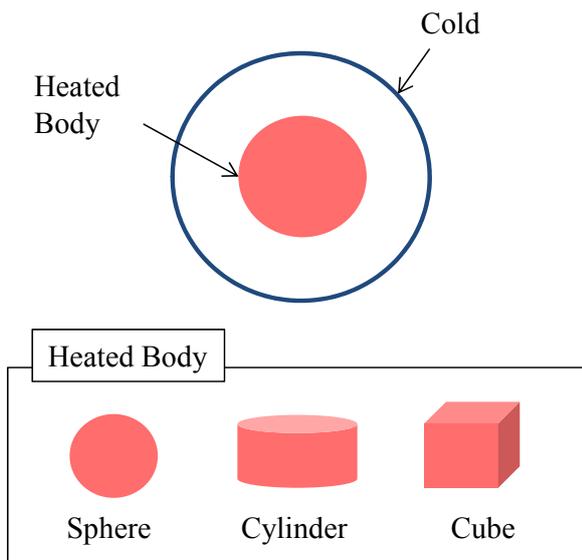


図2-5 外球冷却で同心内部加熱

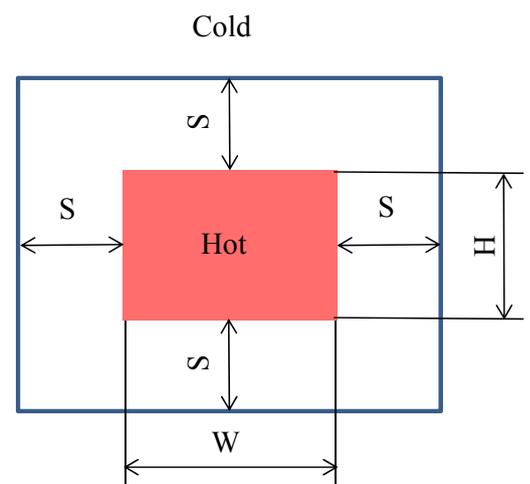


図2-6 同心直方体間

ールが生成される．側壁空間の流れ場は発熱面に沿って上昇し，容器の側壁に沿って下降する循環流となる．下部空間では側壁空間からの下降流が回り込む流れが見られる．パラメータに対する本体系の特徴を表す変化として，上部空間ではレイリー数の低下とともにロールが観察されなくなる．また， W/S の増加に伴いロールの数が増加する．一方，熱伝達特性としては，上部空間でロールが生じると，上面の局所熱伝達は冷却面から下降する循環流において極大値を示している．側面は下部とコーナー部で高く，上部に向かうに従い低下する傾向を示している．下面ではコーナー部で極大値，中心で極小値を示している．

その他，内部に発熱体が設けられた密閉空間内の自然対流に関する従来の研究を列挙すると，Angeli ら⁽²⁻²⁰⁾は，水平環状空間で内筒を加熱し，外筒を冷却した場合の自然対流において，内筒の偏心度やプラントル数などを変化させた場合の流動状態の遷移過程を述べている．また，Yoon ら⁽²⁻²¹⁾は，三次元数値解析を用いて，矩形空間内に球状の発熱体を設置し，この発熱体の位置が熱伝達に及ぼす影響について論じている．Leplat ら⁽²⁻²²⁾は，密閉容器内に設置した加熱する直方体まわりの流動挙動をPIVにて可視化を行い時々刻々と変化する流れにも周期性があることを明らかにしている．Bararnia ら⁽²⁻²³⁾は，矩形空間内の楕円状発熱体の位置および向きが温度場および速度場に及ぼす特徴について述べている．

これらのように，密閉空間内に設置された発熱体まわりの熱伝達に関する研究は，発熱体が1つだけの場合と比較して，複数設置された場合の報告は少ないのが現状である．密閉容器内に2つ発熱体が複数設置された研究例としては，Liu ら⁽²⁻²⁴⁾およびBarozzi ら⁽²⁻²⁵⁾が，2次元の数値解析にて，図2-7で示すように密閉空間に配置された鉛直平行加熱平板まわりの自然対流熱伝達について検討しており，開放空間と比較した場合の熱伝達の低下について述べている．また，Ho ら⁽²⁻²⁶⁾は，図2-8で示すように円筒空間に円状の発熱体が2つ所定の間隔で設置されている体系であるが，それぞれの発熱体が空間内のどの位置にあれば相互の干渉の影響が表れるかを主眼において検討している．

以上のことから，密閉容器内に発熱体が設置される体系は従来から研究されているが，発熱体が1つの場合がほとんどである．発熱体が複数あっても本研究で対象としている体系にはいずれも直接適用できないことが分かった．

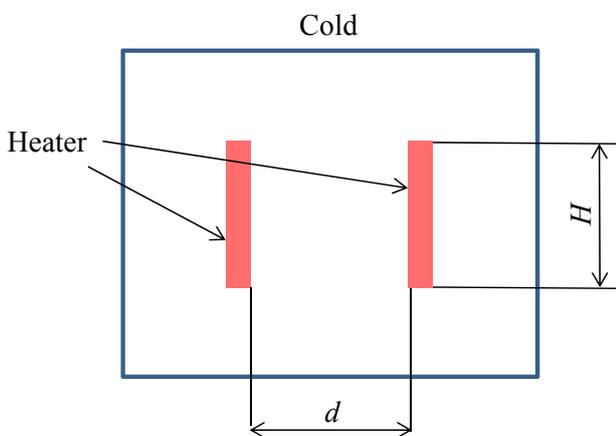


図2-7 外球冷却で同心内部加熱

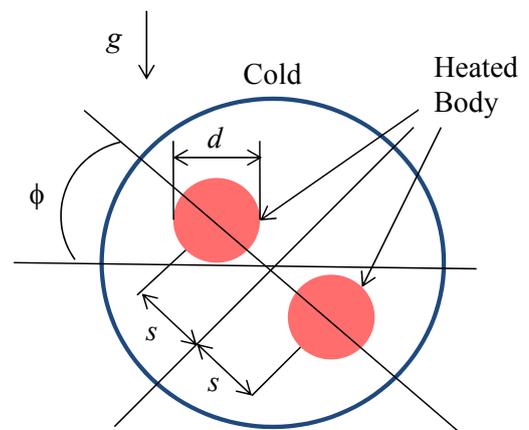


図2-8 同心直方体間

3.2 煙突効果による自然対流促進に関する研究

3.2.1 煙突効果の特徴

ファンなどを用いる強制対流と比較して、自然対流の駆動力が温度差による浮力であることから自然対流による熱伝達は小さい。そこで、伝熱面まわりの浮力を増大させる有効な手段として煙突効果は古くから工業上、多くの場面で利用されている。近年の電子機器の放熱対策においても、無騒音で信頼性の高い冷却が実現できることから、煙突効果は自然対流熱伝達の促進の有効な一つの手法として活用されている。

図 2-9(a)において、垂直加熱平板まわりの流れでは、発熱面から空気が暖められて密度差から浮力が生じ、これを駆動力とした上昇流が発生する。これに対して、図 2-9(b)に示すように、発熱面を煙突構造にした場合では、垂直加熱面と同様に煙突内部の空気温度が増加して上昇する流れが生じるが、煙突内部が負圧になることで煙突下部から外気を誘引する流れが発生する。つまり、煙突効果が得られると、煙突構造の内部を流れる空気流量が増大することになる。

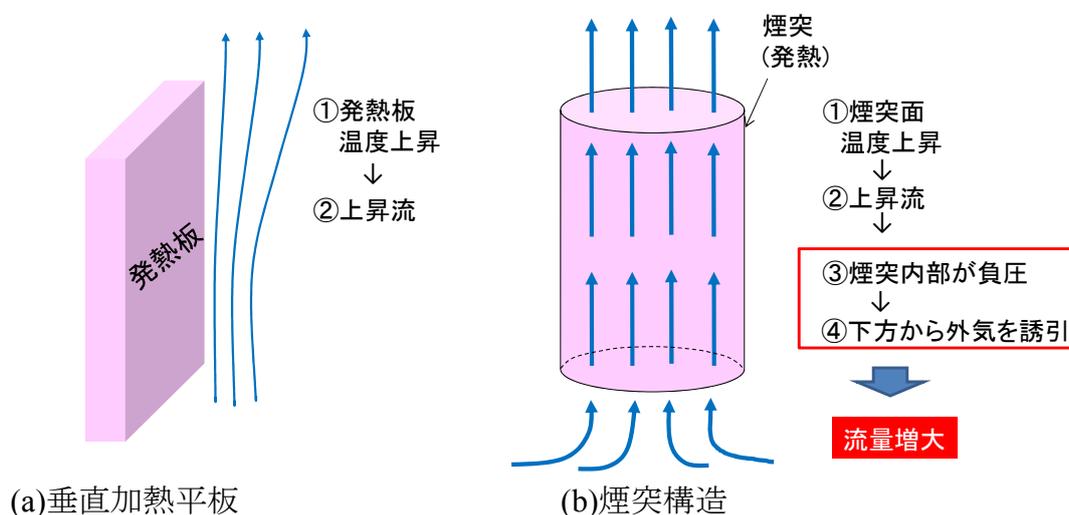


図 2-9 煙突効果について

3.2.2 従来の研究

煙突効果を活用した従来の代表的な研究について概説する。Auletta ら⁽²⁻²⁷⁾は、図 2-10 で示すように鉛直加熱平行平板上部に煙突部を設置した場合の自然対流熱伝達の促進について検討を行っている。加熱平板のチャンネル幅より上部に設置する煙突部の幅を大きくすることで熱伝達は促進する傾向を示すが、特定範囲のチャンネル高さに対してはチャンネル幅に最適値が存在することを明らかにしている。このように各構造の最適化を行うことで、熱伝達率は煙突構造を設置しない場合と比較して 10~20%増大している。また、鉛直加熱平行平板まわりの熱伝達の整理式についても式(2-28)のとおり検討しており、式(2-29)で示される加熱平行平板まわりの修正レイリー数 Ra^* にチャンネル幅 b に対する煙突幅 B の比 B/b を乗じたものおよびチャンネル高さ L_h に対する煙突高さ L の比 L/L_h を関数としている。なお、この整理式はチャンネル内の発達した流れおよび単一鉛直平板まわりの流れにおける整理式にそれぞれ漸

近することを前提にして纏めている．このような鉛直加熱平行平板上部に煙突部を設置する構造は，Asako ら⁽²⁻²⁸⁾など多くの研究者によって報告されている．同様な構造で Andreozzi ら⁽²⁻²⁹⁾は数値解析にて非定常状態，Oronzio ら⁽²⁻³⁰⁾は煙突構造が非対称な場合について検討している．

$$Nu_b = \left(\frac{L}{L_h}\right)^{0.0268} \left\{ \left[0.259 \left(Ra^* \frac{B}{b} \right)^{0.399} \right]^{-2.02} + \left[1.42 \left(Ra^* \frac{B}{b} \right)^{0.150} \right]^{-2.02} \right\}^{-1/2.02} \quad (2-28)$$

$$Ra^* = Pr \frac{g\beta q_c b^4}{\nu^2 \lambda} \frac{b}{L_h} \quad (2-29)$$

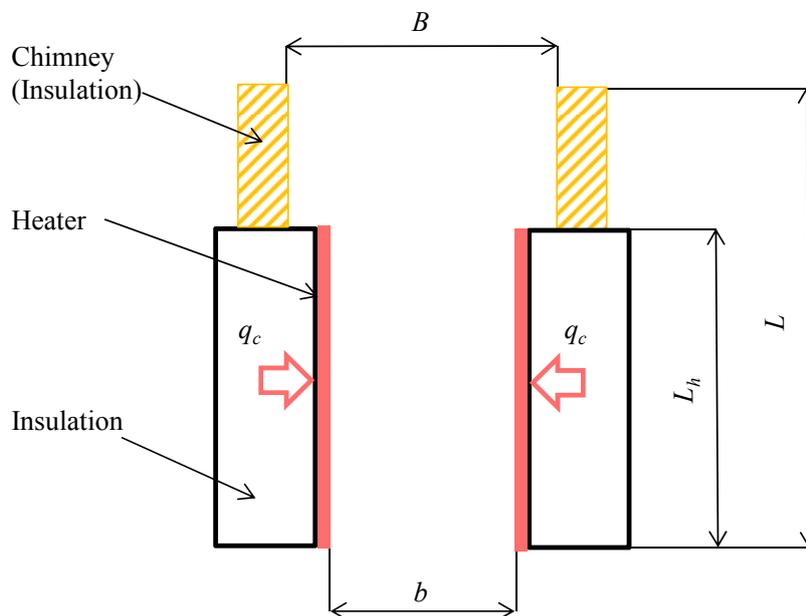


図 2 - 10 鉛直加熱平行平板上部に煙突部を設置した場合

Fisher ら⁽²⁻³¹⁾ ⁽²⁻³²⁾は，図 2-11 で示すように鉛直発熱面に設置されるピンフィン型のヒートシンクを煙突構造で囲った場合において，熱伝達に対する最適なピンフィンの空隙率および直径の関係について数値解析を用いて理論的に検討を行い，実験においてその結果の妥当性を示している．このようにヒートシンクを煙突構造で囲うことで煙突内部の空気が暖まり，煙突効果によって低温の周囲空気の誘引流量が増大する．そのため，煙突構造を設けない場合と比較して，ヒートシンクを介した鉛直発熱面の熱伝達は大きく促進する結果が得られている．煙突構造の高さが低い場合に生じる煙突構造の上方からの逆流は熱伝達促進の効果を低下させるとともに，最適なピンフィンの空隙率および直径に影響を及ぼすことを報告している．また，プレートフィン型のヒートシンクにも煙突構造を設けた場合について同様に検討している⁽²⁻³³⁾．

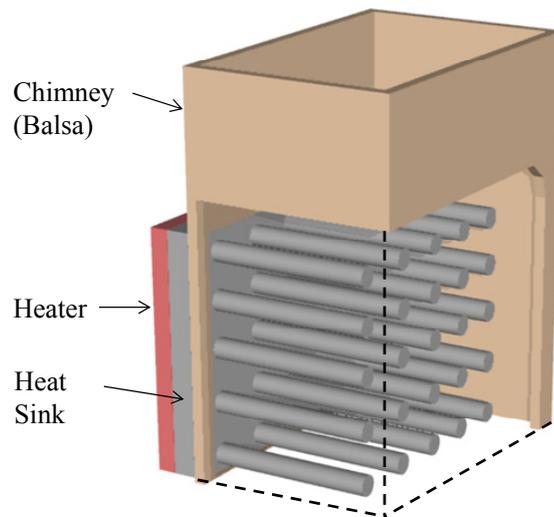


図 2 - 11 鉛直発熱面のヒートシンクを煙突構造で囲う場合

Kazansky⁽²⁻³⁴⁾らは、図 2-12 で示すように煙突構造物の内部に鉛直加熱平板を挿入した場合において、煙突高さが煙突内部および発熱平板まわりの温度場および速度場に及ぼす影響について実験的および数値解析的に検討している。流速測定とスモークを用いた可視化により煙突内部の流動形態を評価するとともに、実測した温度場との関連性について述べている。また、3次元の数値解析を用いて、煙突内部の非定常な熱流動現象について論じている。結論としては、挿入した鉛直加熱平板が熱ポンプの役割を果たすことから煙突構造物の内部の流れが促進されることを述べているが、加熱平板の熱伝達については報告されていない。

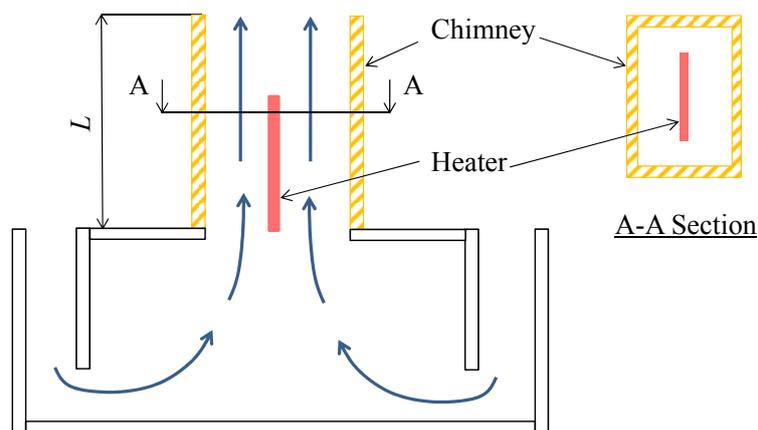


図 2 - 12 煙突構造物の内部に鉛直加熱平板を挿入した場合

Zinoubi ら⁽²⁻³⁵⁾は図 2-13 で示すように、煙突構造の下方もしくは内部に水平発熱面が設置される体系について検討している。ここでは、煙突構造内部空間の温度分布および速度分布の測定結果から、煙突構造と水平発熱面との空間が水平発熱面から生じるプルームの流れ構

造に及ぼす影響について評価している。ただし、研究目的が工場などの煙突から適正な排気を行うためであり、水平発熱面の熱伝達については報告されていない。類似の体系で、Haalandら⁽²⁻³⁶⁾は、鉛直平行平板の下端の線熱源から生じるサーマル・プルームが鉛直流路内を通過する自然対流の数値計算を行っている。

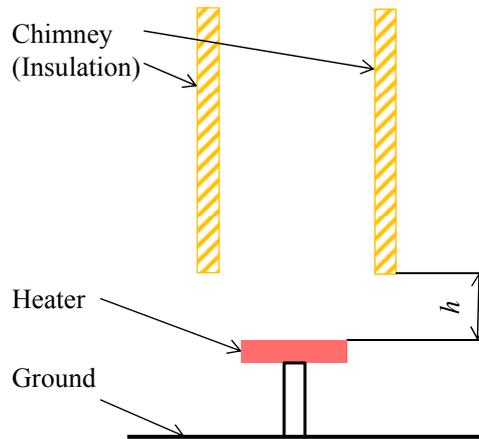


図 2 - 13 煙突構造の下方または内部に水平発熱面が設置される場合

Ishizuka ら⁽²⁻³⁷⁾は、図 2-14 で示すように管体底面に設置された発熱体まわりの冷却において、管体に通気口を設け、管体を傾けることで発熱面の熱伝達促進を図っている。実験では管体の傾斜角度と発熱面の表面温度との関係について検討し、数値解析では管体の傾斜角度および所定の管体断面における流動状態をそれぞれ評価している。結果として、ノートパソコンなどのような薄い管体においても、通気口を適当な位置に設け管体を傾けることによって煙突効果で冷却効率が向上できることを明らかにしている。

以上のように、鉛直発熱面または傾斜発熱面に対して熱伝達を促進させる報告や煙突効果によって煙突構造内を上昇する流量の増大を図る研究は多く見られるが、水平面を冷却対象として煙突効果を活用した報告は見当たらない。

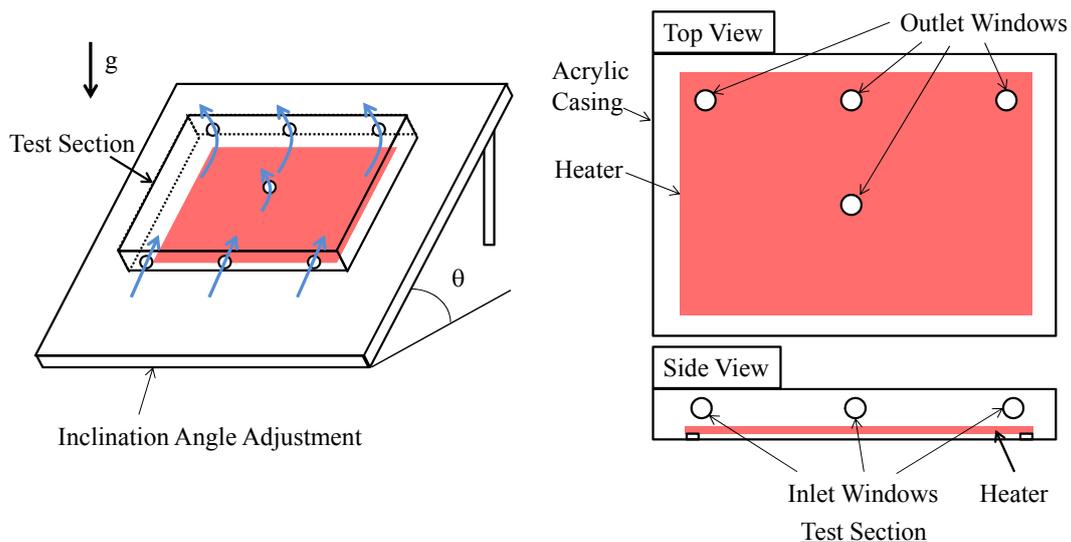


図 2 - 14 管体を傾斜させる場合

第4節 本章のまとめ

本章では、自然対流熱伝達に関する従来の研究の中から本研究対象を構成するそれぞれの伝熱面まわりの過去の報告について解説した。また、本研究で検討する体系に類似した従来の研究について概説するとともに本研究で対象とする体系との比較を行った。

上述したように、本研究の第3章で検討する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(第1章の図1-3)では、密閉容器内に発熱体が設置される場合は従来から研究されているが、発熱体が1つの場合がほとんどであり、複数個あっても水平な状態で配置されていない。発熱面単独で見ると水平上向きおよび下向き加熱面まわりの熱伝達が適用できるが、本研究では発熱体の上下面いずれからも加熱されていることと、発熱体が比較的狭い密閉空間内に設置されているために開放空間で生じる現象とは異なる。また、本研究の第4章で述べる煙突効果を利用して水平発熱面の熱伝達促進を目的とした体系(第1章の図1-4)では、煙突効果を用いた報告は多く見られる。しかし、熱伝達促進に関してはいずれも鉛直面や傾斜面を冷却対象とした研究であり、水平発熱面の熱伝達に及ぼす基本的なパラメータの影響は解明されていない。水平発熱面は水平上向き加熱面まわり、円筒発熱体は鉛直円管内の従来の研究が参考になるが、本研究のように流れが相互に干渉する場合において熱流動挙動を推測するのは困難である。

これらのように、いずれの過去の研究においても本研究で検討する対象に直接適用できるものは見当たらない。このことから本研究を遂行することにより、電子機器における自然空冷技術の高度化に寄与できるものとする。

参考文献

- (2-1) H. Benard, Les tourbillons cellulaires dans une nappe liquide transportant de la chaleur par convection en regime permanent, Ann. chim. Phys. 23 (1901), pp.62–114
- (2-2) L. Rayleigh, On convective currents in a horizontal layer of fluid when the higher temperature is on the under side, Phil. Mag. ,32 (1916), pp. 529–546
- (2-3) K. Kitamura, F. Kimura, Heat transfer and fluid flow of natural convection adjacent to upward-facing horizontal plates, International Journal of Heat Mass Transfer, 38 (1995), pp. 3149-3159
- (2-4) M. Fishenden, O. Q. Saunders, “An Introduction to Heat Transfer”, Clarendon Press(1957) , pp. 89
- (2-5) R. B. Husara, E. M. Sparrow, Patterns of free convection flow adjacent to horizontal heated surface, International Journal of Heat Mass Transfer, 11 (1968), pp. 1206-1208
- (2-6) 北村健三, 木村文義, “水平上向き加熱円板まわりに生じる自然対流の流動と伝熱”, 日本機械学会論文集 B 編, Vol.73, No.735(2007), pp.2303-2310
- (2-7) T. Fujii, H. Imamura, Natural convection heat transfer from a plate with arbitrary inclination, International Journal of Heat Mass Transfer, 15 (1972), pp. 755-767
- (2-8) 石黒亮二, 阿部俊夫, 長瀬秀俊, “加熱された水平上向き面上の自然対流 : 第 2 報, 流れ場の乱れと熱伝達率”, 日本機械学会論文集 B 編, Vol.43, No.375(1977), pp.638-645
- (2-9) W. W. Yousef, J. D. Tarasuk, W. J. Mckeen, Free convection heat transfer from upward-facing isothermal horizontal surfaces, Trans. Am. Soc. Mech. Engrs, J. Heat Transfer 104 (1982), pp.493 - 500
- (2-10) R. J. Goldstein, E. M. Sparrow, D. C. Jones, Natural convection mass transfer adjacent to horizontal plates, International Journal of Heat Mass Transfer, 16 (1973), pp. 1025-1035
- (2-11) M. Al - Arabi, M. K. El – Riedy, Natural convection heat transfer from isothermal horizontal plates of different shapes, International Journal of Heat Mass Transfer, 19 (1976), pp. 1399-1404
- (2-12) 相原利雄, “伝熱工学の進展”, 養賢堂(1976), pp.119
- (2-13) S. W. Churchill, “Heat Exchanger Design Handbook”, 2.5.8 (1983)
- (2-14) 鶴崎淳, 宮部喜代二, “密閉空間内の自然対流熱伝達に関する研究”, 日本機械学会論文集 B 編, Vol.51, No.469(1985), pp.2931-2939
- (2-15) W. V. R. Malkus, G. Veronis, Finite amplitude cellular convection, Journal of Fluid Mechanics, 4(1958), pp.225-260
- (2-16) S. Chandrasekhar, “Hydrodynamic and Hydromagnetic Stability”, Courier Dover Publications, (1981), pp.64 - 69
- (2-17) W. H. McAdams, “Heat Transmission (3rev ed.)”, McGraw-Hill Education

- (2-18) R. E. Powe, R. O. Warrington, J. A. Scanlan, Natural Convection Heat Transfer Between Bodies and Their Spherical Enclosure, *19th National Heat Transfer Conference*, HTDVOL.8 (1980), pp.79-87
- (2-19) 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.3384-339
- (2-20) D. Angeli, G. S. Barozzi, M. W. Collons, O. M. Kamiyo, A critical review of buoyancy-induced flow transition in horizontal annuli, *International Journal of Thermal Sciences*, 49 (2010) , pp.2231 - 2241
- (2-21) H. S. Yoon, D. H. Yu, M. Y. Ha, Y. G. Park, Three-dimensional natural convection in an enclosure with a sphere at different vertical locations, *International Journal of Heat Mass Transfer*, 53 (2010), pp.3143 - 3155
- (2-22) G. Leplat, P. Barricau, P. Millan, Natural convection around a horizontal heated square – section cylinder in an enclosure: visualization and dynamic characterization of instabilities by particle image velocimetry, *ASME Summer Heat Transfer Conference(HT2008)*, (2008), pp.637 - 644
- (2-23) H. Bararnia, S. Soleimani, D. D. Ganji, Lattice Boltzmann simulation of natural convection around a horizontal elliptic cylinder inside a square enclosure, *International Journal of Heat Mass Transfer*, 38 (2011), pp.1436 - 1442
- (2-24) J. P. Liu, W. Q. Tao, Numerical analysis of natural convection around a vertical channel in a rectangular enclosure, *Heat and Mass Transfer*, 31(1996), pp.313 – 321
- (2-25) G. S. Barozzi, M. A. Corticelli, Natural convection in cavities containing internal sources, *Heat and Mass Transfer*, 36(2000), pp.473 – 480
- (2-26) C.J. Ho, Y.T. Cheng, C.C. Wang, Natural convection between two horizontal cylinders inside a circular enclosure subjected to external convection, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 15(1994), pp.299 - 306
- (2-27) A. Auletta, O. Manca, B. Morrone and V. Naso, Heat transfer enhancement by the chimney effect in a vertical isoflux channel, *Journal of Heat Mass Transfer* 44 (2001), pp. 4345-4357
- (2-28) Y. Asako, H. Nakamura, M. Faghri, Natural convection in a vertical heated tube attached to a thermally insulated chimney of a different diameter, *ASME J. Heat Transfer*, 115(1993), pp.790 - 793
- (2-29) A. Andreozzi, B. B. O. Manca, Numerical simulation of transient natural convection in a channel-chimney system, *ASME Summer Heat Transfer Conference(HT2005)*, (2005), pp.627 - 636
- (2-30) M. Oronzio, M. Marilena, N. Vincenzo, Experimental investigation of natural convection in an asymmetrically heated vertical channel with an asymmetric chimney, *ASME J. Heat Transfer*, 127(2005), pp.888 - 896
- (2-31) T. S. Fisher and K. E. Torrance, Free Convection Limits for Pin-Fin Cooling, *National Heat Transfer Conference* (1997), *ASME HTD*, Vol.343, pp.129-138

- (2-32) T. S. Fisher and K. E. Torrance, Experiments on chimney-enhanced free convection pin-fin heat sinks, *Journal of Electronic Packaging*, 122 (2000), pp.350-355
- (2-33) T. S. Fisher and K. E. Torrance, Experiments on chimney-enhanced free convection, *Journal of Heat Transfer*, 121 (1999), pp.603-609
- (2-34) S. Kazansky, V. Dubovsky, G. Ziskind and R. Letan, Chimney-enhanced natural convection from a vertical plate: Experiments and numerical simulations, *Journal of Heat Mass Transfer* 46 (2003), pp. 497-512
- (2-35) J. Zinoubi, R. Ben Maad and A. Belghith, Influence of the vertical source-cylinder spacing on the interaction of a thermal plume with a thermosiphon flow: an experimental study, *Experimental Thermal and Fluid Science* 28(2004), pp.329 - 336
- (2-36) S. E. Haaland, E. M. Sparrow, Solution for the channel plume and the parallel-walled chimney, *Numerical Heat Transfer*, 6(1983),pp.155 - 172
- (2-37) M. Ishizuka and Y. Kimura, A Study on the Effect of Inclination on Thermal Behaviors of Natural Convection Inside Thin Electronic Equipment Casing, *Proceedings of International Mechanical Engineering Congress (2003)*, ASME HTD, Vol.374, pp.271-278

主な記号

T_w	:	伝熱面表面温度
T_∞	:	周囲空気温度
q	:	伝熱面の熱流束
α_x	:	局所熱伝達率
Nu	:	平均ヌッセルト数
Nu_x	:	局所ヌッセルト数
Ra	:	レイリー数
Ra^*	:	修正レイリー数
g	:	重力加速度
β	:	体膨張係数
λ	:	熱伝導率
ν	:	動粘性率
a	:	熱拡散率
As	:	アスペクト比

第3章 密閉筐体内に配列された水平発熱平行平板まわりの自然対流熱伝達

第1節 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、加熱面上に障害物が存在する場合には竹内ら⁽³⁻¹⁾、北村ら⁽³⁻²⁾および池田・平田⁽³⁻³⁾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⁽³⁻⁴⁾や舟渡ら⁽³⁻⁵⁾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、本章で対象としている体系には直接適用できないことが考えられる。

そこで、本章では、密閉筐体内に水平発熱体が鉛直方向に設置された発熱体まわりの自然対流の流動挙動および熱伝達特性を明らかにすることを目的とする。なお、近年、製品の多様化から円筒型の電子機器が見られることと、軸対称とすることでパラメータが簡素化されて現象が理解しやすく、矩形の筐体にも応用が考えられることから筐体は円筒状で、発熱面を円板状とした場合について検討した。また、密閉筐体の周囲境界条件は、発熱体周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。

以下、本章の構成について述べる。第2節においては、密閉筐体内に配列された水平発熱平行平板まわりの流動および熱伝達特性を評価する実験方法について示す。第3節では、実験において生じる放射成分の影響が無視できないことから、数値解析を用いた発熱面からの輻射伝熱量の算出方法および輻射特性について評価を行う。第4節では、密閉円筒筐体内に所定の間隔で配列された水平発熱体まわりの熱流動特性の概説として、影響の大きいパラメータの一つである発熱体の配置の違いが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、各発熱面における熱伝達との関連性を明らかにする。第5節においては、第4節で述べた発熱体の間隔以外の設計パラメータである発熱量および筐体の大きさが熱流動挙動に及ぼす影響について検討し、流動パターンが判別できる条件および全ての設計パラメータを考慮に入れた実験整理式を提案する。

第 2 節 実験装置および方法

2.1 実験装置

本章で用いる実験装置の概略を図 3-1 に示す。実験装置は発熱体が内部に設置された円筒管体を断熱材で覆った試験部、各発熱面に電力を供給して加熱するために用いる直流電源装置(PAS80-9:菊水電子工業(株)製, 設定精度:電圧 $\pm 18\text{mV}$, 電流 $\pm 25\text{mA}$), 円筒管体の天井面を冷却するために冷却水を循環させる冷却水循環装置(RM6:LAUDA 社製, 設定分解能: 0.1°C), 冷却水の循環流量を測定する浮子式流量計(NSPO-4:日本フローセル(株)製, 測定精度: $\pm 5\text{mL}$)および試験部各点の温度を測定するためのデータロガー(Agilent 34970A:Agilent 社製, 精度: $\pm 4\ \mu\text{V}$)から構成される。

図 3-2 および図 3-3 に試験部および発熱体の詳細を示す。図 3-2 において, 試験部はアクリル円筒管体(内径 $R \times$ 高さ H , 厚さ 5mm), 発熱体 2 段, 冷却面および管体周囲を覆う断熱材から構成される。発熱体は図 3-3 に示すように, 直径 $d=100\text{mm}$, 厚さ 15mm のフェノールフォーム断熱材の上下表面に銅箔厚さが $30\ \mu\text{m}$ のガラスエポキシ樹脂基板を貼り付けたものを用いた。銅箔には幅 2mm で二重らせん形状に加工し, これに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。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,

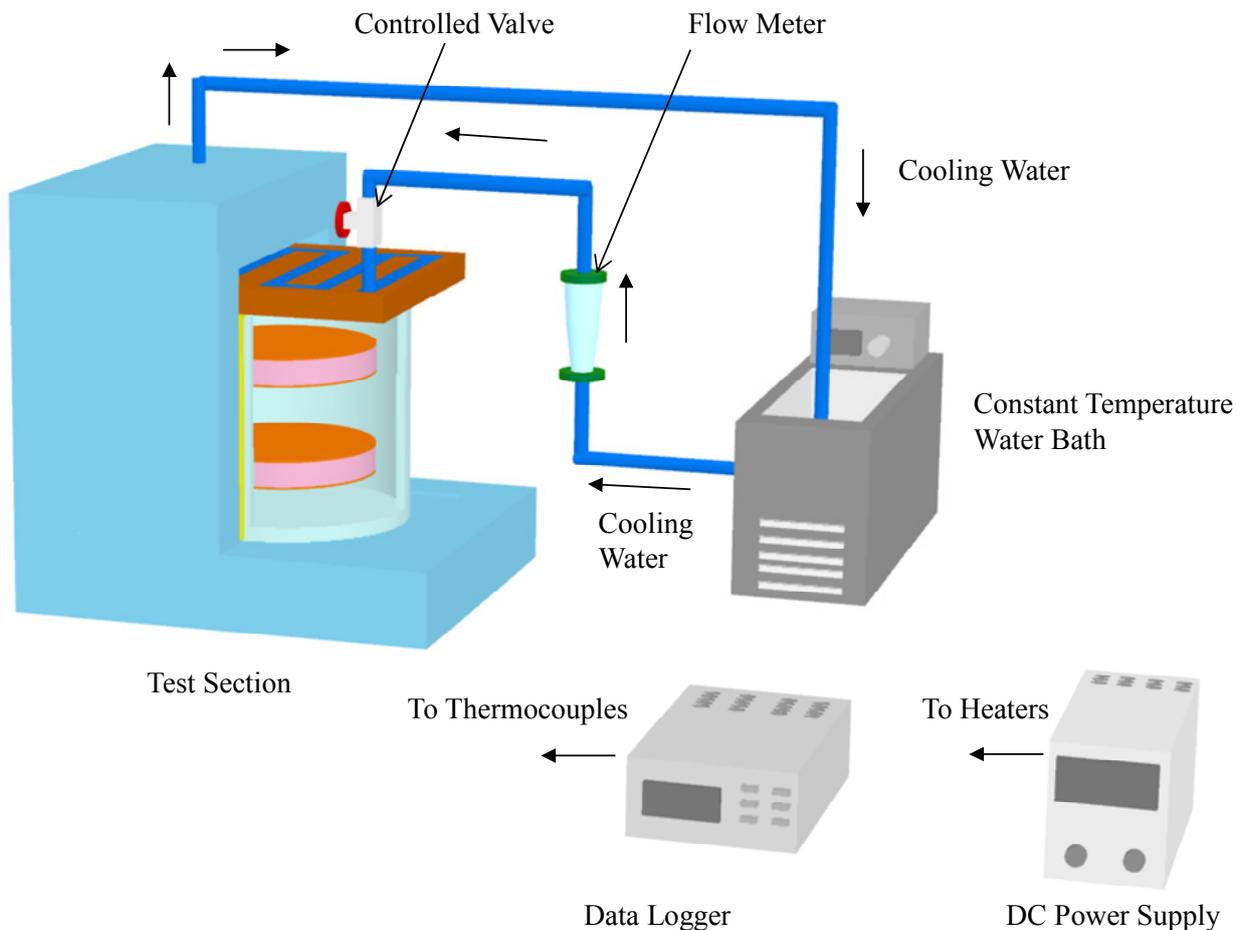
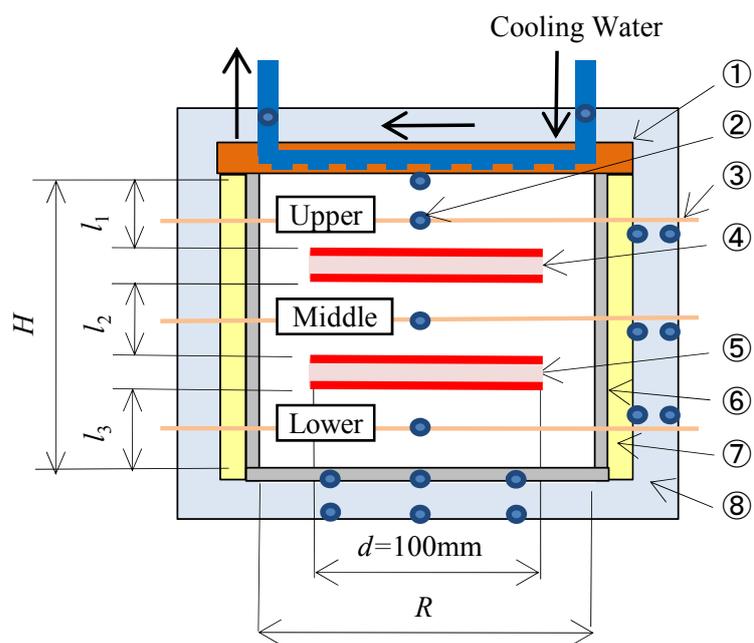


図 3-1 実験装置の概略



- | | |
|-----------------------|-----------------------|
| ①Copper Plate | ②Thermocouple |
| ③Traverse | ④Heated Element (1st) |
| ⑤Heated Element (2nd) | ⑥Acrylic |
| ⑦Glass Wool | ⑧Styrofoam |

図 3 - 2 試験部の詳細

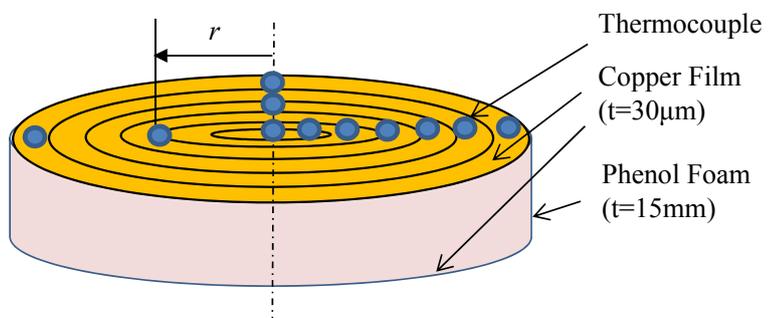


図 3 - 3 発熱体詳細

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、発熱体上下面の熱伝達特性が明確に区別できる 15mm とした。なお、発熱面をフェノールフォーム断熱材の上下面に設定した場合と完全な断熱体の上下面に発熱面を設定した場合の平均熱伝達率の違いは、熱流体解析ソフト(Star-ccm⁺)にて評価した結果、最大で 5% 程度の差で収まった。このことから、発熱体上下面間の熱移動および発熱体側面(断熱材部)からの放熱の影響は無視できるものとする。発熱体の設置は図 3-2 に示すように、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。冷却面は溝加工を施した銅板に冷却水循環装置にて温度調節された冷却水を循環させて温度 T_c を 25°C 一定とした。冷却水の循環ラインには浮子式流量計を設け、管体内部から冷却面に伝わる熱量の算出に用いる冷却水の流量を測定した。また、管体からの放熱量を極力軽減するため、管体周囲に厚さ 80mm のスタイロフォームを施し、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。なお、本章にて用いる名称として、発熱体は冷却面に近い方から 1 段目、2 段目とし、管体内の空間は冷却面から 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。

2.2 温度測定方法

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 $r = 0, 9, 17, 25, 32, 40, 49$ mm の位置に取り付けて測定した。なお、発熱面上の熱電対は、図 3-3 に示すように、発熱面端部から中心に向けて 1 方向だけでなく、その方向に対して直角および軸対称方向にも設置した。発熱面管体内部空気の温度分布は、各領域の中間高さ位置において、素線径 0.1mm の熱電対が取り付けられた直径が 2mm で竹製のトラバースを半径方向に移動させ、10~20mm 間隔毎にそれぞれ測定した。冷却面および管体内面の温度は、それぞれ 2 点および 5 点の熱電対で測定された平均値にて評価した。また、側面および底面のスタイロフォームの内外面に熱電対をそれぞれ 3 点ずつ設置し、それらの平均温度差から管体からの放熱量を算出した。さらに、熱バランスから測定の妥当性を検証するため、冷却水の出入口部に熱電対を設置し、その温度差から管体内から冷却面への伝熱量を求めた。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、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。

2.3 空気流れの可視化方法

図 3-4 に筐体内の空気流れの可視化装置の概略を示す。空気流れの可視化には 2 次元 PIV 測定システムを用いた。レーザー光源はダブルパルス YAG レーザー(Laser 出力:50mJ/Pulse)を用いて筐体側面から幅 2~3mm のシート状の光として入射した。シート光は筐体側壁内面から円筒容器(発熱体)中心を通過するように照射角度を設定した。また、筐体内面の必要箇所にはマスキングを施して、筐体内に生じるシート光の散乱を防いだ。粒子画像はレーザーシート面の法線方向から高感度の CCD カメラ(解像度:1600×1200)にて、空間分解能 4mm で撮影した。なお、筐体が円筒形状であることから側壁面から 2~3mm の範囲では画像の歪みが見られるものの、本章の研究で議論に必要な発熱体まわりの領域については歪みの影響が無視できることを確認している。シーディング発生装置はラスキンノズルタイプとし、シーディング粒子は浮遊性が高く、空気流れに追従しやすい比重が 0.916、粒子径が約 1 μ m の DOS(セバシン酸ジオクチル)を採用した。測定方法は、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、シーディング粒子を筐体内に充満させる。注入から約 30 分後、シーディング粒子が筐体内に均一に分散すると、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、筐体軸中心で概ね対称流れであることから、測定は軸中心から筐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。その際には、一つの領域の測定が終わるごとに断熱材を施し、熱的平衡状態を待ってから、次の領域の測定をした。なお、筐体内の流動特性は、熱的平衡状態であっても流れが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、特徴が明確に表される瞬時の速度ベクトルにて評価した。

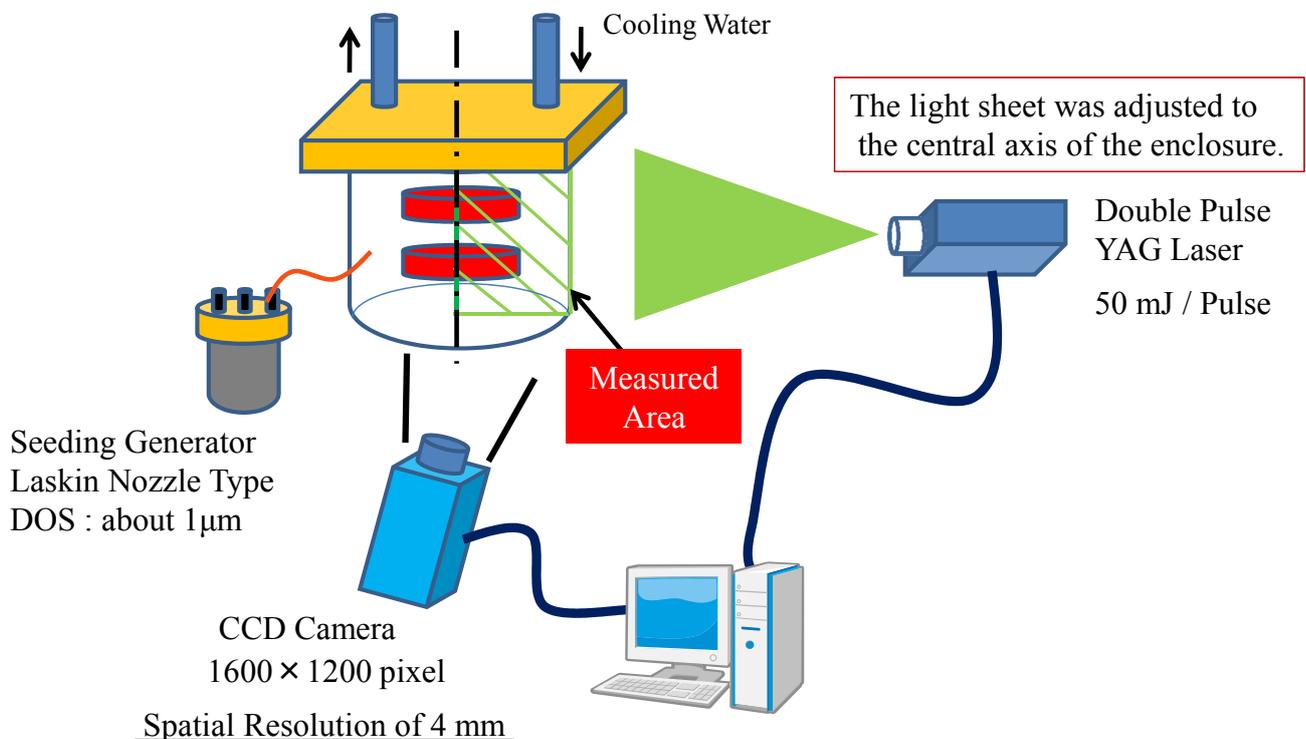
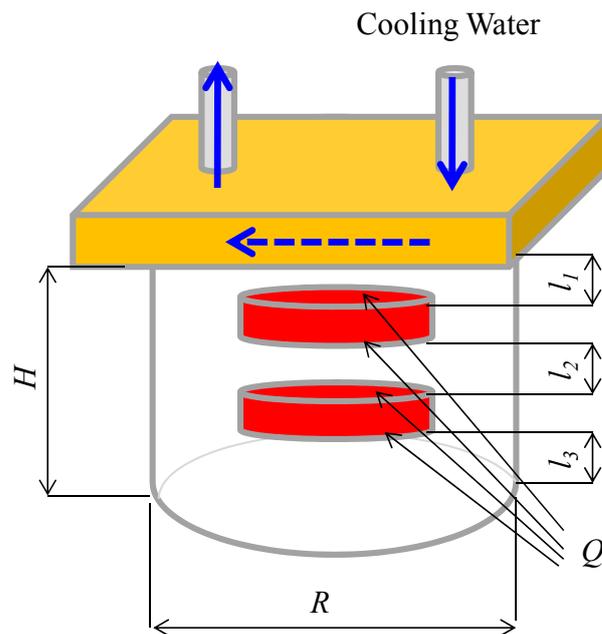


図 3 - 4 筐体内の空気流れの可視化

2.4 研究範囲

本章の研究パラメータは図 3-5 に示すとおりであり，発熱体 1 面当たりの発熱量 Q ，筐体内径 R ，筐体高さ 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た．この研究パラメータの設定根拠として，電子機器の近年の小型化・高密度実装化に着目し，筐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筐体内径 $R=150\sim 190\text{mm}$ および筐体高さ $H=100\sim 160\text{mm}$ の範囲を対象とし，発熱体の直径 d は筐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°C 以下となる図 3-5 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．

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



Q : Amount of electric power provided to the heated surface
 H : Height of enclosure
 R : Internal diameter of enclosure
 l_1 : Height of upper region
 l_2 : Height of middle region
 l_3 : Height of lower region

図 3 - 5 研究範囲

2.5 実験結果の整理方法

まず、発熱面まわりの局所熱伝達率 α_r の整理方法について述べる。局所対流熱流束 q_{r_conv} は次式から求めた。

$$q_{r_conv} = \frac{Q - Q_{loss_conv}}{A} - q_{r_rad} \quad (3-1)$$

ここで、 Q は発熱体1面当たりの発熱量、 q_{r_rad} は発熱面における局所放射熱流束、 Q_{loss_conv} は放射成分を含まない筐体内空気の対流による熱損失、 A は発熱面1面当たりの面積である。なお、筐体内空気の対流による熱損失 Q_{loss_conv} 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、解析的に算出した筐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、筐体内空気の対流による熱損失 Q_{loss_conv} は発熱量に対して平均19.0%であった。また、局所放射熱流束 q_{r_rad} および筐体の側底面からの熱損失の放射成分は、有限体積法熱流体解析ソフト(Star-ccm+:CD-adapco社)にてSurface to Surface法⁽³⁻⁶⁾を用いて数値解析的に求めた。輻射解析の詳細は第3節に示す。

局所熱伝達率 α_r は式(3-1)にて算出した局所対流熱流束 q_{r_conv} 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} 、低温側温度はいずれの発熱面においても工業上利用しやすい冷却面温度 T_c とした。

$$\alpha_r = \frac{q_{r_conv}}{T_{wr} - T_c} \quad (3-2)$$

平均熱伝達率 α_m は、式(3-2)を用いて算出した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り局所熱伝達率 α_r を面積平均して求めた。

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

熱伝達率の無次元による評価には、次の式(3-4)および(3-5)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。

$$Nu_m = \frac{\alpha_m l_x}{\lambda} \quad (3-4)$$

$$Ra^* = \frac{g\beta q_{m_conv} l_x^4}{\lambda a \nu} \quad (3-5)$$

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。 g は重力加速度、 β は体膨張係数、 q_{m_conv} 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。空気の物性値は、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。

2.6 不確かさ解析

本章の研究の測定から得られる結果の不確かさについて評価を行う。Moffat ら⁽³⁻⁷⁾は、次式により一般的な工学測定で生じる不確かさが評価できることを示した。

$$R = X_1^a X_2^b X_3^c \cdots X_M^m \quad (3-6)$$

$$\frac{\delta R}{R} = \left\{ \left(a \frac{\delta X_1}{X_1} \right)^2 + \left(b \frac{\delta X_2}{X_2} \right)^2 + \cdots + \left(m \frac{\delta X_M}{X_M} \right)^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (3-7)$$

発熱面まわりの熱伝達特性の整理で用いる平均ヌッセルト数 Nu および修正レイリー数 Ra^* の不確かさについて、式(3-6)および式(3-7)により評価した。なお、平均ヌッセルト数 Nu および修正レイリー数 Ra^* の不確かさは、温度および発熱面に加える発熱量の計測が主な要因になるとしてそれぞれ算出した。ここで、熱電対を用いた温度計測の誤差は $\pm 0.1^\circ\text{C}$ とした。結果を次のとおり示す。これらの結果から理解できるように、本章の研究における平均ヌッセルト数 Nu および修正レイリー数 Ra^* は、十分に信頼性のある計測のもとで得られる値であることが確認できた。

$$\frac{\delta q_{conv}}{q_{conv}} = 0.055 \quad (3-8)$$

$$\frac{\delta \alpha}{\alpha} = 0.067 \quad (3-9)$$

$$\frac{\delta Nu}{Nu} = 0.067 \quad (3-10)$$

$$\frac{\delta Ra^*}{Ra^*} = 0.055 \quad (3-11)$$

2.7 実験装置および方法の妥当性

本項では本章の実験装置および方法の妥当性について検証する。上述したように、本章の研究と直接比較できる体系を対象とした過去の研究は見当たらない。そこで、実験装置の一部を図 3-6 に示すように改造し、下面より加熱し上面より冷却する円筒容器内⁽³⁻⁸⁾および水平平行平板間⁽³⁻⁹⁾の自然対流熱伝達を論じた従来の文献値と比較した。検証用の実験装置は、筐体内径を発熱体直径に合わせ、発熱面を円筒筐体底面のみに設置した。発熱面、冷却面および断熱材は、いずれも本章の実験装置と同じものを用い、実験方法および熱伝達の算出方法も同様である。図 3-7 において、検証用の実験装置から得られた実験結果と過去の文献値の比較を示す。ただし、従来の研究の発熱面が等温条件であることから、検証用の実験装置から得られた結果は、 $Ra^* = Ra Nu$ の関係を用いて換算した値である。検証用に改造した実験装置で得られた結果は、円筒容器内および水平平板間を対象とした文献値と比較して、最大偏

差が 6.5% および 13% であった。水平平行平板の場合では少しの差は確認されるものの、円筒容器内の結果とは良い一致が見られた。このことから、本章の実験装置および方法の妥当性は十分であると考えられる。

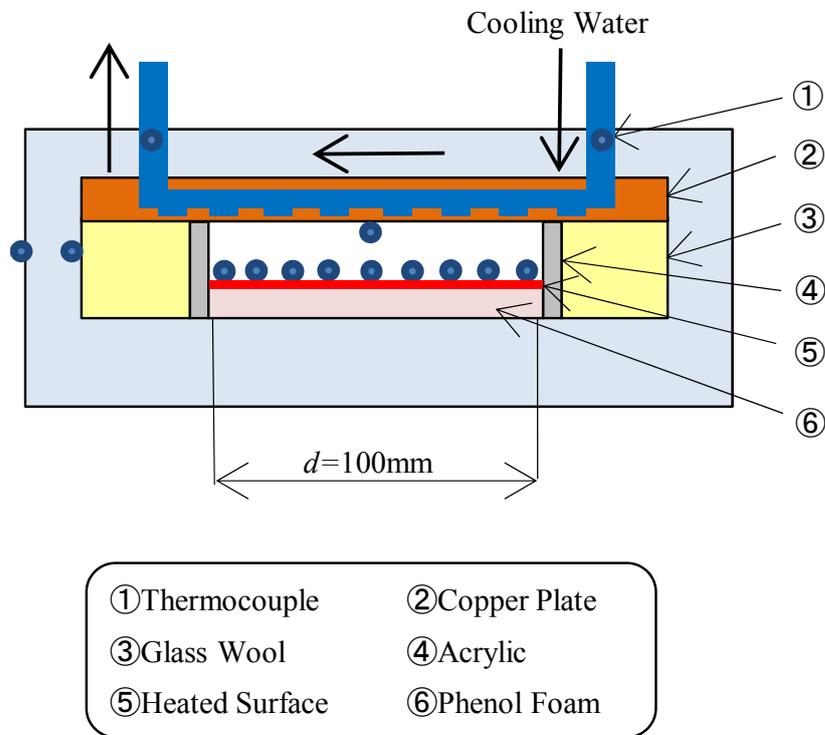


図 3-6 検証用の実験装置の概略

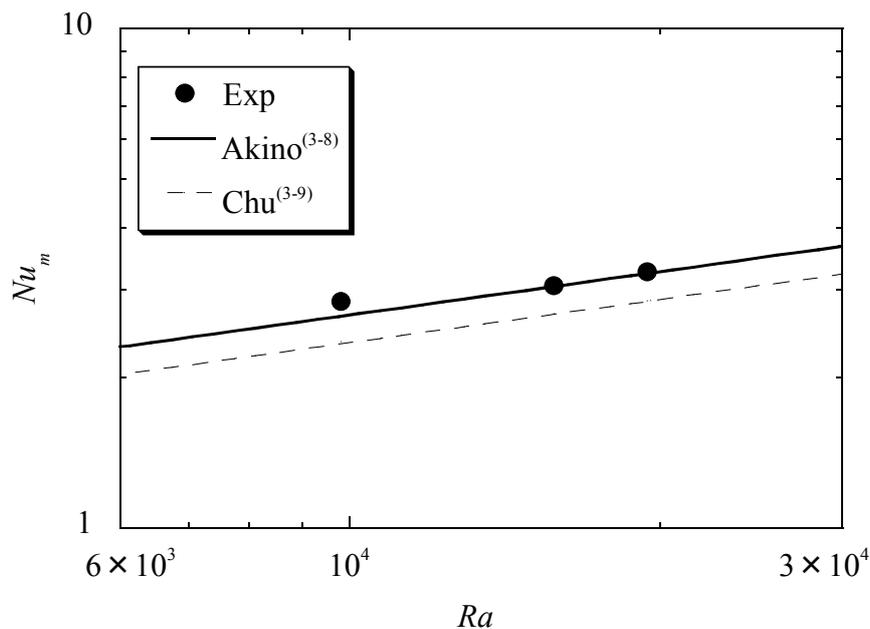


図 3-7 過去の文献との比較

第3節 数値解析を用いた放射伝熱の評価

本章の研究では、発熱面を加熱した場合の放射の影響は大きく無視できないことから、前節の式(3-1)でも示したように、発熱面から生じる放射伝熱量を考慮して熱伝達を評価する必要がある。そこで、本節では、管内に生じる輻射伝熱量を求める数値解析方法を述べるとともに、発熱面における放射伝熱特性が熱伝達の評価に及ぼす影響について検討する。

3.1 解析手法

発熱面の放射熱流束は、有限体積法熱流体解析ソフト(Star-ccm+: CD-adapco 社製)にて Surface to Surface 法⁽³⁻⁶⁾を用い解析的に求めた。Surface to Surface 法は、形態係数を用いてそれぞれの境界面において輻射熱交換を行うモデルである。本章の研究では図 3-8 に示すように発熱体、冷却面および管内面を代表長さ 3mm の多角形のパッチに細分化し、境界条件である温度および放射率は実測より得られた値を代入した。発熱面温度は温度分布で定義し、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。この近似式の定義としては、発熱面温度は周方向によらず発熱体中心からの距離 r で決まるものとした。温度境界条件の一例を図 3-9 に示す。冷却面およびアクリル筐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、放射率計(AERD: D&S 製, 表示分解能:0.01)により測定した銅(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。

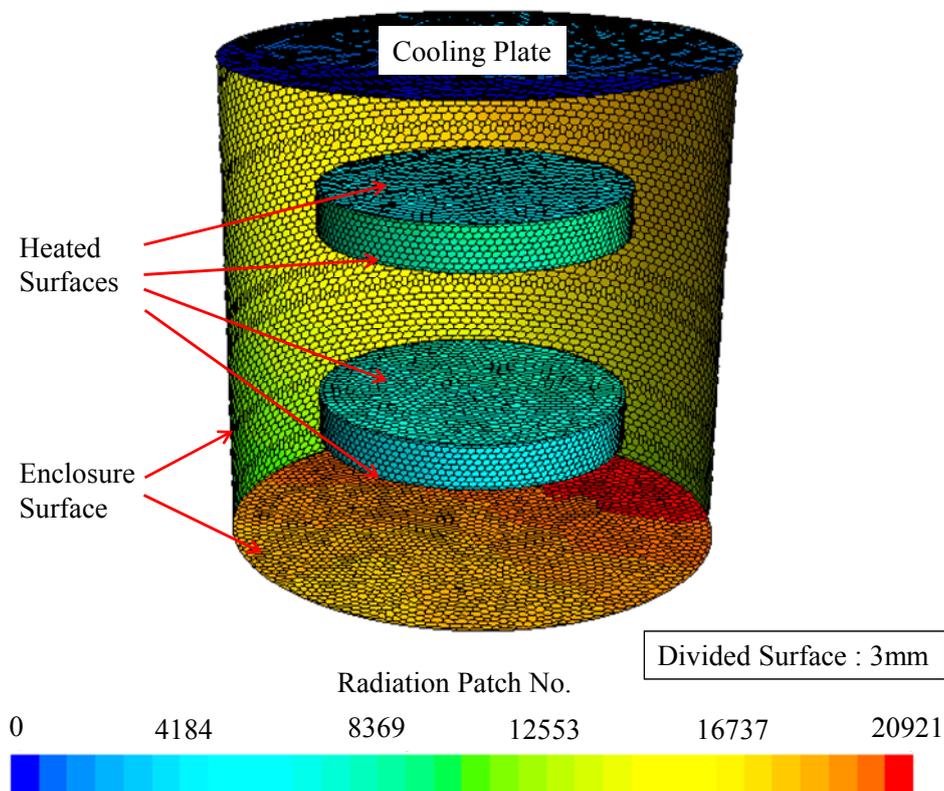


図 3-8 輻射パッチの分割

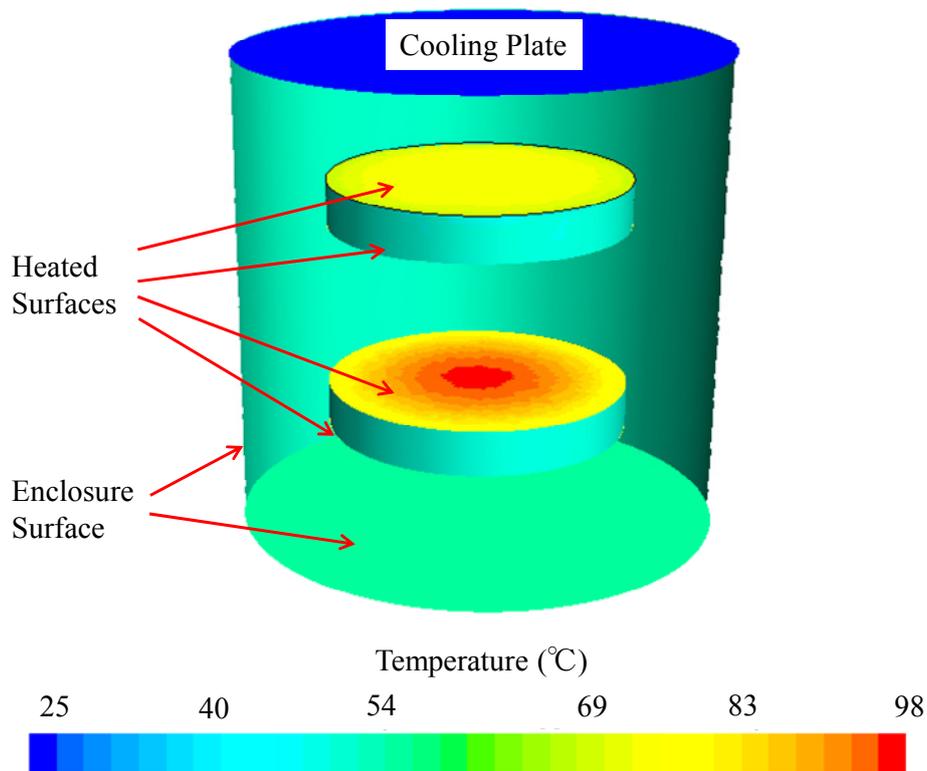


図 3-9 温度の境界条件

3.2 放射伝熱特性

放射伝熱特性の一例として、上部領域高さ $l_1=33\text{mm}$ 、中間領域高さ $l_2=65\text{mm}$ 、下部領域高さ $l_3=33\text{mm}$ の場合における発熱体各表面の局所発熱面温度 T_{wr} の実測値および局所放射熱流束 q_{r_rad} の解析結果に対する発熱体中心からの距離 r の関係を図 3-10 および図 3-11 に示す。図 3-10 において、局所発熱面温度 T_{wr} は発熱体 2 段目の上下面が同程度の値で最も高く、続いて 1 段目下面、1 段目上面の順で低い値を示した。図 3-11 においても、局所放射熱流束 q_{r_rad} は図 3-10 で示した局所発熱面温度 T_{wr} と同順で発熱体 2 段目上下面が最も大きく、次いで発熱体 1 段目下面、発熱体 1 段目上面であった。また、局所放射熱流束 q_{r_rad} と発熱体中心からの位置 r の関係は、局所発熱面温度 T_{wr} に対するそれと同傾向であった。このように、本章の研究範囲のいずれの場合においても、放射伝熱量は発熱面の表面温度による影響が支配的な結果が得られた。よって、各発熱面からの放射伝熱は発熱体中心からの位置、発熱面の位置および向きの違いによる影響は小さいことが分かった。そのため、熱伝達の評価において、同一発熱面内および発熱面ごとの比較が可能であることが理解できる。また、全発熱量に対して放射伝熱量が占める割合は、図 3-11 の場合で 17.6%、本研究全範囲の平均で 19.3%であった。このことから、本章の研究における熱伝達の評価には、放射伝熱の影響を考慮しなければならないことが確認できた。なお、本章における解析結果におけるエネルギー収支は、いずれの場合においても $1e-8$ 以下の残差で収束した。

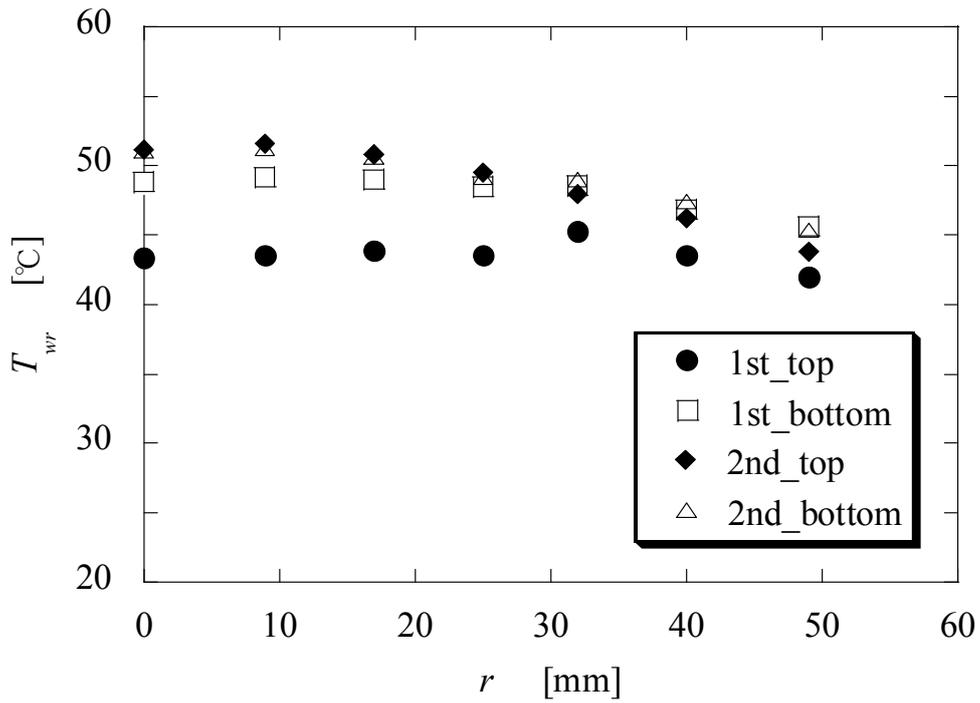


図 3 - 10 発熱面の温度分布
 ($l_1=33\text{mm}$, $l_2=65\text{mm}$, $l_3=33\text{mm}$)

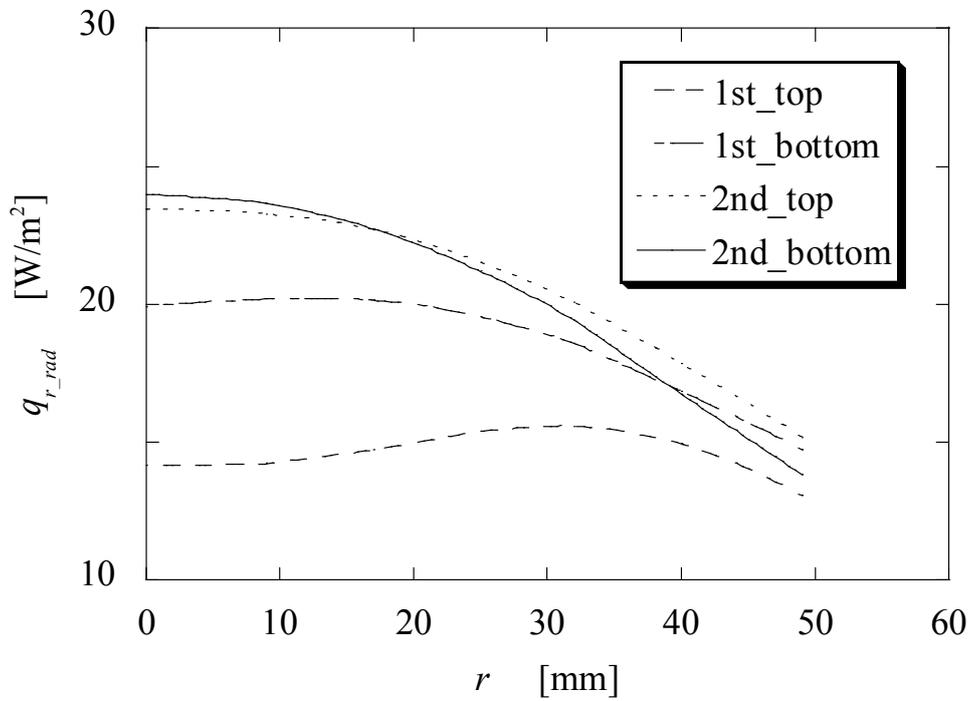


図 3 - 11 局所放射熱流束の分布
 ($l_1=33\text{mm}$, $l_2=65\text{mm}$, $l_3=33\text{mm}$)

第4節 密閉筐体内の熱流動特性

本節では本章の研究対象である密閉円筒筐体内に所定の間隔で配列された水平発熱体まわりの熱流動特性の概説として、最も影響が大きく、特徴をよく表す発熱体の間隔を変化させた場合の筐体内に生じる流動パターンを示すとともに、それぞれの流動状態と発熱体まわりの熱伝達との関連性について述べる。

4.1 流動特性

本項では、流動挙動に及ぼす発熱体の配置の影響について特徴的なものを示す。図 3-12 に、空間領域高さ $l_1=53\text{mm}$, $l_2=45\text{mm}$, $l_3=33\text{mm}$, 発熱体 1 面あたりの発熱量 $Q=0.75\text{W}$, 筐体内径 $R=160\text{mm}$ および筐体高さ $H=160\text{mm}$ の場合における PIV を用いて測定した瞬時速度ベクトル分布を示す。図 3-12 に示すように、上部領域では、中間領域からの空気は発熱体 1 段目側面から鉛直方向に上昇している。その一部の空気は、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た。発熱体 1 段目側面から発熱体 1 段目上面を経由して冷却面まで上昇する流れと発熱体 1 段目側面から直接上昇するそれぞれの流れは、発熱面から離れた冷却面付近で合流・冷却され、筐体側面に沿って下降した。なお、時間の経過に伴い、発熱体 1 段目側面から直接冷却面まで上昇する流れは周期的に増加および減少を繰り返す。また、発熱体中心付近から冷却面まで上昇する流れは水平方向に揺動する様子が観察された。中間領域では、下部領域からの流れに筐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た。また、中間領域の筐体側面付近では、時間の経過とともに図 3-12 で示すような上昇流が支配的である状態と下降流が支配的である状態が交互に観察された。そのため、発熱面間の流れは不安定となり、発熱体 1 段目下面への上昇流は水平方向に揺らぐ様子が見られた。下部領域においては、中間領域から筐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。流速としては、他の領域と比較して小さい結果となった。なお、下部領域の時間的な変化としては、中間領域から局所的に流速の大きい流れが流入する様子も見られたが、他の領域と比べて安定しており、概ね図 3-12 で示すような流動状態であった。

次に、図 3-12 で示した条件において、発熱体 2 段目位置は一定で、上部領域高さを $l_1=33\text{mm}$ と発熱体 1 段目を冷却面方向に近づけた場合の瞬時速度ベクトル分布を図 3-13 に示す。図 3-13 に示すように本条件では、発熱体 1 段目上面と冷却面間には渦が観察された。この渦は、時間経過に伴って、生成・消滅を繰り返すとともに筐体端部から中心方向へ移動する不規則な挙動が見られた。また、中間領域では、図 3-12 で示した条件と比較して中間領域高さ l_2 が大きく開放されていることから、さらに流れが筐体中心に集まって発熱体 1 段目下面に衝突する結果となった。下部領域高さ l_3 が同じである下部領域の流動状態は、図 3-12 で示した結果と同様な傾向が見られた。上部領域で生成される渦運動は、中間領域からの上昇流が冷却面付近で反転・下降する回転が起動力となり、その回転に伴う流れが発熱体 1 段目上面と冷却面間に生じる上昇流れに干渉することにより生じるものと考えられる。このことは、渦

運動が生じない図 3-12 で示した条件と比較して、中間領域高さ l_2 の増加にともない渦運動を誘起する中間領域からの上昇流が増大していること、および上部領域高さ l_1 の減少とともに発熱体 1 段目上面と冷却面間に生じる流れが抑制されることから理解できる。なお、中間および下部領域の流動状態の時間的変動は、いずれの領域においても図 3-12 で述べた挙動と同様であった。

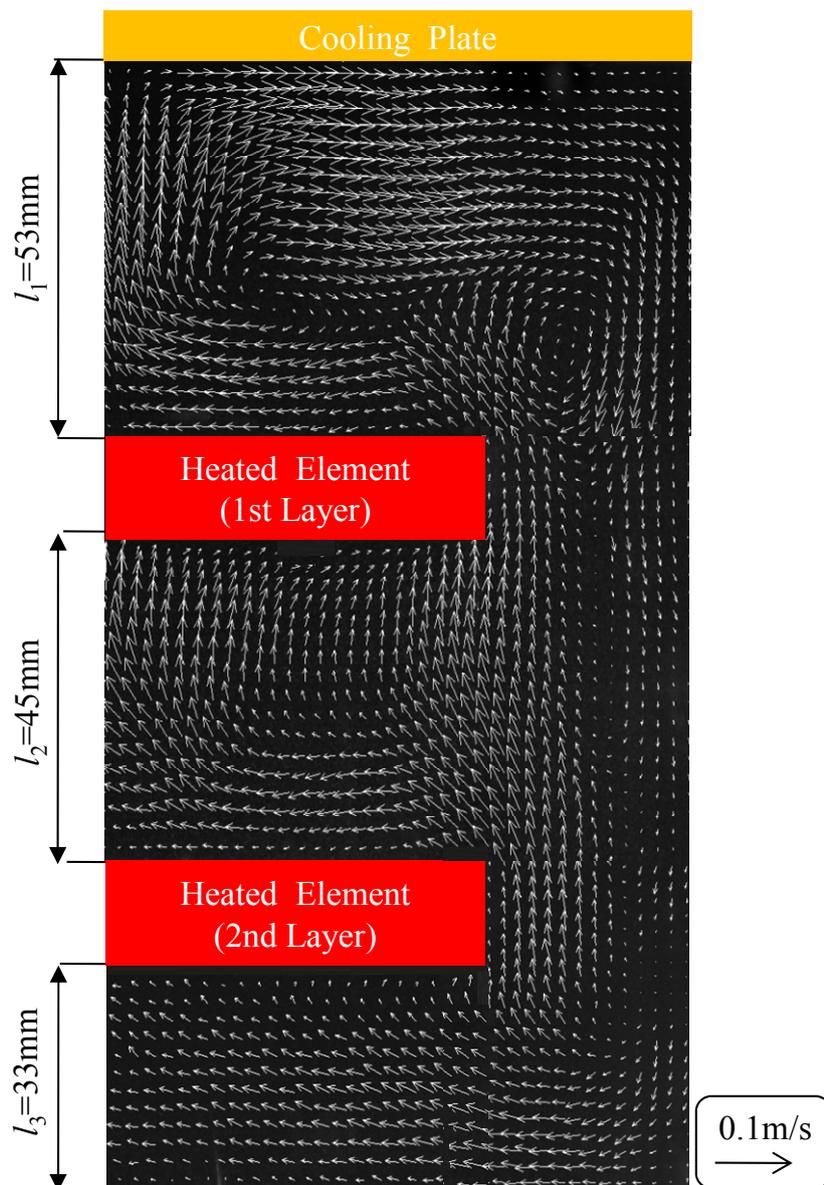


図 3 - 12 速度ベクトル分布
($l_1=53\text{mm}$, $l_2=45\text{mm}$, $l_3=33\text{mm}$)

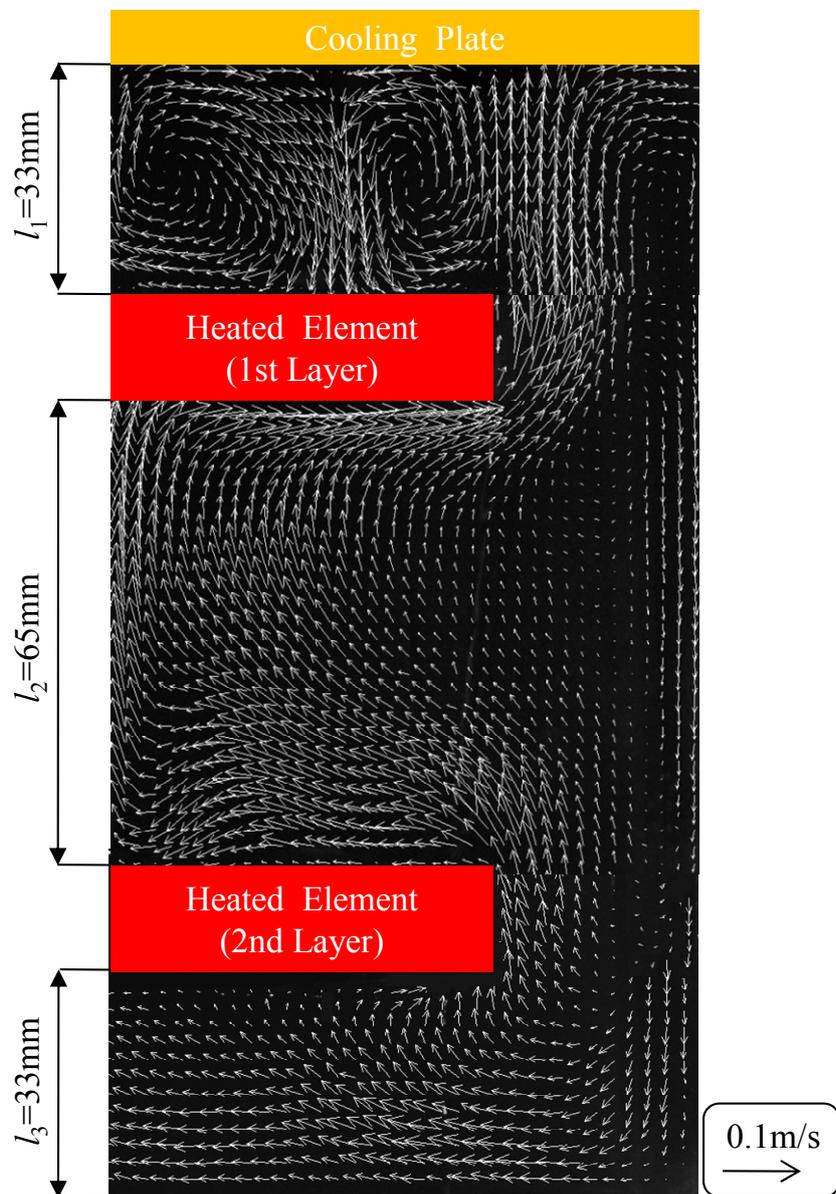


図 3 - 13 速度ベクトル分布
 $(l_1=33\text{mm} , l_2=65\text{mm} , l_3=33\text{mm})$

図 3-14 に、図 3-13 と比較して発熱体 1 段目をさらに冷却面方向に近づけ、上部領域高さ l_1 を 33mm から 18mm と小さくした場合における発熱体 1 段目付近の瞬時速度ベクトル分布を示す。図 3-13 と比較して、上部領域では生成される渦の流速が低下し、渦が筐体中心方向へ移動する渦運動が抑制される結果が得られた。このことから、適当な上部空間高さ l_1 で発熱体を設置することによって、渦運動は促進できることが分かった。なお、時間経過に伴う流動挙動は、中間領域および下部領域いずれの場合においても、上部領域に渦運動が見られる図 3-13 で示した条件の場合と同様な傾向を示した。

図 3-15 に、図 3-13 に示す条件から発熱体 1 段目位置を同一にし、発熱体 2 段目位置を冷却面方向に近づけて中間領域高さ l_2 を 20mm にした場合の瞬時速度ベクトル分布を示す。上部領域では、時間経過とともに、図 3-15(a)に示すように発熱体 1 段目上面に沿って端部から中心方向へ流れる状態と図 3-15(b)のような渦が生成される状態が周期的に観察された。また、中間領域では、図 3-13 と比べて中間領域高さ l_2 が小さいことから流れが抑制された。これらの結果から、中間領域から上部領域に流入する流れが小さいと渦運動は十分に発達しないことが理解できる。また、筐体内の流動状態は、発熱体 1 段目位置が同じでも、中間領域高さ l_2 が異なれば中間領域だけでなく上部領域にも影響を与えることが分かった。なお、流れの時間変動において、中間領域の筐体側壁付近では、図 3-15(a)で示すような回転流れとともに、上昇流または下降流が支配的になる様子が繰り返し観察された。また、中間領域および下部領域に隣接する発熱面まわりの流れは、他の発熱体の配置の条件と比較して安定しており、図 3-15 (a)に示すとおりで時間的にほとんど変化が見られなかった。

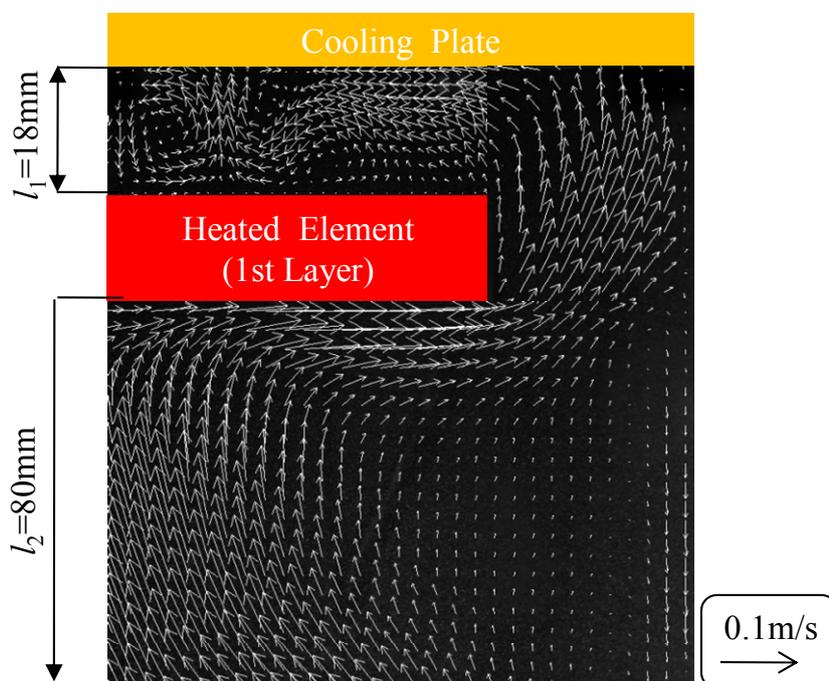
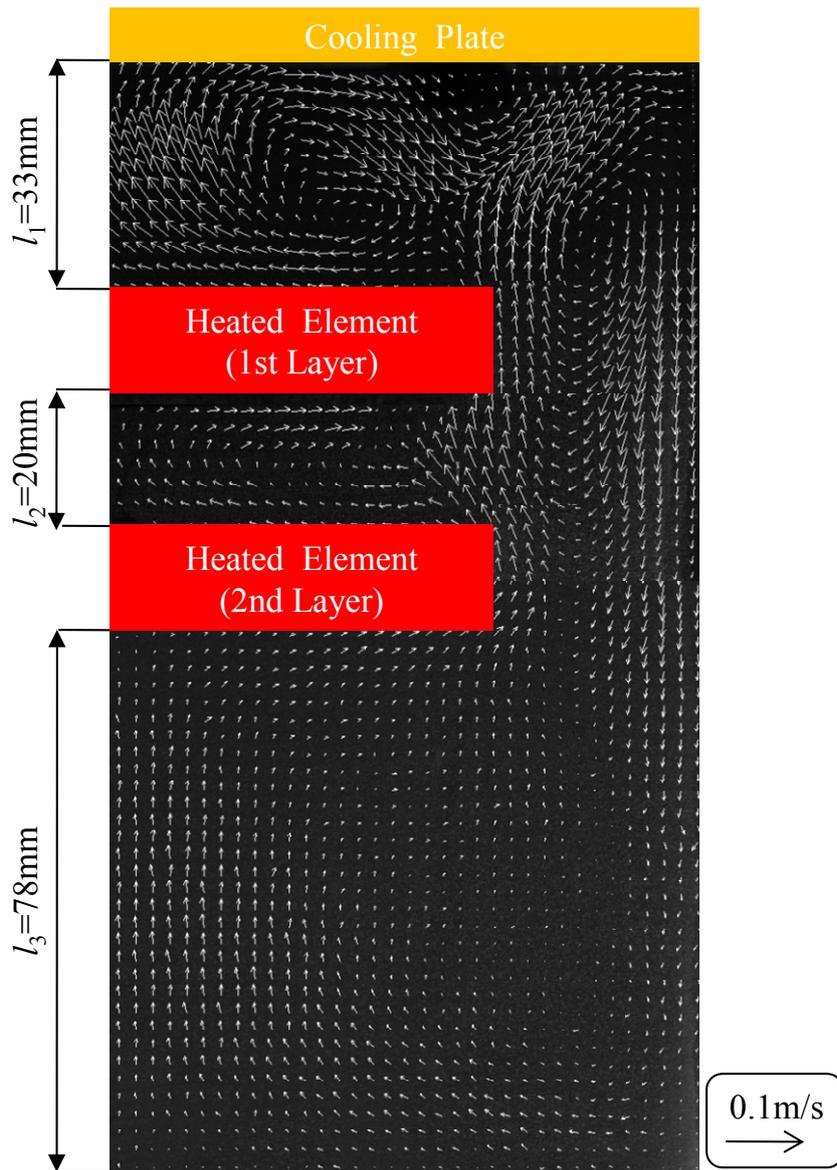
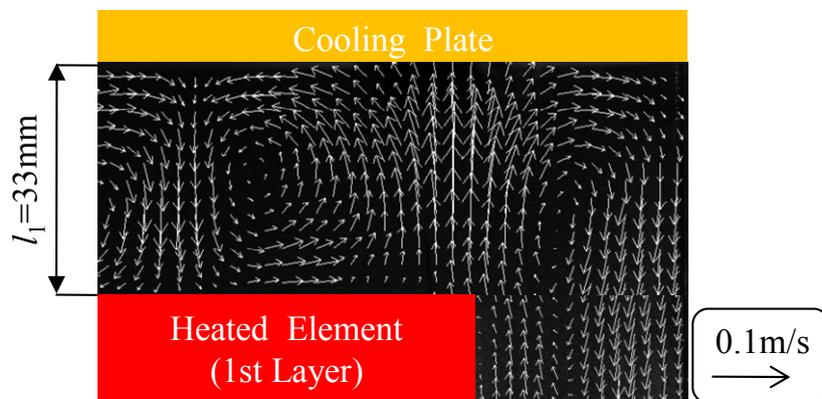


図 3 - 14 速度ベクトル分布
($l_1=18\text{mm}$, $l_2=80\text{mm}$, $l_3=33\text{mm}$)



(a) 発熱面に沿った流れ



(b) 渦運動が生じた場合の上部領域

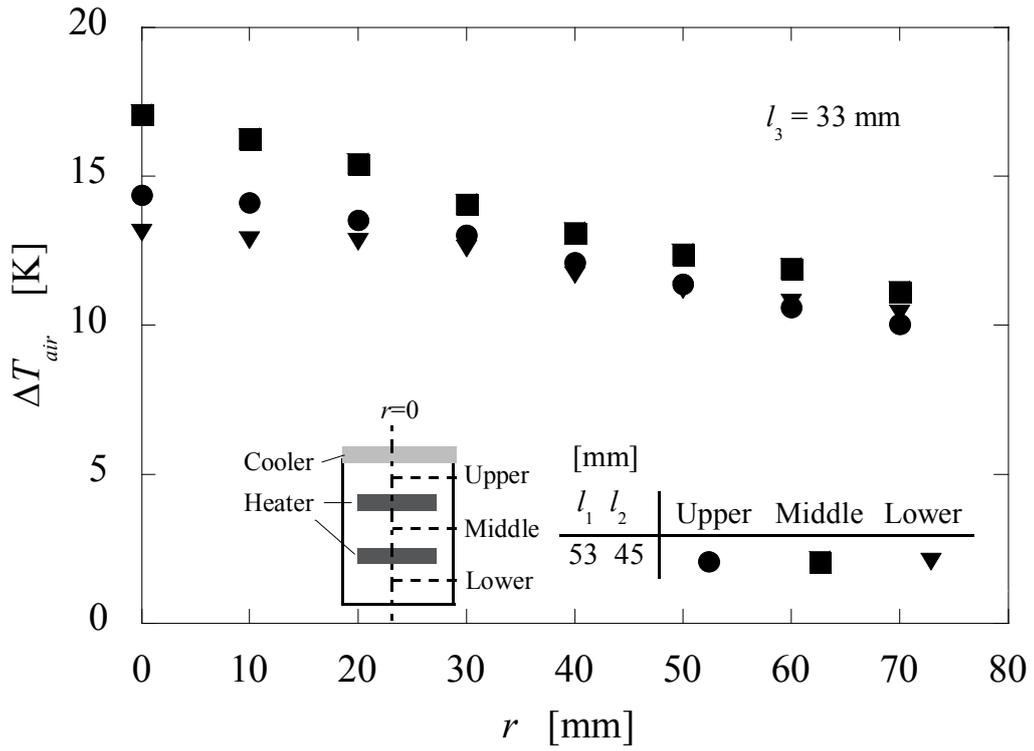
図3-15 速度ベクトル分布 ($l_1=33\text{mm}$, $l_2=20\text{mm}$, $l_3=78\text{mm}$)

4.2 筐体内空気の温度分布

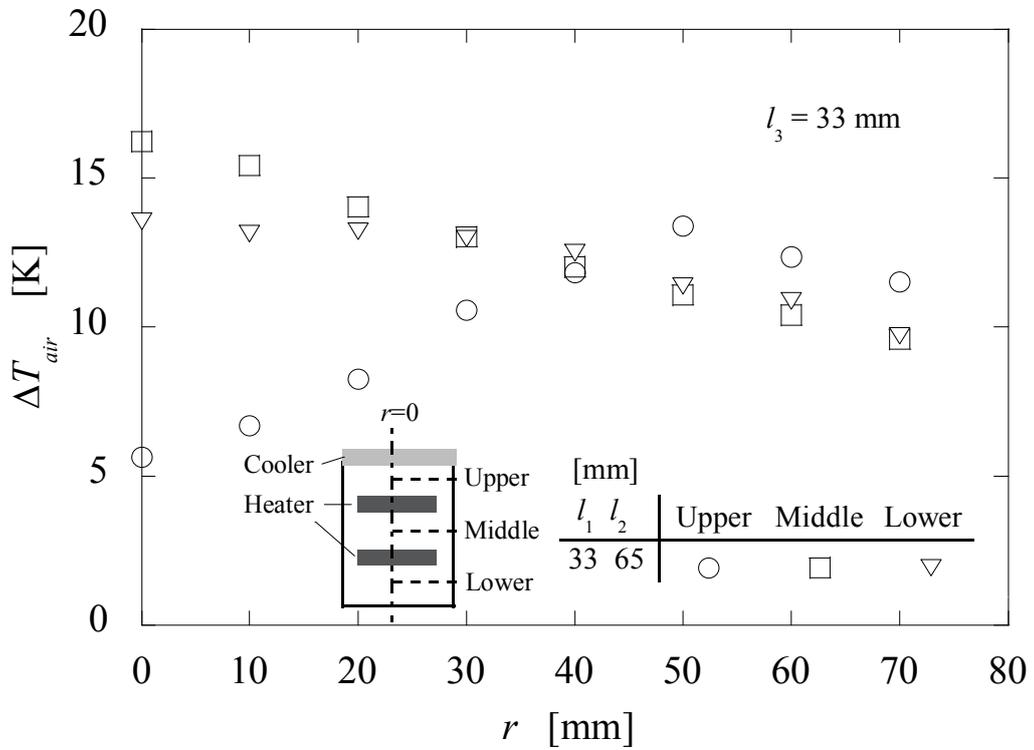
本節の研究条件の代表例として、上部領域に渦が生じない上部領域高さ $l_1=53\text{mm}$ 、中間領域高さ $l_2=45\text{mm}$ および渦が生成する上部領域高さ $l_1=33\text{mm}$ 、中間領域高さ $l_2=65\text{mm}$ で、下部領域高さ l_3 がそれぞれ 33mm の場合における上部領域、中間領域、および下部領域の中心高さの空気温度と冷却面温度 T_c との差 ΔT_{air} に対する筐体中心位置からの距離 r の関係を図 3-16(a)および(b)に示す。なお、いずれの場合も発熱体 1 面あたりの発熱量 $Q=0.75\text{W}$ 、筐体内径 $R=160\text{mm}$ および筐体高さ $H=160\text{mm}$ である。図 3-16(a)および(b)の条件は、流れの可視化結果を示す図 3-12 および図 3-13 にそれぞれ対応する。図 3-16(a)において、上部領域高さ $l_1=53\text{mm}$ 、中間領域高さ $l_2=45\text{mm}$ の上部領域空気と冷却面との温度差 ΔT_{air} (図中●)は、筐体中心付近で最も高い値を示した。これは、流動状態を図 3-12 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、中心方向に近づくに伴って空気温度が上昇したことが理解できる。一方、図 3-16(b)において、渦運動が生じる上部領域高さ $l_1=33\text{mm}$ 、中間領域高さ $l_2=65\text{mm}$ の上部領域空気と冷却面との温度差 ΔT_{air} (図中○)は、筐体端部から中心に向かって極大値をとり、中心位置で最も低い値を示した。これは、上部領域において、図 3-13 で述べたように渦が発熱面と冷却面間を筐体端部から中心方向へ移動していることから、筐体中心付近で空気温度が低くなることが原因として考えられる。

図 3-16(a)および(b)において、中間領域および下部領域の空気温度と冷却面との温度差 ΔT_{air} は、いずれの場合においても筐体側面から中心に向かって増大した。これは、上部領域の渦生成の有無に関係なく図 3-12 および図 3-13 で示すとおり発熱体端部から中心方向へ流れていることが原因と考えられる。中間領域の空気温度と冷却面との温度差 ΔT_{air} は、中間領域高さ $l_2=45\text{mm}$ (図中■)の場合と比べて空間領域の大きい中間領域高さ $l_2=65\text{mm}$ (図中□)の方が低い値を示した。これは、中間領域高さ l_2 の増加に伴い中間領域の流れが開放されることから冷却面にて冷やされた循環下降流の流入が大きくなったためと考える。一方、下部領域では、領域高さ l_3 が 33mm と同じである各領域高さ $l_1, l_2=53, 45\text{mm}$ (図中▼)と各領域高さ $l_1, l_2=33, 65\text{mm}$ (図中▽)の下部領域の空気温度と冷却面との温度差 ΔT_{air} は同程度であった。

本項で結果を示していない他の発熱体の配置においても、上部領域では領域高さが小さいほど、中間領域および下部領域ではそれぞれの領域高さが大きいほど低い値を示す傾向が確認されている。このことから、筐体内部の空気温度分布は、発熱面に隣接する空間領域の影響が支配的であることが分かった。



(a) 発熱面に沿った流れ



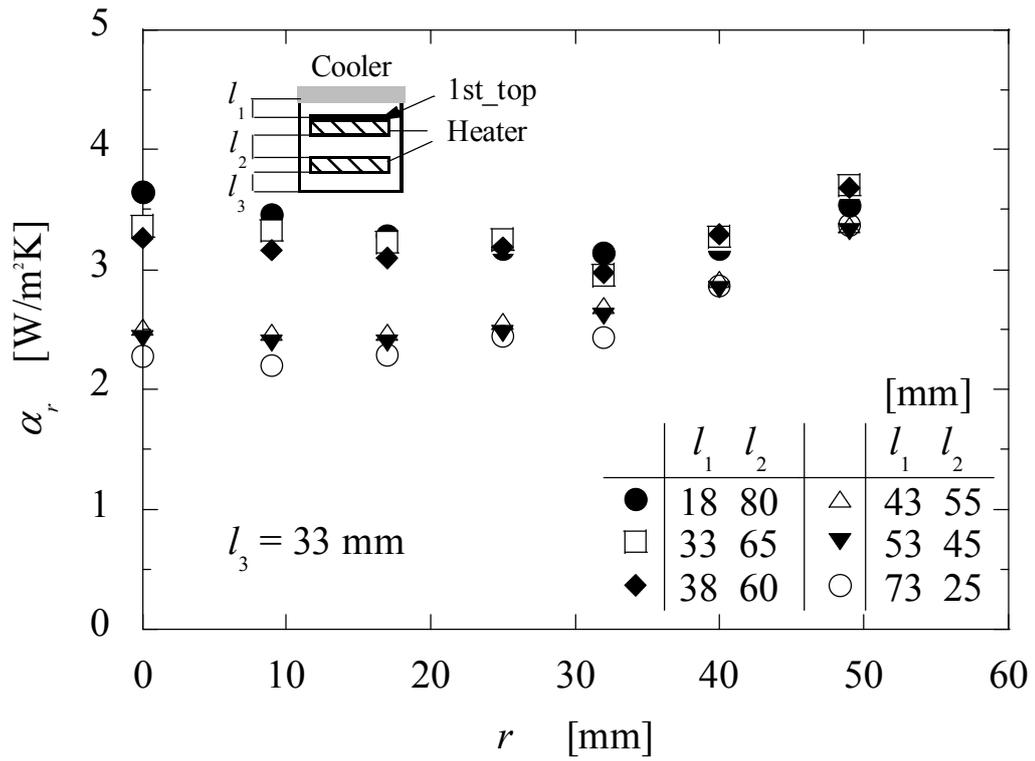
(b) 渦運動が生じる場合の流れ

図3-16 筒体内空気温度の分布

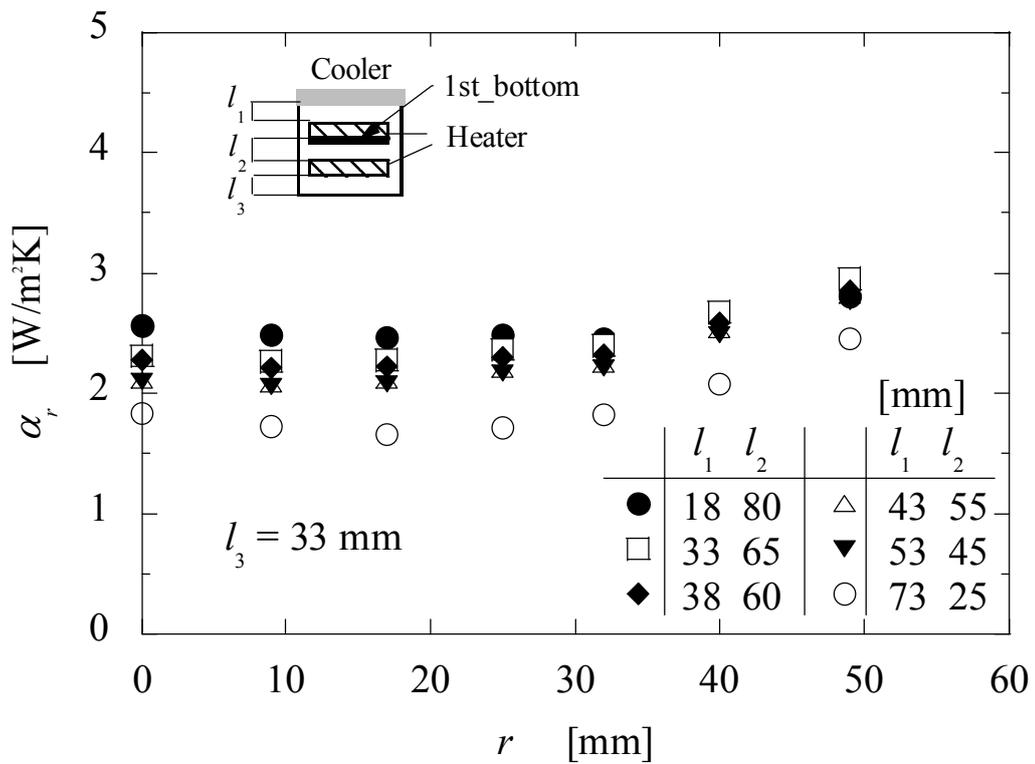
4.3 熱伝達特性

局所熱伝達率 α_r に対する発熱体1段目の配置の影響について検討する。下部領域高さ $l_3=33\text{mm}$ 、発熱体1面あたりの発熱量 $Q=0.75\text{W}$ 、管内径 $R=160\text{mm}$ および管体高さ $H=160\text{mm}$ で一定の場合において、上部領域高さ l_1 および中間領域高さ l_2 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3-17(a)に示す。上部領域高さ l_1 が43mm以上の範囲では、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3-12に示したように、発熱体表面近傍の流れが発熱体表面に沿って端部から中心に向かっており、発熱体表面を流れる空気温度が中心方向へ進むにつれて高くなるためと考える。また、上部領域高さ l_1 の違いによる局所熱伝達率 α_r のそれぞれの差は僅かであった。一方、上部領域高さ l_1 が38mm以下の場合は、局所熱伝達率 α_r は、上部領域高さ l_1 が43mm以上の範囲と比べて高い値を示しており、特に発熱体中心付近でその差は顕著なものとなっている。これは、渦運動が冷却面と熱交換を行いながら管体端部から中心に向けて移動することによって中心付近の熱伝達が促進したためと考える。また、時間平均的に見ると渦が一定の位置に存在していないことから、局所熱伝達率 α_r の分布と渦の大きさや回転方向との関連性は見られなかった。上部領域高さ l_1 と局所熱伝達率 α_r の関係において、上部領域高さ l_1 が異なっても局所熱伝達率 α_r に大きな差は見られなかった。これは、上部領域高さ l_1 の減少にともない、図3-13と図3-14の比較から分かるように渦運動が抑制され、冷却面との熱交換量も増大しないことが原因と考えられる。

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3-17(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、概ね増大する傾向を示したが、中間領域高さ l_2 の増加とともに発熱体中心付近で高い値を示している。これは、発熱体1段目下面に上昇する過程において、上昇流が周囲空気によって冷却され、発熱面中央付近に衝突するためと考える。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3-17(c)および図3-17(d)に示す。図3-17(c)および図3-17(d)において、いずれの場合においても、局所熱伝達率 α_r は、発熱体中心からの距離 r の増加とともに単調に増大している。また、発熱体2段目上下面の局所熱伝達率 α_r は、いずれの場合においても、上部領域高さ l_1 および中間領域高さ l_2 による影響は小さい結果となった。

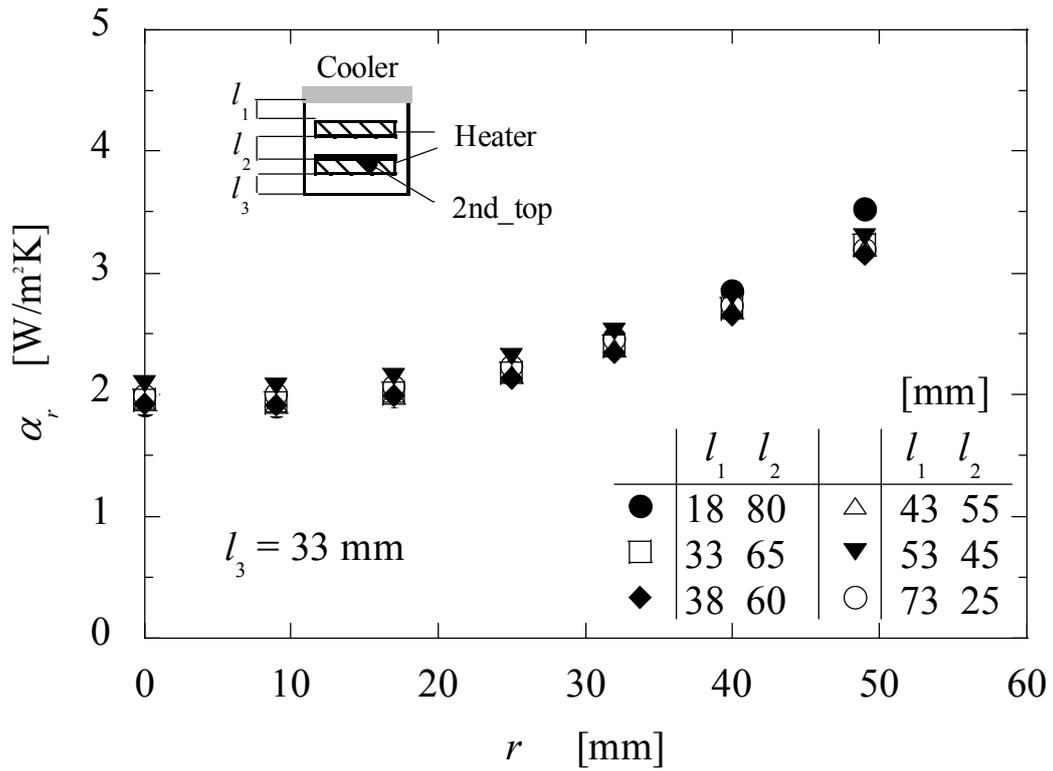


(a) 1st_top

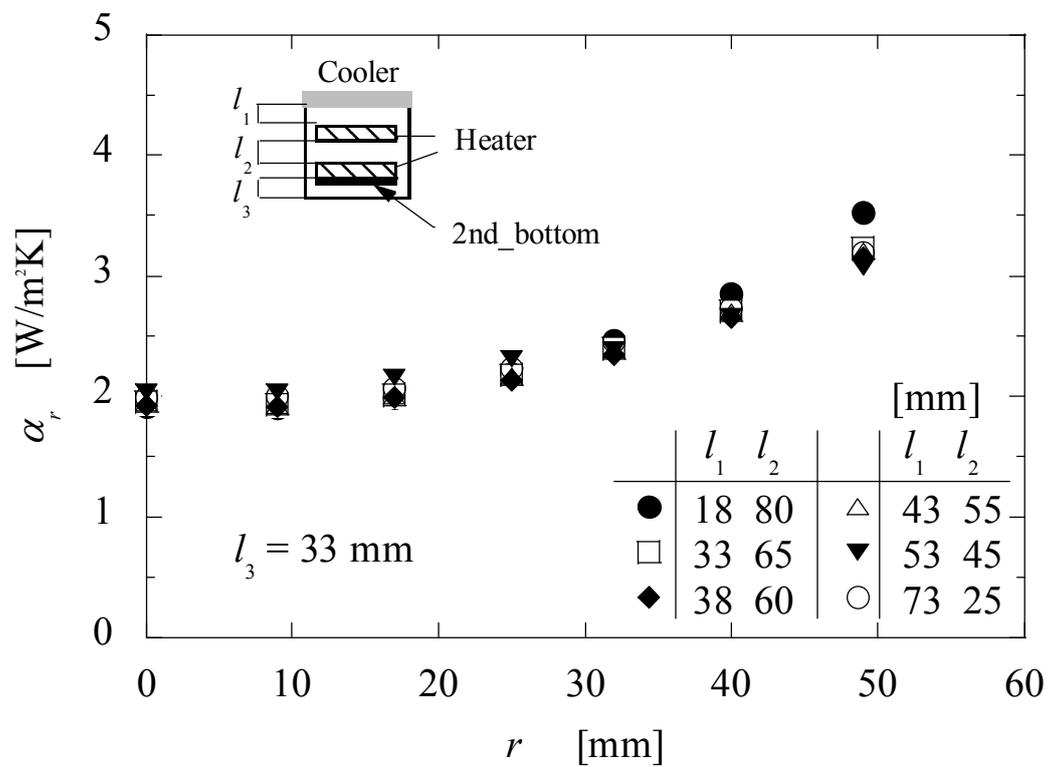


(b) 1st_bottom

図 3 - 17 局所熱伝達率と発熱体中心からの距離の関係



(c) 2nd_top



(d) 2nd_bottom

図 3-17 局所熱伝達率と発熱体中心からの距離の関係

4.4 流動パターンと熱伝達特性の関連性

筐体内の流動現象が各発熱面まわりの熱伝達特性に及ぼす影響について検討を行う。この評価には、前述した式(3-4)および(3-5)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。発熱体1段目上面における平均ヌッセルト数 Nu_m と修正レイリー数 Ra^* の関係を図3-18に示す。図3-18には、下部領域高さ l_3 が 33mm と一定で上部領域高さ l_1 と中間領域高さ l_2 が変化した場合の Case A、および上部領域高さ l_1 が 33mm と一定で中間領域高さ l_2 および下部領域高さ l_3 が変化した場合の Case B についてそれぞれプロットした。Case A において、修正レイリー数 $Ra^* < 4 \times 10^5$ の範囲では、流動状態は図3-12で示すような渦運動が生じる領域であり、平均ヌッセルト数 Nu_m は修正レイリー数 Ra^* の増加に伴い増大する結果が得られた。一方、修正レイリー数 Ra^* が 4×10^5 より大きい範囲において、平均ヌッセルト数 Nu_m は修正レイリー数 $Ra^* = 5 \times 10^5$ 付近で極小値を示し、修正レイリー数 Ra^* の増加とともに増大した。修正レイリー数 $Ra^* > 5 \times 10^5$ では図3-12で示すような渦運動が生成されない流動状態となる結果が得られている。よって、この極小値は、上部領域高さ l_1 が変化した場合の渦運動の有無を示す条件と一致することが理解できる。次に、上部領域高さ l_1 が 33mm と一定で中間領域高さ l_2 が変化する Case B について述べる。平均ヌッセルト数 Nu_m は、中間領域高さ l_2 の増加とともに増大した。この原因としては、中間領域高さ $l_2 = 10\text{mm}$ は渦運動を生じないこと、中間領域高さ $l_2 = 20\text{mm}$ (図3-15)は発熱面に沿った流れと渦運動が混在することおよび中間領域高さ $l_2 = 65\text{mm}$ (図3-13)は渦運動が十分に発達した流動状態であることから、中間領域高さ l_2 の増加つまり渦運動の発達に伴い熱伝達が促進されるためと考えられる。また、渦運動が生成される場合(図中の点線)と生じない場合(図中の破線)では、それぞれ同一線上にまとまること分かった。さらに、渦運動が生じない修正レイリー数 $Ra^* > 5 \times 10^5$ の範囲では、下面加熱および上面冷却で円筒管体のアスペクト比が本研究と同程度である秋野らの結果⁽³⁻⁸⁾と同様な傾向を示す結果が得られた。

発熱体1段目および発熱体2段目を種々に配置した場合における発熱体1段目下面および発熱体2段目上下面の平均ヌッセルト数 Nu_m と修正レイリー数 Ra^* の関係を図3-19に示す。図3-19において、いずれの面においても同様な傾向を示し、平均ヌッセルト数 Nu_m は、修正レイリー数 Ra^* のべき乗に概ね比例することが分かった。

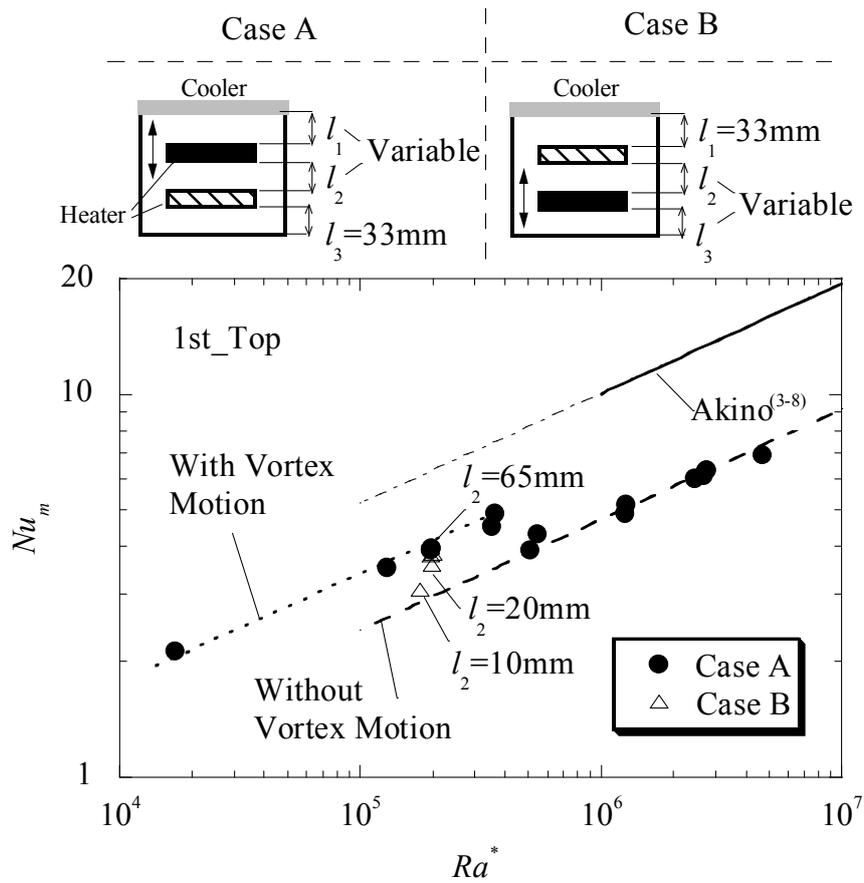


図 3-18 平均ヌッセルト数 Nu_m と修正レイリー数 Ra^* の関係
(発熱体 1 段目上面)

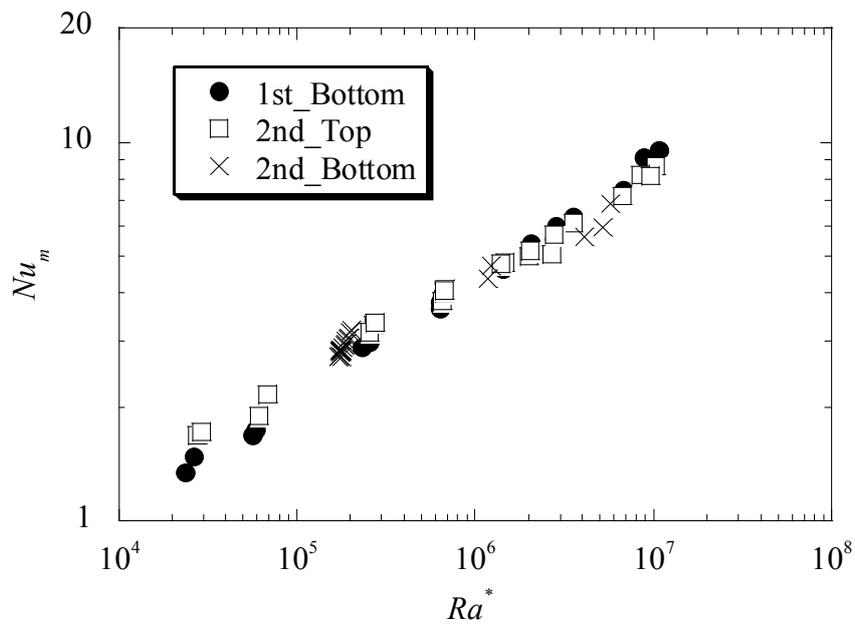


図 3-19 平均ヌッセルト数 Nu_m と修正レイリー数 Ra^* の関係
(発熱体 1 段目上面以外の発熱面)

第5節 各設計因子の影響

本節では、発熱量、筐体高さおよび筐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、前節で示した発熱体の間隔の影響も考慮した渦運動が生成される条件およびそれぞれの発熱面まわりの熱伝達の実験整理式を提案する。

5.1 発熱量の影響

5.1.1 流動特性

筐体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。図3-20に筐体内径 $R=160\text{mm}$ 、筐体高さ $H=160\text{mm}$ 、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3-20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た。上昇した流れは、冷却面付近で冷却され、筐体側面に沿って下降した。中間領域では、下部領域からの流れに筐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た。下部領域においては、中間領域から筐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観察された。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て流れた。

図3-20で示した条件から発熱体の配置および筐体寸法が一定で、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3-21に示す。発熱体1段目上面と冷却面間の上部領域において、図3-20では発熱体1段目上面に沿って冷却面に上昇する流れであった。一方、発熱量を増大させた図3-21では、上部領域において、筐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、筐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。この筐体中央付近に見られる渦は、中間領域からの上昇流が筐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・消滅を繰り返すと同時に筐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筐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考えられる。これらのことから、渦運動は前節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3-20の場合と同様に、発熱体2段目上面に沿った流れは筐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3-20の場合と同様に筐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。

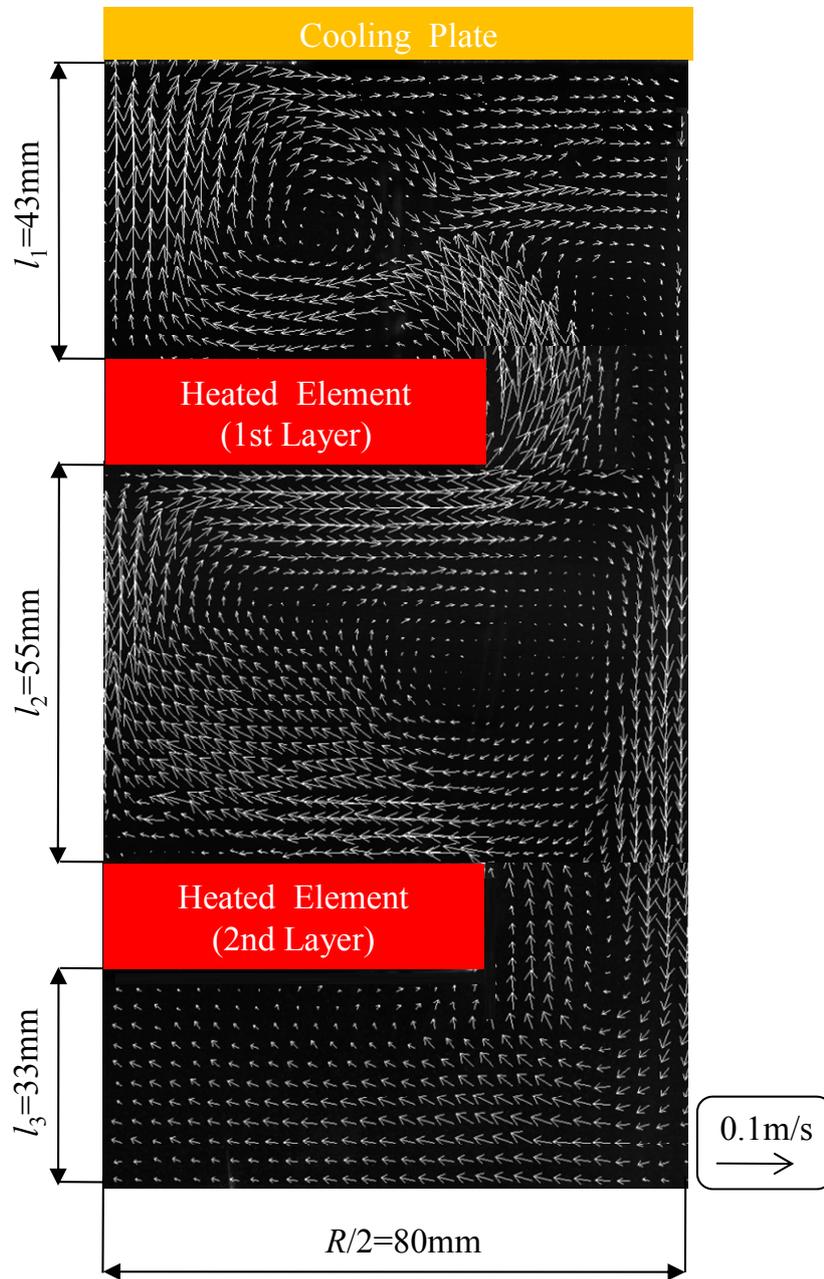


図 3 - 20 速度ベクトル分布
($Q=0.7\text{W}$)

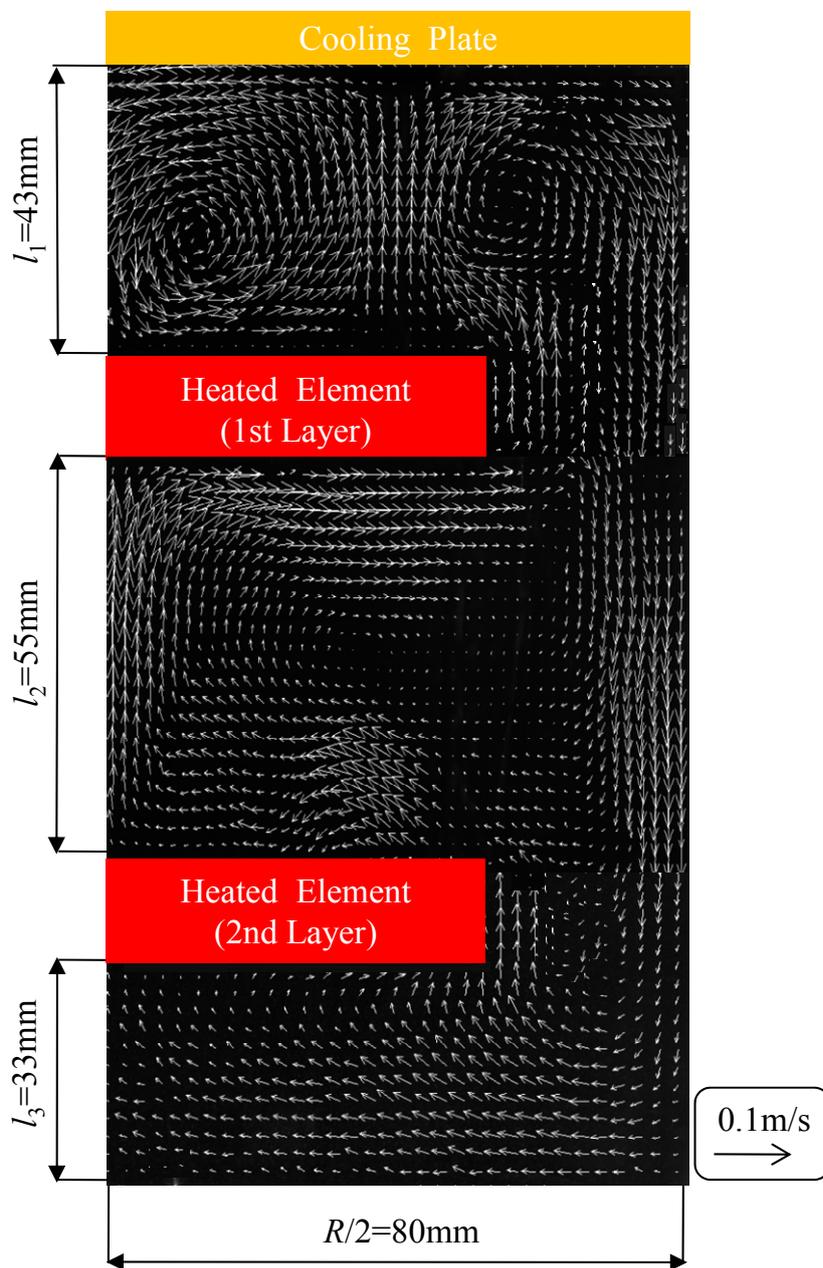


図 3 - 21 速度ベクトル分布
($Q=2.3\text{W}$)

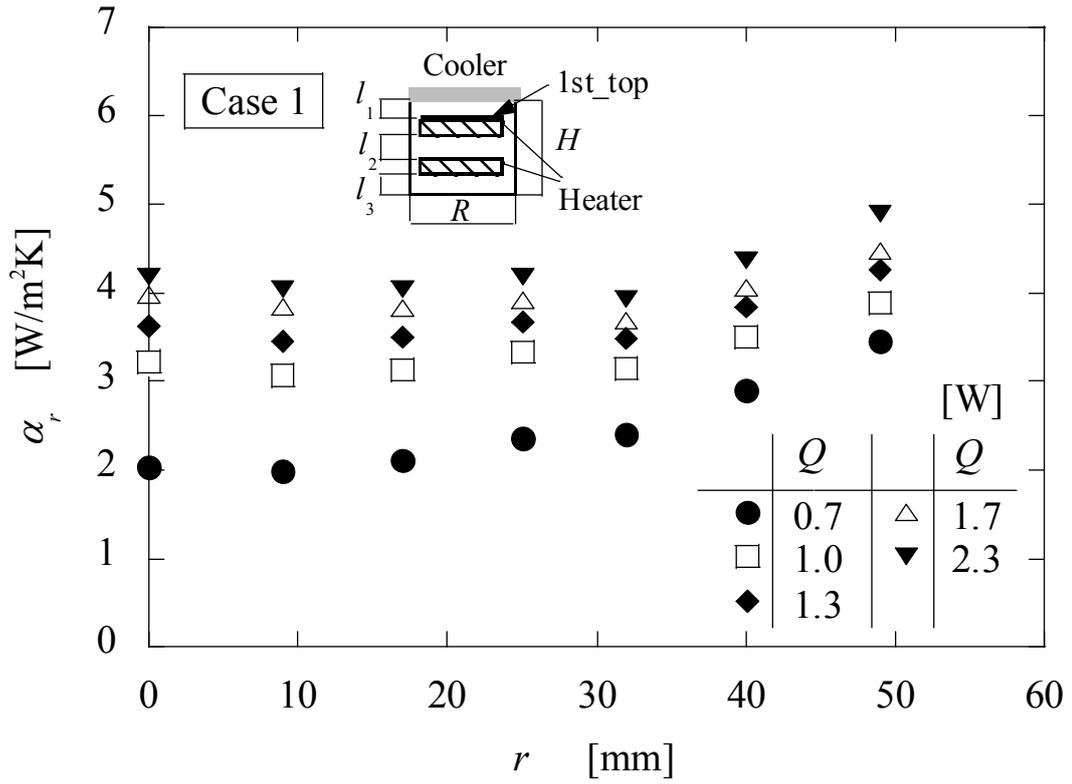
5.1.2 熱伝達特性

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、図 3-5 で示す本章の全研究範囲の中から表 3-1 の Case 1 で示す代表的な条件の挙動を述べる。なお、Case 1 とは、発熱体 1 面当たりの発熱量 Q のみが増加する場合の条件であり、筐体内径 $R=160\text{mm}$ 、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 $l_3=33\text{mm}$ で発熱体間隔が一定の場合である。Case 1 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 3-22(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 3-20 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 $r=30\sim 50\text{mm}$ 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。

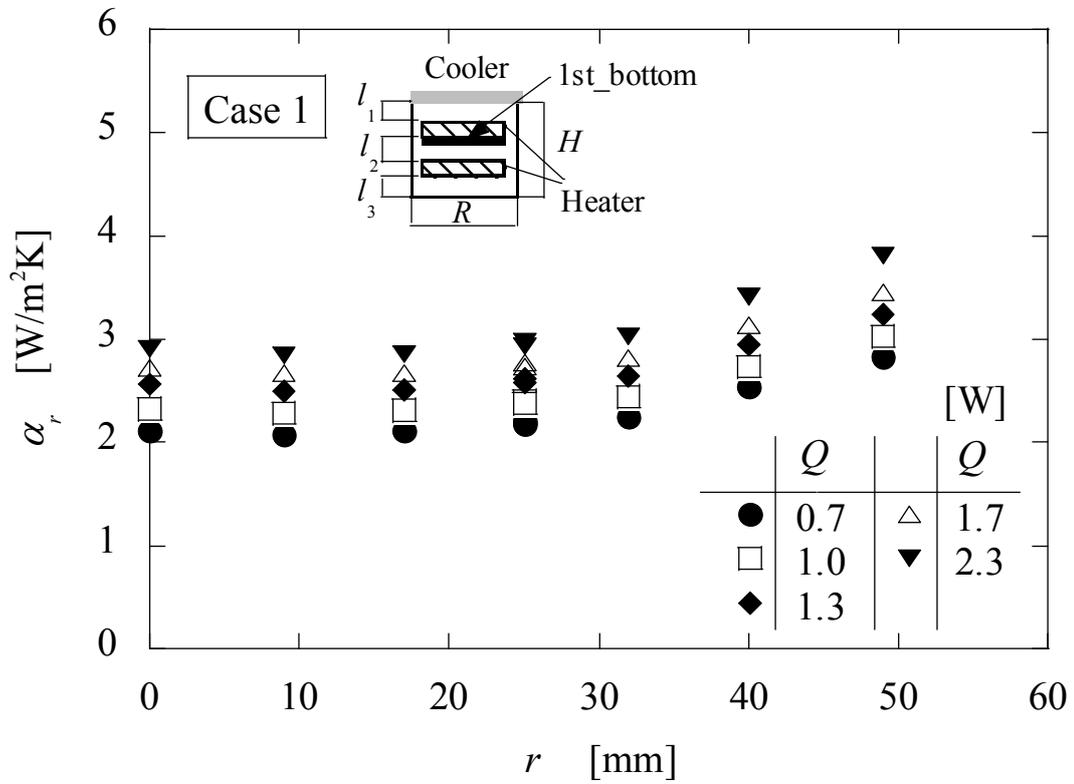
発熱体 1 段目下面の局所熱伝達率 α_r と発熱体中心からの距離 r の関係を図 3-22(b) に示す。局所熱伝達率 α_r は、発熱体中心からの距離 r の増加に伴い、概ね増加する傾向を示した。また、局所熱伝達率 α_r は、発熱体 1 面当たりの発熱量 Q の増加に伴い増大する結果を示した。発熱体 2 段目上面および発熱体 2 段目下面の局所熱伝達率 α_r と発熱体中心からの距離 r の関係をそれぞれ図 3-22(c) および図 3-22(d) に示す。図 3-22(c) および図 3-22(d) において、発熱体 2 段目上面および発熱体 2 段目下面まわりの熱伝達は、いずれの場合においても発熱体 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 においても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。

表 3-1 実験条件(発熱量 Q の影響)

	Q [W] (q [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

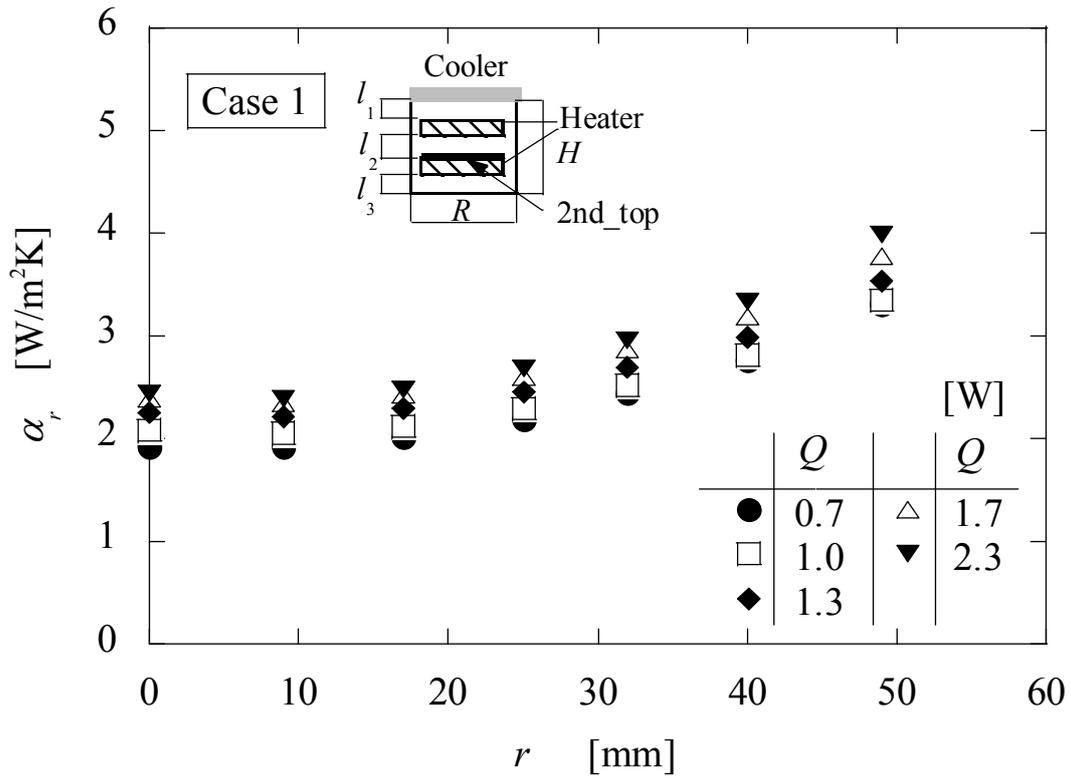


(a) 1st_top

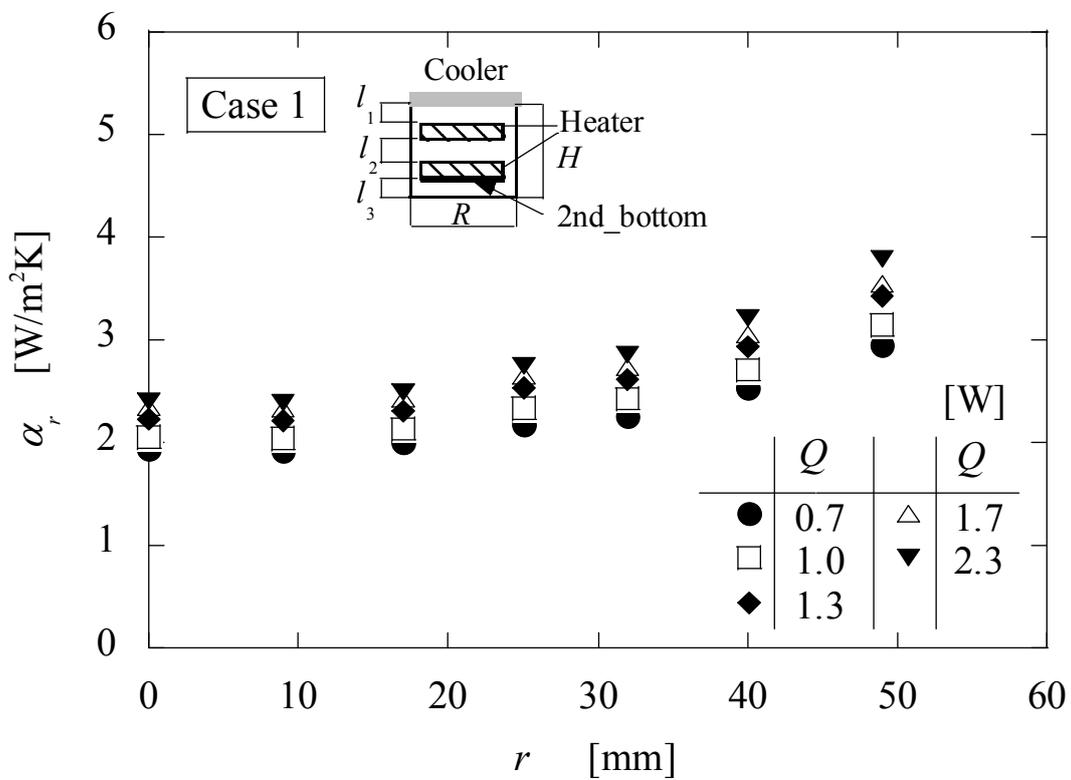


(b) 1st_bottom

図 3-22 局所熱伝達率と発熱体中心からの距離の関係



(c) 2nd_top



(d) 2nd_bottom

図 3-22 局所熱伝達率と発熱体中心からの距離の関係

5.2 筐体内径の影響

5.2.1 流動状態と温度場

図 3-20 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 3-23 に示す。発熱体 1 段目上面まわりの流動状態は、図 3-20 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 3-24 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 3-24 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 3-20 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。

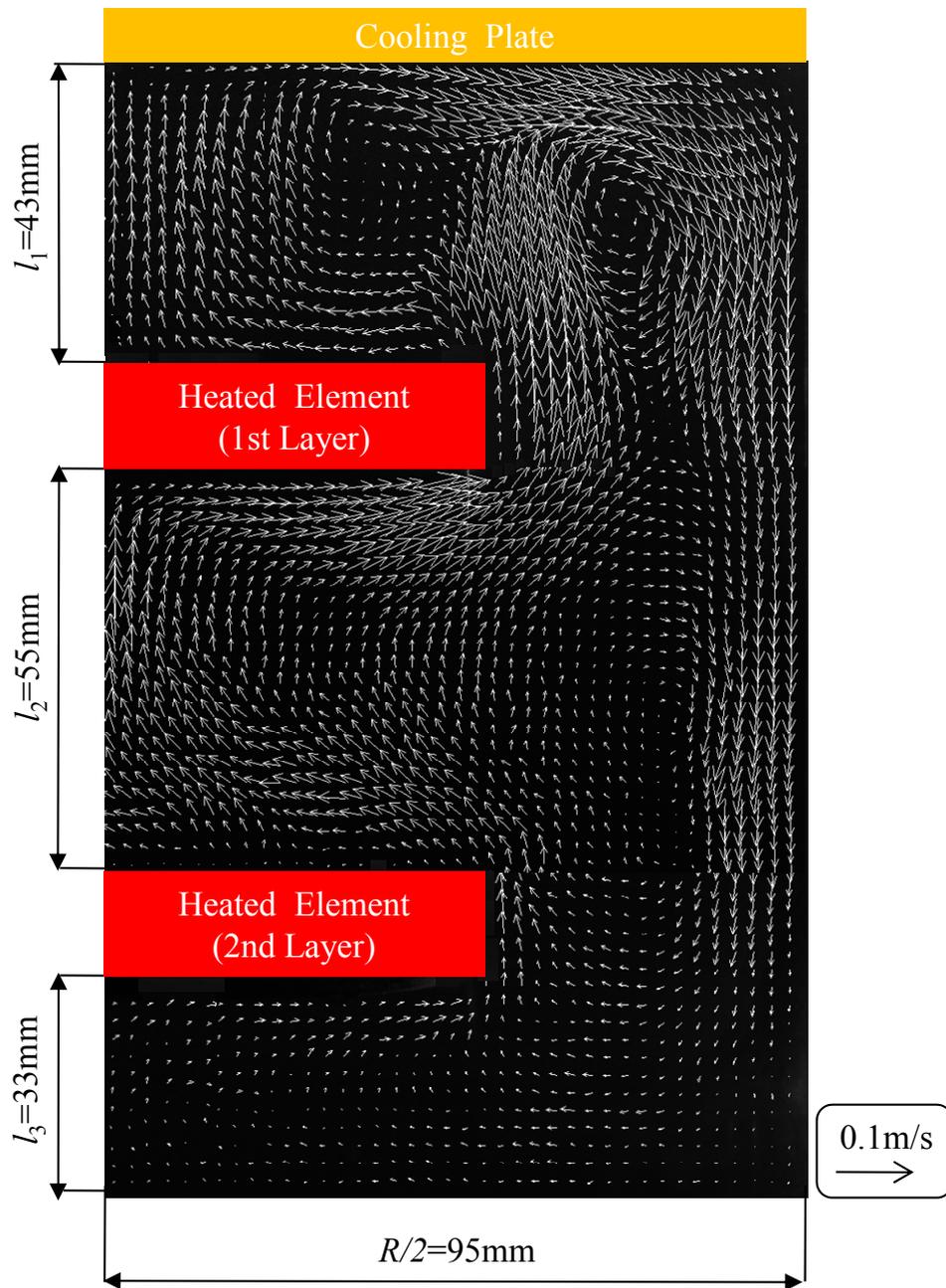


図 3 - 23 速度ベクトル分布
($R=190\text{mm}$)

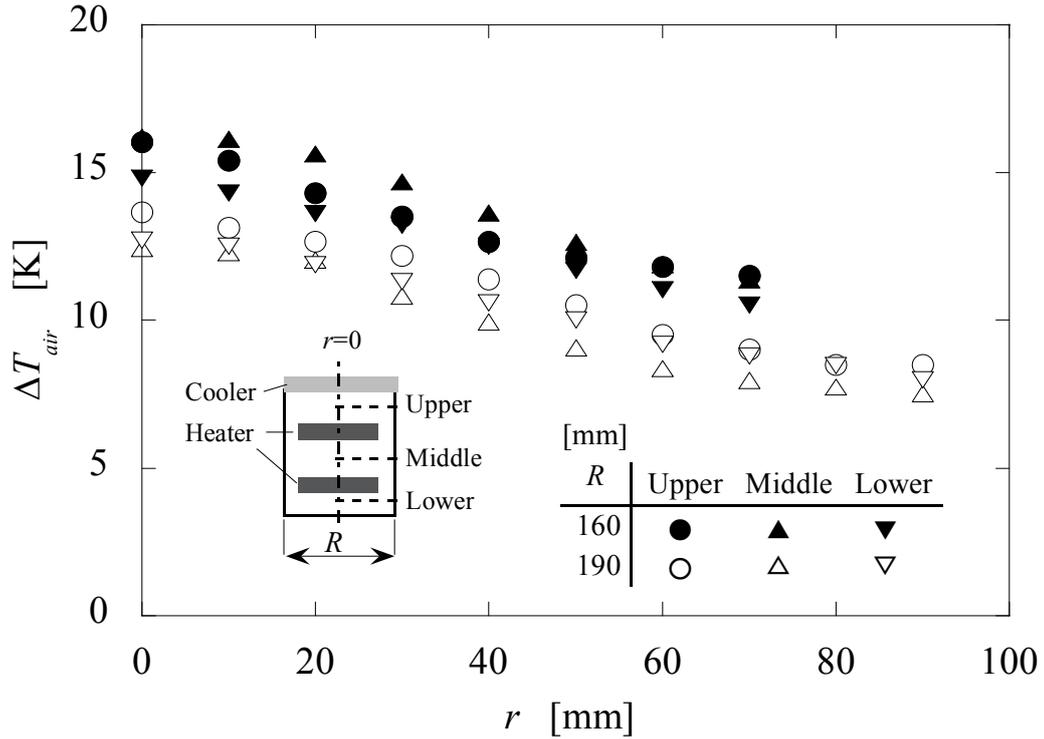


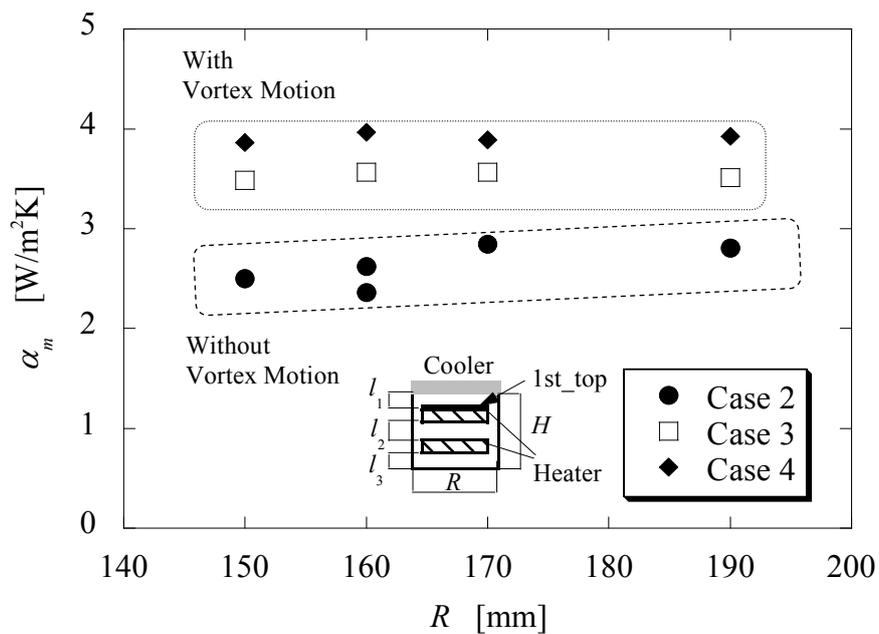
図 3-24 管内空気温度の分布

5.2.2 熱伝達特性

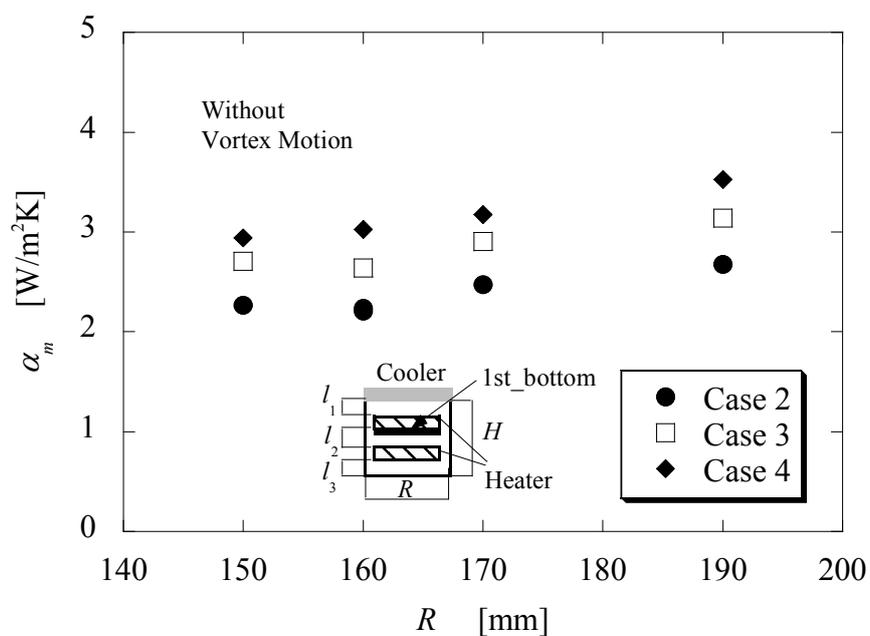
次に平均熱伝達率 α_m に対する管内径 R の影響について、表 3-2 の Case 2~4 で示す代表的な条件を対象に考察する。Case 2~4 とは、それぞれの発熱体 1 面当たりの発熱量 Q に対して管内径 R が 150~190mm と変化する場合であり、管体高さ $H=160$ mm、上部領域高さ $l_1=43$ mm、中間領域高さ $l_2=55$ mm および下部領域高さ $l_3=33$ mm と一定な条件である。Case 2~4 において、発熱体 1 段目上面の平均熱伝達率 α_m と管内径 R の関係を図 3-25(a)に示す。発熱面に沿った流れである Case 2 の場合(図中●)において、平均熱伝達率 α_m は管内径 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、管内径 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 3-24 で示した管内径 R の増大に伴う管内空気温度が低下する影響が顕著に表れたものと考えられる。図 3-25(b)に発熱体 1 段目下面の平均熱伝達率 α_m と管内径 R の関係を示す。図 3-25(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管内径 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管内径 R の増大により管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 に対する管内径 R の影響は、発熱体 1 段目下面の場合と同傾向で管内径 R の増加に伴い増大した。

表 3-2 実験条件(管内径 R の影響)

	Q [W] (q [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



(a) 1st_top



(b) 1st_bottom

図 3-25 平均熱伝達率 α_m と管内径 R の関係

5.3 管体高さの影響

5.3.1 流動特性

図 3-15 の条件から管体高さ H を 160mm から 100mm と小さくした場合の瞬時速度ベクトル分布を図 3-26 に示す。発熱体の配置は上部領域高さ l_1 および中間領域高さ l_2 は図 3-15 と同じで下部領域高さ l_3 のみ変化させたものである。発熱体 1 段目上面まわりの流動状態は、図 3-26 に示すように渦が観察される場合と、時間の経過に伴い発熱面に沿った流れが確認された。このような流動挙動は図 3-15 で示した管体高さ H が 160mm の場合と同傾向であった。時間的変動については、管体高さ H が小さい図 3-26 で示す条件の方が安定した流れとなった。これは管体内の空間が小さくなったことから空気流れが抑制されたものと考えられる。中間領域および下部領域においては、いずれも発熱面に沿った流れとなり、管体高さ H が 160mm である図 3-15 の結果と同様な傾向を示した。

これらのことから、時間的変動に差はあるものの渦が生成することには変わりなく、上部領域における流動パターンは、管体高さ H および下部領域高さ l_3 よりも上部領域高さ l_1 および中間領域高さ l_2 の影響の方が支配的であると考えられる。

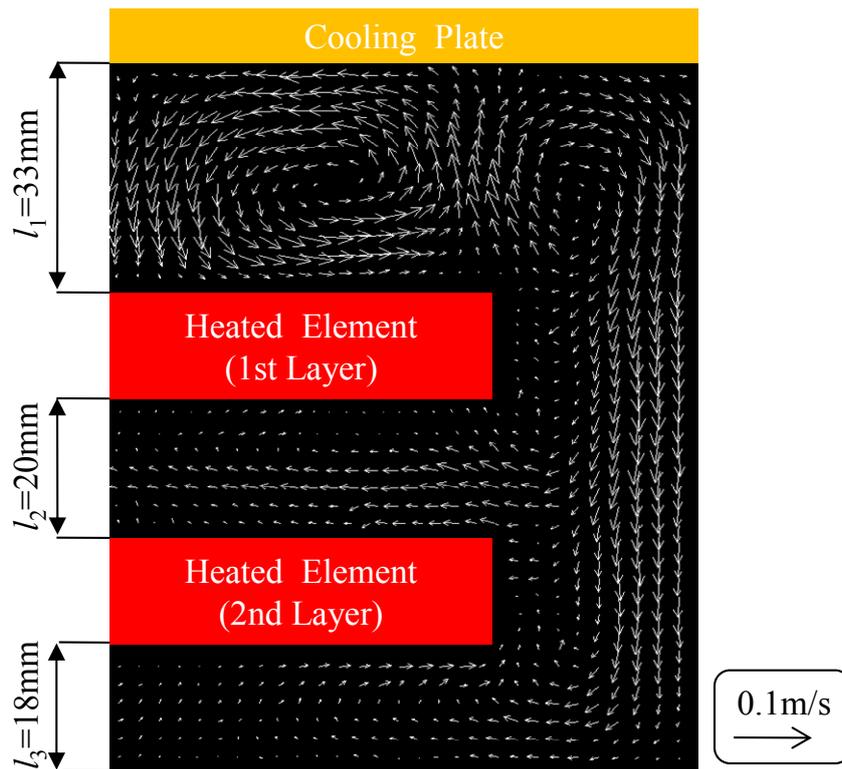


図 3-26 速度ベクトル分布
(管体高さ $H=100\text{mm}$)

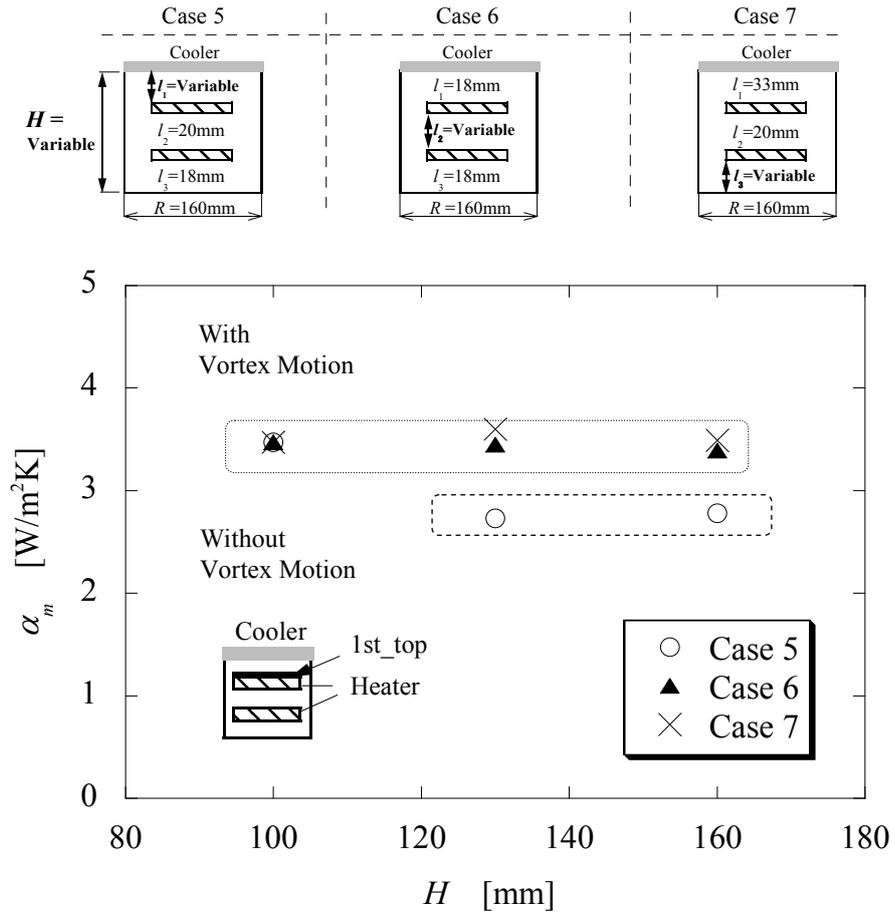
5.3.2 熱伝達特性

平均熱伝達率 α_m と筐体高さ H の関係を表 3-3 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_x 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 3-3 に示すように発熱体 1 面当たりの発熱量 $Q=1.0\text{W}$ ，筐体内径 $R=160\text{mm}$ ，中間領域高さ $l_2=20\text{mm}$ および下部領域高さ $l_3=18\text{mm}$ 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 3-27(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 $H=130\text{mm}$ および 160mm の場合と比較して，筐体高さ $H=100\text{mm}$ 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 $H=100\text{mm}$ では渦運動が生じており，筐体高さ $H=130\text{mm}$ 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．

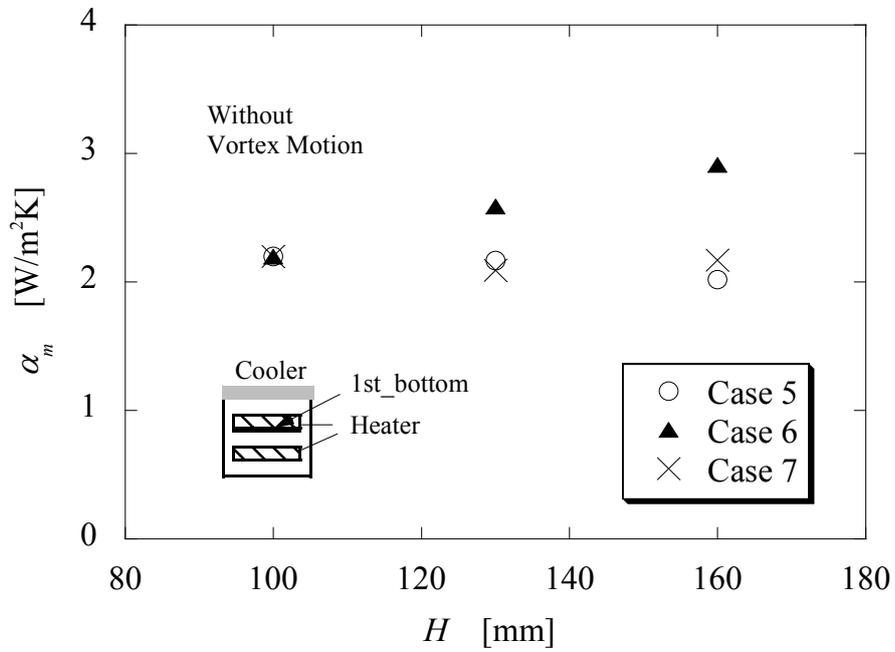
図 3-27(b)に示す発熱体 1 段目下面において，平均熱伝達率 α_m は隣接する空間高さである中間領域高さ l_2 が変化する場合 6(図中▲)についてのみ筐体高さ H の影響を受けた．しかし，その他の隣接する空間の高さが一定である Case 5(図中○)および Case 7(図中×)では，筐体高さ H の変化に対していずれの場合もほとんど影響を受けなかった．なお，発熱体 1 段目上下面と同様に発熱体 2 段目上下面の平均熱伝達率 α_m においても，筐体高さ H の変化に伴い隣接する空間高さ l_x が変化する発熱面は影響を受けるが，隣接する空間高さ l_x が変化しない面はほぼ同じ値を示す結果が得られている．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 は筐体高さ 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．

表 3-3 実験条件(筐体高さ H の影響)

	Q [W] (q [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



(a) 1st_top



(b) 1st_bottom

図 3-27 平均熱伝達率 α_m と管体高さ H の関係

5.4 渦運動の生成

前項までに示したように、いずれのパラメータを変化させた場合においても渦運動は熱伝達を促進させることから、渦運動の生成過程を把握することは重要である。そこで、渦運動の生成条件について明らかにするとともに、渦の生成から発達までの過程と諸条件の関係について検討する。管内の流動特性において、前節の発熱体の間隔および本節の発熱量、管内径、管体高さの影響について整理した結果、次に示すことが分かった。管内の流動状態は、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。

従来の密閉管内の自然対流に関する研究において、Angeli ら⁽³⁻¹⁰⁾および Quere⁽³⁻¹¹⁾は、レイリー数 Ra を用いて管内の流動状態を分類し、それらの遷移について議論している。一方で、本章の研究では、上述したように上部領域および中間領域に隣接する発熱面の発熱量およびそれらの領域高さが渦運動の生成に影響を及ぼすことが確認されている。そこで、次式で示す修正レイリー数 Ra^*_{up} および Ra^*_{mid} を用いて流動状態を評価した。

$$Ra^*_{up} = \frac{g\beta q_{m_conv_1u} l_1^4}{\lambda a \nu} \quad (3-12)$$

$$Ra^*_{mid} = \frac{g\beta(q_{m_conv_1d} + q_{m_conv_2u}) l_2^4}{2\lambda a \nu} \quad (3-13)$$

ここで、修正レイリー数 Ra^*_{up} は上部領域の流動状態を発熱体1段目上面における対流熱流束 $q_{m_conv_1u}$ および上部領域高さ l_1 を用いて評価した無次元数であり、修正レイリー数 Ra^*_{mid} は中間領域の流動状態を発熱体1段目下面の対流熱流束 $q_{m_conv_1d}$ と発熱体2段目上面の対流熱流束 $q_{m_conv_2u}$ の平均値および中間領域高さ l_2 にて示したものである。

図 3-28 に修正レイリー数 Ra^*_{up} と Ra^*_{mid} の関係を示す。ここで、流動状態を可視化により判別し、渦運動が生成する条件を●、発熱面に沿った流れ場となる条件を△にて区別してプロットした。結果として、修正レイリー数 Ra^*_{up} と Ra^*_{mid} の関係は次式より上部の範囲では渦運動が生成であり、下部では発熱面に沿った流れとなることが分かった。

$$Ra^*_{mid} = 1.9 \times 10^2 Ra^*_{up}{}^{0.68} \quad (3-14)$$

また、流動特性に大きな影響を及ぼす上部領域高さ l_1 および中間領域高さ l_2 を変化させた場合の代表的な結果に対して図 3-28 中にそれぞれ(a)~(f)の記号で示した。ここで、下部領

域高さ l_3 は 33mm, 発熱面の 1 面あたりの発熱量 1.3W で一定である. 上部領域高さ $l_1=73$ mm, 中間領域高さ $l_2=25$ mm (a) および 上部領域高さ $l_1=53$ mm, 中間領域高さ $l_2=45$ mm (b) においては, 流れ場は発熱面に沿った流れである. 上部領域高さ $l_1=43$ mm および 中間領域高さ $l_2=55$ mm の場合(c)では, 発熱面に沿った流れが支配的であるが, 時折, 渦の生成が確認される. 上部領域高さ $l_1=38$ mm, 中間領域高さ $l_2=60$ mm (d) および 上部領域高さ $l_1=33$ mm, 中間領域高さ $l_2=65$ mm (e) における流れ場では, 渦が生成消滅を繰り返し, 筐体中心方向へ移動している様子が観察された. 上部領域高さ $l_1=18$ mm および 中間領域高さ $l_2=80$ mm の場合(f)では, ほとんど移動しない安定した渦が観察された. なお, 他の発熱体の配置および発熱量が変化した場合においても同様に, 流れ場は式(3-14)に近づくとともに発熱面に沿った流れから渦運動が生成する流れ場に遷移し, 離れると渦が安定する傾向を示している.

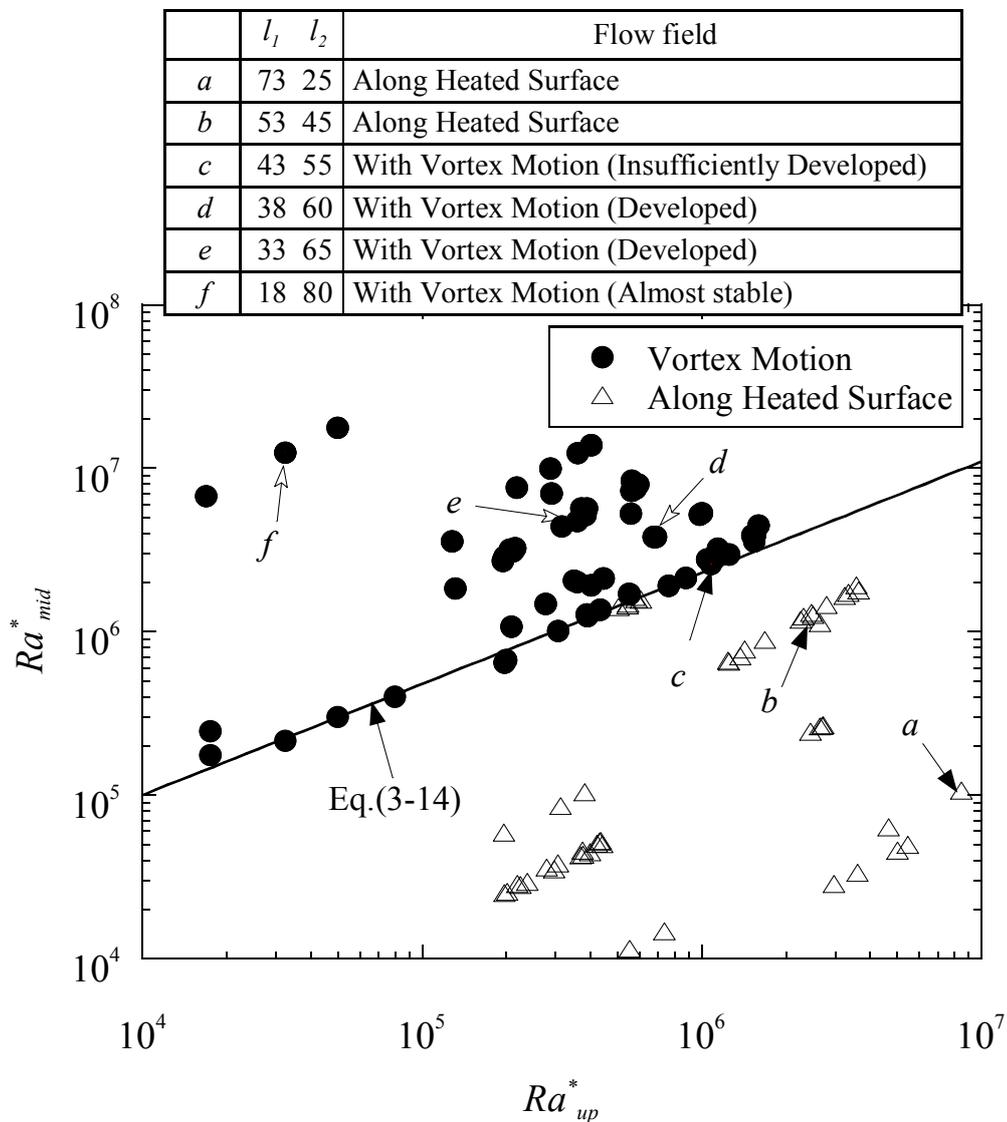


図 3-28 渦運動の生成条件および流動状態

以上のようなことから、本研究範囲である $2 \times 10^4 < Ra_{up}^* < 1 \times 10^7$ において、流動状態は次のとおり判別できるとともに、渦運動は図 3-28 において式(3-14)付近で生成し、上方に離れるに伴い発達して安定する傾向を示すことが分かった。

①渦運動の生成

$$Ra_{mid}^* > 1.9 \times 10^2 Ra_{up}^*{}^{0.68} \quad (3-15)$$

②発熱面に沿った流れ

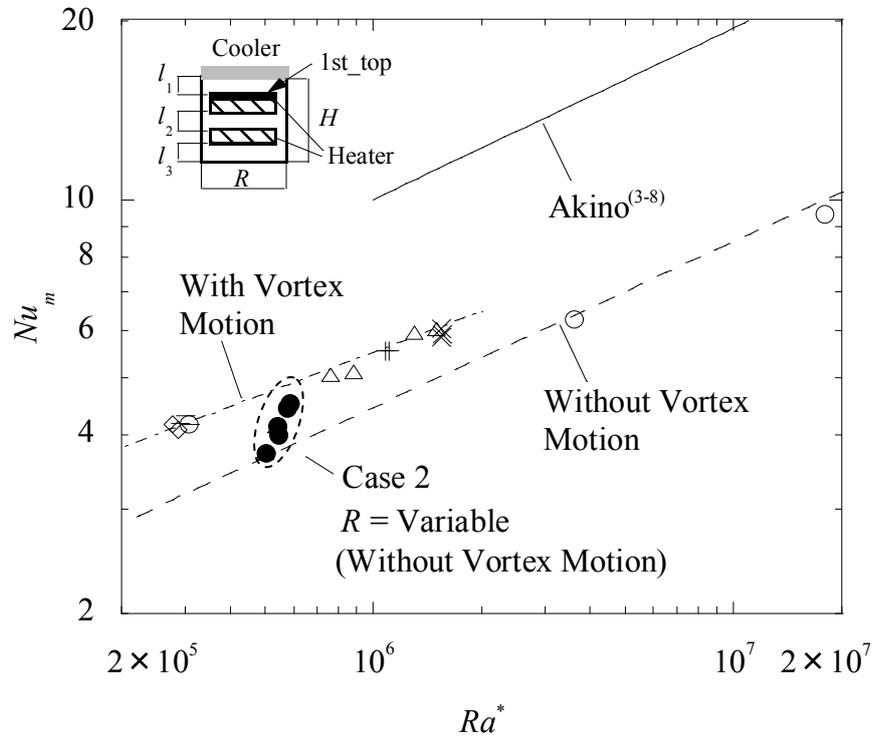
式(3-15)以外の範囲

5.5 無次元整理式

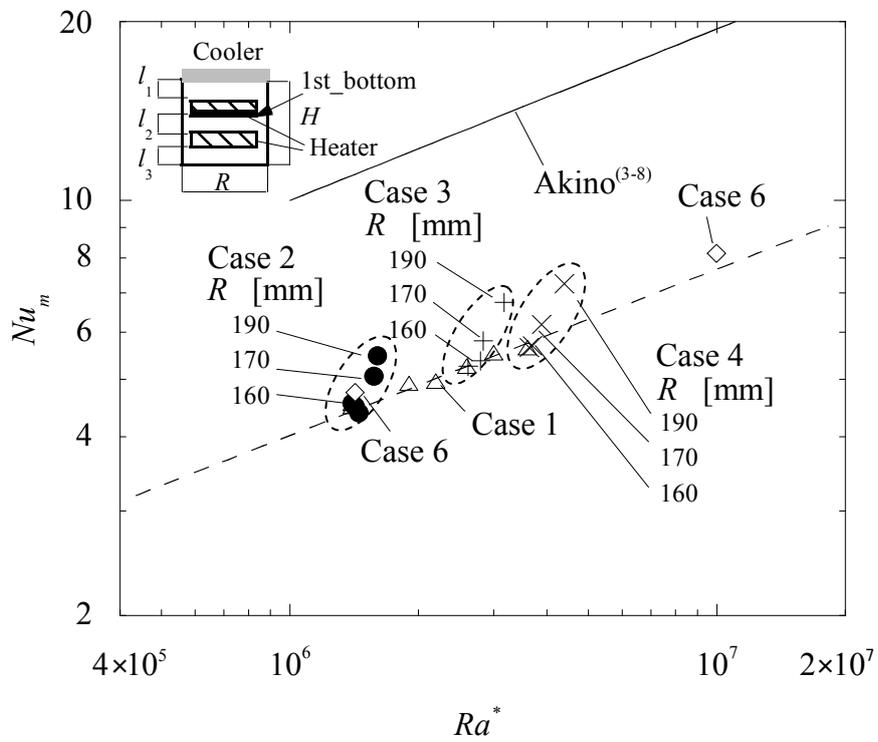
発熱体 1 段目上面において、平均ヌッセルト数 Nu_m と修正レイリー数 Ra^* の関係を図 3-29(a)に示す。図 3-29(a)には前項までの検討で用いた発熱体 1 面当たりの発熱量 Q 、管内径 R および管体高さ H の影響を表す Case 1~7 の熱伝達特性について無次元整理した結果をそれぞれプロットした。前節において、発熱体の間隔が変化した場合では、渦運動あり・なしの場合でそれぞれ同一直線上に纏まることを明らかにしている。そこで、本項でも同様に前節および Case 1~7 の結果を最小自乗法で近似し、渦運動ありの場合は一点鎖線で、渦運動がない場合は破線でそれぞれ示した。結果として、Case 1(図中△)および Case 3~7(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 Case 2(図中●)は、発熱面に沿った流れとなる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ら⁽³⁻⁸⁾の結果と同様な傾向を示した。

次に、図 3-29(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 3-29(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、前節および 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 3-29(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 3-29(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ら⁽³⁻⁸⁾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。

Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case 5	Case 6	Case 7
Δ (Q =Variable)	\bullet (R =Variable)	$+$ (R =Variable)	\times (R =Variable)	\circ (H =Variable)	\diamond (H =Variable)	$-$ (H =Variable)



(a) 1st_top



(b) 1st_bottom

図 3-29 平均ヌッセルト数 Nu_m と修正レイリー数 Ra^* の関係

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(3-4)および式(3-5)で定義した平均ヌッセルト数 Nu_m および修正レイリー数 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。そのため、実験整理式は、前項で示した渦運動の生成条件を用いて流動状態が渦運動のある場合および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 に対する管内径 R の比で示す無次元径 R/d も変数として追加して整理した。実験整理式は、本研究範囲である $1.5 \times 10^3 \leq Ra^* \leq 2.5 \times 10^7$ において次のように示される。

渦運動あり(発熱体 1 段目上面)

$$Nu_m = 0.23 Ra^{*0.23} \quad (3-16)$$

ただし、 $Ra_{mid}^* > 1.9 \times 10^2 Ra_{up}^{*0.68}$ を満たす条件である。

発熱面に沿った流れ(全ての発熱面)

$$Nu_m = 0.066 Ra^{*0.28} (R/d)^{0.60} \quad (3-17)$$

ただし、発熱体 1 段目上面の場合は渦運動がある場合の適用条件を除く範囲である。

図 3-30 および図 3-31 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(3-16) および(3-17)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 3-30、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 3-31 に示す。図 3-30 および図 3-31 において、いずれの場合でも実験整理式(3-16)および式(3-17)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(3-16)は実測値との平均偏差 4.5%、最大偏差 12.0%、実験整理式(3-17)は実測値との平均偏差 5.3%、最大偏差 18.9%であった。

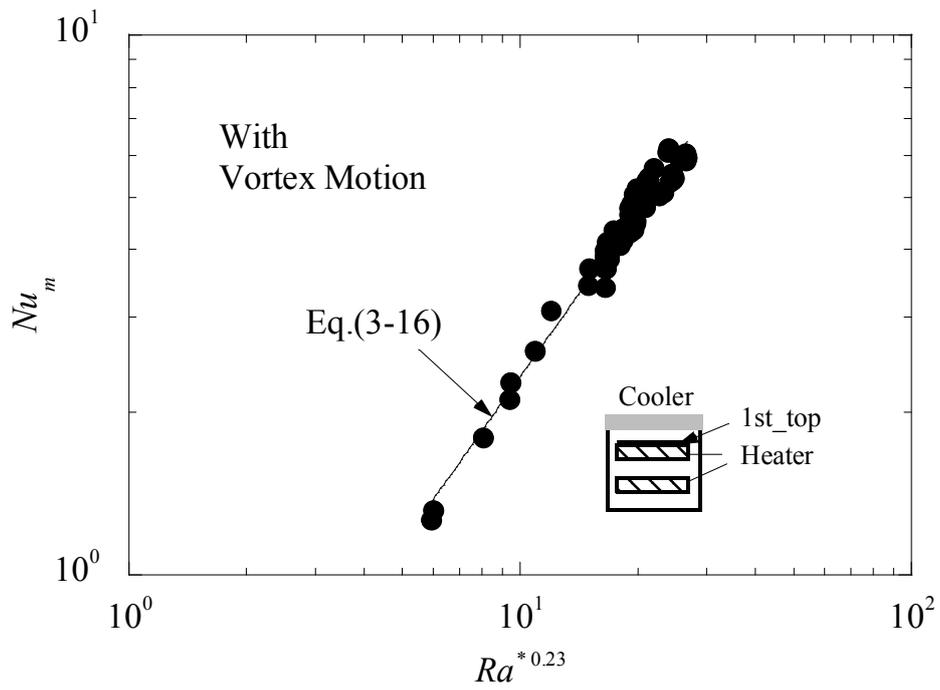


図 3-30 実験整理式と実験値の比較
(渦運動が生じる場合)

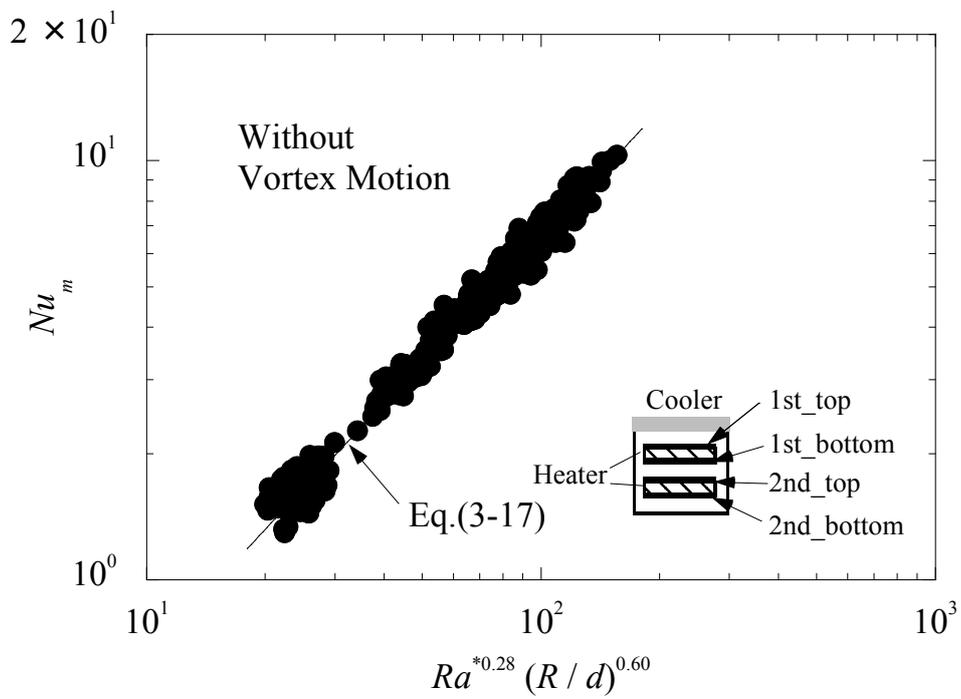


図 3 - 31 実験整理式と実験値の比較
(発熱面に沿った流れ)

第6節 本章のまとめ

密閉筐体内に水平発熱体が鉛直方向に設置された発熱体まわりの自然対流の流動挙動および熱伝達特性について検討を行った結果、以下に示すことを明らかにした。発熱平板の配置の違いによる筐体内の流動挙動と熱伝達特性の関連性について、次の結論を得た。

- (1) 上部領域において、中間領域からの上昇流に伴う流れと発熱体1段目上面と冷却面間の流れが互いに干渉することにより渦運動が生じる。渦運動の生成には上部領域および中間領域の空間高さが影響を及ぼし、最も活発になる特定の発熱体の配置が存在することが分かった。
- (2) 発熱体1段目上面において、渦運動の発達に伴い熱伝達が促進される。平均ヌッセルト数 Nu_m は修正レイリー数 Ra^* の増加に伴い増大する傾向を示すが、 $Ra^*=5 \times 10^5$ 付近で極小値を示す。この極小値は、渦運動の有無を示す条件と一致する。発熱体の配置を適切にすることで、渦運動を機器の冷却に有効に活用できることが分かった。
- (3) 中間領域では、いずれの配置においても各発熱面に沿った流れとなり、空間高さの増加にともない流速は増大する。下部領域では、筐体側面から下降する循環流れおよび発熱体2段目下面に沿った流れが見られたが、他の領域と比較して流速は小さい。
- (4) 発熱体1段目下面および発熱体2段目上下面において、平均ヌッセルト数 Nu_m は、修正レイリー数 Ra^* のべき乗に概ね比例することが分かった。

さらに、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流動特性に及ぼす影響について検討を行った。その結果、以下の知見を得た。

- (5) 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。
- (6) 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。
- (7) 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。

- (8) 管内径 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管内径 R が増加するに従い増大することが分かった。
- (9) 上部領域に対する中間領域のレイリー数の関係から、渦運動が生成されるか、発熱面に沿った流れになるか識別できる条件を明らかにした。
- (10) 渦運動が生成される場合は修正レイリー数 Ra^* 、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。

参考文献

- (3-1) 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.886-89
- (3-2) 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
- (3-3) 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
- (3-4) 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
- (3-5) 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.3384-339
- (3-6) J. R. Howell, R. Siegel, M. P. Menguc, Thermal Radiation Heat Transfer 5th Edition, CRC Press(2010)
- (3-7) R. J. Moffat, Describing the uncertainties in experimental results, *Exp. Fluid Sci.* 1, 3-17 (1988)
- (3-8) 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
- (3-9) T. Y. Chu, R. J. Goldstein, Turbulent convection in a horizontal layer of water, *Journal of Fluid Mechanics* 60 (1) (1973), pp. 141-159
- (3-10) D. Angeli, G. S. Barozzi, M. W. Collons, O. M. Kamiyo, A critical review of buoyancy-induced flow transition in horizontal annuli, *International Journal of Thermal Sciences*, 49 (2010), pp. 2231 - 2241
- (3-11) P. L. Quere, Onset of Unsteadiness, Routes to Chaos and Simulation of Chaotic Flows in Cavities Heated from the Side: a Review of Present Status, in: G. F. Hewitt (Ed.), *Proceeding of the Tenth International Heat Transfer Conference*, Vol. 1. Hemisphere Publishing Corporation, Brighton, UK, 1994, pp. 281 – 296

主な記号

T_{wr}	:	局所の発熱体表面温度
T_c	:	冷却面温度
ΔT_{air}	:	冷却面と空間領域中心高さの空気との温度差
r	:	発熱体中心からの距離
R	:	筐体内径
H	:	筐体高さ
d	:	発熱面直径
l_1	:	上部領域高さ(冷却面から発熱体1段目上面までの距離)
l_2	:	中間領域高さ(発熱体1段目下面から発熱体2段目上面までの距離)
l_3	:	下部領域高さ(発熱体1段目下面から発熱体2段目上面までの距離)
A	:	発熱面1面当たりの面積
Q	:	発熱体1面当たりの発熱量
q	:	発熱体1面当たりの熱流束
q_m	:	発熱体1面当たりの平均熱流束
Q_{loss_conv}	:	筐体からの熱損失の対流成分
q_{r_conv}	:	局所対流熱流束
q_{m_conv}	:	平均対流熱流束
q_{r_rad}	:	局所放射熱流束
α_r	:	局所熱伝達率
α_m	:	平均熱伝達率
Nu_m	:	平均ヌッセルト数
Ra^*	:	修正レイリー数
g	:	重力加速度
β	:	体膨張係数
λ	:	熱伝導率
ν	:	動粘性率
a	:	熱拡散率

第4章

円筒発熱体を上方に設置した場合の水平発熱面まわりの自然対流熱伝達

第1節 緒言

近年、電子機器では高性能化、高密度実装化が急速に進展し、発熱密度の増加および放熱面積が減少することから、熱に弱い電子部品の温度は上昇する傾向にある。その結果、電子機器は寿命の低下や故障、更には熱暴走を起こす事例が増加している。放熱対策が不十分なまま製品化され市場に投入されると、リコールなどに伴う莫大な費用が発生するとともに製品の信頼性や企業ブランドが大きく失墜する。そのため、電子機器の冷却技術が注目され、冷却効率の向上は製品の高付加価値化につながる重要な課題として位置づけられている。電子機器の代表的な冷却手法としては、ファンなどを用いる強制空冷や浮力を駆動力とする自然空冷が挙げられる。強制空冷を用いると、騒音の発生、ファンなどの故障に対する信頼性やメンテナンス性が問題となる。一方で、自然空冷では強制空冷と比較して空気流速が小さく、換気量も減少することから冷却効率の向上は重要な課題となっている。さらに、冷却空気が発熱面に沿って浮力の作用する方向に流れる鉛直加熱面の冷却に対して、水平発熱面の場合では冷却空気は水平方向に流入してから上方に流れるため、発熱面近傍の空気流速は減少し、冷却効率が低下する傾向にある。これらのことから、自然空冷による水平発熱面の冷却効率の向上を図ることは自然空冷の適用範囲を拡大し、電子機器の熱対策に対して有意義なものになると考える。

自然空冷の冷却効率を向上させる手段には、煙突効果の活用が有効であり、従来から用いられている。煙突効果を活用した従来の研究では、Kazansky ら⁽⁴⁻¹⁾は煙突構造物の内部に鉛直加熱平板を挿入した場合において、煙突高さが煙突内部および発熱平板まわりの温度場および速度場に及ぼす影響について実験的および数値解析的に検討している。結果として、挿入した鉛直加熱平板が熱ポンプの役割を果たすことから煙突構造物の内部の流れが促進されることを明らかにしているが、加熱平板の熱伝達については報告されていない。また、Auletta ら⁽⁴⁻²⁾は、鉛直加熱平行平板の上部に非加熱の煙突構造を延長した場合の自然対流熱伝達促進について報告している。この報告では煙突構造を設置することで熱伝達が促進されることを示すとともに、熱流束、加熱平板高さ、チャネル幅および煙突部のアスペクト比の影響を考慮した熱伝達の無次元整理式を提案している。Fisher ら⁽⁴⁻³⁾は、鉛直発熱面に設置されるピンフィン型のヒートシンクを煙突構造で囲った場合の熱伝達促進について実験的に検討している。ヒートシンクを煙突構造で囲うことによって煙突効果が得られ、ヒートシンクの冷却効率が向上することを報告している。このように、上述の研究はいずれも発熱面が鉛直方向に設置される場合を対象としたものであり、水平方向の発熱面の冷却に関する研究は鉛直方向のもの比べて少ない。Zinoubi ら⁽⁴⁻⁴⁾は、煙突構造の下方もしくは内部に水平発熱面が設置される体系について検討している。ここでは、煙突構造内部空間の温度分布およ

び速度分布の測定結果から、煙突構造と水平発熱面との空間が水平発熱面から生じるプルームの流れ構造に及ぼす影響について評価している。ただし、研究目的が工場などの煙突から適正な排気を行うためであり、水平発熱面の熱伝達については報告されていない。また、Ishizukaら⁽⁴⁻⁵⁾は、筐体底面に設置された発熱体まわりの冷却において、筐体に通気口を設け、筐体を傾けることで発熱面の熱伝達促進を図っている。実験では筐体の傾斜角度と発熱面の表面温度との関係について検討し、数値解析では筐体の傾斜角度および所定の筐体断面における流動状態をそれぞれ評価している。この研究では、薄い筐体を傾けた場合を対象にしていることと、筐体の傾斜角度が熱伝達に及ぼす影響について評価していることから、実用的であるが結果の適用範囲は限定的である。

これらのように、自然対流熱伝達の促進に煙突効果は従来から用いられているが、水平発熱面の熱伝達に及ぼす基本的なパラメータの影響は検討されていないのが現状である。そこで、本章の研究では煙突効果を利用した機器冷却の基礎研究として、水平発熱円板の自然対流熱伝達を促進することを目的とし、円筒発熱体が上方に配置される場合の熱流動特性に対して各パラメータが及ぼす影響について実験的に検討するとともに、水平発熱面の熱伝達特性の無次元整理式を提案する。

以下、本章の構成について述べる。第2節においては、水平発熱面および円筒発熱体まわりに生じる自然対流の熱流動特性に対して、評価する実験装置および方法、熱伝達の整理方法とそれらの妥当性について述べる。また、熱流体解析ソフトの適用可能性を検討するための計算方法を示す。第3節では、実験において生じる放射成分の影響が無視できないことから、水平発熱面および円筒発熱体まわりに生じる輻射伝熱量を求める数値解析方法を述べる。また、放射伝熱特性に及ぼす諸因子の影響について検討するとともに、水平発熱面の放射伝熱の定量的な評価を行う。第4節では本章の研究の概説として、円筒発熱体が上方に配置される場合における水平発熱円板まわりの熱流動現象について述べる。ここでは、水平発熱面のみの場合と円筒発熱体を上方に設置した場合において、流動特性および熱伝達特性について比較検討する。第5節においては、水平発熱面の上方に円筒発熱体が設置される場合の熱流動挙動に及ぼす各パラメータの影響について評価するとともに流動特性と熱伝達の関連性について議論する。また、熱流体解析ソフトの適用可能性について述べる。さらに、円筒発熱体内に生じる逆流現象が生じる条件について検討する。第6節では、第5節で得られた結果に基づいて、水平発熱面における熱伝達特性の無次元整理式の提案を行う。第7節は、本章で得られた結果のまとめを述べる。

第2節 実験装置および方法

2.1 実験装置

図 4-1 に本章の実験装置の概略を示す。本実験装置は、断熱材上面に設置された水平発熱面および外周を断熱材で覆われた円筒発熱体からなる試験部、各発熱体に電力を供給して加熱するための直流電源装置(GPR3510-HD: (株)インステックジャパン製、設定分解能:電圧 1mV, 電流 10mA)2 台および試験部各点の温度を測定するためのデータロガー(GR3000: (株)Keyence 製、精度:±20 μV)から構成される。

図 4-2 に試験部詳細を示す。試験部は水平発熱面および円筒発熱体から構成される。水平発熱面は厚さ 40mm のフェノールフォーム断熱材の表面に直径 $d=80\text{mm}$ 、銅箔厚さが $30\mu\text{m}$ のガラスエポキシ樹脂基板を貼り付けたものを用いた。銅箔には幅が 2mm の二重螺旋形状に加工し、直流電源装置にて通電加熱することで発熱面を等熱流束条件とした。円筒発熱体は内径 D 、高さ H のアルミパイプの外表面にステンレス箔ヒータを巻き付け、さらに外側に厚さ 15mm のグラスウールを施したものである。円筒発熱体下端の断熱材厚さが大きい場合には水平発熱面を設置した断熱材との隙間が流動抵抗となり、水平発熱面まわりに流入する流れ場に影響を及ぼすことが確認されている。そこで、円筒発熱体下部の断熱材は斜めに加工し、断熱材が円筒発熱体下部まわりの流れ場に及ぼす影響を極力軽減した。なお、円筒発熱体の下部形状の検討については後述する。円筒発熱体は水平発熱面と同軸中心上に設置し、ワイヤーで吊した。円筒発熱体の加熱条件は、ステンレス箔ヒータに直流電源装置にて通電することで水平発熱面と同様に等熱流束条件とした。また、水平発熱面と円筒発熱体との間隔 $h(3\sim 20\text{mm})$ は、水平発熱面をジャッキ上に設置することで容易に変えられる構造とした。

2.2 温度測定方法

本章の研究における温度は素線径 0.1mm の K 型熱電対を用い、氷水にて設定した零接点との温度差から生じる熱起電力をデータロガーにて計測し、温度換算することで求めた。水平発熱面の局所温度 T_r は発熱面中心から半径方向への距離を r とし、所定の位置($r=0,10,20,30,40\text{mm}$)に設置して測定した。周囲空気温度 T_∞ は十分に離れた水平発熱面と同程度の高さの温度とした。円筒発熱体内部の空気温度は円筒中心軸上に、円筒発熱体下端、円筒発熱体の中間高さおよび円筒発熱体上端をそれぞれ測定した。また、水平発熱面を設置したフェノールフォーム断熱材の上下面に熱電対をそれぞれ設置し、それらの温度差から水平発熱面の裏面への熱損失量を評価した。同様に、円筒発熱体の外面から周囲空気への熱損失量を求めるため、円筒発熱体に巻き付けたグラスウール断熱材の外内面の温度差を測定した。なお、本章の研究範囲において、水平発熱面を貼り付けた断熱材および円筒発熱体外側面から周囲空気への熱損失の平均は、それぞれ 9.9%および 30.9%であった。実験装置の各位置の温度は、データロガーを用いて 2 秒間隔で測定および記録した。また、本章の研究では、水平発熱面および円筒発熱体まわりの温度は、熱バランスが定常状態に達しても値が振動する条件も見

られた。そのため、本研究で示す温度は、熱的平衡状態に達してから 2 秒間隔で 30 分以上平均した値を採用した。

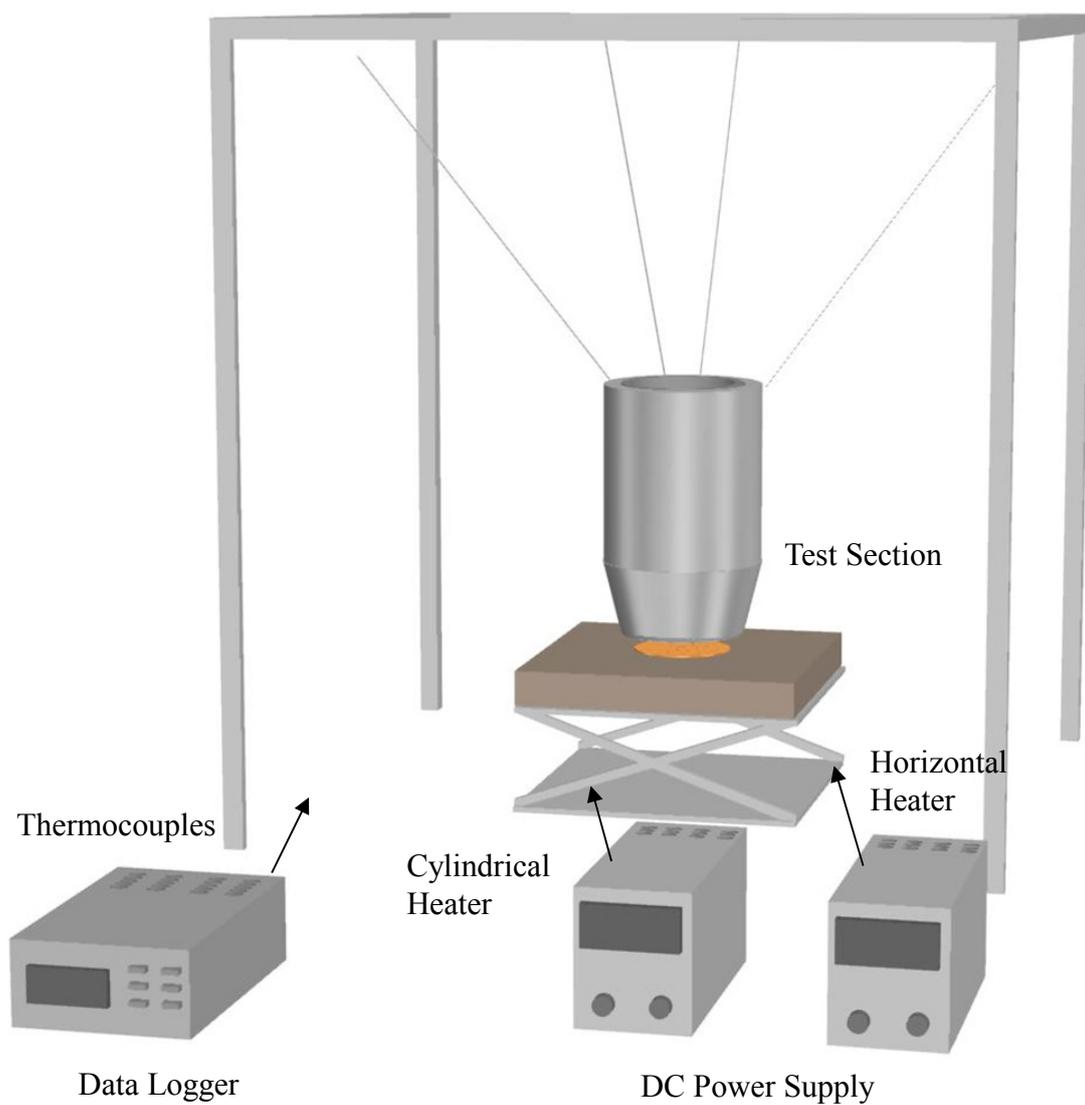


図 4 - 1 実験装置概略図

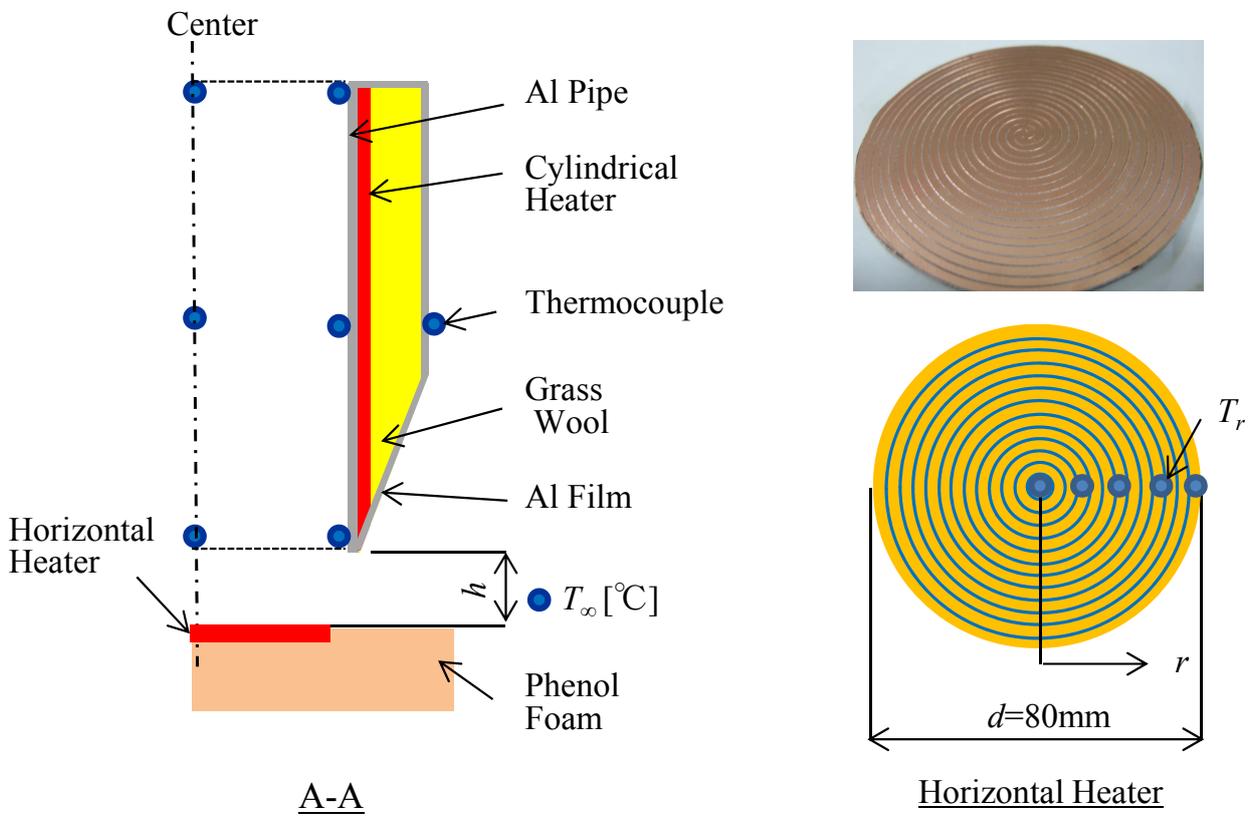
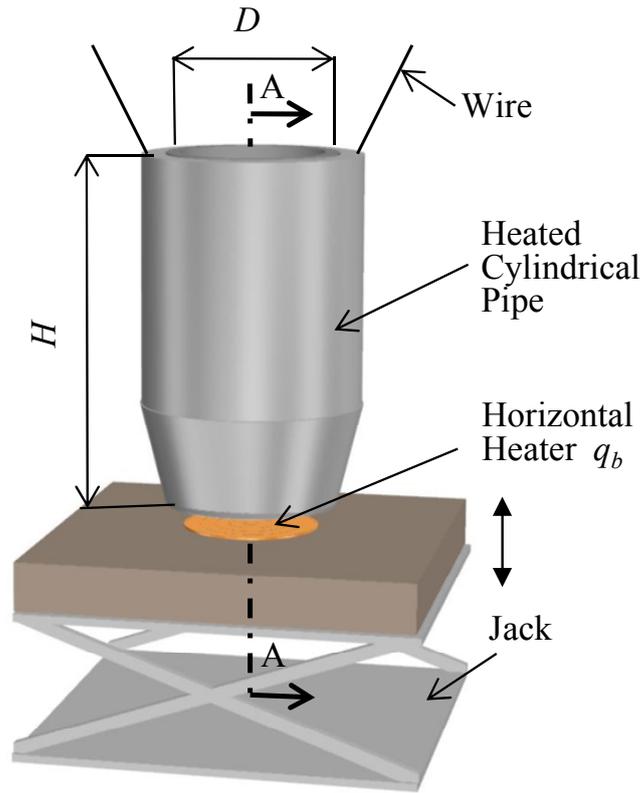


図 4 - 2 試験部詳細

2.3 空気流れの可視化方法

図 4-3 に試験部まわりの空気流れの可視化装置の概略を示す。空気流れの可視化には第 3 章の研究対象の場合と同様な 2 次元 PIV 測定システムを用いており、システムの詳細は省略する。ただし、本体系は開放系であることから、可視化する場合には流れ場に影響を及ぼさない十分な大きさの空間(1.2m×1.2m×2.1m)を遮光カーテンで仕切り、その空間内に試験部を設置して測定を行った。なお、カメラによる粒子画像の撮影およびシート光の入射の妨げになる範囲では遮光カーテンを切り取り、アクリル板で覆った。可視化測定に用いる円筒発熱体は、内部流れを可視化するためアルミパイプおよび断熱材の一部を切り欠き、アルミパイプに沿って透明フィルムヒータを全周に巻き付けて加熱する構造とした。なお、円筒発熱体内の測定画像は透明フィルムヒータの厚みが約 0.2mm であることから、側壁部においても歪みの影響が無視できることを確認している。また、水平発熱面および円筒発熱体まわりの必要箇所にはマスキングを施し、シート光の反射を極力防いだ。

測定方法は、遮光カーテンにて仕切られた空間内に水平発熱面および円筒発熱体を設置し、それぞれの発熱部に所定量の加熱を開始する。熱的平衡状態に達した後に、試験体を内部に設置した仕切られた空間内にシーディング粒子を充満させる。注入から約 10 分後、シーディング粒子が空間内に均一に分散すると、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、水平発熱面および円筒発熱体まわりの流れ場は軸中心で概ね対称性のある流れとなり、円筒発熱体内部を旋回する流れは確認されていない。そのため、測定範囲は軸中心から円筒発熱体外周付近までの領域とした。また、測定精度および空間分解能を向上させるために必要に応じて測定範囲を分割し、空間分解能を 4mm とした。なお、試験部まわりに生じる流れ場は熱的平衡状態であっても安定しないことから、0.5~2ms の間隔で記録した約 100 ペアの画像を平均した速度ベクトルで評価した。

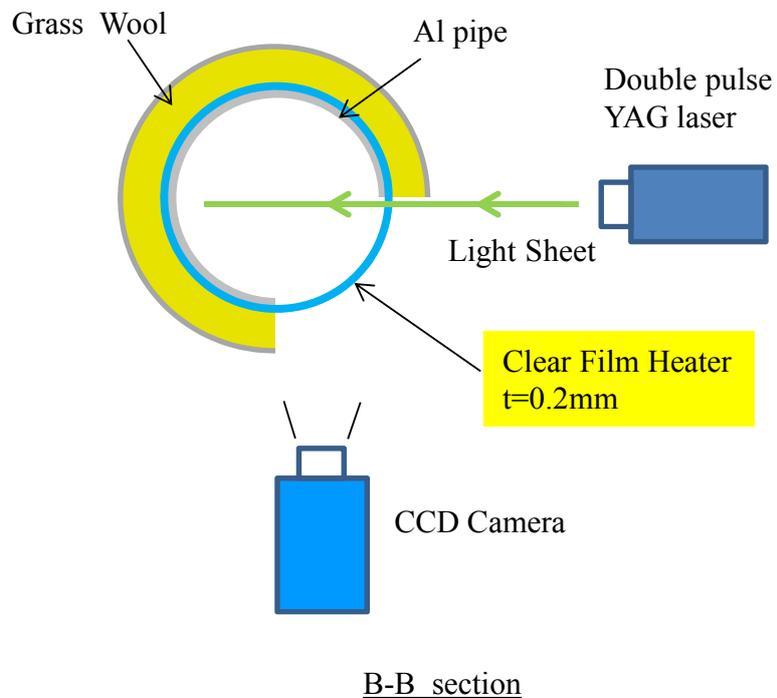
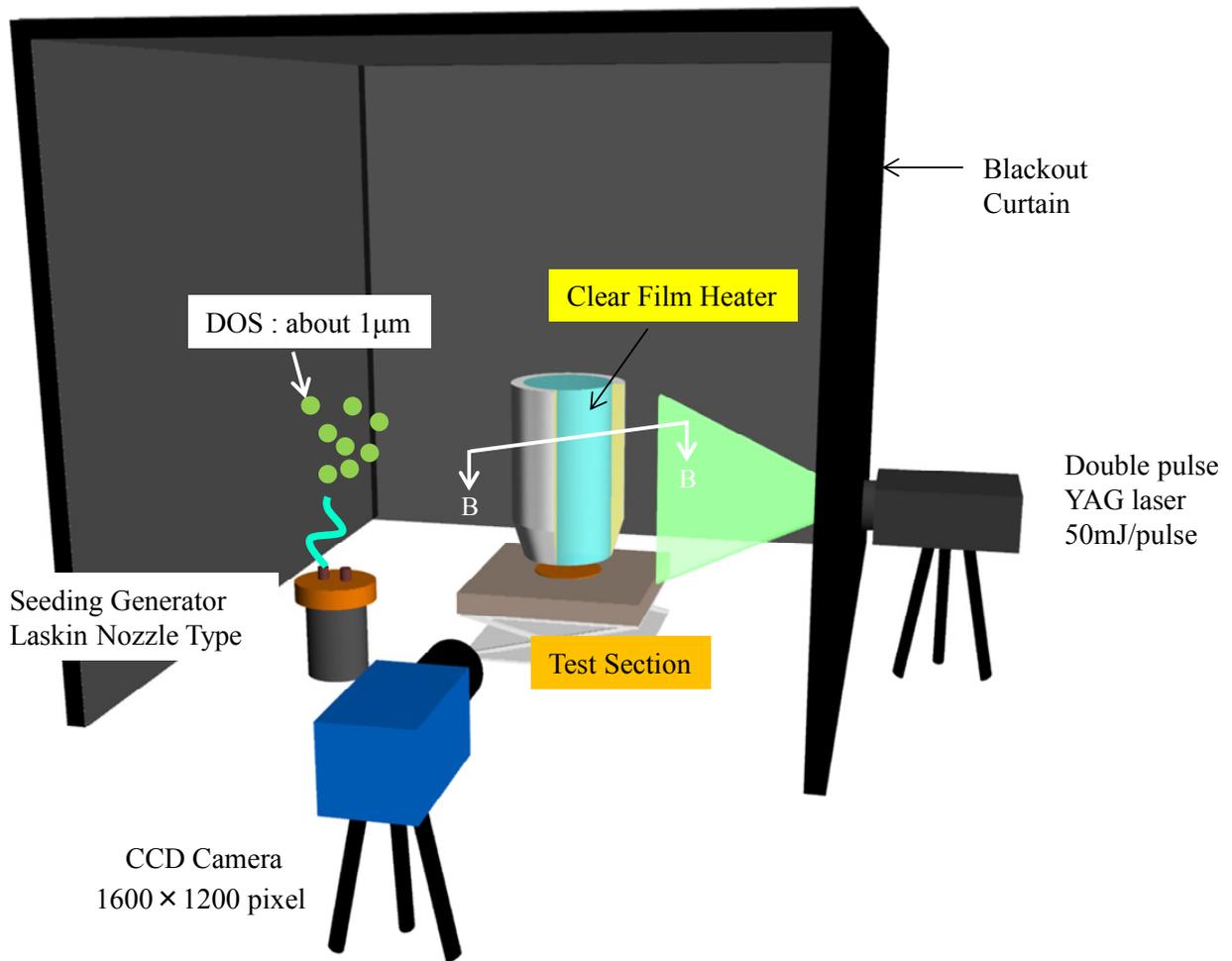


図 4 - 3 空気流れの可視化装置の概略

2.4 研究範囲

本章の研究パラメータは図 4-4 に示すとおりであり、水平発熱面の熱流束 q_b 、円筒発熱体の熱流束 q_c 、円筒発熱体高さ H 、円筒発熱体内径 D および水平発熱面と円筒発熱体の間隔 h をそれぞれ変化させた。本章の研究では、筐体底面に搭載される発熱素子を高効率に冷却することを想定している。そこで、水平発熱面および円筒発熱体の発熱量は、それぞれの表面温度が電子機器の熱設計上限温度の目安の一つである 100°C 以下となる組み合わせの範囲内で設定した。試験部の大きさは、電子機器筐体の代表的な大きさの一つと考える円筒発熱体高さ $H=50\sim 210\text{mm}$ および円筒発熱体の内径 $D=80\sim 114\text{mm}$ の範囲を対象とした。水平発熱面の直径 d は、熱源が筐体底面の一部から全面に設置される場合を想定して 80mm に設定した。また、水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h は、煙突効果によって誘引される周囲空気が水平発熱面の熱伝達に及ぼす影響が大きくなる $3\sim 20\text{mm}$ の範囲で変化させた。

q_b [W/m^2]	q_c [W/m^2]	H [mm]	D [mm]	h [mm]	d [mm]
180~720	40~1355	50,105,210	80,94,114	3~20	80

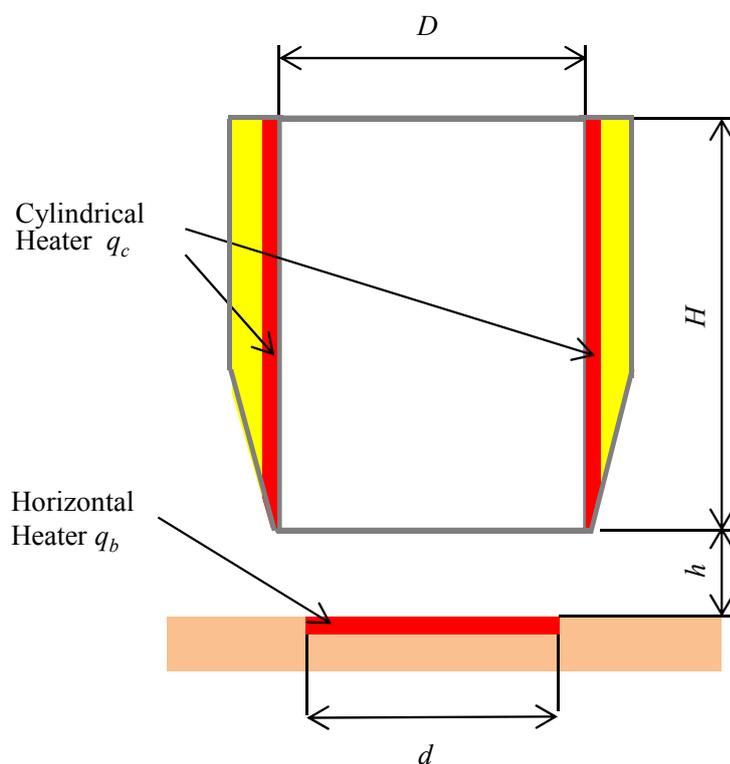


図 4-4 本章の研究範囲

2.5 実験結果の整理方法

本章の研究における実験結果の整理方法を示す。水平発熱面を設置した断熱材からの熱損失 q_{b_loss} は次式にて算出した。

$$q_{b_loss} = \lambda_p \frac{\Delta T_{b_loss}}{l_p} \quad (4-1)$$

ここで、 λ_p は水平発熱面を設置したフェノールフォーム断熱材の熱伝導率(0.04W/mK)、 ΔT_{b_loss} は断熱材上下面の温度差、 l_p は水平発熱面を設置したフェノールフォーム断熱材厚さ(20mm)である。

水平発熱面における局所対流熱流束 q_{br_conv} は次式から求めた。

$$q_{br_conv} = q_b - q_{b_loss} - q_{br_rad} \quad (4-2)$$

ここで、 q_b は水平発熱面を加熱する熱流束、 q_{b_loss} は式(4-1)で求めたフェノールフォーム断熱材からの熱損失、 q_{br_rad} は水平発熱面における局所放射熱流束である。局所放射熱流束 q_{br_rad} は、有限体積法熱流体解析ソフト(Star-ccm+:CD-adapco 社)にて Surface to Surface 法⁽⁴⁻⁶⁾を用いて数値解析的に求める。輻射解析の詳細は第3節に示す。

円筒発熱体外側面に設置した断熱材からの熱損失 q_{c_loss} は次式にて求めた。

$$q_{c_loss} = 2\pi\lambda_g l_g \frac{\Delta T_{c_loss}}{\ln(r_{out}/r_{in})} \quad (4-3)$$

ここで、 ΔT_{c_loss} は円筒発熱体外側面に設置したグラスウール断熱材内外面の温度差、 λ_g は円筒発熱体外側面に設置したグラスウール断熱材の熱伝導率(0.05W/mK)、 l_g は円筒発熱体外側面に設置したグラスウール断熱材高さ、 r_{in} および r_{out} は円筒発熱体外側面に設置したグラスウール断熱材の内径および外径である。

円筒発熱体の対流熱流束 q_{c_conv} の算出には次式を用いた。

$$q_{c_conv} = q_c - q_{c_loss} - q_{cm_rad} \quad (4-4)$$

ここで、 q_c は円筒発熱体を加熱する熱流束、 q_{c_loss} は式(4-3)で求めた断熱材からの熱損失、 q_{cm_rad} は円筒発熱体からの平均放射熱流束である。円筒発熱体からの平均放射熱流束 q_{cm_rad} は、上述した水平発熱面における局所放射熱流束 q_{br_conv} と同様に数値解析にて求めた。

局所熱伝達率 α_r は式(4-2)にて算出した水平発熱面の局所対流熱流束 q_{br_conv} 、水平発熱面の局所温度 T_r および水平発熱面と同程度の高さで十分に離れた周囲空気温度 T_∞ を用いて、次式にて定義した。

$$\alpha_r = \frac{q_{br_conv}}{T_r - T_\infty} \quad (4-5)$$

水平発熱面まわりの平均熱伝達率 α_m は、式(4-5)を用いて算出した水平発熱面中心からの所定の距離 $r_{0\sim 4}$ におけるそれぞれの局所熱伝達率 $\alpha_{r_{0\sim 4}}$ および水平発熱面直径 d を用いて次式のとおり局所熱伝達率 α_r を面積平均して求めた。

$$\alpha_m = \frac{4}{d^2} \sum_{i=0}^5 \frac{\alpha_{r_{-i+1}} + \alpha_{r_{-i}}}{2} (r_{i+1}^2 - r_i^2) \quad (4-6)$$

次に、本章の研究にて用いる無次元数の定義について述べる。まず、円筒発熱体まわりの修正レイリー数 Ra_c^* について示す。等熱流束で加熱される垂直チャンネル内の熱伝達において、Aungら⁽⁴⁻⁷⁾はチャンネル幅 D_c を代表長さとし、チャンネル高さ H_c を用いて、熱伝達特性が修正レイリー数を $Ra^* = (g\beta q D_c^4 / \lambda a \nu) \times (D_c / H_c)$ にて整理できることを明らかにしている。本章の研究では、Aungら⁽⁴⁻⁷⁾の研究対象のアスペクト比 D_c / H_c より小さい場合についても検討することから、円筒発熱体高さ H が円筒発熱体内径 D よりも大きな影響を及ぼすものとする。そこで、円筒発熱体の修正レイリー数 Ra_c^* は、円筒発熱体高さ H を代表長さとし、アスペクト比の影響も逆数の H/D を用いて次式のとおり定義した。

$$Ra_c^* = \frac{g\beta q_{c_conv} H^4}{\lambda a \nu} \frac{H}{D} \quad (4-7)$$

ここで、 λ は空気の熱伝導率、 g は重力加速度、 β は体膨張係数、 ν は空気の動粘性率、 a は空気の熱拡散率とした。空気の物性値は、対象とする発熱面の平均温度と周囲空気温度 T_∞ 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、周囲空気の絶対温度 T_{ck} の逆数である $1/T_{ck}$ で算出した。

次に、水平発熱面まわりの無次元数において、平均ヌッセルト数 Nu_m および修正レイリー数 Ra_b^* は、代表長さを水平発熱面の直径 d を用いて次の式(4-8)および(4-9)で定義した。

$$Nu_m = \frac{\alpha_m d}{\lambda} \quad (4-8)$$

$$Ra_b^* = \frac{g\beta q_{b_conv} d^4}{\lambda a \nu} \quad (4-9)$$

2.6 不確かさ解析

本章の研究の測定から得られる結果の不確かさについて評価を行う。Moffat ら⁽⁴⁻⁸⁾は、次式により一般的な工学測定で生じる不確かさが評価できることを示した。

$$R = X_1^a X_2^b X_3^c \cdots X_M^m \quad (4-10)$$

$$\frac{\delta R}{R} = \left\{ \left(a \frac{\delta X_1}{X_1} \right)^2 + \left(b \frac{\delta X_2}{X_2} \right)^2 + \cdots + \left(m \frac{\delta X_M}{X_M} \right)^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (4-11)$$

ここで、 X_M は直接測定される値、 R は X_M を用いて算出される値である。

水平発熱面の熱伝達特性の整理で用いる平均ヌッセルト数 Nu および修正レイリー数 Ra^* の不確かさについて、式(4-10)および式(4-11)により評価した。なお、平均ヌッセルト数 Nu および修正レイリー数 Ra^* の不確かさは、温度および発熱面に加える発熱量の計測が主要因になるとしてそれぞれ算出した。なお、熱電対を用いた温度計測の誤差は $\pm 0.1^\circ\text{C}$ とした。結果を次のとおり示す。

$$\frac{\delta q_{conv}}{q_{conv}} = 0.055 \quad (4-12)$$

$$\frac{\delta \alpha}{\alpha} = 0.067 \quad (4-13)$$

$$\frac{\delta Nu}{Nu} = 0.067 \quad (4-14)$$

$$\frac{\delta Ra^*}{Ra^*} = 0.055 \quad (4-15)$$

これらの結果から理解できるように、本章の研究における平均ヌッセルト数 Nu および修正レイリー数 Ra^* は、十分に信頼性のある計測のもとで得られる値であることが確認できた。

2.7 実験装置および方法の妥当性

本項では本章の実験装置および方法の妥当性について検証する。上述したように、本章の研究と直接比較できる体系を対象とした過去の研究は見当たらない。そこで、円筒発熱体を上方に設置しない水平発熱面のみの体系について従来の研究と比較を行い、本章の研究の実験装置および方法の妥当性を評価する。水平発熱面および水平発熱面を設置する断熱材は、いずれも本章の実験装置と同じものであり、実験方法および熱伝達の算出方法も同様とした。図 4-5 において、本章の実験装置で水平発熱面のみの場合の実験結果と水平上向き発熱円板まわりの自然対流熱伝達を整理した Al-Arabi ら⁽⁴⁻⁹⁾の文献値を比較する。ただし、従来の研究で定義した発熱面が等温条件であることから、図 4-5 に示す本章の実験装置で水平発熱面のみの場合の結果は、 $Ra^*=Ra Nu$ の関係を用いて換算した値である。本章の実験装置で水平発熱面のみの平均ヌッセルト数 Nu とレイリー数 Ra の関係は、文献値と概ね同様な傾向を示した。文献値に対する本章の実験装置で水平発熱面のみの場合の偏差は、平均で 8.7%、最大で 10.7%であった。このことから、本章の実験装置および方法の妥当性は十分であると考えられる。

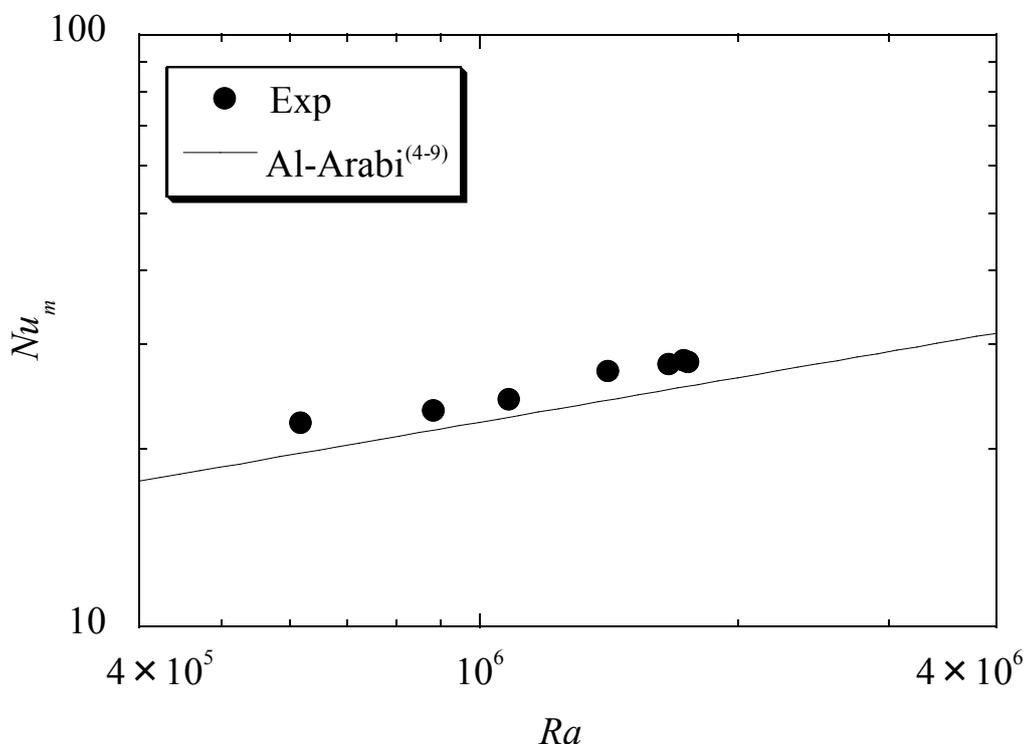


図 4-5 過去の文献との比較

2.8 円筒発熱体の下部形状の検討

円筒発熱体には外側面からの放熱を防ぐため断熱材を施しているが、円筒発熱体下部の断熱材厚さが大きい場合には水平発熱面を設置した断熱材との隙間が流動抵抗となり、水平発熱面まわりに流入する流れ場に影響を及ぼすことが考えられる。そこで、本項では円筒発熱体下部の断熱材の厚みや形状が水平発熱面まわりの流動特性および熱伝達特性に及ぼす影響について検討する。図 4-6 に断熱材厚さ 30mm の場合を想定した水平発熱面および円筒発熱体まわりの流れ場の可視化結果の一部を示す。ここで、円筒発熱体の側面の一部を切り欠いた領域の下端には、図中に示すように全周の断熱材厚みが 30mm になる場合を模擬して幅 30mm のプレートを設置した。なお、実験条件としては水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h が 5mm、水平発熱面の熱流束 q_b が 720W/m^2 、円筒発熱体の熱流束 q_c が 160W/m^2 、円筒発熱体高さ H が 210mm および円筒発熱体の内径 D が 94mm である。図 4-6 において、プレートと水平発熱面との隙間に流入した空気は水平発熱面に沿って流れた。図 4-6 の条件から円筒発熱体の下端に設置したプレートを取り除いた場合の結果を図 4-7 に示す。円筒発熱体内に流入する空気は円筒発熱体下端に沿って周り込み、水平発熱面から少し離れた上方に流れた。これらのことから、円筒発熱体下部の断熱材が厚い場合では円筒発熱体内に流入する空気は円筒発熱体下端に沿って上方に周り込む流れが抑制され、水平発熱面方向に沿って流れることが分かった。

次に円筒発熱体下端と水平発熱面が設置された断熱材の空間を流れる空気流速について検討する。図 4-8 は、空気流速 v_{in} と円筒発熱体内面から断熱材外側面方向への距離 x の関係をそれぞれの円筒発熱体の断熱材厚み t について示したものである。空気流速の測定は、レーザードップラー流速計(Flow Explore : Dantec Dynamics 社、瞬時速度の確度:測定速度変動幅の 0.1%以下、空間分解能:1mm 以下)を用い、水平発熱面と円筒発熱体との隙間の中心高さで行った。なお、実験条件は、円筒発熱体の断熱材が所定の厚みで全周に渡って施された場合であり、水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h が 5mm、水平発熱面の熱流束 q_b が 720W/m^2 、円筒発熱体の熱流束 q_c が 320W/m^2 、円筒発熱体高さ H が 210mm および円筒発熱体の内径 D が 94mm である。いずれの円筒発熱体の断熱材厚み t においても、空気流速 v_{in} は円筒発熱体の内面付近で最大値を示し、円筒発熱体内面から断熱材外側面方向への距離 x の増加とともに減少した。この減少傾向は、いずれの断熱材厚み t においても円筒発熱体の断熱材が上方にない範囲で顕著に見られた。これは、円筒発熱体内部から誘引された周囲空気が水平発熱面との隙間で絞られて流入することから理解できる。また、円筒発熱体内面近傍の空気流速は断熱材厚み t が 0mm の場合が最も高く、断熱材厚さ t の増加とともに低下した。この原因は、断熱材と水平発熱面との隙間における流動抵抗が円筒発熱体の断熱材の厚さ t の増加に伴って増大するためと考える。このことから、円筒発熱体下端の断熱材は円筒発熱体内部に流入する流れ方向だけでなく、空気流速にも影響を及ぼすことが確認できた。

上述した結果から、円筒発熱体下部の断熱材は、円筒発熱体外側面への放熱量を軽減するためある程度の厚みが必要であるが、極力薄くしなければならないことが分かった。よって、断熱材厚さ t を 15mm とし、下端を斜めにカットする形状について検討した。図 4-9 に断熱材およびプレートを取り除いた場合の図 4-7 と同一条件で円筒発熱体外側の領域を可視

化した結果を示す。図 4-9 において、円筒発熱体下端まわりの流れ場は煙突効果によって円筒発熱体内部に誘引される流れ場の影響が支配的であることが分かる。よって、円筒発熱体下端の断熱材の形状は図 4-9 に示す流れ場から検討することとし、極力流れ場に影響を及ぼさない図中の点線で示すように下端から 17° の角度でカットする構造とした。

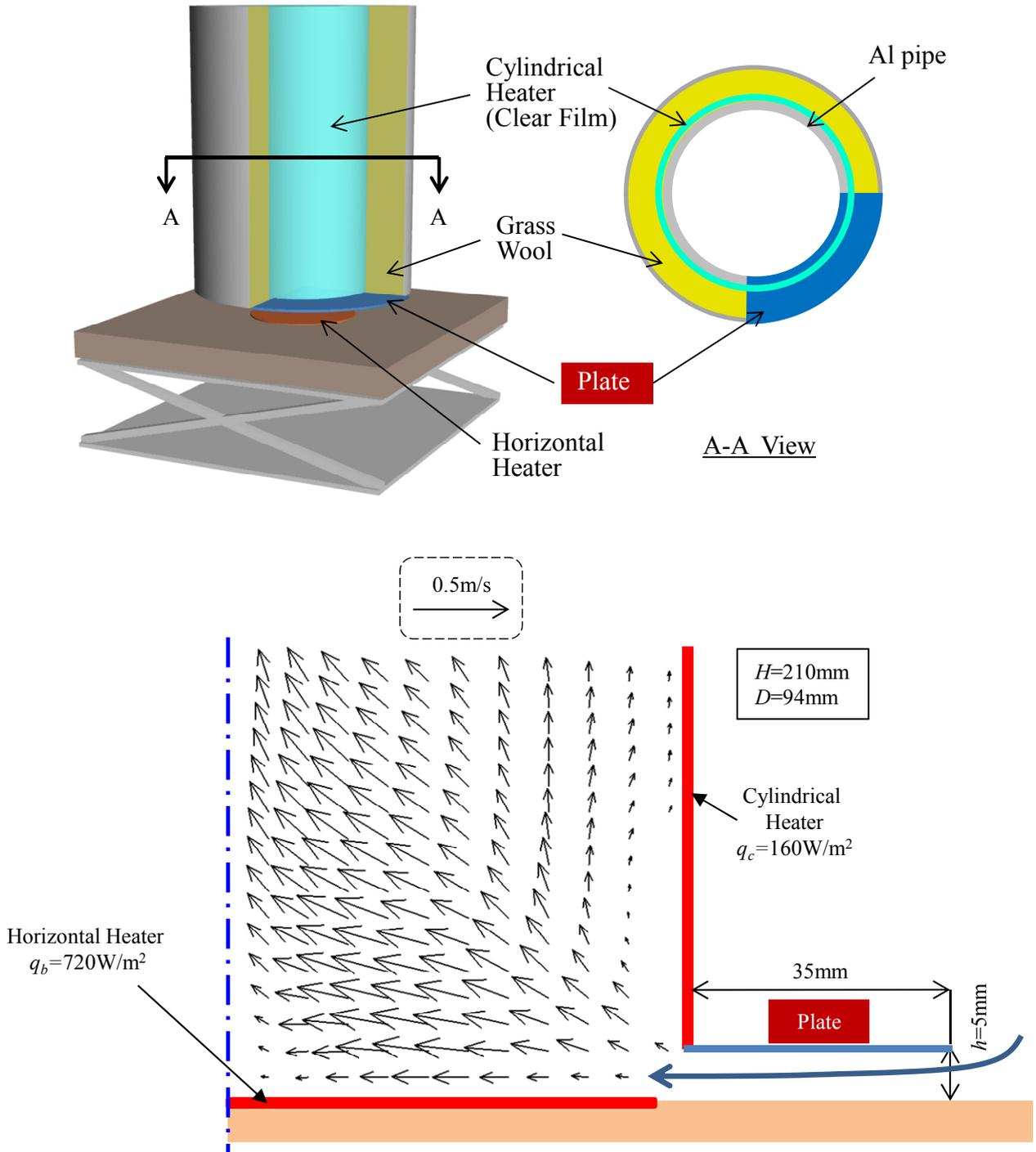


図 4-6 円筒発熱体の下部形状の影響 (プレートあり)

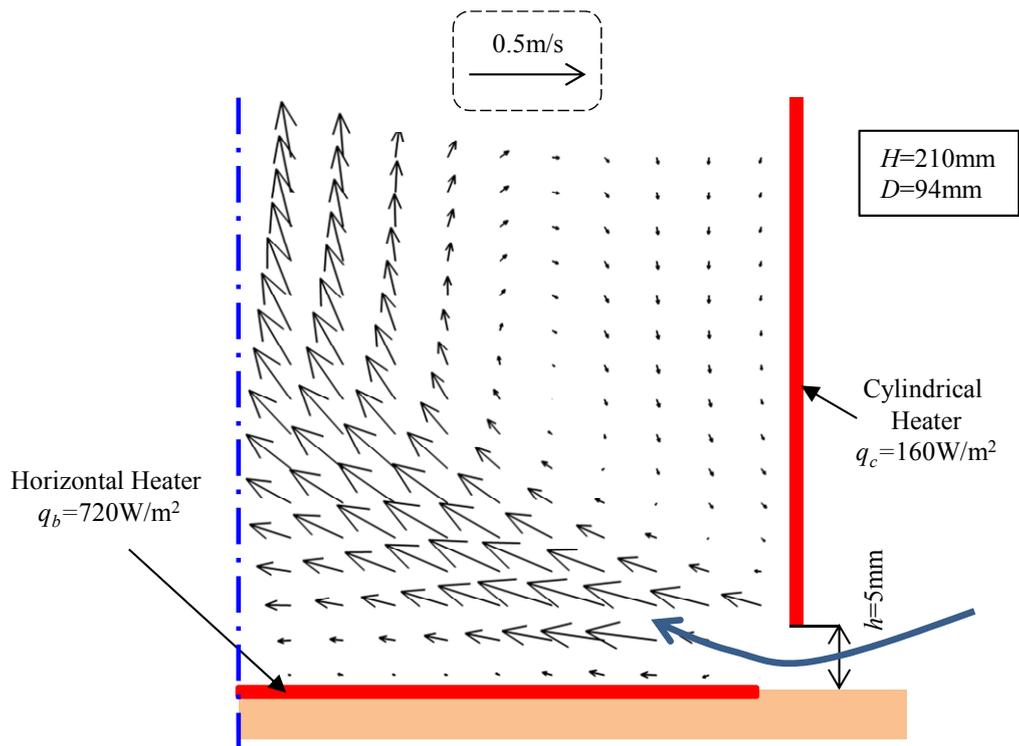


図4-7 円筒発熱体の下部形状の影響 (プレートなし)

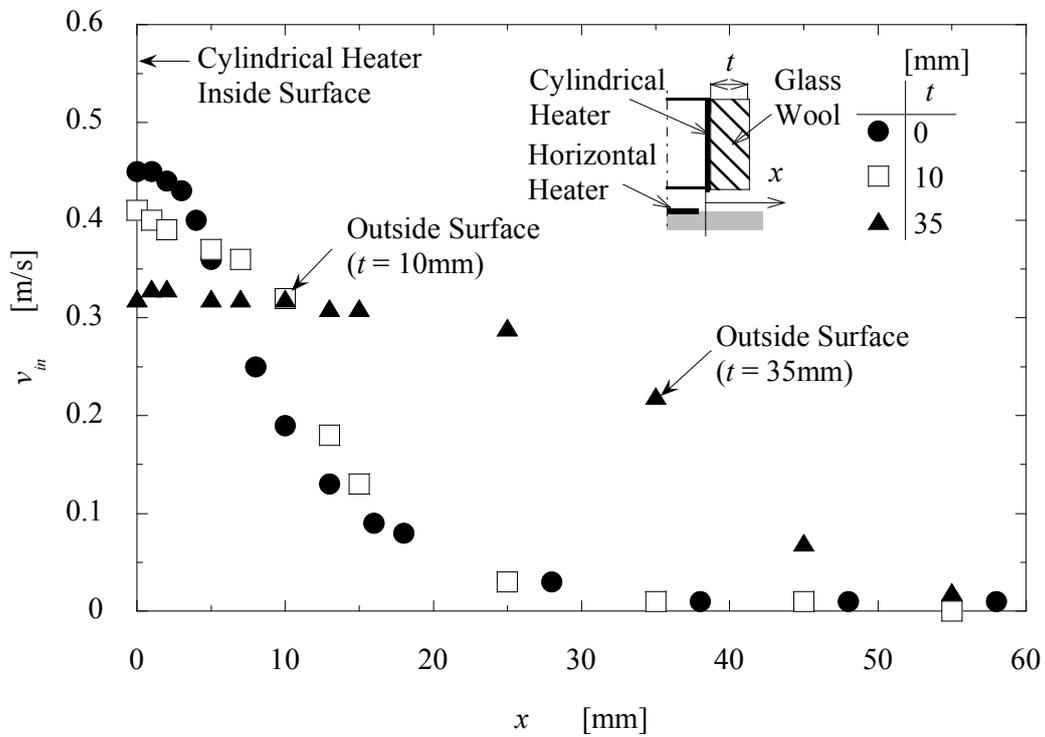


図4-8 円筒発熱体下部の空気流速と断熱材厚さの関係

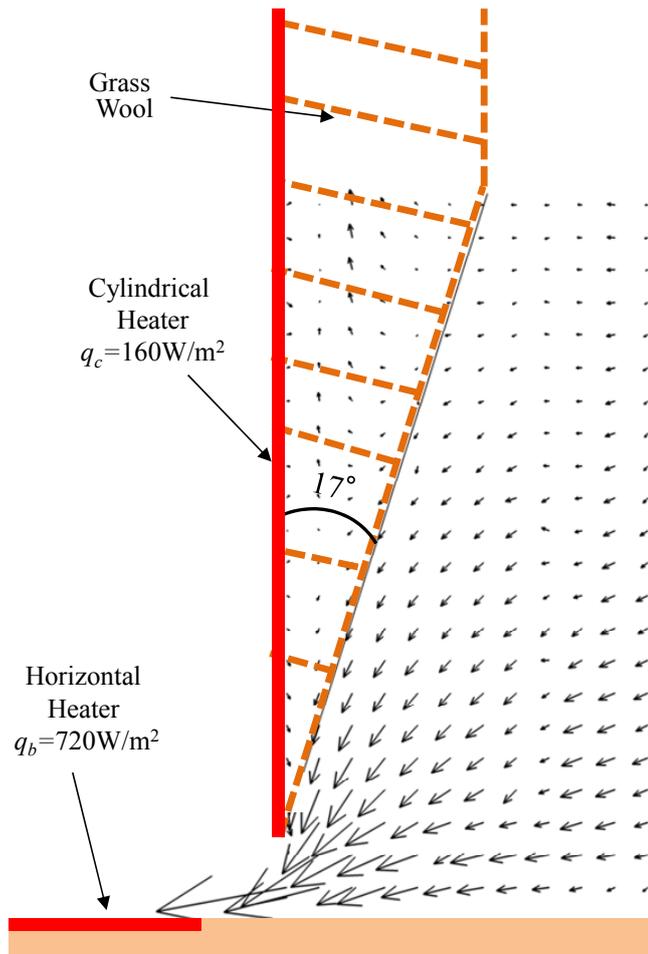


図 4-9 円筒発熱体下部まわりの流れ場との下端の断熱材の形状

断熱材形状が水平発熱面の熱伝達特性に及ぼす影響について検討する. 図 4-10 に水平発熱面の平均熱伝達率 α_m と円筒発熱体の断熱材厚さ t の関係をそれぞれの水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h について示す. 実験条件は水平発熱面の熱流束 q_b が 720 W/m^2 , 円筒発熱体の熱流束 q_c が 320 W/m^2 , 円筒発熱体高さ H が 210 mm および円筒発熱体の内径 D が 94 mm の場合である. まず, 断熱材下部を斜めにカットしない場合について検討する. 図 4-10 において, 断熱材下部をカットしない場合では水平発熱面と円筒発熱体との間隔 $h=5 \text{ mm}$ は●, $h=10 \text{ mm}$ は■, $h=20 \text{ mm}$ は▲でそれぞれ示した. 水平発熱面の平均熱伝達率 α_m は, いずれの水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h においても円筒発熱体の断熱材厚さ t が概ね 20 mm の場合で極小値を示した. これは, 円筒発熱体の断熱材厚さ t が極小値より大きい場合では, 円筒発熱体内に流入する空気は円筒発熱体の断熱材下部の厚さ t の減少に伴って円筒発熱体下端を周り込み水平発熱面の上方に流れることから理解できる. 一方, 円筒発熱体の断熱材厚さ t が極小値より小さい場合では, 円筒発熱体の断熱材厚さ t の低下とともに流動抵抗が減少して水平発熱面まわりの空気流速が増大することが考えられる. また, 水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h が狭い方が, 円筒発熱体の断熱材厚さ t に対する水平発熱面の平均熱伝達率 α_m の変化は大きい結果が得られた. これは, 水平発熱面と円筒発熱体との隙間の減少とともに, 円

筒発熱体下端を周り込む流れを抑制する効果や流動抵抗が増加する影響が顕著に表れたことが原因と考える。

次に、図 4-9 の可視化結果で示した円筒発熱体の断熱材の厚さが 15mm で下端を 17° にカットした場合の水平発熱面の熱伝達特性について検討する。図 4-10 に円筒発熱体下部の断熱材を 17° にカットした場合の水平発熱面の平均熱伝達率 α_m を円筒発熱体の断熱材厚さ $t=0$ の位置に、水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h が 5mm の場合を○, 10mm の場合を□, 20mm の場合を△で示した。円筒発熱体下部の断熱材を 17° にカットした場合の水平発熱面の平均熱伝達率 α_m はいずれの水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h においても、断熱材を設置しない場合 ($t=0$) と比較して増加した。これは、断熱材を設置しない場合では水平発熱面と円筒発熱体下端の隙間に流入する空気温度が周囲温度と比べて高い値を示す結果が得られていることから、周囲空気との温度差で算出している水平発熱面の平均熱伝達率 α_m が低く評価されたことが原因と考える。また、円筒発熱体下部を 17° にカットした場合の水平発熱面の平均熱伝達率 α_m は、いずれの水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h においても円筒発熱体の断熱材厚さ t の減少に伴い平均熱伝達率 α_m が増大する傾向の延長線上に示された。なお、本図において、水平発熱面の平均熱伝達率 α_m は円筒発熱体の断熱材下端の形状により、最大 18% の差が見られた。

これらのことから、本章の研究では、円筒発熱体下部の断熱材を 17° にカットすることにより、水平発熱面の熱伝達特性に対して断熱材の形状は無視できるものとした。また、円筒発熱体下部の断熱材形状が流れ場および温度場に対して大きな影響を及ぼすことが確認できた。

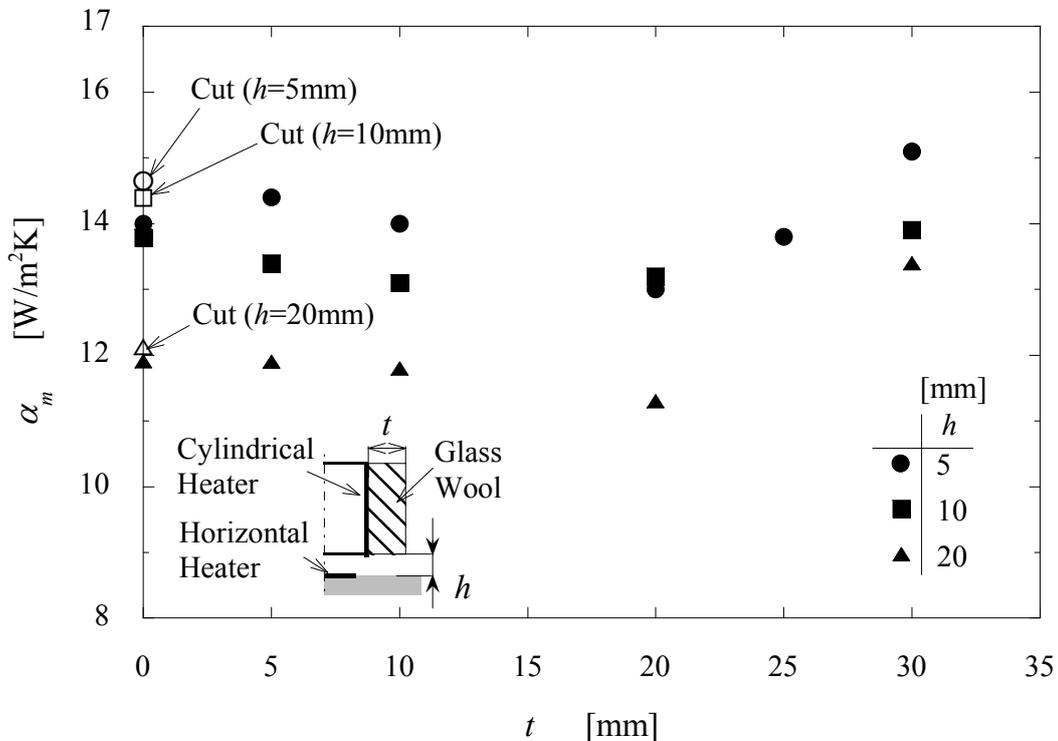


図 4-10 水平発熱面の平均熱伝達率と断熱材厚さの関係

2.9 熱流体解析ソフトによる計算方法

電子機器の熱設計では、筐体内構造が複雑になるとともに製品開発の短納期化が進んでいることから熱流体解析ソフトが広く活用されている。そこで、有限体積法熱流体解析ソフト (Star-ccm+: CD-adapco 社製) を用い、本章の研究対象に対して市販の熱流体シミュレーションの適用可能性について検討を行う。この検討は水平発熱面および円筒発熱体に熱流束を定義した場合において、それぞれの発熱面まわりに生じる自然対流の流動挙動および熱伝達特性を解析的に求めるものである。なお、前項で述べた熱流体解析ソフトを用いた輻射解析は、実測より得られた温度をそれぞれの境界条件に定義し、実験において対流熱伝達を算出するために発熱面を加熱した場合に生じる放射成分のみを求めるものであり、次節にて検討する。

数値解析は、図 4-11 に示すように仮想空間内に水平発熱面および円筒発熱体をそれぞれ定義し、次に示す条件の下で行われた。

物理モデル

- ・ 熱流動現象は定常状態と見なし、定常解析を行った。
- ・ 現象は円筒発熱体の中心軸で対称になるものとし、軸対称モデルを用いた。
- ・ 仮想空間に生じる自然対流および発熱体内の熱伝導を計算し、輻射を考慮しないモデルとした。
- ・ 空気流れは乱流とし、浮力による乱流エネルギーの生成を考慮した $k-\varepsilon 2$ 層モデル⁽⁴⁻¹⁰⁾ を採用した。
- ・ 水平発熱面は銅箔とプリント基板を一体と見なし、厚さ 2mm の発熱体とした。
- ・ 円筒発熱体の発熱部は実験で用いたアルミパイプを参考にし、内面から 3mm までの領域とした。また、円筒発熱体の下部は実験装置と同様に斜めにカットする構造とした。
- ・ 空気密度は圧力に依存しないものとし、非圧縮性理想気体の状態方程式から求めた。
- ・ 比熱、粘性係数および熱伝導率には温度依存性を考慮した値を定義した。

境界条件

- ・ 水平発熱面および円筒発熱体まわりの境界条件は発熱部を対流等熱流束条件、それ以外を断熱条件とした。このため、解析結果との比較において対応する熱流束の実験条件は、発熱面を加熱した全熱流束から放射成分および熱損失分を差し引いた対流熱流束となる。
- ・ 仮想空間の境界条件は円筒発熱体の中心軸を対称軸、天井および側面を温度一定で大気圧、底面を断熱条件とした。なお、仮想空間の大きさは計算の高速化および安定性を考慮し、高さが円筒発熱体の高さの 2~3 倍、幅が水平発熱面の直径の 2~3 倍とした。

空間メッシュ

- ・ メッシュ形状は収束性の高い直交格子とした。
- ・ メッシュサイズは温度変化の大きい空間を細かく分割し、0.4mm から 5mm の範囲とした。

以上のように，工業上よく用いられる一般的な解析手法にて水平発熱面および円筒発熱体まわりの熱流動特性の実測値と比較し，熱流体解析ソフトの適用範囲を検討する．なお，解析結果は第5節において比較する実験結果が示される項の最後にそれぞれ添付する．

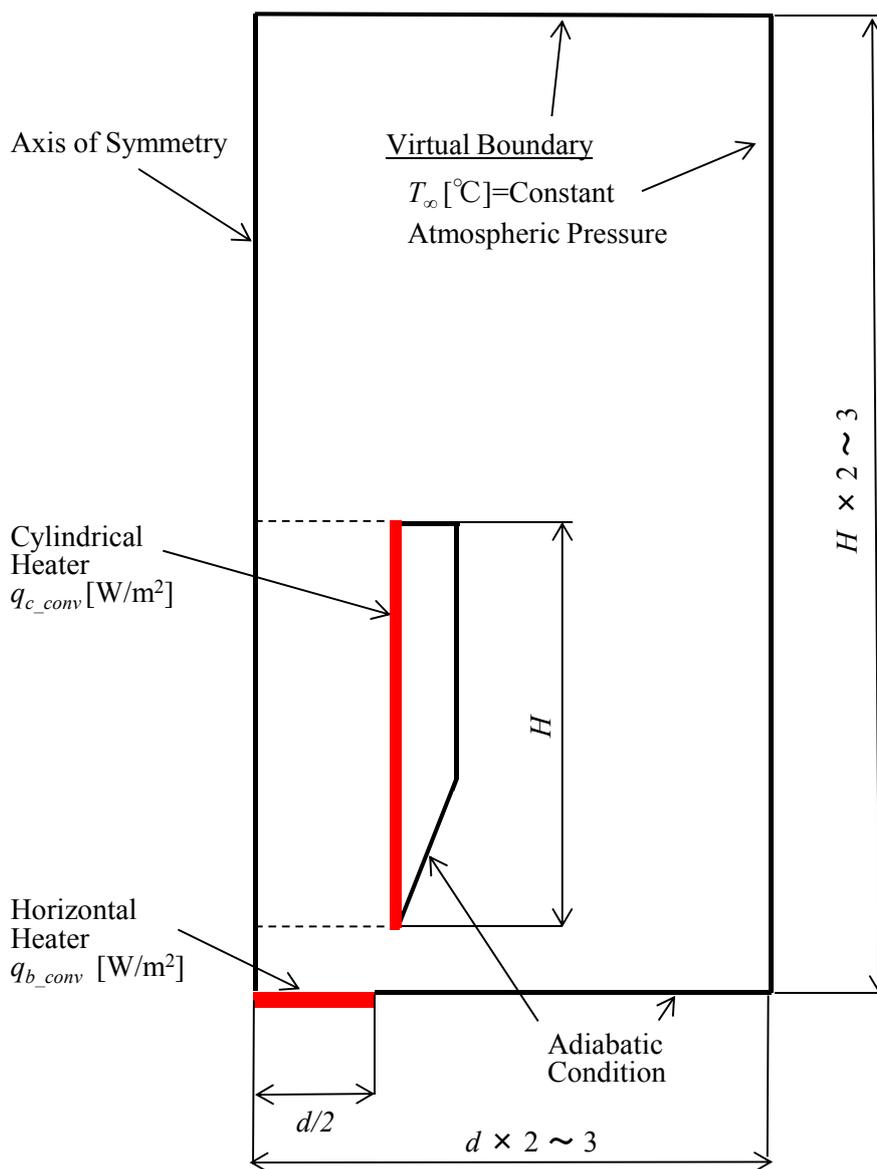


図4-11 数値解析モデルの概要

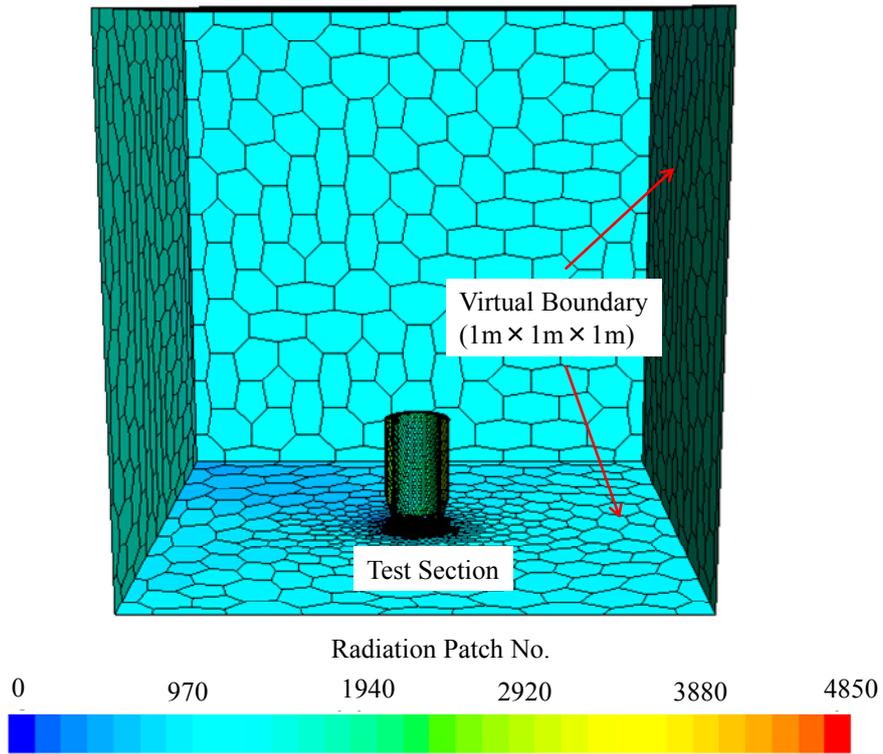
第3節 数値解析を用いた放射伝熱の評価

本章の研究では、第3章と同様に発熱面を加熱した場合の放射の影響は大きく無視できないことから、前節の式(4-2)でも示したように、発熱面から生じる放射伝熱量を考慮して熱伝達を評価する必要がある。そこで、本節では、水平発熱面および円筒発熱体まわりに生じる輻射伝熱量を求める数値解析方法を述べるとともに、水平発熱面における放射伝熱特性について検討する。

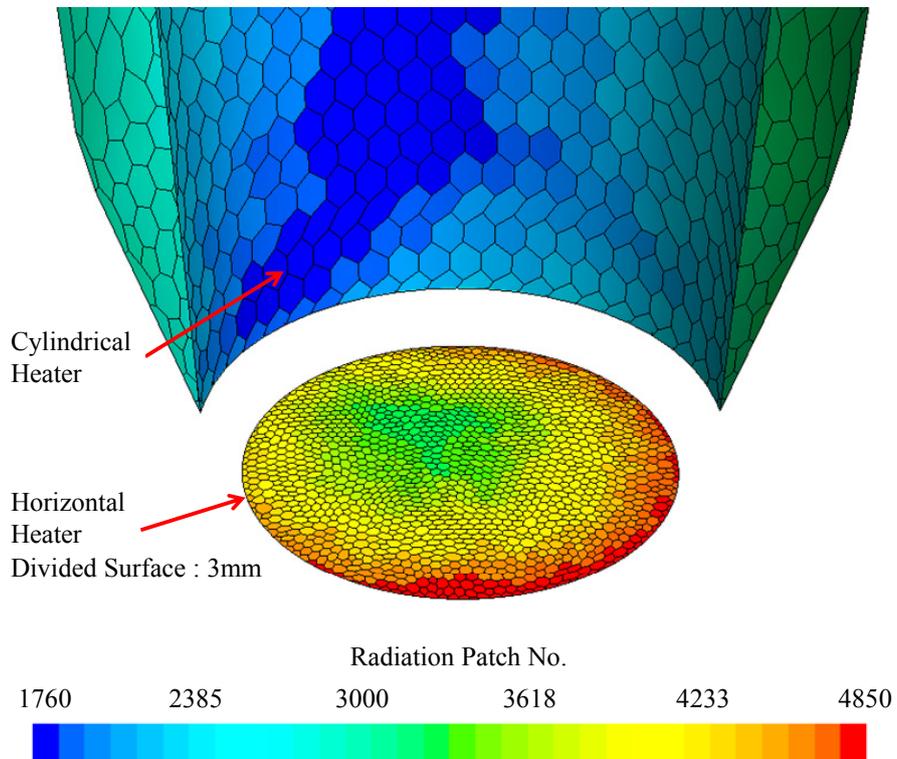
3.1 解析手法

発熱面の放射熱流束は、有限体積法熱流体解析ソフト(Star-ccm+: CD-adapco 社製)にて Surface to Surface 法^(4,6)を用い解析的に求めた。Surface to Surface 法については、形態係数を用いてそれぞれの境界面において輻射熱交換を行うモデルであり、第3章で述べた解析手法と同様であるため詳細は省略する。本章の研究は、開放空間に試験部を設置した体系であることから、試験部とともに開放空間を仮想境界にて定義し、モデリングを行った。仮想空間の大きさは実際の実験室の大きさを参考に、解析精度が十分で、かつ計算速度の増大を図るため極力小さい領域(縦 1m×横 1m×高さ 1m)とした。図 4-12 に輻射パッチの分割を示す。輻射パッチの分割は多角形であり、仮想境界、円筒発熱体、水平発熱面の順に細かく定義することで解析精度の向上とともに計算コストの軽減を図った。なお、水平発熱面の輻射パッチの代表長さは、温度勾配が十分な細かさで定義できる 3mm とした。

次に上述した解析モデルの境界条件の設定方法について述べる。境界は水平発熱面、円筒発熱体内面、円筒発熱体の外面および仮想空間に分割し、境界温度および放射率をそれぞれ定義した。また、これらの温度および放射率の境界条件は、いずれも実測より得られた値を代入した。温度境界条件の一例を図 4-13 に示す。この温度分布は、実測より求めた水平発熱面中心からの距離 r と水平発熱面温度 T_r の関係を 3 次の近似式で表し、周方向によらず水平発熱面中心からの距離 r で決まるものとして定義した。円筒発熱体内面(アルミパイプ)および円筒発熱体外面(グラスウール断熱材の外表面)の温度は、所定の位置の 3 点を平均した値を用いた。仮想境界面の温度は、実際に実験室の天井、壁および床面の値をそれぞれ平均したものを代入した。放射率は、放射率計(AERD: D&S 製、表示分解能:0.01)により測定した。境界条件に設定した放射率の値は水平発熱面が 0.28、円筒発熱体の内面(アルミパイプ)が 0.19、円筒発熱体の外面(グラスウール断熱材の外表面)が 0.05、仮想境界(天井、壁面、床面)が 0.8 である。

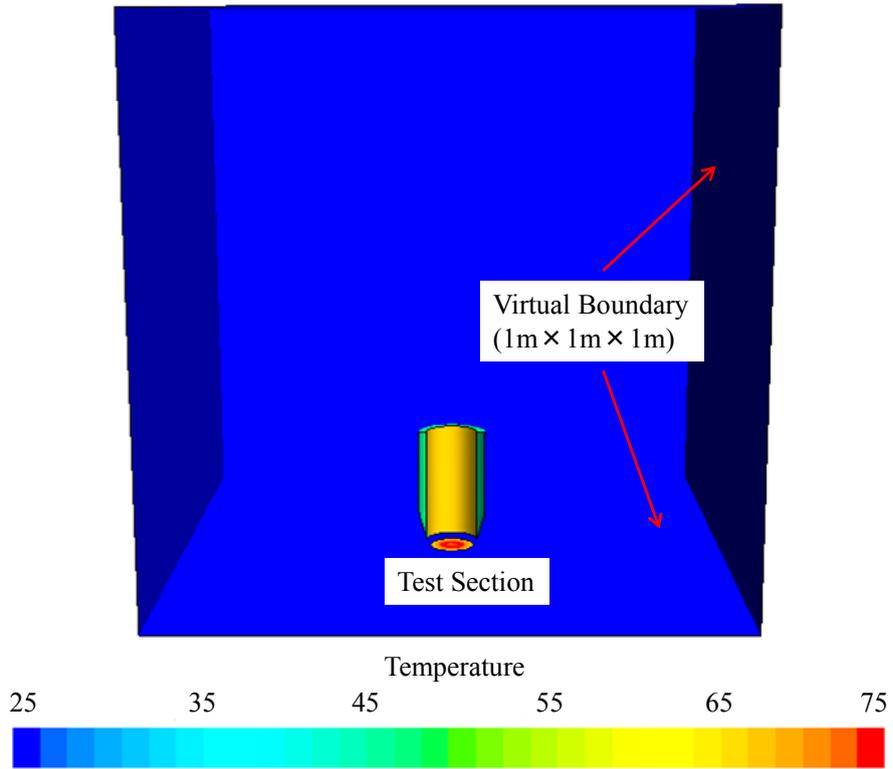


(a) 解析領域全体

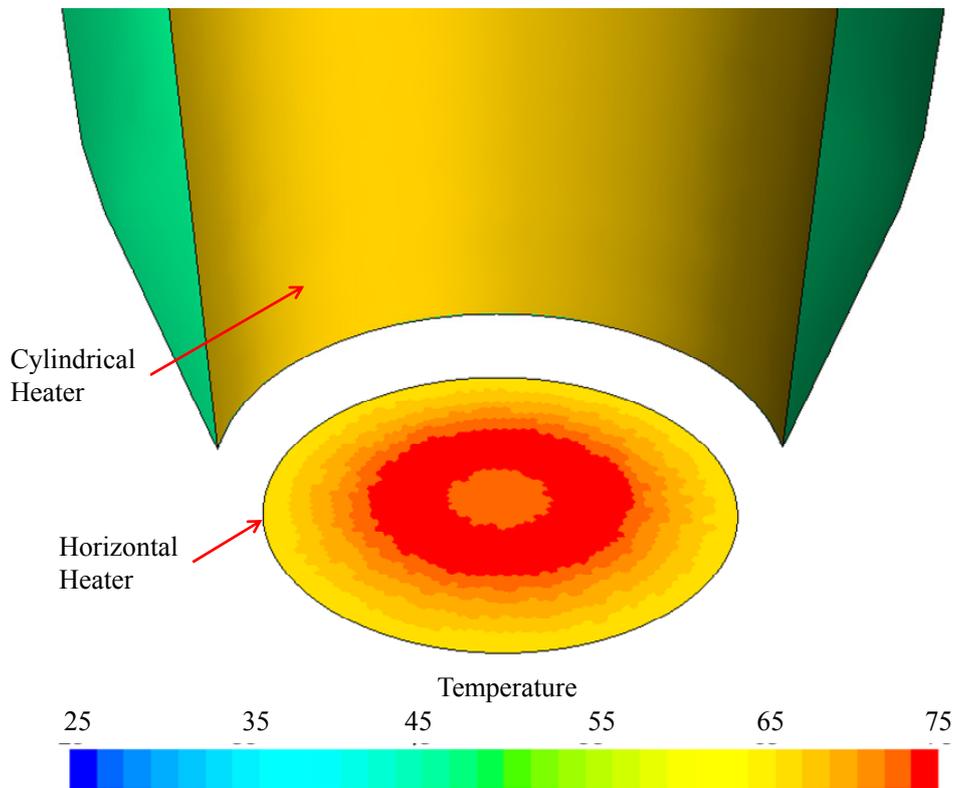


(b) 水平発熱面まわり

図 4-12 輻射パッチの分割



(a) 解析領域全体



(b) 水平発熱面まわり

図 4-13 温度の境界条件

3.2 水平発熱面の局所放射伝熱特性

局所放射伝熱特性の代表例を示す。図 4-14 に輻射解析で境界条件として定義する水平発熱面の温度分布を示す。この温度分布を示した実験条件は水平発熱面の熱流束 q_b が 720W/m^2 、円筒発熱体の発熱流束 q_c が 320W/m^2 、円筒発熱体高さ H が 210mm 、円筒発熱体内径 D が 94mm および水平発熱面と円筒発熱体の間隔 h が 5mm の場合である。水平発熱面温度 T_r は、水平発熱面の中心からの距離 r の増加とともに水平発熱面中心からの距離 $r=20\text{mm}$ 付近で極大値を示し、水平発熱面の端部 $r=40\text{mm}$ で最小値を示した。図 4-15 に水平発熱面の放射熱流束の解析結果を示す。水平発熱面の局所放射熱流束 q_{br_rad} は、水平発熱面の温度分布の場合と同様に水平発熱面中心からの距離 r が 20mm 付近で最も高く、水平発熱面の端部で最も低い値を示した。この温度に対する放射熱流束の傾向は、他の条件においても同様であることを確認している。このことから、水平発熱面の局所放射熱流束 q_{br_rad} は、水平発熱面上の位置よりも水平発熱面の表面温度による影響が支配的であることが分かった。

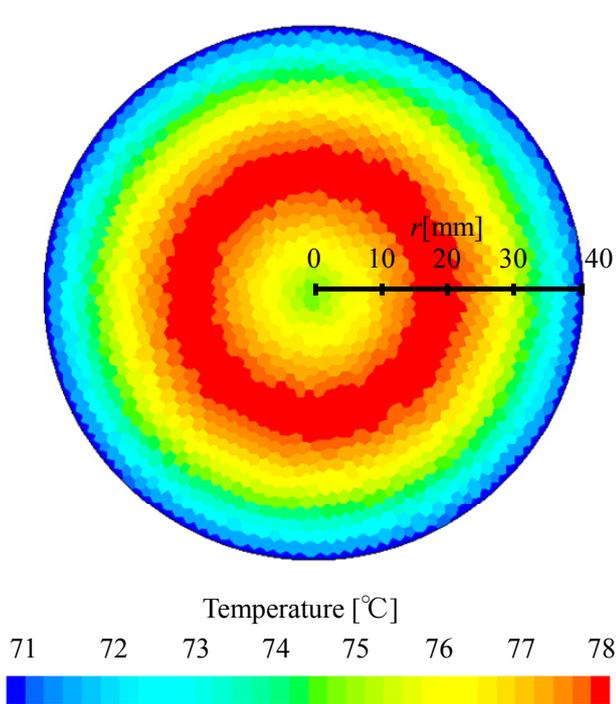


図 4-14 水平発熱面の温度分布

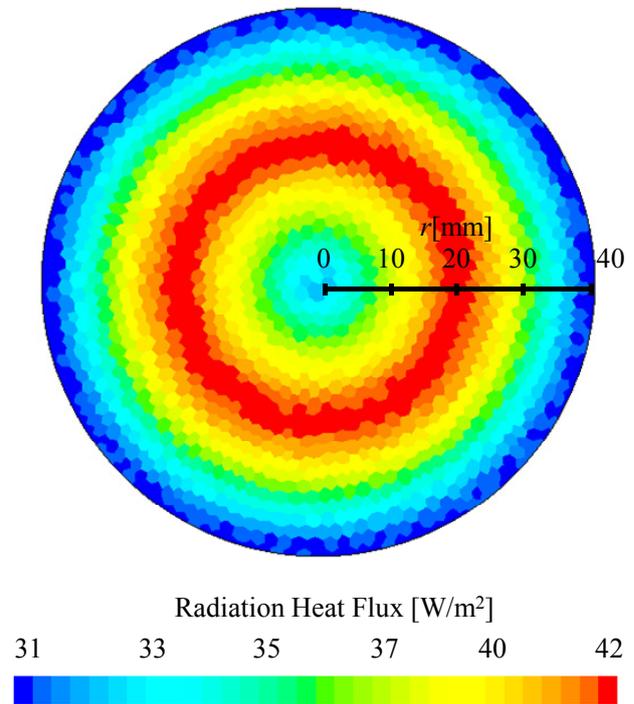


図 4-15 水平発熱面の放射熱流束

3.3 諸因子に対する水平発熱面の放射伝熱特性

本項では、代表的な実験条件において水平発熱面の放射伝熱特性に及ぼす諸因子の影響について検討する。ここで示す結果は、所定の実験条件において得られた実測値を境界条件としてそれぞれ代入して得られた値である。そのため、水平発熱面および円筒発熱体まわりに定義した温度境界条件は、自然対流熱伝達による冷却の影響を含んだものである。ただし、放射伝熱量に対する各パラメータの関係は、自然対流熱伝達の影響がない場合においても、全て以下に示す傾向と同様であることを確認している。

図 4-16 において、水平発熱面の平均放射熱流束 q_{bm_rad} と水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h の関係をそれぞれの円筒発熱体の熱流束 q_c について示す。ここで、水平発熱面の熱流束 q_b は 720W/m^2 、円筒発熱体の高さ H は 210mm 、円筒発熱体の内径 D は 94mm である。水平発熱面の平均放射熱流束 q_{bm_rad} は、水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h の増加に伴い増大した。これは、水平発熱面から円筒発熱体内面よりも温度の低い周囲空間に放射する割合が増大したためと考える。この水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h の増加に伴い水平発熱面の平均放射熱流束 q_{bm_rad} が増大する傾向は、いずれの円筒発熱体の熱流束 q_c においても同様であった。なお、図 4-16 において、水平発熱面に印可した電力量に対する水平発熱面の放射伝熱量の割合は、平均で 9.2% 、最大で 13.8% であった。

図 4-17 に水平発熱面の平均放射熱流束 q_{bm_rad} と円筒発熱体の熱流束 q_c の関係をそれぞれの水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h について示す。水平発熱面の熱流束 q_b は 720W/m^2 、円筒発熱体の高さ H は 210mm 、円筒発熱体の内径 D は 94mm である。水平発熱面の平均放射熱流束 q_{bm_rad} は、円筒発熱体の熱流束 q_c の増加に伴い減少した。この原因は、水平発熱面に相対する円筒発熱体内面の温度が上昇したためと考える。円筒発熱体の熱流束 q_c の増加に伴い水平発熱面の平均放射熱流束 q_{bm_rad} が減少する傾向は、いずれの水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h においても同様であった。なお、図 4-17 において、水平発熱面に印可した電力量に対する水平発熱面の放射伝熱量の割合は、平均で 8.8% 、最大で 13.9% であった。

図 4-18 に水平発熱面の平均放射熱流束 q_{bm_rad} と円筒発熱体高さ H の関係をそれぞれの水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h について示す。水平発熱面の熱流束 q_b は 720W/m^2 、円筒発熱体の熱流束 q_c は 320W/m^2 、円筒発熱体の内径 D は 94mm である。水平発熱面の平均放射熱流束 q_{bm_rad} は、円筒発熱体高さ H の増加とともに減少した。これは水平発熱面から円筒発熱体内面より温度の低い上部空間に放射する割合が増加したためと考える。円筒発熱体高さ H の増加とともに水平発熱面の平均放射熱流束 q_{bm_rad} が減少する傾向は、水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h の増加に伴ってその減少割合は増大した。これは、水平発熱面が周囲空間に相対する割合が水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h の増加とともに増大するため、水平発熱面の平均放射熱流束 q_{bm_rad} は円筒発熱体高さ H に影響を受けにくくなることから理解できる。図 4-18 において、水平発熱面に印可した電力量に対する水平発熱面の放射伝熱量の割合は、平均で 10.3% 、最大で 14.5% であった。

図 4-19 に水平発熱面の平均放射熱流束 q_{bm_rad} と円筒発熱体内径 D の関係をそれぞれの円筒発熱体高さ H について示す。なお、水平発熱面の熱流束 q_b は 720W/m^2 、円筒発熱体の熱流束 q_c は 320W/m^2 、水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h は 5mm である。水平発熱面の平均

放射熱流束 q_{bm_rad} は、円筒発熱体内径 D の増加に伴い増大した。これは、円筒発熱体内径 D の増加に伴い水平発熱面から円筒発熱体内面よりも温度の低い上部空間に放射する割合が増大したことが原因と考える。なお、この円筒発熱体内径 D の増加とともに水平発熱面の平均放射熱流束 q_{bm_rad} は増大する傾向は、いずれの円筒発熱体高さ H においても同様であった。なお、図 4-19 において、水平発熱面に印可した電力量に対する水平発熱面の放射伝熱量の割合は、平均で 8.7%、最大で 14.5% であった。

図 4-20 に水平発熱面の平均放射熱流束 q_{bm_rad} と水平発熱面の熱流束 q_b の関係をそれぞれの水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h について示す。ここで、円筒発熱体の熱流束 q_c は 320W/m^2 、円筒発熱体高さ H は 210mm 、円筒発熱体内径 D は 94mm である。水平発熱面の平均放射熱流束 q_{bm_rad} は、水平発熱面の熱流束 q_b の増加に伴い増大した。これは、水平発熱面温度が増大したことが原因と考える。水平発熱面の熱流束 q_b の増加に伴い水平発熱面の平均放射熱流束 q_{bm_rad} が増大する傾向は、いずれの水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h についても同様であった。なお、図 4-20 において、水平発熱面に印可した電力量に対する水平発熱面の放射伝熱量の割合は、平均で 3.5%、最大で 10.2% であった。

上述した内容を整理すると、構造的には水平発熱面が周囲空間に相対する割合が大きく、温度的には水平発熱面が相対する面との温度差が大きい方が水平発熱面の放射伝熱量は増大することが分かった。なお、本章の全研究範囲において、水平発熱面に印可した電力量に対する水平発熱面の放射伝熱量の割合は、平均で 9.9%、最大で 20.8% であった。また、本章における解析結果におけるエネルギー収支は、いずれの場合においても $1e-8$ 以下の残差で収束した。

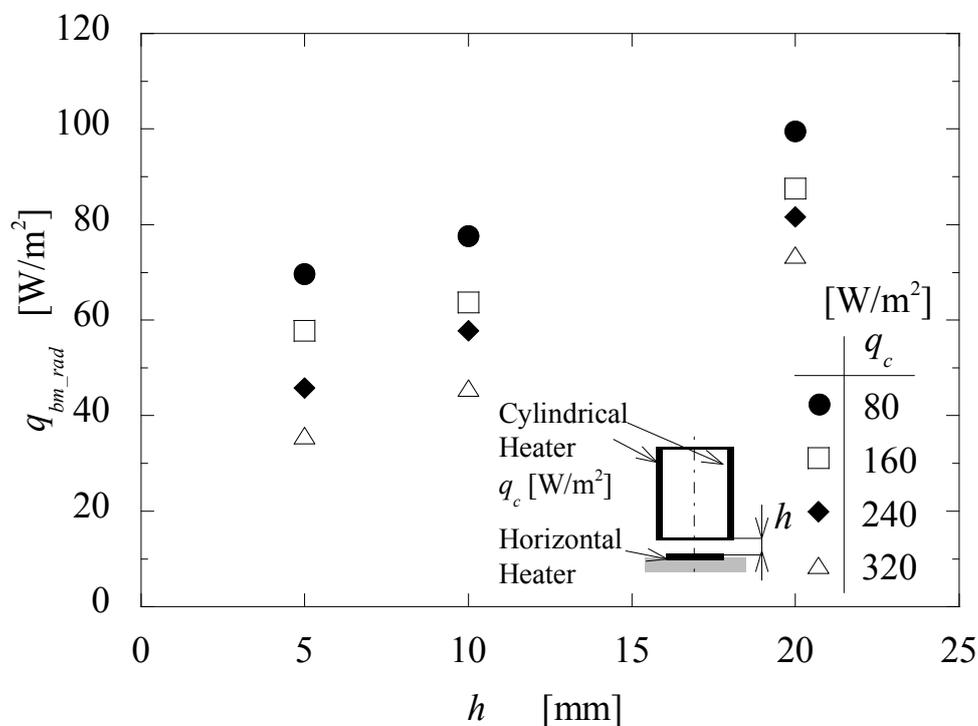


図 4-16 平均放射熱流束
(水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h の影響)

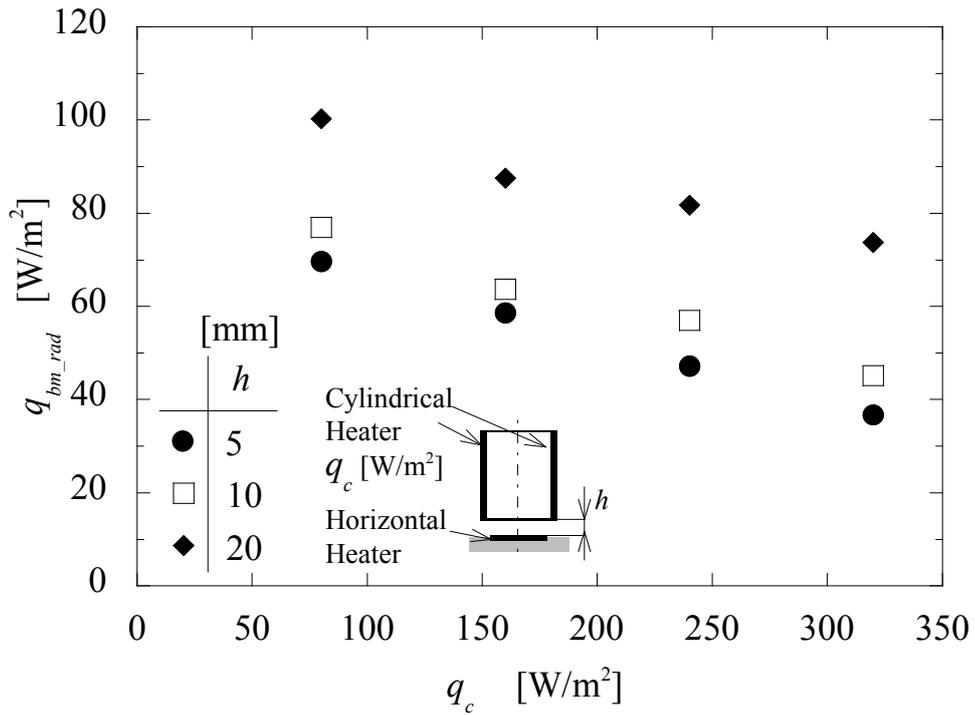


図4-17 平均放射熱流束
(円筒発熱体の発熱流束 q_c の影響)

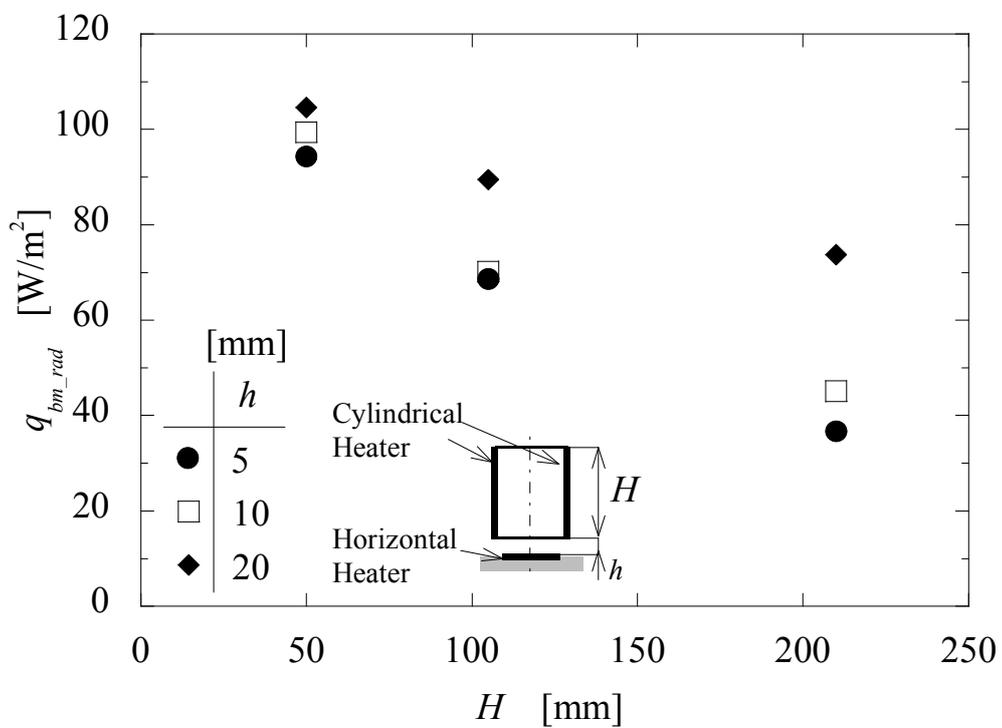


図4-18 平均放射熱流束
(円筒発熱体高さ H の影響)

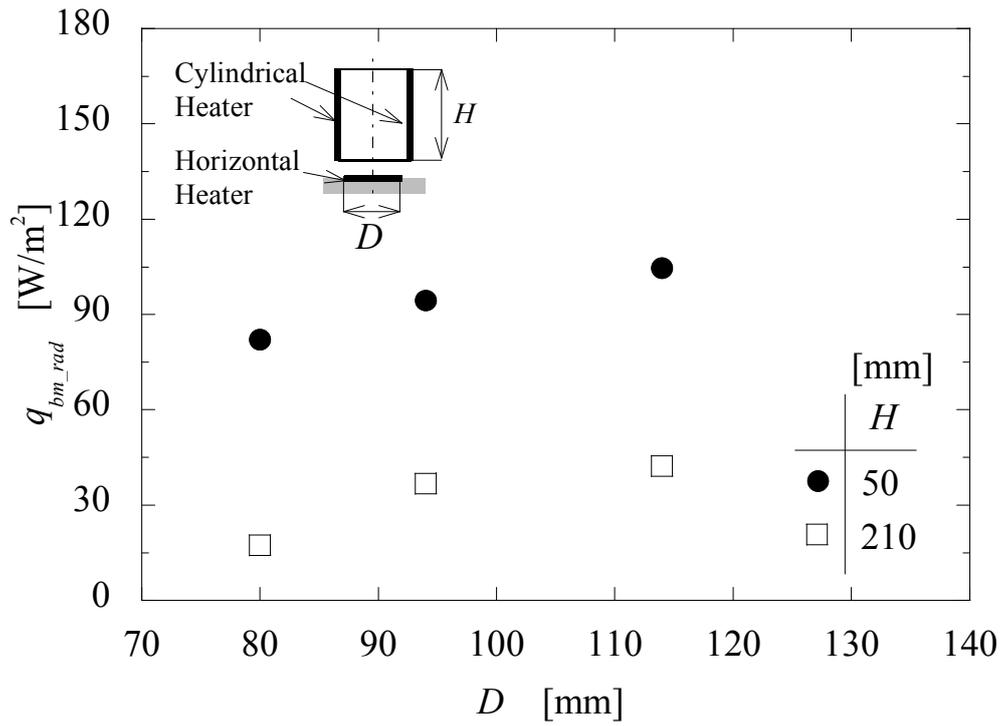


図4-19 平均放射熱流束
(円筒発熱体内径 D の影響)

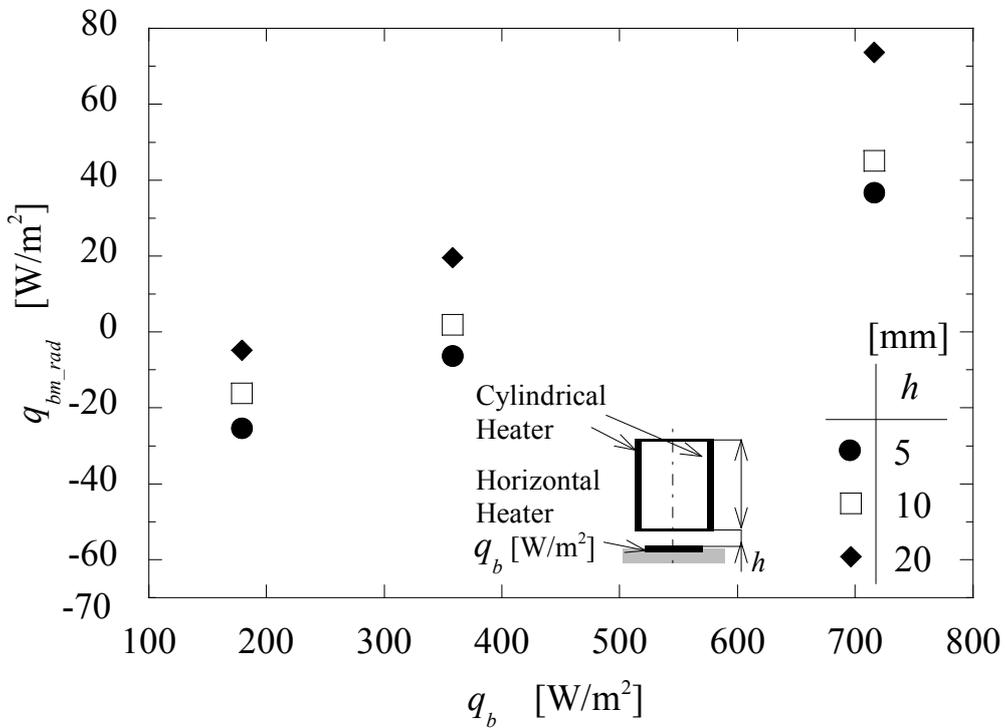


図4-20 平均放射熱流束
(水平発熱面の発熱流束 q_b の影響)

第4節 円筒発熱体の設置の影響

本節では、円筒発熱体を設置した場合の影響を示すため、水平発熱面のみの場合と円筒発熱体を上方に設置した場合の流動特性および熱伝達特性について検討する。

4.1 流動特性

水平発熱面のみの場合と水平発熱面の上方に円筒発熱体を設置した場合の平均速度ベクトル分布を図4-21および図4-22にそれぞれ示す。図4-21および4-22において、水平発熱面の発熱流束 q_b および直径 d はいずれの場合も 720W/m^2 および 80mm である。なお、図4-22に示す円筒発熱体を設置した場合の条件は、円筒発熱体の高さ H が 210mm 、円筒発熱体の内径 D が 80mm 、円筒発熱体の発熱流束 q_c が 320W/m^2 、水平発熱面と円筒発熱体の間隔 h が 20mm である。図4-21において、水平発熱面まわりの流れ場としては、水平発熱面の端部から流入して発熱面に沿って中心方向に流れ、水平発熱面中心付近で衝突・合流して上昇する挙動が観察された。図4-22に示す円筒発熱体を設置した場合では、水平発熱面と円筒発熱体との間隔から流入した空気は、水平発熱面の端部から中心に向かって流れ、衝突合流して円筒発熱体の上部から排出される様子が見られた。図4-21で示す水平発熱面のみの場合と比較して、水平発熱面端部から中心に向けて流入する流れ場は同傾向であるが、流入する空気流速は大きく増加した。このことから、円筒発熱体は煙突効果によって周囲空気を下方から誘引し、水平発熱面まわりの空気流速を増大させることが明らかになった。

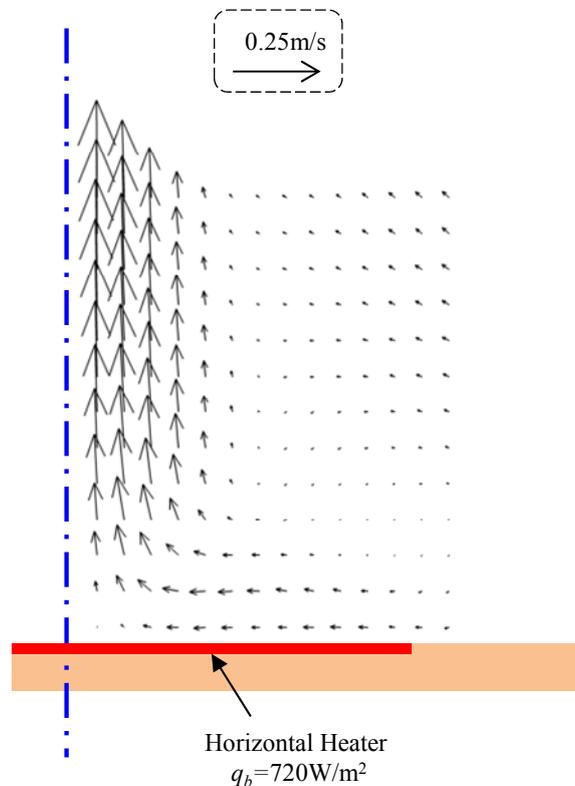
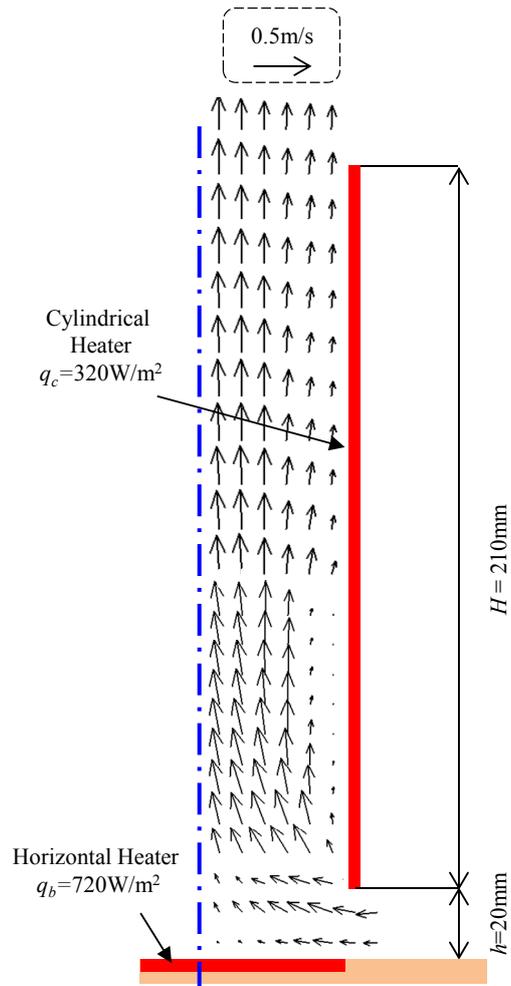
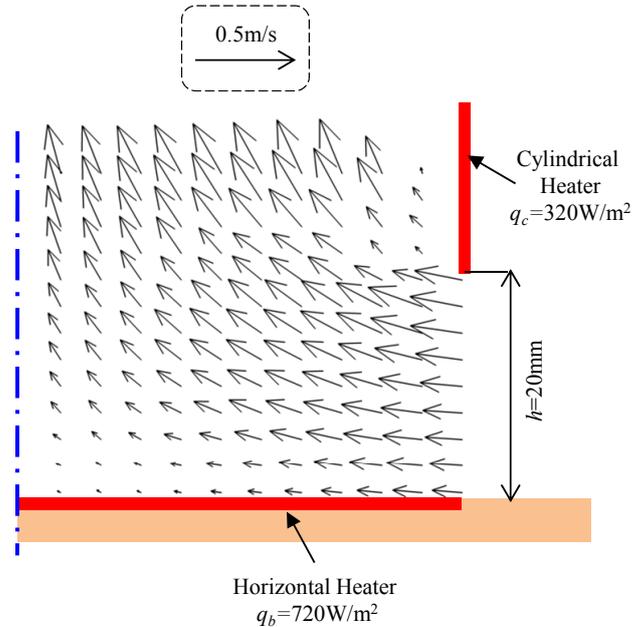


図4-21 速度ベクトル分布 (水平発熱面のみの)



(a) 全領域



(b) 水平発熱面まわり

図 4 - 22 速度ベクトル分布 (円筒発熱体を設置した場合)

4.2 熱伝達特性

図 4-23 に水平発熱面のみの場合と円筒発熱体を上方に設置した場合において、局所熱伝達率 α_r と水平発熱面中心からの距離 r の関係をそれぞれ示す。ここで示す条件は、上述した図 4-21 および図 4-22 で示した速度ベクトル分布の実験条件とそれぞれ同一である。図 4-23 において、円筒発熱体を設けない場合の水平発熱面の局所熱伝達率 α_r は水平発熱面端部で最も高く、中心付近でも高い値を示した。これは、図 4-21 で水平発熱面のみの場合の速度ベクトル分布で示したように、水平発熱面まわりの流れが端部から中心に向かっていて、流入する空気温度が中心に近づくにつれて上昇することから理解できる。また、周囲から集まった空気が水平発熱面中心付近で衝突・合流する様子が観察されたことから、水平発熱面中心付近の局所熱伝達率 α_r は増大したことが考えられる。水平発熱面の上方に円筒発熱体を設置した場合の結果を見ると、水平発熱面まわりの局所熱伝達率 α_r は、水平発熱面中心からの距離 r に対して水平発熱面のみの場合と同様な傾向を示しているが、いずれの位置においても増大しており、水平発熱面端部および中心で特にその差は顕著になった。これは、水平発熱面まわりの空気流速が円筒発熱体を設置した場合の方が増大していることから、いずれの位置においても局所熱伝達率 α_r が増大するとともに周囲空気が流入する水平発熱面の端部および衝突・合流する中心付近で特に高い値を示したものと理解できる。なお、参考までに本図で示す水平発熱面の平均温度は、水平発熱面のみの場合が周囲空気温度 31℃に対して 91℃、円筒発熱体を設置した場合が周囲空気温度 22℃に対して 70℃であった。

これらのことから、円筒発熱体を上方に設置することで水平発熱面まわりの空気流速が増大し、水平発熱面の熱伝達は促進されることが分かった。

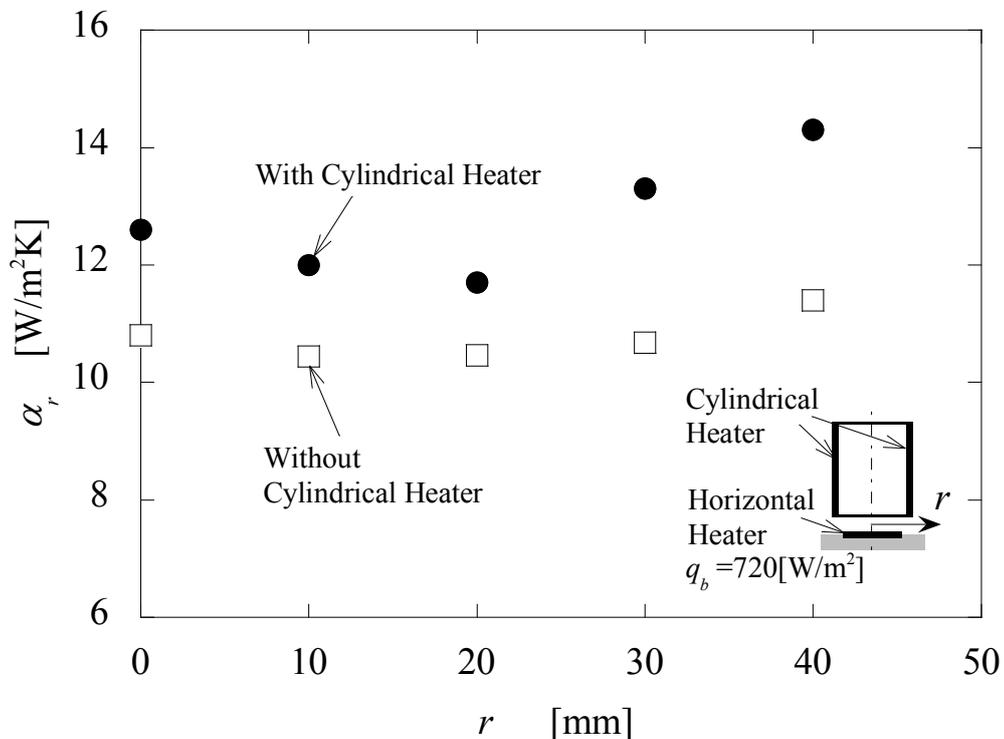


図 4 - 23 局所熱伝達率(円筒発熱体の設置の影響)

第5節 各設計因子の影響

5.1 水平発熱面と円筒発熱体の間隔の影響

5.1.1 流動特性

水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h の影響を表す特徴的なものを示す。図 4-24 に水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h が 20mm の場合において、水平発熱面の熱流束 q_b が 720W/m^2 、円筒発熱体の熱流束 q_c が 320W/m^2 、円筒発熱体高さ H が 210mm、円筒発熱体の内径 D が 94mm の平均速度ベクトル分布を示す。水平発熱面と円筒発熱体との隙間から流入した空気は水平発熱面の端部から中心に向かって流れ、衝突合流して円筒発熱体内部を上昇する様子が観察された。円筒発熱体内部の空気流れは概ね一様な流速で上昇し、円筒発熱体上部から流出した。これらの流れ場は円筒発熱体から煙突効果によって水平発熱面と円筒発熱体との隙間から周囲空気を誘引し、上方に排出するために形成されるものと理解できる。なお、水平発熱面まわりの流れ場は、水平発熱面から少し離れた位置で円筒発熱体の下端に沿って回り込む流れが主流となった。また、水平発熱面および円筒発熱体まわりの流れ場の時間的な変動は、ほとんど観察されなかった。

図 4-25 に水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h を 5mm まで小さくし、その他の条件を図 4-24 と同一にした場合の平均速度ベクトル分布を示す。水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h が 20mm から 5mm に低下すると、円筒発熱体内部を上昇する空気流速は減少した。これは、水平発熱面と円筒発熱体との隙間が狭くなることで流動抵抗が増大することから理解できる。一方で、水平発熱面まわりを観察すると、流入する空気流速は増大する結果が得られた。これは、円筒発熱体内に誘引される空気が水平発熱面と円筒発熱体との隙間で絞られ、水平発熱面方向に流入したためと考える。また、円筒発熱体出口では円筒発熱体内面付近で流速が最も大きく、円筒発熱体中心に向かって速度が減少する傾向が見られた。この原因は、円筒発熱体内部への流入量が減少したことから円筒発熱面における加熱の影響を受けやすくなり、円筒発熱面に沿った流れが増大したものと考える。なお、円筒発熱体内の上昇流は、側面に引き寄せられるものの、時間の経過に伴い水平方向に揺動する挙動が見られた。

図 4-25 から水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h をさらに 3mm に小さくし、その他の条件を同一にした場合の平均速度ベクトル分布を図 4-26 に示す。円筒発熱体の上部において、円筒発熱体上方から内部に逆流する挙動が観察された。これは、円筒発熱体内に誘引される空気流量が減少するため出口付近で速度分布が不均一になったことが原因と考える。また、水平発熱面まわりの空気流速は、水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h が 5mm の場合と比べて低下した。これは、水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h が減少する影響とともに、円筒発熱体上部に生じる逆流が流入する空気を抑制しているものと考えられる。なお、図 4-26 で示すように平均の速度ベクトル分布では逆流は円筒発熱体の上部領域のみで表れているが、瞬時の結果を見ると逆流が円筒発熱体の上方から水平発熱面付近まで侵入する様子も確認された。これらのことから、水平発熱面まわりの空気流速は、水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h に最適な値が存在することが分かった。また、水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h が減少すると円筒発熱体内の空気流量が減少し、逆流が発生しやすくなることが判明した。

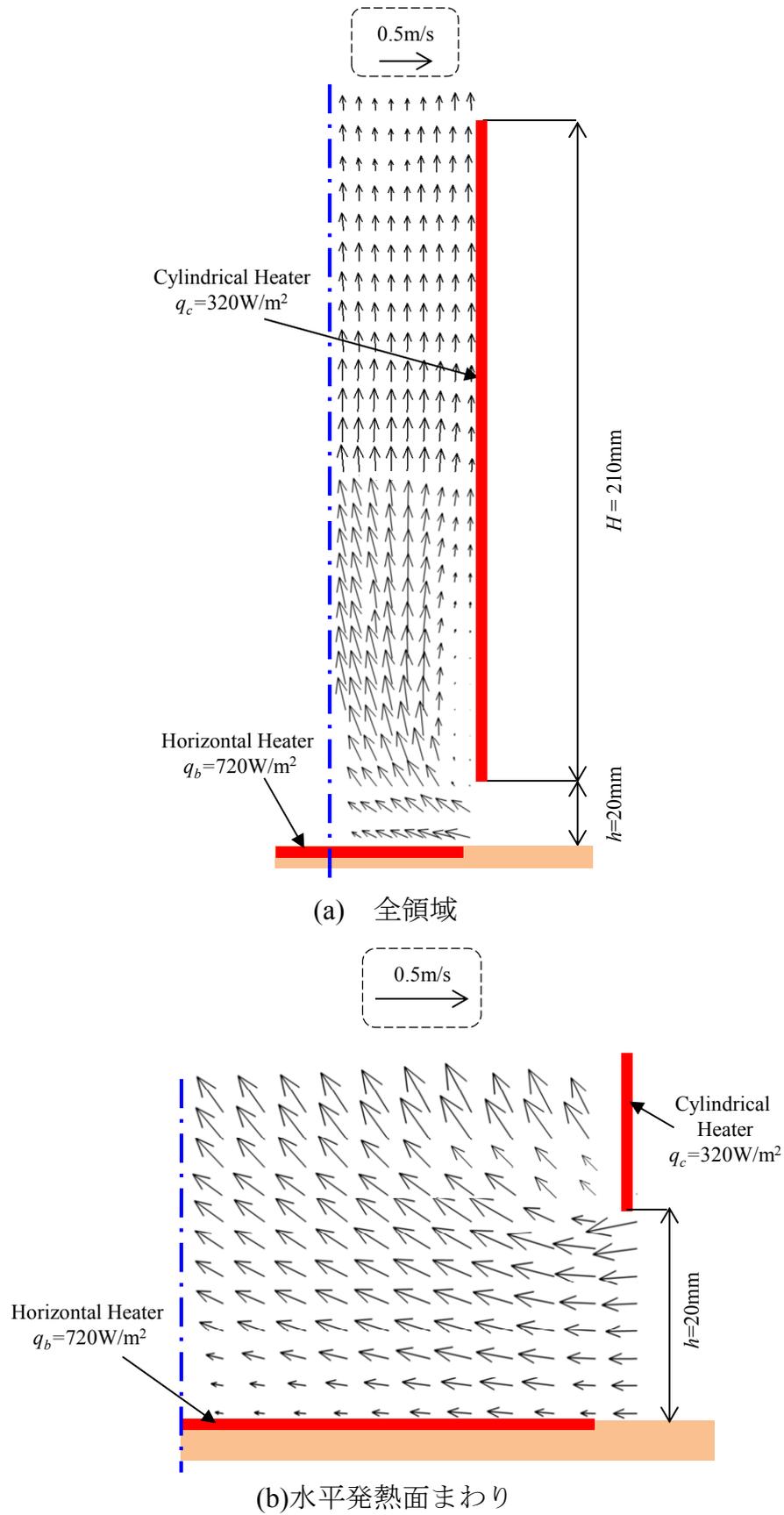
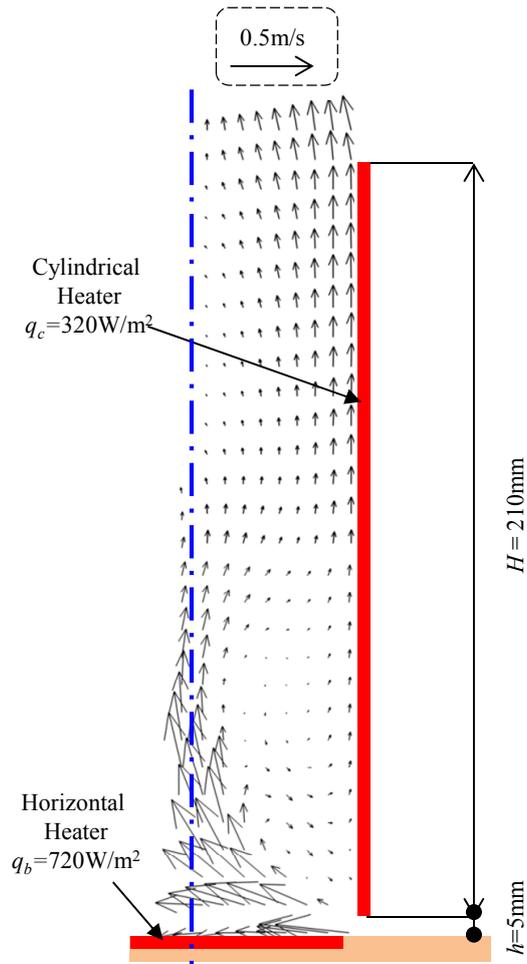
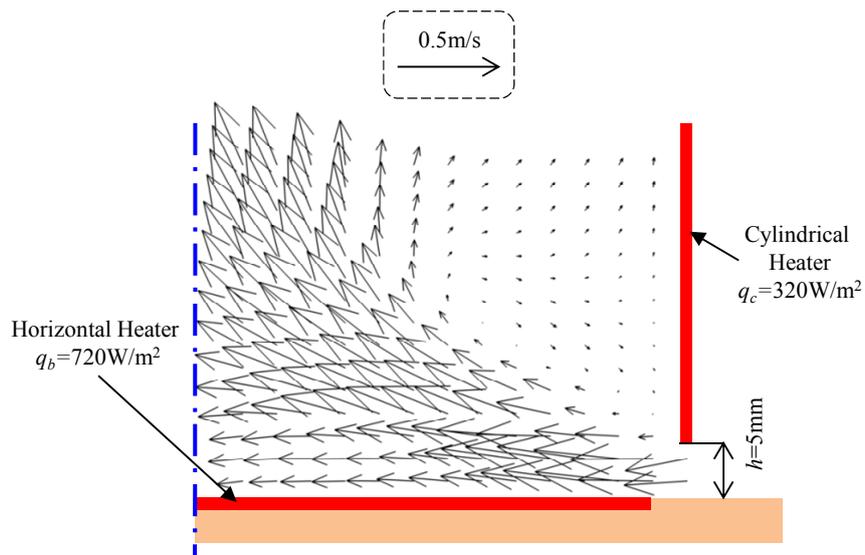


図 4 - 24 速度ベクトル分布 (水平発熱面と円筒発熱体との間隔 $h = 20\text{mm}$)

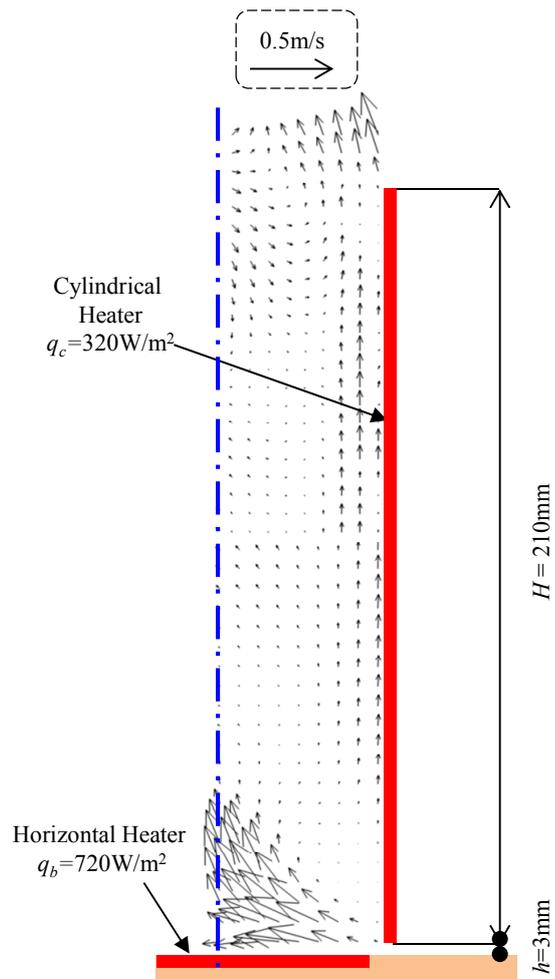


(a) 全領域

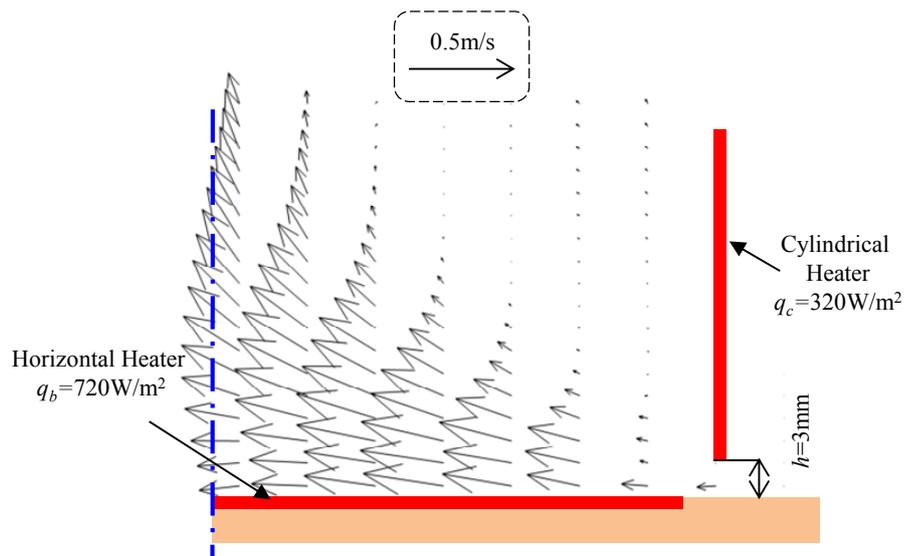


(b) 水平発熱面まわり

図 4 - 25 速度ベクトル分布 (水平発熱面と円筒発熱体との間隔 $h = 5\text{mm}$)



(a) 全領域



(b) 水平発熱面まわり

図 4 - 26 速度ベクトル分布 (水平発熱面と円筒発熱体との間隔 $h = 3\text{mm}$)

5.1.2 温度分布

図 4-27 に円筒発熱体の内部空気と周囲空気との温度差 ΔT と水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h の関係を示す。内部空気温度の示す位置は、円筒発熱体中心軸上に円筒発熱体上部、円筒発熱体中心および円筒発熱体下部とした。なお、他の条件は水平発熱面の熱流束 q_b が 720W/m^2 、円筒発熱体の熱流束 q_c が 320W/m^2 、円筒発熱体の高さ H が 210mm 、円筒発熱体の内径 D が 94mm である。円筒発熱体上部、円筒発熱体中心および円筒発熱体下部のいずれの位置においても、円筒発熱体の内部空気と周囲空気との温度差 ΔT は、水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h の増加とともに減少する傾向を示した。これは、水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h の増加とともに、円筒発熱体に流入する周囲空気の流量が増大することから理解できる。測定位置による違いを観察すると、水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h が 5mm 以下の場合においては、円筒発熱体の内部空気と周囲空気との温度差 ΔT は、円筒発熱体下部が最も小さく、円筒発熱体中心、円筒発熱体上部の順に増大している。一方、水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h が 10mm 以上の場合では、測定位置における温度差は小さくなる。これは、水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h が 10mm 以上の場合では円筒発熱体内を上昇する空気流量が大きいことが原因と考える。一方、水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h が 5mm 以下の場合では円筒発熱体内を上昇する空気流量が少ないことから、内部空気温度は流れに沿って増加したものと理解できる。

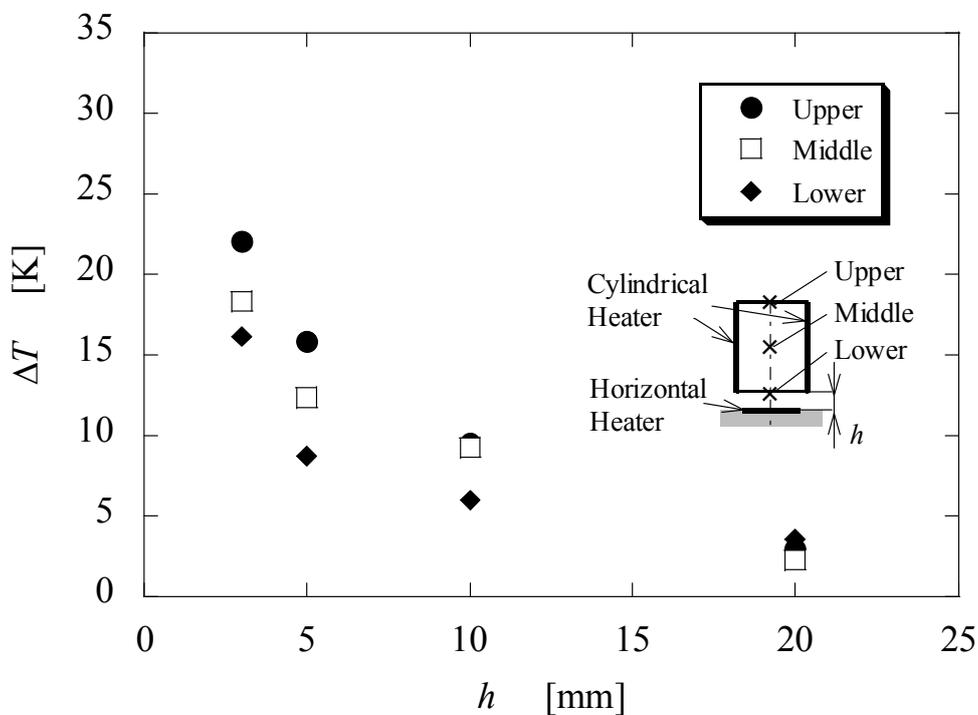


図 4 - 27 温度分布 (水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h の影響)

5.1.3 熱伝達特性

図4-28は水平発熱面の局所熱伝達率 α_r と水平発熱面の中心からの距離 r の関係を水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h についてそれぞれ示したものである。その他の条件は、水平発熱面の熱流束 q_b が 720W/m^2 、円筒発熱体の熱流束 q_c が 320W/m^2 、円筒発熱体の高さ H が 210mm 、円筒発熱体の内径 D が 94mm とした。なお、図4-28で示す水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h が 3mm 、 5mm および 20mm の条件は、流れの可視化結果である図4-26、図4-25および図4-24にそれぞれ対応する。図4-28において、水平発熱面の局所熱伝達率 α_r は、水平発熱面端部において最も高く、中心に向かって減少して水平発熱面の中心からの距離 $r=20\text{mm}$ で極小値を示した。この傾向は、いずれの水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h においても同様であった。図4-24から図4-26において示すように、円筒発熱体から誘引された空気は水平発熱面端部から中心に向かって流れていることから、空気温度が端部から中心に近づくとともに増大することから理解できる。また、水平発熱面の中心からの距離 r が 20mm から中心に近づくと、局所熱伝達率 α_r はいずれの水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h においても増大する傾向を示した。これは、水平発熱面の端部から流入した空気が中心付近で衝突・合流することから熱伝達が促進されたことが原因と考える。なお、参考までに本図で示す各発熱面の平均温度は、周囲空気約 30°C に対して水平発熱面が 72°C から 80°C 、円筒発熱体が 67°C から 78°C の範囲であった。

図4-29に水平発熱面の平均熱伝達率 α_m と水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h の関係をそれぞれの円筒発熱体の熱流束 q_c について示す。ここで、水平発熱面の熱流束 q_b は 720W/m^2 、円筒発熱体高さ H は 210mm 、円筒発熱体内径 D は 94mm である。水平発熱面と円筒発熱体との間隔 $h < 5\text{mm}$ の範囲において、水平発熱面の平均熱伝達率 α_m は、水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h の低下に伴って減少した。図4-25および図4-26において、水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h を 5mm から 3mm に減少すると逆流が生成して水平発熱面まわりの空気流速が低下することから理解できる。一方、水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h が 5mm より大きい範囲では、平均熱伝達率 α_m は水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h の増加に伴い減少する結果が得られた。これは、図4-24で示すように円筒発熱体と水平発熱面の間隔 h が大きくなると、円筒発熱体内部に誘引される空気が円筒発熱体の下端を周り込んで上昇するようになり、水平発熱面近傍の流速が低下することが原因と考える。また、水平発熱面の平均熱伝達率 α_m に対する水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h の関係は、いずれの円筒発熱体の熱流束 q_c においても同様な傾向を示した。

上述したような水平発熱面の平均熱伝達率 α_m と水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h の関係は、他の条件においても同様な傾向を示すことを確認している。よって、水平発熱面まわりの熱伝達特性は、水平発熱面まわりの流動状態と相関しており、水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h に大きな影響を受けるとともに、水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h には最適な値が存在することが明らかになった。また、逆流が生成すると水平発熱面の熱伝達は低下することが分かった。さらに、逆流の有無によって水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h に対する傾向が異なることが明らかになった。

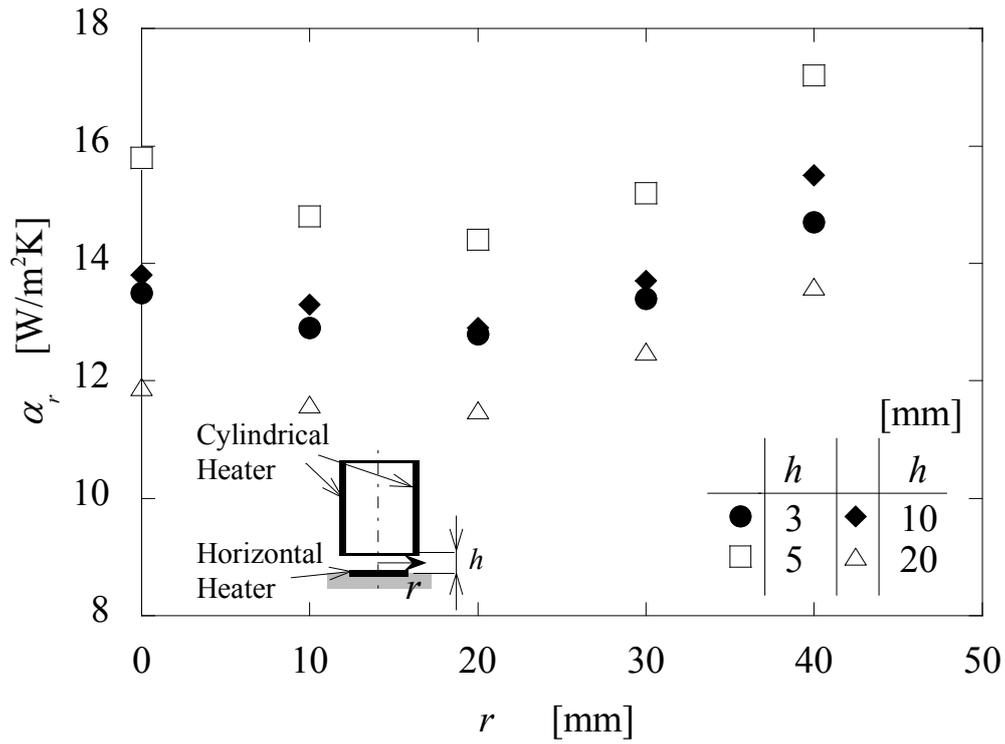


図 4 - 28 局所熱伝達率 (水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h の影響)

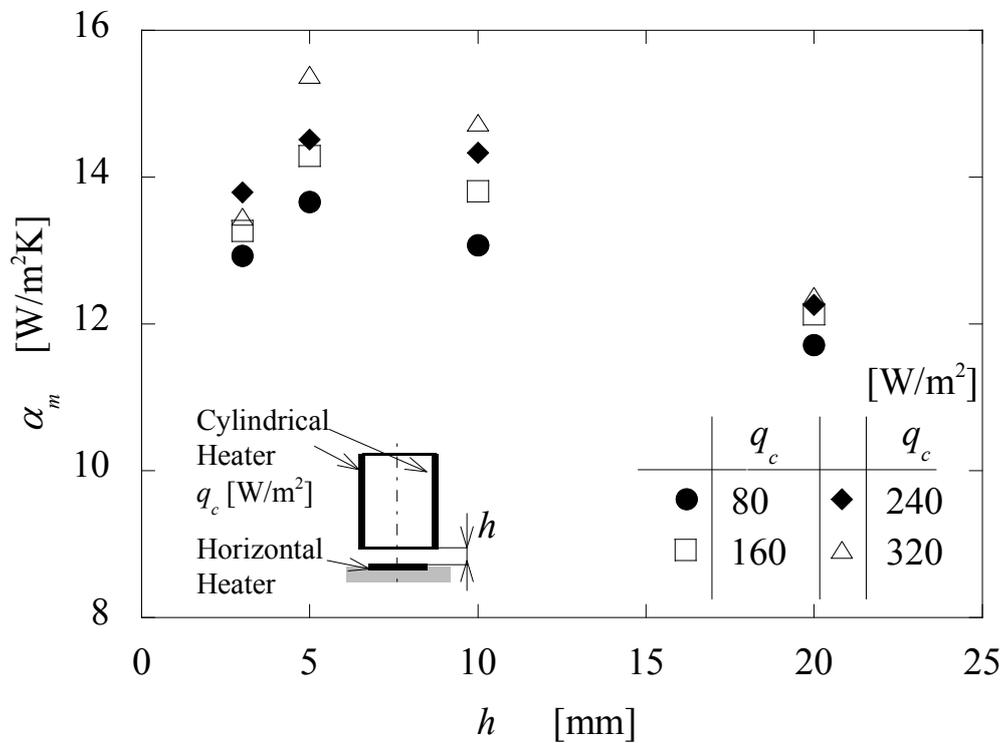


図 4 - 29 平均熱伝達率 (水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h の影響)

5.1.4 熱流体解析ソフトによる検討

まず、水平発熱面および円筒発熱体まわりの流動特性に検討する。図 4-30 に水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h が 20mm の場合において、水平発熱面の対流熱流束 q_{b_conv} が 630W/m^2 、円筒発熱体の対流熱流束 q_{c_conv} が 200W/m^2 、円筒発熱体高さ H が 210mm、円筒発熱体の内径 D が 94mm の場合の速度ベクトル分布を示す。なお、この図の解析条件は PIV にて実測した図 4-24 で示した条件に対応する。水平発熱面と円筒発熱体との隙間から流入した空気は、水平発熱面の端部から中心に向かって流れ、衝突合流して円筒発熱体内部を上昇する結果が得られた。また、円筒発熱体内部の空気流れは概ね一様な流速で上昇し、円筒発熱体上部から流出した。さらに、水平発熱面まわりの流れ場は、水平発熱面から少し離れた位置で円筒発熱体の下端に沿って回り込む流れが主流となった。この解析結果は図 4-24 で示した実測の平均速度ベクトル分布と同様であった。

図 4-31 に水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h を 20mm から 5mm まで狭くし、その他の条件を図 4-30 と同一にした場合の速度ベクトル分布の解析結果を示す。この解析条件は、図 4-25 の測定条件と同じである。水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h が 5mm に減少すると、水平発熱面まわりの空気流速は円筒発熱体内に誘引される空気が水平発熱面と円筒発熱体との隙間で絞られ、水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h が 20mm の場合と比べて空気流速が増大した。一方、円筒発熱体内部の空気流速は水平発熱面と円筒発熱体との隙間が狭くなることから流動抵抗が増大し、減少する結果が得られた。さらに、円筒発熱体出口では円筒発熱体内面付近で流速が最も大きく、円筒発熱体中心に向かって速度が減少する傾向が見られた。これらのように、図 4-31 で示す解析結果は図 4-25 で示した PIV の測定結果と同傾向を示した。

図 4-31 から水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h をさらに 3mm まで小さくし、その他の条件を同一にした場合の速度ベクトル分布の解析結果を図 4-32 に示す。この図の解析条件は、PIV にて実測した図 4-26 で示した条件と同様である。図 4-32 では水平発熱面まわりの空気流速は水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h が 5mm の場合と比較して減少しており、PIV の測定結果と同傾向であった。しかし、実測では図 4-26 で示すように円筒発熱体の上部に円筒発熱体上方から内部に逆流する挙動が見られたが、解析結果からは逆流は観察されなかった。また、解析結果では水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h の低下に伴い円筒発熱体内の流量が減少し、出口付近の上昇流が中心付近に引き寄せられる傾向を示している。このことから、解析において逆流が見られない原因としては、実測では上昇流が側面に誘引されて速度分布が不均一になったのに対して、解析では円筒発熱体側面近傍の浮力が過小評価されることで上昇流が引き寄せられず、中心付近との速度差が小さくなったことが考えられる。

以上のことから、本解析手法では水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h の変化に対して水平発熱面まわりの流れ場は概ね把握できるが、円筒発熱体内部に生成される逆流挙動までは予測できないことが分かった。

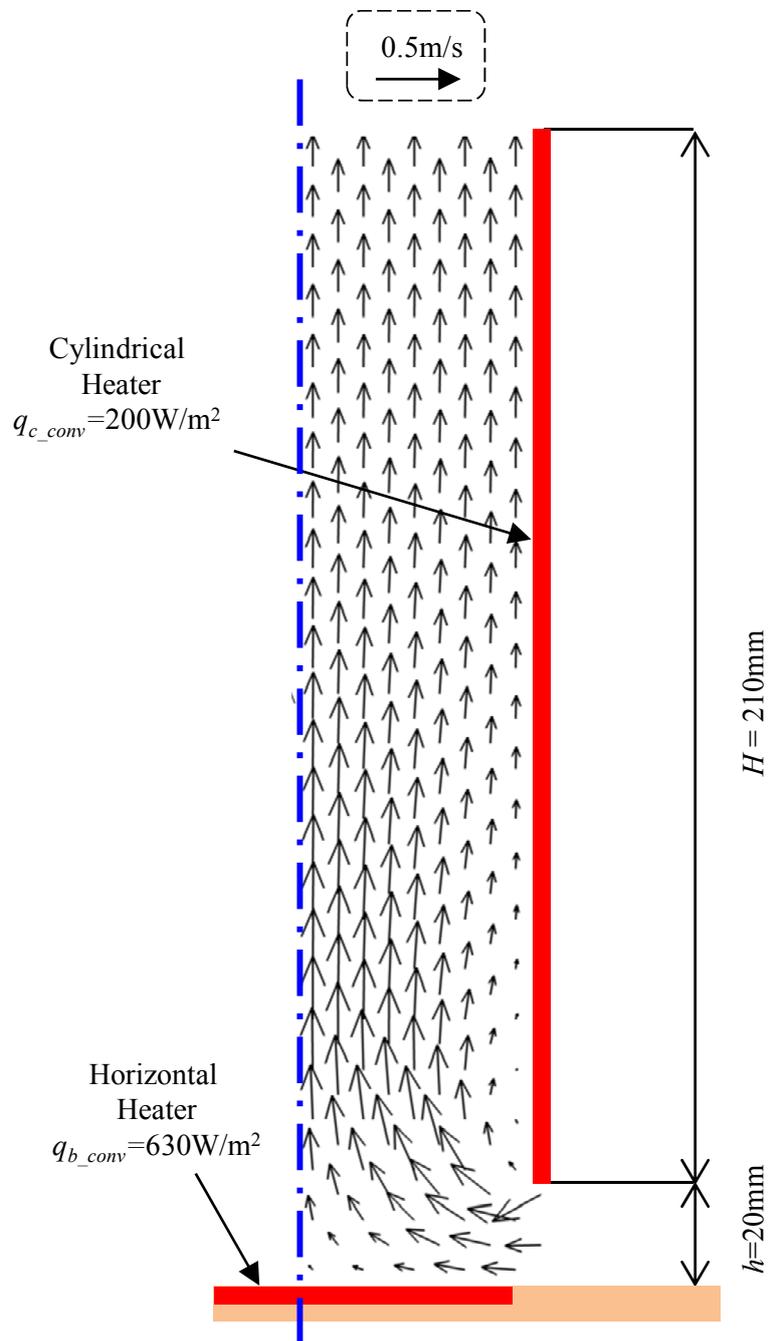


図 4 - 30 数値解析による速度ベクトル分布 (水平発熱面と円筒発熱体との間隔 $h = 20\text{mm}$)

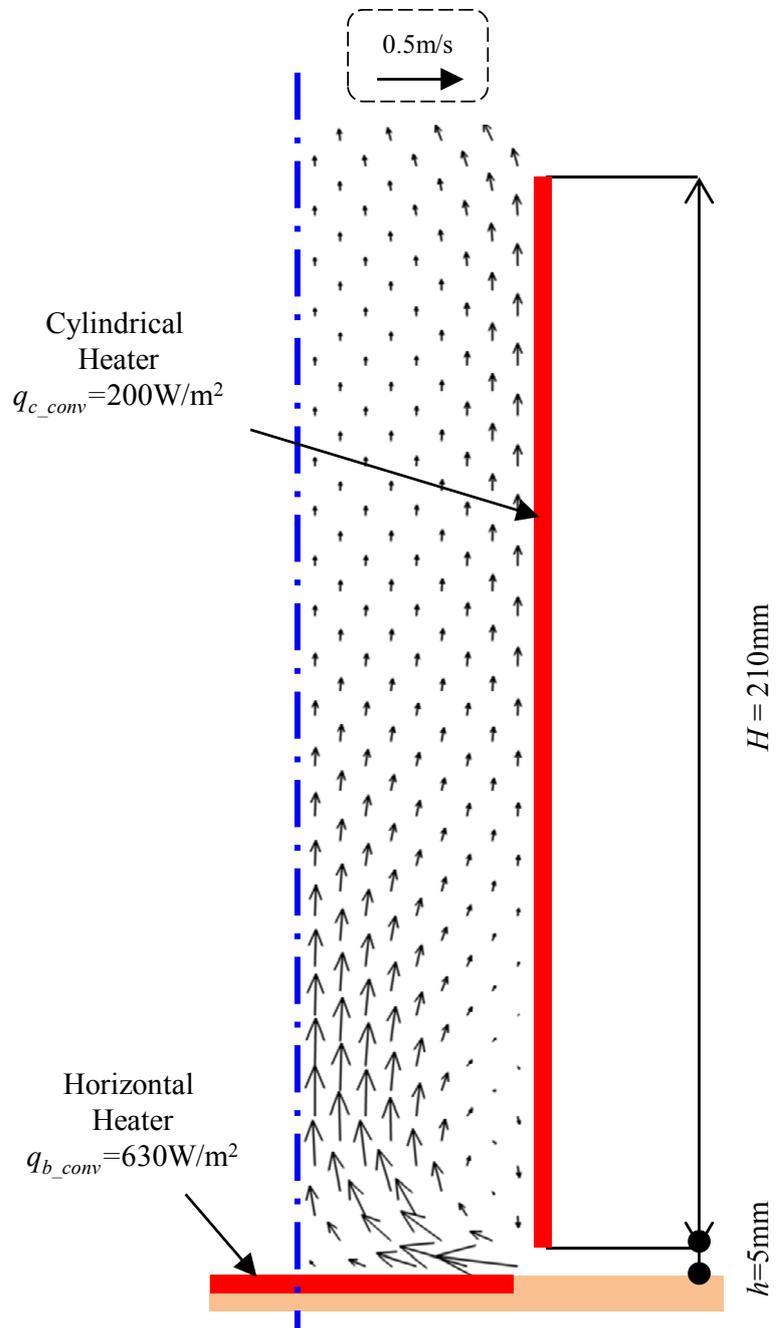


図 4 - 31 数値解析による速度ベクトル分布 (水平発熱面と円筒発熱体との間隔 $h = 5\text{mm}$)

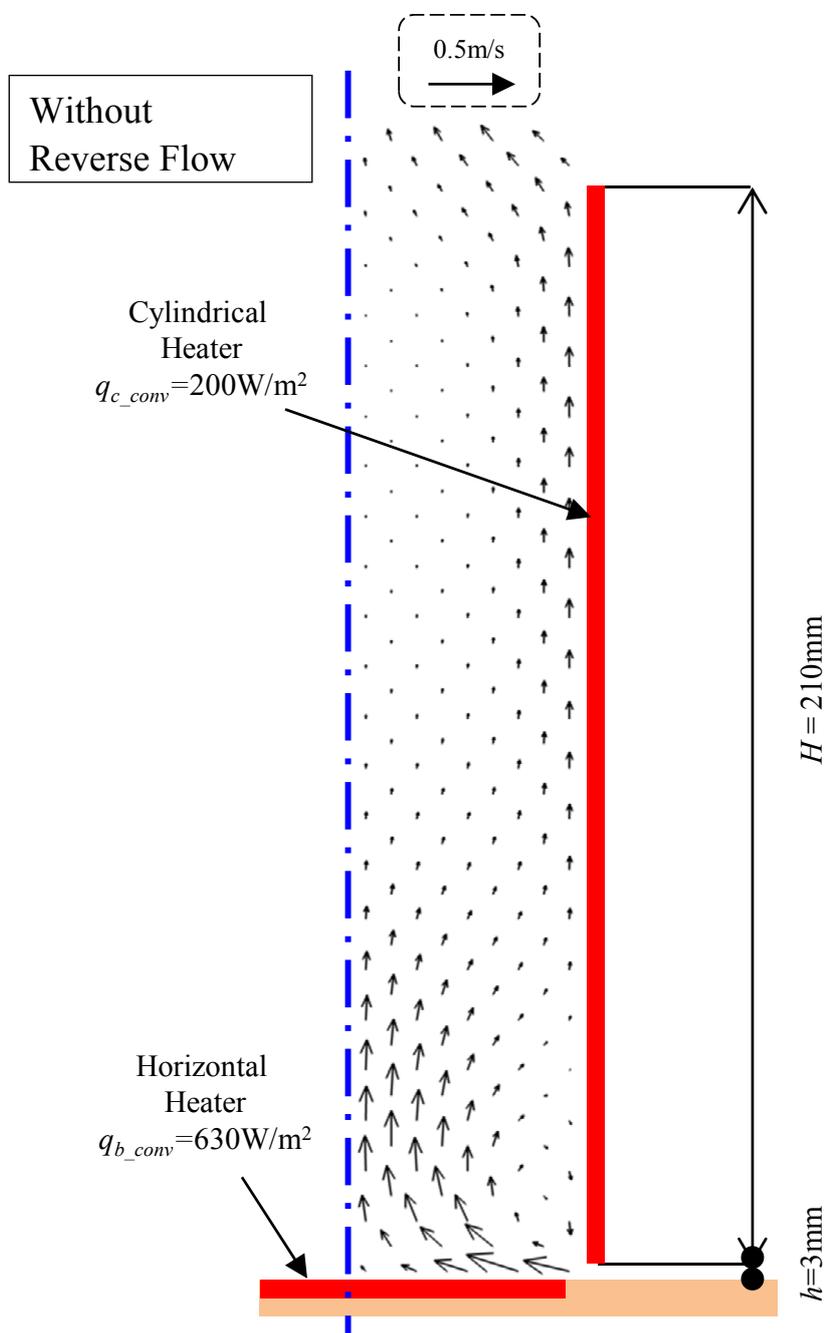


図 4 - 32 数値解析による速度ベクトル分布 (水平発熱面と円筒発熱体との間隔 $h = 3 \text{ mm}$)

次に水平発熱面まわりの熱伝達特性について検討する. 図 4-33 には数値解析による水平発熱面の局所熱伝達率 α_r と水平発熱面の中心からの距離 r の関係をそれぞれの水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h について示し, 比較のため実測値も併記した. その他条件は, 水平発熱面の対流熱流束 q_{b_conv} が 630W/m^2 , 円筒発熱体の対流熱流束 q_{c_conv} が 200W/m^2 , 円筒発熱体の高さ H が 210mm , 円筒発熱体の内径 D が 94mm とした. 水平発熱面の局所熱伝達率 α_r の実測値は水平発熱面端部において最も高く, 水平発熱面の中心からの距離 $r=20\text{mm}$ で極小値を示したが, 解析結果は水平発熱面端部から中心に向かって単調に減少した. この傾向はいずれの水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h においても同様であった. このことから, 本解析モデルでは水平発熱面端部から中心に向かう流れに対応した局所熱伝達特性は把握できるが, 中心付近で生じる空気流れの衝突による熱伝達促進の効果は予測できないことが分かった. なお, 本章の研究範囲における局所熱伝達特性の数値解析結果は, いずれの場合においても上述した傾向と同様であることから以降省略する.

図 4-34 に数値解析による水平発熱面の平均熱伝達率 α_m と水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h の関係をそれぞれの円筒発熱体の対流熱流束 q_{c_conv} について示すとともに, 比較のため実測値もプロットした. ここで, 水平発熱面の対流熱流束 q_{b_conv} は 630W/m^2 , 円筒発熱体高さ H は 210mm , 円筒発熱体内径 D は 94mm である. 水平発熱面と円筒発熱体との間隔 $h < 5\text{mm}$ の範囲では, 水平発熱面の平均熱伝達率 α_m の予測値は水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h の低下に伴って減少し, 実測値と同様な傾向を示した. これは水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h の減少とともに流動抵抗が増大し, 水平発熱面まわりの空気流速が減少する流れ場が予測できたことから理解できる. しかし, 水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h が 3mm の場合の予測値は, 実測値と比較してやや高い値を示した. これは, 数値解析では図 4-32 で示したように逆流が生成されないことから, 水平発熱面まわりに流入する空気が抑制されないことが原因と考える. 一方, 水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h が 5mm より大きい範囲では, 平均熱伝達率 α_m の解析結果は実測値と同様に水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h の増加に伴い減少する結果が得られた. このことから, 円筒発熱体と水平発熱面の間隔 h の増大に伴い円筒発熱体内部に誘引される空気が円筒発熱体の下端を周り込んで上昇し, 水平発熱面近傍の流速が低下する影響が予測できたことが理解できる. ただし, 数値解析にて算出した平均熱伝達率 α_m の予測値は実測値と比較して低い値を示した. これは水平発熱面から周囲空気を誘引する浮力が十分に考慮されていないため, 水平発熱面近傍の空気流速が減少したことが原因と考えられる. これらの傾向はいずれの円筒発熱体の対流熱流束 q_{c_conv} においても同様であった.

上述したように, 本解析手法では平均熱伝達率 α_m は水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h の変化に対して極大値が一致するなど実測値と同様な傾向を示した. しかし, 逆流が生じる場合および水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h が大きい場合では予測値と実測値で差が大きい条件も見られ, 詳細な予測は困難であることが分かった.

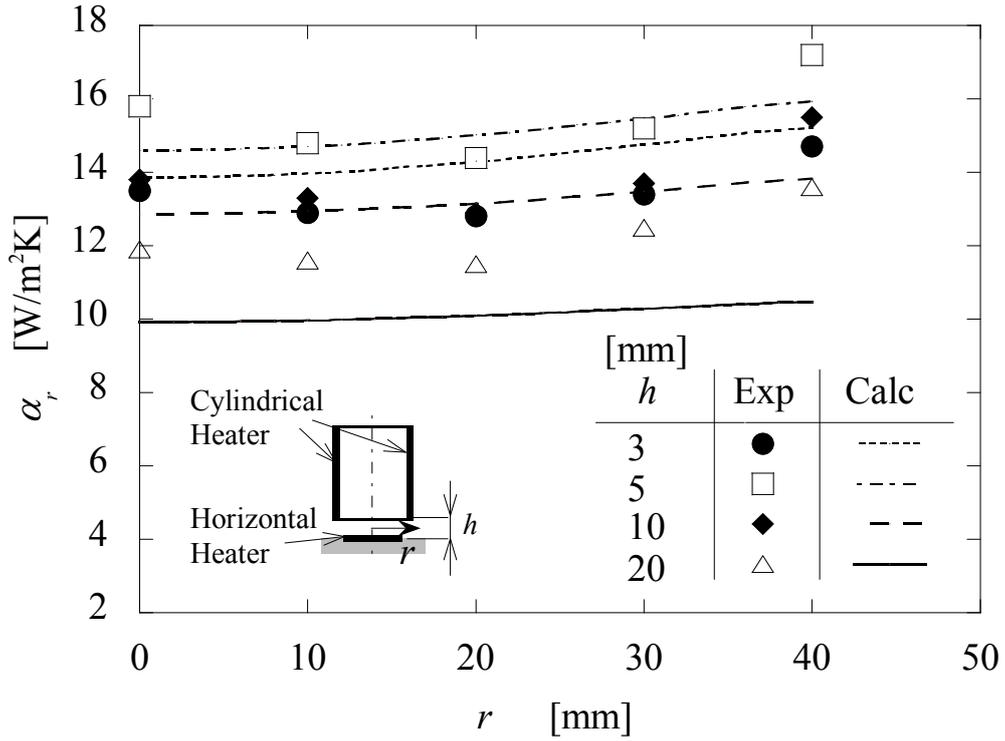


図 4-33 局所熱伝達率の解析結果と実測値の比較
(水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h の影響)

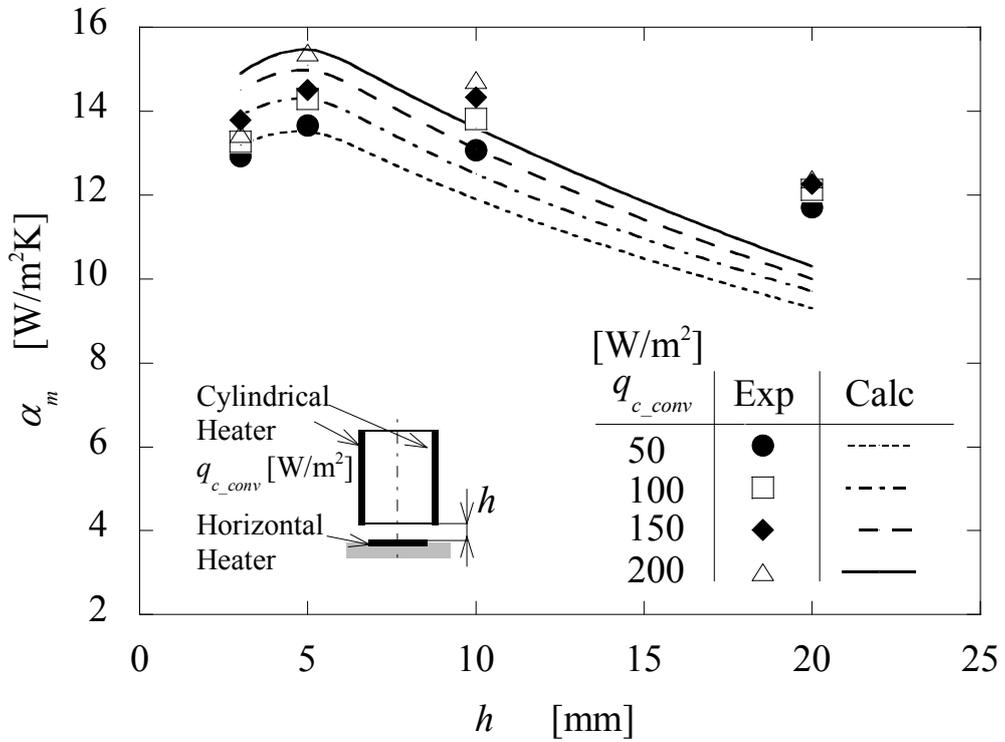


図 4-34 平均熱伝達率の解析結果と実測値の比較
(水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h の影響)

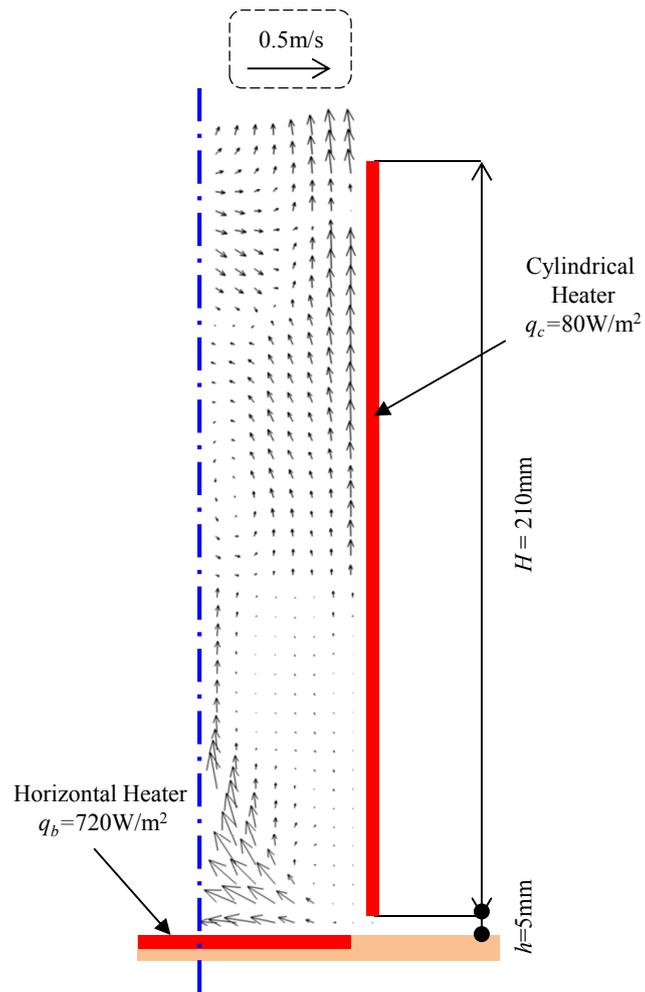
5.2 円筒発熱体の発熱量の影響

5.2.1 流動特性

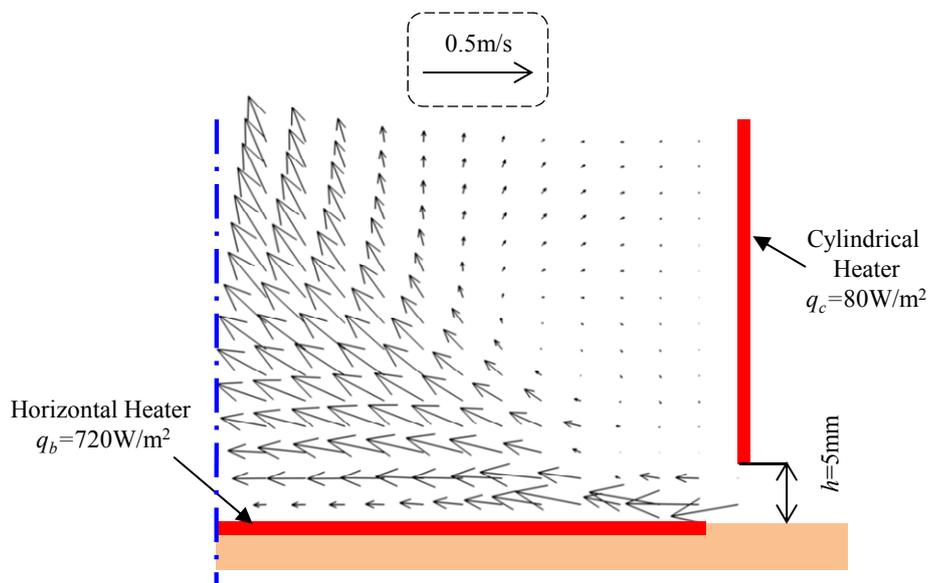
水平発熱面および円筒発熱体まわりの流動特性に円筒発熱体の発熱量の影響が顕著に表れている代表例を示す。図 4-35 は円筒発熱体の熱流束 q_c が 80W/m^2 の場合において、水平発熱面の熱流束 q_b が 720W/m^2 、円筒発熱体高さ H が 210mm 、円筒発熱体の内径 D が 94mm 、水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h が 5mm の場合の平均速度ベクトル分布である。この実験条件は、前項で示した図 4-25 の条件から円筒発熱体の熱流束 q_c を 320W/m^2 から 80W/m^2 に減少させたものである。円筒発熱体の熱流束 q_c が大きい図 4-25 の平均速度ベクトル分布と比較して、水平発熱面および円筒発熱体まわりを流れる空気流速は概ね減少した。これは、円筒発熱体の熱流束 q_c が減少したことで円筒発熱体から誘引される空気流量が低下したことが原因と考える。また、図 4-35 に示すように、円筒発熱体の上部には逆流が生成された。瞬時の空気流れの流動状態を観察すると、時折、円筒発熱体の上方から中心付近まで逆流する挙動が見られた。これは、円筒発熱体の熱流束 q_c が 320W/m^2 の場合ではこのような逆流の挙動が観察されなかったことから、円筒発熱体の熱流束 q_c が減少することで、円筒発熱体から誘引される流量が減少し、円筒発熱体の出口付近の速度分布が不均一となって流れ場が不安定になったものと考えられる。

次に、図 4-25 の条件から円筒発熱体の熱流束 q_c を 320W/m^2 から 400W/m^2 に増加させ、その他のパラメータを同一にした場合の平均速度ベクトル分布を図 4-36 に示す。円筒発熱体の熱流束 q_c が 320W/m^2 の場合の図 4-25 と比較すると、水平発熱面および円筒発熱体まわりの空気流速は減少する傾向を示した。これは、円筒発熱体の出口付近において逆流する挙動が観察されていることから、逆流によって円筒発熱体内の上昇流が抑制され、水平発熱面と円筒発熱体との隙間から流入する空気流量が減少したものと考えられる。逆流が生成される要因としては、円筒発熱体の熱流束 q_c の増加によって上昇流が円筒発熱体内面に引き寄せられ、円筒発熱体出口付近において流れ場が不安定になったことが考えられる。なお、流れ場の時間的変動としては、円筒発熱体の熱流束 q_c が 80W/m^2 の場合と比較して小さく、逆流の侵入も円筒発熱体出口付近のみ観察された。

以上のことから、円筒発熱体の熱流束 q_c が水平発熱面および円筒発熱体まわりの流れ場に及ぼす影響について整理する。水平発熱面および円筒発熱体まわりの空気流速は円筒発熱体の熱流束 q_c の増加に伴い増大する傾向を示すが、円筒発熱体上部に逆流が生成すると低下する。また、逆流の生成には、円筒発熱体の熱流束 q_c が小さすぎると円筒発熱体から誘引される空気流量が減少するため出口付近の速度分布が不均一になり、逆に大きすぎると円筒発熱体内面に偏った流れとなり出口付近で不安定な流れ場となる。このように、逆流の生成を防ぐには、適当な円筒発熱体の熱流束 q_c の範囲が存在することが分かった。

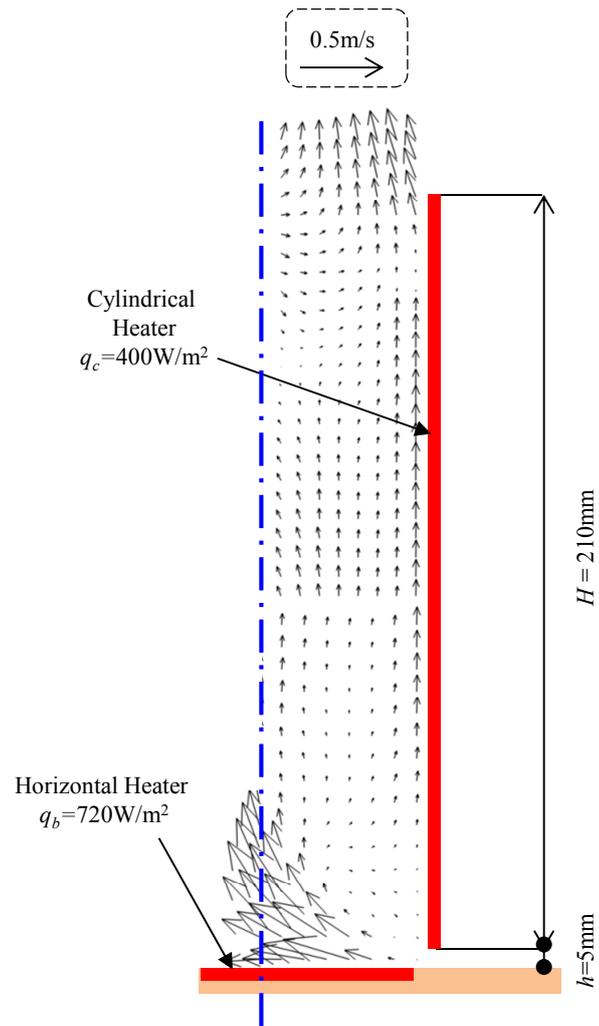


(a) 全領域

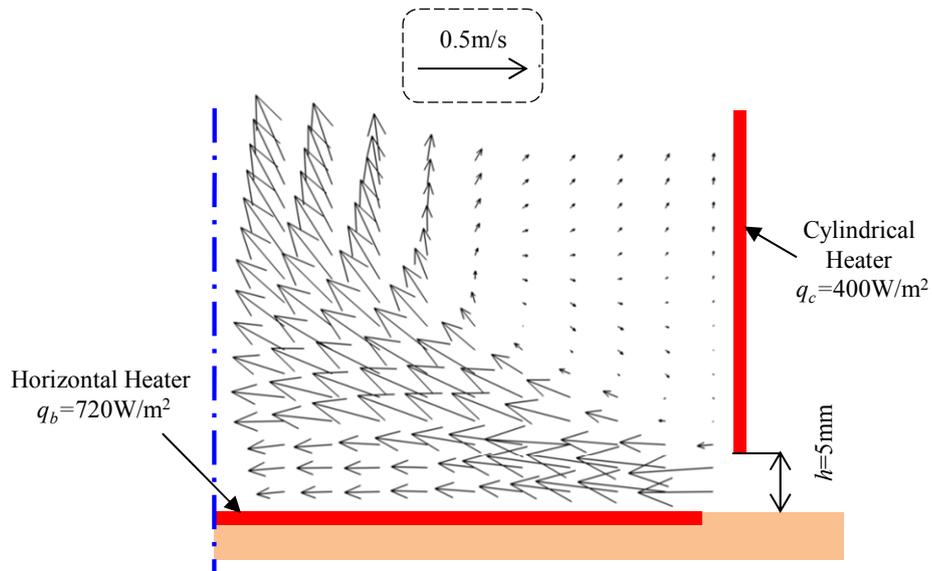


(b) 水平発熱面まわり

図 4 - 35 速度ベクトル分布 (円筒発熱体の熱流束 $q_c = 80 \text{ W/m}^2$)



(a) 全領域



(b) 水平発熱面まわり

図 4 - 36 速度ベクトル分布 (円筒発熱体の熱流束 $q_c = 400 \text{ W/m}^2$)

5.2.2 温度分布

図 4-37 に円筒発熱体の内部空気と周囲空気との温度差 ΔT と円筒発熱体の熱流束 q_c の関係を示す。なお、図 4-37 で示す他の条件は水平発熱面の熱流束 q_b が 720W/m^2 、円筒発熱体の高さ H が 210mm 、円筒発熱体の内径 D が 94mm 、水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h が 5mm である。円筒発熱体上部、円筒発熱体中心および円筒発熱体下部のいずれの位置においても、円筒発熱体の内部空気と周囲空気との温度差 ΔT は、円筒発熱体の熱流束 q_c の増加に伴って増加する傾向を示した。この原因は、円筒発熱体の熱流束 q_c の増加とともに、円筒発熱体の内部空気への加熱量が増大することから理解できる。円筒発熱体の熱流束 q_c が 160W/m^2 から 320W/m^2 の範囲において、円筒発熱体の内部空気と周囲空気との温度差 ΔT は、円筒発熱体下部が最も小さく、円筒発熱体中心、円筒発熱体上部の順に増加した。これは、円筒発熱体の内部を上昇する空気が円筒発熱体から暖められることにより、空気流れに沿って順次温度が増加したもとの考える。円筒発熱体の熱流束 q_c が 160W/m^2 以下の範囲では、円筒発熱体の内部空気と周囲空気との温度差 ΔT は円筒発熱体下部が最も小さい値を示すが、円筒発熱体上部および円筒発熱体中心では同程度であった。これは、図 4-35 において円筒発熱体の上方から内部に向けて逆流する結果が得られていることから、温度の低い周囲空気が流入するために円筒発熱体上部の空気温度が低下したことが原因と考える。また、円筒発熱体の熱流束 q_c が 320W/m^2 以上の範囲では、円筒発熱体の内部空気と周囲空気との温度差 ΔT は円筒発熱体下部と円筒発熱体中心が同程度であり、円筒発熱体上部がもっと高い値を示した。この原因は、図 4-36 で示したように円筒発熱体上部において逆流が発生していることから、円筒発熱体下部では流入する空気が抑制されて温度が上昇した影響が表れていることが考えられる。

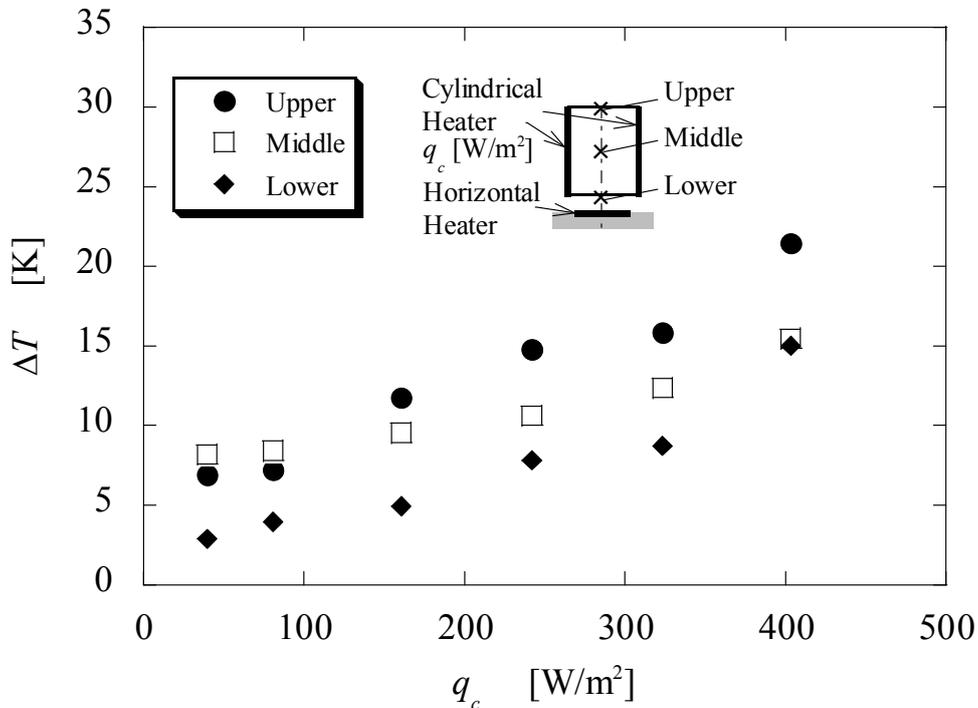


図 4-37 温度分布 (円筒発熱体の熱流束 q_c の影響)

5.2.3 熱伝達特性

図4-38は水平発熱面の局所熱伝達率 α_r と水平発熱面の中心からの距離 r の関係を円筒発熱体の熱流束 q_c についてそれぞれ示したものである。その他の条件は、水平発熱面の熱流束 q_b が 720W/m^2 、円筒発熱体の高さ H が 210mm 、円筒発熱体の内径 D が 94mm 、水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h が 5mm とした。図4-38において、局所熱伝達率 α_r は水平発熱面の中心からの距離 $r=40\text{mm}$ の端部で最大値を示した。これは、水平発熱面の端部から冷却空気が流入するためと考える。また、局所熱伝達率 α_r は、水平発熱面中心付近でも高い値を示した。水平発熱面の局所熱伝達率 α_r に対して水平発熱面の中心からの距離 r が及ぼす影響は、いずれの円筒発熱体の熱流束 q_c においても同様であった。これは、図4-35、図4-25および図4-36に示すように、円筒発熱体の熱流束 q_c が変化しても水平発熱面まわりの流れ場は同傾向であることから理解できる。なお、本図で示す各発熱面の平均温度は、周囲空気約 30°C に対して水平発熱面が 74°C から 76°C 、円筒発熱体が 41°C から 74°C の範囲であった。

図4-39に水平発熱面の平均熱伝達率 α_m と円筒発熱体の熱流束 q_c の関係をそれぞれの水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h について示す。ここで、水平発熱面の熱流束 q_b は 720W/m^2 、円筒発熱体の高さ H は 210mm 、円筒発熱体の内径 D は 94mm である。平均熱伝達率 α_m は円筒発熱体の熱流束 q_c の増加とともに増大する傾向が見られるが、水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h が 3mm および 5mm の場合では極大値を示した。円筒発熱体の熱流束 q_c の増加とともに増大する傾向は、図4-35および図4-25において示すように、円筒発熱体の熱流束 q_c の増加に伴い、煙突効果によって誘引する空気流量が増大することが原因と考えられる。水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h が 5mm の場合で極大値を示す原因としては、極大値を示す円筒発熱体の熱流束 q_c が逆流の生成条件に対応することから、逆流の生成により水平発熱面への周囲空気の流入が減少するためと考えられる。一方、水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h が 3mm の場合であるが、間隔 h が 3mm の場合は全て逆流が生じることを確認している。よって、この場合では、極大値を示す円筒発熱体の熱流束 q_c より大きくなると、円筒発熱体の側面で暖められた空気が再び内部に流入し、水平発熱面の熱伝達を低下させる影響が支配的になっていることが考えられる。

上述したことから、円筒発熱体の熱流束 q_c が水平発熱面の熱伝達に及ぼす影響を整理すると、水平発熱面の熱伝達は、円筒発熱体の熱流束 q_c の増加に伴い概ね増大する傾向を示す。逆流が生じて、水平発熱面と円筒発熱体の隙間から流入する空気の影響が大きい場合では、逆流がない場合と同様な傾向を示す。ただし、円筒発熱体の側面で暖められた空気が水平発熱面付近まで侵入する影響が大きい場合では、円筒発熱体の増加とともに低下することが分かった。

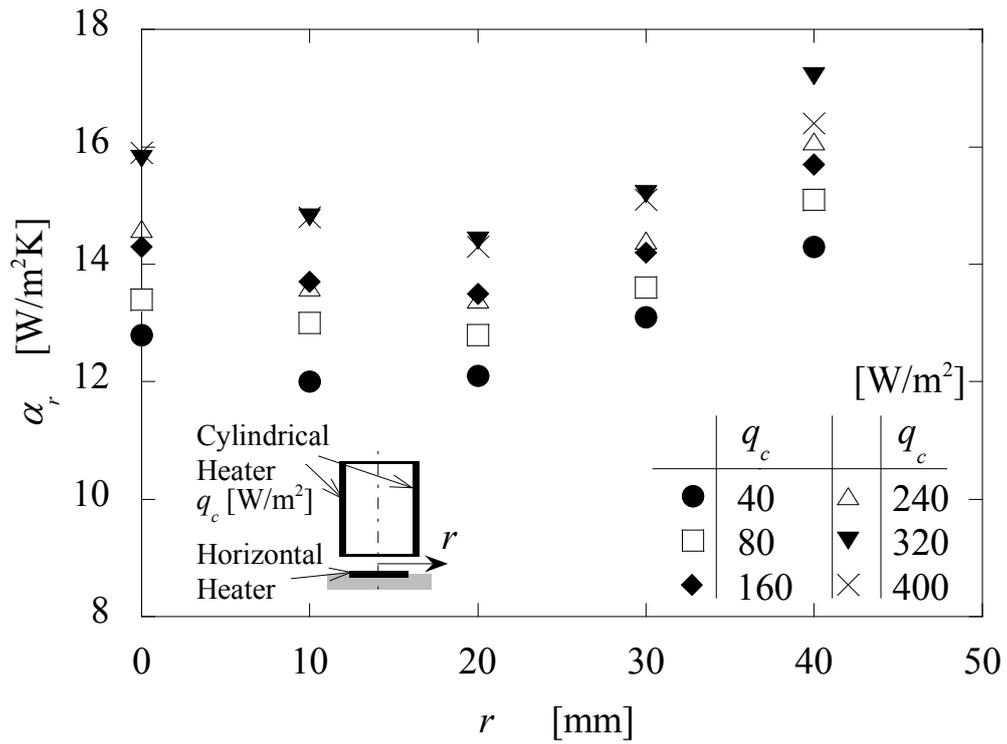


図 4 - 38 局所熱伝達率 (円筒発熱体の熱流束 q_c の影響)

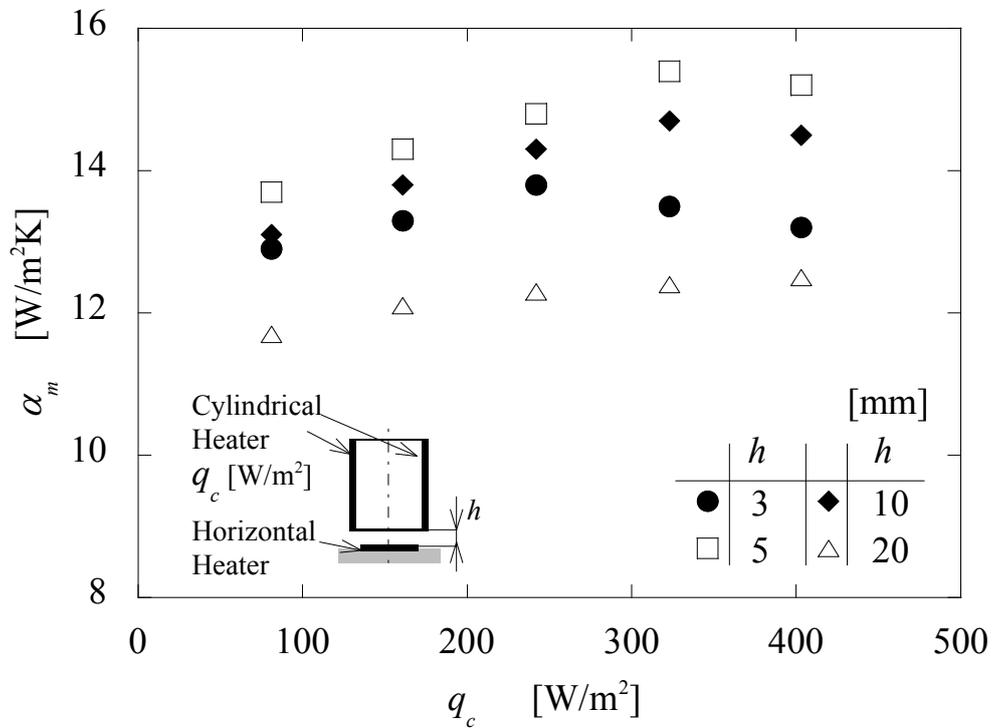


図 4 - 39 平均熱伝達率 (円筒発熱体の熱流束 q_c の影響)

5.2.4 熱流体解析ソフトによる検討

円筒発熱体の対流熱流束 q_{c_conv} が水平発熱面および円筒発熱体まわりの流動特性に及ぼす影響について、数値解析にて検討する。図 4-40 は円筒発熱体の対流熱流束 q_{c_conv} が 50W/m^2 の場合において、水平発熱面の対流熱流束 q_{b_conv} が 630W/m^2 、円筒発熱体高さ H が 210mm 、円筒発熱体の内径 D が 94mm 、水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h が 5mm の速度ベクトル分布の解析結果である。この解析条件は図 4-35 で示した PIV の測定結果と同一であり、数値解析より求めた図 4-31 の条件から円筒発熱体の対流熱流束 q_c を 200W/m^2 から 50W/m^2 に減少させたものである。水平発熱面および円筒発熱体まわりを流れる空気流速は円筒発熱体の対流熱流束 q_{c_conv} が 200W/m^2 の解析結果と比較して、概ね減少した。これは、円筒発熱体の対流熱流束 q_{c_conv} が減少したことで円筒発熱体から誘引される空気流量が低下したことが原因と考える。この傾向は、図 4-25 および図 4-35 に示すように円筒発熱体の熱流束 q_c が減少することで水平発熱面および円筒発熱体まわりの空気流速が低下する PIV の測定結果と同様である。しかし、同一条件の測定結果である図 4-35 と比較すると、数値解析では円筒発熱体の上部に逆流は生成されず、円筒発熱体内を上昇する空気は概ね一様な流れで流出した。また、逆に円筒発熱体の熱流束 q_c が大きすぎると、実測では上昇流が円筒発熱体内面に引き寄せられて逆流が観察されたが、数値解析では逆流が生成されない結果が得られている。これらは、円筒発熱体出口付近の上昇流が中心付近に引き寄せられていることから、前項でも述べたように円筒発熱体中心付近の上昇流の空気流速が側面近傍より大きく評価され、円筒発熱体出口の速度差が小さくなったことが原因と考えられる。

よって、本解析手法では円筒発熱体の対流熱流束 q_{c_conv} の増加に伴い誘引される空気流量が増大する傾向は得られるが、円筒発熱体上部に生じる逆流の生成までは予測できないことが分かった。

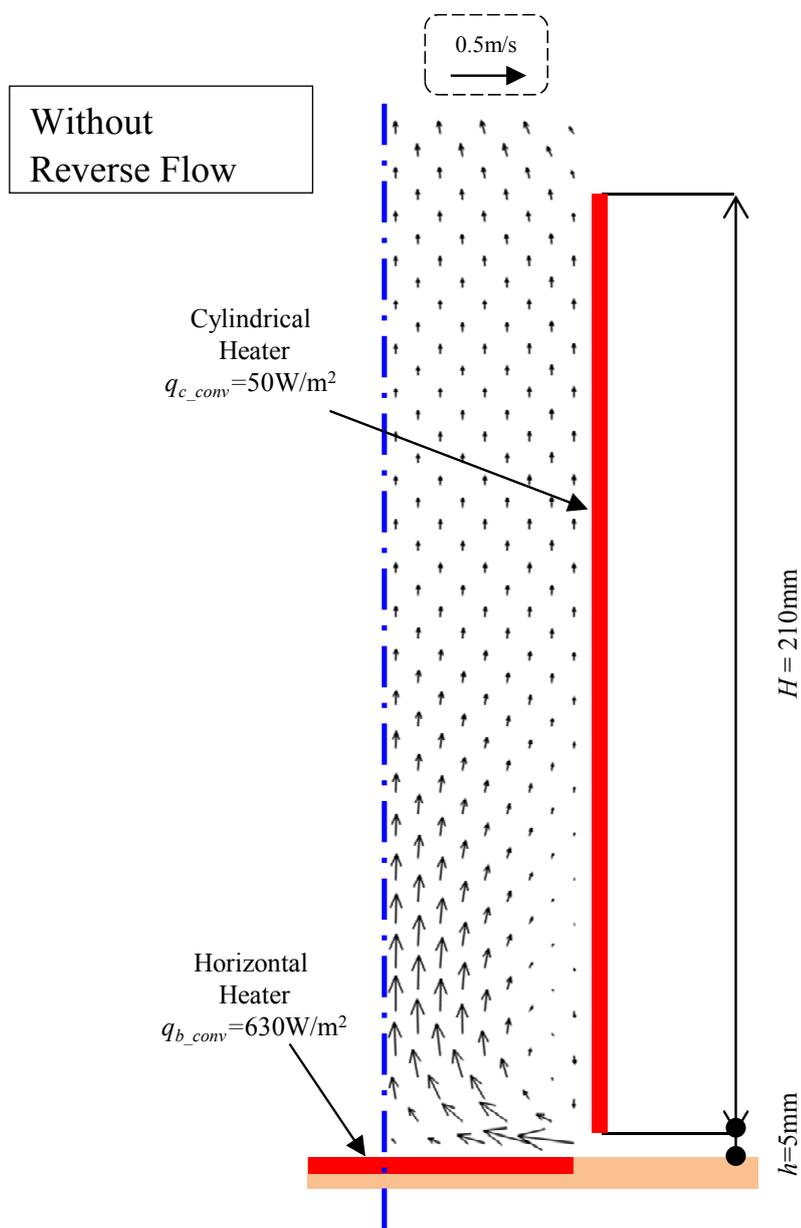


図 4 - 40 数値解析から求めた速度ベクトル分布
 (円筒発熱体の対流熱流束 $q_{c_conv} = 50\text{W/m}^2$)

図 4-41 において、数値解析による水平発熱面の平均熱伝達率 α_m と円筒発熱体の対流熱流束 q_{c_conv} の関係を水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h についてそれぞれ示すとともに、実測値も比較のため併記した。ここで、水平発熱面の対流熱流束 q_{b_conv} は 630W/m^2 、円筒発熱体の高さ H は 210mm 、円筒発熱体の内径 D は 94mm である。数値解析より求めた水平発熱面の平均熱伝達率 α_m は、いずれの水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h においても円筒発熱体の対流熱流束 q_{c_conv} の増加に伴い増大する結果が得られた。この傾向は実測値が示すものと概ね同様であるが、実測値では水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h が 3mm の場合で円筒発熱体の対流熱流束 q_{c_conv} が 150W/m^2 、水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h が 5mm の場合で円筒発熱体の対流熱流束 q_{c_conv} が 200W/m^2 で極大値を示している。この原因は数値解析では流れ場に逆流が生成されないため、暖められた空気が水平発熱面近傍へ逆流することにより熱伝達が低下しないことが考えられる。また、水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h が 20mm の場合では実測値との差が大きくなった。

これらのことから、本解析手法では水平発熱面の平均熱伝達率 α_m は円筒発熱体の対流熱流束 q_{c_conv} の増加とともに増大する傾向を予測できることが分かった。また、水平発熱面の熱伝達に対して逆流の影響が顕著に表れる条件および水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h が大きい条件ではいずれの円筒発熱体の対流熱流束 q_{c_conv} においても予測精度が低下することが明らかになった。

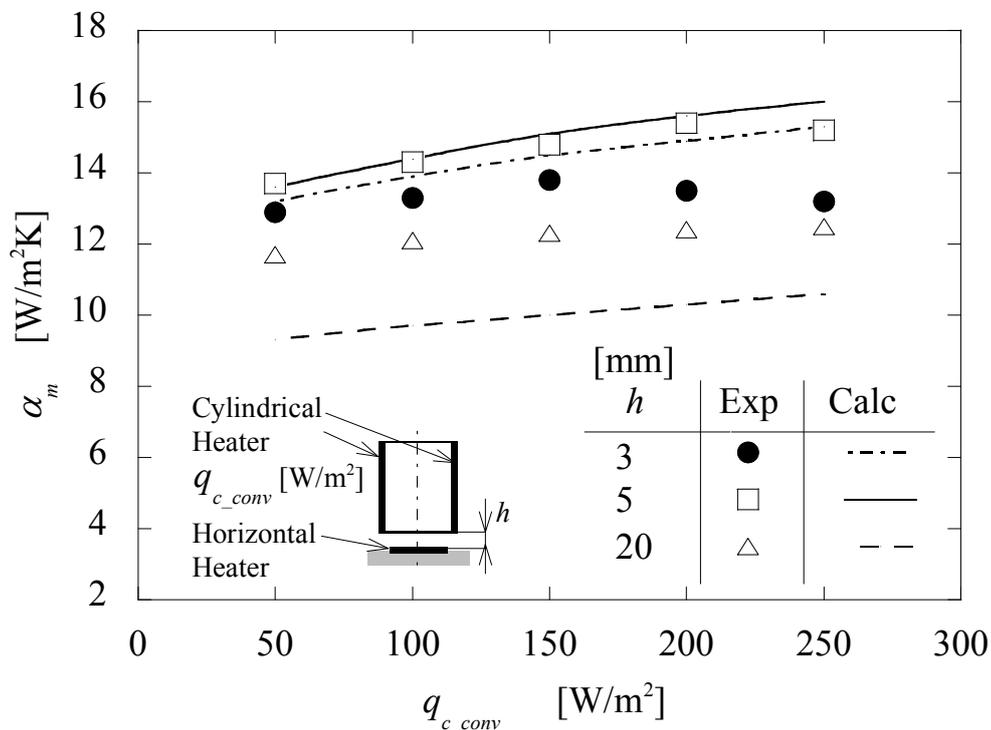


図 4 - 41 平均熱伝達率の解析結果と実測値の比較
(円筒発熱体の対流熱流束 q_{c_conv} の影響)

5.3 円筒発熱体高さの影響

5.3.1 流動特性

本項では円筒発熱体高さ H が水平発熱面および円筒発熱体まわりの流動特性に影響を及ぼす特徴的な場合を示し検討する．図 4-42 は円筒発熱体高さ H が 105mm の場合において、水平発熱面の熱流束 q_b が 720W/m^2 、円筒発熱体の熱流束 q_c が 320W/m^2 、円筒発熱体の内径 D が 94mm、水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h が 5mm の場合の平均速度ベクトル分布である．この条件は、前項で示した図 4-25 の条件から、円筒発熱体高さ H のみを 210mm から 105mm に小さくした場合である．円筒発熱体高さ H が 210mm の場合では、図 4-25 で示すように円筒発熱体下部と水平発熱面の隙間から流入した空気は、円筒発熱体内部を上昇して流出した．それに対して、円筒発熱体高さ H を 105mm に減少させた場合の円筒発熱体まわりの流れ場は、図 4-42 に示すように円筒発熱体の上方からの逆流が水平発熱面付近まで侵入する様子が観察された．これは円筒発熱体高さ H の減少に伴って円筒発熱体の加熱範囲が減少するために円筒発熱体から誘引する空気量が減少したことと、円筒発熱体出口までの流路が短縮されるために速度分布が不均一になったことが原因と考える．このことから円筒発熱体高さ H が減少すると、逆流は生成されやすくなることが理解できる．また、水平発熱面および円筒発熱体まわりの空気流速は、図 4-25 で示す円筒発熱体高さ H が 210mm の場合と比べて、逆流の発生や加熱領域の減少により誘引流量が低下することから大きく減少した．流れ場の時間変動を観察すると、水平発熱面に衝突する流れおよび水平発熱面から上昇する流れが不規則に生じる挙動が確認された．

次に水平発熱面と円筒発熱体の間隔 h が 20mm と大きい場合の円筒発熱体高さ H の影響について考察する．図 4-43 は円筒発熱体高さ H が 50mm の場合において、水平発熱面の熱流束 q_b が 720W/m^2 、円筒発熱体の熱流束 q_c が 320W/m^2 、円筒発熱体の内径 D が 94mm の平均速度ベクトル分布である．これは図 4-24 の条件から、円筒発熱体高さ H のみを 210mm から 50mm に小さくした場合である．図 4-43 において、水平発熱面および円筒発熱体まわりの流動状態は水平発熱面と円筒発熱体の隙間から流入し、逆流が発生することなく概ね一様な速度分布で円筒発熱体から排出された．この流れ場は時間変動が少なく、瞬時の速度ベクトル分布を観察しても逆流は確認されなかった．また、水平発熱面および円筒発熱体まわりの空気流速は、図 4-24 との比較から分かるように円筒発熱体高さ H が 210mm と比べて大きく低下した．これらのことから、円筒発熱体高さ H の減少に伴って円筒発熱体から誘引される流量が減少しても、円筒発熱体出口付近で速度分布が概ね均一な流れ場になれば、逆流は発生しないことが分かった．

本項で示した条件以外においても、上述した流動特性と同様な傾向を示すことが確認されている．このことから円筒発熱体に流入する空気流量は円筒発熱体高さ H の減少に伴って低下することが分かった．また、逆流は円筒発熱体高さ H が小さくなると誘引量が低下することから生成しやすくなるが、水平発熱面と円筒発熱体の間隔 h が十分大きい場合では円筒発熱体高さ H が小さくても、出口付近で安定した流れ場となり逆流が生じないことが明らかになった．

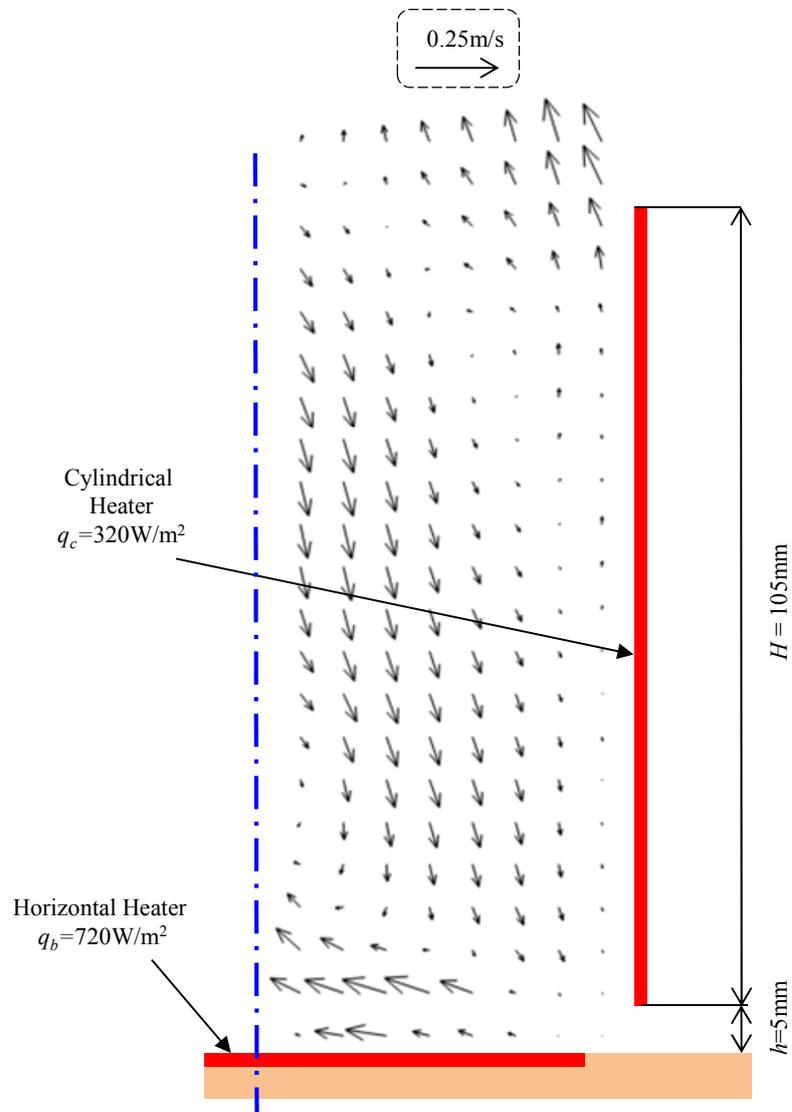


図 4 - 42 速度ベクトル分布 (円筒発熱体高さ $H=105\text{mm}$, 円筒発熱体との間隔 $h=5\text{mm}$)

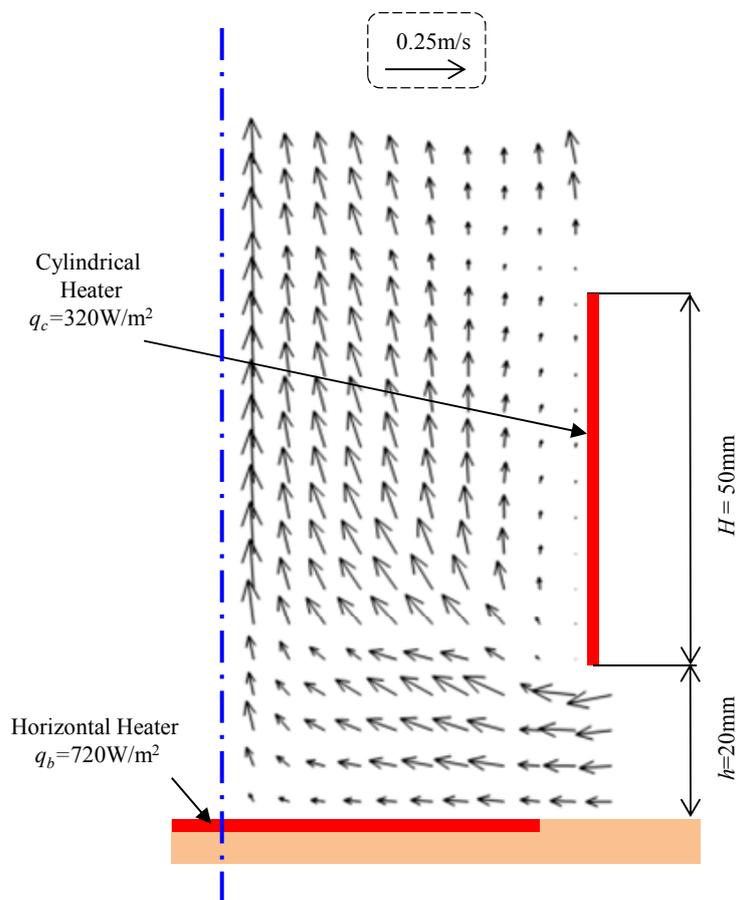


図 4 - 43 速度ベクトル分布 (円筒発熱体高さ $H=50\text{mm}$, 円筒発熱体との間隔 $h=20\text{mm}$)

5.3.2 温度分布

図 4-44 に円筒発熱体の内部空気と周囲空気との温度差 ΔT と円筒発熱体高さ H の関係を示す。なお、図 4-44 で示す他の条件は水平発熱面の熱流束 q_b が 720W/m^2 、円筒発熱体の熱流束 q_c が 320W/m^2 、円筒発熱体の内径 D が 94mm 、水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h が 5mm の場合である。円筒発熱体上部では、円筒発熱体高さ H が低下するとともに減少する結果が得られた。これは、円筒発熱体高さ H が 105mm の可視化結果である図 4-42 において示したように、円筒発熱体高さ H が小さくなると、周囲空気が上方から内部へ逆流することが原因と考える。一方、円筒発熱体中心および円筒発熱体下部では、円筒発熱体高さ H の減少に伴って増加する傾向を示した。これは、円筒発熱体高さ H の低下に伴って、円筒発熱体の発熱量が減少するとともに円筒発熱体上方から内部に流れる逆流が生成されるため、水平発熱面と円筒発熱体との隙間から流入する周囲空気の流量が低下することが原因と考える。

次に、それぞれの円筒発熱体高さ H において、円筒発熱体内の位置による違いについて考察する。円筒発熱体高さ H が 210mm の場合では、円筒発熱体の内部空気と周囲空気との温度差 ΔT は円筒発熱体下部、円筒発熱体中心、円筒発熱体上部の順に高い値を示した。これは、円筒発熱体から熱を受けて上昇することにより、空気流れに沿って温度が増加したものと考える。一方、円筒発熱体高さ H が 105mm および 50mm の場合では逆流の影響が顕著に表れ、円筒発熱体の内部空気と周囲空気との温度差 ΔT は円筒発熱体上部が最小値を示した。このように、円筒発熱体内部の流れ場と温度場が対応しており、円筒発熱体内の温度分布から空気流れの流動状態が推測できることが分かった。

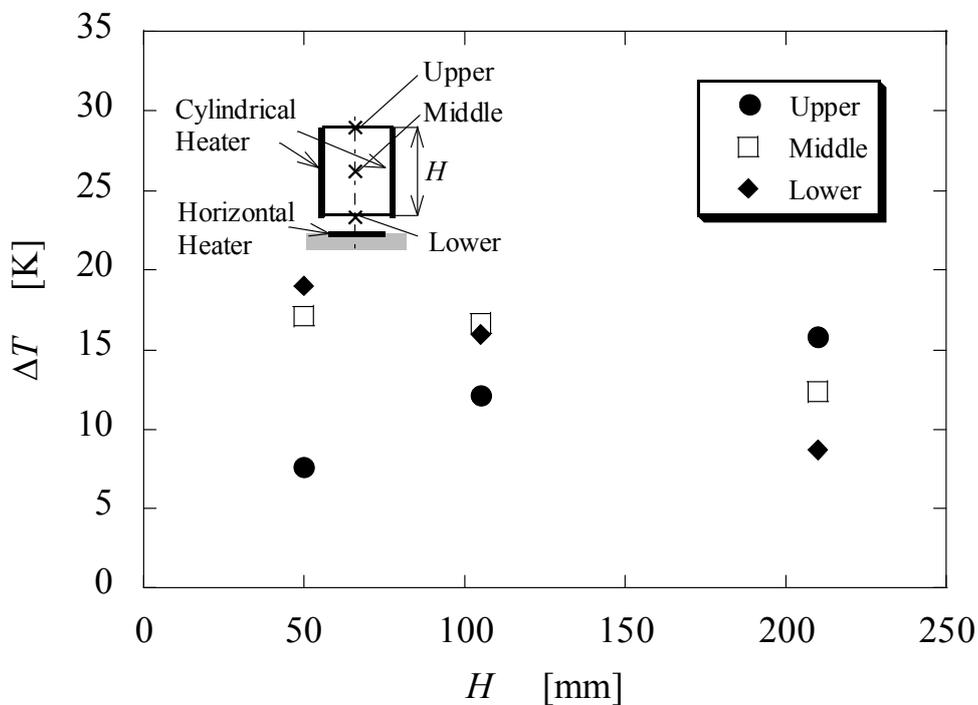


図 4 - 44 温度分布 (円筒発熱体高さ H の影響)

5.3.3 熱伝達特性

図 4-45 は水平発熱面の局所熱伝達率 α_r と水平発熱面の中心からの距離 r の関係を円筒発熱体高さ H についてそれぞれ示したものである。なお、いずれの場合においても、水平発熱面の熱流束 q_b は 720W/m^2 、円筒発熱体の熱流束 q_c は 320W/m^2 、円筒発熱体の内径 D は 94mm 、水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h は 5mm とした。水平発熱面の局所熱伝達率 α_r は、水平発熱面端部である水平発熱面の中心からの距離 $r=40\text{mm}$ において最も高く、中心に向かって減少して極小値を示し、中心付近で高い値を示した。この水平発熱面の局所熱伝達率 α_r と水平発熱面の中心からの距離 r の関係は、逆流が生じる円筒発熱体高さ H が 105mm および 50mm の場合も、逆流が生成されない円筒発熱体高さ H が 210mm と同様であった。これは、円筒発熱体高さ H が 105mm の流れ場が、図 4-42 に示すように逆流が生じても水平発熱面の端部から中心方向に流れていることから理解できる。なお、本図で示す各発熱面の平均温度は、周囲空気約 30°C に対して水平発熱面が 76°C から 79°C 、円筒発熱体が 60°C から 74°C の範囲であった。

図 4-46 に水平発熱面の平均熱伝達率 α_m と円筒発熱体高さ H の関係をそれぞれの水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h について示す。ここで、水平発熱面の熱流束 q_b は 720W/m^2 、円筒発熱体の熱流束 q_c は 320W/m^2 、円筒発熱体の内径 D は 94mm である。図 4-46 において、水平発熱面の平均熱伝達率 α_m は円筒発熱体高さ H の減少に伴って概ね低下する傾向を示した。これは、円筒発熱体高さ H の減少とともに円筒発熱体から誘引する空気量が低下し、水平発熱面まわりの空気流速が小さくなることが原因と考える。特に、逆流が生じる条件では、周囲空気の流入が抑制されるとともに円筒発熱体で加熱された空気が水平発熱面上方に流れる影響を受けることが考えられる。次に、水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h の違いによる水平発熱面の平均熱伝達率 α_m と円筒発熱体高さ H の関係について検討する。水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h が 20mm の場合では、水平発熱面の平均熱伝達率 α_m は水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h が 5mm および 10mm と比較して、円筒発熱体高さ H に対する増加割合が小さい結果となった。水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h が 20mm の場合では、水平発熱面と円筒発熱体の隙間から誘引される空気は、円筒発熱体の下端を周り込むように水平発熱面から少し離れた位置で内部に流入する。そのため、円筒発熱体内部に誘引される空気流量の増加による影響が小さくなったことが原因と考える。また、水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h が 3mm の場合でも、平均熱伝達率 α_m は、水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h が 5mm および 10mm と比べて円筒発熱体高さ H に対する増加割合が小さくなった。この原因は、水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h が 3mm の場合ではすべての条件において逆流が生成されていることから、円筒発熱体高さ H の増加による誘引空気量の増大の効果が小さくなったことが考えられる。

上述した水平発熱面の平均熱伝達率 α_m と円筒発熱体高さ H の関係は、他の条件においても同様な傾向を示した。よって、水平発熱面の平均熱伝達率 α_m は、円筒発熱体高さ H に影響を受けるとともに、円筒発熱体高さ H の増加に伴って増大することが明らかになった。逆流が生じると水平発熱面の平均熱伝達率 α_m は低下するが、逆流が生じている範囲では円筒発熱体高さ H の増加に伴って増大する傾向は概ね同様であることが分かった。

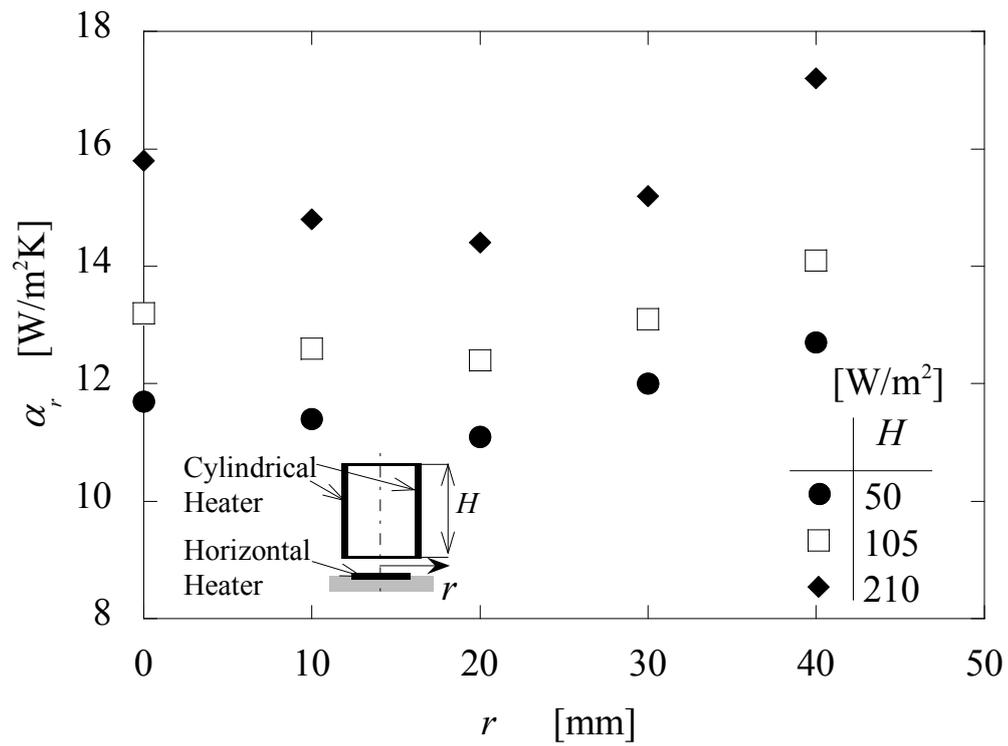


図 4 - 45 局所熱伝達率 (円筒発熱体高さ H の影響)

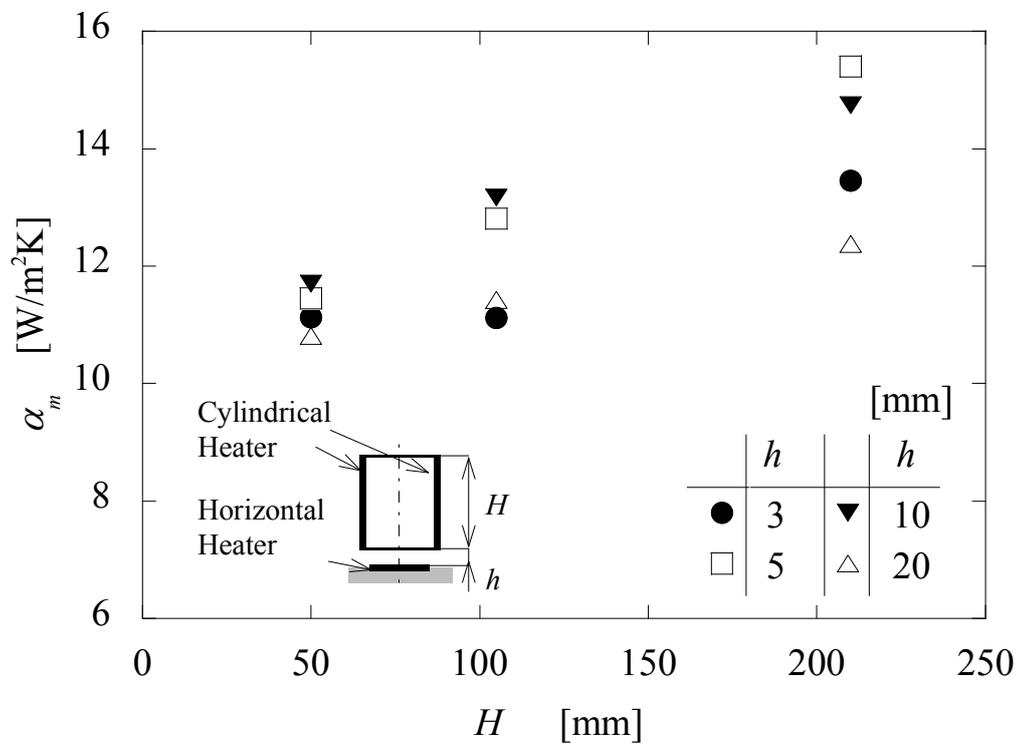


図 4 - 46 平均熱伝達率 (円筒発熱体高さ H の影響)

5.3.4 熱流体解析ソフトによる検討

円筒発熱体の高さ H が水平発熱面および円筒発熱体まわりの流動特性に及ぼす影響について検討する。図 4-47 は円筒発熱体高さ H が 105mm の場合において、水平発熱面の対流熱流束 q_{b_conv} が 630W/m^2 、円筒発熱体の対流熱流束 q_{c_conv} が 200W/m^2 、円筒発熱体の内径 D が 94mm、水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h が 5mm の場合の速度ベクトル分布の解析結果である。この条件は図 4-42 の PIV の測定結果と同一の条件であり、数値解析より求めた図 4-31 の条件から円筒発熱体高さ H のみを 210mm から 105mm に小さくした場合である。図 4-31 と比較して、円筒発熱体高さ H が低い図 4-47 では加熱範囲が小さくなることから理解できるように、水平発熱面まわりの空気流速は減少する結果が得られた。この傾向は、図 4-25 および図 4-42 で示す実験結果と同様である。しかし、数値解析により得られた流れ場では、図 4-42 の PIV の測定結果で見られた円筒発熱体の高さ H の減少による逆流の生成は観察されなかった。円筒発熱体側面に引き寄せられる流れが十分に考慮されず、出口付近では中心に集まって上昇する安定した流れになったことが原因と考えられる。

これらのことから、本解析手法では円筒発熱体の高さ H の減少に伴い円筒発熱体から誘引される空気流量が低下する傾向は得られるが、逆流までは予測できないことが分かった。

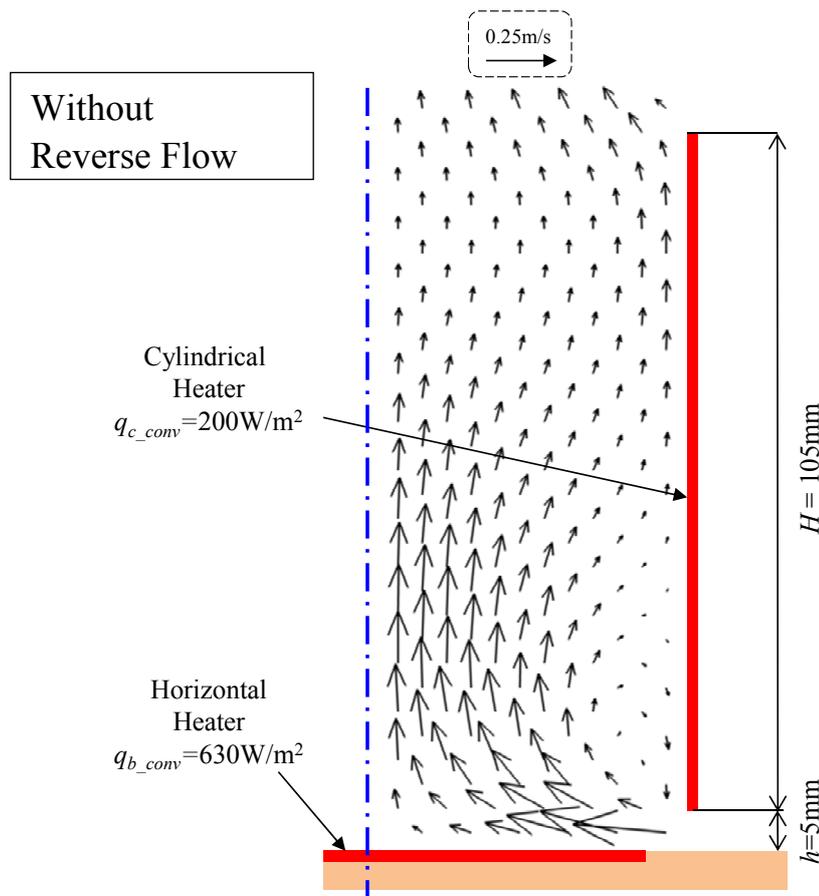


図 4 - 47 数値解析から求めた速度ベクトル分布 (円筒発熱体高さ $H=105\text{mm}$)

次に水平発熱面まわりの熱伝達特性について検討する. 図 4-48 に数値解析による水平発熱面の平均熱伝達率 α_m と円筒発熱体の高さ H の関係をそれぞれの水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h について示し, 比較のため実測値もプロットした. ここで, 水平発熱面の対流熱流束 q_{b_conv} は 630W/m^2 , 円筒発熱体の対流熱流束 q_{c_conv} は 200W/m^2 , 円筒発熱体の内径 D は 94mm である. 水平発熱面の平均熱伝達率 α_m の解析結果は実測値が示す傾向と同様に, いずれの水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h においても円筒発熱体の高さ H の増加に伴い増大する結果が得られた. ただし, 水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h が 5mm および 20mm の場合では水平発熱面の平均熱伝達率 α_m は円筒発熱体の高さ H の変化に対して実測値と同程度の傾きを示したが, 全ての条件で逆流が生じる水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h が 3mm の場合では傾きに差が見られた. また, 水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h が大きい場合にはいずれの円筒発熱体の高さ H においても実測値との差が大きくなった.

上記のことから, 本解析モデルでは円筒発熱体の高さ H の増加とともに誘引する空気流量が増大し, 水平発熱面の熱伝達が促進される傾向は予測できることが分かった. しかし, いずれの円筒発熱体の高さ H においても, 逆流が生じる場合や水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h が大きい場合には予測精度は低下することが明らかになった.

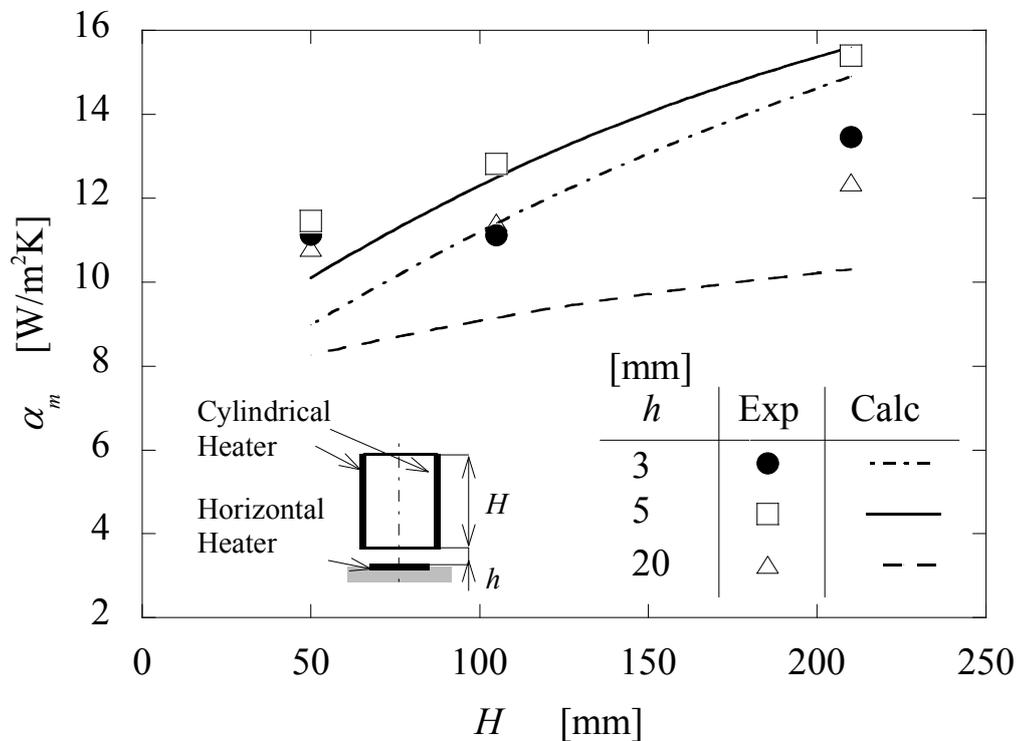


図 4 - 48 平均熱伝達率の解析結果と実測値の比較
(円筒発熱体高さ H の影響)

5.4 円筒発熱体内径の影響

5.4.1 流動特性

水平発熱面および円筒発熱体まわりの流動特性に円筒発熱体内径 D が及ぼす影響で特徴的なものを示して検討する。図 4-49 は円筒発熱体内径 D が 114mm の場合において、水平発熱面の熱流束 q_b が 720W/m^2 、円筒発熱体の熱流束 q_c が 320W/m^2 、円筒発熱体高さ H が 210mm、水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h が 5mm の場合の平均速度ベクトル分布である。この条件は、図 4-25 の条件から、円筒発熱体内径 D のみを 94mm から 114mm に大きくした場合である。図 4-49 において、円筒発熱体出口から水平発熱面付近まで侵入する逆流が観察された。この原因は、円筒発熱体内径 D の増加とともに加熱面積に対して空間体積が増大することで誘引される空気量が減少したことと、円筒発熱体出口面積の増大によって速度分布が不均一になったことが考えられる。また、水平発熱面まわりの空気流速は、図 4-25 で示す円筒発熱体内径 D が 94mm の場合と比較して減少した。これは、逆流の生成により誘引される空気量が減少したものと考える。流れ場の時間的変動としては、円筒発熱体上方から内部に流入する逆流が水平方向に揺動する様子が観察された。

図 4-25 の条件から円筒発熱体内径 D のみを 94mm から 80mm に小さくした場合の平均速度ベクトル分布を図 4-50 に示す。図 4-50 において、円筒発熱体の内部には上方から流入する逆流が観察された。これは、円筒発熱体内径 D の減少とともに内部に流入する空気流量が低下し、円筒発熱体の出口付近で流れ場が不安定になったことが原因と考える。また、水平発熱面まわりの空気流速は、図 4-25 で示す円筒発熱体内径 D が 94mm の場合と比較して概ね増大する傾向が見られた。これは、加熱面積に対する円筒発熱体内部空気の体積が減少することで空気温度が増大し、円筒発熱体下部に周囲空気を誘引する浮力が増大したことが原因と考えられる。また、流れ場の時間的変動は、円筒発熱体の上方から内部に流入する流れと内部から排出される流れが不規則に観察された。

次に、水平発熱面と円筒発熱体の間隔 h が 20mm と大きい場合について検討する。図 4-24 の条件から円筒発熱体内径 D のみを 94mm から 80mm および 114mm に変化した場合の平均速度ベクトル分布を図 4-51 および図 4-52 に示す。図 4-24、図 4-51 および図 4-52 において、いずれの円筒発熱体内径 D においても円筒発熱体内部に誘引される空気流量が大きくなることで逆流は発生せず、いずれも同様の流れ場になった。このことから、円筒発熱体まわりの流動特性は、円筒発熱体内径 D の変化よりも、水平発熱面と円筒発熱体の間隔 h による影響の方が支配的であることが理解できる。また、水平発熱面まわりの空気流速は、水平発熱面と円筒発熱体の間隔 h が 20mm の場合においても円筒発熱体内径 D の増加に伴い減少した。なお、水平発熱面および円筒発熱体まわりの流れ場の時間的変動はほとんど観察されなかった。

上記で検討した条件以外においても、円筒発熱体内径 D が流動特性に及ぼす影響は同様であることを確認している。円筒発熱体内径 D の影響を整理すると、水平発熱面まわりの空気流速は、円筒発熱体内径 D の増加に伴い減少する。また、逆流生成に関しては、円筒発熱体内径 D の特定の範囲で観察されることと、水平発熱面と円筒発熱体の間隔 h と比べて影響が小さいことが明らかになった。

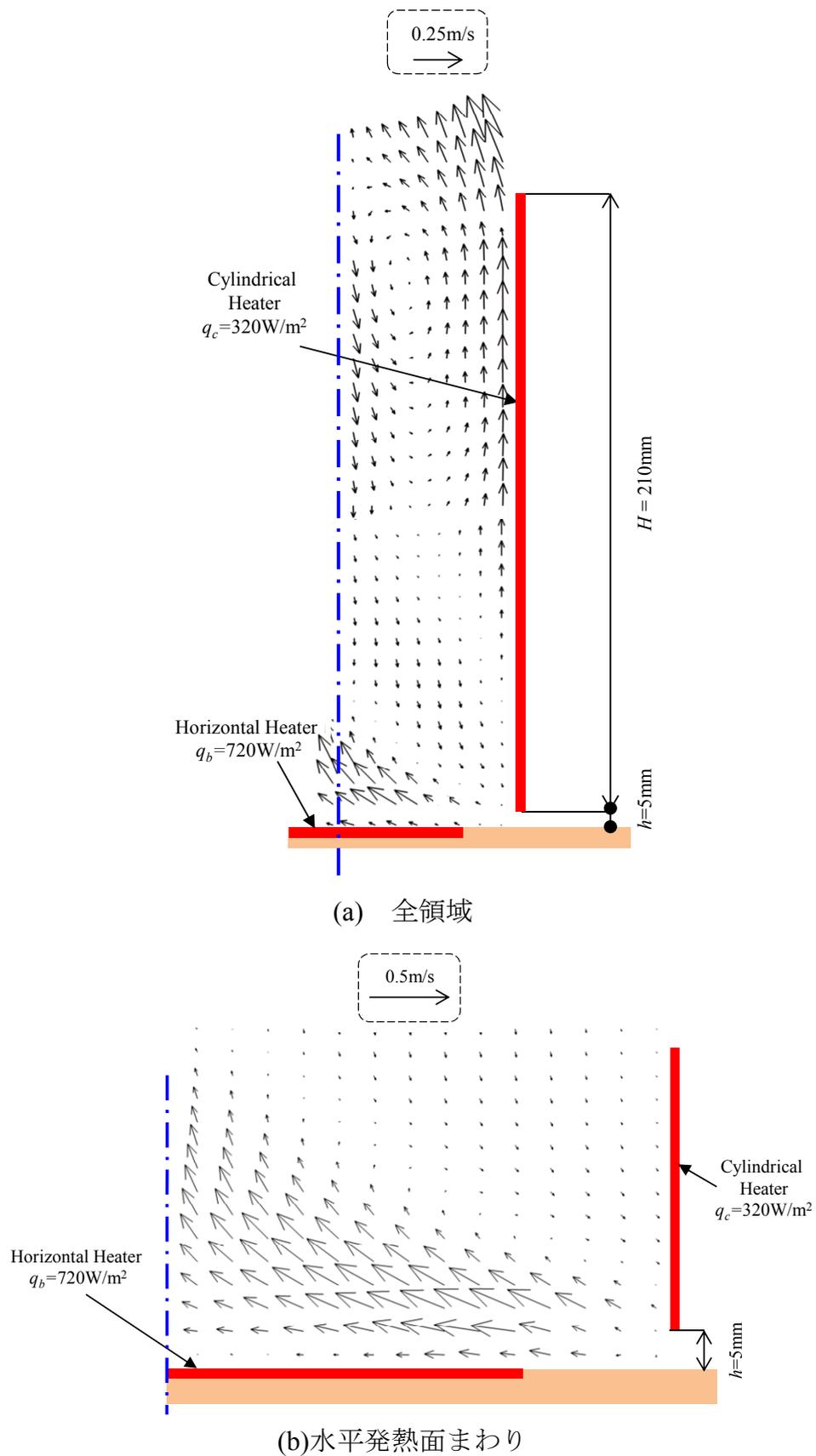
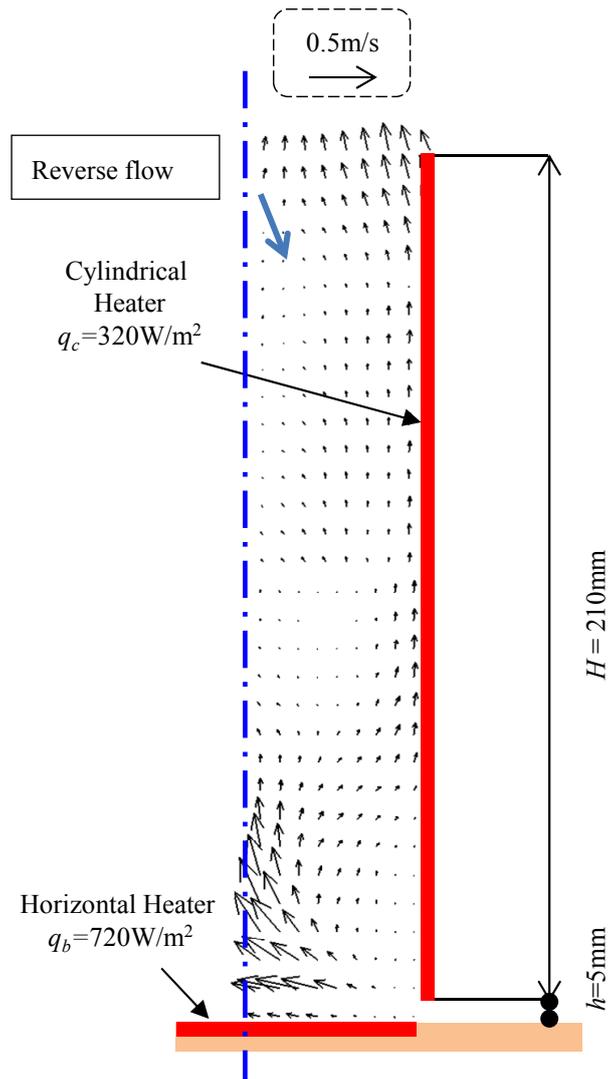
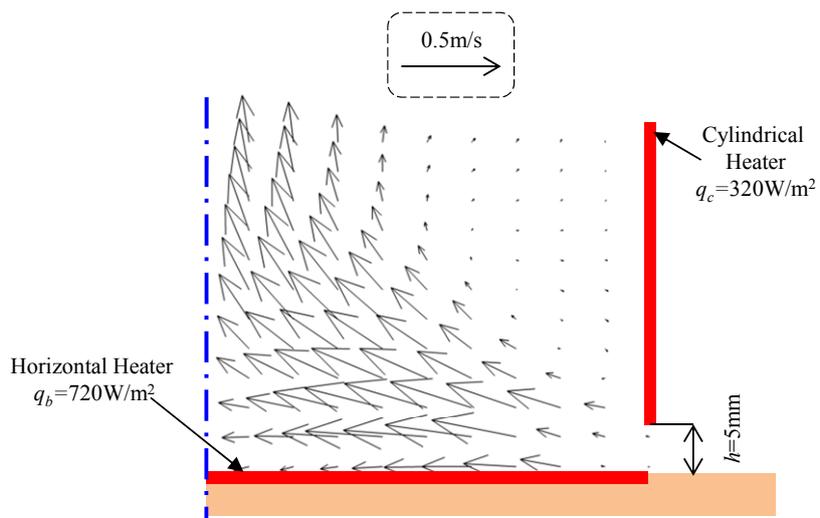


図 4 - 49 速度ベクトル分布 (円筒発熱体内径 $D=114\text{mm}$, 円筒発熱体との間隔 $h=5\text{mm}$)



(a) 全領域



(b) 水平発熱面まわり

図 4 - 50 速度ベクトル分布 (円筒発熱体内径 $D=80\text{mm}$, 円筒発熱体との間隔 $h=5\text{mm}$)

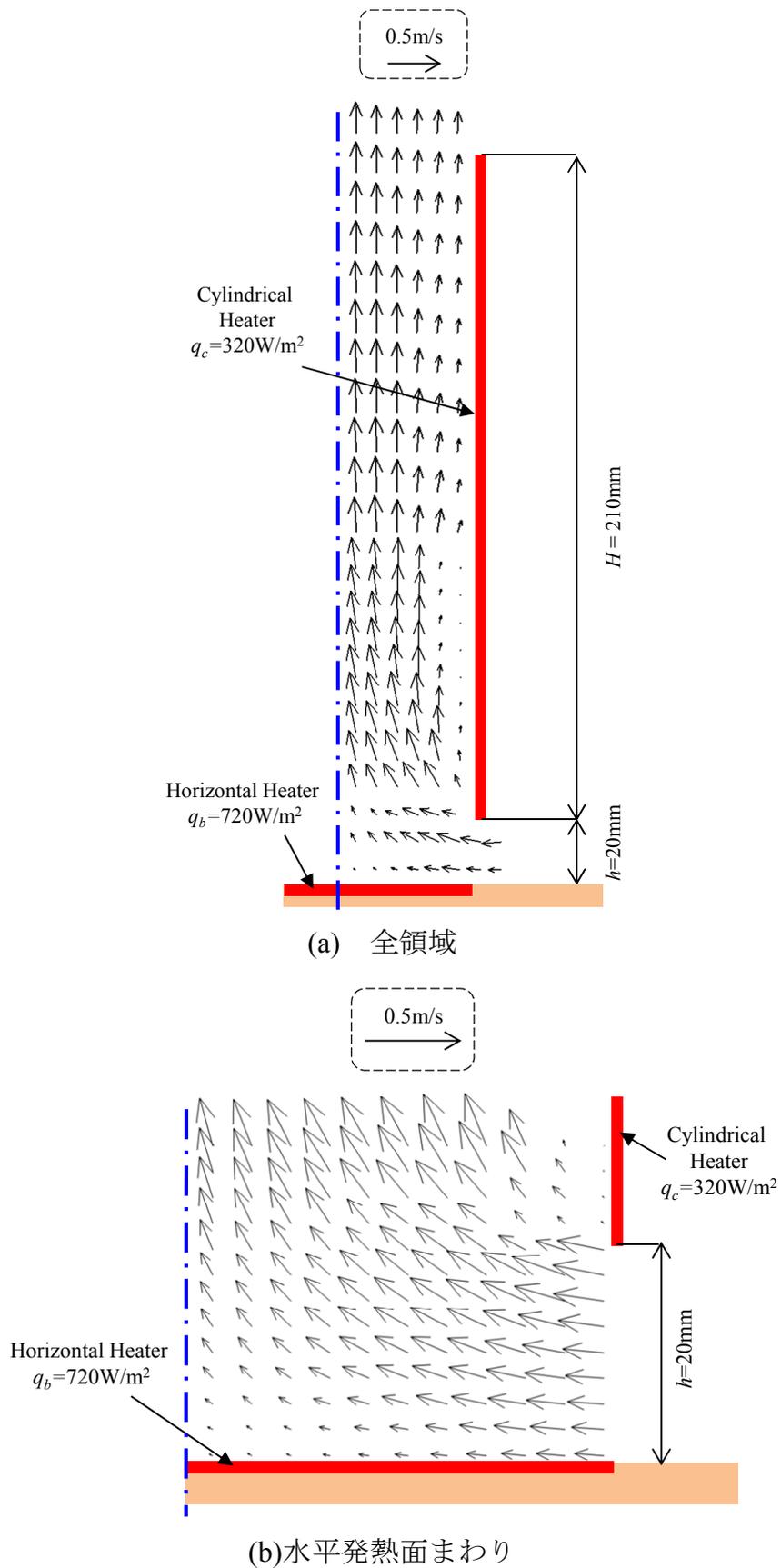


図 4 - 51 速度ベクトル分布 (円筒発熱体内径 $D=80\text{mm}$, 円筒発熱体との間隔 $h=20\text{mm}$)

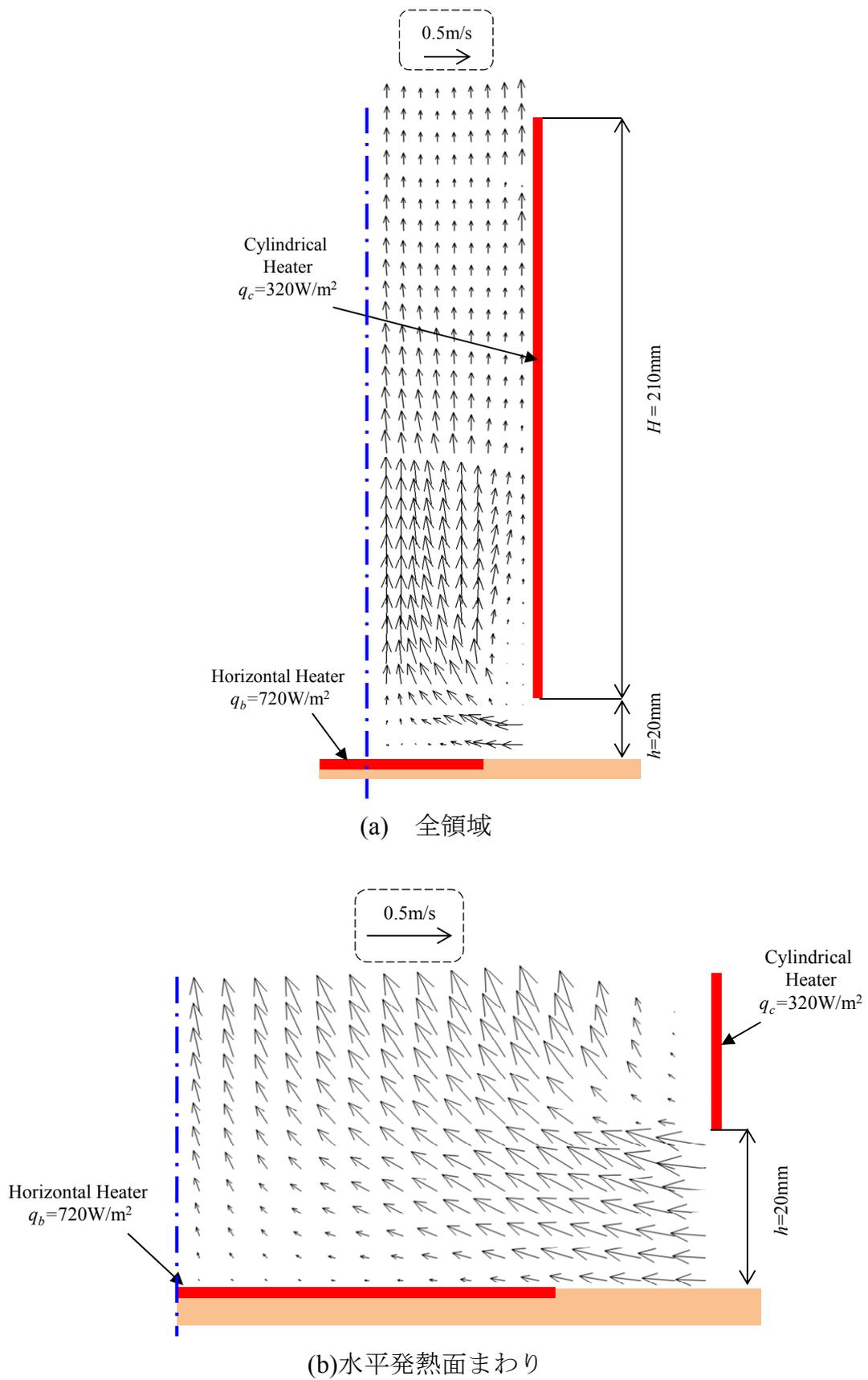


図 4 - 52 速度ベクトル分布 (円筒発熱体内径 $D=114\text{mm}$, 円筒発熱体との間隔 $h=20\text{mm}$)

5.4.2 温度分布

円筒発熱体内径 D が円筒発熱体内部の空気温度分布に影響を及ぼす特徴的なものを示す。図4-53に円筒発熱体の内部空気と周囲空気との温度差 ΔT と円筒発熱体内径 D の関係を示す。なお、図4-53で示す他の条件は水平発熱面の熱流束 q_b が 720W/m^2 、円筒発熱体の熱流束 q_c が 320W/m^2 、円筒発熱体の高さ H が 210mm 、水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h が 5mm の場合である。円筒発熱体上部および円筒発熱体中心において、円筒発熱体の内部空気と周囲空気との温度差 ΔT は円筒発熱体内径 D の増加とともに減少する傾向が見られた。これは、円筒発熱体内径 D が増加すると、加熱面積に対して円筒発熱体の内部空間体積の割合が増大する影響により空気温度が低下したものと考える。一方、円筒発熱体下部では、円筒発熱体内径 D の増加とともに概ね増大する傾向を示した。これは、円筒発熱体の内径 D が増加すると、円筒発熱体下部を周り込む傾向が大きい流れ場に変化することが考えられる。次に、それぞれの円筒発熱体内径 D において、円筒発熱体内の空間位置による違いについて検討する。円筒発熱体内径 D が 94mm の場合では、円筒発熱体の内部空気と周囲空気との温度差 ΔT は円筒発熱体下部、円筒発熱体中心、円筒発熱体上部の順に高い値を示した。これは、図4-25に示すように空気が円筒発熱体によって加熱される空間を上昇することから理解できる。一方、円筒発熱体内径 D が 80mm および 114mm の場合では、円筒発熱体上部の空気と周囲空気との温度差 ΔT は円筒発熱体中心と同程度もしくは低い値を示した。これは、図4-49および図4-50に示すように逆流が見られる条件であることから、円筒発熱体上方の周囲空気が円筒発熱体の上部空間に流入する影響が表れたものと考えられる。

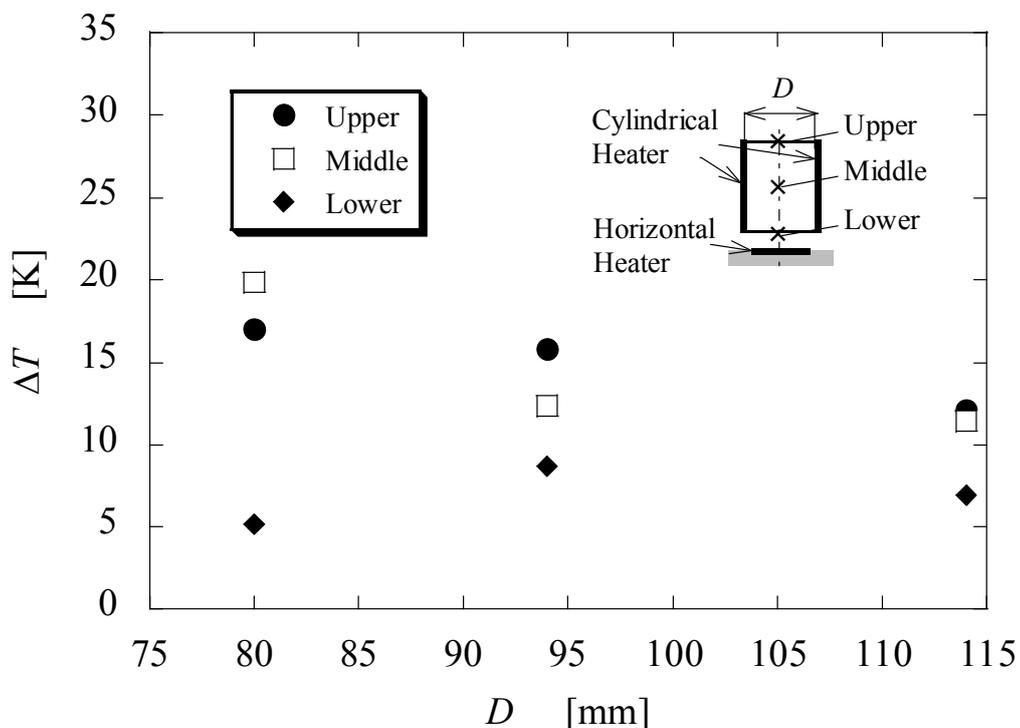


図4-53 温度分布 (円筒発熱体内径 D の影響)

5.4.3 熱伝達特性

図 4-54 は水平発熱面の局所熱伝達率 α_r と水平発熱面の中心からの距離 r の関係を円筒発熱体内径 D についてそれぞれ示したものである。いずれの場合においても、水平発熱面の熱流束 q_b は 720W/m^2 、円筒発熱体の熱流束 q_c は 320W/m^2 、円筒発熱体高さ H は 210mm 、水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h は 5mm とした。水平発熱面の局所熱伝達率 α_r は、端部である水平発熱面の中心からの距離 $r=40\text{mm}$ で最も高い値となり、水平発熱面の中心からの距離 $r=20\text{mm}$ で極小値を示した。この水平発熱面の局所熱伝達率 α_r と水平発熱面の中心からの距離 r の関係は、逆流が生じる円筒発熱体内径 D が 80mm および 114mm の場合も、逆流が生じない円筒発熱体内径 D が 94mm と同様であった。これは、図 4-25、図 4-49 および図 4-50 で示すように、水平発熱面まわりの流れ場がいずれの場合においても端部から中心に向かって流れていることから理解できる。なお、周囲空気 21°C から 30°C の実験環境下において、本図で示す各発熱面と周囲空気との平均温度差は、水平発熱面が 39°C から 45°C 、円筒発熱体が 42°C から 44°C の範囲であった。

図 4-55 に水平発熱面の平均熱伝達率 α_m と円筒発熱体内径 D の関係をそれぞれの円筒発熱体高さ H について示す。なお、水平発熱面の熱流束 q_b は 720W/m^2 、円筒発熱体の熱流束 q_c は 320W/m^2 、水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h は 5mm である。水平発熱面の平均熱伝達率 α_m は円筒発熱体内径 D の増加に伴って減少する結果が得られた。これは、上述したように水平発熱面まわりの空気流速は、円筒発熱体内径 D の増加に伴い減少することが原因であることから理解できる。また、図 4-55 で示す条件の中で、円筒発熱体内径 D が 94mm で円筒発熱体高さ H が 210mm の流れ場は逆流が見られず、その他の条件では逆流の生成が確認されている。これらのことから、水平発熱面の平均熱伝達率 α_m は、逆流の生成の有無に関わらず、円筒発熱体内径 D の増加に対して減少することが分かった。

本項で示していない条件においても、水平発熱面の平均熱伝達率 α_m は円筒発熱体内径 D の増加に伴い減少する傾向を示すことを確認している。一方で、前節において述べたように、円筒発熱体高さ H の影響としては、円筒発熱体高さ H の増加に伴い水平発熱面の平均熱伝達率 α_m が増大する傾向を示している。これらのことから、水平発熱面の平均熱伝達率 α_m は、円筒発熱体のアスペクト比 H/D の増加とともに概ね増大することが分かった。

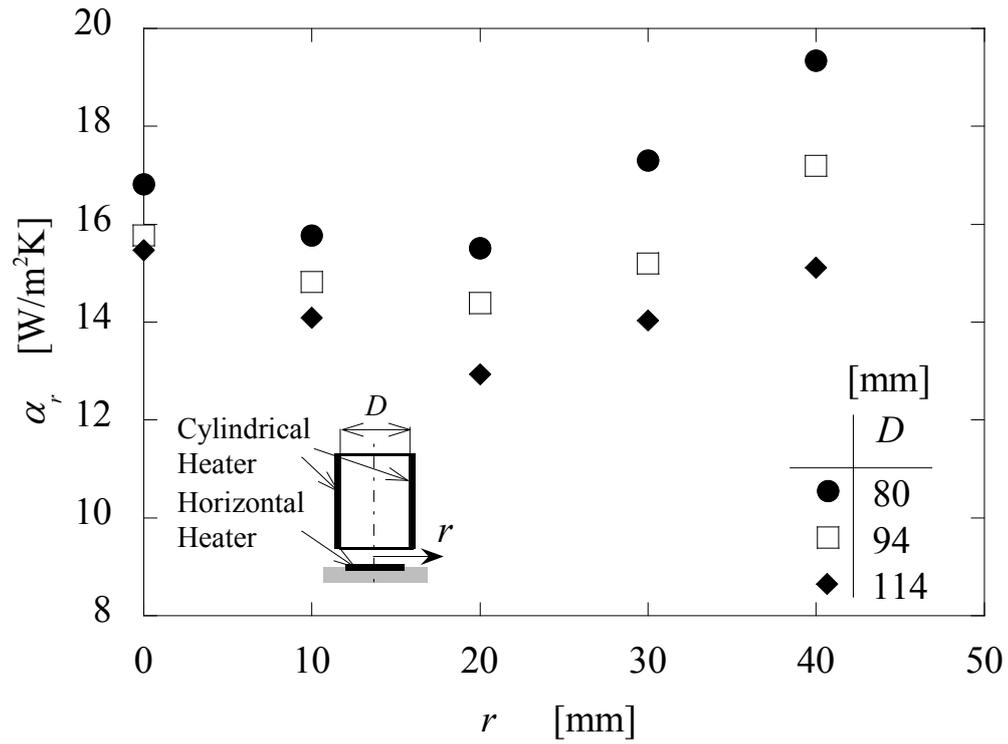


図 4 - 54 局所熱伝達率 (円筒発熱体内径 D の影響)

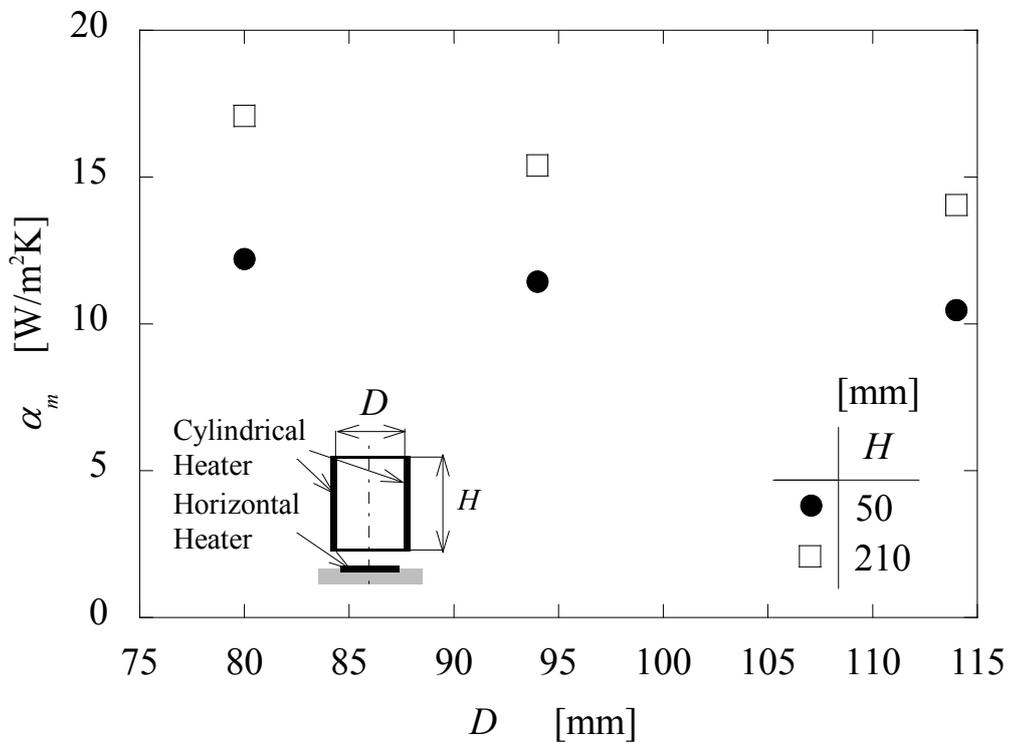


図 4 - 55 平均熱伝達率 (円筒発熱体内径 D の影響)

5.4.4 熱流体解析ソフトによる検討

円筒発熱体の内径 D が水平発熱面および円筒発熱体まわりの流動特性に及ぼす影響について検討する. 図 4-56 は円筒発熱体内径 D が 114mm の場合において, 水平発熱面の対流熱流束 q_{b_conv} が 630W/m^2 , 円筒発熱体の対流熱流束 q_{c_conv} が 200W/m^2 , 円筒発熱体高さ H が 210mm, 水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h が 5mm の場合の速度ベクトル分布の解析結果である. この条件は図 4-49 の PIV の測定結果と同一条件であり, 前項で示した図 4-31 の解析結果から円筒発熱体内径 D のみを 94mm から 114mm に大きくした場合である. 図 4-56 では円筒発熱体の内径 D の小さい図 4-31 と比較して水平発熱面近傍の空気流速は低い値を示した. この傾向は円筒発熱体内径 D の増加とともに加熱面積に対して空間体積が増大することで誘引される空気量が減少することから理解できる. しかし, 図 4-49 の測定結果のように

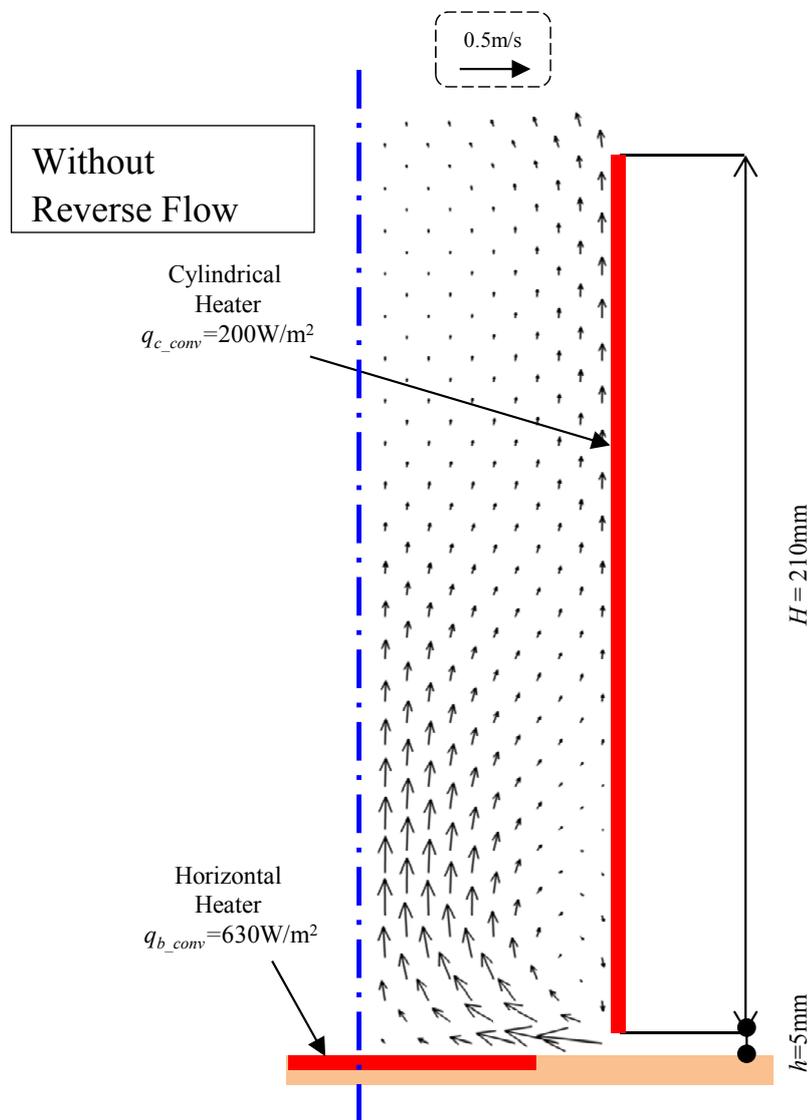


図 4 - 56 数値解析から求めた速度ベクトル分布 (円筒発熱体の内径 $D=114\text{mm}$)

逆流は見られなかった。また、図 4-56 とは逆に円筒発熱体の内径 D を小さくした場合には水平発熱面まわりの空気流速が増大する解析結果が得られているが、大きくした場合と同様に逆流は観察されなかった。これは、円筒発熱体の内径 D が変化した場合においても円筒発熱体中心付近の上昇流が過大評価され、出口付近の速度分布が概ね一様になったことが原因と考えられる。

これらのことから、円筒発熱体内径 D の違いによって誘引される空気流量の変化は把握できるが、円筒発熱体内径 D の変化による逆流の生成は予測できないことが分かった。

次に熱伝達特性について検討する。図 4-57 は水平発熱面の平均熱伝達率 α_m に対する円筒発熱体内径 D の関係をそれぞれの円筒発熱体高さ H について示したものであり、解析結果とともに実測値を併記した。なお、水平発熱面の対流熱流束 q_{b_conv} は 630W/m^2 、円筒発熱体の対流熱流束 q_{c_conv} は 200W/m^2 、水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h は 5mm である。水平発熱面の平均熱伝達率 α_m の解析結果は、円筒発熱体内径 D の増加に伴い減少する傾向を示した。これは円筒発熱体内径 D の増加に伴って加熱される空間体積が増大するために誘引される空気量が減少する傾向が表れたものと考えられる。実測値との比較を行うと、解析によって求められた水平発熱面の平均熱伝達率 α_m は、逆流が生成される円筒発熱体高さ H が 50mm の条件において少しの差が見られるが、概ね一致する結果が得られた。

上記のことから、水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h が小さくなく、逆流が水平発熱面に及ぼす影響が小さい条件では、水平発熱面の平均熱伝達率 α_m は円筒発熱体内径 D の変化に対して概ね予測できることが分かった。

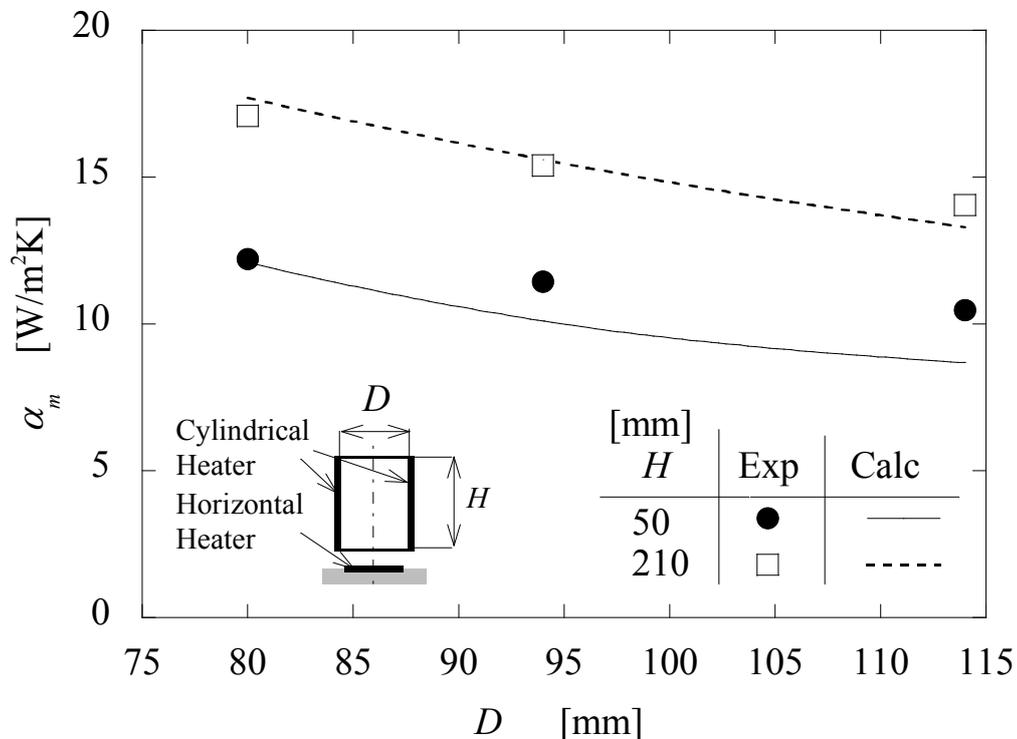


図 4 - 57 平均熱伝達率の解析結果と実測値の比較
(円筒発熱体内径 D の影響)

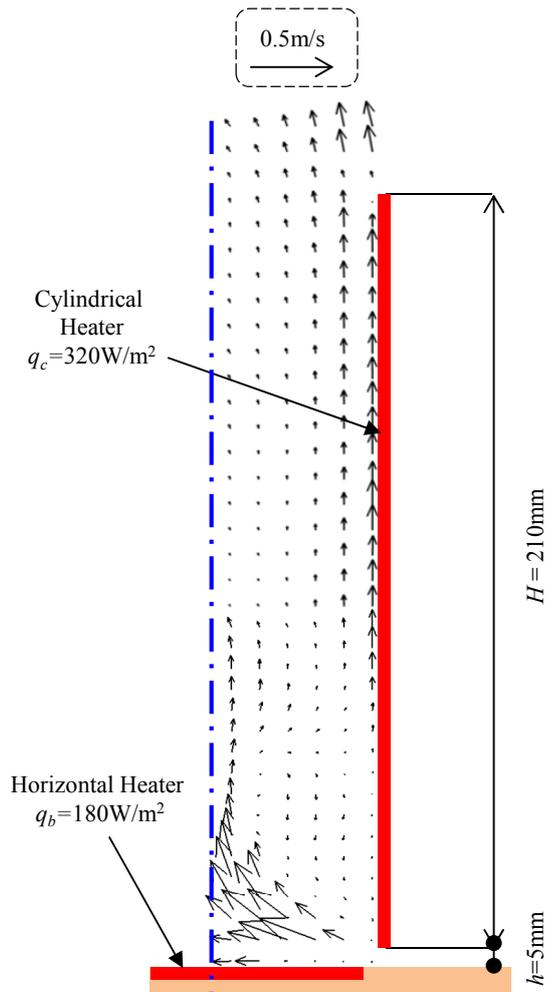
5.5 水平発熱面の発熱量の影響

5.5.1 流動特性

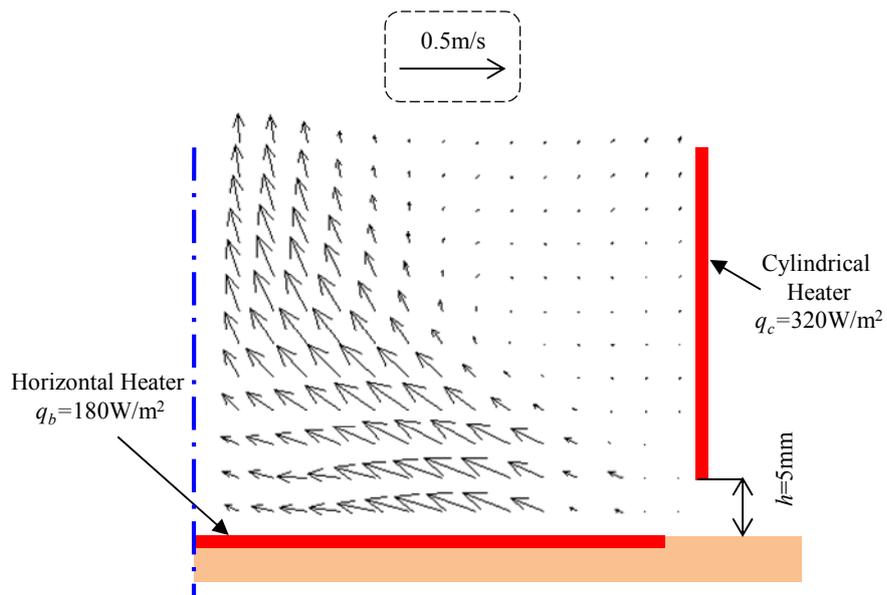
水平発熱面および円筒発熱体まわりの流動特性に水平発熱面の発熱量の影響が顕著に表れている代表例を示す。図 4-58 は水平発熱面の熱流束 q_b が 180W/m^2 の場合において、円筒発熱体の熱流束 q_c が 320W/m^2 、円筒発熱体高さ H が 210mm 、円筒発熱体の内径 D が 94mm 、水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h が 5mm の場合の平均速度ベクトル分布である。この条件は、図 4-25 の条件から水平発熱面の熱流束 q_b を 720W/m^2 から 180W/m^2 に減少させたものである。円筒発熱体内部の流れ場において、瞬時の速度ベクトル分布を観察すると一部円筒発熱体上方から内部に流入する逆流も見られるが、水平発熱面と円筒発熱体との隙間から流入した空気は、図 4-58 に示すように概ね水平発熱面近傍を流れて円筒発熱体の内部を上昇した。これは、水平発熱面の熱流束 q_b が大きい図 4-25 で示す流動状態と同様である。また、水平発熱面および円筒発熱体まわりの空気流速は、水平発熱面の熱流束 q_b の減少とともに低下する結果が得られた。これは、水平発熱面の熱流束 q_b が減少したことで周囲から誘引される空気流量が低下したことが原因と考える。

次に水平発熱面の熱流束 q_b が水平発熱面および円筒発熱体まわりの流動状態に及ぼす影響について検討するための極端な例として、図 4-59 および図 4-60 に水平発熱面の熱流束 q_b が 0W/m^2 および 720W/m^2 の場合の平均速度ベクトル分布を示す。その他の条件は、いずれも円筒発熱体高さ H が 50mm 、円筒発熱体の熱流束 q_c が 320W/m^2 、円筒発熱体の内径 D が 94mm 、水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h が 5mm とした。図 4-59 および図 4-60 において、水平発熱面および円筒発熱体まわりの流れ場は、いずれの場合も円筒発熱体側面から上方に流出し、再び円筒発熱体内部に逆流する様子が観察された。このように逆流が生成しやすい水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h および円筒発熱体高さ H が小さい条件下において、水平発熱面の熱流束 q_b が変化しても流動状態は変わらなかった。このことから水平発熱面の熱流束 q_b は逆流の生成に大きな影響を及ぼさないことが分かった。ただし、水平発熱面および円筒発熱体まわりの空気流速は水平発熱面の熱流束 q_b の増加に伴って増大した。また、瞬時の速度ベクトル分布の時間変化においては、図 4-59 および図 4-60 のいずれにおいても水平発熱面から上昇する流れと円筒発熱体上部から逆流する流れが衝突し、逆流が円筒発熱体側壁方向に流れる様子が観察された。

上述したような水平発熱面の発熱量の変化に対する水平発熱面および円筒発熱体まわりの流動特性は、本項で示す条件以外でも同様な傾向を示すことを確認している。そこで、水平発熱面の熱流束 q_b が流れ場に及ぼす影響について整理すると、水平発熱面および円筒発熱体まわりの空気流速は、水平発熱面の熱流束 q_b の増加に伴って増大する。また、円筒発熱体内に生じる逆流には、水平発熱面の熱流束 q_b は大きな影響を及ぼさないことが明らかになった。



(a) 全領域



(b) 水平発熱面まわり

図 4 - 58 速度ベクトル分布 (水平発熱面の熱流束 $q_b = 180\text{W/m}^2$)

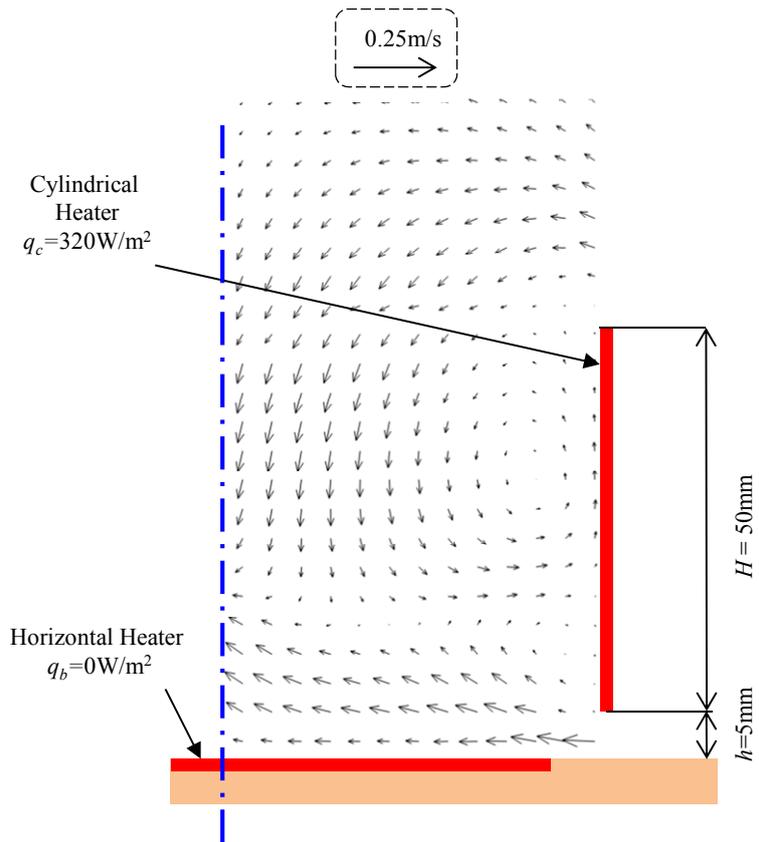


図 4 - 59 速度ベクトル分布 (水平発熱面の熱流束 $q_b = 0 \text{ W/m}^2$)

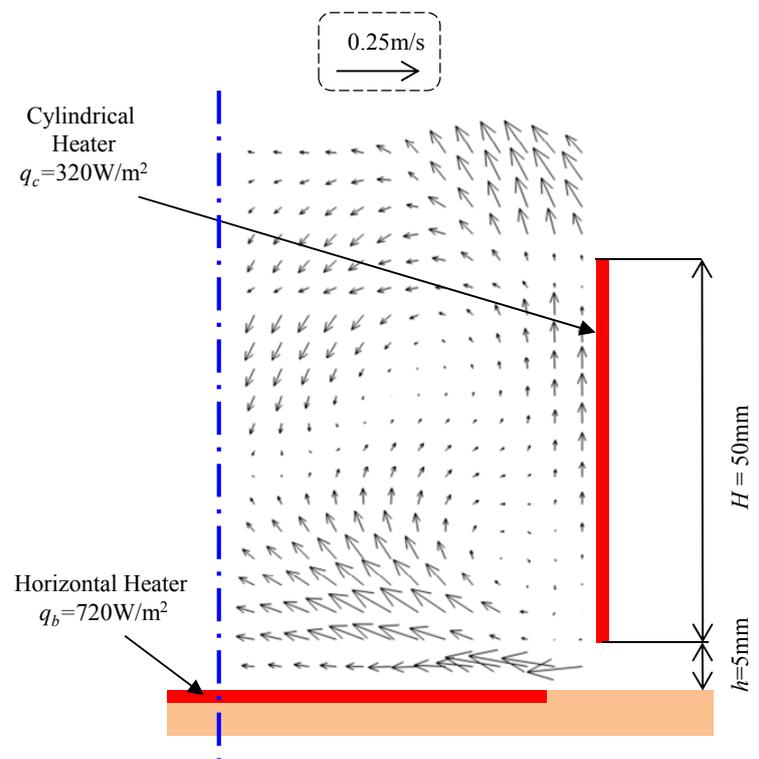


図 4 - 60 速度ベクトル分布 (水平発熱面の熱流束 $q_b = 720 \text{ W/m}^2$)

5.5.2 温度分布

水平発熱面の熱流束 q_b が円筒発熱体内部の空気温度分布に影響を及ぼす特徴的なものを示す。図 4-61 に円筒発熱体の内部空気と周囲空気との温度差 ΔT と水平発熱面の熱流束 q_b の関係を示す。なお、図 4-61 で示す他の条件は円筒発熱体の熱流束 q_c が 320W/m^2 、円筒発熱体高さ H が 210mm 、円筒発熱体内径 D が 94mm 、水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h が 5mm の場合である。円筒発熱体中心および円筒発熱体下部において、円筒発熱体の内部空気と周囲空気との温度差 ΔT は水平発熱面の熱流束 q_b の増加に伴って、概ね増大する傾向が見られた。これは、水平発熱面の熱流束 q_b が増加することで、水平発熱面まわりの空気温度が増大するためと考える。一方、円筒発熱体上部では、内部空気と周囲空気との温度差 ΔT は水平発熱面の熱流束 q_b が増加しても、ほぼ一定な値を示した。これは水平発熱面の熱流束 q_b のみが異なる図 4-25 および図 4-58 に示すように、円筒発熱体の上部の流れ場ではいずれにおいても円筒発熱体内面に沿った流れが主流となっていることから、内部空気と周囲空気との温度差 ΔT はほとんど変化しなかったことが原因と考える。これらのように、いずれの位置においても、円筒発熱体の内部空気と周囲空気との温度差 ΔT は、他のパラメータと比較して大きな変化が見られなかった。

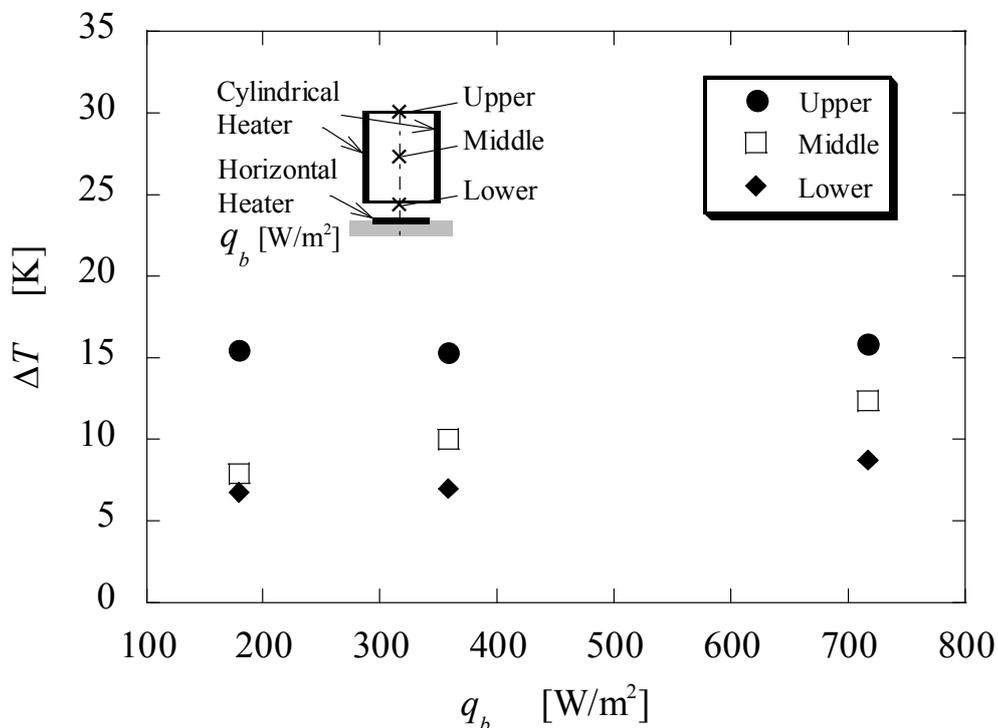


図 4 - 61 温度分布 (水平発熱面の熱流束 q_b の影響)

5.5.3 熱伝達特性

水平発熱面の熱流束 q_b が水平発熱面まわりの熱伝達に影響を及ぼす代表例を示す。図 4-62 は水平発熱面の局所熱伝達率 α_r と水平発熱面の中心からの距離 r の関係を水平発熱面の熱流束 q_b についてそれぞれ示したものである。その他の条件は、円筒発熱体の熱流束 q_c が 320W/m^2 、円筒発熱体の高さ H が 210mm 、円筒発熱体の内径 D が 94mm 、水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h が 5mm とした。図 4-62 において、局所熱伝達率 α_r は水平発熱面の中心からの距離 $r=20\text{mm}$ で極小値を示し、水平発熱面の端部である水平発熱面の中心からの距離 $r=40\text{mm}$ で最も高く、水平発熱面中心付近でも高い値を示した。水平発熱面の局所熱伝達率 α_r と水平発熱面の中心からの距離 r の関係はこれまで示した他のパラメータと同様である。しかし、水平発熱面の熱流束 q_b の増加に伴って、水平発熱面の局所熱伝達率 α_r が水平発熱面の中心および端部で増大する傾向は顕著に表れた。これは、図 4-58 および図 4-25 に示すように水平発熱面の熱流束 q_b の増加に伴い水平発熱面まわりの空気流速が増大することが原因と考える。なお、本図で示す各発熱面の平均温度は、周囲空気約 30°C に対して水平発熱面が 46°C から 76°C 、円筒発熱体が 70°C から 74°C の範囲であった。

図 4-63 に水平発熱面の平均熱伝達率 α_m と水平発熱面の熱流束 q_b の関係をそれぞれの水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h について示す。ここで、円筒発熱体の熱流束 q_c は 320W/m^2 、円筒発熱体高さ H は 210mm 、円筒発熱体内径 D は 94mm である。図 4-63 において、平均熱伝達率 α_m は水平発熱面の熱流束 q_b の増加とともに増大する結果が得られた。この原因は、水平発熱面まわりの空気流速が水平発熱面の熱流束 q_b の増加に伴い増大することから理解できる。次に、水平発熱面の平均熱伝達率 α_m と水平発熱面の熱流束 q_b の関係に水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h が及ぼす影響について着目する。水平発熱面の平均熱伝達率 α_m は、いずれの水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h においても水平発熱面の熱流束 q_b の増加に伴って増大する。また、いずれの水平発熱面の熱流束 q_b においても水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h が 5mm で極大値を示した。これは、水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h が 5mm で水平発熱面近傍の空気流速が最大となることが原因と考えられる。このことから、水平発熱面の熱伝達に対する水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h の最適値は、水平発熱面の熱流束 q_b に影響を受けないことが理解できる。

上述したような水平発熱面まわりの熱伝達特性は、本項で示す以外の条件においても同様な傾向を示すことが確認されている。このことから、水平発熱面の平均熱伝達率 α_m は、水平発熱面の熱流束 q_b の増加に伴って増大することが明らかになった。また、水平発熱面の平均熱伝達に及ぼす影響は、水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h と比較して水平発熱面の熱流束 q_b の方が小さいことが分かった。

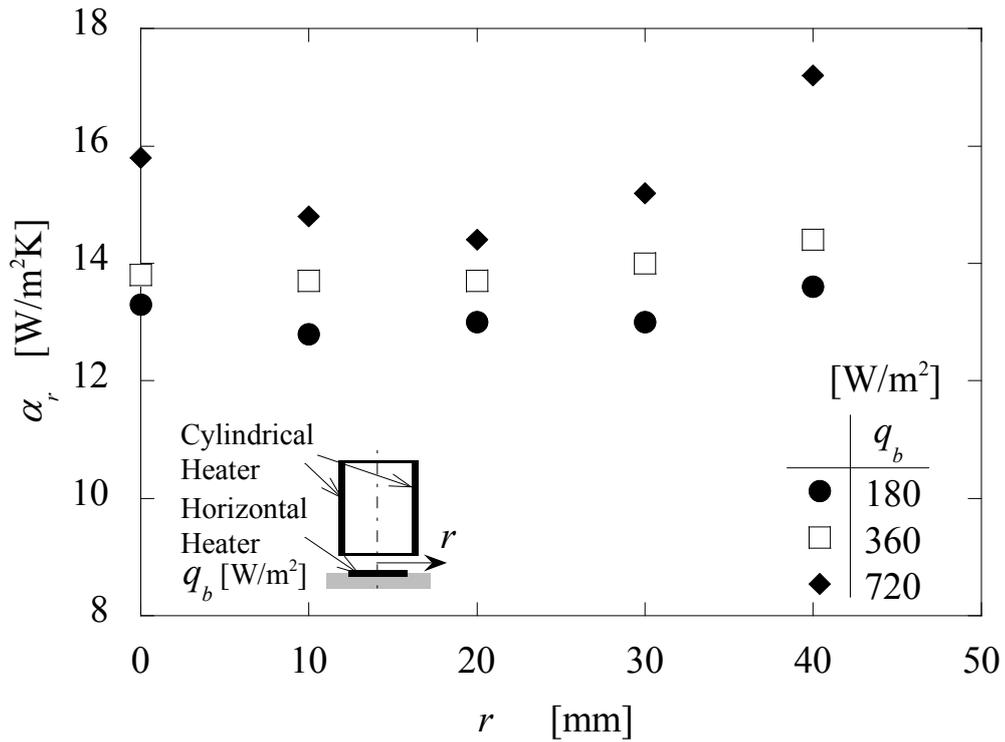


図 4 - 62 局所熱伝達率 (水平発熱面の熱流束 q_b の影響)

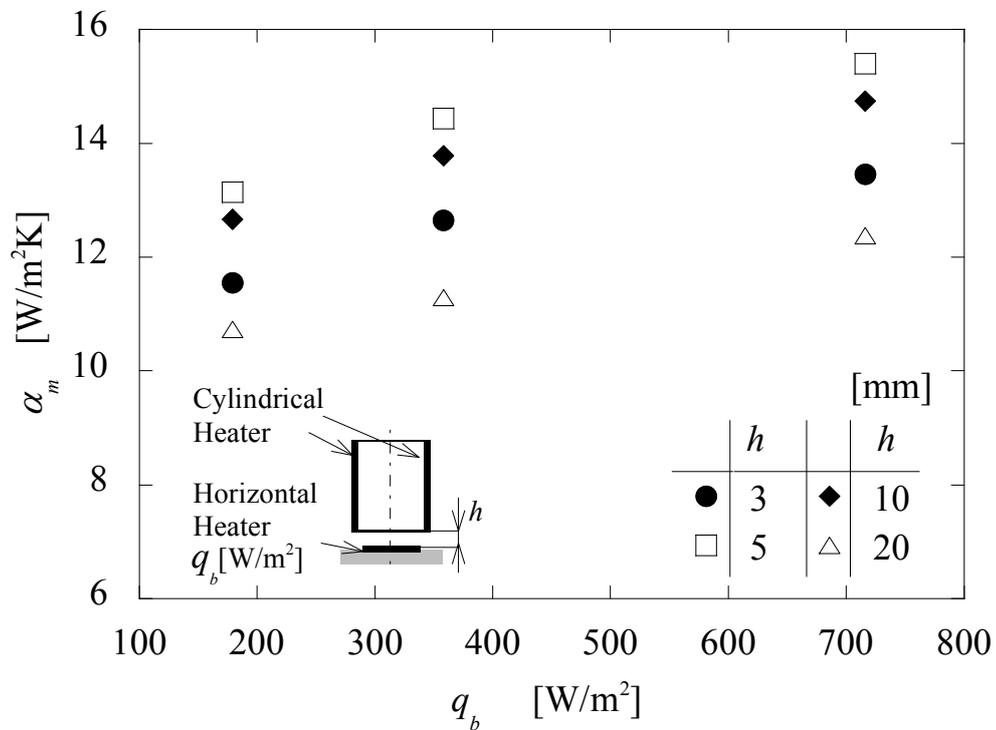


図 4 - 63 平均熱伝達率 (水平発熱面の熱流束 q_b の影響)

5.5.4 熱流体解析ソフトによる検討

水平発熱面の対流熱流束 q_{b_conv} が水平発熱面および円筒発熱体まわりの流動特性に及ぼす影響について、数値解析結果を示す。図 4-64 は水平発熱面の対流熱流束 q_{b_conv} が 200W/m^2 の場合において、円筒発熱体の対流熱流束 q_{c_conv} が 200W/m^2 、円筒発熱体高さ H が 210mm 、円筒発熱体の内径 D が 94mm 、水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h が 5mm の場合の速度ベクトル分布である。この解析条件は PIV の測定結果である図 4-58 と同一であり、図 4-31 の条件から水平発熱面の対流熱流束 q_{b_conv} を 630W/m^2 から 200W/m^2 に減少させたものである。図 4-31 および図 4-64 において、水平発熱面の対流熱流束 q_{b_conv} が小さくなると、水平発熱面まわりの空気流速は低下した。この傾向は実測結果と同様であり、水平発熱面の対流熱流束 q_{b_conv} が減少したことで周囲から誘引される空気流量が低下したことが原因と考える。

このことから、本解析手法では水平発熱面の対流熱流束 q_{b_conv} の変化に対して、水平発熱面まわりの流れ場の傾向は概ね予測できることが分かった。

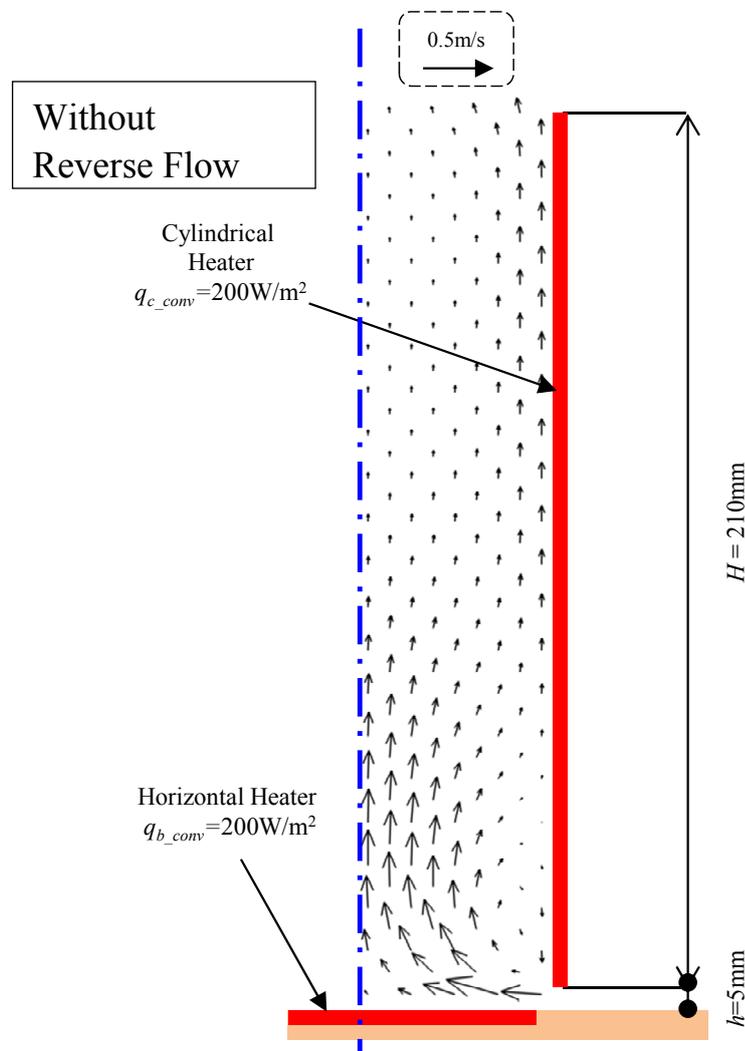


図 4 - 64 数値解析から求めた速度ベクトル分布 (水平発熱面の対流熱流束 $q_{b_conv} = 200\text{W/m}^2$)

図 4-65 に数値解析による水平発熱面の平均熱伝達率 α_m と水平発熱面の対流熱流束 q_{b_conv} の関係をそれぞれの水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h について示すとともに、比較のため実測値も併記した。ここで、円筒発熱体の対流熱流束 q_{c_conv} は 200W/m^2 、円筒発熱体高さ H は 210mm 、円筒発熱体内径 D は 94mm である。水平発熱面の平均熱伝達率 α_m の解析結果は、実験結果と同様にいずれの水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h においても水平発熱面の対流熱流束 q_{b_conv} の増加に伴い増大した。また、水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h が 5mm の場合では概ね一致したが、逆流が生じる円筒発熱体との間隔 $h=3\text{mm}$ 、特に円筒発熱体との間隔が大きい $h=20\text{mm}$ の場合では実測値との差は大きくなった。

以上のように、各設計諸因子を変化させた場合において汎用コードを搭載した熱流体解析ソフトの適用可能性を検討した。結果として、水平発熱面まわりの流動および熱伝達特性は各パラメータの変化に対して実測値と概ね同様な傾向を示した。しかし、本解析手法では円筒発熱体側面まわりの浮力が十分に考慮されず逆流は生成されない。また、水平発熱面から誘引する空気流れは十分な精度で予測されないことが分かった。そのため、逆流が生じる場合および水平発熱面と円筒発熱体との間隔が大きい場合では実測値との差が大きくなり、水平発熱面の平均熱伝達率 α_m は実測値との偏差が最大で 24% 、平均で 13% となった。今後は乱流モデルの改良も含め、3次元モデルにおける非定常計算を行うなどの検討が必要と考えられる。これらのことから、汎用コードを用いた解析手法では水平発熱面および円筒発熱体まわりの熱流動特性は正確に評価できないことが明らかになるとともに、実測による評価が必要であることが分かった。よって、本章では以降実測による値を用いて熱流動特性を整理する。

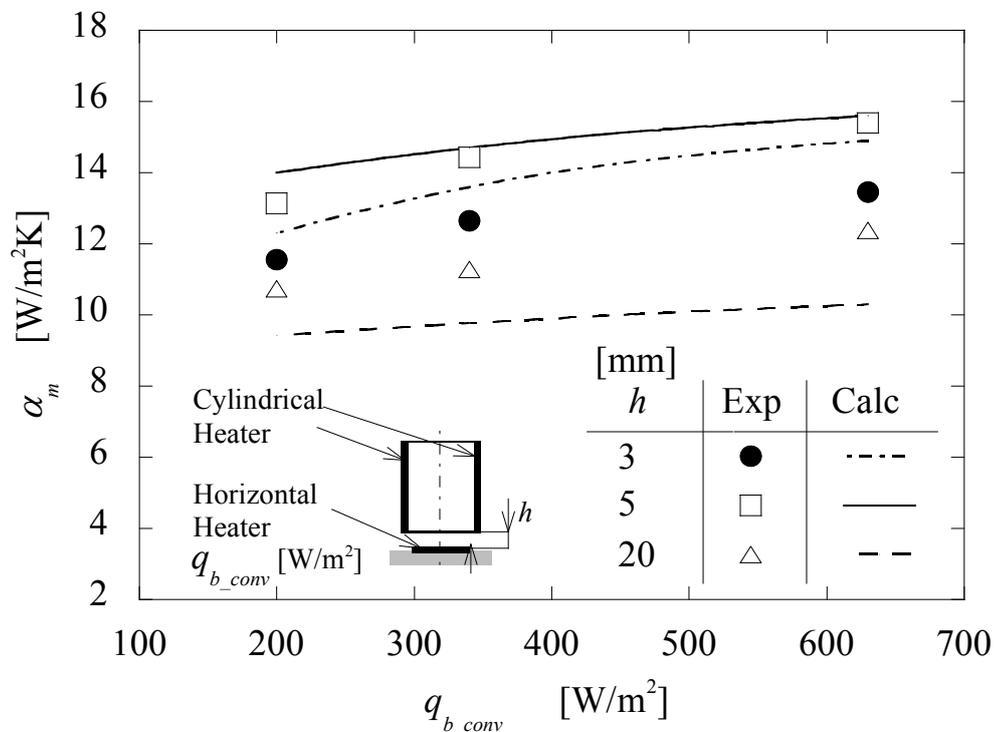


図 4 - 65 平均熱伝達率の解析結果と実測値の比較
(水平発熱面の対流熱流束 q_{b_conv} の影響)

5.6 逆流生成を判別する条件

前項までの検討において、円筒発熱体出口付近において逆流が生成される流れ場では熱伝達促進の効果が低減される結果が得られている。また、逆流現象が生じると、水平発熱面まわりの熱伝達特性に及ぼす各パラメータの影響が異なる場合も見られる。そこで、本項では熱伝達促進の効果が大きく、水平発熱面の熱伝達特性を整理する場合に必要な逆流が生成しない条件について検討する。

図 4-4 で示す本章の研究範囲において、各パラメータが逆流生成に及ぼす影響について整理し、逆流が生成されない条件を図 4-66 に示す。水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h が 10mm 以上の範囲では、隙間から流入する空気は流動抵抗が小さいことから流量が大きくなり、比較的拡散した状態で内部を流れるために出口付近で概ね均一な流れ場となる。そのため、本章の研究範囲ではいずれの場合においても逆流は観察されない結果となった。次に、水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h が 5mm まで狭くした場合について検討する。円筒発熱体のアスペクト比 H/D が小さい場合では、空間に対する加熱面積の減少に伴って誘引される空気量が低下するとともに、円筒発熱体内径 D が相対的に大きくなることから円筒発熱体の出口付近で速度分布が不均一になりやすく逆流が生成された。一方、円筒発熱体のアスペクト比 H/D が大きい場合では円筒発熱体内の流動抵抗が増大し、誘引空気量が減少する影響が表れて逆流が生じた。また、円筒発熱体の熱流束 q_c については小さすぎると円筒発熱体から誘引される空気量が減少し、逆に大きすぎると円筒発熱体側壁に偏った流れが顕著となり逆流が生成された。これらのように、水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h が 5mm の場合では円筒発熱体の熱流束 q_c および円筒発熱体のアスペクト比 H/D によって逆流生成の有無に違いが見られ、逆流が生成しない一定の範囲が存在することが理解できる。また、水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h が 3mm の場合では流動抵抗が更に増大して流入量が大きく減少し、円筒発熱体のアスペクト比 H/D および円筒発熱体の熱流束 q_c の条件に関わらず全ての条件において逆流が生じた。

これらのことから、逆流の生成には水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h が最も影響を及ぼすことが明らかになった。また、特定の水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h では円筒発熱体のアスペクト比 H/D および円筒発熱体の熱流束 q_c にも影響を及ぼされ、円筒発熱体出口付近で速度分布が不均一にならない条件に設定することで逆流は生成されないことが分かった。よって、逆流が生じない条件は、逆流の生成に最も影響を及ぼす水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h を代表長さとし、熱流束を円筒発熱体の熱流束 q_{c_conv} とした修正レイリー数 Ra_h^* を式(4-16)のとおり定義し、円筒発熱体のアスペクト比 H/D の条件も用いて式(4-17)または式(4-18)に示す範囲で整理できた。なお、前項で述べたように水平発熱面の熱流束 q_b が逆流の生成に及ぼす影響が小さいことから、本章の研究においては生成条件から除外した。また、図 4-4 で示す本章の研究範囲において、以下の条件以外では全て逆流が生じることを確認している。

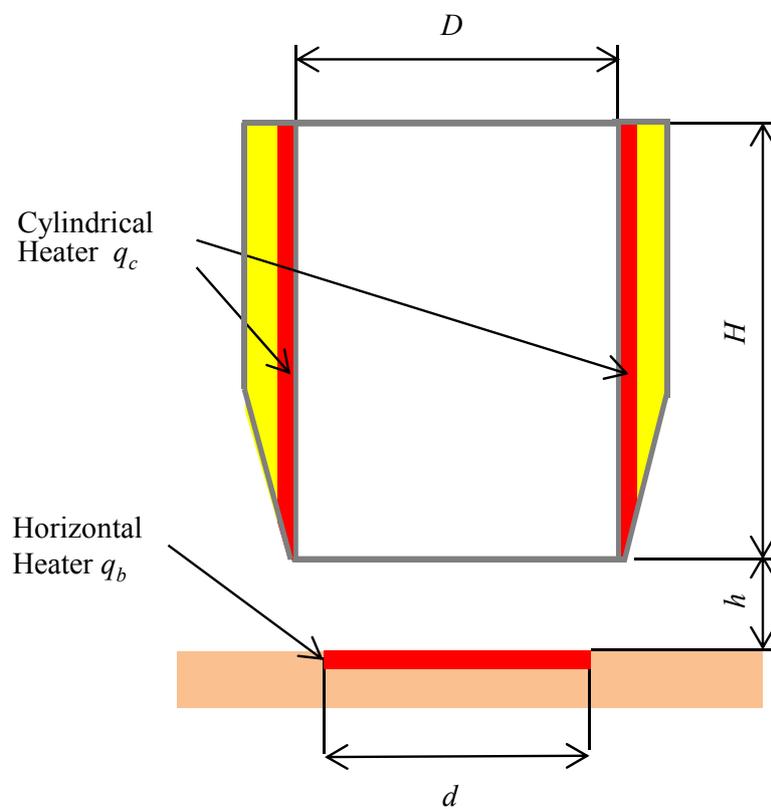
$$Ra_h^* = \frac{g\beta q_{c_conv} h^4}{\lambda a \nu} \quad (4-16)$$

逆流が生成しない条件

$$Ra^*_h > 1000 \quad (4-17)$$

または

$$160 < Ra^*_h < 300 \quad \text{and} \quad 1.9 < H/D < 2.6 \quad (4-18)$$



① $h \geq 10\text{mm}$ の場合

② $h = 5\text{mm}$ の場合で次に条件を満たすもの

$$1.9 < H/D < 2.6 \quad \text{and} \quad 160\text{W/m}^2 < q_c < 320\text{W/m}^2$$

図 4 - 66 逆流が生成されない条件

第6節 水平発熱面の熱伝達特性の無次元整理

本節では、円筒発熱体を上方に設置した場合の水平発熱面まわりの熱伝達特性について無次元整理を行う。前節で検討した各パラメータの変化が水平発熱面の熱伝達に及ぼす影響について整理する。水平発熱面の熱伝達は、円筒発熱体の熱流束 q_c 、水平発熱面の熱流束 q_b および円筒発熱体のアスペクト比 H/D いずれの場合においても増加に伴い概ね増大する傾向を示した。しかし、逆流が生じると、水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h の増加とともに増大する一方で、逆流が生成されない場合では、水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h の増加とともに低下した。よって、水平発熱面の熱伝達の無次元整理式は逆流の判別式(4-17)および式(4-18)を用いて場合分けを行い、式(4-19)および式(4-20)のとおりそれぞれ定義した。式中の各因子の指数において、大小関係は影響度に対して必ずしも一致していないが、符号によって示される増減の傾向はそれぞれの因子が変化した場合の結果に概ね対応している。なお、式(4-19)および式(4-20)の適用範囲は、本章の研究範囲内において $10^7 < Ra_b^* < 7 \times 10^7$ 、 $5 < Ra_c^* < 3 \times 10^5$ および $2 < H/h < 70$ の全てを満足する場合である。

逆流が生成しない場合

$$Nu_m = 4.83 Ra_b^{*0.09} Ra_c^{*0.05} (H/h)^{0.11} \quad (4-19)$$

ただし、式(4-17)または式(4-18)を満たす条件である。

逆流が生成する場合

$$Nu_m = 0.078 Ra_b^{*0.32} Ra_c^{*0.03} (H/h)^{-0.01} \quad (4-20)$$

ただし、本章の研究範囲において、逆流が生成しない場合を除く範囲である。

図 4-67 および図 4-68 において、本章の研究範囲全ての実測値とそれぞれの実験整理式(4-19)および(4-20)の比較を行う。なお、逆流が生成しない場合を図 4-67、逆流が生成する場合を図 4-68 に示した。図 4-67 および図 4-68 において、いずれの場合でも実験整理式(4-19)および(4-20)の直線に対して概ね纏まっている。このことから、式(4-7)から式(4-9)で定義した無次元数および式(4-17)から式(4-18)にて示す逆流の有無を判別する条件式を用いることにより、水平発熱面の熱伝達特性は概ね整理できることが分かった。なお、実験整理式(4-19)は実測値との平均偏差 4.1%、最大偏差 11.3%、実験整理式(4-20)は実測値との平均偏差 5.4%、最大偏差 17.5%であった。

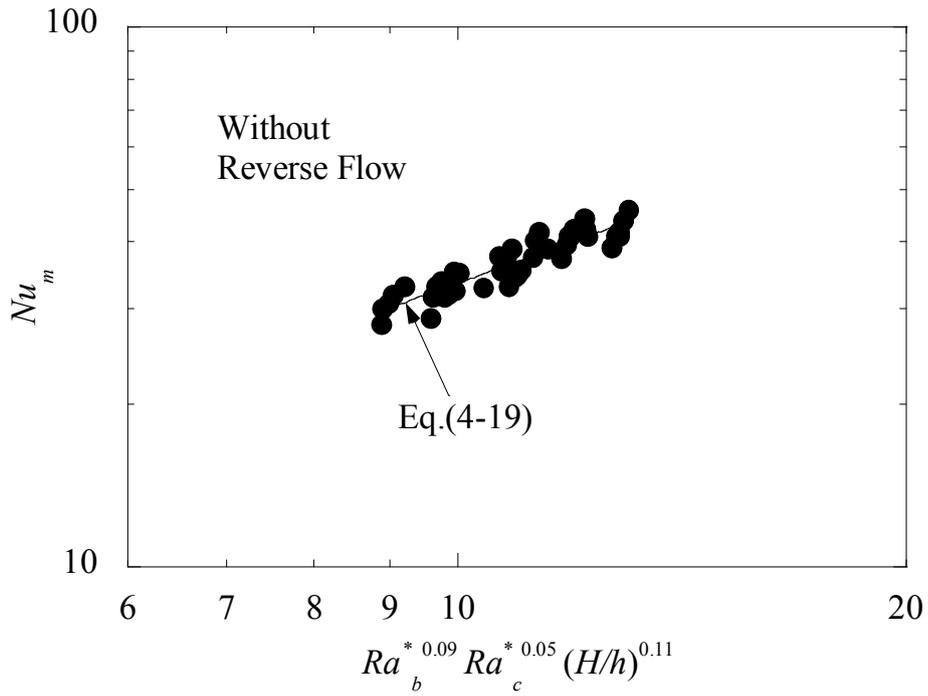


図4-67 実験整理式と実験値の比較
(逆流が生成しない場合)

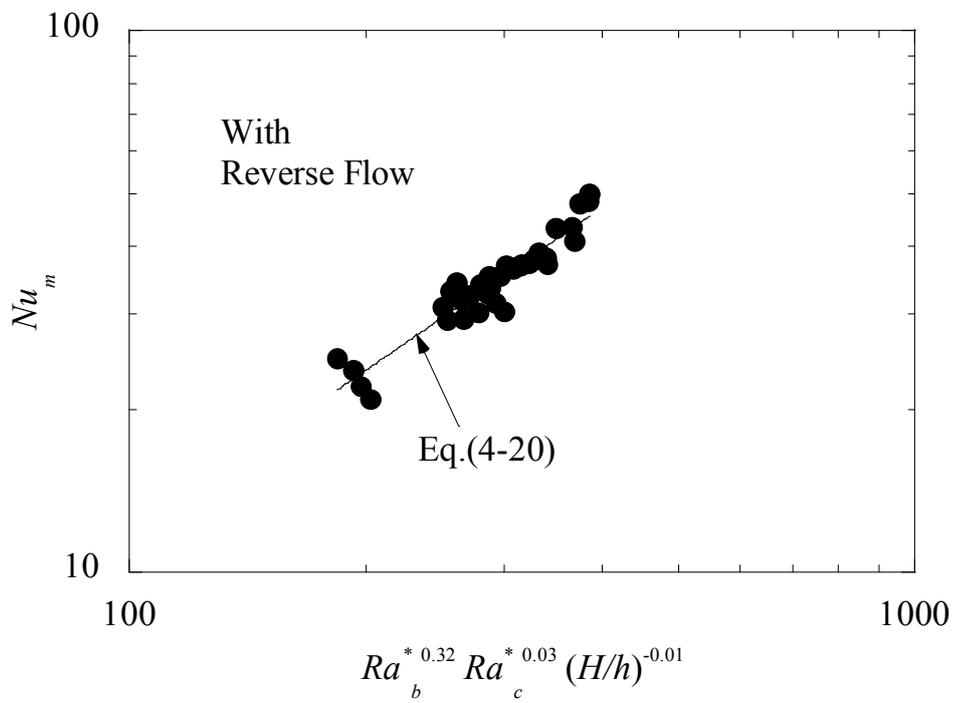


図4-68 実験整理式と実験値の比較
(逆流が生成する場合)

第7節 本章のまとめ

円筒発熱体を水平発熱面の上方に設置した場合における水平発熱面および円筒発熱体まわりの流動特性および水平発熱面まわりの熱伝達特性について実験的に検討を行った結果、以下に示すことを明らかにした。

- (1) 水平発熱面の上方に円筒発熱体を設置すると、円筒発熱体から周囲空気を誘引する流れ場が生成されて水平発熱面まわりの空気流速は大きく増大する。そのため、円筒発熱体を水平発熱面の上方に設置した場合には、水平発熱面まわりの熱伝達は促進されることが確認された。
- (2) 水平発熱面まわりの熱伝達に対して、水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h には最適な値が存在し、その間隔が水平発熱面まわりの空気流速の極大値に対応する。また、水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h が減少すると逆流が発生しやすくなり、逆流の有無によって水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h の変化に対する傾向が異なることが判明した。
- (3) 水平発熱面まわりの熱伝達特性は、円筒発熱体の熱流束 q_c の増加に伴い概ね増大する傾向を示す。ただし、円筒発熱体出口付近で逆流が生じると、円筒発熱体において加熱された空気が水平発熱面に流入するために熱伝達は減少する。また、円筒発熱体の熱流束 q_c を特定の範囲に設定すると、逆流が生じないことが分かった。
- (4) 水平発熱面の平均熱伝達は、円筒発熱体高さ H の増加に伴って大きく増大する。また、逆流は円筒発熱体高さ H が小さくなると生成しやすくなる。ただし、水平発熱面と円筒発熱体の間隔 h が大きい場合では、円筒発熱体高さ H が小さくても誘引される空気流量が大きくなるため、逆流が生じないことが分かった。
- (5) 水平発熱面の平均熱伝達率 α_m は円筒発熱体内径 D の増加に伴い減少する。このため、水平発熱面の平均熱伝達率 α_m は、円筒発熱体のアスペクト比の増加とともに概ね増大する。また、逆流生成に関しては、円筒発熱体内径 D の特定の範囲で観察されることが明らかになった。
- (6) 水平発熱面の平均熱伝達率 α_m は、水平発熱面の熱流束 q_b の増加に伴って、水平発熱面まわりの空気流速とともに増大する。また、円筒発熱体内に生じる逆流には、水平発熱面の熱流束 q_b は大きな影響を及ぼさないことが明らかになった。

- (7) 熱流体解析ソフトを用いた一般的な解析手法では、水平発熱面および円筒発熱体まわりの熱流動特性が正確に把握できないことから実測による評価が必要であることが分かった。
- (8) 逆流が生成しない条件は、水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h を代表長さとした修正レイリー数 Ra_h^* および円筒発熱体のアスペクト比 H/D を用いることで定義できた。
- (9) 水平発熱面の平均ヌッセルト数 Nu は水平発熱面まわりの修正レイリー数 Ra_b^* 、円筒発熱体まわりの修正レイリー数 Ra_c^* および円筒発熱体高さ H と水平発熱面と円筒発熱体との間隔 h の比である無次元高さ H/h を関数として整理できた。

参考文献

- (4-1) S. Kazansky, V. Dubovsky, G. Ziskind and R. Letan, Chimney-enhanced natural convection from a vertical plate: Experiments and numerical simulations, *Journal of Heat Mass Transfer* 46 (2003), pp. 497-512
- (4-2) A. Auletta, O. Manca, B. Morrone and V. Naso, Heat transfer enhancement by the chimney effect in a vertical isoflux channel, *Journal of Heat Mass Transfer* 44 (2001), pp. 4345-4357
- (4-3) T. S. Fisher and K. E. Torrance, Free Convection Limits for Pin-Fin Cooling, *National Heat Transfer Conference* (1997), ASME HTD, Vol.343, pp.129-138
- (4-4) J. Zinoubi, R. Ben Maad and A. Belghith, Influence of the vertical source-cylinder spacing on the interaction of a thermal plume with a thermosiphon flow: an experimental study, *Experimental Thermal and Fluid Science* 28(2004), pp.329 - 336
- (4-5) M. Ishizuka and Y. Kimura, A Study on the Effect of Inclination on Thermal Behaviors of Natural Convection Inside Thin Electronic Equipment Casing, *Proceedings of International Mechanical Engineering Congress* (2003), ASME HTD, Vol.374, pp.271-278
- (4-6) J. R. Howell, R. Siegel, M. P. Menguc, *Thermal Radiation Heat Transfer* 5th Edition, CRC Press(2010)
- (4-7) W. Aung, L. S. Fletcher and V. Sernas, Developing Laminar Free Convection between Vertical Flat Plates with Asymmetric Heating, *Journal of Heat Mass Transfer* 15 (1972), pp. 2293-2308
- (4-8) R. J. Moffat, Describing the uncertainties in experimental results, *Exp. Fluid Sci.* 1, 3-17 (1988)
- (4-9) M. Al-Arabi and M. K. El-Riedy, Natural convection heat transfer from isothermal horizontal plates of different shapes, *Journal of Heat Mass Transfer* 19 (1976), pp.1399-1404
- (4-10) W. Xu, Q. Chen and F.T.M. Nieuwstadt, A new turbulence model for near-wall natural convection, *Journal of Heat Mass Transfer* 41 (1998), pp. 3161-3176

主な記号

T_r	: 局所の発熱体表面温度
T_∞	: 周囲空気温度
ΔT_{air}	: 水平発熱面と周囲空気との温度差
r	: 発熱体中心からの距離
D	: 円筒発熱体内径
H	: 円筒発熱体高さ
d	: 水平発熱面直径
t	: 円筒発熱体の断熱材厚み
h	: 水平発熱面と円筒発熱体との間隔
q_b	: 水平発熱面を加熱する熱流束
q_{b_loss}	: 水平発熱面を設置した断熱材への放散熱流束
q_{br_rad}	: 水平発熱面の局所放射熱流束
q_{bm_rad}	: 水平発熱面の平均放射熱流束
q_{br_conv}	: 水平発熱面の局所対流熱流束
q_{b_conv}	: 水平発熱面の対流熱流束
q_c	: 円筒発熱体を加熱する熱流束
q_{c_loss}	: 円筒発熱体外側面に設置した断熱材からの放散熱流束
q_{c_conv}	: 円筒発熱体の対流熱流束
α_r	: 局所熱伝達率
α_m	: 平均熱伝達率
Nu_m	: 水平発熱面の平均ヌッセルト数
Ra_b^*	: 水平発熱面の修正レイリー数
Ra_c^*	: 円筒発熱体の修正レイリー数
g	: 重力加速度
β	: 体膨張係数
λ	: 熱伝導率
ν	: 動粘性率
a	: 熱拡散率

第5章 結論

本研究では電子機器の自然空冷技術の高度化を図ることを目的とし、対象とする2つの体系について熱流動特性を解明するとともに、発熱体を最適に配置することで熱伝達を促進する手法について検討した。以下、本研究の結論として各章の内容をまとめるとともに、得られた知見を示す。

第1章では本研究の背景について述べるとともに近年の電子機器の冷却技術について整理を行い、自然空冷技術の有用性と今後の課題について論じた。また、本研究で対象とする密閉筐体内に水平発熱体が鉛直方向に配列された場合および水平発熱面の上方に円筒発熱体を設置した場合の2つの体系についてそれぞれの研究概要を示した。

第2章では本研究に関連する自然対流熱伝達の従来からの研究について概説した。まず、自然対流熱伝達に関する従来の中からの本研究対象の熱流動特性を解明するための知見として、研究対象を構成する水平加熱面、鉛直管内および密閉水平流体層の過去の報告について解説した。次に、本研究で検討する2つの体系に類似した従来からの研究を概説し、本研究内容との比較を行った。結果として、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は、密閉容器内に発熱体が設置される場合は従来から研究されているが、発熱体が1つの場合がほとんどであり、複数個あっても水平な状態で配置されていない現状を確認した。また、円筒発熱体を上方に設置し、煙突効果により水平発熱面の熱伝達の促進を図る体系では煙突効果を用いた報告は多く見られるが、熱伝達促進に関してはいずれも鉛直面や傾斜面を冷却対象とした研究であり、水平発熱面の熱伝達に及ぼす基本的なパラメータの影響は解明されていないことを示した。このように、過去の研究で直接適用できるものが見当たらないことから、本研究で対象とするそれぞれの体系について熱流動特性を解明し、熱伝達促進を図ることの有効性を明らかにした。

第3章においては、電子機器特有の体系である密閉筐体内に鉛直方向に配列された水平平行発熱体まわりの自然対流の流動挙動および熱伝達特性の関連性を明らかにするとともに、各設計パラメータが水平発熱体まわりの熱伝達特性に及ぼす影響について検討した。

まず、本体系における熱流動特性の概説として、最も影響が大きく、特徴をよく表す発熱体の間隔を変化させた場合の流動状態と発熱体まわりの熱伝達との関連性について述べた。流動特性として、上部領域では発熱体の配置を最適化することで渦運動が生成されることを見出した。この渦運動は、中間領域からの上昇流に随伴する流れと発熱体1段目上面と冷却面間の温度差から生じる流れが互いに干渉することで生成されることを示した。また、渦運動が生じると、発熱体1段目上面は冷却面との熱交換量が增大し、熱伝達が促進されることを明らかにした。中間領域および下部領域ではいずれの配置においても発熱面に沿った流れとなり、空間高さの増加とともに流速は増大した。そのため、それぞれの空間に隣接する発熱面の熱伝達は、空間高さの増加とともに増大することを示した。

次に、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流動特性に及ぼす影響について整理を行った。結果として、流動特性はいずれのパラメータを変化させた場合においても、上部領域だけが渦運動が生成される場合と発熱体に沿った流れに分けられ、その他の領域では全て発熱面に沿った流れとなることを明らかにした。また、渦運動の生成に対する各設計因子の影響について検討した。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。渦運動は中間領域からの上昇流が冷却面付近で回転する流れを起動力としている。筐体内径の大きさおよび下部領域高さは、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ている。これらのことから、上部領域に対する中間領域の流動状態をレイリー数で整理し、渦運動が生成されるか、発熱面に沿った流れになるか識別できる条件式を提案した。

また、熱伝達特性として、渦運動が生じる場合の発熱体 1 段目上面の熱伝達はいずれのパラメータを変化させた場合においても、発熱体に沿った流れと比較して促進されることを明らかにした。それぞれの設計因子の影響として、発熱体の発熱量についてはいずれの発熱面においても発熱量の増加に伴い熱伝達が促進されることを示した。筐体高さにはほとんど影響を受けないが、隣接する空間領域高さの影響が支配的であることを明らかにした。筐体内径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が、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の増加に伴い増大すること示した。これらのことを整理し、渦運動が生成される場合は修正レイリー数、発熱面に沿った流れの場合は修正レイリー数および発熱体直径に対する筐体内径の比である無次元内径を関数とする平均ヌッセルト数を求める実験整理式を提案した。

第 4 章では、煙突効果により水平発熱面の熱伝達の促進を図ることを目的とし、上方に円筒発熱体を設置した場合の流動特性および熱伝達特性について検討を行った。

まず、円筒発熱体を設置した場合の影響を明らかにするため、水平発熱面のみの場合と円筒発熱体を設置した場合において流動特性および熱伝達特性を比較した。結果として、円筒発熱体を設置した場合では煙突効果によって円筒発熱体の下部から周囲空気が誘引され、その下方にある水平発熱面まわりの空気流速は水平発熱面のみの場合と比較して増大することを示した。そのため、円筒発熱体を水平発熱面の上方に設置した場合は、水平発熱面の熱伝達は促進される結果が得られた。

次に、水平発熱面の上方に円筒発熱体が設置される場合において、各パラメータが熱流動挙動に及ぼす影響について評価した。水平発熱面と円筒発熱体との間隔の影響では、水平発熱面まわりの空気流速に対して最適な値が存在し、その間隔で水平発熱面の熱伝達は極大値に示す結果が得られた。また、円筒発熱体との間隔が小さい場合では円筒発熱体内に流入する空気流量が減少することから出口付近で速度分布が不均一になり、逆流が発生することを示した。円筒発熱体の熱流束の影響では、水平発熱面の熱伝達は円筒発熱体の熱流束の増加に伴い概ね増大する傾向を示すが、円筒発熱体内に逆流が生じると減少する結果が得られた。円筒発熱体の熱流束が大きいと円筒発熱体側面に上昇流が引き寄せられ、逆に小さいと誘引

流量が減少して出口付近で不安定な流れ場となり、逆流が生成されることを示した。円筒発熱体高さの影響では、水平発熱面の平均熱伝達は円筒発熱体高さの増加に伴って増大することを示した。逆流は円筒発熱体高さが小さくなると生成しやすくなる。ただし、水平発熱面と円筒発熱体の間隔が大きい場合では、円筒発熱体高さが小さくても誘引される空気流量が多くなるため、逆流が生じないことを明らかにした。円筒発熱体内径の影響では、水平発熱面の熱伝達は円筒発熱体内径の増加に伴い減少する結果が得られた。このことから、円筒発熱体のアスペクト比の増加に伴い水平発熱面の平均熱伝達率は概ね増大することが判明した。また、逆流生成に関しては、円筒発熱体内径の特定の範囲で観察されることを明らかにした。水平発熱面の熱流束が及ぼす影響としては、水平発熱面の熱伝達は水平発熱面の熱流束の増加に伴って、水平発熱面まわりの空気流速とともに増大する結果を示した。また、円筒発熱体内に生じる逆流には、水平発熱面の熱流束は大きな影響を及ぼさないことを示した。

上述した各設計諸因子を変化させた場合において、汎用の熱流体解析ソフトの適用可能性について検討した。結果として、水平発熱面まわりの流動および熱伝達特性は各パラメータの変化に対して実測値と概ね同様な傾向を示した。しかし、本解析手法では円筒発熱体側面まわりの浮力が十分に考慮されず逆流が生成されないことが分かった。また、水平発熱面から誘引する空気流れが十分な精度で予測されないため、円筒発熱体との間隔が大きい場合では実測値と差が大きくなる結果が得られた。このように、汎用コードを用いた解析手法では水平発熱面および円筒発熱体まわりの熱流動特性は正確に評価できないことを示すとともに、実測による評価が必要であることを明らかにした。

逆流現象が生じると、水平発熱面まわりの熱伝達が低下するとともに水平発熱面の熱伝達特性に及ぼす傾向が異なるパラメータも見られることから、逆流の生成しない条件について検討した。結果として、水平発熱面と円筒発熱体との間隔を代表長さとした修正レイリー数および円筒発熱体のアスペクト比を用いることで判別できることを明らかにした。

最後に、熱伝達特性および逆流に関する条件に基づいて、水平発熱面の熱伝達特性の実験整理式を検討した。水平発熱面の熱伝達は円筒発熱体の熱流束、水平発熱面の熱流束および円筒発熱体のアスペクト比いずれの場合においても増加に伴い概ね増大することを明らかにしている。しかし、逆流が生じると、水平発熱面と円筒発熱体との間隔の増加とともに増大する一方で、逆流が生成されない場合では水平発熱面と円筒発熱体との間隔の増加とともに低下する結果が得られている。そこで、水平発熱面の熱伝達は逆流の判別条件を用いて場合分けを行い、水平発熱面まわりの修正レイリー数、円筒発熱体まわりの修正レイリー数および円筒発熱体高さとして水平発熱面と円筒発熱体との間隔の比である無次元高さの関数とした無次元整理式を提案した。

以上のように本研究は電子機器の自然空冷技術の高度化を目的とし、発熱体を最適に配置することで自然対流熱伝達の促進を図るものである。冷却技術は電子機器の開発において、製品が維持・向上するために必要な基盤技術となっている。そのため、得られた研究成果は自然空冷技術の進展に寄与するとともに、付加価値の高い製品開発環境の構築に貢献できることが考えられる。

謝辞

本研究は、岡山大学大学院自然科学研究科教授 堀部 明彦 先生のご指導のもとに、発熱体の最適配置による自然対流熱伝達促進と流動挙動に関する研究についてまとめたものです。

堀部 明彦 教授には、日常の多忙な教育研究活動の中、多くの貴重な時間を割いて頂き、研究方針の提示、実験装置の設計・製作、実験方法や実験整理の検討および研究全般に対する適切なご指導とともに、学会論文の作成や国内外における学会口頭発表などに関しても多大なご指導を頂きました。また、研究に対する姿勢や考え方、研究者としての心構えなどについてもご教示いただきました。先生のご指導があったからこそ、本研究に関する多く知見が得られ、本論文をまとめることができました。ここに、深く感謝の念を込めてお礼申し上げる次第であります。

本論文を御審査くださり、適切なご教示とご指導を賜りました岡山大学大学院自然科学研究科教授 富田 英二 先生、ならびに岡山大学大学院自然科学研究科教授 柳瀬 眞一郎 先生に深く感謝し厚く御礼を申し上げます。

また、岡山大学大学院自然科学研究科 春木 直人 准教授には、本研究の遂行にあたり、実験環境の整備をはじめ、学会論文の作成・投稿や学会口頭発表に至るまで懇切丁寧なご指導を頂きました。ここに、深く感謝し心からお礼申し上げます。岡山大学工学部 今井 達也 技官には、実験装置製作時においてご協力を戴くとともに、研究室内で活動しやすい環境をご提供いただきました。ここに、心から感謝申し上げます。岡山大学大学院自然科学研究科 修士課程 境 健司 氏および岡山大学工学部機械工学科学部生 青木 克也 氏には本研究の実験を遂行するにあたり、実験装置の作製から実験データの取得まで多くのご尽力を戴きました。厚く感謝の意を表します。

さらに、本研究の実施にあたり、多大なるご理解とともに研究環境の整備にご協力いただきました岡山県工業技術センター所長 西田 典秀 氏に心から深く感謝申し上げます。また、さまざまな場面で御助言を戴きました同センター研究開発部計測制御グループ 眞田 明 氏、多大なご支援やご協力を頂きました同グループおよび旧加工計測グループをはじめ岡山県工業技術センターの皆様方に厚く御礼申し上げます。

最後に、本研究を遂行するにあたり、常に陰ながら支えてくれた家族に心から感謝を申し上げます。