

高い異方性熱伝導をもつ熱拡散板の性能モデルと電子デバイス実装への応用に関する研究

水田, 敬

<https://doi.org/10.15017/1866376>

出版情報 : 九州大学, 2017, 博士 (工学), 論文博士
バージョン :
権利関係 :

博 士 論 文

高い異方性熱伝導をもつ熱拡散板の性能モデルと
電子デバイス実装への応用に関する研究

平成 29 年 7 月

水 田 敬

目 次

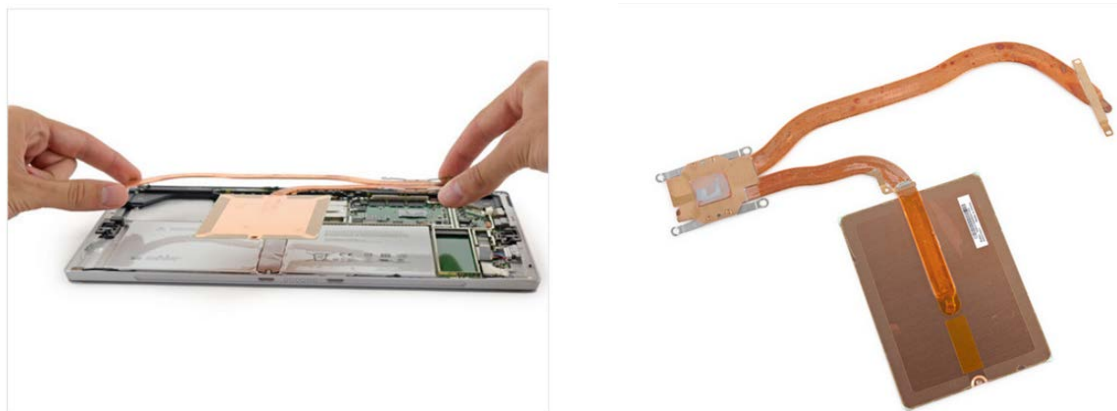
第1章 序論	1
1-1 ますます深刻化する電子機器における発熱問題	1
1-2 受熱抵抗を低減するための手段系	3
1-3 ベーパーチャンバーに関する既往の研究	5
1-3-1 ベーパーチャンバーの動作原理	5
1-3-2 ウィックの構成が伝熱特性に与える影響	5
1-3-3 冷媒の種類が伝熱特性に与える影響	6
1-3-4 蒸発器・凝縮器の構成が伝熱特性に与える影響	6
1-3-5 他の放熱部材との複合化した場合の伝熱特性	6
1-3-6 ベーパーチャンバーの応用に関する研究	7
1-4 本研究の目的	9
第2章 積層型ベーパーチャンバーの開発と熱抵抗	10
2-1 緒言	10
2-2 実験装置および実験方法	10
2-2-1 積層型ベーパーチャンバーの構成と動作原理	10
2-2-2 加熱部の構成について	13
2-2-3 実験及び測定手法	14
2-2-4 データ分析法	15
2-3 結果と考察	18
2-3-1 ヒートスプレッド表面温度分布の測定結果	18
2-3-2 ヒートスプレッド熱抵抗の変化	22
2-3-3 他のベーパーチャンバーとの比較	25
2-4 結言	30
第3章 擬一次元伝熱モデルによる異方性熱伝導率評価方法の確立	31
3-1 緒言	31
3-2 擬一次元伝熱モデルの導出	31
3-2-1 半径方向に関する式の導出	31
3-2-2 厚み方向に関する式の導出	37
3-3 擬一次元伝熱モデルによる熱伝導率推定の妥当性評価	38
3-3-1 熱流体シミュレーションの設定について	38
3-3-2 半径方向熱伝導率推定精度	40
3-3-3 厚み方向熱伝導率推定精度	43
3-4 結言	45
第4章 積層型ベーパーチャンバーの熱伝導率の推定	46
4-1 緒言	46

4-2	擬一次元伝熱モデルを用いた熱伝導率推定における収束アルゴリズム	46
4-3	積層型ベーパーチャンバーの熱伝導率	50
4-5	結言	53
第5章	電子デバイス実装への応用	54
5-1	緒言	54
5-2	鉛直設置姿勢における冷媒分布に対する重力の影響	54
5-2-1	中性子ラジオグラフィ可視化実験におけるサンプルと構成	54
5-2-2	中性子ラジオグラフィによる可視化と信号処理	55
5-2-3	結果と考察	57
5-3	FGHP の特性を考慮した筐体設計	62
5-3-1	排熱の問題と光のクオリティが不可分である LED 光源	62
5-3-2	FGHP を利用した水中 LED 照明における高効率排熱の実現	62
5-3-3	FGHP の特性を考慮した受熱部構造の最適化	64
5-3-4	FGHP を用いた LED 実装基板の熱的特性	66
5-4	マテリアルの迅速選定ツールへの展開	69
5-6	結言	70
第6章	結言	71
	謝辞	74
	参考文献	75
	研究業績	82

第1章 序論

1-1 ますます深刻化する電子機器における発熱問題

近年、電子デバイスの小型・高性能化により、それらから生じる熱流束は急激に増加しており、信頼性向上のためには高い性能を有する排熱システムが必須である。タブレットPCやスマートフォンの様に、消費電力が小さなデバイスにおいてさえヒートパイプなどの高熱伝導性素材を用いた排熱構成になっているのは、従来型の冷却手法だけではもはやデバイス温度を適正な範囲に抑制することが不可能であるレベルまで発熱による信頼性の問題が深刻化していることを表している。さらに、LED(Light Emitting Diode)やGPU(Graphic Processing Units)などは、非常に大きな投入電力にさらされていることに加え、それらを収納している筐体は小型・薄型化していることから、単なる強制空冷などの従来技術では適切な温度に維持することができないほどの高いエネルギー密度となっている。



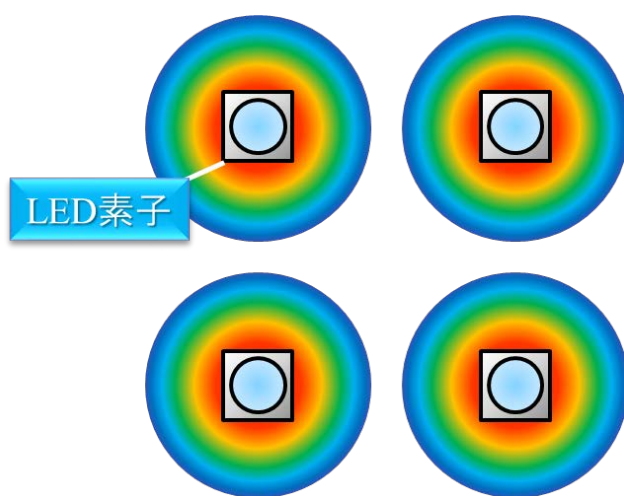
(a) タブレット PC(Microsoft Surface Pro4)の分解画像(iFixit より引用)



(b) スマートフォン(Xperia X Performance)の分解画像(ASCII より引用)

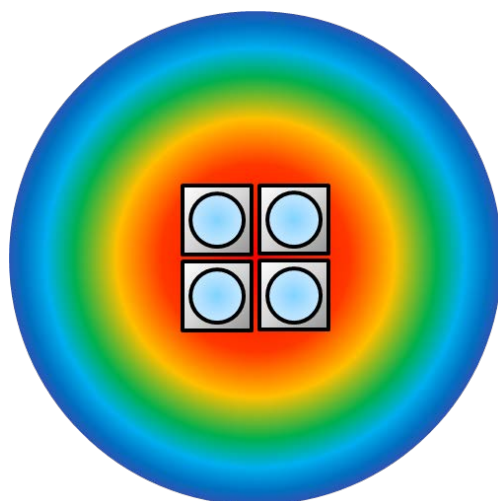
Fig. 1.1. 電子機器における複雑・高度化する排熱手法

また、LED においては、光のクオリティ向上と発熱問題への対策は不可分であるといえる。従来、LED から発生する熱による問題を回避するため、LED 素子の間隔を広くとり、それぞれの素子から発生する熱の干渉を低減する様な実装がしばしば行われてきた。このような実装においては、発熱密度を低減することができ、排熱の難易度は低減するが、光源の放射発散度も下がってしまうため、いわゆる、「暗い」光源となってしまう。一方、「明るい」光源を実現するために LED 素子の実装密度を高くし、放射発散度を向上させると、同時に発熱密度も増加してしまうため、従来技術だけでは受熱部における温度上昇の抑制が困難となり、動作効率の低下と信頼性の問題の発生を招く。したがって、放射発散度の高い「明るい」光源を、高効率かつ高信頼で実現するためには、高い発熱密度を十分に低減可能であるような、高性能な受熱部が必須となる。



(a) LED 素子の実装間隔を広くした場合

(発熱密度が低下し排熱しやすいが、放射発散度も低下するため「暗い」光源となる)



(b) LED 素子の実装間隔を狭くした場合

(放射発散度が向上し「明るい」光源となるが、発熱密度も増加し排熱が困難となる)

Fig. 1.2. 光のクオリティ向上と受熱抵抗の低減が不可分である LED 光源

1-2 受熱抵抗を低減するための手段系

前節において述べたように、電子機器における深刻化する発熱問題へ対応するため、種々の排熱手段が用いられている。代表的なものを表 1.1 に示す。この表に示す排熱手段の中で、サーマルグリス、放熱シート、ヒートスプレッド、ヒートパイプは、それぞれ、ある特定の伝熱過程における熱抵抗を低減するものであるのに対して、空冷ヒートシンクや液冷システムは、受熱過程、内部における熱移動過程、環境への排熱過程という、複数の伝熱過程を用いて総合的に熱抵抗を低減するものであることを特徴とする。

前節で述べた LED 光源のように、発熱密度が高い場合、受熱部において熱を拡散させ、熱流束を低下させることによって受熱部抵抗を低減することが、全体的な排熱効率向上のために効果的である。ここで、受熱部における面方向への熱拡散抵抗は、伝熱経路長に比例し、伝熱経路断面積および面方向熱伝導率に反比例する。伝熱経路長は、電子デバイス

表 1.1. 電子機器における種々の排熱手段

排熱手段	役割	高度化手法
サーマルグリス	<ul style="list-style-type: none"> 熱膨張率不整合の低減 接触熱抵抗の低減 	<ul style="list-style-type: none"> 基材の高熱伝導化 高熱伝導性フィラーの使用による熱伝導率向上
放熱シート	<ul style="list-style-type: none"> 熱膨張率不整合の低減 接触熱抵抗の低減 熱拡散による受熱抵抗低減 	<ul style="list-style-type: none"> グラファイト系素材の使用などによる基材の高熱伝導化 高熱伝導性フィラーの使用による熱伝導率向上
ヒートスプレッド	<ul style="list-style-type: none"> 熱拡散による受熱抵抗低減 	<ul style="list-style-type: none"> 高熱伝導金属素材の使用 ベーパーチャンバーによる熱拡散性向上
ヒートパイプ	<ul style="list-style-type: none"> 熱輸送部における熱抵抗低減 	<ul style="list-style-type: none"> 内部構造最適化による熱輸送量向上 ウィック構造最適化による姿勢影響の低減
空冷ヒートシンク	<ul style="list-style-type: none"> 排熱面積増加による熱抵抗低減 	<ul style="list-style-type: none"> 高熱伝導金属素材の使用 高熱伝導性受熱部の使用による受熱抵抗の低減 ヒートパイプ使用による内部熱抵抗の低減
液冷システム	<ul style="list-style-type: none"> 液体冷媒の使用による熱抵抗低減 	<ul style="list-style-type: none"> 高熱伝導性受熱部の使用による受熱抵抗の低減 ラジエーターの高効率化による排熱抵抗の低減

や筐体の大きさなど、おもに実装形態に左右されることから、拡散熱抵抗を低減するための手段系としては、伝熱経路断面積および面方向熱伝導率が大きな素材を使用することにより拡散熱抵抗低減を図る手法が有効となる。

表 1.1 に示すように、熱拡散により熱抵抗低減を図るための部材としては、一般に、放熱シート、あるいは、ヒートスプレッドが使用されている。放熱シートのなかでも、基材としてグラファイト系素材を使用することは熱伝導率向上に対して特に有効である。グラファイト系素材を用いた市販品としては、層状に形成された素材の結晶方向である面方向熱伝導率が $2,000 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$ に迫るものもあり、銅やアルミなどの金属系部材に比べて約 5 ～ 10 倍という高い熱伝導率を実現している。ただ、このように面方向熱伝導率が非常に高いグラファイトシートは、厚みが $10 \mu\text{m}$ と非常に薄い。したがって、例えば熱伝導率が前述のグラファイトシートに対して約 5 分の 1 である銅と比較した場合、銅に対するグラファイトシートの熱伝導率の比(約 5 倍)に相当する断面積をもつ銅板、すなわち、 $50 \mu\text{m}$ 程度の厚さの銅板を用いれば、拡散熱抵抗としては同等となる。さらに、より厚い銅板の使用が可能である場合、例えば 0.4 mm 程度の銅板を用いると、拡散方向の伝熱経路断面積は前述のグラファイトシートの 40 倍となることから、熱伝導率の比を考慮しても、拡散熱抵抗はグラファイトシートのそれに比べ、8 分の 1 程度となる。したがって、厚みの制約や重量の制約が大きな場面において放熱シートは非常に有効であるが、その様な制約があまりない場合には、銅やアルミなどの金属板、すなわち、ヒートスプレッドは、伝熱経路断面積をグラファイトシートに比べて大きくできるという点で有効であることがわかる。また、グラファイト系の放熱シートでは、層間方向である厚み方向の熱伝導率が、面方向熱伝導率の約 100 分の 1 から 200 分の程度であることから、その大きさは約 $10 \sim 20 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$ 程度であり、これは銅やアルミの約 10 ～ 20 分の 1 程度と小さい。これより、電子デバイスから受け取った熱を、グラファイトシートを介して反対側の面へと伝えるようなアプリケーションにおいては、このような異方性熱伝導を考慮して、排熱機構を設計する必要がある。

一方、ヒートスプレッドの拡散熱抵抗低減のためには、前述のように、厚みを増加させる、あるいは、熱伝導率の高い素材を用いることが必要となる。しかし、厚みを増加させると、面方向の伝熱経路断面積が増加し、拡散熱抵抗は低減するが、一方で、厚み方向の伝熱経路長も増加してしまうため、厚み方向の熱抵抗は、逆に増加することとなる。一般に、電子デバイスから受け取った熱は、ヒートスプレッドの内部を厚み方向に通過したのち、実装面と反対側の面から、空冷ヒートシンクや液冷システムなどへと受け渡される。すなわち、ヒートスプレッドの厚み方向抵抗は、全体の伝熱特性に大きな影響を与えることとなるため、拡散熱抵抗低減と厚み方向熱抵抗増加という、トレードオフの関係を考慮して厚みを決定する必要がある。言い換えると、全体の伝熱特性を悪化させずに拡散熱抵抗を低減させるためには、面方向の熱伝導率が金属部材よりもさらに高い素材を使用することが必要であるということの意味している。このような観点からも、熱拡散性に優れたベーパーチャンバーの重要性はますます高まっており、これまで、様々な研究が行われてきた。

1-3 ベーパーチャンバーに関する既往の研究

1-3-1 ベーパーチャンバーの動作原理

ベーパーチャンバーは、内部に封入した冷媒の蒸発・凝縮サイクルによって潜熱を輸送する伝熱部材である。動作状態においては、外部からベーパーチャンバー受熱部へ供給される熱によって、内部の冷媒が気化する。冷媒の気化により生じる圧力差によって、冷媒蒸気はベーパーチャンバーの隅々までいきわたり、放熱部に達する。放熱部においては、熱を外部に放出することによって冷媒は凝縮する。結果的に、受熱部よりも低い熱流束のもとで、外部へ均一に熱を放出することが可能となり、この作用により、熱流束が低減される。液に戻った冷媒は、重力や毛細管力によって、蒸発器へと帰還し、次のサイクルへとつながる。ベーパーチャンバーを特徴づける主要因は、ウィックの構成、冷媒の種類、沸騰・凝縮器の構成などである。

1-3-2 ウィックの構成が伝熱特性に与える影響

過去の研究においては、ウィック構造を形成するためにいくつかの物質が使用されてきた。焼結した銅粉体は、Koito ら(2006a, 2006b), Chen ら(2009), Wang ら(2010), Weibel ら(2016), Yu ら(2011), Hong ら(2013), Tang ら(2013), Li ら(2016)ら, Zeng ら(2016)などで用いられている。Tsai ら(2013)は焼結金属をウィックに使用したベーパーチャンバーについて姿勢が伝熱特性に与える影響について示した。Hwang ら(2010, 2011), Lu ら(2015, 2016), Naphon ら(2016)は、焼結金属により液帰還用カラムを形成し、伝熱特性に大きな影響を与えることを示している。Min ら(2009)は、複数の柱状構造の表面に焼結金属体によるウィックを形成し、面方向への熱拡散性に優れた特性をもつことを示した。Ranjan ら(2011)は、焼結金属を用いたベーパーチャンバーの伝熱特性について、シミュレーションを用いた検討を行っている。また、Ji ら(2012a), Zhang ら(2013)は、銅フォームをウィックとして用いた場合の伝熱特性について、細孔径の影響などについて明らかにしている。さらに、Ngo と Byon(2016)は、従来と異なる焼結金属体を用いたウィック構造に関する検討を行っている。また、Jiang ら(2015)は、PIMNs と呼ばれる新たな毛管構造をウィックとして用いた場合の特性について検討している。

エッチング法により形成されたプレートは、Kang ら(2004), Go(2005), Xie ら(2008), Weibel ら(2012, 2013), そして、本研究において使用されている。また、近年では、エッチングにより形成されたシリコン製のウィックが、Cai ら(2012, 2013, 2016), Yang ら(2014b)によって用いられている。Sharratt ら(2012)は、シリコンのエッチングにより形成した柱状のウィックが伝熱特性に与える影響を明らかにしている。

また、エッチングにより溝構造を形成したウィック部についても検討されている。

Zhang ら(2009), Chen ら(2013), Patankar ら(2016)は、円形のベーパーチャンバー内表面に放射状の溝構造を形成した場合について、伝熱特性を明らかにしている。さらに、植物の葉脈にヒントを得た分岐構造を有する溝構造に関して、Peng ら(2013, 2015), Liu ら(2015, 2016)によって検討がなされている。また、金属メッシュは、Lie ら(2010), Wong ら(2010, 2011)らにより使用されている。

Xie ら(2008)は、複数の凝縮部を持つような新しいウィック構造を提案した。その結果、従来のヒートシンクに比べ、著者らが開発したベーパーチャンバーと一体化された伴新しいタイプのヒートシンクは、より高い熱流束まで対応可能であることを示した。

これらの結果より、ウィック構造は伝熱特性に決定的な影響を及ぼすことが明らかとなっている。一般に、ウィック構造としては、エッチングにより形成されたものが最も高性能であり、次に金属メッシュ、最も性能が低いのが焼結粉体である。これは、エッチングにより形成されたウィックにおいて、冷媒循環が最も理想的に制御されていることを示唆する。

1-3-3 冷媒の種類が伝熱特性に与える影響

冷媒としては、いくつかの異なる種類の流体が使用されている。もっとも代表的なものは水であり、いくつかの例外を除き、本研究も含めほとんどの研究例で使用されている。水以外のものを使用している研究例としては、Kang ら(2004)、Wong ら(2010)がメタノールを、Cheng ら(2009)、Cai ら(2012)はエタノールを、また、Go(2005)、Wong(2011)はアセトンを、それぞれ使用している。Patankar ら(2017)は、種々の冷媒を用いた際にベーパーチャンバーの厚みと伝熱特性の影響について明らかにした。

これらの研究結果より、熱抵抗は、冷媒の蒸発潜熱の大きさに反比例しており、これらのなかで蒸発潜熱が最大である水を用いたものの性能が最も高い。

1-3-4 蒸発器・凝縮器の構成が伝熱特性に与える影響

蒸発器・凝縮器の構成についても様々な研究がなされている。Hwang ら(2010)、Weibel ら(2010)、Hong ら(2013)、Wiriyasart ら(2016)は、蒸発器に焼結金属を用いた際の伝熱特性について調べている。Ju ら(2013)は、蒸発器と冷媒帰還カラム用に焼結金属を用い、凝縮器にメッシュを用いたベーパーチャンバーについて伝熱特性を明らかにした。Kousalya ら(2013)は、蒸発器として用いた焼結メタル上にカーボンナノチューブを成長させ、カーボンナノチューブの長さの増加とともに伝熱性能が向上することを示した。Tsai ら(2010)は、蒸発器として溝構造、柱構造と焼結金属を比較し、表面の構造が伝熱特性に与える影響を明らかにした。Adera ら(2016)は、シリコン基板上にエッチング工法で形成したピンフィン型蒸発器による伝熱特性を調べ、構造と限界熱流束に関する関係を明らかにした。また、Peng ら(2013)、Patankar ら(2016)は、凝縮器に溝構造を持つ構造を用いた場合に関する伝熱特性を明らかにした。さらに、Boreyko ら(2013)、Sun ら(2014a, 2014b)は、蒸発器・凝縮器表面を親水性あるいは疎水性にした場合の伝熱特性について明らかにしている。

これらの研究から、蒸発器・凝縮器の構造に起因する物理的特性や、表面状態に起因する化学的特性は、いずれも、ベーパーチャンバー全体の特性に大きな影響を与えることが示唆される。

1-3-5 他の放熱部材との複合化した場合の伝熱特性

前述のように、ベーパーチャンバーは受熱部材として用いられるため、環境への放熱抵

抗を低減するためには、通常、放熱面積拡大を目的としてヒートシンクなどと複合して使用される。Koito ら(2006a)は、ヒートシンクに組付けられた場合の伝熱性能について調べた。また、実験的手法と数値的手法を用いることにより、熱抵抗は主に蒸発部に起因していることを示した(2006b)。Wong ら(2010, 2011)は、蒸発部全体がウィック構造でおおわれているような新しいベーパーチャンバーつきヒートシンクを提案した。著者らは、蒸発部の構造が沸騰を促進するため、従来のベーパーチャンバーに比べて高性能であることを示した。Boukhanouf ら(2006)は、熱源とベーパーチャンバーのサイズの不マッチにより生じる熱拡散抵抗について、赤外線サーモグラフィを用いて調べた。その結果、適切な動作条件下において、著者らの開発したベーパーチャンバーの熱拡散抵抗は十分低いが、適切な状態にないベーパーチャンバーについては、同一形状の銅板とほぼ同じ性能しか持たないことを示した。Li ら(2011)もまた、ベーパーチャンバーとヒートシンクとを複合化した際の伝熱特性について実験的手法によって明らかにしている。Lie ら(2010)は、気流のレイノルズ数とヒートシンク形状が伝熱特性に与える影響について調べ、高レイノルズ数条件下においては、ヒートシンク形状の影響は低減することを示した。さらに、Ji ら(2012b, 2017)は、フィン内部までベーパーチャンバー構造となっている一体型ヒートシンクを提案し、有効性について明らかにしている。ベーパーチャンバーの内部構造の検討としては、Tsoi ら(2011)、Chang ら(2015)、Srimuang と Limkaisang(2016)、Zeng ら(2017)によって、薄型のループヒートパイプ構造を持つベーパーチャンバーに関する検討がなされている。また、Lertsatitthanakorn ら(2014)は、ペルチェ素子を用いた冷却システムの伝熱特性を改善するためにベーパーチャンバーを活用し、有効性について示している。

1-3-6 ベーパーチャンバーの応用に関する研究

ベーパーチャンバーの優れた熱拡散性能を利用した応用についても種々の検討がなされている。Wang ら(2010)は、フリップチップパッケージのヒートスプレッダとしてベーパーチャンバーを用いた場合について、銅製ヒートスプレッダとの比較を行っている。結果より、ベーパーチャンバーを用いた場合の効果は、熱源サイズの増加とともに顕在化することを示している。Yang ら(2015)は、通常の回路基板として用いられる FR4 を用いたベーパーチャンバーを作製し、LED 基板として使用した場合の特性について調べている。結果より、受熱部に銅製のサーマルビアを設けた場合、特に熱抵抗低減に有効であることを示した。また、LED 基板としてベーパーチャンバーを活用した事例については、Wang(2011, 2013, 2014)、Tang ら(2014)、Yang ら(2014)、Wang ら(2015)、Zhang ら(2015)など、近年研究が盛んになされている。なお、LED の出力としては、数ワットから 230 ワット程度である。これらの研究により、LED のサイズが小さく、出力が大きな場合、特にベーパーチャンバーが有効であることが示されている。

他の電子デバイスの冷却としては、Wang(2012)によるグラフィックカードにおける冷却や、Naphon ら(2012, 2015)による CPU 冷却、Naphon ら(2012, 2013)によるハードディスクドライブ冷却への適用事例などが挙げられ、ベーパーチャンバーの利用は、熱抵抗や温度むらの低減に有効であることが示されている。

また、電子デバイスの冷却以外の分野へもベーパーチャンバーは活用されている。Jewett ら(2009)は、燃料電池システムに対してベーパーチャンバーを活用し、高い性能を発揮することを示している。Wang ら(2011)は、モールドイングプロセスにおいてベーパーチャンバーを利用し、モールド部品の品質を改善可能であることを示している。さらに、Semenic ら(2016)は、戦闘機の発射台においてジェットエンジンから噴射される熱をベーパーチャンバーにより効果的に拡散可能であることを示している。

このように、ベーパーチャンバーのアプリケーションはますます多岐にわたることが想定されるため、機器全体の伝熱特性を最適化するためには、組み込むベーパーチャンバーの熱的特性を正確に把握することが必要である。

従来、ベーパーチャンバーの熱的特性の評価には、ほとんどの研究において熱抵抗が用いられてきた。しかし、Koito ら(2006b)と Wong ら(2010)が指摘したように、熱抵抗は熱源とベーパーチャンバーのサイズに強く依存することから、より普遍的な指標として、ベーパーチャンバーの熱伝導率を定量化する手法が求められる。

Sun ら(2014)は、ベーパーチャンバーの面方向の有効熱伝導率を求める手法について提案している。当該手法を用いることにより、ある条件においては銅製ヒートスプレッドに対して3倍強の性能を有することを示している。しかし、当該手法を銅製ヒートスプレッドへ適用して求めた有効熱伝導率は約 $1,238 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$ であり、真値である銅の熱伝導率に対して3倍以上の値を示していることから、当該手法は、絶対値を求めるための手法としては適さないことがわかる。また、Chang ら(2015)は、ループ型ベーパーチャンバーに対して有効熱伝導率を算出し、銅製ヒートスプレッドに対して2.5倍程度の値を有することを示している。しかし、当該研究における推定モデルを銅製ヒートスプレッドに対して適用して求めた有効熱伝導率の値は、銅の物性値に比べて4分の1程度の値となっており、やはり、真値との乖離が大きいことがわかる。

また、ベーパーチャンバーの内部構造は一般的に異方的であるため、その伝熱特性も異方性を持つと考えられる。異方性熱伝導を持つ物質の熱伝導率推定手法として様々な研究がなされているが、それらは、Song ら(2006)の研究のように、解を得るために数値計算が必要であったり、Pan ら(2001)の研究のように、通常比較的単純な形状のものに限定されているなど、実用上の課題がある。

さらに、周期加熱放射测温法など、非定常応答を用いて熱伝導率を推定する手法は、熱伝導率が温度によらず一定であることを前提としているため、ベーパーチャンバーの様に伝熱特性が温度によって変化する様なものへの適用は不可能である。

これより、ベーパーチャンバーの熱的特性を評価するためには、異方性熱伝導をもち、かつ、温度により熱伝導率が変化するような場合にも適用可能な、新たな熱伝導率推定手法が必要であることがわかる。

1-4 本研究の目的

本研究は、高い異方性熱伝導をもつ熱拡散板であるベーパーチャンバーに対して適用可能な性能モデルの確立と、積層型ベーパーチャンバーの電子デバイス実装基板としての応用に関して検討し、近年深刻さが急速に増し続けている電子機器における発熱問題の解決に資することを目的とする。

まず、筆者も開発に携わった積層型ベーパーチャンバーである FGHP(Fine Grid Heat Pipe)について、赤外線サーモグラフィを用いた熱拡散性能評価実験により伝熱特性を明らかにするとともに、既存のベーパーチャンバーに対する FGHP の伝熱性能の優位性を明らかにする。

つぎに、ベーパーチャンバーの様に高い異方性熱伝導を持ち、かつ、その伝熱特性が温度に依存する様な物質の熱伝導率を推定可能な、迅速評価方法を提案する。

さらに、FGHP のアプリケーションにおいて想定される課題について検討するため、まずは、FGHP の設置姿勢がどのような影響を及ぼすのかについて、中性子ラジオグラフィによる冷媒分布の測定により明らかにする。また、FGHP の特性を生かした実装形態に関する検討例として、FGHP を LED 実装基板として用いる際にカップリングする筐体による伝熱特性の変化について示す。

最後に、FGHP を含めた種々の物質を電子デバイス実装基板として利用する際の効果を迅速に評価するためのツールを提案する。

第2章 積層型ベーパーチャンバーの開発と熱抵抗

2-1 緒言

本章においては、積層型ベーパーチャンバーの一種である Fine Grid Heat Pipe(以下、FGHP)について、熱的性能の評価を行った結果を報告する。具体的には、サンプルの下面から模擬熱源で加熱し、上面を強制空冷した場合における上面温度分布、模擬熱源温度を測定し、サンプル熱抵抗および総熱抵抗が、入熱量に対してどの様に変化するか調べた。また、比較用として、同一形状の銅製ヒートスプレッダについても評価した。さらに、これまで報告されている他のベーパーチャンバーと比較するとともに、熱源サイズとスプレッダサイズとの比が伝熱特性にどのような影響を及ぼすかについて調べた。

2-2 実験装置および実験方法

2-2-1 積層型ベーパーチャンバーの構成と動作原理

図 2.1 に積層型ベーパーチャンバーである FGHP の構造概略図を示す。図 2.1(a) に示すように、FGHP は上下板・中板という、複数層の無酸素銅(JIS H3100, C1020)で構成される。各層は真空ホットプレス技術により接合されており、電蝕を回避するため、接合剤は使用されていない。接合温度、接合圧力は、それぞれ 653.15K, 14.7 MPa である。ウィック、蒸気路、ディンプルなどすべての内部構造は冷媒循環用に最適化されており、ウェットエッチング技術で作製された。エッチングプロセスにおいては、塩化鉄(III)がエッチング液として用いられ、上下板にはドライフィルムレジスト(DFR)が、また、中板にはカゼインレジストが、フォトレジストとして用いられた。厚さ 0.8 mm の上下板はほぼ同じ構造であるが、上板にのみ冷媒注入用の穴が設けられている。上下板の内側にはディンプル構造があり、それらは受熱部としては沸騰の促進を、また、放熱部(=凝縮部)としては、膜状凝縮の抑制を意図して設計されており、いずれも伝熱促進を達成するための構造である。図 2.1(c) に示されているディンプルの表面サイズおよび流路深さは、いずれも約 0.3 mm である。各中板は 0.1 mm 厚であり、蒸気が移動するための蒸気路と、凝縮した冷媒が移動するためのウィック部により構成されている。蒸気路は V 型の形状を持っており、ウィック部は格子状である。ウィック部は、図 2.1(b) に示すように開口部が千鳥配置を構成するため、2 つの異なる構造を有する。開口部の大きさは約 0.3 mm であり、開口率は約 0.6 である。本研究で使用された FGHP のサンプルは、2 組の中板で構成されているため、中板の層数は 4 となる。冷媒としては脱イオン水が使用されており、真空条件下において注入孔より注入した。

図 2.2 に、FGHP 内における冷媒循環の様態を示す。白抜きと塗りつぶしの矢印は、それぞれ蒸気と液の流れを示す。動作条件においては、下板を通じて受熱することによって冷媒が気化し、気化した冷媒は蒸気となって放熱部である上板へと移動し、外部へ熱を放出することによって凝縮する。凝縮した冷媒は、ウィック部により生じる毛細管力によ

て下板へと帰還する．さらに，上下板の内表面に形成されているディンプルは毛細管力の発生部位ともなっており，半径方向への冷媒の移動を促進する．図 2.2(b)に示されている厚み方向の冷媒移動は，厚み方向を向いた多数のマイクロヒートパイプが格子状に配置されている状況と似ており，これが FGHP という名前の由来となっている．

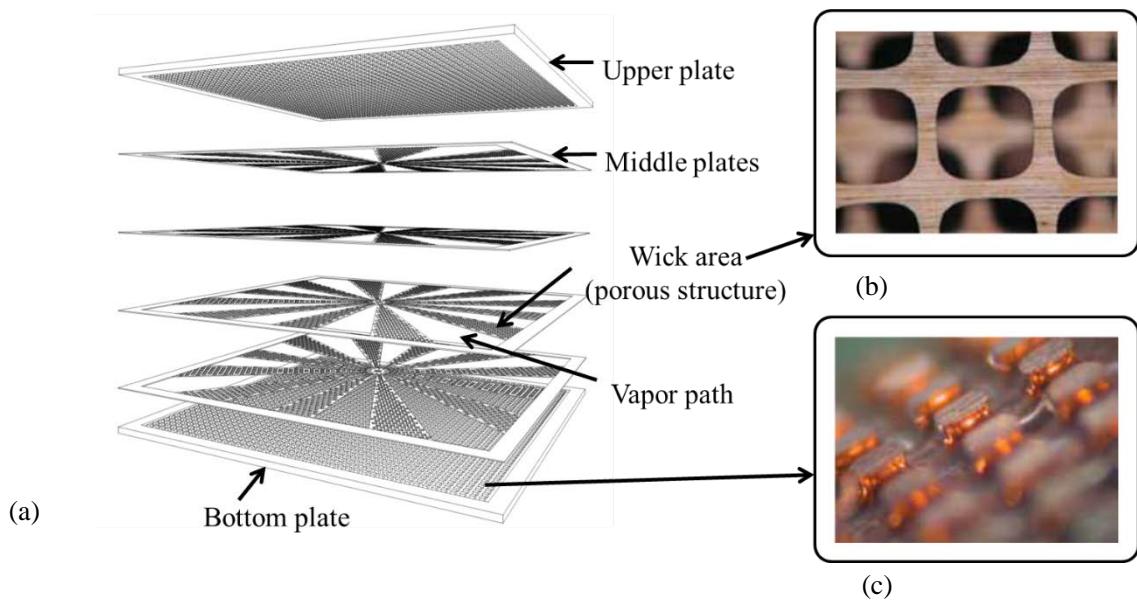


Fig. 2.1 FGHP構造概略図

(a) FGHPの内部構造

(b) ウィック構造

(c) 内表面におけるディンプル構造

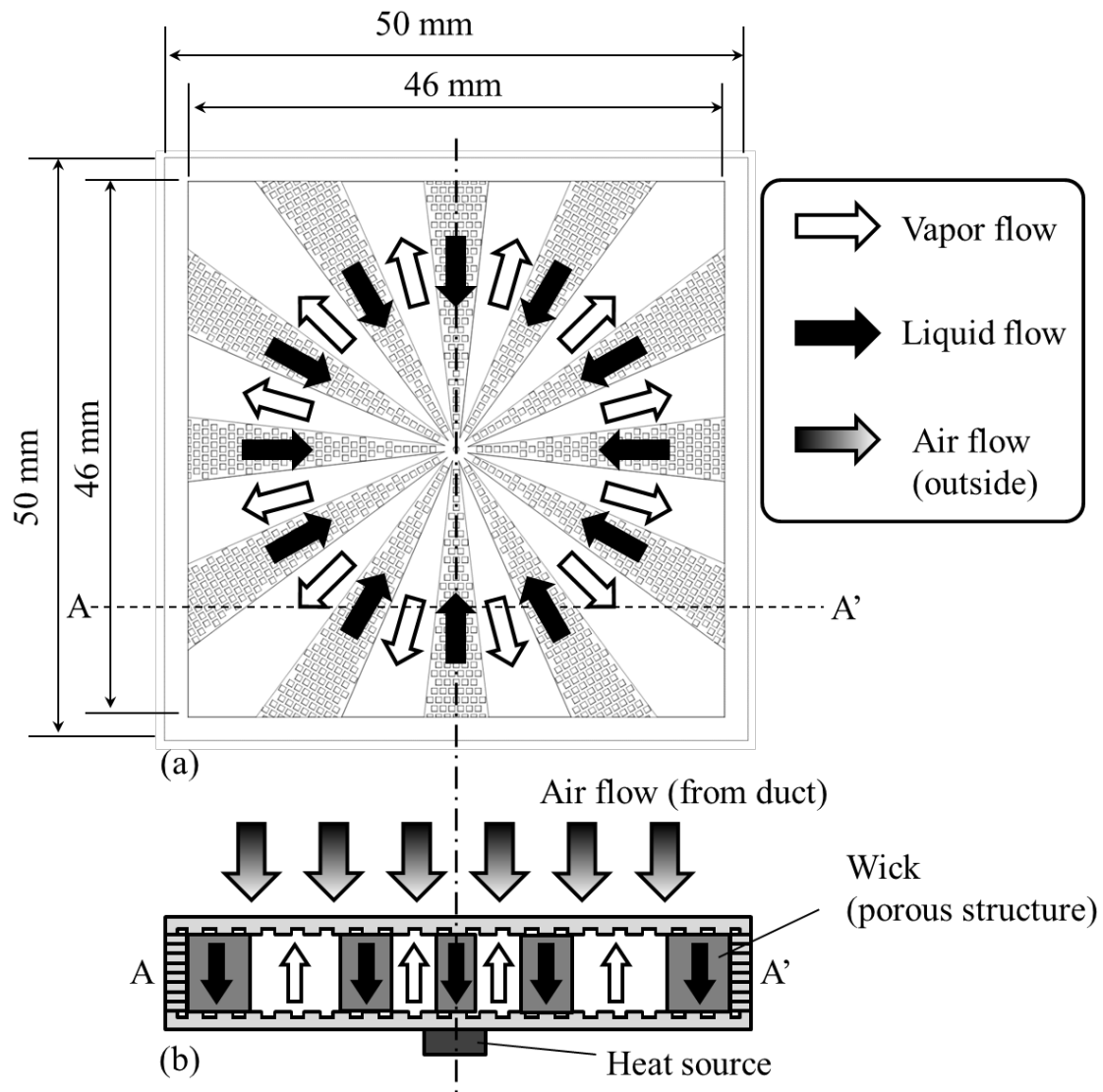


Fig. 2.2 FGHP内における冷媒循環

(a) 中板の上面図

(b) 図(a)におけるA-A'断面図

2-2-2 加熱部の構成について

図 2.3 に加熱部構成の概略図を示す。加熱部は、加熱ブロック、サンプルホルダースポットクーラーとデータロガーとから構成される。サンプルの大きさは 50 mm 角で厚みは 2 mm である。加熱ブロックは銅製であり、4つのセラミックヒーターにより加熱される。加熱ブロックの上部は 5 mm 角の正方形の断面形状となっており、そこには、鉛直方向間隔約 2 mm で3つの熱電対が設置されている。実際の熱電対の設置間隔は、 $5.36 \mu\text{m pixel}^{-1}$ の空間分解能を持つデジタルマイクروسコープを用いて測定した。セラミックヒーターはDC電源より電力を供給され、加熱ブロックは上面以外を熱伝導率 $0.05 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$ で断熱した。

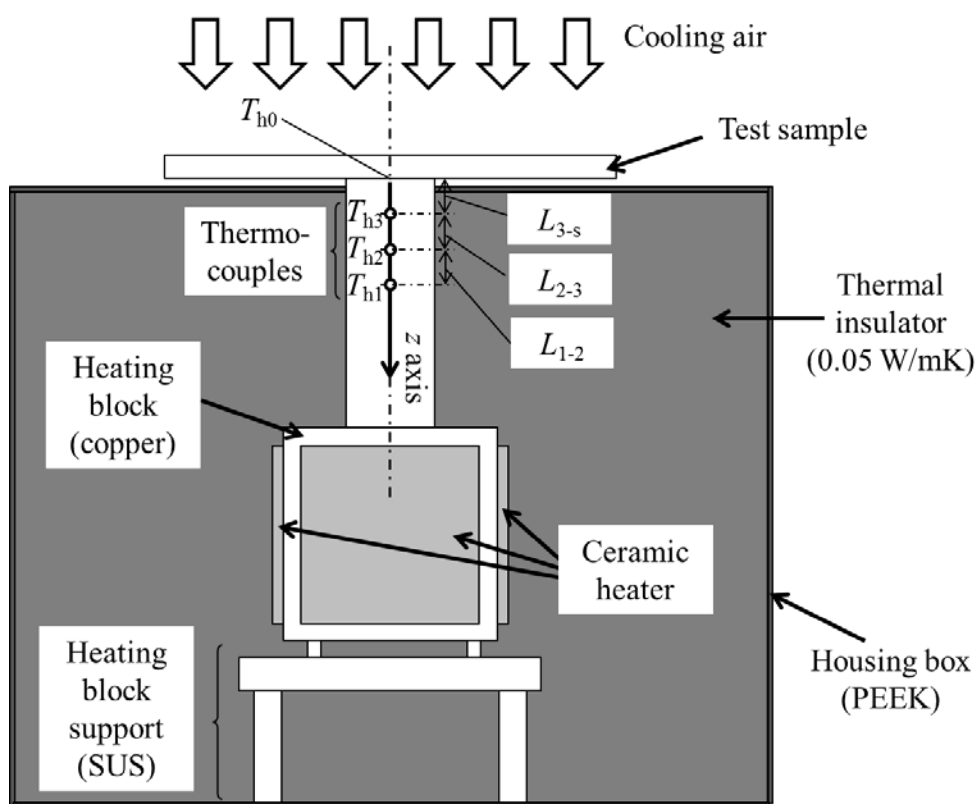


Fig. 2.3 熱源構造概略図

2-2-3 実験及び測定手法

図 2.4 に実験装置概略図を示す。テストサンプルホルダーは図 2.4(b), (c)に示すように、ポリエーテルエーテルケトン(PEEK)樹脂で作製した。サンプルの表面温度は赤外線カメラ (TVS-200, 日本アビオニクス製)により測定した。赤外線カメラの感度は 0.08 K であり、 373 K 以下では 2 K の精度で、また 373 K 以上では 4 K の精度を持つ。また、解像度は 320×240 ピクセルである。空冷用のダクトがサンプル直上にあるため、赤外線カメラの光軸はサンプル上面の法線方向に対して 27.8 度に設置した。本設置法での空間分解能は横方向、縦方向それぞれ、 1 ピクセル当たり $0.306, 0.229\text{ mm}$ である。テストサンプルの上面は、放射率を向上させるために、黒色の耐熱塗料(アサヒペン製)で塗装した(図 2.4(b))。放射率の値は、熱電対による測定値との比較から 0.97 と決定した。加熱ブロックと環境温度は K 型熱電対(線径 $76\text{ }\mu\text{m}$)で測定し、データロガー(GL-800, グラフテック社製)で数値化した。データロガーの温度分解能は 0.1 K であり、測定周期は 1 秒である。各測定点における測定値は、測定における不確かさの影響を低減するために 100 秒間の平均値を用いた。テストサンプルは下部中央より加熱ブロックで加熱し、上面は強制空冷によって冷却した。空冷用のダクト出口とサンプルとの距離は 0.15 m とした。サンプル上面から 0.075 m の距離における風速は 12.5 m s^{-1} であり、温度は $293.75\text{ K} \pm 0.2\text{ K}$ で維持された。加熱ブロックとテストサンプルとの接触面は 5 mm 角の正方形であり、加熱ブロック表面には、接触抵抗と測定における不確かさを低減するために熱伝導性グリスを塗布した。テストサンプルの面積に対する接触面の面積比は 0.01 であり、表 2.1 に示した既往の研究と比較して最小である。これは、より厳しい条件において熱拡散性能を比較するためである。

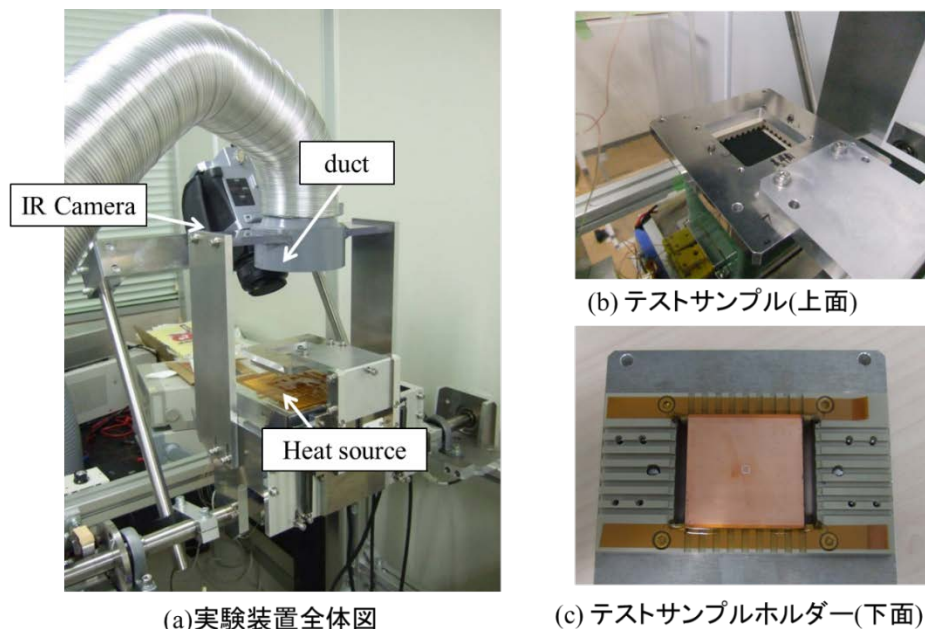


Fig. 2.4 熱特性評価装置の構成

- (a) 実験装置全体図
- (b) テストサンプル(上面)
- (c) テストサンプルホルダー(下面)

2-2-4 データ分析法

図 2.5 に、加熱ブロックにおける温度測定例を示す。この図に示すように、温度分布の直線性は極めて高いため、表面温度 T_S は、以下の式で算出できる。

$$T_S = T_{h3} - L_{3-s} \left(\frac{\frac{T_{h1} - T_{h2}}{L_{1-2}} + \frac{T_{h2} - T_{h3}}{L_{2-3}}}{2} \right). \quad (2.1)$$

ここで、 L_{1-2} 、 L_{2-3} 、 L_{3-s} [m] は、それぞれ測定点 1-2、2-3 間、および測定点 3 と表面間の距離を示す。加熱ブロックの上面から環境までの熱的等価回路を図 2.6 に示す。この図に示すように、加熱ブロックとサンプル間にある熱伝導性グリスにおける熱抵抗により、加熱ブロックの表面温度 T_S とサンプルの下面温度 T_{btm} は僅かに異なる。そこで、サンプルの下面温度 T_{btm} は、以下の式によって算出した。

$$T_{btm} = T_S - R_{grease} Q_{in} = T_S - \frac{q_{in} \delta_g}{k_g} \quad (2.2)$$

ここで、 δ_g [m] は熱伝導性グリスの厚みであり、 k_g [$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$] は熱伝導性グリスの熱伝導率を、また q_{in} は、サンプルに加えられた熱流束を、それぞれ示す。ここで、 δ_g と k_g の値は、それぞれ 4.25×10^{-5} m、 $2.0 \text{ W m}^{-1} \text{K}^{-1}$ であった。図 2.5 に示すように、加熱ブロック上部において温度分布は非常に線形的であるため、 q_{in} の値はフーリエの法則より以下の式で算出した。

$$q_{in} = k_{Cu} \left(\frac{\frac{T_{h1} - T_{h2}}{L_{1-2}} + \frac{T_{h2} - T_{h3}}{L_{2-3}}}{2} \right) \quad (2.3)$$

ここで、 k_{Cu} [$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$]は銅の熱伝導率である。そして、テストサンプルへの熱流入量は以下の式によって算出される。

$$Q_{in} = A_h q_{in} \quad (2.4)$$

ここで、 Q_{in} [W]はテストサンプルへの熱流入量であり、 A_h ($= 5 \times 5 \text{ mm}^2$)は加熱ブロック表面積である。セラミックヒーターへ供給したジュール熱に対する熱流入量の比は、銅製ヒートスプレッダーの場合 84.0 から 87.4%であり、FGHP の場合 83.8 から 87.7%である。テストサンプルの熱抵抗 R_{smp} [K W^{-1}]と総熱抵抗 R_{total} [K W^{-1}]は、それぞれ以下の式で定義される。

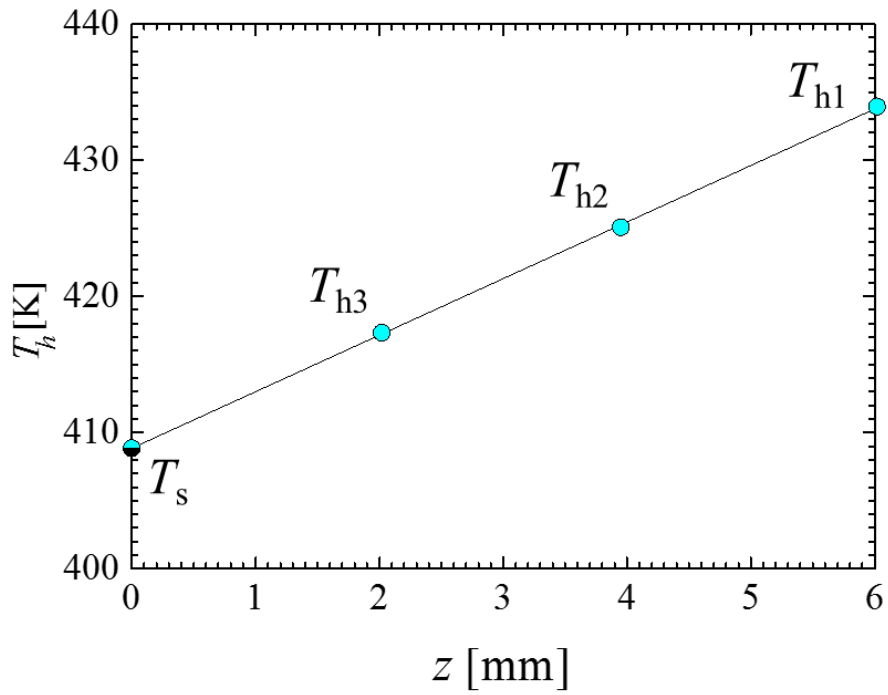


Fig. 2.5 熱源ブロック内部温度測定例

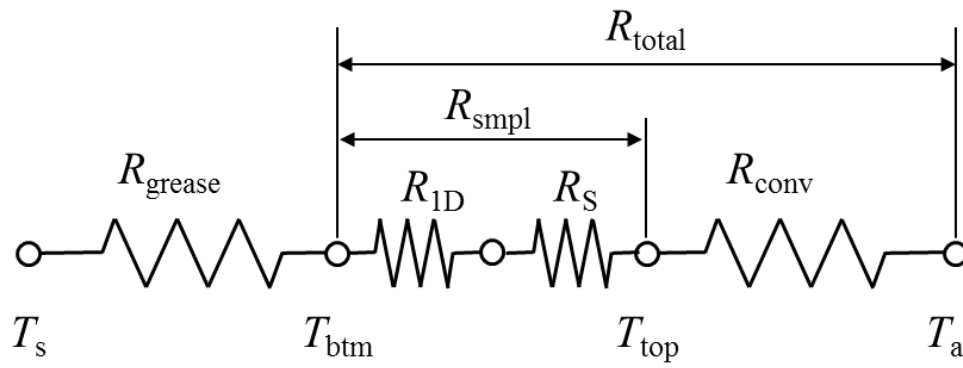


Fig. 2.6 熱源ブロックから環境までの熱的等価回路

$$R_{smpI} = \frac{(\langle T_{btm} \rangle - \langle T_{top} \rangle)}{Q_{in}}, \quad (2.5)$$

$$R_{total} = \frac{(\langle T_{btm} \rangle - T_{air})}{Q_{in}}. \quad (2.6)$$

ここで、 $\langle T_{top} \rangle$ [K]は上面中央部の 46 mm 角の領域(= A_{smpI})において以下の式により算出した値である。

$$\langle T_{top} \rangle = \frac{1}{A_{smpI}} \iint T_{top} dA \quad (2.7)$$

テストサンプル下面温度は加熱ブロック表面において一様であると想定されるので、空間平均した値ではなく、式(2.2)で算出した値を用いた。

図 2.6 に示すように、テストサンプルの熱抵抗 R_{smpI} は、厚み方向の熱抵抗 R_{1D} と熱拡散抵抗 R_s との和として以下の式で表される。

$$R_{smpI} = R_{1D} + R_s \quad (2.8)$$

熱拡散抵抗は適切な境界条件の下で熱伝導方程式を解くことによって算出される。しかし、その計算は通常複雑である。そこで、簡単のため、以下の式で算出される中心部と周辺部との温度差によって熱拡散性能を評価した。

$$\Delta T_{top} = T_{top,x=0} - T_{top,x=23}. \quad (2.9)$$

ここで、 $T_{top,x=0}$ [K]と $T_{top,x=23}$ [K]は、それぞれ中心($x = 0$)と中心から 23.0 mm の距離($x = 23.0$)におけるサンプル上面温度である。

2-3 結果と考察

2-3-1 ヒートスプレッド表面温度分布の測定結果

赤外線カメラによる表面温度分布測定結果の一例を図2.7に示す。図2.7(a), (b), (c)はFGHPに関する結果であり，(d), (e), (f)は銅製ヒートスプレッドに関する結果である。それぞれのサンプルに対する最大加熱量はセラミックヒーターに関する最大温度の制約から決定した。

銅製ヒートスプレッドの結果(図2.7 (d), (e), (f))より，中心部の温度は周辺部に比べて高く， $Q_{in} = 43.6\text{W}$ において，両者の差は15 Kを超えた。FGHPの結果より，図2.7(a)に示す $Q_{in} = 8.3\text{W}$ の場合，銅製ヒートスプレッドに比べると温度はより一様であるが，中心部の温度は周辺部よりも僅かに高い。しかし，図2.7(b), (c)に示すように， Q_{in} の増加とともに温度分布はより平坦になる。さらに，図2.7(c)においては，図2.7(e)に比べて Q_{in} が大きいにもかかわらず，温度分布はより一様であることがわかる。これらのことより，FGHPにおいては銅製ヒートスプレッドよりも効率良く熱が拡散されており，FGHPの熱拡散能力が銅製ヒートスプレッドのそれよりも高いことに加え，FGHPの熱拡散能力は使用条件に依存するということがわかった。さらに，赤外線サーモグラフィによる測定結果より，熱源表面形状は正方形であるのにもかかわらず，熱拡散によって温度分布は点対称な形状であることがわかった。

しかしながら，赤外線サーモグラフィによる瞬時温度分布計測結果にはノイズの影響が重畳しており，これによってFGHPと銅製ヒートスプレッドとの正確な比較が難しく成る。このようなノイズの影響を低減するため，各実験条件において300枚の連続する熱画像より平均分布を算出した。これ以降，FGHPおよび銅製ヒートスプレッドの温度分布に関する各種の検討は，平均分布をもとに行う。

図2.8は，サンプル上面の，上下方向の中心位置における一次元温度分布を示す。図2.7で見られたような小さな凹凸は図2.8には見られないことから，上記手法で求めた平均分布によって，ノイズの影響が十分低減されたことがわかった。なお，平均分布まわりのもとの温度分布の絶対平均偏差は0.092 から0.132 Kであり，これは本研究で使用した赤外線カメラの感度である0.08 Kとほぼ同じである。また，銅製ヒートスプレッドに関する $Q_{in} = 25.8$ と 25.9W のときの分布(図2.8 (a))と，FGHPに関する $Q_{in} = 8.3\text{ W}$ のときの2回の分布(図2.8 (b))は，それぞれ互いによく一致していることから，本実験における再現性は十分高いことがわかった。さらに，図2.8 (a)から，銅製ヒートスプレッドについては Q_{in} の増加とともにピーク高さが増加するのに対して，図2.8 (b)より，FGHPについては， Q_{in} の増加とともに温度分布はより一様になることがわかった。

サンプルの熱拡散性能を評価するため，中心部と周辺部との ΔT_{top} を入熱量 Q_{in} に対してプロットしたものを図2.9に示す。この図より，銅製ヒートスプレッドについて， ΔT_{top} は Q_{in} に対して直線的に増加するのに対して，FGHPについては， Q_{in} によらずほとんど一定であることがわかった。これは，FGHPの熱拡散性能は Q_{in} の増加とともに向上することを示唆している。

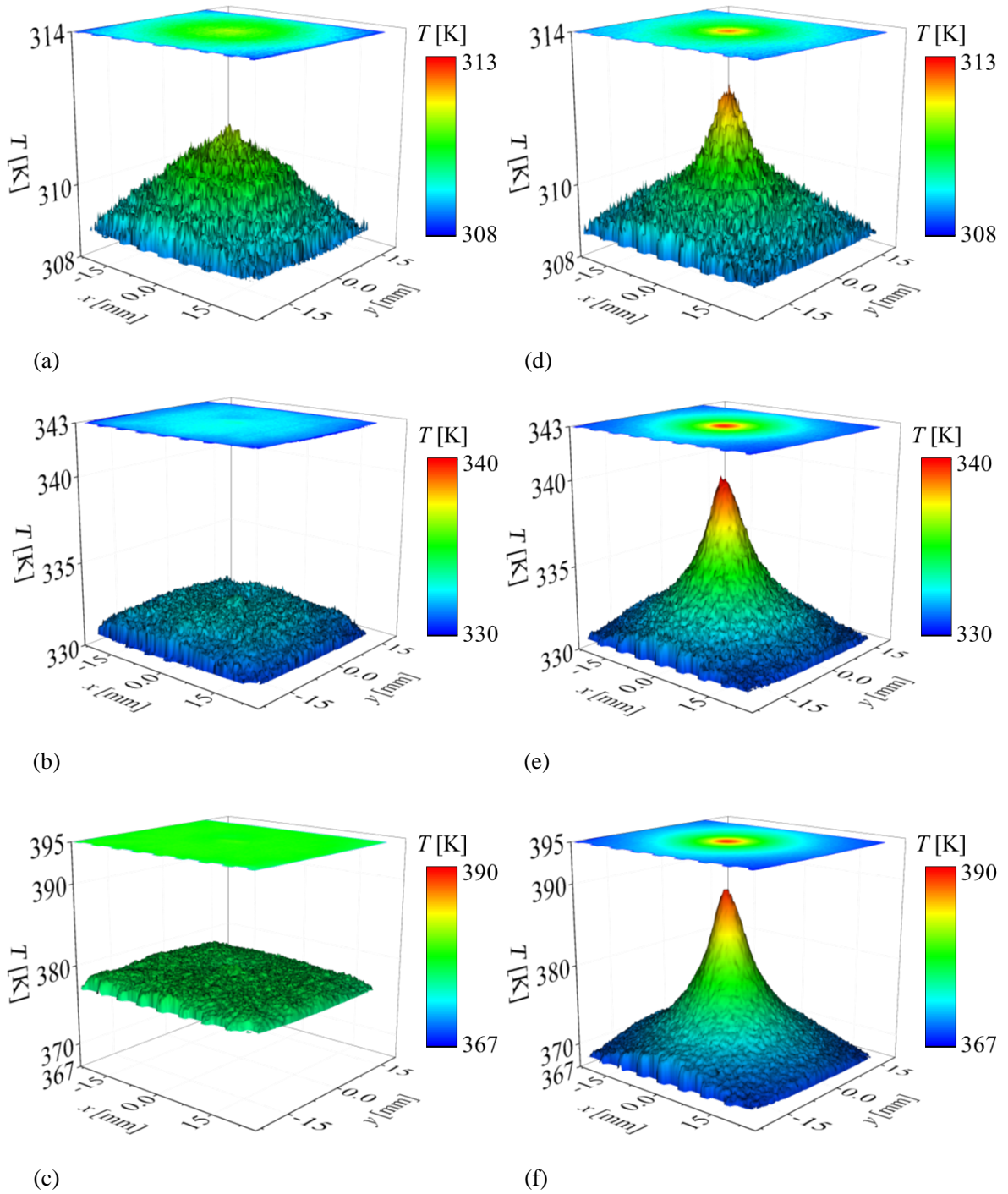
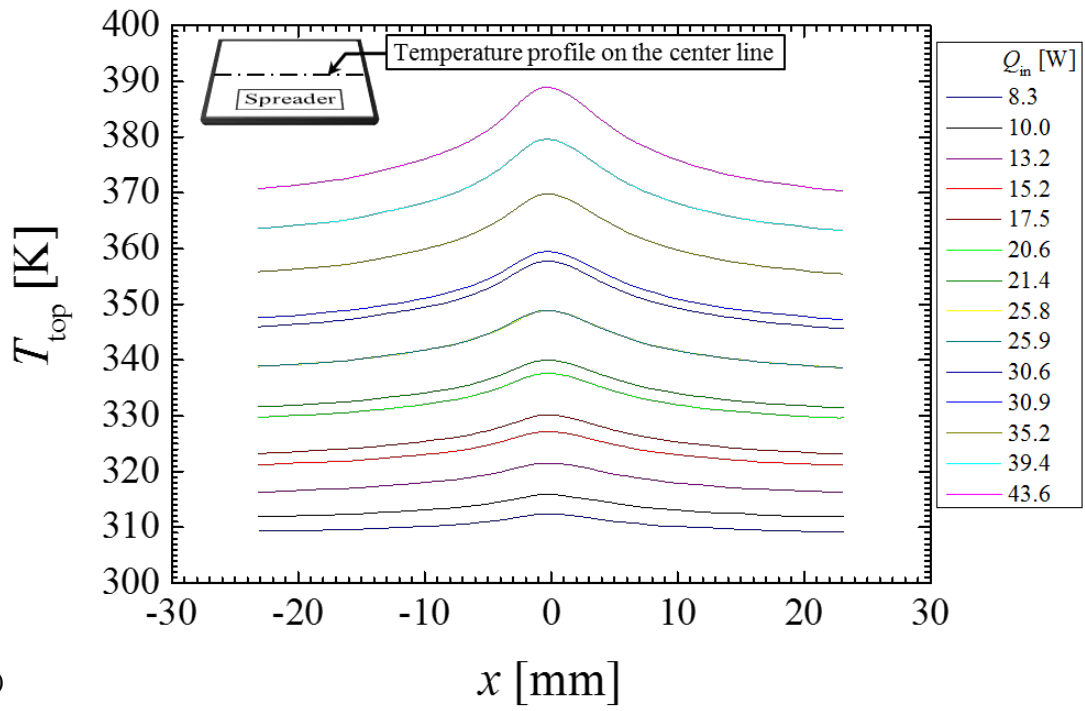


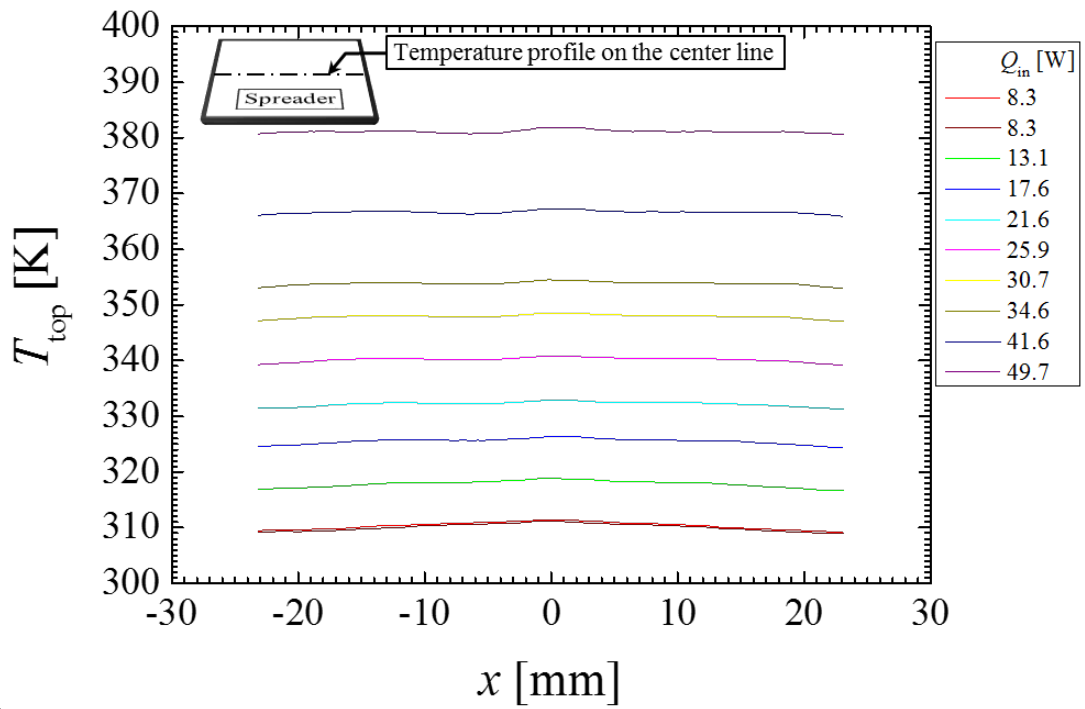
Fig. 2.7 ヒートスプレッド上面温度の赤外線サーモグラフィによる測定結果

(a), (b), (c) $Q_{in} = 8.3, 21.6, 49.7$ WにおけるFGHPの結果

(d), (e), (f) $Q_{in} = 8.3, 21.4, 43.6$ Wにおける銅製ヒートスプレッドの結果



(a)



(b)

Fig. 2.8 ヒートスプレッド表面における一次元温度分布

(a) 銅製ヒートスプレッド

(b) FGHP

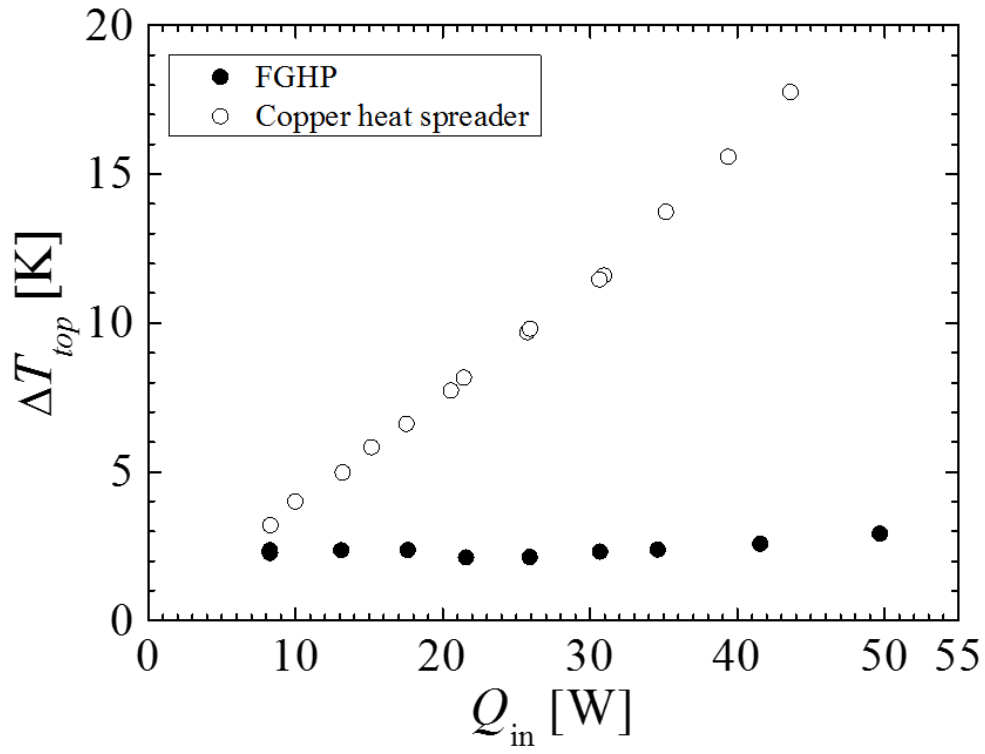


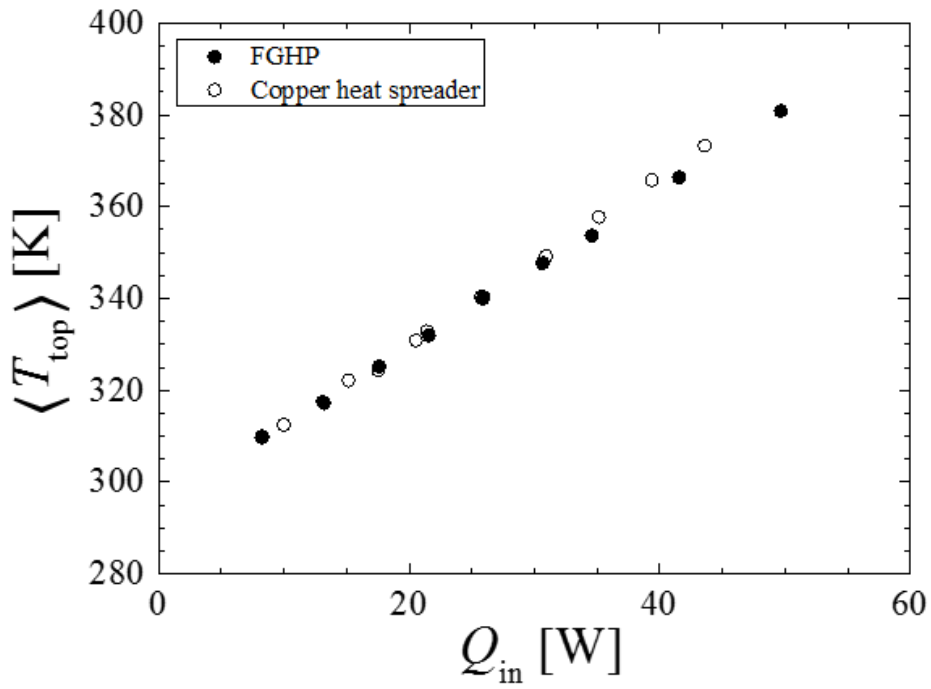
Fig. 2.9 中心部と周辺部との温度差の入熱量による変化

2-3-2 ヒートスプレッタ熱抵抗の変化

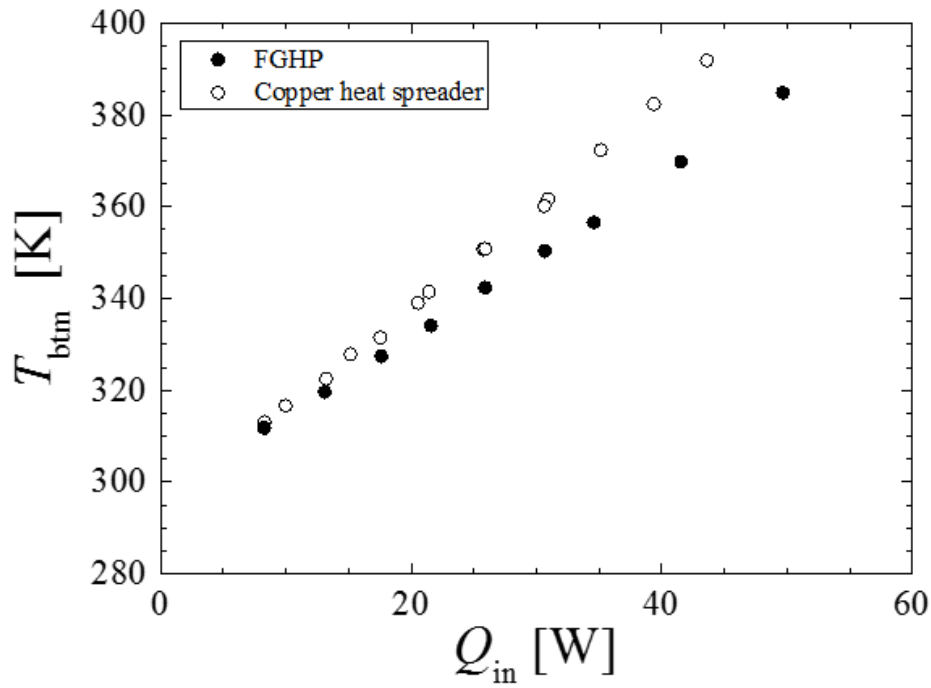
図 2.10 (a)と(b)は、 Q_{in} に対するテストサンプルの温度変化を示す。図 2.10 (a)は上面温度であり、図 2.10 (b)は、下面温度である。これらの図より、いずれのサンプルの温度も入熱量に対して直線的に増加することがわかった。また、 T_{top} については、FGHP と銅製ヒートスプレッタの値はほぼ同じであるのに対して、 T_{btm} については、入熱量によらず、FGHP の方が常に低い値であることがわかった。サンプル上面の熱伝達率は、サンプル上面温度と環境温度との差、および、入熱量 Q_{in} とから算出されるため、熱伝達率はサンプルの種類に依存しないことがわかった。それゆえ、FGHP の熱抵抗は銅製ヒートスプレッタのそれに比べて小さいということがわかった。

サンプル熱抵抗 R_{smpl} と総熱抵抗 R_{total} をサンプルの底面温度 T_{btm} に対してプロットしたものを、図2.11および図2.12にそれぞれ示す。図2.11に示すように、銅製ヒートスプレッタの熱抵抗 R_{smpl} は入熱量によらずほぼ一定であるのに対して、FGHPの熱抵抗は入熱量の増加とともに減少し、 T_{btm} が350 Kを超えたところで 0.08 K W^{-1} へと漸近することがわかった。また、本温度範囲において、FGHPの熱抵抗は銅製ヒートスプレッタの熱抵抗より約 0.3 K W^{-1} 低く、これは銅製ヒートスプレッタに対して熱抵抗を約75%低減していることを意味する。2.0 MW m⁻²を超える様な非常に高い熱流束下においてこのような熱抵抗低減効果を示すことは特筆に値する。

また、図2.12より、総熱抵抗 R_{total} についてもFGHPの値は銅製ヒートスプレッタの値よりも小さく、両者の差異は、サンプル熱抵抗 R_{smpl} における差異とほぼ同じであることがわかった。このことより、FGHPによる総熱抵抗の低減効果は、サンプル熱抵抗の低減効果より生じていることがわかった。



(a)



(b)

Fig. 2.10 入熱量によるサンプル温度の変化

(a) 上面温度

(b) 下面温度

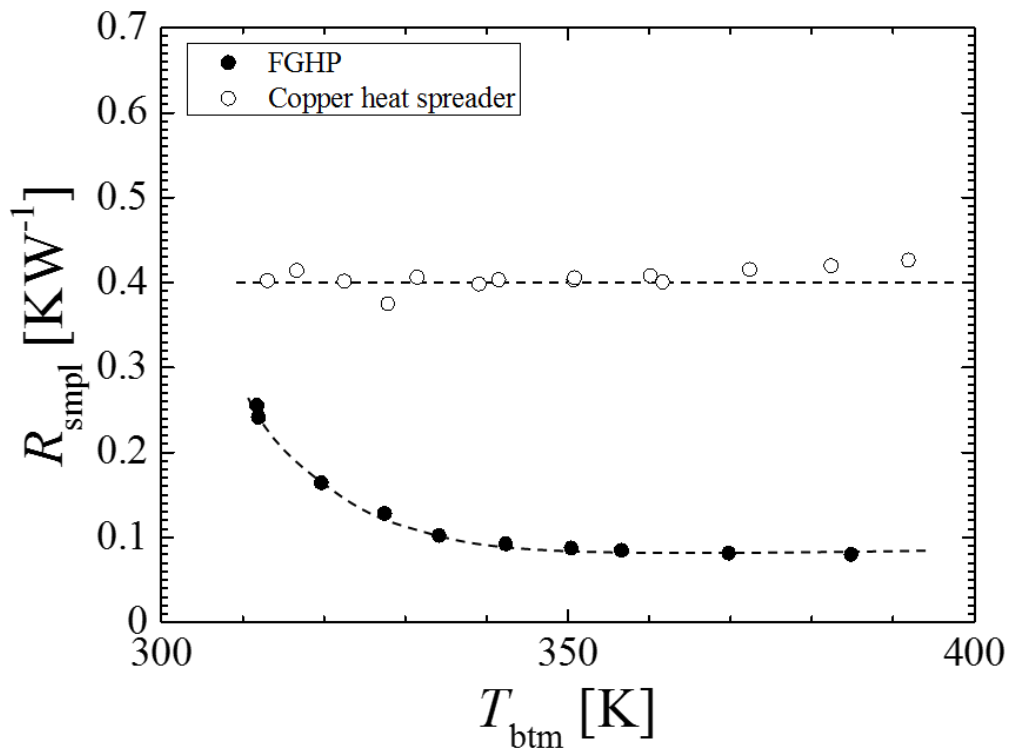


Fig. 2.11 サンプル熱抵抗の下面温度に対する変化

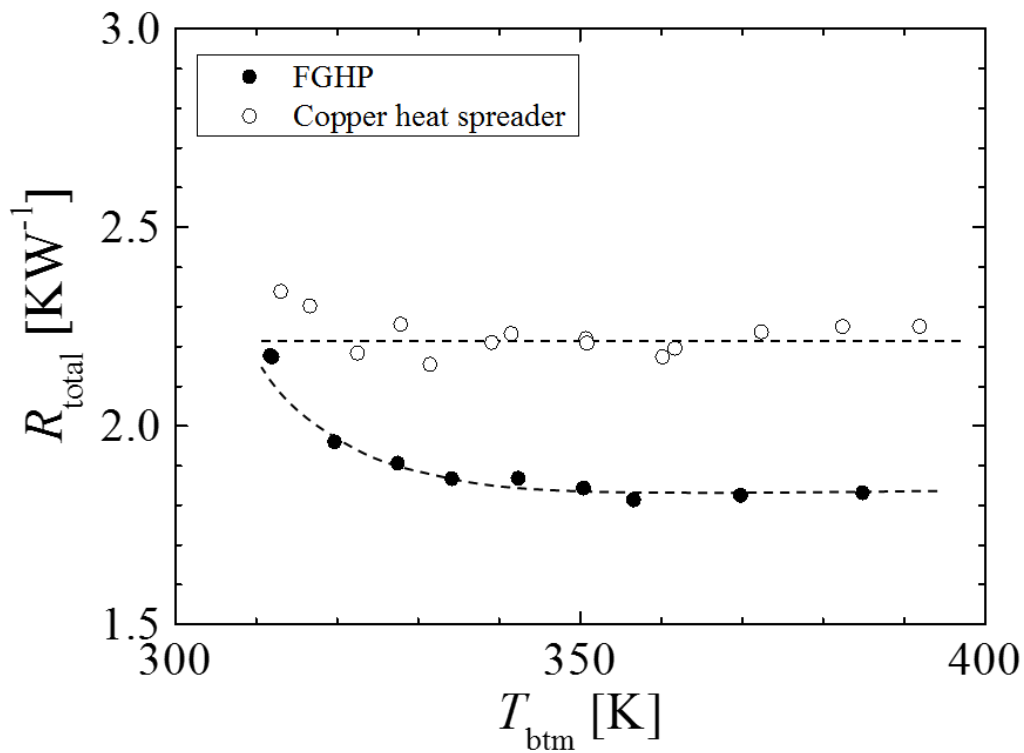


Fig. 2.12 全熱抵抗の下面温度に対する変化

2-3-3 他のベーパーチャンバーとの比較

表 2.1 に示す様々なベーパーチャンバーの熱抵抗を FGHP とともに図 2.13 に示す。この図より、この比較において、FGHP の熱抵抗はほぼ最小である。表 2.1 に示すように、ベーパーチャンバー及び加熱領域の大きさは様々である。Wong らが指摘しているように[3, 4], 加熱面積が小さくなるとともに熱抵抗は増加する。筆者らは、加熱面積の影響を考慮するために、サンプル熱抵抗と加熱面積を掛けた修正熱抵抗 $A_h R_{smpl}$ の値が入熱流束 q_{in} に対してどの様に変化するかについて調べている。図 2.14 に、入熱流束に対する修正熱抵抗の変化を示す。図 2.14 において、図 2.13 に示したもののうち、Kang らの結果[8]については、他の結果に比べて著しく大きいため示していない。Wong らの結果[3, 4]より、 $A_h R_{smpl}$ の値は、加熱面積によらず q_{in} に対して僅かに減少することがわかった。また Wong らは、加熱面積によらない指標の方が、異なるベーパーチャンバーを比較する際に適しているとも指摘している。ここで、修正熱抵抗 $A_h R_{smpl}$ は、面積 A_h を基準とした際の総括伝熱係数の逆数と考えることができるため、修正熱抵抗は、受熱から環境への放熱までの全伝熱過程におけるベーパーチャンバーの伝熱特性と密接な関係を有すると考えられる。これが即ち、本研究において修正熱抵抗の値による比較というものがサンプル熱抵抗自体の比較に比べて、より公平であると考えた所以である。図 2.14 より、Weibel らの結果[15, 16]における修正熱抵抗の値は、これまでの研究の中でも非常に小さな値を示しているが、FGHP の修正熱抵抗は、これらすべてのタイプのベーパーチャンバーと比べて、最小であることがわかった。

表 2.1. 種々のベーパーチャンバーの熱的特性

Author	Vapor chamber type			Dimension					Heat input [W]	Thermal characteristics (Thermal resistance or effective thermal conductivity. The best case in the respective research.)
				Spreader		Heat source				
	Casing material	Working fluid	Wick material	Size	Area [mm ²]	Size	Area [mm ²]	Ratio		
This work	Copper	Water	Copper plates manufactured by etching technique	50x50x2.0	2500	5x5	25	0.01	49.7	0.080 KW ⁻¹
S. W. Kang et al.(2004)	Copper	Methanol	Copper plate manufactured by etching technique	31x31x2.7	961	13.97x13.97	195	0.20	45	1.09 KW ⁻¹ , Fig. 8, groove 82 %
Jeun San Go (2005)	Aluminum	Acetone	Stainless steel manufactured by etching technique	83.1x69.1x3.5	5742	12x12	600	0.10	140	0.236 KW ⁻¹ (evaporator), Fig. 6(b)
Yasushi Koito et al. (2006)	Copper	Water	Sintered copper powder (porosity: 40%)	76.2x88.9	6774	24.5x24.5	600	0.089	144	The effective thermal conductivity in the liquid-wick region, k_{eff} , is 8.32 Wm ⁻¹ K ⁻¹ .
Yasushi Koito et al. (2006)	Copper	Water	Sinter made of copper powders (porosity: 40 %)	76.2x88.9x4.6	6774	12.2x12.2	149	0.022	24 - 220	0.12 KW ⁻¹ , Fig. 10
						17.3x17.3	299	0.044		
						24.5x24.5	600	0.089		
X.L. Xie (2008)	Copper	Water	Parallel plate	42x35	1470	-	-	-	50 - 420	0.118 KW ⁻¹ (heat sink total), Fig. 7
Yen-Shu Chen et al. (2009)	Copper	Ethanol	Sintered copper powders has a thickness of 0.5 mm and a porosity of 0.36	86x71x5	6106	10x10	100	0.016	30 - 60	Orthotropic approach κ_s [Wm ⁻¹ K ⁻¹] 48.74 κ_l [Wm ⁻¹ K ⁻¹] 2316.1, Table 1
						20x20	400	0.066		
						40x40	1600	0.26		
Hung-Yi Li et al. (2010)	Copper	Water	Mesh	87.6x92x4	8059	-	-	-	30	0.143 KW ⁻¹ , Fig. 6
Jung-Chang Wang et al. (2010)	Copper	Water	Porosity of the capillary structure in the interior of cavity is under 0.5	90x90x3	8100	90x71	6390	0.79	60 - 180	965 Wm ⁻¹ K ⁻¹ , at 55 CFM, Conclusion
Shwin-Chung Wong (2010)	Copper	Water	200 mesh x 1 or 2 with 100 mesh with parallel channel of 1.0 mm (W1.0), 1.6 mm (W1.6), 2.0 mm (W2.0) width, triangle cross section	100x80x1.0-1.5	8000	11x11	121	0.015	17 -365	0.0429 KW ⁻¹ , Fig. 8
						21x21	441	0.055		
						11x11	121	0.015		
Shwin-Chung Wong (2011)	Copper	Water, methanol, acetone	Bottom: 200 mesh, top: 100 mesh with parallel channel of 1.0 mm width, triangle cross section	100x80x1.0-1.5	8000	21x21	441	0.055	17 -365	0.027 KW ⁻¹ (Water, 9.61 cm ³), Fig. 8a
						31x31	961	0.12		
						11x11	121	0.015		
Xiaoling Yu et al. (2011)	Copper	Water	Sintered copper powder	Φ 50	1963	12.4x12.4	154	0.078	200	0.173 KW ⁻¹ , Table 2
Qingjun Cai et al. (2012)	Silicon	Water, ethanol	Silicon	38x38x3	1444	30x4	120	0.08	4.5-10	0.110 K W ⁻¹ , Table 2, Sample D (Obtained from 1D heat transfer experiment)
Justin A. Weibel et al. (2012)	Copper	Water	CNT, partially opened plate	25.4x25.4	645	5x5	25	0.039	6 - 140	0.223 KW ⁻¹ , G:0 (Grid pattern), Fig. 5a
Justin A. Weibel et al. (2013)	Copper	Water	Integrates conventional copper screen mesh and carbon nanotubes	25.4x25.4x1, substrate	645	5x5	25	0.039	5 - 138	0.25 KW ⁻¹ , Fig 7

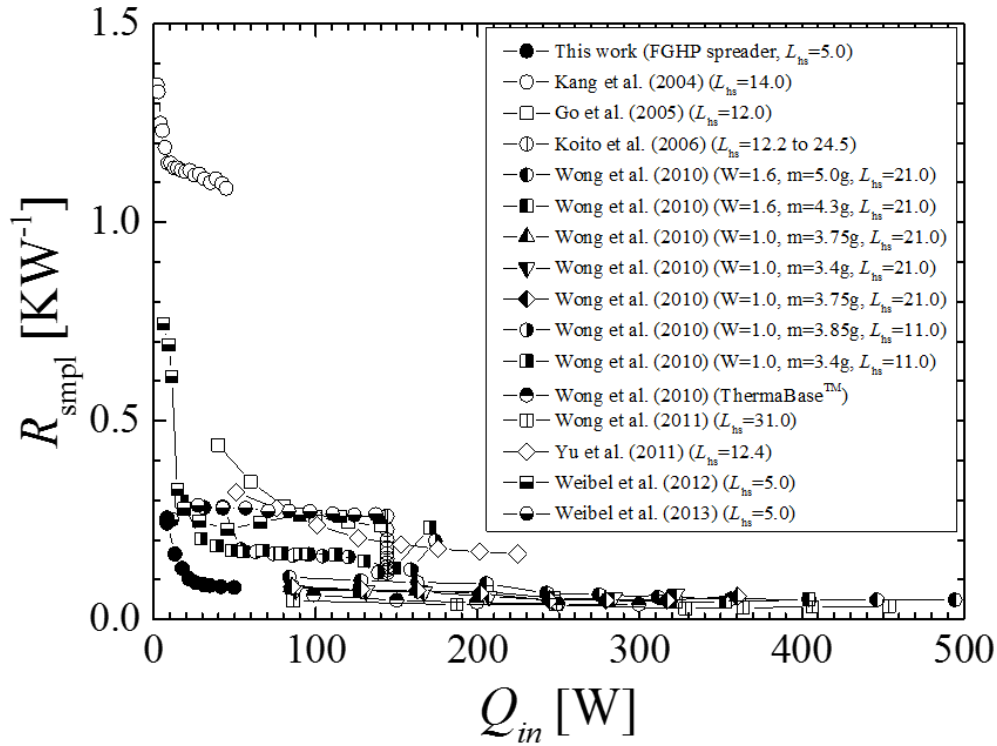


Fig. 2.13 種々のベーパーチャンバー熱抵抗の入熱量による変化

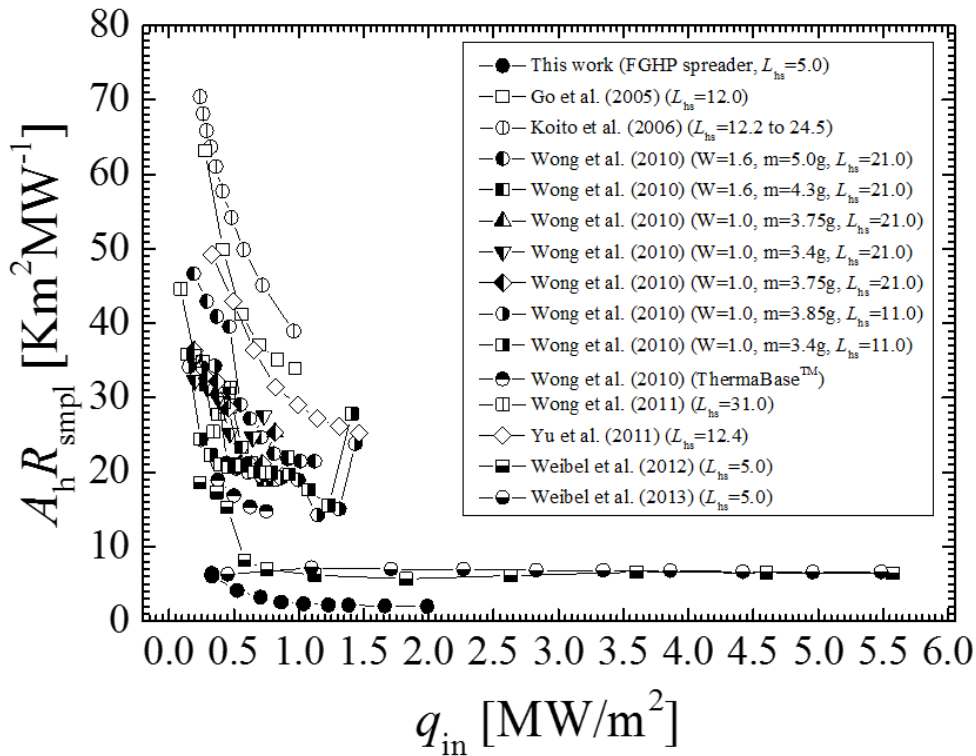


Fig. 2.14 種々のベーパーチャンバーに関する修正熱抵抗の入熱量による変化

Koito らもまた、熱抵抗に対する加熱面積の影響について評価している[2]。筆者らの実験及び計算結果より、熱抵抗は加熱面積に反比例して減少することが示されている。2-2-4 節で述べたように、サンプルの熱抵抗は、厚み方向熱抵抗と拡散熱抵抗の和として表現することが可能である。Koito らはまた、ベーパーチャンバーにおける主たる熱抵抗は沸騰伝熱によることを指摘している[2]。熱拡散抵抗が蒸気の加熱領域から周辺領域への広がり(蒸气流や凝縮現象を含む)からくると仮定すると、熱抵抗は凝縮現象が起きる周辺領域の面積と関係すると考えられる。ここで、式(2.8)より、以下の関係が導出される。

$$A_h R_{smp} = A_h R_{1D} + (A - A_h) R'_s \quad (2.10)$$

ここで、 R'_s は修正された拡散項であり、 A はテストサンプルの表面積である。これより、以下の関係が導かれる。

$$R_{smp} = (R_{1D} - R'_s) + \frac{R'_s}{\beta} \quad (2.11)$$

ここで、 β は面積比 A_h/A を表す。ここで、 $A_h(R_{1D} - R'_s) \ll AR'_s$ の場合は、Wong らが指摘したように、熱抵抗は加熱面積あるいは面積比 β に反比例して減少する。それに対し、面積比 β が1に近づく場合(あるいは、 $A_h \rightarrow A$ のとき)、熱抵抗は式(2.11)中の厚み方向熱抵抗 R_{1D} へと漸近する。

面積比に対する熱抵抗の変化を図 2.15 に示す。なお、比較のために、各研究において報告された最小の熱抵抗値を併せて示す。ここで、図中の実線は、Koito らの結果[2]を式(2.11)によってフィッティングした結果であり、以下の式となる。

$$R_{smp} = 6.52 \times 10^{-2} + \frac{4.67 \times 10^{-3}}{\beta} [\text{K W}^{-1}] \quad (2.12)$$

式(2.11)と(2.12)より、Koito らの結果[2]において、 R_{1D} は R'_s の約 15 倍であることがわかる。図中の点線は、式(2.12)の右辺に係数をかけて求めた値を示す。Wong らの結果と本結果に対する係数は、それぞれ 0.282 と 0.128 である。それぞれの結果は各点線によりよく表されていることから、これらの結果における面積比の影響は Koito らの結果と似通っていることが示唆される。これは、式(2.10)から(2.12)を導出する際に行った仮定が妥当であることを示す。これらの係数は、タイプの異なるベーパーチャンバーの熱的性能に関するもう一つの情報を与えるものであり、すなわち、係数が小さいほうが、熱抵抗は小さいということを意味する。FGHP に関する結果が乗っている点線の係数は最も小さいことから、この視点から考えた場合にも、FGHP の熱抵抗は種々のベーパーチャンバーの中で最小であることがわかった。

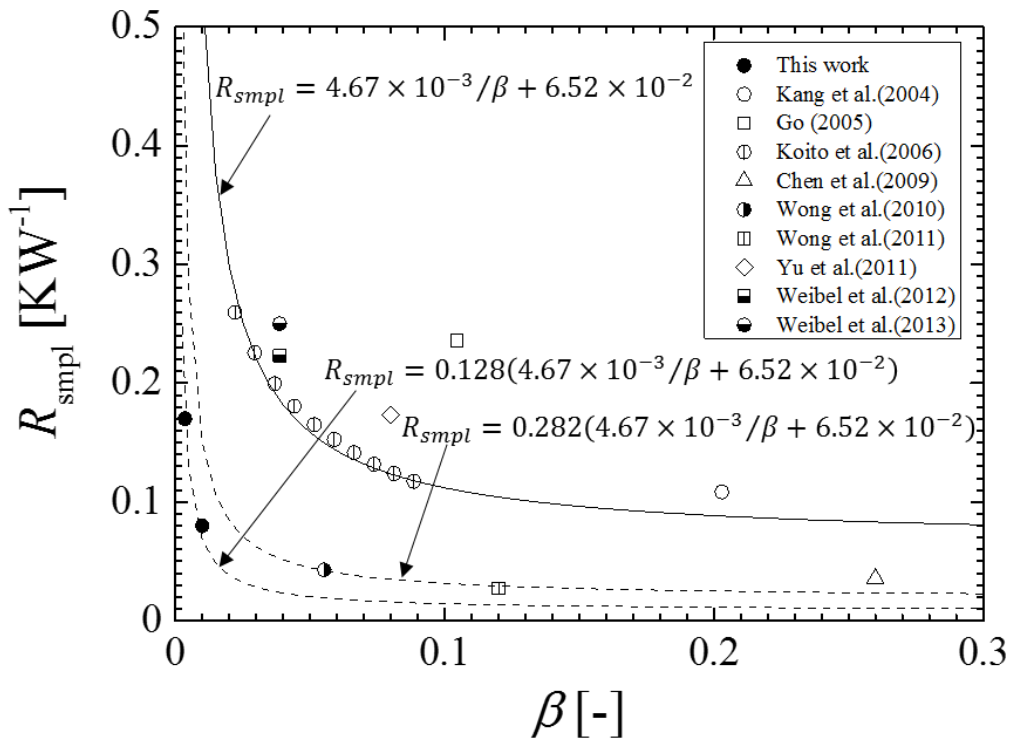


Fig. 2.15 面積比が熱抵抗に与える影響

2-4 結言

新たに開発されたベーパーチャンバーである FGHP(Fine Grid Heat Pipe)の熱的特性について実験的に検証した。本研究で用いた FGHP のサイズは 50 mm 角で厚さは 2 mm である。FGHP の熱的性能を、同じ形状の銅製ヒートスプレッドと比較した。さらに、他のベーパーチャンバーに関する報告をもとに、性能を比較した。結果を以下にまとめる。

- (1) FGHPの上面温度分布は銅製ヒートスプレッドに比べてより一様であった。入熱量の増加とともに、FGHPにおける上面温度の一様性は向上した。
- (2) 2.0 MW m^{-2} を超えるような非常に高い入熱流束条件下においても、FGHPの熱抵抗は 0.08 K W^{-1} であり、銅製ヒートスプレッドの値に比べて約4分の1という非常に低い値をもつことがわかった。
- (3) 加熱面積とベーパーチャンバーの面積との比を考慮して評価した結果、これまで報告された種々のベーパーチャンバーと比べ、FGHPの熱抵抗は最小であると結論できる。

第3章 擬一次元伝熱モデルによる異方性熱伝導率

評価方法の確立

3-1 緒言

前章に示したように、積層型ベーパーチャンバーFGHPは銅製ヒートスプレッドに比べ、熱拡散性が大幅に優れていることがわかった。また、従来報告されている他のベーパーチャンバーと比較した結果、熱源サイズとベーパーチャンバーのサイズとの比を考慮すると、FGHPの性能が最も高いという事が明らかとなった。

しかし、前章で述べたように、熱源サイズとベーパーチャンバーサイズとの比や、環境への(少なくとも環境へ向かう方向への)排熱に関する熱伝達率など、熱抵抗は実装方法に強く影響を受ける。そこで、より一般的な特徴として、熱伝達率を用いる方が、実際の電子デバイスにおける排熱システムを最適設計する上でより適している。

FGHPは異方的な内部構造を持っているため、その伝熱特性も異方的であると推定される。したがって、異方的な物質の熱伝導率を推定可能な手法が必要となる。これまで、異方的な熱伝導率を推定する手法は様々なものが提案されているが(Y. S. Song [17], C. T. Pan et al.[18]など)、それらは通常何らかの数値的な解法が必要となったり(Y. S. Song [17])、比較的シンプルで理想的な幾何形状に限定される(C. T. Pan et al.[18])。さらに、前章で示したように、FGHPの伝熱特性は温度とともに変化することから、熱伝導率の値が温度によらず一定であることを前提とするような手法を適用することはできない。

そこで、複雑な計算を必要とせず、熱物性が温度によって変化するような異方性熱伝導をもつ物質の熱伝導率を推定する手法が求められる。本研究では、擬一次元伝熱モデルを用いた、等方的物質にも異方的物質にも適用可能な熱伝導率推定手法を提案する。本手法においては、サンプルの表面温度および下面温度、さらには、サンプルへの入熱量だけから、迅速に熱伝導率を推定することが可能となる。

本章においては、本モデルの数学的モデルを導出するとともに、本手法の妥当性について検証する。FGHP、および、参照物質としての銅製ヒートスプレッドの熱伝導率推定については、第4章で述べる。

3-2 擬一次元伝熱モデルの導出

3-2-1 半径方向に関する式の導出

対象となる系の概略図を図3.1に示す。ヒートスプレッドの下面中央部から加熱し、上面は面に対して垂直に吹き付ける空気流により冷却される。ここでは、半径方向の温度分布のみに着目しているため、鉛直方向に平均された温度分布を用いて半径方向温度分布を得ると仮定する。本仮定の下で、検討している問題は図2.2の様に簡略化される。

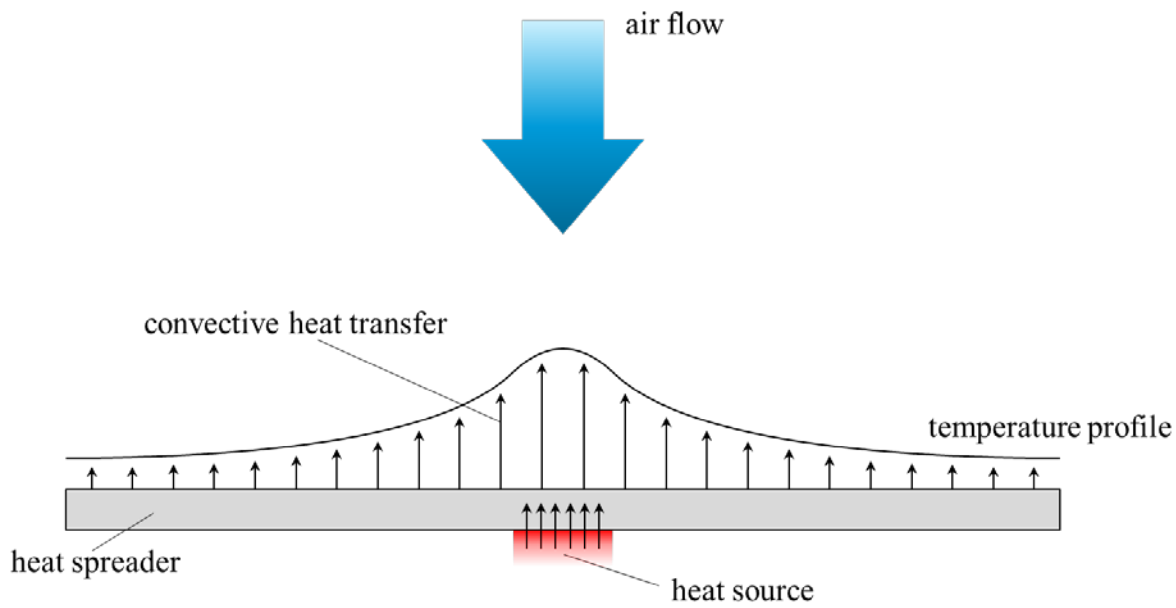


Fig. 3.1. 本研究において検討している構成

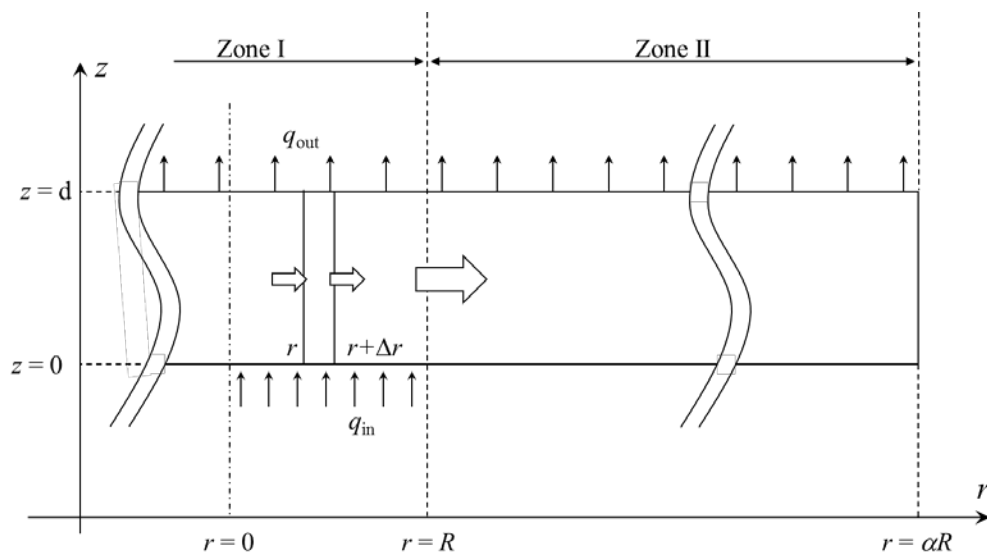


Fig. 3.2. 半径方向熱伝導に関する解析モデル

定常状態における二重円筒形状のシェルに対するエネルギー保存則より、支配方程式は以下の様になる。

$$(2\pi r d q_r)|_r - (2\pi r d q_r)|_{r+\Delta r} + 2\pi r \Delta r (q_{in} - q_{out}) = 0. \quad (3.1)$$

両辺を $2\pi d \Delta r$ で割り、 $\Delta r \rightarrow 0$ の極限をとると、以下の式を得る。

$$\frac{d}{dr}(r q_r) + \frac{r}{d}(q_{in} - q_{out}) = 0. \quad (3.2)$$

いま、フーリエの熱伝導法則より、 q_r [W m^{-2}] は以下の様になる。

$$q_r = -k_r \frac{dT}{dr}. \quad (3.3)$$

また、ニュートンの冷却の法則より、 q_{out} [W m^{-2}] は以下の様になる。

$$q_{out} = h(T - T_\infty). \quad (3.4)$$

ここで、 k_r [$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$] と h [$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$]が一定であると仮定すると、式(3.2)は以下の様になる。

$$r \frac{d^2 T}{dr^2} + \frac{dT}{dr} - r \frac{h}{k_r d} \left(T - T_\infty - \frac{q_{in}}{h} \right) = 0. \quad (3.5)$$

ここで、以下の式で定義される T^* [K]を導入する。

$$T^* = T - T_\infty - \frac{q_{in}}{h}. \quad (3.6)$$

式(3.6)を式(3.5)へ代入すると、以下の式を得る。

$$r \frac{d^2 T^*}{dr^2} + \frac{dT^*}{dr} - r \frac{h}{k_r d} T^* = 0. \quad (3.7)$$

ここで、無次元温度と無次元半径座標を、それぞれ、 Θ [-]および r^* [-]とし、以下の式で定義する。

$$\Theta = \frac{T^*}{T_R^*}, \quad (3.8)$$

$$r^* = \frac{r}{R} \quad (3.9)$$

ここで、 R [m]は、熱源半径であり、 T_R^* [K]は、 $r = R$ における T^* の値である。このとき、 θ と r^* を式(3.5)へ代入すると、以下の式を得る。

$$r^* \frac{d^2\theta}{dr^{*2}} + \frac{d\theta}{dr^*} - r^* \frac{hR}{k_r} \frac{R}{d} \theta = 0, \quad (3.10)$$

ここで、 hR/k_r は半径方向熱伝導におけるビオ数 Bi_r [-]であり、ビオ数を用いて、パラメーター a [-]を以下の様に定義する。

$$a = Bi_r \frac{R}{d}. \quad (3.11)$$

このとき、式(3.10)は、以下の様になる。

$$r^{*2} \frac{d^2\theta}{dr^{*2}} + r^* \frac{d\theta}{dr^*} - ar^{*2}\theta = 0. \quad (3.12)$$

式(3.12)は、変形ベッセル方程式と呼ばれ、以下の一般解を得る。

$$\theta = C_1 I_0(\sqrt{a}r^*) + C_2 K_0(\sqrt{a}r^*), \quad (3.13)$$

ここで、 I_0 と K_0 は、それぞれ0次の第一種および第二種変形ベッセル関数である。また、式(3.13)より、以下の式を得る。

$$\frac{d\theta}{dr^*} = \sqrt{a} \{C_1 I_1(\sqrt{a}r^*) - C_2 K_1(\sqrt{a}r^*)\}. \quad (3.14)$$

図 3.2 に示されているように、問題を以下の二つの領域に分けて取り扱う。

Zone I ($0 \leq r \leq R$): 中心領域であり、下面からの入熱がある。

Zone II ($R \leq r$): 周辺領域であり、下面からの入熱はない。

Zone I において、 r^* が+0に漸近すると $K_0(\sqrt{a}r^*)$ は発散するが、 θ^I は有界であることから、 C_2 は0でなければならない。したがって、zone I における式(3.13)は、以下の様になる。

$$\theta^I = C_1 I_0(\sqrt{a}r^*). \quad (3.15)$$

Θ の定義より, $r^* = 1$ において, Θ^I は1となるので, C_1 は以下の様になる.

$$C_1 = \frac{1}{I_0(\sqrt{a})}. \quad (3.16)$$

これより, 以下の式を得る.

$$\Theta^I = \frac{I_0(\sqrt{ar^*})}{I_0(\sqrt{a})}. \quad (3.17)$$

一方, zone IIにおいて, ヒートスプレッダの外縁部における境界条件がニュートンの冷却法則によって与えられると仮定すると, 以下の式を得る.

$$\left. \frac{d\Theta^{II}}{dr^*} \right|_{r^*=\alpha} = -\text{Bi}_r \Theta^{II} \Big|_{r^*=\alpha}, \quad (3.18)$$

ここで, $r = \alpha R$ はスプレッダの外縁部における半径位置を示す. 式(3.14)と(3.18)より, 以下の式を得る.

$$C_2 = \frac{\sqrt{a}I_1(\sqrt{a\alpha}) + \text{Bi}_r I_0(\sqrt{a\alpha})}{\sqrt{a}K_1(\sqrt{a\alpha}) - \text{Bi}_r K_0(\sqrt{a\alpha})} C_1. \quad (3.19)$$

さらに, Θ^{II} もまた, $r^* = 1$ において1となることから, 式(3.13)は以下の様になる.

$$\Theta^{II} = \frac{\{\sqrt{a}K_1(\sqrt{a\alpha}) - \text{Bi}_r K_0(\sqrt{a\alpha})\}I_0(\sqrt{ar^*}) + \{\sqrt{a}I_1(\sqrt{a\alpha}) + \text{Bi}_r I_0(\sqrt{a\alpha})\}K_0(\sqrt{ar^*})}{\{\sqrt{a}K_1(\sqrt{a\alpha}) - \text{Bi}_r K_0(\sqrt{a\alpha})\}I_0(\sqrt{a}) + \{\sqrt{a}I_1(\sqrt{a\alpha}) + \text{Bi}_r I_0(\sqrt{a\alpha})\}K_0(\sqrt{a})}. \quad (3.20)$$

ここで, もしヒートスプレッダ外縁部における境界条件として断熱条件を用いるとすると, C_2 は以下の様になる.

$$C_2 = \frac{I_1(\sqrt{a\alpha})}{K_1(\sqrt{a\alpha})} C_1. \quad (3.21)$$

また, これより式(13)は以下の様になる.

$$\Theta^{II} = \frac{I_0(\sqrt{ar^*})K_1(\sqrt{a\alpha}) + K_0(\sqrt{ar^*})I_1(\sqrt{a\alpha})}{I_0(\sqrt{a})K_1(\sqrt{a\alpha}) + K_0(\sqrt{a})I_1(\sqrt{a\alpha})}. \quad (3.22)$$

式(3.22)は、式(3.20)を簡略化した形式とみなすことができる。式(3.20)と(3.22)の差異については、セクション 3-3-2 において議論する。図 3.3 に、様々な Bi_r の値における温度分布の例を示す。この例において、 Bi_r の値は、50 mm 角、2 mm 厚の銅板を、半径 2.5 mm の熱源によって 30.94 W で加熱した場合のものである。この図より、温度分布の形状は、 Bi_r の減少とともに平坦となるが、これは、 k_r の値が増加、かつ/もしくは、 h の値が減少すると、温度分布が平滑化されるということの意味する。またその逆に、式(3.17)と(3.20)を用いれば、温度分布から k_r の値を求めることが可能となる。この方法の妥当性については、セクション 3-2-2 で議論する。

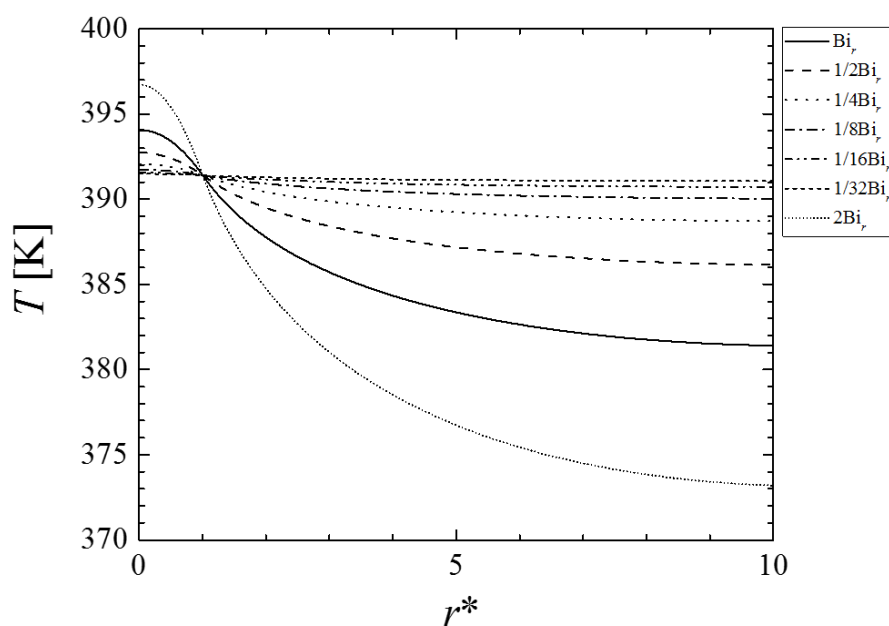


Fig. 3.3. 半径方向温度分布に対するビオ数の影響

3-2-2 厚み方向に関する式の導出

ここでは、厚み方向温度分布のみに着目するため、半径方向に平均された温度分布を用いて、厚み方向温度分布を導出する。これより、問題は図 3.4 に示すように簡略化される。ここで、zone I における熱の移動が厚み方向にしか生じないと仮定すると、zone I における厚み方向の熱抵抗 $R_{th,z,I,1D}$ [K W⁻¹] は、以下の式によって定義される。

$$R_{th,z,I,1D} = \frac{d}{k_z A_1'} \quad (3.23)$$

ここで、 A_1 [m²] は、熱源表面積を表す。一方、温度分布より算出される zone I の熱抵抗 $R_{th,z,I}$ [K W⁻¹] は、以下の式で定義される

$$R_{th,z,I} = \frac{(T_{btm} - \langle T_I \rangle)}{Q_{in}} \quad (3.24)$$

ここで、 $\langle T_I \rangle$ [K] は、zone I における表面温度の空間平均値である。実際には、厚み方向だけでなく、半径方向にも熱の移動が生じるため、 $R_{th,z,I,1D}$ と $R_{th,z,I}$ とは、通常一致しない。このような、周辺方向への伝熱(この場合は、半径方向への伝熱を指す)は、通常形状係数 S を用いることによって考慮される。形状係数を用いると、式(3.23)は以下の様になる。

$$R_{th,z,I} = \frac{1}{k_z S} \quad (3.25)$$

式(3.24)と(3.25)より、 k_z の値は以下の式によって算出される。

$$k_z = \left(\frac{Q_{in}}{T_{btm} - \langle T_I \rangle} \right) \left(\frac{1}{S} \right) \quad (3.26)$$

これまで、様々な場合に対して形状係数が定義されているが(例えば、Hahne ら[19])、それらは、どちらかといえば単純な形状であったり、例えば無限媒体上の円板などの理論上の形状に限定されているため、本系のような、有限な大きさのヒートスプレッダ上の有限な熱源についての形状係数は、これまで導出されていなかった。そこで、本系に対応した形状係数 S に関する定義を、数値計算を援用して定義した。これについては、セクション 3-3-3 において述べる。

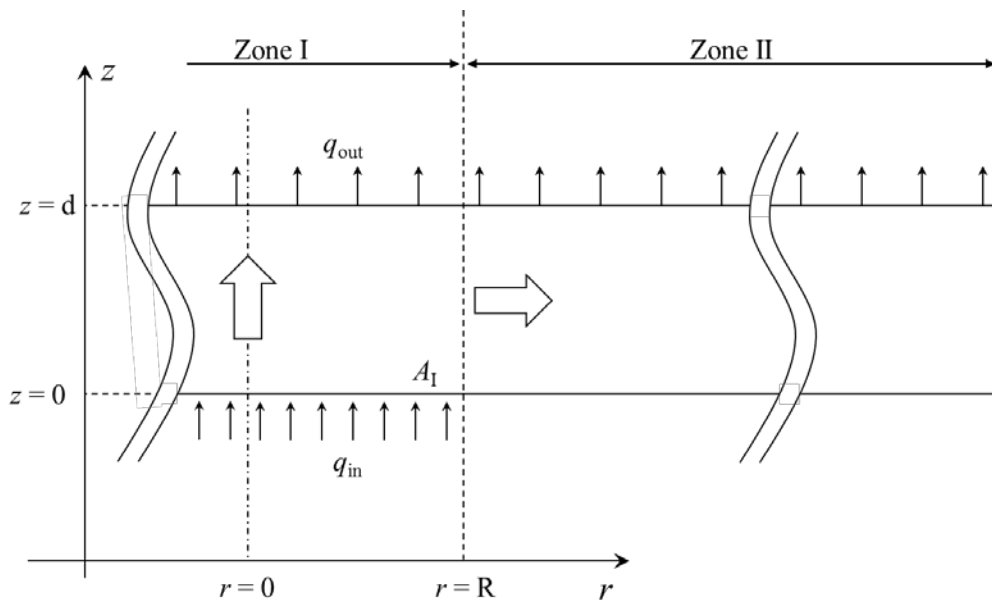


Fig. 3.4. 厚み方向熱伝導に関する解析モデル

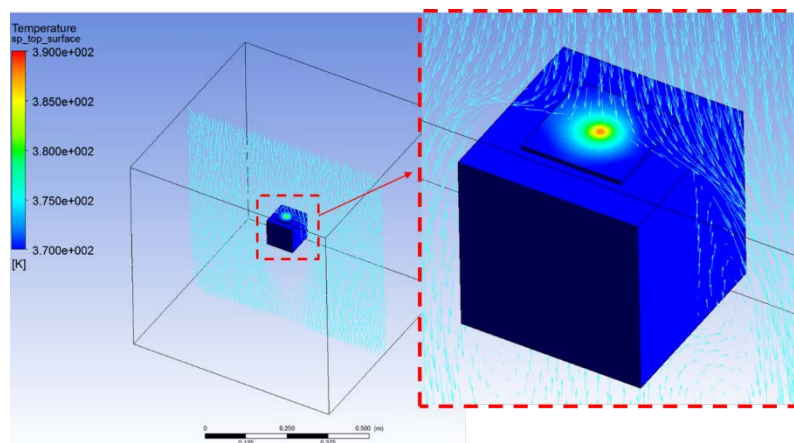


Fig. 3.5. 熱流体シミュレーションにおける解析モデル

3-3 擬一次元伝熱モデルによる熱伝導率推定の妥当性評価

3-3-1 熱流体シミュレーションの設定について

本モデルの妥当性について検証するために、商用シミュレーションコードであるANSYS Fluent v14.5を用いた熱流体シミュレーションを実施した。解析モデルの概略図を図3.5に示す。厚さ2 mm、50 mm角のスプレッドについて、様々な k_r と k_z の値の組み合わせの下でシミュレーションを行った。厚みの影響について調べるために、4、8 mmの50 mm角スプレッドについてもシミュレーションを行った。解析を行った条件を表3.1にまとめた。解析領域は、それぞれ、 3.6×10^6 、 3.7×10^6 、 3.8×10^6 の要素でそれぞれ分割されている。これらの条件において、メッシュ依存性は十分低く、分割数を変化させた場合の解析結果の相対差は1%以下であった。表3.1に示すように、44通りの異なる k_r 、 k_z そして、厚さ d について、種々の特性が与える影響について調べた。表3.1に示したすべての条件において、ヒートスプレッドの下面中央から加熱し、入熱量は30.94 Wである。ヒートスプレッド上面は、下降流によって強制空冷した。上面の流入部における境界条件は、表中のcase 1に示す計算結果と、それに対応する実験結果とを比較して決定した。

表 3.1. 半径・厚み方向熱伝導率および厚みに関する設定条件

Case	k_r [W m ⁻¹ K ⁻¹]	k_z [W m ⁻¹ K ⁻¹]	d [mm]	k_r/k_z [-]	Case	k_r [W m ⁻¹ K ⁻¹]	k_z [W m ⁻¹ K ⁻¹]	d [mm]	k_r/k_z [-]
1	387.6	387.6	2	1	24	200	25	2	8
2	202.4	202.4	2	1	25	400	50	2	8
3	79	79	2	1	26	800	100	2	8
4	800	800	2	1	27	1600	200	2	8
5	1600	1600	2	1	28	3200	400	2	8
6	3200	3200	2	1	29	6400	800	2	8
7	6400	6400	2	1	30	12800	1600	2	8
8	12800	12800	2	1	31	200	12.5	2	16
9	200	100	2	2	32	400	25	2	16
10	400	200	2	2	33	800	50	2	16
11	800	400	2	2	34	1600	100	2	16
12	1600	800	2	2	35	3200	200	2	16
13	3200	1600	2	2	36	6400	400	2	16
14	6400	3200	2	2	37	12800	800	2	16
15	12800	6400	2	2	38	387.6	387.6	4	1
16	1200	400	2	3	39	200	100	4	2
17	200	50	2	4	40	1200	400	4	3
18	400	100	2	4	41	1600	400	4	4
19	800	200	2	4	42	800	400	4	2
20	1600	400	2	4	43	1600	800	4	2
21	3200	800	2	4	44	387.6	387.6	8	1
22	6400	1600	2	4					
23	12800	3200	2	4					

3-3-2 半径方向熱伝導率推定精度

図 3.6 に、半径方向温度分布の解析解と数値解とをそれぞれ示す。図中の実線は、表 2.1 の Case 1 に示す銅製ヒートスプレッダに関する数値解を示し、破線と点線は、zone I に関する式(3.17)による解、および、zone II に関する式(3.20)、(3.22)による解をそれぞれ示す。式(3.20)による解析解と数値解との差は、式(3.22)による数値解との差の約半分であることがわかった。これは、スプレッダ外縁部における熱移動が温度分布形状に対して大きな影響を及ぼすことを表しており、式(3.20)を導出する際に行った仮定の方が、式(3.22)導出における仮定よりも適切であることがわかった。それゆえ、これ以降、zone II に関する解析解として、式(3.20)を採用する。

しかしながら、式(3.20)による解も、いぜんとして数値解との差は大きい。これは、 k_r の値を求める際の誤差要因となり得る。図 3.3 と 3.6 との比較により、これらの差異は、zone II において、 Bi_r の値を過小評価していることに起因していると考えられる。ここで、以下の式で定義される修正ビオ数、 Bi'_r を導入する。

$$Bi'_r = \beta Bi_r, \quad (3.27)$$

ここに、 β [-]は修正係数であり、その値は、解析解と数値解との差異を最小とするように決定する。図 3.7 は、表 3.1 におけるすべての条件に対する β の値を示している。この図において、白抜きのプロットは厚さ 2 mm に関する結果であり、半分塗りつぶしているプロットは、厚さ 4, 8 mm に関する結果をそれぞれ示す。図 3.7 の横軸は、半径方向と厚み方向熱抵抗比の、もっとも簡単な表現である。 β の値は単一の曲線上に存在しており、これは、半径方向熱伝導率と厚み方向熱伝導率の比、 k_r/k_z 、および、厚みによらず、 $(k_r/k_z)(d/R)^2$ に対してよく相関されることを示す。すなわち、 β の値は、 k_r 、 k_z 、 d あるいは R 自体の値ではなく、 $(k_r/k_z)(d/R)^2$ の値によって決定される。図 3.7 に示す破線は、以下の式で定義される。

$$\beta = \frac{1}{1 + (0.1)(k_r/k_z)(d/R)^2} + 0.25715 \quad (3.28)$$

図 3.8 は、修正ビオ数を用いた結果(一点鎖線)を、もとのビオ数による結果(破線)とともに示したものである。修正ビオ数によって、式(3.20)による解析解と数値解との差異は、劇的に減少する。これより、 k_r の値は、半径温度分布に関する測定結果と解析解との差異を最小にする際の値として求めることが可能となる。

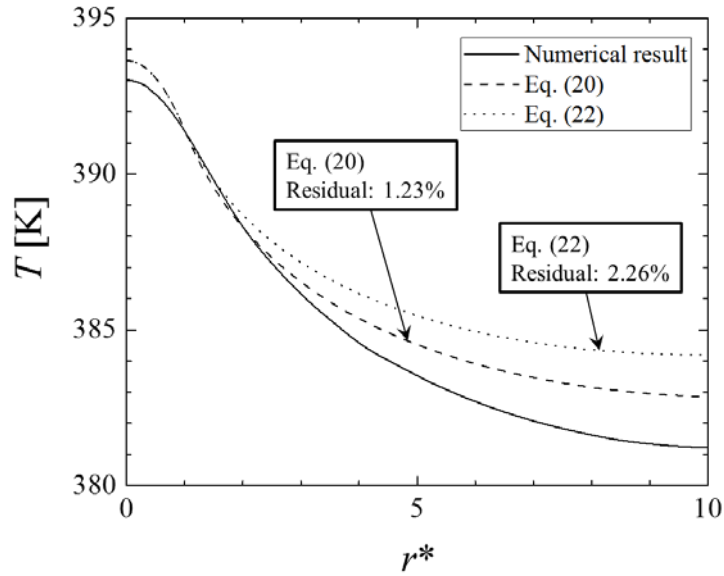


Fig. 3.6. ヒートスプレッダ外縁部における境界条件の異なる二つの解析解の比較

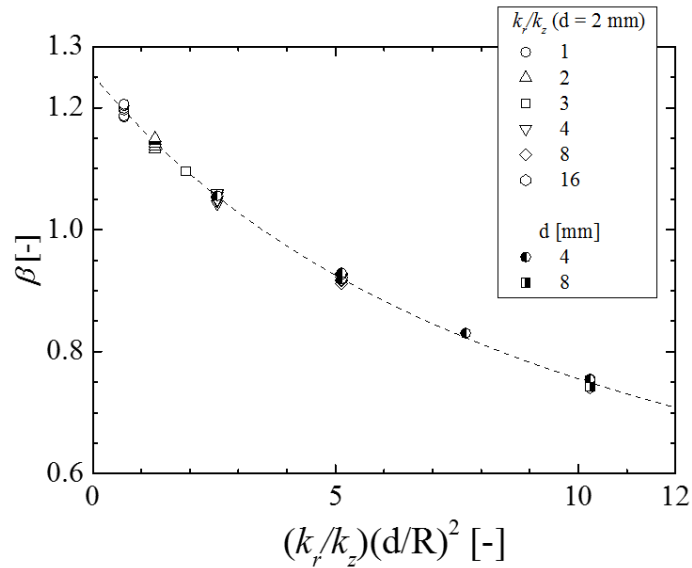


Fig. 3.7. 種々の k_r/k_z and d の値に対する β の変化

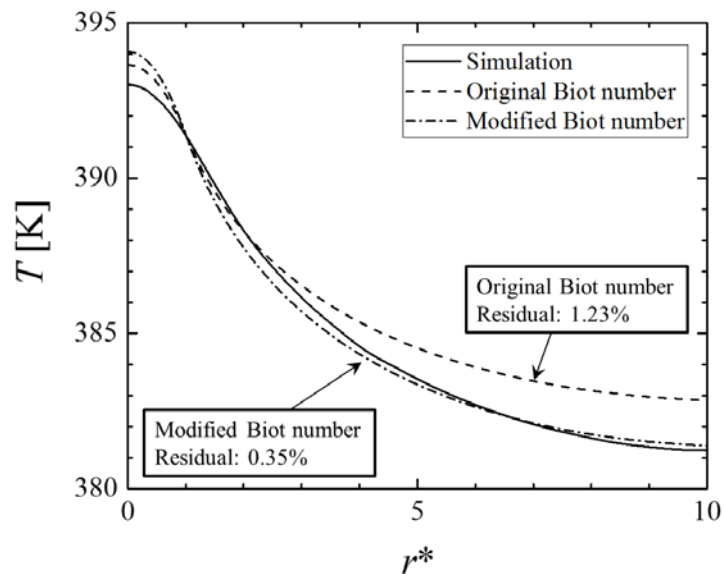


Fig. 3.8. 修正ビオ数, あるいは, もとのビオ数を用いた場合における式(3.20)の解析解

表 3.1 に示したすべての条件に対して本手法により求めた k_r の値を、真値に対してプロットしたものを図 3.9 に示す。図 3.9 における記号の定義は図 3.7 におけるものと同じである。本手法によって算出した k_r の値は、半径・厚み方向熱伝導率や厚みによらず、真値とよく一致することがわかった。式(3.20), (3.26), (3.27)を用いて求めた結果と真値との絶対誤差の平均値は約 0.51%であり、これは、式(3.20)のみを用いた場合における絶対誤差の平均値 15.4%に比べて大幅に小さく、本手法が妥当であることを示している。

これは、本手法を用いることによって、数値解だけでなく実際の実験においても測定可能な、テストサンプルに対する入熱量とテストサンプルの上面温度分布のみから、 k_r の値を算出できることを示している。

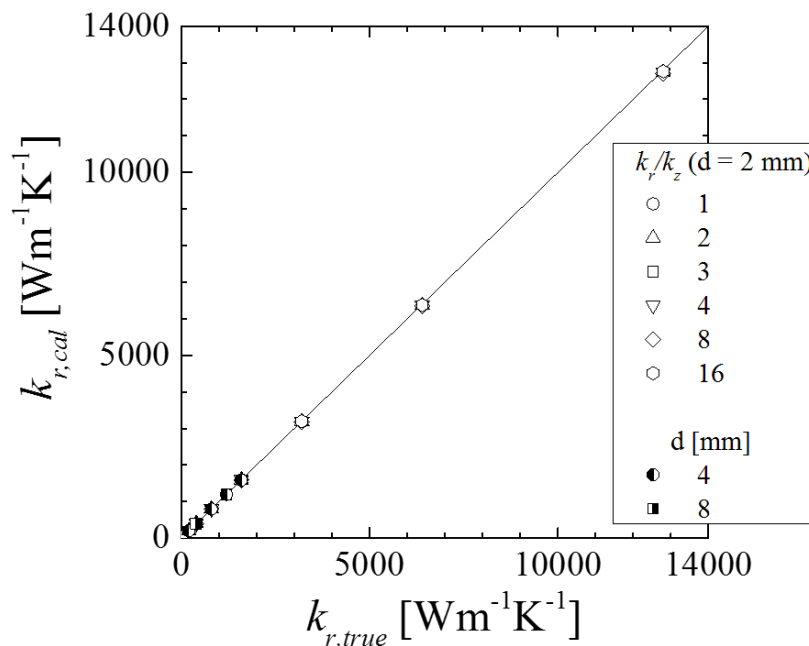


Fig. 3.9. k_r の真値と計算値との比較

3-3-3 厚み方向熱伝導率推定精度

Zone Iにおける幾何形状と伝熱状態より、厚み方向への一次元的な伝熱問題に関するビオ数、 Bi_z は以下の式より定義される。

$$Bi_z = \frac{hd}{k_z}. \quad (3.29)$$

3-2-2節で述べたように、周辺方向への熱移動の影響については、形状係数 S を導入することによって評価した。形状係数 S を用いることによって、厚み方向への擬一次元的な伝熱問題に関するビオ数の定義として、以下のようなもう一つの形が考えられる。

$$Bi'_z = \frac{hS}{k_z} = \gamma Bi_z, \quad (3.30)$$

ここで、 Bi'_z は周辺方向への熱移動を考慮した修正ビオ数であり、 γ は厚み方向伝熱に関する修正係数であって、 Bi'_z に対する β と似通ったものである。図 3.10 は、様々な k_z の値における、 $\beta - 1$ に対する γ の変化を表す。図 3.10 の横軸の値として β そのものではなく $\beta - 1$ をとっているのは、切片値が、各 k_z の値に対する $\beta = 1$ のときの γ 値を表すからである。図 3.10 より、 γ は β に対して負の比例関係にあり、その傾きの大きさおよび切片は、いずれも k_z の増加とともに減少することがわかった。また、図 3.10 より、 β は厚み d に対しても依存していることがわかった。そこで、 γ を $\beta - 1$ に対して、以下の式によって相関した。

$$\gamma = \frac{S}{d} = SL(k_z, R, d)(\beta - 1) + INT(k_z, R, d), \quad (3.31)$$

ここで、 $SL(k_z, R, d)$ と $INT(k_z, R, d)$ は、それぞれ傾きおよび切片に関する関数であり、以下の式によって定義される。

$$SL(k_z, R, d) = \left(\frac{1}{C_3 + C_4 k_z} \right) \left(\frac{R}{d} \right)^2, \quad (3.32)$$

$$INT(k_z, R, d) = \left(\frac{C_5 + C_6 k_z}{1 + C_7 k_z + C_8 k_z^2} \right) \left(\frac{R}{d} \right)^2. \quad (3.33)$$

ここで、 $C_i (i = 3 \text{ to } 8)$ は係数であり、解析解と数値解との誤差を最小とするように決定し、それらの値を表 3.2 に示す。なお、図 3.10 における破線は、式(3.32)および(3.33)によって算出した結果を示す。本モデルを用い、表 3.1 に示すすべての条件に対して算出した k_z の値を、真値に対してプロットしたものを図 3.11 に示す。本モデルにより算出された k_z の値は、真値に対してよく一致することがわかった。なお、算出された k_z の値の真値に対する絶対誤差の平均値は約 2.3%であり、形

形状係数を使わない場合における絶対誤差の平均値は170%となる。これより、形状係数を導入した修正ビオ数 Bi'_2 によって、実用上許容可能な水準まで k_z の推定誤差を低減可能であることがわかった。

しかしながら、 k_r と k_z の推定において、式(3.20), (3.27), (3.28), および、式(3.26), (3.31), (3.32), (3.33)ではそれぞれの真値を用いているが、それは実際にはまれな状況であることから、現段階における推定の成功というのは限定的であるといえる。実際に想定される状況における収束性や推定精度については、第4章において議論する。

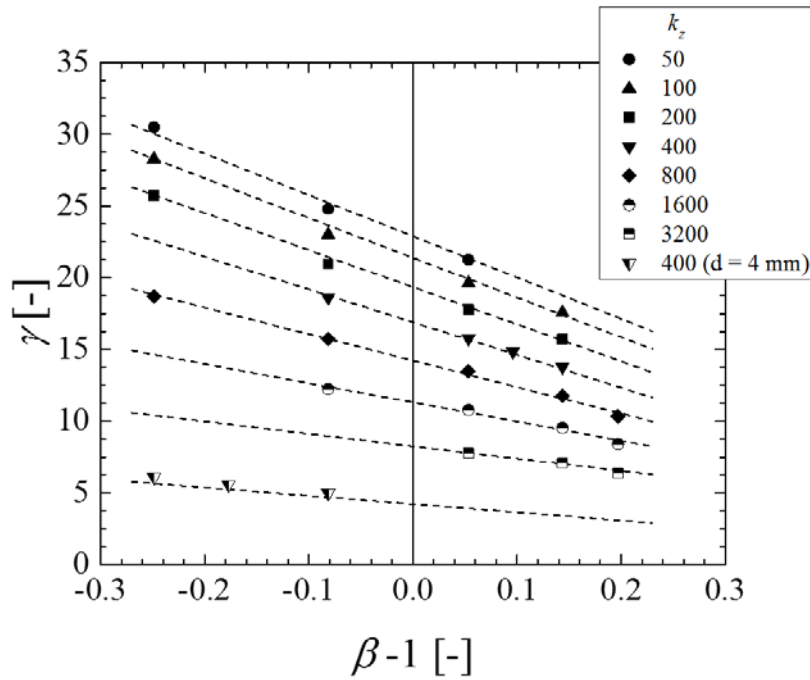


Fig. 3.10. $\beta - 1$ に対する γ の変化

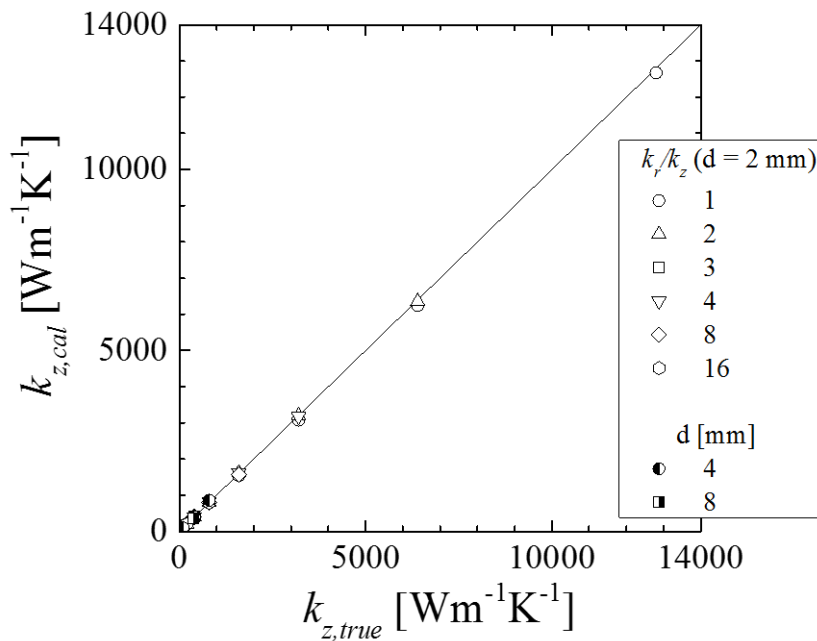


Fig. 3.11. k_z の真値と計算値との比較

3-4 結言

擬一次元伝熱モデルを用いた異方性物質に対する熱伝導率推定法を提案した。半径・厚さ方向それぞれに対して解析モデルを導出し、数値解と比較することによって妥当性を検証した。結果を以下にまとめる。

- (1) 半径方向伝熱に関して変形ベッセル関数を用いた擬一次元伝熱モデルを導出し、スプレッタ外縁部における境界条件が表面温度分布形状に大きな影響を与えることがわかった。
- (2) 半径方向伝熱において、厚み方向伝熱の影響は修正ビオ数を導入することによって正しく評価可能であり、修正ビオ数における修正係数の値は、 k_r 、 k_z の値やその比、 k_r/k_z 、さらには、厚みによらず、 $(k_r/k_z)(d/R)^2$ に関する単一の関数によって相関されることがわかった。
- (3) 厚み方向伝熱に関する擬一次元伝熱モデルを中心領域(zone I)に対して導出し、半径方向伝熱の影響は、本系に適した形状係数を導入することによって正しく評価可能であることがわかった。
- (4) 形状係数は半径方向伝熱における修正係数と負の比例関係にあり、その傾きと切片は、 k_z 、 R および d の関数として定義した。
- (5) 本モデルを用いた k_r と k_z の値の推定における絶対誤差の平均値は、それぞれ0.51%、2.3%であることから、テストサンプルへの入熱量、上面温度分布および下面の中心温度だけから、異方性を持つ物質の熱伝導率を高精度に推定可能であることがわかった。

第4章 積層型ベーパーチャンバーの熱伝導率の推定

4-1 緒言

第3章において、等方的および異方的な物質の両方に対して適用可能な熱伝導率推定モデルを提案し、半径・厚み方向熱伝導率が、サンプルの表面温度分布、下面中央での温度、さらには、サンプルへの入熱量だけから、高精度に推定可能であることを示した。なお、推定誤差の平均値は、半径方向熱伝導率について0.51%、厚み方向熱伝導率について2.3%と、いずれも十分小さい。

しかし、前章においては、それぞれの熱伝導率を推定する際、前提として真値を用いていたが、実際の応用場面において、熱伝導率の真値が事前にわかっていることは、ほぼ想定できない。

そこで、本章においては、熱伝導率に関する事前情報なしに、熱伝導率を推定するための収束アルゴリズムを提案し、実際の系において想定される推定精度について検証する。さらに、積層型ベーパーチャンバーFGHPおよびリファレンスとして銅製ヒートスプレッダの熱伝導率を本手法によって定量化する。

4-2 擬一次元伝熱モデルを用いた熱伝導率推定における収束アルゴリズム

図4.1は k_r と k_z の収束解を得るためのアルゴリズムを示す。最初のステップは、第3章で導出した式(3.20)を用いて k_{r1} の収束解を得ることであり、ここでは、本来のビオ数の定義である Bi_r を用いる。本来のビオ数の定義を用いるということは、サンプルの表面温度分布とサンプルへの入熱量以外の情報は必要ないということを意味する。第3章で述べたように、このような状況下においても、 k_r の値は約15%の誤差で求めることができ、比較的小さな誤差であるといえる。次のステップとしては、式(3.26)、(3.31)、(3.32)そして(3.33)と k_{r1} 、 k_{z0} を用いて、 k_{z1} を求めることである。 k_{z0} の値が k_z の収束値に与える影響を図4.2に示す。この例では、 k_{r1} に含まれる誤差の影響をなくすため、 k_{r1} ではなく、 k_r の真値、 $k_{r,true}$ を用いた。この図より、初期値 k_{z0} は、 k_z の収束値に対してほとんど影響を与えないということがわかった。すなわち、 k_{z0} の値としては任意の値を選ぶことができる。そこで、これ以降、 k_{z0} の値としては、 $100 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$ とすることとした。 k_{r1} と k_{z1} の値を得た後は、 k_{ri} および k_{zi} ($i = 1, 2, 3, \dots$)の値は、それぞれ、式(3.20)、(3.27)、(3.28)、および、式(3.26)、(3.31)、(3.32)、(3.33)を用いて、繰り返し計算することで求めることが可能となる。繰り返し計算については、それぞれの値と、ひとつ前のステップにおける値との差異が、収束条件を満たした際に終了となる。表3.1に示した種々の条件について、収束性を調べた。図4.3に、 k_r と k_z の推定における絶対誤差の平均値を収束計算のステップ数に対して示す。ステップ数の増加とともに、 k_r と k_z の推定誤差は、破線で示された値へと漸近していくことがわかった。この傾向より、 k_r と k_z の値そのものも、ステップ数の増加とともにある値へと漸近することを示している。またこの図より、 k_r と k_z の収束値を得るには、4ステップで十分であるということもわかった。図4.4および4.5に、 k_r と k_z のパーティプロットをそれぞれ示す。これらの結果より、本手法

により求めた k_r と k_z の値は、半径・厚さ方向熱伝導率の値や、サンプルの厚みによらず、真値と比較的よく一致することがわかった。 k_r と k_z の推定における絶対誤差の平均値は、それぞれ、0.88%と4.1%であり、これは、それぞれ真値を用いて求めた場合の誤差に比べてわずかに増加しているのみであり、実用上、許容できる範囲であることがわかった。

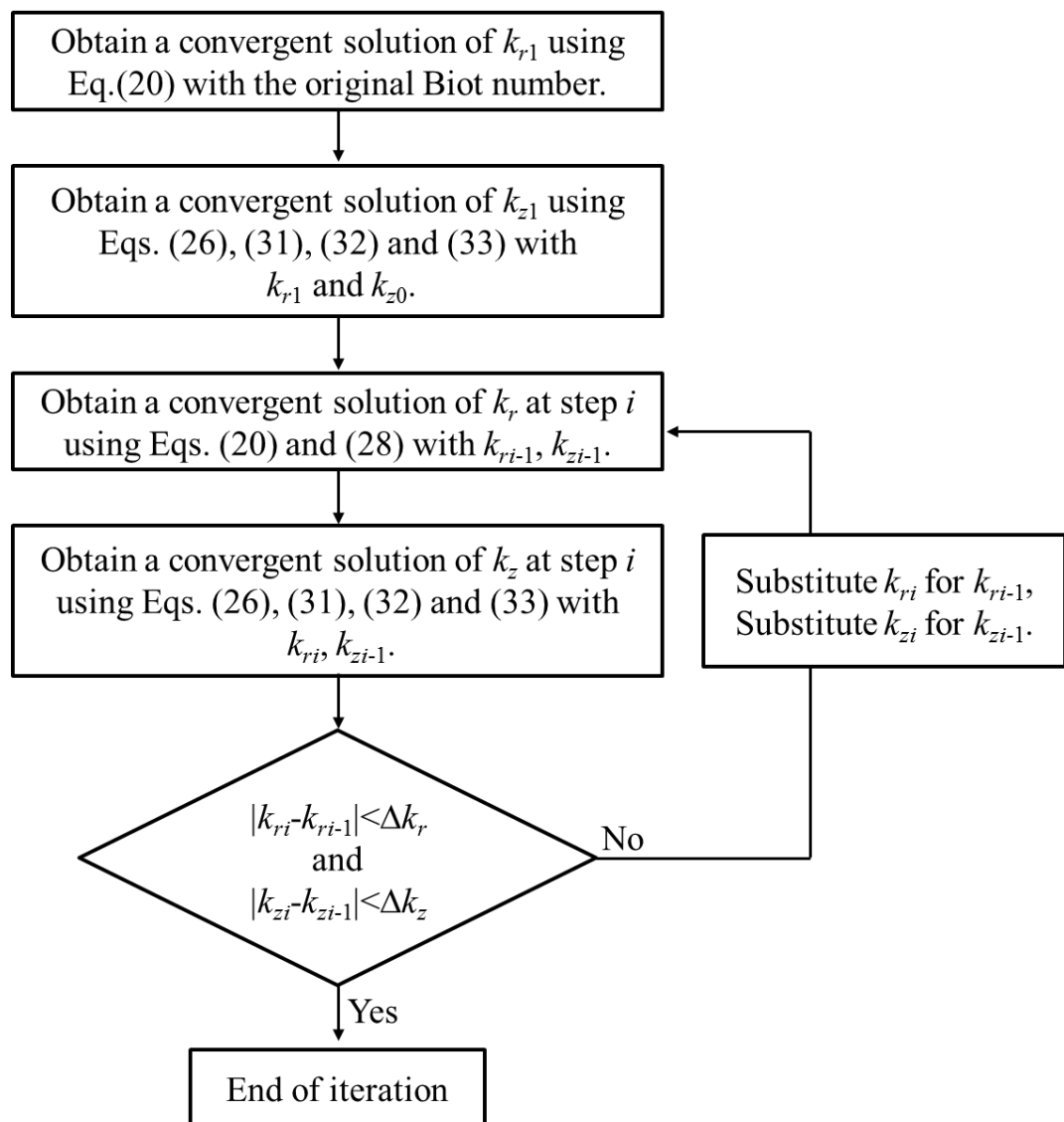


Fig. 4.1. k_r と k_z の値を繰り返し計算によって求める際の収束判定

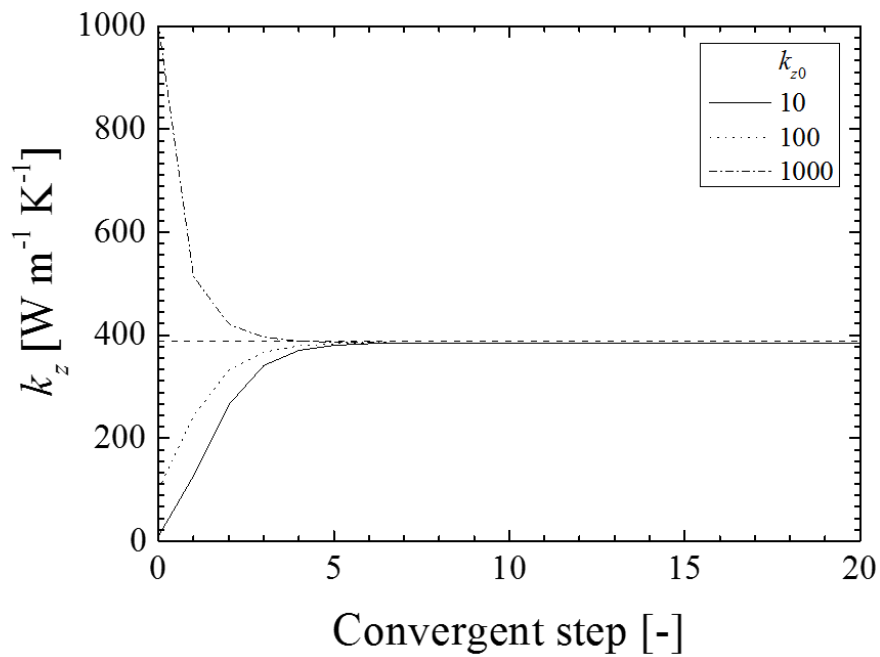


Fig. 4.2. k_{z0} の値が k_{z1} に値得る影響
 (破線は真値, $k_{z,true}$, を示し, この場合の値は, $387.6 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$ である)

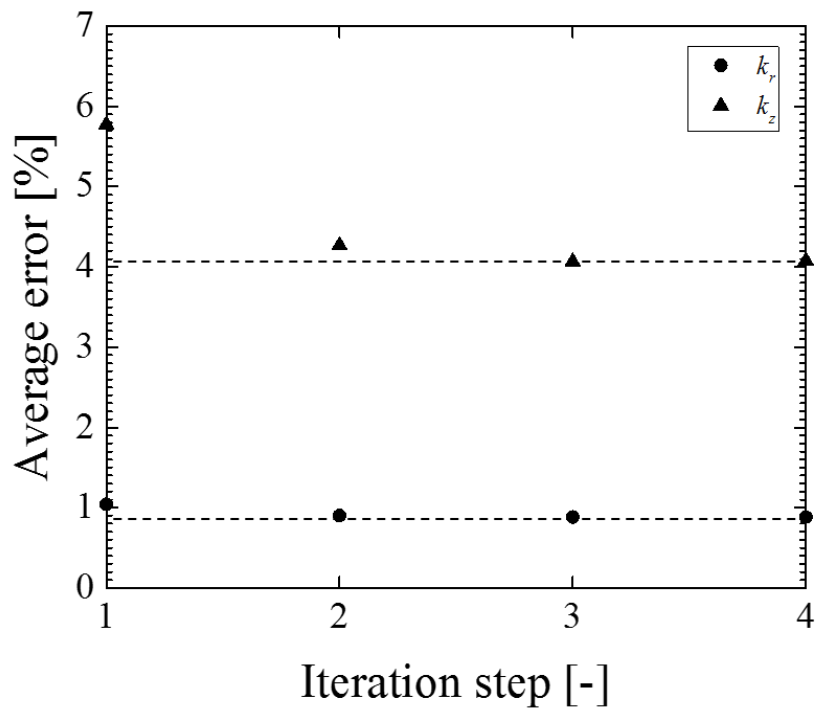


Fig. 4.3. ステップ数 i による平均誤差の変化

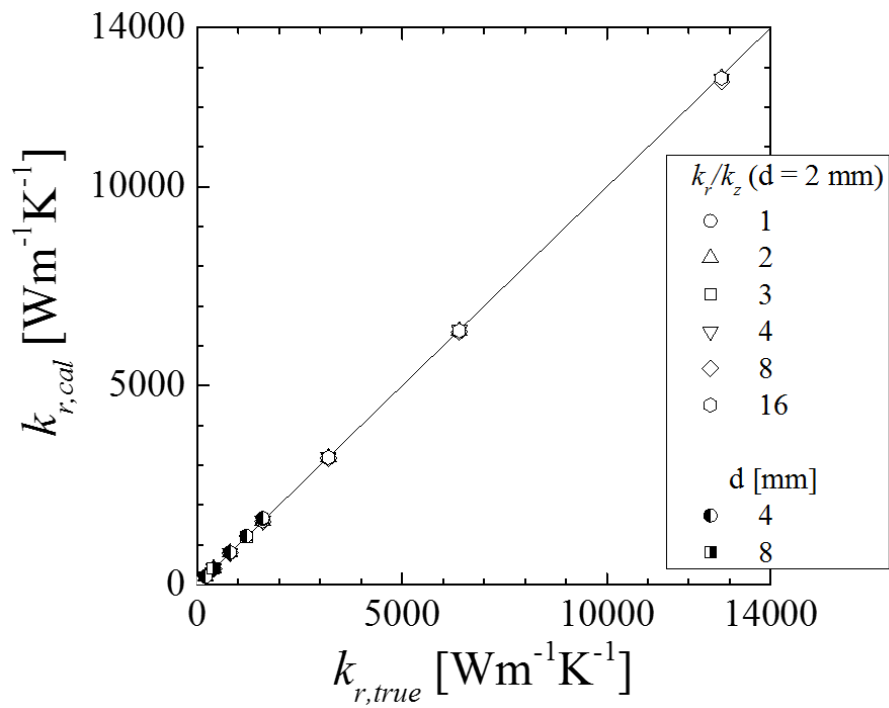


Fig. 4.4. k_r の計算値と真値との比較

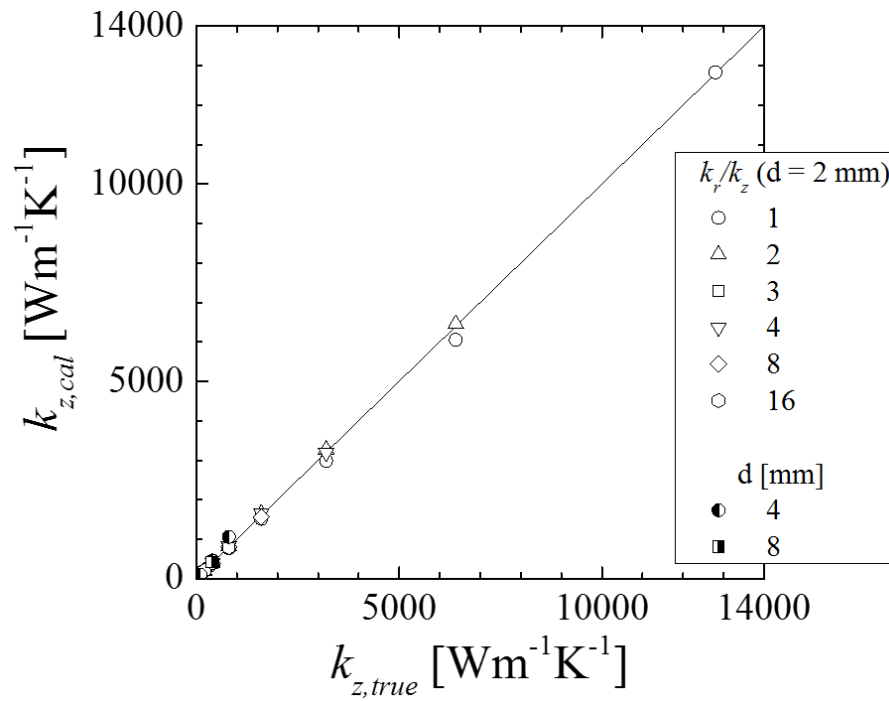


Fig. 4.5. k_z の計算値と真値との比較

4-3 積層型ベーパーチャンバーの熱伝導率

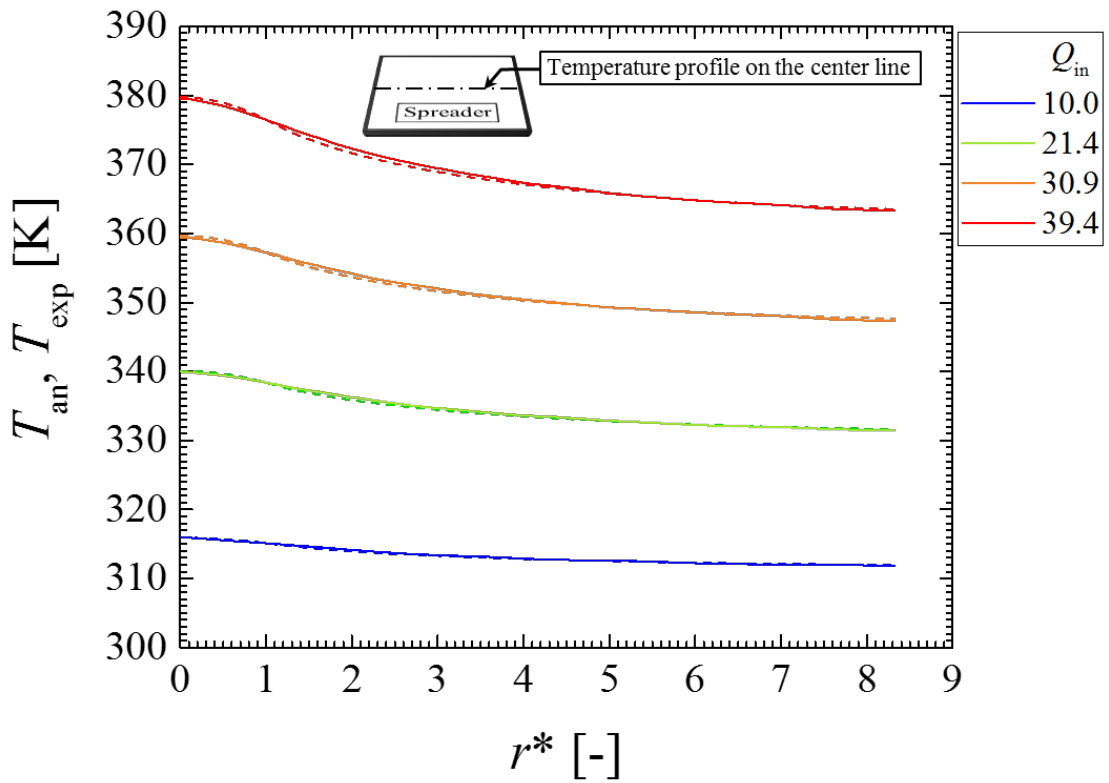
本手法を用いて、積層型ベーパーチャンバーFGHPの熱伝導率を求めた。なお、本手法の実際の系における適用性について検証するため、同一形状の銅製ヒートスプレッダについても、併せて熱伝導率を求めた。実験条件を以下に示す。テストサンプルの大きさは50 mm角、厚さ2 mmであり、サンプル下面中央より加熱ブロックを用いて加熱した。上面は、強制空冷した。加熱ブロックの加熱面は5 mm角である。表面温度分布は赤外線カメラ(TVS-200, 日本アビオニクス社製)により測定した。加熱ブロックと環境温度はK型熱電対(GL-800, グラフテック社製)により測定した。なお、本手法の測定精度等については、セクション2-2-3において述べたとおりである。

ここで、熱伝導率の推定には、サンプルの表面温度分布及び下面中央温度、さらに、テストサンプルへの流入熱量のみが必要となる。

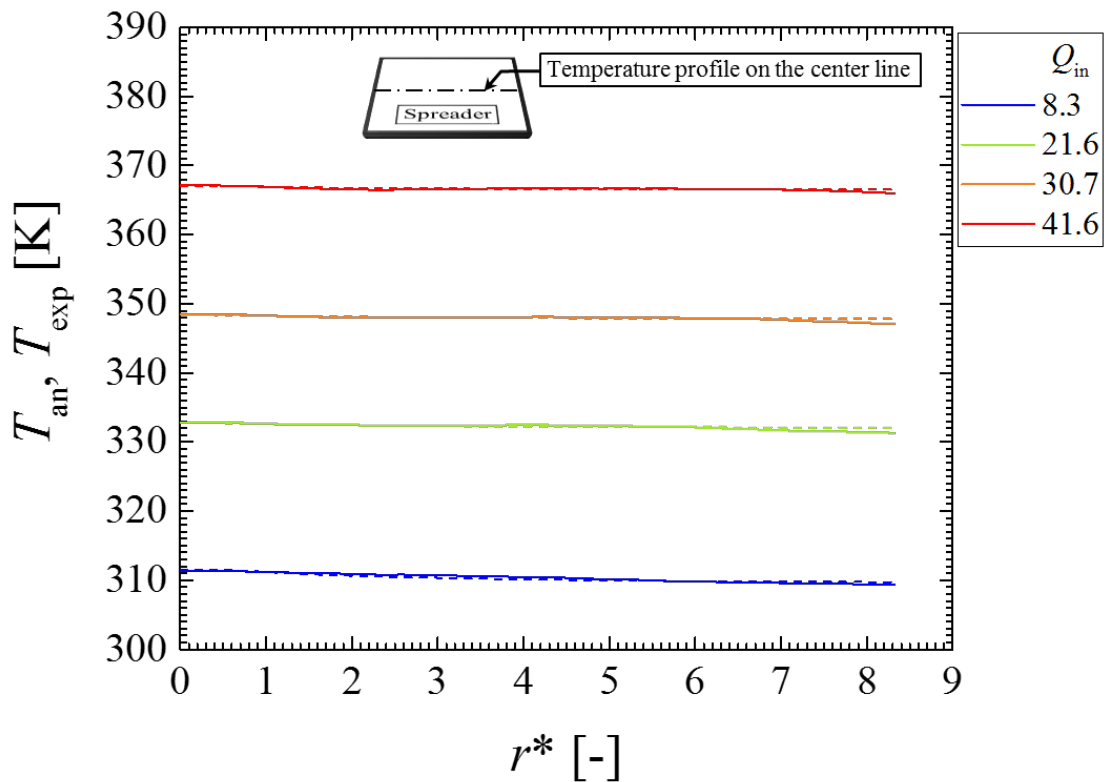
図4.6(a)および(b)は、テストサンプルの上面温度分布の測定例を示す。実線は、赤外線カメラにより測定された値であり、破線は、式(3.20), (3.27), (3.28)によって求めた値である。本手法により求めた温度分布は、銅製ヒートスプレッダ、FGHPの場合とも、実測値とよく一致することがわかった。

図4.7および4.8は、FGHPと銅製ヒートスプレッダの k_r および k_z の値を、本手法により求めた結果を示す。白抜きの記号は銅製ヒートスプレッダに関する結果を、また、黒塗りの記号は、FGHPに関する結果を、それぞれ示す。図4.7および4.8中の破線は、銅製ヒートスプレッダの熱伝導率の物性値を示す。図4.7および4.8より、銅製ヒートスプレッダの熱伝導率は、半径・厚み方向とも、本手法によって高精度に推定されることがわかった。また、FGHPに関して、 k_r の値は、本温度範囲において、 k_z の値に比べ大幅に大きいことがわかった。さらに、 k_r の値は、サンプルの下面温度 T_{btm} の増加とともに増加することがわかった。なお、 T_{btm} が360 Kを超えるとき、 k_r の値は $10,000 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$ を超える非常に大きな値となることがわかった。一方、 k_z の値は、 T_{btm} が320 K程度までは増加し、その後は、 T_{btm} の増加にともなって、ある値へと漸近的に減少することがわかった。FGHPについて、 k_r と k_z の T_{btm} に対するこのような傾向の物理的な意味は明確でなく、今後の課題であるといえる。

しかし、付加的な情報なく、 k_r と k_z の値を求めることが可能になる本手法は、ベーパーチャンバーの伝熱特性を定量化する上で、非常に重要な成果であるといえる。FGHPの k_r と k_z が T_{btm} に対して非線形的に変化するということは、熱抵抗の定量化だけからは明らかにできなかったことである。すなわち、本手法は、ベーパーチャンバーの伝熱性能を特定するためのツールを提供するものである。 k_r と k_z に関する知見は、FGHPの様なベーパーチャンバーを含む冷却システムの進展や開発における、より踏み込んだ考察に対して貢献する。



(a)



(b)

Fig. 4.6. テストサンプル表面温度分布の一例
 (実線: 実測値, 破線: 式(3.20), (3.27), (3.28)による計算値)
 (a) 銅製ヒートスプレッダ (b) FGHP

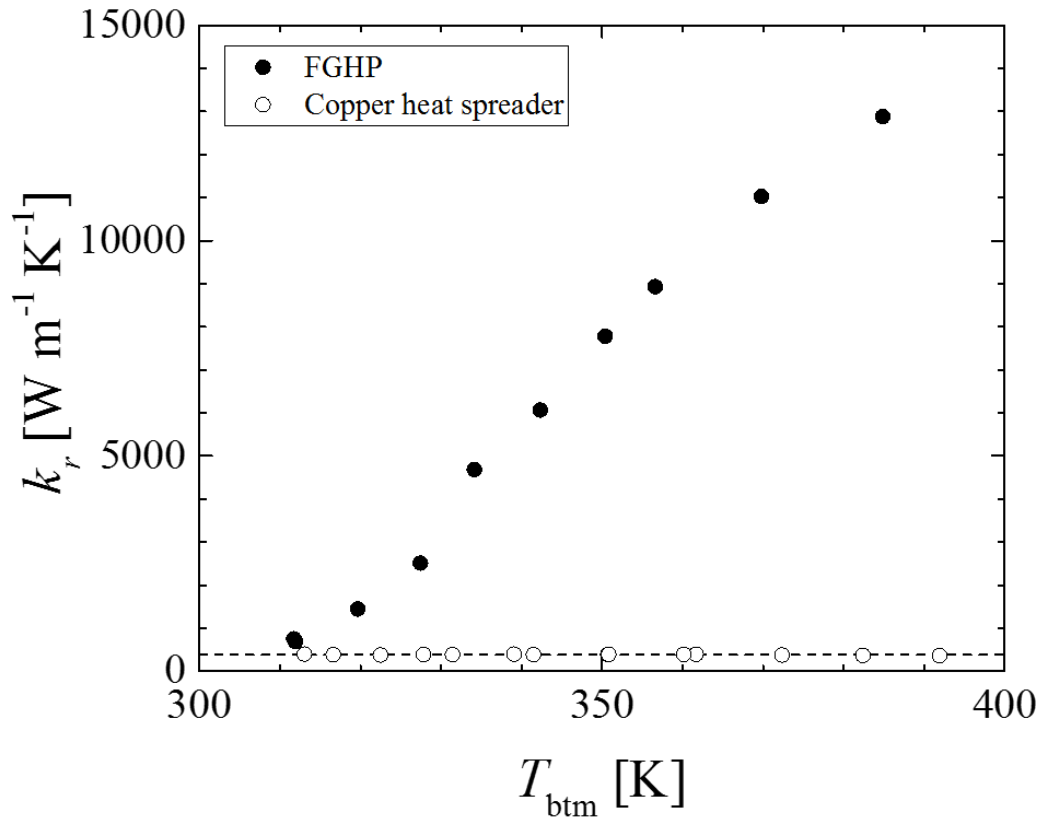


Fig. 4.7. サンプル下面温度に対する k_r の変化

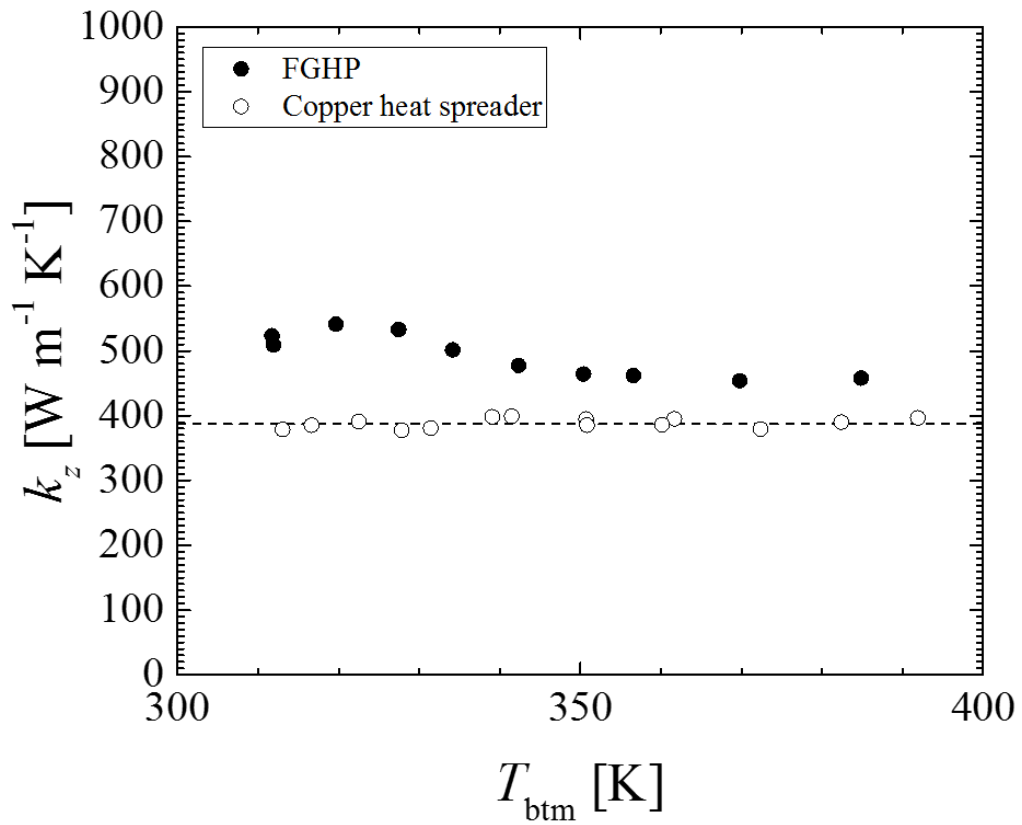


Fig. 4.8. サンプル下面温度に対する k_z の変化

4-5 結言

本章では、第3章で示した手法を実際の系に適用する際の収束アルゴリズムを提供した。本手法により熱伝導率の推定値を真値と比較することによって、推定誤差を評価した。また、本手法によって、積層型ベーパーチャンバーFGHP(Fine Grid Heat Pipe)の熱伝導率を推定した。なお、基準として、銅製ヒートスプレッダの熱伝導率も併せて求めた。結果を以下にまとめる。

- (1) 厚み方向熱伝導率の初期値は、その収束値に対してほとんど影響を与えない。
- (2) k_r と k_z の推定における絶対誤差の平均値は、それぞれ、0.88%と4.1%であることがわかった。これより、本手法を用いることによって、サンプルの表面温度分布、下面中央部温度、および、入熱量だけから、異方性をもつ物質の k_r と k_z の値を、許容可能な精度で推定できることがわかった。
- (3) FGHPの熱伝導率は非線形的であり、本研究範囲において、 k_r の値は、 k_z に比べ、はるかに大きいことがわかった。
- (4) k_r の値はサンプル下面温度とともに増加し、サンプル下面温度が360 Kに達した際には、 $10,000 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$ もの非常に高い値となることがわかった。
- (5) k_z の値の値は、サンプル下面温度が約320 Kまでは増加し、その後は下面温度の増加とともに、漸近的に減少することがわかった。

第5章 電子デバイス実装への応用

5-1 緒言

前章では、第3章で提案した異方性をもつ物質の熱伝導率推定方法について、物性に関する予備的情報が得られない実際の実験系における収束アルゴリズムについて説明し、実際の系においても適用可能であることを明らかにした。さらに、積層型ベーパーチャンバーFGHPについて、本手法により熱伝導率を求めた結果、その熱伝導率は温度とともに変化し、変化の様子が非線形的であること、さらには、下面温度が360 Kを超えるような条件において、半径方向熱伝導率が $10,000 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$ もの非常に高い値となることを示した。

本章においては、前述のような性能を持つFGHPを電子デバイス実装基板として利用する際に想定される課題について検討した。

まずは、実際の利用においては様々な設置姿勢が想定されるため、設置姿勢がFGHPの特性に対してどのような影響を与えるかについて検証した。具体的には、冷媒が重力の影響を最も強く受けると想定される鉛直設置姿勢において、内部の冷媒が設計時に意図した状態で存在するかについて調べるため、中性子ラジオグラフィを用いて冷媒分布を測定した。中性子ラジオグラフィによるベーパーチャンバー内冷媒分布の測定についてはPutraら(2015)による事例があり、入熱量と冷媒分布との関係について調べている。

さらに、FGHPの特性を生かした電子デバイス実装の例として、筐体内部の熱抵抗が全熱抵抗の中で大きな割合を占める水中灯を取り上げ、LED基板としてFGHPの特性を考慮した筐体の設計手法について検討した。

また、電子デバイス実装基板として用いる物質によって、実装したデバイスの温度がどのように変化するかを迅速かつ定量的に把握することは、検討しているアプリケーションに対して最適な材料を選択し、かつ、その能力を最大限に引き出すうえで、非常に重要である。

そこで最後に、本研究において提案した熱伝導率推定手法を用いた材料の迅速選定ツールを開発し、基板として用いる物質による影響について検証した。

5-2 鉛直設置姿勢における冷媒分布に対する重力の影響

5-2-1 中性子ラジオグラフィ可視化実験におけるサンプルと構成

図5.1に中性子ラジオグラフィによる可視化実験におけるサンプルを示す。ここで用いたサンプルは、65 mm角、厚さ2 mmのサンプルであり、重力がベーパーチャンバー内部の冷媒にどのような影響を及ぼすかについて調べるため、図に示すように、鉛直設置(=上・下面が鉛直方向と平行となるような姿勢で設置)した。FGHPの片方の面の中央部に、25 mm角、厚さ1.75 mmのセラミックヒーターを設置し、熱源として用いた。また、FGHPの反対の面には、30 mm角のアルミニウム合金製ピンフィン型ヒートシンク(YH-3020A, アイネックス社製)を3つ設置し、自然対流によって冷却した。ヒートスプレッドサンプル表面および環境温度を測定するために、K型熱電対(線径0.076 mm)を使用し、以下の式を用いて熱抵抗を算出した。

$$R_{th} = \frac{T_{sp} - T_a}{Q_{in}}. \quad (5.1)$$

ここで、 R_{th} は熱抵抗[K W⁻¹]であり、 T_{sp} はスプレッド表面温度[K]、 T_a は環境温度[K]、さらに、 Q_{in} は、セラミックヒーターの発熱量[W]をそれぞれ指す。

5-2-2 中性子ラジオグラフィによる可視化と信号処理

図 5.2 は、中性子ラジオグラフィによる可視化システムの概略図を示す。撮影には CCD カメラ(BU-53LN, ビットラン社製)を用い、解像度は 4,008x2,672 ピクセルである。また、シンチレータースクリーンとしては、⁶LiFZnS (厚さ 50 μ m)を用いた。本セットアップにおける空間解像度は 9.0 μ m pixel⁻¹であるが、シンチレータの特性によって、空間解像度の実効値は、約 50 μ m pixel⁻¹である。実験は、京都大学原子炉実験所(KUR)の E-2 ポートにおいて実施し、サンプルを設置した位置における熱中性子線のフラックスは、5 MW 運転時において約 3 \times 10⁵ n cm⁻² s⁻¹である。実験は 1 MW 運転時において実施し、本研究において、露光時間は 300 s とした。動作状態において重力が冷媒分布にどのような影響を与えるかについて明らかにするため、サンプル内の 4 つの異なる点における中性子ビーム強度を可視化画像より定量化した。定量化には、筆者が開発した可視化計測ソフト(Mizuta ら(2008))をベースとして、中性子ラジオグラフィへ対応するための機能拡張を行ったものを用いた。検査領域の大きさは、44x170 pixel(約 0.4x1.5 mm)であり、統計的なノイズの影響を低減するために、検査領域内における空間平均値を用いた。なお、撮影した画像より、画像内のテストサンプル外部の点における輝度が、実験を通じてわずかに変化することがわかった(平均値に対して、99.9%から 101.2%)。これは、ビーム強度の変化に起因すると考えられる。したがって、このようなビーム強度の変化による影響を低減するために、画面内における輝度の値は、サンプル外部のリファレンス点における輝度によって補正した。

FGHP 内のウィック部における冷媒分布を評価するため、FGHP 内部における中性子線の減衰に関して以下の式を導出した。中性子線の拡散成分を無視すれば、蒸気路及びウィック領域におけるグレーレベルは、それぞれ以下の式で表される。

$$G_{VP}(x, y) = c\phi_{th}(x, y)\exp(-\Sigma_{Cu}\delta_{VP}) + G_d(x, y). \quad (5.2)$$

$$G_{WK}(x, y) = c\phi_{th}(x, y)\exp(-\Sigma_{Cu}\delta_{WK} - \Sigma_W\delta_W(x, y)) + G_d(x, y). \quad (5.3)$$

ここで、 ϕ_{th} は、熱中性子線の入射フラックスであり、 c はシステムの利得を、 G はグレーレベルを、 Σ は巨視的断面を、 δ は中性子線移動方向に沿った有効厚みを、それぞれ指す。ここで、下添え字の VP , WK , W は、それぞれ、蒸気路、ウィック領域、そして、冷媒の水を指す。 $G_d(x, y)$ は、撮像システムの暗電流を表す。中性子線が一様であると仮定すると、上式において、近接する場所間における中性子線の入射フラックスの違いは無視することができる。これより、以下の式を得る。

$$\frac{G_{WK}(x, y) - G_d(x, y)}{G_{VP}(x, y) - G_d(x, y)} = \exp(-\Sigma_{Cu}(\delta_{WK} - \delta_{VP}) - \Sigma_W \delta_W(x, y)) \quad (5.4)$$

これより，ウィック部における冷媒厚みは，以下の式によって評価することが可能となる．

$$\delta_W(x, y) = -\ln\left(\frac{G_{WK}(x, y) - G_d(x, y)}{G_{VP}(x, y) - G_d(x, y)}\right) / \Sigma_W - \frac{\Sigma_{Cu}}{\Sigma_W} (\delta_{WK} - \delta_{VP}) \quad (5.5)$$

ここで， Σ_W と Σ_{Cu} は，それぞれ， 3.47 cm^{-1} および， 0.924 cm^{-1} である．また，本研究で用いたテストサンプルにおいて，ウィックエリアと蒸気路における銅の有効厚みの差， $(\delta_{WK} - \delta_{VP})$ は，約 0.1 mm である．以下の議論においては，図 5.1 (c)に示す，4つの点(上下左右)における，液層厚みの空間平均値について検討を行った．

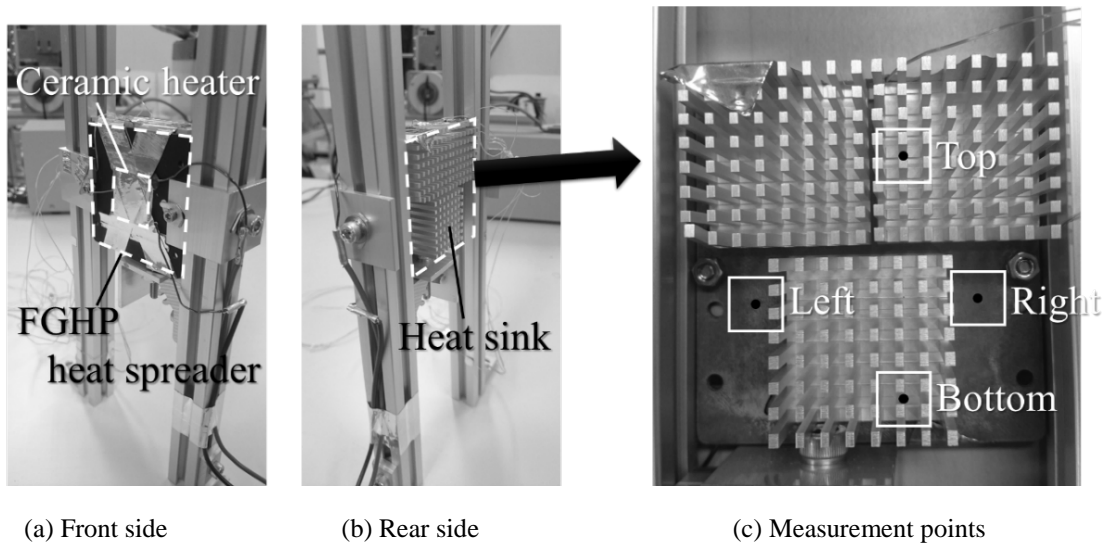


Fig. 5.1. 中性子ラジオグラフィーによる可視化サンプル

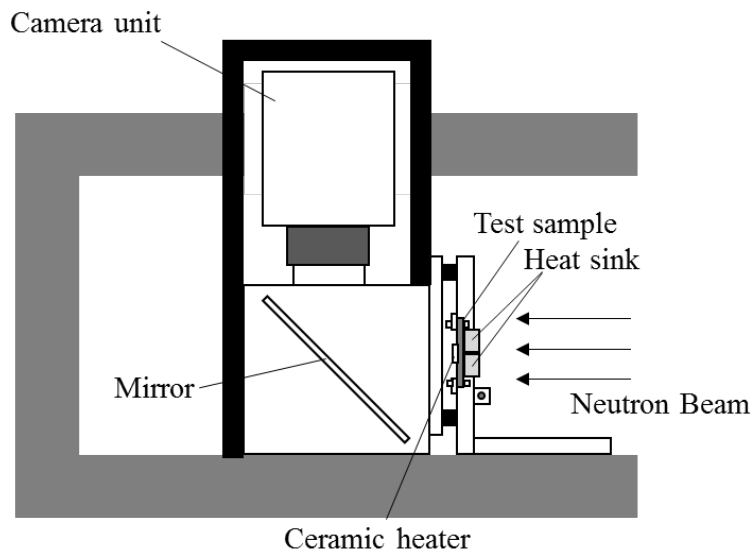


Fig. 5.2. 中性子ラジオグラフィーによる可視化構成概略図

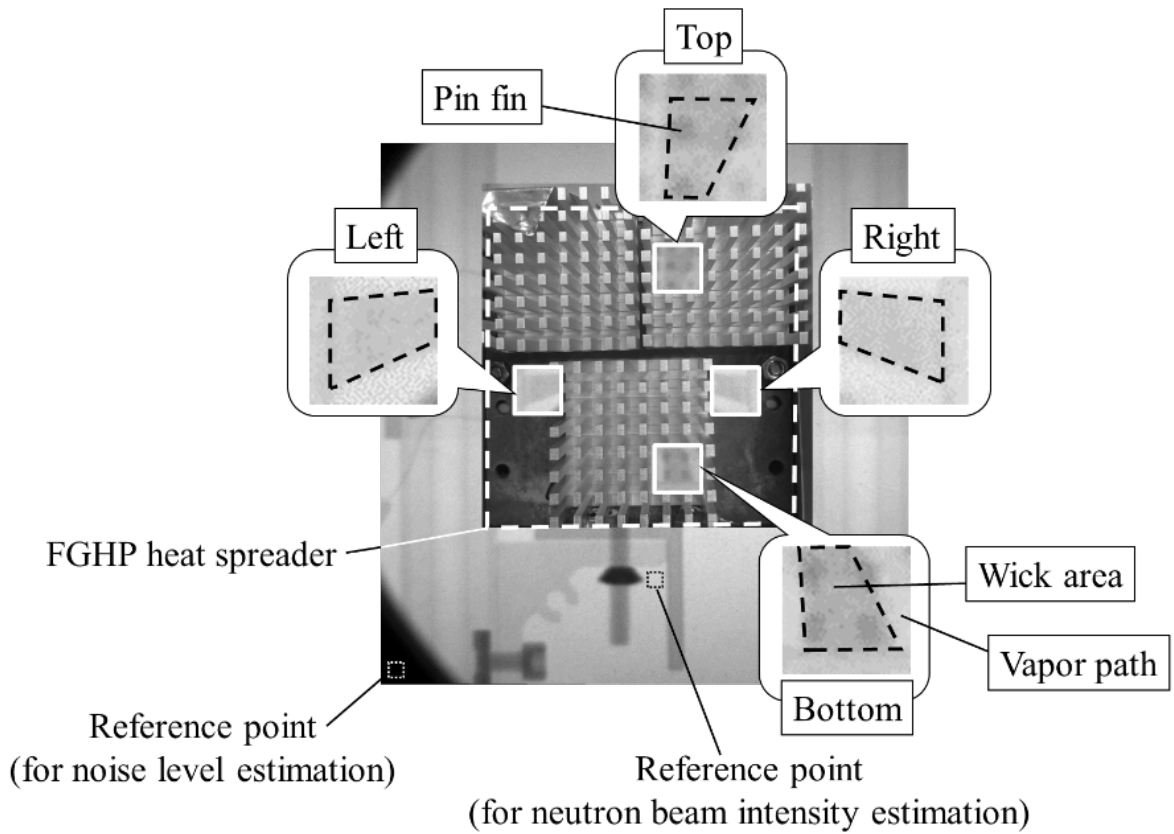
5-2-3 結果と考察

図 5.3 に、代表的な中性子画像を可視光画像と合成したものを示す。各拡大画像中の黒破線内はウィック領域を示し、その外側は蒸気路を示す。この図に示すように、ウィック領域のグレーレベルは蒸気路のそれに比べて低い。これは、ウィック領域により多くの水が分布していることを示している。図 5.4 は、種々の加熱条件において撮影された画像中の、上下左右における約 1.94 mm 角の領域を拡大したものである。加熱条件を、表 5.1 に示す。本実験条件において、加熱条件は 0 から 15.1 W まで変化させた。これらの図より、冷媒分布は加熱条件によらず、ほとんど一定であるように見える。図 5.5 より、本試験条件において、入熱量 5 W 以下で熱抵抗はほぼ一定であり、その後は、入熱量の増加とともに熱抵抗が減少することがわかった。5 W 以上の条件においては、図 2.11 において見られた傾向と同様、入熱量の増加とともに熱抵抗が減少した。

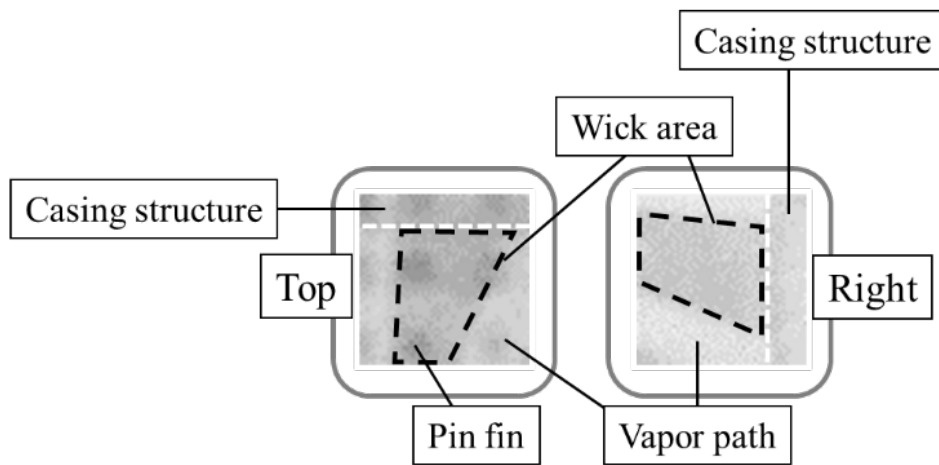
式(5.5)により求めた、ウィック領域における液層厚みの平均値を、熱抵抗とともに、表 5.1 に示す。図 5.6 は、各画像より求めたウィック領域における規格化されたグレーレベルの空間平均値および液層厚みの、入熱量に対する変化を示す。図 5.6(a)より、入熱量 0 W (Run 0)における輝度によって規格化された各画像の輝度は入熱量によらずほぼ一定となることがわかり、これは、全領域に存在する冷媒の総量は、入熱量によらずほとんど変化しないということを示唆している。

一方、図 5.6(b)より、液層厚みは、上部において最小となり、下部において最大となることがわかった。液層厚みの値は 200 から 480 μm の範囲で重力方向に沿って増加するが、一方、入熱量にはほとんど依存しないことがわかった。

FGHP の内部構造より、ウィック領域における液層厚みは最大でも 600 μm であり、内訳として、中板部で 100 μm 、上下板内表面で 500 μm である。上述のように、液層厚みが最小となるサンプル上部においてさえ液層厚みは 200 μm であることから、当該領域において、少なくとも 100 μm 程度の液層がウィック部を覆っており、鉛直姿勢における上部においてさえも、ウィック領域はドライアウトしてないことが明らかとなった。これは、鉛直姿勢においても、FGHP が有効に働くということを裏付ける実験結果である。



(a) 全体画像



(b) 上部及び右側の拡大画像

Fig. 5.3. 代表的な中性子画像と可視光画像の合成
 (各拡大画像中の黒破線内はウィック領域を示し、その外側は蒸気路を示す)

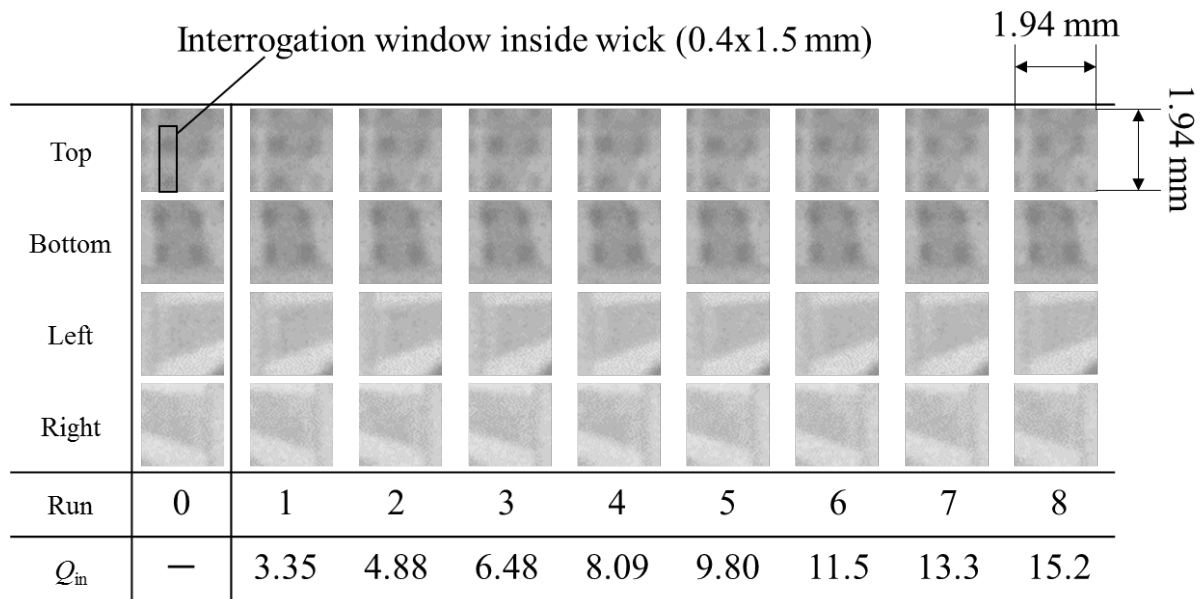


Fig. 5.4. 種々の加熱条件における拡大画像

表 5.1. 液層厚みと熱抵抗に関する実測値

Run	T_a [K]	T_{sp} [K]	Q_{in} [W]	The effective liquid film thickness in the wick area [mm]				R_{th} [K/W]
				Top	Bottom	Right	Left	
0	291.4	291.4	-	0.26	0.49	0.39	0.41	-
1	292.0	305.3	3.3	0.24	0.47	0.37	0.38	3.97
2	292.0	311.4	4.9	0.24	0.45	0.38	0.37	3.97
3	292.5	317.4	6.5	0.26	0.45	0.37	0.36	3.85
4	292.4	322.8	8.1	0.24	0.45	0.37	0.37	3.76
5	292.7	328.3	9.8	0.22	0.46	0.37	0.38	3.63
6	292.7	333.6	11.5	0.23	0.43	0.37	0.37	3.54
7	292.7	338.8	13.3	0.19	0.44	0.38	0.37	3.46
8	292.7	343.9	15.1	0.22	0.44	0.36	0.37	3.38

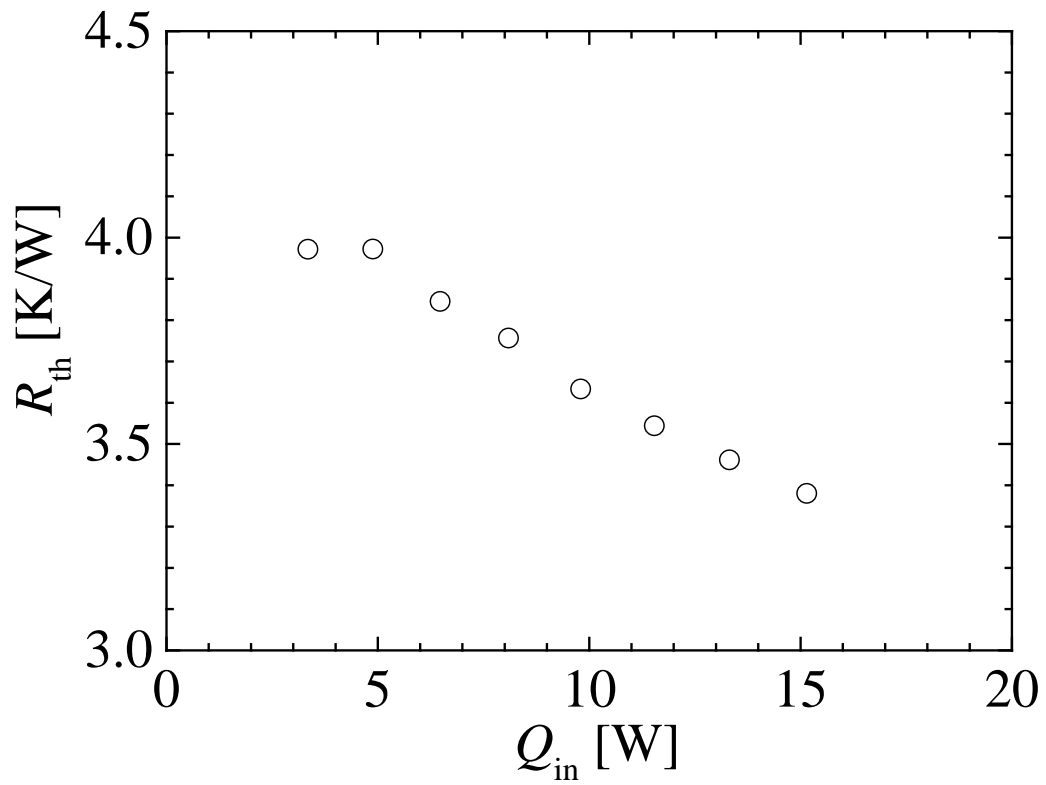
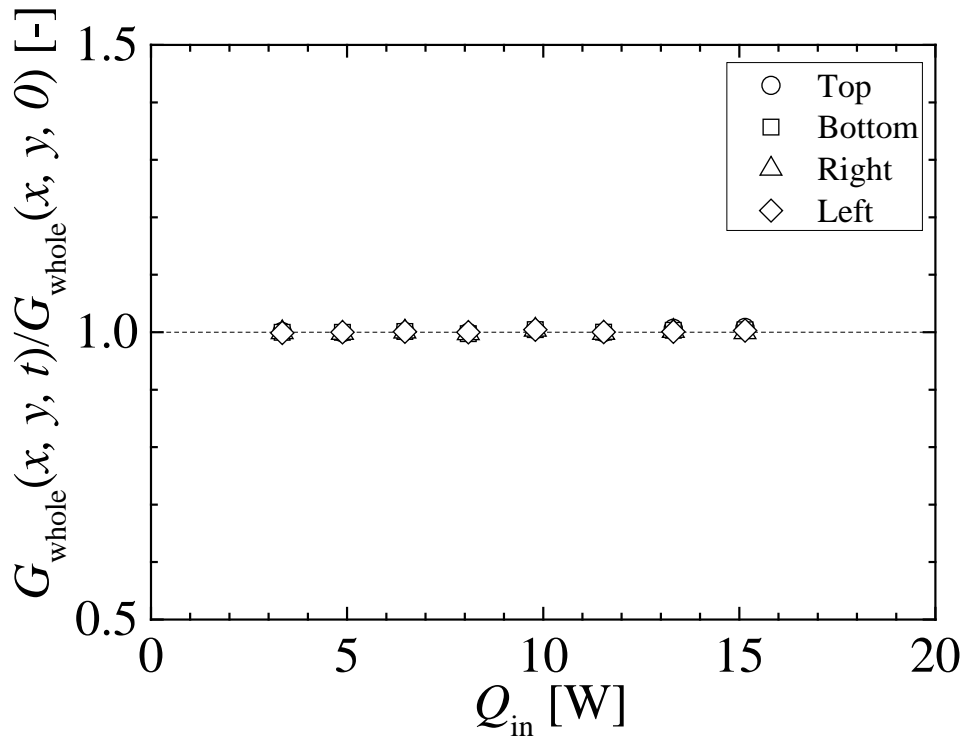
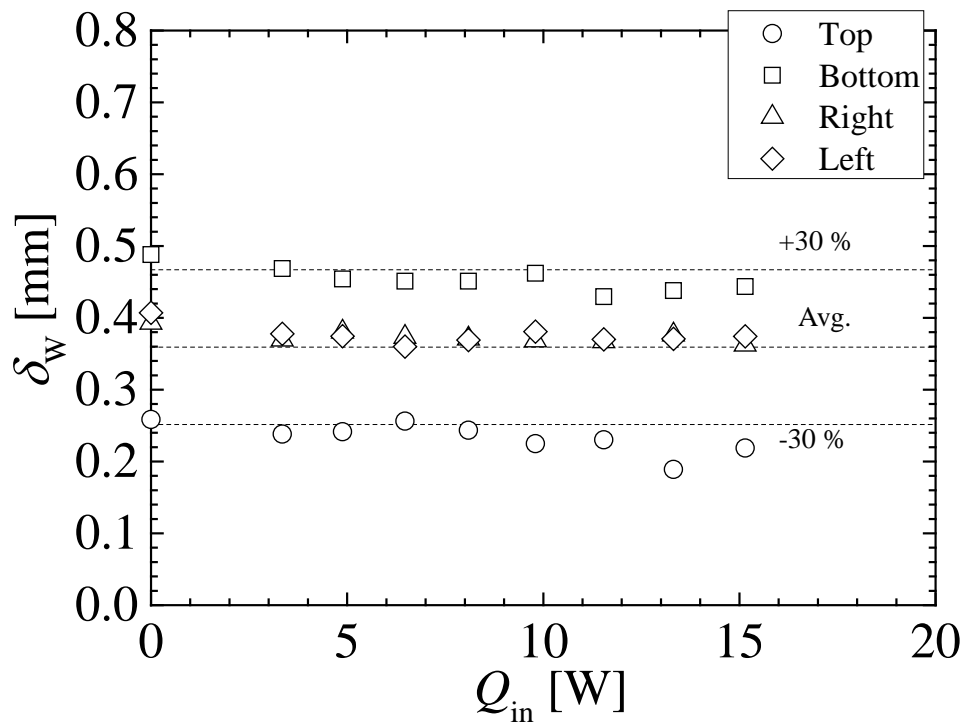


Fig. 5.5. 入熱量による熱抵抗の変化



(a) ウィック領域における規格化されたグレーレベルの空間平均値



(b) ウィック領域における液層厚み

Fig. 5.6. 規格化されたグレーレベルと液層厚みの入熱量による変化

5-3 FGHP の特性を考慮した筐体設計

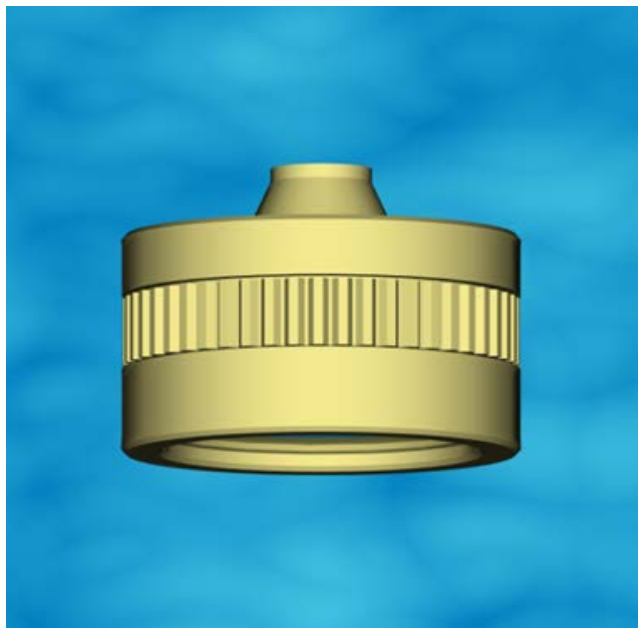
5-3-1 排熱の問題と光のクオリティが不可分である LED 光源

電子デバイス実装基板として FGHP を利用する場合の例として、ここでは、LED 実装を取り上げる。FGHP を LED 基板として用いる場合、FGHP により受け取った熱を、高効率に環境へ排出することが全体の伝熱特性を向上させるうえで重要である。特に LED 水中灯については、筐体外表面から環境への排熱過程に関し、空気中に比べて熱伝達率が概略 10 倍以上と高い。それゆえ、筐体内部における伝熱特性が全体の伝熱特性に与える影響は、空気中に比べより高くなる。そこで、ここでは LED 水中灯に着目し、FGHP 基板の特性を考慮した筐体設計手法について検討した。

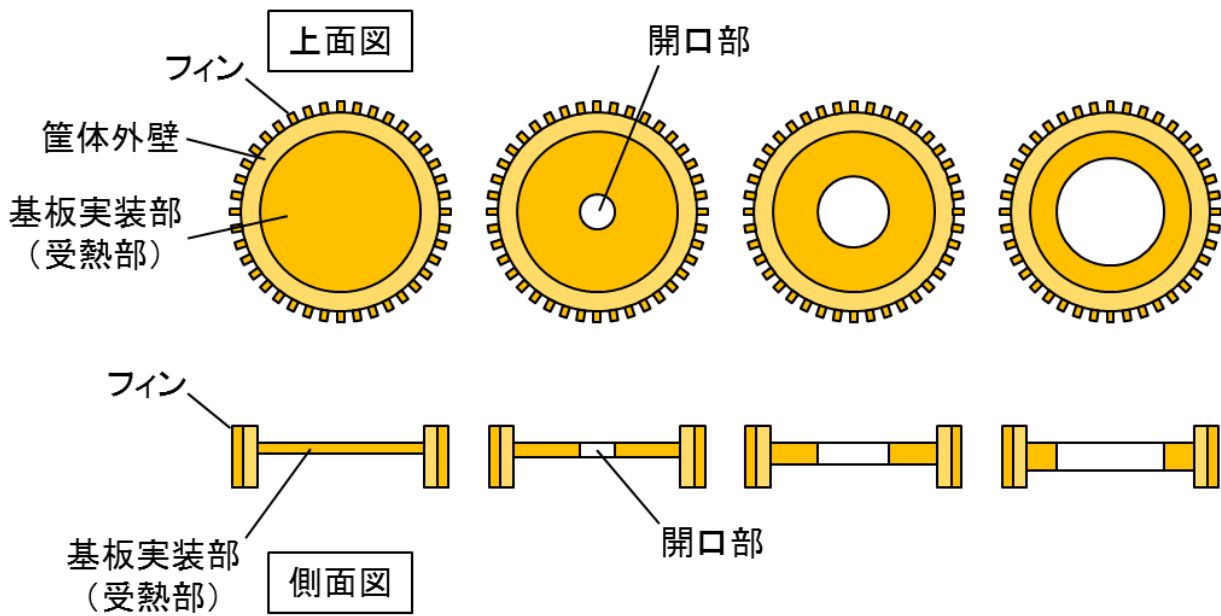
5-3-2 FGHP を利用した水中 LED 照明における高効率排熱の実現

一般に、筐体における熱抵抗を考えた場合、熱伝導率の高い素材を用い、伝熱経路断面積を大きくとり、伝熱経路長を小さくすることで、熱抵抗は低減可能である。しかし、特に水中灯の場合、防錆性能も重要であることから、素材については一定の制約がある。したがって、設計の主な対象は、伝熱経路断面積と経路長となる。そこで、FGHP による熱拡散性を考慮し、小型・高性能な筐体を実現するための設計手法について示す。

図 5.7 に、LED 水中照明筐体の概略図を示す。筐体は大きく分けて 3 つのパートから成っており、上・下リッド、および、筐体本体とから成る。基板の大きさは、直径 80 mm、厚さ 2 mm である。筐体本体は、受熱部である基板実装部と、筐体外壁、さらに、系外へ熱を放出するためのフィン部とからなる。ここでは、主に筐体本体の受熱部構成が伝熱特性に与える影響について検討した。



(a) 外形図



(b) 筐体本体概略図

Fig. 5.7. LED 水中照明筐体概略図

5-3-3 FGHP の特性を考慮した受熱部構造の最適化

受熱部における熱抵抗を低減するためには、当該部位における伝熱経路断面積を増加させることにより実現可能であるが、通常、それは筐体重量の増加につながるため、もっとも効果が得られる部位の断面積のみ増加させることが、小型・高性能な筐体の実現には重要である。そこで、受熱部の重量一定のもと、受熱部の断面積を変化させた場合の熱抵抗変化について、熱流体シミュレーションにより検討を行った。熱流体シミュレーションとしては、第3章で用いたのと同様、ANSYS Fluent を用いた。

受熱部の重量を一定の下で断面積を変化させる方法として、ここでは、図 5.7(b)に示すように、受熱部中央に開口部を設け、開口部径を変化させつつ受熱部の厚みを変化させ、総重量を一定に保った。開口部径を変化させた場合の熱抵抗変化について、図 5.8 に示す。ここで、色塗り記号は FGHP を用いた場合の結果を示し、縦縞記号は銅製基板を用いた場合の結果である。なお、FGHP の熱伝導率については、第4章で求めた値を用いた。この図より、FGHP を用いた場合、銅製基板を用いた場合に比べて常に熱抵抗は低く、熱抵抗低減効果が大きいことがわかった。

また、銅製基板を用いた場合には、開口部径が 50 mm を超えると、熱抵抗が減少から増加へと転じることがわかった。これは、開口部径が 50 mm を超えたとき、受熱部断面積増加による熱抵抗低減効果よりも、開口部径増加による伝熱経路長増加による影響が優位となり、結果的に、熱抵抗が減少から増加へと転じたと考えられる。一方、FGHP 基板を用いた場合は、開口部径の増加とともに熱抵抗は単調に減少することがわかった。これは、FGHP を用いた場合、FGHP 基板内における高い熱拡散性によって、開口部径の増加に伴う経路長増加による熱抵抗増加の影響は非常に小さく、受熱部断面積増加による当該部位における熱抵抗減少の効果が相対的に勝っていることに起因している。

このように、FGHP を基板として用いる場合には、重量を受熱部における熱抵抗低減のために割り当てるのが、重量を抑制しつつ高い伝熱性能を有する筐体の実現につながるということがわかった。

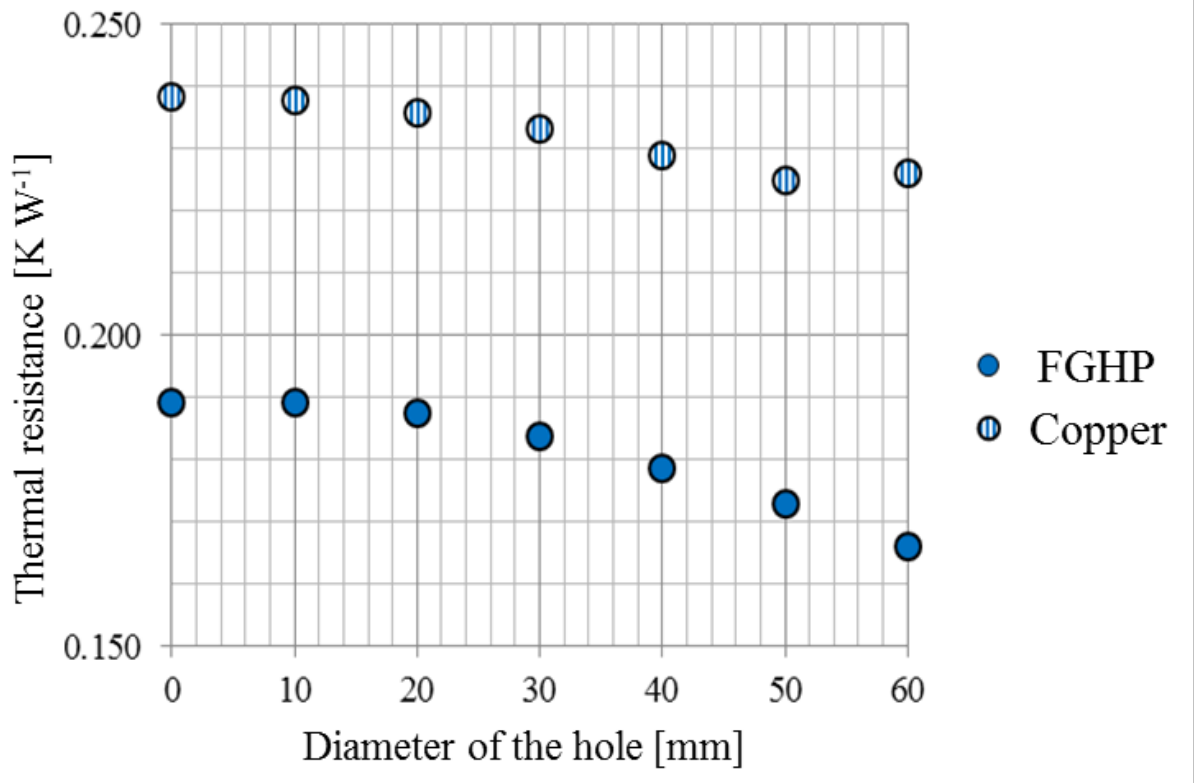


Fig. 5.8. 開口部径による熱抵抗の変化

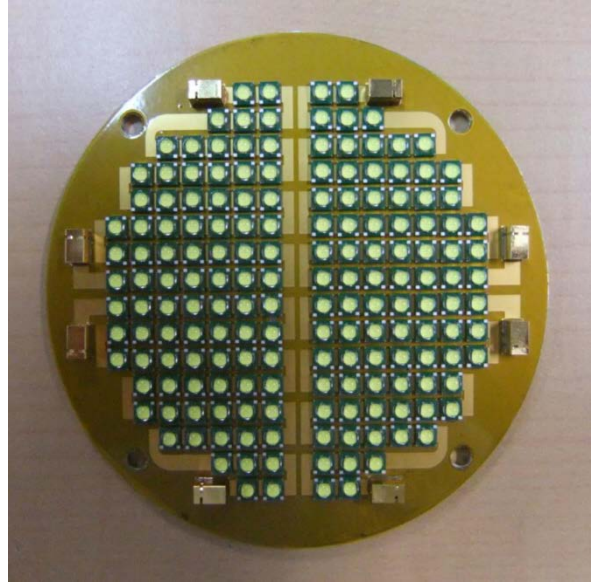
5-3-4 FGHP を用いた LED 実装基板の熱的特性

そこで、実際に FGHP を用いた LED 実装基板を作製し、銅製基板と比較した。試作した筐体を図 5.9 に示す。LED としては 3.45 mm 角の LED パッケージ(XP-G R5, クリー社製)を 172 個実装したものをを用いた。熱的特性評価としては、開口部径 60 mm の筐体の受熱部を用いて、基板裏面温度を赤外線カメラ(R300, 日本アビオニクス社製)により評価した。なお、気中で実験を行うため、受熱部にはウォータージャケット(図 5.9(c))を装着し、循環恒温槽を用いて冷媒を循環させることにより冷却した。なお、冷媒の温度は 298.15 K, また、冷媒循環速度は 10 L min^{-1} とした。サーモグラフィによる可視化結果を図 5.10 に示す。この図より、銅製基板を用いた場合には、基板中央部と周辺部の温度差が 6K と大きいのに対して、FGHP 基板においては 0.2 K と大幅に小さい。また、基板中心温度は、FGHP 基板の方が銅製基板より 11 K 低いことがわかった。一般に、LED の発光効率はジャンクション温度に依存し、温度の低下とともに発光効率は増加する。前述の FGHP 基板、銅製基板における温度分布測定結果とこのような LED の特性とを勘案すると、FGHP 基板を用いた方が、銅製基板に比べて発光効率が高いだけでなく、基板内における発光効率がより均一であることがわかった。

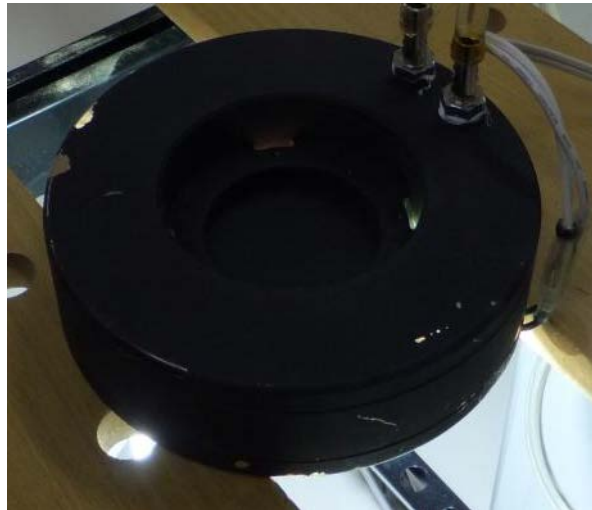
このように、FGHP を LED 実装基板として用いることによって、従来技術である銅製基板に比べ、高性能かつ高品質な LED 光源を実現可能であることがわかった。



(a) 筐体全体図

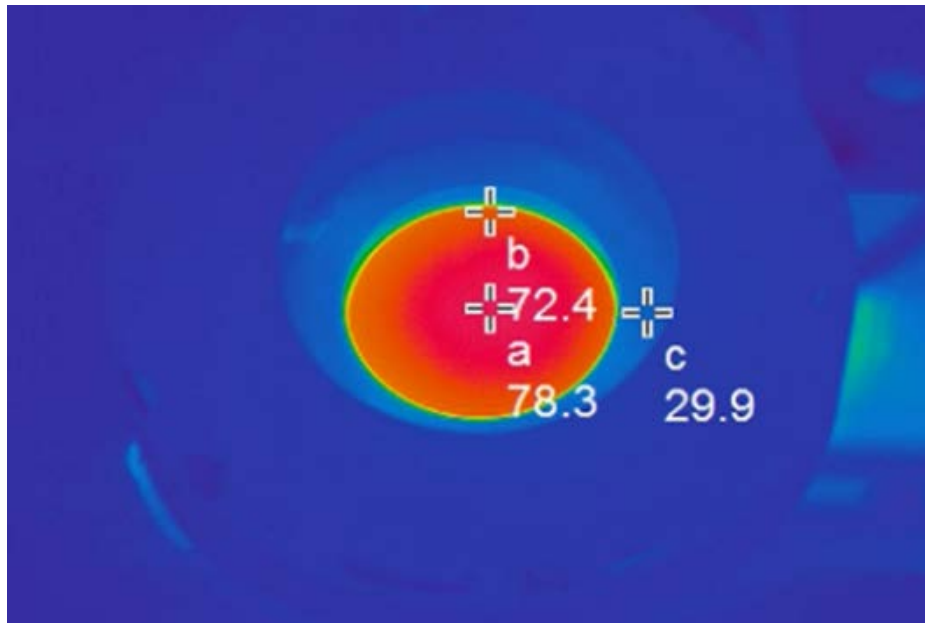


(b) LED を実装した FGHP 基板

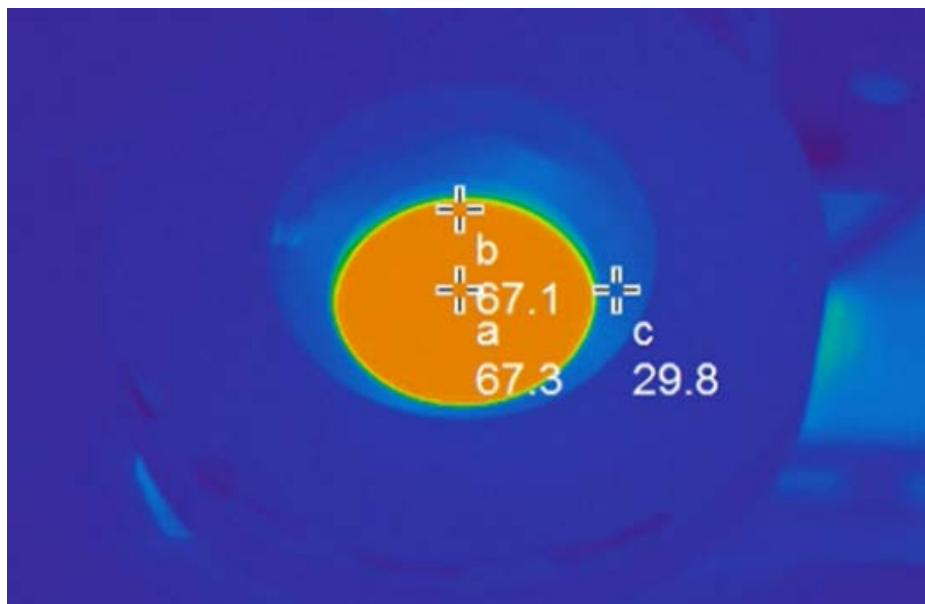


(c) ウォータージャケットを装着した受熱部

Fig. 5.9. 水中 LED 筐体の試作サンプル



(a) 銅製基板



(b) FGHP 基板

Fig. 5.10. LED 実装基板の裏面温度分布測定結果

5-4 マテリアルの迅速選定ツールへの展開

前述のように、FGHP を電子デバイス実装基板として用いることは、ジャンクション温度の抑制や基板内温度の平滑化に対して、非常に有効であることがわかった。このような、基板の物質選定に伴う有効性の評価は、前述の LED 水中灯の事例のように、熱流体シミュレーションや試作によって行われるのが一般的である(Chen ら(2006)など)。しかし、熱流体シミュレーションを実施するには専用の商用ソフトや知識が必要であり、必ずしも実施が容易な方法とは言えない。また、試作を行う場合も、効果に関する予備的な検討がなされないままであると、コスト・時間の浪費につながる場合がある。

そこで、第 3, 4 章で提案した手法を用い、基板として用いる物質の選択によってどのような効果が得られるのかについて迅速に評価するためのツールを開発した。図 5.11 に実行時画面の一例を示す。本ツールは表計算ソフトであるマイクロソフトのエクセルをベースに作られているため、ノートパソコンなどの環境でも実行可能である。このツールを用いることにより、熱源サイズやスプレッドサイズ、熱負荷、所望のジャンクション温度や環境温度のもとで、どのような温度分布が形成されるかについての情報を迅速に得ることが可能となる。

すなわち、本ツールを用いることによって、種々の応用における基板マテリアル選定の有効性に関する情報を迅速に得ること可能となる。

このように、本研究で得られた知見は、電子デバイスの排熱システムに関する最適設計の実現に対し、大いに貢献するものである。

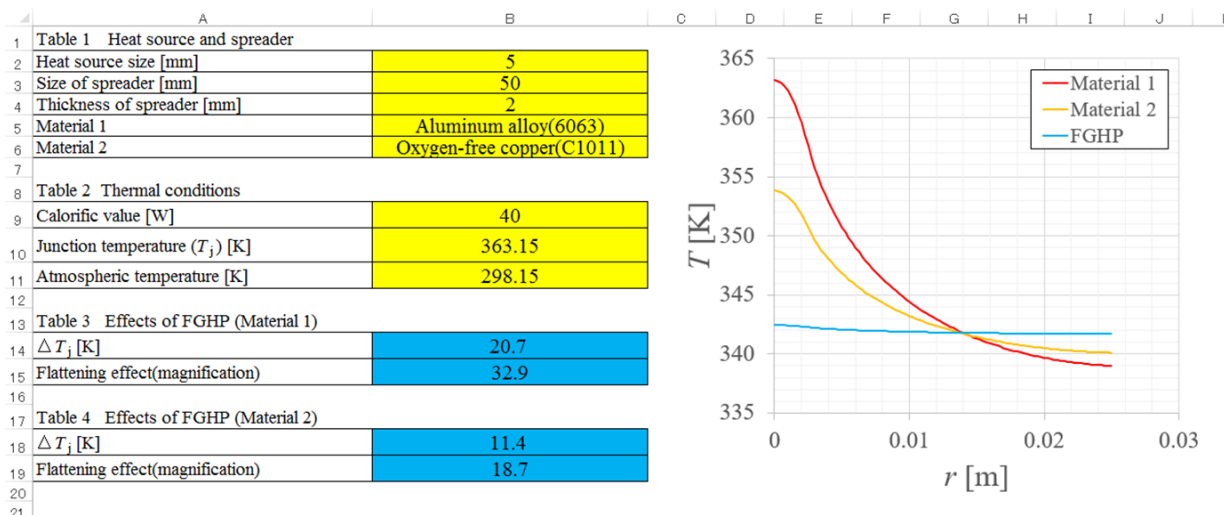


Fig. 5.11. マテリアル迅速選定ツール

5-6 結言

本章では、FGHP を電子デバイス実装基板として利用する際に想定される課題について検討した。まずは、設置姿勢がFGHP の特性に対してどのような影響を与えるかについて検証するため、冷媒が重力の影響を最も強く受けると想定される鉛直設置姿勢において、中性子ラジオグラフィーを用いて冷媒分布を測定した。

さらに、FGHP の特性を生かした電子デバイス実装の例として、筐体内部の熱抵抗が全熱抵抗の中で大きな割合を占める水中灯を取り上げ、LED 基板としてFGHP の特性を考慮した筐体の設計手法について検討した。

また、本研究において提案した熱伝導率推定手法を用いたマテリアルの迅速選定ツールを開発し、基板として用いる物質による影響について検証した。結果を以下にまとめる。

- (1) 中性子ラジオグラフィーによる冷媒分布測定結果より、本実験範囲において、冷媒分布は入熱量によりほとんど変化せず、また、サンプル上部においても、ウィック部は約 100 μm 程度の液層に覆われていることがわかった。
- (2) FGHP を LED 基板として用いた水中灯筐体においては、受熱部の断面積増加へ重量を割り当てることによって、全体的な伝熱性能が向上することがわかった。
- (3) FGHP 製 LED 基板は、銅製 LED 基板に比べて、ジャンクション温度抑制効果および基板内温度分布平滑化効果に優れており、発光効率・品質とも向上すると考えられることがわかった。
- (4) マテリアル迅速選定ツールにより、種々のアプリケーションにおけるマテリアル選定による効果を迅速に評価することが可能となった。

第6章 結言

6-1. 結論

本論文は、高い異方性熱伝導をもつ熱拡散板である積層型ベーパーチャンバーに対して適用可能な性能モデルの確立と、積層型ベーパーチャンバーの電子デバイス実装基板としての応用に関して検討したものである。以下に本研究で得られた知見を総括する。

第2章 積層型ベーパーチャンバーの開発と熱抵抗

新たに開発されたベーパーチャンバーである FGHP(Fine Grid Heat Pipe)の熱的特性について実験的に検証した。本研究で用いた FGHP のサイズは 50 mm 角で厚さは 2 mm である。FGHP の熱的性能を、同じ形状の銅製ヒートスプレッドと比較した。さらに、他のベーパーチャンバーに関する報告をもとに、性能を比較した。

その結果、以下の結論を得た。

- (1) FGHPの上面温度分布は銅製ヒートスプレッドに比べてより一様であった。入熱量の増加とともに、FGHPにおける上面温度の一様性は向上した。
- (2) 2.0 MW m^{-2} を超えるような非常に高い入熱流束条件下においても、FGHPの熱抵抗は 0.08 K W^{-1} であり、銅製ヒートスプレッドの値に比べて約4分の1という非常に低い値であった。
- (3) 加熱面積とベーパーチャンバーの面積との比を考慮した場合、これまで報告された種々のベーパーチャンバーと比べ、FGHP の熱抵抗は最小であることがわかった。

第3章 擬一次元伝熱モデルによる異方性熱伝導率評価方法の確立

擬一次元伝熱モデルを用いた異方性物質に対する熱伝導率推定法を提案した。半径・厚さ方向それぞれに対して解析モデルを導出し、数値解と比較することによって妥当性を検証した。

その結果、以下の結論を得た。

- (1) 半径方向伝熱に関して変形ベッセル関数を用いた擬一次元伝熱モデルを導出し、スプレッド外縁部における境界条件が表面温度分布形状に大きな影響を与えることがわかった。
- (2) 半径方向伝熱において、厚み方向伝熱の影響は修正ビオ数を導入することによって正しく評価可能であり、修正ビオ数における修正係数の値は、 k_r 、 k_z の値やその比、 k_r/k_z 、さらには、厚みによらず、 $(k_r/k_z)(d/R)^2$ に関する単一の関数によって相関されることがわかった。
- (3) 厚み方向伝熱に関する擬一次元伝熱モデルを中心領域(zone I)に対して導出し、半径方向伝熱の影響は、本系に適した形状係数を導入することによって正しく評価可能であることがわかった。

- (4) 形状係数は半径方向伝熱における修正係数と負の比例関係にあり，その傾きと切片は， k_z ， R および d の関数として定義した．
- (5) 本モデルを用いた k_r と k_z の値の推定における絶対誤差の平均値は，それぞれ 0.51%，2.3% であることから，テストサンプルへの入熱量，上面温度分布および下面の中心温度だけから，異方性を持つ物質の熱伝導率を高精度に推定可能であることがわかった．

第4章 積層型ベーパーチャンバー熱伝導率の推定

本章では，第3章で示した手法を実際の系に適用する際の収束アルゴリズムを提供した．本手法により熱伝導率の推定値を真値と比較することによって，推定誤差を評価した．また，本手法によって，積層型ベーパーチャンバーFGHP(Fine Grid Heat Pipe)の熱伝導率を推定した．なお，基準として，銅製ヒートスプレッダの熱伝導率も併せて求めた．

その結果，以下の結論を得た．

- (1) 厚み方向熱伝導率の初期値は，その収束値に対してほとんど影響を与えない．
- (2) k_r と k_z の推定における絶対誤差の平均値は，それぞれ，0.88%と4.1%であることがわかった．これより，本手法を用いることによって，サンプルの表面温度分布，下面中央部温度，および，入熱量だけから，異方性をもつ物質の k_r と k_z の値を，許容可能な精度で推定できることがわかった．
- (3) FGHP の熱伝導率は非線形的であり，本研究範囲において， k_r の値は， k_z に比べ，はるかに大きいことがわかった．
- (4) k_r の値はサンプル下面温度とともに増加し，サンプル下面温度が 360 K に達した際には， $10,000 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$ もの非常に高い値となることがわかった．
- (5) k_z の値の値は，サンプル下面温度が約 320 K までは増加し，その後は下面温度の増加とともに，漸近的に減少することがわかった．

第5章 電子デバイス実装への応用

本章では，FGHP を電子デバイス実装基板として利用する際に想定される課題について検討した．まずは，設置姿勢がFGHPの特性に対してどのような影響を与えるかについて検証するため，冷媒が重力の影響を最も強く受けると想定される鉛直設置姿勢において，中性子ラジオグラフィーを用いて冷媒分布を測定した．

さらに，FGHPの特性を生かした電子デバイス実装の例として，筐体内部の熱抵抗が全熱抵抗の中で大きな割合を占める水中灯を取り上げ，LED基板としてFGHPの特性を考慮した筐体の設計手法について検討した．

また，本研究において提案した熱伝導率推定手法を用いたマテリアルの迅速選定ツールを開発

し、基板として用いる物質による影響について検証した。

その結果、以下の結論を得た。

- (1) 中性子ラジオグラフィーによる冷媒分布測定結果より、本実験範囲において、冷媒分布は入熱量によりほとんど変化せず、また、サンプル上部においても、ウィック部は約 100 μm 程度の液層に覆われていることがわかった。
- (2) FGHP を LED 基板として用いた水中灯筐体においては、受熱部の断面積増加へ重量を割り当てることによって、全体的な伝熱性能が向上することがわかった。
- (3) FGHP 製 LED 基板は、銅製 LED 基板に比べて、ジャンクション温度抑制効果および基板内温度分布平滑化効果に優れており、発光効率・品質とも向上すると考えられることがわかった。
- (4) マテリアル迅速選定ツールにより、種々のアプリケーションにおけるマテリアル選定による効果を迅速に評価することが可能となった。

6-2. 今後の展望

電子デバイスの発展はとどまることを知らず、今後さらに高性能・小型化が進むと想定され、ますます高性能な排熱システムの必要性が高まると考えられる。積層型ベーパーチャンバーFGHP は現状でも非常に高い性能を発揮するが、今後は、SiC デバイスへの対応など、さらなる高性能化の実現が期待される。そのためには、積層型ベーパーチャンバーFGHP が温度に対して示す非線形的な挙動の物理的な背景に対する考察を進めることが必須であり、ボトルネックとなっている部分の性能向上を図ることが重要である。それによって、積層型ベーパーチャンバーFGHP による排熱システムは、電子デバイスにおける熱問題に対する決定的なソリューションを提供し続けることが可能となる。

謝辞

本研究を進めるにあたり定期的に議論を重ねていただくなど、懇切な御指導を賜りました九州大学大学院システム情報科学研究院の浅野種正教授に心から感謝申し上げます。また、本論文をまとめるにあたり九州大学大学院工学研究院の高橋厚史教授、同大学院システム情報科学研究院の興 雄司教授には数々の有益なご指摘をいただきましたことに厚く御礼申し上げます。

本論文で研究対象とした積層型ベーパーチャンバーFGHPの研究開発に参画する機会をいただきました当時の上田亨社長をはじめとする旧瀏上マイクロ株式会社の皆様に心より御礼申し上げます。

さらには、大変長い期間にわたって本研究の実施をサポート頂きました、鹿児島大学工学部環境化学プロセス工学科の二井 晋教授をはじめとする学科の皆様方に厚く御礼申し上げます。

また、鹿児島大学への就職の機会を賜りました、京都大学名誉教授荻野文丸先生ならびに鹿児島大学名誉教授松本利達先生に、心より御礼申し上げます。

京都大学原子炉実験所齋藤泰司教授には、本研究に対する大変深い示唆を賜りただけでなく、研究成果について見つめなおす貴重な機会を賜りましたこと、心より御礼申し上げます。

最後に、本研究が完成する様、粘り強くサポートし続けてくれた両親・家族に、改めて心より感謝申し上げます。

参考文献

- S. Adera et al., Design of micropillar wicks for thin-film evaporation, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **101** (2016) 280-294
- J. B. Boreyko et al., Vapor chambers with jumping-drop liquid return from superhydrophobic condensers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **61** (2013) 409-418
- R. Boukhanouf et al., Experimental investigation of a flat plate heat pipe performance using IR thermal imaging camera, *Applied Thermal Engineering*, **26**, 17 (2006) 2148–2156
- S. Q. Cai et al., Design, development and tests of high-performance silicon vapor chamber, *Applied Thermal Engineering*, **102** (2016) 1320–1327
- Q. Cai et al., Studies of material and process compatibility in developing compact silicon vapor chambers, *Journal of Micromechanics Microengineering*, **23**, 6 (2013) 065003
- S. W. Chang et al., Thermal performance of thin loop-type vapor chamber, *Experimental Thermal and Fluid Science*, **61** (2015) 130–143
- X. P. Chen et al., A review of small heat pipes for electronics, *Applied Thermal Engineering*, **96** (2016) 1–17
- Y. S. Chen et al., A simplified transient three-dimensional model for estimating the thermal performance of the vapor chambers, *Applied Thermal Engineering*, **26**, 17 (2006) 2087–2094
- Y. S. Chen et al., Numerical simulation of a heat sink embedded with a vapor chamber and calculation of effective thermal conductivity of a vapor chamber, *Applied Thermal Engineering*, **29**, 13 (2009) 2655–2664
- Y. T. Chen et al., Feasibility study of an aluminum vapor chamber with radial grooved and sintered powders wick structures, *Applied Thermal Engineering*, **51**, 1 (2013) 864–870
- J. S. Go, Quantitative thermal performance evaluation of a cost-effective vapor chamber heat sink containing a metal-etched microwick structure for advanced microprocessor cooling, *Sensors and Actuators A*, **121**, 2 (2005) 549–556

- E. Hahne et al., Formfaktor und formwiderstand der stationären mehrdimensionalen wärmeleitung, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **18**, 6 (1975) 751-767
- F. J. Hong et al., Evaporation/boiling heat transfer on capillary feed copper particle sintered porous wick at reduced pressure, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **63** (2013) 389-400
- G. S. Hwang et al., Multi-artery heat pipe spreader: Experiment, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **53**, 13 (2010) 2662-2669
- G. S. Hwang et al., Multi-artery heat-pipe spreader: Lateral liquid supply, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **54**, 11 (2011) 2334-2340
- G. Jewett et al., Performance characteristics of a vapor feed passive miniature direct methanol fuel cell, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **52**, 19 (2009) 4573-4583
- X. B. Ji et al., Copper foam based vapor chamber for high heat flux dissipation, *Experimental Thermal and Fluid Science*, **40** (2012a) 93-102
- X. B. Ji et al., A vapor chamber using extended condenser concept for ultra-high heat flux and large heater area, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **55**, 17 (2012b) 4908-4913
- X. B. Ji et al., Integrated flat heat pipe with a porous network wick for high-heat-flux electronic devices, *Experimental Thermal and Fluid Science*, **85** (2017) 119-131
- C. Jiang et al., Effect of liquid charging process on the operational characteristics of pump-assisted capillary phase change loop, *Applied Thermal Engineering*, **91** (2015) 953-962
- Y. S. Ju et al., Planar vapor chamber with hybrid evaporator wicks for the thermal management of high-heat-flux and high-power optoelectronic devices, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **60** (2013) 163-169
- S. W. Kang et al., Metallic micro heat pipe heat spreader fabrication, *Applied Thermal Engineering*, **24**, 2 (2004) 299-309
- Y. Koito et al., Fundamental Experiments and Numerical Analyses on Heat Transfer Characteristics of a Vapor Chamber, *JSME International Journal, Series B*. **49** (4) (2006a) 1233-1240

- Y. Koito et al., Numerical analysis and experimental verification on thermal fluid phenomena in a vapor chamber, *Applied Thermal Engineering*, **26**, 14 (2006b) 1669-1676
- A. S. Kousalya et al., Metal functionalization of carbon nanotubes for enhanced sintered powder wicks, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **59** (2013) 372-383
- C. Lertsatitthanakorn et al., Improvement of Cooling Performance of a Thermoelectric Air Cooling System Using a Vapor Chamber Heat Sink, *Journal of Electronic Materials*, **43**, 6 (2014) 1554-1559
- H. Y. Li et al., Thermal performance of plate-fin vapor chamber heat sinks, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, **37**, 7 (2010) 731–738
- H. Y. Li and M. H. Chiang, Effects of shield on thermal-fluid performance of vapor chamber heat sink, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **54**, 7 (2011) 1410–1419
- Y. Li et al., Experimental investigation of vapor chambers with different wick structures at various parameters, *Experimental Thermal and Fluid Science*, **77** (2016) 132–143
- W. Y. Liu et al., Investigation on thermal resistance of a novel evaporator wick structure, *Applied Thermal Engineering*, **91** (2015) 731–738
- W. Y. Liu et al., The performance of the vapor chamber based on the plant leaf, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **98** (2016) 746–757
- L. S. Lu et al., Numerical analysis on thermal hydraulic performance of a flat plate heat pipe with wick column, *Heat and Mass Transfer*, **51**, 8 (2015) 1051–1059
- L. S. Lu et al., Influence of a sintered central column on the thermal hydraulic performance of a vapor chamber: A numerical analysis, *Applied Thermal Engineering*, **103** (2016) 1176–1185
- D. H. Min et al., Multi-artery, heat pipe spreader, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **52**, 3 (2009) 629–635
- K. Mizuta et al., Transient Behavior during a Gas Dissolution Process around a Stationary Single Bubble, *Journal of Chemical Engineering of Japan*, **41**, 7 (2008) 553-556
- K. Mizuta et al., Measurement of Coolant in a Flat Heat Pipe Using Neutron Radiography, *Physics Procedia*, **69** (2015) 556-563

- K. Mizuta et al., Development and characterization of a flat laminate vapor chamber, *Applied Thermal Engineering*, **104** (2016) 461-471
- P. Naphon et al., On the thermal cooling of central processing unit of the PCs with vapor chamber, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, **39**, 8 (2012a) 1165–1168
- P. Naphon and S. Wiriyasart, Study on the vapor chamber with refrigerant R-141b as working fluid for HDD cooling, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, **39**, 9 (2012b) 1449–1452
- P. Naphon et al., Application of two-phase vapor chamber technique for hard disk drive cooling of PCs, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, **40** (2013) 32–35
- P. Naphon et al., Thermal cooling enhancement techniques for electronic components, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, **61** (2015) 140–145
- P. Naphon and S. Wiriyasart, Effect of sintering columns on the heat transfer and flow characteristics of the liquid cooling vapor chambers, *Heat and Mass Transfer*, **52**, 9 (2016) 1807–1820
- I. L. Ngo and C. Byon, Permeability of microporous wicks with geometric inverse to sintered particles, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **92** (2016) 298–302
- C. T. Pan et al., Evaluation of anisotropic thermal conductivity for unidirectional FRP in laser machining, *Composites: Part A*, **32**, 11 (2001) 1657-1667
- G. Patankar et al., Patterning the condenser-side wick in ultra-thin vapor chamber heat spreaders to improve skin temperature uniformity of mobile devices, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **101** (2016) 927–936
- G. Patankar et al., Working-fluid selection for minimized thermal resistance in ultra-thin vapor chambers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **106** (2017) 648–654
- Y. Peng et al., The performance of the novel vapor chamber based on the leaf vein system, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **86** (2015) 656–666
- N. Putra et al., Visualization of the boiling phenomenon inside a heat pipe using neutron radiography, *Experimental Thermal and Fluid Science*, **66** (2015) 13–27

- R. Ranjan et al., A numerical model for transport in flat heat pipes considering wick microstructure effects, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **54**, 1 (2011) 153–168
- T. Semenic et al., Flight deck heat spreader, *Applied Thermal Engineering*, **94** (2016) 1-12
- S. Sharratt et al., Micro-post evaporator wicks with improved phase change heat transfer performance, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **55**, 21 (2012) 6163–6169
- Y. S. Song et al., Evaluation of effective thermal conductivity for carbon nanotube/polymer composites using control volume finite element method, *Carbon*, **44** (2006) 710–717
- W. Srimuang et al., A correlation to predict the heat flux on the air-side of a vapor chamber with overturn-U flattened tubes, *Heat and Mass Transfer*, **52**, 8 (2016) 1683–1692
- Z. Sun et al., Experimental investigation of a novel asymmetric heat spreader with nanostructure surfaces, *Experimental Thermal and Fluid Science*, **52** (2014a) 197–204
- Z. Sun and H. H. Qiu., An asymmetrical vapor chamber with multiscale micro/nanostructured surfaces, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **58** (2014b) 40–44
- Y. Tang et al., A multi-artery vapor chamber and its performance, *Applied Thermal Engineering*, **60**, 1 (2013) 15-23
- Y. Tang et al., A high power LED device with chips directly mounted on heat pipes, *Applied Thermal Engineering*, **66**, 1 (2014) 632-639
- M. C. Tsai et al., Experimental studies of thermal resistance in a vapor chamber heat spreader, *Applied Thermal Engineering*, **56**, 1 (2013) 38-44
- T. E. Tsai et al., Two-phase closed thermosyphon vapor-chamber system for electronic cooling, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **37**, 5 (2010) 484–489
- V. Tsoi et al., Thermal performance of plate-type loop thermosyphon at sub-atmospheric pressures, *Applied Thermal Engineering*, **31**, 14 (2011) 2556-2567
- J. C. Wang et al., Development of 30 Watt high-power LEDs vapor chamber-based plate, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **53**, 19 (2010) 3990–4001

- J. C. Wang et al., Analysis for diving regulator applying local heating mechanism of vapor chamber in insert molding process, *International Communication in Heat and Mass Transfer*, **38**, 2 (2011a) 179–183
- J. C. Wang, Thermal investigations on LED vapor chamber-based plates, *International Communication in Heat and Mass Transfer*, **38**, 9 (2011b) 1206–1212
- J. C. Wang, 3-D numerical and experimental models for flat and embedded heat pipes applied in high-end VGA card cooling system, *International Communication in Heat and Mass Transfer*, **39**, 9 (2012) 1360–1366
- J. C. Wang, Thermoelectric transformation and illuminative performance analysis of a novel LED-MGVC device, *International Communication in Heat and Mass Transfer*, **48** (2013) 80–85
- J. C. Wang, Thermal module design and analysis of a 230 W LED illumination lamp under three incline angles, *Microelectronics Journal*, **45**, 4 (2014) 416–423
- R. T. Wang, Optimization of heat flow analysis for exceeding hundred watts in HI-LEDs projectors, *International Communication in Heat and Mass Transfer*, **67** (2015) 153–162
- T. H. Wang, Thermal characteristics evaluation for board-level high performance flip-chip package equipped with vapor chamber as heat spreader, *Microelectronic Engineering*, **87**, 12 (2010) 2463–2467
- J. A. Weibel et al., Characterization of evaporation and boiling from sintered powder wicks fed by capillary action, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **53**, 19 (2010) 4204–4215
- J. A. Weibel et al., Visualization of vapor formation regimes during capillary-fed boiling in sintered-powder heat pipe wicks, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **55**, 13 (2012) 3498–3510
- J. A. Weibel et al., Experimental characterization of capillary-fed carbon nanotube vapor chamber wicks, *Journal of Heat Transfer*, **135**, 2 (2013) 021501
- S. C. Wong et al., A novel vapor chamber and its performance, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **53**, 11 (2010) 2377–2384
- S. C. Wong et al., Performance tests on a novel vapor chamber, *Applied Thermal Engineering*, **31**, 10 (2011) 1757–1762

- S. Wiriyasart et al., Effect of heat source area on the thermal resistance of the wick columns vapor chambers, *Journal of Mechanical Science and Thechnology*, **30**, 2 (2016) 933–942
- X. L. Xie et al., An experimental investigation on a novel high-performance integrated heat pipe–heat sink for high-flux chip cooling, *Applied Thermal Engineering*, **28**, 5 (2008) 433–439
- K. S. Yang et al., Thermal spreading resistance characteristics of a high power light emitting diode module, *Applied Thermal Engineering*, **70**, 1 (2014a) 361–368
- K. S. Yang et al., Performance and two-phase flow pattern for micro flat heat pipes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **77** (2014b) 1115–1123
- K. S. Yang et al., A novel flat polymer heat pipe with thermal via for cooling electronic devices, *Energy Conversion and Management*, **100** (2015) 37–44
- X. Yu et al., Heat transfer of an IGBT module integrated with a vapor chamber, *Journal of Electronic Packaging*, **133**, 1 (2011) 011008
- J. Zeng et al., Effect of powder size on capillary and two-phase heat transfer performance for porous interconnected microchannel nets as enhanced wick for two-phase heat transfer devices, *Applied Thermal Engineering*, **104** (2016) 668–677
- J. Zeng et al., Fabrication and capillary characterization of micro-grooved wicks with reentrant cavity array, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **104** (2017) 918–929
- H. T. Zeng et al., Multi-scale porous copper foams as wick structures, *Materials Letters*, **106** (2013) 360–362
- M. Zeng et al., The experimental and numerical investigation of a grooved vapor chamber, *Applied Thermal Engineering*, **29**, 2 (2009) 422–430
- P. Zeng et al., An experimental investigation of a 100-Whigh-power light-emitting diode array using vapor chamber-based plate, *Advances in Mechanical Engineering*, **7**, 11 (2015) 1–7

研究業績

本研究に関する発表論文

1. K. Mizuta, Y. Odo, S. Yoshimitsu, H. Kaji, M. Murakami, T. Matsumoto, Transient Behavior during a Gas Dissolution Process around a Stationary Single Bubble, *Journal of Chemical Engineering of Japan*, **41**, 7 (2008) 553-556
2. K. Mizuta, Y. Saito, T. Goshima, T. Tsutsui, Measurement of Coolant in a Flat Heat Pipe Using Neutron Radiography, *Physics Procedia*, **69** (2015) 556-563
3. K. Mizuta, R. Fukunaga, K. Fukuda, S. Nii, T. Asano, Development and characterization of a flat laminate vapor chamber, *Applied Thermal Engineering*, **104** (2016) 461-471
4. K. Mizuta, R. Fukunaga, K. Fukuda, S. Nii, T. Asano, Quasi One-Dimensional Evaluation Scheme for Anisotropic Thermal Conductivity of Heat Spreader: Part I Derivation and Validation of Analytical Model, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, (2017) to be published
5. K. Mizuta, R. Fukunaga, K. Fukuda, S. Nii, T. Asano, Quasi One-Dimensional Evaluation Scheme for Anisotropic Thermal Conductivity of Heat Spreader: Part II Convergence of Calculation and Evaluation of a Flat Laminate Vapor Chamber, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, (2017) to be published

その他の参考論文

1. F. Ogino, Y. Saito, T. Yoshida, K. Masuda, K. Mizuta, Heat transfer and flow characteristics in a rotating disc system, *KAGAKU KOGAKU RONBUNSHU*, **23**, 5 (1997) 679-686
2. F. Ogino, T. Inamuro, K. Mizuta, A. Kino, R. Tomita, Flow characteristics on a heated rotating disc under natural convection dominant conditions, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **45**, 3 (2004) 585-595
3. K. Mizuta, T. Matsumoto, Y. Hatate, K. Nishihara, T. Nakanishi, Removal of nitrate-nitrogen from drinking water using bamboo powder charcoal, *Bioresource Technology*, **95**, 3 (2004) 255-257
4. D. Li, K. Mizuta, R. Yamano, S. Harada, T. Matsumoto, Slip velocity between liquid and particles of two sizes in a liquid-solid fluidized bed, *Journal of Chemical Engineering of Japan*, **39**, 2 (2006) 121-130
5. D. Li, K. Mizuta, K. Ishihata, T. Kamiya, H. Shirai, T. Matsumoto, Solid holdup dynamics of a step change in liquid fluidization velocity within a liquid-solid fluidized bed, *Journal of Chemical Engineering of Japan*, **39**, 8 (2006) 798-806
6. K. Mizuta, Y. Odo, S. Yoshimitsu, H. Kaji, M. Murakami, T. Matsumoto, Transient Behavior during a Gas Dissolution Process around a Stationary Single Bubble, *Journal of Chemical Engineering of Japan*, **41**, 7 (2008) 553-556
7. T. Kai, M. Furukawa, T. Nakazato, T. Tsutsui, K. Mizuta, M. Nakajima, Analysis of Fluidization Quality of a Fluidized Bed with Staged Gas Feed for Reactions Involving Gas-Volume Reduction, *AIChE Journal*, **56**, 9 (2010) 2297-2303
8. N. Shimada, R. Saiki, A. Dhar, K. Mizuta, A. Tomiyama, Liquid Mixing in a Bubble Column, *Journal of Chemical Engineering of Japan*, **45**, 9 (2012) 632-638
9. T. Kai, Y. Hirano, T. Nakazato, K. Mizuta, Mechanism of the Initial Phenomena of Defluidization Caused by Switching Fluidizing Gases, *Journal of Chemical Engineering of Japan*, **47**, 3 (2014) 241-247
10. T. Kai, N. Tanaka, K. Mizuta, T. Nakazato, M. Nakajima, Pressure Fluctuation Analysis of the Defluidization Caused by a Reaction Involving Gas-Volume Reduction in a Fluidized Catalyst Bed, *Journal of Chemical Engineering of Japan*, **48**, 6 (2015) 436-443

11. K. Mizuta, Y. Saito, T. Goshima, T. Tsutsui, Measurement of Coolant in a Flat Heat Pipe Using Neutron Radiography, *Physics Procedia*, **69** (2015) 556-563
12. K. Mizuta, R. Fukunaga, K. Fukuda, S. Nii, T. Asano, Development and characterization of a flat laminate vapor chamber, *Applied Thermal Engineering*, **104** (2016) 461-471
13. K. Mizuta, R. Fukunaga, K. Fukuda, S. Nii, T. Asano, Quasi One-Dimensional Evaluation Scheme for Anisotropic Thermal Conductivity of Heat Spreader: Part I Derivation and Validation of Analytical Model, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, (2017) to be published
14. K. Mizuta, R. Fukunaga, K. Fukuda, S. Nii, T. Asano, Quasi One-Dimensional Evaluation Scheme for Anisotropic Thermal Conductivity of Heat Spreader: Part II Convergence of Calculation and Evaluation of a Flat Laminate Vapor Chamber, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, (2017) to be published