

博士論文

**小型チップ部品を搭載したプリント  
基板の熱設計手法に関する研究**

2020年3月

有賀 善紀



## 目次

<b>第 1 章</b>	<b>序論</b> .....	1
1.1	電子機器における熱設計の変遷.....	1
1.2	電子部品の小型化と熱設計の関わり .....	3
1.3	熱設計に関わる既存の研究と小型部品における課題.....	6
1.4	本研究の目的及び検討手法.....	8
1.5	本論文の構成.....	10
	参考文献.....	14
<b>第 2 章</b>	<b>単独部品における基板銅箔パターン形状と温度上昇の関係</b> .....	16
2.1	解析の概要と目的 .....	16
2.2	実装基板上での部品温度上昇モデル .....	17
2.3	シミュレーションによる検討方針とモデル化.....	18
2.4	シミュレーション条件 .....	20
2.5	解析結果の考察:ケース 1.....	22
2.6	解析結果の考察:ケース 2.....	27
2.7	まとめ .....	32
	記号の説明.....	34
	参考文献.....	36
<b>第 3 章</b>	<b>基板放熱特性における支配要因の解析</b> .....	38
3.1	解析の概要と目的 .....	38
3.2	次元解析を用いた伝熱特性の整理 .....	38
3.3	まとめ .....	44
	記号の説明 .....	45
	参考文献.....	46
<b>第 4 章</b>	<b>基板上に密集実装されたチップ部品の温度予測</b> .....	47
4.1	解析の概要と目的 .....	47
4.2	物理現象のモデル化と CFD シミュレーションによる調査.....	48
4.3	熱抵抗推定式の導出①: $R_{th\_ba}$ 及び $R_{th\_sa}$ について.....	54
4.4	熱抵抗推定式の導出②: $R_{th\_cb}$ とパッド内部の温度分布について.....	57
4.5	温度推定式の妥当性検証.....	70
4.6	まとめ .....	72
	記号の説明 .....	74
	参考文献.....	76

<b>第 5 章</b>	<b>密集実装基板における温度上昇推定式の実験による確認</b>	77
5.1	解析の概要と目的	77
5.2	密集実装基板の熱回路網表現及び実験条件	77
5.3	実験結果と推定式の比較	83
5.4	実験結果を用いた補正係数の導出	84
5.5	実験結果と推定値の差異に関する要因解析	87
5.6	まとめ	94
	記号の説明	96
	参考文献	98
<b>第 6 章</b>	<b>基板放熱特性と設計パラメータの関係性に関する考察</b>	99
6.1	解析の概要と目的	100
6.2	2次元軸対称モデルにおける次元解析	100
6.3	2次元熱伝導シミュレーションによる放熱特性の確認	103
6.4	基板放熱特性の無次元数による整理	110
6.5	CFD シミュレーション結果の無次元数による整理	115
6.6	まとめ	121
	付録 6-A $R_{th\_sa}$ に関するフィン効率と無次元数及び熱抵抗の関係	123
	記号の説明	127
	参考文献	129
<b>第 7 章</b>	<b>結論</b>	130
7.1	単独部品における基板銅箔パターン形状と温度上昇の関係について	132
7.2	基板放熱特性における支配要因の解析について	133
7.3	基板上に密集実装されたチップ部品の温度予測について	134
7.4	密集実装基板における温度上昇推定式の実験による確認について	135
7.5	基板放熱特性と設計パラメータの関係性の考察について	136
7.6	まとめ及び今後の課題	137
	参考文献	139
<b>付録</b>	<b>シミュレーションに用いたツールの説明と検証</b>	140
	A Femtet® (ムラタソフトウェア株式会社) について	140
A.1	基礎方程式と離散化手法	140
A.2	解析結果の検証	141
	B Simcenter Flotherm™ (開発元: Mentor, a Siemens Business) について	145
B.1	基礎方程式と離散化手法	145
B.2	解析結果の検証	146

参考文献.....	150
記号の説明.....	151
<b>研究業績</b> .....	153
<b>謝辞</b> .....	155



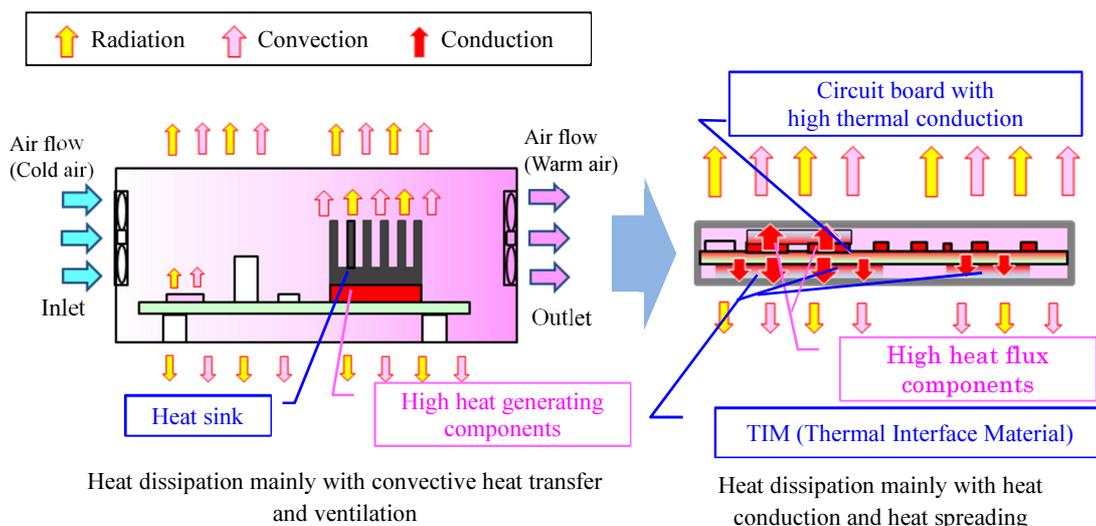
# 第1章

## 序論

### 1.1 電子機器における熱設計の変遷

小型化・高機能化が進む電子機器の設計において、熱設計の重要性はさらに増している。熱設計における主な目的の一つとして旧来から述べられていることとして、半導体部品や電解コンデンサなどの温度上昇に弱い部品の温度コントロールが挙げられる。これらの部品の温度上昇のコントロールの良否が電子機器の信頼性の良否に直結するためである。電子機器の熱設計においては、電子機器の高付加価値化（小型化・高機能化）及び低コスト化とのトレードオフを如何にして解決するかが常に重要な課題であった。近年の小型電子機器においては、こうした状況がさらに進展しており、CPU では、温度上昇による急な機能停止（サーマルシャットダウン）を防止するために、高温時には処理能力を抑制するような機能も用いられるなど、機器制御は高度化している。このように、近年の電子機器では熱設計の良否が信頼性のみならず性能までも左右しており、その重要度が増しているといえる。こうした状況も反映しながら、電子機器の熱設計技術は近年目覚ましい進歩を遂げている。

電子機器の小型化・高性能化には、実装技術の進歩が大きく貢献しているが、この進歩は同時に電子機器の放熱経路にも大きな変化を及ぼしている。Fig. 1-1 は、実装形態の変遷に伴う、放熱経路の変化のイメージを示したものである。電子機器の放熱経路は、以前対流熱伝達と換気を主体としたものから、部品の発熱を TIM・基板を介して筐体に放熱する熱伝導主体の放熱経路へと移り変わっている。1970 年代頃まで主要な部品として用いられたリード付き電子部品は、スルーホール基板に実装されていた。当時の電子機器は現在に比べると筐体が大きく使用される部品も全体に大きかったが、その内部には十分な空間があり空気の流動が可能な状況であった。また、主な発熱源となる半導体部品においても、



**Fig. 1-1 Transition in heat dissipation path due to changes in electronic equipment packaging**

当時の CPU（8bit クラスのもの）は数 W 程度の発熱であり，周囲の部品に比較して極端な発熱の集中は無かった．こうした電子機器において，主として用いられた放熱対策は，対流熱伝達及び換気による放熱であった．数点の高発熱部品にヒートシンクなどの冷却デバイスを取り付け，そのヒートシンクからの対流熱伝達を促進するための筐体内の風速のコントロールと，温められた空気の筐体外への排出及び外気の取り込み（換気）によって筐体全体の放熱がコントロールされていた．

その後，IC の高集積化の進展に加え，1980 年代から本格的に導入され始めた表面実装技術により，電子機器の小型化・高密度化はさらに加速度を増した．IC や個別半導体及び周辺部品であるインダクタ，コンデンサ，抵抗（以降 L, C, R と呼ぶ）などを始めとする多くの部品が表面実装部品（チップ部品）となり，小型化が進展した．また，これらが実装される基板も高密度化が進み，複数の内層配線を持つ多層化されたプリント配線板が多用されることとなった．こうした部品と実装技術の変遷の詳細は，JEITA（電子情報技術産業協会）により詳しく述べられている<sup>[1-1]</sup>．このような技術革新により電子機器は急速に小型化が進展し，自動車の電動化に代表されるように，これまでは機械・機構で実現されていた多くの機器が電子化されることとなった．電子機器の小型化に伴い，筐体内の空間は大幅

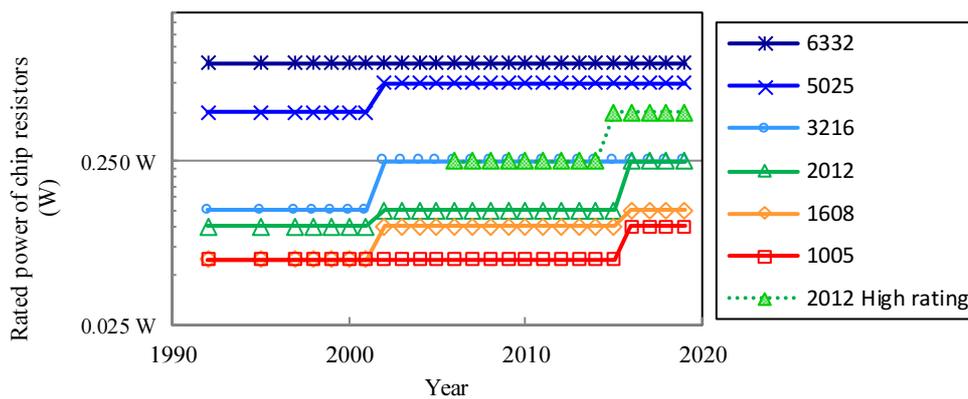
に減少し、内部の空気の流動性は減少した。また、機器の使用環境の多様化が進み、防塵・防滴性能の要求から筐体が密閉されるケースも珍しくない。

こうした電子機器の形状・使用環境の変化に対して、熱設計技術の研究動向も大きく変化している<sup>[1-2]</sup>。密閉機器では筐体内の対流による放熱は見込めないため、部品表面や基板面からの TIM (Thermal Interface Material) を介した筐体への放熱なども多く用いられている。基板においては、内層配線の増加に伴う熱伝導の向上によって基板内の均熱化が進んでいることから、基板のヒートスプレッダとしての利用が非常に効果的である。より積極的な対策として、サーマルビア及び銅インレイによる放熱性向上なども提案されている<sup>[1-3]</sup>。主要発熱部品である CPU は小形化・高電力化が進み、一般的な PC 用途であっても 100 W (TDP : Thermal Design Power として) 程度、熱流束として 60 W/cm<sup>2</sup> 以上の製品が用いられるケースもあり<sup>[1-4]</sup>、このような高熱流束の部品についてはヒートパイプやベーパーチャンバーなどの高熱流束の輸送に対応した放熱デバイスの利用が進んでいる<sup>[1-5]</sup>。放熱機構の面では、HEV (Hybrid Electric Vehicle) 用インバータではパワーモジュールの部品面及び基板側の両面から放熱する両面冷却といった放熱構造<sup>[1-6]</sup>が提案されるなど、この 40 年の間に熱設計技術は大きな変化を遂げている。これらの熱設計技術における共通的なアプローチとして、局所的な発熱に対応するため、ヒートパイプのような熱輸送デバイスや熱伝導を積極的に活用した放熱手法が用いられていることがうかがえる。こうした中、銅箔パターンを用いた基板内への放熱及び均熱化による放熱対策は、特別な放熱機器も不要で汎用性が高いため、熱設計にとって重要な手法となっている。

## 1.2 電子部品の小型化と熱設計の関わり

本節では、熱設計と電子部品の関わりについて述べる。CPU やパワー半導体などの主要発熱部品の放熱対策は、筐体全体の放熱構造やコスト構造にも大きく関わる重要検討事項であるため、機器設計を行う上で優先してとり行われる。ここでは、このような主要発熱

部品ではなく、それらの周辺で用いられる小型電子部品の立場から昨今の状況を考えてみる。前述の通り、機器の小型・高機能化の要請から、CPU やパワー半導体などの主要部品の小形化が進み、それに伴ってその周辺で用いられる表面実装タイプのチップ半導体（単機能のトランジスタ、ダイオードなどの小型チップ）や、表面実装タイプの L, C, R などの受動部品を含むチップ部品の小型化も進展している。Fig. 1-2 に 1990 年から現在までの汎用タイプの表面実装形抵抗器（以降チップ抵抗器と呼ぶ）の定格電力の推移を示す。尚、以降チップサイズについては、図中のサイズ略称を用いる。2000 年以降、チップ抵抗器の定格電力は段階的に上昇しており、中でも小型サイズにおける定格電力アップが顕著である。例えば 2012 サイズでは 2000 年の 0.1 W の定格電力に対して、2019 年現在で 0.25 W と 2.5 倍となっている。また、同じ 2012 サイズの高定格電力タイプの製品に至っては 0.5 W の定格電力となっている。このようなチップ抵抗器の定格電力アップ進展の背景には、機器の小型化・低コスト化以外に信頼性面からの要求もある。例えば車載機器においては、耐環境性の一つとしてヒートサイクル耐性が要求され、温度振幅に対して部品と基板の線膨張差によって生じるはんだ接続部のひずみによるクラックの防止が課題となる。はんだ接続部のひずみを抑制するためには、部品の小型化が効果的であることから、一定サイズ以上



Abbreviation of chip size : Length  $L$  × Width  $W$  (Unit: mm)  
 1005 : 1.0×0.5, 1608 : 1.6×0.8, 2012 : 2.0×1.2, 3216 : 3.2×1.6, 5025 : 5.0×2.5, 6332 : 6.3×3.2

Fig. 1-2 Transition of rated power in surface mount resistors

の大形品の使用が制限される場合があり，結果として小型チップ抵抗器の高電力化が要求されるといふ側面もある．このような背景から，小型チップ抵抗器の定格電力アップの流れは今後も進展することが予想される．小型化に伴い，チップ部品の熱流束は大幅に増大しており，前述の 2012 サイズチップ抵抗器の高定格タイプ（0.5 W の定格電力品）の熱流束は最大 20 W/cm<sup>2</sup> 以上にも達し，これは 2000 年当時の CPU の発熱密度を超えている<sup>[1-7]</sup>．

Fig. 1-3 はチップ抵抗器のサイズごとの熱伝導，対流熱伝達，放射熱伝達の割合を示している（文献[1-8]のデータを基にグラフ化）．チップ抵抗器としては大形の 6332 サイズであっても，チップ表面からの放射・対流による熱伝達の割合は合計 10% 未満で，チップサイズ（表面積）が小さいほどその割合は減少する．つまり，チップ部品からの発熱は 9 割以上が熱伝導により基板を介して放熱されているといえる．逆に言えば，基板放熱が不十分な場合，チップ部品は過剰な温度上昇を生じるリスクがあるといえる．このような状況を反映して，抵抗器業界においては，チップ抵抗器の負荷電力を決める参照温度を旧来の雰囲気温度（ $T_a$ ）から，部品と基板の接続部である“端子部”の温度に変更する提案がなされている<sup>[1-9]</sup>．“端子部温度”とは，部品と基板の接続部分のことを指す．このように，電子機器の小形化に伴う熱設計手法の変化は部品の使用方法にも影響を及ぼしている．

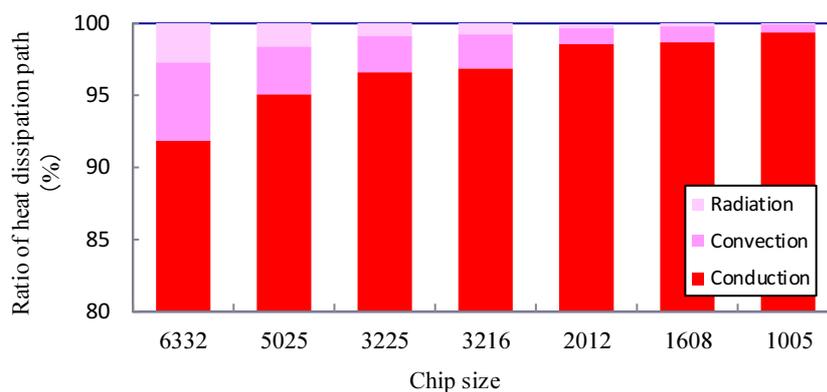


Fig. 1-3 Ratio of heat dissipation in chip resistor

### 1.3 熱設計に関わる既存の研究と小型部品における課題

これまで、電子機器及び電子部品を対象とした熱設計に関しては多くの研究がなされている。熱設計の実務に関わる内容に関する内容のみを取り上げても、高発熱部品の基板上への熱拡散に関する提案<sup>[1-10]</sup>や、筐体内の対流を考慮した解析の簡略化手法<sup>[1-11], [1-12], [1-13], [1-14], [1-15]</sup>など様々な議論がなされている。また、主要発熱部品である MPU (Micro-processing unit) については、その内部構造を考慮した熱抵抗モデル化について報告されている<sup>[1-16]</sup>。

これまでの多くの研究に共通する点は、MPU やパワー半導体などの主要発熱部品及び筐体全体での放熱設計を議論の主なターゲットとしていることである。受動部品に関連した熱設計手法の検討としては、電源における主要部品である電解コンデンサの CFD 向けの簡易熱モデル検討などの取り組みがなされている<sup>[1-17]</sup>。一方で、部品の発熱が 1W 以下程度の小型チップ部品を主眼とした議論はほとんどない。小型チップ部品は絶対的な発熱量が小さく、温度上昇が問題とならず、熱問題としての注目度が低かったためである。しかしながら、上述したように、小型チップ部品の熱流束は近年飛躍的に増大しており、基板放熱が十分でないで過度の温度上昇による基板の焼損などを引き起こす場合があり、昨今ではこうした 1W 以下の小型・高熱流束部品の放熱対策不足によるトラブルも増加している。ここで重要なのは、熱設計上のトラブルがこれらの小型部品で生じた場合であってもそれを是正するためには基板設計の見直しが必要となるということである。これは、小さな部品の熱トラブルが機器全体の開発進捗を左右する問題となるリスクを示唆している。これらの小形チップ部品は基板上で多数使用されており、主にコスト面の制約から主要発熱部品のような専用の冷却デバイスは使用できないため、放熱パッド（銅パターン）による均熱化や部品レイアウト（発熱部品の間隔）の調整による熱源拡散によって温度上昇をコントロールすることが熱対策の手段となる。また、小形チップは回路内で多数使用されているため、対策はすべての部品に対して漏れなく実施する必要がある。

基板熱設計の重要性は上述のとおりだが、その実施に際しても課題がある。通常、基板

上の銅箔パターン設計を行う回路設計者（もしくは基板設計者）の多くは、電気・電子工学のエキスパートであって伝熱工学及び熱設計には精通していないため、対策に苦慮する機会が多いことである。近年は、熱流体解析（CFD: Computational Fluid Dynamics）の電子機器の熱設計への活用も進んでおり<sup>[1-18]</sup>、ソフトの機能向上によって、多数の部品と詳細な銅箔パターンを配置した高精度なシミュレーションを行うことは技術的には可能となっている<sup>[1-19], [1-20]</sup>が、こうしたツールは導入・維持にコストがかかるため、回路・基板設計者一人ひとりに用意することは事実上難しい。また、シミュレーションを用いて決定したいのは、細かなチップ部品それぞれに配置する銅箔パターン形状である。必要な銅箔パターン形状を決定するためには、チップ部品周囲の部分的な温度上昇が必要となるが、それらを決定するのは周囲の部品の発熱と放熱の状況である。結局、チップ部品の周囲の銅箔パターンを決定するために行うシミュレーションのインプットには、基板上の詳細な銅箔パターン及び使用部品のレイアウト、筐体の形状データが必要となるという矛盾が生じる。基板上の温度分布の実用的な解析では、対象部品の近傍のみ詳細にモデル化し、周囲の条件は境界条件（筐体内温度や、基板平均温度など）に置き換えられる場合も多いが、こうした省略と置き換えには、伝熱工学に対する深い知見が要求されるため、実施者による解析品質の差が生じやすい。結局のところ、実際の機器設計におけるレイアウト及びパターンの設計は、既存の機種からの設計情報（銅箔パターン及び部品レイアウトと温度上昇の関係）と、担当する基板設計者個人のスキルに頼るところが大きい。そのため、既存機種からの大きな設計変更や、全くの新規設計（及び新規担当者）において熱的なトラブルが生じやすく、設計品質の確保や開発期間短縮の障害となっている。こうした状況で求められるのは、既存機種の情報や設計者のスキルに頼らず、システムチックにそれぞれのチップ部品の放熱に必要な銅箔パターンサイズや部品同士の実装間隔を決定する手法の提案である。また、適用対象となるチップ部品は多数であるため、これらに網羅的に適用するためには手法が検便であることが求められる。

## 1.4 本研究の目的及び検討手法

### 1.4.1 本研究の目的

前節で示した課題を踏まえ、本研究の目的を以下に示す。

- ・ **小型発熱部品における基板実装時の温度上昇の簡便な推定手法の提案により、電子機器の基板パターン設計段階における熱設計の効率化に資すること**
- ・ **基板上に実装された電子部品の放熱メカニズムに関する知見を得ること。**

ここで対象とする小型部品は、外形が約略 5 mm×5 mm 以下の自己発熱による温度上昇が想定される表面実装形部品（チップ部品）とする。具体的には、チップ抵抗器、チップディスクリート（単機能）半導体、チップ LED などである。

部品が実装される基板は、電子機器に多用されるガラスエポキシ基材の多層プリント配線基板とする。多層プリント配線基板は、基材として用いられる樹脂基材と表層及び内層の配線に用いられる銅箔の組み合わせから成り、その実効的な熱伝導率は、構成材料の熱伝導率及びその構造によって決まる。厚み方向の実効的な熱伝導率はガラスエポキシ基材と同等程度となるが、面内方向は内層の銅箔パターンの影響により、厚み方向の 10 倍から 100 倍程度となる。このように、プリント基板の実効的な熱伝導率は厚み方向と面内方向率で直交異方性を有しているため、これを考慮した。

また、部品の温度上昇はその実装状況に影響を受けるが、本論文では部品が単独で使用されている場合と、複数の部品が密集実装されている場合を想定した。

### 1.4.2 解析手法

検討に用いた解析手法について以下に示す。

- ・ **熱回路網モデル化と熱抵抗推定式の導出**

対象となる小型部品及び基板の温度上昇の関係を表現するために、部品及び基板について熱回路網によるモデル化を行った。対象の基板を注目する部分ごとに熱抵抗に分離して表し、発熱と温度上昇の関係を示した。各部の熱抵抗について、基板設計パ

ラメータ（銅箔のサイズ、基板基材の熱伝導率、基板厚み等）との関係から推定式を導出した。熱回路網を用いることで、基板内各部の温度及び熱挙動を簡素かつ的確に表現することができる。また、導出された熱抵抗推定式により、基板設計パラメータから部品実装部の温度を簡便に推定することが可能である。

#### ・シミュレーションによる温度上昇の確認

各種検討条件での基板設計パラメータに対する温度上昇は、主にシミュレーションによる数値実験によって得た。シミュレーションの活用により、実際の基板を用いる実験での検討に比較して、短時間に多くの条件を網羅的に検討することができ、現象の傾向を詳細に把握することが可能なためである。また、熱抵抗モデルを用いた解析のためには、各部の温度だけでなく熱流量を把握する必要があるが、実際の基板を用いた実験では測定が難しく、シミュレーションによる検討が適している。シミュレーションには 3 次元熱流体解析（有限体積法ベース）及び、用途に応じて放射及び対流熱伝達を熱伝達係数として固体体表面に与えた 2 次元軸対称モデルでの熱伝導・熱伝達解析（有限要素法ベース）を実施している。なお、数値シミュレーションでは、前提条件（及び物性値）や境界条件の現実との違いや、シミュレーション解法上の計算誤差などによって実験との差異が生じることが予想されるため、実験による確認も併せて実施している。

#### ・実験による温度上昇の確認

複数部品を密集実装した場合については、シミュレーション結果の整理により得られた熱抵抗推定式の妥当性及び差異を確認するための実験を実施した。実験では、シミュレーションで想定した種類の基板として、ガラスエポキシ FR-4 基板にチップ抵抗を実装してその温度上昇を測定し、シミュレーション結果との差異を確認した。温度測定にはサーモグラフを用いており、各部の温度上昇の測定が可能だが、シミュレーションのように基板内の熱流を直接測定することは困難なため、各部の熱抵抗を直接

求めることは難しい。本研究では、提案された熱回路網モデル及び各部熱抵抗推定式における熱抵抗と基板（及び銅箔パターン）形状の関係性を基に、熱流測定を行わずに各部の熱抵抗と設計パラメータの関係性を同定できる実験条件を提示し、実験結果による熱抵抗推定式の補正係数導出手法を検討した。

#### ・次元解析と無次元数による整理

熱回路網モデルと熱抵抗推定式で与えられる各部熱抵抗と設計パラメータとの関係は、前述のシミュレーション結果の整理により帰納的に求められる。しかし、伝熱メカニズムを理解するためには原理に従った演繹的なアプローチが必要であるため、その一環として基板放熱モデルについて次元解析を行った。基板全体からの放熱を議論する前の基礎検討として、シンプルな1次元軸対称モデルについての次元解析を行い、基板設計パラメータと放熱特性の関係性について基礎的な知見を得た。また、熱抵抗推定式の導出及び実験による妥当性検証などの具体的な検討の後に、厚み方向への熱流を考慮できる2次元軸対称モデルについて次元解析を行い、検討結果から得られた伝熱特性について考察を深めた。

### 1.5 本論文の構成

本論文は全6章で構成され、第1章では、研究の背景と現状の課題から、本論文の目的を明示する。また、本論文が用いる手法や解析の方針について述べる。第2章から第6章では、それぞれの課題に対する詳細な議論を示し、第7章で全体の結論を述べる。

第2章から第6章の各章では、1.4節に示された解析を用いた。各章で用いた解析手法とその相関図を Fig. 1-4 に示す。すべての章において、“シミュレーションによる温度解析”、“熱回路網モデル+熱抵抗推定式”が用いられているが、章によって前提として扱われる場合、結果として提示される場合などがあり、その位置づけは章ごとに異なる。図の矢印は、それぞれの議論で用いられる解析手法の関係性を示しており、矢印の矢尻側が前提を、矢頭

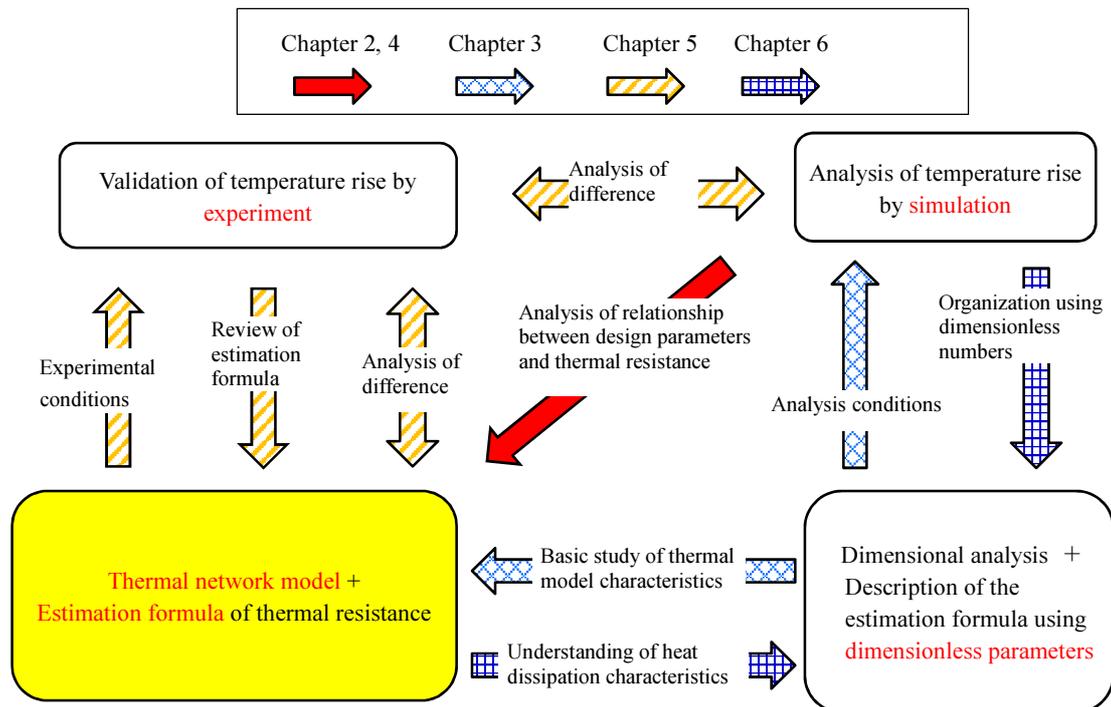


Fig. 1-4 Correlation of analysis methods used in each chapter

側がそれによって得られる結果を示している。両矢印は両者の比較を行うことを意味している。

2章～6章の概要を以下に示す。研究全体の主目的に対しては、熱回路網モデル及び熱抵抗推定式の提示が大きな役割を占めている。

第2章では、単独で使用される部品における温度上昇について検討する。ここでは、部品周辺の温度上昇について熱回路網によるモデル化を行い、特に部品周辺の熱伝導に起因する縮流・拡大熱抵抗（集中熱抵抗）成分について、各種設計パラメータ（パッド寸法、基板熱伝導率、基板厚み）との関係性を評価した。また、検討を通して使用する解析手法の確認を行った。

第3章では、第4章のモデル検討の基礎検討として、次元軸対称モデルの次元解析を行い、熱伝達主体の放熱モデルについて、その形状パラメータと伝熱特性の関係性について考察した。得られた考察を基に第4章の解析条件や整理の参考とした。

第4章では、密集実装された部品における温度上昇について検討する。チップ抵抗器や

チップ LED では、負荷電力や出力の増加を意図して同型の部品をパッド内に縦横に多数並べて使用するケースがある。このような密集状態における各種設計パラメータ（パッド形状、基板厚み、基板熱伝導率等）と部品のレイアウト状態（実装ピッチなど）と温度上昇の関係について検討した。部品が実装されるパッド部表面からの熱伝達を考慮した熱回路網モデルを改めて提案し、各部熱抵抗と設計パラメータとの関係から熱抵抗の推定式を導出した。

第 5 章では、第 4 章で提案された密集実装時の熱抵抗の推定式について実験を行い、推定式から得られた温度上昇と実験結果を比較し、差異の要因について解析を行う。また、実験結果を用いた各部熱抵抗推定式の係数の同定手法について検討する。前述の通り、実験では各部の熱流測定を行うことができないことを前提として、熱流測定を用いずに熱抵抗推定式の係数を同定するための実験条件の決定方法を提案し、実験結果による補正係数導出手法の妥当性を確認した。

第 6 章では、第 4 章、第 5 章で議論した基板放熱モデルに近い 2 次元軸対称円板フィンについての次元解析を行う。次元解析で得られた無次元数を用いて放熱特性を整理し、その性質について考察した。

Table 1-1 に第 2 章から第 6 章での検討内容について、インプット、アウトプット及び検討に用いたツールの一覧を示す。

7 章では、各章の結論から得られる全体のまとめと今後の課題を示した。

**Table 1-1 Contents in each chapter**

Chapter	Contents	Inputs	Tools	Outputs
2	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Temperature rise of single components</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Board design conditions (simulation conditions)</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• 2D axisymmetric sim.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Thermal network model + Estimation formula of thermal resistance</li> <li>• Basic study</li> </ul>
3	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Investigation of governing factors of board heat dissipation by dimensional analysis</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• One-dimensional axisymmetric fin model</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Theoretical solutions</li> <li>• Dimensional analysis</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Simulation conditions</li> <li>• Basic study</li> </ul>
4	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Temperature rise of densely mounted components</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Board design conditions (simulation conditions)</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• CFD simulation</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Thermal network model + Estimation formula of thermal</li> </ul>
5	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Confirmation of temperature rise of densely mounted parts by experiment</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Thermal network model + Estimation formula of thermal resistance</li> <li>• Board design conditions (Conditions of experiments and simulations)</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• CFD sim.</li> <li>• Experiments</li> <li>• Theoretical solutions</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Validation of thermal resistance estimation formula</li> <li>• Consideration of the cause of the difference between the thermal resistance estimation formula and the experimental results</li> </ul>
6	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Dimensional analysis of board temperature rise model</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Thermal network model + Estimation formula of thermal resistance</li> <li>• Board physical model</li> <li>• Results of CFD sim.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Dimensional analysis</li> <li>• 2D axisymmetric sim.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Expression of heat transfer characteristics by dimensionless number</li> <li>• Understanding the relationship between design parameters and thermal resistance estimation formula</li> </ul>

## 参考文献

- [1-1] 電子情報技術産業協会 (JEITA), “電子部品の変遷,” JEITA Web ページ, <https://home.jeita.or.jp/ecb/history/index.html>
- [1-2] 畠山 友行, “放熱と冷却技術,” エレクトロニクス実装学会誌, Vol. 15, No. 5, pp.383-386, (2012)
- [1-3] 戸田 光昭, 大関 政広, 志々目 和男, “放熱機能を有する車載用プリント配線板の放熱特性評価,” エレクトロニクス実装学会誌, Vol. 19, No. 5, (2016)
- [1-4] Andrew Danowitz, Kyle Kelley, James Mao, John P. Stevenson, Mark Horowitz, Stanford University, “CPU DB: Recording Microprocessor History”, ACM Queue Web ページ <https://queue.acm.org/detail.cfm?id=2181798>
- [1-5] 国峯直樹, “エレクトロニクスのための熱設計完全制覇,” pp.274-296, 日刊工業新聞社, (2018)
- [1-6] 岡本 幸司, 瀬高 庸介, 石山 弘, 稲垣 允晴, 真光 邦明, “ハイブリッド用パワーコントロールユニットの開発,” デンソーテクニカルレビュー, Vol.16, (2011)
- [1-7] 塚本 俊之, 草野 義博, 平井 慶太, 魏杰, 「京」にみる冷却技術, 伝熱学会誌, Vol.52, No220, 2013 年 7 月
- [1-8] 平沢浩一, “実装と放熱形態の変遷に合わせた表面実装抵抗器の新しい温度管理方法の提案,” エレクトロニクス実装学会誌, Vol. 18, No. 2, pp. 113-117, (2015)
- [1-9] International Electrotechnical Commission, IEC TR 63091:2017, “ Study for the derating curve of surface mount fixed resistors - Derating curves based on terminal part temperature,” IEC Technical report, (2017)
- [1-10] 石塚勝, “熱設計技術解析ハンドブック,” pp.400-403, 科学情報出版, (2008)
- [1-11] W. Nakayama, R. Matsuki, Y. Hacho, and K. Yajima, “A New Role of CFD Simulation in Thermal Design of Compact Electronic Equipment: Application of the Build-up Approach to Thermal Analysis of a Benchmark Model,” Journal of Electronic Packaging, vol.126, pp.441-448, (2004)
- [1-12] 中山 亘, “高密度実装を進めるための熱解析方法論,” エレクトロニクス実装学会誌 Vol. 13, No. 7, pp511-516, (2010)
- [1-13] H. Yoshino, X. Zhang, and M. Fujii, “Numerical Simulations for Conjugate Heat Transfer from Heat Sources Mounted on a Conductive Wall,” 15th Computational Mechanics Division Conference,(2002)
- [1-14] H. Yoshino, X. Zhang, and M. FUJII, “Conjugate Heat Transfer from Heat Sources Mounted on a Conductive Wall,” 39th National Heat Transfer Symposium of Japan, (2002)
- [1-15] 原田 浩一, 田中 三博, 大山 和伸, “インバータ温度分布シミュレーション高速化に

- 関する検討,” パワーエレクトロニクス学会, Vol. 36, pp.138-142, (2011)
- [1-16] K. Nishi, T. Hatakeyama, S. Nakagawa, and M. Ishizuka, “Transient Heat Transfer of the Microprocessor System Investigation Regarding Natural Convection with Slate Style Chassis,” Transactions of The Japan Institute of Electronics Packaging Vol. 6, No. 1, (2013)
- [1-17] 小泉 雄大, 石塚 勝, 中川 慎二, 畠山 友行, “基板自立型アルミ電解コンデンサの熱解析モデル,” Thermal Science & Engineering, Vol. 18, No 2, (2010)
- [1-18] 原 義勝, 三輪 昇平, “熱流体解析技術の開発・実用化と熱設計,” 富士通テン技報 48号, pp.26-33, (2006)
- [1-19] Mentor graphics corp, “FloTHERM の目指す「メカとエレキの協調熱設計」,” Mentor graphics corp Web ページ News & Views, [https://www.mentorg.co.jp/training\\_and\\_services/news\\_and\\_views/2011/autumn/product\\_info/index.html](https://www.mentorg.co.jp/training_and_services/news_and_views/2011/autumn/product_info/index.html), (2011),
- [1-20] (株)ソフトウェアクレイドル, “熱設計 PAC 紹介ページ,” ソフトウェアクレイドル Web ページ, <https://www.cradle.co.jp/product/pac.html>,

## 第2章

### 単独部品における基板銅箔パターン形状と温度上昇の関係

本章では、基板上に実装した場合の基板銅箔パターンと温度上昇について考察する上で、基礎的な検討として、単独の部品を基板上に実装した場合を対象とした議論を行う。

#### 2.1 解析の概要と目的

単独部品についての検討を実施した理由を以下に述べる。

- ・第1章で述べた通り、チップ部品においては近年の小形化・高電力化により、高熱流束化が進展しており、単独使用であっても放熱不足による過度な温度上昇を生じる恐れがある。
- ・小型部品の周囲の温度上昇は、部品が実装される小さな銅パッドからの基板への熱伝導に大きく影響を受けるため、その放熱特性は、対流・放射による熱伝達よりも、基板へ伝導主体のシンプルな特性が予想される。基板内の温度分布及び放熱のメカニズムを解析するにあたり、まず基礎検討として取り組むテーマに適している。

本章では、小型チップ部品が実装された基板上の温度上昇について熱回路網を用いたモデル化を行い、各部温度上昇を簡便に表現できるようにした。様々な設計条件における基板上の温度分布は、有限要素法による数値シミュレーションによって取得した。シミュレーションには、表面からの対流熱伝達を境界条件として与えた2次元軸対称モデルを用いた。また、シミュレーションから得られる具体的な温度分布の解析をすることで、熱回路網の分離点を決定する方法について提案した<sup>[2-1],[2-2],[2-3]</sup>。また、部品実装部の熱抵抗と基板設計パラメータ（放熱パッド寸法、基板厚み、基板熱伝導率など）の関係について整理を行った<sup>[2-4]</sup>。

## 2.2 実装基板上での部品温度上昇モデル

Fig. 2-1 は単独部品を実装した基板の熱回路網モデル化の過程をイメージで示している。

ここで、部品付近の温度上昇については、以下の式(2-1)~(2-3)のようにおく。

$$\Delta T_{hst} = T_{hs} - T_t \quad \Delta T_{hst} : \text{部品内部温度上昇} \quad (2-1)$$

$$\Delta T_{tb} = T_t - T_b \quad \Delta T_{tb} : \text{部品温度上昇} \quad (2-2)$$

$$\Delta T_{ba} = T_b - T_a \quad \Delta T_{ba} : \text{局所温度上昇} \quad (2-3)$$

ここで、 $\Delta T_{hst}$  は部品発熱  $Q_c$  と部品内の熱抵抗  $Rth\_hst$  から決まる部品内温度上昇であり、部品の形状、構造、材質などから定まる。 $\Delta T_{tb}$  は実装された部品の端子部から、周囲の基板

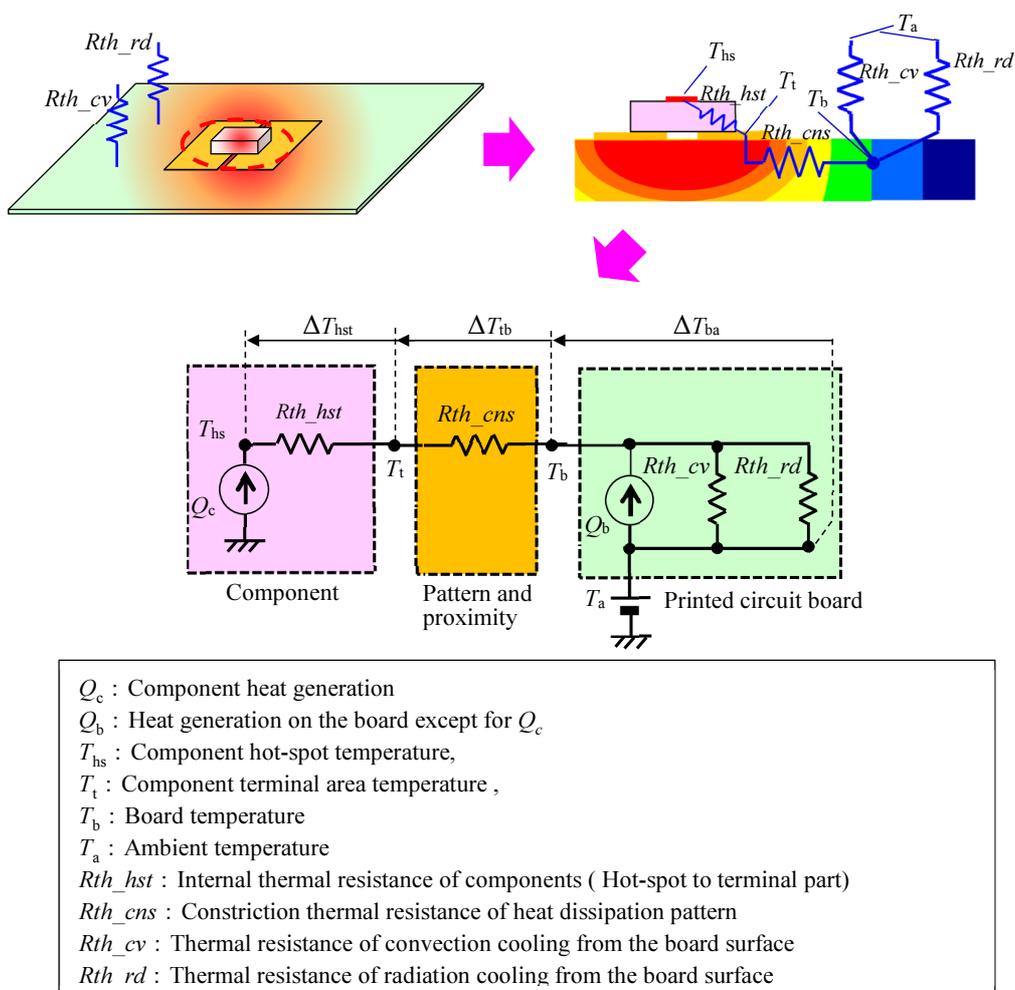


Fig. 2-1 Temperature distribution on the PCB and expression by thermal network

への伝熱により生じる温度上昇で、部品の温度を代表するため、部品温度上昇と呼ぶ。部品温度上昇を特徴づける熱抵抗は、部品実装箇所近傍の銅パターンを介して周囲の基板に熱が移動する際の熱流の急拡大によって生じる熱抵抗を含んでいる、このような縮流・拡大熱抵抗は、Thermal constriction-spreading resistance<sup>[2-5]</sup>などとも呼ばれているため、 $Rth_{cns}$ と置き集中熱抵抗と呼ぶこととする。 $Rth_{cns}$ は部品発熱 $Q_c$ と $\Delta T_{tb}$ について式(2-4)の関係で示される。

$$\Delta T_{tb} = Rth_{cns} \cdot Q_c \quad (2-4)$$

最後に $\Delta T_{ba}$ は周囲温度からの基板温度上昇を示し、周囲の基板上の部品の発熱 $Q_b$ や基板の対流・放射熱伝達による放熱に依存して温度上昇が決まる。 $\Delta T_{tb}$ 及び $Rth_{cns}$ は銅パターンの形状や、基板熱伝導率に依存して変化し、銅パターンによる放熱を検討する上で非常に重要である。一方で、基板の温度上昇を示す基板温度上昇 $\Delta T_{ba}$ は、周囲温度 $T_a$ からの温度上昇を示している。部品からある程度以上離れ、また熱が広範囲に拡散した状態では、温度上昇は、基板から周囲への対流及び放射で定まるため、 $\Delta T_{tb}$ とは分けて議論する必要がある。集中熱抵抗による部品温度上昇と基板温度上昇の境界( $T_b$ を示すポイント)は上記議論では抽象的であるため、その決定方法について明確にする必要がある。

## 2.3 シミュレーションによる検討方針とモデル化

前項までの議論を踏まえたうえで、基板上に実装された部品の温度上昇について検討するため、具体的なモデルを仮定して、シミュレーションを実施した。尚、シミュレーションには、Femtet®(ムラタソフトウェア)を使用した。検討に際しては、ごく一般的な使用条件を念頭に置き、地面に対して水平方向に配置された単層もしくは多層の配線層をもつガラスエポキシ基板上に発熱部品が実装された状態を想定した(基板は空中に配置され、地面には接しない)。今回の検討では、よりシンプルなモデルを用いて現象を検討するため、解析対象の基板を2次元軸対称形状の円盤状のモデルとした。2次元軸対称モデルでは、断

面形状を用いて解析を行うため、厚み方向を含めた基板内の温度分布や熱流の評価が容易となり、現象の理解の助けとなる。これに伴い、部品及び銅パターンについても、Fig. 2-2に示すように簡略化を行った。また、部品内の温度分布については、それぞれの持つ内部構造により  $Rth_{hst}$  が大きく異なるため今回の検討では考慮せず、基板上の温度分布についての解析を主眼とした。部品は、基板上の接続部における熱流入源（等発熱密度）に置き換えた。発熱部の直径  $d$  は、チップ抵抗器を参考に、 $1.6\text{ mm} \times 0.8\text{ mm}$  サイズ(1608 mm サイズ)及び、 $2.0\text{ mm} \times 1.2\text{ mm}$  サイズ(2012 mm サイズ)程度の部品から、 $d = 1.5\text{ mm}$  (1608 mm サイズを想定)、 $2.0\text{ mm}$  (2012 mm サイズを想定)とし、その発熱量を  $0.25\text{ W}$  とした。また、放熱のための銅パターン（以降、放熱パッドと呼ぶ）の直径  $Wd$  は部品直径と等しい  $d$  及びその2倍の  $2d$  とした。

解析モデル全体は Fig. 2-3 に示したような2次元軸対称モデルであらわされる直径  $a$ 、厚み  $t$  の円盤状の基板とし、周囲への対流による熱伝達及び放射による放熱は基板表面への熱伝達境界条件として与えた。ちなみに、放熱パターン部の境界条件は、図示されているように、樹脂と銅箔の界面に与えられている。これはモデルの簡略化のためである。この境

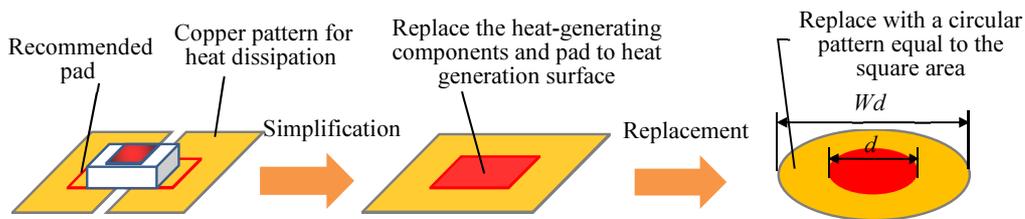


Fig. 2-2 Modeling of parts and copper pattern

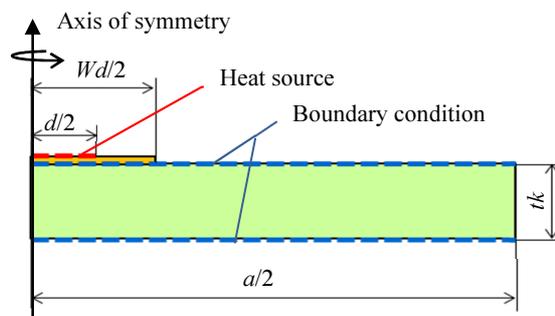


Fig. 2-3 Simulation model

界条件は、通常であれば放熱パッド表面側に与えられるべきだが、今回のシミュレーション条件では、銅箔の表面側と樹脂部との界面での温度差は 0.1 °C以下であり、解析結果には影響を及ぼさない。

本章及び次章では、基板の伝熱特性の検討と整理にシミュレーション結果を用いるが、その理由は以下のとおりである。基板の伝熱特性を理解するためには、基板の各部における熱的なポテンシャルである温度と、基板内部を含む各点を流れる熱流量について確実に把握する必要がある。温度分布の測定は、近年実用性が向上した赤外線サーモグラフを用いることで可能<sup>[2-6]</sup>だが、熱流測定については難しい。基板表面からの熱流量については熱流センサ<sup>[2-7]</sup>により可能だが、基板内の任意の位置の熱流を測定することはその測定原理から考えても実質的に困難である<sup>[2-8]</sup>。その点、シミュレーションであれば基板内の各部における温度と熱流量を把握することは容易である。また、基板の熱解析においては、基板内の熱伝導の影響が支配的であるため、本章で用いるような、CFD を用いない簡易的な熱伝達境界による解析も十分実用的である。このような熱伝達境界を用いた解析は、以前から熱回路網法と合わせて数多くの解析に利用されており<sup>[2-9], [2-10], [2-11], [2-12]</sup>解析手法の有効性についても十分確認されている。また、同様の手法を用いた基板熱解析専用ソフトも提案され、基板熱設計に活用される<sup>[2-13]</sup>など一般的なシミュレーション手法として認知されている。

## 2.4 シミュレーション条件

シミュレーションは、部品サイズおよび基板サイズに関する検討のためのケース 1 と、基板熱伝導率及び、基板厚みに関する検討のためのケース 2 の 2 つのケースについて実施した。シミュレーションで用いた各部寸法及び物性値について、ケース 1 の条件を Table 2-1 に、ケース 2 の条件を Table 2-2 に示す。基板基材の熱伝導率は、ケース 1 では、ガラスエポキシ材の内層が無い状態、ケース 2 では、内層無しから、内層銅箔が多く入った状態までを想定した。その他の条件は下記の通りである。

部品発熱量  $Q_c$  : 0.25 W, 周囲温度  $T_a$  : 25 °C, 銅箔の熱伝導率 : 397 W / (m·K), 銅箔厚み  $t_{\text{ptn}}$ : 35  $\mu\text{m}$ , 基板表面の放射率  $\varepsilon$  : 0.9

**Table 2-1 Simulation condition of Case 1**

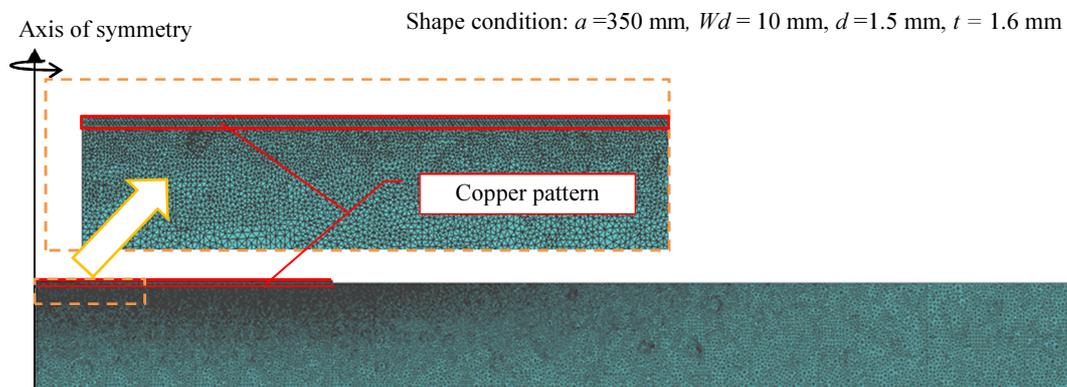
$d$ [ mm ]	$Wd$ [ mm ]	$a$ [ mm ]	$t$ [ mm ]	$t_{\text{ptn}}$ [ $\mu\text{m}$ ]
1.5	1.5, 3.0	70, 100, 150	1.6	35
2.0	2.0, 4.0			
Thermal conductivity of board material $\lambda$ : 0.6 W/(m·K)				

**Table 2-2 Simulation condition of Case 2**

$a = 350$  mm,  $d = 1.5$  mm,  $t_{\text{ptn}} = 35\mu\text{m}$

$Wd$ [ mm ]	$\lambda$ [ W/(m·K) ]	$t$ [ mm ]
1.5, 2, 3, 5, 10	0.6, 1.5, 3, 10, 20, 30, 50, 100	0.8, 1.6
20, 50, 100	0.6, 1.5, 10, 30, 100	

シミュレーションで用いたモデルのメッシュ分割状態を Fig. 2-4 に示す。Case2 において  $Wd$  が小さい条件のモデルについて例示している。赤線で示された部分が銅箔パターン部である。橙破線で囲まれた部分を拡大表示している。拡大図の上部に示されているメッシュサイズは、銅パターン部で 10  $\mu\text{m}$  程度、放熱パッド直下の基板基材部で 50  $\mu\text{m}$  程度と非常に細かいメッシュ分割が施しており、メッシュサイズに依存した計算誤差の影響は無視できるものと考えられる。他の形状条件についても概ね同等のメッシュ分割が施されている。周囲への対流熱伝達については、地面と水平に配置された平板の自然対流熱伝達を表す



**Fig. 2-4 Mesh division of 2D axisymmetric model**

式(2-5) [2-14], [2-15]及び、熱伝達係数  $h$  とヌッセルト数の関係を示す式(2-6)から導出した。

$$Nu = k \cdot Ra^{0.25} = k \cdot (Gr \cdot Pr)^{0.25} \quad (3 \times 10^5 < Gr \cdot Pr < 2 \times 10^7) \quad (2-5)$$

( $k$ : 形状による定数,  $Ra$ : レイリー数  $Ra = Gr \cdot Pr$ ,  $Gr$ : グラスホフ数  $Gr = g\beta\Delta TL^3/\nu^2$ ,  $Pr$ : プラントル数  $Pr = \mu C_p / \lambda_a$ ,  $g$ : 重力加速度,  $\beta$ : 流体の体積膨張係数,  $\Delta T$ : 代表温度差,  $L$ : 代表長さ,  $\nu$ : 流体の動粘性係数,  $\mu$ : 流体の粘性係数,  $C_p$ : 流体の比熱容量,  $\lambda_a$ : 流体の熱伝導率)

$$Nu = hL / \lambda_a \quad (2-6)$$

( $h$ : 熱伝達係数,  $\lambda_a$ : 流体の熱伝導率,  $L$ : 代表長さ)

実際の  $h$  は 25 °C の空気の物性値を基に(2-7)式で与えられる [2-16]。

$$h = k \cdot 2.51 \{ (T - T_a) / L \}^{0.25} \quad (2-7)$$

( $L = a$  [ m ],  $k = 0.54$ (基板上向き面),  $0.27$ (基板下向き面))

基板表面から周囲への放射による放熱は、各部の温度  $T$  から以下の式(2-8)で与えられる関係により算出される。

$$q_{\text{rad}} = \varepsilon \sigma (T^4 - T_a^4) \quad (2-8)$$

( $q_{\text{rad}}$ : 放射による単位面積当たりの放熱量,  $\sigma$ : ステファン・ボルツマン定数)

## 2.5 解析結果の考察: ケース 1

ケース 1 では、基板上の単独部品の放熱状態の基本的な性質について検討した。

### 2.5.1 基板全体の温度分布と放熱状態

ケース 1 のシミュレーション結果から、条件  $a = 70$  mm,  $d = 1.5$  mm,  $Wd = 1.5$  mm の場合の温度分布を Fig.2-5(a)に示す。グラフより、基板中心から 25 mm 程度離れた部分では、基板温度は概ね周囲温度と等しくなっていることが見て取れる。Fig.2-5(b)には、熱伝導による伝熱と対流・放射による中心部から各位置までの総放熱量の分布を示す。中心から 25 mm 程度離れると、対流と放射によって発熱量の約 95%が放熱していることがわかる。このような傾向は、 $d, Wd, a$  の寸法を変化させた場合も同様となる。このことは、本検討条件にお

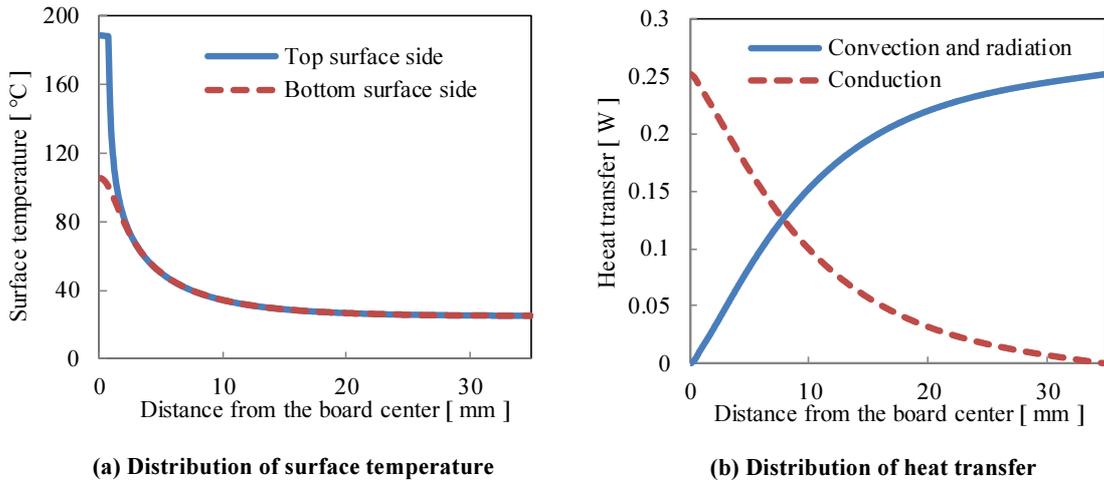


Fig.2-5 Distribution of temperature and heat transfer ( $d = 1.5$ ,  $Wd = 1.5$ ,  $a = 70$ )

いては、25 mm 以上の間隔を置いて部品を実装した場合、隣接部品の熱影響を殆ど受けないということを意味するため、部品温度上昇をコントロールする上で重要な情報である。また、Table 2-3 に基板上下面からの対流及び放射による熱伝達の放熱量を示す。対流、放射による伝熱の割合は、基板外径により多少異なるものの、対流 35%前後、放射 65%前後と、対流による放熱割合が比較的小さいことが分かる。本稿の検討では自然対流による熱伝達を仮定しているが、強制対流下では対流による熱伝達の割合が増加し、基板温度にも影響することが予想される。また、対流の影響がさらに小さくなる小型密閉機器では、さらに放射による放熱の割合が大きくなることも予想される。

Table 2-3 Heat transfer by convection and radiation from both sides of the board

	$d = 1.5 \text{ mm}, Wd = 1.5 \text{ mm}, a = 70 \text{ mm}$		$d = 1.5 \text{ mm}, Wd = 1.5 \text{ mm}, a = 150 \text{ mm}$	
	Convection	Radiation	Convection	Radiation
Top side [ W ]	0.063	0.081	0.055	0.088
Bottom side [ W ]	0.03	0.077	0.026	0.083
Total [ W ]	0.093	0.159	0.082	0.171
Percentage [ % ]	36.93	63.07	32.26	67.74

### 2.5.2 発熱部付近の温度分布と集中熱抵抗の分離

Fig.2-6 にそれぞれの条件についての等温線図を示す。各条件の等温線は、発熱源の付近で y 軸に直交する方向だが、温度が低下するにつれて x 軸に直交する方向に向きが変わって

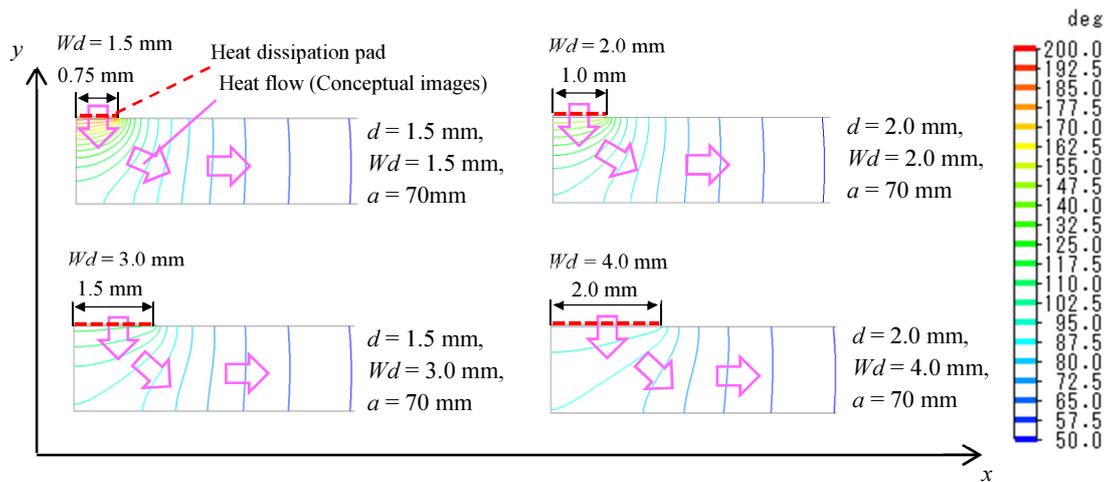


Fig.2-6 Isotherms view of temperature distribution

いる。基板中を伝わる熱流は、図内にイメージを矢印で示しているように、等温線に直交する方向に流れるため、発熱源で $-y$ 方向を向いている熱流が次第に $+x$ 方向へと向きを変えながら流れている。また、放熱パッドの大小により、基板内での熱の流れは大きく異なり、 $d = 1.5 \text{ mm}$ ,  $Wd = 1.5 \text{ mm}$  の例のように、小さな放熱パッドから流れ込んだ熱流は発熱源付近で急激な温度勾配を生じながら方向を変えていくのに対して、 $d = 2.0 \text{ mm}$ ,  $Wd = 4.0 \text{ mm}$  の条件のように大きな放熱パッドから流れ込んだ熱流は、比較的緩やかな温度勾配で基板内に熱流が流れ込んでいる。こうした放熱パッド近傍での熱流の向きの変化を伴う温度降下は前述の集中熱抵抗に相当するため、この範囲における熱抵抗を  $Rth_{cns}$  として評価することとし、Fig.2-5(a)に示した基板上下面温度が等しくなる点（実モデル上は円周上）を部品温度上昇  $\Delta T_{tb}$  と基板温度上昇  $\Delta T_{ba}$  の境界となる部品境界と定める。基板上下面の温度が等しい点では熱流の向きは $+x$ 方向となることはFig.2-6からも明らかで、この点を境に外側においては熱流の様相が異なるためである。具体的には、基板上下面温度の差が基板温度上昇の最大値の1%未満となる点を部品境界とし、基板中心から部品境界までの距離を  $d_{cb}$  とする。また、放熱パッド端から、部品境界までの距離を  $d_g$  とする ( $d_g = d_{cb} - Wd/2$ )。Fig.2-7に各種寸法と  $d_{cb}$  の関係を示す。Table 2-4に各条件における  $d_{cb}$ ,  $d_g$  及び  $Rth_{cns}$  を示す。今回の条件においては、 $Rtn_{cns}$  に及び  $d_{cb}$  に対して、基板外径  $a$  はほとんど影響を及ぼして

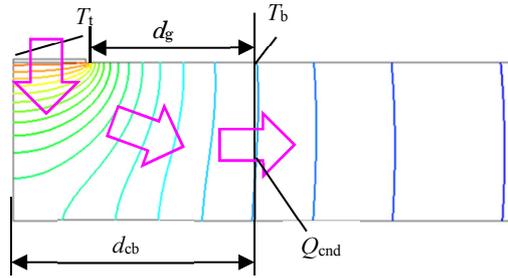


Fig.2-7 Isotherms view of temperature distribution

Table 2-4 Result of  $d_{cb}$ ,  $d_g$  and  $Rth_{cns}$

$d$ [mm]	1.5						2					
$Wd$ [mm]	1.5			3			2			4		
$a$ [mm]	70	100	150	70	100	150	70	100	150	70	100	150
$d_{cb}$ [mm]	2.5	2.5	2.5	3.3	3.3	3.3	2.8	2.8	2.8	3.8	3.9	3.9
$d_g$ [mm]	1.75	1.75	1.75	1.8	1.8	1.8	1.8	1.8	1.8	1.8	1.9	1.9
$Rth_{cns}$ [K/W]	461	462	463	227	228	228	341	342	342	169	173	173

いない。また、様々な  $Wd$  に対する  $d_g$  の変化は小さく、放熱パッド径  $Wd$  が大きい場合ほど  $d_{cb}$  と  $Wd$  のサイズの比は小さくなる。Fig.2-8 に基板中央から部品境界までの基板上面の温度分布とそれぞれの地点（基板中央からの距離）において基板内を通過する熱流量（以下では基板熱流量と呼ぶ）の関係を示す。 $Wd$  が発熱源の直径  $d$  の2倍以下の場合、パッド内（0 から  $Wd$  までの範囲）の温度はほぼ一様であることがわかる。また、基板中央から、外側

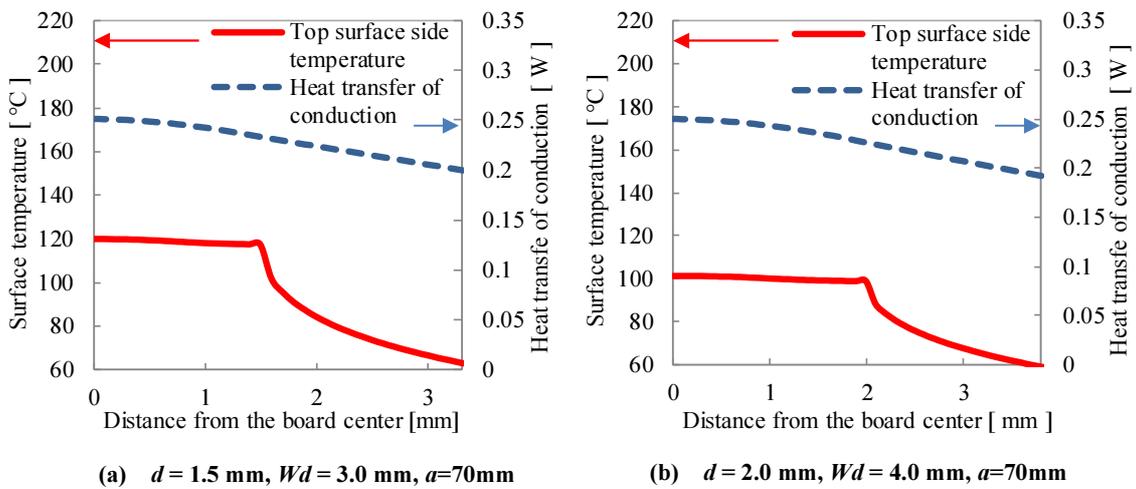


Fig.2-8 Distribution of surface temperature and heat transfer of conduction

に向かうにつれて基板熱流量が減少しているが、これは、表面からの対流と放射を介した熱伝達による放熱を示している。(a),(b)いずれのケースにおいても部品からの発熱量 0.25 W のうち約 8 割に当たる 0.2 W の熱流が熱伝導により伝わっていることがわかる。Fig.2-9 に放熱パッド径  $Wd$  と  $Rth\_cns$  の関係を示す。 $Rth\_cns$  は  $Wd$  に反比例して減少する傾向が示された。 $a = 70$  の条件での  $Wd$  と  $e\_cnd$  との関係を図.2-10 に示す。 $e\_cnd$  は式(2-9)で定義され、部品境界（基板中心から  $d_{cb}$  の距離）における基板熱流量  $Q_{cnd}$  と発熱量  $Q_c$  の比を示す。

$$e\_cnd = \frac{Q_{cnd}}{Q_c} \quad (2-9)$$

Fig.2-10 より、 $Wd$  の増加に対して  $e\_cnd$  は減少するが、これは対流および放射による放熱が増加したためである。いずれの条件においても、 $e\_cnd$  は 8 割前後の値を示し、部品境界までの放熱においては、熱伝導が支配的であることを示唆している。そのため、 $Rth\_cns$  は、放熱パッド寸法だけでなく、基材の熱伝導率にも強く影響を受けることが予想される。

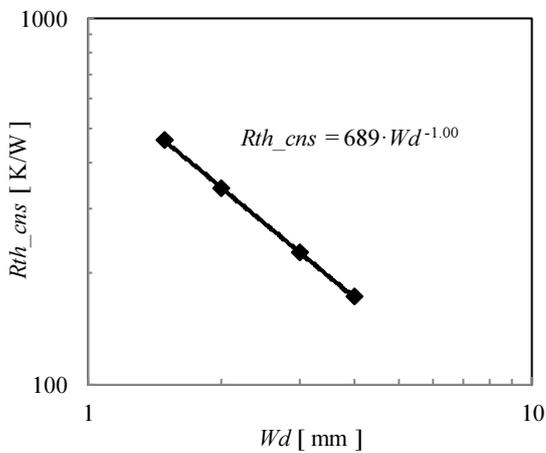


Fig.2-9 Relationship of  $Wd$  and  $Rth\_cns$  ( $a=70$ )

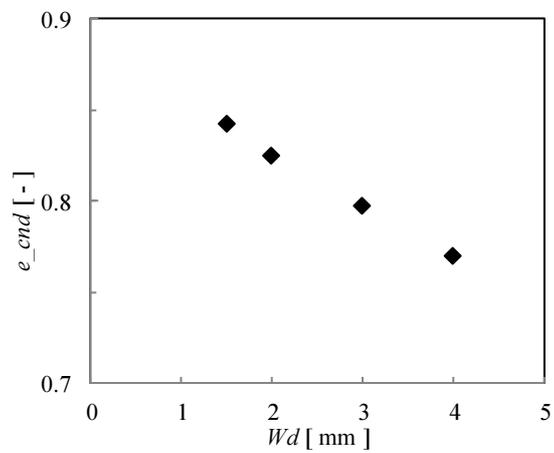


Fig.2-10 Relationship of  $Wd$  and  $e\_cnd$  ( $a=70$ )

Table 2-5  $e\_cnd$  value at each condition

$d$ [mm]	1.5						2					
$Wd$ [mm]	1.5			3			2			4		
$a$ [mm]	70	100	150	70	100	150	70	100	150	70	100	150
$e\_cnd$ [-]	0.84	0.85	0.85	0.80	0.80	0.81	0.82	0.83	0.83	0.77	0.77	0.77

そこでケース 2 では、基材の熱伝導率のバリエーションについて検討する。また、Table 2-5 に各条件での  $e_{cnd}$  の値を示す。本検討の範囲では、基板直径  $a$  の値は  $e_{cnd}$  に影響を及ぼさない。

## 2.6 解析結果の考察: ケース 2

ケース 2 ではケース 1 の知見を踏まえ、パッド径  $Wd$  及び基板熱伝導率  $\lambda$ 、基材の熱伝導率、基板厚みなどの各種パラメータと  $Rth_{cns}$  の関係を整理した。

### 2.6.1 $Rth_{cns}$ と $Wd$ (放熱パッド寸法) との関係

Fig.2-11(a)は  $Rth_{cns}$  と  $Wd$  の関係を、 $\lambda$  の系列ごとに示したものである。Fig.2-11(b)はパッド中央部温度上昇  $\Delta T_t (= T_t - T_a)$  と  $Wd$  の関係を  $\lambda$  の系列ごとに示したものである。

$\lambda$ ,  $Wd$  がともに小さい場合 ( $\lambda \leq 5 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ ,  $Wd \leq 5 \text{ mm}$  など),  $Rth_{cns}$  は  $Wd$  のほぼ-1 乗に比例している。また,  $\lambda \geq 30 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$  及び,  $Wd \geq 10$  の範囲では  $Wd$  の増加に対して熱抵抗は逆に増加する傾向にある。Fig.2-11(b)からは,  $Wd$  の増加に対して  $\Delta T_t$  は低下傾向であり,  $\lambda \geq 10 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$  の条件においてもわずかに低下していることが分かる。そのため,  $\lambda \geq 30 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$  及び,  $Wd \geq 10$  の範囲における熱抵抗の増加は,  $T_t$  ではなく,  $T_b$  にその原因があると考えられる。Fig.2-12 は,  $\lambda = 30 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ ,  $Wd = 1.5, 10, 100 \text{ mm}$  における温度基板

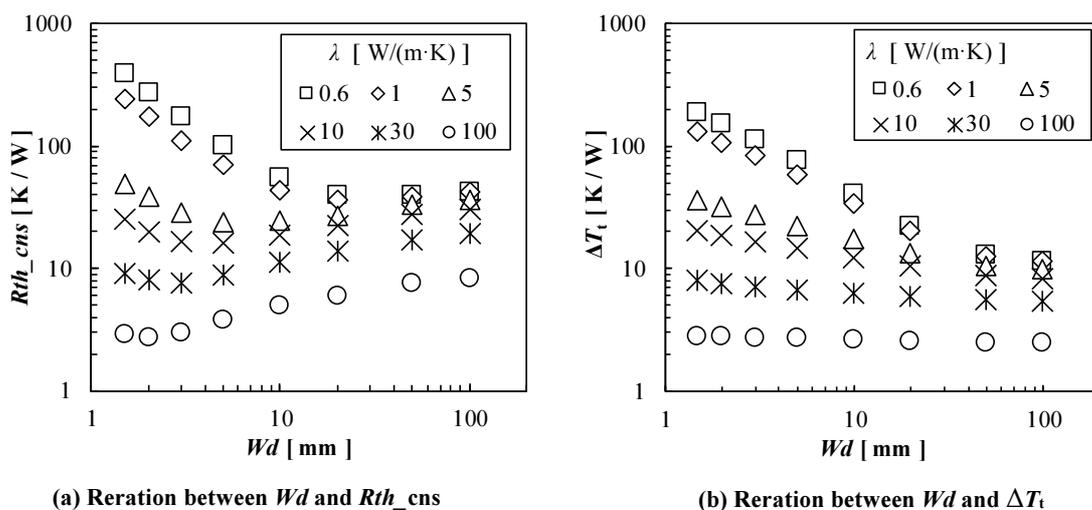


Fig.2-11 Relationship between  $Wd$  and  $Rth_{cns}$  ( $t = 0.8 \text{ mm}$ )

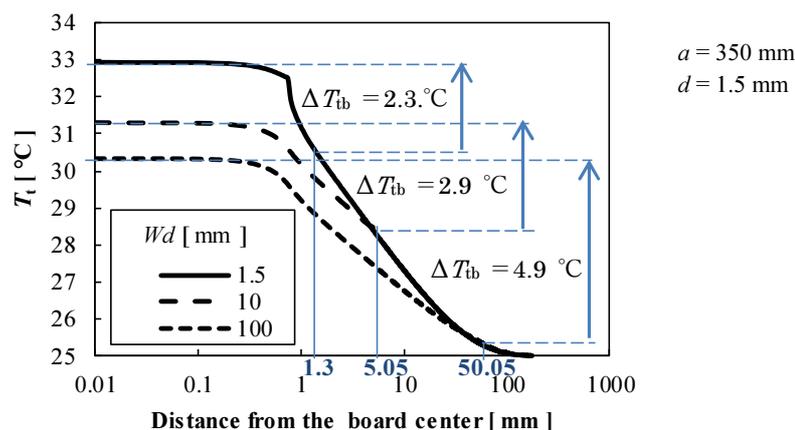
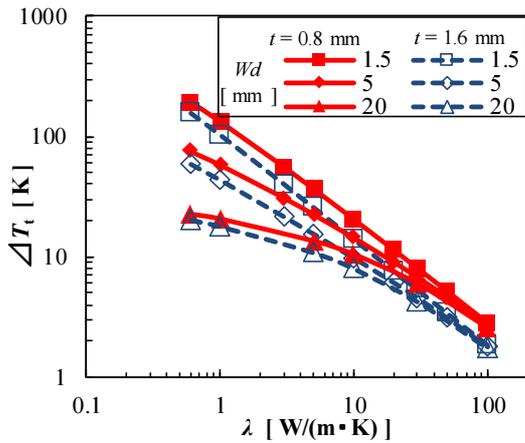


Fig.2-12 Temperature Distribution ( $\lambda = 30 \text{ W / (m}\cdot\text{K)}$ ,  $Wd = 1.5, 10, 100 \text{ mm}$ ,  $t = 0.8\text{mm}$ )

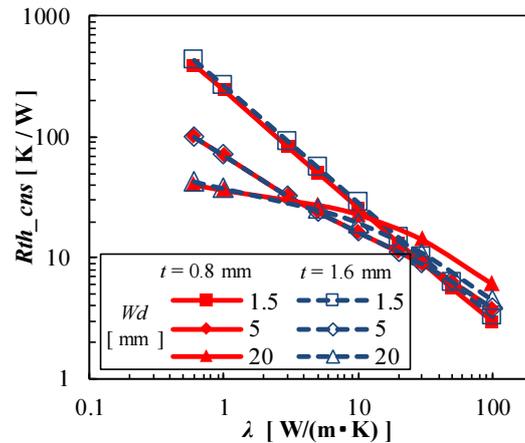
上面の温度分布を示している。  $Wd$  の増加により  $T_b$  は  $T_t$  よりも大きく低下し、  $\Delta T_{tb}$  が大幅に増加していることがわかる。この  $T_b$  の温度低下は、放熱パターン部分からの放射・対流熱伝達の増加が要因と推定される。  $Rth_{cns}$  は放熱パッド部近傍での熱伝導を主体とする集中熱抵抗による温度上昇の性質を議論するために、熱抵抗を規定する熱流量を部品発熱量  $Q_c$  と定義し、これが温度  $T_b$  の点まで保存される前提としているが、このような放射・対流による放熱が大きい場合には、温度  $T_b$  の点を通る熱流は  $Q_c$  よりも明らかに減少してしまい、定義上適切でない。  $Rth_{cns}$  を用いて放熱パッド部近傍に生じる熱伝導主体の熱抵抗を議論するには、  $Wd$  や  $\lambda$  が適切な範囲であるか検討する必要がある。

### 2.6.2 $Rth_{cns}$ と $t$ (基板厚み) との関係

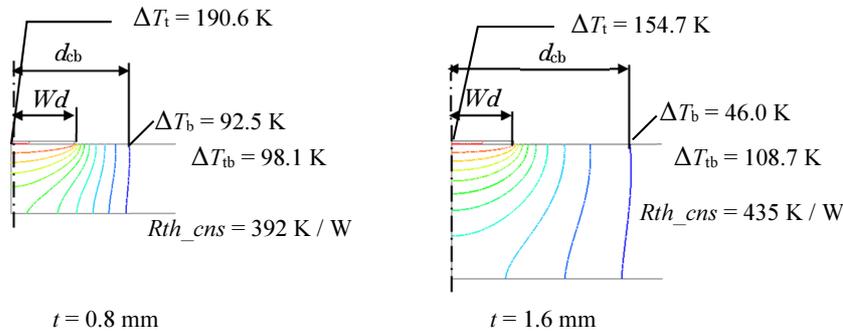
Fig.2-13(a)は、  $\Delta T_t$  の  $\lambda$  に対する傾向を  $Wd$  の系列ごとに示したものである。(  $Wd = 1.5, 5, 20 \text{ mm}$ ,  $t = 0.8, 1.6 \text{ mm}$  ). 図から、  $t = 0.8 \text{ mm}$  よりも  $t = 1.6 \text{ mm}$  の方が  $\Delta T_t$  が低い値を示していることがわかる。これは基板が厚いことにより、基板半径方向の熱抵抗が減少し、熱伝導及び、対流・放射による放熱性が向上しているためと考えられる。 Fig.2-13(b)は、  $Rth_{cns}$  の  $\lambda$  に対する傾向を  $Wd$  の系列ごとに示したものである。  $\Delta T_t$  に対する傾向とは異なり、  $Rth_{cns}$  に対する厚みの影響度は小さく、同じ  $Wd$  及び  $\lambda$  に対してほぼ同程度の値 (10%程度の差) であることがわかる。ただし、  $Wd = 20 \text{ mm}$  などの  $Wd$  が大きい場合や、  $\lambda > 10 \text{ W / (m}\cdot\text{K)}$  など  $\lambda$  が大きい場合には、厚みにより  $Rth_{cns}$  が異なる。こうした傾向は、前項同様、



(a) Relationship between  $\lambda$  and  $\Delta T_i$  in each thickness



(b) Relationship between  $\lambda$  and  $R_{th\_cns}$  in each thickness



(c) Difference in  $R_{th\_cns}$  and temperature distribution caused by thickness ( $\lambda = 0.6$  W/(m·K),  $Wd = 1.5$  mm)

Fig.2-13 Relationship between  $R_{th\_cns}$  and thickness of the board

$R_{th\_cns}$  を用いる範囲を考える上で重要である。Fig.2-13(c)は、 $\lambda = 0.6$  W / (m·K),  $Wd = 1.5$  mm での等温線図と、その際に  $R_{th\_cns}$  の定義される範囲を示している。 $t = 1.6$  mm の場合、 $t = 0.8$  mm の場合よりも  $T_i$  が低く、また  $d_{cb}$  が大きい。結果として、両者の  $\Delta T_{tb}$  の差は 10% 程度となり、 $\Delta T_i$  の差よりも小さくなっている。 $R_{th\_cns}$  の差が 10% 程度の差となっているのはこのためである。

### 2.6.3 $R_{th\_cns}$ の $Wd$ と $\lambda$ を用いた整理

2.6.1 項の検討では、条件により ( $Wd, \lambda$  が小さい場合)  $R_{th\_cns}$  が放熱パッド径  $Wd$  に対してほぼ反比例 (-1 乗に比例) することが示された。Fig.2-14 に基材の熱伝導率  $\lambda$  と  $R_{th\_cns}$  の関係を  $Wd$  の系列ごとに示す。 $Wd$  が小さい場合には、 $R_{th\_cns}$  は  $\lambda$  にほぼ反比例している

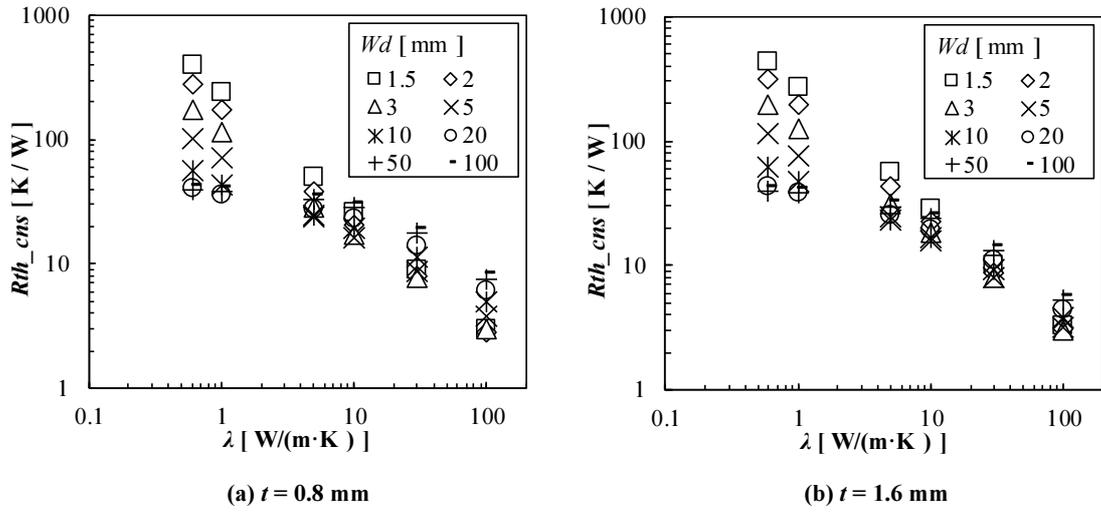
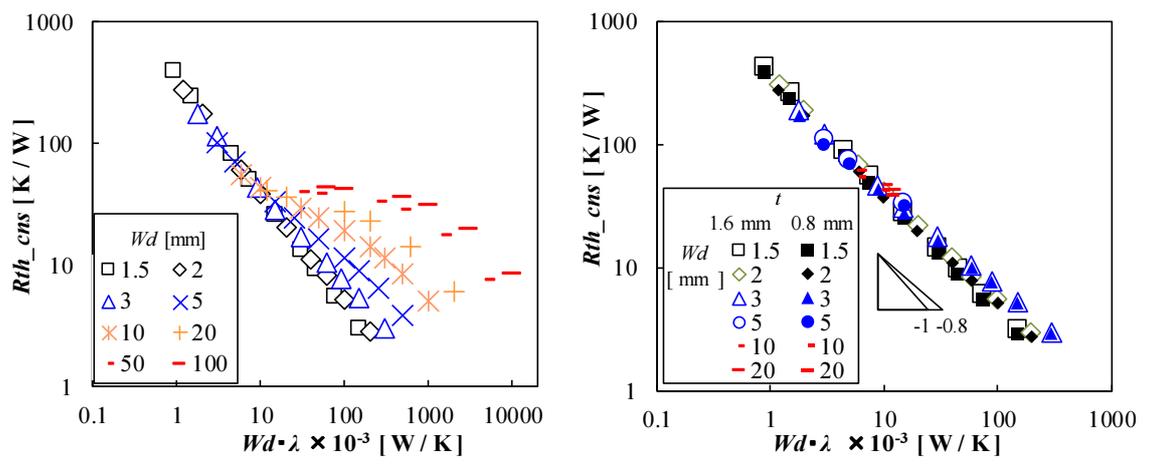


Fig.2-14 Relationship between  $\lambda$  and  $R_{th\_cns}$

ことが分かる。熱伝導を主体とする場合の熱抵抗は熱伝導率に反比例することから、当該の条件では  $R_{th\_cns}$  が熱伝導主体であることが予想される。

ここで、これらの  $R_{th\_cns}$  と  $Wd$  及び  $\lambda$  との関係性をよりシンプルに記述するために、 $R_{th\_cns}$  を  $Wd$  と  $\lambda$  の積で整理することを提案する。Fig.2-15(a)は、 $R_{th\_cns}$  の  $Wd$  と  $\lambda$  の積（以下  $Wd \cdot \lambda$  とする）に対する傾向を  $Wd$  の系列ごとに示している。 $R_{th\_cns}$  と  $Wd \cdot \lambda$  は  $Wd \cdot \lambda \leq 10 \times 10^{-3}$  W/K 程度の範囲でほぼ 1 直線上 ( $Wd \cdot \lambda$  の累乗に比例) にプロットされている。更



(a) Relationship between  $R_{th\_cns}$  and  $Wd \cdot \lambda$  ( $t = 0.8$  mm)  
 (b) Relationship between  $R_{th\_cns}$  and  $Wd \cdot \lambda$  (limiting the range of  $Wd$  and  $Wd \cdot \lambda$ )

Fig.2-15 Formulation of  $R_{th\_cns}$  by  $Wd \cdot \lambda$

に詳細に関係を観察すると、 $Wd$ が小さい場合 ( $Wd \leq 3 \text{ mm}$ ) では $\lambda$ の範囲に関わらず  $Rth_{cns}$  は直線状にプロットされる。また、 $3 \text{ mm} < Wd \leq 10 \text{ mm}$  の範囲では、 $Wd\lambda \leq 15 \times 10^{-3} \text{ W/K}$  程度までは同様の傾向となっている。前述の  $Wd$  及び  $Wd\lambda$  の範囲 ( $Wd \leq 3 \text{ mm}$  及び、 $3 \text{ mm} < Wd \leq 10 \text{ mm}$  かつ  $Wd\lambda \leq 15 \times 10^{-3} \text{ W/K}$ ) において、 $Wd\lambda$  と  $Rth_{cns}$  の関係を再度示したのが Fig.2-15(b)である。 $Wd, Wd\lambda$  の範囲を限定することで、 $Rth_{cns}$  と  $Wd\lambda$  の関係を一意に示すことができる。この関係を最小二乗法によって累乗式の形で近似し、式(2-10)を得た。(相関係数  $R^2$  値は 0.989 であった。)

$$Rth_{cns} = 0.768 \cdot (Wd\lambda)^{-0.873} \quad (2-10)$$

(但し、 $Wd \leq 3 \text{ mm}$  及び、 $3 \text{ mm} < Wd \leq 10 \text{ mm}$  かつ  $Wd\lambda \leq 15 \times 10^{-3} \text{ W/K}$ )

ケース1において  $Rth_{cns}$  は  $Wd$  に反比例することが示されている。また、前述の結果から  $\lambda$  との関係についても反比例的であることが予想されるが、式(2-10)では、累乗の指数は  $-0.87$  と  $-1$  乗よりも僅かに小さい。これは、ケース2では、 $Wd$  が比較的広い範囲で検討されており、熱伝導主体の  $Rth_{cns}$  においても、対流・放射熱伝達による放熱が並列的に影響することで、 $Wd$  の影響度が若干減少しているためと考えられる。Fig.2-15(b)の関係も注意して見ると、 $Wd\lambda$  が小さい範囲では、僅かに傾きが大きい(乗数は  $-1$  に近い)ことがわかる。

Table 2-6 は各  $Wd$  と  $\lambda$  における  $e_{cnd} (= Q_{cnd} / Q_c)$  示したものである。セルの塗りつぶしは前述の  $Wd, \lambda$  及び  $Wd\lambda$  の範囲を示している。 $Rth_{cns}$  が式(2-10)で与えられる範囲(塗りつぶし“無し”と“薄いグレー”)においては、 $e_{cnd}$  は最低でも約6割を示している。 $Rth_{cns}$  は主に熱伝導に影響を受けており、本検討では自然対流を前提としてシミュレーションを行ったが、仮に対流条件が悪化しても、 $Rth_{cns}$  の値への影響は小さいことが予想される。

尚、赤字で示されている  $Wd = 20 \text{ mm}, \lambda = 0.6 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$  の場合、 $Wd\lambda = 12 \times 10^{-3} \text{ W/K}$  であり、 $Wd\lambda$  の値だけで考えれば前述の関係が成立する範囲だが、このケースでは対流・放射による放熱割合が50%以上である。放射・対流の状況により  $Rth_{cns}$  は影響を受けるため、先に提示した条件の通り、 $Wd \leq 10 \text{ mm}$  とすべきである。

Table 2-6  $e_{\text{cnd}}$  under various conditions of  $Wd$  and  $\lambda$

		$Wd < 3 \text{ mm}$									$3 \text{ mm} < Wd \leq 10 \text{ mm}, Wd \cdot \lambda \leq 15 \times 10^{-3} \text{ W/K}$								Others	
		$Wd \text{ [mm]}$																		
		$t=0.8 \text{ mm}$								$t=1.6 \text{ mm}$										
		1.5	2	3	5	10	20	50	100	1.5	2	3	5	10	20	50	100			
$\lambda \text{ [W/(m}\cdot\text{K)]}$	0.6	0.84	0.82	0.78	0.70	0.57	0.41	0.21	0.09	0.83	0.82	0.80	0.74	0.63	0.48	0.27	0.13			
	1	0.90	0.88	0.85	0.79	0.66	0.50	0.27	0.12	0.89	0.88	0.86	0.82	0.72	0.58	0.34	0.16			
	5	0.98	0.97	0.96	0.94	0.88	0.75	0.48	0.24	0.98	0.97	0.97	0.96	0.92	0.83	0.58	0.32			
	10	0.99	0.99	0.98	0.97	0.93	0.83	0.58	0.32	0.99	0.99	0.98	0.98	0.95	0.89	0.69	0.43			
	30	1.00	1.00	0.99	0.99	0.97	0.92	0.74	0.50	1.00	1.00	1.00	0.99	0.98	0.95	0.83	0.63			
	100	1.00	1.00	1.00	1.00	0.99	0.97	0.88	0.71	1.00	1.00	1.00	1.00	0.99	0.98	0.92	0.80			

## 2.7 まとめ

本章の検討により，小型部品を基板上に実装した場合の温度上昇に関する熱回路網モデル化及び，様々な基板設計条件と伝熱特性の関係性についての確認方法，熱抵抗と基板設計パラメータの関係の整理方法について確認することができた．本章で得られた知見を以下に示す．

- ・小型部品を基板上に実装した場合の放熱状態を熱回路網モデルとして表現し，それぞれの温度上昇を分離して表すモデル化手法を示した．
- ・上記モデル化手法に必要となる，部品温度上昇と局所温度上昇の境界（部品境界）の決定方法を基板上的温度分布シミュレーション結果の観察から，基板上下面の温度が同程度になる点を部品境界と定めた．
- ・部品周辺の温度上昇を定める集中熱抵抗  $Rth_{\text{cns}}$  は，発熱源径  $d$  よりも放熱パッド径  $Wd$  に依存する．また，周囲の基板寸法  $a$  は一定以上の値であれば， $Rth_{\text{cns}}$  に影響を及ぼさない．

- ・放熱パッド径  $Wd$  の変化は、部品境界とパッド端との距離  $d_g$  に大きな影響を与えないため、 $Wd$  が大きいほど基板中央から部品境界までの距離  $d_{cb}$  とのサイズ比は小さくなる。
- ・ $Wd$  及び  $\lambda$  が小さな範囲では  $Rth_{cns}$  は、 $Wd$  及び  $\lambda$  にほぼ反比例的の関係で整理可能だが、 $Wd$  及び  $\lambda$  が大きい場合には、放熱が熱伝導主体でなくなることから、両者はより複雑な関係を示す。そこで、両者が反比例的な関係で整理可能となる  $Wd$  及び  $Wd \cdot \lambda$  の範囲を示した。
- ・解析結果の整理から、 $Rth_{cns}$  と相関を持つ基板設計パラメータとして  $Wd \cdot \lambda$  を提案し、 $Rth_{cns}$  との間にはほぼ反比例の関係があることを示した。
- ・本章の検討により部品温度上昇  $\Delta T_{tb}$  は以下のように示される。

$$\Delta T_{tb} = Rth_{cns} \cdot Q_c$$

$$Rth_{cns} = 0.768 \cdot (Wd \cdot \lambda)^{-0.873}$$

但し、 $Wd \leq 3 \text{ mm}$  及び、 $3 \text{ mm} < Wd \leq 10 \text{ mm}$  かつ  $Wd \cdot \lambda \leq 15 \times 10^{-3} \text{ W/K}$

## 記号の説明

$a$ : 基板の直径 [mm]

$C_p$ : 流体の比熱容量 [J/(kg·K)]

$d$ : 発熱源 (部品) の直径 [mm]

$d_{cb}$ : 基板中心から部品境界までの距離 [mm]

$d_g$ : 基板中心から部品境界までの距離 ( $= d_{cb} - Wd/2$ ) [mm]

$e_{cnd}$ : 部品境界における部品発熱量に対する基板熱伝導の割合 ( $= Q_{cnd}/Q_c$ ) [-]

$Gr$ : グラスホフ数 ( $Gr = g\beta\Delta TL^3/\nu^2$ ) [-]

$g$ : 重力加速度 [ $m/s^2$ ]

$h$ : 基板表面における対流熱伝達係数 [ $W/(m^2\cdot K)$ ]

$k$ : 形状による係数 (対流熱伝達算出に使用) [-]

$L$ : 代表長さ [m]

$Pr$ : プラントル数 ( $Pr = \mu C_p/\lambda_a$ ) [-]

$Q_b$ : 基板上の  $Q_c$  を除く発熱量 [W]

$Q_c$ : 部品発熱量 [W]

$Q_{cnd}$ : 半径  $d_{cb}$  の部分を熱伝導で通過する熱流量 [W]

$Ra$ : レイリー数 ( $Ra = Gr\cdot Pr$ ) [-]

$Rth_{cns}$ : 部品実装パターン部分の集中熱抵抗 [K/W]

$Rth_{cv}$ : 対流熱伝達による基板放熱の熱抵抗 [K/W]

$Rth_{hst}$ : 部品内部の熱抵抗(部品最高温度部分から端子部まで) [K/W]

$Rth_{rd}$ : 放射熱伝達による基板放熱の熱抵抗 [K/W]

$T$ : 温度 [°C]

$T_a$ : 周囲温度 [°C]

$T_b$ : 基板温度 [°C]

$T_{hs}$ : 部品最高温度 [°C]

$T_t$ : 部品端子部温度 [°C]

$\Delta T_{hst}$ : 部品内部温度上昇 ( $T_{hs} - T_t$ ) [K]

$\Delta T_{tb}$ : 部品周辺部温度上昇 ( $T_t - T_b$ ) [K]

$\Delta T_b$ : 基板温度上昇 ( $T_b - T_a$ ) [K]

$t$ : 基板厚み [mm]

$t_{pin}$ : 銅箔厚み [ $\mu m$ ]

$Wd$ : 放熱パッド直径 [mm]

$\beta$ : 流体の体積膨張係数 [ $1/K$ ]

$\varepsilon$ : 基板及び部品表面の放射率 [-]

$\sigma$ : ステファン・ボルツマン定数 [ $W/(m^2\cdot K^4)$ ]

$\lambda$  : 基板熱伝導率 [ W / (m·K) ]

$\lambda_a$  : 流体の熱伝導率 [ W / (m·K) ]

$\mu$  : 流体の粘性係数 [ Pa·s ]

$\nu$  : 流体の動粘性係数 [ m<sup>2</sup> / s ]

## 参考文献

- [2-1] 有賀善紀, 平沢浩一, 青木洋稔, 畠山友行, 中川慎二, 石塚勝, 第 30 回 エレクトロクス実装学会春季講演大会, "小型表面実装用電子部品における実装パターンと温度上昇についての集中熱抵抗を用いた考察," (2016), pp. 208-211.
- [2-2] Y. Aruga, K. Hirasawa, H. Aoki, T. Hatakeyama, S. Nakagawa and M. Ishizuka, "Study of Relationship between Copper Patterns and Temperature Rise of Printed Circuit Board for Small Surface Mount Electronic Devices Using Constriction Thermal Resistance," ICEP2016, pp. 190-194, (2016)
- [2-3] Y. Aruga, K. Hirasawa, H. Aoki, T. Hatakeyama, S. Nakagawa and M. Ishizuka, "Relationship between Copper Patterns and Temperature Rise of Printed Circuit Board for Small Surface Mount Electronic Devices in terms of Constriction Thermal Resistance," Transactions of The Japan Institute of Electronics Packaging, 2017 Volume 10 Pages E16-012-1-E16-012-10, (2017)
- [2-4] Y. Aruga, K. Hirasawa, H. Aoki, T. Hatakeyama, S. Nakagawa, and M. Ishizuka, "A Study on Mounting Pad Shape and Thermal Resistance for Small Surface Mount Devices," IEEE CPMT Symposium Japan 2016, pp. 53-56, (2016.11.7-9)
- [2-5] M. Michael Yovanovich, "Four Decades of Research on Thermal Contact, Gap, and Joint Resistance in Microelectronics, " IEEE TRANSACTIONS ON COMPONENTS AND PACKAGING TECHNOLOGIES , VOL. 28, NO. 2, pp. 182-206, JUNE 2005
- [2-6] 国峯直樹, "エレクトロニクスのための熱設計完全制覇," pp. 116-119, 日刊工業新聞社, (2018)
- [2-7] 国峯直樹, "エレクトロニクスのための熱設計完全制覇," pp. 126-128, 日刊工業新聞社, (2018)
- [2-8] ㈱デンソー, "熱流センサ Energy Eye 熱流センサとは," ㈱デンソーWeb ページ, <https://energyeye.com/about/>
- [2-9] 石塚 勝, "マルチチップ・パッケージの熱シミュレーション," HYBRIDS, Vol. 6, No. 4, pp9-14, (1990)
- [2-10] M. Ishizuka, S. Nakagawa, K. Koizumi "PRACTICAL STUDY OF APPLICATION OF THERMAL NETWORK METHOD TO THERMAL DESIGN OF ELECTRONIC EQUIPMENT," Proceedings of IMECE 2006-13105,
- [2-11] 高桑 貞一, 藤井 則之, 石塚 勝, 中川 慎二, 高木 寛二, "相変化現象を伴う電子機器の熱解析への熱回路網の応用," Thermal Science & Engineering, Vol. 17, No. 3, pp. 105-112, pp.1-7, (2009)
- [2-12] 富村 寿夫, 石塚 勝, "電子機器の熱解析への EXCEL 表計算機能の適用," 日本機械学会論文集(A 編), 75 巻, 755 号, pp. 792-798, (2009)

- [2-13] (株)ソフトウェアクレイドル, “PICLS 活用事例,” (株)ソフトウェアクレイドル Web ページ, Web ページ, [https://www.cradle.co.jp/media/picls\\_case](https://www.cradle.co.jp/media/picls_case)
- [2-14] 甲藤好郎, 伝熱概論, 養賢堂, p. 174, (1964)
- [2-16] M. Fishenden and O. A. Saunders, Introduction to Heat Transfer, p.180, Clarendon Press, (1950)
- [2-16] 国峯直樹, “エレクトロニクスのための熱設計完全制覇,” pp. 59-60, 日刊工業新聞社, (2018)

## 第3章

### 基板放熱特性における支配要因の解析

第2章の議論で得られた式(2-10)のような関係性が成立するのは、放熱パッド径が小さく基材の熱伝導率が低い、熱伝導主体の放熱の場合に限られる。より一般的な基板形状を議論するためには、放熱パッド部やその周囲からの熱伝達が大い放熱モデルに適用可能な熱回路網モデルを新たに決めなければならない。また、モデルの検討に先立ち、このような熱伝達を主体とする放熱モデルにとって影響度の高いパラメータを事前に把握しておく必要がある。基板設計パラメータと放熱特性の関係を演繹的な観点から検討するために、伝熱工学の基本的な手法である次元解析を行い、放熱特性とその支配要因について検討した。

#### 3.1 解析の概要と目的

伝熱工学では、対象とするモデルの各パラメータと伝熱特性の関係性を調査する手法として次元解析が用いられる。次元解析によって、対象モデルの伝熱現象は無次元数（設計パラメータの組み合わせとして与えられる）を用いて整理が可能となる。本章では、基板モデルの放熱特性を調査するために、類似のシンプルなモデルとして1次元の円盤状フィンにおける次元解析を行い、伝熱特性の整理方法を確認した。

#### 3.2 次元解析を用いた伝熱特性の整理

本節では、次元解析の手順と無次元数を用いた整理手法について解説する。

##### 3.2.1 円盤フィン（1次元軸対称モデル）モデルの次元解析

基板の放熱特性を議論する上で、基板中央部に部品が実装された状態を想定するため、その放熱モデルを Fig. 3-1 に示す円盤フィン（1次元軸対称モデル）に見立てて、放熱特性とパラメータの関係性について調査を行う。本モデルは、フィンの厚み方向の寸法は与えられ

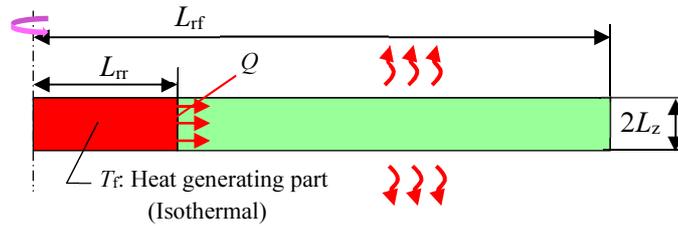


Fig. 3-1 Model of disk-shaped (axisymmetric) fin

ているが、半径方向の熱伝導にのみ考慮される（厚み方向は等温で熱の移動が生じない）。このようなシンプルなモデルを用いて、対象とする基板放熱モデルの基本的な熱挙動について考察する。Fig. 3-1 のモデルは円盤状フィンとして解析解が求められており<sup>[3-1]</sup>、式(3-1)で与えられる。

$$\eta = \frac{2}{mL_{\pi}} \frac{I_1(mL_{\pi}) - \beta K_1(mL_{\pi})}{\{1 - (L_{rf}/L_{\pi})^2\} I_0(mL_{\pi}) + \beta K_0(mL_{\pi})} \quad (3-1)$$

( $I_n(x)$ :  $n$  次の第 1 種修正ベッセル関数,  $K_n(x)$ :  $n$  次の第 2 種修正ベッセル関数,  $\eta$ : フィン効率,  $L_{\pi}$ : フィン根本半径,  $L_{rf}$ : フィン半径,  $\beta = \frac{I_1(mL_{\pi})}{K_1(mL_{\pi})}$ ,  $m = \sqrt{\frac{h}{\lambda L_z}}$ ,  $h$ : フィン表面の熱伝達係数,  $\lambda$ : フィン素材の熱伝導率,  $L_z$ : フィン厚み/2 )

フィン効率  $\eta$  は、フィン根本温度  $T_f$  でフィン全体から放熱された場合の放熱量と実際の放熱量の比で与えられ、(3-2)式で表される。

$$\eta = \frac{Q}{hS_f(T_f - T_a)} \quad (3-2)$$

( $Q$ : 発熱量,  $T_f$ : フィン根本温度,  $T_a$ : フィン周囲温度,  $S_f$ : フィン面積(= $2\pi(L_{\pi}^2 - L_{rf}^2)$ ))

なお、Fig. 3-1 のフィンモデルにおいて、フィン根本の発熱部分は基板中央に実装された発熱部品及び放熱パッド部（第 2 章の検討により、放熱パッド上はほぼ等温となるため）に相当し、その外側のフィン部分は基板基材に相当するため、それぞれ、フィン根本半径  $L_{\pi}$  は銅パッド部半径に、フィン半径  $L_{rf}$  は基板半径に、フィン厚み  $2L_z$  は基板厚みに相当する。

この系について熱的な挙動を検討する場合、与えられる物理量はフィンの形状と特性を

示すパラメータ  $L_{\pi}$ ,  $L_{rf}$ ,  $L_z$ ,  $\lambda$ ,  $h$ , 及び発熱量  $Q$ , フィン根本部温度  $T_f$  の 7 つである。これらの組み合わせを一般的に示すために、これらの物理量を未定の指数  $\pi_n$  で累乗して積を取ったものが式(3-3)である。

$$L_{\pi}^{\pi_1} \cdot L_{rf}^{\pi_2} \cdot L_z^{\pi_3} \cdot \lambda^{\pi_4} \cdot h^{\pi_5} \cdot Q^{\pi_6} \cdot T^{\pi_7} \quad (3-3)$$

ここで、基本単位を用いて式(3-3)の次元を表すと式(3-4)のようになる。用いられる基本単位は、半径方向長さ  $L_r$ , 厚み方向長さ  $L_z$ , 発熱量  $Q$ , 温度  $T$  の 4 つである。基板内の熱流の方向は半径方向に限られるため、半径方向と厚み方向の長さを独立とした方向性次元解析を適用した<sup>[3-2]</sup>。

$$[L_r]^{\pi_1} [L_r]^{\pi_2} [L_z]^{\pi_3} [QL_z^{-1}T^{-1}]^{\pi_4} [QL_r^{-2}T^{-1}]^{\pi_5} [Q]^{\pi_6} [T]^{\pi_7} \quad (3-4)$$

式(3-4)が無次元となるには、基本単位の指数が零となればよい。それぞれの基本単位について、未定指数  $\pi_n$  が零となる関係を求める。その際、この系の無次元数は物理変数 7 個、基本単位 4 であるため、バッキンガムの  $\pi$  定理より、7(物理量) - 4(基本単位) = 3 と 3 つの無次元数により整理が可能とわかる。式(3-4)を次元解析した結果が式(3-5)である。

$$[L_{\pi}^{-1}L_{rf}]^{\pi_2} [L_{\pi}^{-2}L_z\lambda h^{-1}]^{\pi_4} [L_{\pi}^2hTQ^{-1}]^{\pi_6} = \left[ \frac{L_{rf}}{L_{\pi}} \right]^{\pi_2} \left[ \frac{\lambda L_z}{L_{\pi}^2 h} \right]^{\pi_4} \left[ \frac{Q}{L_{\pi}^2 h T} \right]^{\pi_6} \quad (3-5)$$

ここで、 $\frac{Q}{L_{\pi}^2 h T}$  は式(3-2)で示されたフィン効率  $\eta$  と同じ基本単位の組み合わせとして表現される ( $S_f$  と  $L_{\pi}^2$  は、いずれも基本単位  $L_r^2$  で表現される) ため、これを  $\eta$  に置き換え、式(3-5)の無次元数を整理すると、式(3-6)のような関係として示すことができる。

$$F \left[ \frac{L_{rf}}{L_{\pi}}, L_{\pi} \sqrt{\frac{h}{\lambda L_z}} \right] = \eta \quad (3-6)$$

つまり、フィン効率  $\eta$  は 2 つの無次元数の関数として記述できる。式(3-1)との比較から、 $\eta$  は  $\frac{L_{rf}}{L_{\pi}}, L_{\pi} \sqrt{\frac{h}{\lambda L_z}}$  の関数であることは明白であるため、この次元解析の結果の妥当性を裏付けている。 $\eta$  とフィン根本部 ( $T_f$  一定) から見た熱抵抗  $R_{th\_fin}$  の関係は式(3-2)と(3-6)から、式(3-7)のように記述される。

$$Rth_{fin} = \frac{1}{\eta h S_f} = \frac{1}{F \left[ \frac{L_{rf}}{L_{\pi}}, L_{\pi} \sqrt{\frac{h}{\lambda L_z}} \right] h S_f} \quad (3-7)$$

$Rth_{fin}$  は  $\eta$  及び、無次元数  $\frac{L_{rf}}{L_{\pi}}, L_{\pi} \sqrt{\frac{h}{\lambda L_z}}$  によって定められるため、 $\eta$  とこれらの無次元数の関係を精査することで、フィンの熱抵抗  $Rth_{fin}$  の特性の理解につながるといえる。

ここで、 $\eta$  との関係を論じる無次元数  $\frac{L_{rf}}{L_{\pi}}, L_{\pi} \sqrt{\frac{h}{\lambda L_z}}$  について、基板設計パラメータとの関係を比較してみる。放熱パッド半径に相当する  $L_{\pi}$  と基板基材の熱伝導率に相当する  $\lambda$  はそれぞれ独立に与えられ、ともに設計上重要度の高いパラメータであるが、 $L_{\pi} \sqrt{\frac{h}{\lambda L_z}}$  はその両者を含んでいるため、両者を個別に扱うことが難しい。その一方で、 $L_{\pi}$  は  $\frac{L_{rf}}{L_{\pi}}$  にも含まれ、 $L_{\pi}$  の変化により、2つの無次元数は連動して変化してしまう、このように、上記の無次元数の組み合わせでは  $\lambda$  と  $L_{\pi}$  の影響を分離して放熱特性との関係性を示すには不便である。そこで、次元の整合性を保ったまま、無次元数の構成を変え式(3-8)のように変形する。

$$F[\gamma, \omega] = \eta \left( \gamma = \frac{L_{rf}}{L_{\pi}}, \omega = L_{\pi} \sqrt{\frac{h}{\lambda L_z}} \right) \quad (3-8)$$

式(3-8)は式(3-6)に対して、 $\omega$  とした無次元数にてパッド半径  $L_{\pi}$  を基板半径  $L_{rf}$  に置き換えている ( $\gamma$  とした無次元数は同一)。ここで、 $L_{rf} = \gamma L_{\pi}$  であるため、次元的な整合について問題がないことは明白である。この置き換えにより  $\gamma$  は主にパッド部分の大きさを、 $\omega$  は基板外形や熱伝導率、熱伝達係数などの基板全体の特性を示すパラメータとして、両者を分離して整理することが可能となる。基板上の放熱対策を論じる上では、基板外形は一定として放熱パッドの大きさや基板基材の有効熱伝導率の変化に対する放熱特性を議論するケースが多く、こうしたパラメータの取り方は基板放熱対策の議論に適している。ちなみに、 $\omega$  の2乗は、熱伝達係数  $h$  によるコンダクタンスと熱伝導率  $\lambda$  によるコンダクタンスの商となり、Biot 数に相当するパラメータである。 $\omega$  が小さい場合には放熱特性にとって熱伝導が支配的となり、 $\omega$  が大きい場合には、熱伝達が支配的となる。式(3-8)で定義された  $\gamma$  及び  $\omega$  を

用いると式(3-1)は以下のように示され、放熱特性を表すフィン効率  $\eta$  は、設計条件の組み合わせで表される無次元数（以降設計無次元数と呼ぶ） $\gamma$  及び  $\omega$  の関数として記述されることが分かる。

$$\eta = \frac{2}{\gamma\omega(1-\gamma^2)} \cdot \frac{I_1(\gamma\omega) + \beta K_1(\gamma\omega)}{I_0(\gamma\omega) + \beta K_0(\gamma\omega)} \quad (3-9)$$

### 3.2.2 1次元軸対称モデルの伝熱特性

本項では、式(3-9)から得られるフィン効率  $\eta$  と設計無次元数  $\gamma$  及び  $\omega$  の関係を調査し、基板の放熱特性と設計パラメータとの関係を示す。Fig. 3-2 に  $\eta$  と  $\gamma$  及び  $\omega$  の関係を示す。Fig. 3-2(a)より、 $\omega$  が 0.1 以下などの熱伝導が支配的な領域では  $\gamma$  によらずフィン効率  $\eta$  は 1 に近い値を示し、 $\omega$  の増加とともに  $\omega$  の 1 乗から 1.5 乗に反比例して減少する傾向へと遷移している。また同図より、高  $\omega$  側の傾向では  $\gamma$  の増加に伴って  $\omega$  に対する  $\eta$  の減少の傾きは増加する傾向が示されている。また Fig. 3-2 (b)より、全体的な傾向として  $\eta$  は  $\gamma$  の増加に従って減少する傾向だが、 $\omega$  が 1 未満などの範囲では  $\eta$  の減少傾向はほとんど非常に小さく、 $\omega$  が 1 以上などと増加するに従って  $\gamma$  の増加に対する  $\eta$  の減少の傾きは大きくなる。 $\gamma$  及び  $\omega$  の変化に対する  $\eta$  の傾向は、 $\gamma$  及び  $\omega$  の範囲によっても傾きが異なり挙動は複雑であるが、 $\gamma$  及び  $\omega$  の変化に対して連続的に傾向をもって推移している。ここまでの議論により、フィン効率  $\eta$  に対して設計無次元数  $\omega, \gamma$  がその特性を整理する上で非常に重要

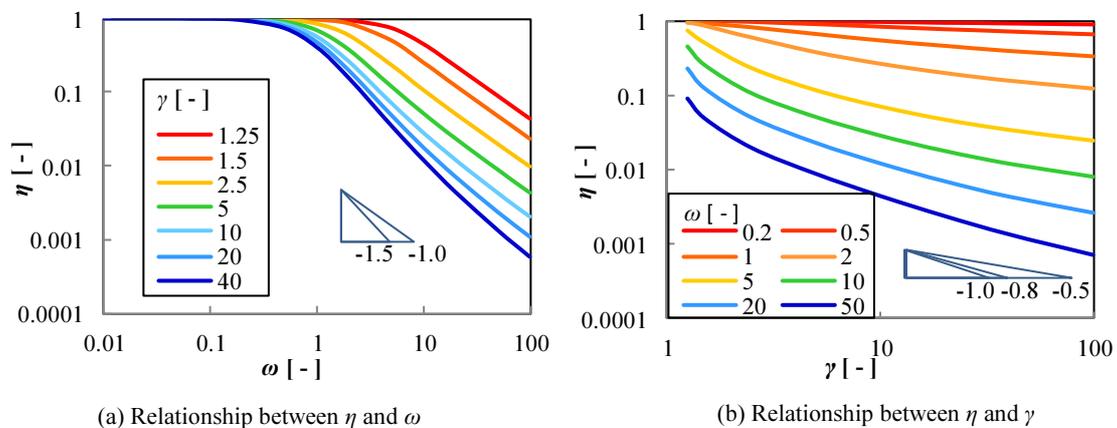


Fig. 3-2 Relationship between fin efficiency  $\eta$  and dimensionless number

であることが示された。しかし、フィン効率  $\eta$  は  $\omega, \gamma$  の範囲によって傾向が異なり、このままでは、実際の基板形状や物性値との関係性が把握しにくい。そこで、 $\gamma$  及び  $\omega$  の範囲を今後検討を行う予定の基板形状及び物性値の範囲に限定し、放熱特性について議論する。基板直径  $2L_{rf}$  を 150 mm、発熱部直径  $2L_r$  を 3~50 °C、基板熱伝導率  $\lambda$  を 0.5~50 W/(m·K)、基板厚み  $L_z$  を 0.8~1.6 mm、熱伝達係数を  $h$  を 10 W/(m<sup>2</sup>·K) と仮定すると、これらの条件が与える  $\omega$  は 1.2~17 程度の範囲となるため、検討モデルの基板放熱を議論する上では、 $\omega$  が概略 1~20 となる範囲について議論する。基板熱伝導率が大きいほど  $\omega$  は減少し、熱伝導主体の放熱特性となる。 $\omega$  と同様にして、 $\gamma$  は 3~50 程度の範囲となる。基板直径を一定とした場合、発熱部径が小さい場合に  $\gamma$  は大きな値をとり、発熱部の直径が増加して基板直径に近づくに従って  $\gamma$  は減少する。上記の範囲について Fig. 3-2 のデータを抽出したものを Fig. 3-3 に示す。グラフは両対数グラフ上でほぼ直線的な傾向を示している。Fig. 5-3(a)より、 $\gamma$  が 3 の時  $\omega$  にほぼ反比例、 $\gamma$  が 50 の時に  $\omega$  のほぼ 1.5 乗に反比例と、条件の範囲内で  $\omega$  の 1~1.5 乗に反比例の傾向となっている。Fig. 3-3(b)より  $\omega$  が 1 の時に  $\gamma$  のほぼ 0.25 乗に反比例、 $\omega$  が 20 で  $\gamma$  のほぼ 0.8 乗に反比例と、条件の範囲内で  $\gamma$  の 0.25~0.8 乗に反比例の傾向となっている。これらが示すように  $\eta$  に対する  $\omega$  及び  $\gamma$  の累乗の指数は相互に影響を受けているが、 $\omega, \gamma$  の増加に対して  $\eta$  が減少する傾向である点は共通の傾向である。このように、実際の基板条件を想定して  $\omega, \gamma$  の範囲を限定するとフィン効率  $\eta$  の  $\omega, \gamma$  に対する傾

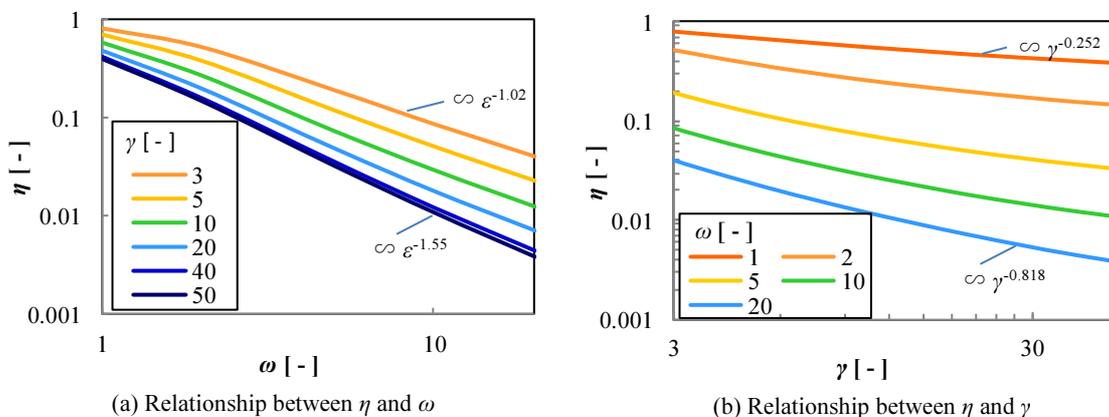


Fig. 3-3 Relationship between fin efficiency  $\eta$  and dimensionless number ( $1 < \omega < 20, 3 < \gamma < 50$ )

向は、それぞれの累乗に比例するような比較的シンプルな傾向で整理可能であることがわかる。以上より、1次元軸対称形状によって模擬した基板放熱特性は、設計無次元数  $\omega, \gamma$  を用いて簡素に整理可能であることが示された。

以上より、放熱特性を表す  $\eta$  に対し  $\gamma$  (フィン根元部半径とフィン半径の比率) 及び  $\omega$  (熱伝達と熱伝導の比率) は重要な要素であることが分かった。以降の検討においては、これらの傾向を参考にすることで、特性の整理に役立つものと考えられる。

### 3.3 まとめ

基板形状の放熱モデルを模した 1次元軸対称モデルの次元解析により基板設計条件と放熱特性の関係を明らかにした。基板放熱特性を示す無次元数であるフィン効率  $\eta$  及び、基板設計条件の組み合わせから得られる 2つの設計無次元数  $\gamma, \omega$  を用いることで、放熱特性が簡素に整理できることが示された。無次元数を用いることで、放熱現象にとって互いに独立な要因や、互いに関連する要因を把握することができ、放熱現象の本質的な理解に役立つ。本章で得られた知見は以下の通りである。

- ・ 1次元軸対称モデルについての次元解析の結果から、無次元数であるフィン効率  $\eta$  を放熱特性の指標とし、パラメータとして、設計無次元数  $\gamma$  (基板半径 / 銅パッド部半径)、 $\omega$  (基板半径方向の熱伝導と熱伝達の比) を用いて、基板の放熱特性が整理できる。
- ・ フィン効率  $\eta$  は  $\omega$  が 0.1 以下などの熱伝導が支配的な領域では  $\gamma$  によらず 1 に近い値を示すが、 $\omega$  が 1 以上などの領域では、 $\omega$  の増加に伴って減少し、 $\gamma$  の増加に伴って  $\omega$  に対する  $\eta$  の減少の傾きが増加する。
- ・  $\omega$  及び  $\gamma$  を実際の基板設計で取りうる範囲に限定してフィン効率  $\eta$  との関係を調べると、 $\omega$  及び  $\gamma$  の累乗に反比例して減少するようなシンプルな形で記述することが可能である。

## 記号の説明

$a_1, a_2, a_3, b_1, b_2$ : 熱抵抗推定式の係数 [-]

$h$ : 熱伝達率 [W/(m<sup>2</sup>·K)]

$I_n(x)$ :  $n$  次の第一種修正ベッセル関数

$K_n(x)$ :  $n$  次の第二種修正ベッセル関数

$L_r$ : 半径方向長さの基本単位 [m]

$L_{rf}$ : フィン根本半径 [m]

$L_{rr}$ : フィン半径 [m]

$L_z$ : フィン厚み方向長さの基本単位 [m]

$m$ :  $\sqrt{\frac{h}{\lambda L_z}}$  [1/m]

$Q$ : 発熱量 [W]

$Rth_{fin}$ : フィンの発熱源からの熱抵抗  $\left( = \frac{1}{\eta h S_f} \right)$  [K/W]

$S_f$ : フィン面積 ( $=2\pi(L_{rf}^2 - L_{rr}^2)$ ) [m<sup>2</sup>]

$T$ : 温度の基本単位 [K]

$T_a$ : 周囲温度 [°C]

$T_f$ : フィン根元温度 [K]

$\beta$ :  $\frac{I_1(mL_{rr})}{K_1(mL_{rr})}$  [-]

$\lambda$ : フィン素材の熱伝導率 [W/(m·K)]

$\gamma$ : 無次元数  $\left( = \frac{L_{rf}}{L_{rr}} \right)$  [-]

$\omega$ : 無次元数  $\left( = L_{rf} \sqrt{\frac{h}{\lambda L_z}} \right)$  [-]

$\eta$ : 無次元数,  $Rth_{ba}$  に対応するフィン効率  $\left( = \frac{Q}{h S_f (T_f - T_a)} \right)$  [-]

$\pi_n$ : 未定指数 [-]

## 参考文献

- [3-1] 日本機械学会, “伝熱工学資料 改定第 5 版,”丸善出版, pp.9-10, (2009)
- [3-2] 甲藤好郎, “伝熱概論,” 養賢堂, pp.50-51

## 第4章

### 基板上に密集実装されたチップ部品の温度予測

本章では、第3章の検討から得られた知見を基に、より一般的な基板形状に適用可能な放熱モデルについて検討を行う。第2章での議論で明らかのように、より一般的な基板放熱を検討するためには、銅パッド部やその周囲からの熱伝達が大きい場合についての検討が必要となるため、熱回路網モデルもこれらを考慮したものへと見直す必要がある。これらを踏まえ、本章ではより実際の基板使用状況に近く、また熱問題を生じやすいケースとして、複数部品を密集実装した場合を対象とした検討を行う。なお、本章においても第2章と同様に、様々なケースを議論するためにシミュレーションを用いるが、基板周辺の対流熱伝達を詳細に検討する必要があるため、検討には熱流体解析（CFD）を用いる。

#### 4.1 解析の概要と目的

本章では、チップ部品が密集実装された場合の温度推定方法について議論する [4-1], [4-2], [4-4], [4-4], [4-5]。シミュレーションを用いた数値実験により、様々な基板条件における基板内の温度や熱流の分布について調査し、基板温度推定に利用可能な簡易推定式を提示する。

回路設計の実務においては、部品への負荷電力（及び必要な出力）が大きい場合、負荷を分散し温度上昇を低減するために、同一部品を並列または直列に複数接続して使用することがある。LED照明でのLED素子やその電流制限抵抗などが代表的な例である。このような場合、機器の小型化の観点からは、部品同士をなるべく密集して実装することが求められるが、過度な密集は熱流束の増大を招き基板温度の過度な上昇を引き起こしてしまうため、実装面積と温度上昇のバランスの取れた適切な配置の検討が肝要である。

本章では、基板上に格子状に配置された発熱部品について各種基板設計パラメータ（部品実装間隔、実装数、基材の熱伝導率、基板厚み、等）について条件を振ったシミュレー

シオンを実施し、各部での温度と熱流を調査した。また、第 2 章で用いた熱回路網モデルを見直し、銅パッド部表面からの対流を含む熱伝達及び銅パッド内部の熱伝導を示す熱抵抗を新たに追加した。各部の熱抵抗と設計パラメータの関係から熱抵抗の推定式を導出し、熱回路網モデルと合わせて、任意の部品配置における基板各部の温度上昇を推定する手法を提示する。

## 4.2 物理現象のモデル化と CFD シミュレーションによる調査

本節では、放熱現象の熱回路網モデル化と CFD シミュレーションモデル及びシミュレーション条件について述べる。

### 4.2.1 基板上的の密集実装部品の熱回路網モデル化

基板上にチップ発熱部品を密集実装した際の温度上昇について放熱現象のモデル化を考える。Fig. 4-1 は、密集実装された発熱部品のイメージと、その熱回路網による表現である。

Fig. 4-1(a)に示されるように、基板の中央部にチップ部品が格子状に密集実装された状態を

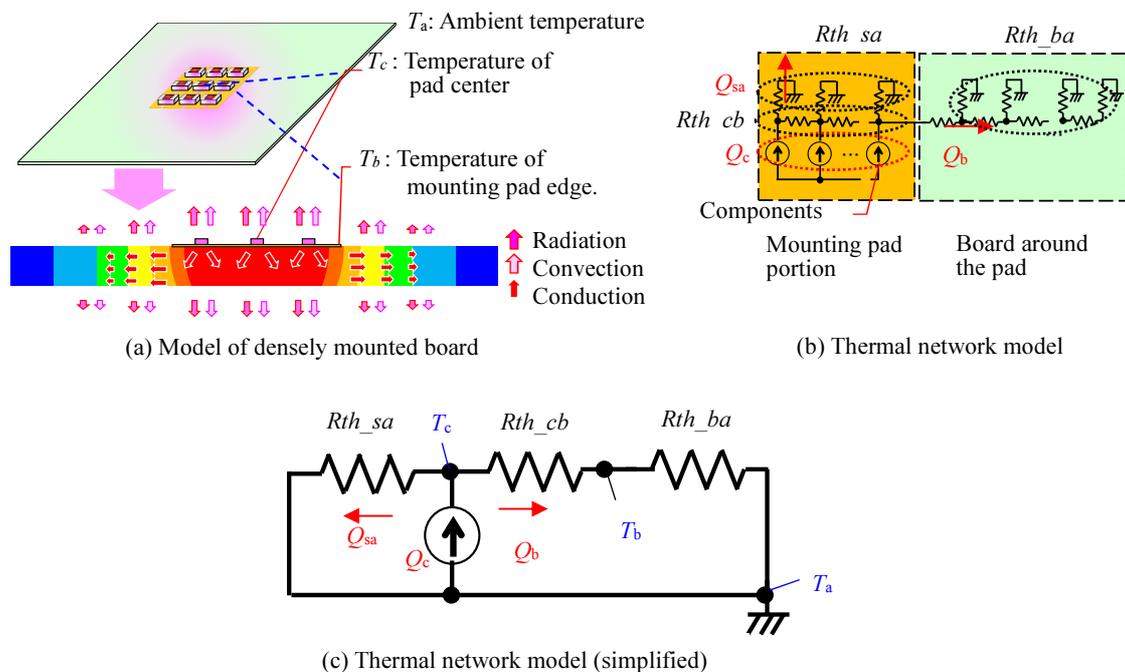


Fig. 4-1 Thermal network model of densely mounted board

想定する。基板の中央部に配置された銅パッド（以降、パッドと呼ぶ）上の部品から発生した熱流は、それぞれの部品表面とパッド表面から周囲の空間へと対流・放射により放熱される。また、パッド部から周囲の基板への熱流は、基板内の熱伝導と表面からの対流・放射による熱伝達を伴いつつ基板の外周に向かって拡がっていく。これらのバランスにより各部の温度が決まる。Fig. 4-1(b)の図はこれらの放熱経路と熱流を熱回路網で表現している。これを簡略化したのが、Fig. 4-1(c)である。この熱回路網における熱流の収支は、式(4-1)-(4-6)のように表される。

$$\Delta T_c = T_c - T_a = Rth\_total \cdot Q_c \quad (4-1)$$

$$\Delta T_b = T_b - T_a = Rth\_ba \cdot Q_b \quad (4-2)$$

$$\Delta T_{cb} = T_c - T_b = Rth\_cb \cdot Q_b \quad (4-3)$$

$$\Delta T_c = T_c - T_a = Rth\_sa \cdot Q_{sa} \quad (4-4)$$

$$Q_c = Q_b + Q_{sa} \quad (4-5)$$

$$\frac{1}{Rth\_total} = \frac{1}{Rth\_sa} + \frac{1}{Rth\_cb + Rth\_ba} \quad (4-6)$$

第 2 章においては、パッド部周辺の集中熱抵抗を周囲の熱抵抗と分離して議論していたが、本章においては、集中熱抵抗は  $Rth\_ba$  に含まれるものとする。第 2 章の議論によって、パッド径が大きい場合には、パッド端部から部品境界までの距離が相対的に小さくなること、設計の際にはパッド部の温度上昇を推定したいことなどから、主としてパッド径が大きい場合を対象とする本章の検討では、熱抵抗の分離をパッド端部で行い、その境界での温度を  $T_b$  とした。このような分離は、パッド端から外側をフィンとみなして解析を行った第 3 章の検討とも相関がとりやすいことも付記しておく。パッド部（上面及び下面）からの熱伝達、熱放射による放熱を考慮することは必須であるため、その影響を  $Rth\_sa$  として分離し、パッド内の熱伝導については  $Rth\_cb$  として表現する。以降の検討では、パッド形

状や基板熱伝導率などの設計パラメータと  $Rth_{ba}$ ,  $Rth_{sa}$ ,  $Rth_{cb}$  の関係を整理し、各熱抵抗について設計パラメータを用いた推定式を導出する。

#### 4.2.2 シミュレーションモデルと検討条件

Fig. 4-1(c)における各部熱抵抗を調査するために、CFD シミュレーションによる数値実験を行った。CFD シミュレーションには FloTHERM® Ver. 12.0 (Mentor, a Siemens Business 製, 有限体積法ベース) を用いた。本検討の対象は低レイノルズ数の条件であるため、流れの対称性を考慮し 1/4 モデルを用いた定常解析とした。また、放射の影響についても考慮した。

Fig. 4-2 に今回用いた CFD シミュレーションモデルの概要を示す。基板は地面に対して水平方向に設置し、自然対流条件とした。なお、基板は地面から十分離れているものとし、モデルに地面は含まれない。基板の中央には、 $x, y$  各方向に  $N_x, N_y$  個のチップ部品（赤破線の四角）が等間隔に実装され、その直下及び周囲に銅パッドが配置されている。 $Q_c$  は部品の総発熱量を示し、1 個当たりの発熱量  $q_c$  に対して  $Q_c = N_x \times N_y \times q_c$  とする。 $Q_b$  はパッド部（実際には銅パッド下の樹脂部分）から外側に流出する熱流の総量である。シミュレーション結果として取得する中央部品温度  $T_c$  は、最高温度となるパッド中央部である。本研究では基板温度の推定を行うことを目的とするため、部品温度ではなくパッド温度を評価する。

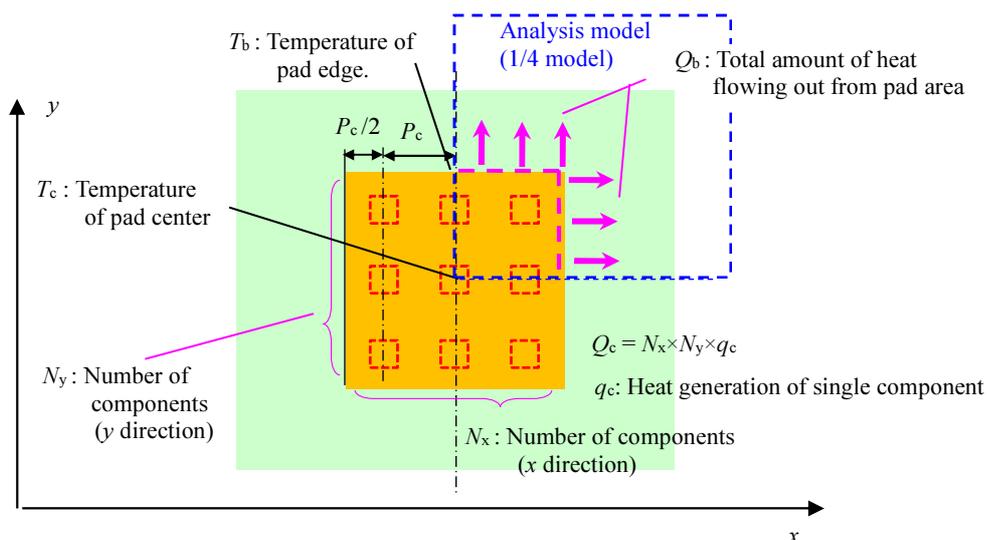


Fig. 4-2 Shape of simulation model and design parameters

推定値として得られた  $T_c$  は中央に実装した部品の端子部温度として使用することができる。 $T_b$  は実装パッド端部の中央の点の温度である。 $N_x \neq N_y$  の場合には、より高温となるパッド長辺側の中央部を  $T_b$  を代表温度として評価する。これらの  $T_c, T_b, Q_b$  から各部の式(4-2), (4-3), (4-4)で定義された熱抵抗  $R_{th\_ba}, R_{th\_sa}, R_{th\_cb}$  が計算される。

Fig. 4-3 に部品及びパッド部分の簡略化のポイントを示す。チップ部品はパッド内に等間隔に配置されるが、部品形状及びパッド形状は簡略化されたものを用いた。Fig. 4-3(a)の詳細モデルに示すように、部品は  $1.6 \text{ mm} \times 0.8 \text{ mm}$  サイズ( $1.6 \text{ mm} \times 0.8 \text{ mm}$  サイズの部品は多くの電子機器で用いられている。)とし、パッドは部品の実装位置で分割(分離)される。これに対して、CFD シミュレーションでは、Fig. 4-3(b)に示すような簡略化モデルとした。チップ部品は、実装面積に相当する  $1.3 \text{ mm} \times 1.3 \text{ mm} \times 0.5 \text{ mm}$  のセラミックスに置き換え、銅パターンは分割されないベタパターン形状として簡略化される。パッド形状については、発熱の起点である部品取り付け位置からの熱流は概ね対称的であり、実質的に断熱状態と見なすことができるため、パターン分割の有無による温度分布の差は生じないと考えられる。分割されたパターン間のギャップのような形状は、CFD シミュレーションにおいて、要素分割を増加させる要因となるため、こうした簡により解析時間が短縮される。個々の解析時間を短縮することで、より多くのバリエーションについての検討が可能となる。なお、分割パターンと非分割パターンのCFD シミュレーション結果の比較から、両者の温度

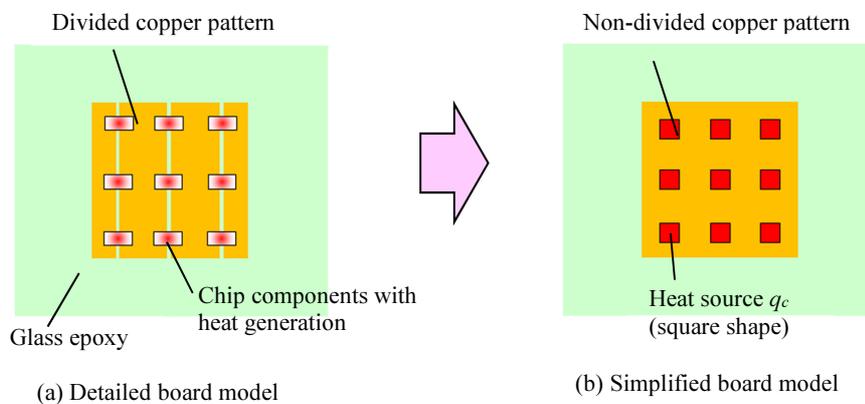


Fig. 4-3 Simplification of board model

分布の差は大きくないことが確認された。(モデルの簡略化による影響の詳細については第5章で説明する。)

#### 4.2.3 シミュレーション条件

CFD シミュレーションで用いた各種物性値を Table 4-1 に示す。基板は一般によく使用されるガラスエポキシ (FR-4) 基板を想定した。基材の熱伝導率は、内層銅箔の影響によって  $xy$  方向の熱伝導率が高くなることを考慮し、直交異方性材料とした。両面基板 (内層無し) から 8 層程度までの多層基板を想定し、 $xy$  方向 (基板面内方向) の熱伝導率  $\lambda_{xy}$  は、大串らによる測定例<sup>[4-6]</sup>を参考にして、0.6 から 100 W/(m·K)とした。

**Table 4-1 Properties of Materials**

• Properties of solid materials		• Properties of air (Air at 30 °C, 1atm)	
Material	Thermal conductivity [W/(m·K)]	$T_a$ : Air (ambient) temperature	35 °C
$\lambda_{xy}, \lambda_z$ : Glass epoxy	$\lambda_{xy}$ : 0.6, 1, 2, 5, 10, 20, 50, 100 ( $x,y$ direction), $\lambda_z$ : 0.3 ( $z$ direction)	Thermal conductivity	0.0261 W/(m·K)
$\lambda_{cu}$ : Copper	385	Viscosity	$1.84 \times 10^{-5}$ Pa·sec
Ceramic (components)	25	Density	1.1614 kg/m <sup>3</sup>
Emissivity of board and components surface :0.9		Coefficient of expansion	0.0033 K <sup>-1</sup>

**Table 4-2 Simulation Conditions**

• Board conditions	
$L_a$ : Board size	150 mm × 150 mm
$L_b$ : Board thickness	0.8, 1.6 mm
$L_{cu}$ : Copper pattern thickness	0.035 mm
• Pad and component dimensions	
$N_x, N_y$ : Number of components	$N_x = N_y = 1, 2, 3, 4, 5, 7, (6, 8)^{\ast 1}$ $N_x \times N_y = 7 \times 1, 7 \times 2, 7 \times 3, 7 \times 4, 7 \times 5, 5 \times 1, 3 \times 1, 3 \times 2, 2 \times 1,$
$P_c$ : Mounting pitch of components	3, 5, 7, (4, 6, 8, 10) <sup>\ast 2</sup> mm
$q_c$ : Heat generation of single component	0.05 W ( $P_c = 3$ mm), 0.1 W (others)
Components' size	Normally: 1.3 mm × 1.3 mm × 0.5 mm (Length × Width × Height)
	Heat generating components covering the entire pad. (Fig. 4-10 to 4-14, Fig. 4-16 to 4-18) Length = Width = $P_c$ , Height = 0.015 mm
	Component size changed with $P_c$ constant (Fig. 4-10 to 4-12) Length = Width = $L_{cp} = 1, 1.4, 2.33, 4.67, 7$ mm ( $N_x = N_y = 5, P_c = 7$ )

※1  $N_x = N_y = 6$  at  $P_c = 4$ ,  $N_x = N_y = 8$  at  $P_c = 3$

※2  $P_c = 4$  at  $N_x = N_y = 4$  and 6,  $P_c = 6$  at  $N_x = N_y = 4$ ,  $P_c = 8$  at  $N_x = N_y = 3$ ,  $P_c = 10$  at  $N_x = N_y = 5$  and 7

基板形状及びその他の解析条件の一覧を Table 4-2 に示す。基板厚み  $L_b$  は、ガラスエポキシ基板で一般によく用いられる 0.8 mm 及び 1.6 mm とした。部品及び基板の表面の放射率は 0.9 (銅パッド部にはソルダレジストが塗布されることを想定) とした。部品 1 個当たりの発熱量  $q_c$  は  $T_c$  及び  $T_b$  が基板材質にとって過剰な温度とならないように 0.05 W, 及び 0.1 W の 2 水準として実装ピッチによって使い分けた。 ( $T_c \leq 150$  °C程度を目安とした)。

CFD シミュレーションは、52 種類の基板形状 (部品配列, 実装ピッチ), 2 種類の基板厚み, 8 種類の基板熱伝導率, これらの合計として 832 条件について実施した。これらの CFD シミュレーション結果から算出された各部熱抵抗と基板設計パラメータとの関係について整理を行い, 各部の熱抵抗についての推定式を導出した。CFD シミュレーション上の設定として, 基板周囲の解析領域は, 150 mm×150 mm×100 mm (CFD シミュレーションは 1/4 対称モデルで行っているため, 実空間に換算すると, 300 mm×300 mm×100 mm 相当となる。) とした。外部境界条件は,  $x$  軸を法線とする  $x=0$  の面, 及び  $y$  軸を法線とする  $y=0$  の面の 2 面は対称面として断熱の滑り壁面とした。その他の面は開放境界 (流入・流出可能) とした。Fig. 4-4 に CFD シミュレーションモデルにおけるグリッド分割 (有限体積法での要素分割の呼称, 有限要素法のメッシュに相当) の例を示す ( $N_x \times N_y = 5 \times 5$  pcs,  $p_c = 5$  mm,

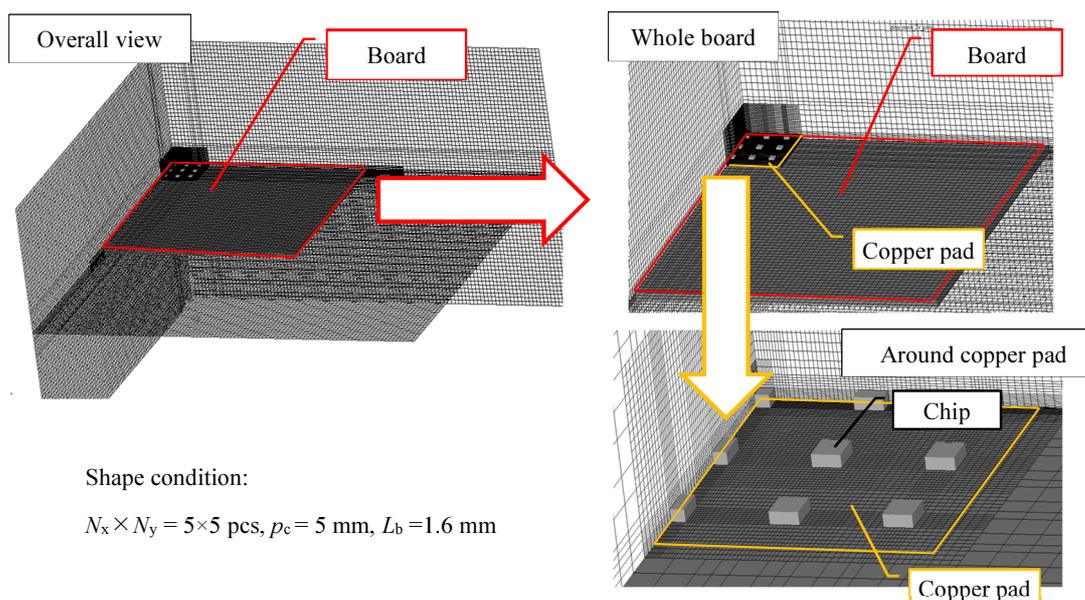


Fig. 4-4 Grid division of CFD model

$L_b = 1.6 \text{ mm}$ ). 赤線で囲まれた部分が基板, 橙線で囲まれた部分が銅箔パッド部を示しており, 各部分について段階的に拡大した図を示している. チップ部品の部分は 5 分割程度のグリッド (表示上, チップ内のグリッドは見えないが, 実際にはチップ内も同等のグリッドで分割されている.) が施されている. 基板周囲の空気との界面付近には境界層を考慮した細かなグリッド分割が施されている. 他の形状条件についても, 概ね同等のグリッド分割が施されている.

### 4.3 熱抵抗推定式の導出①: $Rth\_ba$ 及び $Rth\_sa$ について

本節では, CFD シミュレーション結果から算出された  $Rth\_ba, Rth\_sa$  と各種設計パラメータとの関係を示す.

#### 4.3.1 パッド端部から外側の基板を介した熱抵抗 $Rth\_ba$

$Rth\_ba$  は, パッド端部温度上昇  $T_b - T_a$  とパッド端部からの基板を介した熱流量  $Q_b$  から求められる熱抵抗であり, 式(4-2)から算出される. CFD シミュレーション結果から算出した熱抵抗  $Rth\_ba$  とパッド周長  $L (= 2P_c(N_x + N_y))$  の関係を Fig. 4-5 に示す.  $Rth\_ba$  はパッド周長  $L$  の 0.7~0.9 乗に反比例する. 特に赤い系列は,  $N_x \neq N_y$  となる非正方のパッドでありパッド面積とパッド周長は必ずしも比例しないため,  $Rth\_ba$  はパッド面積ではなくパッド周

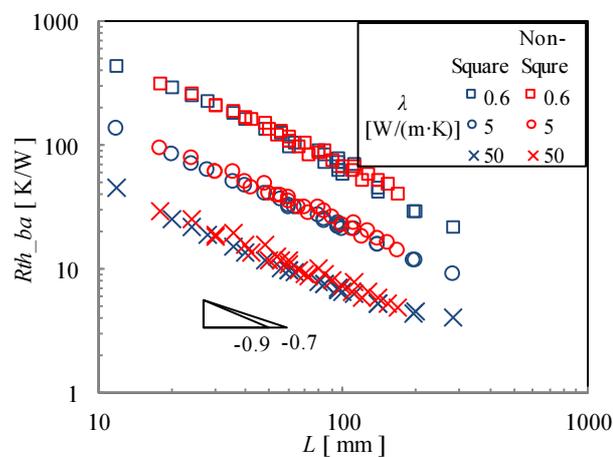


Fig. 4-5 Relationship between thermal resistance  $Rth\_ba$  and pad perimeter  $L$  ( $L_b = 1.6 \text{ mm}$ )

長に依存していることが示唆される。 Fig. 4-6 に  $Rth\_ba$  と基板の  $xy$  方向の熱伝導率  $\lambda_{xy}$  と  $L_b$  の積  $\lambda_{xy} \cdot L_b$  の関係を示す。パッド周長  $L$  によらず、 $Rth\_ba$  は  $\lambda_{xy} \cdot L_b$  の約 0.5 乗に反比例している。

これらの傾向を踏まえて、 $Rth\_ba$  は式(4-7)のように記述することができる。

$$Rth\_ba = 0.284 \cdot (\lambda_{xy} \cdot L_b)^{-0.5} \cdot L^{0.839} \quad (4-7)$$

Fig. 4-7 は式(4-7)の関係を念頭に置き、周長  $L$  に対する傾向で再整理したものである。式(4-7)によって、様々な条件で実施された CFD シミュレーション結果から得られた  $Rth\_ba$  が設計パラメータの関数として記述できていることが分かる。 $Rth\_ba$  のパッド周長への依存性は、

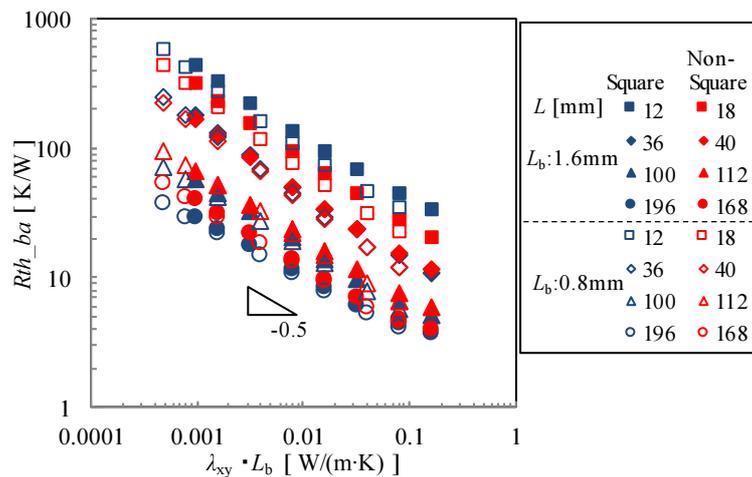


Fig. 4-6 Relationship between thermal resistance  $Rth\_ba$  and  $\lambda_{xy} \cdot L_b$

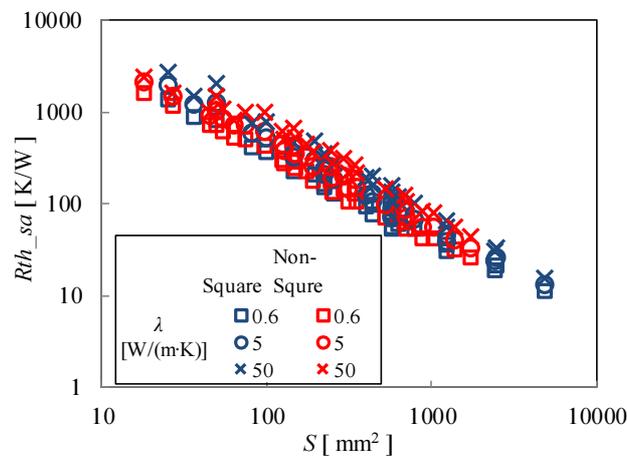


Fig. 4-7 Relationship between  $Rth\_ba \cdot (\lambda_{xy} \cdot L_b)^{0.5}$  and pad perimeter  $L$

パッド部から外側の基板への伝熱面がパッド周長に比例して増加することを考えると理解しやすい。なお、第3章の1次元軸対称フィンの検討によれば、放熱特性は“基板直径/パッド直径”及び、“パッド径×(熱伝達係数/(基板厚み×基板熱伝導率))<sup>0.5</sup>”で表される無次元数で整理可能であることが示唆されており、式(4-7)の傾向と整合が取れている。

#### 4.3.2 パッドからの対流・放射による熱抵抗 $R_{th\_sa}$

$R_{th\_sa}$  はパッド表面及び裏面からの対流と放射による放熱を示す熱抵抗である。Fig. 4-8 に  $R_{th\_sa}$  とパッド面積の関係を示す。 $R_{th\_sa}$  はパッド面積  $S$  に概ね反比例し、 $xy$  方向の熱伝導率  $\lambda_{xy}$  に僅かに比例的な傾向を示すことが確認できる。こうした  $S$  及び  $\lambda_{xy}$  の  $R_{th\_sa}$  に対する関係を整理することで式(4-8)が得られる。

$$R_{th\_sa} = 0.0708 \cdot \lambda_{xy}^{0.143} \cdot S^{-0.929} \quad (4-8)$$

Fig. 4-9 は、式(4-8)の関係によって  $R_{th\_sa}$  を主としてパッド面積  $S$  について整理したものである。式(4-8)によって、様々な条件で実施された CFD シミュレーション結果から得られた  $R_{th\_sa}$  が設計パラメータの関数として記述できていることが分かる。 $R_{th\_sa}$  が  $\lambda_{xy}$  に依存して増加する要因を以下に示す。前セクションで示したとおり  $R_{th\_ba}$  は  $\lambda_{xy}$  の増加によって減少し、基板への熱伝導による放熱  $Q_b$  は増加する。これにより相対的に  $Q_{sa}$  が減少し、その結果として  $\lambda_{xy}$  の増加に対して  $R_{th\_sa}$  は増加することとなるが、その影響度は高くない。

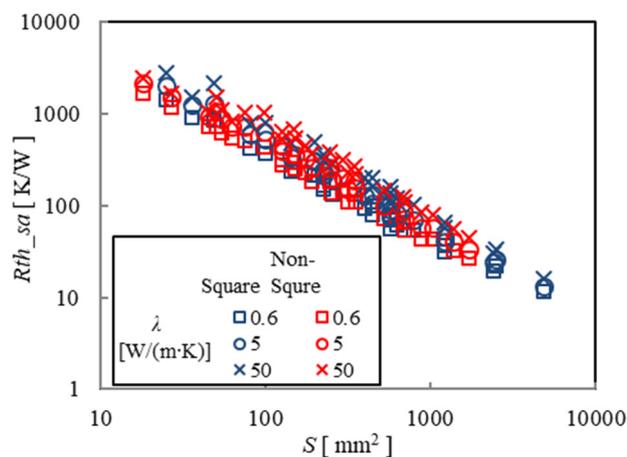


Fig. 4-8 Relationship between  $R_{th\_sa}$  and pad area  $S$

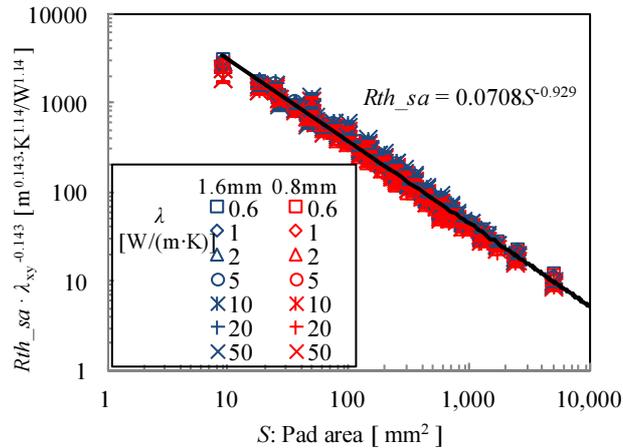


Fig. 4-9 Relationship between  $Rth\_sa \cdot \lambda^{0.143}$  and pad area  $S$

#### 4.4 熱抵抗推定式の導出②： $Rth\_cb$ とパッド内部の温度分布について

ここでは、パッド部内の温度上昇メカニズムについて詳細に解析し、各種設計パラメータとの関係性について述べる。

##### 4.4.1 部品サイズと温度分布の関係

パッド内の温度上昇を示す  $Rth\_cb$  と基板設計パラメータの関係性について整理を試みたが、 $Rth\_ba$ ,  $Rth\_sa$  などに比べて整理が難しく、単純な相関関係を得ることができないことが分かった。そこで、 $T_c$ ,  $T_b$  などといった点での情報だけでなく、パッド内の詳細な温度分布を確認しながら温度上昇メカニズムについて検討することとした。議論の簡略化の為、まずチップ部品の配列が正方( $N_x = N_y$ )の場合について考え、チップ部品サイズ (以降チップサイズ) を変化させた場合の温度分布の変化について調査した。Fig. 4-10 は、実装数( $N_x = N_y = 5$ )と部品ピッチ( $P_c = 7\text{ mm}$ )を一定に保ち、チップサイズを変化させた場合の温度分布を示している。温度分布は、パッド端部の  $T_b$  を基準とした場合の温度上昇で示されている。チップ部品周辺の温度分布を考える際には、それぞれのチップが、その周囲に  $P_c$  の大きさのパッド (以後個別パッドと呼ぶ) を持っているともみなすことができる。チップ部品周辺の温度差  $\Delta T_{cns}$  は、チップサイズが小さくなるにつれて増加する。各チップサイズにおけるパ

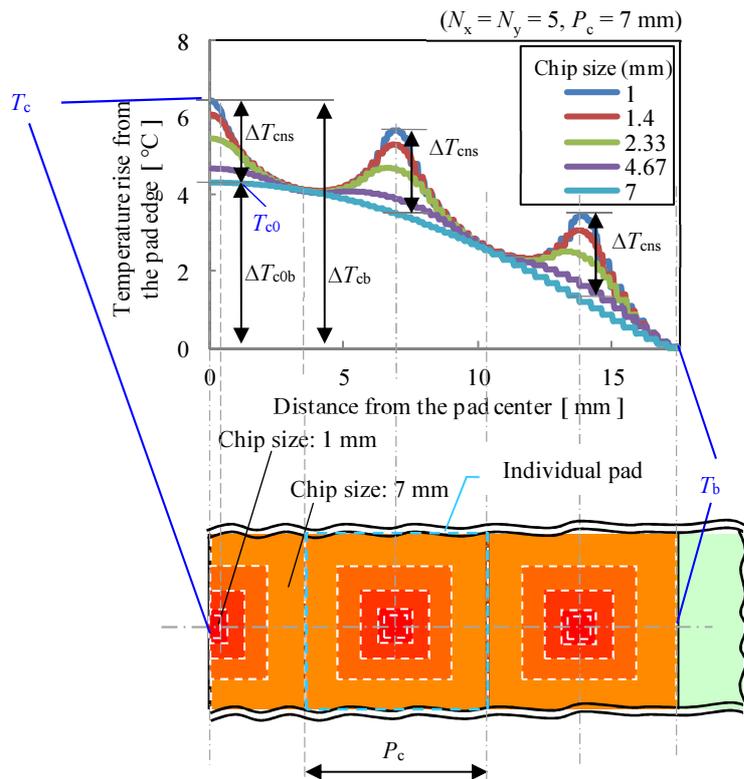


Fig. 4-10 Temperature distribution in the pad

ッド内温度分布は、個別パッドの端部（いずれの部品からも最も遠い距離）でほぼ同一の温度となっており、チップサイズ7mmの場合（個別パッドの全面を発熱部品がカバーしている状態）の温度上昇を基準に加算されているかのように見える。チップサイズ7mmの状態は、パッド全体の上面が均一に発熱している状態（パッド全面発熱）である。Fig. 4-11に、Fig. 4-10の各チップサイズの温度分布から、チップサイズ7mmの温度分布を差し引いたものを示す。 $\Delta T_{cns}$ が、中央、周辺のいずれの部品でもほぼ同程度となっている。こうした密集実装のケースにおいては、それぞれの部品のパッド内の温度分布は、周囲の発熱部品からの受熱による影響を受けた結果である。つまり、部品ピッチ $P_c$ を一定とした場合、各々の部品が隣接する個別パッドに及ぼす温度上昇の影響は、チップサイズに影響を受けないと考えられる。このような関係が成立するのは、この対象において重ね合わせの原理が成立していることを示唆している。一般に自然対流及び放射の影響を含む伝熱現象は、温度依存性を持つ非線形現象であるため、理論上、重ね合わせの原理は成立しない。しか

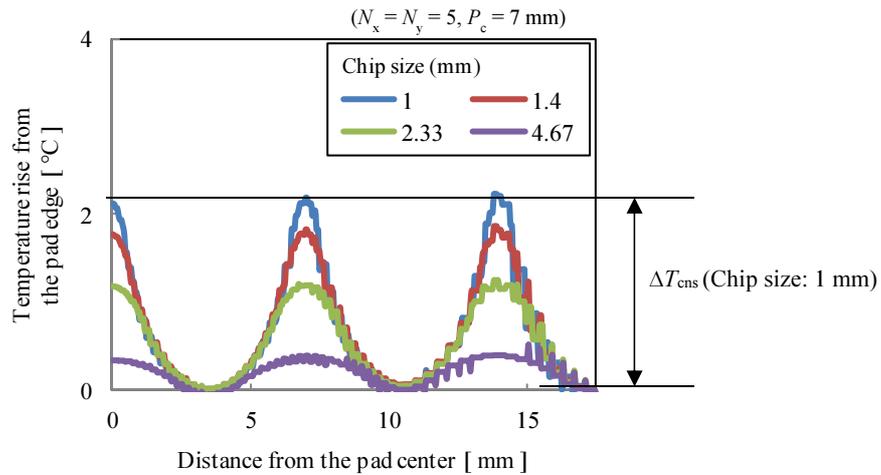


Fig. 4-11 Temperature distribution in the pad (difference from the 7 mm chip size)

し、このパッド内の温度分布については、線形的な伝熱現象が支配的であるため、重ね合わせの原理が適用可能と考えられる。パッド内は、銅箔による熱伝導が支配的であるため、線形的な伝熱現象となるものと推測される。このような場合、個別パッド内の温度上昇 $\Delta T_{cns}$ とパッド全面発熱状態でのパッド中央部温度上昇 $\Delta T_{cob}$ を分けて議論することで、現象の理解の助けとなる。 $\Delta T_{cns}$ と $\Delta T_{cob}$ を用いて、パッド内温度上昇は下記のような関係として表現できる。

$$\Delta T_{cb} = \Delta T_{cob} + \Delta T_{cns} \quad (4-9)$$

ここで、 $\Delta T_{cob}$ : パッド全面発熱状態でのパッド中央部温度上昇、 $\Delta T_{cns}$ : 個別パッド内の温度上昇

Fig. 4-12 はチップサイズと  $T_b$ ,  $Q_{sa}$ ,  $Q_b$  の関係を示している。チップサイズの変化に対して、 $T_b$ ,  $Q_{sa}$ ,  $Q_b$  は大きな変化を生じない。言い換えれば $\Delta T_{cns}$ の大小は基板全体の熱的な挙動にとって殆ど影響を及ぼさない。このことから、パッド部の熱挙動を記述する際のパッド中央部温度としては、 $T_c$ に変えて、 $T_{c0}$ を用いても良い。但し、 $T_c$ は部品温度を管理する上では重要であるため、 $\Delta T_{cob}$ と $\Delta T_{cns}$ を用いて別途推定する。 $\Delta T_{cob}$ 及び $\Delta T_{cns}$ について、各種設計パラメータとの関係性を次項以降で確認する。

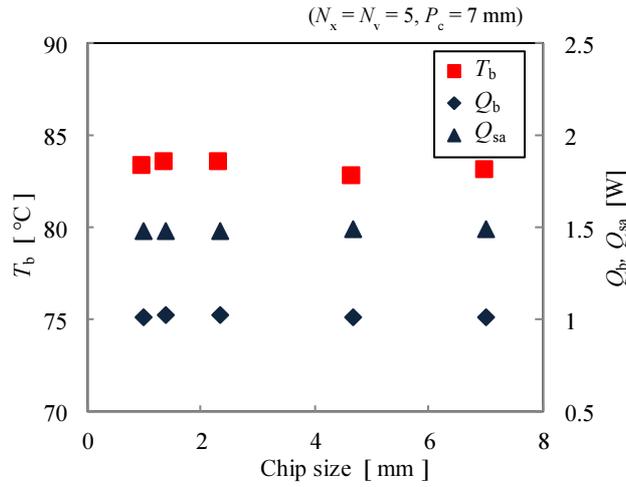


Fig. 4-12 Relationship between chip size and each simulation result

#### 4.4.2 一様発熱するパッド部の熱抵抗(正方パッド形状)

ここでは、 $\Delta T_{c0b}$  のパッド形状への依存性を調査する。まず、パッド形状が正方の場合について考える。 $\Delta T_{c0b}$  と  $Q_b$  の関係を示す熱抵抗  $Rth\_c0b$  を式(4-10)のように定義する。

$$Rth\_c0b = \Delta T_{c0b} / Q_b \quad (4-10)$$

以下では  $Rth\_c0b$  とパッド形状の関係について議論するが、議論の準備として、このような発熱体の温度上昇および、熱抵抗の傾向について理論的な検討を行う。パッドの大きさが基板厚みに対して十分大きい場合、パッド部及び直下の基板を均一発熱物とみなすことができる。さらにその形状を円柱形状（軸対称形状）に置換えることで、理論的な温度分布を式(4-11)で求めることができる<sup>[4-8]</sup>。

$$T(x) = T_{\max} - \frac{1}{4\lambda_p} x^2 \ddot{q} \quad (4-11)$$

ここで、 $\ddot{q}$ :体積当たりの発熱量[W/m<sup>3</sup>],  $x$ :パッド部半径[m], パッド部分の熱伝導率 [W/(m·K)]

パッド半径  $x$  が  $r$  の場合について、式(4-11)から一様発熱するパッド部の熱抵抗  $Rth\_c0b_a$  を求める。発熱量  $Q$  は  $\ddot{q} \cdot V$  で与えられる。(  $V = S_p \cdot L_p$  )

$$Rth\_c0b_a = \frac{T_{\max} - T(r)}{\ddot{q} \cdot S_p \cdot L_p} = \frac{1}{4\lambda_p} \cdot \frac{1}{S_p \cdot L_p} r^2 \quad (4-12)$$

ここで、 $L_p$ : パッド部厚み[m],  $S_p$ : パッド部面積[m<sup>2</sup>]

式(4-12)における  $S_p$  は本来であれば  $\pi r^2$  である。しかし、 $S_p$  は発熱体の体積を決める量であるため、パッド部の発熱を反映するには、パッド面積  $S (=N_x \cdot N_y \cdot P_c^2)$  を与える。また、 $r$  はパッド中心から端までの距離であるため、 $r = N_x \cdot P_c / 2$  である。これらから、式(4-12)を用いて、 $Rth\_c0b_a$  は以下の通りとなる。

$$Rth\_c0b_a = \frac{1}{4\lambda \cdot N_x^2 \cdot P_c^2 \cdot L_p} \left( \frac{N_x P_c}{2} \right)^2 = \frac{1}{16 \cdot \lambda_p \cdot L_p} \quad (4-13)$$

式(4-13)から、一様発熱するパッド内の熱抵抗  $Rth\_c0b_a$  はパッド寸法と無関係に一定値となることが分かる。Fig. 4-13 は、パッド全面発熱の場合の熱抵抗  $Rth\_c0b$  とパッド形状の関係について示したものである。グラフには、式(4-13)から計算された  $Rth\_c0b_a$  が破線で示されている。 $Rth\_c0b_a$  の計算に用いる  $\lambda_p \cdot L_p$  はパッド部及び直下の基板部分での熱伝導率と厚みの積を示すが、実際の基板では銅箔部分×厚みと樹脂基板部分×厚みを合成した  $xy$  方向の合成熱コンダクタンス  $G_p$  として与えられ、銅箔の熱伝導率  $\lambda_{cu}$  と銅箔厚み  $L_{cu}$  を用いて以下の式のように計算される。

$$\lambda_p \cdot L_p = G_p = \lambda_{cu} \cdot L_{cu} + \lambda_{xy} \cdot L_b \quad (4-14)$$

$Rth\_c0b$  はパッドサイズが大きくなるに従って、一定値に収束しており、その値は  $Rth\_c0b_a$  と大きく異ならない。パッドサイズが小さい範囲では、 $Rth\_c0b$  がパッドサイズの現象に伴

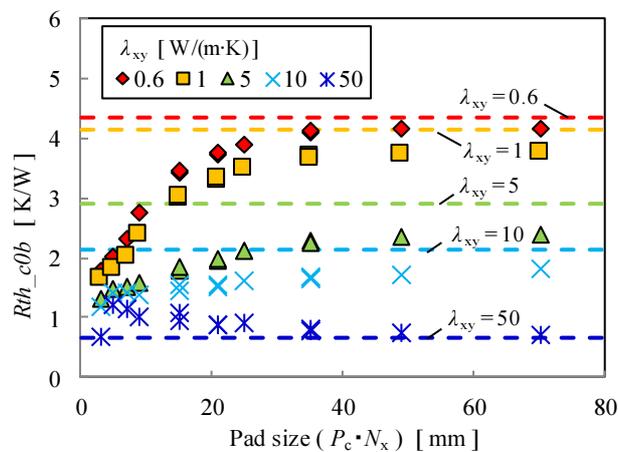


Fig. 4-13 Relationship between thermal resistance  $Rth\_c0b$  and Pad size  $P_c \cdot N_x$

って低下しているが、パッドが小さい場合には、発熱物からの熱流の基板厚み方向への拡がりにより、熱抵抗が減少しているものと推測される。Fig. 4-14 にパッドサイズ 70 mm での  $R_{th\_cob}$  と  $G_p$  の関係を示す。2 種類の  $L_b$  の傾向が  $G_p$  によって一意に整理可能であり、式(4-15)で示される。

$$R_{th\_cob} = \frac{0.0579}{G_p} \quad (4-15)$$

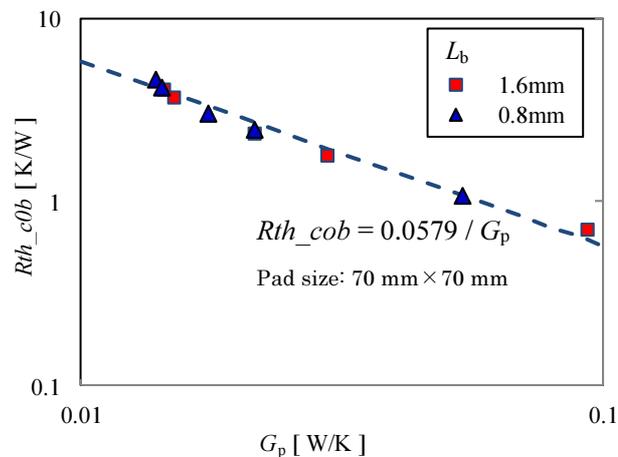


Fig. 4-14 Relationship between thermal resistance  $R_{th\_cob}$  and  $G_p$

#### 4.4.3 一様発熱するパッド部の熱抵抗(非正方パッド形状)

前項ではパッド形状が正方 ( $N_x = N_y$ ) の場合について議論したが、より一般的な条件に適用するために、非正方のパッド形状について考える。パッド形状が非正方の場合、熱流は長辺の法線方向に卓越する。本検討においては、非正方のパッド形状は  $x$  軸に平行な辺を長く取っているため、 $y$  方向の熱流  $Q_{by}$  が卓越することとなる。Fig. 4-15 にパッド形状と各辺の熱流を示す。 $y$  方向の熱流に対する  $R_{th\_cob}$  として、 $R_{th\_cob_y}$  を  $Q_{by}$  を用いて式(4-16)のように定義する。なお、 $T_b$  は Fig. 4-15 に図示されるように  $x$  軸に平行な辺の midpoint 温度、 $T_{c0}$  は Fig. 4-10 と同様にパッド全面が一様に発熱している際のパッド中央部温度とする。

$$R_{th\_cob_y} = \frac{(T_{c0} - T_b)}{Q_{by}} \quad (4-16)$$

式(4-13)に示した理論的な熱抵抗について、 $y$  方向の成分  $R_{th\_cob_{ya}}$  を求めると式(4-17)で示

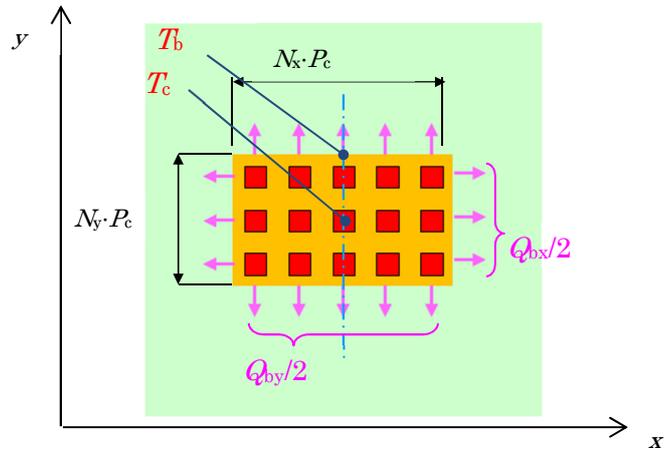


Fig. 4-15 Heat flows on respective sides of non-square pad

される。

$$Rth\_cOb_{ya} = \frac{1}{8G_p} \cdot \frac{N_y}{N_x} \quad (4-17)$$

$N_x/N_y$  はパッドの扁平の度合いを示す。  $N_y = N_x$  の場合は正方パッド形状を意味し、このとき  $Rth\_cOb_{ya}$  は  $Rth\_cOb_a$  のちょうど 2 倍となる。 Fig. 4-16 に  $Rth\_cOb_y$  とパッドサイズの関係を示す。パッド長辺長さ  $P_c \cdot N_x$  の増加に対して、 $Rth\_cOb_y$  は一定値に漸近する傾向がみられる。パッド長辺長さに対しての  $Rth\_cOb_y$  の傾向は Fig. 4-13 の傾向と同様である。  $N_y / N_x$  が小さい場合、パッドはより扁平で、 $Rth\_cOb_y$  は小さくなる。 Fig. 4-17 は各条件での  $P_c$  最大（最大パッドサイズ）の条件での、 $Rth\_cOb_y$  と  $N_y / N_x$  の関係である。  $Rth\_cOb_y$  は  $N_y / N_x$  に比例す

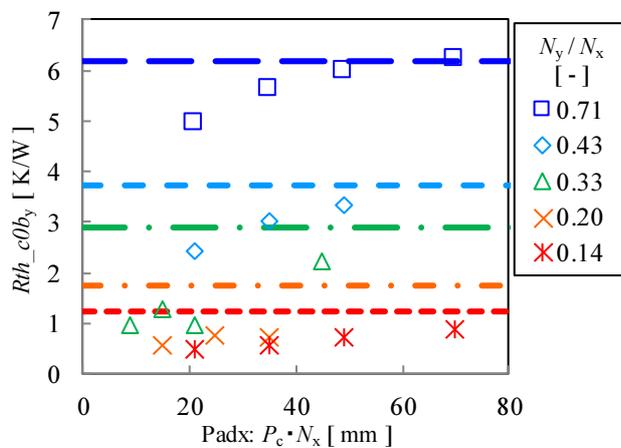


Fig. 4-16 Relationship between thermal resistance  $Rth\_cOb_y$  and pad size

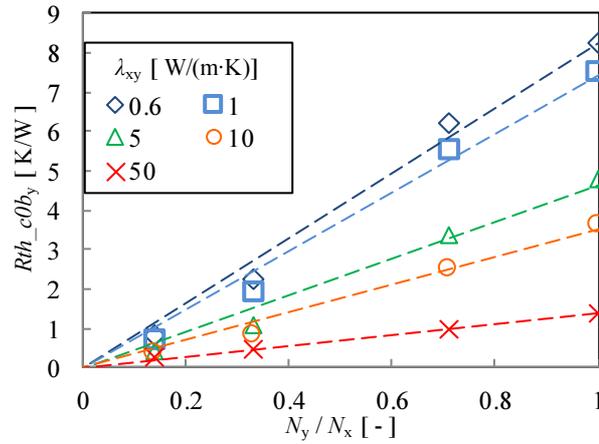


Fig. 4-17 Relationship between thermal resistance  $Rth\_c0by$  and  $Ny/Nx$

る傾向を示している。Fig. 4-18 は  $Rth\_c0by / (Ny/Nx)$  (Fig. 4-17 に示された  $Rth\_c0by$  の  $Ny/Nx$  に対する傾き)と、 $G_p$  との関係を示したものである。 $Rth\_c0by / (Ny/Nx)$ は概ね  $G_p$  に反比例の傾向を示す。この関係を  $Rth\_c0by$  について整理すると式(4-18)で表される。

$$Rth\_c0by = \frac{0.115}{G_p} \cdot \frac{Ny}{Nx} \quad (4-18)$$

このようにパッド内の温度分布を示す  $Rth\_c0by$  と形状との関係は、 $Ny/Nx$  及び、 $G_p$  により記述可能である。 $Nx=Ny$  の場合、形状の対称性から、 $Q_{bx} = Q_{by}$  であるため式(4-19)の関係となることは明らかである。

$$Rth\_c0by = 2 \cdot Rth\_c0b \quad (4-19)$$

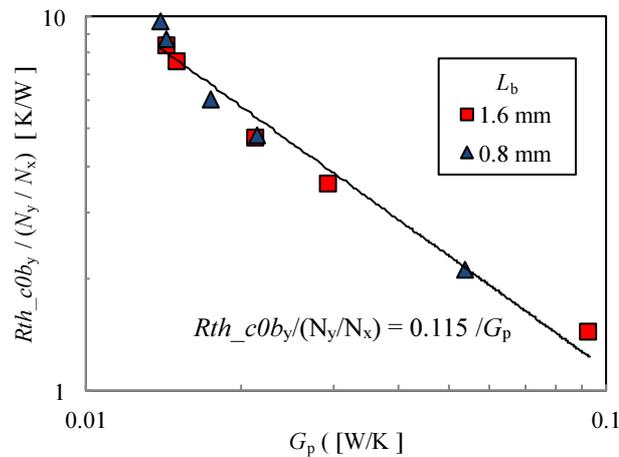


Fig. 4-18 Relationship between thermal resistance  $Rth\_c0by$  and  $G_p$  ( Non-square shape )

$Rth\_cOb_y$  についての式(4-18)と,  $Rth\_cOb$  についての式(4-15)を式(4-19)に代入して比較すると, 式(4-20)を得る.

$$\frac{0.115}{G_p} \doteq 2 \cdot \frac{0.0579}{G_p} \quad (4-20)$$

つまり,  $Rth\_cOb_y$  の形状との関係式(4-18)は  $N_x = N_y$  の条件において, 式(4-15)とほぼ一致していることがわかる.  $Rth\_cOb_y$  は式(4-18)により,  $N_y / N_x$  及び  $G_p$  を用いて表現されるが, 実際の温度上昇の算出においては,  $Rth\_cOb$  を算出する必要がある. 任意の  $N_y$  及び  $N_x$  について,  $Rth\_cOb$  を導出するため,  $Rth\_cOb_y$  と  $Rth\_cOb$ , 及び  $N_y / N_x$  の関係について考察する. パッド部から外側の基板を見たコンダクタンスは熱伝導主体であることから, 式(4-21)の関係が成り立つと推測される. 式(4-21)と  $Q_{by} + Q_{bx} = Q_b$  の関係から, 式(4-22)が得られる.

$$Q_{by} / Q_{bx} = N_x / N_y \quad (4-21)$$

$$Q_b = Q_{by} (1 + N_y / N_x) \quad (4-22)$$

Fig. 4-19 は, 式(4-22)の両辺を  $x$  軸,  $y$  軸の数値に取り, 全ての CFD シミュレーション結果から得られた  $Q_b$ ,  $Q_{by}$  の値を用いてプロットしたものである. 式(4-22)の両辺の相関係数 ( $R^2$ ) は非常に高く,  $Q_b$  はこの関係性を用いて,  $Q_{by}$  と  $N_x, N_y$  によって推定可能である. 式(4-10), (4-16), (4-22), より,  $Rth\_cOb$  と  $Rth\_cOb_y$  の関係は, 式(4-23)で記述される.

$$Rth\_cOb_y = Rth\_cOb \left( 1 + \frac{N_y}{N_x} \right) \quad (4-23)$$

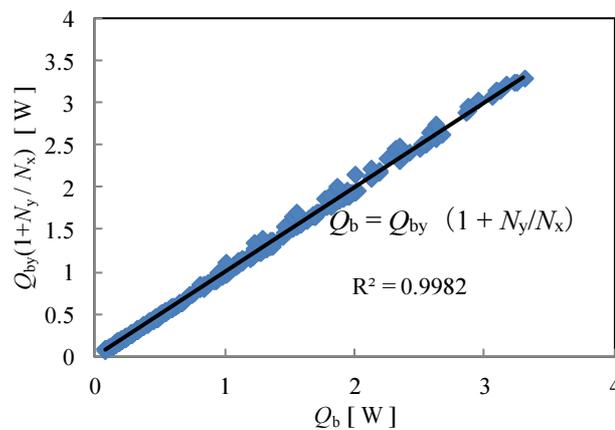


Fig. 4-19 Relationship between heat flow  $Q_{by}$  and  $Q_b$

式(4-23)は  $N_x = N_y = 1$  の場合式(4-19)に等しい。式(4-18)と式(4-23)から、式(4-24)が得られる。

$$Rth\_c0b = \frac{0.115}{G_p} \cdot \frac{N_y}{N_x + N_y} \quad (4-24)$$

以上より、任意の  $N_x, N_y$  における  $Rth\_c0b$  の推定式を得ることができた。

#### 4.4.4 $Rthp\_cns$ とパッド設計パラメータの関係

本項では Fig. 4-10, Fig. 4-11 及び式(4-9)で示された  $\Delta T_{cns}$  について検討を行う。  $\Delta T_{cns}$  は個別パッド内の温度上昇を示す。ここでもまず正方形形状のパッド ( $N_x = N_y$ ) について検討する。ここで、  $Rthp\_cns$  を  $\Delta T_{cns}$  とチップ一つあたりの発熱  $q_c$  との関係を表す熱パラメータとして式(4-25)のように置き、  $Rthp\_cns$  とパッド形状の関係性について調べる。

$$Rthp\_cns = \frac{\Delta T_{cns}}{q_c} \quad (4-25)$$

Fig. 4-20 は  $Rthp\_cns$  について、部品ピッチ  $P_c$  及び、実装数  $N_x (= N_y)$  との関係を示している。  $P_c$  が 5 mm 以上の場合には、  $N_x$  の増加に対して  $Rthp\_cns$  の変化は小さく、  $Rthp\_cns$  は  $P_c$  のみに依存することがわかる。  $P_c$  が 3 mm の場合には、  $N_x (= N_y)$  が増加することで、  $Rthp\_cns$  が減少している傾向がみられ、隣接する部品だけでなくさらに外側の発熱部品の温度勾配の影響を受けていることが分かる。  $P_c = 3$  mm での熱抵抗の変化は  $Rthp\_cns$  として、

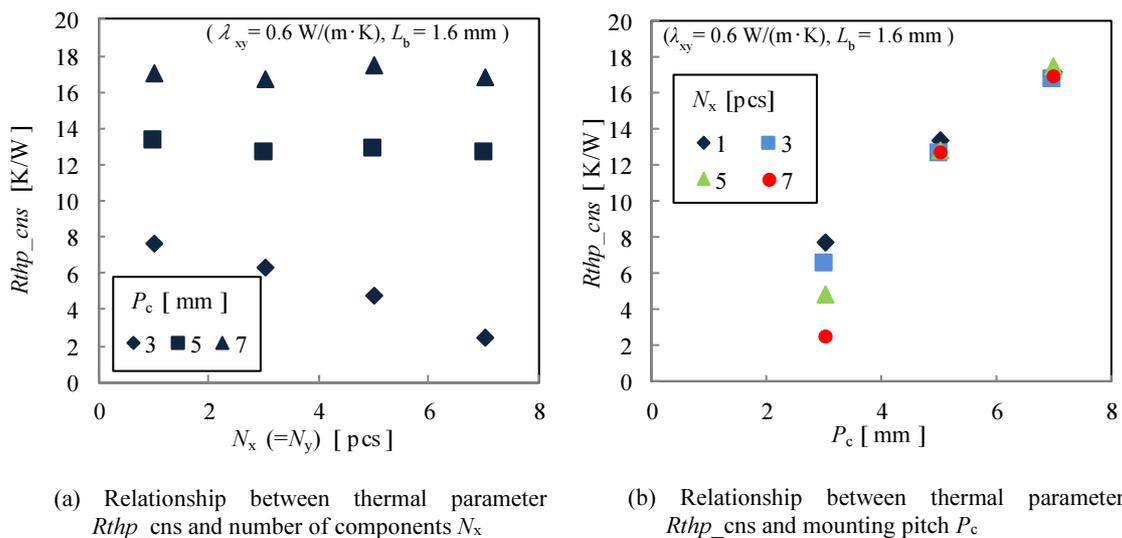


Fig. 4-20 Relationship between thermal parameter  $Rthp\_cns$  and design parameters

最大 8 K/W に対して 6 K/W 程度の減少を生じるが、本章の検討対象のように  $q_c$  が 0.1 W 程度であれば、温度上昇の絶対値は 0.6 °C 程度と小さく影響が限定的である。また、 $Rthp\_cns$  の最大値（ワースト値）は  $N_x = 1$  の場合に把握できるため、 $P_c = 3$  mm の場合の個数の影響については議論を省略する。Fig. 4-21 は  $N_x = 1$  の場合の  $P_c$  と  $\lambda_{xy}$  に対する  $Rthp\_cns$  関係を示している。様々な  $\lambda_{xy}$  に対して、 $Rthp\_cns$  は  $P_c$  の対数に比例する傾向を示しており、 $\lambda_{xy}$  の影響度は大きくない。本研究の CFD シミュレーションモデルでは、チップの形状としてその長さ及び幅を  $L_{cp} = 1.3$  mm (1.3 mm × 1.3 mm) としているため、 $P_c = 1.3$  mm の場合、個別パッドサイズとチップサイズは等しくなり、原理的に  $Rthp\_cns$  はゼロとなる。ここで、 $P_c$  をチップサイズ  $L_{cp} (= 1.3$  mm) で割った  $P_c / L_{cp}$  を用いて整理したものが Fig. 4-22 である。

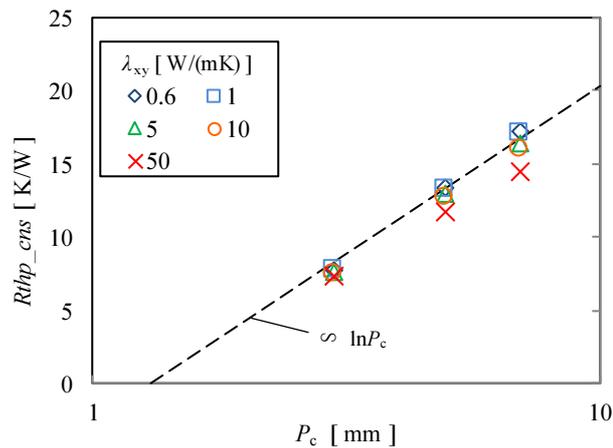


Fig. 4-21 Relationship between thermal parameter  $Rthp\_cns$  and mounting pitch  $P_c$

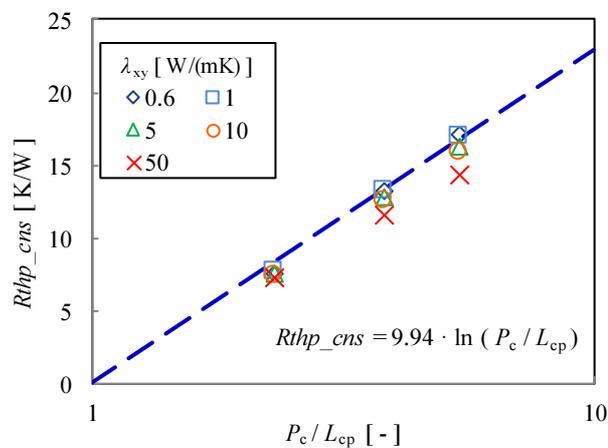


Fig. 4-22 Relationship between thermal parameter  $Rthp\_cns$  and  $P_c / L_{cp}$

$Rthp\_cns$  との関係は、 $P_c / L_{cp}$  の対数に比例する形で整理でき、式(4-26)のように示される。

$$Rthp\_cns = 9.94 \cdot \ln(P_c / L_{cp}) \quad (4-26)$$

上述は、 $N_x = N_y$  の場合についての議論であるため、ここで  $Rthp\_cns$  と  $N_y / N_x$  の関係について確認する。Fig. 4-23 は  $\lambda_{xy} = 0.6 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ ,  $N_x = 7$  の場合に、 $N_y$  を 1,3,5 と変化させた場合の  $Rthp\_cns$  の傾向を示している。 $P_c$  の条件は、Fig. 4-20(a)と同様である。 $Rthp\_cns$  は Fig. 4-20(a)と同様、 $P_c = 3 \text{ mm}$  では  $N_y$  の増加に対して  $Rthp\_cns$  は減少傾向を示し、 $P_c = 7 \text{ mm}$  の場合の値はほぼ同等である。Fig. 4-24 は Fig. 4-23 と同じ条件について、 $Rthp\_cns$  と  $P_c / L_{cp}$  の関係を示している。Fig. 4-22 では正方の場合について熱伝導率のバリエーションを示しているのに対して、Fig. 4-24 では、パッドの扁平度のバリエーションを示している。この結果から、

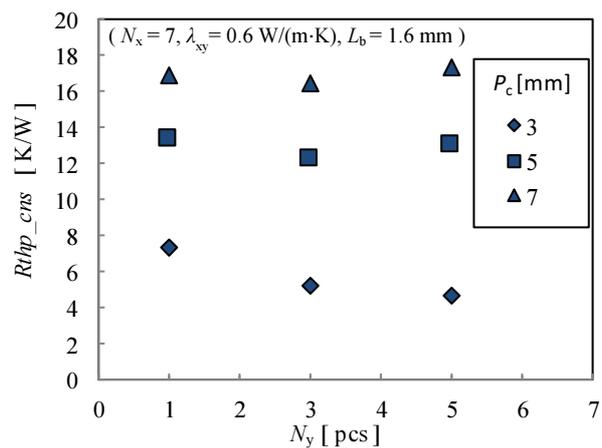


Fig. 4-23 Relationship between thermal parameter  $Rthp\_cns$  and number of components  $N_y$

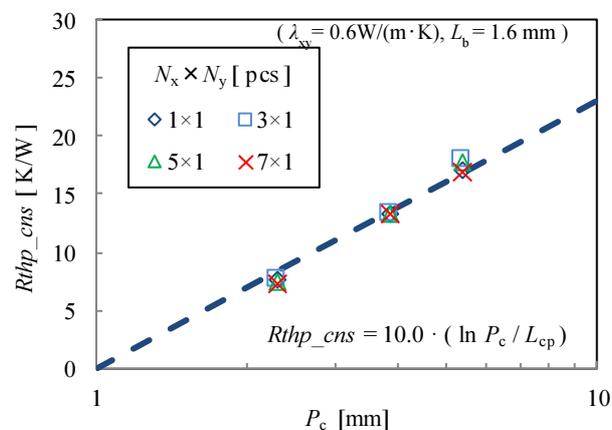


Fig. 4-24 Relationship between thermal parameter  $Rthp\_cns$  and mounting pitch  $P_c$  ( Non-square shape )

ピッチが広く、熱伝導率が低いような $\Delta T_{cns}$ が大きくなるケースでは、 $\Delta T_{cns}$ は個別パッド内の部品サイズと配置のピッチのみによって定められ、パッドの扁平さ $N_y / N_x$ には関係しないことが分かる。Fig. 4-24 から得られる  $Rthp\_cns$  と  $P_c$  の関係は式(4-27)で表される。

$$Rthp\_cns = 10.0 \cdot \ln(P_c / L_{cp}) \quad (4-27)$$

式(4-26)と(4-27)式から得られる  $Rthp\_cns$  は、本検討の範囲では、1%未満の差しかなく、どちらを用いても差は無い。(4.5 項の確認では、式(4-27)を用いる。)

#### 4.4.5 熱抵抗推定式の簡略化

前項までで示したとおり、パッド内の温度分布と、パッド設計パラメータとの関係は複雑である。 $P_c$  や  $N_x$  の変化に対して、熱抵抗が一定値へ収束するなど、非線形性の強い挙動が多い。また、これらの傾向として、 $\lambda_{xy}$  が高い場合には、形状への依存性が減少するという傾向も多くみられる。 $\lambda_{xy}$  が高い場合には、基板内の熱伝導が支配的となるため、熱伝導現象に特徴的な線形的な挙動が表れてくるものと思われる。こうした実際の複雑な挙動に対して、前項で得られた  $Rth\_c0b$  及び  $Rthp\_cns$  の導出式は粗い近似式である。しかし、パッド内の詳細な熱挙動と設計パラメータの関係性を数式の形に整理することは極めて複雑かつ煩雑であり、これは得られた推定式を使用する際にも問題となる。本研究の大きな目的の一つは、基板設計者が容易に利用できる“簡便”な温度上昇推定方法の提案である。その観点に従えば、推定式における優先事項は、傾向を厳密に再現することではなく、温度上昇に影響度の高いパラメータを用いて、理解しやすくシンプルに表現することである。

$Rth\_ba$  は本研究が対象とする密集実装基板の温度上昇にとって影響度が非常に大きい。 $Rth\_ba$  はパッドから外部への熱流と温度上昇の関係を表しており、基板全体での放熱の良否そのものを含んでいるからである。Fig. 4-1 の熱回路網からもわかるように  $Rth\_ba$  が  $Rth\_cb$  に対して非常に大きい場合、 $\Delta T_{cb}$  ( $= T_c - T_b$ ) よりも  $\Delta T_{ba}$  ( $= T_b - T_a$ ) は非常に大きくなる。このような場合には、 $Rth\_cb$  の推定精度が悪くとも  $T_c$  の推定精度への影響は小さい。一方で、 $Rth\_ba$  が小さい場合には、 $Rth\_cb$  の推定精度が  $T_c$  の推定精度にも影響を及ぼす。

4.3.1 項により、 $Rth\_ba$  はパッド設計パラメータを用いて式(4-7)のように示されており、パッド周長  $L$  の約 0.8 乗に反比例し、基板厚み  $L_b$ 、基板基材の  $xy$  方向熱伝導率  $\lambda_{xy}$  の 0.5 乗に反比例する。実際の検討条件における上記設計パラメータの組み合わせを考慮した場合には、 $Rth\_ba$  と  $Rth\_cb$  の関係において、 $Rth\_ba$  の割合がごく大きいケースが多いことから、 $Rth\_c0b$  は式(4-24)、 $Rthp\_cns$  は式(4-27)を用いることとし、これらの式で省かれた細かな温度挙動については考慮しないこととした。採用された推定式では、 $Rth\_c0b$  及び  $Rthp\_cns$  は省かれたパラメータの変化に対して概ね最大値となるように近似されているため、 $\Delta T_{cns}$  の推定値としては安全側の値が与えられる。

## 4.5 温度推定式の妥当性検証

この章では、前節までの議論から得られた推定式の妥当性を検証する。

### 4.5.1 $\Delta T_{cb}$ の推定精度検証

Fig. 4-25 は  $\Delta T_{cb}$  について、式(4-24)及び式(4-27)から算出した推定値と CFD シミュレーション結果の比較を示している。CFD シミュレーション結果は推定値に対して  $\pm 2K$  以内である。多くの条件において、推定値は CFD シミュレーション結果よりも大きく、意図したとおり安全側の値を示している。推定値の一部は、CFD シミュレーション結果よりも低くな

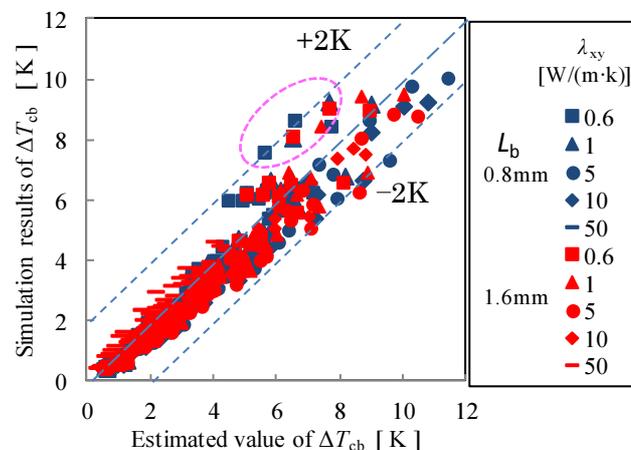


Fig. 4-25 Comparison between simulation results and estimated values for  $\Delta T_{cb}$ .

っているが、特に誤差が大きい破線の円で囲まれたポイントは、パッドサイズが大きく、部品数が多い条件であることが確認されている。これらの誤差の要因は、 $Rth_{c0b}$  の熱抵抗の推定誤差ではなく、 $Q_b / Q_{sa}$  の比率の誤差が原因である。しかし、これらの条件下での  $\Delta T_c$  ( $T_c - T_a$ ) は約 30~60K であり、上記の誤差  $\pm 2K$  の影響は限定的である。

#### 4.5.2 $T_b, T_c$ の算出式と推定精度検証

式(4-1)~(4-6), (4-9), (4-10), (4-25)より、 $\Delta T_c$  及び  $\Delta T_b$  は式(4-28), (4-29)として求めることができる。

$$\Delta T_c = T_c - T_a = Rth_{total} \cdot Q_c + Rthp_{cns} \cdot q_c \quad (4-28)$$

$$\Delta T_b = T_b - T_a = Q_c \cdot Rth_{ba} \cdot Rth_{total} / (Rth_{ba} + Rth_{c0b}) \quad (4-29)$$

但し、各熱抵抗は以下により与えられ、(式(4-6), (4-7), (4-8), (4-24), (4-27)再掲)基板設計パラメータから算出可能である。

$$\frac{1}{Rth_{total}} = \frac{1}{Rth_{sa}} + \frac{1}{Rth_{cb} + Rth_{ba}} \quad (4-6)$$

$$Rth_{ba} = 0.284 \cdot (\lambda_{xy} \cdot L_b)^{-0.5} \cdot L^{-0.839} \quad (4-7)$$

$$Rth_{sa} = 0.0708 \cdot \lambda_{xy}^{0.143} \cdot S^{-0.929} \quad (4-8)$$

$$Rth_{c0b} = \frac{0.115}{G_p} \cdot \frac{N_y}{N_x + N_y} \quad (4-24)$$

$$Rthp_{cns} = 10.0 \cdot \ln(P_c / L_{cp}) \quad (4-27)$$

これらから求めた温度推定値と、CFD シミュレーション結果の比較を Fig. 4-26 に示す。 $T_b, T_c$  について、両者は概ね一致している。4.5.1 項で議論した  $\Delta T_{cb}$  の温度推定誤差は、 $T_c$  及び  $T_b$  の温度を議論する上では大きな影響を及ぼしていないことが分かる。130 °C 以上などの高温側の領域において CFD シミュレーション結果に対して推定値が高めの値を示しているが、推定式を算出する上で用いたデータが低温側 (30 °C~100 °C 以下) に多く、こちらへの整合が優先されたことが原因と推測される。回路基板設計への適用においては、多く

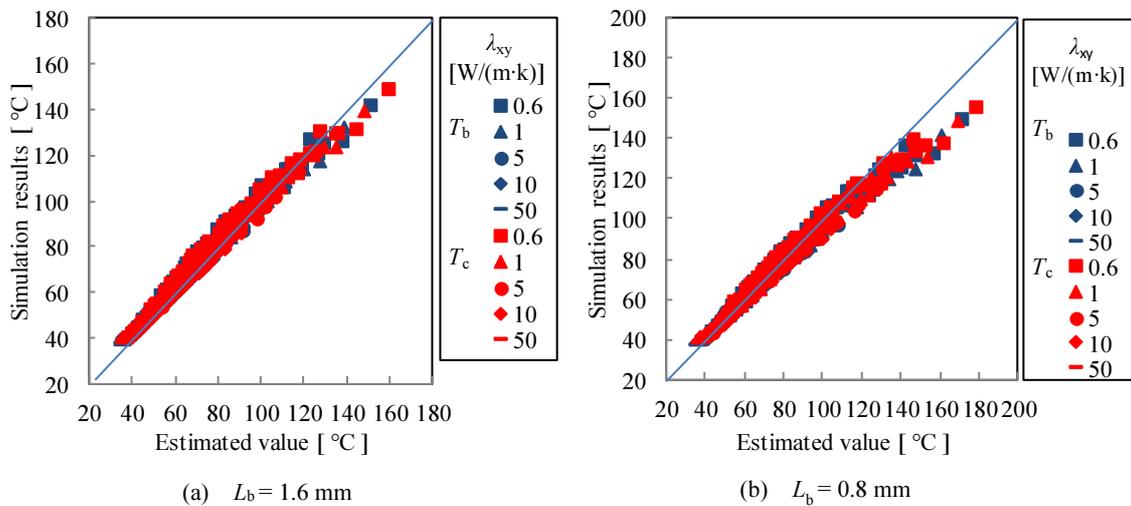


Fig. 4-26 Comparison between simulation results and estimated values for  $T_c$  and  $T_b$ .

の場合で基板温度の上限は 120 °C 以下程度であるため、実用上の問題はない。

以上より、本稿での解析に基づき決定された  $Rth_{c0b}$  及び  $Rthp_{cns}$  による温度推定式は実用上十分な精度で CFD シミュレーション結果を再現できることが分かった。

#### 4.6 まとめ

本章で提案された熱回路網モデルから得られる温度上昇算出式とこれに用いる各部熱抵抗の基板設計パラメータを用いた推定式により、密集実装基板の各部における温度上昇の推定が可能であることが示された。主な知見を以下に示す。

- $Rth_{ba}$  はパッド周長  $L$  の約-0.8 乗,  $L_b$ (基板厚み)・ $\lambda_{xy}$ (基板の  $xy$  方向熱伝導率)の-0.5 乗に比例する。
- $Rth_{sa}$  はパッド部面積  $S$  の約-0.9 乗, 及び  $\lambda_{xy}$  の約 0.1 乗に比例する。
- パッド内部の温度分布はパッド全体での温度分布とチップ周辺の温度分布の重ね合わせとして表現可能である。
- $\Delta T_{c0b}$  を決める  $Rth_{c0b}$  はパッドサイズに依存して変化するが、パッドのサイズが大きい場合には一定値に収束する。

- 非正方形を含む任意のパッド形状での  $Rth_{c0b}$  は基板の合成熱コンダクタンス  $G_p$  と  $N_y, N_x$  を用いて記述される。
- パッド内の部品周囲における温度上昇  $\Delta T_{cns}$  を示す熱パラメータ  $Rthp_{cns}$  は、パッド形状の扁平さに影響を受けず、部品ピッチとチップサイズの比  $P_c / L_{cp}$  の対数に比例する。
- パッド内の温度上昇は、得られた  $Rth_{c0b}$  及び  $Rthp_{cns}$  の簡便な推定式を用いることで、安全側の推定値を得ることができる。
- 部品が密集実装された基板の各部温度上昇は、提案された熱回路網モデルから以下の温度算出式によって求められる。

$$\Delta T_c = T_c - T_a = Rth_{total} \cdot Q_c + Rthp_{cns} \cdot q_c$$

$$\Delta T_b = T_b - T_a = \frac{Rth_{ba} \cdot Rth_{total}}{Rth_{ba} + Rth_{c0b}} \cdot Q_c$$

$$\text{但し, } \frac{1}{Rth_{total}} = \frac{1}{Rth_{sa}} + \frac{1}{Rth_{cb} + Rth_{ba}}$$

- 温度算出式における各部の熱抵抗は以下のとおり。

$$Rth_{ba} = 0.284 \cdot (\lambda_{xy} \cdot L_b)^{-0.5} \cdot L^{-0.839}, \quad Rth_{sa} = 0.0708 \cdot \lambda_{xy}^{0.143} \cdot S^{-0.929},$$

$$Rth_{c0b} = \frac{0.115}{G_p} \cdot \frac{N_y}{N_x + N_y}, \quad Rthp_{cns} = 10.0 \cdot \ln(P_c / L_{cp})$$

- 熱抵抗推定式によって算出した温度上昇の推定値は、CFD シミュレーション結果を実用上十分な精度で再現する。

## 記号の説明

$G_p$ : パッド部分の合成熱コンダクタンス  $G_p = \lambda_p \cdot L_p = \lambda_{cu} \cdot L_{cu} + \lambda_{xy} \cdot L_b$  [ W/K ]

$L$ : パッド周長 [ m ]

$L_a$ : 基板サイズ [ m ]

$L_{cu}$ : パッド部銅箔部分の厚み [ m ]

$L_{cp}$ : チップサイズ(チップ長さ=チップ幅として) [ m ]

$L_p$ : パッド部分の厚み [ m ]

$L_b$ : 基板厚み [ m ]

$N_x$ : x 方向の部品数 [ pcs ]

$N_y$ : y 方向の部品数 [ pcs ]

$P_c$ : 部品の実装ピッチ [ m ]

$q_c$ : 部品 1 個当たりの発熱量 [ W ]

$Q_c$ : 部品の総発熱量 ( $=N_x \cdot N_y \cdot q_c$ ) [ W ]

$Q_b$ : パッド端部から周囲の基板への熱伝導による熱流量 [ W ]

$Q_{sa}$ : パッド部分の表面から周囲への熱流量 [ W ]

$Rth_{ba}$ : パッド端部から周囲への熱抵抗 [ K / W ]

$Rth_{cb}$ : パッド中心とパッド端部の間の熱抵抗 [ K / W ]

$Rth_{c0b}$ : パッド中心とパッド端部の間の熱抵抗 (パッド内で均一に発熱する場合) [ K / W ]

$Rth_{c0ba}$ : 理論式から得られた  $Rth_{c0b}$  [ K / W ]

$Rth_{c0by}$ : y 方向の熱流に対する  $Rth_{c0b}$  [ K / W ]

$Rth_{c0bya}$ : 理論式から得られた  $Rth_{c0by}$  [ K / W ]

$Rth_{sa}$ : パッド表面と周囲との間の熱抵抗 [ K / W ]

$Rth_{total}$ :  $T_c$  から  $T_a$  までの熱抵抗の合計 [ K / W ]

$Rthp_{cns}$ : 個別パッド内の温度上昇  $\Delta T_{cns}$  に対する熱パラメータ ( $=\Delta T_{cns} / q_c$ ) [ K / W ]

$S$ : パッド面積 [ m<sup>2</sup> ]

$T_a$ : 周囲温度 [ °C ]

$T_b$ : パッド端部温度 [ °C ]

$T_c$ : パッド中心部温度 [ °C ]

$T_{c0}$ : パッド中心部の温度 (パッド内均一発熱の場合) [ °C ]

$\Delta T_b$ : パッド端部温度上昇 ( $=T_b - T_a$ ) [ K ]

$\Delta T_c$ : パッド中央部温度上昇 ( $=T_c - T_a$ ) [ K ]

$\Delta T_{cb}$ : パッド内部温度上昇 ( $=T_c - T_b$ ) [ K ]

$\Delta T_{c0b}$ : パッド内均一発熱の場合のパッド内温度上昇 ( $=T_{c0} - T_b$ ) [ K ]

$\Delta T_{cns}$ : 個別パッド内の温度上昇 ( $=\Delta T_{cb} - \Delta T_{c0b}$ ) [ K ]

$\lambda_p$ : パッド部銅箔部分の熱伝導率 [ W/(m·K) ]

$\lambda_p$ : パッド部分の熱伝導率 [ W/(m·K) ]

$\lambda_{xy}$ : 基板基材の熱伝導率 (  $xy$  方向 ) [ W/(m·K) ]

$\lambda_z$ : 基板基材の熱伝導率 (  $z$  方向 ) [ W/(m·K) ]

$\varepsilon$ : 基板表面の放射率 [ - ]

## 参考文献

- [4-1] Y. Aruga, T. Yamabe, K. Hirasawa, H. Aoki, T. Hatakeyama, S. Nakagawa and M. Ishizuka, "Proposal of a temperature rise estimation method for densely mounted components," Transactions of The Japan Institute of Electronics Packaging, 2018 Volume 11 Pages E18-005-1-E18-005-13
- [4-2] 有賀善紀, 平沢浩一, 青木洋稔, 畠山友行, 中川慎二, 石塚勝, 第31回 エレクトロクス実装学会春季講演大会, "密集実装時のチップ部品の温度上昇に関する考察," (2017), pp.201-204.
- [4-3] Y. Aruga, K. Hirasawa, H. Aoki, T. Hatakeyama, S. Nakagawa and M. Ishizuka, "Study of Temperature Rise of Small Chip Components in Case of Dense Mounting," ICEP2017, pp.399-404, (2017)
- [4-4] Y. Aruga, K. Hirasawa, T. Yamabe, H. Aoki, T. Hatakeyama, S. Nakagawa and M. Ishizuka, "Study of temperature estimation method for densely mounted surface mount components," IEEE CPMT Symposium Japan 2017, (2017)
- [4-5] Y. Aruga, K. Hirasawa, H. Aoki, T. Hatakeyama, S. Nakagawa and M. Ishizuka, "Relationship between thermal resistance and shape of copper pads in densely mounted board," ICEP2018, pp.465-470, (2018)
- [4-6] T. Ogushi<sup>1</sup>, K. Aoki<sup>2</sup>, T. Kobayashi, Y. Niki, T. Hirata, "DEVELOPMENT OF IN-PLANE THERMAL CONDUCTIVITY MEASUREMENT METHOD OF MULTI-LAYER PRINTED WIRING BOARDS CALLED STRAIGHT FIN TEMPERATURE FITTING METHOD," IHTC-15, (2014)
- [4-7] 日本機械学会, "伝熱工学資料 改訂第5版," 日本機械学会, pp.9-10, (2009)
- [4-8] J.P.Holman, "Heat Transfer 10th edition," McGrawHill,(2010)

## 第5章

### 密集実装基板における温度上昇推定式の実験による確認

第4章で示された熱回路網モデル及び熱抵抗の推定式は、CFDシミュレーションの結果から得られたものだが、シミュレーションによる検討では、モデル形状の簡略化及び、伝熱現象の近似表現など解析手法に起因する現実との差異が存在する。これに加え、基板基材などの物性値も公称値を用いるなど、実物との間には値差異があることが多い。このようにシミュレーションと実物には様々な差異を生じる要因がある。本章では、第4章の検討で求められた熱回路網モデル及び各部熱抵抗の推定式について、その妥当性を実験により確認し、またその差異について考察する。

#### 5.1 解析の概要と目的

第4章で得られた熱抵抗推定式の妥当性を確認するために、第4章の解析モデルに相当する試験基板（ガラスエポキシ基板上に小型チップ抵抗器を密集実装したもの）を作成した。この試験基板の実験結果と熱抵抗推定式から得られた温度推定値の比較を基に、推定式の妥当性について確認し、両者に生じる差異の要因について考察した<sup>[5-3]</sup>。また、両者に生じる差異を是正するために、実験結果を用いた推定式の補正係数を導出する手法について検討した<sup>[5-1], [5-2]</sup>。

#### 5.2 密集実装基板の熱回路網表現及び実験条件

本節では、本章で議論する基板の放熱モデルを表す熱回路網モデルと実験条件について詳細を述べる。

##### 5.2.1 密集実装基板の熱回路網モデル表現と熱抵抗推定式

本項では、本章で用いる密集実装基板の熱回路網モデルと、各部熱抵抗の推定式を示す。

Fig. 5-1 第4章で示された密集実装された基板モデル及び熱回路網モデルを示す (Fig. 4-1(a), (c)より再掲). また, 各部の温度と熱抵抗の関係を式(5-1)-(5-6)で示す. (式(4-1)-(4-6)より再掲)

$$\Delta T_c = T_c - T_a = Rth\_total \cdot Q_c \quad (5-1)$$

$$\Delta T_b = T_b - T_a = Rth\_ba \cdot Q_b \quad (5-2)$$

$$\Delta T_{cb} = T_c - T_b = Rth\_cb \cdot Q_b \quad (5-3)$$

$$\Delta T_c = T_c - T_a = Rth\_sa \cdot Q_{sa} \quad (5-4)$$

$$Q_c = Q_b + Q_{sa} \quad (5-5)$$

$$\frac{1}{Rth\_total} = \frac{1}{Rth\_sa} + \frac{1}{Rth\_cb + Rth\_ba} \quad (5-6)$$

ここで,  $T_b$ :パッド端部の温度,  $T_a$ : 周囲温度,  $Q_c$ : 部品の総発熱量,  $Q_{sa}$ : パッド表面からの周囲への放射・対流による熱流量,  $Q_b$ : パッド端部から周囲の基板への熱伝導による熱流量,  $Rth\_ba$ : パッド端部から周囲への熱抵抗,  $Rth\_total$ :  $T_c$  から  $T_a$  までのトータルの熱抵抗

上記の熱抵抗の内  $Rth\_ba$  及び  $Rth\_sa$  については第4章の検討により式(5-7), (5-8),  $\Delta T_{cb}$  は式(5-9)から(5-11)のように求められている. (式(4-7),(4-8), (4-9), (4-24), (4-27) の記号表記などを一部変えて再掲)

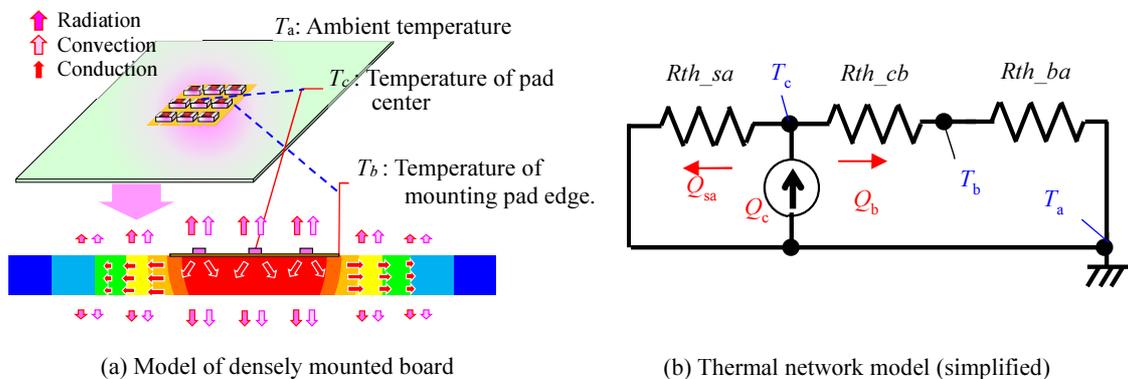


Fig. 5-1 Thermal network model of densely mounted board

$$Rth\_ba = \alpha_1 \cdot (\lambda_{xy} \cdot L_b)^{-0.5} \cdot L^{\alpha_2} \quad (5-7)$$

$$Rth\_sa = \beta_1 \cdot \lambda_{xy}^{0.143} \cdot S^{-\beta_2} \quad (5-8)$$

ここで,  $\lambda_{xy}$ : 基板基材の熱伝導率,  $L_b$ : 基板厚み,  $L$ : パッド周長,  $S$ : パッド面積

$$\Delta T_{cb} = \Delta T_{c0b} + \Delta T_{cns} = Rth\_c0b \cdot Q_b + Rthp\_cns \cdot q_c \quad (5-9)$$

ここで,  $\Delta T_{cb} = T_c - T_b$ ,  $Rth\_c0b$ : パッド中心とパッド端部の間の熱抵抗 (パッド内で均一に発熱する場合),  $Rthp\_cns$ : 個別パッド内の温度上昇  $\Delta T_{cns}$  に対する熱パラメータ (=  $\Delta T_{cns} / q_c$ ),  $q_c$ : 部品 1 個当たりの発熱量

$$Rth\_c0b = \frac{0.115}{G_p} \cdot \frac{N_y}{N_x + N_y} \quad (5-10)$$

$$Rthp\_cns = 10.0 \cdot \ln(P_c / L_{cp}) \quad (5-11)$$

ここで,  $G_p$ : パッド部分の合成熱コンダクタンス (=  $\lambda_{cu} \cdot L_{cu} + \lambda_{xy} \cdot L_b$ ),  $\lambda_{cu}$ : 銅箔の熱伝導率,  $L_{cu}$ : 銅箔厚み,  $L_{cp}$ : チップサイズ

第 4 章での検討結果より,  $\alpha_1 = 0.284$ ,  $\alpha_2 = 0.839$ ,  $\beta_1 = 0.0708$ ,  $\beta_2 = 0.929$  が求められているが, 本章では,  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$ ,  $\beta_1$ ,  $\beta_2$  について実験結果を用いた補正を検討するため, 代数での表記としている。

実験結果と比較を行う際に, 推定式(5-7)~(5-11)に与えられるパラメータ (基板形状など, 実験条件から与えられるもの以外) は第 4 章と同じ値を用いることとし, 以下のとおりとした。  $\lambda_{xy} = 0.6 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ ,  $\lambda_z = 0.3 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ ,  $\lambda_{cu} = 385 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ ,  $L_{cu}: 35\mu\text{m}$

### 5.2.2 実験基板の概要

実験に用いた基板の概要を Fig. 5-2 に示す。発熱素子としては  $1.6 \text{ mm} \times 0.8 \text{ mm}$  サイズのチップ抵抗器を用い, プリント基板にはガラスエポキシ材(FR-4 グレード)を用い, 厚みを  $1.6 \text{ mm}$  及び  $0.8 \text{ mm}$  とした。チップ抵抗器には, 1 素子当たり  $0.02 \text{ W}$  または  $0.05 \text{ W}$  を負荷した。(素子の負荷電力は基板温度が  $120^\circ\text{C}$  以下程度となるように調整。) 基板は地面と水平方向の姿勢でスペーサにより測定台から  $40 \text{ mm}$  程度の間隔を空けて設置し, 自然対流状

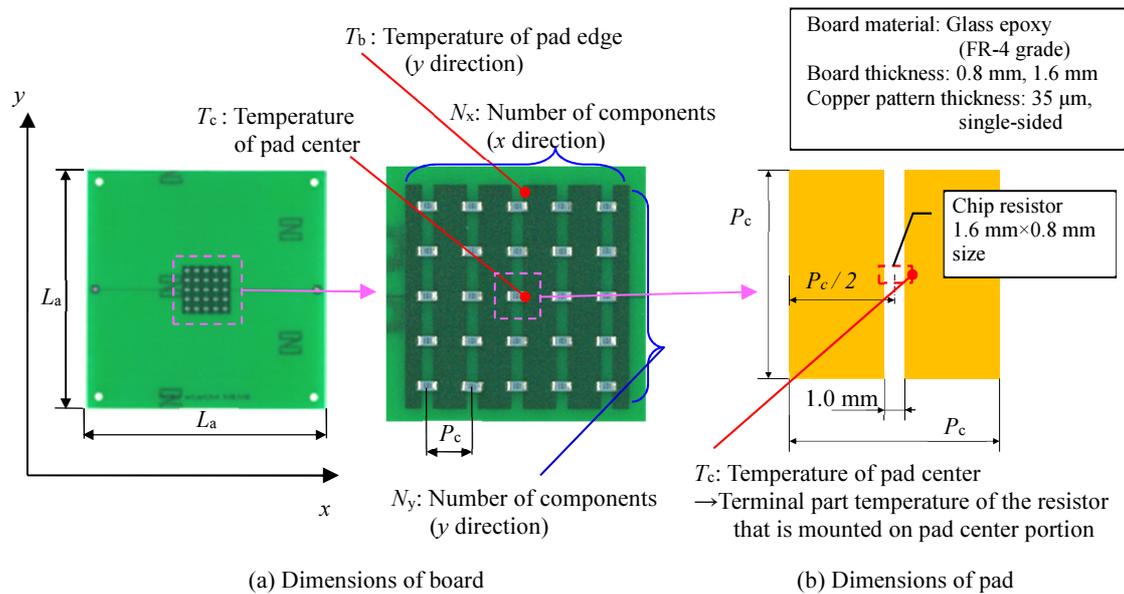


Fig. 5-2 Dimensions of experimental board

態で測定を行った。チップ抵抗器は Fig. 5-2(a)に示すようにパッド内に等間隔に密集実装される。それぞれの部品は Fig. 5-2(b)に示すような同一形状のパッドを持ち、これらが  $x, y$  方向に複数配置される。  $x, y$  方向の部品数  $N_x, N_y$  及び、  $P_c$  (部品の実装ピッチ = パッド寸法) がパッド形状のパラメータとなる。また、温度測定箇所はパッド外周部の代表点及びパッド中央部分とした。パッド外周部の代表点は、パッドの分断が無く、温度が最も高くなると推測される  $y$  方向の中央端部とした。(Fig. 5-2(a)の  $T_b$  測定位置) パッド中央部分は、最高温度と予想される中央部の抵抗器の端子部温度を代表点とした。端子部とは、チップ抵抗器の電極と基板の接続部分を指す。温度測定には赤外線サーモグラフを用いた。

### 5.2.3 実験条件

本章の検討では、パッドサイズを正方、非正方を交えて大小様々に変化させた場合の温度上昇を測定し、推定式による温度上昇との比較を行う。Table 5-1 に実験条件を示す。実験条件を決めるにあたり以下の点について考慮した。式(5-1)~(5-11)の関係式から得られる推定値と実験結果は同様の傾向となることが予想されるが、CFD に使用した基板基材の物性値(熱伝導率)の不確かさ、銅箔及び基材の厚みなどの製造に起因する形状の不確かさ、及び

CFD との境界条件の差異などの不確定な要因により，両者には必ず何らかの差異が生じると考えられる．そこで，実験結果を用いて，(5-7), (5-8)の熱抵抗推定式の係数を補正するための手法を提案することとし，そのための条件を実験条件に含めた．本検討では，補正係数の導出のために複数水準を設定することが可能なパラメータはパッド寸法のみであるため，パッド寸法に関連して熱抵抗に影響するパラメータである  $\alpha_2, \beta_2$  及び，累乗式の切片となる  $\alpha_1, \beta_1$  を係数補正の対象とした．熱抵抗推定式の補正係数を実験から得る際に最も問題となるのは，各部の熱流  $Q_b, Q_{sa}$  の正確な値を測定できないことであるが，この点については，パッド形状の調整により  $Q_b$  と  $Q_{sa}$  の比率を一定に保つことが可能である．第4章の検討により，密集実装時のパッド部温度上昇においては，全体的な傾向として，パッド内の温度上昇  $\Delta T_{cb} (=T_c - T_b)$  よりもパッド端部の温度上昇  $T_b - T_a$  の寄与度が大きいことが分かっている．つまり， $Rth_{cb} \ll Rth_{ba}$  となるケースが殆どである．このように考えた場合， $T_c - T_b$

**Table 5-1 Experimental conditions**

$q_c$  (Heat generation of single component) = 0.02 W, 0.05 W,  $L_b$ : Board thickness = 0.8 mm, 1.6 mm

No	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$L_a$ [ mm ]	100	100	100	100	100	100	100	100	100
$N_x$ [ pcs ]	1	2	5	3	4	5	4	5	6
$N_y$ [ pcs ]	1	2	5	3	2	1	4	3	2
$P_c$ [ mm ]	4.0	4.0	4.0	7.0	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0
$S$ [ mm <sup>2</sup> ]	16.0	64.0	400.0	441.0	128.0	80.0	256.0	240.0	192.0
$L$ [ mm ]	16.0	32.0	80.0	84.0	48.0	48.0	64.0	64.0	64.0
$S/L$ [ mm ]	1.0	2.0	5.0	5.3	2.7	1.7	4.0	3.8	3.0
No	10	11	12	13	14	15	16	17	18
$L_a$ [ mm ]	150	100	100	100	150	100	100	150	150
$N_x$ [ pcs ]	7	3	3	6	10	3	3	6	10
$N_y$ [ pcs ]	1	3	1	1	1	3	1	1	1
$P_c$ [ mm ]	4.0	2.0	4.0	3.5	3.3	4.0	8.0	7.0	6.6
$S$ [ mm <sup>2</sup> ]	112.0	36.0	48.0	73.5	108.9	144.0	192.0	294.0	435.6
$L$ [ mm ]	64.0	24.0	32.0	49.0	72.6	48.0	64.0	98.0	145.2
$S/L$ [ mm ]	1.8	1.5	1.5	1.5	1.5	3.0	3.0	3.0	3.0

は全体の温度上昇に比較してごく小さく、 $Q_b$ と $Q_{sa}$ の比率は主に $Rth_{ba}$ と $Rth_{sa}$ によって定まると言える。ここで、 $T_c \doteq T_b$ として式(5-2)、(5-4)を整理すると式(5-12)のような関係を得る。また、 $Q_{sa}/Q_b$ を $Bi$  (Biot 数に相当) とおく。

$$\frac{Q_{sa}}{Q_b} = \frac{Rth_{ba}}{Rth_{sa}} = Bi \quad (5-12)$$

ここで、式(5-7)及び(5-8)より、 $Rth_{ba}$ は $L$ にほぼ反比例し、 $Rth_{sa}$ は $S$ にほぼ反比例する ( $\alpha_2=0.839, \beta_2=0.929$ より) ことから、 $Bi$ は $S/L$ を一定とすることでほぼ一定となり、 $Q_b$ と $Q_{sa}$ の比を一定に定めることが可能となる。このような考え方にに基づき試験条件を決定し、推定式の補正係数の導出について検討を行った。Table 5-1の試験 No. 11~14 及び 15~18が上記の $S/L$ 一定の条件である。

#### 5.2.4 シミュレーションモデルの簡略化の影響確認

第4章で用いたシミュレーションモデルは、その中で説明した通り、パッド及び部品形状が簡略化されている。簡略化の影響を確認するために、簡略化モデルと詳細モデルの比較を行った。Fig. 5-3に簡略化モデルと詳細モデルの相違点を示す(Fig. 4-3再掲)。比較的実装数が多く、実装ピッチの影響についても確認できる条件として、試験条件 No4 及び 15を選定した。これらについて、簡略モデルと詳細モデル及び、実験結果 ( $T_c, T_b$ ) の比較を行う。この比較結果については、5.5.1項で説明する。

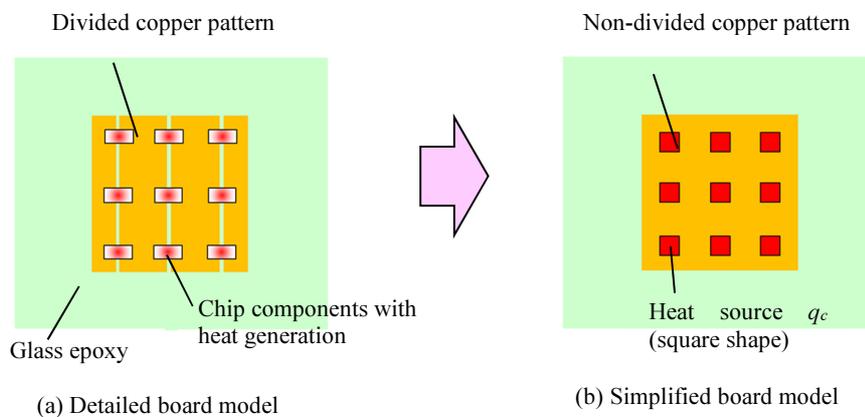


Fig. 5-3 Simplification of board model

### 5.3 実験結果と推定式の比較

Fig. 5-4(a)に推定式を用いた推定値と実験結果 ( $\Delta T_b$  及び  $\Delta T_c$ ) の比較を示す。推定値と実験結果は直線的な関係を示しており、両者に強い相関があることが分かる。このことから、第 4 章で示された熱回路網モデル及び推定式は、実際の基板での温度上昇の傾向を表現できていることが分かる。しかしながら、温度上昇が高くなるにつれて推定値と実験値の差 ( $\Delta T_b, \Delta T_c$  の推定値 - 実験値, 以降“推定ギャップ”と呼ぶ) が増加しており、推定値は実験結果に対していずれも低い値を示している。また、 $\Delta T_b$  と  $\Delta T_c$  の推定ギャップはいずれも同程度であることから、主に  $\Delta T_b$  の実験結果との差異が大きいことがわかる。Fig. 5-4(b)はパッド周長  $L$  に対しての  $\Delta T_b$  の推定ギャップを示しており、 $L$  が小さい場合は推定ギャップが小さく、 $L$  の増大につれて増加している。パッド周長  $L$  に対する整理を行うのは、物理的なパッド寸法と推定ギャップの関係をイメージしやすいことに加え、 $Rth_{ba}$  との関係を確認に示すことが可能なためである。 $\Delta T_b$  を定める  $Rth_{ba}$  は、式(5-7)に示すように  $L^{-\alpha_2}$  に比例的な関係であるため、横軸  $L$  は  $Rth_{ba}$  に略反比例の傾向を示す。Fig. 5-4(b)をこのように解釈すると、 $Rth_{ba}$  が大きい場合には推定ギャップが小さく、 $Rth_{ba}$  の減少に伴い推定ギャップが大きくなる傾向を示している。推定ギャップの幅 (最大値：0% - 最小値：30%)

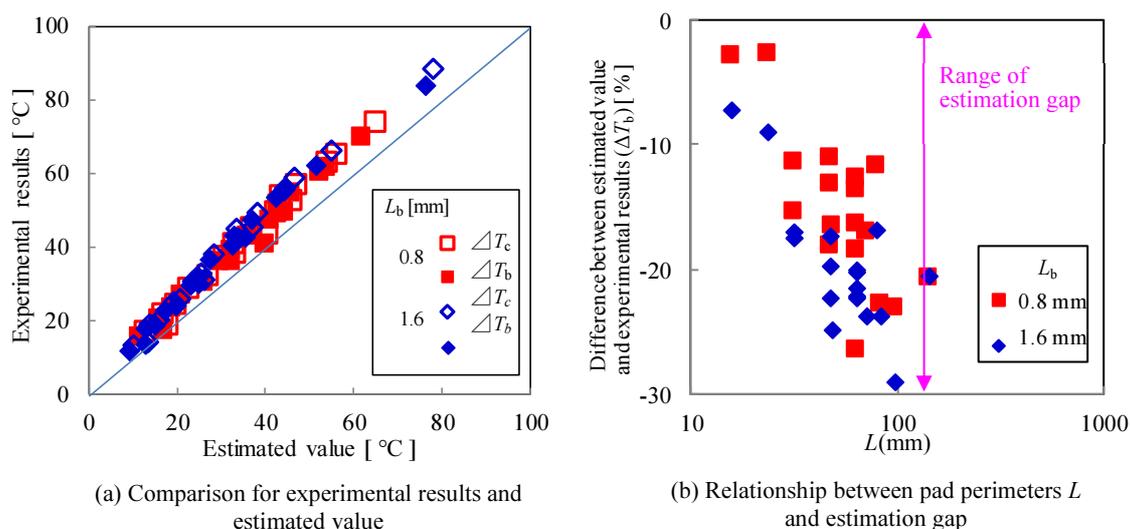


Fig. 5-4 Comparison for Experimental results and estimated value

は 30%程度である。こうした推定値と実験結果の差異の要因については 5.5 節にて考察する。また、実測結果を用いた推定式の係数補正については次節で検討する。

#### 5.4 実験結果を用いた補正係数の導出

本節では、5.3 節で示された推定ギャップを是正するための推定式の係数補正方法について検討する。5.2.3 項の議論の通り、 $T_c \doteq T_b$ として得られた式(5-12)を用いて式(5-5)の関係を示すと、式(5-13)、(5-14)が得られる。

$$Q_{sa} = \frac{Bi}{Bi+1} Q_c \quad (5-13)$$

$$Q_b = \frac{1}{Bi+1} Q_c \quad (5-14)$$

これらと(5-2)、(5-4)から式(5-15)、(5-16)が得られる。

$$\frac{T_b - T_a}{Q_c} = \frac{1}{Bi+1} Rth_{-ba} = \frac{1}{Bi+1} \alpha_1 \cdot \lambda_{xy}^{-0.5} \cdot L_b^{-0.5} \cdot L^{\alpha_2} \quad (5-15)$$

$$\frac{T_c - T_a}{Q_c} = \frac{Bi}{Bi+1} Rth_{-sa} = \frac{Bi}{Bi+1} \beta_1 \cdot \lambda_{xy}^{0.143} \cdot S^{-\beta_2} \quad (5-16)$$

ここで、式(5-15)、(5-16)の左辺の  $T_b$ 、 $T_c$  及び  $T_a$  は実験による基板温度の実測から与えられ、 $Q_c$  は部品数  $N_x \cdot N_y$  と単素子の発熱量:  $q_c$  の積として与えられる。右辺の  $Bi$  を一定とすると、

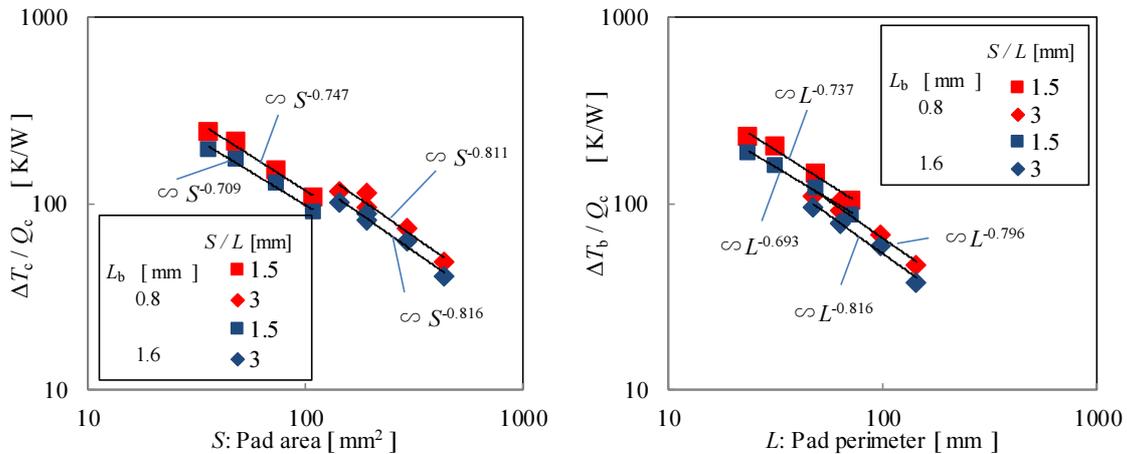


Fig. 5-5 Relationship between  $\Delta T / Q_c$  and pad shape ( $S, L$ )

$S$  及び  $L$  が異なる条件での測定結果から、 $\alpha_2$  及び  $\beta_2$  を求めることができる。このように実験から得られた補正係数を元の  $\alpha, \beta$  と区別して、 $\alpha_n^*, \beta_n^*$  と示す( $n$  は 1, 2)。Fig. 5-5 に  $Bi$  の等しい実験条件である No.11~14 及び No.15~18 における  $(T_c - T_a)/Q_c$  と  $S$  及び  $(T_b - T_a)/Q_c$  と  $L$  の関係を示す。グラフの近似曲線の傾きの平均値から、 $\alpha_2^* = 0.761$ ,  $\beta_2^* = 0.771$  と求められる。こうして求められた  $\alpha_2^*, \beta_2^*$  を式(5-7), (5-8)に代入し、式(5-2), (5-4), (5-5)の関係を整理することで式(5-17)のような関係が得られる。

$$Q_c = \frac{T_b - T_a}{Rth\_ba} + \frac{T_c - T_a}{Rth\_sa} = A_1 (T_b - T_a) \lambda_{xy}^{0.5} \cdot L_b^{0.5} \cdot L^{0.761} + B_1 (T_c - T_a) \lambda_{xy}^{-0.143} \cdot S^{0.771} \quad (5-17)$$

$$\text{ここで, } A_1 = \frac{1}{\alpha_1^*}, B_1 = \frac{1}{\beta_1^*}$$

$Q_c$  及び  $T_c, T_b, T_a$  は実測の結果から定数として与えられるため、式(5-17)は  $A_1$  と  $B_1$  の関係を表す 1 次方程式となる。この関係は試験条件の数である 36 通り (基板厚み 2 種類×18 通り) 与えられる。これら 36 本の直線の全てを満たす  $A_1, B_1$  の組み合わせが求めるべき解であるため、すべての直線の交点を求めればよいが、それぞれの実験結果に含まれる測定誤差やばらつきによって、実際のところこれらの直線が一点で交わることはない。そのため、こ

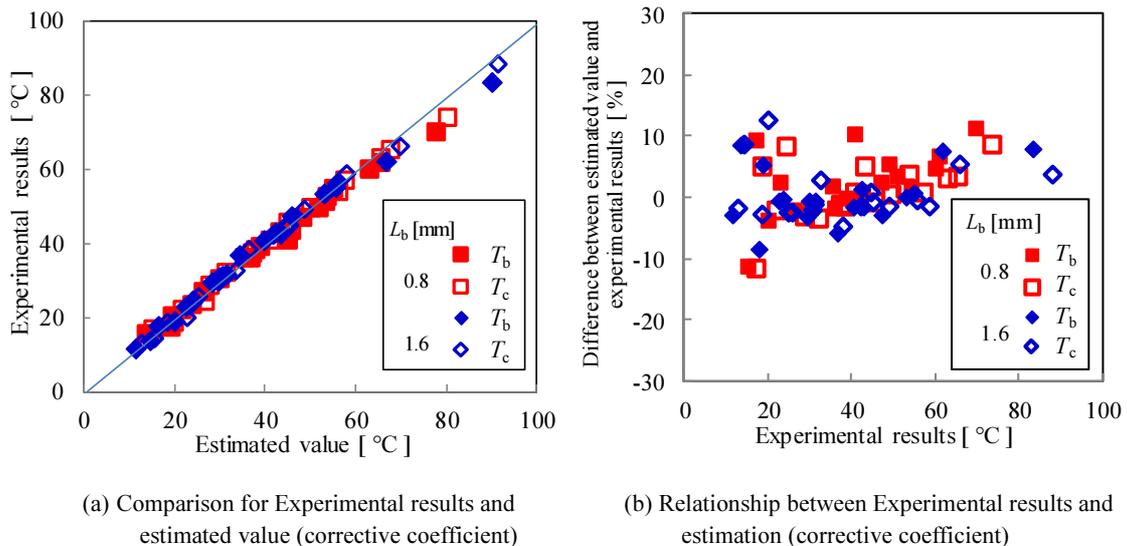


Fig. 5-6 Relationship between  $\Delta T / Q_c$  and pad shape ( $S, L$ )

れら 36 本の直線からの距離が最小となる  $A_1, B_1$  を最小二乗法により求め、 $\alpha_1^*=0.526, \beta_1^*=0.267$  が解として得られた。

このようにして新たに得られた補正係数  $\alpha_n^*, \beta_n^*$  を推定式(5-7),(5-8)に適用して、再度温度推定を行った。Fig. 5-6(a)に補正後の推定式による推定値と実験結果の比較を示す。補正された推定式による推定値は、実験結果と概ね一致を示している。より詳細な比較として、実験結果の測定値に対する差を Fig. 5-6(b)に示す。多くのケースで測定値との差は 10%以内であり、それぞれの厚みでの最高温度となったケースを除いて 5 °C以内の推定ギャップに収まっている。以上より、第 4 章で提案された熱回路網モデルの性質を基に設定された実験条件を用いた係数の導出手法が妥当であることが示された。

ただし、 $\alpha_1^*=0.526, \beta_1^*=0.267$  はいずれも第 4 章で得られた値 ( $\alpha_1=0.284, \beta_1=0.0708$ ) よりも大きく、得られた  $\alpha_2^*=0.761, \beta_2^*=0.771$  については、第 4 章で得られた値 ( $\alpha_2=0.839, \beta_2=0.929$ ) 係数に比較して小さい。 $\alpha_2^*$  と  $\beta_2^*$  が近い値となっていることも特徴的である。これらの係数の差の要因は、係数導出に用いた実験条件の設定にあるものと考えられる。係数導出のための実験条件を選定する際には、 $B_i$  を一定とするために  $S/L$  一定とおいたが、厳密には両者の関係は、式(5-18)のように表される。

$$Bi = \frac{Rth\_ba}{Rth\_sa} \propto L^{-\alpha_2} / S^{-\beta_2} = (L/S)^{-\alpha_2} \cdot S^{(\beta_2 - \alpha_2)} \quad (5-18)$$

つまり、 $\alpha_2 = \beta_2$  の場合にのみ  $Bi \propto (L/S)^{-\alpha_2} = (L/S)^{-\alpha_2}$  として  $Bi$  は一定となる。式(5-18)に示される  $Bi$  への  $S$  の影響を定性的に考えると、 $\beta_2 \geq \alpha_2$  の場合、 $Q_{sa}$  の増加割合は  $Q_b$  よりも大きいためパッド面積  $S$  が大きくなるほど、 $Bi$  は大きくなる。このため、 $Rth\_ba$  における  $\alpha_2$  を算出する式(5-15)では、 $1/(Bi+1)$  はパッド面積  $S$  が大きい場合ほど小さくなる。この影響を補正するために両辺を  $1/(Bi+1)$  で割ると  $S$  が大きい場合の  $(T_b - T_a) / Q_c$  の値は  $S$  が小さい場合に対して相対的に大きくなるため、真の  $\alpha_2$  の値はより小さい値となることが予想される。

同様に式(5-16)においては、 $Bi$ が大きくなると  $Bi/(Bi+1)$ は大きくなり、真の  $\beta_2$ は傾きがより大きくなることが予想される。これらの影響を勘案できれば、 $\alpha_2, \beta_2$ は第4章で得られた傾向に近づくものと考えられる。こうした係数補正に含まれる真値との差異が、 $\alpha_1, \beta_1$ の導出にも影響していることが予想される。ただし、現状では  $\beta_2 \geq \alpha_2$ となることは予想できても、実験結果のみから  $\beta_2 - \alpha_2$ を求めることは困難であり、上記影響を補正に盛り込むことはできない。今回補正を実施しなかった基板基材（内層パターンの影響含む）の熱伝導率の影響などの検討も含め、実験を用いた補正係数の導出方法については今後の課題である。

## 5.5 実験結果と推定値の差異に関する要因解析

本節では、5.3節で示された推定ギャップ（実験結果と推定値との差）を生じる要因について解析を行う。主としてモデル形状の影響、基板内の熱伝導の影響、基板表面からの熱伝達の影響について考察し、解析を交えて検討する。

### 5.5.1 モデル簡略化による影響の確認

5.3節の差異の要因を検討するため、推定式の導出に用いたシミュレーションモデルの簡略化の影響について考える。詳細モデルと簡略化については5.2.4項に示されている。Fig. 5-7は基板の表面温度について、中心から  $x, y$  方向の温度分布をプロットしたもので、簡略

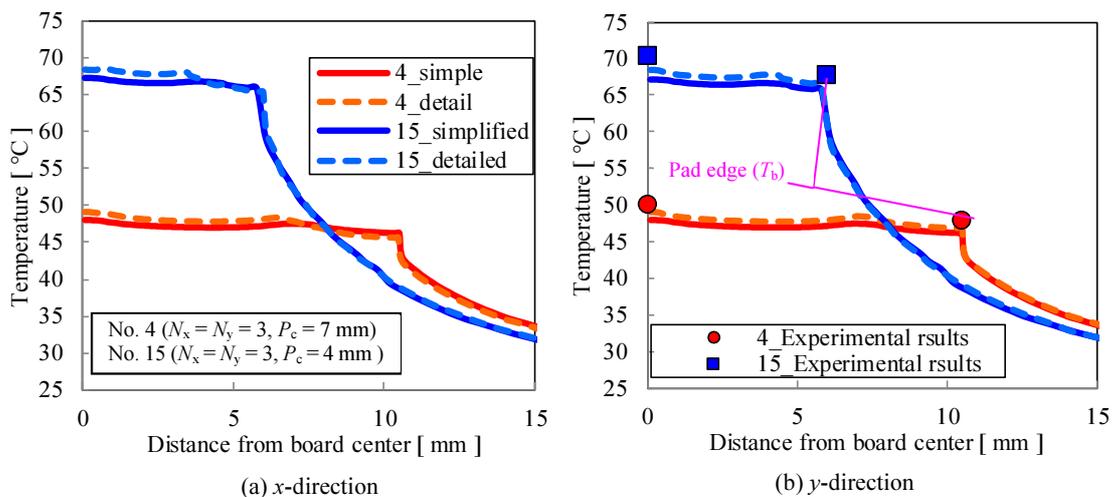


Fig. 5-7 Comparison of temperature distribution due to differences in model simplification

化モデルと詳細モデルを比較している。x方向に関しては、途中でパッドの分割部があることなどから、中央部付近で簡略化モデルとの温度差が数°C程度あるが、概ねパッド端部より外側では同程度の温度となっている。y方向については基板中央部で詳細モデルとの差が比較的小さい。温度の代表点としているy方向のパッド端での温度差は概ね1~1.5 °C前後で、簡略化モデルの方が温度が低下する傾向にある。温度上昇への割合では3%程度の差である。同図では、実測結果もグラフ内にプロットされており、シミュレーション結果との間に若干の差はあるが、概ね同等の温度を示している。本研究の条件においては、簡略化モデルと詳細モデルの差は小さく、形状の一般性や解析コスト（計算時間）を考えると、簡略化モデルの使用は適切であると考えられる。T<sub>c</sub>、T<sub>b</sub>などの代表点の温度については、簡略化モデルが若干低めの温度を示しており、簡略化モデルから得られた推定式についてもその影響があることを考慮する必要がある。

#### 5.5.2 モデル形状及び境界条件の差

第4章において、推定式は大小様々なパッド条件のシミュレーション結果を用いて算出されている。換言すれば、大小様々なパッド形状および、内層パターンを想定した面内方向の熱伝導率の変化に対応するため、各係数は検討範囲の全体に対して平均的な数値が定められているとも言える。一方で、実験はシミュレーションで検討範囲に比較してごく一部のパターン形状についてのみ実施されている。基板材質も内層の無い1種類のみである。また、第4章のシミュレーションにおいては、筐体内温度上昇などを考慮し、周囲環境の温度を常温より高い35 °Cとしているが、実験では25 °C付近の温度環境で測定が行われている。こうしたパターン形状及び境界条件の影響について確認するため、実験基板と同一のモデル形状、周囲温度（25 °C）でのシミュレーションを改めて実施し、実験結果と比較した。（モデル形状、周囲温度以外の条件については、5.2.1 項の条件を用いた。）Fig. 5-8 にシミュレーション結果と実験結果の比較を示す。Fig. 5-8(a)から、両者の差はFig. 5-4(a)に比較して全体的に減少していることが分かる。また Fig. 5-8(b)では、シミュレーション結果 - 実

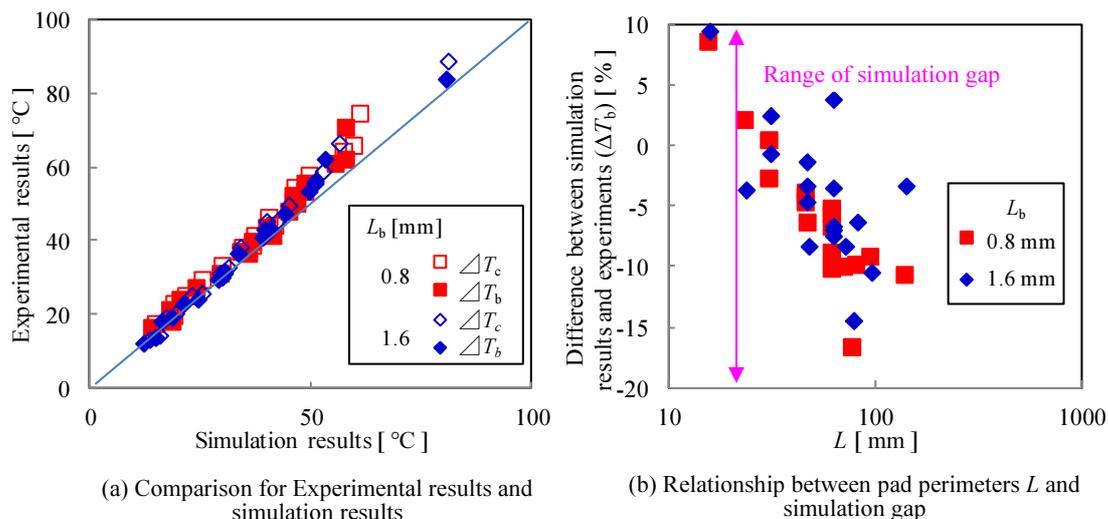


Fig. 5-8 Comparison for experimental results and simulation results (Variation of model shape)

験結果（以降“シミュレーションギャップ”と呼ぶ）は-20%から+10%程度の間分布している。これを Fig. 5-4(b)の推定ギャップ（0%～-30%程度）と比較すると、ギャップの幅はほぼ同等のままであり、平均値が+10%程度シフトした形となっている。すなわち基板形状と境界条件の違いは推定ギャップの平均値を減少させるが、ギャップの幅の減少にはほとんど寄与していないことが分かる。

### 5.5.3 基板物性値の推定値への影響（熱伝導の影響）

解析に用いたガラスエポキシ基板の物性値は、面内方向熱伝導率は  $\lambda_{xy} = 0.6 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ 、厚み方向の熱伝導率  $\lambda_z = 0.3 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$  としているが、通常このような異方性の熱伝導率のデータは基板メーカーからは開示されず、一般的な測定方法も確立されていないため、過去のシミュレーション及び実測との比較検討などから経験的に導かれた値として用いているに過ぎない。従ってこれらの熱伝導率が実物と異なる可能性は高いため、基板基材の熱伝導率の影響についてシミュレーションで確認を行った。シミュレーション結果では全体的に実測よりも低い温度上昇を示していることから、 $\lambda_{xy}, \lambda_z$  を当初の  $0.6$  及び  $0.3 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$  に対してそれぞれ 20%低下（0.8 倍）させた条件についてシミュレーションによって確認した。シミュレーションには、5.5.2 項の基板形状、境界条件を反映したモデルを用いた。Fig. 5-9 に実験結果とシミュレーション結果の比較を示す。Fig. 5-9(a)から、熱伝導率の低下により、シミュ

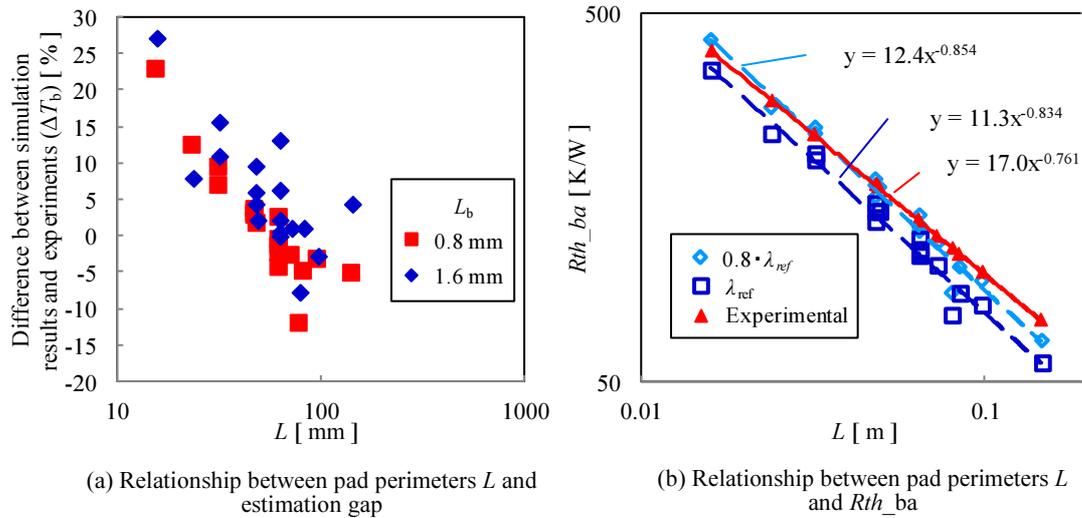


Fig. 5-9 Comparison for Experimental results and simulation results (Variation of thermal conductivity)

レーションギャップ（シミュレーション結果-実験結果）は全体にプラス寄りにシフトしているが、シミュレーションギャップの幅は-10%~+30%程度と逆に広がっている。Fig. 5-9(b)にはパッド周長に対する  $Rth\_ba$  が示され、系列として、実験結果、基準となる  $\lambda_{ref}$  ( $\lambda_{xy} = 0.6 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ ,  $\lambda_z = 0.3 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ )における解析結果、及び  $0.8 \cdot \lambda_{ref}$  ( $\lambda_{xy} = 0.48 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ ,  $\lambda_z = 0.24 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ )における解析結果) が示されている。 $Rth\_ba$  と周長の関係を示す累乗近似式の切片は、 $\lambda_{ref}$  の 11.3 に対して、 $0.8 \cdot \lambda_{ref}$  では 12.4 と 1 割弱程度大きい、傾きを示す  $L$  の累乗の指数は、 $-0.834$  に対して  $-0.854$  とその絶対値が僅かに増加している。この指数の絶対値が大きい場合、周長の変化に対する熱抵抗の変化の幅は増大する（以後、この累乗の指数の比較においては、絶対値の大小について述べる）。Fig. 5-9(b)の三角マーカと実線で示した系列は、5.4 節の検討による実験結果から得られた補正係数を用いて算出された  $Rth\_ba$  であり、 $L$  の累乗の指数は  $-0.761$  である。この値は上述のシミュレーション結果から得られた値 ( $-0.834$  及び  $-0.854$ ) に比較して小さい。つまり、 $Rth\_ba$  の  $L$  に対する変化の傾き ( $L$  の指数) はシミュレーションにおいては実験結果から得られたものよりも大きく見積もられており、熱伝導率を変化（減少）させてもこの  $Rth\_ba$  の変化の傾きが顕著に変化（減少）することは無く、逆に僅かに増加することがわかる。以上より、熱伝導率の修正のみでは、シミュレー

シヨンギャップを低減することはできないことが分かった。

#### 5.5.4 基板表面からの熱伝達の影響

前項の検討により、基板内の熱伝導率（固体内の熱伝導）の修正では、全体に生じている差異を低減できないことは明らかである。そこで、この基板放熱モデルにおいて最も支配的な伝熱現象である基板表面からの熱伝達について、CFD と実験における差異を検討する。熱伝達による伝熱量の CFD と実験との差異は、CFD で用いる解析手法や、流体のモデル化、現実には非線形性を示す物性値の線形化に伴う近似誤差などの様々な影響が考えられる。これらの一部はシミュレーションの詳細な設定により是正される可能性があるが、数多くのパッド形状を想定した場合、シミュレーション条件ごとに最適な設定が異なることも考えられ、全ての解析条件について設定を最適化することは実質的に不可能である。そこで、一旦 CFD 解析での検討を保留し、本検討モデルに対する熱伝達の影響について、第 3 章の検討にも用いた放熱フィンの理論解を用いて検討することとする。具体的には、Fig. 5-10 に示す円盤形状の放熱フィンにおける熱伝達係数の  $Rth_{ba}$  への影響を検討する。フィンの放熱特性はフィン効率  $\eta$  として式(5-19)で示される<sup>[5-4]</sup>。また、フィン効率  $\eta$  の一般的な定義を式(5-20)に示す。

$$\eta = \frac{2}{mr_f \left\{ 1 - (r_f/r_r)^2 \right\}} \cdot \frac{I_1(mr_r) - \beta K_1(mr_r)}{I_0(mr_r) + \beta K_0(mr_r)} \quad (5-19)$$

(  $I_n(x)$  :  $n$  次の修正ベッセル関数,  $K_n(x)$  :  $n$  次の第 2 種修正ベッセル関数  $\eta$  : フィン効率,  $r_r$  : フィン根本半径,  $r_f$  : フィン半径,  $\beta = \frac{I_1(mr_r)}{K_1(mr_r)}$ ,  $m = \sqrt{\frac{h}{\lambda \cdot L_f}}$ ,  $h$  : フィン表面の熱伝達係数,  $\lambda$  : フィン素材の熱伝導率,  $L_f$  : フィン厚み/2 )

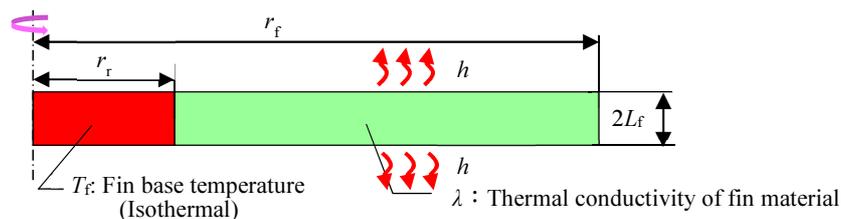


Fig. 5-10 Model of disk-shaped (axisymmetric) fin

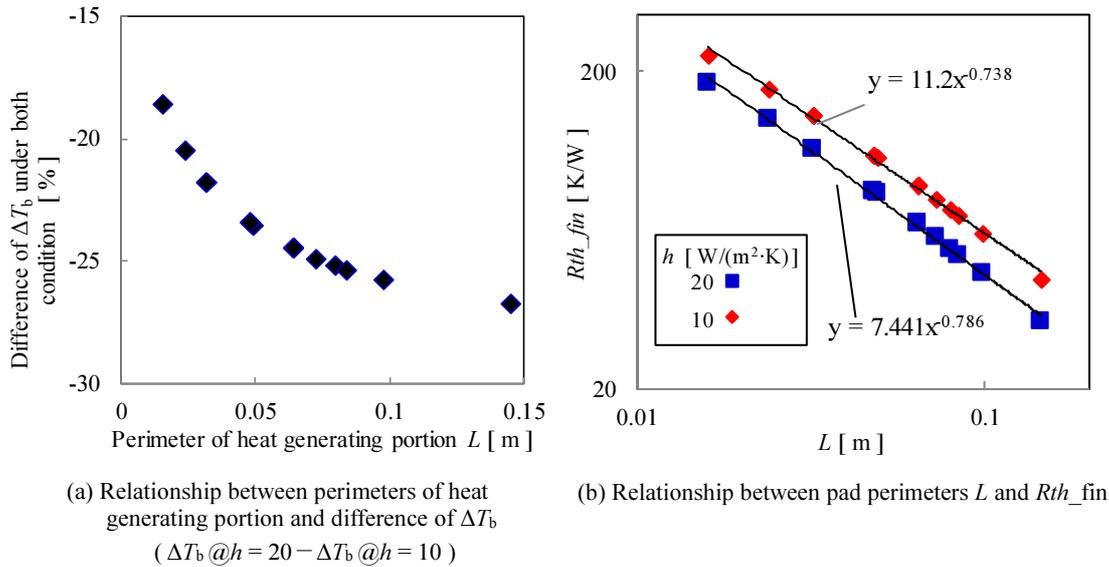
$$\eta = \frac{Q_f}{hS_f(T_f - T_a)} \quad (5-20)$$

( $Q_f$ : フィン放熱量,  $S_f$ : フィン表面積,  $T_f$ : フィン根本温度)

フィンの熱抵抗は  $Rth\_fin = (T_f - T_a) / Q_f$  と表すことができる. 式(5-20)との関係から, フィンの熱抵抗  $Rth\_fin$  は式(5-21)のようにフィン効率  $\eta$ , 熱伝達係数  $h$ , フィン面積  $S_f$  によって表される.

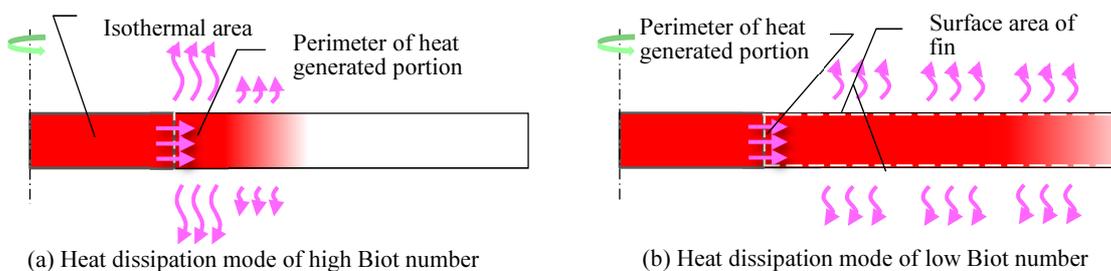
$$Rth\_fin = \frac{1}{\eta \cdot h \cdot S_f} \quad (5-21)$$

式(5-19), (5-21)により, Table 2 の実験基板の条件について熱伝達係数  $h$  を 10, 20 W/(m·K) とした場合のフィンの熱抵抗  $Rth\_fin$  及び  $\Delta T_b$  を算出した. なお,  $Rth\_fin$  算出にあたり, フィン厚みは 1.6 mm とし, フィン根本 (発熱部) 半径  $r_f$  はパッド周長とフィン根本周長が等しくなる  $L = 2\pi r_f$  と定め, フィン外形  $r_f$  も同様に基板の外周の長さがフィン外周と等長となるようにした. また,  $\Delta T_b$  の算出に当たっては, Table 1 の実験結果から得られた推定式によって算出された  $Q_b$  を使用した. なお, この検討では,  $h = 10$  の場合の解析値 (温度上昇及び熱抵抗) を基準値 (5.4 節での実験値に相当) とし, 解析の際に熱伝達係数を  $h = 20$  W/(m·K) と過大に見積もった場合の推定値に生じる差異についてその傾向を評価する. Fig. 5-11 に熱伝達係数の変化による推定値への影響を示す. Fig. 5-11(a) は発熱部の周長に対する  $\Delta T_b$  の推定値と基準値の差を示している. 熱伝達係数の過大な見積もり ( $h = 10$  W/(m·K) の基準値に対して  $h = 20$  W/(m·K) を与える) によって, 発熱部周長の増加に従い  $\Delta T_b$  の差異が増加していることが分かる. こうした傾向は, Fig. 5-4(b) で示された差異の傾向を再現している. Fig. 5-11(b) に各  $h$  における  $L$  と  $Rth\_fin$  の関係を示す. 熱伝達係数を  $h = 20$  W/(m·K) と過大に見積もることで,  $h = 10$  W/(m·K) の基準値に対して  $Rth\_fin$  を示す近似式の切片は小さくなるが, これは式(5-20)の関係から理解できる. また,  $L$  の累乗の指数は,  $h = 20$  W/(m·K) の場合の  $-0.786$  に対して  $h = 10$  (基準値) の場合は  $-0.738$  と絶対値が 0.05 程度減少しており, 5.3 節で述べた実測値での  $Rth\_ba$  の  $L$  に対する変化幅の減少を再現している. この理由について



**Fig. 5-11 Influence of heat transfer coefficient on thermal behavior ( $L_b = 1.6$  mm)**

考察するため式(5-19)を精査する．式(5-19)においてフィン効率は，無次元数  $mr_r = r_r \sqrt{h/(\lambda L_f)}$  に依存して変化していることが分かる．物理的な観点から考えると  $mr_r$  はフィン内の熱伝導の割合と，フィン表面からの熱伝達の割合を示す Biot 数の 1/2 乗に相当する．Fig. 5-12 にフィンにおける放熱状況のイメージ図を示す．プリント基板をイメージした場合，基材の熱伝導率は比較的 low，Biot 数 ( $mr_r$ ) は大きいため，Fig. 5-12(a) に示すようにフィン内の半径方向の温度差は大きく，結果としてフィン効率は低くなる．この場合，フィンからの放熱は主にフィン根本付近で行われるため，熱抵抗はフィン根本部の熱流入面の面積に反比例する傾向を示す．熱流入面の面積は発熱部の周長に比例するため，熱抵抗は



**Fig. 5-12 Mode of heat dissipation of disk-shaped fin**

発熱部周長に反比例する傾向を示すことになる。これに対して、Biot 数 ( $mr_f$ ) が減少 ( $h$  が減少) する場合には、Fig. 5-12(b)のようにフィン内の半径方向の温度差が小さくなり、フィン効率は向上する。その際の放熱はフィン表面全体に及び、熱抵抗は発熱部周長とフィン表面積の両方に反比例する傾向となる。但し、本検討では基板外形を固定としているため、発熱部周長 (フィン根本部) が拡大するにつれフィン表面積は減少する。これらより、Biot 数が減少した場合には、発熱部の拡大に伴って、発熱部周長の増加による熱抵抗の減少と、フィン表面積の減少による熱抵抗の増大が同時に生じ、パッド周長の拡大に対する“熱抵抗変化 (低下) の割合”は高 Biot 数の場合よりも減少する傾向となる。つまり、 $h$  を過大 (Biot 数を過大) に見積もることで、パッド周長に対する“熱抵抗の変化の幅”は真値よりも広く推定されているものと考えられる。このような傾向は 5.5.3 項で説明したとおり熱伝導率の変化では生じないため、主に熱伝達の過大見積もりに起因していることが示唆される。

## 5.6 まとめ

密集実装時の部品の温度上昇に関して第 4 章で提案された熱回路網モデル及び温度推定式について実験結果との比較を行った。これらにより、提案された熱回路網モデルの妥当性が確認された。本章で得られた知見を以下に示す。

- ・第 4 章でシミュレーションから求められた推定式による推定値は、実験結果に対して概略一致する傾向だが、最大 30%程度の差を生じる。
- ・本研究の条件においては、シミュレーションにおける簡略化モデルと詳細モデルの差は小さく、形状の一般性や解析コスト (計算時間) も考慮すると、簡略化モデルの使用は適切であると考えられる。
- ・ $Rth_{sa}$  及び  $Rth_{ba}$  の関係性と  $S/L$  を一定とした実験結果を用いて、推定式の補正係数 ( $L$  の指数)  $\alpha_2^*, \beta_2^*$  を実験結果から求め、これらと全実験結果を用いて最小自乗法により補正係数  $\alpha_1^*, \beta_1^*$  の値を導出した。

- ・補正係数を適用した推定式による推定値は、実験結果の多くのケースに対して 10%以下、温度差 5 °C以下と良好な再現性を有する。
- ・実験結果と推定式の差異は、熱抵抗の低下（パッド周長の増加）に対して温度推定と実験結果の差を増加させる傾向を持つ。
- ・基板形状と境界条件（周囲温度）をそれぞれの基板と揃えたシミュレーションを実施することで、実験結果との差異は全体に減少する（中心値が 0 に近づく）が、実験結果との差の幅は減少しない。
- ・シミュレーションにおける基板の熱伝導率を減少することで各条件での熱抵抗  $R_{th\_ba}$  は増大するが、熱伝導率の調整だけでは実験結果との差の幅を減少させることはできない。
- ・円盤状フィンの解析解を用いた検討によって、熱伝達係数の過大見積りによって基準値との差の幅が増大する傾向が再現され、熱伝達係数の過大見積もりが実験とシミュレーションにおける差異の要因の一つであることが示唆された。

本章での検討により、実験結果と推定式の差異は、基板形状及び、熱伝達係数の過大見積もりの影響を受けることが示唆されたが、本研究の目的は基板状に実装された部品の温度上昇を基板設計条件から簡便に推定することであり、実験との差異を無くすことを目指すものではない。本章の検討から、熱抵抗推定式による温度推定は実験結果に対して概ね一致することが示されたため、その推定値の現実との差異の程度を把握した上で、温度上昇推定を熱対策の概要決定のためのツールとして適切に活用することが肝要である。

## 記号の説明

$Bi$ : 対流熱伝達と熱伝導の比 ( $= Q_{sa} / Q_b$ ) [-]

$h$ : 熱伝達率 [ $W/(m^2 \cdot K)$ ]

$I_n(x)$ :  $n$  次の第一種修正ベッセル関数

$K_n(x)$ :  $n$  次の第二種修正ベッセル関数

$L$ : パッド周長 [m]

$L_a$ : 基板サイズ [m]

$L_{cu}$ : パッド部銅箔部分の厚み [m]

$L_{cp}$ : チップサイズ [m]

$L_f$ : フィン厚み [m]

$L_b$ : 基板厚み [m]

$m$ :  $\sqrt{h/(\lambda L_f)}$  [1/m]

$N_x$ :  $x$  方向の部品数 [pcs]

$N_y$ :  $y$  方向の部品数 [pcs]

$P_c$ : 部品の実装ピッチ [m]

$q_c$ : 部品 1 個当たりの発熱量 [W]

$Q_c$ : 部品の総発熱量 ( $= N_x \cdot N_y \cdot q_c$ ) [W]

$Q_b$ : パッド端部から周囲の基板への熱伝導による熱流量 [W]

$Q_{sa}$ : パッド部分の表面から周囲への熱流量 [W]

$Rth_{ba}$ : パッド端部から周囲への熱抵抗 [K/W]

$Rth_{cb}$ : パッド中心とパッド端部間の熱抵抗 [K/W]

$Rth_{c0b}$ : パッド中心とパッド端部間の熱抵抗 (パッド内で均一に発熱する場合) [K/W]

$Rth_{sa}$ : パッド表面と周囲との間の熱抵抗 [K/W]

$Rth_{total}$ :  $T_c$  から  $T_a$  までの熱抵抗の合計 [K/W]

$Rthp_{cns}$ : 個別パッドの熱パラメータ ( $= \Delta T_{cns} / q_c$ ) [K/W]

$r_f$ : フィン半径 [m]

$r_r$ : フィン根元半径 [m]

$S$ : パッド面積 [ $m^2$ ]

$S_f$ : フィン表面積 [ $m^2$ ]

$T_a$ : 周囲温度 [ $^{\circ}C$ ]

$T_b$ : パッド端部温度 [ $^{\circ}C$ ]

$T_c$ : パッド中心部温度 [ $^{\circ}C$ ]

$\Delta T_b$ : パッド端部温度上昇 ( $= T_b - T_a$ ) [K]

$\Delta T_c$ : パッド中央部温度上昇 ( $= T_c - T_a$ ) [K]

$\Delta T_{cb}$ : パッド内部温度上昇 ( $= T_c - T_b$ ) [ K ]  
 $\Delta T_{cns}$ : 個別パッド内の温度上昇 ( $= \Delta T_{cb} - \Delta T_{c0b}$ ) [ K ]  
 $\alpha_1, \alpha_2, \beta_1, \beta_2$ : 熱抵抗推定式の定数  
 $\alpha_1^*, \alpha_2^*, \beta_1^*, \beta_2^*$ : 熱抵抗推定式の補正定数  
 $\lambda$ : フォイン素材の熱伝導率 [ W/(m·K) ]  
 $\lambda_{cu}$ : パッド銅箔の熱伝導率 [ W/(m·K) ]  
 $\lambda_{xy}$ : 基板基材の熱伝導率 (xy 方向) [ W/(m·K) ]  
 $\lambda_z$ : 基板基材の熱伝導率 (z 方向) [ W/(m·K) ]  
 $\varepsilon$ : 基板表面の放射率 [ - ]

## 参考文献

- [5-1] 有賀善紀, 山辺孝之, 平沢浩一, 青木洋稔, 畠山友行, 中川慎二, 石塚勝, “チップ抵抗器の温度上昇とパッド形状に関する考察,” 第 54 回伝熱シンポジウム, (2017)
- [5-2] 有賀善紀, 山辺孝之, 平沢浩一, 青木洋稔, 畠山友行, 中川慎二, 石塚勝, “密集実装部品の温度上昇モデルの実験による検証,” 第 55 回伝熱シンポジウム, (2018)
- [5-3] 有賀善紀, 山辺孝之, 平沢浩一, 青木洋稔, 畠山友行, 中川慎二, 石塚勝, “密集実装部品の温度上昇解析における CFD と実験結果の差異に関する検討,” 第 56 回伝熱シンポジウム, (2019)
- [5-4] 日本機械学会, “伝熱工学資料 改定第 5 版,”丸善出版, pp.9-10, (2009)

## 第6章

### 基板放熱特性と設計パラメータの関係性に関する考察

第4章の議論では、密集実装時の温度上昇について熱モデル化を行い、シミュレーション結果を整理することで式(6-1)、(6-2)(式(4-7)、(4-8)より再掲)に示すような各部熱抵抗と基板設計パラメータと傾向が確認され、また、第5章では実験による確認でその妥当性が確認されている。

$$Rth\_ba = 0.284 \cdot (\lambda_{xy} \cdot L_b)^{-0.5} \cdot L^{-0.839} \quad (6-1)$$

$$Rth\_sa = 0.0708 \cdot \lambda_{xy}^{0.143} \cdot S^{-0.929} \quad (6-2)$$

$\lambda_{xy}$ : 基板基材の熱伝導率 (xy 方向) [W/(m·K)],  $L_b$ : 基板厚み [m],  $L$ : パッド周長 [m],  $S$ : パッド面積 [m<sup>2</sup>]

しかし、例えば式(6-1)の関係において両辺の単位を比較すると、左辺の熱抵抗[K·W<sup>-1</sup>]に対して、右辺の係数以外の部分は[K<sup>0.5</sup>·W<sup>-0.5</sup>·m<sup>-0.839</sup>]であり、両辺の次元が整合するには係数である 0.284 の単位を [K<sup>0.5</sup>·W<sup>-0.5</sup>·m<sup>0.839</sup>]などとする必要があるが、 $L$  の累乗の指数はシミュレーション条件における  $L$  の範囲や  $Rth\_ba$  の分布によっても若干の変化が生じるため、それに応じて係数の単位も変化してしまう。このような意味において、式(6-1)、(6-2)は係数の次元の健全性という観点においては疑問がある。また、前章までの様な具体的な基板形状のシミュレーション結果を用いた検討では、設計パラメータと解析結果の関係性を具体的かつ明示的に示すことができるという利点があるが、こうした帰納的な手法による検討は原則的にシミュレーションで確認された範囲でのみ成立し、この範囲を逸脱した際の成立性は保証されないといった点にも注意する必要がある。

本章では、第3章で用いた次元解析の手法を用いて、第4章及び第5章で議論した基板放熱を模したモデルについて改めて次元解析を行い、基板設計パラメータと放熱特性の関係について演繹的な観点から検討を行う。

## 6.1 解析の概要と目的

第4章及び第5章で議論された基板放熱モデルの特性について解析するために、新たに基板の厚み方向の熱流を考慮した2次元軸対称円盤モデルを提示し、次元解析を行った。次元解析で得られた無次元数を用いた整理により、基板の伝熱特性について考察した。また、第4章のCFD結果について無次元数を用いた整理を行い、その放熱特性について考察した。

## 6.2 2次元軸対称モデルにおける次元解析

6.2～6.4節では、第4章、第5章で解析した基板モデルについて簡略化した2次元軸対称モデルについて第3章と同様に次元解析を行う。また、この2次元軸対称モデルについてシミュレーションによる基板内の熱流及び温度分布の解析を実施し、その結果を次元解析で得られた無次元数を用いて整理する。本節では、対象のモデル化とシミュレーション条件について述べる

### 6.2.1 モデルの定義

Fig. 6-1 に解析対象の基板を表す2次元軸対称（円盤状）フィンモデルを示す。図に示すように、発熱は基板中央上面のパッド部(等温境界面)から生じる。このようなモデルにより、基板の半径方向だけでなく、厚み方向への熱流の拡大を考慮することが可能となる。発熱部は銅箔パッド内に部品が密集実装された状況を想定し、十分に均熱化されているとしてパ

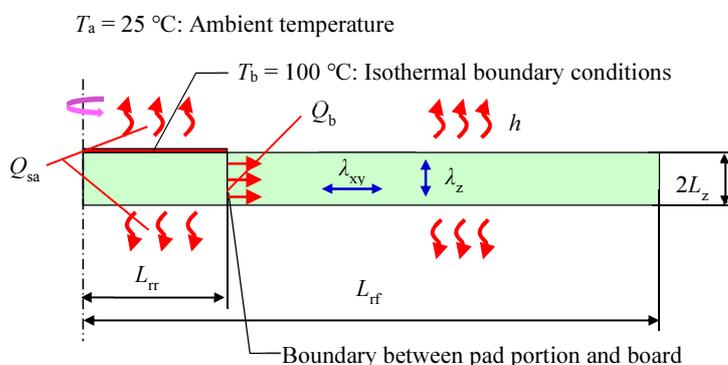


Fig. 6-1 Model of 2D axisymmetric fin

ッド全面を等温の温度境界面とし、 $T_b = 100\text{ }^\circ\text{C}$ とする。基板の上下面全体には一様な熱伝達率  $h$  を与え、基板寸法や温度に対する依存性を考慮しない。熱伝達の放熱先としての周囲温度  $T_a$  を  $25\text{ }^\circ\text{C}$  とする。プリント基板の熱伝導率は、第 4 章と同様に直交異方性を考慮することとし、面内方向の  $\lambda_{xy}$  と厚み方向の  $\lambda_z$  を与える。

第 4 章及び第 5 章での議論と同様、この系の熱回路網モデルを Fig. 6-2 のように定義する。熱回路網は発熱部及びその裏面からの熱伝達による放熱  $Q_{sa}$  に対応する  $Rth_{sa}$  と、発熱部（パッド部）端から外側の基板への熱流  $Q_b$  に対応する  $Rth_{ba}$  の 2 つの熱抵抗によって表現され、総熱量  $Q_c$  は  $Q_{sa}$  と  $Q_b$  の和として式(6-3)で表される。

$$Q_c = Q_{sa} + Q_b \quad (6-3)$$

$Rth_{sa}$  と  $Rth_{ba}$  では、主要な放熱経路が異なることから、以降の次元解析による整理においても、それぞれの伝熱現象を分けて議論する。具体的には、基板寸法や熱伝導率及び、パッド温度  $T_b$  は共通となるが、熱流量  $Q_{sa}$ ,  $Q_b$  とフィン面積  $S$  はそれぞれの放熱経路で使い分けることとする。このようにモデルを分割して議論することが容易となる点は、熱回路網を用いることの大きな利点であるといえる。

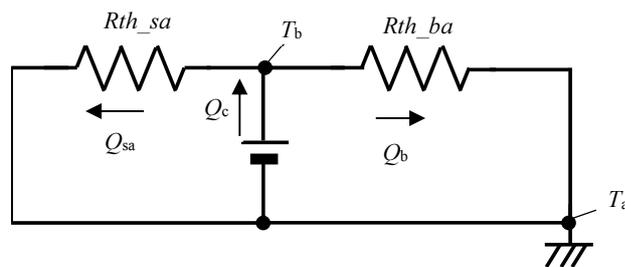


Fig. 6-2 Thermal network model of densely mounted board

## 6.2.2 次元解析による無次元数の導出

6.2.1 項で定義されたモデルに対して次元解析を実施する。まず、 $Rth_{ba}$  で表される放熱経路について考えると、関係する物理量は、 $L_{\pi}$ ,  $L_{rf}$ ,  $L_z$ ,  $\lambda_{xy}$ ,  $\lambda_z$ ,  $h$ ,  $Q_b$ ,  $T_b$  である。第 3 章と同様に次元解析を行うこととし、各物理量を未定指数  $\pi_n$  で累乗して積を取ると式(6-4)を得る。

$$L_r^{\pi_1} L_{rf}^{\pi_2} L_z^{\pi_3} \lambda_{xy}^{\pi_4} \lambda_z^{\pi_5} h^{\pi_6} Q_b^{\pi_7} T^{\pi_8} \quad (6-4)$$

これらを基本単位で表現したものが式(6-5)である,

$$[L_r]^{\pi_1} [L_{rf}]^{\pi_2} [L_z]^{\pi_3} [QL_z^{-1}T^{-1}]^{\pi_4} [QL_zL_r^{-2}T^{-1}]^{\pi_5} [QL_r^{-2}T^{-1}]^{\pi_6} [Q]^{\pi_7} [T]^{\pi_8} \quad (6-5)$$

8 個の物理量に対して、記述に用いられる基本単位は半径方向長さ  $L_r$ 、厚み方向長さ  $L_z$ 、発熱量  $Q$ 、温度  $T$  の 4 つである。基板内の熱の流れは半径方向  $L_r$  と厚み方向  $L_z$  で熱伝導率が異なるためこれらを独立とする方向性次元解析となる<sup>[6-1]</sup>。 $\lambda_{xy}$  と  $\lambda_z$  の異方性は  $L_z$  及び  $L_r$  との関係として表現される。バッキンガムの  $\pi$  定理から物理量 8 - 基本単位 4 で無次元数は 4 となる。式(6-5)を次元解析した結果が式(6-6)である。

$$[L_r^{-1}L_{rf}]^{\pi_2} [L_r^2L_z\lambda_{xy}h^{-1}]^{\pi_4} [L_z^{-1}\lambda_zh^{-1}]^{\pi_5} [L_r^2hTQ_b^{-1}]^{\pi_8} \quad (6-6)$$

第 3 章における 1 次元軸対称モデルの次元解析の場合と同様に考え、 $[L_r^2hTQ_b^{-1}]$  をフィン効率  $\eta$  と置き換えると  $\eta$  は式(6-7)で表される。

$$\eta = \frac{Q_b}{hS_f(T_b - T_a)} = \frac{1}{Rth\_ba \cdot hS_f} \quad (6-7)$$

但し、 $Rth\_ba = (T_b - T_a) / Q_b$

ここで、基板放熱部上下面の表面積  $S_f$  は基板外形から発熱部分を引いたドーナツ状の面積であり、式(6-12)で示される。

$$S_f = 2\pi(L_{rf}^2 - L_r^2) \quad (6-8)$$

次元解析の結果から、各無次元数の関係を整理し、第 3 章の式(3-8)と同様の形式で表現すると式(6-9)で表される。

$$F[\gamma, \omega, \zeta] = \eta \left( \gamma = \frac{L_{rf}}{L_r}, \omega = L_{rf} \sqrt{\frac{h}{\lambda_{xy}L_z}}, \zeta = \frac{L_z h}{\lambda_z} \right) \quad (6-9)$$

式(6-9)は放熱特性を表すフィン効率  $\eta$  が設計条件で表される 3 つの無次元数（設計無次元数） $\gamma$ 、 $\omega$ 、 $\zeta$  の関数として表されることを意味している。 $\gamma$ 、及び  $\omega$  は 3 章で議論した 1 次

元の場合の設計無次元数と同一である。(1次元の場合の $\lambda$ は半径方向の熱伝導のみを示していたため、実質的に $\lambda_{xy}$ と同義である。)2次元軸対称モデルで新たな設計無次元数として求められた $\zeta$ は、分母と分子を $L_z$ で割り、フィン面積 $S_f$ を掛けると式(6-10)のように表すことができる。

$$\zeta = \frac{hS_f}{\lambda_z \frac{S_f}{L_z}} \quad (6-10)$$

式(6-10)より、 $\zeta$ の分母はフィン厚み方向への熱伝導による熱コンダクタンス、分子はフィン表面からの熱伝達による熱コンダクタンスを示しており、フィンの厚み熱方向の熱伝導に関する Biot 数に相当する。 $\zeta$ は $L_z$ の増加に伴って増加し、 $\zeta$ が0の場合には、厚み方向の熱伝導がなくなり、1次元のモデルと等しくなる。なお、 $Rth_{sa}$ で表される放熱経路についてはフィン効率 $\eta$ を求める際の熱流 $Q_b$ を及び対応するフィン面積 $S_f$ を $Q_{sa}$ と $S_{pad}$ に置き換えることで表現可能である。

### 6.3 2次元熱伝導シミュレーションによる放熱特性の確認

本検討で用いられる2次元軸対称モデルでは基板内の厚み方向の熱伝導と同時に基板上下面からの熱伝達が生じるが、こうしたモデルについては解析解が提示されておらず、 $T_b$ を与えた時の $Q_{sa}$ 、 $Q_b$ を求めるために数値解析を用いる必要がある。ここでは、有限要素法シミュレータ Femtet ver. 2019(ムラタソフトウェア社製)を使用し、2次元軸対称解析を行った。本節で実施するシミュレーションは6.2節のモデルを用い、基板表面からの放熱は熱伝達係数によって定められ、熱伝導解析と同様のプロセスで解法される。このような2次元軸対称モデルを用いた熱伝導的なシミュレーションを熱流体解析と区別して、2D\_熱伝導シミュレーション(もしくは2D\_熱伝導 sim)と呼ぶ。

#### 6.3.1 シミュレーション条件

Fig. 6-1 に示した基板形状について、設計無次元数 $\gamma = \frac{L_{rf}}{L_{tr}}$ 、 $\omega = L_{tr} \sqrt{\frac{h}{\lambda_{xy} L_z}}$ 、 $\zeta = \frac{L_z h}{\lambda_z}$ を変化さ

せたシミュレーション(2D\_熱伝導 sim)を実施し、結果として得られる  $Q_b$  及び  $Q_{sa}$  からフィン効率  $\eta$  を算出し、 $\gamma, \omega, \zeta$  との関係について整理した。条件の選定にあたっては、以下の点に配慮した。

- ・実際に使用される基板形状及び特性の範囲を想定し、設計無次元数  $\gamma, \omega, \zeta$  の範囲との関係を確認する。
- ・異なる基板設計パラメータにおいて  $\gamma, \omega, \zeta$  が同一となる組み合わせを複数設定し、 $\eta$  が同一となるか確認する。
- ・異なる基板設計パラメータにおいて  $\gamma, \omega, \zeta$  が同一となる組み合わせを得やすいように基板設計パラメータは2の累乗に比例した離散値を選定する。

Table 6-1 に 2D\_熱伝導 sim を実施した条件の一覧を示す。 $\gamma, \omega, \zeta$  の設計無次元数のうち、まず、比較的選び得るバリエーションの少ない  $\zeta$  について、 $\zeta$  が 0.016~0.064 となる範囲で4水準を選定し、この4水準の  $\zeta$  に対応する組み合わせとして  $h, 2L_z, \lambda_z$  25 条件を選定した。これらの25条件に対して、 $L_{rr}, L_{rf}, \lambda_{xy}$  の組み合わせを75条件として、合計1875条件を設定

**Table 6-1 Simulation conditions**

・ Combinations of  $h, 2L_z$  and  $\lambda_z$  (25 conditions with 4 conditions of  $\zeta$ )  
 $h$ : 5, 10, 20 W/(m<sup>2</sup>·K),  $2L_z$ : 0.8, 1.6, 3.2, 6.4 mm,  $\lambda_z$ : 0.25, 0.5, 1 W/(m·K)

No	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$h$ [W/(m <sup>2</sup> ·K)]	5	5	5	10	10	10	20	20	5	5	10	10
$2L_z$ [mm]	1.6	3.2	6.4	0.8	1.6	3.2	0.8	1.6	3.2	6.4	1.6	3.2
$\lambda_z$ [W/(m·K)]	0.25	0.5	1	0.25	0.5	1	0.5	1	0.25	0.5	0.25	0.5
$\zeta$ [-]	0.016						0.032					

No	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
$h$ [W/(m <sup>2</sup> ·K)]	10	20	20	20	5	10	10	20	20	20	10	20	20
$2L_z$ [mm]	6.4	0.8	1.6	3.2	6.4	3.2	6.4	1.6	3.2	6.4	6.4	3.2	6.4
$\lambda_z$ [W/(m·K)]	1	0.25	0.5	1	0.25	0.25	0.5	0.25	0.5	1	0.25	0.25	0.5
$\zeta$ [-]	0.032				0.032				0.064				

・ Conditions of  $L_{rr}, L_{rf}, \lambda_{xy}$  (75 conditions)

$\gamma$ ( $L_{rf}/L_{rr}$ )	2.5, 5, 10, 20, 40
$2L_{rf}$ [mm]	40, 80, 160
$\lambda_{xy}$ [W/(m·K)]	0.25, 1.4, 16, 64

した。Fig. 6-3 に 2D\_熱伝導 sim モデルのメッシュ分割の一例を示す。発熱源となるパッド部分は、ライン状のボディとして示され等温境界条件が設定される。(赤線部) 図においてパッド下の基板部分は、 $50\mu\text{m}$  程度、周辺の基板部分は  $0.3\text{mm}$  程度と、メッシュはボディ寸法に対して非常に細かく分割されている。モデルの形状により、細かな差はあるが、メッシュ分割については同程度の品質を保っている。

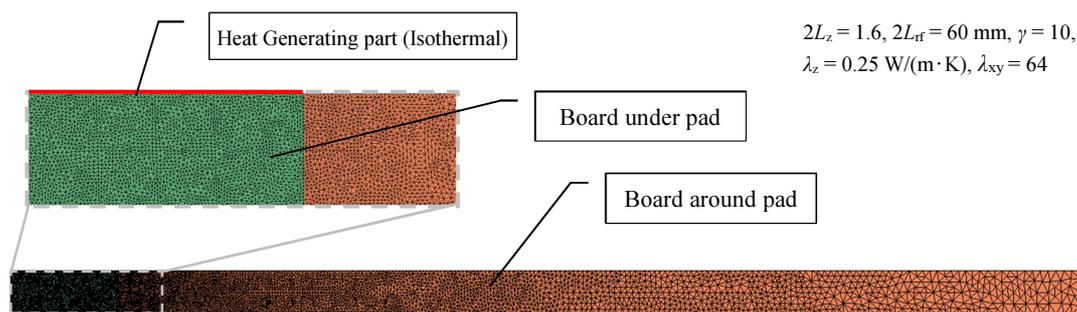


Fig.6-3 Mesh division of 2D axisymmetric substrate model

### 6.3.2 シミュレーション結果のフィン効率による整理 ( $Rth_{ba}$ 対応部分)

まず、各 2D\_熱伝導 sim 結果の設計無次元数との関係について確認する。Fig. 6-4 に  $\zeta$  毎の  $Rth_{ba}$  に対応するフィン効率  $\eta$  と設計無次元数  $\omega$  の関係を示す。また、実線の系列は第 3 章 3.2 節で検討した 1 次元軸対称モデルの解析解である。シミュレーション条件として、複数の基板条件で同一の  $\omega$  を取るような条件を選定しているため、グラフ上では複数の系列が同じ  $\omega$  にプロットされているが、いずれの点においても同一の  $\omega$  における  $\eta$  のプロットは重なっており、ほぼ同等の値を示していることがわかる。次元解析によって得られた設計無次元数  $\omega, \gamma, \zeta$  及び  $\eta$  を用いた整理は、2D\_熱伝導 sim 結果を整理する上でも有効であることがわかる。また、いずれの  $\zeta$  においても、 $\gamma=2.5$  など  $\gamma$  が比較的小さい条件では、比較的 1 次元軸対称の場合に近い特性を示すが、 $\gamma$  の増大に伴い、低  $\omega$  側でのフィン効率  $\eta$  は 1 次元軸対称の場合よりも低くなる。  $\omega$  が低い条件は、面内方向の熱伝導の主体となることから、これらの範囲では、発熱部付近の深さ方向への熱流の拡大に伴う拡大熱抵抗の影響が大きいたことが示唆される。このような傾向は、 $\zeta$  が大きい条件でより顕著である。  $\zeta$  は厚み方

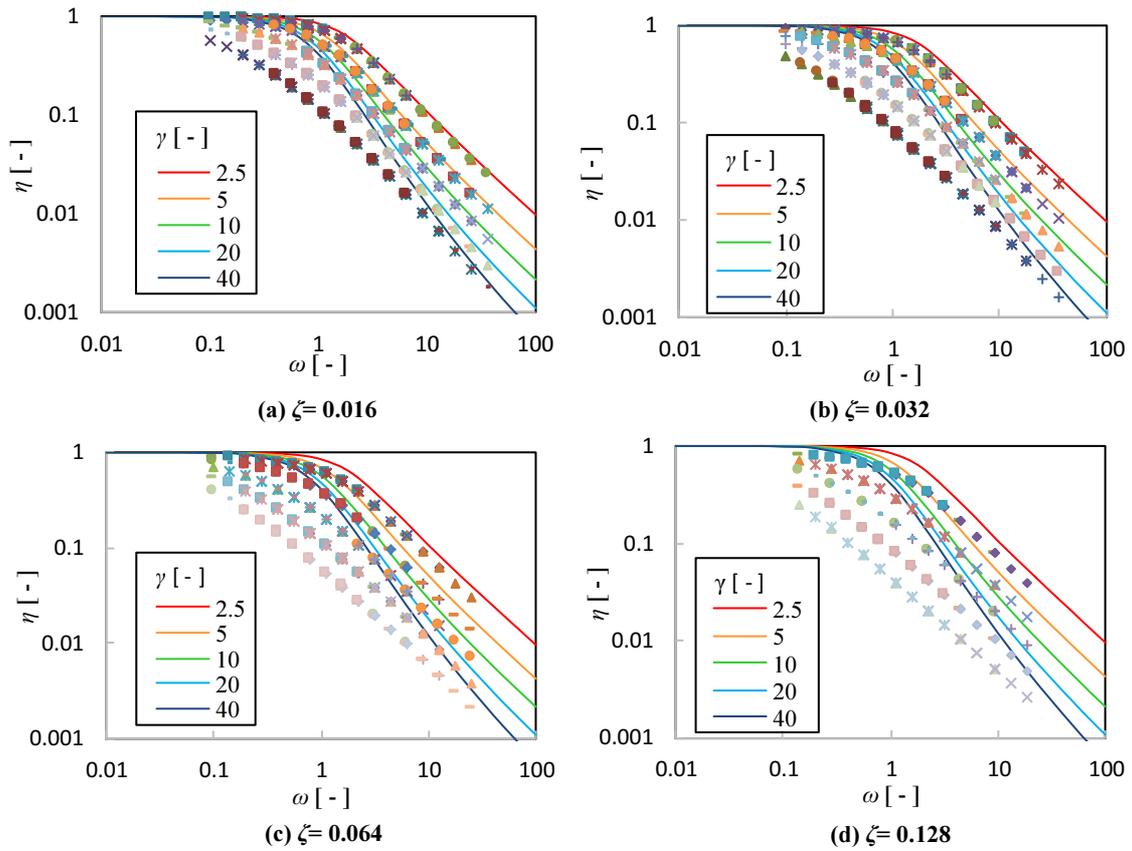


Fig. 6-4 Relationship between dimensionless number  $\omega$  and fin efficiency  $\eta$

向の熱伝導の程度を示す設計無次元数であるため、拡大熱抵抗の増大への影響が大きいことに矛盾はない。また、 $\gamma$  及び  $\zeta$  が大きい条件では、 $\omega$  が大きいほど 1 次元軸対称モデルに近い傾向となる。これもまた、 $\omega$  が大きい条件ほど熱伝達主体の放熱経路となり、基板内の熱伝導の影響が減少するためと理解できる。

### 6.3.3 2D\_熱伝導シミュレーション結果のフィン効率による整理 ( $Rth_{sa}$ 対応部分)

Fig. 6-5 に  $\zeta$  毎の  $Rth_{sa}$  に対応するパッド部のフィン効率  $\eta_{sa}$  と設計無次元数  $\omega$  の関係を示す。 $\eta_{sa}$  は式(6-11)で示される。

$$\eta_{sa} = \frac{Q_{sa}}{hS_{pad}(T_b - T_a)} \quad (6-11)$$

$$(S_{pad} = 2\pi L r^2)$$

まず、 $Rth_{ba}$  同様、 $Rth_{sa}$  についても同一の  $\omega$ ,  $\gamma$ ,  $\zeta$  となる複数の条件に対してフィン効率  $\eta_{sa}$  は同じ値を示し、 $\omega$ ,  $\gamma$ ,  $\zeta$  及び  $\eta$  を用いた整理が有効であることがわかる。全体として

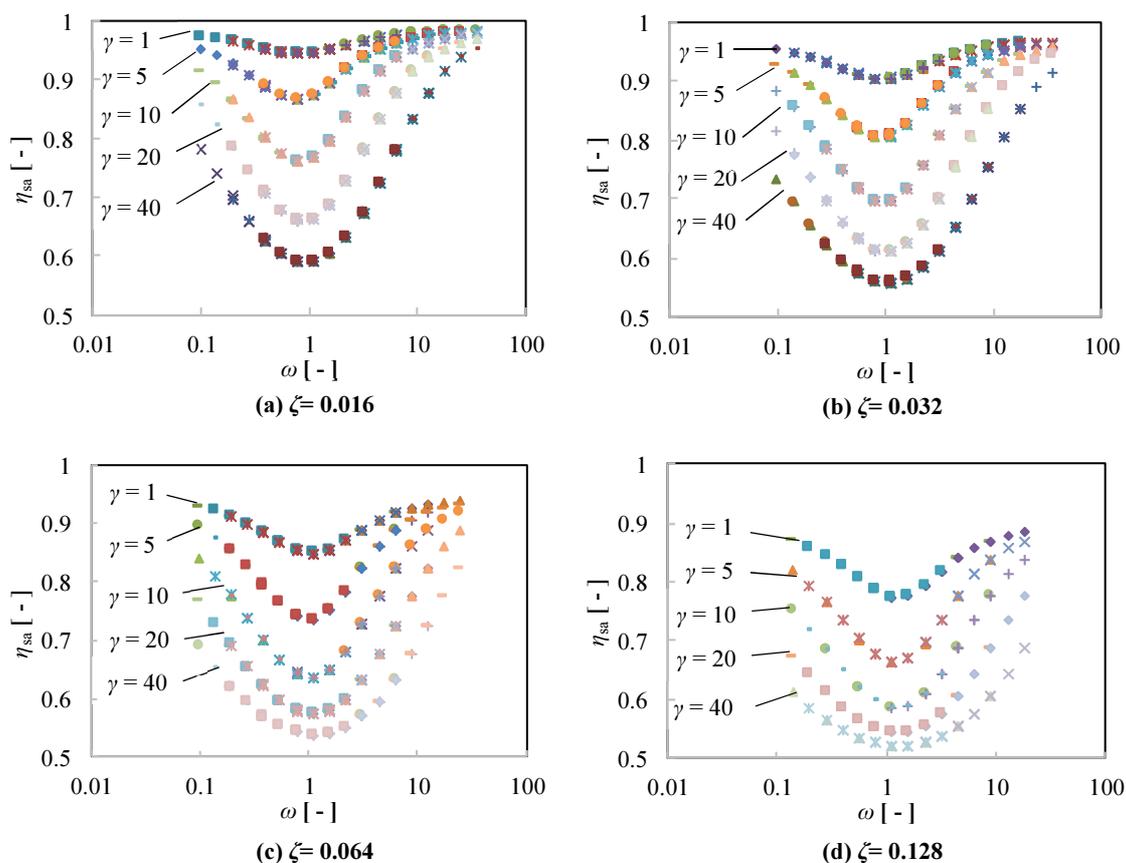


Fig. 6-5 Relationship between dimensionless number  $\omega$  and fin efficiency  $\eta_{sa}$

フィン効率  $\eta_{sa}$  は 0.5 以上と前出の  $\eta$  に比較して高い。本モデルはパッド部上面に等温境界条件と熱伝達係数を指定しているため、上面側からの放熱におけるフィン効率は 1 である。そのため、 $\eta_{sa}$  の低下はパッド裏面の放熱量 (=裏面温度) の低下を示していると考えられる。裏面の放熱が極端に低下しても、上面側の放熱には影響しないため、フィン効率は必ず 0.5 以上となる。全体に、 $\zeta$  が大きくなるほど  $\eta_{sa}$  が下がる傾向は、厚み方向の放熱性が低下することで説明がつく。いずれの  $\zeta$  においても、 $\eta_{sa}$  は  $\gamma$  が高いほど低下している。これは、パッドの周囲の基板が相対的に大きくなることで、パッド部裏面温度が低下し、放熱効率が低下するためと考えられる。また、 $\eta_{sa}$  は  $\omega$  が 1 付近で一度減少し、それ以上は  $\omega$  の増加に対して増加傾向を示す。 $\omega$  が小さい場合は、基板内部の熱伝導が良好で等温境界部であるパッド部から周囲の基板への熱流が大きく、パッド外周部の基板温度が上昇し、パッド裏面の温

度もこれに伴って上昇する。ωが1付近に増加していく領域では、パッド周囲への熱抵抗が上がることもパッド周囲の温度が低下することで、パッド裏面においてもパッド周囲の温度が低下するものと考えられる。ωがさらに大きい場合は、パッド外周部への放熱が減少することでパッド裏面への熱流が増加し、やはりパッド裏面温度は上昇する。このように、パッド部裏面の温度は、基板全体の温度放熱の様態や温度分布に多大な影響を受けていることがわかる。

#### 6.3.4 シミュレーション結果の相似性の確認（設計無次元数が一致する場合）

前項までの議論で、2次元軸対称モデルで示される基板放熱特性が無次元数により整理されることが示された。次元解析の議論では、同一の無次元数で表現される状態には相似性がみられることが知られているため、本項では、同一のω,γ,ζを示す各基板設計条件における基板内の温度分布を確認し、相似性の確認を行うとともに、具体的な温度分布から伝熱現象の詳細を確認する。確認の対象として、ζ=0.016,γ=2.5,10について、それぞれにおけるフィン効率ηが約0.1及び約0.7となるωを選定した。合計4通りの組み合わせに対して、異なる基板設計条件4種類を2D\_熱伝導 simの結果から抽出して温度分布を比較した。温度分布の比較に用いた基板設計条件及びηの一覧をTable 6-2に示す。各ケースでは、設計条件の異なる4条件において、ηがほぼ同等となっていることが確認できる。各条件での基板上下表面の温度分布をFig.6-6に示す。いずれの条件においても、L<sub>ref</sub>で正規化した温度分布

Table 6-2 Board design conditions for temperature distribution comparison

Case	γ = 2.5, η ≐ 0.1				γ = 2.5, η ≐ 0.7				γ = 10, η ≐ 0.1				γ = 10, η ≐ 0.7			
	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4
2L <sub>z</sub> [mm]	3.2	1.6	0.8	0.8	3.2	1.6	1.6	0.8	1.6	6.4	3.2	1.6	1.6	6.4	6.4	3.2
λ <sub>z</sub> [W/(m·K)]	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.25	1	1	1	0.25	1	1	1
2L <sub>ref</sub> [mm]	160	160	40	80	40	80	160	80	80	160	40	160	40	40	80	40
γ [-]	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5	10	10	10	10	10	10	10	10
λ <sub>xy</sub> [W/(m·K)]	0.25	1	0.25	1	1	16	64	64	1	1	0.25	16	64	16	64	64
h [W/(m <sup>2</sup> ·K)]	5	10	20	20	5	10	10	20	5	5	10	20	5	5	5	10
ζ [-]	0.016															
ω [-]	8.94				1.12				3.16				0.20			
η [-]	0.106	0.106	0.106	0.106	0.714	0.717	0.717	0.715	0.105	0.105	0.105	0.105	0.745	0.740	0.740	0.742

はほぼ一つのトレースに重なっており、同じ  $\zeta$ ,  $\gamma$ ,  $\omega$  及び  $\eta$  の条件における特性の相似性が確認された。Fig. 6-6(a), (c)から、6.3.2 項での議論にあるように  $\omega$  が高く  $\eta$  が低下した領域では、基板上下面の温度はほぼ同等であり、2次元モデルであっても1次元軸対称モデルのフィン効率に近くなるという状況が温度分布的に示されている。また、(b)及び(d)の結果から、低  $\omega$  条件でのパッド付近の表裏面には温度差が生じていること、低  $\omega$  側の方が上下面の温度が揃うまでの範囲が広く、これらが基板厚み方向への2次元的な熱流の拡大を表していることがわかる。さらに (a), (b)の比較から、フィン効率の高い状態と低い状態での基板内の温度分布の違いがよくわかる。(b)のような  $\omega$  が1付近の条件では、(a)のような  $\omega$  が高い状態に比較して、パッド裏面温度は低く、6.3.3 項で議論された  $\omega$  の違いによるパッド裏面からの放熱状態の違いが温度分布として確認できる。

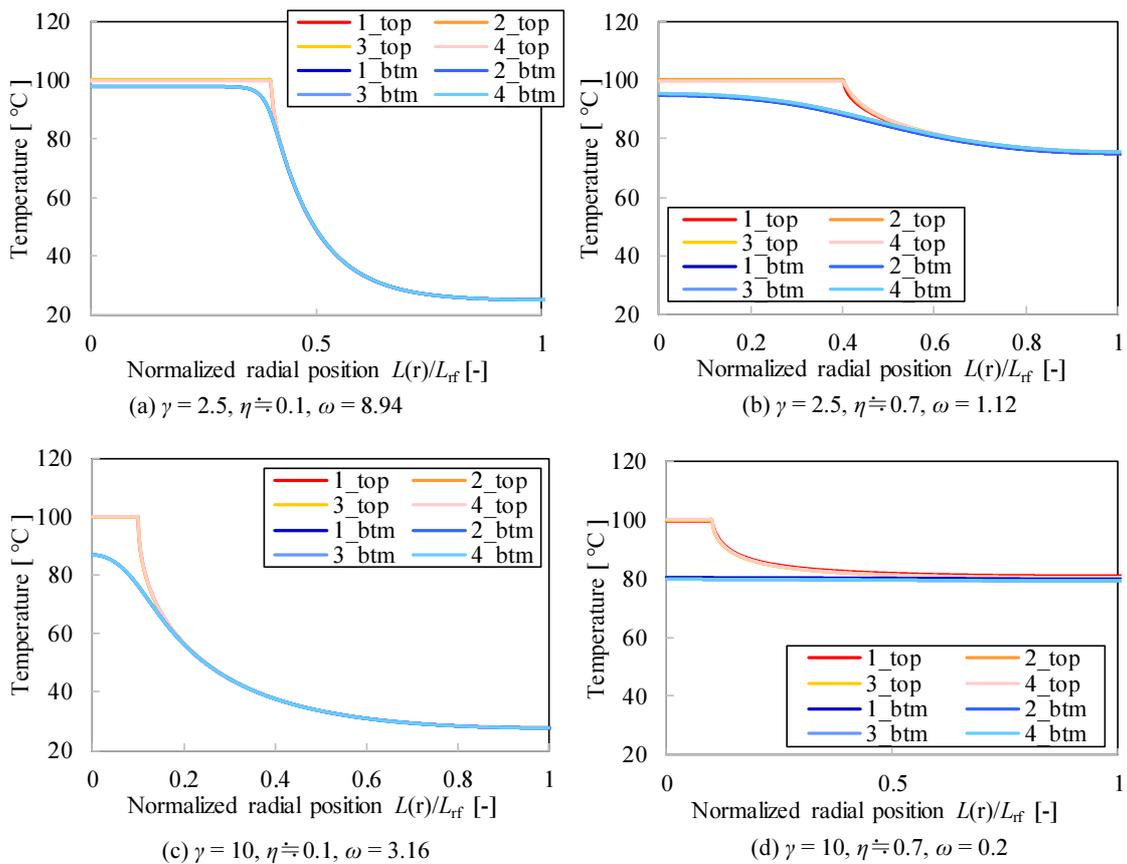


Fig. 6-6 Temperature distribution of board surface ( $\zeta = 0.016$ )

## 6.4 基板放熱特性の無次元数による整理

前節では、2次元軸対称モデルについて無次元数による整理が有効であることが示された。また、具体的な基板設計条件を変化させ、これらから計算された設計無次元数を用いた特性の整理から、同じ設計無次元数で表される放熱特性は相似であることが示された。このように、前節では複数条件において $\omega$ が同一となるように $\lambda_{xy}$ や $h$ などが決められたため、 $\gamma$ や $\zeta$ を横軸とした傾向の整理には不向きなデータであった。本節では、 $\omega, \gamma, \zeta$ の値がそれぞれ重複せず一定間隔（対数間隔）となるような基板設計条件を再設定して再度2D\_熱伝導 sim を実施し、それぞれの設計無次元数に対するフィン効率 $\eta$ の傾向について整理を行う。Table 6-3 にシミュレーション条件を示す。また、本節では $\eta$ と $\gamma, \omega$ の関係について範囲を限定することで、熱抵抗推定式を無次元数の累乗などの簡易的な形式で表現することを検討する。検討対象は $Rth_{ba}$ の放熱部分とする。 $Rth_{sa}$ については、第4章、第5章のモデルと境界条件が異なるため、熱抵抗との関係性については議論しない。（ $Rth_{sa}$ の特性については、参考として付録で紹介する。）

**Table 6-3 Simulation conditions of dimensionless number  $\gamma, \omega$  and  $\zeta$  (420 conditions)**

$\gamma (=L_{rf}/L_{\pi}) [-]$	1.25, 2.5, 5, 10, 20, 40, 80
$\omega [-]$	0.05, 0.1, 0.2, 0.5, 1, 2, 5, 10, 20, 50
$\zeta [-]$	0.004, 0.008, 0.016, 0.032, 0.064, 0.128

### 6.4.1 フィン効率と熱抵抗 $Rth_{ba}$ の関係

本項では、フィン効率 $\eta$ と設計無次元数の関係、さらに熱抵抗 $Rth_{ba}$ との関係について議論する。Fig. 6-7 に設計無次元数 $\zeta = 0.032$ の場合の $\gamma$ および $\omega$ とフィン効率 $\eta$ の関係を示す。Fig. 6-7(a)より、 $\gamma$ が大きくなるとフィン効率はほぼ反比例的に $\eta$ は低下する傾向が得られる。Fig. 6-7(b)からは、高 $\omega$ 側でフィン効率 $\eta$ が $\omega$ に反比例する傾向がみられる。 $\omega$ に対する $\eta$ 、 $\gamma$ に対する $\eta$ のいずれの傾きも $\omega, \gamma$ の値の範囲によって異なっており、複雑な挙動を示している。Fig. 6-8 に $\zeta$ と $\eta$ の関係を示す。第3章の3.2.2項で議論したように第4

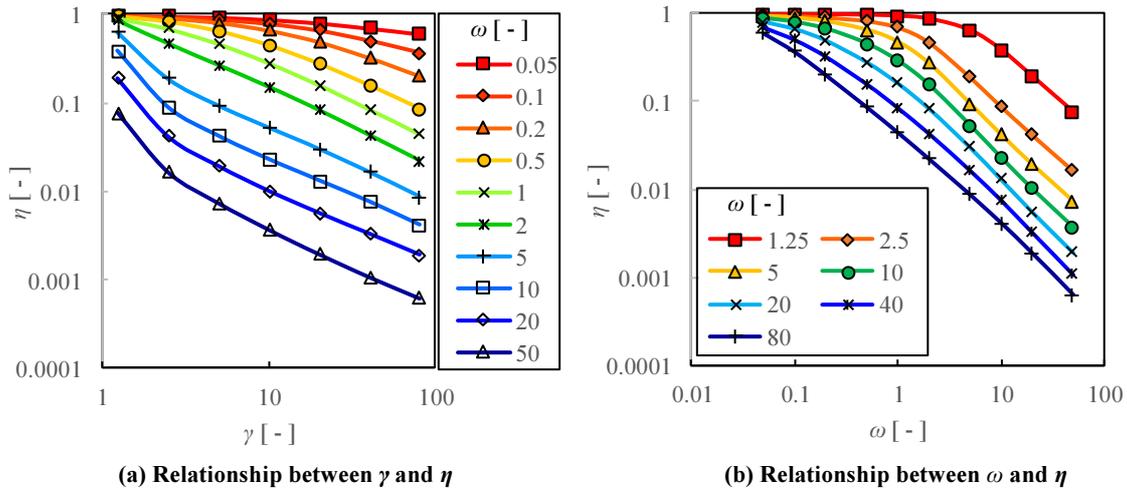


Fig. 6-7 Relationship between dimensionless numbers  $\omega$  and  $\gamma$  acquired at regular (logarithmic) intervals and fin efficiency  $\eta$  ( $Rth\_ba, \zeta=0.032$ )

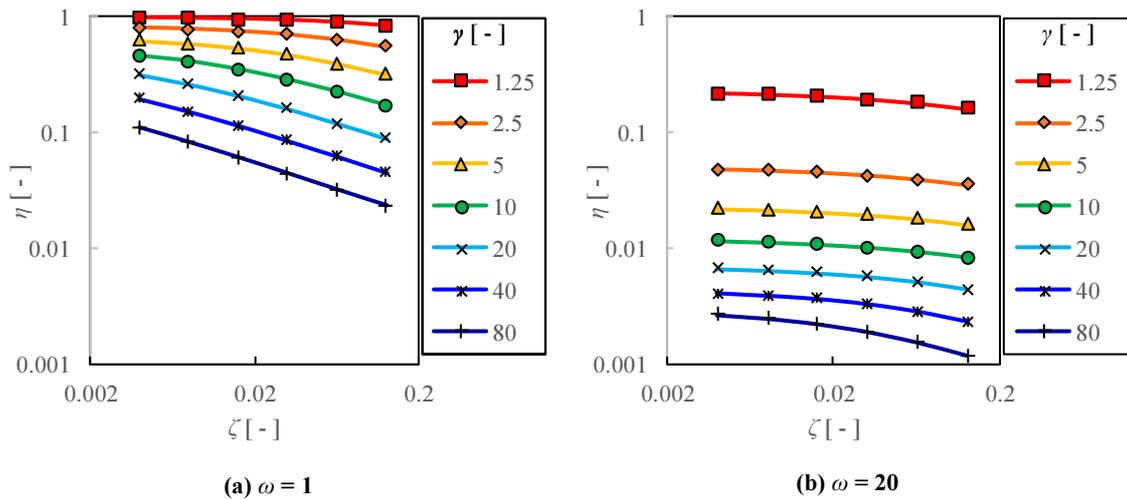


Fig. 6-8 Relationship between dimensionless number  $\zeta$  and fin efficiency  $\eta$

章及び第 5 章で検討した基板設計パラメータの組み合わせの範囲に限定すると  $\omega$  の範囲は 1~20 となるためその両端での特性を確認する.  $\omega=20$  の場合には,  $\zeta$  に対する  $\eta$  の傾き (グラフが両対数目盛りの為, 累乗の指数に相当) は小さい.  $\omega$  が大きく, 熱伝達が主体となるようなフィン効率の低い条件では基板の厚み方向への熱流の影響は小さくなるものと考えられる.  $\omega=1$  のような熱伝導主体の放熱条件では, 基板厚み方向の熱伝導の影響が大きく,  $\zeta$  の増加によるフィン効率の低下の傾向が大きくなるが, いずれにしても  $\omega, \gamma$  などと比べて影響度は小さい. このように,  $\omega, \gamma, \zeta$  の値を一定間隔に定めて 2D\_熱伝導 sim を実施するこ

とで、 $\omega, \gamma, \zeta$ に対する $\eta$ の傾向が容易に整理できる。ここで、第3章3.2.2項での検討に倣い、これらの設計無次元数 $\omega, \gamma$ の範囲を具体的な基板設計条件の範囲に限定して検討を行う。第3章で示した $\omega, \gamma$ の範囲及び、第4章のCFDシミュレーション及び第5章の実験で検討した基板設計条件の範囲を参考に、基板直径 $2L_{rf}$ を150 mm程度、発熱部直径 $2L_{rf}$ を3~50 mm程度、基板面内方向熱伝導率 $\lambda_{xy}$ を0.5~50 W/(m·K)、基板厚み方向熱伝導率 $\lambda_z$ を0.25 W/(m·K)、基板厚み $2L_z$ を0.8~1.6 mm、熱伝達係数を10 W/(m<sup>2</sup>·K)と仮定して、これに対応する $\omega, \gamma, \zeta$ の範囲を $1 \leq \omega \leq 20, 2.5 \leq \gamma \leq 40, 0.016 \leq \zeta \leq 0.032$ の範囲とした( $\omega, \gamma, \zeta$ の数值は、Table 6-3で用いられたものから選定した)。Fig. 6-9は、 $\zeta$ を0.032、 $\omega, \gamma$ を上記の範囲として、Fig. 6-7のグラフを書き直したものである。このように範囲を制限することで、 $\eta$ は $\gamma$ 及び $\omega$ の累乗で近似することが可能となる。図中に累乗の指数を記載している。また、第3章3.2項で求められた1次元軸対称モデルにおける $\eta$ を破線で示している。

Fig. 6-9 (a)の $\gamma$ と $\eta$ の関係からは、高 $\gamma$ 側で2D\_熱伝導 sim 結果と1次元軸対称モデルとの乖離が大きい。また、 $\omega$ の系列毎の $\eta$ に対する $\gamma$ の累乗の指数は2D\_熱伝導 sim の結果では変化が小さい。Fig. 6-9 (b)の $\omega$ と $\eta$ の関係では、低 $\omega$ 側で2D\_熱伝導 sim の結果と1次元軸対称モデルの差が大きい。こちらのグラフにおいても、2D\_熱伝導 sim の結果における $\eta$ に

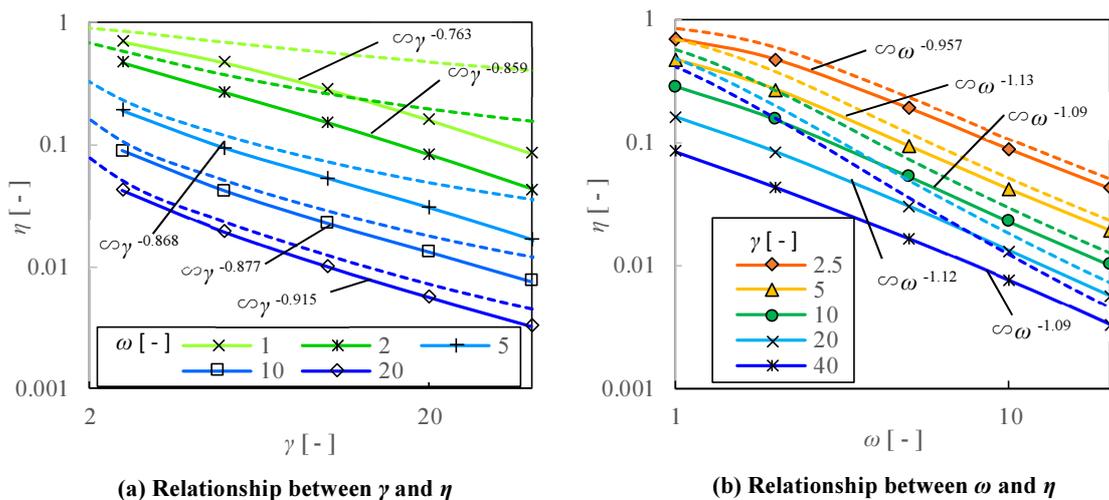


Fig. 6-9 Relationship between dimensionless number  $\omega, \gamma$  and fin efficiency  $\eta$   
( Limited parameter range,  $\zeta=0.032$  )

対する  $\omega$  の累乗の指数は  $\gamma$  の値による変化が小さい。ここで、それぞれのグラフにおける  $\eta$  に対する  $\omega, \gamma$  の累乗の指数がほぼ同一とみなすと、Fig. 6-9(a)においては、 $\omega$  の変化は  $\eta$  に対する  $\gamma$  の累乗の指数に影響を与えず、Fig. 6-9(b)では、 $\gamma$  の変化は  $\eta$  に対する  $\omega$  の累乗の指数に影響を与えていないことから、 $\gamma$  と  $\omega$  の累乗の指数への影響は互いに独立的であると捉えられ、式(6-12)のような形で表現することが可能である。

$$\eta = a_1 \gamma^{-a_2} \omega^{-a_3} = \frac{1}{a_1 b_1 h S_0} \omega^{a_3} \gamma^{a_2 - b_2} \quad (6-12)$$

ここで、 $a_1 = 2.08, a_2 = 0.857, a_3 = 1.075$

$a_1, a_2, a_3$  は、Fig. 6-9 の結果から導出した。具体的には、 $a_2, a_3$  を Fig. 6-9 の  $\omega, \gamma$  の累乗の指数の平均値として算出し、これらと式(6-12)を用いて Fig. 6-9 の結果から平均値として  $a_1$  を算出した。

式(6-12)と式(6-7)からフィンの熱抵抗  $R_{th\_ba}$  は(6-13)で示される

$$R_{th\_ba} = \frac{1}{\eta h S_f} = \frac{1}{a_1 \gamma^{-a_2} \omega^{-a_3} h S_f} \quad (6-13)$$

フィン表面積  $S_f$  は式(6-8)で与えられており、基板放熱部面積の最大値を  $S_0$  とすると、発熱部の半径が 0 の場合の面積で基板総面積と等しく、 $2\pi L_{rf}^2$  となる、 $S_f$  を  $S_0$  で割り無次元化すると式(6-14)で示される。

$$\frac{S_f}{S_0} = \frac{L_{rf}^2 - L_{tr}^2}{L_{rf}^2} = 1 - \gamma^{-2} \quad (6-14)$$

Fig. 6-10 は  $S_f/S_0$  と  $\gamma$  の関係を示している。

また、ここで簡略化のために、 $S_f/S_0$  を  $\gamma$  の累乗の形で近似することを考えると、面積  $S$  は式(6-15)で示されるが、グラフからもわかる通り相関係数 ( $R^2$  値) は低い。

$$S_f = S_0 b_1 \gamma^{b_2} \quad (6-15)$$

Fig. 6-10 の  $\gamma$  の範囲( $2.5 < \gamma < 40$ )では、係数はそれぞれ  $b_1 = 0.878, b_2 = 0.0431$  となる。

$R_{th\_ba}$  は式(6-13)と(6-15)より式(6-16)として得られる。

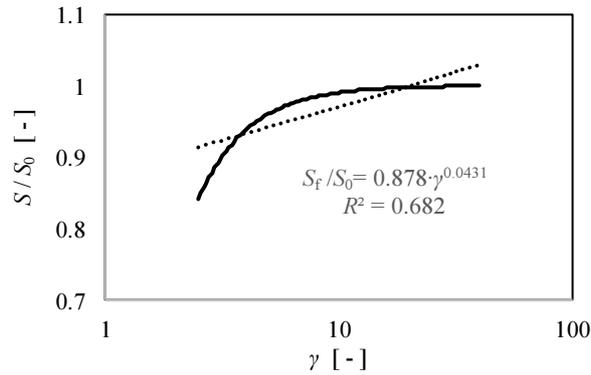


Fig. 6-10 Relationship between dimensionless surface area  $S/S_0$  and dimensionless number  
( $1 < \omega < 20, 3 < \gamma < 50$ )

$$Rth\_ba = \frac{1}{a_1 b_1 h S_0} \omega^{a_3} \gamma^{a_2 - b_2} \quad (6-16)$$

ここで  $\gamma = \frac{L_{rf}}{L_{\pi}}$ ,  $\omega = L_{rf} \sqrt{\frac{h}{\lambda_{xy} L_z}}$  より式(6-16)は式(6-17)のように変形される,

$$Rth\_ba = A \left( \frac{h}{\lambda_{xy} L_z} \right)^{\frac{a_3}{2}} L_{\pi}^{-a_2 + b_2} \quad (6-17)$$

$$\text{ただし } A = \frac{1}{a_1 b_1 h S_0} L_{rf}^{a_2 - b_2 - a_3}$$

式(6-17)は  $Rth\_ba$  を設計パラメータ  $\lambda_{xy}, L_{\pi}, L_{rf}, L_z, \lambda, h$  を用いて記述された近似を含む簡易推定式であり, 各設計パラメータを累乗した形であらわされているが, 式の本質は式(6-16)で示された通りで, その係数は  $\frac{1}{a_1 b_1 h S_0}$  と累乗の指数である  $a_2, a_3, b_2$  の影響を受けない. つまり, 式(6-17)において係数  $A$  の部分は,  $a_2, a_3, b_2$  の増減に影響を受けてその次元が見かけ上変化しているが, 本質的には式(6-16)の関係を満たしており, 累乗の指数の大小によって式(6-16)の係数の次元は変化しないため, 次元的に健全であるといえる.

式(6-17)に導出された推定式の妥当性を確認するために, 式(6-13) の関係から,  $Rth\_ba$  を実際に算出し, 式(6-17)と比較を行う.  $Rth\_ba$  の算出には, 各パラメータを決める必要があるため, 基板外径  $2L_{rf} = 150 \text{ mm}$ , 熱伝達率  $h = 10 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ,  $\lambda_z = 0.25 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$  として, それ以外のパラメータは, Fig. 6-9 で用いた  $\gamma, \omega$  ( $1 \leq \omega \leq 20, 2.5 \leq \gamma \leq 40$ ) を用いて  $L_{\pi}, \lambda_{xy}$ ,

$L_z$ を定めた。Fig. 6-11 に熱抵抗  $Rth\_ba$  と  $L_{rr}$  及び  $\lambda_{xy} \cdot L_z$  の関係を示す。シミュレーション結果から計算された  $Rth\_ba$  はマークで示され、式(6-17)によって求められた  $Rth\_ba$  の推定値は破線で示されている。Fig. 6-11 (a), (b)いずれのグラフにおいてもマークと破線は概ね一致しており、式(6-17)の簡易推定式が概ね妥当であることがわかる。また、Fig. 6-11 と Fig. 6-9 の比較から、 $Rth\_ba$  と  $L_{rr}, \lambda_{xy} \cdot L_z$  の関係は  $\eta$  の  $\gamma, \omega$  に対する傾向とほぼ同様の傾向を示している。このような関係は  $Rth\_ba$  と  $\eta$  の関係を表す式(6-13)からも明確であり、 $Rth\_ba$  は  $\eta$  の傾向に従う。

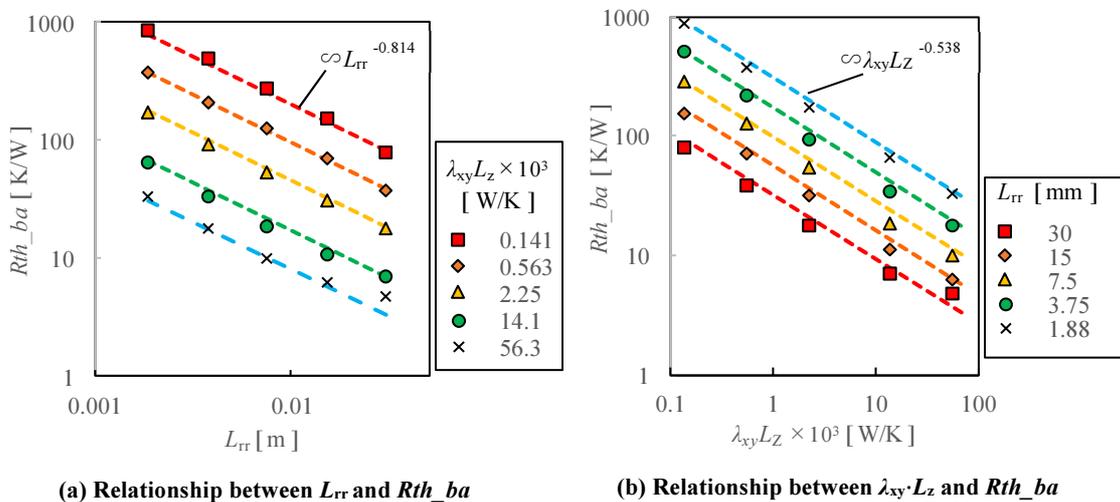


Fig. 6-11 Validation of thermal resistance estimation formula using power law

## 6.5 CFD シミュレーション結果の無次元数による整理

本節では、第4章で実施された CFD シミュレーション結果の無次元数による整理について検討する。前節において、中央部にパッドが配置された軸対称形状の基板について、無次元数による整理と  $Rth\_ba$  との関係が示された。本節では、第4章で得られた  $Rth\_ba$  から  $\eta$  を算出することで、設計無次元数  $\omega$  との関係を確認し、第4章で示された  $Rth\_ba$  の推定式の特徴が  $\eta$  と  $\omega$  の関係に起因するものとして整理可能かどうかを確認する。

### 6.5.1 CFD シミュレーションにおける熱伝達係数の把握

CFD シミュレーションの結果の無次元数を用いた整理を考えた場合、式(6-4)のから  $\eta$  を

得るためには熱伝達係数  $h$  が必要となるが、CFD においては個体と流体の界面において要素ごとに熱伝達による放熱量が算出され、熱伝達係数は要素ごとに異なる。こうした状況において、 $h$  をどのようにして定めるかが問題となる。ただし、フィン効率において用いる熱伝達係数は、フィン全面が等温の場合の放熱量を規定するためのものであるため、Fig. 6-12 のような基板の上面全面が等温面( $T_{ts}$ )となる条件について CFD シミュレーションを実施し、上面及び下面からの放熱量を基に平均的な熱伝達係数を算出することとした。

Table 6-4 にシミュレーション条件を示す。Fig. 6-13 は上記のシミュレーション結果から算出された熱伝達係数  $h$  を算出したものである。上下面の熱伝達係数は、条件によっても若干傾向が異なるが、その差は概ね 2 割以下程度であるため、上下面の熱伝達係数の平均値を求め、基板全体の熱伝達係数として用いることとした。Fig. 6-14 は Fig. 6-13 の結果から、

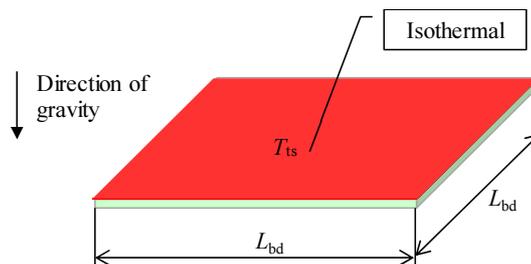


Fig. 6-12 Board model with isothermal heat on top surface

Table 6-4 Simulation conditions

• Properties of solid materials

Material	Thermal conductivity $\lambda$ [W/(m·K)]
Glass epoxy	0.25 (x,y direction), 0.3 (z direction)
Copper	385

• Properties of air

$T_a$ : Air (ambient) temperature	25 °C
Thermal conductivity and Viscosity	Temperature dependence
Density	Ideal gas law

Emissivity of board and components surface  $\varepsilon$  [-]: 0.9

• Board conditions

$L_a$ : Board size [ mm ]	40, 80, 160, 320
$L_b$ : Board thickness [ mm ]	0.8, 1.6
$L_{cu}$ : Copper pattern thickness [ mm ]	0.035
$T_{ts}$ : Temperature of top surface [ °C ]	30, 40, 60, 80, 100, 120, 140

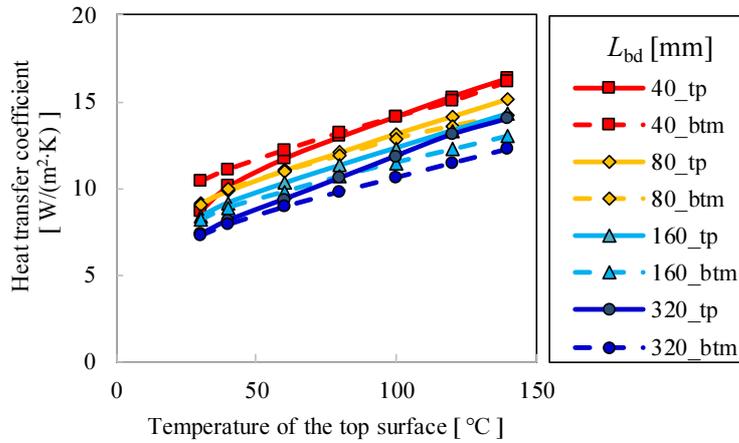


Fig. 6-13 Relationship between heat transfer coefficients and temperature of top surface

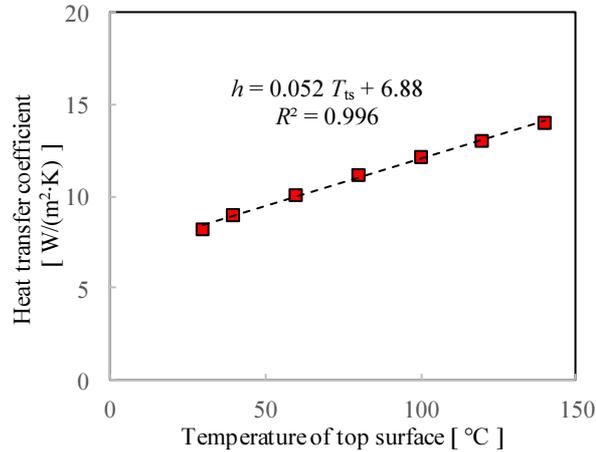


Fig. 6-14 Relationship between heat transfer coefficients and temperature of top surface ( $L_{bd}$ : 150 mm)

内挿により基板外形 150 mm (第 3 章の基板外形より) の場合の各上面温度に対する熱伝達係数を算出したものである。この関係を用いて、CFD 結果における熱伝達係数を算出する。尚、上記関係により、CFD 結果での熱伝達係数は、温度上昇 30~140 °C 程度の範囲に対して概ね 8~14 W/m²·K 程度であることが分かる。

### 6.5.2 CFD 結果の無次元数による整理

第 4 章で検討した CFD のシミュレーションのモデルを Fig. 6-15 に示す (Fig.3-2 の再掲)。Table6-5 に CFD の基板条件を示す。6.4.1 項で検討した結果と比較するために、それらと近い条件を抜粋した (パッド形状は正方とした)。これらの条件について得られた  $Rth_{ba}$  と式

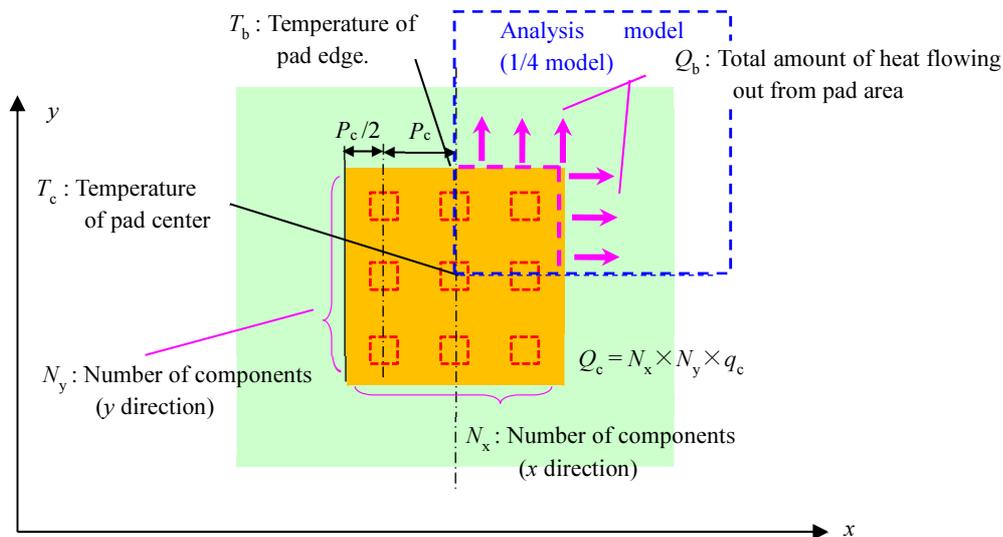


Fig. 6-15 Shape of simulation model and design parameters

Table 6-5 Simulation conditions

• Board dimensions

Board size :  $L_{bd} = 150$  mm, Board thickness :  $L_b = 1.6$  mm, Copper pattern thickness = 35  $\mu$ m

$N_x$ [pcs]	1	1	1	3	4	5	7
$N_y$ [pcs]	1	1	1	3	4	5	7
$P_c$ [mm]	3	5	7	5	7	10	10
$q_c$ [W]	0.05	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1
$Q_c$ [W]	0.05	0.1	0.1	0.9	1.6	2.5	4.9
$S$ [mm <sup>2</sup> ]	44982	44950	44902	44550	43432	40000	35200

• Properties of solid materials

Material	Thermal conductivity: $\lambda$ [ W/(m·K) ]
Glass epoxy	$\lambda_{xy}$ : 0.6, 1, 2, 5, 10, 20, 50, 100 (x,y direction), $\lambda_z$ : 0.3 (z direction)

(6-7)から、CFDの結果におけるフィン効率 $\eta$ を算出した。(熱伝達係数 $h$ を定める温度としては、パッド部温度 $T_b$ を用いた。)

Fig. 6-16は $\eta$ と $\omega$ の関係について、 $\gamma$ ごとにプロットしたものである。実線は6.4.1項で得られた2D\_熱伝導simにおける $\eta$ と $\omega, \gamma$ の関係である。2D\_熱伝導simの結果と第4章のCFD結果の傾向は酷似しており、 $\eta$ は $\omega$ の変化に伴って変化し、 $\gamma$ 毎にその傾向が整理でき

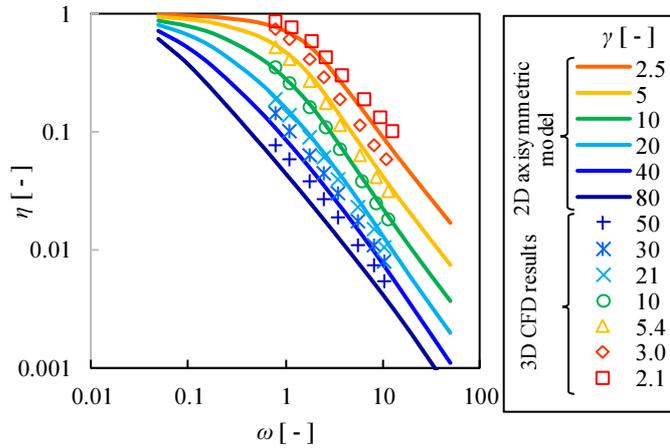


Fig. 6-16 Comparison of fin efficiency  $\eta$  of 2D axisymmetric model and CFD simulation results

る。よって、CFD の結果においても、放熱特性としてフィン効率  $\eta$  を用いることで設計無次元数  $\omega$ ,  $\gamma$  による整理が可能であることが示唆される。なお、CFD の結果では、各条件において  $h$  が異なることから、 $\zeta$  もまた各条件で異なる値をとっている。Fig. 6-17 に各  $\omega$  に対する  $\zeta$  を示す。  $\gamma$  が小さな条件では、 $\zeta$  の変化が大きく、  $\gamma$  が大きい条件では  $\zeta$  の変化は僅かである。CFD 結果において  $\omega$  が大きい条件は、基板熱伝導率  $\lambda_{xy}$  が小さい条件であるため、温度上昇も大きく、Fig. 6-14 の傾向に従って  $h$  及び  $\zeta$  が増加するためと考えられる。また、Fig. 6-8 に示された 2D\_熱伝導 sim の傾向では、  $\gamma$  が小さい条件では  $\zeta$  の変化に対して  $\eta$  は大きく変化せず、  $\gamma$  が大きい条件ほど  $\zeta$  の変化に対して  $\eta$  の変化が大きいという傾向がある。

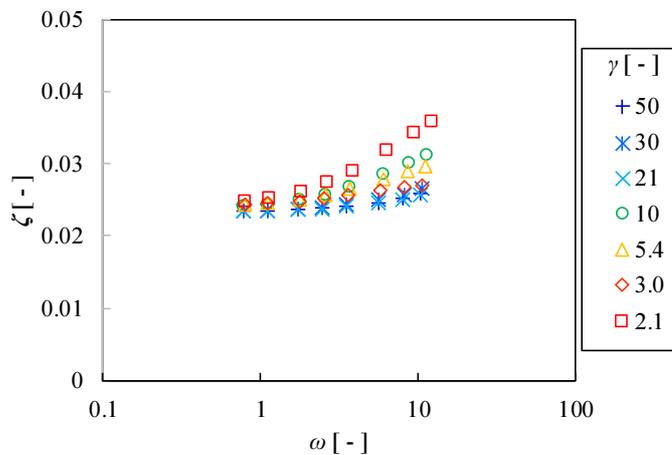


Fig. 6-17 Relationship between dimensionless number  $\omega$  and  $\zeta$  (CFD results)

これらの傾向を合わせて考えると、Fig. 6-16において、 $\zeta$ の条件による違いが $\eta$ に及ぼす影響は大きくないと考えられる。Fig. 6-18はFig. 6-16と同じ結果について、熱抵抗とパッド周長 $L$ の関係を示している。実線は2D\_熱伝導 sim 結果に対する $Rth\_ba$ の推定式として、式(6-17)から得られた算出結果である。2D\_熱伝導 sim モデルの推定式の算出値では形状の違いに加え、熱伝達係数 $h$ が異なるなど細かな差異はあるが、CFDの結果と類似の傾向を示している。また、4章の基板設計条件及び、6.5.1項の $h$ の範囲から、設計無次元数 $\omega, \gamma, \zeta$ による設計条件の範囲は、 $0.75 \leq \omega \leq 15, 3 \leq \gamma \leq 50, 0.01 \leq \zeta \leq 0.037$ と示される。

6.4.1項での2次元軸対称モデルを対象とした議論において、フィン効率 $\eta$ は $Rth\_ba$ の特性に支配的な影響を及ぼしており、熱抵抗が基板設計パラメータの累乗に比例する性質は、無次元数である $\eta$ が $\omega, \gamma$ の累乗に比例する関係がその本質であることが分かっている。本項の比較結果から、CFDの結果についてもフィン効率 $\eta$ を設計無次元数 $\omega, \gamma$ によって整理可能であることが示された。また、熱抵抗と設計パラメータの関係についても、2D\_熱伝導 sim のケースと類似の関係が成り立つことが示された。これらの事柄から、第4章で議論された熱抵抗推定式において $Rth\_ba$ がパッド周長 $L$ 及び、基板面内方向熱伝導率 $\lambda_{xy} \cdot L_z$ の累乗に比例する関係は、本質的には無次元数である $\eta$ が $\gamma, \omega$ の累乗に比例する関係を意味していると考えられる。つまり、上記の熱抵抗推定式においては、本質的には指数の大きさによ

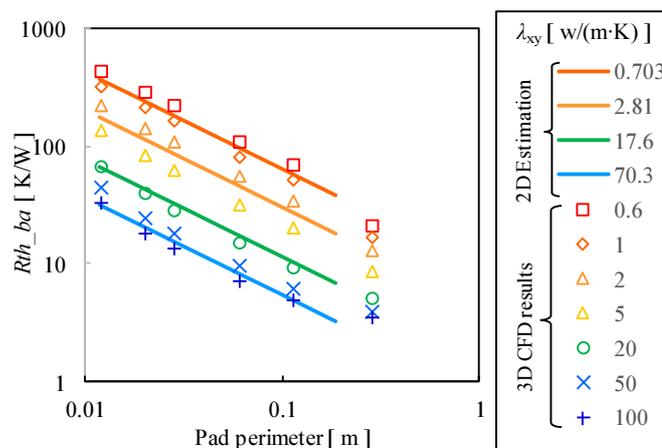


Fig. 6-18 Comparison of estimation formula of 2D axisymmetric model and CFD simulation results

て係数の次元は変化せず、物理的な健全性が保たれているものと推察される。

## 6.6 まとめ

本章の検討により、基板形状の放熱モデルについて次元解析により基板設計条件と放熱特性の関係を明らかにした。基板放熱特性を示す無次元数であるフィン効率  $\eta$  及び、基板設計条件を組み合わせて得られる3つの設計無次元数  $\gamma, \omega, \zeta$  を用いることで、放熱特性が簡素に整理できることが示された。無次元数を用いることで、放熱現象にとって互いに独立な要因や、互いに関連する要因を把握することができ、放熱現象の本質的な理解に役立つ。本章で得られた知見は以下の通りである。

- ・2次元軸対称モデルについての次元解析の結果から、1次元モデルと同じ設計無次元数  $\gamma$  (基板半径 / 銅パッド部半径),  $\omega$  (基板半径方向の熱伝導と熱伝達の比)に加えて、 $\zeta$  (基板厚み方向方向の熱伝導と基板表面からの熱伝達の比) を用いることで1次元の場合と同様に基板の放熱特性  $\eta$  について整理できる。
- ・無次元数を用いた整理によって、 $\gamma, \omega, \zeta$  の1つの組み合わせに対して、フィン効率  $\eta$  は1つの値が与えられ、両者は1対1での対応する。異なる基板設計条件において、同一の無次元数が与えられる場合、互いの温度分布は相似となっていることが確認された。
- ・設計無次元数を第4章及び第5章の基板設計条件の範囲に限定すると、 $3 \leq \gamma \leq 50, 1 \leq \omega \leq 20, 0.016 \leq \zeta \leq 0.032$  の範囲となり、この範囲で  $\gamma, \omega, \zeta$  と  $\eta$  の関係を整理することで、 $\eta$  は  $\gamma, \omega$  の累乗で整理できる。
- ・2次元軸対称モデルの基板熱抵抗  $Rth_{ba}$  は設計無次元数  $\gamma, \omega$  及び  $L_{rr}, \lambda_{xy} \cdot L_z$  の累乗を用いて表現することができる。
- ・2次元軸対称モデルの熱抵抗推定式は、本質的には  $Rth_{ba}$  が設計無次元数  $\gamma, \omega$  の累乗に比例する関係であり、累乗の指数の大小によって推定式の係数の次元は変わらないため、物理的に健全であるといえる。

- ・4章のCFDの結果から算出された $\eta$ についても、 $\omega, \gamma$ を用いた整理が可能であり、設計条件の範囲を設計無次元数で表すと、 $0.75 \leq \omega \leq 15, 3 \leq \gamma \leq 50, 0.01 \leq \zeta \leq 0.037$ , と示すことができる。
- ・第4章で求められた熱抵抗推定式における $Rth_{ba}$ が基板設計パラメータの累乗に比例する関係は、2次元軸対称モデルの議論と同様、本質的には設計無次元数 $\gamma, \omega$ の累乗に比例する関係であると考えられ、熱抵抗推定式の物理的な健全は保たれていることが推察される。

## 付録 6-A $Rth_{sa}$ に関するフィン効率と設計無次元数及び熱抵抗の関係

ここでは、第 6 章の本編で割愛した熱抵抗  $Rth_{sa}$  の部分に関するフィン効率と設計無次元数及び熱抵抗との関係を議論する。Fig. 6A-1 に  $\zeta=0.032$  の場合の設計無次元数  $\gamma$  及び  $\omega$  と  $Rth_{sa}$  部のフィン効率  $\eta_{sa}$  の関係を示す。(a)より、 $\omega$  の変化に対して  $\eta_{sa}$  が減少する領域と増加する領域があることがわかる。また、(b)より、 $\gamma$  の高い領域では、 $\gamma$  の増加に対して  $\eta_{sa}$  が減少傾向となることがわかる。 $\omega$  はその範囲によって増減の傾向も異なり、複雑な特性を示している。

Fig. 6A-2 に  $\zeta$  と  $\eta_{sa}$  の関係を示す。 $\zeta$  は基板の厚み方向の熱伝導と表面からの熱伝達の割

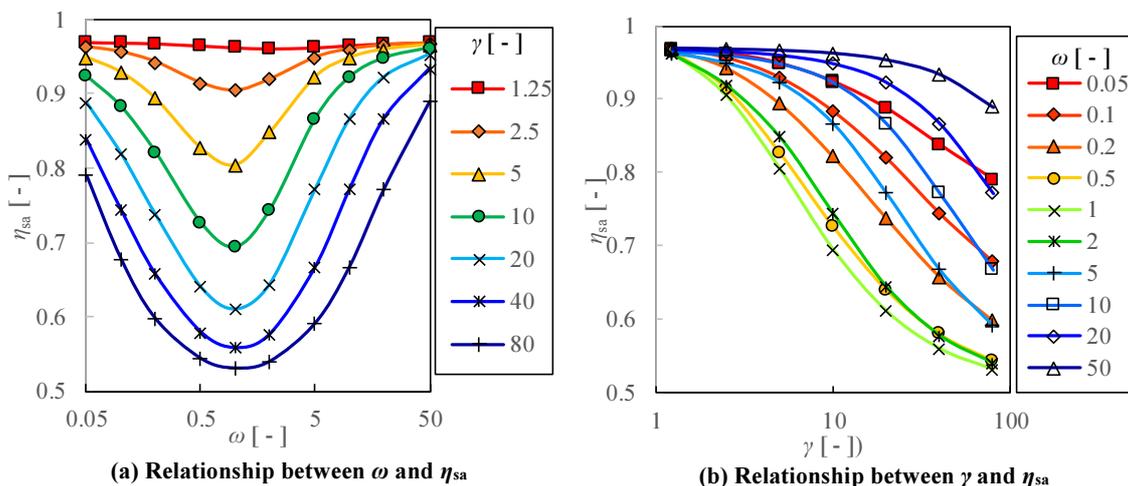


Fig. 6A-1 Relationship between dimensionless numbers  $\omega$  and  $\gamma$  and fin efficiency  $\eta_{sa}$  ( $\zeta=0.032$ )

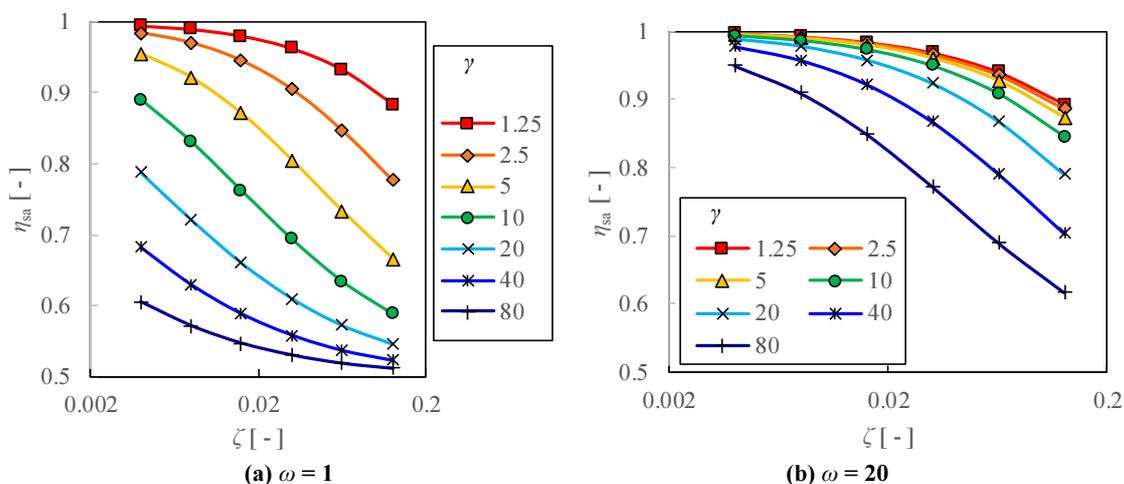


Fig. 6A-2 Relationship between dimensionless numbers  $\zeta$  and fin efficiency  $\eta_{sa}$  ( $\zeta=0.032$ )

合を表す。第3章の基板設計パラメータの組み合わせの範囲から  $\omega$  を1から20程度として考え、その両端での特性を確認する。 $\omega = 1$ の場合、 $\zeta$ に対する  $\eta_{sa}$ の傾向は  $\gamma$ の値によっても傾きが異なるが、全体としては  $\zeta$ の増加に対して  $\eta_{sa}$ は減少する傾向である。 $\omega$ が20の場合は、 $\gamma$ が大きい場合に  $\zeta$ に対する  $\eta_{sa}$ の減少傾向が大きくなる様子がわかる。前項の  $Rth_{ba}$ に比較しても  $\eta_{sa}$ の挙動は複雑である。ここで、6.4.1項同様、 $\zeta = 0.032$ の場合について、 $\gamma$ ,  $\omega$ の範囲を限定して  $\eta_{sa}$ との関係性がより簡素に表現できないか検討する。Fig. 6A-3に  $\omega$ ,  $\gamma$ に対する  $\eta_{sa}$ の傾向を示す。Fig. 6A-3(a)から、 $\eta_{sa}$ は  $\gamma$ の $-0.037 \sim -0.179$ 乗に比例しており、 $\eta_{sa}$ に及ぼす変化の割合は比較的小さく、 $\omega$ の変化に対して  $\gamma$ の累乗の指数が変化していることが分かる。Fig. 6A-3(b)は  $\omega$ に対する影響を示しており、 $\gamma$ ごと  $\omega$ の変化に対して対して  $\eta_{sa}$ の変化の大きさが違うことが分かる。

ここまでの議論により、 $\eta_{sa}$ の累乗式での記述は難しいことが分かったので、次に面積を含めた熱抵抗との関係を確認する。式(6-11)の関係より、 $Rth_{sa}$ は  $\eta_{sa}$ を用いて式(6A-1)のように表される。

$$Rth_{sa} = \frac{1}{\eta_{sa} h S_{pad}} \quad (6A-1)$$

ここで、 $S_{pad}$ は注目するフィン部分の面積であるため、半径  $L_{tr}$ のパッド部分を意味し、 $S_{pad}$

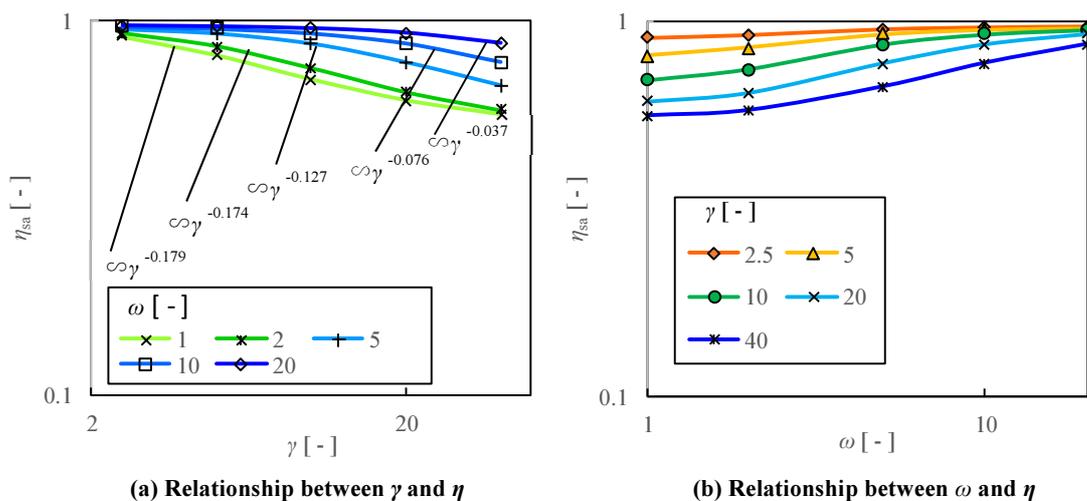


Fig. 6A-3 Relationship between dimensionless number  $\omega$ ,  $\gamma$  and fin efficiency  $\eta_{sa}$   
( Limited parameter range,  $\zeta=0.032$  )

は  $\gamma = L_{rf} / L_{rr}$  の関係を用いて、式(6A-2)で表される。

$$S_{\text{pad}} = 2\pi L_{\text{rr}}^2 = 2\pi L_{\text{rf}}^2 \frac{1}{\gamma^2} \quad (6A-2)$$

$Rth_{sa}$  は式(6A-1)と(6A-2)との関係から式(6A-3)のように表される

$$Rth_{sa} = \frac{1}{2\pi\eta_{sa}hL_{\text{rr}}^2} = \frac{\gamma^2}{2\pi\eta_{sa}hL_{\text{rf}}^2} \quad (6A-3)$$

式(6A-3)で表される、 $Rth_{sa}$  に対して、 $\eta_{sa}$  の  $\gamma$  に対する変化は最大でも 0.17 乗程度であり、表面積を表す  $\gamma$  の 2 乗に比べてごく小さいことがわかる。第 4 章で示された  $Rth_{sa}$  の推定式(6-2)においてパッド部面積  $S$  にほぼ反比例する傾向と一致する。

また、Fig. 6A-3(b)が示すように、 $\omega$  による影響も僅かに存在する。 $\omega$  の増加に対して  $\eta$  は僅かに増加し、それに伴って熱抵抗も僅かに低下する。つまり、 $\lambda_{xy}$  の減少に伴って熱抵抗が低下するような関係であり、このような関係もまた式(6-2)と同様の傾向となっている。Fig. 6A-4 に  $Rth_{sa}$  と  $L_{\text{rr}}$ ,  $\lambda_{xy}$  の関係を示す。熱抵抗の算出に用いた基板設計パラメータは 6.4.1 項と同一である。

Fig. 6A-4(a)より、 $Rth_{sa}$  と  $S$  との関係が  $\eta_{sa}$  の影響をほとんど受けず面積にほぼ反比例となること、Fig. 6A-4(b)より、 $Rth_{sa}$  に対して  $\lambda_{xy}$  が及ぼす影響もまた  $\eta_{sa}$  の変化に応じて僅かであることがわかる。なお、本モデルにおける発熱面は等温境界としているが、現実の基

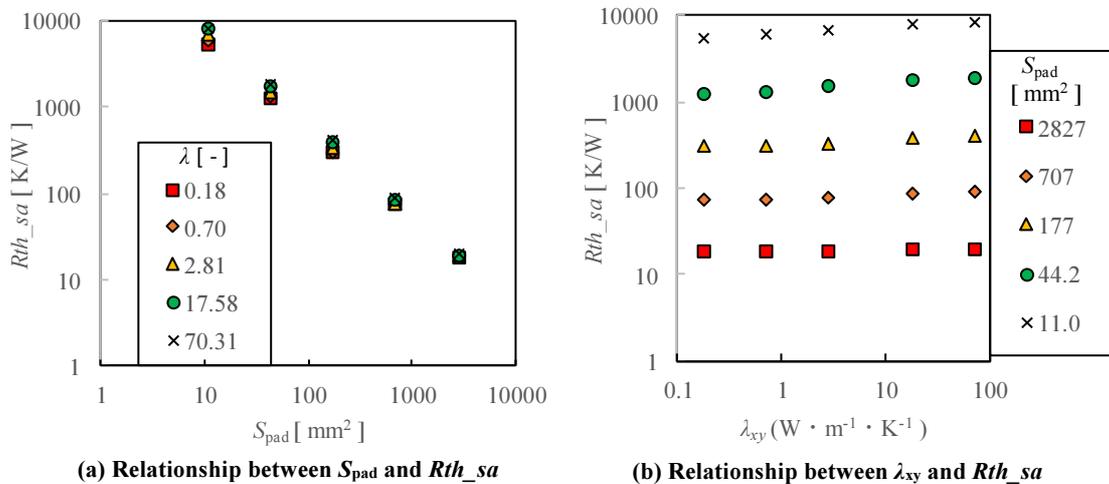


Fig. 6A-4 Relationship between  $Rth_{sa}$  and board design parameters  $S_{\text{pad}}$  and  $\lambda_{xy}$  ( $\zeta=0.032$ )

板では、等熱流束的な発熱が一般的であり、 $\gamma$  が大きい場合などはパッド外周への放熱によりパッド内部は温度分布が生じる。 *Rth\_sa* のようなパッド部の放熱特性を議論する場合には、このようなパッド内の温度及び熱流分布の影響が大きく、本モデルのような簡略化は適切でないため、本項の傾向はあくまで概略の傾向として考えるべきである。

## 記号の説明

$h$ : 熱伝達係数 [ W/(m<sup>2</sup>·K) ]

$L$ : パッド周長 [ m ]

$L_{bd}$ : 基板サイズ [ m ]

$L_b$ : 基板厚み [ m ]

$L_{cu}$ : パッド部銅箔部分の厚み [ m ]

$L_{rf}$ : 基板半径 [ m ]

$L_{rr}$ : パッド部半径 [ m ]

$L_z$ : 基板厚み/2 [ m ]

$N_x$ : x 方向の部品数 [ pcs ]

$N_y$ : y 方向の部品数 [ pcs ]

$P_c$ : 部品の実装ピッチ [ m ]

$q_c$ : 部品 1 個当たりの発熱量 [ W ]

$Q_c$ : 部品の総発熱量 (= $N_x \cdot N_y \cdot q_c$ ) [ W ]

$Q_b$ : パッド端部から周囲の基板への熱伝導による熱流量 [ W ]

$Q_{sa}$ : パッド部分の表面から周囲への熱流量 [ W ]

$Rth_{ba}$ : パッド端部から周囲への熱抵抗 [ K/W ]

$Rth_{sa}$ : パッド表面と周囲との間の熱抵抗 [ K/W ]

$S$ : パッド面積 [ m<sup>2</sup> ]

$S_0$ : 基板放熱部面積の最大値 (表裏面) (= $2 \pi L_{rf}^2$ ) [ m<sup>2</sup> ]

$S_f$ : 基板放熱部面積 (表裏面) (= $2 \pi (L_{rf}^2 - L_{rr}^2)$ ) [ m<sup>2</sup> ]

$S_{pad}$ : パッド部の面積 (表裏面) (= $2 \pi L_{rr}^2$ ) [ m<sup>2</sup> ]

$T$ : 温度 [ °C ]

$T_a$ : 周囲温度 [ °C ]

$T_b$ : パッド端部温度 [ °C ]

$T_{ts}$ : 基板上面温度 (6.5.1 項) [ °C ]

$\lambda_p$ : パッド部分の熱伝導率 [ W/(m·K) ]

$\lambda_{xy}$ : 基板基材の面内方向の熱伝導率 (xy 方向) [ W/(m·K) ]

$\lambda_z$ : 基板基材の厚み方向の熱伝導率 (z 方向) [ W/(m·K) ]

$\varepsilon$ : 基板表面の放射率 [ - ]

$\gamma$ : 無次元数  $\left( = \frac{L_{rf}}{L_{rr}} \right)$  [ - ]

$\omega$ : 無次元数  $\left( = L_{rf} \sqrt{\frac{h}{\lambda L_z}} \right)$  [ - ]

$$\zeta: \text{無次元数} \left( = \frac{L_z h}{\lambda_z} \right) \quad [-]$$

$$\eta: Rth_{ba} \text{ に対応するフィン効率} \left( = \frac{Q_b}{hS_f (T_b - T_a)} \right) \quad [-]$$

$$\eta_{sa}: Rth_{sa} \text{ に対応するフィン効率} \left( = \frac{Q_{sa}}{hS_f (T_b - T_a)} \right) \quad [-]$$

$$\pi_n: \text{未定指数} \quad [-]$$

## 参考文献

[6-1] 甲藤好郎, “伝熱概論,” 養賢堂, pp.50-51

[6-1] 日本機械学会, “伝熱工学資料 改定第 5 版,”丸善出版, pp.9-10, (2009)

## 第7章

### 結論

本研究は、プリント基板上に実装された小型チップ部品の温度上昇と基板の放熱設計に関する研究である。プリント基板上に実装された小型チップ発熱部品の温度上昇と基板設計パラメータの関係についての解析を基に、その温度上昇の簡便な推定手法を提案し、これにより基板熱設計の効率化に貢献すること、基板上の伝熱メカニズムに関する知見の獲得を目的として検討を行った。

第1章では、本研究の背景として、電子機器の熱設計の変遷、小型電子部品における熱設計の課題と、本研究に用いる解析手法及び本論文の構成について示した。近年、小型化・高性能化が進む電子機器の放熱形態は大きく変化しており、小型化による筐体内の空間の減少によって、対流熱伝達及び換気による放熱が難しくなっている。こうした状況に対して、基板を均熱化のためのヒートスプレッドとして利用する熱対策の重要性が増している<sup>[7-1]</sup>。一方、電子機器の小型化に伴い、CPUやパワー半導体のような主要電子部品だけでなく、小形チップ部品での定格電力アップも顕著であり、チップ抵抗器では、同一製品における定格電力がこの20年で2倍以上となっている例もある。小型チップ部品にとってその放熱の9割は基板経由となる<sup>[7-2]</sup>ため、その温度管理が重要で、チップ抵抗器においては負荷電力を定める参照温度を基板と部品の境界である“端子部温度”に変更する提案がなされている<sup>[7-3]</sup>。このように、電子部品の観点からも基板放熱の重要性は増している。これまで、電子機器及び電子部品を対象とした熱設計に関する研究は数多く手がけられており、熱設計の実務に関わる内容のみでも数多くの研究がなされている<sup>[7-4], [7-5], [7-6], [7-7], [7-8], [7-9], [7-10]</sup>が、これらの研究は主としてMPUやパワー半導体などの高発熱部品を対象としており、発熱量1W以下程度の小型チップを対象とした研究の例は少ない。しかしながら、小型チップの熱流束は近年特に増大しており、喫緊の対応が求められる。また、小型チップにおける放熱対策(主

として銅箔パターンの配置や部品レイアウトの調整)を行う回路・基板設計者の多くは熱設計の専門家ではない点にも配慮が必要である。

こうした課題への解決策の提案として、以下の目的に基づき検討を行った。

- ・ **小型発熱部品における基板実装時の温度上昇の簡便な推定手法の提案により、電子機器の基板パターン設計段階における熱設計の効率化に資すること**
- ・ **上記の解析を通して電子機器の基板上における伝熱現象のメカニズムに関して知見を得ること。**

これらの目的を達成するために、“熱回路網モデル化と熱抵抗推定式の導出”、“シミュレーションによる温度上昇の確認”、“実験による温度上昇の確認”、“次元解析と無次元数による整理”の手法を用いた。いくつかの具体的なケースについてこれらを用いた検討を行うことで、基板の放熱特性と熱設計手法について考察を深めた。

基板上に実装された部品の熱回路網モデル化を検討する上で、まず基板の熱回路網モデル表現及び、シミュレーション結果から得られる各部熱抵抗と基板設計条件の整理手法について検討が必要であった。そのため第2章では、上記の検討を兼ねて、基板上で単独使用される小型部品とその周辺の放熱特性について検討を行った。この結果について7.1節に示す。

第2章の検討において用いた単独部品を対象とした熱回路網モデルは、部品周辺の基板への熱伝導に注目したため、基板からの熱伝達が主体となる条件への適用が難しいことが分かった。第3章では、熱回路網モデルの見直しに先立って、熱伝達主体の放熱モデルを対象に次元解析を行い、次章以降のモデル化において重要な設計パラメータの抽出を行った。この結果について7.2節に示す。

第4章では、より一般的な基板放熱について議論するために、複数部品が密集実装された状態を対象とし、放熱パッドの上下面からの周囲空間への放熱、放熱パッドの外部の基板からの熱伝達による放熱、及びパッド内の温度差を考慮可能な熱回路網モデルを新たに提案

し、基板上の温度上昇の関係を示した。各部の熱抵抗と基板設計パラメータの関係を整理することで、基板上の各部熱抵抗の推定式を得た。基板温度上昇のシミュレーションには熱伝達を詳細に検討するために熱流体解析（CFD）を用いた。この結果について 7.3 節に示す。

第 4 章で提示された熱回路網モデルと、各部熱抵抗の推定式は、CFD シミュレーションの結果の整理から得られたものであるため、シミュレーションと実際の現象の差異について確認が必要である。そこで、第 5 章では実験による確認を行い、熱抵抗推定式の妥当性及び実験結果との差異について確認し、その要因について考察した。この結果について 7.4 節に示す。

第 4 章、及び第 5 章で求められた各部熱抵抗の推定式はシミュレーション及び実験結果の整理から得られており、検討された条件の範囲内で成立するものである。また得られた熱抵抗の推定式は放熱パッド周長の累乗に比例するなどの表現となり、累乗の指数によって推定式の係数の次元が変化することから物理的な健全性に疑問がある。そこで第 6 章では、第 4 章、及び第 5 章で議論した放熱モデルに近い 2 次元軸対称モデルについて次元解析を行い、無次元数を用いた整理と放熱特性についての考察を行った。この結果について 7.5 節に示す。

7.6 節では、本研究の目的に対して、第 2 章から第 6 章までの検討により得られた結果をまとめる。また、本論の検討では触れられなかった事柄や、本研究に関連して今後検討を実施すべき事項について示す。

## 7.1 単独部品における基板銅箔パターン形状と温度上昇の関係について

小型チップ部品においては近年の小形化・高電力化による高熱流束化が進展しており、単独使用であっても過剰な温度上昇を生じる恐れがある。小型部品の周囲の温度上昇は、部品実装部付近の銅パッドからの基板への熱伝導に大きく影響を受けるため、小型チップ近傍の放熱特性は、対流・放射による熱伝達よりも、基板への熱伝導を主体としたシンプルな放

熱特性となることが予想される。一般的な基板内の温度分布及び放熱メカニズムの検討に先立ち、まず基礎検討として単独部品についての検討を行った。

小型部品を基板上に実装した場合の放熱状態を熱回路網モデルとして表現し、それぞれの温度上昇を分離して表した。このモデル化で必要となる、“部品温度上昇”とその周囲の温度上昇である“局所温度上昇”の境界（部品境界）の決定方法について議論した。基板上の温度分布シミュレーション結果の観察から、基板上下面の温度が同程度になる点を部品境界と定め、部品周辺の温度上昇を定める集中熱抵抗を  $R_{th\_cns}$  として整理した。 $R_{th\_cns}$  は部品径ではなく放熱パッド径  $Wd$  に依存し、また、基板の外径は一定以上の値であれば、 $R_{th\_cns}$  に影響を及ぼさないことが確認された。また、 $Wd$  及び  $\lambda$  の値を一定値以下に限定することで  $R_{th\_cns}$  は、両者の積である  $Wd\lambda$  にほぼ反比例することが示された。 $Wd, \lambda$ 、及び  $Wd\lambda$  が一定値以上の場合、熱移動の主体が熱伝導でなくなり、こうした関係が成立しなくなる。

第 2 章の検討により、小型部品を基板上に実装した場合の温度上昇に関する具体的な関係性が明示された。またこうした基板放熱現象の熱回路網モデル化と各種基板設計条件での放熱特性の比較方法、熱抵抗の基板設計パラメータによる整理の方法について確認することができた。

## 7.2 基板放熱特性における支配要因の解析について

第 2 章で得られたような熱抵抗とパッド径がほぼ反比例となる関係が成立するのは、放熱パッド径が小さく、基材の熱伝導率が共に低い場合に限られる。より一般的な基板形状を対象とした議論のためには、放熱パッド部やその周囲からの熱伝達が大きな場合に適用可能な熱回路網モデルを新たに決めなければならない。第 3 章では、モデルの検討に先立ち、このような熱伝達を主体とする放熱モデルにとって影響度の高いパラメータを事前に把握し、また、基板設計パラメータと放熱特性の関係を演繹的な観点から検討するために、伝熱工学の基本的な手法である次元解析を行い、放熱特性とその支配要因について検討した。

基板モデルに類似のシンプルなモデルとして 1 次元の円盤状フィンを選定し、次元解析によって基板設計条件と放熱特性の関係を明らかにした。基板放熱特性を示す無次元数であるフィン効率  $\eta$  及び、基板設計条件の組み合わせから得られる無次元数（設計無次元数）として、 $\gamma$ (基板半径 / 銅パッド部半径)、 $\omega$ (基板半径方向の熱伝導と熱伝達の比)を用いることで、放熱特性が簡素に整理できることが示された。これらの設計無次元数を実際の基板設計で取りうる範囲に限定してフィン効率  $\eta$  との関係を調べると、 $\eta$  は  $\omega$  及び  $\gamma$  の累乗に反比例して減少するようなシンプルな形で記述可能であることが示された。

### 7.3 基板上に密集実装されたチップ部品の温度予測について

第 4 章では、より一般的な基板形状に適用可能な放熱モデルについて検討を行った。回路設計の実務においては、使用する部品への負荷電力が大きい場合、同一部品を並列または直列に複数接続して使用するケースがあり、実装面積の減少と基板温度上昇のトレードオフを踏まえた適切なパターン設計が必要となる。実際の基板使用状況に近く、また熱問題を生じやすいケースとして、上記の複数のチップ部品を密集実装した基板を対象としてシミュレーションを行い、その放熱特性について熱回路網モデルを用いた解析を行った。基板の具体的な放熱性を求めるためのシミュレーションには 3 次元の熱流体解析(CFD)を用い、第 3 章の検討から得られた知見を基に、各種基板設計パラメータ条件（部品実装間隔、実装数、基材の熱伝導率、基板厚み、等）について詳細なシミュレーションを実施して、基板各部の熱流と温度上昇を求めた。密集実装基板に対応する新たな熱回路網モデルとして、パッド表面からの対流を含む熱伝達及び、パッド内部の熱伝導を示す熱抵抗を追加したもの提案した。この熱回路網モデルの各部熱抵抗として、具体的なシミュレーション結果から得られた各部の熱流と温度上昇の結果を基に各部の熱抵抗を算出した。

解析により、各部熱抵抗と設計パラメータの関係として、パッド部から外側の基板を介した熱抵抗  $R_{th\_ba}$  と  $L$ (パッド周長)、 $L_b$ (基板厚み)・ $\lambda_{xy}$ (基板の  $xy$  方向熱伝導率)の関係、パッ

ド部からの熱伝達を示す  $Rth_{sa}$  と  $S$ (パッド部面積),  $\lambda_{xy}$  との関係を実験式として得ることができた。また、パッド内部の温度分布に関しては、パッド全面の温度上昇と局所の温度上昇の重ね合わせとして考えることで、非正方の形状を含む任意の形状について概略の推定(ワースト値の推定)が可能となった。

第4章で提案された熱回路網モデルから得られる温度算出式に対して上述の推定式から得られる各部熱抵抗を適用して算出される温度推定値は、シミュレーション結果と概ね一致することが示された。

#### 7.4 密集実装基板における温度上昇推定式の実験による確認について

第4章で示された熱抵抗の推定式は、CFDシミュレーションの結果から得られたものだが、シミュレーションには、モデル形状の簡略化や伝熱現象の近似表現など、解析手法に依存する実現象との差異に加え、基板基材の物性値の公称値との差異など、様々な差異を生じる要因があるため、その妥当性について確認が必要である。第5章では、第4章の検討で求められた熱回路網モデル及び各部熱抵抗の推定式について、その妥当性を実験によって確認した。第4章で得られた推定式による推定値は、実験結果に対して概ね一致する傾向だが、最大30%程度の実験値との差を持つ。そこで、推定式の形状への依存性を利用して、パッド面積と周長の比が一定となる実験結果から推定式の係数を補正する手法について検討した。また、実験結果と推定式の差異の要因について考察し、基板形状及び、CFDにおける熱伝達係数の過大見積もりによって影響を受けることが示唆された。本研究の目的は基板状に実装された部品の温度上昇を基板設計条件から簡便に推定することであり、実験との差異を無くすことを目指すものではない。このような差異の程度を把握した上で、熱対策の方針決定のためのツールとして適切に活用することが肝要である。

## 7.5 基板放熱特性と設計パラメータの関係性の考察について

第 5 章までの議論で、第 4 章で提案された熱抵抗の推定式は概ね実験結果との一致が見られること、また、係数の修正や差異の要因についても議論がなされた。しかしながら、これらの議論は、あくまでシミュレーション及び実験結果と基板設計条件の関係の整理から得られたものであって、物理的な確かさについては確認されていない。例えば得られた熱抵抗の推定式において、熱抵抗はパッド周長の累乗に比例するが、指数の値は用いるシミュレーション条件などによっても異なることから、その次元の物理的な健全性に疑問がある。また、第 4 章、第 5 章の実験的・帰納的なアプローチに対して、原理・原則に基づく考察のためには、演繹的なアプローチが必要となる。

第 6 章では、第 4 章及び第 5 章で議論された基板放熱モデルに類似した、2 次元軸対称モデルについて次元解析を行うことで、基板放熱特性を示す無次元数であるフィン効率  $\eta$  について、基板設計条件の組み合わせから得られる 3 つの設計無次元数を用いて関係を整理可能なことが示された。設計無次元数には、第 3 章で得られた  $\gamma, \varepsilon$  に加えて  $\zeta$  (厚み方向の熱伝導と熱伝達の割合) が用いられる。さらに、基板設計条件を第 4 章及び第 5 章の基板設計パラメータの範囲に限定すると、定められた  $\zeta$  において、 $\eta$  は  $\gamma, \varepsilon$  の累乗式として表現可能となる。併せて、基板熱抵抗  $Rth\_ba$  についても無次元数  $\gamma, \varepsilon$  及び、それらを構成する  $L_m, \lambda_{xy}, L_z$  の累乗により表現可能であることが示された。この関係は、本質的には  $Rth\_ba$  が無次元数  $\gamma, \omega$  の累乗に比例する関係であるため、累乗の指数の大小によって本質的な推定式の係数の次元は変わらず、物理的に健全であるといえる。また、第 4 章の CFD の結果から算出された  $\eta$  についても、 $\omega, \gamma$  を用いた整理が可能であることが示された。これにより、第 4 章で求められた熱抵抗推定式における  $Rth\_ba$  と基板設計パラメータの累乗の関係についても、2 次元軸対称モデルの議論と同様、本質的には係数の次元は変化せず、熱抵抗推定式の物理的な健全性が保たれていると推察される。こうした無次元数を用いた整理により、放熱現象の定性的かつ本質的な理解が深めることができた。

## 7.6 まとめと今後の課題

本研究では、基板上のチップ部品の簡便な温度推定手法の提供と、基板放熱メカニズムの深堀を目指して種々の検討を行った。検討により、基板を熱回路網モデル化することで、部品の発熱と基板各部の温度の関係を簡素な形で示すことができた。各部の熱抵抗は、シミュレーションにより各部の温度上昇と熱流の結果から算出される。様々な設計条件における熱抵抗と基板設計パラメータの関係の整理から、熱抵抗の推定式が導出された。これらにより、基板上の各部温度を求める温度推定式が得られ、実験結果との比較によってその妥当性が確認された。（実験結果との差異の程度及びその要因についても確認された。）さらに、2次元軸対称基板モデルについての次元解析により、基板放熱特性を示すフィン効率及び熱抵抗について、基板設計条件の組み合わせから成る設計無次元数を用いて整理可能であることが示された。これらの考察により、得られた温度推定式が示す放熱現象の性質について理解を深めることができた。

本研究の具体的成果は以下のとおりである。

- ・第2章のような単独チップ部品の実装状態において、部品部分の温度上昇を示す集中熱抵抗をパッド直径及び基板の熱伝導率の積から導出することができる関係式が得られ、その関係が成立する範囲が明示された。
- ・第4章のような基板上に密集実装されたチップ部品において、部品実装パッドの中央部及びパッド端部（温度の高い方）の温度推定式が提示された。推定に必要な基板設計パラメータは、パッド周長、基板厚み、パッド部面積、基板基材熱伝導率、パッド部銅箔厚み、部品実装数（縦及び横）、部品実装ピッチ、部品サイズである。

また、本研究により、プリント基板の熱回路網モデル化と温度推定式の導出手法を構築することができた。特に、次元解析による基板設計パラメータの整理手法及び、条件範囲の限定による熱抵抗の累乗式表現などは、応用上有益である。

一方で現実の基板放熱設計においては、本研究では取り組まなかった下記のような課題

があるため、引き続き検討を進めたい。

### ○基板内での任意の配置及び、異なる基板及びパターン形状への適用

本研究では、部品及び発熱部の配置は基板中央としており、対称的な配置及び形状についての検討を行った。しかし、現実の基板では、非対称な配置が一般的であるため、そうした配置への考慮が必要となる。発熱部の配置上、基板の4隅への配置は、熱流の分布を考えた場合には中央への配置と相似的であるため、中央からの距離を条件として盛り込むことで検討が可能となるものと考えられる。

また、本研究で取り上げた以外にも、ライン状の銅箔パターン形状など、基板設計に良く用いられるパターン形状がある。こうした別形状のパターンでの温度上昇の推定については、本研究で構築された手法を用いることで、放熱現象のメカニズムと実際の温度上昇に則した適切な温度推定式を導出することが期待される。

### ○非定常挙動への対応

本研究では定常状態における温度上昇を議論の対象としたが、実際の電子機器の動作では、時間に対して負荷が変わるケースがほとんどである。本研究で得られた熱回路網は、発熱の時間変化に対しては、平均的な挙動を示すことになるが、短時間での急激な発熱による温度上昇など、過渡的な温度上昇について考慮するためには、各部の熱容量、発熱の時間変化などの要素も加えた検討が必要となる。

## 参考文献

- [7-1] 国峯直樹, “エレクトロニクスのための熱設計完全制覇,” pp.2-6, 日刊工業新聞社, (2018)
- [7-2] 平沢浩一, “実装と放熱形態の変遷に合わせた表面実装抵抗器の新しい温度管理方法の提案,” エレクトロニクス実装学会誌, Vol. 18, No. 2, pp. 113-117, (2015)
- [7-3] International Electrotechnical Commission, IEC TR 63091:2017, “ Study for the derating curve of surface mount fixed resistors - Derating curves based on terminal part temperature,” IEC Technical report, (2017)
- [7-4] 石塚勝, “熱設計技術解析ハンドブック,” pp.400-403, 科学情報出版, (2008)
- [7-5] W. Nakayama, R. Matsuki, Y. Hacho, and K. Yajima, “A New Role of CFD Simulation in Thermal Design of Compact Electronic Equipment: Application of the Build-up Approach to Thermal Analysis of a Benchmark Model,” Journal of Electronic Packaging, vol.126, pp.441-448, (2004)
- [7-6] 中山 亘, “高密度実装を進めるための熱解析方法論,” エレクトロニクス実装学会誌 Vol. 13, No. 7, pp511-516, (2010)
- [7-7] H. Yoshino, X. Zhang, and M. Fujii, “Numerical Simulations for Conjugate Heat Transfer from Heat Sources Mounted on a Conductive Wall,” 15th Computational Mechanics Division Conference,(2002)
- [7-8] H. Yoshino, X. Zhang, and M. FUJII, “Conjugate Heat Transfer from Heat Sources Mounted on a Conductive Wall,” 39th National Heat Transfer Symposium of Japan, (2002)
- [7-9] 原田 浩一, 田中 三博, 大山 和伸, “インバータ温度分布シミュレーション高速化に関する検討,” パワーエレクトロニクス学会, Vol. 36, pp.138-142, (2011)
- [7-10] K. Nishi, T. Hatakeyama, S. Nakagawa, and M. Ishizuka, “Transient Heat Transfer of the Microprocessor System Investigation Regarding Natural Convection with Slate Style Chassis,” Transactions of The Japan Institute of Electronics Packaging Vol. 6, No. 1, (2013)

## 付録

### シミュレーションに用いたツールの説明と検証

本付録では、本研究に関連するが、本論に含まれない内容について説明する。本研究では、多くの検討においてシミュレーションによる数値解析を行っており、ツールそのものの正確性や妥当性についての確認が必要である。検討に用いたソフトウェアは市販されているものであり、その検証は開発元によって行われているが、検証内容及び結果が広く公開・共有されていないケースも多い。本付録では、解析に用いたツールについて、基礎方程式、離散化などの概要の説明と例題による検証を行い、ツールの検証を行う。なお、本研究においてはシミュレーション技術に関する研究は主目的ではないため、解析技術としての有限要素法及び有限体積法に関する理論的な検証は専門書に譲ることとして議論せず、主としてツールによる計算結果の数値的な検証について述べる。

#### A Femtet®（ムラタソフトウェア株式会社）について

第2章及び第6章では、ムラタソフトウェアのFemtetをシミュレーションに用いた。本ソフトウェアは2008年にリリースされた、電場、磁場、応力、伝熱、電磁波、音波、圧電、流体の8つの物理場に対する解析ソルバーを有する有限要素法ベースのシミュレータである（2019年12月現在）。本検討では、熱伝導解析ソルバー“Watt”の定常解析を使用した。

#### A.1 基礎方程式と離散化手法

##### A.1.1 基礎方程式

熱伝導解析ソルバーWattでは式(A-1),(A-2)に示す微分方程式を満たす熱流束  $q$  の分布を求めている<sup>[A-1]</sup>。

$$C_v \frac{\partial T}{\partial t} = -\nabla \cdot q + Q \quad (\text{A-1})$$

$$q = -\lambda \nabla \theta \quad (\text{A-2})$$

ここで、 $C_v$ ：容積比熱（比熱×密度）[J/(K・m<sup>3</sup>)],  $T$ ：温度[K],  $t$ ：時間[sec],  $q$ ：熱流束 [W/m<sup>2</sup>],  $Q$ ：発熱密度[W/m<sup>3</sup>],  $\lambda$ ：熱伝導率[W/(m・K)]

式(A-1)式は容積比熱  $C_v$  の固体の中で成立する熱量保存則，式(A-2)は熱伝導率  $\lambda$  の固体の中で成立するフーリエの法則を示している。実際には，式(A-1),(A-2)から得られる  $\theta$  に関する式(A-3)を求解し，(A-2)式により熱流束  $q$  を求めている。

$$C_v \frac{\partial T}{\partial t} = -\nabla \cdot (\lambda \nabla T) + Q \quad (\text{A-3})$$

本検討で用いた解析は定常解析であるため，式(A-3)の左辺はゼロである。

主な境界条件として，以下のような設定が可能である。

温度指定：温度  $\theta$  を指定値に設定，

断熱：熱流束  $q(-\lambda \nabla \theta)$  の境界法線方向成分をゼロに指定，

熱流束： $q(-\lambda \nabla \theta)$  の境界法線方向成分を指定値に設定，

熱伝達： $\Delta T$ （表面温度  $T$  - 環境温度  $T_{\text{room}}$ ）と放熱量（熱流束の境界法線方向成分の符号を反転させたもの）の関係を指定値に設定

### A.1.2 離散化手法

Femtet では離散化及び数値解析の手法として有限要素法を用いている。要素タイプとしては，3次元解析では四面体1次要素もしくは，四面体2次要素（通常は2次を使用），2次元解析では3角形1次要素もしくは，3角形2次要素が用いられる。

## A.2 解析結果の検証

本節では，解析結果の検証について述べる。本研究において Watt を用いて行った解析は，固体内（基板内）の熱伝導による温度分布と固体表面（基板表面）からの熱伝達（熱伝達率を指定）であるため，これらの双方を含む例題を選定して，理論解とシミュレーション結果の比較を行うこととした。

### A.2.1 例題の選定

Fig. A-1 に本章の検証に用いた例題のモデルを示す<sup>[A-2]</sup>. 検証には発熱源から徐々に幅 (図の上下方向) が狭まる厚み  $w$  の台形状のフィンを用いる. フィンの表面は一様な熱伝達係数  $h$  が与えられる. なお, 図の上下方向に温度分布は無いものとする.

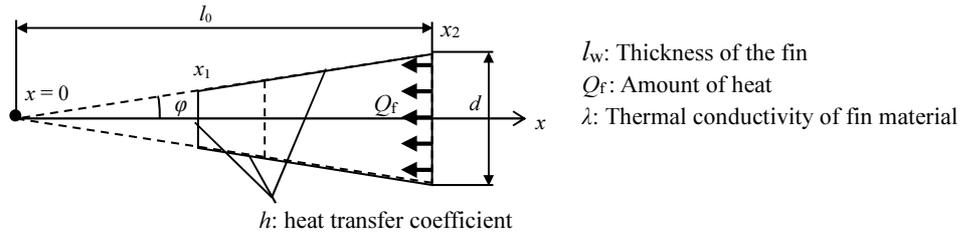


Fig. A-1 Verification model -Trapezoidal fin-

$x$  方向の断面積  $S$  を通る熱流と側面からの熱伝達による放熱の収支は, 式(A-4)のように整理される.

$$\lambda \frac{d}{dx} \left( S \frac{dT}{dx} \right) = \frac{2hl_w}{\cos \varphi} (T - T_a) \quad (\text{A-4})$$

$$\text{ただし, } S = d \cdot l_w \frac{x}{l_0}, \quad \cos \varphi = \frac{l_0}{\sqrt{l_0^2 + (l_0/2)^2}}$$

また,  $x = x_1$  (フィン先端部) 及び  $x = x_2$  (フィン根元部) における境界条件は, 式(A-5), (A-6) のように与えられる.

$$-\lambda \frac{dT}{dx} = h(T - T_a) \quad (x = x_1) \quad (\text{A-5})$$

$$-\lambda \frac{dT}{dx} = -\frac{Q}{d \cdot l_w} (T - T_a) \quad (x = x_2) \quad (\text{A-6})$$

ここで, 新たな変数  $x', T'$  を定義することで式(A-4)は, 式(A-7)のように書き直すことができる.

$$x' \frac{dT'}{dx'} + x'^2 \frac{d^2 T'}{dx'^2} - x'^2 T' = 0 \quad (\text{A-7})$$

$$\text{ただし, } T' = T - T_a, \quad x' = 2\sqrt{\beta_k x}, \quad \beta_k = \frac{2hl_0}{\lambda d \cos \varphi}$$

境界条件についても同様に，新たな変数  $x', T'$  に対して式(A-8), (A-9)のように表される．

$$2\beta_k \lambda \frac{dT'}{dx'} - x' h T' = 0 \quad (x' = 2\sqrt{\beta_k x_1}) \quad (\text{A-8})$$

$$2\beta_k \lambda \frac{dT'}{dx'} - x' \frac{Q}{d \cdot l_w} = 0 \quad (x' = 2\sqrt{\beta_k x_2}) \quad (\text{A-9})$$

式(A-7)の解は式(A-10)のように表すことができる．なお， $C_I, C_K$  は式(A-8), (A-9)の境界条件から導出される．

$$T' = C_I I_0(x') + C_K K_0(x') \quad (\text{A-10})$$

ただし， $I_0(x')$  は 0 次の第一種ベッセル関数， $K_0(x')$  は 0 次の第 2 種ベッセル関数

式(A-10)を  $T$  に関する式として表したのが(A-11)である．式(A-11)は Fig. A-1 の  $x$  方向の温度分布を示す．

$$T = T_a + C_I I_0(2\sqrt{\beta_k x}) + C_K K_0(2\sqrt{\beta_k x}) \quad (\text{A-11})$$

式(A-11)の解と，Femtet における解析解を比較し妥当性の検証を行う．

### A.2.2 シミュレーションモデル及び条件

Fig. A-1 のモデルについて Femtet を用いて温度分布を求める．Femtet では，奥行き方向  $w$  の寸法を指定した 2 次元モデルによるシミュレーションを実施した．解析を実施するケースとして本研究の基板寸法に近い形状をイメージし，全体サイズ( $l_0$  及び  $w$ )を 100 mm 角前後，厚み ( $d$  寸法) 5 mm 以下程度を想定した基準の Case1 と，基板基材の熱伝導率 ( $\lambda$ ) を変化させた Case2，全体サイズ( $l_0$ )及び厚み( $d$ )を変化させて，熱伝達の影響を増した Case3 について解析解との比較を行うこととした．

**Table A-1 Simulation conditions**

$T_a = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $x_1 = 10 \text{ mm}$ ,  $w = 100 \text{ mm}$ ,  $h = 10 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ,  $Q = 5 \text{ W}$

	Case 1	Case 2	Case 3
$x_2 (=l_0)$ [mm]	100	100	200
$d$ [mm]	5	5	2
$\lambda$ [W/(m·K)]	100	10	10

メッシュ分割は、3 角形 2 次要素で行い、全長 10 に対して 100 分割程度となるように設定した。Fig. A-2 に Case1 でのメッシュ形状を示す。



Fig. A-2 Mesh shape of simulation model

### A.2.3 シミュレーション結果及び理論解との比較

Fig. A-3 に各ケースのシミュレーション結果と理論解を示す。破線が理論解、実線がシミュレーション結果を示している。Case1 ではフィン内の熱伝導が良好でフィン内の温度差が小さくフィン全体で放熱が生じている傾向が確認できる。Case1 に比較して熱伝導率を下げた Case2 では、発熱部付近からフィンの端部までの間で温度差が生じており、中央部での放熱が主体となっていることが分かる。Case3 では、Case2 に対して、物理的な形状の影響で熱伝導の影響が減少するため、さらに温度差が拡大する傾向を示している。こうした放熱状況の異なるケースのいずれにおいてもシミュレーション結果は理論解に一致しており、条件の変化に関わらず正しく解析が実施されていることが示された。

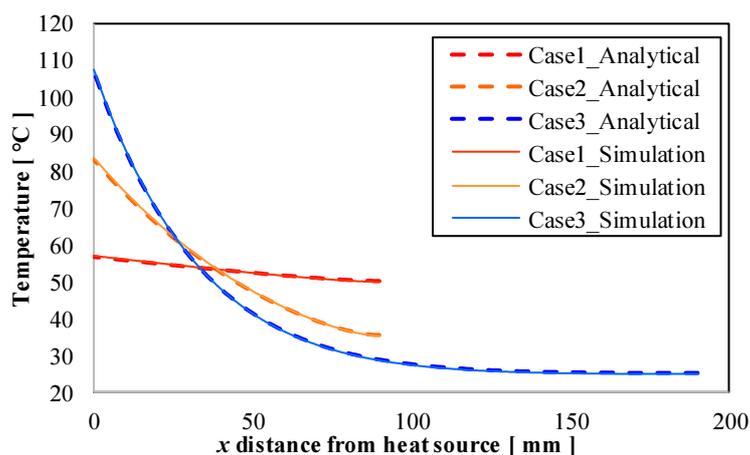


Fig. A-3 Comparison between theoretical solutions and simulation results

## B Simcenter Flotherm™ (開発元：Mentor, a Siemens Business) について

第4章では、Mentor, a Siemens Business の Simcenter Flotherm™ (旧品名：FloTHERM™) をシミュレーションに用いた。本ソフトウェアは1989年にリリースされ、電子機器の熱設計に特化した熱流体解析ソフトとして多くのユーザに利用されている。本研究では定常解析を利用した。

### B.1 基礎方程式と離散化手法

Simcenter Flotherm™ の解析では、 $u, v, w$  :  $x, y, z$  方向の流速及び、 $p$  : 圧力、 $T$  : 流体及び固体の温度が計算される。用いられる基礎方程式はナビエ・ストークス方程式より、式(B-1) - (B-3)、連続の式から(B-4)、エネルギー方程式、(B-5)が与えられる<sup>[B-1]</sup>。

$$\rho \left( \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) - \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \rho g_x \quad ; x \text{ 方向 (B-1)}$$

$$\rho \left( \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) - \mu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \rho g_y \quad ; y \text{ 方向 (B-2)}$$

$$\rho \left( \frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) - \mu \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \rho g_z \quad ; z \text{ 方向 (B-3)}$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad \text{(B-4)}$$

$$Cv \left( \frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) - \lambda \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) = Q \quad \text{(B-5)}$$

ここで、 $\rho$  : 密度 [ kg/m<sup>3</sup> ],  $u, v, w$  :  $x, y, z$  方向の流速 [ m/s ]

数値解析には、有限体積法が用いられ、解析対象の流体及び固体は直交格子状のセルに分割される。なお、本研究で用いた解析では、乱流モデルとして Automatic Algebraic 乱流モデル<sup>[B-2]</sup>を使用した。

## B.2 解析結果の検証

本節では、解析結果の検証について述べる。本研究において FloTHERM を用いて行った解析は、固体内（基板内）の熱伝導による温度分布と固体表面（基板表面）からの自然対流熱伝達であるため、これらの双方を含む例題を選定して、理論解とシミュレーション結果の比較を行うこととした。

### B.2.1 例題の選定

本節の例題として、地面に鉛直方向に設置された平板（一様温度）付近に自然対流によって発生する空気の流速及び温度の分布について求める。平板に平行な方向を  $x$ 、法線方向を  $y$  と取ると、平板近傍の境界層内の基礎方程式は式(B-6), (B-7), (B-8)で示される<sup>[B-3]</sup>。

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (\text{B-6})$$

$$\rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v \frac{\partial u}{\partial y} = \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + g \rho \beta_v (T - T_\infty) \quad (\text{B-7})$$

$$C_p \rho u \frac{\partial T}{\partial x} + C_p \rho v \frac{\partial T}{\partial y} = \lambda \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad (\text{B-8})$$

ここで、 $C_p$ ：比熱 [J/kg·K]、 $\mu$ ：粘度 [Pa·s]、 $\nu$ ：動粘度 [m<sup>2</sup>/s]、 $\beta_v$ ：体積膨張係数 [1/K]、 $T_\infty$ ：遠方の一様温度 [°C]

これらの関係について、連続の式を満たす境界層方程式  $\psi(x,y)$  を定義すると、空気の流速  $u, v$  は式(B-9)のように示される。

$$u = \frac{\partial \psi}{\partial y}, \quad v = \frac{\partial \psi}{\partial x} \quad (\text{B-9})$$

ここで、相似変数  $\eta_n$  と無次元関数  $f$ 、温度  $\theta$  を式(B-10)のように定義することで、基礎方程式の偏微分方程式を常微分方程式に変換することができる。

$$\eta_n = \frac{y}{x} \left( \frac{\text{Gr}_x}{4} \right)^{1/4}, \quad \psi = 4\nu f(\eta_n) \left( \frac{\text{Gr}_x}{4} \right)^{1/4}, \quad \theta = \frac{T - T_\infty}{T_w - T_\infty}, \quad \text{Gr}_x = \frac{g \beta_v (T_w - T_\infty) x^3}{\nu^2} \quad (\text{B-10})$$

境界条件は、以下で与えられる。

$$y = 0 : u = v = 0, T = T_w \quad \text{及び}, \quad y \rightarrow \infty : u \rightarrow 0, T \rightarrow T_\infty$$

以上から基礎方程式は、式(B-11), (B-12)の相似方程式に変換される。

$$f''' + 3f'' - 2(f')^2 + \theta = 0 \quad (\text{B-11})$$

$$\frac{\theta''}{Pr} + 3f\theta' = 0 \quad (\text{B-12})$$

但し,  $Pr$  はプラントル数 [-]

境界条件は以下のとおりである。

$$\eta = 0: f = f' = 1 - \theta = 0 \quad \text{及び} \quad \eta_n = \infty: f' \rightarrow 0, \theta \rightarrow 0$$

この方程式の解は Ostrach により  $0.01 < Pr < 1000$  の範囲について数値解析により求められており<sup>[B-4]</sup>, 速度分布と温度分布について解が示されているため, その解析解とシミュレーション結果を比較することとする。

### B.2.2 シミュレーションモデル

Fig. B-1 に本章の検証に用いた例題のシミュレーションモデルを示す。シミュレーションモデルは B.2.1 の例題に合わせて  $xy$  平面内の 2 次元的な流れを解析することとし,  $z$  方向 (紙面奥行き方向) には流れが生じないものとする。重力は  $-x$  方向とし, 板厚 0.5 mm, 長さ 20 mm の平板が  $y=0$  の位置に  $x$  軸に平行に置かれている。  $y$  方向の空気の領域は 11 mm とした。平板は温度一様 (90 °C) とし, 周囲温度は 30 °C とした。

外部境界条件は,  $x$  軸を法線とする  $x=0$  の面, 及び  $y$  軸を法線とする  $y=0$  の面の 2 面は対称面として断熱の滑り壁面とした。その他の面は開放境界 (流入・流出可能) とした。

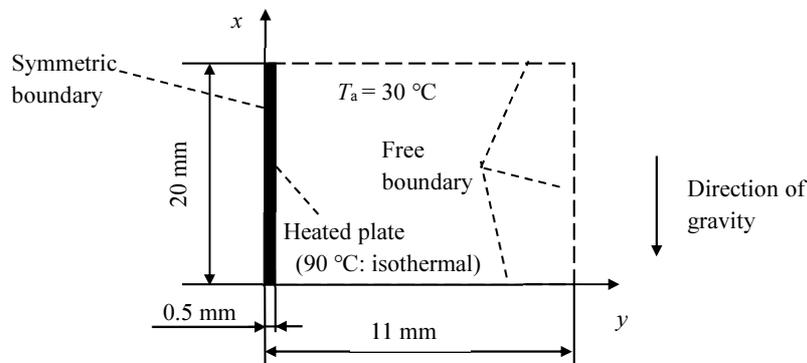


Fig. B-1 Verification model -Natural convection heat transfer around a vertical plate-

Table B-1 に設定した空気の熱物性値を示す。本シミュレーションでは、密度と粘度の温度依存性については考慮しないものとする。Fig. B-2 にシミュレーションモデルのグリッド分割を示す。x 方向, y 方向共に 30 分割されている。

Table B-1 Properties of air (Air at 30 °C, 1atm)

$T_a$ : Air (ambient) temperature	30 °C
$\lambda$ : Thermal conductivity	0.0261 W/(m·K)
$\mu$ : Viscosity	$1.84 \times 10^{-5}$ Pa·sec
$\rho$ : Density	1.1614 kg/m <sup>3</sup>
$\beta_v$ : Coefficient of expansion	0.0033 K <sup>-1</sup>

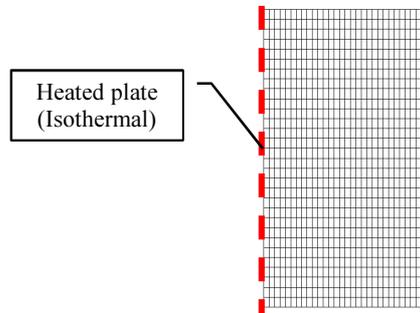


Fig. B-2 Grid division of verification model -Natural convection heat transfer around a vertical plate-

### B.2.3 シミュレーション結果及び理論解との比較

シミュレーション結果と理論解の比較を Fig. B-3 に示す。なお理論解は、文献[B-4]から

$Pr = 0.72$  のものを引用した。Fig. B-3 (a)は無次元速度  $f'(\eta_n) = \frac{u_x}{2\nu\sqrt{Gr_x}}$  を縦軸に取り  $\eta_n$  と

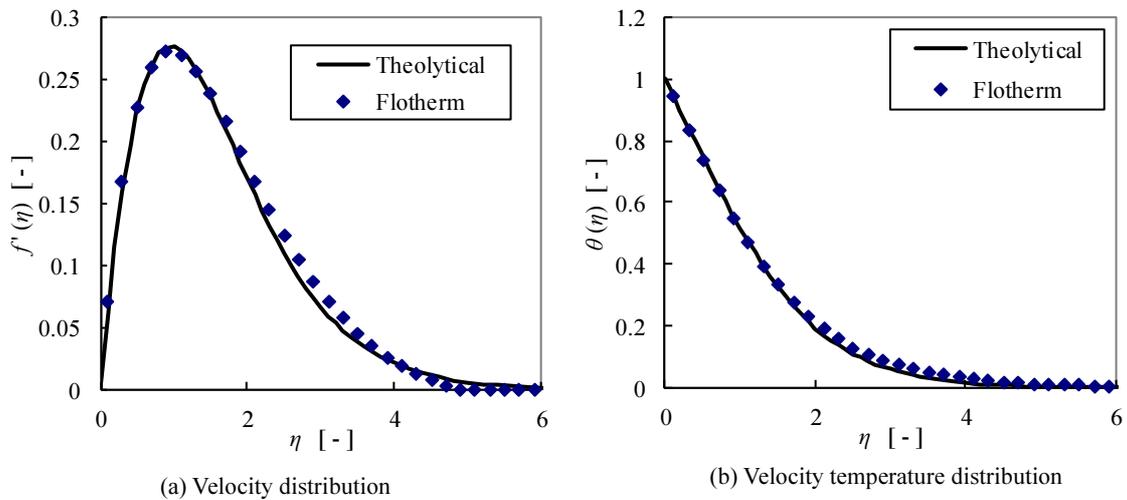


Fig. B-3 Comparison between simulation results and theoretical solution

の関係としてプロットした. Fig. B-3 (b)は無次元温度  $\theta(\eta_n)$  と  $\eta_n$  の関係をプロットしている.  
なお, シミュレーション結果の取得位置  $x$  は, モデル上端の  $x=20$  とした. 速度, 温度共に  
シミュレーションと理論解は概ね一致していることが示された.

## 参考文献

- [A-1] ムラタソフトウェア, “Femtet ヘルプ テクニカルノート”
- [A-2] 西川兼康, 藤田恭伸, “伝熱学 (機械工学基礎講座),” 理工学社, (1982)
- [B-1] Mentor, a Siemens Business, “FloTHERM™ Background Theory リファレンスガイド”
- [B-2] D. Agonafer, L. Gan-Li and D. B. Spalding, “The LVEL Turbulence Model for Conjugate Heat Transfer at Low Reynolds Numbers”, EEP-Vol. 18, Application of CAE/CAD Electronic Systems. ASME 1996, (1996)
- [B-3] Sadik Kakac, Ramesh K. Shah and Win Aung. “Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer”, John Wiley and Sons, Inc, pp12・8-12・13, (1987)
- [B-4] S.ostrach, “An analysis of laminar free-convection flow and heat transfer about a flat plate parallel to the direction of the generating body force”, NACA Tech. Rep. 1111,(1953)

## 記号の説明

$C_v$ : 容積比熱 [J/(K·m<sup>3</sup>)]

$C_l, C_k$ : 係数 [-]

$d$ : フィン根本幅 [m]

$f(\eta_n)$ : 無次元関数 [-]

$f'(\eta_n)$ : 無次元速度  $\left( = \frac{u_x}{2\nu\sqrt{Gr_x}} \right)$  [-]

$Gr_x$ : 局所グラスホフ数  $\left( = \frac{g\beta_v(T_w - T_\infty)x^3}{\nu^2} \right)$  [-]

$h$ : 熱伝達係数 [W/(m<sup>2</sup>·K)]

$I_0(x)$ : 0 次の第一種修正ベッセル関数

$K_0(x)$ : 0 次の第二種修正ベッセル関数

$l_0$ : フィンを延長した三角形の頂点高さ [m]

$l_w$ : フィン厚み [m]

$q$ : 熱流束量 [W/m<sup>2</sup>]

$Pr$ : プラントル数 [-]

$Q$ : 発熱密度 [W/m<sup>3</sup>]

$Q_f$ : フィンに流入する総熱流量 [W]

$S$ : フィン断面積 [m<sup>2</sup>]

$u, v, w$ : 流体の  $x, y, z$  方向の速度

$u_x$ : 任意の  $x$  における流速  $u$  [-]

$T$ : 温度 [°C]

$T_{\text{room}}$ : 周囲温度 [°C]

$T_\infty$ : 遠方の一様温度 [°C]

$t$ : 時間 [s]

$x'$ :  $2\sqrt{\beta_k x}$

$\beta_k$ :  $\frac{2hl_0}{\lambda d \cos\theta}$

$\lambda$ : 熱伝導率 [W/(m·K)]

$\rho$ : 密度 [kg/m<sup>3</sup>]

$\varphi$ : フィン頂点角度 [rad]

$\theta$ : 無次元温度  $\frac{T - T_\infty}{T_w - T_\infty}$  [-]

$$\Psi: \text{境界層方程式} \left( = 4\nu f(\eta_n) \left( \frac{\text{Gr}_x}{4} \right)^{1/4} \right) \quad [\text{m}^2/\text{s}]$$

$\mu$ : 粘度 [Pa·s]

$\nu$ : 動粘度 ( $=\mu/\rho$ ) [m<sup>2</sup>/s]

$$\eta_n: \text{相似変数} \eta_n = \frac{y}{x} \left( \frac{\text{Gr}_x}{4} \right)^{1/4}$$

## 研究業績

### ・論文誌（査読あり）

1. Y. Aruga, K. Hirasawa, H. Aoki, T. Hatakeyama, S. Nakagawa and M. Ishizuka, " Relationship between Copper Patterns and Temperature Rise of Printed Circuit Board for Small Surface Mount Electronic Devices in terms of Constriction Thermal Resistance," Transactions of The Japan Institute of Electronics Packaging, 2017 Volume 10 Pages E16-012-1-E16-012-10, DOI <https://doi.org/10.5104/jiepeng.10.E16-012-1>
2. Y. Aruga, T. Yamabe, K. Hirasawa, H. Aoki, T. Hatakeyama, S. Nakagawa and M. Ishizuka, " Proposal of a temperature rise estimation method for densely mounted components," Transactions of The Japan Institute of Electronics Packaging, 2018 Volume 11 Pages E18-005-1-E18-005-13 DOI <https://doi.org/10.5104/jiepeng.11.E18-005-1>

### ・国際会議（査読なし）

1. Y. Aruga, K. Hirasawa, H. Aoki, T. Hatakeyama, S. Nakagawa and M. Ishizuka, " Study of Relationship between Copper Patterns and Temperature Rise of Printed Circuit Board for Small Surface Mount Electronic Devices Using Constriction Thermal Resistance," ICEP2016, pp.190-194, (2016)
2. Y. Aruga, K. Hirasawa, H. Aoki, T. Hatakeyama, S. Nakagawa, and M. Ishizuka, "A Study on Mounting Pad Shape and Thermal Resistance for Small Surface Mount Devices," IEEE CPMT Symposium Japan 2016, pp53-56, (2016.11.7-9)
3. Y. Aruga, K. Hirasawa, H. Aoki, T. Hatakeyama, S. Nakagawa and M. Ishizuka, " Study of Temperature Rise of Small Chip Components in Case of Dense Mounting," ICEP2017, pp.399-404, (2017)
4. Y. Aruga, K. Hirasawa, T. Yamabe, H. Aoki, T. Hatakeyama, S. Nakagawa and M. Ishizuka, " Study of temperature estimation method for densely mounted surface mount components," IEEE CPMT Symposium Japan 2017, (2017)

5. Y. Aruga, K. Hirasawa, H. Aoki, T. Hatakeyama, S. Nakagawa and M. Ishizuka, "Relationship between thermal resistance and shape of copper pads in densely mounted board," ICEP2018, pp.465-470, (2018)

・国内口頭発表（査読なし）

1. 有賀善紀, 平沢浩一, 青木洋稔, 畠山友行, 中川慎二, 石塚勝, 第30回 エレクトロクス実装学会春季講演大会, "小型表面実装用電子部品における実装パターンと温度上昇についての集中熱抵抗を用いた考察," (2016), pp.208-211.
2. 有賀善紀, 平沢浩一, 青木洋稔, 畠山友行, 中川慎二, 石塚勝, 第31回 エレクトロクス実装学会春季講演大会, "密集実装時のチップ部品の温度上昇に関する考察," (2017), pp.201-204.
3. 有賀善紀, 平沢浩一, 山辺孝之, 青木洋稔, 畠山友行, 中川慎二, 石塚勝, "チップ抵抗器の温度上昇とパッド形状に関する考察," 第54回伝熱シンポジウム, (2017)
4. 有賀善紀, 平沢浩一, 山辺孝之, 青木洋稔, 畠山友行, 中川慎二, 石塚勝, "密集実装部品の温度上昇モデルの実験による検証," 第55回伝熱シンポジウム, (2018)
5. 有賀善紀, 山辺孝之, 平沢浩一, 青木洋稔, 畠山友行, 中川慎二, 石塚勝, "密集実装部品の温度上昇解析における CFD と実験結果の差異に関する検討," 第56回伝熱シンポジウム, (2019)

## 謝辞

本研究は、著者が富山県立大学大学院工学研究科博士後期課程在学中、及び満期退学後に同大学、石塚 勝 前学長、同大学工学部機械システム工学科 中川 慎二 教授、畠山 友行 准教授のご指導のもと行いました。多大なるご指導を賜りましたこと、心より感謝いたします。

石塚先生には、入学前から博士号取得についてのご相談をさせて頂きました。ご多忙の中にも拘らず、気にかけて頂きご指導いただきました。

中川先生には、在学中及び満期退学後の4年間にわたり、指導教員としてご指導を頂きました。研究の方針や進め方につきまして細やかにご指導を頂きました。

畠山先生には、入学前から研究の相談に乗っていただき、在学中及び満期退学後の4年間にわたり、研究の詳細に関するご相談をはじめ、論文投稿、発表を行う講演会などについてもご指導を頂き、様々な面から研究へのご指導を頂きました。入学当初は論文執筆についても不案内な中、大変お手数をおかけしました。また、ご一緒させて頂いた講演会では、多くの先生方や、企業の研究者などと知己を得る契機を頂きました。

学位論文審査においてご指導を賜りました、同大学機械システム工学科 坂村 芳孝 教授、真田 和昭 教授、中川 慎二 教授、畠山 友行 准教授、元熊本大学大学院自然科学研究科 富村 寿夫 教授に心より感謝申し上げます。予備審査、本審査の2回の審査を通じて、大変丁寧かつ細やかにご指導を賜り、博士論文の完成度を高めることができました。特に富村先生には、審査の度に札幌よりお出で頂きましたこと、重ねて御礼申し上げます。

折に触れ研究内容へのご助言およびご指導を頂いた、株式会社サーマルデザインラボ 代表 国峯 尚樹 氏、金沢工業大学 工学部機械工学科 福江 高志 講師、ローム株式会社 瀧澤 登 氏、株式会社デンソー 小泉 雄大 博士、篠田 卓也 氏、足利大学 工学部創生工学科 西 剛伺 准教授に感謝いたします。電子機器の熱設計に関するエキスパートの皆様とのディスカッションから多くの気づきやモチベーションを頂きました。特に福江先生、小泉博士、西先生には、研究室の先輩として多くのアドバイスと激励を頂き、研究の励みとなりました。

重ねて感謝いたします。

研究室の同僚として苦楽を共にした、富山県立大学大学院工学研究科機械システム工学専攻 修士 兵藤 文紀氏の友誼に感謝します。

本研究における重要なツールとして使用させて頂いたシミュレータ Femtet® (ムラタソフトウェア) 及び Simcenter Flotherm™ (Mentor, a Siemens business) について、丁寧かつ迅速なサポートを頂いた、ムラタソフトウェア株式会社 辻 剛士 氏、株式会社 IDAJ 宮崎 研氏に深く感謝いたします。

博士号取得に際して、奨学金の給付を始めとして格段のご支援、ご配慮を賜りました KOA 株式会社に篤く御礼申し上げます。同社取締役 山岡 悦二 氏には、在職での博士課程入学を快諾頂き、多くのご支援とご指導を頂きましたこと感謝いたします。同社ゼネラルマネージャー 廣島 安 博士には、多くのご迷惑とご心配をおかけしてしまいましたが、上司として常に親身なご指導を頂き感謝に堪えません。同社 山辺 孝之 氏には、研究における実験のサポートにとどまらず、業務の上でも様々なフォローを頂き感謝しております。同社 吉岡 謙 博士には、博士号取得の先輩として多くのアドバイスと激励を頂きましたこと、感謝いたします。

同社 平沢 浩一 博士には、博士号取得への挑戦の契機を頂きましたこと、また、日頃のご指導に深く感謝いたします。

博士号取得にあたり、多くの心配と配慮を頂いた父母に深く感謝します。

最後に、この4年間、様々な形で応援してくれた妻と二人の息子に心から感謝します。