

論文 / 著書情報
Article / Book Information

題目(和文)	高電力抵抗器のサーマルマネジメントのための熱抵抗予測・測定技術
Title(English)	
著者(和文)	青木洋稔
Author(English)	Hirotooshi Aoki
出典(和文)	学位:博士(工学), 学位授与機関:東京科学大学, 報告番号:甲第260号, 授与年月日:2025年3月26日, 学位の種別:課程博士, 審査員:伏信 一慶,末包 哲也,高橋 秀治,兒玉 学,長澤 剛
Citation(English)	Degree:Doctor (Engineering), Conferring organization: Institute of Science Tokyo, Report number:甲第260号, Conferred date:2025/3/26, Degree Type:Course doctor, Examiner:,,,,,
学位種別(和文)	博士論文
Type(English)	Doctoral Thesis

東京科学大学 令和6年度 博士論文

高電力抵抗器のサーマルマネジメントのための
熱抵抗予測・測定技術

指導教員 伏信一慶 教授

工学院 機械系 機械コース

青木洋稔

目次

1 章 序論	1
1.1 研究背景.....	1
1.2 温度予測の精度向上に必要な主放熱経路の熱抵抗とその定量化の課題.....	2
1.3 研究目的.....	4
1.4 研究対象とした高電力用途の抵抗器.....	4
1.4.1 セメント抵抗器とその概要, 温度に影響を及ぼす接触熱抵抗.....	4
1.4.2 厚膜チップ抵抗器の概要, 温度に影響する厚膜材料の熱物性値.....	7
1.5 接触熱抵抗の予測技術と課題.....	10
1.5.1 接触熱抵抗に影響を与える抵抗器表面のうねりと粗さ.....	10
1.5.2 電子部品全体の接触熱抵抗分布を予測する従来技術とその課題.....	11
1.5.3 局所的な接触熱抵抗を予測する従来研究とその課題.....	14
1.6 厚膜材料の熱物性値の測定技術と課題.....	18
1.7 研究方針.....	20
1.7.1 セメント抵抗器を対象とした接触熱抵抗の予測方法に関する研究方針.....	21
1.7.2 厚膜材料の熱物性値の測定方法に関する研究方針.....	21
引用文献一覧.....	22
2 章 修正ユニットセルモデルに基づく接触熱抵抗の予測理論	26
2.1 ユニットセルモデルに基づく橘・佐野川の予測式とその課題.....	26
2.2 真実接触部における熱の流入・流出に起因する熱抵抗の修正および接触熱抵抗の新しい予測式の提案.....	28
2.3 無次元化による接触熱抵抗の予測式の一般化.....	30
2.4 熱伝導解析による予測式の理論的検証方法.....	32
2.4.1 熱伝導解析モデル.....	32
2.4.2 接触熱抵抗 R_{TCR_m} , 接触熱抵抗と空気の熱抵抗の比率 R_{TCR_m}/R_a の算出.....	35
2.5 定常法による予測式の実験的検証方法.....	36
2.5.1 テストサンプル.....	36
2.5.2 接触熱抵抗と空気の熱抵抗の比率 R_{TCR_m}/R_a の測定方法.....	37
2.6 実験結果.....	39
2.6.1 熱伝導解析との比較による接触熱抵抗の予測式の理論的検証.....	39
2.6.2 予測式の適用範囲に関する検証.....	40

目次

2.6.3	定常法との比較による接触熱抵抗の予測式の実験的検証	43
2.7	本章のまとめ	46
	使用記号一覧	47
	引用文献一覧	48
3 章	粗さを有し均一接触する実接触面への予測式の適用	49
3.1	本章の概要	49
3.2	粗さを有し均一接触する実接触面の接触熱抵抗の予測方法	50
3.2.1	多接点に拡張した接触熱抵抗の予測式	50
3.2.2	表面形状に基づく接触状態の簡易予測方法およびパラメータ抽出	51
3.3	予測結果に対する実験的検証方法	54
3.3.1	TCR 検証用に開発したテストヘッド式熱抵抗測定装置	54
3.3.1.1	測定装置の概要	54
3.3.1.2	テストヘッド部を表す熱回路網モデルおよび熱抵抗の測定原理	55
3.3.1.3	未知数 Q_m , $R_{s, cp}$ の特定方法	58
3.3.1.4	測定した熱抵抗の妥当性の検証方法	61
3.3.1.5	妥当性検証の結果および考察	64
3.3.2	テストヘッド式熱抵抗測定装置を利用した接触熱抵抗の測定方法	65
3.4	予測および実測結果	67
3.4.1	接触状態および TCR の予測・実測結果	67
3.4.2	予測誤差に関する考察	71
3.4.3	TCR の支配要因に関する考察	73
3.5	本章のまとめ	74
	使用記号一覧	76
	引用文献一覧	79
4 章	粗さとうねりを有し不均一接触する実接触面への予測式の適用	80
4.1	本章の概要	80
4.2	うねりと粗さを伴う不均一接触面の TCR 分布予測	81
4.2.1	表面形状観察に基づく接触解析モデルの作成	82
4.2.2	うねりを再現した接触解析モデルによる TCR 分布の予測方法	85
4.2.2.1	弾性接触解析モデル	85
4.2.2.2	接触圧力および空気厚み分布を接触熱抵抗分布に変換する方法	88
4.3	TCR 分布を考慮した熱伝導解析モデルによる温度予測	90

目次

4.4	解析結果	93
4.4.1	接触圧力および空気厚み, 接触熱抵抗の分布	93
4.4.2	抵抗器表面の温度分布	96
4.5	接触熱抵抗分布モデルの適用範囲	99
4.5.1	接触面に介在する空気の対流による伝熱を無視できる条件	99
4.5.2	接触面において熱ふく射による伝熱を無視できる条件	104
4.6	本章のまとめ	106
	使用記号一覧	108
	引用文献一覧	110
5	章 厚膜材料の熱抵抗の測定技術	111
5.1	本章の概要	111
5.2	通電加熱式サーモリフレクタンス法による温度測定システム	112
5.2.1	テストサンプルおよび比較基準とした厚膜材料の熱物性値	112
5.2.2	温度測定システムと測定条件	113
5.3	熱物性値の測定方法	115
5.3.1	熱伝導解析のフィッティングによる解析	115
5.3.2	構造関数による解析	118
5.4	温度測定および熱物性解析に関する実験結果	120
5.4.1	温度測定とその有効性の検証結果	120
5.4.2	熱伝導解析のフィッティングによる熱物性値の解析結果	122
5.4.3	構造関数による熱物性値の解析結果	125
5.5	本章のまとめ	126
	使用記号一覧	127
	引用文献一覧	128
6	章 結論	129

研究業績一覧

謝辞

1章 序論

1.1 研究背景

ノートPCやPCサーバーなどのコンピュータ・モバイル通信機器、プリンタやデジタルカメラなどのコンピュータ周辺端末装置、スマートフォンやタブレット端末などの通信機器、電気自動車やハイブリッド自動車およびそれらを構成する各種インバータユニットやカーナビゲーションシステムなどのカーエレクトロニクス機器に至るまで、私たちの身近には、様々な電子機器が存在している。これらの電子機器は、日々、高機能化や高性能化、小型・軽量化、低価格化に向けて開発が進められている。さらに、機器の諸特性を実現するために、機器に組み込まれるダイオードやトランジスタなどの能動部品、抵抗器やコンデンサ、インダクタなどの受動部品、それらが実装される電子回路基板、電子部品間を結線するためのワイヤーハーネスやバスバーなどの配線材料などの部品でも、それらの特性や品質などの改善が進められている。

上述のような各種電子機器のうち、小型・軽量化を視野に入れた機器の設計では、内部に各種電子部品を高密度で実装するため、機器内の発熱密度が高い傾向がある。また、個々の電子部品に対しても小型のまま、従来よりも大きな電力印加に耐え得る製品が望まれる。例えば、Fig. 1-1に示す受動部品の抵抗器にも、小型のまま高い電力を印加できる高電力用途の製品が求められている。Fig. 1-2は、その事実の裏付けであり、各サイズの抵抗器が保証する連続的に印加できる最大電力（以降、定格電力と呼ぶ）の推移^[1]を示している。この傾向からも電子部品への「小型化」かつ「高電力化」のニーズがわかる。

以上のような小型・軽量化を図った電子機器は、機器内部および個々の電子部品内部の発熱密度が大きく、それぞれの温度が過剰に上昇しやすく、設計品質が低下しやすい。そのため、適切な放熱対策による電子機器や電子部品の温度管理が重要になっている。放熱設計においては、伝熱解析が多用され、解析によって予測された温度に基づいて温度低減効果が高い製品構造や材料選択がなされる。したがって、温度の予測精度が直接、

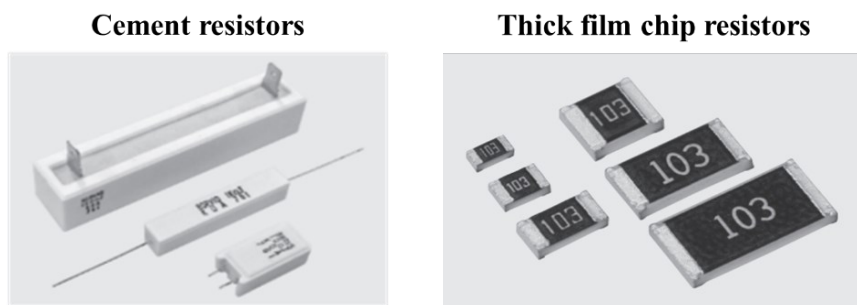


Fig. 1-1 Overview of resistors

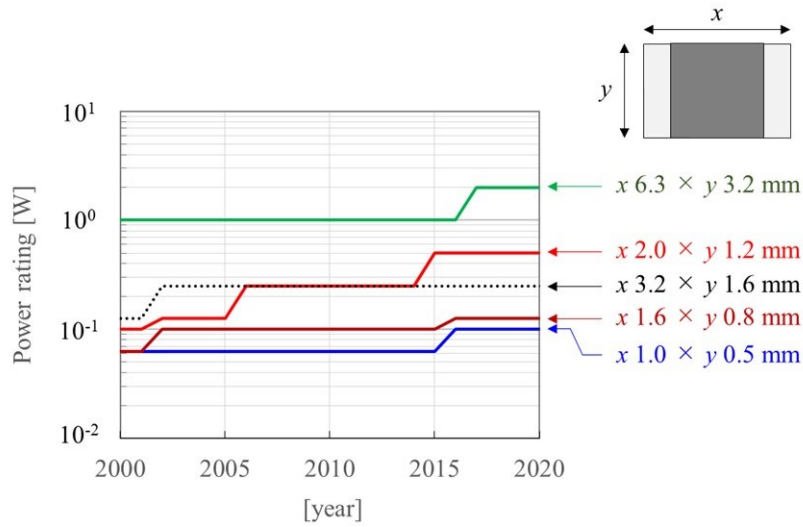


Fig. 1- 2 Trend of power rating of SMD chip resistors

設計品質に影響を及ぼす。そのため、小型・軽量化を目指した電子機器や、それらを実現するために開発される電子部品の設計プロセスにおいては、伝熱解析の精度向上は、共通の技術的課題となっている。

1.2 温度予測の精度向上に必要な主放熱経路の熱抵抗とその定量化の課題

伝熱解析の温度予測精度は、電子機器を構成する各種電子部品の放熱特性を正確にモデリングできるか否かに左右される。そのため、電子機器に組み込まれる能動素子や受動素子、電子回路基板、配線材料などの個々の部材や、それらの部品を一つの機器に統合するとき生じる接触部の放熱特性を定量的に把握することが重要になる。例えば、Fig. 1- 3 に示した電子機器に搭載した抵抗器の温度を伝熱解析によって予測する場面を想定する。この場合に伝熱解析モデルに与える必要がある放熱特性は、電子機器の動作に応じて発熱する抵抗器を起点として、その熱が最終的に放熱される筐体や冷却器に至るまでの主たる放熱経路のサーマルインピーダンスとなる。Fig. 1-4 は、その放熱経路のサーマルインピーダンスを表した図であり、その内訳は、発熱する抵抗体膜などの抵抗体素子から抵抗器を構成する各部材、抵抗器を筐体や冷却器に取り付けたときの接触面、そして放熱先である筐体や冷却器などである。各部位の熱抵抗と熱容量を定量的に把握して伝熱解析モデルに反映することによって、高精度な温度予測が可能になる。一般的には、mm オーダーの厚みを持ったバルク材料の熱抵抗と熱容量は、定常法やレーザーフラッシュ法、DSC 法、重量測定などの測定技術によって把握できる。しかし、厚みが数 μm ~ 数十 μm の積層構造を持つ膜材料がもつ熱抵抗と熱容量、電子部品を筐体や冷却器に接触させたときの接触熱抵抗（以降、Thermal contact resistance: TCR と呼ぶ）の把握は難しく、それらの評価に適した測定方法や予測方法の確立が課題である。

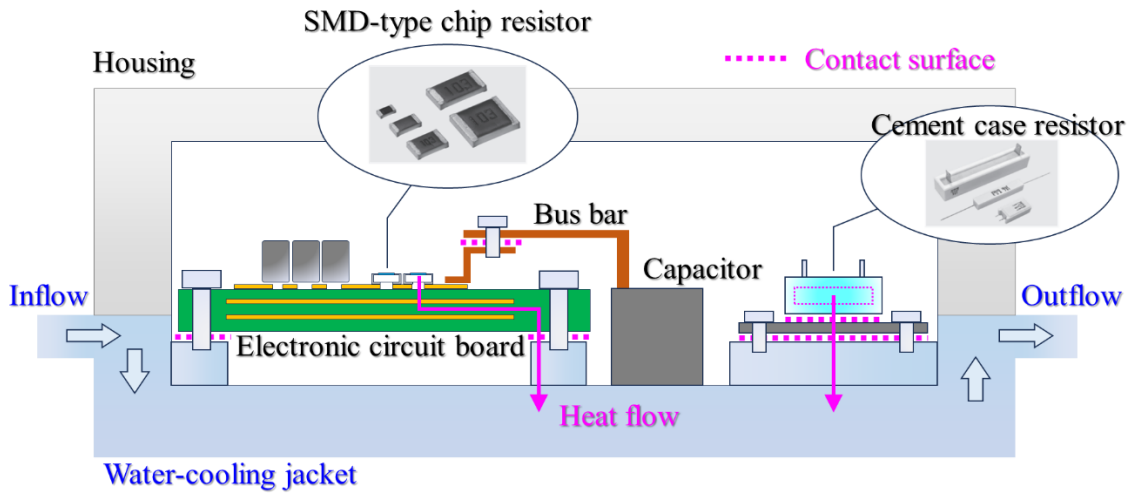


Fig. 1- 3 Schematic of electronic equipment

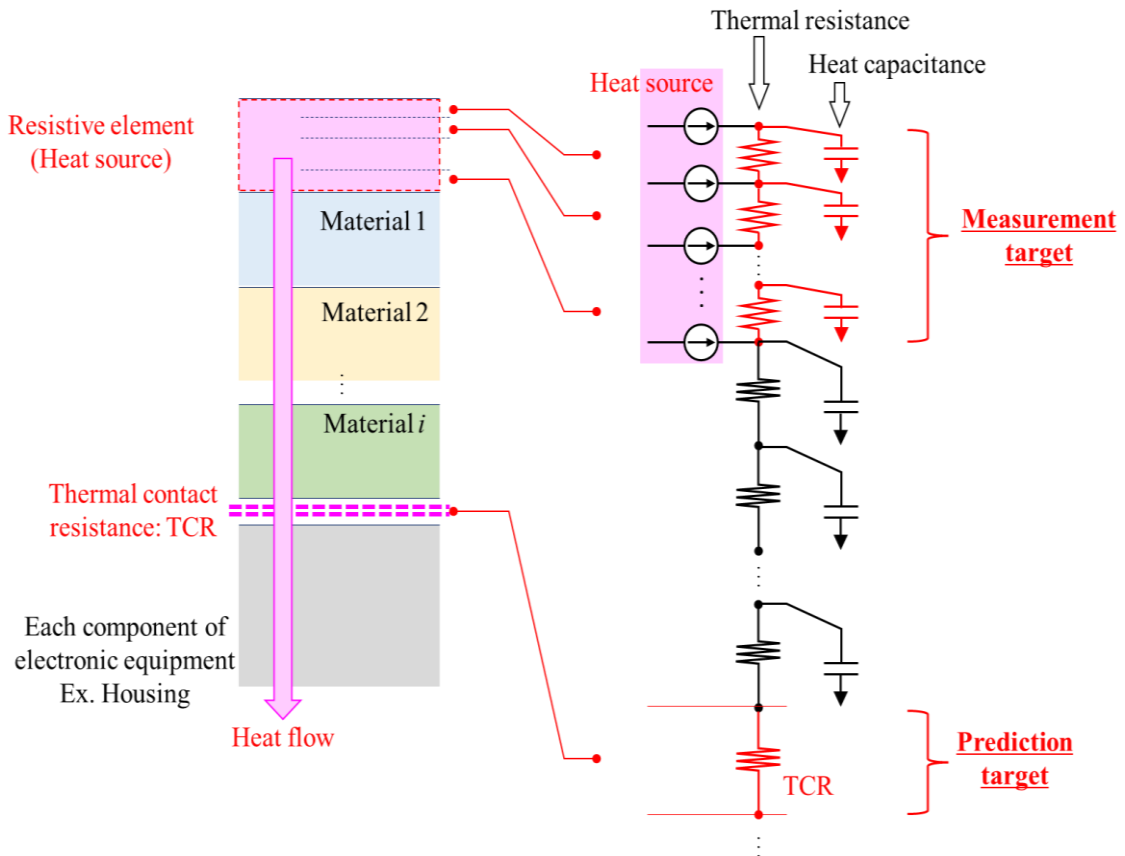


Fig. 1- 4 Equivalent thermal network model for resistors

1.3 研究目的

本研究では、小型・軽量化が進む電子機器および電子部品の設計品質の維持・改善に使用される伝熱解析の温度予測精度の向上に貢献する技術を提供することを目的として、受動部品の一つである抵抗器を題材に、電子部品およびその周辺における主たる放熱経路の熱抵抗を予測・測定する技術を研究した。特に、大きな電力印加を想定して設計される高電力用途のセメント抵抗器を研究題材として、TCRの予測理論の研究およびその予測理論を電子部品の温度予測に応用する具体的な手法を提案する。また、同様に高電力用途の厚膜チップ抵抗器を題材として、部品に使用される厚みが数 μm から数十 μm の積層された膜材料がもつ熱抵抗を測定する技術も研究した。さらに、これらの手法の適用可能範囲を伝熱工学的な視点から整理し、電子機器全体や抵抗器以外の電子部品の伝熱解析にも適用可能な予測・測定技術にすることを目指した。

1.4 研究対象とした高電力用途の抵抗器

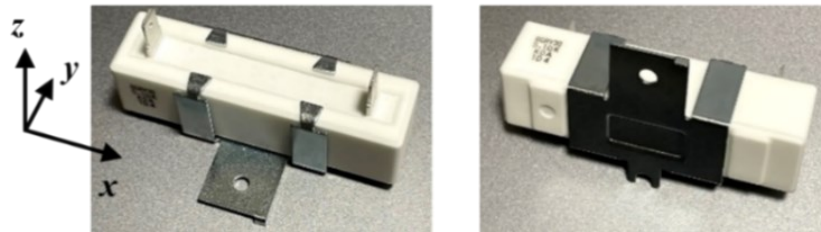
抵抗器には、用途に合わせて特性が異なるいくつかの製品群が準備されている。主な品種としては、温度依存性を含めた電気抵抗値の安定性や精度を高めた金属薄膜タイプの抵抗体膜をもつ薄膜チップ抵抗器や、電気抵抗値の安定性や精度だけでなく高電力の印加も想定された厚膜タイプの抵抗体膜を有する厚膜チップ抵抗器、厚膜チップ抵抗器よりも大きな電力印加を想定したセメント抵抗器、電流検出用途に開発された板状の金属材料を加工して製造される金属板シャント抵抗器などがある。本研究では、製品設計上、伝熱解析による温度予測が重要視される高電力用途のセメント抵抗器および厚膜チップ抵抗器を題材として熱抵抗の予測・測定技術を研究した。以下、1.4.1項ではセメント抵抗器、1.4.2項では厚膜チップ抵抗器について、各製品の特長および製品温度を予測する上で重要になる放熱経路上の主要部位がもつ熱抵抗と熱物性値について説明する。

1.4.1 セメント抵抗器とその概要、温度に影響を及ぼす接触熱抵抗

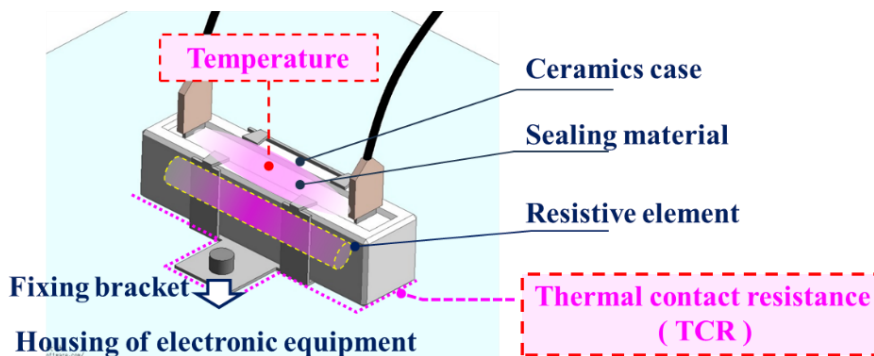
Figure 1- 5(a)に示すセメント抵抗器について、抵抗器の概要および抵抗器の温度上昇に大きく影響を及ぼす主要部位の熱抵抗を説明する。Fig. 1- 5 (b)のように、セメント抵抗器は、セラミックス材料でつくられたケースの内部に、通電によって自己発熱する抵抗体素子が封止された製品である。例えば、Fig. 1- 5 (a)に示す品種のセメント抵抗器^[1-2]は、そのサイズが $(x) 22.0 \times (y) 8.0 \times (z) 8.0 \text{ mm} \sim (x) 91.0 \times (y) 20.0 \times (z) 20.0 \text{ mm}$ であり、抵抗器の定格電力、つまり、抵抗体素子に連続的に与えられる発熱量は $3.0 \sim 60.0 \text{ W}$ である。この抵抗器は、固定用の金属製ブラケットを使用して、セラミックスケースの一部を電子機器の筐体に接触させて取り付ける実装方法が取られる。そして、抵抗体素子で発生した熱は、セラミックスケースと筐体の接触面を介して電子機器の筐体に放熱される。そのため、セラミックスケースー金属ブラケット間、金属ブラケットー筐体間

第1章 序論

などの接触面に生じる TCR が通電によって自己発熱する抵抗器の温度上昇に大きく影響を及ぼす。ここで、ムラタソフトウェア社の有限要素シミュレータ Femtet[®]を使用して、セラミックスケースー金属ブラケット間、金属ブラケットー筐体間の TCR が抵抗器の温度上昇に与える影響を確認する。解析モデルは、Fig. 1-6 に示す通りで、セラミックスケースー金属ブラケット間の TCR および金属ブラケットー筐体間の TCR の条件を Table 1-1 のように変更したときの抵抗器の表面上昇を 3 次元の非定常熱伝導解析にて計算した。Fig. 1-7 は、各 TCR 条件における抵抗器表面の温度上昇の最大値を出力した結果であるが、解析モデルの各接触面に設定した TCR の条件によって温度上昇が大きく変化することがわかる。この結果から、セメント抵抗器の放熱設計において伝熱解析を用いて正しく部品温度を予測するには、接触面の TCR を見積る技術が必要と言える。



(a) Cement case resistors



(b) Structure of cement case resistor / Thermal resistance of main component influencing on temperature rise of resistor

Fig. 1-5 Overview of cement case resistors

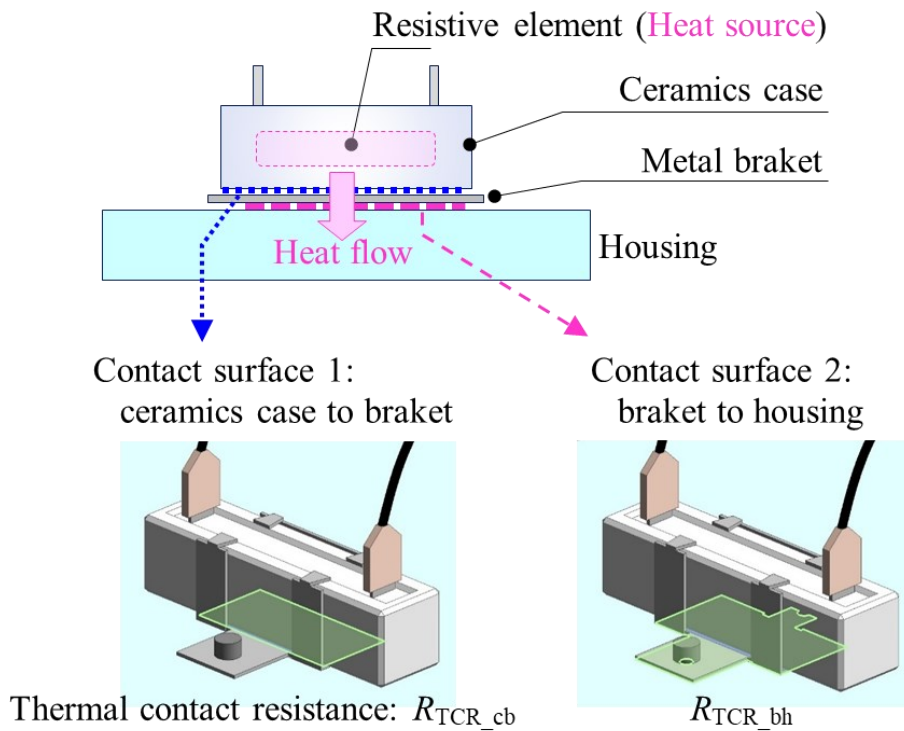


Fig. 1- 6 Thermal contact resistance influencing on temperature rise of resistor

Table 1- 1 Analytical conditions: thermal contact resistance

	TCR between case surface and bracket surface [K/W]	TCR between bracket surface and housing surface [K/W]
Con. 1	0	0
Con. 2	0.503	0
Con. 3	1.508	0
Con. 4	1.508	0.307
Con. 5	1.508	0.921

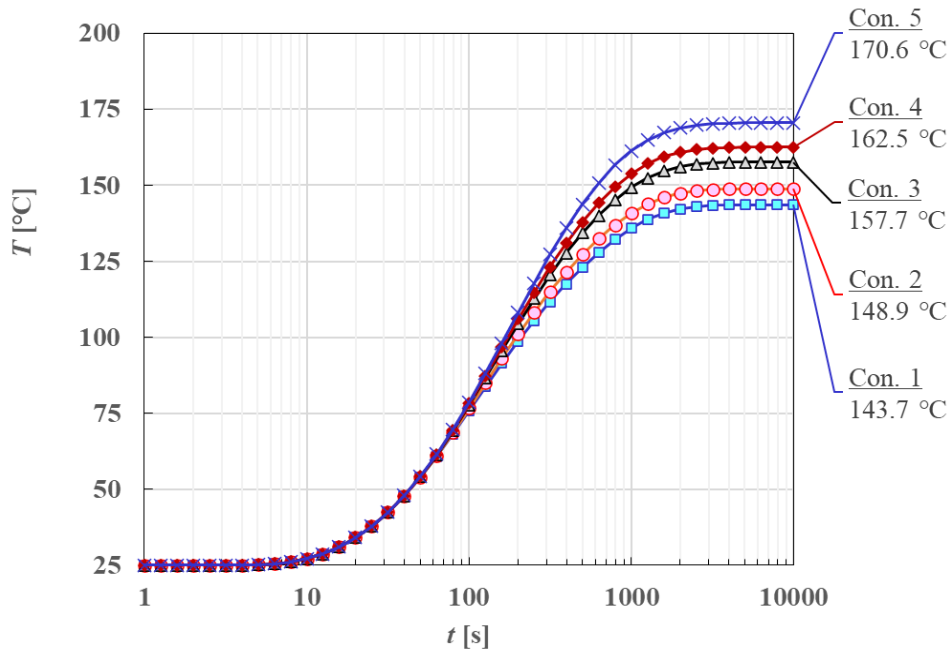


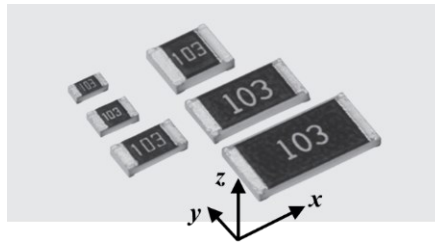
Fig. 1- 7 Influence of thermal contact resistance on temperature of resistor

1.4.2 厚膜チップ抵抗器の概要、温度に影響する厚膜材料の熱物性値

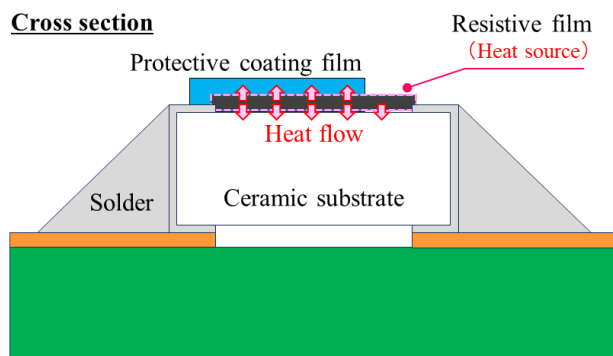
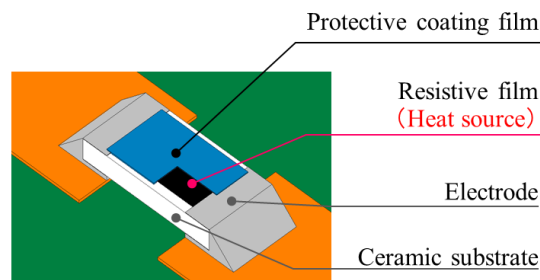
次に、もう一つの研究対象である Fig. 1- 8 (a)に示す厚膜チップ抵抗器の概要について述べる。この抵抗器は、Fig. 1- 8 (b)のように、アルミナ基板などのセラミックス基板の上に厚さが数 μm から数十 μm の抵抗体膜や保護膜などの厚膜材料が形成された電子部品である。例えば、Fig. 1- 8 (a)の品種の抵抗器^[1-3]は、そのサイズが (x) 1.6 × (y) 0.8 × (z) 0.45 mm ~ (x) 6.3 × (y) 3.1 × (z) 0.6 mm であり、抵抗器の定格電力は 0.1~1.0 W である。厚膜チップ抵抗器は、ゲート抵抗やスナバ抵抗などの用途で使用される^[1-4]ことも多く、その場合、抵抗器には瞬間的なパルス状の電力が印加される。このような瞬間的な電力印加に対して製品カタログ^[1-3]では、パルス状電力の印加時間を数 μs ~ 数百 ms と想定し、印加時間ごとに抵抗器が耐え得る最大電力を記載している。製品設計の現場では、この瞬間的な電力印加に対する耐性を高める取り組みが行われ、その一つの対策として製品内部の放熱性能を高める構造や材料の検討が進められている。特に、時間幅が数 μs ~ 数百 ms のパルス状の電力が印加されたときの製品内部の温度上昇には、熱源となっている抵抗体膜およびその周辺の材料の熱物性値が大きく影響する。Femtet[®]の3次元非定常熱伝導解析によって Fig. 1- 8 (b)に示す電子回路基板上に配置された厚膜チップ抵抗器の解析モデルをつくり、モデルに含まれる抵抗体膜の熱伝導率の大きさを変化させながら抵抗器の温度上昇を計算すると、Fig. 1- 9 の結果が得られる。なお、この解析では、Table 1- 2 に示すように抵抗体膜に設定する熱伝導率を比率として変更してお

第1章 序論

り, Con. 1 の解析条件における抵抗体膜の熱伝導率を基準比率 1, それに対して Con. 2 および 3 のモデルでは熱伝導率をそれぞれ 0.1 倍, 10 倍と変えた. この解析結果から明らかのように, 抵抗体膜の熱伝導率は温度上昇に大きな影響を及ぼしており, 製品の放熱設計を行う際に注目しなければならない重要な部材と言える. そこで本研究では, 厚膜チップ抵抗器の放熱設計に活用される伝熱解析の温度予測精度を高めるために, 厚膜材料の熱物性値を測定する方法を研究した.



(a) Appearance of surface mounted resistor



(b) Structure of resistor and thermal resistance of main component

Fig. 1- 8 Overview of SMD chip resistor / Main material influencing on temperature rise

Table 1-2 Calculation conditions: thermal conductivity of resistive film

Condition No.	Ratio of thermal conductivity [-]
	Resistive film
1	1 (Ref.)
2	0.1
3	10

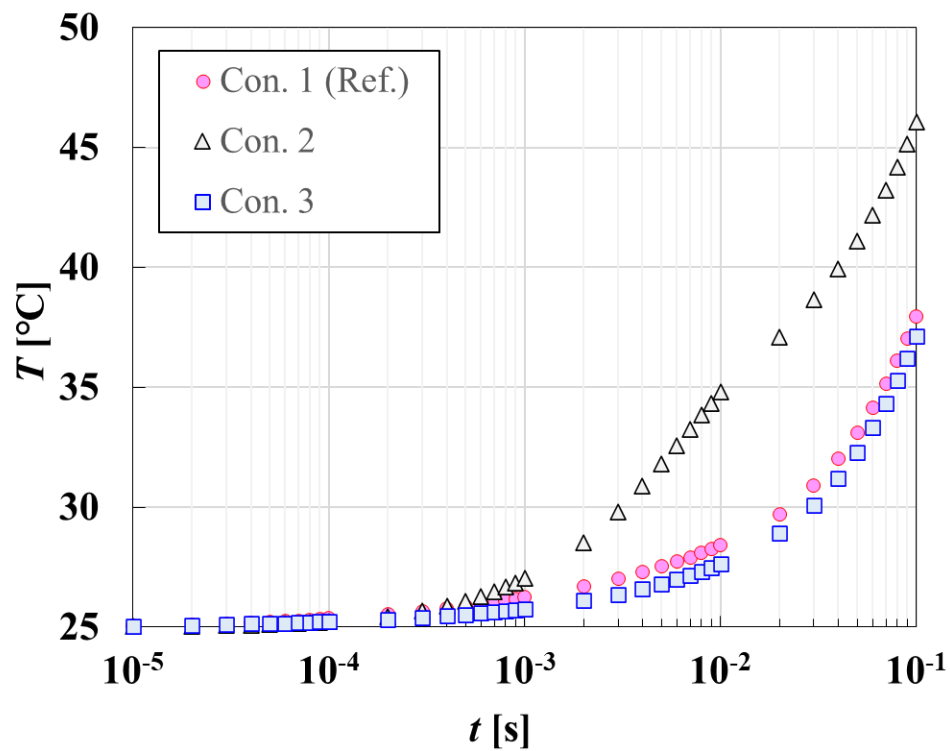
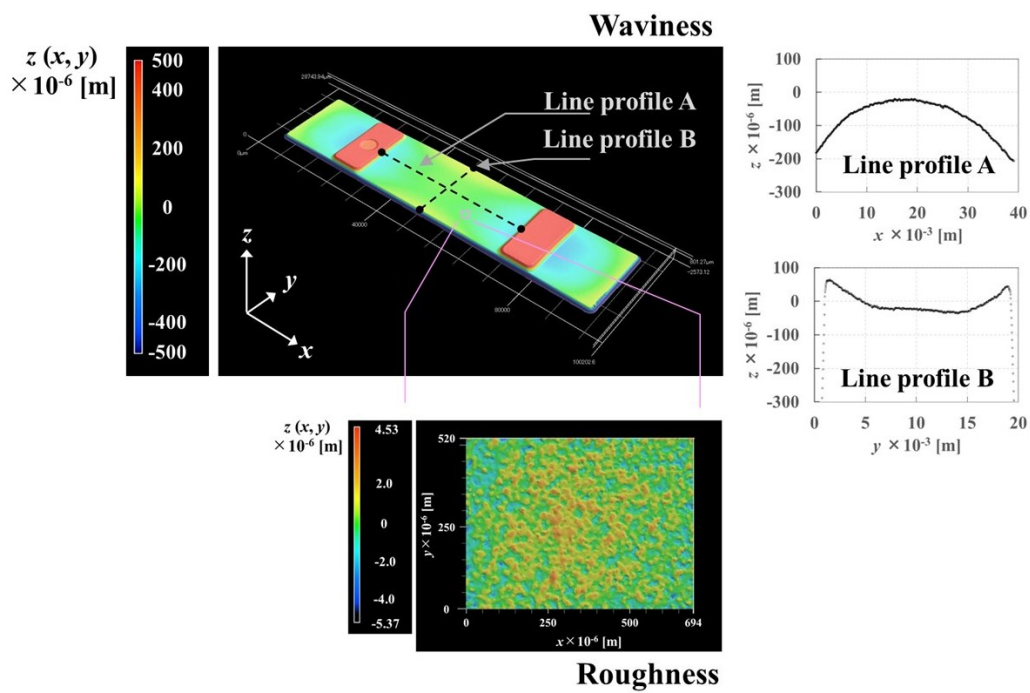


Fig. 1-9 Temperature rise of resistive element when thermal conductivity of resistive element is varied as Table 1-2

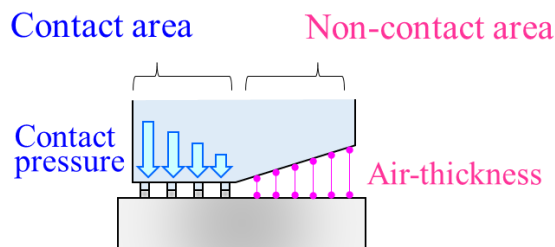
1.5 接触熱抵抗の予測技術と課題

1.5.1 接触熱抵抗に影響を与える抵抗器表面のうねりと粗さ

セメント抵抗器などの電子部品の表面には, Fig. 1- 10 (a)に例示したような, 部品全体に至る大きなうねりと, 局所的な粗さが混在している. うねりと粗さが混在した抵抗器の表面が電子機器の筐体に接触すると, Fig. 1- 10 (b)の模式図のように, 部品全体のうねりによって, 接触面に介在する空気の厚みに偏りをもった非接触領域と, 接触圧力に偏りをもった接触領域が生じ, TCR 分布にも不均一性が生じる^[1-5]. さらに, 接触領域内に注目すると, 部材の表面にある粗さの形状や, 接触圧力, 部材の硬さなどのパラメータ



(a) Measurement results of wavy and rough surface



(b) Waviness and roughness of component surface

Fig. 1- 10 Schematic representing non-uniform contact surface with waviness and roughness

の影響を受け、微小な真実接触部の大きさやそれらの個数などに変化が生じ、局所的な TCR も変化することも予想される。以上のように、抵抗器の表面にあるうねりと粗さは、接触面の TCR に大きく影響するため、TCR を予測する際には考慮すべき重要な要素である。

1.5.2 電子部品全体の接触熱抵抗分布を予測する従来技術とその課題

1.5.1 項で述べた、うねりと粗さが混在した不均一接触面全体に生じる TCR 分布を予測する場合、部材全体のうねりと局所的な粗さを個別に取り扱い、TCR 分布を求めることが多い^{[1-6]~[1-11], [1-18]~[1-20]}。ここでは、Fig. 1- 11 に分類したそれぞれの従来研究について、各予測方法の特徴と、予測技術を抵抗器の放熱設計に適用することを考えたときに想定される課題を整理し、不均一接触面全体の TCR 分布予測に関する本研究の方向性を示す。

Thompson ら^{[1-6], [1-7]}は、半導体モジュールを電子機器に搭載するとき生じる TCR 分布を予測するために、部品の接触面がもつ表面形状データに基づいて詳細な接触解析および熱伝導解析モデルをつくり、TCR 分布を予測している。具体的には、接触面がもつうねりを再現した部品全体のモデルによって、接触領域に生じる接触圧力分布と、非接触領域に生じる空気厚み分布を予測し、それらを熱抵抗に変換することで半導体モジュールの接触面全体の TCR 分布を可視化している。この熱抵抗変換のプロセスには、局所的な接触圧力と接触熱抵抗の関係を表すデータが必要であり、このデータの取得にも、表面形状観察に基づく局所的な粗さ形状を再現した詳細モデルが使われている。この解析は、部材表面の不規則かつ微細な形状のうねりや粗さを考慮して TCR を予測しているため、その予測精度は高いと推察される。一方で、部品全体と局所のいずれの解析においても詳細モデルを使用するため、解析の規模が大きく、計算時間がかかることが予想される。しかし、抵抗器の設計現場では短時間で解析結果を出すことが求められるため、部品全体および局所領域の双方を詳細度の高い解析モデルによって計算する TCR 予測手法は、設計への技術適用という観点で、手法を簡略化する必要がある。製造プロセスの条件によって不規則に変化する部材全体のうねりや、その接触時の変形挙動などを共通化されたモデルや定式によって表すことは難しいと考えられるため、部品全体の接触状態の予測にうねりを再現した詳細モデルを使用した Thompson のアプローチは、非常に有効で、適切であると考えられる。この点を踏まえると、Thompson が報告した一連の予測方法を簡略化する場合には、局所的な粗さを考慮した TCR 予測を、有限要素解析以外の方法に置き換えることが望ましい。

福岡ら^{[1-8]~[1-10]}は、ねじ部品の安全管理の観点から、ボルト締結体が外部から加熱や冷却といった熱負荷を受けた場合のボルト軸力の時間的変化を、チタン - チタン合金どうしの同種材料間および炭素鋼 - ステンレス鋼の異種材料間の接触熱抵抗の実験式をボルト締結面に与えた熱 - 構造連成解析モデルを利用することで計算している。一連

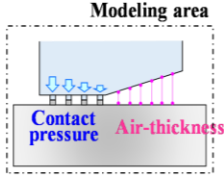
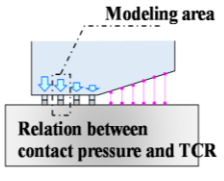


	<u>Entire of contact surface</u>	<u>Local region of contact surface</u>				
Prediction target			Level of model detail	Calculation time		
Researcher	Finite element method (FEM) Consideration : Irregularly shaped waviness : Deformation of component	FEM Consideration : Rough surface : Deformation of asperity	Detailed	Long		
M. K. Thompson et al. (2007), (2010)	FEM Consideration : Flat contact surface : Deformation of component	Experimental equation Consideration : Rough surface : Deformation of asperity				
Research target	Adoption FEM Consideration : Irregularly shaped waviness : Deformation of component	Theory Modification				
Shinoda et al. (2020), (2021) Ishii et al. (2024)	FEM Consideration : Regularly shaped waviness : Deformation of component	Theory Consideration : Rough surface : Deformation of asperity Theory : Unit cell model proposed by Tachibana, Sanokawa ※ Diameter of real contact point: only 60 μm				
Tomimura et al. (1999)	Theory Consideration : Regularly shaped waviness : Non-deformation of component Theory : Hertzian contact	Theory Consideration : Rough surface : Deformation of asperity Theory : Unit cell model proposed by Tachibana, Sanokawa ※ Diameter of real contact point: only 60 μm			Simple	Short

Fig. 1- 11 Previous studies on the prediction of thermal contact resistance by multiscale analysis and the position of this research

の検討においては、まず実験的に、同種金属同士の接触面^[1-8]および異種金属どうしの接触面に生じる接触圧力と接触熱抵抗の関係^[1-9]のそれぞれが評価されている。これらの実験式は、ボルト締結体を表す熱 - 構造連成解析モデルにおけるボルトと被締結体の接触面に適用され、接触圧力に応じて熱抵抗が定義される。そして、この実験式が適用された解析モデル^[1-10]によって接触面を含むボルト締結体全体の变形や応力を求め、最終的に、ボルト軸力の時間的な変化を求めている。この解析では、接触面のうねりは考慮していないが、熱負荷によるボルト締結体の熱膨張も含めた变形挙動が扱われて

第1章 序論

いる。Thompson らの手法では、表面の粗さ形状が再現された解析モデルによって局所的な TCR を予測していたが、福岡らの手法では、接触面に生じる局所的な TCR の見積りに実験式が適用されており、両者に違いがある。実測に基づいて作成された福岡らの解析モデルは、Thompson らと同様に接触面に生じる接触熱抵抗の予測精度が高いと推察される。しかし一方で、接触させる部材の表面粗さや硬さなどの条件が変わる度に、都度、実験式を求める必要があるため、実験的な工数を要する。

富村ら^[1-11]は、円弧状の規則的なうねりに粗さが重畳した部材どうしが接触したときの TCR を予測するために、円弧状のうねりによって生じる接触圧力分布および接触界面にある空気の厚み分布を Hertz の接触理論^[1-12]を用いて計算し、さらに、橘と佐野川が提案した真実接触部を表すユニットセルモデルに基づく TCR の予測式^{[1-13]~[1-17]}を利用して、予測された局所的な接触圧力分布を TCR 分布に変換している。さらに、予測した TCR 分布を境界条件として接触面に与えた円筒座標系のモデルを考え、そのモデルによって計算された定常状態の温度場に基づいて接触面全体の平均的な TCR を求めている。なお、この予測結果は、富村ら^[1-11]が開発した天秤式の熱抵抗測定装置による熱抵抗の測定結果とも比較されている。一連の TCR 予測手法の特徴は、うねりによって生じる接触面全体の接触圧力分布と空気厚み分布だけでなく、局所的な接触圧力と TCR の関係もすべて理論的に予測している点にある。この研究を抵抗器に見られるような Hertz の接触理論^[1-12]が適用できない不規則な形状のうねりと粗さが混在した不均一接触面の TCR 分布予測に応用する場合、Thomson らと同様に、接触圧力および空気厚み分布を不規則なうねりを再現した接触解析モデルによって予測することが望ましい。また、局所的な接触圧力分布を TCR 分布に変換する際に使用した橘と佐野川の提案モデル^{[1-13]~[1-17]}も、真実接触部の直径を $60\ \mu\text{m}$ ^[1-14]と仮定して導出された理論であるため、予測式の適用範囲の拡張および予測精度の向上が課題となる。実際、予測精度に課題があることは、著者ら^[1-5]の実験からも確認できている。

篠田ら^{[1-18], [1-19]}、石井ら^[1-20]は、ECU の放熱性能を向上させること目的として、接触熱抵抗の予測、測定技術について研究を進めている。篠田ら^{[1-18], [1-19]}は、ECU の筐体の表面には、製造上生じる高低差が数十 μm のうねりが有り、さらに、組付け時には部材の変形が複合し、それらの状態によって生じる接触面の TCR および ECU 内の部品温度が変化すると述べた。そして、ECU の筐体に人工的な円弧状のうねりを付加し、TCR および部品温度の低減を目指している。一連の検討においては、接触面サイズが $90 \times 9\ \text{mm}$ の円弧状のうねりが付加されたアルミニウム板を銅板に締結したときの接触圧力および各部材の変形量が 3 次元の弾性接触解析によって計算されている。ただし、この検討では熱伝導解析は併用されておらず、TCR 分布は予測できていない。その後、石井ら^[1-20]は、篠田ら^{[1-18], [1-19]}が実施した接触解析に熱伝導解析を弱連成し、アルミニウム板と銅板の接触面に生じる TCR 分布の予測を試みている。しかし、不規則なうねりへの対応や、接触領域内の接触圧力を TCR に変換するとき使用した橘と佐野川の提案モデル^{[1-13]~[1-}

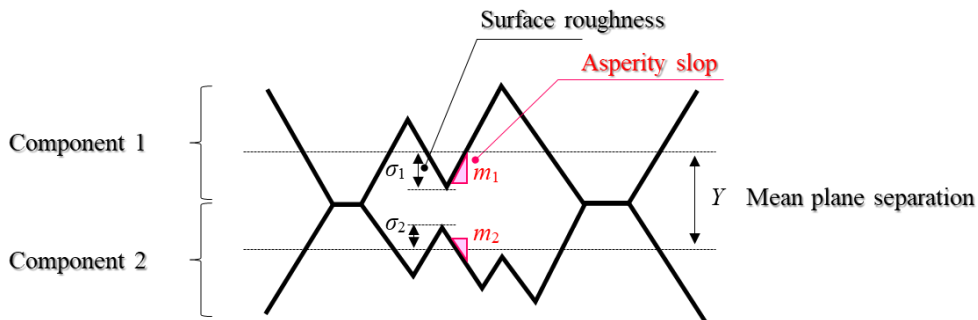
¹⁷⁾の適用範囲拡大と精度向上はなされていない。

以上の研究背景を踏まえ、本研究では、抵抗器の放熱設計に適用可能な TCR の予測技術を構築するために、富村らの研究^[1-11]を Hertz の接触理論^[1-12]が適用できない不規則な形状のうねりと粗さが混在した不均一接触面の TCR 分布の予測に拡張することとした。具体的には、Thompson ら^{[1-6], [1-7]}のアプローチと同様に、不規則なうねりの形状を再現した接触解析モデルによって接触面全体の接触圧力および空気厚みの分布を計算する。さらに、予測した局所的な接触圧力を TCR に変換する際には、両者の関係を計算できる予測理論を利用する。局所的な TCR を予測理論によって計算することで、Thompson らのアプローチよりも計算に要する時間を短くする。なお、適用する予測理論は、橋と佐野川の提案モデルも含め、他の先行研究の特徴と課題を踏まえて適切に選択、修正する。1.5.3 項では、従来から報告されている局所領域における TCR の予測理論を整理し、それらの特徴および抵抗器の放熱設計への適用上の課題を明確にする。

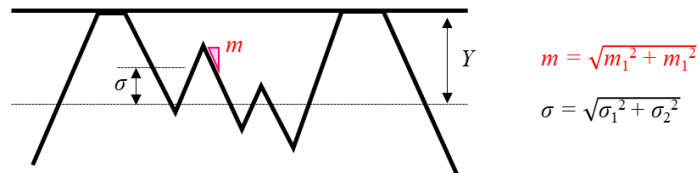
1.5.3 局所的な接触熱抵抗を予測する従来研究とその課題

ここでは、接触する部材表面の形状や材料の硬さなどのパラメータを考慮して局所的な TCR を予測する代表的な従来研究について、それらの予測理論の特徴および各予測理論をセメント抵抗器の放熱設計に適用するときの課題を整理する。

まず、海外を中心に良く知られている予測理論として、Cooper ら^[1-21]、Mikic^[1-22]、Yovanovich^[1-23]が提案した CMY モデルがある。この予測理論は、Yovanovich の文献 CONDUCTION AND THERMAL RESISTANCES^[1-24]および Yovanovich と Marotta の文献 Thermal Spreading and Contact Resistances^[1-25]の中でも一連の研究結果が体系的に整理されている。CMY モデルは、Fig. 1-12 (a)に示すような粗さを持った接触面を Fig. 1-12 (b)の形状に簡略化し、その表面形状の突起部を統計パラメータである二乗平均平方根高さ σ と絶対平均傾斜 α によって特徴付けた。そして、Cooper ら^[1-21]と Yovanovich^[1-23]は、部材が接触したときに、部材表面の突起が塑性変形することを想定して2つの統計パラメータに基づいて真実接触部の密度や平均半径を、部材の硬さや接触圧力から真実接触部に熱が流入、流出することに起因する熱抵抗を表すパラメータなどを求め、接触部の平均接触熱コンダクタンスを算出した。また、Mikic^[1-22]は、部材が接触したときに突起が弾性変形することを想定したときの平均接触熱コンダクタンスの予測式を提案した。なお、これらのモデルでは、接触面に介在する空気の平均熱コンダクタンスも考慮されている。抵抗器の放熱設計に CMY モデルを適用する場合、部材の表面形状を表す二乗平均平方根高さ σ および絶対平均傾斜 α の2つの統計パラメータは、例えば、共焦点レーザー顕微鏡によって自動計測することになる。共焦点レーザー顕微鏡によって測定される突起の傾斜は、計測されるすべての突起の傾斜の平均値である。しかし、表面にある突起の殆どが非接触箇所であるため、測定した突起の傾斜は、実際に接触している突起の傾斜とは異なる。そのため、突起の平均傾斜をもとに真実接触部の密度や平均半径を



(a) Contact surface model



(b) Equivalent contact surface model

Fig. 1- 12 Schematic of contact surface

予測すると、誤差が生じる恐れがある。この真実接触部の傾斜角度を求めるときの測定上の課題を考慮し、本研究においては、表面形状を特徴付ける統計的なパラメータに基づいて局所的な TCR を予測する CMY モデルは選択しなかった。また、抵抗器の設計においては、表面加工や化学的な処理によって部材表面の形状を変化させたときの真実接触部の分布状態や、その分布が TCR に及ぼす影響を調査する必要がある。CMY モデルでは、真実接触部の分布や、個々の真実接触部の直径や面積を分析していないため、設計ニーズを満たさない可能性がある。

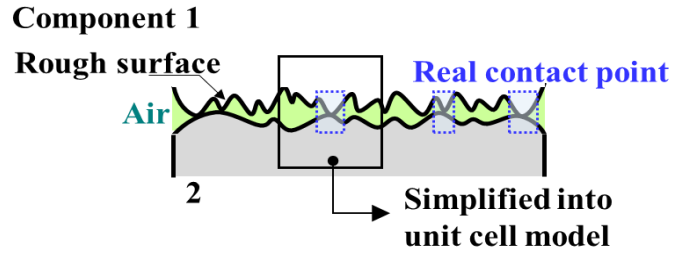
次に、日本国内において報告されている TCR の予測理論について特徴を整理する。まず、久門^[1-26]と築添ら^{[1-27], [1-28]}は、金属材料どうしの接触を想定した予測式を提案している。この予測式では、久門^[1-25]が真実接触部を円錐形状のモデルで近似することで真実接触部の個数や大きさを統計的に表し、築添ら^{[1-27], [1-28]}がそのモデルの各部の熱抵抗を定式化することで TCR の予測式を導出した。具体的な式の構成要素としては、真実接触部に熱が流入、流出することに起因する付加熱抵抗（築添らは縮流熱抵抗と呼ん

第1章 序論

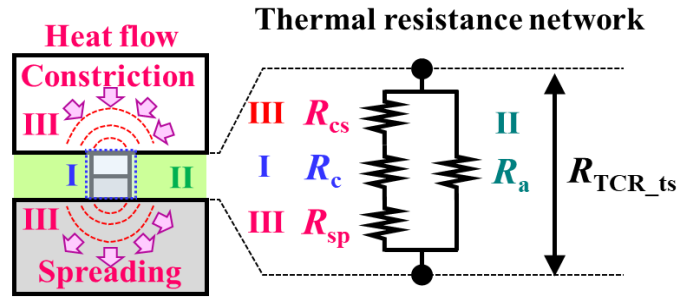
でいる) と、接触部表面に付着した酸化物がもつ熱抵抗、接触面に介在する空気の熱抵抗の 3 つである。予測式を構成する要素のうち、付加熱抵抗の項は、電磁気学に基づいた Holm^[1-29]の縮流理論から導出されており、式中には電気抵抗の測定から求まる実験定数が含まれる。そのため、電気抵抗の測定が可能な金属材料どうしの TCR を求める場面に適した予測理論と推察される。なお、TCR の計算には、真実接触部の大きさや数が必要になるが、これらのパラメータは、測定が必要な真実接触部の傾斜角度や、表面凹凸の形状を表す統計量に基づいて決定されている。傾斜角度や表面形状の統計量を含む予測式である点は、CMY モデルの特徴と類似している。

柳ら^{[1-30]~[1-32]}は、研削加工によって生じた方向性を持った粗さを有する金属どうしの接触を想定し、その接触面に生じる接触熱抵抗を予測する理論を提案している。この理論で考慮している熱抵抗は、真実接触部への熱の流入と流出に起因する付加熱抵抗(柳らは縮流熱抵抗と呼んでいる)と、傾斜角度を持った台形状の突起部自体の熱抵抗、接触面に介在する空気の熱抵抗の 3 つの要素である。築添ら^{[1-27], [1-28]}の提案式と同様に、付加熱抵抗の項は、電磁気学に基づいた Holm^[1-29]の縮流理論をもとに定式化しており、式中には電気抵抗の測定から求まる実験定数が含まれ、金属材料同士の TCR を計算する場面に適している。また、築添らの提案式で考慮されている金属表面の酸化などに起因する付着物の熱抵抗は、付着物が非常に薄く、かつ母材と同等の熱伝導率を有すると仮定して無視されている。さらに、TCR の計算に必要な真実接触部の大きさや個数については、表面形状の突起部の傾斜角度や表面形状の高さを表す統計量をもとに見積もられており、この点は、CMY モデルや築添らの提案と類似している。

一方、真実接触部の傾斜角度を必要としないモデルとして、橘^[1-13]と佐野川^{[1-14]~[1-17]}が提案した予測理論がある。この予測理論は、Fig. 1-13 に示すように、接触面にできる真実接触部を円柱形状のユニットセルで表し、モデル各部の熱抵抗を定式化することで均一接触面に生じる局所的な TCR を計算している。予測式を構成する要素は 3 つあり、(I)真実接触部自体の熱抵抗、(II)真実接触部において熱が流入、流出することに起因して付加される熱抵抗(以降、付加熱抵抗と呼ぶ)、(III)空気の熱抵抗の 3 つがある。この予測理論は、各熱抵抗を表す項とユニットセルモデルの各部位の対応が明確であり、電子機器の放熱設計において広く活用されている。しかし、この予測式は、佐野川^[1-14]が実験的に求めた真実接触部の直径 60 μm を前提として導出されている。実際の接触面にできる真実接触部の直径は 60 μm 以外も想定され、予測誤差が生じる可能性がある。特に、付加熱抵抗の項は、真実接触部の直径に応じて変化しない形で定式化されている。近年、畠山らの研究グループ^{[1-33]~[1-37]}では、電子機器の冷却を想定した低接触圧力領域 0.01~1.0 MPa における TCR に対する付加熱抵抗(畠山らの報告においては、熱縮流と呼んでいる)の項の影響について、有限要素法を用いて検証を行っている。しかし、修正式の提案には至っていない。



(a) Contact surface



(b) Unit cell model

Fig. 1- 13 Unit cell model representing real contact point

本研究では、上述した各従来研究における局所領域の TCR 予測理論の特徴と、抵抗器の設計段階で多用される共焦点レーザー顕微鏡によって測定可能なパラメータを勘案し、測定が難しい真実接触部の傾斜を表すパラメータを含まない橘^[1-13]と佐野川^{[1-14]~[1-17]}のユニットセルモデルに基づく予測理論に注目した。そして、その予測理論を真実接触部の直径が 60 μm 以外にも適用でき、さらに予測精度が高い理論に修正することを目指した。また、TCR 計算に必要な真実接触部の個数やそれらの大きさを簡易的に予測する方法についても検討した。具体的には、ユニットセルモデルに基づく予測理論の中で用いられている Holm^[1-38]の報告をもとに橘^[1-13]が整理した真実接触部の合計面積 $\Sigma a_{rc,i}$ [m^2]と見掛けの接触面積 a_m [m^2]の比率と、接触面にかかる平均接触圧力 p_m [MPa]と材料のビッカース硬さ H_v の比率を表す

$$\sum_{i=1}^{N_{rc}} a_{rc,i} / a_m = 0.102 p_m / H_v \quad i = 1 \sim N_{rc} \quad (1.1)$$

に注目し、この関係式と共焦点レーザー顕微鏡で測定される表面形状データを併用することによって真実接触部分分布とそこから得られる真実接触部の個数、それらの大きさの予測を試みた。以上の一連の研究を通じて、局所領域における TCR を簡易的に、高精度に予測可能な理論を構築し、最終的に、1.4.2 項で述べた不規則な形状のうねりを再現した詳細な接触解析との統合を考え、抵抗器の放熱設計に適用可能な TCR 予測手法の構築を目指した。

1.6 厚膜材料の熱物性値の測定技術と課題

1.4.2 項で述べたように、厚膜チップ抵抗器には、パルス時間が μs , ms オーダーの瞬間的な電力が印加される。抵抗器に印加できる瞬間的な電力の上限は、通電によって自己発熱する抵抗体膜の温度上昇に対して Fig. 1- 8 (b)に示した抵抗体膜やその周辺にある保護膜などの厚膜材料が耐え得るか否かによって決まる。したがって、抵抗器の設計やその検証プロセスにおいては、瞬間的な電力が印加されたときの抵抗体膜およびその周辺部の温度上昇を正確に予測することが非常に重要であり、その温度予測には、非定常の熱伝導解析が多用される。そして、この解析モデルを作成するには、厚みが数 μm ~ 数十 μm の積層された各種厚膜材料の熱伝導率および体積比熱が必要である。しかし、抵抗器に使用される厚膜材料の物性評価に関する報告は、その殆どが、電気的な特性に関する研究であり、熱物性評価に関する報告は少ない。筆者ら^[1-39]も赤外線サーモグラフィを使用して抵抗体膜の熱伝導率を測定したが、これは定常状態におけるサンプルの温度から熱伝導率を測定する方法であるため、熱伝導率と体積比熱の同時測定ができていない。ここでは、厚膜材料の熱伝導率と体積比熱を同時に測定できる可能性があるサーモリフレクタンス法に注目し、先行研究としてどのような膜材料の評価がなされているのかを整理しつつ、厚膜材料の熱物性評価に適した手法を模索した。

サーモリフレクタンス法は、評価対象材料の表面に成膜された金属薄膜がもつ光の反射強度の温度依存性を利用した温度測定技術であり、出力が異なる2種類のレーザー光の照射によってサンプルの加熱および温度測定を行う。さらに、測定されたサンプル表面の温度変化に対し、熱伝導方程式の解析解や有限要素法などによって計算した温度変化をフィッティングすることで、評価対象の熱拡散率や熱伝導率、材料界面の熱抵抗などが評価される。例えば、Paddock ら^[1-40]は、厚みが 60~450 nm のニッケルや鉄、ジルコニアなどの金属薄膜の熱拡散率を測定しており、そのときの温度測定時間は 140 ns としている。Stevens ら^[1-41]は、シリコンやサファイヤ、窒化ガリウム、窒化アルミニウムなどの基材上にクロムやアルミニウム、金、白金などの金属薄膜を成膜したときに生じる基材-金属薄膜間の界面熱抵抗の測定を行っている。この測定における温度測定時間は 1.4 ns としていた。Lyeo ら^[1-42]は、相変化メモリに使用される厚みが 80 nm 以下の $\text{Ge}_2\text{Sb}_2\text{Te}_5$ 薄膜の 27~400°Cにおける熱伝導率の温度依存性を測定し、温度測定時間は 4 ns である。Yang ら^[1-43]は、ディスク材料として使用される厚み 47~225 nm の ZnS-SiO_2

第1章 序論

および厚み 100~300 nm のアモルファス Ge4Sb1Te5 フィルムの熱伝導率を評価し、その温度測定時間は 200 ns である。Panzer ら^[1-44]は、熱伝導性が高いカーボンナノチューブが配合された厚みが 28 μm のフィルム材料の熱抵抗と熱容量を評価しており、その時の温度測定時間は 10 μs としていた。以上の研究報告では、Fig. 1- 14 に示すように、サンプルの加熱とその時の温度変化の測定をレーザー光の照射によって行い、測定した温度を数値計算によって分析することで熱物性値を求めている。温度測定の時間としては数 ps~数 μs と短く、金属薄膜の測定例が多い。さらに近年、Thomsen Silveira ら^[1-45]、Higuma ら^[1-46]は、Fig. 1- 14 に示したように、サーモフレクタンス法と構造関数^[1-47]を組み合わせた熱物性測定手法を提案し、デジタル印刷技術であるレーザー誘起前方転写(Laser-induced forward transfer: LIFT)による転写プロセスの正確な伝熱解析を目的としたドナー材料の熱物性測定などを試みている。構造関数は、1990 年代に Szekely ら^[1-47]によって提案された評価対象物の放熱特性を解析するための数学的アルゴリズムであり、その内容は、羅の報告^[1-48]でも解説され、電子機器および電子部品の放熱特性の解析にも多用されている。構造関数は、Fig. 1- 15 に示すように、加熱面から冷却面に向かう放熱経路上にある各部材が持つ熱抵抗と熱容量が累積値として出力されたグラフであり、

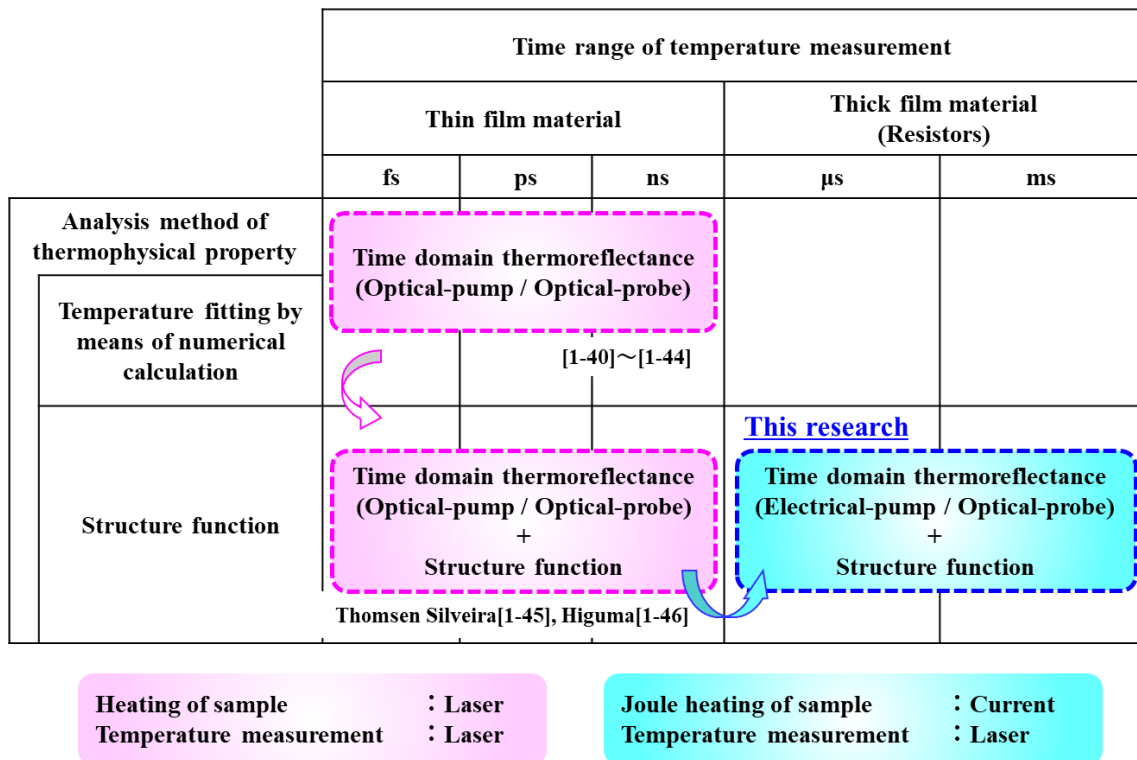


Fig. 1- 14 Position of this research

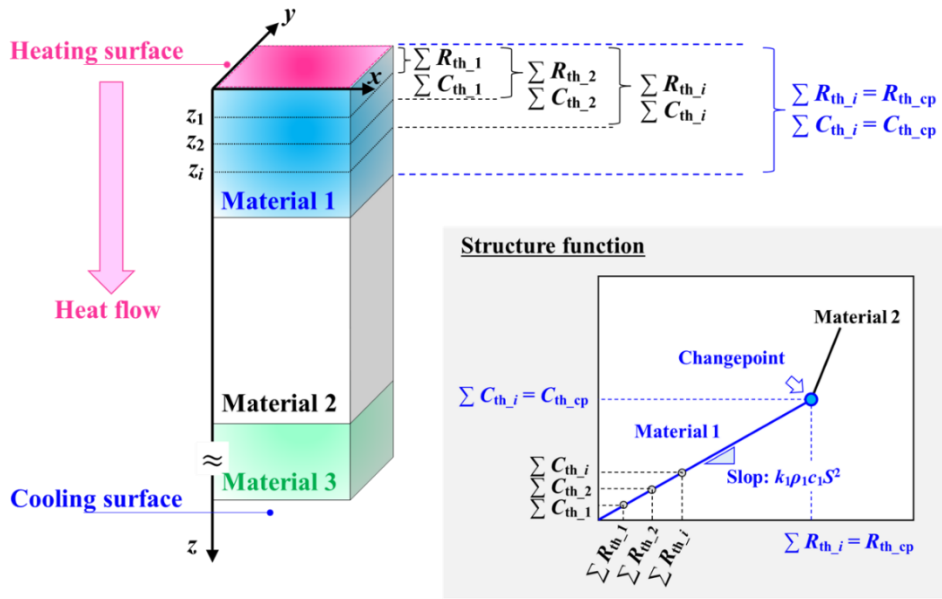


Fig. 1- 15 Structure function

サンプルの加熱面に与えた熱が一次元的に冷却面に伝わる場合には、グラフの傾きが変わる点が示す熱抵抗と熱容量に基づいて各部材の熱伝導率および体積比熱などを簡便に分析できる。例えば、Higuma ら^[1-46]の報告では、テストサンプルとして準備した 100 nm の Au 薄膜が着膜された Si 基板の熱伝導率や、Au 薄膜-Si 基板の界面熱抵抗が測定されている。

以上の背景に対して筆者らは、Thomsen Silveira ら^[1-45]、Higuma ら^[1-46]が提案した温度測定時間が ns オーダーのレーザー加熱型のサーモリフレクタンス法と構造関数を組み合わせた熱物性測定法を、時間スケール $\mu\text{s}\sim\text{ms}$ の温度測定および熱物性測定に拡張し、抵抗器に使用される厚みが数 $\mu\text{m}\sim$ 数十 μm の積層された厚膜材料の熱物性評価に適用することを目指した。具体的には、評価対象の表面に着膜した Au 薄膜を通電によって直接加熱する通電加熱型のサーモリフレクタンス法と構造関数を併用した熱物性測定技術を検討した。

1.7 研究方針

本研究では、電子機器および電子部品の放熱設計に多用される伝熱解析の温度予測精度を高める熱抵抗予測・測定技術を提供することを目指し、伝熱解析による温度予測が重要視される高電力用途のセメント抵抗器を題材とした TCR 予測理論の構築と応用およびその適用範囲を判断する指標を示す。さらに、高電力用途の厚膜チップ抵抗器を研究題材として、電子部品等に使用される厚膜材料の熱物性測定手法を研究する。各技術に関する研究方針は、次に示す通りである。

1.7.1 セメント抵抗器を対象とした接触熱抵抗の予測方法に関する研究方針

金属ブラケットを使用して電子機器の筐体に接触させるセメント抵抗器では、製品表面のうねりと粗さなどの影響によって接触面に不均一な TCR 分布が生じる。この TCR 分布の予測は、より温度低減効果が大きい製品構造や材料構成を検討する上で非常に重要になる。本研究では、接触面の局所領域および全体領域に対して、2つの数値解析的アプローチを行うことで不均一接触面の TCR 分布予測を試みた。

まず第2章では、局所領域の TCR 予測に対しては、橘と佐野川が提案したユニットセルモデルを修正した予測理論の構築を目指す。この取り組みによって、従来の予測式の適用範囲を拡大し、かつ局所領域の TCR 予測の精度を向上させる。ここでは、TCR の新規予測理論の適用可能範囲についても考察する。

次に第3章では、2章の修正ユニットセルモデルに基づく TCR の予測理論を多接点に拡張する。さらに、その拡張式と共焦点レーザー顕微鏡による表面形状観察を併用することで、粗さをもつ部材が均一に接触したときの局所的な TCR 予測を試み、その妥当性を実験的に検証する。

次に第4章では、粗さとうねりが混在する不均一接触面全体の TCR 分布予測に対して、部材表面全体に及ぶうねりの形状を再現した接触解析モデルをつくり、そのモデルをもとに接触圧力分布および接触面に介在する空気厚み分布を予測する。さらに、2章と3章で述べた TCR の予測理論とその応用によって求めた局所領域の TCR を利用し、うねりを再現した接触解析で予測した接触圧力分布と空気厚み分布を熱抵抗分布に変換した。この一連の予測プロセスによって不均一接触面全体の TCR 分布を可視化することを目指した。また、抵抗器を題材として検討した不均一接触面の TCR 分布予測手法の適用範囲を判断する指標についても明らかにする。

1.7.2 厚膜材料の熱物性値の測定方法に関する研究方針

パルス時間が μs , ms オーダーの瞬間的な電力が印加される厚膜チップ抵抗器においては、抵抗器に印加可能な電力の見極めなどの設計検証を行う際に、熱伝導解析が多用される。この熱伝導解析による温度予測精度は、設計品質を左右するため、非常に重要視される。特に、 μs , ms オーダーの瞬間的な電力が印加されたときの抵抗器の温度上昇には、抵抗体膜や保護膜などの厚膜材料の熱伝導率および体積比熱が大きく影響する。

本研究では、Thomsen Silveira ら^[1-45]、Higuma ら^[1-46]が提案した温度測定時間が ns オーダーのレーザー加熱型のサーモリフレクタンズ法と構造関数を組み合わせた熱物性測定法を、時間スケール μs ~ ms の温度測定および熱物性測定に拡張し、抵抗器に使用される厚みが数 μm ~数十 μm の積層された厚膜材料の熱物性評価に適用することを目指した。具体的には、評価対象の表面に着膜した Au 薄膜を通电によって直接加熱する通電加熱型のサーモリフレクタンズ法と構造関数を併用した熱物性測定技術を検討した。一連の研究成果については5章に記載する。

引用文献一覧

- 1-1 有賀善紀, 次世代半導体パッケージの最新動向とその材料、プロセスの開発-第5章 第5節 小型表面実装部品のための基板放熱設計-, 技術情報協会, 2023, pp. 418-431.
- 1-2 KOA 株式会社, 製品カタログ
(https://www.koaglobal.com/-/media/Files/KOA_Global/product/commonpdf/bgrv.pdf)
- 1-3 KOA 株式会社, 製品カタログ
(https://www.koaglobal.com/-/media/Files/KOA_Global/product/commonpdf/sg73.pdf)
- 1-4 高木茂行, 長浜竜, 服部文哉, 今岡淳, 佐藤大介, 平沢浩一, 向山大索, エンジニアの悩みを解決パワーエレクトロニクススーパーデバイスを使いこなす設計・計測・自動車への展開一, コロナ社, 2020, pp. 208-212.
- 1-5 青木洋稔, 平沢浩一, 中島大誠, 富村寿夫, 接触圧力分布を考慮した接触熱抵抗の測定手法の検討, 第33回エレクトロニクス実装学術講演大会, 2019, Paper No. 12B3-02.
- 1-6 M. K. Thompson, A Multi-Scale Iterative Approach for Finite Element Modeling of Thermal Contact Resistance, Massachusetts Institute of Technology, 2007.
- 1-7 M. K. Thompson, K. Mary, J. M. Thompson, Considerations for the incorporation of measured surfaces in finite element models, Scanning 32.4, 2010, pp. 183-198.
- 1-8 福岡俊道, 許全托, 大気中環境下における接触熱抵抗の評価, 日本機械学会論文集 A 編 65.630, 1999, pp. 248-253.
- 1-9 福岡俊道, 許全托, 吉田健太郎, ボルト締結体の熱および力学挙動の有限要素解析, 日本機械学会論文集 A 編 68.665, 2002, pp. 1-7.
- 1-10 福岡俊道, 野村昌孝, チタン材料の接触熱抵抗の測定とボルト締結体への応用, 日本機械学会論文集 83.851, 2017, pp. 17-18.
- 1-11 T. Tomimura, M. Fujii, Effect of Surface Waviness on Measurement of Thermal Contact Conductance, Proc. of the PACIFIC RIM/ASME International Intersociety Electronic & Photonic Packaging Conference, ASME, Vol. 2, 1999, pp. 1269-1275.
- 1-12 H. Hertz, Über die Berührung fester elastischer Körper, "Jurnal für die Reine und Angewandte Mathematik", Bd.92 (1881), pp.156-171.
- 1-13 橘藤雄, 接触面の熱抵抗に関する研究, 日本機械学会論文集, 55-397, 1952, pp. 102-107.
- 1-14 佐野川好母, 金属接触面における伝熱に関する研究(第1報), 日本機械学会論文集, 33-251, 1967, pp. 1097-1107.
- 1-15 佐野川好母, 金属接触面における伝熱に関する研究(第2報), 日本機械学会論文集, 33-251, 1967, pp. 1108-1119.
- 1-16 佐野川好母, 金属接触面における伝熱に関する研究(第3報), 日本機械学会論文集, 33-251, 1967, pp. 1120-1130.

第1章 序論

- 1-17 佐野川好母, 金属接触面における伝熱に関する研究(第4報), 日本機械学会論文集, 33-251, 1967, pp. 1131-1137.
- 1-18 篠田卓也, 安井龍太, 電子機器における接触熱抵抗の低減技術, 日本伝熱学会論文集 Vol.59 特集記事, 2020, pp.19-24.
- 1-19 篠田卓也, 安井龍太, 中溝裕己, 伏信一慶, 富村寿夫, ボルト締結された平板間の接触熱抵抗に関する研究 円弧状うねりによる接触熱抵抗の低減法の提案, 日本伝熱学会論文集 Vol. 29.1, 2021, pp. 23-32.
- 1-20 石井宏武, 松岡宏行, 伏信一慶, 篠田卓也, 車載用 ECU ジャンクション温度低減のための接触熱抵抗の予測, 第60回日本伝熱シンポジウム講演論文集, Paper No. D121.
- 1-21 M. G. Cooper, B. B. Mikic, M. M. Yovanovich, Thermal contact conductance, International Journal of heat and mass transfer 12.3, 1969, pp. 279-300.
- 1-22 B. B. Mikic, Thermal contact conductance: theoretical considerations, International journal of heat and mass transfer 17.2, 1974, pp. 205-214.
- 1-23 M. M. Yovanovich, Spacecraft radiative transfer and temperature control 83. Progress in astronautics and aeronautics. New York: AIAA; 1982. p. 83-95 Chapter: Thermal Contact Correlation, ,1982, pp 83-95.
- 1-24 M. M. Yovanovich, W. M. Rohsenow, Conduction and thermal contact resistances (conductances), Handbook of Heat Transfer 3, 1998, pp. 3-34.
- 1-25 M. M. Yovanovich, E. E. Marotta, A. Bejan, A. D. Kraus, Thermal spreading and contact resistances, Heat transfer handbook, 2003, pp. 261-394.
- 1-26 久門輝正, 固体仕上面間の接触機構: 第1報, 最初の接触位置と突起斜面の傾きの分布, 日本機械学会論文集 35.272, 1969, pp. 861-869.
- 1-27 築添正, 久門輝正, 金属接触面の伝熱機構: 第1報, 理論的解析およびその接触電気抵抗による実験的検討, 日本機械学会論文集 37.299, 1971, pp. 1361-1368.
- 1-28 築添正, 久門輝正, 金属接触面の伝熱機構: 第2報, 真空中の接触熱抵抗, 日本機械学会論文集 37.299, 1971, pp. 1369-1377.
- 1-29 R. Holm, Electric contacts, Springer Verlag, 1967, p. 22.
- 1-30 柳和久, 塚田忠夫, 不規則微小突起をもつ機械加工面の接触伝熱機構 (第1報) 表面おうとつの方向を一致させた場合の接触熱抵抗の理論解析, 精密機械 47.2, 1981, pp. 179-184.
- 1-31 柳和久, 塚田忠夫, 不規則微小突起をもつ機械加工面の接触伝熱機構 (第2報) 真空中における接触熱抵抗の計算結果と実験結果の比較検討, 精密機械 47.6, 1981, pp. 712-717.
- 1-32 柳和久, 塚田忠夫, 不規則微小突起をもつ機械加工面の接触伝熱機構 (第3報) 接触面の空隙部に介在物がある場合の接触熱抵抗, 精密機械 47.10, 1981, pp. 1270-

第1章 序論

- 1275.
- 1-33 兵藤文紀, 畠山友行, 木伏理沙子, 石塚勝, 接触熱抵抗予測式の低接触圧力領域適応可能性に関する検討, 熱工学コンファレンス講演論文集, 2019, No. B125.
- 1-34 畠山友行, 兵藤文紀, 石塚勝, 電子機器の熱設計精度向上のための接触熱抵抗予測, 溶接学会誌 88.7, 2019, pp. 523-525.
- 1-35 畠山友行, 兵藤文紀, 特集: 接触熱抵抗予測と接触面での熱縮流の影響—基礎研究と実用化の進展—電子機器における接触熱抵抗予測と接触面での熱縮流の影響, *Journal of the Heat Transfer Society of Japan*, Vol. 59 No. 246, 2020, pp. 1-6.
- 1-36 畠山友行, 木伏理沙子, 兵藤文紀, 石塚勝, 特集/エレクトロニクス分野におけるサーマルマネジメント—研究動向と国内・国際標準化—電子機器の熱設計における接触熱抵抗の予測, *エレクトロニクス実装学会誌* Vol. 24. 2, 2021, pp. 174-177.
- 1-37 川口真輝, 畠山友行, 木伏理沙子, 石塚勝, 熱縮流が接触熱抵抗に及ぼす影響の検討のための熱伝導解析, 第61回日本伝熱シンポジウム講演論文集, 2024, No. D123.
- 1-38 Holm, R., “Electric contacts, Theory and Applications, Reprint of the fourth completely rewritten edition 1967”, Springer, 1967, pp. 7-8, 30, 372-374.
- 1-39 青木洋稔, 平沢浩一, 有賀善紀, 山辺孝之, 福江高志, 赤外線サーモグラフによる抵抗体皮膜の熱伝導率測定法の検討, 第24回エレクトロニクスにおけるマイクロ接合・実装技術シンポジウム講演論文集, 2018, pp. 343-346.
- 1-40 C. A. Paddock, G. L. Eesley, Transient Thermorefectance from Thin Metal Films, *Journal of Applied Physics*, vol. 60, 1986, pp. 285-290.
- 1-41 R. J. Stevens, A. N. Smith, and P. M. Norris, Measurement of Thermal Boundary Conductance of a Series of Metal-Dielectric Interfaces by the Transient Thermorefectance Technique, *Journal of Heat Transfer*, vol. 127, 2005, pp. 315-322.
- 1-42 H. K. Lyee, D. G. Cahill, B. S. Lee, J. R. Abelson, M. H. Kwon, K. B. Kim, S. G. Bishop, B. K. Cheong, Thermal Conductivity of Phase-Change Material Ge₂Sb₂Te₅, *Applied Physics Letters*, vol. 89, 2006, pp. 151904_1-151904_3.
- 1-43 Y. Yang, C. T. Li, S. M. Sadeghipour, H. Dieker, M. Wuttig, M. Asheghi, Thermal characterization of dielectric and phase change materials for the optical recording applications, *Journal of Applied Physics*, vol. 100, 2006, pp. 024102_1-024102_7.
- 1-44 M. A. Panzer, G. Zhang, D. Mann, X. Hu, E. Pop, H. Dai, K. E. Goodson, Thermal Properties of Metal-Coated Vertically Aligned Single-Wall Nanotube Arrays, *Journal of Heat Transfer*, vol. 130, 2008, pp. 052401_1-052401_9.
- 1-45 J. V. Thomsen Silveira, D. Higuma, K. Fushinobu, TFEC 2023, Maryland, MD, USA, 2023.
- 1-46 D. Higuma, J. V. Thomsen Silveira, K. Fushinobu, International Electronic Packaging Technical Conference and Exhibition, Vol. 87516, American Society of Mechanical Engineers, 2023.

第 1 章 序論

- 1-47 V. Szekely, T. Van Bien, Fine structure of heat flow path in semiconductor devices: A measurement and identification method, *Solid-State Electronics*, 31(9), 1988, pp. 1363-1368.
- 1-48 羅亜非, 学位論文: 過渡熱測定と構造関数による等温面熱抵抗の定義とその応用に関する研究, 富山県立大学, 2015, pp. 20-41.

2章 修正ユニットセルモデルに基づく接触熱抵抗の予測理論

2.1 ユニットセルモデルに基づく橋・佐野川の予測式とその課題

橋と佐野川^{[2-1]~[2-5]}が導出した均一接触面の熱抵抗を予測する理論式の導出過程について整理し、予測式の課題を明らかにする。橋^[2-1]は、Fig. 2-1 (a)に示す均一な接触面にできる真実接触点を Fig. 2-1 (b)の円柱形状のユニットセルでモデル化し、モデル各部の形状や熱伝導率をもとに接触熱抵抗の予測式を導いている。具体的には、図中 I に示す真実接触点の熱抵抗 $R_{c_1} + R_{c_2}$ を

$$R_{c_1} + R_{c_2} = \frac{\delta_{c_1}}{k_{c_1} a_{rc}} + \frac{\delta_{c_2}}{k_{c_2} a_{rc}} \quad (2.1)$$

で与え、II に示す空気層の熱抵抗 R_a を

$$R_a = \frac{\delta_{c_1} + \delta_{c_2}}{k_a (a_u - a_{rc})} \quad (2.2)$$

で表した。式中の a_u と a_{rc} はユニットセルと真実接触点の面積であり、 k_{c_1} 、 k_{c_2} 、 k_a は部材 1 および 2 と空気の熱伝導率、 δ_{c_1} 、 δ_{c_2} は部材 1 と 2 の表面粗さの高さ、 $\delta_{c_1} + \delta_{c_2}$ は空気の厚みを示す。 $R_{c_1} + R_{c_2}$ と R_a を並列合成して接触熱抵抗 R_{TCR_t} を

$$\frac{1}{R_{TCR_t}} = \frac{1}{R_{c_1} + R_{c_2}} + \frac{1}{R_a} = \frac{1}{a_{rc} \left(\frac{\delta_{c_1}}{k_{c_1}} + \frac{\delta_{c_2}}{k_{c_2}} \right)} + \frac{k_a (a_u - a_{rc})}{\delta_{c_1} + \delta_{c_2}} \quad (2.3)$$

で与えた。しかし橋のモデルでは、Fig. 2-1 (c)のIIIに示す、部材 1 から真実接触部に熱が流入することに起因する熱抵抗 R_{cs} と、熱が真実接触点から部材 2 に向かって流出することに起因する熱抵抗 R_{sp} が考慮されていない。

そこで佐野川^{[2-2]~[2-5]}は、真実接触点の直径 d_{rc} を 60×10^{-6} m と仮定し、実験および厳密な数値計算に基づいて、この付加熱抵抗 $R_{cs} + R_{sp}$ を

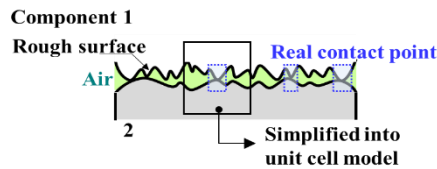
$$R_{cs} + R_{sp} = 23 \times 10^{-6} \left(\frac{1}{k_{c_1}} + \frac{1}{k_{c_2}} \right) \cdot \frac{1}{a_{rc}} \quad (2.4)$$

として導き、これを橋の予測式である Eq. (2.3)に付加することで、接触熱抵抗 $R_{TCR_{ts}}$ を

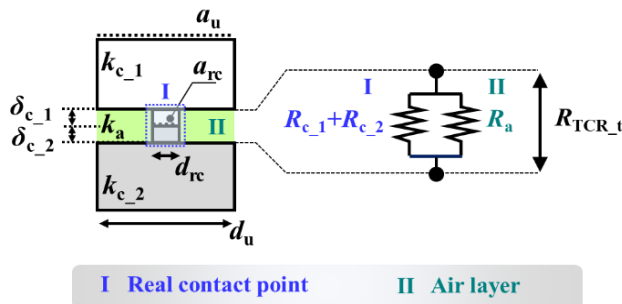
$$\frac{1}{R_{TCR_{ts}}} = \frac{1}{R_{c_1} + R_{c_2} + R_{cs} + R_{sp}} + \frac{1}{R_a}$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{a_{rc}} \left(\frac{\delta_{c_1}}{k_{c_1}} + \frac{\delta_{c_2}}{k_{c_2}} \right) + 23 \times 10^{-6} \left(\frac{1}{k_{c_1}} + \frac{1}{k_{c_2}} \right) \cdot \frac{1}{a_{rc}}} + \frac{k_a(a_u - a_{rc})}{\delta_{c_1} + \delta_{c_2}} \quad (2.5)$$

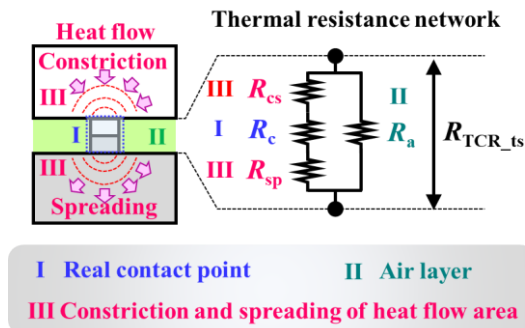
で表した。なお、 $d_{rc} = 60 \times 10^{-6} \text{ m}$ は、佐野川が実施した実験結果^[2-2]に基づく仮定であり、バフ仕上げを施したステンレス鋼に紙やすりで表面を仕上げたステンレス鋼を圧力 50.7 kg/cm^2 で押し付け、そのときにバフ仕上げ面上にできる圧痕の大きさを測定して導かれている。ただし、上記の仮定は、部材表面の性状や押し付け圧力などの条件によって大きく変化することが考えられ、真実接触点の直径が佐野川の仮定 $d_{rc} = 60 \times 10^{-6} \text{ m}$ と異なる場合には、 $R_{cs} + R_{sp}$ の見積りに誤差が生じる恐れがある。その結果、Eq. (2.5) によって予測される接触熱抵抗にも誤差が生じると推察される。そこで本研究では、 d_{rc} が $60 \times 10^{-6} \text{ m}$ と異なる場合にも適用可能な $R_{cs} + R_{sp}$ の式を再検討し、佐野川が提案した Eq. (2.5) の適用範囲の拡大を試みた。



(a) Schematic of uniform contact surface



(b) Unit cell model proposed by Tachibana^[2-1]



(c) Unit cell model proposed by Sanokawa^{[2-2]~[2-5]}

Fig. 2- 1 Unit cell model representing real contact point proposed by Tachibana and Sanokawa

2.2 真実接触部における熱の流入・流出に起因する熱抵抗の修正および接触熱抵抗の新しい予測式の提案

次に、部材 1 から真実接触部に向かって熱が流入することに起因する熱抵抗 R_{cs} と、熱が真実接触点から部材 2 に向かって流出することに起因する熱抵抗 R_{sp} を定式化する。定式化を考える上では、Fig. 2-2 のように熱が「部材 1→真実接触点→部材 2」の順に流れた際に、部材 1 および 2 の内部に真実接触点を中心とした半球状の等温面をもつ温度場が生じると仮定した。そして本研究では、この温度場の熱抵抗を、平沢ら^[2-6]が報告した「加熱された電気回路基板の表面に熱電対を点接触させたときに生じる基板内の集中熱抵抗の定式化」を導入して求め、 $R_{cs} + R_{sp}$ を表す式を導出した。以下、Fig. 2-2 を用いて $R_{cs} + R_{sp}$ の導出過程について説明する。

始めに、熱が部材 1 から真実接触部に向かって流入したときに生じる熱抵抗 R_{cs} の導出過程を示す。まず、真実接触部の中心から距離 l の位置にある微小区間 dl の熱抵抗 dR_{cs} を考える。半径 l の半球がもつ表面積は $2\pi l^2$ 、部材 1 の熱伝導率は k_{c_1} であるから dR_{cs} は

$$dR_{cs} = \frac{1}{2\pi l^2 k_{c_1}} dl \quad (2.6)$$

で与えられる。この dR_{cs} を位置 l_s から l_e まで積分することによって R_{cs} を

$$R_{cs} = \int_{l_s}^{l_e} dR_{cs} = \frac{1}{2\pi k_{c_1}} \left(\frac{1}{l_s} - \frac{1}{l_e} \right) \quad (2.7)$$

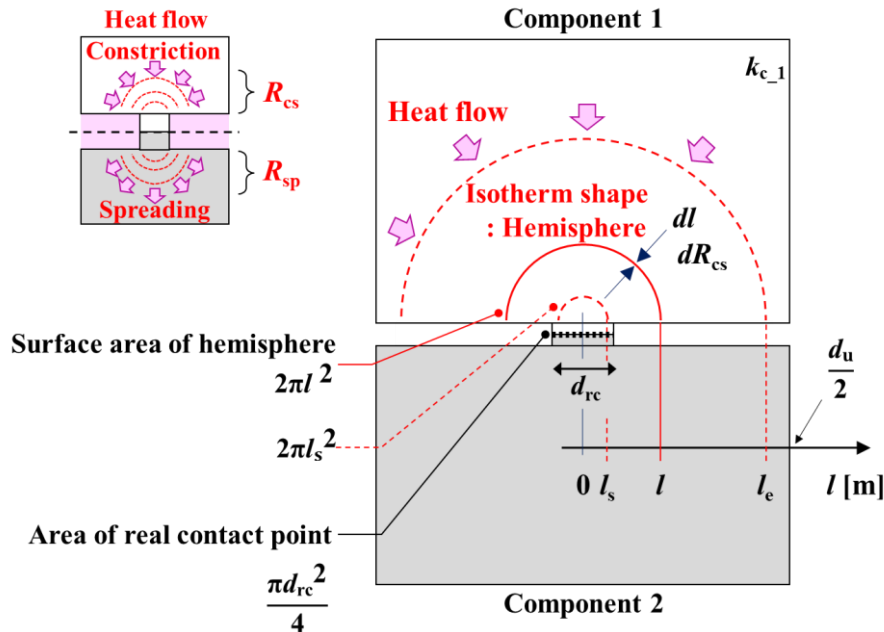


Fig. 2-2 Schematic of temperature field around real contact point

第2章 修正ユニットセルモデルに基づく接触熱抵抗の予測理論

で表すことができる. ここで, 積分区間を真実接触点から十分離れた位置 l_s まで想定すると $1/l_s \gg 1/l_e$ となり, Eq. (2.7)は,

$$R_{cs} = \frac{1}{2\pi k_{c_1} l_s} \quad (2.8)$$

に簡略化できる. さらに, Fig. 2-2 に示した真実接触点の面積 $a_{rc} = \pi d_{rc}^2/4$ と半径 l_s の半球がもつ表面積 $2\pi l_s^2$ が等しくなるように r_1 を

$$l_s = \frac{d_{rc}}{2\sqrt{2}} \quad (2.9)$$

で与えて Eq. (2.8)に代入すると, R_{cs} は Eq. (2.10)となる.

$$R_{cs} = \frac{\sqrt{2}}{\pi d_{rc} k_{c_1}} \quad (2.10)$$

同様に, 熱が真実接触部から部材2に向かって流出することに起因する熱抵抗 R_{sp} は Eq. (2.11)となる.

$$R_{sp} = \frac{\sqrt{2}}{\pi d_{rc} k_{c_2}} \quad (2.11)$$

R_{cs} と R_{sp} を直列に合成し, 付加熱抵抗 $R_{cs} + R_{sp}$ を Eq. (2.12)で得る.

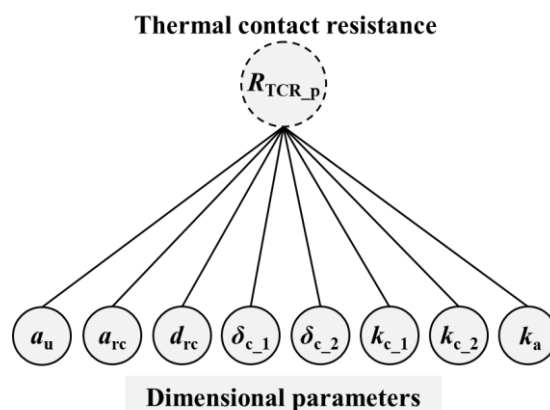
$$R_{cs} + R_{sp} = \frac{\sqrt{2}}{\pi d_{rc}} \left(\frac{1}{k_{c_1}} + \frac{1}{k_{c_2}} \right) \quad (2.12)$$

ここで, 導出した Eq. (2.12)と佐野川が導出した Eq. (2.4)の両者が等しい場合の真実接触点の直径 d_{rc} を求めると $65.1 \times 10^{-6} \text{ m}$ となり, 佐野川が仮定した $d_{rc} = 60 \times 10^{-6} \text{ m}$ に近い値を示した. したがって, 上述した Eq. (2.12)は, 佐野川が実験および厳密な数値解析によって導いた Eq. (2.4)を表すことができていると考えられる. この結果を踏まえ, 佐野川が提案した Eq. (2.5)に含まれる $R_{cs} + R_{sp}$ を Eq. (2.12)で置き換え, 真実接触点の直径 d_{rc} を変数として追加した下記の接触熱抵抗の予測式を導いた.

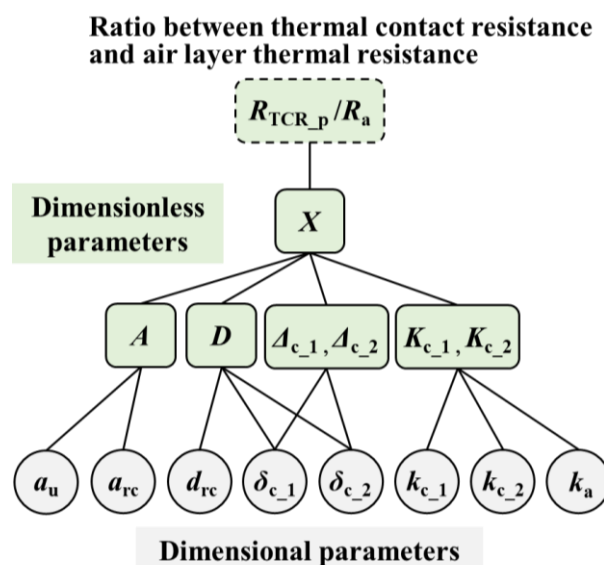
$$\frac{1}{R_{TCR_P}} = \frac{1}{\frac{1}{a_{rc}} \left(\frac{\delta_{c_1}}{k_{c_1}} + \frac{\delta_{c_2}}{k_{c_2}} \right) + \frac{\sqrt{2}}{\pi d_{rc}} \left(\frac{1}{k_{c_1}} + \frac{1}{k_{c_2}} \right)} + \frac{k_a(a_u - a_{rc})}{\delta_{c_1} + \delta_{c_2}} \quad (2.13)$$

2.3 無次元化による接触熱抵抗の予測式の一般化

Figure 2-3 (a) に示すように, Eq. (2.13)で表した接触熱抵抗 R_{TCR_p} は, 熱伝導率や表面粗さなどの8つの有次元のパラメータをもつ関数であり, 各パラメータのうち一つでも条件が変わると R_{TCR_p} が全く異なる値を示す. そのため, ある条件のパラメータを想定して計算した R_{TCR_p} は, あくまでその条件下のみで有効な結果であり, パラメータが異なる場合の接触熱抵抗として結果を流用することはできない. これは, 接触熱抵抗の測定においても同様であり, 効率的なデータ取得の障害となる. そこで, Eq. (2.13)で表した R_{TCR_p} を空気の熱抵抗 R_a に対する比 R_{TCR_p}/R_a として無次元整理し, R_{TCR_p}/R_a が同値になる条件について考察した. 以下, 無次元整理の詳細を説明する.



(a) Relation between thermal contact resistance and each dimensional parameter



(b) Relation between each dimensionless parameters and the ratio of thermal contact resistance to air layer thermal resistance

Fig. 2- 3 Various parameters determining thermal contact resistance

第2章 修正ユニットセルモデルに基づく接触熱抵抗の予測理論

はじめに, Eq. (2.13)の両辺に空気の熱抵抗 R_a を掛けて次式を得る.

$$\frac{R_a}{R_{\text{TCR}_p}} = \frac{\frac{\delta_{c_1} + \delta_{c_2}}{k_a(a_u - a_{rc})}}{\frac{1}{a_{rc}} \left(\frac{\delta_{c_1}}{k_{c_1}} + \frac{\delta_{c_2}}{k_{c_2}} \right) + \frac{\sqrt{2}}{\pi d_{rc}} \left(\frac{1}{k_{c_1}} + \frac{1}{k_{c_2}} \right)} + 1 \quad (2.14)$$

ここで, Eq. (2.14)の右辺を整理するために, ユニットセルと真実接触点の面積比 A , 真実接触点の高さと直径の比 D , 部材1および2の表面粗さの高さと空気層厚みの比 Δ_{c_1} , Δ_{c_2} , 部材1および2と空気の熱伝導率の比 K_{c_1} , K_{c_2} をそれぞれ Eq. (2.15)~(2.18)で定義した.

$$A = \frac{a_u - a_{rc}}{a_{rc}} \quad (2.15)$$

$$D = \frac{d_{rc}}{\delta_{c_1} + \delta_{c_2}} \quad (2.16)$$

$$\Delta_{c_i} = \frac{\delta_{c_i}}{\delta_{c_1} + \delta_{c_2}} \quad i = 1, 2 \quad (2.17)$$

$$K_{c_i} = \frac{k_a}{k_{c_i}} \quad i = 1, 2 \quad (2.18)$$

以上の無次元パラメータを用いると Eq. (2.14)は

$$\frac{R_a}{R_{\text{TCR}_p}} = \frac{1}{A(\Delta_{c_1}K_{c_1} + \Delta_{c_2}K_{c_2}) + \frac{\sqrt{2}}{4}AD(K_{c_1} + K_{c_2})} + 1 \quad (2.19)$$

に整理される. さらに, 無次元量 X を

$$X = A(\Delta_{c_1}K_{c_1} + \Delta_{c_2}K_{c_2}) + \frac{\sqrt{2}}{4}AD(K_{c_1} + K_{c_2}) \quad (2.20)$$

で定義する. この Eq. (2.20)の右辺第一項は, 真実接触部が持つ熱抵抗と空気の熱抵抗の比, 右辺の第二項は, 付加熱抵抗と空気の熱抵抗の比を表している. さらに, Eq. (2.19)の逆数を X によって整理すると, 最終的に, 接触熱抵抗と空気の熱抵抗の比 R_{TCR_p}/R_a は

$$\frac{R_{\text{TCR}_p}}{R_a} = \frac{1}{\frac{1}{X} + 1} \quad (2.21)$$

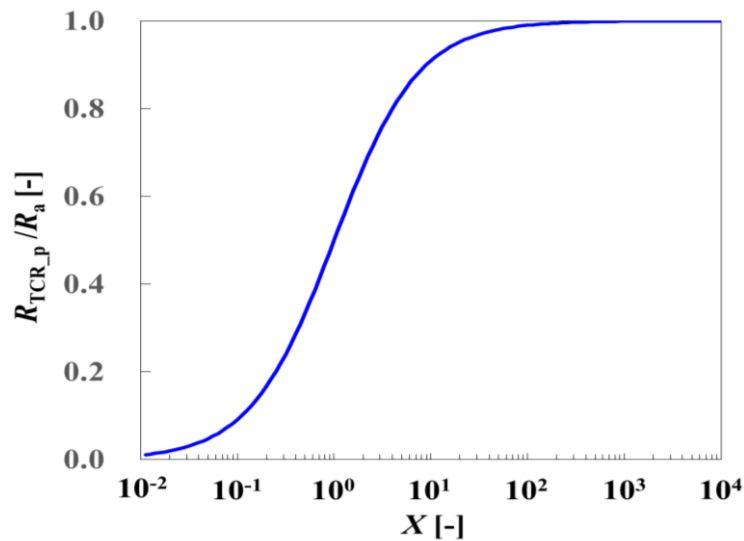


Fig. 2-4 Relation between dimensionless parameter X and thermal resistance ratio R_{TCR_p}/R_a

で表される。上式から R_{TCR_p}/R_a は X によって一意的に決まり、Fig. 2-3 (b)のように、熱伝導率や表面粗さなどの 8 つの有次元のパラメータが異なる場合でも X が同値であれば R_{TCR_p}/R_a も同じ結果を示す。これら Eq. (2.20)と Eq. (2.21)の関係に注目すると、接触熱抵抗の予測結果や実測結果を従来よりも体系的に整理しやすくなると考えられる。

さらに、Eq. (2.21)によって得られる X の変化に対する R_{TCR_p}/R_a の傾向および物理的な意味を整理する。まず Fig. 2-4 に範囲 $10^{-2} \leq X \leq 10^4$ における R_{TCR_p}/R_a の傾向を示す。 X が小さい場合には、 R_{TCR_p} が R_a に比べて小さく、 R_{TCR_p}/R_a が 0 に近づく。この条件下では、Fig. 2-1 (c)に示した直列熱抵抗 $R_{c_1} + R_{c_2} + R_{cs} + R_{sp}$ が接触熱抵抗の大半を占める支配因子となる。一方、 X が大きくなると、 R_{TCR_p} が R_a と同等になるため R_{TCR_p}/R_a が 1 に近づく。このとき、 R_a が接触熱抵抗を決める支配因子になる。

2.4 熱伝導解析による予測式の理論的検証方法

熱伝導解析によって Eq. (2.13)に示した接触熱抵抗 R_{TCR_p} および Eq. (2.21)に示した接触熱抵抗と空気の熱抵抗の比 R_{TCR_n}/R_a の妥当性を検証した。また、各提案式 Eq. (2.13)と Eq. (2.21)は、真実接触部からユニットセルの側面 $l = d_w/2$ までの距離が離れていることを想定して導出したため、接触圧力が高い場合や低ヤング率の部材の接触などで想定される真実接触点とユニットセルの直径比率 d_w/d_{rc} が小さい条件への適用が難しい可能性がある。ここでは、提案式を適用できる d_w/d_{rc} の範囲も検証した。

2.4.1 熱伝導解析モデル

熱伝導解析によって接触熱抵抗 R_{TCR_n} および接触熱抵抗と空気層の熱抵抗の比 R_{TCR_n}/R_a を求め、Eq. (2.13) と Eq. (2.21) のそれぞれで計算される R_{TCR_p} および R_{TCR_p}/R_a と比較する。本解析にはムラタソフトウェア社の Femtel[®] を使用し、Fig. 2-5 に示すユニットセルに基づく 2次元円筒座標系モデルによる定常熱伝導解析を行った。本解析の基礎方程式は、

$$\frac{\partial^2 T}{\partial l^2} + \frac{1}{l} \frac{\partial T}{\partial l} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0 \quad (2.22)$$

であり、モデルの各部には境界条件I~IVを与えた。

境界条件 I

一様熱流束 $q = 2 \times 10^6 \text{ W/m}^2$ $z = 0, 0 \leq l \leq d_u/2$

境界条件 II

一様温度 $T_{2h+\delta_{c_1}+\delta_{c_2}} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ $z = 2h+\delta_{c_1}+\delta_{c_2}, 0 \leq l \leq d_u/2$

境界条件 III

断熱 $\partial T / \partial l = 0$ $0 \leq z \leq 2h+\delta_{c_1}+\delta_{c_2}, l = d_u/2$

境界条件 IV

Fig. 2- 5 の点線部に示す界面：熱流束が連続かつ熱抵抗がない

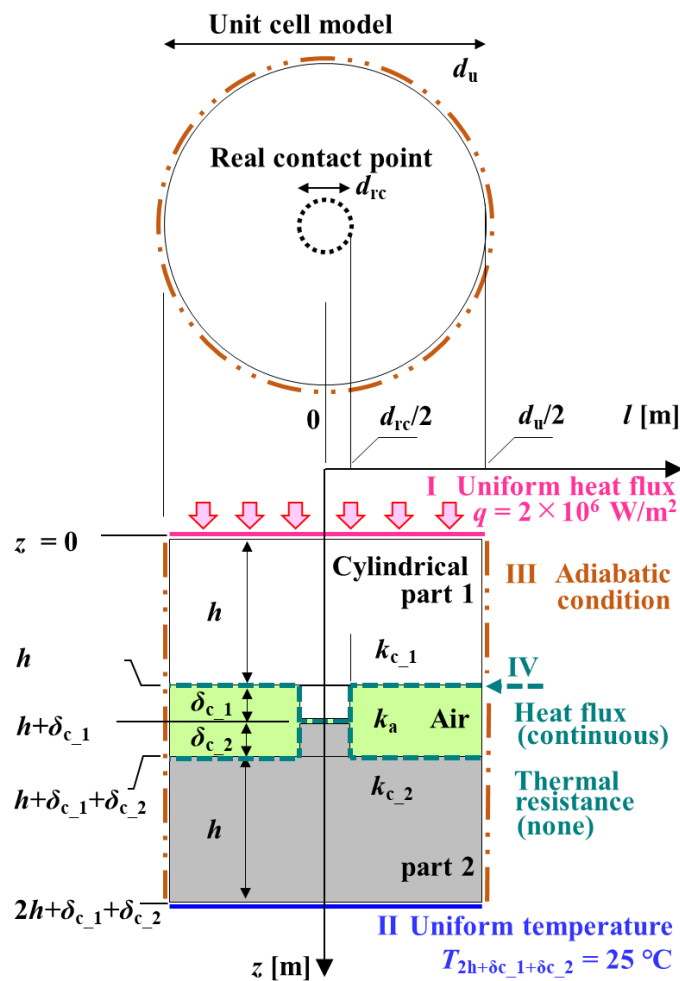


Fig. 2- 5 Thermal analysis model

第2章 修正ユニットセルモデルに基づく接触熱抵抗の予測理論

次に、モデル各部の寸法と熱伝導率の設定条件について説明する。本モデルでは、円柱部材1と2の熱伝導率 k_{c_1} , k_{c_2} および真実接触点の高さ δ_{c_1} , δ_{c_2} と直径 d_{rc} を Table 2-1 に示す範囲で変化させ、Eq. (2.20) で計算される無次元量 X を $4.0 \times 10^{-2} \leq X \leq 1.6 \times 10^5$ の範囲で変化させた。ここで、 d_{rc} には 0.3, 5, 10, 20, 30, 40, 50, 60, 100×10^{-6} m の9水準の条件を与えており、 d_{rc} を変更したときの熱伝導解析の結果、 R_{TCR_n} が Eq. (2.13) で計算される R_{TCR_p} と一致することを確認した。その他、空気層の熱伝導率 k_a には温度依存性を考慮しない一定値 0.026 W/(m·K) を与え、ユニットセルの円柱部1と2の直径 d_u には 1500×10^{-6} m を与えて $d_u/d_{rc} \geq 15$ を満たす条件とした。また、高さ h は $d_u/2$ である 750×10^{-6} m とした。なお、本解析モデルに与えるメッシュ条件は、計算の安定性を考慮して真実接触点とその周囲には d_{rc} の $1/30$ の大きさのメッシュサイズ、その他は 10×10^{-6} m のメッシュサイズを設定した。真実接触点周囲のメッシュ構造は、Fig. 2-6 に示す通りである。

Table 2- 1 Dimension and thermal conductivity of analysis model

Parameters	Value	
	Min.	Max.
$d_u \times 10^{-6}$ [m]	1500	
$d_{rc} \times 10^{-6}$ [m]	0.3	100
$h \times 10^{-6}$ [m]	750	
k_{c_1}, k_{c_2} [W/(m·K)]	5	400
$\delta_{c_1}, \delta_{c_2} \times 10^{-6}$ [m]	0.5	20

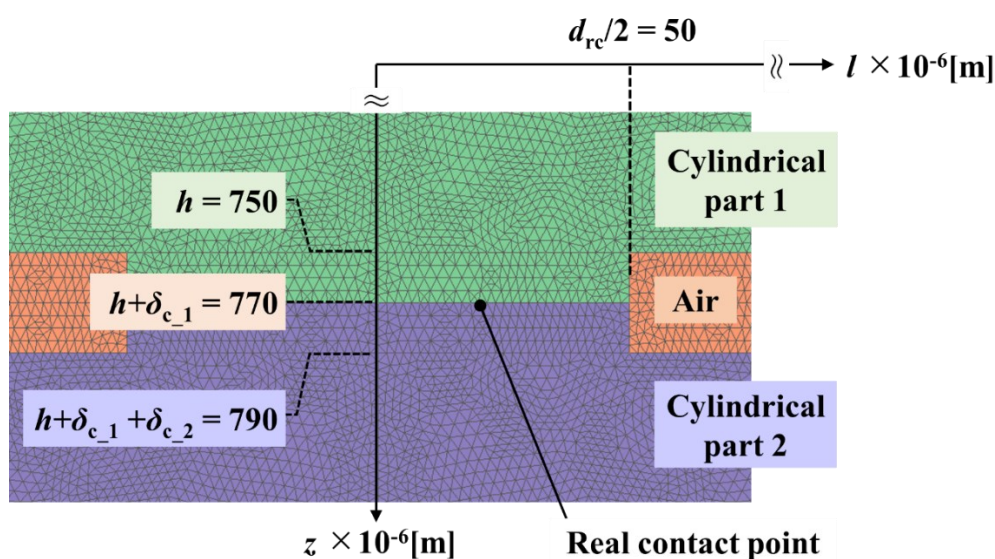


Fig. 2- 6 Mesh structure near real contact point

Table 2- 2 Conditions of heat transfer model to validate applicable range of prediction equation

Parameters	Value	
	Min.	Max.
$d_u \times 10^{-6}$ [m]	300	750
$d_{rc} \times 10^{-6}$ [m]	0.3	100
$h \times 10^{-6}$ [m]	$d_u / 2$	
k_{c_1}, k_{c_2} [W/(m·K)]	5	400
$\delta_{c_1}, \delta_{c_2} \times 10^{-6}$ [m]	0.5	20

さらに, Eq. (2.13)および Eq. (2.21)を適用可能なユニットセルと真実接触点の直径比率 d_u/d_{rc} の範囲を検証するためのモデルの条件について説明する. この検証では, モデルの各パラメータに Table 2- 2 に示す範囲の条件を与え, 直径比率を $3 \leq d_u/d_{rc} \leq 7.5$ で変化させることで熱伝導解析の結果 R_{TCR_n} に対する Eq. (2.13)の結果 R_{TCR_p} の誤差を評価する. 直径比率 d_u/d_{rc} を小さくしたときの Eq. (2.13)の予測誤差を評価することで提案式の適用範囲を検証した.

2.4.2 接触熱抵抗 R_{TCR_n} , 接触熱抵抗と空気の熱抵抗の比率 R_{TCR_n}/R_a の算出

2.4.1 項に示した熱伝導解析モデルによって定常状態における系全体の温度分布を計算した後, 以下に示す手順 1~4 に沿って熱伝導解析の結果に基づく接触熱抵抗 R_{TCR_n} および接触熱抵抗と空気の熱抵抗の比 R_{TCR_n}/R_a を求める.

手順 1

解析結果から得られる円柱部材 1 の上面 ($z = 0, 0 \leq r \leq d_u/2$) にある全節点の平均値温度 T_0 [°C]と, 境界条件IIで与えた円柱部材 2 の下面の温度 $T_{2h+\delta_{c_1}+\delta_{c_2}} = 25$ °Cを

$$R_u = \frac{T_0 - T_{2h+\delta_{c_1}+\delta_{c_2}}}{qa_u} \quad (2.23)$$

に与え, ユニットモデル全体の熱抵抗 R_u を求める. なお, 円柱部材 1 の上面 ($z = 0, 0 \leq r \leq d_u/2$) にある全節点の最大温度と最小温度の差は, Table 2- 1 に示すパラメータの最大値をモデルに与えたときに最も大きく, 最大温度が 80.7 °C, 最小温度が 80.4 °Cである.

手順 2

Figure 2-5 の解析モデルにおいて真実接触点と空気がなく, 円柱部材 1 と 2 の間に接触熱抵抗が無い場合のモデルを考え, モデル全体の熱抵抗 R_{u_nonTCR} を次式で計算する.

$$R_{u_nonTCR} = \frac{h}{k_{c_1}a_u} + \frac{h}{k_{c_2}a_u} \quad (2.24)$$

手順 3

手順 1 で求めたユニットセルモデル全体の熱抵抗 R_u と, 手順 2 で求めた円柱部材 1 と 2 が理想的に接触したモデルの全熱抵抗 R_{u_nonTCR} の差 $R_u - R_{u_nonTCR}$ を計算し, 接触熱

抵抗 R_{TCR_n} を見積もる. この結果 R_{TCR_n} と 2.2 節で述べた接触熱抵抗の予測式である Eq. (2.13) によって算出した R_{TCR_p} を比較する.

手順 4

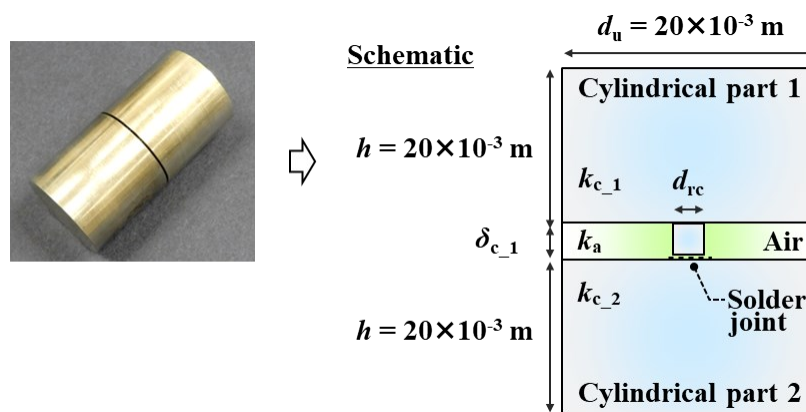
2.1 節の Eq. (2.2) によって空気の熱抵抗 R_a を計算し, 手順 3 で求めた R_{TCR_n} との比 R_{TCR_n}/R_a を算出し, R_{TCR_n}/R_a と 2.3 節の Eq. (2.21) で計算される R_{TCR_p}/R_a を比較する.

2.5 定常法による予測式的実験的検証方法

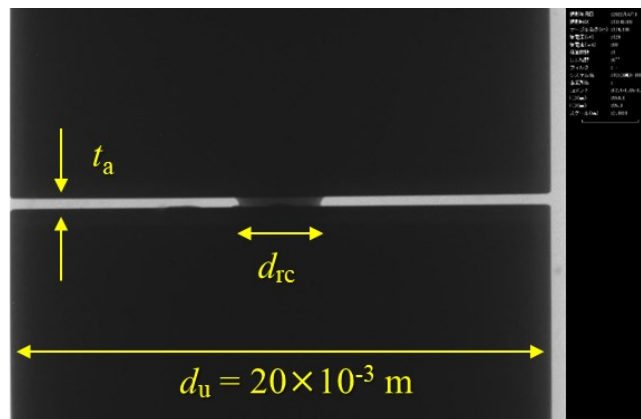
実験によって接触熱抵抗と空気の熱抵抗の比率 R_{TCR_m}/R_a を求め, Eq. (2.21) によって計算される R_{TCR_p}/R_a の妥当性を検証する方法を述べる. 以下, 実験に使用したサンプルおよび実験装置の概要を説明し, 続いて実験結果から R_{TCR_m}/R_a を求める方法を説明する.

2.5.1 テストサンプル

橘と佐野川が提案した Eq. (2.5) と本研究で修正した Eq. (2.13) は, 部材 1 と 2 の両方に粗さがある場合だけでなく, 一方の部材のみに粗さがある場合にも適用できる.



(a) Schematic of test sample



(b) X-ray image of contact point

Fig. 2-7 Overview of test sample

Table 2- 3 Conditions of test sample

Sample No.	1	2	3	4	5	6
$X [-]$	0.02	0.12	0.44	0.45	0.68	1.41
Material	C1020	C3601	SUS304			
$d_{rc} \times 10^{-3} [m]$	3.22	2.60	3.17	3.38	2.34	2.55
$d_u/d_{rc} [-]$	6.21	7.69	6.30	5.92	8.55	7.84
$k_a [W/(m \cdot K)]$	0.026					
$k_{c_1}, k_{c_2} [W/(m \cdot K)]$	391	123	16			
$\delta_{c_1} \times 10^{-3} [m]$	0.41	0.23	0.43	0.38	0.40	0.15
$\delta_{c_2} \times 10^{-3} [m]$	0					

この点を踏まえ、本実験では、一方の部材のみに粗さがあることを想定したサンプルとして Fig. 2- 7 (a)に示す外観および模式図のテストサンプルを準備した。具体的には、真実接触点を想定した直径 d_{rc} および高さ δ_{c_1} の突起をもつ円柱部材 1 を、突起を持たない円柱部材 2 (突起の高さ $\delta_{c_2} = 0$) に鉛フリーはんだで接合したサンプルを作製した。空気層の厚みは $t_a = \delta_{c_1}$ である。なお、サンプルの接合状態は Fig. 2- 7 (b)に示す X 線透過画像(東芝 IT システムコントロールズ社, TOSCAN-30000)の通りである。円柱部材 1 と 2 は同じ材質の組み合わせとし、それぞれの熱伝導率 k_{c_1}, k_{c_2} も等しい。以上のパラメータ $d_{rc}, \delta_{c_1}, k_{c_1} (= k_{c_2})$ を Table 2- 3 のように変えることで、Eq. (2.20)によって計算される無次元量 X が異なる 6 種類のサンプルを準備した。なお、Table 2-3 に記載した d_{rc} と δ_{c_1} は、はんだ接合後のサンプルの X 線透過画像から取得した。また、円柱部材 2 には、真実接触点を表す突起がないため $\delta_{c_2} = 0$ とした。その他、円柱部材 1 および 2 の外形寸法である直径 d_u および高さ h は、共に $20 \times 10^{-3} m$ とし、ユニットセルと真実接触点の直径比率は $5.92 \leq d_u/d_{rc} \leq 8.55$ とした。

2.5.2 接触熱抵抗と空気の熱抵抗の比率 R_{TCR_m}/R_a の測定方法

実験装置の概要を Fig. 2- 8 に示し、装置を使用して接触熱抵抗と空気層の熱抵抗の比 R_{TCR_m}/R_a を測定する方法について説明する。本装置は、SUS304 製のロッド 1 と 2 の間に Fig. 2- 7 に示したテストサンプルを挟み込む構造を持っており、それらは断熱用のガラスウールで覆われている。ロッド 1 の上部にはサンプル加熱用のヒータが内蔵されており、本実験ではヒータを 8.0~8.2 W で発熱させた。このヒータに与えた熱は、「ロッド 1 → テストサンプル → ロッド 2 → 冷却プレート(25°C)」の順に流れる。これらの加熱と冷却の条件によって装置全体の温度を安定させ、以下に示す手順 1~4 に沿って定常状態における装置各部の測定温度を測定して R_{TCR_m}/R_a を評価した。

手順 1

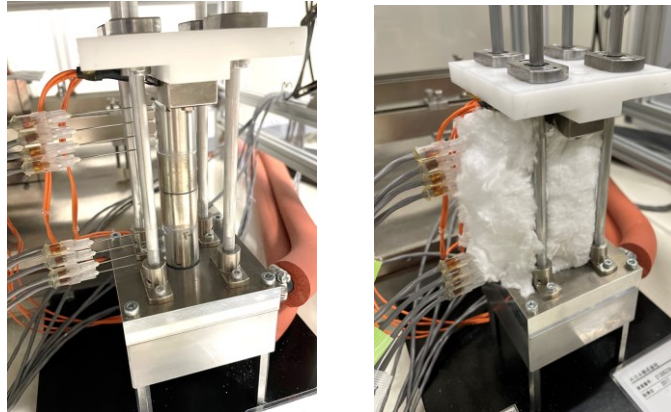
定常状態においてサンプル内を z 方向に通過する熱流を測定する。はじめにロッド 1 と 2 のそれぞれに差し込まれたサーミスタ 1~4 および 5~8 によって各ロッドの z 方向の温度勾配 $dT_{rod_1}/dz, dT_{rod_2}/dz [^{\circ}C/m]$ を測定する。続いて $dT_{rod_1}/dz, dT_{rod_2}/dz$ を

$$Q_{rod_i} = q_{rod_i} a_{rod_i} = \left(-k_{rod_i} \frac{dT_{rod_i}}{dz} \right) a_{rod_i} \quad i = 1, 2 \quad (2.25)$$

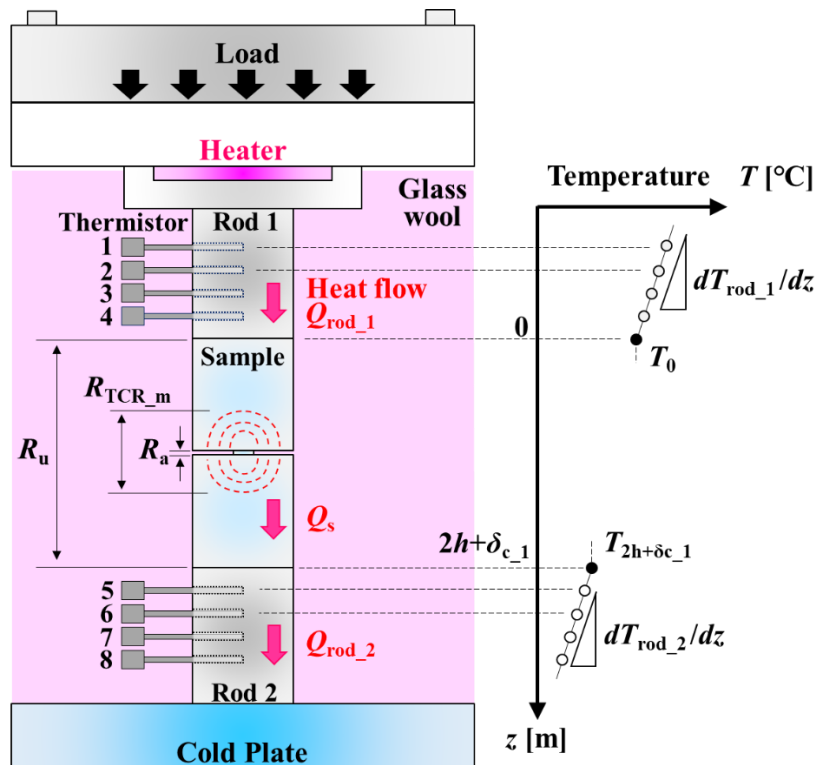
第2章 修正ユニットセルモデルに基づく接触熱抵抗の予測理論

に与え, 各ロッド内を z 方向に通過する熱流 Q_{rod_i} を求める. ここで, Eq. (2.25) の q_{rod_i} はロッド内を z 方向に通過する熱流束, k_{rod_i} はロッドの熱伝導率 $16 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ である. またロッドの直径は $20 \times 10^{-3} \text{ m}$ であり, ロッドの断面積 a_{rod_i} は $314 \times 10^{-6} \text{ m}^2$ である. その上で Q_{rod_1} と Q_{rod_2} を次式に与え, サンプルを通過する熱流 Q_s を求める.

$$Q_s = (Q_{rod_1} + Q_{rod_2}) / 2 \quad (2.26)$$



(a) Appearance of experimental apparatus



(b) Schematic of measurement system

Fig. 2- 8 Schematic of thermal resistance measurement system with steady-state method

手順2

サーミスタ 1~4 によって測定した定常状態におけるロッド 1 内の z 方向の温度分布からサンプル上面 $z=0$ の温度 T_0 を見積もる. 同様に, サーミスタ 5~8 によって測定したロッド 2 内の温度分布からサンプル下面 $z=2h+\delta_{c_1}$ の温度 $T_{2h+\delta_{c_1}}$ を求めた.

手順3

手順 1 と 2 で得た $Q_s, T_0, T_{2h+\delta_{c_1}}$ を次式に与え, サンプル全体の熱抵抗 R_u を算出する.

$$R_u = (T_0 - T_{2h+\delta_{c_1}}) / Q_s \quad (2.27)$$

手順4

2.4 節に示した Eq. (2.24) から円柱部材 1 と 2 が真実接触点および空気を介さずに理想的に接触したときの熱抵抗 R_{u_nonTCR} を計算する. 続いて手順 3 で得た R_u から R_{u0} を差し引き, 接触熱抵抗 R_{TCR_m} を求める. さらに, R_{TCR_m} を空気層の熱抵抗に対する比 R_{TCR_m} / R_a で表し, 2.3 節の Eq. (2.21) で求めた R_{TCR_p} / R_a と比較する.

2.6 実験結果

2.6.1 熱伝導解析との比較による接触熱抵抗の予測式の理論的検証

真実接触点とユニットセルの直径比率が $d_u/d_{rc} \geq 15$ の範囲において, 橘と佐野川が提案した Eq. (2.5) および本研究で提案した Eq. (2.13) のそれぞれによって計算した接触熱抵抗 R_{TCR_ts} および R_{TCR_p} と, 熱伝導解析によって求めた接触熱抵抗 R_{TCR_n} を比較した結果について述べる.

はじめに Fig. 2-9 に, 橘と佐野川の提案した Eq. (2.5) で計算した R_{TCR_ts} と熱伝導解析の結果 R_{TCR_n} の比較を示す. このグラフにおける横軸は R_{TCR_n} , 縦軸は R_{TCR_ts} であり, 個々のプロットはそれぞれ同じ計算条件を与えたときの R_{TCR_n} と R_{TCR_ts} の関係である.

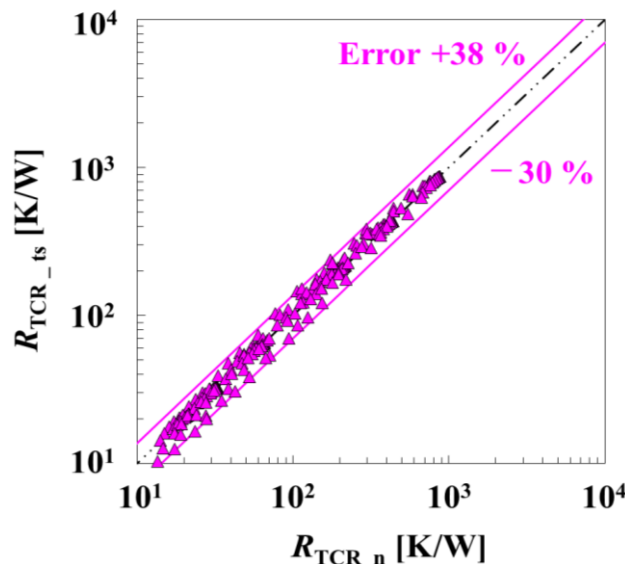


Fig. 2-9 Comparison results between calculated TCR based on prediction equation proposed by Tachibana and Sanokawa, R_{TCR_ts} , and TCR obtained by heat transfer analysis, R_{TCR_n} . (Diameter ratio of unit-cell model and real contact point: $d_u/d_{rc} \geq 15$)

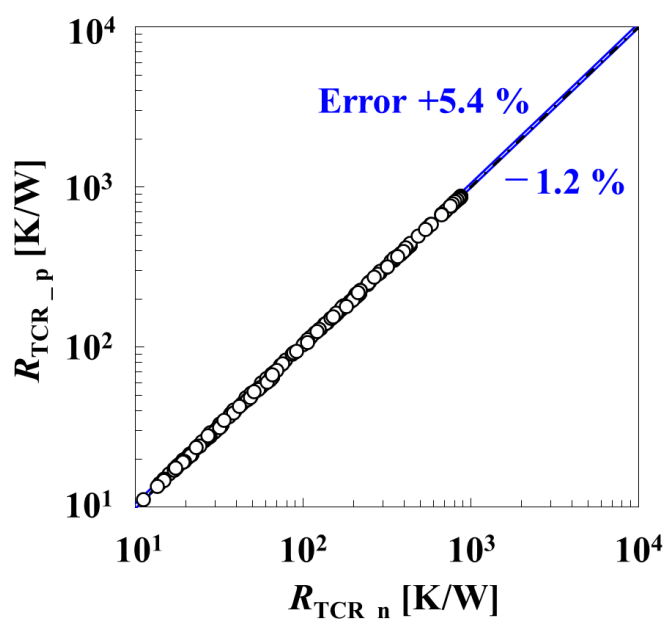


Fig. 2- 10 Comparison result between calculated TCR based on prediction equation proposed in this work, R_{TCR_p} , and TCR obtained by heat transfer analysis, R_{TCR_n} .
(Diameter ratio of unit-cell model and real contact point: $d_u/d_{rc} \geq 15$)

それぞれの予測結果が一致している場合には、プロットは、 R_{TCR_n} に対する R_{TCR_ts} の誤差が 0 % を表す 2 点鎖線上に乗る。比較結果を見ると、 R_{TCR_n} に対して R_{TCR_ts} の計算結果の誤差が大きく、 R_{TCR_n} の -30 % から +38 % の範囲でプロットがばらついた。したがって、橋と佐野川の提案した Eq. (2.5) は、接触熱抵抗の予測値に大きな誤差が生じることがわかる。次に、熱伝導解析の結果 R_{TCR_n} と本研究で提案した Eq. (2.13) による計算結果 R_{TCR_p} の比較を Fig. 2- 10 に示す。この結果を見ると、 R_{TCR_n} に対する R_{TCR_p} の誤差が -1.2 % から +5.4 % の範囲にまで低減できている。したがって、真実接触点の直径 d_{rc} に応じて真実接触部において熱が流入・流出することに起因する付加熱抵抗 $R_{cs} + R_{sp}$ が変化するように修正した Eq. (2.13) は、橋と佐野川が提案した Eq. (2.5) よりも接触熱抵抗を精度よく予測できることがわかる。

2.6.2 予測式の適用範囲に関する検証

次に、本提案式の適用範囲について考察するために実施した、ユニットセルと真実接触点の直径比率 d_u/d_{rc} を $3 \leq d_u/d_{rc} \leq 7.5$ の範囲で変化させたときの R_{TCR_n} と R_{TCR_p} の比較結果を Fig. 2- 11 ~ Fig. 2- 14 に示す。はじめに、Fig. 2- 11 に示す $d_u/d_{rc} = 7.5$ における R_{TCR_n} と R_{TCR_p} の比較結果では、熱伝導解析の結果 R_{TCR_n} に対する Eq. (2.13) による予測値 R_{TCR_p} の誤差は最大で +8.9 % であり、良好な予測結果を示した。次に、Fig. 2- 12 に示す $d_u/d_{rc} = 6.0$ および Fig. 2- 13 に示す $d_u/d_{rc} = 5.0$ のそれぞれの予測誤差は +14.5 % と +22.4 % となっており、 $d_u/d_{rc} = 7.5$ よりも誤差は増加したものの従来式よりも予測精度は高い。さらに、Fig. 2- 14 に示す $d_u/d_{rc} = 3.0$ では、 R_{TCR_p} の予測誤差が最大で +61.5 % まで増加した。以上の結果から、予測誤差を +10 % 以下で予測式 Eq. (2.13) を利用する場合はユニットセルと真実接触点の直径比率が $d_u/d_{rc} \geq 7.5$ 、予測誤差を +14.5 % まで許容して予測式を利用する場合は $d_u/d_{rc} \geq 6.0$ がそれぞれ予測式 Eq. (2.13) の適用範囲と言える。なお、直径比率が小さい場合に対して予測誤差を低減するための補正は、今後の課題である。

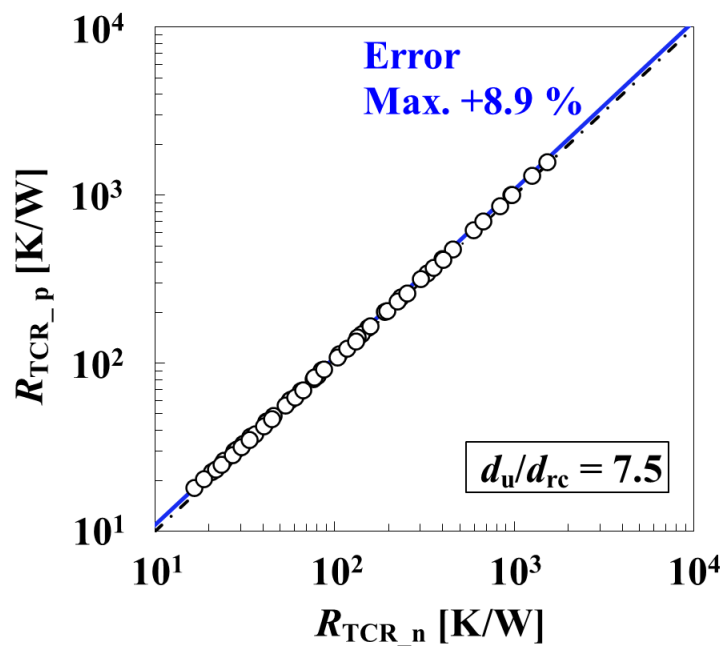


Fig. 2- 11 Comparison result between R_{TCR_p} and R_{TCR_n} ($d_u/d_{rc} = 7.5$)

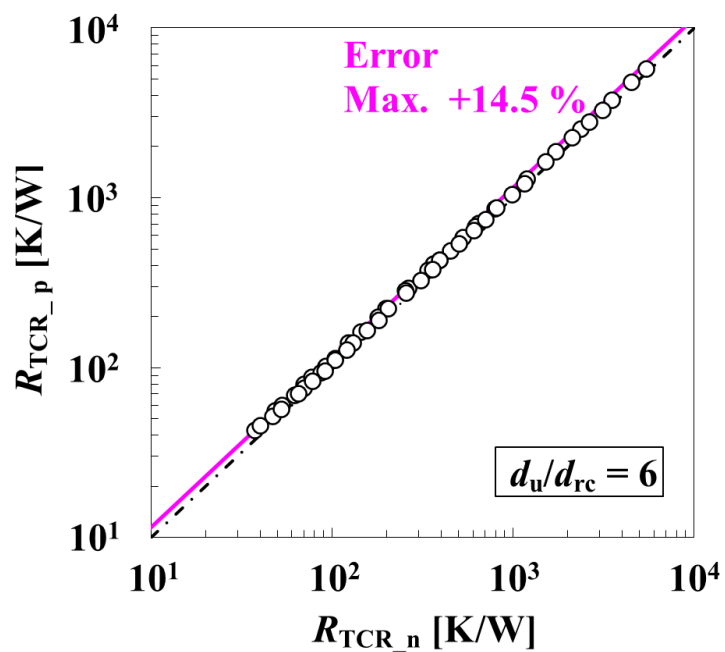


Fig. 2- 12 Comparison result between R_{TCR_p} and R_{TCR_n} ($d_u/d_{rc} = 6.0$)

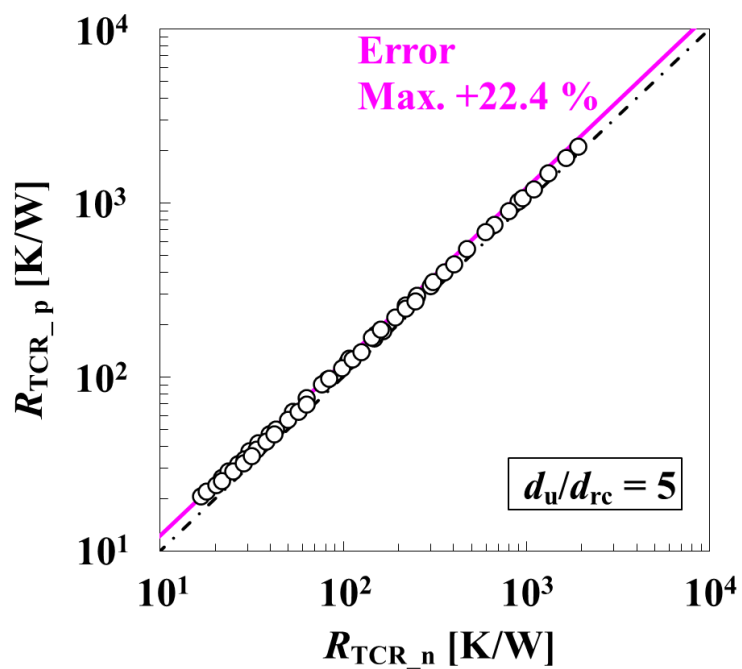


Fig. 2- 13 Comparison result between R_{TCR_p} and R_{TCR_n} ($d_u/d_{rc} = 5.0$)

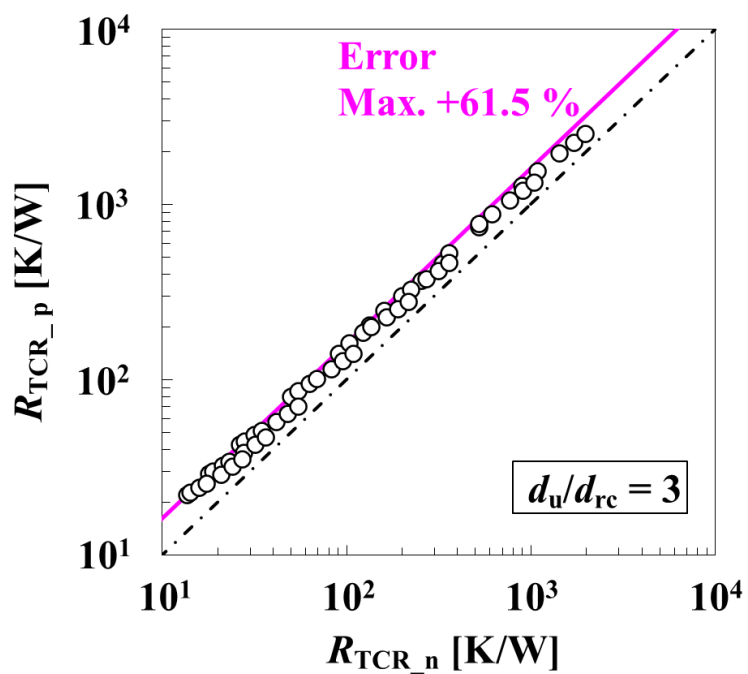


Fig. 2- 14 Comparison result between R_{TCR_p} and R_{TCR_n} ($d_u/d_{rc} = 3.0$)

2.6.3 定常法との比較による接触熱抵抗の予測式的実験的検証

最後に、熱伝導解析および実験によって、Eq. (2.13)を無次元整理して得た Eq. (2.21)の妥当性を検証した結果について述べる。Fig. 2- 15 は、Eq. (2.21)と熱伝導解析、実験のそれぞれによって求めた空気の熱抵抗に対する接触熱抵抗の比 R_{TCR_p}/R_a , R_{TCR_n}/R_a , R_{TCR_m}/R_a を表している。また、Table 2- 4 には、定常法によって測定した接触熱抵抗 R_{TCR_m} および空気の熱抵抗 R_a 、さらに、それらの結果をもとに算出した真実接触部を經由する放熱経路がもつ熱抵抗 R_{con} も記載する。また同表には、突起をもつ円柱部材 1 と突起を持たない円柱部材 2 を接合しているはんだ部の熱抵抗 R_{so} [K/W] も記した。はんだ部の熱抵抗は X 線 CT で測定した形状と、はんだの熱伝導率 46 W/(m·K) から算出した。はんだの熱抵抗は R_{con} に対して十分小さく、予測理論の検証結果には影響を及ぼさない

Eq. (2.21)の結果 R_{TCR_p}/R_a と熱伝導解析の結果 R_{TCR_n}/R_a を比較すると、無次元量 X の増加に対する両者の増加傾向が良好に一致することがわかる。また、 R_{TCR_p}/R_a と実験結果 R_{TCR_m}/R_a の比較においても両者が概ね一致している。したがって、Eq. (2.21)とその計算結果 R_{TCR_p}/R_a は妥当であり、接触熱抵抗と空気の熱抵抗の比 R_{TCR_p}/R_a は無次元量 X によって一意的に決定されることが示された。つまり、Fig. 2- 3 (b) に示すように、部材の熱伝導率や表面粗さなどの個々のパラメータに関わらず、 X が同じであれば R_{TCR_p}/R_a も同じ結果になることが示された。なお、本研究では、ユニットセルの形状や熱伝導率などの比率である Eq. (2.15)~Eq. (2.18) および Eq. (2.20)によって、接触熱抵抗の予測式である Eq. (2.13)の両辺を無次元整理した Eq. (2.21)に基づいて予測式の妥当性を検証した。これは熱伝導方程式を代表温度や寸法を基準として無次元整理した場合と同様、熱伝導現象の相似則^[2-7]に基づいた検証になっている。例えば、Table 2- 5 のように、ユニットセルの大きさが 100 倍異なる 2 つのモデルを考えると、Eq. (2.15)~Eq. (2.18)および Eq. (2.20)によって計算される各無次元パラメータは同じ値を示し、さらに Eq. (2.21)で得ら

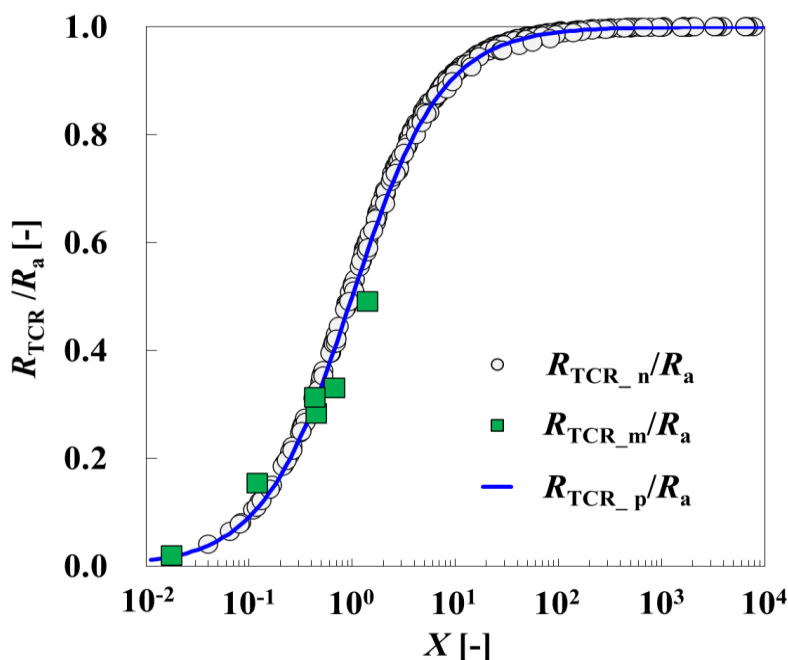


Fig. 2- 15 Relation between X and R_{TCR} , R_{TCR_n}/R_a , R_{TCR_m}/R_a and R_{TCR_p}/R_a . Here, those are results obtained by thermal analysis, experiment and Eq. (2.21), respectively.

第2章 修正ユニットセルモデルに基づく接触熱抵抗の予測理論

れる熱抵抗比率 R_{TCR_p}/R_a も同じ結果となる. したがって, Fig. 2-7 に示したミリメートルスケールの真実接触点をもつテストサンプルを用いて測定した接触熱抵抗の結果 Fig. 2-15 は, Eq. (2.21) によってマイクロメートルスケールの真実接触点をもつ実際の接触状態での R_{TCR_p}/R_a を予測できることを示している. すなわち, 接触熱抵抗 R_{TCR_p} の予測が可能であることを示唆している. また, 佐野川の研究^{[2-2]~[2-4]}においても相似則に基づいた検証が行われている.

Table 2- 4 Thermal contact resistance measured by using steady state method

Sample No.	Thermal resistance ratio	Measurement results by means of steady state method			Thermal resistance of solder joint part		
	R_{so}/R_{con} [%]	R_{TCR_m} [K/W]	R_{con} [K/W]	R_a [K/W]	R_{so} [K/W]	$d_{so} \times 10^{-3}$ [m]	$t_{so} \times 10^{-6}$ [m]
1	0.24	11.6	16.2	41.1	0.038	3.38	16.0
2	0.64	14.1	21.0	42.8	0.135	2.34	26.9
3	0.14	14.5	21.1	46.6	0.030	3.17	11.1
4	0.18	8.12	15.9	16.6	0.029	2.55	6.85
5	2.48	3.97	4.69	25.8	0.116	2.60	28.8
6	2.82	0.90	0.92	46.1	0.026	3.22	9.80

第2章 修正ユニットセルモデルに基づく接触熱抵抗の予測理論

Table 2- 5 Confirmation result of similarity of heat transfer phenomena using Eqs. (2.17) to (2.20), (2.22) and (2.23)

Calculation condition No.		No. 1	No. 2
Dimensional parameters	a_u [m ²]	314×10^{-6}	314×10^{-10}
	a_{rc} [m ²]	3.14×10^{-6}	3.14×10^{-10}
	d_u [m]	20×10^{-3}	20×10^{-5}
	d_{rc} [m]	2.0×10^{-3}	2.0×10^{-5}
	δ_{c_1} [m]	0.15×10^{-3}	0.15×10^{-5}
	δ_{c_2} [m]	0.30×10^{-3}	0.30×10^{-5}
	k_{c_1} [W/(m·K)]	15	15
	k_{c_2} [W/(m·K)]	30	30
	k_a [W/(m·K)]	0.026	0.026
Dimensionless parameters	A [-]	99.0	99.0
	D [-]	4.44	4.44
	Δ_{c_1} [-]	0.33	0.33
	Δ_{c_2} [-]	0.67	0.67
	K_{c_1} [-]	1.73×10^{-3}	1.73×10^{-3}
	K_{c_2} [-]	0.87×10^{-3}	0.87×10^{-3}
	X [-]	0.52	0.52
	R_{TCR_P}/R_a [-]	0.34	0.34

2.7 本章のまとめ

橘と佐野川が提案した Eq. (2.5)では、真実接触点の直径 d_{rc} を 60×10^{-6} m と仮定して導いた真実接触部において熱が流入、流出することに起因する付加熱抵抗 $R_{cs} + R_{sp}$ が考慮されている。しかし、 d_{rc} が 60×10^{-6} m 以外の条件では、Eq. (2.5)によって予測される接触熱抵抗に誤差が生じる恐れがある。この課題に対して本研究では、Eq. (2.5)に含まれる $R_{cs} + R_{sp}$ を修正し、 d_{rc} が 60×10^{-6} m 以外の条件においても接触熱抵抗の予測誤差を低減できる Eq. (2.13)を提案した。さらに、Eq. (2.13)を無次元整理することによって接触熱抵抗と空気層の熱抵抗の比を表す Eq. (2.21) を導き、より一般化した予測式を提案した。以下、予測式の導出過程で得られた知見と、熱伝導解析および実験によって予測式の妥当性を検証して得られた知見をまとめる。

- (1) Fig. 2-2 のように、真実接触部に熱が流入、流出した際に、接触する部材の内部に真実接触部を中心とした半球状の等温線が生じると仮定し、真実接触部において熱が流入、流出することに起因する付加熱抵抗 $R_{cs} + R_{sp}$ を Eq. (2.12)として導いた。この式は、真実接触部の直径 d_{rc} を変数にもつ関数であり、 $d_{rc} = 65.1 \times 10^{-6}$ m を与えると佐野川が提案した Eq. (2.4)の $R_{cs} + R_{sp}$ と一致する。 $d_{rc} = 65.1 \times 10^{-6}$ m は、佐野川が Eq. (2.4)を導いたときの仮定条件 $d_{rc} = 60 \times 10^{-6}$ m とほぼ等しく、本検討で導いた Eq. (2.12)は佐野川の Eq. (2.4)を表すことができている。
- (2) 橘と佐野川が提案した接触熱抵抗を表す Eq. (2.5)に含まれる $R_{cs} + R_{sp}$ を Eq. (2.12)に修正することで、 d_{rc} が 60×10^{-6} m 以外の条件にも適用可能な接触熱抵抗の予測式 Eq. (2.13)を提案した。この式で計算した接触熱抵抗 R_{TCR_p} は、熱伝導解析で求めた接触熱抵抗 R_{TCR_n} と良好に一致しており、 R_{TCR_n} に対する R_{TCR_p} の予測誤差は $-1.2\% \sim +5.4\%$ を示した。したがって、Eq. (2.13)は、従来よりも接触熱抵抗を精度良く見積もれることが確認された。
- (3) 接触圧力が高い場合や、接触する部材のヤング率が低い場合には、ユニットセルと真実接触部の直径比率 d_w/d_{rc} が小さくなり、Eq. (2.13)による予測に誤差が生じることが想定される。熱伝導解析と予測式の比較によって d_w/d_{rc} を変更したときの予測誤差を検証した結果、予測誤差が $+10\%$ 以下で Eq. (2.13)を利用できる条件は $d_w/d_{rc} \geq 7.5$ 、予測誤差を $+15\%$ まで許容できる場合には $d_w/d_{rc} \geq 6$ の範囲が Eq. (2.13)を利用できる条件であることがわかった。なお、直径比率が小さい場合の予測誤差を低減し、提案式の適用範囲を広げる検討は、今後の課題である。
- (4) 接触熱抵抗を空気の熱抵抗に対する比 R_{TCR_p}/R_a として整理することで Eq. (2.21) を導いた。この整理によって、 R_{TCR_p}/R_a は、Eq. (2.20)で表される無次元量 X の関数であり、 X によって一意的に決まることがわかった。すなわち、Fig. 2-3 (b)のように、ユニットセル各部の寸法や熱伝導率などで決定される個々の無次元パラメータ $A, D, \Delta c_1, \Delta c_2, K_{c_1}, K_{c_2}$ が異なる接触においても X が同じ値を示す場合には R_{TCR_p}/R_a は同じ結果になることがわかった。
- (5) Eq. (2.21)で求めた R_{TCR_p}/R_a は、熱伝導解析によって求めた R_{TCR_n}/R_a および定常法に基づく実験から得た R_{TCR_m}/R_a と良好に一致した。したがって、 R_{TCR_p}/R_a は妥当な結果であり、Eq. (2.21)も接触熱抵抗と空気層の熱抵抗の比を見積もる式として有効であることがわかった。

使用記号一覧

A	真実接触部とユニットセルの面積比	—
a_{rc}	真実接触点の面積	m^2
a_{rod}	定常法のロッドの面積	m^2
a_u	ユニットセルの面積	m^2
D	真実接触部の直径と高さの比	—
d_{rc}	真実接触点の直径	m
d_u	ユニットセルの直径	m
h	ユニットセルの円柱部の高さ	m
$K_{c_1,2}$	空気と部材 1, 2 の熱伝導率比	—
k_a	空気の熱伝導率	$W/(m \cdot K)$
$k_{c_1,2}$	接触部材 1 および 2 の熱伝導率	$W/(m \cdot K)$
$k_{rod_1,2}$	定常法のロッド 1 および 2 の熱伝導率	$W/(m \cdot K)$
l	半径	m
l_e	半径方向における積分区間の終点	m
l_s	半径方向における積分区間の終点	m
$Q_{rod_1,2}$	定常法のロッド 1, 2 内を z 方向に通過する熱流	W
Q_s	サンプルを z 方向に通過する熱流	W
$q_{rod_1,2}$	定常法のロッド 1 および 2 内を z 方向に向かう熱流束	W/m^2
R_a	空気の熱抵抗	K/W
$R_{c_1,2}$	部材 1 および 2 の表面にある真実接触点・円柱部の熱抵抗	K/W
R_{con}	真実接触部を経由する放熱経路の熱抵抗	K/W
R_{cs}	真実接触点に熱が流入することに起因する付加熱抵抗	K/W
R_{sp}	真実接触点から熱が流出することに起因する付加熱抵抗	K/W
R_{TCR}	接触熱抵抗	K/W
R_{TCR_m}	定常法による接触熱抵抗の測定値	K/W
R_{TCR_n}	熱伝導解析による接触熱抵抗の計算値	K/W
R_{TCR_p}	接触熱抵抗の提案式	K/W
$R_{TCR_p_uc}$	均一接触面全体の接触熱抵抗の提案式	K/W
R_{TCR_t}	橘が提案した接触熱抵抗の予測式	K/W
R_{TCR_ts}	佐野川が提案した接触熱抵抗の予測式	K/W
R_u	熱伝導解析で計算したユニットモデル全体の熱抵抗	K/W
R_{u_nonTCR}	熱伝導解析において部材 1 および 2 の間に接触熱抵抗が無い場合のユニットモデル全体の熱抵抗	K/W
T	温度	$^{\circ}C$
T_{rod}	ロッド内の温度	$^{\circ}C$
X	真実接触部と空気が持つ熱抵抗の比および付加熱抵抗と空気の熱抵抗比によって決まる無次元パラメータ	—
z	z 座標	m
$\Delta_{c_1,2}$	部材 1 および 2 の表面粗さの高さと空気厚みの比	—
$\delta_{c_1,2}$	接触部材 1 および 2 の表面粗さの高さ	m

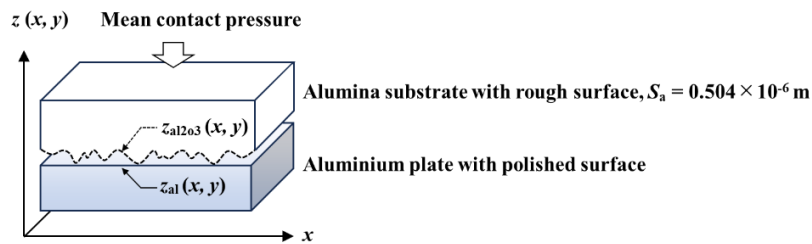
引用文献一覧

- 2-1 橘藤雄, 接触面の熱抵抗に関する研究, 日本機械学会論文集, 55-397, 1952, pp. 102-107.
- 2-2 佐野川好母, 金属接触面における伝熱に関する研究(第1報), 日本機械学会論文集, 33-251, 1967, pp. 1097-1107.
- 2-3 佐野川好母, 金属接触面における伝熱に関する研究(第2報), 日本機械学会論文集, 33-251, 1967, pp. 1108-1119.
- 2-4 佐野川好母, 金属接触面における伝熱に関する研究(第3報), 日本機械学会論文集, 33-251, 1967, pp. 1120-1130.
- 2-5 佐野川好母, 金属接触面における伝熱に関する研究(第4報), 日本機械学会論文集, 33-251, 1967, pp. 1131-1137.
- 2-6 平沢浩一, 電子機器熱設計のための微小領域の温度測定に関する研究, 熊本大学博士学位論文, 2017, pp. 95-101.
- 2-7 JSME テキストシリーズ 伝熱工学, 丸善株式会社, 2020, pp.27-28.

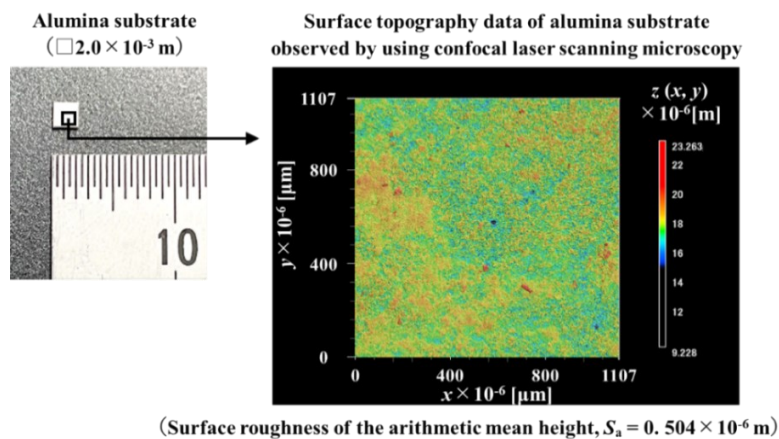
3章 粗さを有し均一接触する実接触面への予測式の適用

3.1 本章の概要

ここでは、2章で述べた修正ユニットセルモデルに基づく接触熱抵抗（以降、TCR と呼ぶ）の予測式 Eq. (2.13)を、粗さを有する実際の均一接触面の TCR 予測に適用する方法を検討^{[3-1], [3-2]}した. 具体的には、Fig. 3- 1 (a)に示す模式図のように、表面に粗さが有る x および y 方向の寸法が $2.0 \times 10^{-3} \text{ m}$ のアルミナ基板と鏡面加工を施した材質 A5052H34 のアルミニウム板の均一接触を題材として TCR 予測手法を検討した. なお、アルミナ基板の表面形状を共焦点レーザー顕微鏡によって観察した結果は Fig. 3- 1 (b)の通りであり、その算術平均面高さは $S_a = 0.504 \times 10^{-6} \text{ m}$ である. さらに、検討手法の有効性を確認するために、測定面の x および y 方向の寸法が $2.0 \times 10^{-3} \text{ m}$ のテストヘッド式熱抵抗測定装置を開発^[3-3]し、その装置によって測定した TCR との比較検証も実施した. 以下、各検討内容に関する詳細を説明する.



(a) Schematic representing contact surface between alumina substrate with roughness and aluminum plate with polished surface



(b) Surface topology of alumina substrate measured by using confocal laser microscopy

Fig. 3- 1 TCR prediction target

3.2 粗さを有し均一接触する実接触面の接触熱抵抗の予測方法

3.2.1 多接点に拡張した接触熱抵抗の予測式

2章のEq. (2.13) に示した TCR の予測式は, 真実接触部の平均直径などから定義される同一サイズのユニットセルが均等に配列されたモデルを想定している. 本章では, より現実に近い接触状態を踏まえた TCR 予測を実現するために, Fig. 3-2 のように個々の真実接触部の直径 d_{rc_i} [m] を考慮して接触面全体の TCR を予測する方法を検討した.

始めに, Eq. (2.13) を個々の真実接触部の直径 d_{rc_i} [m] を考慮して TCR を計算できる式に応用する. まず, 接触面全体に生じる i 番目の真実接触部を経由する放熱経路がもつ熱抵抗 R_{con_i} [K/W] を

$$R_{con_i} = (R_{c_{1,i}} + R_{c_{2,i}}) + (R_{cs,i} + R_{sp,i})$$

$$= \frac{1}{a_{rc_i}} \left(\frac{\delta_{c_{1,i}}}{k_{c_{1,i}}} + \frac{\delta_{c_{2,i}}}{k_{c_{2,i}}} \right) + \frac{\sqrt{2}}{\pi d_{rc_i}} \left(\frac{1}{k_{c_{1,i}}} + \frac{1}{k_{c_{2,i}}} \right) \quad i = 1 \sim N_{rc} \quad (3.1)$$

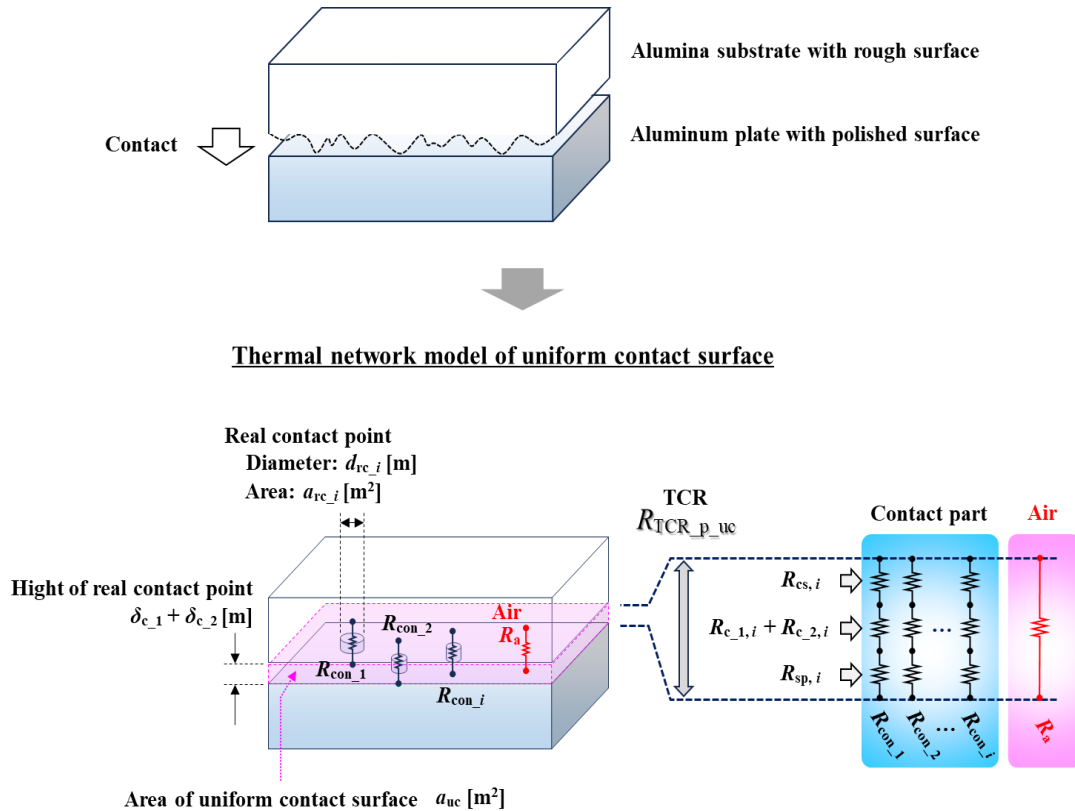


Fig. 3- 2 Thermal network model representing uniform contact surface with rough surface

第3章 粗さを有し均一接触する実接触面への予測式の適用

で表す. この式の右辺第一項は, Eq. (2.1)に示した真実接触部自体がもつ熱抵抗 $R_{c_{1,i}} + R_{c_{2,i}}$, 右辺第二項は, Eq. (2.12)に示した真実接触部における熱の流入, 流出に起因する付加熱抵抗 $R_{cs,i} + R_{sp,i}$ を表している. なお, 柳ら^[3-4]と同様に, 金属表面の酸化物などの付着物の厚さが非常に薄く, その熱抵抗は小さいため, 本モデルでは無視した. なお, a_{rc_i} [m²]は個々の真実接触部の面積, d_{rc_i} [m]は真実接触部の直径, k_{c_1} および k_{c_2} [W/(m·K)]は部材 1 と 2 の熱伝導率, δ_{c_1} および δ_{c_2} [m]は部材個々の表面粗さから求められる接触部の高さである. 次に, 接触面全体において, 空気の熱抵抗 R_a [K/W]を

$$R_a = \frac{\delta_{c_1} + \delta_{c_2}}{k_a(a_m - \sum a_{rc_i})} \quad i = 1 \sim N_{rc} \quad (3.2)$$

で表す. ここで, a_m [m²]は均一接触面全体の面積, k_a [W/(m·K)]は空気の熱伝導率である. そして, Eq. (3.1)で表した各接触部 $i = 1 \sim N_{rc}$ を経由する放熱経路の熱抵抗 R_{con_i} と空気の熱抵抗 R_a を並列に合成し, 均一接触面全体の接触熱抵抗 $R_{TCR_p_uc}$ [K/W]を

$$\begin{aligned} \frac{1}{R_{TCR_p_uc}} &= \frac{1}{R_{con}} + \frac{1}{R_a} \\ &= \sum_{i=1}^{N_{rc}} \frac{1}{R_{con_i}} + \frac{1}{R_a} \\ &= \sum_{i=1}^{N_{rc}} \frac{1}{\frac{1}{a_{rc_i}} \left(\frac{\delta_{c_1}}{k_{c_1}} + \frac{\delta_{c_2}}{k_{c_2}} \right) + \frac{\sqrt{2}}{\pi d_{rc_i}} \left(\frac{1}{k_{c_1}} + \frac{1}{k_{c_2}} \right)} + \frac{1}{\frac{\delta_{c_1} + \delta_{c_2}}{k_a(a_m - \sum a_{rc_i})}} \end{aligned} \quad (3.3)$$

で表した. 本章では, この Eq. (3.3)を用いて, 粗さが有るアルミナ基板を鏡面加工されたアルミニウム板に均一接触させたときに生じる TCR を検討した. なお, $R_{TCR_p_uc}$ を計算するには, 同式中の各パラメータ a_{rc_i} , d_{rc_i} , δ_{c_1} , δ_{c_2} が必要である. 本研究では, 共焦点レーザー顕微鏡で取得した部材の表面形状から各パラメータを簡易的に予測する方法を検討し, その内容を 3.2.2 項に記載する.

3.2.2 表面形状に基づく接触状態の簡易予測方法およびパラメータ抽出

次に, 共焦点レーザー顕微鏡によって測定した部材表面の形状から接触状態を簡易的に予測し, TCR の計算に必要な Eq. (3.3)に含まれる各パラメータを抽出する方法を説明する. 本予測では, 対向する 2 つの部材の表面間距離が小さい箇所において真実接触部が生じると考え, 部材間の接触状態を予測するプログラムを作成した. 以下, 予測プログラムの概要を述べる.

第3章 粗さを有し均一接触する実接触面への予測式の適用

まず、共焦点レーザー顕微鏡によって接触する2つの部材の表面形状 $z(x, y)$ [m] を測定する。本研究では、粗さが有るアルミナ基板と鏡面加工を施したアルミニウム板の均一接触を想定したので、アルミナ基板の表面形状 $z_{\text{al2o3}}(x, y)$ [m] のみ共焦点レーザー顕微鏡で測定し、アルミニウム板の表面形状 $z_{\text{al}}(x, y)$ [m] は位置 (x, y) に依らず一定の高さを持つ平坦面を想定した。そして、Fig. 3-3 に示すように、2つの表面形状データを対向させ、両者の表面間距離を

$$\Delta z(x, y) = z_{\text{al2o3}}(x, y) - z_{\text{al}}(x, y) \quad (3.4)$$

として算出した。本研究では、アルミナ基板をアルミニウム板に向けて接触させる場合、表面間距離 $\Delta z(x, y)$ が近い箇所において両部材間の接触が生じると考える。

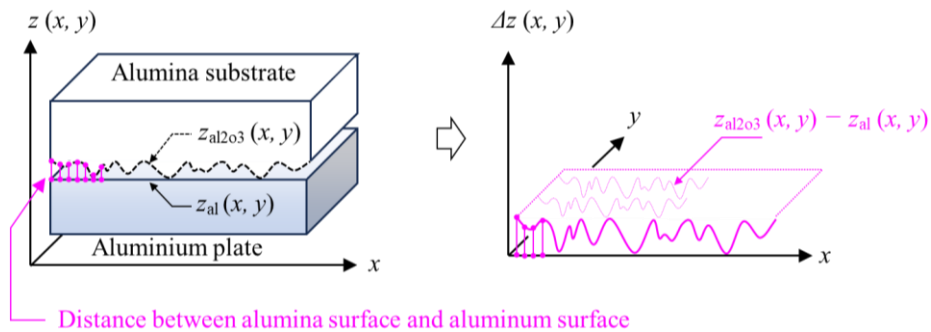


Fig. 3-3 Surface distance between each contact component

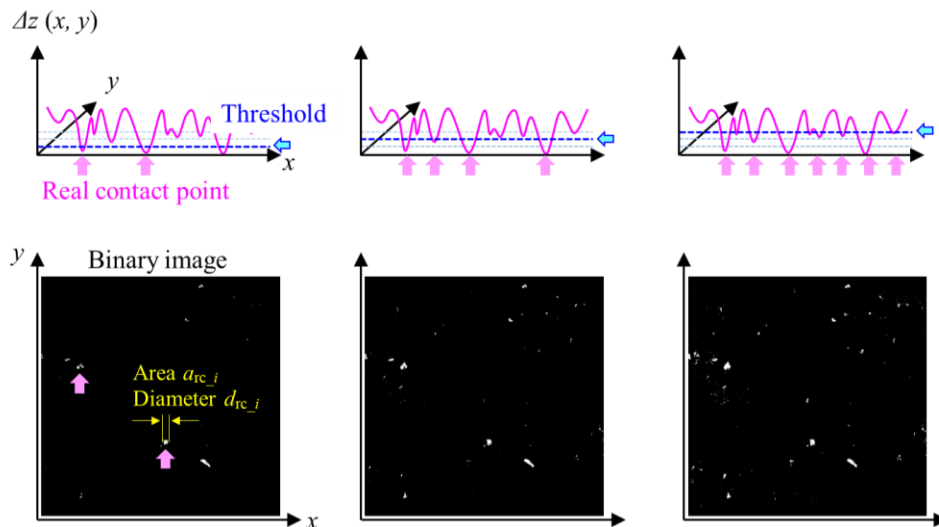


Fig. 3-4 Simplified prediction of contact conditions by means of threshold process for surface distance data

第3章 粗さを有し均一接触する実接触面への予測式の適用

次に, Fig. 3-4 の模式図のように, $\Delta z(x, y)$ に対して任意の閾値 Δz_{th} を定め, 閾値よりも表面間距離が近い箇所を特定する. この特定箇所を真実接触部と見なし, 真実接触部を白点として表した 2 値化画像を出力する. 同図に示すように, 閾値を大きくすることで真実接触部が増えた 2 値化画像が出力される.

最後に, 画像処理で 2 値化画像に含まれる個々の真実接触部の面積 a_{rc_i} と直径 d_{rc_i} を求める. また, 抽出した全真実接触部の高さが等しいと近似し, その高さ $\delta_{c_1} + \delta_{c_2}$ を

$$\delta_{c_1} + \delta_{c_2} = \frac{1}{N_x N_y} \sum_{x=1}^{N_x} \sum_{y=1}^{N_y} [\Delta z(x, y) - \Delta z_{th}] \quad (3.5)$$

によって算出する. これは, 観察面内各位置 (x, y) における表面間距離と閾値との差分の平均値であり, N_x および N_y は x, y 方向それぞれのデータ点数である. 本研究では $N_x, N_y = 1898$ とした. なお, 鏡面加工を施したアルミニウム板表面の凹凸は無視できるため $\delta_{c_2} = 0$ であり, Eq. (3.5) によって求めた真実接触部の高さはアルミナ基板表面の粗さの高さ δ_{c_1} と見なせる. 以上のデータ処理によって求めた a_{rc_i} と d_{rc_i} , δ_{c_1} , δ_{c_2} および予め求めておいたアルミナ基板の熱伝導率 $k_{c_1} = 21.6 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ と材質 A5052H34 のアルミニウム板の熱伝導率 $k_{c_2} = 156 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$, 空気の熱伝導率 $k_a = 0.026 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ ^[3-5] を Eq. (3.3) に与えて均一接触面の $R_{TCR_p_uc}$ を算出した. なお, アルミナ基板とアルミニウム板の熱伝導率は, レーザーフラッシュ法による測定結果である. また, 均一接触面の TCR は,

$$r_{TCR_p_uc} = a_m R_{TCR_p_uc} \quad (3.6)$$

によって得られる熱流束基準で表した接触熱抵抗としてデータ整理した.

最後に, 観察面全体の平均接触圧力 p_m [MPa] を軟らかい方の部材のビッカース硬さ $H_v[-]$ を用いて

$$\sum_{i=1}^{N_{rc}} a_{rc_i} / a_m = 0.102 p_m / H_v \quad i = 1 \sim N_{rc} \quad (3.7)$$

によって計算する. この計算式は, 橘^[3-6]が Holm の報告^[3-7]を引用して整理した式であり, 均一接触面全体にあるすべての真実接触部に加わる圧力が材料の塑性流動圧力に達して一定値であること, 材料の塑性流動圧力がビッカース硬さと等しいと見なせることの 2 つの仮定の下に導出された. 本研究では, Eq. (3.7) に画像処理によって得られるすべての真実接触部の合計面積 $\sum a_{rc_i}$ の予測結果を与え, 接触面全体にかかる p_m を計算した.

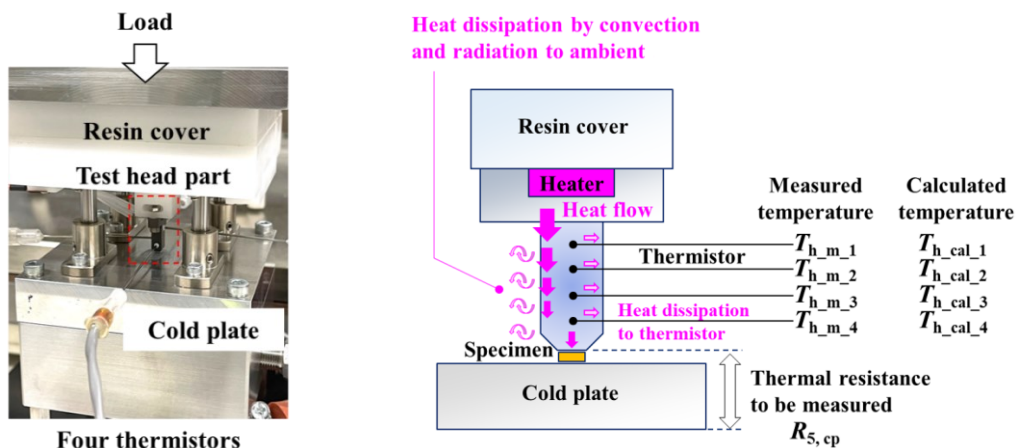
3.3 予測結果に対する実験的検証方法

共焦点レーザー顕微鏡によって観察した表面形状データと多接点に拡張した均一接触面の TCR の予測式 Eq. (3.3)を併用して予測したアルミナ基板-アルミニウム板間の均一接触面の TCR の妥当性を検証することを目的とし, x, y 方向の測定面サイズが 2.0×10^{-3} m, 熱抵抗の測定範囲が 10.1~299.5 K/W のテストヘッド式熱抵抗測定装置を開発した. ここでは, 3.3.1 項にて装置の概要とその測定原理, 測定可能な熱抵抗の範囲について, 3.3.2 項に測定装置を使用してアルミナ基板-アルミニウム板間に生じる TCR を実測する方法をそれぞれ説明する.

3.3.1 TCR 検証用に開発したテストヘッド式熱抵抗測定装置

3.3.1.1 測定装置の概要

Figure 3-5(a) に測定装置の外観, 同図(b) に計測部であるテストヘッド (以降, TH と称する) の模式図を示す. 本測定では, TH 先端を測定対象物に接触させてヒーターを加熱し, サンプルに熱流を与えながら測定系全体の温度を定常状態にする. その後, TH に挿入した4本のサーミスタによって TH 内の温度分布を測定し, その温度分布に基づいて TH 先端に接触させたサンプルから冷却プレートに至るまでの全熱抵抗 R_s [K/W] を特定した. 具体的には, Fig. 3-5(b) に示した周囲空気への熱損失を含む測定系の熱回路網モデルを考え, そのモデルで計算した TH 内の温度分布 $T_{h_cal_1} \sim T_{h_cal_4}$ [°C] と, Fig. 3-5(a) の装置で実測した温度 $T_{h_m_1} \sim T_{h_m_4}$ [°C] をフィッティングさせて $R_{s, cp}$ を求めた. なお本装置の TH は, サーミスタの挿入箇所が太くなっており, さらに, 先端にテーパ加工を施してサンプルと同じ面積を持つ先端形状を作り込んだ. この加工は, TH の先



(a) Appearance of measurement system

(b) Schematic of test head part

Fig. 3- 5 Test head type thermal resistance measurement system

端面とサンプルの測定面との間の熱流を一致させるために行った。テーパ加工を加えずに TH の先端面がサンプルよりも大きくなった場合には、サンプルに接触していない先端面から周囲空気に対し熱損失が生じ、測定誤差を生む恐れがある。

3.3.1.2 テストヘッド部を表す熱回路網モデルおよび熱抵抗の測定原理

始めに、Fig. 3-6 に示す TH 部の熱回路網モデルを説明する。このモデルでは、 $z=4.5 \times 10^{-3} \text{ m}$ (下向きを正としている) 以上の領域の熱回路網を考えており、TH 内部に4つのノード $n=1 \sim 4$ と、サンプルと接触する TH 先端にノード $n=5$ を設けた。 $n=1 \sim 4$ は、4本のサーミスタの差し込み部に対応し、それぞれ $z=5.5, 7.5, 9.5, 11.5 \times 10^{-3} \text{ m}$ の位置である。また各ノード間 1-2, 2-3, 3-4, 4-5 には、TH の熱伝導率と形状によって決まる TH 各部の熱抵抗 $R_{n, n+1} = R_{1,2}, R_{2,3}, R_{3,4}, R_{4,5} [\text{K/W}]$ を設けた。さらに、ノード $n=1 \sim 4$ のそれぞれには、TH 各部から周囲への3つ放熱経路も設けた。1つ目は、TH に差し込まれたサーミスタがピンフィンとして放熱する経路、2つ目は、ふく射によって TH 表面から周囲に放熱する経路、そして3つ目は、自然対流によって TH 表面から周囲に放熱する経路である。 $n=1 \sim 4$ における周囲への熱損失 $Q_{\text{loss}_1}, Q_{\text{loss}_2}, Q_{\text{loss}_3}, Q_{\text{loss}_4} [\text{W}]$ は、上述した3つの放熱で構成される。なお、 $Q_{\text{loss}_1}, Q_{\text{loss}_2}, Q_{\text{loss}_3}, Q_{\text{loss}_4}$ は、 $z=4.5 \sim 6.5, 6.5 \sim 8.5, 8.5 \sim 10.5, 10.5 \sim 14.0 \times 10^{-3} \text{ m}$ の各範囲での周囲への熱損失を表す。

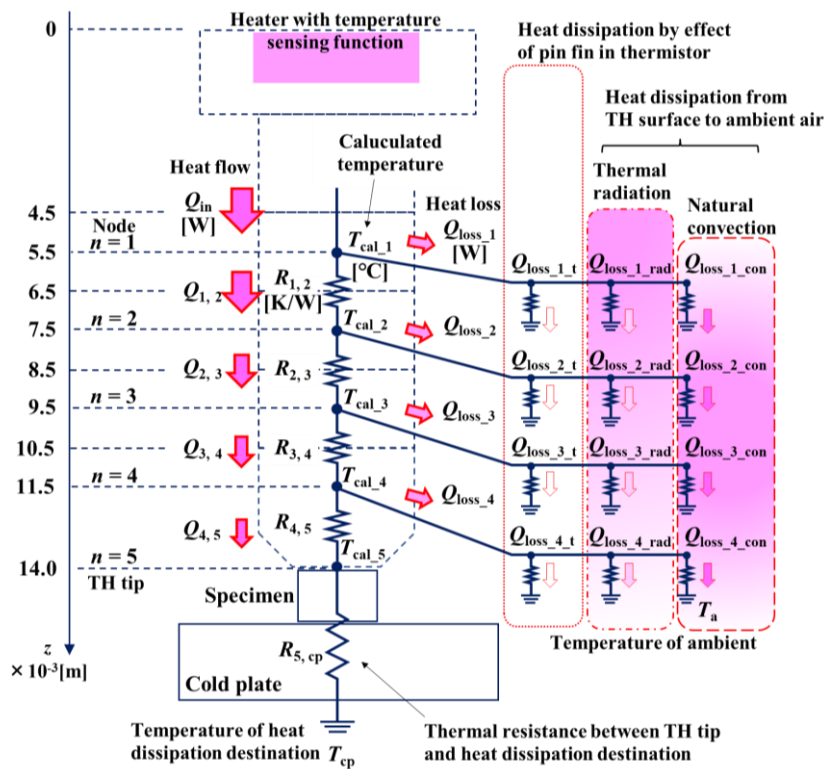


Fig. 3- 6 Thermal network model of test head

第3章 粗さを有し均一接触する実接触面への予測式の適用

次に、TH内の各ノードの温度を表す式の誘導について説明する。測定系全体が定常状態に達したとき、ノード $n=1$ への熱流 $Q_{in}[\text{W}]$ は、その一部が周囲に放熱されながら「 $n=1 \rightarrow 2 \rightarrow 3 \rightarrow 4 \rightarrow 5 \rightarrow$ サンプル \rightarrow 放熱先」の順に流れる。各ノード $n=1 \sim 4$ を通過して次のノード $n+1$ に向かう熱流 $Q_{n,n+1}=Q_{1,2}, Q_{2,3}, Q_{3,4}, Q_{4,5}[\text{W}]$ は、テストヘッド表面から周囲への熱損失を用いて次式で表せる。

$$Q_{n,n+1} = Q_{in} - \sum_{i=1}^n Q_{\text{loss}_i} \quad (3.8)$$

さらに、各ノード間の温度差は、Eq. (3.8) に示した各ノード間を流れる熱流 $Q_{n,n+1}$ とノード間に接続されている熱抵抗 $R_{n,n+1}=R_{1,2}, R_{2,3}, R_{3,4}, R_{4,5}$ の積で決まり、 $n=1 \sim 4$ の温度 $T_{h_cal_n} = T_{h_cal_1}, T_{h_cal_2}, T_{h_cal_3}, T_{h_cal_4} [^{\circ}\text{C}]$ は、それぞれ次式となる。

$$T_{h_cal_n} = \left(Q_{in} - \sum_{i=1}^n Q_{\text{loss}_i} \right) R_{n,n+1} + T_{h_cal_n+1} \quad (3.9)$$

なお、Eq. (3.9) にノード番号 $n=4$ を適用して得られるノード $n=4$ の温度 $T_{h_cal_4}$ には、TH先端の温度 $T_{h_cal_5}$ が含まれ、Eq. (3.10) で与えられる。

$$T_{h_cal_5} = \left(Q_{in} - \sum_{i=1}^4 Q_{\text{loss}_i} \right) R_{5,\text{cp}} + T_{\text{cp}} \quad (3.10)$$

ここで、 $T_{\text{cp}} [^{\circ}\text{C}]$ は放熱先の温度、 $R_{5,\text{cp}} [\text{K/W}]$ はサンプルを含むTH先端から放熱先までの熱抵抗を表す。

次に、周囲への熱損失 $Q_{\text{loss}_1}, Q_{\text{loss}_2}, Q_{\text{loss}_3}, Q_{\text{loss}_4}$ を定式化する。ここでは、ノード1に定義する Q_{loss_1} を例にとって説明する。上述したように Q_{loss_1} は、サーミスタがピンフィンとして作用することでの熱損失 $Q_{\text{loss}_t1} [\text{W}]$ と、熱ふく射と自然対流によるTH表面から周囲への熱損失 $Q_{\text{loss}_rad1}, Q_{\text{loss}_con1} [\text{W}]$ の和で与えられる。

$$Q_{\text{loss}_1} = Q_{\text{loss}_t1} + Q_{\text{loss}_rad1} + Q_{\text{loss}_con1} \quad (3.11)$$

Eq. (3.11) の右辺第1項 Q_{loss_t1} は、テストヘッドに差し込まれたサーミスタがピンフィンとして作用したときの熱抵抗 $R_t [\text{K/W}]$ と、実際にサーミスタで測定されるノード1に相当する位置のTH温度 $T_{h_m1} [^{\circ}\text{C}]$ 、周囲温度 $T_a [^{\circ}\text{C}]$ を用いて Eq. (3.12) で表せる。

第3章 粗さを有し均一接触する実接触面への予測式の適用

$$Q_{\text{loss}_t1} = \frac{T_{h_m1} - T_a}{R_t} \quad (3.12)$$

ここで、 R_t は予備実験によって求めた値 3850 K/W を適用しており、この値は Fig. 3- 5(b) に示したテストヘッドのヒーター部から周囲までの合成熱抵抗を求めることで算出している。具体的には、サーミスタがすべて抜き取られた TH を空中に浮かせた状態でヒーターを発熱させ、測定系全体が定常状態に到達した後のヒーターの温度と発熱量から合成熱抵抗を測定する。その後、サーミスタを 1 本ずつ挿入して同様の実験を行い、サーミスタの有無によって変化する合成熱抵抗の変化量を評価する。この熱抵抗の変化量は、サーミスタが TH に挿入されてピンフィンとして作用することに起因しており、サーミスタの熱抵抗が特定できる。この Eq. (3.12) にサーミスタで実測されるノード 1 の温度 T_{h_m1} を入力することで、ノード 1 からサーミスタを介した周囲への熱損失 Q_{loss_t1} が算出される。ノード 2~4 に定義する熱損失も同様に求められる。

次に、Eq. (3.11) の右辺第 2 項に示した Q_{loss_rad1} は、赤外線サーモグラフィ (FLIR 社 CPA-T630sc) によって実測した TH 表面の放射率 $\varepsilon = 0.6$ とステファン・ボルツマン定数 $\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$ 、 $z = 4.5 \sim 6.5 \times 10^{-3} \text{ m}$ の範囲における TH 側面の表面積 S_1 [m^2] を用いて Eq. (3.13) で表せる。なお、TH 表面の放射率は、赤外線サーモグラフィの設定放射率と測定対象物の放射率が一致しているときに正しい温度が計測されるという温度検出の特徴を利用した簡易評価によって求めた。具体的には、CPA-T630sc に設定する放射率を変更しながらホットプレートで 44.5 °C に温めた TH 単体を観察し、同等の温度が検出されるとき放射率を特定した。以上のように、ふく射による熱損失もサーミスタでの実測温度 T_{h_m1} に基づいて算出できる。ノード 2~4 におけるふく射も同様である。

$$Q_{\text{loss}_rad1} = \varepsilon \sigma \{ (T_{h_m1} + 273.15)^4 - (T_a + 273.15)^4 \} S_1 \quad (3.13)$$

最後に、Eq. (3.11) の第 3 項 Q_{loss_con1} について説明する。 Q_{loss_con1} は、自然対流によって生じる TH 表面から周囲への平均熱伝達率 h_{con} [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$] と、TH 側面の表面積 S_1 を用いて次式で表せる。

$$Q_{\text{loss}_con1} = h_{con} S_1 (T_{h_m1} - T_a) \quad (3.14)$$

ここで h_{con} は、平均ヌセルト数 Nu を用いて Eq. (3.15) で表せる。

$$h_{con} = \frac{Nu k_a}{L} \quad (3.15)$$

第3章 粗さを有し均一接触する実接触面への予測式の適用

なお, L は TH の形状によって決まる代表長であり, ここでは $z = 0 \text{ m}$ のヒータ一部から $z = 14 \times 10^{-3} \text{ m}$ の TH 先端部までの高温部の長さ $14 \times 10^{-3} \text{ m}$ を適用した. また k_a は空気の熱伝導率である. Nu については, 様々な実験式が与えられている. 例えば, 甲藤^[3-8]によると, 静止流体中に垂直に置かれた加熱円柱周りの自然対流に関する Nu は, 直径があまり小さくなければ垂直加熱平板と同等と見なせると記述がある. また斉藤, 山崎ら^[3-9]の研究では, 本研究で必要な低グラスホフ数領域 $4 \leq Gr \leq 10^6$ における床面上の垂直加熱平板の Nu が次式で提案されている. ここでは, 角柱形状の TH が円柱形状であると近似し, それが床面上に置かれているときの Nu を Eq. (3.16) で定義できると仮定した.

$$Nu = 1.39 \cdot Gr^{0.185} = 1.39 \cdot \left(\frac{g\beta L^3 \Delta T}{\nu^2} \right)^{0.185} \quad (3.16)$$

この値を Eq. (3.15) に代入し, 自然対流による TH 表面から周囲への h_{con} を Eq. (3.17) として与えた.

$$h_{\text{con}} = 1.39 \cdot \frac{k_a}{L} \left(\frac{g\beta L^3}{\nu^2} \right)^{0.185} \Delta T^{0.185} \quad (3.17)$$

なお, g [m/s^2] は重力加速度, β [$1/\text{K}$] は空気の体膨張係数, ν [m^2/s] は空気の動粘性係数である. また ΔT [$^{\circ}\text{C}$] は, 4 本のサーミスタで測定されるテストヘッドの平均温度 $T_{\text{h_m_ave}}$ [$^{\circ}\text{C}$] と周囲温度 T_a との差 $T_{\text{h_m_ave}} - T_a$ を表している. そして, $Q_{\text{loss_con_1}}$ は, 算出した h_{con} とサーミスタで測定したノード 1 ($z = 5.5 \times 10^{-3} \text{ m}$) の温度 $T_{\text{h_m_1}}$, TH 側面の面積 S_1 を代入することで計算できる. 以上のように, サーミスタで実測された TH 内の温度から $Q_{\text{loss_t_1}}$ と $Q_{\text{loss_rad_1}}$, $Q_{\text{loss_con_1}}$ が算出できるため, ノード 1 から周囲への熱損失 $Q_{\text{loss_1}}$ が特定できる. ノード 2~4 における $Q_{\text{loss_2}}$, $Q_{\text{loss_3}}$, $Q_{\text{loss_4}}$ も, 各ノードに対応した位置の TH の温度および TH 側面の面積から求まる. さらに, Eqs. (3.8)~(3.10) における熱損失 $Q_{\text{loss_n}} = Q_{\text{loss_1}}$, $Q_{\text{loss_2}}$, $Q_{\text{loss_3}}$, $Q_{\text{loss_4}}$ と TH 各部の熱抵抗 $R_{n,n+1} = R_{1,2}$, $R_{2,3}$, $R_{3,4}$, $R_{4,5}$ が特定できると, TH 内部の温度 $T_{\text{h_cal_n}} = T_{\text{h_cal_1}}$, $T_{\text{h_cal_2}}$, $T_{\text{h_cal_3}}$, $T_{\text{h_cal_4}}$, $T_{\text{h_cal_5}}$ は, 残りの未知数 Q_{in} , $R_{5,\text{cp}}$ によって決定される. 本手法では, TH 内部の温度と未知数 Q_{in} , $R_{5,\text{cp}}$ との間に相関があることを利用して $R_{5,\text{cp}}$ を求め, サンプル自体がもつ熱抵抗 R_s [K/W] を特定した. R_s の特定方法は, 3.3.1.4 目で説明する.

3.3.1.3 未知数 Q_{in} , $R_{5,\text{cp}}$ の特定方法

熱回路網モデルのノード 1 に流入する熱流 Q_{in} と, TH 先端から放熱先までの熱抵抗 $R_{5,\text{cp}}$ の評価方法の概要を Fig. 3-7 にまとめる. ここでは, TH 内の計算温度 $T_{\text{h_cal_1}}$, $T_{\text{h_cal_2}}$,

第3章 粗さを有し均一接触する実接触面への予測式の適用

$T_{h_cal_3}$, $T_{h_cal_4}$ とサーミスタによる実測温度 $T_{h_m_1}$, $T_{h_m_2}$, $T_{h_m_3}$, $T_{h_m_4}$ との間の二乗平均平方根誤差 α , すなわち Eq. (3.18) が最小となる Q_{in} と $R_{5, cp}$ の組み合わせを特定している.

$$\alpha = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^4 (T_{h_cal_i} - T_{h_m_i})^2}{4}} \quad (3.18)$$

Fig. 3- 8 (a) は, ソーダガラスを題材としたときの Q_{in} , $R_{5, cp}$ と α の関係を表した応答曲面である. この結果における Q_{in} と $R_{5, cp}$ の範囲は, それぞれが取り得る範囲 $0.61 \leq Q_{in} [W] \leq 1.94$, $131 \leq R_{5, cp} \leq 523$ としている. Q_{in} の範囲は, 少なくとも実験時のサーミスタ温度から算出された熱損失以上の熱流が TH に流入し, かつ, ヒーターに与えた熱流以上の値は取り得ないと考えて設定した条件である. 一方, サンプル自体の熱抵抗 R_s に冷却プレートや放熱グリースなどの熱抵抗が付加された合成熱抵抗 $R_{5, cp}$ については,

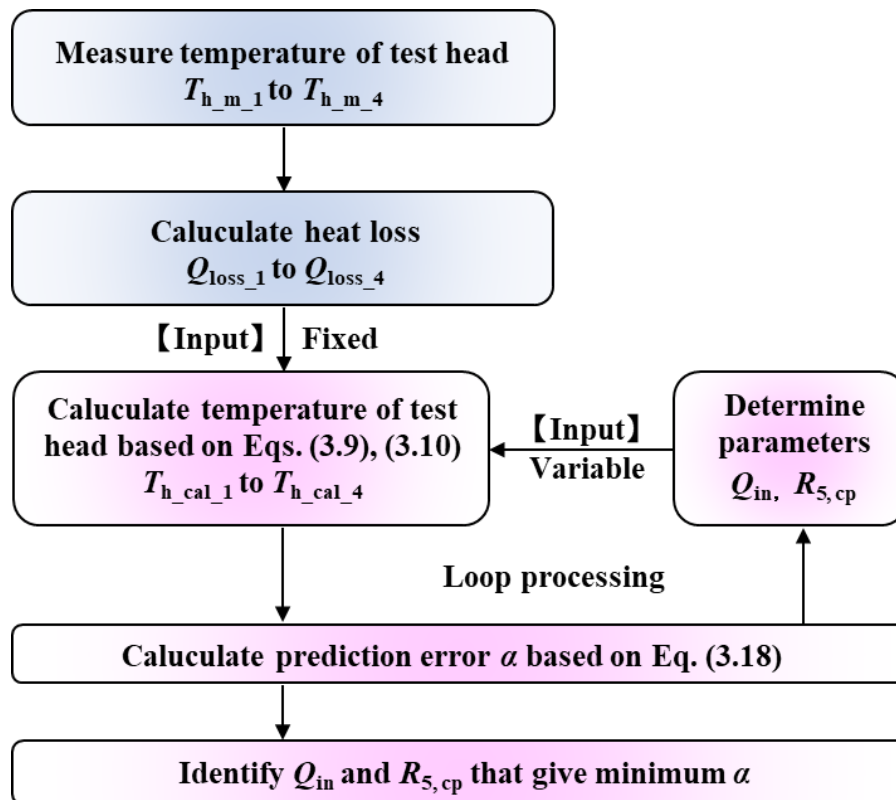
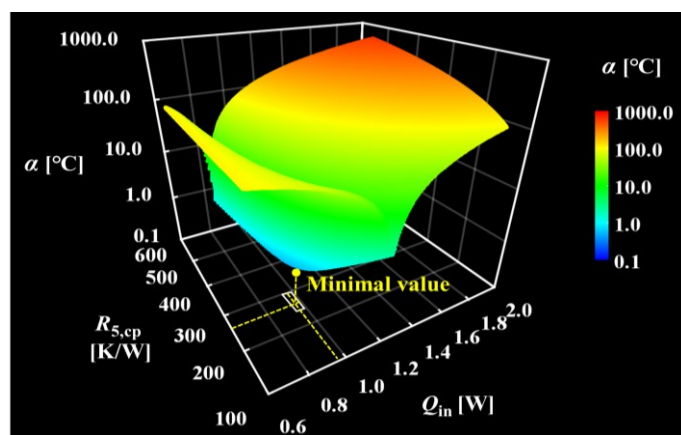


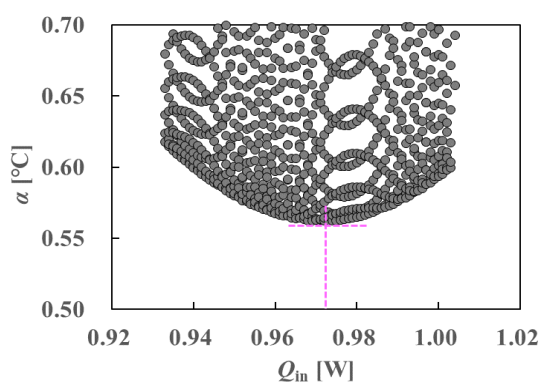
Fig. 3- 7 Process of determining Q_{in} and $R_{5, cp}$

第3章 粗さを有し均一接触する実接触面への予測式の適用

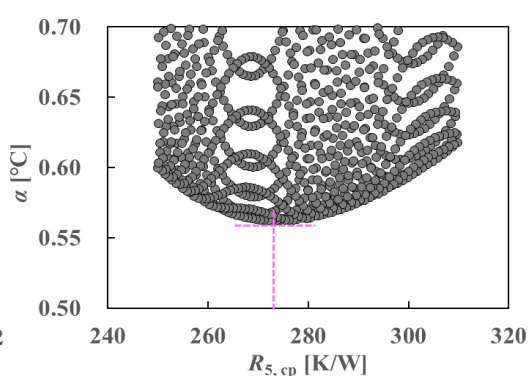
サンプル自体の熱抵抗 $R_s = 261 \text{ K/W}$ の半分の値 $R_s/2 = 131.5 \text{ K/W}$ から、2倍の値 $2R_s = 522 \text{ K/W}$ の範囲内に最適解があると考えた。以上の条件下において求めた応答曲面を見ると1つの極小値が確認され、その条件は $0.95 \leq Q_{in} [\text{W}] \leq 1.00$, $250 \leq R_{s, cp} \leq 300$ の範囲内にあった。さらに、この範囲における Q_{in} と α の関係、および $R_{s, cp}$ と α の関係をそれぞれ Fig. 3-8 (b)と(c)に出力すると、誤差 α は $Q_{in} = 0.973 \text{ W}$, $R_{s, cp} = 273.2 \text{ K/W}$ のときに最小となっていることがわかった。以上より、 α が最小となる Q_{in} と $R_{s, cp}$ の組み合わせは、1つの条件に限定されることがわかる。また、 α が最小となる Q_{in} , $R_{s, cp}$ の組み合わせを用いて TH 内の温度分布を計算すると、Fig. 3-9 に示すようにサーミスタによって実測された温度分布を良好に再現できることがわかる。したがって、以上のプロセスによって測定対象物の熱抵抗 $R_{s, cp}$ を特定できる。



(a) Response surface



(b) Relation between Q_{in} and α



(c) Relation between $R_{s, cp}$ and α

Fig. 3- 8 Example of evaluation results

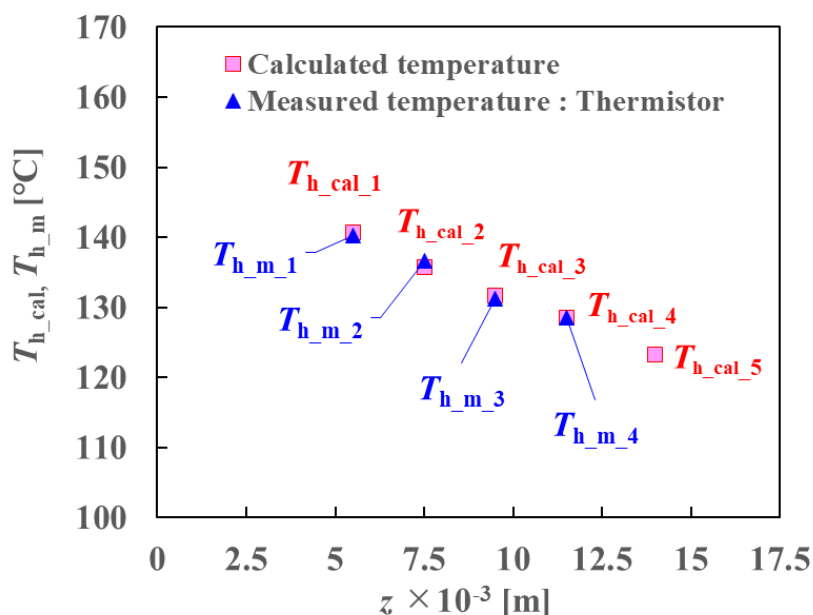


Fig. 3-9 Temperature distribution inside test head

3.3.1.4 測定した熱抵抗の妥当性の検証方法

本実験では、Table 3-1 に示すような熱伝導率と形状、熱抵抗が既知であるアルミナとソーダガラスを用いて、本装置で測定した熱抵抗の妥当性を検証した。なお、ソーダガラスの厚みを変えた理由は、サンプルの熱抵抗を変えるためである。以下、実験方法の概要について述べる。Fig. 3-10 に示すように、本装置で測定される TH 先端から放熱先までの全熱抵抗 $R_{s, cp}$ は、測定サンプルの熱抵抗 R_s [K/W] に冷却プレートの熱抵抗 R_{cp} [K/W] とサンプルの上下に塗布した放熱グリース 2 層分の熱抵抗 $2R_g$ [K/W] が合成された値である。そのため、サンプルの熱抵抗 R_s を求めるには、 $R_{s, cp}$ から $R_{cp} + 2R_g$ を除かなければならない。そこで、基準サンプルである純銅を用いた実験を別途実施し、純銅の熱抵抗 R_{cu} [K/W] を含む全熱抵抗 $R_{cu} + R_{cp} + 2R_g$ を求め、そこから R_{cu} を無視して $R_{cp} + 2R_g$ を特定した。なお、純銅の熱抵抗は、 $R_{cu} = 0.073$ K/W と十分小さく無視できる。そして、測定サンプルであるアルミナとソーダガラスを用いた実験によって得られる全熱抵抗 $R_{s, cp}$ から $R_{cp} + 2R_g$ を差し引き、測定サンプルの R_s を求めた。その後、Eq. (3.19) によって、サンプルの熱伝導率と形状を基に計算した熱抵抗 R_{s_cal} [K/W] に対する R_s の誤差 γ を求め、測定結果の妥当性を確かめた。

$$\gamma = \frac{R_s - R_{s_cal}}{R_{s_cal}} \quad (3.19)$$

第3章 粗さを有し均一接触する実接触面への予測式の適用

なお、アルミナとソーダガラス、純銅のそれぞれの形状と熱伝導率は、Table 3- 1 と Fig. 3- 11, Fig. 3- 12 に示す通りである。この熱伝導率については温度依存性も考慮しており、測定時のサーミスタ 4 の温度 T_{m_4} と放熱先の温度 $T_{cp} = 25$ °C の平均値をサンプル温度 T と考えて熱伝導率を計算している。また、熱抵抗の測定回数については、各サンプルに対して 10 回の実験を行った。

Table 3- 1 Specification of specimens

Item		Measurement specimens			Reference specimen
		No. 1	No. 2	No. 3	
Material		Alumina	Soda glass		Copper
Size	x-direction $\times 10^{-3}$ [m]	2.07	2.02	2.02	2.00
	y-direction $\times 10^{-3}$ [m]	2.00	2.01	2.00	2.00
	z-direction $\times 10^{-3}$ [m]	0.876	1.13	1.29	0.114
Thermal conductivity	k [W/(m·K)]	Fig. 3- 11	Fig. 3- 12		391

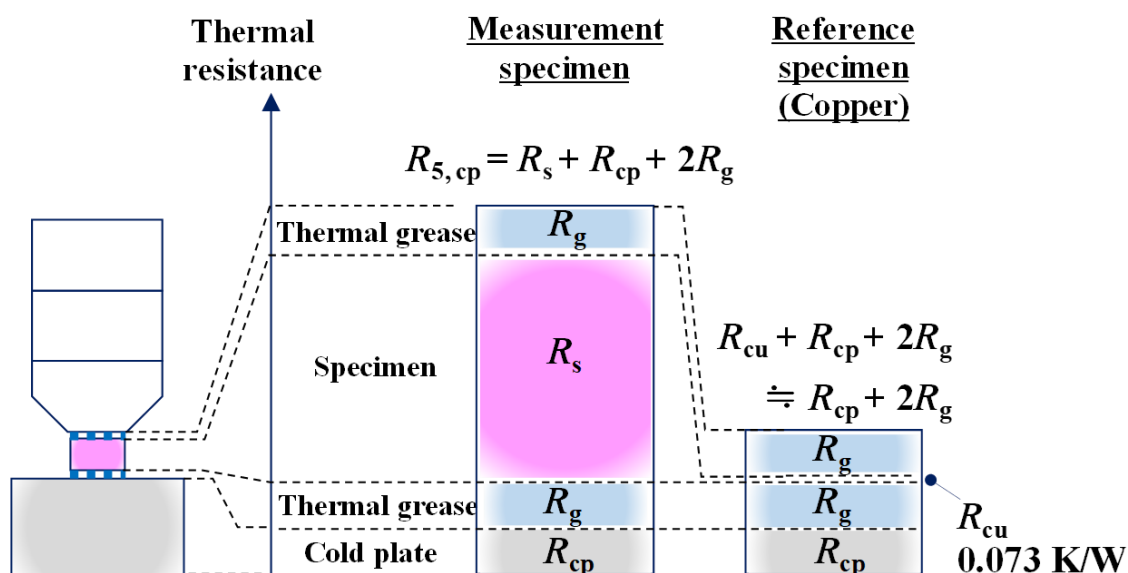


Fig. 3- 10 Evaluation method for thermal resistance R_s of specimen

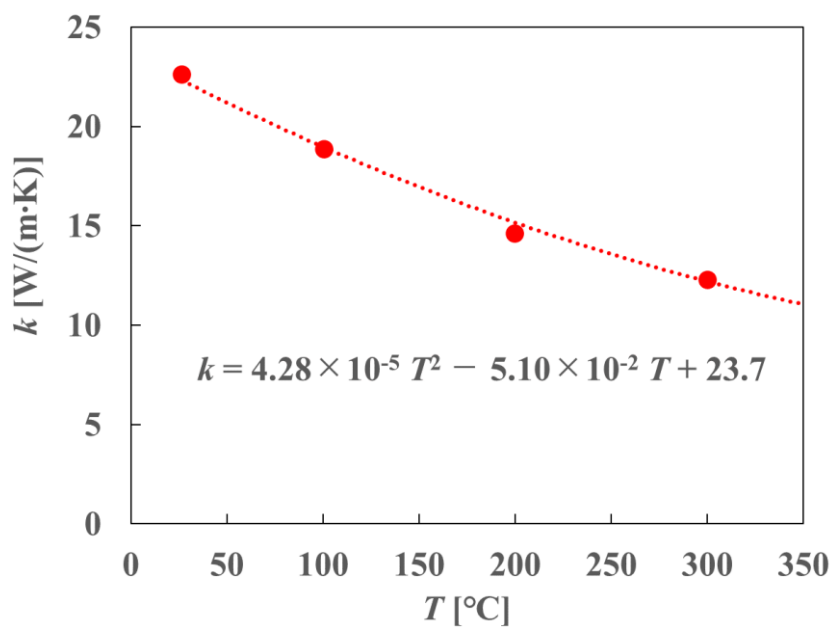


Fig. 3- 11 Thermal conductivity of alumina obtained using laser flash method

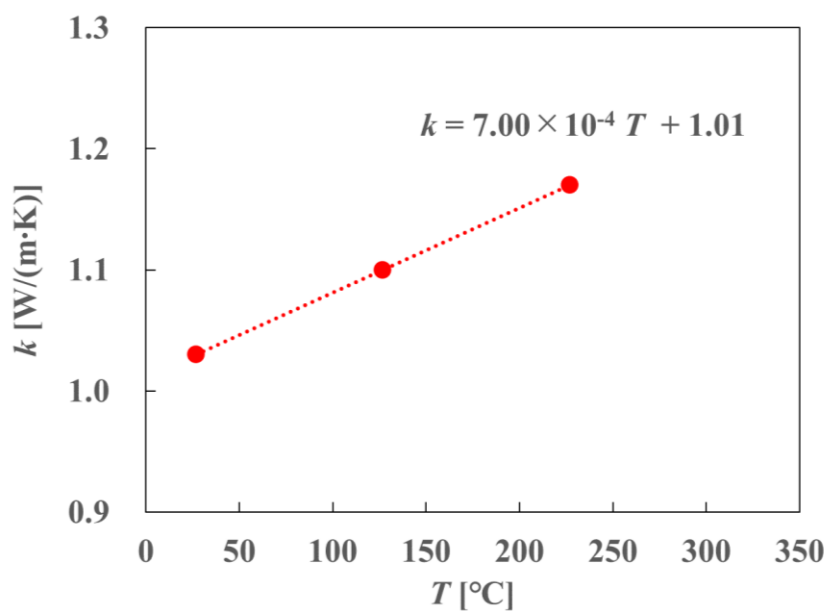


Fig. 3- 12 Thermal conductivity ^[3-10] of soda glass

3.3.1.5 妥当性検証の結果および考察

Figure 3-13 および Fig. 3-14 に実験結果を示す. Fig. 3-13 は, 熱伝導率と形状に基づいて計算した測定サンプル自体の熱抵抗 R_{s_cal} に対する実測結果 R_s の誤差 γ を表しており, 各測定サンプルに対して熱抵抗を 10 回測定したときの γ の平均値およびバラツキの最大値と最小値を表している. また Fig. 3-14 には, 実験から得られたノード 1 への熱流 Q_{in} とサンプルへの熱流 $Q_{4,5}$ の比率 $Q_{4,5} / Q_{in}$ を記載した.

まず, サンプル No. 1 のアルミナを使用した実験結果について述べる. アルミナの形状と熱伝導率から計算された熱抵抗 R_{s_cal} は 10.1 K/W である. Fig. 3-14 の熱流比 $Q_{4,5} / Q_{in}$ は 82.8~83.3 % であり, TH 表面から周囲への熱損失が少ないサンプルの測定結果である. このときの熱抵抗の測定誤差 γ は, Fig. 3-13 に示すように, 測定 10 回分のデータのバラツキが -11.1~+2.9 % であり, その平均値は R_{s_cal} に対して誤差が -2.2 % と小さい. 以上の結果からサンプルの熱抵抗が低い場合の実測結果は, 妥当と考えられる.

次に, R_{s_cal} が 261.6 K/W である No. 2 のソーダガラスの実験結果を見ると, Fig. 3-14 から $Q_{4,5} / Q_{in}$ が 35.2~38.2 %, Fig. 3-13 から測定バラツキが -4.0~11.2 % であり, その平均値は R_{s_cal} に対して +3.0 % であった. また R_{s_cal} が 299.5 K/W である No. 3 のソーダガラスでは, $Q_{4,5} / Q_{in}$ が 33.4~35.7 %, γ の測定バラツキが -4.6~6.7 %, 平均値が -0.2 % であった. いずれのサンプルも熱抵抗が大きく, TH 表面から周囲への熱損失が大きいものの, 良好な熱抵抗の測定精度が得られた. この結果から Eq. (3.11)~(3.17) に示した熱損失の見積もりは妥当と判断した.

以上のように, 熱抵抗が 10.1~299.5 K/W のいずれのサンプルにおいても良好な測定精度が得られており, 本測定システムは有効な熱抵抗の測定手法であることがわかった.

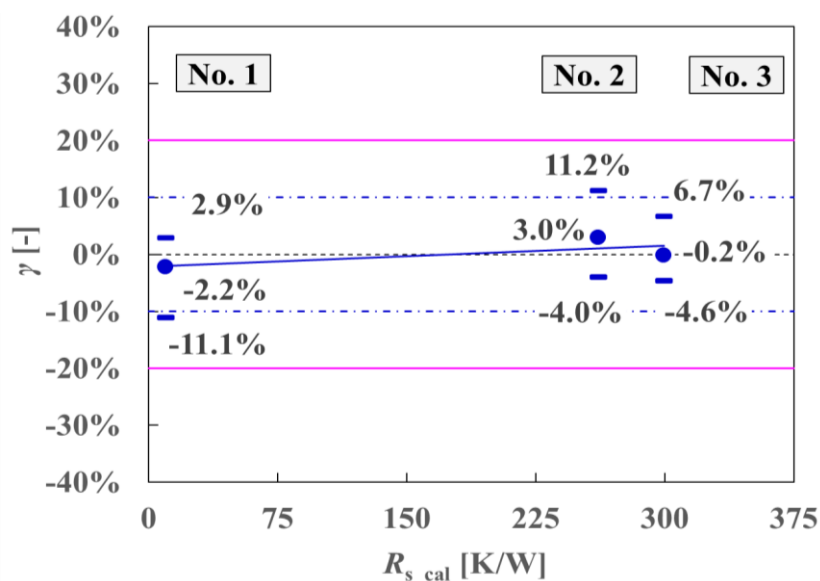


Fig. 3-13 Accuracy of thermal resistance measurement

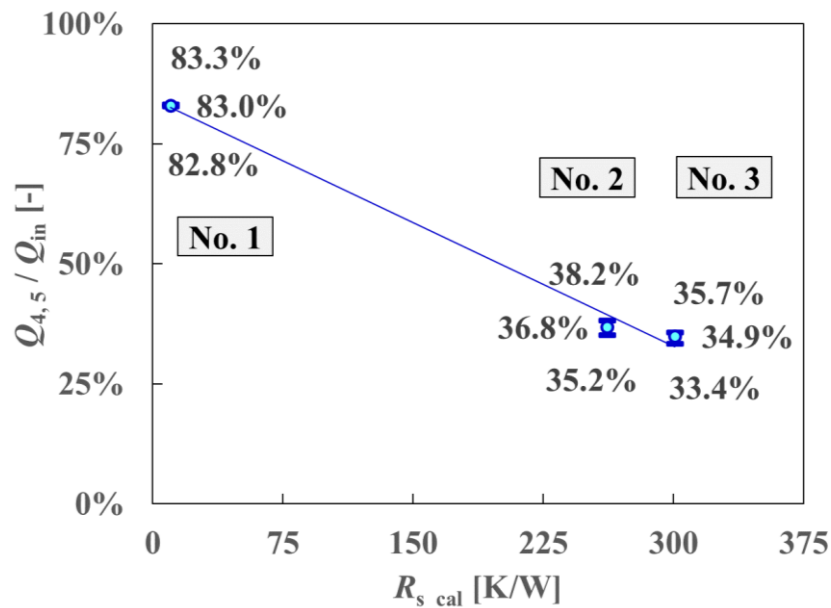


Fig. 3- 14 Heat flow ratio $Q_{4,5}/Q_{in}$

3.3.2 テストヘッド式熱抵抗測定装置を利用した接触熱抵抗の測定方法

次に、3.3.1 項で説明したテストヘッド式熱抵抗測定装置を使用して、Fig. 3- 1 に示した粗さが有る 2.0×10^{-3} m のアルミナ基板を鏡面加工が施されたアルミニウム板に均一接触させたときの TCR, R_{TCR_m} [K/W]を測定する具体的な手順を示す。本実験では、アルミナ基板とアルミニウム板を含む部材の組み合わせをFig. 3- 15 (a)~(d)のように変え、各測定結果から R_{TCR_m} を求めた。

まず、条件 1 に示す「放熱シート(TIM)–アルミナ基板–グリースレス均一接触面–アルミニウム板–放熱グリース(g)–冷却プレート」によって構成されたサンプル部全体の合成熱抵抗 R_{m1} [K/W],

$$R_{m1} = R_{TIM} + R_{Al2O3} + R_{TCR_m} + R_{Al} + R_{g1} + R_{Cp} \quad (3.20)$$

を測定する。この R_{m1} には、アルミナ基板とアルミニウム板間の TCR, R_{TCR_m} だけでなく、TIMやアルミナ基板、アルミニウム板、放熱グリース、冷却プレートなどのそれぞれの熱抵抗 R_{TIM} , R_{Al2O3} , R_{Al} , R_{g1} , R_{Cp} [K/W]が含まれている。

次に、条件 2 に示す組み合わせのサンプル全体の熱抵抗 R_{m2} [K/W],

$$R_{m2} = R_{TIM} + R_{Al2O3} + R_{g2} + R_{Al} + R_{g1} + R_{Cp} \quad (3.21)$$

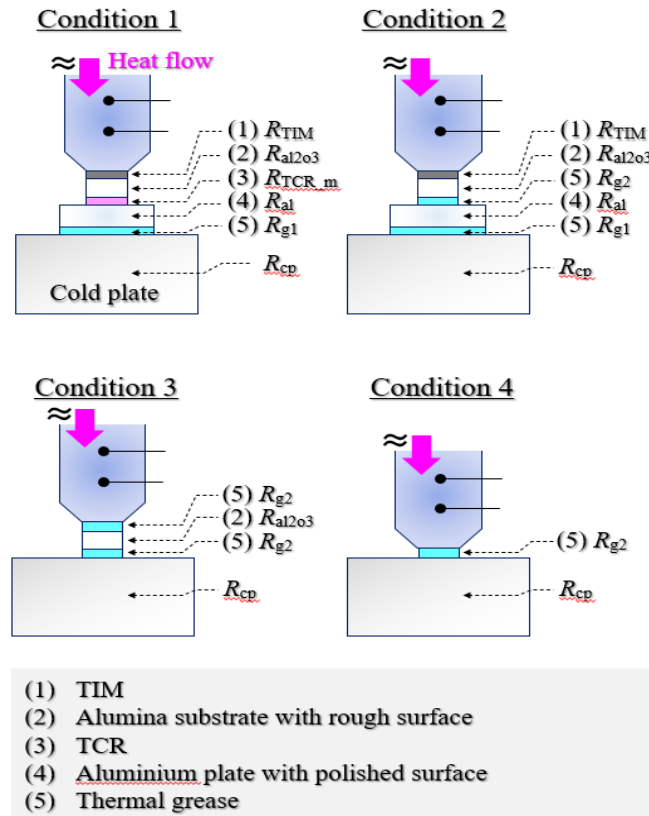


Fig. 3- 15 Test conditions for estimating TCR between alumina substrate and aluminum plate

を測定する. 条件2は, アルミナ基板-アルミニウム板間に放熱グリースを塗布している点が条件1と異なる. なお, アルミナ基板-アルミニウム板間に塗布した放熱グリースの熱抵抗 R_{g2} [K/W]と, アルミニウム板と冷却プレート間に塗布した放熱グリースの熱抵抗 R_{g1} は, 伝熱面積の違いによって差があるため区別した. 以上の条件1および2のそれぞれで測定したEq. (3.20) の R_{m1} とEq. (3.21)の R_{m2} の差を

$$R_{m1} - R_{m2} = R_{TCR_m} - R_{g2} \quad (3.22)$$

として算出する. この計算値 $R_{m1} - R_{m2}$ は, 最終的に求めたい R_{TCR_m} よりも放熱グリース1層分の熱抵抗 R_{g2} だけ値が小さいため, 別途, R_{g2} を特定する必要がある. そこで, Fig. 3- 15に示す条件3および4の熱抵抗 R_{m3} と R_{m4} を測定する.

$$R_{m3} = R_{g2} + R_{al2o3} + R_{g2} + R_{cp} \quad (3.23)$$

$$R_{m4} = R_{g2} + R_{cp} \quad (3.24)$$

第3章 粗さを有し均一接触する実接触面への予測式の適用

R_{m3} は、2層分の放熱グリースとアルミナ基板、冷却プレートの合成熱抵抗、 R_{m4} は、1層分の放熱グリースと冷却プレートの合成熱抵抗である。そして、これらの測定結果の差分

$$R_{m3} - R_{m4} = R_{g2} + R_{al2o3} \quad (3.25)$$

を算出する。ここで、アルミナ基板の熱抵抗 R_{al2o3} は、部材の形状 (x, y 方向の寸法 2.0×10^{-3} m, z 方向の寸法 0.87×10^{-3} m)および熱伝導率 $k_{al2o3} = 21.6$ W/(m·K) から計算でき、 $R_{al2o3} = 9.95$ K/Wである。この R_{al2o3} とEq. (3.25)で表した計算結果に基づいて放熱グリース1層分の熱抵抗 R_{g2} を特定できる。さらに、特定した R_{g2} をEq. (3.22)に与えることで、粗さを有するアルミナ基板と鏡面加工を施したアルミニウム板を均一接触させたときの R_{TCR_m} が算出される。以上の一連の実験をサンプルに加える平均接触圧力を $p_m = 1.22, 2.08, 3.79, 7.21$ MPaのように変化させて行い、アルミナ基板とアルミニウム板の均一接触面に生じるTCRの圧力依存性を評価した。

3.4 予測および実測結果

3.4.1 接触状態および TCR の予測・実測結果

Figure 3-16 (a)~(d)に、共焦点レーザー顕微鏡で観察したアルミナ基板の表面形状から簡易的に予測した真実接触部の分布を示す。これらの2値化画像は、アルミナ基板とアルミニウム板の接触面に加わる平均接触圧力が $p_m = 1.20, 2.08, 3.62, 7.40$ MPaにおける真実接触部の分布を予測した結果であり、画像中の白点が真実接触部を表している。なお、接触状態を予測した範囲は、 x および y 方向共に 973×10^{-6} mである。これらの結果から p_m の増加に伴って真実接触部が増加していく様子が観察された。さらに、得られた2値化画像から各真実接触部の直径 d_{rc} [m]および個数 N_{rc} を分析するとFig. 3-17が得られた。図(a)から $p_m = 1.20 \sim 7.40$ MPaにおける d_{rc} は、最大値が $21.2 \times 10^{-6} \leq d_{rc} \leq 25.6 \times 10^{-6}$ m, 平均値が $2.28 \times 10^{-6} \leq d_{rc} \leq 4.72 \times 10^{-6}$ mであり、佐野川^[3-11]が実験的に求めた直径 60×10^{-6} mとは大きく異なることがわかった。また、図(b)に示すように、 $p_m \geq 2.0$ MPaにおいて N_{rc} が大きく変化することも確認された。また、Fig. 3-18から、空気の平均厚み t_a [m]は $p_m \leq 2.0$ MPaの範囲で急激に減少する傾向が見受けられる。

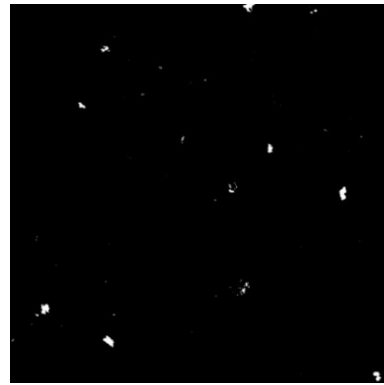
次に、Eq. (3.3)の新規予測式と共焦点レーザー顕微鏡を併用し、アルミナ基板-アルミニウム板間の均一接触面に生じるTCRを予測し、Eq. (3.6)によって熱流束を基準として表した接触熱抵抗 $r_{TCR_p_{uc}}$ [m²K/W]に換算した結果をFig. 3-19に示す。同グラフには、予測結果の妥当性を検証するためのデータとして、テストヘッド式熱抵抗測定装置で測定した熱流束基準の接触熱抵抗の測定値 $r_{TCR_m_{uc}}$ [m²K/W]も併記した。異なる4つの平均接触圧力の条件において、予測結果 $r_{TCR_p_{uc}}$ と測定結果 $r_{TCR_m_{uc}}$ の良好な一致が確認され、本手法によるTCR予測結果が概ね妥当であることが確認された。また同グラ

第3章 粗さを有し均一接触する実接触面への予測式の適用

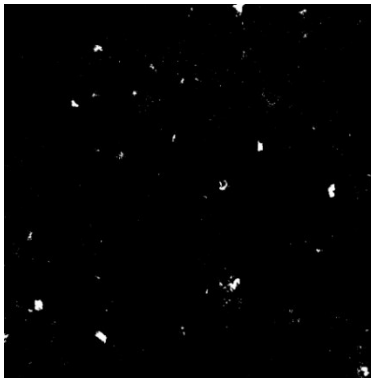
フに、橘と佐野川が提案した予測式 Eq. (2.5) に真実接触部の直径 $d_{rc} = 60 \times 10^{-6} \text{ m}$ 、空気の厚み $t_a = 2.02 \times 10^{-6} \text{ m}$ を与えて接触熱抵抗 $R_{\text{TCR}_{ts}}$ を計算し、その結果を熱流束基準の値に変換した $r_{\text{TCR}_{ts}} [\text{m}^2\text{K}/\text{W}]$ も併記した。この計算における空気の厚みは、橘の報告^[3-12]に従って、表面粗さの算出平均高さ $S_a = 0.504 \times 10^{-6} \text{ m}$ の4倍の値である $t_a = 2.02 \times 10^{-6} \text{ m}$ としている。この結果から、本手法で予測した $r_{\text{TCR}_{p_uc}}$ の方が従来式で求めた $r_{\text{TCR}_{ts}}$ よりも予測精度が高いことがわかり、本手法の有効性が示された。なお、本研究で作成した予測プログラムは、接触させる部材の表面形状データを入力して TCR の圧力依存性を出力するまでに 3 min 41 s の処理時間を要している。なお、データ処理に使用した PC は、CPU が Intel (R) Core (TM) i5-1335U、メモリが 16 GB のスペックを持つ汎用製品であるが、短時間で TCR を予測可能であることがわかった。



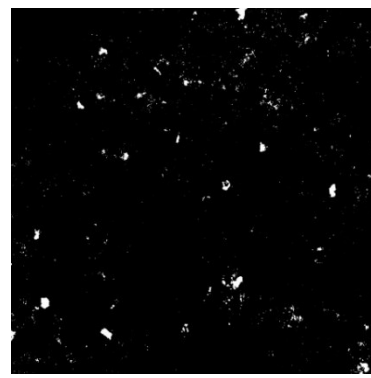
(a) $p_m = 1.20 \text{ MPa}$



(b) $p_m = 2.08 \text{ MPa}$



(c) $p_m = 3.62 \text{ MPa}$

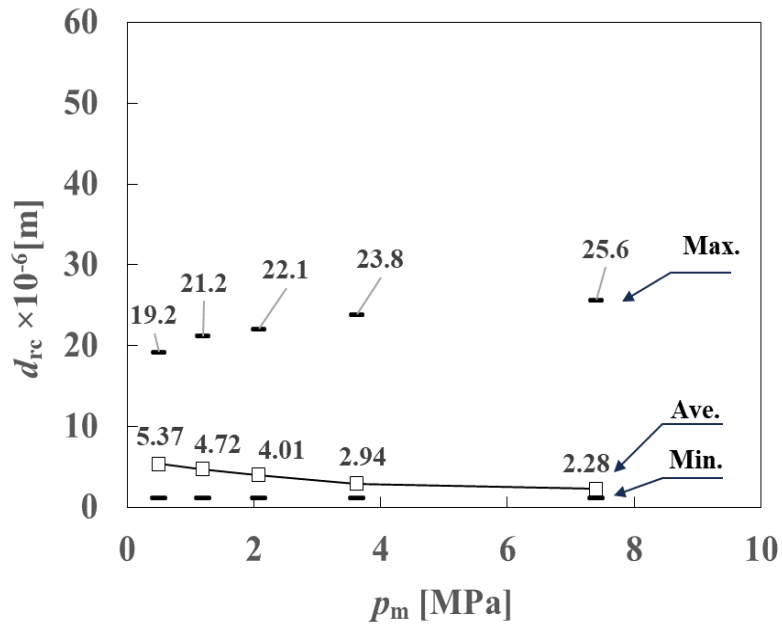


(d) $p_m = 7.40 \text{ MPa}$

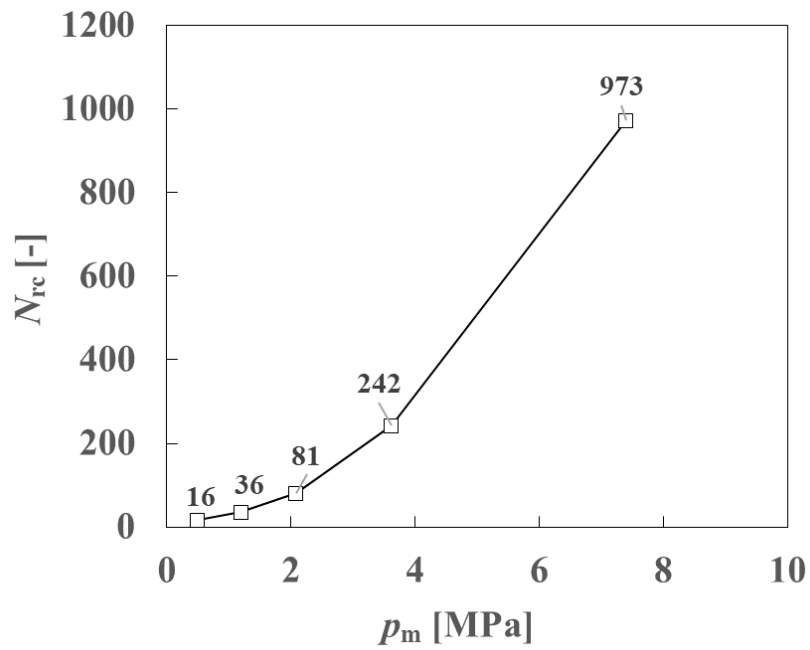
Fig. 3- 16 Prediction results of contact condition with mean contact pressure:

$$p_m = 1.2 \sim 7.4 \text{ MPa}$$

第3章 粗さを有し均一接触する実接触面への予測式の適用



(a) Diameter of real contact point: d_{rc}



(b) Number of real contact point: N_{rc}

Fig. 3- 17 Prediction results of contact condition

第3章 粗さを有し均一接触する実接触面への予測式の適用

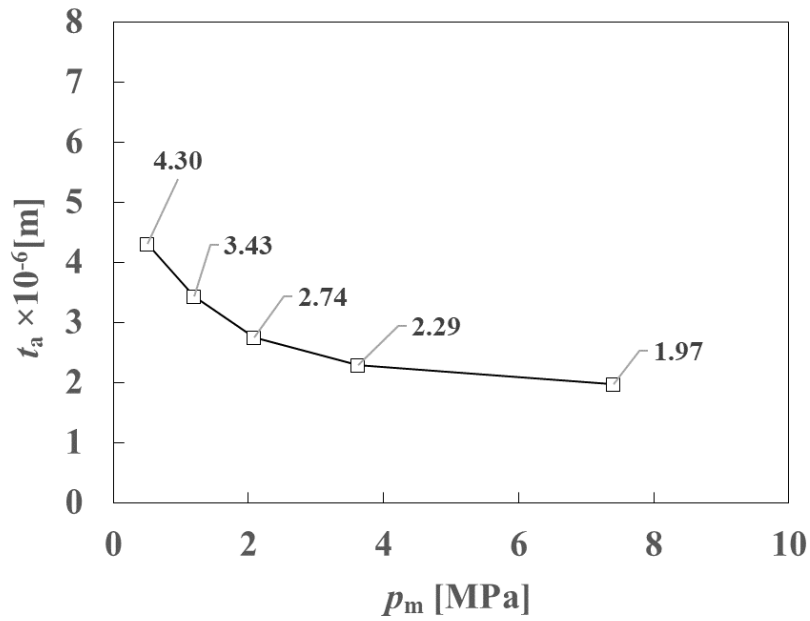


Fig. 3- 18 Thickness of air between alumina substrate and aluminum plate

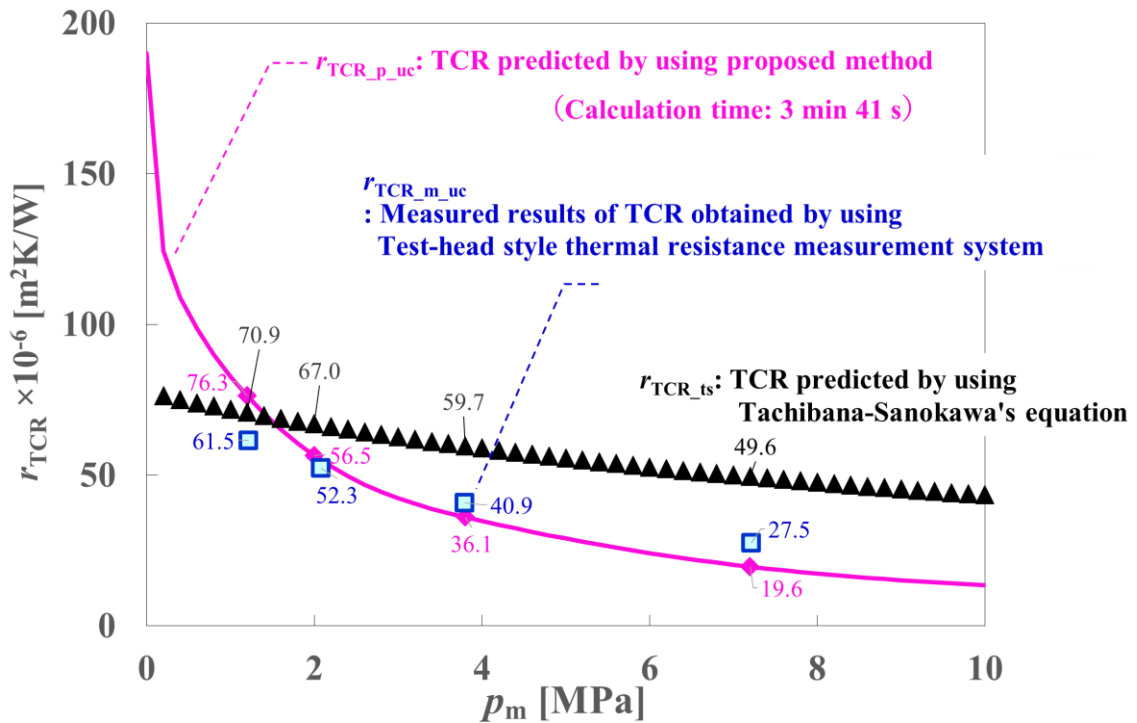


Fig. 3- 19 Thermal contact resistance across uniform contact surface

Table 3- 2 Calculation conditions to evaluate the influence of confocal laser microscopy detection limits on TCR prediction.

Mean contact pressure, p_m [MPa]		2.08
Detection limit	Area of real contact point, a_{rc_1} [m ²]	0.230×10^{-12}
	Diameter of real contact point, d_{rc_1} [m]	0.541×10^{-6}
Air thickness, $t_a (= \delta_{c_1} + \delta_{c_2})$ [m]		2.74×10^{-6} ※Fig. 3- 18
Roughness	Alumina substrate, $\delta_{c_1} (= t_a)$ [m]	2.74×10^{-6}
	Aluminum plate, δ_{c_2} [m]	0
Thermal conductivity	Alumina substrate, k_{c_1} [W/(m·K)]	21.6
	Aluminum plate, k_{c_2} [W/(m·K)]	156

3.4.2 予測誤差に関する考察

次に、今後の予測精度の向上のために、Fig. 3- 19 に示した予測結果と測定結果に差異が生じている理由を考察し、整理する。

まず、共焦点レーザー顕微鏡の形状観察時の空間分解能によって決定される検出可能な真実接触部の大きさと、検出できない真実接触部が TCR の予測結果に及ぼす影響を整理する。本手法に用いた共焦点レーザー顕微鏡の x, y 方向の空間分解能は 0.541×10^{-6} m であり、この最小空間分解能よりも小さな直径の真実接触部は、TCR を計算する際に無視される。無視される直径 $d_{rc_lim} = 0.541 \times 10^{-6}$ m の真実接触部を経由する放熱経路が持つ熱抵抗 R_{con_lim} [K/W]は、

$$R_{con_lim} = \frac{1}{a_{rc_lim}} \left(\frac{\delta_{c_1}}{k_{c_1}} + \frac{\delta_{c_2}}{k_{c_2}} \right) + \frac{\sqrt{2}}{\pi d_{rc_lim}} \left(\frac{1}{k_{c_1}} + \frac{1}{k_{c_2}} \right) \quad (3.26)$$

に従って計算できる。例えば、 $p_m = 2.08$ MPa のときの R_{con_lim} は、Fig.3-18 に示した $p_m = 2.08$ MPa のときの空気厚み $t_a = \delta_{c_1} + \delta_{c_2} = 2.74 \times 10^{-6}$ m（鏡面加工したアルミニウムの表面粗さの高さは $\delta_{c_2} = 0$ m）や Table 3- 2 の条件から $R_{con_lim} = 0.595 \times 10^6$ K/W となる。この結果を観察面積 $a_m = 1.05 \times 10^{-6}$ m² を用いて熱流束基準の熱抵抗 r_{con_lim} [m²K/W]

$$r_{con_lim} = a_m R_{con_lim} \quad (3.27)$$

に換算すると、未検出の真実接触点 1 つあたり $r_{con_lim} = 0.627$ m²K/W となる。この値は、Fig. 3-19 の $p_m = 2.08$ MPa における熱流束基準の熱抵抗 $r_{TCR_p_uc} = 56.5 \times 10^{-6}$ m²K/W に比べて十分大きい。したがって、検出されない真実接触部を経由する放熱経路が持つ熱抵抗が TCR の計算結果に及ぼす影響は無視できると考えられる。

第3章 粗さを有し均一接触する実接触面への予測式の適用

次に、TCR 予測における真実接触部の密集の考慮について整理する。本章で述べた予測方法では、真実接触部同士が近接することを考慮せずに熱抵抗を計算しているため、密集箇所では熱抵抗の予測誤差が生じる可能性がある。具体的には、真実接触部同士が接近した際に、Eq. (3.1), 右辺第2項の付加熱抵抗の項を導出する際に想定した「真実接触部に熱が流入、流出した際に接触部周辺に半球形状の温度場が生じること」を仮定できなくなる点が挙げられる。予測誤差が生じる条件については TCR の予測式の適用範囲として 2.6.2 項に示したが、その補正は今後の課題である。なお、観察面積 $a_m = 1.05 \times 10^{-6} \text{ m}^2$ を Fig. 3- 17(b)に示した検出された真実接触部の数 N_c で割り返すことで接触部一つあたりの平均的なユニットセルの直径 d_u を求め、この d_u と Fig. 3- 17(a)に示した平均的な真実接触部の直径 d_c の比率を計算した結果、平均接触圧力 p_m が 1.20~7.40 MPa における d_u/d_c は 16.3~53.8 であった。2 章, Fig. 2-10 に示した $d_u/d_c \geq 15$ の条件下で求めた TCR の予測誤差 $-1.2 \sim +5.4 \%$ を勘案すると予測結果に大きな誤差は生じていないと推察されるが、より高精度な TCR 予測を実現していくには、真実接触部の密集箇所での予測誤差の精査とその修正は課題である。

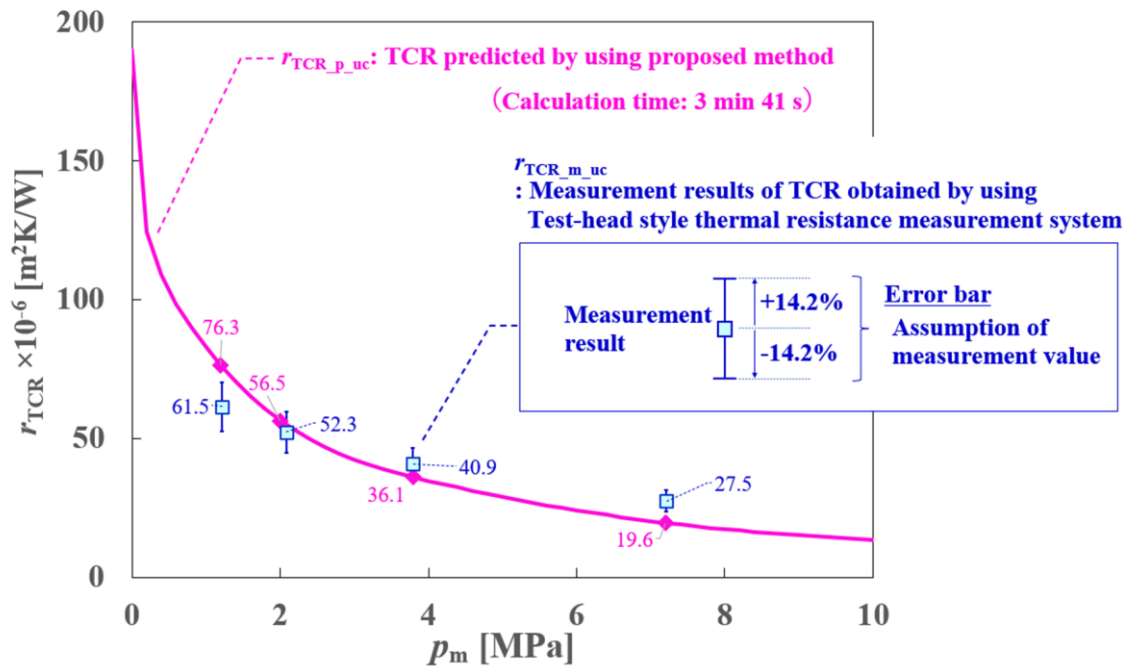


Fig. 3- 20 Assumed range of measurement error of thermal contact resistance

第3章 粗さを有し均一接触する実接触面への予測式の適用

最後に、予測手法の妥当性検証のために測定した TCR のバラツキについて考察する。熱抵抗の測定実験には 3.3.1 項で述べたテストヘッド式熱抵抗測定装置を使用しており、Fig. 3- 13 は、同一サンプルの熱抵抗を繰り返し 10 回測定したときの測定の繰り返し性を示している。本装置の測定の繰り返し性の実力は、熱抵抗が 10.1 K/W のサンプルにおいては Ref. データに対する測定誤差が -11.1 % から +2.9 % まで 14.0 % の幅をもってばらつき、261.6 K/W のサンプルにおいては -4.0 % から +11.2 % まで 14.2 % の幅でばらつき、299.5 K/W のサンプルにおいては -4.6 % から +6.7 % まで 11.3 % の幅でばらついた。各サンプルのうち最も大きなばらつきの幅は 14.2 % であり、この測定ばらつきが TCR 測定時にも生じ得る。仮に、Fig. 3-19 に示した TCR の測定結果 $r_{\text{TCR}_m_{uc}}$ がばらつきの下限値に相当した場合には、その下限値から +14.2 %、 $r_{\text{TCR}_m_{uc}}$ がばらつきの上限値に相当した場合には上限値から -14.2 % の範囲で測定結果が変動する可能性がある。Fig. 3- 20 は、測定上、取り得る範囲をエラーバーとして表した結果であるが、TCR の予測結果 $r_{\text{TCR}_p_{uc}}$ と測定結果 $r_{\text{TCR}_m_{uc}}$ の差に対して本装置で測定される熱抵抗の測定ばらつきの割合が大きいことがわかる。したがって、本研究で提案した TCR の予測手法の精度を高める際には、予測手法の精度向上だけでなく、テストヘッド式熱抵抗測定装置による熱抵抗の測定精度自体も高める必要がある。

3.4.3 TCR の支配要因に関する考察

次に、アルミナ基板とアルミニウム板の均一接触面に生じる TCR を支配する要因を簡易的に分析した結果を Fig. 3- 21 に示す。これは、Eq. (3.3) に含まれる真実接触部を経由する放熱経路がもつ熱抵抗 R_{con} を熱流束基準の値 r_{con} [$\text{m}^2\text{K}/\text{W}$] として計算することで Line A に出力し、併せて接触面全体の空気がもつ熱抵抗 R_a を熱流束基準の値 r_a [$\text{m}^2\text{K}/\text{W}$] として計算して Line B に表した結果である。

まず Fig. 3- 21 の平均接触圧力 $0 \leq p_m < 3.8 \text{ MPa}$ に注目すると、Line B の r_a が Line A の r_{con} よりも小さく、接触熱抵抗 $r_{\text{TCR}_p_{uc}}$ を支配する要因が r_a であることが示唆される。また Fig. 3- 18 に示した平均接触圧力の増加に伴う空気の厚みの変化を確認すると、 $0 \leq p_m < 3.8 \text{ MPa}$ において空気の厚みが急激に減少していることがわかる。したがって、この圧力範囲においては、平均接触圧力の増加に伴って空気の厚みが減少することで r_a が減少し、 $r_{\text{TCR}_p_{uc}}$ も低下していると考えられる。また、空気の熱抵抗が接触熱抵抗を支配していることを踏まえると、均一接触面全体の接触熱抵抗を低減する対策を考える場合は、例えば、部材表面の粗さの高さを低くして接触界面に介在する空気の厚みを小さくすることが重要と言える。

次に、 $p_m = 3.8 \text{ MPa}$ に注目すると、空気がもつ r_a と接触部を経由する放熱経路がもつ r_{con} が同値を示している。したがって、両者が TCR を支配していると判断できる。

最後に、 $3.8 \text{ MPa} < p_m$ の範囲では、Line A の r_{con} が Line B の r_a よりも小さい。この結果から接触面全体の $r_{\text{TCR}_p_{uc}}$ が真実接触部を経由する放熱経路がもつ熱抵抗 r_{con} によって

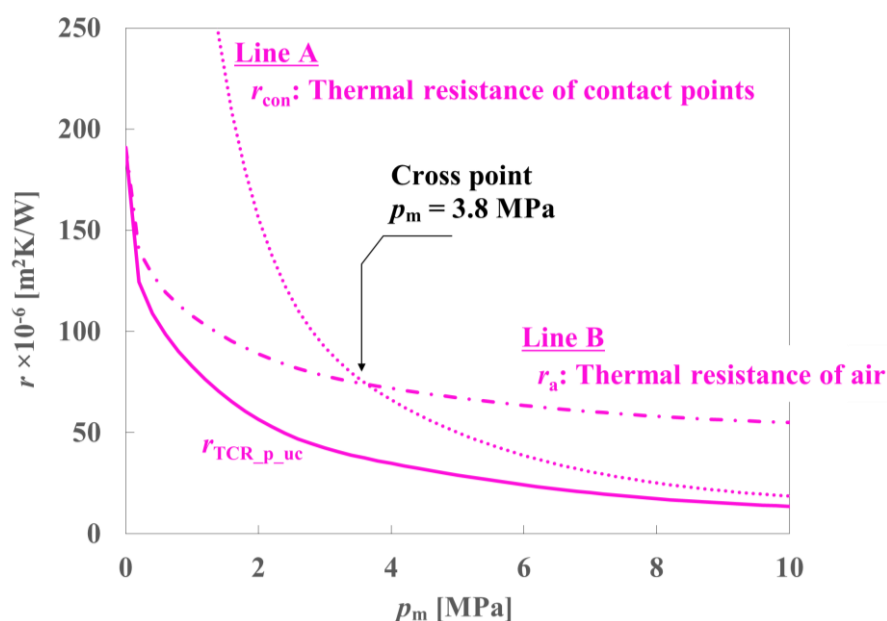


Fig. 3- 21 Analysis results of factor to determine thermal contact resistance

支配されていると推察される。また, Fig. 3- 17(b)に示した平均接触圧力の増加に伴う真実接触部の個数 N_{rc} に注目すると, $3.8 \text{ MPa} < p_m$ において N_{rc} の顕著な増加傾向が確認できる。つまり, この接触圧力の範囲においては, p_m の増加に伴って r_{con} が減少し, 均一接触面全体の $r_{TCR_p_uc}$ が低下していると考えられる。したがって, 接触熱抵抗の低減策を考える際には, 例えば, 表面処理などによって部材表面の粗さを短波長の形状に変化させ, 接触部の個数を増やすことが重要と言える。

以上のように, 本手法を活用することで, 部材表面の形状から簡易的に接触熱抵抗を予測でき, さらに, 接触熱抵抗を支配する要因の簡易分析や, 分析結果を踏まえて TCR の低減策を模索する際の開発方針を示すことが可能と考える。

3.5 本章のまとめ

本章では, 2 章で述べた修正ユニットセルモデルに基づく接触熱抵抗の予測式 Eq. (2.13)を多数の真実接触部を持つ均一接触面に適用可能な予測式 Eq. (3.3)に応用し, さらに, その応用式に共焦点レーザー顕微鏡で観察した部材の表面形状に基づいて予測した真実接触部の直径などのパラメータを与えて均一接触面の TCR を予測した。一連の検討から得られた知見を以下に示す。

第3章 粗さを有し均一接触する実接触面への予測式の適用

- (1) 本手法によって、粗さがあるアルミナ基板と鏡面加工を施したアルミニウム板を均一接触させたときの TCR を予測した。この結果は、検証用に開発したテストヘッド式熱抵抗測定装置によって測定した TCR と良好な一致を示し、本手法が均一接触面の TCR を予測する際に有効と判断できた。また、橘と佐野川が提案したユニットセルモデルに基づく予測式で計算した TCR との比較から、従来式よりも高い予測精度で TCR を求めることが可能になった。
- (2) 本手法は、接触面全体の TCR を予測するだけでなく、真実接触部の分布の可視化および接触部の直径や個数などの定量化や、真実接触部および空気を經由するそれぞれの放熱経路の熱抵抗を定量化することができる。この分析を活用することで、低 TCR を実現するための材料開発の方向性を提示できる可能性がある。
- (3) 今後、さらなる TCR 予測の高精度化を目指すには、提案した TCR の予測式では考慮できていない真実接触部の密集に対する予測式の補正を検討する必要がある。また、予測結果の妥当性検証に使用したテストヘッド式熱抵抗測定装置による熱抵抗の測定ばらつきも低減する必要がある。

第3章 粗さを有し均一接触する実接触面への予測式の適用

使用記号一覧

a_m	均一接触面全体の面積	m^2
a_{rc_i}	i 番目の真実接触部の面積	m^2
a_{rc_lim}	真実接触部の面積の検出限界	m^2
d_{rc_i}	i 番目の真実接触部の直径	m
d_{rc_lim}	真実接触部の直径の検出限界	m
Gr	グラスホフ数	—
g	重力加速度	m/s^2
H_v	接触する2つの部材のうち軟らかい材料のビッカース硬さ	—
h_{con}	自然対流によるテストヘッド表面から周囲環境への平均熱伝達率	$W/(m^2 \cdot K)$
k_a	空気の熱伝導率	$W/(m \cdot K)$
$k_{c_1,2}$	接触部材1および2の熱伝導率	$W/(m \cdot K)$
Nu	ヌセルト数	—
N_{rc}	真実接触部の総数	—
N_x	x 方向の表面形状データの総数	—
N_y	y 方向の表面形状データの総数	—
n	ノード番号 $n = 1 \sim 5$	—
L	代表長	m
p_m	平均接触圧力	MPa
Q_{in}	ノード1に流れ込む熱流	W
Q_{loss_n}	ノード $n = 1 \sim 4$ のそれぞれから周囲への熱損失	W
$Q_{loss_con_n}$	ノード $n = 1 \sim 4$ のそれぞれにおいて考慮した自然対流による TH 表面から周囲への熱損失	W
$Q_{loss_rad_n}$	ノード $n = 1 \sim 4$ のそれぞれにおいて考慮した熱ふく射による TH 表面から周囲への熱損失	W
$Q_{loss_t_n}$	ノード $n = 1 \sim 4$ にそれぞれ接続されたサーミスタがピンフィンとして作用したときの周囲への熱損失	W
$Q_{n, n+1}$	テストヘッド内の各ノード間を通過する熱流, $n = 1 \sim 4$	W
R_a	空気の熱抵抗	K/W
R_{al}	アルミニウムの熱抵抗	K/W
R_{al2o3}	アルミナの熱抵抗	K/W
$R_{c_1_i}$	部材1および2の表面にある i 番目の真実接触部を表す円柱部の熱抵抗	K/W
$R_{c_2_i}$	柱部の熱抵抗	K/W
R_{con}	すべての真実接触部を経由する放熱経路の合成熱抵抗	K/W
R_{con_i}	i 番目の真実接触部を経由する放熱経路の熱抵抗	K/W

第3章 粗さを有し均一接触する実接触面への予測式の適用

R_{con_lim}	検出限界の直径を持つ真実接触部を経由する放熱経路の熱抵抗	K/W
R_{cs_i}	i 番目の真実接触部に熱が流入することに起因する付加熱抵抗	K/W
R_{cu}	Cu 薄板の熱抵抗	K/W
R_g	放熱グリースの熱抵抗	K/W
$R_{n, n+1}$	テストヘッド内における各ノード間の熱抵抗, $n = 1 \sim 4$	K/W
R_{cp}	冷却プレートの熱抵抗	K/W
R_{sp_i}	i 番目の真実接触部から熱が流出することに起因する付加熱抵抗	K/W
R_s	サンプルの熱抵抗	K/W
R_{TCR_m}	定常法による接触熱抵抗の測定値	K/W
$R_{TCR_p_uc}$	均一接触面全体の接触熱抵抗	K/W
R_{TCR_ts}	佐野川が提案した接触熱抵抗の予測式	K/W
R_{TIM}	放熱シートの熱抵抗	K/W
R_t	サーミスタがピンフィンとして作用したときの熱抵抗	K/W
$R_{5, cp}$	サンプルを含むテストヘッド先端から冷却先までの熱抵抗	m^2K/W
r_a	空気の熱流束基準の合成熱抵抗	m^2K/W
r_{con}	すべての真実接触部を経由する放熱経路の熱流束基準の合成熱抵抗	m^2K/W
r_{con_lim}	検出限界の直径を持つ真実接触部を経由する放熱経路の熱流束基準の熱抵抗	m^2K/W
$r_{TCR_m_uc}$	測定した均一接触面全体の熱流束基準の接触熱抵抗	m^2K/W
$r_{TCR_p_uc}$	予測した均一接触面全体の熱流束基準の接触熱抵抗	m^2K/W
r_{TCR_ts}	橘と佐野川の提案式によって予測した均一接触面全体の熱流束基準の接触熱抵抗	m^2K/W
S_n	テストヘッド側面の表面積	m^2
T_a	周囲環境の温度	$^{\circ}C$
$T_{h_m_n}$	テストヘッド各部 $n = 1 \sim 4$ の測定温度	$^{\circ}C$
$T_{h_cal_n}$	テストヘッド各部 $n = 1 \sim 4$ の計算温度	$^{\circ}C$
$T_{h_cal_n+1}$		
T_{cp}	冷却先の温度	$^{\circ}C$
t_a	空気の厚み	m
x	x 座標	m
y	y 座標	m
z	z 座標	m

第3章 粗さを有し均一接触する実接触面への予測式の適用

$z_{\text{al}}(x, y)$	座標 (x, y) でのアルミニウム板表面の高さ	m
$z_{\text{al2o3}}(x, y)$	座標 (x, y) でのアルミナ基板表面の高さ	m
$\Delta z(x, y)$	座標 (x, y) でのアルミナ基板-アルミニウム板の表面間距離	m
Δz_{th}	接触判定のための閾値	m
α	二乗平均平方根誤差	°C
β	空気の体膨張係数	1/K
γ	サンプルの基準熱抵抗に対する測定した熱抵抗の誤差	—
$\delta_{\text{c}_{1,2}}$	接触部材 1 および 2 の表面粗さの高さ	m
ε	放射率	—
ν	空気の動粘性係数	m ² /s
σ	ステファン・ボルツマン定数	W/(m ² ·K ⁴)

引用文献一覧

- 3-1 Aoki, H., Fushinobu, K., Tomimura, T., Prediction of thermal contact resistance of uniform contact based on surface topography measurement, Proc. JSME Thermal Engineering Conference 2023, C221, 2023.
- 3-2 Aoki, H., Fushinobu, K., Tomimura, T., Effect of Contact Characteristics on Thermal Contact Resistance of Grease-less Uniform Contact Surfaces, Proc. IEEE 26th Electronics Technology Conference, Paper No. 171, 2024.
- 3-3 青木洋稔, 伏信一慶, 富村寿夫, 小型の電子部品・材料を対象としたテストヘッド式熱抵抗測定装置の開発, エレクトロニクス実装学会誌, Vol. 26.1, 2023, pp. 117-124.
- 3-4 柳和久, 塚田忠夫, 不規則微小突起をもつ機械加工面の接触伝熱機構 (第1報) 表面おうとつの方向を一致させた場合の接触熱抵抗の理論解析", 精密機械 47.2, 1981, pp. 179-184.
- 3-5 日本機械学会, 伝熱工学資料(改訂第5版), 丸善出版, 2009, p. 296.
- 3-6 橘藤雄, 接触面の熱抵抗に関する研究, 日本機械学会誌, Vol. 55.397, 1952, pp. 102-107.
- 3-7 Holm, R., "Electric contacts, Theory and Applications, Reprint of the fourth completely rewritten edition 1967", Springer, 1967, pp. 7-8, 30, 372-374.
- 3-8 甲藤好郎: 伝熱概論, 養賢堂, 2002, p. 163.
- 3-9 斉藤朗, 山崎郭滋: "低グラスホフ数域における床面上有限垂直平板の自然対流熱伝達", 日本機械学会論文集(B編), 60-577, 1994, pp. 180-187.
- 3-10 日本機械学会, 伝熱工学資料(改訂第5版), 2009, p. 288.
- 3-11 佐野川好母, 金属接触面における伝熱に関する研究(第1報), 日本機械学会論文集, 33-251, 1967, pp. 1097-1107.
- 3-12 橘藤雄, 接触面の熱抵抗に関する研究, 日本機械学会論文集, 55-397, 1952, pp. 102-107.

4章 粗さとうねりを有し不均一接触する実接触面への予測式の適用

4.1 本章の概要

本章では、実製品にて想定される部材表面のうねりと粗さによって生じる不均一接触面がもつ接触熱抵抗分布を予測する方法^{[4-1]~[4-3]}について述べる。一連の手法検討では、Fig. 4-1 に示す検証用の特殊サンプルを使用しており、このサンプルは、Fig. 4-2 のように接触面にうねりと粗さを持つアルミナ基板を有した $20 \times 10^{-3} \text{ m}$ の抵抗器をM4サイズのボルトおよび樹脂カバーによってアルミニウム製冷却プレートの鏡面に接触させた構造になっている。本研究では、うねりを含めた特殊サンプルの形状を再現した詳細モデルによる弾性接触解析と、2章および3章で述べた局所領域における均一接触面が持つ平均接触圧力と接触熱抵抗の関係を併用することで、抵抗器と冷却プレートの接触面に生じる不均一なTCR分布を予測した。さらに、抵抗器のアルミナ基板と冷却プレート間に予測したTCR分布を境界条件として与えた定常3次元熱伝導解析モデルをつくり、このモデルによって抵抗器表面の温度分布も予測した。予測した温度分布は、赤外線サーモグラフィによる測定温度と比較し、予測結果の有効性も検証した。以下、一連の検討結果について報告する。

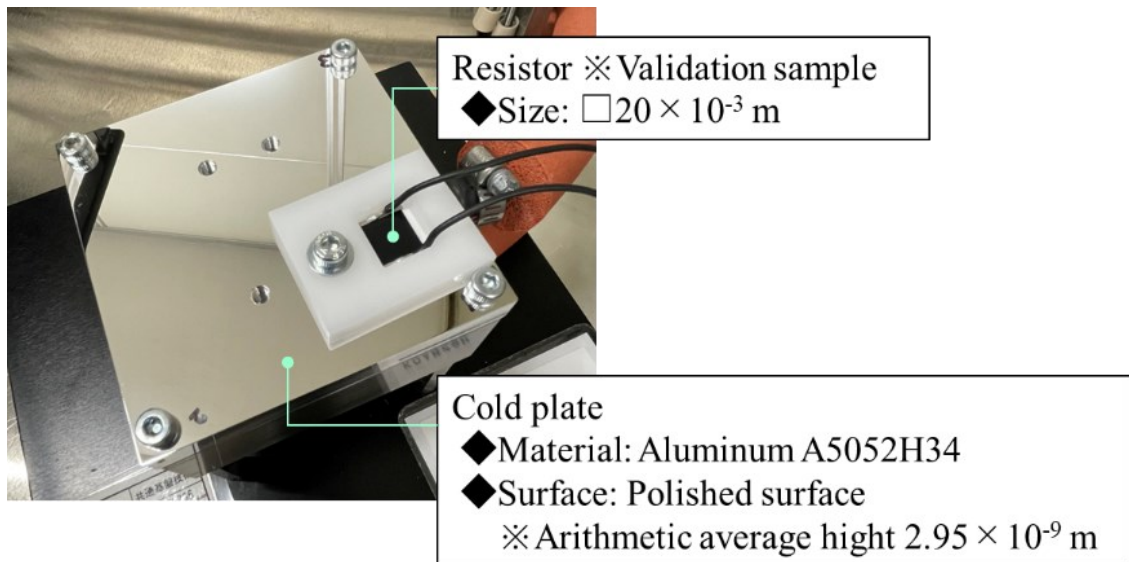


Fig. 4-1 Appearance of validation sample

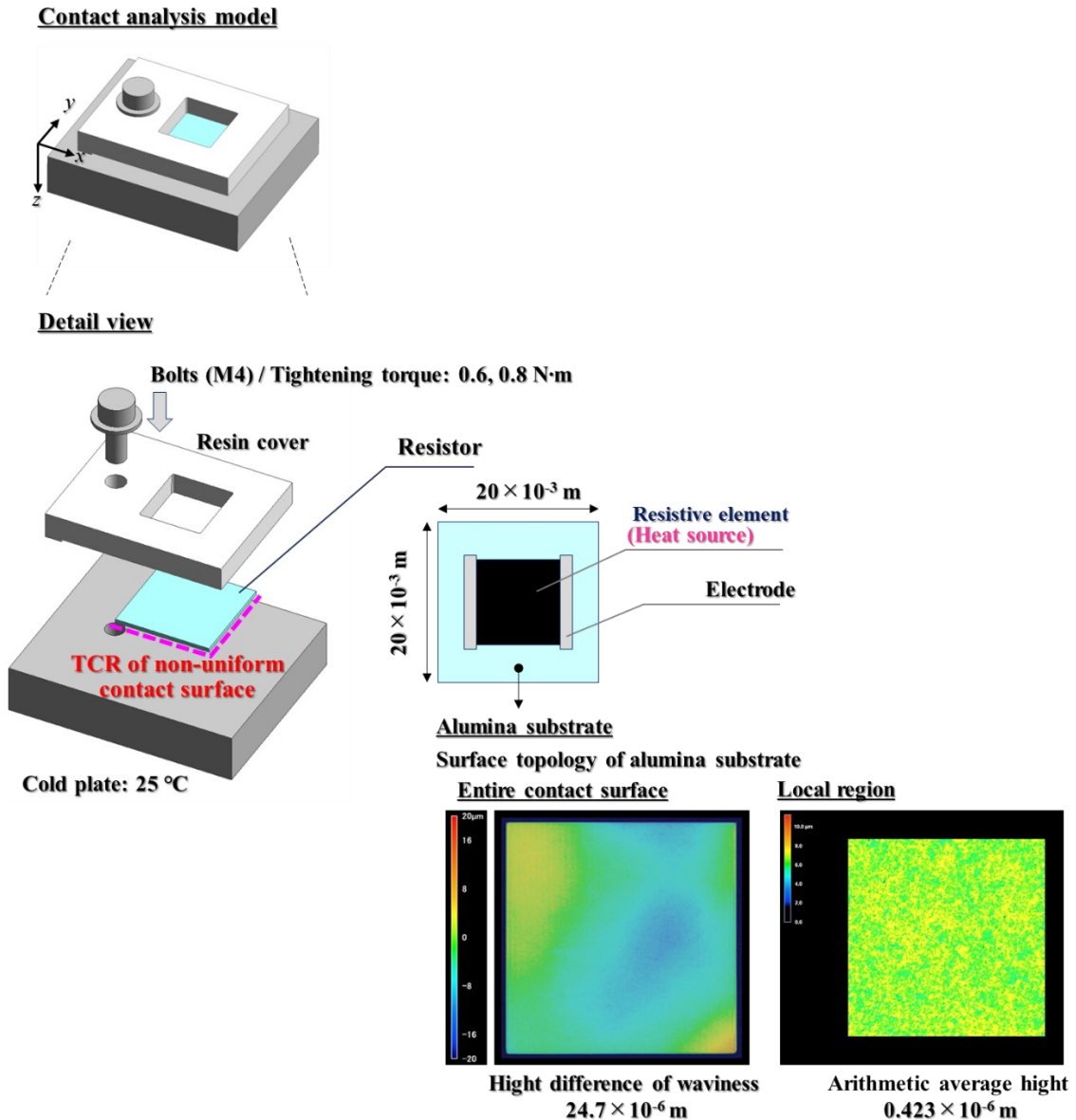


Fig. 4- 2 Overview of test model for developing prediction method of TCR distribution.

4.2 うねりと粗さを伴う不均一接触面の TCR 分布予測

表面にうねりと粗さがあるアルミナ基板を構成材料にもつ抵抗器を電子機器の筐体に接触させたときの模式図を Fig. 4- 3 に示す。アルミナ基板表面のうねりは、接触圧力に偏りがある接触領域と、接触面に介在する空気の厚みに偏りがある非接触領域を生じさせる。このような不均一接触面内の各位置における熱抵抗は、接触圧力や空気厚みの大きさによって異なるため、接触面には不均一な TCR 分布が生じる。さらに、不均一な TCR 分布は、通電によって自己発熱する抵抗器内の温度分布にも偏りを生じさせ、抵抗器の信頼性に影響を与える。本研究では、部材のうねりを再現した接触解析モデル

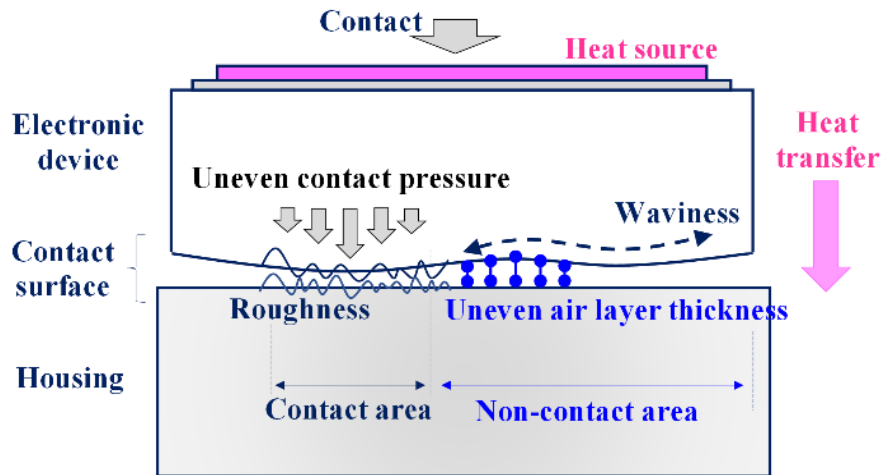


Fig. 4- 3 Schematic of non-uniform contact surface

によって不均一接触面の TCR 分布を予測し、さらに、TCR 分布を考慮した抵抗器を表す熱伝導解析モデルによって部品の温度を見積もる方法を検討した。以下、具体的な解析方法について、4.2.1 項で表面形状観察に基づいた接触解析モデル、4.2.2 項でうねりを再現した接触解析モデルによる TCR 分布の予測、4.2.3 項で TCR 分布を考慮した熱伝導解析モデルによる抵抗器の温度予測の3つに分けて説明する。

4.2.1 表面形状観察に基づく接触解析モデルの作成

はじめに、接触解析モデルを作成するために必要な部材表面の形状データを3次元形状測定機 (KEYENCE 製 VR-3200) によって取得する。本検討では、うねりが有るアルミナ基板と鏡面加工によって平面を確保したアルミニウム製の冷却プレートの不均一接触を想定したので、ここでは、Fig. 4- 4 に示すアルミナ基板の表面形状のみを測定した。この形状データ $z_{\text{Al2O3}}(x, y)$ は、 x および y 方向それぞれのデータのサンプリング間隔を $23.6 \times 10^{-6} \text{ m}$ として測定しており、 z 方向の測定分解能は $1.0 \times 10^{-6} \text{ m}$ である。なお、 x および y 方向のそれぞれの位置におけるデータ番号を m および n とよぶ。この各方向のサンプリングデータは $m, n = 0 \sim 1023$ までの1024個あり、座標 x, y との対応関係は $x = 23.6 \times 10^{-6} m \text{ [m]}$, $y = 23.6 \times 10^{-6} n \text{ [m]}$ である。

次に、モデル形状の簡略化のため、測定した $z_{\text{Al2O3}}(x, y)$ にガウス関数を用いたフィルタ処理を行い、低空間周波数の波長成分であるうねりを残した表面形状データを出力する。形状を簡略化する理由は、うねりを表す低空間周波数の波長成分と、粗さを表す高空間周波数の波長成分が混在した複合的な形状データ $z_{\text{Al2O3}}(x, y)$ をそのまま接触解析

第4章 粗さとうねりを有し不均一接触する実接触面への予測式の適用

モデルに変換すると、モデルの規模が大きく、計算結果が得られない恐れがあるためである。このガウシアンフィルタ処理では、まず $z_{al2o3}(x, y)$ を

$$B(v_x, v_y) = \frac{1}{1024^2} \sum_{m=0}^{1023} \sum_{n=0}^{1023} z_{al2o3}(m, n) \exp \left\{ -2\pi j \left(\frac{mv_x}{1024} + \frac{nv_y}{1024} \right) \right\} \quad (4.1)$$

にしたがってフーリエ変換し、アルミナ基板の表面形状に含まれる x および y 方向それぞれの空間周波数 v_x, v_y [cycle/mm] の波長がもつ振幅 $B(v_x, v_y)$ [m] をパワースペクトルとして出力する。その後、空間周波数 v_x, v_y の増加に伴って振幅が 1 から 0 に向かって減衰するガウス関数 $G(v_x, v_y)$ [-]

$$G(v_x, v_y) = \exp \left(-\frac{v_x^2 + v_y^2}{2sd^2} \right) \quad (4.2)$$

を $B(u, v)$ に積算したパワースペクトル $B_g(v_x, v_y)$

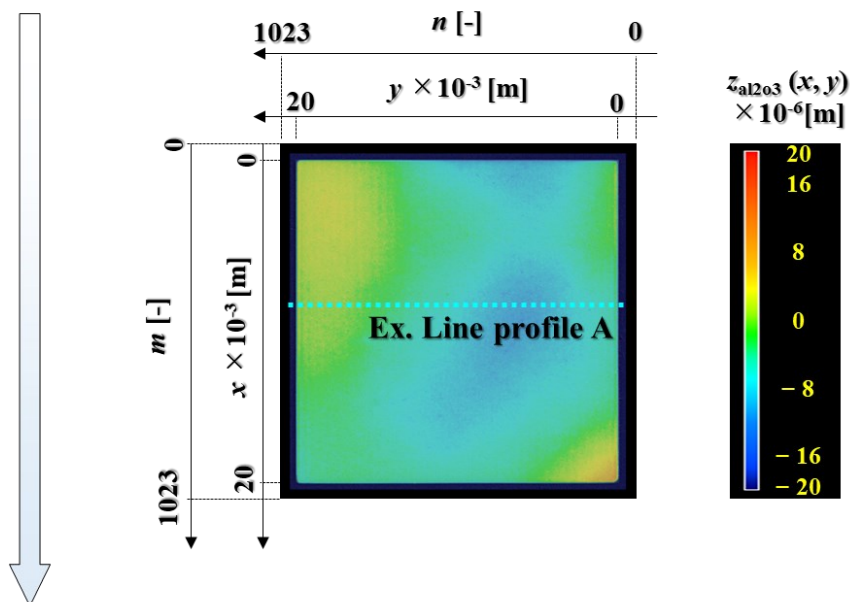
$$B_g(v_x, v_y) = B(v_x, v_y) G(v_x, v_y) \quad (4.3)$$

を求める。なお、本研究では $G(v_x, v_y) = 0.5$ になるときの空間周波数 v_x, v_y をカットオフ値と定義し、その大きさを標準偏差 sd によって調整している。この計算によって、アルミナ基板の表面形状に含まれる粗さを表す高空間周波数の波長の振幅が減衰し、逆に、うねりを表す低空間周波数の波長の振幅は減衰せずに保持される。そして最後に、Eq. (4.3) によって得られたパワースペクトル $B_g(v_x, v_y)$ を

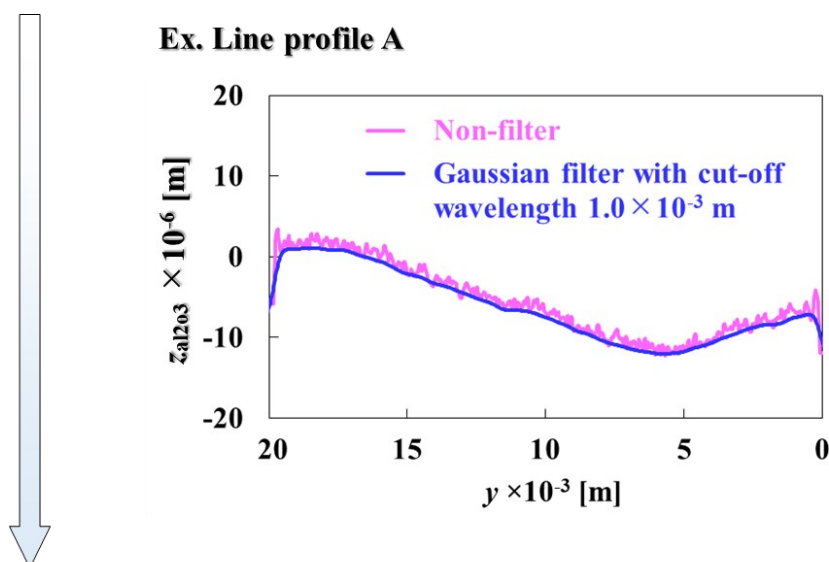
$$z_{al2o3_g}(m, n) = \sum_{v_x=0}^{511} \sum_{v_y=0}^{511} B_g(v_x, v_y) \exp \left\{ 2\pi j \left(\frac{mv_x}{1024} + \frac{nv_y}{1024} \right) \right\} \quad (4.4)$$

によってガウシアンフィルタ処理後の表面形状データ $z_{al2o3_g}(x, y)$ に変換した。なお、本検討では、ガウシアンフィルタ処理におけるカットオフ値は、 $v_x, v_y = 1$ cycle/mm としており、フィルタ処理前後の表面形状の変化は、Fig. 4-4 のラインプロファイル A に示す通りである。最後に、上述したデータ処理によって得られた $z_{al2o3_g}(x, y)$ を 3次元形状のモデルデータに変換することで、うねりを再現したアルミナ基板のモデルデータを生成した。このアルミナ基板のモデルデータは、4.2.2 項で説明する接触解析モデルの一部として利用する。

Measurement of surface topography data of alumina $z_{\text{al2o3}}(x, y)$ by using 3D measuring microscope (KEYENCE VR-3200)



Filtering process by means of gaussian function



Output 3D model data

Fig. 4- 4 Modelling process of alumina substrate with wavy surface

4.2.2 うねりを再現した接触解析モデルによる TCR 分布の予測方法

ここでは、うねりがあるアルミナ基板を含む抵抗器をアルミニウム製冷却プレート
の鏡面に不均一接触させる解析モデルを作成し、不均一接触面に生じる接触圧力およ
び空気厚みの分布を予測し、それらの予測結果に基づいて TCR 分布を求める方法を説
明する。

4.2.2.1 弾性接触解析モデル

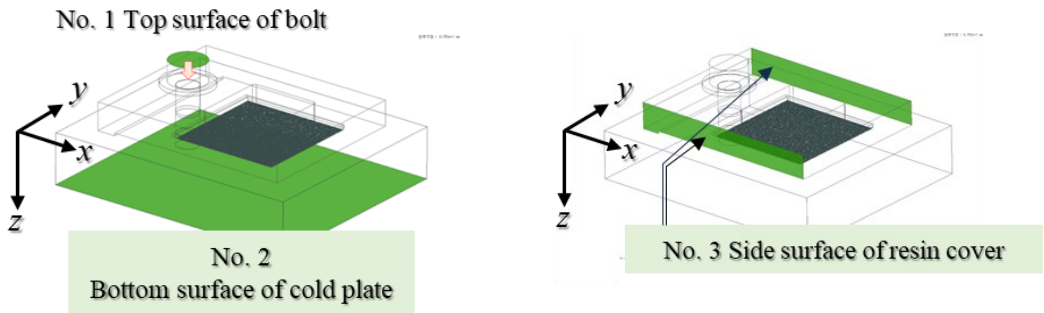
本解析では、ANSYS 社の有限要素シミュレータ Workbench Mechanical 2022R2 を使用
して Fig. 4- 2 に示す解析モデルを作成し、弾性変形を伴う接触解析を行う。本モデルの
部材構成およびそれらの材料物性値は Fig. 4- 2 および Table 4- 1 に示す通りであり、M4
サイズのボルトと樹脂カバーによって、4.2.1 項のうねりを再現したアルミナ基板を含む
抵抗器のモデルを材質 A5052H34 の冷却プレートに接触させた。なお、抵抗器を構成す
る抵抗体膜および電極は厚みが数 μm と薄いため、接触解析の結果に影響を及ぼさな
いと仮定してモデルからは除外した。

次に、モデル各部に設定した境界条件について Fig. 4- 5 および Table 4- 2 を参照して
説明する。なお Fig. 4- 5 は、変位および固定、接触を定義した位置を表す模式図であり、
Table 4- 2 は、各境界条件の具体的な設定をまとめた一覧表である。まず、Fig. 4- 5 (a)
に示すように、ボルトの上面に z 方向の変位を与え、冷却プレートの底面を固定した。こ
れによって、ボルトを z 方向に垂直に移動させ、樹脂カバーおよびアルミナ基板を固定
された冷却プレートに向かって押し込む。なお、ボルト上面に与えた変位量は、Table 4-
2 の 2 条件とし、「(1) 締め付けトルク $0.6\text{ N}\cdot\text{m}$ でボルトを締結したときの z 方向の変位
量 $164\times 10^{-6}\text{ m}$ 」と、「(2) 締め付けトルク $0.8\text{ N}\cdot\text{m}$ でボルトを締結したときの z 方向の変
位量 $201\times 10^{-6}\text{ m}$ 」を与えた。なお、各条件は、Fig. 4- 1 に示したテストサンプルをボルト
締結したときに測定したボルトの z 方向の変位量であり、ハイトゲージにより測定した。

Table 4- 1 Material properties of components

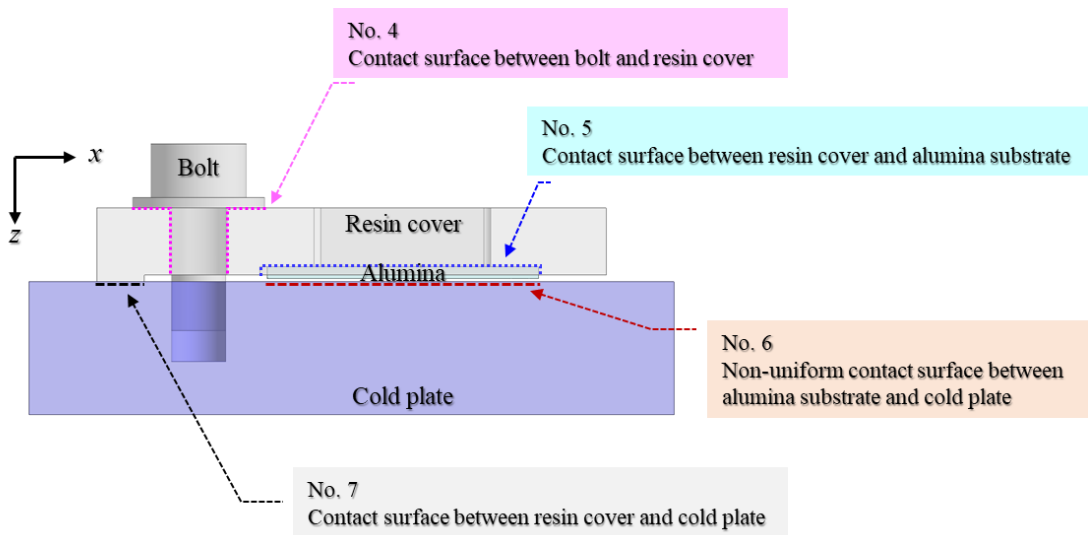
Component	Material	Young's modulus [GPa]	Poisson's ratio [-]
M4 bolt	SUS304	193 [4-4]	0.29 [4-4]
Resin cover	Polyacetal copolymer	2.58 [4-5]	0.35 [4-5]
Resistor (Alumina substrate)	Alumina 96%	320 [4-6]	0.23 [4-6]
Cold plate	Aluminum A5052H34	70.4 [4-7]	0.33 [4-7]

第4章 粗さとうねりを有し不均一接触する実接触面への予測式の適用



(a) Condition No. 1 and No. 2

(b) Condition No. 3



(c) Condition No. 4 to No. 7

Fig. 4- 5 Boundary conditions of contact analysis model

Fig. 4- 5 (b)に示す樹脂カバーの側面については、 y 方向の変位を 0 m に固定した。これは、Fig. 4- 1 のテストサンプルをボルト締結する際に樹脂カバーの側面を保持することを再現するための条件である。次に、Fig. 4- 5 (c)に示す4つの接触条件 No. 4~No. 7 について説明する。本解析では接触モデルとして拡大ラグランジェ法^[4-8]を使用している。このモデルは、Fig. 4- 6 の模式図のように、対向する2つの表面にそれぞれ定義されたメッシュの節点間の距離が、任意の基準値よりも近接した場合に両表面の接点が接触していると見なされて結合する。逆に、基準値よりも接点間距離が離れている場合には、その接点どうしは非接触と見なされる。また、一度、接触したと判定した対を成す節点どうしでも、例えばモデル全体の变形に伴って接点間距離が基準値よりも再度離れた場

第4章 粗さとうねりを有し不均一接触する実接触面への予測式の適用

合には、非接触と見なされる。このモデルでは、Fig. 4- 5 (c)に示した No. 4 のボルトと樹脂カバーの接触面および No. 5 の樹脂カバーとアルミナ基板の接触面では表面間距離の基準値を $20 \times 10^{-6} \text{ m}$ として接触判定を行い、No. 6 に示したアルミナ基板と冷却プレート間および No. 7 に示した樹脂カバーと冷却プレート間の2つの接触面では基準値を $2 \times 10^{-6} \text{ m}$ として接触判定を行った。

Table 4- 2 Boundary conditions of contact analysis model

No.	Boundary condition	
1	Top surface of bolt	Imposed displacement Δz in z -direction. (1) At tightening torque of $0.6 \text{ N} \cdot \text{m}$, bolt was displaced $164 \times 10^{-6} \text{ m}$ in z -direction. (2) At tightening torque of $0.8 \text{ N} \cdot \text{m}$, bolt was displaced $201 \times 10^{-6} \text{ m}$ in z -direction.
2	Bottom surface of cold plate	Displacement in x, y, z -direction was fixed.
3	Side surface of resin cover	Displacement in y -direction was fixed.
4	Contact surface: Bolt – Resin cover	Contact model: augmented Lagrange ^[4-8] Range of contact determination: $20 \times 10^{-6} \text{ m}$
5	Contact surface: Resin cover – Alumina substrate	
6	Contact surface: Alumina substrate – Cold plate	Contact model: augmented Lagrange ^[4-8] Range of contact determination: $2 \times 10^{-6} \text{ m}$
7	Contact surface: Resin cover – Cold plate	

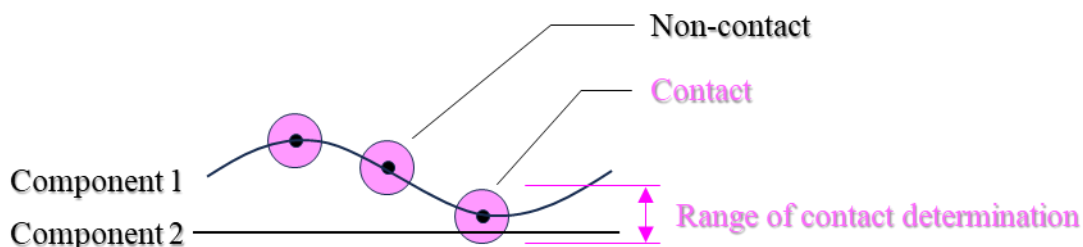


Fig. 4- 6 Schematic of augmented Lagrange

第4章 粗さとうねりを有し不均一接触する実接触面への予測式の適用

以上の解析モデルによって、ボルト締結時の抵抗器と冷却プレートの接触状態を予測し、うねりを詳細に再現したアルミナ基板と冷却プレート間に生じる不均一な接触圧力分布および空気厚み分布を求めた。これらの予測結果は、不均一接触面の TCR 分布を求める際のデータとして活用する。

4.2.2.2 接触圧力および空気厚み分布を接触熱抵抗分布に変換する方法

接触解析モデルによって予測した不均一接触面の接触圧力と空気厚みの分布を TCR 分布に変換する Fig. 4-7 に示す手順について述べる。

まず、接触解析の結果からアルミナ基板と冷却プレート間の不均一接触面に生じる接触圧力と空気厚みの分布を出力する。データ出力時には、Fig. 4-7 に示すように不均一接触面全体を大きさが $\square 0.667 \times 10^{-3} \text{ m}$ の微小領域（以降、セルと呼ぶ）に分割し、接触領域にある各セル内の接触圧力の平均値 p_{m_cell} [MPa] と、非接触領域にある各セル内

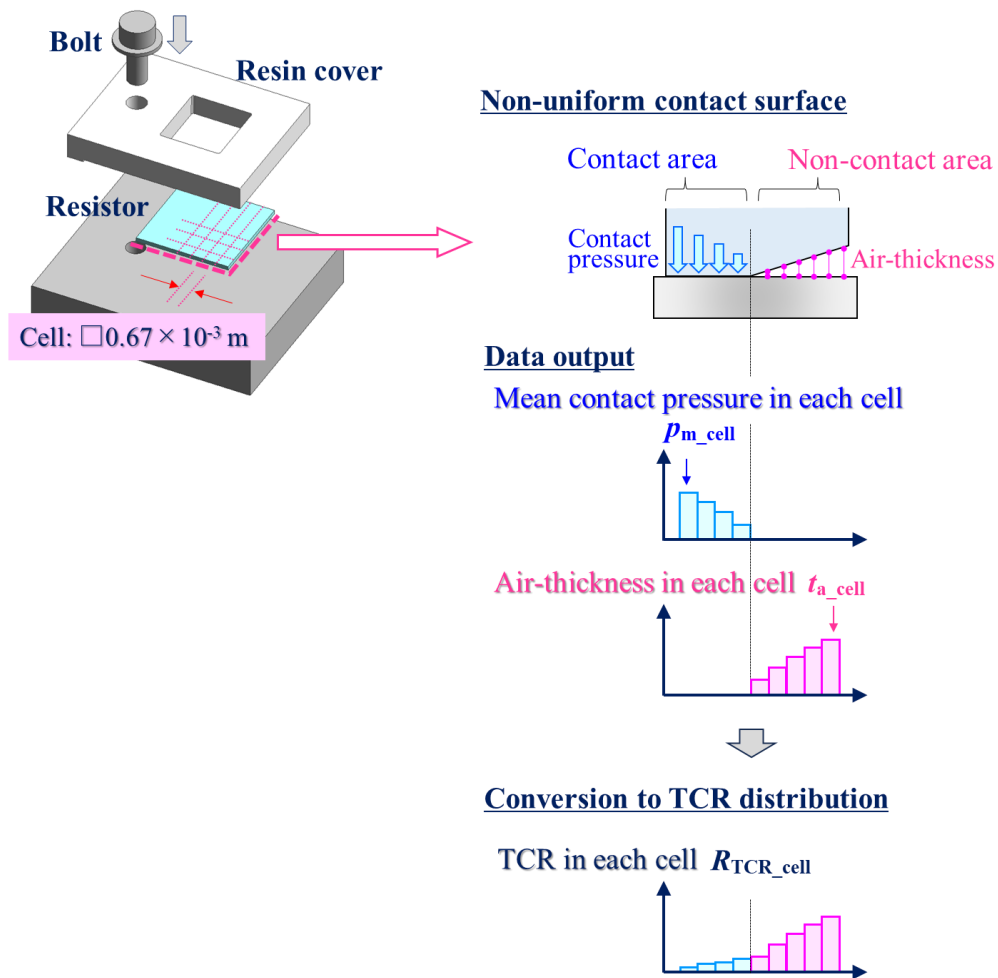


Fig. 4-7 Procedure for converting contact pressure and air thickness to thermal resistance.

第4章 粗さとうねりを有し不均一接触する実接触面への予測式の適用

の空気厚みの平均値 t_{a_cell} [m]を求めた. このとき, 接触領域内にある個々のセルにおいては均一な接触が生じていると仮定し, 接触圧力も p_{m_cell} で均一と考える. また, 非接触領域においても同様に, 空気厚みが t_{a_cell} で均一と仮定する.

次に, 出力された各セルが持つ p_{m_cell} および t_{a_cell} を熱抵抗に変換し, 不均一接触面全体の TCR 分布を求める. 接触領域にある均一な接触を仮定したセルがもつ p_{m_cell} は, 3.4 節で報告した Fig. 3-19 中の $r_{TCR_p_uc}$ を抜粋した Fig. 4-8 および Eq. (4.5)

$$R_{TCR_cell} = a_{cell} r_{TCR_p_uc} \quad (4.5)$$

によって熱抵抗 R_{TCR_cell} [K/W]に変換した. なお, Eq. (4.5)の a_{cell} [m²] はセルの面積で $a_{cell} = 0.444 \times 10^{-6}$ m² である. また, 非接触領域にあるセルがもつ熱抵抗は

$$R_{TCR_cell} = \frac{t_{a_cell}}{k_a a_{cell}} \quad (4.6)$$

によって求め, 式中の k_a [W/(m·K)]は空気の熱伝導率 $k_a = 0.026$ W/(m·K)^[4-9]である. 以上のデータ変換によって不均一接触面全体の TCR 分布を求めた.

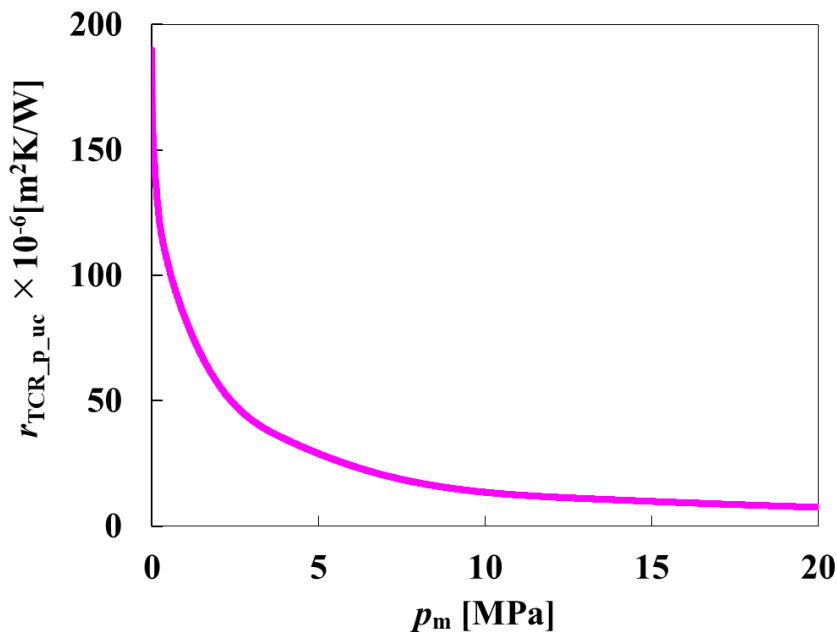


Fig. 4-8 Thermal contact resistance across uniform contact surface between alumina substrate with roughness and aluminum plate with polished surface

4.3 TCR 分布を考慮した熱伝導解析モデルによる温度予測

ここでは、4.2 節で述べた接触解析によって得た不均一接触面の TCR 分布を考慮し、自己発熱する抵抗器を冷却プレートに接触させたときの定常状態の温度を予測した。本解析では、ムラタソフトウェア社の有限要素シミュレータ Femtet[®]を使用して Fig. 4-9 に示す構造および部材構成、Table 4-3 の熱伝導率をもつ解析モデルを作成し、3次元の定常熱伝導解析を行った。解析モデルの支配方程式は

$$k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + q_v = 0 \quad (4.7)$$

であり、式中の k [W/(m·K)] は部材の熱伝導率、 q_v [W/m³] は単位体積あたりの発熱量を表す。なお、本モデルでは、Fig. 4-9 に示した体積が V_r [m³] の抵抗体膜全体に一樣な発熱 $Q = q_v V_r = 11.8$ W を与え、冷却プレートの下面に 25°C 一定の条件を与えた。また、上記以外の境界条件として、各部材表面から周囲の 25°C の空気に対する自然対流による放熱も考慮した。具体的には、ヌセルト数 Nu [-] と平均熱伝達率 h_m [W/(m²·K)]、空気の熱伝導率 k_a [W/(m·K)]、代表長 L [m] の関係

$$h_m = \frac{k_a}{L} Nu \quad (4.8)$$

に、甲藤^[4-16]の著書で紹介されている Fishenden ら^[4-17]が報告した空気中に水平に置かれた正方形の加熱平板を用いた実験に基づくヌセルト数の実験式

$$Nu = 0.54 (GrPr)^{0.25}, \quad Gr = \frac{g\beta T_f L^3}{\nu^2} \quad (10^5 \leq GrPr \leq 2.0 \times 10^7) \quad (4.9)$$

を与えることで得られる

$$h_m = \frac{k_a}{L} Nu = \frac{k_a}{L} [0.54(GrPr)^{0.25}] \quad (4.10)$$

をもとに、各部材の表面から周囲の空気への放熱を考慮した。その計算条件は、解析モデル各部の表面温度を $T_s = 50$ °C、周囲の空気温度を $T_a = 25$ °C、膜温度を $T_f = (T_s + T_a) / 2 = 37.5$ °C と仮定し、その膜温度に応じた空気の k_a 、密度 ρ [kg/m³]、体膨張係数 $\beta = 1/(T_f + 273.15)$ [1/K]、動粘性係数 ν [m²/s]、プラントル数 Pr [-] および Fig. 4-9 に示した解析モデル・樹脂カバーの x 方向の長さ 37.5×10^{-3} m を L とした。上述した計算方法によって

第4章 粗さとうねりを有し不均一接触する実接触面への予測式の適用

得られた平均熱伝達率は $h_m = 7.73 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ であり、この h_m を解析モデルの抵抗体膜、アルミナ基板、樹脂カバー、ハーネスの表面に設定した。

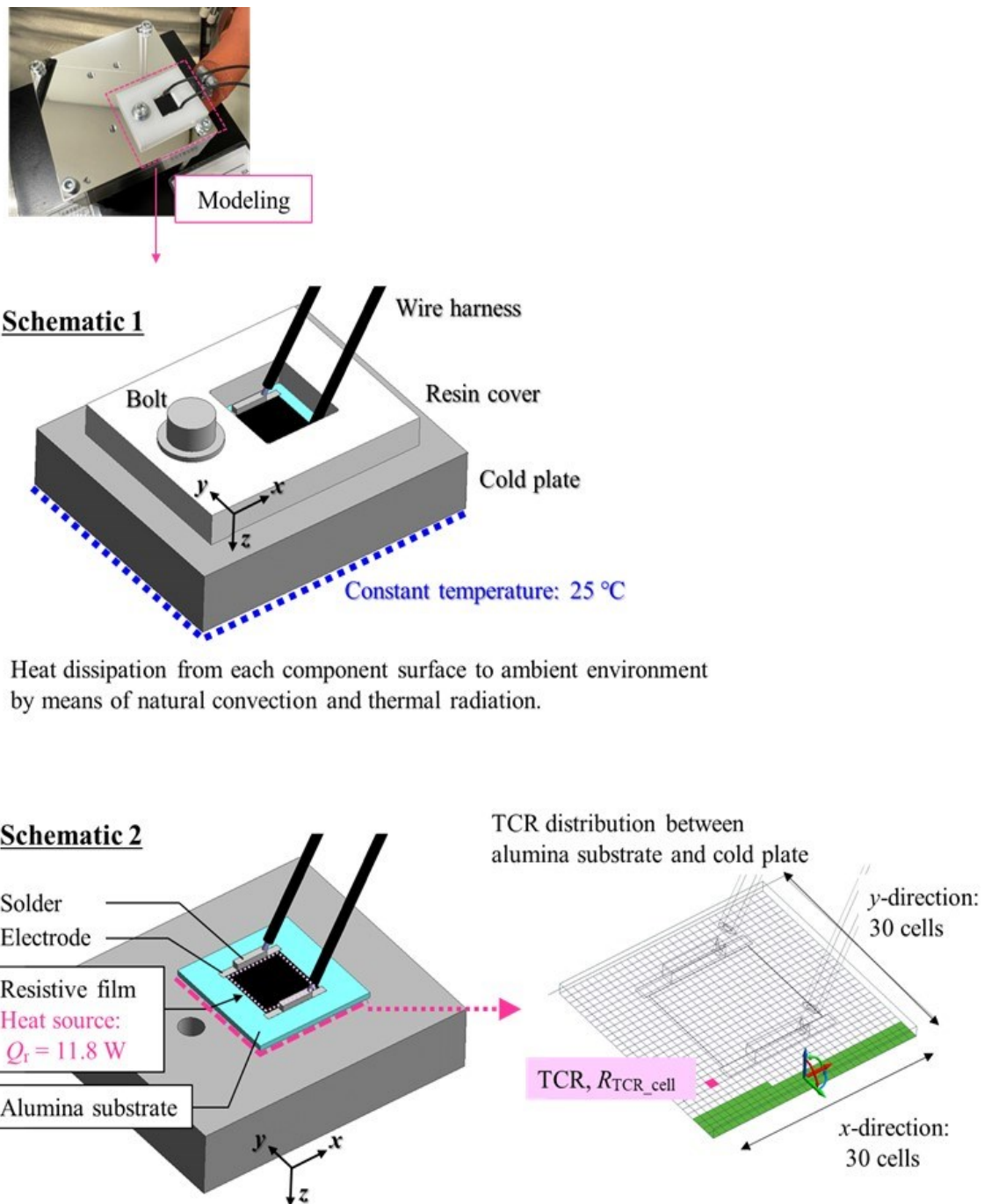


Fig. 4- 9 Heat transfer analysis model of test sample and boundary conditions

第4章 粗さとうねりを有し不均一接触する実接触面への予測式の適用

Table 4- 3 Thermophysical properties

Component	Material	Thermal conductivity k [W/(m·K)]
M4 bolt	SUS304	16 ^[4-10]
Resin cover	Polyacetal copolymer	0.17 ^[4-11]
Alumina substrate	Alumina 96%	21.6 ※Laser flash
Resistive film	Glass composite	0.77 ^[4-12]
Electrode	Silver	427 ^[4-13]
Solder	Solder	46.5 ^[4-14]
Wire harness	Coating : vinyl chloride	0.16 ^[4-15]
	Conducting wire : copper	398 ^[4-13]
Cold plate	Aluminum A5052H34	156 ※Laser flash

また、このモデルでは、各部材の表面から周囲壁への放射による熱流束 q_{rad} [W/m²]

$$q_{\text{rad}} = \varepsilon \sigma [(T_s + 273.15)^4 - (T_w + 273.15)^4] \quad (4.11)$$

第4章 粗さとうねりを有し不均一接触する実接触面への予測式の適用

も考慮した。ここで、 σ はステファンボルツマン定数 ($= 5.67 \times 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$)であり、抵抗膜とアルミナ基板、樹脂カバーの表面の放射率は $\varepsilon = 0.85^{[4-12]}$ とした。また、 T_w [°C] は周囲壁の温度である。

さらに、アルミナ基板と冷却プレートの接触面には、4.2.2 項に示した接触解析によって予測される TCR 分布を設定する。具体的には、Fig. 4-9 に示すように、アルミナ基板と冷却プレートの接触面に大きさが $\square 0.667 \times 10^{-3} \text{ m}$ のセルを x, y 方向それぞれに 30 個配列する。各セルには、それぞれ任意の熱抵抗を設定することができ、この熱抵抗を介してアルミナ基板と冷却プレートの表面間を接続することができる。この機能を用いて、接触解析で予測した TCR 分布に基づいて 30×30 個の各セルの熱抵抗を設定した。

以上の解析モデルによって、定常状態における系全体の温度を予測し、そこから抵抗膜表面の温度プロファイルを抽出して赤外線サーモグラフィで測定した温度プロファイルとの比較を行った。一連の解析結果については、4.4 節にて説明する。

4.4 解析結果

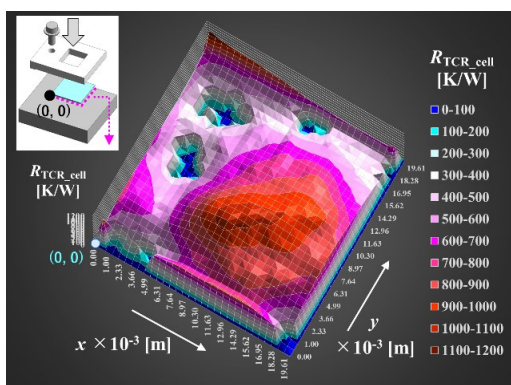
4.4.1 接触圧力および空気厚み、接触熱抵抗の分布

4.2 節に示したアルミナ基板のうねりを考慮した接触解析モデルによって予測した TCR 分布および接触圧力分布、空気厚み分布を Fig. 4-10 および Fig. 4-11 に示す。Fig. 4-10 は M4 サイズのボルトをトルク $0.6 \text{ N}\cdot\text{m}$ で締め付けたときのボルトの z 方向の変位量 $164 \times 10^{-6} \text{ m}$ をモデルに与えたときの予測結果である。一方、Fig. 4-11 はトルク $0.8 \text{ N}\cdot\text{m}$ 、ボルトの z 方向の変位量 $201 \times 10^{-6} \text{ m}$ における予測結果を示している。さらに、Fig. 4-10 と Fig. 4-11 には、うねりを再現したモデルとうねりを無視したモデルの結果を示し、それぞれの(a)と(b)は TCR 分布、(c)と(d)は接触圧力分布、(e)と(f)は空気厚み分布である。

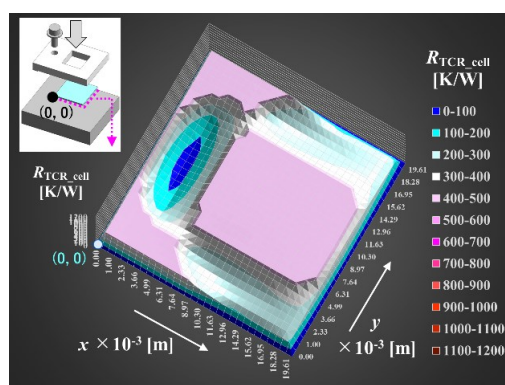
締め付け条件が異なる Fig. 4-10 と Fig. 4-11 の各結果において、うねりを再現した接触解析モデルとうねりを無視した接触解析モデルの TCR と接触圧力、空気厚みの分布を比較すると、両者のモデルが予測する結果が大きく異なることがわかる。この結果から、抵抗器のアルミナ基板表面のうねりは、アルミナ基板と冷却プレートの接触面に生じる接触圧力と空気厚みを変化させ、TCR 分布に大きな影響を及ぼすことがわかる。

また、締め付けトルクの条件が異なる TCR 分布を示した Fig. 4-10 (a)および Fig. 4-11 (a)を比較すると、Fig. 4-11 (a)に示す締め付けトルクが $0.8 \text{ N}\cdot\text{m}$ の場合の TCR の方が熱抵抗の低い領域が拡大している。これは、Fig. 4-10 (c)および Fig. 4-11 (c)の比較から見受けられる接触圧力が生じる接触領域が拡大していることと、Fig. 4-10 (e)および Fig. 4-11 (e)の比較からわかる空気厚みが薄い領域が拡大していることの 2 つに起因していると考えられる。以上のように、本解析を用いることで、接触する部材が持つうねりを考慮しつつ、加圧条件の違いによる TCR 分布の差異を分析可能であることがわかる。

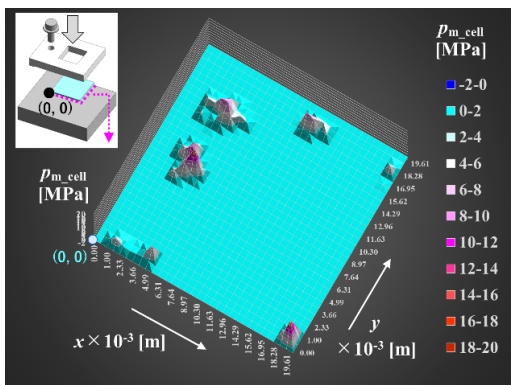
第4章 粗さとうねりを有し不均一接触する実接触面への予測式の適用



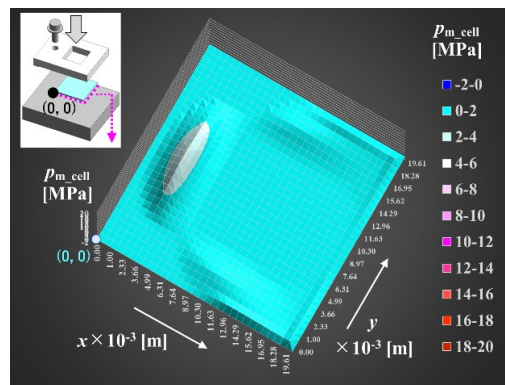
(a) Wavy surface model, R_{TCR_cell}



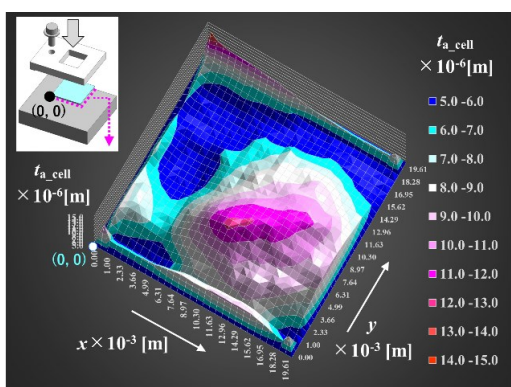
(b) Flat surface model, R_{TCR_cell}



(c) Wavy surface model, p_{m_cell}

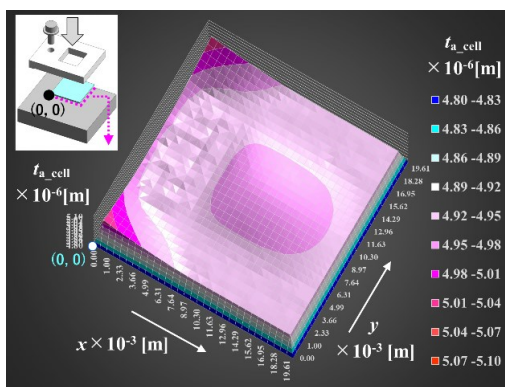


(d) Flat surface model, p_{m_cell}



(e) Wavy surface model, t_{a_cell}

Scale range of t_{a_cell} : $5 \sim 15 \times 10^{-6}$ m

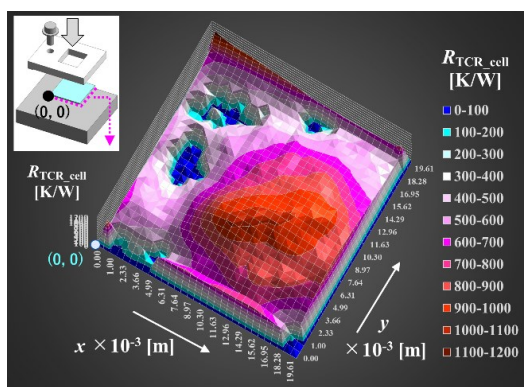


(f) Flat surface model, t_{a_cell}

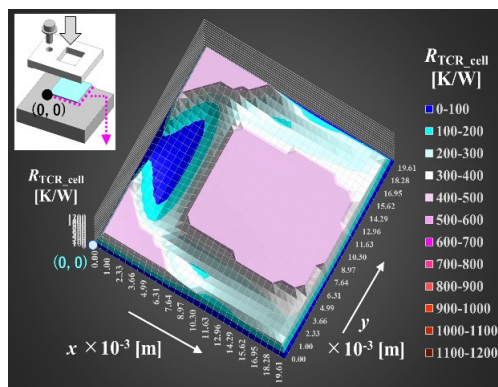
Scale range of t_{a_cell} : $4.8 \sim 5.1 \times 10^{-6}$ m

Fig. 4- 10 Prediction results of parameters such as TCR and contact pressure, air-thickness under condition of tightening torque 0.6 N·m

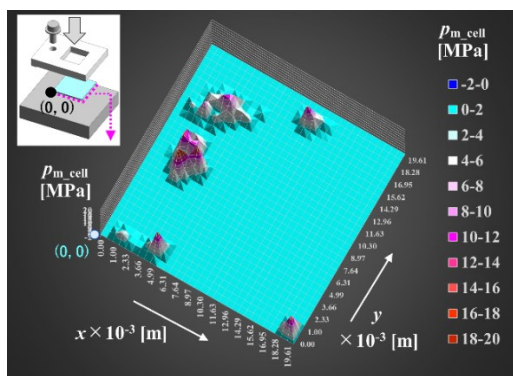
第4章 粗さとうねりを有し不均一接触する実接触面への予測式の適用



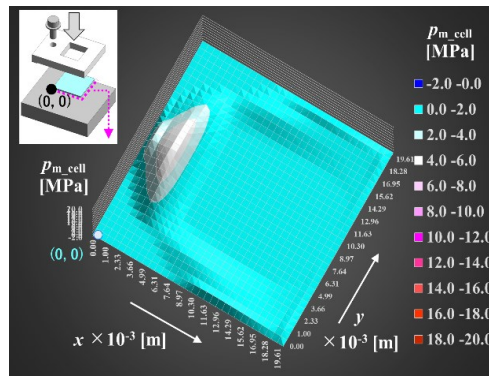
(a) Wavy surface model, R_{TCR_cell}



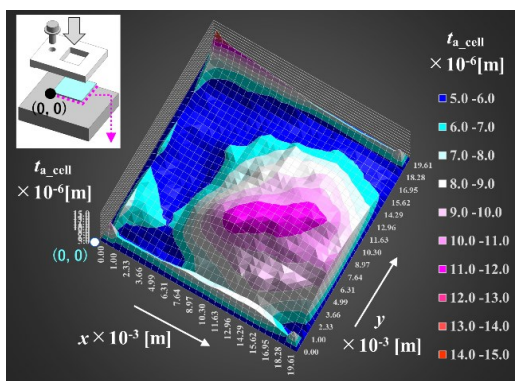
(b) Flat surface model, R_{TCR_cell}



(c) Wavy surface model, p_{m_cell}

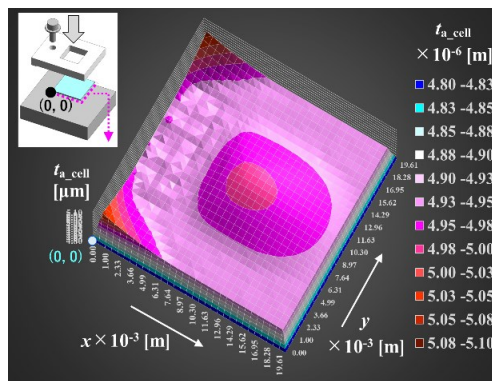


(d) Flat surface model, p_{m_cell}



(e) Wavy surface model, t_{a_cell}

Scale range of t_{a_cell} : $5 \sim 15 \times 10^{-6}$ m



(f) Flat surface model, t_{a_cell}

Scale range of t_{a_cell} : $4.8 \sim 5.1 \times 10^{-6}$ m

Fig. 4- 11 Prediction results of parameters such as TCR and contact pressure, air-thickness under condition of tightening torque 0.8 N·m

4.4.2 抵抗器表面の温度分布

4.3 節に示した熱伝導解析モデルのアルミナ基板-冷却プレート間の接触面に 4.4.1 項の Fig. 4- 10 および Fig. 4- 11 に示した TCR 分布を境界条件として与え, 抵抗体膜全体を 11.8 W で一様に発熱させたときの定常状態における温度予測結果を示す. 予測した温度プロファイルは, Fig. 4- 12 に示すように $y = 4.0 \times 10^{-3}$, 3.0×10^{-3} , -3.0×10^{-3} , -4.0×10^{-3} m の 4 か所とした. Fig. 4- 13 は, M4 ボルトを締め付けトルク 0.6 N·m で締め付けることによってボルトを z 方向に 164×10^{-6} m だけ変位させ, 抵抗器を冷却プレートに接触させたときの抵抗体膜表面の温度プロファイルであり, Fig. 4- 14 は, 締め付けトルク 0.8 N·m, ボルトの z 方向の変位量 201×10^{-6} m における温度プロファイルである.

まず, 締め付けトルク 0.6 N·m, ボルトの z 方向の変位量 164×10^{-6} m における温度予測結果 Fig. 4- 13 に注目する. これらの結果にはそれぞれ, アルミナ基板表面のうねりを再現した接触解析モデルで予測したアルミナ基板-冷却プレート間の TCR 分布 Fig. 4- 10 (a), うねりを無視した接触解析モデルで求めた Fig. 4- 10 (b), アルミナ基板-冷却プレート間の TCR が 0 K/W の 3 つの条件における抵抗体膜表面の温度予測結果が示されている. 予測結果の妥当性を評価するための比較データとして, 赤外線サーモグラフィによって測定した抵抗体膜表面の温度プロファイルも併記した. アルミナ基板のうねりを考慮した Fig. 4- 10 (a) の TCR 分布を境界条件として与えた熱伝導解析モデルの予測結果は, Fig. 4- 13 (a)~(d) に示した $y = 4.0 \times 10^{-3}$, 3.0×10^{-3} , -3.0×10^{-3} , -4.0×10^{-3} m の 4 か所すべてで赤外線サーモグラフィの測定結果を精度良く再現できている. 予測した最高温度の誤差は, 赤外線サーモグラフィの測定温度を比較基準とすると, Fig. 4- 13 (a) の $y = 4.0 \times 10^{-3}$ m では $+2.8 \text{ }^\circ\text{C}$ (+5.4%), (b) の $y = 3.0 \times 10^{-3}$ m では $+1.5 \text{ }^\circ\text{C}$ (+3.1%), (c) の $y = -3.0 \times 10^{-3}$ m では $+3.6 \text{ }^\circ\text{C}$ (+6.5%), (d) の $y = -4.0 \times 10^{-3}$ m では $+2.2 \text{ }^\circ\text{C}$ (+4.3%) であり, 抵抗器の設計に必要な温度予測誤差 $\pm 20 \%$ に対して十分な精度が得られている. なお, アルミナ基板のうねりを無視した場合の Fig. 4- 10 (b) の TCR 分布と, TCR が 0 K/W の場合の予測結果は, いずれも赤外線サーモグラフィの測定結果と大きく異なることが確認された.

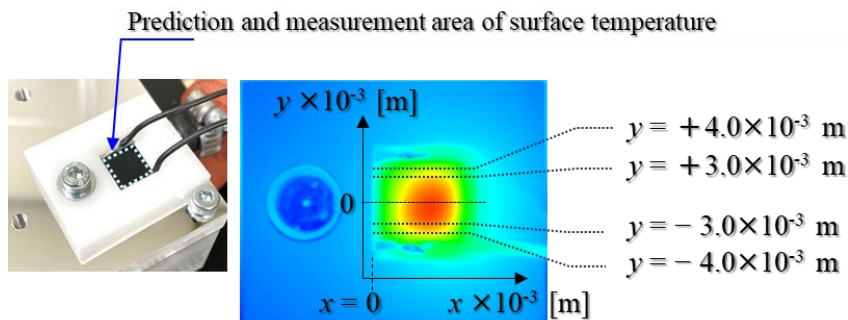


Fig. 4- 12 Output positions of surface temperature profile on resistive film

第4章 粗さとうねりを有し不均一接触する実接触面への予測式の適用

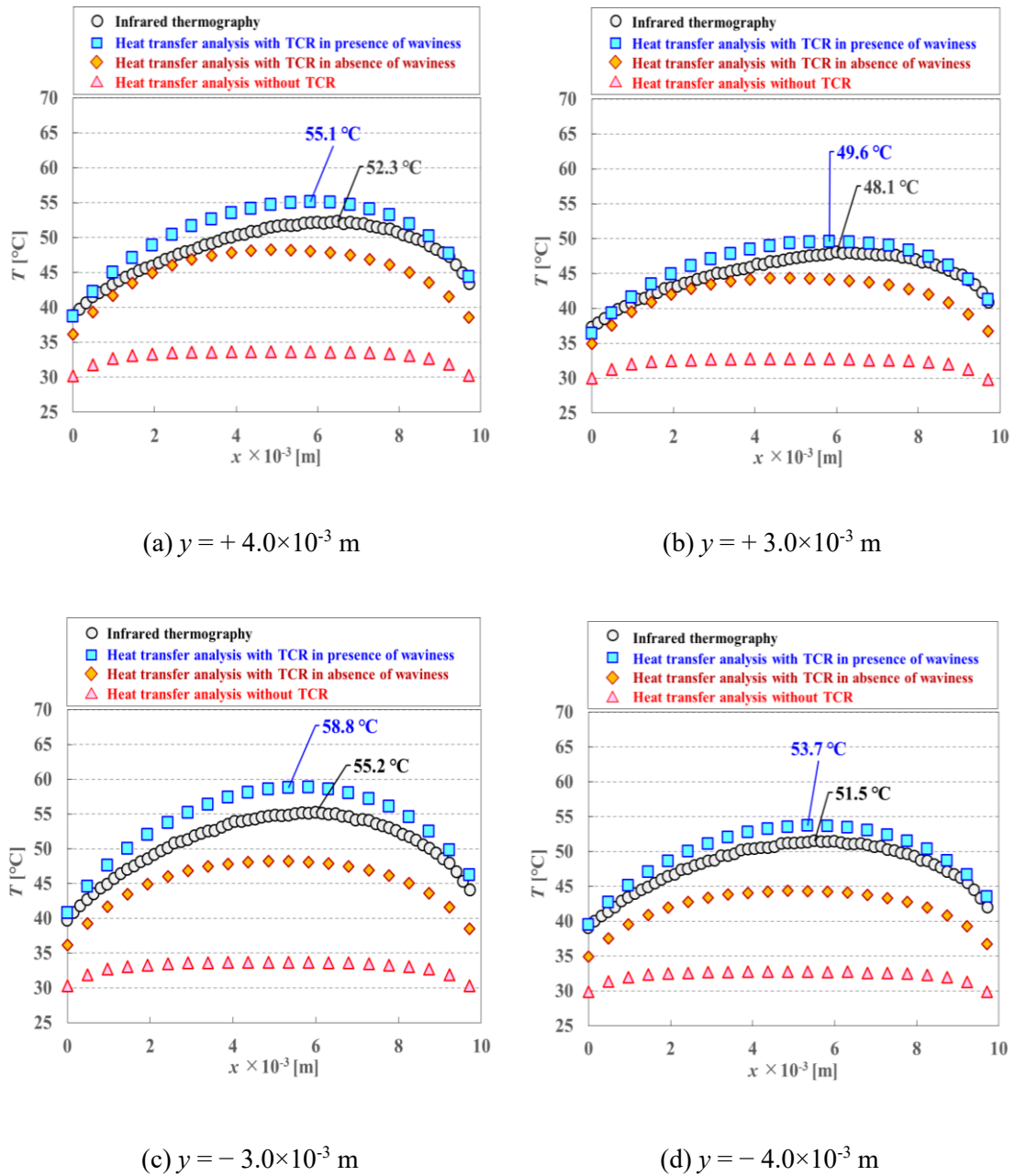


Fig. 4- 13 Distribution of surface temperature on resistive film
Tightening torque: 0.6 N·m / Displacement of bolts in z-direction: $164 \times 10^{-6} \text{ m}$

次に、締め付けトルク 0.8 N·m、ボルトの z 方向の変位量 $201 \times 10^{-6} \text{ m}$ における温度予測結果 Fig. 4- 14 に注目する。アルミナ基板のうねりを考慮して予測された TCR 分布 Fig. 4- 11 (a)をアルミナ基板—冷却プレート間に境界条件として与えた熱伝導解析モデルの予測結果は、締め付けトルクを変えても Fig. 4- 14 (a)~(d)に示した $y = 4.0 \times 10^{-3}$, 3.0×10^{-3} , -3.0×10^{-3} , $-4.0 \times 10^{-3} \text{ m}$ の4か所すべてで赤外線サーモグラフィの測定結果を精

第4章 粗さとうねりを有し不均一接触する実接触面への予測式の適用

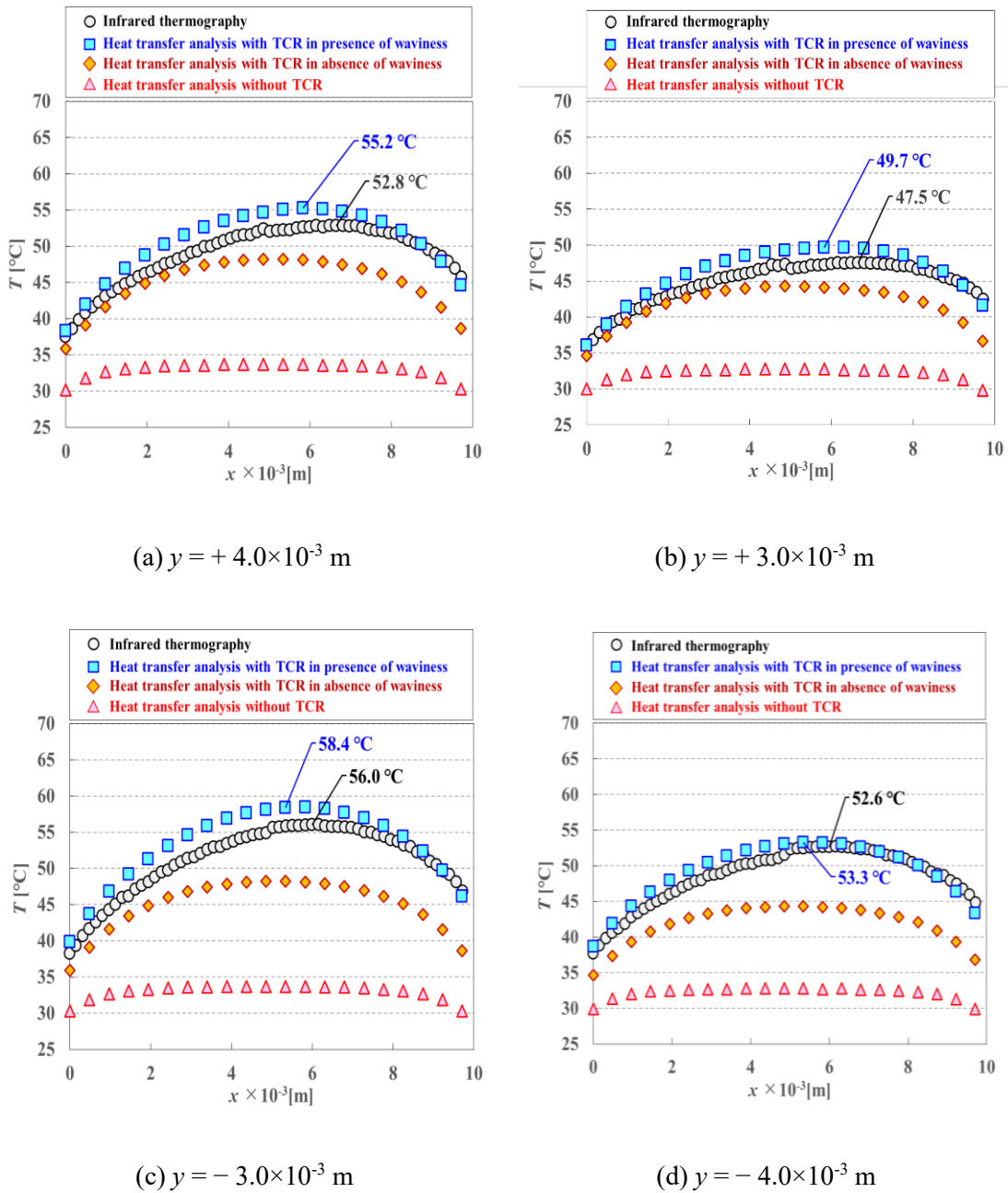


Fig. 4- 14 Distribution of surface temperature on resistive film
Tightening torque: 0.8 N·m / Displacement of bolts in z-direction: $201 \times 10^{-6} \text{ m}$

度良く再現できている。予測した最高温度の誤差は、Fig. 4- 14 (a)の $y = 4.0 \times 10^{-3} \text{ m}$ で +2.4 °C (+4.5 %), (b)の $y = 3.0 \times 10^{-3} \text{ m}$ で +2.2 °C (+4.6 %), (c)の $y = -3.0 \times 10^{-3} \text{ m}$ で +2.4 °C (+4.3 %), (d)の $y = -4.0 \times 10^{-3} \text{ m}$ で +0.7 °C (+1.3 %)となっており、抵抗器の設計に十分活用できる温度予測精度が得られた。

第4章 粗さとうねりを有し不均一接触する実接触面への予測式の適用

以上の一連の温度予測結果から、2章および3章で述べた局所的な均一接触面の接触熱抵抗予測および本章のうねりを再現した接触解析モデルを併用して予測した不均一接触面の TCR 分布の妥当性が示された。さらに、予測した TCR 分布を考慮した熱伝導解析モデルは、抵抗器の設計に必要な温度予測精度を十分に満たすことがわかった。

4.5 接触熱抵抗分布モデルの適用範囲

本モデルでは、Fig. 4- 15 のように、接触界面に介在する空気を静止流体として考え、その空気を介した熱伝導によって部材 1 から部材 2 への伝熱量 Q_{c_cd} [W] を考慮している。一方、空気の対流によって生じる伝熱量 Q_{c_con} [W] と、熱ふく射による伝熱量 Q_{c_rad} [W] は無視している。ここでは、 Q_{c_con} と Q_{c_rad} を無視できる条件を整理し、熱伝導解析モデルの適用条件を明らかにする。具体的には、 Q_{c_cd} に対する Q_{c_con} の比率 Q_{c_con} / Q_{c_cd} と、 Q_{c_cd} に対する Q_{c_rad} の比率 Q_{c_rad} / Q_{c_cd} をそれぞれ整理し、 $Q_{c_con} / Q_{c_cd} \leq 0.01$ かつ $Q_{c_con} / Q_{c_cd} \leq 0.01$ を満たす条件下では Q_{c_con} と Q_{c_rad} を無視できるとみなし、その検討結果を示す。

4.5.1 接触面に介在する空気の対流による伝熱を無視できる条件

ここでは、Fig. 4- 16 に示す電子機器内で想定される各接触面に対して、対流による伝熱量 Q_{c_con} を無視できる条件を整理する。

(I) 水平方向に設置された接触面間で誘起される自然対流（上面：高温、下面：低温）

接触面の上面側が高温かつ下面側が低温の場合には、温度成層状態になり、空気は流動せずに静止状態となる。この条件においては対流による伝熱量は無視できる。なお、本章で解析対象とした Fig. 4- 2 に示したテストサンプルでは、発熱して高温になる抵抗器が上面側に位置し、冷却されたアルミニウム製の冷却プレートが下面側に位置するので、温度成層の条件ができようでき、対流による伝熱量 Q_{c_con} はゼロである。

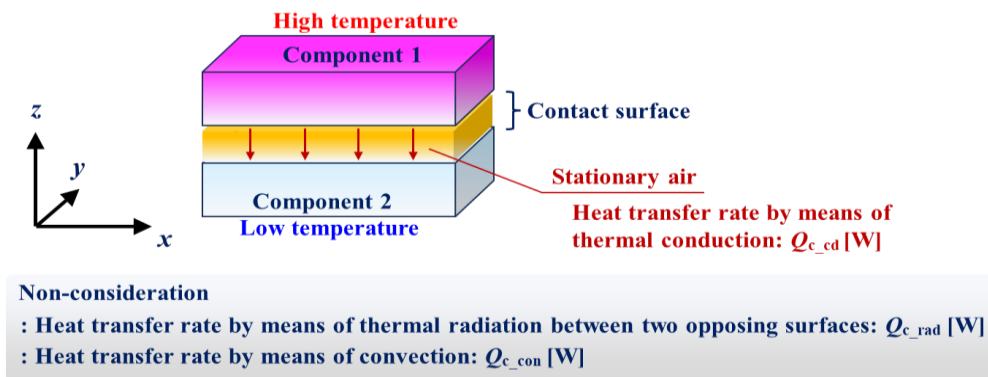


Fig. 4- 15 Assumptions of convection and thermal radiation between contact surfaces

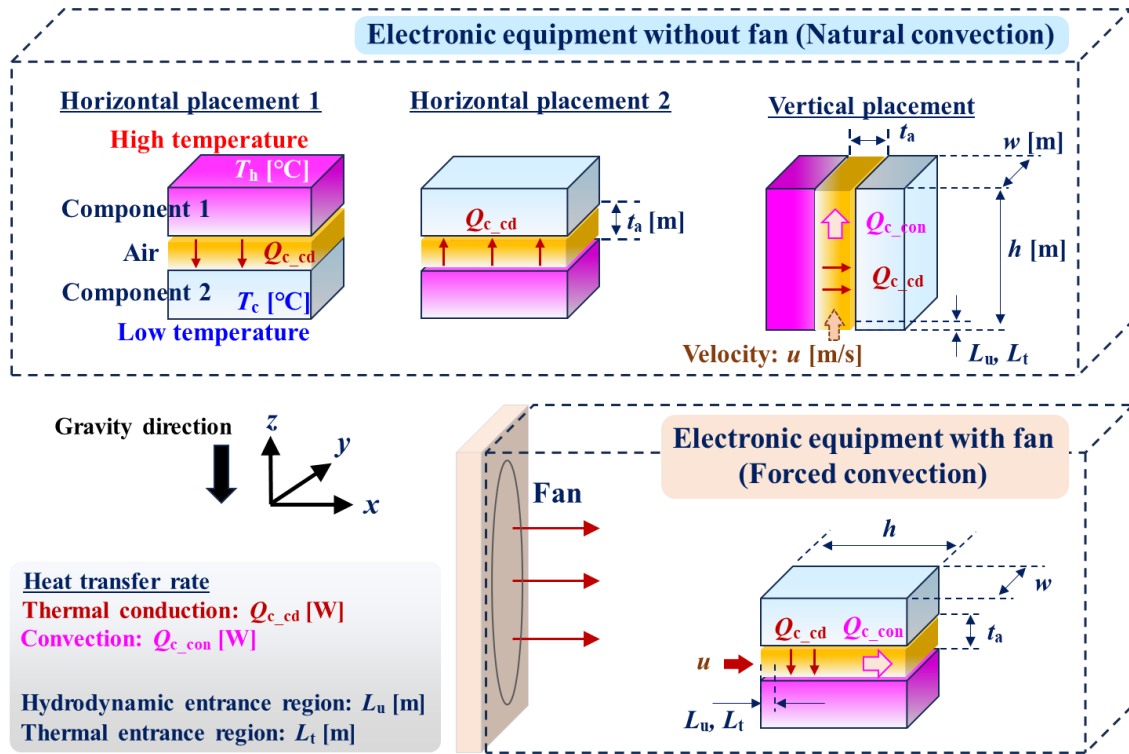


Fig. 4- 16 Assumed conditions of contact surfaces

(II) 水平方向に設置された接触面間で誘起される自然対流（上面：低温，下面：高温）
 水平に配置した接触面において，その上面側が低温かつ下面側が高温の場合には，

$$Ra = GrPr = \frac{g\beta(T_h - T_c)t_a^3}{\nu^2} Pr \quad (4.12)$$

によって計算されるレイリー数 Ra [-]が 1708 以下^[4-18]であれば空気は流動せず，対流による伝熱量はゼロである．式中の g [m/s²]は重力加速度， β [1/K]は体膨張係数であり $\beta = 1/[273.15+(T_h+T_c)/2]$ ， T_h [°C]は高温面の温度， T_c [°C]は低温面の温度， t_a [m]は Ra の計算に必要な代表長であり接触表面間の距離である．さらに， ν [m²/s]は空気の動粘性係数， Pr [-]は空気のプラントル数である．ここで一例として，Fig. 4- 17 に接触表面間の温度差 $25 \leq T_h - T_c$ [°C] ≤ 300 および接触表面間の距離 $5.0 \times 10^{-6} \leq t_a$ [m] $\leq 10 \times 10^{-2}$ における Ra を示す．計算に使用した各種パラメータの条件は，Table 4- 4 に示す通りである．図中に示す青色ハイライトは， $Ra \leq 1710$ になる $T_h - T_c$ と t_a の条件であり，空気の対流による伝熱量を無視できる条件である．例えば，Fig. 1-5 および Fig. 1-10 に示したセメント抵抗器のケース表面には，高低差が約 150×10^{-6} m のうねりがある．この抵抗器を表面加工に

第4章 粗さとうねりを有し不均一接触する実接触面への予測式の適用

よってうねりが除去された筐体に取り付けた場合、両者の接触表面間距離は最大で $t_a = 150 \times 10^{-6} \text{ m}$ となると考えられる。この接触状態において通電によって抵抗器の温度を $T_h = 300 \text{ }^\circ\text{C}$ まで上昇させ、筐体の温度を $T_c = 25^\circ\text{C}$ にした場合を考えると、接触表面間の温度差は $T_h - T_c = 275 \text{ }^\circ\text{C}$ となる。 $t_a = 150 \times 10^{-6} \text{ m}$ かつ $T_h - T_c = 275 \text{ }^\circ\text{C}$ の条件と Fig. 4-17 を照合すると、空気は静止流体として扱うことができることがわかる。

Ra [-]		Surface temperature difference between opposing two components												
		$T_h - T_c$ [$^\circ\text{C}$]												
		25	50	75	100	125	150	175	200	225	250	275	300	
Surface distance between opposing two components	5	2.4E-07	4.8E-07	7.2E-07	9.7E-07	1.2E-06	1.4E-06	1.7E-06	1.9E-06	2.2E-06	2.4E-06	2.7E-06	2.9E-06	
	10	1.9E-06	3.9E-06	5.8E-06	7.7E-06	9.7E-06	1.2E-05	1.4E-05	1.5E-05	1.7E-05	1.9E-05	2.1E-05	2.3E-05	
	30	5.2E-05	1.0E-04	1.6E-04	2.1E-04	2.6E-04	3.1E-04	3.6E-04	4.2E-04	4.7E-04	5.2E-04	5.7E-04	6.3E-04	
	50	2.4E-04	4.8E-04	7.2E-04	9.7E-04	1.2E-03	1.4E-03	1.7E-03	1.9E-03	2.2E-03	2.4E-03	2.7E-03	2.9E-03	
	150	6.5E-03	1.3E-02	2.0E-02	2.6E-02	3.3E-02	3.9E-02	4.6E-02	5.2E-02	5.9E-02	6.5E-02	7.2E-02	7.8E-02	
	300	5.2E-02	1.0E-01	1.6E-01	2.1E-01	2.6E-01	3.1E-01	3.6E-01	4.2E-01	4.7E-01	5.2E-01	5.7E-01	6.3E-01	
	t_a [μm]	500	2.4E-01	4.8E-01	7.2E-01	9.7E-01	1.2E+00	1.4E+00	1.7E+00	1.9E+00	2.2E+00	2.4E+00	2.7E+00	2.9E+00
		1,000	1.9E+00	3.9E+00	5.8E+00	7.7E+00	9.7E+00	1.2E+01	1.4E+01	1.5E+01	1.7E+01	1.9E+01	2.1E+01	2.3E+01
		3,000	5.2E+01	1.0E+02	1.6E+02	2.1E+02	2.6E+02	3.1E+02	3.6E+02	4.2E+02	4.7E+02	5.2E+02	5.7E+02	6.3E+02
		5,000	2.4E+02	4.8E+02	7.2E+02	9.7E+02	1.2E+03	1.4E+03	1.7E+03	1.9E+03	2.2E+03	2.4E+03	2.7E+03	2.9E+03
10,000		1.9E+03	3.9E+03	5.8E+03	7.7E+03	9.7E+03	1.2E+04	1.4E+04	1.5E+04	1.7E+04	1.9E+04	2.1E+04	2.3E+04	

Fig. 4-17 Calculation results of Rayleigh number under conditions shown in Table 4-4

Table 4-4 Physical properties of air at absolute temperature of 300 K^[4-19]

Parameters	Value
Thermal conductivity: k_a [$\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$]	0.02614
Density: ρ_a [kg/m^3]	1.1763
Specific heat: c_a [$\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$]	1007
Thermal diffusivity: α_a [m^2/s]	2.207×10^{-5}
Gravitational acceleration: g [m/s^2]	9.8
Kinematic viscosity: ν [m^2/s]	15.14×10^{-6}
Prandtl number: Pr [-]	0.713

(III) 垂直方向に設置された接触面間で誘起される自然対流

Figure 4-16 に示す, 一方が高温, 他方が低温の垂直に置かれた接触面において, 空気を介した熱伝導による伝熱量と対流による伝熱量の比率 Q_{c_con}/Q_{c_cd} を求める. まず, 空気を介して温度 T_h の高温側の接触面から温度 T_c の低温側の接触面に向かって熱伝導によって伝わる伝熱量 Q_{c_cd} は,

$$Q_{c_cd} = \frac{T_h - T_c}{R_a} = \frac{hwk_a(T_h - T_c)}{t_a} \quad (4.13)$$

で表せる. ここで, h [m]および w [m]は, 接触面の寸法である.

次に, 自然対流によって空気が平均速度 u [m/s]で z 方向 (鉛直上向き) に移動したときの伝熱量 Q_{c_con} は, 単位時間あたりの体積流量 $t_a w u$ [m³/s]と空気の密度 ρ_a [kg/m³], 比熱 c_a [J/(kg·K)]から

$$Q_{c_con} = t_a w u \rho_a c_a \left(\frac{T_h + T_c}{2} - T_0 \right) = t_a w u \rho_a c_a \frac{T_h - T_c}{2} \quad T_c \cong T_0 \text{ の場合} \quad (4.14)$$

となる. なお, ここでは, 低温側の接触面の温度 T_c と周囲空気の温度 T_0 は等しいと近似した. 以上の Q_{c_cd} と Q_{c_con} から比率 Q_{c_con}/Q_{c_cd} を求めると,

$$\frac{Q_{c_con}}{Q_{c_cd}} = \frac{t_a^2}{2ah} u \quad (4.15)$$

となる. さらに, 宮武ら^[4-20]が報告した, 片側が一様温度で加熱された垂直平行平板における平板間の自然対流の u は

$$u = \frac{vGr}{t_a} U \quad (4.16)$$

で求めることができる. 式中の U は速度の無次元数であり, 宮武ら^[4-20]の報告を踏まえ, $U = 0.0417$ を与えて平均速度 u を求める. これを Eq. (4.15)に代入し熱流比 Q_{c_con}/Q_{c_cd} を

$$\frac{Q_{c_con}}{Q_{c_cd}} = \frac{0.0417vGr}{2a} \frac{t_a}{h} = \frac{0.0417g\beta}{2\alpha v} \frac{t_a^4}{h} (T_h - T_c) \quad (4.17)$$

第4章 粗さとうねりを有し不均一接触する実接触面への予測式の適用

として導いた. この式から Q_{c_cd} に対して Q_{c_con} が十分小さい $Q_{c_con}/Q_{c_cd} \leq 0.01$ を満たす条件を求めることができ, 対流の影響を無視できる本解析モデルの適用条件を整理できる. その一例として Fig. 4-18 に, 接触面の z 方向の長さが $h = 90 \times 10^{-3}$ m の抵抗器を考え, 接触表面間の温度差を $25 \leq T_h - T_c [^\circ\text{C}] \leq 300$, 接触表面間距離を $5.0 \times 10^{-6} \leq t_a [\text{m}] \leq 3.0 \times 10^{-3}$ として想定したときの Q_{c_con}/Q_{c_cd} の計算例を示す. 図中の青色ハイライトの範囲が $Q_{c_con}/Q_{c_cd} \leq 0.01$ の $T_h - T_c$ および t_a の条件であり, 対流による Q_{c_con} を無視し, 空気の熱伝導による Q_{c_cd} のみを考慮すればよい条件である. ただし, この熱伝導による Q_{c_con} を算出するには, Fig. 4-16 に示す長さが $L_u [\text{m}]$ の速度助走区間および $L_t [\text{m}]$ の温度助走区間を経て, 自然対流の速度場と温度場が十分に発達している必要がある. そこで以下の計算方法によって L_u と L_t を近似的に概算し, それぞれの結果が接触面の長さ h に対して十分小さいという条件を満足しているか否かを確認する..

まず, 接触表面間距離が t_a の直方体形状の接触界面を円管内の流れとして近似するために, 水力直径 $d_e [\text{m}]$ を次式,

$$d_e = \frac{2t_a w}{t_a + w} = 2t_a \quad t_a \ll w \quad (4.18)$$

で求める. そして, この結果と Eq. (4.5) の u からレイノルズ数 $Re [-]$ を

$$Re = \frac{ud_e}{\nu} = 2Gr = \frac{2g\beta(T_h - T_c)t_a^3}{\nu^2} \quad (4.19)$$

として計算する. 流れが層流と見なせる $Re \leq 2300$ における L_u と L_t は,

$$L_u = 0.05d_e Re = \frac{0.2g\beta(T_h - T_c)t_a^4}{\nu^2} \quad (4.20)$$

$$L_t = 0.05d_e Re Pr = \frac{0.2g\beta(T_h - T_c)t_a^4}{\nu^2} Pr \quad (4.21)$$

となる. 例えば, これらの式に $t_a = 150 \times 10^{-6}$ m および $T_h - T_c = 275$ $^\circ\text{C}$, Table 4-4 に示す物性値を与えると, $L_u = 1.929 \times 10^{-9}$ m, $L_t = 1.383 \times 10^{-9}$ m であり, 接触面の大きさ $h = 90 \times 10^{-3}$ m に対して非常に小さな値になることがわかる. したがって, 接触面全体にわたって速度場と温度場は十分に発達しているとみなすことができ, 空気を介した熱伝導のみを仮定できる.

第4章 粗さとうねりを有し不均一接触する実接触面への予測式の適用

Q_{c_con}/Q_{c_cd} [-]		Surface temperature difference between opposing two components: $T_h - T_c$ [°C]											
		25	50	75	100	125	150	175	200	225	250	275	300
		Volumetric thermal expansion coefficient: $\beta = 1 / [273.15 + (T_h + T_c) / 2]$ [1/K]											
		0.00320	0.00308	0.00296	0.00286	0.00276	0.00267	0.00258	0.00250	0.00242	0.00235	0.00228	0.00222
Surface distance between opposing two components r_a [μm]	5	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%
	10	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%
	30	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%
	50	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%
	150	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%
	300	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%	0.00%
	500	0.00%	0.01%	0.01%	0.01%	0.01%	0.02%	0.02%	0.02%	0.02%	0.02%	0.03%	0.03%
	1,000	0.05%	0.10%	0.15%	0.19%	0.23%	0.27%	0.30%	0.33%	0.36%	0.39%	0.42%	0.45%
3,000	4.33%	8.33%	12.03%	15.47%	18.67%	21.66%	24.46%	27.08%	29.54%	31.85%	34.04%	36.10%	

Fig. 4- 18 Calculation results of heat transfer ratio Q_{c_con}/Q_{c_cd}

(IV) 強制対流環境に設置された接触面

Figure 4-16 に示す強制対流環境に設置された接触面において Q_{c_con} の影響を検討する場合は、電子機器内の流れを流体解析などによって計算し、その結果から得られる接触界面を流れる空気の流れ速度 u を「(III) 垂直方向に設置された接触面間で誘起される自然対流」の Eq. (4.15) に与えることで Q_{c_con}/Q_{c_cd} を求める。さらに、そこから得られる Q_{c_con} を無視できる $Q_{c_con}/Q_{c_cd} \leq 0.01$ を満たす条件に対して Eq. (4.20) と Eq. (4.21) から Lu と L_t を計算し、両者が接触面の寸法に対して十分に小さいことを確認する。以上の手順によって本解析方法が適用可能な条件を明確にする。

4.5.2 接触面において熱ふく射による伝熱を無視できる条件

次に、4.5.1 項に示した手順に基づいて検討した対流による伝熱量 Q_{c_con} を無視できる条件 ($Q_{c_con}/Q_{c_cd} \leq 0.01$) のうち、熱ふく射による接触表面間の伝熱 Q_{c_rad} を無視し得る条件を特定する手順を示す。

まず、空気を介した熱伝導による伝熱量 Q_{c_cd} を Eq. (4.13) に基づいて計算する。さらに、熱ふく射による接触表面間の正味の伝熱量 Q_{c_rad} を、無限平行平板間のふく射伝熱として近似し、

$$Q_{c_rad} = hw \frac{\sigma[(T_h + 273.15)^4 - (T_c + 273.15)^4]}{\frac{1}{\epsilon_h} + \frac{1}{\epsilon_c} - 1} \quad (4.22)$$

第4章 粗さとうねりを有し不均一接触する実接触面への予測式の適用

によって計算する. ここで, σ はステファンボルツマン定数で $\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$ であり, $\varepsilon_h[-]$ および $\varepsilon_c[-]$ はそれぞれ高温側と低温側の接触面の放射率である. さらに, 伝熱量の比率を

$$\frac{Q_{c_rad}}{Q_{c_cd}} = \frac{\sigma t_a}{k_a} \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_h} + \frac{1}{\varepsilon_c} - 1} \frac{(T_h + 273.15)^4 - (T_c + 273.15)^4}{T_h - T_c} \quad (4.23)$$

として求める. この式を利用することで, $Q_{c_rad}/Q_{c_cd} \leq 0.01$ の条件, つまり, 接触表面間での熱ふく射による伝熱を無視できる条件を明らかにすることができる. 一例として, 高温面が抵抗器に使用される放射率 $\varepsilon_h = 0.85$ のセラミックス材料, 低温面 ($T_c = 25 \text{ }^\circ\text{C}$) が電子機器の筐体で使用される $\varepsilon_c = 0.2$ のアルミニウムとした場合において, 高温面の温度が $30 \leq T_h [^\circ\text{C}] \leq 300$, 接触表面間の距離が $5.0 \times 10^{-6} \leq t_a [\text{m}] \leq 3.0 \times 10^{-3}$ の条件での Q_{c_rad}/Q_{c_cd} の計算結果を Fig. 4-19 に示す. 図中の青色ハイライトは $Q_{c_rad}/Q_{c_cd} \leq 0.01$ を満たす T_h と t_a の条件であり, 接触界面における Q_{c_rad} を無視できる範囲である. 例えば, $t_a [\text{m}] \leq 50 \times 10^{-6}$ の範囲では $30 \leq T_h [^\circ\text{C}] \leq 300$ のすべての条件で Q_{c_rad} を無視でき, $t_a = 150 \times 10^{-6} \text{ m}$ では, $30 \leq T_h [^\circ\text{C}] \leq 100$ の範囲で Q_{c_rad} を無視できることがわかる.

以上, 4.5.1 項と 4.5.2 項にて示した伝熱量の比率 Q_{c_con}/Q_{c_cd} , Q_{c_rad}/Q_{c_cd} を求めることで, 本章で提案した接触熱抵抗分布モデルを適用できる接触面の表面間距離や温度差の条件を示すことができる.

$Q_{c_rad}/Q_{c_cd} [-]$		Surface temperature : $T_h [^\circ\text{C}]$											
		30	50	75	100	125	150	175	200	225	250	275	300
Surface distance between opposing two components $t_a [\mu\text{m}]$	5	0.02%	0.03%	0.03%	0.03%	0.04%	0.04%	0.05%	0.05%	0.06%	0.06%	0.07%	0.08%
	10	0.05%	0.05%	0.06%	0.06%	0.07%	0.08%	0.09%	0.10%	0.11%	0.13%	0.14%	0.15%
	30	0.14%	0.15%	0.17%	0.19%	0.22%	0.24%	0.27%	0.30%	0.34%	0.38%	0.42%	0.46%
	50	0.23%	0.25%	0.29%	0.32%	0.36%	0.41%	0.46%	0.51%	0.57%	0.63%	0.69%	0.77%
	150	0.69%	0.76%	0.86%	0.97%	1.09%	1.22%	1.37%	1.52%	1.70%	1.88%	2.08%	2.30%
	300	1.37%	1.52%	1.72%	1.94%	2.18%	2.44%	2.73%	3.05%	3.39%	3.76%	4.16%	4.60%
	500	2.29%	2.53%	2.86%	3.23%	3.63%	4.07%	4.55%	5.08%	5.65%	6.27%	6.94%	7.66%
	1,000	4.58%	5.06%	5.72%	6.45%	7.26%	8.14%	9.11%	10.16%	11.31%	12.55%	13.88%	15.32%
	3,000	13.74%	15.18%	17.16%	19.36%	21.77%	24.43%	27.33%	30.49%	33.92%	37.64%	41.65%	45.96%

Fig. 4- 19 Calculation results of heat transfer ratio Q_{c_rad}/Q_{c_cd}

4.6 本章のまとめ

本章では、うねりと粗さをもつアルミナ基板を有した特殊形状の抵抗器を、アルミニウム製冷却プレートの鏡面に接触させたときの不均一接触面の TCR 分布を予測した。以下、一連の検討から得られた知見をまとめる。

- (1) 本検討では、抵抗器の構成材料であるアルミナ基板の表面形状を測定し、得られた形状データに基づいてうねりの詳細な形状を再現した3次元の接触解析モデルを作成した。さらに、この詳細モデルによって弾性接触解析を行い、抵抗器をアルミニウム製冷却プレートにボルト締結したときのアルミナ基板-冷却プレート間に生じる接触圧力および空気厚み分布を求めた。これらの接触圧力分布および空気厚み分布は、3章に示したアルミナ基板とアルミニウム板が均一接触したときの接触圧力と接触熱抵抗の関係に基づいて不均一接触面に生じる TCR 分布に変換した。
- (2) うねりを再現した場合とうねりを無視した場合のそれぞれの接触解析の結果を比較し、うねりの有無によって抵抗器と冷却プレート間の TCR 分布が大きく異なることが明らかになった。したがって、部材の表面にうねりを持つ電子部品の TCR 予測では、部材表面のうねりを再現した接触解析モデルが必要と判断した。
- (3) 境界条件として、アルミナ基板と冷却プレートの接触面に予測された TCR 分布を定義した熱伝導解析モデルを作成し、このモデルを用いて抵抗器を自己発熱させたときの定常状態における抵抗体膜表面の温度分布を予測した。予測された温度は、赤外線サーモグラフィによって測定した表面温度分布を良好に再現することができ、TCR 分布および抵抗体膜表面の温度分布が妥当な結果であると判断した。この結果から、うねりと粗さを持つ不均一接触面の TCR 分布の予測方法および予測した TCR 分布モデル、さらに TCR 分布を考慮した熱伝導解析モデルによる温度予測は、抵抗器の放熱設計に活用する技術として有効である。
- (4) 不均一接触面の TCR 分布モデルは、接触面に介在する空気が流動することで生じる伝熱と、熱ふく射による伝熱を近似的に無視している。したがって、このモデルの適用範囲は、対流と熱ふく射による伝熱が無視できる範囲に限定される。
- (5) モデルの適用範囲は、TCR 分布の予測過程で想定した静止状態の空気を介した熱伝導による伝熱量 Q_{c_cd} と対流による伝熱量 Q_{c_con} の比率 Q_{c_con}/Q_{c_cd} 、さらに、熱ふく射による伝熱量 Q_{c_rad} との比率 Q_{c_rad}/Q_{c_cd} を定式化することで整理した。

第4章 粗さとうねりを有し不均一接触する実接触面への予測式の適用

- (6) 4.5節では, $Q_{c_con}/Q_{c_cd} \leq 0.01$ かつ $Q_{c_rad}/Q_{c_cd} \leq 0.01$ を適用範囲の閾値として考え, 本 TCR 予測手法およびそれによって得られる TCR 分布モデルを適用できる接触表面間の距離や温度差の具体例を示した.
- (7) 抵抗器を研究対象として検討した本 TCR 予測手法と, そこから得られた TCR 分布モデルは, 抵抗器に限定されず, 自然対流や強制対流環境に配置された様々なグリースレスの接触面に適用できると考えられる.

第4章 粗さとうねりを有し不均一接触する実接触面への予測式の適用

使用記号一覧

a_{cell}	セルの面積	m^2
$B(v_x, v_y)$	部材表面に含まれる空間周波数 v_x, v_y の波長がもつ振幅	m
$B_g(v_x, v_y)$	ガウシアンフィルタ後における 部材表面に含まれる空間周波数 v_x, v_y の波長がもつ振幅	m
$G(v_x, v_y)$	ガウシアンフィルタ処理に使用するガウス関数	m
Gr	グラスホフ数	—
g	重力加速度	m/s^2
h_m	自然対流によるサンプル表面から周囲環境への平均熱伝達率	$\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$
k	熱伝導率	$\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$
k_a	空気の熱伝導率	$\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$
Nu	ヌセルト数	—
m	表面形状データの x 方向のデータ番号 0~1023	—
n	表面形状データの y 方向のデータ番号 0~1023	—
L	代表長	m
L_t	温度助走区間の距離	m
L_u	速度助走区間の距離	m
Pr	プラントル数	—
$p_{\text{m_cell}}$	セル内の平均接触圧力	MPa
$Q_{\text{c_cd}}$	空気の熱伝導による接触表面間の伝熱量	W
$Q_{\text{c_con}}$	空気の対流による伝熱量	W
$Q_{\text{c_rad}}$	熱ふく射による接触表面間の伝熱量	W
Q_r	抵抗体膜に与えた発熱量	W
q_{rad}	熱ふく射のよる各部材表面から周囲壁への熱流束	W/m^2
q_v	単位時間, 単位体積あたりの発熱量	W/m^3
$R_{\text{TCR_cell}}$	セルの接触熱抵抗	K/W
$r_{\text{TCR_p_uc}}$	予測した均一接触面全体の熱流束基準の接触熱抵抗	$\text{m}^2\text{K}/\text{W}$
sd	ガウス分布関数の標準偏差	—
T	温度	$^{\circ}\text{C}$
T_a	周囲環境の温度	$^{\circ}\text{C}$
T_c	低温側の接触面の温度	$^{\circ}\text{C}$
T_f	膜温度	$^{\circ}\text{C}$
T_h	高温側の接触面の温度	$^{\circ}\text{C}$
T_s	モデル各部の表面温度	$^{\circ}\text{C}$
T_w	周囲壁の温度	$^{\circ}\text{C}$

第4章 粗さとうねりを有し不均一接触する実接触面への予測式の適用

t_a	接触表面間の距離, 空気の厚み	m
t_{a_cell}	セル内の空気の平均厚み	m
u	速度	m/s
V_r	抵抗体膜の体積	m ³
ν_x	x 方向の表面形状データに含まれる波長の空間周波数	cycle / mm
ν_y	y 方向の表面形状データに含まれる波長の空間周波数	cycle / mm
x	x 座標	m
y	y 座標	m
z	z 座標	m
$z_{al2o3}(m, n)$	データ番号(m, n)におけるアルミナ基板表面の高さ	m
$z_{al2o3}(x, y)$	座標(x, y)におけるアルミナ基板表面の高さ	m
	ガウシアンフィルタ後の	
$z_{al2o3_g}(m, n)$	データ番号(m, n)におけるアルミナ基板表面の高さ	m
	ガウシアンフィルタ後の	
$z_{al2o3_g}(x, y)$	座標(x, y)におけるアルミナ基板表面の高さ	m
β	空気の体膨張係数	1/K
ε	放射率	—
ε_c	低温側の接触面の放射率	—
ε_h	高温側の接触面の放射率	—
ν	空気の動粘性係数	m ² /s
σ	ステファン・ボルツマン定数	W/(m ² ·K ⁴)

第4章 粗さとうねりを有し不均一接触する実接触面への予測式の適用

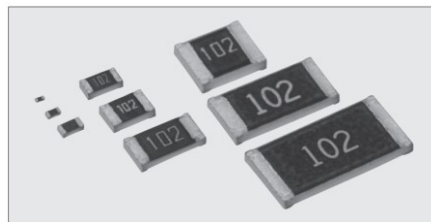
引用文献一覧

- 4-1 青木洋稔, 圧力測定フィルムを利用した接触熱抵抗の評価方法, *Journal of the Heat Transfer Society of Japan* Vol. 59.246, 2020, pp. 25-30.
- 4-2 H. Aoki, K. Hirasawa, K. Fushinobu, T. Tomimura, Heat transfer analysis between bolted rough surfaces considering non-uniform contact, Proc. 32nd International symposium on transport phenomena, 2022, Paper No. 40.
- 4-3 H. Aoki, K. Fushinobu, T. Tomimura, Prediction thermal contact resistance by contact analysis model replicating non-uniform contact surface, Proc. 33rd International symposium on transport phenomena, 2023, Paper No. 14.
- 4-4 株式会社カブクHP, <https://www.kabuku.io/guide/metal/stainless/sus304/>
- 4-5 東レプラスチック精工,
https://www.toplaseiko.com/oshidashi/data/property_pdf/tps_pom.pdf
- 4-6 KYOCERA Japan HP, <https://www.kyocera.co.jp/prdct/fc/material-property/material/comparison/index.html>
- 4-7 JIS Z2241 金属引張試験, <https://kikakurui.com/z2/Z2241-2011-01.html>
- 4-8 CYBERNET, Seminar document for contact analysis using ANSYS Workbench Mechanical, (2022), pp.9, 67-72.
- 4-9 日本機械学会, 伝熱工学資料(改訂第5版), 丸善出版, 2009, p. 296.
- 4-10 日本機械学会, 伝熱工学資料(改訂第5版), 丸善出版, 2009, p. 285.
- 4-11 三ツ星ベルト株式会社, ポリアセタール物性表
https://www.mitsuboshi.com/dcms_media/other/physical_properties_pom_JP.pdf, 2009.
- 4-12 青木洋稔, 他4名, 赤外線サーモグラフによる抵抗体皮膜の熱伝導率測定法の検討, 24th Symposium on “Microjoining and Assembly Technology in Electronics”, 2018, pp. 343-346.
- 4-13 日本機械学会, 伝熱工学資料(改訂第5版), 丸善出版, 2009, p. 281.
- 4-14 日本機械学会, 伝熱工学資料(改訂第5版), 丸善出版, 2009, p. 286.
- 4-15 日本機械学会, 伝熱工学資料(改訂第5版), 丸善出版, 2009, p. 288.
- 4-16 甲藤好郎, 伝熱概論, 養賢堂, 1964, p. 174.
- 4-17 M. Fishenden, O. A. Saunders, Introduction to Heat Transfer, Clarendon Press, 1950, pp. 4-17.
- 4-18 日本機械学会, JSMEテキストシリーズ伝熱工学, 丸善出版, 2005, p. 93.
- 4-19 日本機械学会, JSMEテキストシリーズ伝熱工学, 丸善出版, 2005, 巻末.
- 4-20 宮武修, 藤井哲, 相異なる温度をもつ垂直平板間の自然対流熱伝達, 化学工学Vol. 37.5, 1973, pp. 491-496.

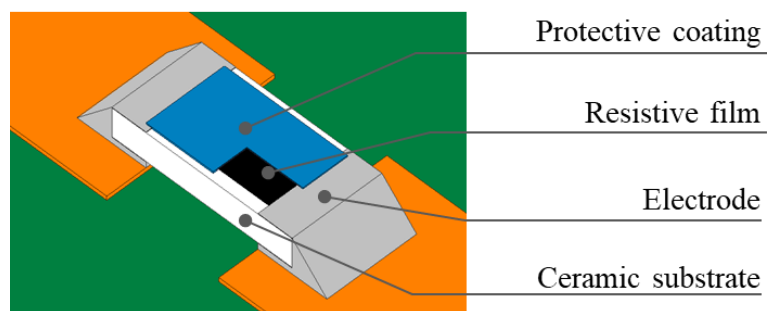
5 章 厚膜材料の熱抵抗の測定技術

5.1 本章の概要

本章では, Fig. 5- 1 に示すような表面実装型のチップ抵抗器^[5-1]に使用される保護膜や抵抗体膜などの厚膜材料を評価対象として, 通電加熱式サーモリフレクタンス法と構造関数を併用した熱物性測定手法を提案する. 具体的には, Thomsen Silveira ら^[5-2], Higuma ら^[5-3]が提案した, 温度測定的时间スケールが ns オーダーのサーモリフレクタンス法と構造関数を組み合わせた熱物性測定手法を, 時間スケールが μs , ms オーダーの温度測定および熱物性測定法に拡張し, 厚みが数 μm ~ 数十 μm の厚膜材料の熱物性測定に適用することを目指した. ここでは, 保護膜の一種であるガラス膜の熱伝導率 k_g [$\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$]および体積比熱 $\rho_g c_g$ [$\text{J}/(\text{m}^3\cdot\text{K})$]を測定対象として, 通電加熱型サーモリフレクタンス法による温度測定システムの構築および測定される温度上昇の有効性の確認^[5-4], 構造関数を用いた温度上昇波形の解析による熱物性値の特定^[5-5], ^[5-6]を試みた. 以下, 一連の研究結果を述べる.



(a) Appearance of surface mounted device type chip resistors^[5-1]



(b) Materials used in resistor

Fig. 5- 1 Schematic of chip resistors

5.2 通電加熱式サーモリフレクタンス法による温度測定システム

5.2.1 テストサンプルおよび比較基準とした厚膜材料の熱物性値

はじめに、一連の手法検討に使用したテストサンプルの材料構成および構造、寸法を Fig. 5- 2 に示す。本サンプルは、抵抗器に使用される保護膜の一種であるガラス膜をアルミナ基板上に印刷、焼成することで作製しており、サンプルを構成するそれぞれの材料の熱物性値は Table 5- 1 に示す通りである。アルミナ基板の熱伝導率および比熱はレーザーフラッシュ法 (NETZSCH 社 LFA457) による実測値、密度は重量測定 (METTLER TOLED 社 XPR205V) および寸法測定 (KEYENCE 社 VR-3200) に基づいて得られた結果である。また、ガラス膜の熱伝導率は、3.3.1 項で述べたテストヘッド式熱抵抗測定装置^[5-7]を用いて測定した結果であり、比熱は示差走査熱量測定 DSC (リガク社 Thermo Plus II)、密度は重量測定 (METTLER TOLED 社 XPR205V) および寸法測定 (KEYENCE 社 VR-3200) に基づいて測定した結果である。このガラス膜の熱物性値は、本温度測定システムで測定した温度上昇の妥当性検証や、熱伝導解析と構造関数によって測定した熱物性値の妥当性を検証するときの比較基準 (以降, Ref. と呼ぶ) として活用した。また、ガラス膜の表面には、スパッタ処理によって金薄膜を厚さ $60 \times 10^{-9} \text{ m}$ の成膜条件で生成しており、ガラス膜の両端に印刷、焼成した電極材料を介して「電極—金薄膜—電極」の順に電流を流すことができる。この電流経路にパルス持続時間 $30 \times 10^{-3} \text{ s}$ の矩形パルス電流を流すことで、金薄膜を直接ジュール加熱できる。さらに、金薄膜は波長 $532 \times 10^{-9} \text{ m}$ の CW レーザー光を反射し、その反射強度が温度依存性を持っている。本研究では、矩形パルス電流によって金薄膜をジュール加熱したときの温度上昇を金薄膜の反射特性を利用して測定し、その温度上昇波形を熱伝導解析および構造関数を利用して解析することでガラス膜の熱物性値を測定した。

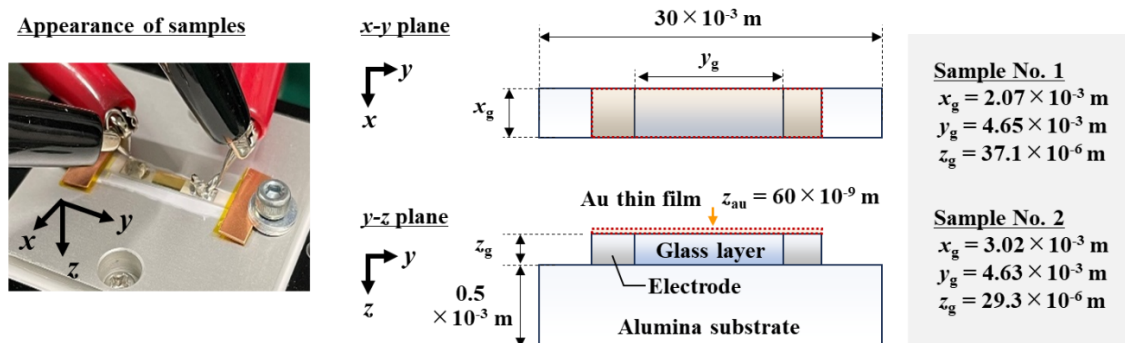


Fig. 5- 2 Schematic of test sample

Table 5- 1 Thermophysical properties of alumina substrate and glass layer

Components	Thermal conductivity k [W/(m·K)]	Density ρ [kg/m ³]	Specific heat c [J/(kg·K)]
Alumina substrate	21.6	3680	750
Glass layer	0.869 ~ 1.179 (Ave. 0.979)	4752 ~ 5496 (Ave. 5152)	390.3 ~ 406.3 (Ave. 400.0)

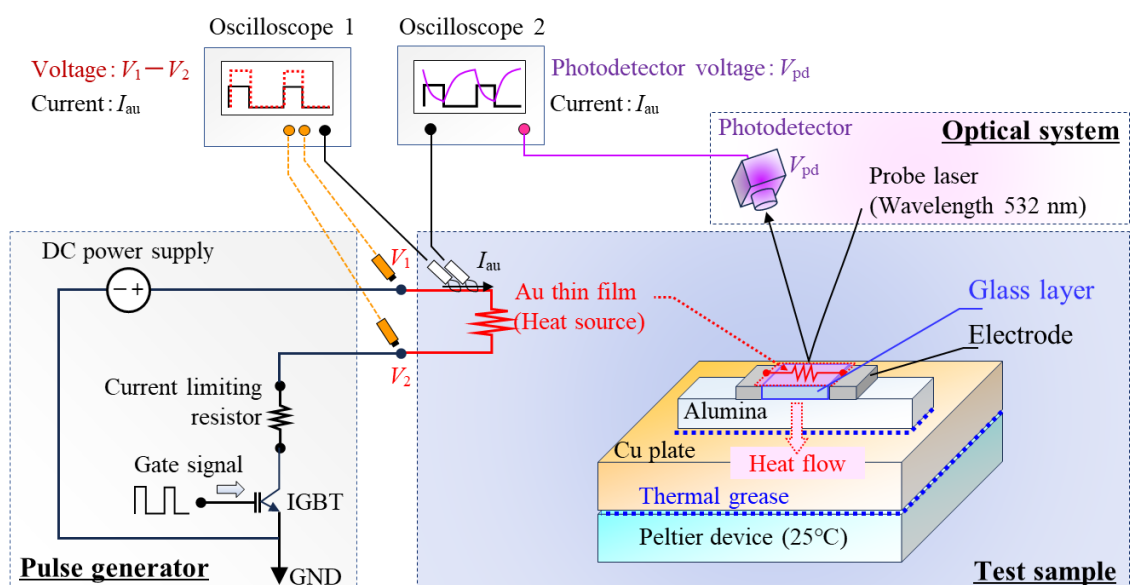


Fig. 5- 3 Schematic of measurement apparatus

5.2.2 温度測定システムと測定条件

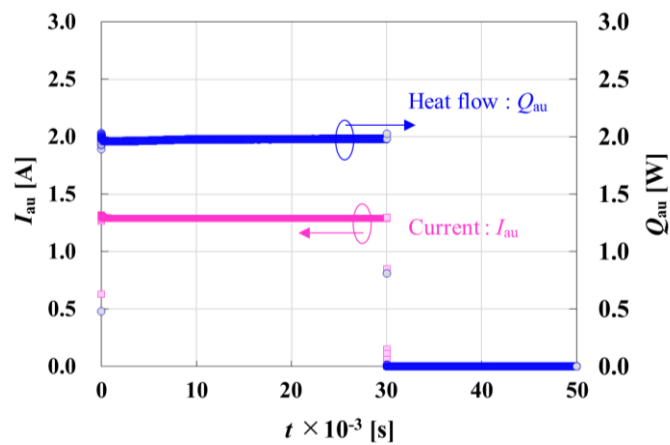
次に、通電加熱式サーモリフレクタンス法による温度測定システムの概要とその測定条件について述べる。本システムは、Fig. 5- 3 に示すように、冷却システムを含むサンプル部と、サンプル表面の金薄膜に矩形パルス電流を与えるパルス発生器、金薄膜表面の温度を測定する光学系の3つで構成されている。

パルス発生器は、直流電源－サンプル・金薄膜－電流制限抵抗器－IGBT の順に直列電気回路を形成してある。スイッチング素子である IGBT にゲート信号を入力している間は直列電気回路が ON 状態となって金薄膜に電流が流れ、ゲート信号を入力していない間は回路が OFF 状態となって電流が流れない。この ON/OFF 動作をゲート信号によって制御することで金薄膜に矩形パルス電流を供給し、金薄膜のジュール発熱させて

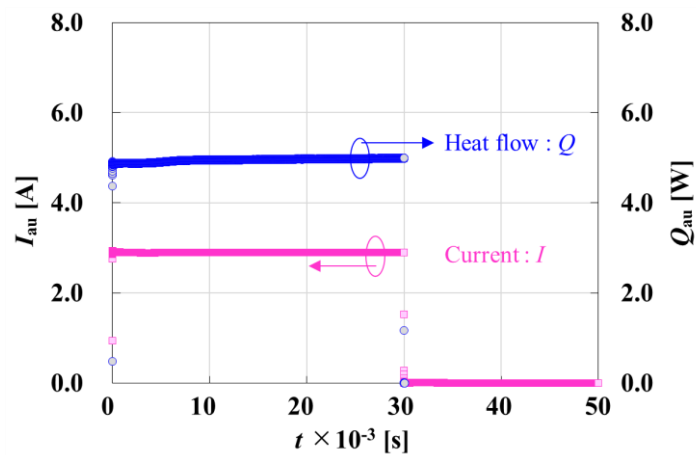
第5章 厚膜材料の熱抵抗の測定技術

いる。また本システムでは、金薄膜に流れる電流と、その両端に加わる電圧をオシロスコープ 1 で測定できるので、金薄膜に与えた電流 I_{au} [A] や発熱量 Q_{au} [W] を求めることができる。本実験では、IGBT の ON/OFF 動作によって ON 時間 30×10^{-3} s, OFF 時間 0.9 s の矩形パルス電流を金薄膜に与えており、ON 時間中の I_{au} と Q_{au} の波形は Fig. 5-4 に示す通りである。また、得られた電流および発熱量の平均値 $I_{\text{au_ave}}$ [A], $Q_{\text{au_ave}}$ [W] と、金薄膜からガラス膜に向かう熱流束の平均値 $q_{\text{au_ave}}$ [W/m²] は、Table 5-2 に示す通りである。

光学系では、温度測定用の波長 532×10^{-9} m の CW レーザー (Probe レーザー) をサンプル表面の金薄膜に照射し、その反射光をフォトディテクタで検出することで反射光の強度に応じた電圧 V_{pd} [V] をオシロスコープ 2 に出力する。Probe レーザーを金薄膜の表



(a) Sample No. 1



(b) Sample No. 2

Fig. 5-4 Conditions of heat flow generated through Au thin film

Table 5- 2 Conditions of rectangular pulse

Sample	Mean current $I_{ave.}$ [A]	Heat flow $Q_{ave.}$ [W]	Heat flux $q_{ave.}$ [W/m ²]
No. 1	1.29	1.98	0.205×10^6
No. 2	2.90	4.95	0.354×10^6

面に照射したときの反射特性 dV_{pd}/dT (サンプル表面の温度が 1 °C 変化したときのフォトディテクタの検出電圧の変化量) は, サンプル No. 1 が -14.11×10^{-6} V/°C, No. 2 が -16.12×10^{-6} V/°C である. これらは, 清水ら^[5-8]が報告した金属薄膜の抵抗温度係数を利用した方法を本測定システムに適用して求めた結果である. 本実験では, これらの反射特性を利用し, パルス発生器がサンプルを加熱する 30×10^{-3} s 間にフォトディテクタがオシロスコープ 2 に出力し続ける反射強度に応じた電圧変化をサンプル表面の温度上昇に変換した. なお, 温度測定のサンプリングレートは 1.2×10^{-6} s とした. また, 矩形パルス電流を与えている 30×10^{-3} s 間の温度上昇波形の測定は 1500 回繰り返し行い, それらの波形を平均化することで測定時のノイズを低減した.

5.3 熱物性値の測定方法

5.3.1 熱伝導解析のフィッティングによる解析

5.2 節で述べた温度測定システムによって測定したテストサンプルのガラス膜表面の温度上昇と, ムラタソフトウェア社 Femtet[®]を使用した非定常 3 次元熱伝導解析で計算した温度上昇をフィッティングすることで, ガラス膜がもつ熱伝導率 k_g および体積比熱 $\rho_g c_g$ を特定する方法を説明する.

はじめに, Fig. 5- 5 に示す解析モデルおよび境界条件について説明する. このモデルは, Fig. 5- 3 に示した冷却系を含むサンプル部を表しており, 「ガラス膜-アルミナ基板-放熱グリース-銅プレート」の 4 層によって構成した. ガラス膜およびアルミナ基板の寸法は Fig. 5- 5 および Table 5- 3 に示す条件とし, 各部材の熱物性値は, Table 5- 4 に示す条件とした. なお, ガラス膜の熱物性値は変数とし, 熱伝導率 k_g および体積比熱 $\rho_g c_g$ を変化させることによってサーモリフレクタンス法で測定した温度上昇との合わせ込みを行った. また, 本モデルのガラス膜の表面 $z=0$ m には一様な熱流束 $q_{ave.}$ を設定しており, Table 5- 2 に示した条件を与えることで実験における金薄膜のジュール発熱を模擬した. なお, 加熱時間は 30×10^{-3} s とした. さらに, サンプルの冷却は, 銅プレート下面 $z=(z_g+4.55) \times 10^{-3}$ m に温度 25°C 一定の条件を与えた. これは, Fig. 5- 2 に示した実験系において銅プレートの下面がペルチェ素子によって 25°C に冷却されている状態を模擬するためである.

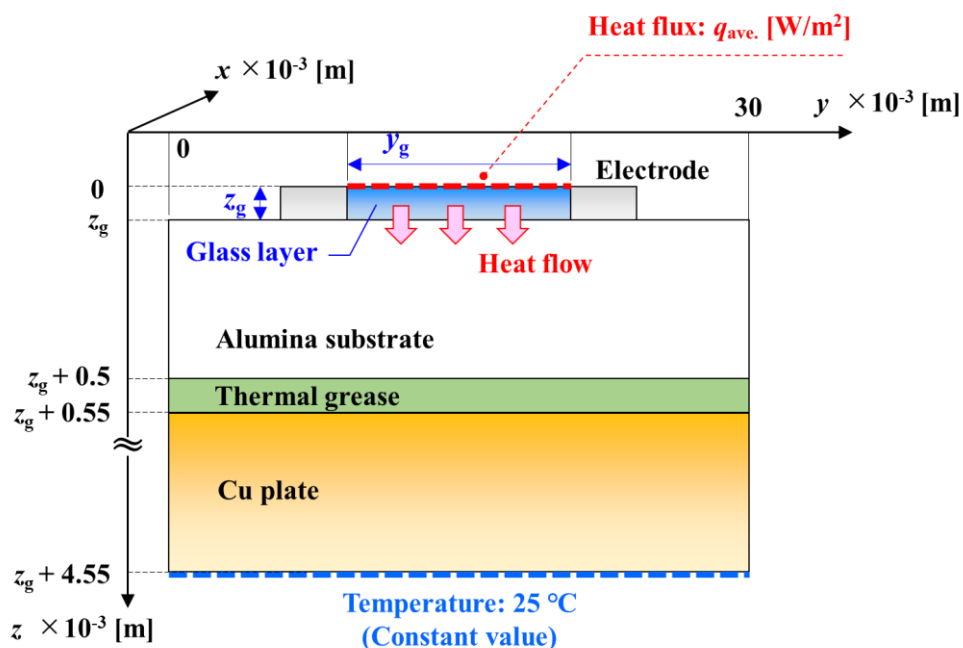


Fig. 5- 5 Heat transfer analysis model

Table 5- 3 Dimensions of glass layer

Sample	Dimensions of glass layer		
	x_g [m]	y_g [m]	z_g [m]
No. 1	2.07×10^{-3}	4.65×10^{-3}	37.1×10^{-6}
No. 2	3.02×10^{-3}	4.63×10^{-3}	29.3×10^{-6}

Table 5- 4 Thermophysical properties

Components of analysis model	Thermal conductivity k [W/(m·K)]	Volumetric specific heat ρc [J/(m ³ ·K)]
Glass layer	Variable value	Variable value
Electrode: Ag	427 [5-9]	2.49×10^6 [5-9]
Alumina substrate ※lasar flash	21.6	2.76×10^6
Thermal grease	2.95 [5-10]	2.64×10^6 [5-11, silicone resin]
Cu plate	398 [5-9]	3.43×10^6 [5-9]

第5章 厚膜材料の熱抵抗の測定技術

次に、ガラス膜の熱物性値を変化させたときのサンプル各部の温度上昇の傾向を整理し、サーモリフレクタンス法で測定される温度上昇波形からガラス膜の熱伝導率 k_g および体積比熱 $\rho_g c_g$ を特定する手順をまとめる。Fig. 5-6 および Fig. 5-7 は、定常状態に達するまでのガラス膜上面 $z=0$ の温度上昇 ΔT_{SIM_0} [°C] およびガラス膜上面 $z=0$ と下面 $z=z_g$ の温度差 $\Delta T_{SIM_0} - \Delta T_{SIM_zg}$ の時間変化を表しており、Fig. 5-6 は、ガラス膜の $\rho_g c_g$ を 2.0×10^6 J/(m³·K) に固定して k_g のみを 0.6, 0.8, 1.0 W/(m·K) に変化させた場合、Fig. 5-7 は、 k_g を 0.8 W/(m·K) に固定して $\rho_g c_g$ のみを 1.5, 2.0, 2.5×10^6 J/(m³·K) に変化させた場合の ΔT_{SIM_0} と $\Delta T_{SIM_0} - \Delta T_{SIM_zg}$ を示している。これらの結果から、ガラス膜の上下面の温度差 $\Delta T_{SIM_0} - \Delta T_{SIM_zg}$ が一定値に漸近する 10×10^{-3} s 付近の ΔT_{SIM_0} に対してはガラス膜の k_g のみが寄与し、それ以前の $1 \times 10^{-6} \sim 1 \times 10^{-3}$ s の ΔT_{SIM_0} には k_g と $\rho_g c_g$ の両方のパラメータが影響することがわかる。本研究では、この温度上昇の傾向を踏まえ、サーモリフレクタンス法で測定したガラス膜上面の温度上昇のうち、ガラス膜の上面と下面の温度差が一定値に漸近する時間領域 $10 \times 10^{-3} \sim 30 \times 10^{-3}$ s の温度上昇 $\Delta T_{TR,0}$ [°C] からガラス膜の k_g を特定する。さらに、その後、熱伝導解析モデルのガラス膜に与える k_g を固定値とした状態で、 $1 \times 10^{-6} \sim 1 \times 10^{-3}$ s の $\Delta T_{TR,0}$ から $\rho_g c_g$ を特定した。

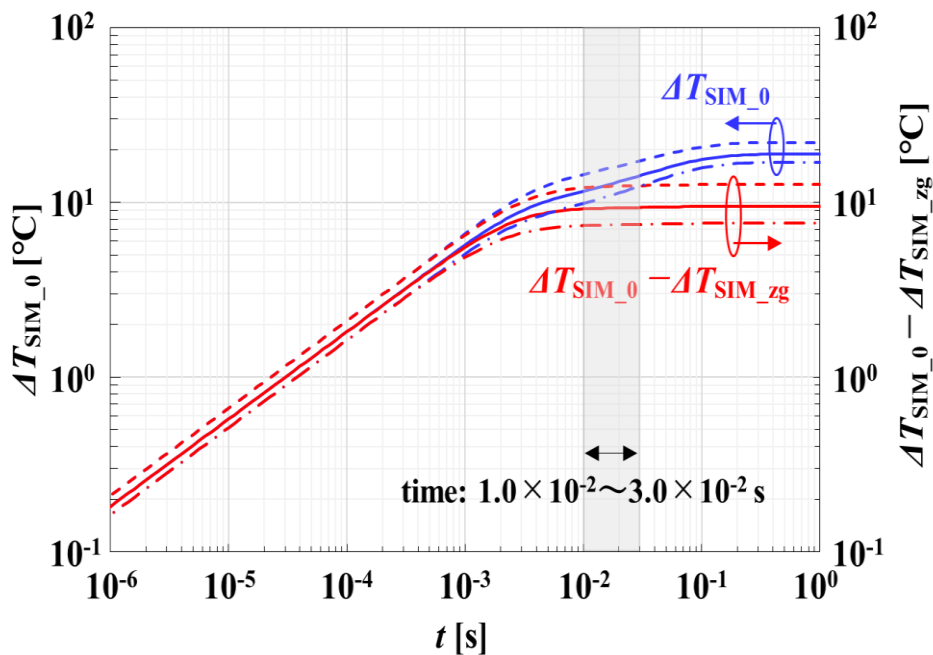


Fig. 5-6 Effect of changing parameter k_g on temperature rise

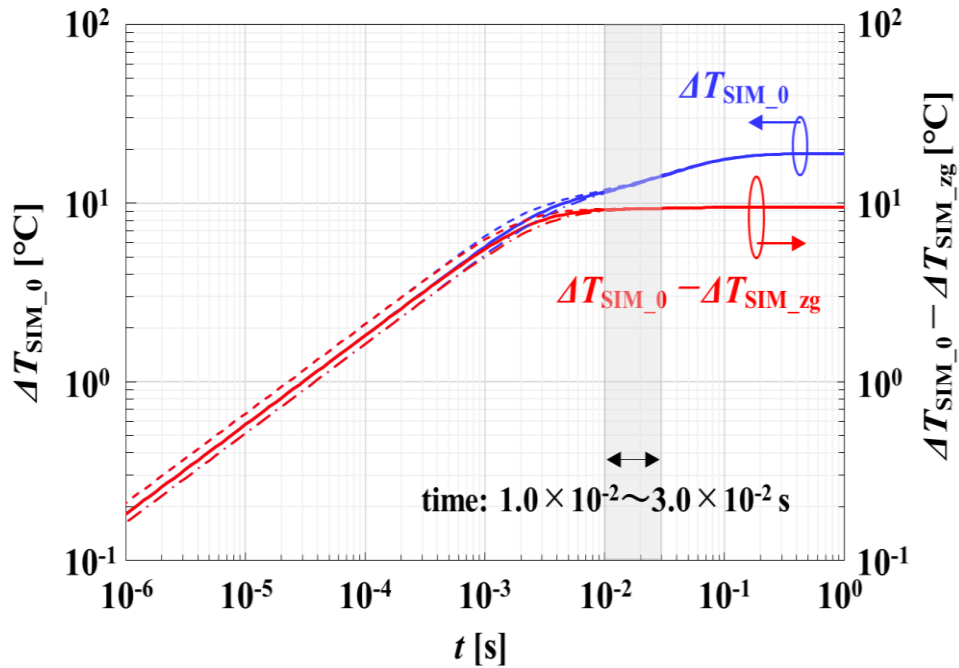


Fig. 5-7 Effect of changing parameter $\rho_g c_g$ on temperature rise

5.3.2 構造関数による解析

構造関数は、1990年代に Vladimir Szekely らによって提案された評価対象物の放熱構造を解析するための数学的アルゴリズム^[5-12]であり、その内容は、羅の報告^[5-13]でも解説され、電子機器および電子部品の放熱構造の解析に多用されている。このアルゴリズムによって出力される構造関数は、例えば、Fig. 5-8 に示すような一次元熱伝導を仮定できる系では、熱源から冷却面に向かって距離 z_i [m] の範囲において累積される熱抵抗

$$\sum R_{th_i} = \frac{z_i}{k_g S} \quad (5.1)$$

と累積される熱容量

$$\sum C_{th_i} = \rho_g c_g S z_i \quad (5.2)$$

の増加比率

$$\sum C_{th_i} / \sum R_{th_i} = k_g \rho_g c_g S^2 \quad (5.3)$$

で表すことができる. ここで, k_g [W/(m·K)], ρ_g [kg/m³], c_g [J/(kg·K)]は, それぞれガラス膜の熱伝導率と密度, 比熱, S [m²] は伝熱面積である. この Eq. (5.3) を

$$\sum C_{th_i} = k_g \rho_g c_g S^2 \sum R_{th_i} \quad (5.4)$$

に整理すると, 累積熱容量 $\sum C_{th_i}$ が累積熱抵抗 $\sum R_{th_i}$ に比例して増加し, その増加比率がガラス膜の熱物性値に依存して決まることがわかる. つまり, Fig. 5-8 に示すように, 熱物性値が一定値のガラス膜がもつ熱抵抗と熱容量が構造関数として出力されている場合にはグラフの傾きが一定となり, 熱物性値が異なるアルミナ基板の熱抵抗と熱容量が出力されると傾きが異なる構造関数出力される. そのため, 構造関数の傾きが変わる点は, ガラス膜とアルミナ基板の界面を表す. 本検討では, Matlab のデータ出力関数 `ischange` を利用して傾きが変わる点を `change point`^[5-14]として抽出し, その点が示す累積熱抵抗を $\sum R_{th_i} = R_{th_cp}$ [K/W], 累積熱容量を $\sum C_{th_i} = C_{th_cp}$ [J/K]として読み取り, 各結果を Eq. (5.1) および Eq. (5.2) に与えて評価対象のガラス膜がもつ熱伝導率 k_g と体積比熱 $\rho_g c_g$ を求めた.

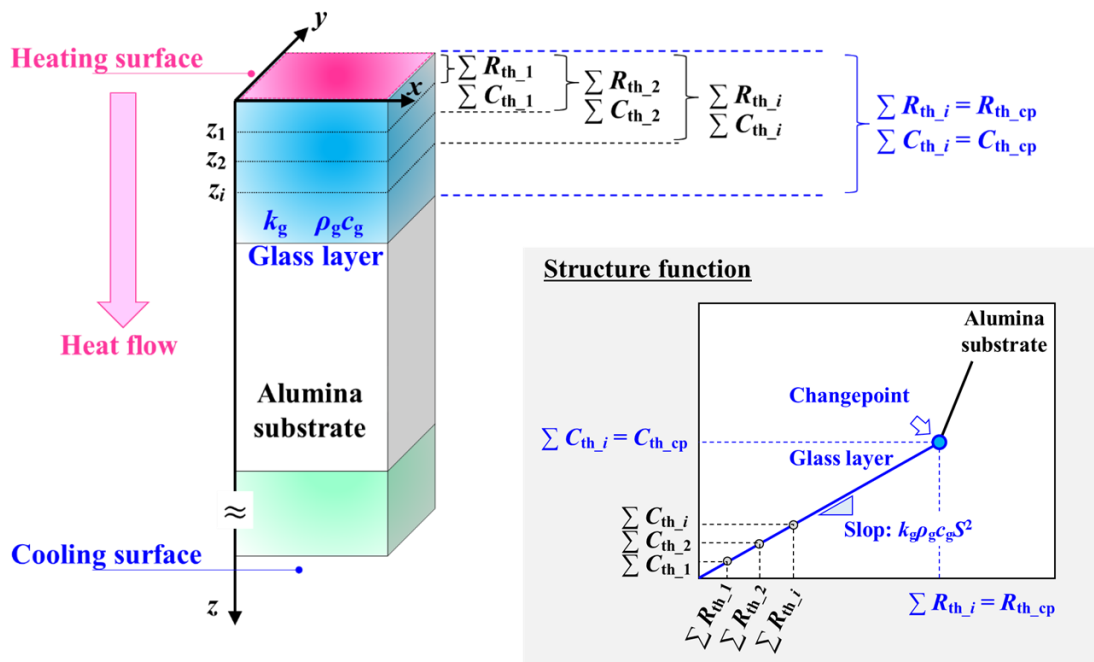


Fig. 5- 8 Overview of structure function

5.4 温度測定および熱物性解析に関する実験結果

5.4.1 温度測定とその有効性の検証結果

形状が異なる Fig. 5-2 に示したサンプル No. 1 および No. 2 の温度上昇 ΔT_{TR_0} [°C] を Fig. 5-3 の本温度測定システムによって測定した結果を Fig. 5-9 (a) および (b) に記載する。各グラフの ΔT_{TR_0} は、時刻 1.0×10^{-6} s $\sim 1.0 \times 10^{-3}$ s において一定の傾きで温度上昇し、 1.0×10^{-3} s 以降において温度上昇の傾きに変化が生じている。ここで、ガラス膜の表面 $z = 0$ m に与えた熱が下面 $z = z_g$ に到達する時間 t_{zg} [s] を概算する。概算には、サイン波形状の周期的な温度刺激を試料表面に与えたときの熱拡散長 d [m] を表す式^[5-15]

$$d = \sqrt{\frac{k_g t}{\pi \rho_g c_g}} \quad (5.5)$$

を用いた。上式において d をガラス膜の厚み z_g と考え、そのガラス膜中を熱が拡散するのに要する時間 t を求めると、サンプル No. 1 では $t = 9.10 \times 10^{-3}$ s、サンプル No. 2 では $t = 5.68 \times 10^{-3}$ s であり、各計算結果と Fig. 5-9 (a) と (b) の ΔT_{TR_0} の傾きが変わる時間の対応が取れる。したがって、 ΔT_{TR_0} が一定の傾きで上昇している時刻 1.0×10^{-6} s $\sim 1.0 \times 10^{-3}$ s がガラス膜中を熱が伝わっているときの温度上昇、傾きが変化する 1.0×10^{-3} s 以降の ΔT_{TR_0} がアルミナ基板中に熱が拡散している時間領域の温度上昇波形であると推察される。

次に、 ΔT_{TR_0} の妥当性を検証するために Fig. 5-9 (a) と (b) に併記したガラス膜表面の温度上昇の計算結果 ΔT_{CAL_0} [°C] について説明する。これは、ガラス膜を半無限固体と仮定し、その表面の温度上昇を 1 次元非定常熱伝導方程式の解析解^[5-16]

$$\Delta T_{CAL_0} = m\sqrt{t} = 2q_{ave} \sqrt{\frac{1}{\pi k_g \rho_g c_g}} \sqrt{t} \quad (5.6)$$

に基づいて求めた結果である。上述したように、時刻 1.0×10^{-6} s $\sim 1.0 \times 10^{-3}$ s の ΔT_{TR_0} はガラス膜中を熱が伝わっているときの温度上昇と推察でき、この時間領域における ΔT_{TR_0} は半無限固体表面の温度上昇 ΔT_{CAL_0} と対応し、比較できる。なお、 ΔT_{CAL_0} は Table 5-1 に示したガラス膜の熱物性値 (Ref.) とそのバラツキを考慮して計算した。Fig. 5-9 (a) に示すサンプル No. 1 の ΔT_{CAL_0} は、Eq. (5.6) に含まれる係数 m [K/s^{1/2}] が最小値 $m_{min.} = 142.7$ と平均値 $m_{ave.} = 163.1$ 、最大値 $m_{max.} = 182.4$ の 3 つの条件における温度上昇の計算値であり、図 (b) に示したサンプル No. 2 の ΔT_{CAL_0} は、 $m_{min.} = 246.5$ 、 $m_{ave.} = 281.6$ 、 $m_{max.} = 315.1$ のそれぞれの条件における計算結果を示している。ガラス膜の表面温度上昇を半

第5章 厚膜材料の熱抵抗の測定技術

無限固体の表面温度上昇として仮定できる $1.0 \times 10^{-6} \sim 1.0 \times 10^{-3}$ s における ΔT_{TR_0} と ΔT_{CAL_0} が良好な一致を示したことから、本温度測定システムで取得した温度上昇は妥当であり、 $\mu\text{s} \sim \text{ms}$ オーダーの温度測定装置として有効に機能していることがわかった。次項以降では、本実験で得られた温度上昇データに基づいてガラス膜の熱物性値を求めた結果を述べる。

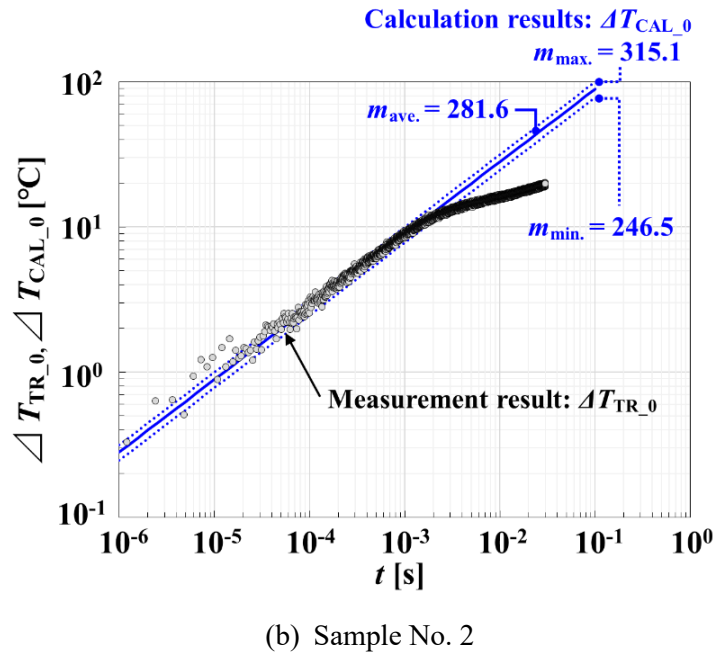
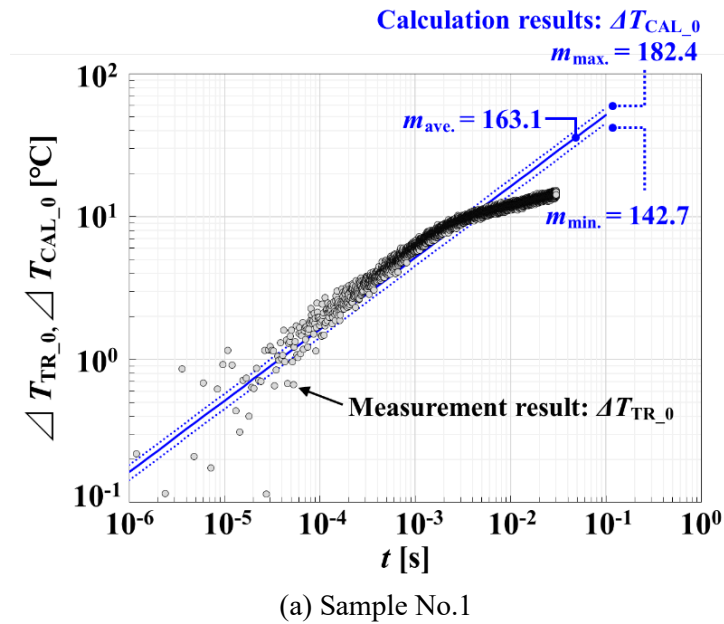


Fig. 5- 9 Temperature rise of glass layer top surface ($z = 0$ m)

この ΔT_{CAL_0} は, Table 5- 1 に示したガラス膜の熱物性値 (Ref.) とそのバラツキを考慮して計算した結果である. Fig. 5- 9 (a) に示すサンプル No. 1 の ΔT_{CAL_0} は, Eq. (5.6) に含まれる係数 m [$\text{K}/\text{s}^{1/2}$] が最小値 $m_{\text{min.}} = 142.7$ と平均値 $m_{\text{ave.}} = 163.1$, 最大値 $m_{\text{max.}} = 182.4$ の3つの条件における温度上昇の計算値であり, 図(b) に示したサンプル No. 2 の ΔT_{CAL_0} は, $m_{\text{min.}} = 246.5$, $m_{\text{ave.}} = 281.6$, $m_{\text{max.}} = 315.1$ のそれぞれの条件における計算結果を示している. ガラス膜の表面温度上昇を半無限固体の表面温度上昇として仮定できる $1.0 \times 10^{-6} \sim 1.0 \times 10^{-3}$ s における ΔT_{TR_0} と ΔT_{CAL_0} が良好な一致を示したことから, 本温度測定システムで取得した温度上昇は妥当であり, $\mu\text{s} \sim \text{ms}$ オーダーの温度測定装置として有効に機能していることがわかった. 次項以降では, 本実験で得られた温度上昇データに基づいてガラス膜の熱物性値を求めた結果を述べる.

5.4.2 熱伝導解析のフィッティングによる熱物性値の解析結果

測定したガラス膜上面の温度上昇 ΔT_{TR_0} に対して 5.3.1 項で説明した非定常・熱伝導解析で計算した温度上昇 ΔT_{SIM_0} をフィッティングした結果を Fig. 5- 10 (a) と (b) に示し, フィッティングから得たガラス膜の熱伝導率 k_g および体積比熱 $\rho_g c_g$ を Table 5- 5 に示す. 熱物性値の特定は, 5.3.1 項で述べた通り, はじめに, ガラス膜がもつ k_g をガラス膜の上下面の温度差が定常状態の結果に漸近する時間範囲 $1.0 \times 10^{-2} \sim 3.0 \times 10^{-2}$ s における ΔT_{TR_0} から決定した. その後, 特定した k_g を固定した解析モデルにて, 時間範囲 $1.0 \times 10^{-6} \sim 1.0 \times 10^{-3}$ s の ΔT_{TR_0} と ΔT_{SIM_0} が一致するようにガラス膜の $\rho_g c_g$ を決定した.

まず, Fig. 5- 10 (a) に示すサンプル No.1 のフィッティング結果から, 熱伝導率 $k_g = 0.800 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ が得られた. これは, Ref. の平均値に対する誤差が -18.3% である. さらに, 体積比熱は $\rho_g c_g = 1.763 \times 10^6 \text{ J}/(\text{m}^3\cdot\text{K})$ であり, Ref. の平均値に対する誤差が -14.4% であった. さらに, Fig. 5- 10 (b) に示すサンプル No. 2 のフィッティング結果から, $k_g = 0.875 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$, Ref. に対する誤差 -10.6% が得られ, さらに, $\rho_g c_g = 2.243 \times 10^6 \text{ J}/(\text{m}^3\cdot\text{K})$, Ref. に対する誤差 8.8% が得られた. いずれの結果も TH 式熱抵抗測定装置などによって実測した Ref. と概ね同等の値を示したことから本温度測定システムと熱伝導解析の併用によって求めたガラス膜の熱物性値は妥当な結果を示していると考えられる. 以上の熱伝導解析によって得られた熱物性値を Ref. データと共に比較検証用のデータとし, 次項で述べる構造関数を用いた熱物性測定の有効性を検証した.

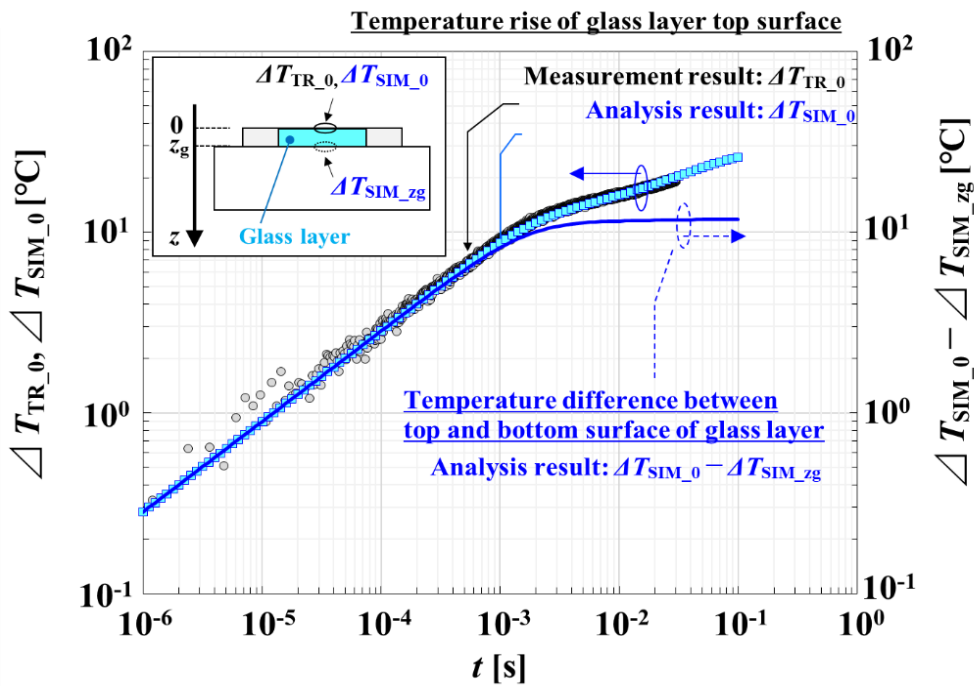
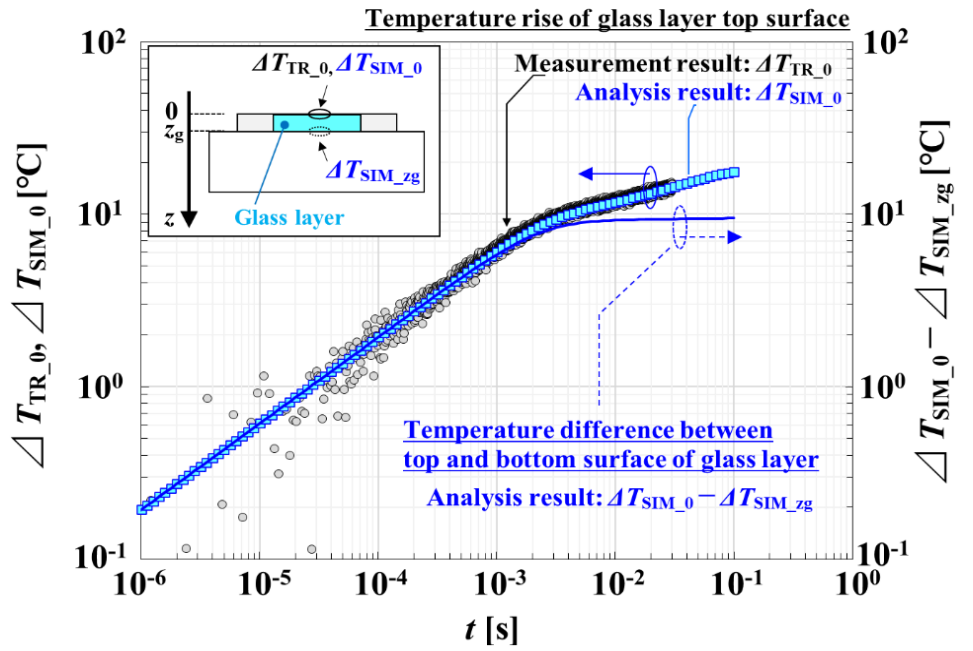


Fig. 5- 10 Temperature rise of glass layer top surface

Table 5- 5 Measurement results of thermophysical properties of glass layer measured by using thermal analysis

Sample No.	Thermal conductivity k_g [W/(m·K)]	Volumetric specific heat $\rho_g c_g \times 10^6$ [J/(m ³ ·K)]
Ref.	0.869 ~ 1.179 / Ave. 0.979	1.855 ~ 2.233 / Ave. 2.061
1	0.800 (Error: -18.3 %)	1.763 (Error: -14.4 %)
2	0.875 (Error: -10.6 %)	2.243 (Error: +8.8 %)

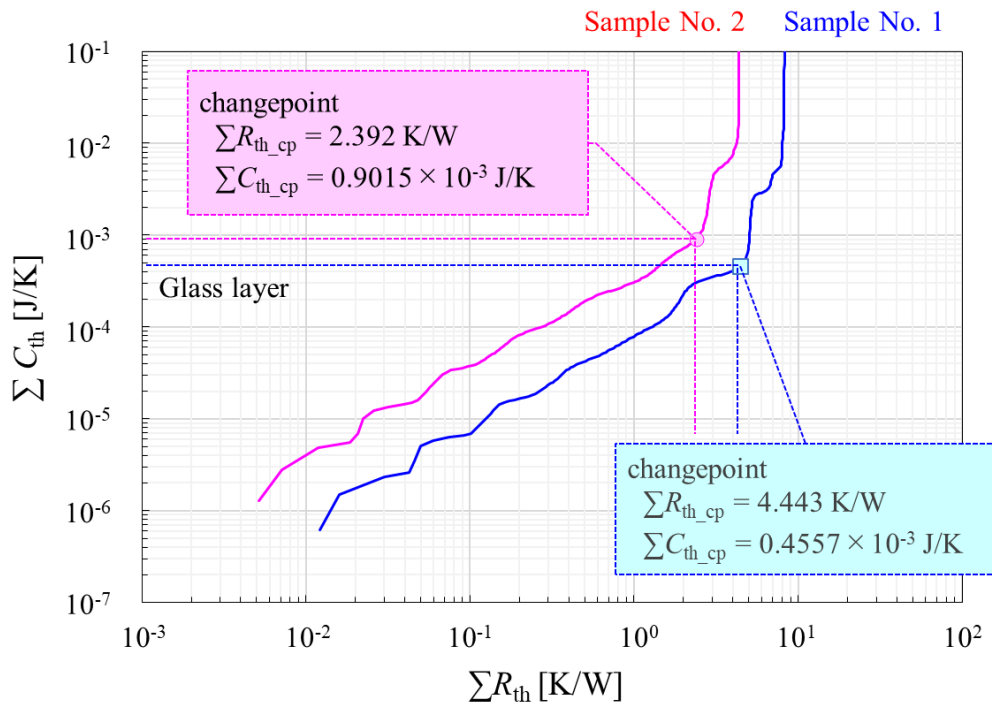


Fig. 5- 11 Structure function of test sample No. 1 and No. 2

5.4.3 構造関数による熱物性値の解析結果

測定したガラス膜表面 $z = 0$ m の温度上昇 $\Delta T_{TR,0}$ を構造関数に変換した結果を Fig. 5-11 に示す. さらに, Matlab[®] のデータ出力関数 `ischange` によって構造関数の傾きが変化する `changepoint`^[5-14] を抽出すると, サンプル No. 1 のガラス膜がもつ熱抵抗は $R_{th_cp} = 4.443$ K/W, 熱容量が $C_{th_cp} = 0.4557 \times 10^{-3}$ J/K であり, No. 2 では $R_{th_cp} = 2.392$ K/W, $C_{th_cp} = 0.9015 \times 10^{-3}$ J/K であった. これらの構造関数上の `changepoint` が示すガラス膜の R_{th_cp} および C_{th_cp} を Eq. (5.1) と Eq. (5.2) のそれぞれに $\sum R_{th_i} = R_{th_cp}$, $\sum C_{th_i} = C_{th_cp}$ として与えると, Table 5-6 に示す熱伝導率 k_g と体積比熱 $\rho_g c_g$ が得られた. 表中の括弧内には, Ref. データの平均値を基準として各測定結果の誤差を計算した結果も記載した.

まず, Ref. データに対する熱伝導率の測定誤差は $-10\% \sim 0\%$ であり良い精度の結果が得られている. 一方, 体積比熱については, Ref. データに対して $-35.9\% \sim +7.6\%$ の測定誤差であり, 概ね近い結果を示したものの測定精度を向上させる必要があることがわかった. 今後, この測定誤差の要因調査を進めることで, 本手法を厚膜材料の熱物性測定方法として確立していく必要がある.

Table 5- 6 Measurement results of thermophysical properties of glass layer measured by using structure function

Sample No.	Thermal conductivity k_g [W/(m·K)]	Volumetric specific heat $\rho_g c_g \times 10^6$ [J/(m ³ ·K)]
Ref.	0.869 ~ 1.179 (Ave. 0.979)	1.855 ~ 2.233 (Ave. 2.061)
Thermal analysis	No. 1: 0.800 (Error: -18.3 %) No. 2: 0.875 (: -10.6 %)	No. 1: 1.763 (Error: -14.4 %) No. 2: 2.243 (: +8.8 %)
Structure function	No. 1: 0.898 (Error: -8.3 %) No. 2: 0.881 (: -10.0 %)	No. 1: 1.321 (Error: -35.9 %) No. 2: 2.217 (: +7.6 %)

5.5 本章のまとめ

本章では、表面実装型のチップ抵抗器に使用される保護膜や抵抗体膜などの厚膜材料を評価対象として、温度測定時間が μs , ms オーダーの通電加熱式サーモリフレクタンス法と構造関数を併用した熱物性測定手法を提案し、一連の検討から以下の知見を得た。

- (1) 熱伝導方程式の解析解との比較によって、5.2 節に示した通電加熱式サーモリフレクタンス法によって測定した温度上昇の妥当性が示された。したがって、本温度測定システムは、 μs および ms オーダーの温度測定装置として有効に機能していることがわかった。
- (2) 有効性が確認された本温度測定システムによって測定した $1.0 \times 10^{-6} \sim 30 \times 10^{-3} \text{ s}$ の温度上昇データに基づいてテストサンプルの放熱構造を表す構造関数を出力した。さらに、Matlab[®]を利用したデータ処理によってガラス膜がもつ熱抵抗と熱容量を求め、それらの結果から熱伝導率および体積比熱を得た。
- (3) 構造関数から得られたガラス膜の熱伝導率の測定誤差は、テストヘッド式熱抵抗測定装置によって測定した Ref. データを基準として $-10\% \sim 0\%$ であり、良好な精度が得られた。
- (4) 構造関数から得られたガラス膜の体積比熱は、示差走査熱量測定などで取得した Ref. データを基準として $-35.9\% \sim +7.6\%$ の測定誤差であり、概ね近い結果を示したものの測定精度を向上させる必要があることがわかった。今後、この測定誤差の要因調査を進めることで、本手法を厚膜材料の熱物性測定方法として確立していく必要がある。
- (5) 構造関数によって熱物性値が異なる複数の膜が積層された材料を評価すると、5.3.2 項で述べたように、膜材料の変わり目を **change point** として検出でき、その **change point** が示す熱抵抗と熱容量から各層の熱物性値を同時に分析できる可能性があり、熱物性値の評価工数を大幅に削減できると考えられる。

使用記号一覧

C_{th}	熱容量	J/K
C_{th_cp}	change point が示す熱容量	J/K
c	比熱	J/(kg·K)
c_{Al2O3}	アルミナの比熱	J/(kg·K)
c_g	ガラスの比熱	J/(kg·K)
I_{au}	金薄膜に流れる電流	A
I_{au_ave}	金薄膜に流れる電流の平均値	A
k	熱伝導率	W/(m·K)
k_{Al2O3}	アルミナの熱伝導率	W/(m·K)
k_g	ガラスの熱伝導率	W/(m·K)
Q_{au}	金薄膜に与える発熱量	W
Q_{au_ave}	金薄膜に与える発熱量の平均値	W
q_{au_ave}	金薄膜からガラス膜に向かう熱流束の平均値	W/m ²
R_{th}	熱抵抗	K/W
R_{th_cp}	change point が示す熱抵抗	K/W
S	熱流が通過する面積	m ²
ΔT_{CAL_0}	半無限固体の 1 次元熱伝導方程式の解析解によって計算したガラス膜上面 $z=0$ の温度上昇	°C
ΔT_{SIM_zg}	熱伝導解析で計算したガラス膜下面 $z=z_g$ の温度上昇	°C
ΔT_{SIM_0}	熱伝導解析で計算したガラス膜上面 $z=0$ の温度上昇	°C
ΔT_{TR_0}	サーモリフレクタンス法で測定したガラス膜上面 $z=0$ の温度上昇	°C
V_{pd}	フォトディテクタの検出電圧	V
x	x 座標	m
x_g	x 方向のガラス膜の寸法	m
y	y 座標	m
y_g	y 方向のガラス膜の寸法	m
z	z 座標	m
z_{au}	z 方向の金薄膜の寸法	m
z_g	z 方向のガラス膜の寸法	m
ρ	密度	kg/m ³
ρ_{Al2O3}	アルミナの密度	kg/m ³
ρ_g	ガラスの密度	kg/m ³

引用文献一覧

- 5-1 KOA ホームページ, 製品カタログ [rk73b.pdf \(koaglobal.com\)](#)
- 5-2 J. V. Thomsen Silveira, D. Higuma, K. Fushinobu, TFEC 2023, Maryland, MD, USA, 2023.
- 5-3 D. Higuma, J. V. Thomsen Silveira, K. Fushinobu, International Electronic Packaging Technical Conference and Exhibition, Vol. 87516, American Society of Mechanical Engineers, 2023.
- 5-4 青木洋稔, 渡部慎太郎, 三谷昭徳, 日隈大揮, 伏信一慶, 通電加熱型サーモリフレクタンス法で測定した温度上昇に基づく厚膜材料の熱物性解析, 日本機械学会熱工学コンファレンス 2024, 講演論文集, 講演番号 A23.
- 5-5 三谷昭徳, 日隈大揮, 渡部慎太郎, 伏信一慶, 青木洋稔, 通電加熱型サーモリフレクタンス法と構造関数による新規熱物性値解析手法の提案, 日本機械学会熱工学コンファレンス 2024, 講演論文集, 講演番号 A24.
- 5-6 A. Mitani, S. Watanabe, D. Higuma, K. Fushinobu, H. Aoki, Novel Thermophysical Property Analysis Technique by Using Combined Electrical-Pump Thermoreflectance Method and Structure Function, Proc. 34th International Symposium on Transport Phenomena, 2024, Paper No.03-8.
- 5-7 青木洋稔, 伏信一慶, 富村寿夫, 小型の電子部品・材料を対象としたテストヘッド式熱抵抗測定装置の開発, エレクトロニクス実装学会誌 26.1, 2023, pp. 117-124.
- 5-8 清水祐公子, 石井順太郎, 計測と制御, 47 巻 5 号, 2008, pp. 415-418.
- 5-9 日本機械学会, 伝熱工学資料 (改訂第 5 版), 丸善出版, 2009, p. 281.
- 5-10 , 製品カタログ(https://www.silicone.jp/catalog/pdf/grease_j.pdf, G-779), p. 12.
- 5-11 日本機械学会, 伝熱工学資料 (改訂第 5 版), 丸善出版, 2009, p. 288.
- 5-12 V. Szekely, T. Van Bien, Fine structure of heat flow path in semiconductor devices: A measurement and identification method, Solid-State Electronics, 31(9), 1988, pp. 1363-1368.
- 5-13 羅亜非, 学位論文: 過渡熱測定と構造関数による等温面熱抵抗の定義とその応用に関する研究, 富山県立大学, 2015, pp. 20-41.
- 5-14 R. Killick, P. Fearnhead, I. A. Eckley, Optimal detection of changepoints with a linear computational cost, *Journal of the American Statistical Association* 107.500, 2012, pp. 1590-1598.
- 5-15 森川淳子, 熱物性 (熱拡散率, 比熱) 測定のコツ, 応用物理 85.8, 2016, pp. 710-715.
- 5-16 日本機械学会, JSME テキストシリーズ伝熱工学, 丸善出版株式会社, 2020, p. 41.

6章 結論

本研究では、小型・軽量化が進む電子機器および電子部品の設計品質の維持・改善に使用される伝熱解析の温度予測精度の向上に貢献する技術を提供することを目的として、受動部品の一つである抵抗器を題材に、電子部品およびその周辺における主たる放熱経路の熱抵抗を予測・測定する技術を研究した。第1章から第4章においては、橘と佐野川が提案したユニットセルモデルに基づく TCR の予測式を修正し、さらに、修正式を粗さがある均一接触面の TCR 予測に適用する方法と、粗さとうねりが混在した不均一接触面の TCR 分布予測に適用する方法を検討した。さらに、第1章および第5章では、数 μm ～数十 μm の厚みをもった膜材料の熱抵抗測定技術として、通電加熱型サーモリフレクタンス法と構造関数を併用した熱物性測定法を検討し、その実力を把握した。以下、各章ごとに得られた知見をまとめる。

第1章では、研究題材としたセメント抵抗器および表面実装型のチップ抵抗器の概要に触れ、それらの温度予測に必要な主たる放熱経路上にある部材の熱抵抗について整理した。具体的には、セメント抵抗器に対しては、うねりと粗さを伴う不均一接触面に生じる TCR、チップ抵抗器に対しては、厚膜材料の熱抵抗の2つである。さらに、それらのパラメータを予測、測定するための手法を構築する際の研究方針について、従来研究の特徴を鑑みて整理した。

第2章では、橘と佐野川が提案したユニットセルモデルに基づく均一接触面の TCR の予測式を修正し、Eq. (2.13)に示した新規予測式を導いた。この予測式では、真実接触部における熱の流入および流出に起因して付加される熱抵抗が真実接触部の直径に応じて変化するように修正している。これにより、式の適用範囲が拡大し、予測精度も向上した。

新規予測式の妥当性は、ユニットセルを模擬した熱伝導解析モデルによる理論的な検証と、定常法による実験的な検証によって示された。なお、この式は、ユニットセルと真実接触部の直径比率 d_w/d_{rc} が小さくなると予測誤差が増加する。予測誤差を+8.9%まで許容できる場合の予測式の適用範囲は $d_w/d_{rc} \geq 7.5$ 、予測誤差を+14.5%まで許容できる場合は $d_w/d_{rc} \geq 6.0$ 、予測誤差を+22.4%まで許容できる場合は $d_w/d_{rc} \geq 5.0$ となる。

さらに Eq. (2.21)に示したように、新規予測式で表した TCR を空気の熱抵抗に対する比率 R_{TCR_p}/R_a として無次元化した結果、 R_{TCR_p}/R_a が Eq. (2.20)に示した真実接触部の直径や部材の熱伝導率などによって決まる無次元量 X に依存して決定されることがわかった。真実接触部の直径や部材の熱伝導率などの個々の有次元のパラメータが異なる場合においても、 X が同値であれば R_{TCR_p}/R_a も同じ結果を示すことがわかった。つまり、無次元数 X によって TCR の予測結果や測定結果を体系的に整理しやすくなる。

第6章 結論

第3章では、第2章で述べた修正ユニットセルモデルに基づく TCR の予測式を多数の真実接触部を持つ均一接触面に適用できるように応用した。さらに、共焦点レーザー顕微鏡で観察した部材の表面形状から真実接触部の直径などのパラメータを簡易的に予測し、予測した各種パラメータを応用式に与えることで、粗さを持つ部材を実際に均一に接触させたときの TCR を予測した。

本予測結果は、新規開発したテストヘッド式熱抵抗測定装置で測定した TCR と概ね一致したことから、第2章で述べた修正ユニットセルモデルに基づく TCR の予測理論と共焦点レーザー顕微鏡による局所的な表面形状測定との併用した TCR 予測方法の有効性が示された。

今後、さらに TCR の予測精度を高めるには、本章で述べた TCR の予測において考慮していない真実接触部の密集も考慮しなければならない。また、予測結果の妥当性検証に使用したテストヘッド式熱抵抗測定装置による熱抵抗の測定ばらつきも低減する必要がある。

第4章では、うねりと粗さがある不均一接触面に生じる TCR 分布を予測する方法として、第2章および第3章で述べた局所的な均一接触面の TCR 予測方法と、部品全体のうねりを再現した接触解析を併用した手法を検討した。

一連の検討手法によって、接触面にうねりと粗さがある $20 \times 10^{-3} \text{ m}$ の抵抗器を冷却プレートに不均一接触させたときに生じる TCR 分布を可視化できた。さらに、抵抗器と冷却プレートの接触面に予測された TCR 分布を境界条件として与えた熱伝導解析モデルをつくり、このモデルにおいて抵抗器を自己発熱させたときの抵抗器表面の温度分布を予測した。温度分布の予測結果は、赤外線サーモグラフィによって測定した温度分布を良好に再現できており、予測した不均一接触面の TCR 分布と、TCR 分布を考慮して予測した抵抗器の表面温度の妥当性を示すことができた。

検討した TCR 分布の予測方法では、接触表面間において、部材間の接触箇所および接触界面にある空気を介した熱伝導による伝熱の2つを考慮することで TCR 分布モデルを求めている。そのため、モデルの中で考慮していない接触界面にある空気の対流による伝熱量 Q_{c_con} と、接触表面間の熱ふく射による伝熱量 Q_{c_rad} を無視できない接触面に対しては、本予測手法を適用することができない。本研究では、手法の適用可否を判断する指標として、空気の熱伝導による伝熱量 Q_{c_cd} と Q_{c_con} との比率 Q_{c_con}/Q_{c_cd} および Q_{c_rad} との比率 Q_{c_rad}/Q_{c_cd} を定式化し、部材表面のうねりによって決まる接触表面間の距離および表面間の温度差に基づいて適用範囲を概算できるようにした。また、4章では適用範囲の一例として、 $Q_{c_con}/Q_{c_cd} \leq 0.01$ かつ $Q_{c_rad}/Q_{c_cd} \leq 0.01$ を満たす接触表面間の距離と温度差を示した。上述した適用範囲内であれば、抵抗器の接触に限らず、電子機器などで想定される様々なグリースレス接触面に対して本 TCR 予測手法を適用できると考えられる。

第6章 結論

第5章では、表面実装型のチップ抵抗器の内部の主たる放熱経路上にある保護膜や抵抗体膜などの厚膜材料を対象として、温度測定時間が μs , ms オーダーの通電加熱式サーモリフレクタンス法と構造関数を併用した熱物性測定手法を提案した。

通電加熱型サーモリフレクタンス法によって測定したサンプル表面の温度上昇の妥当性は、半無限固体表面の温度上昇を計算できる解析解との比較によって示され、 μs , ms オーダーの温度測定技術として有効であることが確認された。さらに、測定した温度上昇を構造関数に変換し、その構造関数に基づいてテストサンプルとして準備したガラス膜がもつ熱伝導率および体積比熱を測定した。構造関数から得られたガラス膜の熱伝導率の測定誤差は、テストヘッド式熱抵抗測定装置によって測定した Ref. データを基準として $-10\% \sim 0\%$ であり、良好な精度が得られた。一方で体積比熱は、示差走査熱量測定などで取得した Ref. データに対して $-35.9\% \sim +7.6\%$ の測定誤差であり、概ね近い結果を示したものの測定精度を向上させる必要があることがわかった。今後、この測定誤差の要因調査を進めることで、本手法を厚膜材料の熱物性測定方法として確立する必要がある。なお、構造関数によって熱物性値が異なる複数の膜が積層された材料を評価すると、5.3.2 項で述べたように、膜材料の変わり目を **change point** として検出でき、その **change point** が示す熱抵抗と熱容量から各層の熱物性値を同時に分析できる可能性があり、熱物性値の評価工数を大幅に削減できると考えられる。

第1章から第5章に示した抵抗器を題材とした熱抵抗の予測、測定技術に関する研究を通じて、部品内部からその周囲に至るまでの放熱経路のうち、部材同士が均一、不均一に接触したときの TCR を予測する手法を構築し、さらに、その適用範囲を見積もる指標を示すことで電子機器および電子部品全般におけるグリースレス接触面への手法展開の可能性を示した。また、抵抗器や他の電子部品に使用される厚みが有る膜材料の熱抵抗の測定も可能にした。

今後、構築した TCR の予測手法については、実製品の設計への手法展開を行い、膜材料の熱物性測定法については、測定精度を改善しつつ各種材料の特性評価への適用を進める予定である。これらの取り組みを通じて、主たる放熱経路の各部の熱抵抗のデータ取得とその拡充を進め、本研究の最終到達目標である電子機器および電子部品の伝熱解析の精度向上に貢献していく予定である。

研究業績一覧

研究業績一覧

学術論文: 2 件

青木洋稔, 伏信一慶, 富村寿夫, 小型の電子部品・材料を対象としたテストヘッド式熱抵抗測定装置の開発, エレクトロニクス実装学会誌, Vol. 26 (1), 2023, pp. 117-124.

青木洋稔, 平沢浩一, 山口博之, 伏信一慶, 富村寿夫, 均一接触における接触熱抵抗の予測に関する基礎研究, Thermal Science and Engineering, Vol. 31 (3), 2023, pp. 19-30.

国際会議講演論文 (査読有, 本人登壇) : 3 件

H. Aoki, K. Hirasawa, K. Fushinobu, T. Tomimura, Heat transfer analysis between bolted rough surfaces considering non-uniform contact. Proc. 32nd International symposium on transport phenomena, 2022, Paper No. 40.

H. Aoki, K. Fushinobu, T. Tomimura, Prediction of thermal contact resistance by contact analysis model replicating non-uniform contact surface. Proc. 33rd International symposium on transport phenomena, 2023, Paper No. 14.

H. Aoki, K. Fushinobu, T. Tomimura, Effect of Contact Characteristics on Thermal Contact Resistance of Grease-less Uniform Contact Surfaces, Proc. 26th Electronics Packaging Technology Conference, 2024, Paper No. 1171.

講演論文 (査読無, 本人登壇) : 2 件

青木洋稔, 伏信一慶, 富村寿夫, 表面形状測定に基づく均一接触面の接触熱抵抗の予測, 熱工学コンファレンス 2023, 講演論文集, 2023, Paper No. C221.

青木洋稔, 渡部慎太郎, 三谷昭徳, 日隈大揮, 伏信一慶, 通電加熱型サーモリフレクタンス法で測定した温度上昇に基づく厚膜材料の熱物性解析, 熱工学コンファレンス 2024, 講演論文集, 2024, Paper No. A23.

研究業績一覧

特許

特開 2023-76004, 接触熱抵抗推定装置, 接触熱抵抗推定方法および接触熱抵抗推定プログラム.

特開 2023-109055A, 熱抵抗測定装置, 熱抵抗測定方法および熱抵抗測定プログラム.

謝辞

謝辞

本論文をまとめるにあたり多大なるご指導とご鞭撻を賜りました東京科学大学 伏信一慶教授, 元熊本大学 富村寿夫教授に心から感謝申し上げます。お二人のお力添えが無ければ, 本論文は完成しませんでした。研究面だけでなく, 研究者そして社会人としての在り方もサポートいただき, かけがえのない師に巡り合えたと感じております。重ねて御礼申し上げます。

東京科学大学 末包哲也教授, 兒玉学准教授, 長澤剛准教授, 高橋秀治助教には, 本論文をまとめるにあたり有益なご助言とご教授を賜り, 論文の完成度を高めることができました。ここに厚く御礼申し上げます。

同大学 伏信研究室 Kim Byunggi 助教, Joao Vitor Thomsen Silveira 氏, 日隈大揮氏, 三谷昭徳氏には, 本研究に関する実験や数値解析など, 研究を具体化するにあたって多くのご支援をいただきました。本論文は, 皆様のお力添え無くして完成しませんでした。心から感謝いたします。

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とご高配を賜りました KOA 株式会社に厚く御礼申し上げます。同社 取締役 山岡悦二氏, 小嶋敏博氏には, 博士課程の入学に快諾いただき, その後も継続したご支援とご指導をいただきましたこと厚く御礼申し上げます。

同社 プロフィットマネージャー 征矢康德氏, ラインリーダー 山口博之氏, 鹿角秀次氏, 渡部慎太郎氏をはじめ同部門のメンバー各位には, 業務上での様々なサポートをいただき, 博士論文の完成に至ることができました。厚く感謝申し上げます。

同社 職人 平沢浩一博士, 有賀善紀博士, ラインリーダー 井口憲一博士には, 博士論文ならびに学術論文執筆などに関わる技術的なアドバイスだけでなく, 博士号取得の先輩として様々なご支援をいただきました。厚く感謝申し上げます。

最後に, 博士号取得をそばで支えてくれた両親, 義母, 妻, 息子に心から感謝いたします。本論文は, 皆様のご協力の賜物です。

2024年3月

青木 洋稔