

論文 / 著書情報
Article / Book Information

題目(和文)	自動車用ブレーキにおけるパッド - ロータ間の接触問題に関する逆解析
Title(English)	
著者(和文)	井上正則
Author(English)	Masanori Inoue
出典(和文)	学位:博士(工学), 学位授与機関:東京工業大学, 報告番号:甲第10556号, 授与年月日:2017年3月26日, 学位の種別:課程博士, 審査員:天谷 賢治,笹島 和幸,小酒 英範,井上 裕嗣,宮崎 祐介
Citation(English)	Degree:Doctor (Engineering), Conferring organization: Tokyo Institute of Technology, Report number:甲第10556号, Conferred date:2017/3/26, Degree Type:Course doctor, Examiner:,,,,
学位種別(和文)	博士論文
Category(English)	Doctoral Thesis
種別(和文)	要約
Type(English)	Outline

2016 年度 (平成 28 年度) 学位論文

自動車用ブレーキにおけるパッドロータ間の
接触問題に関する逆解析

平成 29 年 3 月

指導教員 天谷 賢治 教授

情報理工学研究科 情報環境学専攻

井上 正則

目次

第1章	緒論	1
1.1	研究背景	1
1.2	逆問題と逆解析	2
1.3	従来研究	3
1.3.1	ブレーキ鳴きに関する研究	3
1.3.2	ブレーキジャダーに関する研究	4
1.3.3	ブレーキパッドの偏摩耗に関する研究	5
1.3.4	ブレーキパッド摩擦材の弾性係数に関する研究	5
1.3.5	ブレーキパッドロータ間の接触面圧分布に関する研究	6
1.4	研究目的	6
1.5	本論文の構成	7
第2章	逆解析を用いたディスクブレーキパッド摩擦材の異方性弾性係数の非侵襲同定	13
2.1	緒言	13
2.2	ブレーキパッド摩擦材の異方性弾性定数	14
2.3	最尤推定法を用いた同定手法	15
2.3.1	観測方程式の構築	15
2.3.2	同定手法の概要	15
2.3.3	応答曲面の作成	16
2.3.4	振動モードの関連付け	17
2.3.5	最尤推定法による未知数の同定	18
2.4	同定精度の検証	19
2.4.1	同定精度の検証手法	19
2.4.2	逆解析に用いる測定情報の検討	19
2.4.3	未知パラメータの選定	22
2.4.4	応答曲面補間式の精度検証	25
2.5	模擬測定データによる同定シミュレーション	25
2.6	実験データ測定手法	27
2.7	同定結果	31
2.8	結言	33
第3章	逆解析を用いた制動中のディスクブレーキパッド接触面圧分布の同定	36
3.1	緒言	36
3.2	制動中のブレーキパッド接触面圧分布に関する概要	36
3.2.1	自動車用ディスクブレーキの構造	36
3.2.2	制動中のブレーキパッド接触面圧分布の概要	37
3.3	逆解析による接触面圧分布同定手法	38
3.3.1	未知パラメータの設定	39
3.3.2	ロータ微小変形の測定手法	39

3.3.3	観測方程式の構築	44
3.3.4	逆解析の適切化手法	45
3.4	シミュレーションによる同定手法の検証	46
3.4.1	検証手法の概要	46
3.4.2	模擬測定結果	48
3.4.3	同定手法の検証結果	49
3.5	提案手法の実証実験	53
3.5.1	ロータ微小変形の測定	53
3.5.2	同定結果	58
3.6	結言	64
第4章	逆解析を用いたブレーキパッド接触面圧分布の内外面個別同定	67
4.1	緒言	67
4.2	ブレーキパッド-ロータ間の接触面圧分布の概要	67
4.3	接触面圧分布の同定手法	68
4.3.1	ロータ微小変形の測定手法	68
4.3.2	感度に方向性を付与したセンサの開発	70
4.3.3	観測方程式の構築	72
4.3.4	逆解析の適切化手法	74
4.4	数値実験による同定手法の検証	74
4.4.1	有限要素解析の条件	75
4.4.2	点荷重応答関数の計算	75
4.4.3	模擬測定データの計算	76
4.4.4	同定結果	77
4.5	結言	81
第5章	結論	83
5.1	逆解析を用いたディスクブレーキパッド摩擦材の異方性弾性係数の非侵襲同定	83
5.2	逆解析を用いた制動中のディスクブレーキパッド接触面圧分布の同定	83
5.3	逆解析を用いたブレーキパッド接触面圧分布の内外面個別同定	84
5.4	本研究の特徴	85
5.5	今後の研究課題	86

第1章 緒論

1.1 研究背景

自動車を安全に運行する上で摩擦ブレーキは必要不可欠な部品である。自動車の発明から今日に至るまで、高速化及び車両重量の増加によって車両の運動エネルギーは数千から数万倍に増加している。このような自動車の進歩に合わせて、より高い性能を持つ摩擦ブレーキが常に要求されてきた。摩擦ブレーキの一種であるディスクブレーキは広い温度域で安定した摩擦力を発揮できるため、現在の自動車に広く用いられている。近年普及が進んでいるハイブリッド自動車や電気自動車などでは回生ブレーキにより車両の運動エネルギーの約 50% は回収されるため¹⁾、摩擦ブレーキの使用頻度は減少している。しかしながら、完全停止や非常停止、バッテリー満充電時の回生失効¹⁾の際には摩擦ブレーキが必須となる。すなわち、自動車を安全に運行する上で安定した摩擦力を常に発揮できるディスクブレーキの重要性は今後も変わらないと予想される。

近年では自動車の用途の多様化によりブレーキに求められる性能も多様化しており、制動力以外にも静粛性、長寿命化、低コスト化などが要求されている。また、車両開発期間の短縮化²⁾に伴いブレーキの開発期間の短縮も必要となっている。通常は 1~2 年程度の期間で設計、試作、試験を行い、車両メーカーの要求性能を満たした上で製造ラインを構築し量産を開始することが要求されている。一方で、車両の信頼性を確保するため、ブレーキの劣化やブレーキパッドの摩耗等を考慮した長期間の試験にてブレーキの信頼性を確認することも要求されている。このような要求に対応するため、有限要素法等を用いた数値解析を使用し、ブレーキの性能を予測することで試作や試験、設計変更等の工数削減が行われている。

一方で、ブレーキ開発の現場では下に述べる現象が度々発生し問題となっている。

ブレーキ鳴き

制動中に発生する 1~16 kHz 程度の音。ブレーキパッドとロータの間に発生する摩擦により剛性マトリックスが非対称となることで発生する自励振動。

ブレーキジャダー

摩耗によりブレーキロータの厚さが不均一となることで発生する制動力の変動及び車体やハンドル、ブレーキペダルの振動。

ブレーキパッドの偏摩耗

ブレーキパッドとロータの間の不均一な接触面圧分布に伴うブレーキパッドの不均一な摩耗。

これらの現象は自動車の品質を損なうものであり、厳しい要求性能が課せられている。数値解析にて上述の現象に対する性能予測が行われているが、現象が解明されていないために実機試験の結果を精度良く予測することが困難となっている。そのためこれらの不具合の解決に多大な工数及びコストがかかっており、ブレーキ開発における課題となっている。これらの現象が未解明であることの理由の一つとして、現象に大きな影響を与える物理量の多くは *in situ* 測定が困難であることが挙げられる。例えばブレーキ鳴きやブレーキパッドの偏摩耗に対しては制動中のブレーキパッドロータ間の接触面圧分布の影響が大きいことが指摘されている。しかしながら、制動中のブレーキパッドとロータの間には摩擦や摩耗が発生しているため、接触状態を乱さずに接触界面に触覚センサ等を組み込むことは困難である。すなわち、未解明の現象の解明及び数値解析の精度向上を行うためには、今までに *in situ* 測定が困難であった物理量を測定可能にすることが必要となる。

in situ 測定が困難であった物理量を同定する手法の一つに、1.2 節に述べる逆問題及び逆解析が挙げられる。逆問題とは *in situ* 測定が困難な未知物理量を他の測定データから推定(逆解析)する問

題のことである．現在では様々な分野に逆問題が適用され未知の現象の解明に寄与している．逆解析の有効性を示す一例として X 線 CT が挙げられる．X 線 CT によりこれまで in situ 測定が困難であった人体組織の断層画像を得ることが可能となった．さらに，近年ではフォトンカウンティング CT(PCD-CT)³⁾⁴⁾ が開発されている．通常の X 線 CT が X 線の吸収率のみを測定しているのに対して，PCD-CT では X 線の吸収スペクトルが測定できるように検出器に工夫を施している．人体組織は組織ごとにそれぞれ異なる X 線の吸収特性 (波長ごとの X 線吸収係数) を持つため，PCD-CT により今まではできなかった組織や病変部位の特定が可能となる．PCD-CT の例が示すように，測定手法及び測定装置に工夫を施して新しい測定データ得ることは逆解析の有効性を向上させる上で重要である．

現状では自動車技術の分野における逆解析の適用事例は多くは無い．本研究にてブレーキ開発における課題の解決に逆解析を適用することは，自動車技術の分野における逆解析の有効性を示すことに繋がる．加えて逆解析を前提とした測定手法及び測定装置を開発することにより，新しい in situ 測定手法を提案することが期待できる．自動車用ディスクブレーキにおける不具合の多くは摩擦や摩耗，接触と関連しており，これらの現象の解明はトライボロジーの分野においても重要である．本研究にて逆解析を用いて自動車用ディスクブレーキの課題を解決することは摩擦や摩耗，接触等の現象の解明に繋がり，トライボロジーの発展に寄与することも期待される．

1.2 逆問題と逆解析

原因から結果をたどる方向の問題設定を順問題と呼ぶのに対して，結果から原因を推定する問題を逆問題⁵⁾と呼ぶ．物理現象には入力，システム及び出力の要素があり，測定された値とは何らかの入力が何らかのシステムに作用した結果の出力である．順問題においては入力とシステムは既知であり，ある入力に対してシステムが出力する値を予測することが目的となる．一方で逆問題では，測定されたデータから未知の入力あるいはシステムを推定する．Fig. 1.1 に逆問題の概念図を示す．

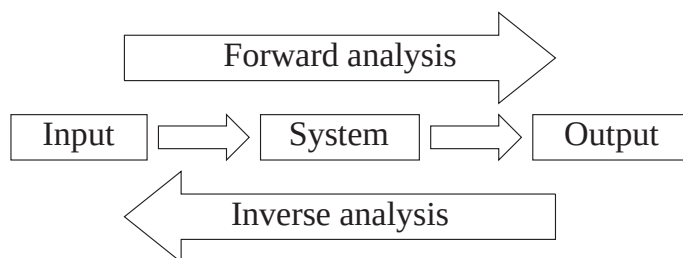


Fig. 1.1: Conceptual scheme of inverse problem.

逆問題において，通常は in situ 測定が困難な入力あるいはシステムが推定対象となる．例として，医療における X 線 CT⁶⁾ や MRI⁷⁾ などによる人体組織の断層画像推定が挙げられる．医療の分野において人体組織の断層画像を得ることは病変部位を特定する上で重要である．しかしながら，人体の断層画像を in situ 測定することは困難であるため逆解析により断層画像が推定される．Fig. 1.2 に X 線 CT による断層画像の再構築に関する概略図を示す．この場合，既知の入力は Fig. 1.2(a) に示す入射 X 線，測定データは Fig. 1.2(b) に示すサイノグラムであり，Fig. 1.2(c) に示す X 線吸収係数の空間分布が同定対象となる未知のシステムである．サイノグラムから断層画像を再構築する際には，入力，システム及び出力の関係を数理モデルで記述し，種々の手法を用いて逆解析を行う⁸⁾．このように，逆解析を用いることで in situ 測定が困難な未知の入力あるいはシステムを同定することが可能となる．

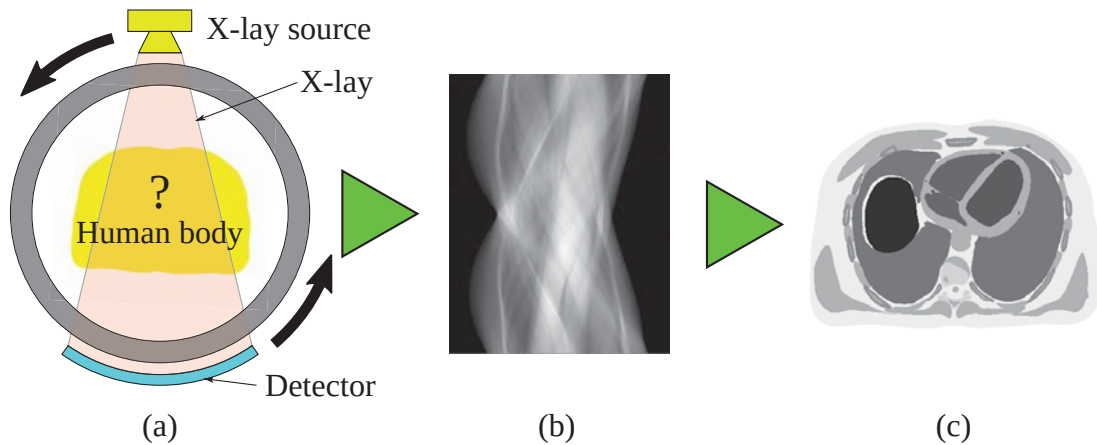


Fig. 1.2: Schematic of the image reconstruction of the X-ray computed tomography. (a) is the schematic of measuring absorption. (b) is an example of the sinogram. (c) is the schematic of the reconstructed tomography.

一方で、逆解析を実施する際には設定した逆問題の適切性が問題となる。逆問題が適切であれば逆解析により正しい同定結果を得ることができるが、不適切である場合には妥当な同定結果を得るために種々の手法⁹⁾を用いて逆問題を適切化する必要がある。適切な逆問題とは下に示す3つの条件¹⁰⁾をすべて満たすものであり、1つでも欠けるとその問題は不適切となる。

1. 解の存在性

与えられた条件に対して対応する解が存在すること

2. 解の一意性

与えられた条件に対して対応する解がただ1つであること

3. 解の安定性

入力の微小な変動(ノイズ等)に対して対応する解の変動も微小であること

現実に逆問題の不適切性を克服する際には、適切化手法⁹⁾の適用以外にも同定対象の感度が高いデータの測定、測定データのS/N比向上及び精度の高い数理モデルの構築等の工夫も同様に重要となる。すなわち、逆解析を行う際には逆問題に関する知見の他に、対象となる問題に対する知見も同様に重要である。

1.3 従来研究

1.1節で述べたブレーキにおける不具合に関する研究は従来より数多く為されている。それぞれの概要を1.3.1節～1.3.3節に示す。これらの研究により、ブレーキにおける不具合に対してはブレーキパッド摩擦材の弾性係数及びブレーキパッドロータ間の接触面圧分布の影響が大きいことが示唆されている。しかしながら、これらの物理量の測定手法は確立しておらず、完全な現象の解明には至っていない。そこで、1.3.4節及び1.3.5節にそれぞれブレーキパッド摩擦材の弾性係数に関する従来研究とブレーキパッドロータ間の接触面圧分布に関する従来研究を示す。これらの物理量はin situ測定が困難なものであるため、逆解析により同定することが有効であると考えられる。

1.3.1 ブレーキ鳴きに関する研究

ブレーキ鳴きは自励振動の一種¹¹⁾であることが知られている。自励振動とは、あるシステムに振動的ではない入力加わった際にシステムの不安定性によって振動が発生する現象のことである。

12). ブレーキにおける自励振動の発生要因として、当初は摩擦係数の速度依存性によるもの¹¹⁾が提案されていたが、現在では摩擦力によりシステムの剛性行列が非対称となる¹³⁾ことが主な要因であると考えられている。すなわち、剛性行列の非対称性によってシステムの固有値のいくつかは複素数となり、固有値の実部が正となる振動モードが発生すると動的に不安定になりブレーキ鳴きが発生する。これにより、固有値問題(複素固有値解析)を解くことでブレーキ鳴きの発生を予測する¹⁴⁾ことが可能となった。

動的に不安定な振動モードは位相差を持った複数の正規モードの重ね合わせ(モードカップリング)¹³⁾¹⁵⁾¹⁶⁾¹⁷⁾となっていることが知られている。モードカップリングが発生するためには、重ね合わされる主な2つの正規モードの固有振動数がある程度接近している¹⁸⁾¹⁹⁾ことが必要となる。ブレーキの正規モードの固有振動数は、ブレーキを構成する材料の弾性係数、密度及び部品の形状によって決定される。また、部品間の接触面に発生する接触剛性の影響²⁰⁾²¹⁾、特にブレーキパッドとロータの間の接触剛性²²⁾²³⁾²⁴⁾がブレーキ鳴きに大きな影響を与えとの指摘もある。したがって、複素固有値解析にて精度の高いブレーキ鳴きの発生予測を行うためには材料の弾性係数、密度、部品形状及び部品間の接触剛性を精度良く把握する必要がある。

ブレーキを構成する部品間の接触面は平滑では無いため、見かけの接触面積より小さい真実接触面積²⁵⁾で接触している。これにより、接触面間には接触剛性²⁶⁾と呼ばれるバルクの剛性より低い剛性要素が存在する。接触剛性は接触荷重によって非線形に変化することが知られており²⁷⁾、部品間の接触剛性を把握するためには接触面圧分布が既知であることが必要となる。現状ではブレーキパッドロータ間の接触面圧分布を測定する手法は確立されていないため、測定手法の開発はブレーキ鳴きの現象を解明する上で必要とされている。

また、ブレーキ鳴きに対するブレーキパッドの影響についても指摘されている²⁸⁾²⁹⁾。大浦ら²⁹⁾及び Oberst と Lai²⁸⁾は摩擦材の弾性係数とブレーキ鳴きとの関連性が高いことを指摘しており、ブレーキ鳴きの現象解明にはブレーキパッド摩擦材の弾性係数を精度良く把握する必要があると考えられる。しかしながら、ブレーキパッドの摩擦材は異方性の弾性係数を持つことが知られており³⁰⁾³¹⁾³²⁾³³⁾、異方性弾性係数を精度良く測定することがブレーキ鳴きの現象解明において課題となる。

1.3.2 ブレーキジャダーに関する研究

ブレーキジャダーとは、制動中に発生するハンドルやブレーキペダル、車体の振動³⁴⁾のことである。ブレーキジャダーが発生する要因は主に3つ提案されている。1つ目はロータの摩耗に伴って生じる摺動面の板厚の不均一性(DTV: Disc Thickness Variation)³⁴⁾である。2つ目はロータの熱変形及び不均一な入熱に伴うDTV³⁵⁾³⁶⁾によるものであり、これによって発生するジャダーはホットジャダーと呼ばれる。3つ目はロータ摺動面の不均一な摩擦係数分布によるものである。これらの要因によりタイヤの回転と同期した摩擦力及びブレーキ液圧の変動が発生し、サスペンションアーム等を伝達して運転者が感じるジャダーとなる。すなわち、ブレーキジャダーは動的作用の伝達特性に関する問題となる³⁷⁾ため、伝達経路に含まれる各部品の質量及び剛性がゲインに大きな影響を与える。

ブレーキジャダーを抑制する上で、ブレーキから運転者までの伝達関数のゲインを低下させることは有効である。ブレーキにおいて、伝達関数のゲインに与える影響が大きい要素はブレーキキャリパの剛性及びブレーキパッド摩擦材の弾性係数³⁸⁾³⁹⁾であると指摘されている。1.3.1節で述べたようにブレーキパッドの摩擦材は異方性弾性係数を持つため、異方性弾性係数を精度良く把握することはブレーキジャダーの抑制において課題となる。

DTVの発生及び成長を抑制することもブレーキジャダーを抑制する上で重要である。DTVの発生及び成長に関してはブレーキパッドロータ間の接触面圧分布との関連が高い⁴⁰⁾と考えられている。制動中のブレーキパッドロータ間の接触面圧分布を把握することはブレーキジャダーを抑制する上で重要である。

1.3.3 ブレーキパッドの偏摩耗に関する研究

ブレーキパッドの偏摩耗とは、ブレーキパッドの摩擦材が不均一に摩耗する現象のことである。偏摩耗はロータの径方向及び周方向の向きに発生する。Fig. 1.3 に径方向に偏摩耗が発生したブレーキパッドを示す。ブレーキパッドの偏摩耗はブレーキ鳴き⁴¹⁾やブレーキジャダーの発生要因³⁴⁾となることが指摘されているため、ブレーキ開発においてブレーキパッドの摩耗を予測することは重要である。

摩耗量を予測することはトライボロジーの分野においても重要であり、いくつかの摩耗に関するモデルが提案されている。Archard⁴²⁾は摩耗量は接触面圧と摺動距離の積に比例することを提案している。近年では、様々な摩耗の形態に合わせてそれぞれ異なる摩耗定数を持たせたモデル⁴³⁾や、摩耗量に温度依存性⁴⁴⁾⁴⁵⁾あるいは速度依存性⁴⁶⁾を持たせたモデルなど様々な摩耗のモデル⁴⁷⁾が提案されている。しかしながら、これらの摩耗モデルは特定の摩擦条件と接触する材料に対応したものであり、異なる摩擦条件及び材料では摩耗の予測精度が悪化するとの指摘⁴⁸⁾がある。すなわち、現状では摩擦及び摩耗の現象解明が為されたとは言いがたい。

AbuBakar ら⁴⁸⁾及び Söderberg ら⁴⁹⁾は数値解析を用いてブレーキパッドロータ間の接触面圧分布を計算し、いくつかの摩耗のモデルからブレーキパッドの摩耗量を予測する手法を提案している。ブレーキにおいては不均一な接触面圧、温度及び摩擦速度で摩擦が発生しており、現状では摩擦及び摩耗の現象が解明されていないため摩耗量の予測は困難である。しかしながら、上述の摩耗モデルにおいてはいずれも接触面圧が重要な物理量となっている。摩擦及び摩耗の現象解明とブレーキパッド摩耗予測の精度向上のためには、摩擦が発生している際の接触面圧分布を測定することが重要である。



Fig. 1.3: Picture of unevenly worn pads.

1.3.4 ブレーキパッド摩擦材の弾性係数に関する研究

ブレーキパッド摩擦材の弾性定数は異方性を持ち、ブレーキ鳴きへの影響が大きいと考えられている²²⁾。摩擦材の弾性定数を精度良く把握することは数値解析などを用いてブレーキ鳴きを抑制する上で重要である。また、様々な弾性定数を持つ摩擦材のスクリーニング試験が可能となればブレーキ鳴き抑制の工数削減が期待できる。しかし、スクリーニング試験を行う上で、試験に使用する個々の摩擦材の弾性定数を事前に精度良く把握することが課題となっている。すなわち、ブレーキパッドを破壊することなく摩擦材の異方性弾性定数を精度良く測定する手法がブレーキ開発の現場から必要とされている。

弾性定数を測定する最も一般的な手法は一軸引張(圧縮)試験である。一軸引張(圧縮)試験に用いられる試料は通常は均質かつ単純な形状であるが、ブレーキパッドは摩擦材を鋼板に接着した構

造であり形状は搭載する車両によって様々である。このようなブレーキパッドに対して、一軸引張(圧縮)試験を用いて試験片を切り出すことなく摩擦材の弾性定数を精度良く測定することは容易ではない。他の弾性定数の測定手法として、超音波パルス法³⁰⁾やRUS法⁵⁰⁾⁵¹⁾が挙げられる。超音波パルス法は異方性弾性定数の測定に良く利用されており、明瞭な超音波パルスを受信することができれば精度の良い測定が可能である。明瞭な超音波パルスを受信するためには、超音波パルスの散乱や減衰の原因となる空孔は材料中に存在しないことが好ましい。しかし、摩擦材は多孔性材料であることが知られており⁵²⁾、超音波パルス法を用いて異方性弾性定数を精度良く測定することは困難である。

RUS法は測定試料の固有振動数から弾性定数を逆解析的に同定する手法である。RUS法は異方性弾性定数の同定にも適した手法であることが知られている⁵⁰⁾⁵¹⁾。一方で、RUS法の測定試料は均質かつ単純形状(立方体や円柱など)が一般的であり、ブレーキパッドのような異材で構成された複雑形状の測定試料が使用された事例はほとんどない。また、異材で構成された測定試料の弾性定数を同定することは通常のRUS法では悪条件となるため⁵³⁾、悪条件性を克服できるように測定手法を工夫する必要がある。

1.3.5 ブレーキパッドロータ間の接触面圧分布に関する研究

制動中のブレーキパッドロータ間の接触面圧分布がブレーキ鳴きに与える影響は大きいと考えられており²²⁾²³⁾²⁴⁾、自動車用ディスクブレーキ開発を効果的に行う上で重要な情報となるため測定手法の開発が要求されてきた。しかしながら、制動中のブレーキパッドとロータの間には摩擦が発生しているため、接触界面に触覚センサ⁵⁴⁾⁵⁵⁾などを挟んで接触面圧分布をin situ測定することは困難である。

そこで、ブレーキパッド内部に触覚センサを埋め込みセンサの静電容量の変化から接触面圧分布を測定する手法⁵⁶⁾が提案されている。この手法では、得られる測定結果はブレーキパッド内部の圧縮応力分布であり実際の接触面圧分布とは異なる可能性がある。また、ブレーキパッドとロータの接触面から離れた場所にセンサを組み込む事になるため、測定によって得られるデータは実際よりばやけた接触面圧分布になることが想定される。測定データから真の接触面圧分布を再構築するためには、Hansenら⁵⁷⁾やKundurら⁵⁸⁾が提案するような逆解析手法の適用が必要となる。

また、ブレーキパッドにセンサを埋め込む加工を施すため、加工後のブレーキパッドの構造は加工前とは大きく異なる。ブレーキパッドの構造の変化によって接触面圧分布が変化する可能性もあるため、ブレーキパッドの加工を必要としない測定手法が必要とされている。

1.4 研究目的

1.3節にて、ブレーキ開発における課題に対してはin situ測定が困難な物理量を測定可能にすることが有効であることが伺える。そこで本研究では、1.1節にて示したブレーキ開発における課題の解決及び摩擦や摩耗、接触等の現象解明すなわちトライボロジーの発展に寄与するため、下に述べる物理量を逆解析により同定する手法を開発することを目的とする。

- ブレーキパッド摩擦材の異方性弾性係数
- 制動中におけるブレーキパッドロータ間の接触面圧分布

上述の物理量はin situ測定が困難であることが想定される。in situ測定が困難な物理量を同定する上で逆解析は有効な手法であり、本研究では上述の物理量の同定に逆解析を適用することでブレーキ開発の分野における逆解析の有効性を示す。また、本研究にて行う逆解析の特徴は、逆解析を前提として測定システムをデザインすることで悪条件性を克服する点にある。近年ではハードウェアとソフトウェアの組み合わせによる新しい付加価値の創出が着目されている。本研究ではFig. 5.1に

示すようにハードウェアとソフトウェアの融合をより進め、情報の質と量を向上させる工夫をハードウェアに施し、また得られた情報を最大限活用するようソフトウェアを改善することにより逆問題の悪条件性を克服することを目指す。すなわち、従来の数理的適切化手法の適用に加えて測定システムの工夫により S/N 比が良く同定対象の感度が高い測定データを得ることで、想定される逆問題の悪条件性を克服する。

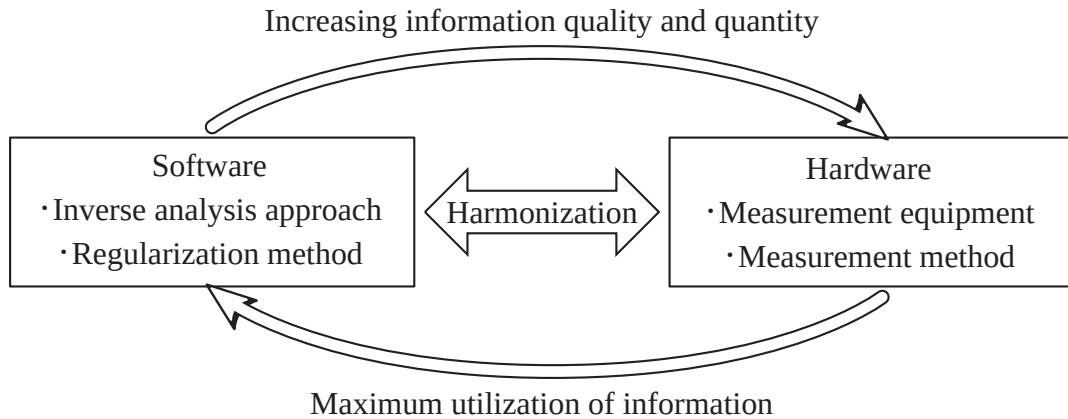


Fig. 1.4: Schematic of harmonization of hardware and software.

1.5 本論文の構成

本論文は以下の全 5 章から構成される。概要を下に示す。

第 1 章 諸論

本研究の背景と目的、本論文の構成について述べる。

第 2 章 逆解析を用いたディスクブレーキパッド摩擦材の異方性弾性係数の非侵襲同定

本章では RUS 法のアプローチを発展させた、摩擦材の異方性弾性定数を精度良く非侵襲的に同定する手法を開発する。すなわち、ブレーキパッドの打撃試験から得られる固有振動数とモード形状を測定データとし、逆解析を用いて異方性弾性定数を同定する。逆解析の悪条件克服のため摩擦材表面を拘束した状態でブレーキパッドの打撃試験を行い、得られる固有振動数およびモード形状も測定データとして加える工夫を施す。本手法の特徴として、非侵襲的かつ効率的に摩擦材表面の拘束を実現する冷凍接着装置を開発した。観測方程式の構築には有限要素法を用いる。有限要素解析の計算コスト削減のため応答曲面法を適用する。応答曲面作成の際には、MAC(Modal Assurance Criterion) 値⁵⁹⁾による振動モードの関連付け⁶⁰⁾と選定された補間精度の良い補間式を用いて応答曲面の精度を向上させる。弾性定数の同定には最尤推定法を使用する。推定値の共分散行列の特異値による同定精度の検証と数値実験を行い、実際のブレーキパッドに対して摩擦材の弾性定数の同定を実施することで本手法の有効性を検証する。

第 3 章 逆解析を用いた制動中のディスクブレーキパッド接触面圧分布の同定

本章ではブレーキパッドに特別な加工を施すことなく、制動中のブレーキパッド-ロータの接触面圧分布を精度良く測定する手法を提案する。接触面圧により生じるロータの厚さ方向の変形量をロータ内に組み込んだセンサで測定し、逆解析を用いて間接的にブレーキパッドの接触面圧分布を同定する。ロータの変形量は極めて微小であるため、外骨格生物の触覚機構⁶¹⁾を模擬した変位拡大機構を新たに提案し、S/N 比の高い測定を実現する。本逆問題は剛性の高いロータにおいて荷重

位置から離れた箇所の変形量から同定を試みるため、荒井ら⁶²⁾⁶³⁾の考察と同様に問題は悪条件となる。この問題の悪条件性を克服するために、校正試験により接触面圧分布とロータ変形に関する観測方程式を構築し、Tikhonovの正則化⁶⁴⁾を用いて適切化を行う。以上に示した提案手法の実現可能性を数値実験にて検証するとともに、実機のブレーキキャリパを用いて制動中のブレーキパッド-ロータ間の接触面圧分布同定を行い、提案手法の有効性を実証する。

第4章 逆解析を用いたブレーキパッド接触面圧分布の内外面個別同定

第3章に示す手法によりブレーキパッドに特別な加工を施すことなくブレーキパッド-ロータ間の接触面圧分布を同定することが可能となった。しかしながら、第3章に示す手法においてはロータの内面及び外面に作用する接触面圧分布は対象であることを前提にしており、ロータの内面及び外面に作用する接触面圧分布を個別に同定することは困難であった。一般的にディスクブレーキではロータ内外面に作用する接触面圧分布は異なると考えられるため、それぞれを個別に同定する手法が必要とされている。

そこで、本章では逆解析を用いてロータ内外面に作用する接触面圧分布を個別に同定する手法を提案する。すなわち、ロータ及びセンサの構造を工夫しセンサの感度に方向性を持たせることで、ロータ内外面に作用する接触面圧分布を精度良く個別に同定する。提案手法の実用化に向けて数値実験により提案手法の実現可能性を検証する。

第5章 結論

本研究で得られた結果を総括する。

文献

- 1) 鈴木雅邦, 阪本健二, 水谷恭司, 金盛且洋. 安心で経済的な止まる技術: AHB-R 回生協調ブレーキシステムの開発 (特集 プリウス). *Toyota technical review*= トヨタ・テクニカル・レビュー, Vol. 62, pp. 42–47, 2016.
- 2) 加藤廣. IT 活用による自動車開発期間半減への取り組み (特集 加工現場における IT の有効活用). *機械と工具*, Vol. 50, No. 2, pp. 14–19, 2006.
- 3) JPea Schlomka, E Roessl, R Dorscheid, S Dill, G Martens, T Istel, C Bäumer, C Herrmann, R Steadman, G Zeitler, et al. Experimental feasibility of multi-energy photon-counting k-edge imaging in pre-clinical computed tomography. *Physics in medicine and biology*, Vol. 53, No. 15, p. 4031, 2008.
- 4) Kento Nakada, Katsuyuki Taguchi, George SK Fung, and Kenji Amaya. Joint estimation of tissue types and linear attenuation coefficients for photon counting ct. *Medical physics*, Vol. 42, No. 9, pp. 5329–5341, 2015.
- 5) 久保司郎. 逆問題. 計算力学と CAE シリーズ 10, 1992.
- 6) Godfrey Newbold Hounsfield. Method of and apparatus for examining a body by radiation such as x or gamma radiation. Technical report, 1975.
- 7) Peter G Morris. Nuclear magnetic resonance imaging in medicine and biology. 1986.
- 8) Jiang Hsieh. Computed tomography: principles, design, artifacts, and recent advances. SPIE Bellingham, WA, 2009.
- 9) Per Christian Hansen. Analysis of discrete ill-posed problems by means of the l-curve. *SIAM review*, Vol. 34, No. 4, pp. 561–580, 1992.
- 10) Per Christian Hansen. *Discrete inverse problems: insight and algorithms*, Vol. 7. Siam, 2010.
- 11) Robb T Spurr. A theory of brake squeal. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Automobile Division*, Vol. 15, No. 1, pp. 33–52, 1961.
- 12) 金子成彦, 大熊政明 (編). 機械力学ハンドブック: 動力学・振動・制御・解析. 朝倉書店, 11 2015.
- 13) Norbert Hoffmann, Michael Fischer, Ralph Allgaier, and Lothar Gaul. A minimal model for studying properties of the mode-coupling type instability in friction induced oscillations. *Mechanics Research Communications*, Vol. 29, No. 4, pp. 197–205, 2002.
- 14) Ping Liu, Hui Zheng, C Cai, YY Wang, C Lu, KH Ang, and GR Liu. Analysis of disc brake squeal using the complex eigenvalue method. *Applied acoustics*, Vol. 68, No. 6, pp. 603–615, 2007.
- 15) Benjamin Hervé, J-J Sinou, Hervé Mahé, and Louis Jezequel. Analysis of squeal noise and mode coupling instabilities including damping and gyroscopic effects. *European Journal of Mechanics-A/Solids*, Vol. 27, No. 2, pp. 141–160, 2008.

- 16) Jaeyoung Kang, Charles M Krousgrill, and Farshid Sadeghi. Analytical formulation of mode-coupling instability in disc-pad coupled system. *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol. 51, No. 1, pp. 52–63, 2009.
- 17) Dihua Guan and Jinchun Huang. The method of feed-in energy on disc brake squeal. *Journal of sound and vibration*, Vol. 261, No. 2, pp. 297–307, 2003.
- 18) Guillaume Fritz, Jean-Jacques Sinou, Jean-Marc Duffal, and Louis Jézéquel. Investigation of the relationship between damping and mode-coupling patterns in case of brake squeal. *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 307, No. 3, pp. 591–609, 2007.
- 19) Nouby M Ghazaly, Sufyan Mohammed, and Ali M Abd-El-Tawwab. Understanding mode-coupling mechanism of brake squeal using finite element analysis. *Int. J. Eng. Res. Appl*, Vol. 2, No. 1, pp. 241–250, 2012.
- 20) 末岡淳男, 劉孝宏, 白水健次, 市場保昭. 自動車用フローティング型ディスクブレーキの鳴き 第 1 報 鳴き発生とパッド/ロータ間の接触位置関係の実験. 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 67, No. 658, pp. 1719–1726, 2001.
- 21) 末岡淳男, 劉孝宏, 白水健次. 自動車用フローティング型ディスクブレーキの鳴き 第 2 報 解析結果. 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 67, No. 658, pp. 1727–1734, 2001.
- 22) 大浦靖典, 栗田裕, 松村雄一. ディスクブレーキの鳴きに及ぼす摩擦接触部の動剛性の影響. 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 73, No. 731, pp. 1985–1991, 2007.
- 23) 大浦靖典, 栗田裕, 西澤幸男. ディスク・パッド間圧力の均一化によるディスクブレーキ鳴きの低減 (機械力学, 計測, 自動制御). 日本機械学会論文集. C 編, Vol. 76, No. 770, pp. 2552–2559, 2010.
- 24) Vincent Magnier, Jean-François Brunel, and Philippe Dufrénoy. Impact of contact stiffness heterogeneities on friction-induced vibration. *International Journal of Solids and Structures*, Vol. 51, No. 9, pp. 1662–1669, 2014.
- 25) 河野彰夫. トライポロジーの新しい展開. 日本物理學會誌, Vol. 43, No. 8, pp. 579–585, 1988.
- 26) Yoshimi Ito. *Modular Design for Machine Tools*. McGraw-Hill Education, 1 edition, 2008.
- 27) 中村恭子, 吉谷明敏, 清水伸二, 坂本治久. 結合部接触剛性の汎用的な同定法の提案. 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 79, No. 807, pp. 4389–4399, 2013.
- 28) S Oberst and JCS Lai. Numerical study of friction-induced pad-mode instability in disc brake squeal. *20th Int. Congr. Acoust.(ICA 2010) in Sydney, 23-27 August, Australia*, 2010.
- 29) 大浦靖典, 栗田裕, 西澤幸男, 小坂享子. ディスクブレーキの鳴きに及ぼすパッド厚さの影響 (<特集> D&D2009). 日本機械学会論文集. C 編, Vol. 76, No. 765, pp. 1287–1294, 2010.
- 30) Paul G Sanders and Donald E Yuhas. Friction material elastic property round robin study. Technical report, SAE Technical Paper, 2007.
- 31) 佐々木要助, 日下聡. 自動車ブレーキ用材料の変遷. トライボロジスト, Vol. 48, No. 3, pp. 197–201, 2003.
- 32) Gang Lou, Li Lee, and Brad Malott. Introduction of anisotropic lining elastic constants optimization (alco) method for friction materials. Technical report, SAE Technical Paper, 2007.

- 33) Li Lee, Gang Lou, and Brad Malott. Development and applications of alco method for acquiring elastic constants of friction materials. Technical report, SAE Technical Paper, 2007.
- 34) H Jacobsson. Aspects of disc brake judder. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Vol. 217, No. 6, pp. 419–430, 2003.
- 35) Yong Hoon Jang and Seong-ho Ahn. Frictionally-excited thermoelastic instability in functionally graded material. *Wear*, Vol. 262, No. 9, pp. 1102–1112, 2007.
- 36) P Zagrodzki, KB Lam, E Al Bahkali, and JR Barber. Nonlinear transient behavior of a sliding system with frictionally excited thermoelastic instability. *Journal of Tribology*, Vol. 123, No. 4, pp. 699–708, 2001.
- 37) C Duan and R Singh. Analysis of the vehicle brake judder problem by employing a simplified source—path—receiver model. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Vol. 225, No. 2, pp. 141–149, 2011.
- 38) Dale L Hartsock and James W Fash. Effect of pad/caliper stiffness, pad thickness, and pad length on thermoelastic instability in disk brakes. *Journal of tribology*, Vol. 122, No. 3, pp. 511–518, 2000.
- 39) S-H Kim, E-J Han, S-W Kang, and S-S Cho. Investigation of influential factors of a brake corner system to reduce brake torque variation. *International Journal of Automotive Technology*, Vol. 9, No. 2, pp. 233–247, 2008.
- 40) Alexander J Rodriguez. *Experimental analysis of disc thickness variation development in motor vehicle brakes*. PhD thesis, RMIT University, 2006.
- 41) Mikael Eriksson, Filip Bergman, and Staffan Jacobson. On the nature of tribological contact in automotive brakes. *Wear*, Vol. 252, No. 1, pp. 26–36, 2002.
- 42) JF Archard. Friction between metal surfaces. *Wear*, Vol. 113, No. 1, pp. 3–16, 1986.
- 43) 長谷亜蘭. 摩耗メカニズムの研究事例と動向. 表面技術, Vol. 65, No. 12, pp. 556–561, 2014.
- 44) J Rodriguez, P Poza, MA Garrido, and A Rico. Dry sliding wear behaviour of aluminium–lithium alloys reinforced with sic particles. *Wear*, Vol. 262, No. 3, pp. 292–300, 2007.
- 45) GA Fontalvo and C Mitterer. The effect of oxide-forming alloying elements on the high temperature wear of a hot work steel. *Wear*, Vol. 258, No. 10, pp. 1491–1499, 2005.
- 46) KM Shorowordi, ASMA Haseeb, and Jean-Pierre Celis. Velocity effects on the wear, friction and tribochemistry of aluminum mmc sliding against phenolic brake pad. *Wear*, Vol. 256, No. 11, pp. 1176–1181, 2004.
- 47) A Wirth, D Eggleston, and R Whitaker. A fundamental tribochemical study of the third body layer formed during automotive friction braking. *Wear*, Vol. 179, No. 1, pp. 75–81, 1994.
- 48) Abd Rahim AbuBakar and Huajiang Ouyang. Wear prediction of friction material and brake squeal using the finite element method. *Wear*, Vol. 264, No. 11, pp. 1069–1076, 2008.
- 49) Anders Söderberg and Sören Andersson. Simulation of wear and contact pressure distribution at the pad-to-rotor interface in a disc brake using general purpose finite element analysis software. *Wear*, Vol. 267, No. 12, pp. 2243–2251, 2009.

- 50) 荒井政大, 隅田尚寛, 鈴木春貴. RUS 法による弾性定数同定に関する BEM シミュレーション. 境界要素法論文集, Vol. 19, pp. 31–36, dec 2002.
- 51) 荒井政大, 柴原直幸, 西村正臣. RUS 法による CFRP の異方性粘弾性定数の同定. 計算数理工学論文集, Vol. 15, pp. 7–12, dec 2015.
- 52) Kuo-Jung Lee and Shi-Wei Lee. Tribological behavior of friction materials affected by boehmite impregnation. *Materials transactions*, Vol. 45, No. 6, pp. 1933–1938, 2004.
- 53) Nobutomo Nakamura, Hirotsugu Ogi, and Masahiko Hirao. Resonance ultrasound spectroscopy with laser-doppler interferometry for studying elastic properties of thin films. *Ultrasonics*, Vol. 42, No. 1, pp. 491–494, 2004.
- 54) Jill M Brimacombe, David R Wilson, Antony J Hodgson, Karen C Ho, and Carolyn Anglin. Effect of calibration method on tekscan sensor accuracy. *Journal of biomechanical engineering*, Vol. 131, No. 3, p. 034503, 2009.
- 55) Manuela T Raimondi and Riccardo Pietrabissa. Contact pressures at grafted cartilage lesions in the knee. *Knee Surgery, Sports Traumatology, Arthroscopy*, Vol. 13, No. 6, pp. 444–450, 2005.
- 56) Ju Young Kim, Jeongkyu Kim, Young Min Kim, Wontae Jeong, and Hojoon Cho. An improvement of brake squeal cae model considering dynamic contact pressure distribution. *SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems*, Vol. 8, No. 2015-01-2691, pp. 1188–1195, 2015.
- 57) Per Christian Hansen, James G Nagy, and Dianne P O’leary. *Deblurring images: matrices, spectra, and filtering*, Vol. 3. Siam, 2006.
- 58) Deepa Kundur and Dimitrios Hatzinakos. Blind image deconvolution. *IEEE signal processing magazine*, Vol. 13, No. 3, pp. 43–64, 1996.
- 59) Randall J Allemang. The modal assurance criterion—twenty years of use and abuse. *Sound and vibration*, Vol. 37, No. 8, pp. 14–23, 2003.
- 60) MJ Desforges, JE Cooper, and JR Wright. Mode tracking during flutter testing using the modal assurance criterion. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering*, Vol. 210, No. 1, pp. 27–37, 1996.
- 61) Julian FV Vincent, Sally E Clift, and Carlo Menon. Biomimetics of campaniform sensilla: measuring strain from the deformation of holes. *Journal of Bionic Engineering*, Vol. 4, No. 2, pp. 63–76, 2007.
- 62) 荒井政大, 古田剛, 石川智哉, 岡崎羊平. ひずみ計測に基づく圧力分布測定用ロードセルに関する研究 (第 1 報, 測定理論と数値シミュレーション). 日本機械学会論文集 A 編, Vol. 72, No. 713, pp. 69–76, 2006.
- 63) 荒井政大, 古田剛, 石川智哉, 岡崎羊平. ひずみ計測に基づく圧力分布測定用ロードセルに関する研究 (第 2 報, ロードセルの試作と足圧分布の測定). 日本機械学会論文集 A 編, Vol. 72, No. 715, pp. 340–345, 2006.
- 64) Andrei Nikolaevitch Tikhonov, AV Goncharsky, VV Stepanov, and Anatoly G Yagola. *Numerical methods for the solution of ill-posed problems*, Vol. 328. Springer Science & Business Media, 2013.

第2章 逆解析を用いたディスクブレーキパッド摩擦材の異方性弾性係数の非侵襲同定

2.1 緒言

自動車用ディスクブレーキにおいて、ブレーキ鳴きの発生は車両の品質を損なう不具合の一つである。ブレーキ開発においてブレーキ鳴き抑制には多大な工数がかかっており、開発期間短縮とコスト削減の要求からブレーキ鳴き抑制を効果的に行うことが急務となっている。ブレーキパッド摩擦材の弾性定数は異方性を持ち、ブレーキ鳴きへの影響が大きいと考えられている¹⁾。摩擦材の弾性定数を精度良く把握することは数値シミュレーションなどを用いてブレーキ鳴きを抑制する上で重要である。また、様々な弾性定数を持つ摩擦材のスクリーニング試験が可能となればブレーキ鳴き抑制の工数削減が期待できる。しかし、スクリーニング試験を行う上で、試験に使用する個々の摩擦材の弾性定数を事前に精度良く把握することが課題となっている。すなわち、ブレーキパッドを破壊することなく摩擦材の異方性弾性定数を精度良く測定する手法がブレーキ開発の現場から必要とされている。

弾性定数を測定する最も一般的な手法は一軸引張(圧縮)試験である。一軸引張(圧縮)試験に用いられる試料は通常は均質かつ単純な形状であるが、ブレーキパッドは摩擦材を鋼板に接着した構造であり形状は搭載する車両によって様々である。このようなブレーキパッドに対して、一軸引張(圧縮)試験を用いて試験片を切り出すことなく摩擦材の弾性定数を精度良く測定することは容易ではない。他の弾性定数の測定手法として、超音波パルス法²⁾やRUS法³⁾が挙げられる。超音波パルス法は異方性弾性定数の測定に良く利用されており、明瞭な超音波パルスを受信することができれば精度の良い測定が可能である。明瞭な超音波パルスを受信するためには、超音波パルスの散乱や減衰の原因となる空孔は材料中に存在しないことが好ましい。しかし、摩擦材は多孔性材料であることが知られており⁴⁾、超音波パルス法を用いて異方性弾性定数を精度良く測定することは困難である。

RUS法は測定試料の固有振動数から弾性定数を逆解析的に同定する手法である。RUS法は異方性弾性定数の同定にも適した手法であることが知られており⁵⁾本研究の目的には好適である。異方性弾性定数を同定する際には固有振動数の他に振動モード形状の測定も必要となる⁶⁾。ブレーキパッドの固有振動数及び振動モード形状は打撃試験のような簡便な手法でも容易に測定できるため、本研究においてRUS法のアプローチを採用する。一方で、RUS法の測定試料は均質かつ単純形状(立方体や円柱など)が一般的であり、ブレーキパッドのような異材で構成された複雑形状の測定試料が使用された事例はほとんどない。また、異材で構成された測定試料の弾性定数を同定することは通常のRUS法では困難である。

そこで、本研究ではRUS法のアプローチを発展させた、摩擦材の異方性弾性定数を精度良く非侵襲的に同定する手法を開発する。すなわち、ブレーキパッドの打撃試験から得られる固有振動数とモード形状を測定データとし、逆解析を用いて異方性弾性定数を同定する。逆解析の悪条件克服のため摩擦材表面を拘束した状態でブレーキパッドの打撃試験を行い、得られる固有振動数及びモード形状も測定データとして加える工夫を施す。本研究の特徴として、非侵襲的かつ効率的に摩擦材表面の拘束を実現する冷凍接着装置を開発した。観測方程式の構築には有限要素法を用いる。有限要素解析の計算コスト削減のため応答曲面法を適用する。応答曲面作成の際には、MAC(Modal Assurance Criterion)値⁷⁾による振動モードの関連付け⁸⁾と選定された補間精度の良い補間式を用いて応答曲面の精度を向上させる。弾性定数の同定には最尤推定法を使用する。推定値の共分散行列の特異値による同定精度の検証と模擬測定データによる同定シミュレーションを行い、実際のブ

レーキパッドに対して摩擦材の弾性定数の同定を実施することで本手法の有効性を検証する。

2.2 ブレーキパッド摩擦材の異方性弾性定数

Fig. 2.1 に一般的な自動車用のブレーキパッドの概観を示す。ブレーキパッドは鋼板のプレッシャープレート (Plate) と摩擦材 (Friction material) から構成されている。摩擦材は様々な形状や材質の原材料を混合したものを、Fig. 2.1 中の z 方向に圧縮し加熱成形されたものである⁹⁾。摩擦材の原材料には他の原材料と比較してヤング率の高い金属やセラミックスの繊維状の補強材も含まれる。これら繊維状の原材料は加熱成形される際に x - y 面内方向に配向する傾向が有る。その結果、摩擦材は z 方向と x - y 面内方向の弾性定数が異なる直交異方性の特性を持つ。直交異方性材料の応力とひずみの関係は式 (2.1) で表すことができ、 E_x 、 E_z 、 G_{xz} 、 ν_{xy} 及び ν_{zx} が独立な弾性定数となる。

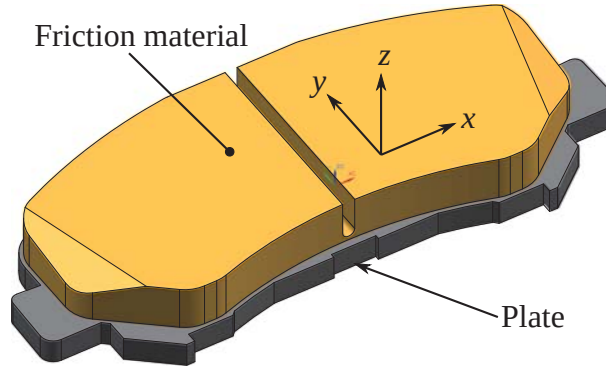


Fig. 2.1: General brake pad shape and coordinate system.

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_x \\ \gamma_y \\ \gamma_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{E_x} & \frac{-\nu_{yx}}{E_x} & \frac{-\nu_{zx}}{E_z} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{-\nu_{xy}}{E_x} & \frac{1}{E_y} & \frac{-\nu_{zy}}{E_z} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{-\nu_{xz}}{E_x} & \frac{-\nu_{yz}}{E_y} & \frac{1}{E_z} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{xz}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{yz}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{xy}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{xz} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{xy} \end{bmatrix} \quad (2.1)$$

ここで、

$$\begin{aligned} E_x &= E_y \\ \nu_{yx} &= \nu_{xy} \\ \nu_{zx} &= \nu_{zy} \\ \nu_{xz} &= \nu_{yz} \\ G_{xz} &= G_{yz} \\ G_{xy} &= \frac{E_x}{2(1 + \nu_{xy})} \end{aligned}$$

2.3 最尤推定法を用いた同定手法

ここでは逆解析を用いて式 (2.1) に示した摩擦材の異方性弾性定数を効果的に同定する手法を提案する．すなわち，打撃試験により得られる固有振動数とモード形状を測定データとし，最尤推定法を用いて未知の異方性弾性定数を同定する． E_x ， E_z 及び G_{xz} を材料モデルの未知パラメータに設定し，ポアソン比である ν_{xy} と ν_{zx} は先験情報に基づき固定とする．なお，未知パラメータを E_x ， E_z 及び G_{xz} に設定した理由に関しては 2.4.3 節で述べる．

2.3.1 観測方程式の構築

代表値で無次元化した異方性弾性定数 E_x ， E_z 及び G_{xz} を成分とするベクトルを式 (2.2) に示す未知パラメータ $\mathbf{X}$ とする．打撃試験により測定されたブレーキパッドの 1~n 次の振動モードの固有振動数 $f_{obs,1}, \dots, f_{obs,n}$ を成分に持つベクトルを，式 (2.3) に示す $\mathbf{f}_{obs}$ とする．未知パラメータ $\mathbf{X}$ に対する有限要素解析により計算されたブレーキパッドの各振動モードの固有振動数を成分に持つベクトルを，式 (2.4) に示す $\mathbf{f}_{cal}(\mathbf{X})$ とする．

$$\mathbf{X} = [x_1, x_2, x_3]^T = [\widehat{E_x}, \widehat{E_z}, \widehat{G_{xz}}]^T \quad (2.2)$$

$$\mathbf{f}_{obs} = [f_{obs,1}, \dots, f_{obs,n}]^T \quad (2.3)$$

$$\mathbf{f}_{cal}(\mathbf{X}) = [f_{cal,1}, \dots, f_{cal,n}]^T \quad (2.4)$$

モデル化誤差や補間誤差，測定誤差などを含む全ての誤差を $\mathbf{e}$ とすると，最尤推定法により測定データ $\mathbf{f}_{obs}$ と同定値 $\mathbf{X}$ の間には式 (2.5) に表す非線形の観測方程式が成立する．最尤推定法を用いることで摩擦材弾性定数の同定は $\mathbf{f}_{obs}$ と $\mathbf{f}_{cal}(\mathbf{X})$ の誤差を最小化する最適化問題に置き換えることができる．通常はいくつかの未知パラメータ $\mathbf{X}$ を用いて有限要素法による固有値解析を行い，観測方程式の構築や $\mathbf{f}_{cal}(\mathbf{X})$ のデータベース作成を行う．

$$\mathbf{f}_{obs} = \mathbf{f}_{cal}(\mathbf{X}) + \mathbf{e} \quad (2.5)$$

2.3.2 同定手法の概要

逆解析による摩擦材の弾性定数同定手法の概略的な流れを Fig. 2.2 に示す．まず，打撃試験によりブレーキパッドの固有振動数とモード形状を測定する．次に，先験情報に基づいた適当な摩擦材の弾性定数を仮定し，有限要素法による固有値解析を行う．測定データには通常いくつかの振動モードの欠落がある．そこで，MAC 値を用いて測定された振動モードと有限要素解析で得られる振動モード関連付けを行う．その後，有限要素解析の計算コスト削減のため応答曲面法を適用する．最後に最尤推定法を用いて測定データと計算結果の誤差が最小となる弾性定数を同定する．

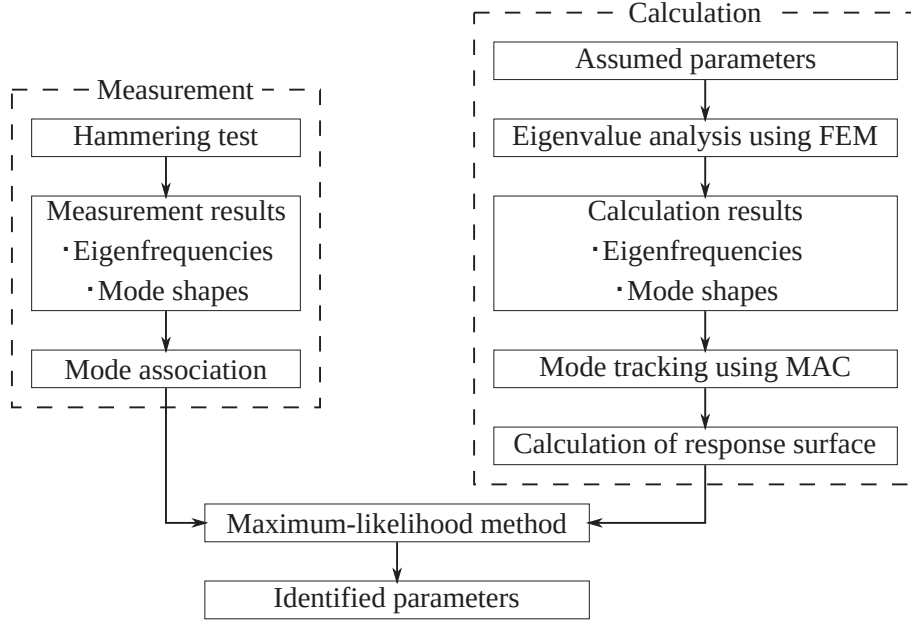


Fig. 2.2: Flow of the presented method to identify elastic constants of friction materials. Eigenfrequencies and mode shapes of the brake pad are measured with the hammering test at first. Calculated eigenfrequencies and mode shapes are obtained with the eigenvalue analysis using FEM. In general, measured eigenfrequencies contain several missing modes. Therefore, calculated modes are associated with measured modes. The response surfaces method are applied in order to reduce calculation time. Identified elastic constants are estimated with the maximum-likelihood method.

2.3.3 応答曲面の作成

本研究では有限要素解析の計算コスト低減のため応答曲面法を採用する．すなわち，式(2.2)に示す異方性弾性定数に対する固有振動数の関数である応答曲面を作成する．応答曲面の補間式には式(2.6)に示す2次多項式が一般的に用いられている．応答曲面法においては応答曲面の補間精度は同定精度に大きく影響するため，問題に適した補間式を選択する必要がある．そこで，本研究では式(2.7)を新たに応答曲面の補間式として提案する．なお，1自由度のバネ-マス系の振動では固有振動数は剛性の平方根に比例することから類推して，式(2.7)には平方根の項を含めることを提案する．式(2.8)に示す $f_{cal,j}(x_1, x_2, x_3)$ は有限要素解析により計算された $f_{cal}(X)$ の j 番目の振動モードの固有振動数である．応答曲面の補間式の各係数は最小二乗法を用いて計算する．本論文で採用する応答曲面の補間式については2.4.4節において検討する．

$$f_{cal,j}(x_i) = a_i x_i^2 + b_i x_i + c_i \quad (2.6)$$

$$f_{cal,j}(x_i) = a_i \sqrt{x_i} + b_i x_i + c_i \quad (2.7)$$

$$f_{cal,j}(x_1, x_2, x_3) = \prod_{i=1}^3 f_{cal,j}(x_i) \quad (2.8)$$

2.3.4 振動モードの関連付け

ブレーキパッドの打撃試験の際に、ある有限の周波数範囲に含まれる全ての固有振動数を測定することは困難であり、測定結果には通常はいくつかの固有振動数の欠落が発生する。そのため、有限要素解析により計算された固有振動数のうち、測定されたものと同じ固有振動数のみを評価関数で考慮する必要がある。そこで、本研究ではあらかじめブレーキパッドの固有振動数の他に振動モード形状も測定しておく。計算された振動モードと測定された振動モードとをモード形状の同一性に基づいて関連付けを行い、測定結果と同一の振動モードごとに個別に応答曲面を作成する。振動モードの関連付けには MAC(Modal Assurance Criterion) 値を使用する。MAC 値とは 2 つの振動モード同士のモード形状の相関性を示す値で、0 から 1 の範囲をとる。MAC 値が 1 に近いほどモード形状が近いことを示す。式 (2.9) に MAC 値の算出式を示す。 $\Phi_{ini,i}$ は先験情報に基づいた弾性定数を初期値として計算した i 番目のモード変位ベクトルである。 $\Phi_{cal,i}$ は初期値とは異なる弾性定数で計算した j 番目のモード変位ベクトルである。 $MAC(\Phi_{ini,j}, \Phi_{cal,j})$ は i 番目の振動モードと j 番目の振動モードのモード形状の相関性を示す。

$$MAC(\Phi_{ini,j}, \Phi_{cal,j}) = \frac{|\{\Phi_{ini,i}\}^T \{\Phi_{cal,j}\}|^2}{(\{\Phi_{ini,i}\}^T \{\Phi_{ini,i}\})(\{\Phi_{cal,j}\}^T \{\Phi_{cal,j}\})} \quad (2.9)$$

MAC 値に基づいて振動モードの関連付けを行い、各振動モードの応答曲面を個別に作成した例を Fig. 2.3 に示す。各色の応答曲面はそれぞれ異なる振動モードの固有振動数変化を補完する。なお、Fig. 2.3 では説明のため未知パラメータは E_x 及び E_z とする。モード形状の類似性に基づいて振動モードの関連付けを行っているため、振動モードの順番が入れ替わっても応答曲面の補間精度には影響しない。

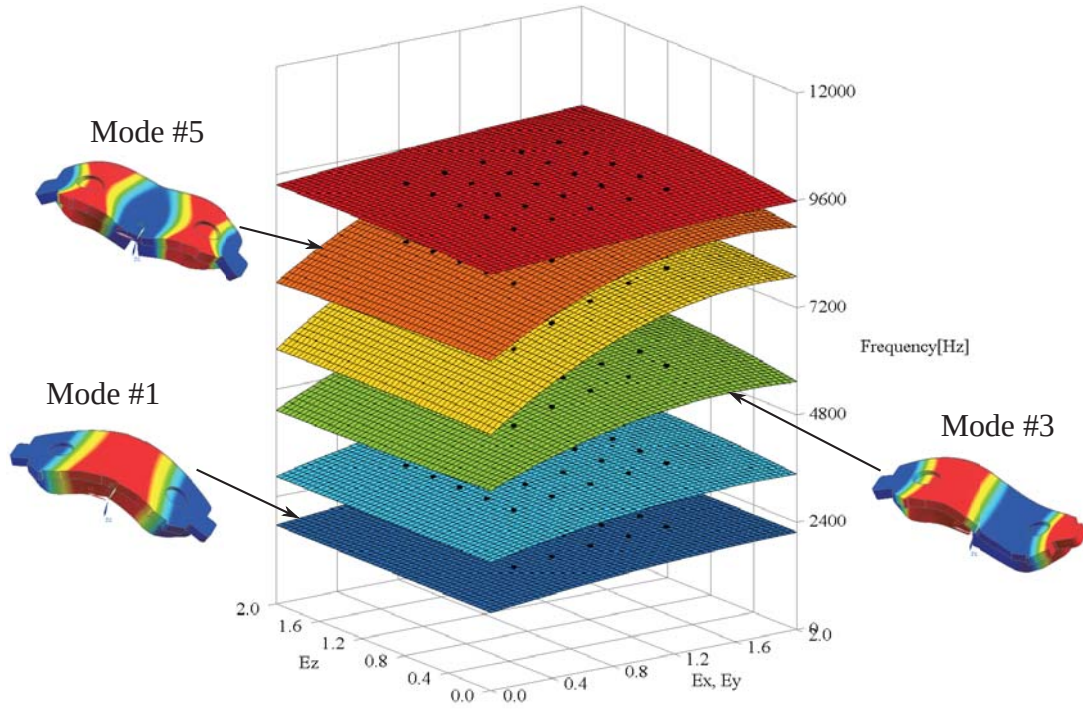


Fig. 2.3: Schematic of response surfaces of several different modes. Only the relationship among E_x and E_z are shown in this figure. Each differently colored response surface represents eigenfrequency of the specific vibrational mode. Each mode is associated with the measured mode based on similarity of mode shape. MAC value indicates similarity of measured and calculated mode shapes.

2.3.5 最尤推定法による未知数の同定

本研究では未知の弾性定数の同定に最尤推定法を採用する．測定データに含まれる誤差 $\mathbf{e}$ は，平均値 $\bar{\mathbf{e}}$ ，共分散行列が $\mathbf{Q}$ の多次元ガウス分布とする．式 (2.5) の観測方程式の誤差を式 (2.10) に示す．

$$\mathbf{e} \sim \text{gauss}(\bar{\mathbf{e}}, \mathbf{Q}) \quad (2.10)$$

測定データ $\mathbf{f}_{obs}$ が得られたときの未知パラメータ $\mathbf{X}$ の尤度関数 $L(\mathbf{X}|\mathbf{f}_{obs})$ は式 (2.11) のようになる．

$$L(\mathbf{X}|\mathbf{f}_{obs}) = \frac{1}{\sqrt{(2\pi)^3 |\mathbf{Q}|}} \exp \left\{ -\frac{1}{2} (\mathbf{f}_{obs} - \mathbf{f}_{cal}(\mathbf{X}) - \bar{\mathbf{e}})^T \mathbf{Q}^{-1} (\mathbf{f}_{obs} - \mathbf{f}_{cal}(\mathbf{X}) - \bar{\mathbf{e}}) \right\} \quad (2.11)$$

最尤推定法により未知パラメータ $\mathbf{X}$ を同定する．すなわち，式 (2.12) に示すように式 (2.11) の尤度を最大化することで同定する．なお，式 (2.12) の解を得るためには各種の非線形最適化手法¹⁰⁾が適用できる．本問題に関しては，固有振動数は弾性定数に対して基本的に単調増加となるため評価関数の多峰性は低く，大域的最適解への収束は容易であると思われる．本研究では最適化手法に実装が比較的容易な Nelder-Mead 法¹¹⁾を適用した．

$$\mathbf{X} = \arg \min_{\mathbf{X}} \{(\mathbf{f}_{obs} - \mathbf{f}_{cal}(\mathbf{X}) - \bar{\mathbf{e}})^T \mathbf{Q}^{-1} (\mathbf{f}_{obs} - \mathbf{f}_{cal}(\mathbf{X}) - \bar{\mathbf{e}})\} \text{ s.t. } x_1, x_2, x_3 \geq 0 \quad (2.12)$$

2.4 同定精度の検証

2.4.1 同定精度の検証手法

ここでは感度解析を用いた提案手法の同定精度検証手法について述べる．推定値 $\mathbf{X}$ の共分散行列から計算される特異値は同定精度を表す指標となる．すなわち，推定値 $\mathbf{X}$ の共分散行列の特異値は未知パラメータの尤度分布の広がり具合を意味し，特異値が小さくなれば同定精度の向上が期待できる．式 (2.13) は弾性定数の初期値近傍で式 (2.11) を線形化したものである．式 (2.14) で表した行列が推定値の共分散行列である．共分散行列の特異値を小さくするためには，未知パラメータに対する感度の高い測定情報を追加することが有効である．本論文では 2.4.2 節において同定精度向上のための測定情報の提案を述べる．

$$p(\mathbf{X}_0 + \Delta \mathbf{x}) = \frac{1}{\sqrt{(2\pi)^3 |\mathbf{Q}|}} e^{\left\{ -\frac{1}{2} (\Delta \mathbf{x})^T \mathbf{H}^T \mathbf{Q}^{-1} \mathbf{H} (\Delta \mathbf{x}) \right\}} \quad (2.13)$$

$$\mathbf{C} = (\mathbf{H}^T \mathbf{Q}^{-1} \mathbf{H})^{-1} \quad (2.14)$$

ただし，

$$\mathbf{H} \equiv \frac{\partial \mathbf{f}}{\partial \mathbf{x}}$$

2.4.2 逆解析に用いる測定情報の検討

本手法において，ブレーキパッド単体の自由振動状態のいくつかの固有振動数のみから複数の異方性弾性定数を同定することは逆問題の悪条件性に伴う困難が予想される．本節では Table. 2.1 に示す 6 つの測定条件について同定精度の検証を行い，採用すべき測定情報について検討する．

Table 2.1: Test conditions to evaluate identification accuracy.

Test condition	Parts	Constraint state
Case 1	10 mm cube friction material	Free
Case 2	Pad	Free
Case 3	Pad	Fixed friction surface
Case 4	Pad & Metal block	Adhered friction surface to the metal block
Case 5	Case 2 + 3	Case 2 + 3
Case 6	Case 2 + 4	Case 2 + 4

Case 1 は Fig. 2.4 に示す摩擦材を 10 mm の立方体に切り出したもので、RUS 法を用いた測定を模擬している。Case 2 は Fig. 2.5 に示すブレーキパッド単品の自由振動状態での測定を模擬している。Case 3 は Fig. 2.6 に示すブレーキパッド摩擦材の表面を完全拘束した状態を模擬している。Case 4 は Fig. 2.7 に示すブレーキパッド摩擦材の表面を金属ブロックに接着した状態を模擬している。Case 5 は Case 2 と Case 3 の組み合わせで、それぞれの測定データを逆解析に使用する。Case 6 は Case 2 と Case 4 の組み合わせで、それぞれの測定データを逆解析に使用する。

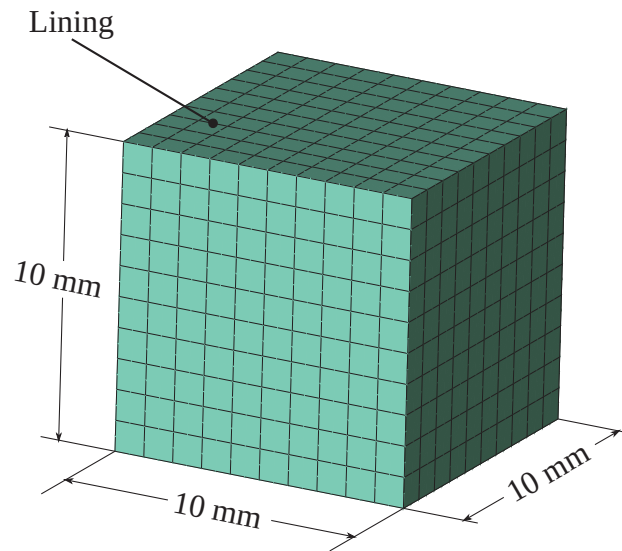


Fig. 2.4: Schematic of the case 1 FEM model. This model simulates the 10 mm cube of the friction material for the RUS method. This model consists of 1000 20-node brick elements and 4961 nodes.

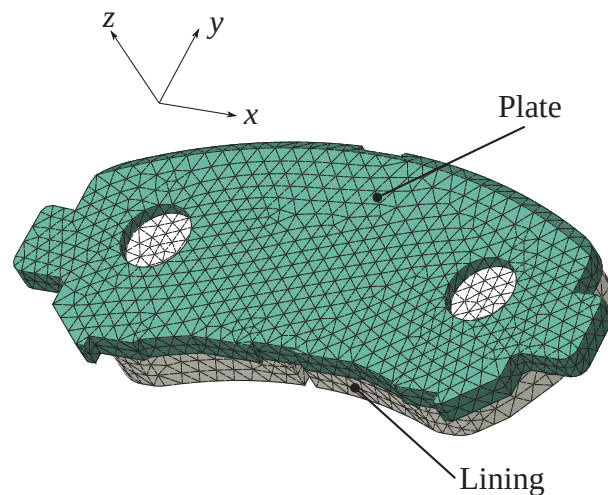


Fig. 2.5: Schematic of the case 2 FEM model. This model simulates free vibration of the brake pad. This model consists of 8268 10-node tetrahedral elements and 14510 nodes.

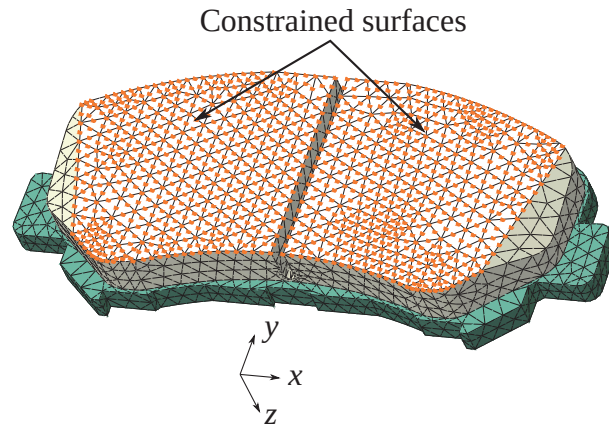


Fig. 2.6: Schematic of the case 3 FEM model. Fixed boundary condition is applied to this model to simulate constrained vibration. All DOFs of nodes on the friction surface are completely constrained. The mesh is same as case 2.

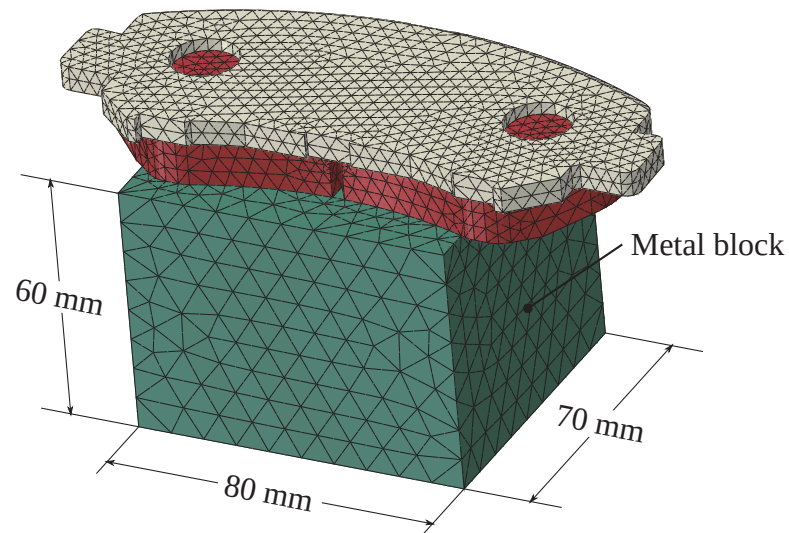


Fig. 2.7: Schematic of the case 4 FEM model. The friction surface of the pad is adhered to the metal block to simulate constrained vibration. This model consists of 12020 10-node tetrahedral elements and 20202 nodes. Nodes on contact surfaces of the brake pad and the block are merged.

Table 2.2: Physical properties of the brake pad and the metal block.

Part name	Material	Young's modulus [GPa]	Poisson's ratio	Density [kg/m ³]
Plate	Steel	204.44	0.3	7700
Metal block	A5052	71	0.33	2730
Friction material	N/A	$\mathbf{X}_0 = \begin{bmatrix} E_x \\ E_z \\ G_{xz} \\ \nu_{xy} \\ \nu_{zx} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 14 \text{ GPa} \\ 1.1 \text{ GPa} \\ 1.5 \text{ GPa} \\ 0.3 \\ 0.3 \end{bmatrix}$		2344.35

Table. 2.2 に各材料の物理特性を示す。Table. 2.1 に示す各ケースに対して有限要素法による固有値解析を行う。得られた各振動モードの固有振動数を元に推定値の共分散行列の特異値を算出する。測定誤差 e の標準偏差は各固有振動数の 3 % とする。式 (2.11) の微分は $\mathbf{X}_0$ の各成分に 10 % ずつ独立に変動を与え有限差分にて評価した。Table. 2.1 に示す各測定条件で計算した推定値の共分散行列の特異値を Table. 2.3 に示す。Table. 2.1 からは、Case 1 の同定精度が最も良くなることが予想される。しかし、Case 1 では摩擦材の切断が必要となるため本研究では採用できない。続いて Case 5 と Case 6 が Case 1 の次に同定精度が良いと予想される。そこで、本研究では理想的な完全拘束である Case 5 の拘束条件を現実化した Case 6 の測定情報を逆解析に用いることを提案する。

Table 2.3: Singular values of the covariance matrix of estimated variables.

Test condition	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case 5	Case 6
Singular values of a covariance matrix	0.0004	0.0034	0.0009	0.0013	0.0008	0.0010
	0.0009	0.0578	0.0047	0.0079	0.0032	0.0050
	0.0018	0.0786	0.1916	0.1855	0.0205	0.0323
	0.0809	0.9862	7.5983	1.9523	0.7040	0.5940
	1.5205	132.42	13.330	4.5013	2.8885	2.8851

2.4.3 未知パラメータの選定

Table. 2.1 中の Case 6 の測定条件で計算した共分散行列 $\mathbf{C}_{\text{Case6}}$ を式 (2.15) に示す。 $\mathbf{C}_{\text{Case6}}$ の対角成分は Table. 2.2 に示す未知パラメータ $\mathbf{X}_0$ の各成分の感度を示す。式 (2.15) から ν_{xy} と ν_{zx} の感度は E_x , E_z や G_{xz} より一桁以上悪いことがわかる。すなわち、Case 6 の測定条件で ν_{xy} と ν_{zx} を同定することは悪条件となることが予測される。

$$\mathbf{C}_{\text{Case6}} = \begin{bmatrix} \widehat{E_x} & \widehat{E_z} & \widehat{G_{xz}} & \widehat{\nu_{xy}} & \widehat{\nu_{zx}} \\ 0.0386 & 0.0028 & -0.0119 & 0.0790 & -0.0831 \\ 0.0028 & 0.0040 & -0.0027 & 0.0095 & -0.041 \\ -0.0119 & -0.0027 & 0.0071 & -0.0166 & 0.0006 \\ 0.0790 & 0.0095 & -0.0166 & 0.6667 & -0.4213 \\ -0.0831 & -0.0410 & 0.0006 & -0.4213 & 2.8010 \end{bmatrix} \quad (2.15)$$

一方、ブレーキ開発の現場では、ブレーキ鳴き等の不具合に及ぼす摩擦材のポアソン比の影響は小さいことが経験的に知られている。参考のため、ブレーキシステムの代表的なシミュレーションの一つである複素固有値解析を実施し、摩擦材の各異方性弾性係数のブレーキ鳴きに対する感度を調査した。複素固有値解析の詳細は参考文献¹²⁾に詳しいが、紙面の都合上省略する。各弾性定数を独立に変化させた際の解析結果を Fig. 2.8 に示す。横軸は正規化した弾性定数を示す。縦軸はシステムの不安定性を示す複素固有値の実部である。複素固有値の実部の値が大きいほどシステムは不安定であり、ブレーキ鳴きが発生しやすいことを示す。Fig. 2.8 から E_x 、 E_z や G_{xz} と比較して ν_{xy} と ν_{zx} の変化がブレーキ鳴きに与える影響は十分小さく、仮定した ν_{xy} と ν_{zx} の値が真の値と異なっても実用上問題とならないことがわかる。

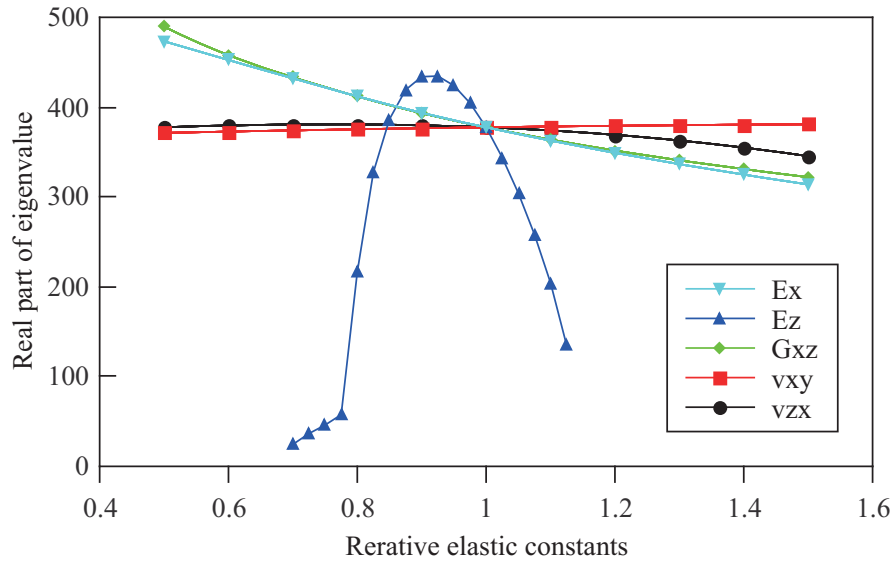


Fig. 2.8: Sensitivity of each elastic parameter to brake instability. Real part of eigenvalue is calculated with the complex eigenvalue analysis. Each elastic parameter is shifted independently. ν_{xy} and ν_{zx} are thought to have less sensitivity to brake squeal than other elastic constants from this result.

また、Case 2 と Case 4 のモデルに対して仮定したポアソン比の誤差が、 E_x 、 E_z 及び G_{xz} の同定精度に与える影響を調査した。すなわち、Table. 2.2 中の X_0 を基準としポアソン比のみを 0.25 と 0.35 に変化させた際の固有振動数の変化を調査した。Table. 2.4 に Case 2 の固有振動数の変化を示す。Table. 2.5 に Case 4 の固有振動数の変化を示す。変化率は最大で約 0.39 % と小さいため、仮定したポアソン比の誤差が同定精度に与える影響は無視できる。そこで、本研究では未知パラメータを式(2.2)に示すように E_x 、 E_z および G_{xz} と設定する。また、以降の計算に用いる ν_{xy} と ν_{zx} は 0.3 で固定とする。

Table 2.4: Comparison of calculated eigenfrequencies of Case 2 at Poisson ' s ratio $\nu_{xy} = \nu_{zx} = 0.25$, 0.3 ($=X_0$) and 0.35. Reference eigenfrequencies to evaluate eigenfrequency differences are calculated with X_0 .

X_0	$\nu_{xy} = \nu_{zx} = 0.25$		$\nu_{xy} = \nu_{zx} = 0.35$	
Frequency [Hz]	Frequency [Hz]	Difference [%]	Frequency [Hz]	Difference [%]
2059.8	2058.9	-0.04	2061.1	0.06
3580.3	3590.3	0.28	3570.8	-0.27
5798.9	5801.1	0.04	5797	-0.03
7972.4	8003.4	0.39	7942.2	-0.38
9113.9	9123.7	0.11	9104.9	-0.1
9707.7	9714.2	0.07	9701.9	-0.06
11031	11047.6	0.15	11015.8	-0.14
12435.4	12426	-0.08	12447.5	0.1
14235.4	14186.3	-0.35	14284.6	0.35
14535.4	14533.7	-0.01	14538.3	0.02
15360	15364.8	0.03	15357.7	-0.02
15706.2	15671.7	-0.22	15721.8	0.1
15811.3	15784.8	-0.17	15853	0.26

Table 2.5: Comparison of calculated eigenfrequencies of Case 4 at Poisson ' s ratio $\nu_{xy} = \nu_{zx} = 0.25$, 0.3 ($=X_0$) and 0.35. Reference eigenfrequencies to evaluate eigenfrequency differences are calculated with X_0 .

X_0	$\nu_{xy} = \nu_{zx} = 0.25$		$\nu_{xy} = \nu_{zx} = 0.35$	
Frequency [Hz]	Frequency [Hz]	Difference [%]	Frequency [Hz]	Difference [%]
3555.3	3544.9	-0.29	3567.2	0.33
5052.7	5046.1	-0.13	5060.5	0.15
5198.3	5188.3	-0.19	5209.8	0.22
5631.8	5630.5	-0.02	5634.2	0.04
7119.7	7136.8	0.24	7102.1	-0.25
7196.4	7197.5	0.01	7199.6	0.04
7903	7905.9	0.04	7901.4	-0.02
8809.6	8811.3	0.02	8809.1	-0.01
9377	9388.5	0.12	9366	-0.12
9553.1	9561.3	0.09	9546.1	-0.07
10684.1	10694.5	0.1	10674.5	-0.09
12159.2	12162.4	0.03	12157	-0.02
12984.7	12999.7	0.12	12970.7	-0.11
14434.5	14444.9	0.07	14425.1	-0.07
15597.1	15582.2	-0.1	15613.5	0.11

2.4.4 応答曲面補間式の精度検証

2.3.3 節で述べた応答曲面の補間式である式 (2.6) および式 (2.7) の精度を比較し、採用する補間式を決定する。Fig. 2.9 に式 (2.6) 及び式 (2.7) による補間の様子をそれぞれ実線と破線で示す。Fig. 2.9 中の黒点は複数の異なる $\widehat{E}_x$ で計算した Fig. 2.5 に示すモデルの固有振動数を示す。各補間曲線は Fig. 2.9 中の $\widehat{E}_x$ が 0.9, 1 および 1.1 における固有振動数の計算値から最小二乗法により求めた。各 $\widehat{E}_x$ における固有振動数の計算値に対する式 (2.6) による補間式の決定係数は $R^2 = 0.91$ となる。式 (2.7) による補間曲線の決定係数は $R^2 = 0.98$ となり、式 (2.6) と比較して補間精度が向上していることがわかる。本研究では式 (2.7) により応答曲面を作成する。また、ズーミング法¹³⁾を適用し計算ステップを漸減することで応答曲面の精度向上を図る。

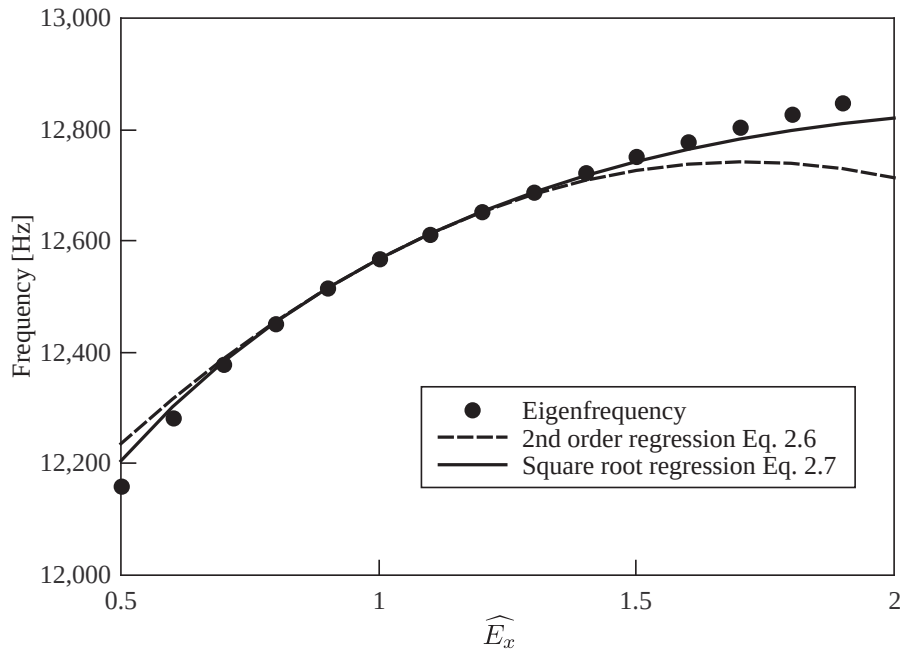


Fig. 2.9: Comparison of regression accuracy of Eq. 2.6 and Eq. 2.7. Dots represent calculated eigenfrequencies of the model shown in Fig. 2.5 at several different $\widehat{E}_x$. Each coefficient of regression equation is calculated with eigenfrequencies at $\widehat{E}_x = 0.9, 1$ and 1.1 . Eq. 2.7 shows better regression accuracy than Eq. 2.6.

2.5 模擬測定データによる同定シミュレーション

ここでは、模擬測定データによる同定シミュレーションにて提案手法の有効性を検証する。実際のブレーキパッドにおいては摩擦材の異方性弾性定数は未知であり、摩擦材の寸法ばらつきや密度、弾性定数の不均一性などが同定精度に影響する恐れがある。そのため、測定データを用いて本手法の同定精度を検証することは容易ではない。そこで、模擬測定データを用いた同定シミュレーションにより本手法の同定精度を検証する。

まず、Table. 2.1 に示す Case 6 の測定条件にて有限要素解析を用いて固有振動数を計算する。物理特性は Table. 2.2 に示すものを使用する。計算により得られた固有振動数に誤差を加え模擬測定データとする。誤差は各固有振動数の 3 % に相当する標準偏差を持つ正規乱数とする。式 (2.12) の最小化手法には Nelder-Mead 法を適用した。弾性定数の同定結果を Table. 2.6 に示す。同定誤差は最大で約-3.2 % であり、十分な精度で摩擦材の弾性定数を同定できることが確認できた。

Table 2.6: Identified elastic constants of numerical study using the Case 6 measurement condition.

	Exact [GPa]	Initial [GPa]	Identified [GPa]	Error [%]
E_x	14	7	13.631	-2.636
E_z	1.1	0.55	1.1081	0.773
G_{xz}	1.5	0.75	1.4516	-3.225

次に、Table. 2.2 の物理特性を用いて計算した固有振動数と、同定された弾性定数を用いて計算した固有振動数との誤差を比較する．計算した周波数範囲は 0～16 kHz である．Table. 2.7 にブレーキパッドの自由振動での固有振動数の誤差を示す．Table. 2.8 に摩擦材表面を金属ブロックに接着した状態での固有振動数の誤差を示す．剛体変位モードを除く固有振動数の誤差は最大で約-1 %であり、観測方程式の誤差が小さく良い一致が確認された．

Table 2.7: Comparison of exact and identified eigenfrequencies of the free single pad.

Exact [Hz]	Identified [Hz]	Error [%]
2059.8	2052.3	-0.36
3580.3	3560.9	-0.54
5798.9	5762.5	-0.63
7972.4	7916.9	-0.7
9113.9	9068	-0.5
9707.7	9682.8	-0.26
11031	10978.2	-0.48
12435.4	12403.9	-0.25
14235.4	14130.3	-0.74
14535.4	14428.8	-0.73
15360	15295	-0.42
15706.2	15582.6	-0.79
15811.3	15694.3	-0.74

Table 2.8: Comparison of exact and identified eigenfrequencies of the constrained pad.

Exact [Hz]	Identified [Hz]	Error [%]
3555.3	3533.3	-0.62
5052.7	5032.5	-0.4
5198.3	5179.3	-0.36
5631.8	5610.1	-0.39
7119.7	7076.8	-0.6
7196.4	7206.5	0.14
7903	7878.4	-0.31
8809.6	8721.2	-1
9377	9274.4	-1.09
9553.1	9519.4	-0.35
10684.1	10652	-0.3
12159.2	12096.7	-0.51
12984.7	12941.5	-0.33
14434.5	14394.1	-0.28
15597.1	15527.3	-0.45

2.6 実験データ測定手法

2.4.2 節にて，摩擦材の弾性定数の同定精度向上のためには E_z の固有振動数に対する感度を向上させる必要があり，ブレーキパッドの摩擦材表面を金属ブロックに接着する手法が有効であることがわかった．測定したブレーキパッドは損傷無く取り外す必要があり，金属ブロックとブレーキパッドを可逆的に接着しなければならない．そこで，本研究ではブレーキパッドと金属ブロックの接触界面に水を塗布し，金属ブロックを氷点下に冷却して氷で接着を行う手法を提案する．金属ブロックを温めることで，破壊することなくブレーキパッドを分離できる．冷凍接着装置にはペルチェ素子を用い，常温の室内環境でも迅速に冷却できるようにした．冷凍接着装置の概観を Fig. 2.10 に示す．測定時の金属ブロックの温度は約 -4°C であり氷の厚さは数十 μm 程度である．摩擦材表面の面積に対する接着面積の割合は約 75 % である．氷の弾性定数は摩擦材と同程度かつ厚さも十分薄いため，接着の際の氷の影響は無視できると判断する．

Metal block



Freezing machine

Fig. 2.10: Outline view of the refrigeration equipment. The refrigeration equipment is placed underneath of the metal block. The size of metal block is 70 mm long, 80 mm wide and 60 mm high.

実験データの測定は、ブレーキパッドの Plate 上面に対する多点入力一点応答の打撃試験にて行う。測定の際の加振点と応答点を Fig. 2.11 に示す。打撃試験により各加振点の FRF(周波数応答関数)を測定し、モーダル解析を行うことでブレーキパッドの固有振動数とモード形状が得られる¹⁴⁾。ブレーキパッドの自由振動状態での固有振動数、振動モードの測定結果を付録の Table. 2.9 に示す。摩擦材を金属ブロックに接着した状態での固有振動数、振動モードの測定結果を付録の Table. 2.10 に示す。測定した周波数範囲は 0~16 kHz である。各測定結果には測定された振動モードと同一形状を持つ固有値解析により計算された振動モードも併記する。同定の際には、有限要素法により計算された振動モードの形状と測定された振動モードの形状を比較し、同じ形状を持つ振動モードのみを抽出し応答局面を作成する。

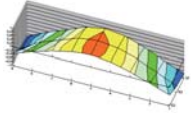
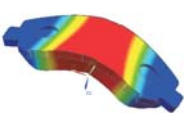
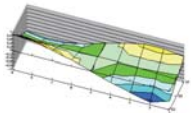
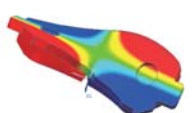
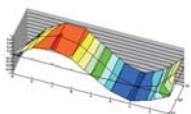
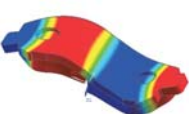
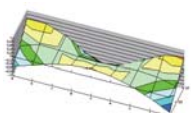
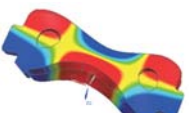
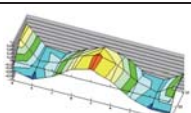
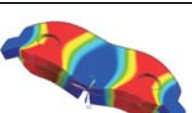
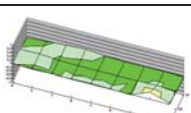
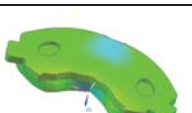
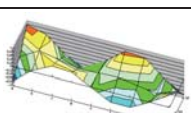
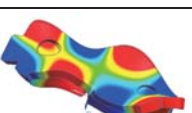
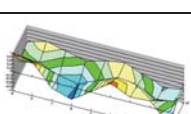
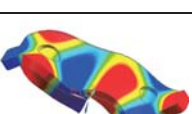
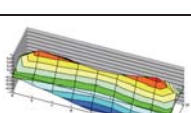
Hammering point

Accelerometer



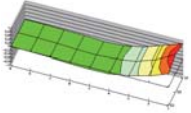
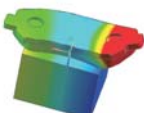
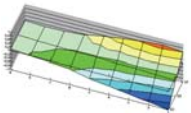
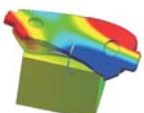
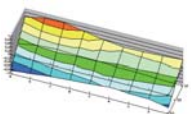
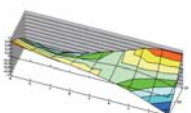
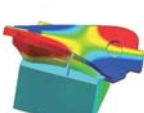
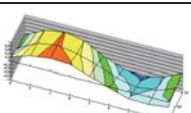
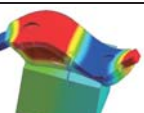
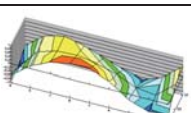
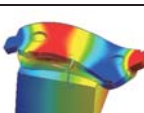
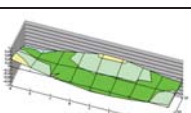
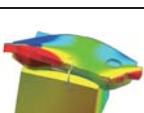
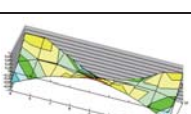
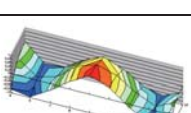
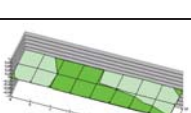
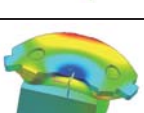
Fig. 2.11: Impact points and measurement point of the brake pad. Mode shapes are measured with hammering at multiple points (white dots in this picture.)

Table 2.9: Comparison measured eigenfrequencies and mode shapes of the free single pad. Calculated mode shapes are picked modes from the result of eigenvalue analysis with similarity of modal shape.

Frequency [Hz]*	Measured mode shape	Calculated mode shape
2062.5		
3612.5		
5760		
7897.5		
9155		
9895		
11317.5		
12905		
13667.5		

* Frequency resolution is 2.5Hz due to the FFT limitation.

Table 2.10: Comparison measured eigenfrequencies and mode shapes of the constrained pad. Calculated mode shapes are picked modes from the result of eigenvalue analysis with similarity of modal shape

Frequency [Hz]*	Measured mode shape	Calculated mode shape
3517.5		
7250		
7937.5		
9407.5		
9820		
10992.5		
12185		
13287.5		
14860		
15762.5		

* Frequency resolution is 2.5Hz due to the FFT limitation.

2.7 同定結果

2.6 章に示す測定手順でブレーキパッドの測定を行い、Table. 2.9 及び Table. 2.10 に示す固有振動数の測定データを用いて Fig. 2.2 に示す同定手順に従って摩擦材の弾性定数の同定を行った．有限要素解析に使用したモデルは Fig. 2.5 及び Fig. 2.7 に示すモデルと同一である．氷を用いたブレーキパッド摩擦材表面の金属ブロックへの接着は節点共有で再現した．Plate や金属ブロック，摩擦材の弾性定数および密度は Table. 2.2 に示す物理特性を使用する．最適化を行う際の弾性定数の初期値は過去知見に基づき適切な値 ($E_x=10$ GPa, $E_z=1$ GPa, $G_{xz}=2$ GPa) に設定した．同定結果を Table. 2.11 に示す．同定結果より， E_z に対して E_x は約 10 倍大きいことがわかる．これは，金属やセラミックスの繊維状補強材が x - y 面内に配向しているためと考えられる．

Table 2.11: Initial and identified elastic constants of the actual friction material.

	Initial elastic constants	Identified elastic constants
E_x [GPa]	10	13.511
E_z [GPa]	1	1.2158
G_{xz} [GPa]	2	1.5238

ここで，検証のため Table. 2.11 に示す同定結果から算出した摩擦材の音速と超音波を用いて測定した摩擦材の音速¹⁵⁾とを比較する．摩擦材の材質は同一であり，長田らは 1 辺 10mm の立方体に切り出した試験片を用いて測定を行っている．比較結果を Table. 2.12 に示す．両者は良く一致しており，提案手法による同定結果は妥当であると判断できる．なお， V_{xx} ， V_{zz} 及び V_{xz} はそれぞれ x 軸方向に進む縦波の音速， z 軸方向に進む縦波の音速及び x 軸方向に進む z 軸方向に偏極した横波の音速である．

Table 2.12: Comparison of identified and measured sound speed of the friction material.

	Identified	Measured
V_{xx} [m/s]	2535	2521
V_{zz} [m/s]	728	754
V_{xz} [m/s]	806	774

Fig. 2.12～2.14 に， $\widehat{E}_x$ ， $\widehat{E}_z$ および $\widehat{G}_{xz}$ で構成される各平面に投影した尤度関数の対数の分布を示す．Fig. 2.12～2.14 中の $\widehat{E}_x$ ， $\widehat{E}_z$ および $\widehat{G}_{xz}$ は Table. 2.11 に示す同定された弾性定数で無次元化したものである．これらの結果から今回の測定においては目的関数の多峰性は低いことがわかる．他のブレーキパッドでも同様に目的関数の多峰性は低く，複数の異なる初期点から Nelder-Mead 法を実行することで容易に大域的最適解に到達可能である．

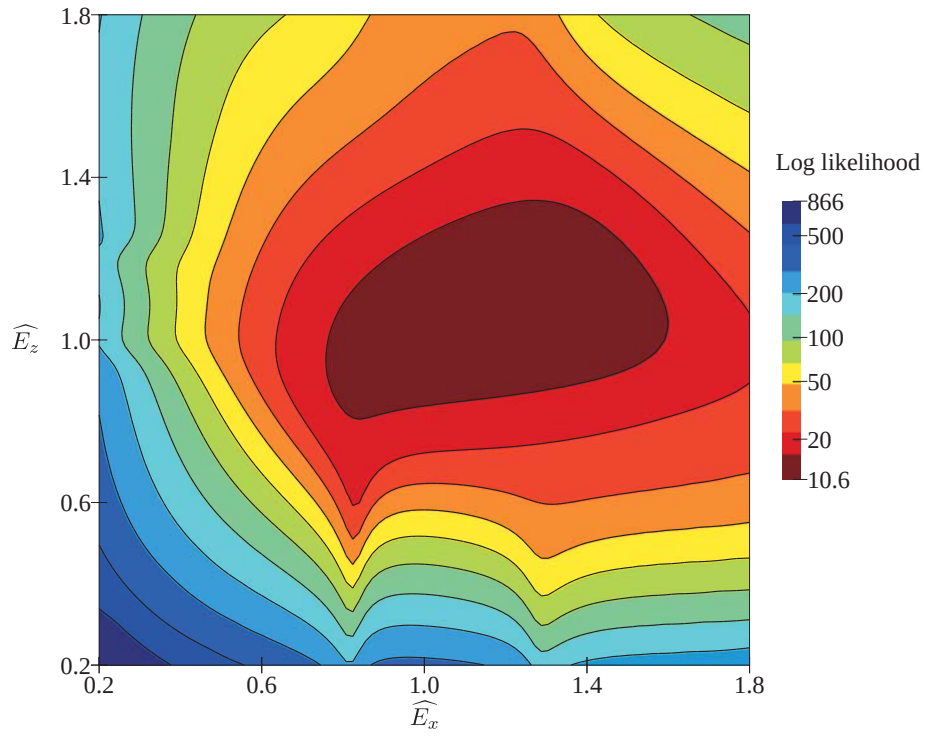


Fig. 2.12: Projected log likelihood to $\widehat{E}_x$ - $\widehat{E}_z$ plane.

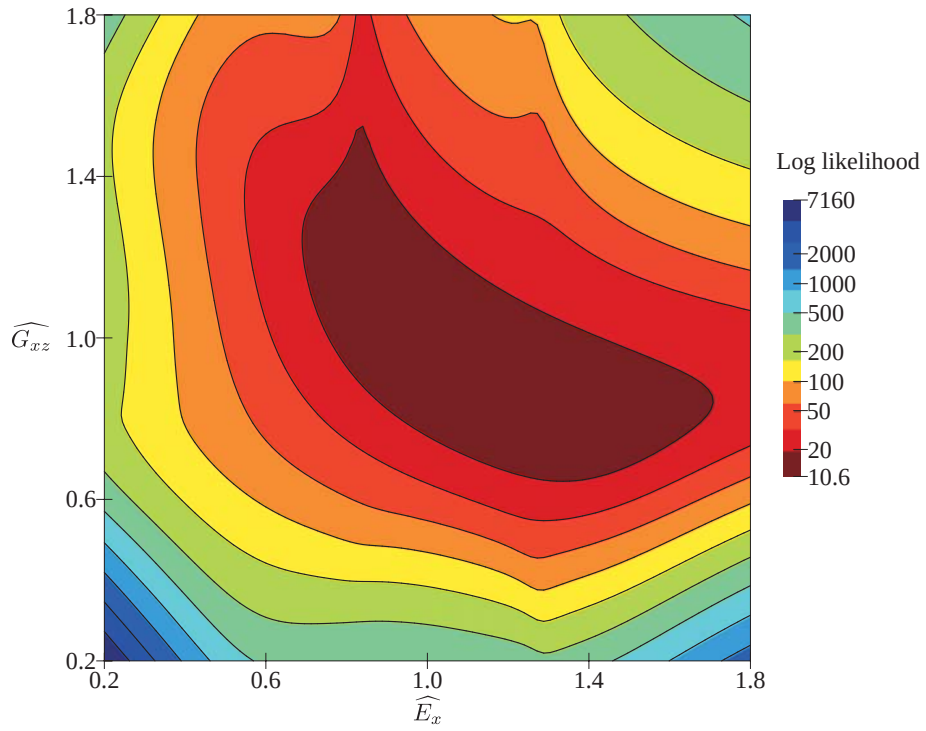


Fig. 2.13: Projected log likelihood to $\widehat{E}_x$ - $\widehat{G}_{xz}$ plane.

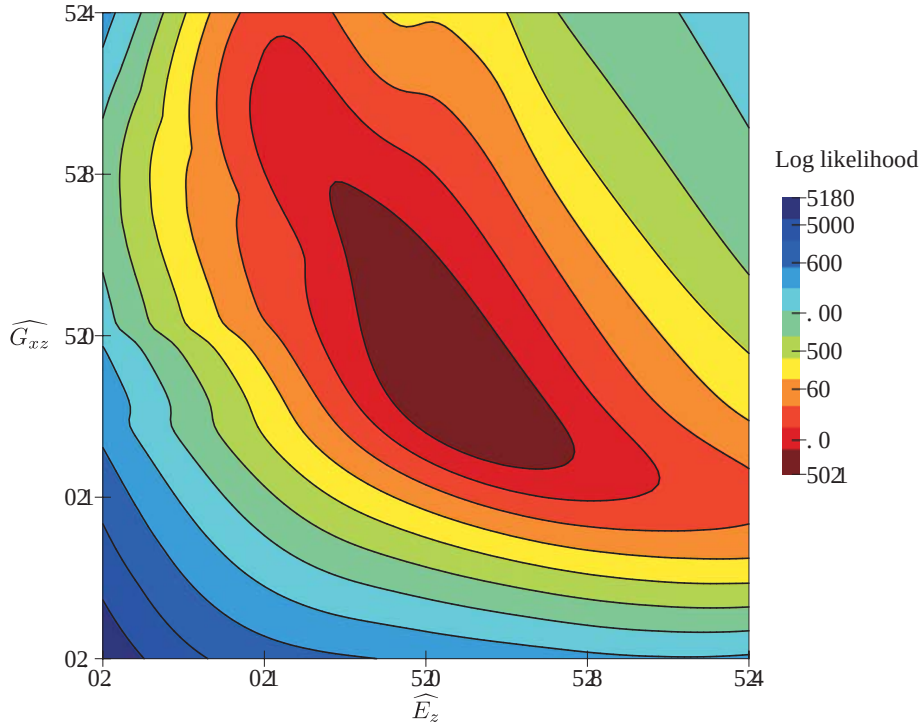


Fig. 2.14: Projected log likelihood to $\widehat{E}_z - \widehat{G}_{xz}$ plane.

2.8 結言

本研究では、逆解析を用いて異材で構成されたブレーキパッドの摩擦材の異方性弾性定数を非破壊で精度良く同定する手法を開発した。ブレーキパッドの摩擦材の異方性弾性定数はブレーキ鳴き等の不具合に対する影響が大きいと考えられている。特にブレーキ鳴きに対しては摩擦材の E_z の影響が大きいことが本研究の調査により明確になった。本研究にて提案する手法により、従来手法に対して E_z の同定精度が向上していることが確認できた。これにより、効果的なブレーキ開発を行う上で重要な情報を提供できることが期待される。

本研究で得られた結論を以下に示す。

- 打撃試験により得られる固有振動数、モード形状を測定データとし、摩擦材の異方性弾性定数を未知パラメータとする逆問題を設定した。
- 観測方程式は有限要素固有値解析に基づいて構築した。有限要素解析の計算コスト削減のため、応答曲面法を適用した。応答曲面の精度向上のため、MAC 値による振動モードの対応付けと補間精度の良い応答曲面の補間式を提案した。
- 逆解析の悪条件克服のため、摩擦材を金属ブロックで拘束した状態で得られる固有振動数、モード形状を観測情報として追加することを提案した。
- 模擬測定データによる同定シミュレーションにより同定精度を検証し、本手法の有効性を検証した。
- 摩擦材を金属ブロックで拘束するために冷凍を用いた効率的かつ非破壊な方法を提案した。実際に冷凍接着装置を構築し有用性を確認した。
- 実際に打撃試験を実施し、摩擦材の弾性定数を同定した。同定結果は大域的最適解に収束し妥当な値であった。

本研究で得られた研究成果は、ブレーキ開発の現場において導入が容易で実現性が高い評価手法であり、今後ブレーキシステムに関する数値シミュレーションの精度向上にも大きく寄与するものと期待される。

文献

- 1) 大浦靖典, 栗田裕, 松村雄一. ディスクブレーキの鳴きに及ぼす摩擦接触部の動剛性の影響. 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 73, No. 731, pp. 1985–1991, 2007.
- 2) Paul G Sanders and Donald E Yuhas. Friction material elastic property round robin study. Technical report, SAE Technical Paper, 2007.
- 3) 荒井政大, 柴原直幸, 西村正臣. RUS 法による CFRP の異方性粘弾性定数の同定. 計算数理工学論文集, Vol. 15, pp. 7–12, dec 2015.
- 4) Kuo-Jung Lee and Shi-Wei Lee. Tribological behavior of friction materials affected by boehmite impregnation. *Materials transactions*, Vol. 45, No. 6, pp. 1933–1938, 2004.
- 5) 荒井政大, 隅田尚寛, 鈴木春貴. RUS 法による弾性定数同定に関する BEM シミュレーション. 境界要素法論文集, Vol. 19, pp. 31–36, dec 2002.
- 6) Nobutomo Nakamura, Hirotsugu Ogi, and Masahiko Hirao. Resonance ultrasound spectroscopy with laser-doppler interferometry for studying elastic properties of thin films. *Ultrasonics*, Vol. 42, No. 1, pp. 491–494, 2004.
- 7) Randall J Allemang. The modal assurance criterion—twenty years of use and abuse. *Sound and vibration*, Vol. 37, No. 8, pp. 14–23, 2003.
- 8) MJ Desforges, JE Cooper, and JR Wright. Mode tracking during flutter testing using the modal assurance criterion. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering*, Vol. 210, No. 1, pp. 27–37, 1996.
- 9) 佐々木要助, 日下聡. 自動車ブレーキ用材料の変遷. トライボロジスト, Vol. 48, No. 3, pp. 197–201, 2003.
- 10) Stephen Boyd and Lieven Vandenberghe. *Convex optimization*. Cambridge university press, 2004.
- 11) John A Nelder and Roger Mead. A simplex method for function minimization. *The computer journal*, Vol. 7, No. 4, pp. 308–313, 1965.
- 12) NM Kinkaid, OM O'Reilly, and P Papadopoulos. Automotive disc brake squeal. *Journal of sound and vibration*, Vol. 267, No. 1, pp. 105–166, 2003.
- 13) Piotr Breitkopf, Hakim Naceur, Alain Rassineux, and Pierre Villon. Moving least squares response surface approximation: formulation and metal forming applications. *Computers & Structures*, Vol. 83, No. 17, pp. 1411–1428, 2005.
- 14) David F Voracek and Adolfo M Morales. The effects of excitation waveforms and shaker moving mass on the measured modal characteristics of 2-y 5-foot aluminum plate. *NASA Technical Memorandum*, No. 100446, 1988.
- 15) 長田直樹, 井上裕嗣, 阪口基己, 黒川悠. 超音波を用いたブレーキ摩擦材の弾性係数測定に関する研究. 学士論文, 2013.

第3章 逆解析を用いた制動中のディスクブレーキパッド接触面圧分布の同定

3.1 緒言

自動車用ディスクブレーキ開発においてブレーキ鳴きの抑制は大きな課題の一つである。ブレーキ鳴きは自励振動の一種であり¹⁾、ブレーキ鳴き発生の有無にはディスクブレーキの各構成部品の弾性係数、密度や部品間の接触条件等が密接に関わっている²⁾。特に、制動中のブレーキパッド-ロータ間の接触面圧分布はブレーキ鳴きに与える影響は大きいと考えられているが³⁾、現状では確立した測定手法は開発されていない。制動中のブレーキパッド-ロータ間の接触面圧分布を把握することは自動車用ディスクブレーキ開発を効果的に行う上で重要な情報となるため、測定技術の確立が必要とされている。

部品間の接触面圧分布を測定する手法はいくつか開発されている。一つは接触面間に挟んだ感圧紙の色の变化⁴⁾から接触面圧分布を測定する手法である。もう一つは接触面間に挟んだ触覚センサの抵抗⁵⁾⁶⁾及び電荷⁷⁾の変化から接触面圧分布を測定する手法である。これらの手法はセンサを接触面間に挟み込む必要があるため、摺動する部品間の接触面圧の測定に適用することは困難が予想される。そこで、ブレーキパッド内部に触覚センサを埋め込み、センサの静電容量の変化から接触面圧分布を測定する手法⁸⁾が提案されている。この手法では、得られる測定結果はブレーキパッド内部の圧縮応力分布であり、実際の接触面圧分布とは異なる可能性がある。また、ブレーキパッドにセンサを埋め込む加工を施すため、加工後のブレーキパッドの構造は加工前とは大きく異なる。ブレーキパッドの構造の変化によって接触面圧分布が変化する可能性もあるため、ブレーキパッドの加工を必要としない測定手法が必要とされている。

そこで、本研究ではブレーキパッドに特別な加工を施すことなく、制動中のブレーキパッド-ロータの接触面圧分布を精度良く測定する手法を提案する。接触面圧により生じるロータの厚さ方向の変形量をロータ内に組み込んだセンサで測定し、逆解析を用いて間接的にブレーキパッドの接触面圧分布を同定する。ロータの変形量は極めて微小であるため、外骨格生物の触覚機構⁹⁾を模擬した変位拡大機構を新たに提案し、S/N比の高い測定を実現する。本逆問題は剛性の高いロータにおいて荷重位置から離れた箇所の変形量から同定を試みるため、荒井ら⁵⁾⁶⁾の考察と同様に問題は悪条件となる。この問題の悪条件性を克服するために、校正試験により接触面圧分布とロータ変形に関する観測方程式を構築し、Tikhonovの正則化¹⁰⁾を用いて適切化を行う。以上に示した提案手法の実現可能性を模擬測定データによる同定シミュレーションにて検証するとともに、実機のブレーキキャリパを用いて制動中のブレーキパッド-ロータ間の接触面圧分布同定を行い、提案手法の有効性を実証する。

3.2 制動中のブレーキパッド接触面圧分布に関する概要

本章では、制動中のブレーキパッド-ロータ間の接触面圧分布の背景事項について述べる。3.2.1節では、本研究で同定対象としたブレーキの構造について述べる。3.2.2節では、制動中の接触面圧分布を測定する必要性について述べる。

3.2.1 自動車用ディスクブレーキの構造

本研究で測定対象とする自動車用の対向ピストン型ブレーキの概略図を Fig. 3.1 に示す。自動車用ディスクブレーキは、ロータ、ブレーキパッド、ピストン、キャリパで構成されている。ロータはホイールとともにハブに締結されており、ハブベアリングを介してナックルに取り付けられるこ

とで車軸回りの回転自由度を持つ。ピストンとブレーキパッドはキャリパに組み込まれ、サスペンションアーム等に取り付けられたナックルに締結される。ブレーキの動作には油圧システムが採用されている。制動の際には、ブレーキペダルの操作により発生した液圧が配管を伝わってピストンに作用し、ブレーキパッドがロータに押し付けられる。ブレーキパッドと回転するロータの間で発生する摩擦力により、車両の運動エネルギーが熱に変換されることで制動が可能となる。なお、ブレーキパッドにかかる摩擦力は、ブレーキパッド端部 (Fig. 3.1 中のアンカー) でキャリパによって受け止められる。また、対向ピストン型ブレーキの構造はロータの裏表で対称であるため、本研究では両面のブレーキパッド-ロータ間の接触面圧分布は対称であるとみなす。

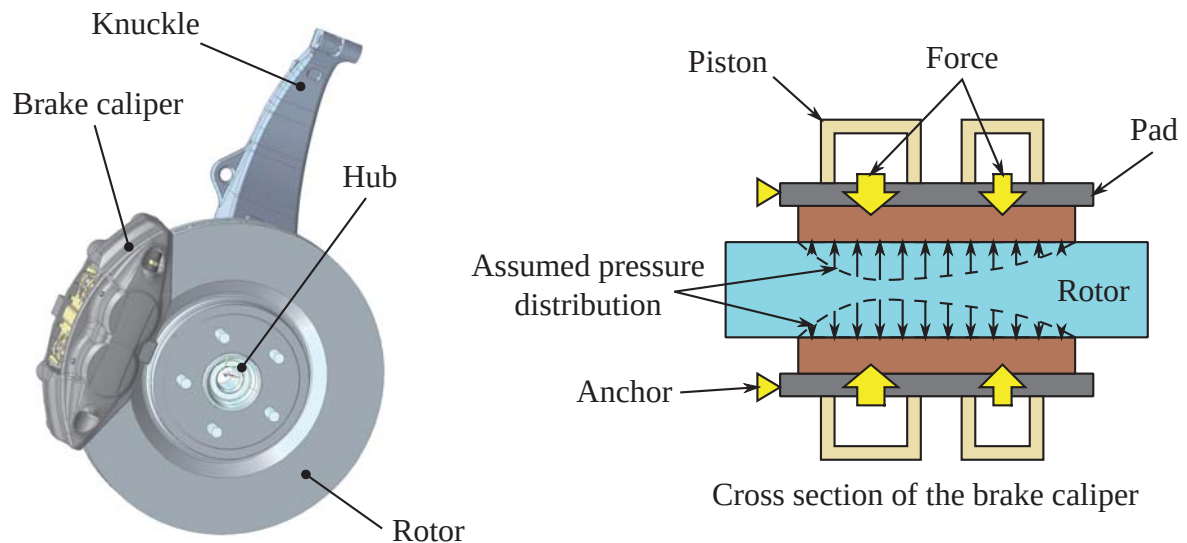


Fig. 3.1: Schematic of a general opposed disk brake.

3.2.2 制動中のブレーキパッド接触面圧分布の概要

制動中のブレーキパッドとロータの間の接触面圧分布は、ロータが静止した状態の接触面圧分布とは異なると考えられている。その要因の一つとして、摩擦力によってブレーキパッドがロータに巻き込まれる方向に作用する回転トルクの影響¹¹⁾が挙げられる。Fig. 3.2はロータが静止した状態でブレーキを作動させた際の模式図を示す。Fig. 3.3はロータが回転している状態でブレーキを作動させた際の模式図を示す。ブレーキパッドにかかる摩擦力はPlateの端部でブレーキキャリパに支えられる。ブレーキパッド端部とロータとの接触面の間にはFig. 3.3中の z 軸方向に距離があるため、ブレーキパッドには時計回りのトルクがかかる。トルクの反力はブレーキパッドとロータの接触面にかかるため、制動中のブレーキパッド-ロータ間の接触面圧分布はFig. 3.3に示すようにロータが静止した状態とは異なる接触面圧分布となる。また、制動中は摩擦材の摩耗やブレーキパッドの熱変形も発生するため、静止状態の接触面圧分布から制動中の接触面圧分布を予測することは困難である。シミュレーションによりこれらの影響を考慮して制動中のブレーキパッド-ロータ間の接触面圧分布を計算する研究もなされているが¹²⁾、計算結果の妥当性を判断するためには実機の測定結果が必要となる。

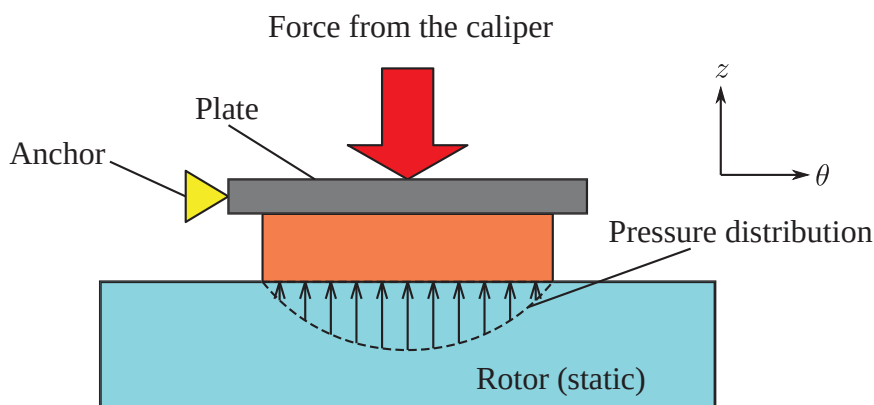


Fig. 3.2: Schematic of contact pressure distribution without friction force.

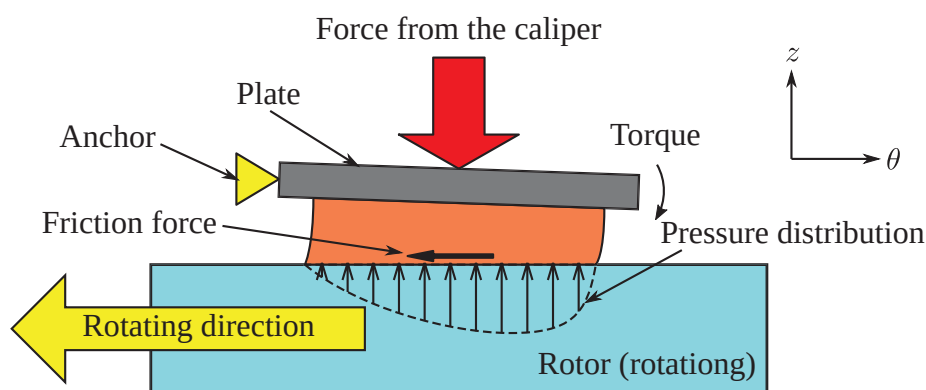


Fig. 3.3: Schematic of contact pressure distribution with friction force. Friction force is thought to affect contact pressure distribution.

3.3 逆解析による接触面圧分布同定手法

本章では、制動中のブレーキパッド-ロータ間の接触面圧分布を逆解析にて同定する手法を説明する。提案手法の同定の流れを fig. 3.4 に示す。3.3.1 節では接触面圧分布を離散化し未知パラメータに設定する手法について述べる。3.3.2 節ではセンサの感度を向上してロータの微小変形を測定する手法を提案する。3.3.3 節では観測方程式の構築手法について述べる。3.3.4 節では逆解析の適切化について述べる。

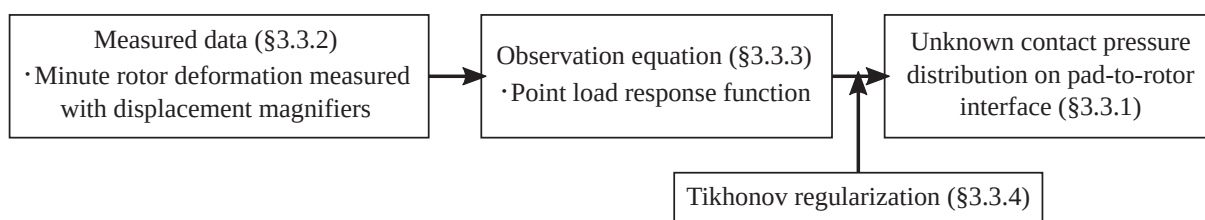


Fig. 3.4: Flow diagram of the proposed method.

3.3.1 未知パラメータの設定

本研究では未知の接触面圧分布を Fig. 3.5 に示す m 個の領域に離散化して同定する．測定に使用するロータやブレーキパッドの大きさにより，Fig. 3.5 中 R 方向と θ 方向の離散化数は適宜選択する．なお， i 個に離散化した R 方向の領域の各位置には最内周から最外周に向けて $R_1 \sim R_i$ と順番に識別番号を付ける．未知パラメータは式 (3.1) に示す m 個の成分を持つベクトルであり，各成分は Fig. 3.5 中の離散化した領域に作用する未知の接触面圧である．

$$\mathbf{x} = [x_1, \dots, x_m]^T \quad (3.1)$$

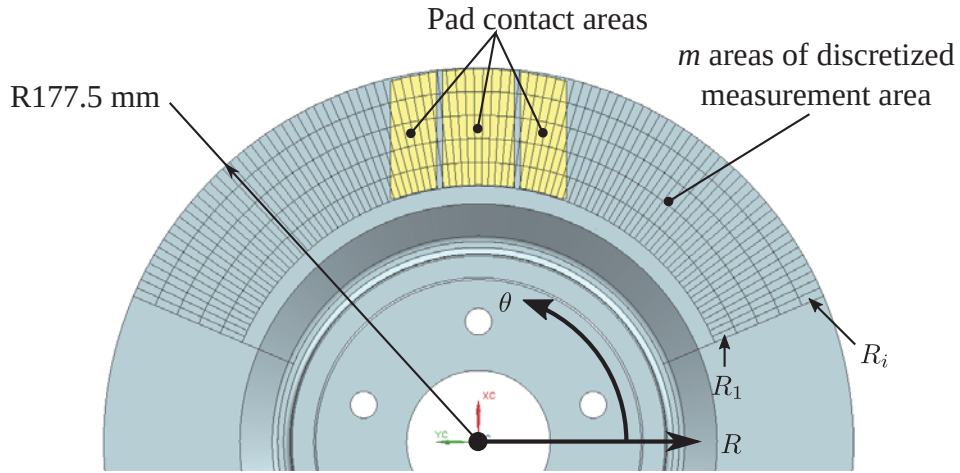


Fig. 3.5: Schematic of discretized measurement area.

3.3.2 ロータ微小変形の測定手法

想定されるロータの厚さ方向の変形は微小である．本研究では，このような微小な変形を感度良く測定する手法を開発する上で，昆虫や甲殻類などの外骨格を持つ生物の触覚メカニズムを応用した．昆虫や甲殻類などの外骨格には，Fig. 3.6(a) 及び (b) に示す *campaniform sensillum*⁹⁾ と呼ばれる器官が備わっている．これは，触覚を得るための器官であり，外骨格とキャップの間にコンプライアントメカニズム¹³⁾ に類似したテコが組み込まれている．神経細胞はキャップに接続されておりキャップの変位が神経細胞に伝わる．外骨格が変形した際の *campaniform sensillum* の作用を示す模式図を Fig. 3.6(c) に示す．外骨格の横方向の変形はテコによりキャップを持ち上げる方向に作用する．神経細胞はキャップに接続されているため，神経細胞には引張の力が作用し触覚を得ることができる．外骨格生物にはこの *campaniform sensillum* が外骨格上に密に分布しているため，自身の外骨格にかかる力の大きさと位置を知覚することができる．本研究では *campaniform sensillum* を模倣した Fig. 3.7 に示す変位拡大機構を開発し，ロータの微小変形を感度よく測定することに成功した．

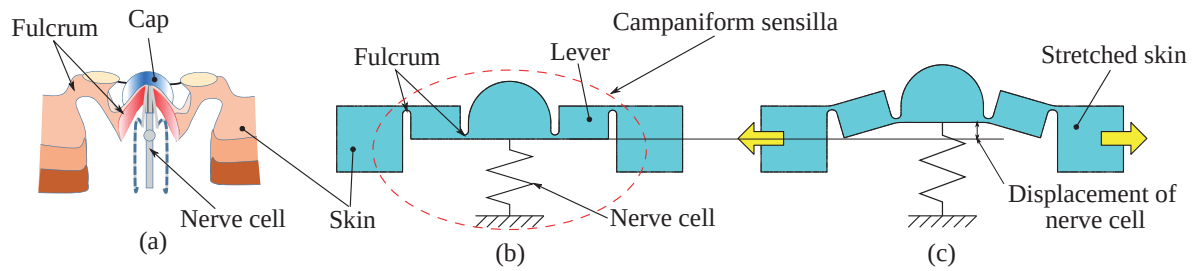


Fig. 3.6: Cross section of campaniform sensillum referred from Jensen and Howell, 2004 (a), mechanical element (b) and a schematic of deformed campaniform sensillum (c).

Fig. 3.7 に示す変位拡大機構にはコンプライアントメカニズムを利用した2段のテコを使用する。1 段目及び2 段目のテコの拡大率はそれぞれ約 2.5 倍と約 5 倍に設計されており、合計で約 12.5 倍の拡大率を持つ。変位拡大機構の材質は SUS304 であり、放電加工を用いて所定の形状に加工する。変形の検出は2 段目のテコの先と上側ブロックに貼り付けたひずみゲージ KSN-2-120-E3-11(共和電業) により行う。ロータに組み込まれた状態のセンサを Fig. 3.8 に示す。ひずみゲージは接着剤を用いて貼り付けられる。ロータに組み込む際には、センサ組み込み穴の所定の位置に変位拡大機構を挿入した後、センサ組み込み穴と変位拡大機構の上側ブロック及びベースブロックとをシアノアクリレート系の接着剤で固定する。なお、センサとロータの組み込み穴は隙間ばめとなっており、隙間は約 $20\mu\text{m}$ である。接着剤の粘弾性の影響によりセンサ出力にリラクゼーションや応答遅れが発生する懸念があるため、3.5.1 節にて確認する。

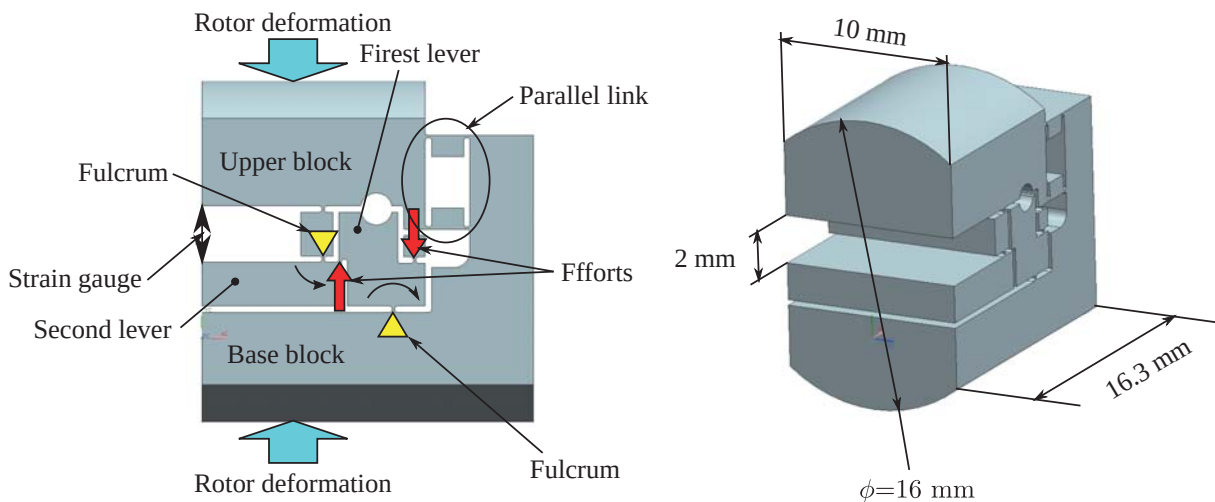


Fig. 3.7: Schematic of the displacement magnifier.

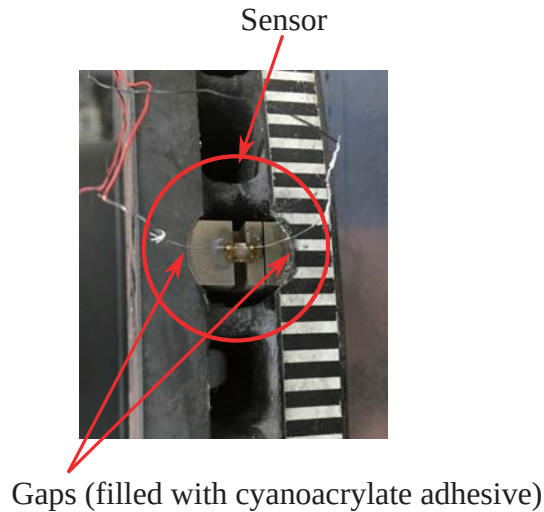


Fig. 3.8: Picture of the integrated sensor. The sensor is adhered to the rotor hole with cyanoacrylate adhesive.

変位拡大機構の拡大率を有限要素法にて確認した。Fig. 3.9 に、Fig. 3.7 中のベースブロックを拘束し上側ブロックに $1\text{ }\mu\text{m}$ の下向きの変位を与えた際の変位拡大機構の変形を示す。コンターは Fig. 3.9 中の上下方向の変位を示す。上側ブロックの変位は 2 段のテコにより拡大され、ひずみゲージ取付け部で約 $12\text{ }\mu\text{m}$ の変位に拡大された。すなわち、変位拡大機構によりロータの変形量を約 12 倍に拡大できることが確認できた。この変位拡大機構により、測定結果の S/N 比が約 20 dB 向上することが期待できる。



Fig. 3.9: Contour plot of the calculated displacement U2 of the displacement magnifier. Applied rotor deformation is $1\text{ }\mu\text{m}$ between the top face. Rotor deformation is magnified approximately 12 times at the left surface. Displayed displacement is magnified 100 times.

測定の際には Fig. 3.10 に示すように R 方向にセンサを j 個均等に配置する。なお、各センサには最内周から最外周に向けて 1 番～ j 番と順番に識別番号を付ける。各センサは Fig. 3.10 に示すロータのベンチレーション穴に挿入され、ロータの z 方向の微小変形を測定する。制動中のロータは Fig. 3.10 中の θ 方向に回転しているため、 j 個のセンサは各円周上をスキャンしながらロータの変形を測定することができる。従って、各センサの出力は θ 方向に n 個に離散化して測定される。

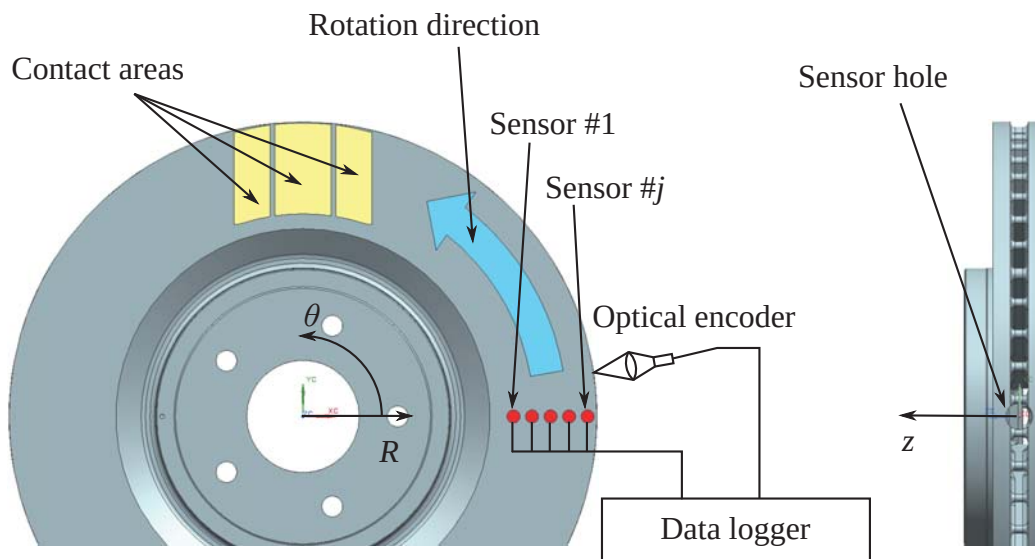


Fig. 3.10: Schematic of the sensor locations and contact areas.

ロータの z 方向の変形を測定するためにはセンサとベンチレーション穴の内面は確実に接触する必要があるが、ベンチレーション穴形状は通常は一様ではなく内面は鋳肌面のため平滑ではない。そのため、センサの形状に合わせてロータのベンチレーション穴を適宜加工し、センサとベンチレーション穴の断面形状を一致させる必要がある。一方で、ベンチレーション穴の加工に伴いブレーキパッド-ロータ間の接触面圧分布が変化する懸念があるためシミュレーションにて確認する。シミュレーションモデルの概観を Fig. 3.11 に示す。Fig. 3.11 中の上下 Plate に 1 MPa の圧力を与え、ベンチレーション穴の加工の有無に伴うブレーキパッド-ロータ間の接触面圧分布の変化を有限要素法にて確認する。ベンチレーション穴はセンサの形状に合わせて $\phi 16$ mm に拡大加工されている。ブレーキパッド-ロータ間の接触箇所境界条件には結合ばねを用いる。Table. 3.1 にシミュレーションに用いる各材料の物理特性を示す。なお、Table. 3.1 に示す Friction lining の各弾性定数の座標系は Fig. 3.11 に示す座標系と同一である。

Table 3.1: Physical properties of the calculation model shown in Fig. 3.11.

Part name	Material	Young's modulus	Poisson's modulus
Plate	Steel	200 GPa	0.3
Rotor	Cast iron	123 GPa	0.3
Friction lining	N/A	$\begin{bmatrix} E_x \\ E_z \\ G_{xz} \\ \nu_{xy} \\ \nu_{zx} \end{bmatrix} =$	$\begin{bmatrix} 12.8 \text{ GPa} \\ 1.27 \text{ GPa} \\ 1.46 \text{ GPa} \\ 0.3 \\ 0.3 \end{bmatrix}$

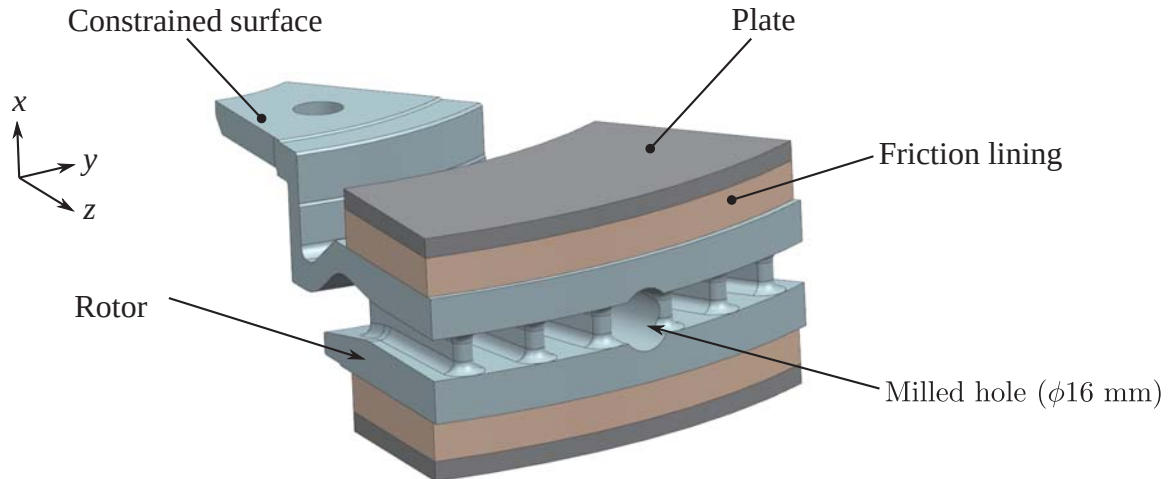


Fig. 3.11: Schematic of the calculation model to estimate the influence of the milled hole ($\phi 16$ mm) on contact pressure distribution. The calculation model consists of 395345 4-node tetrahedral elements and 94107 nodes. Spring boundary conditions are applied between friction linings and the rotor. Number of contact springs is 13616. A pressure of 1 MPa is applied to top surfaces of both Plates.

線形性解析による解析結果を Fig. 3.12(a) 及び (b) に示す。3.12(a) 及び (b) はそれぞれベンチレーション穴の加工前と加工後のロータの接触面圧分布を示す。3.12(a) 及び (b) の接触面圧分布には大きな差は見られない。Fig. 3.13 は、Fig. 3.12(a) 及び (b) 中の Center line 上の接触面圧分布の差異を百分率で示したものである。接触面圧分布の差異は最大で約1.5 %程度であり、センサを組み込むためのベンチレーション穴の加工に伴う接触面圧分布の変化は無視できる。

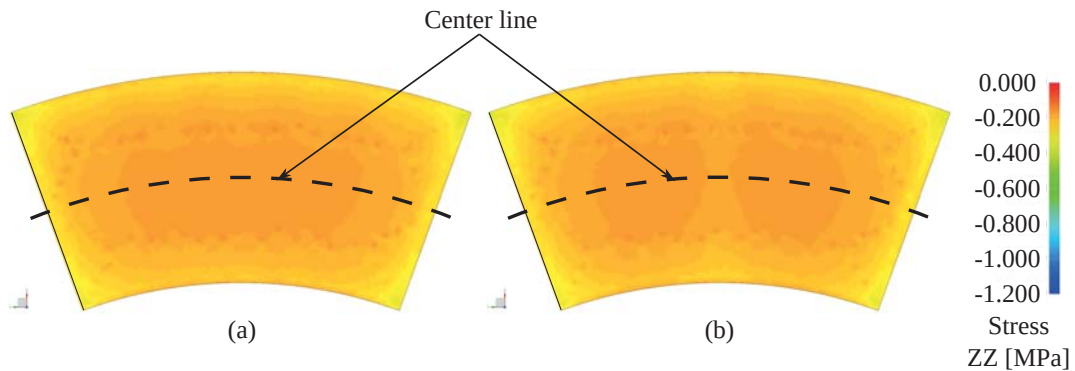


Fig. 3.12: Calculated contact pressure distributions applied on the not-milled (a) and milled (b) rotor.

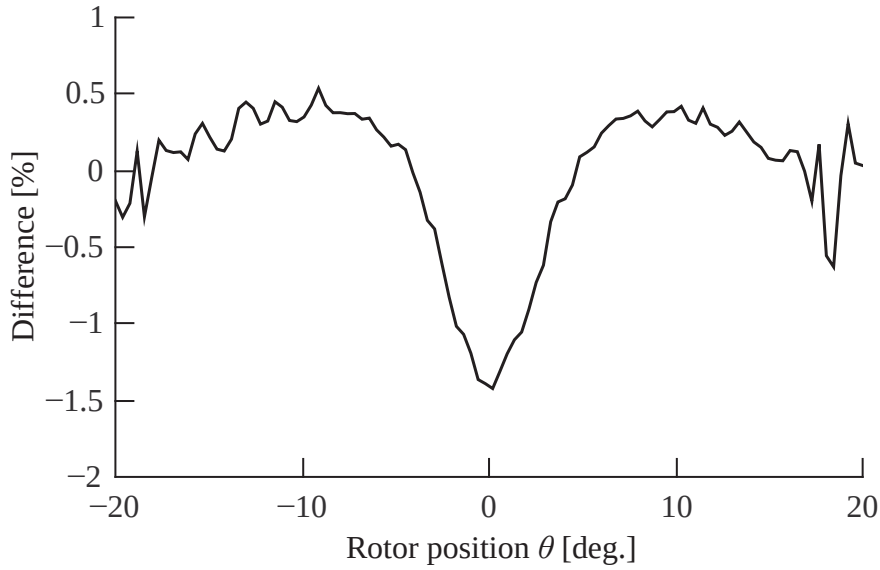


Fig. 3.13: Difference of contact pressure distribution between milled and not-milled rotor along the center line of the friction surface shown in Fig. 3.12(a) and (b). The maximum difference of contact pressure is approximately -1.5 %.

3.3.3 観測方程式の構築

想定されるロータの変形量は微小であるため弾性変形でモデル化が可能であり，接触面圧とロータ変形の関係は線形とみなすことができる．すなわち，任意の接触面圧分布に対するセンサの出力は，ロータ表面上の空間的なインパルス入力に対するセンサ応答の畳み込み積分で表すことができる．本研究では，センサのインパルス応答を以降は点荷重応答関数と呼ぶ．離散化された接触面圧分布を式 (3.1) に示す未知パラメータ $\mathbf{x}$ ，離散化されたロータの変形量を式 (3.2) に示す観測量ベクトル $\mathbf{y}$ ，観測行列を $\mathbf{H}$ とすると，観測方程式は式 (3.3) のようになる．なお，観測行列 $\mathbf{H}$ は点荷重応答関数を列ベクトルに持つ block Toeplitz with Toeplitz blocks(BTTB) 行列¹⁴⁾ となる．

$$\mathbf{y} = [y_1, \dots, y_n]^T \quad (3.2)$$

$$\mathbf{y} = \mathbf{H}\mathbf{x} \quad (3.3)$$

本研究では実験により点荷重応答関数を測定する．点荷重応答関数測定のためには，既知の接触面圧分布を持つ入力を既知のロータの位置に与える必要がある．そこで，Fig. 3.14 に示すブレーキパッドの R 方向接触位置を可変にできる点荷重発生装置を作成した．点荷重発生装置のブレーキパッドを Fig. 3.15 に示す．このブレーキパッドは接触領域が $2 \text{ mm} \times 10 \text{ mm}$ であり，接触面積は十分に小さいため接触面圧分布は一様であると仮定できる．ブレーキパッドの接触面圧はキャリパに組み込まれたピストン (直径 16 mm) にかかるブレーキ液圧から算出する．点荷重応答関数測定の際には，回転中のロータを点荷重発生装置で制動することで Fig. 3.5 に示した各領域に荷重を作用させる．

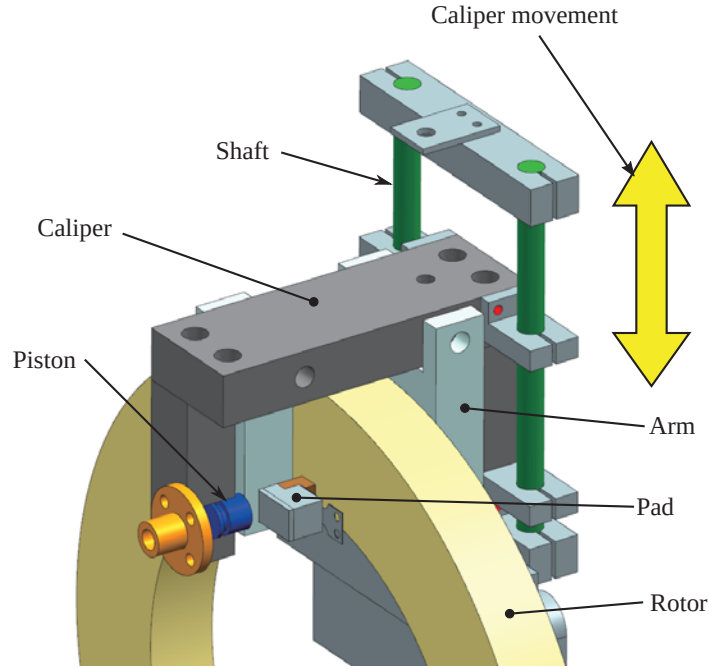


Fig. 3.14: Schematic of the point load generator to measure point load response functions. The caliper is movable along radial direction.

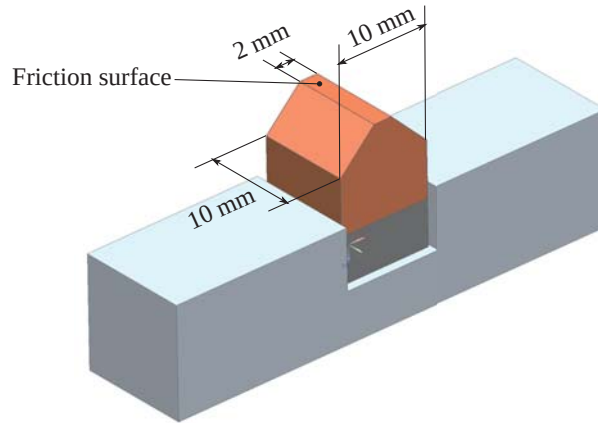


Fig. 3.15: Schematic of the pad for the point load generator. Contact pressure distribution of this pad is assumed to be homogeneous.

3.3.4 逆解析の適切化手法

先験情報により，式 (3.3) に示す観測行列 $\mathbf{H}$ の条件数は大きいため， $(\mathbf{H}^T \mathbf{H})^{-1}$ の計算誤差が大きくなることが推測される．すなわち，単純に $\mathbf{x} = (\mathbf{H}^T \mathbf{H})^{-1} \mathbf{y}$ から未知パラメータ $\mathbf{x}$ を計算する際には， $\mathbf{x}$ に大きなノイズ成分が含まれることが推測される．これは逆解析における悪条件 (解の安定性に欠ける) と呼ばれるものである．本研究では悪条件克服のため Tikhonov の正則化を用いて解の安定化を図る．Tikhonov 汎関数を式 (3.4) のように設定することで式 (3.5) に示す Tikhonov 汎関数の最小解を得ることができる． α は正則化パラメータを示し， $\mathbf{I}$ は単位行列を示す．正則化パラメータ α の値は L-curve 法¹⁵⁾ の結果を参考に決定する．

$$J = \|Hx - y\|_2 + \alpha\|x\|_2 \quad (3.4)$$

$$\hat{J} = \arg \min_{\hat{x}} J(\hat{x}) = (H^T H + \alpha I)^{-1} H^T y \quad (3.5)$$

なお、摩擦熱に伴うロータの温度変化によりセンサ感度が変わることを想定し、同定された $\hat{x}$ には式 (3.6) に示すように温度補正係数 c_t を掛けてセンサ感度変化を補正した同定結果 $\hat{x}_c$ を得る。ロータの変形は微小であるため、温度変化に伴う材料のヤング率やひずみゲージの感度が変わっても接触面圧とセンサ出力の線形性は維持されると判断する。温度補正係数 c_t は、式 (3.7) に示す式により求める。 P はブレーキ液圧、 A_p はピストン面積であり、 a_i は離散化された i 番目の領域の面積、 $\hat{x}_i$ は同定された接触面圧の i 番目の要素を示す。

$$\hat{x}_c = c_t \hat{x} \quad (3.6)$$

$$c_t = \frac{PA_p}{\sum_{i=1}^m a_i \hat{x}_i} \quad (3.7)$$

3.4 シミュレーションによる同定手法の検証

本章では、有限要素解析を援用した接触面圧分布の同定シミュレーションを行い、提案手法の実現可能性を検証する。3.4.1 節では検証手法の概要について述べる。3.4.2 節では有限要素法を用いた模擬測定を行う。3.4.3 節では模擬測定結果を元に接触面圧分布の同定を行い、提案手法の有効性を検証する。

3.4.1 検証手法の概要

Fig. 3.16 に同定シミュレーションに使用した有限要素モデルを示す。有限要素モデルは 257247 節点、142568 要素の 4 面体 2 次要素で構成されており、材料特性はヤング率 120 GPa 及びポアソン比 0.3 である。圧力分布を同定する領域は R 方向に 11.2mm ステップで 5 領域、 θ 方向に約 1.4 度ステップで 71 領域設定し、未知パラメータの総数は $m=355$ 個となる。センサの数は 5 個とし、1.4 度ごとに θ 方向に 71 箇所でのロータ変形の離散化を行う。観測量ベクトルの成分数は $n=355$ 個となる。各センサの識別番号は最内周を 1 番、最外周を 5 番とする。拘束条件は、車両への取り付け面とホイールとの接触面の完全拘束である。各領域に単位圧力を作用させた際のロータの変形を線形性解析にて計算し、測定の際のノイズを模擬した一様乱数を加え点荷重応答関数とする。Fig. 3.17 に示す既知の接触面圧分布を作用させ、同様にロータの変形を線形性解析にて計算し一様乱数を加えて模擬測定データとする。点荷重応答関数と模擬測定データから観測方程式を構築し接触面圧分布を同定する。同定された接触面圧分布と既知の接触面圧分布の誤差を調査し提案手法の実現可能性を検証する。

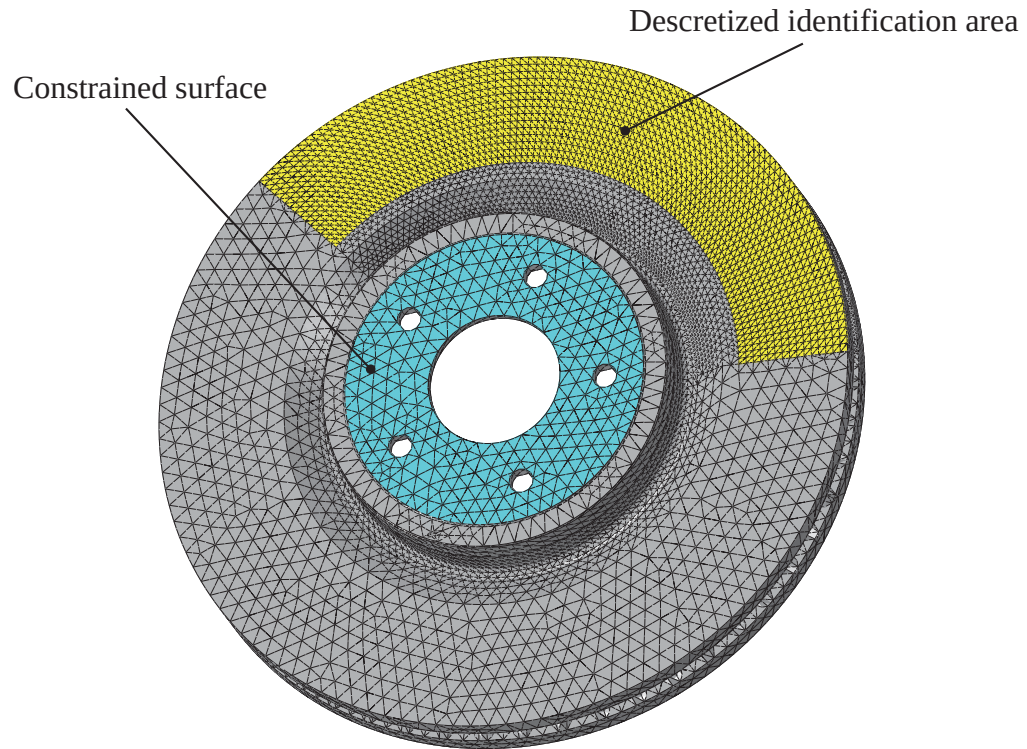


Fig. 3.16: Schematic of the rotor model for simulated measurement. This model consists of 142568 10-node tetrahedral elements and 257247 nodes.

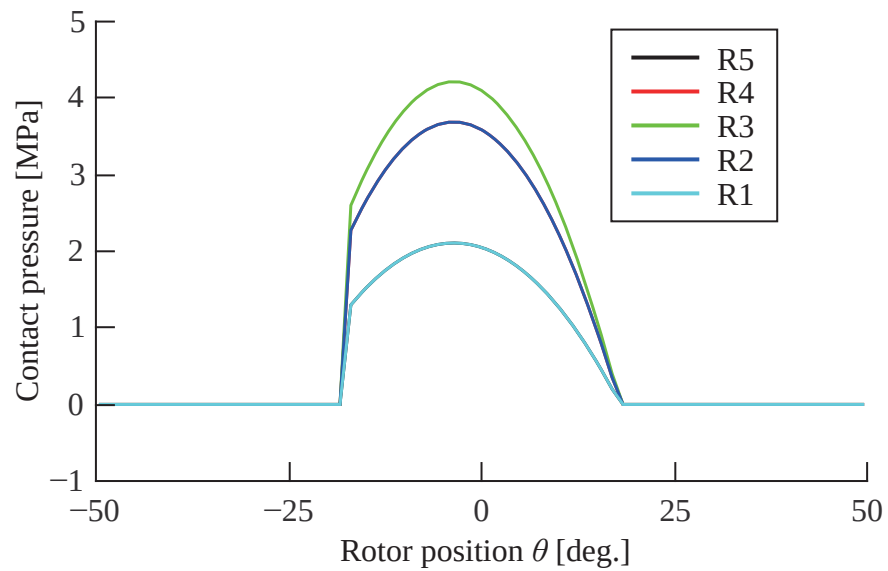


Fig. 3.17: Exact contact pressure distributions for the numerical experiment.

3.4.2 模擬測定結果

R 方向位置 R3 に点荷重を作用した際の各センサの点荷重応答関数を Fig. 3.18 に示す。実機測定は未実施でありノイズレベルが未知であるため、有限要素法にて発生しうる誤差を参考にして点荷重応答関数の最大値の2%を一様乱数の範囲に決定した。Fig. 3.17 に示す既知の接触面圧分布を作用させた際の各センサ出力の模擬測定データを Fig. 3.19 に示す。Fig. 3.18 と Fig. 3.19 は1～5番のセンサで測定したロータの変形量を角度ごとにプロットしたものである。どちらの測定結果も実際の接触面圧分布に対してぼやけた分布となることがわかる。これは Fig. 3.18 の点荷重応答関数が示すように、ロータの剛性が高いことによりセンサ直上以外の場所にかかる接触面圧もセンサに伝達されるためである、すなわち、センサ出力は接触面圧の重みが付いた点荷重応答関数の畳み込み積分となるため、接触面圧分布よりぼやけた波形となる。

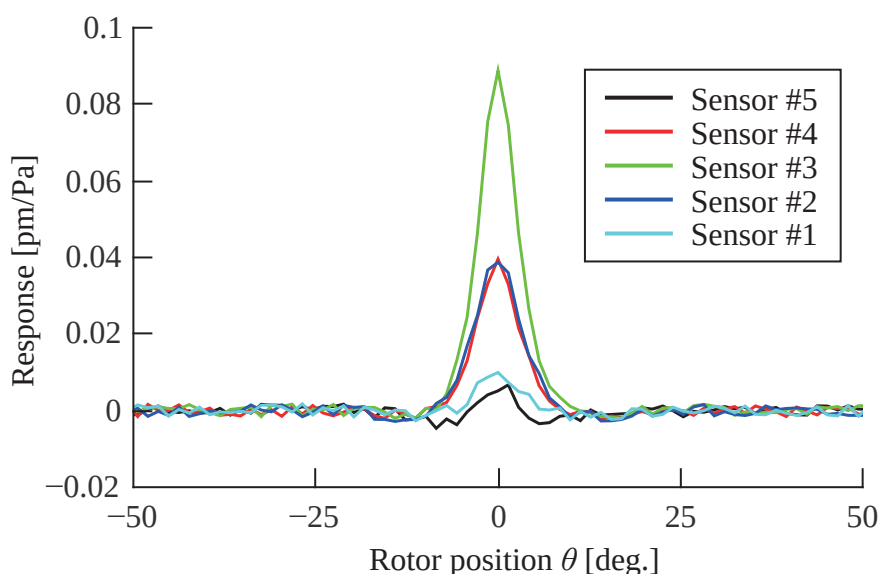


Fig. 3.18: Simulated point load response functions. Point load is applied at R3.

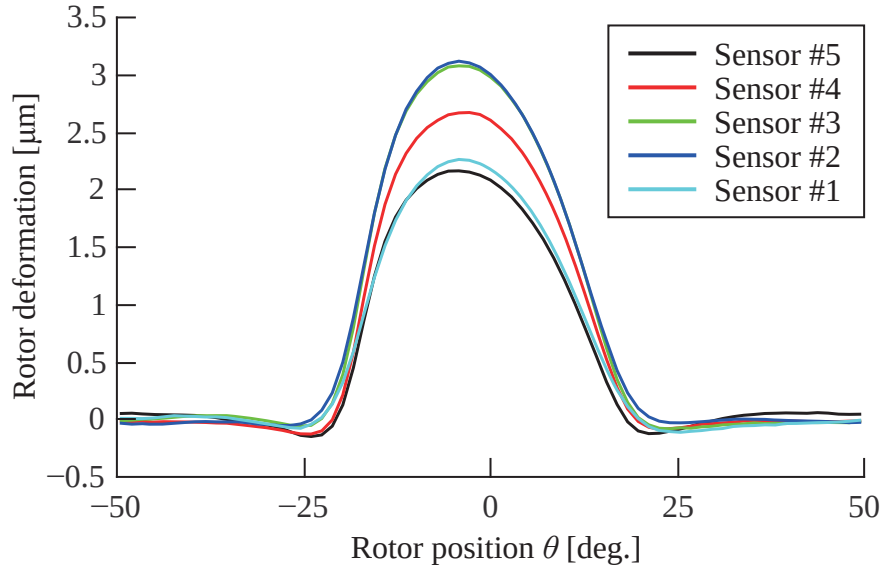


Fig. 3.19: Simulated measurement result of distributed contact pressure.

3.4.3 同定手法の検証結果

各 R 方向位置における接触面圧分布の正解値と同定結果を Fig. 3.20～3.24 に示す．接触面圧分布の同定結果と正解値の誤差は約 5 % 程度であり，提案手法の実現可能性を確認することができた．正則化パラメータは Fig. 3.25 に示す L-curve 法の結果を参考に $\alpha=10$ に決定した．Fig. 3.25 は正則化パラメータ α を様々に変えた際の，式 (3.4) に示す解のノルム $\|\mathbf{x}\|_2$ と残差ノルム $\|\mathbf{H}\mathbf{x} - \mathbf{y}\|_2$ をプロットしたものであり，その形状から L-curve と呼ばれる．通常は L-curve の変曲点付近の α が適切な値であるとされる．Fig. 3.26 に正則化パラメータ $\alpha=1, 10$ 及び 100 に設定した際の R3 上の接触面圧分布の同定結果を示す．Fig. 3.26 に示す $\alpha=1$ では同定結果にノイズが発生しており $\alpha=100$ では同定結果と正解値との誤差が大きいため，この問題に関しては $\alpha=10$ が適切な正則化パラメータであると考えられる．

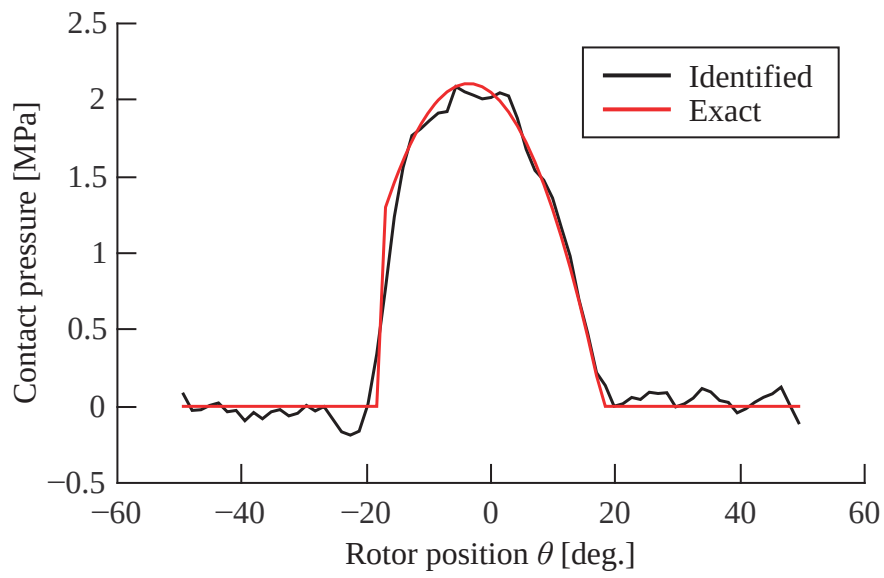


Fig. 3.20: Identified contact pressure distribution at R1.

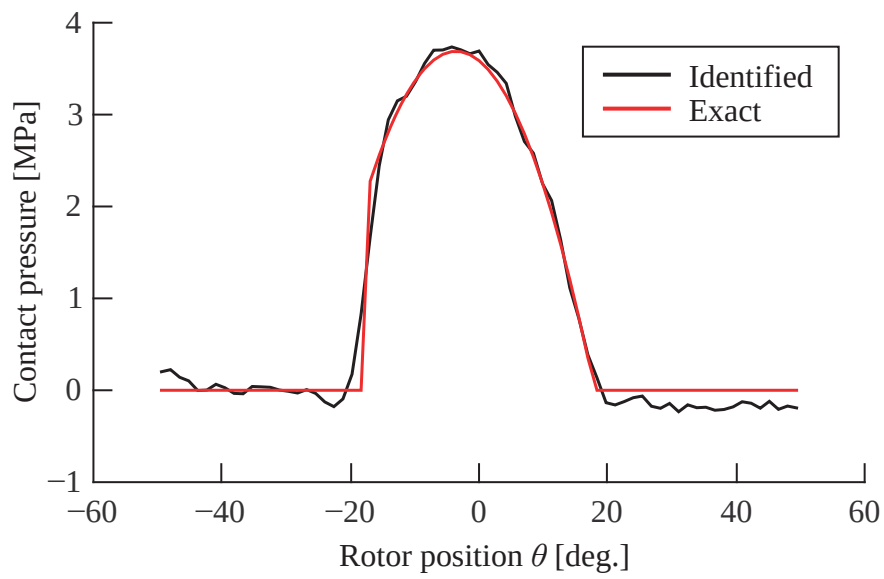


Fig. 3.21: Identified contact pressure distribution at R2.

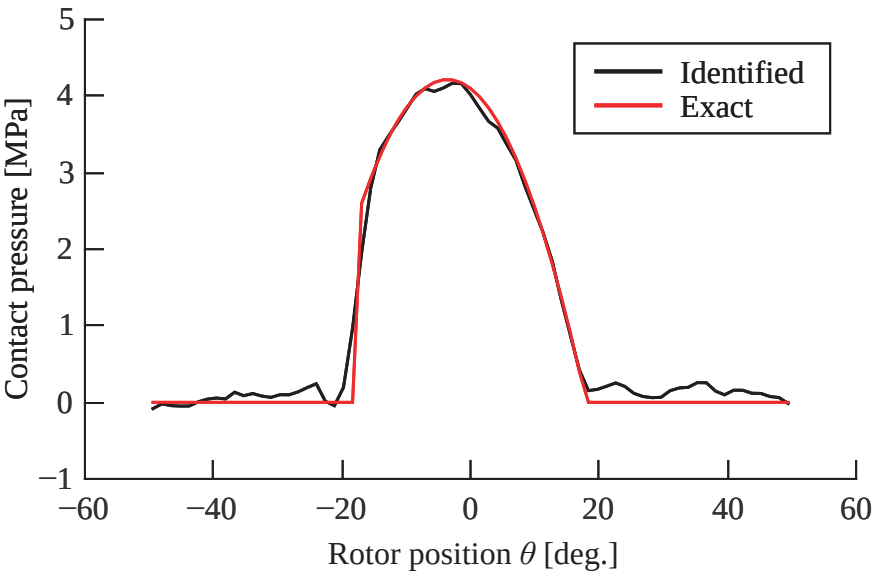


Fig. 3.22: Identified contact pressure distribution at R3.

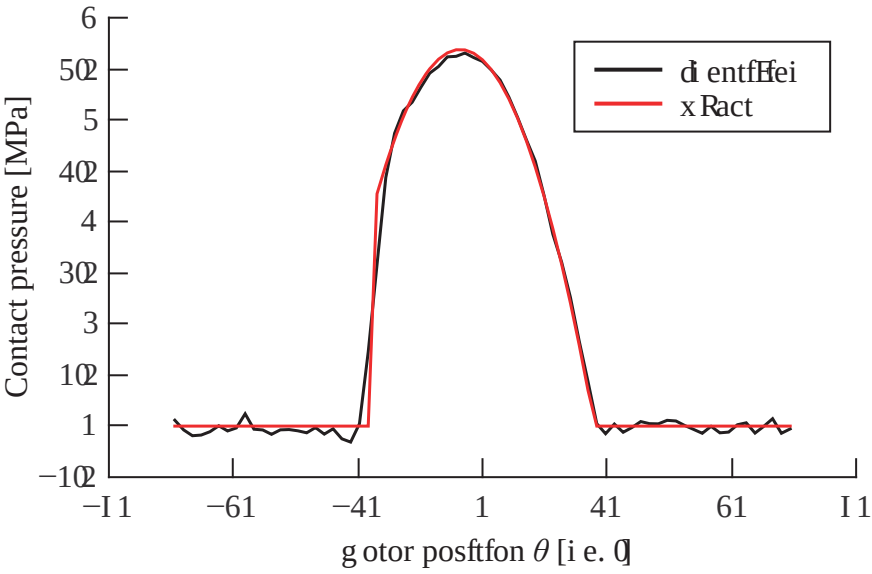


Fig. 3.23: Identified contact pressure distribution at R4.

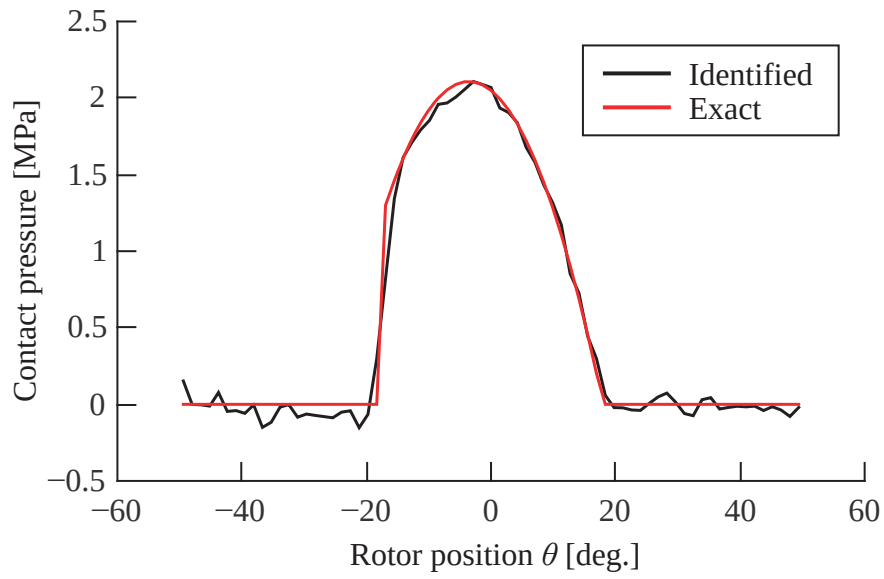


Fig. 3.24: Identified contact pressure distribution at R5.

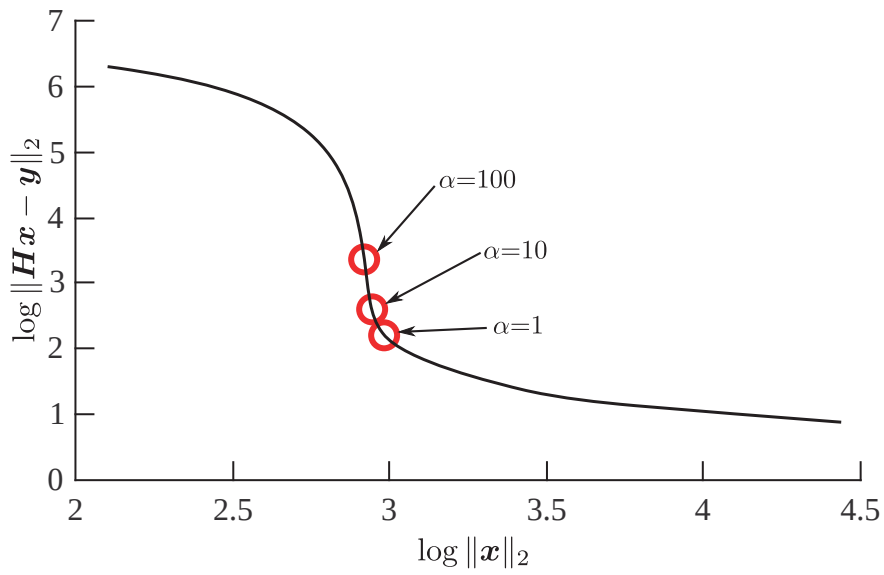


Fig. 3.25: Result of L-curve method. Red circles are several regularization parameters.

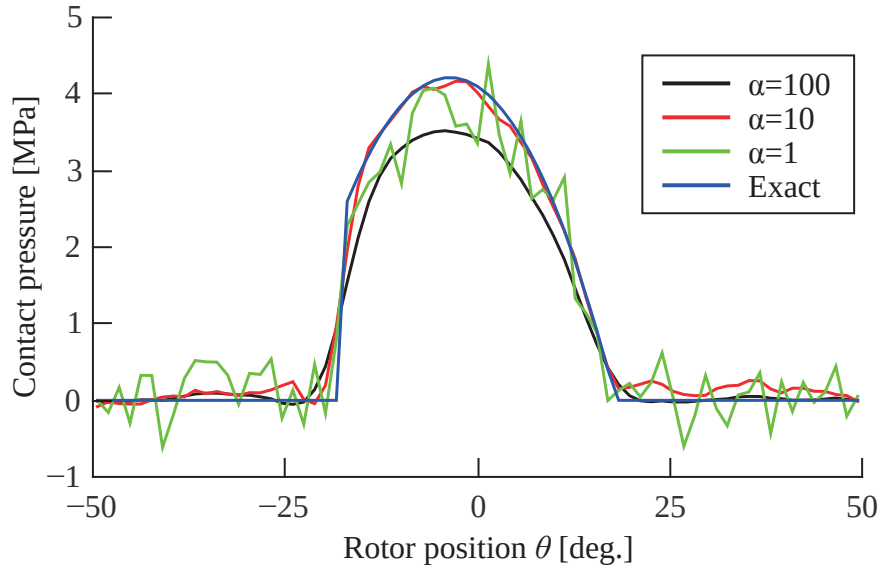


Fig. 3.26: Identified contact pressure distribution with several regularization parameters at R3.

3.5 提案手法の実証実験

本章では実機の制動中の接触面圧分布を同定し、提案手法の有効性を実証する。3.5.1 節ではロータの微小変形を測定する。3.5.2 節ではいくつかのブレーキパッドの接触面圧分布を同定し、提案手法の有効性を実証する。

3.5.1 ロータ微小変形の測定

点荷重応答測定の実験装置の概観を Fig. 3.27 に示す。圧力分布を同定する領域は R 方向に 11.2 mm の幅で 5 領域、 θ 方向に約 1.4 度の幅で 51 領域設定し、未知パラメータの総数は $m=255$ 個である。ロータには内周から外周まで 5 個均等にセンサが組み込まれている。センサ出力は θ 方向に 51 箇所を離散化を行い、観測量ベクトルの成分数 $n=255$ 個となる。未知パラメータ及び観測量ベクトルの θ 方向の離散化密度は同一である。ロータ側面に縞模様のパターンを貼り付け、光センサから得られるパルスを用いて 1 周を 255 分割に離散化する。Fig. 3.28 に接触面圧分布を同定するブレーキパッドを示す。Fig. 3.28 中の #1 のブレーキパッドは Fig. 3.15 に示したものと同一であり、点荷重を作用させるために使用する。Fig. 3.28 中の #2 のブレーキパッドには接触面に四角穴の加工が施されている。この四角穴の部分は接触面圧が 0 となるため、同定結果の妥当性を検証する上で重要な判断基準となる。Fig. 3.28 中の #3 のブレーキパッドは市販車両に装着されているものである。Fig. 3.28 中の #1 のブレーキパッドは Fig. 3.14 に示すキャリパを用いてブレーキ液圧 2 MPa と 3 MPa で測定する。Fig. 3.28 中の #2 及び #3 のブレーキパッドは Fig. 3.1 に示すキャリパを用いてブレーキ液圧 2 MPa で測定する。いずれの測定においても測定時のロータ回転数は約 5 rpm、ロータ温度はほぼ室温である。

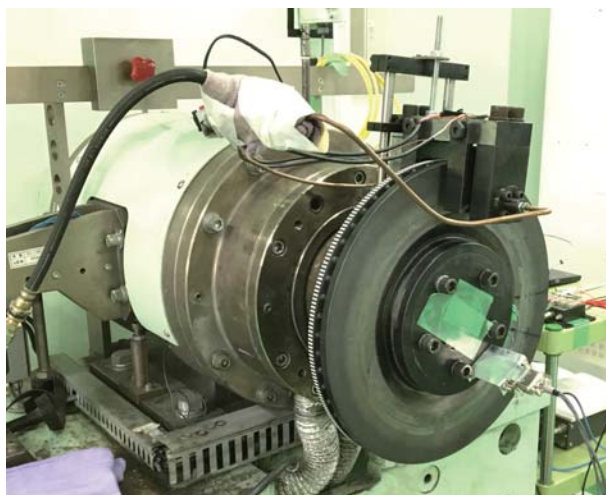


Fig. 3.27: Measurement settings of the point load response functions.



Fig. 3.28: Pictures of measured pads.

R 方向位置 $R3$ に液压 2 MPa で点荷重を作用した際の各センサの点荷重応答関数を Fig. 3.29 に示す．今回開発したセンサの測定感度は十分高く， S/N 比の良い測定結果を得ることができた．Fig. 3.30 及び Fig. 3.31 にそれぞれ Fig. 3.28 中の #2 及び #3 のブレーキパッドで制動した際の各センサ出力の測定結果を示す．なお，今回の測定では Fig. 3.32 に示すように摩擦熱に伴うセンサ出力の温度ドリフトが確認された．ブレーキキャリパの反対側の接触面圧が 0 であることは明らかであるため，各回転ごとのブレーキキャリパの反対側の位置におけるセンサ出力を用いて直線補間によりベースラインの傾きを補正している．

また，4 章にて述べた模擬測定及び本実証実験の妥当性を検証するため，点荷重応答関数の計算値と実測値の比較及びセンサ出力の直線性の評価を行った．Fig. 3.33 に正規化された点荷重応答関数の計算値と実測値を示す．点荷重応答関数の計算値及び実測値はそれぞれ良く一致しており，3.4 章にて述べた模擬測定は実機を良く再現していることが確認できた．また測定データのノイズレベルは Fig. 3.18 に示す数値実験の誤差よりも小さいことが確認できた．測定データのノイズレベルは点荷重応答関数の最大値の約 1% 程度であると考えられる．Fig. 3.34 に荷重に対するセンサ出力の直線性を調査した結果を示す．直線性誤差の平均値及び標準偏差はフルスケールに対してそれぞれ約 -0.06% 及び約 0.09% となった．加えて接着剤の粘弾性がセンサ出力に与える影響を調査した．Fig. 3.35 に万力にてパルス荷重を与えた際の室温でのセンサ出力を示す．Fig. 3.35 のセンサ出力からは接着剤の粘弾性によるリラクゼーションや応答遅れは確認されなかったため，室温における接着剤の粘弾性の影響は無視できると判断する．以上の結果から実機の測定結果は妥当であり，3.4 節にて述べた模擬測定との相関性も高いことが確認できた．

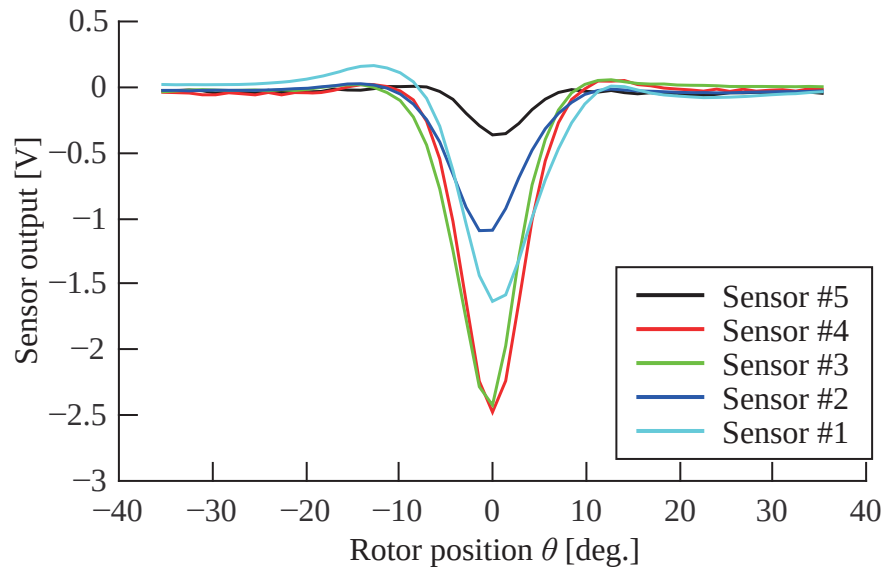


Fig. 3.29: Measured point load response functions. Point load is applied at R3.

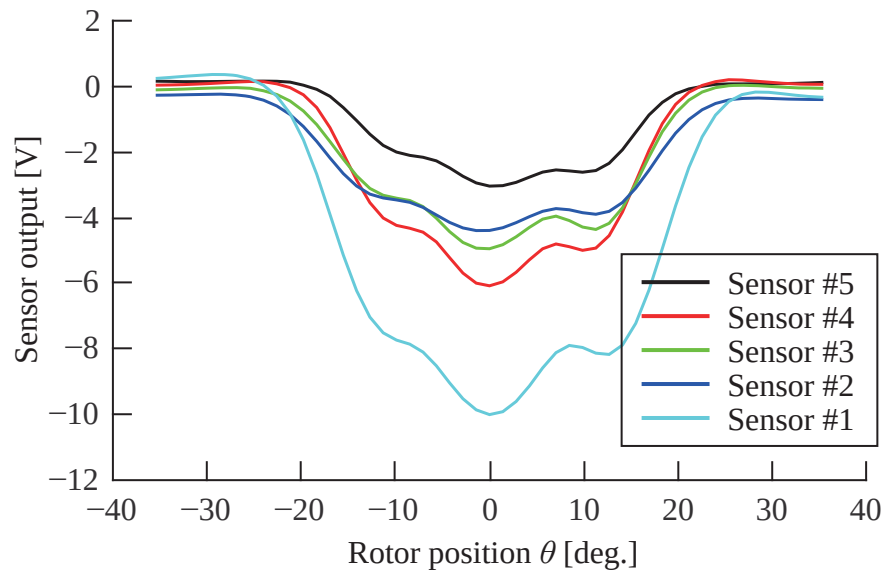


Fig. 3.30: Measured sensor output of Pad #2.

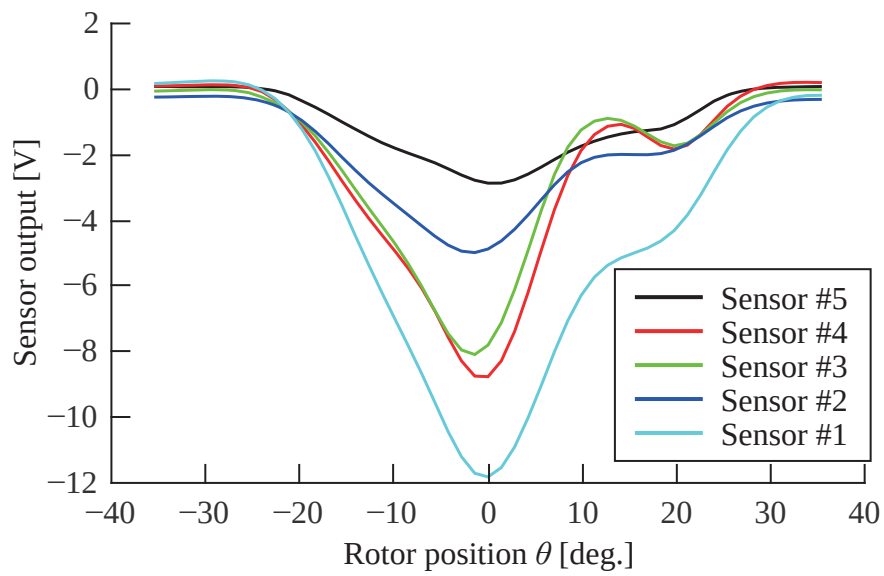


Fig. 3.31: Measured sensor output of Pad #3.

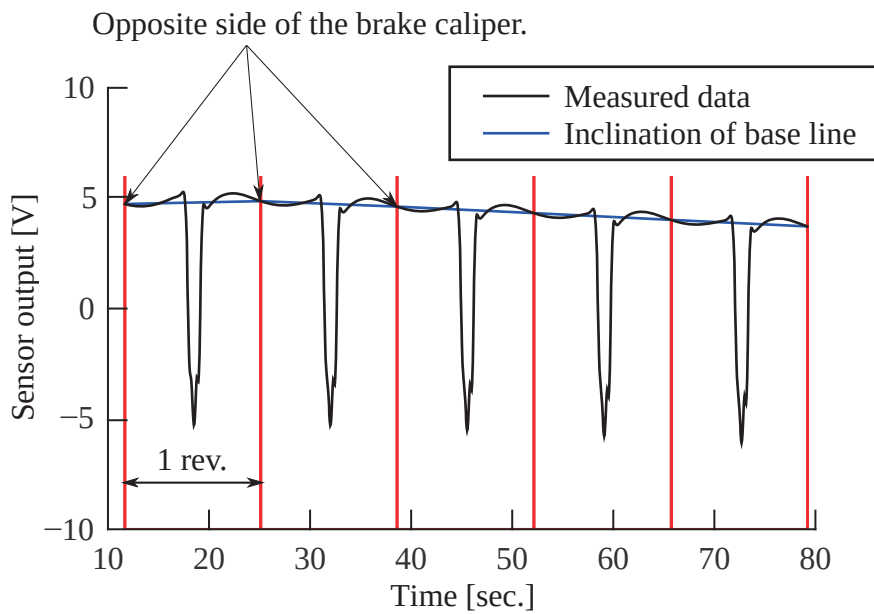


Fig. 3.32: Measured drift of sensor output caused by frictional heat. Contact pressure on opposite side of the brake caliper is zero. Drift will be corrected with the inclination of base line.

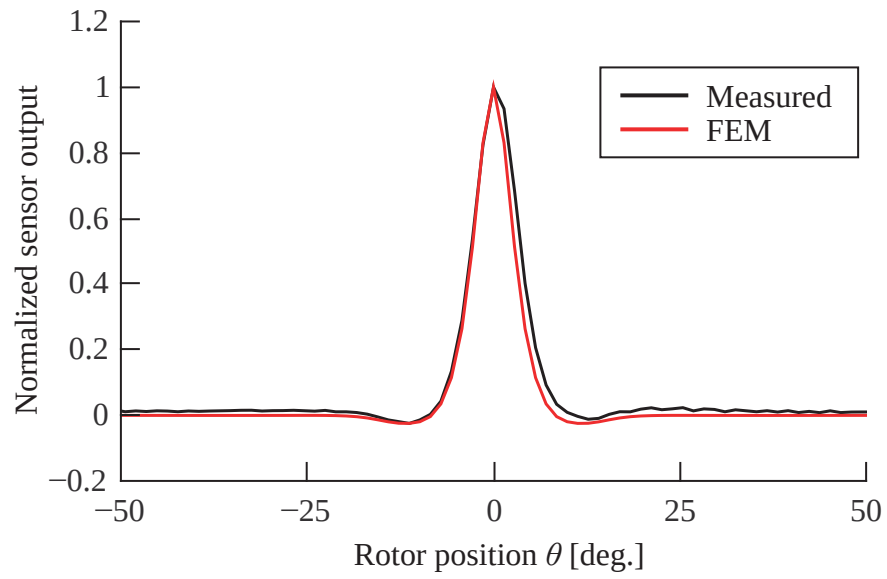


Fig. 3.33: Comparison of calculated and measured point load response functions. Each sensor output is normalized.

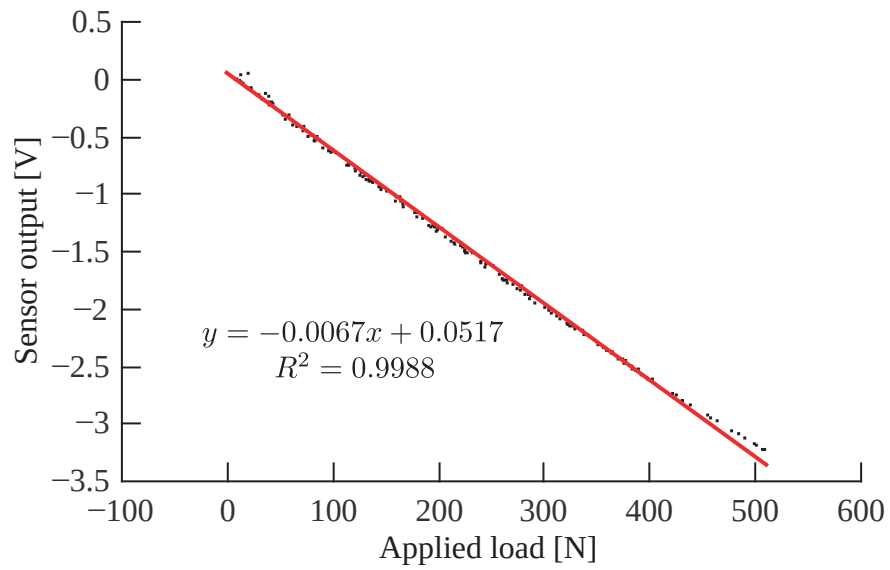


Fig. 3.34: Linearity of the sensor output vs applied load. Average linearity error is approximately -0.06 % of full scale.

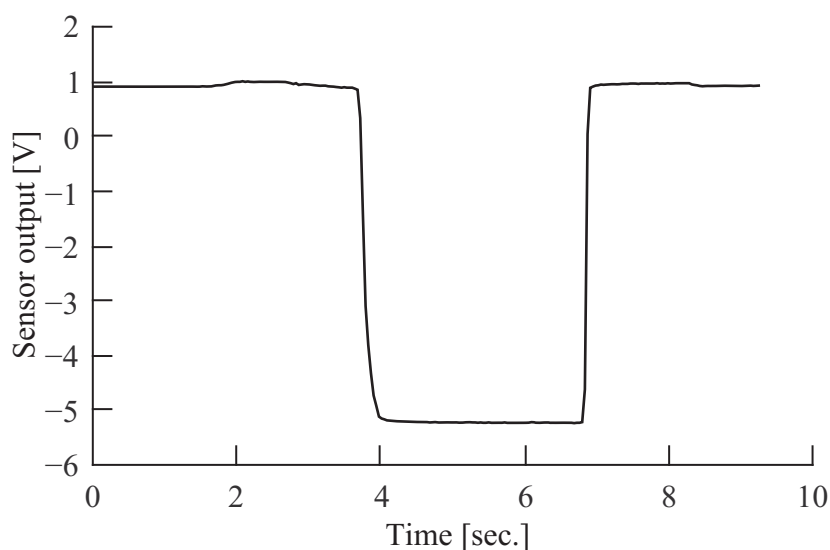


Fig. 3.35: Pulse response of the integrated sensor at room temperature. Pulse force is applied with a vice. There is no sign of viscoelasticity of the adhesive.

3.5.2 同定結果

Fig. 3.28 中の#1 のブレーキパッドの接触面圧分布同定結果を Fig. 3.36 と Fig. 3.37 に示す。荷重位置は R 方向位置 R3 である。Fig. 3.38 に示す L-curve 法の結果に基づき正則化パラメータを $\alpha = 0.001$ に決定した。Fig. 3.36 及び Fig. 3.37 の測定の際のブレーキ液圧はそれぞれ 2 MPa と 3 MPa, 接触荷重はそれぞれ約 400 N と約 600 N である。Fig. 3.28 中の#1 のブレーキパッドの接触面積は Fig. 3.15 に示すように 20 mm^2 であるため、ブレーキ液圧が 2 MPa 及び 3 MPa の際に想定される接触面圧はそれぞれ約 20 MPa 及び約 30 MPa となる。Fig. 3.36 及び Fig. 3.37 の結果ではそれぞれ約 20 % の同定誤差が発生していることが確認できる。これは、Fig. 3.28 中の#1 のブレーキパッドの接触面圧分布は空間的にインパルス状であり、正則化によって同定結果の高周波成分が減少したためと推定される。接触面圧の同定誤差分は左右の領域に割り振られる。Fig. 3.36 及び Fig. 3.37 の接触荷重の積算値はそれぞれ約 400 N 及び約 580 N と実際の接触荷重に良く一致するため、同定結果の高周波成分が減少したために誤差が発生したことがわかる。同定精度向上のためには、ブレーキパッドの接触面形状を先験情報として逆解析に取り入れることが有効である。Fig. 3.28 中の#1 のブレーキパッドは単一の離散化した領域にのみ接触していることは既知であり、先験情報を逆解析に取り入れた場合には同定する領域は 1 つになる。すなわち、逆解析は 1 自由度の方程式を解くことになる。Fig. 3.34 に示すように荷重とセンサ出力はほぼ線形であるため同定精度の向上が期待できる。

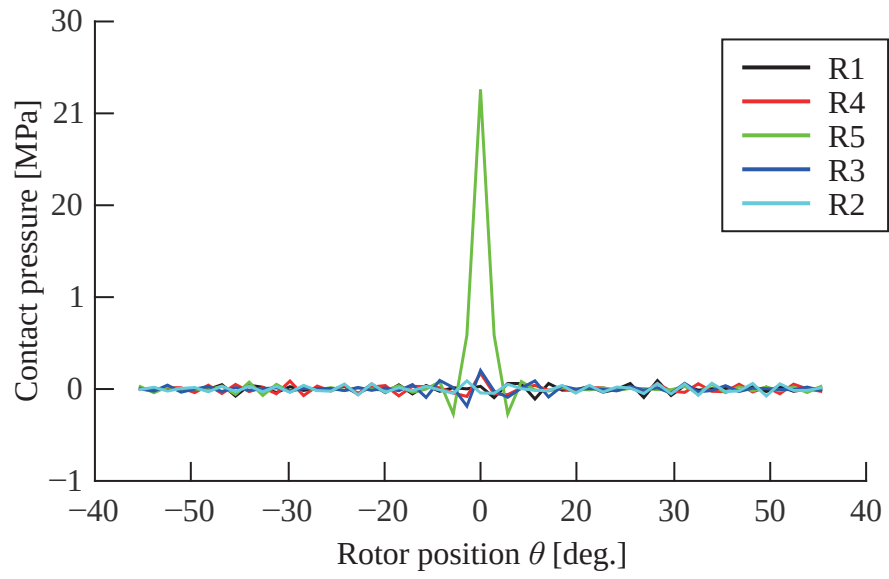


Fig. 3.36: Identified contact pressure distributions on Pad #1 under 2 MPa applied fluid pressure.

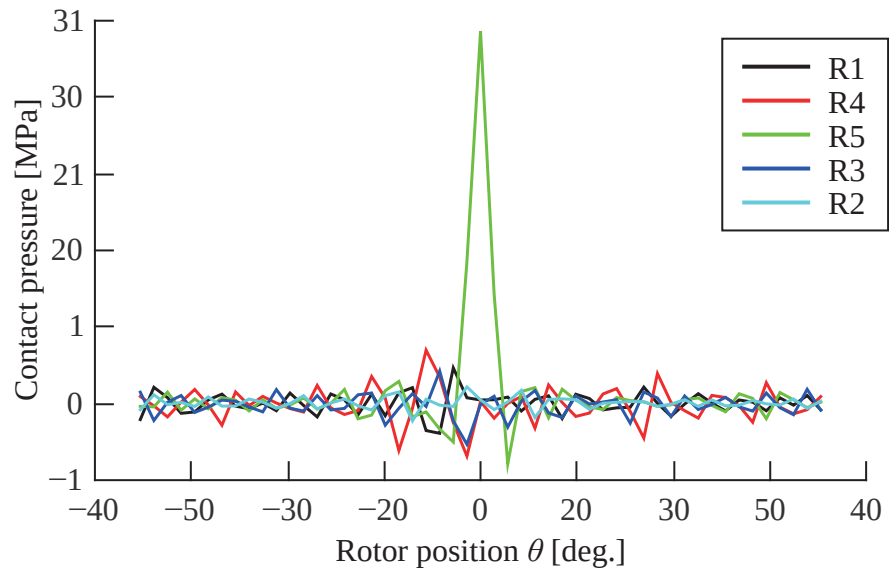


Fig. 3.37: Identified contact pressure distributions on Pad #1 under 3 MPa applied fluid pressure.

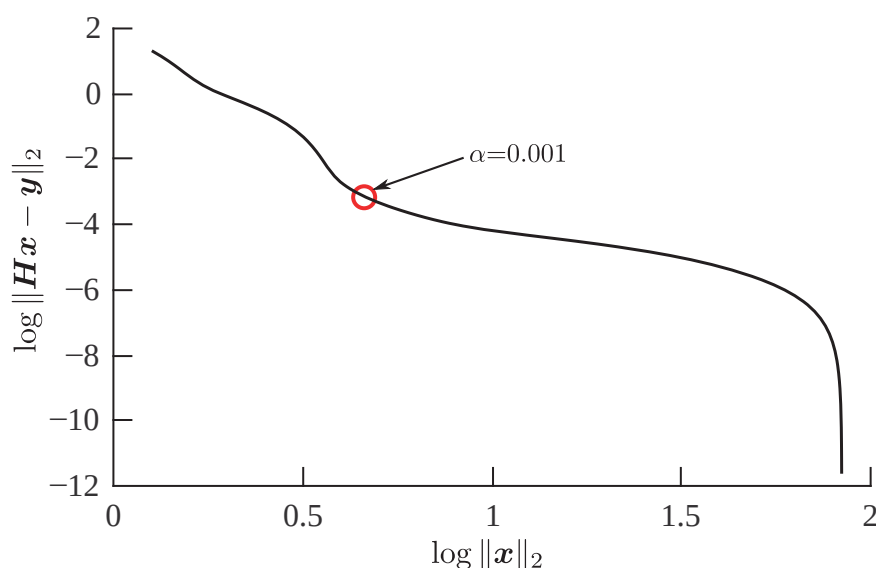


Fig. 3.38: Result of L-curve method. Red circles is determined regularization parameters.

Fig. 3.28 中の#2 のブレーキパッドの測定結果にて計算した L-curve 法の結果を Fig. 3.39 に示す。L-curve 法により推測される最適な正則化パラメータは曲率最大点にあたる $\alpha=0.1$ であるが、 $\alpha=0.1$ にて同定した結果にはノイズが多く発生した。L-curve 法においては測定誤差の影響は考慮されないため、discrepancy principle¹⁶⁾ に基づき正則化パラメータを決定する。Discrepancy principle は、残差 ($\|Hx - y\|$) は測定誤差より小さくならないことに着目している。Fig. 3.40 に discrepancy principle の結果を示す。測定誤差は Fig. 3.33 に示す測定結果から測定値の最大値の 0.1 % 程度であり、この時の適切な正則化パラメータは $\alpha=100$ となる。Fig. 3.28 中の#2 及び#3 のブレーキパッドの接触面圧分布同定結果をそれぞれ Fig. 3.41 と Fig. 3.42 に示す。この時のブレーキ液圧は 2 MPa であり、ブレーキパッドの接触荷重は約 5700 N である。同定結果から逆算したブレーキパッドの接触荷重はどちらも約 5700 N となり、ブレーキ液圧から算出した接触荷重と良く一致した。

ここで、Fig. 3.41 の同定結果から接触面の中央付近の接触面圧が突出して高くなっており、接触面の中央部分が盛り上がった形状であることが推測される。そこで、Fig. 3.41 と Fig. 3.41 の接触面圧分布をコンター図で可視化し、それぞれのブレーキパッド接触面の表面形状と比較して同定結果の妥当性を確認する。ブレーキパッド接触面の表面形状は、非接触三次元輪郭形状測定機 ACCRETECH®PS-200(東京精密) を用いて測定する。

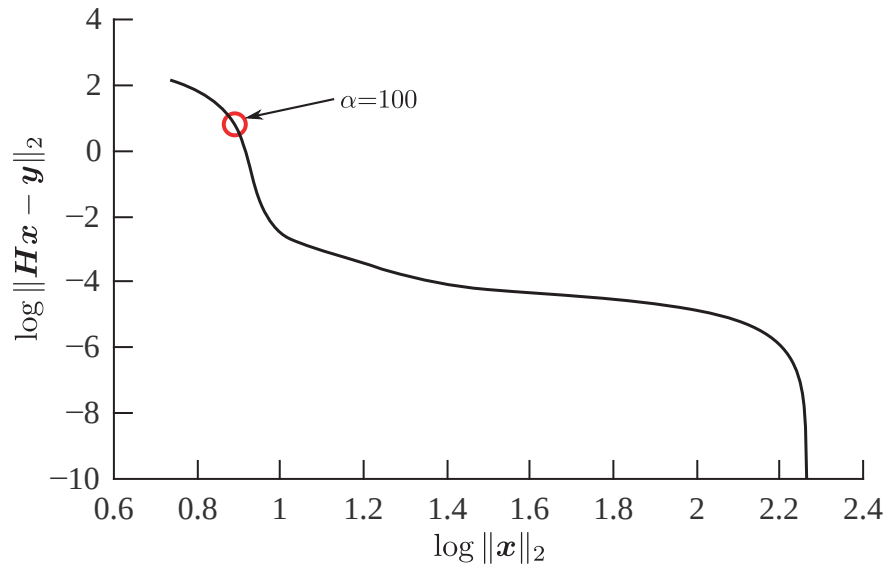


Fig. 3.39: Result of L-curve method. Red circles is determined regularization parameters.

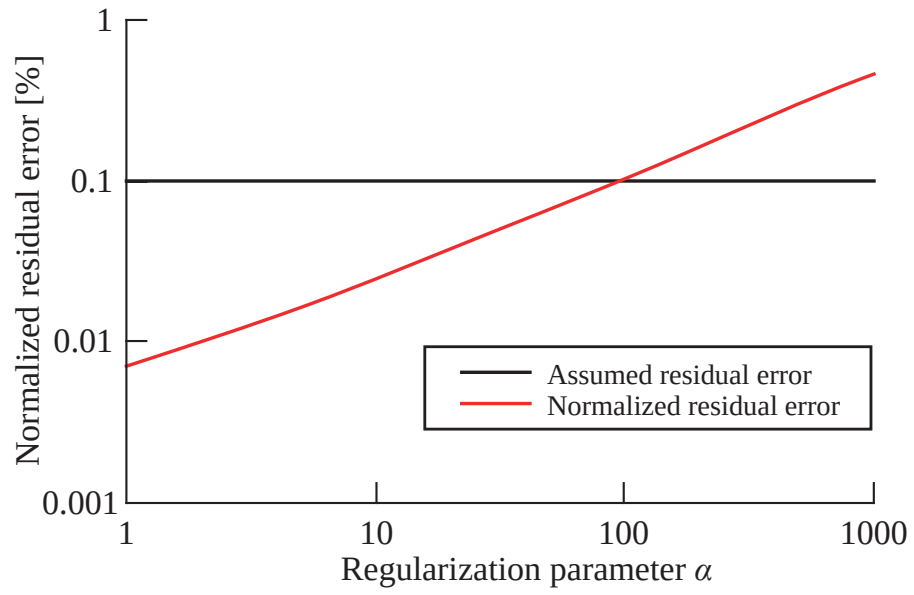


Fig. 3.40: Comparison of residual and measurement errors of measured #3 pad result.

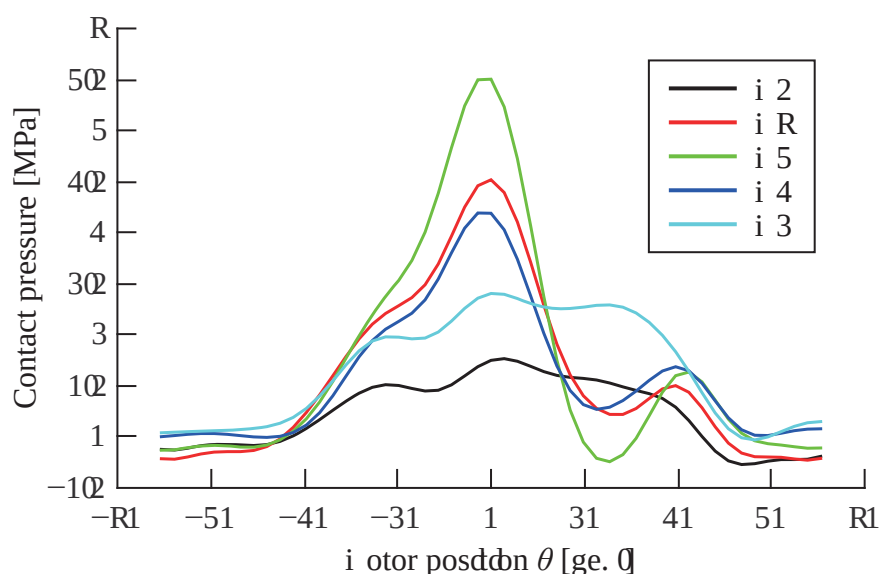


Fig. 3.41: Identified contact pressure distributions on Pad #2 under 2 MPa applied fluid pressure.

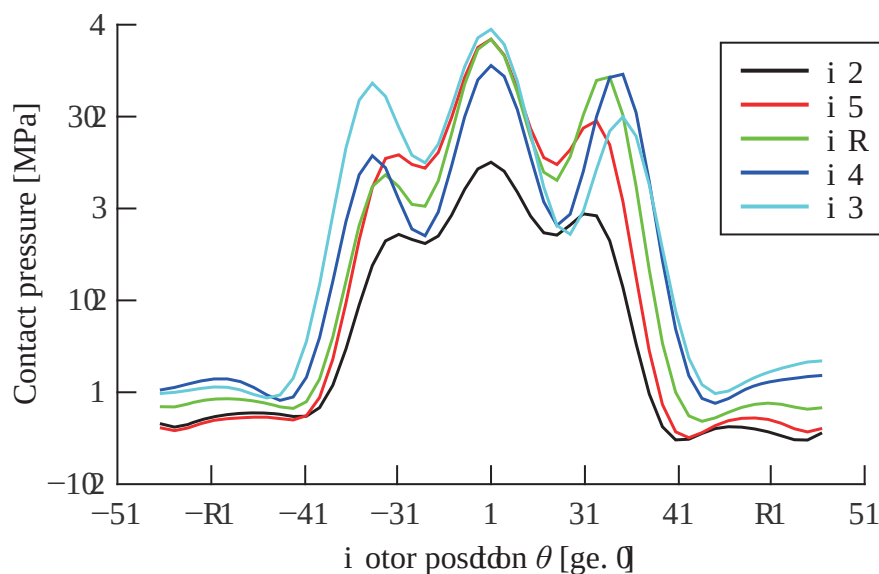


Fig. 3.42: Identified contact pressure distributions on Pad #3 under 2 MPa applied fluid pressure.

Fig. 3.43 及び Fig. 3.45 にそれぞれ Fig. 3.41 と Fig. 3.42 の同定結果のコンター図を示す。Fig. 3.44 及び Fig. 3.46 にそれぞれ Fig. 3.28 中の#2 及び#3 のブレーキパッド接触面の表面形状をコンター図で示す。Fig. 3.43 及び Fig. 3.44 から、Fig. 3.28 中の#2 のブレーキパッド接触面の中央部は突出しており、それに伴って接触面圧も高くなっていることが確認できる。また、Fig. 3.43 から加工穴を確認することができる。加えて、Fig. 3.45 及び Fig. 3.46 から Fig. 3.28 中の#3 のブレーキパッド接触面の表面形状と接触面圧分布との間に相関があることが確認できる。Fig. 3.45 からはブレーキパッドに加工された溝の位置を確認することができる。

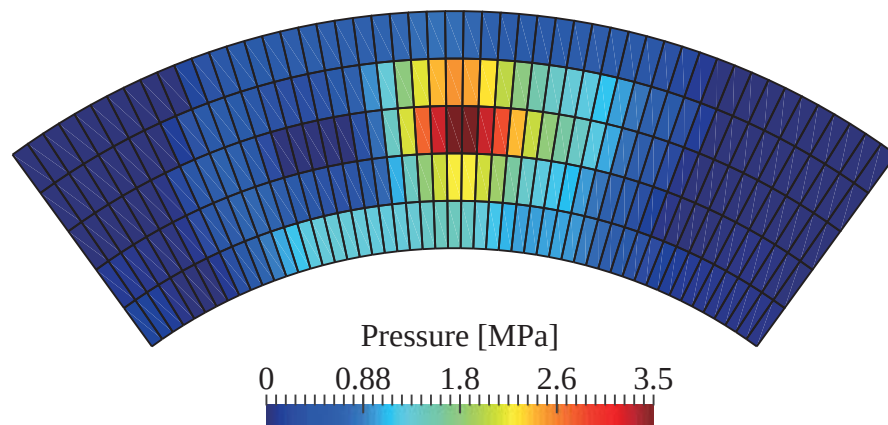


Fig. 3.43: Identified contact pressure distribution on Pad #2 under 2 MPa applied fluid pressure.

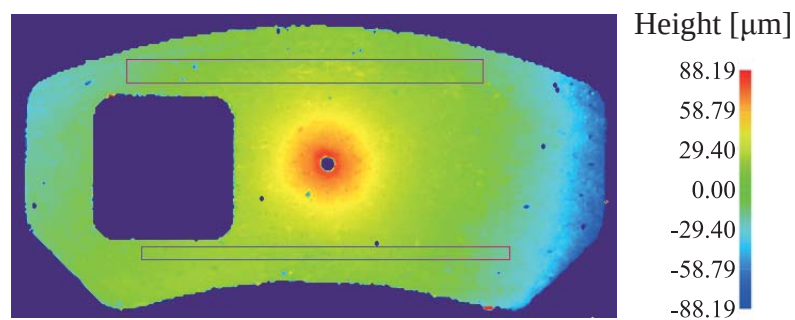


Fig. 3.44: Topography on the friction surface of Pad #2 measured by ACCRETECH®PS-200.

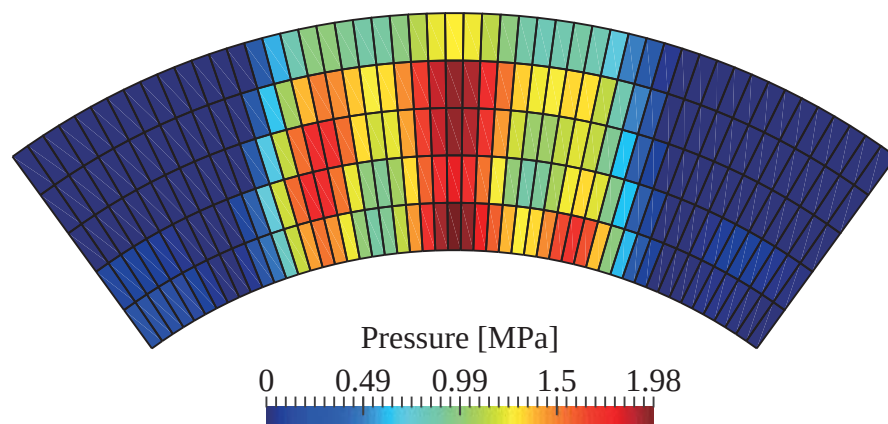


Fig. 3.45: Identified contact pressure distribution on Pad #3 under 2 MPa applied fluid pressure.

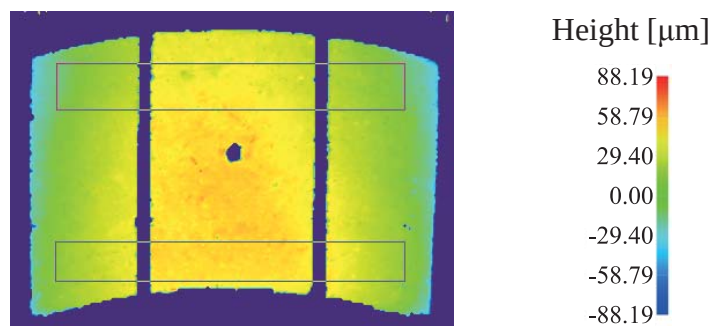


Fig. 3.46: Topography on the friction surface of Pad #3 measured by ACCRETECH®PS-200.

3.6 結言

本研究では、逆解析を用いて制動中のブレーキパッド-ロータ間の接触面圧分布を同定する手法を開発した。従来手法ではブレーキパッドの加工が必要となり、加工に伴う接触面圧分布の変化が懸念されていた。それに対して、本研究では外骨格生物の触覚機構を参考に接触面圧に伴うロータの微小変形を測定するセンサを開発し、ロータの変形から逆解析を用いて接触面圧分布を同定する手法を提案した。これにより、制動の際のブレーキパッド-ロータ間の接触面圧分布を *in situ* に同定することが可能となるため、ブレーキ開発の現場に対して有益な情報を提供することが期待される。本研究で得られた結論を以下に示す。

- ロータの厚さ方向の変形量を測定し逆解析を用いることで、ブレーキパッドに特別な加工を施さずに接触面圧分布を同定する手法を提案した。
- 外骨格生物の触覚メカニズム (campaniform sensillum) を応用した約 12 倍の拡大率を持つ変位拡大機構を開発し、S/N 比の高い測定データを得ることが可能となった。
- 実測から得られる観測行列を用いて観測方程式を構築し、Tikhonov の正則化を適用して逆問題の悪条件性を克服した。
- 模擬測定データを用いた数値シミュレーションにより同定精度を検証し、約 5 % 程度の誤差で接触面圧分布が同定できることを確認した。
- センサの直線性が良いことと、実証実験と模擬実験の点荷重応答関数が良く一致したことから、実証実験と模擬実験との相関性は高いと判断できる。
- 実証実験を行い提案手法の妥当性を確認した。同定結果から得られる接触荷重はブレーキ液圧から推定する値と良く一致したことから同定結果は妥当であると判断できる。
- 本手法により得られる接触面圧分布の空間分解能は、中凸あるいは中凹の接触面圧分布の判別に対して十分であることが確認できた。

本研究の測定対象は対向ピストン型ブレーキであり、裏表の接触面圧分布が対称であるとみなして接触面圧分布の同定手法を開発した。主要な自動車用ブレーキの構造には、対向ピストン型ブレーキ以外にはフローティング型ブレーキが挙げられる。フローティング型ブレーキの構造はロータの裏表で対称ではなく、裏表のブレーキパッド-ロータ間の接触面圧分布はそれぞれ異なると考えられる¹⁷⁾。本研究の提案手法を発展させ、裏表のブレーキパッド-ロータ間の接触面圧分布を独立に測定する手法を開発することが今後の課題となる。

文献

- 1) Kevin Soobbarayen, J-J Sinou, and Sébastien Besset. Numerical study of friction-induced instability and acoustic radiation—effect of ramp loading on the squeal propensity for a simplified brake model. *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 333, No. 21, pp. 5475–5493, 2014.
- 2) NM Kinkaid, OM O'Reilly, and P Papadopoulos. Automotive disc brake squeal. *Journal of sound and vibration*, Vol. 267, No. 1, pp. 105–166, 2003.
- 3) Vincent Magnier, Jean-François Brunel, and Philippe Dufrénoy. Impact of contact stiffness heterogeneities on friction-induced vibration. *International Journal of Solids and Structures*, Vol. 51, No. 9, pp. 1662–1669, 2014.
- 4) Manuela T Raimondi and Riccardo Pietrabissa. Contact pressures at grafted cartilage lesions in the knee. *Knee Surgery, Sports Traumatology, Arthroscopy*, Vol. 13, No. 6, pp. 444–450, 2005.
- 5) 荒井政大, 古田剛, 石川智哉, 岡崎羊平. ひずみ計測に基づく圧力分布測定用ロードセルに関する研究 (第 1 報, 測定理論と数値シミュレーション). 日本機械学会論文集 A 編, Vol. 72, No. 713, pp. 69–76, 2006.
- 6) 荒井政大, 古田剛, 石川智哉, 岡崎羊平. ひずみ計測に基づく圧力分布測定用ロードセルに関する研究 (第 2 報, ロードセルの試作と足圧分布の測定). 日本機械学会論文集 A 編, Vol. 72, No. 715, pp. 340–345, 2006.
- 7) 尾田十八, 本悟, 井上二郎, 多保田純. 準動的接触圧力分布を測定するセンサシステムの開発. 日本機械学会論文集 A 編, Vol. 56, No. 526, pp. 1485–1490, 1990.
- 8) Ju Young Kim, Jeongkyu Kim, Young Min Kim, Wontae Jeong, and Hojoon Cho. An improvement of brake squeal cae model considering dynamic contact pressure distribution. *SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems*, Vol. 8, No. 2015-01-2691, pp. 1188–1195, 2015.
- 9) Julian FV Vincent, Sally E Clift, and Carlo Menon. Biomimetics of campaniform sensilla: measuring strain from the deformation of holes. *Journal of Bionic Engineering*, Vol. 4, No. 2, pp. 63–76, 2007.
- 10) Andreï Nikolaevitch Tikhonov, AV Goncharsky, VV Stepanov, and Anatoly G Yagola. *Numerical methods for the solution of ill-posed problems*, Vol. 328. Springer Science & Business Media, 2013.
- 11) John D Fieldhouse, Naveed Ashraf, Chris Talbot, Thierry Pasquet, Pujol Franck, and Rejdych Gabriel. Measurement of the dynamic center of pressure of a brake pad during a braking operation. Technical report, SAE Technical Paper, 2006.
- 12) Anders Söderberg and Sören Andersson. Simulation of wear and contact pressure distribution at the pad-to-rotor interface in a disc brake using general purpose finite element analysis software. *Wear*, Vol. 267, No. 12, pp. 2243–2251, 2009.
- 13) Brian D Jensen and Larry L Howell. Identification of compliant pseudo-rigid-body four-link mechanism configurations resulting in bistable behavior. *Journal of Mechanical Design*, Vol. 125, No. 4, pp. 701–708, 2003.
- 14) Per Christian Hansen, James G Nagy, and Dianne P O'leary. *Deblurring images: matrices, spectra, and filtering*, Vol. 3. Siam, 2006.

- 15) Per Christian Hansen. Analysis of discrete ill-posed problems by means of the l-curve. *SIAM review*, Vol. 34, No. 4, pp. 561–580, 1992.
- 16) Per Christian Hansen and Dianne Prost O’Leary. The use of the l-curve in the regularization of discrete ill-posed problems. *SIAM Journal on Scientific Computing*, Vol. 14, No. 6, pp. 1487–1503, 1993.
- 17) M Tirovic and AJ Day. Disc brake interface pressure distributions. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Vol. 205, No. 2, pp. 137–146, 1991.

第4章 逆解析を用いたブレーキパッド接触面圧分布の内外面個別同定

4.1 緒言

自動車用ディスクブレーキにおいて、制動中のブレーキパッド-ロータ間の接触面圧分布はブレーキの諸性能に大きく影響する。接触面圧の大小及びその分布は摩擦力、ブレーキパッドの摩耗¹⁾、発熱量やブレーキ鳴き²⁾等に影響するためである。ブレーキ開発の現場において制動中の接触面圧分布は重要な情報であり、測定手法の開発が要求されてきた。しかしながら、制動中のブレーキパッドとロータの間には摩擦が発生しているため、接触界面に触覚センサ³⁾などを挟んで接触面圧分布を直接測定することは困難である。

そこで、ブレーキパッド内部に触覚センサを埋め込み、荷重に伴う触覚センサの静電容量の変化から制動中の接触面圧分布を測定する手法⁴⁾がKimらより提案されている。Kimらの提案ではブレーキパッドを厚さ方向に2分割し、間に触覚センサを挟み込む方法で測定装置を構築している。この場合はブレーキパッドとロータとの接触面から離れた位置に触覚センサを組み込むため、触覚センサにより得られる測定データは真の接触面圧分布とは異なる懸念がある。また、ブレーキパッドを厚さ方向に2分割するためブレーキパッドの曲げ剛性が大きく変化し、それに伴って接触面圧分布が変化する懸念がある。

それに対して、筆者らはロータ内部にセンサを組み込み、接触面圧に伴うロータの変形から逆解析を用いて接触面圧分布を同定する手法⁵⁾を提案した。この手法ではブレーキパッドに特別な加工を施す必要がなくなるため、接触面圧分布の同定精度向上が期待される。しかしながら、ロータの内面及び外面に作用する接触面圧分布を個別に同定することは困難であった。一般的にディスクブレーキではロータ内外面に作用する接触面圧分布は異なると考えられるため、それぞれを個別に同定する手法が必要とされている。

そこで、本研究では逆解析を用いてロータ内外面に作用する接触面圧分布を個別に同定する手法を提案する。すなわち、ロータ及びセンサの構造を工夫しセンサの感度に方向性を持たせることで、ロータ内外面に作用する接触面圧分布を精度良く個別に同定する。提案手法の実用化に向けて数値実験により提案手法の実現可能性を検証する。

4.2 ブレーキパッド-ロータ間の接触面圧分布の概要

本章では、内外面のブレーキパッド-ロータ間の接触面圧分布に差異が生じる要因について述べる。一般的な自動車用ディスクブレーキであるフローティング型ブレーキの概略図とその断面図をFig. 4.1に示す。ディスクブレーキは主にロータ、ブレーキパッド、ピストンとキャリパで構成されている。制動の際にはキャリパの作用により、ブレーキパッドが回転しているロータに押し付けられる。Fig. 4.1の断面図に示すように、一般的なディスクブレーキは1つのピストンと2つのキャリパの爪を用いてブレーキパッドをロータに押し付ける。すなわち、ブレーキパッドにかかる力は3点曲げに類似したものとなり、内外面それぞれのブレーキパッドの接触面圧分布は異なることが推測される。

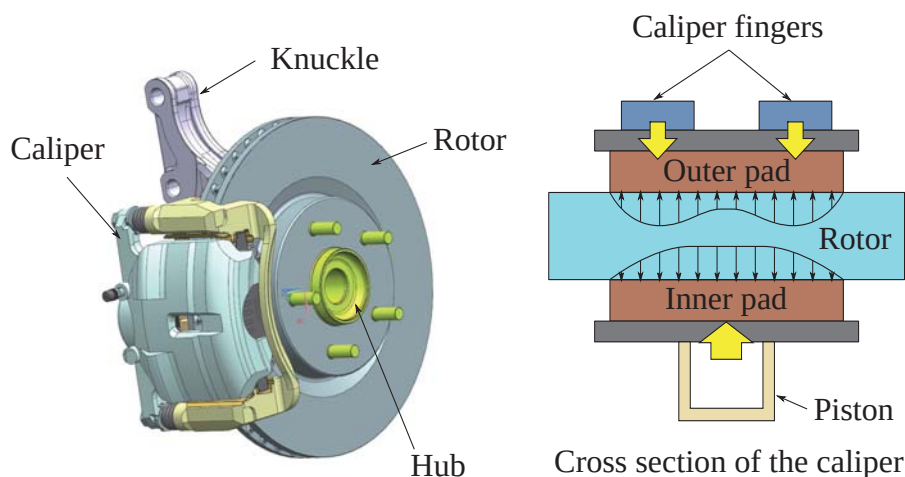


Fig. 4.1: Schematics of the general disc brake system for automobiles and the cross section of the brake caliper.

4.3 接触面圧分布の同定手法

本章では、内外面のブレーキパッド-ロータ間の接触面圧分布を、逆解析を用いて個別に同定する手法を説明する。提案手法の流れを Fig. 4.2 に示す。4.3.1 節では接触面圧に伴うロータの微小変形を測定する手法について述べる。4.3.2 節ではセンサの感度に方向性を付与する手法について述べる。4.3.3 節では観測方程式の構築について述べる。

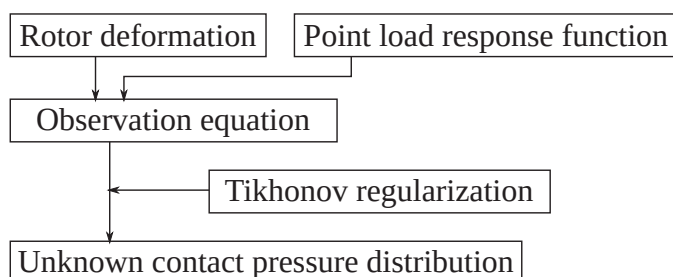


Fig. 4.2: Flow diagram of the proposed method.

4.3.1 ロータ微小変形の測定手法

筆者らは接触面圧に伴うロータの厚さ方向の変形量を測定データとし、逆解析を用いて未知の接触面圧分布を同定する手法を提案した⁵⁾。本研究の提案手法を説明する上で提案されたロータ微小変形の測定手法は重要であるため、本節にて改めて示す。Fig. 4.3 に、ロータ内部に組み込んだセンサ配置の概略図を示す。制動中はロータが回転しているため、センサがブレーキパッドの接触面をスキャンすることで接触面全面の測定データを得ることができる。なお、ロータの回転角は側面に取り付けた光エンコーダにて測定する。

制動中のロータ変形量は微小であり、通常のひずみゲージを用いた測定手法では感度が低く S/N 比の高い測定データが得られない懸念がある。そこで、本研究ではロータの変形量を約 10 倍に拡大してひずみゲージに伝達する変位拡大機構を提案する。変位拡大機構の概略図を Fig. 4.4 に示す。本変位拡大機構はコンプライアントメカニズム⁶⁾を用いた 2 組のテコによりロータ変形量を拡大す

る．この機構は外骨格生物の触覚器官である campaniform sensillum⁷⁾を参考にした．ロータの微小変形を受けた際の変位拡大機構の動作を Fig. 4.5 に示す．ロータの微小変形は Fig. 4.5 に示す第 1 レバーに作用し変形量は約 2.5 倍に拡大される．第 1 レバーの出力は第 2 レバーに伝達され変形量は約 4 倍に拡大されひずみゲージに作用する．すなわち，ロータの微小変形量は約 10 倍に拡大されてひずみゲージに伝達される．これにより S/N 比の高い測定データを得ることが可能となる．

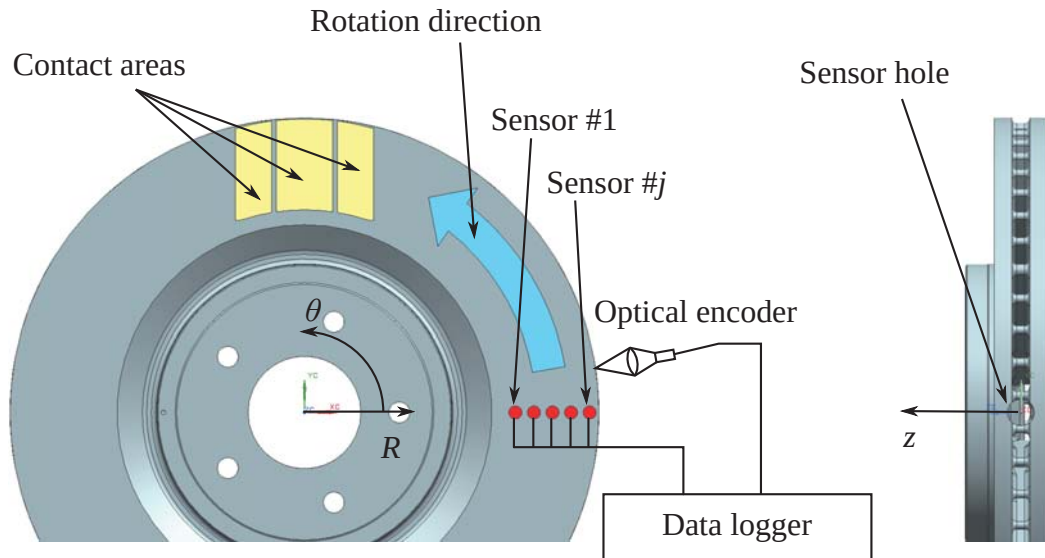


Fig. 4.3: Schematic of sensors location. Sensors measure rotor deformation along z axis.

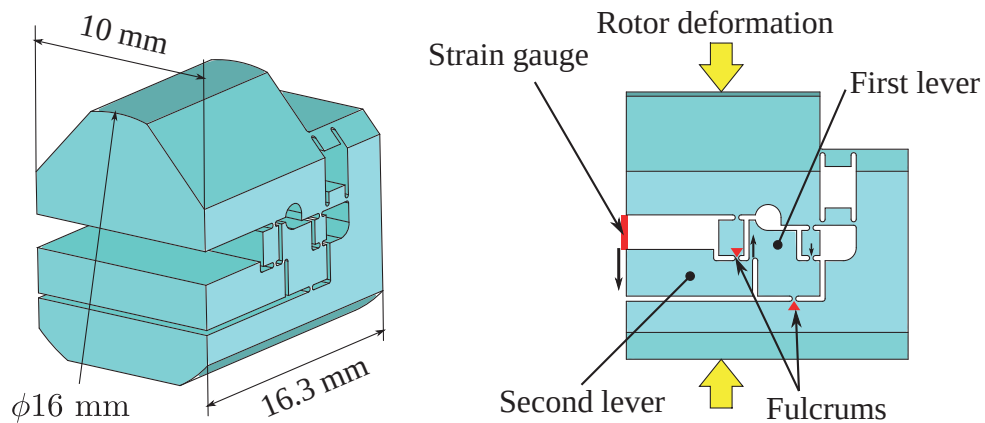


Fig. 4.4: Schematics of the displacement magnifier.

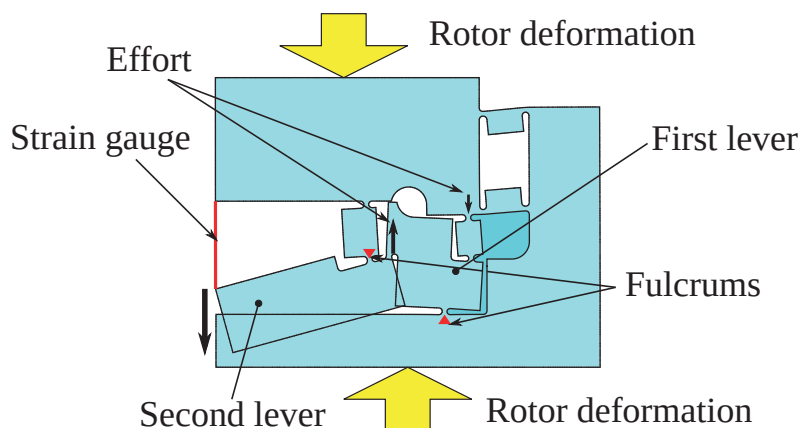


Fig. 4.5: Schematic of the deformed displacement magnifier.

4.3.2 感度に方向性を付与したセンサの開発

内外面の接触面圧分布を個別に同定するためには、それぞれの面に対応する個別のセンサが必要である。しかしながら、筆者らが提案した測定手法⁵⁾ではセンサの感度は内外面で同一であり、センサ出力から内面及び外面の接触面圧分布を分離することは困難である。そこで、本研究では既存の測定手法に工夫を施すことでセンサの感度に方向性を与え、ロータの内外面それぞれに対応する個別のセンサを構築する手法を提案する。すなわち、加工によるロータの剛性変更と変位拡大機構の形状の工夫によりセンサ感度に方向性を持たせる手法を新たに提案する。

まず、加工によるロータの剛性変更について述べる。Fig. 4.6 に穴加工によるロータの剛性変更の概略図を示す。ロータにはセンサを組み込むための穴と剛性を変更するための穴を加工する。右側のセンサ組み込み穴にはロータ内面の剛性を低下させる2つの小さな穴を加工し、センサの内面側の感度を向上させる。外面側のセンサの感度を向上させる場合は、左側のセンサ組み込み穴のようにロータの外面に穴を加工する。穴加工によりロータの剛性が低下するため接触面圧を受けた際の変形量が増加する。これによりセンサの感度に方向性を持たせることが可能となる。

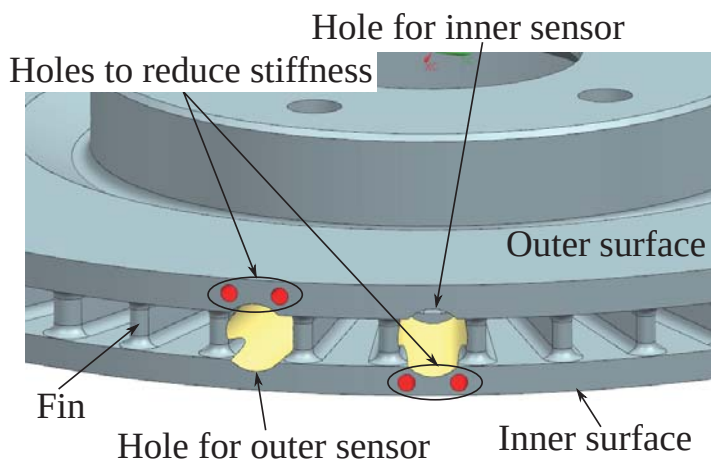


Fig. 4.6: Schematic of the stiffness manipulation to emphasize sensitivity of the specific surface of the rotor.

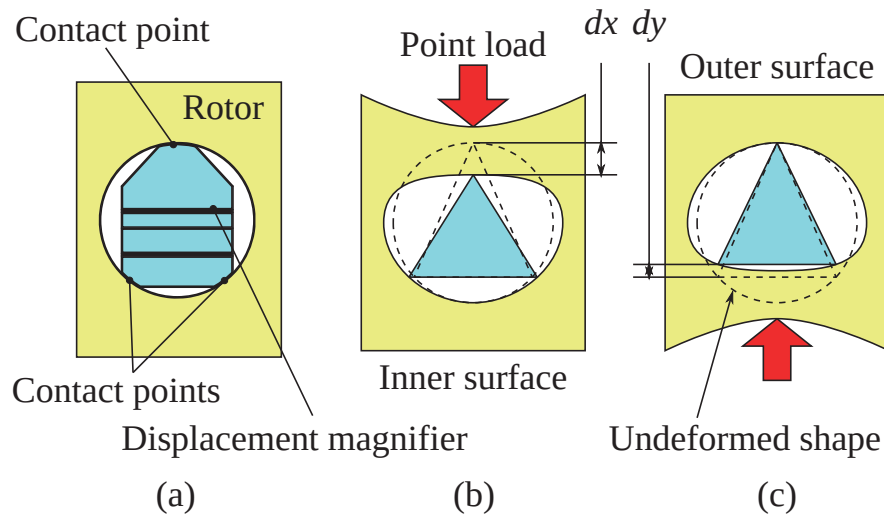


Fig. 4.7: Schematic of the modified displacement magnifier to emphasize sensitivity of the specific surface of the rotor.

次に、変位拡大機構の形状の工夫について説明する。Fig. 4.7 に変位拡大機構の形状の概略図を示す。Fig. 4.7(a) にセンサ組み込み穴と変位拡大機構の接触箇所を示す。接触箇所は二等辺三角形の頂点に位置する。Fig. 4.7(b) 及び Fig. 4.7(c) にそれぞれロータ外面と内面に点荷重を作用させた際の変形の概略図を示す。

ロータ外面及び内面に点荷重を作用させた際の変位拡大機構の変形量を、それぞれ Fig. 4.7(b) に示す dx と Fig. 4.7(c) に示す dy とする。ロータ内面側の接触箇所はロータ変形が比較的小さい箇所であるため、 dy は dx より小さくなる。これによりセンサの感度に方向性を持たせることが可能となる。

本提案の効果を定量的に確認するために有限要素解析を実施する。すなわち、ロータの最外周の様々な位置に点荷重を作用させた際のセンサ出力を計算する。計算結果を Fig. 4.8 及び Fig. 4.9 に示す。有限要素解析の条件に関しては 4.4.1 節で述べる。なお、このような点荷重に対するセンサ出力の波形を以降は点荷重応答関数と呼ぶ。Fig. 4.8 及び Fig. 4.9 はそれぞれ内面及び外面に点荷重を加えた際の計算結果であり、赤線及び青線はそれぞれ内面に感度の方向性を持たせたインナセンサと外面に感度の方向性を持たせたアウトセンサの出力である。Fig. 4.8 及び Fig. 4.9 から、インナセンサはロータ内面の感度が高くアウトセンサはロータ外面の感度が高いことがわかる。すなわち、提案手法によりセンサの感度に方向性を持たせることが可能であることが確認できた。なお、アウトセンサ及びインナセンサは点荷重応答関数を計算した領域の中央からそれぞれ-16度と8度位相がずれた箇所に組み込まれている。

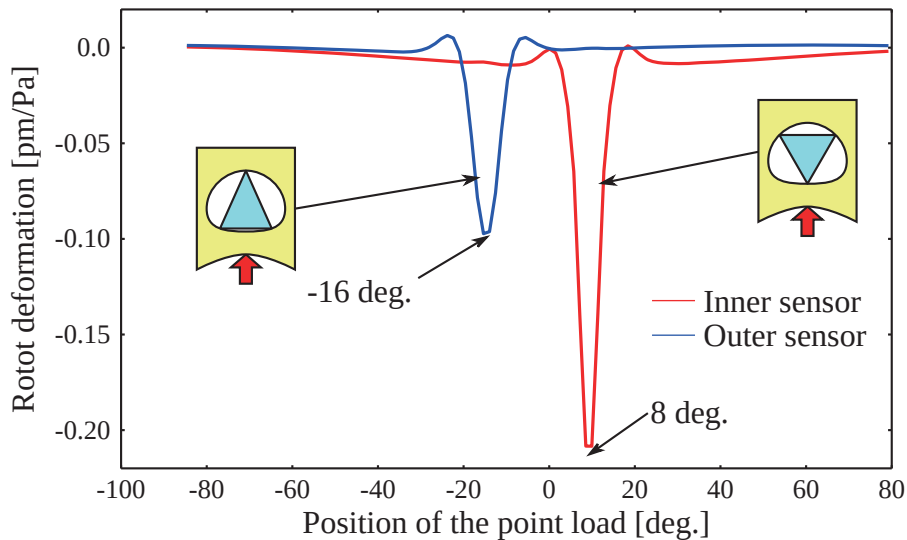


Fig. 4.8: An example of point load response functions. Point load is applied on the inner surface.

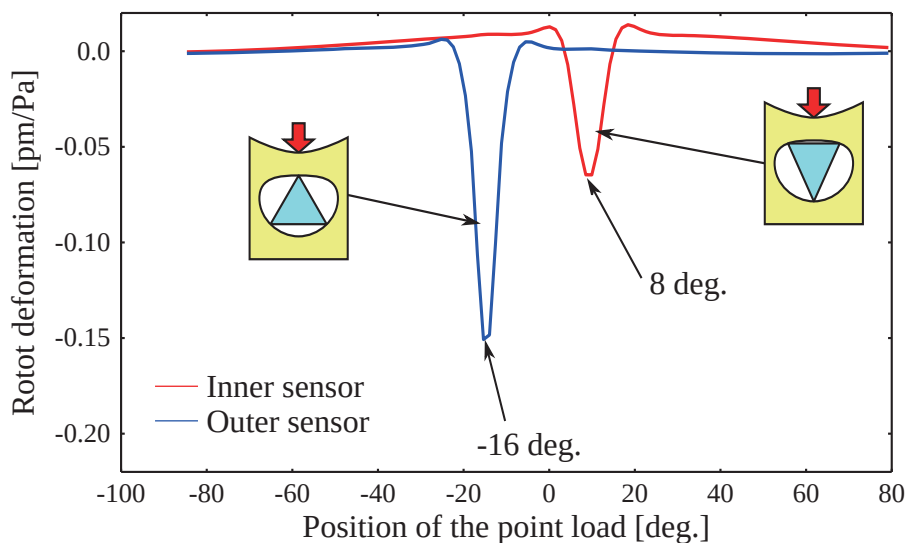


Fig. 4.9: An example of point load response functions. Point load is applied on the outer surface.

4.3.3 観測方程式の構築

想定されるロータの変形は微小であるため、その変形は弾性変形でモデル化できる。すなわち、接触面圧とロータ変形の関係は線形であり、任意の接触面圧分布に対するセンサの出力は点荷重応答関数の畳み込み積分で表すことができる。観測方程式を式 (4.1) に示す。

$$\mathbf{y} = \mathbf{H}\mathbf{x} \quad (4.1)$$

$$\mathbf{y} = [y_{oR_1}, \dots, y_{oR_{s_o}}, y_{iR_1}, \dots, y_{iR_{s_i}}]^T \quad (4.2)$$

ここで,

$$\begin{aligned} \mathbf{y}_{oR_j} &= [y_{oR_j\theta_1}, \dots, y_{oR_j\theta_n}]^T \\ \mathbf{y}_{iR_k} &= [y_{iR_k\theta_1}, \dots, y_{iR_k\theta_n}]^T \end{aligned}$$

$$\mathbf{x} = [\mathbf{x}_{oR_1}, \dots, \mathbf{x}_{oR_{p_o}}, \mathbf{x}_{iR_1}, \dots, \mathbf{x}_{iR_{p_i}}]^T \quad (4.3)$$

ここで,

$$\begin{aligned} \mathbf{x}_{oR_j} &= [x_{oR_j\theta_1}, \dots, x_{oR_j\theta_{m_o}}]^T \\ \mathbf{x}_{iR_k} &= [x_{iR_k\theta_1}, \dots, x_{iR_k\theta_{m_i}}]^T \end{aligned}$$

$$\mathbf{H} = \begin{bmatrix} \mathbf{h}_{oo} & \mathbf{h}_{oi} \\ \mathbf{h}_{io} & \mathbf{h}_{ii} \end{bmatrix} \quad (4.4)$$

Fig. 4.10 に示すように, s_o 個のアウタセンサ及び s_i 個のインナセンサがそれぞれロータの R 方向に順に組み込まれているとする. ここで, 観測量ベクトル $\mathbf{y}$ は式 (4.2) に示すようにアウタセンサの出力を示すベクトル $\mathbf{y}_o$ 及びインナセンサの出力を示すベクトル $\mathbf{y}_i$ を, 最内周に組み込んだセンサの出力 ($\mathbf{y}_{oR_1}$ 及び $\mathbf{y}_{iR_1}$) から最外周に組み込んだセンサの出力 ($\mathbf{y}_{oR_{s_o}}$ 及び $\mathbf{y}_{iR_{s_i}}$) まで順に並べたものである. 最内周から j 番目及び k 番目の位置に組み込んだアウタセンサ及びインナセンサの出力ベクトルには, それぞれロータ回転角毎に得られる出力が n 個含まれる.

接触面圧分布を同定する領域を, Fig. 4.10 に示すように R 方向に外面と内面でそれぞれ p_o 個及び p_i 個に, θ 方向に外面と内面でそれぞれ m_o と m_i 個に離散化する. ここで, 未知パラメータ $\mathbf{x}$ は式 (4.3) に示すように外面の接触面圧を示すベクトル $\mathbf{x}_o$ と内面の接触面圧を示すベクトル $\mathbf{x}_i$ を, 最内周 (R_1) から最外周 (R_{p_o} 及び R_{p_i}) まで順に並べたものである. 最内周からそれぞれ j 番目及び k 番目に位置する外面及び内面の接触面圧分布ベクトルは, 離散化された接触面圧分布を θ 方向に順に並べたものである.

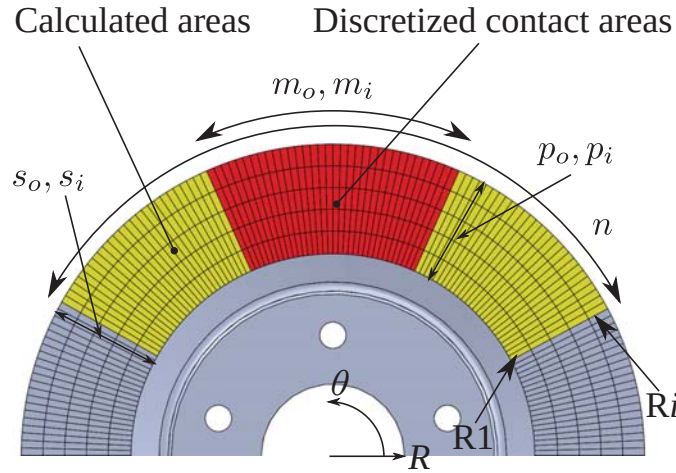


Fig. 4.10: Schematic of discretized identification areas.

観測行列 $\mathbf{H}$ は式 (4.4) に示すように大きく 4 つの小行列に分けることができる。 $\mathbf{h}_{oo}$ 及び $\mathbf{h}_{io}$ は、外面に作用する接触面圧に対してそれぞれアウトセンサ及びインナセンサの出力を返す行列である。 $\mathbf{h}_{oi}$ 及び $\mathbf{h}_{ii}$ は内面に作用する接触面圧に対してそれぞれアウトセンサ及びインナセンサの出力を返す行列である。 $\mathbf{H}$ の各列ベクトルは、式 (4.3) に示す $\mathbf{x}$ の一つの要素のみに単位面圧が作用した際に得られるセンサの出力である。したがって、 $\mathbf{H}$ は Fig. 4.8 及び Fig. 4.9 に示すような点荷重応答関数を列ベクトルに持つ Toeplitz 行列となる。

4.3.4 逆解析の適切化手法

本問題は悪条件であるので、Tikhonov の正則化⁸⁾を用いて解の安定化を図る。すなわち Tikhonov 汎関数を式 (4.5) のように設定する。Tikhonov 汎関数の最小解は式 (4.6) のようになる。

$$J = |\mathbf{H}\mathbf{x} - \mathbf{y}|^2 + \alpha|\mathbf{x} - \bar{\mathbf{x}}|^2 \quad (4.5)$$

$$\hat{\mathbf{x}} = \arg \min_{\mathbf{x}} J(\mathbf{x}) = (\mathbf{H}^T \mathbf{H} + \alpha \mathbf{I})^{-1} (\mathbf{H}^T \mathbf{y} + \alpha \bar{\mathbf{x}}) \quad (4.6)$$

ここで α は正則化パラメータを、 $\mathbf{I}$ は単位行列を示す。 $\bar{\mathbf{x}}$ は、ブレーキ液圧、ピストン断面積及びブレーキパッド接触面積から求められる接触面圧の平均値である。なお、正則化パラメータ α は L-curve 法⁹⁾にて決定する。

4.4 数値実験による同定手法の検証

本章では有限要素法を用いた数値実験により提案手法の実現可能性を検証する。4.4.1 節では有限要素解析の条件について示す。4.4.2 節では点荷重応答関数の計算について示す。4.4.3 節では模擬測定データの計算について示す。4.4.4 節では模擬測定データを用いて接触面圧分布の同定を行い、提案手法の検証を行う。

4.4.1 有限要素解析の条件

提案手法の検証に用いた有限要素モデルを Fig. 4.11 に示す．本モデルは自動車用ディスクブレーキのロータを模したものであり，計算の際の拘束条件は実車と同じくホイール取付面及びハブ取付面の完全拘束としている．有限要素モデルは 249198 節点，137134 要素の 4 面体 2 次要素で構成されており，材料特性はヤング率 120 GPa 及びポアソン比 0.3 である．形状は Fig. 4.10 に示したものと同一である．観測行列を計算する領域は Fig. 4.10 に示す黄色の領域である．領域は R 方向に 10mm ステップで 5 分割 ($s_o = s_i = 5$)，Fig. 4.10 中の θ 方向に約 1.4 度ステップで 85 分割 ($n=85$) とし，ロータの内面及び外面にそれぞれ設定する．インナセンサ及びアウトセンサをそれぞれ 5 個ずつ R 方向に均等に配置する．接触面圧分布を同定する領域は Fig. 4.10 に示す赤い領域である．領域は R 方向に 5 分割 ($p_o = p_i = 5$)， θ 方向に約 1.4 度ステップで 34 分割 ($m_o = m_i = 34$) とする．今回はブレーキパッドの接触位置は既知であり，接触面圧分布を同定する領域はブレーキパッドの接触位置と同一とする．想定するロータ回転数は低速 (数 RPM) であるため，計算は線形静的構造解析 (NASTRAN SOL101) にて行う．なお，離散化された領域の径方向位置には Fig. 4.10 に示すように内周から外周へ R1 から R5 と順に識別番号をつける．

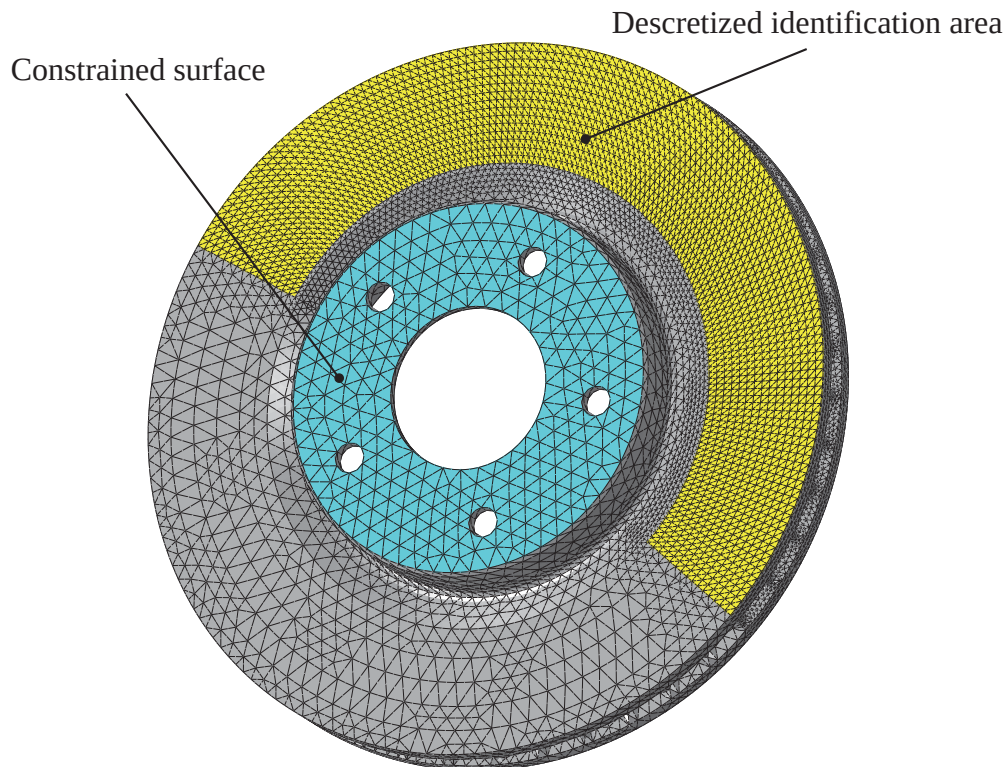


Fig. 4.11: Schematic of the rotor model for simulated measurement. This model consists of 137134 10-node tetrahedral elements and 249198 nodes.

4.4.2 点荷重応答関数の計算

実機ではブレーキパッドは固定されておりロータは回転している．相対的に見れば固定されたロータに接触面圧が回転しながら作用していることになる．そこで，点荷重応答関数を計算する際には，離散化した各領域に順番に単位圧力を作用させセンサの出力を計算する．さらに，実機測定の際に発生するノイズを模擬した正規乱数を計算結果に加え点荷重応答関数とする．実機にて真の点荷重を発生させることは困難であるため，今回は有限の大きさ ($10 \times$ 約 3 mm) を持つ離散化された 1 領

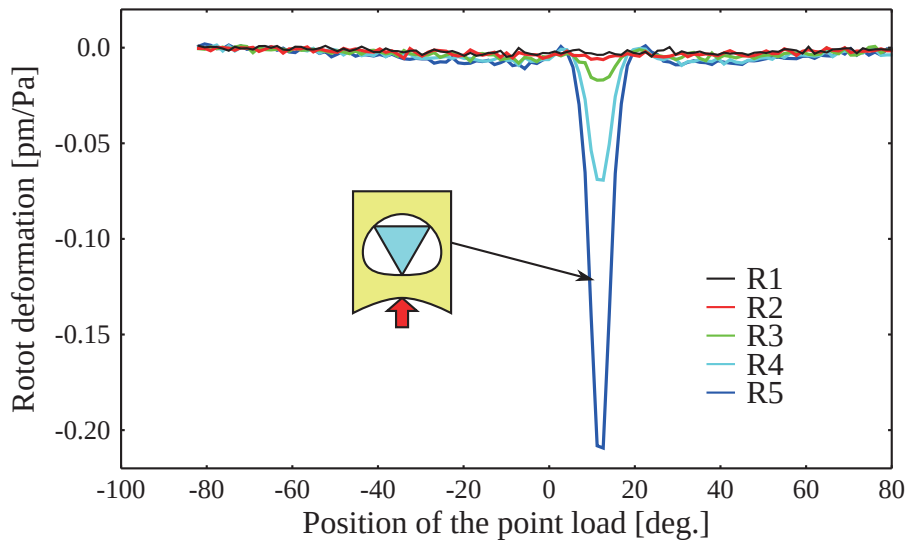


Fig. 4.12: Simulated point load response functions of all inner sensors. Point load is applied on inner surface at R5.

域に単位圧力を作用させ点荷重の代用とした，この時のセンサ出力の単位は m/Pa となる．Fig. 4.12 に正規乱数を加えた点荷重応答関数の一例を示す．Fig. 4.12 は R 方向の R5(最外周) の位置に点荷重を作用させた際の各インナセンサの出力波形を模擬したものである．正規乱数の標準偏差は知見⁵⁾により点荷重応答関数の最大変形量の 1% とする．

4.4.3 模擬測定データの計算

Fig. 4.13 に外面及び内面に作用させた既知の接触面圧分布を示す．既知の接触面圧分布を回転させつつ作用させセンサの出力を計算する．点荷重応答関数と同様に計算結果に正規乱数を加えて模擬測定データとする．インナセンサ及びアウトセンサの出力の模擬測定データをそれぞれ Fig. 4.14 及び Fig. 4.15 に示す．この時のセンサ出力の単位は m である．

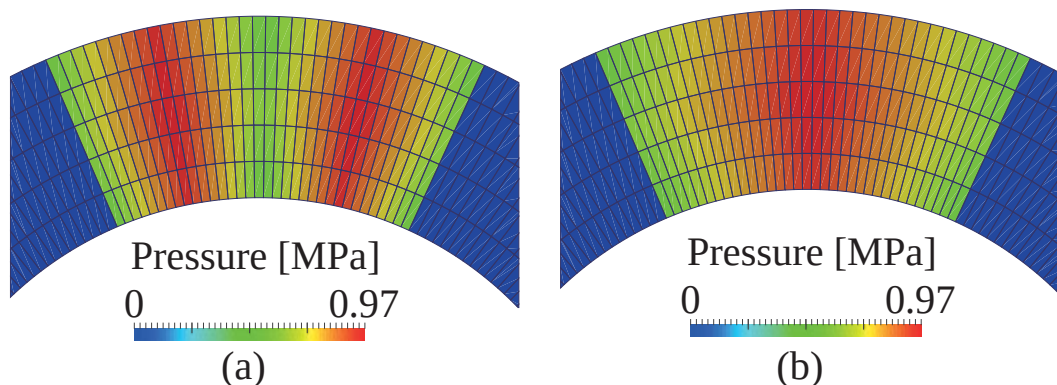


Fig. 4.13: Exact contact pressure distribution applied on outer(a) and inner(b) surface.

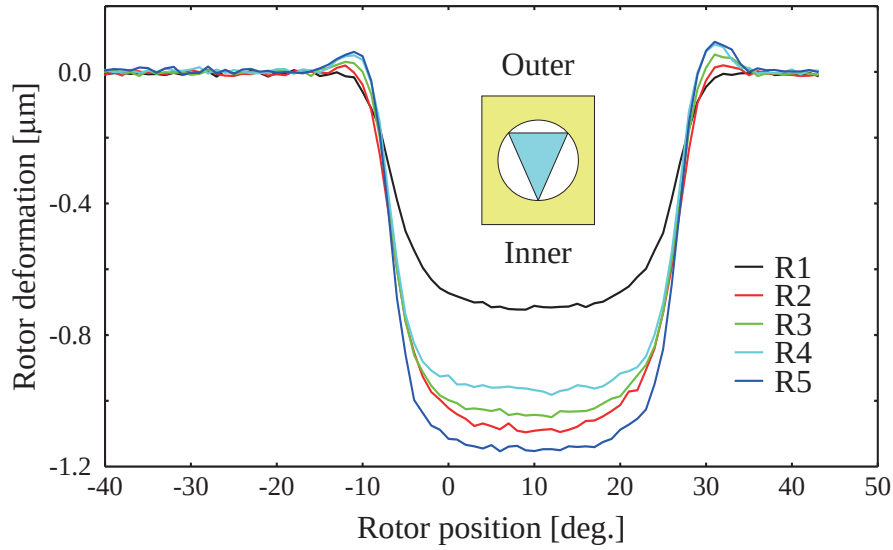


Fig. 4.14: Simulated output of inner sensors.

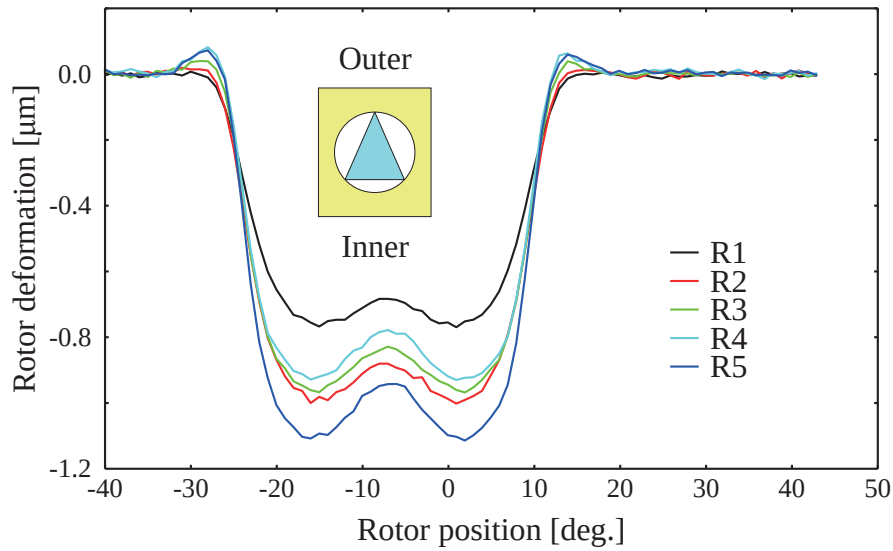


Fig. 4.15: Simulated output of outer sensors.

4.4.4 同定結果

Fig. 4.16 に L-curve 法の結果を示す．今回の正則化パラメータ α は，ほぼ変曲点に位置する値である $5.0 \times 10^{-26} \text{ m}^2/\text{Pa}^2$ とした．なお，センサ出力の単位，接触面圧の単位及び観測行列の単位はそれぞれ m , Pa と m/Pa となり，式 (4.5) から α の単位は m^2/Pa^2 となる．逆解析により同定した R1 から R5 の接触面圧分布をそれぞれ Fig. 4.17 から Fig. 4.21 に示す．実線及び点線はそれぞれ接触面圧分布の正解値と同定結果を示す．赤線及び青線はそれぞれ内面と外面の接触面圧分布を示す．Fig. 4.22 に外面及び内面の接触面圧分布の同定結果をコンター図で示す．同定結果は既知の接触面圧分布と良く一致しており，提案手法の実現可能性を検証することができた．

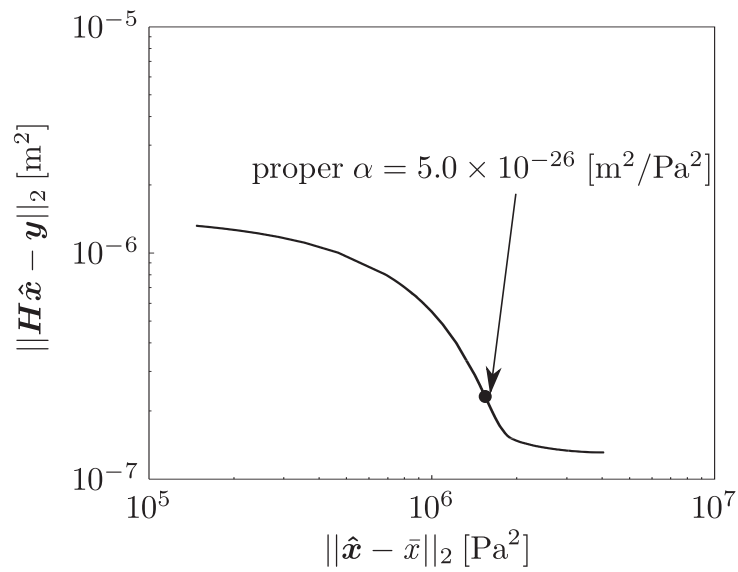


Fig. 4.16: Result of L-curve method.

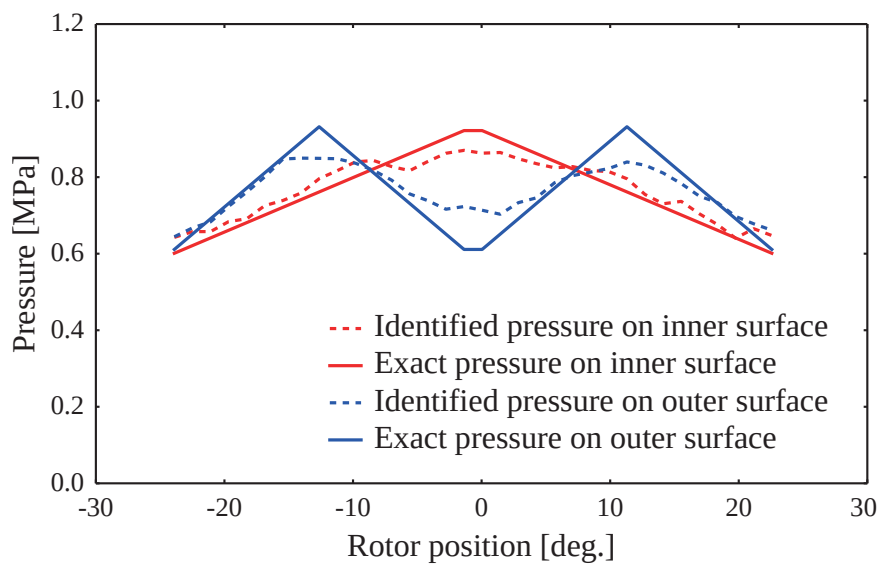


Fig. 4.17: Exact and identified contact pressure distribution on R1.

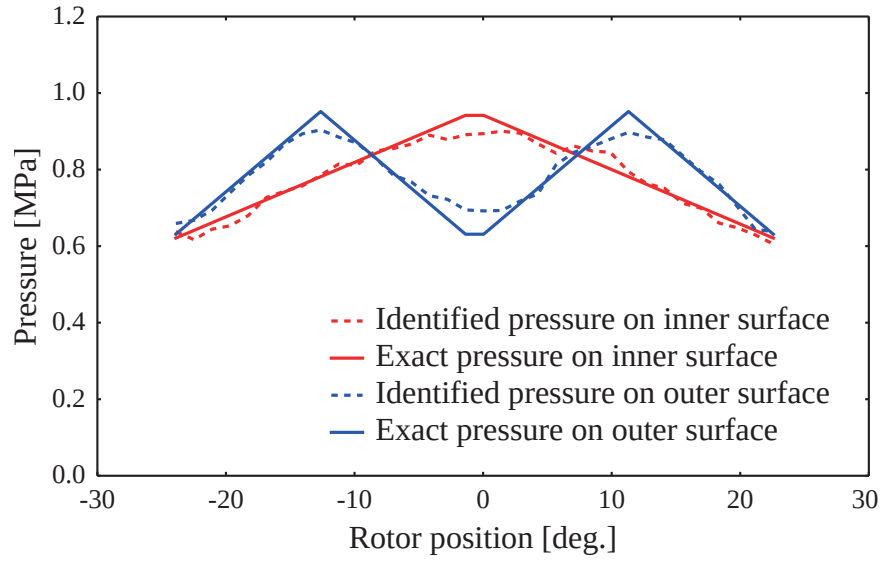


Fig. 4.18: Exact and identified contact pressure distribution on R2.

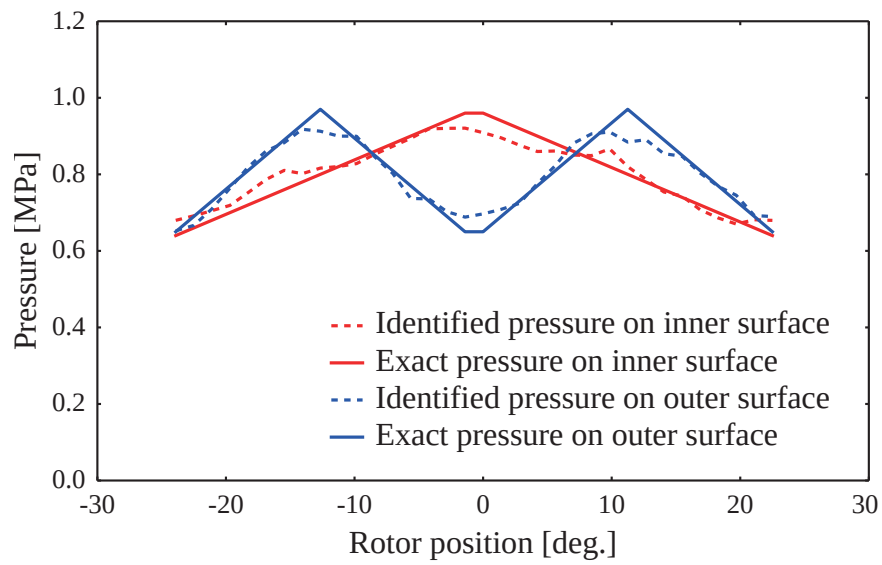


Fig. 4.19: Exact and identified contact pressure distribution on R3.

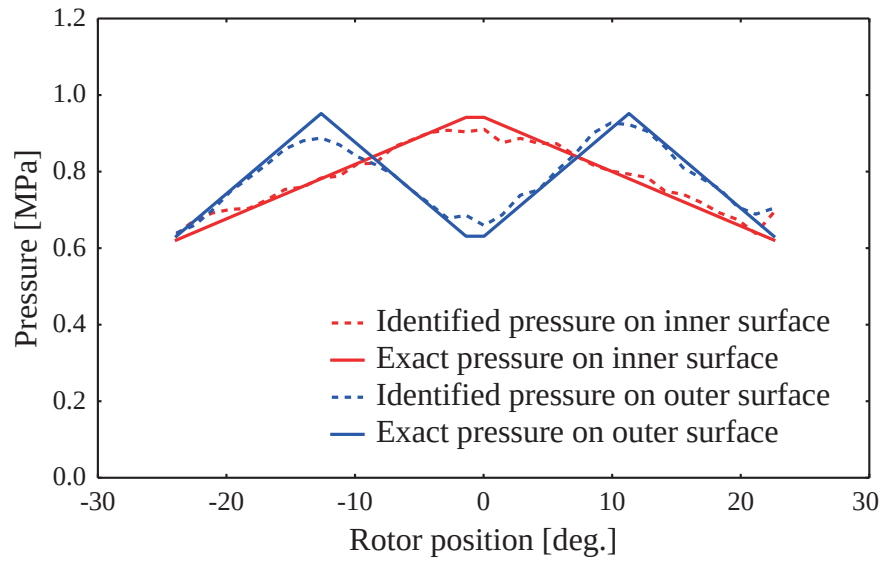


Fig. 4.20: Exact and identified contact pressure distribution on R4.

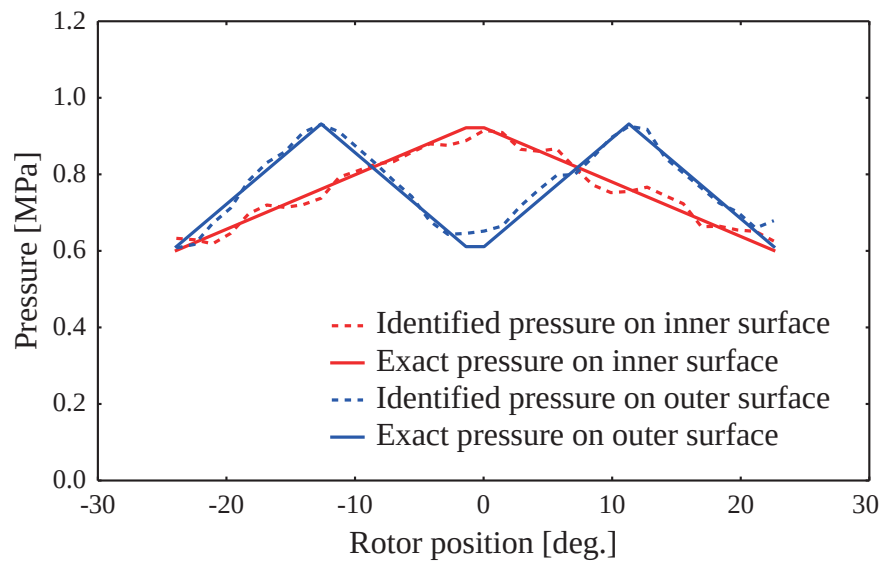


Fig. 4.21: Exact and identified contact pressure distribution on R5.

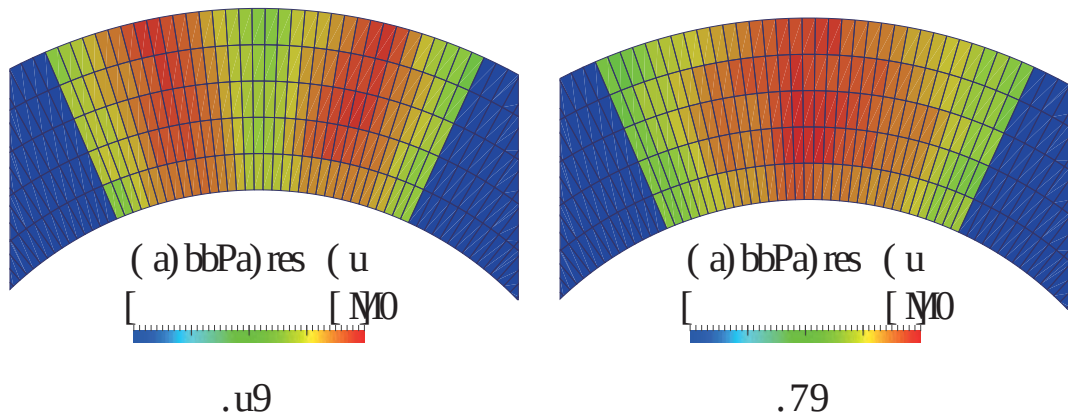


Fig. 4.22: Contour plot of identified contact pressure distribution on outer(a) and inner(b) surface.

4.5 結言

本研究では、第3章”逆解析を用いた制動中のディスクブレーキパッド接触面圧分布の同定”を発展させ、フローティング型ブレーキを対象にロータの内面及び外面の接触面圧分布を個別に同定する手法を提案した。実機のブレーキにおいては、ブレーキの形状やブレーキパッドの摩耗の影響から内面及び外面の接触面圧分布は異なると考えられる。本研究にて提案する手法により、ブレーキ開発の現場において重要な情報を提供することが期待される。

一方で、同定結果を高解像度化することでより有益な情報を提供することが期待できる。本研究では第3章にて提案した測定手法を踏襲したが、測定手法の工夫により同定結果の高解像度化が可能であると考えられる。また、現状ではブレーキパッド接触面形状は未知として逆解析を行っている。ブレーキパッド接触面のエッジでは接触面圧がステップ状に変化するため、逆解析の際の適切化により同定結果の高周波成分が減少し、同定誤差が発生すると考えられる。同定結果の高解像度化手法及びブレーキパッド接触面の形状を既知とした逆解析手法を開発することが今後の課題となる。本研究で得られた結論を以下に示す。

- ロータの微小変形を測定データとし、ブレーキパッドとロータの間の接触面圧分布を未知パラメータとする逆問題を設定した。
- 変位拡大機構及びロータ形状を工夫することでセンサの感度に方向性を付与することが可能となった。
- 接触面圧とロータの変形は線形であると仮定し、実験により得られた点荷重応答関数を観測行列とする観測方程式を構築した。
- 逆解析の悪条件克服のため、Tikhonovの正則化を適用し解の安定化を図った。
- 数値実験により同定精度を検証し、提案手法の実現可能性を確認した。

以上の研究成果により提案手法の実現可能性が検証された。

文献

- 1) Anders Söderberg and Sören Andersson. Simulation of wear and contact pressure distribution at the pad-to-rotor interface in a disc brake using general purpose finite element analysis software. *Wear*, Vol. 267, No. 12, pp. 2243–2251, 2009.
- 2) Vincent Magnier, Jean-François Brunel, and Philippe Dufrénoy. Impact of contact stiffness heterogeneities on friction-induced vibration. *International Journal of Solids and Structures*, Vol. 51, No. 9, pp. 1662–1669, 2014.
- 3) Jill M Brimacombe, David R Wilson, Antony J Hodgson, Karen C Ho, and Carolyn Anglin. Effect of calibration method on tekscan sensor accuracy. *Journal of biomechanical engineering*, Vol. 131, No. 3, p. 034503, 2009.
- 4) Ju Young Kim, Jeongkyu Kim, Young Min Kim, Wontae Jeong, and Hojoon Cho. An improvement of brake squeal cae model considering dynamic contact pressure distribution. *SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems*, Vol. 8, No. 2015-01-2691, pp. 1188–1195, 2015.
- 5) 井上正則, 天谷賢治, 大西有希, 鯨井孝典, 羽鳥公一. 逆解析を用いた制動中のブレーキパッド-ロータ間接触面圧分布同定. 日本機械学会論文集, (審査中).
- 6) Brian D Jensen and Larry L Howell. Identification of compliant pseudo-rigid-body four-link mechanism configurations resulting in bistable behavior. *Journal of Mechanical Design*, Vol. 125, No. 4, pp. 701–708, 2003.
- 7) Julian FV Vincent, Sally E Clift, and Carlo Menon. Biomimetics of campaniform sensilla: measuring strain from the deformation of holes. *Journal of Bionic Engineering*, Vol. 4, No. 2, pp. 63–76, 2007.
- 8) Andreï Nikolaevitch Tikhonov, AV Goncharsky, VV Stepanov, and Anatoly G Yagola. *Numerical methods for the solution of ill-posed problems*, Vol. 328. Springer Science & Business Media, 2013.
- 9) Per Christian Hansen. Analysis of discrete ill-posed problems by means of the l-curve. *SIAM review*, Vol. 34, No. 4, pp. 561–580, 1992.

第5章 結論

本研究では、自動車用ブレーキにおけるパッド-ロータ間の接触問題に対して、逆解析を用いて in situ 測定が困難なブレーキパッド摩擦材の異方性弾性係数及び制動中におけるブレーキパッド-ロータ間の接触面圧分布を同定する手法を提案した。以下に、本研究で得られた結論を総括する。

5.1 逆解析を用いたディスクブレーキパッド摩擦材の異方性弾性係数の非侵襲同定

第2章では、逆解析を用いて異材で構成されたブレーキパッドの摩擦材の異方性弾性定数を非破壊で精度良く同定する手法を開発した。ブレーキパッドの摩擦材の異方性弾性定数はブレーキ鳴き等の不具合に対する影響が大きいと考えられている。特にブレーキ鳴きに対しては摩擦材の E_z の影響が大きいことが本章の調査により明確になった。本章にて提案する手法により、従来手法に対して E_z の同定精度が向上していることが確認できた。これにより、効果的なブレーキ開発を行う上で重要な情報を提供することが期待される。

本章で得られた結論を以下に示す。

- 打撃試験により得られる固有振動数、モード形状を測定データとし、摩擦材の異方性弾性定数を未知パラメータとする逆問題を設定した。
- 観測方程式は有限要素固有値解析に基づいて構築した。有限要素解析の計算コスト削減のため、応答曲面法を適用した。応答曲面の精度向上のため、MAC 値による振動モードの対応付けと補間精度の良い応答曲面の補間式を提案した。
- 逆解析の悪条件克服のため、摩擦材を金属ブロックで拘束した状態で得られる固有振動数、モード形状を観測情報として追加することを提案した。
- 模擬測定データによる同定シミュレーションにより同定精度を検証し、本手法の有効性を検証した。
- 摩擦材を金属ブロックで拘束するために冷凍を用いた効率的かつ非破壊な方法を提案した。実際に冷凍接着装置を構築し有用性を確認した。
- 実際に打撃試験を実施し、摩擦材の弾性定数を同定した。同定結果は大域的最適解に収束し妥当な値であった。

本章で得られた研究成果は、ブレーキ開発の現場において導入が容易で実現性が高い評価手法であり、今後ブレーキシステムに関する数値シミュレーションの精度向上にも大きく寄与するものと期待される。

5.2 逆解析を用いた制動中のディスクブレーキパッド接触面圧分布の同定

第3章では、逆解析を用いて制動中のブレーキパッド-ロータ間の接触面圧分布を同定する手法を開発した。従来手法ではブレーキパッドの加工が必要となり、加工に伴う接触面圧分布の変化が懸念されていた。それに対して、本章では外骨格生物の触覚機構を参考に接触面圧に伴うロータの微小変形を測定するセンサを開発し、ロータの変形から逆解析を用いて接触面圧分布を同定する手法

を提案した。これにより、制動の際のブレーキパッド-ロータ間の接触面圧分布を *in situ* に同定することが可能となるため、ブレーキ開発の現場に対して有益な情報を提供することが期待される。

本章で得られた結論を以下に示す。

- ロータの厚さ方向の変形量を測定し逆解析を用いることで、ブレーキパッドに特別な加工を施さずに接触面圧分布を同定する手法を提案した。
- 外骨格生物の触覚メカニズム (campaniform sensillum) を応用した約 12 倍の拡大率を持つ変位拡大機構を開発し、S/N 比の高い測定データを得ることが可能となった。
- 実測から得られる観測行列を用いて観測方程式を構築し、Tikhonov の正則化を適用して逆問題の悪条件性を克服した。
- 模擬測定データを用いた数値シミュレーションにより同定精度を検証し、約 5 % 程度の誤差で接触面圧分布が同定できることを確認した。
- センサの直線性が良いことと、実証実験と模擬実験の点荷重応答関数が良く一致したことから、実証実験と模擬実験との相関性は高いと判断できる。
- 実証実験を行い提案手法の妥当性を確認した。同定結果から得られる接触荷重はブレーキ液圧から推定する値と良く一致したことから同定結果は妥当であると判断できる。
- 本手法により得られる接触面圧分布の空間分解能は、中凸あるいは中凹の接触面圧分布の判別に対して十分であることが確認できた。

本章の測定対象は対向ピストン型キャリパであり、裏表の接触面圧分布が対称であるとみなして接触面圧分布の同定手法を開発した。主要な自動車用ブレーキの構造には、対向ピストン型ブレーキ以外にはフローティング型キャリパが挙げられる。フローティング型キャリパの構造はロータの裏表で対称ではなく、裏表のブレーキパッド-ロータ間の接触面圧分布はそれぞれ異なると考えられる。本章の提案手法を発展させ、裏表のブレーキパッド-ロータ間の接触面圧分布を独立に測定する手法を開発することが今後の課題となる。

5.3 逆解析を用いたブレーキパッド接触面圧分布の内外面個別同定

第4章では、第3章”逆解析を用いた制動中のディスクブレーキパッド接触面圧分布の同定”を発展させ、フローティング型ブレーキを対象にロータの内面及び外面の接触面圧分布を個別に同定する手法を提案した。実機のブレーキにおいては、ブレーキの形状やブレーキパッドの摩耗の影響から内面及び外面の接触面圧分布は異なると考えられる。本章にて提案する手法により、ブレーキ開発の現場において重要な情報を提供することが期待される。

一方で、同定結果を高解像度化することでより有益な情報を提供することが期待できる。本章では第3章にて提案した測定手法を踏襲したが、測定手法の工夫により同定結果の高解像度化が可能であると考えられる。また、現状ではブレーキパッド接触面形状は未知として逆解析を行っている。ブレーキパッド接触面のエッジでは接触面圧がステップ状に変化するため、逆解析の際の適切化により同定結果の高周波成分が減少し、同定誤差が発生すると考えられる。同定結果の高解像度化手法及びブレーキパッド接触面の形状を既知とした逆解析手法を開発することが今後の課題となる。

本章で得られた結論を以下に示す。

- ロータの微小変形を測定データとし、ブレーキパッドとロータの間の接触面圧分布を未知パラメータとする逆問題を設定した。

- 変位拡大機構及びロータ形状を工夫することでセンサの感度に方向性を付与することが可能となった。
- 接触面圧とロータの変形は線形であると仮定し、実験により得られた点荷重応答関数を観測行列とする観測方程式を構築した。
- 逆解析の悪条件克服のため、Tikhonov の正則化を適用し解の安定化を図った。
- 数値実験により同定精度を検証し、提案手法の実現可能性を確認した。

以上の研究成果により提案手法の実現可能性が検証された。

5.4 本研究の特徴

本研究を振り返ると、逆解析の際の悪条件を克服する上でハードウェアとソフトウェアの融合という共通のコンセプトが存在したと考えられる。本研究では逆解析を前提として測定システムをデザインすることで情報の質と量を向上し、逆解析を行う際には得られた情報を最大限に活用することで逆解析の悪条件性を克服した。これは、単なるハードウェアとソフトウェアの組み合わせではなく、Fig. 5.1 に示すようにハードウェアとソフトウェアを相互に改善するプロセスであったと言える。

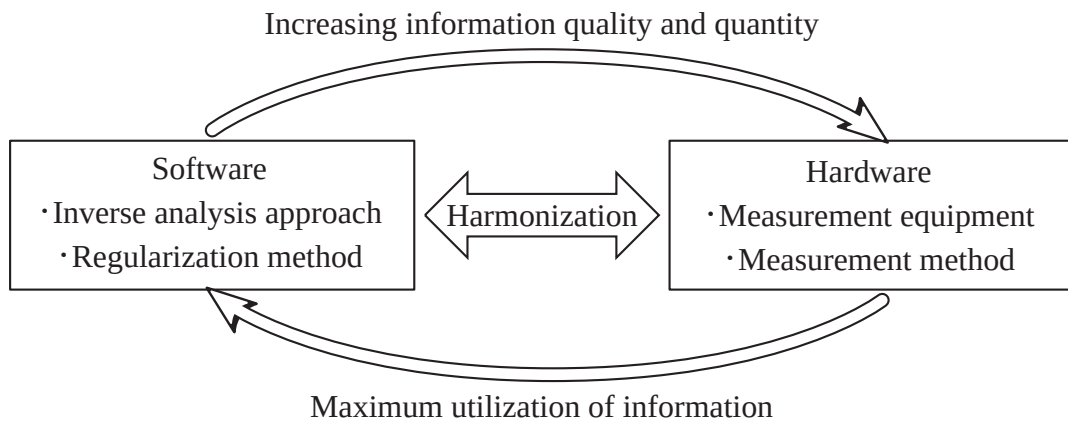


Fig. 5.1: Schematic of harmonization of hardware and software. "Harmonization" is the interactive improvement between the hardware and the software.

本研究にてハードウェアとソフトウェアの融合というコンセプトの有効性が確認されたため、今後は適用事例を増やして本コンセプトの一般化を目指す。以下に本研究における実施例をまとめる。

- 第2章では、ブレーキパッド摩擦材の異方性弾性係数を精度良く同定するために、ブレーキパッド接触面を金属ブロックに接着し E_z の感度を向上させる測定手法を提案した。提案手法ではブレーキパッドと金属ブロックを氷で接着するため、非破壊でブレーキパッドを金属ブロックから分離することが可能であり、測定に使用したブレーキパッドを用いて各種のブレーキ試験を行うことができる。また、固有振動数の他に振動モードも測定データとすることで解の一意性を確保した。
- 第3章及び第4章では、外骨格生物の触覚器官を参考にしたセンサを開発し、S/N比の高い測定データを得ることが可能となった。また、点荷重発生装置を開発し、測定データから観測方程式を構築した。これにより、モデル化誤差が少ない観測方程式を構築することが可能となった。

5.5 今後の研究課題

本研究により自動車技術の分野における逆解析の有効性が示された。自動車技術の分野において in situ 測定が困難なパラメータはまだ多く残っているが、逆解析を適用することで今後一層の技術発展が期待できる。また、本研究にて対象としたブレーキはトライボロジーとも関係が深く、本研究にて提案する手法がトライボロジーの発展に寄与することも期待できる。

今後の研究課題としては以下のことが考えられる。

- 第3～4章においては適切化の際の正則化パラメータを L-curve 法により決定した。しかしながら、問題によっては L-curve 法により一意的に正則化パラメータを決定することは困難となる。事後確率最大化法により正則化パラメータを一意的に決定することが可能であるので、今後は測定事例を増やして測定誤差の統計量を取得する。
- in situ 測定が困難なパラメータの一例として接触剛性が挙げられる。接触剛性はブレーキ鳴きへの影響が大きいと考えられているが、完全に把握できているとは言いがたい。測定システムと逆解析を融合させる本研究のアプローチを適用し、接触剛性の同定手法を開発する。
- 摩擦や摩耗、接触等の現象解明はトライボロジーにおける大きな課題の一つである。本研究にて提案した内外面の接触面圧分布個別同定及び同定結果の高解像度化の手法を実現し、トライボロジーの発展に寄与する測定データを提供する。

謝辞

本論文は，東京工業大学天谷賢治教授の真摯な御指導，御鞭撻のもとにまとめることができたものであり，ここに心より感謝致します．大西有希助教には，数値解析や測定手法等に関して様々な助言を頂き研究を大いに発展することができました．深く感謝致します．本論文の審査過程において，数々のご助言を賜りました，機械制御システム専攻井上裕嗣教授，情報環境学専攻笹島和幸教授，宮崎祐介准教授ならびに機械宇宙システム専攻小酒英範教授に深謝申し上げます．

本研究は，曙ブレーキ工業株式会社に在籍中である筆者が社会人学生となり，東京工業大学大学院情報理工学研究科に在学中に行ったものであります．社会人学生として逆解析について深く学ぶ機会を頂いた東京工業大学岡崎健名誉教授に心より感謝致します．また，西村誠司様，泉原敏孝様，羽鳥公一様をはじめとする曙ブレーキ工業株式会社の皆様方には多大なるご支援と業務に関する様々なサポートを頂くことで研究を進めることができました．深く感謝致します．

鄭珠迎さん，鯨井孝典さん，中川裕喜さんには多忙な中，共同研究を進めて頂き現在に至ることができました．深く感謝致します．

最後に天谷研究室の皆様方ならびに公私ともに御厚志を賜りました皆様に対し，改めて深く感謝の意を表します．

平成 29 年 2 月
井上正則