

走行路面の摩擦状態を測定可能なタイヤ用触覚センサの研究

メタデータ	言語: jpn 出版者: 公開日: 2017-10-05 キーワード (Ja): キーワード (En): 作成者: メールアドレス: 所属:
URL	http://hdl.handle.net/2297/43794

This work is licensed under a Creative Commons Attribution-NonCommercial-ShareAlike 3.0 International License.



博士論文

走行路面の摩擦状態を測定可能な タイヤ用触覚センサの研究

金沢大学大学院自然科学研究科
システム創成科学専攻

学籍番号：1223122012

氏名：伊勢 大成

主任指導教員：立矢 宏 教授

提出年月：平成 27 年 6 月 29 日

走行路面の摩擦状態を測定可能なタイヤ用触覚センサの研究

【目次】

第1章 緒論	
1.1 背景と目的	・・・1
1.2 従来の研究	・・・3
1.3 本論文の構成	・・・4
第2章 摩擦状態測定用2軸方向負荷センサ	
2.1 緒言	・・・6
2.2 センサの構造	・・・6
2.3 測定の仕組み	・・・8
2.4 実験式の検討	・・・11
2.5 結言	・・・13
第3章 周方向の摩擦係数の測定	
3.1 緒言	・・・14
3.2 実験装置概要	
3.2.1 タイヤへのセンサの装着方法	・・・14
3.2.2 実験装置の構成	・・・19
3.2.3 荷重の測定方法	・・・21
3.3 タイヤ回転摩擦実験	
3.3.1 実験方法および条件	・・・22
3.3.2 実験定数の算出	・・・22
3.4 種々の表面の摩擦状態の測定	
3.4.1 実験方法および条件	・・・25
3.4.2 実験結果	・・・26
3.5 測定値の精度	
3.5.1 実験方法および条件	・・・34
3.5.2 実験結果	・・・34
3.6 結言	・・・36

第4章 摩擦状態測定用3軸方向負荷センサ	
4.1 緒言	・・・37
4.2 センサの構成	・・・37
4.3 実験装置概要	
4.3.1 タイヤ片の構成	・・・38
4.3.2 実験装置の構成	・・・40
4.3.3 荷重の計測方法	・・・42
4.4 測定の仕組み	・・・44
4.5 実験式の検討	・・・45
4.6 実験式による測定とその精度	
4.6.1 実験方法および条件	・・・49
4.6.2 測定結果	・・・49
4.7 高荷重での測定のためのセンサ構造	・・・53
4.8 センサの校正	
4.8.1 校正方法	・・・57
4.8.2 校正結果	・・・61
4.9 摩擦係数真値の測定	
4.9.1 測定方法	・・・65
4.9.2 測定結果	・・・66
4.10 結言	・・・66
第5章 タイヤ走行模擬実験装置の開発	
5.1 緒言	・・・67
5.2 実験装置の概要	
5.2.1 実験装置の条件	・・・67
5.2.2 実験装置の仕様	・・・68
5.2.3 フォースプレート	・・・69
5.2.4 パラレル式負荷装置	・・・71
5.2.5 タイヤ駆動部	・・・73
5.3 実験方法	
5.3.1 荷重負荷方法	・・・74
5.3.2 荷重測定方法	・・・76
5.4 タイヤ走行模擬実験装置による測定例	
5.4.1 実験方法および条件	・・・78
5.4.2 測定結果	・・・79
5.5 結言	・・・82

第 6 章	タイヤの変形を考慮した摩擦係数測定方法	
6.1	緒言	・・・ 83
6.2	センサの装着	
6.2.1	装着方法	・・・ 83
6.2.2	引込量の検討	・・・ 90
6.3	タイヤの変形を考慮した摩擦状態の測定方法	
6.3.1	タイヤの変形のセンサ出力への影響	・・・ 95
6.3.2	タイヤの変形による影響の除去方法	・・・ 99
6.3.3	荷重測定値の補正方法	・・・ 101
6.5	結言	・・・ 104
第 7 章	任意方向負荷に対する摩擦状態の測定	
7.1	緒言	・・・ 105
7.2	摩擦係数の測定実験	
7.2.1	実験方法	・・・ 105
7.2.2	未補正時の推定結果	・・・ 106
7.2.3	タイヤ変形成分の除去による推定結果	・・・ 109
7.2.4	荷重測定値の補正による推定結果	・・・ 116
7.3	結言	・・・ 119
第 8 章	結論	
8.1	各章のまとめと総括	・・・ 120
8.2	今後の展望	・・・ 121
参考文献		・・・ 123
謝辞		・・・ 128

【記号表】

本論文で使用する主な記号を以下に示す.

a_i	: 校正実験より得られる定数
b_i	: 校正実験より得られる定数
f	: センサの接触部に作用する摩擦力
F	: フォースプレートによりタイヤに負荷する摩擦力
k_i	: 校正実験より得られる定数
l_i	: 校正実験より得られる定数
R_i	: センサ出力の変化率
w	: センサの接触部に作用する鉛直荷重
W	: フォースプレートによりタイヤに負荷する鉛直荷重
α	: 鉛直荷重の補正係数
β	: 摩擦力の補正係数
ε_{Si}	: 接触部に作用する負荷によるひずみゲージ i の出力
ε_{Ti}	: タイヤの変形によるひずみゲージ i の出力
ε_i	: センサをタイヤに装着した際のひずみゲージ i の出力
φ_i	: 校正実験より得られる定数
θ	: 摩擦力の負荷方向
μ_s	: センサ接触部と摩擦表面間の摩擦係数

第1章 緒論

1.1 背景と目的

近年、自動車の普及による交通事故は社会問題となっており、平成25年度版警察白書によれば、国内の年間での交通事故の発生件数は629,021件、負傷者数は781,494人、死者数は4,373人である⁽¹⁾。いずれも近年は減少傾向にあるが、さらなる低減が求められており、特に事故を未然に防止するための先進技術を活用した先進安全自動車（ASV：Advance Safety Vehicle）の開発・普及が求められている⁽²⁾。

現在実用化されている安全技術としては、ABS(Antilock Brake System)、TCS(Traction Control System)、ESC(Electronic Stability Control)などの車両運動制御システムがある⁽³⁾⁽⁴⁾が、これらの制御のため、車輪速センサや加速度センサ、ヨーレートセンサ等により車両各部のセンシングを行っている⁽⁵⁾。

現在、車両運動制御システムのさらなる性能向上のため、道路と自動車の唯一の接点であるタイヤにセンシング機能や安全システムを組み込んだインテリジェントタイヤ⁽⁶⁾が注目され、広く研究・開発が行われている。インテリジェントタイヤとは、タイヤを車両の走行に用いるだけでなく、センサとして車両への有効な情報のセンシングおよび供給などが可能なタイヤの総称である。

タイヤのインテリジェント化には、①タイヤや車両の製造情報や特性情報をバーコードやRFID(Radio Frequency Identification)などでタイヤに組み込む、②タイヤが内圧や温度などの情報を時々刻々と取得して車両にフィードバックする(タイヤ空気圧警報システム TPMS：Tire Pressure Monitoring System)、③タイヤが路面や車両の状況をセンシングして車両にフィードバックする、④センシングの結果よりタイヤ自身の性能を変化させる、といった段階が考えられる⁽⁷⁾。

現在は①と②は商品化、実用化されつつあり、その次の段階として、滑りやすさを表す指標である摩擦係数などの路面情報を直接センシングできるインテリジェントタイヤの研究が進められている。

路面の摩擦係数を走行時にリアルタイムで計測できれば、タイヤ機能の中

の「止まる」に関する ABS, 「走る」に関する TCS, 「曲がる」に関する ESC といった, 様々な車両運動制御システムの性能を向上させることができると考えられている.

前述に関して, ABS を例にして具体的に説明する. ABS は凍結した路面などの危険な状況でのブレーキ操作によりタイヤがロックされた時に作動し, ロック状態を解除して路面とタイヤ間の摩擦係数を最適な値となるようにブレーキ圧を制御し, 停止距離を短くする装置である⁽⁴⁾⁽⁸⁾. 一般的な ABS では路面とタイヤ間の摩擦係数を, 車体速度とタイヤ回転速度との相関性から算出したスリップ比から求めているが, 車体速度は測定が難しく, 走行時に摩擦係数を正確に把握することは困難である⁽⁸⁾. このため, 最適な制御が必ずしも行えているわけではなく, 条件によっては制動距離が延びるなどかえって危険な場合もある⁽⁹⁾. このことから, 路面とタイヤ間の摩擦係数をリアルタイムで直接計測し, 状況に合わせて最適な制御を行うことが望ましい.

このように, 走行時に路面の摩擦係数が得られれば, 先に挙げた様々な車両運動制御システムにおける最も効果的な制動, 駆動, 操舵などの運転支援^{(10)~(13)}や, 危険物を察知した時の自動停止などが, 様々な路面状況で適切に行えることが期待できる. さらに, 得られた路面の情報をドライバーに伝達したり, 高度道路交通システム(ITS : Intelligent Transport System)などにおいて複数の車両間で共有することで, 安全な運転をドライバーに促す警告システムに利用することも考えられる⁽¹⁴⁾.

以上のように, 車両のドライバビリティが向上することから, 路面の摩擦状態を検知することが可能なインテリジェントタイヤに関して国内外で様々な研究がなされているが, 未だ実現には至っていない.

そこで本研究では, 先に接触面形状の測定用として開発した触覚センサ^{(15)~(19)}の原理を応用し, 走行時のタイヤ接地面の摩擦係数の計測を目的としたセンサを新たに提案する. また, 提案するセンサを取り付けたタイヤを用いてより実用的な実験を行うために, 任意方向の摩擦を負荷可能なタイヤ走行模擬実験装置の設計・製作する. さらに, 同装置により複数の路面について摩擦係数測定実験を行い, 提案したセンサによる摩擦係数測定の有用性を確認する.

1.2 従来の研究

これまでに、路面状態を検知するインテリジェントタイヤの開発を目的として様々な研究が行われており、これらは路面と非接触で計測するものと接触して計測するものに大きく分けられる。

非接触で計測するものとしては、車載カメラで路面を撮影し、得られた画像から路面の状況を判別する方法^{(20)~(22)}などがあるが、直接的な摩擦係数の測定は不可能であり、また夜間などではその推定精度が大きく低下する。

また、接触して計測するものの多くは路面と実際に接触するタイヤの変形を計測している。例として、タイヤトレッド内部に埋め込んだ磁気センサによりタイヤの変形を計測する方法⁽²³⁾や、SAW (Surface Acoustic Wave) センサをタイヤ内面に装着し、SAW センサに接続されたピンをタイヤ内面側からトレッドに挿入しトレッドの変形を検出する方法⁽²⁴⁾が提案されている。

また、タイヤ内面に直接ひずみゲージを貼付する方法⁽²⁵⁾や、タイヤベルト部のスチールワイヤをコンデンサと抵抗の並列回路と見なし、その電気特性からタイヤのひずみを計測する方法^{(26)~(30)}、さらに、銅箔パターンを持つ2枚のフレキシブル基板を重ね合わせたセンサをタイヤ内側表面に貼付し、同センサの銅箔電極間の電気容量変化を利用してタイヤの変形を計測する方法^{(31)~(33)}などが提案されている。

他にも、ホイール取り付けた光位置センサとタイヤ内側表面取り付けたLEDを用いてタイヤのひずみを光学的に測定する方法^{(34)~(39)}や、タイヤ内部に取り付けたカメラによりタイヤのひずみ分布を測定する方法^{(40)~(43)}などが提案されているが、付帯設備が必要でコストも高く、タイヤへの取り付けも容易でない。

以上で述べた方法では主にタイヤ内面のひずみの測定に留まっており、タイヤのひずみと路面摩擦係数の直接的な関係を求めることは困難であり、実際に路面摩擦係数測定まで行った例は極めて少ない。

他のアプローチとして、路面とタイヤ間の状態によりタイヤに生じる振動が変化することに着目した研究^{(44)~(46)}が行われている。特にタイヤ内面に加速度センサを取り付け、タイヤの振動波形から路面状態を判別するシステム^{(47)~(50)}では、実際の車道において走行試験を行い乾燥・湿潤・圧雪・凍結路面を高精度に推定している。しかし、同方法ではパターン認識のための計算

負荷が高く、リアルタイムでの測定には至っていない。また、タイヤに負荷される荷重を直接測定できず、測定結果を車両の運動制御へ応用することは困難である。

本研究で提案するセンサは、ウイスカと呼ぶ棒状の片持ち梁をひずみゲージを貼付した弾性板に取り付けた単純な構成であるため、安価で扱いやすく、タイヤへの取り付けも比較的容易である。本センサでは、走行時にタイヤに加わる鉛直荷重および摩擦力と、タイヤ内側表面に取り付けた本センサの弾性板の変形との関係を明らかにすることで、弾性板に貼付したひずみゲージの測定値からこれらの負荷を求め、摩擦係数の値を算出する。つまり、提案するセンサをタイヤに取り付ければ、走行時に路面の摩擦係数を直接測定できる。

1.3 本論文の構成

本論文の構成を以下に示す。

第1章 諸論

本章では、本研究の背景と目的を述べる。さらに、従来の研究と本研究の概要を述べる。また、本論文の構成について示す。

第2章 摩擦状態測定用2軸方向負荷センサ

本章では、本研究で提案するセンサの概要について述べる。さらに、タイヤに取り付けた同センサがどのように摩擦係数を測定するか、測定の仕組みについて説明する。また、提案するセンサを用いた摩擦係数を求めるための実験式を提案する。

第3章 周方向の摩擦係数の測定

本章では、本研究で提案するセンサを取り付けたタイヤを用いた実験について説明する。実験装置、実験方法および実験条件を示し、得られる実験結果からタイヤ接地面の摩擦係数の測定を行い、提案するセンサの有用性を示す。

第4章 摩擦状態測定用3軸方向負荷センサ

本章では、先に提案したセンサの改良により3軸方向の負荷が測定可能なセンサの構造を提案する。また、同センサを用いた実験および実験式の導出について説明する。

第5章 タイヤ走行模擬実験装置の開発

本章では、提案するセンサを用いたより実用的な実験を行うために必要な実験装置の設計について説明する。まず、実験装置の概要を説明し、同装置を用いた実験について提案する。

第6章 タイヤの変形を考慮した摩擦係数測定方法

本章では、提案する3軸方向の負荷が測定可能なセンサをタイヤに装着した際の、タイヤの変形による影響に対処する測定方法について説明する。まず、センサの装着方法を説明し、センサ出力の補正方法について説明する。

第7章 任意方向負荷に対する摩擦状態の測定

本章では、提案するセンサおよび実験装置を用いた、任意の方向の負荷に対する摩擦測定実験について説明する。得られる実験結果から任意方向の接地面の摩擦係数の測定を行い、提案するセンサの有用性を示す。

第8章 結論

本章では、本研究で得られた結果を要約して述べる。また、今後の課題についても述べる。

第 2 章 摩擦状態測定用 2 軸方向負荷センサ

2.1 緒言

本章では、提案する摩擦状態測定用 2 軸方向負荷センサの概要について述べる。まず、提案するセンサの構成・寸法について示す。さらに、タイヤに装着した同センサが摩擦係数を検知する仕組みについて説明する。また、提案するセンサを用いた摩擦係数を求めるための実験式を提案する。

2.2 センサの構造

本研究で提案するセンサを、本研究室で先に開発した接触面の形状を測定可能なセンサ⁽¹⁶⁾と合わせて図 2.1 に示す。提案するセンサは、従来のセンサと構成や材料などが若干異なるものの、基本構造や検知の仕組みなどは同様である。

センサの構成および寸法を図 2.2 に示す。図 2.2 に示すように、センサは正方形のフレーム部に固定したベース部と呼ぶ弾性板に 1 本のウイスカ部と呼ぶ棒状の弾性体を取り付けて構成する。ベース部上面には、2 枚のひずみゲージの長手方向が同一直線上かつウイスカ部に対して対称となるよう貼付する。

ウイスカ部に負荷が加わるとウイスカ部がたわみ、ウイスカ部が取り付けられたベース部には変形が生じる。このベース部の変形を、ベース部上面に貼付したひずみゲージによって測定する。

実際に試作したセンサを図 2.3 に示す。試作したセンサのフレーム部には、加工しやすく剛性が比較的高いアルミニウム合金を、ウイスカ部には高い柔軟性を持ち、繰り返しの変形に対して初期形状を保持することができる超弾性合金[ニラコ製形状記憶合金 超弾性 Ni-Ti 合金, 直径 0.5mm : 品番 947385]を用いた。さらに、従来のセンサではベース部にゴムを用いたが、タイヤ内部の環境下での劣化や温度による特性変化などを考慮し、厚さ 0.3mm のアルミ合金板を使用することとし、ベース部の四隅に穴を設け、ボルトでフレーム部に固定した。また、ひずみゲージ[東京測器 : FLG-02-23]は、ベース部

の中心に取り付けたウイスカ部から 3.0mm 離れたベース部の表面上に，図 2.2(b)と同様にして 2 枚貼付した．

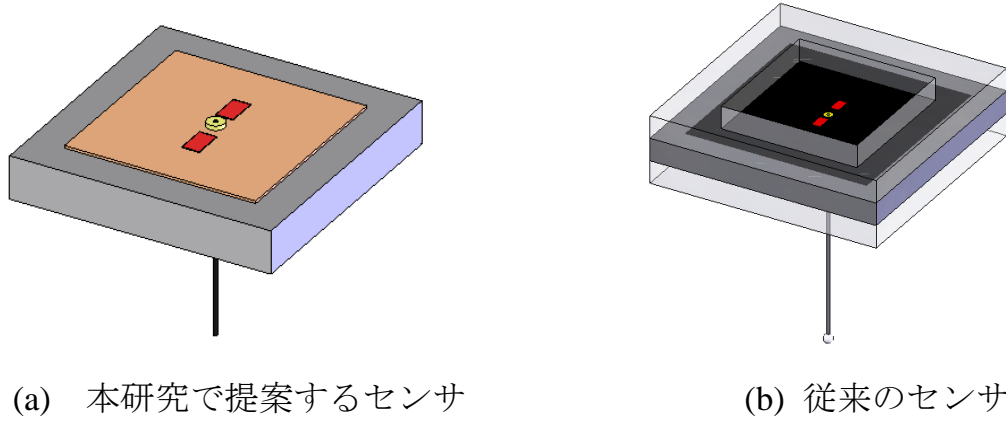


図 2.1 センサの外観

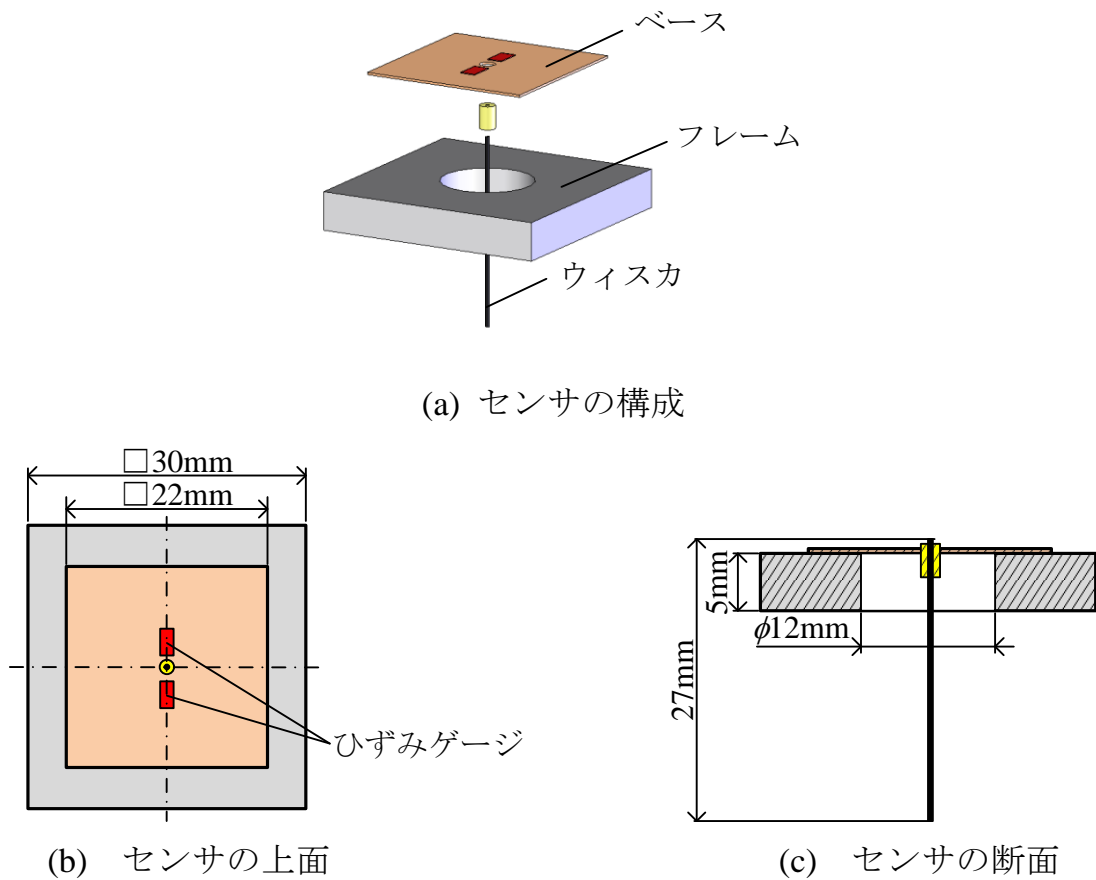


図 2.2 センサの構成と寸法

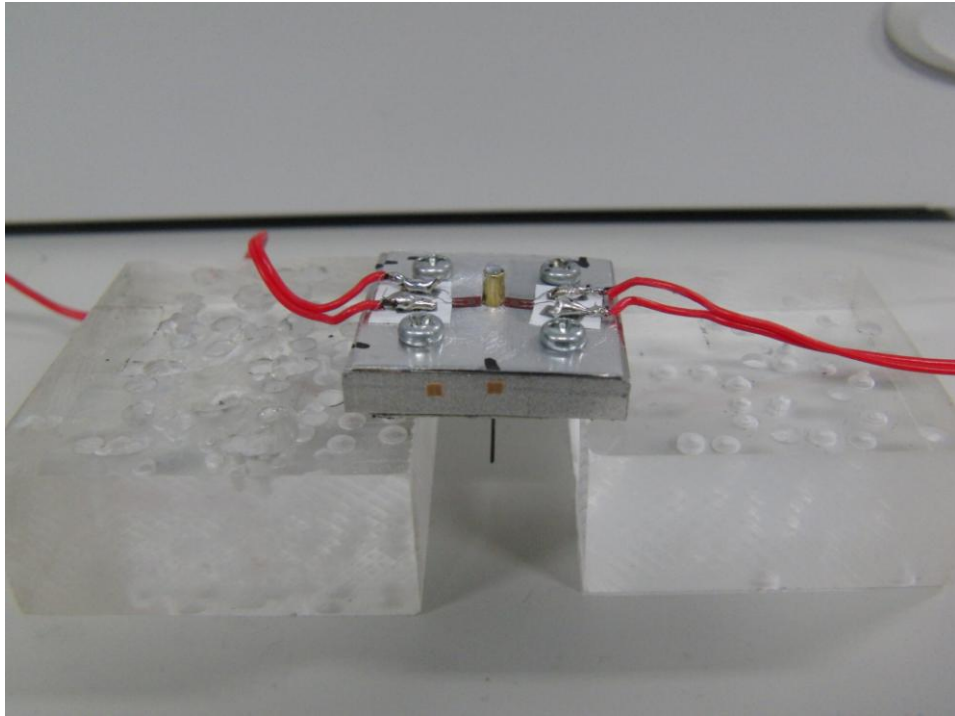


図 2.3 試作したセンサ

2.3 測定の仕組み

提案するセンサをタイヤに装着した様子を図 2.4 に示す。タイヤへのセンサの取り付け方法に関しては、第 3 章でその詳細を述べるため、ここでは簡単に説明する。

センサは、ウイスカ部をタイヤのトレッド部に開けた穴に通し、ベース部に貼付した 2 枚のひずみゲージの長手方向がタイヤ回転軸と直交するようにし、タイヤ内側表面に取り付ける。なお、センサとタイヤの間には柔軟材料であるスポンジを挟み、弾性率の差異によるセンサのタイヤからの剥離を防ぐとともに、タイヤ内側表面の変形を吸収する。さらに、ウイスカ部先端を接触部で覆う。接触部には半球形状のゴムを使用し、その材料特性によって内部のウイスカのたわみ方が変化するため、重要な役割を担う。また、接着した接触部は取り外しが可能で、摩耗などによる交換も容易である。

以上のようにしてタイヤに装着したセンサは、自動車の制動時・駆動時・旋回時などのように、タイヤに鉛直荷重と摩擦力が加わる場合を対象として摩擦係数を検知する。

例として自動車の制動時を考えると、図 2.5 のように回転中のタイヤには車両分の鉛直荷重とブレーキにより発生するすべり摩擦力が加わり、タイヤはスリップ状態となる。タイヤの回転に伴いタイヤに取り付けたセンサの位置は変化するが、センサの位置がタイヤの最下点に来た時に接触部には鉛直荷重と摩擦力が作用する。接触部にこれらの負荷が作用すると、内部に挿しこんだウイスカ部がたわみ、ウイスカ部を取り付けたベース部に変形が生じる。この変形をひずみゲージによって検知する。

ベース部の変形の概略を図 2.6 の断面図を用いて説明する。接触部に対して鉛直方向に荷重が作用する場合、ベース部は図 2.6(a)のようにウイスカ取付部を頂点としてたわむ。このとき、ひずみゲージ貼付部には引張のひずみが生ずると予想される。

また、接触部に水平方向の荷重である摩擦力が作用する場合、図 2.6(b)に示すようにベース部はウイスカ取付部が変曲点となるように正弦波形状に変形する。このとき、一方のひずみゲージ貼付部には引張、他方には圧縮のひずみが生ずると予想される。

実際には、図 2.5 に示すようにタイヤには鉛直荷重および摩擦力が同時に作用するため、ゲージ貼付部のひずみは以上の変形を重ね合わせた結果となる。これら異なる変形挙動を利用すれば、ベース部に貼付した 2 枚のひずみゲージで検知されるひずみから、鉛直荷重および摩擦力の大きさを知ることが期待できる。さらに、求めた摩擦力を鉛直荷重で除することで摩擦係数の値を算出することが可能となる。

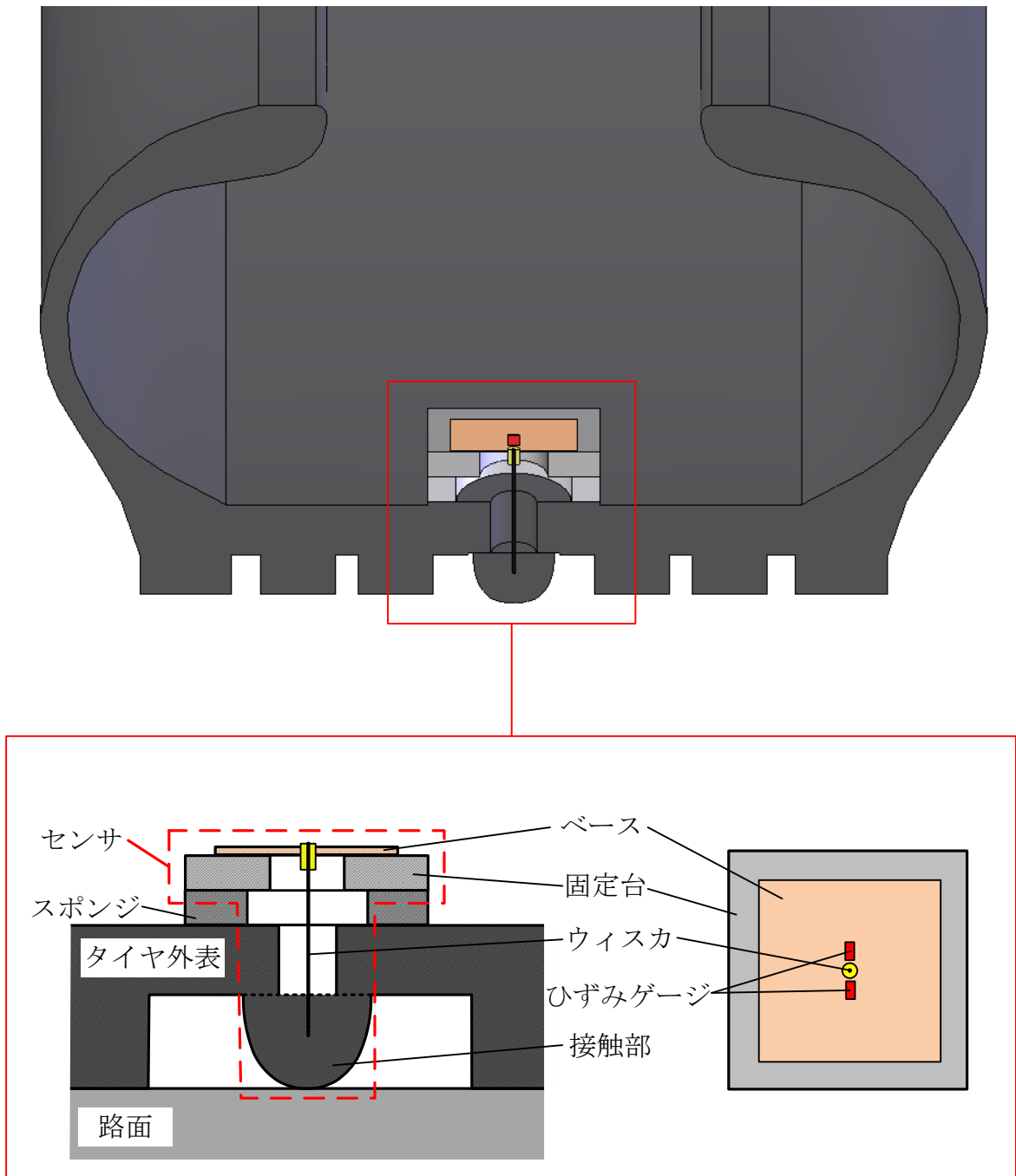


図 2.4 センサのタイヤへの装着状態

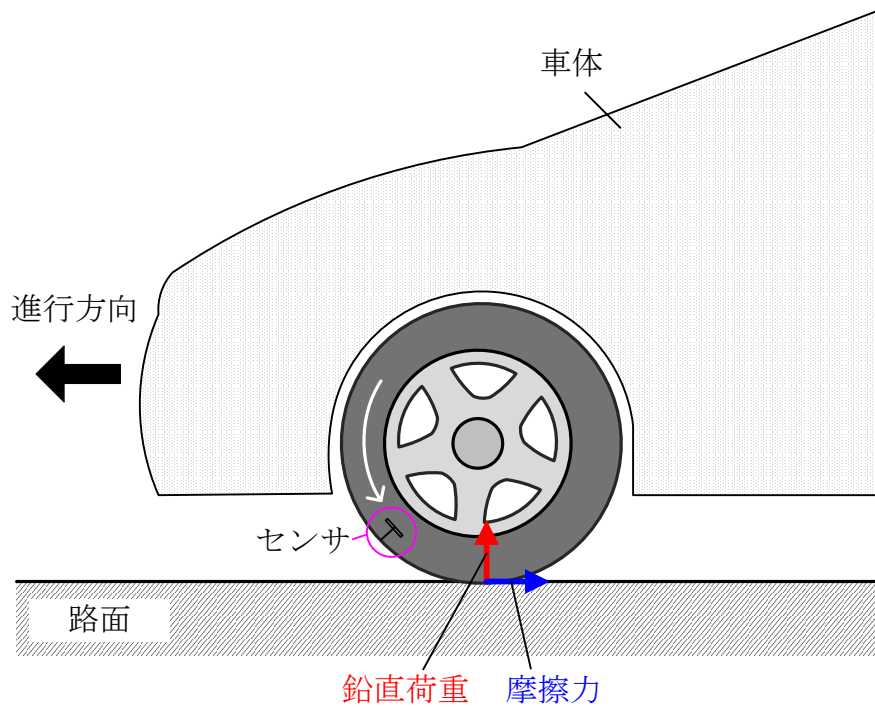


図 2.5 制動時の自動車

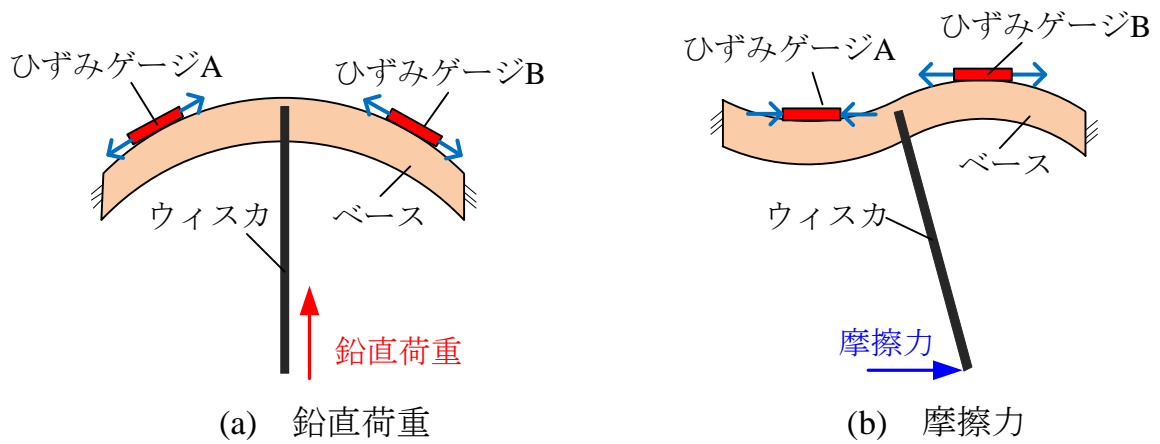


図 2.6 ベースの変形の概要

2.4 実験式の検討

提案するセンサでの、ベース部の2点のひずみを用いてセンサの接触部における摩擦係数を求める実験式について検討する。

接触部に加える負荷とセンサから得られるひずみを線形関係と仮定し、実

験式形について検討する。

説明のため、図 2.6 に示すように、ベース部に貼付されたひずみゲージをひずみゲージ A、ひずみゲージ B と区別し、それぞれのひずみを ε_A および ε_B とする。

接触部に対して鉛直方向に荷重が作用する場合、図 2.6(a)のようにベース部はウイスカ取付部を頂点としてたわみ、 ε_A および ε_B はともに引張のひずみが生ずると予想される⁽⁵¹⁾。ここで、作用する鉛直荷重に対して、 ε_A および ε_B がそれぞれ線形に変化すると仮定すると、鉛直荷重は ε_A と ε_B の和の一次式として近似でき、以下の式で求められると考えられる。なお、式中の W は鉛直荷重、 k_W および l_W は一次近似式での傾きおよび切片を表す。

$$W = k_W (\varepsilon_A + \varepsilon_B) + l_W \quad (2.1)$$

また、接触部に水平方向の荷重である摩擦力が作用する場合、図 2.6(b)のようにベース部はウイスカ取付部が変曲点となるように正弦波形状に変形する。このとき、 ε_A は圧縮、 ε_B は引張のひずみが生ずると予想される。ここで、作用する摩擦力に対して、 ε_A および ε_B がそれぞれ線形に変化すると仮定すると、摩擦力は ε_A と ε_B の差の一次式として近似でき、以下の式で求められると考えられる。なお、式中の F は摩擦力、 k_F および l_F は一次近似式での傾きおよび切片を表す。

$$F = k_F (\varepsilon_A - \varepsilon_B) + l_F \quad (2.2)$$

また、摩擦係数は摩擦力を鉛直荷重で除した値であるため、以下の式で求められる。

$$\mu = F / W \quad (2.3)$$

以上より、センサによるひずみから鉛直荷重・摩擦力・摩擦係数を求めるための実験式を式(2.1)～(2.3)とする。

式(2.1), (2.2)中の k_i および $l_i(i=W,F)$ は, センサに既知の荷重を負荷し, 荷重の値とひずみを比較する校正実験を行なうことで求められる. また, k および l は校正実験により求める値であるため, 以降これらを実験定数とよぶ.

2.5 結言

本章では, 提案するセンサの構造や寸法などの概要について示した. また, タイヤに取り付けたセンサが, 走行時にどのようにして摩擦係数を検知するのか, その仕組みについて示した. さらに, センサのひずみから摩擦係数を求めるための実験式について示した.

第3章 周方向の摩擦係数の測定

3.1 緒言

本章では、提案するセンサを取り付けたタイヤを用いた実験について述べる。まず、実験で使用するタイヤおよび実験装置について説明する。さらに、同装置を用いた実験について示し、提案するセンサの有用性について検討する。

3.2 実験装置概要

3.2.1 タイヤへのセンサの装着方法

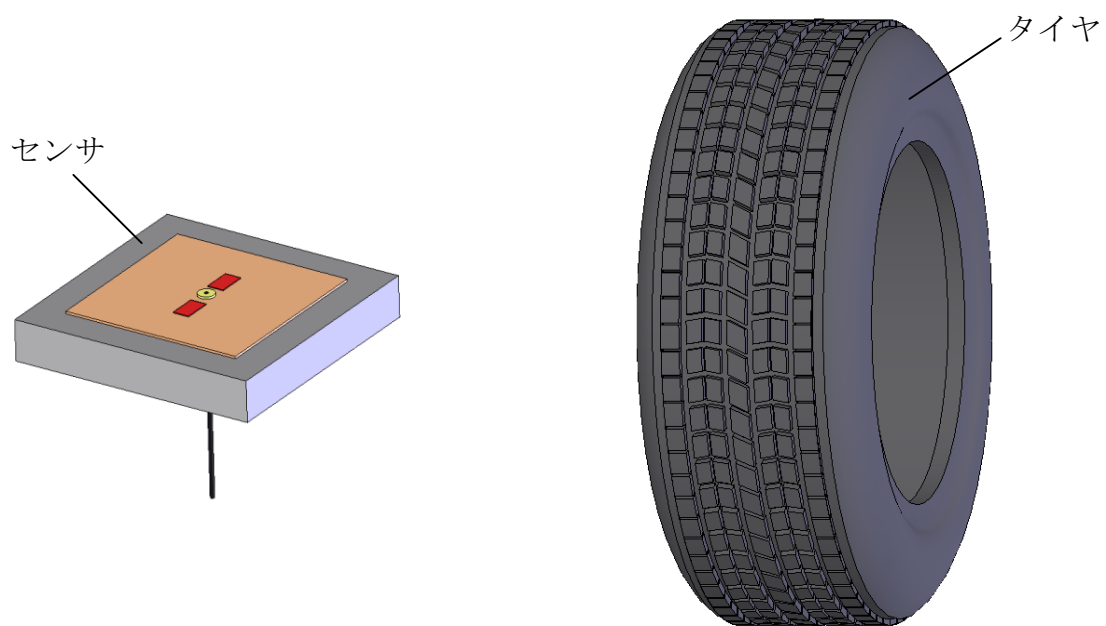
2章では、タイヤに装着可能なセンサを提案し、提案するセンサによる摩擦係数計測方法を示した。そこで、本章以降では、センサを実際のタイヤに取り付けて検討を行う。センサのタイヤへの取り付けに関しては2.3節で簡単に述べたが、ここではその方法等について詳しく説明する。

センサのタイヤへの取り付けに関して、図3.1に示す工程ごとに分けて説明する。図3.1(a)には、説明のためのセンサおよびタイヤのモデルを示す。図3.1(b)~(d)の各工程の説明は、図3.1(a)のモデルの断面図を用いて行う。

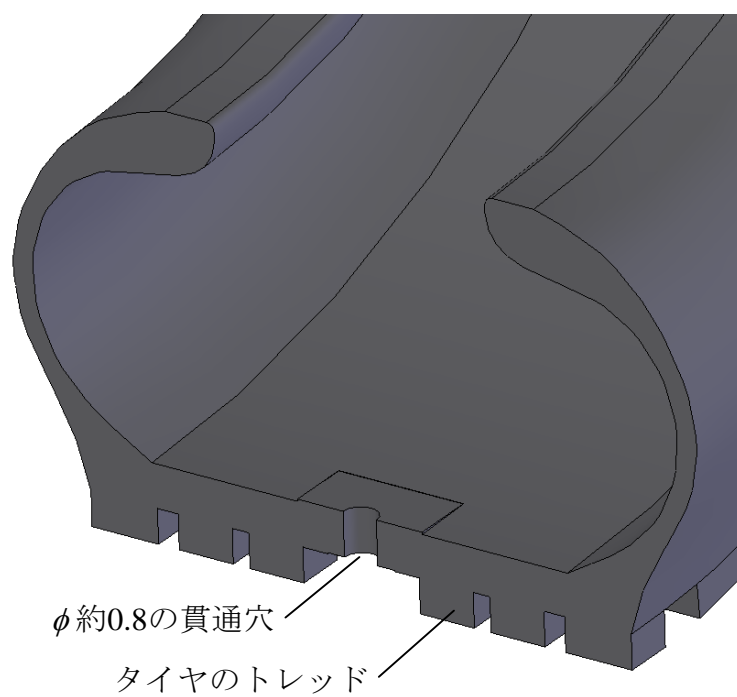
まず、図3.1(b)のように、ウイスカを通すための穴をタイヤに空ける。この際、穴を空ける部分のタイヤの元々のトレッドは、後に説明する接触部の取り付けのために削り落とす。

次に、図3.1(c)のように、工程1で空けた穴にウイスカを通して、センサをタイヤに取り付ける。この際、センサとタイヤの間には緩衝材を挟み、それぞれを接着する。これは、センサとタイヤの剛性率の差異による、センサのタイヤからの剥離を防ぐこと、タイヤ内側表面の変形を吸収することを主な目的としている。

さらに、図3.1(d)のように、工程1で空けた穴を塞ぐようにして、タイヤから飛び出ているウイスカを接触部で覆い、これをタイヤと接着する。

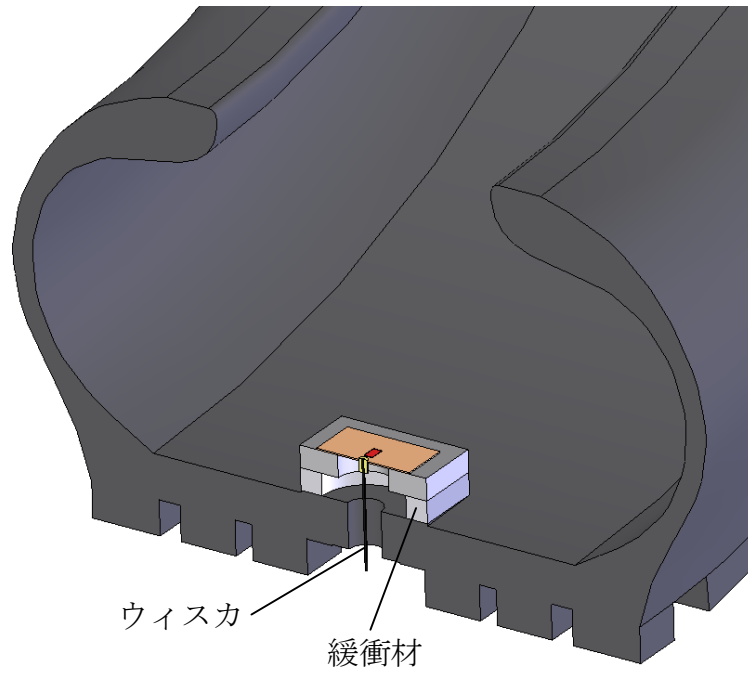


(a) センサとタイヤ

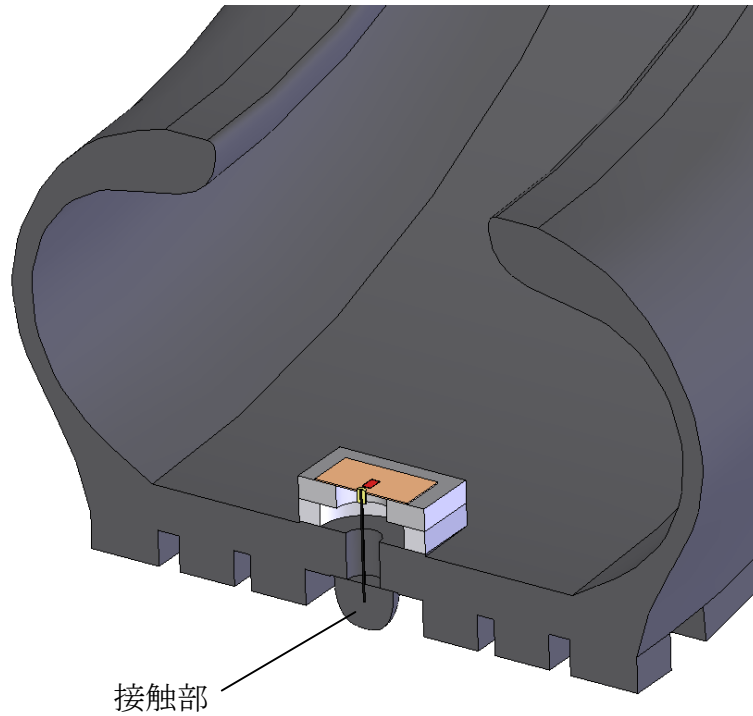


(b) 作業工程 1

図 3.1 タイヤへのセンサの取り付け



(c) 作業工程 2



(d) 作業工程 3

図 3.1 タイヤへのセンサの取り付け

図 3.1 に示すようにして、実際のタイヤに提案するセンサを装着した様子を図 3.2 に示す。

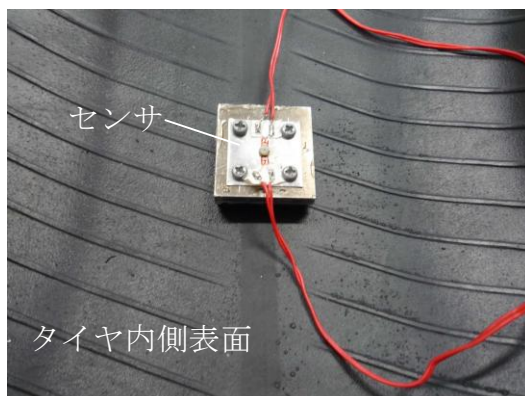
図 3.2(a)にはタイヤ内部の様子を示す。タイヤに取り付けるセンサは、図 2.3 と同様のセンサを用いた。また、センサを取り付けるタイヤには、スタッドレスラジアルタイヤ[ブリヂストン 型番：ブリザック MZ03 サイズ：155/80R13 790]を使用した。

センサは、ベースに貼付した 2 枚のひずみゲージの長手方向が、タイヤ回転軸と直交するよう緩衝材を介してタイヤに取り付けた。なお、緩衝材には柔軟材料であるスポンジを使用し、市販の瞬間接着剤でセンサおよびタイヤと接着した。

また、タイヤに取り付ける接触部は、図 3.2(a)に示すように半球形状とし、直径は 13mm とした。接触部の材料には、タイヤの特性を大きく変化させないためにゴム[ミスミ ニトリルゴム：CXBFN-D13-L10]を使用した。タイヤと接触部の接着には市販の瞬間接着剤を使用し、さらにこの周りに弾性接着剤を塗布して接着を補強した。

図 3.2(a)に示すように、センサのひずみは有線で外部の計測器に接続して測定する。そこで、図 3.2(c)のように、タイヤ側面に開けた穴からリード線を通し、その後、弾性接着剤で穴を密閉した。

以上のようにしてセンサを取り付けたタイヤにホイールを装着した後、200kPa の空気圧で空気を充填した。



(a) タイヤの内側



(b) 接触部



(c) タイヤの側面

図 3.2 センサを装着したタイヤ

3.2.2 実験装置の構成

タイヤを評価するための装置としては、ドラム式やフラットベルト式の試験機が一般的に用いられている⁽⁵²⁾が、本研究ではタイヤスリップ時の滑り摩擦を模擬した実験を行うため、図 3.3 に示すタイヤ回転装置を製作した。

3.2.1 項で製作したタイヤを同装置に取り付けて実験を行う。

実験装置は、センサを装着したタイヤ、タイヤに鉛直荷重を負荷するジャッキ[MISUMI 品番：PFJB802]、タイヤを回転させるギヤードモータ[ORIENTAL MOTOR 型番：DX475SMD-25]、タイヤに加わる負荷を測定するためのフォースプレート⁽⁵³⁾で構成した。

図 3.3 の装置では、自動車のブレーキ時におけるスリップなどを想定した、すべり摩擦状態を模擬した実験を行うことが可能である。ただし、実験でタイヤに負荷可能な最大鉛直荷重は、仮に対象面の摩擦係数を 1 として表 3.1 に示すモータの許容トルクから計算した結果、約 500N となる。このため、本実験装置でタイヤに負荷する鉛直荷重は 500N までとする。

なお、実験中のセンサのひずみは、ひずみゲージを計測器[KEYENCE 型番：NR-600]に接続して測定し、PC に保存する。また、タイヤに加わる負荷は、計測器[KEYENCE 型番：NR-600]に接続したフォースプレートで測定し、センサのひずみと同様に、PC に保存する。

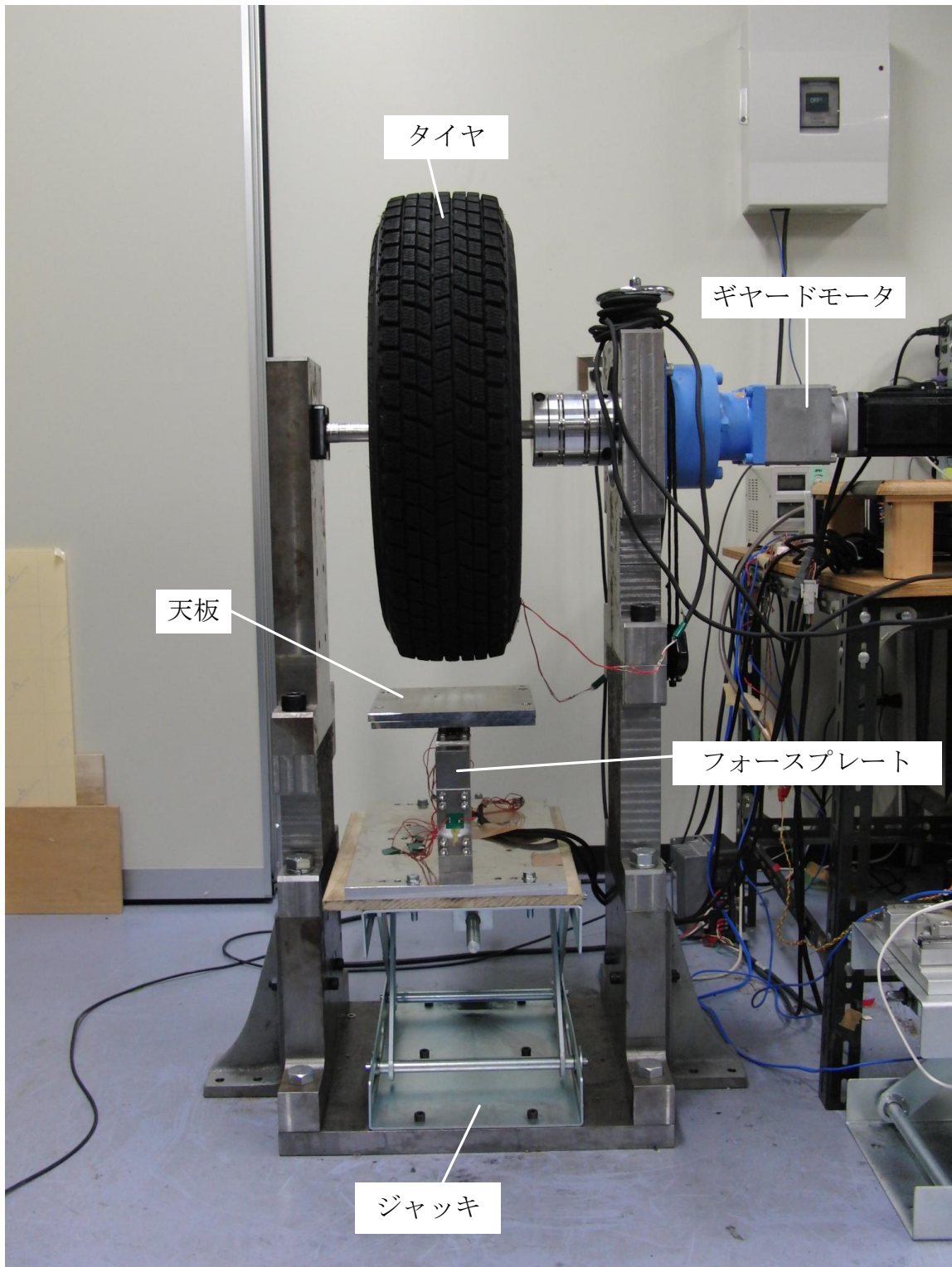


図 3.3 タイヤ回転装置

3.2.3 荷重の測定方法

図 3.3 に示す実験装置では、鉛直荷重の負荷とタイヤを用いた回転摩擦実験が可能である。実験装置の下部にあるジャッキで高さを調節し、フォースプレートの天板をタイヤに押しつけることでタイヤに鉛直荷重を負荷する。タイヤへ負荷可能な鉛直荷重は最大 500N である。

また、タイヤに鉛直荷重を負荷した状態でタイヤを回転させると、タイヤは対象面上を滑りながら回転し、摩擦力が発生する。回転摩擦実験の様子を図 3.4 示す。

タイヤの回転速度は 1r/min で、制動時の低速状態を想定している。タイヤをスリップさせる対象面はアルミ合金製であるフォースプレートの天板とする。天板に紙テープ等を貼付したり、水や油を塗布することで表面の摩擦係数を調整可能である。

実験中は、センサおよびフォースプレートを接続した測定器でタイヤに加わる負荷とセンサに生じるひずみを同時に測定していき、負荷とひずみの関係を明らかにする。

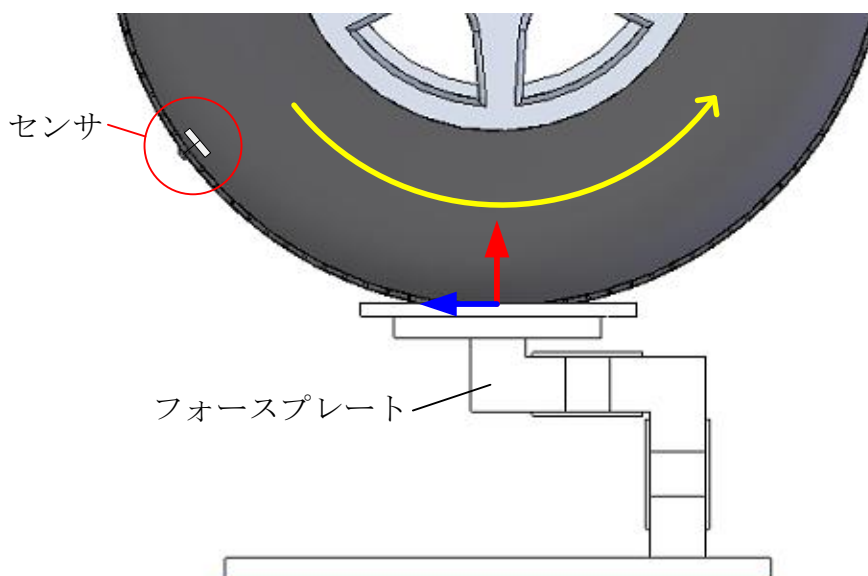


図 3.4 回転摩擦実験の様子

3.3 タイヤ回転摩擦実験

3.3.1 実験方法および条件

図 3.3 の実験装置を用いて、先に述べた方法でタイヤを用いた回転摩擦実験を行う。回転摩擦実験では、鉛直荷重を負荷した状態でタイヤを回転させて対象面上を滑らせ、センサのベースに貼付した 2 枚のひずみゲージによるひずみおよびタイヤに加わる負荷をそれぞれ測定する。なお、3.2.2 項でも述べたように、タイヤに加わる負荷はフォースプレートで測定する。

実験では、タイヤに加わる負荷とセンサから得られるひずみの関係を明らかにするため、タイヤに負荷する鉛直荷重を約 100, 180, 250, 350, 450N の 5 通りとして、各荷重下で回転摩擦実験を行う。対象面はフォースプレートの天板を使用した。

3.3.2 実験結果および実験定数の算出

回転摩擦実験の結果について説明する。例として、タイヤに負荷する鉛直荷重を約 350N とし、タイヤ回転時の結果を図 3.5 に示す。なお、タイヤに加える鉛直荷重を変化させた各実験でも同傾向の結果が得られた。

図 3.5(a)は、実験中にセンサから得られたひずみの時間に対する測定結果、図 3.5(b)は、フォースプレートで測定したタイヤへ加えた負荷の時間に対する測定結果をそれぞれ示している。なお、図 3.5(a)の ε_A および ε_B は、センサの 2 枚のひずみゲージによる測定値である。

図 3.5 より、回転摩擦実験の結果について説明する。タイヤの回転を開始すると、図 3.5(a)に赤の点線で示す時間に接触部が天板に接触し始め、その後、青の点線で示す時間に接触部は天板から離れる。この間にひずみは山なりに変化する。また、赤の点線と青の点線の間である緑の点線で示す時間に接触部は最下点となり、天板に対して水平に接触する。ただし、 ε_A と ε_B の大きさおよびそれぞれが最大となる時間は互いに異なるが、これは、鉛直荷重と摩擦力の 2 種類の負荷が、異なるタイミングで接触部に作用するためである。

図 3.5(b)に示すフォースプレートで測定した鉛直荷重および摩擦力は、タイヤが真円でないことや接触部の存在により、接触部が接触する時間に摩擦

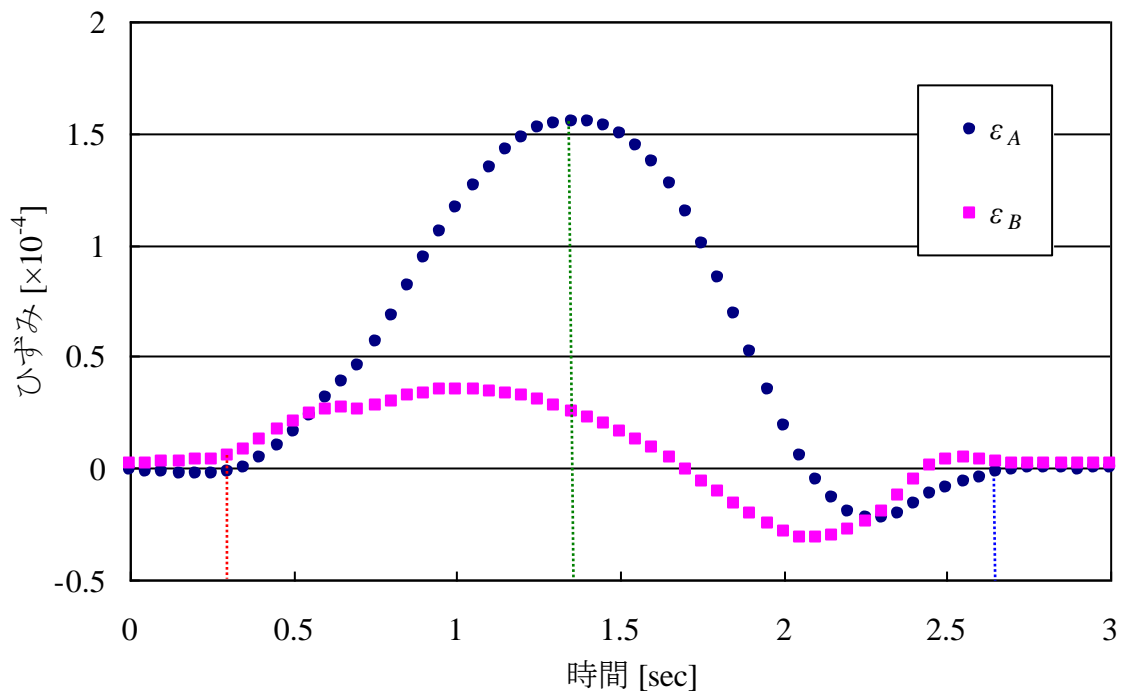
力が若干変化するものの、おおよそ一定である。

この傾向は、負荷する最大鉛直荷重を変化させても同様の結果となったため、各荷重下で接触部が最下点となり天板に対して水平に接触する時間におけるひずみと負荷の関係を求め、これを各荷重下での検知結果とする。

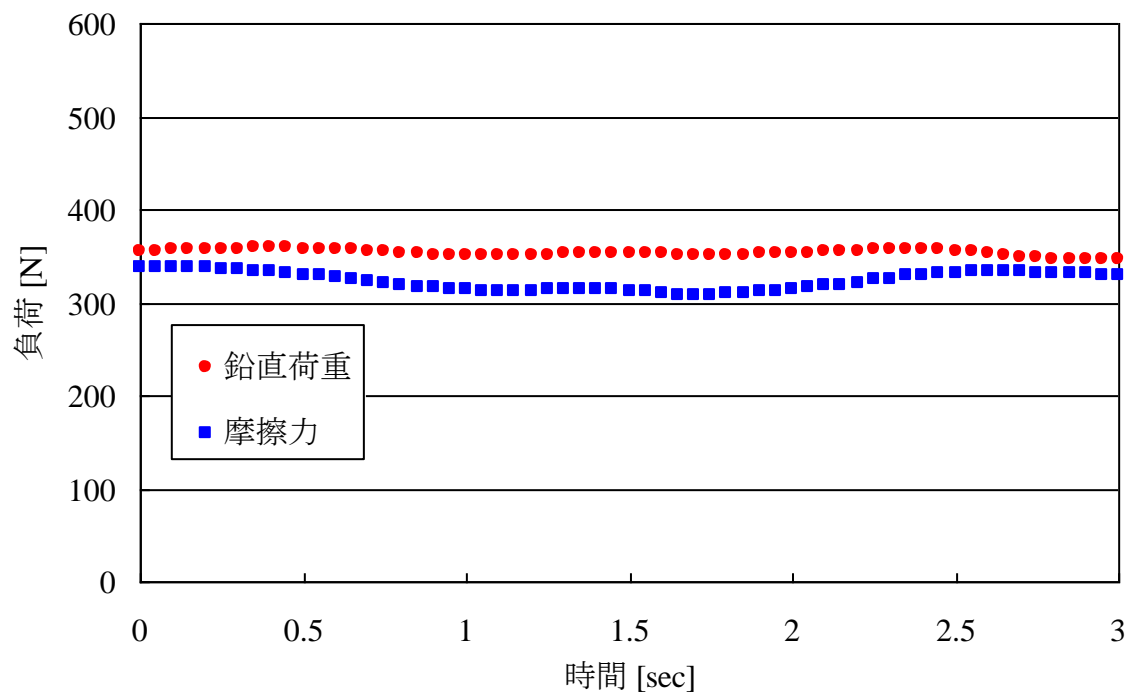
得られた結果から、 ε_A と ε_B の和と鉛直荷重、 ε_A と ε_B の差と摩擦力の関係をそれぞれ求め、図 3.6 に示す。図 3.6(a)は 2 つのひずみの和と鉛直荷重の関係、図 3.6(b)は 2 つのひずみと摩擦力の関係であり、それぞれ線形な関係であることがわかる。

以上の結果より、実際のタイヤに取り付けたセンサについて実験式(2.1)および(2.2)が成立することが分かった。さらに、図 3.6 に示す関係をそれぞれ最小二乗法で一次近似し、その傾きおよび切片から実験定数を求め、表 3.1 に示す値に決定した。

次節では、表 3.1 の定数値を代入した実験式(2.1)および(2.2)を用いて、センサによりタイヤ接地面の摩擦係数の測定を行う。

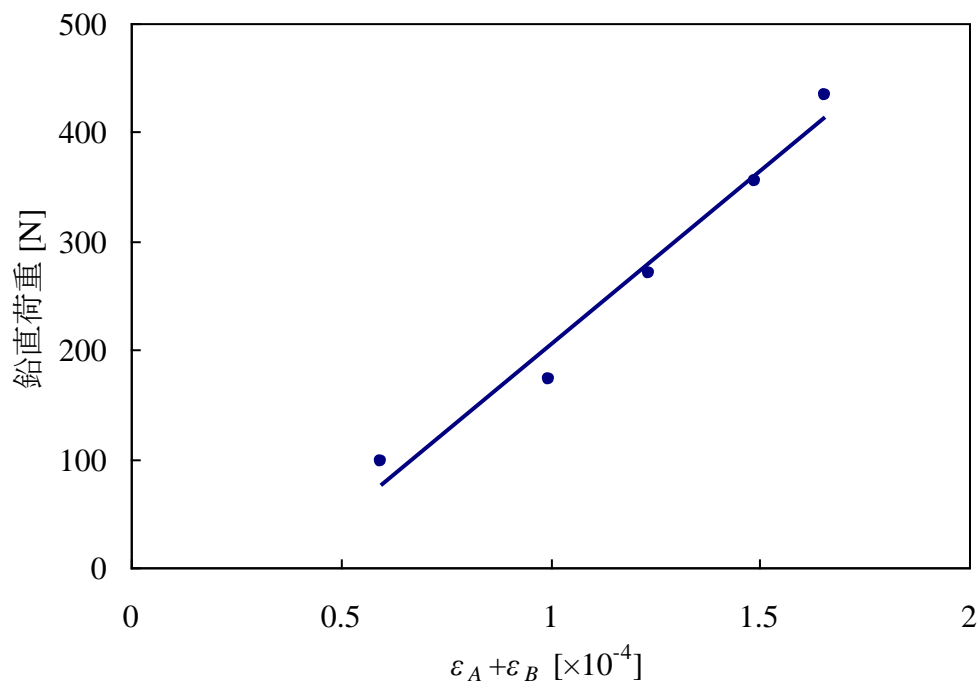


(a) センサのひずみ

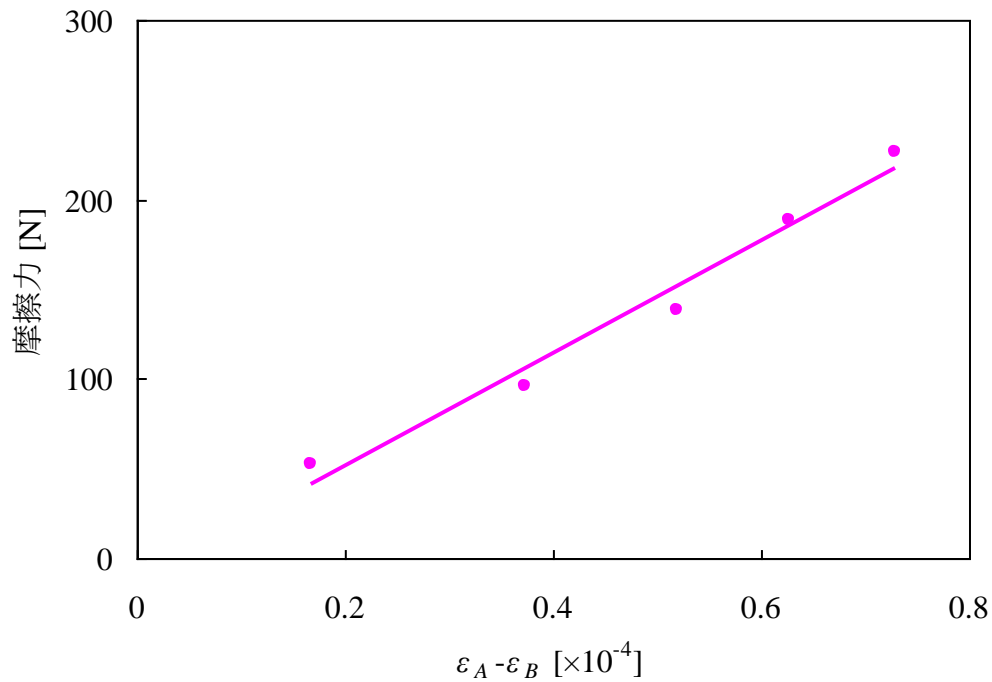


(b) フォースプレートで測定した負荷

図 3.5 鉛直荷重約 350N を負荷時



(a) 2つのひずみの和と鉛直荷重の関係



(b) 2つのひずみの差と摩擦力の関係

図 3.6 ひずみと負荷の関係

表 3.1 実験式中の定数値

k_W	l_W	k_F	l_F
318.6	-114.9	312.7	-10.67

3.4 種々の表面の摩擦状態の測定

3.4.1 実験方法および条件

3.3 節の結果より、タイヤ内部に取り付けたセンサを用いて、タイヤが対象面と接触する時のタイヤに加わる鉛直荷重と摩擦力、さらにタイヤと対象面間の摩擦係数を求める。

3.3 節と同様の方法で回転摩擦実験を行い、センサのベースに貼付した 2 枚のひずみゲージによるひずみとタイヤに加わる鉛直荷重および摩擦力を測定する。タイヤに加わる負荷は、これまで同様フォースプレートで測定する。

測定したひずみを実験式に代入して鉛直荷重と摩擦力をセンサより求める。さらに、センサおよびフォースプレートから得られる鉛直荷重および摩擦力から、それぞれ摩擦係数を求め、これらを比較する。

実験を行う対象面は、5種類の表面 I ~ V とする。表面 I ~ V はフォースプレート天板に紙のテープを貼付する、または油を塗布するなどして摩擦係数を変化させた表面であり、表面 I から順に摩擦係数が大きい。

各対象面において、タイヤに加える鉛直荷重を約 100~500N の間で 5 通りに変化させて、各荷重下で 1 回ずつ実験を行う。なお、タイヤの回転速度は 1r/min として対象面上を滑らせた。

3.4.2 実験結果

前項で述べた実験の結果の例として、対象面を表面 I，鉛直荷重を約 500N とした時のひずみと負荷を図 3.7 に示す。これまでに述べたように、得られるひずみは時間に対して山なりに変化し、負荷はおおよそ一定である。

さらに、図 3.7(a)に示す各時間の 2 つのひずみを、実験式(2.1)および(2.2)に代入して鉛直荷重と摩擦力を求め、図 3.8 に示す。図 3.8 は、センサから得た鉛直荷重と摩擦力の時間に対する変化を表す。

図 3.7(b)と図 3.8 を比較すると、フォースプレートで測定した負荷はおおよそ一定であるが、センサから得られる負荷は山なりに変化する。これは、接触部に加わる負荷がタイヤの回転に伴い変化するためである。

なお、3.3.2 項において、 ε_A と ε_B が最大となる時間が互いに異なる原因として、鉛直荷重と摩擦力が接触部に作用するタイミングが異なるためとしたが、図 3.8 においても鉛直荷重と摩擦力の発生のタイミングがずれており、同結果からも先述の原因について理解できる。

さらに、図 3.8 に示す、センサから得た各時間の鉛直荷重と摩擦力より式(3.9)を用いて摩擦係数を求め、フォースプレートから得た摩擦係数と合わせて図 3.9 に示す。図 3.9 はセンサおよびフォースプレートから得た摩擦係数の時間に対する変化を示している。なお、フォースプレートによる摩擦係数は、図 3.7(b)に示す結果から求めた。

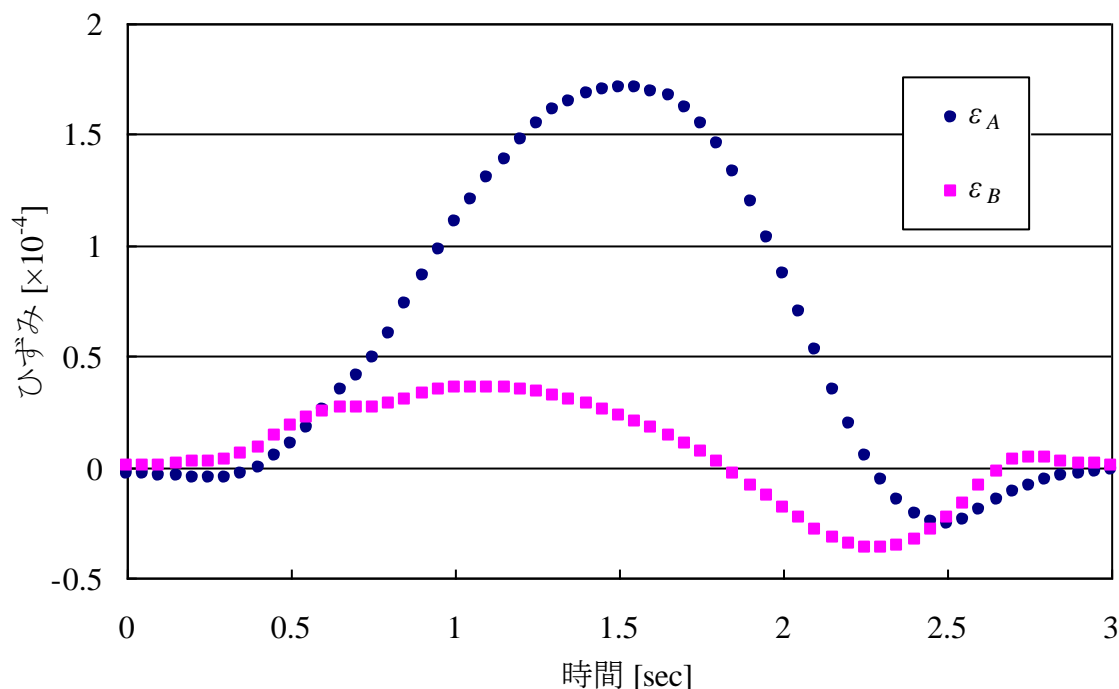
図 3.9 より、フォースプレートから得た摩擦係数はおおよそ一定であるが、

センサから得た摩擦係数は時間に対して変化する．ここで，センサから得られる摩擦係数の変化率を以下の式(3.1)より求め，図 3.10 に示す．なお，式中の t は時間， $C(t)$ は変化率， $\mu(t)$ はある時間においてセンサから得られる摩擦係数を，それぞれ表す．

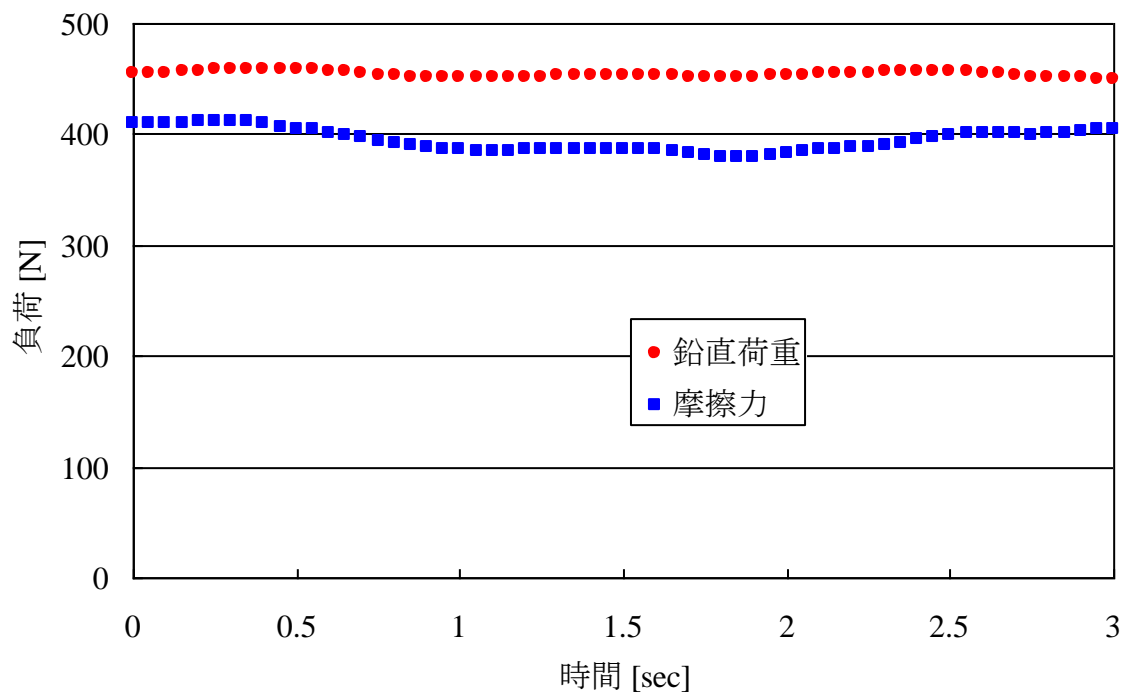
$$C(t) = \left| \frac{\mu(t + \Delta t) - \mu(t)}{\mu(t)} \times 100 \right| \quad (3.1)$$

図 3.10 より，摩擦係数の変化率は，実験を開始して約 0.8 秒後から約 1.8 秒後の間で，10%以下とおおよそ一定となる．タイヤに負荷する鉛直荷重および対象面を変化させた全ての条件において，摩擦係数の変化率を求めたところ，いずれの条件でも変化率はおおよそ 10%以下で安定した．

そこで，本研究では，接触部が対象面と接触し始めてから離れる間に，センサから得られる摩擦係数の変化率が 10%以下となる時間内での摩擦係数の平均値を，センサの測定値とすることを検討する．



(a) センサのひずみ



(b) フォースプレートで測定した負荷

図 3.7 測定結果の例

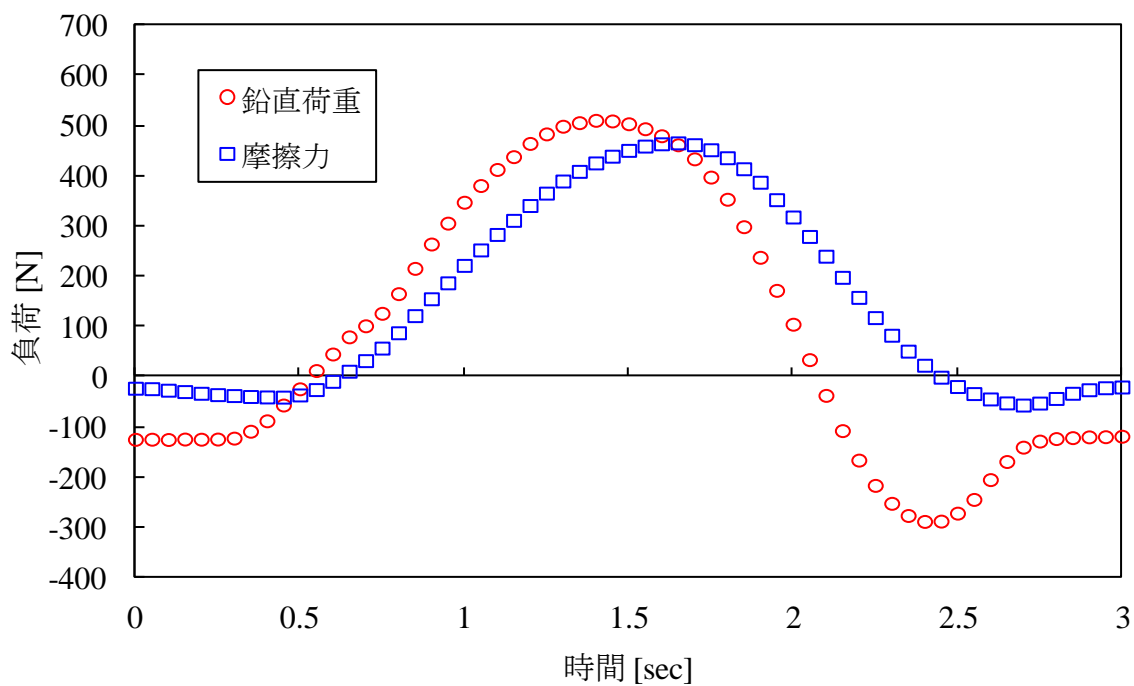


図 3.8 センサから求めた負荷

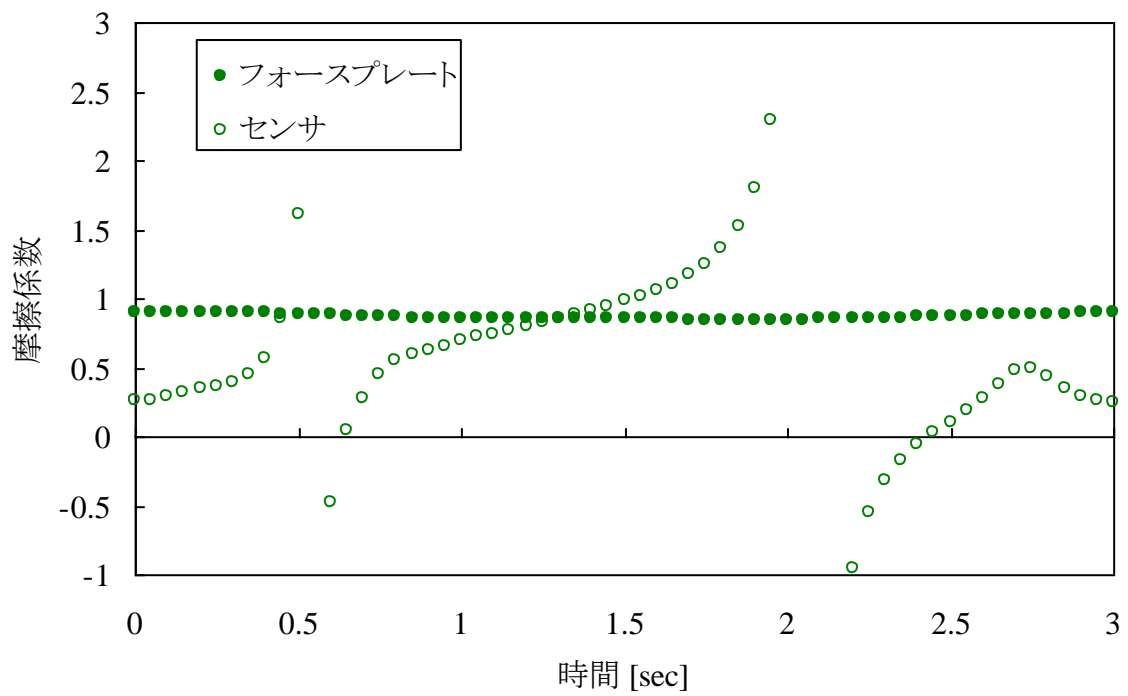


図 3.9 センサおよびフォースプレートから求めた摩擦係数

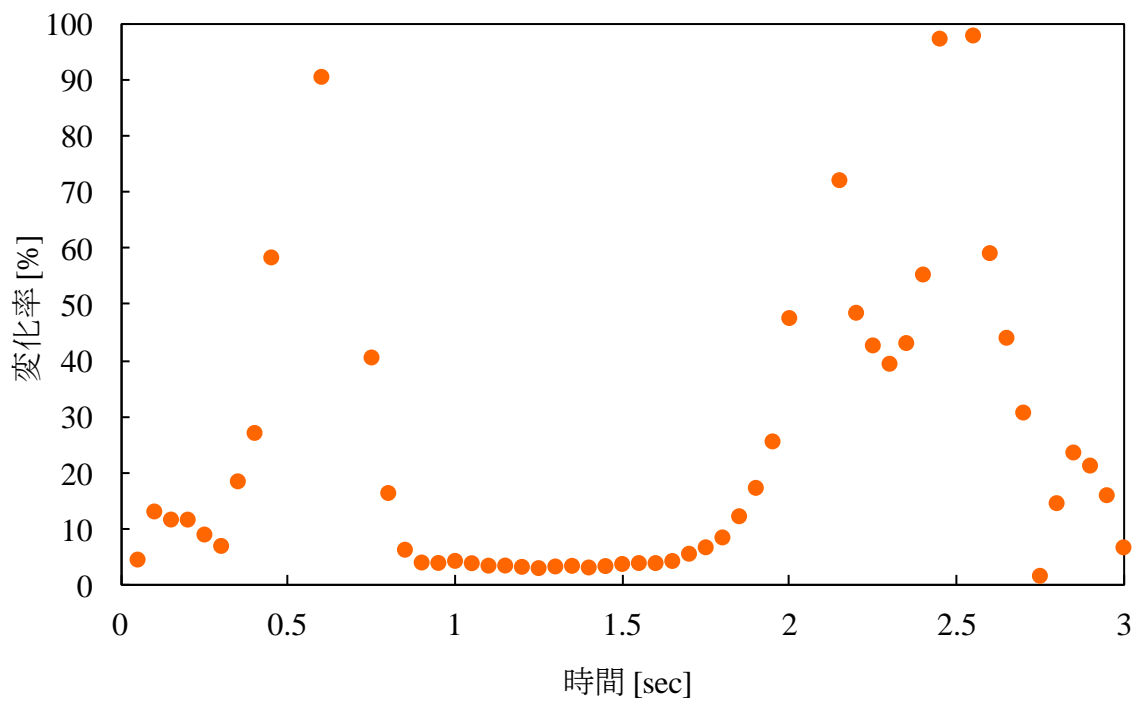


図 3.10 センサから得た摩擦係数の変化率

以上の方法を用いて、各条件でセンサから摩擦係数を求め、同時刻においてフォースプレートから得られる摩擦係数の平均値とともに図 3.11～図 3.15 に示す。図 3.11 はセンサおよびフォースプレートによる表面Ⅰの摩擦係数の測定結果を、タイヤに加える鉛直荷重ごとに示している。図 3.12～図 3.15 には、表面Ⅱ～Ⅴの結果を同様に示す。

さらに、フォースプレートの測定値を真値として、センサによる各表面の摩擦係数の測定誤差を求め、表 3.2 に示す。

測定結果を考察する。まず、タイヤに負荷する鉛直荷重が小さいほどセンサの測定の誤差は大きく、鉛直荷重が大きいほど誤差は小さくなる傾向にあることがわかる。これは、低負荷ではウイスカがたわみにくく、ベースに十分なひずみが生じないためであると考えられる。

次に、対象面ごとに比べた場合、誤差は対象面によって大きく異なることがわかる。これは、3.3 節において実験定数を決定する際に対象とした表面が表面Ⅲであり、同表面と摩擦係数が異なる表面ほど誤差が大きくなるためである。特に表面Ⅴにおける誤差が大きい。これは、摩擦係数の値自体が他の表面に比べて小さいことも原因である。

しかし、荷重が大きい場合にはセンサの測定誤差は小さく、実際のタイヤには図 3.3 の装置で負荷できる 500N よりも大きな荷重が加わることを考えると、提案するセンサおよび測定方法により、摩擦係数の測定が可能であるといえる。

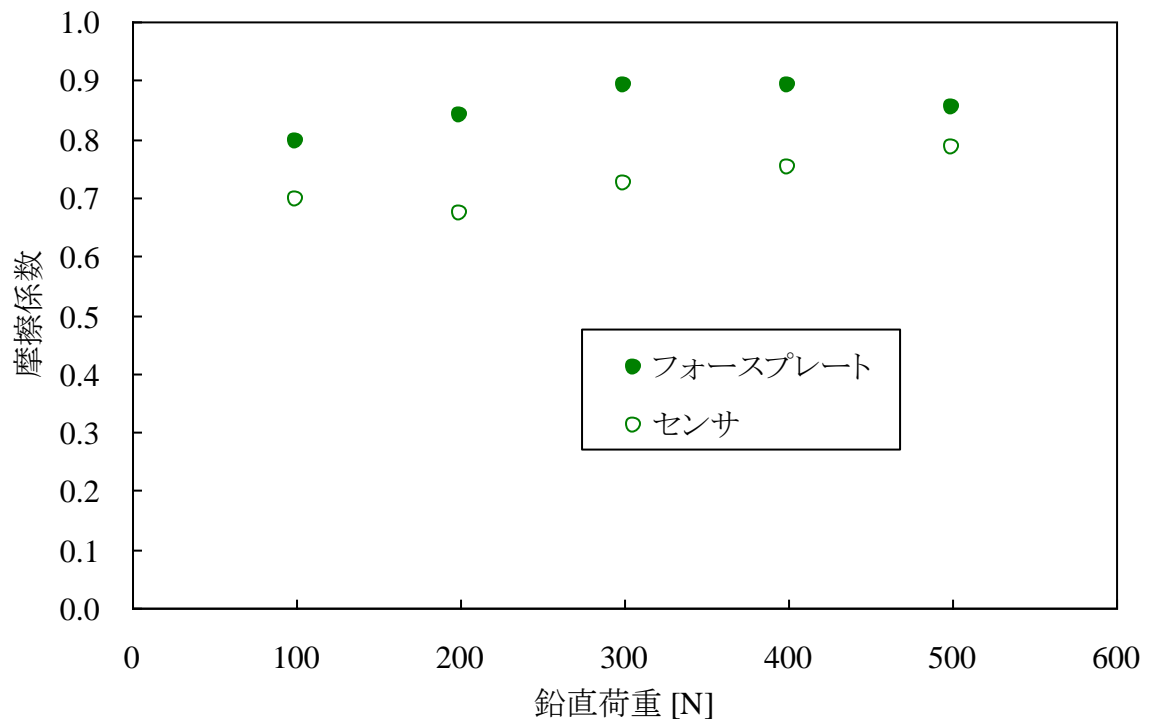


図 3.11 表面 I の測定結果

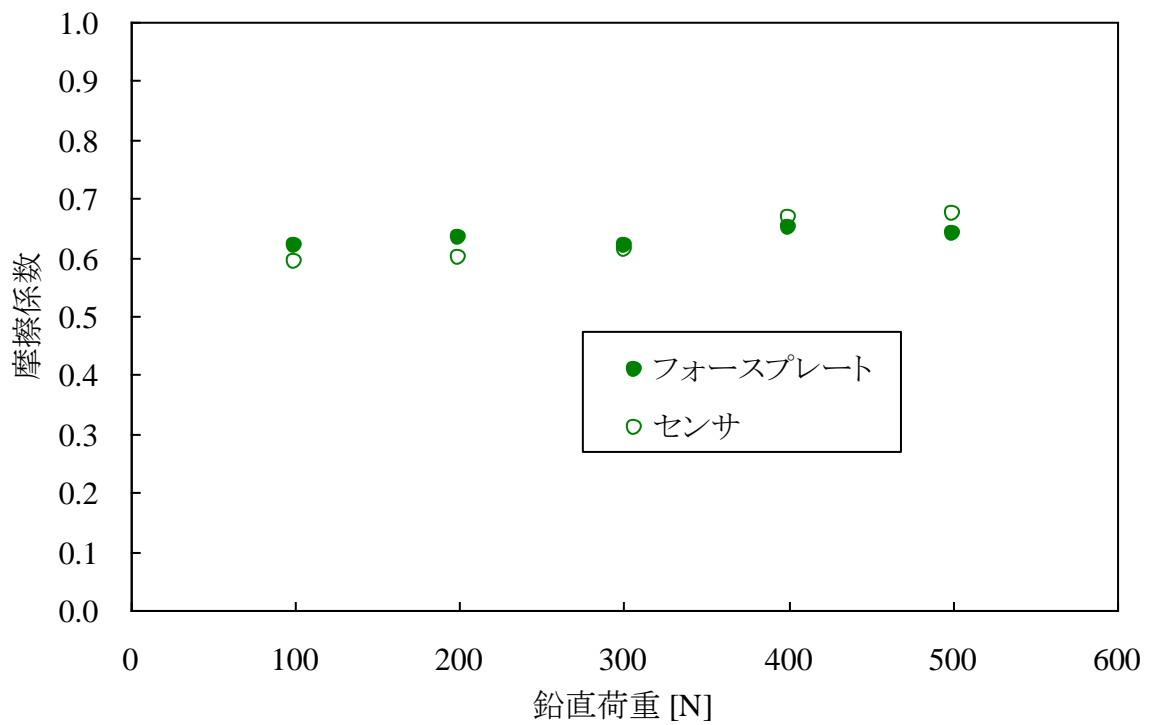


図 3.12 表面 II の測定結果

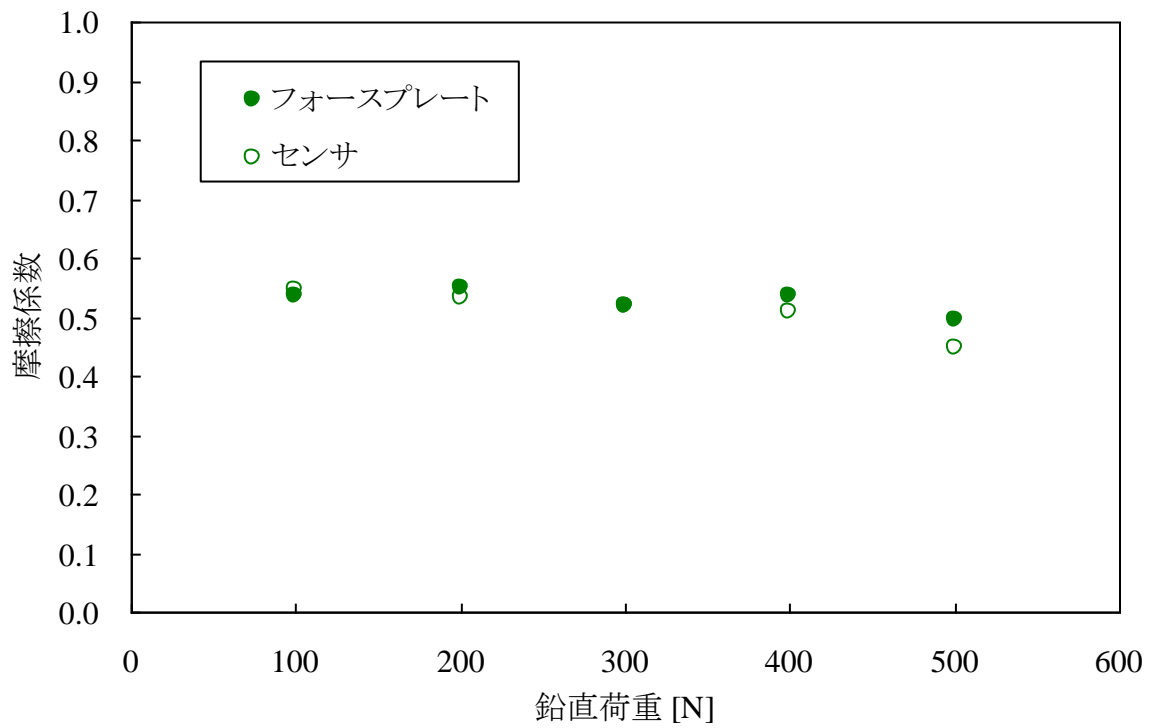


図 3.13 表面Ⅲの測定結果

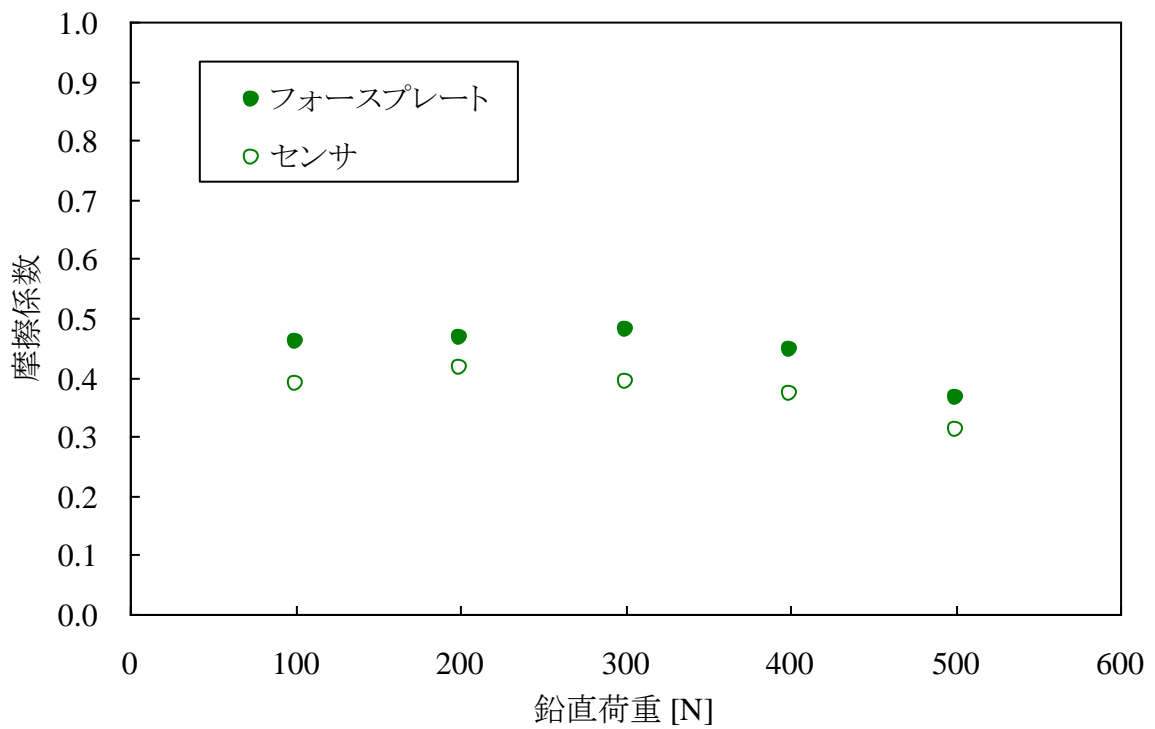


図 3.14 表面Ⅳの測定結果

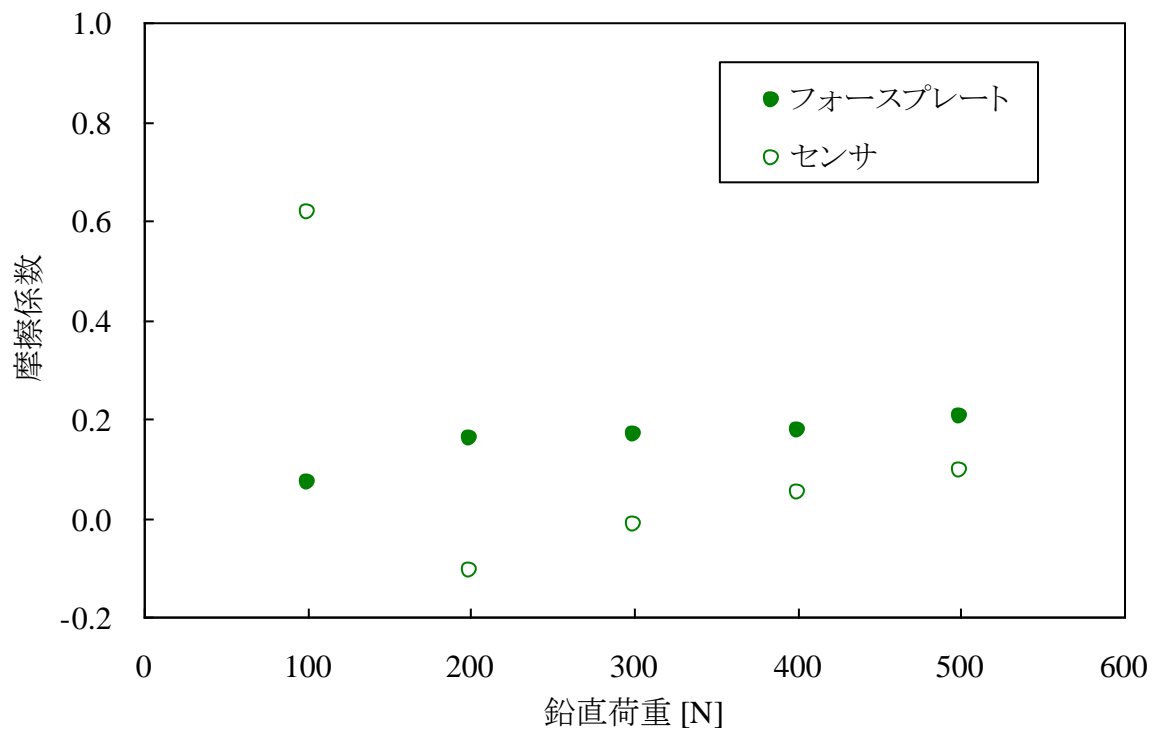


図 3.15 表面Vの測定結果

表 3.2 センサの測定誤差

荷重値 [N]	表面 I	表面 II	表面 III	表面 IV	表面 V
500	8.1	6.7	5.0	13.3	54.6
400	15.6	4.1	3.3	12.6	75.0
300	18.6	2.2	3.4	18.4	109.5
200	17.9	3.3	3.4	7.9	167.2
100	15.6	6.9	5.6	15.5	771.7

3.5 測定値の精度

3.5.1 実験方法および条件

3.4 節の結果より，提案するセンサによりタイヤ接地面の摩擦係数の測定が可能であることがわかった．そこで本節では，センサの測定値のばらつきについて調べる．

回転摩擦実験を 3.4 節と同様の方法で行い，センサおよびフォースプレートから，タイヤと対象面間の摩擦係数を求める．対象面には前節と同様の 5 種類の表面 I～V を使用する．また，タイヤには図 3.3 の装置で負荷できる最大荷重である約 500N の鉛直荷重を負荷して，速度 1r/min で回転させて対象面上を滑らせる．なお，実験は各対象面で 5 回ずつ行った．

3.5.2 実験結果

以上の実験で，センサおよびフォースプレートから得た各対象面の摩擦係数の 5 回の測定における平均値と 95% の信頼区間をそれぞれ図 3.16 に示す．また，センサおよびフォースプレートの測定値の平均値と標準偏差を表 3.3 に，フォースプレートの測定値を真値とした場合のセンサの測定値の誤差を表 3.4 にそれぞれ示す．

これらの結果より，3.4 節で述べた理由から対象面ごとに差はあるものの，フォースプレートとセンサの測定値はおおよそ一致しており，ばらつきも同程度であることがわかる．

さらに，センサの測定に注目すると，各対象面の摩擦係数の測定値には明らかな差が見られる．このことより，提案するセンサの摩擦係数の測定における分解能は 0.1～0.2 程度であることがわかる．

実際の路面を対象に考えると，乾燥したアスファルトの摩擦係数が 0.8～0.9 程度，濡れたアスファルトの摩擦係数が 0.4～0.6 程度，雪路の摩擦係数が 0.35～0.5 程度，圧雪路の摩擦係数が 0.2～0.35 程度，氷結路の摩擦係数が 0.2 以下^{(54)～(57)}であることから，提案するセンサは，これらの路面を識別するための分解能を有しているといえる．

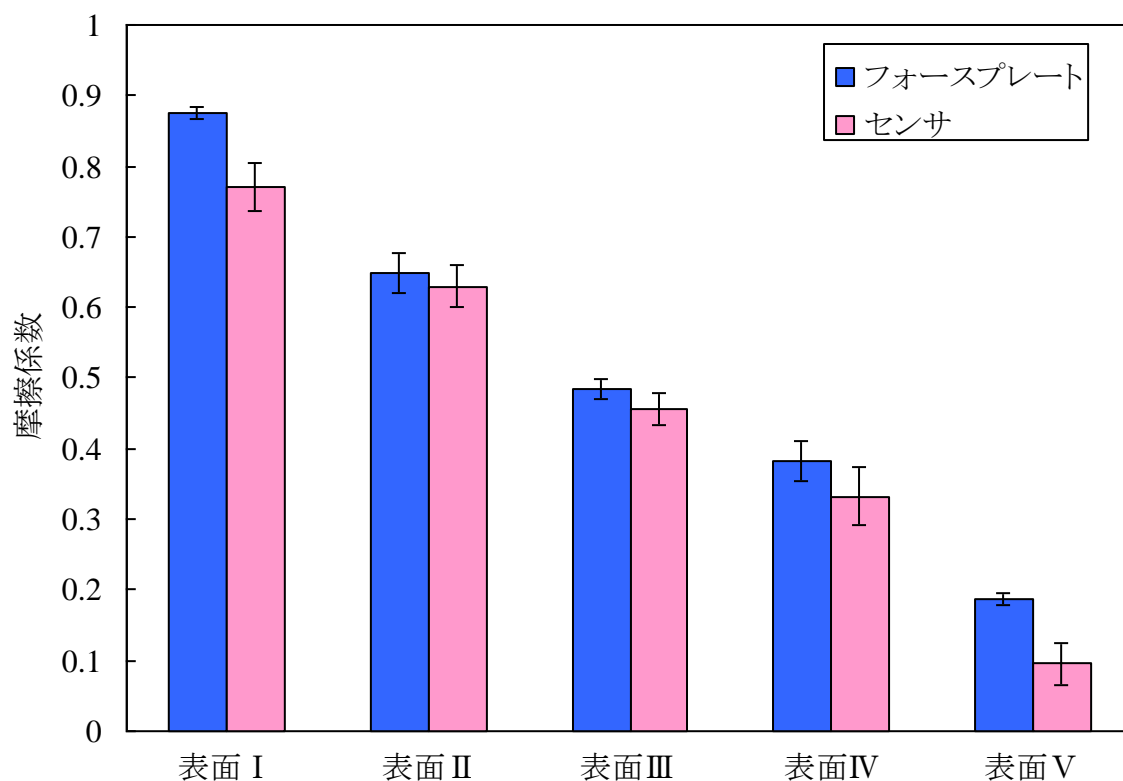


図 3.16 測定結果

表 3.3 測定結果

(a) フォースプレート

	表面 I	表面 II	表面 III	表面 IV	表面 V
平均値	0.88	0.65	0.49	0.38	0.19
標準偏差	0.00389	0.01482	0.00718	0.01467	0.00457

(b) センサ

	表面 I	表面 II	表面 III	表面 IV	表面 V
平均値	0.77	0.63	0.46	0.33	0.10
標準偏差	0.01791	0.01543	0.0113	0.02106	0.01571

表 3.4 センサの測定誤差

表面 I	表面 II	表面 III	表面 IV	表面 V
12.0	2.8	5.9	12.9	49.0

3.6 結言

本章では，提案するセンサを取り付けたタイヤとそれを用いた実験について述べた．さらに，同装置を用いた実験結果から，提案するセンサにより対象面の摩擦係数を測定可能であることを示した．

第4章 摩擦状態測定用3軸方向負荷センサ

4.1 緒言

本章では、3軸方向の負荷が測定可能なセンサを提案する。提案するセンサの構成について示し、同センサを用いた実験および実験式の導出について述べる。また、得られた実験結果を用いてその有用性の検討を行う。

さらに、高荷重の負荷に耐えうるセンサ構造と、その校正方法について述べ、校正実験によりセンサ固有の実験定数を求める。

4.2 センサの構成

本章で新たに提案するセンサは、3軸方向の負荷を測定可能とするため、2章で示したセンサに改良を加えたものである。

3軸方向負荷センサを図4.1(b)に示す。なお、比較のため、図4.1(a)には2章で示したセンサをあわせて示す。図4.1(b)に示すように、新たに提案するセンサは、ベース部に貼付するひずみゲージの枚数を2枚から3枚に増加したものである。ベース部に貼付した3枚のひずみゲージは、ウイスカ取付部を中心に、ウイスカ部から等距離の位置に 120° おきに配置されている。

また、フレーム部やウイスカ部、ベース部とフレーム部の固定方法には従来のセンサと変更はない。

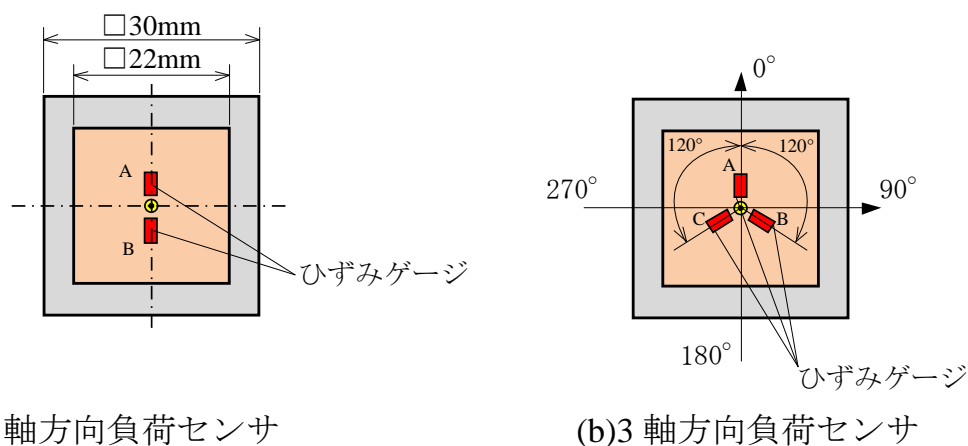


図4.1 2種類のセンサ

4.3 実験装置概要

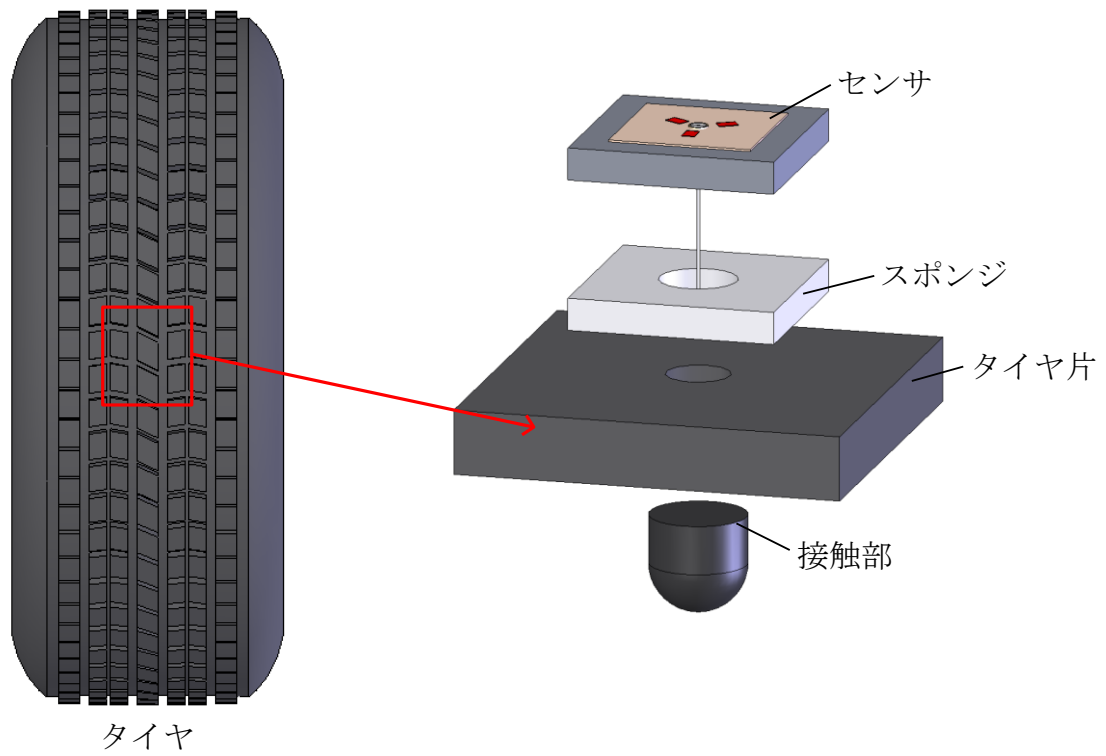
4.3.1 タイヤ片の構成

提案するセンサによる，タイヤ接触面の摩擦係数の測定に関する検討を簡易的に行うために，図 4.2 に示すタイヤ片を製作した．

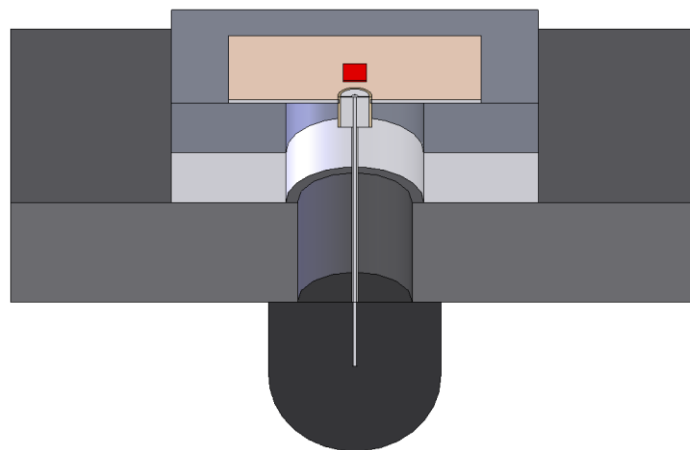
タイヤ片は図 4.2 に示すように，ラジアルタイヤ[ブリヂストン 型番：ブリザック MZ03 サイズ：155/80R13 790]から約 60mm 四方に切り出したタイヤ片に図 4.1(b)に示すセンサを取り付け，ウイスカ部を接触部で覆い，構成する．なお，タイヤ片の中心にはウイスカ部を通すために直径約 8mm の貫通穴を設け，タイヤ片の元々のトレッド部は全て切り落とした．

また，2.3 節で述べた理由からセンサとタイヤの間には厚さ 5mm のスポンジを挟み，それぞれを両面テープで接着した．さらに，接触部にはφ0.5mm の穴を約 5mm あけ，そこにウイスカ部を挿しこみ，瞬間接着剤でタイヤに接着した．

タイヤ片の元々のトレッドは全て切り落としたため，接触部のみが対象面と接触する．このとき，接触部に挿したウイスカ部がたわみ，ベース部に変形が生じる．この変形をベース部に貼付した 3 枚のひずみゲージが検知する．



(a) タイヤ片の構成



(b) タイヤ片の断面

図 4.2 タイヤ片の概要

4.3.2 実験装置の構成

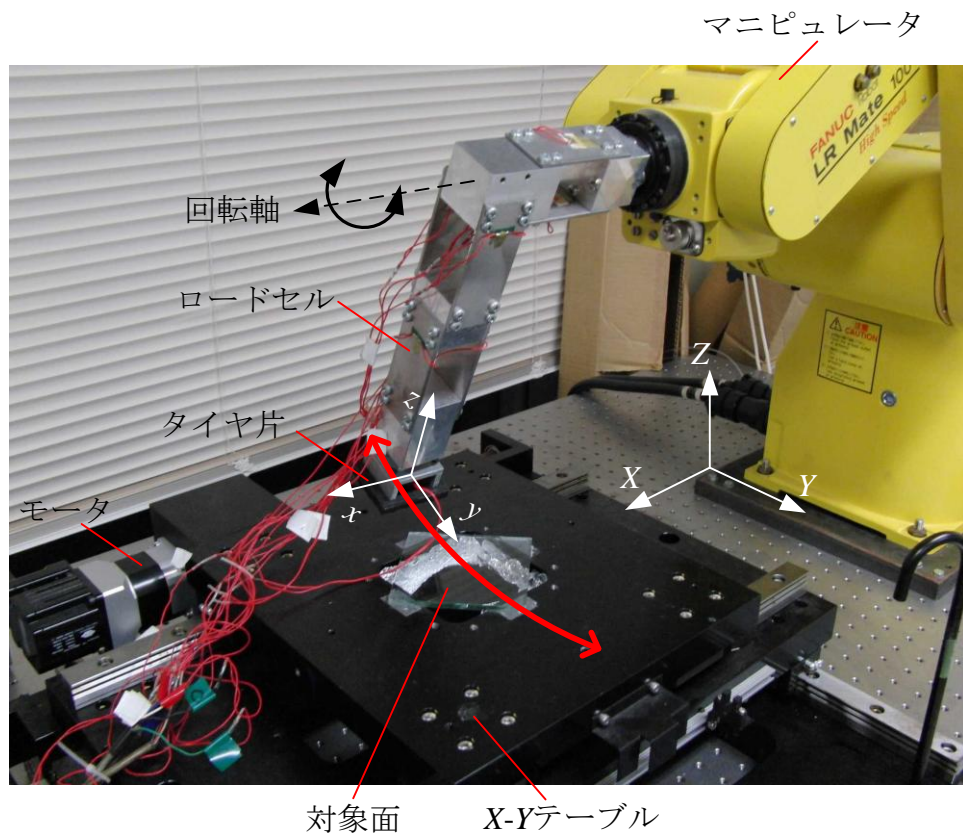
図 4.2 に示すタイヤ片に対する実験では、図 4.3 に示す実験装置を使用し、タイヤ片の接触部で対象面をなぞらせ、タイヤの回転を模擬した摩擦を負荷する。

実験装置はマニピュレータ[FUNUC 型番：LR Mate100i]、および本研究室で製作した、直交する 3 軸方向の負荷が測定可能な、薄い平板の変形を利用したロードセル⁽⁵³⁾で構成する。タイヤ片は、図 4.3(b)に示すジグを用いてロードセルの先端に装着する。

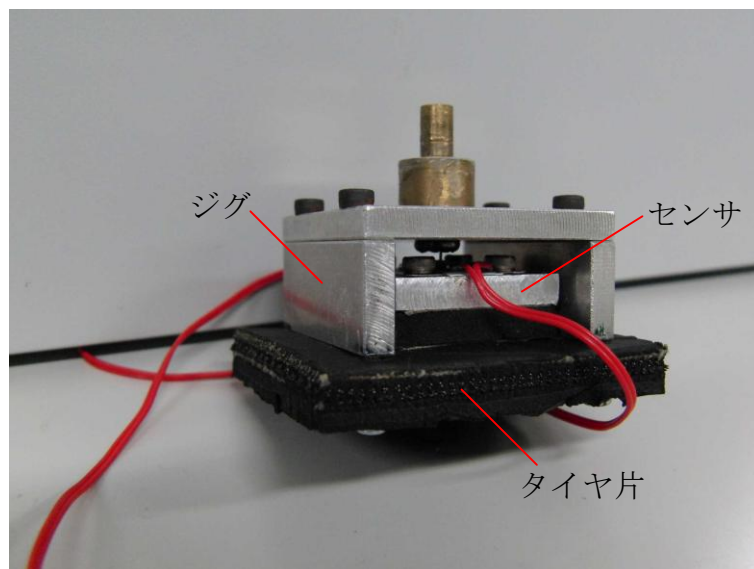
説明のため、実験装置設置面に図 4.3(a)に示すように XYZ 静止座標系を設定し、マニピュレータ先端の回転軸を X 軸、鉛直方向を Z 軸に平行とする。

なお、実験中に接触部に加わる負荷は、計測器[KEYENCE：NR-600]に接続したロードセルで測定する。また、センサのベース部に生じるひずみは、ひずみゲージをロードセルと同様に計測器[KEYENCE：NR-600]に接続し測定する。

ロードセルおよびセンサと計測器をつなぐ出力線は実験時に周囲の構造と干渉しないよう配線を行った。また、装置の駆動に伴う出力線の移動により、ノイズなどが生じないことは予備実験で確認している。



(a) 実験装置



(b) ロードセル先端に取り付けるタイヤ片

図 4.3 実験装置の構成

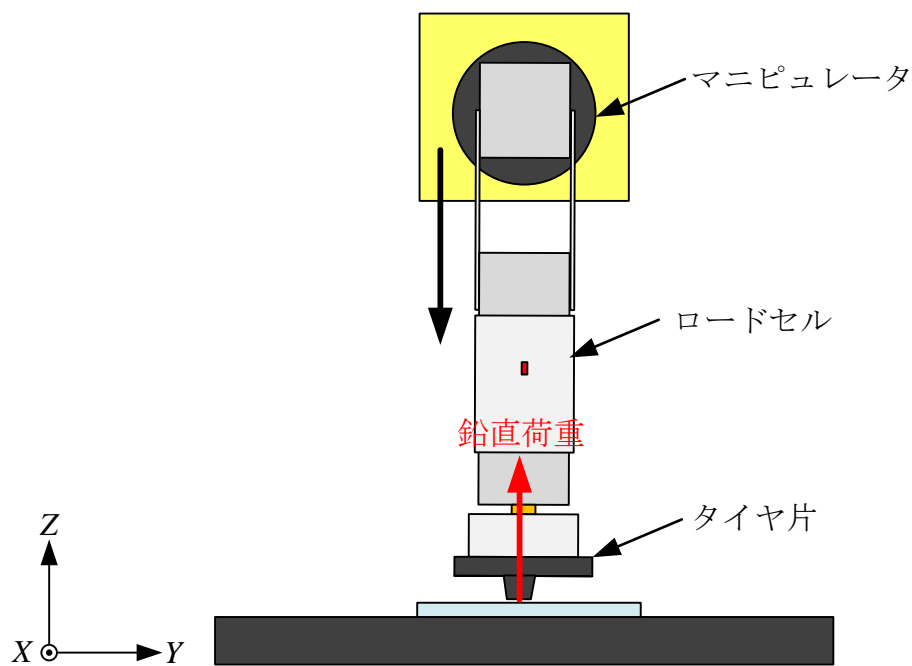
4.3.3 荷重の計測方法

上述の実験装置では、マニピュレータを用いて様々な条件で荷重を接触部に負荷可能である。タイヤ片を用いた実験では、タイヤの回転を模擬したなぞり実験について検討する。なお実験では、センサに生じるひずみをひずみゲージで、接触部に加わる負荷をロードセルで同時に測定していき、負荷とひずみの関係を明らかにする。

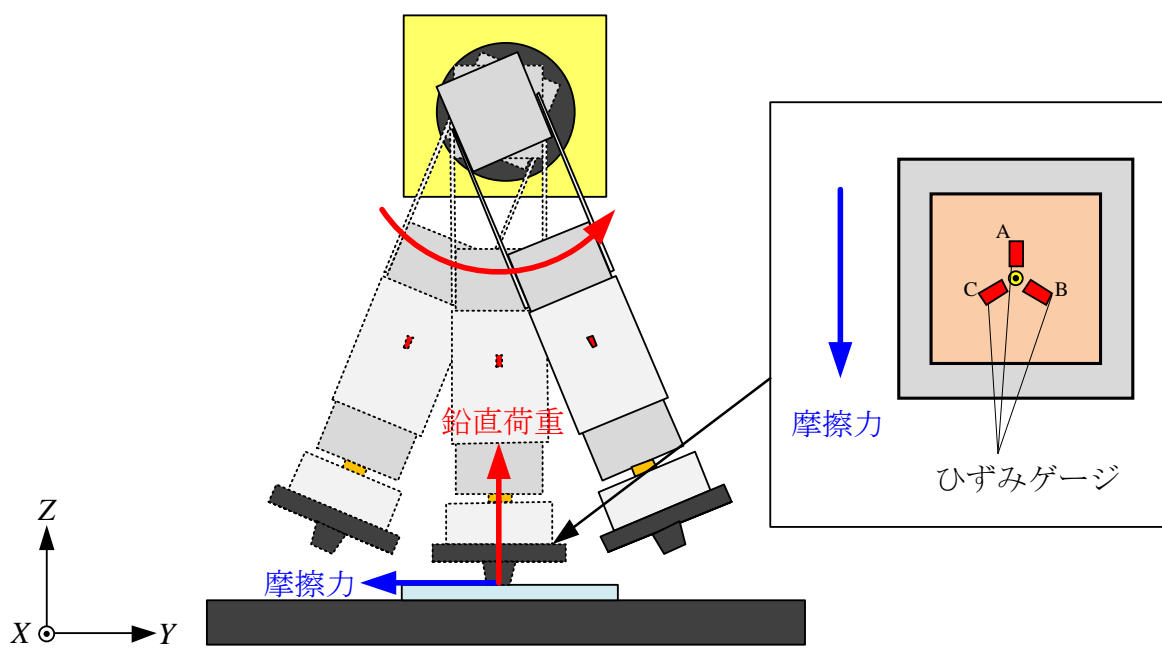
なぞり実験では、まずロードセルが対象面に対して垂直となるよう固定し、その先端にタイヤ片を XY 平面と平行となるよう取り付ける。この状態でマニピュレータの出力軸の位置を Z 軸方向に上下動し、図 4.4(a)に示すようにして接触部を対象面にゆっくりと押し付けて鉛直荷重を負荷する。

その後、図 4.4(b)に示すようにマニピュレータの X 軸周りの回転軸を中心に、 Y 軸方向へと円弧状にタイヤ片を移動させ、接触部と対象面が非接触状態となるまで回転させる。接触部に負荷が加わらない状態となったところで、先の実験と同様に計測器の設定により各測定値の零点を取り、鉛直荷重の影響を除去する。この状態で再度マニピュレータを回転させ、接触部と対象面をなぞることにより、回転によって生じるひずみを調べることができる。

なお、マニピュレータの出力軸の鉛直方向の位置を変化させることで負荷の大きさを調節可能である。また、センサの取り付け角度を変化させることで、接触部に作用する摩擦力の負荷方向を任意の角度に変更できる。



(a) 鉛直荷重の負荷



(b) なぞり実験

図 4.4 実験の様子

4.4 測定の仕組み

図 4.1(b)に示すセンサは、ひずみゲージの貼付枚数に違いはあるが基本構造は図 4.1(a)とほぼ同様である。そのため、接触部に加わった負荷によりウイスカ部がたわみ、ウイスカ部を取り付けたベース部にひずみが生じるという測定原理は同様であり、負荷によるベース部の変形も図 2.6 に示したものと同様である。

ただし、図 4.1(b)に示すセンサは、ひずみゲージを 120° 間隔で 3 枚貼付しているため、センサに作用する鉛直荷重・摩擦力と各ひずみゲージ出力の関係は、式(2.1)、(2.2)のように線形式で表すことはできない。各ひずみゲージ出力は摩擦力の負荷方向によってそれぞれ変化し、この摩擦力の負荷方向による各ひずみゲージ出力の違いを利用することで、鉛直荷重、摩擦力およびその負荷方向の測定が可能となる。

過去の研究⁽¹⁹⁾から、図 4.1(b)に示すセンサと図 4.3 に示す装置を用いて摩擦力の負荷方向を 15° 間隔で変化させ、なぞり実験を行った場合に、各ひずみゲージのひずみの最大値は図 4.5 のような結果となることがわかっている。

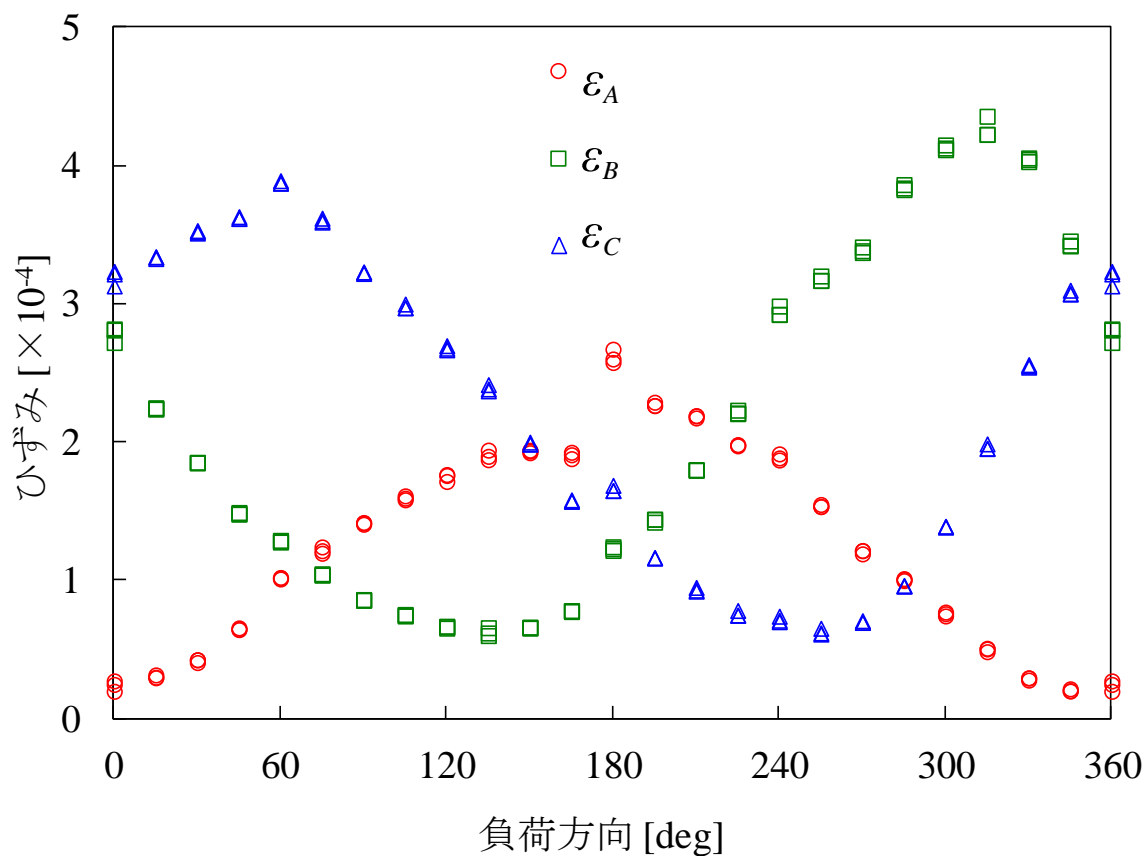


図 4.5 摩擦力の負荷方向とひずみの関係

4.5 実験式の検討

図 4.1(b)に示したセンサを用いた負荷の測定において使用する実験式について検討する。図 4.5 に示したように摩擦力の負荷方向とセンサから得られるひずみは正弦関係にあることがわかる。そこで、図 4.5 の結果の近似式を求め、実験式を導出する。

先の研究より、図 4.5 に示す各ひずみゲージ出力の振幅は摩擦力と、バイアスは鉛直荷重と比例関係にあることがわかっている⁽¹⁹⁾。このグラフをもとに、鉛直荷重 w 、摩擦力 f 、摩擦方向 θ とセンサ出力 ε_i ($i=A, B, C$) の関係の近似式として、式 (4.1) に示す式を提案した。なお、式中の $a_i, b_i, k_i, l_i, \varphi_i$ は実験定数を表す。また、 G_i を振幅、 φ_i を位相、 H_i をバイアスとよぶ。実験定数は、使用するセンサ固有の値であり、校正実験により決定する。

$$\varepsilon_i = G_i \sin(\theta + \varphi_i) + H_i \quad (i = A, B, C) \quad (4.1)$$

$$G_i = k_i f + a_i, \quad H_i = l_i w + b_i$$

これらの実験式に対しニュートン法を適用することで、3つのひずみゲージ出力 $\varepsilon_A \sim \varepsilon_C$ から、負荷方向 θ 、摩擦力 f 、鉛直荷重 w を算出することが可能である。

n 次元 n 変数方程式のニュートン法は式(4.2)で表すことができる。式(4.2)中の X は n 次の変数であり、 X_{k+1} が収束するまで繰り返し演算を行うことで、近似解 X を求めることができる。

$$X_{k+1} = X_k - \left[\frac{\partial g(X_k)}{\partial X} \right]^{-1} g(X_k) \quad (k=0,1,2\dots) \quad (4.2)$$

式(2.1)を用いて、次式(2.3)の様に関数 $g_i(X)$ を定義する。

$$g_i = (k_i f + a_i) \sin(\theta + \varphi_i) + l_i w + b_i - \varepsilon_i \quad (i = A, B, C) \quad (4.3)$$

$$X = [f \quad w \quad \theta]^T$$

式(4.3)を式(4.2)に代入することで、近似式を次式(4.4)のように得ることができる。

$$\begin{bmatrix} f_{k+1} \\ w_{k+1} \\ \theta_{k+1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_k \\ w_k \\ \theta_k \end{bmatrix} - \left[\frac{\partial g(X_k)}{\partial X} \right]^{-1} \begin{bmatrix} g_A(f_k, w_k, \theta_k) \\ g_B(f_k, w_k, \theta_k) \\ g_C(f_k, w_k, \theta_k) \end{bmatrix} \quad (k=0, 1, 2, \dots) \quad (4.4)$$

ここで,

$$\left[\frac{\partial g(X_k)}{\partial X} \right]^{-1} = \begin{bmatrix} \frac{\partial g_A}{\partial f} & \frac{\partial g_A}{\partial w} & \frac{\partial g_A}{\partial \theta} \\ \frac{\partial g_B}{\partial f} & \cdot & \cdot \\ \frac{\partial g_C}{\partial f} & \cdot & \cdot \end{bmatrix}^{-1} \quad (4.5)$$

$$= \begin{bmatrix} k_A \sin(\theta_k + \varphi_A) & l_A & (k_A f_k + a_A) \cos(\theta_k + \varphi_A) \\ k_B \sin(\theta_k + \varphi_B) & l_B & (k_B f_k + a_B) \cos(\theta_k + \varphi_B) \\ k_C \sin(\theta_k + \varphi_C) & l_C & (k_C f_k + a_C) \cos(\theta_k + \varphi_C) \end{bmatrix}^{-1}$$

である.

このように、センサのひずみゲージ出力から鉛直荷重 w 、摩擦力 f 、摩擦方向 θ を求めることが可能である。しかし、ニュートン法では繰り返しの演算が必要となり、ひずみの値によって演算時間回数が異なり、数百回以上の演算を繰り返す場合もある。提案するセンサで測定する鉛直荷重、摩擦力を車両の制御に用いる場合、一定の演算時間かつ高速な処理が求められる。そこで、式(4.1)を連立し、鉛直荷重 w 、摩擦力 f 、摩擦方向 θ について解くことができれば、計算時間を短縮することができる。

しかし、この式(4.1)を連立した場合、負荷方向 θ について解くことができない。そこで、負荷方向 θ については実験定数 a_i 、 b_i を除いた式 (4.6) を連立して求めた式(4.7)を用いることとする。

$$\varepsilon_i = k_i f \sin(\theta + \varphi_i) + l_i w \quad (i = A, B, C) \quad (4.6)$$

$$\theta = \tan^{-1} \left[\frac{(l_A \varepsilon_B - l_B \varepsilon_A) l_A k_C \sin \alpha_C + (l_A \varepsilon_B - l_B \varepsilon_A) l_C k_A \sin \alpha_A + (l_A \varepsilon_C - l_C \varepsilon_A) l_A k_B \sin \alpha_B - (l_A \varepsilon_C - l_C \varepsilon_A) l_B k_A \sin \alpha_A}{(l_A \varepsilon_B - l_B \varepsilon_A) l_A k_C \cos \alpha_C - (l_A \varepsilon_B - l_B \varepsilon_A) l_C k_A \cos \alpha_A - (l_A \varepsilon_C - l_C \varepsilon_A) l_A k_B \cos \alpha_B + (l_A \varepsilon_C - l_C \varepsilon_A) l_B k_A \cos \alpha_A} \right] \quad (4.7)$$

残る摩擦力 f と鉛直荷重 w について式(4.1)を連立して実験式を求めたい。しかし、式(4.1)を連立して解いた場合、条件式が3つであるのに対し、求める解は摩擦力 f と鉛直荷重 w の2つであるから、解を1つに絞ることができない。

そこで、擬似逆行列を用いて摩擦力 f と鉛直荷重 w について解くこととする。 (4.1)を行列式にまとめると式(4.8)が得られ、さらに式(4.8)を変形すると式(4.9)が得られる。

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_A \\ \varepsilon_B \\ \varepsilon_C \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_A \sin(\theta + \alpha_A) & l_A \\ k_B \sin(\theta + \alpha_B) & l_B \\ k_C \sin(\theta + \alpha_C) & l_C \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f \\ w \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} a_A \sin(\theta + \alpha_A) + b_A \\ a_B \sin(\theta + \alpha_B) + b_B \\ a_C \sin(\theta + \alpha_C) + b_C \end{bmatrix} \quad (4.8)$$

$$\begin{bmatrix} k_A \sin(\theta + \alpha_A) & l_A \\ k_B \sin(\theta + \alpha_B) & l_B \\ k_C \sin(\theta + \alpha_C) & l_C \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f \\ w \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \varepsilon_A - a_A \sin(\theta + \alpha_A) - b_A \\ \varepsilon_B - a_B \sin(\theta + \alpha_B) - b_B \\ \varepsilon_C - a_C \sin(\theta + \alpha_C) - b_C \end{bmatrix} \quad (4.9)$$

ここで式(4.9)の左辺の一部を式(4.10)と置き、式(4.11)と置き換える。さらに、式(4.11)を擬似逆行列の関係を用いて式(4.12)と変形する。

$$K = \begin{bmatrix} k_A \sin(\theta + \alpha_A) & l_A \\ k_B \sin(\theta + \alpha_B) & l_B \\ k_C \sin(\theta + \alpha_C) & l_C \end{bmatrix} \quad (4.10)$$

$$K \cdot \begin{bmatrix} f \\ w \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \varepsilon_A - a_A \sin(\theta + \alpha_A) - b_A \\ \varepsilon_B - a_B \sin(\theta + \alpha_B) - b_B \\ \varepsilon_C - a_C \sin(\theta + \alpha_C) - b_C \end{bmatrix} \quad (4.11)$$

$$\begin{bmatrix} f \\ w \end{bmatrix} = [K^T \cdot K]^{-1} \cdot K^T \cdot \begin{bmatrix} \varepsilon_A - a_A \sin(\theta + \alpha_A) - b_A \\ \varepsilon_B - a_B \sin(\theta + \alpha_B) - b_B \\ \varepsilon_C - a_C \sin(\theta + \alpha_C) - b_C \end{bmatrix} \quad (4.12)$$

変形した式(4.12)に式(4.11)を代入し、摩擦力 f と鉛直荷重 w について解く。
式(4.12)を解き、得た実験式を式(4.13), (4.14)に示す。なお、式(4.13), (4.14)中の S , T , U および Δ は式(4.15)~(4.18)に示す通りである。

$$F = \frac{1}{\Delta} \{ (l_B S + l_C T) \varepsilon_A + (-l_A S + l_C U) \varepsilon_B + (-l_A T - l_B U) \varepsilon_C \} \quad (4.13)$$

$$W = \frac{1}{\Delta} \{ (-K_B S - K_C T) \varepsilon_A + (K_A S - K_C U) \varepsilon_B + (K_A T + K_B U) \varepsilon_C \} \quad (4.14)$$

$$S = K_A l_B - K_B l_A \quad (4.15)$$

$$T = K_A l_C - K_C l_A \quad (4.16)$$

$$U = K_B l_C - K_C l_B \quad (4.17)$$

$$\Delta = S^2 + T^2 + U^2 \quad (4.18)$$

4.6 実験式による測定とその精度

4.6.1 実験方法および条件

4.4 節で導出した実験式と図 4.1 に示すセンサを用いて負荷の測定を行う。実験は図 4.3 に示す実験装置を用いてなぞり実験を行う。なぞり実験では、摩擦力の負荷方向と各測定値の関係を明らかにするため、センサの取り付け角度を 15 度ずつ変化させていく。

なお、実験で加える鉛直荷重は約 30N、対象面はガラス、布ガムテープ、紙の 3 種類とする。

4.6.2 測定結果

摩擦力の負荷方向を変化させたなぞり実験から得た結果を、4.4 節で導出した実験式(4.13)、(4.14)に代入し負荷の測定を行う。測定結果を図 4.6~4.9 と表 4.1 に示す。なお、各図は負荷方向別のセンサ測定値とロードセルによる実測値を合わせて示しており、図 4.6 には摩擦力の負荷方向、図 4.7 には摩擦力、図 4.8 には鉛直荷重、図 4.9 には摩擦係数の測定結果を示す。表 4.1 には各測定値のロードセルによる実測値との誤差を示す。

図 4.6 より、いずれの対象面に対しても摩擦力の負荷方向は良好に測定されている。表 4.1 にも示すように、誤差の平均値は 7%であり、負荷方向の測定精度としては十分だといえる。

図 4.7 より、鉛直荷重の測定については、いずれの対象面に対してもほぼ同じ値であり、測定結果の誤差も、ほぼ同程度で 3~4%となった。

また、図 4.8 より、摩擦力の測定については、ガラス面、布テープに対しては誤差の平均値が約 5%、最大値が約 10%と良好な結果が得られている。紙に対しては誤差の平均値が約 10%、最大値が約 20%となり、他と比べて大きな値となったが、これは発生する摩擦力の大きさが他と比べて低いことが原因と考えられる。

さらに、図 4.9 より、その誤差は他の測定値に比べて大きく、特に摩擦係数が低い紙では誤差が比較的大きな値となった。しかし、紙を対象とした場合でも誤差の平均値は 10%程度であり、高精度ではないが、複数の接触面に対して摩擦係数が測定可能であることが確認される。

なお、今回はマニピュレータを用いた低負荷での実験であり、実験から得られるひずみが小さく、一部測定精度の悪い部分もある。ただし、タイヤを用いた実験ではより高負荷下での測定を行うため、そのような測定精度の悪化は生じないものと予想される。

以上より、本章で提案するセンサおよび実験式による路面状態の測定の可能性を確認することができた。

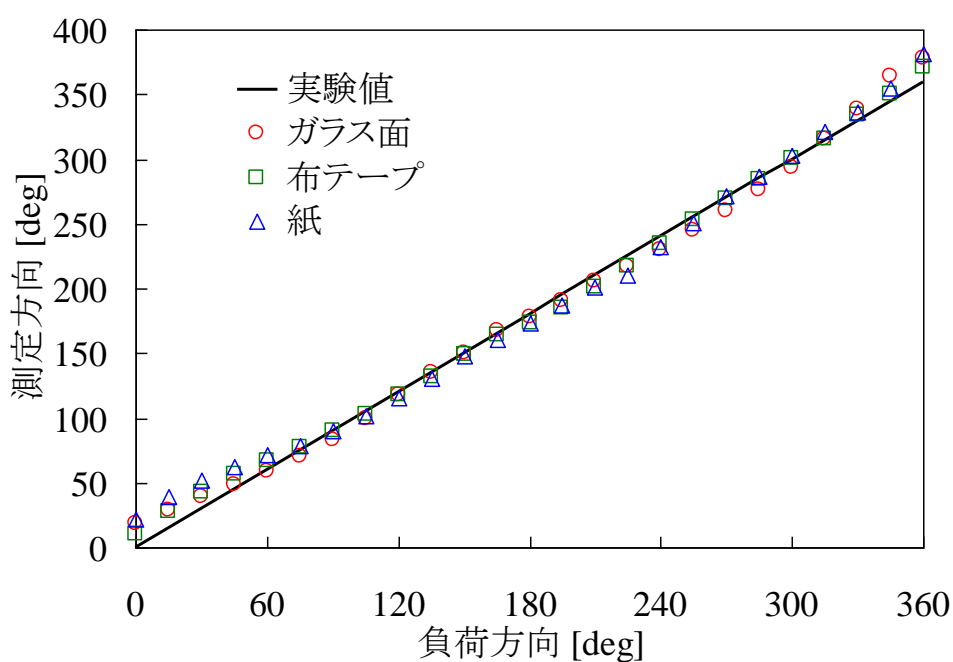


図 4.6 摩擦力の負荷方向の測定結果

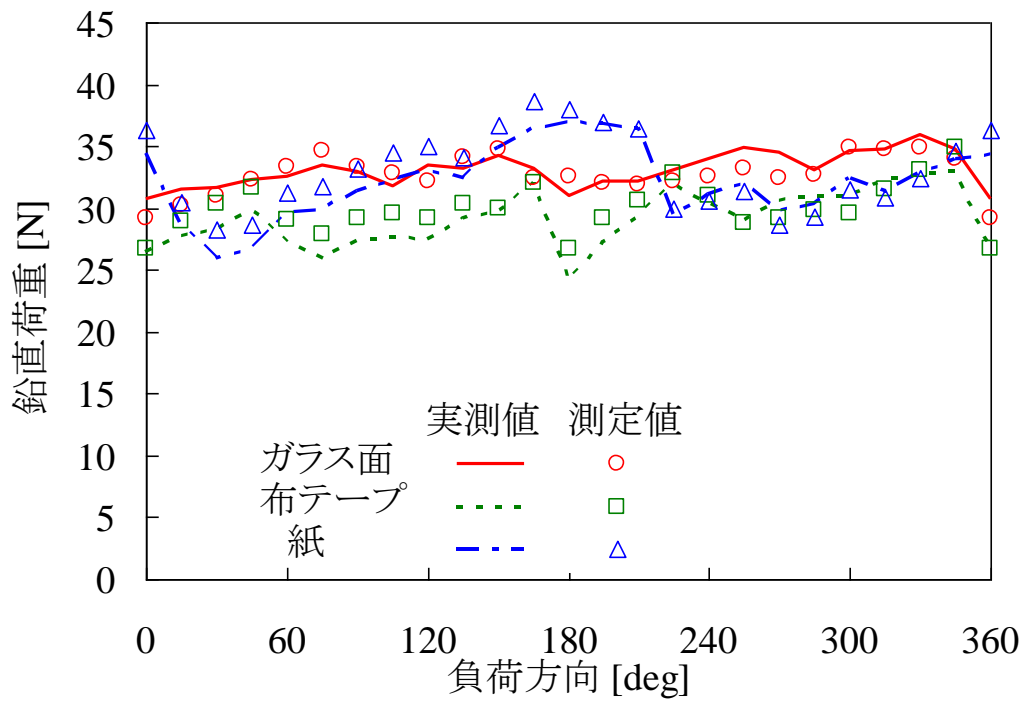


図 4.7 鉛直荷重の測定結果

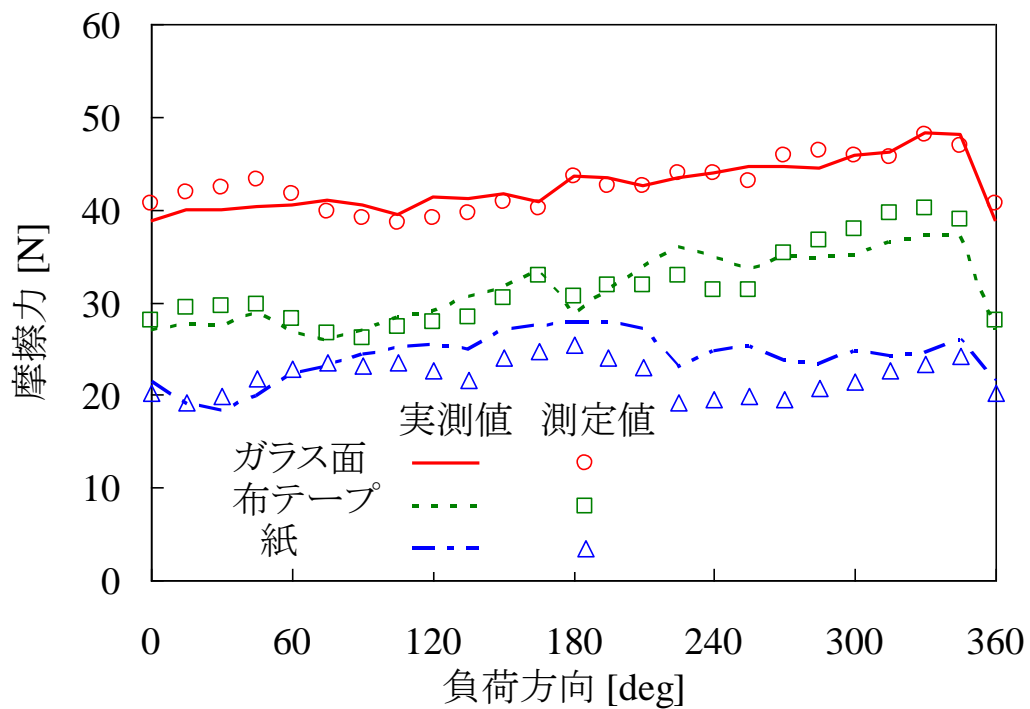


図 4.8 摩擦力の測定結果

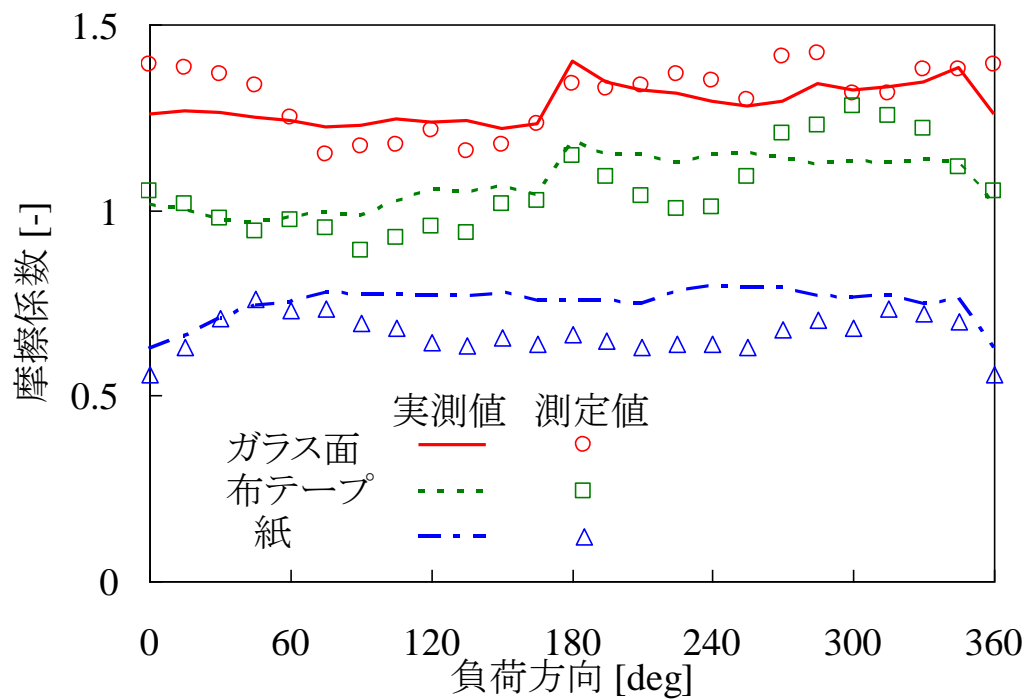


図 4.9 摩擦係数の測定結果

表 4.1 各測定値の測定誤差

	θ	w	f	μ
単位	deg	%	%	%
ガラス面	7.0	2.7	2.9	4.5
	18.7	5.8	7.0	10.5
布テープ	5.2	4.3	5.3	6.3
	13.1	10.6	10.5	12.9
紙	8.8	4.2	9.9	11.0
	24.7	8.9	21.3	19.9

4.7 高荷重での測定のためのセンサ構造

前節までの検討により，ひずみゲージを3枚用いた3軸方向負荷センサで摩擦係数測定が可能であることを示した．ここでは，最大2500N程度の高荷重の負荷での測定を可能とするためのセンサ構造について述べる．

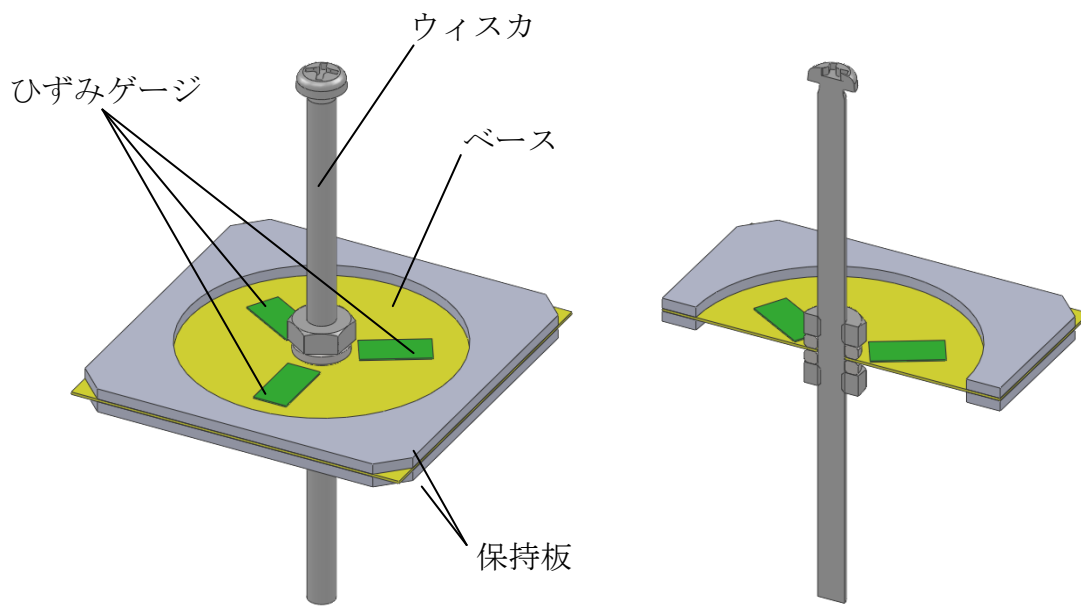
改良した3軸方向負荷センサの検知部を図4.10に示す．同図に示すように，検知部は主にベース，保持板，ウイスカにより構成する．ベースは薄い弾性板であり，表裏の両面に剛性板である保持板を接着する．ウイスカは棒状の剛性体であり，ベースの中央に取り付ける．ベース上面には，3枚のひずみゲージをウイスカ軸対称に120deg間隔で貼付する．

実際に試作したセンサを図4.11に示す．試作したセンサのベースは，耐力が大きく許容ひずみ量が多いA5052アルミ合金（厚さ0.2mm）を，保持板には剛性の高いステンレスを用いた．ウイスカは剛性とベースへの取付性を考慮してステンレス製のM2ボルトとし，ワッシャ，ナットによりベースへ固定する．

図4.12にセンサの各部寸法を示す．ひずみゲージ[東京測器：FLG-02-23]は，ベース面上のウイスカ中心から4mmの位置のひずみが計測できるように貼付した．

提案するセンサをタイヤに装着した様子を図4.4に示す．タイヤへのセンサの取り付け方法に関しては，第6章でその詳細を述べるため，ここでは簡単に説明する．

図4.13のように，センサ検知部のウイスカをタイヤのトレッドに開けた穴に通し，フレームおよび押え板により挟むことで取り付ける．なお，フレームとタイヤ内面の間には柔軟材料であるスポンジを挟み，弾性率の差異によるフレームのタイヤからの剥離を防ぐ．



(a) 外観

(b) 断面

図 4.10 3 軸方向負荷センサの検知部

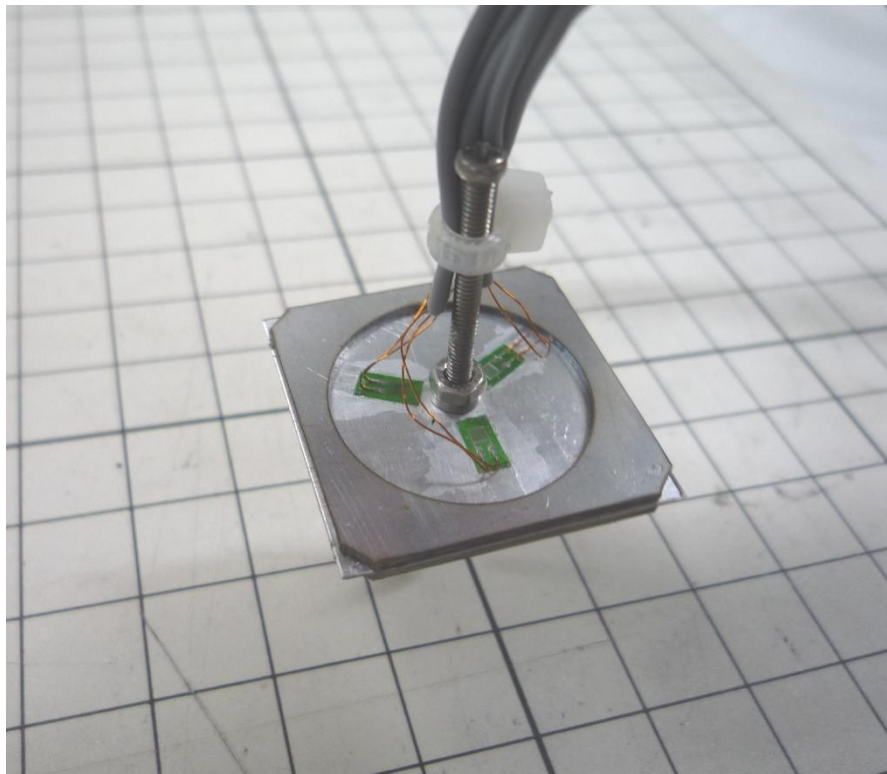


図 4.11 試作した 3 軸方向負荷センサの検知部

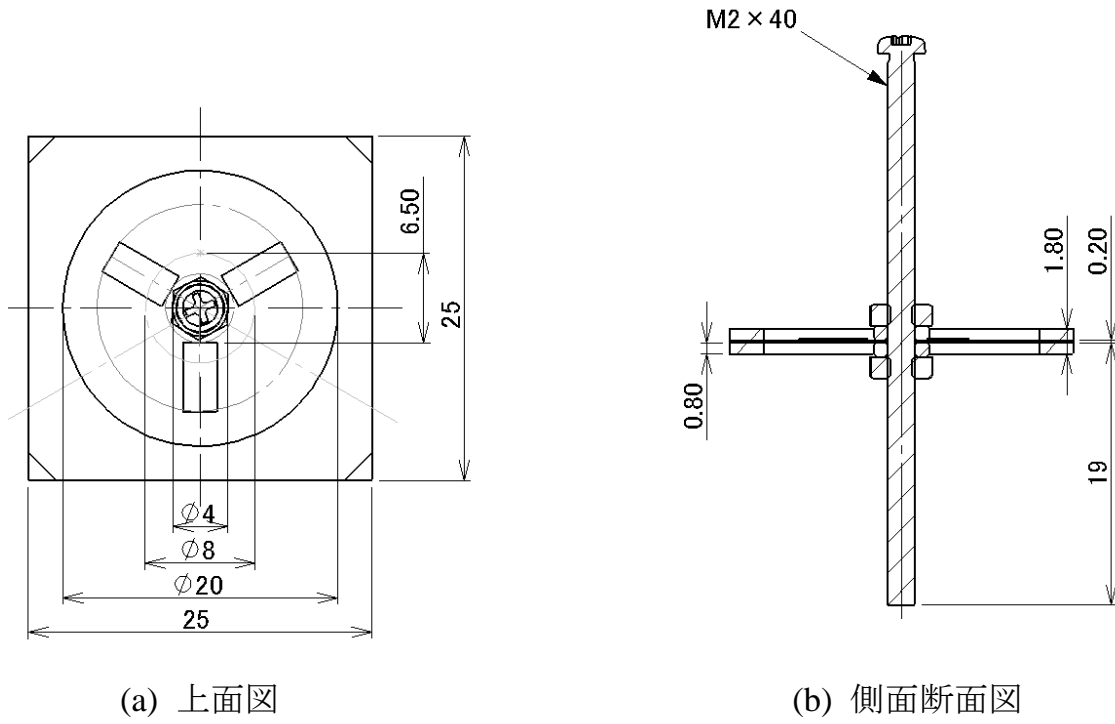


図 4.12 試作したセンサの各部寸法

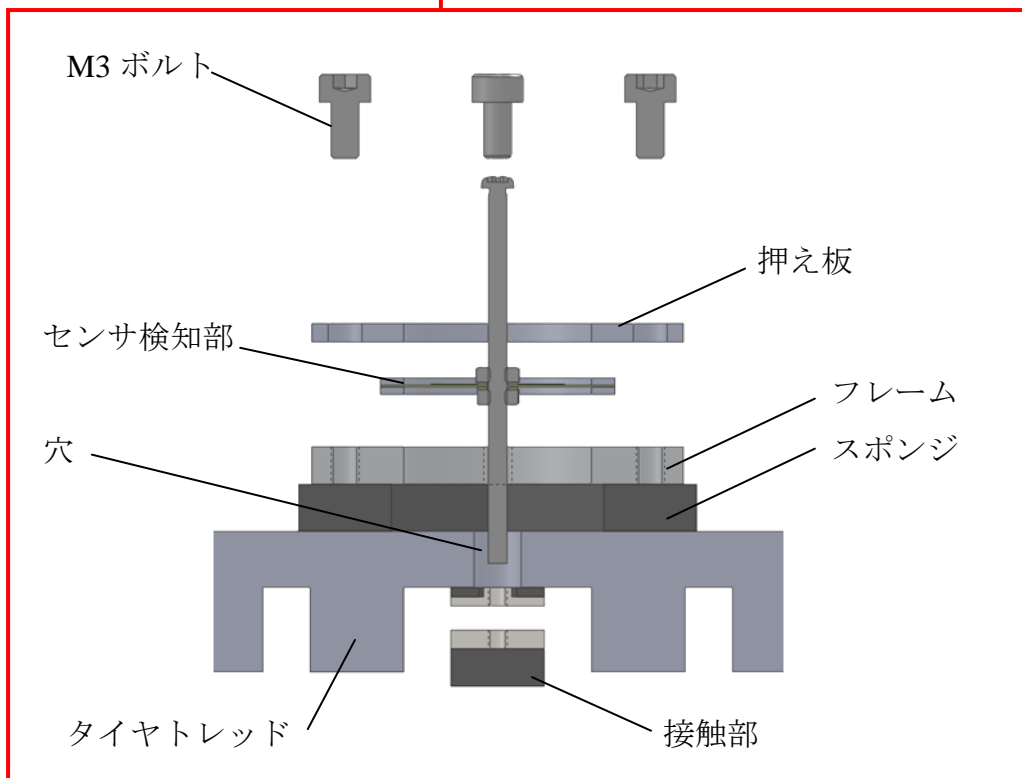
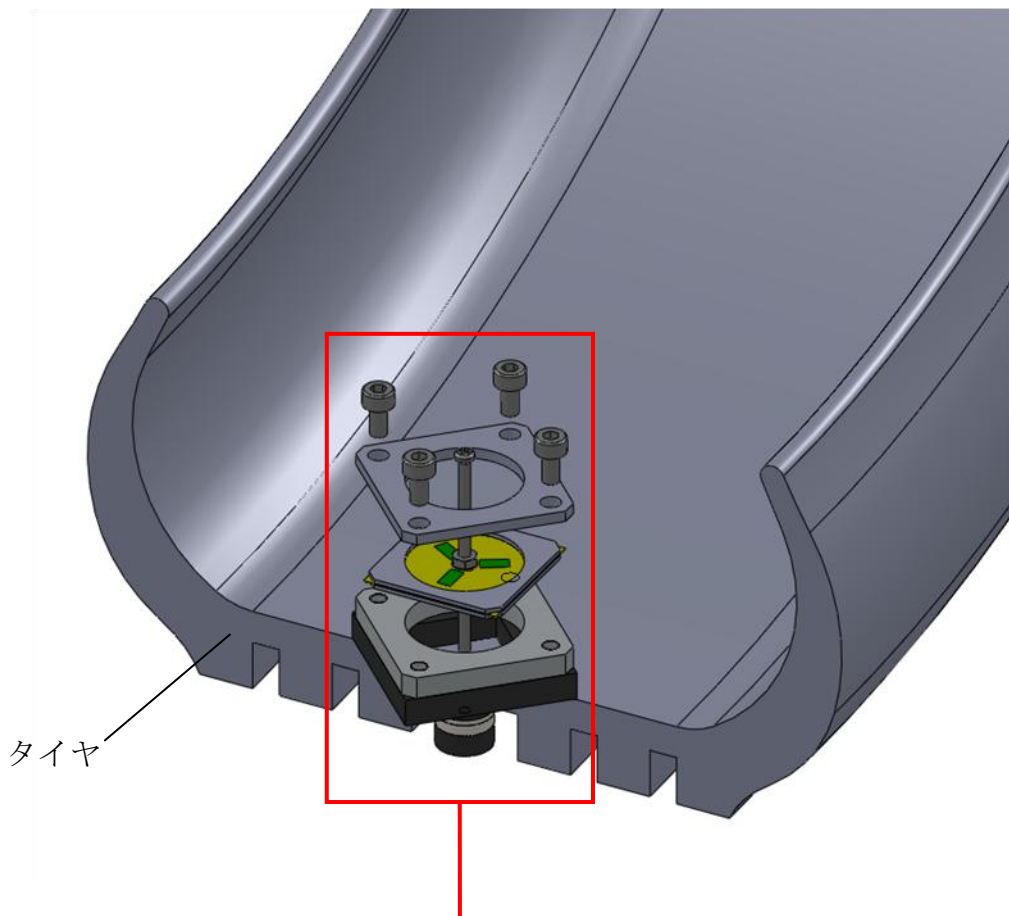


図 4.13 3 軸方向負荷センサのタイヤへの取付

4.8 センサの校正

4.8.1 校正方法

センサの校正は、図 4.14 のようにタイヤの一部分を切り出したタイヤ片にセンサを取り付けた状態で行う。センサを取り付けたタイヤ片は、取り付け治具を介して図 4.15 に示すようにロードセルに取り付ける。なお、本治具の下部は、上部に対してウイスカ軸を中心として全周に渡って回転が可能である。

図 4.16 に校正装置全体を示す。ロードセルを定盤に固定し、センサ接触部は X 方向に可動するテーブル上面に接触させる。鉛直荷重の負荷は、接触部の押し付け力により調整し、摩擦力の負荷はテーブルを X 軸方向に一定速度で移動することにより行う。また、摩擦力の負荷方向変更はセンサ取り付け治具を回転させて行う。

実験条件を表 4.2 に示す。4 種類の鉛直荷重 w に対して、負荷方向 θ を $0 \sim 360\text{deg}$ の範囲で 45deg ごとに変更し、摩擦動作を行う。このときのセンサ出力およびロードセル出力を計測する。センサに摩擦力を負荷した際のセンサ出力の時間変化例を図 4.17 に示す。本センサでは、摩擦期間の出力の平均値をセンサ計測値とする。

出力変化率 R_i は式(4.19)のように定義し、 R_i が閾値以下の時間期間を摩擦期間と判別する。なお、サンプリングタイム Δt は 0.05s である。

$$R_i = \left| \frac{\varepsilon_{Si}(t + \Delta t) - \varepsilon_{Si}(t)}{\varepsilon_{Si}(t)} \right| \cdot 100 \quad (i = A, B, C) \quad (4.19)$$

図 4.18 に出力変化率 R_i を加えたグラフを示す。同図に示すように、摩擦期間中の R_i は ε_{Si} がほぼ 0 となるゲージを除き、 $1[\%]$ 未満になる。図 4.5 に示したように、 ε_{SA} , ε_{SB} , ε_{SC} はそれぞれほぼ 120deg の位相がある。よって、2 枚のゲージ出力が同時にほぼ 0 となることがある。そこで、センサ出力 ε_{Si} が最も大きいゲージの出力変化率 R_i が、閾値以下であるときを摩擦期間とする。なお、閾値は 1% とする。

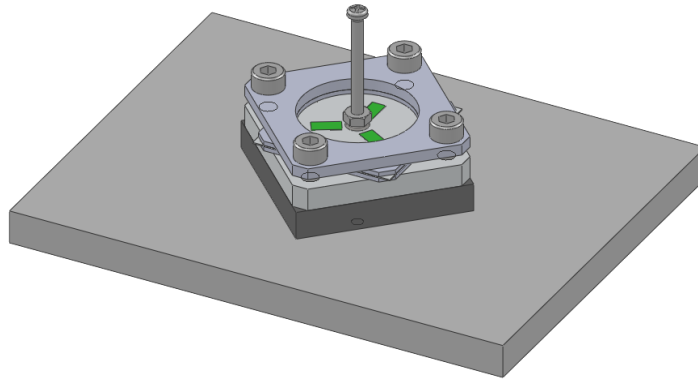
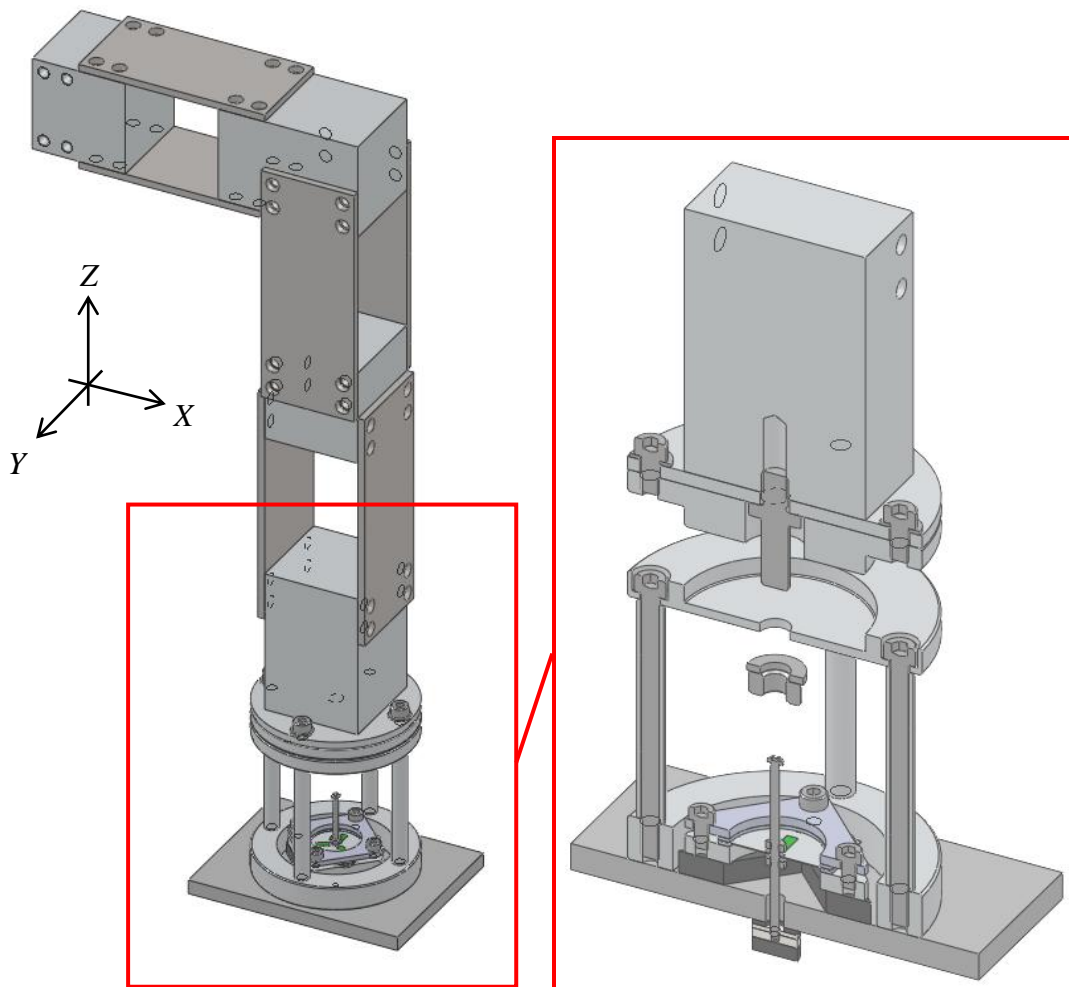


図 4.14 タイヤ片に取り付けたセンサ



(a) 校正装置全体

(b) 治具断面図

図 4.15 センサ校正用ロードセルと取付治具

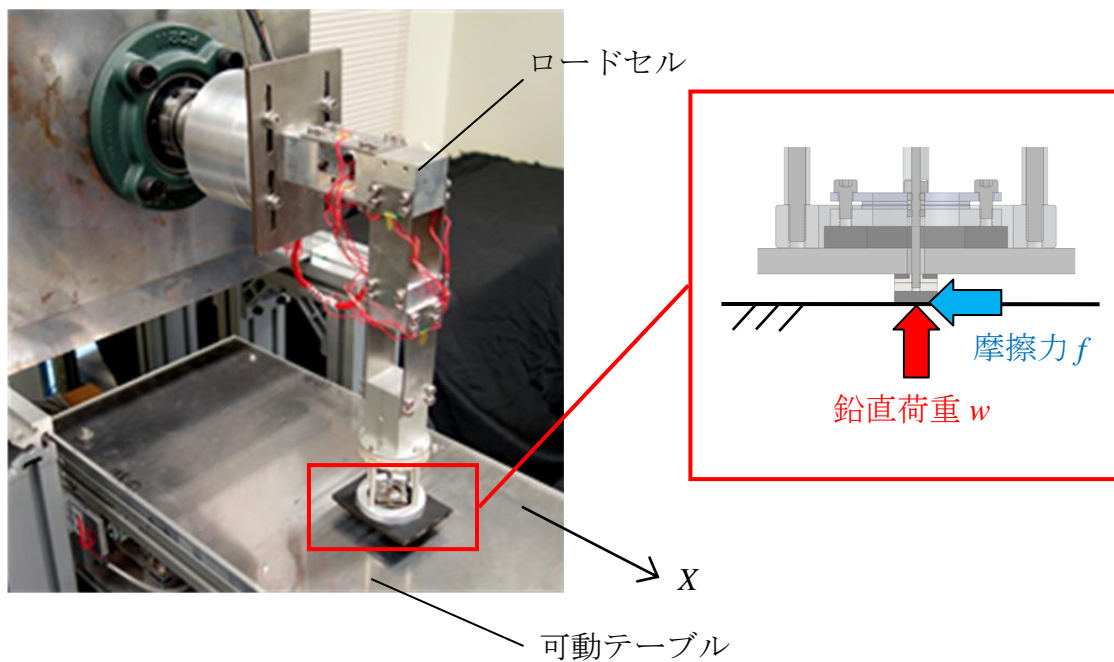


図 4.16 センサの校正装置

表 4.2 校正実験の条件

項目	文字	値	単位
摩擦対称面	-	アクリル	-
接触部材質	-	ニトリルゴム	-
接触部形状	-	円筒状	-
引込量	d	1.0	mm
負荷鉛直荷重	w	5, 10, 15, 20	N
摩擦方向	θ	全周(0, 45, ..., 315)	deg
摩擦距離	l	30	mm
摩擦速度	v	30	mm/s
サンプリングタイム	t_s	0.05	sec

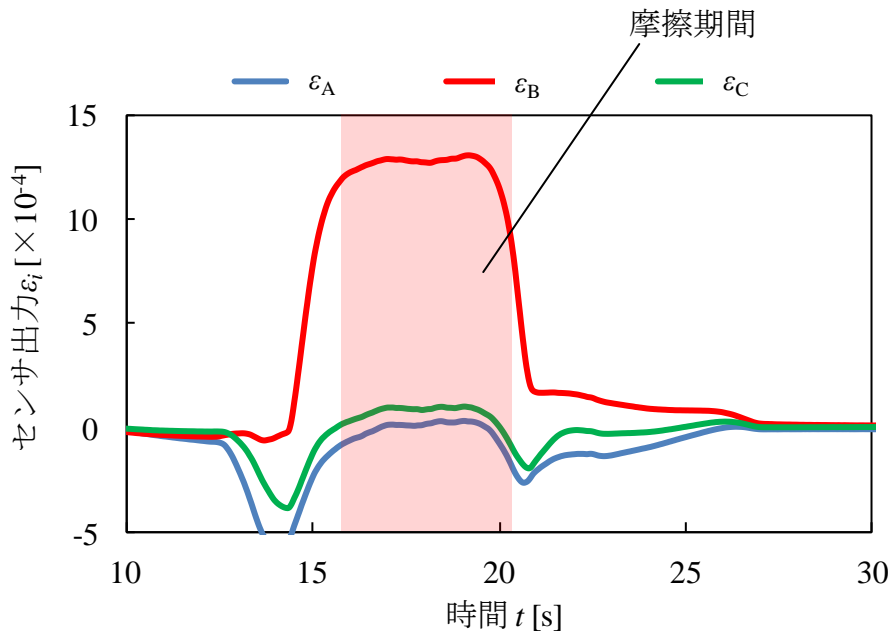


図 4.17 センサ出力の時間変化例

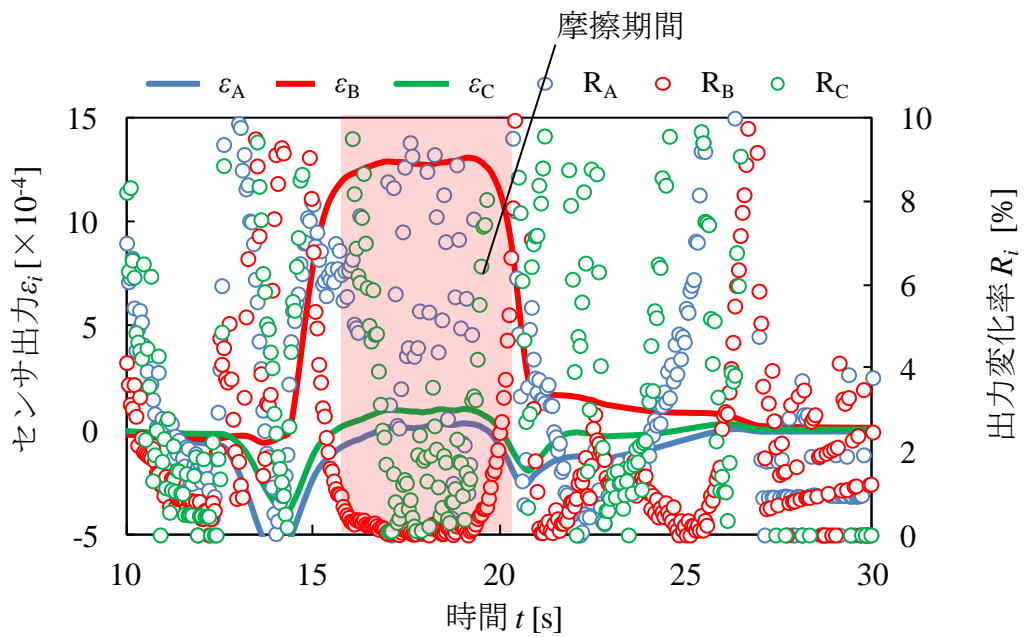


図 4.18 センサ出力と変化率の時間変化例

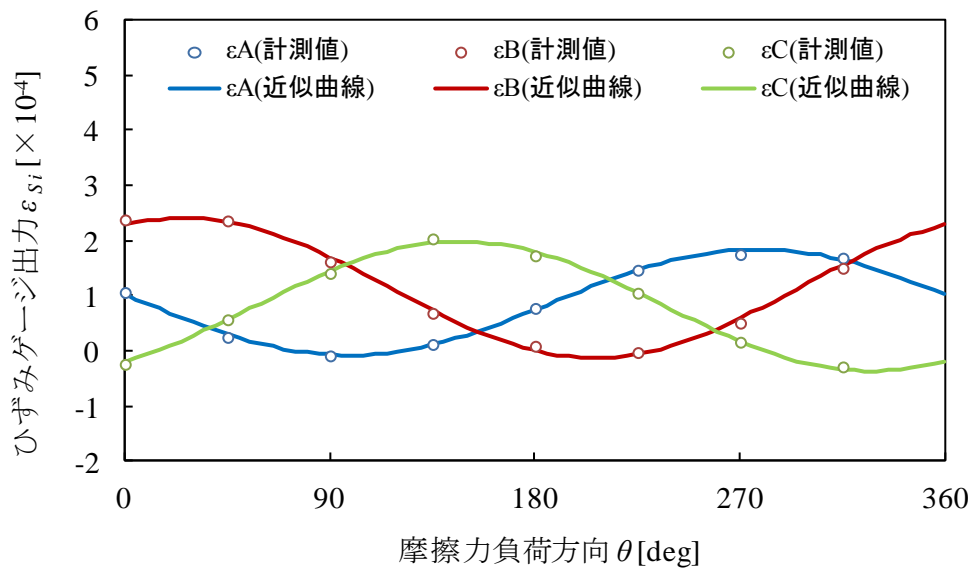
4.8.2 校正結果

図 4.19 に校正結果の一例として、鉛直荷重 5N および 20N の測定値を示す。なお、同図中の曲線は式(4.1)に示す正弦関数を最小二乗法により近似したものである。同図より、センサでの測定値と近似曲線はよく一致することがわかる。

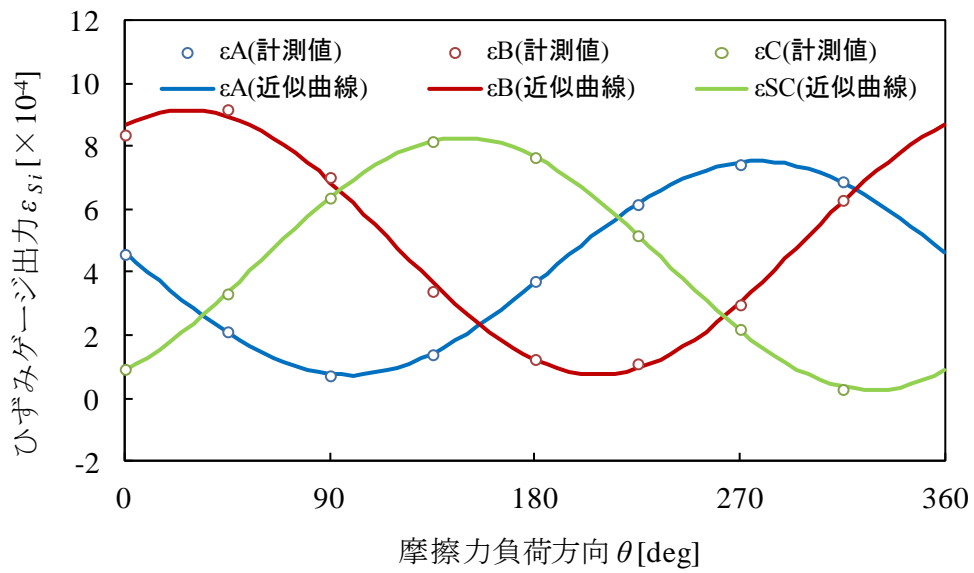
表 4.3 に、鉛直荷重 w ごとの近似曲線の振幅 G_i 、位相 φ_i 、バイアス H_i を示す。式(4.1)に示したように、 H_i は鉛直荷重の関数であるため、 w の増加に伴い大きくなる。 G_i も $f(w)$ の関数であるため、 w の増加に伴い大きくなる。なお、一定の w において G_i 、 H_i はひずみゲージ A, B, C に関わらず理想的には同一の値となる。しかし、測定結果では若干の差が生じている。これは、ひずみゲージ貼付位置の微妙なずれなどによる影響である。

φ_i は、ひずみゲージ A, B, C ごとに決まる値であり、その理想値は $\varphi_A = 180\text{deg}$ 、 $\varphi_B = 60\text{deg}$ 、 $\varphi_C = 300\text{deg}$ である。表 4.4 に示す実験結果は、理想値と僅かに異なっているが、これもひずみゲージの貼付位置の影響である。また、 φ_i は w によらず一定値となるべきであるが、表中では若干の変動がある。そこで、各ひずみゲージにおける全ての w での平均値を φ_i の決定値とする。

φ_i 決定後、式(4.1)に φ_i を代入して再度、正弦曲線の最小二乗近似を行い、 G_i 、 H_i の算出を行う。得られた G_i 、 H_i を表に示す。また、 G_i と f および H_i と w の関係を図 4.20 に示す。なお、同図中の直線は測定値を最小二乗近似したものである。この近似直線の傾き k_i 、 l_i と切片 a_i 、 b_i を求めることにより、すべての実験定数が決定する。決定した実験定数を表 4.5 に示す。



(a) $w = 5$ [N]



(b) $w = 20$ [N]

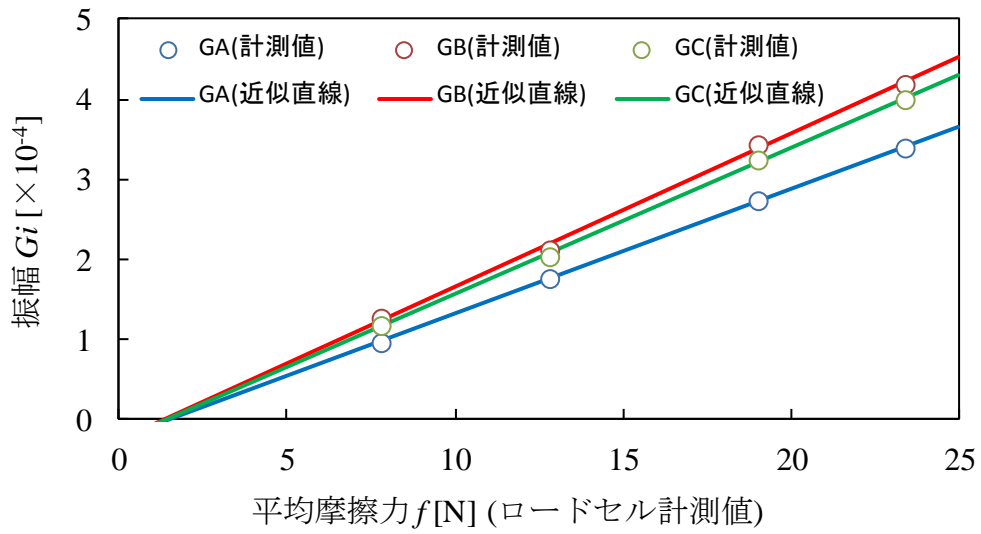
図 4.19 鉛直荷重 w とセンサ出力の関係

表 4.3 校正実験結果 (位相 ϕ_i の算出)

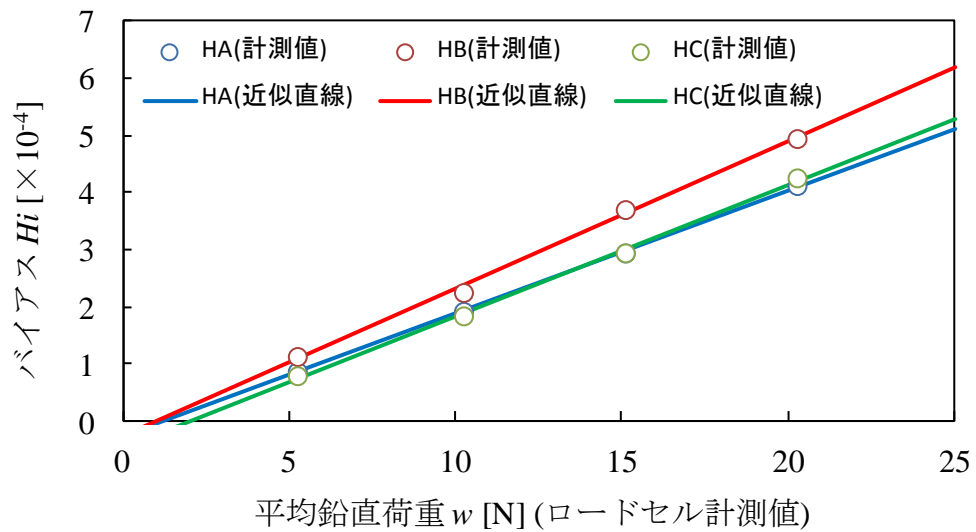
w [N]	振幅 $G_i[\times 10^{-4}]$			位相 $\phi_i[\text{deg}]$			バイアス $H_i[\times 10^{-4}]$		
	A	B	C	A	B	C	A	B	C
5	0.96	1.27	1.18	172.0	64.0	302.8	0.88	1.14	0.81
10	1.76	2.12	2.04	171.9	63.3	304.3	1.93	2.26	1.85
15	2.74	3.43	3.24	171.6	62.9	301.6	2.95	3.71	2.95
20	3.39	4.19	4.00	172.0	62.6	301.8	4.13	4.95	4.27

表 4.4 校正実験結果 (振幅 G_i , バイアス H_i の算出)

w [N]	振幅 $G_i[\times 10^{-4}]$			位相 $\phi_i[\text{deg}]$			バイアス $H_i[\times 10^{-4}]$		
	A	B	C	A	B	C	A	B	C
5	0.96	1.27	1.18	171.9	63.2	302.6	0.88	1.14	0.81
10	1.76	2.12	2.04	171.9	63.2	302.6	1.93	2.26	1.85
15	2.74	3.43	3.24	171.9	63.2	302.6	2.95	3.71	2.95
20	3.39	4.19	4.00	171.9	63.2	302.6	4.13	4.95	4.27



(a) $G_i = k_i * f + a_i$



(b) $H_i = l_i * w + b_i$

図 4.20 振幅 G_i と摩擦力 f , バイアス H_i と鉛直荷重 w の関係

表 4.5 決定した実験定数

i	$G_i = k_i * w + a_i$		φ_i [deg]	$H_i = l_i * f + b_i$	
	k_i [$\times 10^{-4}/N$]	a_i [$\times 10^{-4}$]		l_i [$\times 10^{-4}/N$]	b_i [$\times 10^{-4}$]
A	0.156	-0.245	171.9	0.216	-0.266
B	0.191	-0.247	63.2	0.258	-0.259
C	0.183	-0.265	302.6	0.230	-0.452

4.9 摩擦係数真値の測定

4.9.1 測定方法

提案する3軸方向負荷センサの摩擦係数推定精度を確認するためには、センサによる摩擦係数測定値を真値と比較する必要がある。ここでは、4.7節に示したセンサ校正時と同様の測定装置を使用し、ロードセルにて複数の摩擦表面上で測定を行い、測定したセンサ接触部と路面間の摩擦係数 μ_s を摩擦係数の真値とする。

実験条件を表4.6に示す。鉛直荷重 w を20Nとし、負荷方向 θ を0~360degの範囲で90degごとに変更して摩擦動作を行い、このときのロードセル出力を計測する。なお、摩擦動作は1条件につき3回を行い、3回の平均値を計測値とする。

表4.7に、摩擦係数を測定する各種摩擦表面を示す。

表 4.6 摩擦係数真値の測定条件

項目	文字	値	単位
接触部材質	-	ニトリルゴム	-
接触部形状	-	円筒状	-
引込量	d	1.0	mm
負荷鉛直荷重	w	20	N
摩擦方向	θ	0, 90, 180, 270	deg
摩擦距離	l	30	mm
摩擦速度	v	30	mm/s
サンプリングタイム	t_s	0.05	sec

表 4.7 摩擦係数 μ_s 真値の測定対象面

No.	摩擦表面
1	アルミ板
2	アクリル板
3	PVC板(ポリ塩化ビニル)
4	ABS板
5	POM板(ポリアセタール)
6	UHPE板(超高分子量ポリエチレン)
7	紙テープ
8	テフロン板
9	油塗布アルミ板

4.9.2 測定結果

表 4.8 に摩擦係数 μ_s の測定結果を示す.

表 4.8 摩擦係数 μ_s 真値の測定結果

No.	摩擦表面	負荷方向 θ [deg]				平均値	95%信頼区間
		0	90	180	270		
1	アルミ板	1.268	1.190	1.005	1.100	1.141	± 0.056
2	アクリル板	1.188	1.155	1.078	1.155	1.144	± 0.023
3	PVC板	0.993	0.954	1.031	1.040	1.004	± 0.021
4	ABS板	1.015	0.870	0.892	0.927	0.926	± 0.031
5	POM板	0.789	0.769	0.800	0.828	0.797	± 0.019
6	UHPE板	0.666	0.712	0.728	0.673	0.695	± 0.015
7	紙テープ	0.671	0.672	0.695	0.728	0.691	± 0.013
8	テフロン板	0.413	0.409	0.430	0.401	0.413	± 0.007
9	油塗布アルミ板	0.312	0.321	0.318	0.310	0.315	± 0.003

4.10 結言

本章では、3軸方向の負荷が測定可能なセンサおよび同センサを用いた実験について説明した。また、提案するセンサで得られた結果から負荷を求める実験式を導出しその有用性を示した。

さらに、高荷重の負荷に耐えうるセンサ構造と、その校正方法を説明し、校正実験によりセンサの校正を行った。

また、提案するセンサの接触部と、実験で用いる対象面間の摩擦係数を測定し、測定結果を示した。

第5章 タイヤ走行模擬実験装置の提案

5.1 緒言

本章では、実車の走行状況を再現するため、高荷重や多方向の摩擦力が負荷可能なタイヤ走行模擬実験装置を提案する。また、同装置を用いた実験方法について説明する。さらに、同装置による計測例を示す。

5.2 実験装置の概要

5.2.1 実験装置の条件

これまでの実験装置は3章で述べたように、摩擦力の負荷方向はタイヤ回転方向のみ、負荷可能な最大鉛直荷重および最大摩擦力は500Nである。新たに提案する実験装置では、実車の走行状況に近い状況を再現したい。

普通自動車を想定した場合、車両重量を約1.0tとすると1つのタイヤに加わる負荷はその4分の1の約250kgfである。また、タイヤに加わる摩擦力は一樣ではなく、その大きさ・方向ともに多様である。そのため、実験装置で実車を模擬する場合、高荷重を負荷する方法、摩擦力の負荷方向を変化させる方法の検討が必要である。

新しい実験装置に求める条件を以下にまとめる。

- ・ タイヤに加える負荷は最大で2500N
- ・ 任意方向に摩擦力の負荷が可能
- ・ 平面2軸の水平荷重と鉛直荷重、合わせて3軸方向の負荷が測定可能
- ・ 高負荷下でもタイヤの駆動が可能

以上の条件を満たす実験装置について次節以降説明する。

5.2.2 実験装置の仕様

製作した実験装置の全体図を図 5.1 に示す。実験装置は、タイヤを回転させるためのモータを備えたタイヤ駆動部、実験中タイヤに加わる負荷を測定するためのフォースプレート、タイヤに鉛直荷重および摩擦力を加えるための平行式負荷装置の 3 点で構成する。

図 5.1 の装置では、平行式負荷装置の駆動によりフォースプレートの高さの変更し、タイヤに鉛直荷重を負荷する。さらに、その状態でタイヤを回転させることでタイヤは対象面上を滑りながら回転し、摩擦力が生じる。また、タイヤを回転させた状態で平行式負荷装置によりフォースプレートを平行移動させることで任意の方向に摩擦力を負荷可能である。

タイヤに加わる負荷は、平行式負荷装置の上部に取り付けたフォースプレートで測定可能である。なお、同装置で X 軸方向に加える水平荷重は F_x 、 Y 軸方向には F_y 、 Z 軸方向の鉛直荷重は W と表記する。

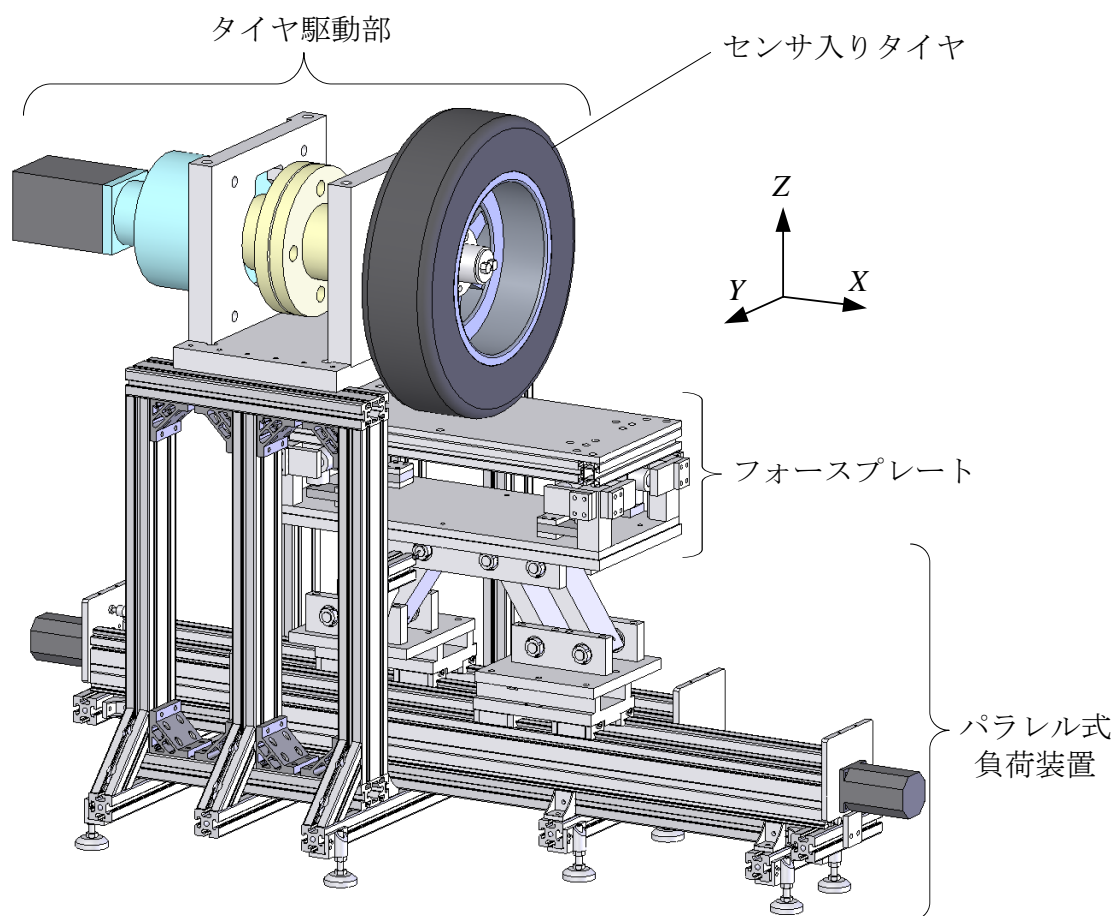


図 5.1 提案する実験装置

5.2.3 フォースプレート

図 5.1 に示した実験装置のうち、タイヤに加わる負荷を測定するための 3 軸方向の負荷が測定可能なフォースプレートについて説明する。

フォースプレートの構成を図 5.2 に、負荷の検知の仕組みを図 5.3 に示す。なお、図 5.3 は図 5.2 中の青色の点線で囲む部分の拡大図である。

フォースプレートは上部と下部に分けられ、それぞれ独立している。上部は 3 つのボールローラが取り付けられた 4 つの L 字ブロックと天板からなり、下部は底板と起歪材で構成される。なお、底板は平行式負荷装置の上盤と締結する。上部の天板はボールローラと下部の起歪材の接触により、Z 軸方向への取り外し以外の動きは制限されている。そのため天板に負荷が加わると天板を固定している起歪材にボールローラを介して負荷が加わり変形する。この変形を利用して負荷を求める。

起歪材は 3 軸方向の負荷の測定を可能にするため、図 5.2 に示すように 3 種類の起歪材を天板の四方の角に計 12 枚配置している。起歪材には、鉛直荷重 W 検知用、水平荷重 F_x 検知用、水平荷重 F_y 検知用の 3 種類あり、それぞれの曲げによるひずみを用いて各方向の荷重を算出する。

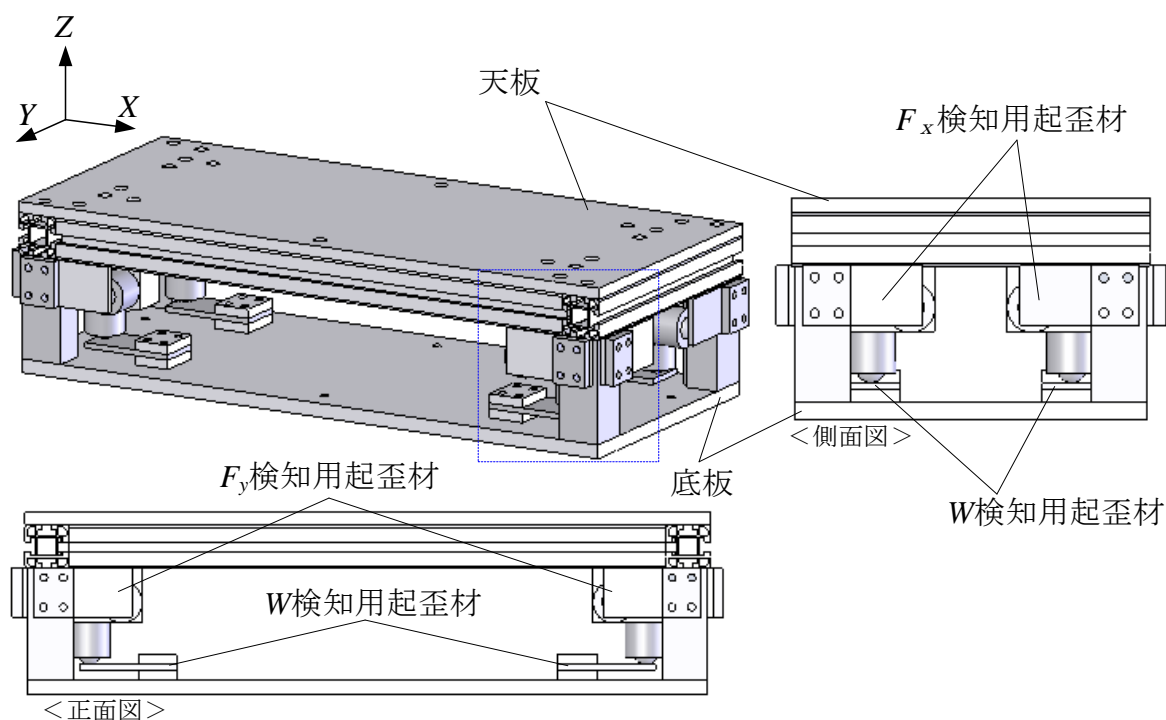


図 5.2 フォースプレートの構成

各負荷の測定方法を説明する。まず天板に鉛直荷重 W が加わると、図 5.3 に示すように鉛直荷重検知用の起歪材にひずみが生じたわむ。この鉛直荷重によって生じたひずみを起歪材に貼付した 4 枚のひずみゲージで測る。鉛直荷重とひずみの関係は事前に行った校正実験により明らかになっており、実験から導出した校正式を用いることで、鉛直荷重の測定が可能となる。

水平荷重の測定も同様で、それぞれ水平荷重 F_x が加わると水平荷重 F_x 検知用の起歪材にひずみが生じ、水平荷重 F_y が加わると水平荷重 F_y 検知用の起歪材にひずみが生じる。

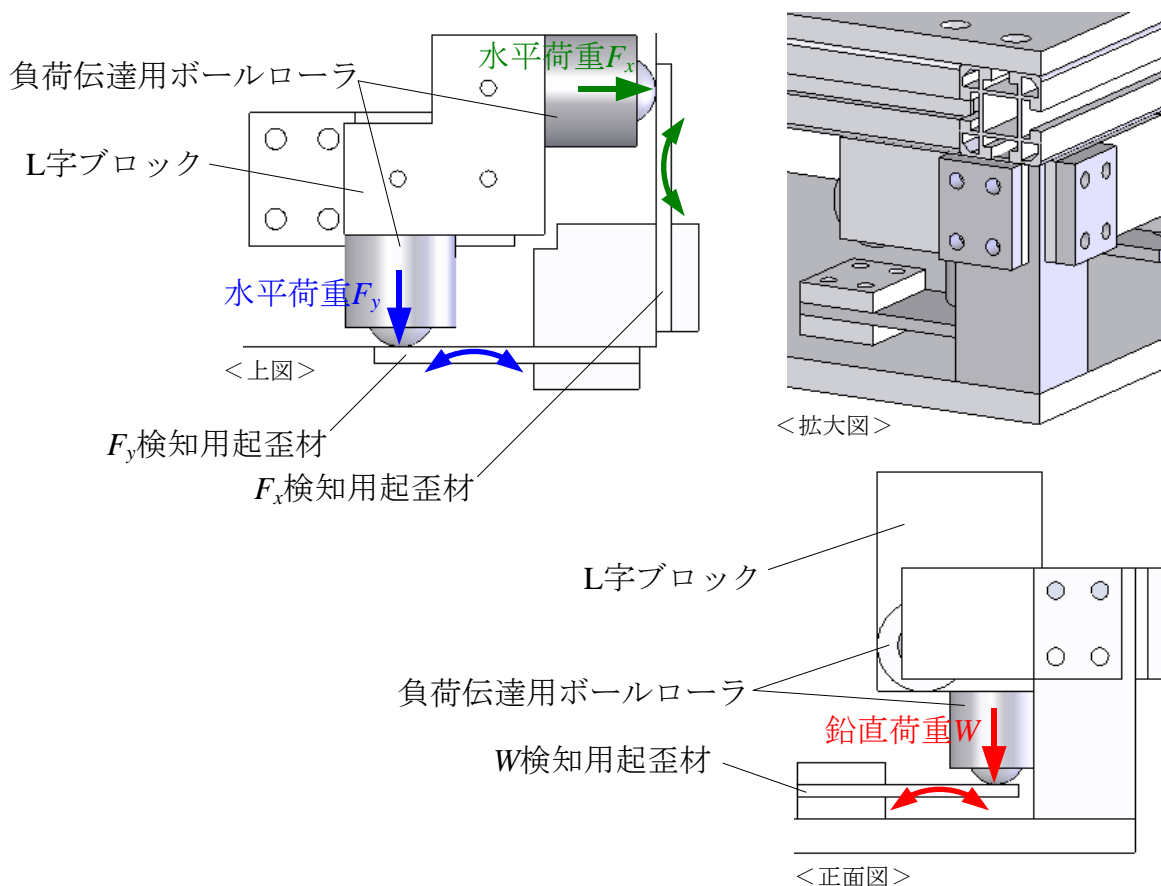


図 5.3 検知の仕組み

5.2.4 パラレル式負荷装置

図 5.1 に示した実験装置のうち、タイヤに鉛直荷重 W と水平荷重 F_x を負荷するためのパラレル式負荷装置について説明する。タイヤに鉛直荷重と水平荷重を加える機構として、平面 2 自由度パラレルリンク機構を採用し、同機構による負荷装置を製作した。パラレル式負荷装置は上盤に 5.2.3 項のフォースプレートを取り付け、上盤の昇降によりタイヤに鉛直荷重を負荷し、上盤の平行移動により摩擦力を負荷する。

パラレルリンク機構を用いた各荷重の負荷方法について図 5.4 示す。図 5.4(a)に示すように、レール上の 2 つの可動子を互いに逆方向に移動させ、平行リンクの角度 θ_p を変化させることで上盤の昇降が可能である。実験では、上盤を上昇させフォースプレートをタイヤに押し当てることで鉛直荷重を負荷する。

また、図 5.4(b)に示すように 2 つの可動子を同一方向に移動させることで、上盤は平行移動する。実験では、タイヤとフォースプレートが接触した状態で上盤を平行移動させてタイヤに摩擦力を負荷する。なお、上盤は左右の平行リンクに支持され常に水平に保たれる。

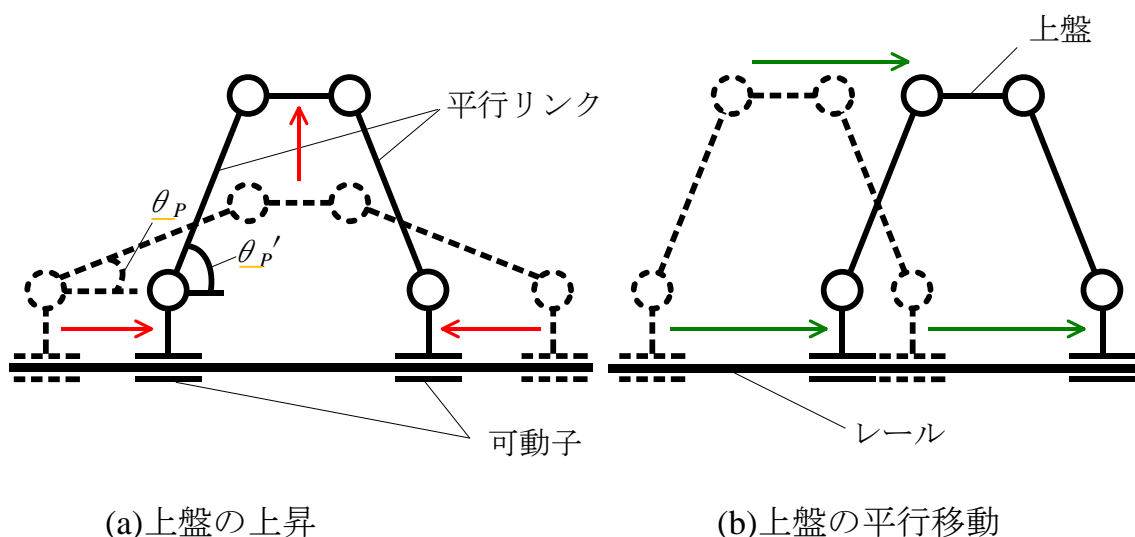


図 5.4 平面 2 自由度パラレルリンク機構

実際に設計した平行式負荷装置を図 5.5 に示す。平行式負荷装置は、上盤[材質：S50C 寸法：700mm×300mm×20mm]、4 枚の平行リンク板、リンク板を固定するリンク支持部、上盤を動かすための可動子、可動子を平行移動させるための直動アクチュエータ [THK 型番：TH25-0910-HVQ-B05Q0-J-N-N-N]と可動子駆動用モータ[多摩川精機 型番：ST80P751-21B5]で構成される。

直動アクチュエータおよび可動子駆動用モータは 2 本を並列させ、1 本で 1 つの可動子の動きを制御する。直動アクチュエータのストロークの長さは 910mm あり、タイヤをフォースプレートの天板に接触させた状態で端から端まで駆動するのに十分な長さである。

また、可動子駆動用モータの規格は、平面平行リンク機構を用いて 2500N の鉛直荷重をタイヤに加え、さらに 2500N の摩擦力が作用する状態で上盤の平行移動が十分に可能なものを選定した。

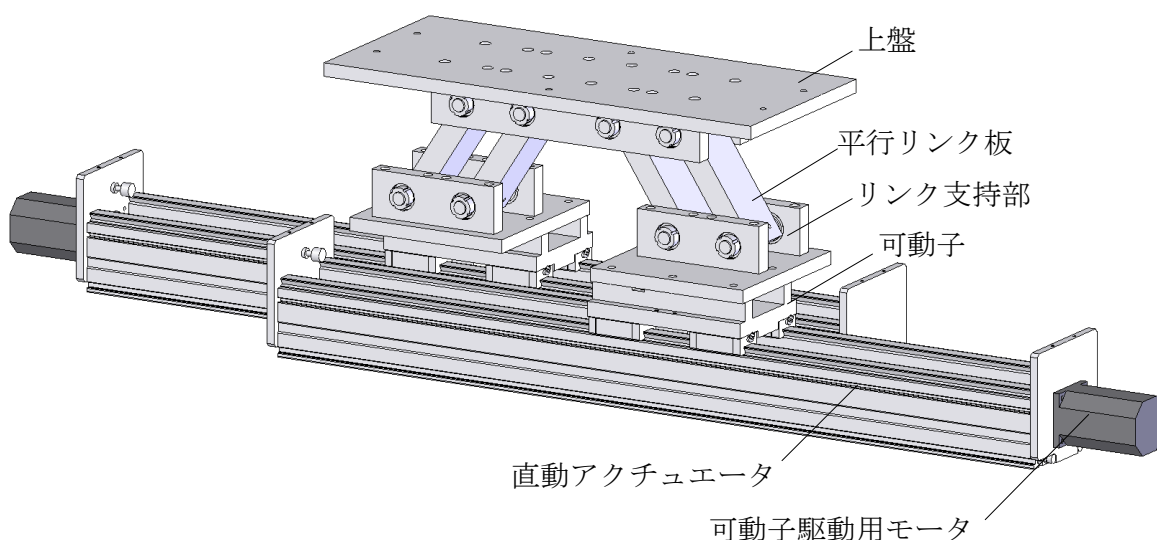


図 5.5 設計した平行式負荷装置

5.2.5 タイヤ駆動部

図 5.1 に示した実験装置のうち、タイヤを回転させ対象面上をすべらせ、タイヤ回転方向の摩擦力を負荷するためのタイヤ駆動部について説明する。タイヤ駆動部の側面からの断面図を図 5.6 に示す

タイヤ駆動部は、フレーム土台を中心に、タイヤを回転させるためのタイヤ駆動用モータ[多摩川精機 型番：ST130P212-3IB0]と減速機[ニッセイ 型番：AG3FZ50-200]、モータの出力軸とタイヤ回転軸をつなぐ軸継手[NBK 型番：FCL-280-50-BKS-HN-P×50-BKS-HN-P]、タイヤ回転軸を支持する軸受ユニット[NTN 型番：UCFC211]から構成される。

タイヤ駆動用モータおよび減速機は、2500N の鉛直荷重および摩擦力がタイヤに作用した状態でタイヤの回転が十分に可能なトルクがあり、タイヤの最大回転速度は 15rpm で、タイヤの直径を 570mm とすると周速 1.6km/h である。

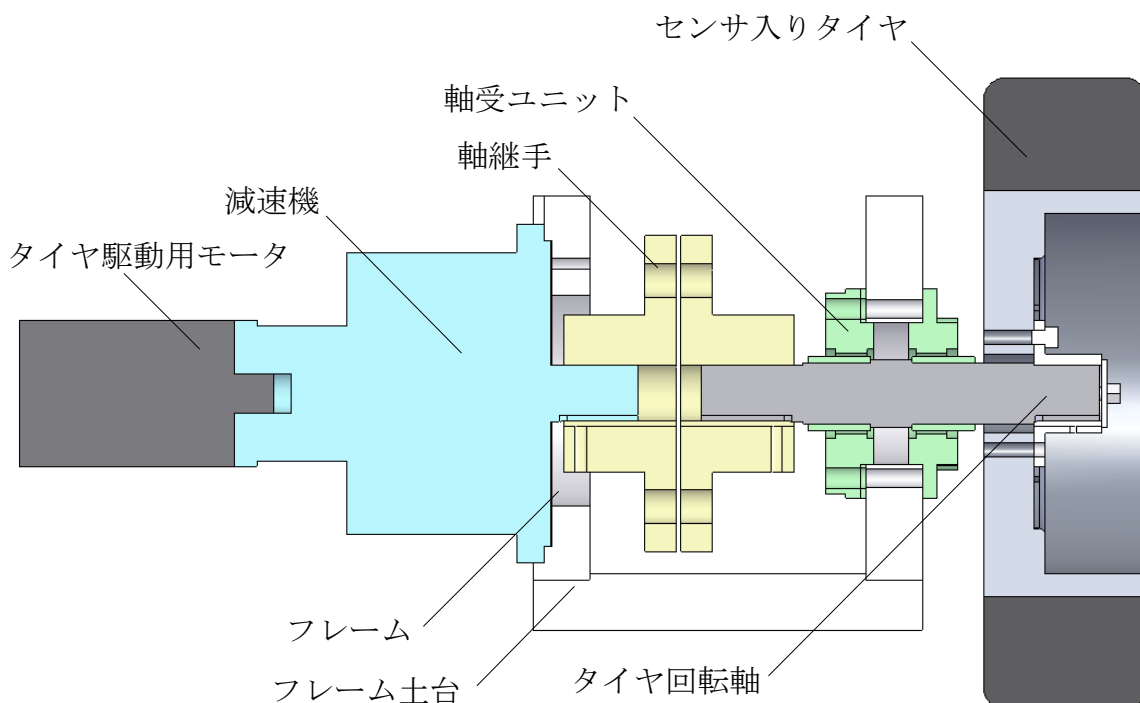


図 5.6 タイヤ駆動部の断面図

5.3 実験方法

5.3.1 荷重負荷方法

図 5.1 に示す実験装置では、これまで説明したように装置の組み合わせにより鉛直荷重および任意方向の摩擦力をタイヤに負荷可能である。

タイヤへの鉛直荷重 W の負荷は、装置下部の平行式負荷装置で高さの調節を行い、フォースプレートの天板をタイヤに押しつけることで行う。タイヤへ負荷可能な鉛直荷重は最大 2500N である。

また、図 5.7(a)に示すように、タイヤに鉛直荷重を負荷した状態でタイヤを回転させると、タイヤは対象面上を滑りながら回転し、タイヤ回転方向に摩擦力 F_y が発生する。また、鉛直荷重を負荷した状態で、平行式負荷装置によりフォースプレートを X 軸方向へ平行移動させると、タイヤ回転軸方向に摩擦力 F_x が発生する。

さらに、図 5.7(b)に示すように、タイヤの回転とフォースプレートの平行移動を同時に行い、タイヤの周速度とフォースプレートの移動速度を調節することにより、相対的に任意方向への摩擦力が負荷可能である。摩擦力の負荷方向と、タイヤの周速度およびフォースプレートの移動速度の関係は以下の式で表せる。

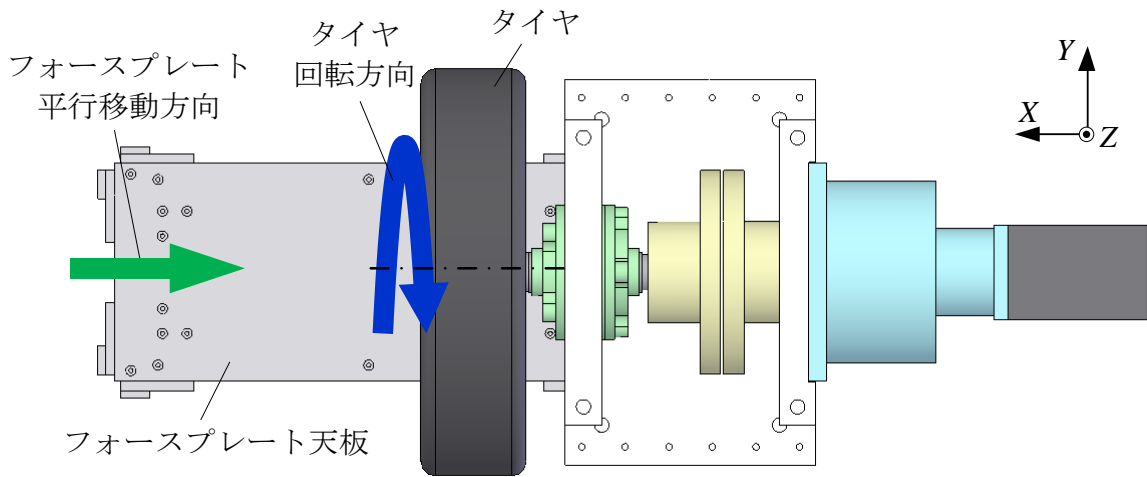
$$\theta = \tan^{-1} \frac{V_x}{-V_y} \quad (5.1)$$

$$V_y = V_F \sin \theta \quad (5.2)$$

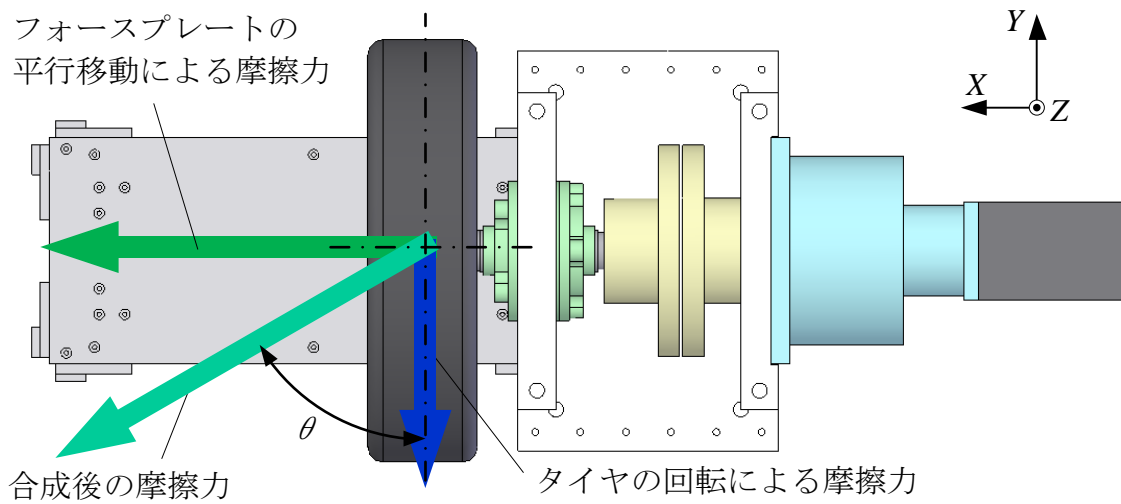
$$V_x = -V_F \cos \theta \quad (5.3)$$

式中の θ は摩擦力の負荷方向、 V_x はタイヤの回転による周速度、 V_y はフォースプレートの平行移動速度、 V_F は相対的な摩擦速度をそれぞれ表す。指定した方向の摩擦を負荷する際には、 V_F と θ を指定することで V_y と V_x を算出し、算出した速度でタイヤとフォースプレートを動作させる。

また、タイヤに対象面の摩擦係数は、3 章で示した実験装置と同様に天板の表面状態を変化させることで調節可能である。



(a) 平行移動と回転の方向



(b) 合成摩擦力

図 5.7 摩擦力の合成

5.3.2 荷重の測定方法

実験中は、タイヤ内のセンサおよびフォースプレートをひずみ計測器 [KEYENCE 型番 : NR-600] に接続し、タイヤに加わる負荷とセンサに生じるひずみを同時に測定することで、負荷とひずみの関係を明らかにする。

フォースプレートの概要は 5.2.3 で述べたが、ここではフォースプレートで荷重を計測する方法についてより詳細に説明する。フォースプレートでは、図 5.8 に示すように、 X 、 Y 、 Z の各軸方向に対応する起歪材のひずみを用いて荷重を計測する。図 5.8 では、水平荷重 F_x 検知用、水平荷重 F_y 検知用、鉛直荷重 W 検知用の起歪材をそれぞれ X_i 、 Y_i 、 Z_i ($i = 1 \sim 4$) と表記する。また、 X 軸の正方向の荷重を F_{xa} 、負方向の荷重を F_{xb} 、 Y 軸の正方向の荷重を F_{ya} 、負方向の荷重を F_{yb} とする。

図 5.8 に示す各起歪材において、対応する方向の荷重と起歪材から得られるひずみを線形近似して校正式を求めることで、起歪材のひずみから荷重を計測できる。各起歪材の荷重とひずみの式を式(5.4)～式(5.6)に示す。なお、校正式の導出において、起歪材 X_1 、 Y_1 、 Z_1 に関しては図 5.8 に示す負荷 F_{xa} 、 F_{ya} 、 W を、起歪材 X_2 、 Y_2 、 Z_2 に関しては負荷 F_{xa} 、 F_{yb} 、 W を、起歪材 X_3 、 Y_3 、 Z_3 に関しては負荷 F_{xb} 、 F_{yb} 、 W を、起歪材 X_4 、 Y_4 、 Z_4 に関しては負荷 F_{xb} 、 F_{ya} 、 W を使用する。

$$F_{X_i} = k_{X_i} E_{X_i} + l_{X_i} \quad (i = 1 \sim 4) \quad (5.4)$$

$$F_{Y_i} = k_{Y_i} E_{Y_i} + l_{Y_i} \quad (i = 1 \sim 4) \quad (5.5)$$

$$W_i = k_{Z_i} E_{Z_i} + l_{Z_i} \quad (i = 1 \sim 4) \quad (5.6)$$

式中の E_i は起歪材から得られる電圧値、 W_i は鉛直方向の荷重、 F_i は水平方向の荷重、 k_i および l_i は実験により求まる定数を、それぞれ表す。添え字は図 5.8 の各起歪材の記号を示す。

式(5.4)～式(5.6)より得られる各起歪材に対応する荷重を用いて、フォースプレートの天板に作用する荷重を求める式について検討する。 X 軸方向の摩擦力 F_x は、 X 軸正方向に対応する起歪材 X_1 と X_2 による計測荷重 F_{X1} および F_{X2} 、 X 軸負方向に対応する起歪材 X_3 と X_4 の計測荷重 F_{X3} および F_{X4} から求

められる。摩擦力 F_x は、正方向の出力を F_{X1} と F_{X2} の平均値で、負方向の出力を F_{X3} と F_{X4} の平均値で表すことができ、式(5.7)で求められる。

同様に、 Y 軸方向の摩擦力 F_y は、正方向の出力を F_{Y1} と F_{Y4} の平均値で、負方向の出力を F_{Y2} と F_{Y3} の平均値で表すことができ、式(5.8)で求められる。また、鉛直荷重 W は、 $W_1 \sim W_4$ の平均値で表すことができ、式(5.9)で求められる。

以下の3式を用いて、フォースプレート天板に作用する3軸方向の荷重を計測する。

$$F_x = \frac{F_{X1} + F_{X2}}{2} - \frac{(F_{X3} + F_{X4})}{2} \quad (5.7)$$

$$F_y = \frac{F_{Y1} + F_{Y4}}{2} - \frac{(F_{Y2} + F_{Y3})}{2} \quad (5.8)$$

$$W = \frac{(W_1 + W_2 + W_3 + W_4)}{4} \quad (5.9)$$

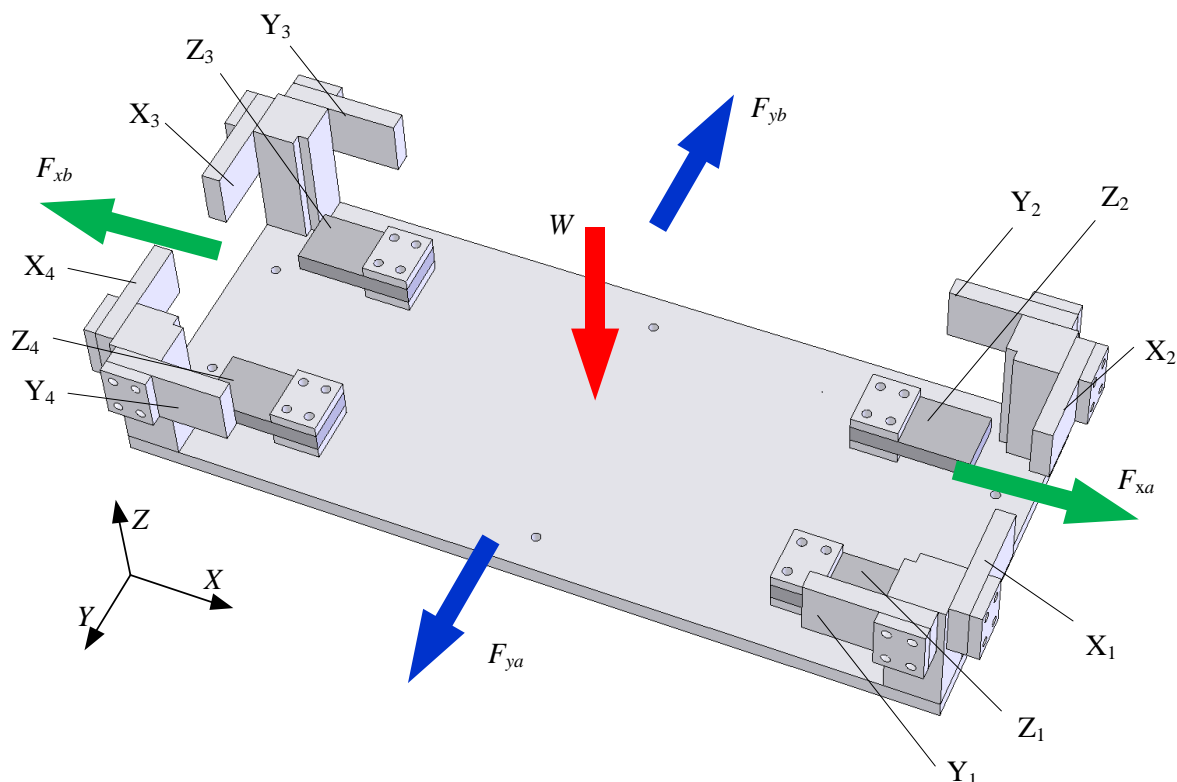


図 5.8 荷重の方向と起歪材の対応

5.4 タイヤ走行模擬実験装置による測定例

5.4.1 実験方法および条件

製作した実験装置により，任意の方向の摩擦力を負荷できるか確認するため，計測実験を行った．タイヤには，4章で提案した3軸方向の負荷が測定可能な触覚センサを取り付け，摩擦力の負荷方向に応じた出力が計測されるか確認する．

図5.1に示す装置を用いて，センサを取り付けたタイヤに任意方向の摩擦力を負荷する．触覚センサはタイヤ内壁に図5.9に示すように取り付けられている．図中の赤矢印に摩擦力の負荷方向を示す．

実験では，まず摩擦力を負荷する方向を指定し，式(5.2)および式(5.3)よりフォースプレートおよびタイヤの速度を算出する．摩擦力の負荷方向は0deg~345degまで15degずつ変化させる．相対的な摩擦速度は30mm/secとする．タイヤに負荷する鉛直荷重は，センサの出力確認のため低荷重である300Nとする．

そして，センサの接触部が最下点になるようタイヤを回転し，フォースプレートをタイヤの真下の位置に移動する．その後，フォースプレートをZ軸方向に平行移動し，鉛直荷重300Nを負荷する高さを記録する．

次に，鉛直荷重を除荷し，タイヤおよびフォースプレートを先に算出した速度で，摩擦を負荷する方向の逆方向に2.5秒間移動する．移動後，計測器の零点補正を行う．

零点補正後，フォースプレートをZ軸方向に平行移動し，鉛直荷重を300N負荷する．その後，フォースプレートおよびタイヤを先に算出した速度で5秒間移動し，摩擦力を負荷する．このときのフォースプレートの出力とセンサ出力を測定する．

以上の実験を，0deg~345degまで15degずつ行う．

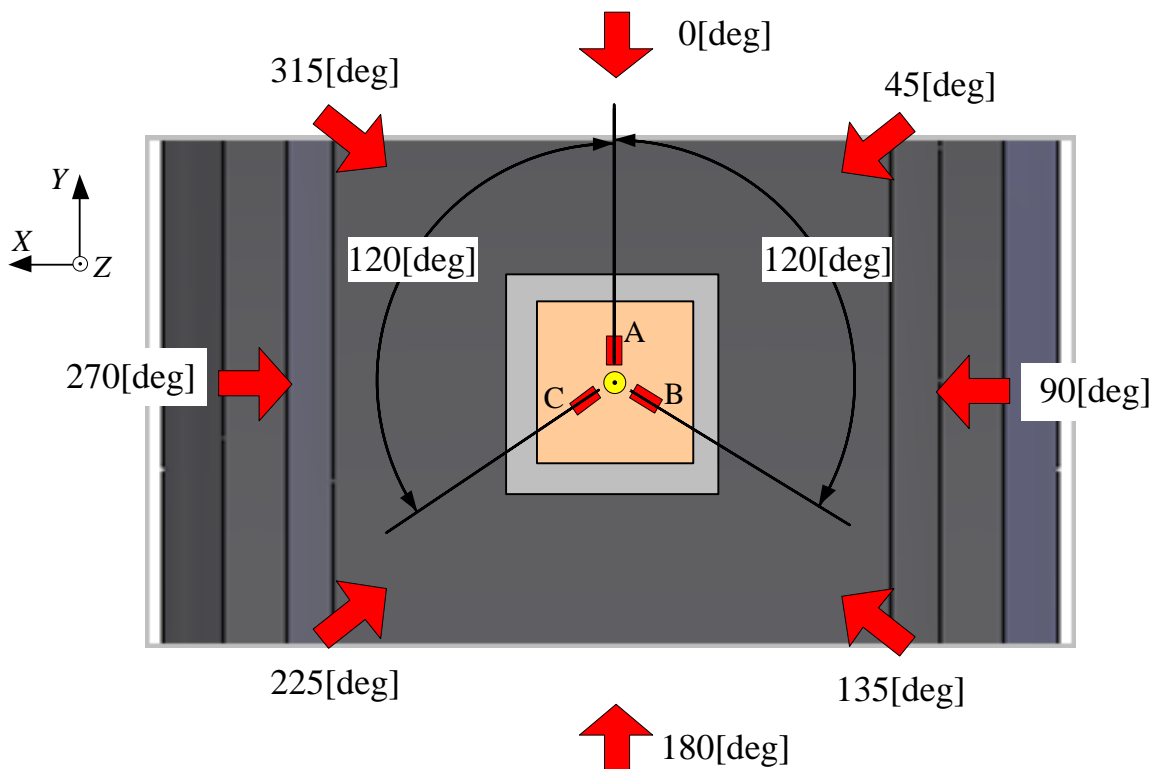


図 5.9 センサ取付角度と摩擦力の負荷方向

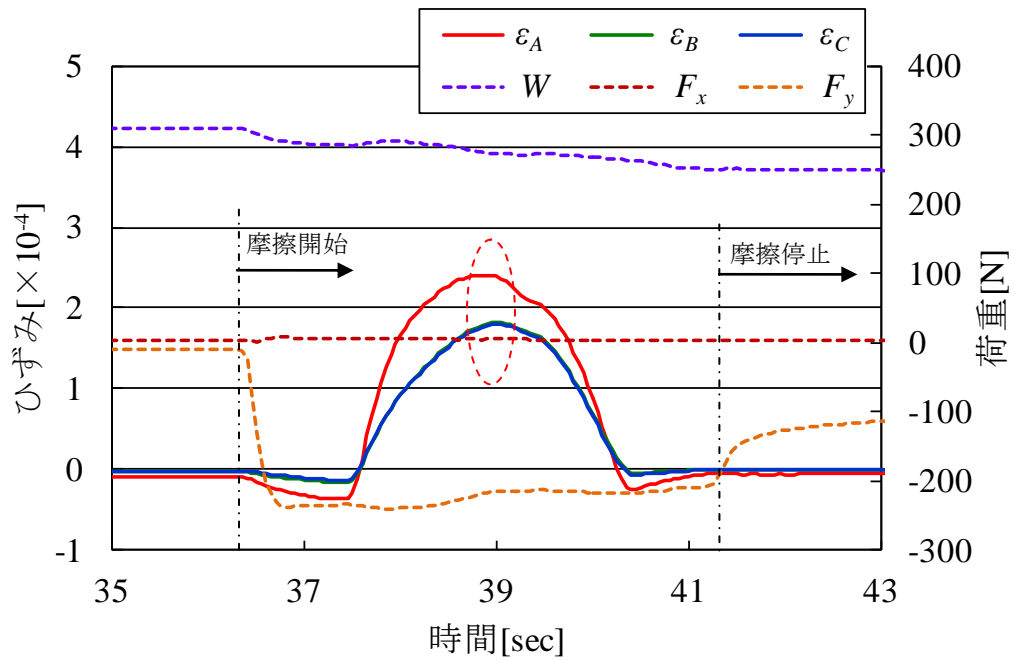
5.4.2 測定結果

測定結果の例として，タイヤ 1 の 0deg, 45deg, 90[deg]でのひずみと時間の関係を図 5.10 に示す．図 5.10 中の左側の縦軸をひずみ，右側の縦軸を荷重とする．また，図 5.10 中の赤丸に示すように摩擦負荷時のひずみの最大値を出力とし，各方向の結果をまとめたものを図 5.11 に示す．図 5.11 での摩擦方向は，フォースプレートにより計測した摩擦力 F_x と F_y を用いて求めた値である．

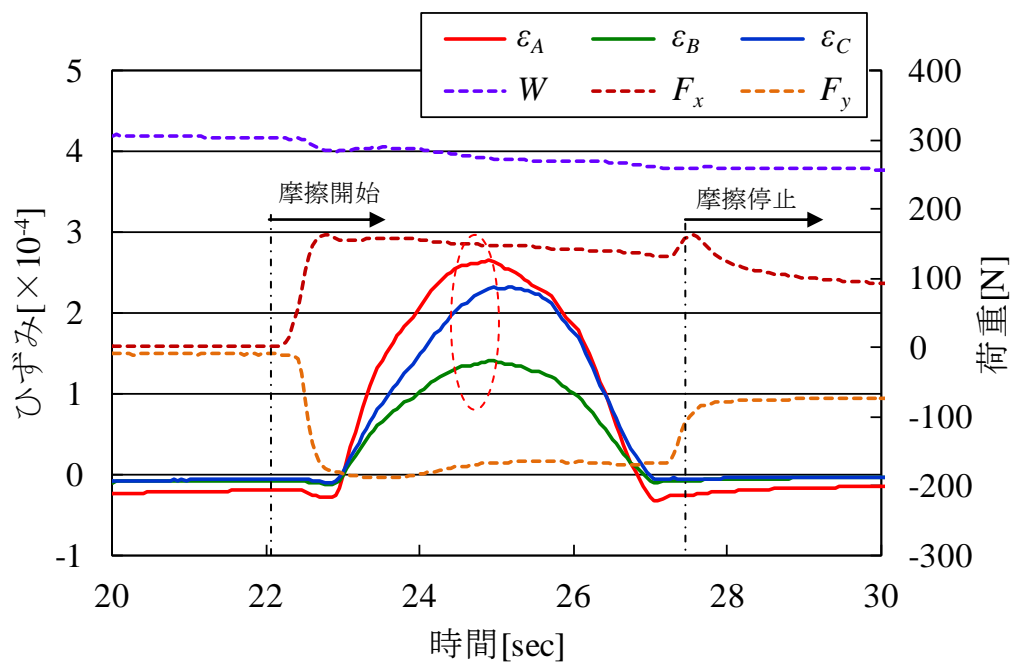
図 5.11 より，タイヤ 1 では ε_A , ε_B , ε_C がそれぞれ摩擦方向に対して位相差をもった正弦波形に近い出力となっていることがわかる．

また，図 5.11 中に赤丸で示す，75~105deg および 255~285deg の範囲では，摩擦角度の近い他の値と比較して，3つのひずみがそれぞれ小さい値となっている．これは，タイヤ回転方向に垂直な方向の摩擦が負荷される場合，タ

イヤの接触面に作用する圧力分布が変化し、センサの接触部に作用する鉛直荷重が低下することが原因であると考えられる。

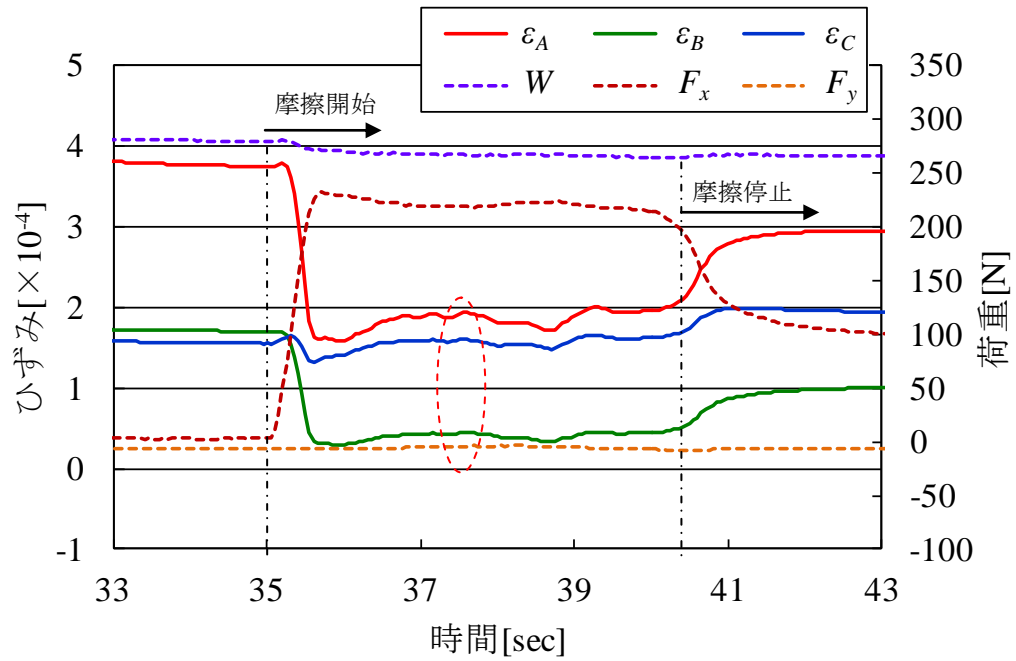


(a) 0[deg]



(b) 45[deg]

図 5.10 ひずみと時間の関係



(c) 90[deg]

図 5.10 ひずみと時間の関係

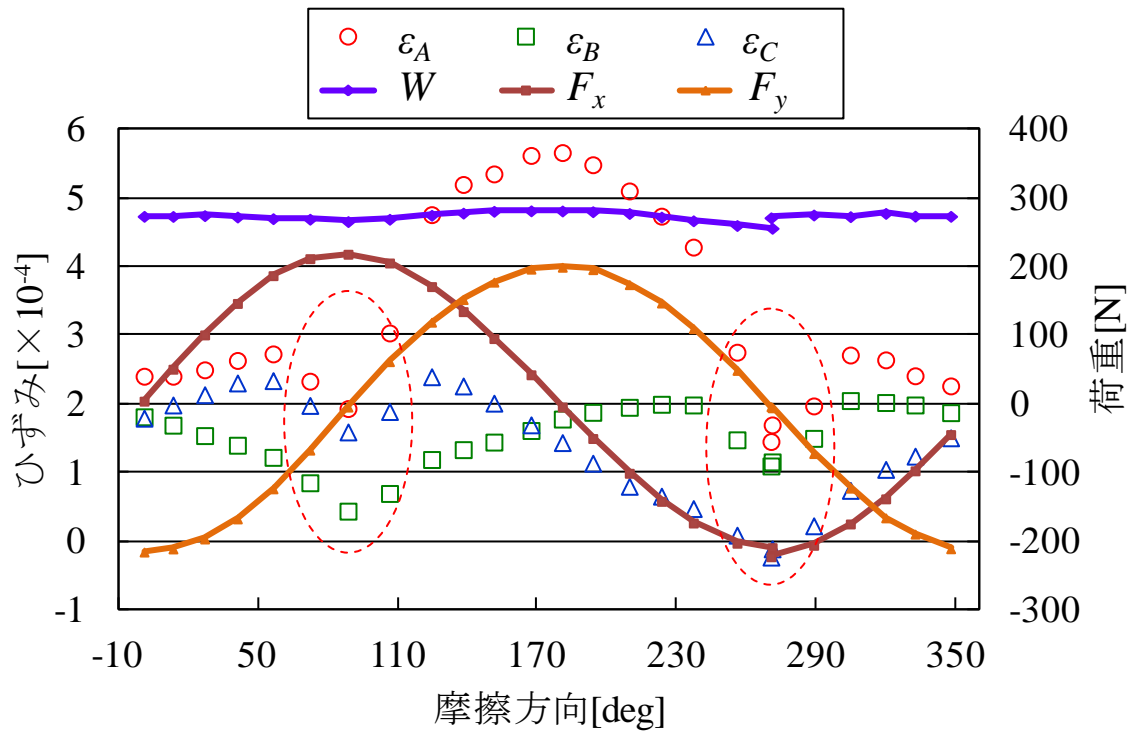


図 5.11 摩擦方向とひずみの関係

5.5 結言

本章では，3軸方向の高荷重の負荷および測定が可能な実験装置の提案および設計を行った．また，同装置を用いた実験について説明し，計測例を示した．

第6章 タイヤの変形を考慮した摩擦係数測定方法

6.1 緒言

本章では、3軸方向負荷センサをタイヤに取り付けた際の測定にて考慮すべき事項について述べる。まず、センサをタイヤに取り付ける方法を述べる。さらに、タイヤに取り付けた場合のセンサ出力成分について説明し、不要信号成分の処理方法について述べる。

6.2 センサの装着

6.2.1 装着方法

4章では、3軸方向の負荷が測定可能なセンサを提案し、提案するセンサによる摩擦係数測定原理を示した。本章以降では、センサを実際のタイヤに取り付けて検討を行う。センサのタイヤへの取り付けに関しては、3.2.1節で述べた周方向の摩擦計測用センサと同様の流れではあるが、新たに提案したセンサでは、ウイスカの形状やベース部の固定方法などを変更しており、それに関連してセンサ全体の取り付け方法にも変更があるため、ここで改めて説明する。

図6.1に、説明のためのセンサおよびタイヤのモデルを示す。センサのタイヤへの取り付けに関して、図6.2から図6.5に示す工程ごとに分けて説明する。

まず、図6.2(a)のように、ウイスカを通すための穴をタイヤに空ける。また、穴を開ける箇所はタイヤ外側のトレッドは、切除する。

次に、同図(b)のように接触部基部となるニトリルゴム製のワッシャーと鋼の円形部品をタイヤに接着する。この際、前処理で開けた穴とこれらの部品の中心を合わせ、瞬間接着剤により接着する。なお、円形部品の中心には、M2ボルトであるウイスカと噛み合うM2のめねじが切られている。

図6.3(a)に示す工程3では、瞬間接着剤によりフレームおよびスポンジの接着を行う。なお、この際も部品の中心と穴の中心を合わせて取り付ける。フレームとタイヤ内面の間にスポンジを挟む理由は、フレームとタイヤの剛性率の差異による剥離を防ぐためである。

工程4では、センサの検知部をフレームに装着する。センサのウイスカを

タイヤの穴に挿入し、検知部ごと回転させてウイスカを接触部基部の円形部品にねじ込む。この際、ウイスカの先端にねじロック剤を塗布し、ねじ込み部分からの空気漏れを防ぐ。ねじ込みは、センサ検知部の下側保持板の下面がフレーム上面に接触するまで行い、その後、ひずみゲージ A の貼付位置がタイヤ円周方向と一致するよう調節する。

図 6.4(a)の工程 5 では、押え板を M3 ボルト 4 本により取り付け、センサ検知部の固定を確実なものとする。その後、工程 6 では路面と接触を行う接触部の取り付けを行う。接触部はφ10 の円筒状のニトリルゴムと鋼製の円形部品からなり、両者は瞬間接着剤により固定する。円形部品の中心には M2 のめねじが切られているため、ウイスカ先端にねじ込むことにより接触部を取り付けることが可能である。

図 6.5 に、タイヤにセンサを装着した状態を示す。また、同図(b)に、実際のタイヤ内部の様子を示す。使用したタイヤはスタッドレスラジアルタイヤ [ダンロップ 型番：DSX-2 サイズ：155/80R13]である。

センサの出力は、外部の計測器に有線で接続して測定する。そこで、図 4.6 のように、タイヤ側面に開けた穴からリード線を通し、その後、弾性接着剤で穴を密閉した。

以上のようにしてセンサを取り付けたタイヤにホイールを装着した後、200kPa の空気圧で空気を充填した。

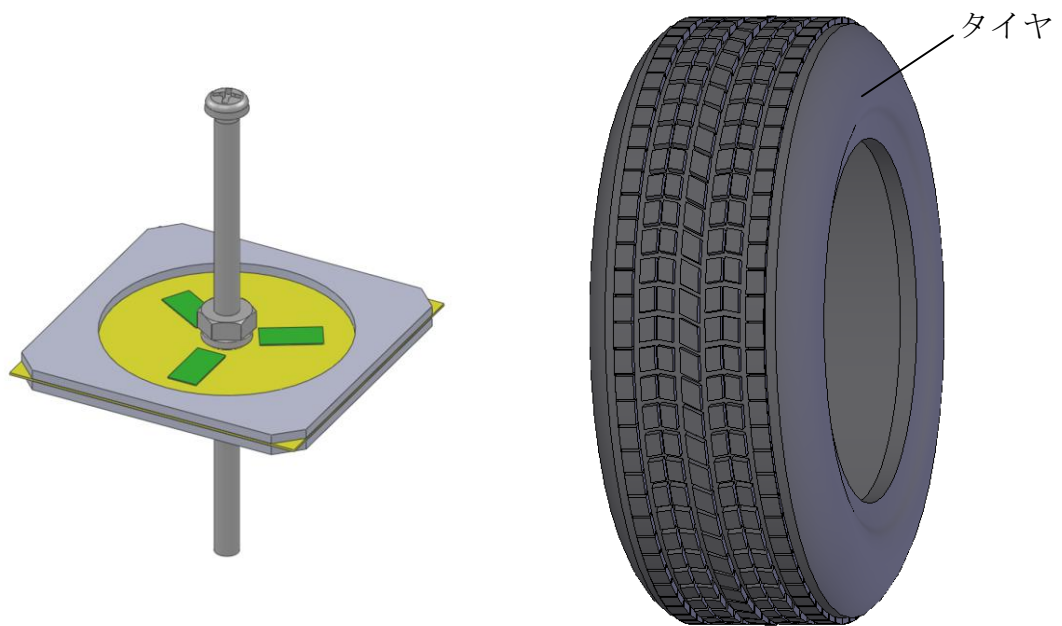
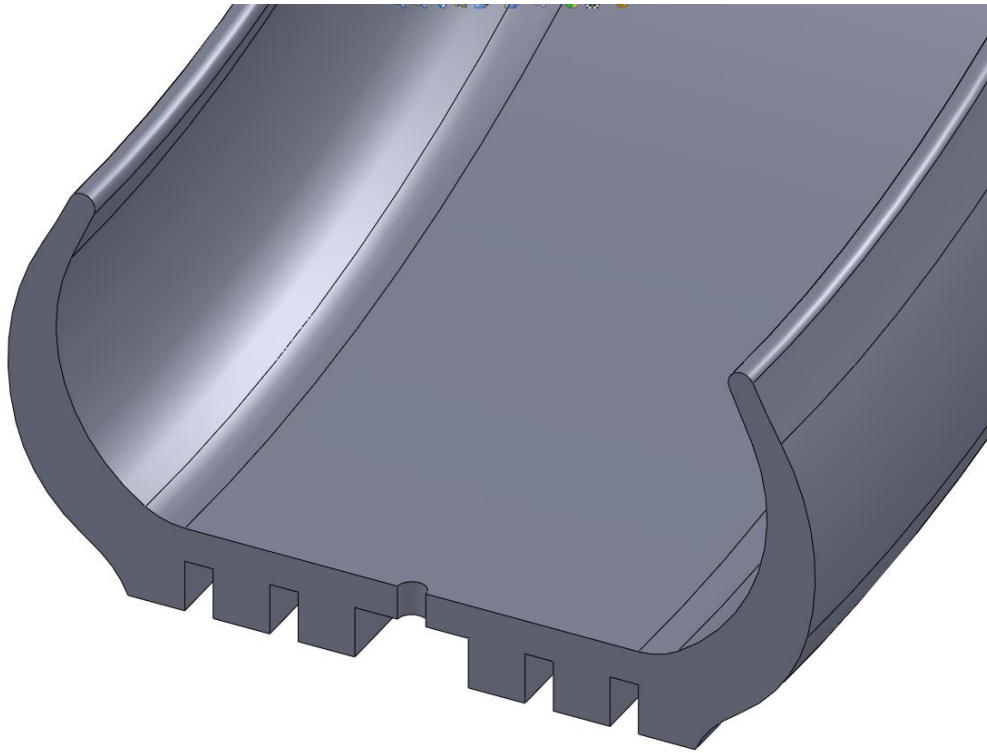
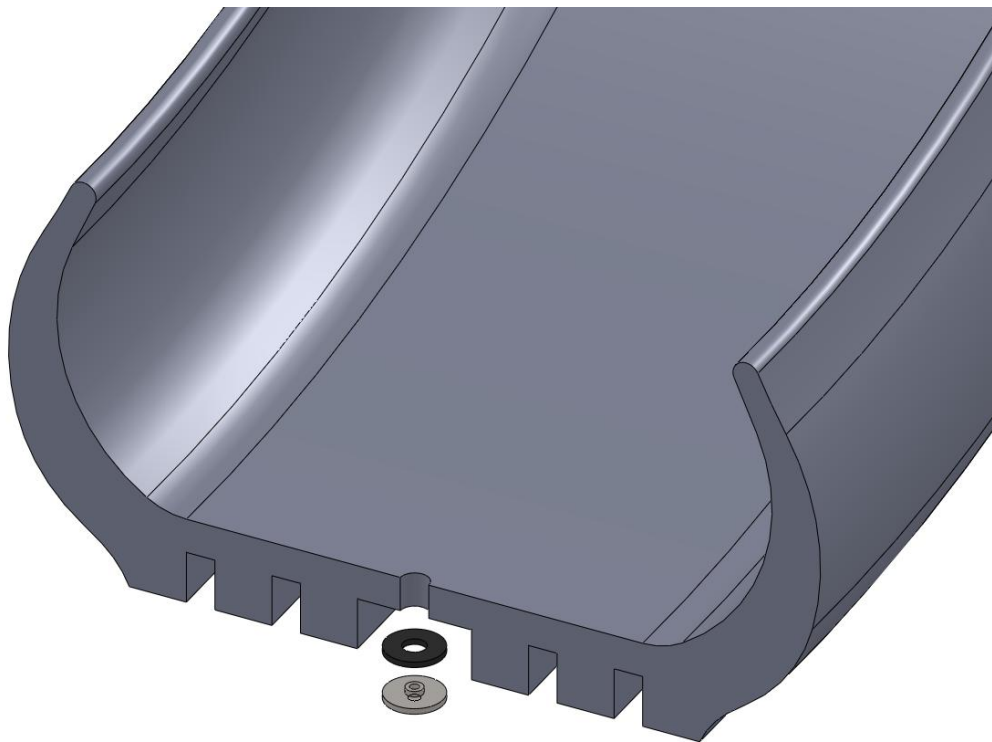


図 6.1 センサ検知部とタイヤ

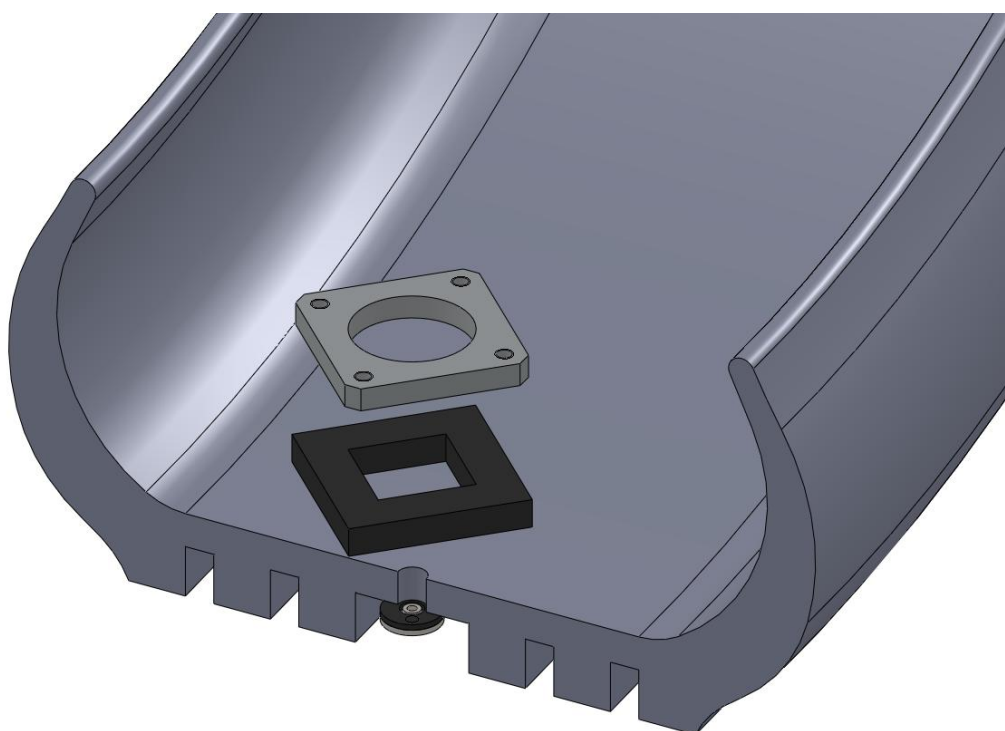


(a) 工程1 トレッドの切除と穴開け

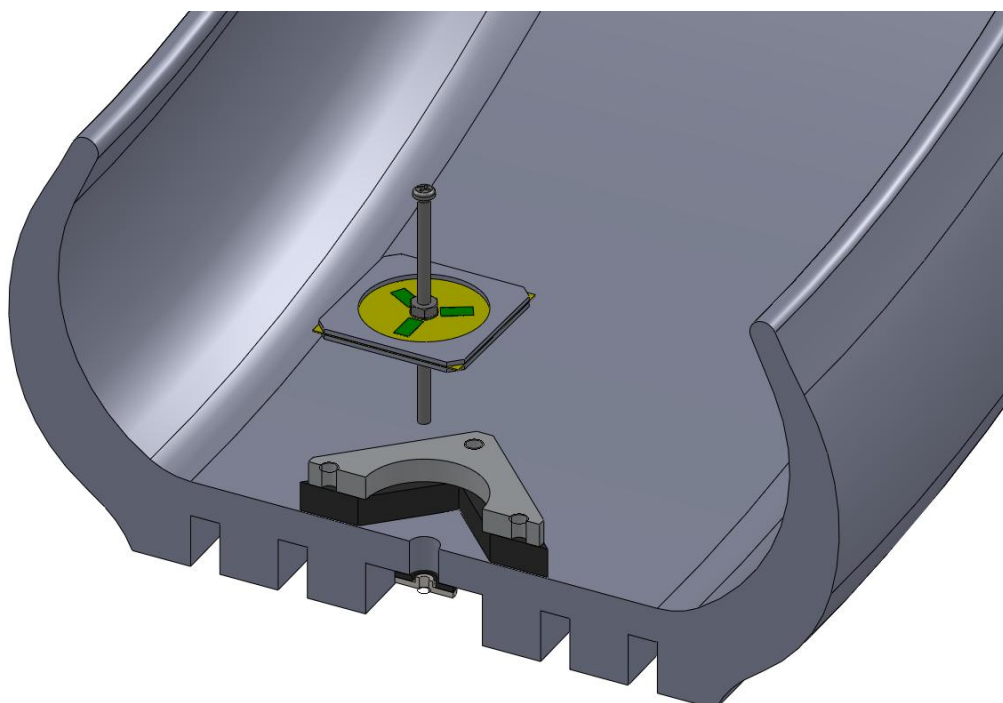


(b) 工程2 接触部基部の接着

図 6.2 センサのタイヤへの取付

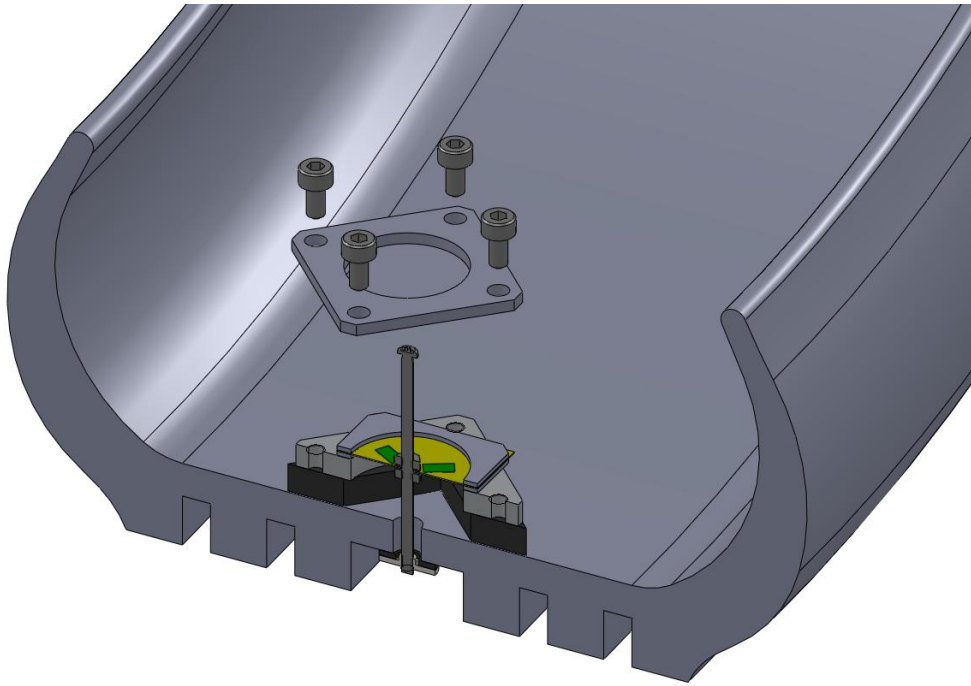


(a) 工程 3 スポンジ，フレームの接着

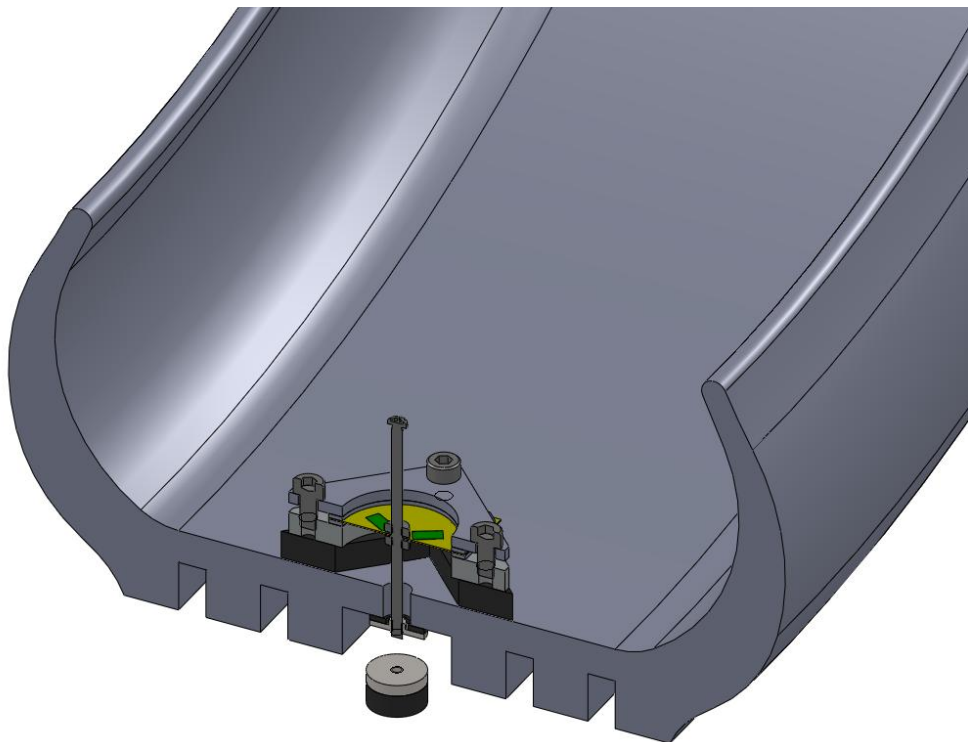


(b) 工程 4 センサ検知部の取り付け

図 6.3 センサのタイヤへの取付

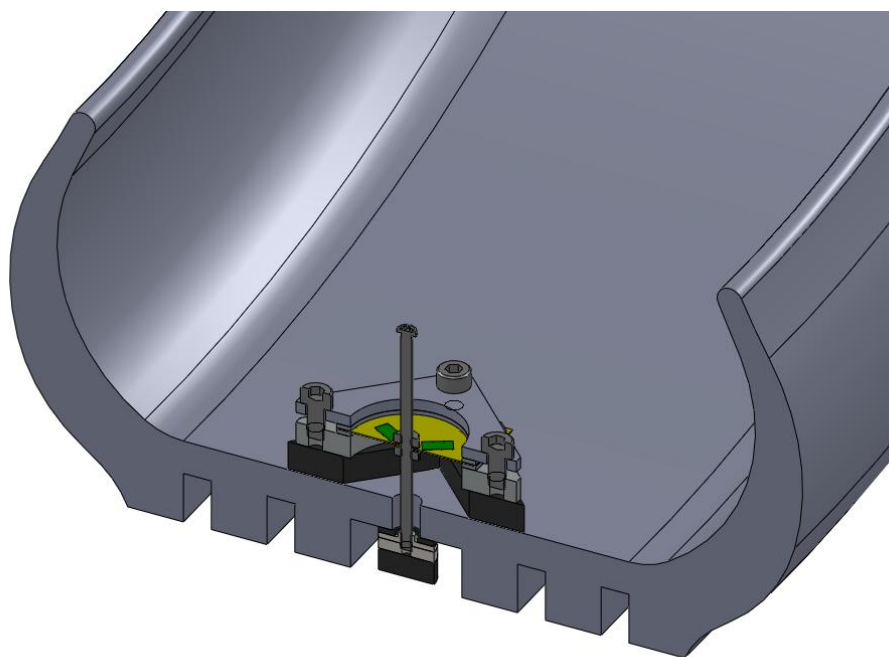


(a) 工程 5 押え板の取り付け



(b) 工程 6 接触部の取り付け

図 6.4 センサのタイヤへの取付



(a) 3D-CAD 図



(b) 実物の写真

図 6.5 センサのタイヤへの取付完了



図 6.6 センサの信号線

6.2.2 引込量の検討

図 6.7 のように，タイヤトレッド高さに対するセンサ接触部の高さの差を引込量 d と定義する．引込量 d はセンサの感度に大きく影響を与えるパラメータであり，小さくすると感度が向上する．しかし，センサ検知部のベースの許容ひずみ量は一定であるため，感度を向上させた場合には測定可能荷重の上限値が低下する．

先の研究より， $d=0$ とした場合の測定可能荷重の上限値は 500N 程度であることが実験的にわかっている．本研究で提案するセンサは，その 5 倍である $W=2500\text{N}$ での計測を目標としている．そこで， d を 0 以上の値として上限値を 2500N 以上に引き上げ，かつ，最大の感度が得られる最適な d の検討を実験により行った．

実験装置を図 6.9 に，ひずみゲージの貼付位置と摩擦方向 θ の関係を図 6.10 に示す．負荷する鉛直荷重 W は 2500[N]， θ はタイヤの横方向（180[deg]）と，回転方向（270[deg]）の 2 方向として摩擦実験を行った．引込量 d は各 θ 方向で 3, 2, 1[mm] と変化させ，センサ出力の最大値がベースの許容ひずみ量（約 30×10^{-4} ）の 1/2 を超えない範囲で最大となる d を求めた．以上，計 6 種類の実験をそれぞれ 3 回繰り返し行った．詳細な実験条件を表 6.1 に示す．

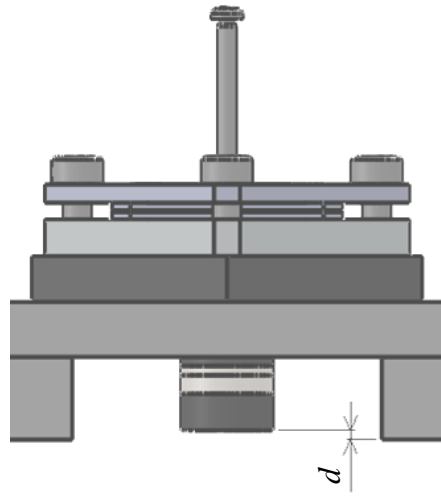
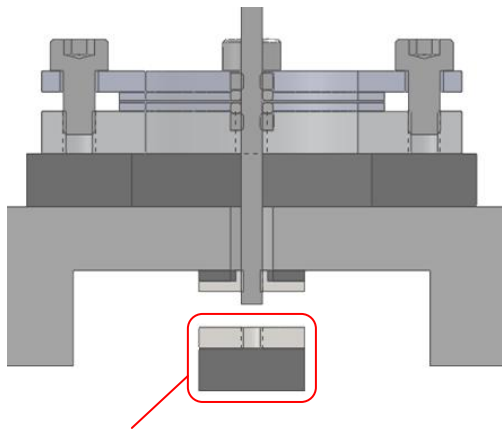


図 6.7 接触部引込量 d



接触部先端部品

(a) 接触部周辺の断面図



(b) 接触部先端部品

図 6.8 センサ接触部

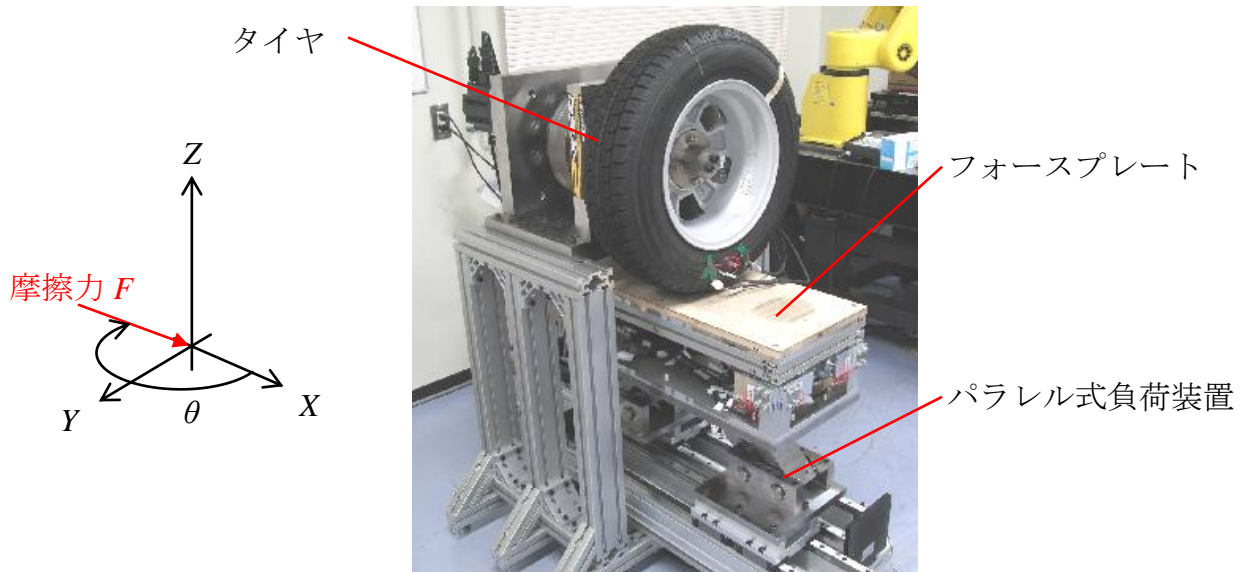


図 6.9 実験装置

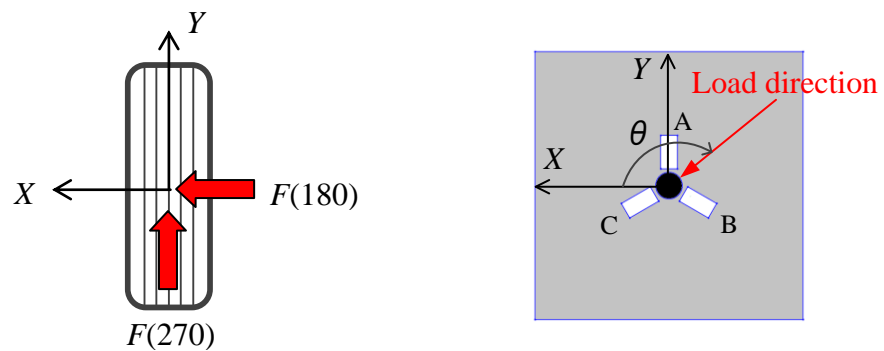
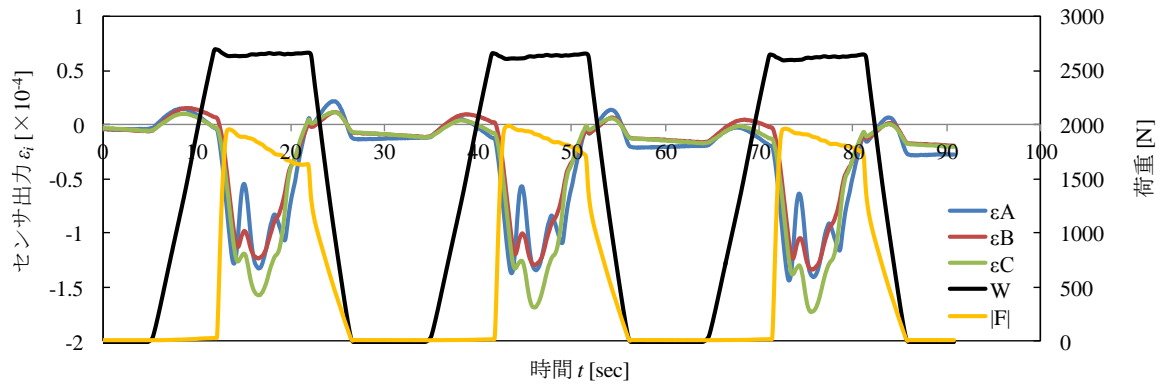


図 6.10 摩擦力の負荷方向 θ

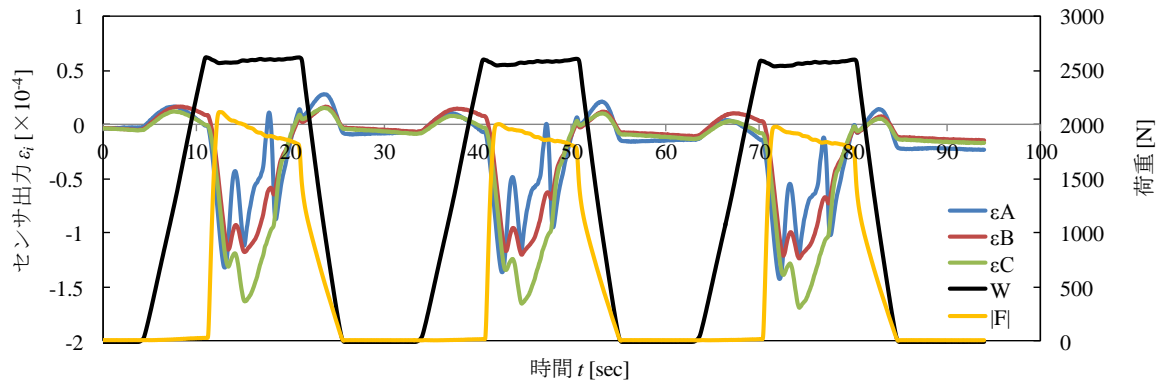
表 6.1 実験条件

項目	文字	値	単位
摩擦対称面	-	アクリル	-
接触部材質	-	ニトリルゴム	-
接触部形状	-	円筒状	-
引込量	d	3, 2, 1	mm
負荷鉛直荷重	W	2500	N
摩擦方向	θ	180, 270	deg
摩擦距離	l	300	mm
摩擦速度	v	30	mm/s

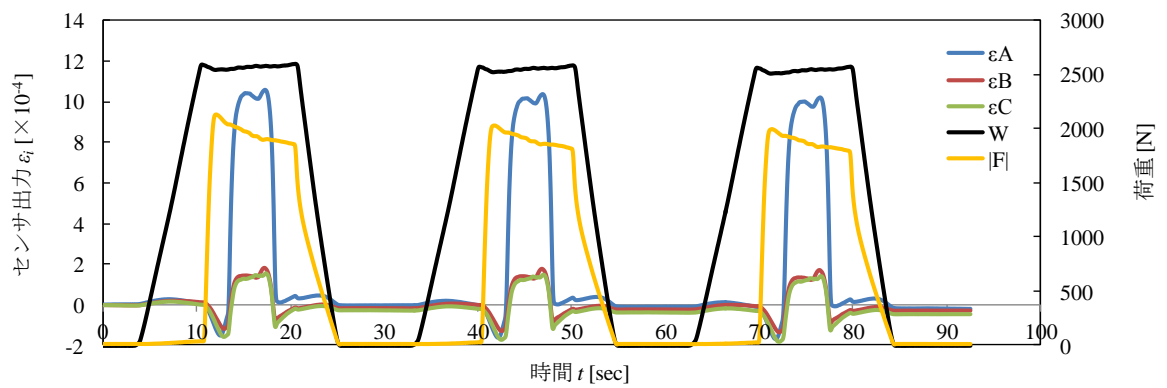
実験結果として $\theta = 270[\text{deg}]$ の結果を図6.11に示す. 同図より, 引込量3, 2mmと1mmで, 摩擦力負荷期間でのセンサ出力最大値に大きな差があることがわかる. 同図(c)の1mmではゲージAの出力が圧倒的に大きく, ゲージB, Cの出力はほぼ同一であることがわかる. この結果は, 図6.10に示したひずみゲージの貼付位置と摩擦方向の関係からも正しいと言える. しかし, 図6.11(a), (b)ではゲージAとBの出力がほぼ同一であり, また, 全てのゲージ出力が負であることから接触部が接地していないと考えられる. よって, $\theta = 270[\text{deg}]$ では引込量が2[mm]以上となると, 計測が不可能と考えられる. 以上より, 最適な引込量を1[mm]と決定した.



(a) 引込量 3mm



(b) 引込量 2mm



(c) 引込量 1mm

図 6.11 引込量比較実験の結果 ($\theta = 270\text{deg}$)

6.3 タイヤの変形を考慮した摩擦状態の測定方法

6.3.1 タイヤの変形のセンサ出力への影響

タイヤに装着した場合のセンサ出力 ε_i は、4章で述べたセンサをタイヤ片に取り付けた場合の出力と異なったものとなる。これは、図 6.12 に示すように、タイヤ片に取り付けた場合は接触部にのみ荷重が作用するのに対し、実タイヤに取り付けた場合には、接触部周囲のトレッドにも荷重が作用するためである。

このトレッドに作用する負荷は、センサを装着するタイヤ内面および接触部基部に変形を生じ、スポンジおよびフレームやウイスカを介してベースに伝えられる。よって、この負荷によりベースに生じるひずみ成分を ε_{Ti} 、接触部に作用する負荷によるひずみ成分を ε_{Si} とおくと、センサをタイヤに装着した際の出力 ε_i は次式で表される。

$$\varepsilon_i = \varepsilon_{Si} + \varepsilon_{Ti} \quad (i = A, B, C) \quad (6.1)$$

なお、式(6.1)中の ε_{Si} はセンサをタイヤ片に装着した場合のセンサ出力と同一である。センサの校正は ε_{Si} に相当するひずみに対して行ったと考えられ、摩擦係数 f 、鉛直荷重 w 、負荷方向 θ を推定するためには、事前に ε_i から ε_{Ti} を差し引く必要がある。

簡便に ε_{Ti} を見積もる方法として、図 6.13 のように接触部を取り外した状態で摩擦実験を行い、このときのセンサ出力を ε_{Ti} とすることが考えられる。図 6.14 に一例として、接触部を取り外して行った摩擦実験時のセンサ出力を示す。同図より、接触部を取り外した場合においてもセンサ出力が得られていることがわかる。以降、接触部を取り外した状態でのセンサ出力を ε_{Ti} とする。

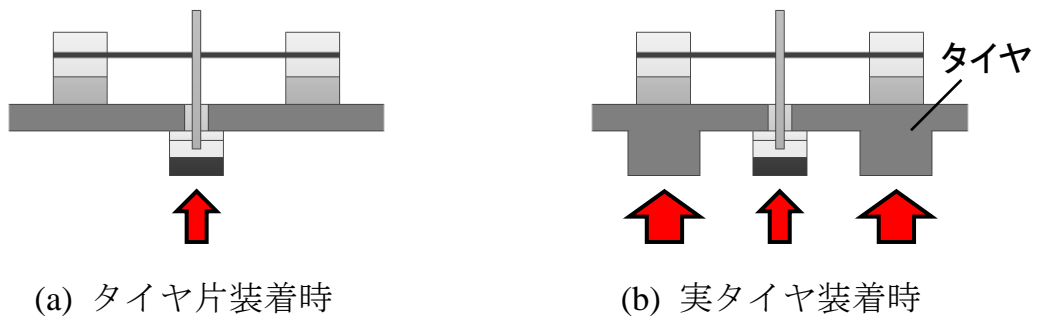


図 6.12 センサ取り付け対象による負荷の比較

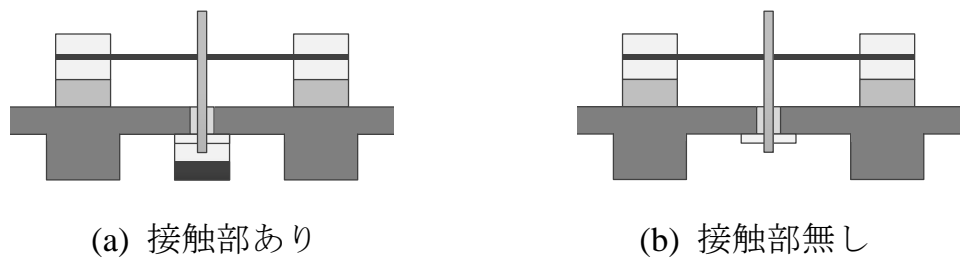


図 6.13 接触部の有無

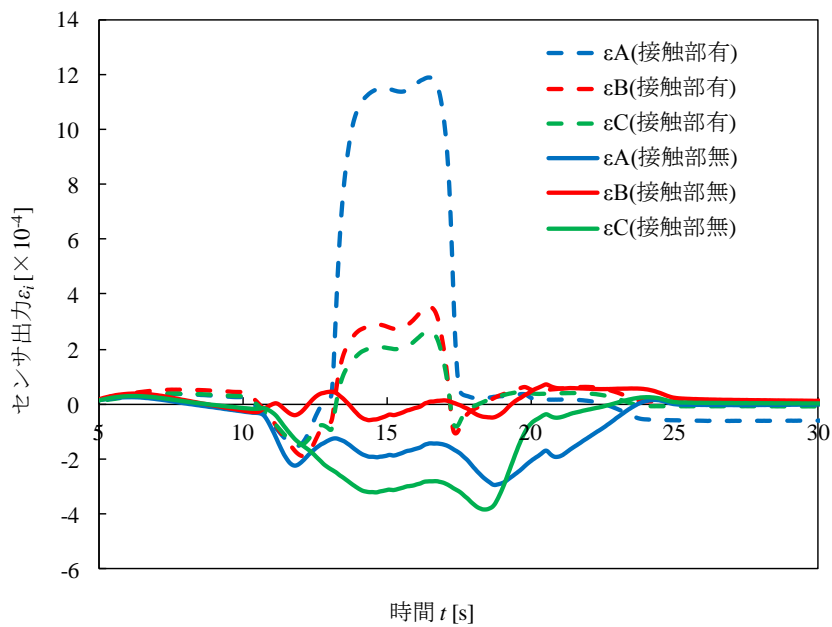


図 6.14 接触部の有無によるセンサ出力の比較
(アクリル板, $W=2500\text{N}$, $\theta=270\text{deg}$)

このように、 ε_i はタイヤの変形によるひずみ成分 ε_{Ti} を含んでいると考えられ、 ε_i の値をそのまま用いて摩擦係数の推定を行った場合には、 ε_{Ti} の影響による推定精度の低下が予想される。

そこで、センサをタイヤに装着した際の出力 ε_i を用いて摩擦係数の推定を行った。以下にその結果について述べる。

摩擦係数推定実験では、摩擦面をアクリル板とし、鉛直荷重 W は 2500N、摩擦力の負荷方向 θ は 45～135deg, 225～315deg の範囲で 15deg ごとに変更し、各方向で 3 回摩擦力を負荷した。実験装置を図 6.15 に、詳細な実験条件を表 6.2, 表 6.3 に示す。

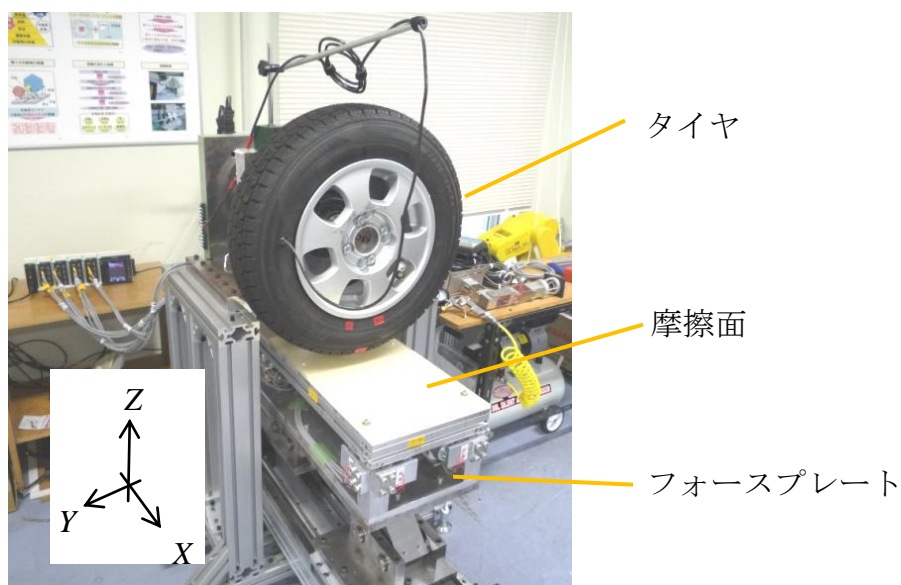


図 6.15 実験装置

表 6.2 センサ条件

項目	文字	値	単位
センサ号数	-	4号機	-
接触部材質	-	ニトリルゴム	-
接触部形状	-	円筒状	-
引込量	d	1.0	mm
接触部外径	D	10	mm
接触部の有無	-	有, 無	-

表 6.3 荷重負荷条件

項目	文字	値	単位
摩擦表面	-	アクリル板	-
鉛直荷重	W	2500	N
摩擦方向	θ	45, 60, ..., 135 225, 240, ..., 315	deg
摩擦距離	l	300	mm
摩擦速度	v	30	mm/s

図 6.16 に、負荷方向 θ とセンサ出力 ε_i の関係を示す。なお、同図中の曲線はプロットを正弦近似したものである。また、図 6.17(a) に負荷方向 θ と摩擦係数推定値 μ_s の関係を示す。

図 6.17(a) より、摩擦係数推定値 μ_s の平均値は 1.9 程度であり、真値 1.14 との差は 0.8 程度と大きいことが分かる。また、 μ_s 推定値は θ により大きく変動している。

摩擦力 f および鉛直荷重 w は本来、 θ によらず一定となるが、同図(a) より変動して得られていることがわかる。 w については、同図(b) の W も同傾向を示していることから実際の負荷荷重と一致していると考えられる。したがって、 f にタイヤ変形成分 ε_{Ti} による影響が強く表れているといえる。

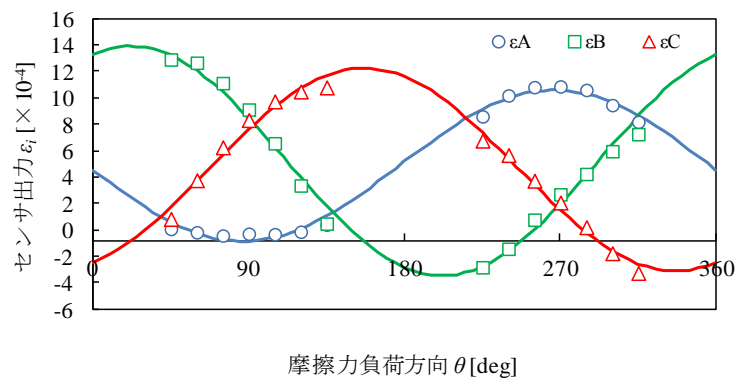
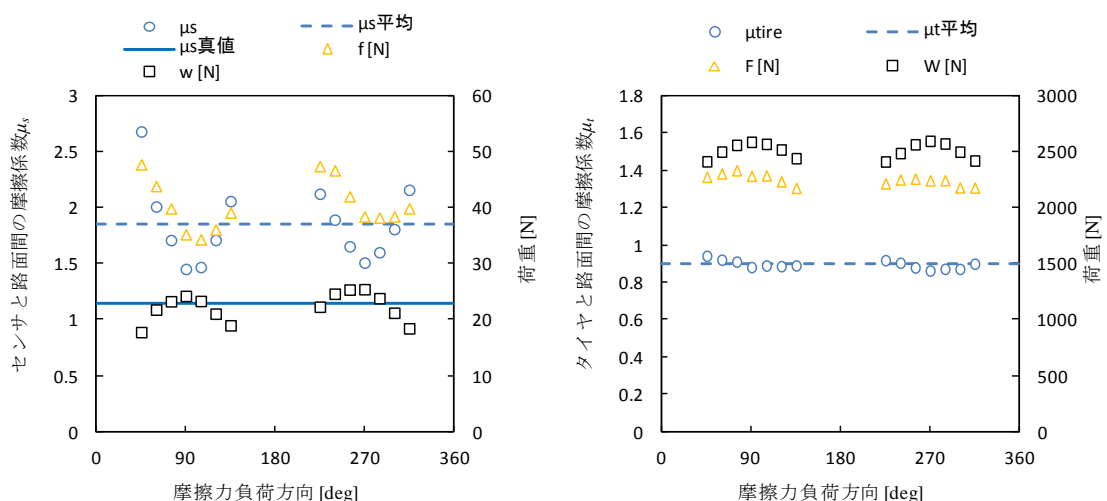


図 6.16 負荷方向 θ とセンサ出力 ε_i の関係



(a) センサ推定値

(b) フォースプレート計測値

図 6.17 不要成分を含む場合の実験結果 (アクリル板, $W=2500\text{N}$)

6.3.2 タイヤの変形による影響の除去方法

センサをタイヤに装着した際の実出力 ε_i からタイヤの変形によるひずみ成分 ε_{Ti} を引いた値を用いて、摩擦係数の推定を行う方法について述べる。また、測定例として特定の条件での推定精度について述べる。

センサの接触部を取り外した状態で 6.3.1 項と同様に実験を行い、その結果を ε_{Ti} とする。 ε_i は 6.3.1 項で得られた値を使用し、摩擦係数の推定を行う。

図 6.18 に負荷方向 θ と ε_{Ti} の関係を、図 6.19 に θ と ε_i 、 ε_{Ti} の関係を示す。なお、同図中の曲線はプロットを正弦近似したものである。また、図 6.20(a) に負荷方向 θ と摩擦係数推定値 μ_s の関係を示す。

図 6.20(a) より、摩擦係数推定値 μ_s の平均値は 1.2 程度となり、真値 1.14 との差が大幅に減少していることがわかる。また、負荷方向毎の μ_s のばらつきも軽減されている。

図 6.17(a) と図 6.20(a) を比較すると、不要成分を除去することにより摩擦係数 f および鉛直荷重 w の変動が軽減され、これに伴い μ_s の変動も減少している。また、 f は全体的に減少、 w は増加し、 μ_s 平均値と真値との差が小さくなっている。

以上より、センサをタイヤに装着した際の実出力 ε_i からタイヤの変形によるひずみ成分 ε_{Ti} を差し引き、不要信号成分を除去することにより、推定値と真値との差を小さくすることが可能である。また、負荷方向 θ 毎の推定値の変動幅も抑えられ、ばらつきが小さくなる。

しかし、 ε_{Ti} としてセンサの接触部を取り外した状態で実験を行った際の実出力を考えるのは完全ではない。図 6.20(a) からわかるように、 f の傾向は w および同図(b)の F の傾向と異なっている。よって、センサの接触部を取り外した状態で実験を行った際の実出力は、タイヤの変形によるひずみ成分 ε_{Ti} の大半を占めるが全てではないと考えられる。

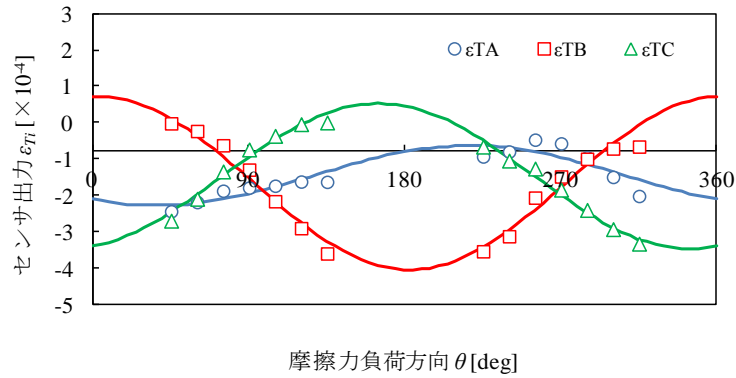


図 6.18 負荷方向 θ と ε_{Ti} の関係

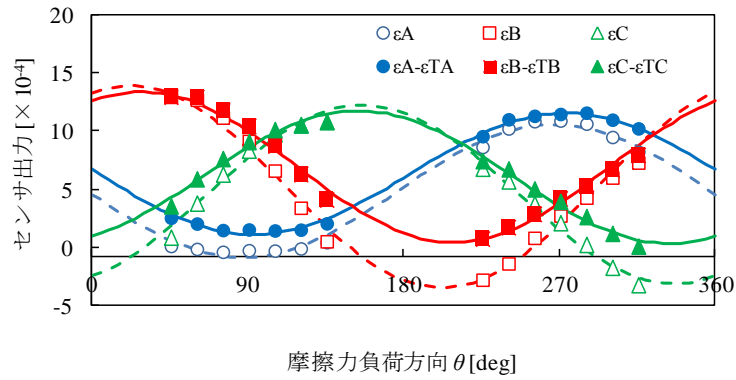
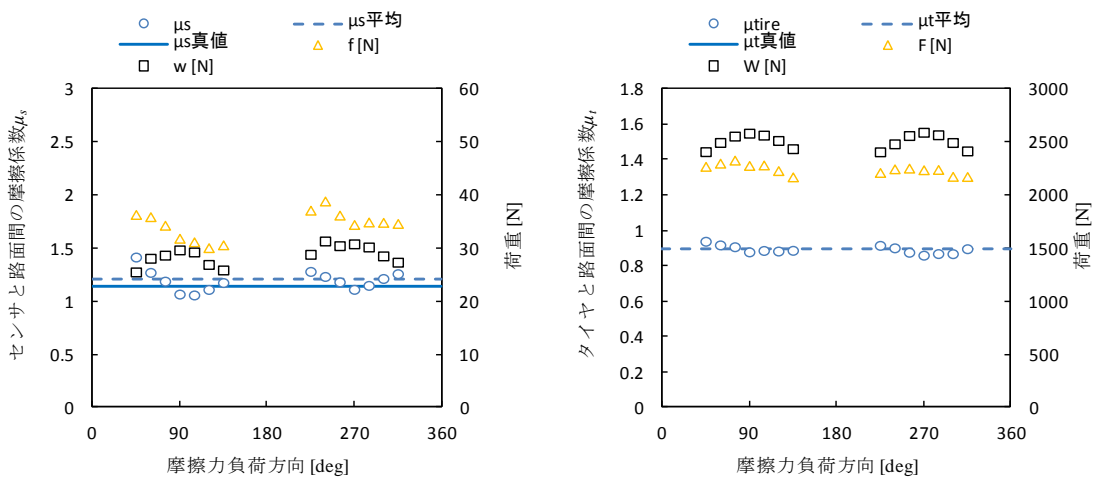


図 6.19 負荷方向 θ と $\varepsilon_i - \varepsilon_{Ti}$ の関係



(a) センサ推定値

(b) フォースプレート計測値

図 6.20 不要成分を除去した場合の実験結果 (アクリル板, $W=2500\text{N}$)

6.3.3 荷重測定値の補正方法

タイヤの変形によりセンサのベースに生じるひずみは、タイヤに負荷する荷重により変化することが予想される。そこで、補正量は鉛直荷重 w および摩擦力 f に比例すると考え、式(6.2)のように補正量 $\alpha \cdot w, \beta \cdot f$ を考慮する。

$$\mu_s = \frac{f + \beta \cdot f}{w + \alpha \cdot w} \quad (6.2)$$

α, β について検討するため、接触部を取り付けた状態で、高 μ 路、中 μ 路、低 μ 路としてアルミ板、POM 板、テフロン板の 3 路面で摩擦実験を行った。その他の実験条件は 6.3.1 項での実験と同様である。図 6.21 に、摩擦力 f および鉛直荷重 w の推定結果を示す。また、同実験時にフォースプレートにより計測した摩擦力 F および鉛直荷重 W を図 6.22 に示す。

図 6.22 より、 F, W は θ により変動しているが、その傾向は路面が同一であればほぼ同様であることがわかる。センサ推定荷重は、理想的にはフォースプレート計測値と同傾向を示すと考えられる。図 6.21 より、鉛直荷重は両者ともに $90^\circ, 270^\circ$ 付近を極大値とした上に凸形状の波形であり、同傾向を示している。しかし、摩擦力はセンサ推定荷重が $90^\circ, 270^\circ$ 付近を極小値とした U 字型の波形となっており、フォースプレート計測値と全く異なる傾向を示している。

鉛直荷重の補正係数 α は、図 6.21(b)の w と図 6.22(b)の W が θ に関して同傾向を示すことから定数とする。

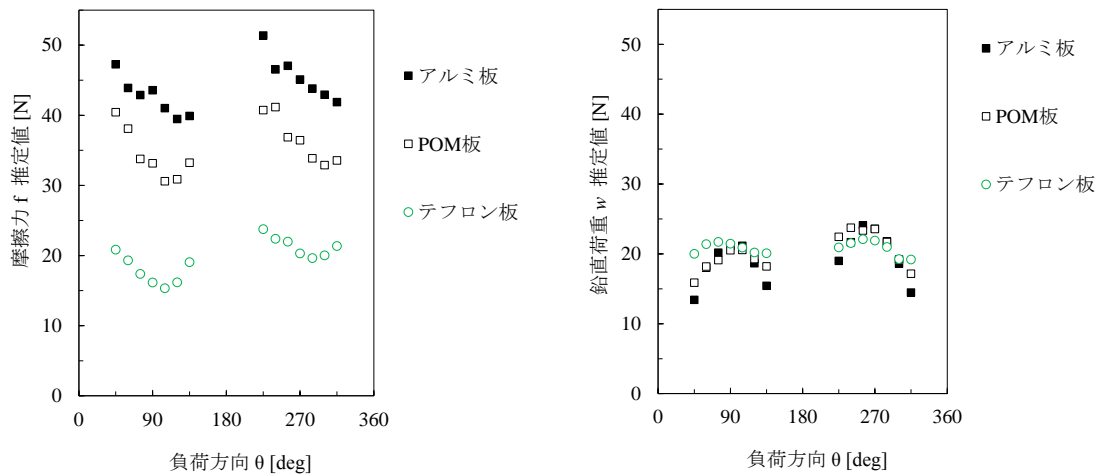
摩擦力の補正係数 β は、図 6.21(a)の f が同図(b)の w および図 6.22(a)の F と傾向が一致せず、 θ により大きく変動することから、式(7.2)に示すように θ の関数とする。なお、 p, q, r, s は定数であり、これらを補正定数とする。

$$\beta = p \sin(q\theta + r) + s \quad (6.3)$$

補正定数の決定は、上述のアルミ板、POM 板、テフロン板の 3 路面の実験結果を用いて行った。その他の条件は、摩擦係数真値と補正した摩擦係数推定値について、最小二乗法を用いて定数を決定した。なお、この際、式(6.3)の θ には、摩擦負荷時の摩擦方向設定値を用いた。

決定した補正定数を表 6.4 に示す。また、図 6.23 に補正の有無による摩擦係数の推定精度を示す。図 6.23 より、補正を行うことで摩擦係数の推定値の

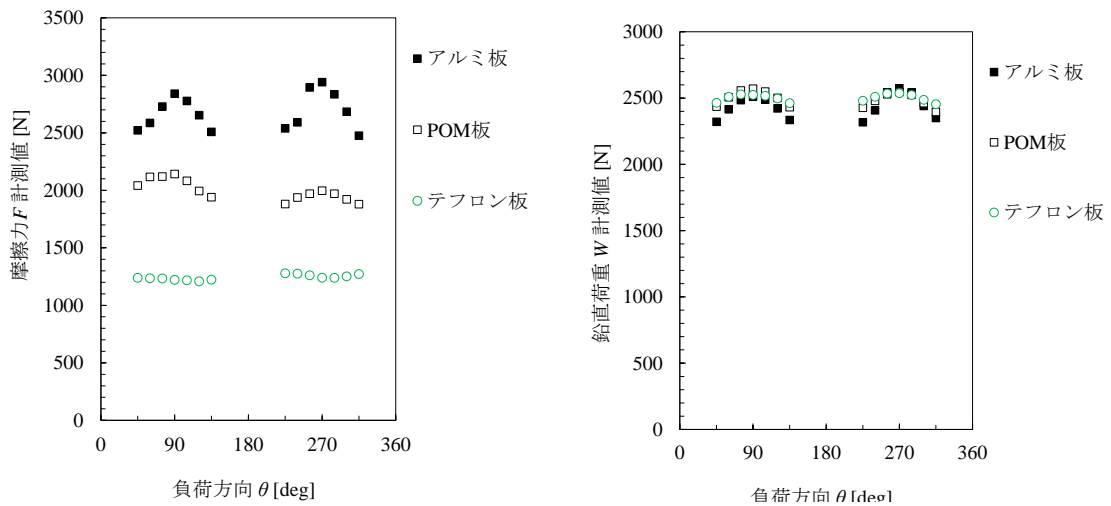
標準偏差が大幅に減少し、平均値も真値に非常に近い値となっていることがわかる。



(a) 摩擦力 f 推定値

(b) 鉛直荷重 w 推定値

図 6.21 センサ推定値



(a) 摩擦力 F 計測値

(b) 鉛直荷重 W 計測値

図 6.22 フォースプレート計測値

表 6.4 補正係数の初期値と決定値

補正係数	定数	決定値	単位
α	α	0.30	-
β	p	0.19	-
	q	2.14	-
	r	-125.4	deg
	s	-0.47	-

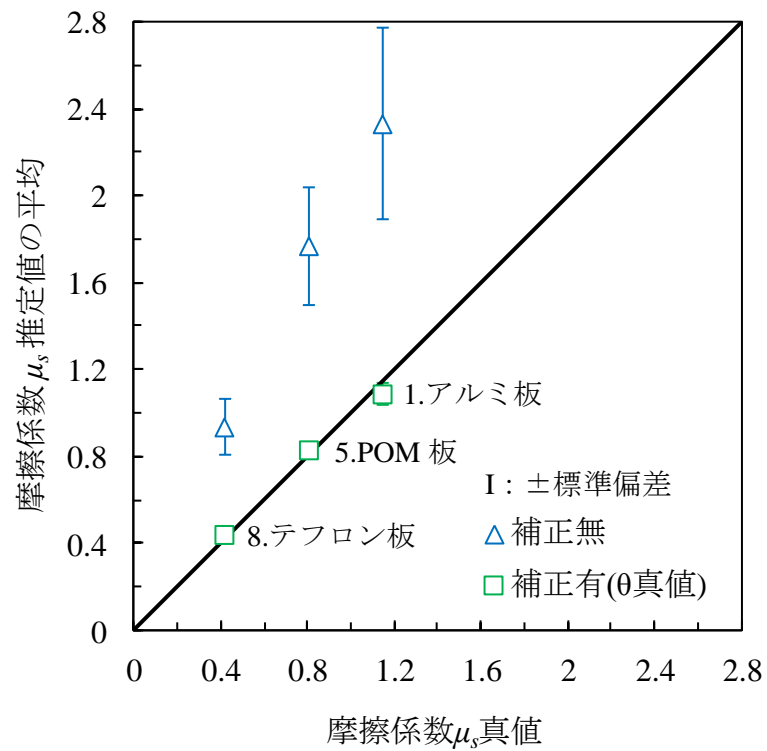


図 6.23 補正の有無による摩擦係数推定精度の比較 (3 路面)

6.4 結言

本章では、3軸方向の負荷が測定可能センサのタイヤへの装着方法を示し、タイヤ装着時のセンサ接触部の引き込み量について述べた。

また、タイヤの変形による不要信号成分の影響について述べ、その対処方法として、不要信号成分の除去方法と、不要信号成分を含む出力の補正方法について述べた。

第 7 章 任意方向負荷に対する摩擦状態の測定

7.1 緒言

本章では，3 軸方向負荷センサをタイヤに取り付け，様々な表面での任意方向の摩擦係数の推定実験を行い，前章で検討したタイヤの変形による影響を除去する方法および補正式による荷重測定値を補正する方法により摩擦係数を推定する。

7.2 摩擦係数の測定実験

7.2.1 実験方法

表 7.1 に示す摩擦係数の異なる 9 種類の摩擦表面に対し，摩擦係数の推定実験を行う。実験装置およびセンサのひずみゲージ貼付位置と摩擦方向 θ の関係は図 6.9 と同様である。各表面の摩擦係数の真値は，4.8.2 項で求めたセンサ接触部と対象面間の摩擦係数 μ_s である。

6.3.1 項での摩擦係数推定実験と同様に，鉛直荷重 W は，普通自動車の車重が約 10kN であることからその 1/4 の 2500N とした。摩擦力 F の負荷方向 θ は，各表面において 45～135deg，225～315deg の範囲で 15deg ごとに順に変更し，各方向で 3 回計測を行った。詳細な実験条件を表 7.2 に示す。

摩擦係数の推定は，それぞれの表面における接触部「有」での出力 ε_i から，「無」での出力 ε_{iL} (タイヤ入力成分) を差し引いた値 ε_{iS} (センサ入力成分) を用いて行う方法と，接触部「有」での ε_i から求めた測定値を式(6.2)により補正する方法にて行う。そのため，同実験を接触部有の場合と無の場合の 2 回行った。

表 7.1 摩擦表面

No.	摩擦表面	μ_s 真値
1	アルミ板	1.14
2	アクリル板	1.14
3	PVC板	1.00
4	ABS板	0.93
5	POM板	0.80
6	UHPE板	0.69
7	紙テープ	0.69
8	テフロン板	0.41
9	油塗布アルミ板	0.31

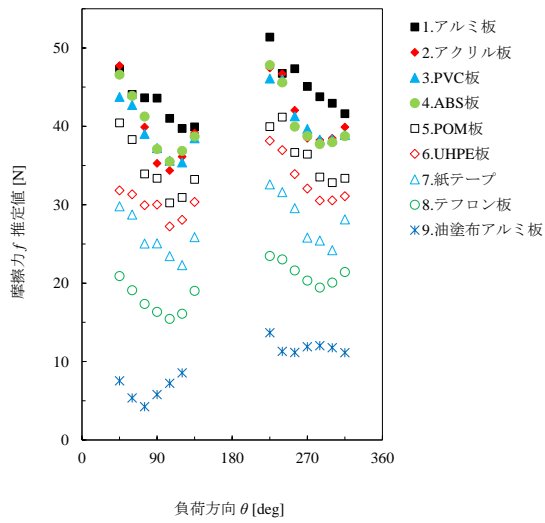
表 7.2 実験条件

項目	文字	値	単位
接触部材質	-	ニトリルゴム	-
接触部形状	-	円筒状	-
引込量	d	1.0	mm
接触部外径	D	10	mm
接触部の有無	-	有, 無	-
鉛直荷重	W	2500	N
摩擦方向	θ	45, 60, ..., 135 225, 240, ..., 315	deg
摩擦距離	l	300	mm
摩擦速度	v	30	mm/s

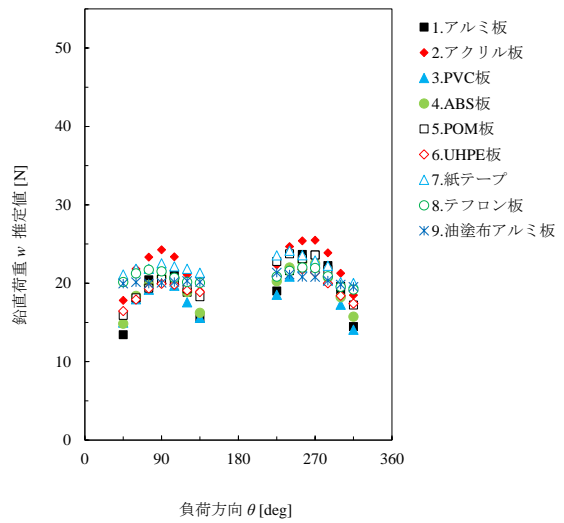
7.2.2 未補正時の推定結果

図 7.1, 図 7.2 および表 7.3 に, 補正を行わない場合の摩擦係数推定精度を示す. 図 7.2 に示すように, センサ出力 ε_i をそのまま用いて推定を行った場合の推定値は, 全路面において真値を大きく上回る. また, 標準偏差 σ は μ_s 真値の大きい路面ほど大きく, その値は最大で 0.44 (アルミ板) である.

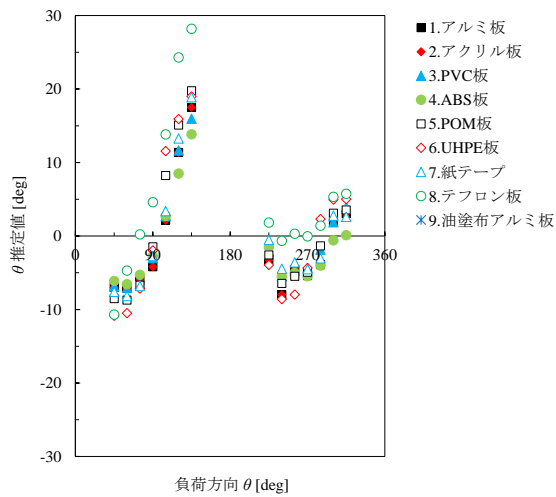
摩擦係数の推定値が真値を上回ることから, 補正を行わない場合, センサで推定した鉛直荷重 w は実際よりも小さいことや, 摩擦力 f が大きいことが考えられる.



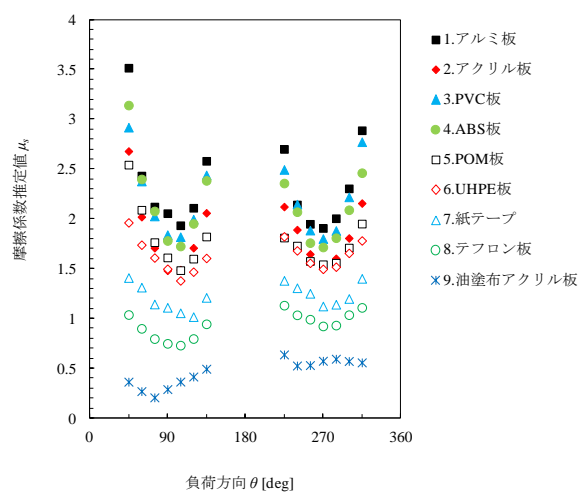
(a) 摩擦係数 f



(b) 鉛直荷重 w



(c) 負荷方向 θ



(d) 摩擦係数 μ_s

図 7.1 負荷方向と推定値の関係 (補正無)

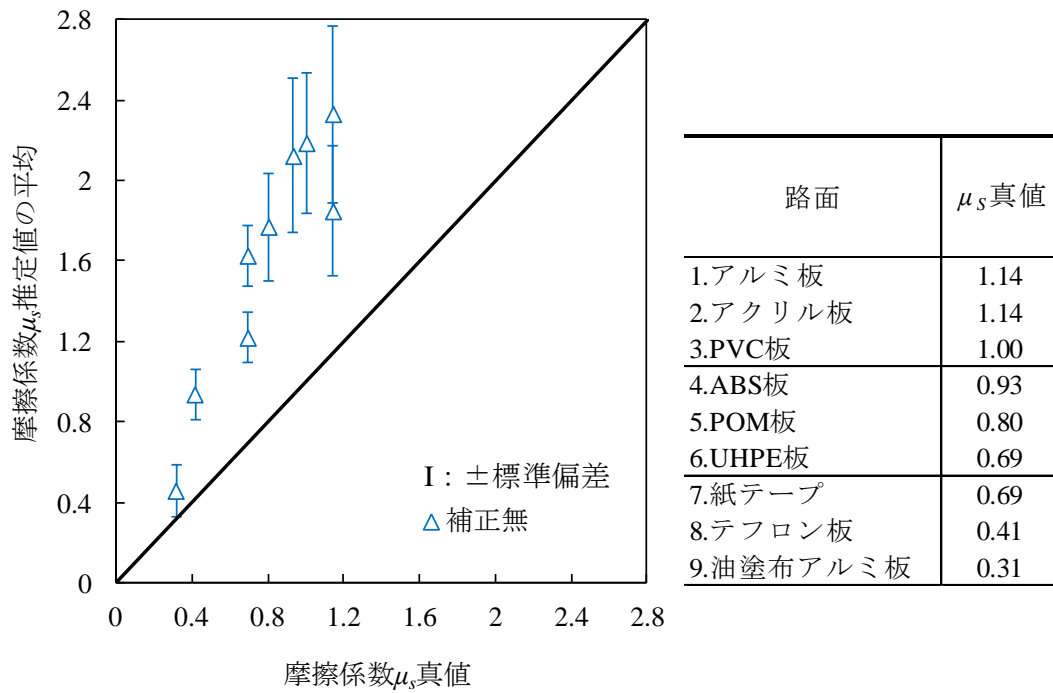


図 7.2 無補正時の摩擦係数推定精度（補正無）

表 7.3 無補正時の摩擦係数推定精度

摩擦表面	μ_s 真値	平均	標準偏差
1.アルミ板	1.14	2.34	0.44
2.アクリル板	1.14	1.85	0.32
3.PVC板	1.00	2.19	0.35
4.ABS板	0.93	2.13	0.38
5.POM板	0.80	1.77	0.27
6.UHPE板	0.69	1.63	0.15
7.紙テープ	0.69	1.22	0.12
8.テフロン板	0.41	0.94	0.13
9.油塗布アルミ板	0.31	0.46	0.13

7.2.3 タイヤ変形成分の除去による推定結果

図 7.3 および表 7.4 に、摩擦係数 μ_s 真値に対する推定値を示す。同図中のエラーバーは、 \pm 標準偏差を示す。

図 7.3 より、ほぼ全ての表面において推定値は真値よりも大きく得られているが、摩擦係数の大まかな傾向は測定可能であることがわかる。推定値のばらつきを示す標準偏差は概ね ± 0.1 程度と小さく、摩擦力の負荷方向によらず安定した推定値が得られることがわかる。

表面毎の推定値に注目すると、一部を除き各対象面の摩擦係数の推定値には明らかな差が見られる。よって、提案するセンサの摩擦係数の測定における分解能は 0.1~0.2 程度であることがわかる。

実際の路面を対象に考えると、乾燥したアスファルトの摩擦係数が 0.8~0.9 程度、濡れたアスファルトの摩擦係数が 0.4~0.6 程度、雪路の摩擦係数が 0.35~0.5 程度、圧雪路の摩擦係数が 0.2~0.35 程度、氷結路の摩擦係数が 0.2 以下であることから、提案するセンサはこれらの路面を識別するための分解能を有していると言える。

なお、ほぼ全ての表面において推定値が真値よりも大きくえられた原因は、4 章で述べたように接触部無での出力はタイヤ変形によるひずみ成分の大半を占めるが、全てではないためである。したがって、タイヤ変形によるひずみ成分を完全に除去できていないために、推定値が真値より大きく得られたと考えられる。

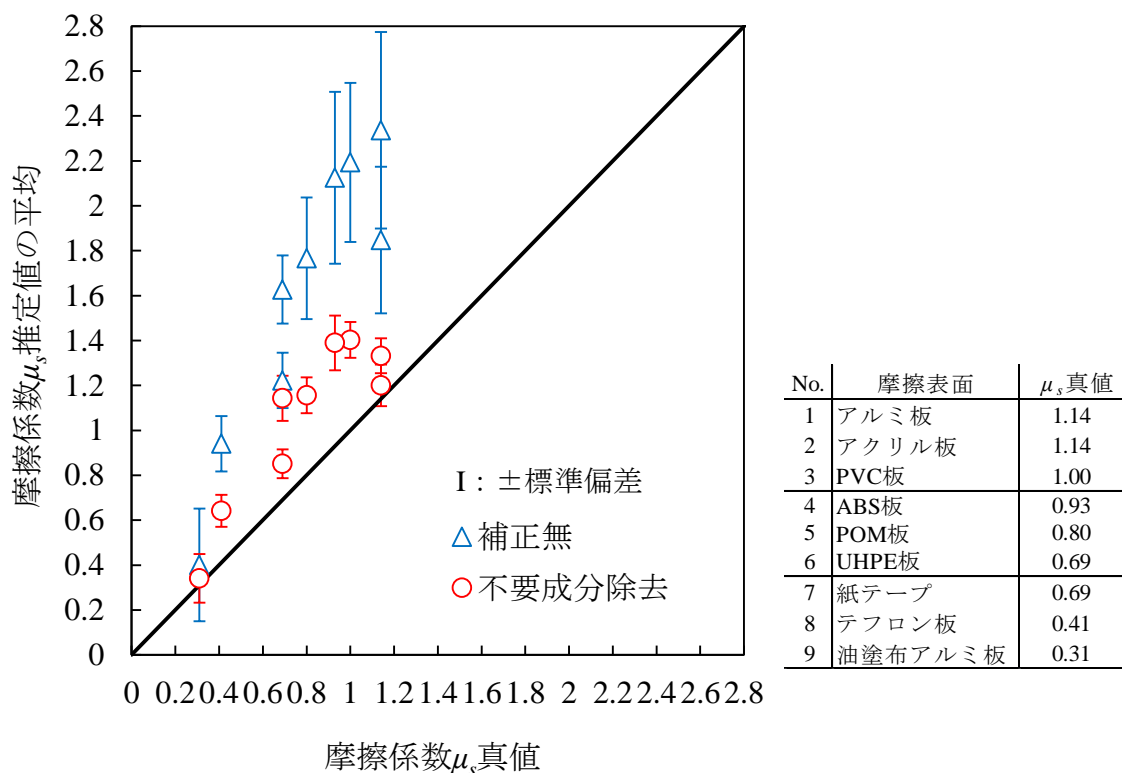


図 7.3 摩擦係数の推定精度

表 7.4 摩擦係数の推定精度

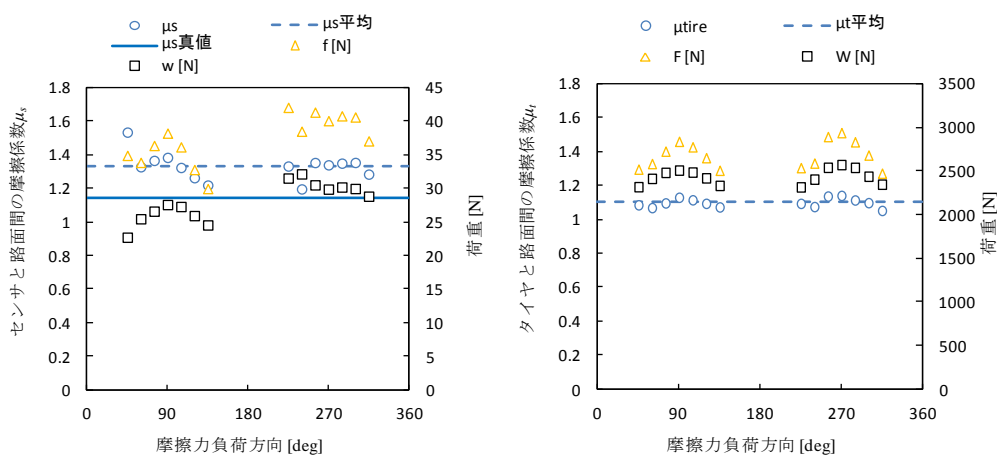
No.	摩擦表面	摩擦力 f		鉛直荷重 w		摩擦係数 μ_s		
		推定値	標準偏差	推定値	標準偏差	真値	推定値 (平均)	標準偏差
1	アルミ板	37.36	3.44	28.11	2.70	1.14	1.33	0.08
2	アクリル板	34.52	2.50	28.81	1.72	1.14	1.20	0.09
3	PVC板	34.65	2.28	24.74	1.65	1.00	1.40	0.08
4	ABS板	35.38	2.38	25.56	1.76	0.93	1.39	0.12
5	POM板	30.37	2.38	26.33	1.94	0.80	1.16	0.08
6	UHPE板	28.65	2.79	25.08	1.35	0.69	1.14	0.10
7	紙テープ	23.09	2.18	27.11	0.78	0.69	0.85	0.06
8	テフロン板	16.40	2.03	25.53	0.64	0.41	0.64	0.07
9	油塗布アルミ板	8.50	2.77	24.86	0.43	0.31	0.34	0.11

図 7.4 から図 7.12 に、各表面の負荷方向 θ に対する推定値およびフォースプレート計測値を示す。これらの図より鉛直荷重 w の推定値は全表面において、 $\theta=90, 270\text{deg}$ を頂点とした凸形状となることがわかる。この傾向は、フォースプレートで計測した鉛直荷重 W についても同一である。したがって、実際の負荷荷重の傾向が凸形状であり、センサは w の傾向を正しく計測できていえる。

負荷荷重 W が変動する原因は、本実験装置では位置制御で荷重を負荷しているため、負荷方向によるタイヤ剛性の変化が負荷荷重の変化として現れたと考えられる。

摩擦力 f の傾向は、ほぼ全ての表面においてフォースプレートで計測した摩擦力 F の傾向と異なり、多くの表面で $45\sim 135\text{deg}$, $225\sim 315\text{deg}$ のそれぞれの範囲で右肩下がりの傾向がある。よって、センサは f の傾向を正しく計測できていると言い難く、 f の推定精度が μ_s の推定精度を悪化させている主な要因と言える。

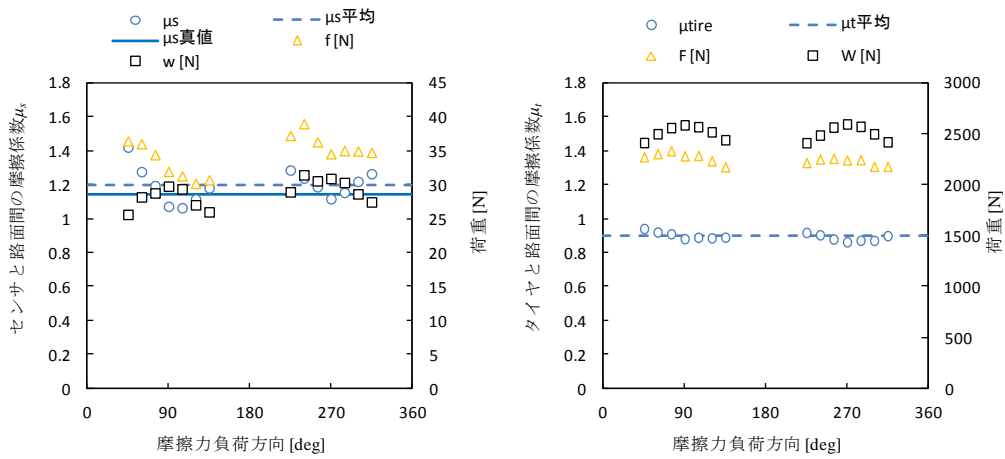
以上より、 μ_s の推定精度が悪い原因は主に f の推定精度にあり、これは完全に不要信号成分を除去できていないことに起因している。タイヤ変形成分をより正確に見積り、不要信号成分の除去率を向上させることで μ_s の推定精度を改善することができる。



(a) センサ推定値

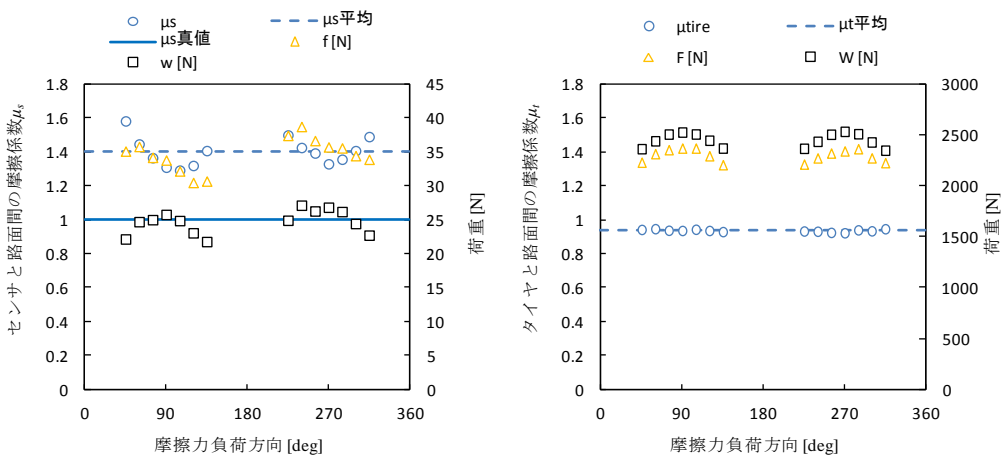
(b) フォースプレート計測値

図 7.4 アルミ板の実験結果



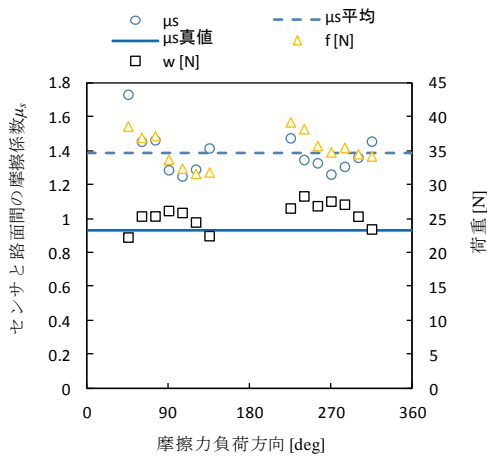
(a) センサ推定値 (b) フォースプレート計測値

図 7.5 アクリル板の実験結果

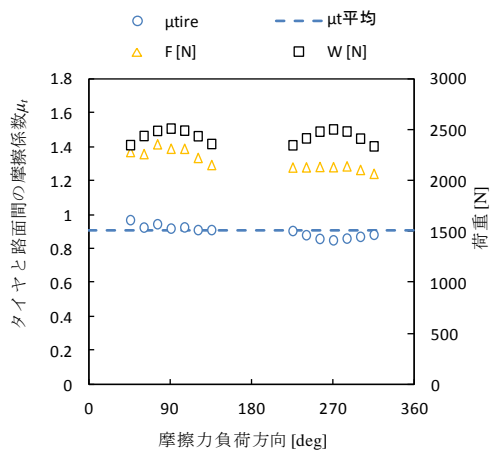


(a) センサ推定値 (b) フォースプレート計測値

図 7.6 PVC 板の実験結果

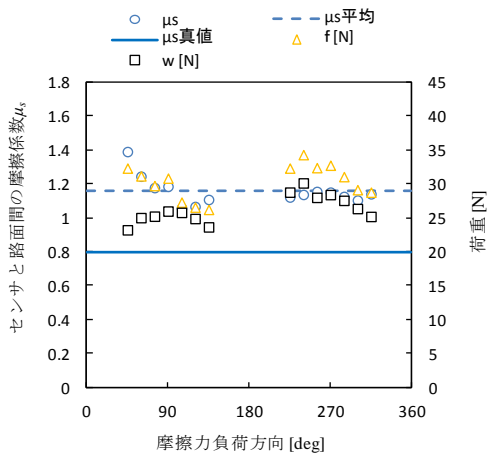


(a) センサ推定値

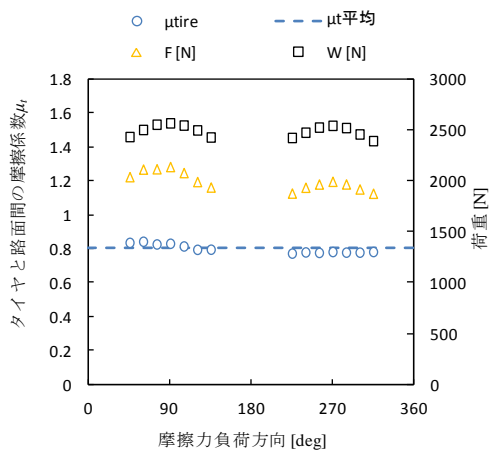


(b) フォースプレート計測値

図 7.7 ABS 板の実験結果

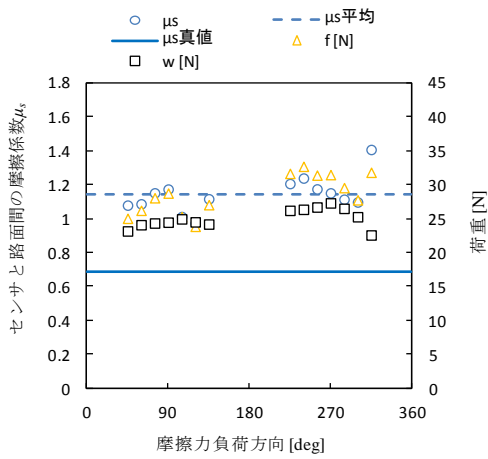


(a) センサ推定値

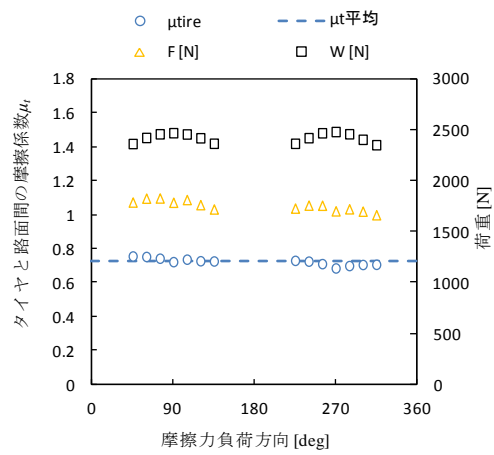


(b) フォースプレート計測値

図 7.8 POM 板の実験結果

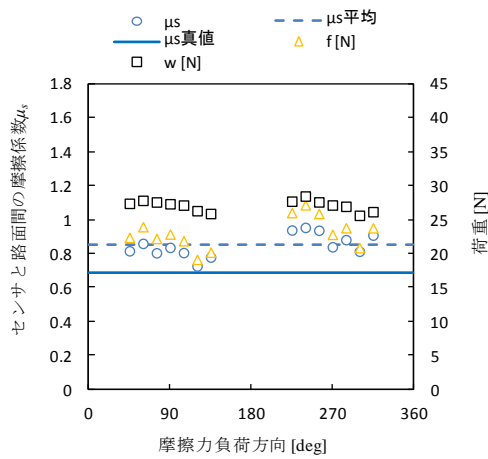


(a) センサ推定値

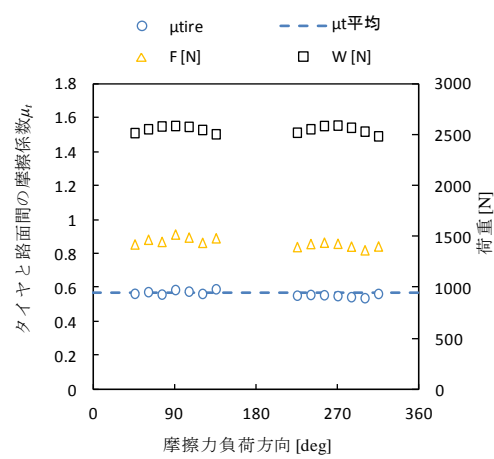


(b) フォースプレート計測値

図 7.9 UHPE 板の実験結果

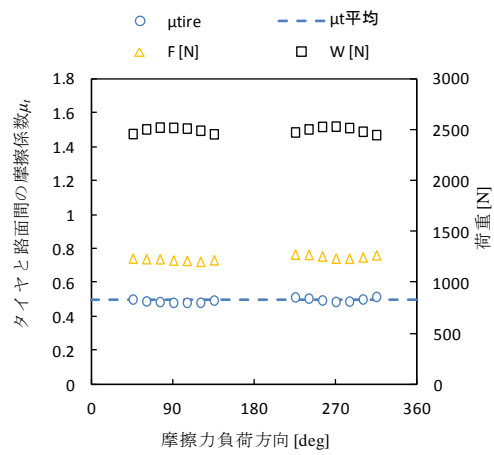
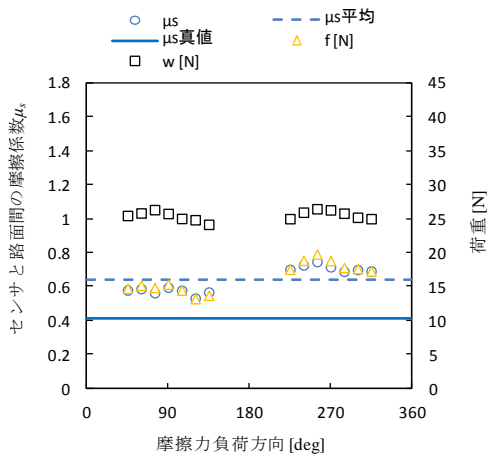


(a) センサ推定値



(b) フォースプレート計測値

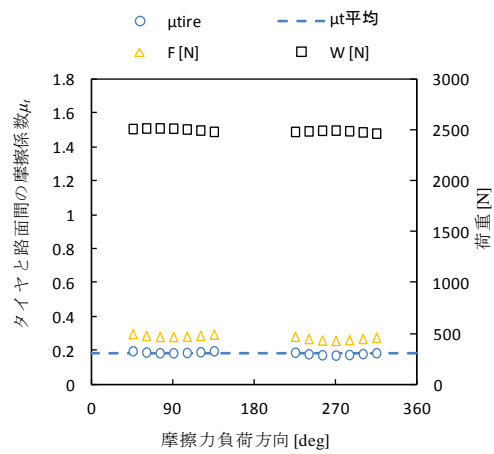
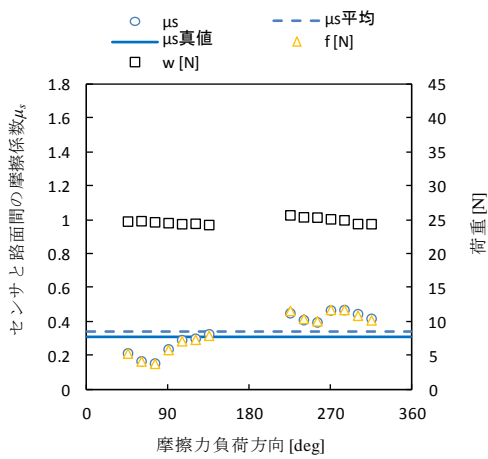
図 7.10 紙テープの実験結果



(a) センサ推定値

(b) フォースプレート計測値

図 7.11 テフロン板の実験結果



(a) センサ推定値

(b) フォースプレート計測値

図 7.12 油塗布アルミ板の実験結果

7.2.4 荷重測定値の補正による推定結果

6.3.3 項に示した式(6.2)による荷重測定値の補正方法を用いて、7.2.2 項での結果を補正し、摩擦係数を求めた。式(6.2)中の補正定数は表 6.4 の値を用いた。

補正前後の摩擦力および鉛直荷重を図 7.13、図 7.14 に示す。図 7.13、図 7.14 より、補正後の摩擦力と鉛直荷重の負荷方向 θ に関する傾向は概ね一致することがわかる。

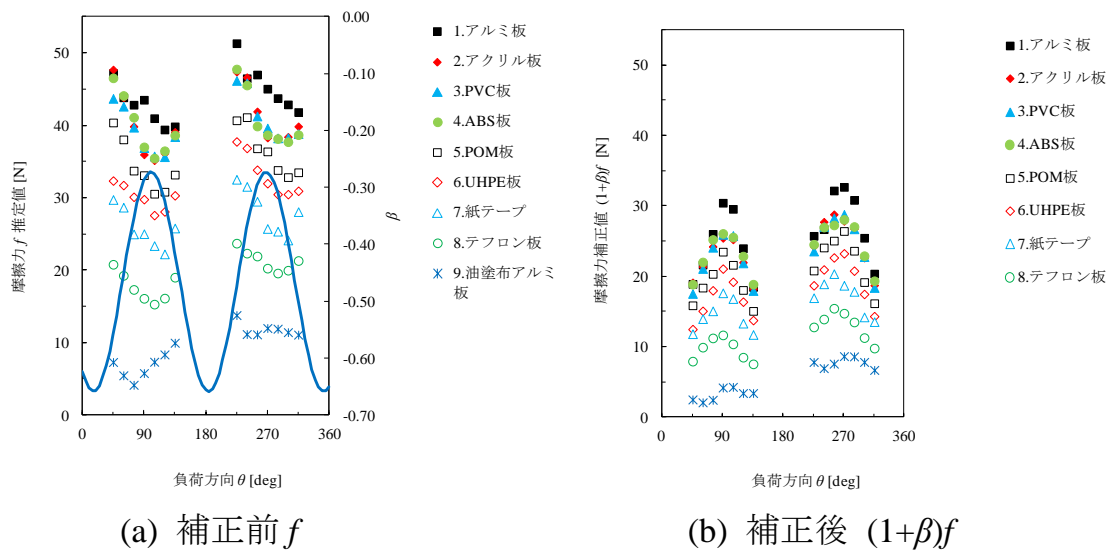


図 7.13 補正の有無による摩擦力の変化

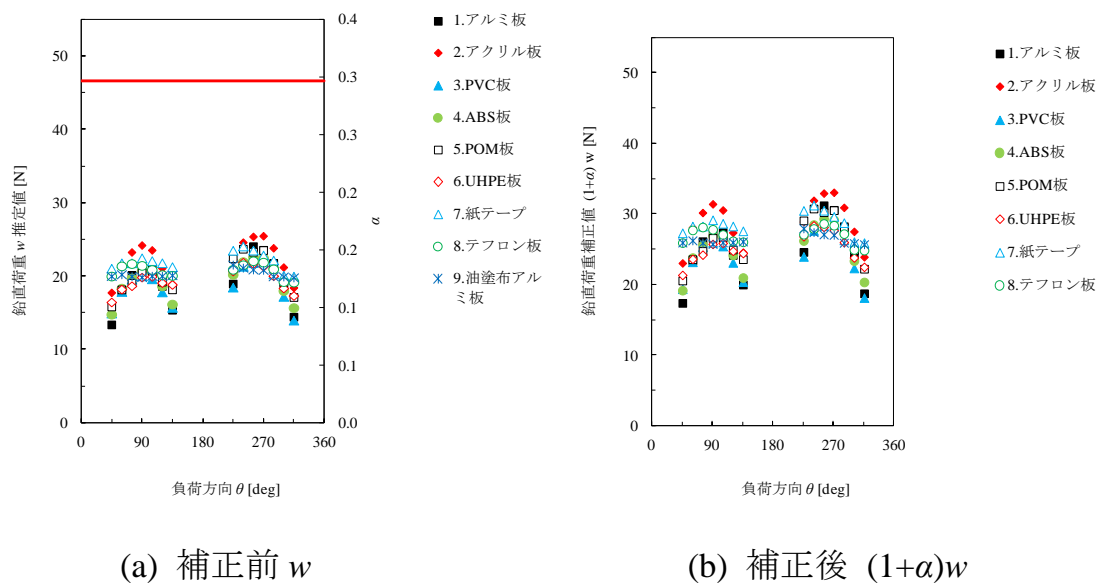


図 7.14 補正の有無による鉛直荷重の変化

図 7.15 に、負荷方向と摩擦係数推定値の関係を示す。また、図 7.16、表 7.5 に推定精度の比較を示す。図 7.1 と図 7.15 の比較より、補正を行うことで負荷方向に対する摩擦係数推定値のばらつきが抑えられている。また、図 7.16 および表 7.5 より、タイヤの変形成分の影響の補正により、摩擦係数が精度よく推定できることがわかる。標準偏差は全路面で 0.1 未満となり、大幅にばらつきが小さくなった。

これは、図 7.3 および表 7.4 に示す前項での結果よりもばらつきが小さく、同結果より補正式による測定結果の補正方法が有効であることを示した。

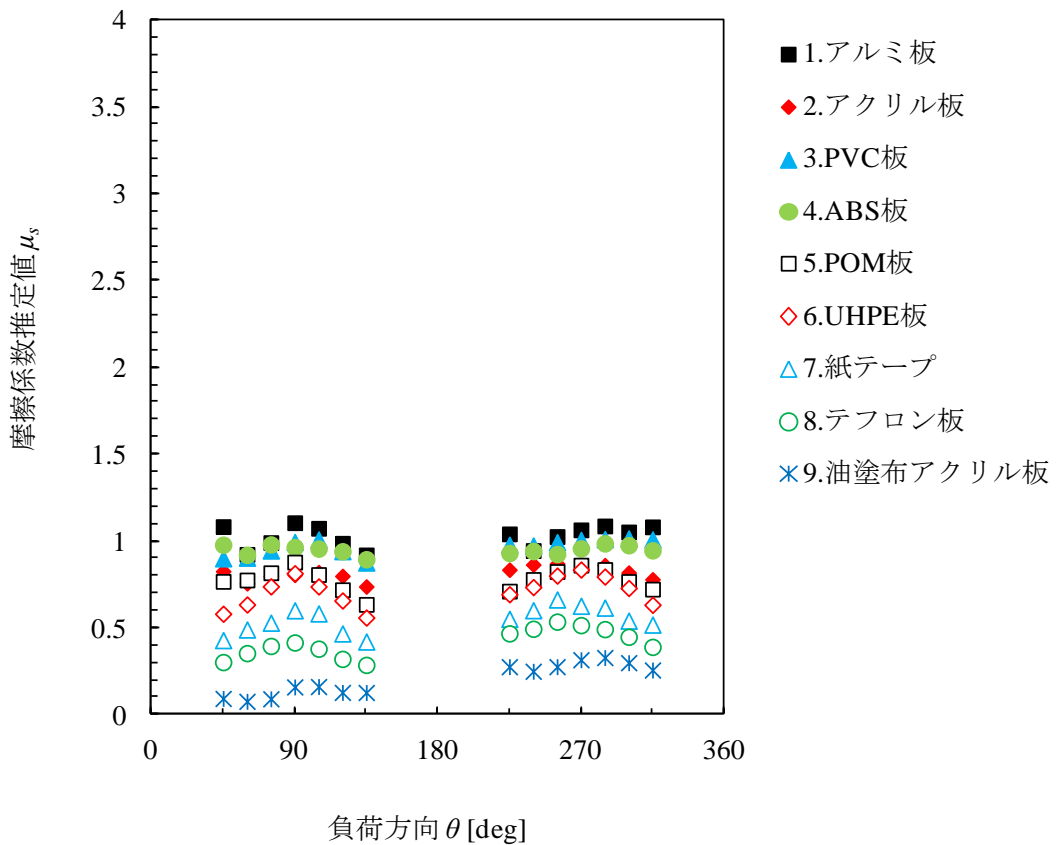


図 7.15 負荷方向と摩擦係数推定値の関係（補正有）

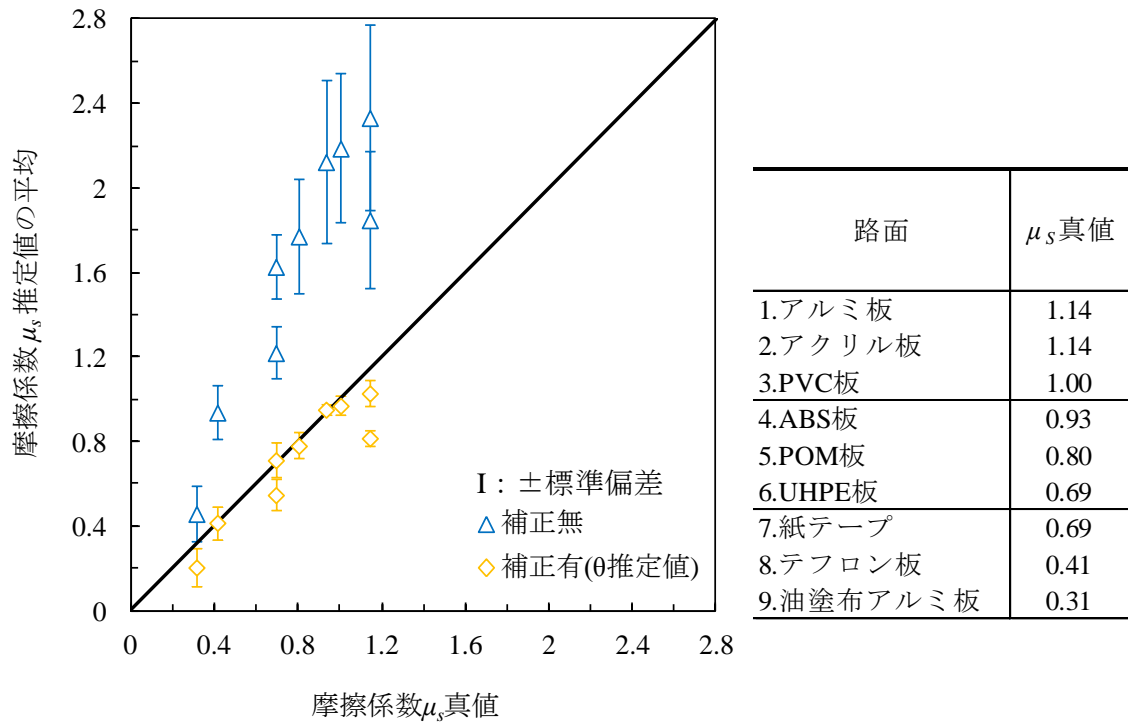


図 7.16 補正の有無による摩擦係数推定精度の比較 (9 路面)

表 7.5 補正の有無による摩擦係数推定値の比較 (9 路面)

No.	摩擦面	真値	補正無		補正有(θ 推定値)	
			平均	標準偏差	平均	標準偏差
1	アルミ板	1.14	2.34	0.44	1.03	0.06
2	アクリル板	1.14	1.85	0.32	0.82	0.04
3	PVC板	1.00	2.19	0.35	0.97	0.05
4	ABS板	0.93	2.13	0.38	0.95	0.03
5	POM板	0.80	1.77	0.27	0.78	0.06
6	UHPE板	0.69	1.63	0.15	0.71	0.08
7	紙テープ	0.69	1.22	0.12	0.55	0.07
8	テフロン板	0.41	0.94	0.13	0.42	0.08
9	油塗布アルミ板	0.31	0.46	0.13	0.21	0.09

7.3 結言

本章では、タイヤに取りつけた3軸方向負荷センサにより、9種類の摩擦面での摩擦実験を行った。摩擦係数の推定精度向上のため、タイヤの変形による影響を除去する方法および補正式による荷重測定値を補正する方法を用いて摩擦係数を推定し、各方法による推定精度を評価した。その結果、両方法において推定精度が大幅に改善することを示し、実用的な精度で摩擦係数を測定可能であることを示した。

第 8 章 結論

8.1 各章のまとめと総括

本研究では、接触面形状を測定することを目的として先に開発した触覚センサの原理を応用し、タイヤ接地面の周方向の摩擦係数が測定可能な 2 軸方向負荷センサを提案した。提案した 2 軸方向負荷センサを実際のタイヤに取り付け、タイヤが接触する対象面の摩擦係数が測定可能であることを確認した。

また、より実用的な条件での摩擦係数測定を行うため、任意方向の摩擦係数が測定可能な 3 軸方向負荷センサを提案し、高荷重・任意方向摩擦による実験を行うためのタイヤ走行模擬実験装置を設計・製作した。

さらに、提案した 3 軸方向負荷センサをタイヤに装着し測定する際の、センサ出力の処理方法を検討し、タイヤ変形による不要成分を除去する方法、センサによる荷重測定値を補正する方法を提案した。そして、同方法を用いて、タイヤ走行模擬実験装置により複数の異なる摩擦係数をもつ表面で摩擦実験を行い、3 軸方向負荷センサにより任意方向の摩擦係数が測定可能であることを示した。

2 章では、提案する 2 軸方向負荷センサの概要と、タイヤに取り付けた同センサの摩擦係数測定の仕組みについて示した。

3 章では、提案するセンサを取り付けた実際のタイヤと、同タイヤを用いた実験で使用する装置について説明した。さらに、同装置を用いて実験を行い、導出した実験定数を用いた負荷荷重の測定を行った。

4 章では、2 章で提案したセンサを改良し、3 軸方向の負荷が測定可能なセンサを提案した。また、タイヤから切り出したタイヤ片に提案するセンサを取り付け、同センサを用いた簡単な実験を行い、同装置を用いた実験式の導出および負荷の測定を行った。

5 章では、4 章で提案したセンサを用いてより実用的な実験を行えるよう 3 軸方向の荷重が負荷可能な実験装置の設計・製作をした。

6 章では、4 章で提案したセンサで測定を行うための、タイヤの変形を考

慮したセンサの装着方法および出力の処理方法を提案した。

7章では、5章で製作した実験装置を用いて、4章で提案したセンサによる実用的な負荷条件での摩擦実験を行い、6章で提案した出力の処理方法を用いて任意方向の摩擦係数が高精度に測定可能であることを示した。

以上の2～3章により、本研究で提案するセンサおよび測定方法により、基礎的な条件にてタイヤ接地面の摩擦状態の測定が可能であることを確認できた。また、4～7章で提案したセンサおよび実験装置により、実際の自動車の走行状況に近い条件での実験および負荷の測定が可能であることを示した。

8.2 今後の展望

今後、提案するセンサの更なる有用性を確認・検討するために、以下の課題が挙げられる。

・センサをタイヤに取り付けた状態での校正

本研究では、4.8節に示したようにセンサをタイヤに取り付ける前に行った。そのため、センサをタイヤに取り付けた際のセンサ出力には、タイヤの変形に起因する不要信号成分が含まれてしまい、推定精度が悪化した。この問題は、センサの校正をタイヤに取り付けた状態で行うことができれば、解決可能だと考えられる。そこで、このような校正が可能である校正装置の検討を行う。

・センサの構成および材料

本研究では、センサの構成および材料を4.2節で示した通りとしたが、これらを変更することで測定の精度が向上する可能性がある。また、提案するセンサの実用化に向け、工業的な製作方法や材質の検討、製作精度の向上が必要となってくる。

このため、構成や材料を変化させたセンサで実験を行うとともに、数値解析なども詳しく行い、これらが測定に及ぼす影響を明らかにする必要がある。

- ・ひずみの測定方法

本研究で提案するセンサは、ひずみ測定器と有線につながっており、実験時には、コードが干渉しないように設計を行っている。ただし、実際の自動車では、タイヤの回転速度および回転数が大幅に上がるため、現状では実用化に適していない。

そのため、タイヤ空気圧測定装置(TPMS)を製品化している太平洋工業株式会社殿の協力を得てセンサを MEMS 技術で小型化し、さらに前述の製品の技術を利用して信号を無線で検出するなど、実用化に向けた準備を進める必要がある。

参考文献

- (1) 警察庁, 平成 26 年度警察白書, (2015)
- (2) 内閣府, 第 9 次交通安全基本計画, 中央交通安全対策会議, (2011)
- (3) 国土交通省, 実用化された ASV 技術に関する資料, (2013)
- (4) 永井 正夫, 自動車の予防安全技術と運転者の運転行動モデル, システム/制御/情報 : システム制御情報学会誌, Vol.55, No.1, (2011), pp.26-31
- (5) S. J. Prosser, Automotive sensors: past, present and future, Journal of Physics: Conference Series, vol.76, (2007), 012001
- (6) Li, L. Wang, F.-Y. and Zhou, Q., Integrated longitudinal and lateral tire/road friction modeling and monitoring for vehicle motion control, Intelligent Transportation Systems, IEEE Transactions , Vol.7, (2006), pp.1-19
- (7) 株式会社ブリヂストン, 自動車用タイヤの基礎と実際, 山海堂, (2006)
- (8) 自動車技術会, 自動車技術ハンドブック 基礎・理論編, pp.132-137
- (9) 加来照俊, ABS の効果に関する研究, 日本交通科学協議会誌, Vol.1, No.1, (2001), pp.78-81
- (10) Nishihara, O. Kurishige, M. and Sakatani, Y., Estimation of Road Friction Coefficient Based on Brush Model for Optimization of Tire Force Distribution in Independent Steering Vehicles, Review of Automotive Engineering , Vol.30, No.3, (2009), pp.299-306
- (11) 西原修,野田真太郎,坂谷祐輔,栗重正彦, 路面摩擦係数推定によるアクティブ四輪操舵車両のプロテクション機能, 日本機械学会論文集. C 編, Vol.75, No.759, (2009) 3038-3046
- (12) 小野英一, 服部義和, 相澤博昭, 加藤博章, 田川真一, 丹羽悟, 車両運動統合制御における理論限界の明確化と達成, 日本機械学会論文集. C 編, Vol.73, No.729, (2007), pp.1425-1432
- (13) 福留秀樹, 鎌田崇義, 藤田隆史, 路面とタイヤ間に作用する力の計測による ABS 制御に関する基礎的検討, 日本機械学会第 11 回交通・物流部門大会講演論文集, Vol.11, (2002), pp.66-70
- (14) 佐藤雅明, インターネットと自動車情報の融合, コンピュータ ソフトウェア, Vol. 31, No. 3, (2014), pp. 3_17-3_31
- (15) 山下順広, 立矢宏, 西村洋平, ウィスカ形触覚センサによる接触面形状の呈示, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.72, No.716, (2006), pp.574-581

- (16) 山下順広, 立矢宏, 塚本卓, ウィスカ形触覚センサを用いたなぞり動作による接触面形状の呈示, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.73, No.730, (2007), pp.1786-1793
- (17) 立矢宏, 触覚センサ及びこれを組み合わせたセンサユニット, 特許第 4353624 号, (2009)
- (18) 立矢宏, 杉浦祐希, 長瀬博毅, 伊勢大成, 藤田千陽, 澤藤和則, タイヤ接地路面の摩擦係数測定用触覚センサの基礎的研究, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.78, No. 787 (2012), pp.852-862
- (19) Ise, T. Higuchi, M. and Tachiya, H. , Development of a Tactile Sensor to Measure Tire Friction Coefficients in Arbitrary Directions, , International Journal of Automation Technology, Vol.7, No. 3, (2013), pp.359-366
- (20) 久野徹也, 杉浦博明, 吉田潤一, 車載カメラによる路面状態検出方式の検討, 電子情報通信学会論文誌, Vol.81, No.10, (1998), pp.2301-2310
- (21) 山田 宗男, 上田 浩次, 堀場 勇夫, 津川 定之, 山本 新, 画像処理による車載型路面状態検出センサの開発, 電気学会論文誌 C, Vol.124, No. 3, (2004), pp.753-760
- (22) 渡辺賢一, 景山一郎, 栗谷川幸代, 路面摩擦係数推定アルゴリズムに関する研究, 日本機械学会第 12 回交通・物流部門大会講演論文集, No.03-51, (2003) pp.45-48
- (23) O. Yilmazoglu, M. Brandt, J. Sigmund, E. Gene, H.L. Hartnagel, Integrated InAs/GaSb 3D magnetic field sensors for the intelligent tire, Sensors and Actuators A, Vol.94, (2001), pp.59-63
- (24) A. Pohl, R. Steindl, and L. Reindl, The “Intelligent Tire” Utilizing Passive SAW Sensors—Measurement of Tire Friction, IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement, Vol.48, No. 6, (1999), pp.1041-1046
- (25) 山邊 茂之, 須田 義大, 小川 大策, 中野 公彦, 大堀 真敬, 堀 重之, タイヤ内面のひずみ計測によるタイヤ - 路面接触特性の推定, 日本機械学会論文集, Vol.80, No.819, (2014), pp.TL0337
- (26) 松崎亮介・轟章・小林英男・島村佳伸, タイヤの電気容量変化と同調回路を用いたひずみ無線パッシブモニタリング, 日本機械学会論文集 A 編, Vol.71, No.702, (2005), pp.137-143
- (27) Matsuzaki, R. Todoroki, A. Kobayashi, H. and Shimamura, Y., Passive wireless strain monitoring of a tire using capacitance and electromagnetic induction

- change., *Advanced Composite Materials*, Vol.14, Issue 2, (2005), pp.147-164
- (28) Matsuzaki, R. and Todoroki, A., Passive wireless strain monitoring of actual tire using capacitance resistance change and multiple spectral features, *Sensors and Actuators A*, Vol.126, (2005), pp.277-286
- (29) Matsuzaki, R. and Todoroki, A., Passive wireless strain monitoring of tyres using capacitance and tuning frequency changes, *Smart Materials and Structures*, Vol.14, (2005), pp.561-568
- (30) Matsuzaki, R. and Todoroki, A., Wireless strain monitoring of tires using electrical capacitance changes with an oscillating circuit, *Sensors and Actuators A*, Vol.119, (2005), pp.323-331
- (31) Matsuzaki, R. and Todoroki, A., Wireless flexible capacitive sensor based on ultra-flexible epoxy resin for strain measurement of automobile tires, *Sensors and Actuators A*, Vol.140, (2007), pp.32-42.
- (32) 松崎亮介, 轟章, 電気容量型柔軟センサを用いたタイヤの無線変形計測, 日本機械学会 2007 年度年次大会講演論文集, Vol.6, (2007), pp.229-230
- (33) Matsuzaki, R. Timothy, K. Todoroki, A. and Hiraoka, N., Rubber-based strain sensor fabricated using photolithography for intelligent tires, *Sensors and Actuators A*, Vol.148, Issue 1, (2008), pp.1-9
- (34) Tuononen, A. J., Optical position detection to measure tyre carcass deflections, *Vehicle System Dynamics*, Vol.46, No.6, (2008) pp.471-81
- (35) Tuononen, A. J., On-board estimation of dynamic tyre forces from optically measured tyre carcass deflections, *Heavy Vehicle Systems*, Vol.16, No.3, (2009), pp.362-78
- (36) Tuononen, A. J. and Hartikainen L, Optical position detection sensor to measure tyre carcass deflections in aquaplaning, *Vehicle Systems Modelling and Testing*, Vol.3, Issue 3, (2008), pp.189-97
- (37) Tuononen, A. J. and Matilainen, M. J., Real-time estimation of aquaplaning with an optical tyre sensor, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Vol.223 No.10 (2009) pp.1263-1272
- (38) Tuononen, A. J., Vehicle lateral state estimation based on measured tyre forces, *Sensors*, Vol.9, Issue 11, (2009), pp.8761-8775
- (39) Tuononen, A. J., Laser triangulation to measure the carcass deflections of a rolling tire, *Measurement Science and Technology*, Vol.22 (2011)

- (40) 平岡直樹, 松崎亮介, 轟章, デジタル画像相関法を用いたタイヤの内面ひずみ・面外変位同時計測, 日本機械学会論文集 A 編, Vol.74, No.746, (2008), pp.1351-1357
- (41) 平岡直樹, 松崎亮介, 轟章, 水谷義弘, インテリジェントタイヤ実用化のための表面形状を利用した三次元変形計測, 日本機械学会論文集 A 編, Vol.75, No.758, (2009), pp.1269-1276
- (42) Hiraoka, N. Matsuzaki, R. and Todoroki, A., Concurrent Monitoring of In-plane Strain and Out-of-plane Displacement of Tire Using Digital Image Correlation Method, Journal of Solid Mechanics and Materials Engineering, Vol.3, No.11, (2009), pp.1148-1159
- (43) Matsuzaki, R. Hiraoka, N. Todoroki, A. and Mizutani, Y., Optical 3D Deformation Measurement Utilizing Non-planar Surface for the Development of an “Intelligent Tire”, Journal of Solid Mechanics and Materials Engineering, Vol.4, No.4, (2010), pp.520-532
- (44) 藤田活秀, 齊藤俊, 金子貢, 農用タイヤの転動時の動的特性に関する研究 (走行条件の改善), 日本機械学会論文集, Vol.80, No.812, 2014
- (45) 松原 真己, 辻内 伸好, 小泉 孝之, 平野 裕也, 接地拘束に着目したタイヤ半径方向振動挙動解析, 日本機械学会論文集, Vol.80, No.811, 2014
- (46) 松原 真己, 辻内 伸好, 小泉 孝之, 平野 裕也, 接地・転動時におけるタイヤ半径方向振動解析, 日本機械学会論文集, Vol.80, No.811, 2014
- (47) Morinaga H, Wakao Y, Hanatsuka Y and Kobayakawa A, The possibility of intelligent tire (technology of contact area information sensing), FISITA2006 Transactions, Vol. F2006V104, (2006), pp.1-11
- (48) Morinaga H, Hanatsuka Y and Wakao Y, Sensing technology tire system for road surface condition judgment, FISITA2010 Transactions, Vol.F2010E010, (2010), pp.1-8
- (49) 花塚 泰史, 森永 啓詩, 若尾 泰通, インテリジェントタイヤによる路面状態判別 冬季道路管理への活用, 雪氷研究大会講演要旨集, B1-11, (2010)
- (50) 花塚泰史, 樋口知之, 松井知子, HMM に基づくタイヤ振動波形解析による路面状態判別, 電子情報通信学会論文誌, Vol.J95-D, No.3, (2012), pp. 570-577
- (51) S. Timoshenko and S. Woinowski-Krieger, , Theory of Plates and Shells, 2nd Ed., McGraw-Hill, New York, , pp. 285-289, 1959.

- (52) 自動車技術会, 自動車技術ハンドブック 試験・評価編, 自動車技術会, pp.135
- (53) 米山猛, 機械設計の基礎知識, 日本工業新聞社, pp.359-361
- (54) Carl-Gustaf Wallman, Henrik Åström, Friction measurement methods and the correlation between road friction and traffic safety : A literature review, VTI meddelande, 911A, (2001)
- (55) 田中 俊輔, 武市 靖, 増山 幸衛, 高橋 尚人, 凍結路面のすべり抵抗特性および凍結抑制効果の定量的評価方法に関する研究, 土木学会論文集 E1 (舗装工学), Vol.67, No. 1, (2011), pp.53-64
- (56) 川戸 宏高, 大湯 廣, 佐々木 史郎, 冬季路面における摩擦係数の測定, 日本法科学技術学会誌, Vol.20, No. 1, (2015), pp. 51-58

謝辞

本研究を終えるにあたり、本研究室に所属してからの5年間、あらゆる面で未熟であった私に、親身になって御指導頂き、金沢高専の教師として送り出して頂き、就業しながらの研究活動を手厚くご支援頂きました立矢宏教授に心より感謝いたします。本研究に多数の支援を頂きました樋口理宏准教授に感謝致します。

論文審査を通して、貴重な御意見を下さった関啓明先生、小松崎俊彦先生、菅沼直樹先生に感謝致します。

常日頃より暖かく見守っていただき、御指導、御助言を頂きました小塚裕明助教に深く感謝いたします。センサや実験装置の製作にあたり、様々な技術的指導を頂きました吉田博一技官に厚く感謝いたします。

また、太平洋工業株式会社、澤藤和則様には、技術的なご指導や実験装置の製作などで大変お世話になりました。私の質問に対して明快な回答をしていただけてだけでなく、その付随する情報まで丁寧にご教授くださり、大変参考になりました。厚く御礼申し上げます。

そして、博士後期過程の3年間大変お世話になりました本研究室の皆さんに感謝いたします。特に、2年間共に研究を行い大変お世話になりました本学修士2年藤城 慶治氏に感謝いたします。

株式会社ノトアロイ・宗行伸一郎社長、佐々木賢常務、林憲一課長をはじめノトアロイ従業員各位には、博士後期過程にもかかわらず就業を認めて下さり、研究活動を支援いただきました。深く感謝いたします。

金沢工業高等専門学校・山田弘文名誉校長、ルイス・バークスデール校長、機械工学科学科長林道大教授をはじめ金沢高専の教職員各位には、日頃より教育および研究における多大なご協力とご支援をいただきました。深く感謝いたします。

最後になりましたが、本研究の遂行にあたって私を支えて下さった先輩、後輩、友人の皆様、兄弟、両親に心より感謝いたします。