

圃場機械のけん引・走行性能向上に関する研究

亀井, 雅浩

<https://doi.org/10.11501/3151025>

出版情報 : 九州大学, 1998, 博士 (農学), 論文博士
バージョン :
権利関係 :

闘場機械のけん引・走行性能向上に
関する研究

電 機 通 信 社

1959

①

圃場機械のけん引・走行性能向上に
関する研究

亀井雅浩

1999

目次

	頁
序章	1
第1章 ラグ車輪各部に作用する外力の測定法	4
1-1 農用車輪の分類および特徴	4
1-2 試作した測定用ラグ車輪	5
1-3 測定原理	9
1-3-1 車軸に作用する外力の測定	9
1-3-2 ラグおよびリムに作用する外力の測定	13
1-4 測定装置の較正	15
1-4-1 車軸力測定用パイプ	15
1-4-2 ラグおよびリム反力測定用アーム	16
1-5 摘要	20
第2章 ラグ車輪各部に作用する外力の測定	21
2-1 目的	21
2-2 実験装置	21
2-2-1 歩行用トラクタ、台車および制動用トラクタ	23
2-2-2 連結装置	23
2-2-3 車輪の回転数測定装置	25
2-2-4 ラグ車輪の沈下量測定装置	27
2-3 走行実験方法	28
2-3-1 実験条件の設定	28
2-3-2 土壌条件	29
2-3-3 実験方法	32
2-4 解析方法	35
2-4-1 ラグおよびリムに作用する外力	36
2-4-2 車軸に作用する外力および車軸トルク	38

2-5	結果および考察	41
2-5-1	すべり率と諸測定値の関係	46
2-5-2	ラグおよびリムに作用する外力	52
2-5-3	ラグ車輪に作用する外力	53
2-6	摘要	64
第3章	軟弱地盤上のラグ車輪の運動特性	66
3-1	ラグ車輪の構成要素	66
3-2	走行実験	68
3-3	ラグ車輪各点の運動軌跡	69
3-3-1	すべりがない場合	75
3-3-2	すべりがある場合	78
3-4	ラグ先端の速度および加速度	80
3-5	ラグ車輪の運動軌跡と土壌反力	85
3-6	摘要	89
第4章	すべり線解法によるラグに作用する外力の予測	91
4-1	基本仮定	91
4-2	仮定したすべり線場	93
4-3	ラグの接地長	101
4-4	ラグに作用する土壌の応力	103
4-5	走行実験	104
4-6	すべり線解法による計算値と実測値の比較	108
4-7	摘要	115
第5章	耕盤圃場の営農排水法と細溝暗渠施工機の開発	116
5-1	細溝暗渠排水法	117
5-2	ライシメータによる排水試験	119
5-2-1	試験方法	119
5-2-2	試験結果および考察	119

5-3	細溝暗渠施工機の試作および性能試験	124
5-3-1	試作1号機の概要	124
5-3-2	試作1号機の性能試験	126
5-3-3	試作2号機の概要	134
5-4	摘要	138
第6章	細溝暗渠施工機による圃場試験と暗渠施工効果	139
6-1	細溝暗渠施工機の性能試験	139
6-1-1	圃場試験方法	139
6-1-2	圃場試験結果および考察	140
6-2	弾丸暗渠による予備圃場試験	146
6-2-1	圃場試験方法	146
6-2-2	圃場試験結果および考察	146
6-3	細溝暗渠の排水機能および施工効果	148
6-3-1	圃場試験方法	148
6-3-2	圃場試験結果および考察	149
6-4	水田復元の影響	158
6-4-1	圃場試験方法	158
6-4-2	圃場試験結果および考察	159
6-5	摘要	162
終章	(総括および結論)	163
謝辞		167
参考文献		169
Summary		175

序 章

現在、我が国における稲作の機械化はほぼ完成の域に達しており、耕起から、田植え、栽培管理、収穫、乾燥作業まで機械化一貫作業体系が築かれている。しかし、稲作の大部分はアジア地域で行われているが、日本や一部の国を除いてまだ機械化の水準が高い国は少ないのが現状である。これらの地域には、水稻を栽培する水田の状態が圃場機械のけん引・走行特性に好ましくない軟弱な圃場が数多く存在している。このような圃場においては、空気タイヤのみでは走行に対応し得ず、かご車輪やパイプ車輪等の鉄車輪を代わりに使用したり、空気タイヤにストレーク等の補助装置を取り付けて使用することが多い。特に、耕うん機や小形トラクタの発達にともない、欧米諸国には見られない多種多様のラグ形状を有する鉄車輪が、設計、製作、使用されている。

各種作業機を駆動・けん引しつつ、軟弱な圃場を走行する鉄車輪においてはリム部に加えてラグの作用が重要であり、ラグを著しく大きくした剛性ラグ車輪が広く用いられている。その走行性能や力学的特性に関して農業機械学分野のみならず、自動車工学、建設機械工学、戦車工学等の分野において、従来多くの研究報告がなされている¹⁾。

特に、ラグ車輪の力学的特性に関して、田中^{2) - 4)}、Wu他⁵⁾はラグによる土壌の変形状態を実験、観察し、これにより土壌中の応力状態を論じている。また、増田・田中^{6) 7)}、Gee - Clough⁸⁾、Gee - Clough・Chancellor⁹⁾は、Bekkerの沈下式¹⁰⁾を採用し、ラグに作用する土壌反力の具体的な算定を行っている。さらに、Gee - Clough⁸⁾、Gee - Clough・Chancellor⁹⁾、Zhang・Shao¹¹⁾は、Hettiaratchi他^{12) 13)}による受動土圧式に基づいて、ラグに作用するより厳密な土壌反力の解析を行っている。なお、これらの土壌反力に関する理論解析と並行して、それらの実測が土屋・穂波^{14) 15)}、山中¹⁶⁾、Gee - Clough⁸⁾、Gee - Clough・Chancellor⁹⁾、Zhang・Shao¹¹⁾、田中・中島¹⁷⁾により行われている。

これらは、車軸から放射状にラグを想定した数枚の平板を取り付けて回転走行させ、平板に作用する土壌反力を測定したものである。しかし、実用車輪においては、ラグのみならずリムにも多大の土壌反力が作用し、これらが相互に干渉しつつ土壌の変形をもたらすと思われ、その走行性能の究明はラグ、リム両部の相互関係において論じるべきであると考えられる。

土壌反力の理論的解析に関しては、まず粉粒状体のような摩擦性塑性体の変形挙動を解明する目的で、塑性論がCoulomb (1776)によって開始され、その後、Kötter(1903)により

塑性応力特性方程式^{1,8)}が導出され、すべり線解法が定式化された。本法は、Bekker^{1,9)}、川村^{2,0)}、梅田^{2,1)}、穂波^{2,2)}、橋口^{2,3)}により、トラクタの支持力、履帯の推力、土壌の切削抵抗、ロータリ刃に対する土壌反力等の解析に導入されている。一方、ラグ車輪の走行性能に関しては、従来多くの研究報告がなされており、特に、Gee - Clough⁸⁾、Zhang · Shao^{2,4)}により、ラグ面に作用する土壌反力のすべり線解析が行われている。しかし、これらの解析は、ラグ面が鉛直に近い状態に対して、Rankine受動すべり線場^{2,5)}を援用したもので、ラグ面の運動方向、土壌の変形等を考慮するには至っていない。

つぎに、我が国水田面積の約20%を占める重粘土壌は、干拓地や沖積層からなる低平地に多く分布しているが、圃場排水が困難なため湿田のまま稲作のみに利用されることが多く、土地利用率および輪換畑作物の生産性がかなり低いものとなっている。このような圃場の質的向上を図ることは、農業基盤整備上の重要な課題となっている^{2,6) - 2,8)}。水田機能を保持したまま、水田、畑いずれの状態においても低コストで生産性の高い基盤作りが望まれているわけである。水田の汎用化には水稲および畑作物栽培に対する適正な排水条件を明らかにし、土壌層を改善する必要がある。特に、粘土質土壌の亀裂や暗渠の埋め戻し部の排水効果については、山崎他^{2,9)}、永石 · 山下^{3,0)}、富士岡 · 高橋^{3,1)}、田淵^{3,2)}、富士岡 · 丸山^{3,3)}により多くの研究報告がなされており、これらを組み合わせて輪換田の排水性を向上させることは作物の生産性向上ばかりか、圃場機械のけん引・走行性能向上にも大いに寄与するものとなる。

輪換田の排水を促進するため、従来多くの営農排水法、耕盤破砕法や営農排水用機械が開発されている^{3,4)}。例えば、振動式弾丸暗渠穿孔機はチゼルを振動させてけん引抵抗を減らしており、小形トラクタでも作業が可能のため広く普及している^{3,5) - 3,8)}。しかし、作業時の振動がかなり大きくなり、長時間作業には適していないと考えられる。また、輪換畑ではサブソイラ等で耕盤を完全に破砕して排水を良好にすれば高い生産性が期待できるが、田畑輪換を行う場合は水田に復元したときの漏水や圃場機械のけん引・走行性能が著しく悪化する等の問題があり、耕盤を維持しながら圃場排水を促進する営農排水技術の確立が望まれている。

本論文では、圃場機械のけん引・走行性能向上のため、まずラグ車輪の基本的な運動特性および力学的特性を解明した。すなわち、ラグおよびリムに作用する土壌反力を同時に、かつ、独立に測定できる特殊車輪を設計、製作し、軟質な土壌における走行実験ですべり率と正味推進力、けん引係数等の関係を把握し、最適なラグ先端角を導いた。さらに、す

べり線解法を導入してラグに作用する土壌反力の理論解析を行った。

つぎに、圃場機械が走行する水田の地耐力を維持しながら排水性の向上を図るため、営農排水として実施されている弾丸暗渠排水法に代わる排水法として、新たに細溝暗渠排水法を提案するとともに、トラクタ直装式の細溝暗渠施工機を設計、製作して、実際に圃場においてその排水効果を確認した。以下に各章の内容を紹介する。

第1章では、既存の農用車輪の分類および特徴を整理するとともに、ラグ車輪のラグ、リムおよび車軸に作用する外力を同時に、かつ、独立に測定できる測定用ラグ車輪について概説する。また、測定原理に基づいてひずみゲージを装置に貼付した場合の各測定装置の特性について述べる。

第2章では、前章の測定用ラグ車輪を供試して砂質系土壌槽で走行実験を行い、ラグ車輪のラグ、リムおよび車軸に作用する外力とすべり率、走行速度、沈下量等を測定し、ラグ車輪に作用する外力の特性を解明する。特に、ラグ先端角およびすべり率の違いが推進力等に及ぼす影響を解析し、ラグ車輪の最適ラグ先端角を導く。

第3章では、軟弱地盤上のラグ車輪の運動特性について、上記実験装置に取り付けた差動変位計で測定した走行中のラグ車輪の上下動から、ラグ車輪各部の運動方程式を提案し、ラグの土壌中の運動軌跡とラグに作用する土壌反力との関係を考察する。

第4章では、土壌の破壊条件、ラグ面の摩擦条件、ラグの沈下状態、傾きおよび運動方向により、それぞれに応じた合理的すべり線場を分類、提案する。これらのすべり線場に作用する破壊応力状態から、ラグ車輪のラグ1枚に作用する土壌反力を算定する。さらに、砂質系土壌槽において走行実験を行い、ラグに作用する土壌反力の実測結果と算定結果の比較検討を行う。

第5章では、輪換田の営農排水として新たに細溝暗渠排水法を提案し、ライシメータにおいてモデル試験を実施し、その排水性能を確認する。また、モデル試験結果に基づいて設計、製作した、耕盤に深さ約30cm、幅5cmの細溝を同時に2本掘削できる小形トラクタ直装式の細溝暗渠施工機について述べる。

第6章では、水田圃場において細溝暗渠施工機の性能試験を行うとともに、輪換田に細溝暗渠を施工し、その排水効果、土壌物理性や小麦および大豆の生育・収量へ及ぼす影響を解明する。さらに、細溝暗渠を施工した圃場を水田に復元した場合の耕盤の状態、減水深や圃場機械の走行性へ及ぼす影響等について述べる。

第1章 ラグ車輪各部に作用する外力の測定法

本章においては、既存の農用車輪の分類および特徴を整理するとともに、ラグ車輪各部に作用する外力を測定するために設計、製作した測定用ラグ車輪の特徴について述べる。本測定用ラグ車輪は、ラグ、リムおよび車軸に作用する外力を独立に、かつ同時に測定できる。また、力の測定原理に基づいて測定部にひずみゲージを貼付した場合の各測定装置の出力特性について述べる。

1-1 農用車輪の分類および特徴

一般に乗用トラクタ、歩行用トラクタ等の走行装置には空気タイヤが、コンバイン等の走行装置には履帯が使用されるが、圃場機械の走行装置は大きく車輪、履帯、車輪補助装置に分類される³⁹⁾。車輪は、ゴム車輪と鉄車輪に分類され、ゴム車輪はさらに、空気タイヤ、ソリッドタイヤに分類される。空気タイヤはタイヤの中にチューブを入れ、そのチューブに空気を圧入したもので、タイヤは綿糸を編んでゴムをすり込んだコードを重ねたものの外側に、良質のゴムを張り付けたものである。また、鉄車輪はさらに、かご車輪、パイプ車輪、フロート車輪、フロートラグ車輪、砕土車輪等に分類される。車輪補助装置には、ストレーク、ガードル、補助ラグ、補助フロートラグ、チェーン等が使用される。また、けん引力を増すためにホイールディスクに鑄鉄製のホイールウェイトを付けることがある。

我が国における圃場機械の走行装置の歴史を概観すると、戦前の動力耕うん機の走行装置はほとんどが鉄車輪で、乗用トラクタの車輪も突起の付いた鉄製であった⁴⁰⁾。しかし、空気タイヤの出現により、現在ではこれら鉄車輪に代わってほとんどのトラクタで空気タイヤが使用されている。鉄車輪が使用されるのは、湛水田での代掻き作業、砕土作業でのかご車輪等一部に限られている。かご車輪は、多くの平板状、あるいはL型のラグをリング状のパイプ、あるいは鋼板で連結したもので、幅50~80cm、直径45~55cm、ラグ枚数8~10枚のものが多く、かご車輪は耕盤のない軟弱地にも適する走行装置で、幅が広いため沈下しにくい、一旦沈下すると旋回が困難になるので、質量が大きいトラクタにはほとんど用いられない。

近年では、乾田用、畑作管理用のパイプ車輪も開発されており、また、日本以外のアジ

ア諸国ではまだ多くのパイプ車輪が使用されている。これはリング状にしたパイプに何枚かのラグ板を溶接し、スポークで車輪ボスと連結したものである。直径は管理機用で40～70cm、歩行用トラクタ用で60～90cmである。多種多様のラグ形状があり、平面形、L形、山形、斜板形、曲面形等が使用されている。なお、農用鉄車輪の分類について、我が国業界の呼称の実態は前記の分類とかけ離れているものが多かったが、林⁴¹⁾がこの点を指摘し、鉄車輪の呼称統一案を提唱している。

現在最もよく利用されている空気タイヤの特徴は、弾力性に富み、衝撃や走行抵抗が小さく、操縦等取り扱い性に優れていることで、道路や畑、乾田、牧草地等ではその特徴を非常によく発揮する。また、高速で走行でき、同一負荷では所要馬力が少なく、燃料消費量も少ない特徴がある。しかし、軟弱地や湿田になると、土壌の付着やすべりの増加、沈下等のために走行性が著しく低下する。また、値段が高く、パンクする恐れもある。このような軟弱地や湿田では、空気タイヤの代わりに履帯や鉄車輪を用いたり、空気タイヤと併用して車輪補助装置が使用されることが多い。

本研究では、鉄車輪（特にラグ車輪）について運動特性および力学的特性の解析を進めるが、一般にラグ車輪の効果として以下の点が考えられる。通常、空気タイヤより直径が大きいものを使用して、沈下による機体の土壌表面への接触を防ぐ役割がある。また、それぞれのラグ間の間隙も大きいため、軟弱な土壌を排除しながら下層の耕盤に接地するので推進力が大きくなり、空気タイヤに比べ土壌が付着しにくく、すべりの増加が少ない特徴がある。さらに、リム部はパイプ製であるので構造が簡単で、車輪の交換も容易に行える等の利点があげられる。

しかし、下層に耕盤がない場合や、非常に軟弱な路面では接地圧が大きくなり走行性能が悪くなる可能性がある。このようなところでは沈下防止のためにラグの接地面積を大きくする必要がある。さらに、耕盤の深さに敏感で機体傾斜の変動を嫌う作業には適しておらず、農道等硬い路面上では非常に運転しづらいという欠点がある。

1-2 試作した測定用ラグ車輪⁴²⁾

歩行用トラクタや乗用トラクタの車輪設計に当たっては、その使用条件、土壌条件、対象とする作物条件等広範囲の問題を取り扱わなければならない。本章では歩行用トラクタのラグ車輪に作用する外力を測定する装置を設計、製作するため、まず、装着する歩行用

トラクタの機種、寸法、質量、馬力、減速比等を考慮しながら形状を決定していった。

使用する歩行用トラクタは、常用出力5.1kW {7PS}で、機体質量はロータリ部および車輪を除いて約250kgである。走行実験では走行速度等を考慮すると既着の標準空気タイヤと同程度の直径にすることが望ましいが、ラグ車輪が沈下した場合に歩行用トラクタの車体が土壌表面に接触する恐れがあり、また、強度の点でも不足することが考えられる。よって、測定用ラグ車輪の車輪半径は、供試圃場の耕盤の深さも考慮して空気タイヤより大きい390mmとした。さらに、歩行用トラクタの車軸やフランジ等の車軸周辺部、歩行用トラクタが安定する輪距および装着する測定装置を考慮し、かつ、市販されているラグ車輪を調査して全体の設計を行った。

測定用ラグ車輪は、鉄車輪の特徴が最大限に発揮されると同時に、各部に作用する外力の測定を容易に行える構造になっている。図1-1にこの測定用ラグ車輪の全体図、図1-2に測定用ラグ車輪各部の主要寸法を示す。

ラグは、長方形の平板(長さ188mm、幅150mm)で、裏面に溶接した腕がそれぞれスポーク部の平板にボルトおよびナットで固定されている(図1-1)。また、ラグ1枚は「L型」アームに独立に取り付けられ、この「L型」アームに次節に示す原理にしたがってひずみゲージを貼付することにより、1枚のラグに作用する水平力、鉛直力およびモーメントが測定できる。この「L型」アームの他端は車軸部のボスに固定されている。このように、それぞ

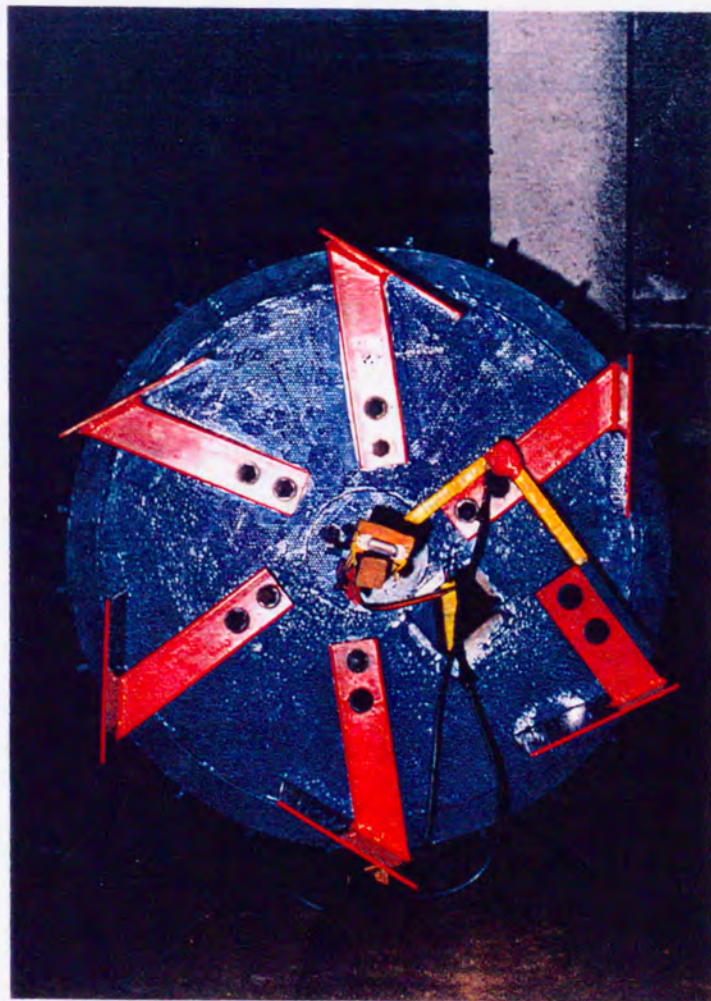


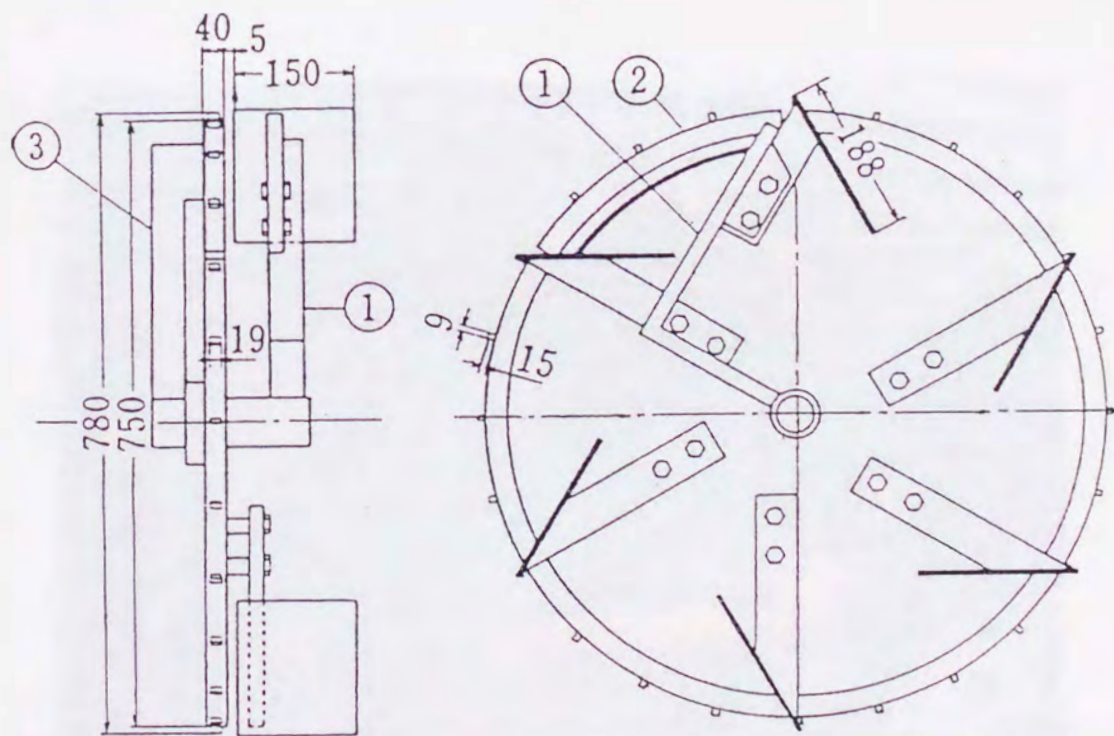
図1-1 測定用ラグ車輪(ラグ反力測定部)

れのラグは取り外し可能なので、ラグ先端角等形状の異なるラグを自由に選択できる。

本研究では、ラグ先端角が 0.349 { 20° } , 0.524 { 30° } , 0.698 { 40° } , 0.873 { 50° } および 1.047rad { 60° } の5種類を製作した(図1-3)。ここで、ラグ先端角はラグ先端を通る車軸中心線とラグ面のなす角度を表す。なお、今回供試した測定用ラグ車輪のラグ枚数は6枚であるが、ラグの大きさを変えることによりラグ枚数の変更が可能である。

リム部は、「L型」アングルを円形状に湾曲させて作られている。リムの外周にすべり止め用突起を取り付けるため、等間隔に24個の穴が開けられ、ビスおよびナットで直方体のすべり止め用突起が固定されている。このすべり止め用突起の大きさは、側方幅 19mm 、周方向幅 9mm 、高さ 15mm である。また、リム部の円周長の $1/6$ が切断されて「L型」アームに独立に取り付けられ、この「L型」アームに次節に示す原理にしたがってひずみゲージを貼付することにより、リム部に作用する水平力、鉛直力およびモーメントが測定できる。この「L型」アームの他端は車軸部のボスに固定されている(図1-4)。

スポーク部は、上記のリム部の一部切断、さらにはラグの取り付け等を考慮して円盤状の平板となっており、ラグ取り付け用の穴が自由に開けられる。しかしながら、平板のため湾曲しやすく、若干精度が落ちる欠点がある。



①：ラグ反力測定用アーム ②：切断したリム部 ③：リム反力測定用アーム

図1-2 測定用ラグ車輪各部の主要寸法

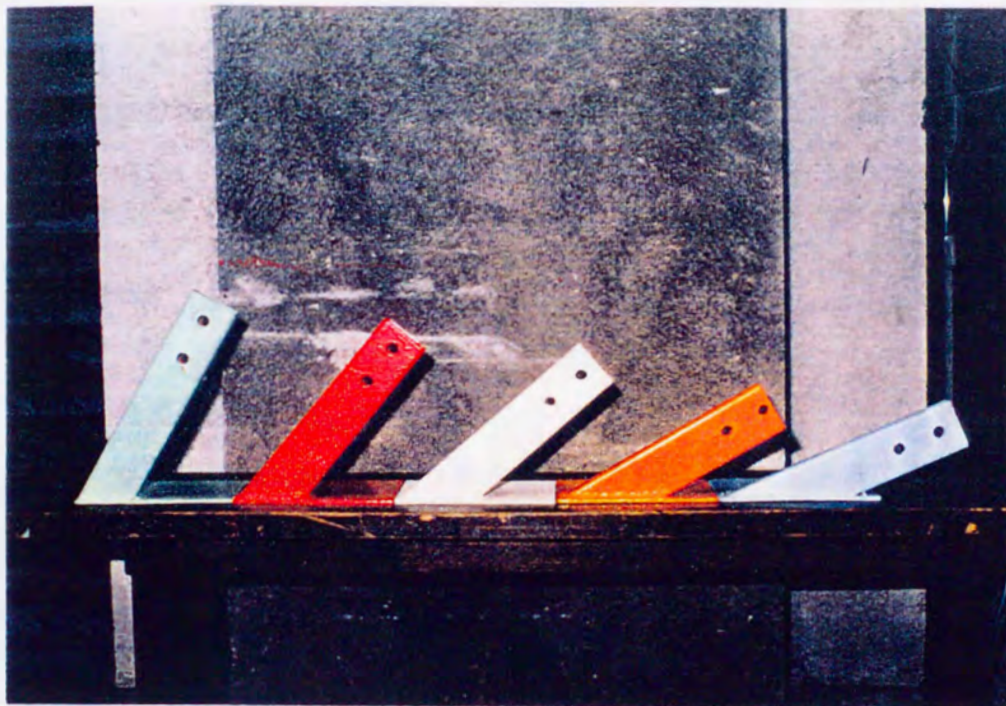


図1-3 供試したラグの種類（右からラグ先端角 $0.349 \{20\}$,
 $0.524 \{30\}$, $0.698 \{40\}$, $0.873 \{50\}$ および $1.047 \text{rad} \{60^\circ\}$)



図1-4 測定用ラグ車輪（リム反力測定部）

車軸部は、中空円筒軸で作られており、次節に示す原理にしたがってひずみゲージを貼付することにより水平力、鉛直力および車軸トルクの測定が可能である。両端にはフランジがあり、それぞれ歩行用トラクタの車軸フランジおよび測定用ラグ車輪のスポーク部に取り付けられている。

1-3 測定原理

1-3-1 車軸に作用する外力の測定

歩行用トラクタの車軸部は加工困難であるので、本研究では図1-5に示すパイプ製の軸（車軸力測定用パイプ）を製作して、測定用ラグ車輪と歩行用トラクタのフランジ間に装着した。車軸力測定用パイプの設計図を図1-6に示す。この車軸力測定用パイプは、基本的には片持ちばりに作用する曲げモーメントにより外力の出力を得ることになる。通常、座標系は3次元になるが、本研究においては2次元で解析を進めるので、以後z軸方向（片持ちばりの方向）の力、x軸（水平方向）およびy軸（鉛直方向）回りのモーメントは無視することにする。



図1-5 車軸力測定用パイプ

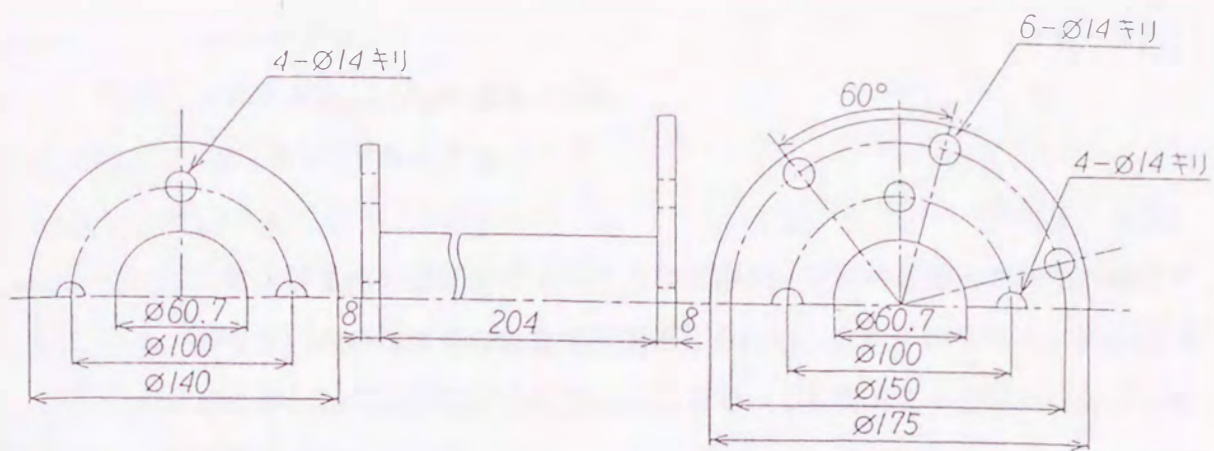


図 1 - 6 車軸力測定用パイプの設計図

ここで、ひずみゲージによる力の測定原理を簡単に述べる。まず、鉛直力測定用ひずみゲージの貼付位置を図 1 - 7 に示す。基準点から距離 $a + b$ (A 点), b (B 点) の位置の上下にそれぞれひずみゲージが貼付

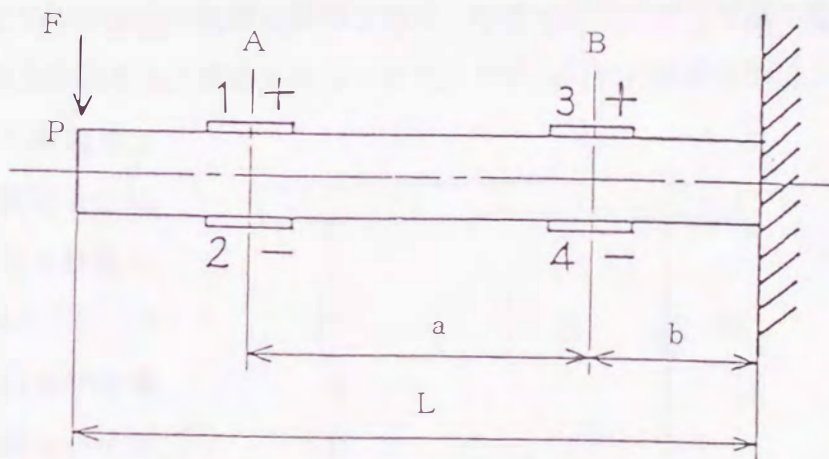


図 1 - 7 力の測定原理

してある。基準点から L の車軸力測定用パイプ上の P 点に力 F が作用するとき、 A 点のひずみゲージ 1, 2 および B 点のひずみゲージ 3, 4 においては出力が 2 倍になり、温度補償が行われて、片持ちばりの方向に力が作用しても圧縮・引張りひずみは消去される⁴³⁾。また、図の前後方向(水平方向)の力および片持ちばりの軸回りのモーメントによっても曲げが生じるが、ひずみゲージはこれらの曲げの中立軸に貼付されているので、これらのひずみには影響されない。このときの A および B 点の曲げモーメント M_A , M_B は次のように表される。

$$M_A = F L \times (a + b) / L = F(a + b) \quad (1 \cdot 1)$$

$$M_B = F L \times b / L = F b \quad (1 \cdot 2)$$

ここで、曲げモーメント M_A と M_B の差をとると、

$$M_A - M_B = F(a + b) - F b = F a$$

$$F = (M_A - M_B) / a \quad (1 \cdot 3)$$

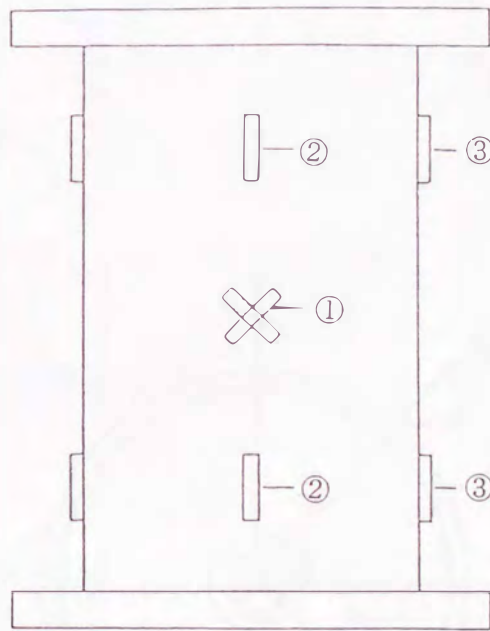
このように、A および B 点の曲げモーメントとひずみゲージ間の距離 a がわかれば力 F が求められる。よって、力の作用点の位置は問題とならない。これらのモーメントの差は、2点間のひずみ量の差として以下のように表されるので、これをAおよびB点に貼付したひずみゲージで測定する⁴⁴⁾。

$$M_A - M_B = Z E \{ (\varepsilon_{A1} - \varepsilon_{A2}) - (\varepsilon_{B3} - \varepsilon_{B4}) \} / 2 \quad (1 \cdot 4)$$

ここで、 Z は断面係数、 E は縦弾性係数、 ε_{A1} 、 ε_{A2} 、 ε_{B3} および ε_{B4} はそれぞれA、B各点のひずみゲージ貼付位置の縦ひずみである。

以上まとめると、力 F はその作用点の位置に影響されず、ひずみゲージ貼付位置の断面係数、縦弾性係数、A、B点の距離より求められる。また、水平方向に作用する力は、以上述べたひずみゲージから軸回り方向に $1.571 \text{ rad} \{ 90^\circ \}$ 回転させた位置に同様にひずみゲージを4枚貼付することにより測定できる。

車軸トルクは、水平力および鉛直力測定用と同じ車軸力測定用パイプで測定される。車軸トルク用ひずみゲージ①は、図1-8に示すようにパイプの中央部に軸方向に対して $0.785 \text{ rad} \{ 45^\circ \}$ および $-0.785 \text{ rad} \{ -45^\circ \}$ の方向に同位置に2枚、さらにこれらの位置から軸回り方向に $3.142 \text{ rad} \{ 180^\circ \}$ 回転した位置に対称に2枚貼付されている。これら4枚のひずみゲージでブリッジを組めば出力が4倍になり、温度補償が行われ、曲げ応力は消去される。よって、



- ①：車軸トルク用
- ②：水平力，鉛直力用
- ③：水平力，鉛直力用

図1-8 車軸力測定用パイプのひずみゲージ貼付模式図

各ひずみゲージに生じるねじりによるひずみおよび剪断弾性係数、ねじり断面係数より車軸トルクが求められる⁴⁴⁾。

また、上記の力の測定原理に基づいて車軸に作用する水平力および鉛直力を測定するために、図1-8に示すように上下対称に8枚のひずみゲージ②および③を貼付している。これらのひずみ量を測定することにより車軸に作用する外力を求められるが、これはパイプが固定された場合であり、ラグ車輪は走行中回転するので以下に示すような計算が必要となる。まず、図1-9(a)の状態を基準とする。X軸は進行方向を正、Y軸は鉛直上向きを正とし、原点を車軸中心とする。そして、ラグ車輪が θ_r 回転して図1-9(b)の状態になったとき、ひずみゲージ②および③で検出される力 F_2 および F_3 が図のように生じる。よって、求める車軸に作用する水平力 F_h および鉛直力 F_v は次式で表される。

$$F_h = F_2 \cos \theta_r + F_3 \sin \theta_r \quad (1 \cdot 5)$$

$$F_v = F_2 \sin \theta_r - F_3 \cos \theta_r \quad (1 \cdot 6)$$

これより、車軸に作用する外力 F は水平力 F_h と鉛直力 F_v の合力として以下のように表される。

$$F = (F_h^2 + F_v^2)^{1/2} \quad (1 \cdot 7)$$

$$\beta_a = \tan^{-1} (F_v / F_h) \quad (1 \cdot 8)$$

ここで、 β_a は F のX軸からの作用角を表す。

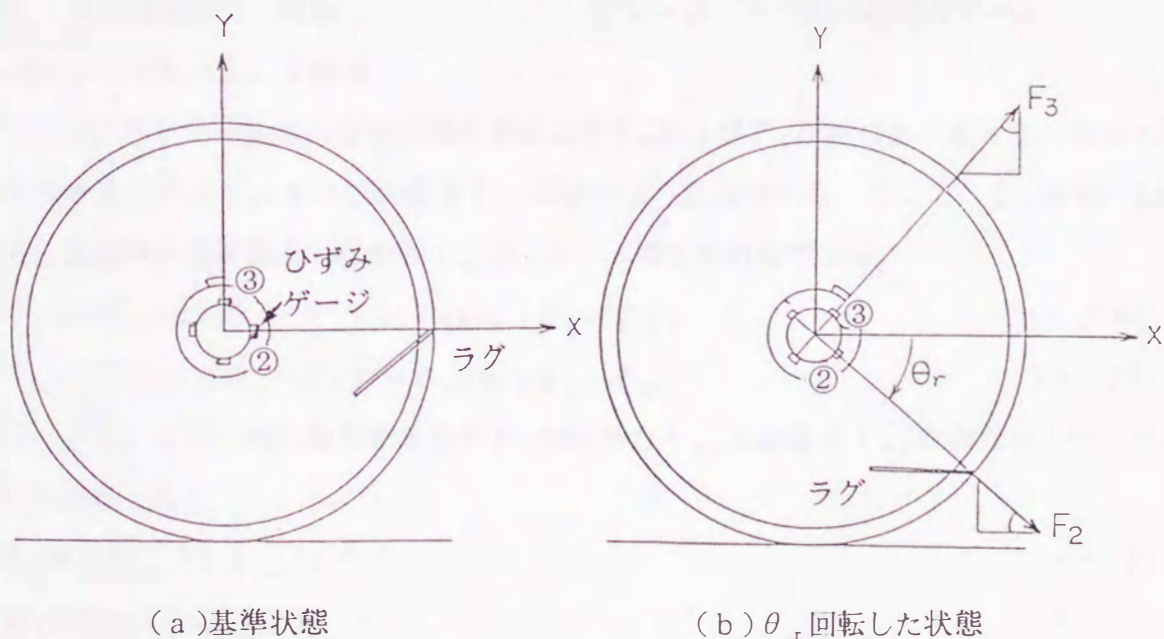


図1-9 車軸に作用する外力の測定

1-3-2 ラグおよびリムに作用する外力の測定

ラグ反力測定用アームは、

図1-1に示すように「L型」アームで構成され、車軸部のボスに固定されている。

ラグ1枚に作用する外力およびモーメントを測定するために、図1-10に示すように「L型」アームに全部で10枚のひずみゲージが貼付されている。この場合、4組のひずみゲージによって4点のモーメントを測定することにより、ラグに作用する水平力および鉛直力を求めることができる。

ラグ1枚に作用する水平力 f_{h1} および鉛直力 f_{v1} は車軸に作用する外力の場合と同様に、ラグ車輪が θ_r 回転した状態になったとき、1枚の

ラグにひずみゲージ④および⑤で検出される力 F_4 および F_5 が生じる。よって、ラグ1枚に作用する水平力 f_{h1} および鉛直力 f_{v1} は次のように表される。ここで、 ζ_1 はラグ先端を通る車軸中心線と車軸中心側の「L型」アームのなす角度である。

$$f_{h1} = F_4 \cos(\theta_r - \zeta_1) - F_5 \sin(\theta_r - \zeta_1) \quad (1 \cdot 9)$$

$$f_{v1} = F_4 \sin(\theta_r - \zeta_1) + F_5 \cos(\theta_r - \zeta_1) \quad (1 \cdot 10)$$

これより、ラグ1枚に作用する外力 f_1 は水平力 f_{h1} と鉛直力 f_{v1} の合力として以下のように求められる。

$$f_1 = (f_{h1}^2 + f_{v1}^2)^{1/2} \quad (1 \cdot 11)$$

$$\beta_1 = \tan^{-1}(f_{v1} / f_{h1}) \quad (1 \cdot 12)$$

ここで、 β_1 は f_1 の X 軸からの作用角を示す。

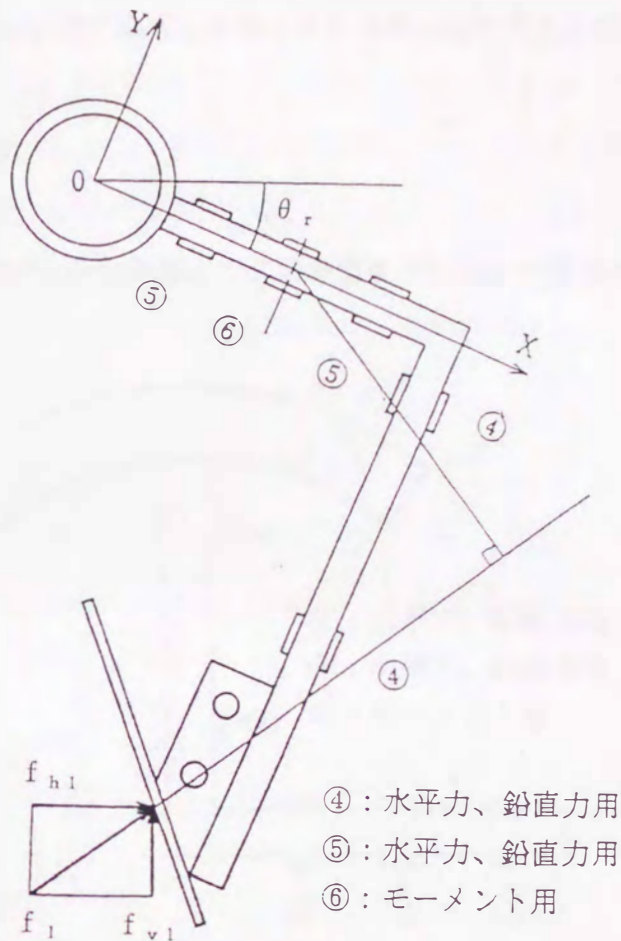


図1-10 ラグ反力測定用アーム

つぎに、ラグ1枚に作用する外力の作用線の検出法を示す。「L型」アームの車軸中心側のアームに、図1-10に示すようにひずみゲージ⑥を貼付している。外力 f_1 が β_1 の角度でラグ面に作用するとき、ひずみゲージ⑥で測定したモーメント M_6 は次のようになる。

$$M_6 = f_1 L_1$$

これより、 L_1 は以下のように表される。

$$L_1 = M_6 / f_1 \quad (1 \cdot 13)$$

よって、ひずみゲージ⑥から L_1 離れた f_1 の作用線とラグ面の交点が外力の作用点となる。

リム反力測定用アームは、図1-4のように「L型」

アームで作られており、車軸部のボスに固定されている。2枚のラグ間のリム部に作用する外力およびモー

メントを測定するため、図1-11に示すように「L型」アームに全部で10枚の

ひずみゲージが貼付されている。リム部に作用する水平力 f_{hr} 、鉛直力 f_{vr} および作用線等は、ラグ1枚

の場合と同様に以下のとおり求められる。

の場合と同様に以下のとおり求められる。

$$f_{hr} = F_7 \cos(\theta_r - \xi_1) - F_8 \sin(\theta_r - \xi_1) \quad (1 \cdot 14)$$

$$f_{vr} = F_7 \sin(\theta_r - \xi_1) + F_8 \cos(\theta_r - \xi_1) \quad (1 \cdot 15)$$

$$f_r = (f_{hr}^2 + f_{vr}^2)^{1/2} \quad (1 \cdot 16)$$

$$\beta_r = \tan^{-1}(f_{vr} / f_{hr}) \quad (1 \cdot 17)$$

$$L_r = M_9 / f_r \quad (1 \cdot 18)$$

よって、ひずみゲージ⑨から L_r 離れた f_r の作用線とリムの外周の交点が外力の作用点となる。

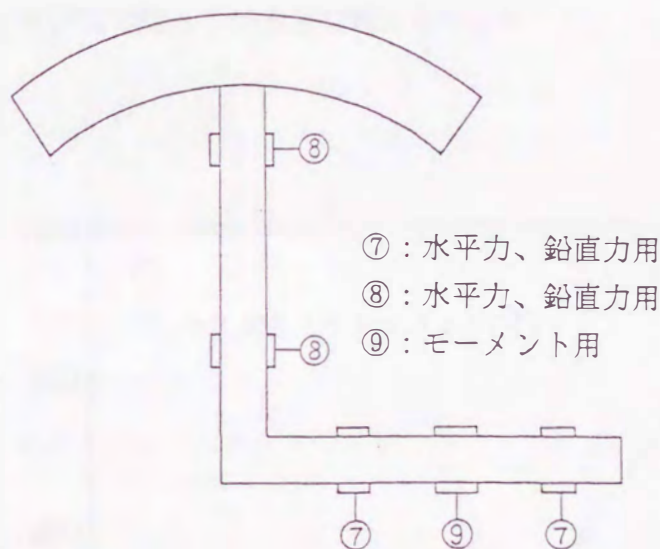


図1-11 リム反力測定用アーム

1-4 測定装置の較正

測定用ラグ車輪は、前節に示されるように測定点に4枚組のひずみゲージを貼付しているが、これはひずみの感度を最大に利用する目的と、ノイズ発生をなるべく小さくする目的で行った。走行実験に先立ち、各測定装置について、力、トルク、モーメントと測定部のひずみの関係を求めるため、また、測定装置の検定のため較正を行った。

個々の曲げやトルクに関する較正は種々の方法が考えられるが、ひずみゲージの貼付位置の精度、軸やアームの材質の不均一性、荷重に対する軸やアームの変形が理論どおりでないこと等が予想されるので⁴⁴⁾、本研究では以下の方法で較正を行った。

1-4-1 車軸力測定用パイプ

車軸トルク測定用ひずみゲージ①の較正は、車軸力測定用パイプの内側フランジを歩行用トラクタの車軸にボルトで固定し、外側フランジにパイプと直交する鉄棒をボルトで水平になるように固定し、車軸中心からラグ車輪半径と等しい390mmの位置に重錘を載せて荷重をかける方法により行った。0~1176N {120kgf}まで、196N {20kgf}間隔で荷重を加え、1176N {120kgf}に達すると逆に196N {20kgf}間隔で荷重を減らしていった。ここで、ひずみ量はデジタルボルトメータで電圧値を読み取り換算

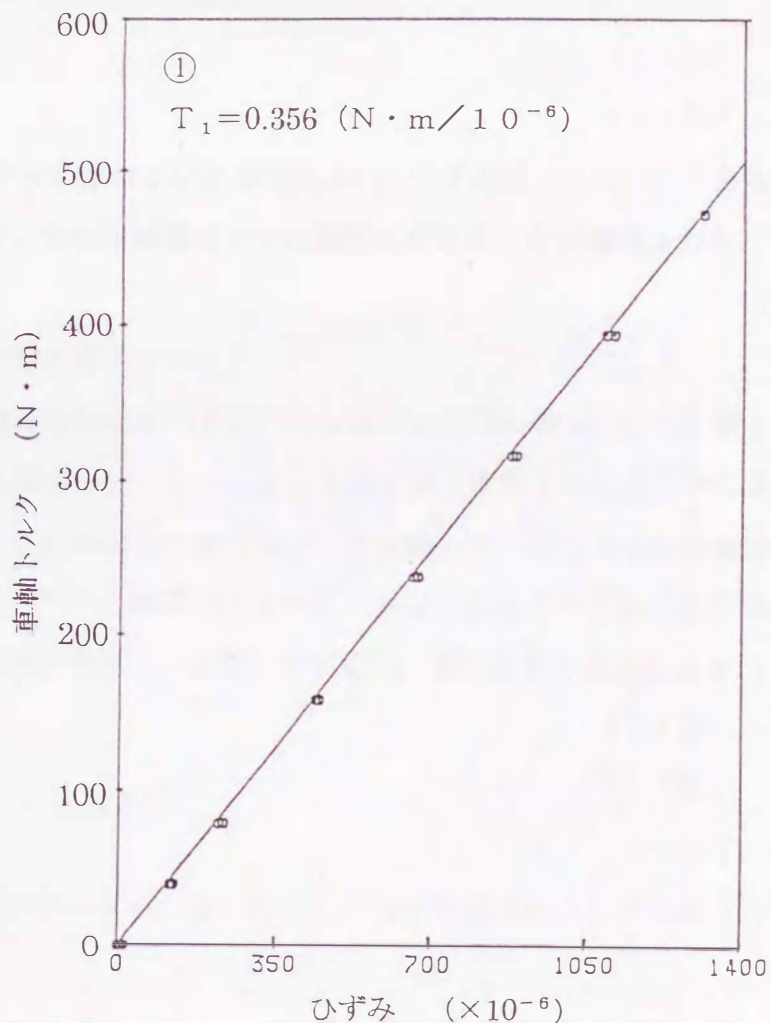


図1-12 車軸トルクの較正結果

した。また、荷重からトルクを計算してひずみとともに図にプロットし、その関係式を最小自乗法により求めた。図1-12に示すように、本測定装置の車軸トルクとひずみの関係式は1次式で与えられ、相関係数はほぼ1となった。

$$T_1 = 0.356 \times \varepsilon_1 \quad (1 \cdot 19)$$

ここで、 ε_1 はひずみゲージ①で測定されるひずみ量 ($\times 10^{-6}$) である。

同様に、車軸に作用する水平力および鉛直力測定用ひずみゲージ②および③の較正を行った。車軸力測定用パイプの内側フランジをボルトで歩行用トラクタの車軸フランジに固定し、外側フランジにパイプと同方向に伸びた鉄棒をボルトで固定し、車軸中心の延長線上にあるラグ車輪取り付け位置に重錘を載せ荷重をかけた。荷重は、車軸トルク測定用ひずみゲージ①の較正と同じく、0~1176N {120kgf} まで196N {20kgf} 間隔で加えていき、1176N {120kgf} に達すると196N {20kgf} 間隔で荷重を減らしていった。本測定装置の荷重とひずみの関係式は、以下のように与えられる。

$$F_2 = 4.903 \times \varepsilon_2 \quad (1 \cdot 20)$$

$$F_3 = 4.742 \times \varepsilon_3 \quad (1 \cdot 21)$$

ここで、 ε_2 および ε_3 はひずみゲージ②および③で測定されるひずみ量 ($\times 10^{-6}$) である。いずれも相関係数はほぼ1となり、本測定装置は十分な精度を有することが確認された。

1-4-2 ラグおよびリム反力測定用アーム

ラグに作用する水平力および鉛直力測定用ひずみゲージ④および⑤の較正は、「L型」アームの一辺が水平になるように固定して、アーム端に重錘を載せ荷重をかけることにより行った。それぞれ車軸中心側とラグ側のアーム辺について実施した。較正方法は車軸力測定用パイプと同様である。また、ラグに作用するモーメント用ひずみゲージ⑥の較正は、ひずみゲージから荷重点までの距離を測定し、算出して求めた。較正結果を以下に示す。

$$F_4 = 1.560 \times \varepsilon_4 \quad (1 \cdot 22)$$

$$F_5 = 1.526 \times \varepsilon_5 \quad (1 \cdot 23)$$

$$M_6 = 0.140 \times \varepsilon_6 \quad (1 \cdot 24)$$

ここで、 ε_4 、 ε_5 および ε_6 は、ひずみゲージ④、⑤および⑥で測定されるひずみ量 ($\times 10^{-6}$) である。

リムに作用する水平力、鉛直力およびモーメント測定用ひずみゲージ⑦および⑧の較正もラグに作用する外力測定用ひずみゲージ④および⑤の場合と同様に行った。なお、較正

時の状況を図1-13に、校正結果を以下に示す。

$$F_7 = 1.573 \times \varepsilon_7 \quad (1 \cdot 25)$$

$$F_8 = 1.902 \times \varepsilon_8 \quad (1 \cdot 26)$$

$$M_9 = 0.174 \times \varepsilon_9 \quad (1 \cdot 27)$$

ここで、 ε_7 、 ε_8 および ε_9 は、ひずみゲージ⑦、⑧および⑨で測定されるひずみ量（ $\times 10^{-6}$ ）である。いずれも相関係数はほぼ1となり、本測定装置は十分な精度を有することが確認された。

しかし、ラグおよびリム反力測定用アームについては、ラグ車輪が1回転する間に先端に質量の無視できないラグやリムが付いているので、任意の回転角 θ_r について外力が作用しなくても一定の値が出力する。よって、測定用ラグ車輪を空転させたときのこの各ひずみゲージ出力を測定して、実測値の補正をする必要が生じる。以下にその補正方法を示す。

まず、歩行用トラクタをジャッキで持ち上げ、ラグまたはリム反力測定用アームを車軸フランジにボルトで固定する。つぎに、ひずみゲージ、ブリッジボックス、ストレインメータとデジタルボルトメータを接続する。そして、ラグ反力測定用アームの場合はラグ先

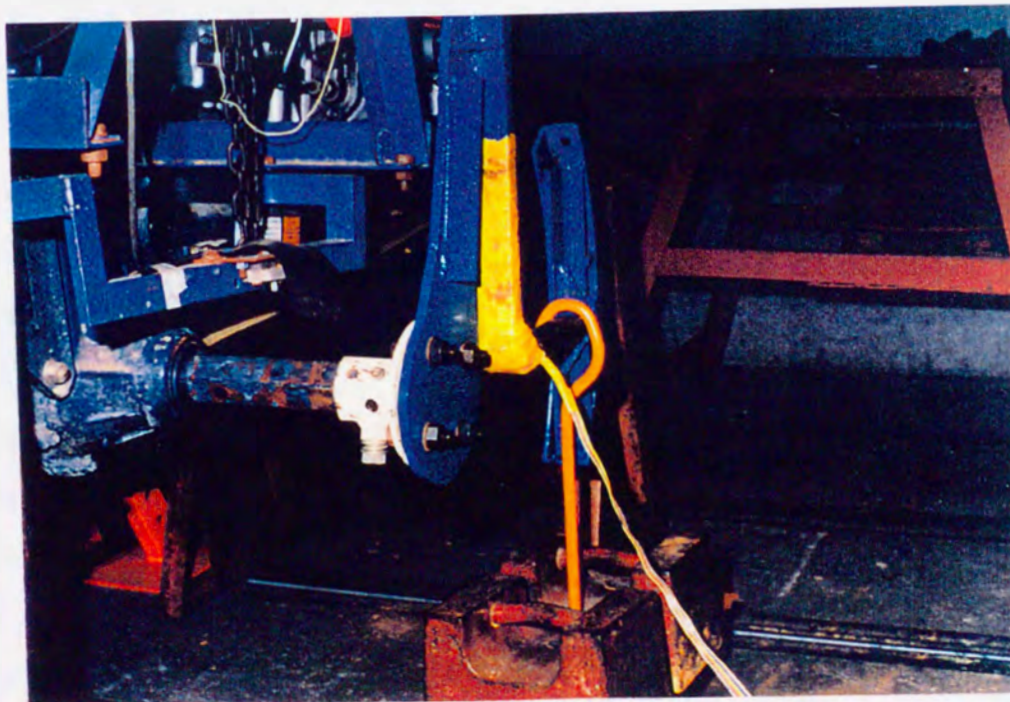


図1-13 リム反力測定用アームの校正状況

端を車軸中心線上の上位点，リム反力測定用アームの場合は切断したリム部の一端を車軸中心線上の上位点に固定して，0レベルを測定する．この基準状態から 0.524rad $\{30^\circ\}$ 間隔でラグまたはリム反力測定用アームを回転させ，それぞれの各ひずみゲージ出力を読み取り記録する．以上の操作を車輪1回転について2回繰り返す．さらに，ラグ反力測定用アームの場合は，各ラグ先端角についてそれぞれ測定する．

図1-14に，実測値とフーリエ近似を行い，フーリエ係数第1項まで採用した計算値との比較の一例を示す．ここで実線は実測値，点線はフーリエ近似を行った計算値である．これよりいずれも実測値と計算値はほぼ一致しており，これらのデータは周期データであるとみなしてよい．よってラグおよびリム部の自重による出力値の補正式を正弦関数として表した．それぞれの計算結果を以下に示す．

1) ラグ先端角 0.349rad $\{20^\circ\}$

$$\begin{aligned} F_{w(4)} &= 16.7 + 30.5 \times \sin(\theta_r - 1.04) \\ F_{w(5)} &= 35.0 + 40.6 \times \sin(\theta_r + 0.42) \\ M_{w(6)} &= 1.9 + 7.6 \times \sin(\theta_r - 1.39) \end{aligned} \quad (1 \cdot 28)$$

2) ラグ先端角 0.524rad $\{30^\circ\}$

$$\begin{aligned} F_{w(4)} &= 16.7 + 27.5 \times \sin(\theta_r - 1.03) \\ F_{w(5)} &= 33.1 + 38.5 \times \sin(\theta_r + 0.44) \\ M_{w(6)} &= 1.6 + 7.0 \times \sin(\theta_r - 1.34) \end{aligned} \quad (1 \cdot 29)$$

3) ラグ先端角 0.732rad $\{40^\circ\}$

$$\begin{aligned} F_{w(4)} &= 18.0 + 30.3 \times \sin(\theta_r - 1.05) \\ F_{w(5)} &= 29.4 + 41.8 \times \sin(\theta_r + 0.40) \\ M_{w(6)} &= 1.7 + 7.5 \times \sin(\theta_r - 1.34) \end{aligned} \quad (1 \cdot 30)$$

4) ラグ先端角 0.873rad $\{50^\circ\}$

$$\begin{aligned} F_{w(4)} &= 18.5 + 28.4 \times \sin(\theta_r - 1.07) \\ F_{w(5)} &= 29.4 + 39.3 \times \sin(\theta_r + 0.41) \\ M_{w(6)} &= 1.7 + 7.4 \times \sin(\theta_r - 1.32) \end{aligned} \quad (1 \cdot 31)$$

5) ラグ先端角 1.121rad $\{60^\circ\}$

$$\begin{aligned} F_{w(4)} &= 15.6 + 31.0 \times \sin(\theta_r - 1.07) \\ F_{w(5)} &= 37.5 + 39.9 \times \sin(\theta_r + 0.42) \\ M_{w(6)} &= 2.1 + 8.0 \times \sin(\theta_r - 1.32) \end{aligned} \quad (1 \cdot 32)$$

6) リム部

$$F_{w(7)} = 36.5 + 41.7 \times \sin(\theta_r - 0.58)$$

$$F_{w(8)} = 21.7 + 31.6 \times \sin(\theta_r + 0.97) \quad (1.33)$$

$$M_{w(9)} = 7.3 + 8.6 \times \sin(\theta_r + 0.46)$$

さらに、測定用ラグ車輪を組み立てて歩行用トラクタに装着し、全体をジャッキで持ち上げ測定用ラグ車輪に荷重がかからない状態で車輪を1回転させ、それぞれのひずみゲージ出力を測定した。その結果、ラグおよびリム反力測定用アームの出力値に上記の補正式を入力して計算した場合は、いずれも測定用ラグ車輪1回転について出力値がほぼ0となり、この自重の補正は妥当であることが確認された。

同様に、車軸力測定用パイプについても測定用ラグ車輪に荷重がかからない状態で車輪を1回転させ、ひずみゲージ出力を測定した。その結果、車軸トルクはほぼ0、車軸に作用する水平力および鉛直力は測定用ラグ車輪の自重に相当するひずみゲージ出力があり、本測定装置は妥当な精度を有することが確認された。

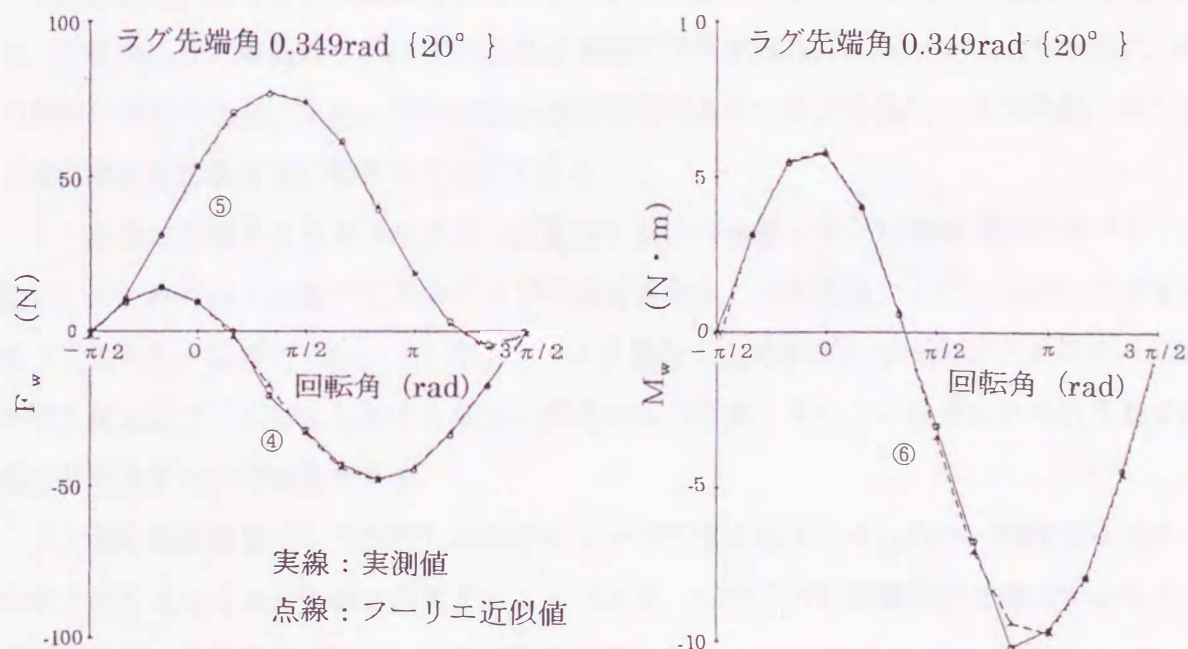


図1-14 ラグ反力測定用アームの自重の測定例

1-5 摘要

以上、現在使用されているトラクタ等圃場機械の走行装置の分類および特徴を述べ、それらに基づいてラグ車輪のラグ、リムおよび車軸に作用する外力を独立に、かつ同時に測定できる測定用ラグ車輪を設計、製作した。また、力の測定原理に基づいて測定部にひずみゲージを貼付した場合の各測定装置の出力特性について確認した。得られた結果は以下のとおりである。

1) 圃場機械の走行装置は大きく車輪、履帯、車輪補助装置に分類される。現在、我が国では、トラクタ等圃場機械に使用される走行装置は大部分ゴム車輪（空気タイヤ）であるが、軟弱地等では鉄車輪、履帯、車輪補助装置が使用される。

2) 鉄車輪は通常、空気タイヤより直径が大きいものを使用して、沈下による機体の土壌表面への接触を防ぐ役割がある。また、それぞれのラグ間の間隙も大きいため、軟弱な土壌を排除しながら下層の耕盤に接地するので推進力が大きくなり、空気タイヤに比べ土壌が付着しにくく、すべりの増加が少ない特徴がある。

3) 試作した測定用ラグ車輪はL型アングル、平板、パイプ等で構成される簡単な構造で、走行中にラグ車輪のラグ、リムおよび車軸に作用する外力、モーメントを独立に、かつ同時に測定できる。また、ラグは取り外し可能であり、ラグ先端角、ラグ枚数、ラグの大きさ等の条件を自由に変えることができる。

4) 車軸に作用する外力（水平力、鉛直力）および車軸トルクは車軸力測定用パイプに貼付したそれぞれ4枚組のひずみゲージで測定される。ラグ1枚およびリム部に作用する外力（水平力、鉛直力）は、「L型」アームに貼付したそれぞれ4枚組のひずみゲージで、ラグ1枚およびリム部に作用する外力の作用線は「L型」アームに貼付したそれぞれ2枚組のひずみゲージで測定される。

5) 測定原理に基づいて貼付したひずみゲージの較正をそれぞれ行い、測定するラグ1枚およびリムの自重の影響を考慮することにより、ほぼ正確に車輪各部に作用する外力およびモーメントを測定できることが確認された。

第2章 ラグ車輪各部に作用する外力の測定

2-1 目的

軟弱な圃場を走行する農用車輪においてはリム部に加えてラグの作用が重要であり、ラグを著しく大きくした剛性ラグ車輪が広く用いられている。その走行性能や力学的特性に関しては農業機械学分野のみならず、自動車工学等の多くの分野において、研究報告がなされている。これらは車軸から放射状にラグを想定した数枚の平板を取り付けて回転走行させ、平板に作用する土壌反力を測定したものである。しかし、実用車輪においては、ラグのみならず、リム部にも多大の土壌反力が作用し、これらが相互に干渉しつつ土壌の変形をもたらすと考えられ、その走行性能の究明はラグ、リム両部の相互関係において論じらるべきであると思われる。

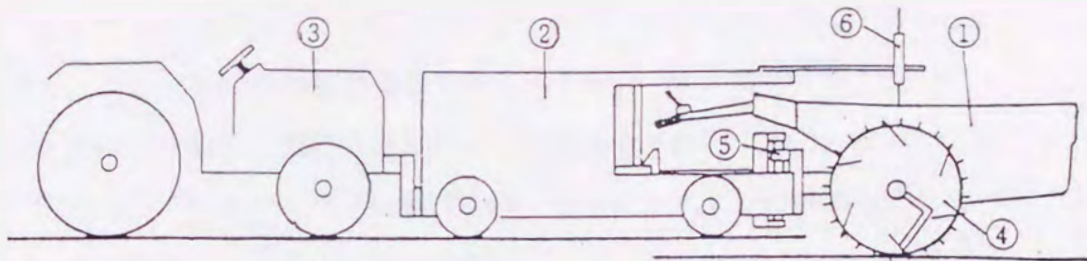
本章では、ラグ車輪に作用する外力の特性を把握するため、第1章で述べた測定用ラグ車輪を実験装置に組み込み、砂質系土壌槽において実施した走行実験結果を考察する。特に、ラグ先端角を変化させた場合の正味推進力等に及ぼす影響やすべり率と諸係数との関係、ラグ車輪に作用する外力のラグとリムの分担率等を明らかにする。なお、実験装置はスライドベアリング機構の採用により、歩行用トラクタが台車に対して鉛直方向にのみ自由に運動しうるものである。

2-2 実験装置^{4,2)}

図2-1に試作・供試したラグ車輪走行性能実験装置の模式図を、図2-2に全景図を示す。本図にみられるように、測定用ラグ車輪を装着した歩行用トラクタがヒッチ部を介して台車に連結され、さらにその後方に制動用トラクタが連結された状態で走行する。これらの走行速度は、制動用トラクタにより自由に变化でき、台車の車軸部に取り付けられた電磁スイッチ式パルス装置により測定される。

また、測定用ラグ車輪の回転数あるいは回転角は、歩行用トラクタの車軸部に取り付けられたフォトセンサ式パルス装置で測定される。以上、2つのパルス装置により測定されたデータにより、測定用ラグ車輪のすべり率が算出される。走行実験中、歩行用トラクタの姿勢および進行方向を一定に保つため、左右2組のスライドベアリング機構を有するけん引

引棒を介して歩行用トラクタを台車に連結する。この装置により、連結部に鉛直力は作用せず、歩行用トラクタは台車に対して鉛直方向にのみ自由に運動できる。なお、歩行用トラクタに傾斜計を取り付けて、走行中の機体の傾斜角を測定し、後のデータ解析に際して、ひずみゲージの回転位置を厳密にチェックして、補正を行った。また、歩行用トラクタの車軸上方に差動変位計を取り付け、ラグ車輪の沈下量および走行中の上下動を測定した。



- ①歩行用トラクタ ②台車 ③制動用トラクタ ④測定用ラグ車輪
 ⑤スライドボールベアリング ⑥差動変位計

図 2 - 1 ラグ車輪走行性能実験装置の模式図



図 2 - 2 ラグ車輪走行性能実験装置の全景図

車軸荷重は、重錘台上の載荷重錘の加減により変化しうる。測定用ラグ車輪に作用する外力は第1章で述べたように以下のように測定される。車軸トルク T 、車軸に作用する水平力 F_h および鉛直力 F_v は、車軸に貼付した3組のひずみゲージにより測定される。さらに、ラグ1枚を「L型」アームで車軸に連結し、このアームに貼付した3組のひずみゲージにより、ラグ1枚に作用する水平力 f_{h1} 、鉛直力 f_{v1} およびその作用線が測定される。また、隣接するラグ間のリム円周長の1/6のリムを切断して、「L型」アームで車軸に連結し、このアームに貼付した3組のひずみゲージにより、リム部に作用する水平力 f_{hr} 、鉛直力 f_{vr} およびその作用線が測定される。このように、ラグ1枚およびリム部に作用する外力をそれぞれ独立に測定できるのが本実験装置の特徴である。なお、これらのひずみゲージ出力は、データレコーダに収録され、さらに、A/D変換器を介してパーソナルコンピュータに入力し、上述の各分力を算定、出力した。

2-2-1 歩行用トラクタ、台車および制動用トラクタ

歩行用トラクタは、ニューライオンK8型（楸クボタ）を使用した。本機は、常用出力 $5.1\text{kW}/2400\text{rpm}$ { $7\text{PS}/2400\text{rpm}$ }、最大出力 $5.9\text{kW}/2400\text{rpm}$ { $8\text{PS}/2400\text{rpm}$ }で、寸法は全長2230mm、全幅710mm、全高1265mm、質量はロータリ部および車輪部を除いて約247kgである。なお、変速段数は前進6段、後進2段である。

台車は、図2-1の中央の部分で、歩行用トラクタの姿勢をコントロールする連結装置の取り付け、歩行用トラクタの走行速度の測定および計測器の設置台として使用した。

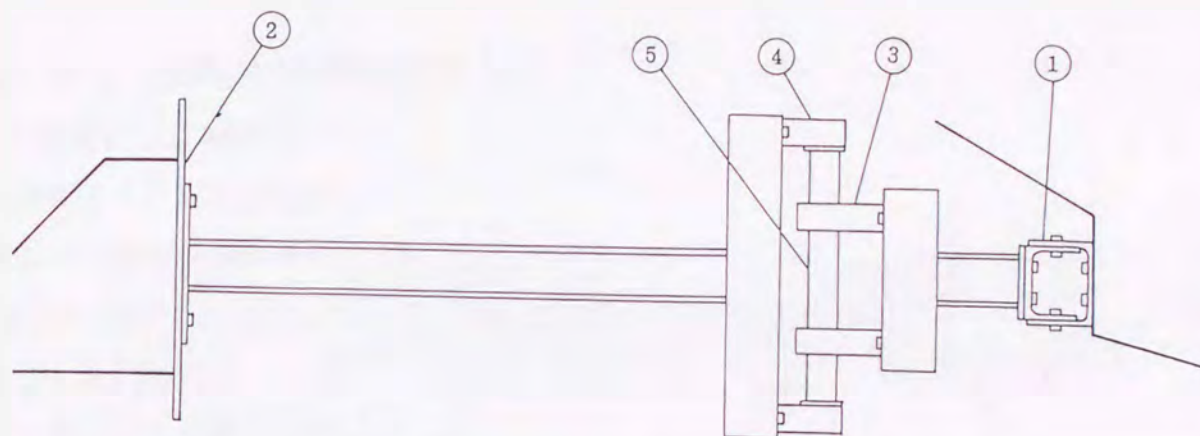
制動用トラクタは、四輪駆動トラクタYM1810D（ヤンマー農機株）を使用した。本機は、常用出力 $13.1\text{kW}/2400\text{rpm}$ { $18\text{PS}/2400\text{rpm}$ }で、寸法は全長2638mm、全幅1148mm、全高1810mm、軸距1470mm、輪距は前輪922mm、後輪898または1018mm、本機質量825kgである。なお、変速段数は前進12段、後進4段である。

以上の歩行用トラクタは供試土壌槽上を、台車および制動用トラクタは供試土壌槽の両側に敷設したレール上を走行する。

2-2-2 連結装置

歩行用トラクタと台車の連結装置の模式図を図2-3に、全景図を図2-4に示す。この連結装置は、走行中の歩行用トラクタの姿勢および進行方向を一定にするために設計、製作した。連結装置の両側は、それぞれ、歩行用トラクタおよび台車のヒッチ部にボルト

およびナットで固定されている。中央部に、左右2組のスライドボールベアリングを組み入れ、歩行用トラクタが鉛直方向にのみ自由に運動できるようになっている。本走行実験では、けん引力を測定するためのロードセルを装着していないが、歩行用トラクタのヒッチ部と連結装置間に取り付けることにより測定可能である。



- ①歩行用トラクタヒッチ ②台車ヒッチ ③スライドボールベアリング
④シャフトサポータ ⑤シャフト

図2-3 歩行用トラクタと台車の連結装置の模式図

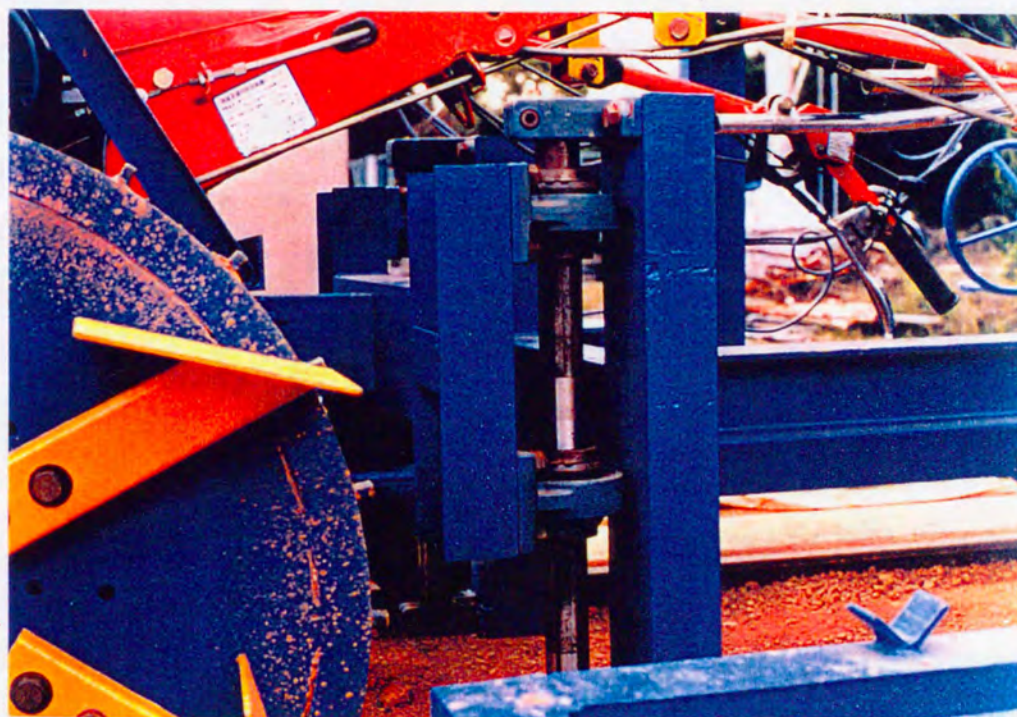


図2-4 歩行用トラクタと台車の連結装置の全景図

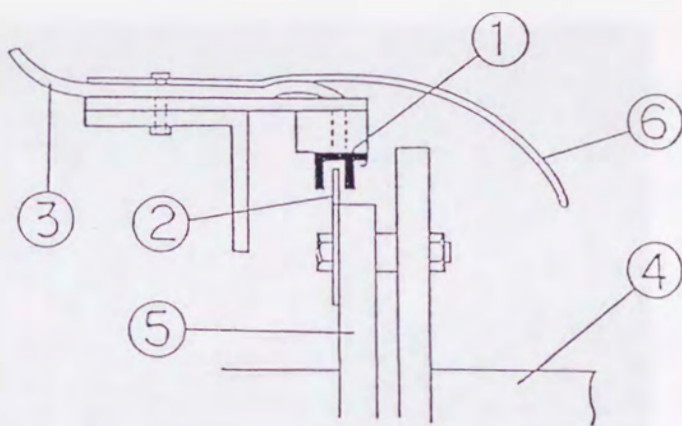
なお、本連結装置を取り付けた台車のヒッチ部に若干緩みがみられたため、走行実験では歩行用トラクタに傾斜計を取り付け、走行中の歩行用トラクタの傾斜角を測定して、後のデータ解析に際して、ひずみゲージの回転位置を厳密にチェックして、補正を行った。

また、台車と制動用トラクタの連結装置は、H型鋼と鋼板を溶接して作られ、トラクタと台車にはそれぞれボルトおよびナットで固定されおあり、取り外し可能である。

2-2-3 車輪の回転数測定装置

1) 測定用ラグ車輪

測定用ラグ車輪の回転数および基準状態からの回転角を測定するために、図2-5に示すフォトセンサ式パルス装置が歩行用トラクタの車軸部に取り付けられている。この装置は、フォトカプラを利用して回路が作られ、発光ダイオードとフォトトランジスタ間を遮光板が通過するごとにパルスが出力される。



- | | |
|----------|-------------|
| ①：フォトセンサ | ②：遮光板 |
| ③：リード線 | ④：車軸力測定用パイプ |
| ⑤：フランジ | ⑥：ゴムカバー |

図2-5 測定用ラグ車輪の回転数測定装置

この装置による測定方法を以下に示す。まず、歩行用トラクタを水平に設置し、車軸に貼付されているひずみゲージ②および「L型」アームに取り付けられたラグの先端が車軸中心線上を通過するとパルスが出力するように、パルス装置を取り付ける。つぎに、リード線をスイッチボックスに接続し、出力が2Vになるように調節する。走行実験中にこの出力をデータレコーダに収録し、このデータを実験終了後にA/D変換器を介して、パーソナルコンピュータに入力し、測定用ラグ車輪の回転数あるいは回転角を計算する。なお、測定用ラグ車輪の回転速度は、回転数と無けん引時の走行距離を 2π で除した値をころがり半径とし、この値より算出しているため、実際のラグ車輪の半径で計算する場合とは若干異なっている。

2) 台車車輪

台車車輪の回転数を測定するため、図2-6に示す電磁スイッチ式パルス装置を台車の車軸部に取り付けた。このパルス装置は、磁石スイッチMCS-201を利用して回路が作られ、車軸に取り付けられた磁石が磁石スイッチを通過するごとにパルスが入る。電源には乾電池(単1)を使用している。このパルス出力をデータレコーダに収録し、A/D変換器を介してパーソナルコンピュータに入力し、台車車輪の回転数を算出する。また、回転数と台車車輪の円周距離より、台車の走行速度すなわち測定用ラグ車輪を装着した歩行用トラクタの走行速度が求められる。

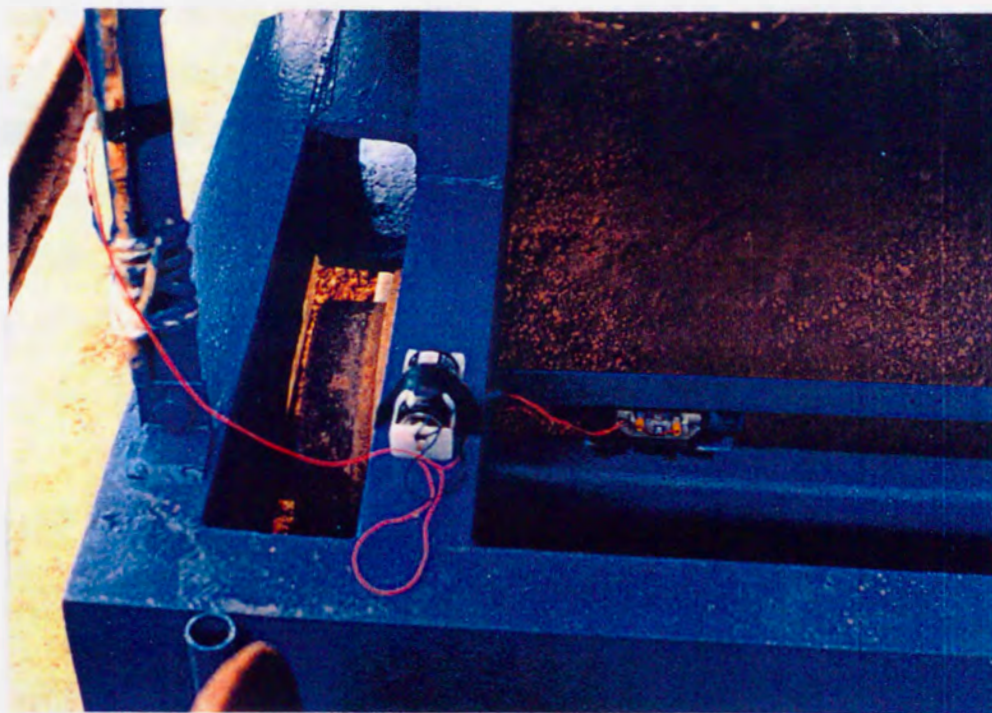


図2-6 台車車輪の回転数測定装置

3) 傾斜計

走行中の歩行用トラクタの傾斜角を測定するため、ローリングセンサをフォトセンサ式パルス装置の上部に取り付けた。これはロータリの水平制御装置に使用されているもので、 $\pm 0.262\text{rad}$ { 15° } まで傾斜角が測定できる。まず、ローリングセンサのリード線を傾斜角測定用ボックスに接続し、出力を最高で2Vになるように調節する。走行中の出力値をデータレコーダに入力し、A/D変換器を介してパーソナルコンピュータに入力し、走行

中の歩行用トラクタの傾斜角を算出する。後のデータ解析のときこの傾斜角を入力して、ラグ車輪回転角の補正を行う。すなわち、歩行用トラクタが傾斜していると、歩行用トラクタに取り付けたフォトセンサ式パルス装置のパルスが入ったとき、車軸に貼付したひずみゲージ②およびラグの先端が、車軸中心の真上から歩行用トラクタの傾斜角だけずれているため、解析区間をその分変更するわけである。

2-2-4 ラグ車輪の沈下量測定装置

測定用ラグ車輪の沈下量および走行中の上下動を測定するため、図2-7に示す差動変位計を使用した。これを、台車から歩行用トラクタ上へのぼした「L型」アングルに取り付け、差動変位計の測定棒の先端を歩行用トラクタの重錘台上鉄板に車軸中心線に一致させて設置する。はじめに、差動変位計の0レベルを入力すると同時にラグ車輪の初期沈下量を測定する。走行中の出力値をデータレコーダに収録し、A/D変換器を介してパーソナルコンピュータで解析することにより、走行中のラグ車輪の沈下量が測定できる。また、この出力波形に関してラグ車輪回転角を横軸に連続して出力するとラグ車輪の上下動の運動が求められる。

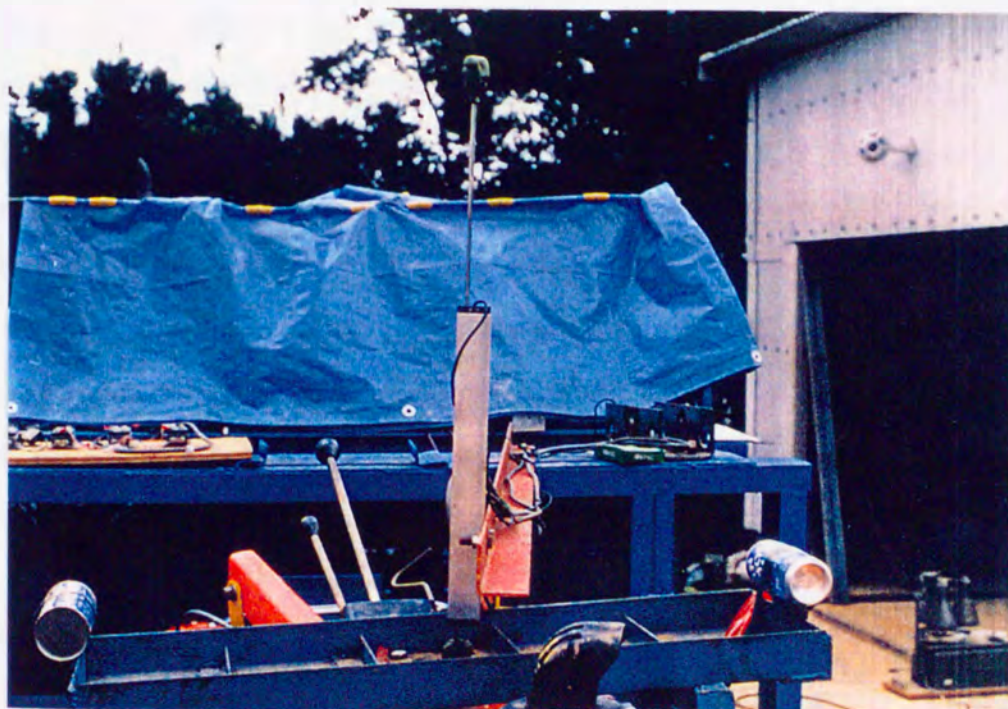


図2-7 測定用ラグ車輪の沈下量測定装置

2-3 走行実験方法

2-3-1 実験条件の設定

実験に使用した歩行用トラクタおよび制動用トラクタには速度計が装着されておらず、また、速度を制御するものとして歩行用トラクタ、制動用トラクタのエンジン馬力、エンジン回転数、変速段数、車輪の種類、走行路の状態等さまざまな要因が考えられ、正確にすべり率を求めることは困難である。よって、本実験では、過去の実験等を参照して、予備実験を行い任意のすべり率が得られるようにした。まず、エンジン回転数、変速段数を変化させて、歩行用トラクタおよび制動用トラクタを単独で走行させ、それぞれの走行速度を正確に測定した(表2-1, 2-2)。これより走行速度の組み合わせを考え、適当なすべり率を設定した。ここで、すべり率 S は、次式によって算出した。

$$S = (V_0 - V) / V_0 \times 100 (\%) \quad (2 \cdot 1)$$

ただし、 V および V_0 は制動用トラクタの走行速度(けん引時)および歩行用トラクタの無けん引時における走行速度を表す。

歩行用トラクタの無けん引時の走行速度と、制動用トラクタの走行速度を等しくするとすべり率が0%になる。また、測定用ラグ車輪の外周速度を一定として、制動用トラクタの走行速度を小さくすると、ラグ車輪はすべりを起こして、すべり率は正の値(0~100%)が得られる。逆に、制動用トラクタの速度を速くすると負の値も得られるわけである。

以上の方法で設定するすべり率が得られるが、実験結果の解析にあたっては、2つのパルス装置により得られたデータからすべり率を算出した。測定用ラグ車輪の無けん引時の1回転の走行距離を L_0 、1回転するのに要する時間を t_i 、台車車輪の外周を L_d 、それが1回転するのに要する時間を t_d とするとすべり率 S は、次式で与えられる。

$$S = \{ (L_0 / t_i) - (L_d / t_d) \} / (L_0 / t_i) \times 100 (\%) \quad (2 \cdot 2)$$

ここで、測定用ラグ車輪の外周速度は一定であるとしている。式(2-2)で計算した値は式(2-1)で設定した値と最大でも2, 3%の誤差しかみられなかったので、エンジン回転数等の変動を考慮すると、この方法ですべり率を算出することは妥当であると考えられる。

本実験では、測定用ラグ車輪の外周速度は0.67m/s(歩行用トラクタ前進ギア2速、エンジン回転数2400rpm)に設定し、一方、歩行用トラクタの走行速度は、制動用トラクタの制動により7段階のすべり率が得られるように変化させた。また、機体重量(測定用

ラグ車輪2個の重量784.6N {80kgf} を含む) は3530.5N {360kgf} で一定とした。

測定用ラグ車輪のラグは平面ラグ(長さ188×幅150mm)で、ラグ先端角(ラグ先端を通る車軸中心線とラグ面のなす角)が0.349 {20}, 0.524 {30}, 0.698 {40}, 0.873 {50}, 1.047rad {60°} の5種類を供試した。なお、ラグ取り付け角(ラグの表面とリム外周の交点を通る中心線とラグ面のなす角)は、それぞれ0.364 {20.84}, 0.547 {31.33}, 0.732 {41.95}, 0.922 {52.81}, 1.121rad {64.25°} である。また、ラグ枚数は6枚である。リム部は外径750mm, 幅40mmで、リム外周には24個のすべり止め用突起(側方幅19×周方向幅9×高さ15mm, 取り外し可能)が取り付けられている。

2-3-2 土壌条件⁴²⁾

走行実験は、砂質系土壌槽(マサ土と呼ばれる花崗岩の風化土で西日本一帯に広く分布、物理的性質については表2-3参照)において実施した。なお、ロータリ耕うんにより碎

表2-1 歩行用トラクタの走行速度

No.	ラグ先端角 (rad)	ギア 段数	走行時間 (s)	走行距離 (m)	走行速度 (m/s)
1	0.349	1	14.59	2.415	0.411
2	0.349	2	9.03	2.450	0.665
3	0.349	3	6.02	2.365	0.997
4	0.524	1	13.95	2.440	0.430
5	0.524	2	9.06	2.400	0.663
6	0.524	3	6.30	2.415	0.953
7	0.698	1	14.35	2.425	0.418
8	0.698	2	9.68	2.413	0.620
9	0.698	3	6.30	2.435	0.952
10	0.873	1	14.21	2.415	0.422
11	0.873	2	9.28	2.400	0.647
12	0.873	3	6.50	2.415	0.923
13	1.047	1	14.09	2.440	0.426
14	1.047	2	9.22	2.425	0.651
15	1.047	3	6.46	2.400	0.929

注) 走行距離は測定用ラグ車輪1回転の距離

表 2-2 制動用トラクタの走行速度

No.	ギア段数	エンジン回転数 (rpm)	走行時間 (s)	走行速度 (m/s)
1	1-1	1400	41.02	0.146
2	1-1	1500	37.94	0.158
3	1-1	1600	34.95	0.172
4	1-1	1700	33.16	0.181
5	1-2	1400	27.81	0.216
6	1-2	1500	25.12	0.239
7	1-2	1600	23.47	0.256
8	1-2	1700	22.00	0.273
9	2-1	1200	19.11	0.314
10	2-1	1300	17.74	0.338
11	2-1	1400	16.41	0.368
12	2-1	1500	15.08	0.398
13	2-1	1600	14.05	0.427
14	2-1	1700	13.26	0.452
15	2-2	1200	13.05	0.460
16	2-2	1300	11.96	0.502
17	2-2	1400	11.26	0.533
18	2-2	1500	10.36	0.579
19	2-2	1600	9.45	0.635
20	2-2	1700	8.89	0.674
21	2-2	1800	8.30	0.723
22	2-3	1400	8.15	0.736
23	2-3	1500	7.51	0.799
24	2-3	1600	6.85	0.876
25	3-1	1500	6.19	0.969
26	3-1	1600	5.62	1.068
27	3-2	1400	4.63	1.296

注) 走行距離は 6 m

土、均平化した状態で実施したが、走行実験時の土壌含水率は15~17% w. b. , 間隙比は1.2~1.3であった。なお、実験中に水分の蒸発等により土壌含水率の変化が考えられる場合は、散水により一定の土壌含水率になるように努めた。また、供試した土壌槽を図2-8に示す。

土壌の一面せん断試験結果は、内部摩擦角 ϕ : 0.546rad {31.3°} , 外部摩擦角 ϕ' : 0.337rad {19.3°} , 粘着力C : 3.9kPa {0.04kgf/cm²} , 付着力C' : 2.0kPa {0.02kgf/cm²} であった。



図2-8 供試した土壌槽

表2-3 供試土壌の物理的性質

粒 径 区 分	粘 土	21.0%
	シルト	17.5%
	砂	61.5%
分 類		砂質粘土ローム
塑性限界		30.1%
液性限界		34.7%
塑性指数		4.6%
土粒子の比重		2.69

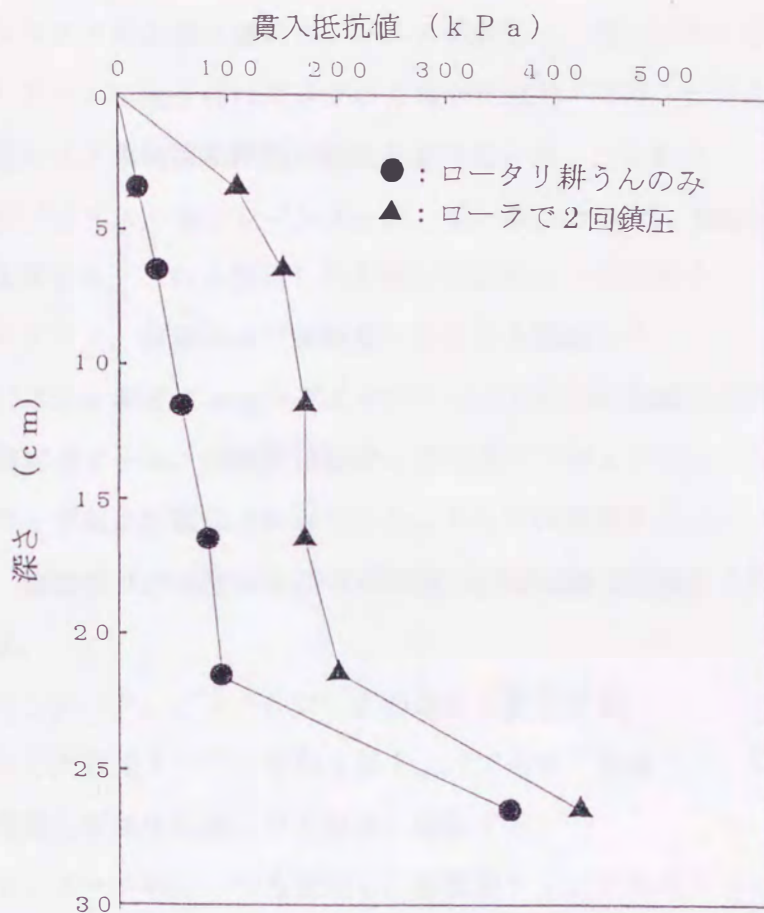


図 2 - 9 供試土壌槽の土壌硬度

図 2 - 9 に供試した土壌槽のコーンペネトロメータによる土壌貫入抵抗の測定結果を示す。本章ではロータリ耕うんの場合で走行実験を行ったが、鎮圧ローラで土壌を鎮圧することにより全体に土壌貫入抵抗が大きくなっていることが確認できる。

2 - 3 - 3 実験方法

2 - 3 - 1 節に示すように歩行用トラクタおよび制動用トラクタの速度表より、あらかじめエンジン回転数および変速段数を決定して、おおよそのすべり率を設定しておく。以上より実験計画表を作成し、測定を開始する。

以下に実験の手順を示す。

1) 測定用ラグ車輪 (ラグ, リムおよび車軸等) を組み立てる。注意点は、車軸力測定用パイプに貼付したひずみゲージ②と「L型」アームに取り付けたラグの先端が同じ位置になるように組み立てることである。

2) 歩行用トラクタ周辺部（重錘台、パルス装置および傾斜計等）を組み立てる。注意点は、「L型」アームに取り付けたラグの先端が車軸中心の真上に来たときパルスを出力するように測定用ラグ車輪回転数測定装置を取り付けることである。

3) ブリッジボックス、ストレインメータ、データレコーダ、電磁オシログラフ等の計測器を台車に設置する。これら使用した計測装置を図2-10に示す。

4) 歩行用トラクタ、台車および制動用トラクタを連結する。

5) 図2-11に示す測定ブロックダイヤグラムにしたがい車軸力測定用パイプ、ラグおよびリム反力測定用アーム、差動変位計からの配線をブリッジボックス、ストレインメータ、データレコーダおよび電磁オシログラフにそれぞれ接続する。

6) 傾斜計、測定用ラグ車輪および台車車輪の回転数測定装置からの配線をデータレコーダに接続する。

7) ストレインメータ、データレコーダの電源を投入する。

8) ジャッキで歩行用トラクタ全体を持ち上げて水平に設置し、「L型」アームに取り付けたラグの先端を車軸中心線上の上位点に固定する。

9) ストレインメータのレンジを設定し、各測定チャンネルのバランスをとる。

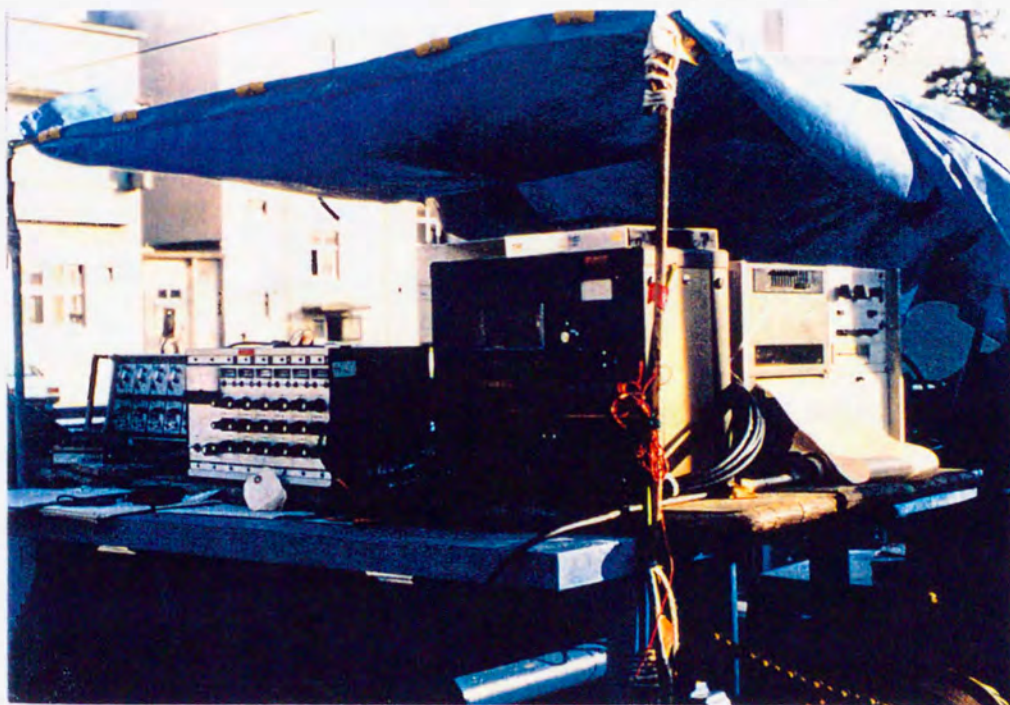


図2-10 計測装置

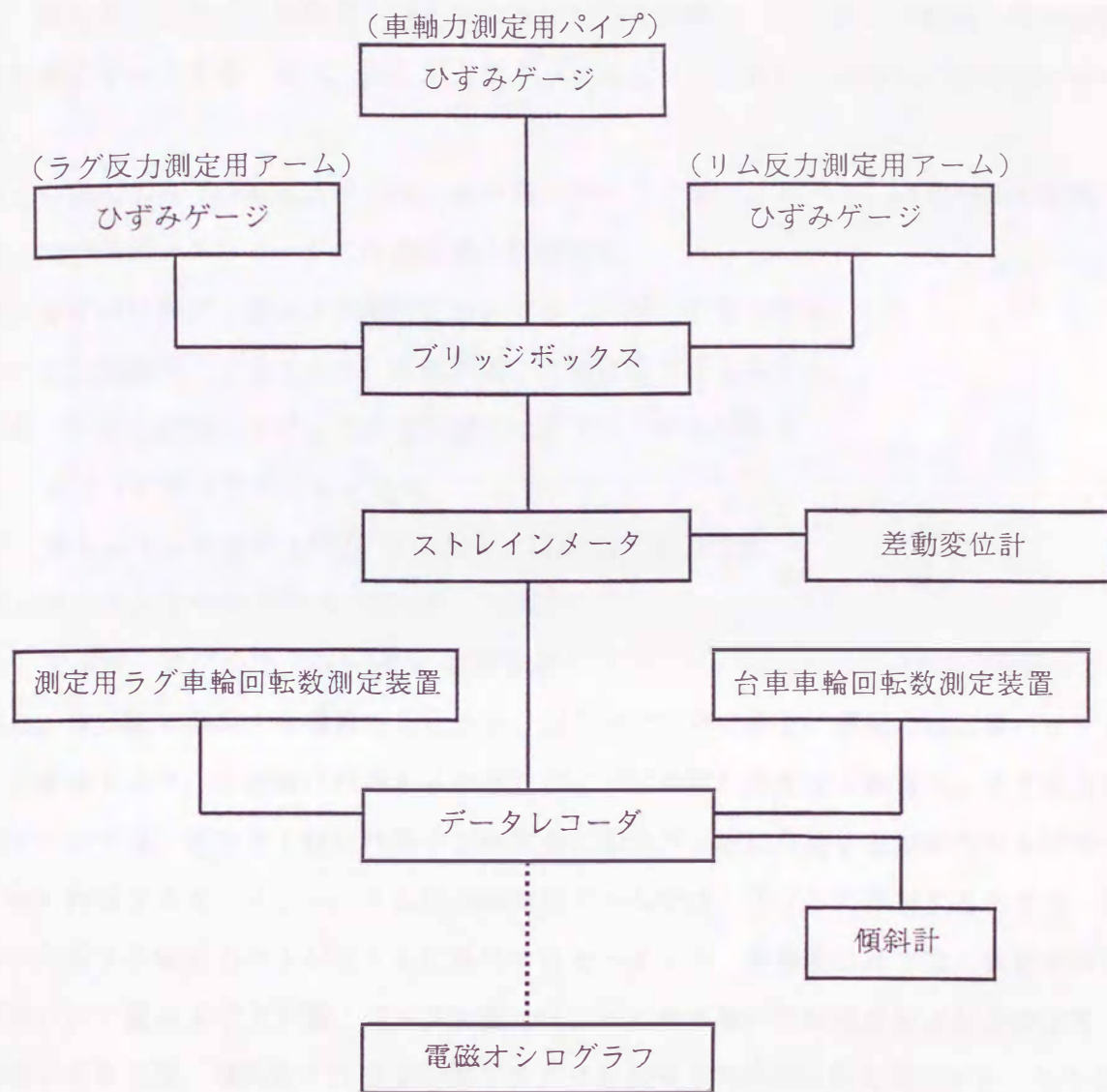


図 2-11 測定ブロックダイヤグラム

10) ゲインを調整して各測定チャンネルの電圧設定を行い，0 レベル値およびキャリブレーション値をデータレコーダに入力する。

11) 測定用ラグ車輪の左右のラグ位置が同じになるようにセットして，歩行用トラクタを地面に降ろす。

12) 供試土壌槽をロータリで耕うんし，土壌表面を均平にする。この後，土壌硬度を変化させるため鎮圧ローラで土壌を鎮圧する場合もある。

13) 差動変位計および傾斜計の 0 レベル値とキャリブレーション値を入力する。同時に

レール上面から土壌表面までの距離および測定用ラグ車輪の沈下量を測定する。

14) 歩行用トラクタ、制動用トラクタのエンジンを始動し、エンジン回転数、変速段数を設定値にセットする。なお、歩行用トラクタの場合は、回転計で測定し、設定値に合わせる。

15) 合図によって制動用トラクタ、歩行用トラクタの順でスタートし約10～15秒間走行する。同時にデータレコーダに各測定値を収録する。

16) 各すべり率およびラグ先端角について8)～15)を繰り返す。

17) 走行実験中に土壌含水率、土壌硬度、土壌密度等を測定する。

なお、本走行実験に使用した主な計測器は以下のとおりである。

(1) ブリッジボックス (シンコー)

(2) ストレインメータ (6002 シンコー, DPM-310 共和電業)

(3) データレコーダ (XR-50 (14ch) TEAC)

(4) 電磁オシログラフ (RMV-540A 共和電業)

また、本実験で測定する項目をまとめると以下のとおりである。車軸力測定用パイプでは、①車軸トルク、②車軸に作用する水平力および③車軸に作用する鉛直力、ラグ反力測定用アームでは、④ラグ1枚に作用する水平力、⑤ラグ1枚に作用する鉛直力および⑥ラグ1枚に作用するモーメント、リム反力測定用アームでは、⑦リムに作用する水平力、⑧リムに作用する鉛直力および⑨リムに作用するモーメント、差動変位計では、⑩測定用ラグ車輪の沈下量および上下動、パルス装置では、⑪台車車輪の回転速度および⑫測定用ラグ車輪の回転速度、傾斜計では⑬歩行用トラクタの水平方向の傾斜角を測定する。その他、測定用ラグ車輪の沈下量は走行実験終了後にスケールでも実測した。

2-4 解析方法^{4,2)}

走行実験により得られたデータはデータレコーダに収録されている。このデータレコーダに収録したアナログ信号を再生して、雑音除去のためにローパスフィルタ (LF-6C 共和電業) を通した後、A/D変換器 (ADC-116C 共和電業) によりデジタル化した信号をパーソナルコンピュータ (PS-85 TEAC) に取り込み、車輪各部に作用する外力を下記のように算定、解析した。解析に使用した機器を図2-12に示す。



図 2-12 解析用機器

2-4-1 ラグおよびリムに作用する外力

「L型」アームに平行にとった直角座標（X， Y）に関する X および Y 軸方向の外力を f_x および f_y とするとき，これらがアームに貼付したひずみゲージにより計測される．これらにより，ラグ 1 枚に作用する水平力 f_{h1} および鉛直力 f_{v1} は，次式で算定される．

$$\begin{aligned} f_{h1} &= f_x \cos \theta_r + f_y \sin \theta_r \\ f_{v1} &= -f_x \sin \theta_r + f_y \cos \theta_r \end{aligned} \quad (2 \cdot 3)$$

ここで， θ_r は進行方向からのアームの回転角である．なお，「L型」アームおよびラグ 1 枚の自重によるひずみゲージ出力は，第 1 章に述べたように車輪回転角により変化する．この自重の影響を除去するため，車輪を空転させて，そのときの正弦波出力を f_x および f_y に考慮して補正し，式（2・3）により f_{h1} および f_{v1} を算定した．リム部に関してもラグと同様に水平力 f_{hr} および鉛直力 f_{vr} を算定した．図 2-13 にこれらの測定算定波形の一例を示す．

図 2-13 にみられるように，最初にラグに鉛直力が作用しており，ラグ先端角が大きくなると，その絶対値も大となり，急激に増大する傾向を示す．これより少し遅れてラグに水平力が作用する．これはラグが土壤に貫入するとき，土壤表面とほぼ平行の状態になる

ので、先に鉛直力が作用するためである。さらに、ラグ先端角が大きくなると、ラグが内側から土壌に貫入し、土壌を前方に押すので、水平力が負になっている。また、土壌から抜け出るときも同様に水平力が負になっている。

ラグ1枚およびリム部に作用する水平力および鉛直力をそれぞれ合成すると、図2-14に示す f_h および f_v の波形が得られる。

この波形は測定用ラグ車輪全体の1/6の部分に相当するものであるから、ラグ車輪全体に作用する水平力および鉛直力は、これらの波形を 1.047rad (60°) (ラグ間隔) 位相をずらして合成することにより算定しうる。

そこで、 f_h および f_v の測定波形を調和平均によりフーリエ級数で近似し、数学的に合成した⁴⁵⁾。なお、許容誤差と計算時間を考慮してフーリエ係数は2項まで採用すること

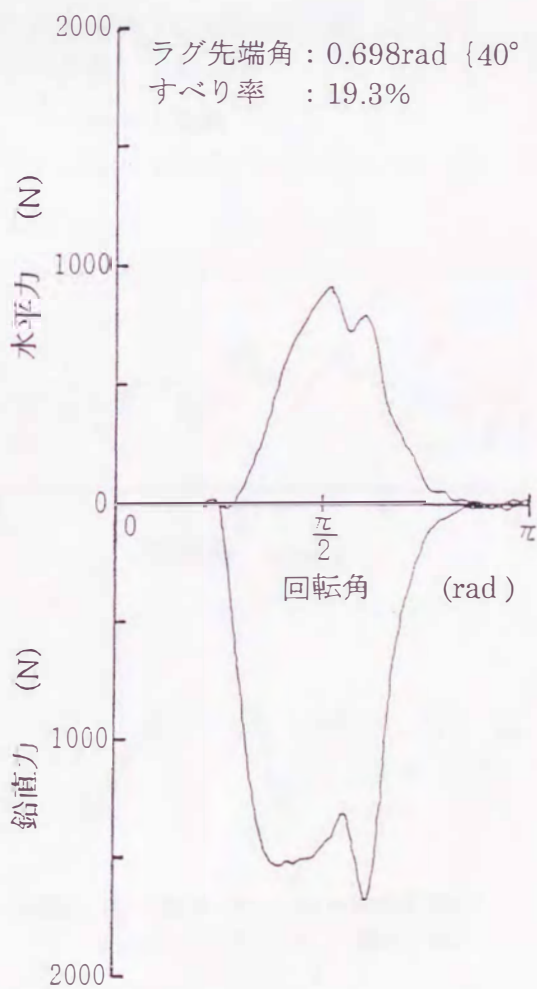
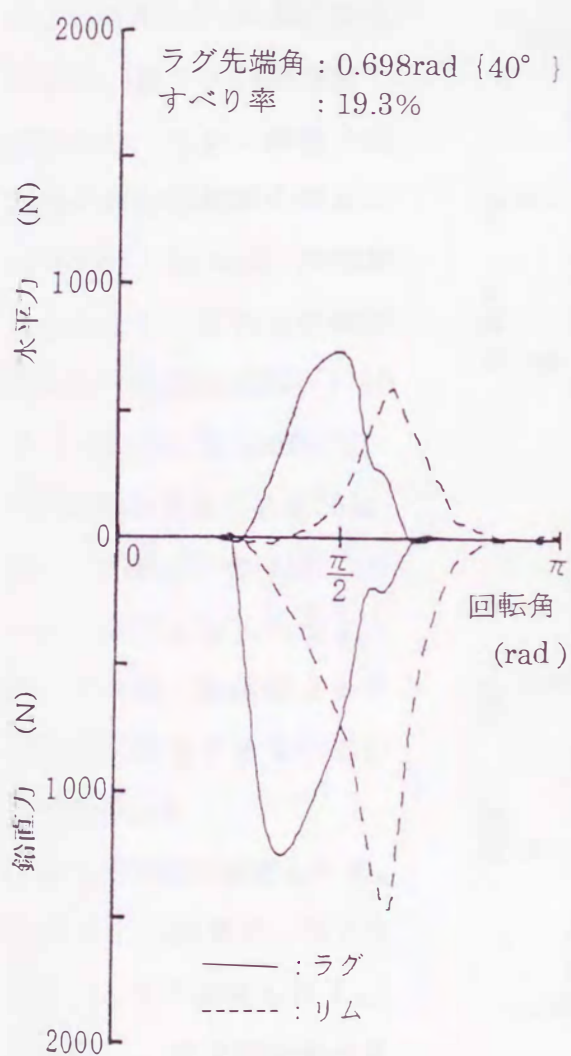


図2-13 ラグおよびリムに作用する外力の測定波形の一例

図2-14 ラグおよびリムに作用する外力の測定合成波形の一例

とし、これらをパーソナルコンピュータにより算定した。以上により、算定した合成波形 $f_{h,t}$ および $f_{v,t}$ は図 2-15 の破線で示される。

さらに、ラグおよびリム部に作用する外力の作用線の計算を行った。まず、ラグおよびリム部に作用する水平力と鉛直力から作用角を、それぞれのモーメント用ひずみゲージから作用線までの距離を求め、プリンタに出力した。そして、ラグおよびリム部の運動軌跡図にラグおよびリム部に作用する土壌反力を矢印で記入した。この算出結果に関しては次章で述べる。

2-4-2 車軸に作用する外力および車軸トルク

車軸で測定した水平力 F_h および鉛直力 F_v の測定算定波形は、図 2-15 の実線で示される。なお、鉛直力の波形には片側車輪の重量である 402N (41kgf) が加算されており、これらの測定波形の平均値は $1600\sim 1700\text{N}$ ($163.3\sim 173.5\text{kgf}$) で、これは機体重量である 3530.5N (360kgf) のほぼ $1/2$ である。本図にみられるように、水平力、鉛直力ともラグ枚数に相当する 6 つの山が表れている。

また、車軸で測定した F_h および F_v の波形と、ラグおよびリム部で測定した $f_{h,t}$ および $f_{v,t}$ の合成波形を比較すると、いずれの測定結果においても、その傾向は

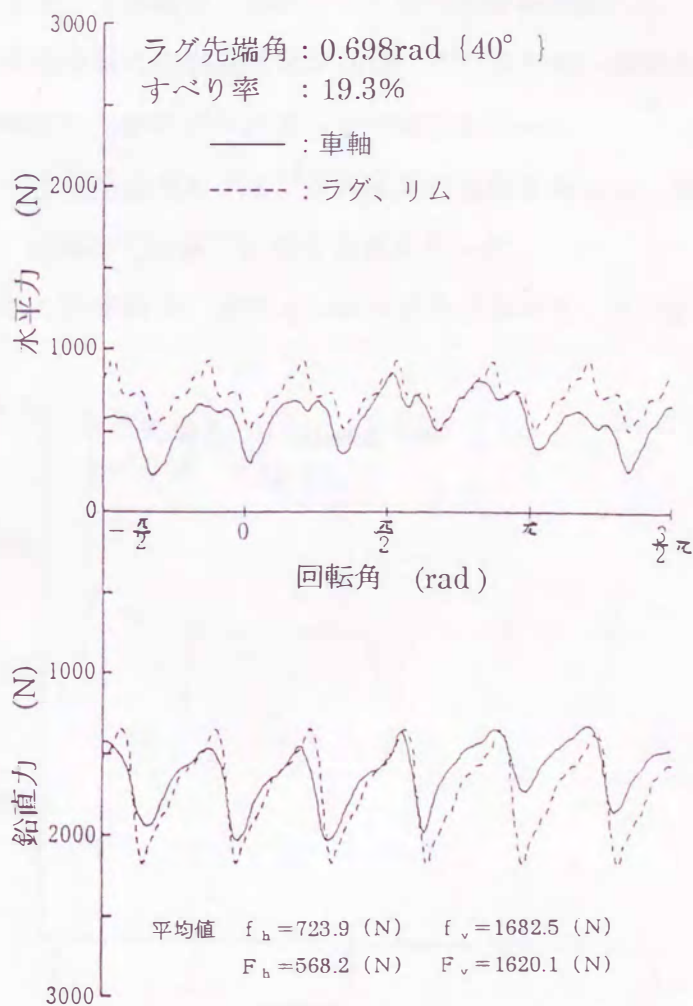


図 2-15 ラグおよびリムに作用する外力の合成波形と車軸に作用する外力の測定波形の一例

ほぼ一致している。以上により、本装置によるラグおよびリム部に作用する外力の測定結果はほぼ妥当な精度を有すると考えられる。

車軸トルク T の測定波形の一例を、図 2-16 に示す。これらにおいても、ラグ枚数に相当する 6 つの山が表れており、最大値と最小値にはかなり幅がみられるが、車軸トルクの平均値は車輪 1 回転の値を採用した。以上のデータ解析用プログラムのフローチャートを図 2-17 に示す。

以上のデータ解析は、以下のことに注意して実施した。まず、測定用ラグ車輪が連続的に回転しているので、データを採用するラグ車輪 1 回転の区間を正確に把握しなければならないことである。これは、2-2 節で述べたように歩行用トラクタの車軸部に測定ラグの先端が車軸中心線上の上位点にきたときにパルスが出力するようにフォトセンサ式パルス装置を取り付け、2 つのパルス間をラグ車輪の 1 回転として測定区間を決定した。なお、歩行用トラクタが進行方向に傾いた場合はこの測定区間が前後にずれるため、傾斜計で走行中の歩行用トラクタの傾斜角を測定し、解析プログラム中で補正を行った。

つぎに、A/D 変換は、アナログ信号を忠実にデジタル信号に変換するため、測定誤差も同時に入力されてしまうので、本解析では以下に示す処理を行った。

1) データレコーダ出力の 0 レベルのずれは、全チャンネルに生じるので、A/D 変換後、0 レベルおよびキャリブレーション値を入力して、0 レベルのずれを補正した。

2) 雑音を消去するため、車軸力測定用パイプ、ラグおよびリム反力測定用アーム、差動変位計および傾斜計で測定したデータは、40Hz のローパスフィルタを通して A/D 変換器に入力した。

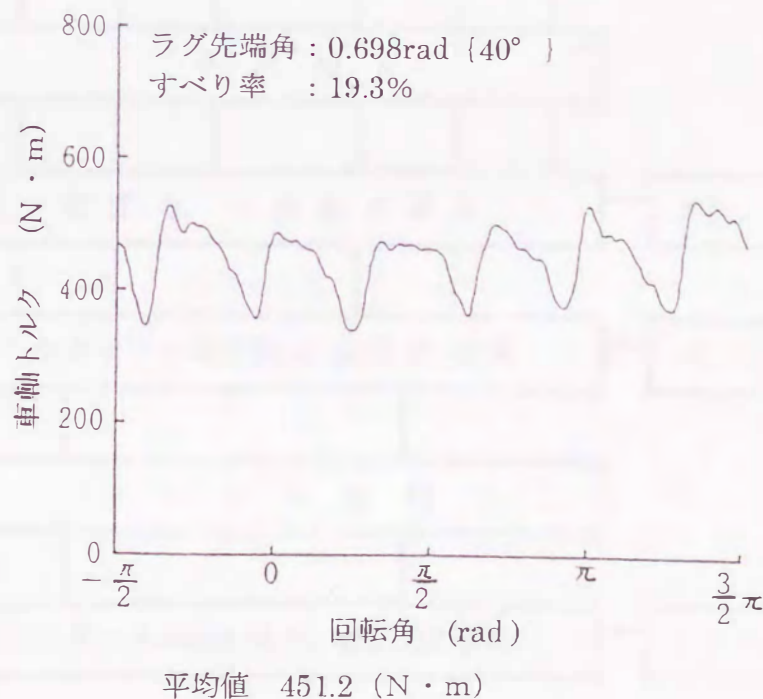


図 2-16 車軸トルクの測定波形の一例

車軸力測定用パイプ ラグ反力測定用アーム リム反力測定用アーム 差動変位計

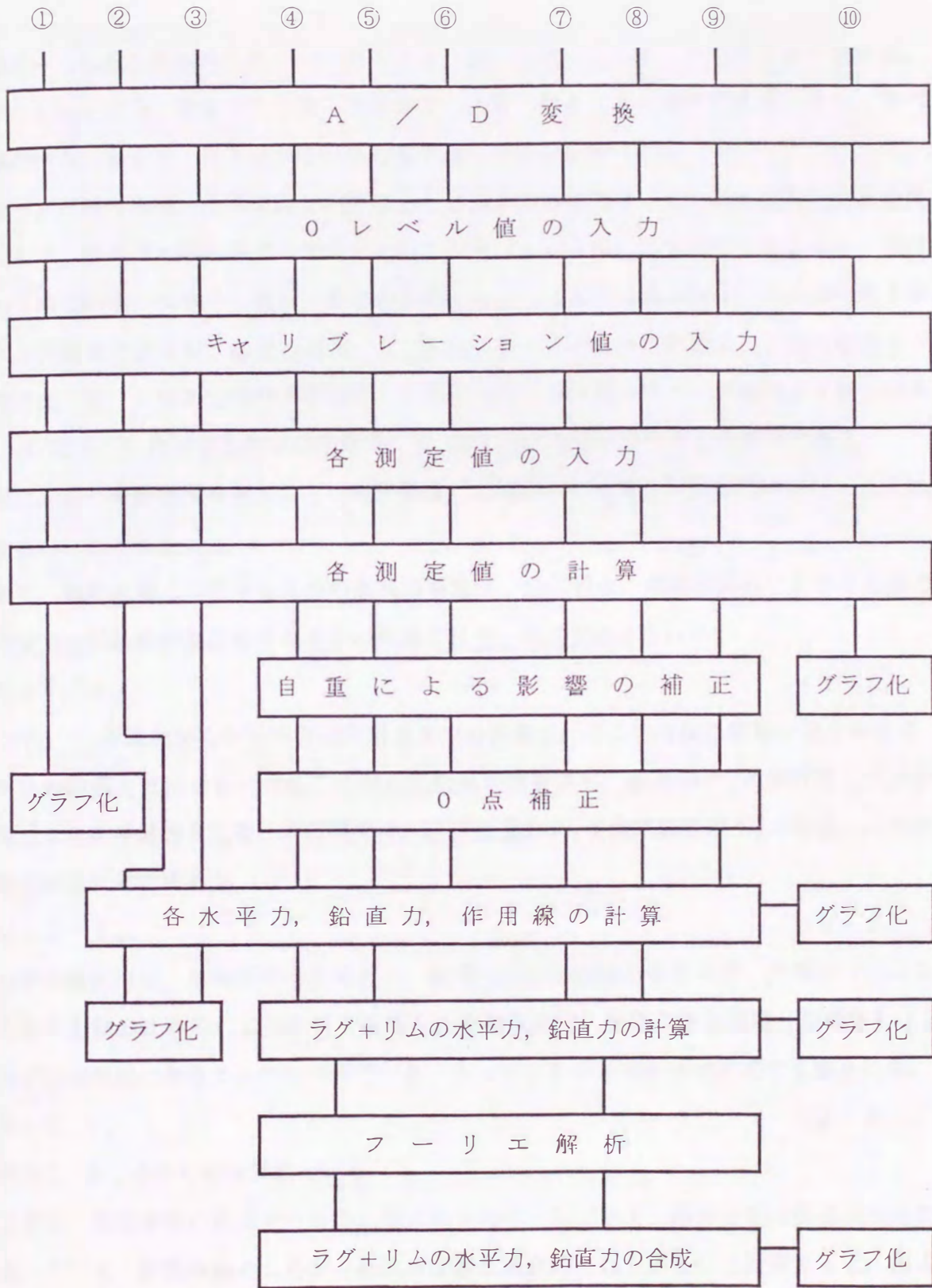


図 2-17 解析フローチャート

2-5 実験結果および考察

図2-18に走行実験中の状況の一例を示す。図に示すようにすべり率が大きい場合は、ラグが土壌を後方にかき出し、沈下量が非常に大きくなることが確認できる。また、すべり率が小さい場合は、後方にかき出される土壌の量は少なかった。

ロータリ耕うん後、土壌表面を均平にした砂質系土壌槽で行った走行性能実験結果を表2-4および表2-5に示す。表2-4中の記号は2-4節に示されている。なお、Sはすべり率である。つぎに、表2-5中の各記号は以下のように表される。Vは歩行用トラクタ（測定用ラグ車輪）の走行速度、 V_0 は測定用ラグ車輪の外周速度、 δ は測定用ラグ車輪の沈下量、 a は測定用ラグ車輪の上下動の振幅、 Φ は測定用ラグ車輪の上下動の位相差、 β_l はラグに作用する外力の作用角、 β_r はリムに作用する外力の作用角である。

また、走行実験結果を利用してけん引係数、ころがり抵抗等を計算していった。以下に、各項目の計算方法を示す。

まず、駆動車輪に作用する外力の模式図を図2-19に示す。接線駆動力に対する土壌の水平反力は駆動輪が発生するみかけの推進力Hで、次式で求められる。

$$H = T / r_F \quad (2 \cdot 4)$$

ここで、 r_F は車軸中心から外力の作用点までの距離で、ここでは仮に駆動半径と称する。みかけの推進力Hはその一部をころがり抵抗Mで消費され、残りの P_n が歩行用トラクタに与える正味推進力となる。本研究では、正味推進力 P_n を測定結果の f_n とおき、ころがり抵抗Mを次式で求めた。

$$M = H - f_n \quad (2 \cdot 5)$$

ころがり抵抗Mは、車輪が走行するとき、軸受け部回転抵抗のみならず、土壌沈下によるかく乱や車輪の変形等により生じる転動のための抵抗で、車輪の接地荷重（鉛直力） f_v とほぼ比例関係にあることが知られている。よってころがり抵抗Mは次式でも表される。

$$M = C_r f_v \quad (2 \cdot 6)$$

上式の C_r をころがり抵抗係数という。

つぎに、遊転車輪に作用する外力の模式図を図2-20に示す。図の右側は簡易表現図である。ここで、駆動車輪のころがり抵抗Mは遊転車輪のそれと等しいと仮定すると、図より次式が成り立つ。

$$f_v e = M (r_F - e') \quad (2 \cdot 7)$$



図 2-18 走行実験中の状況

ここで、車輪の直径に比べ沈下量が小さいと仮定して $e' \rightarrow 0$ とすると、

$$f_v e = M r_F \quad (2 \cdot 8)$$

$$e = M r_F / f_v$$

$$\therefore e = C_r r_F \quad (2 \cdot 9)$$

ここで、 r_F は駆動半径、 e は車軸中心線と車輪に作用する外力の作用点までの水平距離、 e' は車輪最下点と車輪に作用する外力の作用点までの鉛直距離を表す。しかし、式 (2・9) は車輪の沈下量が小さい場合にはかなり近似されるが、沈下量が大きい場合には誤差が大きくなると思われる。ラグ車輪のみかけの推進力 H およびころがり抵抗 M に関しては後節で考察する。

つぎに、駆動車輪の動的接地荷重（鉛直力） f_v と正味推進力（水平力） f_h の比 C_n を、駆動車輪のけん引係数とする。

$$C_n = f_h / f_v \quad (2 \cdot 10)$$

駆動車輪が発生するみかけの推進力 H から、全ての走行抵抗を引いた残りが、ヒッチ点に発生しうる有効なけん引力 D_p となる。けん引力はけん引抵抗と反対方向で大きさは等

表 2-4 走行実験結果 (1)

No.	S (%)	T (N·m)	F _v (N)	F _h (N)	f _{vl} (N)	f _{hr} (N)	f _{vr} (N)	f _h (N)	f _v (N)
1	1.4	331	201	1759	234	778	103	1140	337
2	6.8	416	396	1738	306	732	207	1138	513
3	16.9	475	518	1657	374	682	287	1088	661
4	17.4	495	552	1654	400	655	289	1068	689
5	29.6	572	685	1652	542	734	343	998	885
6	42.4	617	755	1629	621	761	357	921	978
7	72.4	694	890	1607	660	763	479	948	1139
8	1.4	281	73	1679	143	808	55	1059	186
9	6.9	386	379	1657	263	791	73	837	336
10	14.1	460	514	1624	320	797	207	970	527
11	18.3	479	534	1623	329	776	41	689	370
12	25.9	525	690	1597	470	768	57	90	827
13	43.0	587	761	1583	478	773	215	805	693
14	71.7	636	942	1623	655	864	454	898	1109
15	2.1	295	194	1766	233	960	101	966	334
16	7.9	407	425	1762	394	924	194	897	588
17	14.2	416	469	1624	576	798	231	860	607
18	19.3	451	531	1636	415	832	267	880	682
19	27.1	495	617	1642	482	827	282	838	764
20	42.5	564	750	1616	661	927	324	747	985
21	72.1	630	869	1593	867	1053	289	619	1156
22	2.0	239	104	1491	143	872	45	771	188
23	7.5	340	313	1615	268	979	176	828	444
24	13.9	394	398	1591	331	921	216	792	547
25	18.1	442	517	1612	410	1000	250	787	660
26	26.7	488	616	1606	466	1007	289	762	755
27	41.8	566	738	1616	586	1014	298	718	884
28	71.8	626	898	1600	791	1109	323	612	1114
29	1.5	199	39	1320	132	1171	39	766	171
30	5.5	258	310	1690	326	1056	161	708	487
31	12.4	321	455	1728	400	1112	203	719	603
32	17.2	340	517	1649	461	1070	207	718	668
33	26.9	383	628	1650	547	1071	240	695	787
34	43.4	430	724	1624	631	1105	253	629	884
35	72.1	488	776	1640	792	1270	205	474	997

注) No. 1~No. 7: ラグ先端角0.349rad {20°}
 No. 8~No. 14: ラグ先端角0.524rad {30°}
 No. 15~No. 21: ラグ先端角0.732rad {40°}
 No. 22~No. 28: ラグ先端角0.876rad {50°}
 No. 29~No. 35: ラグ先端角1.121rad {60°}

表 2 - 5 走行実験結果 (2)

No.	V(m/s)	V ₀ (m/s)	δ(mm)	a(mm)	Φ (°)	β _l (°)	β _r (°)
1	0.65	0.66	123	7	-114	73	85
2	0.62	0.66	134	10	-126	67	80
3	0.55	0.67	133	12	-78	61	75
4	0.55	0.66	137	13	-84	59	75
5	0.47	0.66	140	12	-60	54	71
6	0.38	0.66	157	10	-30	51	69
7	0.18	0.66	205	4	-198	49	63
8	0.65	0.66	120	8	-60	80	37
9	0.62	0.66	125	14	-108	72	35
10	0.57	0.66	126	17	-90	68	77
11	0.54	0.66	134	11	-60	67	37
12	0.49	0.66	147	12	-54	59	69
13	0.38	0.66	148	12	-30	58	75
14	0.19	0.66	213	6	-30	53	63
15	0.65	0.66	104	8	-60	76	84
16	0.61	0.66	113	10	-54	67	78
17	0.57	0.66	123	14	-90	65	75
18	0.53	0.66	124	16	-60	63	73
19	0.48	0.66	112	15	-43	60	71
20	0.38	0.66	145	12	-30	55	67
21	0.18	0.66	185	8	0	51	65
22	0.65	0.67	117	10	-90	81	37
23	0.62	0.67	106	10	-90	75	73
24	0.57	0.66	122	13	-72	70	75
25	0.54	0.66	136	11	-72	68	72
26	0.49	0.66	114	14	-60	65	69
27	0.39	0.66	140	13	-36	60	67
28	0.19	0.66	166	9	-18	55	62
29	0.66	0.67	96	11	-48	84	87
30	0.63	0.67	120	11	-78	73	77
31	0.59	0.67	113	13	-60	70	74
32	0.55	0.67	113	14	-60	67	74
33	0.49	0.67	107	15	-54	63	71
34	0.38	0.67	110	13	-24	60	68
35	0.19	0.67	149	8	0	58	67

注) No. 1~No. 7 : ラグ先端角 0.349rad {20°}

No. 8~No. 14 : ラグ先端角 0.524rad {30°}

No. 15~No. 21 : ラグ先端角 0.732rad {40°}

No. 22~No. 28 : ラグ先端角 0.873rad {50°}

No. 29~No. 35 : ラグ先端角 1.121rad {60°}

しい。本研究では、2輪の歩行用トラクタを利用しているのでけん引力と正味推進力は等しいとした。また、本実験では、片車輪の正味推進力を測定しているが、左右車輪とも等しい正味推進力が発生していると仮定して、けん引力は $D_p = 2 \times f_n$ とした。

ヒッチ点のけん引出力 N_d は、走行速度 V とけん引力より、

$$N_d = D_p V / 101.97 \quad (2 \cdot 11)$$

と表される。他方、駆動車輪出力 N_w は、車軸トルク T とラグ車輪の回転速度 n より、

$$N_w = 2 T n / 973.76 \quad (2 \cdot 12)$$

と表される。

また、 N_w に対する N_d の比を、歩行用トラクタのけん引効率 η といい、次式で表される。

$$\eta = N_d / N_w \quad (2 \cdot 13)$$

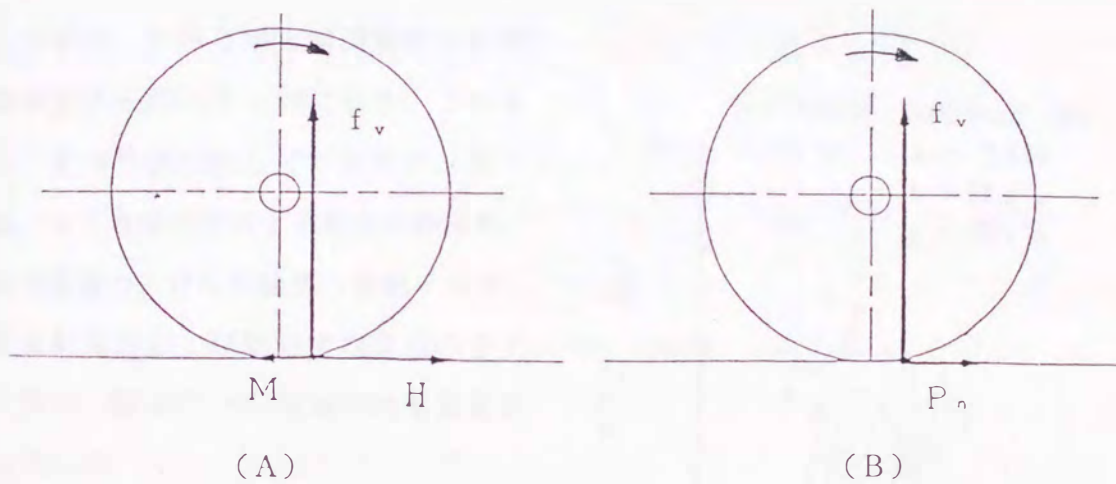


図 2-19 駆動車輪に作用する外力

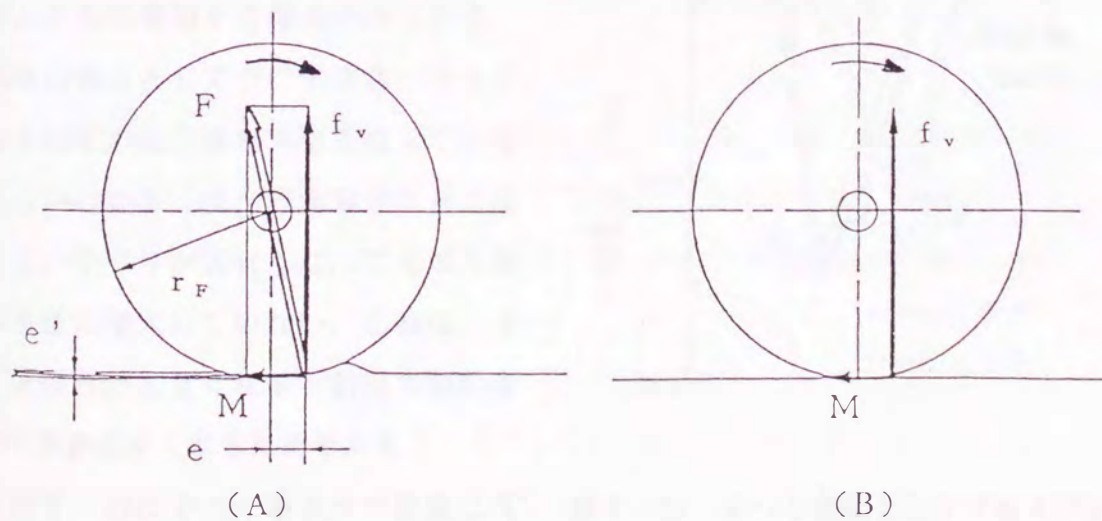


図 2-20 遊転車輪に作用する外力

さらに、正味推進力のラグ分担率 R_{h1} は正味推進力 f_h に対するラグに作用する水平力 f_{h1} の割合 (f_{h1}/f_h)、動的接地荷重のラグ分担率 R_{v1} は動的接地荷重 f_v に対するラグに作用する鉛直力 f_{v1} の割合 (f_{v1}/f_v)、 F は車軸に作用する外力の合力、 β_a は車軸に作用する外力 F の作用角、 f_l はラグに作用する外力の合力、 f_r はリムに作用する外力の合力である。

2-5-1 すべり率と諸測定値の関係⁴²⁾

図2-21に、すべり率がラグおよびリムに作用する外力の測定波形に与える影響を示す。すべり率が増大すると、ラグおよびリムいずれにおいても鉛直力にはあまり変化がないのに対して、水平力は著しく増大している。図は、ラグ先端角 0.698rad (40°) の例であるが、いずれのラグ先端角においても同様の傾向がみられた。

つぎに、すべり率と諸測定値との関係を図2-22~2-29に示す。これらは、すべり率に対してそれぞれ、沈下量、ラグ車輪に作用する外力の作用角、正味推進力、けん引係数、車軸トルク、正味推進力および動的接地荷重のラグ分担率、およびけん引効率の関係を示している。

図2-22において、沈下量はすべり率とともに増加する傾向がみられる。大体の傾向としてラグ先端角が小さくなるほど、沈下量も大きくなっていることがわかる。ラグ先端角が大きくなると、すべりが大きくなっても沈下量は急激に増大していない。これは、ラグ先端角が大きくなると鉛直方向の接地面積が大きくなるためである。

図2-23にすべり率とラグ車輪に作用する外力の作用角の関係を示す。い

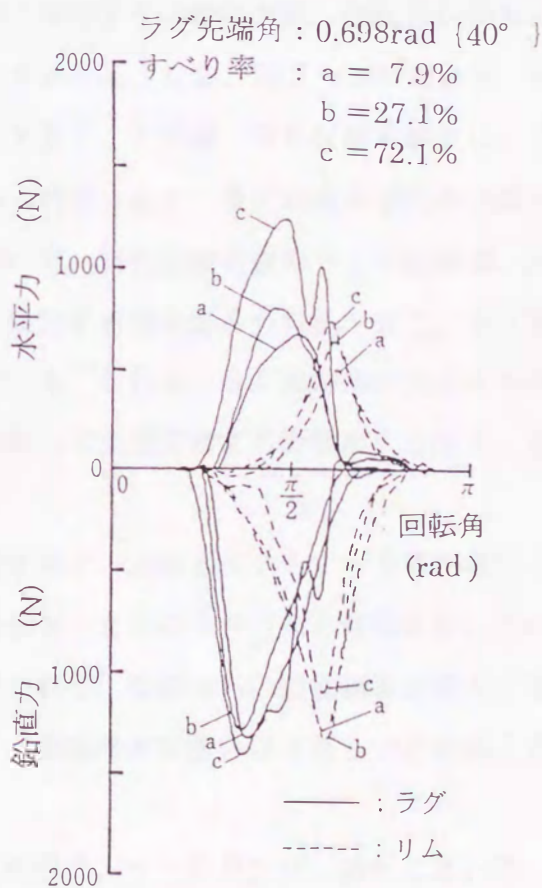


図2-21 すべり率によるラグおよびリムに作用する外力の変化の一例

ずれのラグ先端角においてもすべり率が増加するにつれて作用角が小さくなっていることがわかる。すなわち、ラグ車輪に作用する外力の水平成分の割合が大きくなっており、推進力が大きくなっていることを表している。

正味推進力は、図2-24に示すようにどのラグ先端角の場合もすべり率の増加とともに急激に増大している。この場合、ラグ先端角の違いによる差はあまりみられないが、一般にラグ先端角 0.698rad (40°) 以下で大きくなっているのがわかる。同様に、図2-25に示すように、けん引係数もすべり率とともに増大しており、ラグ先端角が小さいものが若干大きくなっているが、その差はあまりみられない。ラグ先端角が小さいほうがけん引係数等が大きくなっているのは、沈下量が他のものより大きく、ラグ接地面の水平投影面積が大きくなり推進力が増大することによると思われる。

図2-26および2-27にすべり率と正味推進力および動的接地荷重のラグ分担率の関係を示す。ここで、ラグ分担率は、ラグおよびリムに作用する外力の和に対するラグの占める割合を意味する。これらの図より、リム部に作用する土壌反力は、全反力の60%にも達する場合があります無視しえないものであることがわかる。なお、図2-26において、正味推進力のラグ分担率はすべり率がほぼ0のとき大きく、その後、僅かながら減少し、すべり率の増加とともに徐々に大きくなる傾向がみられる。また、ラグ先端角が大きいほどその割合も大となっている。一方、図2-27において、動的接地荷重のラグ分担率は、正味推進力と同様にすべり率の増加とともに徐々に増加する傾向がみられる。また、ラグ先端角が大きくなるほど、ラグ分担率が大きくなっている。これは、ラグ先端角が大になるほど、ラグ面が車輪の接線方向に近くなり、リムに比して土壌に接する面積が大となり、当然の結果と言える。

図2-28に、すべり率と車軸トルクの関係を示す。車軸トルクもすべり率の増加とともに大となり、特に、ラグ先端角が小さくなるほど、さらに大きくなる傾向を示している。これは、すべり率にともなう沈下量の増大につれて、接線方向の接地面積が増大することにより接線力が増大し、また、この傾向はラグ先端角が小さいほど著しいことによると考えられる。

図2-29に、すべり率とけん引効率の関係を示す。すべり率が15~20%において、けん引効率が最大となっている。また、ラグ先端角 1.047rad (60°) のものが、特にけん引効率が高くなっている。以上より、ラグ先端角が小さいほうが、僅かではあるが正味推進力、けん引係数等が大であり、また、けん引効率、ラグ分担率等に関してはラグ先端角が大

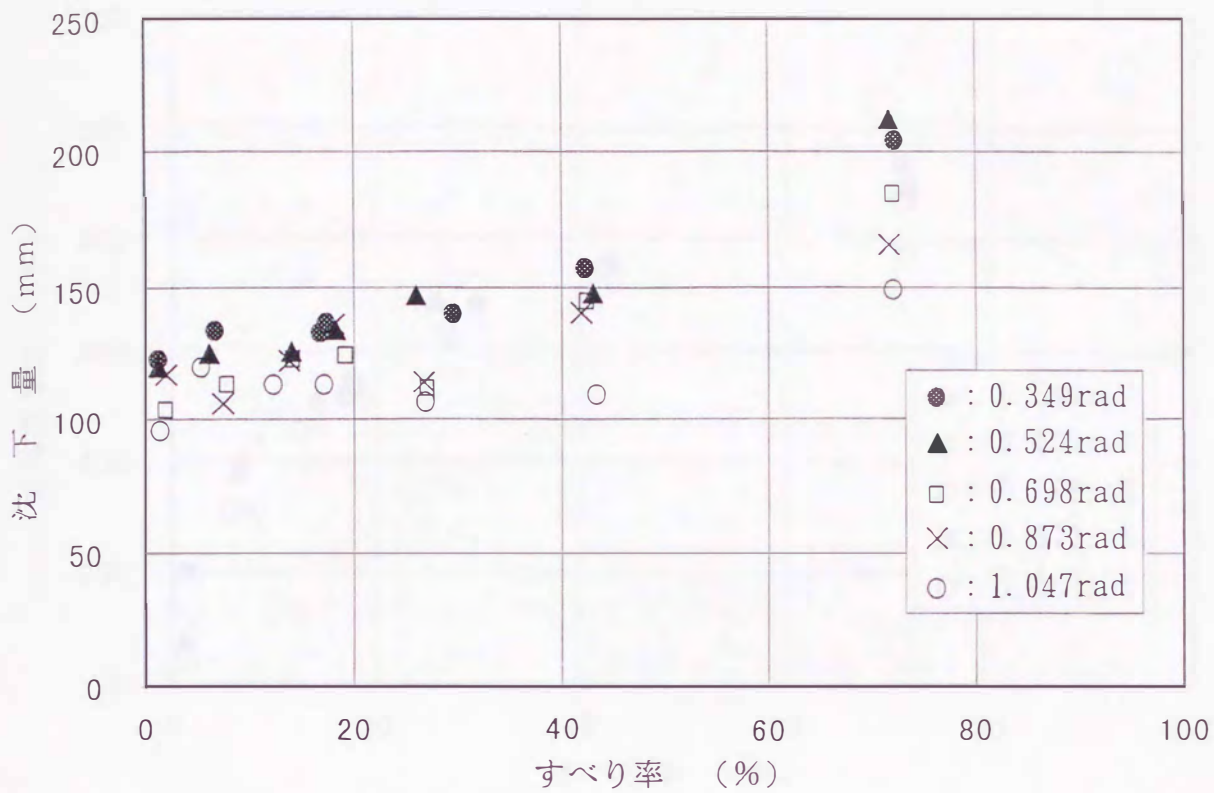


図 2-22 すべり率と沈下量の関係

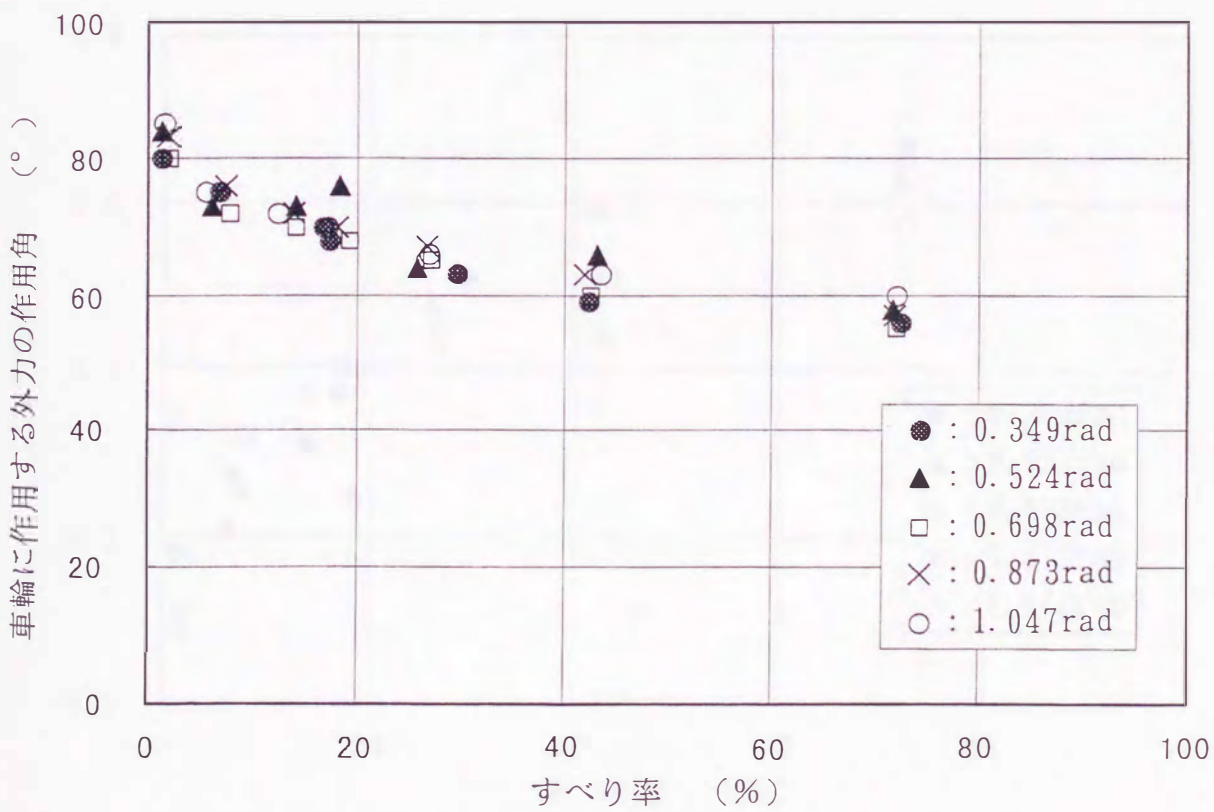


図 2-23 すべり率とラグ車輪に作用する外力の作用角との関係

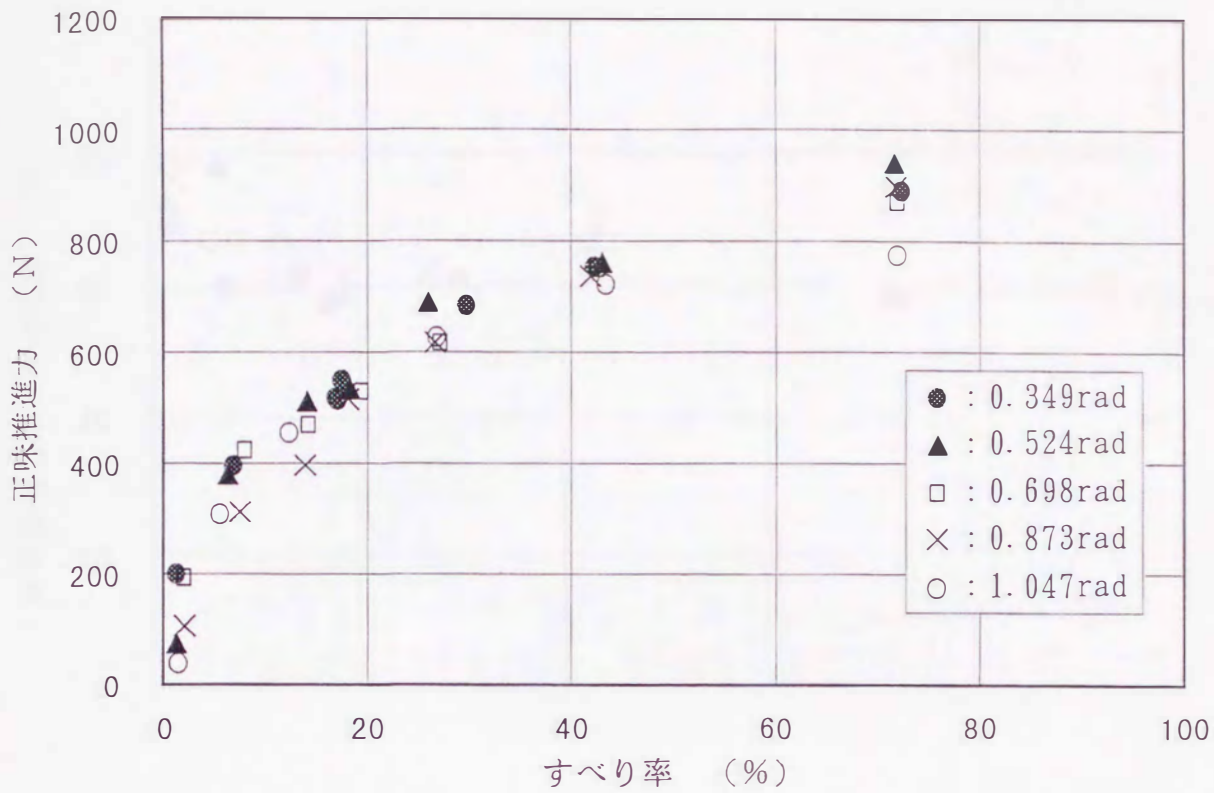


図 2-24 すべり率と正味推進力の関係

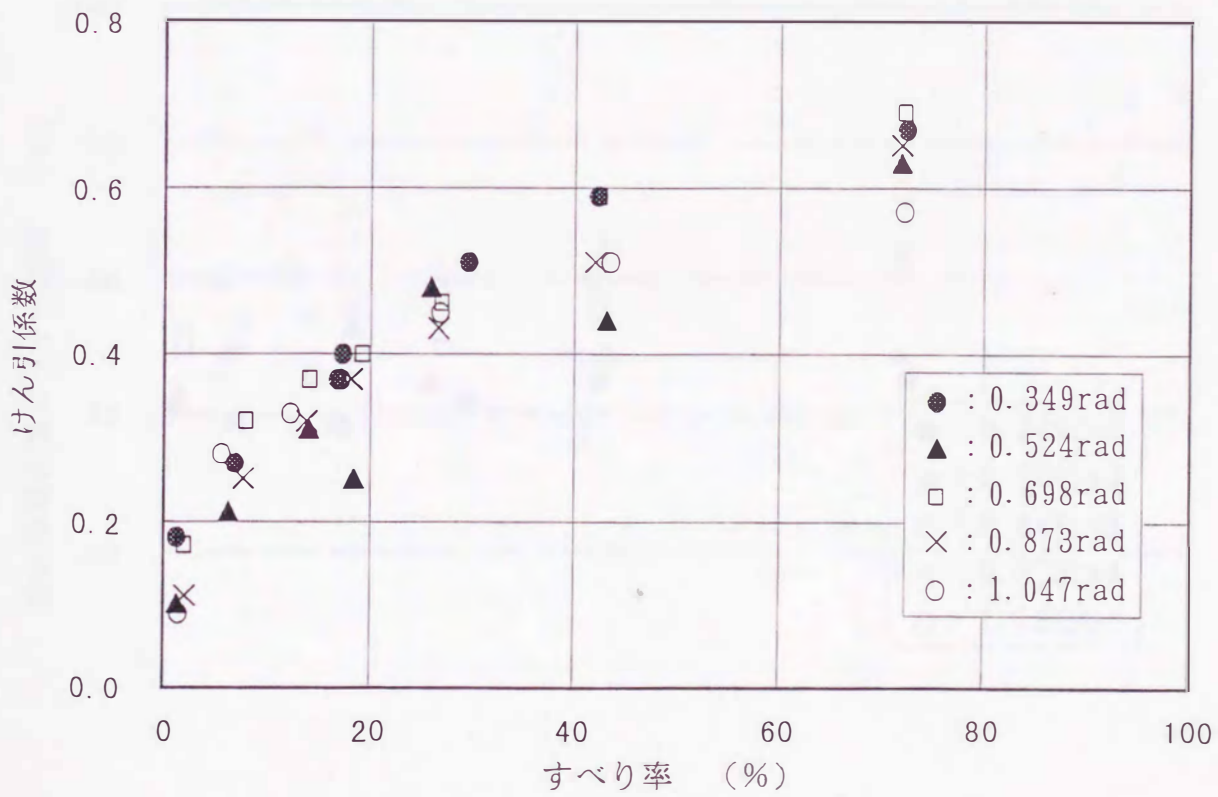


図 2-25 すべり率とけん引係数の関係

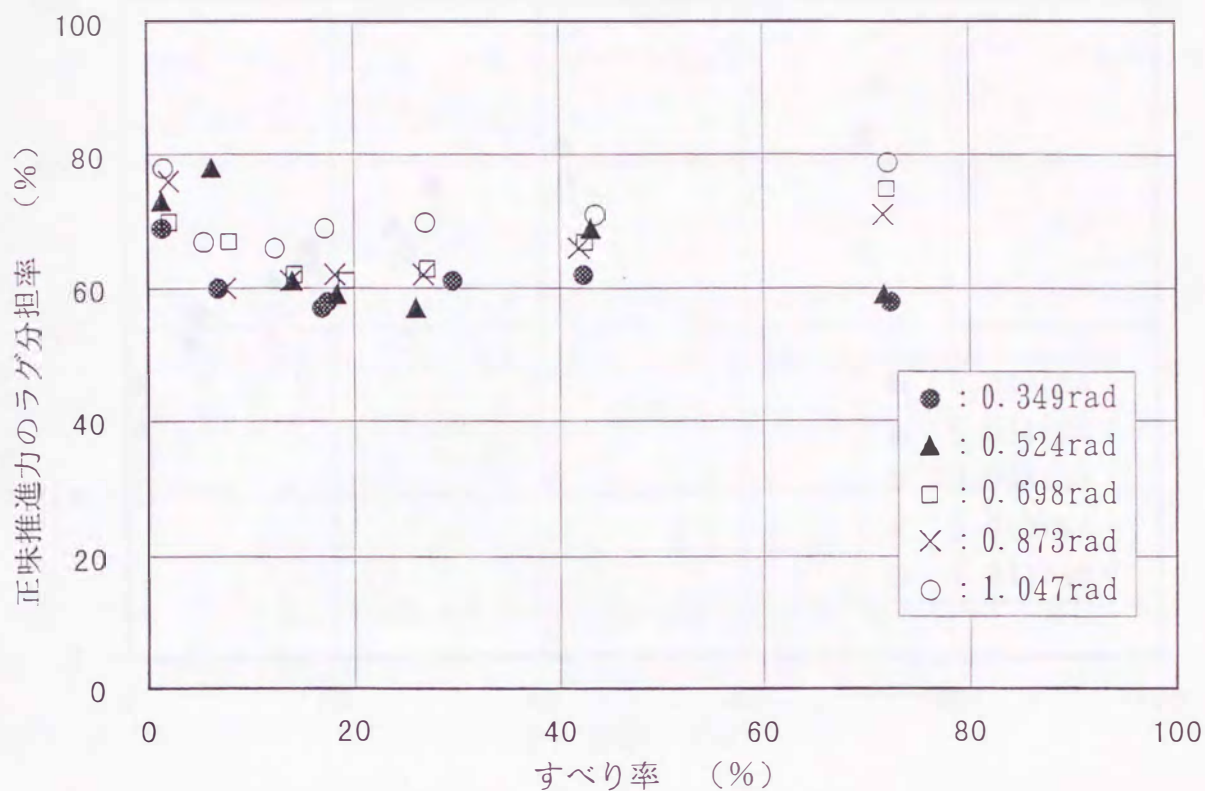


図 2-26 すべり率と正味推進力のラグ分担率の関係

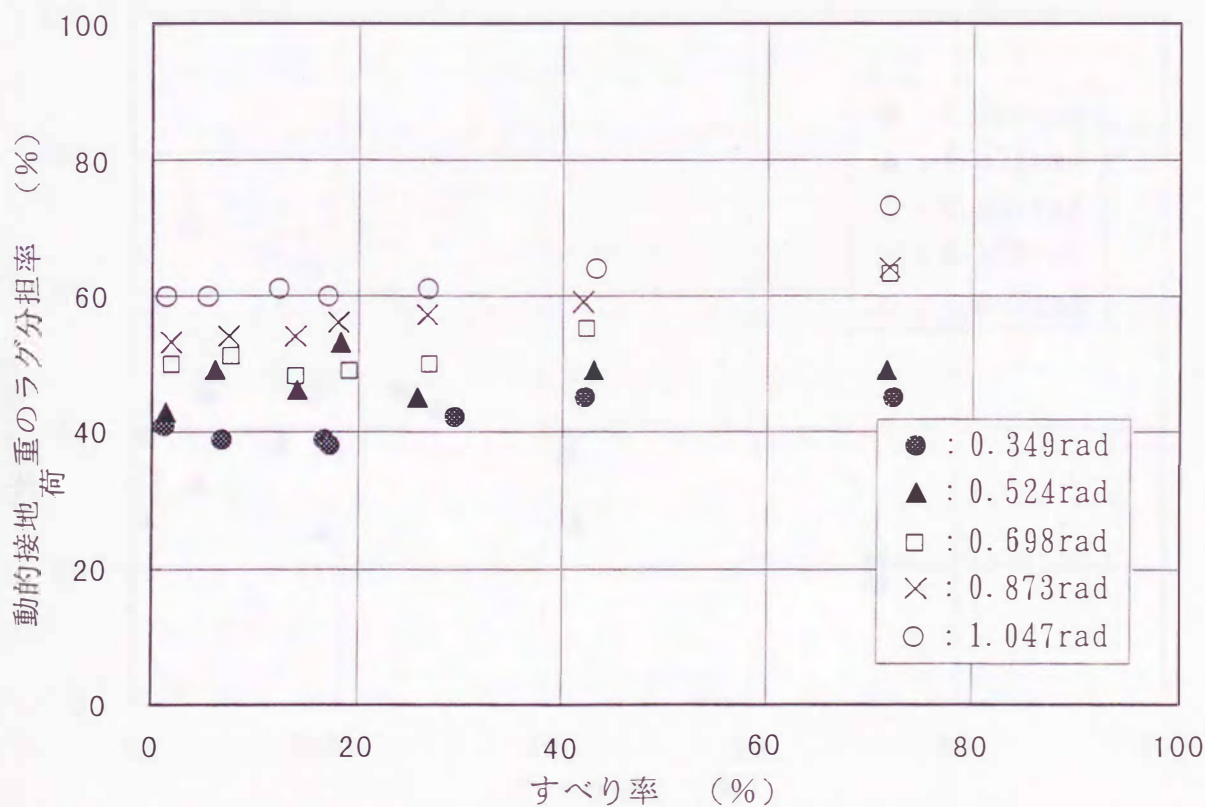


図 2-27 すべり率と動的接地荷重のラグ分担率の関係

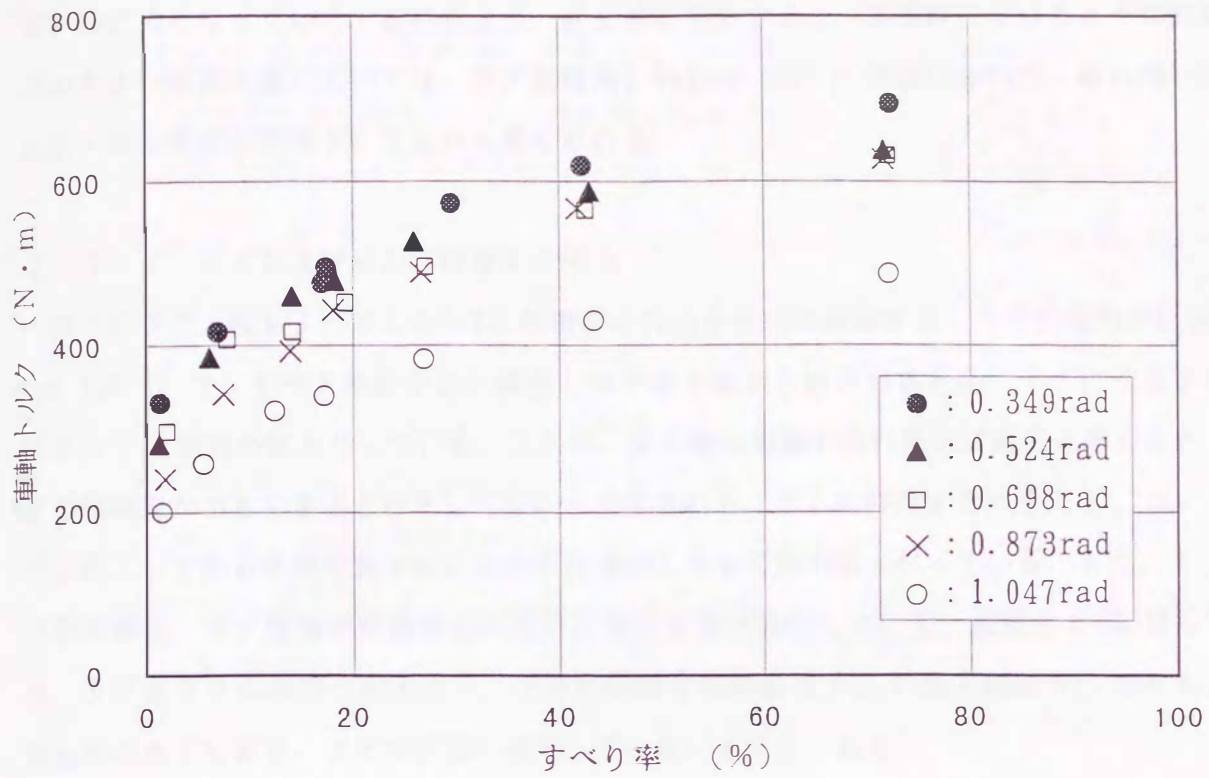


図 2-28 すべり率と車軸トルクの関係

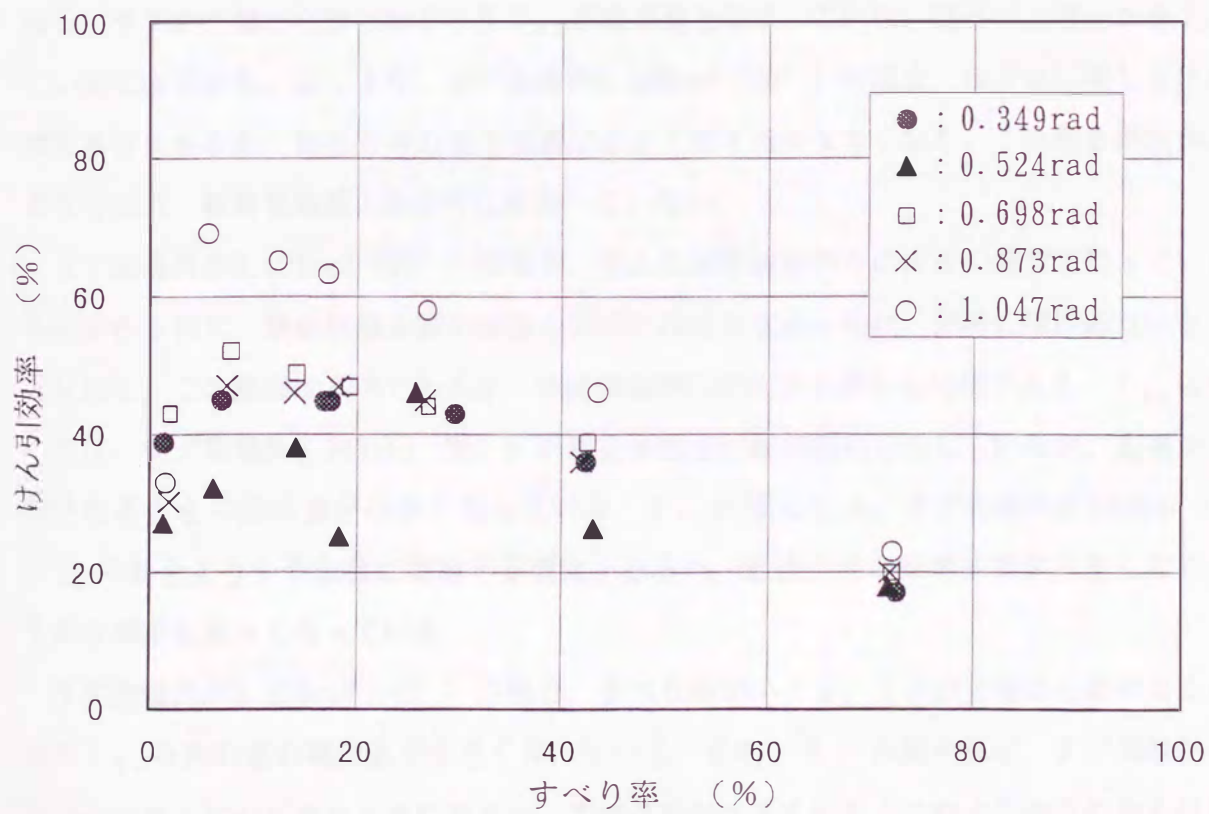


図 2-29 すべり率とけん引効率の関係

きいほど大となっている。これらより、総合的に判断すると、本実験におけるような間隙比の大きい軟質土壌においては、ラグ先端角 0.698rad (40°) 付近において、最も高いけん引・走行性能が発揮されるものと考えられる。

2-5-2 ラグおよびリムに作用する外力

以下にラグ1枚およびリムの1/6に作用する外力を詳細に考察する。ラグ先端角が 0.349rad (20°) で、すべり率が小さい場合、ラグが土壌から抜け出るとき、ラグに作用する水平力 f_{h1} が負の値となっている。ここで、負の値は車輪の走行抵抗であると考え、ラグ先端角が小さすぎると好ましくないと予想される。リムに作用する水平力 f_{hr} は、ラグが貫入してから車軸の真下付近にラグ先端がくるまで負の値となっている。また、 f_{h1} の最大値は、ラグ先端が車軸中心の真下に達する前に発生している。鉛直力 f_v に関しては、ラグよりリムのほうが大きく、ラグに作用する鉛直力 f_{v1} の最大値は f_{h1} のそれよりも前に生じており、ラグが有効に作用していないと考えられる。

これより、ラグは土壌に貫入すると、まず浮力を受け持ち、その後推進力を発生していることがわかる。これは、どのラグ先端角に関しても言える。なお、すべり率が大きくなると、ラグが土壌から抜け出るとき f_{v1} が負の値となる。これは、後方の土壌をかき上げているためである。以上より、ラグ先端角 0.349rad (20°) の場合、水平力に関しては有効な場合もあるが、鉛直方向の接地面積が小さく沈下量が大きくなり、ころがり抵抗が大となるため、軟弱な地盤上の走行には向いていない。

ラグ先端角が 0.524rad (30°) の場合、リムの測定波形の中に大きい雑音を拾っているものがみられた。解析区間を若干移動しなければならなかったが、解析には問題ないと考えられる。この原因は不明であるが、今後実験時には注意を要する問題である。 f_{h1} に関しては、ラグ先端角 0.349rad (20°) の場合とほぼ同様の傾向を示しているが、土壌から抜け出るときの負の値が小さくなっている。 f_{v1} に関しては、ラグ先端角 0.349rad (20°) の場合よりやや急激に増加する傾向がみられ、鉛直方向の接地面積が大きくなり、その分担率も大きくなっている。

ラグ先端角が 0.698rad (40°) の場合、すべり率が小さく、ラグが土壌から抜け出るときの f_{h1} の負の値の絶対値が小さくなっている。また、 f_{h1} の最大値は、ラグ先端が車軸中心の真下付近にきたときにみられ、すべり率が大きくなるとこれより前方にみられる傾向がある。 f_{v1} は、ほぼリムに作用する鉛直力 f_{vr} と絶対値が等しく、ラグが土壌に

貫入すると同時に急激に増加し、その後徐々に減少している。ラグに作用する外力に関しては、ほとんど負の値がみられず、最も理想的なラグ先端角であると思われる。ただし、この結果は本研究で走行実験を行った土壌条件の場合である。

ラグ先端角が 0.873rad (50°) および 1.047rad (60°) の場合、すべり率が小さいとき、ラグが内端側から土壌に貫入するため、 f_{n1} が負となっている。また、土壌から抜け出るときも同様に負となっている。 f_{n1} の最大値は、ほぼ車軸中心の真下付近であるが、ラグ先端角が大きくなるにしたがって、それより後方に移動する傾向がみられた。これは、ラグ先端角が大きいため、ラグ面の水平方向の接地面積が大きくなるのが遅れるからである。 f_{v1} は、ラグが土壌に貫入すると同時に最も急激に増大している。その絶対値は、ラグ先端角 1.047rad (60°) の場合が他のラグ先端角に比べて最も大きくなっている。これより、ラグ先端角が大きいラグは、けん引作業には適していないが、軟弱地等沈下が大きい圃場では有効であると思われる。

図2-30～2-35に、ラグおよびリムに作用する土壌反力とその作用角の推移を示す。図中の土壌反力は、ラグおよびリムに作用する水平力と鉛直力の合力を表す。まず、土壌反力を考察するとラグ先端角が小さい場合は沈下量が大きくリムの割合が大きくなるが、ラグ先端角が大きくなるにしたがって、ラグに作用する土壌反力の絶対値およびその区間ともにリムに比べて大きくなる傾向がみられる。また、同じラグ先端角の場合でもすべり率が大きくなって沈下量が大きくなると、同様にラグの割合が大きくなる。

土壌反力の作用角は、いずれの場合もラグのほうが 0.698 (40°) ～ 1.571rad (90°) の間で大きく変動しており、その角度は概ねリムより小さい。リムに作用する土壌反力の作用角は、 1.222 (70°) ～ 1.396rad (80°) で変動が小さいが、すべり率が大きくなるとラグ同様変動幅が大きくなる傾向がみられた。

このことから、ラグに作用する土壌反力は水平方向に傾いており、推進力に大きく貢献していることがわかる。また、リムの構造から考察すると、すべり率が小さい場合はリムのほうが走行抵抗になりやすいことがわかる。

2-5-3 ラグ車輪に作用する外力

つぎに、車軸トルク、ラグ車輪に作用する正味推進力、動的接地荷重および沈下量の相互関係をもてみる。図2-36～2-38にその一例を示す。いずれのラグ先端角に関しても車軸トルクは、動的接地荷重の増大にともなって増大しており、その後徐々に減少するか

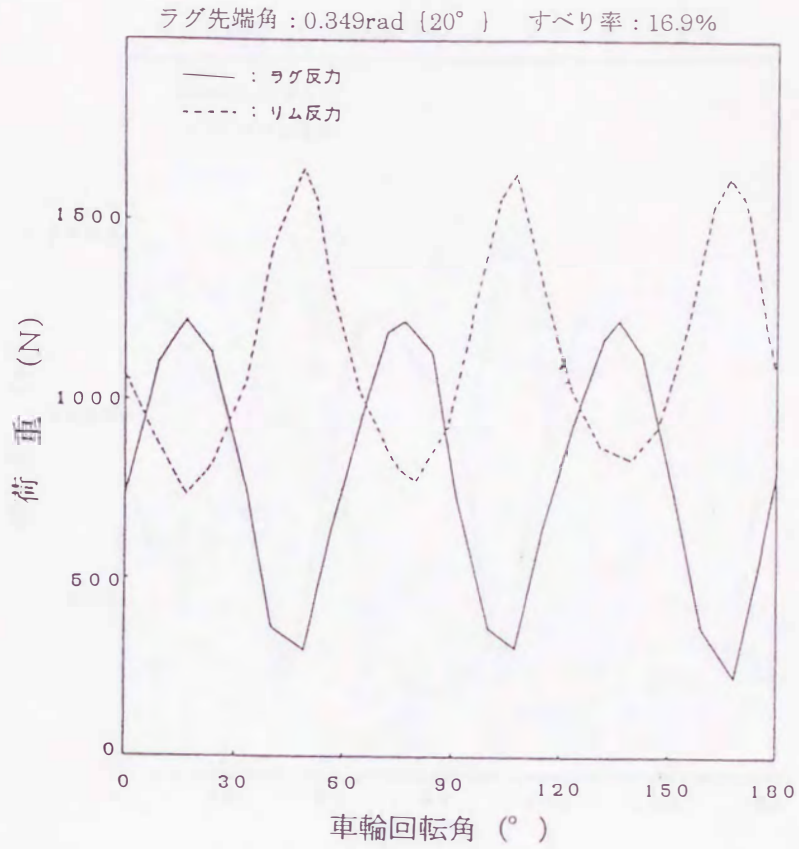


図 2-30 ラグおよびリムに作用する外力の一例

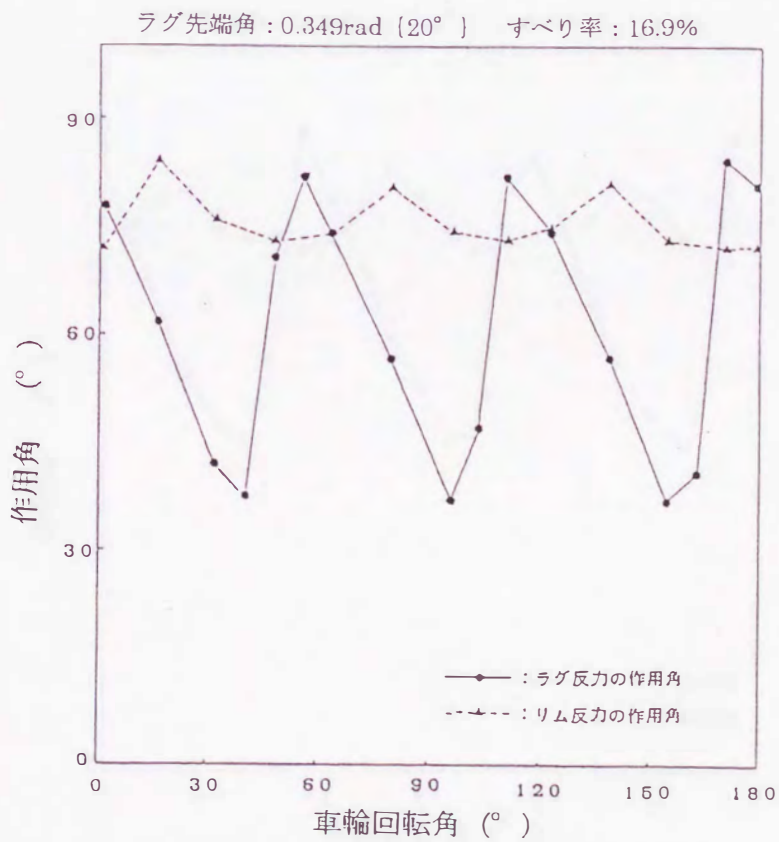


図 2-31 ラグおよびリムに作用する外力の作用角の一例

ラグ先端角 : 0.698rad (40°) すべり率 : 14.2%

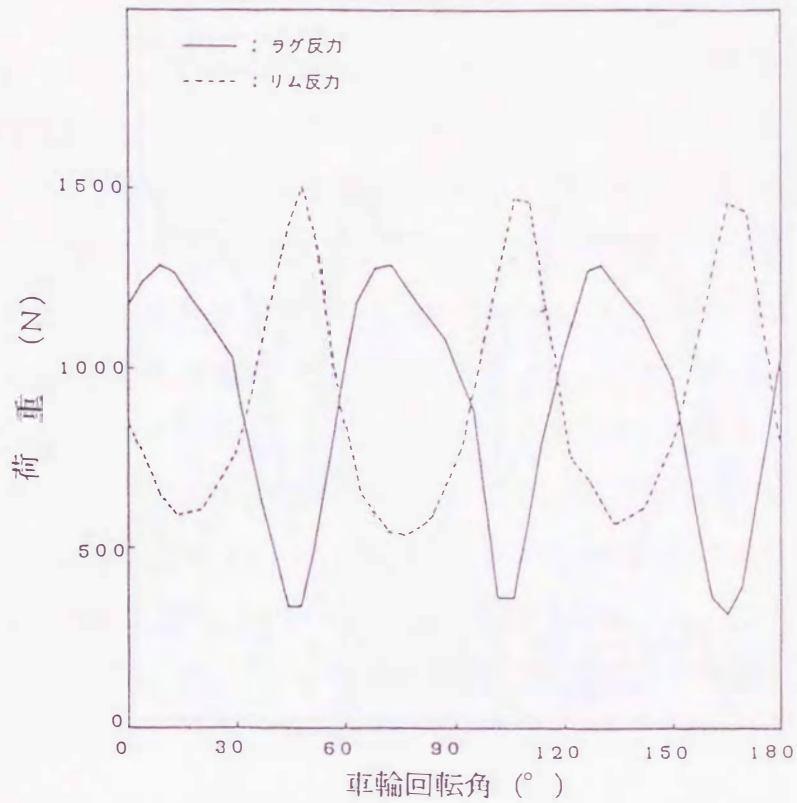


図 2-32 ラグおよびリムに作用する外力の一例

ラグ先端角 : 0.698rad (40°) すべり率 : 14.2%

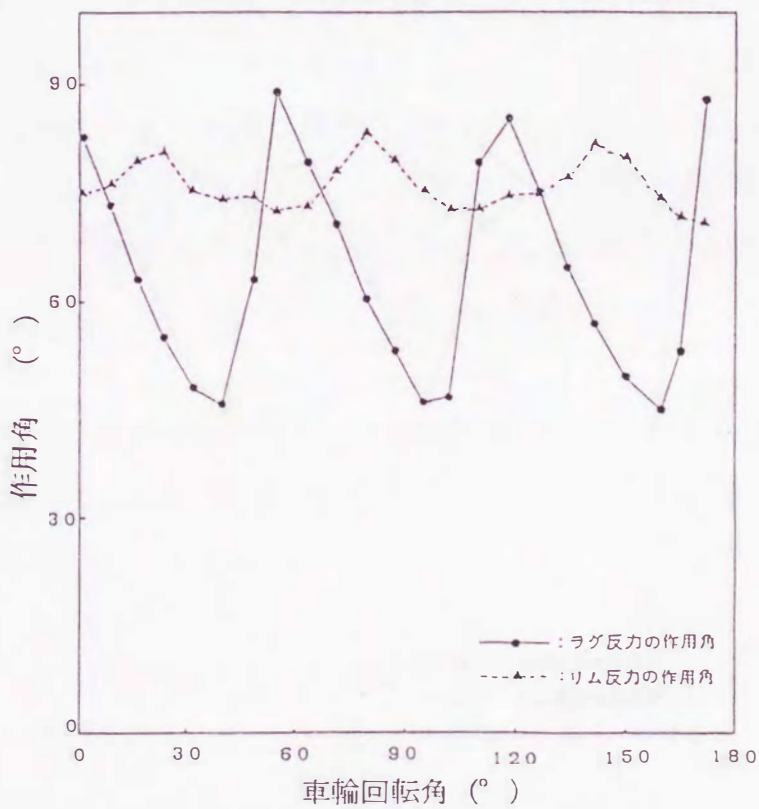


図 2-33 ラグおよびリムに作用する外力の作用角の一例

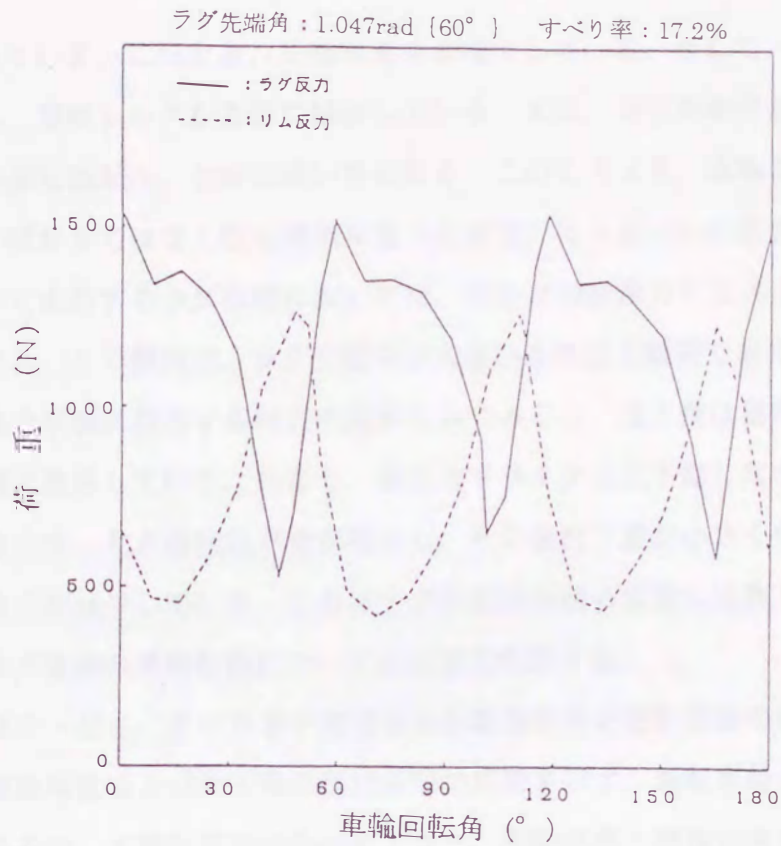


図 2-34 ラグおよびリムに作用する外力の一例

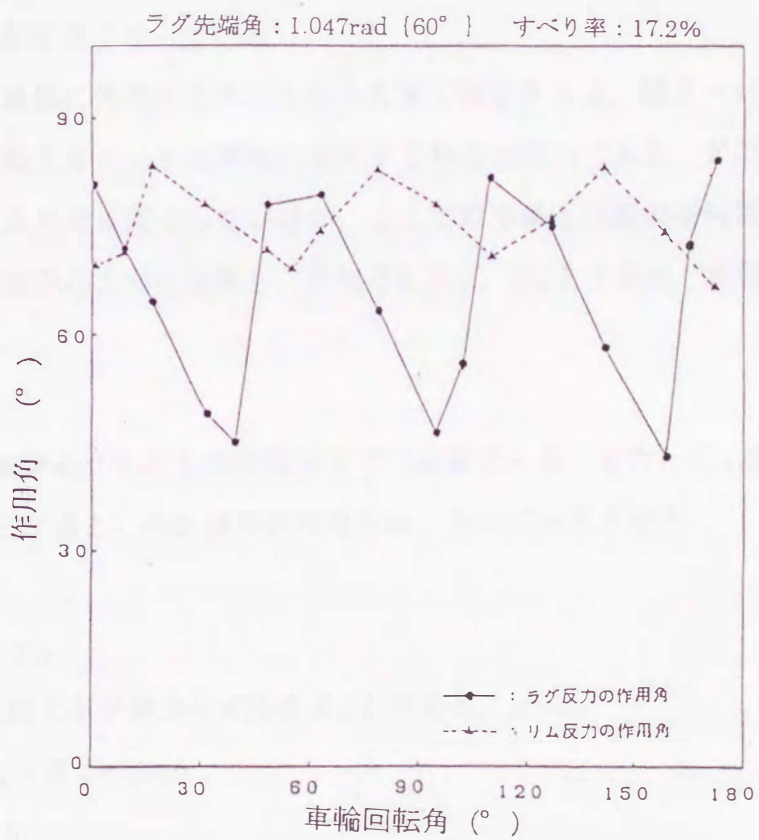


図 2-35 ラグおよびリムに作用する外力の作用角の一例

横ばい状態になっている。このとき、正味推進力が増大している。そして、正味推進力が最大になったとき、車軸トルクが急激に減少している。また、ラグ先端角が大きくなるほど、車軸トルクの測定波形は、台形に近い形になる。このことより、車軸トルクは、正味推進力（水平力）ばかりではなく動的接地荷重（鉛直力）にもおおいに関係していることがわかり、沈下して走行するラグ車輪においては、みかけの推進力Hは式（2・4）では表せないことになる。この傾向は、ラグ先端角が大きいものほど顕著である。

つぎに、沈下量と車輪に作用する外力の関係をみてみると、沈下量は動的接地荷重の測定波形とほぼ同様に推移している。つまり、歩行用トラクタは上下動しながら走行しており、沈下量が大きくなったとき接地荷重が増大し、その後沈下量が小さくなるにつれ水平力が増大して鉛直力が減少している。これはラグの接地面積の変動に比例していると考えられる。これらラグ車輪の運動特性については次章で考察する。

図2-39および2-40に、すべり率がほぼ0%の駆動車輪と遊転車輪の車軸トルク、正味推進力、動的接地荷重および沈下量の測定波形の比較を示す。遊転車輪の車軸トルクはほぼ0で一定であるが、正味推進力は負の値となり、駆動車輪と同様に大きく変動している。また、沈下量の波形より上下動の振幅は両者ともほぼ等しいが、動的接地荷重の変動は遊転車輪のほうが小さくなっている。

以上より、駆動車輪に作用する外力をあらためて図示すると、図2-41のように表される。図で、Tは車軸トルク、Fは車輪に作用する外力の合力である。Fの大きさや作用角は車輪の回転角により常に変化しているが、ここでは車輪1回転の平均値とする。Fを車輪の接線方向と車軸中心方向に分解し、それぞれ F_t 、 F_n とすると、車軸トルクTは次式で与えられる。

$$T = F_t r_F \quad (2 \cdot 14)$$

ここで、 r_F は車軸中心から外力の作用点までの距離である。また、 F_t の作用方向と水平軸のなす角を θ_t とすると、みかけの推進力Hは、次式で与えられる。

$$\begin{aligned} H &= F_t \cos \theta_t \\ &= T \cos \theta_t / r_F \end{aligned} \quad (2 \cdot 15)$$

また、Fの作用方向と水平軸のなす角を β_a とすると、Hは、

$$H = F \cos (\beta_a - \theta_t) \cos \theta_t \quad (2 \cdot 16)$$

で与えられる。

同様に、ころがり抵抗Mは、次式で与えられる。

$$\begin{aligned}
 M &= F_n \sin \theta_t \\
 &= F \sin (\beta_a - \theta_t) \sin \theta_t
 \end{aligned}
 \tag{2 \cdot 17}$$

よって、駆動車輪の正味推進力 P_n は、

$$P_n = H - M \tag{2 \cdot 18}$$

で与えられる。

鉛直力に注目すると、図にみられるように f_v は次のように与えられる。

$$\begin{aligned}
 f_v &= F_n \cos \theta_t + F_t \sin \theta_t \\
 &= f_{v1} + f_{v'}
 \end{aligned}
 \tag{2 \cdot 19}$$

これより、駆動車輪の動的接地荷重は遊転車輪の場合と異なり、 $f_{v'}$ （浮上力）が作用していることがわかる。ラグ車輪の場合、この浮上力は主にラグに作用しているものと考えられる。ここで、 r_F と θ_t は以下のように求められる。

$$r_F = \{e^2 + (r_P - e')^2\}^{1/2} \tag{2 \cdot 20}$$

$$\sin \theta_t = r_F / e \tag{2 \cdot 21}$$

本実験装置によるみかけの推進力 H およびころがり抵抗 M の測定方法を簡単に述べると、以下のとおりである。まず、測定用ラグ車輪を利用して土壌槽において走行実験を行い、走行中の車軸トルク、ラグ 1 枚およびリム部に作用する水平力、鉛直力、モーメントをそれぞれ独立に測定する。それらのデータを A/D 変換器を介してパーソナルコンピュータに入力し、車輪 1 回転について任意の車輪回転角に対する車軸トルク T 、ラグ 1 枚に作用する水平力 f_{h1} 、鉛直力 f_{v1} 、ひずみゲージからラグに作用する外力の作用点までの距離 L_1 、リムに作用する水平力 f_{hr} 、鉛直力 f_{vr} およびひずみゲージからリムに作用する外力の作用点までの距離 L_r を求める。そして、 f_{h1} 、 f_{v1} 、 f_{hr} および f_{vr} を車輪 1 回転について合成することにより、 F の大きさおよびその作用角 β_a が求められる。

つぎに、ラグおよびリムに作用する外力 f_l および f_r とひずみゲージからラグおよびリムに作用する外力の作用点までの距離 L_l および L_r より各々の作用線がわかるので、それらを Varignon の定理を利用して車輪 1 回転について合成する。このラグおよびリムの合力の作用線とラグ車輪の交点が F の作用点となる。これより、 e および e' が求められるので、式 (2 \cdot 14) ~ (2 \cdot 21) にそれぞれを代入すれば、みかけの推進力 H およびころがり抵抗 M が算出される。本研究においては、残念ながら Varignon の定理を利用した解析用プログラムの作成にまで至らなかった。

最後に、図 2-42 に制動車輪に作用する外力の模式図を示す。駆動車輪の場合と違い、

ラグ先端角 : 0.349rad {20°} すべり率 : 16.9%

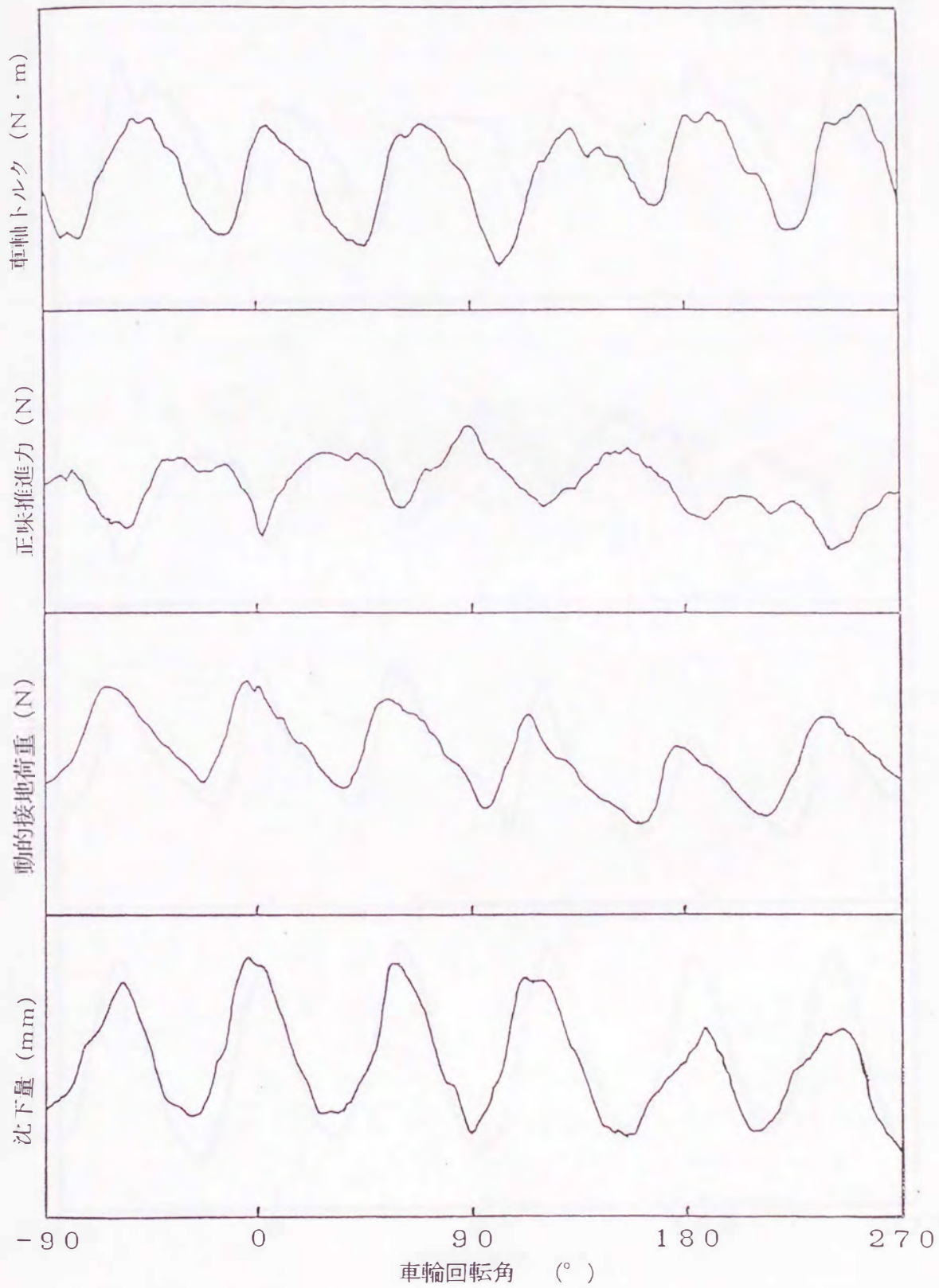


図2-36 車軸トルク，正味推進力，動的接地荷重および沈下量の測定波形の一例

ラグ先端角 : 0.698rad {40°} すべり率 : 19.3%

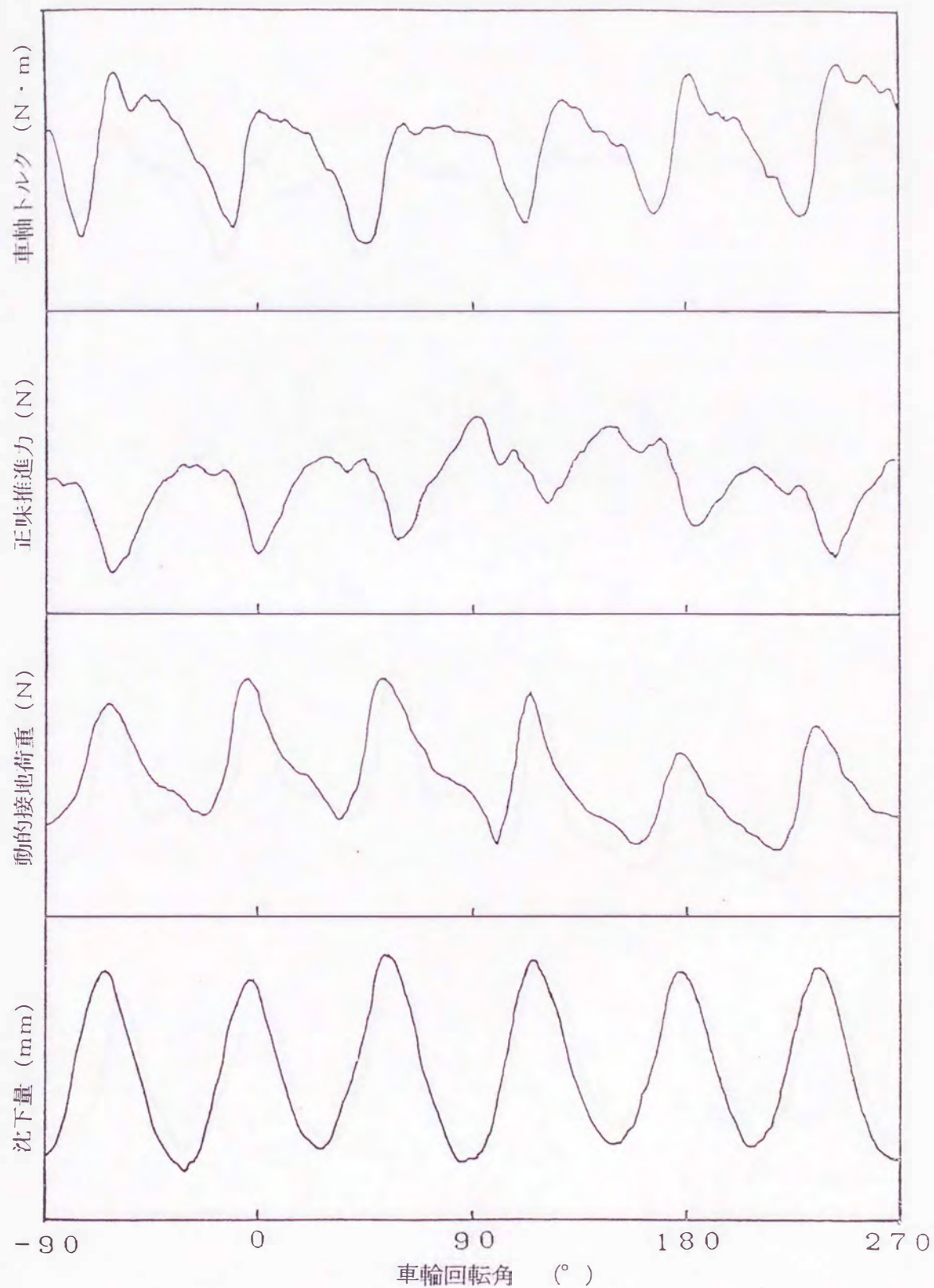


図 2-37 車軸トルク, 正味推進力, 動的接地荷重および沈下量の測定波形の一例

ラグ先端角 : 1.047rad {60°} すべり率 : 17.2%

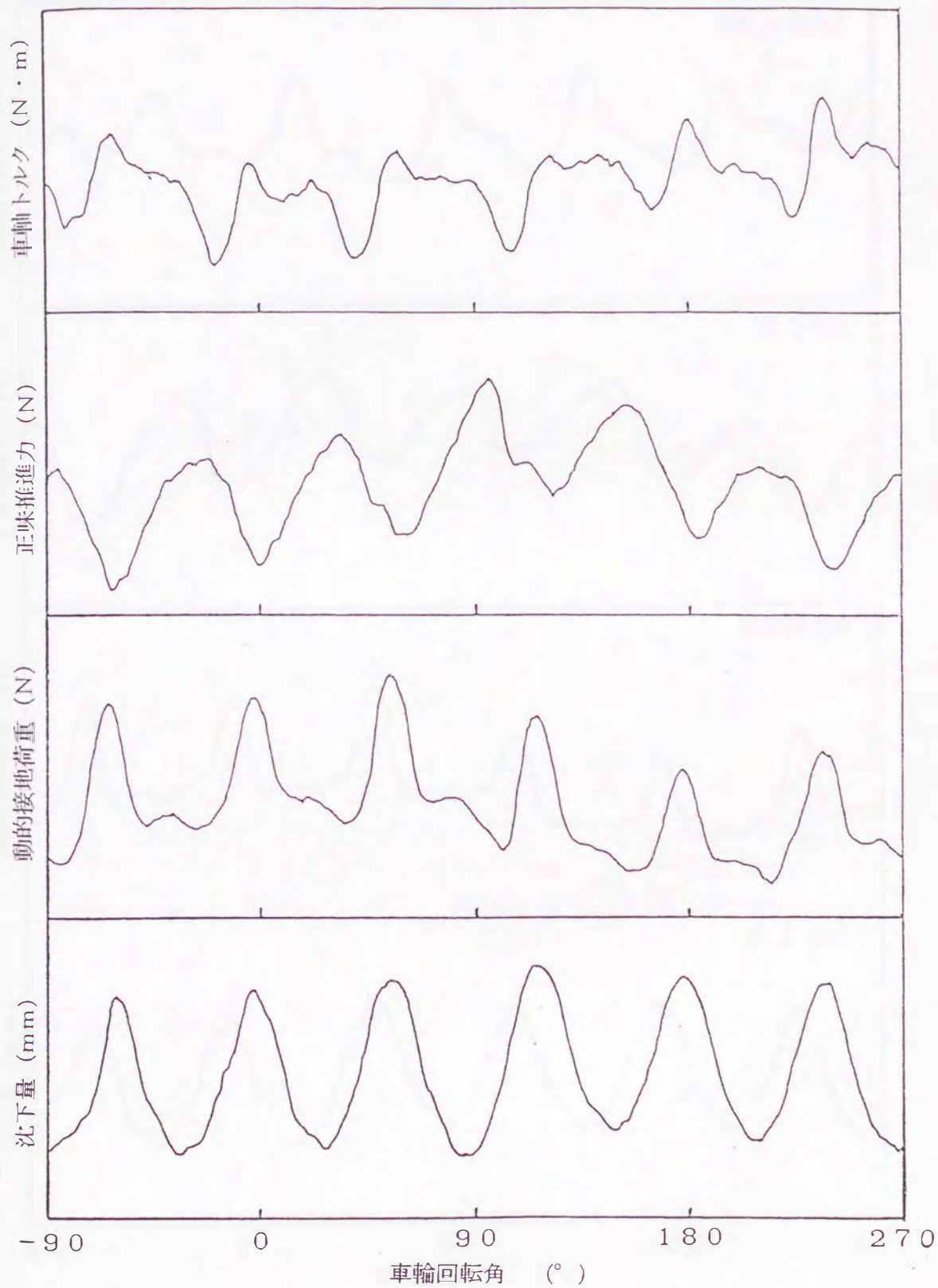


図 2-38 車軸トルク, 正味推進力, 動的接地荷重および沈下量の測定波形の一例

ラグ先端角 : 1.047rad {60° }

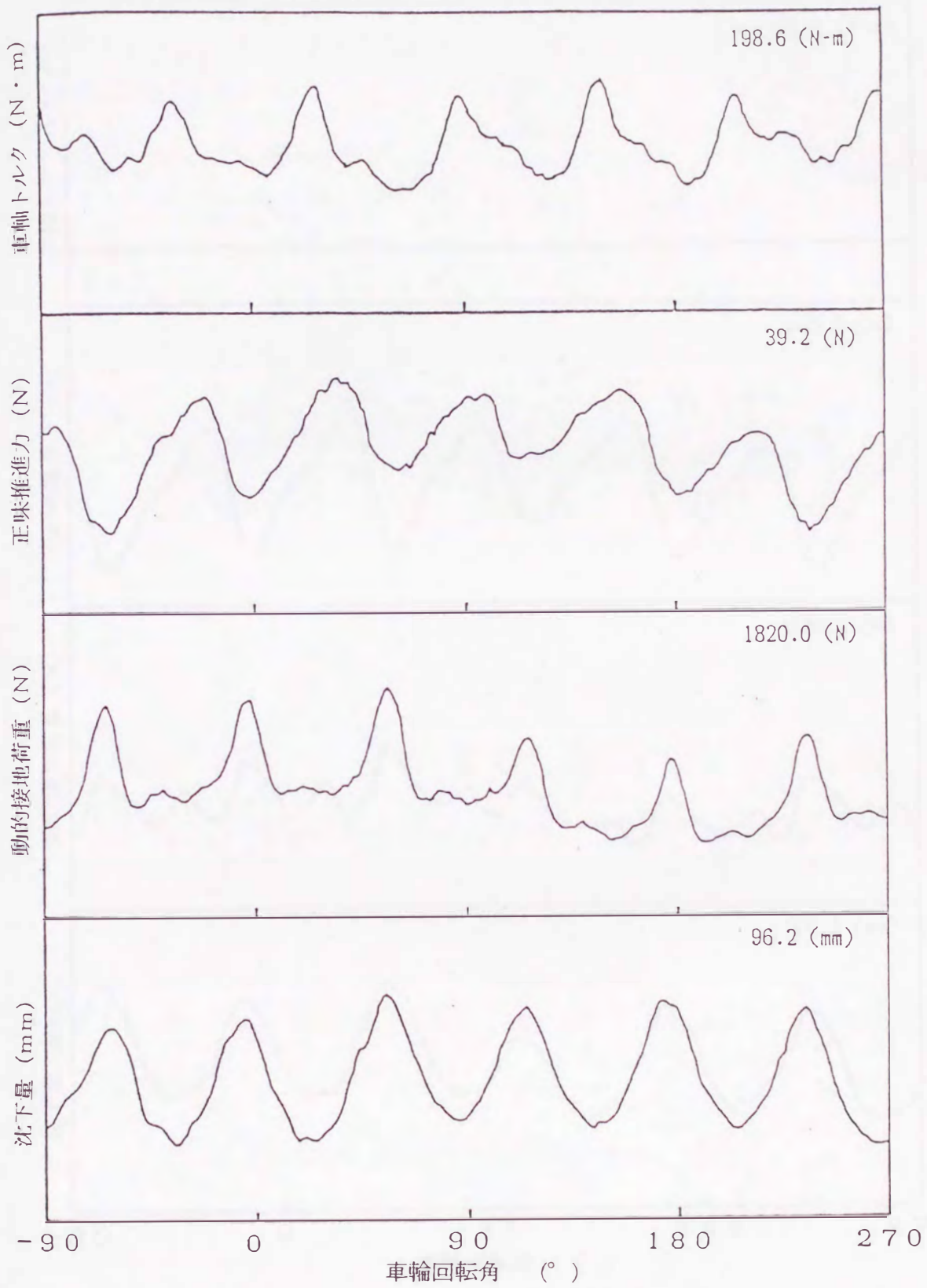


図 2-39 駆動車輪の各測定波形の一例

ラグ先端角 : 1.047rad {60° }

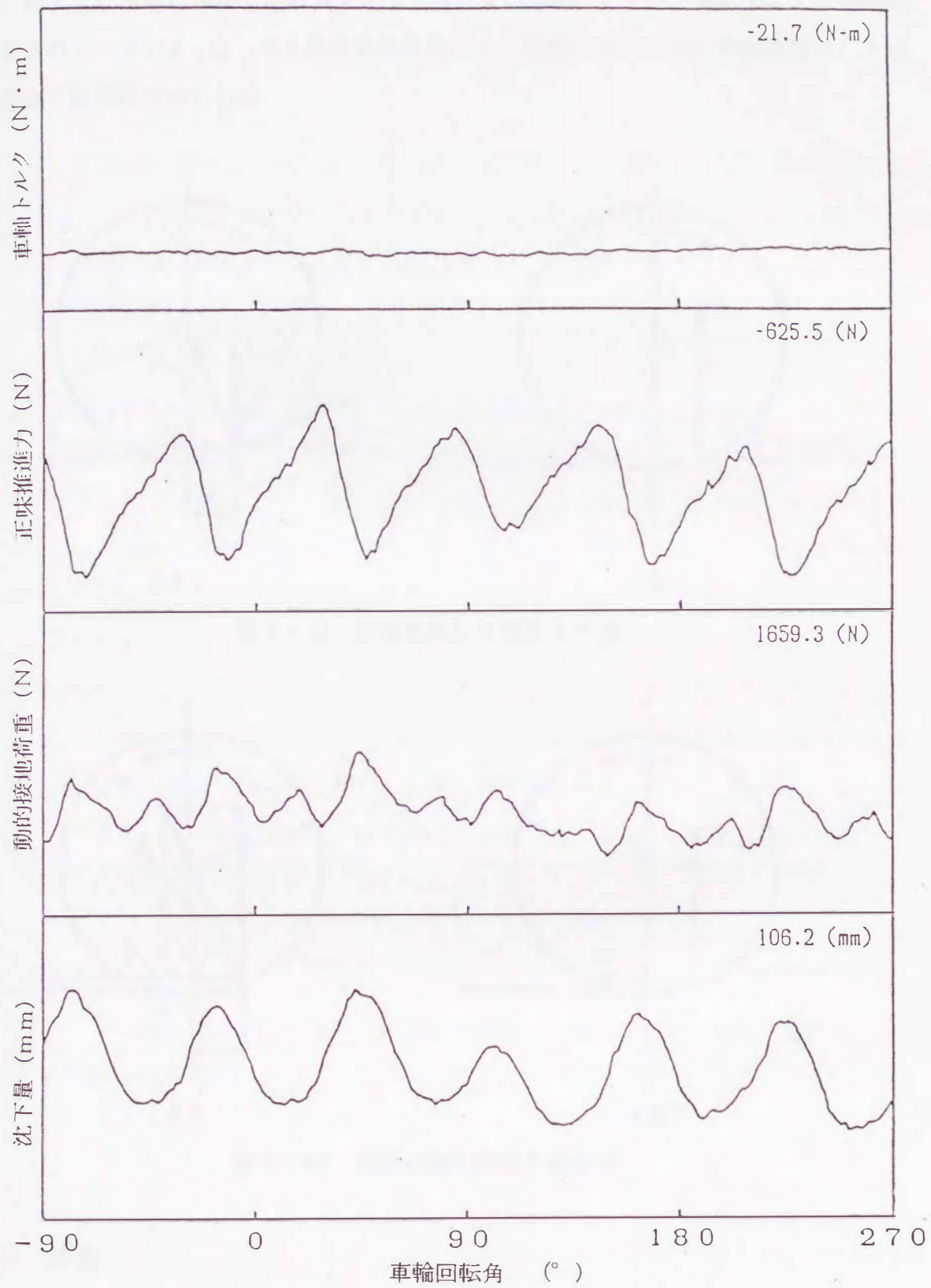


図 2-40 遊転車輪の各測定波形の一例

車軸トルク T や車輪に作用する外力 F が負となっているが、ころがり抵抗 M および純制動力と称されている力 P_1 は、本実験装置を利用して土壌槽において走行実験を行い、上述した方法で同様に求められる。

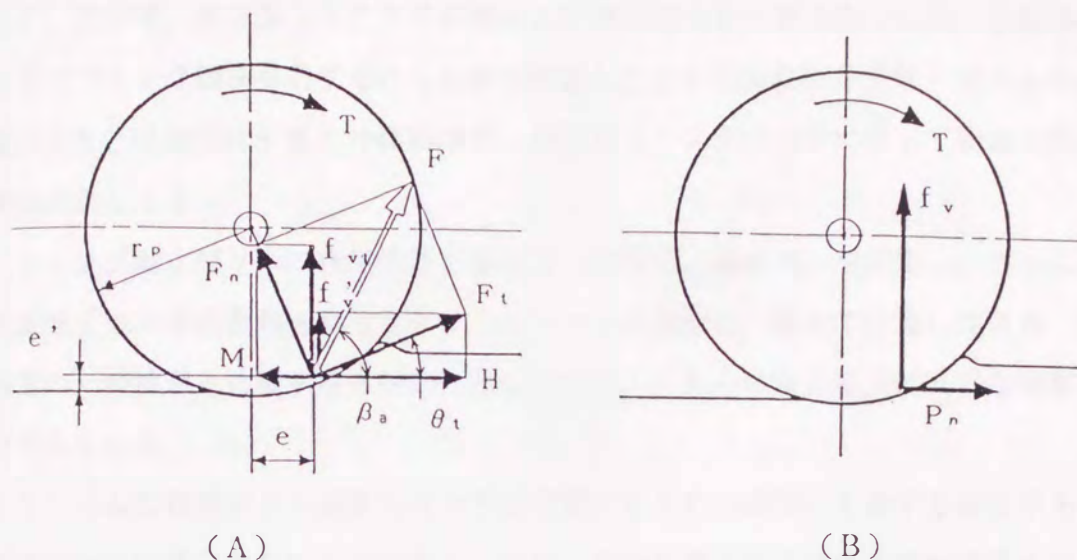


図 2-41 駆動車輪に作用する外力

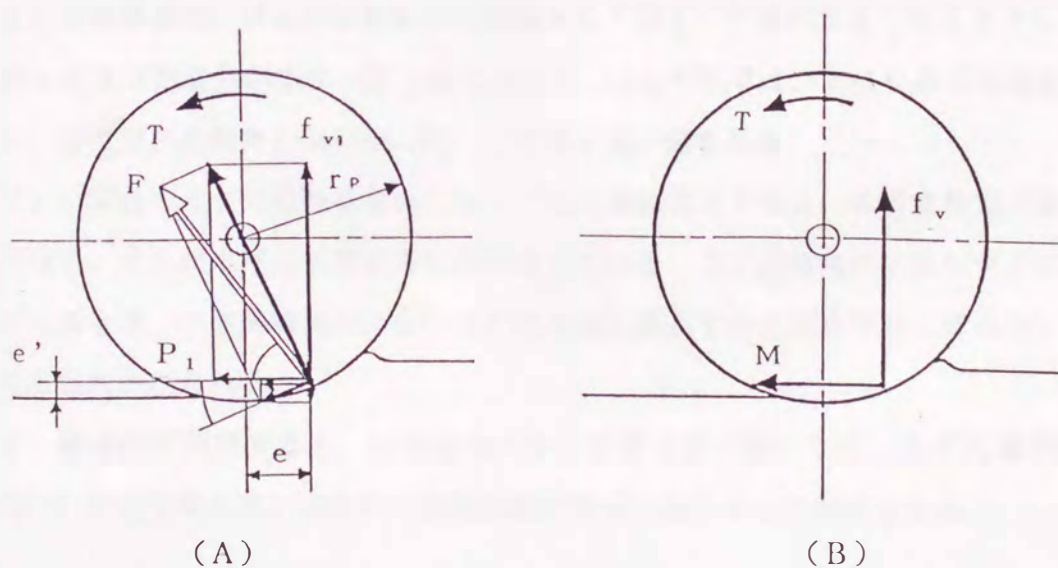


図 2-42 制動車輪に作用する外力

2-6 摘要

本章では、ラグ車輪の基本的な力学的特性を把握することを目的として、スライドベアリング機構の採用により、台車に対して鉛直方向にのみ自由に運動しうる走行実験装置を

設計、製作し、ラグ、リムおよび車軸の各部に作用する外力を同時に、かつ、独立に測定しうる測定用ラグ車輪を装着した歩行用トラクタを連結し、軟質な砂質系土壌槽においてラグ先端角およびすべり率を一連に変化させつつ走行実験を行った。本実験で得られた主な結果は次のとおりである。

1) 走行時、歩行用トラクタの姿勢および進行方向を一定に保つため、左右2組のスライドベアリング機構を有するけん引桿を装着した走行実験装置を設計・試作した。この装置により、連結部に鉛直力は作用せず、歩行用トラクタは台車に対して鉛直方向にのみ自由に運動しうる。

2) ラグおよびリムに作用する土壌反力（水平力、鉛直力）を測定し、さらに、これらの土壌反力の合成波形を算定した。これらの合成波形は、車軸で計測した外力（水平力、鉛直力）の波形と比較するとほぼ一致しており、これらの測定結果は妥当な精度を有すると考えられる。

3) リムに作用する土壌反力はラグに作用するその60%にも達する場合があり、ラグ車輪設計上無視しえないものである。なお、正味推進力および動的接地荷重のラグ分担率は、いずれもラグ先端角が大になるほど大きくなる傾向がある。

4) 正味推進力、けん引係数および車軸トルクはすべり率が大きくなるとともに増大し、これらはラグ先端角が小さいほうが大となる。けん引効率は、すべり率15%前後で最大となり、特にラグ先端角 1.047rad (60°) で最も高い値を示す。

5) いずれのラグ先端角においてもラグは土壌に貫入すると、まず支持力（鉛直力）を受け持ち、その後水平力（推進力）を発生している。ラグ先端角が小さいラグは土壌から抜け出るとき、ラグ先端角が大きいラグは土壌に貫入するとき水平力（推進力）が負の値となる傾向がみられる。

6) 総合的に判断すると、間隙比の大きな軟質土壌においては、ラグ先端角 0.698rad (40°) 付近で最も高いけん引・走行性能が発揮されるものと判断しうる。