

# 学位論文

## 農用タイヤラグに作用する法線方向および 接線方向力の解析

Analysis of normal and tangential forces  
on agricultural tire lug

2016. 9

岩手大学大学院  
連合農学研究科  
生物環境科学専攻  
(帯広畜産大学)

邵 明亮

# 目次

第 1 章 緒 論	1
1.1 研究の背景	1
1.2 既往の研究	2
1.3 研究目的と論文の構成	3
1.3.1 研究目的	3
1.3.2 本論文の構成	3
第 2 章 農用タイヤラグ構成面に 作用する接地反力の解析	6
2.1 車輪ラグを構成する各面	6
2.2 実験目的	7
2.3 実験装置	7
2.3.1 台車およびタイヤ装着フレーム	7
2.3.2 供試タイヤ	8
2.3.3 測定装置および装着位置	10
2.3.4 車軸力測定装置	11
2.3.5 パルス装置	11
2.4 土壌条件	15
2.5 走行実験	16
2.5.1 実験方法	16
2.5.2 計測方法	16
2.6 結果および考察	16
2.6.1 各ラグ面での測定結果	16

2.6.1.1	滑り率が-10%の時	16
2.6.1.2	滑り率が10%の時	18
2.6.1.3	滑り率が20%の時	19
2.6.2	車軸力測定装置の測定結果	19
2.7	本章のまとめ	27

### 第3章 けん引時の車輪ラグ形状が

	接地反力に及ぼす影響	29
3.1	緒言	29
3.2	実験装置	30
3.2.1	剛性モデル車輪および供試ラグ	30
3.2.2	ラグ3面用トランスデューサ	34
3.2.3	トランスデューサの較正	36
3.3	土壌条件	38
3.4	走行実験	38
3.4.1	実験方法	38
3.4.2	測定方法	39
3.5	トランスデューサ自重の補正	39
3.6	結果および考察	41
3.6.1	前方ラグ面 (AB面)	
	測定結果の比較	41
3.6.2	ラグ外周面 (BC面)	
	測定結果の比較	42
3.6.3	後方ラグ面 (CD面)	
	測定結果の比較	43

3.6.4 車軸で測定した，車輪全体の 水平力の比較	51
3.7 本章のまとめ	53
<b>第4章 制動時の車輪ラグ形状が         接地反力に及ぼす影響</b>	<b>55</b>
4.1 緒言	55
4.2 実験装置	56
4.3 土壌条件	56
4.4 走行実験	57
4.4.1 実験方法	57
4.4.2 測定方法	57
4.5 結果および考察	57
4.5.1 前方ラグ面（AB面） 測定結果の比較	57
4.5.2 ラグ外周面（BC面） 測定結果の比較	59
4.5.3 後方ラグ面（CD面） 測定結果の比較	59
4.6.4 車軸で測定した，車輪全体の 水平力の比較	66
4.6 本章のまとめ	68
<b>第5章 総括</b>	<b>70</b>
5.1 農用タイヤラグ構成面に	

作用する接地反力の解析(第2章)	70
5.2 けん引時の車輪ラグ形状が接地反力に 及ぼす影響(第3章)	72
5.3 制動時の車輪ラグ形状が接地反力に 及ぼす影響(第4章)	74
5.4 結語	75
謝辞	76
参考文献	78
Summary	82

# 第 1 章 緒 論

## 1.1 研究背景

日本における農用トラクタは，1960年代以降は乗用型トラクタの普及が進み，1970年代には，当初の歩行型トラクタを利用した部分的機械化体系から，乗用型トラクタを中心とした一貫的機械化体系への進展が見られている。近年における日本国内の動向として，農業基盤整備事業等による圃場の大規模化にあわせ大型化が進行したことがあげられる。100馬力のトラクタも現在では珍しくなく，特に北海道では，200馬力のトラクタが一部農家で導入される等，大型化と高出力化になっている。

トラクタは牛馬に代わり，作業機を装着し農作業を行うための動力源となった。このような作業システムにおいて，車輪は機械と土との接点として力を伝達し，農作業で非常に重要な役割をはたしている。すなわち，車輪性能が作業効率に大きな影響を与えるとと言っても過言ではない。

農用車輪に関する研究は，従来から数多く行われているが，車輪と土の相互作用により生ずる力学的現象は複雑であるために未解決な部分が多い。例えばトラクタが作業する時，作業機の種類により車輪のラグを構成する各面にどのような影響を受けているのかを明らかにする必要がある。ラグを構成す

る各面に作用する力は，車輪の性能にどのような影響があるかを解明することにより，ラグ形状を設計に重要な要素である。

## 1.2 既往の研究

農用車輪に関する研究として，坂井・岸本<sup>12)</sup>，岸本・坂井<sup>6)8)9)</sup>によるラグ車輪の設計理論について行った研究や，王ら<sup>23)-25)</sup>は受動土圧理論を応用し車輪の運動を解析する研究，また，Gee-Clough・Chancellor<sup>4)</sup>，田中<sup>22)</sup>による車輪回転に伴い発生する力をラグ面に垂直および水平方向に分けて解析を行った研究，田中・中嶋<sup>17)</sup>，中嶋・田中<sup>14)-16)</sup>による接地反力に関する研究，さらに岸本ら<sup>7)</sup>による，ラグを構成する3面にそれぞれ発生する接地反力について行った研究などが挙げられる。

空気入り農用タイヤに関する研究として，Taylor<sup>18)-20)</sup>はラグ角度と間隔および踏面形状などがタイヤけん引性能への影響を検討した。Burtら<sup>1)-3)</sup>は外周ラグ面に応力測定器を装着して法線方向応力と接線方向応力との関係を検討した。全ら<sup>26)</sup>は，3方向力測定器を開発し空気圧と負荷荷重を変数として，大型タイヤ外周ラグ面で発生する法線方向，接線方向および側方力を測定した。

Trabbicら<sup>21)</sup>は，空気タイヤのラグを構成する3面とアンダートレット面に各5個の測定器を装着し，

各面で発生する接地圧分布を測定した。しかし，滑り率によりラグを構成する各面の作用や役割について論じたものがほとんど報告されていない。また，過去の研究では，ロータリ耕耘作業時のようなタイヤが負の滑りを発生する場合に，土からタイヤ構成する各面への反力に関する研究がほとんど行われなかった。さらに，車輪ラグの形状と走行性能との関係に関する研究はほとんど報告されていない。ラグを構成する各面ごとに滑りを変化し，土への作用特性を解析すれば農用車輪の走行性能の向上につながると考えた。

### **1.3 研究目的と論文の構成**

#### **1.3.1 研究目的**

本研究では，農用車輪の走行性能を向上することを目的とし，けん引および制動に最適なラグ形状を設計するため，小型農用タイヤと剛性モデル車輪を供試し，ラグを構成する面の接地反力を測定し，土への作用特性を解析した。これよりけん引および制動性能を向上するようなラグ形状，適切な形状を設計するための重要な角度要素を提言する。

#### **1.3.2 本論文の構成**

本論文は5章で構成され，以下に各章の内容を述べる。



第 1 章では研究の背景，既往の研究および研究の目的について述べた。

第 2 章では，小型 3 方向力測定器と圧力センサを利用し，農用タイヤの前方ラグ面，外周ラグ面，後方ラグ面の各面に作用する外力の測定実験について述べ，滑りの違いによりラグを構成する各面の土への運動作用特性を解明し，車輪に作用する外力と各面の関係を述べる。

第 3 章では，第 2 章で測定したけん引時ラグ各面の運動作用特性を更に実証し，けん引性能が高いタイヤのラグ形状を設計するため，設計角度要素を変化させ形状の異なる 5 種類の剛性モデル車輪による走行実験を行った。ラグを構成する各面を分けて，それぞれの面において法線方向および接線方向力を同時に独立して測定できる装置を供試し，各ラグ面に発生する垂直方向と水平方向力からラグの運動解析および車輪に発生する接地荷重反力，推進力，制動力，転がり抵抗等について理論値を検討し，けん引時の最適なラグ形状を選定する手法について述べる。

第 4 章では，第 2 章で測定した制動時ラグ各面の運動作用特性をさらに実証し，制動性能が高いタイヤのラグ形状を設計するため，第三章と同じ方法で制動時最適なラグ形状を選定する手法について述べる。

第 5 章は，本研究全体のまとめとしての総括である。

## 第 2 章 農用タイヤラグ構成面に作用する接地反力の解析<sup>13)</sup>

### 2.1 車輪ラグを構成する各面

図 2-1 に示すように農用空気タイヤの形状に関しては，ASABE で各部分の名称を制定している<sup>5)</sup>。ラグは Trailing side（前方ラグ面），Leading side（後方ラグ面）と Lug face（外周ラグ面）により構成されている。ラグを構成する各面が土と接触し，車輪が最下端まで沈下しながら土を圧縮し，土との相互作用が完了する。車輪は圃場で作業する時，通常は駆動または制動状態で走行すると考える。従って車輪ラグと土との相互作用を解明するため，車輪が駆動または制動状態でラグを構成する各面での外力の発生状況を明らかにする必要がある。

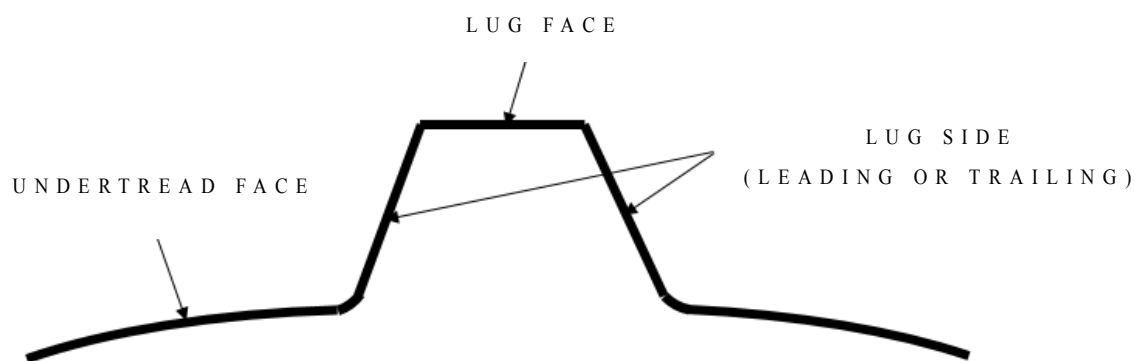


図 2-1 トラクタタイヤラグ<sup>5)</sup>

## 2.2 実験目的

ラグを構成する各面にどのような力が作用しているかにより、タイヤの性能にどのように影響するかを解明することは、ラグ形状を適切な形状に設計するために重要な要素である。

過去の研究では、滑り率の違いによりラグを構成する各面の作用や役割について論じたものがほとんど報告されていない。特に、ロータリ耕耘作業時のように、タイヤは負の滑りを発生した場合の土からラグを構成する各面への反力に関する研究はほとんど行われていない。そこで、本章は、アジア地域でよく使用されている小型農用タイヤを利用し、ラグを構成する前方ラグ面、外周ラグ面、後方ラグ面の3面に作用する接地反力を測定した。これよりタイヤの滑りにより前方ラグ面、外周ラグ面と後方ラグ面の接地圧が発生する状況を検討した。さらに、タイヤ回転に伴い外周ラグ面で発生する垂直方向接地圧を求め、滑り率と空気圧を変数として垂直方向最大接地圧を解析した。

## 2.3 実験装置

### 2.3.1 台車およびタイヤ装着フレーム

実験装置は、図 2-2 に示すように供試タイヤを装着したフレームと台車がスライドベアリングと2本の滑動軸で連結された構造になっている。フレーム

側の静的接地荷重は 1128 N である。フレーム上には 0.75 kW の無段変速機付電動機が載せてあり、タイミングベルト、プーリを介して供試タイヤを駆動する。供試タイヤはフレームに車軸型トランスデューサを介して取り付けられており、走行実験時にはこの装置によって垂直と水平方向の分力をそれぞれ測定し、車軸で発生する接地荷重反力と推進力また制動力を得ることができる。また、供試タイヤの回転角を測定するためにフォトインタラプタを利用したパルス装置を車軸に取り付けた。

### 2.3.2 供試タイヤ

供試タイヤはファルケン（オーツ）製バイアスタイヤ（AR1 6.00-12 6PR 160/85R14）である。外径は 624 mm，幅は 160 mm，ラグ数は 26 枚，ラグ角度<sup>5)</sup>は 65°である。

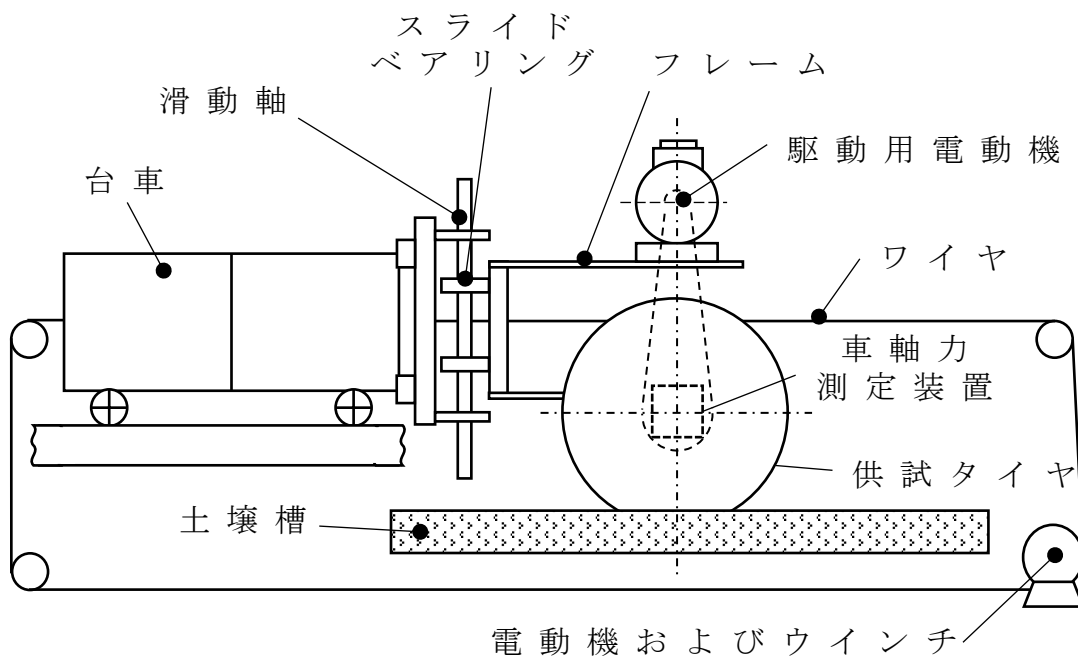


図 2-2 実験装置

### 2.3.3 測定器および装着位置

測定器は一方向圧力測定器（共和電業製，PS-10KC，1 MPa）（図 2-3）と三方向力測定器（テック技販製，USL06-H5，500 N）を供試した（図 2-4）。図 2-5 に示すように，一方向圧力測定器を二本のタイヤラグの 2 ヶ所ずつ（LC:前面ラグ面タイヤ中心線上，LE:前面ラグ面タイヤ端部，TC:後面ラグ面タイヤ中心線上，TE:後面ラグ面タイヤ端部）に取り付けた。三方向力測定器は，隣接する二本のラグ（FC:外周ラグ面タイヤ中心線上，FE:外周ラグ面タイヤ端部）に取り付けた。

各測定器を装着する時，測定部の表面はそれぞれ装着する面と水平になるように調整した。つまり，一方向圧力測定器は測定部に垂直方向に発生する圧力を測定することができる。前方および後方ラグ面はアンダートレット面に対して一定の角度で取り付けられているため，一方向圧力測定器で測定した接地反力の方向が前方および後方ラグ面と垂直な方向となるようにした。三方向力測定器は外周ラグ面で発生する接線方向力，法線方向力および側方力を同時に測定することができる。FC で測定した  $F_x$ ， $F_y$  と  $F_z$  はそれぞれ側方力  $F_l$ ，接線方向力  $F_t$  と法線方向力  $F_n$  である。

$$F_t = F_y \quad (2-1)$$

$$F_n = F_z \quad (2-2)$$

$$Fl = Fx \quad (2-3)$$

FEは装着する時タイヤの中心線と65°の角度があるので、以下の式で測定した力を補正した。

$$Ft = -Fycos65^\circ - Fxsin65^\circ \quad (2-4)$$

$$Fn = Fz \quad (2-5)$$

$$Fl = Fysin65^\circ - Fxcos65^\circ \quad (2-6)$$

#### 2.3.4 車軸力測定装置

タイヤはフレームに車軸型トランスデューサ<sup>10)</sup>を介して取り付けられている。走行実験時にはこの装置によって垂直方向と水平方向の2分力をそれぞれ独立して測定することができ、接地荷重反力と推進力や転がり抵抗を得る(図2-6)。

#### 2.3.5 パルス装置

車輪回転角を測定するためにフォトインタラプタを利用したパルス装置を車軸に取り付けた(図2-7)。鉄製の板がフォトインタラプタの間を通過するとパルスが発生するようにし、このパルスから供試車輪の回転角度を算出する。各測定器の装着位置の違いにより測定された回転角のずれが生じる。FC点を基準とし、タイヤの外周長による各測定器との距離を計算し、位相差はデータ処理時に修正した。



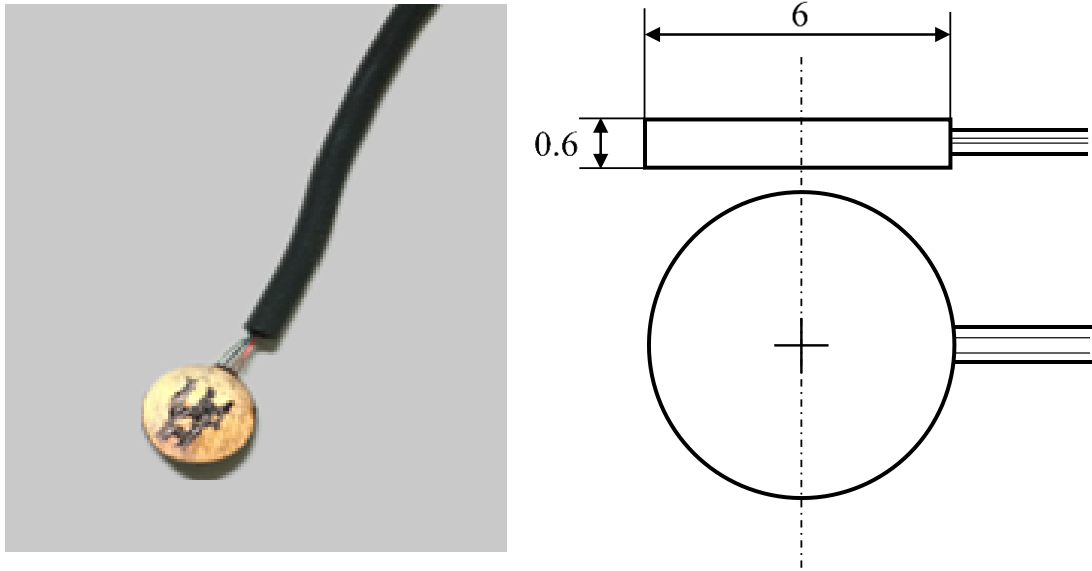


図 2-3 一方向圧力測定器  
(共和電業製, PS-10KC)

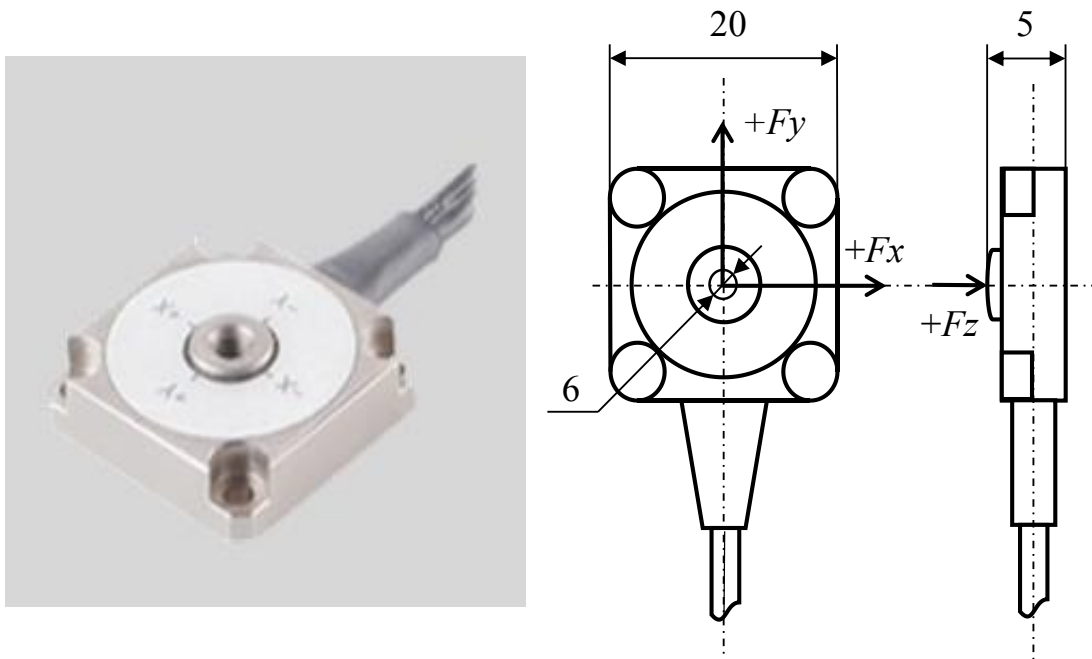
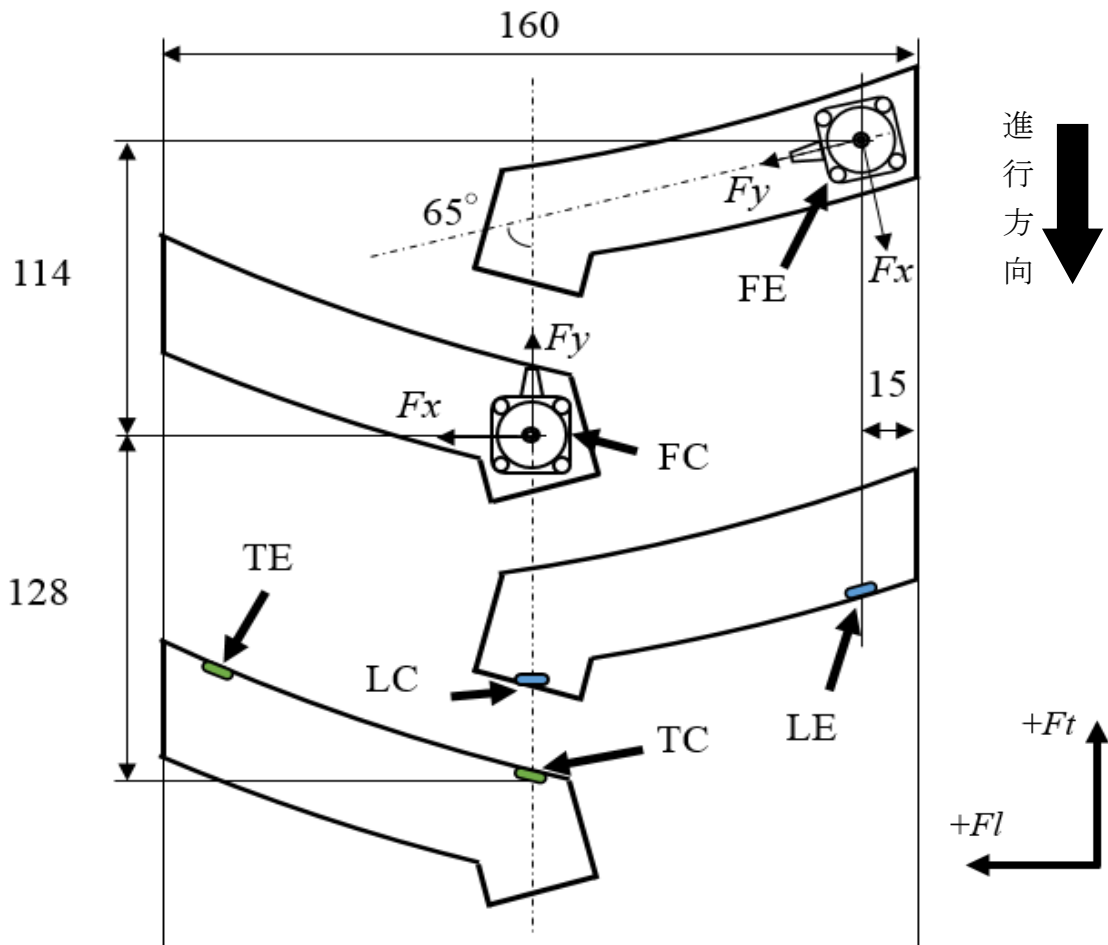
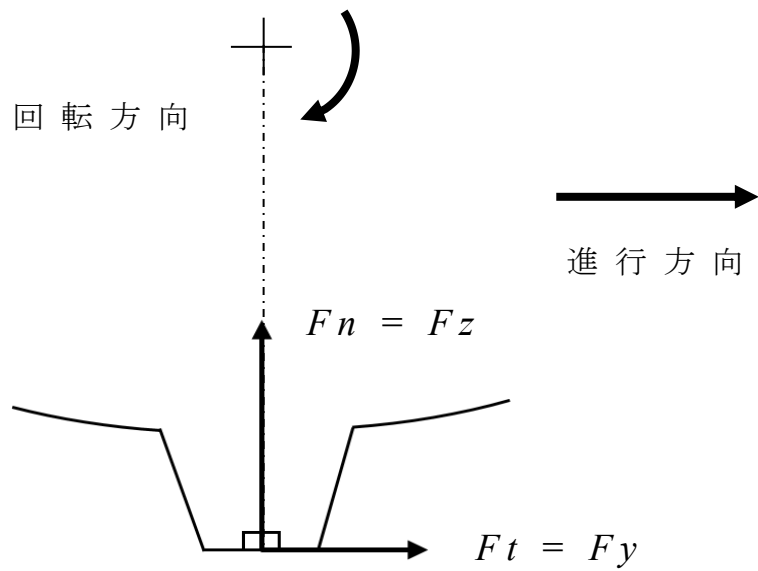


図 2-4 三方向力測定器  
(テック技販製, USL06-H5)



a. 上面図



b. 側面図

図 2-5 測定器の装着位置

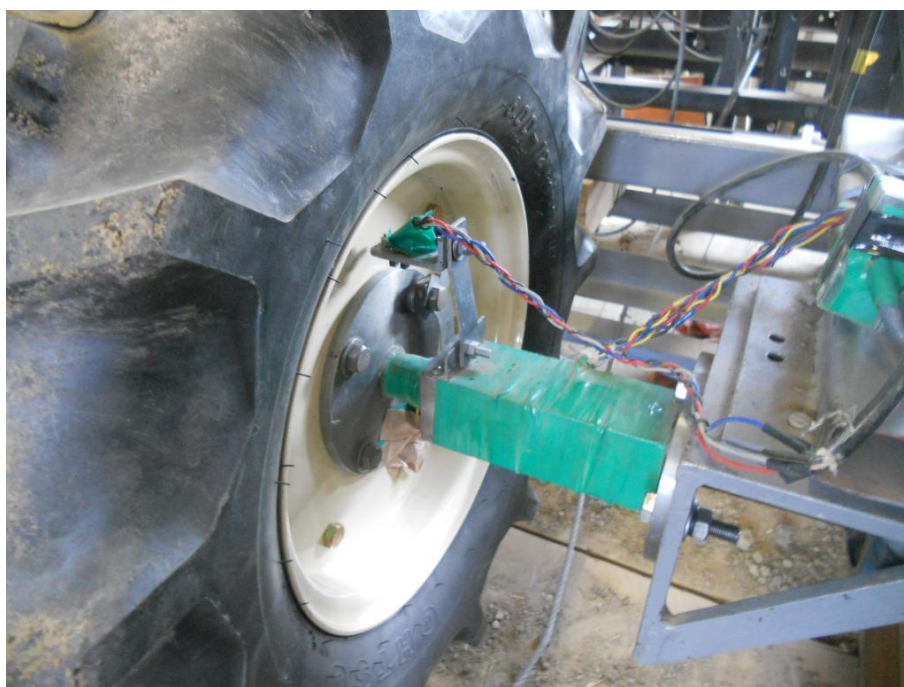


図 2-6 車軸力測定装置

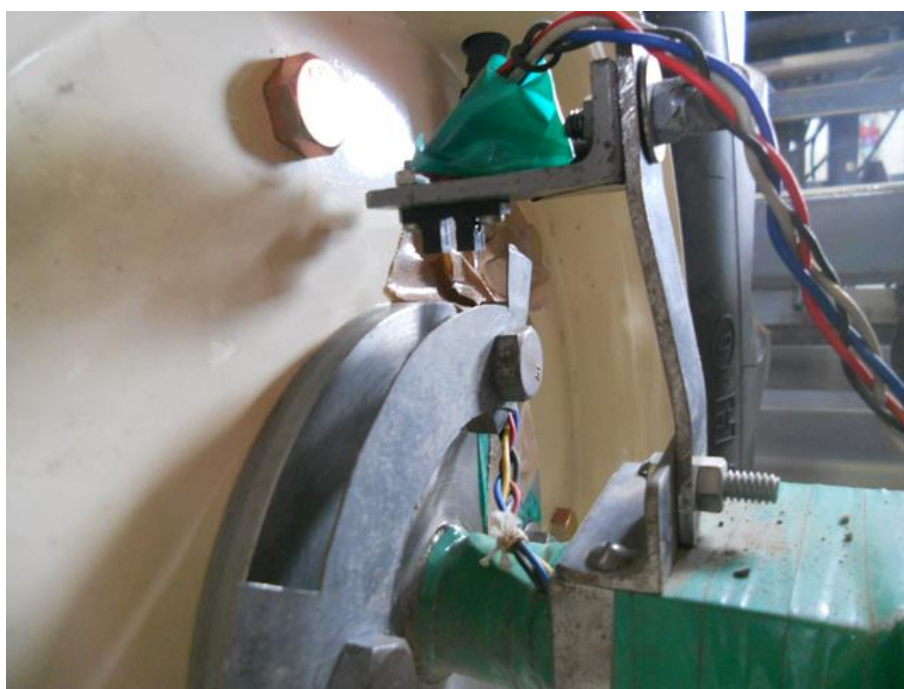


図 2-7 パルス装置

## 2.4 土壌条件

供試土壌は、砂 48.0%、シルト 37.5%、粘土 14.5% の国際土壌学会法によるロームである。実験中の平均含水率は 12.9%(w.b.)、平均乾燥密度は  $1.37 \text{ g/cm}^3$  であった。図 2-8 に土壌硬度測定例を示す。実験時の土壌表面から深さ 15 cm までの平均円錐指数は 360 kPa であった。

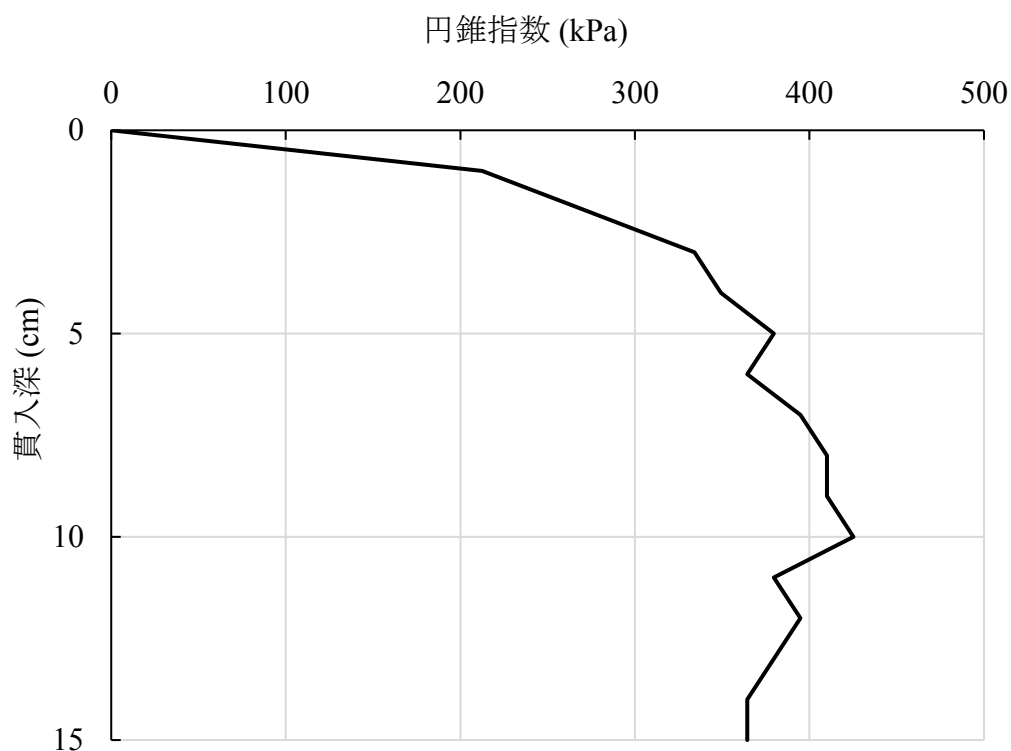


図 2-8 土壌硬度測定例

## 2.5 走行実験

### 2.5.1 実験方法

実験は，フレーム上の電動機によりタイヤの回転速度を一定として，ウインチの回転速度を調整することで台車の速度を変え，設定滑り率を得る滑り制御方式で行った。無負荷時のタイヤ速度は 0.3 m/s である。設定滑り率は -10%，10%，20% である。なお，タイヤ空気圧は 39.2 kPa，78.5 kPa，118 kPa に選定した。

### 2.5.2 計測方法

実験は各条件で 3 回繰り返し行った。走行実験終了後に，タイヤの沈下量と 1 回転の進行距離を測定した。供試土壌含水率と乾燥密度を求めるために採土缶で土壌を採取した。さらに，コーンペネトロメータにより，深さ 15 cm までの土壌貫入抵抗を測定し，平均円錐指数を求めた。

## 2.6 結果および考察

### 2.6.1 各ラグ面での測定結果

#### 2.6.1.1 滑り率が -10% の場合

図 2-9 に滑り率 -10% 時の測定結果の一例を示す。前方ラグ面 (TC) と外周ラグ面 (FC) では力が作用しているが，後方ラグ面 (LC) は接地圧が発生していない。これは，ラグが接地してから離脱するまで

LC が土とほぼ接触していないことを示している。FC と TC は接地してから離脱するまで負の値となっており，FC は回転角 150°付近で接地し，172°付近において最大接地圧で後ろ向きに 301 kPa となっており，その後，回転と伴い減少し，185°付近で土から離脱することが分かる。TC は回転角 165°付近で接地し，176°付近において最大接地圧が後ろ向き 81 kPa であり，190°付近で土から離脱することが分かる。以上より滑り率が負の場合，外周ラグ面と前方ラグ面に接地圧を発生することが分かる。また，図 2-10 に示すように，トラクタはロータリ耕耘（ダウンカット）作業をするような時，ロータリからトラクタへ前向きの耕耘抵抗（耕進力）<sup>11)</sup>があり，この時，タイヤは車体が前方へ飛び出さないように負の滑りが発生する。負の滑りにより発生するタイヤ外周ラグ面での摩擦力と前方ラグ面での接地反力の水平成分が制動力となることが分かった。

表 2-1 に，滑り率 -10%における各タイヤ空気圧条件とすべての測定器で測定した最大接地圧の結果を示す。いずれの条件でも，滑り率が負の場合，外周ラグ面と前方ラグ面で制動力が発生することが分かった。また，外周ラグ面で発生する制動力が前方ラグ面より大きくなることが分かる。さらに，タイヤ空気圧を高くすると，タイヤ中心部で発生する制動力が大きくなり，タイヤ端部で発生する制動力

が小さくなることが分かった。これは、タイヤが低空気圧で走行する場合、タイヤ中心部に凹みが発生し、土との接触が少なくなり、タイヤ端部が車体を支持するためであると考えられる。空気圧が大きくなると、タイヤ中心部が膨張し、中心部は土との接触が増加し、タイヤ端部では土との接触が減少すると考えられる。

#### 2.6.1.2 滑り率が 10% の場合

図 2-11 は滑り率 10% 時の測定結果の一例を示す。LC と TC ではほとんど接地圧が発生していない。FC は回転角が 145° 付近から接地し、178° で最大値 144 kPa になり、180° 付近で土から離脱する。滑り率が小さい場合、前方ラグ面と後方ラグ面は土と接触せず、外周ラグ面だけが土と接触し接地圧が発生することが分かる。また、図 2-12 に示すように、トラックなどの車両が自走走行する際、タイヤの滑り率が 10% 程度と小さい場合、主に外周ラグ面で発生する力が推進力となることが分かった。

表 2-2 に滑り率が 10% における各タイヤ空気圧条件とすべての測定器で測定した最大接地圧の結果を示す。いずれの条件でも、外周ラグ面だけで推進力を発生することが分かる。

### 2.6.1.3 滑り率が 20% の場合

図 2-13 に滑り率 20% 時の測定結果の一例を示す。LC では接地してから離脱するまで正の値となった。回転角 175° で最大値 158 kPa になり，186° 付近で土から離脱することが分かる。FC は接地後，回転角 176° で最大値 261 kPa になる。滑り率が 10% から 20% へ大きくなると，外周ラグ面と後方ラグ面で接地圧を発生することが分かる。図 2-14 に示すように，トラクタはプラウ耕起作業時のように作業機からけん引抵抗が発生する場合，タイヤはより多く推進力を出すために外周ラグ面での水平方向力が増加し，さらに後方ラグ面に発生する接地反力の水平成分が推進力となることが分かる。

表 2-3 に滑り率が 20% における各タイヤ空気圧条件とすべての測定器で測定した最大接地圧の結果を示す。いずれの条件でも，外周ラグ面と後方ラグ面で推進力を発生することが分かる。

### 2.6.2 車軸力測定装置の測定結果

図 2-15 から図 2-17 にタイヤ空気圧 118 kPa 時の車軸力測定装置が測定した水平力 ( $F_h$ ) と垂直力 ( $F_v$ ) の測定結果を示す。図 2-15 に示した滑り率が -10% のように負の場合，車軸力測定装置で測定した水平力の平均値が -542 N と負の値となり，制動力が発生している。これは，図 2-9 に示したように，LC と



TC で負の水平方向接地圧が発生し，制動力を発生していることと一致する。図 2-16 に示した，滑り率が 10% のように正の場合，水平力の平均値が 122 N と正の値となり，推進力が発生している。これは図 2-11 に示したように主として FC で正の水平方向接地圧となっており，推進力が発生していることと一致する。図 2-17 に示した，滑り率が 20% の場合，水平力の平均値は 448 N となり推進力が発生している。滑り率が 10% の場合には FC で推進力を発生しているが，20% の場合には図 2-14 に示したように，FC での推進力の発生に加えて LC でも正の水平方向接地圧となっており，二つの面で推進力が発生していることが分かる。表 2-4 に他の実験条件での測定結果の平均値を示し，タイヤラグにおける水平力は車軸での水平力の発生状況と一致した。

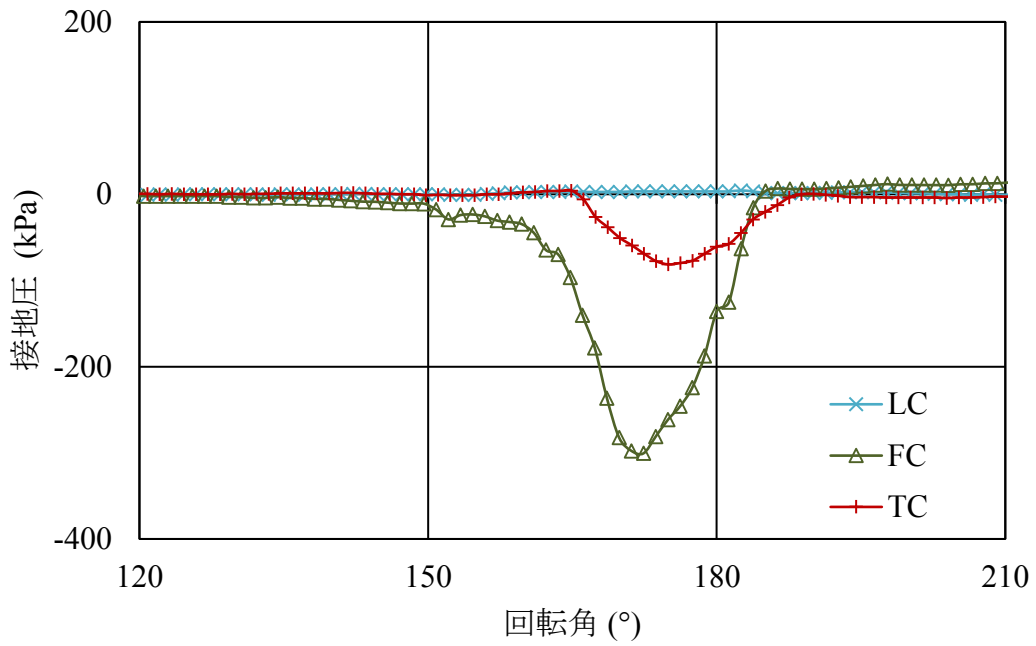


図 2-9 タイヤ中心での測定結果の一例  
(空気圧:118 kPa. 滑り率:-10%)

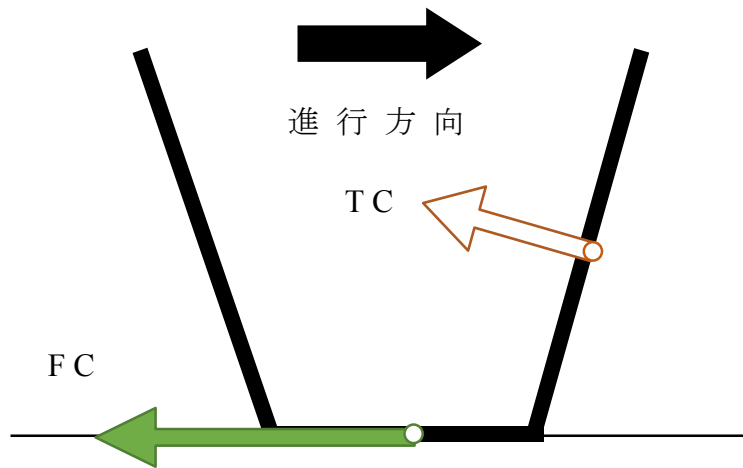


図 2-10 外周ラグ面と前方ラグ面に接地反力の作用位置と方向

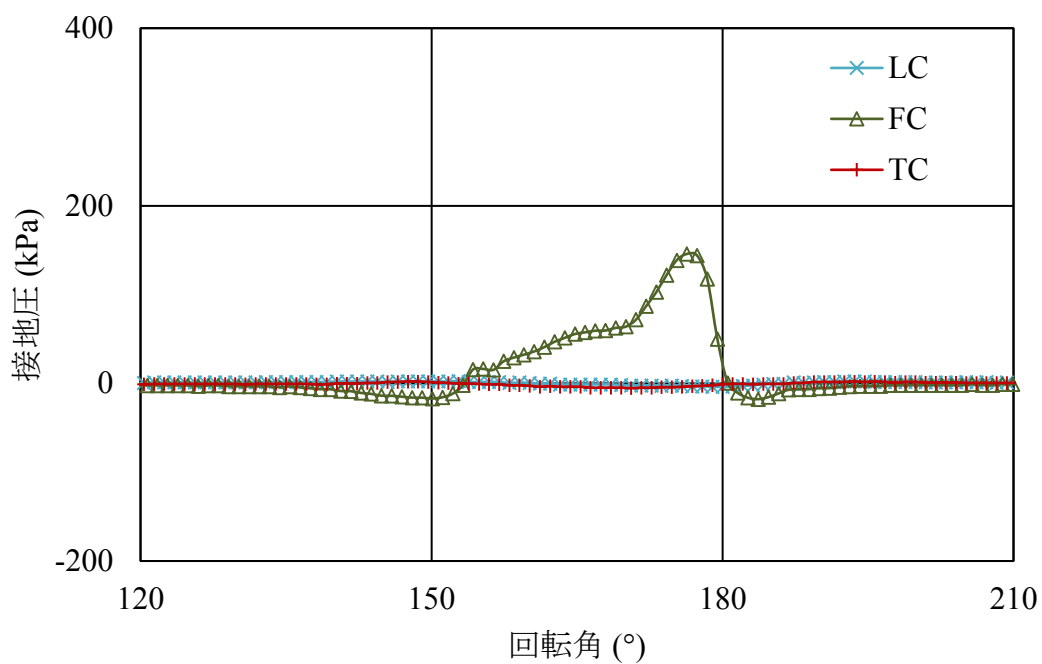


図 2-11 タイヤ中心での測定結果の一例  
(空気圧:118 kPa. 滑り率:10%)

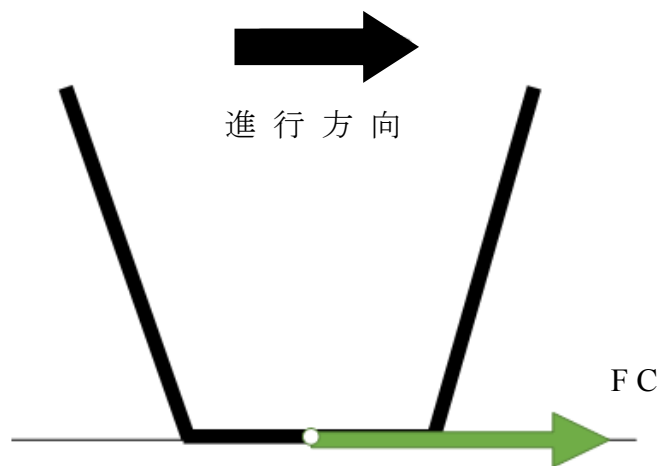


図 2-12 外周ラグ面に接地反力の作用位置と方向

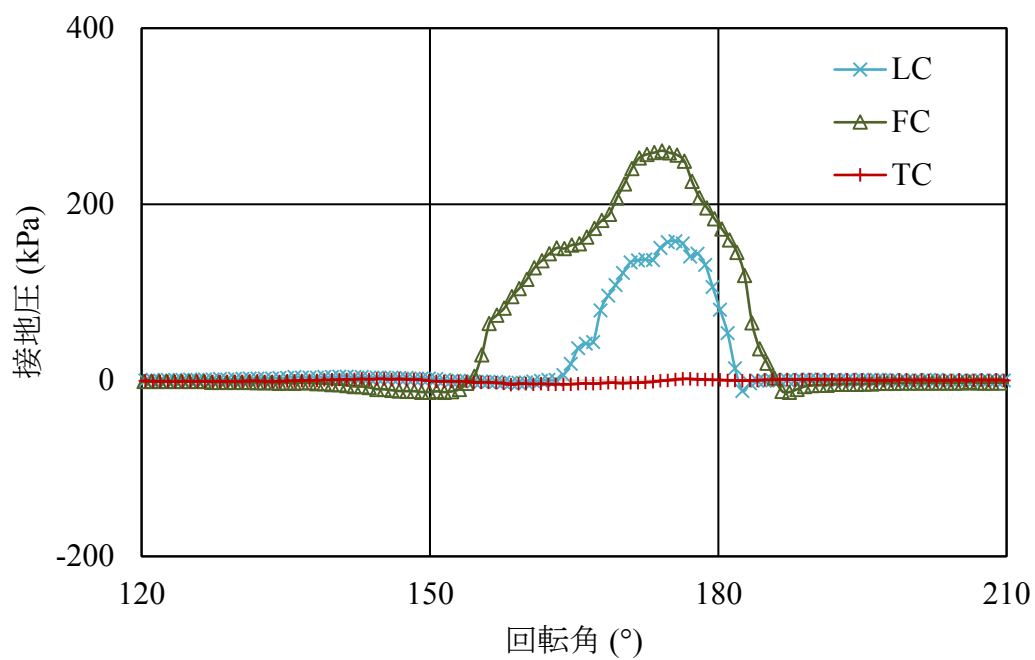


図 2-13 タイヤ中心での測定結果の一例  
(空気圧:118 kPa. 滑り率:20%)

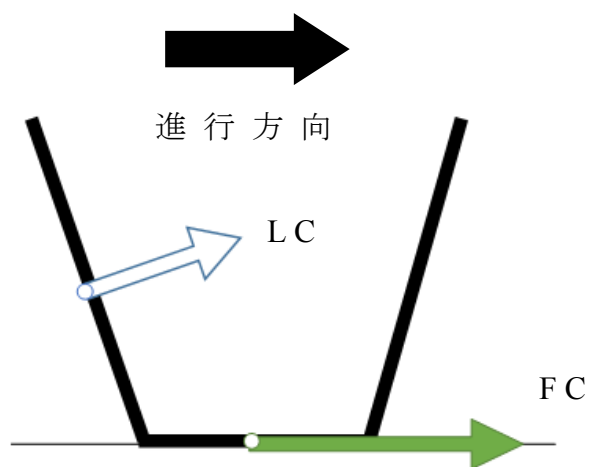


図 2-14 外周ラグ面と後方ラグ面に接地反力の作用位置と方向

表 2-1 最大接地圧の測定結果 (-10%)

空気圧 (kPa)	位置	最大接地圧 (kPa)	位置	最大接地圧 (kPa)
39.2	LC	7	LE	4
	FC	-187	FE	-304
	TC	-85	TE	-107
78.5	LC	7	LE	2
	FC	-291	FE	-262
	TC	-81	TE	-105
118	LC	4	LE	5
	FC	-301	FE	-230
	TC	-80	TE	-100

表 2-2 最大接地圧の測定結果 (10%)

空気圧 (kPa)	位置	最大接地圧 (kPa)	位置	最大接地圧 (kPa)
39.2	LC	4	LE	25
	FC	36	FE	206
	TC	14	TE	44
78.5	LC	1	LE	4
	FC	123	FE	115
	TC	2	TE	1
118	LC	3	LE	2
	FC	144	FE	97
	TC	2	TE	2

表 2-3 最大接地圧の測定結果(20%)

空気圧 (kPa)	位置	最大接地圧 (kPa)	位置	最大接地圧 (kPa)
39.2	LC	113	LE	121
	FC	213	FE	270
	TC	3	TE	2
78.5	LC	197	LE	157
	FC	253	FE	189
	TC	4	TE	3
118	LC	158	LE	148
	FC	261	FE	262
	TC	2	TE	2

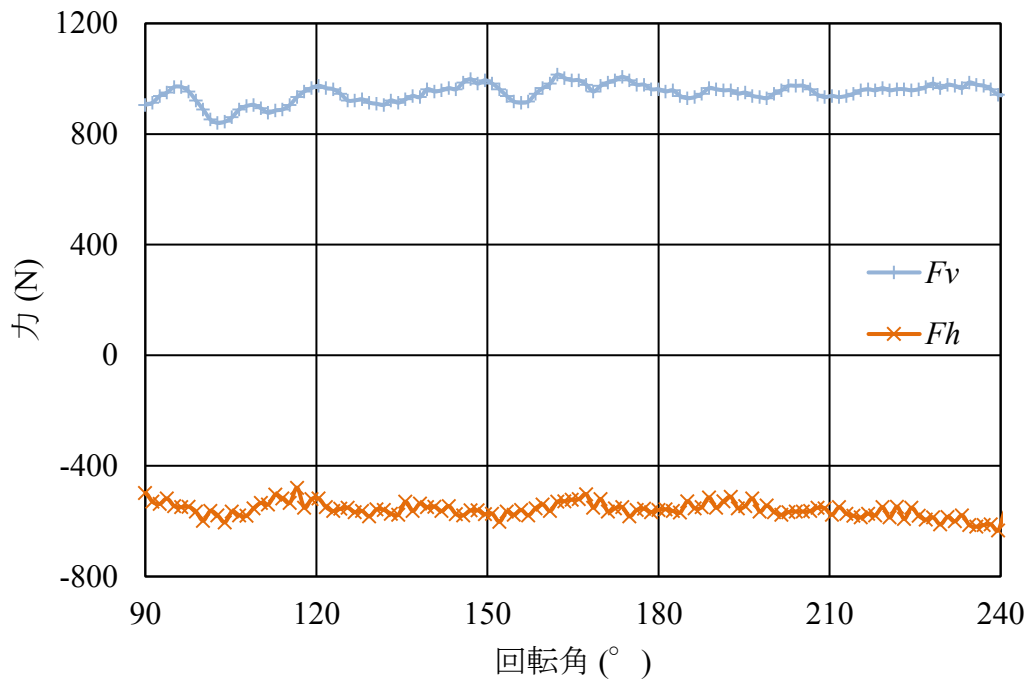


図 2-15 車軸力の測定結果

(空気圧:118 kPa. 滑り率:-10%)

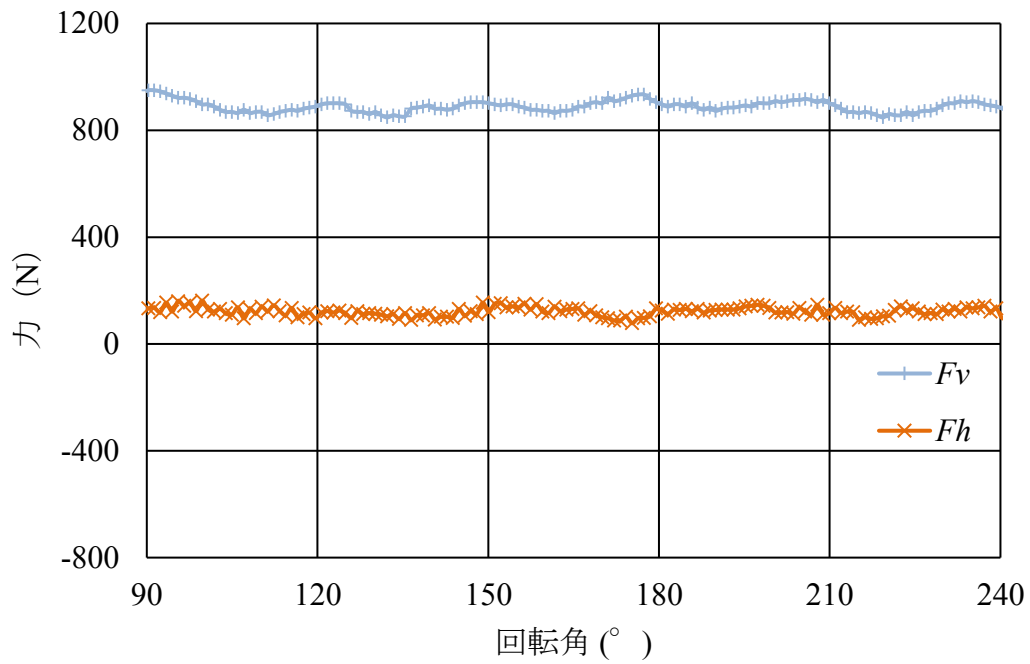


図 2-16 車軸力の測定結果  
(空気圧:118 kPa. 滑り率:10%)

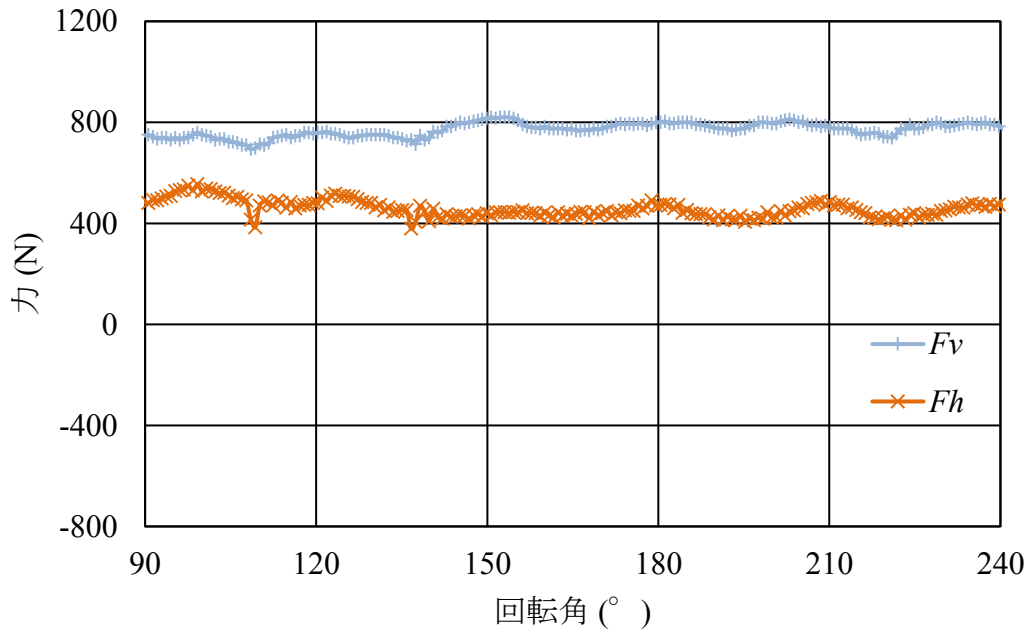


図 2-17 車軸力の測定結果  
(空気圧:118 kPa. 滑り率:20%)

表 2-4 車軸力の測定結果 (N)

滑り率	-10%		10%		20%	
空気圧 (kPa)	$F_h$	$F_v$	$F_h$	$F_v$	$F_h$	$F_v$
39.2	-559	942	119	933	470	823
78.5	-547	942	122	911	455	836
118	-542	933	122	903	448	772

## 2.7 本章のまとめ

タイヤのラグ設計を目的とし、土壌からタイヤラグを構成する各面への作用を明らかにするために、小型農用タイヤに一方向圧力測定器と三方向力測定器を装着して実験を行った。走行実験はロータリ耕耘作業時とプラウ耕起作業時のタイヤの滑り状況を想定し、タイヤの推進および制動場合のラグの前方ラグ面と後方ラグ面への垂直方向接地反力を解析した。また、外周ラグ面で発生する法線方向と接線方向力から水平方向と垂直方向力を計算し、滑り率と水平方向最大接地反力の関係を検討した。これより得られた結果は、主として、次のとおりである。

- 1) 滑り率が増加することより、タイヤラグを構成する各面での接地反力の発生状況が変化し、ラグを構成する面の役割が異なることを明らかにした。
- 2) トラクタはロータリ耕耘作業するような時、タイ



ヤが負の滑りを発生し、この時、前方ラグ面と外周ラグ面で制動力が発生する。

- 3) トラクタは圃場で走行する場合、タイヤの滑り率が小さく10%程度の場合、外周ラグ面で発生する摩擦力が推進力発生の主な要因であった。
- 4) タイヤの滑り率が20%程度になると、外周ラグ面に加えて、後方ラグ面でも推進力が発生する。
- 5) 一方向圧力測定器と三方向力測定器の測定結果は車軸力測定器の測定結果と一致した。

## 第 3 章 けん引時の車輪ラグ形状が接地反力 に及ぼす影響

### 3.1 緒言

第 2 章で解析したように，車輪ラグを構成する前方ラグ面，外周ラグ面および後方ラグ面の各作用特性が走行条件により異なると考えられる。農用車輪のけん引性能を評価する時，正味推進力は一つの要素であり，これは，見かけの推進力と転がり抵抗との差である<sup>12)</sup>。従って，車輪に発生する見かけの推進力を増加させるか，転がり抵抗を減少すれば，正味推進力を増加することができ，車輪のけん引性能を向上することができる。車輪ラグの後方ラグ面が見かけの推進力，前方ラグ面は転がり抵抗と関係しており，外周ラグ面が車輪の沈下量を決定し，前方ラグ面と後方ラグ面に作用する外力が同時に影響すると考えられる<sup>6)</sup>。一方，設計上前方ラグ面を決める要素が前方ラグ面先端角であり，外周ラグ面との角度が  $90^\circ$ までの範囲で小さいほど前方ラグ面に発生する転がり抵抗が少ないと報告されている<sup>8)</sup>。

本章においては，車輪のけん引性能を向上するため，前方ラグ面の設計理論や後方ラグ面と外周ラグ面の設計に関する寸法角度要素を参考にして，剛性モデル車輪を用いてけん引に最適な車輪ラグ形状を検討する。

## 3.2 実験装置

図 3-1 に実験装置を示す。実験は第 2 章と同じの室内走行実験測定装置で行った。

### 3.2.1 剛性モデル車輪および供試ラグ

図 3-2 に供試剛性モデル車輪を示す。この車輪は測定用に試作したものであり，スポークとハブを一体化した本体部とラグ部から構成されている。また，本実験はラグ形状による車輪の走行特性解析を目的としているので車輪にはリムが存在しない。

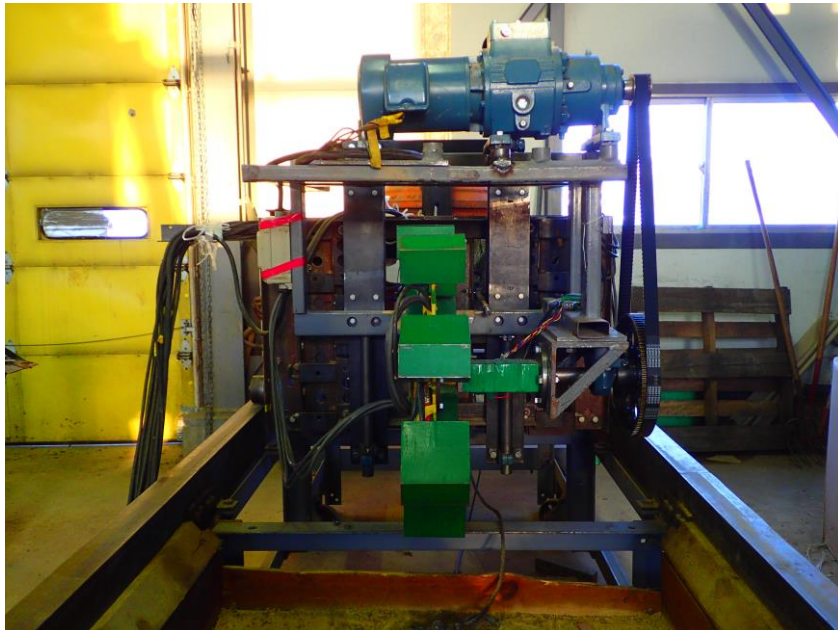


図 3-1 実験装置

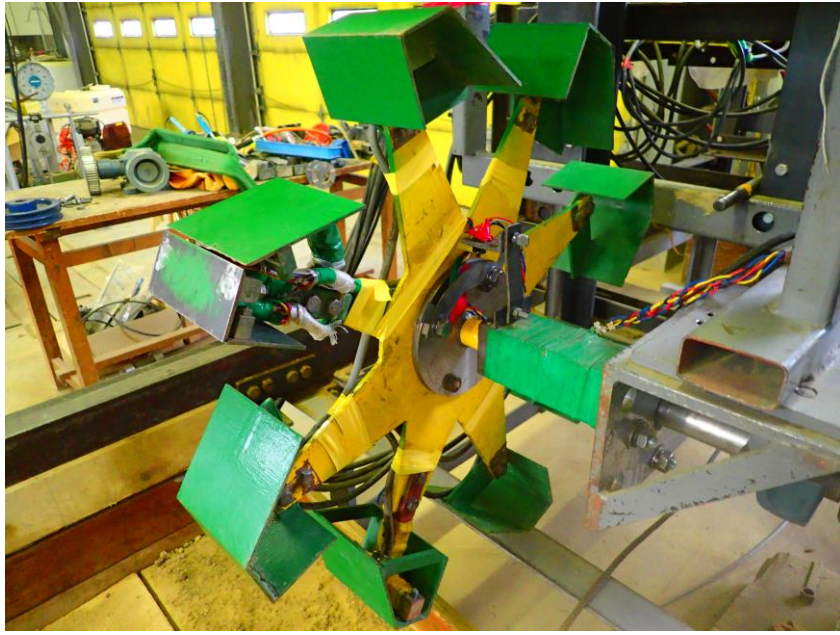


図 3-2 剛性モデル車輪

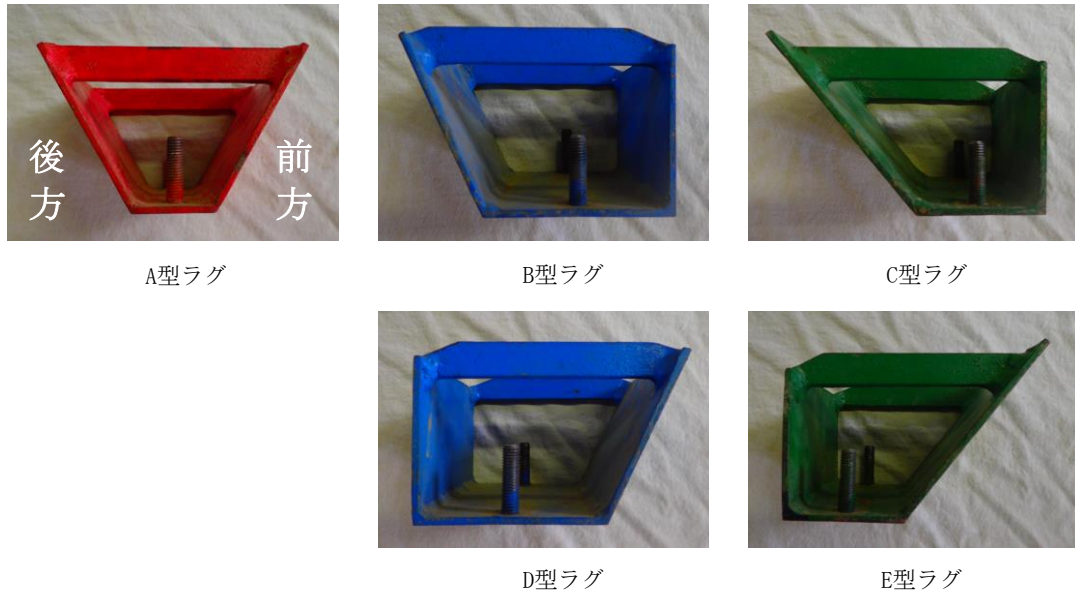


図 3-3 供試ラグ

本実験ではスポークが 8 本のものを使用した。ラグ枚数を変更した実験を行う場合には本数が異なるスポーク部の製作も可能である。形状が異なるラグで実験を行うため、スポーク先端に 2 本のボルトでラグの着脱が可能で、ラグ交換が容易である。スポークのうち 1 本はラグ 3 面用トランスデューサの装着用として本体から切り落としてあり、スポーク本体を車軸型トランスデューサに装着する時に同時にボルトで固定する。

本実験では、図 3-3 に示すような水平投影面積が同じ 5 種類のラグを供試し、それぞれ A 型～E 型とした。これらのラグは前方ラグ面、外周ラグ面、後方ラグ面により構成されている。また、B 型と C 型の逆方向で使用する場合、それぞれ D 型と E 型とした。

供試した 5 種類のラグ詳細は次のとおりである。  
(図 3-3 と図 3-4 参照)

A 型:車軸中心点と外周ラグ面の中央部を結んだ半径方向の直線について、前方ラグ面と後方ラグ面が対称となる形状。

B 型:前方ラグ面が車軸中心点と外周ラグ面の中央部を結んだ半径方向の直線に平行となる形状。ただし、前方ラグ面が土と接触しないために、減少すると考えられる浮力を外周ラグ面で受けるように設計的配慮がなされている。

C型:前方ラグ面に関してはB型と同様であるが,減少する浮力を後方ラグ面で受けるように設計的配慮がなされている。

D型:B型を逆方向に使用したもの。

E型:C型を逆方向に使用したもの。

図3-4に各ラグ面に対する角度要素,すなわち前方ラグ面先端角 $\alpha$ ,後方面先端角 $\beta$ ,外周ラグ面中心角 $\gamma$ ,タイヤ回転角 $\theta$ を示し,表3-1に5種類の供試ラグそれぞれ角度要素の角度を示す。

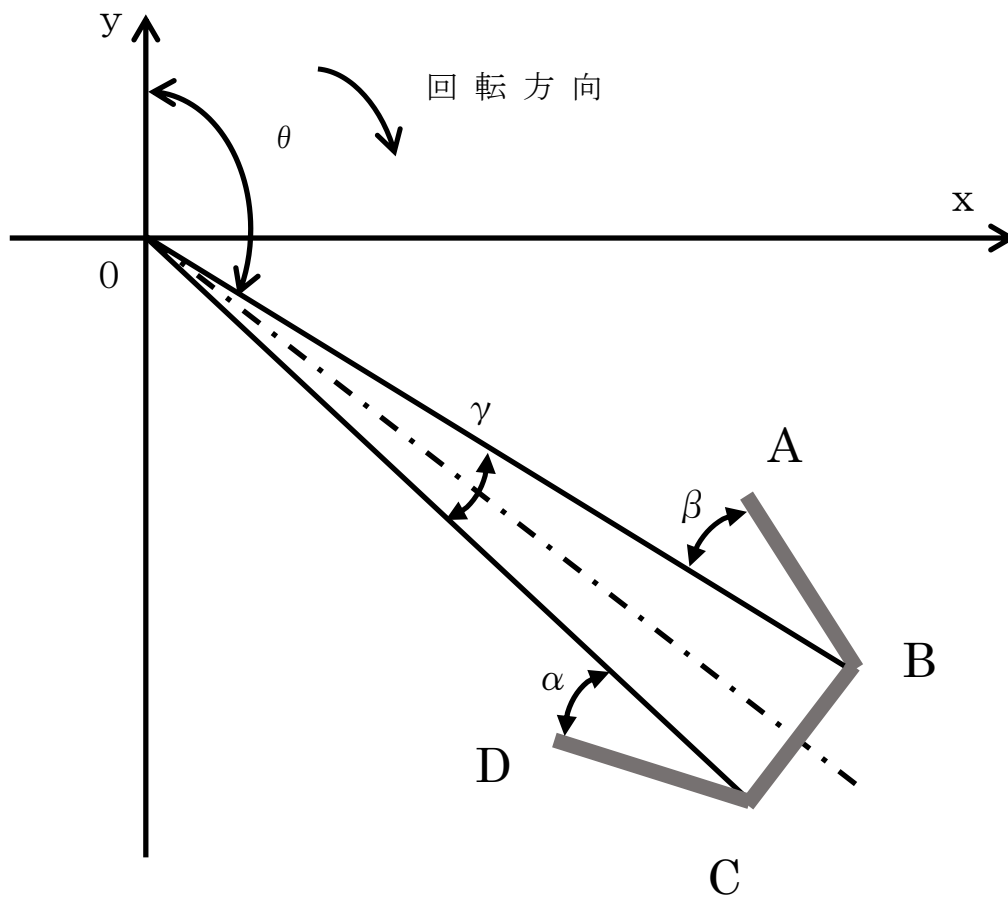


図 3-4 ラグの設計寸法角度要素

表 3-1 供試ラグ角度要素

	$\alpha$	$\beta$	$\gamma$
A 型	33.0	33.0	7.15
B 型	33.0	7.96	15.9
C 型	42.6	5.25	10.5
D 型	7.96	33.0	15.9
E 型	5.25	42.6	10.5

(単位：度)

### 3.2.2 ラグ 3 面用トランスデューサ

図 3-5 にラグ 3 面用トランスデューサを示す。形状が異なるトランスデューサを専用スポークに組み込んで車輪本体に装着する。測定部の構造は各面で異なるが、片持ちばり、両端固定ばりおよび L 型ビームを組み合わせたものである。三つのトランスデューサを組立て、ラグ 3 面用トランスデューサになる。また、面に対し平行方向力 ( $F_t$ ) および垂直方向力 ( $F_n$ ) を各面で同時に独立測定することができる。なお、図中の矢印は正の方向を示している。しかし、これらの力はトランスデューサが固定された場合であり、車輪が回転する時トランスデューサも回転するので、測定した  $F_t$ ,  $F_n$  を車輪に対し水平方向力  $F_h$  および垂直方向力  $F_v$  に変換する必要がある。車輪回転角  $\theta$  を用いて、以下の式 3-1 から 3-6 で変換する。

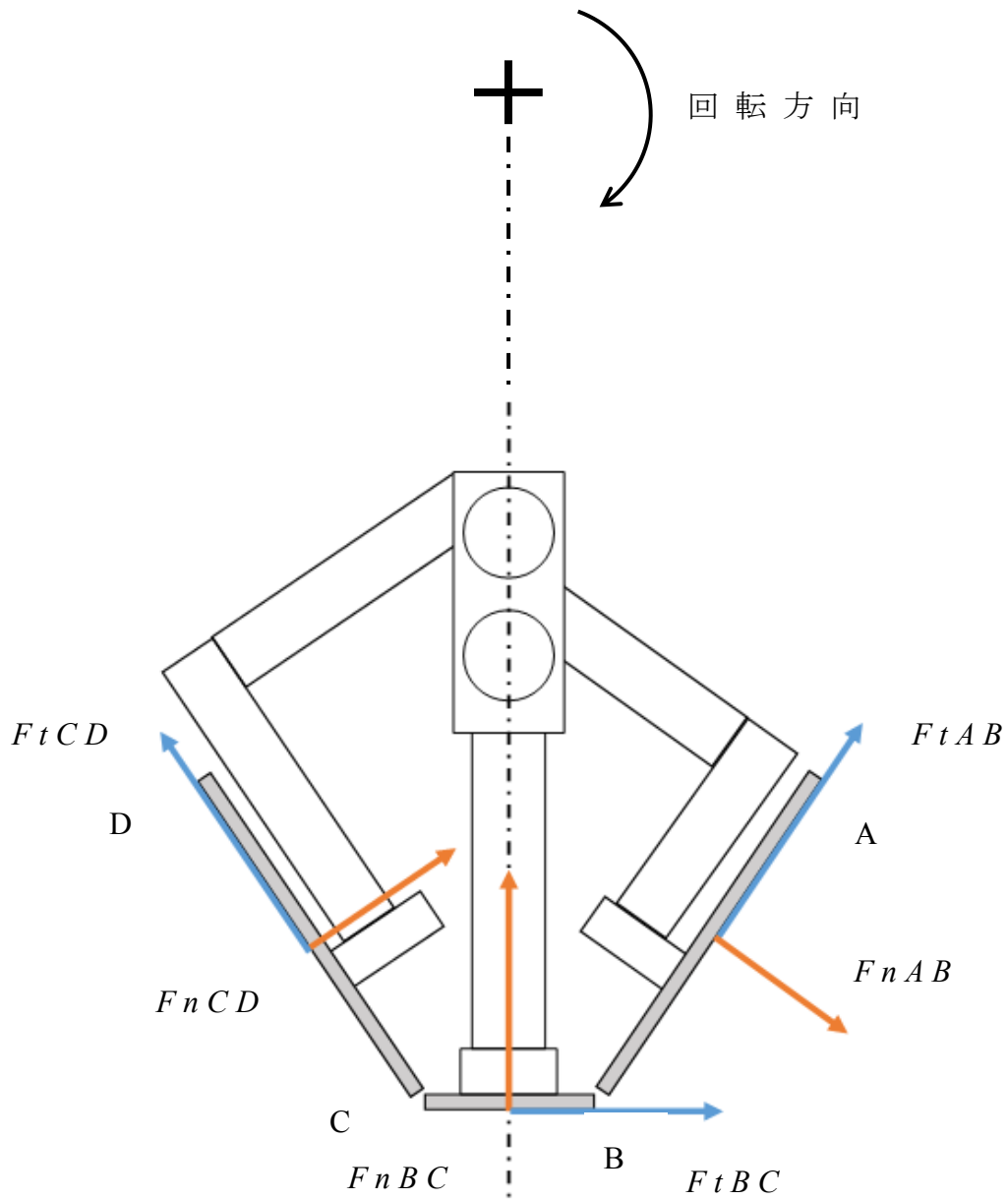


図 3-5 ラグ 3 面用 トランスデューサ

前方ラグ面

$$F_{abH} = -F_{tAB} \times \sin\left(\theta - \frac{\gamma}{2} + \beta\right) - F_{nAB} \times \cos\left(\theta - \frac{\gamma}{2} + \beta\right) \quad (3-1)$$

$$F_{abV} = -F_{tAB} \times \cos\left(\theta - \frac{\gamma}{2} + \beta\right) + F_{nAB} \times \sin\left(\theta - \frac{\gamma}{2} + \beta\right) \quad (3-2)$$



外周ラグ面

$$FbcH = -FtBC \times \cos\theta - FnBC \times \sin\theta \quad (3-3)$$

$$FbcH = FtBC \times \sin\theta - FnBC \times \cos\theta \quad (3-4)$$

後方ラグ面

$$FcdH = -FtCD \times \sin\left(\theta + \frac{\gamma}{2} - \alpha\right) - FnCD \times \cos\left(\theta + \frac{\gamma}{2} - \alpha\right) \quad (3-5)$$

$$FabV = -FtCD \times \cos\left(\theta + \frac{\gamma}{2} - \alpha\right) + FnCD \times \sin\left(\theta + \frac{\gamma}{2} - \alpha\right) \quad (3-6)$$

ただし，

$Ft$ ：面に平行に作用する力

$Fn$ ：面に垂直に作用する力

$\theta$ ：車輪回転角

$\alpha$ ：後方ラグ面先端角

$\beta$ ：前方ラグ面先端角

$\gamma$ ：外周ラグ面中心角

### 3.2.3 トランスデューサの較正

3面用トランスデューサでは各トランスデューサに600 Nまでの21点についての較正を行い相関係数はほぼ1となり，装置として十分な精度であることが確認された。表3-2から表3-4に各トランスデューサの較正係数を示す。

表 3-2 ラグ 3 面用トランスデューサの較正結果  
(A 型タイプ)

センサ名		係数 (N / strain)	相関係数
AB 面	$Ft$	2.94903	0.999978
	$Fn$	1.02433	0.999997
BC 面	$Ft$	1.84929	0.999987
	$Fn$ (2)	1.42604	0.999985
	$Fn$ (3)	1.47410	0.999992
CD 面	$Ft$	1.04060	0.999996
	$Fn$	1.03944	0.999996

表 3-3 ラグ 3 面用トランスデューサの較正結果  
(B 型タイプ)

センサ名		係数 (N / strain)	相関係数
AB 面	$Ft$	3.60228	0.999979
	$Fn$	0.97888	0.999996
BC 面	$Ft$	1.87780	0.999989
	$Fn$ (2)	1.75855	0.999957
	$Fn$ (3)	1.78172	0.999982
CD 面	$Ft$	1.06621	0.999997
	$Fn$	1.05921	0.999989

表 3-4 ラグ 3 面用トランスデューサの較正結果  
(C 型タイプ)

センサ名		係数 (N / strain)	相関係数
AB 面	$Ft$	2.83429	0.999992
	$Fn$	1.00885	0.999995
BC 面	$Ft$	1.81979	0.999987
	$Fn$ (2)	1.60590	0.999990
	$Fn$ (3)	1.51849	0.999989
CD 面	$Ft$	1.00383	0.999997
	$Fn$	0.97792	0.999997

### 3.3 土 壤 条 件

供試土壌は，砂 48.0%，シルト 37.5%，粘土 14.5%の国際土壌学会法によるロームである。実験中の平均含水率は 12.3%(w.b.)，平均乾燥密度は走行により乱されていない場所では  $1.28 \text{ g/cm}^3$ ，土壌表面から深さ 15 cm までの平均円錐指数は 335 kPa であった(図 3-6)。

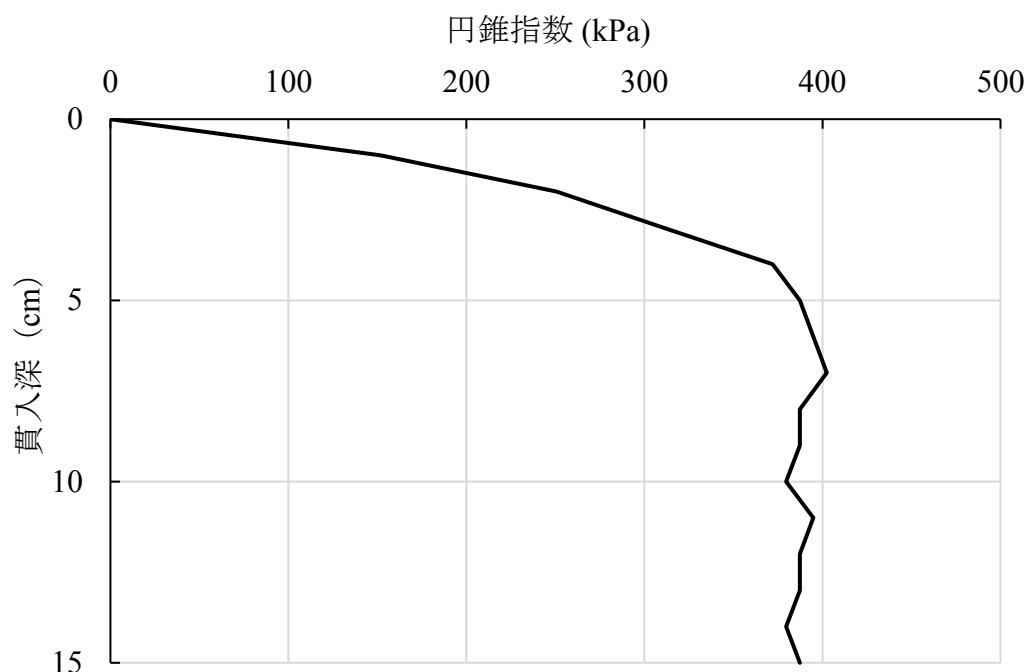


図 3-6 土 壤 硬 度 測 定 例

### 3.4 走 行 実 験

#### 3.4.1 実 験 方 法

走行実験は車輪滑り率を変化させる滑り制御方式で行った。滑り率は車輪の前進速度と台車のけん引速度により決定される。前進速度は車輪の外周と

回転速度から計算した。今回の実験では、無負荷状態の車輪前進速度は  $0.07 \text{ m/s}$  と設定し、台車の前進速度から実用範囲で 2 段階の滑り率として、10%と 20%に設定した。

#### 3.4.2 測定方法

車輪を所定の回転角度に設定し、フレームに吊り上げた状態で計測装置のバランスを取る。その後、車輪を土壌中に静止させ、変速機により台車の前進速度を設定し、車輪を駆動用電動機により 2～3 回転を走行させる。走行実験終了後、車輪の沈下量を測定し、土壌含水率や乾燥密度を測定するため、土壌を採土缶に採取する。また、コーンペネトロメータにより土壌貫入抵抗を測定する。実験は各条件で 3 回繰り返し行った。

#### 3.5 トランスデューサ自重の補正

ラグ 3 面用トランスデューサにはラグプレートが取付けてあるので、車輪が回転する時、自重が測定結果に影響を及ぼす、さらに、回転角度により、各面トランスデューサへの影響も異なると考えられる。トランスデューサは車輪の回転に伴い  $0 \sim 360$  度の間で回転運動を繰り返しているため、自重の影響をフーリエ級数で近似した。それは、車輪回転角に対するフーリエ級数の値を測定値から引くこと

で補正する。

各トランスデューサのフーリエ係数第1項までを用いた式(3-7)に示す近似式の係数( $a$ ,  $b$ ,  $c$ )を, 表3-5から表3-9に示す。

$$F = a + b \times \sin(\theta - c) \quad (3-7)$$

表 3-5 A 型ラグの係数

センサ名		$a$	$b$	$c$
AB 面	$Ft$	1.751	4.125	-155.1
	$Fn$	2.145	3.441	-54.84
BC 面	$Ft$	0.2539	3.424	-177.3
	$Fn$	1.940	1.751	-89.44
CD 面	$Ft$	1.920	3.903	-29.60
	$Fn$	-5.283	5.991	55.59

表 3-6 B 型ラグの係数

センサ名		$a$	$b$	$c$
AB 面	$Ft$	2.534	2.477	-83.30
	$Fn$	-0.03736	3.994	177.1
BC 面	$Ft$	0.1909	4.656	-3.582
	$Fn$	2.960	2.998	-79.23
CD 面	$Ft$	-5.592	6.032	62.58
	$Fn$	1.746	4.445	-24.75

表 3-7 C 型ラグの係数

センサ名		$a$	$b$	$c$
AB 面	$Ft$	2.684	2.289	-92.92
	$Fn$	-0.02161	3.815	177.8
BC 面	$Ft$	0.08984	3.624	-0.4975
	$Fn$	2.276	2.240	-91.96
CD 面	$Ft$	-5.214	6.642	48.63
	$Fn$	2.717	4.940	-37.71

表 3-8 D 型 ラグ の 係 数

センサ名		<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>
AB 面	<i>Ft</i>	-5.592	6.032	117.4
	<i>Fn</i>	1.746	4.445	-155.3
BC 面	<i>Ft</i>	0.1909	4.656	-176.4
	<i>Fn</i>	2.960	2.998	-100.8
CD 面	<i>Ft</i>	2.534	2.477	-96.70
	<i>Fn</i>	-0.03736	3.994	2.900

表 3-9 E 型 ラグ の 係 数

センサ名		<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>
AB 面	<i>Ft</i>	-5.214	6.642	134.4
	<i>Fn</i>	2.717	4.940	-142.3
BC 面	<i>Ft</i>	0.08984	3.624	-179.5
	<i>Fn</i>	2.276	2.240	-89.08
CD 面	<i>Ft</i>	2.684	2.289	2.158
	<i>Fn</i>	-0.02161	3.815	-87.08

### 3.6 結果および考察

#### 3.6.1 前方ラグ面（AB面）測定結果の比較

図 3-7 に滑り率が 10%時における，5 種類ラグの前方ラグ面で測定した水平力と垂直力の結果を示す。A 型の前方ラグ面先端角は 33.0°である。測定した水平力が回転角 165°付近で接地し，185°付近で最大接地反力が後ろ向き 113 N であり，197°付近で土から離脱することが分かる。この後ろ向きの水平力は転がり抵抗であることが分かる。B 型と C 型の前方ラグ面先端角はそれぞれ 7.96°と 5.25°である。これらのラグでは AB 面に力を発生しておらず，ラグは接地してから離脱まで前方ラグ面がほとんど土と接触しないことが分かる。つまり，前方ラグ面先

端角が小さいラグがけん引作業する時，前方ラグ面に転がり抵抗がほとんど発生しないことが分かった。D型とE型の前方ラグ面先端角はそれぞれ $33.0^\circ$ と $42.6^\circ$ である。A型と同じく水平力が負の値を測定され，転がり抵抗が発生することが分かる。前方ラグ面先端角が一番大きいE型ラグが回転角 $168^\circ$ 付近で接地し， $185^\circ$ 付近で最大接地反力が後ろ向き $131\text{ N}$ であり， $199^\circ$ 付近で土から離脱することが分かる。E型ラグのAB面に発生した転がり抵抗が最も大きくなることが分かった。また，垂直力でもE型が最も大きく発生することが分かった。

以上の結果より，前方ラグ面先端角は前方ラグ面に発生する転がり抵抗に影響し，前方ラグ面先端角を小さく設計したB型とC型に転がり抵抗がほとんど発生しない。前方ラグ面先端角が最も大きいE型ラグで転がり抵抗は $131\text{ N}$ となり最も大きくなった。また，垂直力でも前方ラグ面先端角が大きくなるに伴い増加することが分かった。

### 3.6.2 外周ラグ面（BC面）測定結果の比較

図3-8に滑り率が10%時の5種類ラグの外周ラグ面で測定した水平力と垂直力の結果を示す。いずれのラグでも正の水平力が発生し，最大接地反力の発生位置は回転角が $190^\circ$ 付近であり，ほぼ同じであることがわかる。発生した水平力の方向は進行方向と

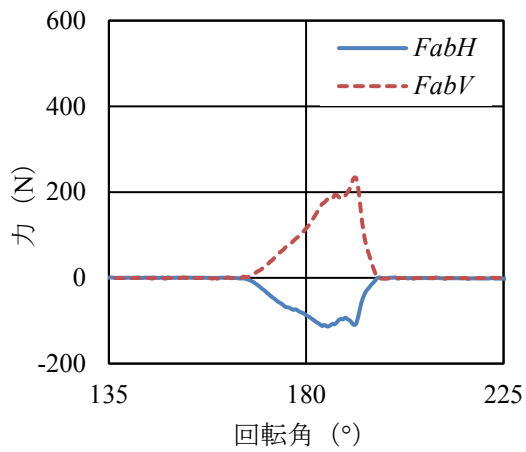
同じ前向きで，外周ラグ面で推進力が発生する。また，C型ラグが回転角 $145^{\circ}$ 付近で接地し， $190^{\circ}$ 付近で最大接地反力が $1007\text{ N}$ であり， $199^{\circ}$ 付近で土から離脱することが分かる。D型ラグが回転角 $145^{\circ}$ 付近で接地し， $184^{\circ}$ 付近で最大接地反力が $381\text{ N}$ であり， $199^{\circ}$ 付近で土から離脱することが分かる。以上の結果により，C型ラグにおいて発生した推進力が最も大きく，D型ラグが最も小さいことが分かった。

### 3.6.3 後方ラグ面（CD面）測定結果の比較

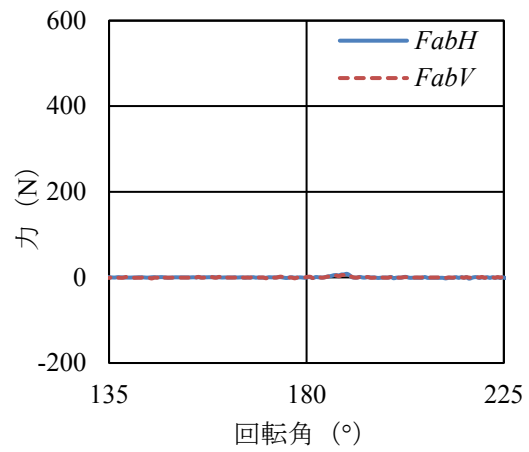
図3-9に滑り率が $10\%$ 時，5種類ラグの後方ラグ面で測定した水平力と垂直力の結果を示す。いずれのラグでも正の水平力が発生し，最大接地反力の発生位置は回転角が $160^{\circ}$ 付近であり，ほぼ同じであることがわかる。A型ラグとC型ラグが回転角 $145^{\circ}$ 付近で接地し， $199^{\circ}$ 付近で土から離脱することが分かる。C型ラグが回転角 $160^{\circ}$ 付近で最大接地反力が $415\text{ N}$ であった。B型ラグ，D型ラグとE型ラグが回転角 $145^{\circ}$ 付近で接地し， $175^{\circ}$ 付近で土から離脱することが分かる。三つのラグとも回転角 $160^{\circ}$ 付近で最大接地反力が $190\text{ N}$ であった。各ラグに発生した水平力の方向は進行方向と同じになり，後方ラグ面でも推進力が発生することが分かった。また，後方ラグ面に発生する推進力と接地反力は後方ラグ面先端角の増加と共に増加する傾向がある。



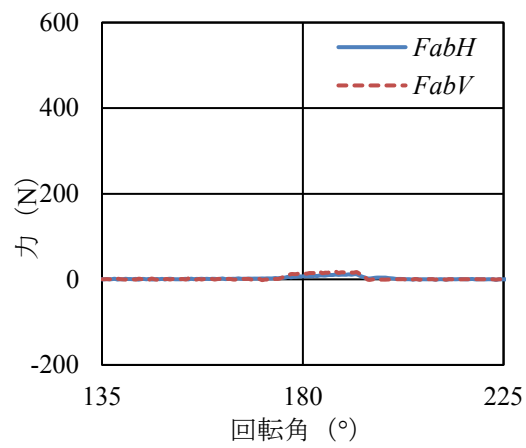
以上の結果より，後方ラグ面先端角は後方ラグ面に発生する推進力と接地反力に影響し，後方ラグ面先端角が最も大きいC型に推進力が大きく発生することが分かった。



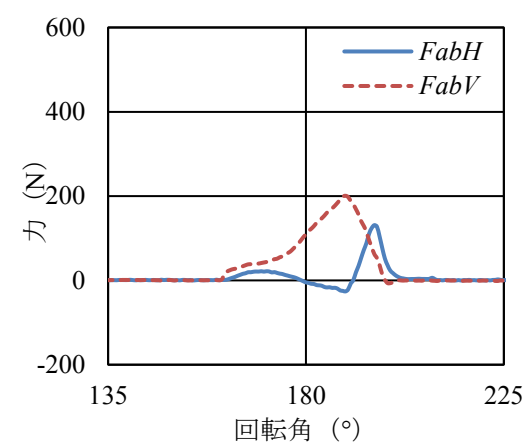
A 型



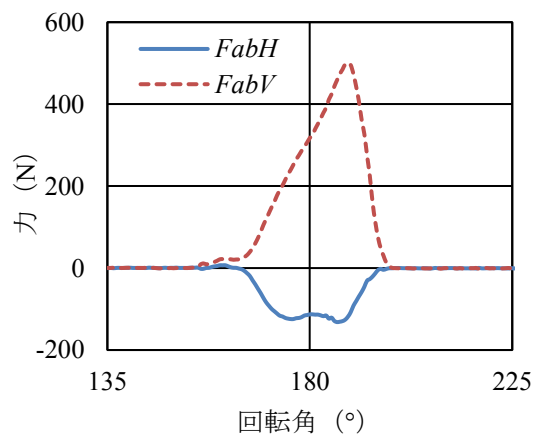
B 型



C 型



D 型



E 型

図 3-7 前方ラグ面での測定結果の一例  
(滑り率 10%)

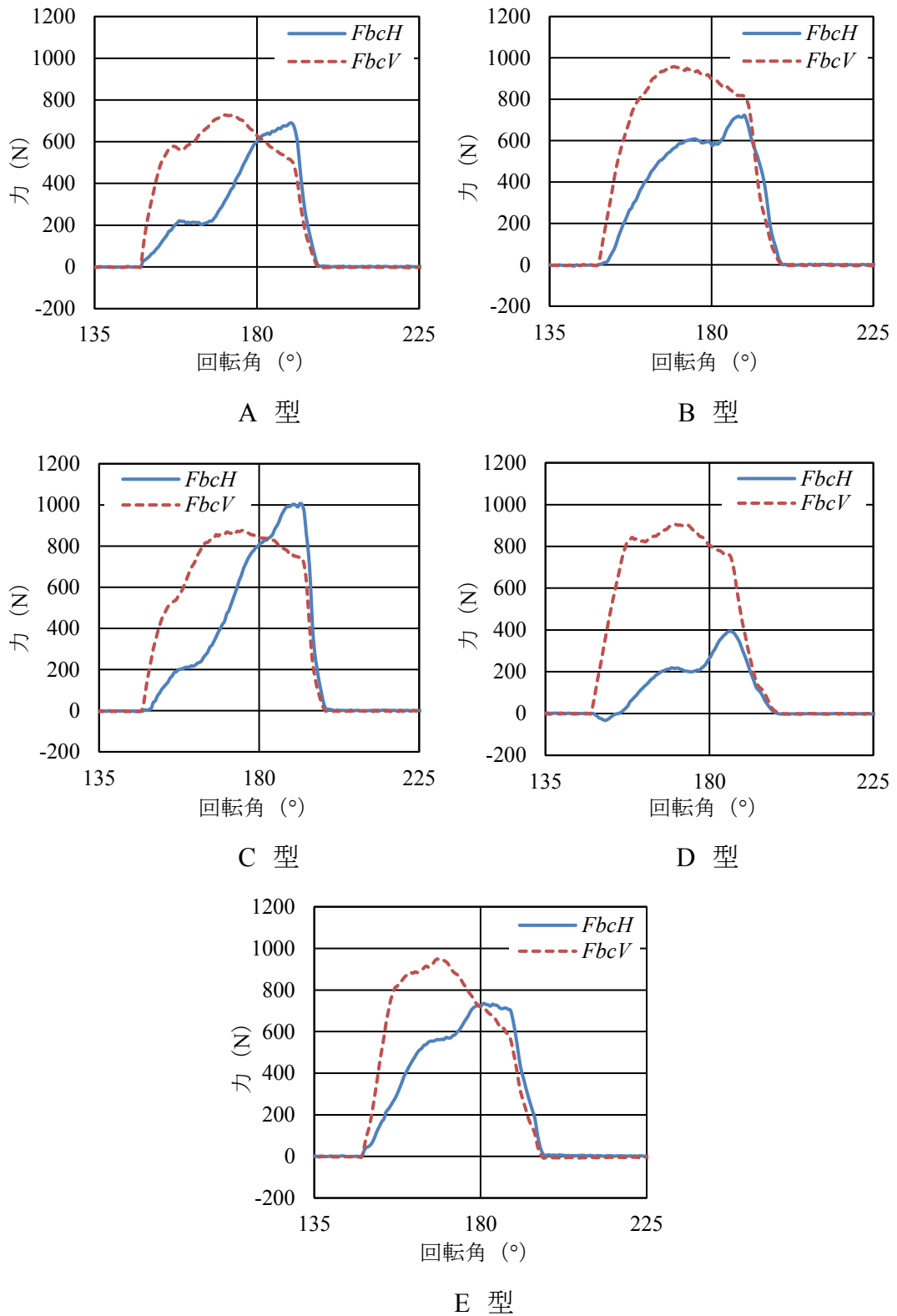
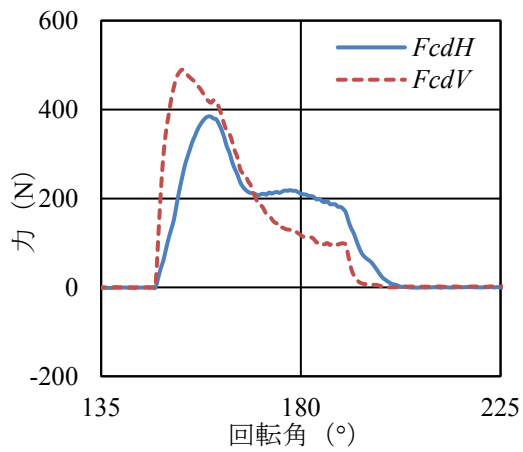
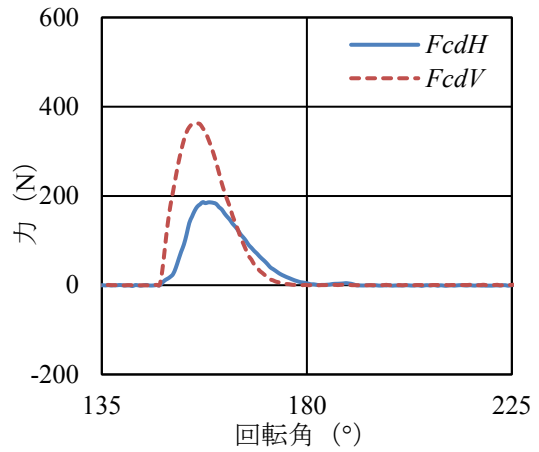


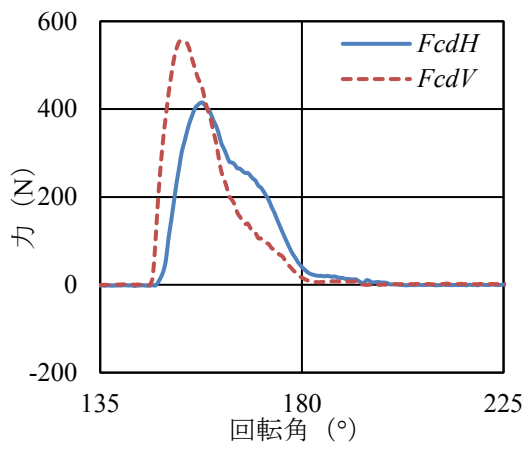
図 3-8 外周ラグ面での測定結果の一例  
(滑り率 10%)



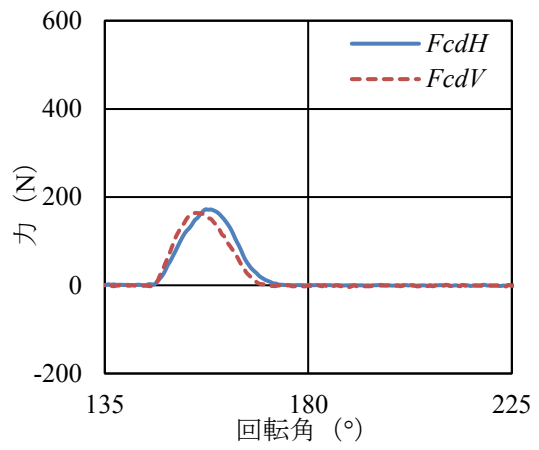
A 型



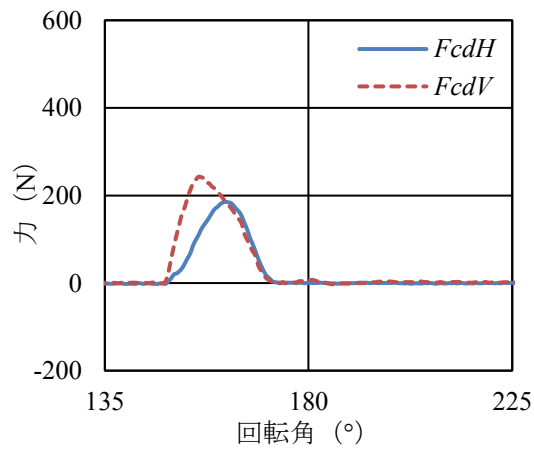
B 型



C 型



D 型



E 型

図 3-9 後方ラグ面での測定結果の一例

( 滑り率 10% )

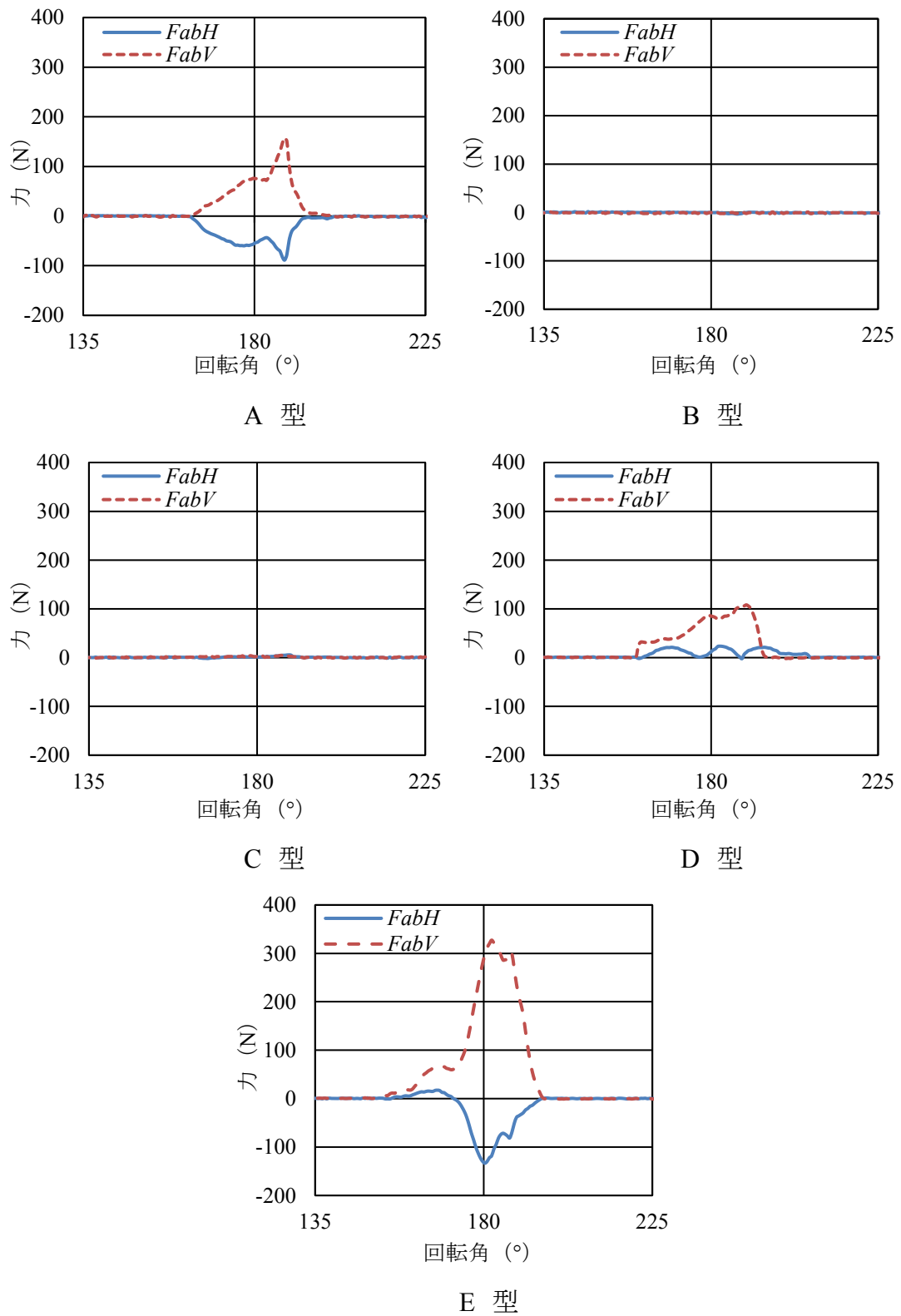


図 3-10 前方ラグ面での測定結果の一例  
(滑り率 20%)

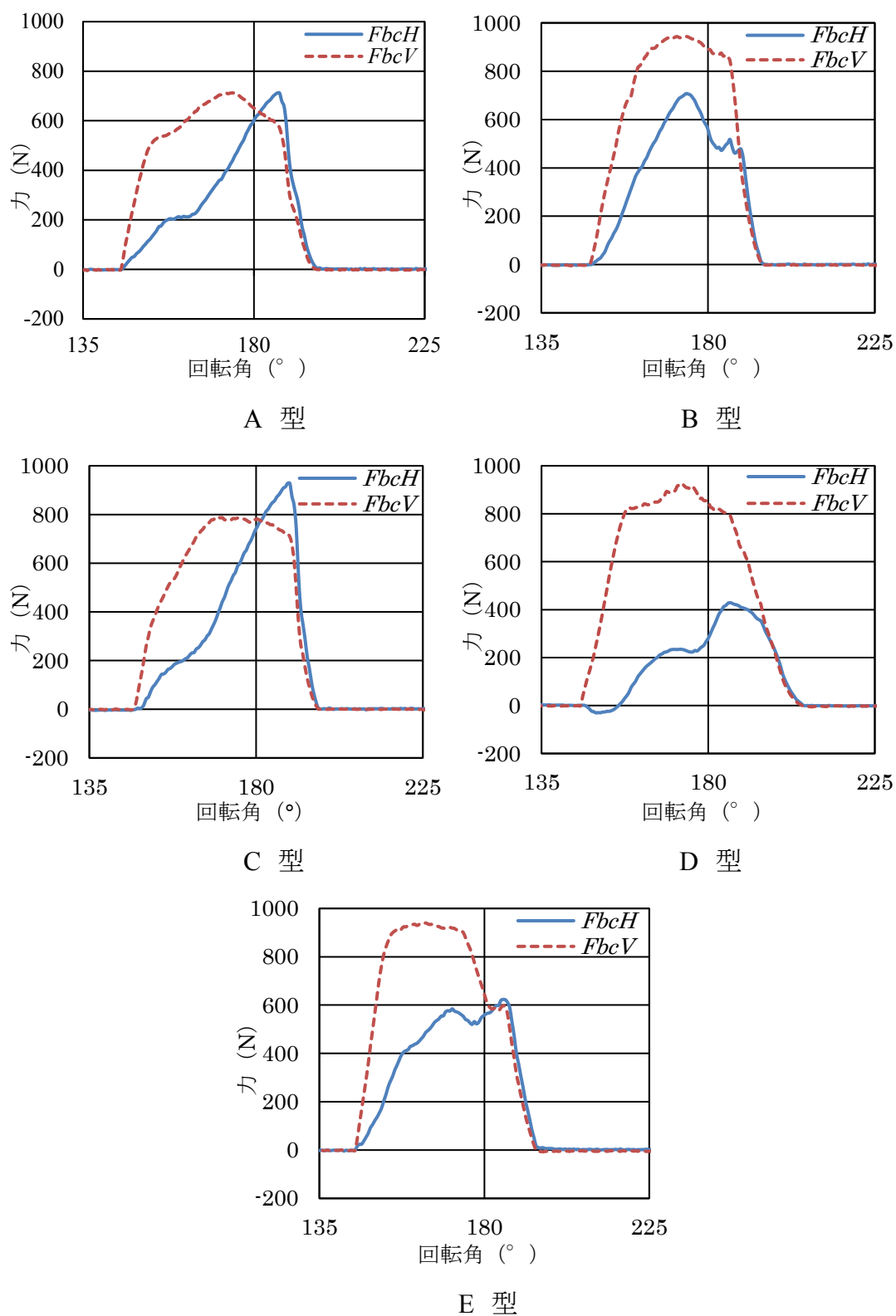
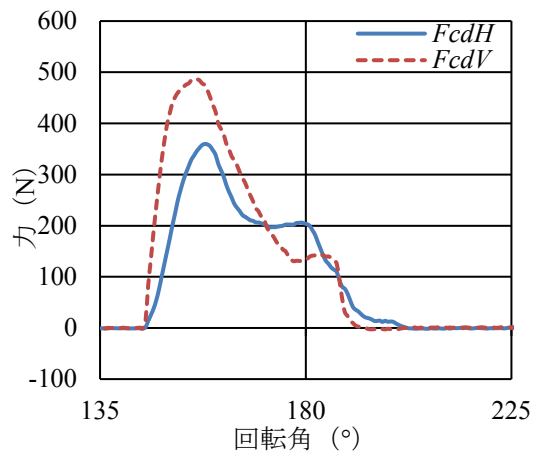
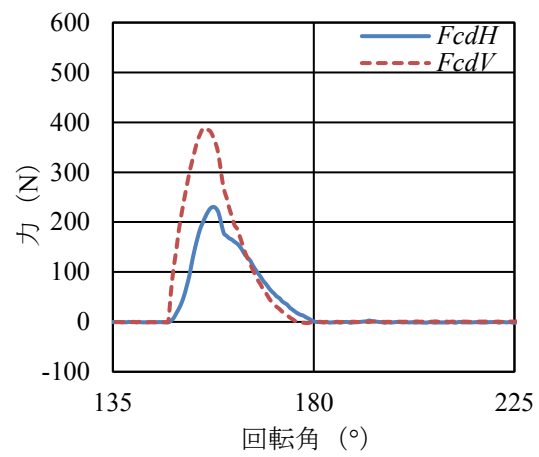


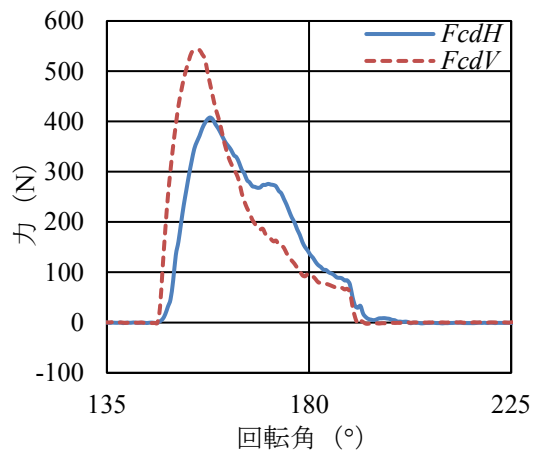
図 3-11 外周ラグ面での測定結果の一例  
(滑り率 20%)



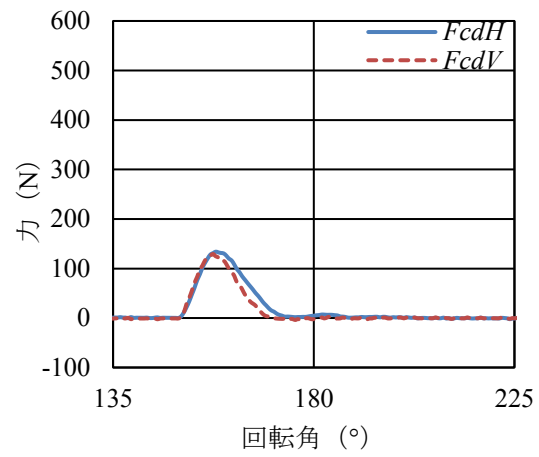
A 型



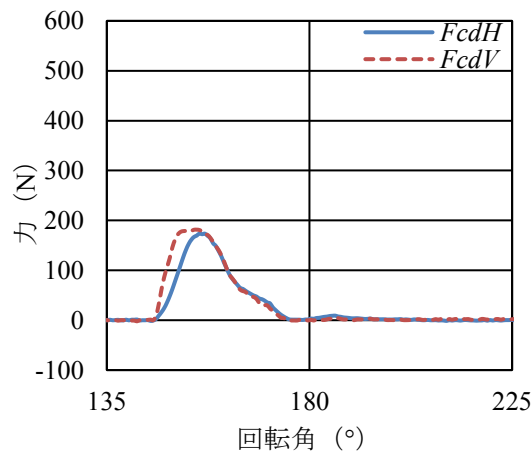
B 型



C 型



D 型



E 型

図 3-12 後方ラグ面での測定結果の一例  
(滑り率 20%)

#### 3.6.4 車軸で測定した車輪全体の水平力の比較

供試ラグで測定した結果の正確さを，車軸力測定装置で検証した。図 3-13 に滑り率 10%時の車軸力測定装置での測定結果の平均値を示す。C型ラグに作用する推進力が最も大きくなり，320 Nであった。E型ラグに作用する推進力が最も小さくなり，223 Nであった。これは，ラグ外周面が土壌中に沈下した後に，前方ラグ面が沈下し，土とほとんど接触しないので，この面で発生する転がり抵抗が少ないと考えられる。E型ラグの前方ラグ面は前方に傾いているので，車輪に発生する転がり抵抗が大きくなると考えられる。図 3-14 に滑り率が 20%時の車軸力測定装置での測定結果の平均値を示す。C型ラグに作用する推進力が最も大きくなり，335 Nであった。E型ラグに作用する推進力が最も小さくなり，251 Nであった。滑り率が変わると力の大きさは変化するが，各ラグでの推進力の発生状況は同じ傾向である。以上の結果より，C型ラグはけん引時に最適な車輪ラグ形状である。



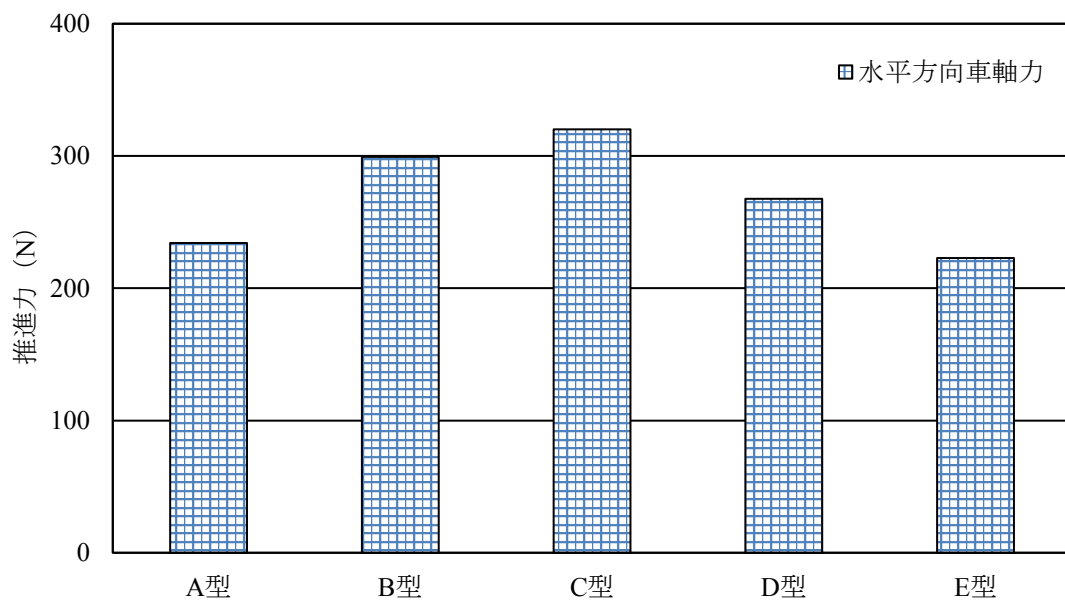


図 3-13 水平方向車軸力の比較 (滑り率 10%)

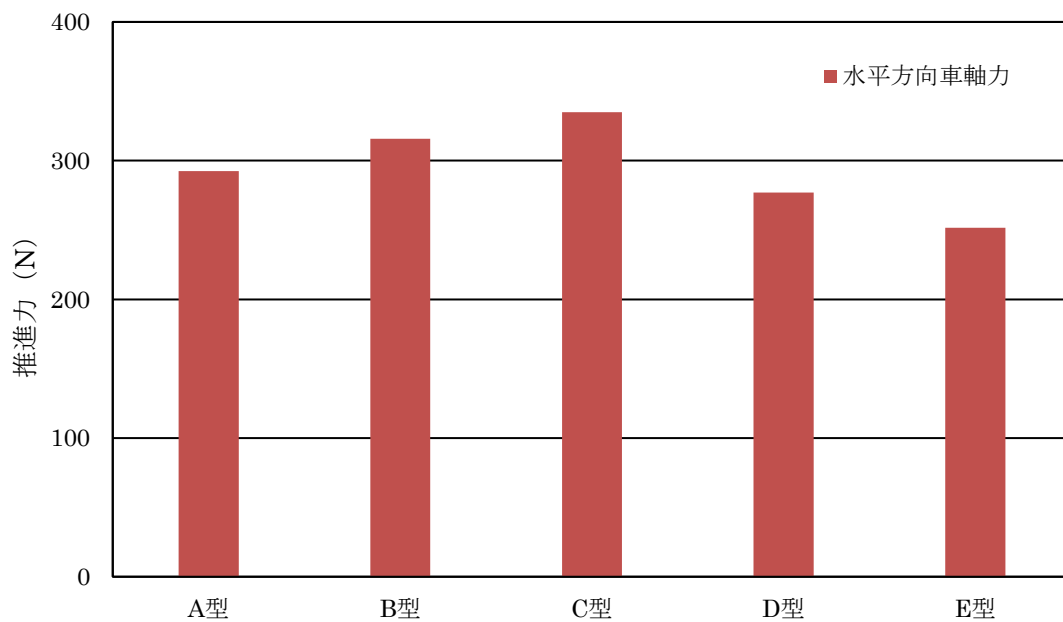


図 3-14 水平方向車軸力の比較 (滑り率 20%)

### 3.7 本章のまとめ

けん引時走行性能が高い車輪のラグ形状を設計するために、試作した水平投影面積が同じ、前方ラグ面先端角、外周ラグ面先端角と後方ラグ面先端角がそれぞれ異なる5種類ラグ車輪での走行実験を行い、形状が異なるラグの各面における水平方向接地反力の発生状況を検討した。これより得られた結果は、主として、次のとおりである。

- 1) 第2章で述べた測定結果の一部として、トラクタはプラウなどの作業機をけん引作業時のようにタイヤが正の滑りを発生している場合、後方ラグ面と外周ラグ面で推進力が発生することを、ラグ3面トランスデューサにより検証した。
- 2) 前方ラグ面先端角は、前方ラグ面に発生する転がり抵抗に影響し、前方ラグ面先端角を小さく設計したB型とC型に転がり抵抗がほとんど発生しない。前方ラグ面先端角が最も大きいE型ラグでは、転がり抵抗の値も大きい。
- 3) 外周ラグ面の測定結果は、C型ラグに発生した推進力が最も大きく、D型ラグに発生した推進力が最も小さい。
- 4) 後方ラグ面先端角は、後方ラグ面に発生する推進力と接地反力に影響し、後方ラグ面先端角が最も大きいC型で推進力が大きくなった。
- 5) 車軸力測定装置で測定した車輪全体の推進力も、

C型ラグが最も大きい値となった。

## 第 4 章 制動時の車輪ラグ形状が接地反力に及ぼす影響

### 4.1 緒言

第 2 章で解析したように車輪ラグを構成する前方ラグ面，外周ラグ面および後方ラグ面の各作用特性が走行条件により異なると考えられる。農用車輪の制動性能を評価する時，車輪の土の中での運動状態を考えなければならない。第 2 章の測定結果により，タイヤの滑り率が負の場合，ラグの前方ラグ面と外周ラグ面に進行方向と逆向きの水平力が測定された。これは，ラグが土の中にある時，前方ラグ面と外周ラグ面が土を押しながら前方へ進行していることを示している。第 3 章で示したように前方ラグ面は転がり抵抗と関係しており，制動力にも影響すると考えられる。一方，設計上前方ラグ面を決める要素の前方ラグ面先端角が小さい場合，けん引時車輪に発生する転がり抵抗が少ないと報告されたが<sup>9)</sup>，制動時に制動力への影響については報告されない。

本章においては，車輪の制動性能を向上するため，前方ラグ面の設計理論と外周ラグ面の設計に関する寸法角度要素を参考にして，制動に最適な車輪ラグ形状を検討する。

## 4.2 実験装置

供試剛性モデル車輪は，第3章の図3-3と表3-1に示した5種類ラグを供試した。

## 4.3 土壌条件

供試土壌は，砂48.0%，シルト37.5%，粘土14.5%の国際土壌学会法によるロームである。実験中の平均含水率は11.8%(w.b.)，平均乾燥密度は走行により乱されていない場所では $1.25 \text{ g/cm}^3$ ，土壌表面から深さ15 cmまでの平均円錐指数は370 kPaであった(図4-2)。

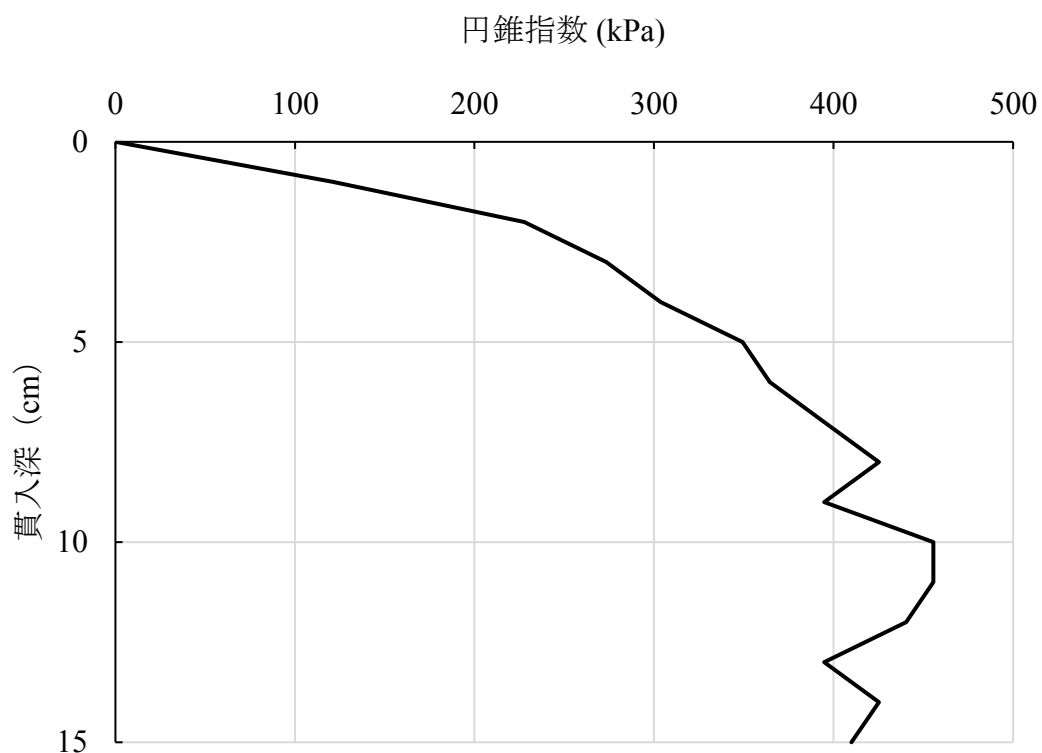


図 4-2 土壌硬度測定例

## 4.4 走行実験

### 4.4.1 実験方法

走行実験は第3章で示した方法と同じである。無負荷状態の車輪前進速度は0.07 m/sと設定し、台車の前進速度から実用範囲で2段階の滑り率である-5%と-10%に設定した。

### 4.4.2 測定方法

車輪を所定の回転角度に設定しフレームを吊り上げた状態で計測装置のバランスを取る。その後、車輪を土壌中に静止させ、変速機により台車の前進速度を設定し、車輪を駆動用電動機により2~3回転し走行させる。走行実験終了後、車輪の沈下量を測定し、土壌含水率や乾燥密度を測定するため、土壌を採土缶に採取する。また、コーンペネトロメータにより土壌貫入抵抗を測定する。実験は各条件で3回繰り返し行った。

## 4.5 結果および考察

### 4.5.1 前方ラグ面（AB面）測定結果の比較

図4-3に滑り率が-10%の場合、5種類ラグの前方ラグ面で測定した水平力と垂直力の結果を示す。5種類ラグの前方ラグ面の水平力は負の値となることが分かる。つまり、水平力の方向が進行方向と逆になり、制動力が発生することが分かる。ただし、

制動力の一部には転がり抵抗が含まれている。前方ラグ面先端角が  $42.6^\circ$  の E 型ラグは回転角  $160^\circ$  付近で接地し、 $194^\circ$  付近で最大接地反力が後ろ向き  $397\text{ N}$  であり、 $200^\circ$  付近で土から離脱することが分かる。A 型ラグと D 型ラグの前方ラグ面先端角は  $33.0^\circ$  であり、前方ラグ面に発生した水平方向の制動力の最大値がそれぞれ後ろ向き  $290\text{ N}$  と  $270\text{ N}$  ほぼ同じであるが、A 型ラグで発生した接地反力の作用角度が長くなることが分かる。これは、外周ラグ面の長さが短い A 型ラグは D 型ラグより滑り沈下量が大きいと考えられる。B 型ラグと C 型の前方ラグ面が外周ラグ面と垂直な構造になっており、前方ラグ面に発生した水平方向の制動力の最大値が回転角  $195^\circ$  付近で後ろ向き  $50\text{ N}$  と  $120\text{ N}$  小さくなった。これらのラグは接地してから離脱まで前方ラグ面が土と接触が少ないと考えられる。第 3 章で、前方ラグ面先端角が小さいラグがけん引時、前方ラグ面に転がり抵抗がほとんど発生しないことを述べたが、制動時でも発生した転がり抵抗や制動力が少なくなることが分かった。

以上の結果より、前方ラグ面先端角は前方ラグ面に発生する制動力に影響し、前方ラグ面先端角を大きく設計した E 型ラグに発生した制動力が最も大きくなり、前方ラグ面先端角を小さく設計した B 型ラグと C 型ラグに発生した制動力が小さくなる。

#### 4.5.2 外周ラグ面（BC面）測定結果の比較

図 4-4 に滑り率が -10% の場合，5 種類ラグの外周ラグ面で測定した水平力と垂直力の結果を示す。いずれのラグでも負の水平力が発生した。B 型ラグと E 型ラグに発生した制動力がほかの形状のラグより大きく，回転角 175° 付近に最大接地反力が後ろ向き 791 N と 773 N であった。A 型ラグに発生した制動力の最大値が最も小さく回転角 184° 付近に最大接地反力が後ろ向き 515 N であった。B 型ラグに発生した制動力の最大値が最も大きく，A 型ラグが最も小さいことが分かった。

#### 4.5.3 後方ラグ面（CD面）測定結果の比較

図 4-5 に滑り率が -10% の場合，5 種類ラグの後方ラグ面で測定した水平力と垂直力の結果を示す。いずれのラグでも水平力がほとんど発生しないことが分かる。これは，車輪の滑り率が負の場合，ラグは前方に土を押しながら進行するため，CD 面は土と接触しないためと考える。特に，後方ラグ面先端角が小さい D 型ラグと E 型ラグの後方ラグ面がほとんど土と接触しないと考えられる。



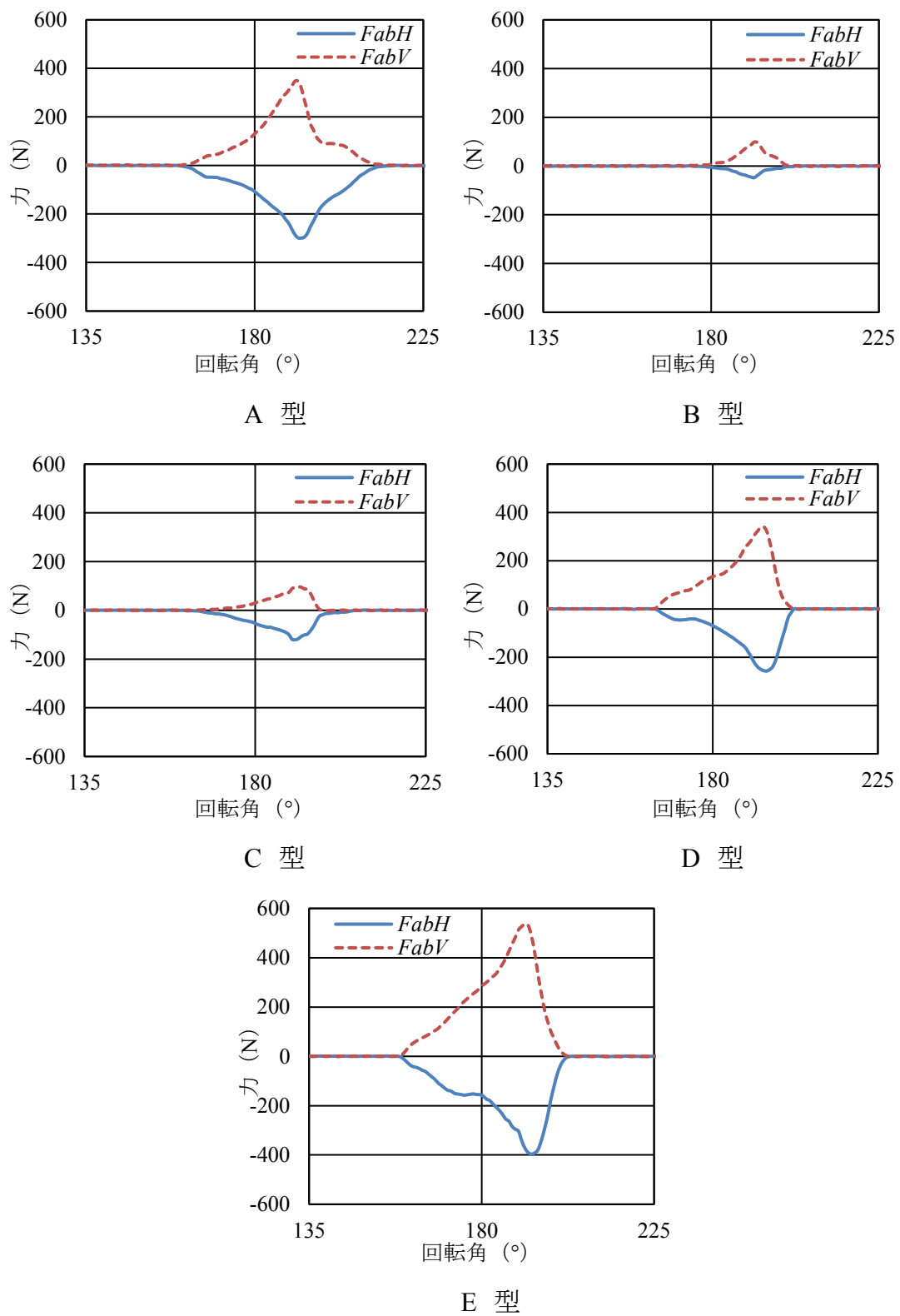
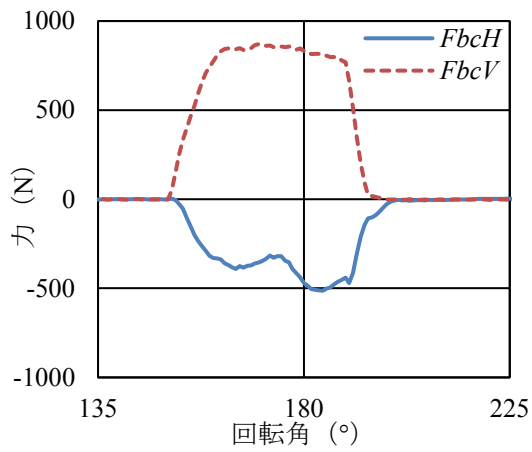
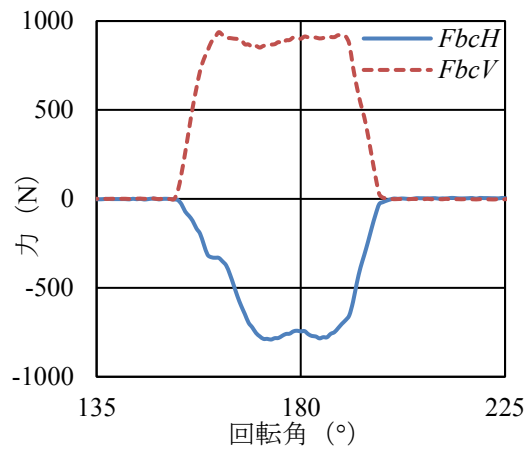


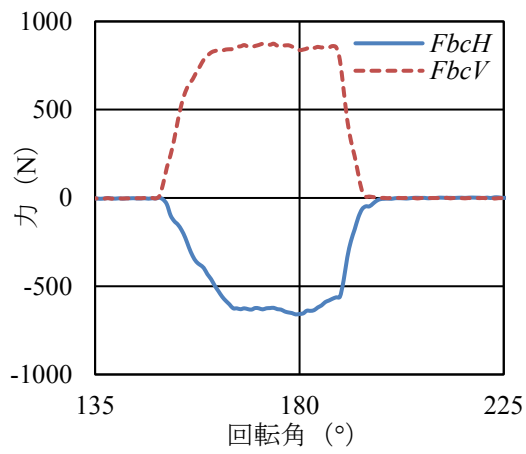
図 4-3 前方ラグ面での測定結果の一例  
(滑り率 -10%)



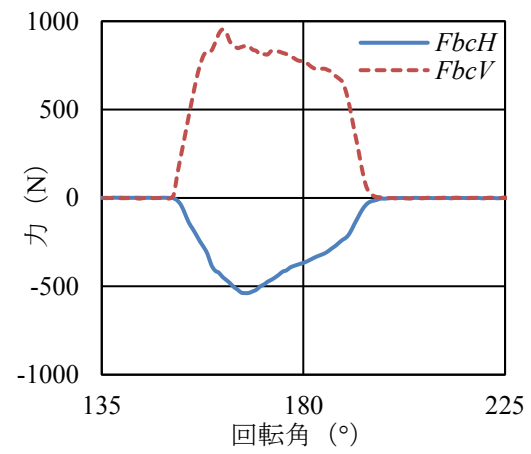
A 型



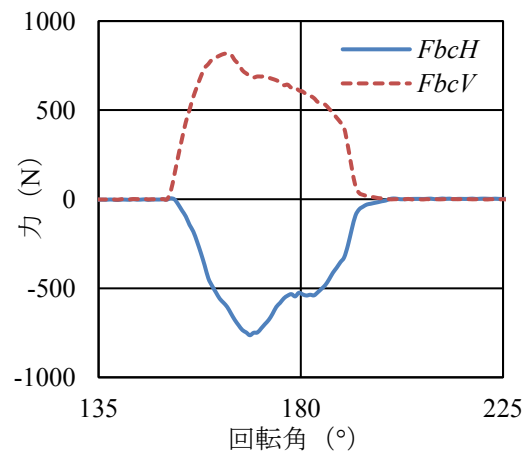
B 型



C 型



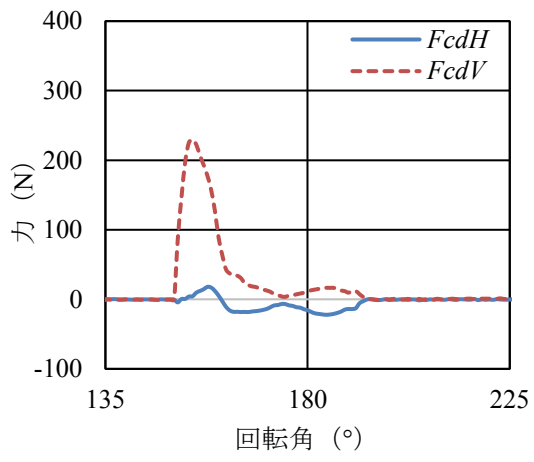
D 型



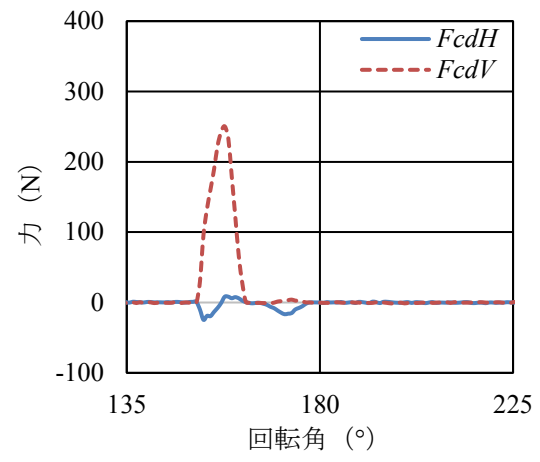
E 型

図 4-4 外周ラグ面での測定結果の一例

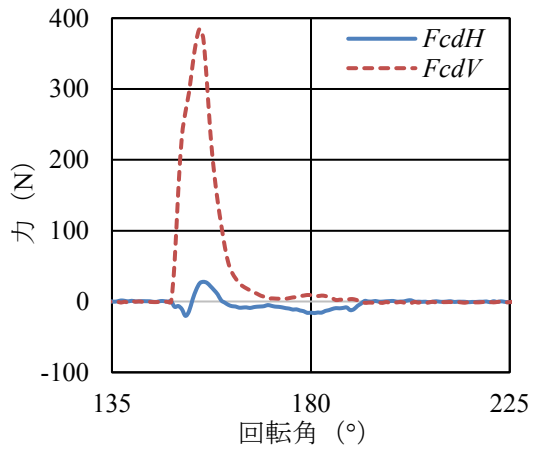
(滑り率 -10%)



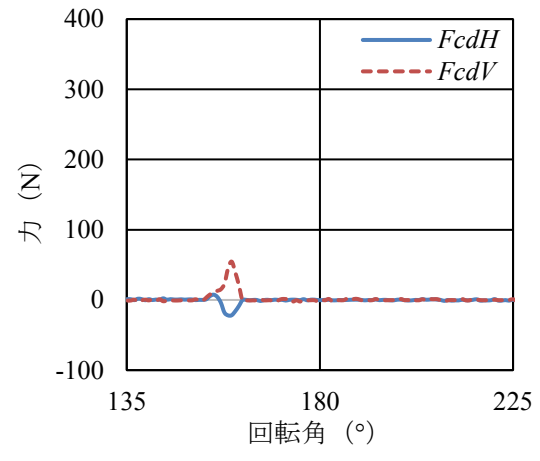
A 型



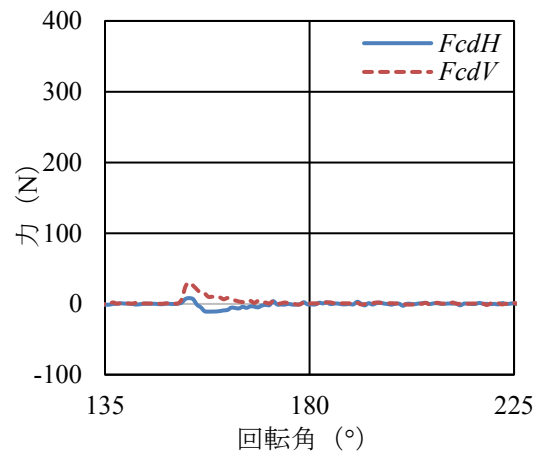
B 型



C 型



D 型



E 型

図 4-5 後方ラグ面での測定結果の一例  
(滑り率 -10%)

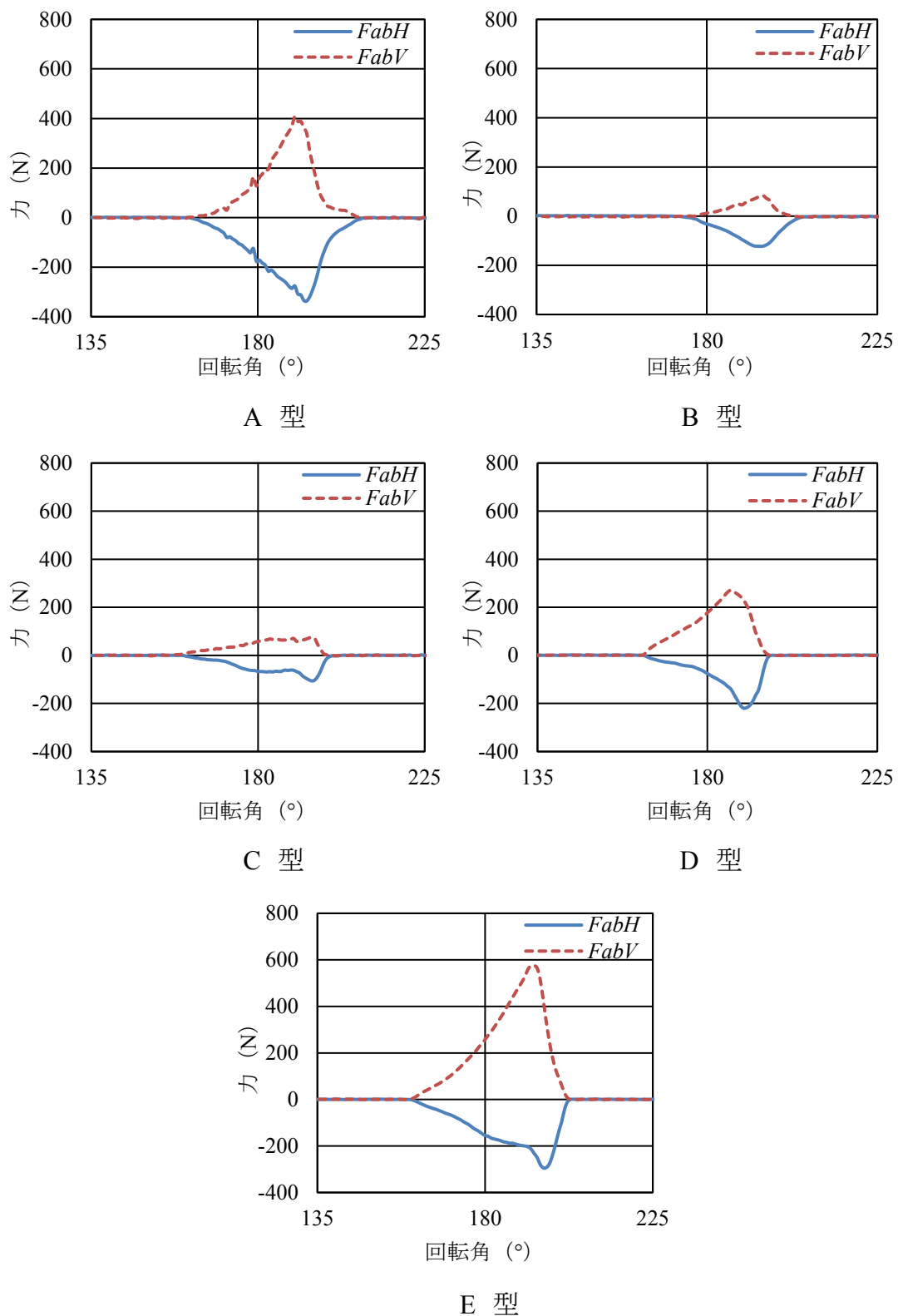
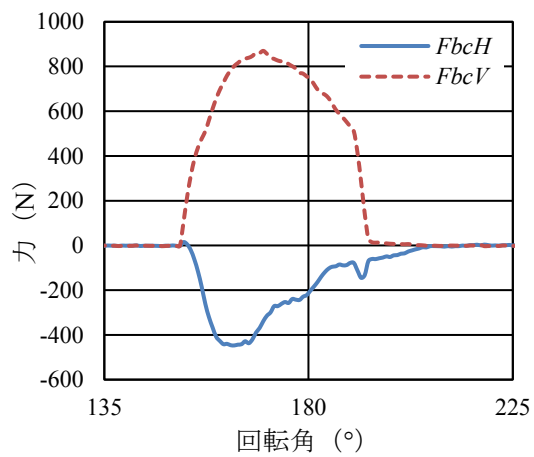
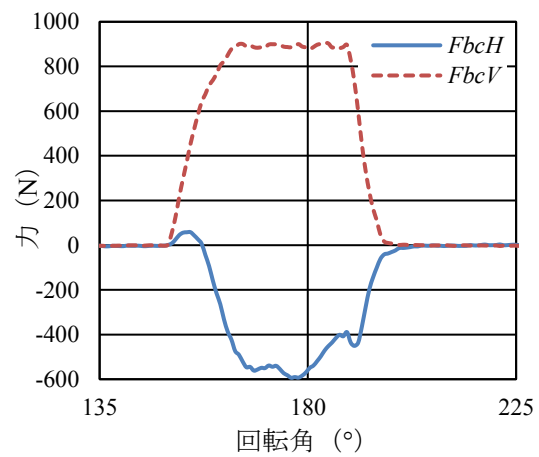


図 4-6 前方ラグ面での測定結果の一例

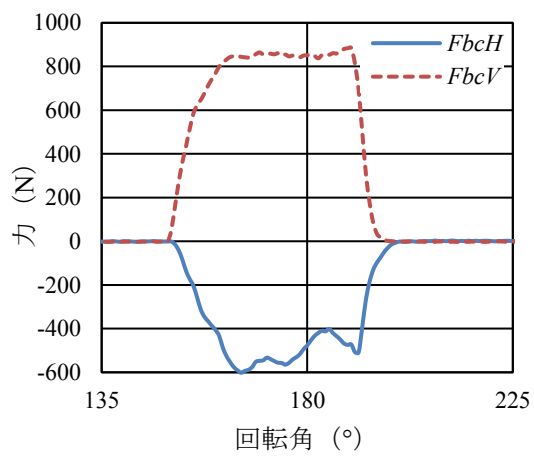
(滑り率 -5%)



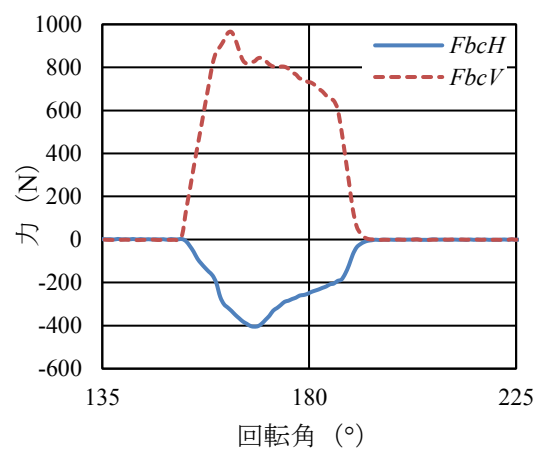
A 型



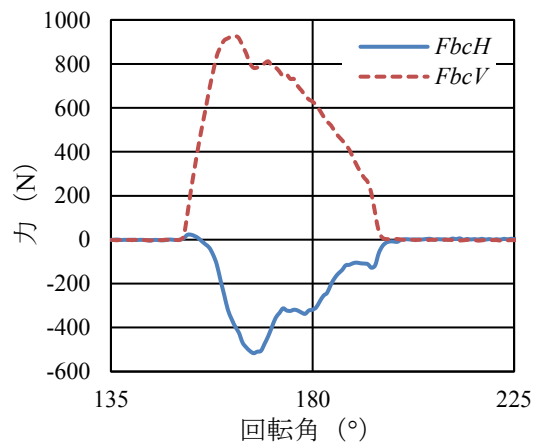
B 型



C 型



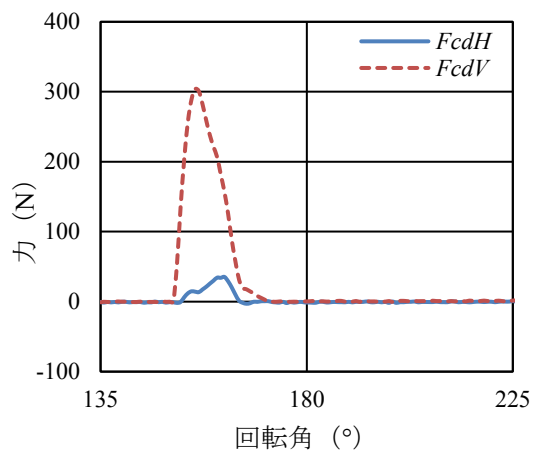
D 型



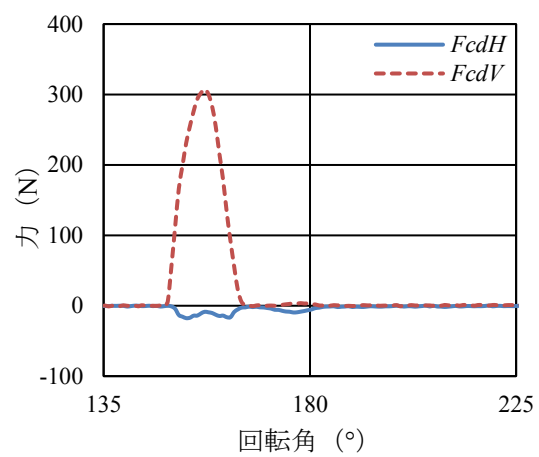
E 型

図 4-7 外周ラグ面での測定結果の一例

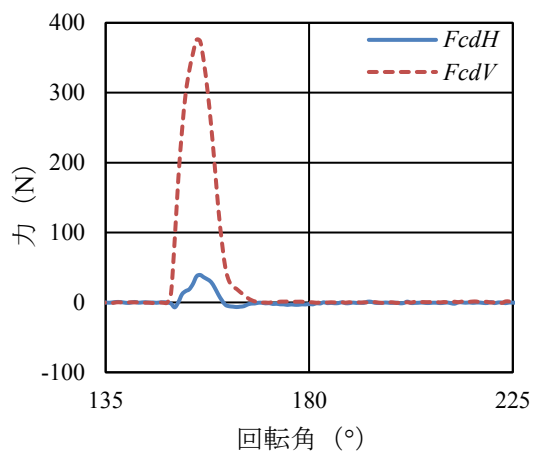
(滑り率 -5%)



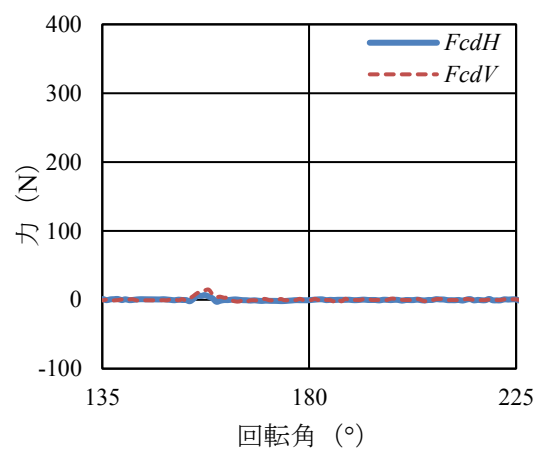
A 型



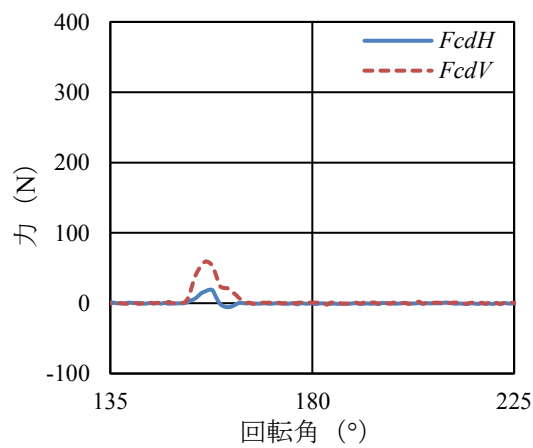
B 型



C 型



D 型



E 型

図 4-8 後方ラグ面での測定結果の一例

(滑り率 -5%)

#### 4.5.4 車軸で測定した車輪全体の水平力の比較

供試ラグで測定した結果の正確さを，車軸力測定装置で検証した。図 4-9 に滑り率 -10%時の車軸力測定装置での測定結果の平均値を示す。E型ラグに作用する制動力が最も大きくなり，その大きさは 400 Nであった。B型ラグに作用する制動力が最も小さくなり，その大きさは 328 Nであった。これは，前方ラグ面先端角が大きいE型ラグの前方ラグ面は土と十分に接触することにより制動力が大きくなると考えられる。前方ラグ面がラグ外周面と垂直になるB型ラグとC型ラグが回転する時，前方ラグ面が土との接触が少なくなり，制動力の発生が小さくなることが考えられる。図 4-10 に滑り率が -5%時の車軸力測定装置での測定結果の平均値を示す。E型ラグに作用する制動力が最も大きくなり，その大きさは 294 Nであった。B型ラグに作用する制動力が最も小さくなり，その大きさは 260 Nであった。滑り率が変わると力の大きさは変化するが，各ラグでの制動力の発生状況は同じ傾向である。以上の結果より，E型ラグは制動時に最適な車輪ラグ形状である。

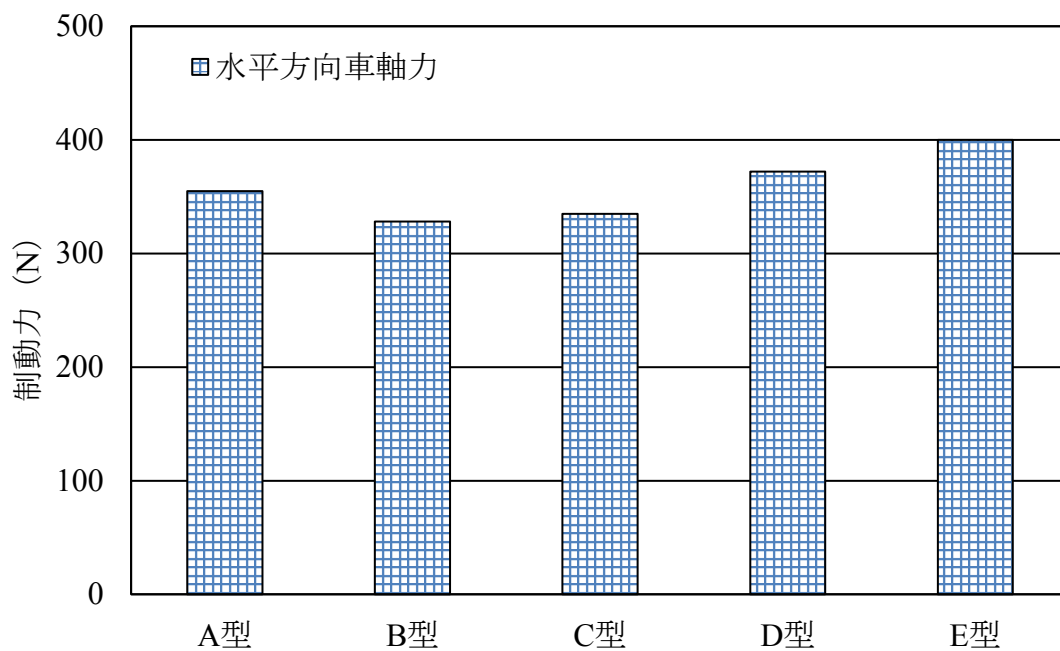


図 4-9 車軸で測定した車軸力の比較  
(滑り率 - 10%)

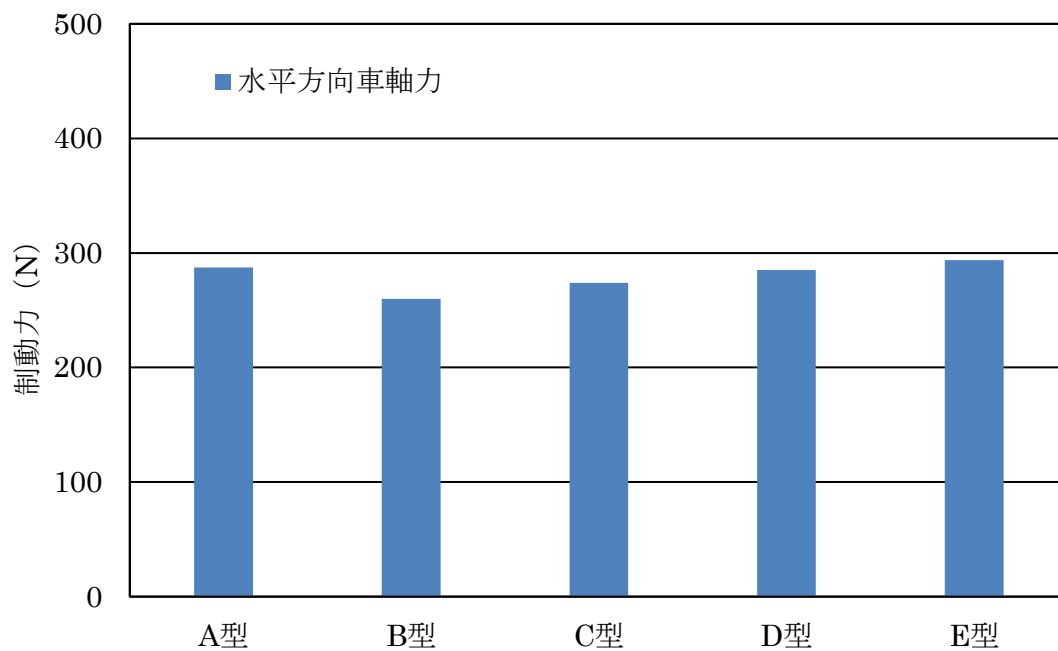


図 4-10 車軸で測定した車軸力の比較  
(滑り率 - 5%)



#### 4.6 本章のまとめ

制動時の走行性能が高い車輪のラグ形状を設計するために、試作した水平投影面積が同じ、前方ラグ面先端角、外周ラグ面先端角と後方ラグ面先端角がそれぞれ異なる5種類ラグ車輪での走行実験を行い、形状が異なるラグの各面に水平方向接地反力の発生状況を検討した。これより得られた結果は、主として、次のとおりである。

- 1) 第2章で述べた測定結果の一部として、トラクタはロータリハローなどの作業機を作業する時、作業機からトラクタ車体へ進行方向と同じ方向の耕耘抵抗があり、車体が前方へ飛び出さないように、タイヤに負の滑りが発生する。この時、タイヤラグの前方ラグ面と外周ラグ面で制動力が発生することをラグ3面トランスデューサにより検証した。
- 2) 前方ラグ面先端角は前方ラグ面に発生する制動力に影響し、前方ラグ面先端角を大きく設計したE型ラグに発生した制動力が最も大きくなる。
- 3) 外周ラグ面の測定結果はE型ラグに発生した制動力が大きく、A型ラグに発生した制動力が最も小さくなる。
- 4) 後方ラグ面先端角は制動力に影響がないが、これは、負の滑りが発生する場合には後方ラグ面が土と接触しないためである。

- 5) E型ラグは制動時走行性能が最も高い車輪のラグ形状であることが分かった。つまり，ロータリ専用の制動車輪のラグ形状を設計する時，けん引車輪と逆の形状になり，車輪制動性能が向上する。

## 第 5 章 総 括

本論文は，けん引および制動に最適なラグ形状を設計するため，小型農用タイヤと剛性モデル車輪を供試し，ラグを構成する各面での接地反力を測定し，作用特性を解析した。これよりけん引および制動性を高くするようなラグ形状や適切な形状に設計するために重要な角度要素を提言した。以下，各実験に得られた結果を要約する。

### 5.1 農用タイヤラグ構成面に作用する接地反力の解析（第 2 章）

アジア地域でよく使用されている小型農用タイヤを利用し，小型 3 方向力測定器と圧力センサを用いて，農用タイヤラグの前方ラグ面，外周ラグ面，後方ラグ面 3 面に作用する外力の測定実験を行った。これより，滑り率の違いによりラグを構成する各面の土への運動作用特性を解明し，車輪に作用する外力と各面との関係を検討した。法線力，接線力と側方力を同時に測定することができる小型 3 方向力測定器を外周ラグ面に，垂直方向圧力を測定できる小型圧力センサを前後ラグ面と後方ラグ面に装着した。走行実験はトラクタがプラウ耕起作業時タイヤの正の滑りとロータリ耕耘作業時負の滑り状況を想定し，室内土壌槽で行った。滑り率は -10%，10%，

20%に設定し、タイヤ空気は 39.2 kPa, 78.5 kPa, 118 kPa に設定した。

空気圧が 118 kPa, 滑り率が 10%の場合, 前方ラグ面と後方ラグ面に接地圧の発生がなかったが, 外周ラグ面で測定した水平方向最大接地圧は 144 kPa であった。滑り率が 20%の場合, 前方ラグ面には接地圧の発生がなく, 外周ラグ面で測定した水平方向最大接地圧は 261 kPa, 後方ラグ面で測定した最大接地圧は 158 kPa であった。これは, トラクタがプラウ耕起作業のような時, 作業機によりけん引抵抗が後方であり, けん引作業を完了するため, タイヤ外周ラグ面と後方ラグ面での接地反力が増加する。外周ラグ面で測定した水平方向正の接地反力と後方ラグ面で測定した接地反力を一つの分力とした合力の水平成分が推進力であることが明らかになった。

空気圧が 118 kPa, 滑り率が -10%の場合, 後方ラグ面に接地圧の発生がなかったが, 外周ラグ面で測定した水平方向最大接地圧は後ろ向き 301 kPa であり, 前方ラグ面で測定した最大接地圧は後ろ向き 81 kPa であった。これは, トラクタはロータリ耕耘作業時のように, ロータリにより前向きの耕耘抵抗があり, タイヤは車体が前方へ飛び出さないよう, 外周ラグ面と前方ラグ面での接地反力が増加する。外周ラグ面で測定した負の水平方向接地反力と前方

ラグ面で測定した接地反力の一部を水平成分が制動力となることが分かった。

以上の結果より，ラグを構成する各面に発生した外力の方向を判定した。滑り率が正の場合，後方ラグ面と外周ラグ面に発生する接地反力の方向は前向きとなり，滑り率が負の場合，前方ラグ面と外周ラグ面に発生する接地反力の方向は後ろ向きとなることが分かった。滑りの違いにより各ラグ面の役割を明らかにした。

## 5.2 けん引時の車輪ラグ形状が接地反力に及ぼす影響（第3章）

空気タイヤの走行実験で測定したけん引時ラグ各面の運動作用特性を更に実証し，けん引性能が高いタイヤのラグ形状を設計するため，垂直投影面積が同じ，後方ラグ面先端角，外周ラグ面中心角と前方面先端角3つの設計角度要素を変化し形状の異なる5種類の剛性モデル車輪による走行実験を行った。ラグに発生する推進力または転がり抵抗でけん引時最適なラグ形状を検討した。5種類ラグはそれぞれA型ラグ～E型ラグとした。A型ラグは前方ラグ面と後方ラグ面が対称となる形状である。B型ラグは前方ラグ面が外周ラグ面と垂直になり，外周ラグ面の長さは約A型ラグの2倍となる形状である。C型ラグは前方ラグ面が外周ラグ面と垂直になり，外

周ラグ面の長さは約 A 型ラグの 1.2 倍となる形状である。D 型と E 型ラグはそれぞれ B 型と C 型ラグを逆方向に使用したものである。

片持ちばり，両端固定ばりおよび L 型ビームを組み合わせたラグ 3 面用トランスデューサを供試し，各面に平行および垂直に作用する力を同時測定し，これより水平力と垂直力を求めた。走行実験は車輪滑り率を変化させる滑り制御方式で行った。無負荷状態の車輪前進速度は 0.07 m/s と設定し，台車の前進速度から実用範囲で 2 段階の滑り率を選定し，滑り率は 10%，20% に設定した。トランスデューサは車輪の回転に伴い 0～360 度の間で回転運動を繰り返しているため，ラグ板の自重の影響をフーリエ級数で補正した。

実験結果は，滑り率が 10% の場合，前方ラグ面先端角は前方ラグ面に発生する転がり抵抗に影響し，前方ラグ面先端角が小さい B 型と C 型に転がり抵抗がほとんどなかった。前方ラグ面先端角は大きい E 型ラグに転がり抵抗は最も大きくなり，131 N であった。C 型ラグに作用する推進力が最も大きくなり，320 N であった。E 型ラグに作用する推進力が最も小さくなり，223 N であった。前方ラグ面先端角が小さくなると，車輪が滑り沈下する時，前方ラグ面は外周ラグ面の後に土に入り，土との接触がほとんどないにより，転がり抵抗が発生しない。表土が相対的に

柔らかい畑でのけん引作業をする時，C型ラグ車輪のように前方ラグ面先端角が小さく，転がり抵抗の発生がしないことにより，車輪のけん引性能が向上できると分かった。

### 5.3 制動時の車輪ラグ形状が接地反力に及ぼす影響 (第4章)

制動性能が高いタイヤのラグ形状を設計するため，5種類の剛性モデル車輪による走行実験を行い，ラグに発生する制動力で制動時最適なラグ形状を検討した。第3章で供試した実験装置を用いて，無負荷状態の車輪前進速度は0.07 m/sと設定し，滑り率は-10%，-5%に設定した。

滑り率が-10%時，前方ラグ面先端角は前方ラグ面に発生する制動力に影響し，前方ラグ面先端角は大きいE型ラグに作用する制動力が最も大きくなり，その大きさは400 Nであった。C型ラグに作用する制動力が最も小さくなり，その大きさは328 Nであった。前方ラグ面先端角が大きくなると，車輪が滑り沈下する時，前方ラグ面は土との接触面積が増加し，制動効果が大きくなる。ロータリ専用の制動車輪のラグ形状を設計する時，けん引車輪と逆の形状になり，車輪制動性能が向上できると分かった。

#### 5.4 結語

以上により，本研究は農用車輪のけん引および制動走行性能が高いラグ形状や適切な形状を設計するため，試作した形状が異なる5種類ラグ車輪で走行実験を行い，ラグの各面に作用する法線方向および接線方向力により，車輪に水平方向力の発生状況を検討した。滑り率が正の場合，C型ラグで発生する推進力が大きく，E型ラグでは小さくなった。滑り率は負の場合，E型ラグで発生する制動力が大きく，C型ラグでは小さくなった。けん引車輪のラグ形状は前方ラグ面先端角を小さくし，制動車輪のラグ形状は大きくすることが有効であると明らかになった。けん引および制動走行性能が高いラグ形状や適切な形状を設計するために重要な角度要素を提言した。



## 謝 辞

本研究は、筆者が博士課程の学位論文とし、岩手大学大学院連合農学研究科生物環境科学専攻（帯広畜産大学所属）博士課程在学中に行われたものである。

本研究を進めるにあたり、素晴らしい研究環境を与えて頂くとともに、多大なるご指導・ご助言を賜りました帯広畜産大学地域環境学研究部門地域環境工学分野の岸本正教授に誠意を表わすとともに厚く御礼申し上げます。岸本正教授は主指導教官とし、研究計画から研究装置、研究方法、分析方法および本研究論文の作成まで、一から終始懇切丁寧に御指導をいただき、心より深甚な感謝を申し上げます。

また、本論文を査読して頂くとともに、研究を進めていくにあたり終始懇切丁寧なご指導を頂きました帯広畜産大学地域環境学研究部門地域環境工学分野の佐藤禎稔教授はいつも暖かい御指導と御鞭撻を賜りました。心から感謝しております。

また、本研究の取りまとめにあたり、終始懇切丁寧に御指導と論文の御校閲をいただいた岩手大学農学部農学生命課程の武田純一教授、弘前大学農学生命科学部園芸農学科の張樹槐教授には厚くお礼を申し上げます。

さらに，本研究の実験装置の立案や製作にあたり，御協力をいただいた帯広畜産大学の機械実習工場  
で技術を担当している飯島和司氏にお礼を申し上げます。

最後に，本学在学中に本研究を御協力いただいた先輩の胡楠氏，研究室の皆様  
に感謝の意を表します。

## 参考文献

- 1) Burt, E.C., Bailey, A.C., Wood, R.K. Effects of soil and operational parameters on soil-tire interface stress vectors, J. of Terramechanics, 24(3) (1987) 235-246.
- 2) Burt, E.C., Wood, R.K., 1987. Three-dimensional Tire Deformation on Deformable Surfaces. TRANS. of the ASAE, 30(3), 601-604.
- 3) Burt, E.C., Wood, R.K., Bailey, A.C. Tangential-to-normal stress ratios for pneumatic tires, TRANS. of the ASAE, 30(6) (1987) 1591-1594.
- 4) Gee-Clough, D. and Chancellor, W. J., 1976. Pull and lift characteristics of single lugs on rigid wheels in wet rice soils. TRANS. of the ASAE, 19(3), 433-441, 447.
- 5) ISTVS Standards. J. of Terramechanics, 14(3) (1977) 153-182.
- 6) 岸本正, 井上英二, 坂井純, 松尾隆明, 1990. 農用車輪の設計理論に関する研究 (第2報). 農業機械学会誌, 第52巻 4号, 11-19.
- 7) 岸本正, 大友功一, 趙誠瓚, 玉利達人, 2000. ラグ3面用測定装置による外力測定と作用特性の検証. 農業機械学会誌, 第62巻 3号, 84-93.

- 8) 岸本正, 坂井純, 井上英二, 1991. 農用車輪の設計理論に関する研究 (第3報). 農業機会学会誌, 第53巻 2号, 3-11.
- 9) 岸本正, 坂井純, 井上英二, 松尾隆明, 1991. 農用車輪の設計理論に関する研究 (第4報). 農業機会学会誌, 第53巻 3号, 25-34.
- 10) Kishimoto, T., Sakai, J., Taniguchi, T., Ishimoto, K. Development of devices for measuring external forces acting on agricultural lugged wheel (part 1). Research Bulletin of Obihiro University, I, 17 (1990) 271-277.
- 11) Sakai, J., 1999. Machines for crop production, in: Stout, B. A., editor. CIGR Handbook of Agricultural Engineering. Publishing ASAE, Vol. 3, pp. 54-95.
- 12) 坂井純, 岸本正, スリン・ポンスパサミット, 1988. 農用車輪の設計理論に関する研究 (第1報). 農業機会学会誌, 第50巻 6号, 605-610.
- 13) Shao, M.L., Kishimoto, T., Satow, T., Takeda, J., Way, T.R., in press. Traction and Braking Force on Three Surfaces of Agricultural Tire Lug. Engineering in Agriculture, Environment and Food. Doi: 10.1016/j. eaef. 2016.07. 002.
- 14) 中嶋洋, 田中孝, 1986. 土ーラグ系の相互作用に関する基礎的研究 (第2報). 農業機械学会誌,

- 第 50 卷 6 号, 3-10.
- 15) 中嶋洋, 田中孝, 1989. 土ーラグ系の相互作用に関する基礎的研究(第 3 報). 農業機械学会誌, 第 51 卷 2 号, 47-55.
- 16) 中嶋洋, 田中孝, 1990. 土ーラグ系の相互作用に関する基礎的研究(第 4 報). 農業機械学会誌, 第 50 卷 6 号, 3-10.
- 17) 田中孝, 中嶋洋, 1986. 土ーラグ系の相互作用に関する基礎的研究(第 1 報). 農業機械学会誌, 第 48 卷 2 号, 225-232.
- 18) Taylor, J.H. Comparative traction performance of R-1, R-3, and R4 tractor tires, TRANS. of the ASAE, 19(1), (1976), 14-16.
- 19) Taylor, J.H. Lug angle effect on traction performance of pneumatic tractor tires, TRANS. of the ASAE, 16(1), (1973), 16-18.
- 20) Taylor, J.H. Lug spacing effect on traction performance of pneumatic tractor tires, TRANS. of the ASAE, 17(2), (1974), 195-197.
- 21) Trabbic, G.W., Lask, K.V., Buchele, W.F., 1959. Measurement of Soil-Tire Interface Pressures Agricultural Engineering. 40, 678-681.
- 22) 田中孝, 1960. 車輪の運動の数値的解析について. 農業機械学会誌, 第 21 卷 4 号, 133-136, 152.

- 23) 王秀崙, 田中孝, 山崎稔, 1989. ラグ車輪と土との相互作用に関する研究 (第1報). 農業機械学会誌, 第51巻 3号, 33-40.
- 24) 王秀崙, 田中孝, 山崎稔, 1989. ラグ車輪と土との相互作用に関する研究 (第2報). 農業機械学会誌, 第51巻 5号, 11-18.
- 25) 王秀崙, 田中孝, 山崎稔, 1990. ラグ車輪と土との相互作用に関する研究 (第3報). 農業機械学会誌, 第52巻 2号, 11-18.
- 26) 全亨奎, 谷口哲司, 岸本正, 吉田慎, 玉利達人, 1997. 3方向応力測定器によるタイヤラグ面接地応力の測定. 農業機械学会誌, 第59巻 6号, 3-10.

# Analysis of normal and tangential forces on agricultural tire lug

Mingliang SHAO

## Summary

The objective of this study was to improve the performance of an agricultural tire by designing the shape of the tire lug.

Firstly, pressure sensors were mounted in the leading and the trailing lug sides, and tri-axial force transducers were mounted in the lug faces of a small agricultural drive tire to find out the function of each lug surface under positive and negative slippage. Secondly, result of agricultural drive tire experiment under positive slippage was verified with two types of transducers of wheel axis type and a three-surfaced lug type, respectively. Finally, two types of transducers also verified the result of agricultural drive tire experiment under negative slippage.

An important element in designing the shape of

a tire lug is an understanding of how reaction forces on the surfaces of a lug influence wheel performance.

## Chapter 2

In this chapter, a small agricultural drive tire which is often used in the Asian agriculture was used for experiment to determine the forces between the lug surfaces and the soil. Pressure sensors were mounted in the leading and the trailing lug sides, and tri-axial force transducers were mounted in the lug faces of a small agricultural drive tire to find out the function of each lug surface. Experiments were conducted under positive slippage when the tire was mounted on one tractor which was working with a plow, and under negative slippage when the tire was mounted on one tractor which was working with a rotary tiller. Experiments were conducted in an indoor soil bin (length 11000 mm, width 850 mm, depth 450 mm) that contains loam. Slippage were set to -10%, 10% and 20%. Inflation pressures were set to 0.4 kgf/cm<sup>2</sup>, 0.8 kgf/cm<sup>2</sup> and 1.2 kgf/cm<sup>2</sup>.

When slippage was 10%, the contact pressures



were measured on only the lug face. Thus, the friction on a lug face is producing the net traction. When slippage was 20%, the contact forces were detected on the lug face and the leading lug side of the lug, but were not detected on trailing lug side. Thus, when the slippage is a relatively large positive value, the longitudinal force applied by the soil to the tire is in the forward direction, as would occur when a tractor is used for a plowing operation. When slippage was -10%, contact pressures were detected on a lug face and a trailing lug side, but were not detected on a leading lug side of the lug. Thus, the longitudinal force applied by the soil to the tire is in the rearward direction, similar to a braking force, as would occur when a tractor is used with a rotary tiller of down cut operation. The motion resistance and the braking force of resultant forces were measured with the tri-axial force transducer at the center of a lug face. Results show the same tendency as what was measured with the axis transducer on tire axis of rotation.

### Chapter 3

The purpose of this chapter is to clarify the relationships between the forces on lug surfaces and the soil reactions under positive slippage. Transducers of the three-surfaced lug type which can measure normal and tangential forces on each surface were used. The horizontal and vertical forces were calculated by the results of experiments. The basic structure of the transducers combination of cantilever, a fixed beam and an L-shape beam. The measuring principles of the devices using strain gauges were also discussed. The rigid model wheels which designed for five types of lug shape were used in this experiment. They were designed for the same vertical projection area but different by the angles of installation of the lug sides. Five types of lug were named the lug A ~ lug E. Lug A was designed symmetry for leading and trailing lug sides. The trailing lug side of lug B and lug C were designed perpendicular to the lug face. A lug face of lug B is longer than lug face of lug C. Lug D and lug E were obtained by using lug B and lug C in opposite directions, respectively. Experiments were conducted in the slip control system for changing the slippage of wheel.

Slippage is adjusted by selecting the carriage speed by changing the gear ratio of the transmission. The travel speed of a tire at no load is set to 0.07 m/s. Slippage were set to 10% and 20%.

When the slippage was 10%, positive forces were measured on a lug face and a leading side of all types of lugs. The negative forces were measured on the trailing lug side of lug E and lug A. The negative forces was motion resistance, which prevents a tractor from running forward. There were no reactions on trailing lug sides of lug C and lug B.

Tractions were measured by wheel axis transducer. When the slippage was 10%, the maximum of traction was 320 N by lug C and the minimum of traction was 223 N by lug E. This shows that motion resistance may decrease if the angle of installation of the trailing lug side becomes small. The traction performance of wheel can be improved by using a lug designed as lug C shape.

#### Chapter 4

The purpose of this chapter is to clarify the

relationships between the forces on lug surfaces and the soil reactions under negative slippage. The experimental device used in this chapter is the same as in chapter 3. Slippage is adjusted by selecting the carriage speed by changing the gear ratio of the transmission. The travel speed of a tire at no load is set to 0.07 m/s. Slippage were set to -10% and -5%.

When the slippage was -10%, negative forces were measured on a lug face and a trailing lug side of all types of lug. There was no reaction on leading lug side. The reaction on trailing lug side of lug B and lug C were smaller than lug A and lug E. The negative forces were braking forces and the maximum of braking force measured by wheel axis transducer was 400 N by lug E. The minimum of braking force measured was 328 N by lug B. This shows that braking force may increase if the angle of installation of the trailing lug side becomes large. The braking performance of wheel can be improved by using a lug designed as lug E shape.

Five types of trial lugs were used in the experiments to prove the theories for the installation angle of the trailing lug side. Lug B

produced very little motion resistance and larger net traction, and Lug E produced larger barking force. This means that the design theories are proved to be reasonable.