

修士学位論文

テラメカニクスに基づく
月・惑星探査ローバーの走行力学解析

平成17年度
(平成18年2月1日提出)

東北大学大学院工学研究科
航空宇宙工学専攻

三輪 章子

Teramechanics-Based Analysis on Locomotion Mechanics of Lunar/Planetary Exploration Rovers

Akiko Miwa

Abstract

The exploration of the Moon and planets brings us a lot of benefits such as an inquiry about the origin of the solar system and the Earth. Wheeled mobile robots is one of the key technologies to explore planets and is also expected to transfer for vast area and perform difficult tasks in rough terrain.

The surface of the planet body, such as Mars or our Moon, is mostly covered with loose soil and it causes serious wheel slips. Slips make the driving performance worse and disable the rover for following the desired path. Hence, it is quite necessary to investigate a dynamic behavior of the rover, taking into account an interaction between wheels and the soil. The soil mechanics, called “Terramechanics,” plays an important role to determine the forces (*Drawbar pull, Side force and Vertical force*) on each wheel.

In this thesis, a terramechanics-based analysis on locomotion mechanics of Lunar/Planetary exploration rovers is described.

First, in the Chapter 2, a wheel-soil contact model based on terramechanics is recalled and enhanced to be able to deal with a behavior of wheels on a slope, which have not been taken account of before. By paying attention to phenomena, which arise at traveling on not a horizontal plane but a slope, a new contact model is developed.

A versatile dynamics simulation of a rover is introduced in the Chapter 3. The simulation consists of the wheel-soil contact model and a rover dynamics model. Multiple environments and rover configurations can be treated by the simulation, since the terramechanics model is applicable to various soil if the soil-coefficients are known, in advance.

In the Chapter 4, slope traversing experiments using a four-wheeled rover testbed are described which were conducted for verification of the terramechanics based wheel-soil contact model and the dynamics simulation. Trajectories calculated by the simulation are compared to experimental results, and the effective range of the proposed model is examined.

Abstract

The Chapter 5 presents an analysis on the climbing ability of a rover from the viewpoint of terramechanics. A mathematical model is developed to analyze the mechanics of traction forces generated by wheels and their theoretical limits called *Trafficability limit* and *Mobility limit*. Then, the effect of a shifted center of gravity for the climbing ability is investigated.

An analysis on the slope traversing behavior of the rover using the dynamics simulation is addressed in the Chapter 6. What influence the difference of steering wheel operations give to trajectories of the rover is solved.

目 次

第1章 序論	1
1.1 本研究の背景	1
1.2 本研究の目的	3
1.3 本論文の構成と概要	4
第2章 テラメカニクスに基づく車輪力学モデル	9
2.1 はじめに	9
2.2 水平面における車輪力学モデル	9
2.2.1 スリップ率： s ，スリップ角： β	10
2.2.2 車輪の沈下	10
2.2.3 駆動力： F_x ，地面垂直抗力： F_z	13
2.2.4 サイドフォース： F_y	14
2.2.5 スリップ率・スリップ角に対する力の振る舞い	15
2.2.6 車輪表面形状の及ぼす影響	16
2.2.7 係数の同定	16
2.3 斜面を考慮した車輪力学モデル	18
2.3.1 車輪の沈下	18
2.3.2 駆動力： F_x ，サイドフォース： F_y ，地面垂直抗力： F_z	21
2.3.3 斜面走行時の滑り現象	23
2.4 Shear-displacement 関数化のための一輪走行実験	24
2.4.1 一輪走行実験システム概要	24
2.4.2 実験内容	26
2.4.3 実験結果	26
2.5 負の滑り状態における車輪力学モデル	29
2.5.1 せん断応力遷移点	30
2.5.2 応力分布	31
2.5.3 進入角・離脱角	32

2.5.4 駆動力 : F_x , 地面垂直反力 : F_z	33
2.5.5 検証実験	33
2.6 まとめ	34
第3章 動力学シミュレーションの構築	35
3.1 はじめに	35
3.2 一輪シミュレーション	35
3.2.1 動力学モデル	36
3.2.2 車輪力学モデルを用いた力の算出	37
3.2.3 力学パラメータ	37
3.2.4 シミュレーションの妥当性	39
3.3 ローバーのシミュレーションモデル	39
3.3.1 運動学モデル	39
3.3.2 動力学モデル	41
3.3.3 力学パラメータ	42
3.4 一輪走行シミュレーションとローバーモデルの統合	45
3.4.1 車輪座標系の導出	45
3.4.2 シミュレーションの流れ	45
3.5 まとめ	46
第4章 ローバーテストベッドを用いた斜面走行実験	47
4.1 はじめに	47
4.2 実験装置概要	47
4.2.1 実験システム	47
4.2.2 実験条件	49
4.3 実験結果	50
4.3.1 ローバーの挙動	50
4.3.2 ローバーの移動軌跡	50
4.4 実験結果に関する考察	53
4.4.1 シミュレーション結果との比較	53
4.4.2 車輪力学モデルおよび動力学シミュレーションの妥当性	57
4.5 まとめ	60
第5章 テラメカニクスに基づく走行力学解析 (1. 登坂性能解析)	61
5.1 はじめに	61
5.2 登坂時の挙動	62

5.2.1 登坂限界へ至るメカニズム	62
5.3 登坂限界決定要因および重心移動効果	63
5.3.1 Trafficability限界とMobility限界	63
5.3.2 重心移動による登坂限界の向上	64
5.4 動力学シミュレーション	64
5.4.1 シミュレーション条件	64
5.4.2 シミュレーション結果	65
5.4.3 シミュレーションに関する考察	68
5.5 検証実験	69
5.5.1 実験条件	69
5.5.2 実験結果	70
5.5.3 検証実験に関する考察	71
5.6 まとめ	72
 第6章 テラメカニクスに基づく走行力学解析 (2. 斜面横断挙動解析)	73
6.1 はじめに	73
6.2 解析条件	73
6.3 シミュレーション結果	74
6.3.1 走行軌跡に対する影響	74
6.3.2 姿勢に対する影響	75
6.4 各操作の特性	75
6.5 まとめ	77
 第7章 結論	79
 謝辞	83
 参考文献	84
 付録	86
 付録A 一輪走行実験システム詳細	87
A.1 システムの目的	87
A.2 実験装置概要	87
A.2.1 モータ仕様	88
A.3 制御システム	88
A.4 実験手順	89

目次

A.5 模擬月土壤シミュラント	89
付録B ローバーテストベッドの詳細	93
B.1 ローバーテストベッド概要	93
B.2 ハードウェア仕様	94
B.2.1 ロックアーリングサスペンション	94
B.2.2 ステアリング機構	95
B.2.3 車輪モジュール	95
B.3 システム概要	96

表 目 次

2.1	Soil-coefficients of the Lunar regolith simulant	17
2.2	Wheel-coefficients of the rover testbed	18
2.3	Specification of the single wheel test bed	26
2.4	Conditions of the single wheel experiment	26
3.1	Mass and inertia of the single wheel testbed	39
3.2	Mass and inertia of the rover testbed	44
4.1	Specification of the rover experimental device	48
4.2	Conditions of the slope traversing experiment	50
5.1	Limit angles of climbing	66
5.2	Experimental results	70
6.1	Conditions of the analysis	74
A.1	Specification of convey motor and wheel motor	88
A.2	Specification of Motor controller and Motor Driver	90
A.3	Specification of F/t sensor	90
A.4	Comparison about mechanical properties of the Lunar soil	91
B.1	The specification of the rover testbed	93
B.2	Specification of the steering motor	95
B.3	Specification of the gear-head of the steering motor	95
B.4	Specification of the wormgear	96
B.5	Specification of the driving motor	96
B.6	System specification of the rover test bed	96

図 目 次

1.1	Mars Exploration Rover ©NASA/JPL	2
1.2	Pictures of the Moon and Mars ©NASA/JPL	3
2.1	Wheel coordinate system on a horizontal plane	10
2.2	Static sinkage	11
2.3	Dynamic sinkage	12
2.4	Wheel-soil contact model on a horizontal plane	13
2.5	Wheel model on a horizontal plane (Side force)	14
2.6	Revised drawbar pull and side force	15
2.7	Sample data of force behavior against slip ratio and slip angle	16
2.8	Pictures of two wheel patterns	17
2.9	Wheel coordinate system on a slope	19
2.10	Static sinkage on a slope (x direction)	19
2.11	Static sinkage on a slope (y direction)	20
2.12	Dynamic sinkage on a slope	22
2.13	Wheel-soil contact model on a slope (Driving force and Vertical force) .	22
2.14	Wheel-soil contact model on a slope (Side force)	22
2.15	Steering models	23
2.16	Single wheel test bed	25
2.17	Experimental results and corresponding simulation results (1)	27
2.18	Experimental results and corresponding simulation results (2)	28
2.19	Approximations of shear-displacements	29
2.20	Wheel-soil contact model on a horizontal plane with negative slip . . .	30
2.21	Dynamic sinkage with negative slip	33
2.22	Experimental results and corresponding simulation results (Skid wheel)	34
3.1	A dynamics model of the single wheel test bed	36
3.2	A flowchart of calculations for the dynamics simulation	38

図目次

3.3	A 3D CAD model of the single wheel test bed	38
3.4	The rover testbed DUNE	40
3.5	A 3D CAD model of the rover testbed	40
3.6	A dynamics model of the rover testbed	41
3.7	Coordinate system of the rover model	41
3.8	3D CAD models of each link of the rover	43
3.9	A schematic view of a rover on a slope	44
3.10	A flowchart of the simulation	46
4.1	A picture of the rover experimental device	48
4.2	A schema of the rover experimental system	49
4.3	Pictures of experiments	50
4.4	Show of the slope traversing experiment	51
4.5	Comparison of rover trajectories of experiments	52
4.6	A picture of a soil failure	53
4.7	Comparison of rover trajectories (Experiment vs. Simulation) (1) . . .	54
4.8	Comparison of rover trajectories (Experiment vs. Simulation) (2) . . .	55
4.9	Comparison of rover trajectories (Experiment vs. Simulation) (3) . . .	56
4.10	Comparison of bulldozing resistance	57
4.11	Comparison of weight of each wheel	58
4.12	Time profile of weight of each wheel	59
5.1	A rover model on a slope	62
5.2	Theoretical model : Slip ratio vs. Drawbar pull	63
5.3	The environment of the rover climbing simulation	64
5.4	Rover configurations	65
5.5	Simulation results (Without torque limitation)	66
5.6	Simulation results (With torque limitation)	67
5.7	Trafficability limit on theoretical curves	68
5.8	Mobility limit on theoretical curves	69
5.9	A slope climbing experiment	70
5.10	Time profile of drawbar pull (Experiment)	71
5.11	Time profile of drawbar pull (Simulation)	72
6.1	Comparison of rover trajectories (Simulation)	75
6.2	Illustrations of the slope traversing simulations (by CG)	76

A.1	Overview of the single wheel test bed	88
A.2	System diagram of the single wheel test bed	89
A.3	Regolith of the moon ©NASA	91
B.1	A picture of the rover	94
B.2	Explaination of a rocker suspension	94
B.3	System diagram of rover test bed	97

第1章

序論

1.1 本研究の背景

月や火星、小惑星などの地球以外の天体の探査は、極めて意義深いミッションである。様々な天体の大気や内部の構造を知ることは太陽系起源の解明へとつながり、水や有機物の痕跡の探査は地球外生命の発見へとつながる。さらに、資源探査による新たなエネルギー源の獲得も期待されている。特に月は資源の宝庫と呼ばれ、アルミニウムやチタン、ヘリウム3などの多くの資源が存在するといわれている。

これらの理由により惑星探査の重要性は非常に高いといえるが、そのための技術には未だ多くの問題が残されており、研究の発展が望まれている。惑星探査技術には望遠鏡を用いた観測や、対象天体軌道上の周回探査機によるリモートセンシングなど様々なものがあるが、本研究では特に、移動探査ロボット（ローバー）を用いた地表面の直接探査に注目する。ここでローバーの移動方式について考えると、車輪型、履帯型および脚型の三種類に大別される。これらのうち、機構のシンプルさやエネルギー効率の点から惑星探査には車輪型が用いられることが多く、本論文においても車輪型ローバーを研究対象とする。

地表面の直接探査は、土壤の組成調査やサンプルの採取といった、重要でありなお且つリモートセンシングでは成しえない成果を挙げることができる。最新の直接探査例として、2004年1月より活動を続けているNASAのSpirit, Opportunityと呼ばれる2台のローバー（図1.1）による火星探査が目覚しい成果を挙げている[1]。同ミッションでは、ローバーによる直接探査によりかつて火星に水が存在したことを裏付ける重大な発見がなされ、ローバーが果たす役割の大きさが実証された。この他にも、過去の探査計画において、無人月探査ローバー Lunokhod (旧ソ連) や小型火星探査ローバー Sojourner (アメリカ) などが大きな成果を挙げている。



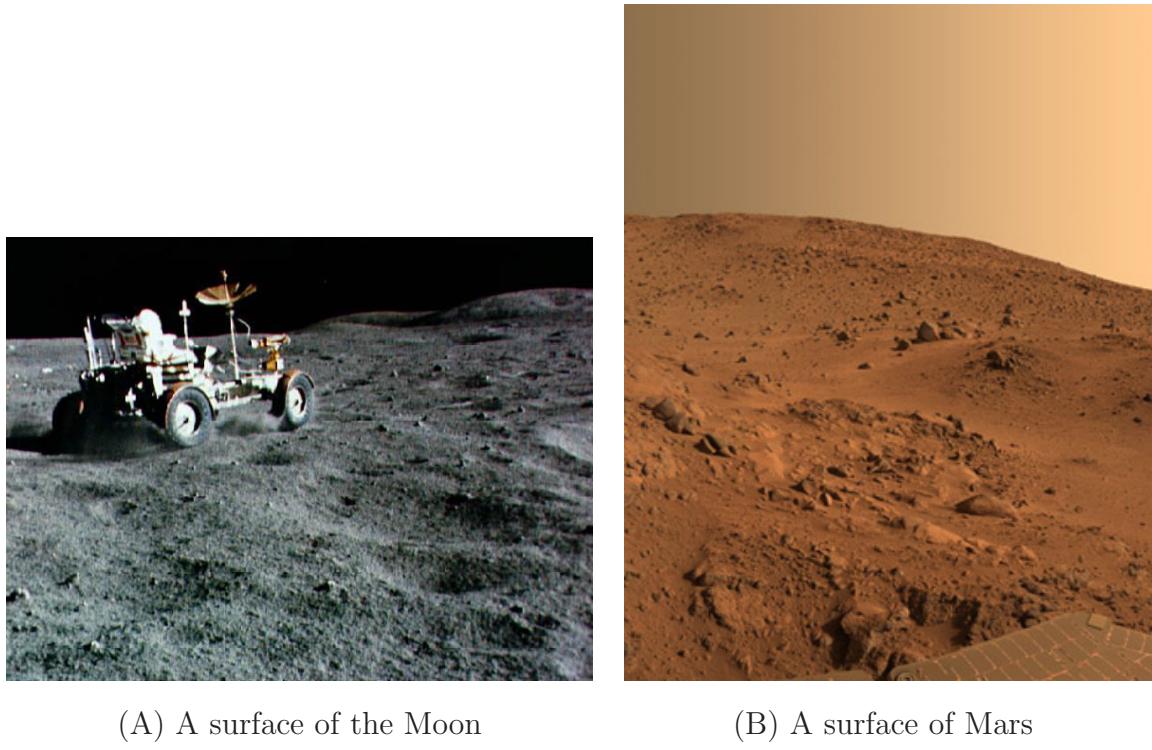
図 1.1: Mars Exploration Rover ©NASA/JPL

以上に述べてきたように探査ローバーの果たす役割は非常に大きいが、現時点においては実用に十分な能力を有しているとは言い難く、実際の探査例は決して多くはない。解決すべき技術課題として、以下のようなものがあると考えられる。

- 走行性能(登坂能力・段差乗り越え・長距離移動)
- 自律的走行(障害物回避・経路設定)
- ヒューマンインターフェース(遠隔操縦・共同作業)
- 環境適応(耐熱・防塵)
- 安全性・頑健性
- センシング

上記の課題のうち、走行性能や自律的走行について考える際に必要となる解析が、ローバーの走行力学解析である。すなわち、多様な走行環境/走行状態において車輪にどのような力が発生し、結果としてローバーがどのような挙動を示すのかといったことを解明する必要がある。

ここで、探査ローバーが走行すべき惑星の地表形状について言及する。図1.1(A) はアポロ計画において撮影された月の地表面であり、(B) は先述した NASA の 2 台のローバーによって撮影された火星地表面である。これらの写真が示すように、一般にローバーの探査対象天体の地表は細かい砂に覆われており、走行する車輪の滑りが大きくなるためローバーは複雑な挙動を示す。このような状態における力学解析には、テラメカニクス (Terramechanics) と呼ばれる軟弱地盤上の車輌の力学解析を考慮することが不



(A) A surface of the Moon

(B) A surface of Mars

図 1.2: Pictures of the Moon and Mars ©NASA/JPL

可欠である。また、地表の形状は起伏に富み、さまざまな障害物が存在している。さらに、クレーター内部には貴重な情報が存在する可能性が高いことが知られている。これらの理由から、ローバーは障害物を避けながら斜面の横断や登坂を行なう必要があり、斜面における走行力学に関する研究の重要性は非常に大きいといえる。

1.2 本研究の目的

以上に述べてきたように、惑星探査ローバーの技術課題の解決には「軟弱地盤」と「斜面」を考慮した走行力学解析が不可欠である。そこで本研究では、テラメカニクスに基づいて斜面上を走行する車輪の力学モデルを構築する。さらに構築したモデルを用いて汎用性の高い動力学シミュレーションを開発し、多様な環境やローバーのコンフィギュレーションに応じた、ローバーの性能拳動解析を行なうことを目的とする。

以下に本研究の目的を詳しく述べる。

テラメカニクスを用いた車輪型ローバーの走行力学解析は Iagnemma らによって体系的にまとめられているが [3]、一連の研究において車輪力学モデルは水平面上のシンプルなものに限られており、ステアリング時に車輪に加わるサイドフォースのモデル化も行なわれていない。これに対し本研究室では、これまでに、サイドフォースのモデル化や車輪表面形状の影響を考慮した車輪力学モデルの構築に取り組んできた [4][5]。ま

た，理論モデルの検証に力を入れており，モデルに含まれる係数などを詳細に検討してきた結果，現在までに非常に妥当性の高い水平面上の車輪力学モデルが得られている。

本研究はまず，本研究室で構築されたモデルを斜面に拡張することからはじめる。その際，水平面上では生じなかつたいくつかの現象を扱うために新たなモデルの導入などを行なうが，その都度検証実験を行なうことにより妥当性を保ったモデルの構築を目指す。

次に，構築した車輪力学モデルとローバーの動力学モデルを組み合わせ，ローバーの走行シミュレーションを開発する。テラメカニクスの特長として，土壤の係数さえ分かっていれば，様々な土壤に対して同じ車輪力学モデルを用いることができる。またローバーの動力学モデルについても，慣性などの力学パラメータを適切に与えることにより，種々のローバー形状を表現することができる。よって，車輪力学モデルが正確であれば，土壤やローバー形状の変更に伴う挙動・性能の違いを，シミュレーションによって解析することが可能となる。これは惑星探査のように，現地における実機実験を容易には行なえない状況に対して有効な手段である。

最後に，提案した車輪力学モデルおよび動力学シミュレーションを用い，ローバーの性能挙動解析に取り組む。解析は登坂性能解析と横断挙動解析の2種類について行なう。登坂性能解析では，ローバーの登坂性能に着目し，テラメカニクスモデルを用いて登坂限界に至るメカニズムを解明するとともに，登坂限界を決定付ける要因を特定する。また，ローバーの重心を前後に移動することによる登坂性能への影響に関して検討し，テラメカニクスの観点からの考察を行なう。横断挙動解析においては，ローバーの重心左右位置の変動や左右車輪の回転速度差などが，斜面を横断するローバーの軌跡に関してどのような影響を与えるかについて検討する。

本研究において提案する車輪力学モデルや動力学シミュレーションは，惑星探査のみならず火山探査やレスキューなど，他のローバーミッションに関しても役立てることができると期待される。

1.3 本論文の構成と概要

本論文は，以下の7つの章よりなる。

第1章 序論

本研究の背景及び目的について述べる。

第2章 テラメカニクスに基づく車輪力学モデル

テラメカニクスに基づく車輪力学モデルを提案する。本研究室において構築されてきた，水平面上を走行する車輪の力学モデルについて紹介し，続いてモデルを斜

面上の車輪へと拡張することを考える。さらに斜面上を走行するローバーを扱う際に必要となる、負のすべり状態と呼ばれる新たなモデルの構築について述べる。

第 3 章 動力学シミュレーション

提案した車輪力学モデルを用いた動力学シミュレーションを開発する。車輪力学モデルに基づく力の計算アルゴリズムについて述べるとともに、力学パラメータの同定などを含むローバーのモデル化を行なう。

第 4 章 ローバーテストベッドを用いた斜面走行実験

車輪力学モデルおよび動力学シミュレーションの妥当性を検証するために行なわれた、ローバーテストベッドを用いた斜面走行実験について示す。実験の概要及びその内容について記し、得られた結果とシミュレーション結果との比較を行う。

第 5 章 テラメカニクスに基づく走行力学解析（1. 登坂性能解析）

ローバーの登坂性能に着目し、テラメカニクスに基づいて登坂限界に至るメカニズムを解明するとともに、登坂限界を決定付ける要因の特定と登坂限界に至るまでの挙動解析を行なう。ローバーの重心を前後に移動することによる登坂性能への影響に関して検討し、テラメカニクスの観点からの考察を行なう。さらに、ローバーテストベッドを用いた登坂実験を行ない、理論を検証する。

第 6 章 テラメカニクスに基づく走行力学解析（2. 斜面横断解析）

動力学シミュレーションを行い、車輪回転速度や重心位置といったローバーの走行条件の相違が斜面横断時のローバーの挙動にどのように影響するか解析し、各条件の特性を明らかにする。

第 7 章 結論

本研究の結論を述べる。

主な記号

s	[-]	スリップ率
β	[rad]	スリップ角
W	[N]	垂直荷重 (車輪に対する負荷)
b	[m]	車輪幅
r	[m]	車輪半径
ω	[rad/s]	車輪回転速度
v_x	[m/s]	車輪並進(縦方向)速度
v_y	[m/s]	車輪横速度
h	[m]	車輪沈下量
h_s	[m]	車輪静的沈下量
θ_s	[rad]	静的沈下時の車輪と土壤の接触角
θ_f	[rad]	車輪入射角
θ_m	[rad]	最大応力発生角
θ_r	[rad]	車輪離脱角
θ_t	[rad]	せん断応力遷移角
c	[kPa]	土壤粘着力
ϕ	[rad]	土壤の内部摩擦角
n		土壤の性質に依存する指数定数
k_c	[N/m ⁿ⁺¹]	c に依存する土壤変形定数
k_ϕ	[N/m ⁿ⁺²]	ϕ に依存する土壤変形定数
k_x, k_y	[m]	Shear-displacement
κ		離脱角定数
p	[Pa]	土壤圧力
σ	[Pa]	車輪に生じる垂直応力
σ_f	[Pa]	車輪前方領域における垂直応力
σ_m	[Pa]	車輪に生じる最大垂直応力
σ_r	[Pa]	車輪後方領域における垂直応力
a_0, a_1		最大応力発生角定数
τ_x, τ_y	[Pa]	車輪 x, y 方向せん断応力
j_x, j_y	[m]	車輪 x, y 方向土壤変形量
R_b	[N/m]	排土抵抗 (Bulldozing resistance)
F_x	[N]	車輪の駆動力 (Drawbar pull)
F_y	[N]	車輪のサイドフォース (Side force)
F_z	[N]	車輪の垂直抗力 (Vertical force)
F_s	[N]	車輪側面部に発生する力
F_u	[N]	車輪下部に発生する y 方向の力

α	[rad]	斜面角度
Φ	[rad]	車輪 x 軸が水平面と成す角度
Ψ	[rad]	車輪 y 軸が水平面と成す角度
ϵ_f , ϵ_r	[rad]	前後車輪のステアリング角
M	[kg]	ローバー質量
g	[m/s ²]	重力加速度

第2章

テラメカニクスに基づく車輪力学モデル

2.1 はじめに

テラメカニクスとは、車輌などの走行機械と地盤との相互作用を扱う学問分野であり、1960年頃より研究が始められた [2]。惑星探査ローバーは砂などの軟弱な地盤上を走行する必要があり、土質力学を体系的に含むテラメカニクスを考慮することは不可欠である。本研究室では、テラメカニクスに基づく車輪力学モデルの構築に取り組んできており、これまでに水平面上を走行する車輪の力学モデルが構築されている [4][5]。本研究はこれをさらに発展させ、斜面上の車輪を考慮に含めたモデルを確立する。

本章では、はじめに水平面上を走行する車輪の力学モデルについて簡単に紹介する。次にモデルを斜面上の車輪へと拡張することを考え、車輪座標系や力の働く向きについて説明する。さらに、水平面モデルにおいては考慮されていなかった、車輪の大きな横滑り状態などといった斜面を横断する際に生じる現象について論じる。

2.2 水平面における車輪力学モデル

本節では、水平面上を走行する車輪の力学モデルについて述べる。なお、本モデルは過去3年間に渡り本研究室において構築されてきたものであり、ここでは本研究に必要と思われる箇所を簡単に紹介するにとどめる。詳しくは参考文献 [4][5][6][7][8] をご参照頂きたい。

車輪座標系を図2.1に示す。座標系は車輪の縦方向を x 、横方向を y 、地面垂直上向きを z とした右手系であり、車輪の旋回（ヨー回転）にともなって回転するが、車輪の転動（ピッチ回転）にともなっては変動しないものとする。 v は車輪並進速度であり、 v_x , v_y はそれぞれその x 軸方向成分、 y 軸方向成分である。

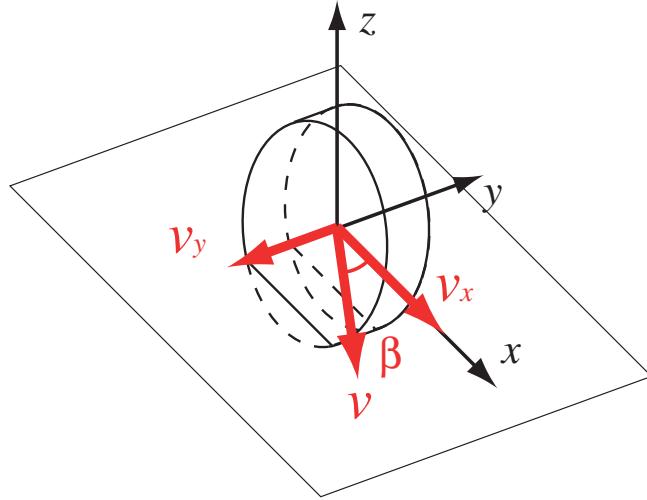


図 2.1: Wheel coordinate system on a horizontal plane

2.2.1 スリップ率 : s , スリップ角 : β

まずははじめに、車輪の走行状態を表す変数としてスリップ率およびスリップ角を定義する。軟弱地盤上の車輪に生じる滑りは、駆動力などの車輪に生じる力を大きく左右する、重要なパラメータである。スリップ率 s は式(2.1)によって定義され、車輪並進速度 v_x と車輪周速度 $r\omega$ の差を表す無次元量である。

$$s = \begin{cases} (r\omega - v_x)/r\omega & (v_x < r\omega : \text{driving}) \\ (r\omega - v_x)/v_x & (v_x > r\omega : \text{breaking}) \end{cases} \quad (2.1)$$

ただし $-1 < s < 1$ とし、その範囲を上回るもしくは下回る場合は、それぞれ 1 および -1 として扱う。ここで r は車輪半径、 ω は車輪回転角速度である。 ω は y 軸に関する正の向きの回転として定義する。

また、スリップ角 β は車輪の進行方向と x 軸のなす角であり、車輪が横滑りしている度合いを示す。 β は v_x と v_y によって式(2.2)により定義され、 z 軸に関する正の向きの回転とする。

$$\beta = \tan^{-1} \frac{v_y}{v_x} \quad (2.2)$$

2.2.2 車輪の沈下

テラメカニクスにおいては車輪と土壤の相互関係が重要であり、車輪に働く力の算出には、車輪がどの程度土壤に沈下しているかという情報が欠かせない。ここで、車輪の沈下には静的沈下と動的沈下がある。静的沈下とは、車輪を転動していない状態で土壤上に置いたときに、車輪にかかる荷重によって沈み込む現象を意味する。一方、

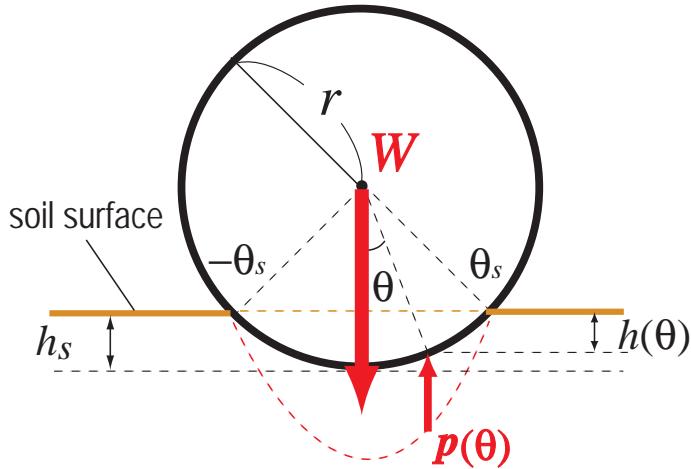


図 2.2: Static sinkage

動的沈下とは、転動を始めた車輪が能動的に地面を掘り下げる現象を表す。以下にそれについて詳しく述べる。

静的沈下量

水平面上に置かれた、重さ W の車輪を考える(図2.2)。 θ は車輪の接地位置を表す角度であり、鉛直下方向を $\theta = 0$ とする。図より車輪の静的沈下量 h_s は、車輪の最大接地角度 θ_s を用い、

$$h_s = r(1 - \cos \theta_s) \quad (2.3)$$

によって表すことができる。同様に、各接地位置における沈下量 $h(\theta)$ は θ によって幾何学的に求められ、

$$h(\theta) = r(\cos \theta - \cos \theta_s) \quad (2.4)$$

となる。Bekkerによれば、土壤中に深さ h だけ沈み込んだ長辺 b の板が受ける圧力(=土圧)は式(2.5)で表される[2]。

$$p(h) = \left(\frac{k_c}{b} + k_\phi \right) h^n \quad (2.5)$$

k_c , k_ϕ , n はそれぞれ土壤に依存する係数であり、土壤の圧縮強さに関係する。これに式(2.4)を代入することにより、 p は θ の関数となる。

$$p(\theta) = \left(\frac{k_c}{b} + k_\phi \right) r^n (\cos \theta - \cos \theta_s)^n \quad (2.6)$$

$p(\theta)$ を車輪接地領域について積分し、静的垂直抗力 F_{zs} を得る。

$$F_{zs} = \int_{-\theta_s}^{\theta_s} p(\theta) b r d\theta \cos \theta$$

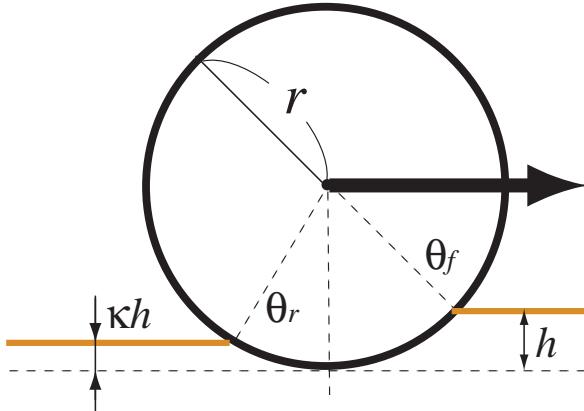


図 2.3: Dynamic sinkage

$$= r^{n+1} (k_c + k_\phi b) \int_{-\theta_s}^{\theta_s} (\cos \theta - \cos \theta_s)^n \cos \theta d\theta \quad (2.7)$$

$F_{zs} = W$ となる θ_s を求めることにより静的沈下量が得られるが、式(2.7)は逆計算が困難であるため、二分法によってこれを算出する。

動的沈下量

車輪が転動を開始すると、車輪に加わる地面垂直抗力はスリップ率などの関数となる（2.2.3項参照）。よって動的沈下量は車輪の滑り状態によって刻一刻と変化し、状態が一定であれば荷重と地面垂直抗力がつり合う深さで安定する。

つり合い状態にある車輪の沈下の様子を図2.3に示す。土壤は、走行する車輪の前方領域において圧縮され、後方領域で解放される。 θ_f , θ_r はそれぞれ車輪の進入角、離脱角と呼ばれ、車輪が地面との接触を開始する角度および離れる角度を示している。車輪前方の土壤面に対する沈下量を h とすると、進入角 θ_f は幾何学的に

$$\theta_f = \cos^{-1} \left(1 - \frac{h}{r} \right) \quad (2.8)$$

によって得られる。一方、車輪後方の土壤面高さは、車輪が土を後方に掻き上げる程度によって決定する。この高さは前方の高さ、すなわち h に比例すると考えらるため、図に示したように κh となる。ここで係数 κ は離脱角係数と呼ばれ、車輪表面形状に依存する。以上より、離脱角は進入角と同様に、幾何学的関係から

$$\theta_r = \cos^{-1} \left(1 - \frac{\kappa h}{r} \right) \quad (2.9)$$

となる。

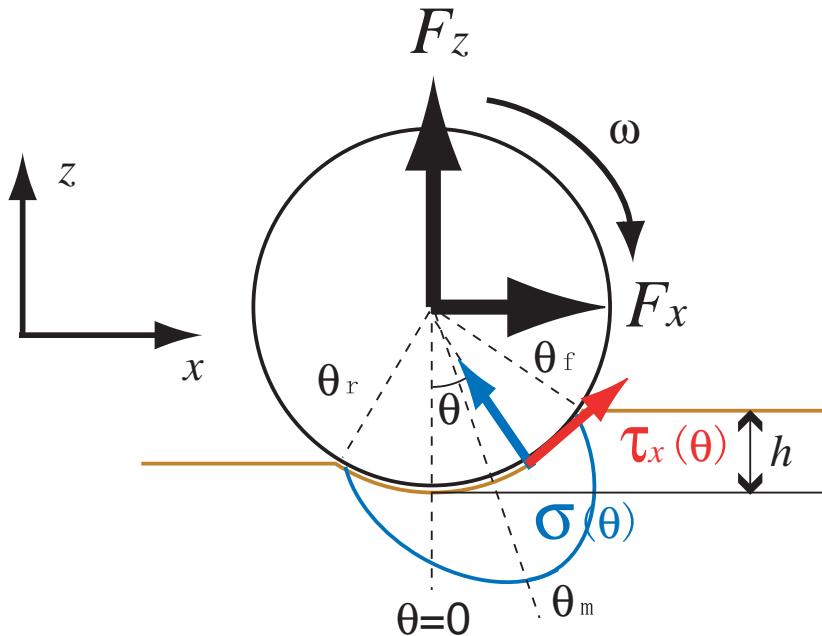


図 2.4: Wheel-soil contact model on a horizontal plane

2.2.3 駆動力 : F_x , 地面垂直抗力 : F_z

図2.4は、軟弱地盤水平面上を走行する車輪の模式図である。テラメカニクスに基づく本モデルにおいては、車輪は地盤に対して相対的に十分硬いと言えるため、その変形は考慮しない。

車輪は角速度 ω で等速回転し、 $+x$ 方向に進んでいるとする。車輪の駆動力である F_x は、地面から車輪に加わる垂直応力 $\sigma(\theta)$ および x 方向のせん断応力 $\tau_x(\theta)$ の x 軸方向成分を、接地領域について積分することにより求められる。

$$F_x = rb \int_{\theta_r}^{\theta_f} \{ \tau_x(\theta) \cos \theta - \sigma(\theta) \sin \theta \} d\theta \quad (2.10)$$

ここで b は車輪幅である。

地面垂直方向に受ける力 F_z は、 F_x と同様に $\sigma(\theta)$ および $\tau_x(\theta)$ の z 軸方向成分の積分によって得られる。

$$F_z = rb \int_{\theta_r}^{\theta_f} \{ \tau_x(\theta) \sin \theta + \sigma(\theta) \cos \theta \} d\theta \quad (2.11)$$

$\sigma(\theta)$ は図2.4に示すような分布を持ち、次式で表されることが知られている [10]。

$$\sigma(\theta) = \begin{cases} \sigma_m \left(\frac{\cos \theta - \cos \theta_f}{\cos \theta_m - \cos \theta_f} \right)^n & (\theta_m \leq \theta < \theta_f) \\ \sigma_m \left(\frac{\cos \{ \theta_f - \frac{\theta - \theta_r}{\theta_m - \theta_r} (\theta_f - \theta_m) \} - \cos \theta_f}{\cos \theta_m - \cos \theta_f} \right)^n & (\theta_r < \theta \leq \theta_m) \end{cases} \quad (2.12)$$

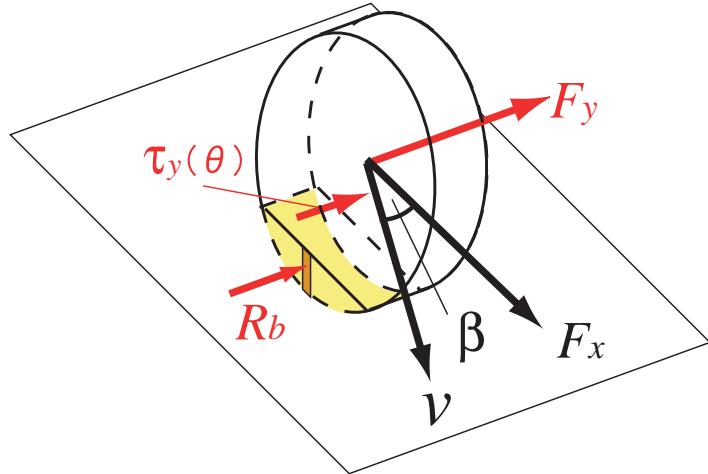


図 2.5: Wheel model on a horizontal plane (Side force)

ここで、 θ_m は応力最大発生角であり、

$$\theta_m = (a_0 + a_1 s) \theta_f \quad (2.13)$$

によって与えられる。 a_0 , a_1 は定数であり、それぞれの一般的な値は実験から $a_0 \approx 0.4$, $0 \leq a_1 \leq 0.3$ と言われている [10]。式(2.13)にスリップ率 s が含まれるため、駆動力はスリップ率の関数となる。また θ_m において発生する最大垂直応力 σ_m には、以下の関係式が成り立つ (式(2.5)参照)。

$$\sigma_m = (k_c/b + k_\phi) [r(\cos \theta_m - \cos \theta_f)]^n \quad (2.14)$$

車輪に発生する x 方向せん断応力 τ_x は、以下の式によって導かれる [11]。

$$\tau_x(\theta) = (c + \sigma(\theta) \tan \phi) [1 - e^{-j_x(\theta)/k_x}] \quad (2.15)$$

ここで、 $j_x(\theta)$ は土壤変形量と呼ばれ、

$$j_x(\theta) = r[\theta_f - \theta - (1-s)(\sin \theta_f - \sin \theta)] \quad (2.16)$$

によって計算される量である。また k_x はShear-displacementと呼ばれる土壤変形係数であり、走行する車輪の表面形状にも依存する係数である。さらに c , ϕ は土壤固有の値であり、それぞれ土壤粘着力、土壤の内部摩擦角と呼ばれる。

2.2.4 サイドフォース： F_y

図2.5に示すような、進行方向に対する角度(スリップ角)を持ち横滑りしながら進む車輪には、角度に応じた車輪横方向の力(サイドフォース) F_y が生じる。 F_y は車輪底

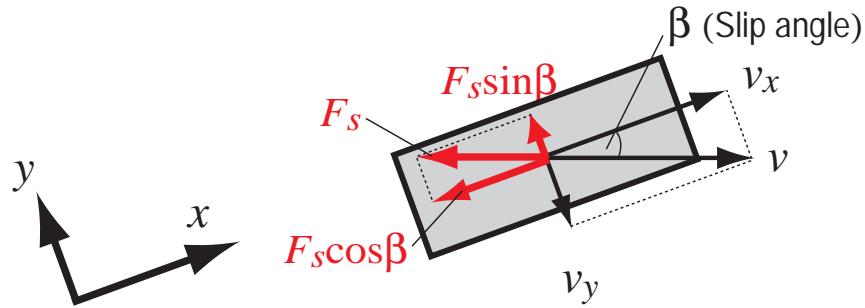


図 2.6: Revised drawbar pull and side force

部において発生する y 軸方向のせん断応力 $\tau_y(\theta)$ を積分して得られる力 (F_u) と、地面に沈下している車輪側面部が土壤を押しのけることによって発生する単位面積あたりの力 R_b を面積分して得られる力 (F_s) の合力となる。

$$\begin{aligned} F_y &= F_u + F_s \\ &= rb \int_{\theta_r}^{\theta_f} \tau_y(\theta) d\theta + \int_{\theta_r}^{\theta_f} R_b(r - h \cos \theta) d\theta \end{aligned} \quad (2.17)$$

ここで h は車輪沈下量を意味する(図2.4)。また、 τ_y は x 方向せん断応力と同様の式によって表される。

$$\tau_y(\theta) = (c + \sigma(\theta) \tan \phi) [1 - e^{-j_y(\theta)/k_y}] \quad (2.18)$$

$$j_y(\theta) = r(1-s)(\theta_f - \theta) \tan \beta \quad (2.19)$$

k_y は k_x と同じく Shear-displacement であり、車輪表面形状に依存する。

F_s の加わる方向について考える。 F_s のような「土壤を押しのける力」は一般に排土抵抗と呼ばれ、図2.6に示すように車輪の進行方向、すなわち v と平行方向逆向きに生じる。よって F_s は x 方向と y 方向に分解して考えられ、駆動力およびサイドフォースは以下のようになる。

$$F'_x = F_x - F_s \cos \beta \quad (2.20)$$

$$F'_y = F_u + F_s \sin \beta \quad (2.21)$$

本論文においては、以後 $F_x = F'_x$, $F_y = F'_y$ として扱う。

ここまで述べてきたように、車輪に働く力は土壤が生じる応力の積分によって求められる。また、その応力は車輪の滑りおよび土壤・車輪係数に大きく依存する。

2.2.5 スリップ率・スリップ角に対する力の振る舞い

式(2.16)(2.19)に表されるように、応力はスリップ率およびスリップ角の関数である。すなわち、力は車輪の並進速度と回転速度の相対的関係によって決まり、絶対値には依

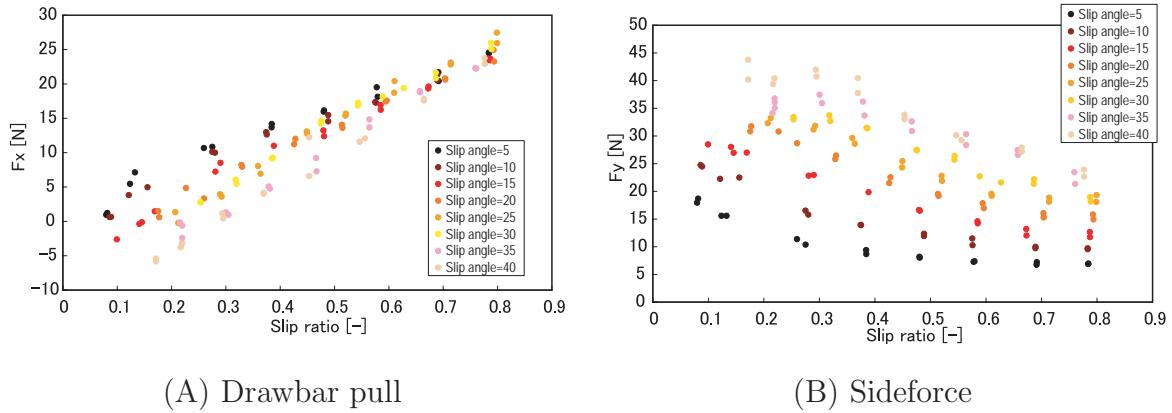


図 2.7: Sample data of force behavior against slip ratio and slip angle

存しない。

後述する一輪走行実験によって得られた駆動力およびサイドフォースの一例を、図 2.7に示す。図より読み取れるように、駆動力はスリップ率の増加とともに大きくなり、スリップ角の増加に伴って小さくなる傾向を示す。それに対しサイドフォースは、スリップ角の増加とともに大きくなり、スリップ角の増加とともに小さくなる。

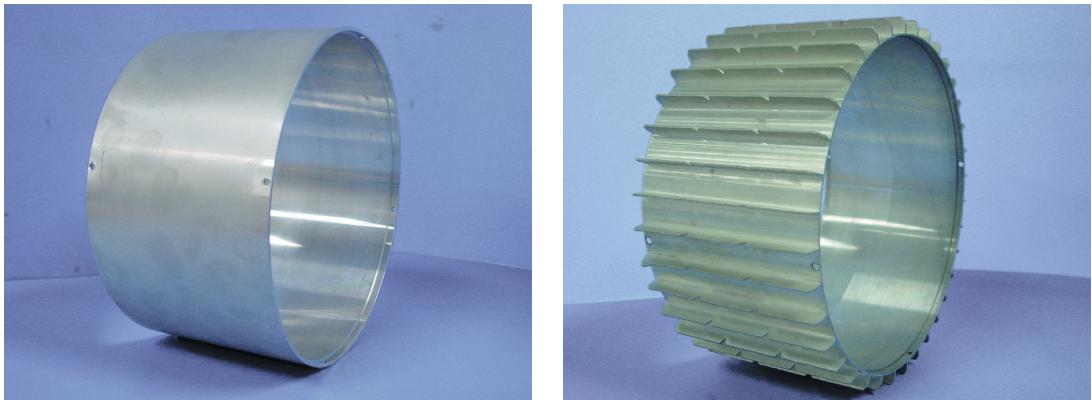
2.2.6 車輪表面形状の及ぼす影響

一般に用いられているテラメカニクスに基づく車輪力学モデルは、図2.8(A)に示すような平滑な車輪表面であることを前提として構築されている [2][3]。しかし、実際に砂などの軟弱地盤上を走行する際には、図2.8(B)のように表面に板状突起などを取り付けて砂を掻くようにしなければ大きな駆動力は得られない。

図2.8(A)(B)の車輪を見比べると、同じ土壤上を同じ滑り状態において走行したとしても、両者が土壤に与える影響に大きな違いが生じることは明らかである。すなわち、車輪の表面形状が異なる場合、土壤変形量が変化するといえる。テラメカニクスモデルにおける土壤変形係数はShear-displacementと呼ばれ、式(2.15)式(2.18)において k_x , k_y を用いて表されている。そこで本研究室では、Shear-displacement k_x , k_y を車輪表面形状係数として扱うことにより、テラメカニクスモデルに表面形状を反映させた [5][9]。

2.2.7 係数の同定

前項までに述べてきたテラメカニクスに基づく車輪力学モデルには、土壤や車輪に依存する係数が多く含まれている。よって、モデルを確定するためには係数の同定を行う必要がある。言い換えれば、環境に応じた係数を与えることにより、本モデルを用い



(A) A slick wheel

(B) A wheel with paddle

図 2.8: Pictures of two wheel patterns

表 2.1: Soil-coefficients of the Lunar regolith simulant

係数	数値	単位	名称	出典
c	0.8	[kPa]	土壤粘着力	参考文献[7][12]
k_c	1.37×10^3	[N/m ⁿ⁺¹]	c に依存する土壤変形定数	参考文献[13]
ϕ	37.2	[deg]	内部摩擦角	参考文献[7][12]
k_ϕ	8.14×10^5	[N/m ⁿ⁺²]	ϕ に依存する土壤変形定数	参考文献[13]
n	1.0	[\cdot]	土壤の性質に依存する指数定数	参考文献[13]

て多様な状況における力の計算が可能である。

係数は土壤に依存するものと車輪に依存するものの二種類に大別される。本研究は特に月面探査を想定して行なっており、土壤係数は全て月レゴリスシミュラントのものを用いることとした。月レゴリスシミュラントとは月の砂を模擬した人工砂であり、その特性などの詳細に関しては付録Aに記した。土壤係数の一覧を表2.1に示す。

また、車輪依存係数に関しても解析対象となる車輪固有の値を用いる必要がある。そこで本研究においては実機実験との比較を行なうため、一貫して本研究室所有のローバーテストベッドの値を用いることとする。車輪係数の一覧を表2.2に示す。表中に記したように、Shear-displacement k_x, k_y は一輪走行実験の結果から半実験的に求められる値であり、スリップ角に応じて値に幅を持つことが分かっている[5]。一輪走行実験の詳細については2.4節において述べる。

以上までに述べてきた水平面上のテラメカニクスモデルに関し、本研究室では実証実験を繰り返し行なってきており、その妥当性は十分に示されているといえる[4][5][8][9]。次節では、本モデルを斜面上へ拡張することを考える。

表 2.2: Wheel-coefficients of the rover testbed

係数	数値	単位	名称	出典
r	0.092	[m]	車輪半径	実験用車輪と同値
b	0.107	[m]	車輪幅	実験用車輪と同値
k_x	0.021 ~ 0.031	[m]	Shear-displacement	一輪走行実験により同定
k_y	0.013 ~ 0.022	[m]	Shear-displacement	一輪走行実験により同定
κ	1.1	[m]	離脱角係数	実験用車輪に応じた値 (参考文献[5])

2.3 斜面を考慮した車輪力学モデル

角度 α の一様斜面上を走行する車輪を考える。図2.9に示すように、基準座標系 Σ_0 を、斜面平行(横断)方向を x_0 軸、最大傾斜方向を y_0 軸、鉛直上方向を z_0 軸として設定する。斜面上の車輪座標系 Σ を、水平面上の車輪と同様に車輪の縦方向を x 、横方向を y 、地面垂直上向きを z とすると、 Σ_0 から Σ への回転変換は x_0 軸周りに α 、 z 軸周りに γ 回転させることによって行なわれる。 γ は斜面横断方向に対して車輪の置かれている角度を表す。このとき x 軸および y 軸が水平面と成す角は α, γ によって一意に決まり、それぞれ Φ, Ψ と表す。

ここで定義した車輪座標系を用いて車輪の速度を表すとき、車輪のスリップ率およびスリップ角は水平面上のモデルと全く同様に定義することができる。

$$s = \begin{cases} r\omega - v_x)/r\omega & (v_x < r\omega : \text{driving}) \\ (r\omega - v_x)/v_x & (v_x > r\omega : \text{breaking}) \end{cases} \quad (2.1)$$

$$\beta = \tan^{-1} \frac{v_y}{v_x} \quad (2.2)$$

2.3.1 車輪の沈下

静的沈下量

まずははじめに、 x 方向の傾斜のみを考えた静的沈下量を求める。斜面上に置かれた重さ W の車輪の模式図を、図2.10に示す。斜面垂直下方向を0とする新たな接地位置角度 θ' を導入すると、接地領域は $-\theta'_s \sim \theta'_s$ となる。また、斜面垂直方向の沈下量を h' によって表すとすると、

$$h'(\theta') = r(\cos \theta' - \cos \theta'_s) \quad (2.22)$$

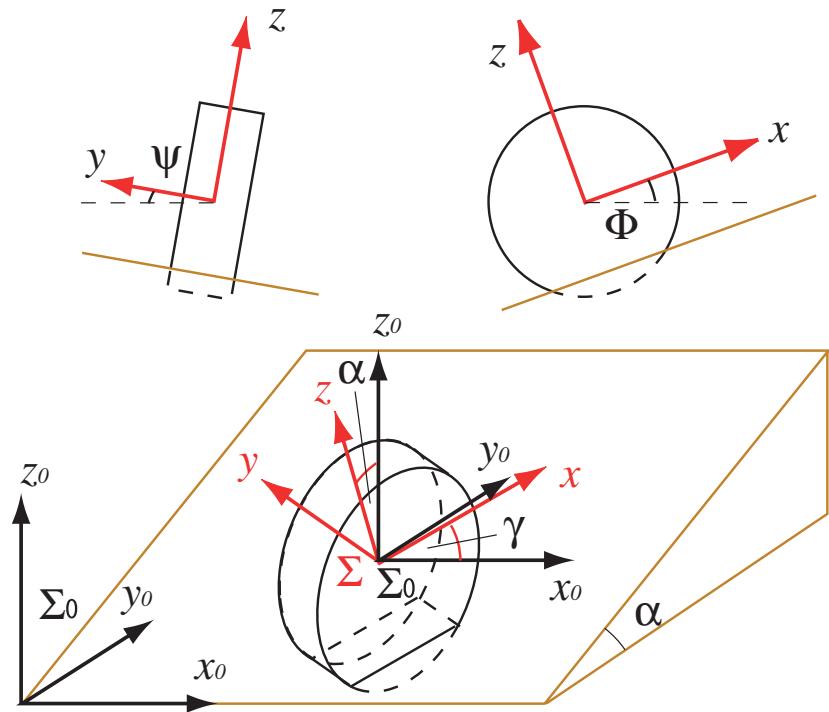
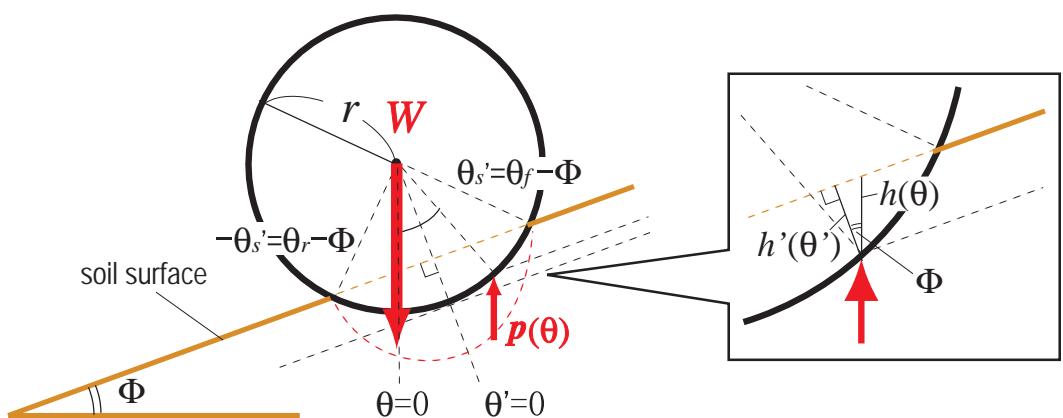
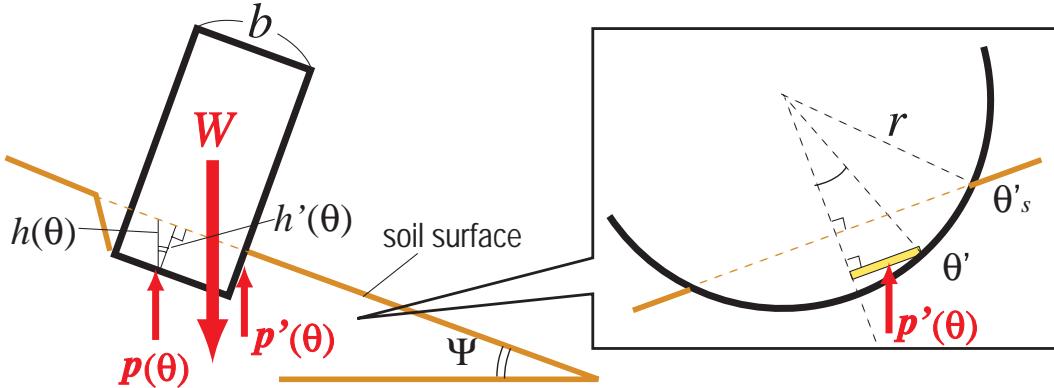


図 2.9: Wheel coordinate system on a slope

図 2.10: Static sinkage on a slope (x direction)

図 2.11: Static sinkage on a slope (y direction)

となる。ここで、図に示した幾何学的関係より、 $\theta' = \theta - \Phi$ および $h = h'/\cos \Phi$ が成立する。よって鉛直方向の沈下量 h は式(2.23)によって求められる。

$$\begin{aligned} h &= \frac{h'}{\cos \Phi} = \frac{r(\cos \theta' - \cos \theta'_s)}{\cos \Phi} \\ &= \frac{r(\cos(\theta - \Phi) - \cos(\theta_f - \Phi))}{\cos \Phi} \end{aligned} \quad (2.23)$$

h を用いることにより、水平面上と同様に静的鉛直抗力を求めることができる。図2.10より、斜面下方の接地領域角度は $\theta_r = 2\Phi - \theta_f$ であるため、静的鉛直抗力は次式となる。

$$\begin{aligned} F_{zs} &= \int_{2\Phi-\theta_f}^{\theta_f} (k_c + k_\phi b) \left(\frac{r(\cos(\theta - \Phi) - \cos(\theta_f - \Phi))}{\cos \Phi} \right)^n br d\theta \cos \theta \\ &= (k_c + k_\phi b) \frac{r^{n+1}}{\cos^n \Phi} \int_{2\Phi-\theta_f}^{\theta_f} (\cos(\theta - \Phi) - \cos(\theta_f - \Phi))^n \cos \theta d\theta \end{aligned} \quad (2.24)$$

次に、 x 方向に加え y 方向にも傾斜を持っている場合について考える。 y 方向への傾斜は車輪接地角度 θ には影響を与えないが、車輪幅 b の有効面積を減少させる。

すなわち、車輪の横幅は $b \cos \Psi$ であるものとして考える。また、 x 方向への傾斜と同様斜面垂直方向の沈下量を h' とすると、鉛直方向の沈下量は $h = h'/\cos \Psi$ となる。よって x 方向へ Φ 、 y 方向へ Ψ 傾斜している車輪の底部に生じる静的鉛直抗力は、それぞれの方向の影響を重ね合わせて式(2.25)によって表すことができる。

$$\begin{aligned} F_{zs} &= \int_{2\Phi-\theta_f}^{\theta_f} (k_c + k_\phi b) \left(\frac{r(\cos(\theta - \Phi) - \cos(\theta_f - \Phi))}{\cos \Phi \cdot \cos \Psi} \right)^n b \cos \Psi r d\theta \cos \theta \\ &= (k_c + k_\phi b) \frac{r^{n+1}}{\cos^n \Phi \cos^{n-1} \Psi} \int_{2\Phi-\theta_f}^{\theta_f} (\cos(\theta - \Phi) - \cos(\theta_f - \Phi))^n \cos \theta d\theta \end{aligned} \quad (2.25)$$

y 方向に傾いている場合、図2.11に示すように、斜面下方の車輪側面部においても土壤の応力を受ける。この応力によって発生する静的鉛直抗力 F_{zs}^{side} を求める。図2.11に

黄色で示した微小面積 dA' は、 x 方向への傾斜を考えた際に定義した θ' を用いて次のように表される。

$$dA' = |r \sin \theta'| \cdot r d\theta' \cdot \sin \theta' \quad (2.26)$$

dA' の鉛直方向に対する有効面積を dA とすると、

$$dA = dA' |\sin \Psi| \quad (2.27)$$

となる。また、このときの鉛直方向沈下量は次式となる。

$$h = \frac{r(\cos \theta' - \cos \theta'_s)}{\cos \Psi} \quad (2.28)$$

よって dA に働く鉛直抗力は

$$\begin{aligned} dF_{z_s}^{side} &= P \cdot |r \sin \theta'| \cdot r d\theta' \cdot \sin \theta' |\sin \Psi| \\ &= \left(\frac{k_c}{b} + k_\phi \right) \left[\frac{r(\cos \theta' - \cos \theta'_s)}{\cos \Psi} \right]^n \cdot r^2 \sin^2 \theta' |\sin \Psi| d\theta' \end{aligned} \quad (2.29)$$

となる。 $F_{z_s}^{side}$ は、 $dF_{z_s}^{side}$ を沈下している扇形の面全体について積分することにより得られる。また $\theta' = \theta - \Phi$ であるため、置き換えを行なうと

$$F_{z_s}^{side} = \left(\frac{k_c}{b} + k_\phi \right) \frac{r^{n+2}}{\cos^n \Psi} |\sin \Psi| \int_{2\Phi-\theta_f}^{\theta_f} (\cos(\theta - \Phi) - \cos(\theta_f - \Phi))^n \sin^2(\theta - \Phi) d\theta \quad (2.30)$$

が成り立つ。

動的沈下量

走行中の車輪の沈下の程度を表す進入角・離脱角は、 θ' を用いることにより水平面上の車輪と同様の式を用いて求めることができる(図2.12参照)。すなわち、

$$\theta'_f = \cos^{-1} \left(1 - \frac{h'}{r} \right) \quad (2.31)$$

$$\theta'_r = \cos^{-1} \left(1 - \frac{\kappa h'}{r} \right) \quad (2.32)$$

が成り立つ。

2.3.2 駆動力： F_x ，サイドフォース： F_y ，地面垂直抗力： F_z

駆動力 F_x ，サイドフォース： F_y ，および地面垂直抗力 F_z は、 θ に代わり θ' を用いることにより水平面上の車輪と同様に求めることができる(図2.13, 2.14参照)。このとき、応力分布は ϕ, ψ には影響を受けないものとする。

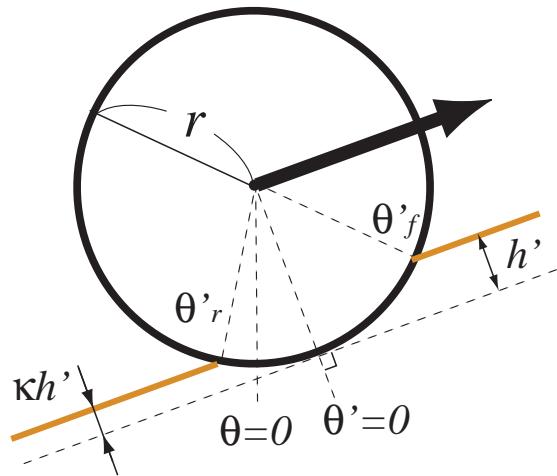


図 2.12: Dynamic sinkage on a slope

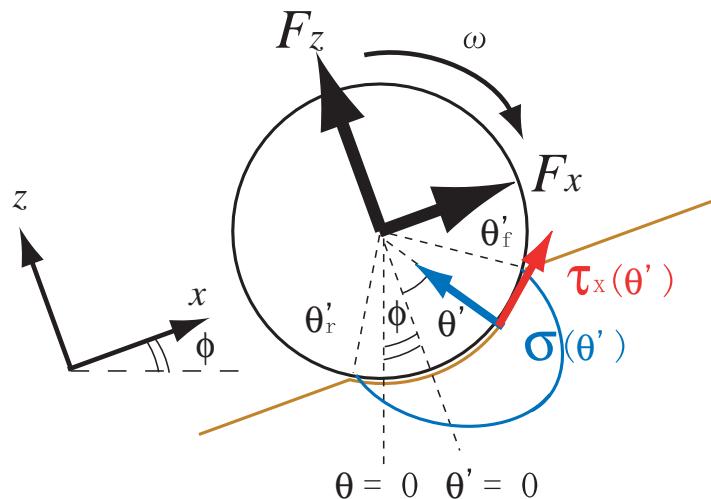


図 2.13: Wheel-soil contact model on a slope (Driving force and Vertical force)

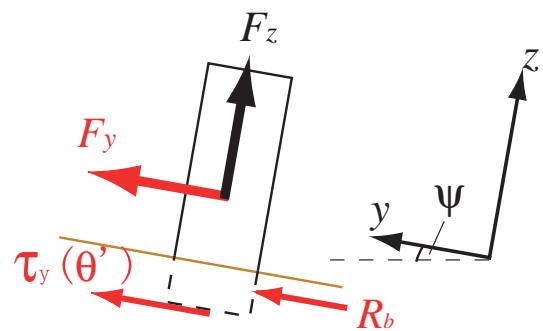


図 2.14: Wheel-soil contact model on a slope (Side force)

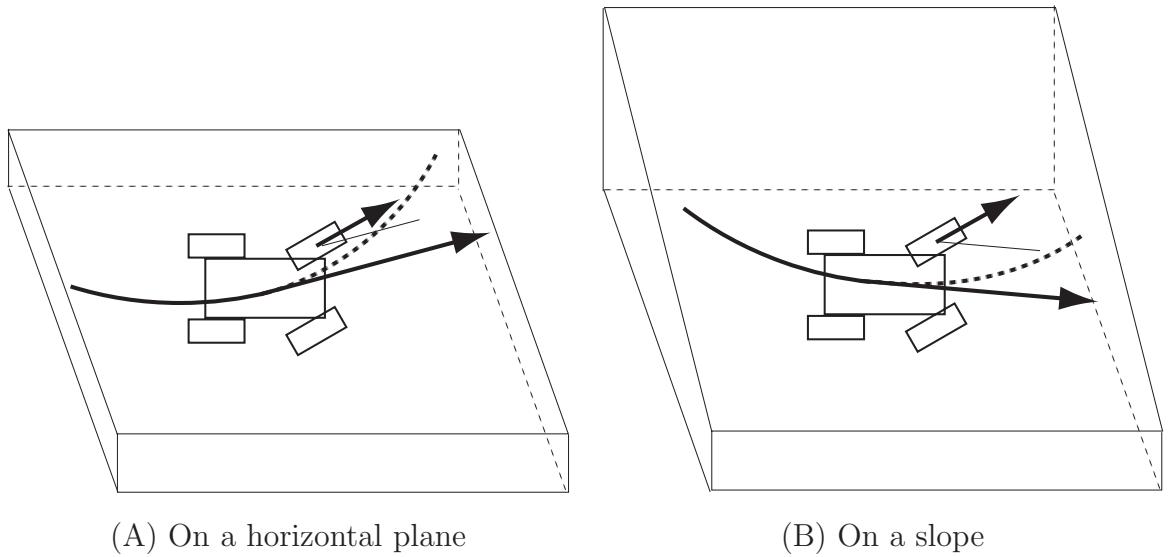


図 2.15: Steering models

よって、斜面上の車輪に働く F_x , F_y 、および F_z は式(2.33)-(2.35)によって求められる。

$$F_x = rb \int_{\theta'_r}^{\theta'_f} \{ \tau_x(\theta') \cos \theta' - \sigma(\theta') \sin \theta' \} d\theta' \quad (2.33)$$

$$F_y = rb \int_{\theta'_r}^{\theta'_f} \tau_y(\theta') d\theta' + \int_{\theta'_r}^{\theta'_f} R_b(r - h \cos \theta') d\theta' \quad (2.34)$$

$$F_z = rb \int_{\theta'_r}^{\theta'_f} \{ \tau_x(\theta') \sin \theta' + \sigma(\theta') \cos \theta' \} d\theta' \quad (2.35)$$

2.3.3 斜面走行時の滑り現象

斜面を走行する際には、水平面上のモデルにおいては考慮する必要のなかった、新たな二つの滑り現象について考慮する必要がある。一つはスリップ角が大きい状態における横滑り現象であり、もう一つは負の滑り現象である。

大きなスリップ角を持った横滑り現象

水平面における横滑りはステアリング操作によって生じる(図2.15(A))。このとき、スリップ角は通常数度から十数度の範囲で推移する。本研究室において行なわれてきた水平面上のステアリング実験においても、スリップ角は最大 15 [deg] 程度であった。それに対し、斜面上を走行するローバーには、ステアリングを切らなくとも斜面下方への横滑りが生じる。よって図2.15(B) のようにステアリングを切っている場合、スリップ角が非常に大きくなる可能性がある。

この現象において問題となるのは、車輪形状に依存する Shear-displacement k_x , k_y

の取り扱いである。先述したように、 k_x , k_y はスリップ角に応じて値に幅を持つことが分かっており、これまでの研究からスリップ角が $0 < \beta < 16$ [deg] の範囲における k_x , k_y の値が判明している（表2.2参照）。しかし β との関係は関数化されておらず、 16 [deg] 以上のときにどのような値となるのか分かっていない。そこで本研究では、 $16 < \beta$ の範囲について一輪走行実験を行ない、 k_x , k_y と β の関係を関数化することとした。詳しくは2.4節にて述べる。

負の滑り現象

斜面を降っているローバーを考えると、重力によって加速され、車輪の回転よりも車体並進速度が速くなるような状態となる場合があることが予想される。このとき車輪は負のスリップ率を持っているといい、回転と同時に土壤を押し分けるような働きも示す。よって、負のすべり現象を表現する車輪力学モデルを考慮する必要がある。負の滑り状態に関するモデル構築については、2.5節にて詳述する。

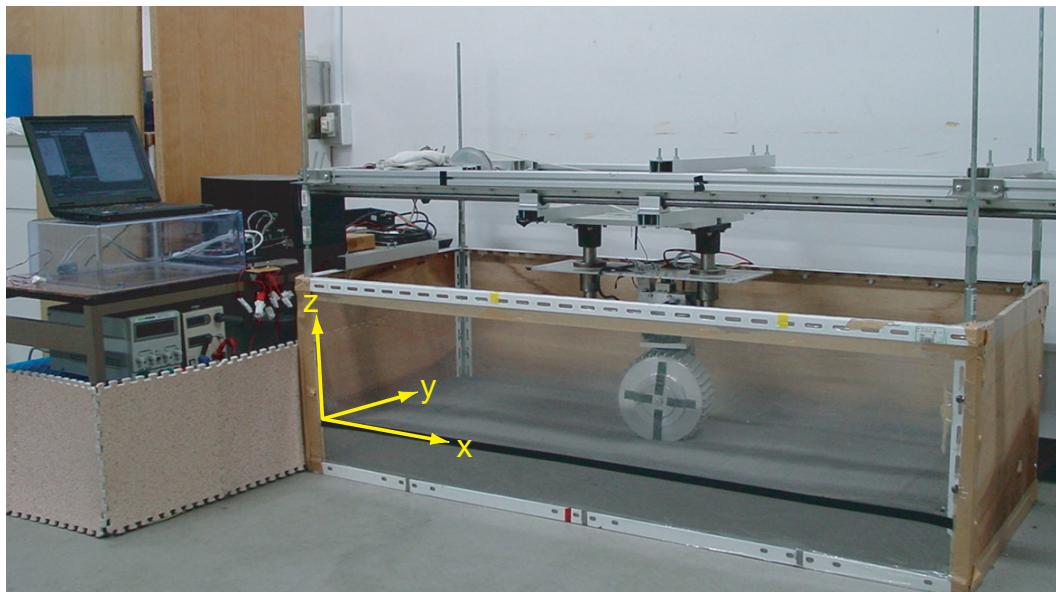
2.4 Shear-displacement 関数化のための一輪走行実験

Shear-displacement k_x , k_y は、予め土壤依存係数が分かっている土壤を用いた一輪走行実験により求められる。具体的には、スリップ率・スリップ角一定の状態において走行中の車輪に生じる力を計測し、理論値と比較することにより k_x , k_y を同定する。本節では、一輪走行実験システムの概要および実験内容について紹介し、得られた結果からスリップ角 β に対する k_x , k_y の近似式を求める。

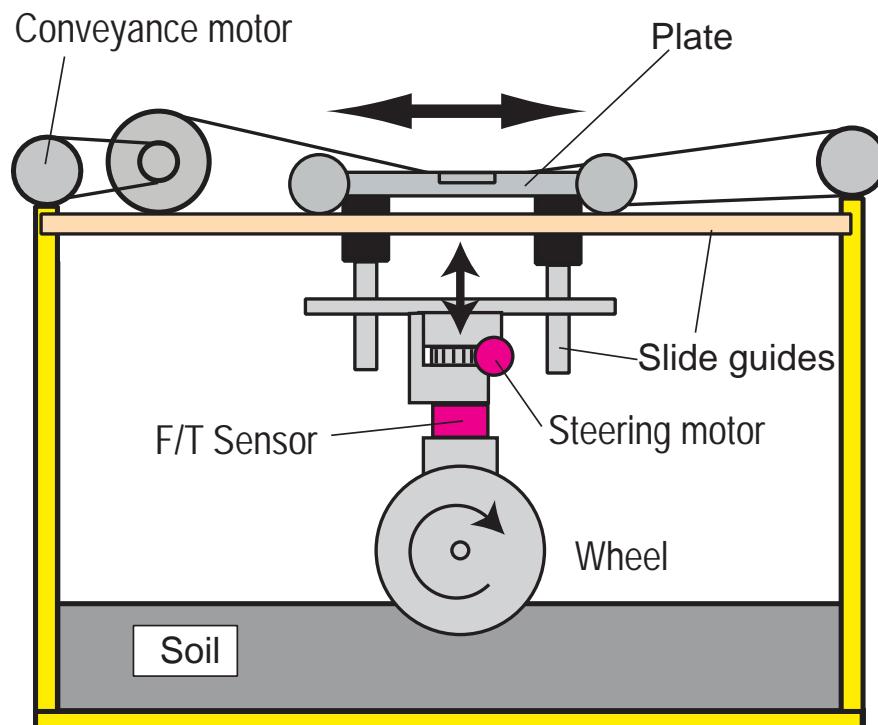
2.4.1 一輪走行実験システム概要

一輪走行実験装置の概観および概念図を図2.16に、仕様を表2.3に示す。本実験装置の筐体部分は全長 1300 [mm], 全幅 600 [mm], 高さ 450 [mm] の直方体形状であり、図中に示した向きに座標をとる。また、装置内には約 100 [mm] の深さで模擬月土壤シミュレントが敷き詰められている。実験装置上部には全長 1500 [mm] のスライドガイドが取り付けられ、ガイドに沿ってベルトコンベア方式でプレートを動かすことにより、車体の並進移動を模擬する。車輪モジュールは、プレート下部に取り付けられた2本の上下方向のスライドガイドを通じて接続されており、 z 方向には自由であるが、 x 方向の移動に関してはプレートの動きに制限される。車輪上部には 6 軸力覚センサが取り付けられ、車輪に生じる力を計測できる。

なお、本システムの詳細については付録Aに記した。



(Overview of the single wheel test bed)



(Schematic view of the single wheel test bed)

図 2.16: Single wheel test bed

表 2.3: Specification of the single wheel test bed

寸法	1500 × 600 × 450 [mm]
力測定	6軸 力覚センサ
車輪移動速度	搬送システム内エンコーダで測定
車輪角速度	車輪駆動モータのエンコーダで測定
実験車輪	半径 : 0.092 [m] , 幅 : 0.107 [m]
土壤種類	月土壤シミュレント
土壤深さ	約 100 [mm]
搬送方式	ベルトコンベア方式

表 2.4: Conditions of the single wheel experiment

スリップ角	5 ~ 40 [deg] の範囲において 5 [deg] 刻み
スリップ率	各スリップ角に対し, 0.1 ~ 0.8 の範囲において約 0.1 刻み
車輪回転速度	0.4 [rad/s] (全実験を通して一定)

2.4.2 実験内容

実験条件を表2.4に示す。実験手順は以下のとおりである。

1. スリップ角を実験条件に合わせて設定する。なお、本実験においてスリップ角はステアリング角に等しい。さらにステアリング部にはウォームギアを用いており、バックドライブしないというギア特性により、設定角度は外力によって変動しない。
2. 砂を均一にならす。
3. スリップ率が実験条件に合うように、コンベアモータの速度を設定する。
4. 車輪駆動モータおよびコンベアモータを動作させ、速度制御によりスリップ率を一定に保って走行させる。
5. 走行中の車輪に働く力を 6 軸力覚センサを用いて計測する。

2.4.3 実験結果

実験から得られた各スリップ角・スリップ率に対する駆動力 F_x およびサイドフォース F_y を図2.17, 2.18に示す。また、各スリップ角に対する実験結果において、最も良い一致をみせる Shear-displacement k_x, k_y を用いたときの理論曲線を併記する。図より理論曲線と実験値との差は最大でも 5 [N] 程度であり、理論モデルの妥当性が確認できる。

2.4 Shear-displacement 関数化のための一輪走行実験

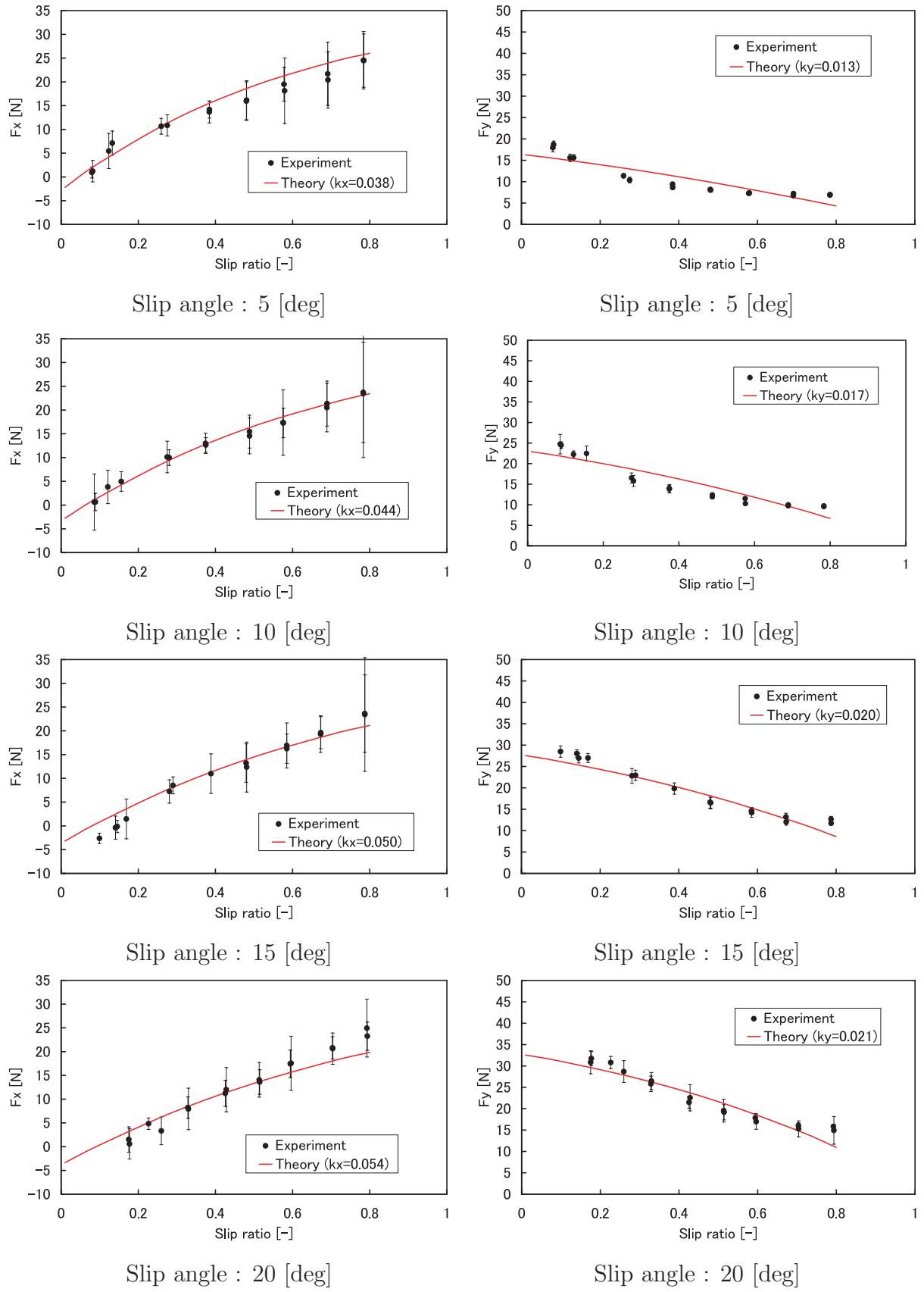


図 2.17: Experimental results and corresponding simulation results (1)

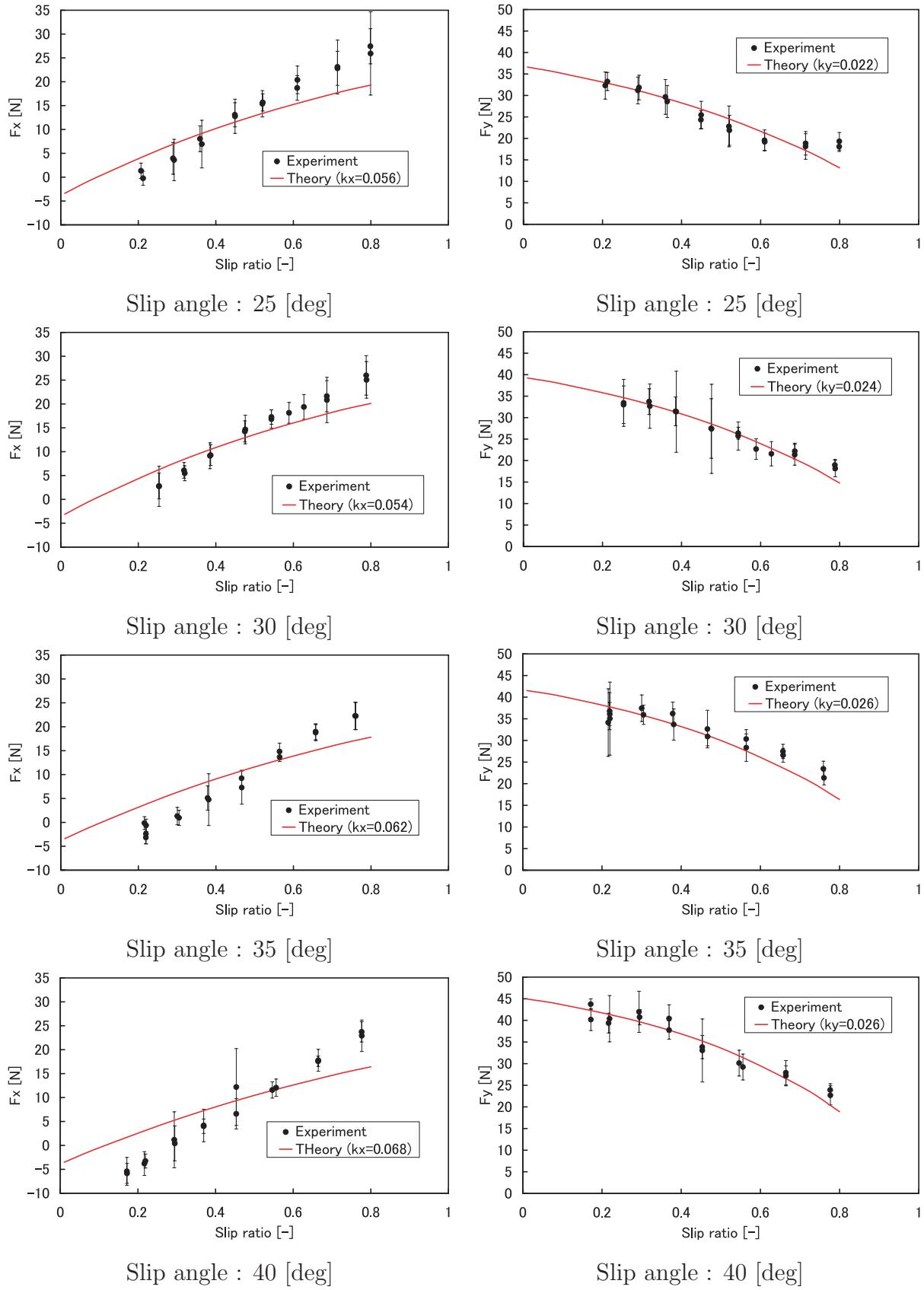


図 2.18: Experimental results and corresponding simulation results (2)

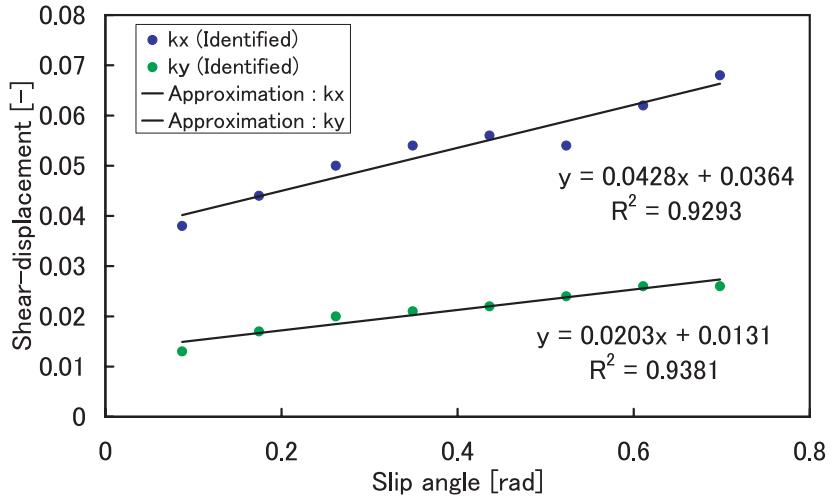


図 2.19: Approximations of shear-displacements

きる。なお、理論曲線は後述する一輪走行実験の動力学シミュレーションから得ている。

Shear-displacement k_x , k_y の同定結果とスリップ角の関係を図2.19に示す。図より Shear-displacement はスリップ角に対してほぼ単調増加していることが分かる。よってこの関係を線形近似で表し、スリップ角 β に対する Shear-displacement の関数表現とする。

$$k_x = 0.0428\beta + 0.0364 \quad (2.36)$$

$$k_y = 0.0203\beta + 0.0131 \quad (2.37)$$

2.5 負の滑り状態における車輪力学モデル

負の滑り状態とは、車輪周速度よりも車体並進速度の方が速い状態を指す。このとき車輪は引き摺られるようにして進み、土壤から受ける力はこれまで議論してきたモデルとは大きく異なる。よって、新たに負の滑り状態に関するテラメカニクスモデルを導入することを考えなくてはならない。

参考文献 [15] は、Wong らが負の滑り状態に関するテラメカニクスモデルについてまとめたものである。ただしこのモデルの検証は、車輪軸へのトルク入力のない自由回転状態の車輪を用いて行なわれており、自ら回転している車輪に関しても適用できるかどうかは定かではない。しかし、応力分布の算出について「ある一定以上の滑りを持っていれば、トルク入力の有無に関わらず本理論は負の滑り車輪一般に拡張できる」との記載があることから、応力分布の部分を中心としてこの論文を基としたモデルを構築することとする。

さらに、構築したモデルに対し前節で示した一輪走行実験を行ない、その妥当性を検証する。

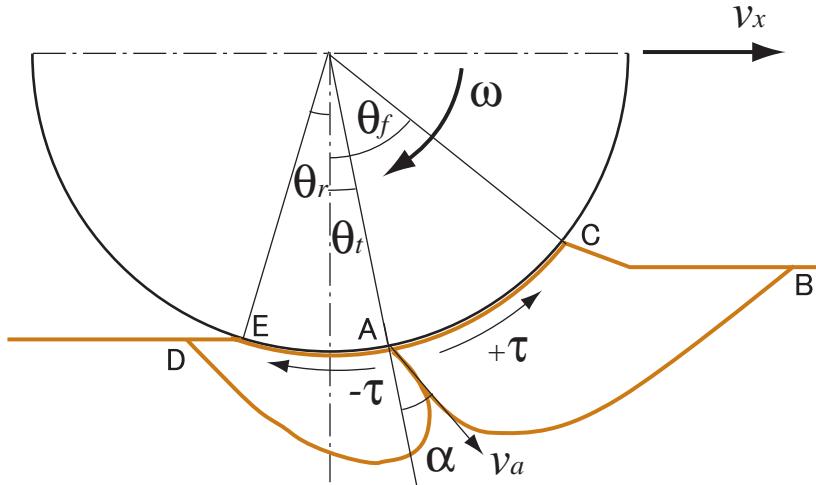


図 2.20: Wheel-soil contact model on a horizontal plane with negative slip

2.5.1 せん断応力遷移点

負の滑り状態にある車輪の土壤とのインターフェース部には、せん断応力の向きが車輪の回転と反対の方向(正の向きとする)から同じ方向(負の向きとする)へと変化する遷移点があることが分かっている。図2.20は負の滑り状態にある車輪と土壤の関係の模式図である。負の滑りを持つ車輪の下部には、2つの土壤破壊領域が存在する。領域ABCは車輪縁ACに押され、正のせん断応力を発生しながら上方へとスライドする。それに対し領域ADEは、車輪に引き摺られて前方に移動するものの、その速度は車輪の動きよりも相対的に遅いため、発生するせん断力は負となる。

ここで Wong らは写真手法を用いて土壤の動きを解析し、土壤の破壊線の接線が遷移点における車輪の絶対速度方向と一致することを突き止めた。滑り率 s で走行している車輪の絶対速度方向と車輪半径方向が成す角 α は、幾何学的に

$$\tan \alpha = \frac{\cos \theta - \frac{1}{1-s}}{\sin \theta} \quad (2.38)$$

によって求められる。また、遷移点においてせん断応力は 0 となるため、この点における垂直応力は土壤の主応力となる。土質力学において、土の破壊は主応力と $45^\circ - \phi/2$ の角度に生じることが知られている (ϕ は内部摩擦角)。よって、 α が $45^\circ - \phi/2$ となる点が遷移点であるといえ、次式が成り立つ。

$$\tan \left(45 - \frac{\phi}{2} \right) = \frac{\cos \theta_t - \frac{1}{1-s}}{\sin \theta_t} \quad (2.39)$$

この式を解いて得られる θ_t が遷移点を表す接地角度である。

2.5.2 応力分布

垂直応力分布

前項において、せん断応力の遷移点は車輪下部の2つの土壤破壊領域の合流点として生じることを示した。このことを一般的な土質力学の法則に則って考えると、最大垂直応力もまた同じ点に働くことが予想される。これは負の滑り状態の車輪において、最大垂直応力点がせん断応力の遷移点と一致することを意味する。

負の滑り状態の車輪においても、車輪の各点に生じる垂直応力は正の滑り状態の車輪と同じく、Bekker の提案した沈下と圧力の関係式から得ることができる。よって負の滑り状態の車輪に生じる垂直応力の分布は、式(2.12)、(2.14)における θ_m を θ_t に置き換えることによって得られる。

$$\sigma(\theta) = \begin{cases} \sigma_t \left(\frac{\cos \theta - \cos \theta_f}{\cos \theta_t - \cos \theta_f} \right)^n & (\theta_t \leq \theta < \theta_f) \\ \sigma_t \left(\frac{\cos \{\theta_f - \frac{\theta - \theta_r}{\theta_t - \theta_r} (\theta_f - \theta_t)\} - \cos \theta_f}{\cos \theta_t - \cos \theta_f} \right)^n & (\theta_r < \theta \leq \theta_t) \end{cases} \quad (2.40)$$

$$\sigma_t = (k_c/b + k_\phi) [r(\cos \theta_t - \cos \theta_f)]^n \quad (2.41)$$

せん断応力分布

せん断応力の分布に関しても、正の滑り状態の車輪と同様の式によって得ることができる。

$$\tau_x(\theta) = (c + \sigma(\theta) \tan \phi) [1 - e^{-j_x(\theta)/k_x}] \quad (2.15)$$

しかし、土壤変形量 j_x が正の滑り状態の車輪における値とは大きく異なるため、これについて式を再構築する必要がある。

負の滑り状態の車輪下部における土壤の動きは図2.20に示した。前方領域 AC においては、土壤が車輪に沿って上方にスライドする。このとき接線方向に平均速度 v_s を持つおり、車輪の並進速度 v_x に比例するとすると、

$$v_s = K_v v_x = K_v r \omega (1 - s) \quad (2.42)$$

によって表すことができる。ここで K_v は比例定数である。また、車輪上の各点は絶対速度 v_a の接線方向成分である滑り速度 v_j を持つため、結果として土壤との相対滑り速度 v_{rf} は下記で表される。

$$\begin{aligned} v_{rf} &= v_j + v_s = r \omega \{1 - (1 - s) \cos \theta\} + K_v r \omega (1 - s) \\ &= r \omega \{1 - (1 - s)(K_v - \cos \theta)\} \end{aligned} \quad (2.43)$$

土壤変形量は相対滑り速度を積分することによって求められる。よって前方領域における土壤変形量 j_{x_f} は

$$\begin{aligned} j_{x_f} &= \int_{\theta}^{\theta_f} r\omega \{1 - (1-s)(K_v - \cos \theta)\} \frac{1}{\omega} d\theta \\ &= r[(\theta_f - \theta) \{1 + (1-s)K_v\} - (1-s)(\sin \theta_f - \sin \theta)] \end{aligned} \quad (2.44)$$

となる。この式から j_{x_f} を得るためにには、係数 K_v を決定しなくてはならない。ここで、遷移点においてせん断応力は0であるため、せん断変形もまた0でなければならない。よって式(2.44)に $\theta = \theta_t$, $j_{x_f} = 0$ を代入し、以下を得る。

$$K_v = \frac{1}{1-s} \left\{ \frac{(1-s)(\sin \theta_f - \sin \theta_t)}{\theta_f - \theta_t} - 1 \right\} \quad (2.45)$$

後方領域においては、車輪縁近傍の土壤は車輪縁と同じ向きに動いており、 K_v は0に等しいと考えられる。よって土壤変形量 j_{x_r} は

$$\begin{aligned} j_{x_r} &= \int_{\theta}^{\theta_t} r\omega [1 - (1-s) \cos \theta] \frac{1}{\omega} d\theta \\ &= r[\theta_t - \theta - (1-s)(\sin \theta_t - \sin \theta)] \end{aligned} \quad (2.46)$$

となる。以上より、前方および後方部分のせん断応力を τ_{x_f} および τ_{x_r} とすると、

$$\tau_{x_f} = (c + \sigma \tan \phi) [1 - e^{-j_{x_f}/k_x}] \quad (2.47)$$

$$\tau_{x_r} = (c + \sigma \tan \phi) [1 - e^{-j_{x_r}/k_x}] \quad (2.48)$$

となる。

2.5.3 進入角・離脱角

図2.21に示したように、負の滑り状態においては車輪前部の土壤の流れによって、前方の砂に盛り上がりが生じる。また、後方への砂の掻き上げ量が減少するため、離脱角係数の値も正の滑り状態の車輪のものとは異なるものとなる。よって係数 κ_f , κ_r を図のように定義すると、進入角 θ_f および離脱角 θ_r は次式となる。

$$\theta_f = \cos^{-1} \left(1 - \frac{\kappa_f h}{r} \right) \quad (2.49)$$

$$\theta_r = \cos^{-1} \left(1 - \frac{\kappa_r h}{r} \right) \quad (2.50)$$

κ_f , κ_r は、一輪走行実験において実際の土壤高さを計測することによって得られる。本論文においてはそれぞれ 1.1, 0.05 を用いることとする。

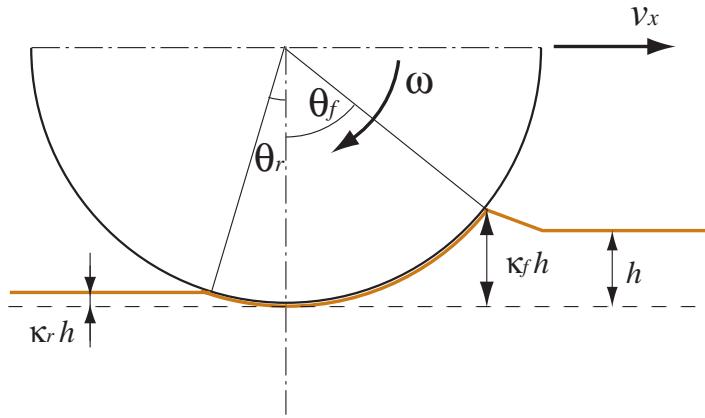


図 2.21: Dynamic sinkage with negative slip

2.5.4 駆動力 : F_x , 地面垂直反力 : F_z

2.5.1項から2.5.3項において得られた各値を用い, 駆動力および地面垂直反力は次のように求められる .

$$F_x = rb \left\{ \int_{\theta_t}^{\theta_f} \tau_{x_f}(\theta) \cos \theta d\theta + \int_{\theta_r}^{\theta_t} \tau_{x_r}(\theta) \cos \theta d\theta - \int_{\theta_r}^{\theta_f} \sigma(\theta) \sin \theta d\theta \right\} \quad (2.51)$$

$$F_z = rb \left\{ \int_{\theta_r}^{\theta_f} \sigma(\theta) \cos \theta d\theta + \int_{\theta_t}^{\theta_f} \tau_{x_f}(\theta) \sin \theta d\theta + \int_{\theta_r}^{\theta_t} \tau_{x_r}(\theta) \sin \theta d\theta \right\} \quad (2.52)$$

2.5.5 検証実験

一輪走行実験を行ない, 負の滑り状態において車輪に生じる力を測定した . 実験条件はスリップ角を 0 [deg] とし, スリップ率は $-0.4 \sim 0$ の範囲において与えた . 実験結果と理論曲線を図2.22に示す . なお, 理論曲線を求める際, Shear-displacement k_x は 0.03とした . 前述した Shear-displacement の関数式式(2.36)を用いると, スリップ角 β が 0 のとき k_x は 0.0364 である . しかし, 負の滑り状態にある車輪が土壤に与える変形は, 正の滑り状態における変形とは大きく異なることが分かっているため, 式(2.36)は用いず新たに同定した .

理論曲線と実験値の差は大きくとも数 N 程度であり, 本モデルは十分な妥当性を有していると言える .

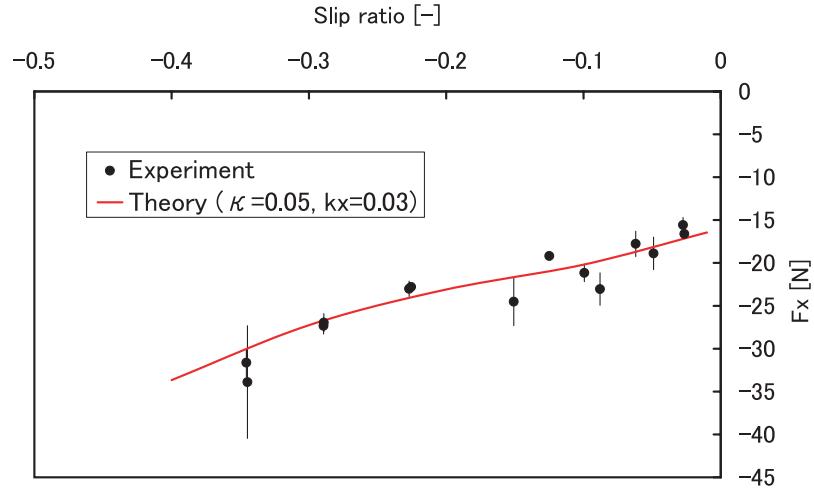


図 2.22: Experimental results and corresponding simulation results (Skid wheel)

2.6 まとめ

本章では、本研究室において構築された水平面上を走行する車輪の力学モデルを、斜面上の車輪へと拡張した。斜面を横断する際に生じる、水平面モデルにおいては考慮されていない車輪の大きな横滑り状態を扱うため、Shear-displacement 係数のスリップ角に対する関数化を行なった。また、負の滑り状態における車輪力学モデルを提案し、一輪走行実験により検証した。

第3章

動力学シミュレーションの構築

3.1 はじめに

惑星探査ローバーを実際に開発・運用する際に重要となる点は、各車輪に生じる力そのものよりも、その力が加わった結果ローバーがどのような挙動を示し、どのような軌跡を辿るのかといった情報である。これらの予測を正確に行なうことができれば、ローバーの自律性を高めた運用を行なうことができるとともに、安全な走行経路の設定などが可能となる。そこで、本研究では第2章において示した車輪力学モデルを用い、ローバー走行の動力学シミュレーションを開発することとした。

テラメカニクスを考慮した車輪力学モデルは、土壤係数や車輪係数を変更することにより様々な状況下における力の計算が可能であり、それを用いたシミュレーションもまた高い汎用性を持つ。また、シミュレーション対象とするローバーの形状に対応して力学パラメータなどを変更することにより、車輪数の増減や重心移動に伴ってローバーの挙動がどのように変化するかといったことに関し、実機を開発する前段階でのシミュレーションによる検討が可能であると期待できる。

本章では、まずははじめに提案した一輪の車輪力学モデルの動力学シミュレーションについて述べる。次にローバーの動力学モデルを構築し、両者を併せることによりローバー走行のシミュレーションへと発展させる。

3.2 一輪シミュレーション

2.4節において行なった一輪走行実験のシミュレーションを構築することを考える。

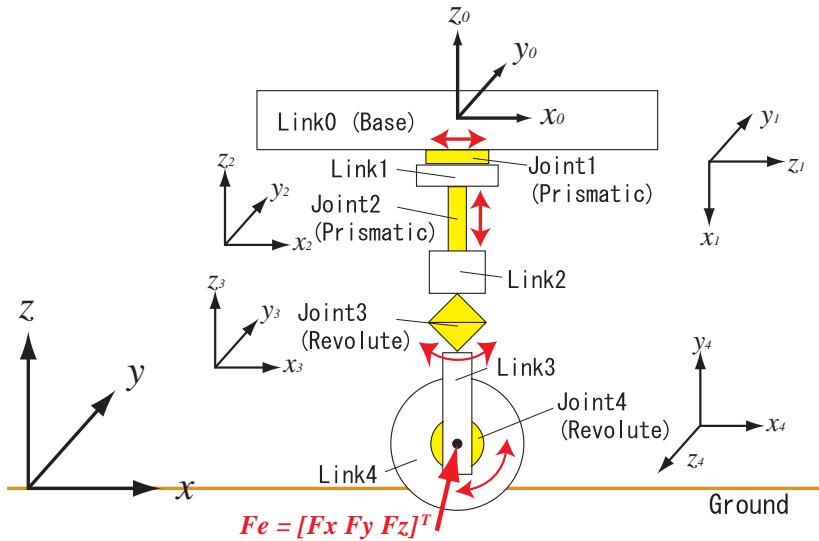


図 3.1: A dynamics model of the single wheel test bed

3.2.1 動力学モデル

図2.16に示した一輪実験装置の動力学モデルを図3.1に示す。仮想ベースを Link0 とし、直動関節2個、回転関節2個を介して4つのリンクがシリアルに接続されている。ベースは慣性系に対して固定されているものとする。各関節は速度制御、位置制御もしくは自由状態に設定され、各設定に応じてトルクが発生する。各リンクには重力が働き、接地している車輪には接地状態に基づいて算出される各軸方向の力が加わる。

実験装置全体の運動方程式は式(3.1)となる。

$$\mathbf{H} \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{v}}_0 \\ \dot{\boldsymbol{\omega}}_0 \\ \ddot{\mathbf{q}} \end{bmatrix} + \mathbf{C} = \begin{bmatrix} \mathbf{F}_0 \\ \mathbf{T}_0 \\ \boldsymbol{\tau} \end{bmatrix} + \mathbf{J}^T \mathbf{F}_e \quad (3.1)$$

ここで、

\mathbf{H} : 実験装置全体の慣性項

$\dot{\mathbf{v}}_0$: ベース加速度 ($=0$)

$\dot{\boldsymbol{\omega}}_0$: ベース角加速度 ($=0$)

$\ddot{\mathbf{q}}$: 各関節の角加速度

\mathbf{C} : 速度非線形項+重力項

\mathbf{F}_0 : ベースに作用する力 ($=0$)

\mathbf{T}_0 : ベースに作用するトルク ($=0$)

τ : 各関節のトルク

J : ヤコビ行列

F_e : 車輪に作用する力

である。

3.2.2 車輪力学モデルを用いた力の算出

第2章において述べた車輪力学モデルを用いて、ある接地状態にある車輪に働く力を算出するためのシミュレーションプロセスは、以下のようなになる。

1. シミュレーション対象の土壤の係数および車輪寸法をあらかじめ調査/測定しておく。
2. 並進速度、ステアリング角度および車輪回転速度などのシミュレーション条件を設定する。
3. 各時刻における車輪の位置・姿勢・速度とシミュレーション条件から、車輪の接地状態(沈下量、スリップ率、スリップ角)を求める(式(2.1)(2.2)(2.8)(2.9))。
4. 得られたスリップ角から Shear-displacement を算出する(式(2.36)(2.37))。
5. 車輪力学モデルの式を用い、各軸方向の力を得る(式(2.10)(2.11)(2.17))。
6. 5において得られた車輪に働く力と、シミュレーション条件から算出される各関節に働くトルクを式(3.1)に代入し、順動力学計算を行なう。
7. 次の時刻におけるローバーの位置・姿勢・速度を得る。
8. 3~7 繰り返し

プロセスをフローチャートの形にまとめたものを図3.2に示す。なお、本シミュレーションにおける順動力学計算は全て、本研究室において開発されたMATLABツールボックス SpaceDyn [16] を用いて行なった。

3.2.3 力学パラメータ

順動力学計算を行なうにあたり、各リンクの慣性や質量などの力学パラメータが必要となる。本研究では3D CADソフトウェア「SOLID WORKS」を用いて、それらのパラメータを計算した。図3.3に、Link1からLink4を組み合わせたCADデータを示す。また、CADデータに部材密度を設定することにより得られた、各リンクの主要なパラメータを表3.1に示す。

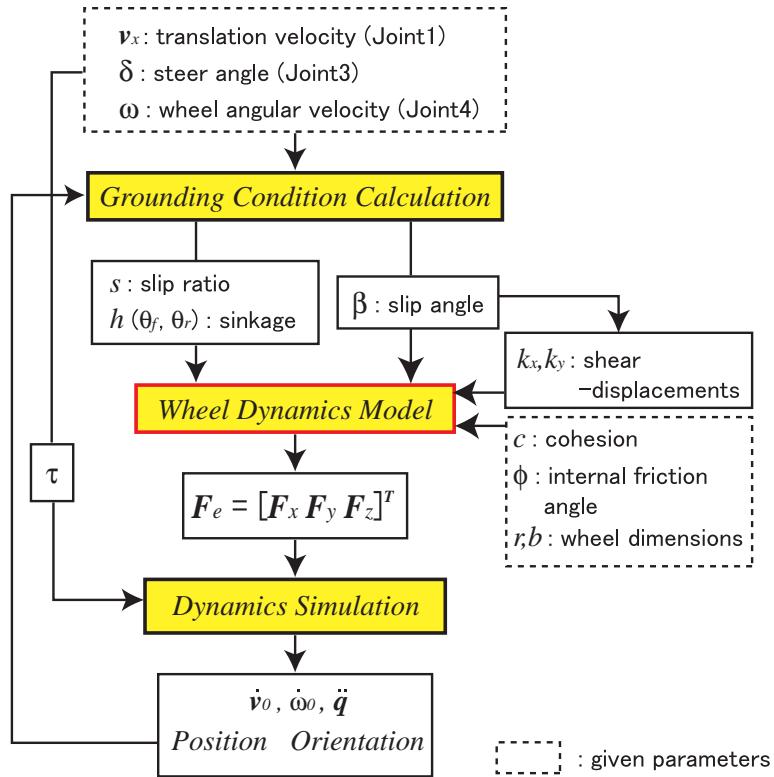


図 3.2: A flowchart of calculations for the dynamics simulation

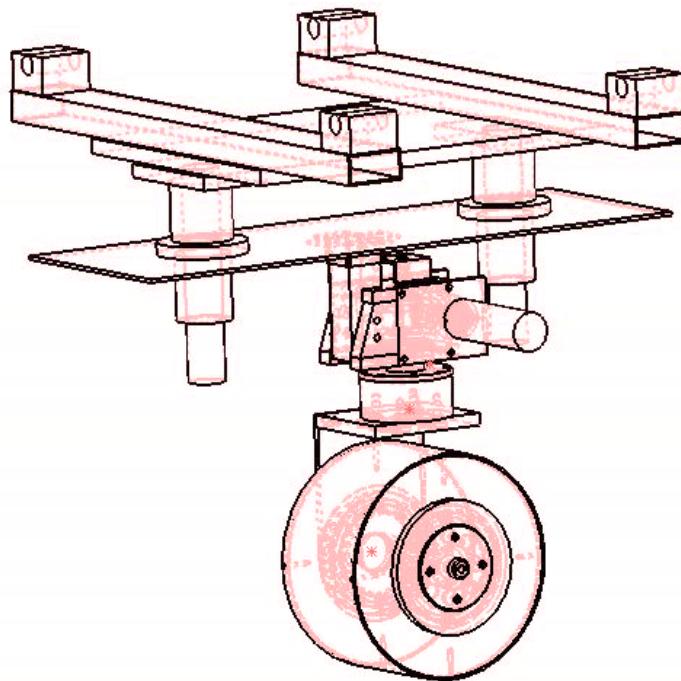


図 3.3: A 3D CAD model of the single wheel test bed

表 3.1: Mass and inertia of the single wheel testbed

リンク番号	名称	質量 [kg]	慣性 [kgm ²]		
			I_{xx}	I_{yy}	I_{zz}
1	スライドガイド (横)	8.10	0.2117	0.1572	0.0989
2	スライドガイド (縦)	3.10	0.0095	0.0479	0.0495
3	ステアリング	1.20	0.0048	0.0045	0.0014
4	車輪	2.30	0.0080	0.0080	0.0081

3.2.4 シミュレーションの妥当性

一輪走行シミュレーションの妥当性について考える。本シミュレーションは順動力学計算部分を除き、第2章において述べた車輪力学モデルの理論式を、プログラム上の数値シミュレーションへと変換して作られている。よって算出される力の値は理論式そのものの値と等しく、その部分に関するシミュレーションの妥当性とは、すなわちモデルの妥当性に他ならない。また、順動力学計算に用いている SpaceDyn は、本研究室において様々な分野のシミュレーションに使用されており、その妥当性は広く実証されている。検証のため、本研究室においてこれまで用いられていた数値シミュレーション [8] と本動力学シミュレーションの結果を比較し、有意な差が存在しないことを確かめた。

3.3 ローバーのシミュレーションモデル

次に、本研究室で開発された4輪ローバー DUNE (図3.4) のモデル化を行なう。ローバー全体の 3D CAD モデルを図3.5に示す。図に示したように、ローバーの脚は長さ可変である。また、本体筐体左右の関節はロッカーサスペンション機構となっており、片側が角度を持つと、もう一方が逆の角度を持つ差動機構である。なお、ローバーの制御システムなどの詳細は付録Bに記載した。

3.3.1 運動学モデル

ロッカーサスペンション機構は差動リンクの働きを持ち、各ロッカーサスペンション関節の角度を $\theta_{rk1}, \theta_{rk2}$ とすると式(3.2)の関係が成り立つ。

$$\theta_{rk1} = -\theta_{rk2} \quad (3.2)$$



図 3.4: The rover testbed DUNE

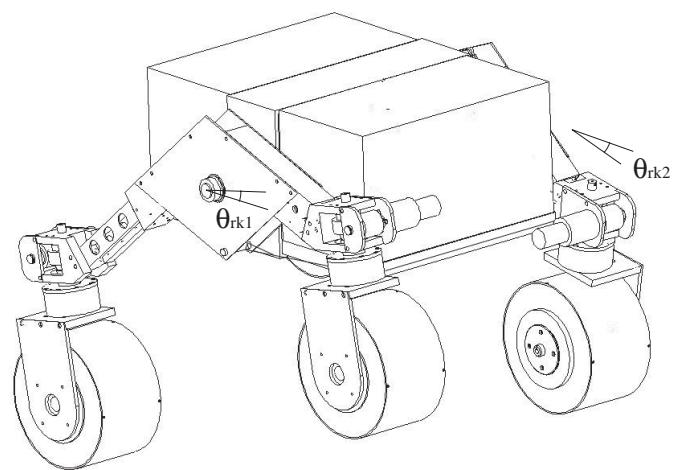


図 3.5: A 3D CAD model of the rover testbed

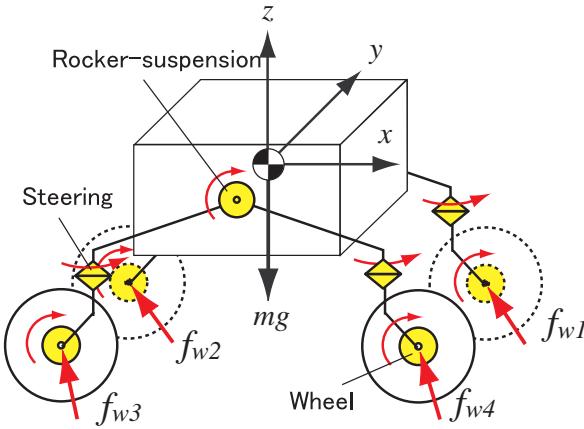


図 3.6: A dynamics model of the rover testbed

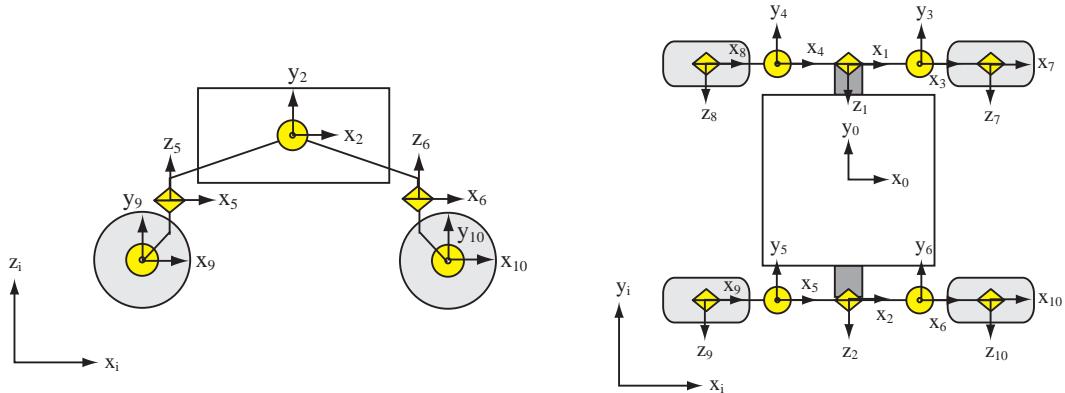


図 3.7: Coordinate system of the rover model

また慣性座標系からみたベース本体の y 軸周り回転角 (θ_y^i) は、左右ロッカーサスペンションの回転角を平均したものとなる。

$$\theta_y^i = \frac{\theta_{rk1}^i + \theta_{rk2}^i}{2} \quad (3.3)$$

ここで θ^i は慣性座標からみた回転角を意味する。

3.3.2 動力学モデル

ローバーの動力学モデルを図3.6に、各リンクの座標系を図3.7に示す。ローバーの本体部(ベース)にベース座標系をとり、進行方向を x 、車体垂直方向上向きを z とする右手系とする。ベースの姿勢は慣性座標系からみたベース座標系のオイラー角表現で表される。ローバーは開リンク構造の多リンク剛体系であり、ベース及び 10 個のリンクから成る。関節はベース左右に配置されたロッカーサスペンション関節が 2 つ、各脚のステアリン

グ関節が 4 つ , 車輪関節が 4 つの計 10 関節あり , 全て 1 自由度の回転関節である .

一輪走行シミュレーションと同様に , ローバーに作用する力として重力 , 各関節に働くトルク , 及び地面から各車輪が受ける力を考える . 車輪が受ける力 f_w は車輪力学モデルにより与えられる . ロッカーサスペンション関節には , 関節角度が式(3.2)(3.3)を満たすようにトルクが生じる . またテストベッドによる走行では , ステアリング角及び車輪角速度が常に一定となるよう制御されている . よってシミュレーションにおいても , 指定された一定状態を保つためのトルクが各関節に発生しているものとする .

ローバー全体の運動方程式は式(3.4)となる .

$$\mathbf{H} \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{v}}_0 \\ \dot{\boldsymbol{\omega}}_0 \\ \ddot{\mathbf{q}} \end{bmatrix} + \mathbf{C} = \begin{bmatrix} \mathbf{F}_0 \\ \mathbf{T}_0 \\ \boldsymbol{\tau} \end{bmatrix} + \mathbf{J}^T \mathbf{F}_e \quad (3.4)$$

ここで ,

\mathbf{H} : ローバー全体の慣性項

$\dot{\mathbf{v}}_0$: ベース加速度

$\dot{\boldsymbol{\omega}}_0$: ベース角加速度

$\ddot{\mathbf{q}}$: 各関節の角加速度

\mathbf{C} : 速度非線形項+重力項

\mathbf{F}_0 : ベースに作用する力

\mathbf{T}_0 : ベースに作用するトルク

$\boldsymbol{\tau}$: 各関節のトルク

\mathbf{J} : ヤコビ行列

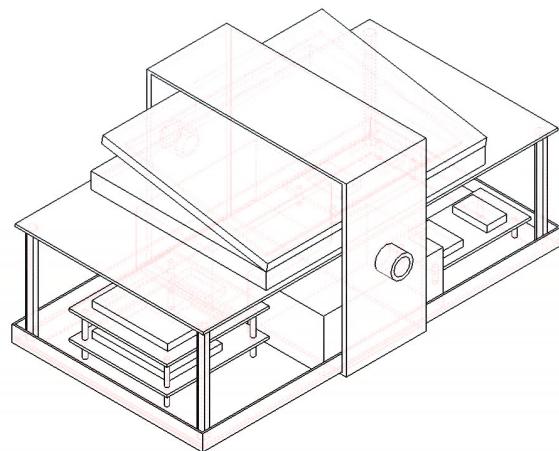
\mathbf{F}_e : 各車輪に作用する力

$$(= [\mathbf{f}_{\omega 1}^T \ \mathbf{f}_{\omega 2}^T \ \mathbf{f}_{\omega 3}^T \ \mathbf{f}_{\omega 4}^T]^T)$$

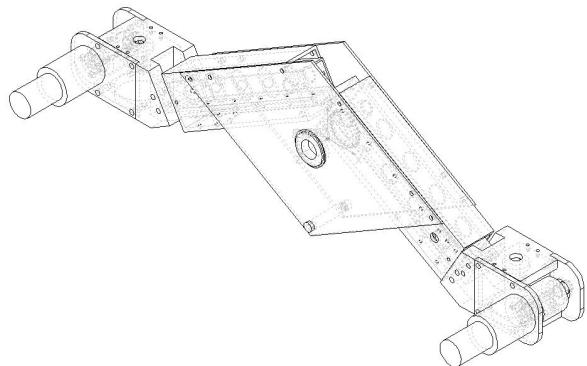
である .

3.3.3 力学パラメータ

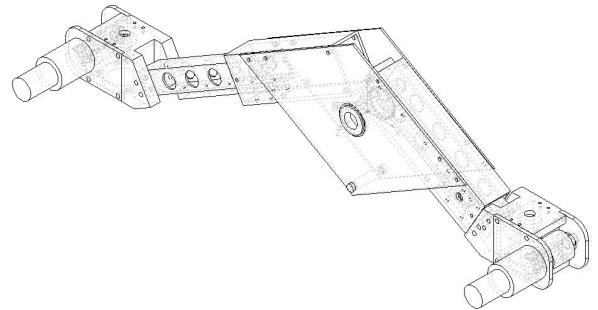
各リンクの 3D CAD モデルを図3.8に , 主要な力学パラメータを表3.2に示す . 図3.8(B)(C)のようにローバーの脚長さを変更させ , その力学特性を表3.2のパラメータに反映させることにより , ローバーの形状に対応したシミュレーションを行なうことができる .



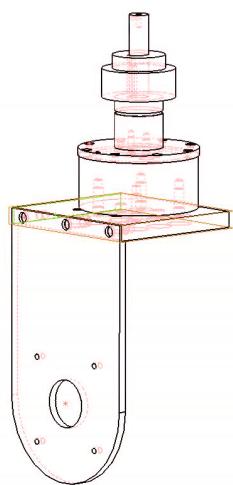
(A) Main body



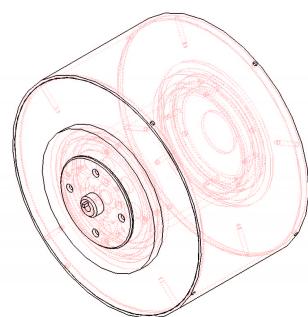
(B) Strut (Short Ver.)



(C) Strut (Long Ver.)



(D) Steering



(E) Wheel

図 3.8: 3D CAD models of each link of the rover

表 3.2: Mass and inertia of the rover testbed

リンク番号	名称	質量 [kg]	慣性 [kgm^2]		
			I_{xx}	I_{yy}	I_{zz}
0	本体	11.02	0.2117	0.1572	0.0989
1,2	ストラット(短)	3.81	0.0080	0.1459	0.1472
1,2	ストラット(長)	3.81	0.0137	0.2219	0.2289
3 ~ 6	ステアリング	1.20	0.0048	0.0045	0.0014
7 ~ 10	車輪	2.30	0.0080	0.0080	0.0081

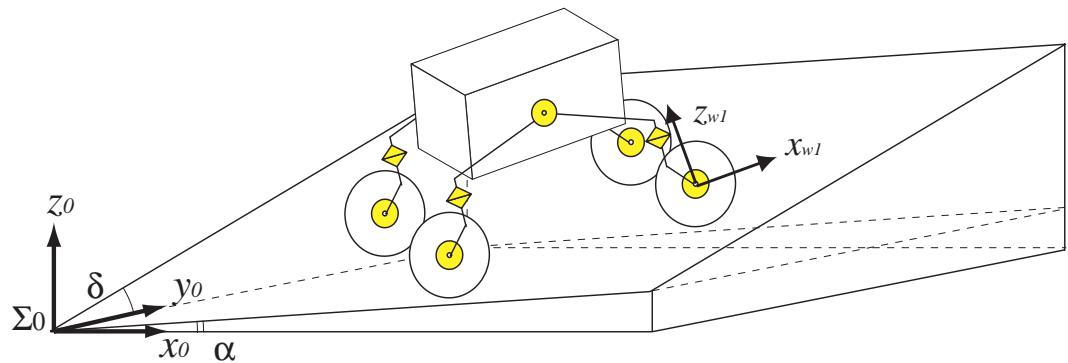


図 3.9: A schematic view of a rover on a slope

3.4 一輪走行シミュレーションとローバーモデルの統合

一輪走行シミュレーションとローバーモデルを統合し、斜面上を走行するローバーのシミュレーションを構築する。図3.9は斜面上のローバーの模式図である。

3.4.1 車輪座標系の導出

車輪力学モデルに基づいて力を計算するためには、各車輪の座標系が分からなくてはならない。ここでいう車輪の座標系とは2.3節において定義した、斜面垂直方向を z 、車輪縦方向を x とする右手系座標系のことであり、3.3.2項において定義した動力学計算用の座標系とは異なる。

シミュレーションから得られる値を用いて車輪座標系を求めるを考える。図3.9を用いて考えると、 x_0 方向に α 、 y_0 方向に δ の傾斜を持つ斜面の法線ベクトル \vec{n} は次式で表される。

$$\vec{n} = [-\tan \alpha \ -\tan \delta \ 1] \quad (3.5)$$

また、動力学計算用の座標系からステアリングリンクの座標系を求めると、これの y 軸は車輪力学モデル座標系の y 軸に等しい。よってこれら二つのベクトルと右手系を成す向きを x とすれば、求める車輪座標系が得られる。

3.4.2 シミュレーションの流れ

最終的なローバー走行シミュレーションの流れを図3.10に示す。

1. シミュレーション対象の土壤の係数および車輪寸法をあらかじめ調査/測定しておく。
2. ステアリング角度、車輪回転速度および斜面角度などのシミュレーション条件を設定する。
3. 各時刻におけるローバーの位置・姿勢・速度とシミュレーション条件から車輪座標系を求める。
4. 各時刻における車輪の位置・姿勢・速度とシミュレーション条件から、車輪の接地状態(沈下量、スリップ率、スリップ角)を求める(式(2.1)(2.2)(2.31)(2.32))。
5. 得られたスリップ角から Shear-displacement を算出する(式(2.36)(2.37))。
6. 各時刻におけるローバーの位置・姿勢・速度とシミュレーション条件から各関節に働く力とトルクを求める。
7. 車輪力学モデルの式を用い、各軸方向の力を得る(式(2.33)(2.35)(2.34))。
8. 6において得られた各関節に働くトルクと、7において得られた車輪に働く力を式(3.4)に代入し、順動力学計算を行なう。

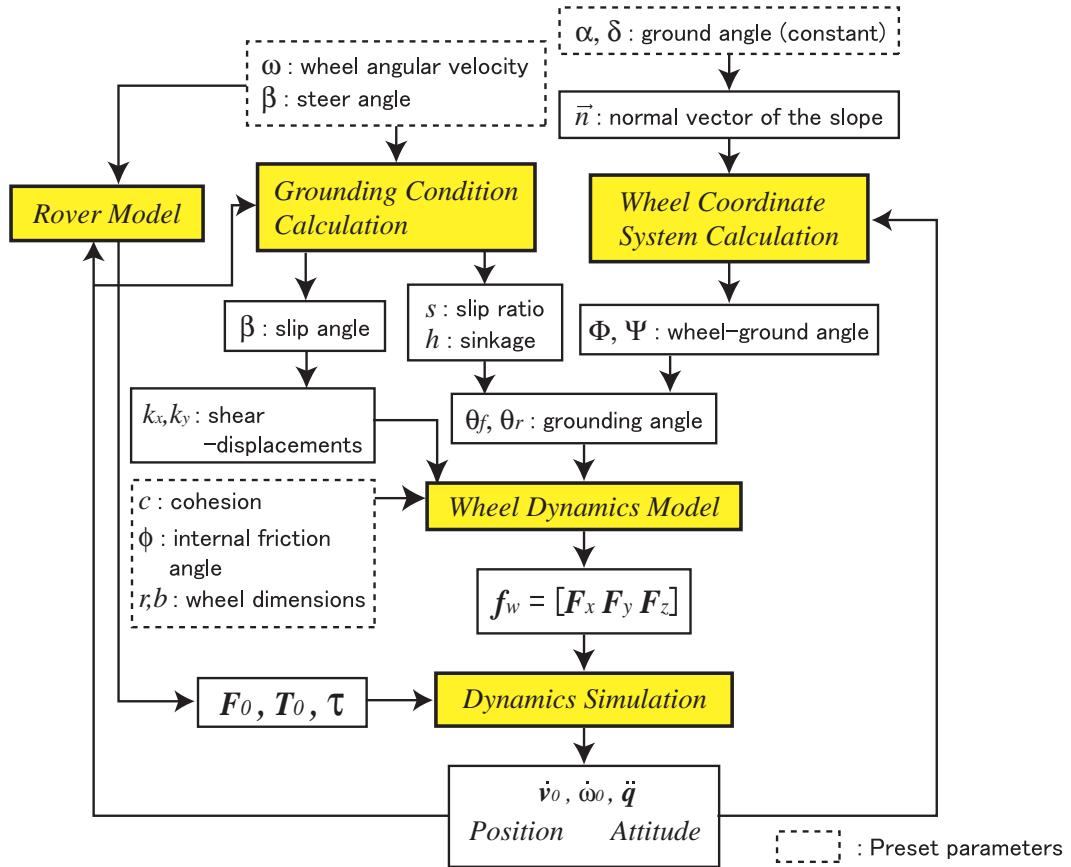


図 3.10: A flowchart of the simulation

9. 次の時刻におけるローバーの位置・姿勢・速度を得る .

10. 3~9 繰り返し

3.5 まとめ

本章では、ローバーの動力学シミュレーションについて述べた。まずははじめに、第2章において提案した、一輪の車輪力学モデルをシミュレーション化することを考えた。次にローバーの動力学モデルを構築し、力学パラメータの導出を行なった。最後に、両モデルを統合して構築した、ローバーの走行シミュレーションについて述べた。

本シミュレーションにより、斜面上を走行するローバーの挙動や性能について解析することが可能である。

第4章

ローバーテストベッドを用いた斜面走行 実験

4.1 はじめに

第2章において提案した車輪力学モデルの妥当性を検証するため，JAXA/NAL（宇宙航空研究開発機構（東京都三鷹市））の施設の実験装置を用いて，斜面走行実験を行なった．本章では実験の概要及びその内容について記し，得られた結果と第3章において構築したシミュレーションの結果との比較を行なう．

4.2 実験装置概要

実験装置は月面上を探査するローバーの性能試験のために作られたものであり，角度可変の試験台に模擬月土壤（シミュラント）を敷き詰めてある [14]．この台とその周辺の作業スペースをビニル製のシールドで包み，内部の空調機械により実験環境を一定に保っている．装置上部には位置計測用画像センサが取り付けられており，ローバーに設置した発光マーカの位置を計測し，ローバーの3次元移動軌跡データが取得できる．また，装置には自動均し機が設置されており，実験ごとの砂の状態をほぼ一定に保つことができる．実験装置の概観を図4.1に示し，諸元を表4.1に示す．

4.2.1 実験システム

実験システムの概略を図4.2に示す．実験には3台のLaptop PCを用い，それぞれローバーのステアリング角度および車輪回転速度の制御と走行データ（駆動モータのエン

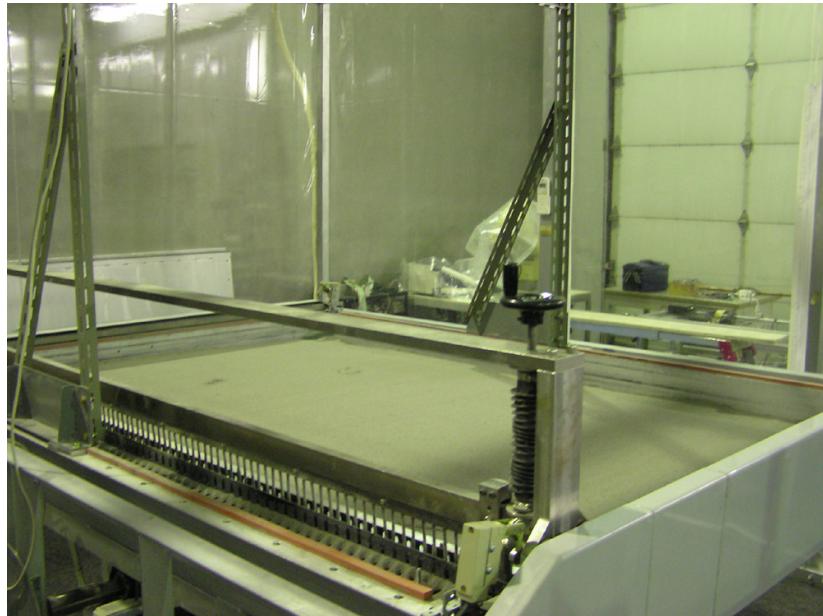


図 4.1: A picture of the rover experimental device

表 4.1: Specification of the rover experimental device

環境維持シールド部	3500 × 2500 × 2400 [mm]
模擬月面有効寸法	2000 × 1500 [mm]
土壤深さ	100 [mm]程度
土壤	清水建設製模擬月土壤シミュラント
傾斜角度	0 ~ 40 [deg]
傾斜角の計測	エンコーダ及び目視用角度目盛
位置計測用画像センサ	サイヴァース社製発光マーク式3次元位置計測センサ

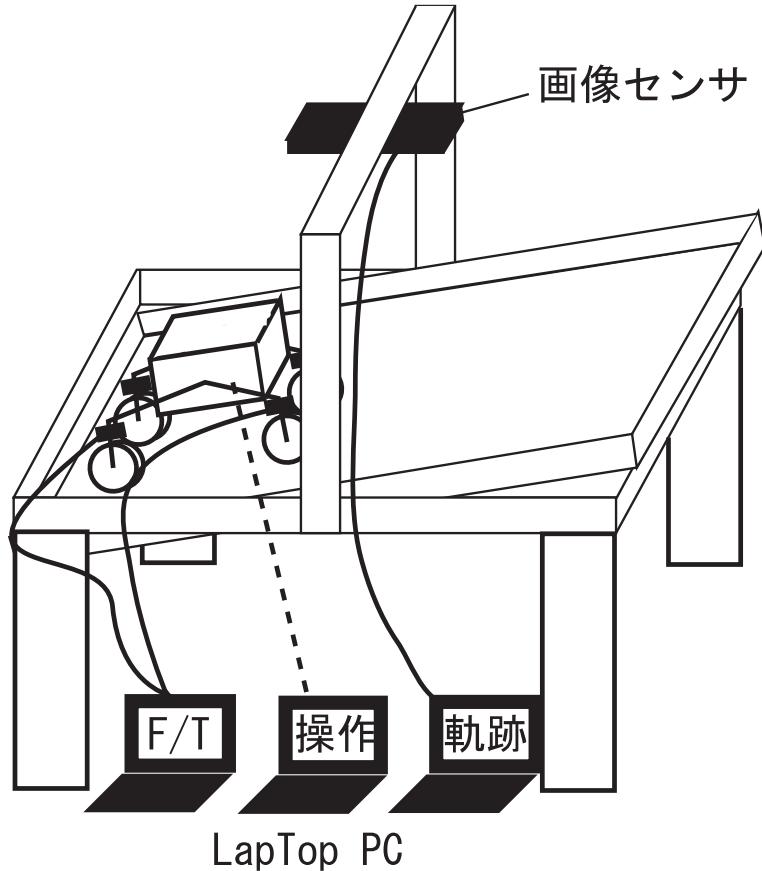


図 4.2: A schema of the rover experimental system

コード値 , ステアリングモータのポテンショメータ値) の取得 , 力覚センサのデータ取得 , 画像センサによるローバーの移動軌跡データ取得を行なう .

4.2.2 実験条件

実験は斜面横断実験と登坂実験の二通りについて行なった . 図4.3はそれぞれの実験の一例である . なお登坂実験の内容と結果については , 第5章登坂性能解析において検証実験として詳述しており , 本章では扱わないこととする .

斜面横断実験の詳細について述べる . 本実験では図4.3(A) に示したように , ローバーを斜面に対して平行に走行させた . 実験条件の一覧を表4.2に示す . 斜面の角度は 0 [deg] から 20 [deg] まで 5 [deg] 刻みで増加させ , それぞれの斜面に対し前後輪ともにステアリングを切らないもの , 前 2 輪のみステアリング角度を 15 [deg] としたもの , および前後輪ともに 15 [deg] のステアリング角度をもつものの 3 パターンのローバーを走行させた . ここで , ステアリング角度は全て斜面を登る方向に与えた . なお , 実験はそれぞれのパターンに関して 2 回ずつ行なった .

また ,



(A) A slope traversing experiment (B) A slope climbing experiment

図 4.3: Pictures of experiments

表 4.2: Conditions of the slope traversing experiment

斜面角度	0 ~ 20 [deg] の範囲で 5 [deg] 刻み
ステアリング角度	(a) $\epsilon_f = 0$ [deg], $\epsilon_r = 0$ [deg] (b) $\epsilon_f = 15$ [deg], $\epsilon_r = 0$ [deg] (c) $\epsilon_f = 15$ [deg], $\epsilon_r = 15$ [deg]

ϵ_f : 前 2 輪ステアリング角度 , ϵ_r : 後 2 輪ステアリング角度

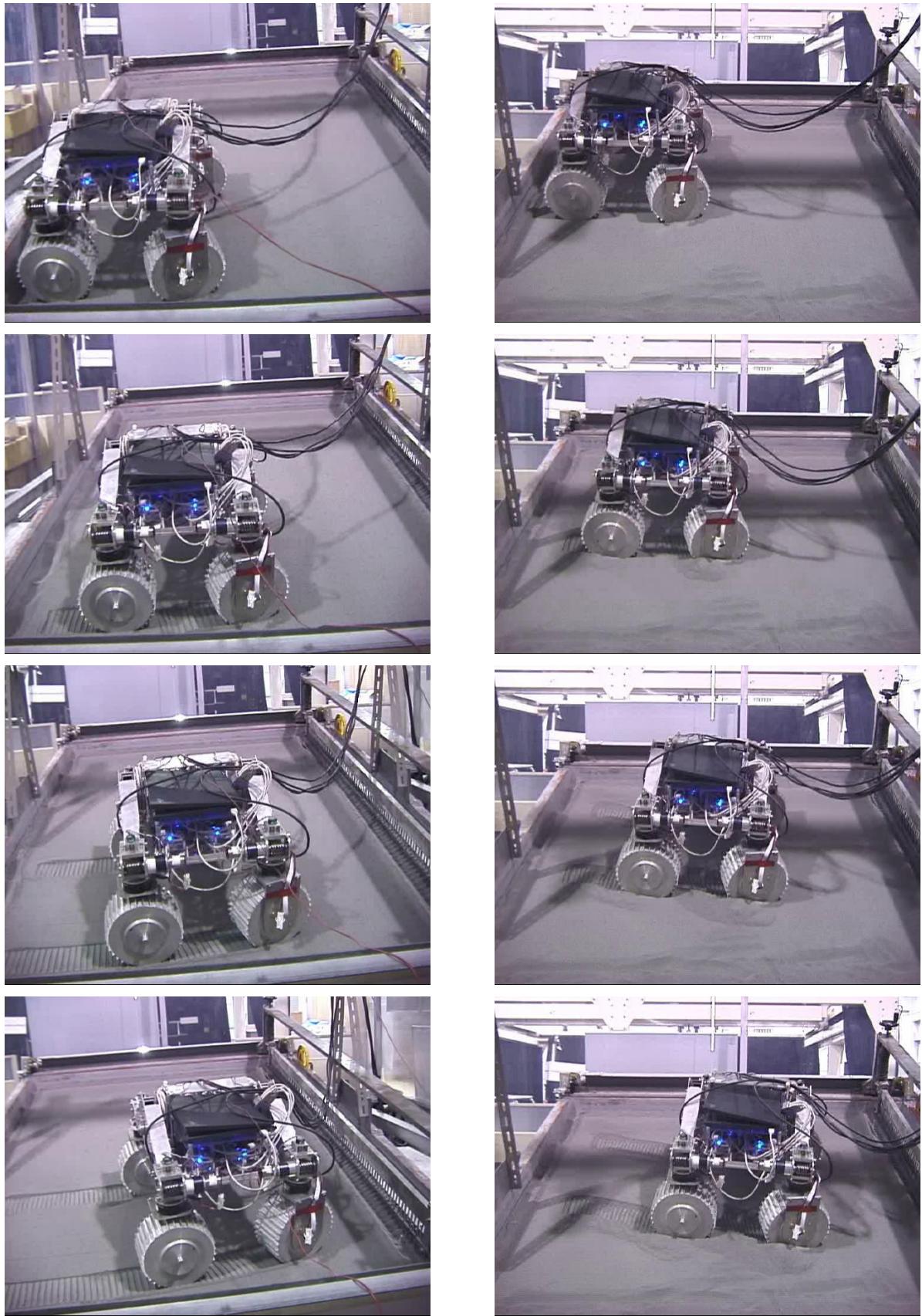
4.3 実験結果

4.3.1 ローバーの挙動

実験において見られたローバーの挙動について述べる。図4.4は、比較的緩やかな角度(10 [deg])の斜面と急峻な角度(20 [deg])の斜面を横断するローバーの様子を比較したものである。ローバーにはどちらも前輪のみ15 [deg]のステアリング角を与えた。図より分かるとおり、ローバーは10 [deg]の斜面においては旋回しつつ緩やかに登坂していくが、20 [deg]の斜面では全く旋回を生じず、斜面下方に向かって横滑りしてしまった。また、両パターンにおける車輪の沈下量が大きく異なっており、20 [deg]のときは大きな横滑りのために、砂が非常に広く車輪側面部を覆ってしまった。

4.3.2 ローバーの移動軌跡

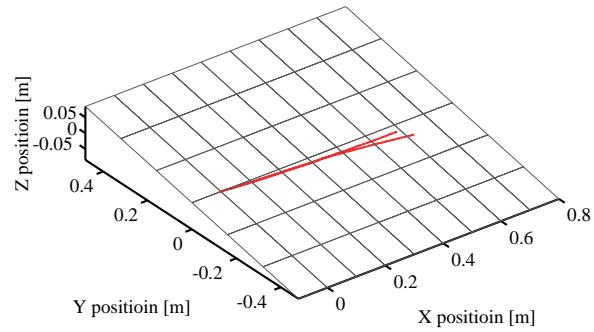
角度10, 15, 20 [deg]の斜面におけるローバーの走行軌跡を図4.5に示す。図はそれぞれ同じ実験条件を与えられた2回の走行の軌跡であるが、斜面が急になるほど軌跡に差が生じてしまっていることが分かる。この差は砂の流動性に起因すると考えられる。図4.4(B)に示したように、急な斜面において車輪は土壤に深く沈下しつつ押し分けるよ



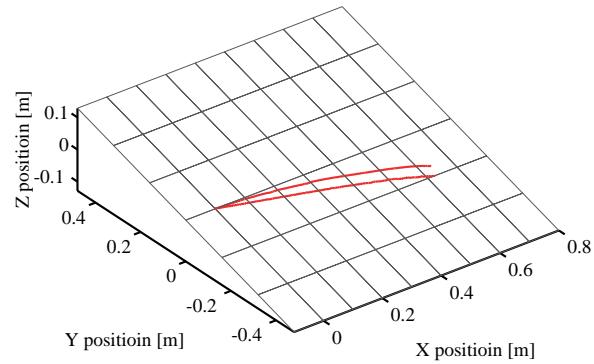
(A) Slope angle : 10 [deg]

(B) Slope angle : 20 [deg]

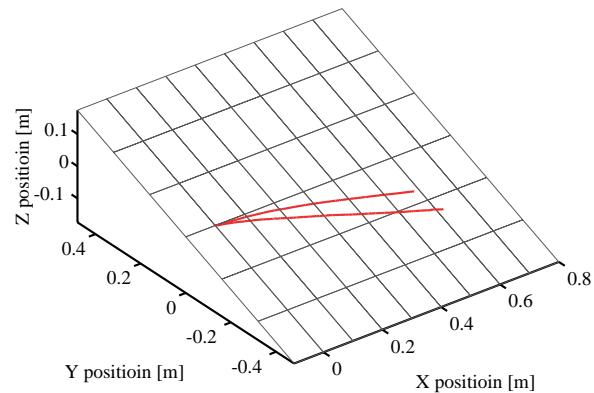
図 4.4: Shows of the slope traversing experiment



(A) Slope angle : 10 [deg] ($\epsilon_f=0$, $\epsilon_r=0$)



(B) Slope angle : 15 [deg] ($\epsilon_f=0$, $\epsilon_r=0$)



(C) Slope angle : 20 [deg] ($\epsilon_f=15$, $\epsilon_r=15$)

図 4.5: Comparison of rover trajectories of experiments



図 4.6: A picture of a soil failure

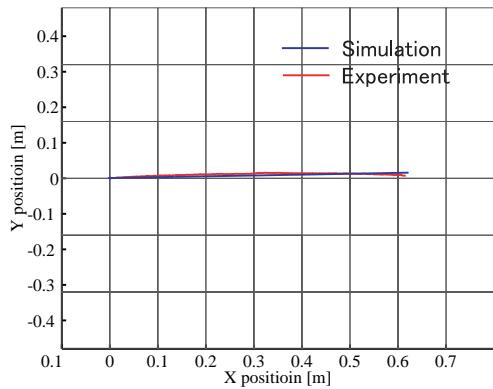
うにして進む。言い換えると、土壤は車輪の圧力に耐えられず、崩壊しながら周囲に堆積する。このとき土壤の崩壊は一定・均質に生じるのではなく、断続的かつ様々な規模で生じる。一輪走行実験において生じた土壤の崩壊の様子を、一例として図4.6に示す。このような崩壊の結果、車輪に加わる力は不安定に変動し、軌跡がその都度変わってしまったと考えられる。

4.4 実験結果に関する考察

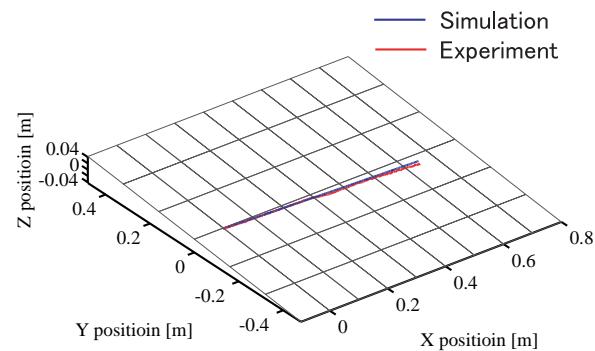
4.4.1 シミュレーション結果との比較

実験から得られたローバーの走行軌跡と、実験と同じ斜面角度、車輪回転速度、ステアリング角度を入力として与えたシミュレーションによる軌跡との比較を、図4.7～4.9に示す。これらの比較から読み取れることを、以下に列記する。

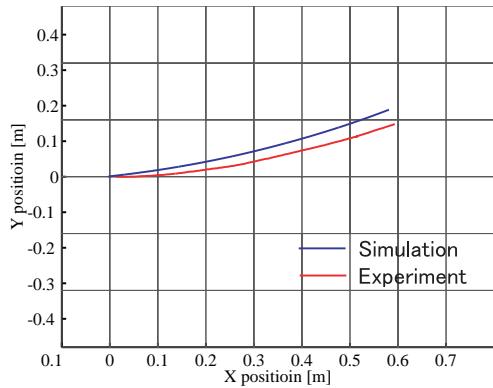
- 前後の車輪の同じステアリング角度を与えたとき（パターン (a) および (c)）の結果は、斜面角度 0～15 [deg] の範囲において非常に良く一致している。
- 前輪のみにステアリング角度を与えた場合（パターン (b)），他の 2 パターンよりも軌跡の差異が大きい。
- 斜面角度 20 [deg] においては、実験軌跡とシミュレーション軌跡の間に横方向の大きな乖離がみられる。



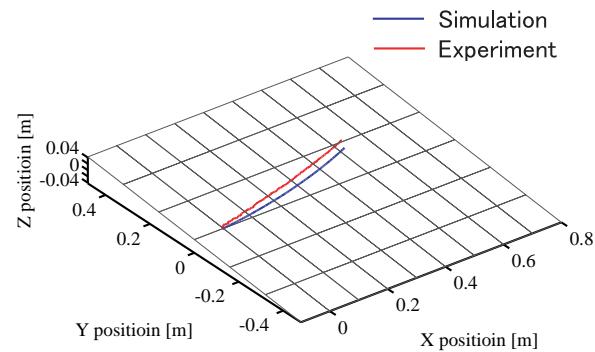
(a) $\epsilon_f=0$, $\epsilon_r=0$



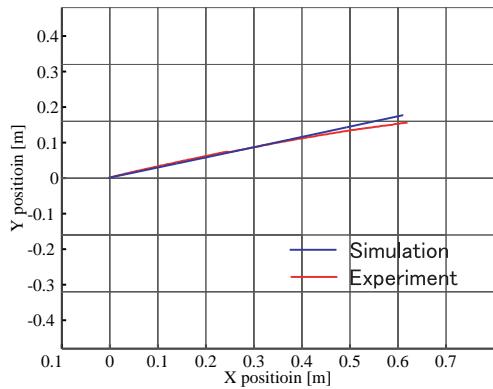
(a) $\epsilon_f=0$, $\epsilon_r=0$



(b) $\epsilon_f=15$, $\epsilon_r=0$

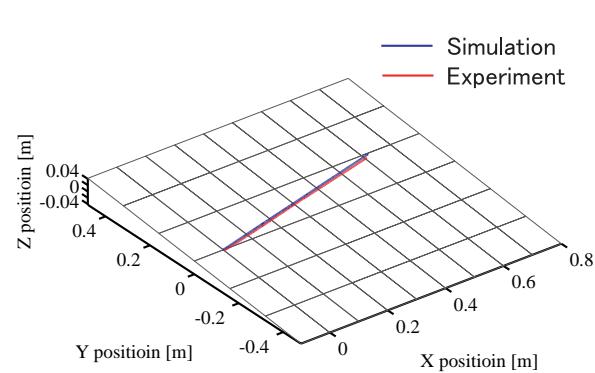


(b) $\epsilon_f=15$, $\epsilon_r=0$



(c) $\epsilon_f=15$, $\epsilon_r=15$

(A) Slope angle : 0 [deg]



(c) $\epsilon_f=15$, $\epsilon_r=15$

(B) Slope angle : 5 [deg]

図 4.7: Comparison of rover trajectories (Experiment vs. Simulation) (1)

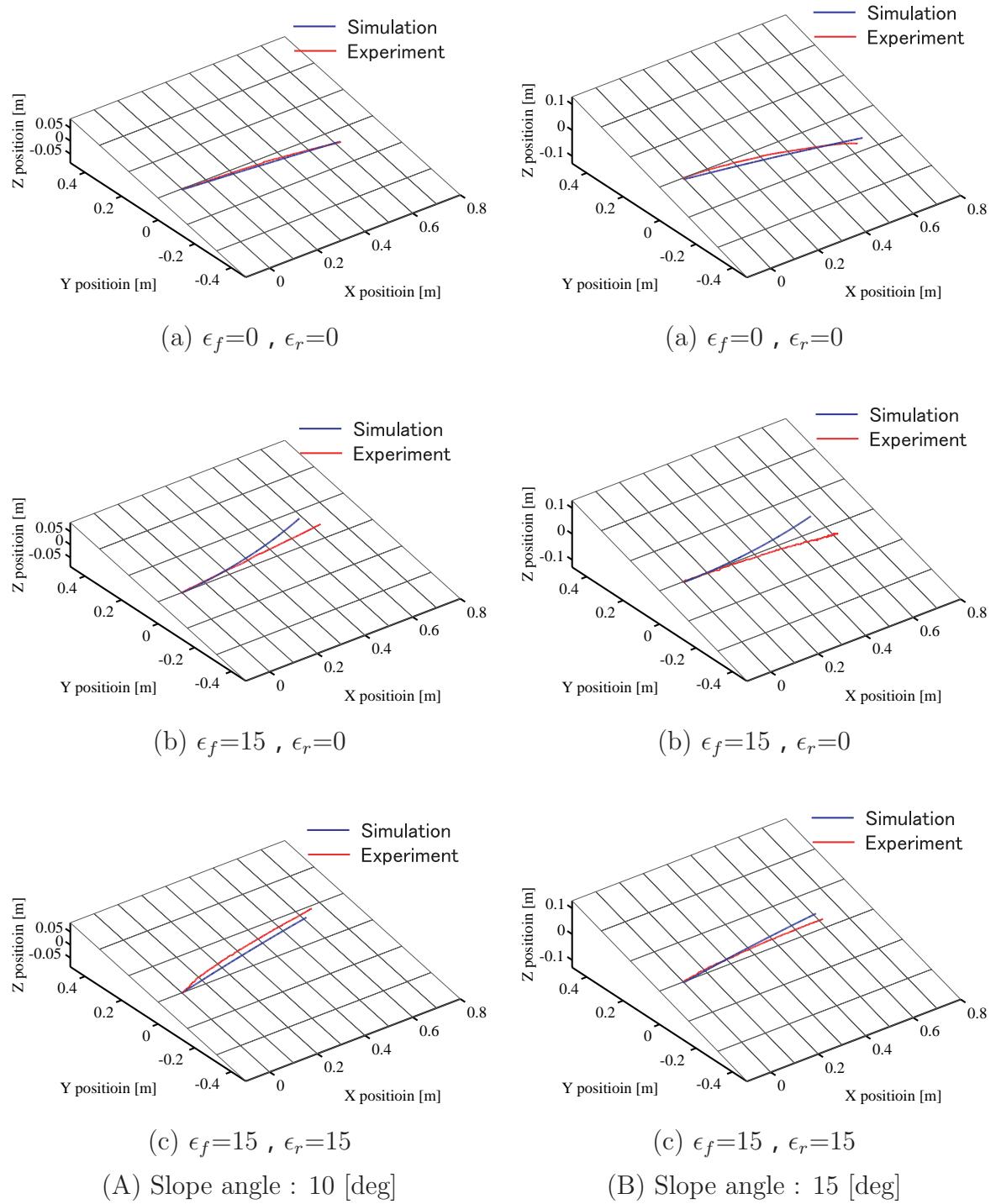
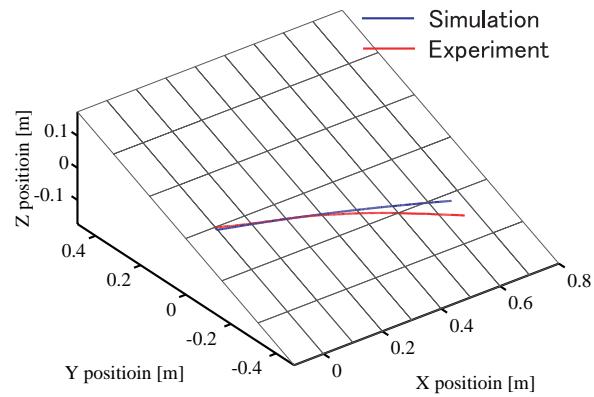
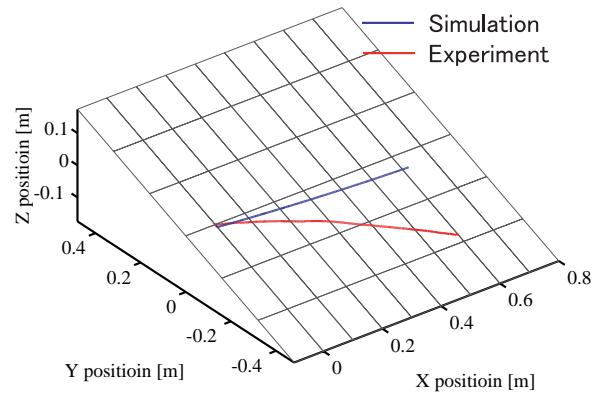


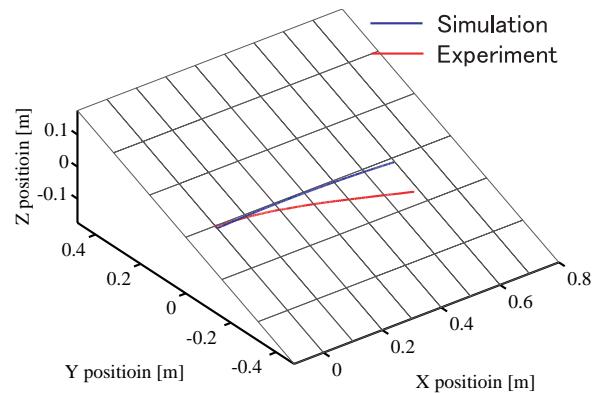
図 4.8: Comparison of rover trajectories (Experiment vs. Simulation) (2)



(a) $\epsilon_f=0$, $\epsilon_r=0$



(b) $\epsilon_f=15$, $\epsilon_r=0$



(c) $\epsilon_f=15$, $\epsilon_r=15$

(A) Slope angle : 20 [deg]

図 4.9: Comparison of rover trajectories (Experiment vs. Simulation) (3)

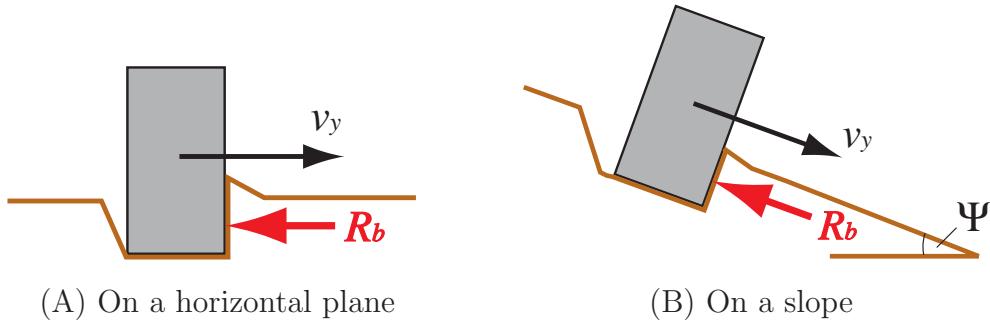


図 4.10: Comparison of bulldozing resistance

4.4.2 車輪力学モデルおよび動力学シミュレーションの妥当性

前項の実験軌跡とシミュレーション軌跡の比較を踏まえ、本研究において構築した車輪力学モデルと動力学シミュレーションの妥当性について検討する。

斜面角度 $0 \sim 15$ [deg] の範囲において、ステアリングパターン (a), (c) の軌跡間の進行方向と横方向の差は、どちらも図4.5に示した実験誤差程度の範囲に収まっている。ここで、軌跡の進行方向の差すなわち軌跡の距離が車輪の駆動力に依存し、横方向の差がサイドフォースに依存することは自明である。よって、軌跡の一致が良いということは、この範囲における車輪力学モデルが妥当であることと同値であるといえる。

斜面角度 20 [deg] のケースでは、実験軌跡はシミュレーション軌跡に比べて著しく下降している。このとき、両軌跡の走行距離にはあまり差がないことと、ローバーがステアリング角を持ち車輪のスリップ角が大きいほど軌跡の隔たりが大きくなっていることから、ずれの原因はサイドフォースにあると予想される。すなわち、シミュレーションにおけるサイドフォースが実験のものよりも大きくなってしまっていると考えられる。

式(2.17)に示したように、サイドフォースは車輪底部において発生する y 方向のせん断応力を積分して得られる力 (F_u) と、地面に沈下している車輪側面部が土壤を押しのけることによって発生する単位面積あたりの力 R_b (排土抵抗) を面積分して得られる力 (F_s) の合力となる。

$$F_y = F_u + F_s = rb \int_{\theta_r}^{\theta_f} \tau_y(\theta) d\theta + \int_{\theta_r}^{\theta_f} R_b(r - h \cos \theta) d\theta \quad (2.17)$$

図4.4に示したように、緩やかな斜面を横断する場合と急峻な斜面の場合で大きく異なるのは、車輪の沈下量である。急峻な斜面の横断においては、車輪の大きな横滑りのため沈下量が非常に深くなり、結果として式(2.17)における F_s すなわち R_b の支配性が高まる。

ここで、 R_b の車輪 y 方向斜面角度への依存性について検討する。これまでに提案してきた車輪力学モデルにおいて、 R_b は車輪 z 方向への沈下量のみに依存し、斜面角度は考慮されていない。しかし図4.10に示したような二種類の状況を考えると、(B) の

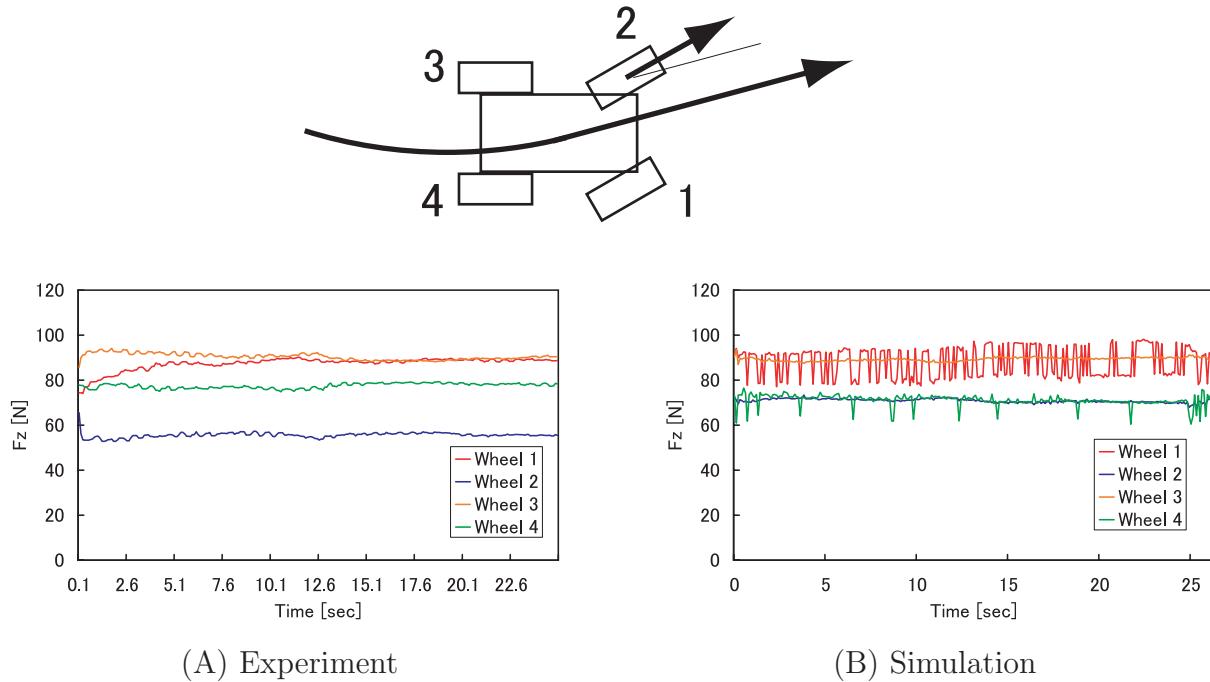


図 4.11: Comparison of weight of each wheel

ように斜面を形成している土壤は上方からの車輪の圧力に負けて崩壊を起こしやすく、(A)と同等の力は発揮できないと考えられる。

以上に述べた二つの現象、すなわち「斜面が急峻になるほどサイドフォースにおける排土抵抗の支配性が高まる」および「排土抵抗は車輪 y 方向の角度に依存し、角度の大きい斜面では力が弱まる」といった現象が合わさり、 20 [deg] の斜面における実験軌跡とシミュレーション軌跡の乖離が生じたといえる。これらの現象は未だ定式化されておらず、現時点の車輪力学モデルでは扱えない。しかし、 20 [deg] より角度の小さな斜面では排土抵抗の誤差は大きな影響を与える、提案した車輪力学モデルの有効性が確認できたといえる。

ここまで考察から、斜面角度 $0 \sim 15$ [deg] の範囲において提案した車輪力学モデルの妥当性が実証された。

次に、ローバーの前 2 輪のみにステアリング角度を与えた (b) のパターンに関する比較において生じる、実験軌跡とシミュレーション軌跡の差について検討する。前後のステアリング角度が異なる場合、ローバーは旋回運動（コーナリング）を行なう。コーナリング中のローバーの車輪では、遠心力のため前方外側の車輪に最も大きな荷重がかかるはずである。ここで実験およびシミュレーションにおいて得られた、水平面での旋回中に各車輪に生じた地面垂直抗力のグラフを図4.11に示す。なお、グラフ中の車輪番号は、グラフ上部に示した模式図のとおりに割り振られている。

シミュレーションにおいては、前方外側の車輪（1 番）に加え、3 番の車輪にも荷重が

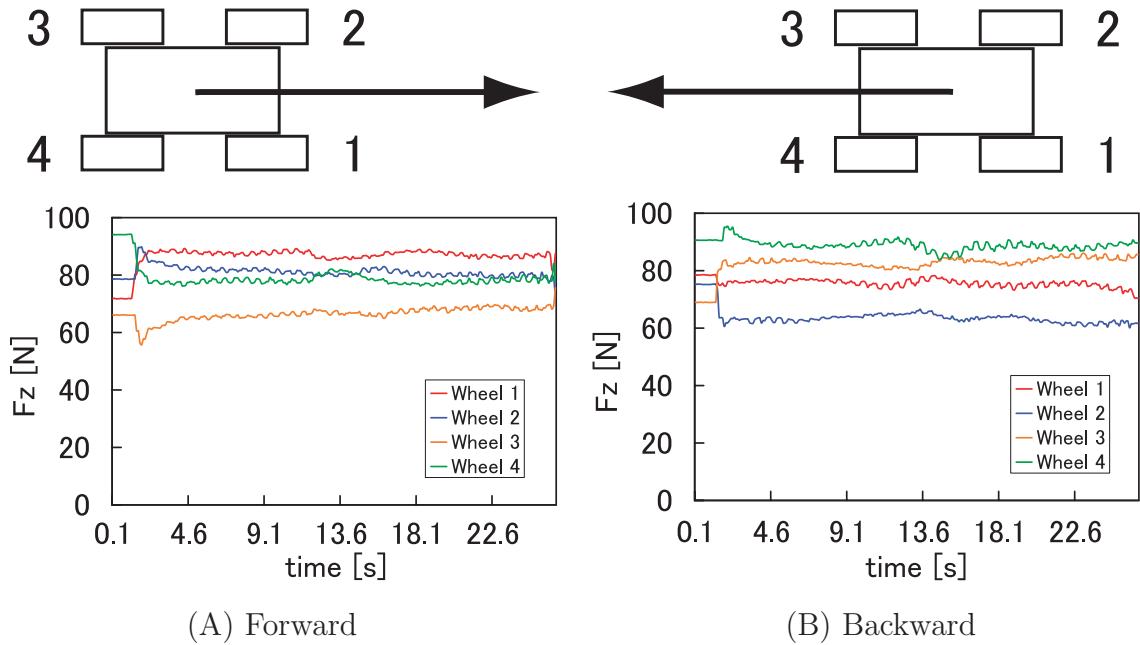


図 4.12: Time profile of weight of each wheel

多くかかっており、対照的に 2, 4 番にかかる荷重は小さくなっている。これはロッカーリンクの働きによるものであると考えられる。前述したように、本研究に用いているローバーテストベッドにはロッカーリンクサスペンションと呼ばれる機構が採り入れられており、対角線上の車輪の上下動は同期し、隣接する車輪同士の動きは反対となる。この動きが正確に反映された結果が、シミュレーション結果における荷重差であるといえる。

これに対し実験結果においては、2 番車輪と 4 番車輪にかかる荷重の間に大きな差が生じてしまっている。この現象は、実機走行の際のロッカーリンクの働きに歪みが存在することを示唆していると考えられる。本ローバーのロッカーリンクにはワイヤーが用いられており、その柔らかさと摩擦係数の高さからリンクの動きがあまり滑らかではないことに加え、歪みを溜めやすくなっている。そこで、最もシンプルな走行状態である、水平面上をステアリング角度 0 [deg] で走行させた際に各車輪にかかった荷重について調べ、歪みの存在を確認することとした。

図4.12に示したとおり、前進および後進のどちらの走行状態においても各車輪にかかる荷重にはばらつきがあり、特に進行方向に対して後ろ側の車輪に多くの荷重がかかった。この結果は、走行開始時の慣性の働きによって生じる後方への傾きや、その他何等かの理由で生じた車体の歪みが20 [sec] 経っても解放されないことを示している。

このようなロッカーリンクの柔軟性がシミュレーションのローバーモデルに反映されていないため、コーナリングのような車体の歪みが生じる動きをした場合に、実験結果とシミュレーション結果にずれが生じてしまうのだと結論付けられる。よって図4.7~4.9のステアリングパターン (b) における軌跡の差異は、車輪力学モデルではなくローバーの構造特性によるものである。

バー動力学モデルに起因するものであり，テストベッドが剛に連結されていれば生じないものであると考えられる。また斜面角度が小さい領域 (10 [deg] 程度まで) においては，車体の歪みがあまり大きくないため軌跡の差異も小さく，本シミュレーションによってローバーの挙動を十分に模擬できているといえる。

以上の考察から，車輪力学モデルおよび動力学シミュレーションの妥当性に関し，次の 3 点がいえる。

- 車輪力学モデルは斜面角度 0 ~ 15 [deg] の範囲において十分な妥当性を有している。
- ローバー動力学モデルはロッカーリンクサスペンションの柔軟性を模擬できていないが，その点を除けばモデル化は適切に行なわれている。
- 上記 2 点より，本シミュレーションは角度 15 [deg] 以下の斜面における剛体ローバーの挙動を適正に模擬できるといえる。

4.5 まとめ

本章では，提案した車輪力学モデルと動力学シミュレーションの妥当性の検証を目的として行なわれた，斜面走行実験について記した。

実験結果とシミュレーション結果を比較検討した結果，車輪力学モデルの有効範囲が判明した。また，コーナリング時の実験軌跡とシミュレーション軌跡の間に存在する差異の要因について論じ，テストベッドが有するリンク部の柔軟性が影響していることを明らかにした。

最終的に，本シミュレーションは角度 15 [deg] 以下の斜面における剛体ローバーの模擬に関して，十分な妥当性を有していることが実証された。

第5章

テラメカニクスに基づく走行力学解析

(1. 登坂性能解析)

5.1 はじめに

ローバーに求められる能力の一つとして、登坂能力がある。現在火星で活動中の NASA の火星探査ローバーは、探査中に砂状の土壤に車輪を取られてスタッカしてしまい、長期にわたる行動不能状態に陥った。このようなミッションの失敗へつながりかねない危機的状況を回避するためにも、ローバーの登坂性能の解析やその向上といった研究は非常に重要である。

しかし、自動車の登坂性能に関する研究などは多く行なわれているが、軟弱地盤上を走行する車輌に関する研究、すなわちテラメカニクスを考慮した研究は少ない。また、研究内容も車輌の転倒や滑落などに関するものであり、車輪力学モデルについて詳しく検討している研究は見当たらない [20]。

そこで本章ではローバーの登坂性能に着目し、テラメカニクスに基づく車輪力学モデルを用いて登坂限界に至るメカニズムを解明するとともに、登坂限界を決定付ける 2 つの要因 (Trafficability 限界, Mobility 限界) を特定し、登坂限界に至るまでの挙動を解析する。また、ローバーの重心を前後に移動することによる登坂性能への影響に関して検討し、テラメカニクスの観点からの考察を行なう。さらに、ローバーテストベッドを用いた登坂実験を行ない、理論を検証する。

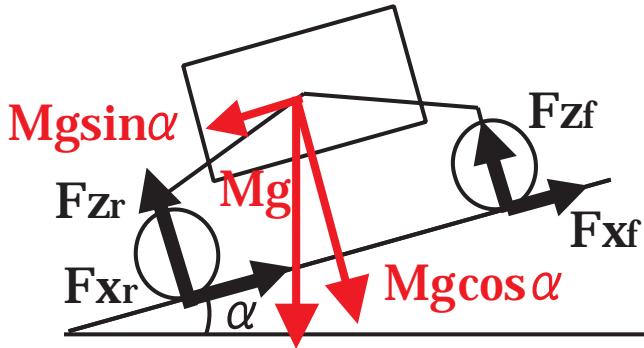


図 5.1: A rover model on a slope

5.2 登坂時の挙動

第2章で示した土壤と車輪の力学(テラメカニクス)によれば、ローバーが発揮できる駆動力は車輪のスリップ率、沈下量、土壤のパラメータ、及び車輪形状によって決定される。よってそれらのパラメータが同定できれば、様々な状況下のローバーの挙動について解析することができる。ここでは特に、登坂時のローバーの挙動について詳しく考察する。なお、考察対象は4輪ローバーとしているが、テラメカニクスモデルは車輪それぞれについて成り立つため、以降の理論は車輪数などが異なるローバーに対しても容易に応用可能である。

5.2.1 登坂限界へ至るメカニズム

斜度 α の斜面を走行するローバーを側面からみた模式図を、図5.1に示す。斜面は一様であり、登坂は最大傾斜方向に行なわれるものとする。このときローバーに生じる力は左右対称であるため、以降車輪を前後のみで考える平面2輪モデルとする。ローバーには斜度に応じて $Mg \sin \alpha$ が牽引負荷として生じるが、前後輪の駆動力 F_{xf} , F_{xr} の合計がこれより大きくなることにより、登坂を行なうことが可能となる。このとき前輪より後輪に多くの荷重がかかるため、後輪がより深く沈下する。この現象をテラメカニクスに基づいて考えると、後輪が発生する駆動力は前輪に比べて大きくなる。

$$F_{xr} > F_{xf} \quad (5.1)$$

また、斜度が増大するにつれて牽引負荷も増大していく。テラメカニクスの観点から、車輪はスリップ率を増すことにより駆動力を増加させることができるが、やがて限界に達する。すなわち

$$Mg \sin \alpha = F_{xr_{max}} + F_{xf_{max}} \quad (5.2)$$

となる角度 α が登坂限界角度であるといえる。

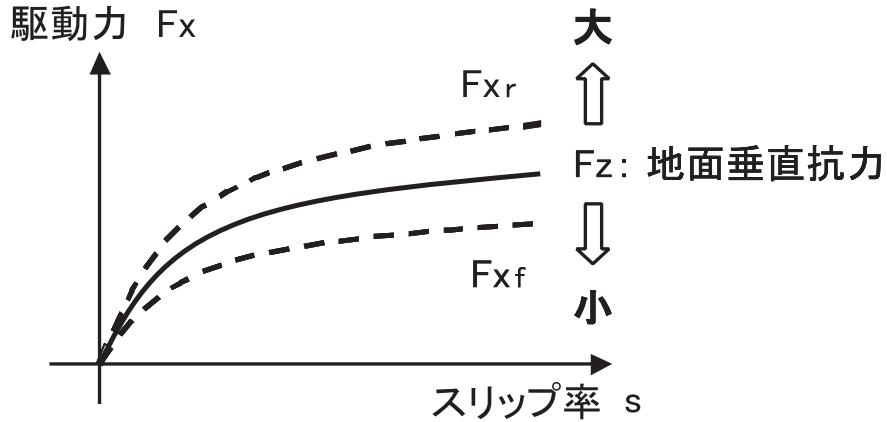


図 5.2: Theoretical model : Slip ratio vs. Drawbar pull

以上のこととをテラメカニクスに基づく模式的な理論曲線図で表すと図5.2のようになる。土壤パラメータと車輪形状に変化がない場合、駆動力はスリップ率と沈下量すなわち地面垂直抗力の大きさによって決まる。地面垂直抗力が大きいほど、同じスリップ率でも発揮できる駆動力は大きくなる。

斜度が小さい状態では牽引負荷も小さいためあまり滑らずに登坂するが、斜度が大きい状態では増大した負荷に対抗するため、車輪の滑りは大きくなると考えられる。また後輪により多くの荷重がかかり、発揮する駆動力の差が前後で拡大していく。最終的に前後輪の駆動力がスリップ率に対してほぼ飽和した状態となるため、その和以上の牽引負荷がかかる斜面はどんなに車輪が滑っても登ることができず、この状態が登坂限界となる。

5.3 登坂限界決定要因および重心移動効果

5.3.1 Trafficability限界とMobility限界

登坂時において前輪と後輪に加わる地面垂直抗力に差が生じ、結果として前輪が十分に駆動力を発揮できないことや、後輪が負荷に耐えられず停止してしまうなどの現象が起こることが予想される [17]。これらの登坂限界を決定付ける現象(登坂限界決定要因)には大きく分けて以下の2つのタイプがあると考えられる。

Trafficability限界

土壤と車輪形状の関係によって生じる限界、すなわちテラメカニクス的な限界のことを意味する。例として「前輪の押し付けが弱く十分な駆動力を発揮できない」や「土壤が崩れてしまって登れない」といった現象が考えられる。

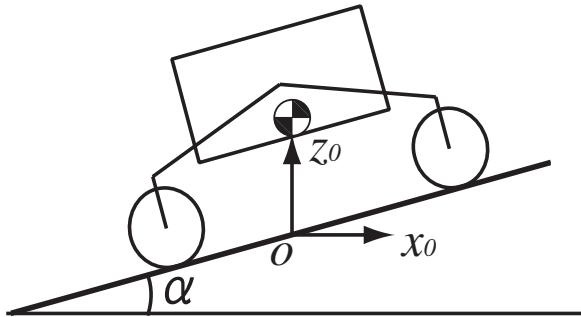


図 5.3: The environment of the rover climbing simulation

Mobility限界

ローバーの性能に起因する限界を意味する。例として「後輪にかかる負荷トルクが大きすぎてモータが停止する」などの現象が考えられる。

5.3.2 重心移動による登坂限界の向上

前項で述べた限界は、重心を前方に移動させることで向上させることが可能であると考えられる。重心を前方に置くことで、登坂状態においても前後の車輪に加わる荷重を平均化することができ、結果として前輪の押し付け力の増加と後輪の負荷の減少が生じ、登坂限界の向上が期待できる。

5.4 動力学シミュレーション

第3章において開発した動力学シミュレーションを用いて、重心移動が登坂限界に及ぼす影響について検討する。

5.4.1 シミュレーション条件

本シミュレーションにおける走行環境の模式図を図5.3に示す。斜面は角度 α の一様斜面とし、慣性座標の原点を通るものとする。ローバーは重心の初期位置が慣性座標の原点上に位置するように置き、最大傾斜方向に向けて走行を開始する。走行時間は 10 [sec] とし、ステアリング角度はいずれも 0 [deg] とする。

また、シミュレーションは図5.4に示すように、ローバーの後脚の長さが異なる 2 つのパターンについて行なう。Config (a) では前後の脚の長さが等しく、ローバー全体の重心はほぼ中心に位置する。それに対し Config (b) では後脚が長く、重心は前方にシフトした状態となる。なお、脚の長さの違いに起因するシミュレーションのパラメータ変

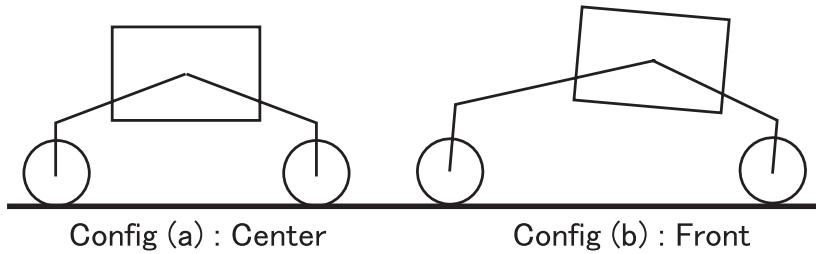


図 5.4: Rover configurations

更に関しては、3.3.3項において既に述べた。

さらに、駆動用モータの設定として、無制限にトルクを発生させられるものと制限を設けたものの2通りを用意する。この制限は Mobility 限界を表現しており、本シミュレーションにおいては、車輪力学モデルから計算される回転抵抗が 3.9 [N] を超えるとモータが停止し、トルクが 0 になるものとした。

5.4.2 シミュレーション結果

モータトルクに制限をかけない場合におけるシミュレーション結果を図5.5に示す。図は各パターンにおける、ローバー重心の x_0z_0 慣性座標軌跡を表している。この結果から以下のことが読み取れる。

- いずれのパターンにおいても重心は一度後方に僅かに浮き上がり、その後安定して走行を開始する。
- 地面斜度が 20 [deg] の場合、ローバーの形状に関わらずスタート位置よりも前に移動している。
- 地面斜度が 21 [deg] の場合、ローバーの形状に関わらず 10 [sec] 経ってもスタート位置から前進できていない。

次に、トルクに制限がある場合のシミュレーション結果を図5.6に示す。この結果からは以下のことが読み取れる。

- いずれのパターンにおいても重心は一度後方に僅かに浮き上がり、その後安定して走行を開始する。
- ローバーの重心を前方にシフトさせている Config (b) は斜面角度 20 [deg] まで登坂できるが、重心が中心にある Config (a) では 15[deg] までしか登坂できない。

以上の結果から得られる各パターンの限界登坂角度を表5.1にまとめる。

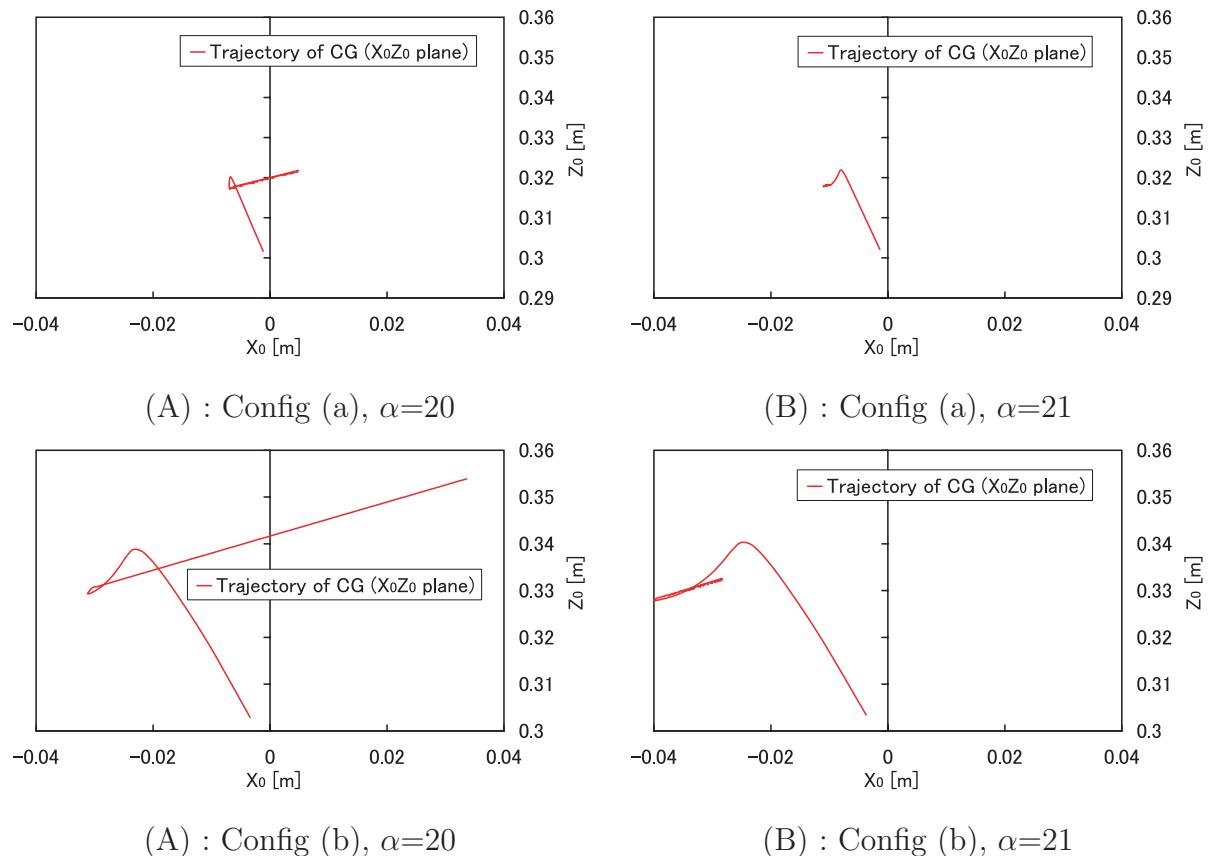


図 5.5: Simulation results (Without torque limitation)

表 5.1: Limit angles of climbing

	ローバー形状	トルク制限	登坂限界角度
	Config (a)	なし	21 [deg]
	Config (b)	なし	21 [deg]
	Config (a)	あり	15 [deg]
	Config (b)	あり	20 [deg]

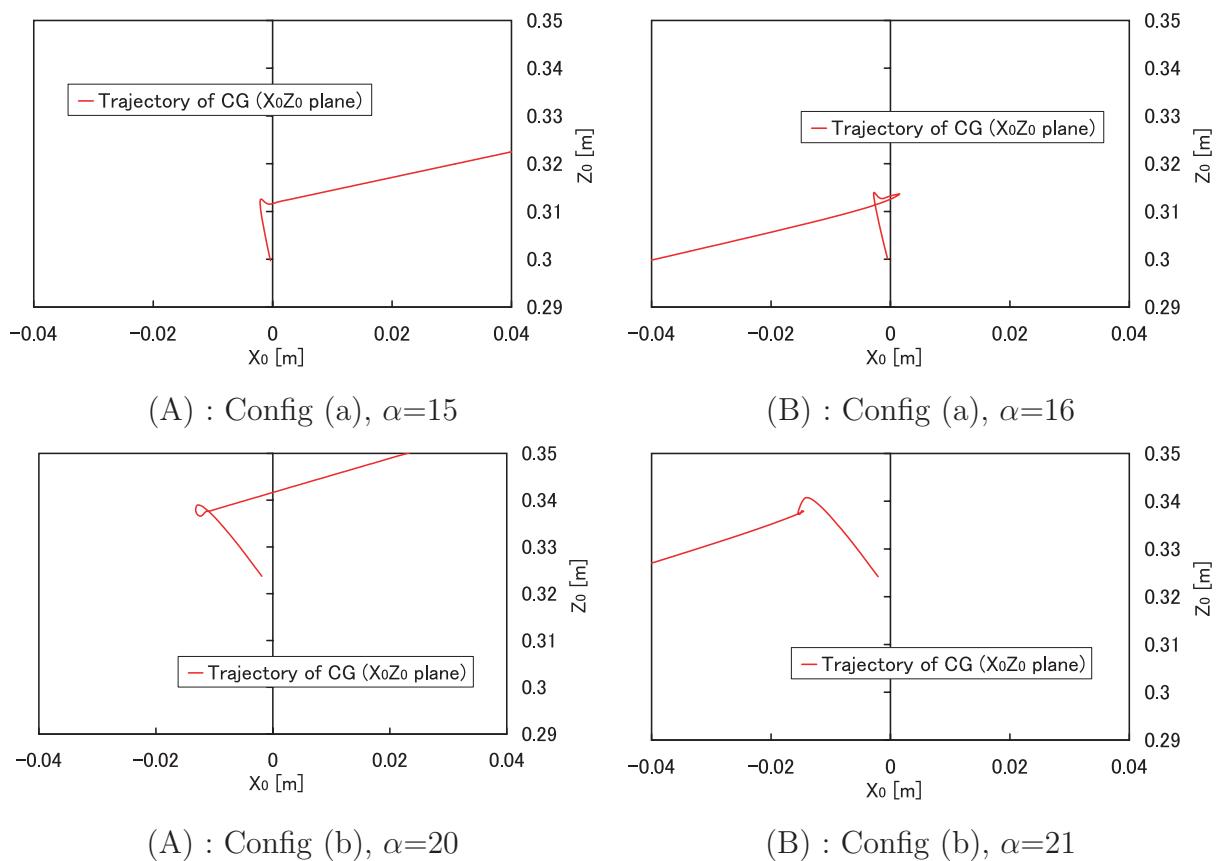


図 5.6: Simulation results (With torque limitation)

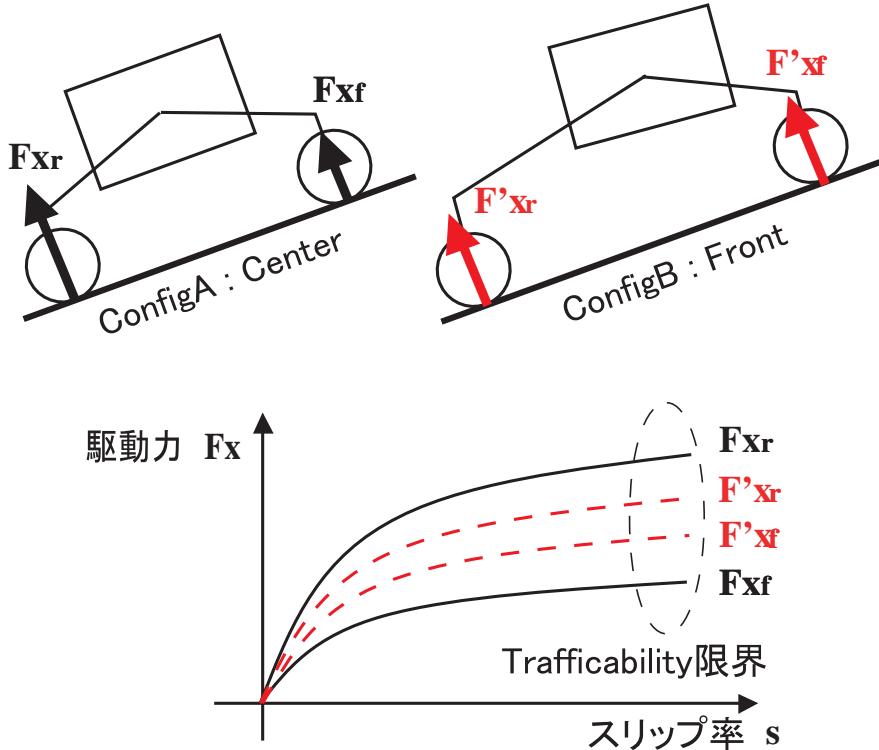


図 5.7: Trafficability limit on theoretical curves

5.4.3 シミュレーションに関する考察

シミュレーションの結果から、トルクに制限がない場合、登坂限界角度は重心位置に影響されないことがわかった。一方トルクに制限のある場合は、重心を前方にシフトすることにより登坂限界角度が大きく向上された。すなわち、重心移動は Mobility 限界の向上には寄与するものの、Trafficability 限界には影響を与えないといえる。この現象に関してテラメカニクスの観点から考察する。

Trafficability 限界に関する重心移動効果

シミュレーション結果より、重心移動は Trafficability 限界に寄与しないことが分かった。これは重心移動が登坂性能を向上させるという一般的な見解と相反するものであるが、テラメカニクスモデルを用いると以下のように説明できる。

Trafficability 限界は理論曲線を用いて表すと図5.7のようになり、

$$F_{xr_{max}} + F_{xf_{max}} \simeq F'_{xr_{max}} + F'_{xf_{max}} \quad (5.3)$$

が成り立つと言える。すなわち、前輪にかかる地面垂直抗力が減少することにより駆動力も確かに減少するが、減少分とほぼ同程度後輪の駆動力が増すためローバーに働く駆動力の総和は変化しない。

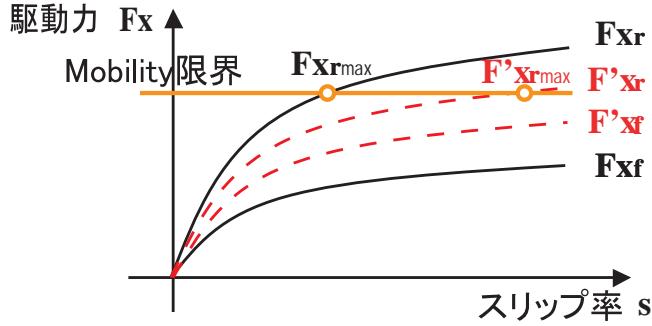


図 5.8: Mobility limit on theoretical curves

Mobility 限界に関する重心移動効果

車輪に加わる地面垂直抗力が増し大きな駆動力を発生させる場合、それに比例して回転抵抗も増加する。したがってトルクへの制限は、すなわち駆動力への制限となる。Mobility 限界を理論曲線上に表したもののが図5.8である。この図から明らかに式(5.4)が成り立つ。

$$F_{xr_{max}} + F_{xf_{max}} < F'_{xr_{max}} + F'_{xf_{max}} \quad (5.4)$$

重心移動を用いて前後の回転抵抗を平均化させることにより、Mobility 限界へ達した際の駆動力の総和を大きくすることが可能となり、より急な斜面を登ることが可能となる。よって、重心移動は Mobility 限界に起因する登坂性能の向上に有効である。

5.5 検証実験

以上の理論モデルを検証するため、ローバー登坂実験を行なった（図5.9）。実験は、第4章において紹介したものと同じ実験施設およびローバーテストベッドを用いて行なわれた。

5.5.1 実験条件

実験は水平面 ($\alpha = 0$ [deg]) から始め、登坂限界を迎えるまで徐々に斜度を増して行なわれた。また重心移動が登坂性能に及ぼす効果について調べるために、図5.4に示した2パターンのローバー形状について実験を行なった。

駆動用モータのシステムとして、無制限に電流を流すことのできるものと電流制限を設けたものの2通りを用意した。後者の電流制限システムは Mobility 限界の一種であり、車輪に加わる負荷が増し 2 [A] 以上の電流を要求されたときに、回路保護のため一時的に電源を OFF にする。

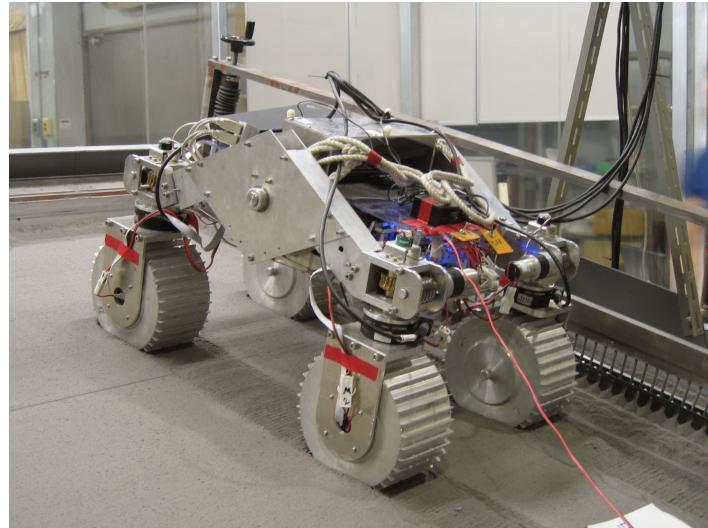


図 5.9: A slope climbing experiment

表 5.2: Experimental results

	ローバー形状	電流制限	登坂限界角度
	Config (a)	なし	21 [deg]
	Config (b)	なし	21 [deg]
	Config (a)	あり	14 [deg]
	Config (b)	あり	19 [deg]

5.5.2 実験結果

各条件における登坂限界角度を表5.2に示す。本実験から以下の結果が得られた。

- 電流に制限がない場合，Config (a) (重心位置中心)，Config (b) (重心位置前方) の両条件におけるローバーの登坂限界に大きな違いは見られなかった。
- 電流に制限がある場合，重心位置を前方におくことによる登坂限界の向上がみられた。
- 電流に制限がある場合，登坂限界近い斜面では後輪が断続的に停止していた。
- どの条件においても斜度が増すにつれて車体並進速度が遅くなった(すなわちスリップ率が増加した)。

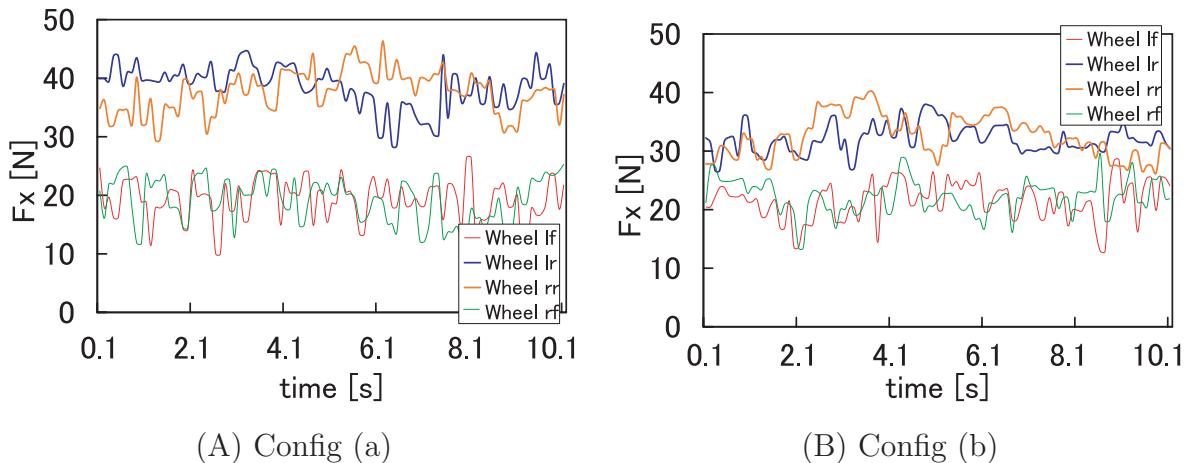


图 5.10: Time profile of drawbar pull (Experiment)

5.5.3 検証実験に関する考察

登坂限界角度に関する検討

実験の結果、ローバーの重心移動は Mobility 限界は向上させるものの、Trafficability 限界には影響を及ぼさないことが分かった。また、Trafficability 限界となる斜面角度は 21 [deg] であることが分かった。これらの結果はシミュレーションから得られる登坂限界に関する結果と等しく、登坂モデルおよびシミュレーションの妥当性が実証された。

Mobility 限界を与えた際の登坂限界角度に関し、シミュレーションと実験の間に生じた 1 [deg] の差は、Mobility 限界の与え方の違いに起因していると考えられる。シミュレーションにおいてはトルクに直接制限を加えたが、実験では電流制限を設定して間接的にトルクを制限した。そのため、実験におけるトルクの制限値がシミュレーションにおけるものと一致せず、登坂限界角度に差が生じてしまったと考えられる。しかし、シミュレーションと実験の双方において、ローバー重心を移動したことによって向上した登坂限界角度は 5 [deg] であり、この点においても良い一致を見せているといえる。

駆動力に関する検討

Mobility 限界を設けない場合における、斜度 21 [deg] の実験結果を図5.10に、シミュレーション結果を図5.11にそれぞれ示す。グラフは各車輪に生じた駆動力の時間変化を表しており、図中の車輪記号 lf, lr, rr, rf はそれぞれ左前方、左後方、右後方、右前方を意味している。

各グラフごとの駆動力の総和はいずれも 110 ~ 120 [N] 程度である。式(5.2)にローバーの質量 32.5 [kg] と斜度 21 [deg] を代入すると $Mg \sin \alpha = 114$ [N] となり、これらの結

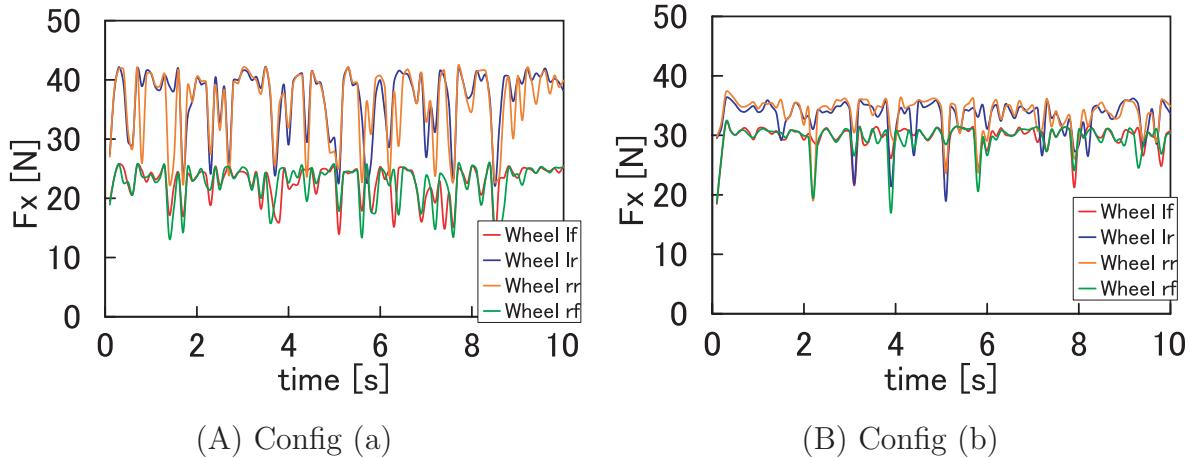


图 5.11: Time profile of drawbar pull (Simulation)

果は妥当であるといえる。また実験結果、シミュレーション結果の双方においてConfig (a) よりも Config (b) の方が前後の駆動力の差が小さくなっており、地面垂直抗力の増減によって駆動力を増減することが確認された。

以上の結果から登坂理論モデルの妥当性は実証されたといえる。また、提案したシミュレーションを行い、実用性のあるローバーの挙動性能解析が可能であることを示すことができた。本解析においてシミュレーションは、重心位置の異なる2種類のローバーを扱っており、ローバー形状に対する汎用性を確認できたといえる。本シミュレーションの応用例として、駆動モータのトルク制限値に対するローバーの性能解析を行うことにより、ローバーの設計段階においてモータのトルク許容値を定量的に求めることができるといったことが考えられる。

5.6 まとめ

本章ではローバーの登坂性能について解析した。まずははじめにテラメカニクスに基づく車輪力学モデルを用いて登坂限界に至るメカニズムを解明し、登坂限界を決定付ける2つの要因 (Trafficability限界, Mobility限界) を明らかにした。また、ローバーの重心を前後に移動することによる登坂性能への影響に関して検討し、Mobility限界については有効であるが、Trafficability限界の向上には寄与しないことを突き止めた。さらに、ローバーテストベッドを用いた登坂実験を行ない、登坂理論モデルを含むシミュレーション結果との比較検討を行なった。検討の結果、双方の結果が非常に良い一致を見せていていることが確かめられ、登坂理論モデルの妥当性が実証された。また、本シミュレーションを用いて登坂限界を定量的に模擬可能であることが示された。

第6章

テラメカニクスに基づく走行力学解析 (2. 斜面横断拳動解析)

6.1 はじめに

第4章において述べた斜面走行実験の結果から，軟弱地盤斜面を横断する際の軌跡はローバーのステアリング角度や斜面角度によって大きく異なることが確認された．また，ローバーの車輪回転速度の違いによっても，容易に軌跡が変化することが予測される．

このような軌跡の不安定さは，障害物が点在する斜面を走行するような状況において，特にローバーが自律走行を行なう場合に大きな妨げとなる．そこで本章では，動力学シミュレーションを用い，ローバーの走行条件(車輪回転速度や形状など)の違いによってローバーの拳動がどのように変化するかについて解析する．

また，斜面横断時に重心を山側へ移動させることにより，転倒の危険性などを減らすことができることはよく知られている．しかし，重心移動を行なった際に軌跡がどのような変化を見せるかという点に関しては，ほとんど考慮されていない．そこでこの点についても拳動解析を行なうこととする．

最後に，解析結果から各操作パターンがローバーの拳動に対してどのような影響特性を持つのかについて検討する．

6.2 解析条件

本章の全ての解析において，斜面角度を $10 [deg]$ ，シミュレーション時間を $25 [sec]$ とした．その他の解析条件を表6.1に示す．

表 6.1: Conditions of the analysis

操作パターン名称	車輪回転速度	ステアリング角度	本体部重心位置
基本	全て 0.50 [rad/s]	全て 0 [deg]	中央
前輪ステア (小)	全て 0.50 [rad/s]	前輪のみ 5 [deg]	中央
前輪ステア (大)	全て 0.50 [rad/s]	前輪のみ 10 [deg]	中央
全輪ステア (小)	全て 0.50 [rad/s]	全て 5 [deg]	中央
全輪ステア (大)	全て 0.50 [rad/s]	全て 10 [deg]	中央
スキッド (小)	左 0.45 [rad/s] , 右 0.55 [rad/s]	全て 0 [deg]	中央
スキッド (大)	左 0.40 [rad/s] , 右 0.60 [rad/s]	全て 0 [deg]	中央
重心移動 (左)	全て 0.50 [rad/s]	全て 0 [deg]	左 1/4 位置
重心移動 (右)	全て 0.50 [rad/s]	全て 0 [deg]	右 1/4 位置

6.3 シミュレーション結果

6.3.1 走行軌跡に対する影響

各シミュレーションの結果得られた軌跡を、図6.1に示す。なお、図中の軌跡に割り振られた番号は、表6.1に記載した各走行条件番号と対応している。

これらの結果から以下のことを読み取ることができる。

- 前輪のみステアリング角度をもつ場合に、走行軌跡は最も大きく曲がる(図6.1(A))。
- 4輪全てにステアリング角度を与えると、曲がらずに軌跡を変化させることができる(図6.1(B))。
- 左右の車輪速度を変えることによって曲がることができると、前輪を用いたステアリングよりも曲率が小さく、走行距離が短くなる。平均車輪回転速度が等しいにも関わらず走行距離が短くなるということは、車輪のスリップ率が増加していることを示している(図6.1(C))。
- 左右への重心移動は軌跡にほとんど影響を及ぼさない。なお、グラフから読み取ることはできないが、パターン 1, 2 の重心移動によってシミュレーション終了時に左右 1 [cm] 程度の軌跡変化が生じたことを付記しておく。すなわち全くの無影響ではなく、重心を移動させた側と反対の方向に軌跡を遷移させる効果があることが分かった(図6.1(D))。

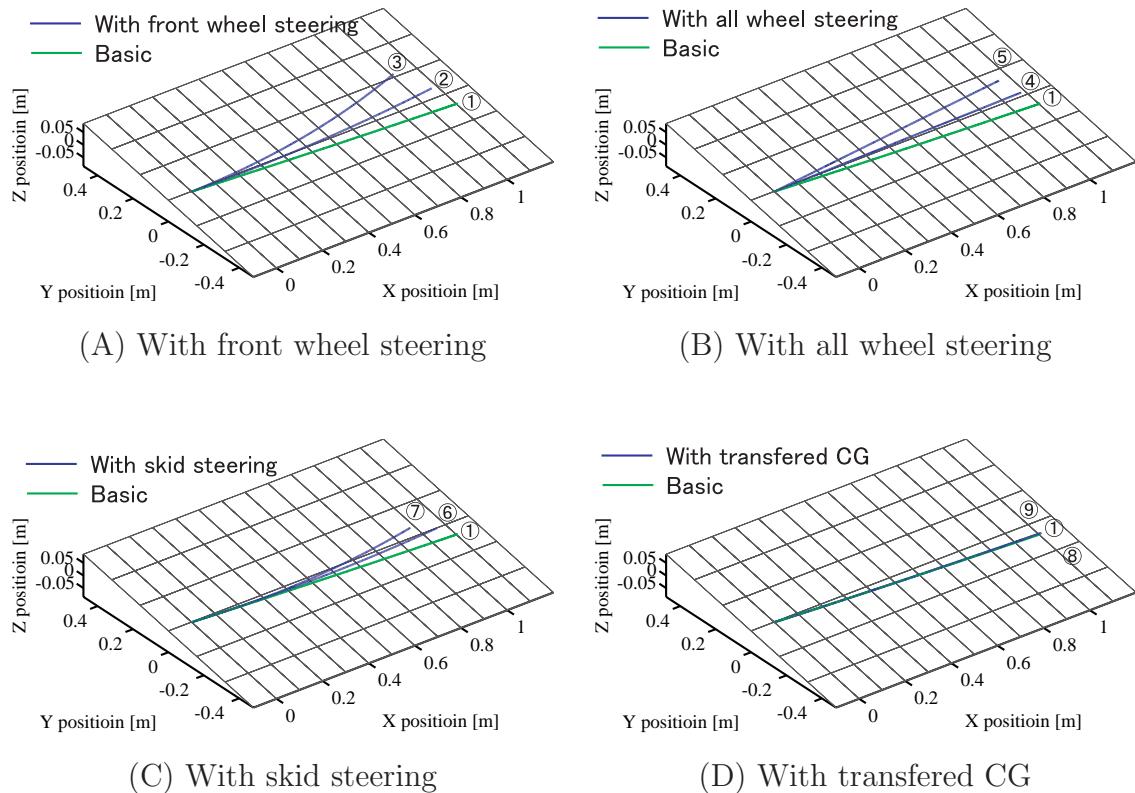


図 6.1: Comparison of rover trajectories (Simulation)

6.3.2 姿勢に対する影響

表6.1に提示した走行条件 , および におけるシミュレーション結果について , CG を用いて可視化したものを図6.2に示す . 図より走行条件によってローバーの姿勢 (Yaw 回転) が大きく異なっていることが分かる . ここで , および の軌跡は , 図6.1から 分かるとおりほぼ直線である . よって , 3 つのパターンの到達位置がほぼ同じであっても , 条件によって到達時の姿勢を変えることができる事が示された .

6.4 各操作の特性

以上の解析によって判明した , 各操作の特性についてまとめる .

前輪ステアリング操作

本操作は最も容易に , 且つ大きく軌跡を変化させることができる .

全輪ステアリング操作

全ての車輪を同一方向に向けることにより , Yaw 軸まわりの姿勢変化を生じない軌跡変

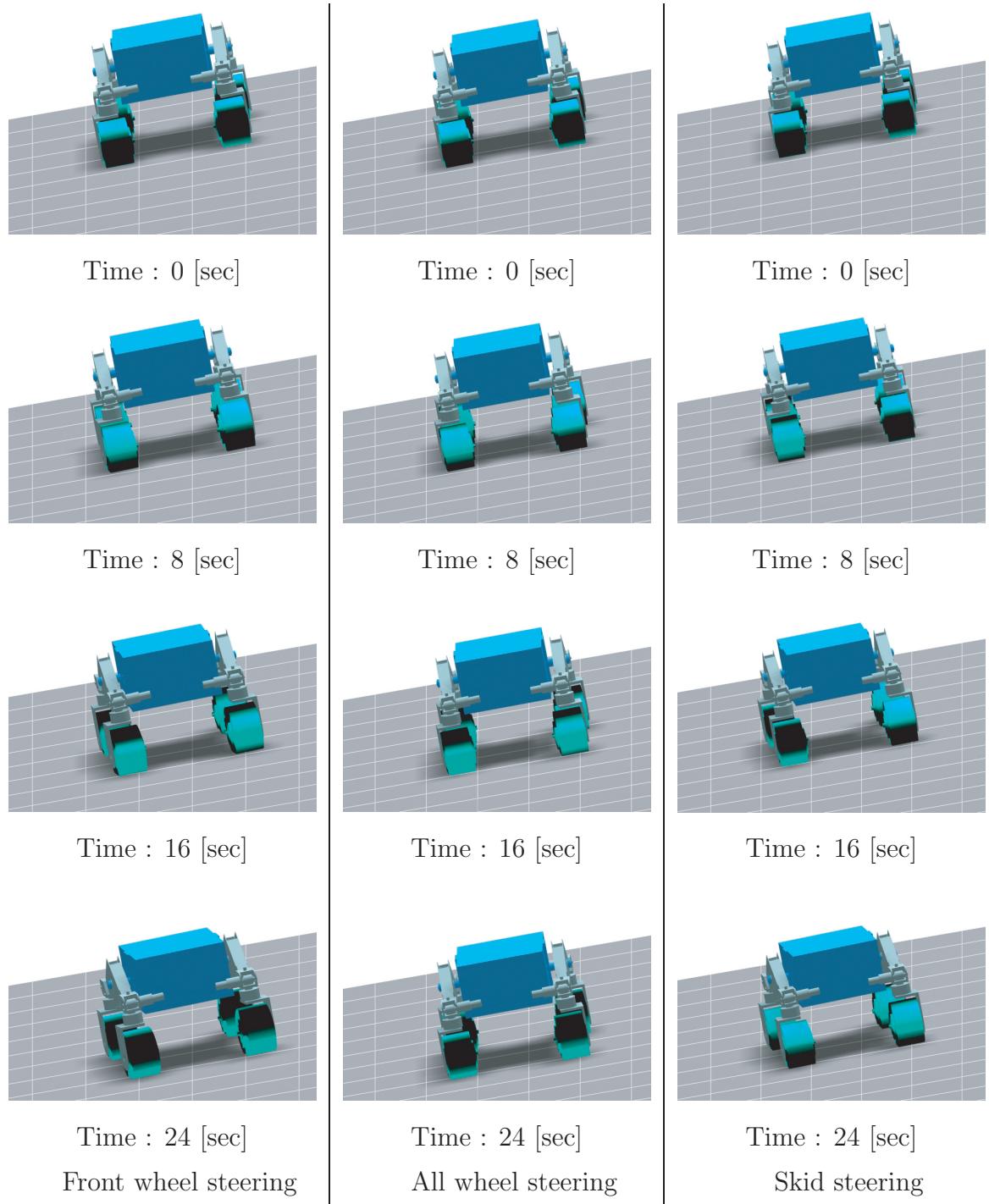


図 6.2: Illustrations of the slope traversing simulations (by CG)

更を行なうことができる。

スキッドステアリング操作

この操作によっても転回することが可能であるが、ステアリングの効率が高くない上に車輪のスリップ率が増加してしまう。よって、ステアリング関節をもっていない場合などを除き、あまり行なうべきではない操作であるといえる。

重心移動操作

本操作が軌跡に与える影響は非常に軽微である。したがって、軌跡の変化をあまり考慮することなく、安全性の確保を重視して重心移動を行なうことができる。

これらの特性を考慮し状況に応じた操作を行なうことにより、斜面横断時のローバーの自律性および安全性の向上が期待できる。また、本解析の結果は経路追従などの研究を行なう際の参考資料となると考えられる。

6.5 まとめ

本章では、ステアリング角度などの走行条件の相違が斜面を横断するローバーの挙動におよぼす影響について、動力学シミュレーションを用いて解析した。また、左右への重心移動がローバーの軌跡に及ぼす影響について検討した。

解析の結果、前輪ステアリング、全輪ステアリング、スキッドステアリングおよび重心移動の各操作の特性が判明した。

第7章

結論

本研究では、テラメカニクスに基づく斜面上を走行する車輪の力学モデルの構築を行ない、ローバー走行実験によりその妥当性を検証した。さらに、提案したモデルを用いた動力学シミュレーションを開発し、ローバーの登坂性能解析ならびに斜面横断挙動解析に取り組んだ。

各章の要点を以下にまとめ、最後に本研究全体の結論と今後の展望について述べる。

第 2 章 テラメカニクスに基づく車輪力学モデル

本研究室において構築してきた水平面上を走行する車輪の力学モデルを、斜面上の車輪へと拡張した。

斜面を横断する際に生じる、水平面モデルにおいては考慮されていない車輪の大きな横滑り状態を扱うため、Shear-displacement 係数のスリップ角に対する関数化を行なった。また、負の滑り状態における車輪力学モデルを提案し、一輪走行実験により検証した。

第 3 章 動力学シミュレーション

まずははじめに、第2章において提案した、一輪の車輪力学モデルをシミュレーション化することを考えた。次にローバーの動力学モデルを構築し、力学パラメータの導出を行なった。最後に、両モデルを統合して構築したローバーの走行シミュレーションについて述べた。

第 4 章 ローバーテストベッドを用いた斜面走行実験

第 2 章、第 3 章において提案した、車輪力学モデルと動力学シミュレーションの妥当性の検証を目的として行なった、斜面走行実験について記した。

実験結果とシミュレーション結果を比較検討し、車輪力学モデルの有効範囲を明らかにした。また、コーナリング時の実験軌跡とシミュレーション軌跡の間に存在する差異の要因について論じ、テストベッドが有するリンク部の柔軟性が影響していることを突き止めた。

考察の結果、本シミュレーションが角度 15 [deg] 以下の斜面における剛体ローバーの模擬について十分な妥当性を有していることを確認した。

第 5 章 テラメカニクスに基づく走行力学解析 (1. 登坂性能解析)

第 5 章では、ローバーの登坂性能について解析した。

テラメカニクスに基づく車輪力学モデルを用いて登坂限界に至るメカニズムを解明し、登坂限界を決定付ける 2 つの要因 (Trafficability 限界, Mobility 限界) を明らかにした。また、ローバーの重心を前後に移動することによる登坂性能への影響に関して検討し、Mobility 限界については有効であるが、Trafficability 限界の向上には寄与しないことを突き止めた。

さらに、ローバーテストベッドを用いた登坂実験を行ない、登坂理論モデルを含むシミュレーション結果との比較検討を行なった。検討の結果、双方の結果が非常に良い一致を見せていることが確かめられ、提案したシミュレーションの有効性が示された。

第 6 章 テラメカニクスに基づく走行力学解析 (2. 斜面横断挙動解析)

ここでは、ステアリング角度などの走行条件の相違が斜面を横断するローバーの挙動におよぼす影響について、動力学シミュレーションを用いて解析した。また、解析結果を用い、前輪ステアリング、全輪ステアリング、スキッドステアリングおよび重心移動の各操作の特性について検討した。

本研究の成果は、以下の4点に集約される。

1. 斜面を考慮したテラメカニクスに基づく車輪力学モデルを構築し、その妥当性を実証した。
2. 車輪力学モデルとローバー動力学モデルを組み合わせた、汎用性の高いローバー走行シミュレーションを開発した。
3. テラメカニクスの観点からローバーの登坂メカニズムを解明し、登坂限界要因を突き止めた。
4. シミュレーションを用いて斜面横断時のローバーの挙動について解析した。

車輪力学モデルに関しては、一輪走行実験およびローバー斜面走行実験によってその妥当性を評価した。その結果、サイドフォースは 15 [deg]、駆動力はテストベッドロー

バーの登坂限界である 21 [deg] までの斜面において，その妥当性が実証された．本モデルを用い，ある斜面を登坂するためにはどれだけの駆動力が必要であるかといった，定量的な評価が可能である．

また動力学シミュレーションは，対象とするローバーの力学モデルさえ正確に構築できれば，様々な形状に対応可能であることが確認された．さらに，車輪力学モデルについても土壤係数が同定されていればどのような軟弱地盤にも適用可能である．よって本シミュレーションを用い，実際に多様な環境およびローバー形状に対応した解析を行なうことができるといえる．

ここまで述べたように，本研究において構築された車輪力学モデルおよびシミュレーションの特長は汎用性が高いことであり，様々な解析に用いることが可能であると考えられる．解析の一例として本研究では登坂性能解析および斜面横断挙動解析を行ない，いずれも良好な解析結果を得ることができた．今後の展望として，凹凸のある地形のモデルへの取り入れなど，より実際に近いモデルおよびシミュレーションの構築を目指す一方で，経路追従などの実際的な問題への応用が期待される．

謝辞

本研究は2004年4月から2006年2月までの期間にわたり、東北大学大学院工学研究科航空宇宙工学専攻 吉田・永谷研究室において行なわれた。

本研究を行なうにあたり御指導を頂きました指導教員である吉田 和哉教授、研究指導教員である永谷 圭司助教授、ならびに審査をして頂きました新井 史人教授、田所 諭教授に深く感謝いたします。

特に吉田 和哉教授ならびに永谷 圭司助教授には、研究内容に関する御指導のみならず、研究を行なう環境そのものや対外発表の機会、海外における教育プロジェクトへの参加など数え切れないほど多くのものを与えて頂き、筆舌に尽くしがたい感謝を感じております。

また本研究室の中西 洋喜助手には、動力学シミュレーションの構築などに関する技術的な御助力に加え、学生生活における様々な問題についても手助けしていただき、感謝の念にたえません。

本研究の実験に際しましては、宇宙航空研究開発機構の若林 幸子氏に一方ならぬ御尽力を頂きました。この場を持って謝意を表させて頂きます。

既に卒業された方々を含め、本研究室の学生の皆様には素晴らしい時間と経験を共有させて頂きました。心より御礼申し上げます。中でも石上 玄也氏は同じ研究チームの先輩であり、本研究に対する多くのアドバイスと御協力を頂くとともに研究生活全般に渡り学生のあるべき姿を見せて頂き、大変感謝しております。また、本研究室大学院生の久瀬 満広氏と清水 成人氏には遠方での実験に貴重なお時間を割いて御助勢頂き、深謝致します。

最後に、いつも私を支えて下さっている大切な家族と友人の皆様、そして弓道部の仲間に感謝致します。

2005年2月1日
三輪 章子

参考文献

- [1] <http://marsrovers.jpl.nasa.gov/home/>
- [2] Bekker, G.: Introduction to Terrain-Vehicle Systems, University of Michigan Press, 1969.
- [3] Iagnemma, K., and Dubowsky, S. : “Mobile Robot in Rough Terrain”, Springer Berlin Heidelberg New York, 2004
- [4] Yoshida, K., and Ishigami, G. : “Steering Characteristics of a Rigid Wheel for Exploration on Loose Soil,” Proc of the 2004 IEEE Int. Conf. on Intelligent Robots and Systems, 2004
- [5] 石上 玄也 , 水内 健祐 , 吉田 和哉：“テラメカニクスに基づく車輪型移動ロボットの走行性能解析(1.月模擬砂上でのタイヤ力学解析),”日本機械学会 , ロボティクス・メカトロニクス講演会 , 2005
- [6] 渡辺 敏暢：“月・惑星探査ローバーの走行力学解析と制御への応用,” 東北大大学院修士論文2003
- [7] 水野 昇幸：“車輪型探査ローバーの月面踏破性能に関する研究,” 東北大大学院修士論文2004
- [8] 石上 玄也：“月・惑星探査ローバーのステアリング特性に基づく走行力学の解析,” 東北大大学院修士論文2005
- [9] 水内 健祐“月レゴリスト上を走行するローバーのタイヤ面形状に関する研究,” 東北大大学学士論文2005
- [10] Wong, J. Y., Reece, A. R. : “Prediction of Rigid Wheel Performance Based on the Analysis of Soil-Wheel Stresses Part I, Performance of Driven Rigid Wheels,” Journal of Terramechanics, vol.4, 1967
- [11] Janosi, Z., and Hanamoto,B. : “The analytical determination of drawbar pull as a function of slip for tracked vehicle ”, Proc, 1st Int. Conf. on Terrain-Vehicle Systems, Torio, 1961
- [12] 清水建設：“模擬月土壤の諸性質 ”, 2003
- [13] Deans, M. C., Foessel, A. D., Fries, G. A. , LaBelle, D., Lay, N. K., Moorehead, S., Shamah,B., Shillcutt, K. J., Whittaker, W. : “ICEBREAKER : A LUNAR SOUTH

POLE EXPLORING ROBOT ", CMU-RI-TR-97-22, The Robotics Institute Carnegie Mellon University, 1996-97

- [14] 月・惑星探査グループ“ローバー走行試験装置概要” , 2003
- [15] Wong, J. Y., Reece, A. R. : “ Prediction of Rigid Wheel Performance Based on the Analysis of Soil-Wheel Stresses Part II, Performance of Towed Rigid Wheels ”, Journal of Terramechanics, vol.4, no.2, 1967
- [16] <http://www.astro.mech.tohoku.ac.jp/spacedyn>
- [17] 吉田 和哉ほか：“月・惑星探査ローバーの砂地登坂における力学解析,” 日本ロボット学会 , 第21回学術講演会 , 2003
- [18] 吉田 和哉ほか: “月探査ローバーテストベッドLunar Rover Prototypeの開発,” 日本ロボット学会 , 第21回学術講演会 , 2003
- [19] 石上 玄也 , 三輪 章子 , 吉田 和哉 : “テラメカニクスに基づく車輪型移動ロボットの走行性能解析(2 . 走行軌跡シミュレーション),” 日本機械学会 , ロボティクス・メカトロニクス講演会 , 2005
- [20] 田中 孝 , 笥田 昭 : “車両・機械と土系の力学 - テラメカニクス ”, 学文社 , 1993

付録A

一輪走行実験システム詳細

本研究において、テラメカニクスモデルの検証などを目的として一輪走行実験を行なった（2.4節、2.5節参照）。本付録は一輪走行実験システムの詳細についてまとめたものである。

A.1 システムの目的

本実験システムは、車輪力学モデルの妥当性の検証並びに、モデルに含まれる車輪依存係数の同定を目的として製作された。車輪に任意のスリップ率およびスリップ角を与えることができ、各々の走行状態において車輪に生じる力を6軸力覚センサによって測定する。

A.2 実験装置概要

システムの概観を図A.1に示す。本実験装置筐体部分は全長 1300 [mm]、全幅 600 [mm]、高さ 450 [mm] の直方体形状であり、装置内には約 100 [mm] の深さで模擬月土壤シミュラントが敷き詰められている。スライドガイドに沿って移動するプレートが車体並進運動を表現し、それに連結された車輪の回転数と併せて制御することで、車輪に任意のスリップ率を与える。ステアリング部以下の車輪モジュールは、付録Bに示したテストベッドのものと同型である。車輪上部にはステアリング機構が組み込まれ、スリップ角を任意に設定できる。また、ステアリング機構と車輪部の間に 6 軸力覚センサ (F/tセンサ) を設置し、各軸方向の力および軸周りのトルクを測定する。

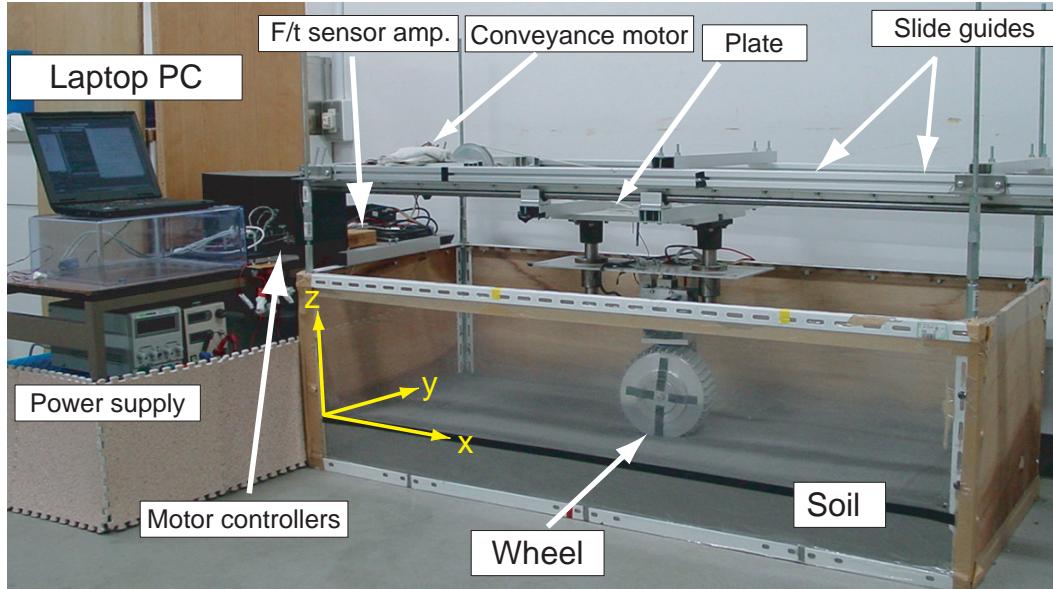


図 A.1: Overview of the single wheel test bed

表 A.1: Specification of convey motor and wheel motor

	搬送用モータ	走行用モータ
製品	MAXON社製 DC-MOTOR RE25	MAXON社製 DC-MOTOR RE-max29
出力[W]	20	22
定格電圧[V]	18	24
ギア比	1181:1	411:1
エンコーダ[pulse/r]	180	500

A.2.1 モータ仕様

搬送用モータおよび走行用モータの仕様を表A.1に記す。

A.3 制御システム

図A.2に実験装置のシステムブロック図を示す。本実験システムは LaptopPC, 走行用モータ系, 搬送用モータ系およびF/t センサ系から構成されている。ステアリング角度は基本的に一定値に固定されており, 実験の合い間の変更時の搬送用モータ系を使用して制御する。モータコントローラは iXs Research 社製のiMCs01, モータドライバは同社製のiMDs03 を用いている(表A.2)。本モータコントローラは, LaptopPC からの指令に基づき, モータエンコーダからの状態量入力を用いた PID 制御を 1 [ms] 周期で行

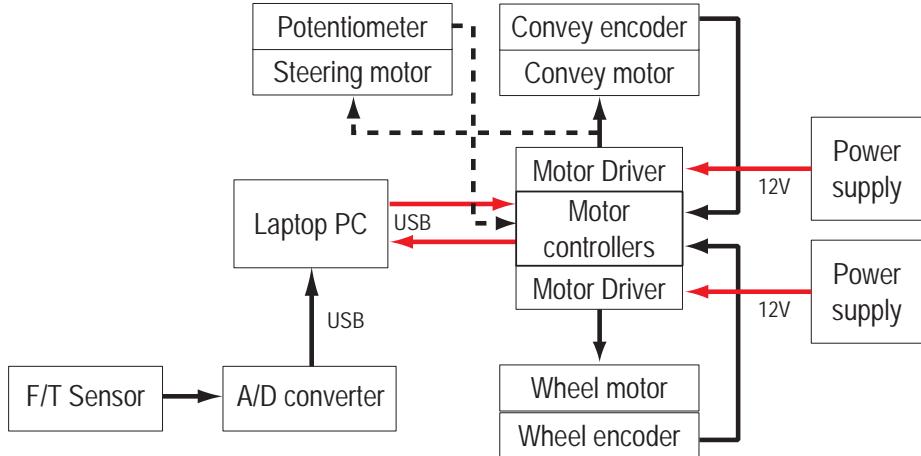


図 A.2: System diagram of the single wheel test bed

なうと同時に，LaptopPC へ各状態量を送信する。F/tセンサは，ATI 社製 6 軸力覚センサ (Gamma SI-130-10，表A.3) を使用し，サンプリングタイムは 100 [ms] である。

A.4 実験手順

本システムを用いた実験は，以下の手順で行なわれる。

1. 任意のステアリング角度を設定する。なお，本システムのステアリング部にはウォームギアが使用されており，機構的にバックドライブが生じない設計となっている。したがって，実験中にステアリング角度を制御しつづける必要はない。
2. 実験条件に合うスリップ率となるよう，走行用モータおよび搬送用モータの回転速度を設定する。
3. LaptopPC からモータコントローラへ，各モータの目標回転速度を送信する。
4. F/t センサのデータ取得を開始する。
5. モータドライバに電源を投入し，各モータを PID 制御しつつ車輪を走行させる。

A.5 模擬月土壤シミュラント

本実験システムでは，実験土壤として模擬月土壤シミュラントを用いている。アポロ計画時の報告によれば，月表面の土壤は非常に細かいパウダー状の粒子によって構成されており，踏み込んだ部分にはくっきりと足跡が残るほどの凝着力があるとされている(図A.3参照)。シミュラントはこのような特殊な土壤をできうる限り再現したものであ

表 A.2: Specification of Motor controller and Motor Driver

Motor controller : iMCs01	
CPU	HD-64F3067RF-20 (20MHz)
電源電圧	5 [V] ± 5% (USBバスパワー可)
通信速度	USB1.1 12Mbps (Full speed)
出力信号	PWM (20kHz) , BRK/DA , CW/CCW
入力信号	AD (10bit) , A相・B相 (2相エンコーダ用)
寸法	45 [mm] × 30 [mm] (2層基板)
重量	約18 [g]

Motor Driver : iMDs03	
付加電圧	15 [V] ~ 24 [V]
定格電流	7 [A]
入力信号	PWM (正論理) , BRK , CW/CCW
寸法	45 [mm] × 30 [mm] (2層基板)
重量	約18 [g]

表 A.3: Specification of F/t sensor

定格		
F_x , F_y [N]	F_z [N]	τ_x , τ_y , τ_z [Nm]
130	400	10
分解能		
F_x , F_y [±N]	F_z [±N]	τ_x , τ_y , τ_z [±Nm]
1/160	1/80	1/3200



図 A.3: Regolith of the moon ©NASA

表 A.4: Comparison about mechanical properties of the Lunar soil

土壤	密度 [g/cm ³]		平均粒径 [μ m]	粒子比重	粘着力 [kPa]	内部摩擦角 [deg]
	最小	最大				
月レゴリス	1.45	1.79	70	3.1	0.1-1	30-50
FJS-1	1.40	2.00	70	2.94	0-8	37.2
MKS-1	1.39	1.87	50	2.83	0-8	36.7

り，玄武岩質溶岩を材料として破碎による粒度分布模擬，混合比の選定，機械的性質試験を繰り返して製造される。また，粒径・比重および内部摩擦角といった機械的性質が模擬されており，加えて化学組成に関しても概略模擬がなされている。日本において製造されている模擬月土壤の代表的なものに「FJS-1」と「MKS-1」がある。アポロ計画時に採集された実際の月レゴリスとの機械的性質における比較を表A.4に示す。本実験では，清水建設製月土壤シミュラント FJS-1 [12] を使用した。

付録B

ローバーテストベッドの詳細

本研究室では、不整地走行に関する研究用テストベッドとして、車輪型ローバーが開発された [18]。本研究においても、斜面走行実験などにおいて本テストベッドを使用しており、ここにその機構およびシステムの詳細を述べる。

B.1 ローバーテストベッド概要

ローバーの写真を図B.1に示す。本テストベッドは4輪独立駆動の車輪型ローバーであり、本体と駆動部は伸縮するリンク(ストラット)で結ばれている。ストラットの長さを変動させることにより、サイズ変更と重心移動が可能である。また、ローバーの本体部分(以下ボディ)は、 $0.25 \times 0.45 \times 0.20$ [m] の直方体であり、ストラットと車輪で構成されるロッカーサスペンションと呼ばれるメカニズムが、自由回転するピンジョイントによって左右に取り付けられている。ローバーの諸元を表表B.1に示す。

表 B.1: The specification of the rover testbed

全長	0.69 ~ 0.94 [m]
全幅	0.44 ~ 0.63 [m]
高さ	0.43 ~ 0.50 [m]
質量	32.5 [kg]

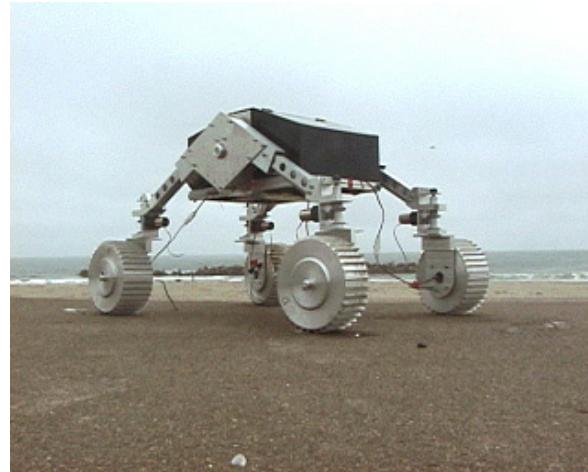


図 B.1: A picture of the rover

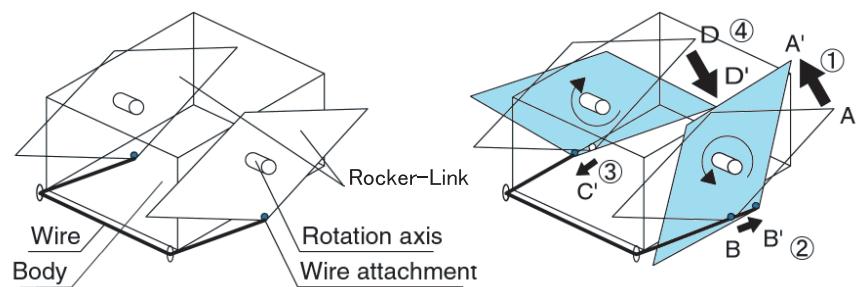


図 B.2: Explanation of a rocker suspension

B.2 ハードウェア仕様

B.2.1 ロッカーリンクサスペンション

ロッカーリンクの詳細を図B.2に示す。左右の菱形の形状をしているリンクがロッカーリンクである。このロッカーリンクの回転軸の下側には、ワイヤー取り付け部があり、ここからワイヤーを介して左右のリンクを連結することにより、下記プロセスのようにサスペンションとして機能する。また、この構造はボディ部が回転しないように固定する役割も担う。

1. 図B.2の A 点が地形形状などにより持ち上げられる。
2. B 点が矢印方向に引っ張られる。
3. ワイヤーでつながっている C 点も移動する。
4. D 点が下げられる作用が生じる。

表 B.2: Specification of the steering motor

ESCAP 社製 DC-MOTOR 28L28-21949	
出力	11 [W]
定格電圧	12 [V]
回転数	5000 [rpm]
連続最大トルク	0.0191 [N-m]

表 B.3: Specification of the gear-head of the steering motor

ESCAP 社製 平歯車 K40	
減速比	180:1
静的トルク最大値	6 [N-m]
効率	0.55 [-]

これらの働きにより，以下のような利点が得られる．

- D 点の接地力が増すことにより，障害物乗り越え能力が高まる．
- 静的，準静的な状況において，4 つの車輪が常に地面に接地することが可能である．
- バネを使っていないので，各車輪が接地荷重に応じて浮いたり沈んだりすることがない．

B.2.2 ステアリング機構

ステアリング部分は車輪上部に取り付けられており，モータからのトルクはウォームギア/ホイールによって伝達される．ウォームギアにはその形状からバックドライブしないという特色があり，高トルクがかかるステアリング動作においてモータを保護できる．ステアリングモータおよびウォームギア/ホイールの仕様を表B.2から表B.4に示す．

B.2.3 車輪モジュール

車輪には厚さ 1 [mm]，高さ 10 [mm] のフィンが 10 [deg] 毎に計 36 枚取り付けられており，直径はフィンを含め 0.2 [m]，幅は 0.105 [m] である．走行用モータは車輪に内蔵されている．仕様を表B.5に示す．

表 B.4: Specification of the wormgear

小原歯車工業製 SWGAG 歯研ウォームギア	
モジュール	2 [-]
減速比	10:1
効率	0.5 [-]
許容トルク	ウォーム30 [rpm] のとき 20.6 [N-m]

表 B.5: Specification of the driving motor

MAXON 社製 DC-MOTOR RE-max29	
出力	22 [W]
定格電圧	24 [V]
減速比	411:1
エンコーダ	500 [pulse/r]

B.3 システム概要

ローバーのシステム概要を図B.3に示す。本ローバーは、走行用モータ4個、ステアリングモータ4個の計8個のモータを有し、LaptopPCからのコマンドに対しモータコントローラ・ドライバを介して制御される。各モータの制御はモータコントローラ内においてローカルなPID制御をおこなう。

また、オペレータからジョイスティックによって入力された走行コマンドを、ワイヤレスLANを介してローバーに搭載されたLaptopPCへ送信し、それぞれのモータを制御することも可能となっている。

さらに、各車輪上部にはF/tセンサを組み込むことができる。

ローバーのシステム緒元を表B.6に示す。

表 B.6: System specification of the rover test bed

LaptopPC	IBM ThinkPad X24(Windows2000, Pentium III 1.04GHz)
Motor controller	iXs Research 社製・iMCs01
Motor Driver	iXs Research 社製・iMDs03
Battely	完全密封型鉛蓄電池 12V 8Ah
F/t センサ	ATI 社製 6軸力覚センサ (Gamma SI-130-10)

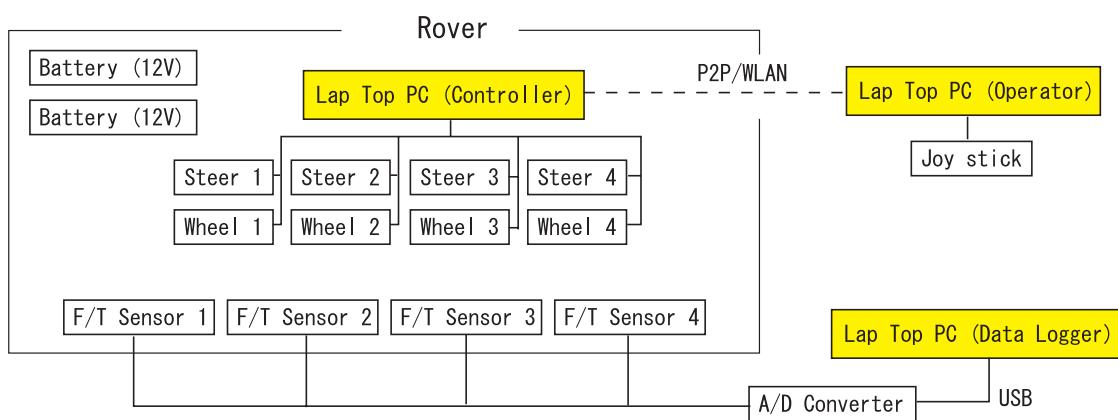


図 B.3: System diagram of rover test bed