

-学位論文-

軟弱地盤におけるテラメカニクスに基づく
車輪型ローバの走行性能向上に関する研究

Study on Development Locomotion Performance based on
Terramechanics for Wheeled Rover on Soft Ground

指導教員: 吉光 徹雄 准教授

総合研究大学院大学 物理科学研究科 宇宙科学専攻

水上 憲明

2013年6月

abstract

Many space missions are being undertaken to improve our understanding of the solar system and how to use space resources. The space exploration has possibilities that improve human life and inspires our curiosity.

There are various exploration methods such as fly-by, orbiter, sensor probe, lander, rover and sample return. The method of exploration is determined by interests of researchers and difficulties of explorations.

These days, the method of exploration is changing from the spotting type of explorations by fly-by and orbiter to the seeking type of explorations. The exploration of planetary surface by rover is focused on, because a rover is able to explore surface directly. It has opportunities to analyze rocks and soil, and to collect samples for bringing to the earth.

There have been many planetary rovers for the surface explorations, such as Sojourner and two Mars Exploration Rovers(MER), Spirit and Opportunity, operated by NASA, and Lunokhod 1 and 2 operated by former Soviet Union. Sojourner moved a total of about 100 meters around the landing area in 1997. Opportunity has traveled tens of kilometers in total on Mars up until now since 2004. Lunokhod 1 and 2 traveled tens of kilometers in total on lunar terrain in the 1970's. The exploration by rovers has enabled the scientific observations in the different terrain such as craters and hills.

When rovers travel on rough terrains, it is necessary to consider an interaction between a locomotion system and soils. Because the locomotion system easily slips and gets stuck on soft grounds and soft slopes. For developing the locomotion system to have a high mobility, many researchers have studied various locomotion systems such as a wheel mechanism, a track mechanism, a leg mechanism, and a leg-wheel mechanism. Wheel mechanism is lower traction and lower mobility on rough terrain, but multi-wheel improves traction ability and wheel with suspension improves mobility on rough terrain. Tracked mechanism has the best traction but it is said that it is vulnerable to dust and debris between the wheels and track. Advantage of leg mechanism is that it is able to move on a rough terrain better than other locomotion systems. Leg-wheel mechanism has the merit of both wheel and leg. However these locomotion systems have structurally complex and drawback of leg and leg-wheel mechanism is the complication control system. In many cases, the researchers have employed the wheel mechanism on the locomotion system of rovers. Because the wheel mechanism is easy to mount the rover and control. It is also a simple structure.

However, a wheel easily slips. When a wheel slip increases, a traction force decreases. And then the wheel gets a stuck. Because the planetary surfaces are covered with soft soil

called regolith. Actually both Spirit and Opportunity's wheels have got stuck on soft soil. Opportunity successfully recovered by accelerating in the top gear in June 2006. Spirit gave up traveling in January 2010 and then it made scientific observations at the same point where it got stuck.

The decrease in wheel slip makes rovers travel efficiently, and it will make rovers achieve traveling to different areas. Many researchers have been investigating methods of a decrease in the wheel slip on soft soils. For preventing an increase in the wheel slip and a stuck, researchers have studied various approaches considering an interaction between the wheel and soils, called terramechanics.

In terramechanics, two kinds of stress model are formulated by experiments. A normal stress model is formulated from a relationship between a contact pressure and a sinkage by penetration tests. Also a shear stress model is formulated from a relationship between the shear stress and a shear displacement by soil shear tests. These empirical models of the normal stress and the shear stress are applied to a wheel surface in soils. And wheel forces and a torque are formulated using a relationship between the normal and the shear stresses on the wheel surface.

The dynamic wheel sinkage should be considered in order to achieve the decrease of wheel slip by wheel control. It is not enough that the static wheel sinkage is only considered. Because the slip ratio changes during the increase of the wheel sinkage after the wheel starts rotating. The wheel force and torque during the wheel sinkage are determined by considering the dynamic wheel sinkage, and the increased amount of sinkage and amount of the slip ratio change are determined. Thus author can predict the change of wheel state from the transient state to static state.

However, the terramechanics-based wheel model (a conventional wheel model) does not treat the process of the wheel sinking. Because the conventional wheel model only considers a static state of the wheel sinkage, and is not applicable a calculation of the wheel forces and the torque in the process of the wheel sinking. Thus when author uses the conventional wheel model in dynamic simulations, the wheel sinkage oscillates after the wheel starts rotating. Also a wheel slip ratio reaches the same value of the slip ratio in the static state regardless of a wheel angular acceleration.

In this paper, author proposes a wheel model that considers the process of the sinking in order to suppress the increase in the slip. Author formulates the wheel model to solve the problems of the wheel sinkage and the slip. At first author proposes a dynamic normal stress model considering a wheel sinking velocity in order to solve an oscillation of the wheel sinkage. The proposed dynamic normal stress model does not treat the wheel slip in the static state. Thus author proposes a shear deformation model considering a variation of a shear characteristic in order to solve the problem of the wheel slip. Then author evaluates an effectively of the proposed model by simulations. In simulations, the input is constant wheel velocity, and the soil parameters of lunar regolith simulant and dry sand are utilized. The wheel force and torque are calculated using a slip ratio and a wheel sinkage via terramechanics-based wheel model. The forces and torque are used to

update the wheel velocity and the wheel sinkage for the subsequent time step, and the wheel velocity is used to update the slip ratio.

Author also performs a single wheel experiments by understanding characteristic of wheel sinkage and slip when author inputs different wheel angular acceleration. Then author evaluates a practicality of the proposed model. At first, author performs a shear test to understand a parameter of the shear deformation modulus, and then author compares experiments results and simulation results that are used the proposed models and conventional model.

This paper is organized as follows. Section 2 describes the wheel dynamics model considering a wheel sinkage motion. Author focuses on a single rigid driving wheel in the process from a start to a finish of the wheel sinking. Also author defines the wheel model based on terramechanics. Section 3 describes a proposal of a wheel model that solves the problem of the wheel sinkage. At first author shows a simulation result using the conventional wheel model and point the problem of the wheel sinkage. Then author proposes the dynamic normal stress model that considers the wheel sinking velocity and a state variation of soils. Section 4 describes a proposal of the wheel model that solves the problem of the wheel slip. Author proposes the shear deformation model that considers a variation of the shear characteristic. And author evaluates the proposed models by simulations whether the proposed models are appropriate. Moreover, author performs the shear test to understand the parameter of the shear deformation modulus. Section 5 describes a single wheel experiments. Author understands characteristic of wheel sinkage and slip by inputting different wheel angular acceleration, and evaluates practicality of the proposed models by comparing experimental results and simulation results.

目次

第1章	序論	1
1.1	研究の背景	1
1.1.1	宇宙ミッション	1
1.1.2	ローバミッション	5
1.2	車輪機構を用いたローバの技術的な課題	7
1.2.1	車輪のスリップ問題	7
1.2.2	車輪スリップを低減するための方法	8
1.2.3	テラメカニクス	9
1.3	研究の目的	9
1.4	論文の位置づけ	10
1.5	論文の構成	11
1.6	本論文で用いられる表記	13
第2章	車輪ダイナミクスモデル	15
2.1	はじめに	15
2.2	本論文の前提条件	15
2.3	車輪ダイナミクスモデル	16
2.4	テラメカニクスに基づく車輪モデル	17
2.4.1	垂直応力	17
2.4.2	せん断応力	19
2.4.3	けん引力	21
2.4.4	垂直抗力	22
2.4.5	外乱トルク	23
2.5	まとめ	23
第3章	動的車輪沈下を扱うためのモデル提案	25
3.1	はじめに	25
3.2	従来車輪モデルを用いた場合の車輪沈下	26
3.3	動的垂直応力モデルの提案	33
3.4	シミュレーションによる提案モデルの評価	34
3.5	まとめ	39
第4章	車輪スリップを扱うためのモデル提案	40
4.1	はじめに	40

目次

4.2	スリップ問題と問題解決アプローチ	40
4.3	せん断試験	48
4.4	せん断変形モデルの提案	55
4.5	シミュレーションによる提案モデルの評価	60
4.6	まとめ	70
第5章	実験による車輪走行特性の検証	71
5.1	はじめに	71
5.2	単車輪走行実験	71
5.2.1	走行実験システム	71
5.2.2	実験の条件	74
5.2.3	実験手順	76
5.3	走行実験の結果	77
5.4	実験結果に対する考察	82
5.4.1	沈下特性	82
5.4.2	スリップ特性	86
5.4.3	力の変動	88
5.5	走行実験結果とシミュレーション結果の比較	89
5.6	まとめ	92
第6章	結論	94
6.1	本論文のまとめ	94
6.2	今後の課題	96
	謝辞	97
	参考文献	98
	発表文献	102
付録A	土壌パラメータ推定	104
A.1	せん断試験	104
A.1.1	せん断試験の概要と手順	104
A.1.2	せん断試験結果とパラメータ推定	105
A.2	貫入試験	106

目 次

1.1	Exploration methods: Fly-by mission©NASA	3
1.2	Exploration methods: Orbiter mission©JAXA	3
1.3	Exploration methods: Sensor-probe mission©JAXA	3
1.4	Exploration methods: Lander mission©NASA	4
1.5	Exploration methods: Rover mission©NASA	4
1.6	Exploration methods: Sample return mission©JAXA	4
1.7	Environment of lunar and Martian surfaces©NASA	5
1.8	Locomotion Type	6
1.9	Wheel Slippage of Opportunity and Spirit©NASA	7
1.10	Position of the Research	11
2.1	Wheel coordinates system	16
2.2	Relationship between contact pressure and sinkage	17
2.3	Normal stress	18
2.4	Shear stress	19
2.5	Relationship between shear stress and shear displacement	19
2.6	Development of shear displacement under wheel	20
2.7	Longitudinal force based on terramechanics	21
2.8	Normal force based on terramechanics (Wheel driving)	22
2.9	Normal force based on terramechanics (Initial state)	23
2.10	Disturbance torque based on terramechanics	24
3.1	Wheel angular acceleration profile	27
3.2	Wheel control diagram	27
3.3	Dynamic simulation results: regolith simulant ($r\dot{\alpha}=0.05[\text{m/s}]$) . . .	29
3.4	Dynamic simulation results: regolith simulant ($r\dot{\alpha}=0.10[\text{m/s}]$) . . .	29
3.5	Dynamic simulation results: regolith simulant ($r\dot{\alpha}=0.15[\text{m/s}]$) . . .	30
3.6	Dynamic simulation results: dry sand ($r\dot{\alpha}=0.05[\text{m/s}]$)	30
3.7	Dynamic simulation results: dry sand ($r\dot{\alpha}=0.10[\text{m/s}]$)	31
3.8	Dynamic simulation results: dry sand ($r\dot{\alpha}=0.15[\text{m/s}]$)	31
3.9	Reason of wheel sinkage problem	32
3.10	Dynamic simulation results: regolith simulant ($r\dot{\alpha}=0.10[\text{m/s}]$) . . .	35
3.11	Dynamic simulation results: regolith simulant ($r\dot{\alpha}=0.15[\text{m/s}]$) . . .	36
3.12	Dynamic simulation results: dry sand ($r\dot{\alpha}=0.10[\text{m/s}]$)	37

3.13	Dynamic simulation results: dry sand ($r\dot{\alpha}=0.15[\text{m/s}]$)	38
3.14	Spring-mass-damping system	39
4.1	Dynamic simulation: regolith simulant ($r\dot{\alpha}=0.10[\text{m/s}]$)	41
4.2	Dynamic simulation: regolith simulant ($r\dot{\alpha}=0.15[\text{m/s}]$)	41
4.3	Dynamic simulation: dry sand ($r\dot{\alpha}=0.10[\text{m/s}]$)	42
4.4	Dynamic simulation: dry sand ($r\dot{\alpha}=0.15[\text{m/s}]$)	42
4.5	Shear curve	43
4.6	Relationship between slip ratio and drawbar pull ($k=0.025$)	44
4.7	Relationship between shear stress and shear deformation modulus ($j=0.015$)	45
4.8	Relationship between shear stress and shear deformation modulus ($\sigma=2178$)	45
4.9	Relationship between shear stress and shear displacement	46
4.10	Relationship between shear stress and shear deformation modulus	46
4.11	Relationship between wheel forces and slip ratio ($k=0.020, 0.025,$ 0.030)	47
4.12	Relationship between drawbar pull and slip ratio ($k=0.020, 0.025,$ 0.030)	48
4.13	A picture of the shear test device	49
4.14	Result of shear test (duty ratio=100 [%])	51
4.15	Result of shear test (duty ratio= 80 [%])	52
4.16	Result of shear test (duty ratio= 60 [%])	53
4.17	Result of shear test (duty ratio= 40 [%])	54
4.18	Relationship between shear deformation modulus and shear acceler- ation	56
4.19	Relationship between shear stress and shear deformation modulus	56
4.20	Relationship between shear deformation modulus and wheel sinkage	58
4.21	Flow chart of relations of shear deformation modulus and sinkage procedure	59
4.22	Dynamic simulation: regolith simulant ($r\dot{\alpha}=0.10[\text{m/s}], t_a=2.50$)	62
4.23	Dynamic simulation: regolith simulant ($r\dot{\alpha}=0.10[\text{m/s}], t_a=2.0$)	62
4.24	Dynamic simulation: regolith simulant ($r\dot{\alpha}=0.010[\text{m/s}], t_a=1.50$)	63
4.25	Dynamic simulation: regolith simulant ($r\dot{\alpha}=0.10[\text{m/s}], t_a=1.00$)	63
4.26	Dynamic simulation: regolith simulant ($r\dot{\alpha}=0.15[\text{m/s}], t_a=2.50$)	64
4.27	Dynamic simulation: regolith simulant ($r\dot{\alpha}=0.15[\text{m/s}], t_a=2.00$)	64
4.28	Dynamic simulation: regolith simulant ($r\dot{\alpha}=0.15[\text{m/s}], t_a=1.50$)	65
4.29	Dynamic simulation: regolith simulant ($r\dot{\alpha}=0.15[\text{m/s}], t_a=1.00$)	65
4.30	Dynamic simulation: dry sand ($r\dot{\alpha}=0.10[\text{m/s}], t_a=2.50$)	66
4.31	Dynamic simulation: dry sand ($r\dot{\alpha}=0.10[\text{m/s}], t_a=2.0$)	66
4.32	Dynamic simulation: dry sand ($r\dot{\alpha}=0.10[\text{m/s}], t_a=1.50$)	67
4.33	Dynamic simulation: dry sand ($r\dot{\alpha}=0.10[\text{m/s}], t_a=1.00$)	67

4.34	Dynamic simulation: dry sand ($r\dot{\alpha}=0.15[\text{m/s}], t_a=2.50$)	68
4.35	Dynamic simulation: dry sand ($r\dot{\alpha}=0.15[\text{m/s}], t_a=2.00$)	68
4.36	Dynamic simulation: dry sand ($r\dot{\alpha}=0.15[\text{m/s}], t_a=1.50$)	69
4.37	Dynamic simulation: dry sand ($r\dot{\alpha}=0.15[\text{m/s}], t_a=1.00$)	69
5.1	A picture of the single wheel experimental device	72
5.2	Structure of the single wheel experimental device	72
5.3	System diagram of the single wheel experimental device	73
5.4	Wheel velocity profile and wheel control diagram	76
5.5	Result of wheel traveling : $t_a=0.25$ [s] ($r\ddot{\alpha}=0.40$ [m/s^2])	78
5.6	Result of wheel traveling : $t_a=1.00$ [s] ($r\ddot{\alpha}=0.10$ [m/s^2])	79
5.7	Result of wheel traveling : $t_a=2.50$ [s] ($r\ddot{\alpha}=0.04$ [m/s^2])	80
5.8	Result of wheel traveling : $t_a=5.00$ [s] ($r\ddot{\alpha}=0.02$ [m/s^2])	81
5.9	Relationship between the average of sinkage displacement and the wheel angle	82
5.10	Relationship between the dynamic sinkage and the wheel angle	83
5.11	Relationship between the average of sinkage displacement and the traveling	84
5.12	Relationship between the dynamic sinkage and the traveling	84
5.13	Relationship between average of sinkage displacement and time	85
5.14	Relationship between the dynamic sinkage and the sinking time	85
5.15	Relationship between average of slip ratio and time	87
5.16	Relationship between the slip ratio and sinking time	87
5.17	Relationship between shear deformation modulus and shear acceleration	90
5.18	Relationship between sinkage and time (experiment and simulation result)	90
5.19	Relationship between slip ratio and time (experiment and simulation results)	91
5.20	Relationship between slip ratio, sinkage and time (proposal model and conventional model)	91
A.1	Shear test for soil parameter determination	104
A.2	Relationship between shear stress and normal stress	105
A.3	Result of relationship between shear stress and normal stress	106
A.4	Penetration test	106
A.5	Relationship between sinkage and pressure	107

表 目 次

1.1	Characteristics of locomotion types	6
3.1	Soil parameters of regolith simulant for simulations	26
3.2	Soil parameters of dry sand for simulations	26
3.3	Wheel parameters for simulations	26
5.1	Specification of the single wheel experimental device	73
5.2	Specification of motor controller and motor driver	74
5.3	Specification of wheel motor	74
5.4	Specification of FT sensor and motion capture	75
5.5	The single wheel experimental condition	77
5.6	Soil parameters of experiments for simulations	89
5.7	Wheel parameters of experiments for simulations	89

第1章 序論

1.1 研究の背景

1.1.1 宇宙ミッション

太陽系起源や進化の解明と宇宙資源利用などのために多くの宇宙ミッションがおこなわれている。宇宙探査は、人間の知的好奇心を駆り立てるだけでなく、人間の生活をより豊かにしていく可能性を秘めている。

宇宙は未知な部分が多く人間が容易に行くことができないことからいくつかの探査方法が提案され実行されている。探査方法は、科学者や研究者などの関心や探査の難易度や探査をおこなう対象の天体や科学観測の目的に応じて決定される。主な探査方法として、フライバイ、オービタ、センサ・プローブ、ランダ、ローバ、サンプル・リターンに大別される [1]。以下にそれぞれの探査方法と実行された探査ミッションについて述べる。

フライバイによる探査(図1.1)とは、天体の側を1回だけ飛行し、この短い時間にリモートセンシングをおこなう探査方法である。NASA(アメリカ航空宇宙局)によって1998年10月に打ち上げられたDeep Space 1号は、主にイオンエンジンや自律ナビゲーションの新技术試験を目的としていた。この新技术の検証試験のために小惑星と彗星への接近探査(フライバイ)をおこなった。新技术の検証試験は成功し、フライバイした小惑星と彗星の画像や価値ある科学的データを地球に送信した [2]。

オービタによる探査(図1.2)とは、天体の周回軌道に探査機を送り込み、リモートセンシングによって天体全体の大気や地形などの情報を取得する探査方法である。「SELENE」計画と呼ばれ、JAXA(宇宙航空研究開発機構)によって2007年9月に月周回衛星が打ち上げられた。この探査の目的は、月の起源・進化の解明と将来の月利用のため様々な観測をおこなうことであった [3]。この月周回衛星は、月表面の元素構成、鉱物組織、地形、表面付近の地下構造などの観測を全域に渡りおこない、これらの観測によって月の起源と進化の解明に迫ることが期待されている。

センサ・プローブによる探査(図1.3)とは、観測装置を天体表面に突き刺すように探査機から落下させ、天体内部を直接探査する方法である。JAXAが2004年に打ち上げを目指していた「LUNAR-A」計画では、「ペネトレータ」と呼ばれる槍型のケースに入った観測装置を月面に突き刺すように落下させ、観測装置に搭載された月震計と熱流量計によって約1年間、月の内部構造を調査することを目的としていた。このプロジェクトは「ペネトレータ」の開発に手間取り、2007年に中止が決定した [4][5]。

ランダによる探査(図1.4)とは、あらかじめ選定された天体表面に着陸し、観測器の設置や採取したサンプルをその場で解析する探査方法である。NASAは、2008年5月に「フェニックス」と呼ばれるランダを火星表面に送り込んだ火星極地の地下に氷があることが、

1.1 研究の背景

周回衛星 Odeyssey によって得られたデータから観測されている。この氷と氷を覆う土壌を採取してその場で解析するのが「フェニックス」の主な探査目的であった。火星表面を掘った跡を観測した結果、そこに写っていた物質が氷であることを示す証拠を発見した [7]。

ローバによる探査 (図 1.5) とは、天体表面を移動しながら様々な地形の土壌や岩石の調査と分析をおこなう探査方法である。NASA の火星探査ローバ Opportunity は、生命や生命体の痕跡を調査することを目的に 2003 年に打ち上げられた。そして、2004 年から現在までに様々な地形を移動して合計数十 km 走行している [8]。この移動探査において異なる地域の地形画像を地球に送信し、土壌や岩石の分析をおこなった。

サンプル・リターンによる探査 (図 1.6) とは、天体表面の砂や岩石などのサンプルを採取して、カプセルや探査機によって地球に持ち帰る探査方法である。JAXA が 2003 年 5 月に打ち上げた探査機「はやぶさ」は、小惑星「イトカワ」表面の物質を持ち帰ることを目的にしていた。小惑星「イトカワ」に到着した「はやぶさ」は、科学観測とサンプル採取を実施、2010 年 6 月に地球にサンプルを持ち帰った。そして、カプセルから回収された微粒子は、「イトカワ」由来であると判断された [9][10]。

これまでのフライバイやオービタによる遠距離からの天体観測のような偵察型の探査から探査地点を絞った高精度の探求型の探査に移行している [1]。探求型の探査にはランダとローバによる表面探査がある。ランダによる探査では、着陸地点の限られた狭い範囲のみ探査可能である。それに対してローバによる移動探査は、クレータや丘などの様々な地形への広範囲な移動と科学的観測を可能にする。また、広範囲のサンプルを探査機に持ち帰ることを可能にする。以上のことからローバによる月・惑星表面探査に注目が集まっている。

ローバを用いておこなわれた移動探査として、NASA の火星探査ローバ Sojourner と Opportunity, Spirit, そして、旧ソビエト連邦の Lunokhod 1 号と 2 号による月面探査がある。Sojourner は、探査機周辺の半径 10m の範囲内を合計約 100m 走行し、多くの火星表面の画像を地球に送信した [11][12]。Opportunity と Spirit は、火星表面を合計数 km 以上走行して、土壌や岩石の観測と分析をおこない、多くの地域の画像を地球に送信した [8]。Lunokhod 1 号と 2 号は、月面をそれぞれ合計数十 km 走行し、多くの画像を地球に送信した [13][14]。このように、ローバによる天体表面の移動探査の有効性が示された。今後、移動探査によって得られた観測データが太陽系起源や進化などを解明する手掛かりになることが期待される。



Fig. 1.1 Exploration methods: Fly-by mission©NASA



Fig. 1.2 Exploration methods: Orbiter mission©JAXA



Fig. 1.3 Exploration methods: Sensor-probe mission©JAXA

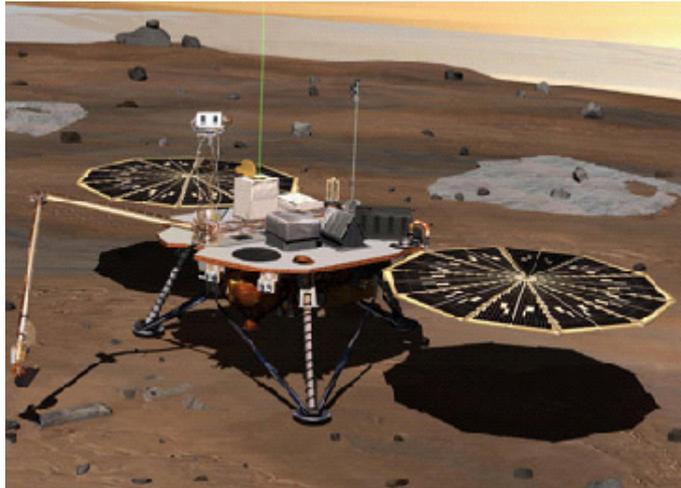


Fig. 1.4 Exploration methods: Lander mission©NASA

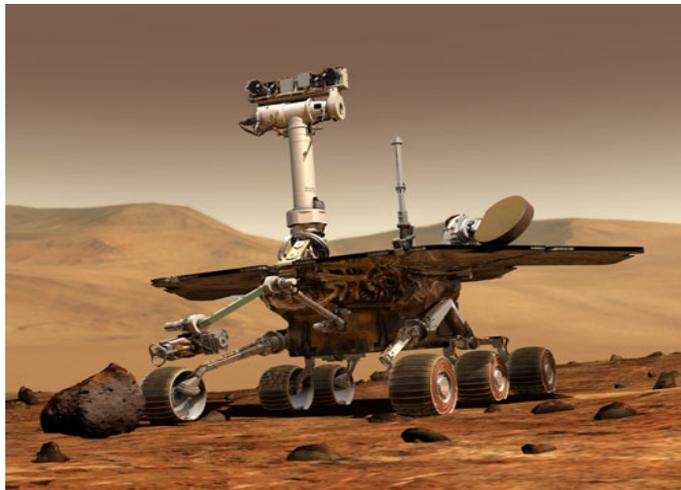


Fig. 1.5 Exploration methods: Rover mission©NASA



Fig. 1.6 Exploration methods: Sample return mission©JAXA

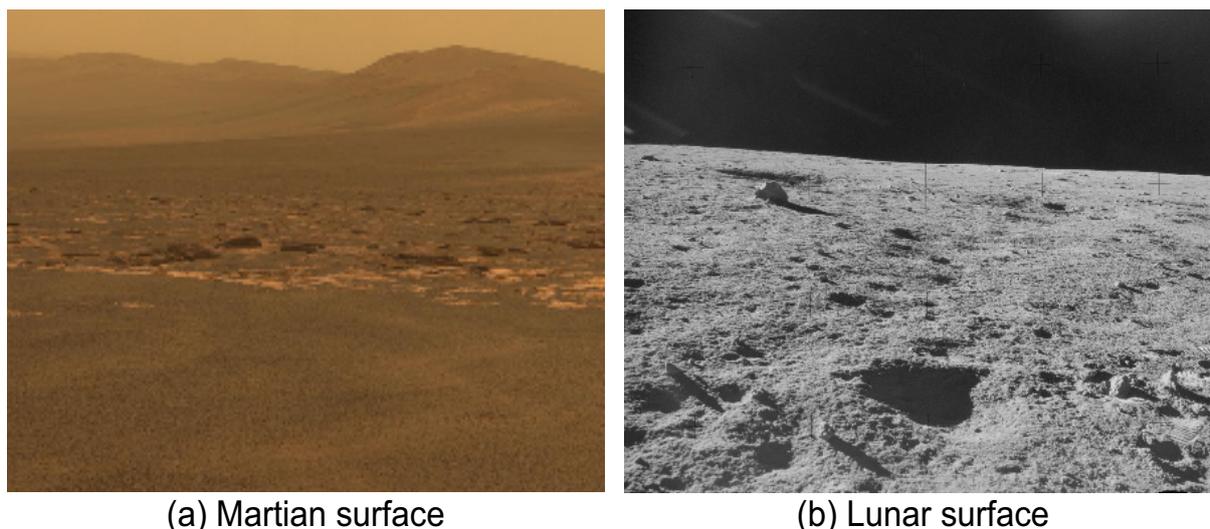


Fig. 1.7 Environment of lunar and Martian surfaces©NASA

1.1.2 ローバミッション

月・惑星表面を移動するローバミッションにおいて、ローバは未知で不整地の自然環境下で活動する。そのため地球の自然環境とは異なる天体の地表面環境に基づきローバは設計される。本節では、月と火星の表面環境についてとローバミッションに要求される能力について述べる。

月と火星表面は、図 1.7 に示すような岩や斜面などを含む不整地の自然環境である。地球と異なる点は、重力加速度の違いや大気状態の違い、そして、土壌を覆う砂の性質の違いなどがある。特に天体表面を覆うレゴリスと呼ばれる砂の状態がすべての地形において同じではないので、このような環境の変化にも対応する必要がある。

月・惑星表面の移動探査において要求される能力として主に自律的な航法誘導の能力と高い走行性能が求められる。月や火星は、地球との通信に遅延時間があるので、緊急停止などオペレータによる操作では間に合わない場合がある。故に自律的に行動を決定する航法誘導の能力が重要となる。また、不整地の自然環境下を航法誘導によって決められた様に走行するには、地表面と走行装置の関係を考慮に入れる必要がある。軟弱地盤であることから走行装置が沈み込んで前進できなくなること(スタック)を防ぐとともに、指定した経路から大きく外れることなく経路追従ができるような走行能力が重要となる。

以上の要求を満たすための高い走行性能を備えた走行装置の開発が多くの研究者や技術者の間でおこなわれている。NASA と ESA(欧州宇宙機構) では、図 1.8 に示すような走行装置を提案し研究している [15]。走行装置は、大きく分類すると車輪機構、クローラ機構、脚機構、脚車輪機構に分別される。それぞれの走行装置の特徴を表 1.8 にまとめる。車輪機構は、単輪の場合けん引力と走破性は低いが、サスペンション機構を備えた複数輪にするとけん引力と走破性は向上する。クローラ機構は、他の走行装置の中で最もけん引力があるが、機械的な構造が複雑で塵や埃に弱い欠点がある。脚機構は、他の走行装置と比べて不整地走破能力が優れている利点を持っている。しかし、構造と制御が複雑になる欠点がある。脚車輪機構は車輪と脚の利点を持つが、構造と制御が複雑になる問題がある。以上のように提案されている走行装置には、利点と欠点がある。

1.1 研究の背景

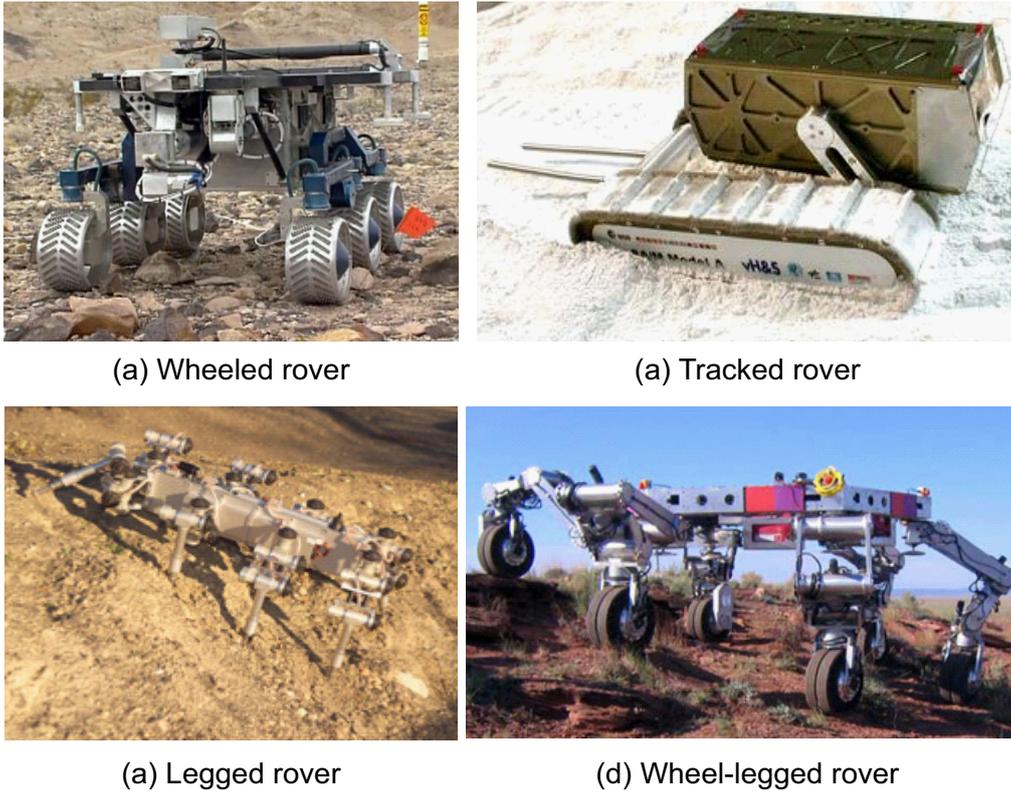


Fig. 1.8 Locomotion Type

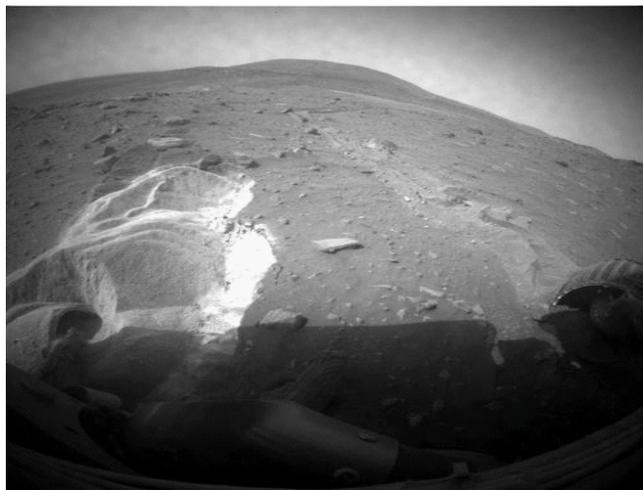
ほとんどのローバミッションにおいて、構造と制御が単純でローバ本体への設置が用意におこなえる車輪機構が採用されている。たとえば、NASAの火星探査ローバ、2012年に移動探査を開始したMSL(Mars Science Laboratory)[16]は独立駆動輪を6つ搭載し、Lunokhod 1号と2号は、独立駆動輪を8つ搭載している。また、2018年に移動探査が予定されているESAのExoMars Rover[17]においても車輪機構の採用が決まっている。

Table 1.1 Characteristics of locomotion types

	Wheel type	Track type	Leg type	Wheel-leg type
Structural Simplicity	simple	complex	complex	complex
Traction Ability	good (Multi-wheel)	best	good	good
Mobility on Terrain	good	good	best	best
Control Simplicity	simple	simple	complex	complex
Technical Issue	Wheel stuck and slip	vulnerable to dust	control complexity	control complexity



Opportunity's wheel slip (June, 2006)



Spirit's Wheels Digging into Soft Ground (May, 2009)

Fig. 1.9 Wheel Slippage of Opportunity and Spirit©NASA

1.2 車輪機構を用いたローバの技術的な課題

ローバミッションにおいて、前節で挙げたように自律的な航法誘導や高い走行能力など様々な要求があるが、本論文では、多くの場合で用いられる車輪機構の走行能力を向上するための手法に焦点を当てる。本節では、車輪機構を用いた場合の技術的な課題について述べる。

1.2.1 車輪のスリップ問題

車輪は、軟弱地盤においてスリップしやすいという問題がある。スリップの増大とともに車輪沈下量が増加すると、けん引力(ローバを前進させる力)は減少する。その結果ローバは、前進できなくなり車輪スタック(車輪の空転)してしまうことになる。

実際に火星探査ローバ Opportunity と Spirit の車輪は、ミッション中にスタック状態に陥った。図 1.9 は Opportunity と Spirit の車輪がスタックしている様子である。2006 年 5 月に Opportunity は緩い砂地に入り込んでしまい、24.0[m] の走行司令に対して、車輪スリップのためたった 1.5[m] しか前進できなくなってしまった。この車輪スリップから脱出するために車輪スリップ状態を検証したり、ローバ周りの土壌情報を得るための画像データが集められたりした。そして 2006 年 6 月、Opportunity は車輪を回転加速させて過度な車輪スリップ状態から脱出した。2009 年 5 月に Spirit は緩い砂地でスタックしてしまった。スタック状態から脱出するために車輪を回転させるとローバはより沈んでいってしまう状態にあった。研究者と技術者は、ローバ周りの土壌を検証するとともに試験機を用いて脱出方法を検討した。しかし、2010 年 1 月、Spirit は移動探査を断念しローバ周辺の観測をおこなうことになった。その後 Spirit との通信が困難となり、2011 年 5 月 NASA は Spirit との通信の取り止めを決めた。

1.2.2 車輪スリップを低減するための方法

軟弱地盤において、車輪スリップを低減するための方法が検討されている。過度な車輪スリップやスタックの危険を回避し安全で効率的な走行をおこなうために、車輪スリップと沈下量の推定方法や車輪制御によるアプローチ、そして、車輪形状の設計とその走行性能の評価に関する研究などがある。これらほとんどの研究ではテラメカニクスと呼ばれる車輪と砂の相互作用に着目した力学的解析が考慮されている。

以下にスリップを低減する方法に関する研究について述べる。車輪スリップしにくくスタックしないで、けん引力を發揮するための車輪形状設計に関する研究がある。飯塚らは、単車輪に焦点を当てラグが受ける反力項を加えた車輪モデルを用いて斜面走行に有効な車輪形状を提案している [18][19]。須藤らは、ラグの長さや本数を車輪形状のパラメータとし、定量的な走行実験を基にラグが車輪機構の走行性能に及ぼす影響の評価をおこなっている [20]。また、車輪の土壌に対する接地面積を大きくすることで沈下増大を防止する低圧車輪の研究が盛んにおこなわれている。飯塚らは、車輪を構成する材料の弾特性を利用した柔軟性車輪を提案し、単車輪実験により柔軟性車輪の有効性を検証している [21][22]。成田らは、低圧車輪の特性計測技術の開発とモデル化手法の確立のため車輪内部に弾性バネを用いた弾性車輪を試作し、けん引力や回転抵抗の評価をおこなっている [23][24]。石上らは、車輪と土壌の圧力を考慮することによって沈下量と車輪の変化量を算出し、算出された車輪形状に応じた接地領域における応力分布モデルを定式化することで、弾性車輪の力学モデルを提案している [25]。さらに、軟弱地盤を走行する実際のロボットにテラメカニクスを採用する研究がある。Iagnemma らは、軟弱地盤における車輪力学を正確に求めるために搭載センサを用いた土壌パラメータのオンライン推定方法を提案している [26][27]。石上らは、軟弱地盤におけるステアリング操作の解析のために、ステアリング特性を定式化した横力モデルの提案をしている [28][29][30]。Reina らは、ジャイロや傾斜計などの搭載センサを用いたスリップ率、沈下量の推定方法を提案している [31]。吉田ら [32][33] や Gu ら [34] は、車輪スリップを低減するためのスリップ率制御方法を提案している。大槻らは加速度の時刻歴を成形し、それを目標として移動制御系へ与えるといったフィードバック制御でスリップ率抑制を制御系パラメータの変更のみで対応する方法を提案している [35][36][37]。テラメカニクスでは考慮されていない砂の流動をモデル化する個別要素法 (Discrete Element Method: DEM) 解析により、月・火星表面上の重力や大気の状態を考慮したシミュレーションをおこなうことで車輪の走行性能を推定する研究がおこなわれている [38][39][40][41]。

本論文では、これら様々な手法の中でトラクションコントロールによってスリップの低減を実現する方法に着目する。次節では、ほとんどの研究に共通して用いられるテラメカニクスについて述べる。

1.2.3 テラメカニクス

車輪と砂の相互作用に着目したテラメカニクスは、Bekker や Wong によって体系づけられた。Bekker は、テラメカニクス分野の創始者であり、アポロ計画で用いられた月面探査車の設計と構築に貢献した [42]。Wong は、テラメカニクス分野の貢献者であり、車輪と砂の応力に着目することで車輪の走行性能の研究をおこなった [43]。

テラメカニクスでは、2種類の応力モデルを実験によって定式化している。平板を砂に置いた実験によって接地圧力と沈下量との関係を求め、垂直応力モデルを定式化し、一面せん断試験機を用いた砂をせん断する実験によってせん断応力とせん断変位の関係を求め、せん断応力モデルを構築している。テラメカニクスでは、これら実験モデルを砂に埋もれた車輪表面の応力モデルに対して用いている。そして、車輪に作用する力とトルクは、この垂直応力モデルとせん断応力モデルから定式化される。

1.3 研究の目的

軟弱地盤での車輪走行において、車輪スリップを低減する多くの方法がテラメカニクスに基づき研究されている。しかし、テラメカニクスに基づく車輪モデル(従来車輪モデル)は車輪が等速回転速度で走行している沈下定常状態のみのモデルであり、車輪が回転加速して沈下していく過渡状態は扱えない。それは、車輪の停止状態から等速走行するまでの加速時間における沈下量とスリップ率の変化に対する議論が含まれていないためである。一般的に、車輪は自然沈下して停止した状態から車輪回転加速して目標とする速度で等速走行する。本論文では、車輪制御によってスリップ低減をおこなうには、沈下定常状態のモデルだけではスリップの低減を実現するには不十分であり、車輪の動的沈下を考慮に入れたモデル化が必要であると考え。その理由は、停止状態から等速走行するまでの車輪回転加速時間において、沈下量の増加とともにスリップ率が変動するためである。加速時間における動的沈下を考慮に入れることで沈下中での車輪に作用する力とトルクが求まり、沈下の増加量とスリップ率の変化の傾向が決まるので沈下定常状態に至るまでの車輪の挙動を予測することができる。

車輪のスリップと沈下量を低減するには、加速時間における車輪の挙動を把握することが重要であると考え。しかし、従来車輪モデルを用いて車輪停止時から等速走行までの挙動を把握するためシミュレーションをおこなった場合、入力する車輪回転加速度に関わらず沈下定常状態でのスリップ率は特定の値に収束し、沈下量は振動的に変化してしまい、車輪の沈下過渡状態を表現することはできない。従来車輪モデルは、沈下定常状態のみを議論の対象としているので、動的車輪沈下とスリップを正確に扱うことができないことを示している。

本論文では、スリップの低減とは、沈下定常状態におけるスリップ率を小さくすることであり、そのためには、停止時から等速走行までの加速時間における車輪の挙動が重要であると考え。そこで、車輪制御によってスリップの低減をおこなうための車輪の沈下運動を考慮に入れた車輪モデルを提案する。従来車輪モデルを用いておこなったダイナミクスシミュレーション結果で明らかになった2つの問題を解決することで新しい車輪モデルの構築をおこなう。まず、車輪沈下量が振動的に変化してしまう問題を解決するために、

沈下速度を考慮に入れた動的垂直応力モデルを提案する。動的垂直応力モデルを用いるだけでは、沈下定常状態での車輪スリップを正確に扱えない。そこで次に、車輪回転加速度に関わらず定常状態でのスリップ率が特定の値に収束してしまう問題を解決するために、砂のせん断特性の変化を考慮に入れたせん断変形モデルの提案をおこなう。提案する車輪モデルの有効性を評価するためにシミュレーション検討をおこなう。シミュレーションでは、一定の車輪回転速度を入力として与え、車輪沈下量とスリップ率の時間変化を評価する。車輪に作用する力とトルクは、スリップ率と沈下量を用いて計算される。力とトルクは、時間ステップごとの車輪速度と車輪沈下量の計算に利用される。また、車輪速度を用いてスリップ率が計算される。シミュレーションには、レゴリスシミュラントと Dry sand の2種類の土壌パラメータを用いる。

実験として、せん断試験と軟弱地盤における単車輪走行実験をおこなう。せん断試験では、せん断加速度によってせん断特性が変化するか検証する。また、走行実験では、目標車輪回転速度、車輪回転加速時間を入力として与え、車輪スリップ率、沈下量、車輪に作用する力を測定する。実験では、加速の仕方を変えた場合の沈下特性とスリップ特性を把握し、シミュレーション結果と比較することで提案モデルの有効性を評価する。

1.4 論文の位置づけ

図 1.10 に本論文の位置づけを示す。自然地形や農業地などの軟弱な不整地を走行する走行装置に対して、走破性能の向上を目的として研究開発がテラメカニクスに基づく従来の車輪モデルを用いておこなわれている。本論文は、月・惑星表面の未知な自然環境を対象とした走行性能向上に対する研究である。月・惑星表面を走行する探査ローバの走行性能向上に対するアプローチとしては、車輪形状設計、ステアリンク特性、車輪制御などがある。これら研究は、沈下定常状態を対象とした従来のテラメカニクスを用いておこなわれているので、駆動する車輪が沈下していく挙動を考慮していない。探査ローバは、一般的に停止した状態から走行して停止する動作を繰り返して移動していく。ローバが停止している状態の車輪は、車輪に掛かる荷重によって沈下した状態で停止している。車輪が駆動を開始するとき通常、車輪は加速し等速で走行し、減速して停止する。この車輪駆動の一連の流れで、従来の車輪モデルでは等速走行している沈下定常状態での走行メカニズムを定式化しているのみである。初期沈下している車輪が加速によってどのような状態変化を経て、沈下定常状態で等速走行するのかの走行メカニズムは明らかになっていない。軟弱地盤走行において最も重要なのは、車輪スリップを小さく抑え、車輪スタックを回避することである。

そこで、本論文では、水平面の走行においてスリップ増加を引き起こすのは、車輪加速によるもので、この加速によって沈下定常状態での車輪の走行状態が決定されると考える。本論文は、従来車輪モデルで考慮に入れていなかった沈下過渡状態での走行メカニズムを明らかにすることを目的としている。

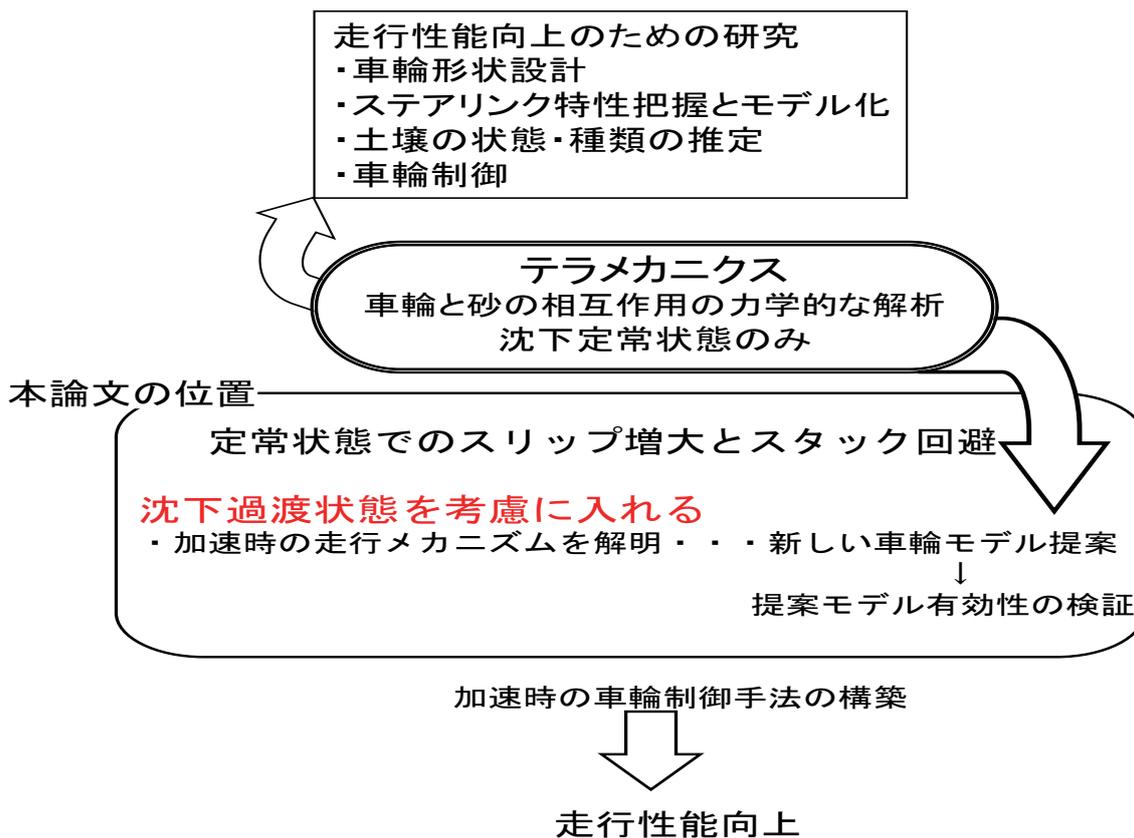


Fig. 1.10 Position of the Research

1.5 論文の構成

第1章 序論

本論文の背景と目的について述べる。

第2章 車輪ダイナミクスモデル

車輪が停止し初期沈下している状態から回転動作によって沈下が始まり、その後一定の沈下量で等速走行するまでの車輪の状態変化に焦点を当てる。本章では、車輪の沈下運動を考慮に入れた車輪ダイナミクスモデルを定義する。また、車輪は軟弱地盤を走行することから車輪と砂の力学的な相互作用を考慮に入れたテラメカニクスに基づく車輪モデルを定義する。

第3章 動的車輪沈下を扱うためのモデル提案

第1章において、従来車輪モデルを用いてシミュレーションをおこなった場合の車輪沈下に関する問題を指摘した。本章では、この問題を解決するために新しい応力モデルを提案する。まず、従来車輪モデルを用いた場合の問題をシミュレーションで示す。次に、沈下中の力とトルクを扱うために沈下速度を考慮に入れた応力モデルを提案する。そして、

提案モデルが妥当であるかシミュレーションによって評価する。

第4章 車輪スリップを扱うためのモデル提案

第3章において提案する応力モデルだけでは車輪スリップの問題を解決にはならない。本章では、まず第3章で提案する車輪モデルを用いても車輪スリップが正確に扱えない問題をシミュレーションで示す。次に、従来の車輪モデルや第3章のモデル化で考慮に入れてなかった砂のせん断特性の変化を定式化することで、新しい車輪モデルの提案をおこなう。そして、シミュレーションによって提案モデルが車輪スリップを扱えるかどうか評価する。また、せん断試験によってせん断変形係数を変数として扱うことが妥当であるか検証する。

第5章 実験による車輪走行特性の検証

本章では、単車輪実験装置を用いた走行実験について述べる。車輪の目標速度、加速時間を入力として与え、加速の仕方を変化させた場合の沈下量とスリップ率、力の変動を測定し、沈下とスリップ特性の把握をおこなう。そして、シミュレーション結果と比較することで提案モデルの有効性を評価する。

第6章 結論

本論文の結論と今後の課題について述べる。

1.6 本論文で用いられる表記

A	[-]	fitting parameter せん断変形モデルのフィッティングパラメータ
a_0, a_1	[-]	maximum stress angle moduli 最大応力発生角係数
a_s	[m/s ²]	shear acceleration せん断加速度
b	[m]	wheel width 車輪幅
c	[N/m ²]	cohesion stress of soil 土壌の粘着圧力
F_x	[N]	driving force 車輪駆動力
F_R	[N]	motion resistance 車輪走行抵抗
F_{DP}	[N]	drawbar pull 車輪けん引力
F_{DP_d}	[N]	dynamic drawbar pull 動的けん引力
F_{shr}	[N]	shear force せん断力
F_z	[N]	normal force 車輪垂直抗力
F_{z_d}	[N]	dynamic normal force 動的垂直抗力
g	[m/s ²]	gravity acceleration 重力加速度
h	[m]	wheel sinkage 車輪沈下量
h_0	[m]	wheel static sinkage (wheel initial sinkage) 初期車輪沈下量
h_r	[m]	rear sinkage of wheel 車輪後方の沈下量
H	[-]	fitting parameter 車輪後方沈下量のフィッティングパラメータ
j	[m]	soil shear displacement 砂のせん断変位
I_w	[kgm ²]	inertia moment of wheel 車輪の慣性モーメント
k	[m]	soil shear deformation modulus 砂のせん断変形係数
k_s	[m]	soil shear deformation modulus of static state 定常状態でのせん断変形係数
k_0	[m]	fitting parameter せん断変形モデルのフィッティングパラメータ
k_c	[N/m ⁿ⁺¹]	pressure sinkage modulus for cohesion stress 粘着圧力係数
k_ϕ	[N/m ⁿ⁺²]	pressure sinkage modulus for internal friction angle 内部摩擦角係数
n	[-]	pressure-sinkage ratio 沈下-圧力指数
m_w	[kg]	wheel mass 車輪質量
p	[N/m ²]	soil pressure 土壌圧力
r	[m]	wheel radius 車輪半径
s	[-]	slip ratio スリップ率
S	[m ²]	plate area of shear test device せん断試験器の平板面積
T	[Nm]	wheel torque 車輪トルク
T_R	[Nm]	disturbance torque 車輪外乱トルク
T_{R_d}	[Nm]	dynamic disturbance torque 動的な外乱トルク
t	[s]	time 時間

1.6 本論文で用いられる表記

v_j	[m/s]	wheel slip velocity 車輪スリップ速度
v_s	[m/s]	shear velocity せん断速度
W	[kg]	mass 錘の質量
x	[m]	wheel travelling distance 車輪移動変位
\dot{x}	[m/s]	wheel travelling velocity 車輪移動速度
\ddot{x}	[m/s ²]	wheel traveling acceleration 車輪移動加速度
z	[m]	wheel sinkage displacement 車輪沈下変位
\dot{z}	[m/s]	wheel sinkage velocity 車輪沈下速度
\ddot{z}	[m/s ²]	wheel sinkage acceleration 車輪沈下加速度
α	[rad]	wheel rotational angle 車輪回転角度
$\dot{\alpha}$	[rad/s]	wheel angular velocity 車輪回転速度
$\ddot{\alpha}$	[rad/s ²]	wheel angular acceleration 車輪回転加速度
η	[N/m ²]	fitting parameter 動的垂直応力モデルのフィッティングパラメータ
θ_f	[deg]	wheel entry angle 車輪入射角
θ_m	[deg]	maximum stress angle 最大応力角
θ_r	[deg]	wheel exit angle 車輪脱出角
θ_0	[deg]	wheel static contact angle 初期沈下時の車輪と砂の接地角
κ	[-]	sinkage coefficient 後方沈下量係数
σ	[N/m ²]	normal stress 垂直応力
τ	[N/m ²]	shear stress せん断応力
ϕ	[deg]	soil internal friction angle 土壌の内部摩擦角
σ_d	[N/m ²]	dynamic normal stress 動的垂直応力
τ_d	[N/m ²]	dynamic shear stress 動的せん断応力

第2章 車輪ダイナミクスモデル

2.1 はじめに

車輪と走行面の力学的な解析は、自動車工学分野において盛んにおこなわれている。自動車の走行において、研究者や技術者は、主に自動車の動き出し加速による車輪空転や停止時におけるスリップを低減する研究をおこなっている。その際、ゴムタイヤとアスファルトの関係を実験的に定式化した車輪モデルが用いられる [43]。この車輪モデルはスリップ率と駆動力の関係で表され、極大値を持つ特性を示す。そのことから、スリップ率の低減と効率的な走行のためにこの極大値である駆動力を発生するようなスリップ率になるようにスリップ率制御をおこなうのが主流である。

月・惑星探査ローバにおいて、ローバの活動する走行面は変形しやすい砂である。また、月・惑星表面の気温や大気といった環境条件は厳しく地球上で用いられるゴムタイヤを使用することはできないので金属製の剛性車輪が用いられる。よって、前述の自動車の場合とは反対で変形しやすい走行面を硬い車輪が走行することになる。車輪と土壌の力学的な相互作用に関しては、テラメカニクス分野において研究されている。

本論文では、車輪ダイナミクスモデルとテラメカニクスに基づく車輪モデルについて述べる。まずはじめに車輪の沈下運動を考慮にいれた車輪ダイナミクスモデルを定義する。そして、沈下定常状態におけるテラメカニクスに基づく車輪モデル(従来車輪モデル)を定義する。

2.2 本論文の前提条件

本論文の前提条件を以下に示す。

- 金属製の剛性車輪で車両の荷重による車輪形状の変形はないものとする
- 車輪表面にラグやスパイクといった走行補助装置は備えない。ただし、車輪表面は車輪回転によって砂をせん断して車輪後方に運搬できるだけの摩擦があるものとする
- 単車輪の水平面走行に焦点を当てる

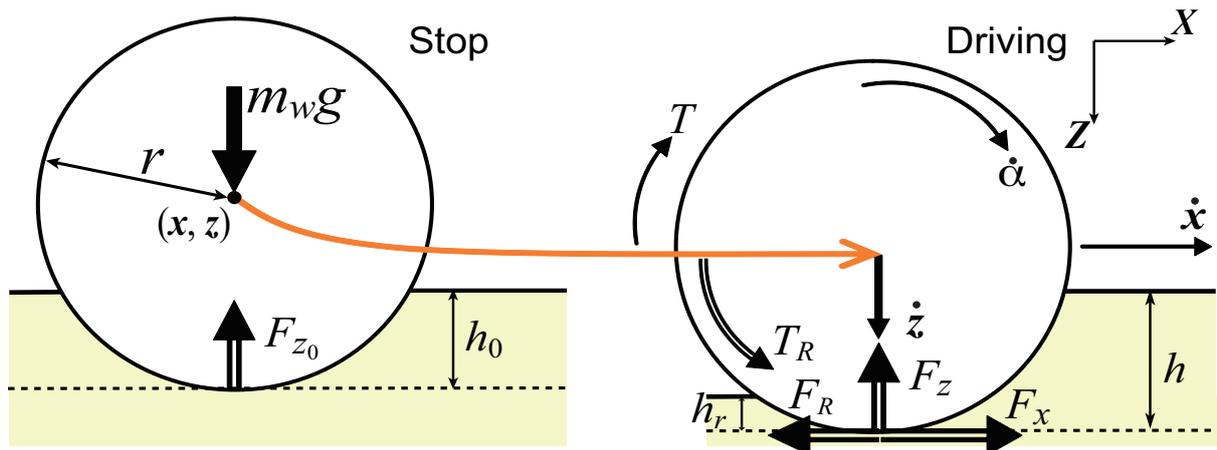


Fig. 2.1 Wheel coordinates system

2.3 車輪ダイナミクスモデル

軟弱地盤を走行する剛性単車輪の沈下開始から沈下定常状態に達するまでの過程に焦点を当て、図 2.1 に示すように車輪の座標系を定義する。この座標系において、車輪進行方向を X 、車輪沈下方向を Z とする。車輪が停止して初期沈下状態にある車輪中心の座標を $(x, z) = (0, 0)$ とする。 x は車輪移動距離、 z は車輪沈下変位である。

本節では、車輪の沈下運動を考慮に入れた車輪ダイナミクスモデルについて述べる。車輪の進行方向、回転方向、沈下方向の運動方程式を以下に示す。

$$\begin{cases} m_w \ddot{x} = F_x - F_R \\ I_w \ddot{\alpha} = T - T_R \\ m_w \ddot{z} = m_w g - F_z \end{cases} \quad (2.1)$$

\ddot{x} は車輪移動加速度、 $\ddot{\alpha}$ は車輪回転角加速度、 \ddot{z} は車輪沈下加速度、 m_w は車輪質量、 I_w は車輪慣性モーメント、 T は車輪トルク、 g は重力加速度である。 F_x は駆動力、 F_R は走行抵抗、 F_z は垂直抗力、 T_R は外乱トルクである。これら車輪に作用する力とトルクに対してテラメカニクスに基づく車輪モデルを用いる。状態方程式は、以下の式 (2.2) になる。

$$\dot{q} = f(q) + Bu \quad (2.2)$$

ここで、

$$q = [\dot{x} \quad x \quad \dot{\alpha} \quad \alpha \quad \dot{z} \quad z]^T, \quad u = T$$

$$f(q) = \begin{bmatrix} \frac{1}{m_w}(F_x - F_R) \\ \dot{x} \\ -\frac{1}{I_w}T_R \\ \dot{\alpha} \\ \frac{1}{m_w}(m_w g - F_z) \\ \dot{z} \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{1}{I_w} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

\dot{x} は車輪移動速度、 $\dot{\alpha}$ は車輪回転角速度、 \dot{z} は車輪沈下速度、 α は車輪回転角度である。

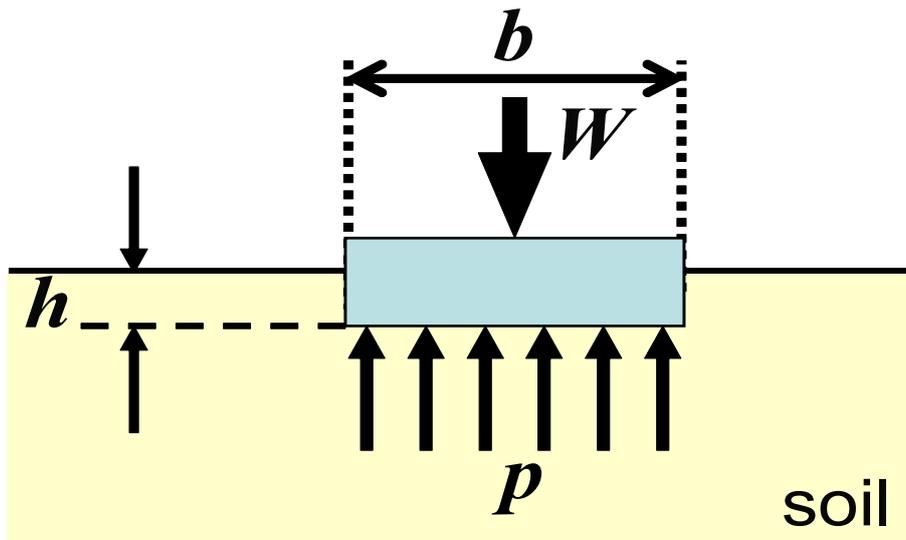


Fig. 2.2 Relationship between contact pressure and sinkage

2.4 テラメカニクスに基づく車輪モデル

テラメカニクスでは、実験的にモデルを定式化している。本節では、まず砂に接地した平板表面に対して作用する垂直応力と砂がせん断されることによって発生するせん断応力の定式化について述べる。そして、応力モデルより構成される力とトルクについて示す。

2.4.1 垂直応力

テラメカニクスでは、砂に接地した平板が静止している時の接地圧力 $p(h)$ と沈下量 h の関係から垂直応力モデルを定式化している。Bekker は図 2.2 に示すような平板貫入実験において、平板に与える圧力に対して平板が静止する沈下量を測定して接地圧力と沈下量の間関係を式 (2.3) の様に定式化している [42]。

$$p(h) = \left(\frac{k_c}{b} + k_\phi \right) h^n \quad (2.3)$$

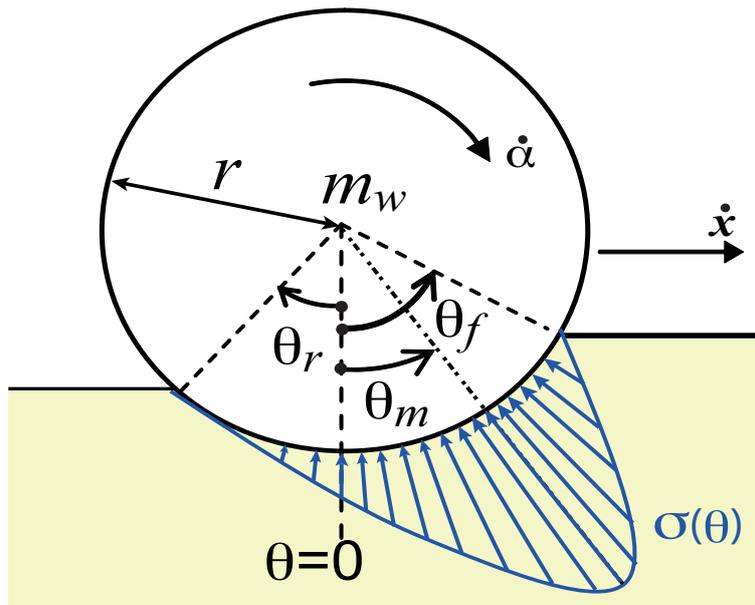


Fig. 2.3 Normal stress

車輪における垂直応力モデルについて示す．垂直応力は，図2.3に示すように車輪表面に対して鉛直方向に作用する．車輪前方が砂と角度 θ_f で接地している場合，車輪の接地角度 θ における沈下量 $h(\theta)$ は，以下の式で求まる．

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

この式(2.4)を式(2.3)に代入すると，以下のような車輪表面に対する垂直応力モデル $\sigma(\theta)$ となる．車輪スリップ率 s によって最大応力発生角 θ_m が変化することで垂直応力の分布が変化する．故に垂直応力モデルは，最大応力発生角の前半部分と後半部分の2つの領域に分けて定式化されている [44].

$$\sigma(\theta) = \begin{cases} \left(\frac{k_c}{b} + k_\phi \right) \{r[\cos \theta - \cos \theta_f]\}^n & (\theta_m \leq \theta < \theta_f) \\ \left(\frac{k_c}{b} + k_\phi \right) \left\{ r \left[\cos \left(\theta_f - \frac{\theta - \theta_r}{\theta_m - \theta_r} (\theta_f - \theta_m) \right) - \cos \theta_f \right] \right\}^n & (\theta_r < \theta \leq \theta_m) \end{cases} \quad (2.5)$$

k_c は土壌の粘着応力係数， k_ϕ は土壌の内部摩擦係数， n は土壌の沈下係数である． θ_m は最大応力発生角で以下の式で表す．

$$\theta_m = (a_0 + a_1 s) \theta_f \quad (2.6)$$

a_0 ， a_1 は，最大応力発生角定数で $a_0 \approx 0.4$ ， $0.0 \leq a_1 \leq 0.3$ の値が用いられる [44].

2.4.2 せん断応力

車輪に対するせん断応力モデルについて示す。せん断応力は、図 2.4 に示すように車輪表面の接線方向に作用する。はじめせん断変位の増加に従い、せん断応力は急増加する。その後せん断応力はせん断変位の増加とともに一定の値に近づいていく (図 2.5)。このようなせん断応力とせん断変位の関係は指数関数で表せる。Janosi らは、せん断変位 j に対するせん断応力 $\tau(\theta)$ を以下のように定式化している [45]。

$$\tau(\theta) = (c + \sigma(\theta) \tan \phi) \left[1 - e^{-j(\theta)/k} \right] \quad (2.7)$$

c は土壌の粘着圧力、 ϕ は土壌の内部摩擦角、 k はせん断変形係数である。

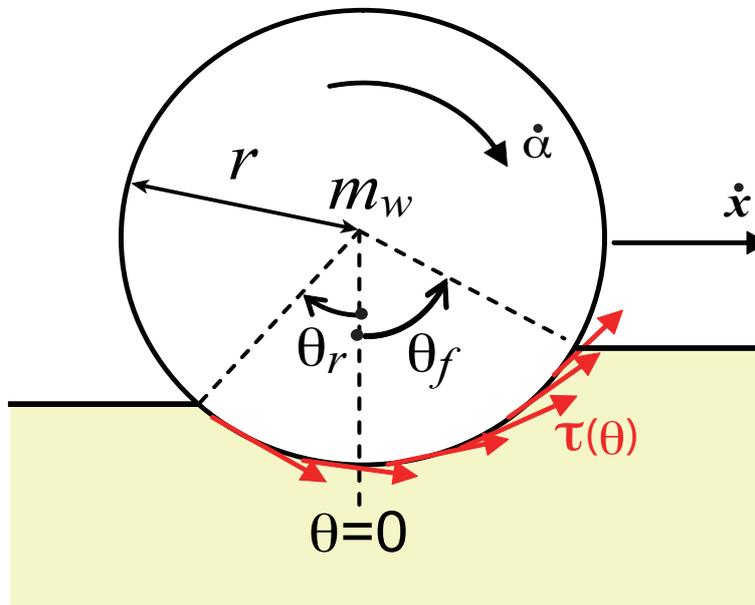


Fig. 2.4 Shear stress

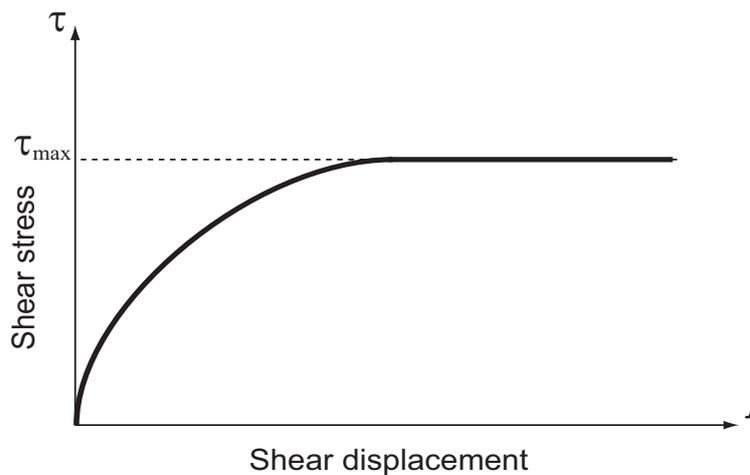


Fig. 2.5 Relationship between shear stress and shear displacement

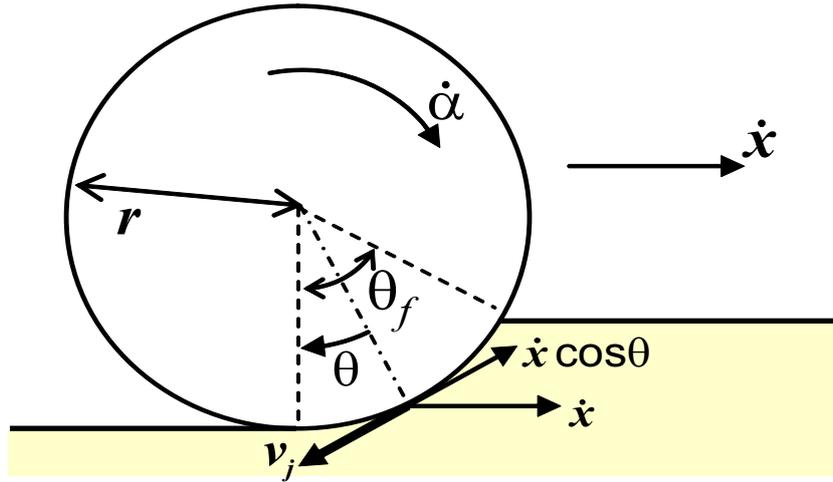


Fig. 2.6 Development of shear displacement under wheel

車輪のせん断変位 $j(\theta)$ はスリップ速度 v_j に基づき決定される。スリップ速度 v_j は、図 2.6 に示すような関係にある。車輪回転速度 $r\dot{\alpha}$ と車輪移動速度 \dot{x} から式 (2.8) を用いて計算される。

$$v_j = r\dot{\alpha} - \dot{x} \cos \theta = r\dot{\alpha}[1 - (1 - s) \cos \theta] \quad (2.8)$$

$j(\theta)$ は、車輪接地角度 θ から以下のように計算される。

$$\begin{aligned} j(\theta) &= \int_0^t v_j dt = \int_{\theta}^{\theta_f} r\dot{\alpha}[1 - (1 - s) \cos \theta] \frac{1}{\dot{\alpha}} d\theta \\ &= r[\theta_f - \theta - (1 - s)(\sin \theta_f - \sin \theta)] \end{aligned} \quad (2.9)$$

ここで、 s は、車輪移動方向における車輪のスリップ率で、車輪移動速度 \dot{x} と車輪回転速度 $r\dot{\alpha}$ から以下の式で表す。

$$s = \begin{cases} \frac{r\dot{\alpha} - \dot{x}}{r\dot{\alpha}} & (r\dot{\alpha} > \dot{x} : \text{driving}) \\ \frac{r\dot{\alpha} - \dot{x}}{\dot{x}} & (r\dot{\alpha} < \dot{x} : \text{braking}) \end{cases} \quad (2.10)$$

スリップ率は、 $-1.0 \leq s \leq 1.0$ の範囲になる。

次に車輪の接地面に対する入射角と沈下量を定式化する。車輪入射角 θ_f は、車輪前方が砂と接触を開始する角度で車輪の鉛直下向きを $\theta=0$ として反時計回りに正の値とする。車輪入射角 θ_f は、式 (2.11) で表す。車輪脱出角 θ_r は、車輪後方が土壌と接触する角度である。

$$\theta_f = \cos^{-1} \left(1 - \frac{h}{r} \right) \quad (2.11)$$

また、車輪脱出角 θ_r は、車輪走行中に変化すると考える。初期沈下時は、車輪前方と後方に砂が接している状態で、車輪の移動によって後方の砂の接地面は減少していく。接地面

2.4 テラメカニクスに基づく車輪モデル

の減少は後方沈下量の減少によって起こると考える。本論文では、移動距離 x の関数として、以下のように車輪脱出角 $\theta_r(x)$ を定式化する。

$$\theta_r(x) = \kappa\theta_0 e^{-Hx} \quad (2.12)$$

車輪脱出角は移動量の増加にしたがい減少して定常状態での走行時には $\theta_r(x)=0$ になる。 H は、車輪脱出角の変化量を決めるフィッティングパラメータで、 κ は、後方沈下量係数で、 $0.0 \leq \kappa \leq 1.0$ の値となり初期沈下時の車輪脱出角 θ_0 に対する比で後方沈下量を示す。

車輪前方の沈下量 h は以下のようなになる。

$$h = h_0 + z \quad (2.13)$$

h_0 は車輪初期沈下量、 z は車輪沈下変位である。

2.4.3 けん引力

車輪が等速走行している時のけん引力 F_{DP} を駆動力 F_x と走行抵抗 F_R の差から以下のように定義する。図 2.7 は、沈下定常状態の車輪に作用する駆動力と走行抵抗を示している。

$$\begin{aligned} F_{DP} &= F_x - F_R \\ &= rb \int_{\theta_r}^{\theta_f} \{\tau(\theta) \cos \theta - \sigma(\theta) \sin \theta\} d\theta \end{aligned} \quad (2.14)$$

r は車輪半径、 b は車輪幅である

車輪駆動力

駆動力 F_x は、図 2.7(a) に示すように車輪の進行方向の車輪表面と土壌の間に作用する。 F_x は、せん断応力 $\tau(\theta)$ の水平方向成分を車輪入射角 θ_f から車輪脱出角 θ_r までの接地領域

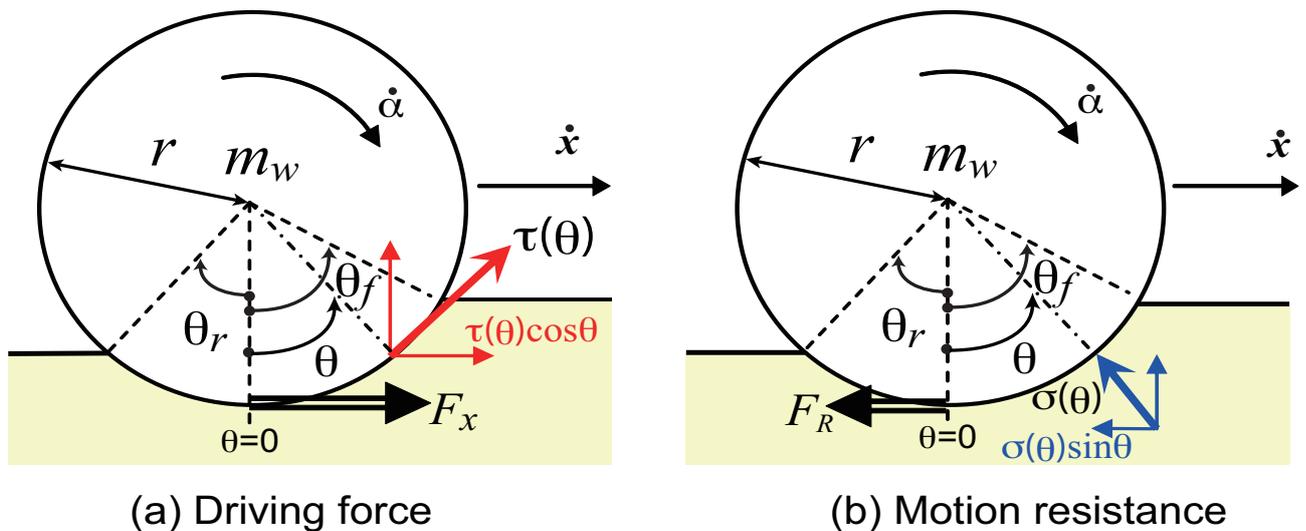


Fig. 2.7 Longitudinal force based on terramechanics

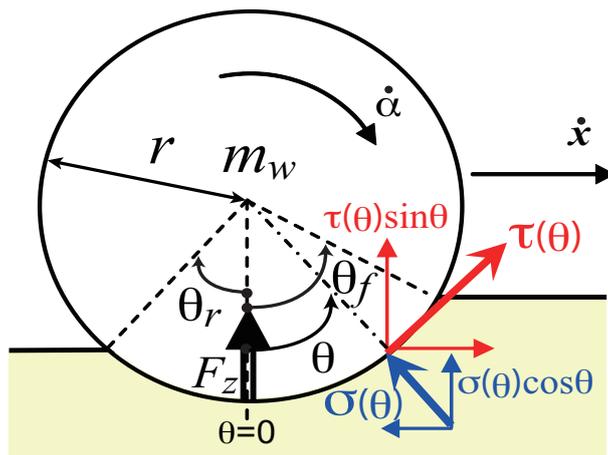


Fig. 2.8 Normal force based on terramechanics (Wheel driving)

について積分することで求められる。

$$F_x = rb \int_{\theta_r}^{\theta_f} \tau(\theta) \cos \theta d\theta \quad (2.15)$$

走行抵抗力

走行抵抗 F_R は、図 2.7(b) に示すように車輪の反進行方向の車輪表面と土壌の間に作用する。 F_R は、垂直応力 $\sigma(\theta)$ の水平方向成分を車輪入射角 θ_f から車輪脱出角 θ_r までの接地領域について積分することで求められる。

$$F_R = rb \int_{\theta_r}^{\theta_f} \sigma(\theta) \sin \theta d\theta \quad (2.16)$$

2.4.4 垂直抗力

等速走行時の垂直抗力

車輪が等速走行している時の垂直抗力 F_z は、図 2.8 に示すように土壌から車輪に対して鉛直方向に作用する。 F_z は、垂直応力 $\sigma(\theta)$ とせん断応力 $\tau(\theta)$ の鉛直方向成分を車輪入射角 θ_f から車輪脱出角 θ_r までの接地領域について積分することで求められる。

$$F_z = rb \int_{\theta_r}^{\theta_f} \{\sigma(\theta) \cos \theta + \tau(\theta) \sin \theta\} d\theta \quad (2.17)$$

停止時の垂直抗力

車輪が停止している時の垂直抗力 F_{z0} は、図 2.9 に示すように車輪荷重 $m_w g$ と釣り合う力である。車輪の前後の接地角度はともに等しく θ_0 とする。 F_{z0} は、車輪停止時の垂直応力 $\sigma_0(\theta)$ の鉛直方向成分を車輪入射角 θ_0 から車輪脱出角 $-\theta_0$ までの接地領域について積分

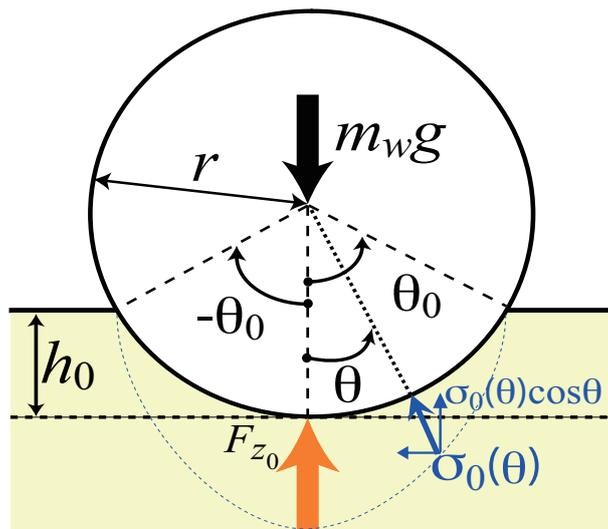


Fig. 2.9 Normal force based on terramechanics (Initial state)

することで求められる.

$$F_{z0} = rb \int_{-\theta_0}^{\theta_0} \sigma_0(\theta) \cos \theta d\theta \quad (2.18)$$

$$\sigma_0(\theta) = \left(\frac{k_c}{b} + k_\phi \right) \{r[\cos \theta - \cos \theta_0]\}^n \quad (2.19)$$

初期沈下量 h_0 は、以下のように表せる.

$$h_0 = r(1 - \cos \theta_0) \quad (2.20)$$

2.4.5 外乱トルク

外乱トルク T_R は、図 2.10 に示すように車輪の接線方向に作用する. T_R は、せん断応力 $\tau(\theta)$ を車輪入射角 θ_f から車輪脱出角 θ_r までの接地領域について積分することで求められる.

$$T_R = r^2 b \int_{\theta_r}^{\theta_f} \tau(\theta) d\theta \quad (2.21)$$

2.5 まとめ

本章では、車輪ダイナミクスモデルと従来車輪モデルを定義した. 従来車輪モデルは、沈下定常状態において実験を基に定式化した応力モデルの水平成分や垂直成分から定義されている. 従来車輪モデルを構成する応力モデルは沈下定常状態のモデルで、車輪沈下量とスリップ率の関数とみなすことができる. 本章で定義した従来車輪モデルは、車輪荷重と垂直抗力が釣り合う沈下定常状態における力を求めることはできるが、沈下過度状態で

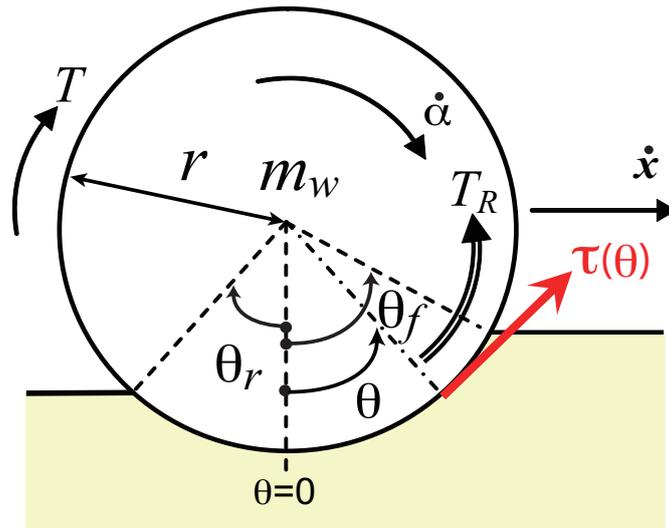


Fig. 2.10 Disturbance torque based on terramechanics

の力を扱うことはできない。車輪がどのような状態変化の後、定常状態に達したかによって車輪スリップ率も異なるために垂直抗力が車輪荷重と釣り合う際の沈下量も異なるを考える。次章より、車輪初期沈下状態から沈下が始まり、定常状態になるまでを考慮に入れた新しい車輪モデルの提案について述べる。

第3章 動的車輪沈下を扱うためのモデル提案

3.1 はじめに

車輪の沈下過渡状態から定常状態で車輪が等速走行するまでの車輪の状態に注目する。車輪が初期沈下状態から沈下を開始するのは、車輪荷重と車輪が土壌から受ける反力(垂直抗力)の均衡が崩れた場合である。沈下中の車輪は、最終的に車輪荷重と釣り合い沈下定常状態となる。この時、前進する力である駆動力は走行抵抗と釣り合い車輪移動加速度は発生しないので、車輪は等速走行することになる。

第2章において述べた従来車輪モデルは、車輪沈下量が定常状態での車輪モデルである。沈下過渡状態を含むモデルでないので、従来車輪モデルを車輪ダイナミクスモデルに対して用いた場合、沈下過渡状態から定常状態までの動的車輪沈下を正確に扱えない。

本章では、テラメカニクスでは考慮に入れていない動的車輪沈下を扱うためのモデルを提案する。まずはじめに従来車輪モデルを用いた場合のシミュレーション結果を示し、従来車輪モデルが動的車輪沈下を扱えないことを指摘する。そして、動的車輪沈下を扱うための新しい車輪モデルをテラメカニクスを基に提案し、シミュレーションによって動的車輪沈下を扱えるかどうか評価する。

3.2 従来車輪モデルを用いた場合の車輪沈下

従来車輪モデルを用いた場合のシミュレーション概要を述べる．シミュレーションでは，式(2.2)の車輪ダイナミクスモデルと式(2.15)-(2.18)，式(2.21)の従来車輪モデルを車輪に作用する力とトルクに対して用いる．レゴリスシミュラントと Dry sand の土壌パラメータをそれぞれ表 3.1 と表 3.2[48] に示し，車輪パラメータは表 3.3 に示す．シミュレーション結果には，車輪回転速度 $r\dot{\alpha}$ と車輪移動速度 \dot{x} の時間変化，スリップ率 s の時間変化，沈下量 h の時間変化，そして，垂直抗力 F_z の時間変化を示す．

Table 3.1 Soil parameters of regolith simulant for simulations

Soil parameters	Unit	Values	Description
c	N/m ²	800	cohesion stress [46]
ϕ	deg	37.2	internal friction angle [46]
k_c	N/m ^{$n+1$}	1370	cohesion stress modulus [47]
k_ϕ	N/m ^{$n+2$}	814000	internal friction angle modulus [47]
n		1.0	sinkage ratio [47]
a_0		0.4	maximum stress angle modulus [48]
a_1		0.15	maximum stress angle modulus [48]
k	m	0.025	shear deformation modulus [48]

Table 3.2 Soil parameters of dry sand for simulations

Soil parameters	Unit	Values	Description
c	N/m ²	1000	cohesion stress
ϕ	deg	30.0	internal friction angle
k_c	N/m ^{$n+1$}	900	cohesion stress modulus
k_ϕ	N/m ^{$n+2$}	1523400	internal friction angle modulus
n		1.1	sinkage ratio
a_0		0.4	maximum stress angle modulus
a_1		0.15	maximum stress angle modulus
k	m	0.025	shear deformation modulus

Table 3.3 Wheel parameters for simulations

Wheel parameters	Unit	Values	Description
m_w	kg	4.5	wheel mass
r	m	0.1	wheel radius
b	m	0.1	wheel width
I_w	kgm ²	0.045	wheel inertia

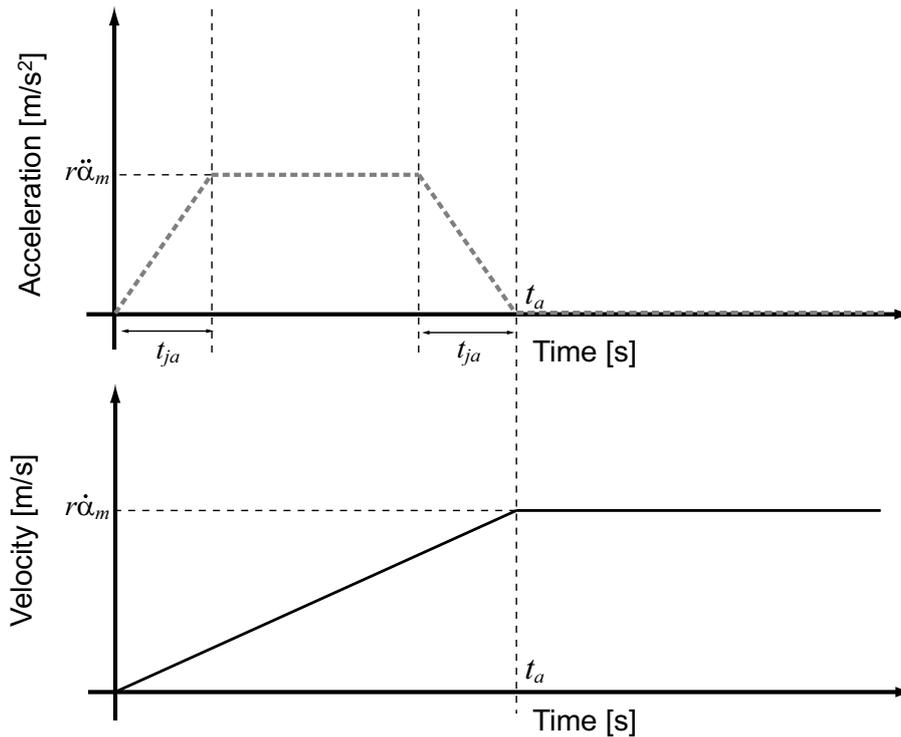


Fig. 3.1 Wheel angular acceleration profile

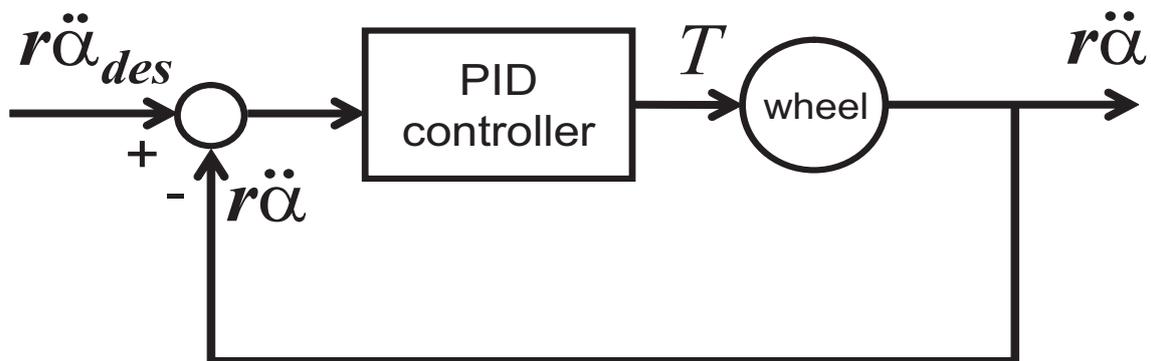


Fig. 3.2 Wheel control diagram

目標速度 $r\dot{\alpha}_{des}$ と加速時間 t_a を設定して図 3.1 のような車輪回転加速度履歴になる入力を与える。車輪回転加速度 $r\ddot{\alpha}$ が増加する時間と回転加速度が減少する時間を t_{ja} とする。増加時間と減少時間は等しいものとする。ただし回転加速度の加速時間 t_{ja} と減少時間 t_{ja} は非常に小さく無視できるものとする。また、図 3.2 はシミュレーションにおける車輪加速度制御のブロック図である。目標速度と加速時間から最大車輪速度を求めて、時々刻々と変化する加速度を目標加速度としてフィードバック制御をおこなう。制御器は PID 制御器を設計し、車輪加速度制御をおこなっている。制御器では車輪トルク T が計算され、式 (2.2) で定義した車輪ダイナミクスモデルに入力される。

3.2 従来車輪モデルを用いた場合の車輪沈下

図3.3, 3.4, 3.5は, レゴリスシミュラントの土壌パラメータを用いて, 加速時間を $t_a=0.50$ [s] で一定の車輪回転速度 $r\dot{\alpha}=0.05, 0.10, 0.15$ [m/s] を与えた場合のシミュレーション結果である. 式(2.12)の後方沈下量 $h_r(x)$ のパラメータは, $\kappa=1.0, H=30.0$ とした. 入力する車輪回転速度の大きさに関わらず車輪が回転を開始すると, 車輪沈下量は0.25秒周期で増減を繰り返して振動的に変化する. 沈下量は, 時間の経過とともに徐々に増加していくが, 振動的に変化して増加していく. その沈下量の振幅はどれも約0.004[m]である. そして, この振動変化を同じ周期で繰り返している. 垂直抗力は, 停止中は車輪荷重と釣り合う $F_z=44.1$ [N] であるが, 動き出しで $F_z=40$ [N] に減少し, その後 $F_z=50$ [N] 近くまで増加する. そして, 車輪加速後では $F_z=45$ [N] を中心に振動的に変化する. 一方, 図3.6, 3.7, 3.8は, Dry sandの土壌パラメータを用いて, 加速時間を $t_a=0.50$ [s] で一定の車輪回転速度 $r\dot{\alpha}=0.05, 0.10, 0.15$ [m/s] を与えた場合のシミュレーション結果である. レゴリスシミュラントの場合と同様に, 入力する車輪回転速度の大きさに関わらず車輪が回転を開始すると, 車輪沈下量は0.25秒周期で増減を繰り返して振動的に変化する.

車輪の動き出しから振動的に変化する沈下現象は実際の車輪沈下現象と一致しない. 実際に車輪沈下は, 振動変化する場合もあるが, その沈下量の振幅は1mm以内であると考えられる. シミュレーション結果が示す車輪沈下は大きな振幅で振動変化してしまい, 実際の沈下現象と一致しない. シミュレーション結果は, 従来車輪モデルが動的車輪沈下を正確に扱えないことを表している.

3.2 従来車輪モデルを用いた場合の車輪沈下

土壌パラメータ：レゴリスシミュラント

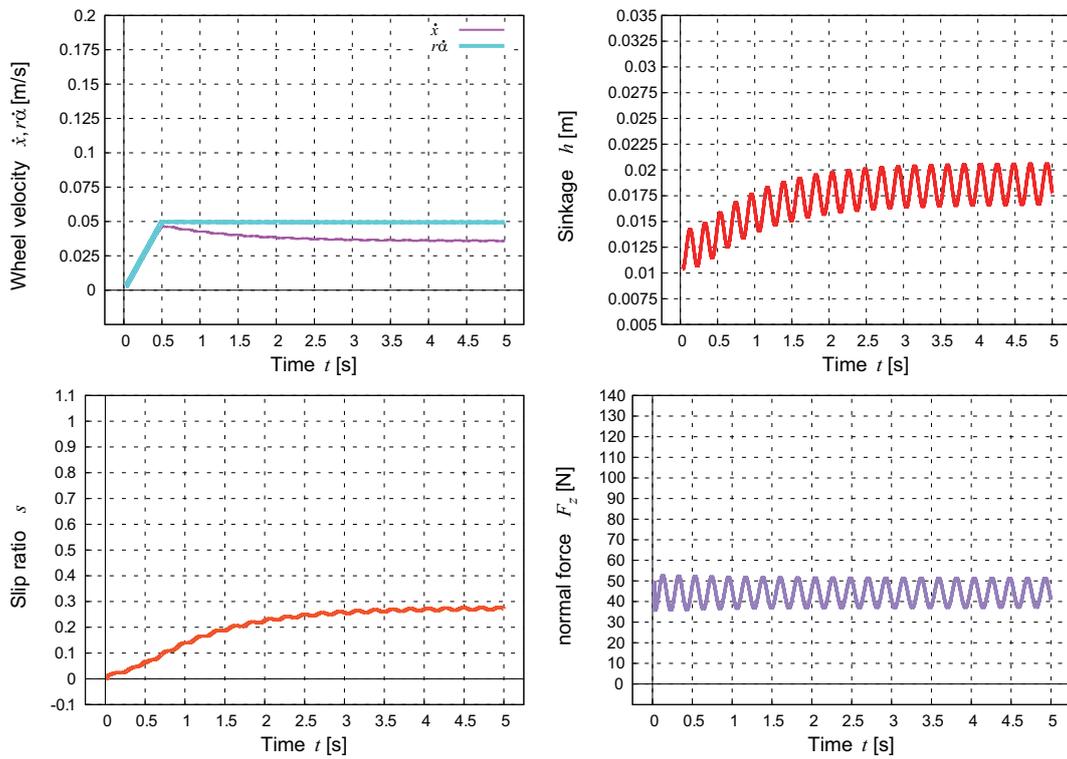


Fig. 3.3 Dynamic simulation results: regolith simulant ($r\dot{\alpha}=0.05[\text{m/s}]$)

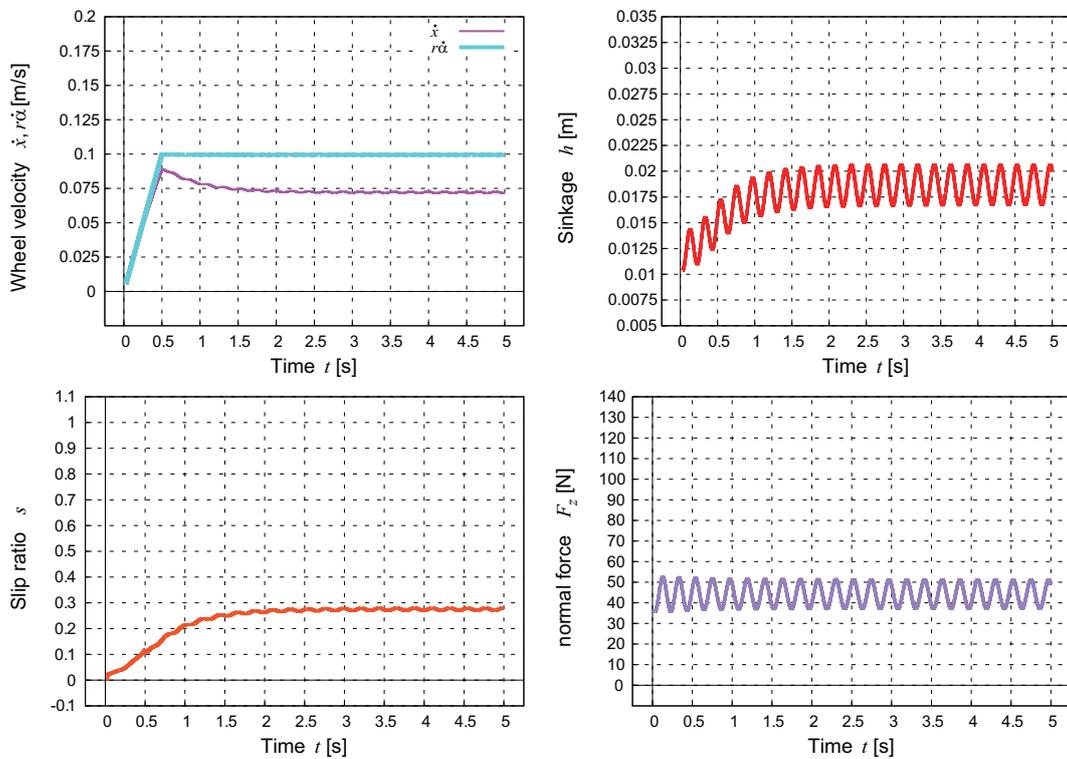


Fig. 3.4 Dynamic simulation results: regolith simulant ($r\dot{\alpha}=0.10[\text{m/s}]$)

3.2 従来車輪モデルを用いた場合の車輪沈下

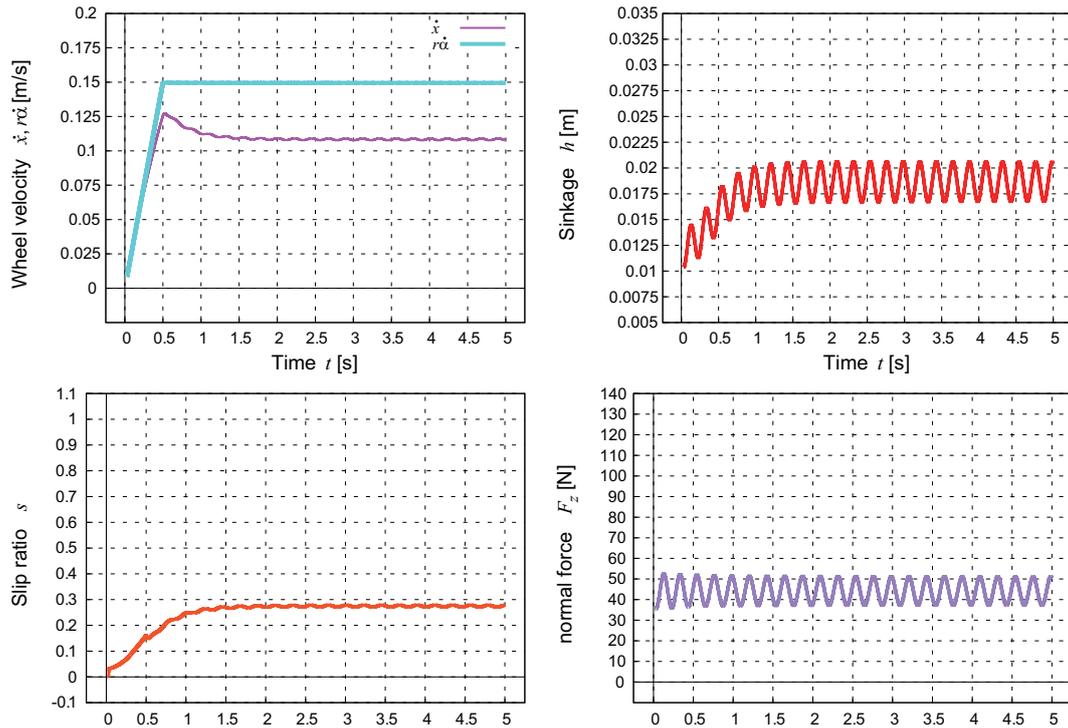


Fig. 3.5 Dynamic simulation results: regolith simulant ($r\dot{\alpha}=0.15[\text{m/s}]$)

土壌パラメータ : dry sand

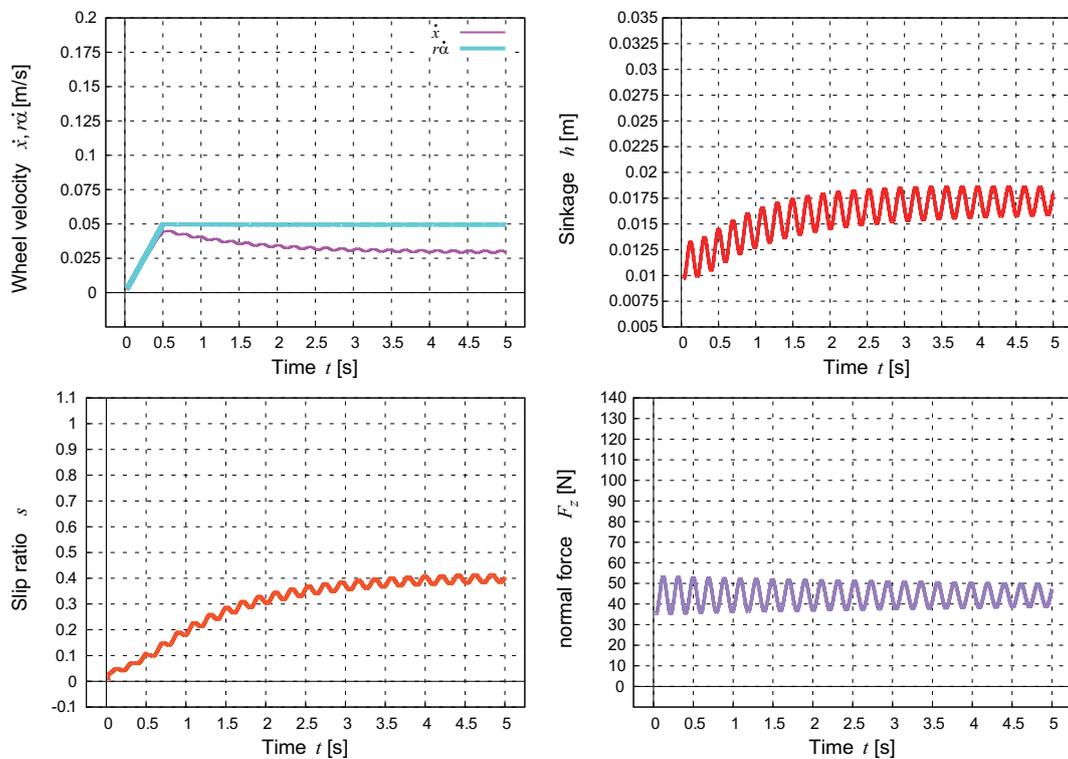


Fig. 3.6 Dynamic simulation results: dry sand ($r\dot{\alpha}=0.05[\text{m/s}]$)

3.2 従来車輪モデルを用いた場合の車輪沈下

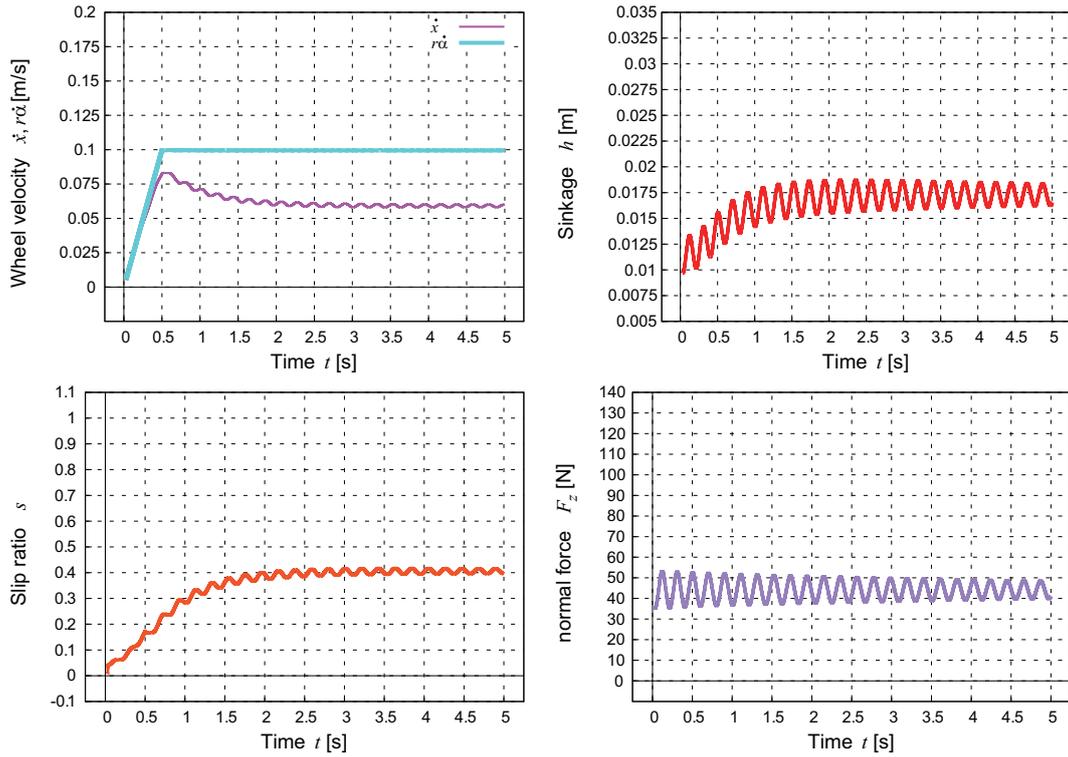


Fig. 3.7 Dynamic simulation results: dry sand ($r\dot{\alpha}=0.10[\text{m/s}]$)

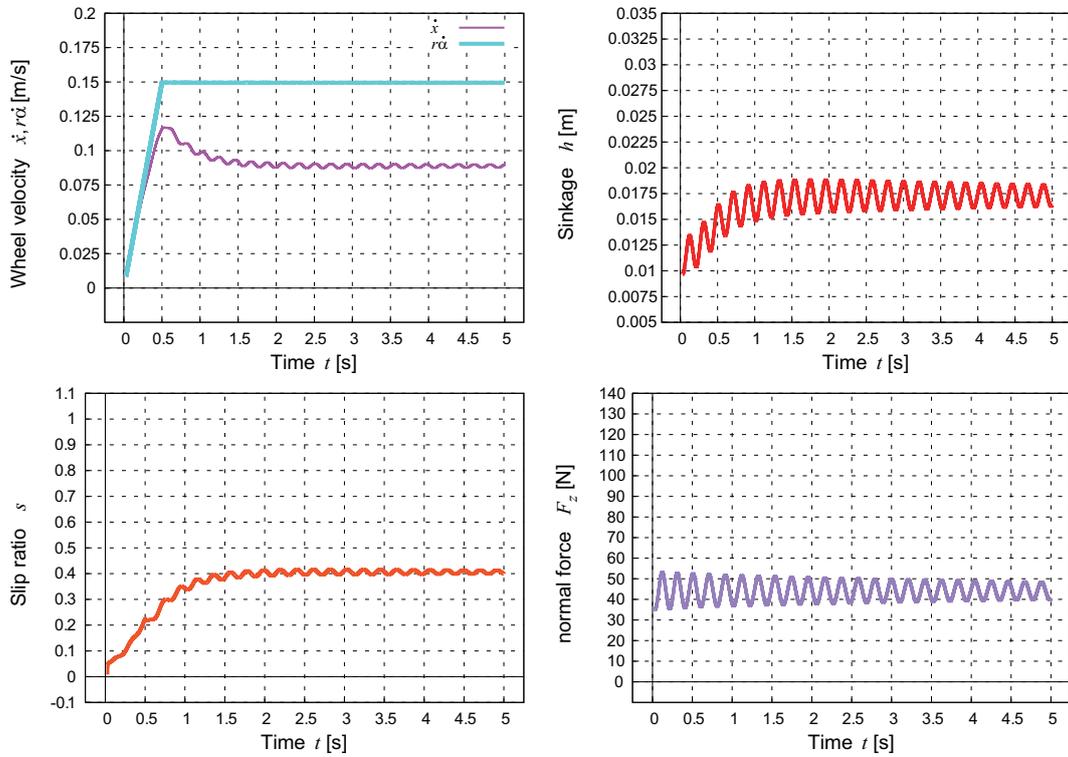


Fig. 3.8 Dynamic simulation results: dry sand ($r\dot{\alpha}=0.15[\text{m/s}]$)

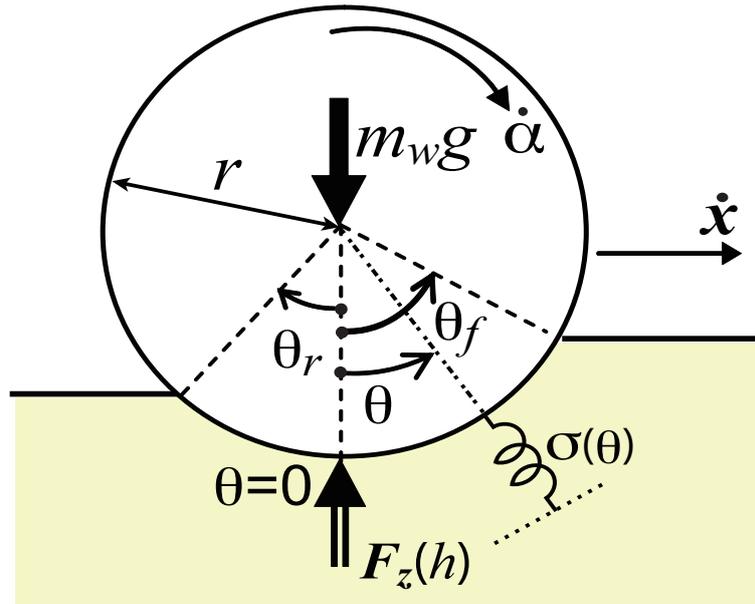


Fig. 3.9 Reason of wheel sinkage problem

沈下量が振動変化する原因は，式 (3.1) に示す沈下方向の運動方程式における車輪荷重 $m_w g$ と垂直抗力 F_z の関係にある．

$$m_w \ddot{z} = m_w g - F_z(h) \quad (3.1)$$

この関係は図 3.9 の様に表せる．垂直抗力モデルは，沈下量から車輪荷重などの反力と釣り合う力を計算する仕組みになっているため，沈下量 h の関数とみなすことができる．垂直抗力は，沈下量が大きくなるほど大きな値になる．車輪が初期沈下状態にある時，車輪荷重と垂直抗力（この時は，停止時の垂直抗力 F_{z0} ）は釣り合っている．車輪が回転を始めると，走行時の垂直抗力 F_z となり，車輪接地面積の減少と応力分布が変化することで垂直抗力は減少する．そして，車輪荷重の方が垂直抗力より大きくなると ($m_w g > F_z$)，沈下加速度が発生する ($\ddot{z} > 0$)．よって沈下量が増加する．沈下量が増加するに従い垂直抗力が増加する．そして，車輪荷重と垂直抗力が釣り合う沈下量に達する ($m_w g = F_z$)．この時，沈下加速度は $\ddot{z} = 0$ [m/s²] になるが，沈下速度は $\dot{z} > 0$ [m/s] より沈下は増加し続ける．更に沈下量が増加すると垂直抗力は車輪荷重より大きくなる ($m_w g < F_z$)．そして，沈下加速度は $\ddot{z} < 0$ [m/s²] となり，沈下速度は減少していく．沈下速度が $\dot{z} < 0$ [m/s] になると，今度は，沈下量が減少していく．そして，沈下量は最小沈下量に達する．この時，垂直抗力は車輪荷重より小さく ($m_w g > F_z$)，沈下速度は $\dot{z} > 0$ [m/s] になるので，再び沈下量は増加し始める．このように沈下量の振動変化を繰り返すのである．

3.3 動的垂直応力モデルの提案

従来の垂直応力モデルは沈下定常状態のモデルであるので沈下中の応力を扱えない。沈下量が振動変化する問題を解決するために、テラメカニクスでは考慮に入れていない沈下中の力も扱えるモデルを構築する。土壤に置いた平板の自然沈下において沈下中の垂直応力を求める際に沈下速度の影響を考慮に入れる必要性が指摘されている [49][50]。文献 [49][50] では、砂の塑粘性の影響を受け沈下中の垂直応力が変化するので砂の変形率、つまり沈下速度を考慮に入れることで沈下中の応力が求められると述べている。そこで、沈下速度を考慮に入れることで沈下中の車輪に作用する応力のモデル化をおこなう。

また、モデル提案において土壤の状態変化を考慮に入れることを考える。筆者は、土壤の状態変化について次のように考える。車輪回転による土壤のせん断速度が大きいほど、せん断による土壤の移動量が大きくなるので土壤は容易に変形するようになる。よって車輪沈下は促進され沈下時間は小さくなる。また、土壤のせん断速度が小さいほど、せん断による土壤の移動量は小さくなるので土壤は容易には変形しない。よって沈下時間は大きくなる。

本論文では、車輪回転速度と移動速度の差を土壤のせん断速度 $[r\dot{\alpha} - \dot{x} \cos \theta]$ とし、動的垂直応力モデル $\sigma_d(\theta)$ を以下のように提案する。式 (2.5) の垂直応力モデルの第2項に車輪沈下速度と土壤の状態変化を考慮に入れた項を追加することによって沈下の増加量が変化する効果を与える。

$$\sigma_d(\theta) = \begin{cases} \left(\frac{k_c}{b} + k_\phi\right) \{r[\cos \theta - \cos \theta_f]\}^n + \beta_f(\theta) \dot{z} & (\theta_m \leq \theta < \theta_f) \\ \left(\frac{k_c}{b} + k_\phi\right) \left\{r \left[\cos \left(\theta_f - \frac{\theta - \theta_r}{\theta_m - \theta_r} (\theta_f - \theta_m)\right) - \cos \theta_f\right]\right\}^n + \beta_r(\theta) \dot{z} & (\theta_r < \theta \leq \theta_m) \end{cases} \quad (3.2)$$

$$\beta_f(\theta) = \frac{\{\eta[\cos \theta - \cos \theta_f]\}}{(r\dot{\alpha} - \dot{x} \cos \theta)}$$

$$\beta_r(\theta) = \frac{\left\{\eta \left[\cos \left(\theta_f - \frac{\theta - \theta_r}{\theta_m - \theta_r} (\theta_f - \theta_m)\right) - \cos \theta_f\right]\right\}}{(r\dot{\alpha} - \dot{x} \cos \theta)}$$

η はフィッティングパラメータである。動的せん断応力モデル $\tau_d(\theta)$ は、動的垂直応力モデルを用いて以下のように示す。

$$\tau_d(\theta) = (c + \sigma_d(\theta) \tan \phi) \left[1 - e^{-j(\theta)/k}\right] \quad (3.3)$$

そして、沈下中の動的けん引力モデル F_{DP_d} 、動的垂直抗力モデル F_{z_d} 、動的外乱トルクモデル T_{R_d} は次のように表せる。

$$F_{DP_d} = rb \int_{\theta_r}^{\theta_f} \{\tau_d(\theta) \cos \theta - \sigma_d(\theta) \sin \theta\} d\theta \quad (3.4)$$

$$F_{z_d} = rb \int_{\theta_r}^{\theta_f} \{\sigma_d(\theta) \cos \theta + \tau_d(\theta) \sin \theta\} d\theta \quad (3.5)$$

$$T_{R_d} = r^2 b \int_{\theta_r}^{\theta_f} \tau_d(\theta) d\theta \quad (3.6)$$

これら沈下中の動的車輪モデルは、沈下速度が $\dot{z}=0$ [m/s] の場合、従来車輪モデルと同じモデルになる。

3.4 シミュレーションによる提案モデルの評価

シミュレーションによって動的垂直応力モデルを採用した車輪モデルが動的沈下を扱えるかどうか評価する。シミュレーションでは、沈下中の車輪に作用する力とトルクに対して式(3.4)-(3.6)の動的車輪モデルを用いる。土壌パラメータと車輪パラメータは表3.1, 表3.2と表3.3を用いる。

図3.10, 3.11は、それぞれ一定値の車輪回転速度 $r\dot{\alpha}=0.10, 0.15$ [m/s] を入力した場合のシミュレーション結果で、車輪回転加速時間 $t_a=2.5, 2.0, 1.5, 1.0$ 秒とし、レゴリスシミュラントの土壌パラメータを用いた場合の沈下量の時間変化を示している。提案モデルのフィッティングパラメータ $\eta=5000$ としている。図3.12, 3.13は、それぞれ一定値の車輪回転速度 $r\dot{\alpha}=0.10, 0.15$ [m/s] を入力した場合のシミュレーション結果で、車輪回転加速時間 $t_a=2.5, 2.0, 1.5, 1.0$ 秒とし、Dry sandの土壌パラメータを用いた場合の沈下量の時間変化を示している。提案モデルのフィッティングパラメータ $\eta=5000$ としている。また、後方沈下量のフィッティングパラメータは、 $\kappa=1.0, H=30.0$ とした。

式(3.2)の提案モデルを用いることで、レゴリスシミュラントとDry sandの両方の場合で、車輪沈下量は振動変化することなく時間とともに増加し、一定値となった。また、車輪回転加速時間 t_a が大きいほど、沈下時間は大きくなった。ただし、入力車輪回転速度に関わらず、すべての入力に対して同じ値の沈下量で定常状態となった。

土壌パラメータ：レゴリスシミュラント

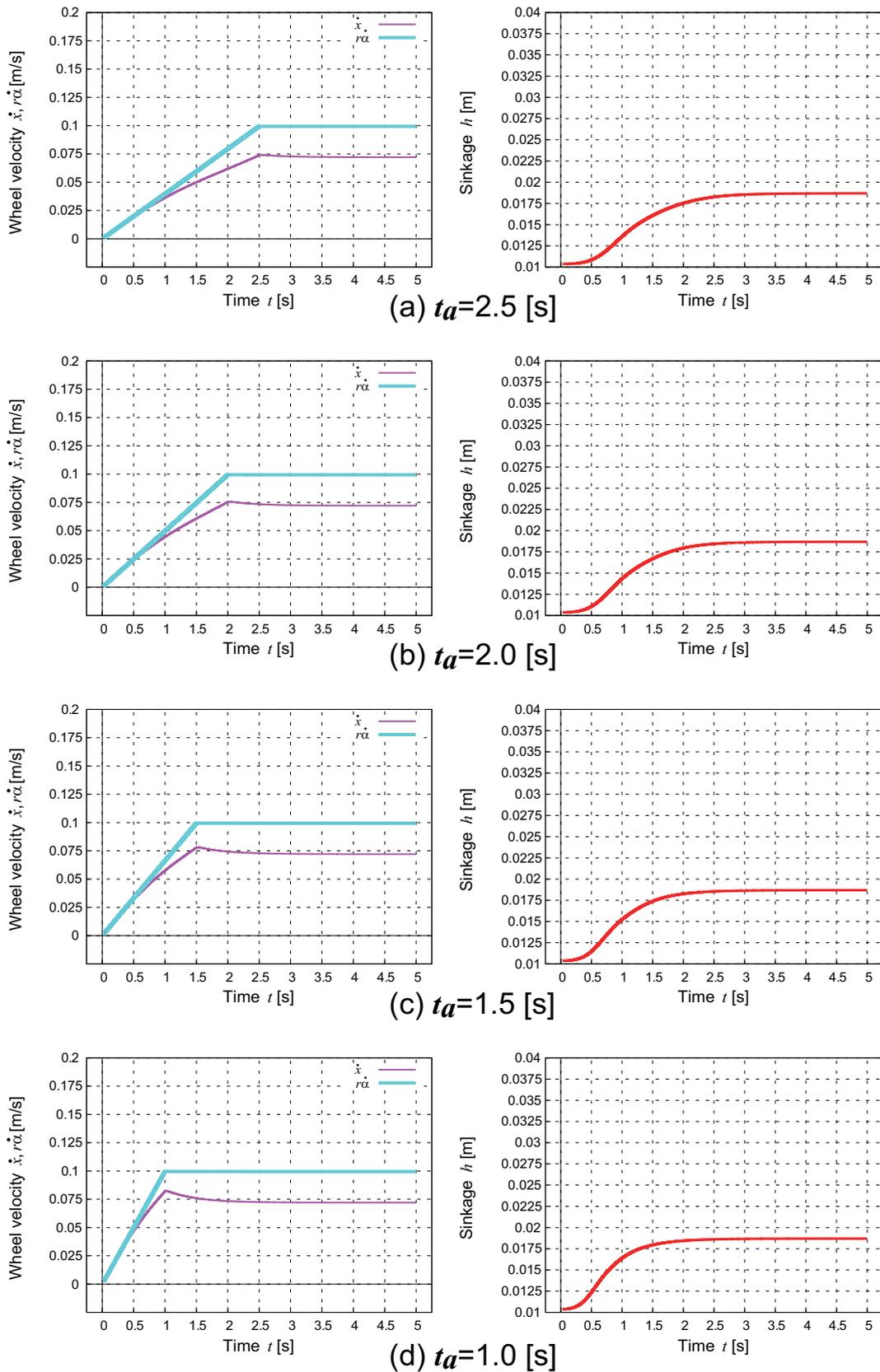


Fig. 3.10 Dynamic simulation results: regolith simulant ($r\dot{\alpha}=0.10$ [m/s])

3.4 シミュレーションによる提案モデルの評価

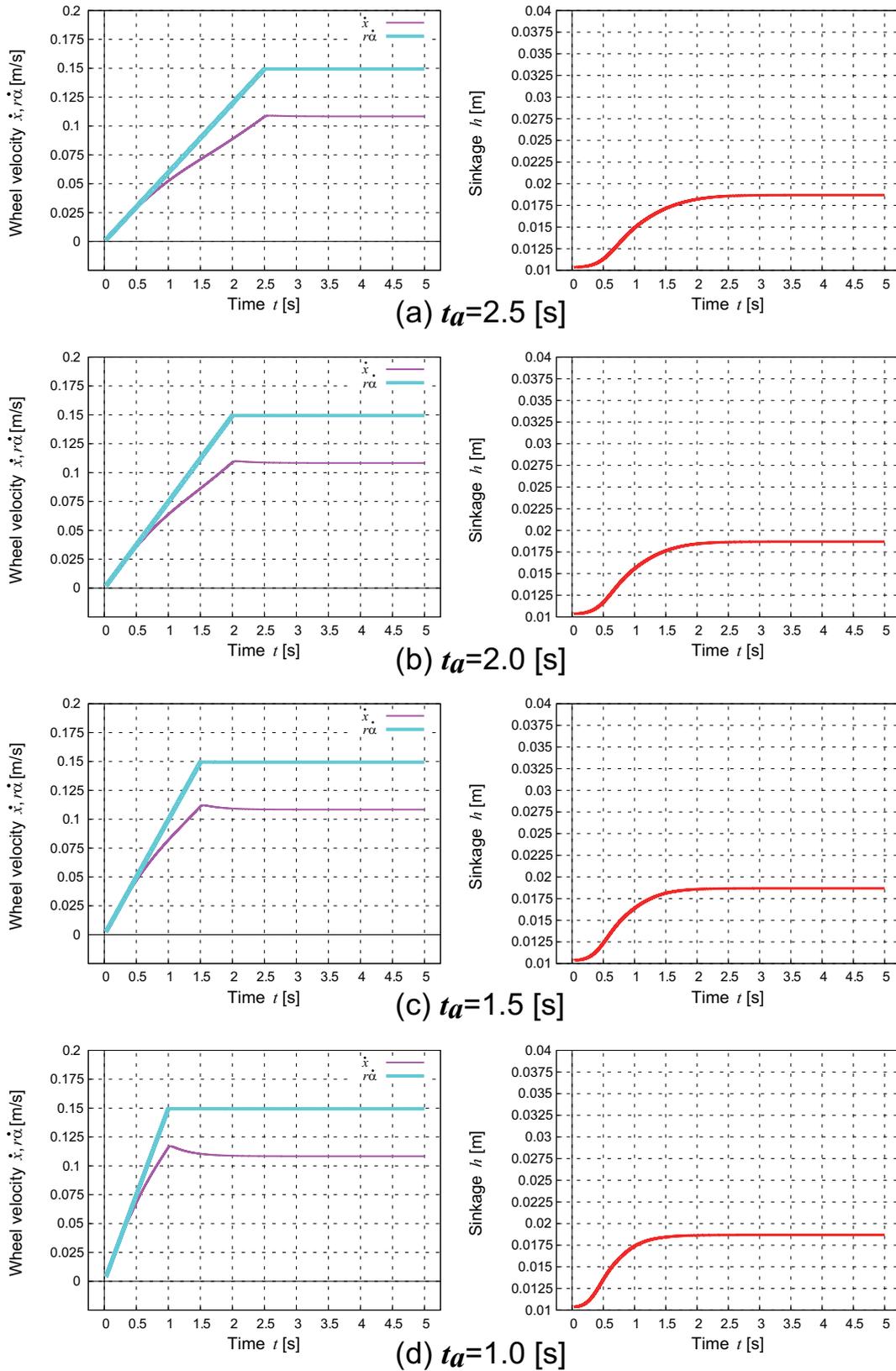


Fig. 3.11 Dynamic simulation results: regolith simulant ($r\dot{\alpha}=0.15$ [m/s])

土壌パラメータ : dry sand

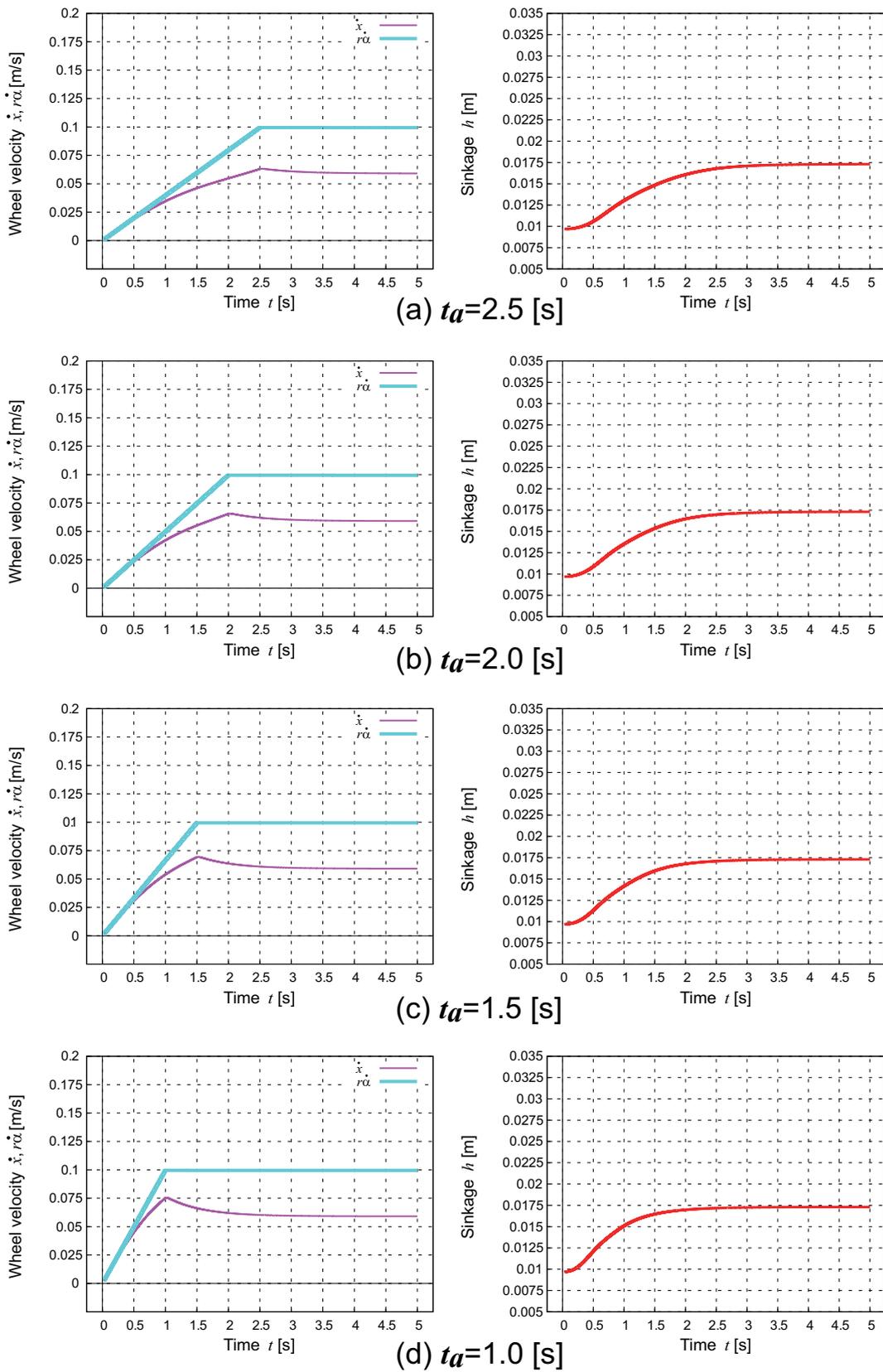


Fig. 3.12 Dynamic simulation results: dry sand ($r\dot{\alpha}=0.10$ [m/s])

3.4 シミュレーションによる提案モデルの評価

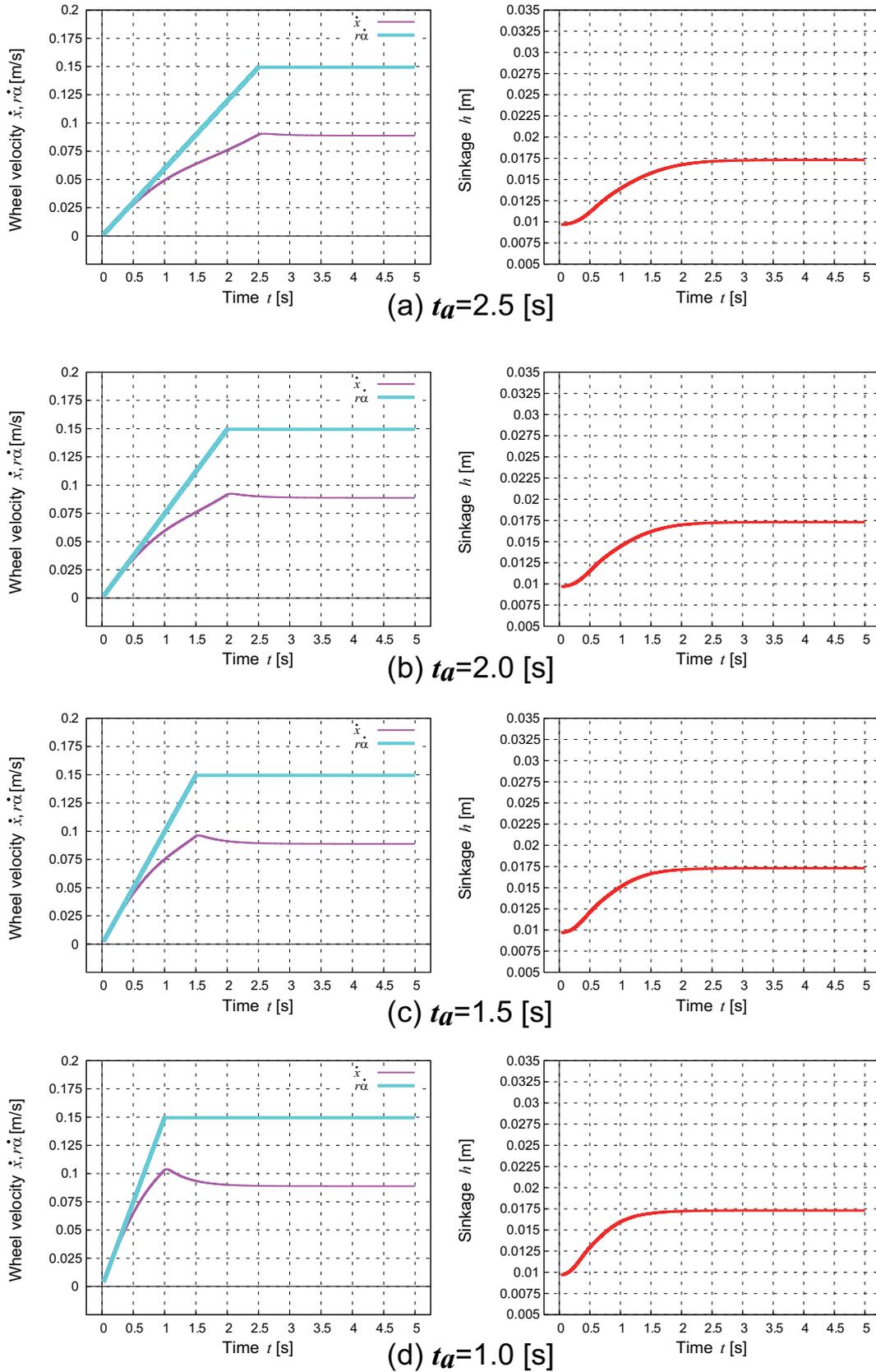


Fig. 3.13 Dynamic simulation results: dry sand ($r\dot{\alpha}=0.15$ [m/s])

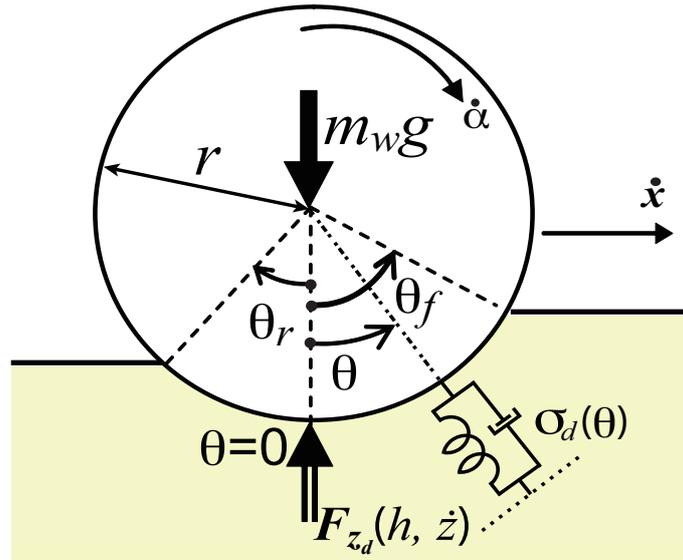


Fig. 3.14 Spring-mass-damping system

$$m_w \ddot{z} = m_w g - F_{z_d}(h, \dot{z}) \quad (3.7)$$

車輪沈下量の振動変化が発生しなくなるのは、式(3.7)の沈下方向の運動方程式における車輪荷重と動的垂直抗力の関係に理由がある。それは、両者の関係が図3.14に示すようにバネ・マス・ダンパー系になるためである。ダンパー要素が加わることで、車輪沈下量の急激な増加が抑制されるので、沈下量は徐々に増加していく。最終的に車輪荷重と垂直抗力が釣り合う沈下量で定常状態となるのである。

図3.10～3.13のシミュレーション結果において、加速時間 t_a が大きいほど、沈下時間は大きくなる。加速時間が大きいと回転加速が小さいのでスリップ率は小さくなる。そのため提案する動的垂直応力モデルの減衰比に相当する第2項のパラメータ $\beta_f(\theta)$ や $\beta_r(\theta)$ は大きな値に変化する。よって、車輪沈下量はゆっくりと増加していくので沈下時間は大きくなるのである。以上から提案モデルを用いることで、沈下の振動変化を抑制することと加速時間によって沈下時間が変化することを示した。

3.5 まとめ

提案モデルは沈下中の応力変化を考慮するので、沈下量の急増加を抑制し沈下量は徐々に増加していく。そして、最終的に車輪荷重と釣り合う沈下量で一定となる。このことから沈下量の振動的変化の問題を解決することができた。また、車輪回転による土壌の状態変化を考慮に入れたことで、車輪回転加速時間に対して沈下時間の変化を表現できることをシミュレーションによって確認した。

しかし、本章で提案する車輪モデルだけでは、定常状態となるスリップ率と沈下量は加速時間に関わらず同じ値となった。加速時間によって加速の仕方が変われば、車輪回転による砂の圧縮・排土量も異なり、定常状態になるスリップ率と沈下量は異なる値になると考える。しかし、シミュレーションからこのような結果は得られない。提案モデルだけでは沈下中の車輪スリップを正確に扱えないためであると考えられる。次章において車輪スリップを扱うためのモデル提案をおこなう。

第4章 車輪スリップを扱うためのモデル提案

4.1 はじめに

第3章において提案した動的垂直応力モデルを用いるだけでは、車輪スリップを正確に扱えない。動的垂直応力モデルを用いる場合、入力する車輪回転速度に関わらず特定の値のスリップ率と沈下量で定常状態になる結果となった。この原因は、沈下過渡状態における車輪駆動力を正確に求めることができていないためである。

本章では、駆動力モデルを構成するせん断応力モデル $\tau(\theta)$ に焦点を当て車輪スリップを正確に扱うための車輪モデルを提案する。まずはじめに加速条件を変えた場合のシミュレーション結果を示し、加速度に関わらず定常状態でスリップ率が特定の値になる様子を示す。そして、車輪モデル解析によってその原因について述べ、問題解決方法についての検討をおこなう。問題解決方法として挙げるせん断変形係数 k の扱いについてせん断試験によって検証し、この結果を基にモデルを提案する。提案モデルの妥当性は、シミュレーションによって検討する。

4.2 スリップ問題と問題解決アプローチ

目標の車輪回転速度 $r\dot{\alpha}=0.10, 0.15$ [m/s]で加速時間 $t_a=2.5, 1.0$ [s]とした入力を与えた場合のシミュレーション結果を図4.1~4.4に示す。シミュレーション結果より、異なる車輪回転加速度で車輪が動き出しても、スリップ率はレゴリスシミュラントの場合で $s=0.27$ 、Dry sandの場合で $s=0.40$ の特定の値にしかならない。異なる目標速度・加速時間を与えることで、動き出しの加速度が異なれば定常状態になる沈下量とスリップ率も異なる値になると考える。

土壌パラメータ：レゴリスシミュラント

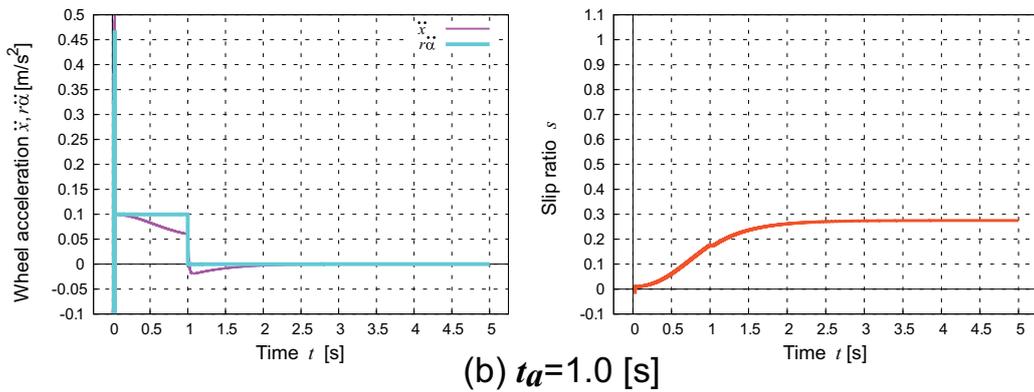
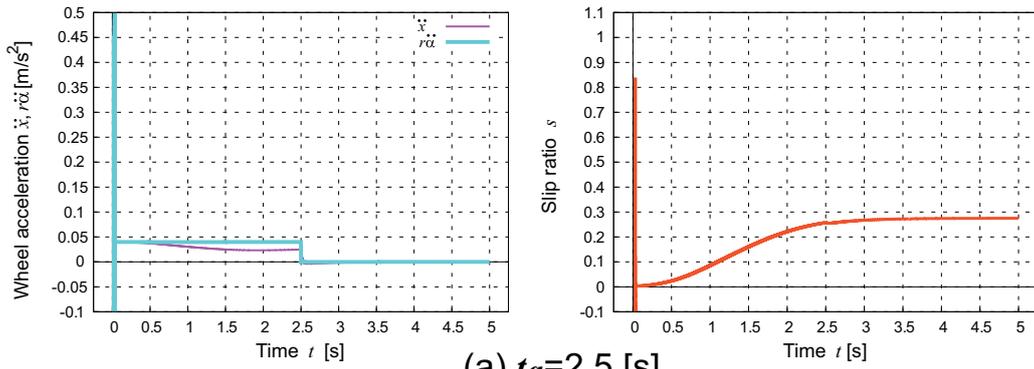


Fig. 4.1 Dynamic simulation: regolith simulant ($r\dot{\alpha}=0.10$ [m/s])

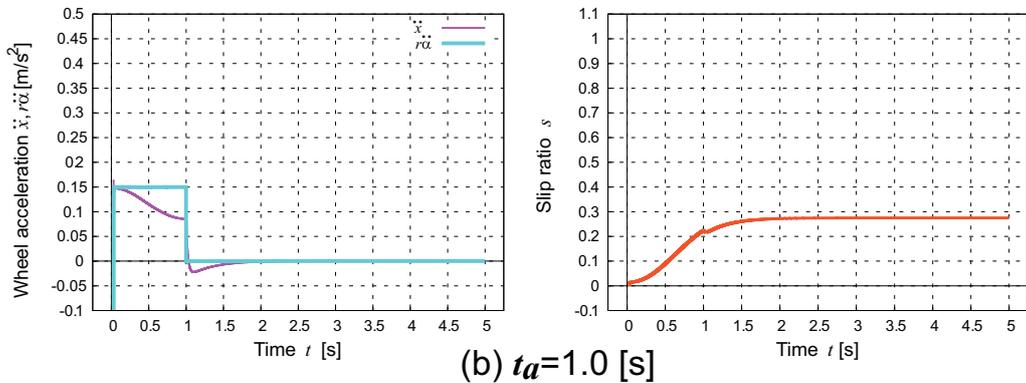
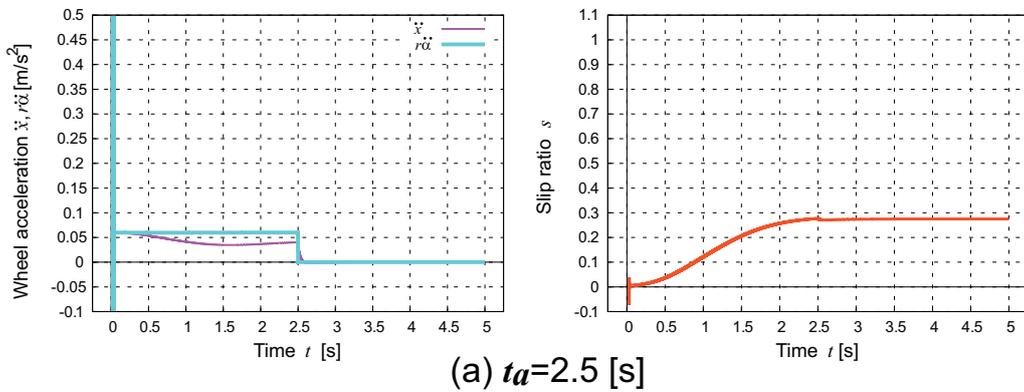


Fig. 4.2 Dynamic simulation: regolith simulant ($r\dot{\alpha}=0.15$ [m/s])

土壌パラメータ : dry sand

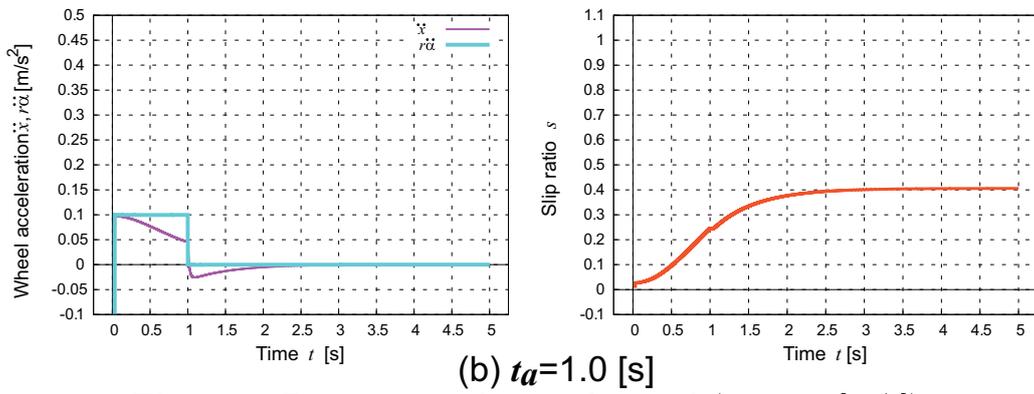
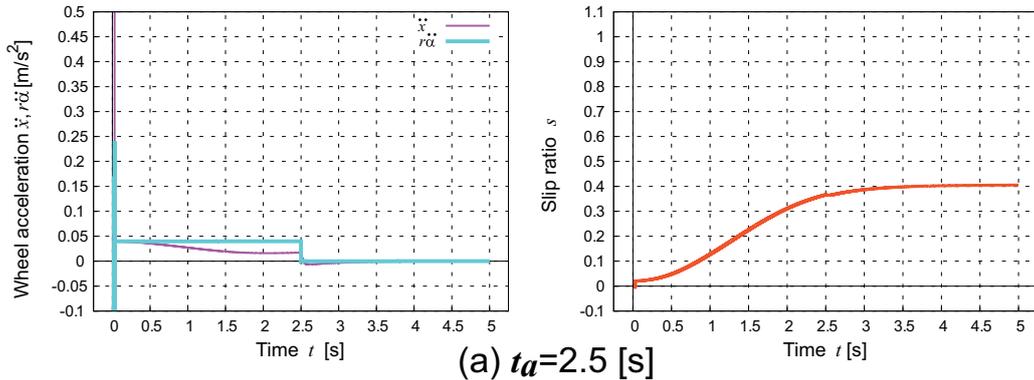


Fig. 4.3 Dynamic simulation: dry sand ($r\dot{\alpha}=0.10$ [m/s])

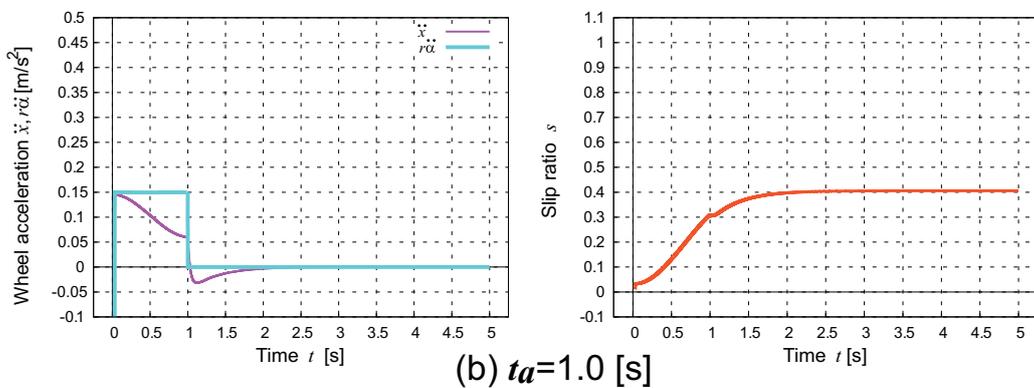
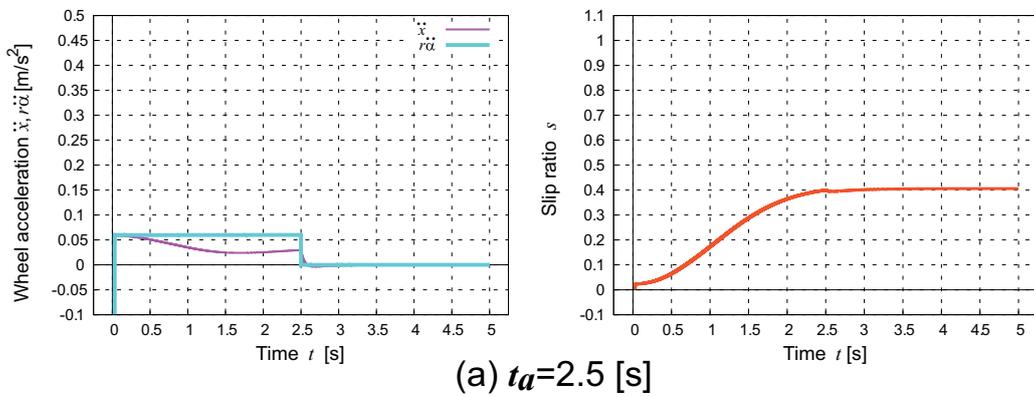


Fig. 4.4 Dynamic simulation: dry sand ($r\dot{\alpha}=0.15$ [m/s])

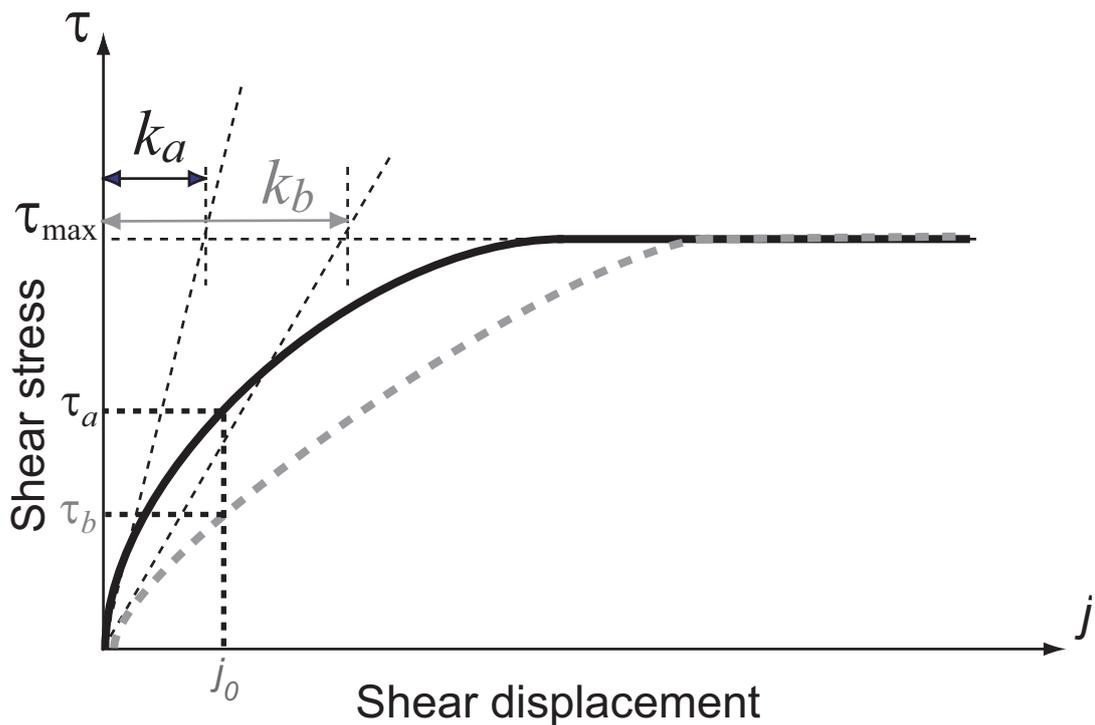


Fig. 4.5 Shear curve

駆動力モデルを構成するせん断応力モデル $\tau(\theta)$ に焦点を当て、スリップ問題の原因を検討する。車輪回転による砂のせん断応力モデルは、図 4.5 に示すようなせん断変位 j とせん断応力 τ の関係（この関係をせん断曲線と呼ぶ）から式 (2.7) のように定式化される。せん断応力は、せん断変位が大きくなるほど大きくなる。せん断変位の増加にしたがいせん断応力は増加し、一定の値（最大せん断応力）に収束していく。また、せん断曲線の形状はせん断特性によって変化する。せん断応力モデルにおいてせん断特性をせん断変形係数 k によって表す。 k の値は、せん断曲線原点の接線と最大せん断応力に対する直線の交点と縦軸との距離であり、最大せん断応力が発生するのに必要なせん断変位の大きさと定義している。

$$\tau(\theta) = (c + \sigma(\theta) \tan \phi) \left[1 - e^{-j(\theta)/k} \right] \quad (2.7 \text{再掲})$$

従来研究では、せん断変形係数 k に対して定数が用いられる。緩い砂の場合、せん断変形係数は $k=0.025$ が用いられ、この場合のけん引力 F_{DP} とスリップ率 s の沈下定常状態の関係は図 4.6 に示すようになる。けん引力が $F_{DP}=0$ となり車輪等速走行するスリップ率は、図 4.6 の $F_{DP}=0$ になるスリップ率で、土壌パラメータがレゴリスシミュラントの場合、 $s=0.27$ のみで Dry sand の場合、 $s=0.40$ のみである。けん引力 F_{DP} とスリップ率 s の関係において、スリップ率 s が大きいほど、けん引力 F_{DP} は大きくなり、沈下定常状態で $F_{DP}=0$ となるスリップ率 s と沈下量 h がひと組しか存在しない車輪モデルとなる。これは、 k が定数であるので沈下量 h とスリップ率 s が増加するとせん断変位と垂直応力が増加するため駆動力 F_x も増加するのである。図 4.6 の車輪モデルは、入力としてどのよ

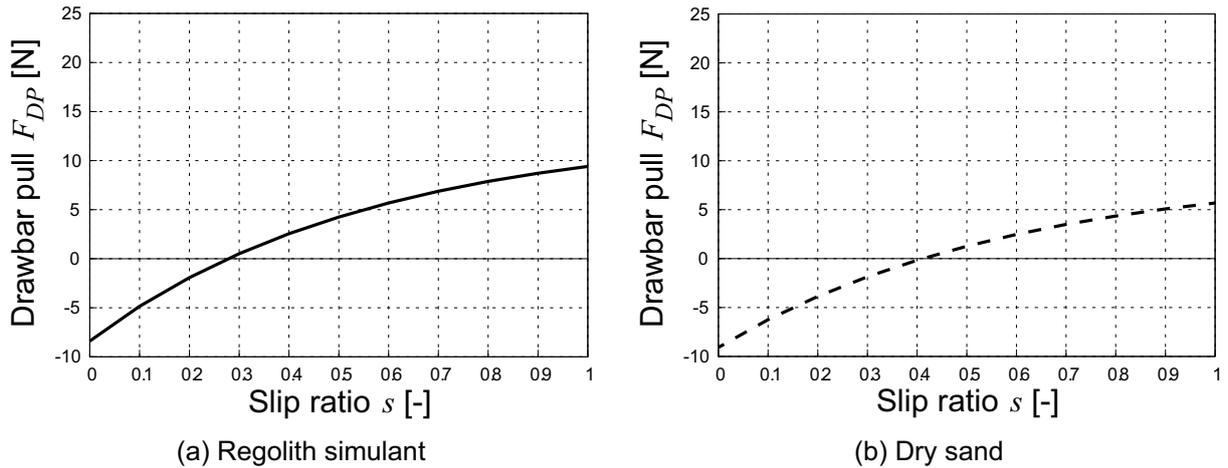


Fig. 4.6 Relationship between slip ratio and drawbar pull ($k=0.025$)

うな大きさの車輪回転速度を与えても車輪移動速度 \dot{x} が一定となるスリップ率がレゴリスシミュラントの場合 $s=0.27$ のみ, Dry sand の場合 $s=0.40$ のみであることを示している。スリップ問題の原因は, どの様な加速度をおこなったかに関係なしに定常状態でのせん断変形係数がある特定の値に決まっているため, けん引力が $F_{DP}=0$ になるスリップ率がひと組しか存在しないことにある。

そこで, まず, レゴリスシミュラントの土壌パラメータを用いて, 定常状態における k 値の違いによってせん断応力 τ がどのように変化するのか検討する。式 (2.7) の車輪に応用されるせん断応力モデルを, せん断面が水平のせん断試験器を用いた場合の式に書き換えると以下の式 (4.1) の様になる。

$$\tau = (c + \sigma \tan \phi) \left[1 - e^{-j/k} \right] \quad (4.1)$$

ある一定の荷重 W を面積 S の平板に与え砂を圧縮する場合の垂直応力を $\sigma=W/S$ とする。式 (4.1) のモデル解析では, 面積 $S=0.0225$ [m²] に荷重 $W=2.0\sim 7.0$ [kg] (垂直応力 $\sigma=871.1\sim 3048.9$ [N/m²]) を与え, せん断変形係数 k を $k=0.005\sim 0.070$ [m] 変化させた場合についておこなう。

図 4.7 は, せん断変位を固定の $j=0.015$ [m] において, 垂直応力 $\sigma=871.1\sim 3048.9$ [N/m²] に対して, せん断変形係数 $k=0.005\sim 0.070$ [m] の範囲で変化させた場合のせん断応力 τ を表している。また, 図 4.8 は, 垂直応力を固定の $\sigma=2178$ [N/m²] において, せん断変位 $j=0.015\sim 0.040$ [m] に対して, せん断変形係数 $k=0.005\sim 0.070$ [m] の範囲で変化させた場合のせん断応力 τ を表している。そして, 図 4.9 は, 垂直応力が $\sigma=1742, 2178$ [N/m²], せん断変形係数 $k=0.01, 0.02, 0.03$ [m] におけるせん断変位 j とせん断応力 τ の関係を示している。

せん断応力モデルの解析結果より, 垂直応力 σ が大きいほど, せん断変位 j が大きいほど, せん断応力 τ は大きくなる。せん断変形係数 k の値が小さいほど, せん断応力 τ は大きくなる。せん断応力が異なるのは, せん断変形係数によって最大せん断応力に達するまでのせん断変位が異なるためである。図 4.9 より垂直応力 $\sigma=2178$ [N/m²] でせん断変形係数 $k=0.01$ から $k=0.02$ への変化に対するせん断応力の変化量は 500 [N/m²] である。せん断変形係数の変化に対してせん断応力は大きく変化することが分かる。

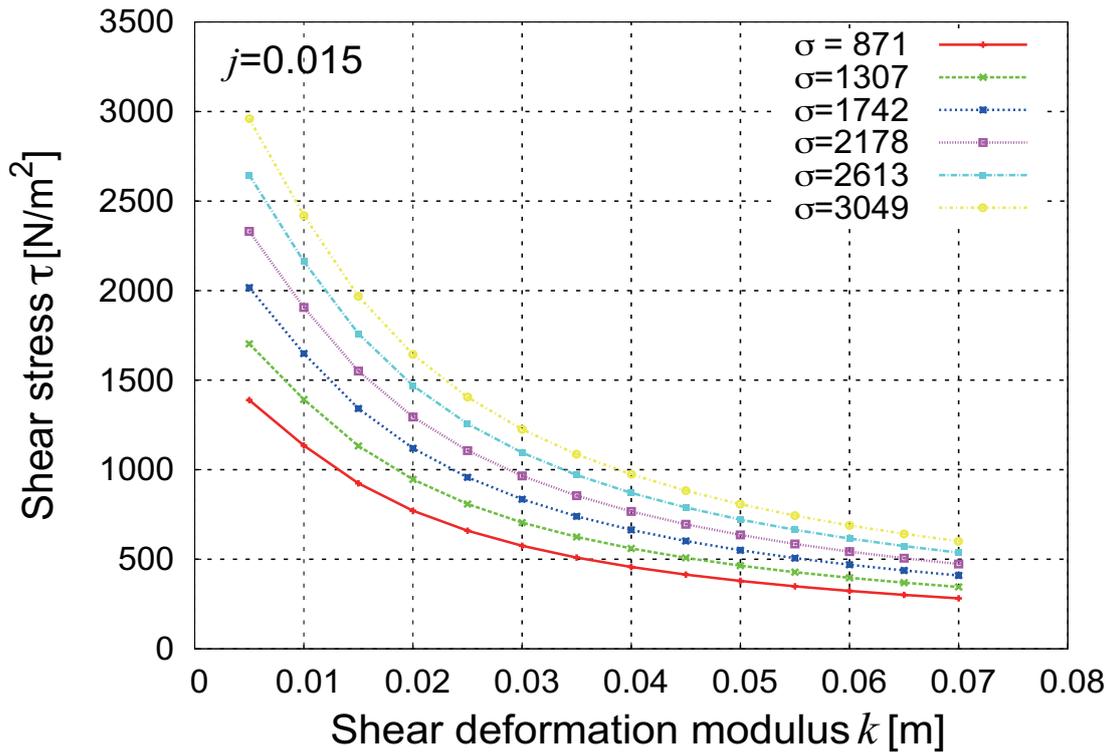


Fig. 4.7 Relationship between shear stress and shear deformation modulus ($j=0.015$)

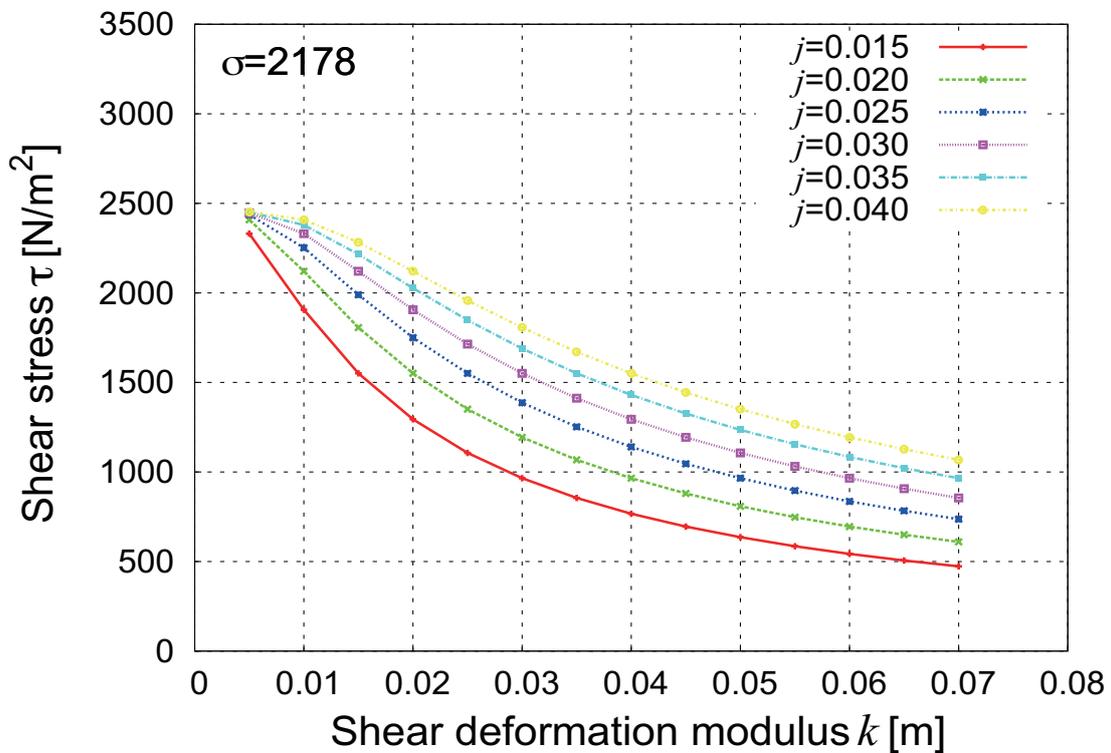


Fig. 4.8 Relationship between shear stress and shear deformation modulus ($\sigma=2178$)

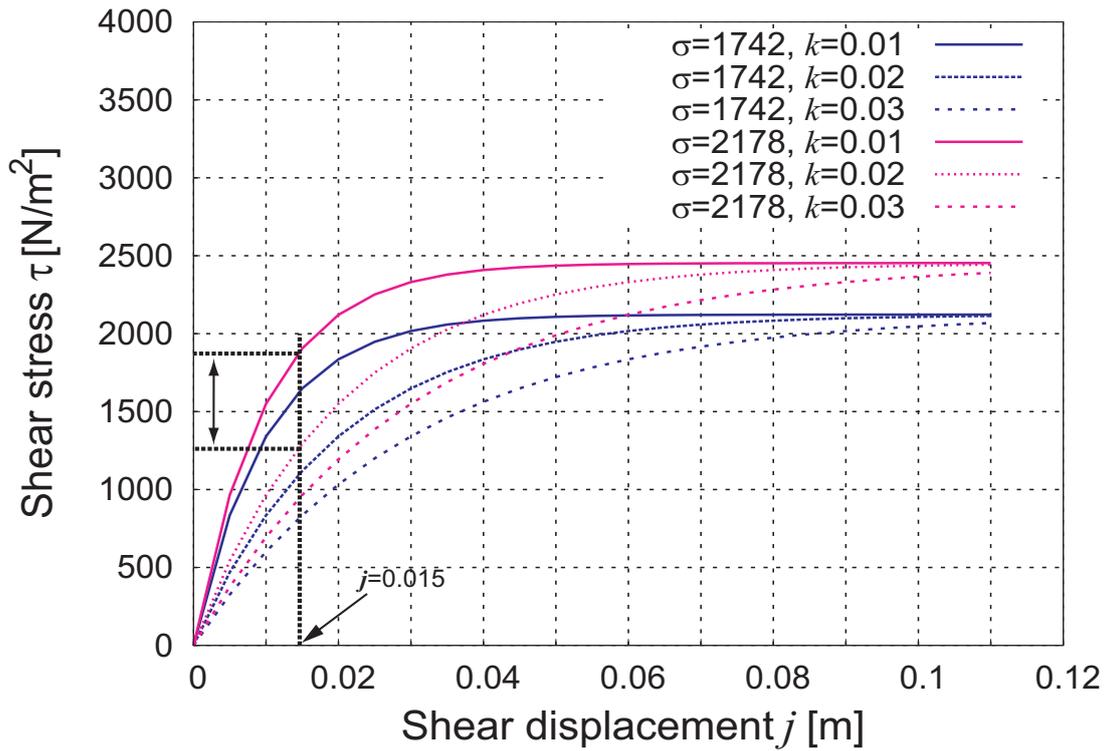


Fig. 4.9 Relationship between shear stress and shear displacement

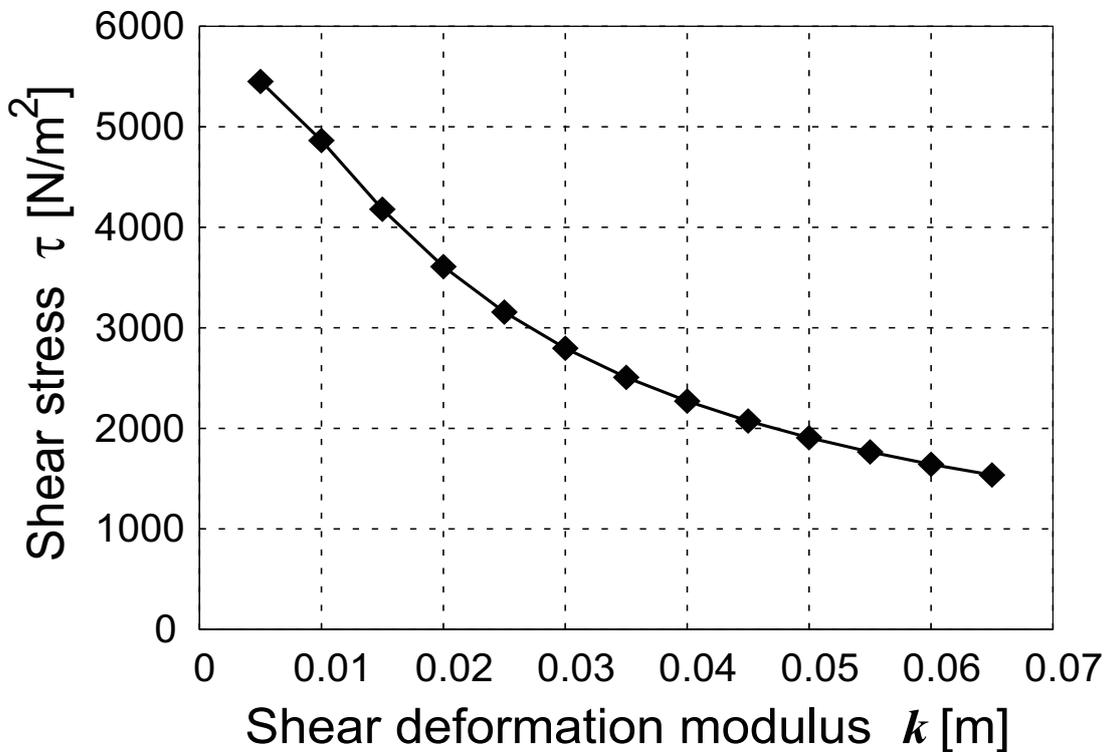


Fig. 4.10 Relationship between shear stress and shear deformation modulus

4.2 スリップ問題と問題解決アプローチ

次にレゴリスシミュラントの土壌パラメータを用いて、 k が変数の場合の駆動力 F_x がどのように変化するかを検査する。スリップ率 s が一定で k が変数の場合におけるせん断応力 τ とせん断変形係数 k の関係を図 4.10 に示す。図 4.10 は、荷重 $m_w=4.5[\text{kg}]$ 、車輪沈下量が $h=0.024[\text{m}]$ でスリップ率 $s=0.5$ において、せん断変形係数 k を変化させた場合の砂と車輪接地面に発生する最大せん断応力の関係である。 k が大きくなるほど、せん断応力 τ が小さくなる。これは沈下量 h とスリップ率 s が一定の場合で k 値のみが大きくなる場合、駆動力 F_x が小さくなる。以上の結果は、せん断変形係数 k が、車輪駆動力の大小を決める作用を持つパラメータであることを示している。図 4.11, 4.12 は、それぞれせん断変形係数が $k=0.020, 0.025, 0.030$ の場合の駆動力 F_x 、走行抵抗 F_R とスリップ率、けん引力 F_{DP} とスリップ率の関係である。せん断変形係数 k が大きくなることでスリップ率に対する駆動力 F_x は小さくなる。それに対して、スリップ率に対する走行抵抗 F_R はせん断変形係数変化の影響は小さく、大きな変化はない。故に、せん断変形係数 k が大きな値になるほど駆動力と走行抵抗が釣り合い、けん引力は $F_{DP}=0$ になるスリップ率は大きくなる。

沈下定常状態において車輪回転速度 $r\dot{\alpha}$ が一定になる場合、車輪移動速度 \dot{x} も一定となるのでけん引力は $F_{DP}=0$ になるよう駆動力は変化する。けん引力 $F_{DP}=0$ になるには、沈下量 h の増加にしたがい駆動力 F_x が小さく変化する必要がある。また、上記のモデル解析により、せん断変形係数 k が大きくなれば駆動力が小さくなることが分かっている。せん断変形係数 k が変数として扱えるかどうかせん断試験により検証する。

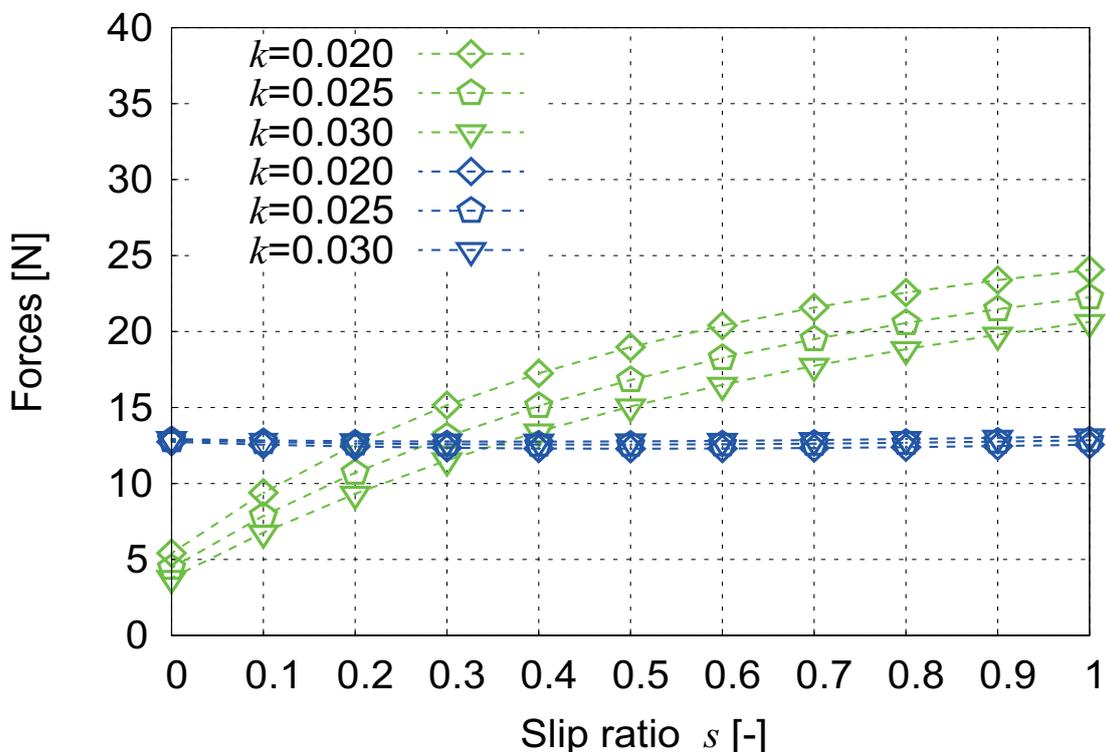


Fig. 4.11 Relationship between wheel forces and slip ratio ($k=0.020, 0.025, 0.030$)

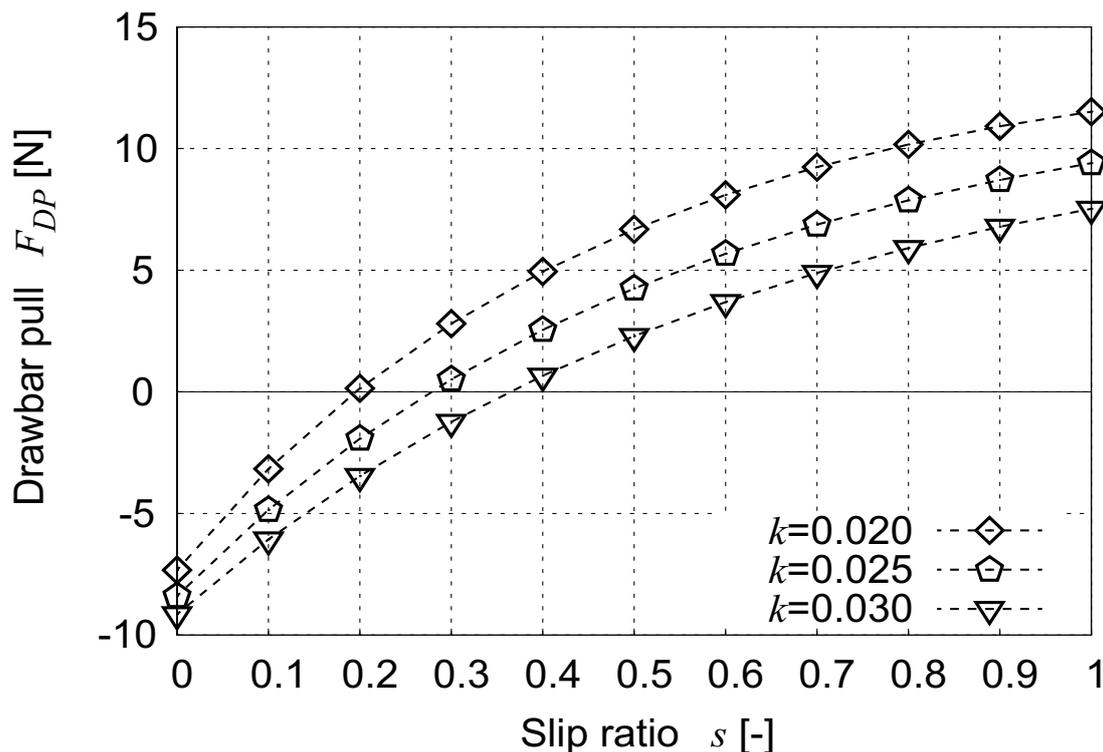


Fig. 4.12 Relationship between drawbar pull and slip ratio ($k=0.020, 0.025, 0.030$)

4.3 せん断試験

本論文では、沈下過渡状態において車輪回転加速度などの変化によって車輪駆動力が変化すると考える。せん断変形係数が変化した場合のせん断応力の変化量はどれくらいか、どの様に変化するのかを水平面をせん断するモデルである式 (4.1) を用いて、数値解析的にせん断応力とせん断変形係数の関係を検討した。そして、せん断変形係数の変化に対してせん断応力は大きく変化することでその影響力を確認した。本節では、せん断試験をおこない実際にせん断変形係数が変数としての挙動を示すかどうかを検証する。

図 4.13 にせん断試験をおこなう実験装置を示す。全長 150 [cm]、幅 55 [cm]、深さ 20 [cm] の砂領域にせん断試験器を設置する。せん断試験器は、上段砂 Box と下段砂 Box からなり、下段砂 Box は実験装置に固定される。上段砂 Box は、外側の寸法は縦 19 [cm]、横 19 [cm]、深さ 5.5 [cm]、砂の納まる内側の寸法は縦 15 [cm]、横 15 [cm]、深さ 5.5 [cm] であり、下段砂 Box 外側の寸法は縦 19 [cm]、横 53 [cm] である。実験装置の上部にはガイドレール上を水平に移動する移動部がありその下部には力を測定する 6 軸力覚センサ (FT センサ) が設置されている。FT センサの側面にせん断試験器の上段砂 Box 内の砂を圧縮する蓋となる平板を設置する。また、移動部の上部に錘を乗せることでせん断試験器の砂に与える圧力を調整できる。FT センサを用いて砂に与える荷重 W と砂がせん断された際の横方向の力 F_{shr} を測定する。測定された力から垂直応力は $\sigma=W/S$ 、せん断応力は $\tau=F_{shr}/S$ で求める。 S は上段砂 Box の平板面積で、 $S=0.0225$ [m²] である。せん断試験は、せん断試験器に砂を収め平板で砂を圧縮した状態から、実験装置の移動部を水平移動させることでおこなう。移動部にはターゲットマーカを設置してモーションキャプチャーがトラッキ

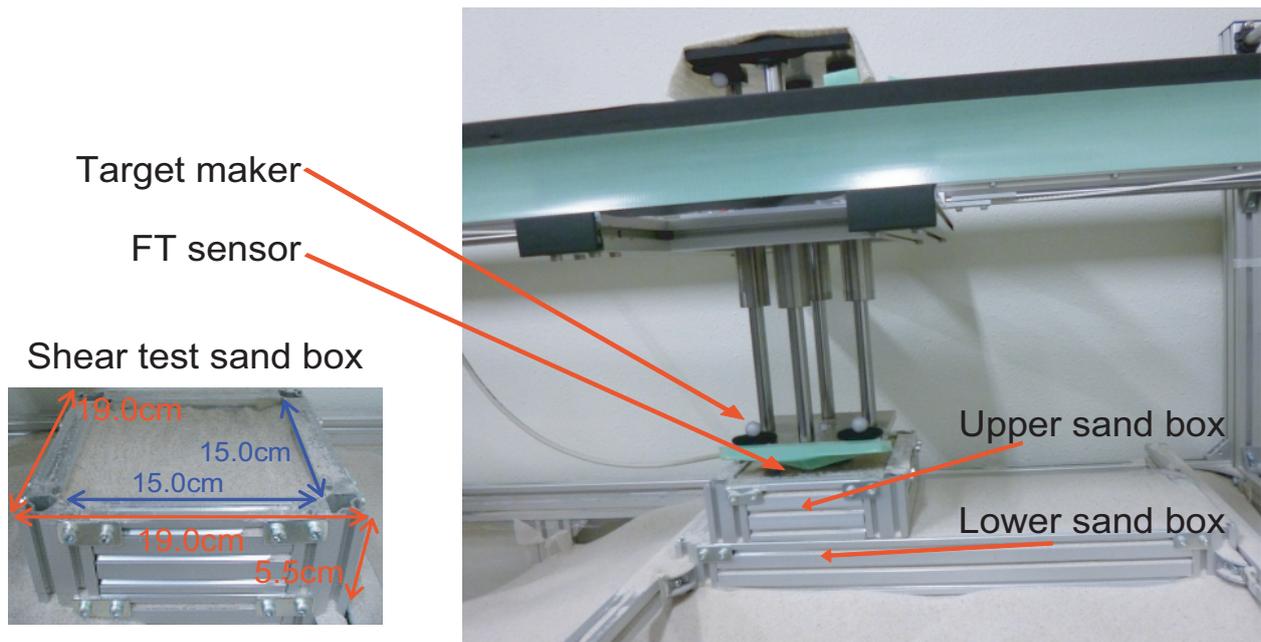


Fig. 4.13 A picture of the shear test device

ングすることで，上段砂 Box の移動変位を測定する．本論文ではこの移動変位をせん断変位 j ，移動変位から求まる移動速度をせん断速度 v_s ，移動加速度をせん断加速度 a_s として扱う．

せん断試験で砂に与える荷重 $W=3.75$ [kg] (垂直応力 $\sigma=1600$ [N/m²]) とする．上段砂 Box を引く速度は，移動装置に設置されたベルトをモータで引っ張り，制御することでおこなう．モータは回転速度制御をおこない，最大速度に達するまでの加速時間を $t_a=5.00$ [s] で固定し，最大回転速度をデューティ比を指定することで変化させた．指定するデューティ比は 100, 80, 60, 40 [%] とした．実際のせん断速度，加速度はモーションキャプチャーの測定値を用いている．モーションキャプチャーで得られるデューティ比別のせん断速度は，duty=100 [%] でおよそ 0.060 [m/s]，duty=80 [%] でおよそ 0.050 [m/s]，duty=60 [%] でおよそ 0.030 [m/s]，duty=40 [%] でおよそ 0.015 [m/s] になる．

以下に，せん断試験の手順を示す．

1. FT センサのオフセットを測定する … offset 値を記録する
2. モーションキャプチャーのキャリブレーションをおこなう
3. せん断試験器に砂を入れる
4. 砂に掛かる荷重の調整をおこなう
5. 平板で上段砂 Box の砂を圧縮する
6. モーションキャプチャーをスタート
7. FT センサをスタート

4.3 せん断試験

8. 実験装置の移動装置部を速度を変えて引く … 上段砂 Box と共に移動しせん断試験器内の砂がせん断される

9. 移動装置部を引く速さ，荷重を変化させ step 1～ step 8 をおこない測定を繰り返す

せん断試験の結果を示す．図 4.14～4.17 は，せん断応力 τ とせん断変位 j ，せん断加速度 a_s とせん断変位 j の関係を各デューティ比において複数回測定したうちの 4 回分の結果を示している．加えた垂直応力は， $\sigma=1600$ [N/m²] である．せん断応力とせん断変位のグラフには実測値を太線で，式 (4.2) から求めたせん断変形係数 k と式 (4.1) を用いて求めた理論曲線を細線で示している．

$$k = -\frac{\sum (1 - \tau/\tau_{max})^2 j^2}{\sum (1 - \tau/\tau_{max})^2 j [\ln (1 - \tau/\tau_{max})]} \quad (4.2)$$

4.3 せん断試験

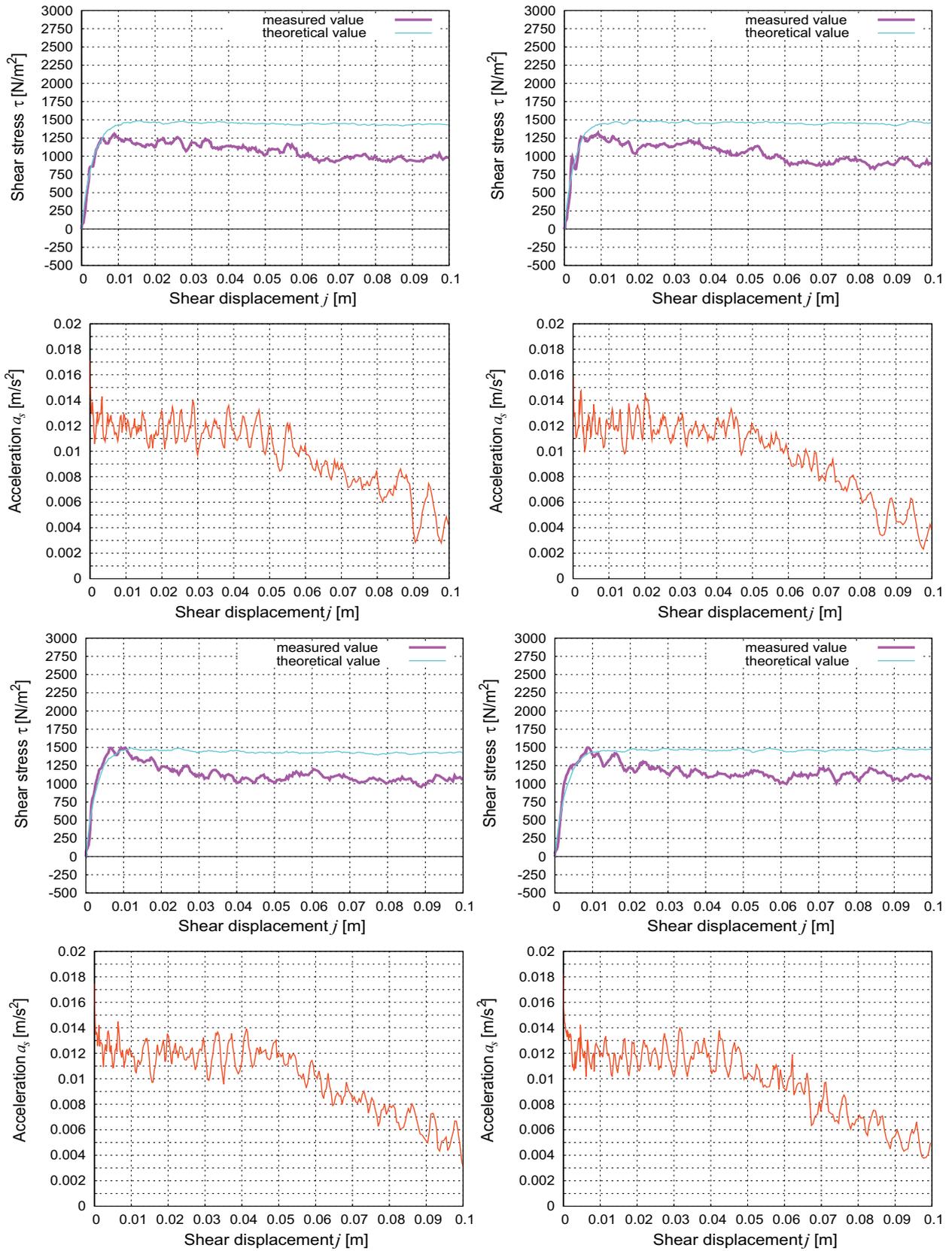


Fig. 4.14 Result of shear test (duty ratio=100 [%])

4.3 せん断試験

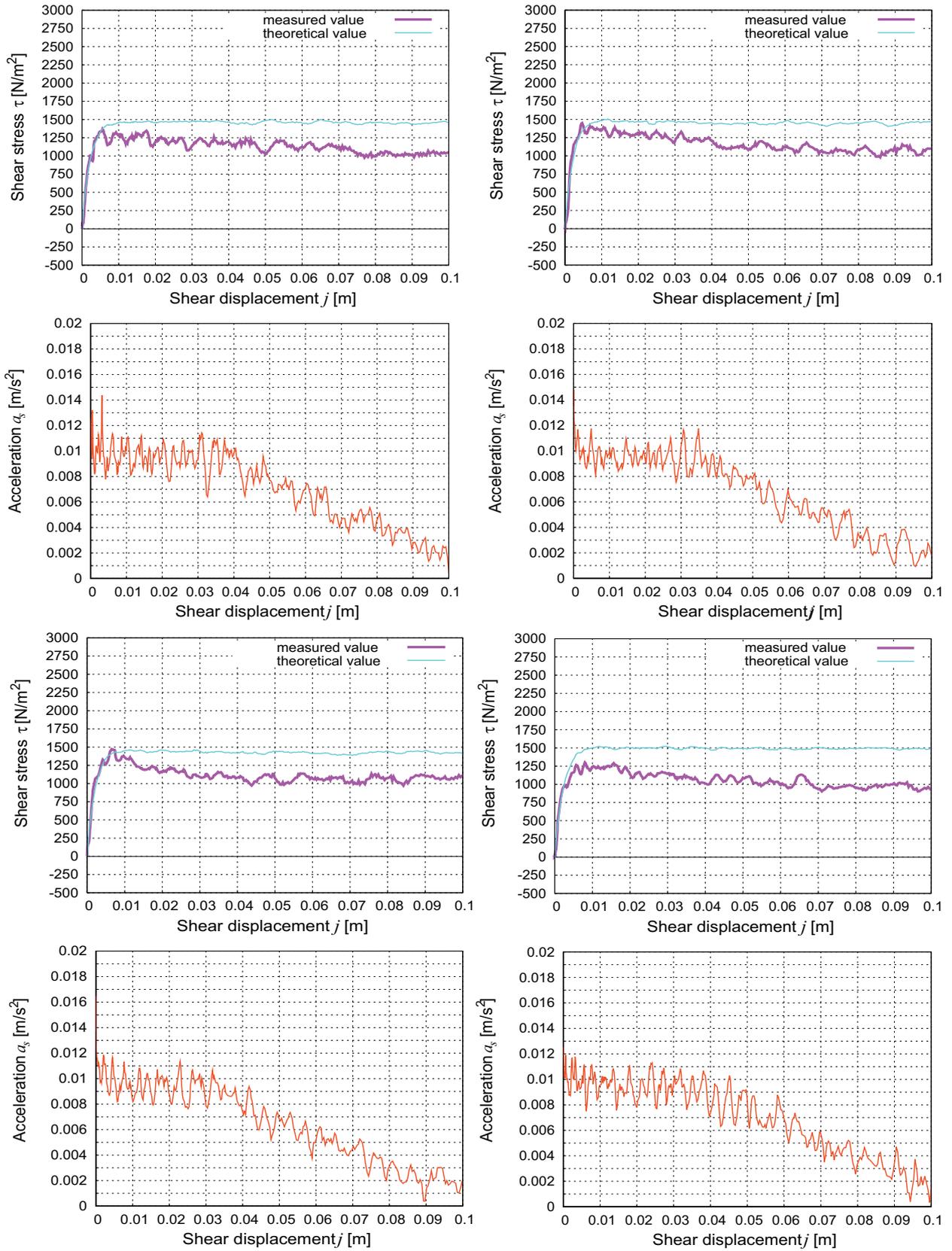


Fig. 4.15 Result of shear test (duty ratio= 80 [%])

4.3 せん断試験

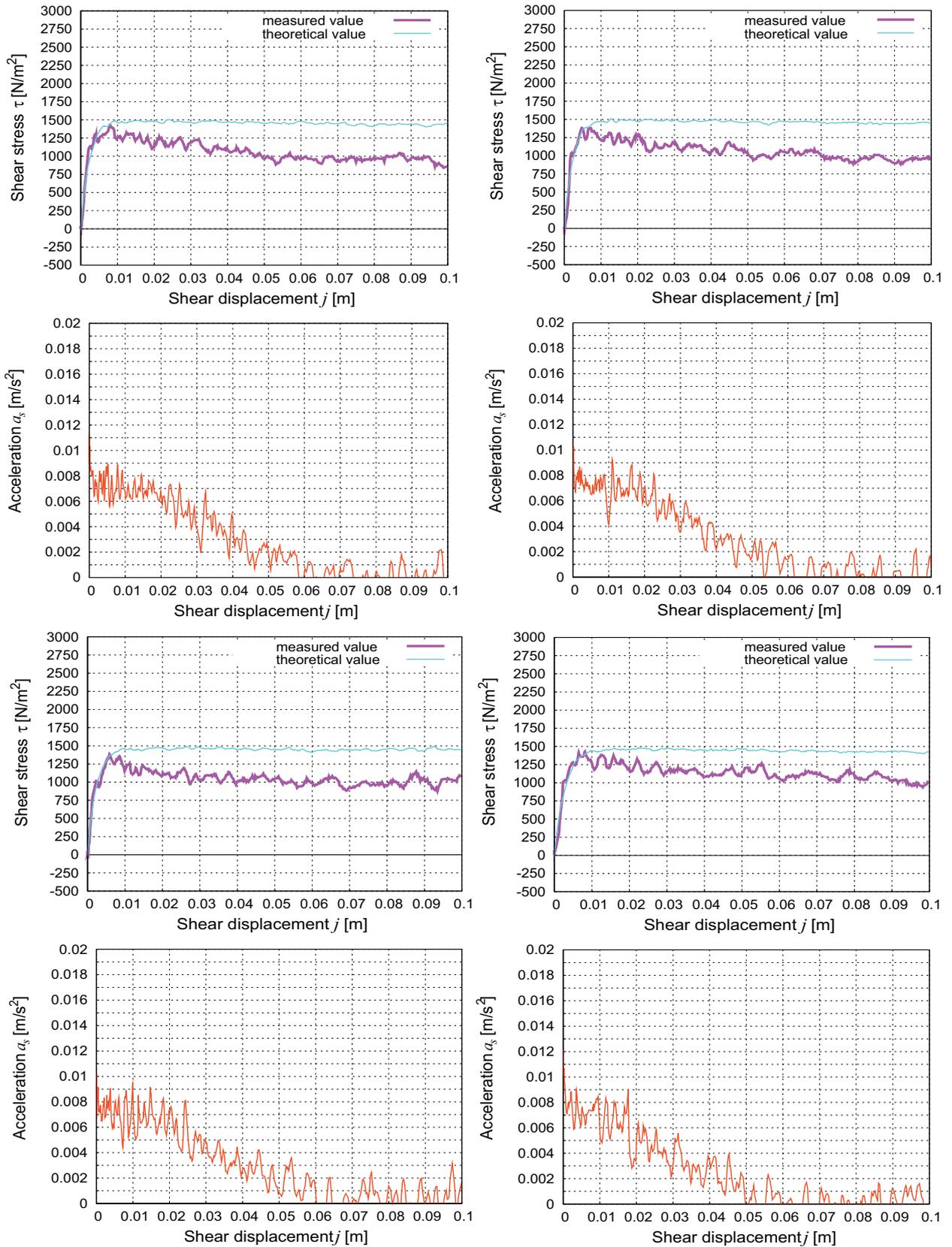


Fig. 4.16 Result of shear test (duty ratio= 60 [%])

4.3 せん断試験

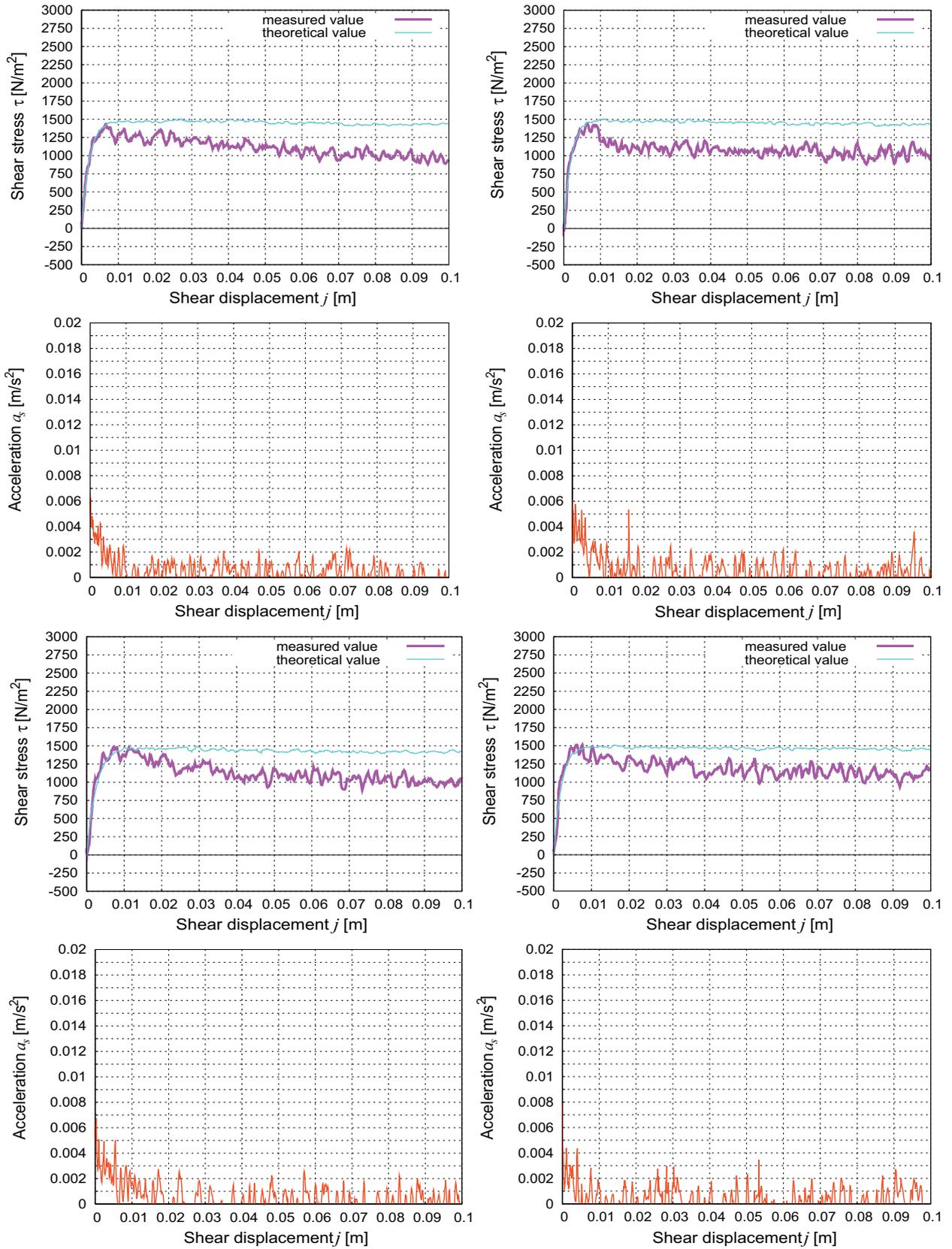


Fig. 4.17 Result of shear test (duty ratio= 40 [%])

4.4 せん断変形モデルの提案

図4.14は、デューティ比=100 [%]で上段砂 Box を引く場合の結果を示している。せん断変形係数の中央値は $k=0.00273$ [m]、標準偏差は 0.00077 [m] で、その際のせん断加速度の中央値は $a_s=0.01219$ [m/s²]、標準偏差は 0.00092 [m/s²] となる。図4.15はデューティ比=80 [%]で上段砂 Box を引く場合の結果を示している。せん断変形係数の中央値は $k=0.00215$ [m]、標準偏差は 0.00071 [m] で、その際のせん断加速度の中央値は $a_s=0.00997$ [m/s²]、標準偏差は 0.00082 [m] でとなる。図4.16は、デューティ比=60 [%]で上段砂 Box を引く場合の結果を示している。せん断変形係数の中央値は $k=0.00223$ [m]、標準偏差は 0.00050 [m] で、その際のせん断加速度の中央値は $a_s=0.00745$ [m/s²]、標準偏差は 0.00090 [m] となる。図4.17は、デューティ比=40 [%]で上段砂 Box を引く場合の結果を示している。せん断変形係数の中央値は $k=0.00202$ [m]、標準偏差は 0.00043 [m] で、その際のせん断加速度の中央値は $a_s=0.00257$ [m/s²]、標準偏差は 0.00114 [m] となる。せん断加速度が大きくなるほど、せん断変形係数も大きくなる傾向にある。最大せん断応力が徐々に減少しているのは、上段砂 Box 内の砂が少しずつ減少しているためであると考えられる。

4.4 せん断変形モデルの提案

定常状態での沈下量 h とスリップ率 s は、沈下過渡状態において発生するけん引力 F_{DP} によって決まる。過渡状態において、けん引力は $F_{DP}>0$ で、 F_{DP} の値が小さければ、車輪移動速度 \dot{x} の増加量は小さく、 \dot{x} は十分大きくならないので、 $r\dot{\alpha}$ との速度差は大きくなり、スリップ率 s も大きくなる。 s が大きくなると、沈下の増加量が大きくなるので沈下量 h も大きくなる。反対にけん引力 F_{DP} が大きくなれば、車輪移動速度 \dot{x} の増加量は大きく、 \dot{x} は十分大きくなるので、車輪回転速度 $r\dot{\alpha}$ との速度差は小さくなり、スリップ率 s も小さくなる。 s が小さければ、沈下の増加量は小さくなるので小さな沈下量 h で定常状態となる。沈下過渡状態において発生するけん引力 F_{DP} が異なるのは、車輪回転加速の仕方などによってせん断特性が変化するためであると考えられる。そこで、本論文では、車輪スリップを正確に扱うために沈下過渡状態から定常状態におけるせん断変形係数 k についてのモデル化をおこなう。

前節のせん断試験で得られた測定値を用いて、せん断変形係数とせん断加速度の関係を図5.17に示す。得られたせん断変形係数とせん断加速度を点で、近似直線を実線で示している。全体としてせん断加速度が大きくなるほど、せん断変形係数は大きくなる傾向にある。

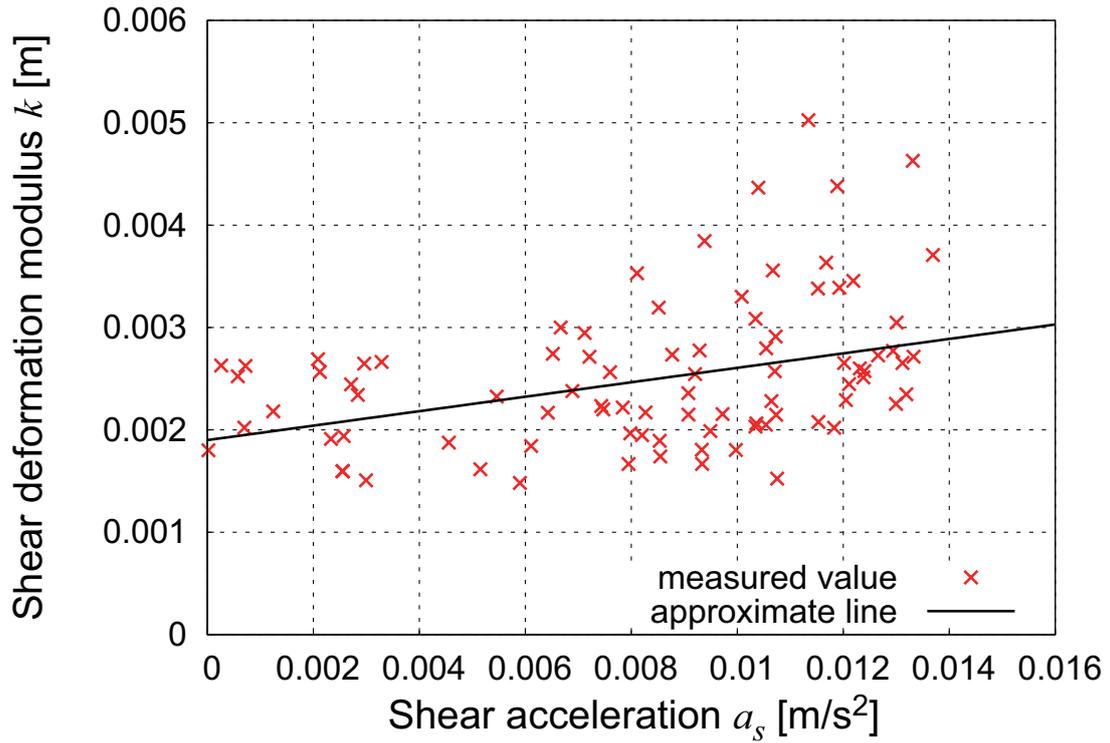


Fig. 4.18 Relationship between shear deformation modulus and shear acceleration

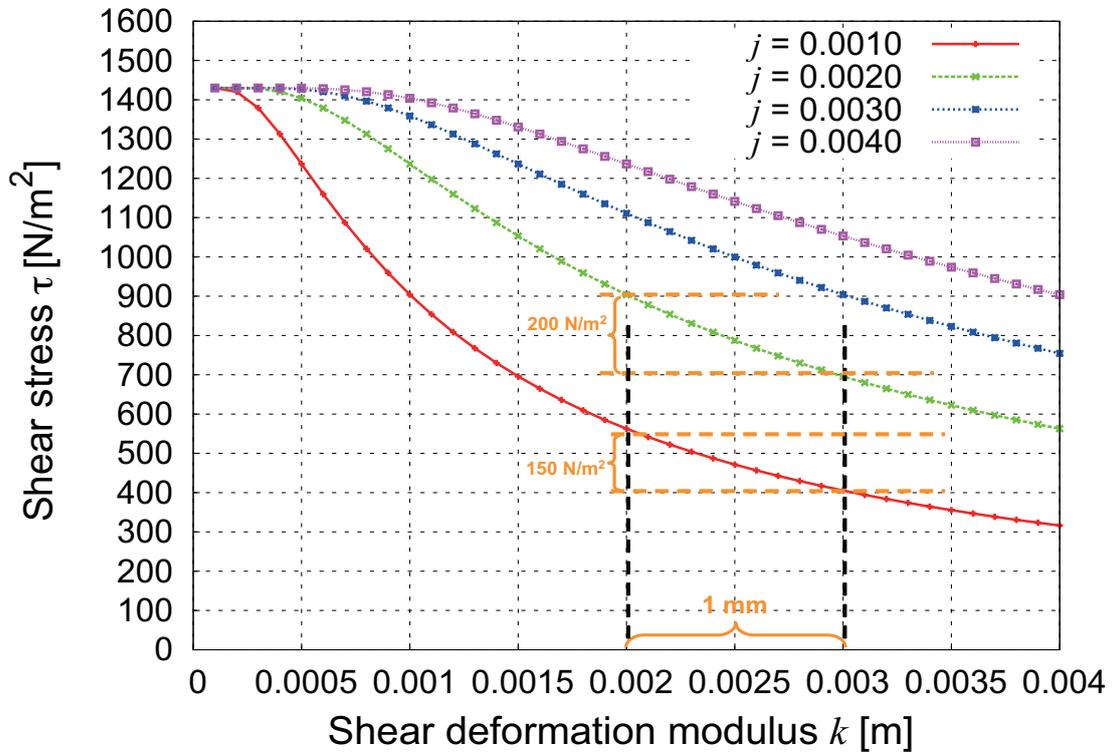


Fig. 4.19 Relationship between shear stress and shear deformation modulus

4.4 せん断変形モデルの提案

せん断変形係数の変化量は数 [mm] 単位である。この数 [mm] のせん断変形係数の変化に対するせん断応力の変化量について図 4.19 でせん断応力モデルから理論的に検討する。図 4.19 は、せん断変形係数に対するせん断応力の関係で、せん断変位が $j=0.0040, 0.0030, 0.0020, 0.0010$ [m] の場合を示している。どのせん断変位においても、せん断変形係数が 1.0 [mm] の変化量でせん断応力は $150\sim 200$ [N/m²] の変化量がある。せん断変形係数の変化に対してせん断応力は大きく変化することが分かる。

せん断試験によってせん断変形係数 k はせん断加速度 a_s によって変化することが示されたことから、過渡状態において変数として扱えると考え、過渡状態から定常状態におけるせん断変形係数に対して以下のように車輪加速度によって変化するモデルとして提案する。

$$k(r\ddot{\alpha}) = A \cdot r\ddot{\alpha} + k_0 \quad (4.3)$$

r は車輪半径、 $\ddot{\alpha}$ は車輪角加速度、 A と k_0 はフィッティングパラメータである。定常状態での車輪沈下量とスリップ率は、沈下過渡状態でのけん引力によって決まる。提案モデルを用いることで、沈下過渡状態におけるせん断変形係数 k の変化を表現できるので、加速によって異なる定常状態の沈下量とスリップ率になると考える。

ここで、せん断変形係数 k に物理的な意味を検討する。土壌の特性変化は、土の密度の変化によって発生する。土が締め固められと密になって剛性や強度定数が大きくなる。車輪の沈下現象に焦点を当てた場合、沈下により土壌が締め固められ、密度は増加する。これにより剛性が増加することでせん断変形係数は減少することになる。せん断試験により加速度の増加によってせん断変形係数 k が増加することが確認されている。車輪の走行による沈下によってせん断変形係数 k は減少するが、加速度が大きいほどせん断変形係数 k は増加していく。沈下と加速度によるせん断変形係数 k は、別のメカニズムで独立の現象と考える。

図 4.20 は、沈下過渡状態から定常状態におけるせん断変形係数 k と沈下量 h の関係を表すイメージ図である。複数の直線は、加速の仕方によって動き出しからせん断特性が変化し定常状態でのせん断変形係数 k_s を示す曲線と交差する様子を示している。直線は、式 (4.3) のせん断変形モデルに基づいて求められる。図のように一定の加速度で動き出した場合、 k_s の曲線で交差する沈下量 h で定常状態になる。加速度が大きいほど、大きなせん断変形係数になり、 k_s の曲線と交差する際の沈下量は大きくなる。この定常状態でのスリップ率 s は沈下量が決めれば決まる値で、定常状態の沈下量が大きいほど、スリップ率も大きくなる。また、せん断変形係数 k_s と沈下量 h の関係は、沈下定常状態におけるスリップ率 s に対するけん引力が $F_{DP}=0$ になる場合の関係で以下の手順で求める。

1. 車輪荷重 $m_w g$ 、任意の車輪スリップ率 s と任意のせん断変形係数 k を与える
2. 任意の車輪沈下量 h を選択する
3. 車輪沈下量 h において、式 (3.5) を用いて与えられた車輪スリップ率 s とせん断変形係数 k に対する垂直抗力 F_z を計算する
4. 車輪荷重 $m_w g$ と計算によって得られた垂直抗力 F_z の関係が等しくなるか比較する

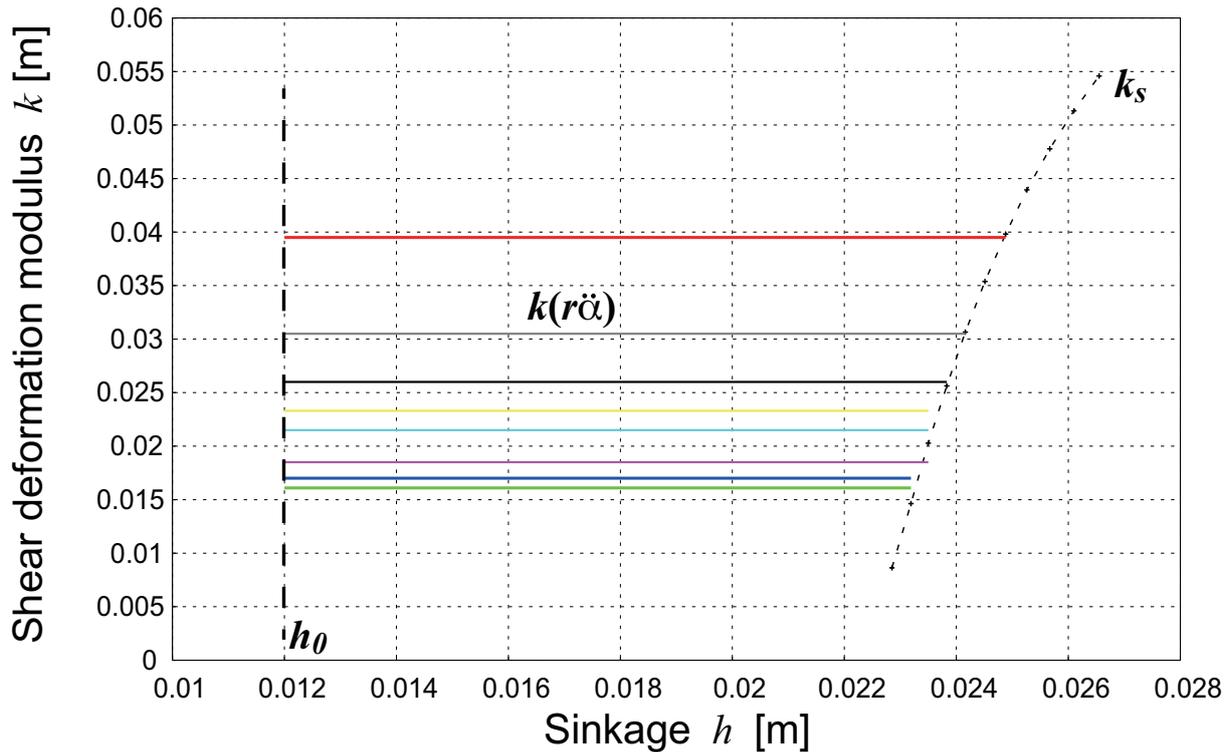


Fig. 4.20 Relationship between shear deformation modulus and wheel sinkage

5. 垂直抗力 F_z が車輪荷重 $m_w g$ と等しくなるまで，車輪沈下量 h を変化させて，step 3 から step 5 を繰り返す
6. 式 (2.14) を用いて車輪スリップ率 s ，せん断変形係数 k と $m_w g = F_z$ になる沈下量 h に対するけん引力 F_{DP} を計算する
7. 計算によって得られたけん引力 F_{DP} が $F_{DP} = 0$ になるかどうか比較する
8. けん引力が $F_{DP} = 0$ になるまでせん断変形係数 k を変化させて，step 2 から step 8 を繰り返す
9. スリップ率 s を変化させて，step 1 から step 9 を繰り返す

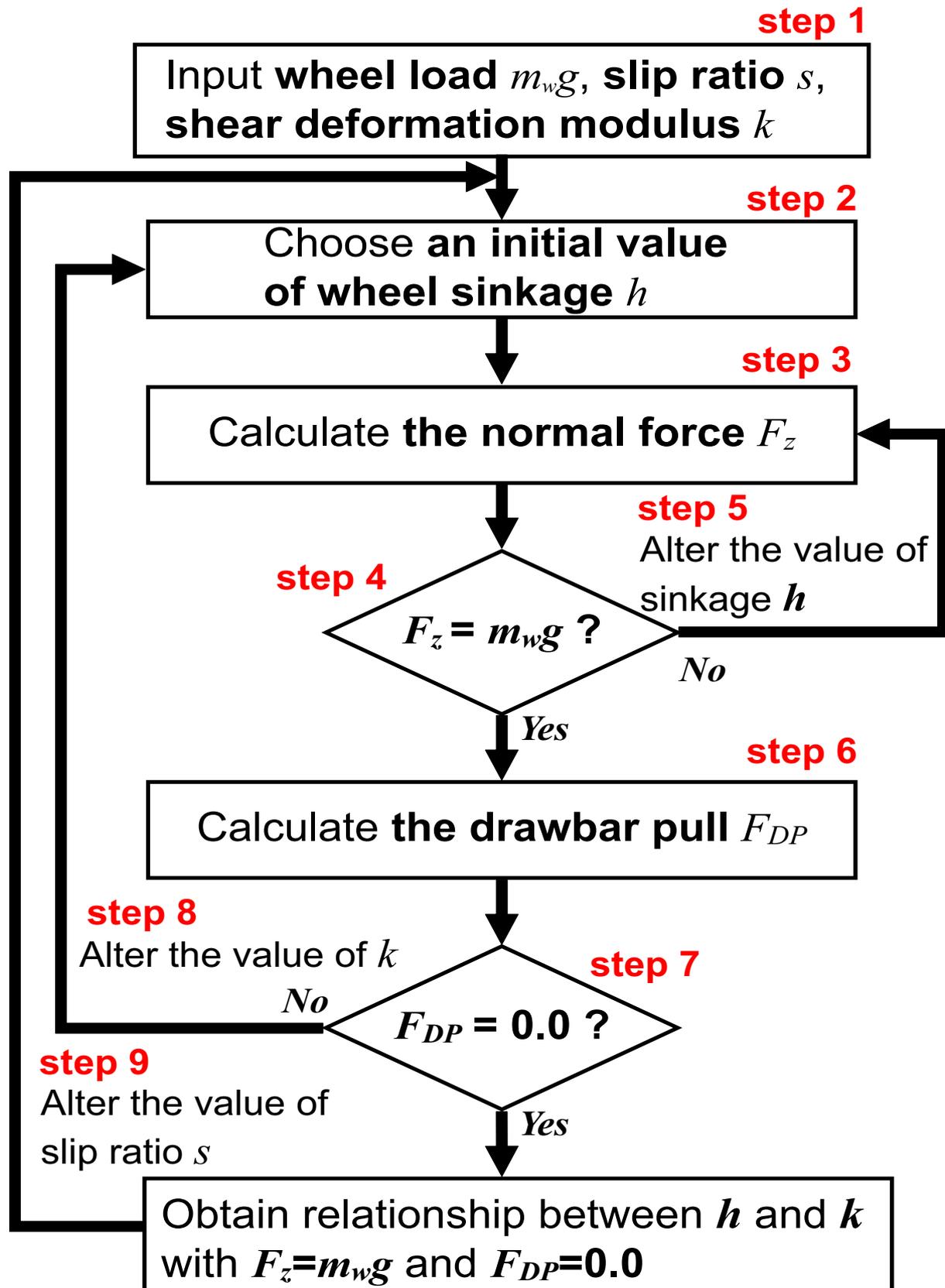


Fig. 4.21 Flow chart of relations of shear deformation modulus and sinkage procedure

4.5 シミュレーションによる提案モデルの評価

シミュレーションによって提案モデルが妥当であるか検討する。本論文では、第3章と第4章で提案したモデルを用いてシミュレーションをおこなう。車輪回転加速度の違いによって動き出しスリップ率と定常状態になる沈下量 h とスリップ率 s がどのように変化するかシミュレーションで検討する。車輪の目標速度は $r\dot{\alpha}=0.10, 0.15$ [m/s] とし、加速時間 t_a を $t_a=2.50, 2.00, 1.50, 1.00$ 秒とする入力を与えた場合である。シミュレーションでは、車輪に作用する力とトルクに対して式 (3.2) の動的垂直応力モデルを適用した式 (3.4)-(3.6) の動的車輪モデルを用いる。せん断変形係数は、式 (4.3) の提案モデルを用いる。2種類の土壌パラメータと車輪パラメータをそれぞれ表 3.1, 表 3.2 と表 3.3 に示す。また、せん断変形モデルのフィッティングパラメータ、 $A=0.25, k_0=0.012$ とし、動的垂直応力モデルのパラメータにおいては、レゴリスシミュラントと Dry sand の場合、共に $\eta=5000$ とする。また、式 (2.12) の後方沈下量 $h_r(x)$ のパラメータは、 $\kappa=1.0, H=30.0$ とした。

図 4.22~4.29 に式 (4.3) の提案モデルを用いたレゴリスシミュラントの場合のシミュレーション結果をそれぞれ示す。シミュレーション結果は、車輪回転速度 $r\dot{\alpha}$ と車輪移動速度 \dot{x} の時間変化、スリップ率 s の時間変化、沈下量 h の時間変化、そして、せん断変形係数 k の時間変化を示している。図 4.22 において、沈下量は車輪回転加速時間とほぼ同じ 2.50 秒後に $h=0.0186$ [m] で定常状態になる。スリップ率は、徐々に増加していき、最終的に $s=0.226$ で一定値となる。図 4.23 において、沈下量は車輪回転加速時間とほぼ同じ 2.00 秒後に $h=0.0187$ [m] で定常状態になる。スリップ率は、徐々に増加していき、最終的に $s=0.276$ で一定値となる。図 4.24 において、沈下量は車輪回転加速時間より大きい 2.00 秒後に $h=0.0189$ [m] で定常状態になる。スリップ率は、徐々に増加していき、最終的に $s=0.338$ で一定値となる。図 4.25 において、沈下量は車輪回転加速時間より大きい 2.00 秒後に $h=0.0193$ [m] で定常状態になる。スリップ率は、徐々に増加していき、最終的に $s=0.486$ で一定値となる。図 4.26 において、沈下量は車輪回転加速時間と異なり 2.00 秒後に $h=0.0188$ [m] で定常状態になる。スリップ率は、徐々に増加していき、最終的に $s=0.310$ で一定値となる。図 4.27 において、沈下量は車輪回転加速時間とほぼ同じ 2.00 秒後に $h=0.0189$ [m] で定常状態になる。スリップ率は、徐々に増加していき、最終的に $s=0.374$ で一定値となる。図 4.28 において、沈下量は車輪回転加速時間より大きい 2.00 秒後に $h=0.0193$ [m] で定常状態になる。スリップ率は、徐々に増加していき、最終的に $s=0.486$ で一定値となる。図 4.29 において、沈下量は車輪回転加速時間より大きい 2.00 秒後に $h=0.0200$ [m] で定常状態になる。スリップ率は、徐々に増加していき、最終的に $s=0.735$ で一定値となる。

図 4.30~4.37 に Dry sand の場合のシミュレーション結果をそれぞれ示す。図 4.30 において、沈下量は車輪回転加速時間より大きい 3.00 秒後に $h=0.0171$ [m] で定常状態になる。スリップ率は、徐々に増加していき、最終的に $s=0.338$ で一定値となる。図 4.31 において、沈下量は車輪回転加速時間より大きい 3.00 秒後に $h=0.0173$ [m] で定常状態になる。スリップ率は、徐々に増加していき、最終的に $s=0.394$ で一定値となる。図 4.32 において、沈下量は車輪回転加速時間より大きい 2.50 秒後に $h=0.0175$ [m] で定常状態になる。スリップ率は、徐々に増加していき、最終的に $s=0.492$ で一定値となる。図 4.33 において、沈下量は車輪回転加速時間より大きい 2.00 秒後に $h=0.0181$ [m] で定常状態になる。スリップ率は、徐々に増加していき、最終的に $s=0.701$ で一定値となる。図 4.34 において、沈下量は

車輪回転加速時間とほぼ同じ 2.50 秒後に $h=0.0174$ [m] で定常状態になる。スリップ率は、徐々に増加していき、最終的に $s=0.452$ で一定値となる。図 4.35 において、沈下量は車輪回転加速時間とほぼ同じ 2.00 秒後に $h=0.0177$ [m] で定常状態になる。スリップ率は、徐々に増加していき、最終的に $s=0.544$ で一定値となる。図 4.36 において、沈下量は車輪回転加速時間より大きい 2.00 秒後に $h=0.0181$ [m] で定常状態になる。スリップ率は、徐々に増加していき、最終的に $s=0.705$ で一定値となる。図 4.37 において、沈下量は車輪回転加速時間より大きい 2.00 秒後に $h=0.0187$ [m] で定常状態になる。スリップ率は、徐々に増加していき、最終的に $s=0.983$ で一定値となる。

加速時間が小さく最大車輪回転加速度 $r\ddot{\alpha}_m$ が大きいほど、定常状態になる沈下量 h とスリップ率 s が大きくなることをシミュレーション結果は示した。車輪回転加速時間に対する沈下時間において、車輪回転加速時間が大きいほど、沈下時間が大きくなる結果を得た。目標速度、加速時間に関わらず、沈下時間は、2.00 秒以上となり加速時間が小さい場合、加速時間と沈下時間はほとんど一致しない。ただし、加速時間が大きいほど沈下時間も大きくなる傾向にある。

土壌パラメータ：レゴリスシミュラントのシミュレーション結果

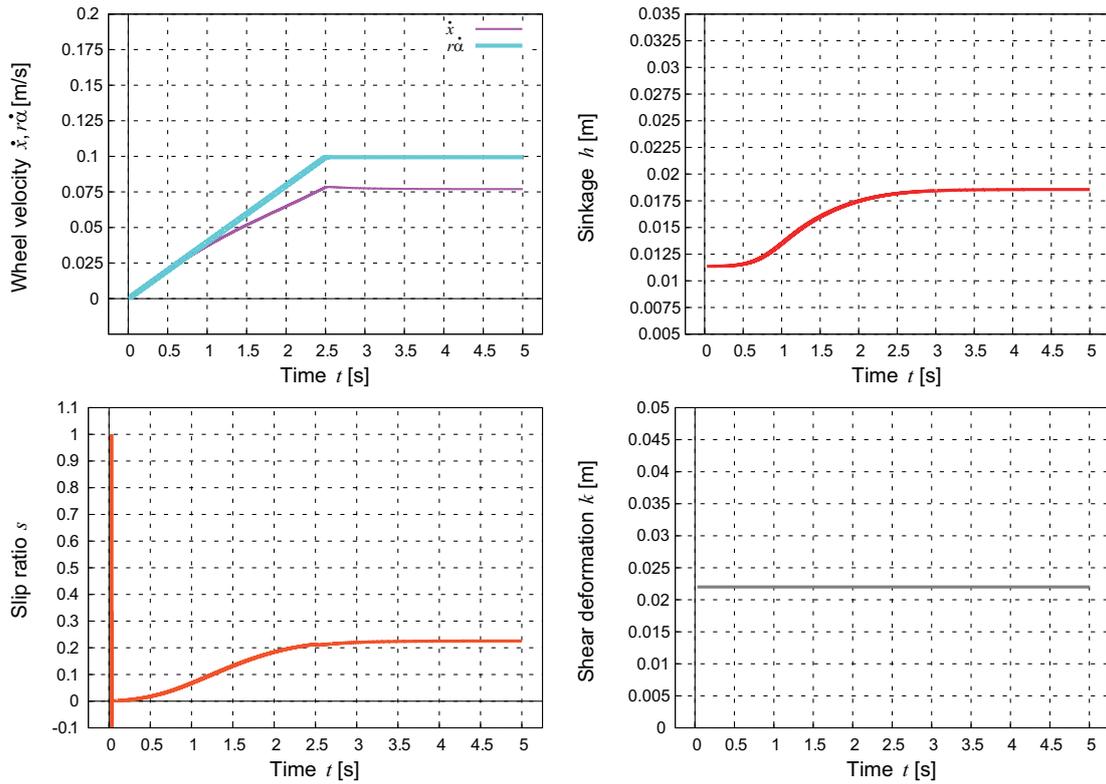


Fig. 4.22 Dynamic simulation: regolith simulant ($r\dot{\alpha}=0.10$ [m/s], $t_a=2.50$)

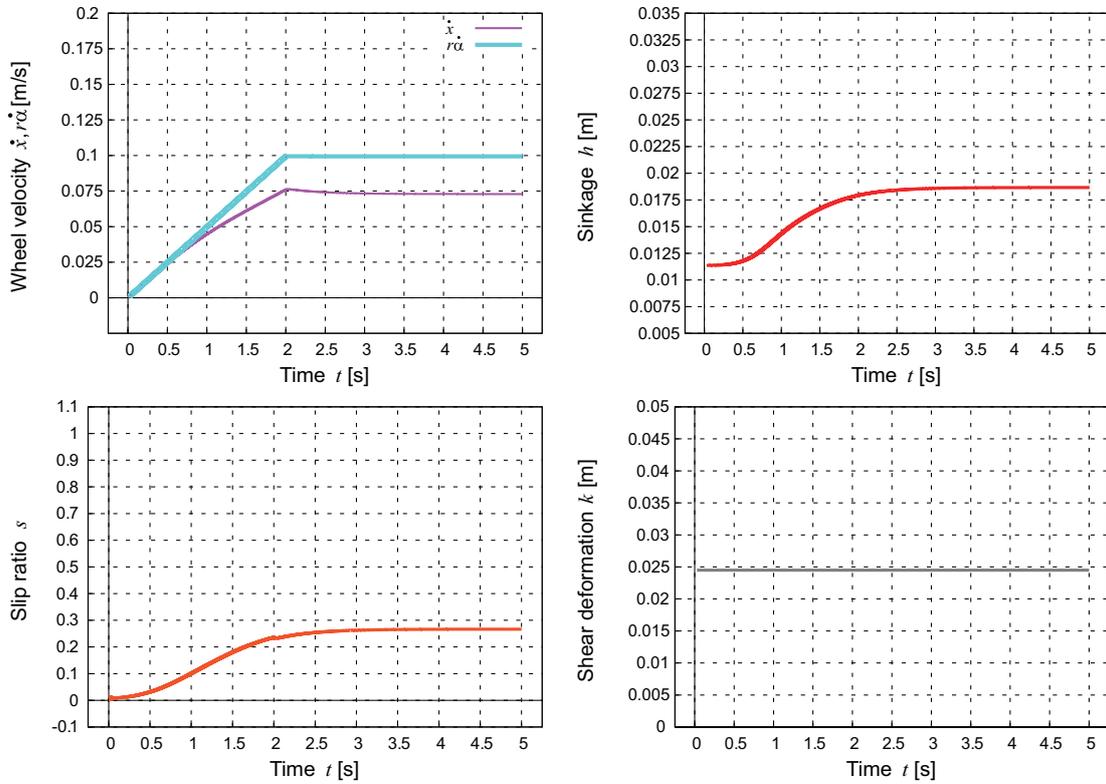


Fig. 4.23 Dynamic simulation: regolith simulant ($r\dot{\alpha}=0.10$ [m/s], $t_a=2.0$)

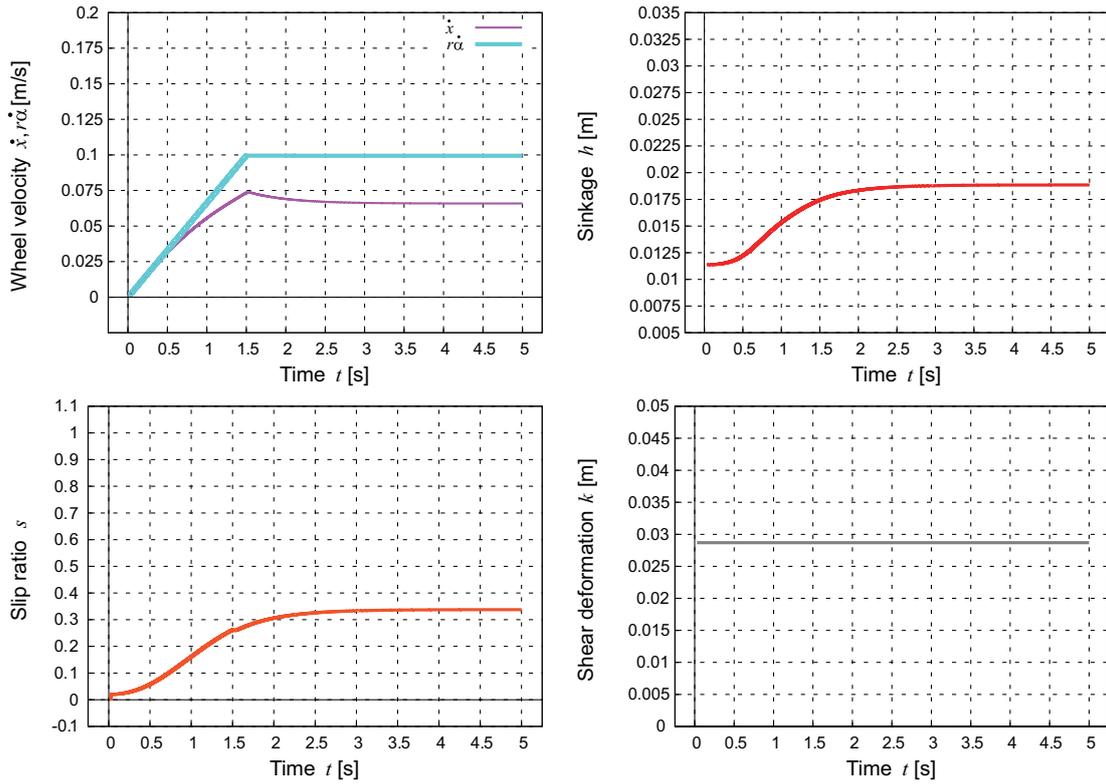


Fig. 4.24 Dynamic simulation: regolith simulant ($r\dot{\alpha}=0.010[\text{m/s}]$, $t_a=1.50$)

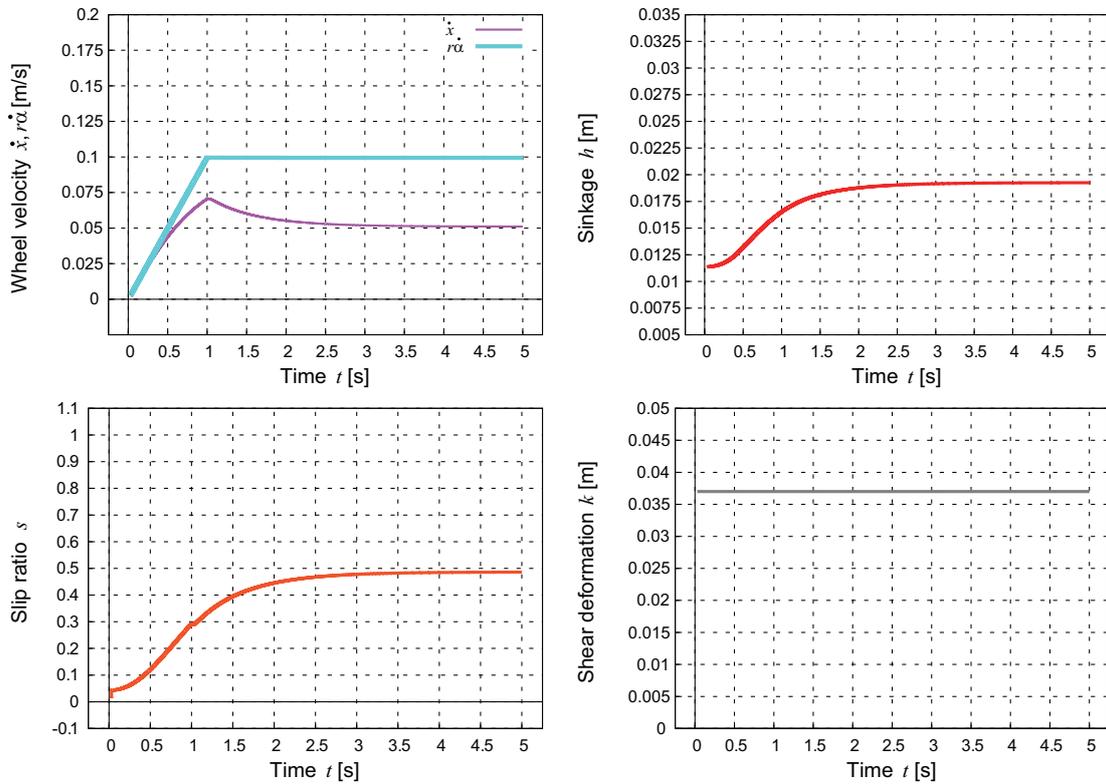


Fig. 4.25 Dynamic simulation: regolith simulant ($r\dot{\alpha}=0.10[\text{m/s}]$, $t_a=1.00$)

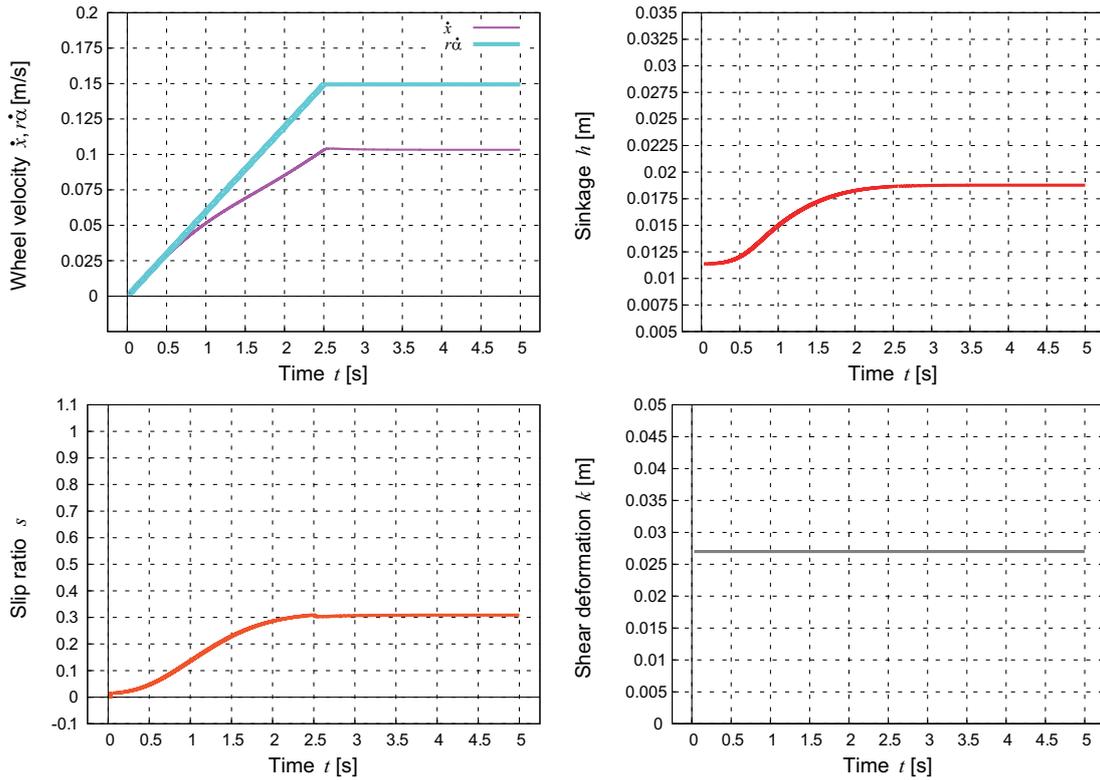


Fig. 4.26 Dynamic simulation: regolith simulant ($r\dot{a}=0.15[\text{m/s}]$, $t_a=2.50$)

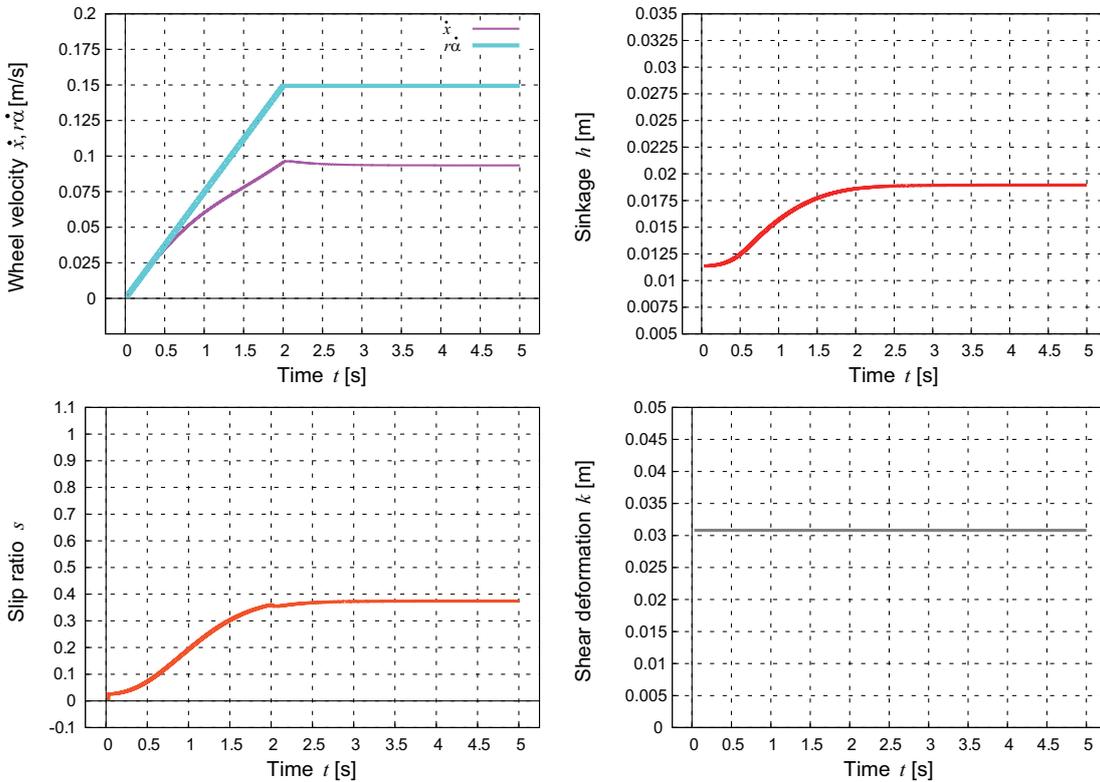


Fig. 4.27 Dynamic simulation: regolith simulant ($r\dot{a}=0.15[\text{m/s}]$, $t_a=2.00$)

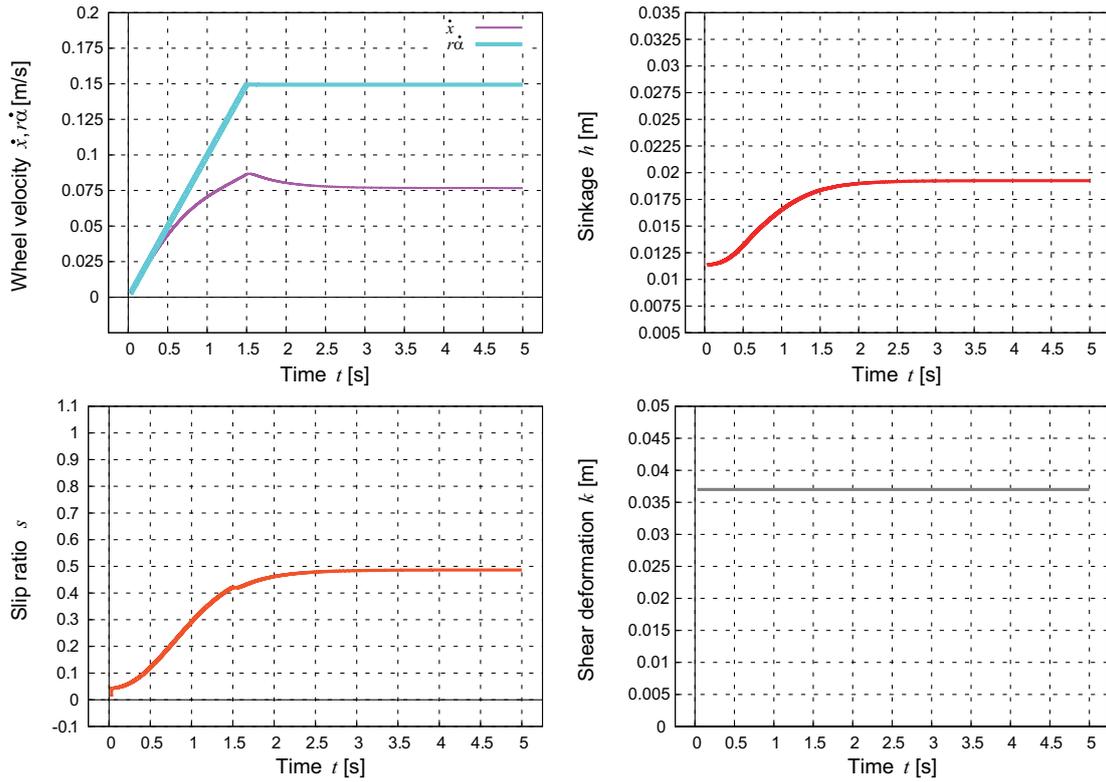


Fig. 4.28 Dynamic simulation: regolith simulant ($r\dot{\alpha}=0.15\text{[m/s]}$, $t_a=1.50$)

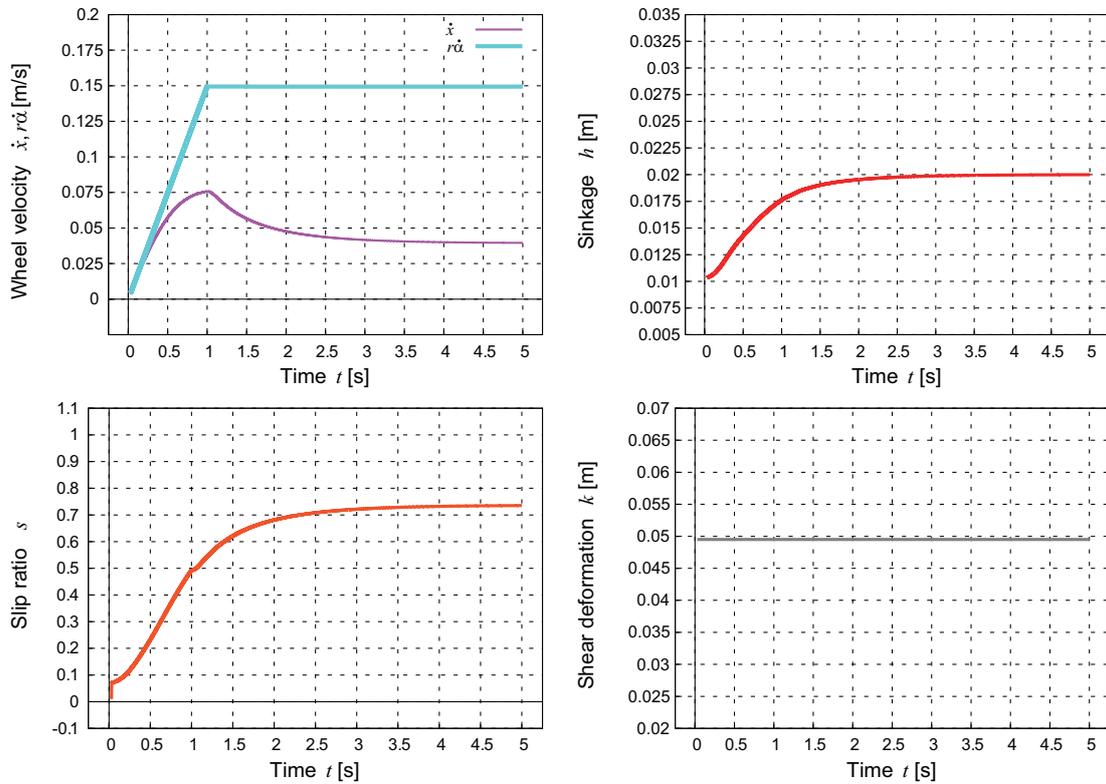


Fig. 4.29 Dynamic simulation: regolith simulant ($r\dot{\alpha}=0.15\text{[m/s]}$, $t_a=1.00$)

土壌パラメータ : dry sand のシミュレーション結果

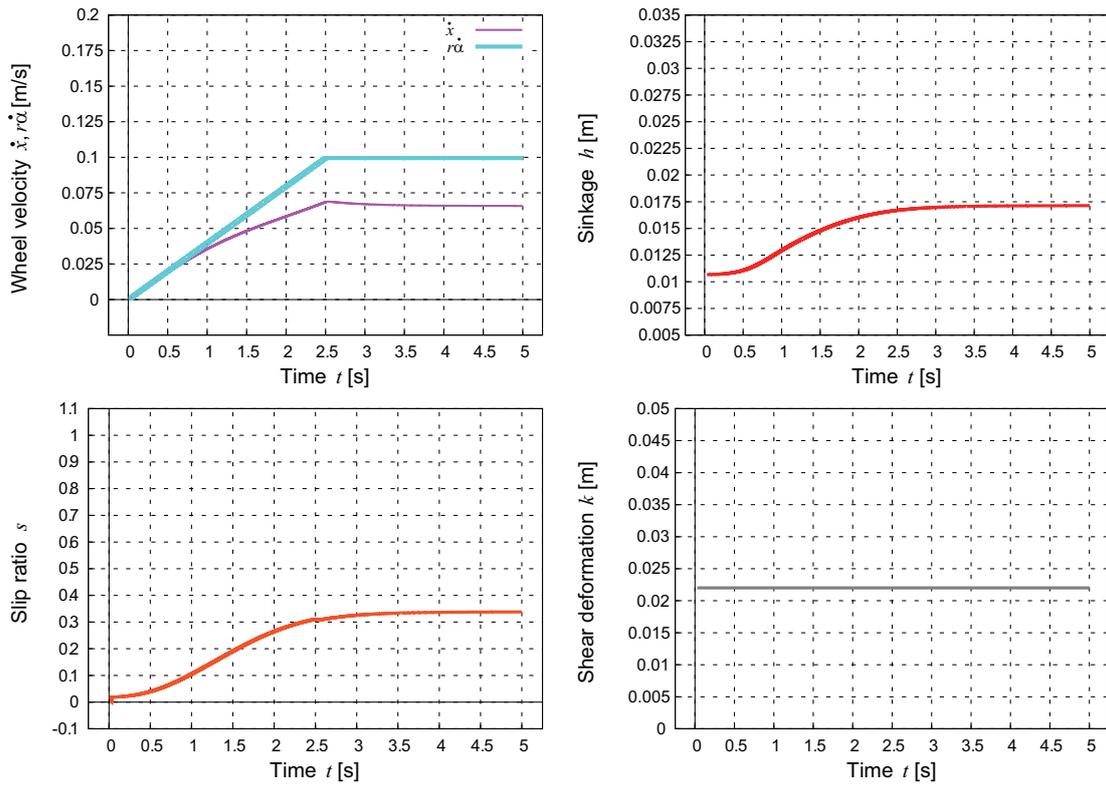


Fig. 4.30 Dynamic simulation: dry sand ($r\dot{\alpha}=0.10$ [m/s], $t_a=2.50$)

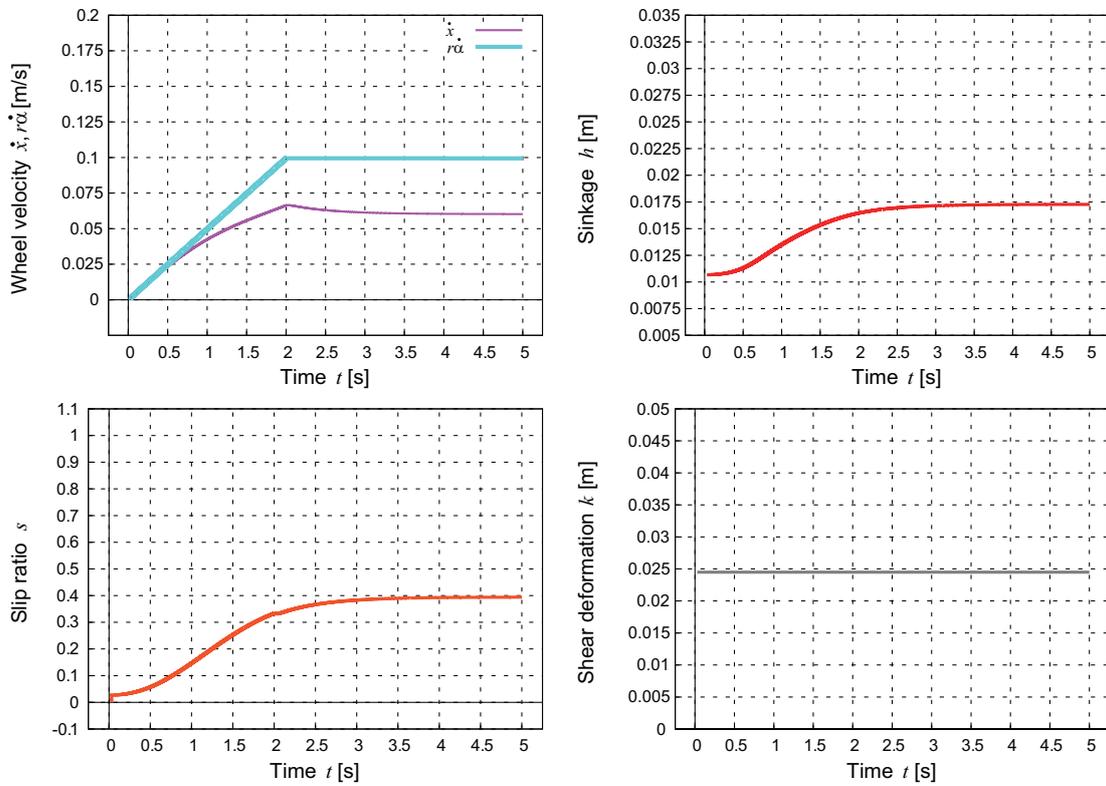


Fig. 4.31 Dynamic simulation: dry sand ($r\dot{\alpha}=0.10$ [m/s], $t_a=2.0$)

4.5 シミュレーションによる提案モデルの評価

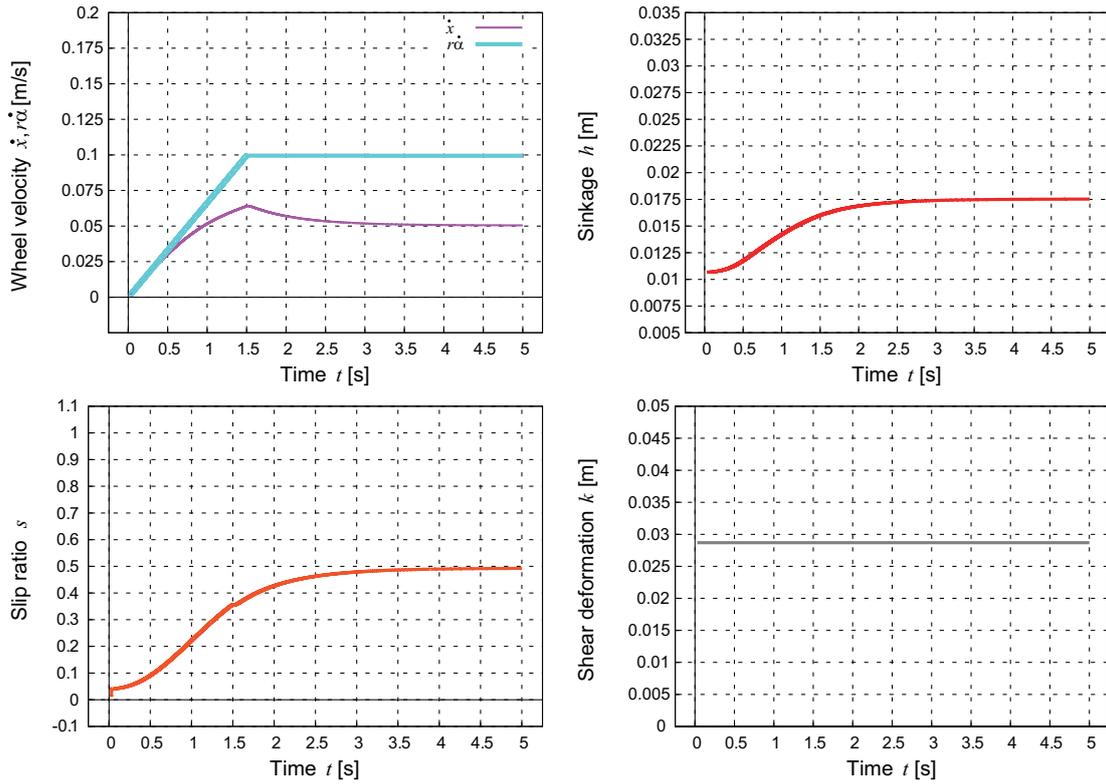


Fig. 4.32 Dynamic simulation: dry sand ($r\dot{\alpha}=0.10[\text{m/s}]$, $t_a=1.50$)

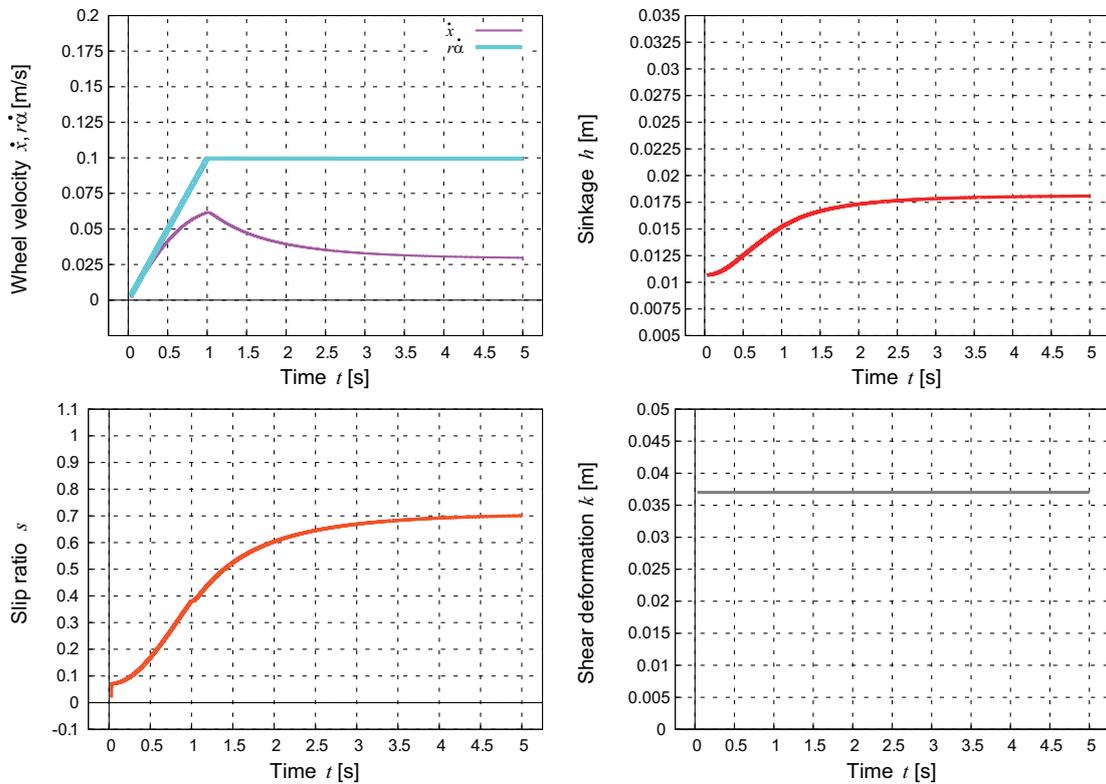


Fig. 4.33 Dynamic simulation: dry sand ($r\dot{\alpha}=0.10[\text{m/s}]$, $t_a=1.00$)

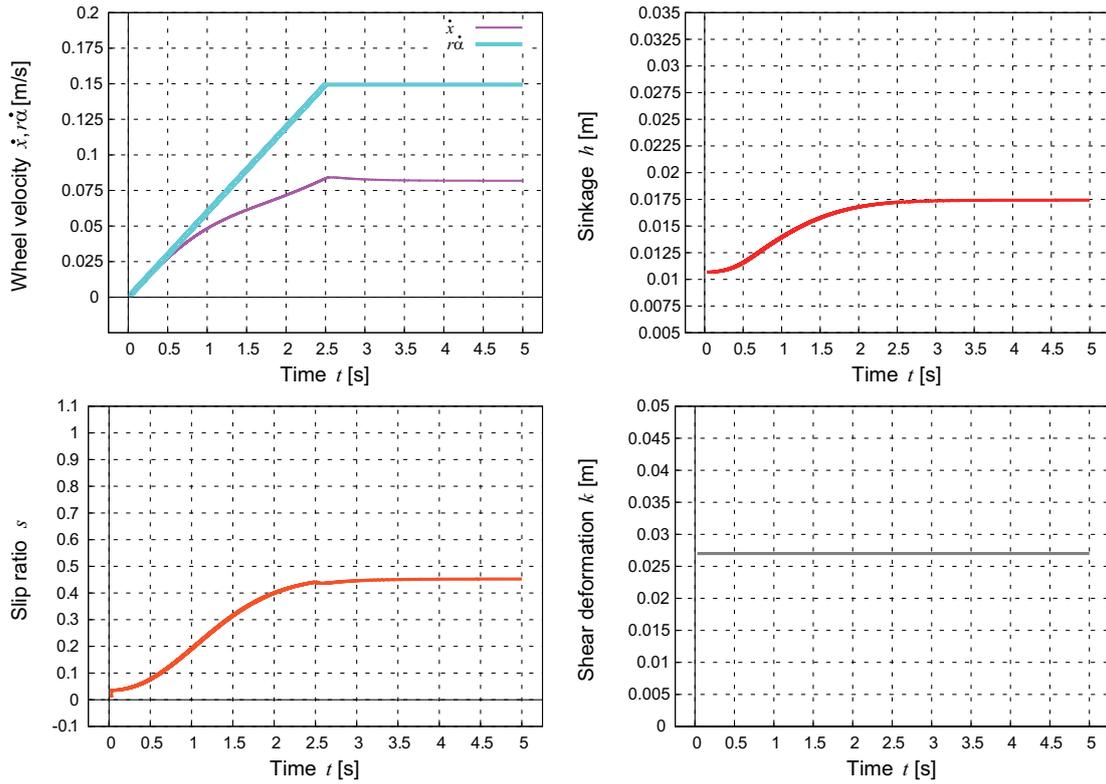


Fig. 4.34 Dynamic simulation: dry sand ($r\dot{\alpha}=0.15$ [m/s], $t_a=2.50$)

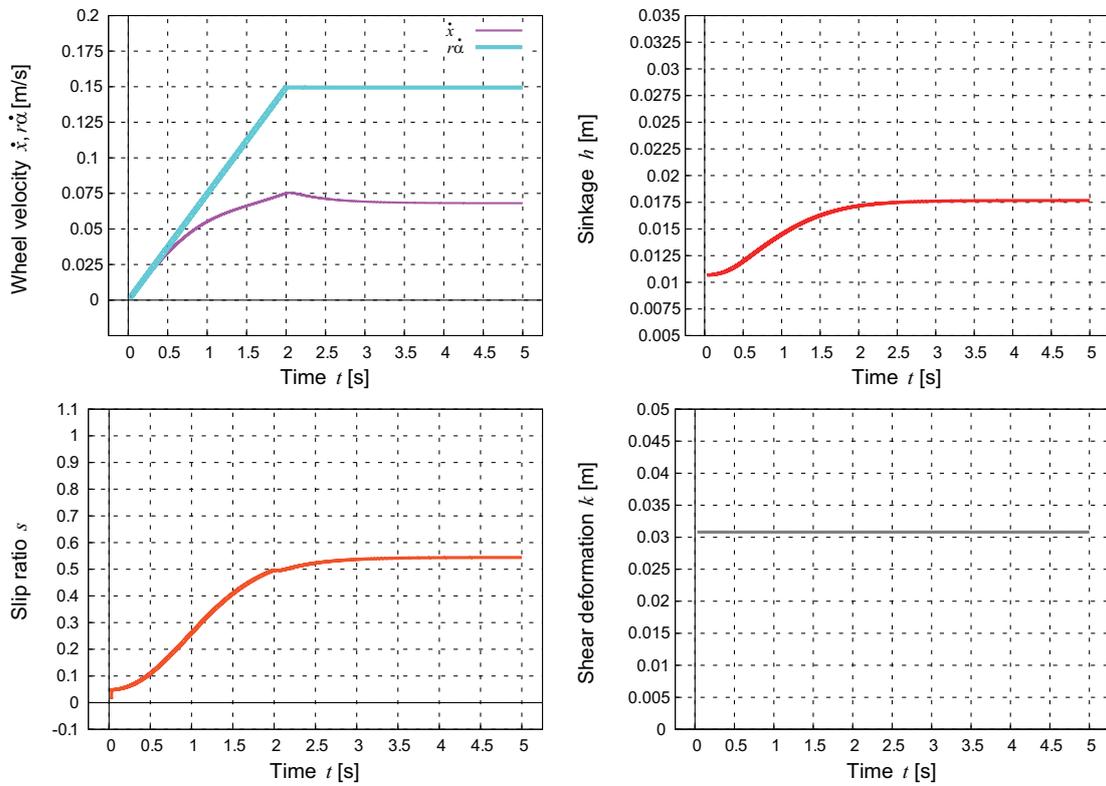


Fig. 4.35 Dynamic simulation: dry sand ($r\dot{\alpha}=0.15$ [m/s], $t_a=2.00$)

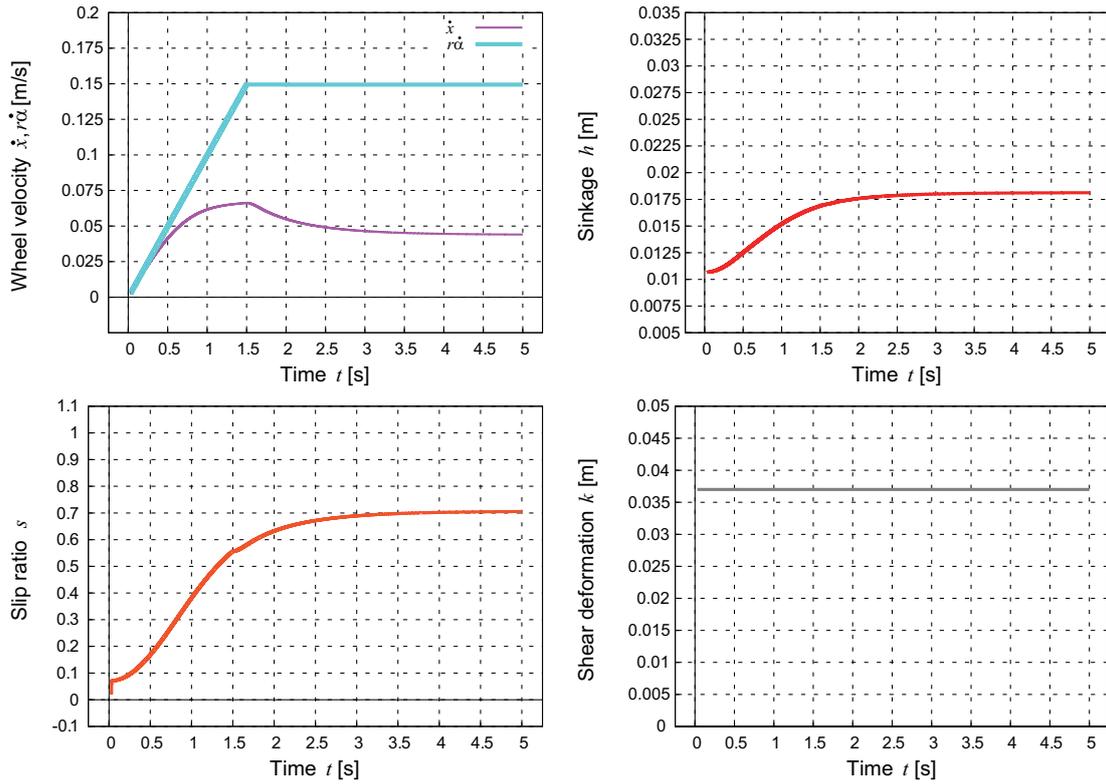


Fig. 4.36 Dynamic simulation: dry sand ($r\dot{\alpha}=0.15$ [m/s], $t_a=1.50$)

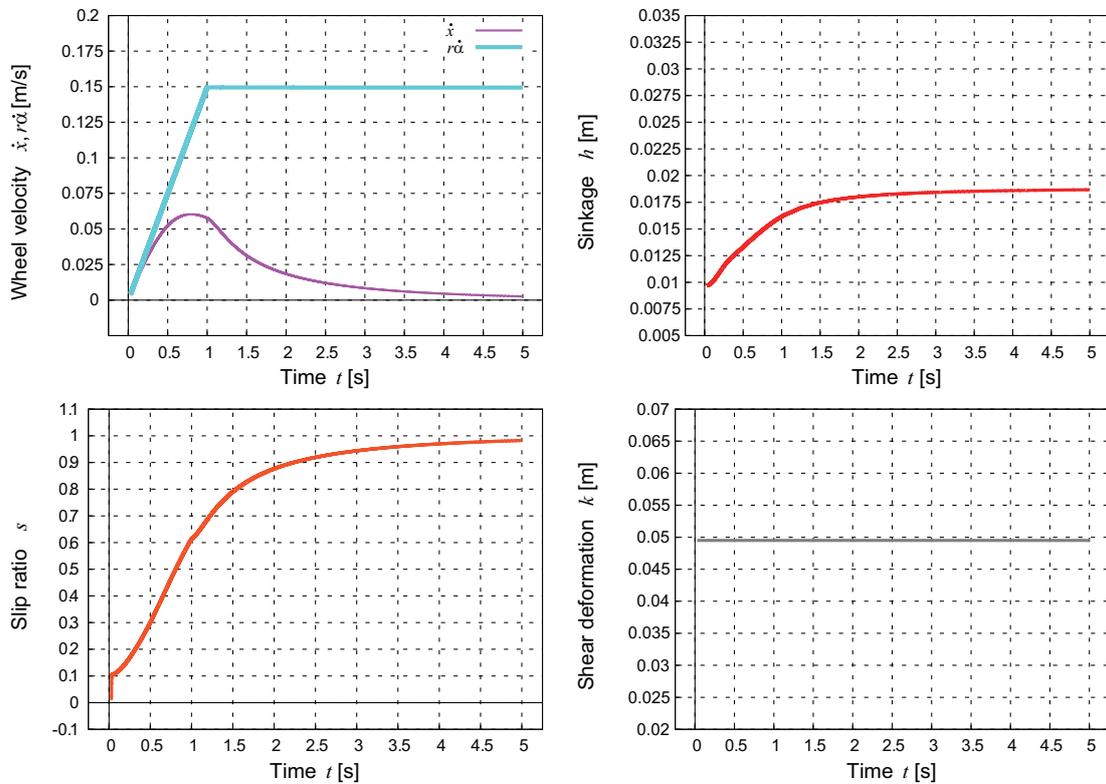


Fig. 4.37 Dynamic simulation: dry sand ($r\dot{\alpha}=0.15$ [m/s], $t_a=1.00$)

4.6 まとめ

シミュレーション結果において、異なる加速度で車輪が動き出した場合でも沈下量とスリップ率がある特定の値になってしまう現象に対して、せん断応力モデルに注目して検討した。車輪駆動力を決定するパラメータであるせん断変形係数は従来研究では過渡状態に関わらず定常状態において車輪表面と土壌の関係で決まる定数として扱われる。このせん断変形係数が変化した場合のせん断応力、車輪駆動力がどのように変化するか、モデル解析をおこないせん断変形係数が小さな値になるほど、せん断応力、駆動力が大きくなることを確認した。せん断変形係数の変数としての扱いについてせん断試験によって検証した。一面せん断試験器の砂にかけるせん断速度を変化させて、せん断応力とせん断変位の関係を求めた。そして、得られた測定データからせん断変形係数とせん断加速度の関係を明らかにした。せん断加速度が大きいほど、せん断変形係数が大きくなる傾向を確認し、変数として扱える知見を得た。更にせん断試験結果を基に沈下過渡状態において車輪回転加速度によって砂のせん断特性が変化するとして、せん断変形係数を変数として扱うせん断変形モデルを提案した。せん断特性の変化、即ちせん断変形係数が変化することで、沈下過渡状態において発生するけん引力が異なる。これによって車輪スリップ率も変化するので定常状態になる沈下量とスリップ率が決定することをシミュレーションによって確認した。シミュレーション結果は、車輪回転加速度が大きいほど、大きな沈下量とスリップ率で等速走行する結果を示した。

第5章 実験による車輪走行特性の検証

5.1 はじめに

第3章と第4章において提案した動的垂直応力モデルとせん断変形モデルを用いた新しい車輪モデルによって、車輪の駆動開始から定常状態に至るまでの沈下とスリップ率変化の傾向が明らかになった。

本章では、提案モデルの有効性を検証するためにおこなった単車輪走行実験について述べる。まず本実験の概要について示す。そして、走行実験によって沈下量とスリップ率、力の変化を測定し、これらの特性の把握と考察を述べる。また、走行実験の測定値からせん断変形係数を推定することでせん断変形モデルのパラメータを求め、このパラメータを用いたシミュレーション結果と走行実験結果の沈下特性とスリップ特性とを比較することでせん断変形モデルの有効性を検証する。

5.2 単車輪走行実験

本実験は、水平にならされた軟弱地盤上を単車輪が一定の接地荷重の元、車輪回転速度の指令値に沿うように駆動され、指定された項目の物理量を測定する。本実験の目的は、車輪の回転加速の仕方により沈下特性とスリップ特性、力の変動がどのように異なるか把握することである。本節では、走行実験システム、実験の条件、実験手順を述べる。

5.2.1 走行実験システム

走行実験システムの外観を図5.1に、構成図を図5.2に、仕様を表5.1に示す。本実験装置は、全長150 [cm]、高さ90 [cm]、全幅55 [cm]で、実験装置上部のガイドレール部とガイドレールに沿って水平移動する移動装置から構成される。移動装置には、4本の上下方向のスライドガイドが取り付けられ、車輪部と連結されている。上下方向のスライドガイドによって、車輪の沈下方向(Z軸方向)に自由に変位することを可能としている。砂上に掛かる車輪全体の荷重の調整は、移動装置の上部に錘を載せることでおこなう。車輪の上部には6軸力覚センサ(FTセンサ)が設置され、車輪に作用する力を測定する。また、車輪用モータに取り付けられているエンコーダによって、車輪回転角度を測定する。これによって、車輪回転速度を求める。その他、車輪の移動変位、沈下変位を測定するために、モーションキャプチャー装置を使用する。6台のカメラは、移動装置に取り付けられたターゲットマーカをトラッキングすることで10 [ms]周期の移動変位と沈下変位を測定する。

本実験では、車輪駆動をLaptop PC、マイクロコンピュータを用いておこなう。

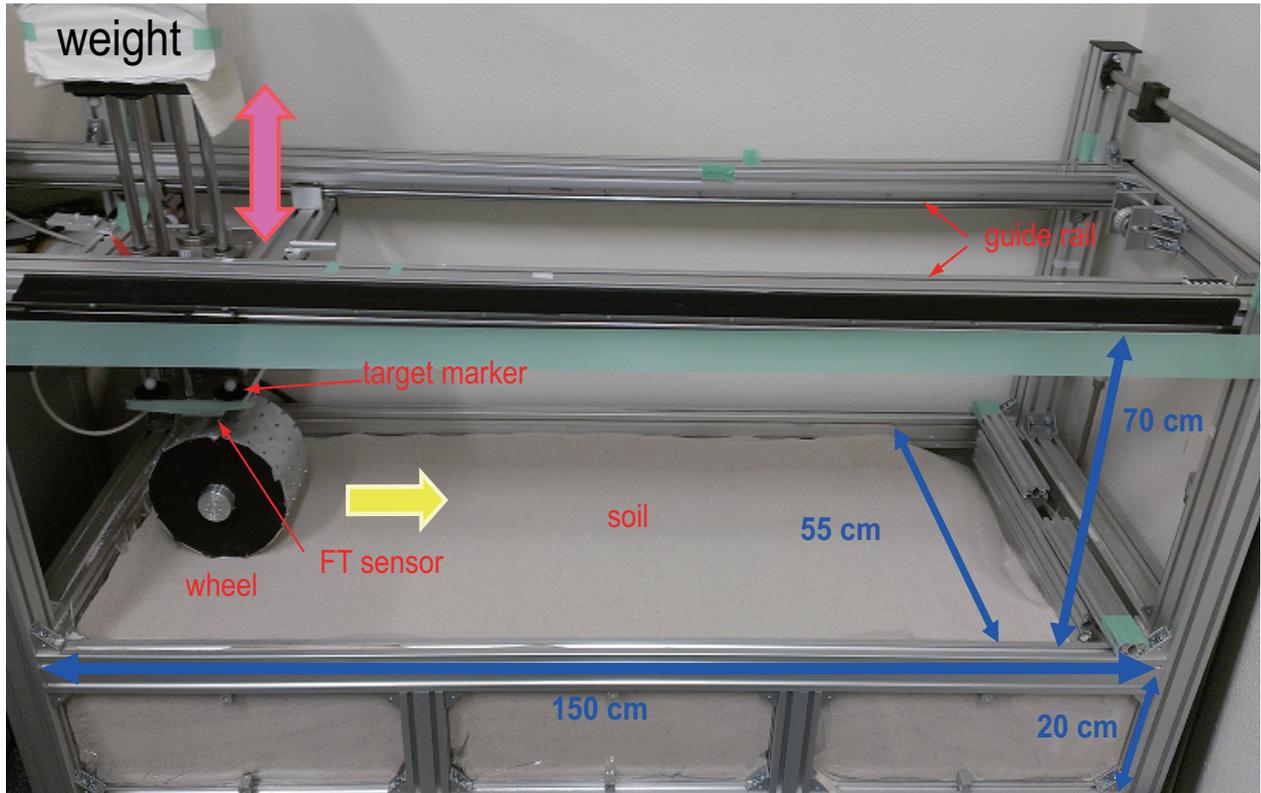


Fig. 5.1 A picture of the single wheel experimental device

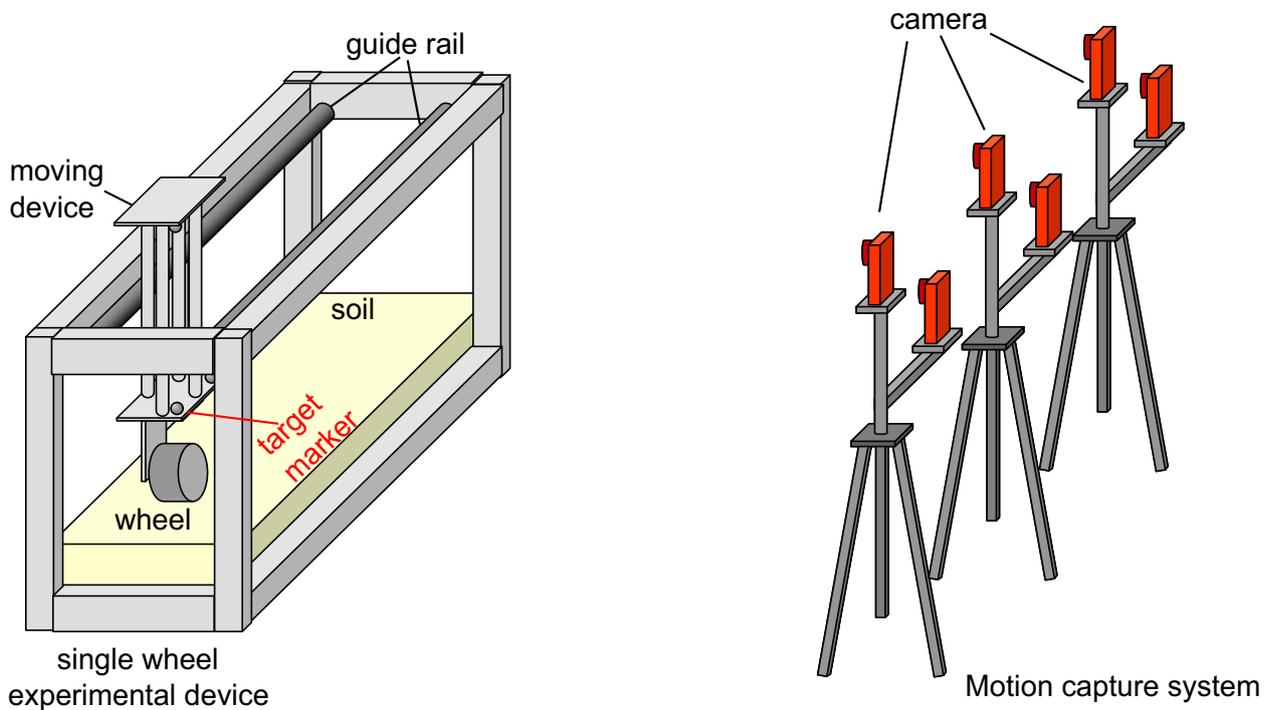


Fig. 5.2 Structure of the single wheel experimental device

Table 5.1 Specification of the single wheel experimental device

Dimension of Experimental device	150(L) × 90(H) × 55(W) [cm]
Dimension of Sand box	150(L) × 55(W) [cm]
Depth of Sand box	20 [cm]
Sand	Dry sand (珪砂 5号)
Slope angle of Sand box	0 [deg]
weight of moving device	3.15 [kg]
weight of wheel	2.50 [kg]

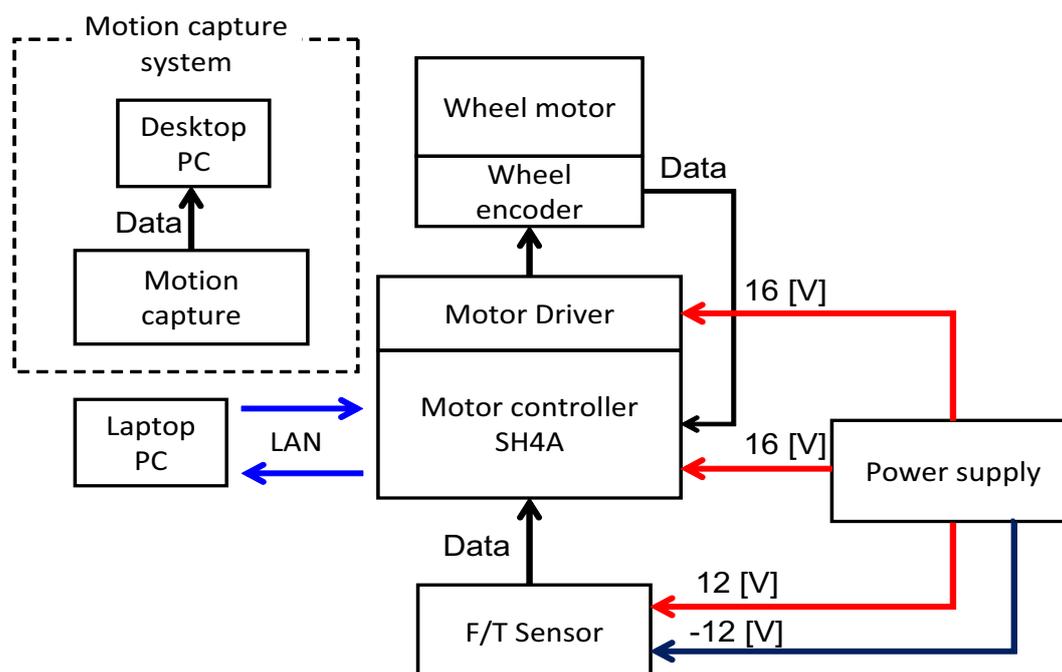
**Fig. 5.3** System diagram of the single wheel experimental device

図 5.3 に実験装置のシステム構成を表し、表 5.2 にモータコントローラを、表 5.3 にモータ仕様を、表 5.4 に測定装置の仕様を示す。マイクロコンピュータは、ゼネラルロボティクス社製の LEPRACAUN を、モータドライバは、ハイボット社製の 1 Axis DC Module を用い、FT センサは、ニッタ社製の 6 軸力覚センサシステム IFS シリーズを使用した。また、モーションキャプチャーは、NaturalPoint 社製の OptiTrack を用いた。

実験装置のシステム構成は、車輪駆動システムとモーションキャプチャーシステムの 2 つに分けられる。車輪駆動システムにおいて、Laptop PC はマイクロコンピュータと接続される。車輪の目標速度と加速時間 (加速度) が設定され車輪駆動が実行されると、マイクロコンピュータは速度指令値にしたがい PWM 信号を生成して、モータドライバに入力する。モータに取り付けられたエンコーダは、車輪回転角度をマイクロコンピュータのカウンタに入力する。FT センサは、測定した力情報を、マイクロコンピュータの AD コンバータに入力する。モーションキャプチャーシステムは、Desktop PC によって操作する。

Table 5.2 Specification of motor controller and motor driver

Motor controller : SH4A board (LEPRACAUN-CPU + LEPRACAUN-IO)	
CPU	SH-7785 (600 [MHz])
Nominal voltage	18 [V]
Communication	LAN
Output Signal	PWM
Input Signals	AD(10 bits), Encoder(Ch A/ Ch B)
Dimension	92(W) × 55(H) [mm]
Motor Driver : Hibot (1Axis DC Module)	
Nominal voltage	8 to 28 [V]
Nominal DC Current	10 [A]
Input Signal	PWM Up to 30 [KHz]
Dimension	50(L) × 12(H) × 25(W) [mm]

Table 5.3 Specification of wheel motor

Motor (Maxson RE25 10 [W])	
Nominal voltage	12 [V]
No load speed	4850 [rpm]
Nominal speed	3800 [rpm]
Torque constant	23.5 [mNm/A]
Nominal torque	28.6 [mNm/A]
Nominal current	1.24 [A]
Gear (Maxson GP26B)	
Gear ratio	4.4:1
Gear efficiency	84 [%]
Gear (Harmonic CSF-11-100-2XH-F)	
Gear ratio	100:1

5.2.2 実験の条件

単車輪は、凹凸なし斜度0度の水平に耕耘された砂上を車輪の回転による力のみで自走する。車輪は、車輪荷重によって自然沈下し停止した状態から Laptop PC による指令によって駆動を開始する。走行中の車輪荷重は一定とする。本実験では、半径 0.11[m]、幅 0.12[m] の表面がなめらかな車輪を使用する。車輪の走行する土壌は、珪砂 5号を用いる。また、錘を移動装置上部に載せることで車輪荷重を調整する。本実験装置の移動装置部荷重は、3.15[kg] で車輪荷重は 2.5[kg] であるので、最小の総荷重は、5.65[kg] である。

車輪は、モータコントローラによって PID 速度制御される。車輪回転加速時間 t_a と最大車輪回転速度 $r\dot{\alpha}$ を目標の入力として与える。モータコントローラは、目標値とする加速時間と最大車輪回転速度から、速度履歴を計算し、時々刻々と速度履歴に沿う速度指令

Table 5.4 Specification of FT sensor and motion capture

FT sensor (IFS-67M25A50-I40-ANA)	
Nominal voltage	± 7 to 15 [V]
Weight	180 [g]
Nominal F_x, F_y	200 [N]
Nominal F_z	400 [N]
Nominal t_x, t_y, t_z	13 [Nm]
Motion capture (OptiTrack FLEX:V100R2)	
Nominal voltage	5 [V]
Camera resolution	640 × 480
Frame rate	100 [FPS]
Latency	10 [ms]
Maximum range	7 [m]
Default lens	46 [deg]
interface	USB 2.0

値を 10 [ms] 周期で送信し PID 速度制御をおこなう。図 5.4 に車輪速度制御における速度履歴と制御ブロック図を示す。本実験では、比例ゲイン $K_p=10$ ，積分ゲイン $K_i=100$ ，微分ゲイン $K_d=20$ の PID 車輪速度制御をおこなっている。制御器は電圧 V のデューティ比を計算し、モータドライバに入力している。

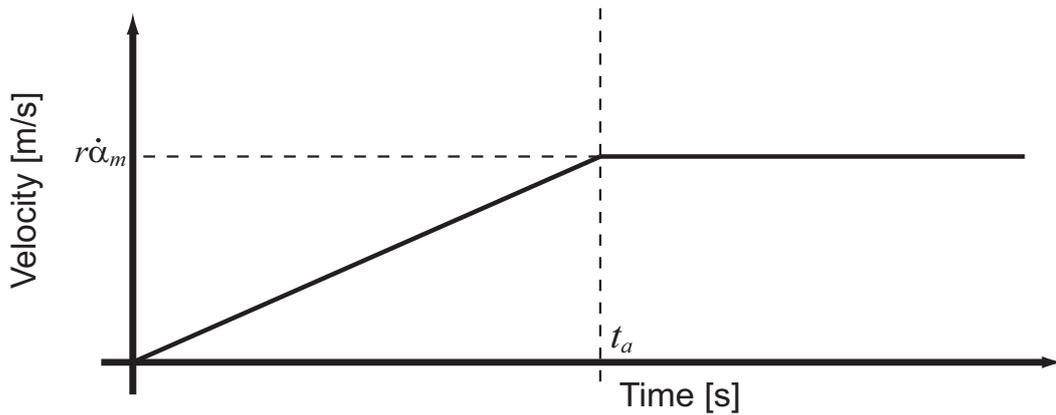
本実験において測定するパラメータは、以下である。

- 車輪回転角度 α : エンコーダによって測定
- 移動変位 x : モーションキャプチャーによって測定
- 沈下変位 z : モーションキャプチャーによって測定

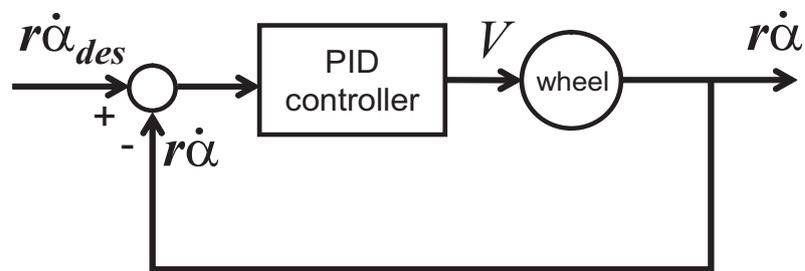
これら測定値から以下のパラメータを計算する。

- 車輪回転角速度 $\dot{\alpha}$: 回転角度を微分
- 車輪回転角加速度 $\ddot{\alpha}$: 回転角度を 2 回微分
- 移動速度 \dot{x} : 移動変位を微分
- 沈下速度 \dot{z} : 沈下変位を微分
- スリップ率 s : 回転速度 $r\dot{\alpha}$ と移動速度 \dot{x} から計算

また、既知なパラメータは車輪の半径 r ，幅 b ，車輪の総荷重 m_w である。



(a) wheel velocity profile



(b) wheel control diagram

Fig. 5.4 Wheel velocity profile and wheel control diagram

5.2.3 実験手順

実験手順は以下のとおりである。

1. FT センサのオフセットを測定する … offset 値を記録する
2. モーションキャプチャーのキャリブレーションをおこなう
3. 走行面の耕耘をおこなう
4. 車輪の接地荷重の調整をおこなう
5. 車輪を砂表面上空で静止させる
6. モーションキャプチャーをスタート
7. 車輪を走行面に完全接地させ自然沈下させる … 初期沈下量の測定
8. 目標速度 $r\dot{\alpha}_{des}$, 目標速度までの加速時間 t_a を指定する
9. 車輪回転を開始する … 車輪は時々刻々と変化する速度指令に追従するように制御される

5.3 走行実験の結果

10. 車輪が測定可能領域の終端に達するか，スタックし前進しなくなったらモータを止め測定を終了する
11. 目標速度，目標速度までの加速時間，荷重を変化させ step 1～step 7をおこない測定を繰り返す

5.3 走行実験の結果

車輪制御において，車輪回転速度の目標値は， $r\dot{\alpha}_{des}=0.10$ [m/s] とし， $t_a=0.25, 1.00, 2.50, 5.00$ [s] の4つの異なる加速時間で速度制御する走行実験をおこなった．また，8.0 [kg] の錘を移動装置上部に乗せ，車輪総荷重を常に一定である $m_w=13.65$ [kg] とした．図 5.5 から図 5.8 に加速時間が 0.25, 1.00, 2.50, 5.00 [s] の走行実験結果をそれぞれ示す．実験結果は，車輪速度の時間変化，スリップ率の時間変化，沈下量の時間変化，沈下速度の時間変化，けん引力の時間変化，垂直抗力の時間変化を表している．表 5.5 に実験条件をまとめる．

Table 5.5 The single wheel experimental condition

Condition	value
Desired wheel angular velocity	0.10 [m/s]
Wheel acceleration time	0.25, 1.00, 2.50, 5.00 [s]
Total weight of wheel	13.65 [kg]

5.3 走行実験の結果

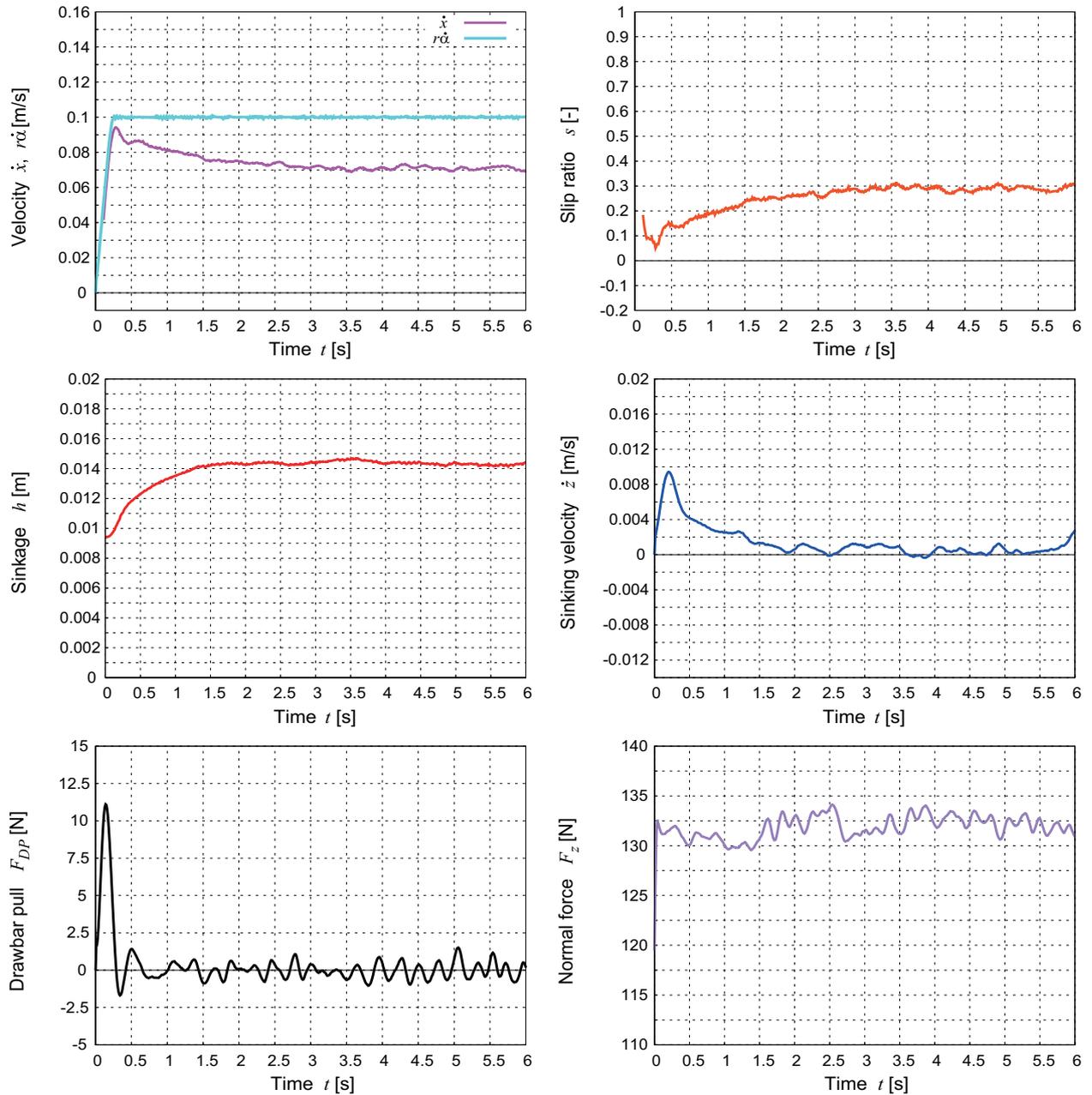


Fig. 5.5 Result of wheel traveling : $t_a=0.25$ [s] ($r\dot{\alpha}=0.40$ [m/s²])

図 5.5 の加速時間が 0.25 [s] の場合、車輪回転速度 $r\dot{\alpha}$ は、目標速度に追従して制御されるが、車輪移動速度 \dot{x} は目標速度に達した後、減少していく。スリップ率 s は、徐々に増加して $s=0.30$ で一定となる。沈下量 h は、初期沈下量 $h_0=0.009$ [m] から加速によって、5.0 [mm] 増加して $h=0.014$ [m] で一定になる。沈下速度 \dot{z} は、動き出しで $\dot{z}=0.010$ [m/s] 付近まで増加する。その後、減少し $\dot{z}=0.0005$ [m/s] を中心に振動的に変化していく。けん引力 F_{DP} は、動き出しで $F_{DP}=11.2$ [N] まで増加した後、減少して $F_{DP}=0$ [N] 付近を中心に振動的に変化し続ける。垂直抗力は F_z は、動き出しで $F_z=132.6$ [N] から減少し、 $F_z=130$ [N] となる。車輪加速が終了すると、増加し車輪荷重に釣り合う $F_z=133.7$ [N] より小さな値、 $F_z=132$ [N] 付近を中心に振動的に変化する。

5.3 走行実験の結果

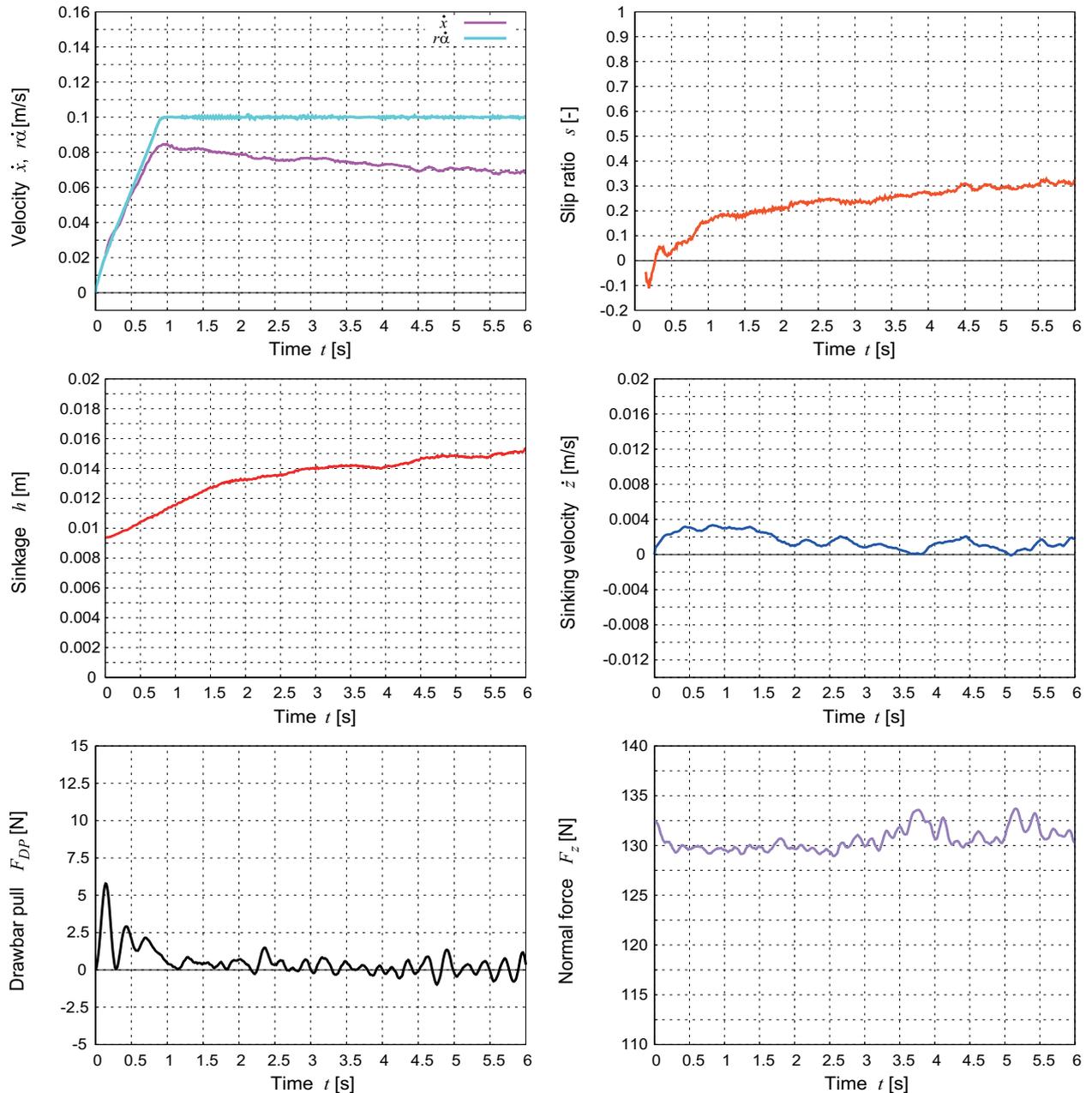


Fig. 5.6 Result of wheel traveling : $t_a=1.00$ [s] ($r\dot{\alpha}=0.10$ [m/s²])

図 5.6 の加速時間が 1.00 [s] の場合、車輪回転速度 $r\dot{\alpha}$ は、目標速度に追従して制御されるが、車輪移動速度 \dot{x} は目標速度に達せず、減少していく。スリップ率 s は、徐々に増加して $s=0.30$ で一定となる。沈下量 h は、初期沈下量 $h_0=0.009$ [m] から加速によって、5.0 [mm] 増加して一旦は $h=0.014$ [m] で一定になるが、その後、増加し続ける。沈下速度 \dot{z} は、動き出しで $\dot{z}=0.003$ [m/s] 付近まで増加する。その後、減少し $\dot{z}=0.0005$ [m/s] を中心に振動的に変化していく。けん引力 F_{DP} は、動き出しで $F_{DP}=5.8$ [N] まで増加した後、減少して $F_{DP}=0$ [N] を中心に振動的に変化し続ける。垂直抗力は F_z は、動き出しで $F_z=132.4$ [N] から減少し、 $F_z=130$ [N] となる。車輪加速が終了すると、増加し車輪荷重に釣り合う $F_z=133.7$ [N] より小さな値、 $F_z=132$ [N] 付近を中心に振動的に変化する。

5.3 走行実験の結果

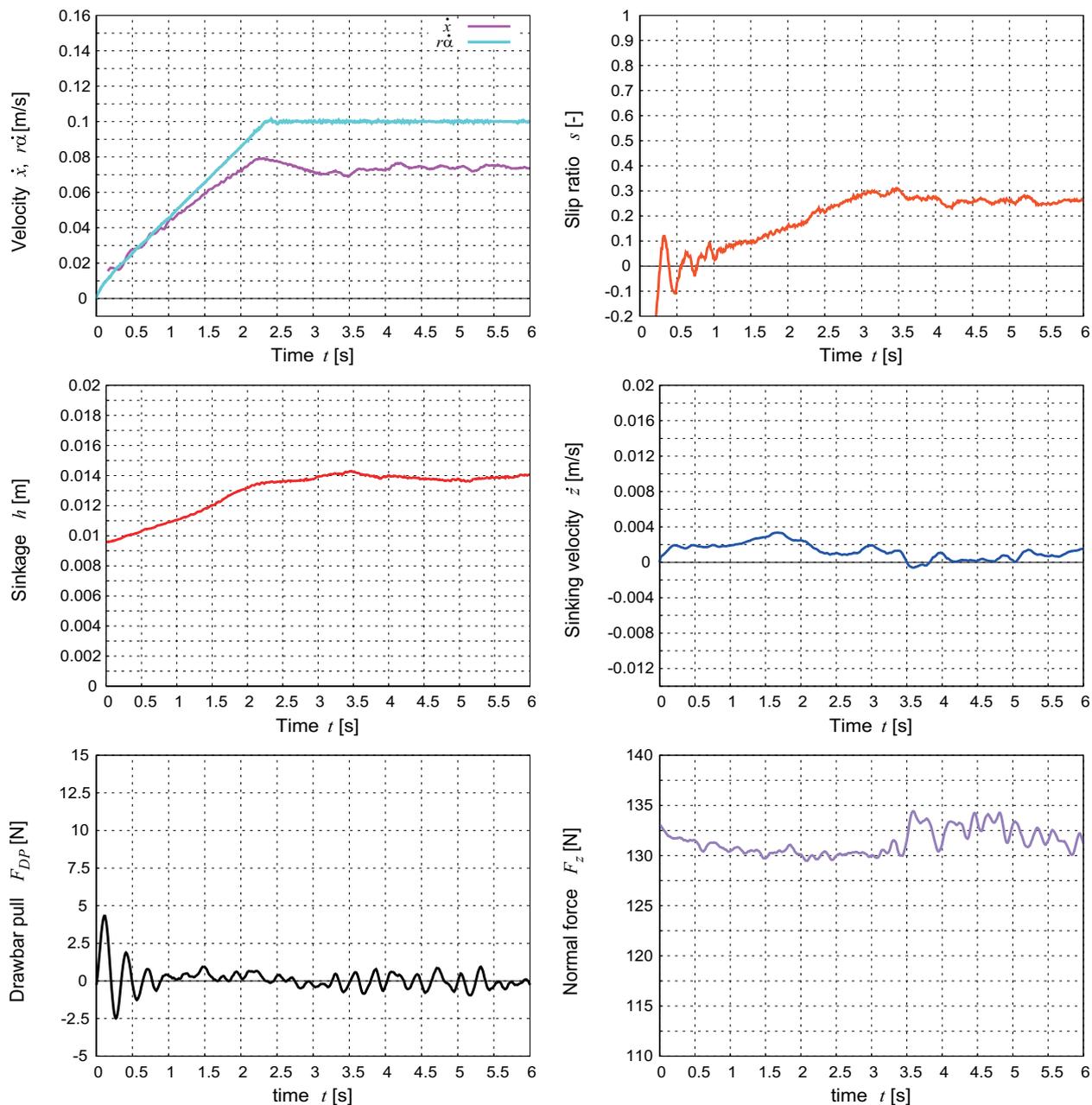


Fig. 5.7 Result of wheel traveling : $t_a=2.50$ [s] ($r\dot{\alpha}=0.04$ [m/s²])

図 5.7 の加速時間が 2.50 [s] の場合，車輪回転速度 $r\dot{\alpha}$ は，目標速度に追従して制御されるが，車輪移動速度 \dot{x} は目標速度に達せず，減少していく．スリップ率 s は，徐々に増加して $s=0.29$ で一定となる．沈下量 h は，初期沈下量 $h_0=0.009$ [m] から加速によって，4.0 [mm] 増加して一旦は $h=0.013$ [m] で一定になるが，その後，増加していく．沈下速度 \dot{z} は，動き出しで $\dot{z}=0.003$ [m/s] 付近まで増加する．その後，減少し $\dot{z}=0.0005$ [m/s] を中心に振動的に変化していく．けん引力 F_{DP} は，動き出しで $F_{DP}=4.3$ [N] まで増加した後，減少して $F_{DP}=0$ [N] を中心に振動的に変化し続ける．垂直抗力は F_z は，動き出しで $F_z=133.1$ [N] から減少し， $F_z=130$ [N] となる．車輪加速が終了すると，増加し車輪荷重に釣り合う $F_z=133.7$ [N] より小さな値， $F_z=132$ [N] 付近を中心に振動的に変化する．

5.3 走行実験の結果

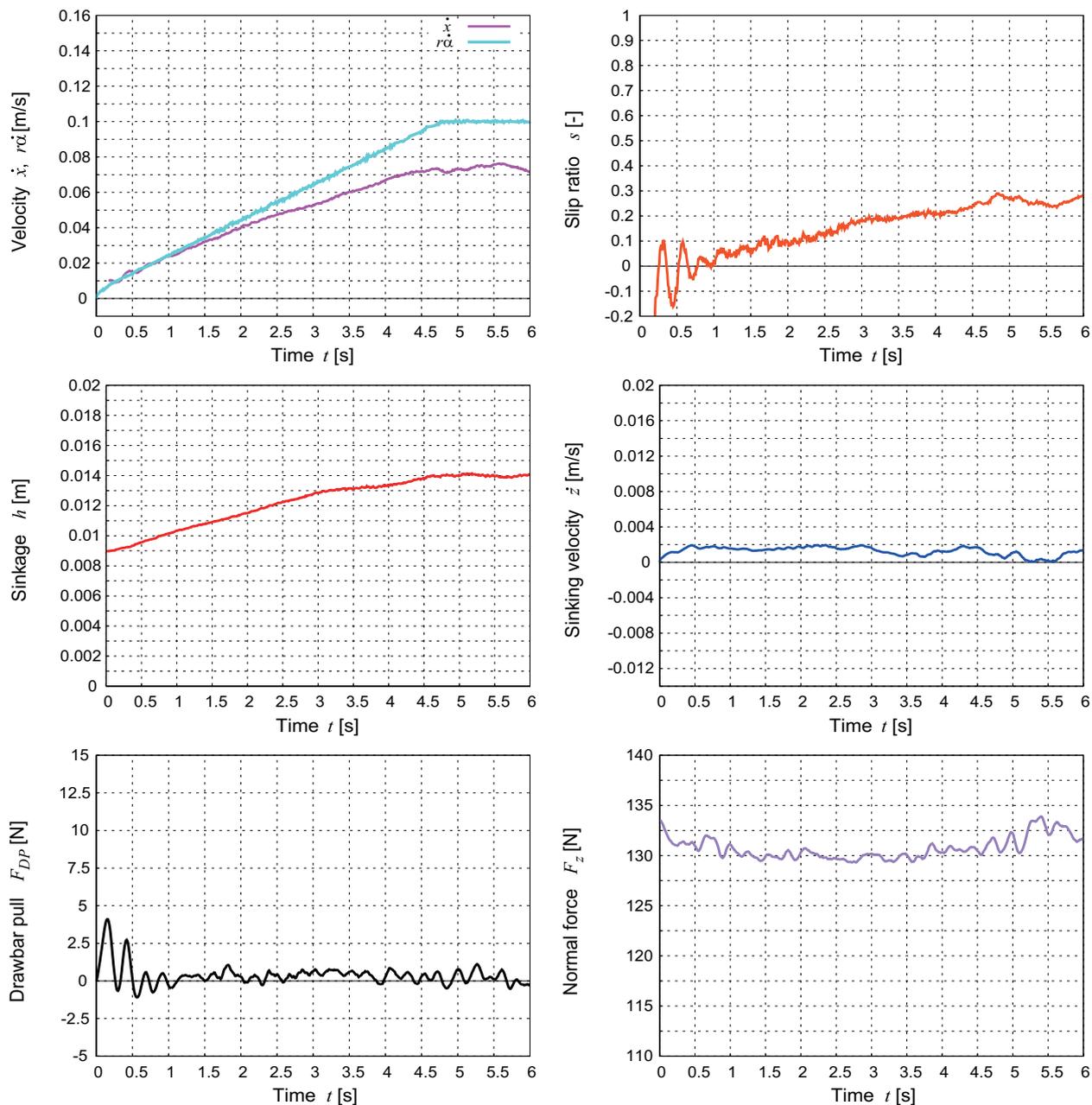


Fig. 5.8 Result of wheel traveling : $t_a=5.00$ [s] ($r\dot{\alpha}=0.02$ [m/s²])

図5.8の加速時間が5.00 [s]の場合，車輪回転速度 $r\dot{\alpha}$ は，目標速度に追従して制御されるが，車輪移動速度 \dot{x} は目標速度に達せず，減少していく．スリップ率 s は，徐々に増加して $s=0.20$ で一旦は一定となが，再び，徐々に増加していく．沈下量 h は，初期沈下量 $h_0=0.009$ [m] から加速によって，4.0 [mm] 増加して一旦は $h=0.013$ [m] で一定になるが，その後，増加していく．沈下速度 \dot{z} は，動き出しで $\dot{z}=0.002$ [m/s] まで増加する．その後，減少し $\dot{z}=0.0005$ [m/s] を中心に振動的に変化していく．けん引力 F_{DP} は，動き出しで $F_{DP}=4.0$ [N] まで増加した後，減少して $F_{DP}=0$ [N] を中心に振動的に変化し続ける．垂直抗力は F_z は，動き出しで $F_z=133.6$ [N] から減少し， $F_z=130$ [N] となる．車輪加速が終了すると，増加し車輪荷重に釣り合う $F_z=133.7$ [N] より小さな値， $F_z=132$ [N] 付近を中心に振動的に変化する．

5.4 実験結果に対する考察

走行実験結果に対して、沈下特性、スリップ特性、力の変動の3点についてそれぞれ考察する。

図5.5～5.8に示すように、沈下量の増加は車輪加速後に一旦は落ち着くがその後、再び徐々に増加する傾向がみられた。その原因は $\dot{z} > 0$ [m/s]で振動的な変化を続けるためである。本論文では加速による動的沈下とスリップ率の変化量を把握するために、沈下速度が増加後に減少に転じてから約 $\dot{z} < 0.001$ [m/s]になり沈下増加が一旦落ち着く時刻までを沈下時間として、この時刻での沈下量とスリップ率を加速度による変化量として扱うことにした。

5.4.1 沈下特性

沈下特性においては、加速時間(加速条件)に対しての動的沈下量についてと沈下時間について考察する。

動的沈下量について

ここでは、加速時間 $t_a = 0.25, 1.00, 2.50, 5.00$ [s] (加速度 $r\ddot{\alpha} = 0.40, 0.10, 0.04, 0.02$ [m/s²])における車輪回転角度、移動距離、時間に対する動的沈下量についてそれぞれ述べる。

図5.9は各回転角度における沈下変位の平均値と標準偏差を点とエラーバーで表している。どの加速時間においても、沈下変位の標準偏差は ± 1.0 [mm]程度である。加速条件に

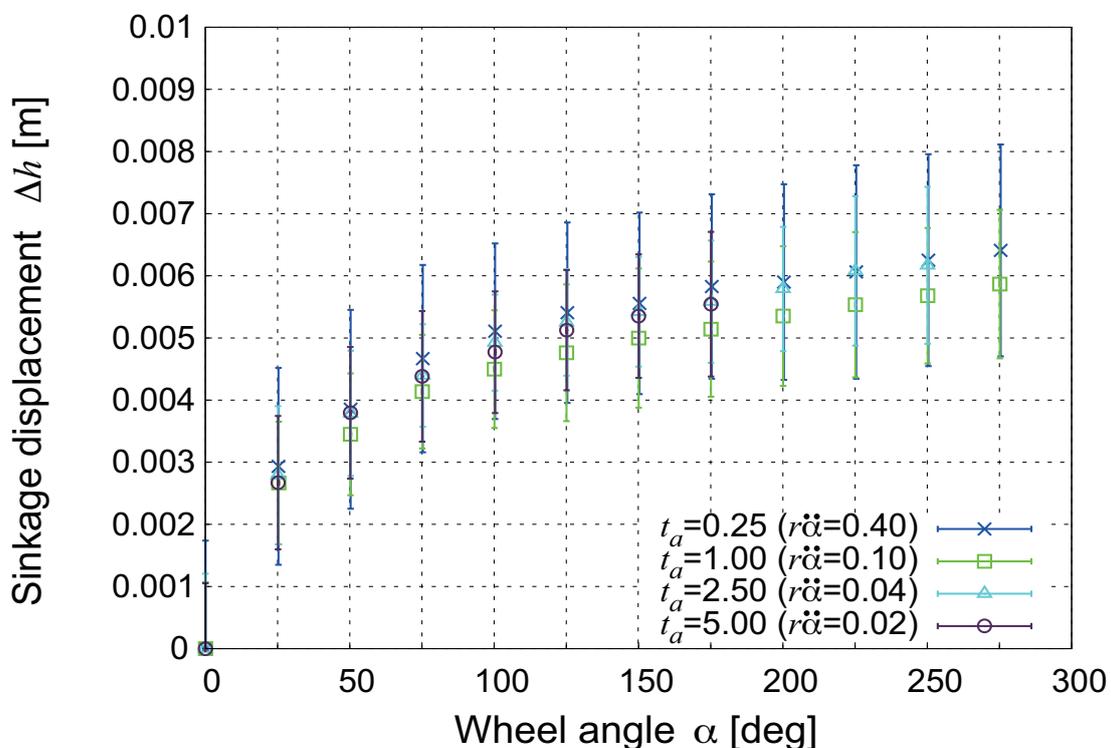


Fig. 5.9 Relationship between the average of sinkage displacement and the wheel angle

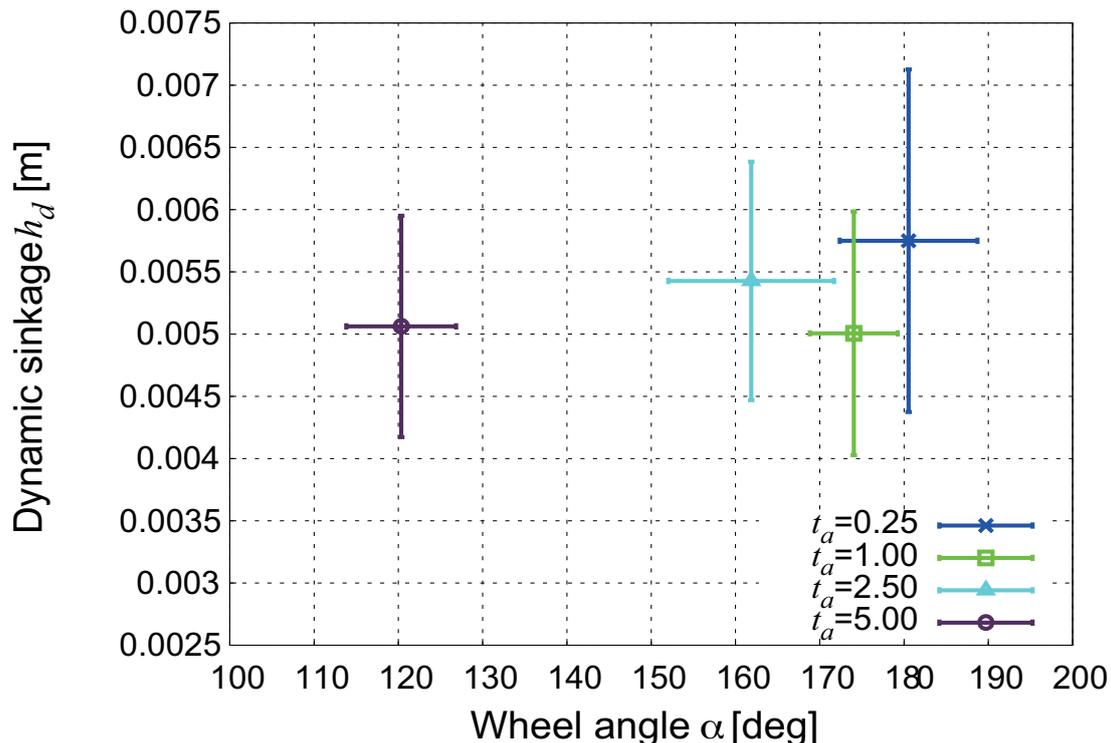


Fig. 5.10 Relationship between the dynamic sinkage and the wheel angle

関わらず、回転角度の増加に従い同じ傾向で沈下変位は増加していく。車輪回転角度が大きくなるほど、沈下変位が大きくなる。

図 5.10 は、沈下定常状態になる車輪回転角度に対する動的沈下量 h_d の平均値と標準偏差を点とエラーバーで表している。グラフ内の凡例は加速時間を示している。動的沈下が終了する回転角度と沈下変位は、加速時間によって異なり、加速時間 $t_a=0.25$ [s] (車輪回転加速度 $r\ddot{\alpha}=0.40$ [m/s²]) の加速条件の場合、回転角度 $\alpha=181$ [deg] で動的沈下量は $h_d=0.00575$ [m]、加速時間 $t_a=1.00$ [s] (車輪回転加速度 $r\ddot{\alpha}=0.10$ [m/s²]) の加速条件の場合、回転角度 $\alpha=174$ [deg] で動的沈下量は $h_d=0.00501$ [m]、加速時間 $t_a=2.50$ [s] (車輪回転加速度 $r\ddot{\alpha}=0.04$ [m/s²]) の加速条件の場合、回転角度 $\alpha=162$ [deg] で動的沈下量は $h_d=0.00543$ [m]、加速時間 $t_a=5.00$ [s] (車輪回転加速度 $r\ddot{\alpha}=0.02$ [m/s²]) の加速条件の場合、回転角度 $\alpha=120$ [deg] で動的沈下量は $h_d=0.00506$ [m] となり、加速度が大きいほど、動的沈下量は大きくなる傾向である。加速度が大きい場合、定常状態になる車輪回転角度も大きくなる傾向にあるので、各加速時間において定常状態に達する時の回転距離は、加速時間 $t_a=0.25$ [s] ($r\ddot{\alpha}=0.40$ [m/s²]) 場合、回転距離 $r\alpha=0.347$ [m]、加速時間 $t_a=1.00$ [s] ($r\ddot{\alpha}=0.10$ [m/s²]) 場合、回転距離 $r\alpha=0.334$ [m]、加速時間 $t_a=2.50$ [s] ($r\ddot{\alpha}=0.04$ [m/s²]) 場合、回転距離 $r\alpha=0.311$ [m]、加速時間 $t_a=5.00$ [s] ($r\ddot{\alpha}=0.02$ [m/s²]) 場合、回転距離 $r\alpha=0.231$ [m] と、加速度が大きいほど大きくなる傾向で多くの砂を圧縮・排土することになる。したがって、加速度が大きいほど、動的沈下量が大きくなると考える。

図 5.11 にそれぞれの加速時間における各移動距離に対する沈下変位の平均値と標準偏差を点とエラーバーで表す。加速条件に関わらず移動距離に従い同じ傾向で沈下変位が増加する。移動距離が大きくなるほど沈下変位は大きくなる。図 5.12 は、沈下定常状態になる

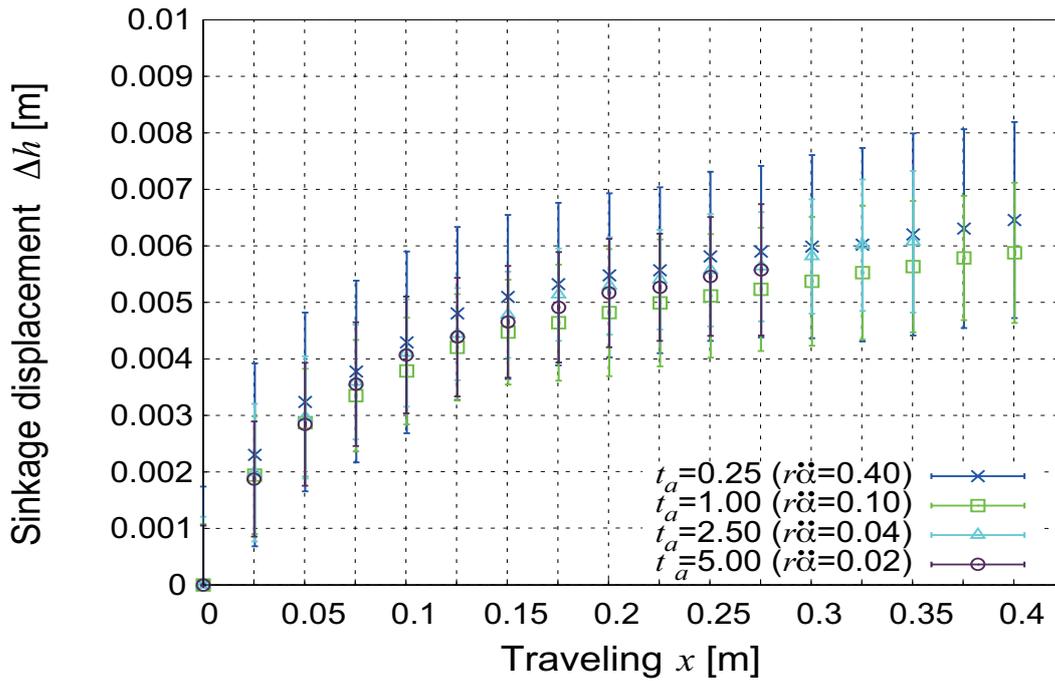


Fig. 5.11 Relationship between the average of sinkage displacement and the traveling

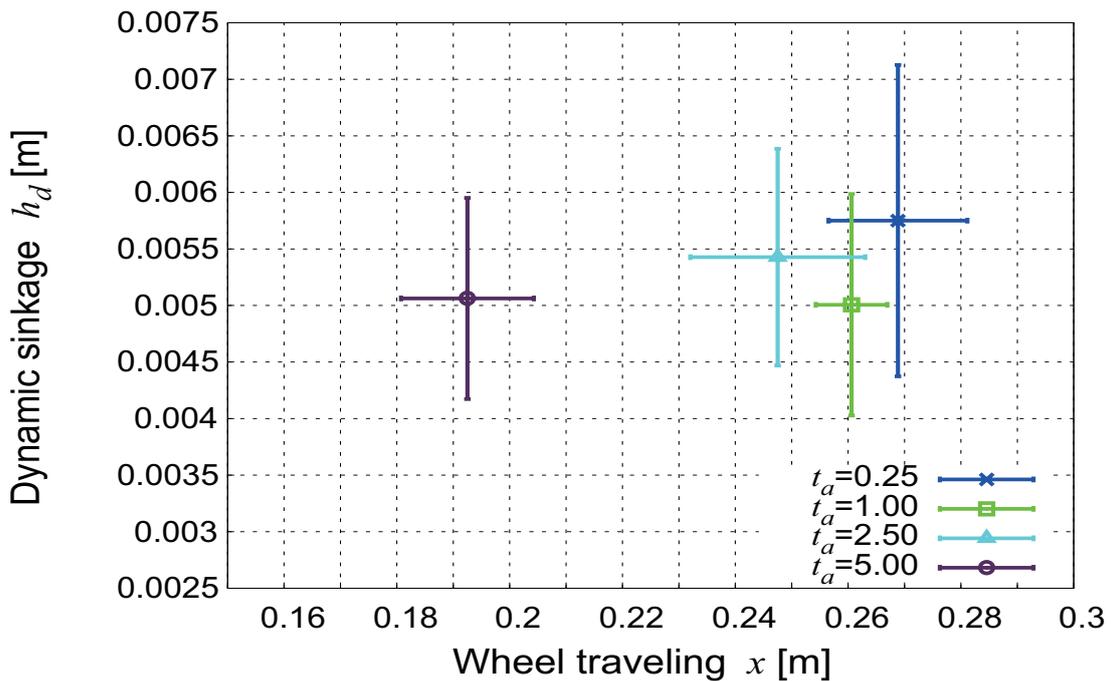


Fig. 5.12 Relationship between the dynamic sinkage and the traveling

移動距離に対する動的沈下量 h_d の平均値と標準偏差を点とエラーバーで表している。グラフ内の凡例は、それぞれ加速時間を示している。加速時間によって動的沈下を終了する移動距離と動的沈下量は異なり、加速時間 $t_a=0.25$ [s] (車輪回転加速度 $r\ddot{\alpha}=0.40$ [m/s²]) の加速条件の場合、移動距離 $x=0.269$ [m] で動的沈下量は $h_d=0.00575$ [m]、加速時間 $t_a=1.00$ [s] (車輪回転加速度 $r\ddot{\alpha}=0.10$ [m/s²]) の加速条件の場合、移動距離 $x=0.261$ [m] で動的沈下

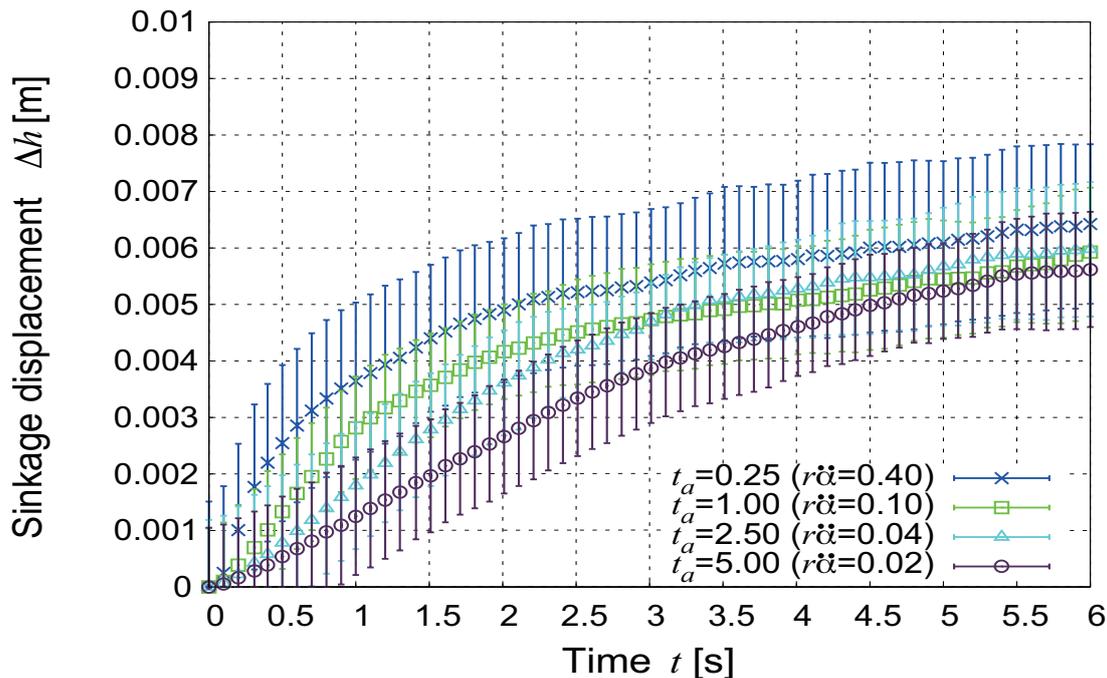


Fig. 5.13 Relationship between average of sinkage displacement and time

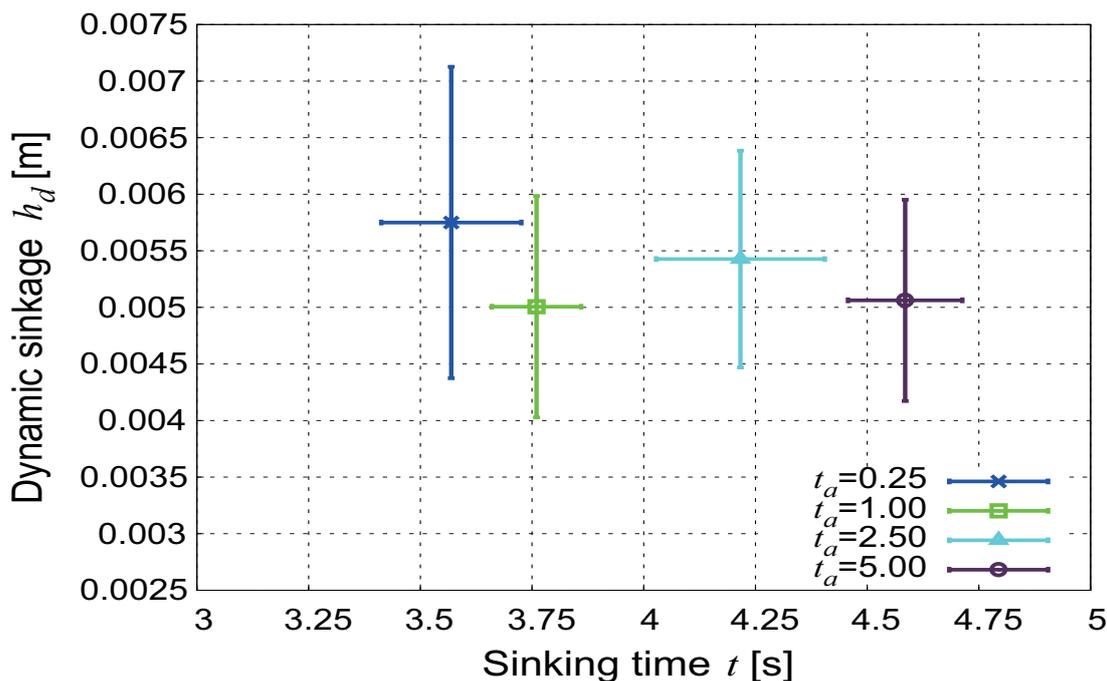


Fig. 5.14 Relationship between the dynamic sinkage and the sinking time

量は $h_d=0.00501$ [m], 加速時間 $t_a=2.50$ [s](車輪回転加速度 $r\ddot{\alpha}=0.04$ [m/s²]) の加速条件の場合, 移動距離 $x=0.248$ [m] で動的沈下量は $h_d=0.00543$ [m], 加速時間 $t_a=5.00$ [s](車輪回転加速度 $r\ddot{\alpha}=0.02$ [m/s²]) の加速条件の場合, 移動距離 $x=0.193$ [m] で動的沈下量は $h_d=0.00506$ [m] となり, 加速度が大きいほど, 動的沈下量と移動距離は大きくなる傾向である。

5.4 実験結果に対する考察

図 5.13 にそれぞれの加速時間における各時刻における沈下変位の平均値と標準偏差を点とエラーバーで表す。加速時間が小さいほど、定常状態に到達する時間は小さくなり、加速時間によって沈下時間が異なる。また、加速度が大きいほど、沈下変位は大きくなる傾向である。

図 5.14 は、沈下時間に対する動的沈下量 h_d の平均値と標準偏差を点とエラーバーで表している。グラフ内の凡例は、それぞれ加速時間を示している。動的沈下が終了する時間(沈下時間)と動的沈下量は、加速時間によって異なり、加速時間 $t_a=0.25$ [s](車輪回転加速度 $r\ddot{\alpha}=0.40$ [m/s²]) の加速条件の場合、沈下時間 $t=3.57$ [s] で動的沈下量は $h_d=0.00575$ [m]、加速時間 $t_a=1.00$ [s](車輪回転加速度 $r\ddot{\alpha}=0.10$ [m/s²]) の加速条件の場合、沈下時間 $t=3.76$ [s] で動的沈下量は $h_d=0.00501$ [m]、加速時間 $t_a=2.50$ [s](車輪回転加速度 $r\ddot{\alpha}=0.04$ [m/s²]) の加速条件の場合、沈下時間 $t=4.22$ [s] で動的沈下量は $h_d=0.00543$ [m]、加速時間 $t_a=5.00$ [s](車輪回転加速度 $r\ddot{\alpha}=0.02$ [m/s²]) の加速条件の場合、沈下時間 $t=4.59$ [s] で動的沈下量は $h_d=0.00506$ [m] となり、加速度が大きいほど、動的沈下量は大きくなる。

図 5.14 の沈下時間に対する動的沈下量 h_d の関係から、有意水準 5% で t 検定をおこなった結果、動的沈下量の平均値は加速時間 $t_a=0.25$ と $t_a=1.00$ 、加速時間 $t_a=0.25$ と $t_a=5.00$ の関係において有意な差があることを確認した。よって実験結果から加速時間が小さい(加速度が大きい)ほど沈下時間は小さくなり、動的沈下量は大きくなる傾向にあると考える。この走行実験結果は提案モデルを用いたシミュレーション結果と同じ傾向である。

沈下時間について

図 5.14 からは、加速時間 t_a によって沈下時間が異なる様子が見受けられる。加速時間が小さいほど、沈下が定常状態に達するまでの時間が小さくなる。しかし、沈下時間は加速時間と一致しない。 $t_a=0.25, 1.00, 2.50$ [s] の加速時間においては、それぞれ $t=3.57, 3.76, 4.22$ [s] 後に沈下量は定常状態となり、車輪回転加速後も沈下量は定常状態に達することなく増加し続ける。また、 $t_a=5.00$ [s] の加速時間においては、 $t=4.59$ [s] 後に沈下量は定常状態となり、加速時間との差は小さいが車輪回転加速中に沈下定常状態となる。

加速時間と沈下時間の関係については、加速時間が小さいほど沈下時間も小さくなる傾向が示された。沈下時間が異なるのは、加速時間によって車輪回転による砂の圧縮や排土量が異なることから沈下速度に影響するためであると考えられる。また、加速時間と沈下時間が一致しない理由は、単位時間に対する砂の圧縮・排土量が関係しているためであると考えられる。

5.4.2 スリップ特性

図 5.15 は、それぞれの加速時間について各時刻におけるスリップ率の平均値と標準偏差を点とエラーバーで表している。すべての加速時間においてスリップ率は、車輪の動き出し後、徐々に増加していく。図 5.16 は、各加速時間における沈下時間とスリップ率の関係を表している。加速時間 $t_a=0.25$ [s](車輪回転加速度 $r\ddot{\alpha}=0.40$ [m/s²]) の加速条件の場合、沈下時間 $t=3.57$ [s] でスリップ率は $s=0.281$ に達している。加速時間 $t_a=1.00$ [s](車輪回転加速度 $r\ddot{\alpha}=0.10$ [m/s²]) の加速条件の場合、沈下時間 $t=3.76$ [s] でスリップ率は $s=0.267$ に

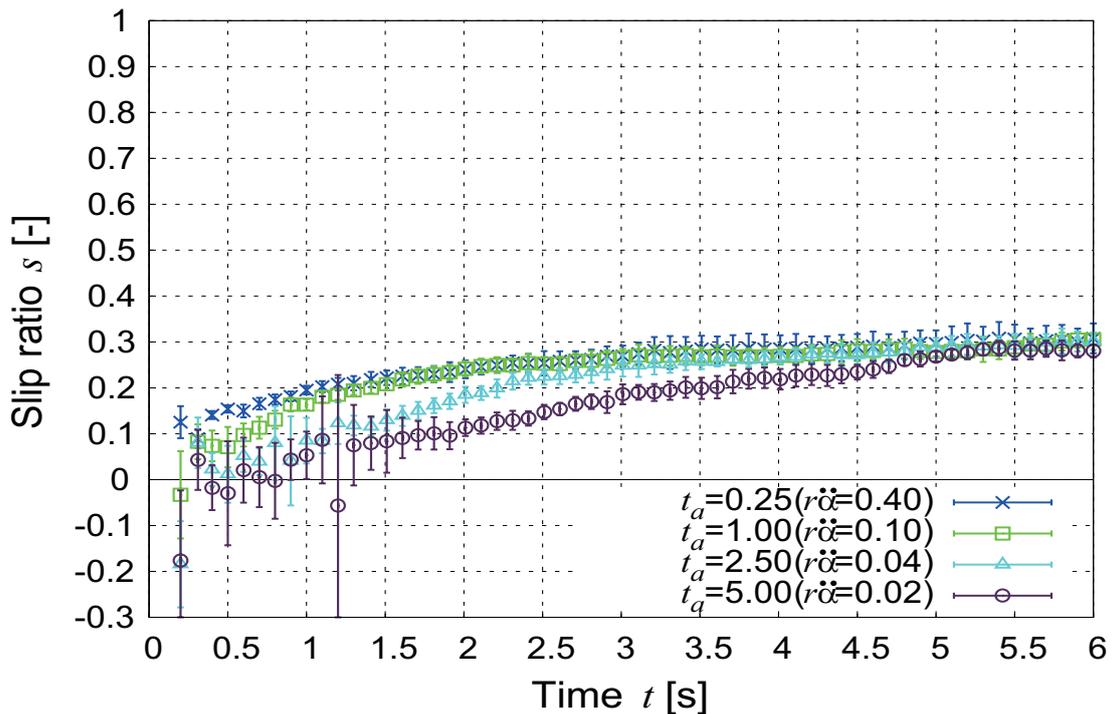


Fig. 5.15 Relationship between average of slip ratio and time

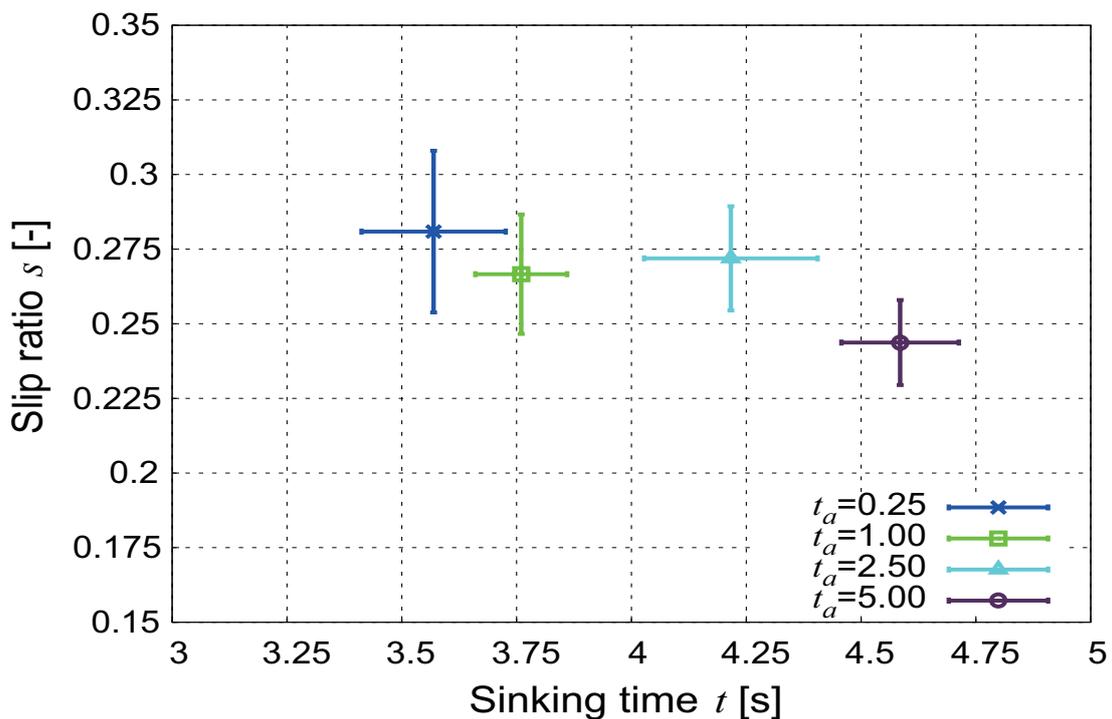


Fig. 5.16 Relationship between the slip ratio and sinking time

達している．加速時間 $t_a=2.50$ [s](車輪回転加速度 $r\ddot{\alpha}=0.04$ [m/s²]) の加速条件の場合，沈下時間 $t=4.22$ [s] でスリップ率は $s=0.272$ に達している．加速時間 $t_a=5.00$ [s](車輪回転加速度 $r\ddot{\alpha}=0.02$ [m/s²]) の加速条件の場合，沈下時間 $t=4.59$ [s] でスリップ率は $s=0.244$ に

5.4 実験結果に対する考察

達している。加速度が大きいほど、定常状態でのスリップ率は大きくなる傾向にある。

図 5.16 の沈下時間に対するスリップ率 s の関係から、有意水準 5% で t 検定をおこなった結果、スリップ率の平均値は加速時間 $t_a=0.25$ と $t_a=5.00$ 、加速時間 $t_a=1.00$ と $t_a=5.00$ と加速時間 $t_a=2.50$ と $t_a=5.00$ の関係において有意な差があることを確認した。よって実験結果から加速時間が小さい(加速度が大きい)ほど沈下時間は小さくなり、スリップ率は大きくなる傾向にあると考える。沈下過渡状態において車輪加速度が大きいほど土壌の状態変化を引き起こしせん断変形係数が大きな値に変化したため、せん断応力が小さくなり車輪に発生するけん引力が小さくなったためと考える。故に車輪は十分な加速度が得られず移動速度が大きくならないためにスリップ率が大きくなった。走行実験結果は提案モデルを用いたシミュレーション結果と同じ傾向となり、車輪のスリップ低減のためには動き出しの加速の仕方が重要であることが分かった。

5.4.3 力の変動

図 5.5 から図 5.8 は、加速時間 $t_a=0.25, 1.00, 2.50, 5.00$ [s] のけん引力 F_{DP} と垂直抗力 F_z の時間変化を表している。けん引力 F_{DP} は、車輪が動き出すと急増加する。そして、加速度が大きいほど、けん引力は大きくなる。加速度が大きい場合、短時間で目標速度になるように制御される必要がある。そのための大きな加速度を発生するためにけん引力が大きくなる。定常状態におけるけん引力は、 $F_{DP}=0$ [N] 付近を中心に振動的に変化している。定常状態でのけん引力が $F_{DP}=0$ [N] の場合、車輪移動速度 \dot{x} は一定値となるはずであるが、車輪移動速度は減少していく結果となった。これは、沈下量が増加するために車輪前方に堆積する砂が増加し、これによりけん引負荷が増加していくので車輪移動加速度 $\ddot{x} < 0$ となるためであると考えられる。

垂直抗力 F_z は、車輪停止時において、車輪総荷重と釣り合う $F_z=133$ [N] である。車輪が動き出すと、垂直抗力が減少していき、その後、増加して $F_z=132$ [N] 付近を中心に振動的に変化する。動き出し時、垂直抗力が減少することで、沈下加速度 \ddot{z} が発生する。加速時の垂直抗力は加速条件に関わらずほぼ同じ値の $F_z=130$ [N] 程度である。しかし、減少している時間は、加速度が大きいほど小さくなる。これにより、異なる沈下速度が発生し動的沈下量が異なる。と考える。

5.5 走行実験結果とシミュレーション結果の比較

走行実験において、沈下特性、スリップ特性を把握した。走行実験結果として、加速度が大きくなるほど沈下量とスリップ率が大きくなった、これは、本論文で提案するモデルを用いたシミュレーション結果と同じ傾向である。ここでは、走行実験結果とシミュレーション結果を比較し、提案モデルの有効性を検証する。

土壌パラメータと車輪パラメータを表5.6と表5.7に示す。土壌パラメータ c と ϕ は、せん断試験により推定した。 k_c と k_ϕ , n は、パラメータ調整して設定している。図5.17に実験の測定値から推定したせん断変形係数 k と車輪加速度 $r\ddot{a}$ の関係を示す。実験の測定値を用いて計算した力と FT センサの測定値との関係からせん断変形係数 k を推定した。図中の破線は、せん断変形係数と車輪加速度の近似直線で、その傾きと加速度が $r\ddot{a}=0$ 時の k の値からせん断変形モデルのパラメータを $A=0.0211$, $k_0=0.014$ と決定した。また、動的垂直応力モデルのパラメータは任意の値で $\eta=150000$ とした。式 (2.12) の後方沈下量 $h_r(x)$ のパラメータは、任意の値で $\kappa=0.7$, $H=6.0$ とした。

図5.18, 5.19に実験結果とシミュレーション結果を同時にプロットした結果を示す。シミュレーションは時刻 $t=0.05$ 秒から開始している。この時刻の車輪回転速度 $r\dot{a}$ は加速時間から計算で求め、車輪移動速度 \dot{x} とスリップ率 s は0以上の任意の値を与えた。太線は式 (4.3) の提案モデルを用いたシミュレーション結果で細線は従来モデルで緩い砂のせん断変形係数 $k=0.025$ の一定値としたシミュレーション結果である。点とエラーバーは各時刻における測定値の平均値と標準偏差を表している。平均値と標準偏差は14のデータサンプルから求めている。

図5.18では、各加速時間における時間に対する沈下変位の変化を示している。沈下時間において、提案モデルを用いた場合と従来モデルを用いた場合のシミュレーション結果と

Table 5.6 Soil parameters of experiments for simulations

Soil parameters	Unit	Values	Description
c	N/m ²	761.84	cohesion stress
ϕ	deg	22.3	internal friction angle
k_c	N/m ^{$n+1$}	1000	cohesion stress modulus
k_ϕ	N/m ^{$n+2$}	5000000	internal friction angle modulus
n		1.1	sinkage ratio
a_0		0.40	maximum stress angle modulus
a_1		0.15	maximum stress angle modulus

Table 5.7 Wheel parameters of experiments for simulations

Wheel parameters	Unit	Values	Description
m_w	kg	13.65	wheel mass
r	m	0.11	wheel radius
b	m	0.12	wheel width
I_w	kgm ²	0.03025	wheel inertia

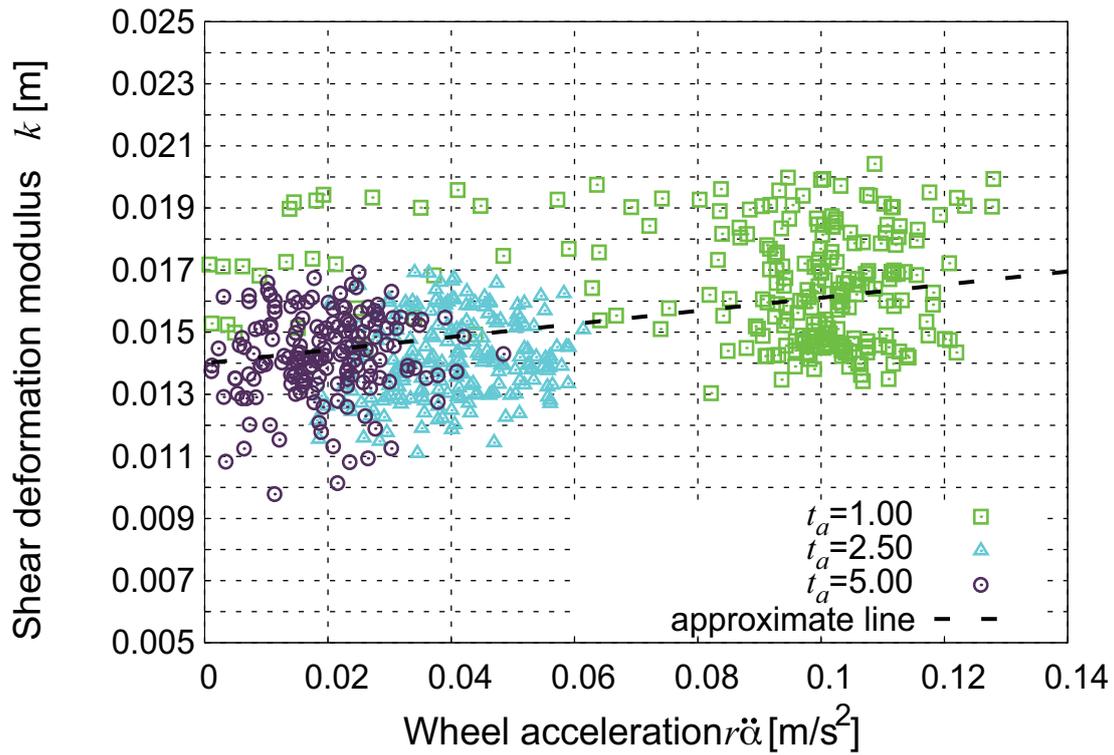


Fig. 5.17 Relationship between shear deformation modulus and shear acceleration

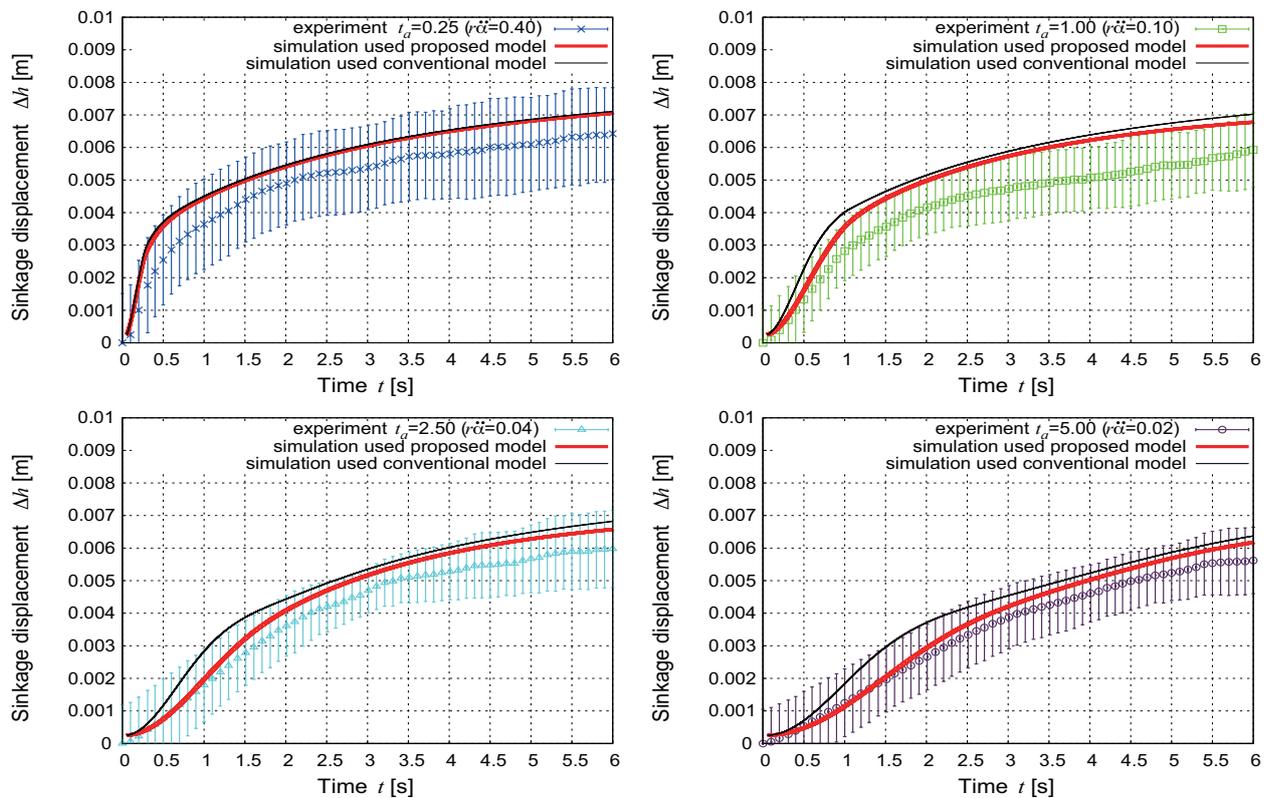


Fig. 5.18 Relationship between sinkage and time (experiment and simulation result)

5.5 走行実験結果とシミュレーション結果の比較

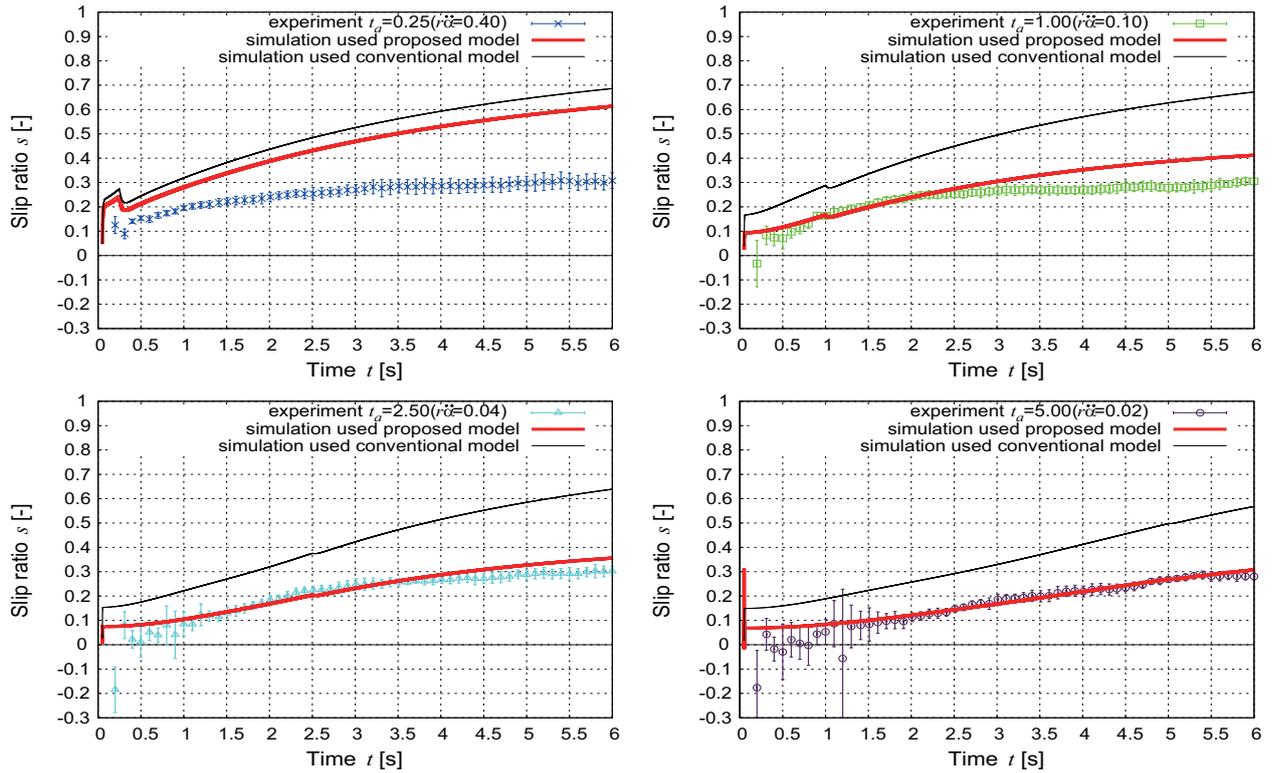


Fig. 5.19 Relationship between slip ratio and time (experiment and simulation results)

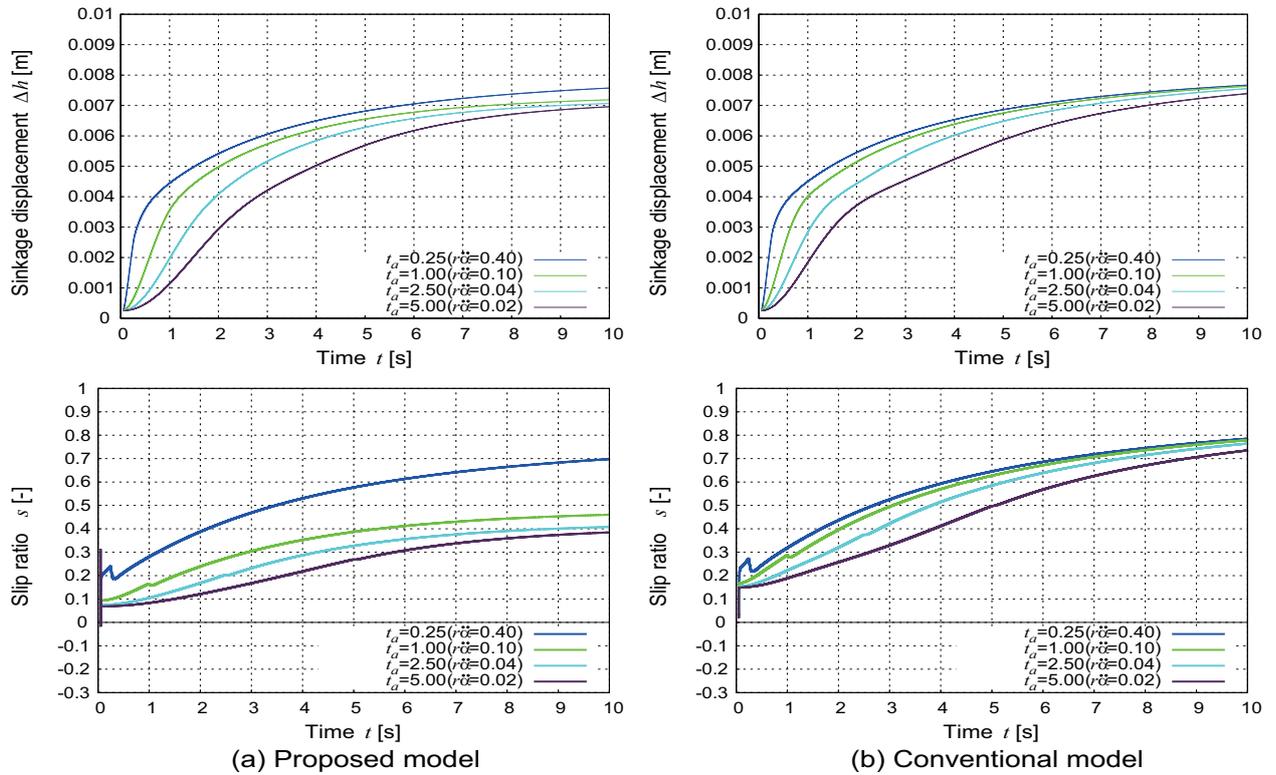


Fig. 5.20 Relationship between slip ratio, sinkage and time (proposal model and conventional model)

もに加速時間が大きいほど、沈下時間が大きくなる。その傾向は実験結果も同じである。提案モデルを用いた場合のシミュレーション結果と走行実験結果の比較において沈下変位は、加速時間 $t_a=0.25$ [s] の場合、時刻 $t=0.25$ [s] まで、加速時間 $t_a=1.00$ [s] の場合、時刻 $t=0.75$ [s] まで、加速時間 $t_a=2.50$ [s] の場合、時刻 $t=1.50$ [s] まで、加速時間 $t_a=5.00$ [s] の場合、時刻 $t=2.50$ [s] までの動き出しの短時間のみシミュレーション結果と実験結果がほぼ一致する結果となった。その後、シミュレーションの沈下変位は増加していき実験結果より大きくなる。シミュレーションと実験の沈下変位結果の誤差は、加速時間によって異なるが、最大 0.001 [m] である。従来モデルを用いた場合は、提案モデルを用いた場合より、沈下変位は約 0.0005 [m] 大きくなる。

図 5.19 では、各加速時間における時間に対するスリップ率の変化を示している。提案モデルを用いた場合のシミュレーション結果と実験結果の比較においてスリップ率は、加速時間 $t_a=0.25$ [s] の場合、動き出しからシミュレーション結果と実験結果は一致せず、シミュレーションのスリップ率の方が大きくなる。その誤差は、最大で 0.3 である。加速時間 $t_a=1.00$ [s] の場合、時刻 $t=2.5$ [s] までのシミュレーション結果と実験結果は、ほぼ一致する、その後、シミュレーションのスリップ率は増加していき実験結果より大きな値になる、その誤差は最大 0.1 である。加速時間 $t_a=2.50$ [s] と 5.00 [s] の場合、シミュレーション結果と実験結果はほぼ一致する。従来モデルを用いた場合は、提案モデルを用いた場合より、スリップ率は約 0.35 大きくなる。

図 5.20 において、各加速時間における時間に対する沈下変位とスリップ率の提案モデル (a) と従来モデル (b) のシミュレーション結果を比較する。従来モデルより提案モデルを用いた場合の沈下変位とスリップ率の方が小さくなることから緩い砂の土壌を走行する場合、提案モデルを用いることで走行性能は向上することが示された。また、提案モデルを用いた場合の沈下変位とスリップ率は、加速度が大きいほど大きくなる。それに対して従来モデルを用いた場合、沈下時間は加速時間によって異なるが、加速度に関わらず同じ沈下変位、スリップ率の値になり単車輪実験で得た沈下特性とスリップ特性は表せない。

実験結果とシミュレーション結果は完全には一致しなかった。その原因はシミュレーションで使用した土壌パラメータが実験で使用した砂と異なる点と過渡状態において砂の状態を変化させる要因が車輪加速度の他にもあるためであると考えられる。本論文ではその一つである車輪加速度を用いたモデル化をおこない、実験とシミュレーションの比較から動き出しから定常状態までの定性的な一致を確認した。また従来モデルでは表現できない加速度によるスリップ率の変化を表現できるので提案モデルを用いることで車輪制御によって走行性能を向上させることが可能になると考える。土壌パラメータの同定と実験とシミュレーションの比較による沈下量・スリップ率の定量的な評価は今後の課題と考えている。

5.6 まとめ

単車輪走行実験で得られた結果について以下にまとめる。沈下特性については、加速条件の違いに対する沈下変位、沈下時間について検討した。加速条件の違いによりこの2点において異なった現象が確認できた。結果として加速度が大きいほど、定常状態における沈下量も大きくなる傾向にある。加速度が大きい場合、加速時間は小さくなるが、それに伴い沈下時間も小さくなる。ただし、加速時間と沈下時間は完全に一致することはなかつ

た。加速時間が小さい場合、加速が終了しても沈下は増加していき、加速時間が大きい場合、加速中に沈下増加が完了している現象を確認した。

スリップ特性については、定常状態でのスリップ率について検討した。動き出し後スリップ率は、徐々に増加していく。定常状態でのスリップ率は、加速度が大きいほど大きくなる傾向であることを確認した。

力の変動については、けん引力と垂直抗力について検討した。動き出しのけん引力は、加速度が大きいほど大きくなる。加速度が大きい場合、加速時間は小さくなるので、この短時間で目標速度に達するためにけん引力は大きくなると考える。定常状態で車輪移動速度は減少していく現象を確認した。この現象に関しては、沈下によって車輪前方に砂が堆積するので、それがけん引負荷として作用しているためと考える。動き出しの際、垂直抗力は車輪停止時での車輪荷重と釣り合う値から減少する。この現象によって沈下加速度が発生し沈下量増大につながることも、垂直抗力の変動から確認できた。

提案モデルと従来モデルによるシミュレーション結果とを比較検証した。実験結果とシミュレーション結果は完全には一致しなかったが、実験とシミュレーションの比較から動き出しから定常状態までの定性的な一致を確認した。また従来モデルでは表現できない加速度によるスリップ率の変化を表現できることを確認した。提案モデルを用いることで車輪制御によって走行性能を向上させることが可能になることを示した。

第6章 結論

6.1 本論文のまとめ

本論文では、従来車輪モデルが考慮に入れていない沈下運動を考慮に入れることで、車輪加速時における車輪スリップの低減をおこなうための車輪モデルを提案し、その有効性を単車輪実験で検証した。

第1章

本論文の背景と目的をまとめている。

第2章

車輪沈下の動的な変化を考慮に入れた、車輪ダイナミクスモデルを示し、テラメカニクスに基づく車輪モデルとして、力とトルクを定義した。

第3章

テラメカニクスに基づく従来車輪モデルを用いて車輪停止時から沈下定常状態までのダイナミクスシミュレーションをおこなった場合、車輪沈下量が振動的に変化してしまい、正確に扱えない問題を指摘した。そして、この問題を解決するために車輪の沈下速度と土壌の状態変化を考慮に入れた動的垂直応力モデルを提案し、提案モデルの妥当性をシミュレーションにて評価した。提案モデルを用いることで、車輪沈下量が時間の経過と共に徐々に増加して最終的に一定値となることをシミュレーションによって示した。

第4章

従来車輪モデルを用いてシミュレーションをおこなった場合、入力値の大小に関わらずスリップ率が同じ値に収束してしまい、スリップ現象を正確に扱えない問題を指摘した。その原因は、車輪の状態変化による砂のせん断特性の変化を考慮に入れていないことであると考え、せん断試験によりせん断変形係数が加速度で変化することを確認した。そして、この知見を基に車輪回転加速度によって変化するせん断変形モデルを提案した。車輪の回転加速の仕方を変えることで、車輪の動き出しスリップ率や沈下定常状態におけるスリップ率が異なることをシミュレーションによって示した。以上のことにより、本論文で提案した車輪モデルは、動的車輪沈下とスリップを扱えることを示した。

第5章

軟弱地盤を走行する単車輪の走行特性を把握するために、珪砂5号の土壌を走行する実験をおこなった。車輪駆動方法として、目標速度と加速時間を与え加速の仕方を変えた場合の、車輪沈下量、スリップ率、車輪に作用する力の変動を測定した。そして、加速の仕方による沈下特性、スリップ特性、力の変動を把握した。得られた沈下特性としては、車輪回転加速度が大きいほど、動的沈下量が大きくなる。スリップ特性としては、動き出し後にスリップ率は、徐々に増加していき、加速度が大きいほど、沈下定常状態におけるスリップ率が大きくなることが分かった。この沈下、スリップ特性から停止している車輪のスリップ低減のためには、動き出しの加速の仕方が重要であることを示した。また、沈下の増加について、停止時に垂直抗力は車輪荷重とほぼ釣り合う値であるが、動き出しからの加速時間内では、垂直抗力は減少している結果を得た。このことから、沈下は、車輪荷重と垂直抗力の均衡が崩れたことにより沈下加速度が発生するために増加していくことが分かった。この結果は、本論文で提案する車輪モデルと一致する。

提案したせん断変形モデルと従来研究のようにせん断変形係数を一定値とした場合のシミュレーション結果と走行実験結果を比較し、提案モデルが従来モデルが扱うことのできなかった砂の状態変化を扱え沈下量とスリップ率が変化する現象を扱えることを示した。

本論文の成果を以下にまとめる。

1. 従来車輪モデルでは考慮に入れられていなかった、車輪の沈下運動を考慮に入れた新しい車輪モデルを提案しその妥当性をシミュレーションにより検討した。
2. 従来研究では定数として考え扱っていたせん断変形係数が、加速度によって変化するパラメータであることをせん断試験により実証した。
3. 単車輪実験装置を用いた軟弱地盤の走行実験から車輪の停止状態から定常状態までの過渡状態での走行特性を解明した。
4. 走行特性が本論文で提案する車輪モデルで再現できることを実証した。

ここまで述べてきたように本論文において、提案する車輪モデルは、車輪が初期沈下し停止した状態から等速走行するまでの過渡状態における車輪の挙動を再現できることが分かった。この車輪モデルを用いることでスリップ低減が可能となる制御をおこなうことができ、軟弱地盤上を走行するローバの走行性能向上に応用できると考える。

6.2 今後の課題

今後の課題を以下に示す。

- 実験測定データと提案モデルに基づきスリップ低減を目的とした制御手法を提案する。そして、単車輪実験装置を用いてスリップの低減がおこなえるかどうか評価する。
- 提案モデルは、凹凸のない水平な地面を走行することに焦点を当てたモデルである。よって、凹凸のある地面を走行する場合について検討が必要である。
- 提案モデルは、単車輪走行に焦点を当てたモデルである。複数車輪の走行時には、他の車輪による走行面変化やスリップを考慮に入れる必要があると考える。よって、提案モデルを応用した複数車輪走行についての検討が必要である。
- 提案モデルは、車輪表面をラグやスパイクなどの走行補助装置の無い滑らかな表面に対する車輪モデルである。一般的にローバに搭載される車輪は走行補助装置を備えた車輪を用いる。よって、走行補助装置を備えた車輪の過渡状態・定常状態での挙動の解明が必要である。
- 車輪走行補助装置が加わるとテラメカニクスの従来車輪モデルでは扱えない砂を崩す現象が沈下・スリップ増大に大きな影響を与えると考える。しかし、この走行補助装置の挙動も提案モデルのパラメータに含める事で応用が可能であると考えられる。よって、走行補助装置を備えた車輪に対する提案モデルの応用について検討が必要である。
- 軟弱地盤を走行するローバの複数車輪の相互作用を考慮にいたしたトラクションコントロールを実現するために、提案モデルのトラクションコントロールに対する応用を検討する必要がある。

謝 辞

本研究をおこなうにあたり、指導教官である吉光徹雄准教授には、懇切丁寧なご指導を頂きました。論文作成や学会発表におけるスライドなど細部にわたり見て頂き、論文、発表でのストーリー作りから文章表現などの方法にいたるまでご指導頂きました。ここに深く感謝申し上げます。

久保田孝教授には、研究の進め方や研究者としての姿勢をご指導頂きました。また、研究に自信をなくしている際には暖かな励ましをして頂き、感謝の念にたえません。

副指導教官である坂井真一郎准教授には、車輪のスリップ低減に対する制御について研究指導をして頂きました。深く感謝いたします。橋本樹明教授には、研究室内のセミナー等での的確なアドバイスとご意見を頂きました、大変に感謝いたします。

大槻真嗣助教には、ローバ開発や制御についてご助言を頂き、本当に感謝しています。石上玄也氏には、車輪実験装置の開発や実験結果に対して、ご意見やご助言を頂き、感謝の念にたえません。飯塚浩二郎氏には、軟弱地盤の移動機構について興味深いお話をして頂き、研究に対してもご意見を頂きました。また、様々な相談にのって頂き、励まして頂き、深く感謝いたします。

同期入学の杉浦学氏、永岡健司氏、Edmond So 氏には、研究内容の相談にのってもらい幅広く助けられました。また研究以外の研究室イベントなど有意義な生活を送る事ができました。ありがとうございました。

家主である崔龍雲氏とその家族の皆様には、色々な相談にのって頂き、励まして頂きました。また、体調を崩した際には様々なケアをして頂き、深く感謝致します。

最後に長い学生(研究)生活を続けることに反対せずに励まし支えてくれた両親と弟に感謝いたします。

2013年6月
水上 憲明

参考文献

- [1] 久保田, “月・惑星ロボット探査ミッション”, 日本ロボット学会 創立 20 周年記念学術講演会, 2002.
- [2] <http://nmp.nasa.gov/ds1/gen/index.html>
- [3] <http://www.jaxa.jp/projects/sat/selene/>
- [4] http://www.jaxa.jp/projects/sat/lunar_a/
- [5] <http://www.isas.jaxa.jp/j/enterp/missions/lunar-a/>
- [6] http://www.jpl.nasa.gov/releases/2002/release_2002_121.html
- [7] http://www.nasa.gov/mission_pages/phoenix/news/phoenix-20080619.html
- [8] R. Li, S. W. Squyres, R. E. Arvison, B. A. Archinal, J. Bell, and et al, “Initial Results of Rover Localization and Topographic Mapping for the 2003 Mars Exploration Rover Mission”, Photogrammetric Engineering and Remote Sensing, 71, no.10, pp.1129-1142, 2005.
- [9] http://www.jaxa.jp/projects/sat/muses_c/
- [10] http://www.jaxa.jp/press/2010/11/20101116_hayabusa_j.html
- [11] H. W. Stone, “Mars Pathfinder Microrover A Small, Low-Cost, Low-Power Spacecraft”, in Proceedings of the 1996 AIAA Forum on Advanced Developments in Space Robotics, 1996.
- [12] A. H. Mishkin, J. C. Morrison, T. T. Nguyen, H. W. Stone, B. K. Cooper, B. H. Wilcox, “Experiences with Operations and Autonomy of the Mars Pathfinder Microrover”, Aerospace Conference, 1998. Proceedings., IEEE Vol.2, pp.337-351, 1998.
- [13] <http://nssdc.gsfc.nasa.gov/nmc/spacecraftDisplay.do?id=1970-095A>
- [14] <http://nssdc.gsfc.nasa.gov/nmc/spacecraftDisplay.do?id=1973-001A>
- [15] P. Fiorini, “Ground Mobility Systems for Planetary Exploration”, Proceedings of the 2000 IEEE International Conference on Robotics & Automation, pp. 908-913, San Francisco, April 2000.

- [16] <http://mars.jpl.nasa.gov/msl/mission/overview/>
- [17] <http://sci.esa.int/science-e/www/object/index.cfm?fobjectid=48088>
- [18] 飯塚, 水上, 大槻, 國井, 黒田, 久保田, “月探査ロボットの走行車輪に関する検討”, ロボティクス・メカトロニクス講演会 2007, 秋田, 2007年5月.
- [19] 飯塚, 水上, 大槻, 黒田, 國井, 久保田, “月面探査ロボット用車輪に搭載されているラグの効果に関する考察”, 第25回日本ロボット学会学術講演会, 千葉, 2007年9月.
- [20] 須藤, 永谷, 吉田, “軟弱地盤における車輪型移動ロボットの走行性能に車輪表面形状が及ぼす影響の評価”, 第12回「運動と振動の制御」シンポジウム (MOVIC2011), 長野, 2011年6月.
- [21] K. Iizuka, Y. Kunii and T. Kubota, “Study on Wheeled Forms of Lunar Robots for Traversing Soft Terrain”, 2008 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems Acropolis Convention Center Nice, France, Sept, 22-26, 2008.
- [22] 飯塚, 中根, 久保田, “月面探査ローバ用弾性車輪におけるリブとラグ配置の実験的検証”, 第29回日本ロボット学会学術講演会, 2011年9月.
- [23] 成田, 大槻, 若林, 西田, “軟弱地盤上における低圧車輪のけん引力評価”, 第12回「運動と振動の制御」シンポジウム (MOVIC2011), 長野, 2011年6月.
- [24] 成田, 大槻, 若林, 西田, “月探査ローバ低圧走行系の回転抵抗評価”, 第29回日本ロボット学会学術講演会, 2011年9月.
- [25] 石上, 大槻, 久保田, “テラメカニクスに基づいた弾性車輪および剛性車輪の力学モデルの提案”, 第12回「運動と振動の制御」シンポジウム (MOVIC2011), 長野, 2011年6月.
- [26] K. Iagnemma, S. Kang, H. Shibly, and S. Dubowsky, “Online Terrain Parameter Estimation for Wheeled Mobile Robots With Application to Planetary Rovers”, IEEE Trans. on Robotics vol. 20, no. 5, pp. 921-927, 2004.
- [27] C. Brooks, K. Iagnemma, and S. Dubowsky, “Vibration-based Terrain Analysis for Mobile Robots”, Proc of the 2005 IEEE Int. Conf. on Robotics and Automation, 2005.
- [28] G. Ishigami and K. Yoshida, “Steering Characteristics of a Rigid Wheel for Exploration on Loose Soil”, Proceedings of the 2004 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS 2004), 2004.
- [29] G. Ishigami and K. Yoshida, “Steering Characteristics of an Exploration Rover on Loose Soil Based on All-Wheel Dynamics Model”, Proceedings of the 2005 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS 2005), 2005.

- [30] G. Ishigami, A. Miwa, K. Nagatani and K. Yoshida, “Steering Trajectory Analysis of Planetary Exploration Rovers Based on All-Wheel Dynamics Model”, The 8th International Symposium on Artificial Intelligence, Robotics and Automation in Space (i-SAIRAS 2005), 2005.
- [31] G. Reina, L. Ojeda, A. Milella and J. Borenstein, “Wheel Slippage and Sinkage Detection for Planetary Rovers”, IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, Vol. 11, NO. 2, April 2006.
- [32] K.Yoshida, H. Hamano, “Motion Dynamics of a Rover with Slip-based Traction Model”, In proceedings of the 2002 IEEE Int. Conf. on Robotics and Automation(ICRA '02), pages 3155-3160, Washington, DC, USA, 2002.
- [33] K.Yoshida, H. Hamano, “Motion Dynamics and Control of a Planetary Rover With Slip-Based Traction Model”, SPIE 16th Int. Symp. on Aerospace/Defense Sensing, Simulation, and Controls, SPIE4715-33, 2002.
- [34] K. Gu, Y. Wei and H. Zhao, “Dynamic Modeling and Sliding Mode Driving Control for Lunar Rover Slip”, Proceedings the 2007 IEEE International Conference on Integration Technology, pp34-41, 2007.
- [35] 大槻, 水上, 若林, 成田, 西田, “惑星探査ローバの砂上走行効率化のための加減速方法の提案”, Dynamics and Design Conference 2010 (D&D2010), 京都, 2010年9月.
- [36] 大槻, 石上, 若林, 成田, 西田, “惑星探査ローバのスリップ抑制のための加減速方法の提案”, 第53回自動制御連合講演会, 高知, 2010年11月.
- [37] 大槻, 石上, 成田, 若林, “柔軟構造を持つ惑星探査ローバの沈下と振動の同時抑制方法の提案”, 第12回「運動と振動の制御」シンポジウム(MOVIC2011), 長野, 2011年6月.
- [38] 藤井, 笈田, 中嶋, 桃津, 金森, 横山, “DEMによる月面ローバ用車輪走行性能解析”, 日本ロボット学会 創立20周年記念学術講演会, 2002.
- [39] H. Nakashima, H. Fujii, A. Oida, M. Momozu, Y. Kawase, H. Kanamori, S. Aoki, T. Yokoyama, “Parametric analysis of lugged wheel performance for a lunar microrover by means of DEM”, Journal of Terramechanics, 44(2), pp. 153-162, 2007.
- [40] W. Li, Y. Huang, Y. Cui, S. Dong, J. Wang, “Trafficability analysis of lunar mare terrain by means of the discrete element method for wheeled rover locomotion”, Journal of Terramechanics Vol. 47, Issue 3, Pages 161-172, June 2010.
- [41] H. Nakashima, H. Fujii, A. Oida, M. Momozu, H. Kanamori, S. Aoki, T. Yokoyama, H. Shimizu, J. Miyasaka, K. Ohdoi, “Discrete element method analysis of single wheel performance for a small lunar rover on sloped terrain”, Journal of Terramechanics Vol. 47, Issue 5, Pages 307-321, October 2010.

- [42] M. G. Bekker, "Theory of Land Locomotion", The University of Michigan Press, 1956.
- [43] J. Y. Wong, "Theory of Ground Vehicles", John Wiley & Sons, 1978
- [44] J. Y. Wong and A. Reece, "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, pp. 81-98, 1967.
- [45] Z. Janosi and B. Hanamoto, "The analytical determination of drawbar pull as a function of slip for tracked vehicles in deformable soils", Proc. of the 1st Int. Conf. on Terrain-Vehicle Systems, Turin, 1961.
- [46] 清水建設, "模擬月土壤の諸性質", 2003
- [47] M. C. Deans, A. D. Foessel, G. A. Fries, D. LaBelle, K. N. Lay, S. Moorehead, B. Shamah, K. J. Shillcutt and W. Whittaker, "ICEBREAKER : A LUNAR SOUTH POLE EXPLORING ROBOT", CMU-RI-TR-97-22, The Robotics Institute Carregie Mellon University, 1996-97
- [48] K. Iagnemma and S Dubowsky, "Mobile Robot in Rough terrain", Springer Berlin Heidelberg New York, 2004
- [49] R. Emori, D. Schuring, "Static and dynamic penetration tests of soil", Journal of Terramechanics, Vol. 3, Issue. 1, pp. 23-30, 1966.
- [50] M. A. Sargana, D. Gee-Clough, C. P. Gupta, "A Dynamic Equation for the Pressure-Sinkage Relationship in Saturated Clay Soils", Journal of Terramechanics Vol. 22, Issue 2, Pages 111-120, 1985.

発表文献

Journal Papers

- Masatsugu Otsuki, Noriaki Mizukami, and Takashi Kubota, “Simultaneous Control for Position and Vibration of a Planetary Rover with Flexible Structures”, *Advanced Robotics*, Volume 24, Number 3, 2010 , pp. 387-419(33), 2010.
- 水上憲明, 吉光徹雄, 久保田孝, “動的沈下を考慮に入れたテラメカニクスに基づく車輪モデルの提案”, *日本機械学会論文集 (C編)*, 78巻, 788号 (2012-4), pp. 1109-1118, 2012.
- Kenji Nagaoka, Noriaki Mizukami, Takashi Kubota, “Prediction of Tractive Limitations of a Rigid Wheel on Loose Soil”, *Journal of Asian Electric Vehicles*, Volume 10, Number 1, June 2012, pp. 1583-1590, 2012.
- 水上憲明, 石上玄也, 吉光徹雄, 久保田孝, “車輪走行実験による沈下過渡状態におけるせん断変形モデル有効性の評価”, *日本機械学会論文集*, 投稿予定
- Noriaki Mizukami, Genya Ishigami, Kojiro Iizuka, Tetsuo Yoshimitsu, and Takashi Kubota, “Proposal of the shear deformation model in the transient state of sinking based on the shear test”, *Journal of Terramechanics*, 投稿予定

Reviewed Conference Articles

- Noriaki Mizukami, Richard Chim, Riho Ejiri, Tetsuo Yoshimitsu, Ichiro Nakatani, and Takashi Kubota, “Image Based Navigation for Exploration Rover”, *iSAIRAS '08 (9th International Symposium on Artificial Intelligence, Robotics and Automation in Space)*, 66, Los Angeles, CA, USA, Feb 25-29, 2008.
- 水上憲明, 吉光徹雄, 久保田孝, “車輪ダイナミクスのためのテラメカニクスに基づくモデルの提案”, *第16回 ロボティクスシンポジウム予稿集*, pp. 93-98, 鹿児島, 2011年3月.

Conference and Symposium Presentations

- 水上憲明, 吉光徹雄, 久保田孝, “画像に基づく探査ローバの自律走行の検討”, *ロボティクス・メカトロニクス講演会講演論文集 (CD-ROM)*, 2P2-A23, 2008, 長野, 2008年6月.

- 水上憲明, 吉光徹雄, 久保田孝, “月面などの軟弱地盤におけるテラメカニクスに基づく車輪ダイナミクスモデル”, ロボティクス・メカトロニクス講演会講演論文集 (CD-ROM), 1A2-C08, 2010, 北海道, 2010年6月.
- Noriaki Mizukami, Tetsuo Yoshimitsu, and Takashi Kubota, “Proposal of Teramechanics based Wheel Dynamics Model on Soft Ground”, 20th Workshop on Astrodynamics and Flight Mechanics, C-9, Kanagawa, Jul 26-27, 2010.
- 水上憲明, 吉光徹雄, 久保田孝, “テラメカニクスに基づく車輪ダイナミクスモデルの提案”, 第28回日本ロボット学会学術講演会予稿集 (CD-ROM), 3G2-5, 愛知, 2010年9月.
- 水上憲明, 吉光徹雄, 久保田孝, “沈下過渡状態を考慮したテラメカニクスに基づく車輪駆動力モデルの提案”, 第12回「運動と振動の制御」シンポジウム講演論文集 (MOVIC2011), pp. 80-85, 長野, 2011年6月.

Co-authored Articles and Presentations

- 飯塚浩二郎, 水上憲明, 大槻真嗣, 國井康晴, 黒田洋司, 久保田孝, “月探査ロボットの走行車輪に関する検討”, ロボティクス・メカトロニクス講演会講演論文集 (CD-ROM), 2A2-M07, 2007, 秋田, 2007年5月.
- 飯塚浩二郎, 水上憲明, 大槻真嗣, 黒田洋司, 國井康晴, 久保田孝, “月面探査ロボット用車輪に搭載されているラグの効果に関する考察”, 第25回日本ロボット学会学術講演会予稿集, 2I24, 千葉, 2007年9月.
- Sousuke Nakamura, Michele Faragalli, Noriaki Mizukami, Ichiro Nakatani, Yasuharu Kunii, Takashi Kubota, “Wheeled Robot with Movable Center of Mass for Traversing over Rough Terrain”, Proceedings of the 2007 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, pp. 1228-1233, San Diego, CA, USA, Oct 29 - Nov 2, 2007.
- Takashi Kubota, Noriaki Mizukami, Riho Ejiri, Ichiro Nakatani, “Vision based Navigation for Exploration Robot”, Proceedings of International Symposium on Secure-Life Electronics, pp. 363-368, Tokyo, March 6-7, 2008.
- Takashi Kubota, Masatsugu Otsuki, Manabu Sugiura, Noriaki Mizukami, Yasuharu Kunii, Yoji Kuroda, “Field Robotics Technology for Secure System from the Earth to Space”, Proceedings of Global COE Symposium on Secure-Life Electronics, pp. 241-246, Tokyo, January 20-21, 2009.
- 永岡健司, 水上憲明, 大槻真嗣, 久保田孝, “車輪型不整地走破ロボットへのテラメカニクス適用に関する考察”, ロボティクス・メカトロニクス講演会講演論文集 (CD-ROM), 2P1-F14, 2010, 北海道, 2010年6月.
- 大槻真嗣, 水上憲明, 若林幸子, 成田伸一, 西田信一郎, “惑星探査ローバの砂上走行効率化のための加減速方法の提案”, Dynamics and Design Conference 2010(CD-ROM), 307, 京都, 2010年9月.

付 録 A 土 壌 パ ラ メ ー タ 推 定

本論文において、単車輪実験で使用する土壌である”珪砂5号”の土壌パラメータ推定のためにおこなったせん断試験，貫入試験の詳細をまとめたものである。

A.1 せん断試験

A.1.1 せん断試験の概要と手順

せん断応力 τ と垂直応力 σ の関係は，以下の式で表せる。

$$\tau = (c + \sigma \tan \phi) [1 - e^{-j/k}] \quad (\text{A.1})$$

c は土壌の粘着圧力， ϕ は土壌の内部摩擦角， j はせん断変位， k はせん断変形係数である。

これらの土壌パラメータ， c と ϕ は図 A.1 に示されるせん断試験によって決定できる。

せん断試験において，ある一定の垂直応力 $\sigma = W/S$ をせん断試験器の砂に与える。 W は平板の荷重， S は平板の面積である。せん断試験器は，上段部と下段部に分けられる。せん断試験では，下段部を固定して上段部に力を加え移動させることで，試験器内部の砂のせん断を発生させる。この時に加える力を F とすると，せん断応力は， $\tau = F/S$ で求まる。このせん断試験で求める土壌パラメータは，せん断応力が最大値 τ_{max} の時の値であるので，式 (A.1) を最大せん断応力が求まる式に書き換えると，

$$\tau_{max} = (c + \sigma \tan \phi) \quad (\text{A.2})$$

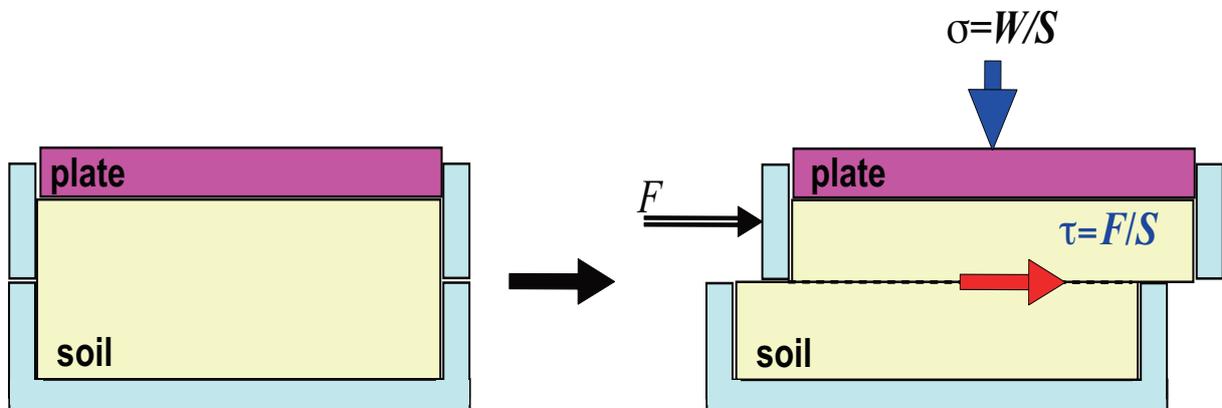


Fig. A.1 Shear test for soil parameter determination

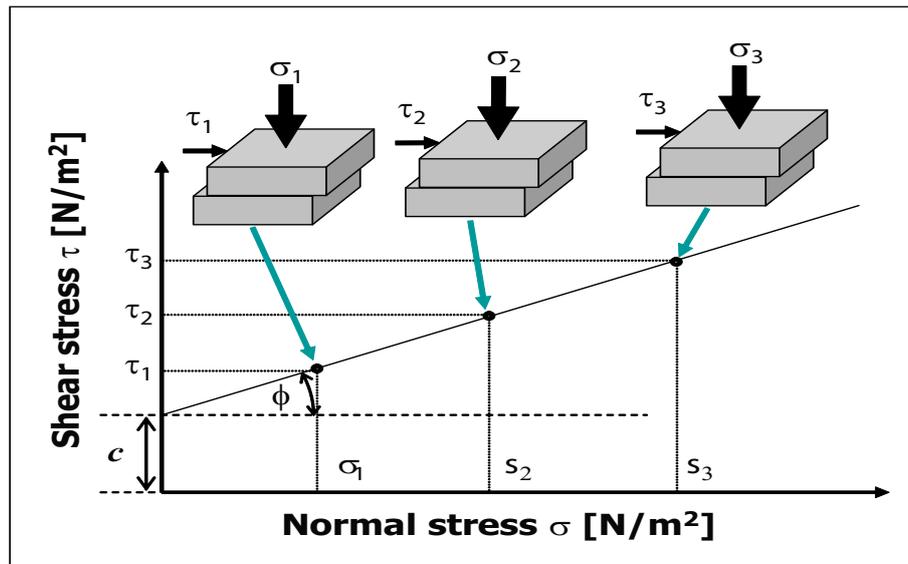


Fig. A.2 Relationship between shear stress and normal stress

となる。せん断試験上段部の平板に与える垂直応力を変えることによって、せん断応力の変化を測定することができる。変化する垂直応力とせん断応力の関係は、図 A.2 のように示される。図 A.2 から土壌パラメータ、 c と ϕ を決定する。

本論文では、せん断試験器を製作して、土壌パラメータ推定をおこなった。垂直応力とせん断応力を求めるための力の測定は FT センサでおこなった。その手順を以下に示す。

1. 砂の耕耘をおこない、水平面にする
2. FT センサ上段部に錘を乗せる
3. FT センサ部分をゆっくり砂に降ろして自然沈下
4. せん断試験器の上段部分を水平に引く
5. 上段が移動した際の FT センサの力、 W と F を測定する
6. 錘を変えて [1]～[6] を繰り返しておこない、垂直応力とせん断応力の関係を得る

A.1.2 せん断試験結果とパラメータ推定

図 A.3 にせん断試験で測定した垂直応力とせん断応力の関係を示す。それぞれの垂直応力に対する 10 samples のデータを表示している。また、測定値の平均値とバラつき具合をエラーバーで表示している。この結果から、以下の近似式を得た。

$$\tau = 0.3884\sigma + 761.84 \quad (\text{A.3})$$

従って、土壌パラメータ c は縦軸と交わる位置なので $c=761.84$ [N/m²]、 ϕ は近似直線の傾きなので、 $\phi=22.3$ [deg] (0.3884 [rad]) となった。

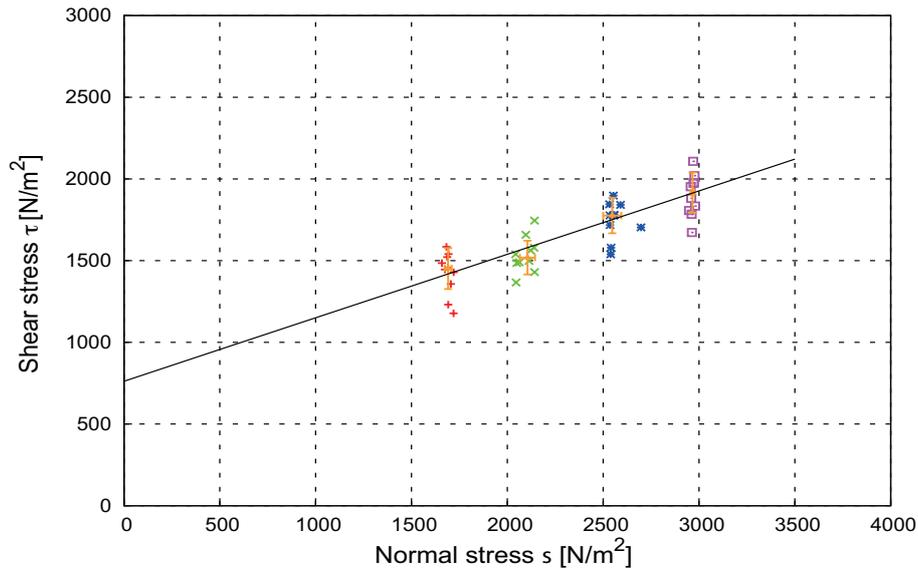


Fig. A.3 Result of relationship between shear stress and normal stress

A.2 貫入試験

応力と沈下量との関係は以下の式で表せる。

$$p(h) = \left(\frac{k_c}{b} + k_\phi \right) h^n \quad (\text{A.4})$$

k_c は土壌の粘着応力係数, k_ϕ は土壌の内部摩擦係数, n は土壌の沈下係数である. これらのパラメータは幅の異なる2つの平板, b_1 と b_2 (b_2 の方が b_1 より大きい) を用いた図 A.4 に示すような貫入試験により求めることができる. 平板に与える圧力 p_1 と p_2 を変化させることによって, 異なった沈下量の履歴を測定する.

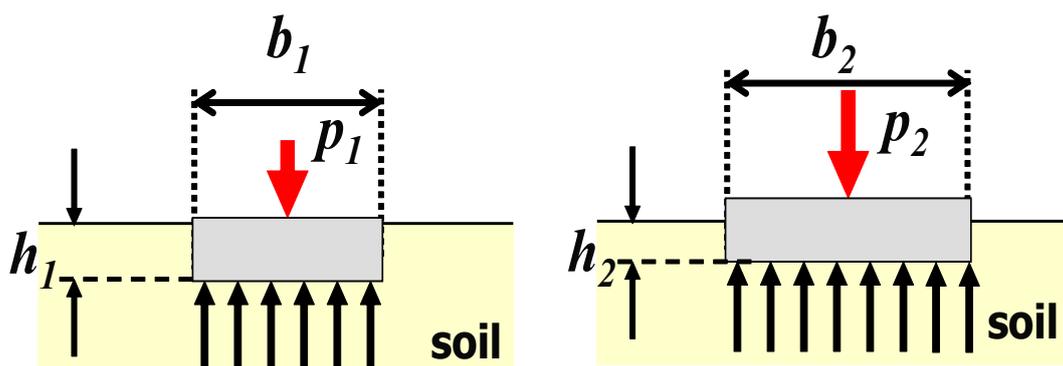


Fig. A.4 Penetration test

そして, 土壌パラメータ, k_c , k_ϕ , n は2つの試験によって得られた図 A.5 に示すような沈下量と圧力との関係から求める.

$$p_1 = \left(\frac{k_c}{b_1} + k_\phi \right) h^n \quad (\text{A.5})$$

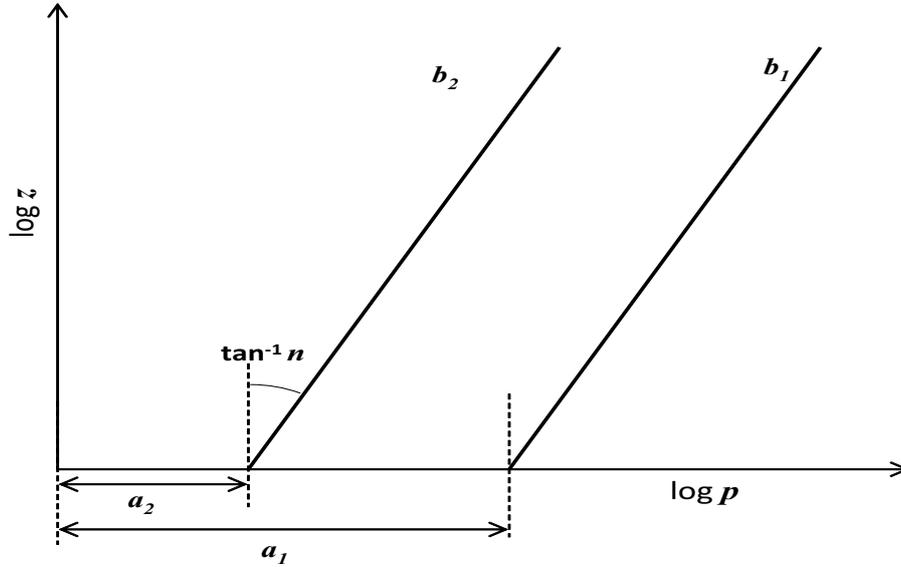


Fig. A.5 Relationship between sinkage and pressure

$$p_2 = \left(\frac{k_c}{b_2} + k_\phi \right) h^n \quad (\text{A.6})$$

両辺に対数を取り書き換えると以下のような式になる。

$$\log p_1 = \log \left(\frac{k_c}{b_1} + k_\phi \right) + n \log z \quad (\text{A.7})$$

$$\log p_2 = \log \left(\frac{k_c}{b_2} + k_\phi \right) + n \log z \quad (\text{A.8})$$

図 A.5 に示されるように、傾きの同じ 2 つ直線が得られる。これらの直線から沈下指数 n は直線の傾きから求められる。沈下量 $z=1$ とすると、2 つのサイズの平板に対する圧力は以下の式で表せる。

$$(p_1)_{z=1} = \frac{k_c}{b_1} + k_\phi = a_1 \quad (\text{A.9})$$

$$(p_2)_{z=1} = \frac{k_c}{b_2} + k_\phi = a_2 \quad (\text{A.10})$$

そして、土壌パラメータ、 k_c 、 k_ϕ は以下の式から求まる。

$$k_c = \frac{(a_1 - a_2)b_1b_2}{(b_2 - b_1)} \quad (\text{A.11})$$

$$k_\phi = \frac{a_2b_2 - a_1b_1}{b_2 - b_1} \quad (\text{A.12})$$