

2024（令和6）年度 修士学位論文

アクティブリンクを有する
菱形車輪配置惑星探査車両の開発

Development of a Planetary Exploration Vehicle with a Rhomboid
Wheel Configuration and Active Link

2025年2月10日

高知工科大学大学院 工学研究科基盤工学専攻
知能機械工学コース

1275025 中村響

指導教員 岡 宏一 教授

要旨

現在,惑星表面探査を目的として使用された代表的なローバーには,NASAの火星探査ミッションにおけるSojourner, Spirit,およびOpportunityがある^[1].特に,Sojournerは火星表面での移動探査の実行可能性を示し,その後のSpiritおよびOpportunityミッションでは,土壌や岩石の組成分析,天体環境の観測といった重要な科学的成果を挙げた.しかしながら,これらのローバーは火星表面を自由に走破する能力には限界があり,特に厳しい不整地においては走行ルートを選定が必要となり,軟弱地盤において車輪が捕らえられることによって脱出困難となり,ミッションの中止を余儀なくされる場合もあった.このような課題に対して,今後のローバーには,過酷な不整地に普遍的に適用可能な走破性能の向上と,スタック脱出能力を備えた新しい走行機構が求められる.

これらの従来型ローバーでは,6つの独立駆動車輪に加えて,路面の凸凹の衝撃を受動的に吸収し,車体の姿勢外乱を抑制する「Locker-bogie」と呼ばれるサスペンションシステムが採用されている^[2].この受動的なサスペンション機構は,エネルギー効率や信頼性の向上を考慮し,過去のミッションで高い効果を示してきた.しかし近年では,太陽電池や原子力電池の電源システムの強化,モータや材料技術の進展などが進む中,走破性の向上を目的とした能動機構のサスペンションシステムが積極的に研究されており,次世代のローバーにはより柔軟で適応性の高い機構が求められている.

本研究では,車輪型ローバーが直面する軟弱地盤走行およびスタック脱出の問題を,能動的に動作する付属機構によって解決することを目的とする.具体的には,機体の簡素化および軽量化を重視し,アクティブリンクを用いた菱形車輪配置の惑星探査車両を提案・製作し,その走行性能を不整地における実験を通じて検証することを目指している.

目次

1 序論	1
1.1 研究背景	1
1.1.1 惑星探査の意義, 背景	1
1.1.2 惑星探査の分類	2
1.2 ローバーの移動機構	3
1.2.1 惑星表面環境	3
1.2.2 移動機構の分類	4
1.2.3 従来の移動機構	6
1.2.4 要求される不整地走行性能	6
1.3 研究目的	7
2 提案するローバー	8
2.1 機体の特徴	8
2.2 走行機構	9
2.2.1 軟弱地盤における登坂	9
2.2.2 段差乗り越え	10
3 実験機	12
3.1 構造系	12
3.1.1 車輪駆動用DCモータ	12
3.1.2 アクティブリンク駆動用サーボモータ	14
3.1.3 アクティブリンク駆動軸	16
3.1.4 車輪	16
3.2 電装系	20
3.2.1 モータ制御および姿勢角読み取り用マイコン	20
3.2.2 バッテリー	20
3.2.3 モータ制御	21
3.3 実験機の仕様	23
4 軟弱地盤における走行実験	24
4.1 評価指標	24
4.2 実験概要	24

4.3 平地走行実験	26
4.4 登坂実験	27
4.5 アクティブリンクによる走行性能向上	28
4.5.1 アクティブリンク固定	28
4.5.2 アクティブリンクの角度変化によるスリップ率の変動	29
4.5.3 定期的駆動によるスリップ率の変動	31
4.5.4 段階的駆動によるスリップ率の変動(5s)	32
5 段差乗り越えの準静的解析	34
5.1 菱形車輪配置車両	36
5.1.1 ステップ1	36
5.1.2 ステップ2	37
5.2 二軸四輪車両	38
5.2.1 ステップ1	38
5.2.2 ステップ2	39
5.3 解析結果	40
6 結言	42
6.1 研究のまとめ	42
6.2 今後の課題	42
謝辞	43
参考文献	44

第1章 序論

1.1 研究背景

1.1.1 惑星探査の意義、背景

月および惑星探査は、地球外環境の理解を深めるだけでなく、将来的な地球外資源の利用可能性や人類の居住圏拡大に関する可能性を探る試みとして位置づけられる。また、地球外生命体の発見、太陽系の形成過程、さらには地球の起源の解明といった基礎科学的な問いに答える上で、極めて重要な役割を果たす分野である。これらの研究は、宇宙物理学や惑星科学、さらには生命科学に至るまで多岐にわたる分野に貢献しており、学際的な研究分野としても注目されている。

宇宙探査の黎明期は、1957年に旧ソビエト連邦が打ち上げた世界初の人工衛星スプートニク1号(図1.1)に始まる。これは、宇宙探査技術の可能性を世界に示した瞬間であり、その後、宇宙開発を巡る競争が米国と旧ソ連を中心に展開された。特に1960年代のアポロ計画は、宇宙探査の歴史において重要な転機である。この計画において、1969年にアポロ11号が月面に人類を初めて降り立たせたことは、地球外環境への有人進出を象徴する出来事として広く認識されている(図1.2)。その後も12名の宇宙飛行士が月面を訪れ、月の地質サンプルの採取や科学観測が行われたが、1972年のアポロ17号を最後に有人月面探査は中断されている。

アポロ計画終了以降、有人探査の高コストや技術的制約により、宇宙探査の主役は無人探査ロボットへと移行した。無人探査機は、人間が耐えることのできない過酷な環境下での観測を可能とし、また地球への帰還を必要としない設計により、費用削減と効率化を実現した。たとえば、NASAの火星探査ローバーOpportunity(図1.3)は、火星表面における水の痕跡を発見し、かつての火星環境が液体の水を保持していた可能性を示した。また、中国の月探査機嫦娥4号(図1.4)による月面での植物発芽実験は、生物学的研究の新たな可能性を切り開いた。このような成果は、単なる科学的好奇心を満たすだけでなく、将来的な人類の宇宙進出における基盤を構築するものである。

さらに、近年の技術進歩により、探査ロボットは以前よりも高精度かつ長期間のデータ収集が可能となり、惑星の表面構造、内部構造、さらには大気組成の詳細な観測が進んでいる。これにより、月や火星だけでなく、木星の衛星エウロパや土星の衛星タイタンなど、生命存在の可能性が示唆される天体への関心も高まっている。これらの研究は、地球外生命体の探索を加速させるとともに、宇宙環境における人類の適応可能性を評価するための重要な知見を提供している。



Fig.1.1 Sputnik1^[3]



Fig.1.2 Apollo 11 Moonwalk^[4]



Fig.1.3 Opportunity^[5]

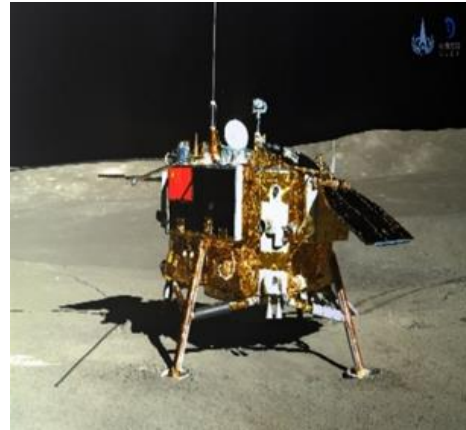


Fig.1.4 Chang'e4^[6]

1.1.2 惑星探査の分類

惑星探査は、その目的や方法に応じていくつかの形式に分類することができる。代表的な分類として、次の3種類が挙げられる。

- (1) フライバイ、オービターによる非着陸探査 (図1.5)
- (2) ランダーによる天体表面の定点探査 (図1.6)
- (3) ローバーによる天体表面の移動探査 (図1.7)

フライバイ探査では、探査機が天体の近傍を通過しながらデータを収集する。一方、オービターは目標天体の周回軌道上に配置され、大気組成や磁場、宇宙線などの環境特性を継続的に観測する役割を果たす。また、オービターは高解像度の画像取得や地表マッピング、さらにはランダーやローバーの展開支援や通信中継を行う。たとえば、NASAのガリレオ探査機は木星系の長期観測を実施し、木星とその衛星の詳細なデータを収集した。このような探査手法は、天体のグローバルな特性を把握する上で極めて有用である。

ランダーは天体表面に着陸し、特定地点での詳細な観測やサンプル分析を実施する探査機である。これにより、土壌や岩石の物理的・化学的性質の分析、大気や地震波の観測などが可能となる。たとえば、NASAのヴァイキング計画では、火星表面の土壌サンプルから生命存在の可能性を探る試みが行われた。また、欧州宇宙機関（ESA）のフィラエ^[10]は、彗星表面に着陸し、組成分析を行うなど、太陽系形成の理解を深める貴重なデータを提供した。

ローバーは天体表面を移動しながら観測を行う探査機で、近年、特に注目を集めている。ローバーの利点は、広範囲な調査を可能にするだけでなく、興味深い地形や物体に接近し、より詳細なデータを収集できる点にある。NASAの火星探査車 キュリオシティはその代表例であり、火星表面の堆積物や鉱物を調査することで、火星がかつて水に覆われていた可能性を示す重要な証拠を発見した。また、日本のはやぶさ2に搭載された小型ローバー MINERVA-II^[11]は、小惑星リュウグウの表面を移動し、独自の観測を行った。これらの成果は、探査技術の進化とともにローバーが果たす役割の重要性を示している。これらの探査手法は、それぞれに異なる利点を持ちながらも、相互補完的な関係にある。フライバイやオービターが天体全体の特性を明らかにする一方で、ランダーやローバーは局所的な詳細データを提供する。このような多層的なアプローチにより、惑星探査はより包括的な知見を得ることが可能となっている。



Fig.1.5 Orbiter, Akatsuki^[7]

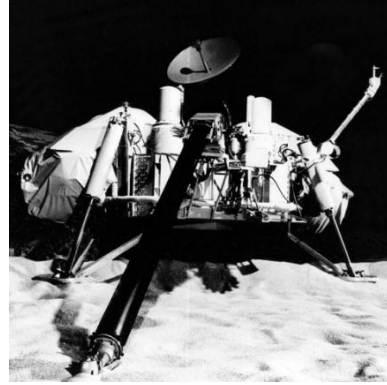


Fig.1.6 Lander, Viking1^[8]

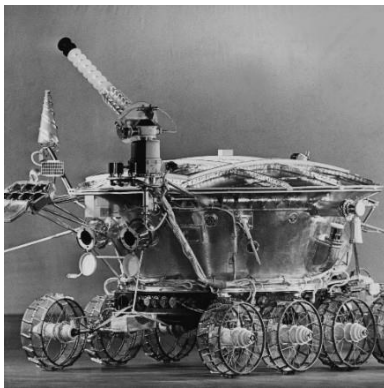


Fig.1.7 Rover, Lunokhod 1^[9]

1.2 ローバーの移動機構

1.2.1 惑星表面環境

月および惑星の表面環境は、極端な温度変化、宇宙線の強い照射、低重力環境に起因する軟弱地盤、そして大小の岩石が散在する地形といった多様で厳しい条件に特徴づけられる。このような環境は、探査ローバーの設計において克服すべき主要な課題を形成する。特に、軟弱地盤は走行性能に大きな制約を与える要因の一つであり、適切な走行戦略や機構設計がなされない場合、ローバーは地盤にスタックし、探査ミッションが停止するリスクがある。例えば、NASAの火星探査ローバー Curiosity による観測では、火星表面には砂丘や砂地、礫地などの多様な地形が確認されている(図 1.8)。これらの地形は、地質学的に興味深いデータを提供する一方で、車輪の空転や沈み込みといった走行性能に影響を及ぼす。特に、2014年の観測では、Curiosity が火星の砂丘を横断中に車輪の損傷が発生し、その設計や走行戦略の見直しが求められた。この事例は、惑星探査における走行性能評価と地形適応性の重要性を示している^[13]。さらに、宇宙線や太陽風といった高エネルギー粒子は、惑星表面の放射線環境を悪化させ、探査機器や電子部品に対しても長期的な影響を及ぼす。月面探査においても、温度が昼間で100℃を超え、夜間で-150℃以下にまで急変することが確認されており^[14]、このような過酷な条件下での機器の動作安定性が求められる。これらの厳しい環境要因に対応するため、ローバーの設計においては、車輪の形状、地形適応性、耐放射線設計、および熱制御システ

ムが重要な設計要素となる.これにより,惑星探査ローバーは軟弱地盤や散在する障害物を克服しつつ,長期間にわたる科学的データ収集を実現することが期待される.

Fig.1.8 Soft ground on Mars^[12]



1.2.2 移動機構の分類

惑星探査ローバーの移動機構は,探査の範囲や効率を左右する極めて重要な要素である.そのため,これまで多岐にわたる移動機構が提案・実用化されてきた.これらの移動機構は構造上の特徴に基づき,以下のように分類される^[15].

- ・車輪型移動機構：車輪の回転を用いた移動.一般的に平坦地での高効率な移動を可能とする(図1.7)
- ・クローラ型移動機構：履帯（クローラ）の回転を利用した移動.接地面積を広げ,軟弱地盤への適応力を持つ(図1.9)
- ・脚型移動機構：脚部を用いた移動.障害物越えや不整地での高い適応性を有する（図1.10）
- ・その他：特殊機構や記のいずれか,あるいは複数の移動機構を組み合わせたもの(図1.11)(図1.12)

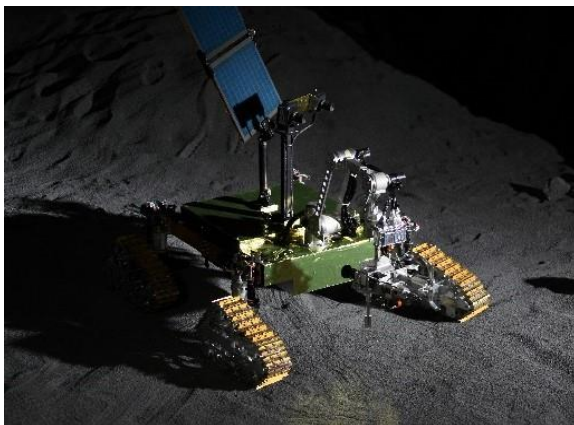


Fig.1.9 SELENE-2^[16]



Fig.1.10 Leg type, SHELBY THORNER^[17]



Fig.1.11 The ATHLETE Rover^[18]

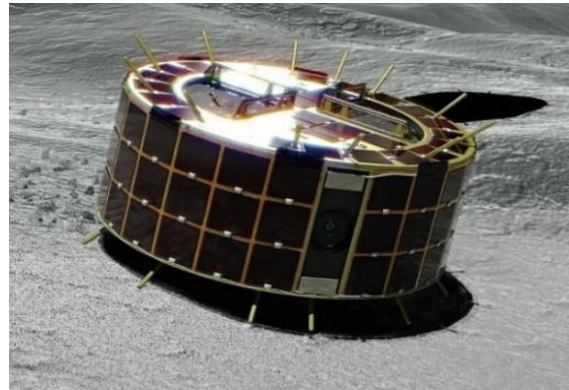


Fig.1.12 Other type, MINERVA-II^[19]

車輪型移動機構は構造が単純で軽量なため、信頼性が高く、エネルギー消費も少ない。そのため、多くの探査ローバーで採用されている。例えば、NASAの火星探査機 SpiritおよびOpportunityでは、6輪独立懸架式の車輪型移動機構が搭載されており、火星表面での長距離移動を実現した^[20]。しかし、車輪型の欠点として、接地面積の小ささから砂地でスタックしやすい点が挙げられる。この問題を緩和するために、接地圧を低減する方法が研究されている。具体的には、タイヤの幅を広げる、柔軟性のある低圧タイヤを採用する、車輪の数を増やすなどが挙げられる。一方で、これらの対策は車体の質量増加や構造の複雑化、走行抵抗の増大といった課題をもたらす。

クローラ型移動機構は広い接地面積により接地圧を分散させるため、軟弱地盤での高い走破性能を有する。地球上の建設機械（例：ブルドーザーやパワーショベル）で多用されているが、同様の特性は惑星探査ローバーにも有用である。ただし、クローラ型は車輪型と比較して構造が重く、消費電力が大きい点が課題である。例えば、エネルギー効率の低さが問題となり、長時間の探査ミッションには適さない場合がある。

脚型移動機構は、階段状の障害物や傾斜地で特に有効であり、登坂性能や障害物越え性能が高い。その一方で、機構が複雑であり、故障リスクが高い点が課題である。さらに、消費電力や重量が増加するため、現時点では惑星探査ミッションへの適用例は少ない。

特殊機構の例として、JAXAが開発した小惑星探査機 MINERVA-IIのホッピング移動機構が挙げられる。この機構は微小重力環境下での移動を目的として設計され、車輪型やクローラ型では対応が困難な状況下で有効である^[21]。さらに、複数の移動機構を組み合わせることで、それぞれの利点を最大化するアプローチも研究されている。例えば、脚と車輪を組み合わせたハイブリッド型ローバーは、不整地での高い適応性とエネルギー効率の向上を目指しているが、複雑化に伴う故障リスクや製造コストの増加といった問題が残されている。

1.2.3 従来の移動機構

これまでの惑星表面探査において,代表的なローバーとしては,NASAの火星探査ミッションで使用されたSojourner (図1.13) ,Spirit,およびOpportunity (図1.14) などが挙げられる.これらのローバーは,それぞれ異なる設計のもとで運用されてきたが,共通して重要な特徴を有しており,その一つが6輪独立駆動車輪である.この設計により,各車輪が独立して駆動されるため,複雑な地形での高い走行安定性と移動能力が実現されている.

特に,これらのローバーの走行部には,Locker-bogieと呼ばれるサスペンションシステムが搭載されている.このシステムは,路面の凹凸や衝撃を受動的に吸収することにより,車体の姿勢外乱を最小限に抑えることができる.受動的な機構を採用することにより,エネルギー消費の効率化と高い信頼性を確保している点が大きな特徴であり,火星という過酷な環境下で長期間にわたるミッションを支える重要な役割を果たしている.

これらのローバーにおけるサスペンションシステムは,車両が移動する際に発生する衝撃や振動を軽減するための重要な技術であり,特に不整地や障害物が多い環境での運動性を向上させる.さらに,車両の姿勢を安定させるため,これらのサスペンションシステムは,車両の重心を低く保ちながら,地面との接地力を最適化するように設計されている.

また,これらの移動機構には,信頼性と耐久性を高めるため,機械的な複雑さを避けるような工夫が施されている.特に,エネルギー効率を向上させるため,受動的なサスペンションシステムは電力を消費せず,長時間にわたって高い信頼性を維持することが求められる.これにより,長期にわたる探査活動においても安定した性能を発揮することができる.



Fig.1.13 Sojourner^[22]



Fig.1.14 MER-A, B^[23]

1.2.4 要求される不整地走行性能

これまでの火星探査ミッションにおいて,代表的なローバーとして Sojourner, Spirit,および Opportunityが挙げられ,それぞれが火星表面での移動探査における重要な成果を上げてきた.これらのローバーは,土壌や岩石の組成分析,天体環境の観測,および地形情報の取得において,科学的な貴重なデータを提供した.しかしながら,これらのローバーは,火星全体を自由に走破する能力には限界があり,特に不整地や軟弱地盤においては走行性能が低下することが課題となっている.具体的には,これらのローバーは,火星表面に広がるクレーターや岩場などの不整地を避けるために,しばしば遠回りを余儀なくされる場面が見受けられた.また,軟弱地盤においては,車輪が沈下してスタックし,脱出できないという問題も発生した.これにより,ミッションの進行に支障をきたすことがあ

り,時には探査の中止に至った事例も存在する^[24].

したがって,今後の火星探査においては,ローバーの不整地走行能力の向上が不可欠である.特に,クレーター内部や岩が多い地域など,より厳しい不整地を走破できる機構の開発が求められている.これには,従来の車輪型やクローラ型では克服できない地形に対しても,普遍的に適用できる走破機構の実現が必要である.さらに,ローバーは軟弱地盤や障害物に遭遇した際,迅速にスタックから脱出できる能力を備えている必要がある.このスタック脱出能力は,火星表面におけるローバーの運用時間や探査範囲を大きく左右するため,機構設計において最重要課題の一つといえる.

これらの課題を解決するためには,機械的な冗長性や自律的な判断機能を搭載した新たな移動機構や,より柔軟で多様な走行手段を提供する技術の開発が求められる.これにより,過酷な環境下でもミッションの成功率を高めることが可能となる.

1.3 研究目的

惑星探査における車輪型ローバーは,その構造の単純さや軽量性により広く採用されていますが,軟弱地盤での走行やスタック脱出においては大きな課題を抱えています.特に,火星や月などの不整地環境において,車輪型ローバーは砂地や泥濘地で車輪が沈下したり,障害物に引っかかることで動作不能になることがしばしばあります.このような問題を解決するため,従来の車輪型ローバーに能動的な機構を組み合わせることで,より高い走行能力を実現する方法が求められています.

本研究では,これらの課題を克服するため,アクティブリンクを搭載した菱形車輪配置の惑星探査車両を提案します.この新たな車両設計は,車輪の回転を利用しつつ,地形や環境の変化に応じて自動的にリンクの角度を調整することができる機構を持つため,軟弱地盤や不整地でも安定した走行が可能です.さらに,このアクティブリンク機構は,車輪がスタックした場合にも迅速に脱出する能力を持つことを目的としており,これにより探査中の障害物回避やスタックからの脱出が容易になります.

本研究の具体的な目標は,まずこのアクティブリンクを使用した菱形車輪配置のローバーを設計し,次にそのプロトタイプを製作して,実際の不整地環境においてその走行性能を実験的に検証することです.この実験的評価により,提案するローバーが現実的な惑星探査ミッションにおいて十分な走破性とスタック脱出能力を持つかどうかを確認することを目指します.

第2章 提案するローバー

本章では、惑星探査における移動機構として、従来の車輪型ローバーの性能向上を目指し、車輪のレイアウトや形状、ならびにサスペンション機構に重点を置いた新たな車輪型ローバーを提案する。特に、従来の車輪型ローバーが抱える軟弱地盤での走行性能やスタック脱出能力に関する課題に対して、能動的な機構を取り入れることでこれらの問題を解決することを目的としている。

提案するローバーは、車輪型移動機構の利点を最大限に活かしつつ、車輪の形状や配置、さらにはサスペンションの設計に工夫を凝らし、各地形に適応できる高い走行性能を発揮することができる。加えて、能動機構を組み込むことで、車輪のスタックや走行中の障害物回避を能動的に行えるようにする。このアプローチにより、より多様な地形環境での探索を可能にし、従来の車輪型ローバーが抱えていた運用上の制約を克服することを目指す。

具体的には、提案するローバーは、車輪の構造や配置に加え、アクティブリンク機構などの能動機構を統合し、走行時に自動的に地形に適応する機能を持つ。このような設計により、地面の凹凸や軟弱地盤における走行性能が向上し、惑星表面でのミッションにおける安定した移動能力を確保する。

2.1 機体の特徴

提案するローバーの設計図を図2.1に示す。本研究で開発したローバーは、ベース部に固定された3つの車輪と、後方に配置されたアクティブリンクによって接続された1つの車輪を持つ、菱形配置の4輪独立駆動式ローバーである。菱形車輪配置は、車軸数が3軸でありながら車輪数が最小であるため、構造が簡素で、軽量化が可能となる点が特徴である。この設計により、構造の複雑さを最小限に抑えつつ、効率的な運動性能を発揮することが期待される。

アクティブリンク機構は、障害物や斜面などの地形に応じて車両の姿勢を調整する能動的な仕組みであり、リンクをピッチ方向に回転させることができる。このアクティブリンクは、車輪が遭遇する地形の変化に適応するために動作し、柔軟な走行を支援する。また、この機構の駆動は、1つのサーボモータによって行われるため、消費電力が非常に低く、エネルギー効率の高いシステムとなっている。サーボモータを使用することで、軽量でコンパクトな構造を保ちながら、柔軟な運動性能を実現することができる。

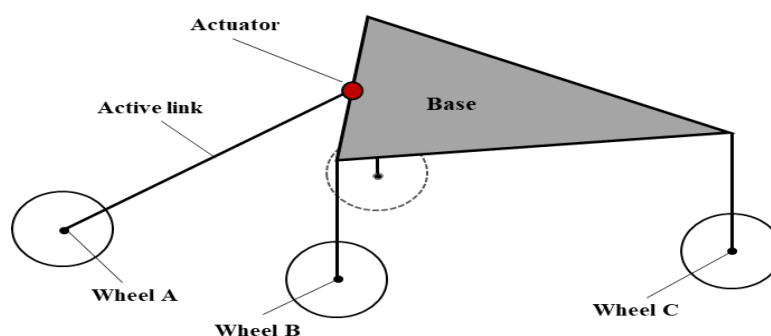


Fig.2.1 Model of Rover

2.2 走行機構

2.2.1 軟弱地盤における登坂

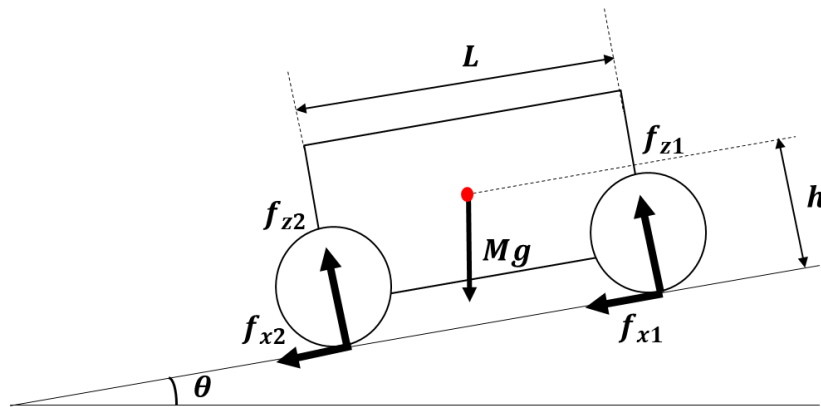


Fig.2.2 Force acting on rover

図2.2に示すように、一様な斜面を登坂する4輪車両の力学モデルを考える。本節では、車両の左右方向の荷重分布が対称であることを仮定し、解析を簡略化するために2輪モデルとして考察する。すなわち、車両の重心位置および各輪に作用する荷重は、車両の前後方向に関してのみ考慮するものとする。

車両の質量を M [kg]、重力加速度を g [m/s²]、ホイールベース（前輪と後輪の間の距離）を L [m]、車両重心の高さを h [m]、斜面の傾斜角を θ [rad]と定義する。このとき、登坂時の前輪の接地荷重 f_{z1} [N]および後輪の接地荷重 f_{z2} [N]は、それぞれ以下の式で表される。

$$f_{z1} = \frac{MgL\cos\theta - 2Mgh\sin\theta}{2L} \quad (2.1)$$

$$f_{z1} = \frac{MgL\cos\theta + 2Mgh\sin\theta}{2L} \quad (2.2)$$

ここで、式(2.1)および式(2.2)から、後輪の接地荷重 f_{z2} のほうが前輪の接地荷重 f_{z1} よりも大きいことが分かる。

$$f_{z1} \leq f_{z2} \quad (2.3)$$

この結果から、軟弱地盤における登坂時には以下の2つの問題が生じると考えられる。

1. 後輪の接地荷重が大きいため、軟弱地盤では後輪が沈下しやすく、走行抵抗が増加する。
2. 前輪の接地荷重が小さくなるため、前輪駆動の場合、十分な駆動力を発揮できない可能性がある。

この問題を解決するために、図2.3に示すようにアクティブリンクを備えたローバーを提案する。本機構では、アクティブリンクを用いて車輪A(後輪)に荷重を加え、接地圧を増加させることで、前輪の駆動力を向上させることができる。また、この荷重調整により、車輪B(中輪)および車輪C(前輪)の接地荷重を制御し、後輪の沈下を抑制する効果が期待できる。このように、アクティブリンクを適切に作動させることで、軟弱地盤上での登坂性能を向上させることが可能となる。

第4章では、これらの力学的関係を踏まえ、アクティブリンクが登坂時の接地荷重分布に与える影響を詳細に解析し、実験によってその有効性を検証する。

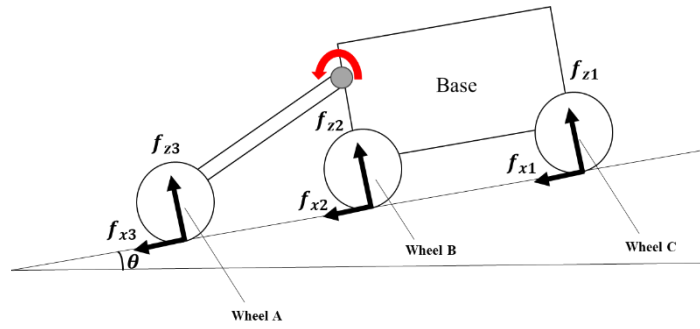


Fig.2.3 Force acting on rover

2.2.2 段差乗り越え

本研究で提案するアクティブリンク機構は、ピッチ方向の動作を可能とすることで、車両の走行性能を向上させる設計となっている。特に、段差乗り越え時には、全輪が接地した状態を維持しながら継続的に駆動力を発生させることができるため、段差走破性能の向上が期待される。

本ローバーの重心は車体ベース内部に位置し、アクティブリンクの駆動によって前方車輪（以下、車輪C）の接地荷重を調整することが可能である。具体的には、車輪Cを浮かせることで接地荷重を0[N]まで低減できるため、前輪の負担を軽減しつつ、段差乗り越え時の車輪の適切な荷重配分を制御できる。この特性により、軟弱地盤における登坂性能の向上だけでなく、段差乗り越えやスタックからの脱出といった走破性能の向上にも寄与すると考えられる。

図2.4(a)～(d)に、本ローバーの段差乗り越えプロセスを示す。まず、図2.4(a)に示すように、車輪Cが段差に到達する直前の状態では、アクティブリンクを駆動して車輪Aを地面と反対方向へ動作させる。これにより、車輪Cの接地荷重が一時的に減少し、段差に対する乗り上げ抵抗を低減することができる。

次に、図2.4(b)に示すように、車輪Bが段差に到達する直前の状態では、アクティブリンクを逆方向に駆動し、車輪Aを地面側へ押し付ける。この操作によって車輪Bの接地荷重を軽減し、段差乗り越え時の負荷を低減することで、円滑な乗り越え動作が可能となる。

以上のプロセスを適切に制御することで、各車輪の荷重分布を最適化し、安定した段差乗り越え動作を実現できる。第5章で、本機構の有効性については、実験的検証を通じて詳細に評価する。

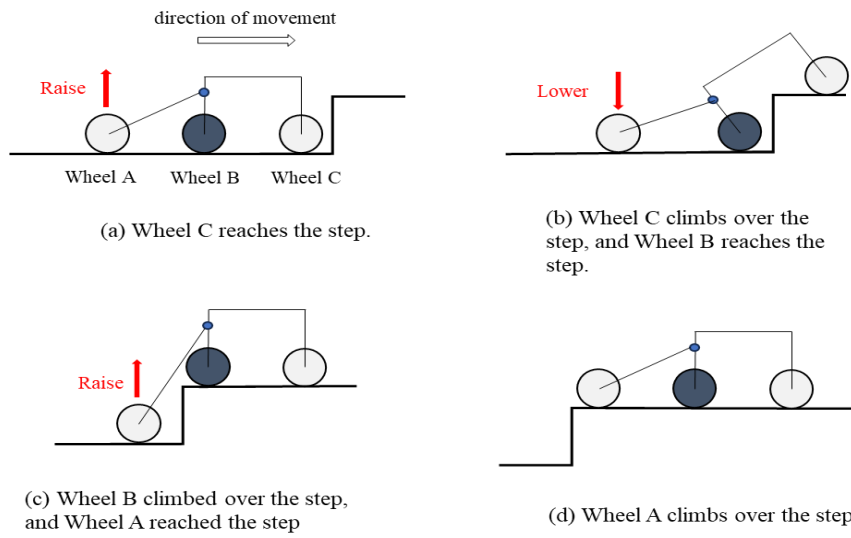


Fig.2.4 Front C Movement process

第3章 実験機

本章では,実験機の各構成要素とその機能,並びに選定した部品の仕様について順を追って説明する.具体的には,駆動系,アクティブリンク駆動,電装系,そしてローバー全体の仕様に関して詳述し,実験機がどのようにして設計要件を満たすように構築されたのかを明らかにする.製作した実験機の全体像と主要部品の配置は図3.1に示されており,各セクションでその詳細を説明する.ローバーの性能を最大限に引き出すため,駆動系は高効率なDCモータとサーボモータを組み合わせ,精密な位置制御を実現している.また,姿勢角の測定とモータ制御を担当するマイコンやセンサ類も搭載されており,ローバーの運動をリアルタイムで管理できるよう設計されている.これらの要素が相互に連携することで,ローバーは安定した走行性能を発揮し,実験環境における目的を達成する.本章では,実験機の構成部品を以下のセクションに分けて紹介し,それぞれの部品の機能と選定理由を記述する.

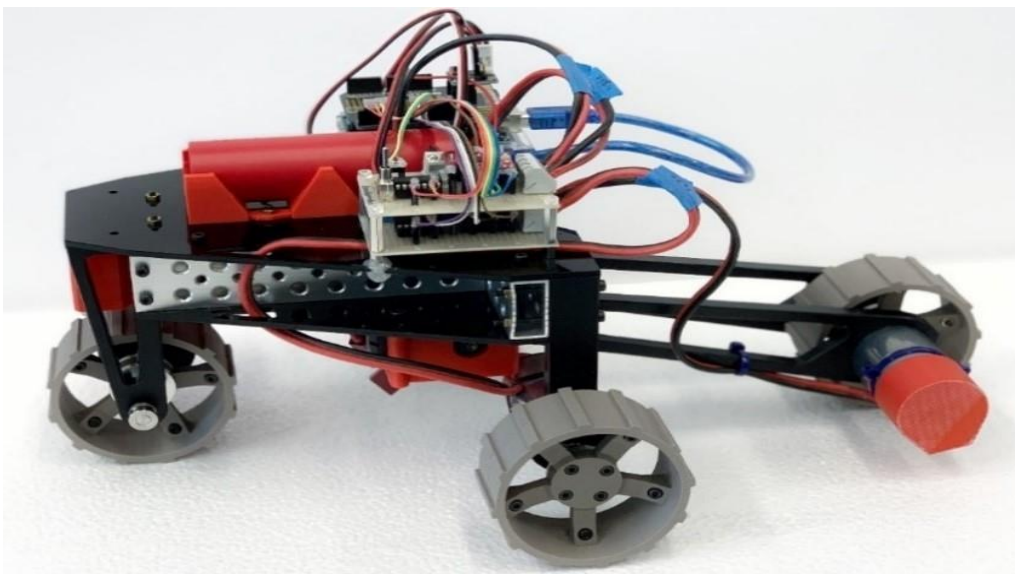


Fig.3.1 Prototype of Planetary Exploration Rover

3.1 構造系

3.1.1 車輪駆動用DCモータ

火星探査ローバーの車輪駆動には,4輪独立駆動システムを採用しており,軟弱地盤や傾斜地を走行するための駆動力を確保するためのモータ選定が重要です.以下に,モータ選定の詳細な計算過程を示す.ローバーが傾斜を登坂する際の牽引負荷 F は,以下の式で求められます.また,質量を m [kg],重力加速度を g [m/s²],登坂角度を θ [rad],転がり摩擦係数を μ [-]とする.

$$F = mgsin\theta + \mu mg \quad (3.1)$$

で求めることができる.

ここで,転がり摩擦係数 $\mu = 0.3$ (火星の砂地や粘土質地盤に基づく) と設定する.また,ローバーの車輪半径を r [m],減速比を i [-],伝達効率を η [-],車輪数を n [-]を用いて,モータの必要トルク τ_m [Nm]は,以下の式で求める.

$$\tau_m = \frac{Fr}{i\eta n} \quad (3.2)$$

ギアヘッド出力軸のトルク τ_g は,以下の式で求められる.

$$\tau_g = \frac{Fr}{n} \quad (3.3)$$

これらの計算結果をもとに,ローバーが傾斜地を走行するために必要なトルクを確保する. 動的安定性を高めるため, 車体の移動速度は遅く設定する. よって, 回転数が低く, トルクが高いギアヘッド付きDCモータという条件の下, 斜面を十分に走行が可能なトルクを算出する. モータ選定のため以下の計算条件を設定します.

- ・最大登坂角度 : 25°
- ・転がり摩擦係数 : 0.3 (設計便覧に基づく)
- ・車輪半径 : 40 [mm] (ラグを含む)
- ・安全率 : 2.5

これらを用いて,ローバーにかかる牽引負荷 F は15.1[N],ギアヘッド出力軸に必要なトルク τ_g は0.5[Nm]と算出される.

次に,ローバーの最大走行速度を0.04[m/s]と設定し,モータの最大回転数を1.0[rad/s]とした場合,モータに必要な最大容量は3.2[W]となる.しかし,減速機構の効率や機械的損失を考慮すると,モータ容量は3.5[W]と推定される.また,モータの出力軸にはラジアル荷重が作用するため,出力軸の強度評価を実施し,許容応力範囲内であることを確認した.この評価により,長期運用時における軸の変形や摩耗を抑制し,安定した駆動が可能であることが示された.以上の要件を満たすモータとしてTSUKASATG-05R-SG-300-HAを採用した.本モータは定格電圧12[V]であり,ローバーの走行に必要なトルク特性を満足するとともに,ラジアル荷重耐性についても出力軸の強度評価結果に基づき許容範囲内で使用可能である.さらに,防塵性を向上させるために,モータ端子部には3Dプリンタで製作したカバーを装着し,火星環境における塵埃の侵入を防ぐことで長期間の安定動作を確保している.

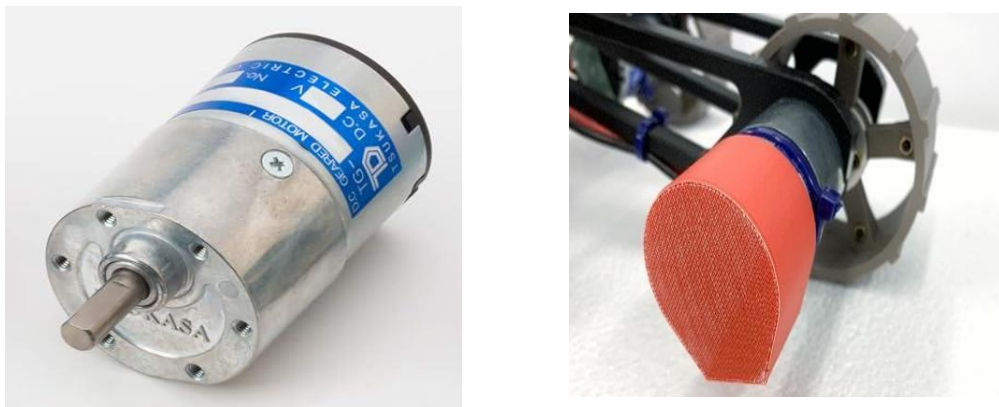


Fig.3.2 TSUKASATG-05R-SG-300-HA

3.1.2 アクティブリンク駆動用サーボモータ

アクティブリンクの駆動には、高精度な角度制御が可能なサーボモータを採用する。本研究では、応答性およびトルク特性に優れたKONDO製KRS-6003HVを駆動源として選定した。図3.3に本サーボモータの外観を示す。本モデルは高電圧駆動（HV: High Voltage）に対応しており、駆動電圧の安定性を確保しつつ、高トルクを発生させることが可能である。また、エンコーダを内蔵し、精密なフィードバック制御を実現できる点が特徴である。これにより、アクティブリンクの姿勢制御精度を向上させることができる。



Fig3.3 KONDO KRS-6003HV

KONDO製サーボモータKRS-6003HVは、ユーザーが任意に軸保持力を設定できる機能を有しており、その設定範囲は1から127の整数値で指定される。本節では、サーボモータの指定角度と軸保持力が後輪の接地荷重に与える影響を評価するため、設定値1から10の範囲での接地荷重を測定した（図3.4）。測定結果から、指定角度の増大に伴い接地荷重も比例的に増加する傾向が確認された。

さらに、軸保持力は、仮想的なバネの弾性係数としてモデル化することが可能であり、その適切な設定により、路面の凹凸による衝撃を緩和し、車体への負荷を低減できると考えられる。この特性を活用することで、探査車両や移動ロボットの耐衝撃性能の向上が期待される。

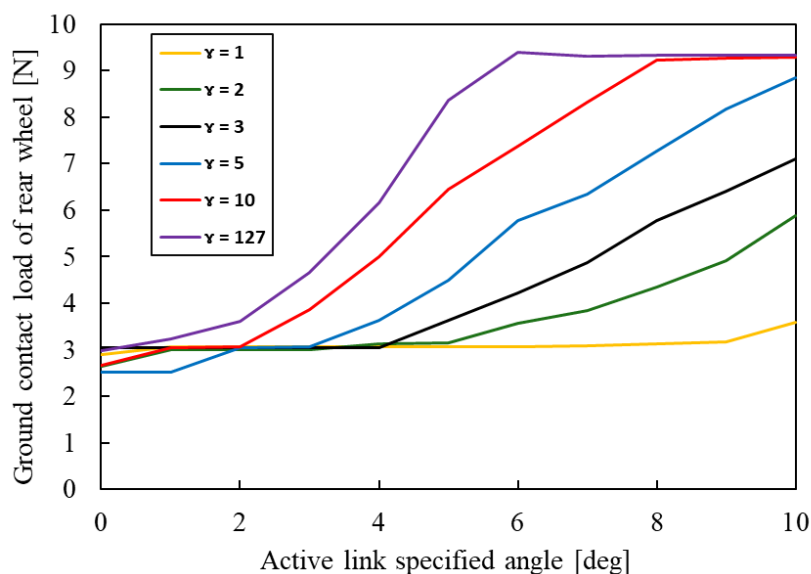


Fig3.4 Effect of retention force (1-10) on ground contact load (rear wheel)

図3.5には、サーボモータの指定角度に対する各軸保持力（設定範囲：20～127）における後輪の接地荷重の変化を示す。本測定により、軸保持力の設定値が 20 以上の場合、後輪の接地荷重に有意な変化は示されなかった。この結果は、軸保持力の増加による剛性向上の効果が特定の閾値（設定値20）を超えると飽和し、それ以上の増加が接地荷重の増加に寄与しないことを示唆している。

また、図3.5に示す測定結果において、軸保持力設定値 20 以上で接地荷重が一定の傾きを持つ傾向が見られた。これは、サーボモータのトルク伝達に關与する樹脂製部品の弾性変形の影響であると考えられる。さらに、サーボモータの指定角度および軸保持力にかかわらず、後輪の接地荷重が最大9 [N]に達した時点でそれ以上増加しないことが確認された。このことから、後輪の接地荷重が9 [N]に達する条件では、中輪が地面から浮き上がっていると推察される。これは、車体全体の荷重分布および支持剛性の影響を受けた結果であり、今後の車両設計において考慮すべき重要な要素の一つである。

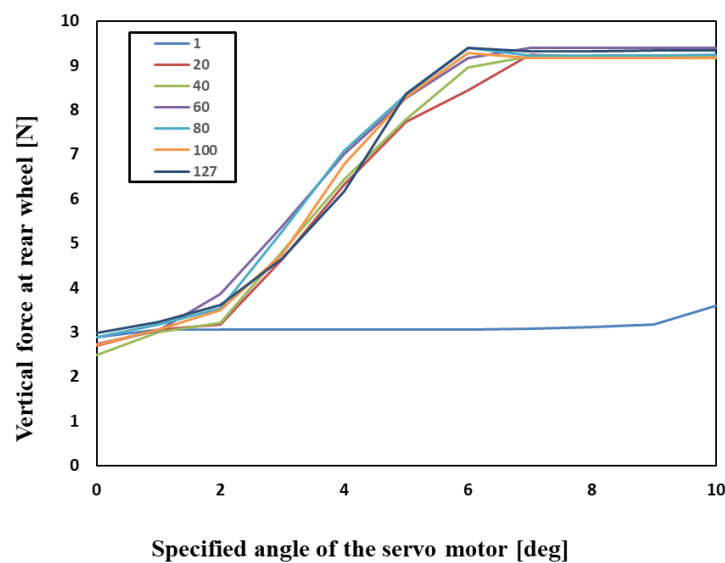


Fig3.5 Effect of retention force (20-127) on ground contact load (rear wheel)

3.1.3 アクティブリンク駆動軸

アクティブリンクの動力伝達系の構造を図3.6に示す.本システムでは,モータの駆動軸から直接的に負荷がかからないよう,駆動軸から従動軸への動力伝達を樹脂製の歯車を用いて行っている.これにより,衝撃を吸収する役割を果たす樹脂パーツの弾性特性を活かし,地面の凹凸や不整地走行時の衝撃がサーボモータの駆動軸に伝わるのを防ぎ,駆動系の負荷を軽減することが可能となる.

また,樹脂歯車はその構造上,特に歯元割れを防ぐために慎重な設計が求められる.歯車にかかる応力を解析し,必要な強度を確保するために応力計算を行った.その結果,十分な強度を持つ材料を選定し,歯車の耐久性を確保した.これにより,アクティブリンクの動力伝達部分が安定して機能し,長期間の使用に耐えることができる.

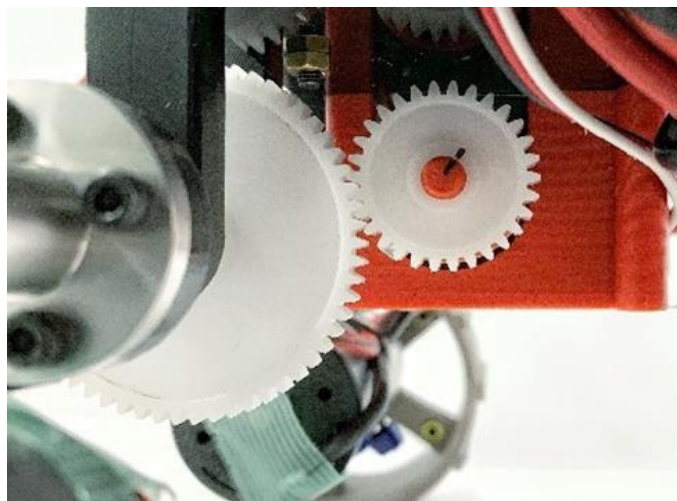


Fig.3.6 Active link gear

3.1.4 車輪

車輪幅 b は,車両が接地する土壌との相互作用において重要なパラメータであり,特に車輪の沈み込み量およびせん断強度に大きな影響を与える.車輪幅が広いほど,接地面積が増加し,単位面積当たりの荷重が低減するため,沈み込み量 δ は抑制される.しかし,過度に広い車輪幅は,土壌とのせん断強度が低下し,スリップ率が増加する可能性があるため,適切なバランスが求められる.

本節では,車輪幅を 40[mm],50[mm],60[mm]の3種類とし,それぞれの沈み込み量およびせん断強度を計算し,適正な車輪幅を評価する.これらの値を選定した理由は,実際の惑星探査ローバーで用いられる車輪幅の範囲を考慮し,幅広すぎず狭すぎない設計を検討するためである.

車輪の沈み込み量 δ は,支持力理論に基づき,以下の式で表される^[25].

$$\delta = \left(\frac{3 \times 23.54}{2 \times 50 \times 15000 \times 90 + 2 \times 50 \times \tan(30) \times 23.54} \right)^{1/n} \quad (3.4)$$

ここで,

W : 車両重量 [N]

c' : 土壌の粘着力 [Pa]

φ : 内部摩擦角 [°]

D : 車輪径 [mm]

n : 経験的指数 (一般に 0.8~1.2)

である.

条件は以下の通りである.

$$W = 2.4 \times 9.81 = 23.45 \text{ [N]}$$

$$c' = 15 \text{ [kPa]}$$

$$\phi = 30 \text{ [}^\circ\text{]}$$

$$D = 90 \text{ [mm]}$$

$$n = 1$$

これに基づき,車輪幅 40 [mm],50 [mm],60 [mm]の各条件で沈み込み量を計算すると,以下の表3.1の結果が得られた.

Table.3.1 Relationship Between Wheel Width and Sinkage Amount

Wheel width	Sinkage amount
40 [mm]	$6.54 \times 10^{-7} \text{ [mm]}$
50 [mm]	$5.23 \times 10^{-7} \text{ [mm]}$
60 [mm]	$4.36 \times 10^{-7} \text{ [mm]}$

せん断強度 τ は,土壌のせん断特性に基づき以下の式で求められる.

$$\tau = c' + \sigma \tan(\phi) \quad (3.5)$$

ここで, σ は接地圧であり,

$$\sigma = \frac{W}{bD} \quad (3.6)$$

で表される.

各車輪幅に対する接地圧およびせん断強度の計算結果を以下の表3.2に示す.

Table3.2 Calculation Results of Ground Pressure and Shear Strength for Each Wheel Width

Wheel width	Ground pressure	Shear strength
40 [mm]	$6.54 \times 10^{-3} \text{ [Pa]}$	15000.0038 [Pa]
50 [mm]	$5.23 \times 10^{-3} \text{ [Pa]}$	15000.0030 [Pa]
60 [mm]	$4.36 \times 10^{-3} \text{ [Pa]}$	15000.0025 [Pa]

上記の計算結果を基に,沈み込み量とせん断強度のバランスを考慮して車輪幅を選定する.沈み込み量に関して,車輪幅が広いほど沈み込み量は減少するが,50 [mm] 以上では減少幅が小さくなり,60 [mm] ではほぼ一定となる.せん断強度に関して,車輪幅が広いと接地圧が低下し,せん断強度が減少するため,スリップ率が増加する可能性がある.これらを総合的に判断すると,車輪幅 60 [mm] が最適である.具体的には,60 [mm] は,沈み込み量が最も小さく,火星の軟弱な地盤での沈み込みの抑制において有利である.また,せん断強度の影響は非常に小さいため,60 [mm] の選定においては特に問題ない.

したがって,本研究では車輪幅 60 [mm] を採用する.

ラグ高さ h は車輪が土壌を掻き出す際のトラクションに重要な影響を与えるパラメータである。ラグのトラクション力 T は、以下の式で表される^[26]。

$$T = c' b N h + \sigma b N h \tan(\phi) \quad (3.7)$$

ここで、

N : ラグの本数

b : 車輪幅 [mm]

h : ラグの高さ [mm]

σ : 土壌の法線応力 [Pa]

ϕ : 土壌の内部摩擦角 [°]

である。

ラグ高さが過度に高くなると、土壌の掘削抵抗が増加し、駆動効率が低下するため、最適なラグ高さ h は、車輪径 D に対して $h/D = 5\% \sim 15\%$ と定義される^[27]。今回は車輪径 $D = 90[\text{mm}]$ を選択した。この径は、車輪が高い登坂性能を発揮するために必要な最小の寸法を確保し、土壌の掘削効率を最大化するためのバランスが取れていると考えたためである^[28]。具体的には、車輪径が小さすぎると十分なトラクションを得られない可能性があり、大きすぎると掘削抵抗が過度に増加し、駆動効率が低下するため、 $90 [\text{mm}]$ というサイズを選定した。

この場合、ラグ高さ h は次のように求められる。

$$h = 5\% \times 90\text{mm} = 4.5\text{mm} \quad (3.8)$$

$$h = 15\% \times 90\text{mm} = 13.5\text{mm} \quad (3.9)$$

したがって、ラグ高さ $h = 8 [\text{mm}]$ は、この範囲内で最適な値となり、掘削抵抗を抑えつつトラクションを向上させる効果が期待される。さらに、ラグ高さ $h = 8 [\text{mm}]$ に対して、トラクション力 T の計算を行った結果、以下のような定量的な評価が得られた。条件として、車輪幅 $b = 60 [\text{mm}]$ 、ラグ本数 $N = 6$ 、土壌の法線応力 $\sigma = 15000 [\text{Pa}]$ 、土壌の内部摩擦角 $\phi = 30^\circ$ とした場合、トラクション力は次の式で求められる。

$$T = 15000 \times 60 \times 6 \times 8 \times 10^{-3} + 15000 \times 60 \times 6 \times 8 \times 10^{-3} \times \tan(30^\circ) \quad (3.10)$$

これにより、ラグ高さ $h = 8 [\text{mm}]$ がトラクション向上に寄与することが定量的に確認できる。したがって、ラグ高さ $h = 8 [\text{mm}]$ は、掘削抵抗を抑えつつトラクションを最大化するための適切な値であり、車輪径 $D = 90 [\text{mm}]$ の選定と相まって、最適な設計を実現するための基準となる。

ラグ本数 N は、車輪の接地回数を増加させ、連続的なトラクションを確保しやすくする。しかし、過度に増加したラグ本数はラグ間の土壌流動を妨げ、スリップ率が増加する可能性があるため、ラグ間隔を適切に保つ必要がある。ラグ間隔 S は、以下の式で求められる。

$$S = \frac{\pi D}{N} \quad (3.11)$$

ここで、

D : 車輪径 [mm]

N : ラグ本数

とする

車輪径 $D = 90 [\text{mm}]$ の場合、ラグ本数 $N = 6$ および $N = 8$ について計算を行った。このラグ本数を選んだ理由は、ラグ間隔が接地面積に与える影響を評価するためである。ラグ本数が少ないと接地回数が少なくなり、トラクション力が低下する可能性がある。一方、ラグ本数が多すぎるとラグ間の土壌流動が妨げられ、スリップ

率が増加するため,適切なバランスを求めることが重要である.

具体的には,次のように計算される.

$N = 6$ の場合

$$S = \frac{\pi \times 90mm}{6} \approx 47.12mm \quad (3.12)$$

$N = 8$ の場合

$$S = \frac{\pi \times 90mm}{8} \approx 35.34mm \quad (3.13)$$

ラグ本数が多いほど接地回数が増加し,トラクション力が向上するが,過剰な増加は逆にスリップ率を増加させる可能性があるため,最適なラグ本数は $N = 8$ とする.この設計では,ラグ間隔を 35.34 [mm] に保ち,スリップ率を最小化しつつ,トラクションを最大化することができる.したがって,車輪径 $D = 90$ [mm] の車輪においては,ラグ本数 $N = 8$ が適切であると判断した.

本節では,車輪幅,ラグ高さ,およびラグ本数が車両のトラクション性能に与える影響について詳細に検討した.車輪幅は沈み込み量やせん断強度に直接的な影響を与え,車輪幅 60 [mm] が最適であると評価された.ラグ高さに関しては,車輪径 $D = 90$ [mm] の場合,ラグ高さ $h = 8$ [mm] がトラクション向上と掘削抵抗の抑制を両立させる最適な値であり,ラグ本数については, $N = 8$ がトラクション力を最大化し,スリップ率を最小化するために適切であると判断された.これらの設計パラメータの最適化により,惑星探査車両の走行性能が向上し,特に火星などの軟弱地盤での運用において有効な成果が得られることが期待される.

ローバーの車輪を図3.7に示す. 車輪の造形は, 設計の自由度が高いことから3Dプリンタを用いた. 車輪のスペックを表3.3に示す.

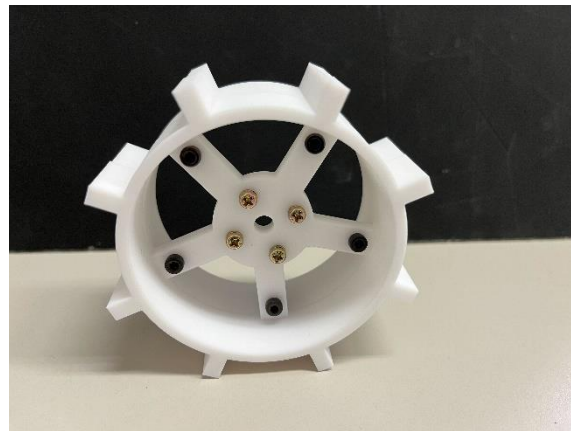


Fig.3.7 Wheel

Table.3.3 Wheel specifications

Wheel	Diameter	76 [mm]
	Width	40 [mm]
Lug	Length	8 [mm]
	Number	8
	Thickness	4 [mm]
Material		PLA

3.2 電装系

3.2.1 モータ制御および姿勢角読み取り用マイコン

実験機に搭載したマイコンボードを図3.8に示す。本実験機では、Arduino UNOを中心に制御システムを構築しており、主に4つのDCモータの駆動信号およびサーボモータの制御信号の送信を担当している。さらに、ローバーの姿勢を正確に把握するため、6軸センサから得られる加速度および角速度データを用いて姿勢角を計算し、その結果をPC画面に表示する機能も実装している。

Arduino UNOは、リアルタイムでのデータ処理を行い、モータの駆動を制御するための信号を生成する役割を果たす。また、姿勢角の計算には、6軸センサからのデータを基にした角度推定アルゴリズムが使用され、これによりローバーの安定した走行が可能となる。計算結果は、PCとの通信を通じてビジュアル化され、実験者がローバーの挙動を直感的に理解できるようになっている。このように、マイコンボードはローバーの運動制御とリアルタイムデータ処理を支える重要な役割を担っている。

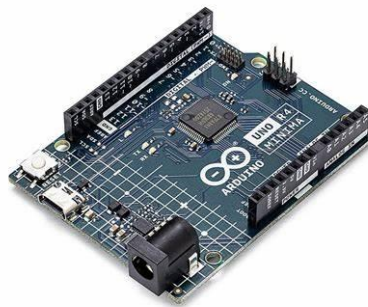


Fig3.8 Arduino UNO

3.2.2 バッテリー

実験機に搭載された電源システムは、マイコンおよびモータ駆動系それぞれに適切な電力を供給するために設計されており、図3.9に今回の実験で使用したバッテリーを示す。マイコン用の電源としては、安定した5[V]出力を得るために、容量6000[mAh]のモバイルバッテリーを採用している。このバッテリーは、長時間にわたる実験運用を支えるために十分な容量を確保し、さらにコンパクトで軽量なため、ローバーの可搬性にも配慮されている。

一方、モータ駆動用には、11.1[V]の電圧を供給するリチウムポリマーバッテリー（Li-Po）を使用しており、容量は1800[mAh]のKypomK6KT1800/35-3Sモデルである。このバッテリーは、高出力のモータを駆動するために必要な電力を安定して供給できる仕様となっており、過酷な実験環境でも安定した性能を維持することが可能である。これらの電源は、実験機の長時間の運転および高負荷運転時にも確実に必要な電力を提供できるように選定した。



Fig3.9 Battery

3.2.3 モータ制御

電装系ハードウェアを図3.10, モータ駆動の信号の組み合わせを表3.4に示す. 本システムにおけるモータ駆動は,主にリポバッテリーおよびモバイルバッテリーを利用して行われ,各種電子機器への電力供給と信号制御が緻密に連携している.リポバッテリーは,デュアルモータドライバに電力を供給し,モータドライバを介して各DCモータの駆動を制御する.デュアルモータドライバは,DCモータに供給する電力の量を制御するため,PWM (パルス幅変調) 方式を使用している.PWM制御は,モータへの電圧供給をオンオフタイムの比率で調整し,パルスのデューティ比 (オンの時間の割合) を変化させることによって,モータへのエネルギーの平均値を制御する技術である.これにより,DCモータの速度やトルクを精密に調整できる.

一方,モバイルバッテリーはArduino Unoに電源を供給し,Arduino Unoはデュアルモータドライバに対して制御信号を送信する.Arduino Unoは,PWM信号を用いてDCモータの速度や方向を制御するだけでなく,さらにサーボモータの制御も行い,全体の動作を調整する.具体的には,Arduino UnoのPWM出力に基づき,デュアルモータドライバが各モータに適切な電力を供給し,モータの回転速度をリアルタイムで変更することが可能である.また,Arduino Unoは,DCモータの回転方向を制御するために,ドライバに対して適切な方向制御信号を送信する.これにより,システム全体が協調して動作し,車両の移動方向や速度を適切に調整することができる.

リポバッテリー,モバイルバッテリー,Arduino Uno,デュアルモータドライバ,および各モータ間の電力供給と制御信号の相互作用により,システムは高い精度でモータの動作を制御し,安定した動作を実現している.これにより,4輪独立駆動車両の精密な操作が可能となり,各モータの制御が車両の運動性能に直接的な影響を与える.

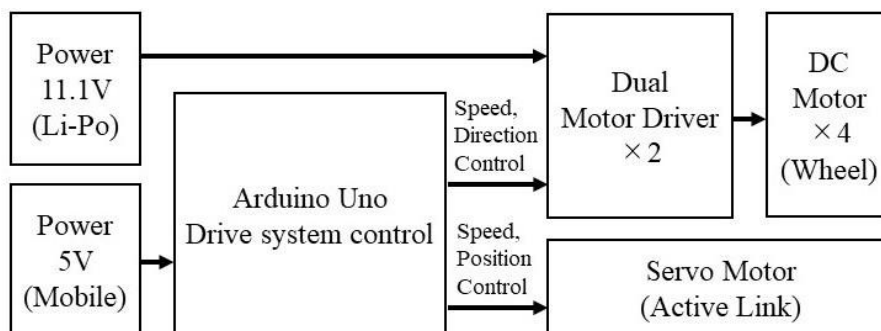


Fig.3.10 Electrical hardware

Table.3.4 Control function

Input				Output		
IN1	IN2	PWM	STBY	OUT1	OUT2	Mode
L	H	H	H	L	H	CCW
		L	H	L	L	Short brake
H	L	H	H	H	L	CW
		L	H	L	L	Short brake
H/L	H/L	H/L	L	OFF (High impedance)		Standby

図3.11に使用するモータドライバを示す. モータドライバには,TOSHIBA製のTB6612FNGを選
定し,これを用いて4つのDCモータの駆動を制御する.TB6612FNGは,各モータを個別に制御する
ために2つのユニットを使用し,これにより4輪の独立駆動が可能となる.このモータドライバ
は,PWM (パルス幅変調) 制御によってモータの速度を調整し,逆転動作も可能である.具体的
には,各モータに対して最大1.2[A]の定格電流と,最大12[V]の電圧が供給されるため,十分なトルク
を発生させることができる.また,TB6612FNGは,過熱保護や過電流保護機能を備えており,信頼性
の高いモータ制御を実現するために必要な安全機能も備えている.

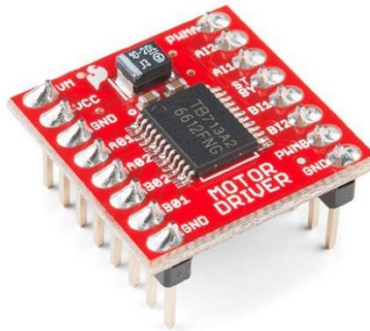


Fig3.11 Motor driver

3.3 実験機の仕様

実験機の仕様については,表3.5に詳細を示す.本項では,不整地走行性能の評価を目的とし,実験機の設計および各種仕様を慎重に設定した.これにより,実験条件の再現性を確保し,測定結果の信頼性を向上させることを意図している.

Table.3.5 Rover specifications

Weight	2.4 kg
Dimension	240.0(H)×484.0(L)×294.0(W)mm
Material	Aluminum, POM, ABS, NC nylon
Sub-system	Specification
Running system	Four wheel independent drive Wheel diameter : 76 [mm] Wheel width : 40 [mm] Distance between wheels : 162 [mm] Lug length : 8 [mm] Lug Number : 8 Lug Thickness : 4 [mm] Max speed : 0.08 [m/s] <u>Actuator</u> DC motor : TSUKASA TG-05R-SG-300-HA, 12V×4 Servo motor : KONDO KRS-6003HV Max Active link speed : 0.44 [sec/60°] Movable range of Active link : 135° min-67.5° ~ max-67.5°
Power supply system	<u>Battery</u> Li-po battery Voltage:11.1[V] 3cells Capacity : 1800 [mAh] Mobile battery Voltage : 5 [V] Capacity : 6000 [mAh]
Processing system	Control board : Arduino UNO Motor driver : TOSHIBA TB6612FNG
Sensor	6-axis sensor : MPU-6050 Filter : Madgwick filter

第4章 軟弱地盤における走行実験

4.1 評価指標

本研究では、実験機の登坂性能を評価するためにスリップ率を用いた。軟弱地盤上での走行時には、車輪と地面との間で摩擦が発生し、その結果、車輪の周速度と車体の移動速度に差が生じる。この現象は、車両の走行において重要な要因であり、特に車輪の滑りや地盤の変形が走行性能に与える影響を評価するために、スリップ率を測定することが有効である。

スリップ率 S は、車輪の周速度 V_w と車体の移動速度 V_v を用いて以下のように定義される。

$$S = \frac{V_w - V_v}{V_w} \quad (4.1)$$

ここで、 V_w は車輪の周速度、 V_v は車体の実際の移動速度である。スリップ率が100%の場合、車輪が完全に滑っており、地面との摩擦が不足して推力を発生させることができず、車体は移動しないことを意味する。このような状況では走行性能は極めて低いとされる。一方で、スリップ率が小さいほど、車輪と地面との摩擦が適切に働いていることを示し、走行性能が高いことを意味する。従って、実験におけるスリップ率の測定は、軟弱地盤上での走行性能を評価するために重要な指標となる。特に、砂地や泥地などの軟弱地盤では、スリップ率が車両の登坂性能や障害物乗り越え能力に与える影響が大きいため、走行性能の向上にはスリップ率の低減が鍵となる。実験結果として、スリップ率が低いほど、車両は安定して走行することが確認された。地盤の変形や車輪の滑りを抑制する技術的な工夫が、実用的な走行性能向上に貢献することが示唆される。これにより、今後の軟弱地盤を走行するローバーの設計において、スリップ率を最小化することが重要である。

4.2 実験概要

実験は、惑星環境を模擬した条件下で行われ、実験場のレイアウトを図4.1に示す。実験場は室内に設置され、寸法は192[cm]×97[cm]の範囲で、表面には細かい砂を均等に敷き詰めた。使用した砂は珪砂6号（粒径0.2[mm]～0.3[mm]）であり、この粒径範囲は惑星探査における軟弱地盤に類似した条件を再現するために選定された。実験の目的は、車両の走行性能、特にスリップ率を評価することであり、走行中の車輪回転速度および車体移動速度をモーションキャプチャ技術を用いて測定した。車両に取り付けた反射マーカースを使用し、モーションキャプチャシステムによってこれらの速度データを取得した。車体の姿勢変化もリアルタイムで計測し、得られたデータからスリップ率を算出した。スリップ率の計算は、車輪の周速度と車体の移動速度との差異を基に行われ、これにより走行性能を定量的に評価した。モーションキャプチャシステムにはOpti Track V120:Trioを使用し、位置検出精度は±0.50[mm]であった。この精度は、車両の運動を高精度で追跡するために十分であり、実験データの信頼性を確保するために重要な要素である。図4.2には実験時のモーションキャプチャ装置の配置、図4.3には車輪に取り付けた反射マーカースの配置を示す。

実験結果は、惑星環境における車両の走行性能に関する重要な知見を提供し、スリップ率が走行安定性に与える影響を明らかにするものである。

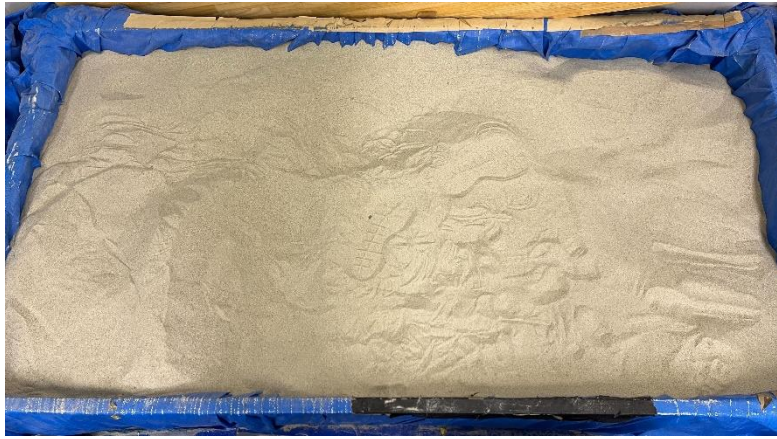


Fig.4.1 Experiment site



Fig.4.2 Motion capture

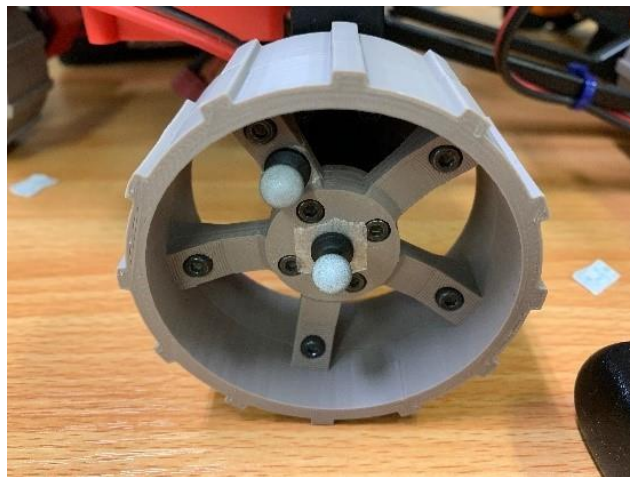


Fig.4.3 Motion capture flection marker

4.3 平地走行実験

始めに、走行性能を比較するため、アクティブリンクを固定した場合の平地走行実験を行った。全ての車輪が同一平面状に並ぶ状態を0 [deg]基準として、1 [deg]毎に地面方向へアクティブリンク指定角度を変更し、各角度で20秒間のスリップ率を測定した。各条件で5回の実験を行い、平均値をとった。図4.4に、平地におけるアクティブリンク指定角度に対する平均スリップ率を示す。また、表 4.1 に各角度でのスリップ率の平均値および標準偏差を示す。

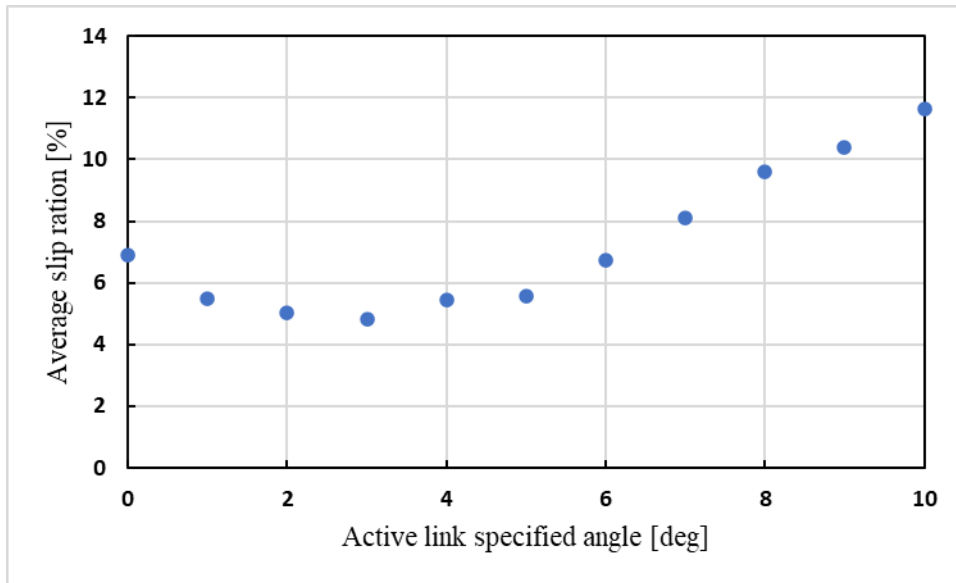


Fig.4.4 Average slip ratio at each active link angle (Flat ground)

Table 4.1 Mean and Standard Deviation of Slip Ratio at Each Active Link Angle

角度 [deg]	平均スリップ率 [%]	標準偏差 [%]
0	6.91	1.16
1	5.48	0.58
2	5.05	0.39
3	4.82	0.57
4	5.46	0.06
5	5.59	0.43
6	6.75	0.3
7	8.09	0.07
8	9.59	0.43
9	10.38	0.28
10	11.63	1.01

図 4.4 および表 4.1 より, スリップ率はアクティブリンク指定角度が 0 [deg] から 3 [deg] にかけて減少し, 4 [deg] 以降は増加する傾向を示した. 特に 3 [deg] では平均スリップ率が 4.82 % で最小となり, 標準偏差も 0.57 と比較的小さかった. この結果は, 3 [deg] の条件下では前後輪と中輪の荷重配分が均衡し, 駆動力が最も効率的に発揮されることを示唆している. 一方, 0 [deg] ではスリップ率が 6.91 % であり, 標準偏差が 1.16 と大きかった. これは, 中輪の荷重が過剰となり, 走行抵抗が増大したことに起因すると考えられる.

4 [deg] 以降ではスリップ率が増加し, 7 [deg] 以上では急激に増大する傾向が見られた. 特に 8 [deg] 以降ではスリップ率が 9.59 % を超え, 10 [deg] では 11.63 % に達した. さらに, 走行後の砂地のタイヤ痕を観察した結果, 8 [deg] 以上では中輪が浮き上がっていることが確認された. これは, 前後輪に荷重が集中し, 駆動力の伝達効率が低下したことを示している. また, スリップ率の標準偏差の変化に着目すると, 3 [deg] 付近では標準偏差が最小 (0.57 以下) であり, 走行挙動が最も安定していることが示唆される. 一方で, 0 [deg] や 10 [deg] では標準偏差が 1.16, 1.01 と大きく, 走行の不安定性が増している.

本実験では, アクティブリンク指定角度がスリップ率に与える影響を評価した. その結果, アクティブリンク角度 3 [deg] でスリップ率が最小となり, 最も効率的な走行が可能であることが確認された. 一方, 8 [deg] 以上ではスリップ率の増加と中輪の浮き上がりが観察され, 過大な角度設定が走行性能を低下させることが示唆された.

4.4 登坂実験

アクティブリンクを固定した状態で, 平地, 5 度斜面, および 10 度斜面における登坂実験を実施した. 各条件でローバーを一定の駆動力で走行させ, 走行時間に対するスリップ率の変化を測定した. 図 4.5 に, 平地, 5 度斜面, および 10 度斜面におけるスリップ率の時間変化を示す.

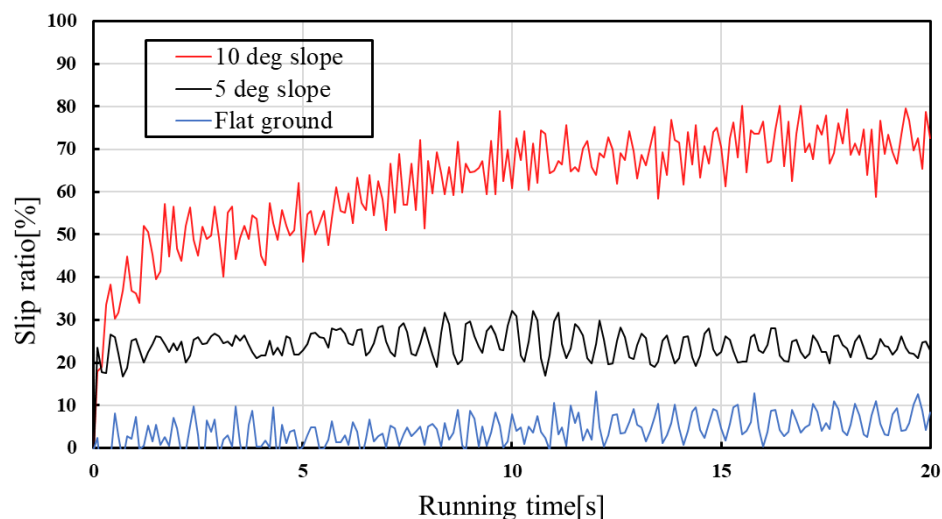


Fig.4.5 Transition of Slip Ratio in Flat and Inclined Terrains

図 4.5 より, 平地および 5 度斜面では, 12 [s] 以降にスリップ率の変動パターンが類似していることが確認された. この変動は, ラグの地面への貫入時間 T によるもので, 次の式で表される.

$$T = \frac{2\pi}{n\omega} \approx 0.5 \quad (4.2)$$

ここで, $n=12$ はラグ数, $\omega=0.95$ [rad/s] は車輪回転速度である.

この結果はスリップ率の波形周期と一致しており, ラグによる推力変化がスリップ率に影響を与えて

いることが示唆される. 一方, 10度斜面ではスリップ率の波形が異なり, 同時に複数のラグが地面に貫入し, 車輪が大きく沈下していることが確認された. 実験結果より, 10度斜面ではスリップ率が 60%を超えており, 車両の前進が著しく阻害される状態に至ることが確認された. この現象は, 車両の摩擦力の低下や沈下による車輪の過度な圧力が原因であると考えられる. したがって, 10度斜面では, アクティブリンクを用いたスタック回避動作が必要であると結論付けられる.

次節では, 10度斜面におけるアクティブリンクの動作がスリップ率に与える影響について考察する.

4.5 アクティブリンクによる走行性能向上

4.5.1 アクティブリンク固定

次に, 平地走行において最も低い平均スリップ率を示したアクティブリンクの指定角度で固定した状態で, 10度斜面登坂実験を行った. 選定した角度は, 事前実験において平地で最小スリップ率を達成した角度 (3[deg]) に基づいており, これによりアクティブリンクの最適な設定が求められた. この実験では, 車両の性能を評価するために5回の反復走行を行い, それぞれの走行におけるスリップ率の変動を計測した. 平地走行において最も低い平均スリップ率を示したアクティブリンクの指定角度で固定した状態で, 10度斜面登坂実験をもとに, 走行時間に対する平均スリップ率を算出し, その結果を図4.6に示す.

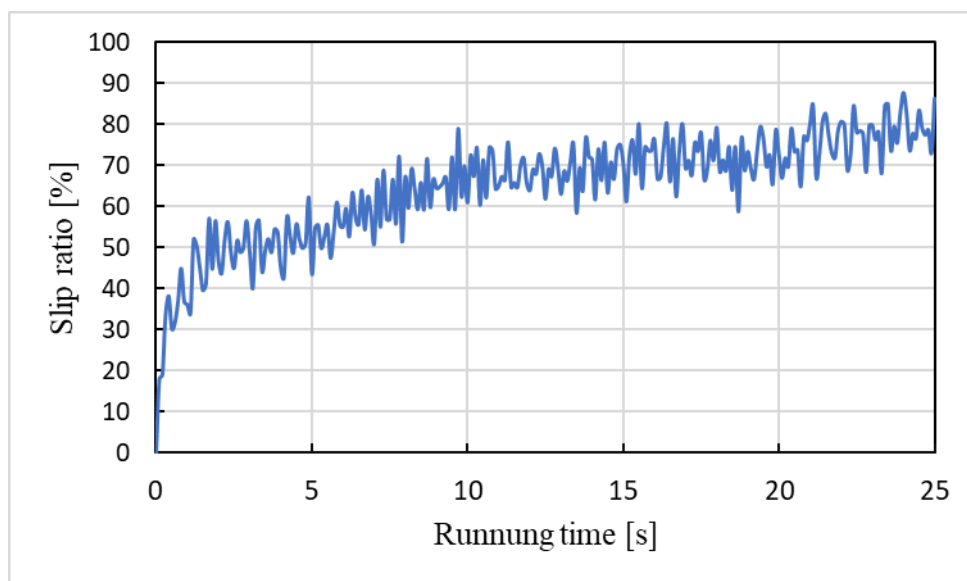


Fig.4.6 Transition of slip ratio (Inactive)

4.5.2 アクティブリンクの角度変化によるスリップ率の変動

アクティブリンクの指定角度を異なる値に設定し、10度の斜面における登坂性能を評価する実験を実施した。各実験条件において、ローバーは一定の駆動力で走行を行い、その走行中におけるスリップ率の時間変化を測定した。駆動力は、各走行条件での安定した走行を確保するため、あらかじめ計算された最適値に設定された。実験において、アクティブリンク角度は0 [deg], 2[deg], 10[deg]の3種類を選定し、それぞれの条件でのスリップ率の時間経過を観測した。図4.7に指定角度0[deg], 2[deg], 10[deg]におけるスリップ率の時間変化を示す。

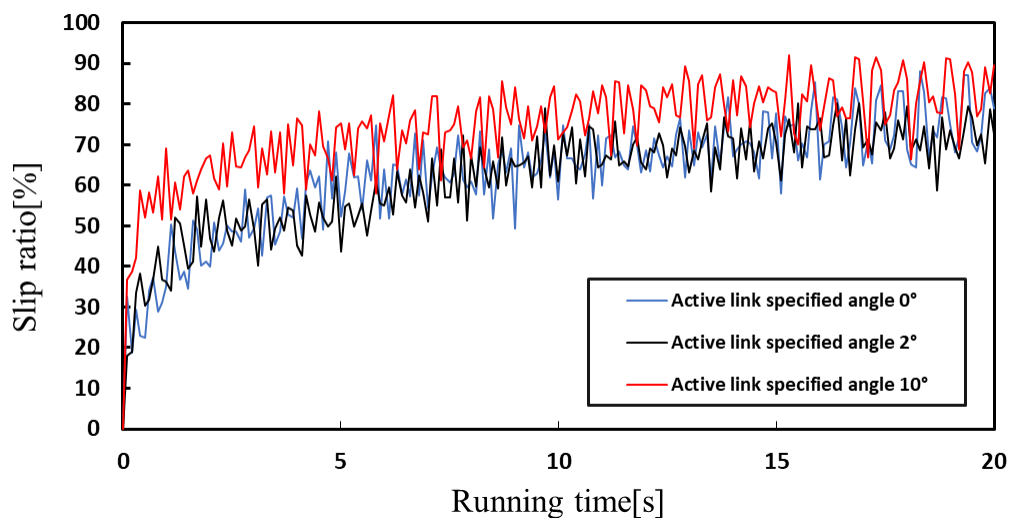


Fig.4.7 Time Evolution of Slip Ratio During Climbing at Specified Angles of 0°, 2°, and 10°

図4.7より、各条件において、ローバーが斜面を登る際のスリップ率は時間とともに増加し、その後安定する傾向を示した。実験結果を比較すると、指定角度0 [deg]および2 [deg]におけるスリップ率の変化は非常に類似しており、特にスリップ率の増加パターンが似ていることが確認された。ただし、全体的に見ると、指定角度2 [deg]の方がわずかにスリップ率が低い傾向にあり、16[s]~20[s]では0 [deg]よりも若干安定した挙動を示している。これに対して、指定角度0 [deg]と10 [deg]を比較すると、10 [deg]ではスリップ率が増加する傾向が見られ、特に、時刻0[s]~5[s]の間に約15%程度のスリップ率の上昇が観測された。これは、10 [deg]の角度設定によって車輪の地面との接触角度が大きくなり、摩擦特性に変化を及ぼした可能性が示唆される。

アクティブリンクの指定角度を変化させた条件で、10度斜面における登坂実験を実施した。各条件において、ローバーは一定の駆動力で走行し、走行中のスリップ率の変動をリアルタイムで測定した。具体的には、アクティブリンクの指定角度を0 [deg]から10 [deg]の範囲で設定し、5回の反復走行を実施した。それぞれの走行において、スリップ率の変動を計測し、得られたデータから平均スリップ率を算出した。図4.8に、アクティブリンク指定角度0 [deg]から10 [deg]までの条件における、登坂時の平均スリップ率の時間変化を示す。

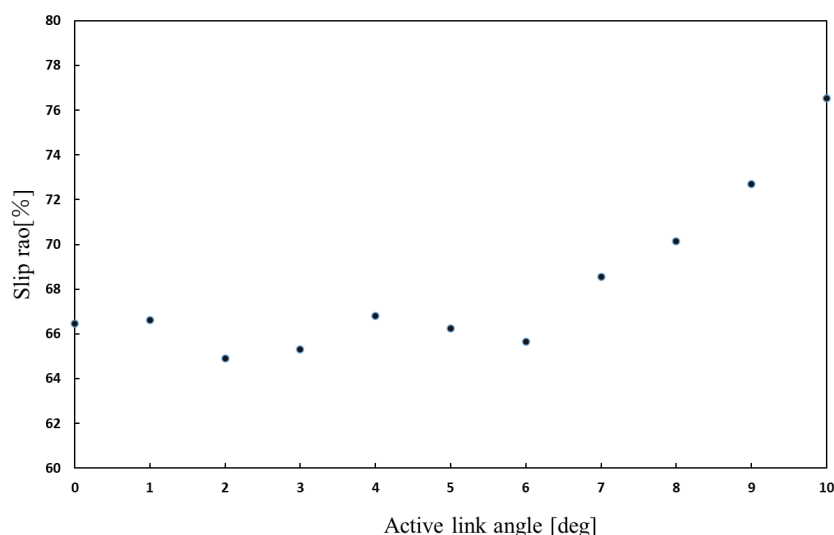


Fig.4.8 Time Variation of Average Slip Ratio During Ascent at Active Link Angles from 0° to 10°

図4.8に示すように,アクティブリンクの指定角度が0 [deg]から10 [deg]に変化するにつれて,登坂時の平均スリップ率が増加する傾向が見られた.具体的には,指定角度0 [deg]でのスリップ率は66.47%であり,指定角度が1 [deg]から2 [deg]にかけてわずかに減少したが,3 [deg]以降,スリップ率は次第に増加した.特に,指定角度が10 [deg]に達すると,スリップ率は76.52%に達し,最大値を示した.指定角度が0 [deg]から3 [deg]の範囲では,スリップ率に大きな変動は見られないが,3 [deg]以降,急激な増加が観察された.指定角度7 [deg]でのスリップ率は68.56%, 8 [deg]で70.15%, 9 [deg]で72.71%に達し,10 [deg]で最も高い76.52%となった.このような傾向は,車両がより急な登坂を試みるとき,接地面積が減少し,駆動力がより一層スリップに変換されるためと考えられる.特に10°の指定角度でスリップ率が急激に上昇していることは,アクティブリンク角度が車両の登坂性能に与える影響を示唆している.車両が急な坂を登る際,前輪や後輪の荷重が不均衡になる可能性があり,その結果,スリップが増加することが予想される.この現象は,車両の運動力学における荷重分布や摩擦力の限界に関連していると考えられる.

さらに,指定角度が0 [deg]から10 [deg]にかけてスリップ率が増加した理由として,アクティブリンクの角度調整が車輪の接地状況に影響を与え,特に高い傾斜での接地力の低下が寄与したと考えられる.アクティブリンクの角度を大きくすると,車両の前後荷重が不均衡となり,後輪のトラクションが不足することによりスリップが増加する結果となった可能性がある.

この結果から,登坂性能を最適化するためには,アクティブリンク角度の調整が重要であることが示唆される.特に,傾斜が急な場合,アクティブリンクによる荷重分配の調整が車両のスリップを最小限に抑えるための重要な要素となると推察される.

4.5.3 定期的駆動によるスリップ率の変動

今回の実験では,アクティブリンクを地面に対して所定の角度,具体的には-5[deg]及び-10[deg]まで押し付け,その後元の角度(0[deg])に戻す操作を繰り返すことで,車体姿勢の修正を試みた.これにより,斜面登坂時における車体の安定性やスリップ挙動の改善を目的とした.まず,アクティブリンクを-5[deg]に押し付け,その後元の角度に戻す操作を行った際の走行時間に対するスリップ率の変化を図4.9に示す.さらに,アクティブリンクを-10[deg]まで押し付け,元の角度に戻す操作を繰り返した場合の走行時間に対するスリップ率の変化を図4.10に示す.両実験におけるスリップ率の変動を比較することで,アクティブリンクの角度設定が車両の走行特性に与える影響を詳細に解析した.

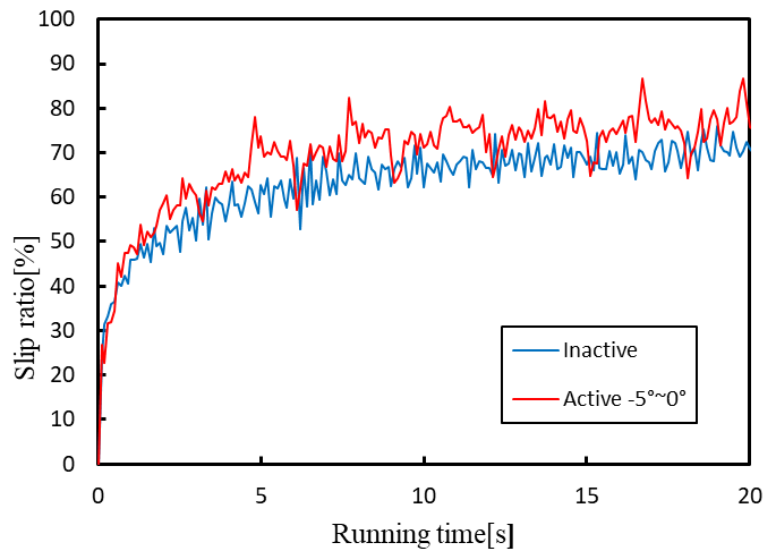


Fig.4.9 Slip Rate Variation with Driving Time at Active Link Angle -5[deg]

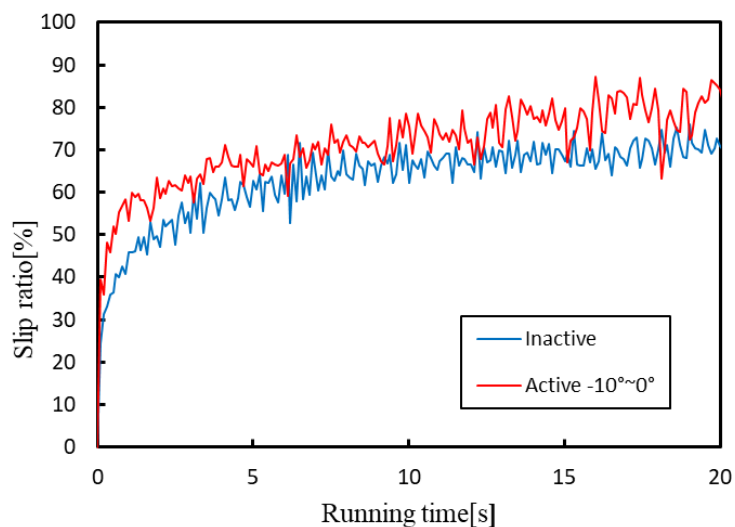


Fig.4.10 Slip Rate Variation with Driving Time at Active Link Angle -10[deg]

図4.9および図4.10から,アクティブリンクを所定の角度に押し付けた後,元の角度に戻す操作を繰り返すことによって,スリップ率が全体的に増加する結果が得られた.この結果から,アクティブリンクを使用した方法がスリップ率の低下には繋がらないことが明確となった.アクティブリンクが地面に押し付けられることによって,車両の駆動輪に対する摩擦が一時的に増加し,これがスリップの増加を引き起こした可能性が考えられる.また,アクティブリンクの角度設定やその駆動による不均一な負荷分布が,走行時の抵抗を増加させる要因となったと推測される.

この結果から,今回用いた角度変化による駆動方法が,スリップ率を低下させる効果を持たないことが示唆される.アクティブリンクの駆動方法や角度設定に改善の余地があることが分かる.今後,角度変化に基づく駆動方法の最適化を進め,スリップ率低減に効果的な制御方法を見つける必要がある.今後は,アクティブリンクの動作を最適化するために,駆動角度の調整や制御方法を見直し,スリップ率低減に寄与する方法を検討する必要がある.

4.5.4 段階的駆動によるスリップ率の変動

本節では,アクティブリンクを用いたオープンループ制御に基づくスリップ率の改善を目的とし,10度の傾斜面での登坂実験を実施した.実験においては,アクティブリンクを段階的に地面に押し付けることで,駆動輪の接地圧を調整し,スリップ率の低減を試みた.図4.11には走行時間に対するアクティブリンク指定角度,図4.12には走行時間に対するスリップ率を示している.

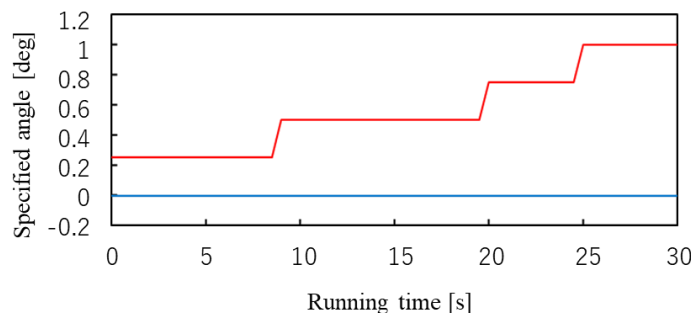


Fig.4.11 Specified angle of active link (pattern1)

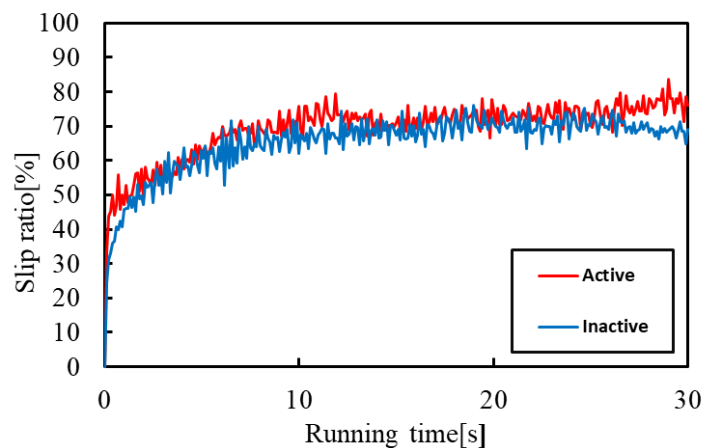


Fig.4.12 Transition of slip ratio (pattern1)

アクティブリンクを段階的に地面に押し付ける操作を行った結果、一定の影響が見られたが、予想に反してスリップ率が増加したことが観察された。具体的には、アクティブリンクを駆動することで、アクティブリンクを固定して走行する場合と比較してスリップ率が増加したことが図4.12により明らかとなった。30秒間の平均スリップ率は65.3%から68.7%に増加し、3.4%の増加を示した。この結果の原因として、アクティブリンク自体が軟弱地盤に沈下することにより走行抵抗が増加したことが挙げられる。沈下による地面との接触面積の増加が摩擦を引き起こし、その結果、駆動力の一部がスリップに変換されることが、スリップ率の増加を招いたと考えられる。

この結果を踏まえ、今後の実験では、アクティブリンクの駆動力の制御方法を改良し、地盤に対する沈下の影響を軽減するための対策を検討する必要がある。

第5章 段差乗り越えの準静的解析

第5章では,菱形車輪配置車両の段差乗り越え性能を評価し,二軸四輪車両との比較を行うことで,その特性を明確にする.特に,惑星探査ローバーの走破性向上を目的として,段差乗り越え時に必要な最小路面摩擦係数を導出し,車輪配置の違いが乗り越え性能に与える影響を定量的に分析する.これにより,将来的な惑星探査ローバーの設計最適化に資する知見を得ることを目的とする.

評価対象とする段差は,摩擦係数が一様で剛性の高い固体地盤を仮定する.ローバーの動作速度は極めて低速であるため,動的効果を考慮せず準静的解析法を適用し,車両の平衡状態に基づいて評価を行う.解析には,図 5.1 および図 5.2 に示す菱形車輪配置車両の二次元モデル,および図 5.3 および図 5.4 に示す二軸四輪車両の二次元モデルを用いる.

ローバーの推力は,車輪が地面に及ぼす摩擦力によって発生する.したがって,最大推力 F は路面の摩擦係数 μ と垂直抗力 N に依存し,以下の関係式で表される.

$$F = \mu N \quad (5.1)$$

準静的解析を適用することで,車輪高さ h に対する最小路面摩擦係数 μ を導出できる.これを用いて,ローバーが段差を乗り越える際に必要な最小路面摩擦係数を比較することで,異なる車輪配置の段差乗り越え性能を定量的に評価する.

本解析では,最も厳しい条件として,段差高さ H を車輪半径以上とし,段差角度を $\theta = 0^\circ$ (垂直段差) に設定する.さらに,車両の重心位置,荷重分布,および車輪形状が乗り越え性能に与える影響についても考察を行い,実際の惑星探査環境に適用可能な知見を得ることを目指す. 準静的解析により, 車輪高さ h に対する, 最小路面摩擦係数 μ を得ることが可能であり, ローバーが段差を乗り越える際に必要な最小路面摩擦係数を比較することにより段差乗り越え性能を評価する. また, 以下の解析では, 段差高さ H を車輪半径以上, 段差角度を最も走行困難である $\theta = 0^\circ$ とする.

θ	[rad]	段差角度
G	[N]	二軸四輪車両にはたらく重力
G_A	[N]	アクティブリンクにはたらく重力
G_B	[N]	ベースにはたらく重力
G_w	[N]	各車輪にはたらく重力
H	[m]	段差高さ
h	[m]	乗り上げ高さ
F_1	[N]	前輪の推力
F_2	[N]	中輪の推力(二軸四輪車両では後輪)
F_3	[N]	後輪の推力
M_1	[Nm]	前輪のトルク
M_2	[Nm]	中輪トルク(二軸四輪車両では後輪)
M_3	[Nm]	後輪のトルク
N_1	[N]	前輪の地面反力
N_2	[N]	中輪の地面反力(二軸四輪車両では後輪)

N_3	[N]	後輪の地面反力
h_1	[m]	後輪駆動軸とアクティブリンク駆動軸の鉛直距離
h_2	[m]	前輪駆動軸とアクティブリンク駆動軸の鉛直距離
h_3	[m]	中輪駆動軸とアクティブリンク駆動軸の鉛直距離
h_4	[m]	二軸四輪車両における前後輪駆動軸間の鉛直距離
l_1	[m]	アクティブリンク駆動軸とアクティブリンク重心位置の水平距離
l_2	[m]	後輪駆動軸とアクティブリンク駆動軸の水平距離
l_3	[m]	前輪駆動軸とアクティブリンク駆動軸の水平距離
l_4	[m]	中輪駆動軸とアクティブリンク駆動軸の水平距離
l_5	[m]	アクティブリンク駆動軸とベース重心位置の水平距離
l_6	[m]	二軸四輪車両における前後輪駆動軸間の水平距離
l_7	[m]	二軸四輪車両における後輪駆動軸と重心位置の水平距離

5.1 菱形車輪配置車両

5.1.1 ステップ1

本節では、菱形車輪配置車両が段差を乗り越える過程を2つのステップに分け、それぞれの力学的挙動を解析する。ステップ1では、車両の前輪が段差に接触し、乗り上げる場面を対象とする。図5.1に、その二次元モデルを示す。

前提条件を以下に記載する

- ・ローバーは準静的条件下で低速走行するものとし、車両の加速度は無視する。
- ・車両と地面間の摩擦力はクーロン摩擦に従い、最大摩擦力は $F = \mu N$ で表される。
- ・車両の重心位置と重量分布は既知とし、車両を剛体として扱う。
- ・路面は剛性が高く、均一な摩擦係数 μ を持つものとする。
- ・段差の高さ H は車輪半径以上とし、段差角度 $\theta = 0^\circ$ とする。

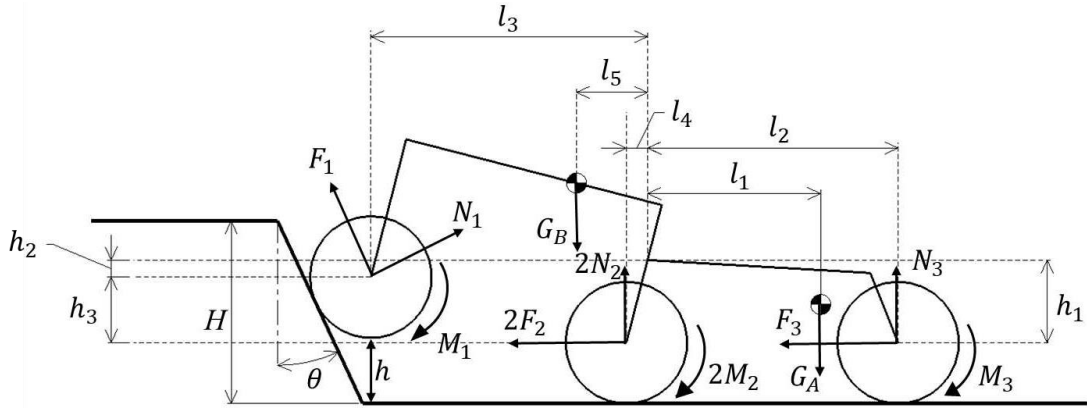


Fig.5.1 Rhombus four – wheel type rover (step1)

ローバーの前輪が段差に乗り上げる際の力のつり合いを考慮すると、図5.1の二次元モデルに基づき、以下のつり合い式が得られる。

$$F_3 h_1 + M_3 - (N_3 - G_w) l_2 + G_A l_1 = 0 \quad (5.2)$$

$$M_1 + (N_1 \sin \theta + F_1 \cos \theta - G_w) l_3 - (N_1 \cos \theta - F_1 \sin \theta) h_2 + 2F_2 (h_2 + h_3) + 2(N_2 - G_w) l_4 + 2M_2 - G_B l_5 = 0 \quad (5.3)$$

$$N_1 \sin \theta + F_1 \cos \theta + 2N_2 + N_3 - G_A - G_B - 4G_w = 0 \quad (5.4)$$

$$N_1 \cos \theta + F_1 \sin \theta - 2F_2 - F_3 = 0 \quad (5.5)$$

N_i は垂直方向の反力、 F_i は摩擦力、 G_w は車両の重力、 G_A 、 G_B は接触点A、Bでの力、 h_1 、 h_2 、 l_1 、 h_2 、 h_3 、 h_4 、 h_5 は車両の幾何学的な長さを表す。

上記のつり合い式を用いて、最小路面摩擦係数 μ を求める三次方程式を導出する。以下に、その詳細な導出過程を示す。

摩擦力 F_3 、 F_2 、 F_1 を $F_i = \mu_i N_i$ として置換する。これにより、摩擦力が摩擦係数に依存する形に変形される。例えば、式1を考えると次のように変形される。

$$\mu_3 N_3 h_1 + M_3 - (N_3 - G_w) l_2 + G_A l_1 = 0 \quad (5.6)$$

次に、他のつり合い式においても同様に摩擦力 F_1 、 F_2 を $F_i = \mu_i N_i$ に置換する。これを繰り返すことで、すべて

の式が摩擦係数 μ_1, μ_2, μ_3 を含む形になる。

最終的に、各つり合い式を整理すると、以下のような三次方程式が得られる。

$$\mu^3 + a\mu^2 + b\mu + c = 0 \quad (5.7)$$

ここで、係数 a, b, c は力学的なパラメータに依存し、具体的には車両の質量、重心位置、段差高さ、車輪半径、摩擦係数などに関係する。この三次方程式の正の解を求めることで、最小摩擦係数 μ が得られる。数値解析を行い、この三次方程式の正の解のうち最小の値が最小摩擦係数となる。

5.1.2 ステップ2

ステップ2では、ローバーの中輪が段差に乗り上げる場面を対象とし、その二次元モデルを図5.2に示す。

前提条件

- ・ステップ1と同様の仮定を適用。
- ・前輪がすでに段差を乗り越えた状態を初期条件とする。

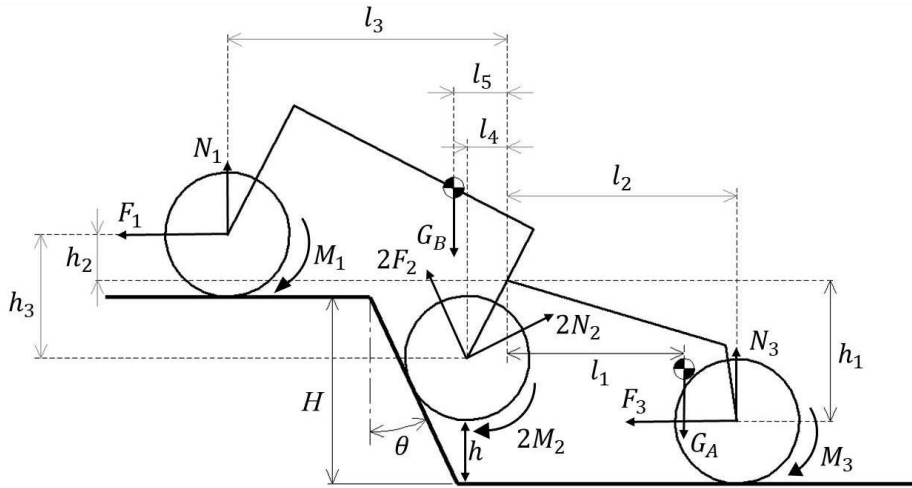


Fig.5.2 Rhombus four – wheel type rover (step2)

中輪が段差に乗り上げる際の力学的関係を考慮し、以下のつり合い式が得られる。

$$F_3 h_1 + M_3 - (N_3 - G_w) l_2 + G_A l_1 = 0 \quad (5.8)$$

$$F_1 h_2 + (N_1 - G_w) l_3 + M_1 + (N_2 \sin \theta + F_2 \cos \theta - G_w) l_4 - 2(N_2 \cos \theta - F_2 \sin \theta)(h_2 + h_3) + 2M_2 - G_B l_5 = 0 \quad (5.9)$$

$$N_1 + 2F_2 \cos \theta + 2N_2 \sin \theta + N_3 - G_A - G_B - 4G_w = 0 \quad (5.10)$$

$$F_1 + 2F_2 - N_2 \cos \theta + F_3 = 0 \quad (5.11)$$

同様に、上記のつり合い式を用いて最小路面摩擦係数 μ を求める三次方程式を導出する。この際、正の解のうち最小の値を最小摩擦係数とする。

5.2 二軸四輪車両

菱形車輪配置車両の比較対象として、格納寸法、車体重量、車輪サイズ、重心高さが等しいという条件のもと、二軸四輪車両の二次元モデル以下に示す。

5.2.1 ステップ1

二軸四輪車両の前輪が段差に乗り上げる場面をステップ1として、その二次元モデルを図5.3に示す。

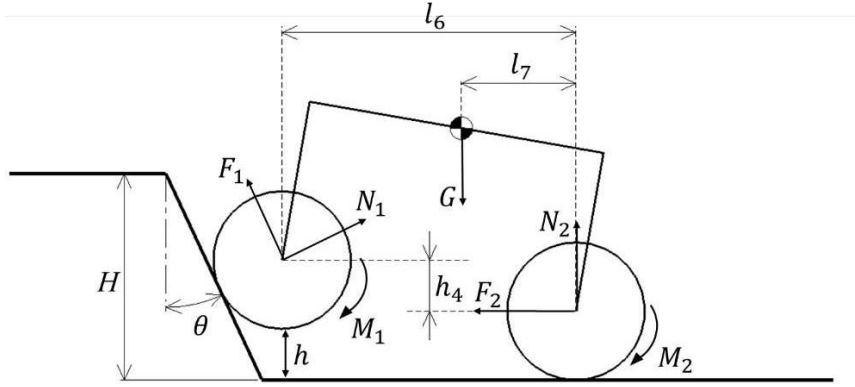


Fig.5.3 Two – axis four – wheel rover (step1)

前輪が段差に乗り上げるとき、車両に働く力のつり合いから以下の式が得られる。

$$M_1 + M_2 + (F_1 \cos \theta + N_1 \sin \theta - G_w) l_6 - G l_7 + (N_1 \cos \theta - F_1 \sin \theta) h_4 = 0 \quad (5.12)$$

$$F_1 \cos \theta + N_1 \sin \theta + N_2 - G - 2G_w = 0 \quad (5.13)$$

$$F_1 \sin \theta - N_1 \cos \theta + F_2 = 0 \quad (5.14)$$

これらのつり合い式をもとに、最小摩擦係数 μ を求めるための二次方程式を導出する。

式(5.14)から F_1 を解くと、次のようになる

$$F_1 = \frac{N_1 \cos \theta - F_2}{\sin \theta} \quad (5.15)$$

式(5.15)を式(5.12)に代入すると、次のような式になる

$$\begin{aligned} M_1 + M_2 + \left(\frac{N_1 \cos \theta - F_2}{\sin \theta} \cos \theta + N_1 \sin \theta - G_w \right) l_6 - G l_7 \\ + \left(N_1 \cos \theta - \frac{N_1 \cos \theta - F_2}{\sin \theta} \sin \theta \right) h_4 = 0 \end{aligned} \quad (5.16)$$

これを整理していくと、次のような二次方程式が得られる

$$a_2 \mu^2 + a_1 \mu + a_0 = 0 \quad (5.17)$$

ここで、係数 a_2 , a_1 , a_0 は以下のように与えられる。

$$\begin{cases} a_2 = l_6 \sin \theta + h_4 \cos \theta \\ a_1 = l_6 \cos \theta - h_4 \sin \theta \\ a_0 = -G_w l_6 + G l_7 \end{cases} \quad (5.18)$$

この二次方程式を解くことで、摩擦係数 μ を求めるための N_1 と F_2 に関する解を得ることができる。最小摩擦係数 μ_{min} は、この二次方程式の解の中で、正の値となる最小の解を選んだ値として求められる。

5.2.2 ステップ2

二軸四輪車両の後輪が段差に乗り上げる場面をステップ2として、その二次元モデルを図5.3に示す。

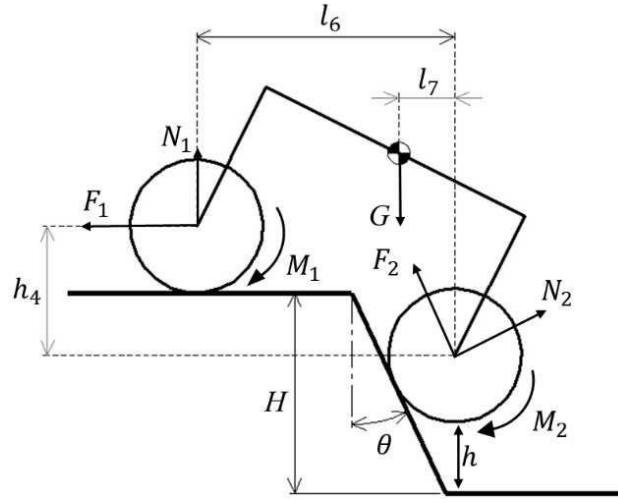


Fig.5.4 Two-axis four-wheel over (step 2)

後輪が段差に乗り上げる際の力のつり合い式は以下ようになる。

$$M_1 + M_2 + (N_1 - G_w)l_6 - Gl_7 + F_1h_4 = 0 \quad (5.19)$$

$$N_1 + F_2\cos\theta + N_2\sin\theta - G - 2G_w = 0 \quad (5.20)$$

$$F_1 + F_2\sin\theta - N_2\cos\theta = 0 \quad (5.21)$$

これらの式を用いて、摩擦係数 μ を求める二次方程式を導出する。

式(5.21)から F_1 を解くと

$$F_1 = N_2\cos\theta - F_2\sin\theta \quad (5.22)$$

式(5.22)を式(5.19)に代入すると、次のような式になる

$$M_1 + M_2 + (N_1 - G_w)l_6 - Gl_7 + (N_2\cos\theta - F_2\sin\theta)h_4 = 0 \quad (5.23)$$

式(5.20)を使って F_2 を解くと、次のように求められる

$$F_2 = \frac{G + 2G_w - N_1 - N_2\sin\theta}{\cos\theta} \quad (5.24)$$

これを整理していくと、次のような二次方程式が得られる

$$b_2\mu^2 + b_1\mu + b_0 = 0 \quad (5.25)$$

ここで、係数 a_2, a_1, a_0 は以下のように与えられる。

$$\begin{cases} b_2 = l_6 + h_4\sin\theta \\ b_1 = -h_4\sin\theta \\ b_0 = -G_wl_6 + Gl_7 \end{cases} \quad (5.26)$$

このようにすることで、最小摩擦係数 μ_{min} を求める二次方程式を導出できる。最終的に得られる μ_{min} の値は、正の値の中で最小の値として選ばれる。

5.3 解析結果

本項では,菱形車輪配置車両および二軸四輪車両における最小路面摩擦係数の解析をMATLABを用いて実施した.計算の結果,菱形車輪配置車両の車輪高さと最小路面摩擦係数の関係を図5.5に,二軸四輪車両の同様の関係を図5.6に示す.

菱形車輪配置車両では,アクティブリンクを用いることで後輪を持ち上げることが可能であり,その結果として段差乗り越え時における後輪の乗り上げステップを省略できる.この構造上の特性により,菱形車輪配置車両は二軸四輪車両と比較して最小路面摩擦係数が低減し,段差乗り越え性能が向上することが確認された.

図5.5および図5.6の比較から,ステップ1およびステップ2のいずれの条件下においても,菱形車輪配置車両の最小路面摩擦係数は二軸四輪車両のそれよりも低い値を示している.特にステップ2において,菱形車輪配置車両は段差の上下両面で車輪が接地するため,高い牽引力を発生させていると考えられる.これにより,段差乗り越え時の安定性が向上し,よりスムーズな走行が可能となる.さらに,両車両においてステップ1およびステップ2のいずれの場合も,車輪高さの増加に伴い最小路面摩擦係数が減少する傾向が見られた.この結果は,車輪高さの増加が接地圧の分布や接触面積に影響を与え,摩擦条件を改善することによるものと推察される.一方で,ステップ2はステップ1と比較して最小路面摩擦係数が相対的に高い値を示し,乗り上げが困難であることが示唆された.このため,ステップ2の段階では,アクティブリンクを活用した補助的な駆動機構が必要となると考えられる.

以上の結果から,菱形車輪配置車両の段差乗り越え性能の向上には,アクティブリンクを適切に制御することが鍵となることが示された.今後の研究では,動的な車輪荷重の変化を考慮したシミュレーション解析や,実験による検証を行うことで,さらなる性能向上を目指す.

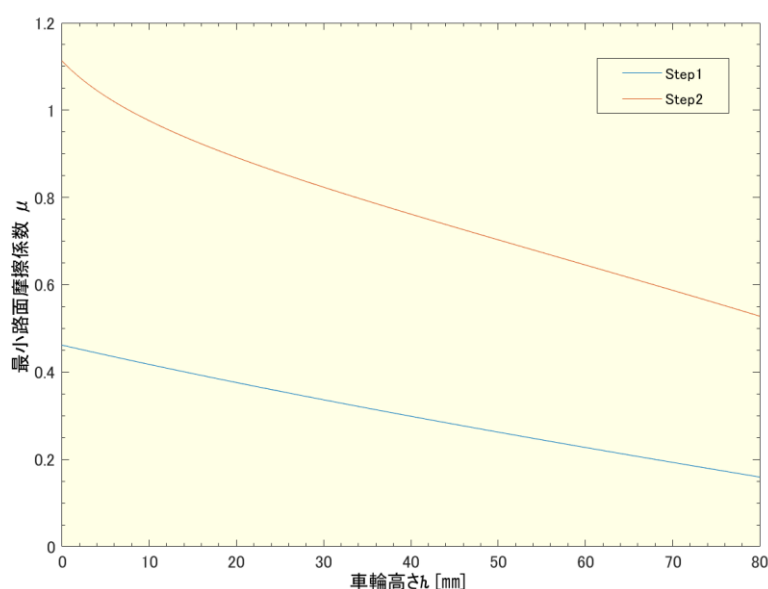


Fig.5.5 Rhombus four – wheel type rover (step1, 2)

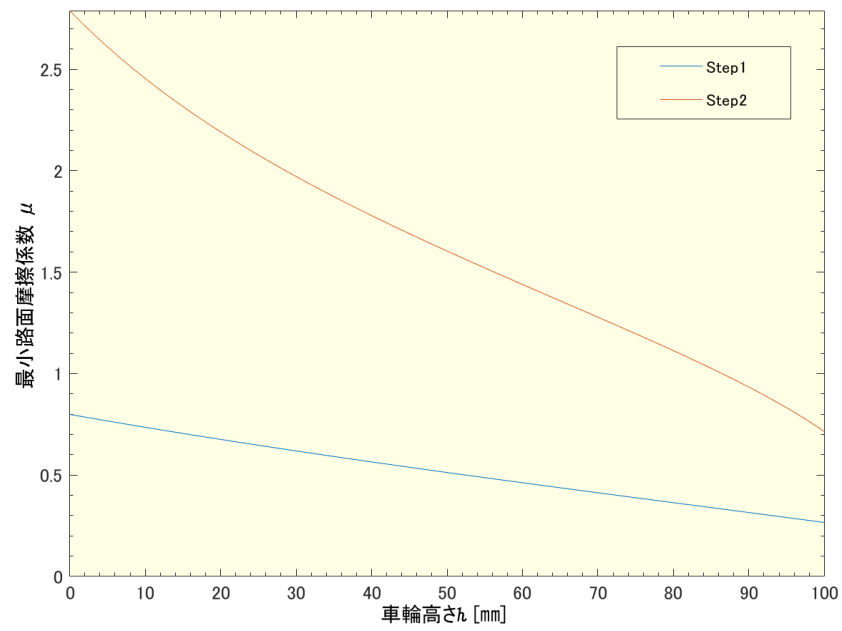


Fig.5.6 Two – axis four – wheel rover (step1, 2)

第6章 結言

6.1 研究のまとめ

本研究では、アクティブリンクを用いた菱形車輪配置惑星探索車両の設計および実験を行い、平地走行や斜面登坂実験を通じて走行性能を評価した。平地走行実験では、アクティブリンクの角度を変化させることによるスリップ率の変動を観察し、特に角度 3° で最小スリップ率を確認した。この結果、前後輪と中輪の荷重配分が均衡し、駆動力が最も効率的に発揮されることが示唆された。角度が大きくなると、スリップ率が増加し、 8° 以上では中輪の浮き上がりが確認され、過大な角度設定が走行性能を低下させることが分かった。

登坂実験では、平地および 5° 斜面において、スリップ率の変動がラグの貫入時間に起因する周期的な波形を示し、 10° 斜面ではスリップ率が60%を超えることが確認された。この現象は、車輪の沈下や摩擦力の低下によるもので、アクティブリンクによるスタック回避動作が必要であることが示唆された。

アクティブリンクの駆動に関しては、指定角度 3° での固定による最適設定を行い、 10° 斜面での登坂実験を実施した。これにより、スリップ率を低減させることができ、最も効率的な走行性能を発揮できることが確認された。さらに、アクティブリンクの駆動周期や角度調整により、車体姿勢の修正とスリップ率の低減が可能であることが示された。

最終的に、菱形車輪配置車両と二軸四輪車両を比較した結果、菱形車輪配置車両の方が段差乗り越え性能が優れていることが確認された。また、最適な車輪高さや最小路面摩擦係数を求めるための二次元モデルによる準静的解析を行い、菱形車輪配置車両の性能向上が実証された。本研究は、アクティブリンクを活用することで、惑星探索車両の走行性能の向上に貢献できる可能性を示した。

6.2 今後の課題

本研究ではアクティブリンクを用いた菱形車輪配置惑星探索車両の走行性能を実験的に評価し、一定の成果を得ることができたが、今後の研究にはいくつかの課題が残されている。

まず、アクティブリンクの角度設定については、 3° で最小スリップ率を確認できたが、さらに幅広い角度範囲での実験を行い、各角度における走行性能の変化を詳細に分析することが重要である。また、アクティブリンクの駆動周期や角度調整により車体姿勢の修正が可能であることが示唆されたが、その最適な制御方法を明確化するため、より複雑な車体挙動をシミュレーションにより評価する必要がある。

次に、登坂実験において確認されたスリップ率の増加と車輪の沈下に関して、スタック回避動作の精度を向上させるためには、アクティブリンクによる駆動力の調整だけでなく、地盤の状態に応じた動的な制御が必要となると考えられる。これにより、摩擦力の低下を最小化し、より安定した登坂性能を実現できる可能性がある。さらに、菱形車輪配置車両と二軸四輪車両を比較した結果、菱形車輪配置車両が優れた性能を示したが、車輪高さや最小路面摩擦係数の最適設計に関しては、さらなる理論的な検証と実験を重ねる必要がある。特に、異なる地形条件における性能を総合的に評価し、車両の設計における最適なパラメータを導き出すことが今後の重要な課題となる。

最終的には、アクティブリンクを利用した車両の制御アルゴリズムや、地盤と車輪の相互作用に関する理解を深め、実際の惑星探索環境における走行性能をより向上させるための研究が求められる。

謝辞

修士課程の2年間を岡研究室で過ごしたことは、私にとって非常に充実した経験であり、学術的な成長にとって重要な期間でした。この期間を通して、私は研究の本質である「未解決の問題を追求することの楽しさ」を実感しました。さらに、研究活動を進める中で、同僚たちとの議論を通じて視野を広げ、研究に対する深い理解を得ることができました。特に、高知工科大学の岡宏一教授、原田明徳准教授をはじめとする研究室のメンバーに深い敬意と感謝の意を表したいと思います。

岡宏一教授には、研究を進める上で何度も貴重な指導をいただきました。教授との打ち合わせでは、私が提案した研究の方向性に対し、常に建設的なフィードバックを頂き、不十分な点について具体的な指摘をしていただきました。そのおかげで、私は研究を進める際の課題を明確にし、解決策を見出すことができました。研究に対する深い洞察と寛容なご対応に、心より感謝申し上げます。

また、原田明徳准教授には、私の研究テーマに関連する他分野の知識を活用し、非常に鋭い助言をいただきました。特に、研究が行き詰まりを見せた際には、問題を解決するための新たなアプローチを提案していただき、研究の進展に大きく貢献していただきました。原田准教授から得た洞察は、私の研究において非常に重要な転機となりました。深く感謝申し上げます。

さらに、同研究室のメンバーにも感謝の意を表したいと思います。実験機器の製作や研究方法の改善に関する技術的助言をいただき、研究が順調に進むための多くの支援を受けました。彼らとの協力がなければ、私の研究がここまで進展することはなかったと確信しています。

最後に、大学院生活全般を通じて私を支えてくれた両親に対して、心からの感謝の気持ちを伝えたいと思います。彼らの温かい支援があったからこそ、私は研究に専念することができました。

参考文献

本論文執筆において、以下の資料を参照しました。

- [1] Aravind Seeni, Bernd Schafer, Bernhard Revele, Nikolai Tolyarenko. "Robot Mobility Concepts for Extraterrestrial Surface Exploration". IEEE Aerospace Conference, 2008.
- [2] Steven F. Peters. 「惑星探査のための移動ロボット探査車」. 電気学会誌, 2000, Vol. 120, p. 762.
- [3] NASA. "Sputnik 1". NASA NSSDC Spacecraft Details. URL: <https://nssdc.gsfc.nasa.gov/nmc/spacecraft/display.action?id=1957-001B> (参照日: 2025-01-28).
- [4] NASA. "Apollo 11 Image Gallery". NASA Official Website. URL: <https://www.nasa.gov/apollo11-gallery> (参照日: 2025-01-28).
- [5] NASA. "Missions". NASA Official Website. URL: <https://www.nasa.gov/> (参照日: 2025-01-28).
- [6] 中国国家航天局 (CNSA). 「嫦娥4号任務－『月面を見せる』素晴らしい画像」. CNSA公式サイト. URL: <https://www.cnsa.gov.cn/n6758823/n6758844/n6760026/n6760035/index.html> (参照日: 2025-01-28).
- [7] JAXA. "JAXAデータアーカイブ". URL: <http://jda.jaxa.jp/result.php?lang=j&id=4fd399ec637db80da3321cd13dfb7ca3> (参照日: 2025-01-28).
- [8] NASA. "Viking 1". JPL Missions. URL: <https://www.jpl.nasa.gov/missions/viking-1/> (参照日: 2025-01-28).
- [9] NASA. "Lunokhod 1". Moon: NASA's Lunar Science Portfolio. URL: <https://moon.nasa.gov/resources/37/lunokhod-1/> (参照日: 2025-01-28).
- [10] European Space Agency (ESA). "Exploration Missions: Rosetta, Mars Express, and Others". ESA Official Website. URL: <https://www.esa.int/> (参照日: 2025-01-28).
- [11] 宇宙航空研究開発機構 (JAXA). 「はやぶさシリーズと月探査ミッション(かぐや, SLIMなど)」. JAXA公式サイト. URL: <https://www.jaxa.jp/> (参照日: 2025-01-28).
- [12] NASA. "NASA's Mars Rover Curiosity Reaches Sand Dunes". NASA, 2015. URL: <https://mars.nasa.gov/news/1876/nasa-mars-rover-curiosity-reaches-sand-dunes/> (参照日: 2025-01-28).
- [13] Arvidson, R.E., Ashley, J.W., Bell, J.F., et al. "Mars Science Laboratory Curiosity Rover: ChemCam Investigations in Gale Crater". Journal of Geophysical Research: Planets, 2017, vol. 122, no. 10, p. 1776-1802. DOI: 10.1002/2016JE005200.
- [14] Heiken, G., Vaniman, D., & French, B.M. (Eds.). *Lunar Sourcebook: A User's Guide to the Moon*. Cambridge, Cambridge University Press, 1991.
- [15] 山下淳. 「ロボットの移動機構に関する研究動向」. ロボット学会誌, 2003, Vol. 21 No. 3, p. 282-292.
- [16] JAXA. "JAXA 宇宙探査活動の結果". JAXA. URL: <http://jda.jaxa.jp/result.php?lang=j&id=ef311362375eef2a835846c2c95242ad> (参照日: 2025-01-28).
- [17] AUTODESK. "News". Autodesk News. URL: <https://adsknews.autodesk.com/news/> (参照日: 2025-01-28).
- [18] NASA. "Robotics Systems: System 11". NASA Jet Propulsion Laboratory. URL: <https://www-robotics.jpl.nasa.gov/systems/system.cfm?System=11> (参照日: 2025-01-28).
- [19] JAXA. 「はやぶさ2関連のトピックス」. JAXA. URL: <http://www.hayabusa2.jaxa.jp/topics/20180919/> (参照日: 2025-01-28).
- [20] NASA Jet Propulsion Laboratory. "Mars Exploration Rovers". NASA. [Online]. Available: <https://mars.nasa.gov/mer/>. (参照日: 2025-01-28).
- [21] JAXA. "MINERVA-II Mission". JAXA. [Online]. Available: <https://www.jaxa.jp/projects/minerva/>.

(参照日: 2025-01-28).

[22] NASA. "Mars Pathfinder". NASA. [Online]. Available: https://www.nasa.gov/mission_pages/mars-pathfinder.

(参照日: 2025-01-28).

[23] NASA. "Mars Exploration Rover (MER) Images". NASA. [Online]. Available: https://www.nasa.gov/mission_pages/mer/images/index.html. (参照日: 2025-01-28).

[24] M.L. Smith and D.R. Johnson. "Challenges in Planetary Rover Mobility." IEEE Transactions on Robotics, vol. 30, no. 6, pp. 1298-1308, 2019.

[25] Bekker, M.G. *Theory of Land Locomotion: The Mechanics of Vehicle Mobility*. University of California Press, 1969, 312p.

[26] Nagata, K. "New Traction Force Model for Wheeled Mobile Robots on Loose Soil". Robotics Society of Japan, 2009, p. 45-56.

[27] Holt, D., et al. (2004). "Design and analysis of a planetary rover for use on Mars and other planetary surfaces." Mars Society Conference Proceedings.

[28] Biesiadecki, J. J., et al. (2010). "The design and testing of the Curiosity rover's wheels and mobility system." AIAA 2010-5264.