

惑星探査ローバーの走行ダイナミクスのモデル化および 実験検証

Modeling and Experiment for Motion Dynamics of a Planetary Exploration Rover

○吉田 和哉, 志和 知子

○Kazuya Yoshida and Tomoko Shiwa

東北大学 大学院 工学研究科 航空宇宙工学専攻

Dept. of Aeronautics and Space Engineering, Tohoku University

キーワード : 惑星探査 (Planet Exploration), 連接シャーシ (Articulated Chassis), タイヤモデル (Tire Model), すべり率 (Slip Rate), ダイナミクスシミュレーション (Dynamics Simulation)

連絡先 : 〒980-8579 仙台市青葉区荒巻字青葉01 東北大学 大学院 工学研究科 航空宇宙工学専 吉田和哉
Tel: (022)217-6992, Fax: (022)217-6992, E-mail: yoshida@astro.mech.tohoku.ac.jp

1. はじめに

1997年, NASA(米航空宇宙局)から火星に送り込まれた火星探査ローバー, マーズパスファインダーは, 惑星表面上を走行し移動することが惑星探査の可能性を飛躍的に拡大することを実証したという点において, 大きな成果を上げた. また, これからの宇宙開発の一つとして NASA, JPL(米ジェット推進研究所), ISAS(宇宙科学研究所), NASDA(宇宙開発事業団)など様々な機関で月・火星探査のミッションが計画されている. 現在の技術の延長から考えると, テレオペレーションを用いた遠隔操作ロボットによる探査活動が最も実現性が高い. しかし宇宙環境においては通信遅延や伝送容量不足の問題があり, 探査ローバーには相応の自律ナビゲーション能力が求められる.

日本では, ローバーに関する本格的な研究が ISAS や NASDA で始まったばかりであるが, 大学での研究は非常に少ない. 広瀬らはローバーの

走行系設計について精力的な研究を行っているが, 不整地における走行制御やナビゲーションについての研究は未着手のままである. 自然環境における実用的なすべりモデルは明らかでなく, 具体的なすべり計測についても報告はほとんど見当たらない. ローバーが車輪走行を行うと想定した場合, 車輪と地面のすべりの力学が重要となる. 車輪のすべりや空回りは走行制御を行う上で是非ともモデル化して明らかにしておきたい現象である.

本研究室では, 不整地におけるローバー走行のダイナミクスについて強い興味を持っており, ローバーの走行に対するすべりのモデルを明らかにし, 自然環境における車輪走行ローバーの走行制御と商用通信回路を用いたオペレーション技術を明らかにすることを最終的な目標とする. そこで, 不整地踏破能力の高いローバーの走行モデルを製作し, 走行制御の基礎となるすべりを含む運動計測を行う. また, タイヤをモデル化することにより, 平地におけるタイヤのすべりを考慮にいたしたロー

バーの走行ダイナミクスシミュレーションを行い、実際のローバーの走行と比較検討する。

2. ローバーの機構に関する考察

現在アメリカ、ロシアを中心として開発されている惑星探査ローバーは踏破性能に優れた6輪型が主流であり、大きく分けると以下の2つのタイプに分類される。

A: 3節連結形

B: 分散支持形

タイプ A は左右一対の車輪をつけた節を3節連結した形であり、JPL の Robby, ロシアの Marsokhod に見られる。このタイプは研究用のテストベッドには適しているものの胴体が3つに分割されることから、フライトモデルとしては設計しにくいことが指摘されている。

タイプ B は6つの車輪をてこを用いて分散支持するものであり、胴体を分割する必要はない。Rocker-Bogie と呼ばれるてこ連結方式を用いることによりタイプ A よりも障害物乗り越え能力は高いと言われ、アメリカの火星探査 Pathfinder 計画に採用された。しかし、車輪内にモーターを組み込む必要があり、別途ステアリング用のモーターが必要であるなど、機構としては製作しづらいというデメリットがある。

本研究では研究用テストベッドとして踏破性能に優れ、かつ設計・製作が容易であるタイプ A を採用し、走行モデルを開発する。

3. ローバーの構成

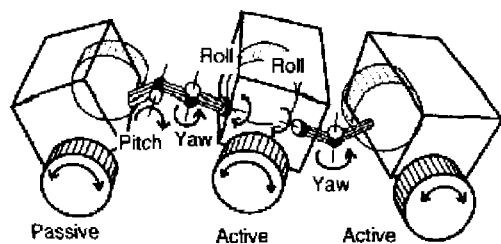


Fig. 1 Configuration of Proto-Explorer

本研究で開発する走行モデルの構成を図1に示す。左右一対の車輪をもつ3節が受動関節によって

連結されている。節1と節2の間はロールとヨーの2自由度とし、ヨー関節には板バネによるコンプライアンスを持たせる。節2と節3の間はロール、ピッチ、ヨーの3自由度とし、ピッチ関節とヨー関節には板バネによるコンプライアンスを持たせる。

節1, 節2上の4つの車輪は駆動輪とし、DCモーターにより駆動する。節3上の2つの車輪はデッドレコニング計測のための従動輪とする。

すべての車輪および関節にはポテンシオメーターを取付け、その回転の様子を計測する。

4. キネマティクスモデル

図2にローバーのキネマティクスモデルを示す。節3は従動節なので、基本的にすべりはないと仮定する。走行時の従動輪の回転角(ϕ_{3R}, ϕ_{3L})から節3の速度と角速度が(1)式により求められる。また、各節間のキネマティクスの関係と関節の回転角から(4), (6)式により節1, 節2の速度・角速度が求められる。

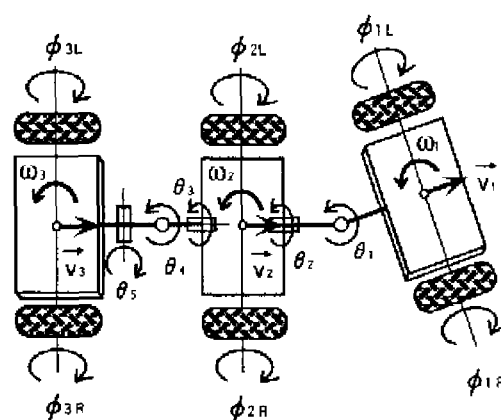


Fig. 2 Mechanical Design

$$\begin{cases} \vec{w}_3 = d(\dot{\phi}_{3R} - \dot{\phi}_{3L}) \vec{k} / 2r \\ \vec{v}_3 = d(\dot{\phi}_{3R} + \dot{\phi}_{3L}) \vec{i} / 2 \end{cases} \quad (1)$$

$$\begin{cases} \vec{w}_2'' = \vec{w}_3 + A_5 \vec{k} \dot{\theta}_5 \\ \vec{v}_2'' = \vec{v}_3 + \vec{w}_3 \times \vec{b}_6 + \vec{w}_2'' \times A_5 \vec{a}_5 \end{cases} \quad (2)$$

$$\begin{cases} \vec{w}_2' = \vec{w}_2'' + A_4 \vec{k} \dot{\theta}_4 \\ \vec{v}_2' = \vec{v}_2'' + \vec{w}_2'' \times A_5 \vec{b}_5 + \vec{w}_2' \times A_4 \vec{a}_4 \end{cases} \quad (3)$$

$$\begin{cases} \vec{w}_2 = \vec{w}_2' + A_3 \vec{k} \dot{\theta}_3 \\ \vec{v}_2 = \vec{v}_2' + \vec{w}_2' \times A_4 \vec{b}_4 + \vec{w}_2 \times A_3 \vec{a}_3 \end{cases} \quad (4)$$

$$\begin{cases} \dot{\bar{w}}'_1 = \dot{\bar{w}}_2 + A_2 \vec{k} \dot{\theta}_2 \\ \dot{\bar{v}}'_1 = \dot{\bar{v}}_2 + \dot{\bar{w}}_2 \times A_3 \vec{b}_3 + \dot{\bar{w}}'_1 \times A_2 \vec{a}_2 \end{cases} \quad (5)$$

$$\begin{cases} \dot{\bar{w}}_1 = \dot{\bar{w}}'_1 + A_1 \vec{k} \dot{\theta}_1 \\ \dot{\bar{v}}_1 = \dot{\bar{v}}'_1 + \dot{\bar{w}}'_1 \times A_2 \vec{b}_2 + \dot{\bar{w}}_1 \times A_1 \vec{a}_1 \end{cases} \quad (6)$$

各節の運動に基づき、節1, 節2の駆動輪が仮りにすべりがないとした時の理想的な回転角 $\dot{\phi}_{nominal}$ は、以下のような求められる。

$$\begin{cases} \dot{\phi}_{2Rnominal} = (-r\dot{\bar{w}}_2 - \vec{j} \times \dot{\bar{v}}_2)_z / d \\ \dot{\phi}_{2Lnominal} = (r\dot{\bar{w}}_2 - \vec{j} \times \dot{\bar{v}}_2)_z / d \end{cases} \quad (7)$$

$$\begin{cases} \dot{\phi}_{1Rnominal} = (-r\dot{\bar{w}}_1 - \vec{j} \times \dot{\bar{v}}_1)_z / d \\ \dot{\phi}_{1Lnominal} = (r\dot{\bar{w}}_1 - \vec{j} \times \dot{\bar{v}}_1)_z / d \end{cases} \quad (8)$$

実際にはそれぞれの駆動輪ですべりが生じているので、それぞれ計測される回転角 $(\phi_{1R}, \phi_{1L})_{actual}$, $(\phi_{2R}, \phi_{2L})_{actual}$ と (7), (8) 式で求めた角との差がすべり量を表す。

$$Slippage = \dot{\phi}_{actual} - \dot{\phi}_{nominal} \quad (9)$$

なお、本論文で使用する記号の一覧を表1に示す。

Table 1 Kinematic Notation

d	: wheel radius
r	: length from center of segment to wheel
\vec{a}_i, \vec{b}_i	: vectors for connecting links
A_i	: coordinate transformation matrix
	: corresponding to joint angle θ_i
$\vec{i}, \vec{j}, \vec{k}$: principal axes of each body-fixed
	: coordinate frame

5. シミュレーションモデル

5.1 タイヤモデル

本研究では、文献¹⁾に示された方法によりタイヤの力学を定式化する。

タイヤを図3, 4のように、本体と地面とを結ぶ粘弾性体としてモデル化する。このモデルでは接地点を原点としタイヤのころがり接線方向を x 軸、法線方向を y 軸、鉛直方向を z 軸とする座標系を定義する。

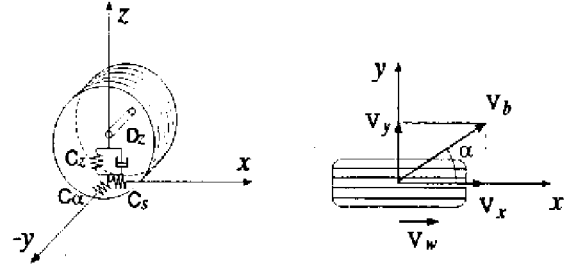


Fig. 3 Tire Model (1)

● すべり率の定義

接地点におけるタイヤの速度 v_x , v_y とタイヤの回転の円周速度 v_w を用いて、タイヤの x 方向および y 方向のすべり率をそれぞれ (10), (11) 式のように定義する。

$$S = \begin{cases} (v_x - v_w) / v_x & (v_x > v_w) \\ (v_x - v_w) / v_w & (v_x < v_w) \end{cases} \quad (10)$$

$$S_\alpha = \begin{cases} |\tan \alpha| & (v_x > v_w) \\ (1 - |S|) |\tan \alpha| & (v_x < v_w) \end{cases} \quad (11)$$

ただし $\tan \alpha = v_y / v_x$

ここで、 $v_x > v_w$ のとき車体は加速され、 $v_x < v_w$ のとき車体は減速される。

● タイヤのグリップとスライド

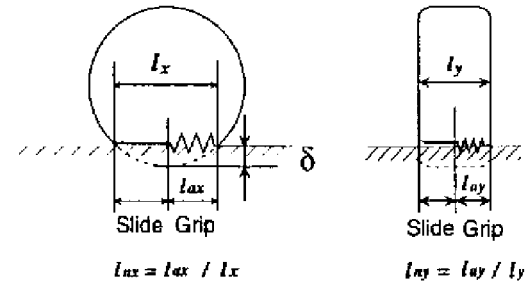


Fig. 4 Tire Model (2)

タイヤは車体重量を支えることにより z 方向に δ だけ変形し、 x 及び y 方向にそれぞれ l_x, l_y の長さにならって接地する。走行中は接地長の全区間がグリップしているわけではなく、一般に進行前方ではグリップしているが、後方ではスライド (すべり摩擦) 状態にある。(図4) ここで接地長 l に対

するグリップ領域 l_a の比率を以下のように求め、 l_{nx} , l_{ny} で示す。

$$l_n = l_a / l \quad (12)$$

- タイヤが発生する力

タイヤが x, y 方向に発生する力はそれぞれ次式のようにモデル化できる。

$$F_x = \begin{cases} C_s |S| l_{nx}^2 + \mu_x F_z (1 - 3l_{nx}^2 + 2l_{nx}^3) & (|S| < S_c) \\ \mu_x F_z & (|S| > S_c) \end{cases} \quad (13)$$

$$F_y = \begin{cases} C_\alpha |S_\alpha| l_{ny}^2 + \mu_y F_z (1 - 3l_{ny}^2 + 2l_{ny}^3) & (|S_\alpha| < S_{\alpha c}) \\ \mu_y F_z & (|S_\alpha| > S_{\alpha c}) \end{cases} \quad (14)$$

なお C_s, C_α はグリップ領域におけるタイヤ剛性、 μ_x, μ_y はスライド領域におけるすべり摩擦係数である。ここで

$$S_c = 3\mu_x F_z / C_s \quad (15)$$

$$S_{\alpha c} = 3\mu_y F_z / C_\alpha \quad (16)$$

は、限界すべり率と呼ばれ、すべり率の絶対値がこれよりも大きい場合、接地部の全領域にわたってタイヤはスライド状態になる。

一方 z 方向のタイヤ発生力は剛性及び粘性係数をそれぞれ C_z, D_z として次式のように表される。

$$F_z = C_z \delta - D_z \dot{\delta} \quad (17)$$

5.2 ローバーのモデル

本研究ではローバーのモデルとして前述のキネマティクスモデルを考える。

ダイナミクスシミュレーションには、本研究室で開発した汎用多体系の定式化³⁾を用いた。地面とのコンタクトについては、各タイヤにおいて(13), (14), (17)式の力関係を用いている。

6. 走行実験

今回製作したローバーの諸元を表2に示す。

本研究では、まず雪上でローバーの走行試験を行い、不整地走行性能を確認した。また平地上を

50秒間走行させ、それぞれの車輪と関節の回転角を計測し、従動輪を用いたデッドレコニングの精度検証と駆動輪のすべり推定の実験を行った。

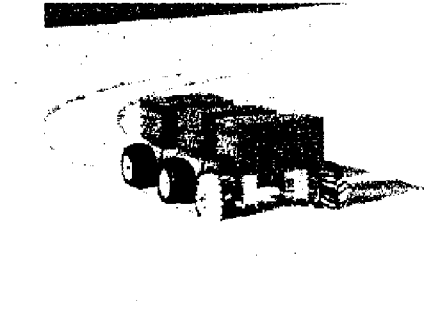


Fig. 5 Proto-Explorer

Table 2 Rover Specifications

Dimensions	[mm]
Length × Width × Height	90 × 500 × 330
Wheel Radius	170
Total Weight	16.4 [kg]
DC Motor	0.3 [kg] × 4
Battery	0.7 [kg] × 2

6.1 デッドレコニングによる走行軌跡

実験で得られたデッドレコニングによる走行軌跡を図6に示す。走行終了点の絶対位置計測と比較すると、 x 方向(進行方向)の誤差は1%程度であった。しかし y 方向の誤差はこれよりも大きく、走行経路が蛇行しているほど大きな誤差が生じた。このことは左右の車輪の回転差から胴体の回転角を求めることが難しいということを示している。

6.2 駆動輪のすべり

同じ実験データを用いて前述の関係式から駆動輪のすべりを推定した。

すべり率 S は(10)式を用いて求め、図7に示す。

軌跡の図と駆動輪のすべり率を比較すると、旋回時、外側の車輪には負のすべりが生じている。これは(10)式より、実際のタイヤの回転速度 v_w が v_x よりも大きいためであり、空回りが発生してい

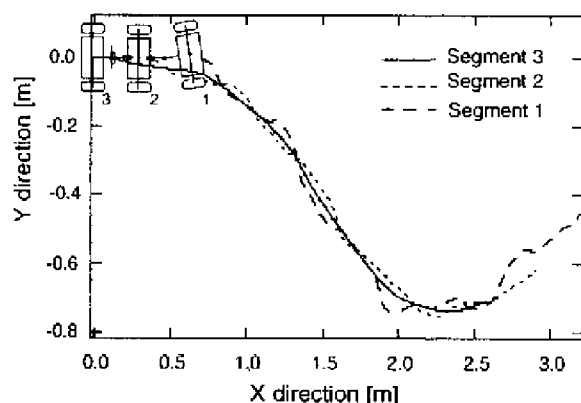


Fig. 6 Motion Trace of the Rover (Experiment)

るのが観測される。同様に、内側の車輪では正のすべりが生じている。

さらに、駆動輪のすべりを用いて図8のような制御系を考えることができる。これは単純に速度をフィードバックすることですべりを最小化させるもので、例えば負のすべりが生じている場合は車輪の回転速度を速くし、正のすべりが生じている場合は遅くする。これを応用することにより、もし障害物に乗り上げて駆動輪の一つが空回りしていても、ローバーの自律的な判断によりそのような状況から抜け出すことができるなど、より知的な走行制御が可能になってくると考えられる。また、すべりを最小限に抑えることによりエネルギーの節約にもつながり、ミッションの遂行に有効である。

7. シミュレーション

本シミュレーションで用いたタイヤパラメータを表3に示す。ここでは、左右の駆動輪に適当に速度目標値を与え、静止状態から加速していく時のローバーの動作をシミュレーションした。結果より軌跡と駆動輪のすべり率を求め、図9、10に示す。

図7、10を比較すると、シミュレーション結果のすべり率は実験結果とほぼ同じような傾向があるといえる。

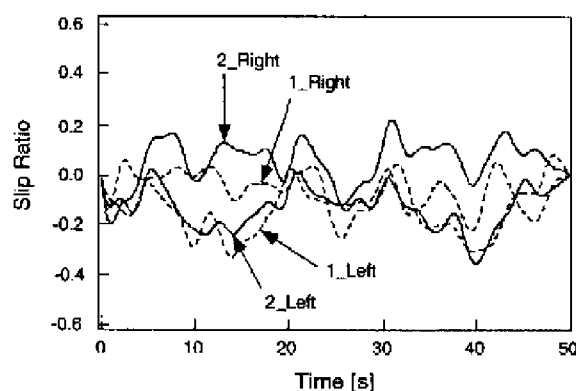


Fig. 7 Slip Rate of Active Wheels (Experiment)

Table 3 Tire Parameters

x方向のすべり摩擦係数	μ_x	0.4
y方向のすべり摩擦係数	μ_y	0.5
x方向のタイヤ剛性係数	C_s [N/m]	100
y方向のタイヤ剛性係数	C_α [N/m]	50
z方向のタイヤ剛性係数	C_z [N/m]	1000
z方向のタイヤの粘性係数	D_z [Ns/m]	72.2

8. おわりに

本研究では不整地踏破能力の高いローバーの走行モデルを製作し、走行実験を行った。車輪走行ローバーにデッドレコニング計測のための従動輪

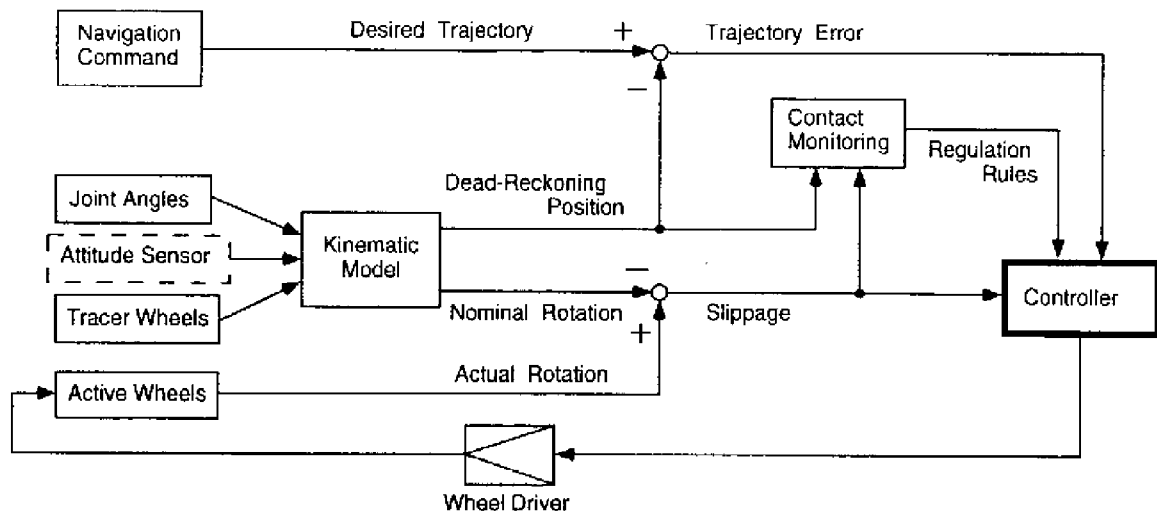


Fig. 8 Slip Control Architecture

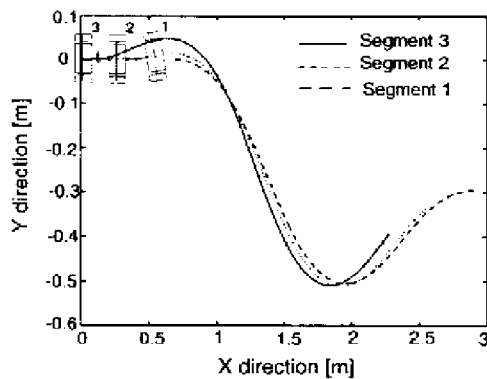


Fig. 9 Motion Trace of the Rover (Simulation)

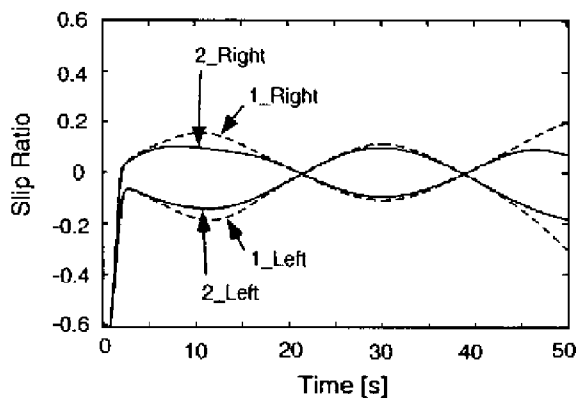


Fig. 10 Slip Rate of Active Wheels (Simulation)

を設けることは、ナビゲーションや走行制御において有効であり、その基礎として従動輪と駆動輪の回転を比較することにより、すべり量の計測を行った。さらに、駆動輪のすべりを最小化するローバーの制御系を提案した。

また、平地におけるローバーの走行ダイナミクスシミュレーションを行い、実験データとの比較検討を行った。これにより、本研究で用いたタイヤのモデル化の妥当性が示された。

参考文献

- 1) G. Gim and P. E. Nikravesh; "An Analytical Model of Pneumatic Tyres for Vehicle Dynamic Simulations, Part1: PureSlips," J. of Vehicle Design, Vol.11, No.6, pp.589-618, 1990.
- 2) T. Shiwa and K. Yoshida; "Navigation Data Acquisition with an Experimental Test-Bed of Planetary Exploration Rover," Int. Conf. on Field & Service Robotics, 8-10 Dec. 1997, Canberra, Australia (to appear in selected proceedings).
- 3) 吉田, 藤島; 衛星捕獲のダイナミクスシミュレーション, ロボメック'98 2BI1-2, 1998.