

テラメカニクスに基づく車輪型移動ロボットの走行力学解析 (1.月模擬砂上でのタイヤ力学解析)

Terramechanics-Based Analysis on Locomotion Mechanics of Wheeled Mobile Robots
(Part 1. Analysis of Wheel Mechanics on Lunar Regolith Simulant)

石上 玄也, 水内 健祐, 吉田 和哉 (東北大)

Genya ISHIGAMI, Kensuke MIZUUCHI, Kazuya YOSHIDA
Tohoku University, {ishigami, mizuuchi, yoshida}@astro.mech.tohoku.ac.jp

Clarifying wheel traction mechanics is one of the important issues to deal with the navigation control of a wheeled mobile robot. Wheel models for pneumatic tires on a rigid surface have been well studied, however, the model for rigid wheels on loose soil is still an open issue. In this paper, the analysis of the wheel traction mechanics on loose soil is developed based on the terramechanics approach. The validity of the model is verified by experiments using simulated lunar-surface soil, called Lunar Regolith Simulant. Special attention is made on the surface pattern of the wheel. The proposed model is useful to characterize the difference of the traction forces depending on the surface pattern.

Key Words : Terramechanics, Wheel dynamics model

1 緒言

月や惑星の探査において、天体表面を自律走行する車輪型移動ロボット(ローバー)は科学的な探査を成し遂げるための技術として期待されており、このような移動探査をおこなううえで「より早く、より安全な走行移動を実現する制御」が非常に重要な技術課題として考えられる。月表面のように細かな砂で覆われた地形を走破する場合、車輪が砂地において空転したりスタックしてしまい移動が不可能になってしまうことは、探査ミッションそのものの失敗を意味する。また障害物や岩石などを乗り越える際に、ローバーが転倒してしまうことも懸念される。このような不整地上を走行する車輪型移動ロボットの力学について議論するためには、まず足元部分である車輪と土壌の相互関係を考慮した力学解析が必要となる。

そこで本稿では、テラメカニクスに基づく車輪型移動ロボットの走行力学解析に関して、特にタイヤ(車輪)の力学解析について述べる。テラメカニクス(Terramechanics)とは、地表を走行する車両や土の掘削をする、いわゆる土壌を扱う機械と地表の関係における力学であり、オフロード・不整地面における機械性能と土壌との力学的な相互関係の研究のことをいう。テラメカニクスの分野では、車輪と土壌の相互関係に関する力学解析が精力的におこなわれており、車輪に発生する力や応力分布について多くの研究報告がなされている[1]-[4]。一般に、硬い路面における柔らかい車輪の力学は多くの報告例があるが、軟弱な地盤を走行する剛性車輪の力学について系統的に記したものは少ない。

本稿ではテラメカニクスのアプローチに基づき、車輪に加わる諸力(駆動力、サイドフォース)について示すとともに、軟弱な地盤における車輪力学モデルを構築する。さらに月土壌を模擬した「月レゴリスシミュラント」を用いて車輪の走行実験をおこない、車輪に発生する力を計測し、車輪力学モデルの評価をおこなう。実験結果を数値計算結果と比較・検討することにより、本稿において提案するモデルの正当性を確認する。加えて、車輪表面(土壌と接触する面)形状を変化させた場合の力学的な影響、およびその評価方法に関しても言及する。

2 車輪力学モデル

本節ではテラメカニクスに基づいた車輪力学モデルを提案する。ただしモデル化する車輪は、土壌との接触面が平滑であるとし、十分な剛性を持ち変形しないものとする。

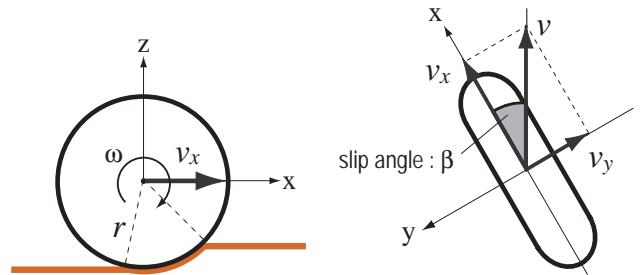


Fig. 1 Wheel coordinate system

2.1 車輪座標系

車輪の力学関係を議論するうえで、まずはじめに車輪座標系を定義する。車輪座標系を図1に示すように車輪の縦方向を x 、横方向を y 、鉛直上向きを z とした右手系とする。この座標系は車輪の旋回(ヨー回転)にともなって回転するが、車輪の転動(ピッチ回転)にともなっては動かないものとする[5]。

2.2 スリップ率・スリップ角

一般に速度を持って転動している車輪と路面(軟弱土壌の砂地などを含む)の間には「滑り」が生じており、車輪の走行力学を考えるうえで滑りの程度を知ることは重要である。

まず車輪 x 方向の滑りを表現するパラメータは「スリップ率」と呼ばれ、車輪のスリップ率 s は車体の移動に対して車輪が空転する割合であり、車輪並進速度(車輪縦速度) v_x と車輪回転速度 ω を用い以下のように定義される。

$$s = \begin{cases} (r\omega - v_x)/r\omega & (r\omega > v_x : \text{driving}) \\ (r\omega - v_x)/v_x & (r\omega < v_x : \text{breaking}) \end{cases} \quad (1)$$

ただしスリップ率は -1 から 1 の範囲において定義される。

また車輪 y 方向の滑りを表現するパラメータであるスリップ角 β は、車体の移動に対して車輪が横滑りをする角度であり、車輪縦速度 v_x と車輪横速度 v_y によって以下の式で定義される。

$$\beta = \tan^{-1}(v_y/v_x) \quad (2)$$

このスリップ角は z 軸反時計回りを正とする。

2.3 車輪の沈下量と入射角・離脱角

車輪に生じる力を計算するためには、車輪と土壌の間どのような現象が生じているか把握することが重要となる。特に車

輪の垂直応力やせん断応力を計算するためには、車輪がどの程度土壌に沈下するかという沈下特性を知ることが必要である。車輪の沈下現象は、静的沈下と動的沈下に分けられる。静的沈下とは車輪に加わる荷重のみによって沈む現象のことであり、動的沈下とは車輪が転動し能動的に土壌を掘り下げることによって生じる現象のことであり、よって、車輪の総沈下量 h は、静的沈下量 h_s と動的沈下量 h_d をあわせたものであり、以下の式によって定義される[6]。

$$h = h_s + h_d \quad (3)$$

車輪の沈下量が求まると、車輪と土壌の接触角である車輪進入角および離脱角を算出することができる。まず車輪前方の入射角 θ_f は図2に示すように幾何学的な関係から、

$$\theta_f = \cos^{-1}(1 - h/r) \quad (4)$$

と定式化できる。ここで r は車輪半径である。

一方、車輪後方の土壌の状態は車輪の表面形状によって変わることが経験的に知られている。そこで車輪前方部と後方部の沈下量の比を離脱角定数 δ によって表し、車輪の離脱角 θ_r を以下のように定式化する。

$$\theta_r = \cos^{-1}(1 - \delta h/r) \quad (5)$$

2.4 垂直応力とせん断応力

軟弱地盤上を車輪が転動すると、図2に示すように車輪の法線方向に垂直応力 $\sigma(\theta)$ が生じる。本研究では、垂直応力を以下の式によって定義する[6]。

$$\sigma(\theta) = \sigma_m \left\{ \left(\frac{\cos \theta - \cos \theta_f}{\cos \theta_m - \cos \theta_f} \right)^n \right\} \quad (6)$$

$$(\theta_m \leq \theta < \theta_f)$$

$$\sigma(\theta) = \sigma_m \left\{ \left(\frac{\cos \{ \theta_f - \frac{\theta - \theta_r}{\theta_m - \theta_r} (\theta_f - \theta_m) \}}{\cos \theta_m - \cos \theta_f} \right)^n \right\} \quad (7)$$

$$(\theta_r < \theta \leq \theta_m)$$

ここで、 θ_m は応力最大発生角であり、

$$\theta_m = (a_0 + a_1 s) \theta_f \quad (8)$$

によって与えられる。 a_0, a_1 は定数であり、それぞれの一般的な値は $a_0 \approx 0.4, 0 \leq a_1 \leq 0.3$ と言われている[7]。また θ_m において発生する垂直応力 σ_m は最大垂直応力となり、以下の関係式が成り立つ。

$$\sigma_m = (k_c/b + k_\phi) [r(\cos \theta_m - \cos \theta_f)]^n \quad (9)$$

k_c, k_ϕ, n はそれぞれ土壌に依存する係数である。

車輪に発生するせん断応力は図2に示すように、車輪の接線方向の τ_x と車輪底面の y 方向に生じる τ_y に分けて考えることができる。これらのせん断応力は以下の式によって導かれる[8]。

$$\tau_i(\theta) = (c + \sigma(\theta) \tan \phi) [1 - e^{-j_i(\theta)/k_i}] \quad (10)$$

$$(i = x, y)$$

ここで、 $j_x(\theta), j_y(\theta)$ は土壌変形量と呼ばれ、

$$j_x(\theta) = r[\theta_f - \theta - (1 - s)(\sin \theta_f - \sin \theta)] \quad (11)$$

$$j_y(\theta) = r(1 - s)(\theta_f - \theta) \cdot \tan \beta \quad (12)$$

によって計算される量である。また k_x, k_y は Shear Displacement と呼ばれる変形係数であり、走行する車輪の表面形状に依存すると考えられる係数である。さらに c, ϕ は土壌固有の値であり、それぞれ土壌粘着力、土壌の内部摩擦角と呼ばれる。

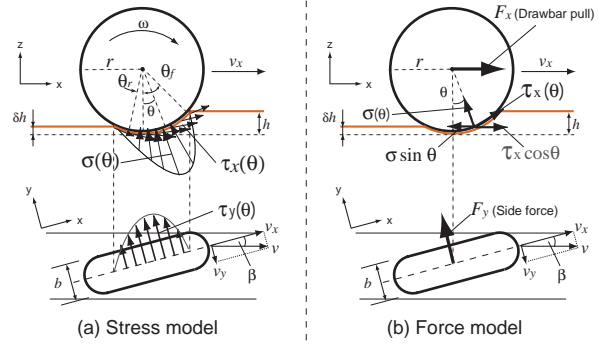


Fig. 2 Wheel dynamics model on loose soil

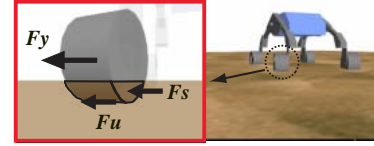


Fig. 3 Modeling of wheel side force

2.5 駆動力: F_x の導出

車輪 x 方向の力である駆動力 F_x は、垂直応力・せん断応力の x 方向成分の差から以下の式によって算出される。

$$F_x = rb \int_{\theta_r}^{\theta_f} \{ \tau_x(\theta) \cos \theta - \sigma(\theta) \sin \theta \} d\theta \quad (13)$$

ここで、 b は車輪幅を意味する。

2.6 サイドフォース: F_y の導出

車輪 y 方向に生じるサイドフォースを F_y としたとき、本研究ではサイドフォースを構成する力は図3に示すように主に以下の2つに分けることができる[5]。

F_u … 車輪下部のせん断応力 τ_y によって発生する力。

F_s … 沈下した車輪の側面部に発生する力。

よってサイドフォースは、

$$F_y = F_u + F_s = \int_{\theta_r}^{\theta_f} \{ rb \cdot \tau_y(\theta) + R_b(r - h(\theta) \cos \theta) \} d\theta \quad (14)$$

のように定式化することができる。ここで R_b は排土抵抗と呼ばれ車輪側面部の単位幅に作用するものであり、車輪の沈下量 h に依存する抵抗である。

$$R_b(h) = D_1 \cdot \{ h(\theta) \cdot c + \rho h^2(\theta) \cdot D_2 \} \quad (15)$$

なお D_1, D_2 は土壌に依存する定数である。

3 月模擬砂を用いた車輪走行実験

本研究では1輪走行実験装置を用いた車輪走行実験をおこない、得られた実験結果と数値計算結果を比較し、第2節において提案した車輪力学モデルの整合性について検討する。

3.1 実験装置および実験方法

実験に用いた走行試験装置の概観を図4に示す。装置上部のコンベア部分に取り付けたプレートを移動させることによって車輪の進行速度を表現し、また同プレート下部に取り付けられた2本のフリースライドガイド(上下方向に可動)と車輪を連結することによって、車輪の z 軸方向に自由な変位をもつことが可能となる。車輪の上部には、F/Tセンサとリニアポテンシオメータを取り付けることによって、車輪に発生する6軸の力と車輪の沈下量を測定することができる。実験に用いた土壌は、月の砂を模擬した「月レゴリスシミュラント」である。

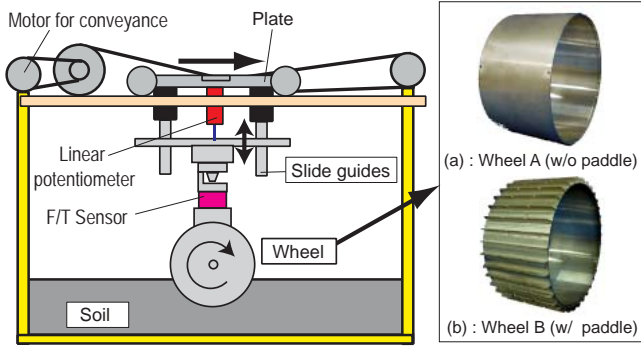


Fig. 4 Schematic view of the single wheel test bed

Table 1 Parameters for the numerical simulation

parameter	value	unit
r	0.09	[m]
b	0.10	[m]
c	0.80	[kPa]
ϕ	37.2	[deg]
k_c	1.37×10^3	$[N/m^{n+1}]$
k_ϕ	8.14×10^5	$[N/m^{n+2}]$
n	1.00	
D_1	4.03	
D_2	2.55	
a_0	0.40	
a_1	0.15	
δ	0.10 ~ 0.30	
k_x	0.014 ~ 0.023	[m]
k_y	0.016 ~ 0.022	[m]

実験条件はスリップ率を 0 から 0.9 まで 0.1 刻み、スリップ角を 4 [deg] から 16 [deg] まで 4 [deg] 刻みで与え、車輪に生じる駆動力、サイドフォースおよび車輪の沈下量を計測する。

本実験では図4に示すように 2 種類の車輪を用い、まず車輪表面が平滑な車輪Aによって車輪力学モデルの正当性を確認する。また車輪表面に板状の「パドル」を複数枚持つ車輪Bを用いることにより、車輪Aとの比較および車輪力学モデルが車輪Bにも適合するかどうかについて考察する。

3.2 数値計算パラメータ

提案した車輪力学モデルに基づき、駆動力・サイドフォースを計算する上で必要となる各パラメータを表 1 に示す。

同表において、 c から D_2 までの各パラメータは土壌に依存するものであり、それぞれの値は本実験に使用した月模擬砂の土壌特性から一意に決定される。なお、 δ 、 k_x および k_y は車輪表面形状や走行状態に依存すると考えられる係数である。これら3つのパラメータについては第4節において詳しく考察をおこなう。

3.3 駆動力の計測結果および考察

図5に駆動力の計測結果を示す。各グラフ上に式(13)に基づいて得られる理論曲線を示した。いずれのスリップ角においても数値計算と実験結果が概ね一致しており、本研究で提案した車輪力学モデルは、車輪に生じる駆動力を正しく表現できるモデルであると言える。

スリップ率と駆動力の関連性

図5から、スリップ率が小さい領域(0 から 0.1 程度)において駆動力が負の値となっている。駆動力は車輪のけん引力と走行抵抗の差であり、スリップ率が小さいケースでは走行抵抗の方が大きく、その結果として駆動力が負の値になる。

また同図においてスリップ率が 0.6 以上の領域では、駆動力はほぼ一定の値を示し飽和状態に達している。これは車輪下部のせん断応力が最大せん断応力に達するため、駆動力が飽和すると考えられる。

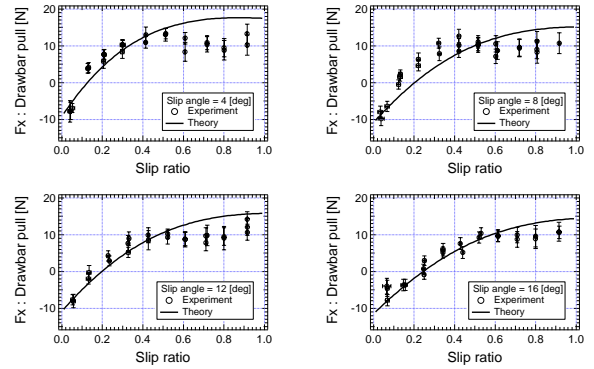


Fig. 5 Experimental results : Drawbar Pull

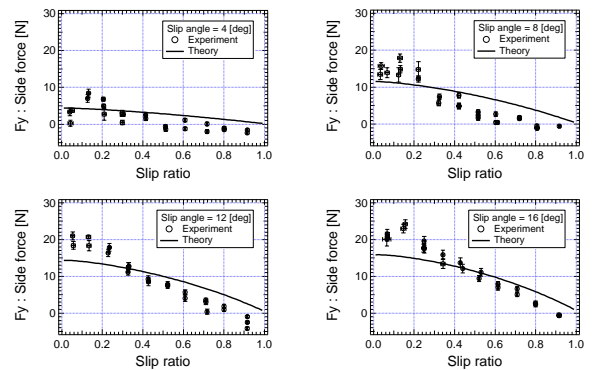


Fig. 6 Experimental results : Side force

スリップ角と駆動力の関連性

スリップ角と駆動力の関連性は、スリップ角の増加に伴って駆動力は減少する傾向が見られる。特にスリップ率の小さい領域においてその傾向が顕著になる。駆動力が減少する原因として、 y 方向への横滑りによって x 方向のせん断応力が減少するためと考えられる。

3.4 サイドフォースの計測結果および考察

図6にサイドフォースの計測結果を示す。各グラフ上に式(14)に基づいて得られる理論曲線を示した。いずれのグラフにおいても理論曲線と実験結果に数 [N] の誤差を生じているが、本車輪モデルが実験結果の傾向をほぼ忠実に再現していると言える。

スリップ率とサイドフォースの関連性

図6において、いずれのグラフからもスリップ率の増加に伴ってサイドフォースが減少する傾向が分かる。この傾向について考察すると、まず車輪下部の y 方向へのせん断変形は、車輪 y 方向の移動速度に依存し、スリップ率 0 の状態で最も y 方向の速度が大きい。すなわちせん断応力も大きくなるため、特にスリップ率が 0 のとき F_u が最大となる。

スリップ角とサイドフォースの関連性

スリップ角とサイドフォースの関連性は、スリップ角の増加に伴ってサイドフォースは増加するという傾向が見られる。スリップ角が増加するということは y 方向への滑り度も大きくなり、その結果として y 方向のせん断応力 τ_y が増加する。 F_u は式(14)に示すようにせん断応力 τ_y から構成されているため、最終的にサイドフォースが増大する。

4 車輪形状の依存性

図4に示した2種類の車輪を用いて走行実験をおこなった。各車輪の駆動力およびサイドフォースについて、スリップ率に対する力学的な傾向を比較するとともに、その相違点について車輪の沈下量をふまえて議論をおこなう。

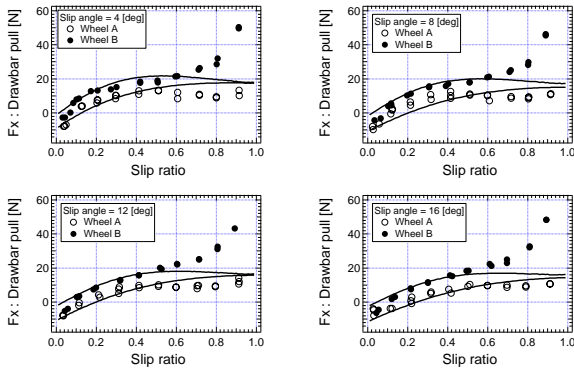


Fig. 7 Comparison of wheel surface shapes : Drawbar pull

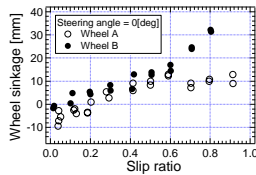


Fig. 8 Comparison of wheel surface shapes : Sinkage

4.1 駆動力に関する比較

図7に車輪A, Bから計測された駆動力を示す. また同図に後述するアプローチによって求められた理論曲線を実線により示す. スリップ率が0から0.5までの領域では, どちらの車輪においてもほぼ同等の駆動力が生じている. つまりパドルの有無に関わらずスリップ率0.5までの領域では, 本研究において提案する車輪力学モデルを適用することが可能であると言える.

一方, スリップ率が0.6以上になると顕著な違いが現れ, 車輪Bにおける駆動力が急激に増加していることがわかる. この原因を図8に示した沈下量のグラフをふまえて考えてみよう. 車輪Bのケースでは, パドルによって車輪下部の土壌が掻き出されるために, スリップ率が大きくなるにしたがって沈下量も増加している. よって, 車輪の接地面積が増えるとともにパドルの効果が発揮されるために, 駆動力が増加すると推察される.

4.2 サイドフォースに関する比較

図9に車輪A, Bから計測されたサイドフォースを示すとともに, 後述するアプローチに基づく理論曲線を実線により示す. 同図より, いずれのスリップ角においても車輪Aよりも車輪Bの方が一定の割合でサイドフォースが大きくなっている.

4.3 車輪力学モデルを用いた車輪表面形状の評価

車輪力学モデルにおいて, 車輪表面形状を反映するパラメータは2つあると考えられる. 1つは式(5)に示した離脱角定数 δ と, もう1つはせん断変形に關係する Shear Displacement: k_x, k_y である. δ が車輪表面形状に関連したパラメータと考えられるのは, 図8に示すように車輪表面形状によって車輪の沈下量が変わり土壌との接地角度が変化するためである. また k_x, k_y に関しては, 車輪表面形状によって土壌の変形状態が異なるため, せん断応力への影響が著しいと推察されるためである.

以上のような傾向をふまえ, 車輪A, Bについての δ と k_x, k_y の推定をおこなった. 実験時の映像と沈下量データから δ の値を求め, 駆動力・サイドフォースの実験結果より k_x, k_y を推定した. 図7, 図9にパラメータ推定から得られた理論曲線を示す. また各車輪のパラメータの推定結果を表2に示す.

表2において δ に注目すると, 車輪Bのケースでは δ が1以上となっている. これはパドル効果によって土壌が後方へ掻き出され, 車輪入射角よりも離脱角の方が大きいことを意味する. k_x に関しては車輪Bの方が比較的大きい値となり, この推定結果は車輪Bにおける土壌変形が著しかったことを示唆する. 一方, k_y については車輪A, Bとも大きな差異は見られない.

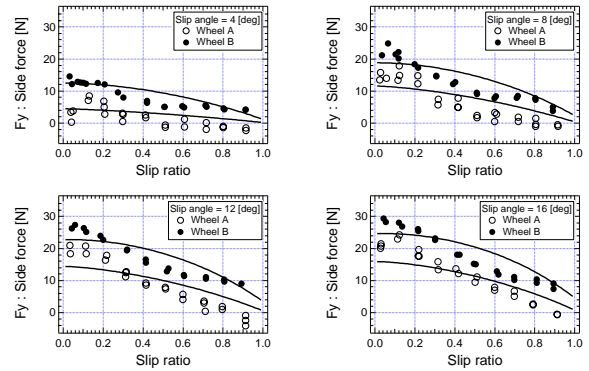


Fig. 9 Comparison of wheel surface shapes : Side force

Table 2 Parameter estimation for wheel surface shapes

Parameter	Wheel A	Wheel B
δ	0.1 ~ 0.3	1.0 ~ 1.2
k_x [m]	0.014 ~ 0.023	0.021 ~ 0.031
k_y [m]	0.016 ~ 0.022	0.013 ~ 0.022

すなわち車輪 y 方向への土壌変形はどちらの車輪においても同程度であると考えられる. 各車輪のサイドフォースにおいて車輪Bが大きき値を生じている原因は, 土壌変形によるものではなく, むしろ車輪Bのパドルの存在によって y 方向に生じるせん断応力 τ_{xy} の作用面積が増えたためと推察される.

以上述べたように, スリップ率の小さい領域(0.5以下)ではその車輪の形状によらず, 本研究において提案した車輪力学モデルを用いることによって, 車輪の駆動力, サイドフォースといった力学的な議論が可能であるという結果が得られた.

しかしながらスリップ率の大きい領域になると, 特に駆動力に関しては, 車輪表面形状によって顕著な違いが生じることが分かった. 車輪表面の形状によって土壌の変形状態が変化する現象を考慮するとともに, 車輪表面のパドルによる影響を加味した力学モデルの構築が必要となる.

5 結言

本稿ではテラメカニクスに基づいた車輪力学モデルを構築し, 数値計算と実験結果を比較・評価することによって, 本モデルの正当性を確認した. さらに車輪表面形状が変化した場合においても同モデルを用いることによって, 車輪の力学関係のある程度表現できることを示した.

本研究で明らかにされる軟弱地盤上の車輪力学モデルを用いることによって, 不整地上を走行する車輪型移動ロボットの走行挙動解析や軌道解析などへの応用が可能になると考えられる.

文献

- [1] Bekker, M. G. : " OFF-THE-ROAD LOCOMOTION," The University of Michigan Press, Ann Arbor, 1960.
- [2] Wong, J. Y. : " Theory of Ground Vehicles," John Wiley & Sons, 1978.
- [3] 室 達郎 : " オフロッドタイヤ工学," テラメカニクス研究会, 1999.
- [4] 田中 孝, 筈田 昭 : " 車両・機械と土系の力学 - テラメカニクス," 学文社, 1993.
- [5] Yoshida, K., and Ishigami, G. : " Steering Characteristics of a Rigid Wheel for Exploration on Loose Soil," Proc of the 2004 IEEE Int. Conf. on Intelligent Robots and Systems.
- [6] 吉田 和哉ほか : " 月・惑星探査ローバーの砂地登坂における力学解析," 日本ロボット学会, 第21回学術講演会, 2003.
- [7] Wong, J. Y., Reece, A. R. : " Prediction of Rigid Wheel Performance Based on the Analysis of Soil-Wheel Stresses Part I, Performance of Driven Rigid Wheels," Journal of Terramechanics, vol.4, 1967.
- [8] Janosi, Z., and Hanamoto, B. : " The analytical determination of drawbar pull as a function of slip for tracked vehicle ", Proc, 1st Int. Conf. on Terrain-Vehicle Systems, Torio, 1961.