

日立造船(株) 正員 ○ 豊 高 誠
愛媛大学 工学部 正員 榎 明彦
愛媛大学 工学部 正員 室 達朗

1. まえがき 重ダンプロックの様々な運動に対して、各ポジションのタイヤにはどのようなスリップが発生し、摩擦力を発生するのという問題に対して、前後輪を一輪づつとした近似車輛モデルによって、それぞれのポジションにあるタイヤのスリップ率と摩擦係数、摩擦仕事量を求め、摩耗の特性を明らかにした。

2. μ - S 関係 微小なスリップ角 β に対して、以下のようにスリップ率の近似式を定義した。

$u \cdot \cos \beta > R \cdot \omega$ のとき

$$S_{lon} = (u \cdot \cos \beta - R \cdot \omega) / u > 0 \quad (1)$$

$$S_{lat} = -\sin \beta \quad (2)$$

$u \cdot \cos \beta \leq R \cdot \omega$ のとき

$$S_{lon} = (u \cdot \cos \beta - R \cdot \omega) \cdot \cos \beta / R \cdot \omega \leq 0 \quad (3)$$

$$S_{lat} = -\sin \beta \quad (4)$$

式中の u はタイヤの進行速度であり、 $R \cdot \omega$ はタイヤの回転による速度、 β はスリップ角である。また添

字の lon および lat はそれぞれタイヤ回転方向および回転に直角の方向の諸量を示している。重ダンプロックタイヤの摩擦現象は動摩擦領域に達するまでは等力的であるとし、本研究では、スリップ率と摩擦係数の関係は、図1に示すようにタイヤ回転方向も回転に直角の方向も同じと見なして、 $\mu_{lon} = C \cdot S_{lon}$, $\mu_{lat} = C \cdot S_{lat}$ とした。なお、計算においては、 $C = 1.41$ を使用した。

3. 近似モデルの運動方程式 図2はダンプロックの略図であり、図3に前後輪を一輪づつとした近似モデルを示した。このモデルについて、重心の進行方向、向心方向および重心まわりの回転運動の運動方程式をたてると以下のようになる。 f , r は前後輪の別を示す。

$$F_t = (W/g) \cdot (dU/dt + g \cdot \sin I) = +\mu_{lonf} \cdot \cos(\beta - \alpha) \cdot N_f - C \cdot \sin(\beta_f) \cdot \sin(\beta - \alpha) \cdot N_f + \mu_{lonr} \cdot \cos \beta \cdot N_r - C \cdot \sin(\beta_r) \cdot \sin \beta \cdot N_r \quad (5)$$

$$F_n = (W/g) \cdot (U^2/r) = +\mu_{lonf} \cdot \sin(\beta - \alpha) \cdot N_f + C \cdot \sin(\beta_f) \cdot \cos(\beta - \alpha) \cdot N_f + \mu_{lonr} \cdot \sin \beta \cdot N_r + C \cdot \sin(\beta_r) \cdot \cos \beta \cdot N_r \quad (6)$$

$$M = J_z (d^2\theta/dt^2) = -\mu_{lonf} \cdot \sin(\alpha) \cdot N_f \cdot l_f - C \cdot \sin(\beta_f) \cdot \cos(\alpha) \cdot N_f \cdot l_f + C \cdot \sin(\beta_r) \cdot N_r \cdot l_r \quad (7)$$

また、前輪と後輪の回転運動の方程式において車輪の慣性項を無視すると、 μ_{lonf} は次式で与えられる。

$$\mu_{lonf} = B(\mu_{lonr} - \mu_R) N_r / N_f + \mu_R \quad (8)$$

式中の W は車輛重量、 dU/dt は進行方向加速度、 I は走路傾斜角(登り正)、 U^2/r は遠心加速度、 B は前後輪トルク比、 C は μ - S 関係式の傾き、 α は操舵角、 β は重心スリップ角、 N_f, N_r は前後輪に作用する荷重、 l_f, l_r は前輪および後輪から重心までの距離、 φ_f, φ_r は前輪および後輪の進行方向と重心の進行方向のなす角、 J_z は車体の慣性能率、そして $d^2\theta/dt^2$ は車体の回転角加速度である。また図より明らかな様に、 $\beta_f = \alpha + \beta - \varphi_f$, $\beta_r = \beta - \varphi_r$ という関係がある。

上記の3つの重心の運動方程式において、 F_t, F_n, M が既知であれば未知数は $\alpha, \beta, \mu_{lonr}$, または β_f, β_r ,

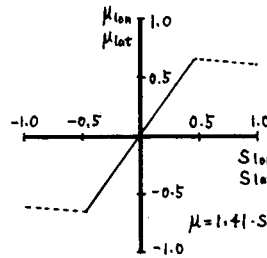


図1 μ - S 関係式

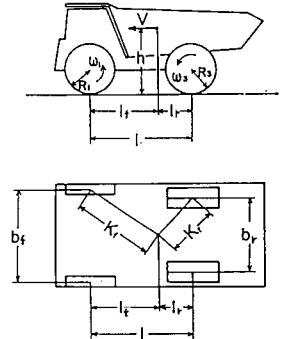


図2 ダンプロックの略図

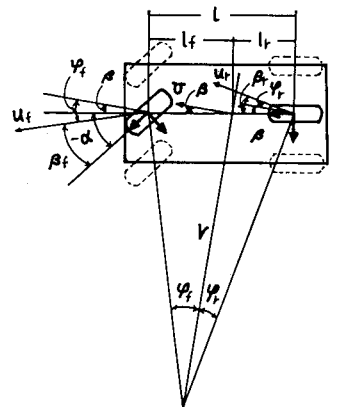


図3 近似モデル

μ_{lonr} である。3式において、微小項を無視し、 $\sin \varphi_f \approx l_f/r$, $\cos \varphi_f \approx 1$, $\sin \beta \approx \beta$, $\cos \beta \approx 1$, $M = (J_z/r) \cdot (dU/dt)$, 等の近似を行ない、遠心力による前後輪への影響も無視し、それぞれの未知数について式を解いた。そして、それを幾何学的条件によって4輪に分配した。

また、摩擦仕事量は、摩擦係数 $\times$ スリップ率 $\times$ 作用荷重 $\times$ 走行距離で定義した。

4. シミュレーション(厳密解)との比較

表-1に示した諸元のダンフトラックに対し、従来の操舵角と作用トルクをコントロールして4輪のモデルについて運動方程式を解く方法とこの2輪に近似して解く方法の両方で同一の走行状態について解析し、摩擦係数の時間変化を比較した。図4は操舵角4deg, B=0の場合の比較である。

5. コーナリング時の摩擦特性 図5は傾斜角について3通り、速度変化について4通り、計12通りの走行を行なわせた場合の100m走行あたりの摩擦仕事量と曲率半径の関係を示したものである。

6. 結論 以上の研究の結果、実際の使用条件においては、4輪モデルの厳密解であるシミュレーションと近似モデルにおける差異は微小であることがわかった。また、コーナリング時の摩擦は、曲率の2乗に比例して増加し、速度に応じて、それ以上曲率半径が小さくなると摩擦が急増する固有の曲率半径があることが判明した。

参考文献

- 1) 室 達朗, 榎 明潔, 豊高 誠: 車輛の運動とORタイヤの摩擦, 昭和56年度建設機械と施工法シンポジウム論文集, 昭56.10, pp.17-20.
- 2) 室 達朗, 榎 明潔, 豊高 誠: ORタイヤの駆動・制動時における摩擦と摩擦特性, 愛媛大学工学部紀要, 10, 1, 昭57.2, pp.295-313.
- 3) 下田 茂: 自動車工学, 共立出版, 昭54, pp.26-43.

表 1 ダンフトラックの諸元

	空 車	実 車
タイヤ半径	1.01 m	1.01 m
l	4.19 m	4.19 m
l_f	2.44 m	2.73 m
l_r	1.75 m	1.46 m
b_f	3.16 m	3.16 m
b_r	2.74 m	2.74 m
h	2.11 m	2.91 m
J_z	89971.0 kg·m ²	240760.0 kg·m ²
Q_2	0.6315	0.6315
Q_1	1.4666	1.4666
K_f	2.91 m	3.29 m
K_r	2.22 m	1.91 m
I_f	510.1 kg·m ²	510.1 kg·m ²
I_r	2509.4 kg·m ²	2509.4 kg·m ²
W	39200.0 kgf	104900.0 kgf
μ_h	-0.02	-0.02
γ_f	32.92 deg	28.92 deg
γ_r	38.06 deg	45.85 deg

