講座

車輪移動機構の ABC
The ABC's of Wheeled Vehicle

タイヤの力学

Tire Mechanics

酒井 秀 男* *大阪産業大学

Hideo Sakai* *Osaka Sangyo Univ.

1. ま え が き

タイヤはゴムの特質を最大限に利用したもので、その特徴は軟らかくて弾性領域が非常に大きいこと、気密性がよいこと、摩擦係数が大きいこと、摩耗しにくいことである。タイヤは1888年にDunlopによって発明されて以来、形こそあまり変わっていないが、質的にも構造的にも著しく発展してきており、その特徴をまとめると次の3点があげられる。

[耐久性がよいこと]

有機高分子物質でできた製品は金属製品に比べて耐久性が劣るというのが一般的な常識である。しかし、タイヤは太糸とゴムを重ね合わせて圧力殻壁を形成しており、ゴムは糸と糸の間にあって潤滑層と気密層の役目を果たしており、荷重を空気圧力で支えるという合理的な構造により、重荷重に対して金属製品とほぼ同じ寿命をそなえているといえる。例えば、タイヤの寿命はほぼ8万[km]で、回転数にすると約 5×10^7 回の繰り返し歪みに耐えることになる。

[運動特性が優れていること]

自動車用タイヤを鉄道車輪と比べてみると、鉄道車輪では摩擦係数が約0.1~0.2であるのに対し、自動車タイヤの摩擦係数はアスファルト乾燥路面の場合約0.7~0.9である。このことは、旋回時の最大横加速度が鉄道の場合には、0.1G程度であるのに対して、自動車の場合には約0.7~0.9Gが得られ、平坦路面上を100[km/h]前後の速度で、意のままに操縦して走行できることである。

[振動乗り心地がよいこと]

路面に突起があってもタイヤにはそれを包み込む能力が

あり、しかも、振動を吸収するので凹凸のある路面上でも、撥ねることなく路面に吸い付いたように高速で走行でき、自動車の最大の特徴である乗り心地を快適なものにしている。また、振動がでにくいことはサスペンションに大きな振動を伝えないので、自動車のサスペンション系や車体の振動耐久性の保護に役立っている。

2. タイヤの構造

広い意味でロボットを含めた車両に使用されるタイヤには、ソリッドタイヤ、空気入りタイヤ、発泡体充填タイヤなどがあり、これらには次のような特徴がある。

[ソリッドタイヤ]

図1に示すように、鉄車輪の周りにゴムからなる弾性体を接着したタイヤである[1]。この弾性体をトレッドと呼ぶ。ソリッドタイヤの弾性部分はトレッドのみであること

図1 ソリッドタイヤ

原稿受付 1994年8月25日

キーワード: Tire, Vehicle, Rubber

〒574 大東市中垣内3-1-1

*Daito-shi, Osaka

表1 タイヤサイズの例

用 途	サイズ	種類, 大きさ
スクータ 乗 用 車	3.50~5 185/65 R 13; 6.45~13;	幅 3.5 インチ, リム径 5 インチ, バイアス記号は省略 幅 185 [mm], 偏平比 65%, R:ラジアル記号, リム径 13 インチ 幅 6.45 インチ, リム径 13 インチ, バイアス記号は省略
トラック・バス	11.00 R~20;	幅 11 インチ, リム径 20 インチ, R:ラジアル記号, リム径 20 インチ

図2 バイアスタイヤの構造

図3 ラジアルタイヤの構造

から、振動吸収性が悪く突起のある路面には不向きであり、主に平らな床面で使用される。現在、フォークリフトや手押し台車などに使用されている。

[ウレタン充填タイヤ]

空気入りタイヤのうちで、トラック・バス用タイヤのチューブレスタイヤに、空気の代わりに、内部にウレタンを充填させたもので、ソリッドタイヤの一種に当たる。このタイヤはパンクを防ぎ安全性を高めることを目的としており、新交通システムの自動運転車両などに用いられている。

[空気入りタイヤ]

代表的なものとしては自動車に使用されているタイヤで、構造からバイアスタイヤ図2とラジアルタイヤ図3の2種類があり[2]、最近ではラジアルタイヤが主流になりつつある。空気入りタイヤは本体部分が撓むのでソリッドタイヤに比べて接地長が長く、路面上の突起を包み込む能力が優れており乗り心地がよい。また、転がり抵抗も小さ

図4 ゴムの摩擦係数の速度による変化

く高速性にも優れており耐久性もよい。空気入りタイヤを日本自動車協会規格[3]に従って用途別に分類すると、モーターサイクル用タイヤ、乗用車用タイヤ、ライトトラック用タイヤ、トラック・バス用タイヤ、農業機械用タイヤ、産業車両用タイヤなど多種にわたっているが、ロボット用としてはこれらの中から適当なものを選ばなければならない。

これらタイヤサイズの代表的なものを表1に示す。

3. タイヤの力学

3.1 ゴムの摩擦特性

ゴムの摩擦係数は、乾燥路面上では0.6~0.9と非常に大きい。しかし、滑り速度、温度、接触圧力によって変化する点が他の物質と異なる。図4はゴムの摩擦係数の滑り速度による変化[4]を示す。ただし、この図の高速域は実測値ではなくWLF変換によって換算したものである。このようにゴム質によっても異なるが滑り速度が1~100[cm/s]で摩擦係数が最大となる。

次に、図5に示すような、ゴムブロックに横変形を与えたときの力の変化を考える。ここで、摩擦係数が最大となる速度は実用速度に比較して十分に小さいので、ここでは簡略化して、最大摩擦係数以下では滑らず、最大摩擦係数 μ_s を越えたところで滑り始め、このときの滑り摩擦係数 μ_d は滑り速度によって変化するが、圧力 f_z によっては変化しないものとする。

図5 ゴムブロックの摩擦力の変化

図6 タイヤ模型

ゴムブロックには圧力 f_z が働いており、そのベース部を速度 V' で引いたとき、横力 f_y の変化は、最初、横弾性定数 C_y に比例して、直線的に増加し、最大摩擦力 $f_{z\mu_s}$ に達すると、ゴムブロックが滑り始める。滑っているときの滑り摩擦係数 μ_d は、滑り速度 V' によって次のように変化するものと仮定する。

$$\mu_d = \mu_s - aV' \quad (1)$$

3.2 制動駆動力の簡単な計算

ラジアルタイヤは剛性の高いベルトがカーカスによって弾性的に支えられた構造である。そこで、ここでは図6に示すように、剛体円板Dの回りに円環状ビームBが、スプリングCによって弾性的に支えられた構造のタイヤモデルを考える。ビーム部は半径方向に対しては軟らかいが、横方向の曲げに対しては十分な剛性があり、横力によって横方向に平行移動するが曲げは生じないものとする。円環ビームの外側には弾性体Tがあり、この弾性体Tはトレッドゴムに当たる部分であり、トレッドは周方向に対して分断されたゴムブロックからなり、このゴムブロックの単位面積当たりの、周方向(X方向)の横弾性定数 C_x 、横方向の横弾性定数(Y方向) C_y とする。

このモデルを用いて制動駆動力のスリップ比による変化

を求める[5]。タイヤが速度 V 、回転角速度 ω 、有効ころがり半径 r で転動しているものとする。このとき、タイヤの接地形状は長さ l 、幅 w の矩形で表されるものとし、周方向の接地圧力を次の2次の放物線で近似し、横方向には一様であるとする。

$$P(x) = \frac{6F_z}{lw} x \left(1 - \frac{x}{l}\right) \quad (2)$$

ただし、接地面全体の圧力を積分したものと垂直荷重 F_z が等しいとしている。

次に、タイヤの接地前端を原点にもつ座標系 $X-Z$ をとり、この座標系から見た場合、路面の速度を V (タイヤの速度)、トレッドベース(ビーム)の速度を $r\omega$ とし、制動時には、路面上の一点が接地面の前端を通過してから距離 x の点まで移動するに要する時間 t は

$$t = x/V \quad (3)$$

駆動時には、トレッドベース上の一点が接地面の前端を通過してから距離 x の点まで移動するに要する時間 t は

$$t = x/r\omega \quad (4)$$

次に、トレッドベースと路面の相対速度は $(r\omega - V)$ であるから、接地前端から距離 x の点における路面とトレッドベースとの相対変位 Δx は次のようになる。

$$\Delta x = (r\omega - V)t \quad (5)$$

式(3)、(4)より

$$\begin{aligned} \text{駆動時には} \quad \Delta x &= (r\omega - V)x/r\omega \\ \text{制動時には} \quad \Delta x &= (r\omega - V)x/V \end{aligned} \quad (6)$$

ここで、スリップ比 s を次のように定義すると

$$\begin{aligned} \text{駆動時には} \quad sx &= (r\omega - V)/r\omega \\ \text{制動時には} \quad sx &= (r\omega - V)/V \end{aligned} \quad (7)$$

相対変位は次のようにスリップ比と前端からの距離に比例することがわかる。

$$\Delta x = sx \quad (8)$$

従って、トレッドゴムの周方向の横弾性定数を C_x とし、粘着域ではトレッドゴムが滑らないものとするれば、接地前端から距離 x の単位長さ当たりのトレッドに働く前後方向の応力 f_x は次式で表わされる。

表2 定数値

F_z	3 [kN]
K_x	57.30 [kN/l]
K_y	28.65 [kN/rad] (50[kg/deg])
l	0.15 [m]
w	0.12 [m]
a	0.003 [1/km/h]
V	80 [km/h]
μ_s	0.9

図7 制動時の前後摩擦力の分布

$$f_x = C_x w s x \quad (9)$$

図7に示すように、応力はこの式に従って接地前端からの距離に比例して増加し、最大摩擦力に達した時点で滑り出す。それゆえ、滑り始める点 l_h は次式によって求められる。

$$P(l_h)\mu_s = C_x s l_h \quad (10)$$

これから

$$l_h = l(1-q) \quad (11)$$

$$q = C_x w l^2 s / 6 \mu_s F_z$$

滑り域における滑り速度は近似的に次のようになる。

$$V' = sV \quad (12)$$

これから、式(1)を用いると、滑り域内の摩擦係数は

$$\mu_d = \mu_s - a s V \quad (13)$$

制動駆動力 F_x は、粘着域に発生する応力と、滑り域に発生する滑り摩擦力を全接地面にわたって積分することによって次のように求められる。

$$\begin{aligned} F_x &= C_x s w \int_0^{l_h} x dx + \int_{l_h}^l P(x) w \mu_d dx \\ &= K_x s (1-q)^2 + F_z \mu_d q^2 (3-2q) \end{aligned} \quad (14)$$

ここに

$$K_x = C_x w l^2 / 2 \quad (15)$$

この式から制動駆動力のスリップ比による変化を表2に示す定数値を用い(符号を考慮し)て計算したものを図8に示す。このように、理論的には制動力と駆動力とが対称であることがわかる。しかし、実際には制御時と駆動時ではトレッドの摩擦温度が異なることなどにより、摩擦係数が変化するので、対称からずれることもある。

この制動駆動力の立ち上がりの勾配 K_x はドライビングステイフネス K_x と呼ばれ、スリップ比の小さいところでは、制御駆動力は次式で近似される。

$$F_x = K_x s \quad (16)$$

図8 制動駆動力のスリップ比による変化

図9 横力とコーナリングフォースの関係

このように、制動駆動力はスリップ比に比例して変化し、スリップが生じることによって制動駆動力が発生すること、制動駆動力によって有効ころがり半径が変化することがわかる。

3.3 横力とコーナリングフォースの関係

タイヤが横滑りしながら転動している状態を図9に示す。タイヤの進行方向に対してタイヤの向いている方向を

図10 横滑り時のタイヤ接地面の変形

スリップ角と呼ぶ。スリップ角が付いて転動している場合、タイヤには摩擦力 F が発生する。この摩擦力の横方向 (Y 方向) の成分を横力 F_y 、タイヤの周方向 (X 方向) 成分をころがり抵抗 F_x と呼ぶ。また、この摩擦力の進行方向に直角 (Y' 方向) の成分をコーナリングフォース $F_{y'}$ 、進行方向の成分 $F_{x'}$ をコーナリングドラッグと呼ぶ。また、垂直軸回りに発生するトルク M_z をセルフアライニングトルクと呼ぶ。このうち、横力とコーナリングフォースの関係は次のようになる。

$$\begin{aligned} F_{y'} &= F_y \cos \alpha + F_x \sin \alpha \\ F_{x'} &= F_y \sin \alpha - F_x \cos \alpha \end{aligned} \quad (17)$$

これから、スリップ角が小さい範囲では、横力とコーナリングフォースがほぼ同じであると見てよい。

3.4 横力とセルフアライニングトルクの簡単な計算

タイヤモデルは前節と同様に、円環状ビーム B がカーカスのばね C によって支えられているものとする。このビームは半径方向には撓むが、横方向には屈曲しないものとする。また、ビーム部分の横剛性を G_y とし、垂直軸回りのねじり剛性は非常に大きいものとする。

このような模型タイヤがスリップ角 α でもって転動しているとき、タイヤ接地部での変形は図10に示すように、トレッドベース上の一点は x 軸上を移動するのに対して、トレッド表面上の点は O 点で路面と接触して直線 $O \sim A$ 上を移動し、 A 点で滑り始め、後端で元に戻る。 x 軸と直線 $O \sim A$ とのなす角がスリップ角である。

摩擦力の分布は図11に示すように、トレッドゴムが接地前端 O 点で路面と接し、前端から距離 x の点での横変形量は $x \tan \alpha$ となり、トレッドの単位長さあたりに働く横方向の応力 f_y は次のようになる。

$$f_y = C_y w x \tan \alpha \quad (18)$$

応力 f_y がこの式に従って大きくなった後、最大摩擦力を越えた時点で滑り始めるものとする。滑り始める点 l_h は次式から求められる。ただし、最大摩擦係数を μ_s と

図11 横滑り時の横摩擦力の分布

する。

$$P(l_h) \mu_s = C_y l_h \tan \alpha \quad (19)$$

これから次式が得られる。

$$\begin{aligned} l_h &= l(1-q) \\ q &= C_y w l^2 \tan \alpha / 6 \mu_s F_z \end{aligned} \quad (20)$$

滑り域における滑り速度 V' は近似的に次のようになる。

$$V' = V \tan \alpha \quad (21)$$

滑り域における摩擦係数は式(1)より次のようになる。

$$\mu_d = \mu_s - a V \tan \alpha \quad (22)$$

これから横力 F_y は粘着域内に発生する応力 f_y を、滑り域内に発生する滑り摩擦力を積分することによって次のように求められる。

$$\begin{aligned} F_y &= C_y w \int_0^{l_h} x \tan \alpha dx + w \int_{l_h}^l P(x) \mu_d dx \\ &= K_y \tan \alpha (1-q)^2 + F_z \mu_d q^2 (3-2q) \end{aligned} \quad (23)$$

ここに

$$K_y = C_y w l^2 / 2 \quad (24)$$

これら式(23)、(24)は制動駆動力の式(14)、(15)と全く同じ形をしていることがわかる。

次に、垂直軸回りに発生するモーメント M_z はセルフアライニングトルクと呼ばれるもので、粘着域内に発生する応力と滑り域内に発生する摩擦力が、中心軸回りに作るモーメントを積分することによって次のように求められる。

図 12 横力，セルフアライニングトルクのスリップ角による変化

$$\begin{aligned}
 M_z &= C_y w \int_0^{l_h} (x - l/2) \tan \alpha dx \\
 &\quad + w \int_{l_h}^l P(x)(x - l/2) \mu_a dx \\
 &= K_y l \tan \alpha (1 - q)^2 (1 - 4q) / 6 \\
 &\quad + 3 F_z \mu_a l q^2 (1 - q)^2 / 2
 \end{aligned} \quad (25)$$

これらの理論式を表 2 の数値を用い符号を考慮して計算したものを図 12 に示す。このように、スリップ角が付くことによって横力が発生し、外力として横力が加われば横滑りを起こすことがわかる。

式(24)より F_y の立ち上がりの勾配 K_y はコーナリングパワーと呼ばれ、スリップ角の小さい線形の範囲では次式

が成立する。

$$F_y = K_y \alpha \quad (26)$$

$$M_z = K_y l \alpha / 6 \quad (27)$$

ロボット用タイヤのコーナリングパワーの値を、乗用車タイヤから類推すると、乗用車タイヤの場合、高速時の操縦安定性を確保するため、荷重 W [kg] のときのコーナリングパワーは約 $W/3$ [kg/deg] である。これに対して、ロボット用タイヤの場合には、速度が低いので、荷重 W [kg] のときのコーナリングパワーが $W/30 \sim W/3$ [kg/deg] の間にあれば十分であると推察される。また、乗用車タイヤのドライビングステイフネス K_x [kg/l] の値はコーナリングパワー K_y [kg/rad] の約 1~2 倍に近いので、これらの値が参考となろう。

4. あとがき

現在、ロボット用タイヤとしてはまだ確立されたものがなく、タイヤといえば自動車用タイヤが主流であることから、自動車タイヤを中心に概説した。データと説明不足の感があるが、多少なりともお役に立てば幸甚である。

参 考 文 献

- [1] JIS 規格, D 6405, 産業車両用ソリッドタイヤ, 1990.
- [2] JIS 規格, D 4201, 自動車タイヤの呼び方, 1984.
- [3] 日本自動車タイヤ協会規格 JATMA YEAR BOOK: (社)日本自動車タイヤ協会 (旧 JIS 規格 D 4202), 1994.
- [4] A. R. Savkoor: "Friction of Rubber," RCT. vol. 39, no. 2, 1966.
- [5] 酒井: "タイヤ工学", グランプリ出版, 1990.

酒井秀男 (Hideo Sakai)

1932 年 6 月 28 日生。1957 年名古屋大学理学部物理学科卒。同年(株)住友ゴム工業へ入社。1969 年(財)日本自動車研究所。1990 年 4 月大阪産業大学短期大学部教授。1970 年「タイヤの制動駆動時のコーナリング特性に関する研究」で自動車技術会学術賞受賞。1978 年工学博士, 1979 年 SAE, The Arch T. Colwell Merit Award 受賞。