温度依存性を考慮した車両運動解析用タイヤモデルの開発*

水野 雅彦^{*1}, 酒井 英樹^{*2}
大山 鋼造^{*3}, 磯村 吉高^{*3}Development of Tire Force Model for Vehicle Dynamics Analysis Including
the Effect of Tire Surface TemperatureMasahiko MIZUNO^{*4}, Hideki SAKAI,
Kozo OYAMA and Yoshitaka ISOMURA^{*4} CAE Promotion Office, TOYOTA Central R & D Labs., Inc.,
Nagakute, Aichi-gun, Aichi, 480-1192 Japan

The results of vehicle performance tests often vary depending on differences in the road surface temperature. It is believed that these changes can partially be attributed to the effect of tire surface temperature. The aim of this study is to develop a tire force model considering the dependence of tire surface temperature. The newly developed tire model is composed of two functions, the thermodynamic function that allows us to consider changes in the tire surface temperature and the force function that allows for the effects of tire surface temperature. The parameters of this model are identified using the measured data obtained with an indoor test facility. To prove the validity of the developed model, the surface temperature and the tire force values are predicted using this model. The simulation results agreed rather well with the experimental results.

Key Words: Automobile, Modeling, Thermodynamics/Tire, Vehicle Dynamics

1. はじめに

車両運動解析の分野では、幅広い車両挙動を表現するため精度の高いタイヤモデル開発が重要になってきている。一般にタイヤモデルを構築するには、タイヤ試験機で計測されたデータを用いるが、この結果にはいくつかの問題が含まれる。例えば、試験機の入力条件が実際の走行条件を反映しているかなどである。

この観点から、著者らは実走行時の計測データからタイヤモデルを構築する手法を開発した⁽¹⁾。一方、タイヤ特性計測時のタイヤ姿勢変化を車両が実際に走行している状況でのタイヤの対地姿勢変化と同じように試験機上で制御することで、より実走行結果に近い条件下のタイヤ特性計測が可能なような手法が開発されている⁽²⁾。

しかし、これらの手法を用いても路面温度や走行中のタイヤ表面温度などの他の条件が実走行状態のすべてに適用しているとは考えにくい。例えば、『釣り針試験』と呼ばれる車両運動性能評価試験がある。図1に実験時のハンドル角と車両重心位置における横加速

度の一例を示す。この図1に示されている第一ピーク値(車両挙動で見た場合、横加速の向きが反転するまでに現れる横加速の最大値)が車速や路面温度によってどのように変化しているかを図2に示す。この結果から見ると、路面温度が異なると同じ車速で試験を行っても発生する横加速が異なっている。これは、路面温度の違いからタイヤ表面温度が変化し、その結果タイヤ発生力も異なるために運動性能が変化したと考えられる。

そこで本研究では、タイヤ表面温度とタイヤ発生力の関係を定式化し、タイヤ表面温度の影響を考慮したタイヤモデルを開発する。特に、近年車両運動解析で用いられるようになった“Magic Formula”と呼ばれるタイヤモデルをベースに表面温度の影響を考慮できる車両運動解析用タイヤモデルの解析を行い、このモデルの妥当性を実験結果との比較によって検証する。

また、最後にこのモデルから車両運動にタイヤの温度特性が与える影響をシミュレーションを用いて論じる。

2. 温度依存性を考慮したタイヤモデルについて

今回考案したモデルは、タイヤ表面の温度変化を伝熱方程式を用いて算出する関数と、この表面温度変化の影響を考慮してタイヤ発生力を変化させることの

* 原稿受付 2004年7月21日。

^{*1} 正員、(株)豊田中央研究所CAE推進室(☎480-1192 愛知県愛知郡長久手町)。^{*2} 正員、トヨタ自動車(株)車両技術本部第2車両技術部(☎471-8572 豊田市トヨタ町1)。^{*3} トヨタ自動車(株)車両技術本部第2車両技術部。

E-mail: mizuno@vdlab.tytlabs.co.jp

Fig. 1 The Example of Steering Angle and Lateral Acceleration in 'Fish-Hook Test'

Fig. 2 The Test Results of the Relation between the Initial Vehicle Velocity and First Peak Value of Lateral Acceleration in Summer and Winter Season's Test

できる Magic Formula タイヤモデル⁽³⁾から構成されている。

次節にこれら関数についての詳細を示す。なお、数式に用いられている記号の意味については文末の表1を、座標系の定義については図3を参照のこと。

2.1 タイヤ表面温度の変化について タイヤ表面の温度変化を表す熱力学モデルを求めるにあたって、タイヤにおける熱移動を以下のように仮定した。

- タイヤに発生する熱は主にトレッドで発生する
- タイヤからの放熱は主にトレッドで行われる
- 発熱と放熱が同一部位で同時に行われている
- トレッドの温度は一樣である

Fig. 3 Basic Quantities used in This Paper

これからタイヤ表面温度変化は次の式で与えられる。

$$W \frac{dT}{dt} = q - \lambda A (T - T_R) \quad (1)$$

次に、タイヤが地面に対して行う仕事すべてがタイヤの発熱になると仮定すると、

$$q = F \cdot V_s \quad (2)$$

$$|F| = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad (3)$$

$$|V_s| = \sqrt{V_{sx}^2 + V_{sy}^2} \quad (4)$$

$$= \sqrt{(V \cos \alpha - r_e \Omega)^2 + V^2 \sin^2 \alpha} \quad (5)$$

となる。式(2)は $\alpha = 0$ で、 $q = F_x \cdot (V - r\omega) = F_x V S$ となり、 $S = 0$ で $q \approx F_y V \alpha$ となる。これらの式を用いることで、タイヤ表面の温度変化が計算可能となる。

次に、式(1)に用いられているパラメータ λ および W の算出方法を考える。

2.1.1 λ の算出方法 式(1)において、 $\kappa = \lambda A / W$ としたうえで式を変形すると、

$$\frac{dT}{dt} = \frac{q}{W} - \kappa (T - T_R) \quad (6)$$

となる。ここで $q = 0$ すなわちタイヤが地面に対して行う仕事が0になると式(6)は次のように変形される。

$$\kappa = -\frac{dT}{dt} \cdot \frac{1}{T - T_R} \quad (7)$$

この式から、 κ はタイヤの仕事が0でタイヤ表面の温度変化がある条件下でタイヤ表面温度を計測することで算出可能である。タイヤに加わる仕事が0でタイヤ表面温度が変化する条件を考えると、タイヤ表面を大気温あるいは路面温度より高くして仕事0の状態で転動させれば表面温度は徐々に低下するため、このような条件を実験で作る必要がある。

例えば図4に示すようなスリップ角変化を転動時のタイヤに与える。タイヤの進行方向と転がり方向が一

致しない、すなわちタイヤにスリップ角が与えられると、タイヤは路面との間にせん断力が発生する。そのため、タイヤ表面には式(2)より熱が蓄積されタイヤ表面の温度上昇が起こる。

このようにタイヤ表面温度を上げた後、タイヤのスリップ角を0にして仕事を0にすれば、式(6)よりタイヤ表面から放熱されるため、タイヤ表面を冷やしている状態となる。この条件で温度変化を計測すれば κ は計測可能である。図5に計測結果を示す。なお、今回は乗用車用タイヤ(サイズ:205/65R15)を用いて計測を行った。

Fig. 4 Slip Angle Measuring the Parameter κ and W

Fig. 5 Measured Results of κ [Vertical Load:4600N]

κ は時々刻々変化しているが、今回のモデルで仮定したタイヤのトレッドの温度が均一であるという条件に比較的近い状態での計測結果を用いることから時間的な変動が少なくなった状態(図5中10~20秒)の平均値を用いて κ を求める。

なお、図5は直接 λ を求めているわけではないが、式(6)を解くために必要なパラメータは κ および W であるため、今後はこのパラメータで式を解く。

2.1.2 W の算出方法 式(1)を整理しなおすと

$$W = \frac{q}{\frac{dT}{dt} + \kappa(T - T_R)} \quad (8)$$

となる。ここで、 κ は前小節より算出され、 q は式(2)~(5)より F_x , F_y , V_{sx} , V_{sy} を計測すれば算出できる。また、 dT/dt , T は非接触の赤外線放射温度計を用いることでタイヤ表面温度を計測できる。以上の計測値を用いることで W は実験結果から算出可能である。計測は q が与えられかつ温度変化があればよいので、図4のタイヤ表面を暖めるシーケンスの部分で計測すればよい。

なお、タイヤの表面温度の計測は厳密に言うとも路面から離れた直後が最も高いと考えられる。また、タイヤの横断面(回転方向に直角な断面)でみた場合にも接触点によって異なると考えられる。そこで、今回は代表点として接地面のタイヤ回転軸を介して反対側のタイヤ幅方向の中央点の温度を計測している(図3 T_m 点)。

図6に W の計測結果例を示す。この場合、タイヤを右に切った場合(図4でスリップ角プラス側のシーケンス)と左に切った場合では、絶対値が同じスリップ角であっても発生するタイヤ横力の絶対値が同じになるとは限らないため、算出された W は図6のように異なる値を示す。

さらに W の値は前述の κ と同様に、モデルを導くときの仮定から図6の-15~-2秒のデータの平均値を用いている。

Fig. 6 Measured Results of W [Vertical Load:4600N]

同様に前後力を発生させる場合においてもブレーキ側・駆動側で絶対値が同じスリップ率であっても発生する前後力の絶対値が異なることから、式8で求めた値は図6と同様に前後で異なる結果となる。そこで前後方向の計測結果から求めた W も二つの平均値を用いることとした。

しかしながらタイヤの部材を考えると、タイヤの左右力・前後力ともに同じ部位で発熱・蓄熱を行っていることから、左右力から算出した W と前後力から算出した W の平均値をタイヤの蓄熱係数 W として扱うこととした。

2.2 Magic Formula を用いた温度変化を考慮したタイヤ発生力 タイヤ力のモデル化を行う場合、スリップ角が0でスリップ率だけが変化している場合、あるいはその逆のスリップ角が変化してスリップ率が0の条件下、すなわち Pure Slip Condition での特性を求め、この特性からこれら二つの条件が共に0ではない、すなわち Combined Slip Condition での特性をモデル化するのが一般的である。

今回作成した温度特性を考慮したモデルについても、同様の方法にてモデル化を行う。

最初に、Pure Slip 状態を表す Magic Formula タイヤモデル⁽³⁾は、次の式で表される。

$$F_{i0}(p) = D_i \sin [C_i \tan^{-1} \{B_i p - E_i (B_i p - \tan^{-1}(B_i p))\}] + S_{vi} \quad (9)$$

$$p = \begin{cases} \alpha + S_{hx} & \text{if } i = x \\ S + S_{hy} & \text{if } i = y \end{cases} \quad (10)$$

そこで、タイヤ表面温度変化によって Magic Formula の D_i (発生力の最大値を表す係数) と $K_i = B_i \cdot C_i \cdot D_i$ ($x=0$ での曲線の傾き) が変化すると仮定すると、式 (9) は次のようになる。

$$F_{i0}(p, T) = D_i(T) \sin [C_i \tan^{-1} \{B_i(T)p - E_i(B_i(T)p - \tan^{-1}(B_i(T)p))\}] + S_{vi} \quad (11)$$

$$K_i(T) = B_i(T) \cdot C_i \cdot D_i(T) \quad (12)$$

これらの式より、 D_i と K_i のタイヤ表面温度に対する変化の度合いを計測すれば式 (11) を求めることができる。以下にそれぞれの算出方法と結果を示す。

2.2.1 D_i の算出方法 D_i は先に示したように発生力の最大値を示す係数となる。そこで、前後方向はブレーキ力または加速力の最大値を発生させるスリップ率で、左右方向は横力最大値のスリップ角にて固定し、そのときのタイヤ力の変化とタイヤ表面温度との関係を調べることで、 D_i が算出できる。

まず D_i に関して前後方向のパラメータ D_x および左右方向 D_y を求めるとそれぞれ図 7, 8 のようになる。前後に関しては試験機の都合上減速側のみを計測した。また、図 8 では右と左では発生する力の向きが逆になるが、タイヤ表面温度に対する横力最大値の感度を示すために力の絶対値を表示している。

得られた結果より、 D_i はタイヤ表面温度に対して 1 次関数で近似できることから、

$$D_i(T) = D_{i0} \{1 + a_i \cdot (T - T_0)\} \quad (13)$$

とした。

Fig. 7 Measured Data and Identified Results of $D_x(T)$ [Vertical Load:4600N]

Fig. 8 Measured Data and Identified Results of $D_y(T)$ [Vertical Load:4600N]

ここで T_0 は Base となる Magic Formula の Parameter を算出するために実験を行った時の、タイヤ表面温度の平均値である。

但し、図 8 の場合それぞれ右側・左側に切った場合で得られた結果が異なっている。そこで、右切り・左切りで得られた計測結果から近似した 1 次関数の結果を平均化することで、左右方向の温度依存性の係数を求めている。

2.2.2 K_i の算出方法 K_i についても前後方向ならびに左右方向の値を調べる必要がある。ここでは前後に関しては減速側のスリップ率 0.01 での前後力を、左右に関しては $\pm 1[\text{deg}]$ の横力の温度変化による影響をもとに算出する。

図 9 と 10 に前後・左右方向の K_x, K_y の計測結果を示す。 K_y に関しては、左右それぞれのスリップ角 1 度における計測結果を示している。

得られた結果より、 K_i もタイヤ表面温度に対して 1 次関数で近似できることがわかる。よって、

$$K_i(T) = K_{i0} \{1 + b_i \cdot (T - T_0)\} \quad (14)$$

とした。

但し、図 10 に示されるように、左右の K_y について

Fig. 9 Measured Data and Identified Results of $K_x(T)$
[Vertical Load:4600N]

Fig. 10 Measured Data and Identified Results of $K_y(T)$
[Vertical Load:4600N]

は値が異なっていることより、 D_y と同じように、得られた 1 次関数近似の結果を平均化した値で K_y を求めている。

2.2.3 Combined Slip 時の特性 Magic Formula
における Combined Slip 時のタイヤ特性を表す式を示すと次のようになる。

$$F_x(\alpha, S, F_z) = F_{x0}(S, F_z) \cdot G_{x\alpha}(\alpha, S, F_z) \quad (15)$$

$$F_y(\alpha, \gamma, S, F_z) = F_{y0}(\alpha, \gamma, F_z) \cdot G_{yS}(\alpha, \gamma, S, F_z) + S_{V_{yS}} \quad (16)$$

ここに、式 (11) を代入すると

$$F_x(\alpha, S, F_z, T) = F_{x0}(S, F_z, T) \cdot G_{x\alpha}(\alpha, S, F_z) \quad (17)$$

$$F_y(\alpha, \gamma, S, F_z, T) = F_{y0}(\alpha, \gamma, F_z, T) \cdot G_{yS}(\alpha, \gamma, S, F_z) + S_{V_{yS}} \quad (18)$$

すなわち、Combined Slip 時の温度依存性は Pure Slip 状態を表すタイヤモデルを用いて表現することが可能となる。

Fig. 11 Tire Test Machine to Measure Tire Force and Surface Temperature

3. 開発したタイヤモデルの検証

タイヤの定常特性を計測し、それと異なるスリップ角速度およびスリップ率の変化速度を試験機で与え、実験結果とシミュレーション結果を比較する方法でモデルの検証を行った。今回は MTS 社製フラットベルトタイヤ試験機 (図 11 参照) を用いてベルト速度 60km/h で実施した。試験機の特性については表 2 に示す。

なお、今回の試験機には非接触の赤外線表面温度計は組み込まれていないため、タイヤ接触面からみてスピンドル軸の反対側の温度を測るように表面温度計のセンサを油圧シリンダ (図 11 中タイヤ上部の黒い部分) の最下端に下向きに取り付けた。

3.1 前後力に関するタイヤモデルの検証結果 前後力の特性に関して温度依存性を考慮したモデルが実際の特性をどの程度模擬できているかを調べるため、Magic Formula のパラメータを求めたあとに異なる計測条件でタイヤ試験を行い、このときの実験条件をモデルの入力条件としてシミュレーションを実施した。

なお、シミュレーションの計算においてはタイヤ発生力の応答遅れを考慮するために、緩和長を用いた一時遅れ系の発生力遅れ機構を加えている。緩和長の長さは、前後方向・横方向とも 0.6m として計算を行った。

ここで述べているタイヤ発生力の遅れ機構は、タイヤが突然スリップ角あるいはスリップ率を生じたときにタイヤの接地面と回転面あるいは接地面の前端と後端でずれが生じるため、急激に力を発生することができずタイヤの転動と共に力を生じていく状態を考えている。なお、これらの考え方の詳細についてはたとえば文献⁽⁴⁾を参照のこと。

図12に試験機による計測パターンを示す。定常特性を求める、すなわち Magic Formula のパラメータを求めるための計測パターンは図中“2sec”で示されたパターンである。ここで求めた定常特性モデルを用いて、図中“8sec”で示されたパターンでの計測結果とシミュレーション結果を比較する。

Fig. 12 Measurement Sequence for Longitudinal Force Tire Model and Comparison Between Measured Data and Simulation Results

図13から15にシミュレーション結果と実験結果の比較を示す。図13は開発したモデルと従来モデルとのスリップ率に対する発生力の違いを、図14は実験結果と開発したモデルのスリップ率に対する発生力を、図15は実験結果と開発したモデルのスリップ率に対するタイヤ表面温度をそれぞれ示す。

シミュレーション結果を比較すると従来モデルは温度依存性が考慮されていないことから、スリップ率の変化に対して制動力の変動の大きなスリップ率-10～0[%]程度の領域でタイヤ発生力の遅れ機構によるヒステリシスが見られる。しかし、スリップ率が-10[%]より小さな領域においてはスリップ率が減少する行程と増加する行程で発生力の差はほとんど見られない。

これに対して開発したモデルにおいては、タイヤ表面の温度変化に伴う発生力の違いが現れ、特にスリップ角の絶対値が小さくなる状況では従来のモデルの結果に対して15%程度発生力が小さくなっている。これを実験結果と比較すると、ピークの大きさが若干異なるものの、スリップ率の絶対値が増加する場合と減少

Fig. 13 Simulation Results of Slip Ratio vs. Braking Force using Traditional Model and Developed Model [Vertical Load:4600N]

Fig. 14 Measured Data and Simulation Results of Slip Ratio vs. Braking Force [Vertical Load:4600N]

Fig. 15 Measured Data and Simulation Results of Slip Ratio vs. Tire Surface Temperature [Vertical Load:4600N]

する場合のタイヤ力の変化はほぼ同じとなっている。同様にタイヤ表面温度とスリップ率の関係も実験結果とほぼ同じ傾向を示しており、今回開発したモデルは実験結果にほぼ一致したモデルといえる。

Fig. 16 Measurement Sequence for Lateral Force Tire Model and Comparison Between Measured Data and Simulation Results

Fig. 17 Measured Data and Simulation Results of Slip Angle vs. Lateral Force [Vertical Load:4600N]

3.2 横力に関するタイヤモデルの検証結果 次に、温度依存性を考慮した横力モデルに関して実験検証を行った。図 16 に計測パターンを示す。今回横力のモデルの検証では、図中“80sec”でタイヤの定常特性を計測し、そのモデルを用いて図中“4sec”のパターンでの試験結果とシミュレーション結果を比較した。

図 17 および 18 に計測結果とシミュレーション結果の比較を示す。

タイヤ発生力に関しては、前後力と同じくピーク付近での力の出方に若干の差が見られるが、最大値の値とその前後での横力の変化の状況は実験結果とよく一致している。タイヤ表面温度の変化についても変化の傾向がほぼ一致しており、今回開発したモデルの妥当性を示すことが出来た。

3.3 実験結果と計算結果の違いに関する考察 前後力および横力の最大値発生状況が実験と計算で若干異なったこと、ならびにタイヤ表面温度の変化が実験と計算で若干異なっていることに関して考察を加える。

Fig. 18 Measured Data and Simulation Results of Slip Angle vs. Tire Surface Temperature [Vertical Load:4600N]

まず、今回のシミュレーションでは緩和長が一定であるという仮定でシミュレーションを実施した。しかし、緩和長はスリップ角やスリップ率の変化に伴って変化していることが実験で求められている⁽⁵⁾。実験結果では、スリップ角やスリップ率の絶対値が小さくなるほど緩和長が大きくなっていることから、今回のシミュレーションにおいてもスリップ率やスリップ角が大きくなるとともに緩和長を小さくするとピーク付近での前後力や横力のスリップ角に対する変化率が大きくなると考えられる。

以上の点から、シミュレーションを実施する際の条件として今回のような比較的スリップ率変化やスリップ角変化の大きな状況を取り扱う場合においては、緩和長も変化させて特性を求める必要があると考える。

次に、スリップ角の正負に伴って変化しているタイヤ表面温度の変化について考える。実験結果を見ると、スリップ角が正の側で温度が高めに、負の側で低めに出る傾向が見られる。

今回実験を行ったタイヤ試験機が置かれている環境を見ると、スリップ角が負になる側から冷却風が当たるような構造となっており、今回はこの風の影響を受けてスリップ角の正負で温度上昇の傾向が変わったと推測される。

4. ま と め

本稿では、気温や路面温度違いによる車両運動性能差を議論するために、新しいタイヤモデルの提案を行った。本研究で得られた結果を以下にまとめる。

- Magic Formula と呼ばれる車両運動解析用タイヤモデルをベースに、温度依存性を考慮したタイヤモデルを構築した
- 構築したタイヤモデルのパラメータを実験的に求

める手法を開発した

- このモデルを用いてタイヤ試験法を変更してタイヤの特性を計測した結果と比較したところ、ほぼ一致した特性を得ることができた

Table 1 Notation

Symbol	Description
A	Contact Area of Tread
F_x	Longitudinal Force
F_y	Lateral Force
F_{i0}	Longitudinal or Lateral Force under Pure Slip Condition
$G_{x\alpha}$	Weighting Function for F_x describing the effect of slip angle
G_{yS}	Weight Function for F_y describing the effect of longitudinal slip ratio
S	Longitudinal Slip Ratio ($= -V_{sx}/V_x$)
S_{hi}	Horizontal Shift Value
S_{vi}	Vertical Shift Value
S_{VyS}	Vertical Shift for F_y describing the effect of longitudinal slip ratio
T	Tire Surface Temperature
T_R	Road Surface Temperature
T_0	Average of Tire Surface Temperature during Measuring Steady State Tire Characteristics
V	Vehicle Velocity
V_s	Vehicle Slip Velocity
W	Heat Capacity
a_i	Variation of Tire Peak Force with Tire Surface Temperature
b_i	Variation of Tire Stiffness with Tire Surface Temperature
i	Subscripts x or y
q	Heat Flux
r_e	Effective Free Rolling radius
α	Slip Angle
λ	Thermal Conductivity
Ω	Rolling Angular Velocity

Table 2 Tire Test Machine Specification

Maximum tire size	910mm
Maximum speed	$\pm 250\text{km/h}$
Maximum vertical force	25,000N
Maximum longitudinal force	$\pm 10,000\text{N}$
Maximum lateral force	$\pm 15,000\text{N}$
Maximum over turning torque	$\pm 10,000\text{Nm}$
Maximum aligning torque	$\pm 2,000\text{Nm}$
Maximum spindle torque	$\pm 2,800\text{Nm}$
Maximum slip angle	$\pm 30\text{deg}$
Inclination angle	-12deg to +45deg

文 献

- (1) Mizuno, M., Takahashi, T. and Hada, M. : Magic Formula Tire Model Using the Measured Data of a Vehicle Running on Actual Road, AVEC '98, September 1998, Nagoya, Japan.
- (2) Oosten, J.J.M. van et al. : TIME, Tire Measurements, Forces and Moments, Final report, February 1999, EC DG XII, Standards, Measurements & Testing, TNO, Delft, Netherlands.
- (3) Bakker, E., Nyborg, L., and Pacejka, H.B. : Tyre Modelling for Use in Vehicle Dynamics Studies, SAE Paper No. 870495, 1987.
- (4) 安部正人 : 自動車の運動と制御, 山海堂, 1992
- (5) Higuchi, A. : Transient response of tyres at large wheel slip and camber, Dissertation, TU Delft, 1997.