

ハンドリングの予測技術の研究 —動特性を考慮した非線形タイヤモデルの開発—

Prediction of Vehicle Handling –Nonlinear Tire Model Considering Transient Characteristics of the Tire–

樋口 実* 日下 馨* 渋谷 宏一*
Minoru HIGUCHI Kaoru KUSAKA Koichi SHIBUSAWA
村岡 尚彦* 塚越 誠*
Naohiko MURAOKA Makoto TSUKAGOSHI

要 旨

車両の運動性能に大きく寄与するタイヤの動特性を考慮して、速い操舵に対する車両の応答特性の予測を精度良く行なうために、タイヤの実験近似関数モデルと1次遅れモデルを融合し、非線形性と動特性を同時に再現できる新しいタイヤの力学モデルを開発した。

新しいモデルでは、1次遅れ系の時定数の概念をタイヤの接地荷重やスリップ角に対して横力が非線形になる領域まで拡張した遅れ係数と、マジックフォーミュラタイヤモデルから、数値解析手法を用いて動的で非線形なタイヤ力を計算する。このため、接地荷重変動や非線形な横力特性の影響がある旋回中でも、車両の過渡的な挙動をより高い精度で予測できるようになる。

提案したモデルを検証するため、車両のインパルス応答特性を計算値と比較した。新しいタイヤモデルを使った計算結果では、速い操舵入力に対してタイヤ横力は動的に計算され、車両全体の動特性もより計測値に近くなることが分かり、予測精度が改善されていることが確認された。

ABSTRACT

The vehicle dynamic handling properties should be analyzed in consideration of the tire dynamics, which is known to make large contribution to the vehicle handling. Therefore our existing tire model has been upgraded by combining an empirical nonlinear function tire model and a transient tire model.

The time constant of first-order properties of the tire side forces has been expanded as a nonlinear function of the tire load and the slip angle that can reflect both tire dynamics and nonlinearity on vehicle handling prediction. With this “dynamic” time coefficient and the most prevailing “Magic Formula” tire model, the dynamic and nonlinear tire force can be calculated by the help of numerical integration. Thus the vehicle transient behaviors can be simulated more properly even when its tire properties are in nonlinear region with large side slip or under heavy normal load condition.

In order to validate the proposed tire model, the calculation of vehicle impulse response characteristics has been made and compared with the test results. The comparison has shown it to be accurate and reproduce actual vehicle maneuver. It has proved that the transient tire side force is calculated correctly for fast steering input and that the simulation of dynamic behavior of the vehicle is closer to actual response.

1. まえがき

近年、シミュレーション技術の発達に伴い、自動車の研究・開発分野でも性能予測技術が製品の質的向上や開発期間の短縮に活用されている。

今まで、設計変更の効果を試作車の実験で確認することが多かった車両の操縦安定性の分野でも、シミュレーションによる予測・検討を利用することで、サスペンションの最適仕様の決定や開発期間短縮が可能となった。

サスペンション開発は、「単品設計」の段階からサスペンション「単体性能」を予測する段階、車全体の「車両応答」を検討する段階、そして、人間～自動車系に関わるドライバの「官能評価」を検討する段階の四段階に分類でき、車両開発はこの各段階で検討、吟味を経ながら進行している (Fig. 1)。

我々はこれまで予測技術を、Step 1の「単体性能」とStep 2の「車両応答」の一部に活用することで開発に適用

* 栃木研究所

してきたが、今回「車両応答」での予測領域を拡大させる Step 2 の進化と、定量的な要因解析を可能とする Step 3 の構築とを目的として研究を推進した。

具体的には、タイヤの摩擦楕円特性を扱う駆動・制動時の予測精度を改善することと、操舵周波数が 1Hz 前後でタイヤの遅れ特性が車両に与える影響を考慮することおよび設計パラメータの感度解析を行なった。

本報告では、これらの中から、遅れ特性を考慮するタイヤ特性の新しいモデル化手法およびその計算値と実験値を比較した結果について報告する。

2. 手 法

我々は車両応答への寄与の大きいタイヤ特性のうち、その動特性に着目し、これが車両応答に与える影響について 2 輪モデルを使って基礎的な特性を検討した。

その結果、タイヤ動特性は車両運動性能に大きく影響することが確認できたため、1 次遅れタイヤモデルの時定数の概念をタイヤの接地荷重や横力が非線形になる領域まで拡張し、定義した。

この拡張した時定数を、静的なタイヤモデルであるマジックフォーミュラと融合し、非線形特性と動特性を同時に精度良く再現する新しいタイヤモデルを構築した。

2.1. タイヤの動特性

タイヤの特性は車両運動に大きく影響することは良く知られているが、実際にタイヤが力を発生する様子を実路上で観察するとタイヤには動的な特性があることが確認できる。

Fig. 2 は、車両の前輪スリップ角に対する横力の応答である。操舵入力はいmpuls 波形で与えた。

計測された両者の関係は、どの速度でもリサージュ波形を描き、タイヤのスリップ角に対する横力には遅れがあることが分かる。これは、車両に装着されたタイヤが速い操舵に対して動的に応答することを示している。

そこで、横力の伝達の様子を考察すると、一般にタイヤは横方向にたわむ性質を持つため、スリップ角による横力と横ばねの反力が釣り合うのにある一定の転動距離を必要とする (Fig. 3)。

この特性は、コーナリングパワーと横ばねに線形性を仮定すると、横力伝達の特性は式 (1) のように 1 次系になることが知られている^{1)~4)}。なお、この伝達特性を複素領域のまま扱い、他の動的な要素と統一的に論じる試みもあるが⁵⁾、本質的には同じモデル化の方法である。ここではこのタイヤ動特性のモデルを「1 次遅れタイヤモデル」と呼ぶことにする。

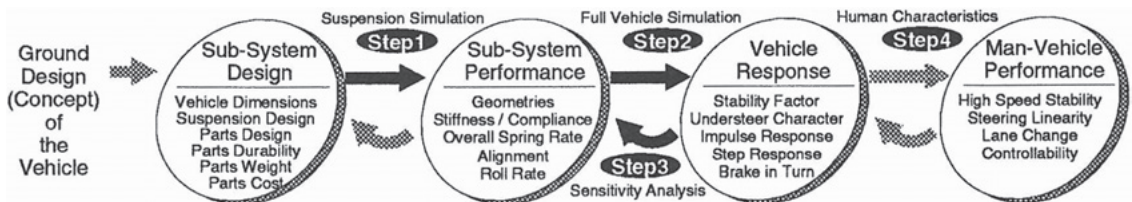


Fig. 1 Analytical Steps of Handling on Development of the Suspension System

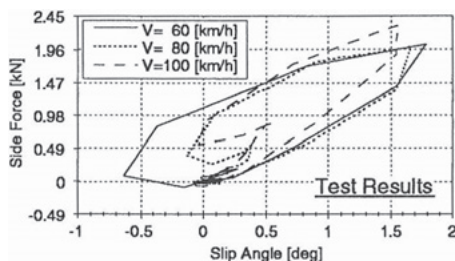


Fig. 2 Measured Lissajous' Figure of Tire Response in Impulse Steering Input

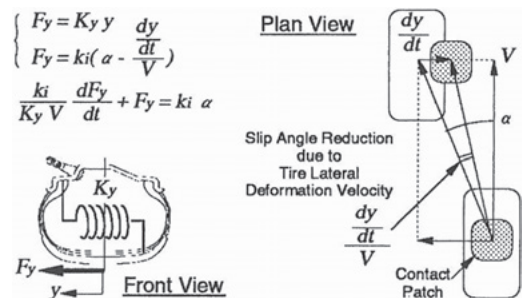


Fig. 3 Relaxation Characteristic of Tire Side Force

Table 1 Condition of Tire Frequency Response Test

Normal Load	Fz [kN]	4.90	Test Facility	Flat Belt Tester
Velocity	V [km/h]	10, 100	Test Mode	Slip Angle Sweep
Sweep Freq.	f [Hz]	0.2~3.0	Tire Size	195/60R15
Lat. Stiffness	Ky [N/mm]	102.9	Tire Tested	Dunlop Windsor

$$\left\{ \begin{array}{l} K_i(s) = \frac{F_y(s)}{\alpha(s)} = \frac{k_i}{1+T_i s} \quad : \text{タイヤ横力の伝達関数} \dots(1) \\ T_i = \frac{k_i}{K_y V} \quad i = \begin{cases} f: \text{フロントタイヤ} \\ r: \text{リアタイヤ} \end{cases} \end{array} \right.$$

s : ラプラス演算子

F_y : タイヤ横力

K_y : タイヤ横ばね定数

y : タイヤ接地点 横変位

V : ホイールセンタ タイヤ速度

α : スリップ角

k_f, k_r : フロント/リア・静的コーナリングパワー

$K_f(s), K_r(s)$: フロント/リア・動的コーナリングパワー

T_f, T_r : フロント/リア・コーナリング時定数

この1次遅れタイヤモデルの伝達特性をタイヤ試験機を用いて確認するため、Table 1の試験条件でタイヤ単体の実測値と計算値をFig. 4に示す。結果は計算値(実線)は実測値(プロット点)の傾向を良く表し、絶対値も比較的良く一致した。

この1次遅れタイヤモデルは、タイヤの動特性を表す基本的なモデルであると考えられている。

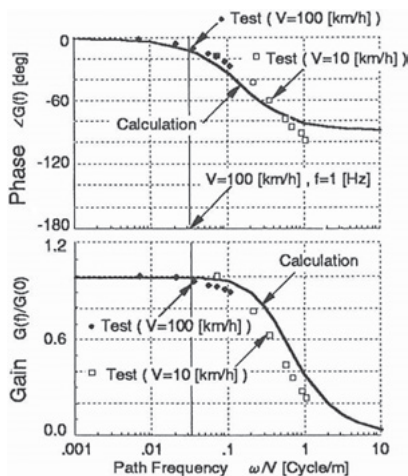


Fig. 4 Path Frequency Responses of Side Force

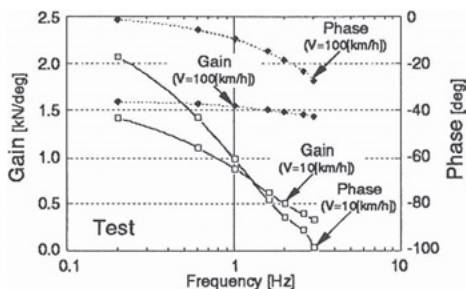


Fig. 5 Frequency Responses in Velocity Diversity

またFig. 5、横軸を操舵周波数にとった実測値を速度10および、100km/hで示す。高速ではゲイン、位相とも周波数に対する変化が小さくなっている。式(1)の時定数 T_i は低速ほど大きくなり、タイヤ動特性の影響は低速で顕著に高速では小さくなるという特性があるが、実験結果よりそれが確認できた。

2.2. 2輪車モデルでの考察

このタイヤ1次遅れ特性が車両に与える影響を調べるため、車両運動の基本的なモデルである2輪車モデルによる考察を行なった。

式(1)を2輪車モデルの特性方程式(2)に代入すると、特性方程式は s の4次式となる。

$$s^2 + C_1 s + C_2 = 0 \quad : \text{車両運動の特性方程式} \dots(2)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} C_1 = \frac{m \{ a^2 K_f(s) + b^2 K_r(s) \} + I \{ K_f(s) + K_r(s) \}}{m V I} \\ C_2 = - \frac{a K_f(s) - b K_r(s)}{I} + \frac{(a+b)^2 K_f(s) K_r(s)}{m V^2 I} \end{array} \right.$$

ここで計算の複雑さを避けるため、式(1)をマクローリン級数展開し、高次項を無視して近似した伝達関数 $K_i'(s)$ を考える(式(3))。

$$\begin{aligned} K_i(s) &= \frac{k_i}{1+T_i s} = k_i \{ 1 - T_i s/1! + 2 T_i^2 s^2/2! - 6 T_i^3 s^3/3! + \dots \} \\ &\approx k_i (1 - T_i s) = K_i'(s) \quad : \text{タイヤ近似伝達関数} \dots(3) \end{aligned}$$

$i = \begin{cases} f: \text{フロントタイヤ} \\ r: \text{リアタイヤ} \end{cases}$

この近似伝達関数を代入すると特性方程式は s の2次式になるが、タイヤ単体の伝達関数と近似した伝達関数のベクトル軌跡を比較するとFig. 6の様に差異があり、近似誤差による車両運動への影響を確認する必要がある。

そこで、タイヤ動特性の考慮と伝達関数の近似誤差が車両動特性にどの程度影響を与えるのかを調べるため、この2輪車モデルにTable 2の値を代入してそのベクトル軌跡を観察した。

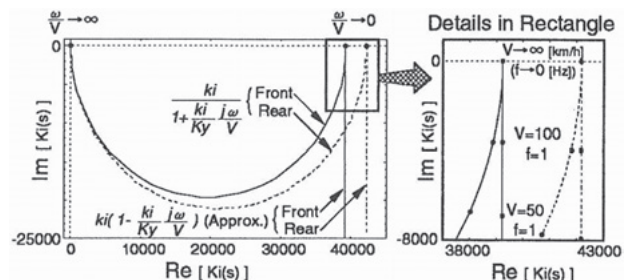


Fig. 6 Vector Loci of Tire Transfer Function & its Approximate Function

Table 2 Specifications of Bicycle Model

Specs	Value	Unit
m	1334.0	[kg]
I	2347.7	[kg・m ²]
a	1.032	[m]
b	1.689	[m]
V	27.778	[m/sec]
Kf*	39226.6	[N/rad]
Kr*	42168.6	[N/rad]
Ky	100027.8	[N/m]

* Estimated Value from Constant Radius Turn Test

Fig. 7 に、タイヤ伝達関数を式 (1) で考慮した場合 (実線)、式 (3) で近似した場合 (細かい点線) およびタイヤ動特性を考慮しない場合 (破線) の、前輪操舵角に対するヨーレイト伝達関数の計算結果を示す。

タイヤ近似伝達関数モデル (細かい点線) を見ると、車両の動特性が問題になってくる $V=50\text{km/h}$ 以上、操舵周波数が $f=1\text{Hz}$ 前後の領域で近似しないモデル (実線) と軌跡がほぼ重なり合いかかなり良い近似を与える。よって、この近似伝達関数モデルは我々の問題とする条件下での基本的な特性検討に使用できる。ただし $V=50\text{km/h}$ 以下の低速度領域と $f=1.5\text{Hz}$ 付近より高い周波数では近似精度が悪化することに注意を要する。

次に、タイヤ動特性の有無による差に着目する。

周波数 $f=0.5\text{Hz}$ 以下の操舵ではタイヤ動特性を取り入れた場合と取り入れない場合のベクトル軌跡の差異は小さい。すなわちゆっくりした操舵ではタイヤの動特性は車両動特性にほとんど影響しないことが分かる。

しかし、操舵周波数 $f=1.0\text{Hz}$ の付近を見ると、 $V=50\sim$

150km/h の広い速度域でタイヤ動特性の有無による差が広がっている。つまり、操舵周波数が高い領域では、車両速度によらずタイヤ動特性の影響は無視できず、この領域ではタイヤの動特性を車両運動に考慮することが必要になってくることが分かる。そこで先の近似伝達関数を用いて、さらに 2 輪車モデルで調べてみる。

近似伝達関数の下では系の特性方程式を式 (4) のように表すことができる。タイヤ単体の遅れが高速で減少することは式 (4) のタイヤ動特性の項 A_0' 、 A_1' および Fig. 4 のタイヤの計測結果から明らかである。

$$s^2 + 2\omega_n \zeta' s + \omega_n'^2 = 0 \quad : \text{車両の近似特性方程式} \dots (4)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \omega_n' = \sqrt{\frac{A_2}{A_0 + A_0'}} \quad : \text{系の固有値} \\ \zeta' = \frac{A_1 + A_1'}{2 \sqrt{(A_0 + A_0') A_2}} \quad : \text{系の減衰係数} \end{array} \right.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} A_0 = m V I \\ A_0' = - \{ (I + m a^2) K_f T_r - (I + m b^2) K_r T_r \} + \frac{I^2}{V} K_f K_r T_r T_r \\ A_1 = m (a^2 K_f + b^2 K_r) + I (K_f + K_r) \\ A_1' = \left(-\frac{I^2}{V} K_r + a m V \right) K_f T_r + \left(-\frac{I^2}{V} K_f - b m V \right) K_r T_r \\ A_2 = -m V (a K_f - b K_r) + \frac{I^2}{V} K_f K_r \end{array} \right.$$

しかし Fig. 7 の検討から、タイヤの遅れは高速域でも車両特性に大きな影響を及ぼしている。タイヤ動特性は高速でその寄与が大きくなることが以上から示唆される。

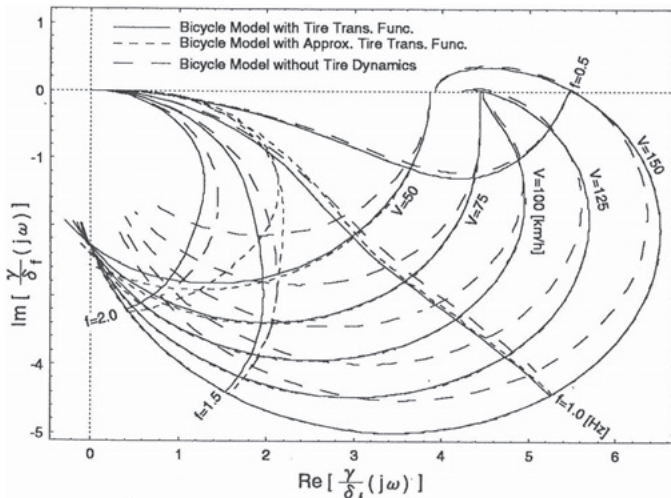


Fig. 7 Vector Loci of Yaw Rate with Respect to Velocity & Steering Frequency

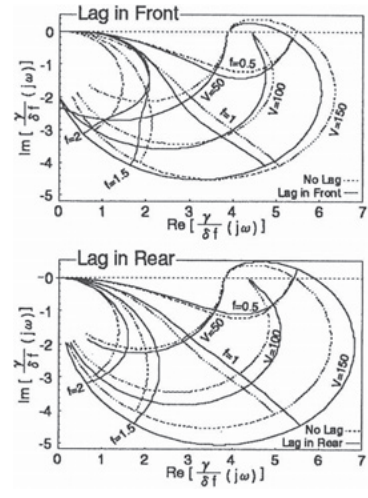


Fig. 8 Influences of Front & Rear Tire Lag in Yaw Impulse Response of Bicycle Model

次に、Fig. 8 に近似伝達関数による前輪と後輪それぞれのタイヤ横力遅れの影響をプロットした。

Fig. 8 上図 Lag in Front は、前輪のみに遅れを考慮した時のベクトル軌跡(実線)と全く考慮しない場合(点線)の比較である。前輪の遅れにより周波数が低い領域ではベクトル軌跡が小さく、高い領域では大きくなっている。その境の周波数は速度が早いほど高くなる。前輪横力の遅れは一般に、低い周波数操舵でのゲインを下げ、全般に位相遅れを増加する働きを持っている。

Fig. 8 下図 Lag in Rear より、後輪の遅れの影響はベクトル軌跡を大きくしてゲインを高める方向に働き、低周波数での位相遅れを減少させることが分かる。

タイヤ動特性は前輪と後輪で車両に異なった影響を与えることが報告されているが⁶⁾、我々の検討でもそれが確認され、各々のタイヤのコーナリングパワーに応じた時定数を用いた計算が必要であることが分かる。

以上、2 輪車モデルで考察した 1 次遅れタイヤの影響をまとめると、タイヤの動特性は速度が高い領域でも車両動特性に大きく影響する。また、前後輪の寄与の違いも確認できた。よって、早い操舵による車両応答を精度良くシミュレーション予測するには、タイヤの動特性を詳しくモデル化することが必要である。

2.3. 1 次遅れマジックフォーミュラ

タイヤの 1 次遅れ特性が車両の動特性に大きく影響することは分かったが、現実の開発中の車両の性能予測を行なおうとすると、以上の基本的な検討で用いた 1 次遅れタイヤモデルより、さらに予測精度に優れるモデルを必要とする。

現在、車両運動性能の検討に用いられているタイヤモデルは、「実験データモデル」「解析モデル」「有限要素モデル」「実験近似関数モデル」に大別できるが⁷⁾、操安性の効率的な予測には、少ない計測データから非線形なタイ

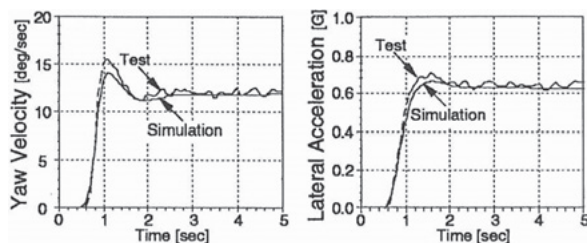


Fig. 9 Step Response with Magic Formula Tire Model

ヤ 6 分力を精度良く再現できるモデルが望ましい。この要件を満たすタイヤモデルとして、実験近似関数モデルに分類されるマジックフォーミュラが良く知られている。このモデルでは式 (5)、(6) のように、横力、制動・駆動力、セルフアライニングトルク (以下 SAT) の基本特性を関数で表し、個々のタイヤ特有の特性は計測値からパラメータを回帰推定することで、タイヤの定常特性を再現する^{8) 9)}。

$$\begin{aligned} F_y &= D_y \sin(C_y \tan^{-1}(B_y \Phi_y)) + \Delta S_v \quad \dots(5) \\ \Phi_y &= (1 - E_y)(\alpha + \Delta S_h) + (E_y / B_y) \tan^{-1}(B_y (\alpha + \Delta S_h)) \\ \left\{ \begin{aligned} D_y &= a_1 F_z^2 + a_2 F_z \\ C_y &= a_0 = 1.30 \\ B_y &= \frac{a_3 \sin(a_4 \tan^{-1}(a_5 F_z))}{C_y D_y} (1 - a_{12} |\gamma|) \\ E_y &= a_6 F_z^2 + a_7 F_z + a_8 \\ \Delta S_h &= a_9 \gamma \\ \Delta S_v &= (a_{10} F_z^2 + a_{11} F_z) \gamma \end{aligned} \right. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_x &= D_x \sin(C_x \tan^{-1}(B_x \Phi_x)) \quad \dots(6) \\ \Phi_x &= (1 - E_x) \kappa + (E_x / B_x) \tan^{-1}(B_x \kappa) \\ \left\{ \begin{aligned} D_x &= b_1 F_z^2 + b_2 F_z \\ C_x &= b_0 = 1.65 \\ B_x &= \frac{b_3 F_z^2 + b_4 F_z}{C_x D_x \exp(b_5 F_z)} \\ E_x &= b_6 F_z^2 + b_7 F_z + b_8 \end{aligned} \right. \end{aligned}$$

F_x : 前後力
 F_y : 横力
 F_z : 接地荷重
 α : スリップ角
 γ : キャンバ角
 κ : スリップ率
 $a_0 \sim a_{12}$: F_y の係数
 $b_0 \sim b_8$: F_x の係数

このため、タイヤの構造に触れることなく、タイヤのスリップ角、キャンバ角などの状態と発生する力やトルク等の巨視的特性のみをモデル化でき、運動性能予測に適したモデルとして様々な応用例が報告されている¹⁰⁾。

我々はこれまで、このマジックフォーミュラを汎用機構解析プログラム「ADAMS」などと組み合わせることで、低い操舵周波数における車両応答特性を高い精度で予測してきた。マジックフォーミュラ・タイヤモデルを使用した解析の一例として、ステップ応答でのヨーレイ、横加速の応答を Fig. 9 に、旋回ブレーキでのヨーレイ

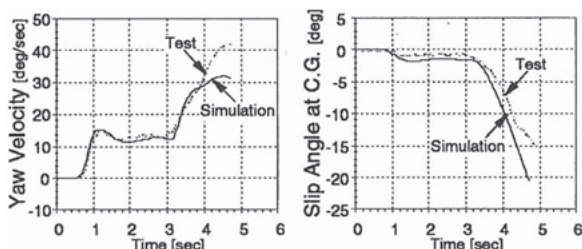


Fig. 10 Braking in Turn Response with Magic Formula Tire Model

ト、重心点すべり角を Fig. 10 に示す。どちらの計算値も実測値と良く一致しており、マジックフォーミュラがタイヤの定常特性を非常に高い精度で予測できるモデルであることが検証される。

この定常特性の再現性に優れたマジックフォーミュラと式 (1) で表される 1 次遅れタイヤを組み合わせると、タイヤのもつ非線形性と動特性を同時に再現できるタイヤモデルを構築できると考えられる。

1 次遅れタイヤモデルでは式 (1) の時定数 T_i の計算に線形コーナリングパワーを仮定したが、実車走行時のタイヤのコーナリングパワーは、重量配分や車両姿勢などによって変わる接地荷重やスリップ角によって時々刻々と変化する。そこで、これらの関数として拡張した時定数の概念を導入することで、タイヤ動特性の予測精度は向上する。

横力を表すマジックフォーミュラ式 (5) をスリップ角で偏微分すると、式 (7) のように、スリップ角と接地荷重の関数である $dF_y/d\alpha$ が得られる。

$$\frac{dF_y}{d\alpha}(\alpha; F_z) = \frac{dF_y}{d\Phi_y} \frac{d\Phi_y}{d\alpha}$$

$$= \frac{B_y C_y D_y \cos[C_y \tan^{-1}\{B_y \Phi_y\}]}{1 + B_y^2 \Phi_y^2} \left(1 - E_y + \frac{E_y}{1 + B_y^2 \alpha^2}\right)$$

: 広義のコーナリングスティフネス ... (7)

ここではこれを、スリップ角 0deg 付近で定義されるコーナリングパワーと区別して「広義のコーナリングスティフネス」と呼ぶ。

この広義のコーナリングスティフネス $dF_y/d\alpha$ を式 (1) のコーナリングパワー k_i の項に代入すると、動的に拡張して定義された時定数 T_i が式 (8) のように計算できる。

$$T_i(\alpha; F_z) = \frac{\frac{dF_y}{d\alpha}(\alpha; F_z)}{K_y V} \quad \text{: 動的時定数 ... (8)}$$

式 (8) の時定数で表される 1 次遅れ系が、式 (5) のタイヤ横力に追従するとすれば、式 (9) のように、タイヤの動特性と非線形性の両方を考慮したタイヤ横力の計算が可能であり、求めるモデルを構築することができる。なお、この畳み込み積分はシミュレーションでは数値積分により求めた。

$$F_{yo}(t) = \int_0^t F_y(\tau) \frac{1}{T_i(\alpha; F_z)} \exp\left[-\frac{t-\tau}{T_i(\alpha; F_z)}\right] d\tau$$

動的で非線形なタイヤ横力 ... (9)

3. モデルの検証

3.1. タイヤの実走行計測システム

このモデルの検証のため、実路面でのタイヤ特性の測定値と、新しいタイヤモデルの計算値を比較する。

台上タイヤ試験機では、接地荷重やスリップ角、スリップ率が時々刻々と変動する場合の動特性の計測が困難であるが、近年これを車両に装着した状態で行なった報告が見られる¹⁰⁾。

そこで我々も、タイヤの接地状態とタイヤの発生する力とを同時に記録できるような計測システムを構築し、実走中のタイヤの状態を直接観測し、車両が実際に走行している状態でモデルとの比較を行った。Fig. 11 にその計測システムの概要を示す。

3.2. 実路と台上でのタイヤ特性

Fig. 11 の計測装置を排気量 2 ℓ の前輪駆動車の前輪に装着し、惰行でのコーナリング、直進制動などの走行モードで試験を行い、横力、前後力、SAT の測定値を台上試験値と比較した。試験タイヤは Dunlop 製 195/60R15 Windsor、内圧は 196kPa とした。

コーナリング試験は初速 80km/h で惰行し、タイヤの応答遅れが影響しない程度の角速度 20deg/sec で操舵角をランプ波形で入力した。

本試験では、Fig. 12 の様にスリップ角に応じて横力が増

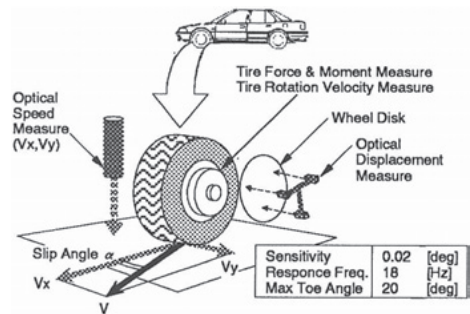


Fig. 11 On-Road Tire Measuring System

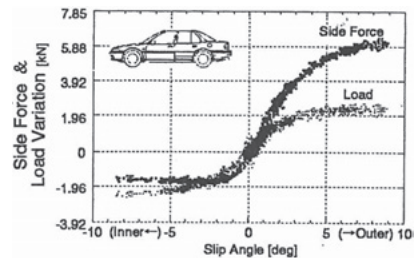


Fig. 12 Side Force & Load vs. Slip Angle (on Road)

大し、旋回による左右輪の荷重移動で接地荷重も増加する。スリップ角の符号の正は旋回外輪を、負は内輪を示す。接地荷重は初期値 4.31kN からの増減を示す。

この横力を接地荷重で除した摩擦係数を Fig. 13 に、同じく台上試験での摩擦係数を Fig. 14 に示す。実路でのタイヤ横力の特性は台上試験と良く一致する。ただし、台上試験値は接地荷重一定下での摩擦係数である。

次に、直進走行からの緩制動および急制動（ロック）でのタイヤの前後力測定値を台上試験値と比較した。

実路走行におけるタイヤのスリップ率は、路面速度、タイヤ回転角速度およびタイヤの有効転がり半径から求めるが、有効転がり半径は直接測定が困難なため、台上試験から荷重と速度の関数を導出し、推定した。

Fig. 15 にスリップ率 κ に対する摩擦係数 μ を示す。同じく台上試験での値を Fig. 16 に示す。実路走行では、 $\kappa = 10\%$ 付近で μ が最大値を取るが、タイヤ試験機で

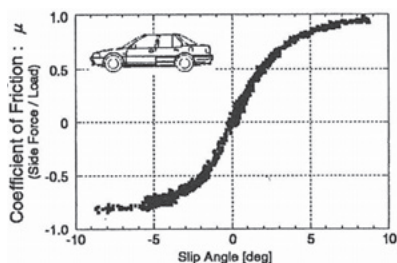


Fig. 13 Coefficient of Friction vs. Slip Angle (on Road)

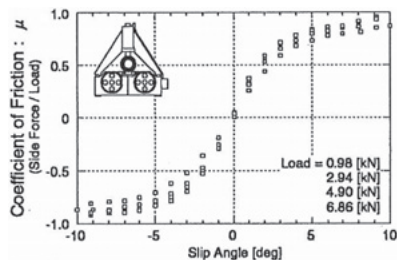


Fig. 14 Coefficient of Friction vs. Slip Angle (on Tire Tester)

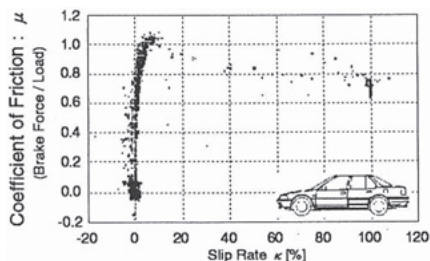


Fig. 15 Coefficient of Friction vs. Slip Rate (on Road)

は μ の最大値はやや高く、発生スリップ率は $\kappa = 20\%$ 程度に大きくなる。そのため、この試験データを基に特性を予測する計算値は、スリップ率 $\kappa = 10\%$ 以下では実路よりも前後力を小さく見積る傾向を持つ。この傾向はスリップ率の小さい領域を扱う ABS のシミュレーション等では問題となるので、台上試験から実路特性を推定するシミュレーションではこうした差異を補償する手法が重要となってくる。

3.3. 実路でのタイヤ力の推定

前記の計測システムを用いると、タイヤの状態を表す変数（スリップ角、キャンパ角、接地荷重等…）と発生するタイヤ力を同時に記録できる。このタイヤの状態変数を台上試験で同定したタイヤモデルに与えると、走行車両の刻々と変化するタイヤ力の推定が可能である。

そこで、計測状態変数から計算されるタイヤ力と計測システムの測定値を様々な走行モードで比較した。

はじめに、Fig. 17 は前節と同じ条件の惰行コーナリ

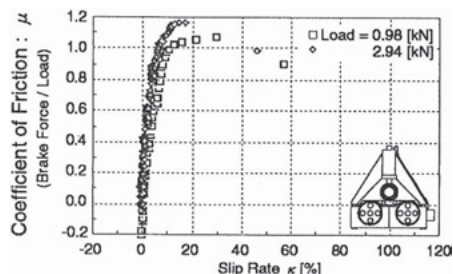


Fig. 16 Coefficient of Friction vs. Slip Rate (on Tire Tester)

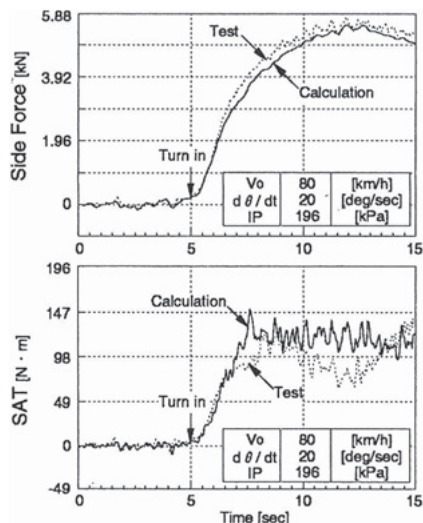


Fig. 17 Side Force & SAT in Ramp Steer Turn

ングでの横力(上図)とSAT(下図)の比較である。計算値(実線)は測定値(点線)に近く、台上試験から回帰推定したタイヤモデルで、実車で発生している横力、SATをはば正しく計算できることが示されている。

Fig. 18 は、直進状態での緩制動(上図)と急制動(下図)でのタイヤ前後力の比較である。台上試験との比較では、実路走行の前後力はより低いスリップ率でピーク値をとる。そのため非常に小さなスリップ率を使用する緩制動では計算される前後力は測定値より小さくなることが予想される。Fig. 18 の緩制動の図では計算値(実線)が測定値(点線)より全般に小さな値となっており、この傾向ははっきりと現われている。

一方、大スリップ率を使用する急制動の図では、前後力が最大制動力からロックによる動摩擦制動力に低下する様子が良く再現できている。

次に、これら、横力と前後力が複合するタイヤの摩擦楕円特性の再現性を確認するため、直進走行からの旋回制動を行なった。タイヤの横力、前後力、SATの時間応答の比較を Fig. 19 に示す。実測値(点線)では制動力が立ち上がると横力が急激に減少し、その後速度が低下するのに従って緩やかに横力の減少が続く。計算値(実線)は前後力が小さくなる傾向は出るものの、摩擦楕円の影響で制動力により横力が減少する実測値の傾向を良くシミュレートしている。

次に、タイヤの1次遅れ特性の影響を検討するため、車速 100km/h でのインパルス操舵に対するタイヤ力の時間応答の実測値と計算値を Fig. 20 に示す。

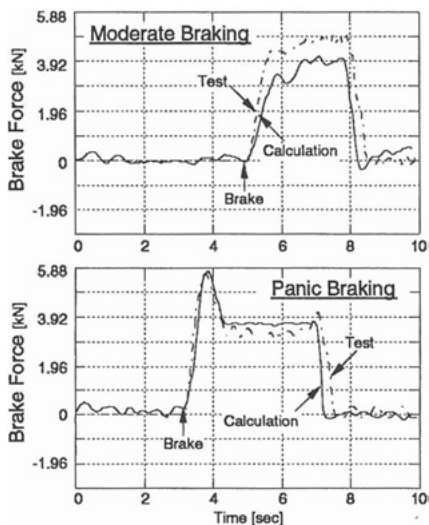


Fig. 18 Brake Force in Moderate & Panic Braking

1次遅れを考慮したタイヤモデル(実線)は静的なモデル(点線)と比べて右方向にシフトし、横力の発生が遅れる様子が再現されている。このテスト条件でのタイヤ時定数は $T_f=0.014\text{sec}$ 程度である。また、いくらかではあるが1次遅れを考慮したモデルではピーク値が減少しており、ダイナミックロスによるゲインの低下が観測される。しかし、実測値との比較になると、まだ定量的近似を

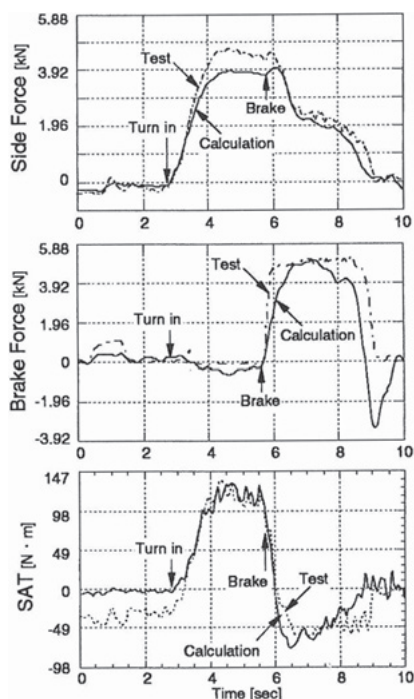


Fig. 19 Tire Side, Brake Forces and SAT in Braking Turn

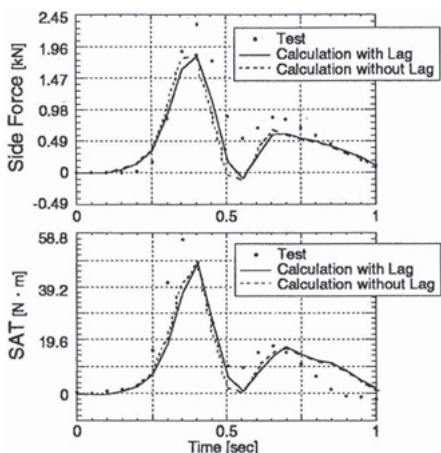


Fig. 20 Impulse Response of Tire Side Force & SAT

見るには至っておらず、タイヤの動特性について今後も解明すべき課題は多い。

Fig. 21 はインパルス操舵応答を速度を変えて計算し、スリップ角に対する横力特性をリサージュ波形にプロットしたものである。遅れの無いモデル(太線)はほぼ線形性を示すが、タイヤ1次遅れを考慮したモデルは動的な応答を示しており、また速度60km/hにおける遅れの影響が最も大きくなるなど、1次遅れの考慮により実路試験の傾向(Fig. 2)を良く再現できることが確認できた。

Fig. 22 に、速度100km/hにおける前後輪タイヤの横力のインパルス応答の計算値を、1次遅れの有無で比較し示す。1次遅れの影響で、前後輪の時系列応答に差異が生じることが新しいモデルには反映されている。

以上、これまで重要な要素であるにもかかわらず未解明な部分が多かったタイヤの動特性をモデル化し、実路走行試験により、横力、前後力、SATの各特性、摩擦楕円の特性、遅れ特性の検証を行なった。その結果、台上試験機上および実路上では、新しいタイヤモデルがタイヤ単体の非線形特性と動特性の傾向をより高い精度で再現していることが定量的に確認できた。

次に、このタイヤ特性の差が、目的とする車両の運動自体にどのように影響するかを検討する。

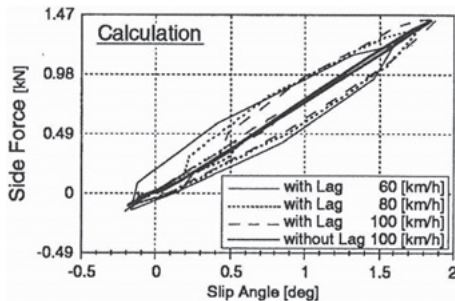


Fig. 21 Calculated Lissajous' Figures of Tire Response in Impulse Steering Input

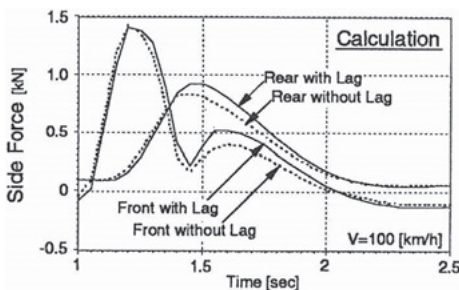


Fig. 22 Calculated Tire Response in Impulse Steering Input

3.4. 車両の周波数応答

新しいタイヤモデルは、高い周波数の操舵入力に対して実路でのタイヤ単体特性を良く近似していることが分かったので、車両挙動についてもタイヤ動特性の影響が大きく寄与する周波数応答特性により検証する。

シミュレーションでは、テスト車両の諸元を汎用機構解析ソフト「ADAMS」でモデル化したフルビークルの車両モデルを用いた。

Fig. 23 は、車速100km/hで、直進する車両に0.5secで45degのインパルス操舵入力を与えたときの車両のヨーレイトのゲインと位相の特性を、実測値と計算値で比較したものである。実測値(破線)に対して、1次遅れを考慮しないモデル(実線)ではヨーレイトゲインのピークである共振周波数が低周波数側になり、ピークゲインも低くなる傾向があった。しかし、新しい動特性を考慮したタイヤモデル(太線)では、共振周波数、ピークゲインとも実測に近づき予測精度が改善された。また、ヨーレイトの位相も実測に対して遅れが小さかったのが、高い周波数側で改善されている。

Fig. 24 は、同じく横加速度の周波数特性である。横加速度の周波数応答を見ても、車両の応答性の尺度として用いることの多い位相特性が高い周波数まで改善され、予測精度が向上している。

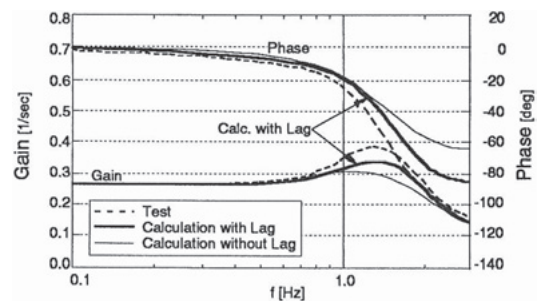


Fig. 23 Yaw Rate Response (V=100[km/h])

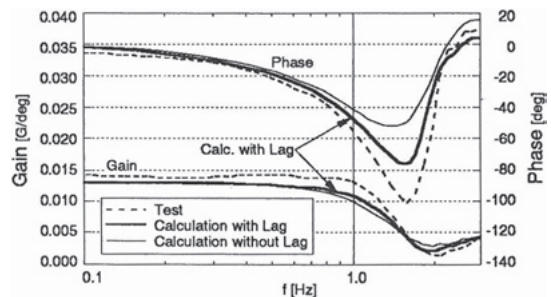


Fig. 24 Lateral Acceleration Response (V=100[km/h])

今回、タイヤの動特性を非線形領域に拡張することによって実車の動特性の予測精度はかなり向上できたが、車両の周波数応答では、依然として実測値との開きがある。本報告では、サスペンション部材は全て剛体として扱っているほか、ステアリング系の特性や車体の変形など、考慮すべき重要因子をまだまだモデルに反映していないのが実情である。近年、これら詳細なサブシステムの影響が報告されており¹¹⁾¹²⁾、これからこういった要素の検討を行なって操安性の支配因子に対する理解を深めて行かなければならない。

4. まとめ

本報告では、サスペンション開発の効率化を目的として、操安性を予測するシミュレーション技術の構築とその予測精度の向上を計った。本研究の内容は以下のよう

- (1) 2輪モデルによる基本的な検討から、タイヤ動特性が車両運動に与える寄与の大きさを、操舵周波数と車速をパラメータとして考察した。特に、操安性が問題になる中高速域の操舵周波数が高い領域でタイヤ動特性の考慮が必要であることを明らかにした。
- (2) 拡張した時定数を定義することで、1次遅れタイヤモデルの概念を新たなモデルに拡張した。そしてそれをマジックフォーミュラに導入することで、非線形で動的なタイヤ力の計算モデルを構築した。
- (3) 実路上でのタイヤ計測システムを構築し、タイヤの状態と発生力を同時に観測することによって、構築したモデルで、計算されるタイヤ力を検証した。
- (4) このタイヤモデルをADAMSや車両数学モデルに適用し、タイヤの摩擦楕円特性に関係する制動・駆動を伴う旋回運動と、車両の周波数応答特性の予測精度の向上を達成した。
- (5) 提案したタイヤモデルでは非線形領域の動特性も考慮に入れ、旋回中のように横すべりや荷重移動が大きな領域での車両の解析を可能とした。

現実的な緊急回避を想定すると、車両が旋回中の応答性は重要な研究課題である。しかし、車両が旋回中の状態で線形化した研究^{13)~15)}の例以外に報告は少なく、今後

にその説明が残されている分野である。本報告で提案したタイヤモデルが、こうした分野でより安全な車両特性の研究に少しでも役立てば望外の喜びである。

謝 辞

操縦安定性のシミュレーションにとって最も重要な、タイヤモデルの一つであるマジックフォーミュラを考案され、また、タイヤ動特性に対する考え方について示唆をいただきましたオランダ・デルフト大学のパシェイカ教授に謹んで感謝の意を表します。

また、住友ゴム工業株式会社の橋本朋敬氏、池田明夫氏はじめ関係各位には、タイヤモデルの基礎となる台上試験データの提供および摩擦楕円ロジックについてご助言ご指導をいただきました。ここに改めてお礼申し上げます。

参考文献

- 1) H. B. Pacejka: Analysis of the Shimmy Phenomenon, Proc. Instn. mech. Engrs., Vol.180, Pt 2A, No.10, (1965-66), pp.251-262.
- 2) R. S. Sharp: The Stability and Control of Motorcycles, Journal of Mechanical Engineering Science, Vol.13, No.5, (1971), pp.316-329.
- 3) 安部正人: 自動車の運動と制御, 山海堂, (1992), pp.39-47.
- 4) 景山克三, 景山一郎: 自動車力学, 理工図書, (1984), pp.48-57.
- 5) 酒井英樹, 佐藤幸治: 複素コーナリングパワーとその応用, AVEC No.9311 シンポジウム, 9306912, (1993), pp.8-18.
- 6) 飯田 信, 片田邦男: タイヤ動特性が車両の運動性能へ及ぼす影響, 自動車技術, Vol.38, No.3, (1984), pp.320-325.
- 7) 高橋俊道: タイヤの力学モデルについて, AVEC No.9311 シンポジウム, 9306903, (1993), pp.1-7.
- 8) E. Bakker, L. Nyborg, H. B. Pacejka: Tyre Modeling for Use in Vehicle Dynamic Studies, SAE paper 870421, (1987).
- 9) E. Bakker, H. B. Pacejka: A New Tyre Model for an Application in Vehicle Dynamic Studies, SAE paper 890087, (1989).

- 10) 牧田光弘, 鳥居修司:実路でのタイヤコーナリング特性について, 自動車技術会 学術講演会前刷集 921, 921123, (1992-5), pp.61-64.
- 11) 諸泉晴彦, 佐藤康充, 御室哲志, 田中忠夫:フルビークルモデルによる操舵性能予測, 自動車技術会シンポジウム“タイヤの基礎特性と車両運動”, No.9414, (1994-7), pp.43-46.
- 12) 江副俊樹, 影山一郎, 藤井宏之:タイヤの横剛性を考慮したタイヤ動特性モデルに関する研究, 自動車技術会学術講演会前刷集 952, 9535044, (1995-5), pp.117-120.
- 13) 佐野彰一, 古川 修, 二瓶 隆, 阿部 賢, 芹沢満也:舵角応動型 4WS の制御原理が操舵応答に及ぼす影響, 自動車技術会論文集, No.43, (1990), pp.108-113.
- 14) 古川 修, 佐野彰一:高い横加速度で旋回中の車両の操舵応答の解析モデル, HONDA R&D Technical Review, Vol.2, (1990), pp.118-126.
- 15) 森 和典:四輪操舵車の旋回運動時操舵応答性の解析, 日本機械学会論文集, C, Vol.59, No.560, (1993-4), pp.1080-1085.

■著 者■



樋 口 実



日 下 馨



洪 沢 宏 一



村 岡 尚 彦



塚 越 誠