

二輪車運動性能解析への マジックフォーミュラタイヤモデルの適用

Application of the Magic Formula Tire Model to Motorcycle Maneuverability Analysis

手塚良孝* 石井秀文* 清田 悟*
Yoshitaka TEZUKA Hidefumi ISHII Satoru KIYOTA

要 旨

近年、四輪車の運動性能解析で用いられるようになったマジックフォーミュラタイヤモデルを二輪車モデルに適用し、従来から用いていたカーペットプロットタイヤモデルとの比較において、直進安定性、旋回性について実機の特性との相関および利便性を検討した。その結果、マジックフォーミュラタイヤモデルは実機の特性との相関が高いことが確認でき、タイヤ特性を変更する作業も容易に行なえることがわかった。

ABSTRACT

The Magic Formula tire model, which is recently utilized in a maneuverability analysis for automobiles, was applied to a motorcycle simulation model. In comparison with a current Carpet Plotted tire model, the correlation between the simulation and the actual running was investigated for a straight running stability and a turning performance, and the availability of the Magic Formula tire model was examined.

The result shows that the Magic Formula tire model has a good correlation with the actual result and a good availability so that a tire property can be easily changed.

1. はじめに

タイヤ特性は二輪車の運動性能を決定する重要な因子の一つであり、機構解析言語を用いた挙動シミュレーションを行なう上でもタイヤモデルが鍵となる。二輪車の特徴である大キャンパ角の非線型領域を含めた特性を表わすタイヤモデルとして、従来はカーペットプロットタイヤモデル（以下、CPタイヤモデルという）を用いてきた。

これにはタイヤ特性を表現する上で計測データの線形補間手法を使っている。精度を得るために補間の刻みを狭くすることは、多量のデータを処理することになるばかりでなく、タイヤ特性の変更も容易ではない。

本稿では、近年四輪車の運動性能解析で用いられるようになったマジックフォーミュラタイヤモデル（以下、MFタイヤモデルという）を二輪車の運動性能解析モデルに適用し、直進安定性、旋回性シミュレーションと実測値との相関および機能やタイヤ特性の変更効率などの比較を行った結果について考察する。

2. 二輪車用タイヤモデル

Fig.1 に示すように、二輪車走行中のタイヤ横滑り角およびキャンパ角は四輪車と異なっている^{(1)~(3)}。したがって、二輪車のタイヤモデルは大キャンパ角までの領域を精度よく表現できるタイヤモデルとする必要がある。

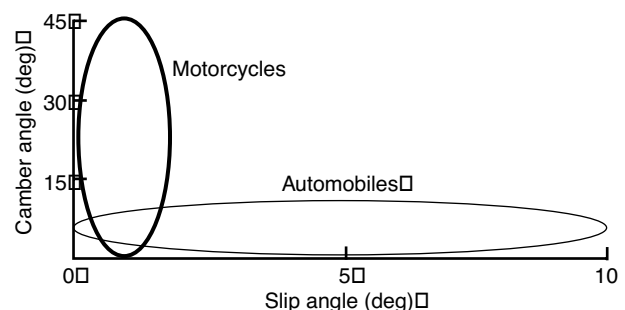


Fig.1 Comparison of motorcycle tires with automobile tires for tire slip angle and camber angle

2.1. MFタイヤモデル

二輪車版MFタイヤモデルにおける横力 F_{y0} を次に示す式(1)で表わす。式(1)の第2項がキャンパ角に関する式で

ある。式(1)において α はタイヤ横滑り角, γ はキャンバ角, F_z は接地荷重を表わしている。四輪車で用いられているMF式と同様に, MF係数と呼ばれる $B_y, C_y, D_y, E_y, B_\gamma, C_\gamma, E_\gamma, Sh_y$ とタイヤの状態量を表わす接地荷重, タイヤ横滑り角, キャンバ角によってタイヤモデルの横力 F_{y0} が決定される。計測データをスムージングして決定される値 $p_0 \sim p_{17}$ と $\lambda_0 \sim \lambda_9$ はMFパラメータと呼ばれタイヤ特性の違いを表現する。

$$F_{y0} = D_y \sin \{ C_y \arctan \{ B_y \alpha_y - E_y (B_y \alpha_y - \arctan(B_y \alpha_y)) \} + C_\gamma \arctan \{ B_\gamma \gamma_y - E_\gamma (B_\gamma \gamma_y - \arctan(B_\gamma \gamma_y)) \} \} \quad (1)$$

$$\alpha_y = \alpha + S_{hy} \quad (2)$$

$$C_y = p_0 \lambda_0 \quad (3)$$

$$D_y = p_1 \exp(p_2 df_z^2) (1 - p_3 \gamma_y^2) \lambda_1 F_z \quad (4)$$

$$E_y = \{ p_4 + p_5 \gamma_y^2 + (p_6 + p_7 \gamma_y) \operatorname{sgn}(\alpha_y) \} \lambda_2 \quad (5)$$

$$K_y = p_8 F_{z0} \sin \{ p_9 \arctan \{ F_z / (p_{10} + p_{11} \gamma_y^2) F_{z0} \lambda_3 \} \} (1 - p_{12} \gamma_y^2) \lambda_3 \lambda_4 \quad (6)$$

$$B_y = K_y / (C_y D_y) \quad (7)$$

$$S_{hy} = p_{13} \lambda_5 \quad (8)$$

$$C_\gamma = p_{14} \lambda_6 \quad (9)$$

$$K_\gamma = (p_{15} + p_{16} df_z) F_z \lambda_7 \quad (10)$$

$$E_\gamma = p_{17} \lambda_8 \quad (11)$$

$$B_\gamma = K_\gamma / (C_\gamma D_y) \quad (12)$$

ここで,

F_{z0} : Nominal load

$$df_z = F_z - F'_{z0} / F'_{z0}$$

$$F'_{z0} = F_{z0} \lambda_9$$

鉛直軸回りのモーメント M_{z0} は式(13)で表わされる。同様に $B_t, C_t, D_t, E_t, B_r, D_r, S_{ht}, S_{hr}$ はMF係数を表わし, $q_0 \sim q_{25}$ と $\lambda_{10}, \lambda_{11}$ はMFパラメータである。

$$M_{z0} = -D_t \cos \{ C_t \arctan \{ B_t \alpha_t - E_t (B_t \alpha_t - \arctan(B_t \alpha_t)) \} \} \cos(\alpha) F_{y0, (\gamma=0)} + D_r \cos \{ \arctan(B_r \alpha_r) \} \cos(\alpha) \quad (13)$$

$$\alpha_t = \alpha + S_{ht} \quad (S_{ht} = 0) \quad (14)$$

$$\alpha_r = \alpha + S_{hr} \quad (15)$$

$$\gamma_z = \gamma \lambda_{10} \quad (16)$$

$$B_t = (q_0 + q_1 df_z + q_2 df_z^2) (1 + q_3 \gamma_z + q_4 |\gamma_z|) \lambda_4 / \lambda_1 \quad (17)$$

$$C_t = q_5 \quad (18)$$

$$D_t = F_z (q_6 + q_7 df_z) (1 + q_8 |\gamma_z| + q_9 \gamma_z^2) (R_0 / F_{z0}) \lambda_1 \quad (19)$$

$$E_t = (q_{10} + q_{11} df_z + q_{12} df_z^2) \{ 1 + (q_{13} + q_{14} \gamma_z) (2 / \pi) \arctan(B_t C_t \alpha_t) \} \quad (20)$$

$$B_r = q_{15} \lambda_4 / \lambda_1 \quad (21)$$

$$D_r = F_z (q_{16} + q_{17} df_z + (q_{18} + q_{19} df_z) \gamma_z + (q_{20} + q_{21} df_z) \gamma_z |\gamma_z|) R_0 \lambda_{11} \lambda_1 \quad (22)$$

$$S_{hr} = q_{22} + q_{23} df_z + (q_{24} + q_{25} df_z) \gamma_z \quad (23)$$

ここで,

R_0 : Unloaded tire radius

λ_t : Pneumatic trail

γ_z : Scaled camber angle

2.2. CPタイヤモデル

タイヤ試験機より垂直荷重, タイヤ横滑り角, キャンバ角の組み合わせから得られたタイヤ横力, 鉛直軸回りのモーメントのデータをスプライン補間する。得られたスプラインを曲面で表示した例を Fig.2 に示す。タイヤ横滑り角と垂直荷重により, 各キャンバ角に対応したデータサーフェス上のタイヤ横力, または鉛直軸回りのモーメントが算出される。対応するキャンバ角のデータサーフェスが無い場合は, その前後のサーフェス間で線形補間を行うようにプログラムした。

3. シミュレーションモデル

シミュレーションに用いた車体モデルを Fig.3 に示す。要素数は, フロントタイヤ, リアタイヤ, ばね上操舵系, ばね下操舵系, エンジン, 車体, ライダ, リアスイングアームの8要素から構成される。運動の自由度は9自由度であり, 車体6自由度, ステアリング1自由度, 前後サスペンション2自由度である。前後サスペンションは, 非線型ばねと速度依存の減衰項により懸架される。ライダは質量のみを考慮し車体に拘束される。フレーム, 操舵系, リアスイングアームの剛性は考慮しない。走行シミュレーションはライダによる操舵系へのフィードバック制御は行わずオープンループの走行をさせる。

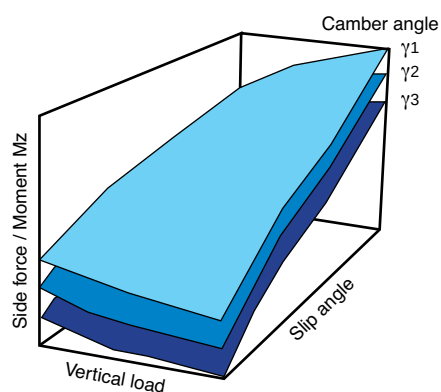


Fig.2 Surface planes of tire properties

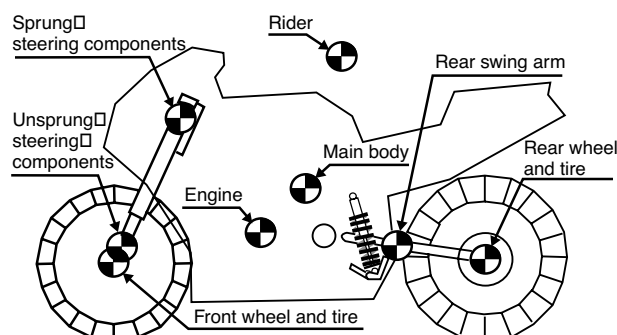


Fig.3 Motorcycle simulation model by multibody analysis language

4. タイヤの特性

タイヤ特性の計測には、Fig.4 に示す平板式タイヤ試験機を用いた。



Fig.4 Flat plank tire tester

本シミュレーションに用いるタイヤモデルの基礎データ測定範囲は、接地荷重3種類、キャンバ角 -5° ～ 45° 、タイヤ横滑り角 $\pm 10^{\circ}$ である。

計測データにバイアスが存在する場合、例えば、キャンバ角 0° 、タイヤ横滑り角 0° の直進近傍状態でタイヤ横力または鉛直軸回りのモーメントが発生すると、特に低い

速度域でシミュレーションを行なう場合、期待するシミュレーション結果と異なる場合がある。この場合MFタイヤモデルでは、MFパラメータを決定するスムージングの作業工程でバイアスを取り除いている。

Fig.5 に計測データとスムージング後のカーブを示す。横軸はタイヤ横滑り角、縦軸はタイヤ横力を表わす。計測データには、バイアスが存在するがスムージング後はバイアスがないことがわかる。CPタイヤモデルでは、測定データを直にスプライン関数上で補正する。

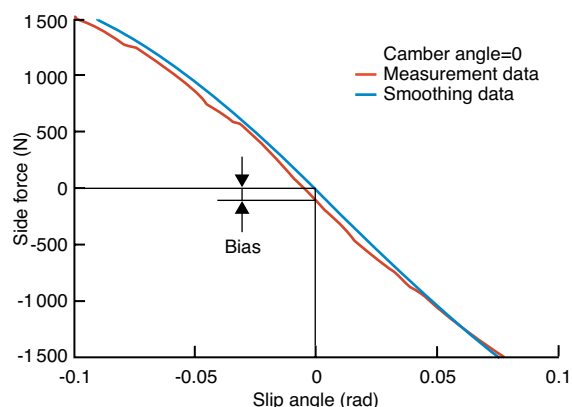


Fig.5 Comparison of measurement tire data before and after smoothing

次に、使用したA、B2種類のリアタイヤについて測定結果から特性の違いを説明する。グラフは、横軸にタイヤ横滑り角を、縦軸にタイヤ横力と鉛直軸回りのモーメントをとる。Fig.6 に示すように、キャンバ角 0° 度、タイヤ横滑り角 0° 度の直進近傍ではAタイヤの横力を表わすカーブの傾きが大きい。キャンバ角 30° 度付近では、横力の絶対値に違いがありAタイヤの横力が大きい。鉛直軸回りのモーメントは、直進近傍 0° 度付近ではBタイヤの鉛直軸回りのモーメント表わすカーブの傾きが大きい、キャンバ角 30° 度近傍では大きな差がない。Aタイヤのキャンバラストを表わすカーブの傾きが大きく、キャンバ角によって発生する横力がBタイヤより大きいことを表わす。Fig.7 にフロントタイヤの横力と鉛直軸回りモーメントおよびキャンバラストの特性を示す。

5. 走行シミュレーションと実走テスト比較

5.1. テスト手法

試験二輪車の諸元を Table 1 に示す。試験二輪車にはステアリング軸上に操舵角センサを、ハンドルパイプ内に操舵力センサを配置し、燃料タンク上に質量約2kgのヨーおよびロールジャイロセンサを搭載し、後部シート上に約2kgのデータ収録システムを搭載している。

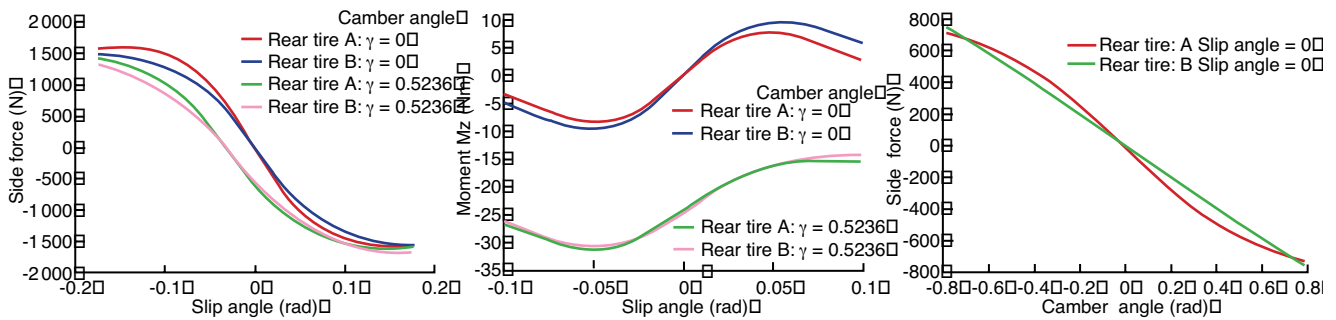


Fig.6 Characteristics of rear tires for side force, moment M_z (aligning torque and camber torque), and camber thrust

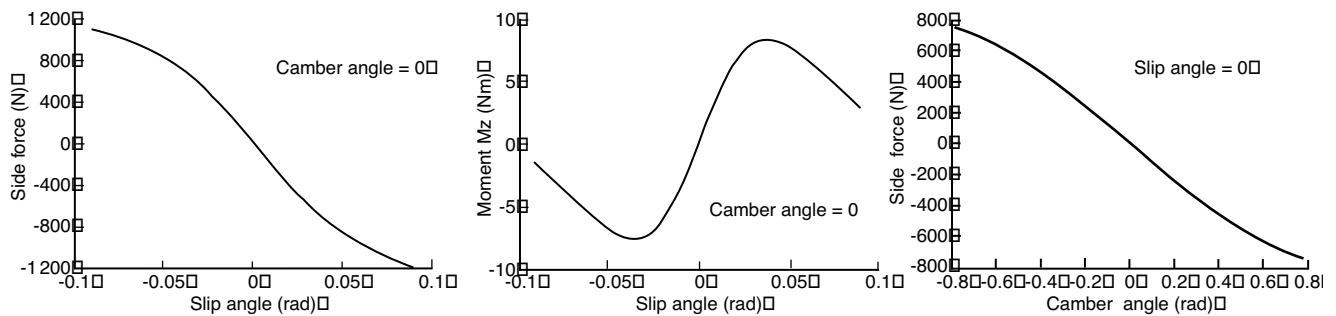


Fig.7 Characteristics of front tire for side force, moment M_z (aligning torque and camber torque), and camber thrust

フロントタイヤは Fig.7 に示す特性のタイヤを装着し、直進安定性テストではリアタイヤ2種類を試験モードに応じて装着する。実走行試験で使用したタイヤの組合せを Table 2 に示す。車体挙動として操舵トルク、操舵角、ヨー角速度、ロール角を観察する。車速165, 185, 200km/hでパルス状の操舵トルク入力を与える。円旋回テストでは、半径45mの旋回コースに一定速度で進入し、ライダーはリーンウィズの状態をなるべく保った状態で定常円旋回にいたる。タイヤは Table 2 の Test 2 に示す組み合わせを用い、設定車速は 40, 45, 50, 55, 60km/h である。

Table 1 Test motorcycle specifications

Items	Specifications
Wheelbase (m)	1.401
Caster angle (deg)	23.7
Caster (m)	0.095
Height of center of gravity (m)	0.537
Curb Weight (kg)	204.0

Table 2 Tire specifications for actual running test

	Test 1	Test 2
Front tire	130/70ZR16	130/70ZR16
Rear tire	Tire A: 190/50ZR17	Tire B: 180/55ZR17

5.2. シミュレーション結果

5.2.1. 直進安定性

Table 2 に示す組み合わせの実測結果とCPタイヤモデルおよびMFタイヤモデルを比較して、ヨー角速度減衰比、減衰固有周波数、操舵トルクに対するヨー角速度ピークゲインに着目し、車速に対する変化として Fig.8 に Test 1 の結果を、Fig.9 に Test 2 の結果をそれぞれ示す。

Test 1 の組み合わせにおいて減衰比、減衰固有周波数をみるとCPタイヤモデルおよびMFタイヤモデルともに車速が上がると、減衰固有周波数の変化は微少であるが減衰比は低くなっていく。これは実測結果とも傾向が一致する。

AタイヤとBタイヤの比較においても傾向は一致し、Aタイヤは横力の小さいBタイヤに対し減衰比、減衰固有周波数がともに高く、安定性が高い。

操舵トルクに対するヨー角速度ピークゲインも絶対値では実測との差はあるが傾向は一致する。

AタイヤとBタイヤを比べると、横力の大きいAタイヤはBタイヤに比べゲインが小さい。

一般にリアタイヤの横力を高めることは安定性を高めることになるから、これらの結果は妥当なものである⁽²⁾⁽⁴⁾。

Fig.10 に示す操舵トルク、操舵角、ヨー角速度の時系列データもMFタイヤモデルがより実走に近い結果を得ている。

5.2.2. 旋回特性

CPタイヤモデルおよびMFタイヤモデルについての円旋回シミュレーションから得られた操舵トルク、操舵角、

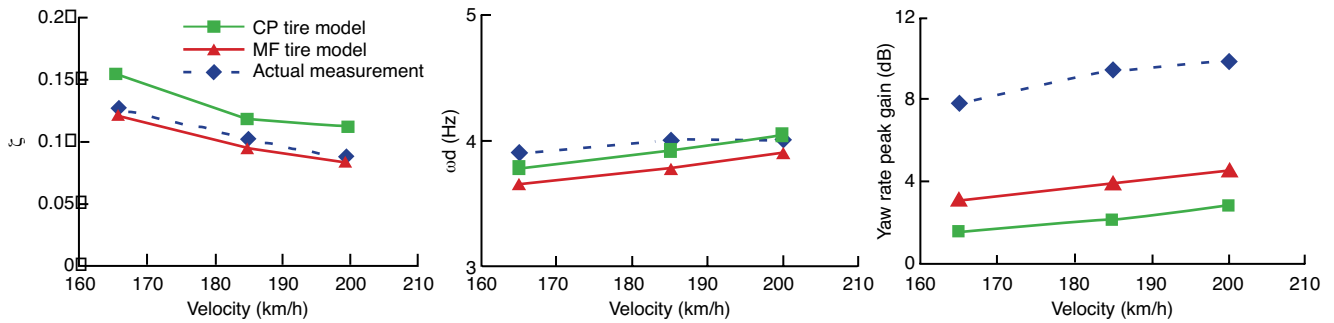


Fig.8 Comparison between simulation and experiment for damping properties in Test 1

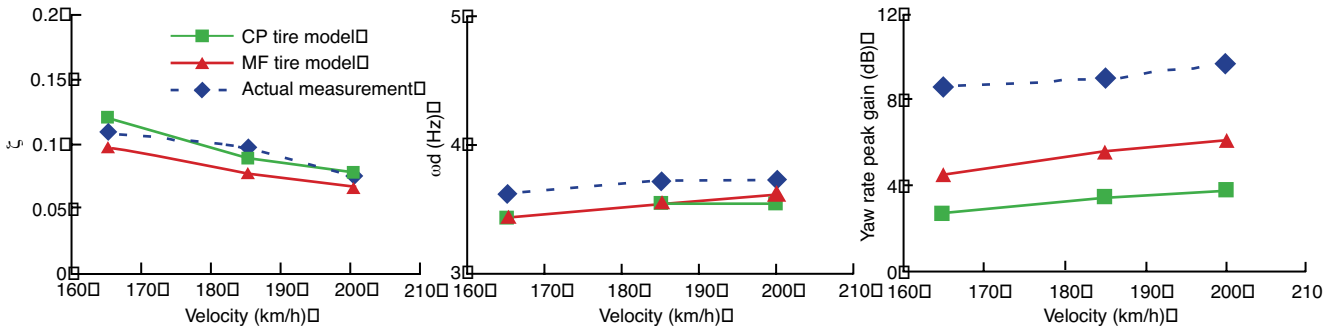


Fig.9 Comparison between simulation and experiment for damping properties in Test 2

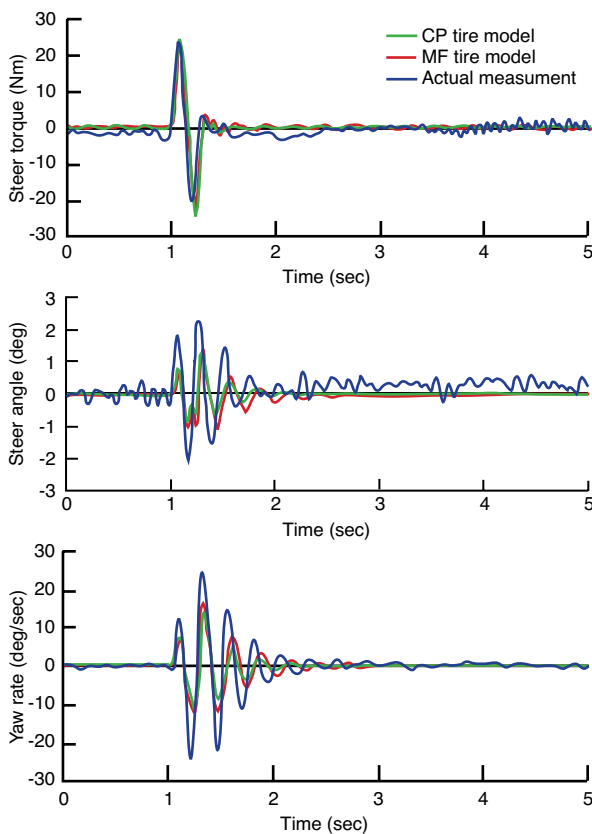


Fig.10 Comparison between simulation and experiment for steer torque, steer angle and yaw rate

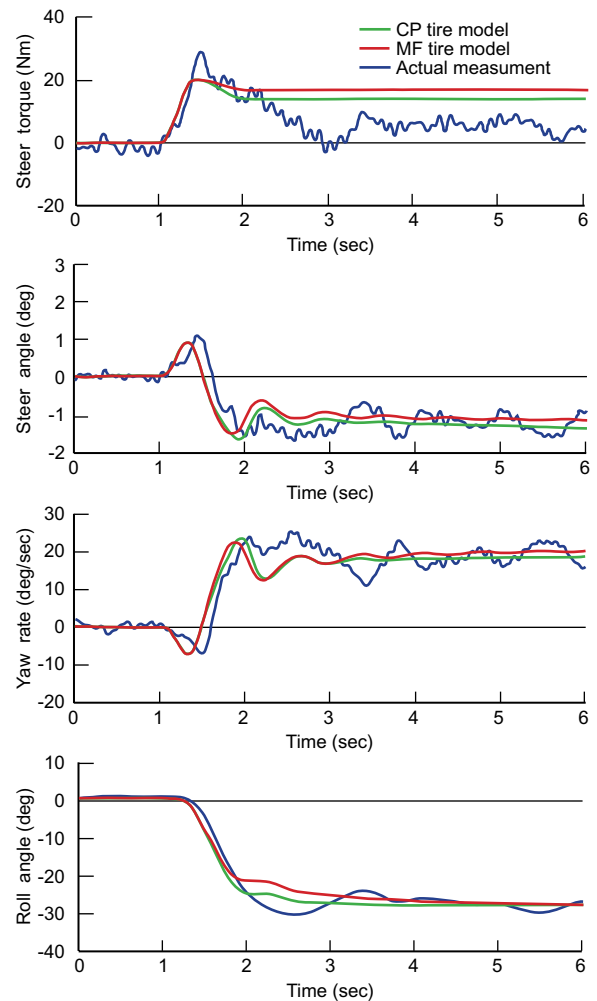


Fig.11 Comparison between simulation and experiment for steer torque, steer angle, yaw rate and roll angle in turn

ヨー角速度およびロール角の時系列データを Fig.11 に示す。求心加速度は 0.5G である。実測に対し各タイヤモデルともに操舵角、ヨー角速度およびロール角は傾向が一致

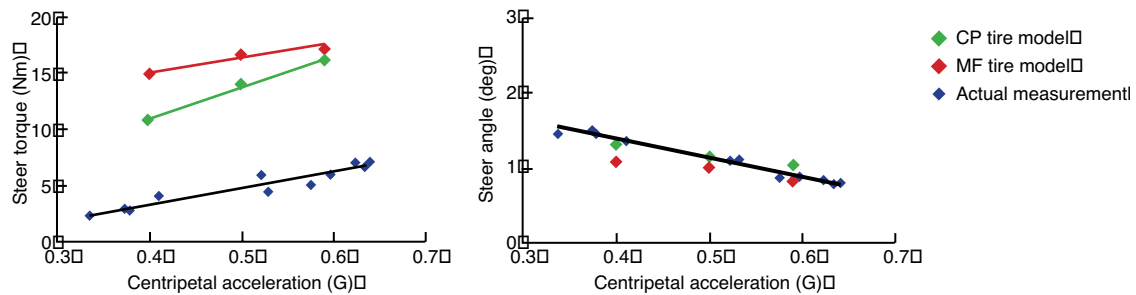


Fig.12 Comparison between simulation and experiment in steady state turn

し、絶対値レベルもほぼ一致している。次に求心加速度の違いに対する操舵トルク、舵角を Fig.12 に示す。実測に対して舵角特性は傾向、絶対値ともほぼ一致している。以上よりCPタイヤモデルおよびMFタイヤモデルの実機との相関はほぼ同等と考えられる。しかし、操舵トルク特性には大きな差がある。これは、シミュレーションモデルが、操舵系へのフィードバック制御を行わないオープンループ走行のためと考えられる。さらに、操縦動作とライダーの個人差などを考慮したライダーモデルを検討する必要がある。

CPタイヤモデルおよびMFタイヤモデルを二輪車モデルに適用する利便性でまとめると、同一量の計測データ処理の場合、各タイヤ固有のフォーマットに変換するのにほぼ同等の時間を要する。しかし、タイヤの変更、特性のパラメータスタディなどの解析利便性では、MFタイヤモデルのほうが短時間で結果を得ることができた。

6. まとめ

CPタイヤモデルおよびMFタイヤモデルを用いた二輪車の走行シミュレーションを行ない、実測値との相関を確認し、以下のことが分かった。

- (1) 直進安定性では、CPタイヤモデルと比較しMFタイヤモデルは実測値との相関が良いことを確認できた。
- (2) 旋回性では、CPタイヤモデルと比較しMFタイヤモデルの実測値との相関はほぼ同等であった。
- (3) 計測データから二輪車モデルへ適用する際の利便性をCPタイヤモデルおよびMFタイヤモデルで比較した結果、MFタイヤモデルのほうがタイヤ特性の変更が容易である。

今後、二輪車の走行シミュレーションの精度を上げるためには、車体の剛性、ライダーボデーの動特性などをシミュレーションモデルに採り込む必要がある。さらにタイヤ特性を円滑に計算処理でき、パラメータスタディを容易にできるツールの開発が必要である。

7. 謝辞

本研究を遂行するに当たり多大なご協力を頂いた Netherlands Organization for Applied Scientific Research (TNO)の関係者の方々に深く感謝の意を表わします。

参考文献

- (1) Pacejka, H.B., Bakker, E.: The magic formula tire model, Supplement to Vehicle System Dynamics, Vol.21 (1991)
- (2) 横浜ゴム株式会社：タイヤの種類と構造の特徴，タイヤと路面に働く力，自動車用タイヤの研究，東京，山海堂，1995，p.47-49，p.125-150
- (3) Ishii, H., Tezuka, Y.: Considerations of turning performance for motorcycles, SETC Proceedings, p.383-390 (1997)
- (4) 景山 克三，景山 一郎：操縦性・安定性，自動車力学，東京，理工図書，1984，p.118-152

■ 著 者 ■



手塚 良孝



石井 秀文



清田 悟