

車両運動解析用タイヤモデルに関する研究

水野雅彦

要 旨

車両運動解析用タイヤモデルに関する研究

水野雅彦

タイヤは車両重量を支え地面と接触しながら，かつ自動車が発生する力を路面に伝達する，あるいは路面とタイヤの間で発生する力を車両に伝達する，自動車を構成する非常に重要な部品の一つである．近年の車両制御技術の発展に伴い，タイヤで発生する力がどのようになっているかを知ることが非常に重要になってきている．制御技術も単純に前後力のみをコントロールする ABS (Anti Brake-lock System) だけではなく，Direct Yaw Control 技術や 4 輪操舵車，あるいは車両の姿勢制御や荷重制御などのサスペンション制御まで加わってきているため，これらが複合的に組み合わさった場合のタイヤ特性もこれら装置開発の性能予測には重要な要因となってきた．

しかしながら，タイヤの構造はゴムと複合材料を主体とした非常に複雑な構造から成り立っており，かつ多くの空気入りタイヤの場合は充填されている空気圧の影響，また走行時には路面間の滑りや摩擦，回転しているタイヤ事態の影響や熱，摩耗などの多岐にわたった影響があることから，このタイヤから発生する力を予測することはきわめて困難である．そのため，モデル化の手法も多岐にわたっている．

タイヤモデルを分類すると，主に三つの領域に分けられる．一つは単純化された物理特性モデルである．これはタイヤの特性を比較的簡単な物理特性値で表しモデル化する手法で，代表的なモデルとして“Brush Model”があげられる．このモデルは解析的なアプローチがとりやすい反面，タイヤの特性を代表的な物理特性値でおいている関係上，非線形な特性が表しにくく，特性を表現する適用範囲も限定される．次に，FEM(Finite Elements Model) に代表される複雑な物理モデルで，これらはタイヤの設計などに用いられているものの，車両設計あるいは車両運動解析に用いるには非常に計算規模が大きくなりかつ計算時間がかかることから現実的には用いられていない．最後に，実験同定モデルがあげられる．これは，実験データを元にタイヤ特性を特徴付けられた近

似式に表す手法で、この代表的な手法として“Magic Formula”と呼ばれるモデルがある。この手法では、実際に計算に用いられる領域のタイヤデータを試験機などで計測することでモデルを作成することから、計測するタイヤを実荷重・実速度の条件下で試験できる試験機や、これを用いた計測データがないとモデルが作成できない。

以上のような観点から、本研究では車両運動解析などに用いることができるタイヤモデルを構築するため、実験同定モデルをベースに(1)実車で計測したタイヤデータを用いてモデルを構築する手法の開発、実験同定モデルに単純化された物理特性モデルを組み合わせ(2)タイヤ表面あるいは路面の温度の影響を考慮したモデルの開発とそれを用いたシミュレーション結果の比較、(3)実車や試験機で比較的計測しやすい Pure Slip Condition と呼ばれるタイヤスリップ率の変化あるいはスリップ角の変化のみから得られるデータを用いてスリップ率とスリップ角が両方変化する場合の特性を予測する手法を開発し、この手法を用いて計測したタイヤモデルとの比較により、実験データの削減と実環境領域でのモデルの精度向上を目指す車両運動解析用タイヤモデルの研究を行う。

目 次

記号一覧	1
タイヤ座標軸の定義	7
第1章 序論	9
1.1 はじめに	9
1.2 本研究の目的	16
1.3 本論文の構成	19
第2章 車両運動解析技術とそれに必要なタイヤ特性解析技術について	21
2.1 車両運動解析とタイヤ特性の関係	21
2.1.1 2輪モデルによるタイヤ特性を線形に与えたときの車両運動解析例	22
2.1.2 非線形のタイヤ特性を与えた定常円旋回状態の解析	26
2.1.3 その他の研究動向	29
2.2 車両運動制御におけるタイヤ特性の取り扱いについて	30
2.3 物理則に基づくタイヤ特性モデル	32
2.3.1 コーナリング時のタイヤ特性について	33
2.3.2 制動・駆動時のタイヤ特性について	39
2.3.3 制動・駆動時のコーナリング特性	44
2.4 実験データの同定によるタイヤ特性モデル	52
2.4.1 純コーナリング時あるいは純制動状態の特性について	52
2.4.2 コンバインドスリップ状態の特性について	57
第3章 実車実験結果を用いた横力タイヤ特性モデルの構築	61
3.1 はじめに	61
3.2 従来の計測手法について	62
3.3 実走行するタイヤデータの計測	62

3.3.1	タイヤ発生力と姿勢角の計測法	62
3.3.2	測定条件について	67
3.3.3	計測結果	67
3.4	計測したデータに基づく Magic Formula 横力タイヤモデルの構築	69
3.4.1	Magic Formula 横力タイヤモデルと構築法	69
3.4.2	形状パラメータの適値と拘束条件	72
3.4.3	その他の拘束条件とタイヤモデルとの関係	73
3.5	考察	78
3.5.1	室内試験機と実走行時におけるタイヤ特性の比較	78
3.5.2	計測方法について	80
3.6	キャンバ角を大きく変化させた場合の実験データに基づく横力モデルの構築	81
3.6.1	計測装置	82
3.6.2	測定条件について	83
3.6.3	計測結果	84
3.6.4	キャンバ角を大きく変化させたデータを用いた横力タイヤモデルについて	85
3.7	まとめ	88
第4章	タイヤ表面温度を考慮したタイヤモデルの構築	91
4.1	はじめに	91
4.2	路面温度違いによる車両運動性能試験の違いについて	91
4.3	タイヤ発生力とタイヤ表面温度との関係	92
4.4	温度依存性を考慮したタイヤモデルについて	95
4.4.1	タイヤ発生力に起因するタイヤ表面温度の変化について	95
4.4.2	Magic Formula を用いた温度変化を考慮したタイヤ発生力	99
4.5	開発したタイヤモデルの検証	103
4.5.1	前後力に関するタイヤモデルの検証結果	103
4.5.2	横力に関するタイヤモデルの検証結果	107
4.5.3	複合入力状態でのタイヤモデルの検証結果	107
4.5.4	実験結果と計算結果の違いに関する考察	109

4.6	タイヤ表面温度の変化が車両運動に及ぼす影響	110
4.7	まとめ	114
第5章	物理特性と実験同定モデルを組み合わせた新タイヤモデルの導出	115
5.1	はじめに	115
5.2	前後力タイヤモデルの構築について	116
5.3	横力・SATモデルの構築について	119
5.4	Combined Slip 条件下での Neo-FIALA モデル	129
5.4.1	制動時における Combined Slip 条件下の特性モデルの構成式	129
5.4.2	駆動時のコンバインド特性モデルの構成式	132
5.4.3	Combined Slip 条件下での Neo-FIALA モデルの検証	134
5.5	キャンバ角の影響を考慮した Neo-FIALA タイヤモデル	142
5.5.1	接地面形状と接地圧分布の定義	143
5.5.2	キャンバ角がついたときの制動コーナリングモデル(接地形状が台形 [$ \eta < 1$] の時)	144
5.5.3	キャンバ角がついたときの駆動コーナリングモデル(接地形状が台形 [$ \eta < 1$] の時)	145
5.5.4	キャンバ角がついたときの制動コーナリングモデル(接地形状が三角形 [$ \eta \geq 1$] の場合)	147
5.5.5	キャンバ角がついたときの駆動コーナリングモデル(接地形状が三角形 [$ \eta \geq 1$] の場合)	148
5.6	拡張 Neo-FIALA モデルの検証	150
5.7	まとめ	156
第6章	結言	157
	謝辞	161
	主論文	173
	国際学会	175
	その他の論文	177

記号一覧

Symbol	Description	Unit
A	Contact area	m^2
a	Coefficient of dependence on velocity of sliding friction coefficient	-
$a_0 \sim a_{17}$	Magic Formula lateral force model parameter	-
A_s	Self aligning torque stiffness of a rigid ring model	Nm/rad
A_{sf}	Stability Factor	s^2/m^2
a_y	Lateral acceleration	m/s^2
B	Stiffness factor of Magic Formula	-
C	Shape factor of Magic Formula	-
C_q	Compliance of asymmetric coefficient of contact patch	1/Nm
C_{tr}	Lateral shared stiffness of the tread in FIALA model	N/m
C_x	Longitudinal shared stiffness of tread	N/m
C_{xc}	Compliance of the relative position of wheel center	1/N
C_y	Lateral shared stiffness of tread	N/m
D	Peak factor of Magic Formula	-
E	Curvature factor of Magic Formula	-
E	Elastic modulus of the beam	Pa
F	Tire force vector	-
F_x	Longitudinal force	N
F_{x1}	Longitudinal force in adhesive zone	N
f_{x1}	Stress of x direction in adhesive zone	N/m^2
F_{x2}	Longitudinal force in sliding zone	N
f_{x2}	Stress of x direction in sliding zone	N/m^2
F_y	Lateral force	N

Symbol	Description	Unit
F_{y1}	Lateral force in adhesive zone	N
f_{y1}	stress of y direction in adhesive zone	N/m ²
F_{y2}	Lateral force in sliding zone	N
f_{y2}	stress of y direction in sliding zone	N/m ²
$F_{y\alpha}$	Lateral force caused by slip angle	N
F_{yf}	Lateral force of front tire	N
F_{yy}	Lateral force caused by camber angle (= Camber thrust)	N
F_{yr}	Lateral force of rear tire	N
F_z	Vertical load	N
F_{zf}	Vertical load of front tire	N
F_{zr}	Vertical load of rear tire	N
G	Weighting factor of Magic Formula combined slip model	-
G_{mz}	Torsional stiffness of tread base	N/rad
$G_{x\alpha}$	Weighting factor of longitudinal force of Magic Formula under combined slip condition	-
G_{yS}	Weighting factor of lateral force of Magic Formula under combined slip condition	-
h	Height of wheel center	m
I	Moment of inertia	kgm ²
I_z	Moment of inertia of the beam	kgm ²
k	Radius of inertia	m
K_e	Control gain of driver-steer system	rad
K_x	Braking stiffness of a rigid ring model	N
K_y	Cornering stiffness of a rigid ring model	N/rad
k_y	Equivalent lateral stiffness of side wall	N/m
K_{yf}	Cornering stiffness of front tire	N/rad
K_{yr}	Cornering stiffness of rear tire	N/rad
l	Contact patch center length	m

Symbol	Description	Unit
l_f	Distance front axle to c.g.	m
l_h	Boundary coordinate between the static zone and the sliding zone of contact patch	m
l_{ll}	Distance between front left wheel to lower laser sensor of front left wheel	m
l_{lr}	Distance between front right wheel to lower laser sensor of front right wheel	m
l_r	Distance rear axle to c.g.	m
l_s	Distance between upper and lower laser sensor	m
l_{ul}	Distance between front left wheel to upper laser sensor of front left wheel	m
l_{ur}	Distance between front right wheel to upper laser sensor of front right wheel	m
L_x	Look-ahead distance of driver	m
m	Total mass of vehicle	kg
M_z	Self aligning torque (SAT)	Nm
M_{z1}	Self aligning torque in adhesive zone	N/m ²
M_{zr}	Residual torque	Nm
n	Sholder exponent in contact pressure and $D_{gsp}(x; n, q)$	-
P_{max}	Maximum pressure of contact area	Pa
q	Compliance of front inclination in contact patch	-
q	Heat flex	W
R	Radius of curvature	m
r	Yaw angler velocity	rad/s
r_e	Effective free rolling tire radius	m
r_h	Boundary coordinate ratio between the adhesive zone and the sliding zone of contact patch	-
S	Slip ratio (Positive : Braking)	-
s	Laplace variable	

Symbol	Description	Unit
S_h	Horizontal shift of Magic Formula	-
S_{Hf}	Horizontal shift of pneumatic trail	-
S_{Ht}	Horizontal shift of residual torque	-
$S_{H\alpha\alpha}$	Horizontal shift of longitudinal force of Magic Formula under combined slip condition	-
S_{HyS}	Horizontal shift of lateral force of Magic Formula under combined slip condition	-
s.m.	Static margin	-
S_v	Vertical shift of Magic Formula	-
S_{VyS}	Vertical shift of lateral force of Magic Formula under combined slip condition	-
T	Tire surface temperature	°C
t	Pneumatic trail	m
t	time	s
T_0	Tire surface average temperature during the test measuring the tire force parameters	°C
T_h	Time constant of phase lead as driver-steer system	s
T_k	Time constant of phase lag as driver-steer system	s
T_R	Road surface temperature	°C
u	Longitudinal velocity of vehicle c.g.	m/s
u_0	Longitudinal constant velocity of vehicle c.g.	m/s
u_δ	Additional steer angle using front active steering system	rad
V	Velocity of vehicle c.g.	m/s
v	Lateral velocity of vehicle c.g.	m/s
V_b	Velocity of tire belt	m/s
V_c	Critical speed	m/s
V_r	Velocity of road surface	m/s
V_s	Slip velocity vector	-

Symbol	Description	Unit
V_{sx}	Slip velocity of x direction	m/s
V_{sy}	Slip velocity of y direction	m/s
W	Heat capacity	J/K
w	Contact patch width	m
x_1	Longitudinal distance from front contact edge	m
\tilde{x}_1	Non-dimensional longitudinal distance from front contact edge	-
x_b	x coordinate of the point of belt	m
x_r	x coordinate of the point of road surface	m
y_0	Lateral bending stiffness of tread base	N/m
y_1	Lateral distance of contact patch from rim center	m
y_b	y coordinate of the point of belt	m
y_r	y coordinate of the point of road surface	m
α	Slip angle of tire	rad
α_e	Effective slip angle	rad
α_f	Slip angle of front tire	rad
α_{fl}	Slip angle of front left tire	rad
α_{fr}	Slip angle of front right tire	rad
α_r	Slip angle of rear tire	rad
β	Slip angle of vehicle c.g.	rad
δ_f	Steer angle of front tire	rad
δ_{fl}	Steer angle of front left tire	rad
δ_{fr}	Steer angle of front right tire	rad
$\Delta X'$	x component of the distance between road surface and belt	m
$\Delta Y'$	y component of the distance between road surface and belt	m
ϵ	Deflection compliance of belt	1/Nm

Symbol	Description	Unit
η	Relative change ratio of contact patch length with change of camber angle	-
γ	Camber angle	rad
γ_e	Effective camber angle	rad
γ_{fl}	Camber angle of front left tire	rad
γ_{fr}	Camber angle of front right tire	rad
λ	Thermal conductivity	W/m ² K
μ	Friction coefficient of tread rubber	-
μ_B	Braking force coefficient [= F_x/F_z]	-
μ_d	Sliding friction coefficient of tread rubber	-
μ_{d0}	Sliding friction coefficient of tread rubber at $V = 0$	-
μ_s	Adhesive friction coefficient of tread rubber	-
ω	rotational angular velocity	rad/s
ω_n	Natural frequency	rad/s
ϕ	Non-dimensional slip angle	-
φ	Roll angle of vehicle	rad
ψ	Yaw angle	rad
τ_s	Dead time of driver-steer system	s
θ	Direction of friction force	rad
ξ	Compliance of contact patch shift	m/N
ζ_n	Damping ratio	-

タイヤ座標軸の定義

本論文でのタイヤ座標系の定義は JASO Z208-94 に準拠した座標系となっている。座標系の定義については図1に示す。

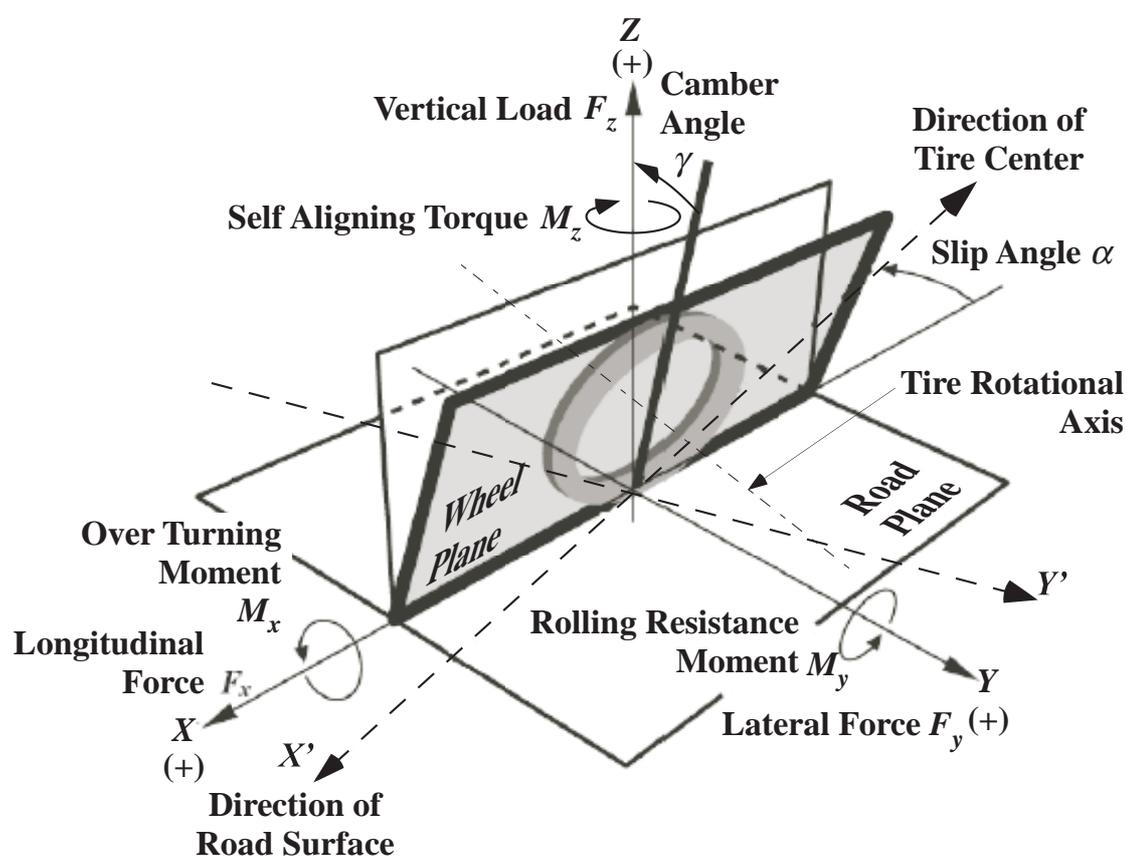


Fig. 1 Definition of motion of the wheel and the forces and moments acting from the road on the wheel

第1章 序論

1.1 はじめに

地上を走行する乗り物は、その運動の形態から大きく二つの形態に分類される。一つは、鉄道車両に代表される軌道内に拘束された状態で走行する乗り物である。他方、軌道に拘束されず平面内を自由に走行できる乗り物があり、小さなものでは子供が乗る三輪車や自転車などから大きなものでは空港の滑走路や誘導路を移動する航空機がある。

この後者の軌道に拘束されない乗り物が共通して持っている部品の一つとして、タイヤが存在する。タイヤはこれら地面上を自由に走行する車両と地面の間に存在し、車両重量を支え地面と接触しながら、かつ自動車が発生する力を路面に伝達する、あるいは路面とタイヤの間で発生する力を車両に伝達する、自動車を構成する非常に重要な部品の一つである。

このタイヤの歴史をひもとくと、1867年にソリッドタイヤといわれる車輪にゴムを貼り付けたタイヤが使われたのが最初といわれている。現在でも、ソリッドタイヤは産業用車両の一部(フォークリフトなど)に用いられているが、発熱性などの問題であまり利用されていない。

現在、主に使われている空気入りのタイヤは1888年に英国の獣医師 John Boyd Dunlop が自転車用タイヤに用いたのが最初といわれ、その後 1895年にフランスの A. & E. Michelin 兄弟がパリ～ボルドー間の耐久レースに自動車用タイヤとして最初に使用した。これ以来、自動車用タイヤは空気入りタイヤが用いられるようになり、115年の間に進化を遂げながら現在に至っている。

この間、タイヤは人間の移動速度の向上に伴い様々な進化を遂げてきた。人間が馬を利用して多くのものを輸送するとき必ず使われたものとして、幌馬車などがあるが、これらにはまだ車輪がついているだけでタイヤのようなものはない。その後先に示したソリッドタイヤが出現したが、ソリッドタイヤは車輪で走行するのに対

し地面との間の力の伝達に役立つものの、走行時の乗心地が保証されたものではない。

空気入りタイヤの出現は、路面からの衝撃を吸収して乗心地を改善するという機能を有することができた。これにより、さらなる高速での走行を可能とした。しかし、耐久性の問題を考えると、単に車輪に風船を貼り付けているようなタイヤでは強度が足りず、長時間の走行ができない。また、タイヤの空気圧に応じて風船のように大きく膨らんだりすれば気温による空気圧の変動によりゴムが裂けてしまったり、路面からの衝撃による急激な圧力変化などからパンクという現象が起きる。

そこで、タイヤに強度を持たせるため、ゴムの繊維材で補強し、タイヤが圧力容器として保つことができるような強度を持たせる事ができるように進化してきた。

現在では、タイヤの構造はゴムと複合材料を主体とした非常に複雑な構造を使って強度を保ちながら高速での走行に耐えるような特性を有しており、例えば航空機用タイヤにおいては滑走路に着陸する航空機からの衝撃を吸収するとともに、誘導路においては航空機をターミナルまで自走させることができ、それを数百サイクル行っても問題ないような構造となっている。自動車用タイヤにおいても、同様にゴムと複合材料を主体として、これらを組み合わせた複雑な構造から成り立っていることで、自動車に適した強度や耐久性を持たせるものとなっている。

一方、自動車に関して言うと、近年の車両制御技術の発展に伴い、タイヤで発生する力がどのようになっているかを知ることは非常に重要になってきている。制御技術も単純に前後力のみをコントロールする ABS(Anti Brake-lock System) だけではなく、Direct Yaw Control 技術や 4 輪操舵車、あるいは車両の姿勢制御や荷重制御などのサスペンション制御まで加わってきているため、これらが複合的に組み合わさった場合のタイヤ特性もこれら装置開発の性能予測には重要な要因となってきている。しかしながらタイヤ特性そのものに関してみるとタイヤの非線形性を設計手法側で取り入れたロバストな設計を行うことが多い。

ところが、先に示したようにタイヤの構造や材料特性が非常に複雑であること、かつ多くの空気入りタイヤの場合は充填されている空気圧の影響、また走行時には路面間の滑りや摩擦、回転しているタイヤ自体の影響や熱、摩耗などの多岐にわたった影響があることから、このタイヤから発生する力を予測することはきわめて困難である。

そこで、車両運動解析と共に進化をしてきたタイヤの力学特性モデルの歴史について簡単に振り返る。

タイヤ力学特性モデルの歴史

歴史的にタイヤの力学特性モデルの開発を見ると、主に物理特性モデルによる理論解析が中心となっている。タイヤの力学特性モデルは、車両運動解析とほぼ時を同じくして始まっており、1930年代からスタートしている。

しかしながら、タイヤ力学特性を表す初期のモデルとして Fromm と Julien のオリジナルの Brush model にカーカスの変形を考慮した Fiala の FIALA model が初期のタイヤモデルとして考案された⁽¹⁷⁾。

このタイヤモデルに対して、国内では(社)自動車技術会操縦安定性研究委員会によって検証実験が行われている。1963年に実施された、国内メーカー所有の8台のタイヤ試験機を使って試験結果の差異を明らかにすることを目的にした共同研究では、横力特性は FIALA の理論値がほぼ一致するが、SAT に関しては理論と一致せず、各試験機間にはかなりの差異があることが指摘されている⁽¹⁸⁾。

その後、Frank は FIALA model のトレッドの曲げを求める方法とその影響について検討を行っている⁽¹⁹⁾。ここでは、ビームの曲げについて集中荷重として解いた FIALA model に対して、ビームに張力が働いた場合、および分布荷重が働いた場合について、実測値に近い接地圧力分布を用いて計算を行っている。

前後方向のモデルに関しては、酒井が FIALA model を拡張して解析を行っている⁽²⁰⁾。この内容については、2.3 節にて詳細を説明するが、制動力・駆動力がスリップ比の関数で表されることを理論上示したことが特徴となっている。

酒井はこの結果からさらに、タイヤの転動状態がスリップ角とスリップ比から表されると考え、制動・駆動時のコーナリング特性の理論解析を行い、コーナリング特性と制動・駆動特性を統一した形で論ずるように拡張した⁽²¹⁾。

その後、酒井は古典的な解析のみならず厳密解による解析も行い、タイヤに発生する6分力の計算を行っている^{(22)–(25)}。しかし、これらの式は非常に複雑な式とタイヤの基礎特性を計測するのが難しいこと、さらにはコンピュータを利用した車両運動解析が進むに従いこのような複雑なモデルでは解析時間がかかることから、比較的簡単な理論式を用いた上でその係数を実験で求めることにより半理論実験式タイヤモデルを提案することも行った^{(26)–(32)}。ここで行われた実験は、タイヤ特性をタイヤ試験機で測ることにより求められる値になっているものの、タイヤ特性の代表点での荷重依存性や速度依存性などからなる係数を求めることから実験に工夫が必要などの点で汎用

性に欠けると考えられる。

酒井以外に物理特性モデルの構築を行った代表的な人物として、Pacejka があげられる。Pacejka は Stretched-String model を提唱して転動時のコーナリング特性を表現した⁽³³⁾。その後、このモデルを拡張しベルトの変形とトレッド部材がバネで結合されていて質点が地面とともに動くようなモデルを提唱⁽³⁴⁾し、コーナリング特性と制動・駆動特性を酒井と同様にスリップ率とスリップ角から算出するような形式としている。

これらの検証という意味では、鷓木らが SAT の一致しない原因を接地圧分布のモデル化が不十分という仮説を立て、平板式のタイヤ試験機を用いてタイヤベルト部の変形を計測し、コーナリング時の横変位が Stretched-String model による理論値とよく一致しており、コーナリング時の SAT は Stretched-String model が FIALA model よりも実際の特性に近いことを示している⁽³⁵⁾。

これらの理論解析に対して、実験結果を基にタイヤの力学特性モデルを構築する、いわゆる実験同定モデルは、カーペットモデルという実験データをそのままデータ列として並べその間を補間するようなものから始まっている。しかし、数式に同定するという点に関しては、Radt と Milliken が基準荷重でキャンバ角がない状態でのスリップ率あるいはスリップ角を変動させたタイヤの特性を、ある路面の摩擦係数にて無次元化して示した⁽³⁶⁾。その後、1987年に Bakker により発表されたタイヤモデル⁽³⁷⁾が現在の Magic Formula の原型となり、一般的に使われる形になっている。

このモデルに関しては、シミュレーションに活用しやすいこともあり Magic Formula と表現されるようになった⁽³⁸⁾後多くの技術者が実験などを行い、実用性の検証を行っている。その中で、牧田^{(39),(40)}や橋本⁽⁴¹⁾あるいは Jagt⁽⁴²⁾らが台上試験結果に基づいて計算された Magic Formula タイヤモデルのパラメータと実路で計測された結果を比較して、タイヤモデルのパラメータを実路上で計測したものに適用する手法を検討している。

さらに、実験データを Magic Formula のパラメータに同定するためのシステム開発も星野によって行われ⁽⁴³⁾、モデルのさらなる改良も進み現在多くのユーザがつくモデルの一つとなっている。

次に、タイヤの力学特性モデルについて分類を行う。

タイヤ力学モデルの工学的分類

タイヤ力学モデルの内訳について工学的な観点で分けると図 1.1 のように分けられる⁽¹⁷⁾。

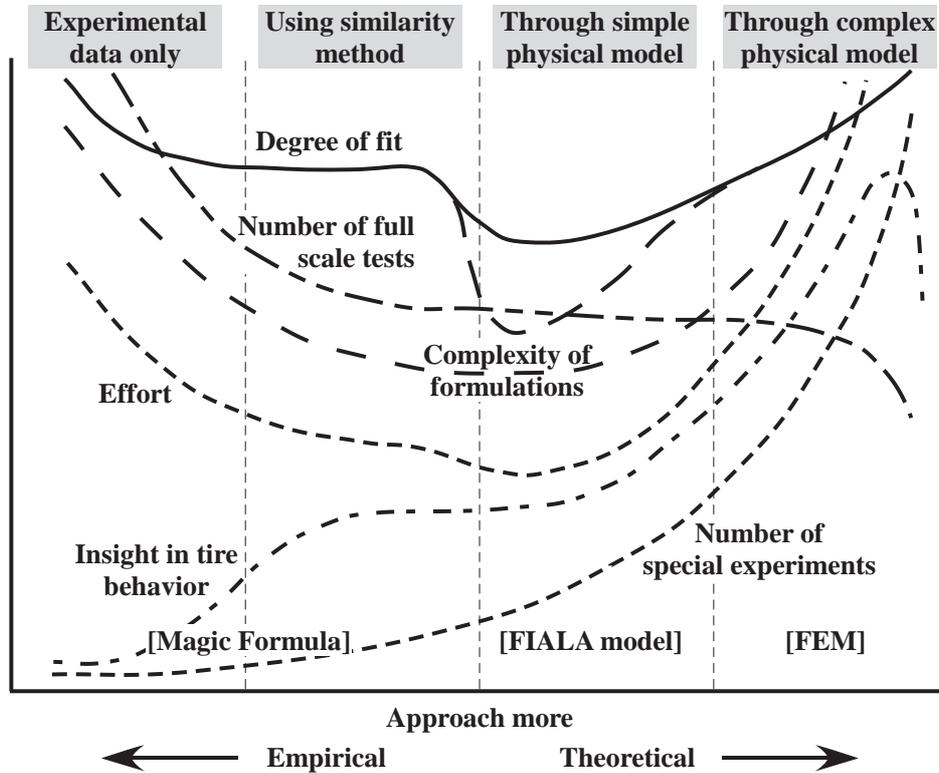


Fig. 1.1 Four categories of possible types of approach to develop a tire model

もっとも左の領域は、タイヤ特性を表形式や数学的な式に当てはめて同定を行ったタイヤモデルで、実験同定モデルと呼ばれる。代表的なモデルとして、“Magic Formula”⁽³⁸⁾ やカーペットタイヤモデルと呼ばれるものがある。この Magic Formula については、数式が比較的簡単でかつ実験データへのフィッティングも簡単であること、計算機での利用が簡単ということもあり近年車両運動解析におけるタイヤモデルとして非常に一般的になっていることから、2.4 節にて改めて紹介する。

その右側のゾーンにあるタイヤモデルは、計測データを縮小あるいは拡大してタイヤモデルを合わせる手法で、例えば MF-Tire と呼ばれる Magic Formula Full-set Tire Model の比例係数 λ でタイヤモデルの特性を変更するような手法である。

左から 3 番目のゾーンにあたるモデルは物理特性モデルと呼ばれるモデルであるが、ここにはタイヤの特性を物理的な側面から考えいくつかの材料特性とこの構造式から成り立つようなモデル化を行ったものである。代表例として、Fiala が提唱したタイヤ

のコーナリング特性モデルの研究 (FIALA model⁽⁴⁴⁾) や Segel らが提唱したタイヤ特性モデル (Brush model⁽⁴⁵⁾) などが挙げられる。

Fiala の考え方は現在もタイヤのコーナリング特性の基礎理論としてその価値を失っていない。このモデルについては改めて 2.3 節で説明をする。

もっとも右の領域に分けられるタイヤモデルはタイヤをより詳細な物理モデルとして解く方法で、FEM に代表される複雑なモデルが考えられる。特に、近年タイヤの高周波の運動特性を議論する場合、例えば非平坦路における運動解析や ABS (Anti-lock Brake System) 装着車の制動時における車両挙動解析などでは実験同定モデルや比較的簡単な物理特性モデルでは特性を表すことが困難になっており、この領域のタイヤモデルの重要性が増している。

この詳細物理特性モデルで機構解析ソフト MSC/ADAMS 等で利用可能なものとして 1998 年に Zegelaar⁽⁴⁶⁾、1999 年に Maurice⁽⁴⁷⁾ が行った研究を組み合わせ 2000 年に TNO Automotive からリリースされた SWIFT (Short Wavelength Intermediate Frequency Tire) Model、Esslingen University の Prof. Gipser によって 1987 年頃から開発が始まり^{(48),(49)}、1999 年の ADAMS ユーザー会で発表された FTire⁽⁵⁰⁾、同様に 1999 年の ADAMS ユーザー会で発表された RMOD-K⁽⁵¹⁾などのほかに、Gim が開発してきた Hankook tire model⁽⁵²⁾⁻⁽⁵⁶⁾ や Guo が開発した UniTire⁽⁵⁷⁾⁻⁽⁵⁹⁾ 等がある。これらのタイヤモデルは、2005 年頃に行われた Tire Model Performance Test(TMPT)⁽⁶⁰⁾にて評価されている。

各々のタイヤ力学モデルの利点と弱点

これらのモデルの利点と弱点についてそれぞれ簡単に示すと次のようになる。

1. 実験同定モデル

利点: 実験データをそのまま表や数学式に置き換えていることからモデルの精度が高く、シミュレーションに用いる場合に扱いやすい形式となっており、かつ計算時間も他のモデルに比べれば少ない

弱点: モデルの精度を上げるためには、多くの実験データが必要となる。また、用いた数学式などに物理的な意味がないため、タイヤの力学特性を変更するときにはタイヤの構造のどの部材を変更すれば良いかの指針が与えられない

2. 物理特性モデル

利点: タイヤの物理的な部材特性を元にタイヤの力学特性を導いているため、タイヤの部材と力学特性との関連がわかりやすくタイヤの設計時に解析的なアプローチが可能となる

弱点: 試験データに近い特性を表すためには、非線形性の強い物理特性を表すパラメータの導入が必要となるため、わかりやすい物理特性だけでは適用範囲が限定される。逆に非線形性の強い物理特性を表すパラメータを入れると、本来見通しの良い解析モデルが成り立たなくなる可能性もある

3. 詳細物理特性モデル

利点: 構造的に考えると、前述の物理特性モデルに、接地面を更に詳細に表現するための小分割された構造となっていることが多いことから、タイヤ力学特性としてみた場合高周波の力学特性を表すことが可能となり、ABSなどの制御機器とのマッチングを考える場合に非常に効果的な解析が可能となる

弱点: FEM等の詳細かつ複雑な物理モデルは、車両設計・制御系設計・車両特性解析に用いるには計算に時間がかかるのと同時に、どの部材を変えるとタイヤ力学特性がどのように変化するかの大まかな見通しがつかみづらい

これらのタイヤ特性を計測するための試験機も、例えば図 1.2 のような実路を用いて計測する試験機⁽⁶¹⁾や図 1.3 に示されるような室内試験機を用いて計測する必要がある。これらの試験機を用いて計測する場合においても、実路試験機ではトレーラーの大きさの制約やシステム上の問題から、車両運動の評価を行う路面でのタイヤ特性を計測できない、あるいは駆動時のタイヤ特性が計測できない。また、室内試験機においてはフラットベルトやドラム表面の特性を実際の路面に近い状況で再現できないなどの問題がある。

さらに、このようなタイヤ試験機を用いてタイヤデータを計測する場合、車両を走行させる環境とタイヤ計測時の環境が異なることが多いため、車両運動の特性差についてタイヤ特性の違いから生じているものかどうかを議論することも難しい。

その上、室内試験機においては制駆動用の油圧モータの取り付けに時間がかかるため、通常の実験では多くがスリップ角を与えたときの特性のみを計測する機会が多い。そのため、実験同定モデルに必要なタイヤデータすべてを計測しているタイヤデータ

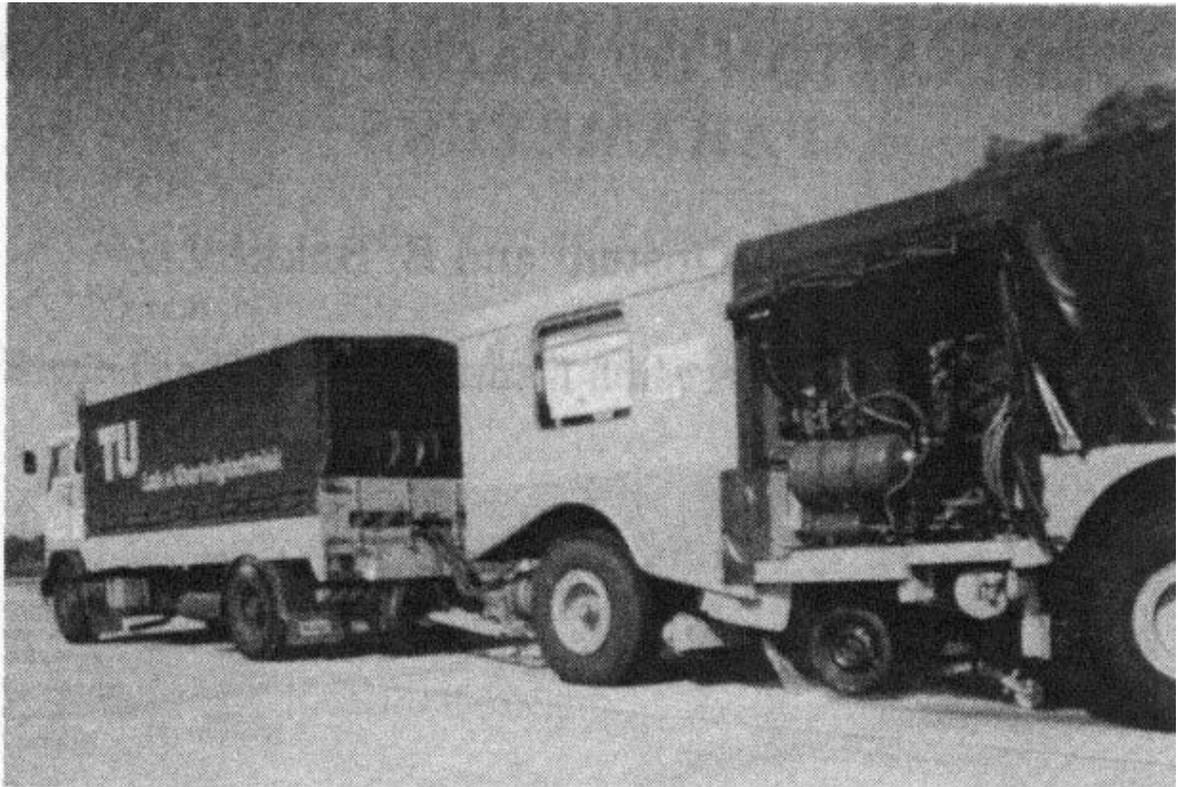


Fig. 1.2 TNO tire test trailer⁽⁶¹⁾

は元々少ない．そのために，車両開発時にタイヤ特性をいろいろ設定しようとしても元の基準となるタイヤの特性がすべて把握できない可能性がある．

1.2 本研究の目的

以上の観点から，本研究においては車両運動解析に用いることの多い実験同定モデルに関して，1) タイヤ力学特性を計測するタイヤ試験機で得られたデータと実際に車両が走行・評価する路面におけるタイヤ力学特性との違いが生じるのか否か，2) 実験条件の違いによりタイヤ力学特性が変化するとした場合，その現象をタイヤ力学特性モデルに入れ込み，車両運動性能がどのように影響するかを明らかにする，3) 多くの条件下でのタイヤ力学特性データを計測しないとタイヤモデルが構築できない実験同定モデルと理論面からの構築でタイヤ力学特性モデルの構築が可能な物理特性モデルを組み合わせることで，タイヤ力学特性データの収集を簡略化して車両運動解析に適用可能なタイヤ力学モデルを構築することを目的とする．

具体的には，実験同定モデルである“Magic Formula”をベースに，1) 実験車両を用

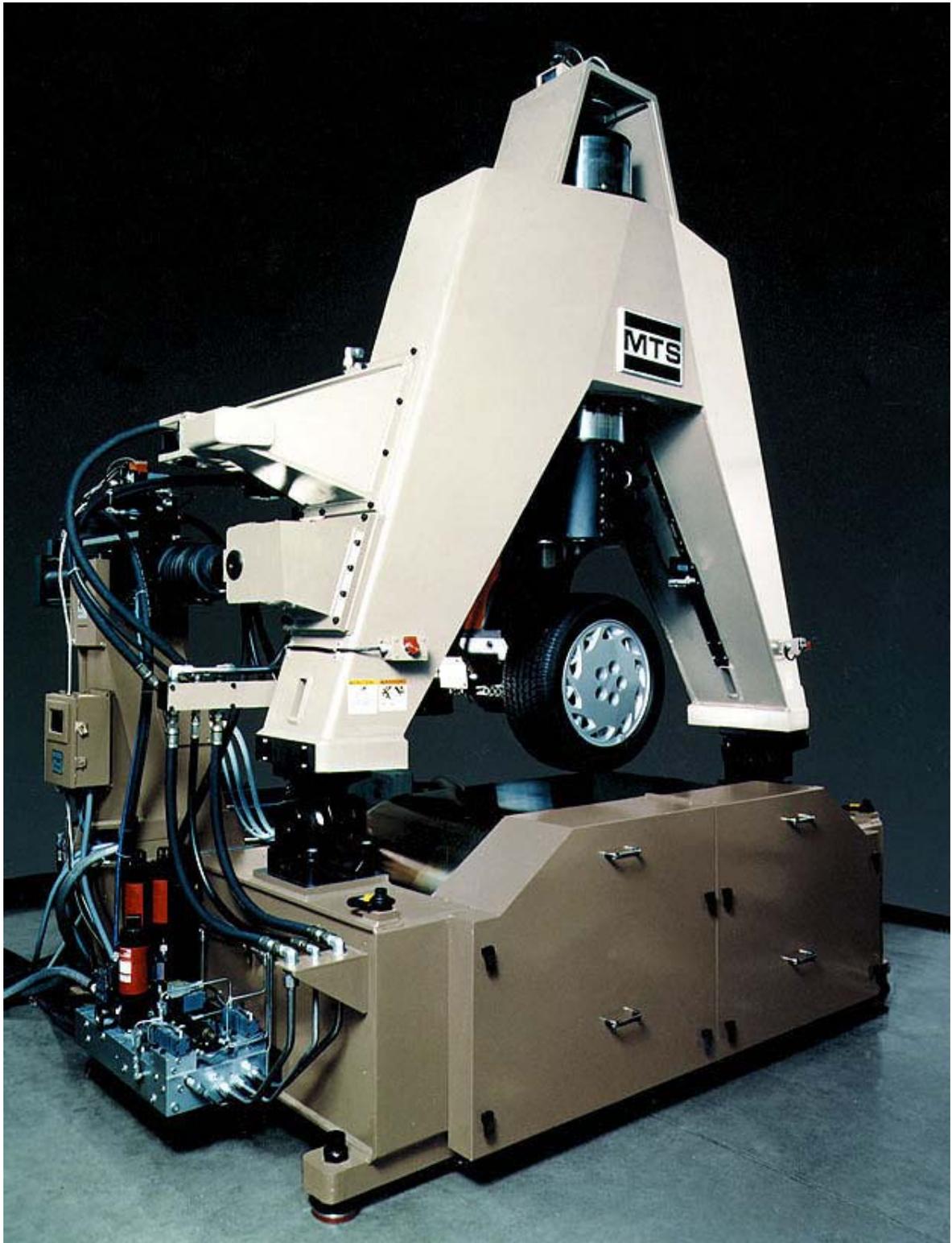


Fig. 1.3 Indoor test machine for tire force and moment measurement (MTS Flat-Trac® III)

いて計測したタイヤデータから Magic Formula タイヤ力学特性モデルを構築する手法，
2) タイヤ表面の温度変化を考慮したタイヤ力学特性モデルの構築手法ならびに，3) 物理特性モデルである“FIALA Model”を改良した“Neo-FIALA Model”を構築し，これにより通常のタイヤ試験データからコンバインド特性状態でのタイヤ力学特性モデル構築する手法を開発することで，実験データの取得のための工数を削減しながら精度向上を目指した車両運動解析用タイヤモデル構築を目的に研究を行った。

最初の実験車両による計測データからタイヤモデルを構築する手法に関しては，実験同定モデルで問題となる計測データと車両走行時の路面特性差，例えば室内タイヤ試験機による実験データ収集時の模擬路面とアスファルトやコンクリート路での路面特性の違いによるタイヤ発生力の傾向の違いについて，実際に車両に取り付けた計測装置によってデータ収集を行い，そのデータに基づいてタイヤ力学特性をモデル化できる。これにより，車両特性を評価する路面における車両運動を事前に予測するときの精度を向上することにつながることから，車両開発におけるドライバ評価とシミュレーションの比較がしやすくなる⁽³⁾⁻⁽⁵⁾。

次のタイヤ表面温度を考慮したタイヤモデルを構築することは，試験車両の実験時期によって車両運動特性が異なるといわれる現象を表現することが可能となることから，車両実験を行った試験時期に応じて車両運動の計測結果を補正することが可能となり，気候などを同一の状態車両を評価することが可能となる⁽⁶⁾⁻⁽¹²⁾。

最後の研究の目的で述べた『通常のタイヤ試験データ』と言っているのは，実路試験機を用いて計測されるタイヤの制動力特性試験，荷重をかけたときのタイヤの接地面計測結果，静的縦バネ・横バネ係数の計測とフリーローリング状態(タイヤに制駆動力を加えていない状態)でのスリップ角変化に伴う横力・セルフアライニングトルク(以下 SAT と略す)特性試験である。これらの結果から，車両運動解析に必要な制駆動条件とスリップ角を同時に与えた特性(コンバインドスリップ状態での特性)を含むタイヤ力学特性を求めることが目標となる⁽¹³⁾⁻⁽¹⁶⁾。このため，物理特性モデルを用いてタイヤの静特性データとタイヤの前後方向と左右方向の特性からタイヤの構造パラメータを算出し，この構造パラメータを用いてコンバインド特性状態でのタイヤ力学特性を算出する方法を検討する。これにより，実験同定モデルで必要なタイヤ力学特性データを計測しなくても車両運動解析に必要なタイヤ力学特性モデルを構築することが可能となる。

1.3 本論文の構成

本論文の構成を図 1.4 に示す。

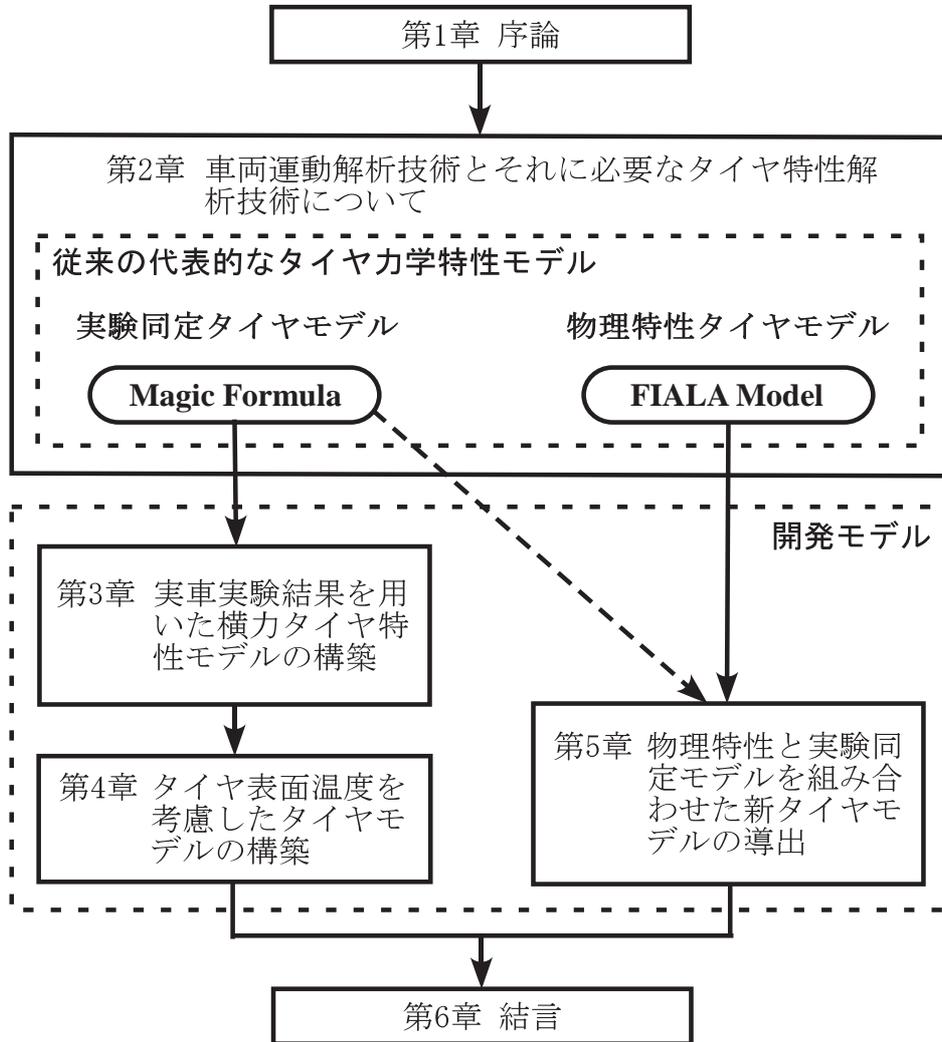


Fig. 1.4 The outline for the thesis

まず第2章では、最初にタイヤ力学特性と車両運動解析との関係について説明を行う。ここでは、車両運動解析から見てモデル化が重要なタイヤ力がどの方向に働くかを示し、タイヤ力学モデル化を行うためのタイヤ力の方向の優先度を示す。また、取り扱うタイヤ力学特性モデルの精度で車両運動解析の範囲がどのように変わるかも簡単に示す。

次に、車両運動制御において扱うタイヤ力学特性モデルについて、筆者らが行った研究を元に簡単な紹介を行うことで、制御系設計時の問題点なども論じる^{(1),(2)}。

その上で、車両運動解析に一般的に用いられているタイヤ力学特性モデルとして、物

理解析モデルの一つである FIALA model^{(18),(44),(62)}と実験同定モデルの代表である Magic Formula^{(37),(38),(63),(64)}に関して説明を行う。

第3章では、Magic Formula コーナリングモデルを、実車の走行データから作ることを目的に、走行時のタイヤ力やタイヤ姿勢角の計測、それをを用いてタイヤモデルを作る際の問題点などを明らかにする⁽³⁾⁻⁽⁵⁾。

第4章では、通常のタイヤモデルでは考慮されていない温度依存性を考慮したタイヤモデルを、実験同定モデルである Magic Formula をベースに、それ以外のモデルでも適用できるように構築する⁽⁶⁾⁻⁽¹²⁾。

第3章、並びに第4章は Magic Formula タイヤモデルをベースに、実験データによるモデル化を進めることを行った。しかし、近年 CAE を用いた解析で行われるような旋回制動時の車両運動解析において必要な、スリップ角とスリップ率が同時に入力条件として与えられるコンバインド特性のタイヤモデル構築には、これらの条件をカバーするタイヤデータの計測が必要となる。そのため、タイヤモデルを作成するためのデータ採取の時間や、それに関わる計測器の準備などで多くの時間がかかることから、昨今の車両開発に関わる時間短縮などの影響で車両開発期間中に制動旋回の解析に必要なタイヤデータを採取するのは非常にむずかしくなっている。

そこで第5章では、実験同定モデルと物理特性モデルを組み合わせることで、コンバインド特性モデルを作るのに実験同定モデルでは必要となるコンバインド特性の実験データをとらずにモデルを作る方法を提示し、実験工数の削減を目指すタイヤモデル作りを提示する⁽¹³⁾⁻⁽¹⁶⁾。

これらにより、過去に行われたタイヤ試験の結果からでも車両運動解析に必要なコンバインド特性を含むタイヤモデル(以下フルセットのタイヤモデルと称する)が得られるのと同時に、新たに作成するフルセットのタイヤモデルにおいても実験工数を削減することができることから、実益に供すことが可能となる。

第2章 車両運動解析技術とそれに必要なタイヤ特性解析技術について

本章では，タイヤモデルと一体に進化してきた車両運動解析技術について，タイヤ特性の観点から紹介を行う．また，車両運動解析の延長上にある車両運動制御の設計におけるタイヤ特性モデルについても若干の紹介を行う．

その上で，タイヤモデルについて，代表的な物理特性モデルと実験同定モデルの紹介を行う．

2.1 車両運動解析とタイヤ特性の関係

1.1 節でも示したように，タイヤ特性と車両運動解析はお互いに影響を与えながら進展してきている．車両運動解析が 1933 年頃から始まっていると書かれている⁽¹⁸⁾．その後，Milliken⁽⁶⁵⁾や Segel ら⁽⁶⁶⁾によって線形解析が，Radt ら⁽⁶⁷⁾によって比較的大きな横加速度が加わる非線形解析が行われてきた．

最初に，車両運動を単純化して考えるために，二輪モデル (Bicycle model) の車両を考える (図 2.1 参照)．なお，二輪モデルにおいて前後輪に働くタイヤ横力は，二輪分の力を合わせた値になっているものとする．

この時車速 V が一定で走行しているとするとき，車両の横方向並びにヨー方向の運動は

$$mV \left(\frac{d\beta}{dt} + r \right) = 2F_{yf} + 2F_{yr} \quad (2.1)$$

$$I \frac{dr}{dt} = 2l_f F_{yf} - 2l_r F_{yr} \quad (2.2)$$

ここでタイヤに発生する力がスリップ角の関数になっているとすると，

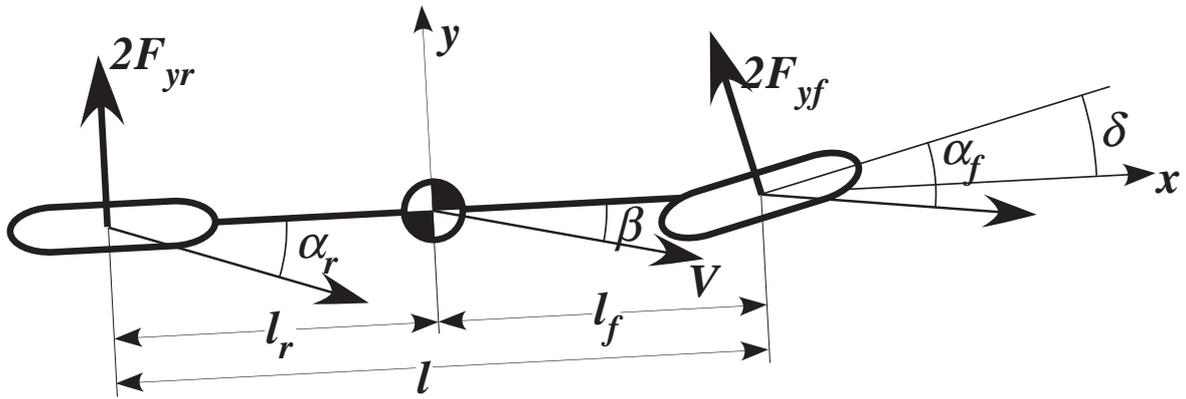


Fig. 2.1 Bicycle model in a cornering manoeuvre

$$F_{yf} = F_{yf}(\alpha_f) \quad (2.3)$$

$$F_{yr} = F_{yr}(\alpha_r) \quad (2.4)$$

スリップ角 α_f, α_r はそれぞれ

$$\alpha_f = \delta_f - \left(\beta + \frac{l_f r}{V} \right) \quad (2.5)$$

$$\alpha_r = - \left(\beta - \frac{l_r r}{V} \right) \quad (2.6)$$

と表される．車両運動を考える際に，タイヤ発生力をどのように表現するかで解析の手法がいろいろ異なる．そこで，最初にタイヤ力がスリップ角に比例する線形解析の結果を求め，その後非線形のタイヤ力を与えた場合の解析例を示す．これにより，タイヤ特性の車両運動解析がどのようなようになるかを示していく．

2.1.1 2輪モデルによるタイヤ特性を線形に与えたときの車両運動解析例

最初にタイヤ横力がコーナリングステイフネスに比例すると考える．

$$F_{yf} = K_{yf} \alpha_f \quad (2.7)$$

$$F_{yr} = K_{yr} \alpha_r \quad (2.8)$$

この式と式 (2.5) , 式 (2.6) を式 (2.1) と式 (2.2) に代入すると ,

$$mV \left(\frac{d\beta}{dt} + r \right) = -2K_f \left(\beta + \frac{l_f}{V} r - \delta \right) - 2K_r \left(\beta - \frac{l_r}{V} r \right) \quad (2.9)$$

$$I \frac{dr}{dt} = -2l_f K_f \left(\beta + \frac{l_f}{V} r - \delta \right) + 2l_r K_r \left(\beta - \frac{l_r}{V} r \right) \quad (2.10)$$

この式を整理すると ,

$$mV \frac{d\beta}{dt} + 2(K_f + K_r)\beta + \left\{ mV + \frac{2}{V} (l_f K_f - l_r K_r) \right\} r = 2K_f \delta \quad (2.11)$$

$$2(l_f K_f - l_r K_r)\beta + I \frac{dr}{dt} + \frac{2(l_f^2 K_f + l_r^2 K_r)}{V} r = 2l_f K_f \delta \quad (2.12)$$

となる . この式が水平面内の運動を記述するもっとも基本的な運動方程式となる . この式を元に , 定常円旋回時の特性とハンドルの操舵に対する周波数応答特性の解析を行う .

定常円旋回特性の解析 (タイヤ特性を線形とした場合)

定常円旋回時においては , 式 (2.11) と式 (2.12) において $d\beta/dt = 0$, $dr/dt = 0$ とすれば β , r の値を求めることができる .

$$\beta = \left(\frac{1 - \frac{m}{2l} \frac{l_f}{l_r K_r} V^2}{1 - \frac{m}{2l^2} \frac{l_f K_f - l_r K_r}{K_f K_r} V^2} \right) \frac{l_r}{l} \delta \quad (2.13)$$

$$r = \left(\frac{1}{1 - \frac{m}{2l^2} \frac{l_f K_f - l_r K_r}{K_f K_r} V^2} \right) \frac{V}{l} \delta \quad (2.14)$$

定常円旋回をしているということから , 定常円旋回の曲率 (= $1/R$) を求めると ,

$$\frac{1}{R} = \frac{r}{V} = \frac{2K_f K_r l}{2K_f K_r l^2 - mV^2(l_f K_f - l_r K_r)} \delta \quad (2.15)$$

同様にハンドルの操舵角と曲率との関係は

$$\delta = \frac{1}{R} \left[l - mV^2 \frac{l_f K_f - l_r K_r}{2K_f K_r l} \right] \quad (2.16)$$

ここで ,

$$A_{sf} = -\frac{m l_f K_f - l_r K_r}{2l^2 K_f K_r} \quad (2.17)$$

とすれば，式 (2.16) は

$$\delta = \frac{l}{R} (1 + A_{sf} V^2) \quad (2.18)$$

となる．さらに，定常円旋回ということから $a_y = V^2/R$ の関係を加えると式 (2.18) は

$$\delta = \frac{l}{R} + A_{sf} \cdot l \cdot a_y \quad (2.19)$$

となる．この関係を図に示すと，図 2.2 で示す形となり，車両の基本特性であるアンダーステア・オーバーステア特性を表すことが可能となる．

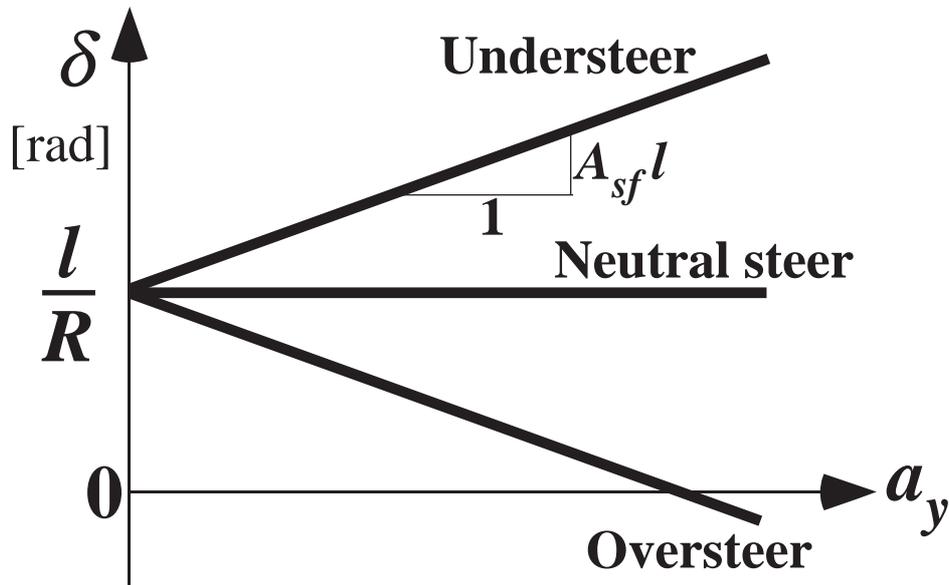


Fig. 2.2 The steer angle vs. lateral acceleration at constant path curvature

図 2.2 を見てわかるように， $V_c = \sqrt{-\frac{1}{A_{sf}}}$ なる点，すなわちオーバーステア側で旋回半径を一定に保っても操舵角が 0 から負になる点が存在するのがわかる．これは，車両が不安定な挙動を示す車速となる点で，安定限界速度と表現している⁽⁶²⁾．

なお，ここで用いた A_{sf} はスタビリティファクターと呼ばれる．この値は，式 (2.17) でわかるように， $l_f K_f - l_r K_r$ の正負が車両のステア特性を支配するものとなっており，この点からもコーナリングスティフネスが車両運動に大きな影響を与えることがわかる．

次に式 (2.10) に着目する．外乱の影響で車両に力が加わり重心点でのスリップ角 β が生じたとすると，タイヤにも同じスリップ角が発生する．このときのヨー方向の運

動は

$$I \frac{dr}{dt} + \frac{2(l_f^2 K_f - l_r^2 K_r)}{V} r = -2(l_f K_f - l_r K_r) \beta \quad (2.20)$$

となる．この $l_f K_f - l_r K_r$ の値，すなわち車両に対するタイヤ力の着点をニュートラルステアポイントと読んでいる．また，ニュートラルステアポイントと重心との距離をホイールベースで割った値をスタティックマージンと呼び，車両のステア特性を表すときによく用いられる指標となっている．

$$\text{s.m.} = -\frac{l_f K_f - l_r K_r}{l(K_f + K_r)} \quad (2.21)$$

車両運動の動的な特性解析(タイヤ特性を線形とした場合)

式(2.9)と(2.10)をラプラス変換し，特性方程式を求めると

$$mIV \left[s^2 + \frac{2m(l_f^2 K_f + l_r^2 K_r) + 2I(K_f + K_r)}{mIV} s + \frac{4K_f K_r l^2}{mIV^2} - \frac{2(l_f K_f - l_r K_r)}{I} \right] = 0 \quad (2.22)$$

これより，検討対象とすべき力学系の特性方程式は

$$s^2 + 2Ds + P^2 = 0 \quad (2.23)$$

但し

$$2D = \frac{2m(l_f^2 K_f + l_r^2 K_r) + 2I(K_f + K_r)}{mIV} \quad (2.24)$$

$$P^2 = \frac{4K_f K_r l^2}{mIV^2} - \frac{2(l_f K_f - l_r K_r)}{I} \quad (2.25)$$

さらに，車両のヨー慣性モーメント I に関しては，慣性モーメントの定式より

$$I = mk^2 \quad (2.26)$$

ただし， k はヨー慣性半径と呼ばれる値である．ここで， $l_f \approx l_r$ ， $K_f \approx K_r$ なら，式(2.24)並びに式(2.25)は

$$2D = \frac{2(K_f + K_r)}{mV} \left(\frac{1 + \frac{k^2}{l_f l_r}}{\frac{k^2}{l_f l_r}} \right) \quad (2.27)$$

$$P^2 = \frac{4K_f K_r l^2}{m^2 k^2 V^2} \left(1 - \frac{m}{2l^2} \frac{l_f K_f - l_r K_r}{K_f K_r} V^2 \right) \quad (2.28)$$

この求めた特性方程式の解から，この系の固有振動数と減衰比を求めると

$$\omega_n^2 = P^2 \quad (2.29)$$

$$2\zeta_n \omega_n = 2D \quad (2.30)$$

以上から，

$$\omega_n = \frac{2\sqrt{K_f K_r} l}{mk} \frac{\sqrt{1 + A_{sf} V^2}}{V} \quad (2.31)$$

$$\zeta_n = \frac{K_f + K_r}{2\sqrt{K_f K_r}} \frac{k}{l} \frac{\left(\frac{1 + k^2/l_f l_r}{k^2/l_f l_r} \right) + \frac{1}{k^2} \frac{(l_f - l_r)(l_f K_f - l_r K_r)}{K_f + K_r}}{\sqrt{1 + A_{sf} V^2}} \quad (2.32)$$

この二つの式を見ればわかるように，車両運動の固有振動数 ω_n や減衰率 ζ_n はタイヤ特性から決まる K_f, K_r に比べ車速 V の影響をより受けることがわかる．特に車速が上がるに従い， ω_n が減少し ζ_n が小さくなることから，不安定になりやすいこともわかる．

以上の点から，車両の動特性に与えるタイヤ特性の影響は車速ほど大きな影響を与えてはいない．しかし，式(2.32)に示されるように K_f と K_r のバランスで減衰率が変化することから，安定性の観点で注意する必要がある．

2.1.2 非線形のタイヤ特性を与えた定常円旋回状態の解析

定常円旋回時の解析に非線形なタイヤ特性を与える解析法として，Radtらが“Handling Curve”と呼ばれる線図で定常旋回時の車両運動解析を行っている⁽⁶⁷⁾．これは先の線形の特性を元にスリップ角が増加したときのタイヤ非線形性と前後輪のタイヤ特性差を考慮したカーブを描き，それに基づき特性を判断できるものである．図2.3にその例を示す．

そもそも定常円旋回時のタイヤ力などを見ると，

$$\frac{F_{yf}}{F_{zf}} = \frac{F_{yr}}{F_{zr}} = \frac{a_y}{g} \quad (2.33)$$

となる．また，幾何学的な関係から

$$\delta - (\alpha_f - \alpha_r) = \frac{l}{R} \quad (2.34)$$

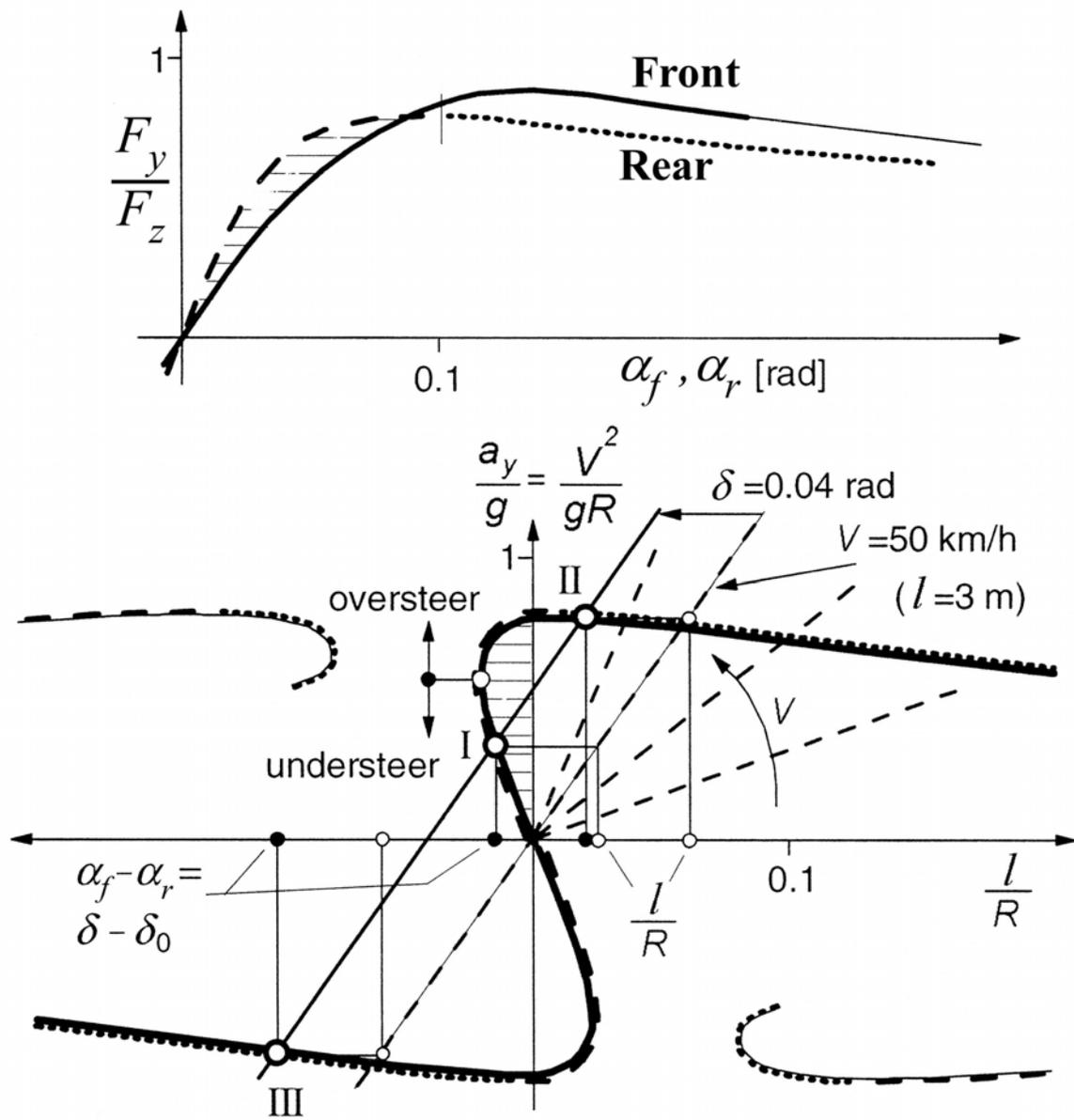


Fig. 2.3 Handling diagram resulting from normalized tire characteristics.

この関係を用いて、タイヤを線形特性として考え得られた図 2.2 をタイヤの非線形性を考慮して描き直したものが Handling curve となる。

図 2.2 では旋回半径一定の条件を想定して図を示しているが、

$$a_y = Vr = \frac{V^2}{R} \quad (2.35)$$

の関係から図 2.3 の原点を通る直線の勾配が車速を表すこととなる。また、式 (2.34) から、図 2.3 の原点からのオフセットが操舵角を表すこととなることから、この Handling curve である車速・操舵角における車両の安定・不安定、そのときの車両のアンダーステア特性などを見るのが可能となる。その典型的な例を図 2.4 に示す。

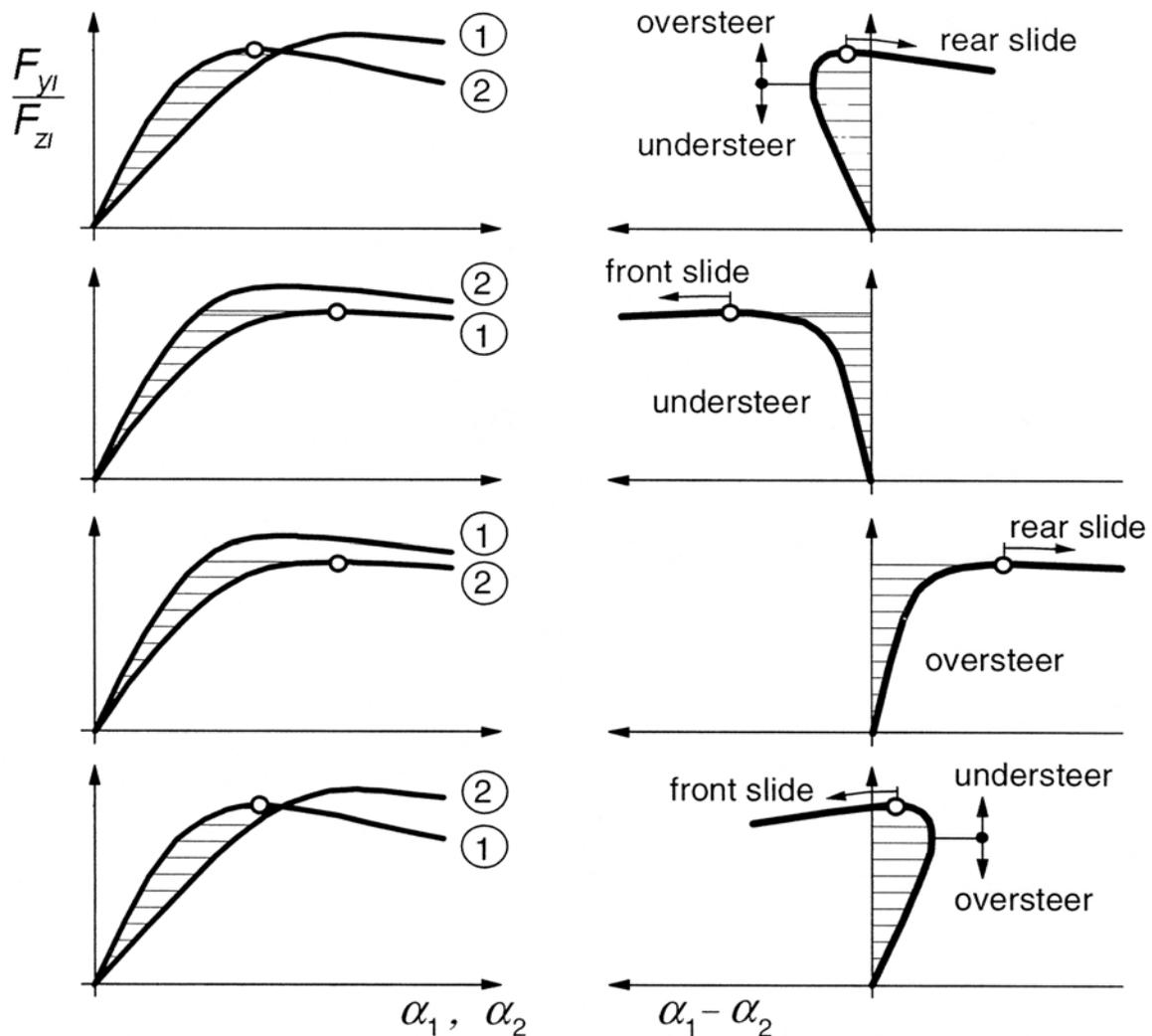


Fig. 2.4 A number of handling curves arising from the pairs of normalized tire characteristics shown left(1:front, 2:rear)

この図は、左側に前後輪のスリップ角に対するタイヤ横力特性を示し、この図から

得られた Handling Curve を右側に示している。

以上，三つの条件でタイヤ特性を含む車両運動解析例を示したが，いずれにおいてもタイヤ特性が車両運動性能に及ぼす影響が重要であることがわかる。また，タイヤ特性は上下荷重に対して非線形を含むことから，これらの特性をすべて考慮されたタイヤモデルが必要であることが以上の解析例からも理解できる。

2.1.3 その他の研究動向

築地原はタイヤ特性をコーナリングスティフネスを荷重で割った値 (cornering coefficient)，荷重移動効果 (load transfer coefficient)，平均加重が変化した際のコーナリングスティフネスの変化量を指標として，コーナリングスティフネスの荷重依存性や空気圧の違いによる影響を示している⁽⁶⁸⁾。

また，Allen らは車両運動解析用シミュレーションに必要なタイヤモデルについて実験結果と比較して検証を行っている⁽⁶⁹⁾。

これ以外にも車両運動解析に関わるタイヤモデルの研究が行われているが，多くは定常特性から非定常特性，特に車両のバネ下運動や接地性に関わる高周波の応答を再現できるタイヤモデルに関するものが増えており，その結果 1.1 節で示した詳細な物理モデルが多く構成されるようになっている。

2.2 車両運動制御におけるタイヤ特性の取り扱いについて^{(1),(2)}

車両運動制御においてもタイヤ特性をどのように考慮するかは重要な観点である。近年制御理論が発達し、非線形性を考慮した制御手法の開発が行われていることから、タイヤ特性をある程度複雑においても制御則を導くことができるようになってきているが、現代制御理論の適用初期においてはこれらの非線形特性をどのように置くかが非常に問題となった。

車両の安定性と操舵に対する速応性を求めるために、前輪アクティブ制御を含む車両を開発し、実験車を製作して検証を行った⁽¹⁾。このときの制御系の設計においては、タイヤモデルを線形として扱い、タイヤの実測されたコーナリングスティフネスを元に設計を行った。

制御に用いた車両運動モデルは式(2.9)並びに式(2.2)、またタイヤ横力に関しては式(2.7)と式(2.8)の線形特性の式を、スリップ角は式(2.5)と式(2.6)を元として、直進運動を基本とした制御モデルを構築した。

横方向の運動方程式

$$m\dot{v} = 2F_{yf} + 2F_{yr} \quad (2.36)$$

ヨー方向の運動方程式

$$I\dot{r} = 2l_f F_{yf} - 2l_r F_{yr} \quad (2.37)$$

タイヤのコーナリングフォース

$$F_{yf} = -K_{yf} \left(\frac{v - u_0\psi + l_f r}{u_0} - \delta_f - u_\delta \right) \quad (2.38)$$

$$F_{yr} = -K_{yr} \left(\frac{v - u_0\psi - l_r r}{u_0} \right) \quad (2.39)$$

座標系に関する関係式

$$\dot{y} = v \quad (2.40)$$

$$\ddot{y} = a_y \quad (2.41)$$

$$\dot{\psi} = r \quad (2.42)$$

また、ドライバの操舵特性を前方注視点での偏差を零にする無駄時間 + 一次進み・遅れ特性モデルを用いている (図 2.5 に関連する座標系を示す) .

$$\delta(s) = K_e \frac{T_h s + 1}{T_k s + 1} e^{-\tau s} \{y(s) + L_x \psi(s)\} \quad (2.43)$$

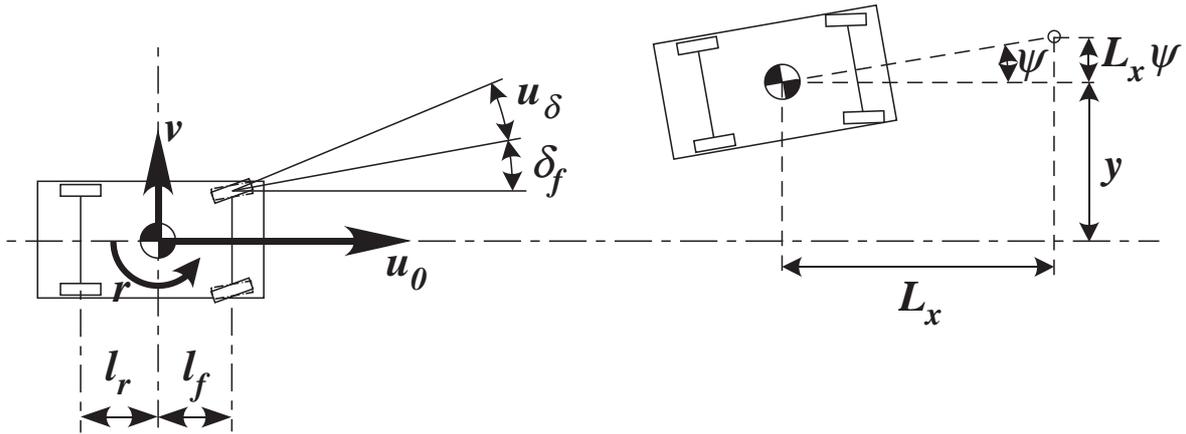


Fig. 2.5 Driver model

ここでは設計を容易にするために無駄時間の取り扱いを Padé の一次近似により

$$e^{-\tau s} \approx \frac{1 - \tau/2s}{1 + \tau/2s} \quad (2.44)$$

とした、これにより車両とドライバのモデルは次の状態空間表現を用いて表すことができる。

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}u_\delta \quad (2.45)$$

$$\mathbf{x} = [y, \dot{y}, \psi, \dot{\psi}, \delta_f, \dot{\delta}_f]^T \quad (2.46)$$

これを元に、次のような評価関数を定めて制御ゲインの算出を行った。

$$J = \int_0^\infty \{g_1 (y + L_x \psi)^2 + g_2 \dot{\psi}^2 + g_3 (k_e \delta - \psi)^2\} dt \quad (2.47)$$

式 (2.47) の第 1 項はドライバ前方注視点での偏差、第 2 項は前方注視点でのヨー角速度を最小にすることを目的とした項である。第 3 項は、ヨー角速度をハンドル角に追従させることを目的にした項となっている。この制御系の構成を図 2.6 に示す。

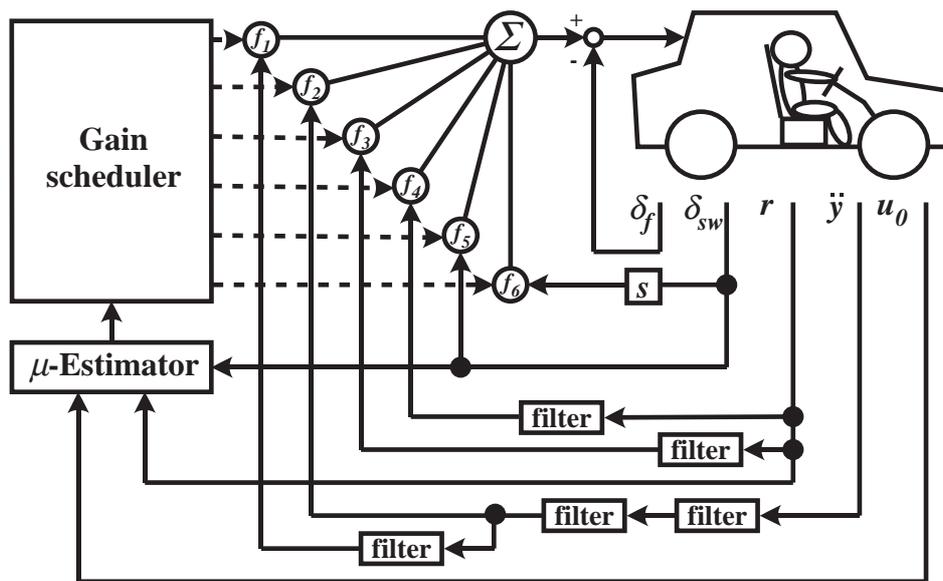


Fig. 2.6 Control signal flow of active front steering control system

しかし、車速や路面の摩擦係数の違いにより車両運動特性が変わることから、車速や摩擦係数の違ったときの制御パラメータを事前に求めておき、車速をフィードバックしてゲインスケジュールを行うとともに、車両の実状態を計測しながら設計時との特性の差を評価することで路面特性を推定し、ゲインスケジュールを行うという手法を取り入れた⁽²⁾。

ここに示したように、制御系の構成を複雑にできない状況では、設計時には線形のタイヤモデルを用い、ゲインスケジュールによりそれをカバーする方法が一般に用いられているが、非線形性の厳しい特性、例えばVSC(Vehicle Stability Control)などの制御設計ではこのような手法では車両制御に破綻を来す可能性がある。

そこで、平野らは H^∞ 制御理論を用い、タイヤ特性を非線形化して設計を行っている⁽⁷⁰⁾。更に近年では、先に示したBrush modelを用いて制御系設計を行い、スライディングモード制御を拡張した適応スライディングモード制御により実車の制動力性能を向上した例も示されている⁽⁷¹⁾。

2.3 物理則に基づくタイヤ特性モデル

最初に、物理特性モデルの代表例としてあげられ、1954年に発表されて以来も現在でも広く認められた理論となっているFIALA model^{(44),(62),(72)}について説明を行う。ま

た, FIALA model はコーナリング特性に関するモデルのため, これを拡張したモデルにより制動時・駆動時のモデルの取り扱いを考える.

2.3.1 コーナリング時のタイヤ特性について

Fiala はタイヤのコーナリング特性を求めるとき, タイヤの構造を弾性リングタイヤモデル (図 2.7 参照) として扱ってモデル化を行った.

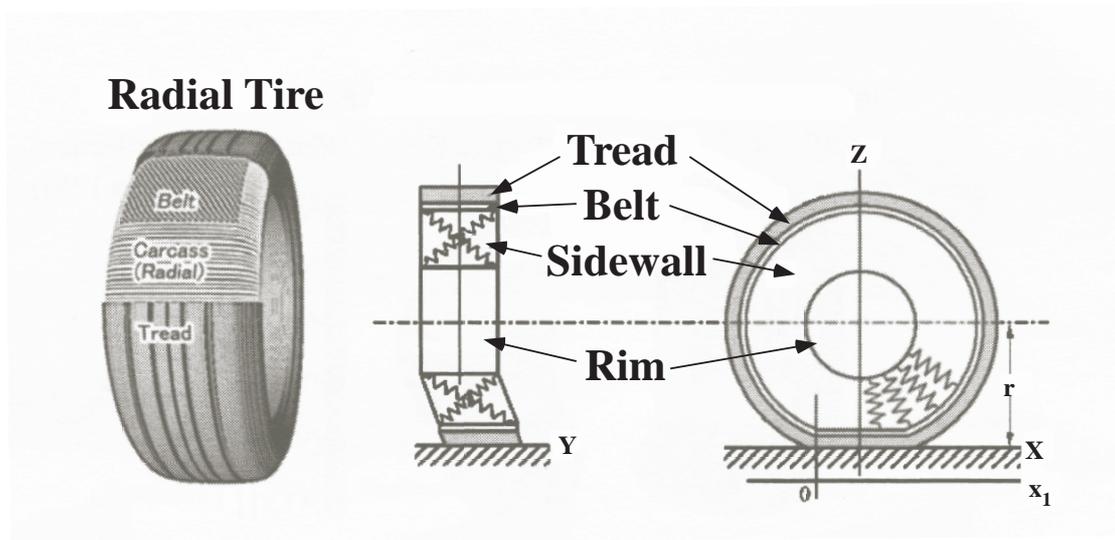


Fig. 2.7 Tire structure of FIALA model

タイヤの構造は, 一番内側に剛体と見なすリムがあり, その外側に上下および横方向の弾性変形が可能な空気入りチューブとサイドウォールからなる多くのバネで構成された部分 (カーカス), 更にトレッドベースに相当するベルトとトレッドラバーに相当する弾性体の主に 4 要素で構成されている.

このような構造のタイヤ接地面に横方向の力が働くと, タイヤには横方向の変形が生じる. リムとベルトの間に生じる変形, 並びにベルトと接地面との間に生じる変形が図 2.8 のように生じる. このとき, 接地面前端と後端ではベルトとの横変形は同じであるとし, 接地面前端と後端におけるベルトの中心位置を結ぶ直線を x_1 軸, 接地面前端で x_1 軸に直角な方向を y_1 軸ととっている. なお, x_1 軸はベルトの変形前の中心線並びにリムの中心線に平行となる.

このように, x_1 によってタイヤ接地面の前端からの x_1 軸方向の距離を表し, y_1 によってベルトあるいは接地面中心の横変位を表すようになっている. また, $0 \leq x_1 \leq l_h$

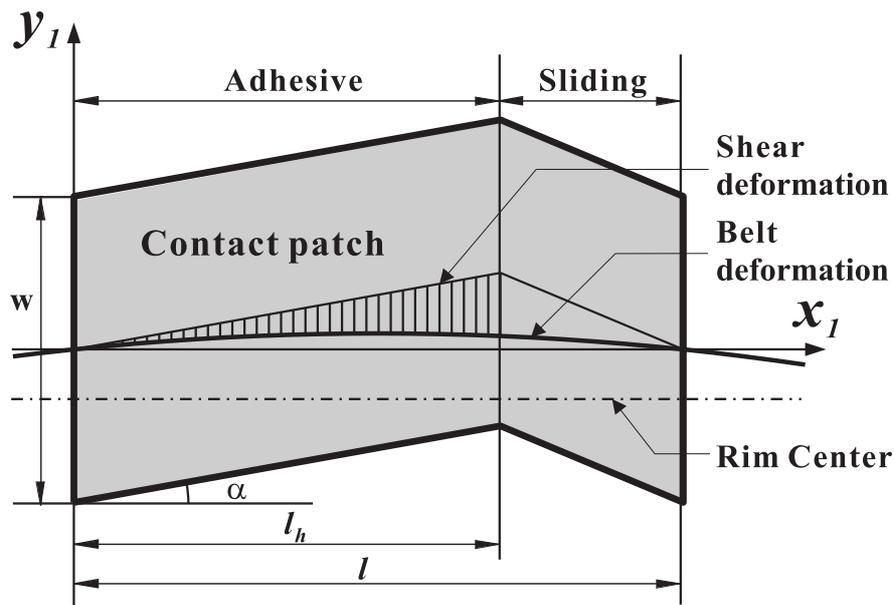


Fig. 2.8 Tire deformation of FIALA model

はタイヤと路面との間に相対的な滑りが生じていない領域, $l_h < x_1 \leq l$ は相対的な滑りが生じている領域を示す. 更に, α はタイヤのスリップ角, l はタイヤ接地面長さ, w はタイヤ接地幅をそれぞれ示す.

最初にベルトの横変位について考えてみる. ベルトを周方向に展開して考えると, 図 2.9 の右図に示すようにサイドウォールに相当する多くのバネによりリムに固定された弾性梁として考えることができる.

この梁の変形を求めるにあたり簡単化のためにタイヤに働く横力を F_y とし, これが接地点の前後方向の中央で集中荷重として加わっているとすると, このたわみを表す方程式は次のようになる.

$$EI_z \frac{d^4 y}{dx^4} + k_y y = 0 \quad (2.48)$$

この方程式の解は, たわみが左右対称であること, $x = 0$ で $dy/dx = 0$ であること, 無限遠でのたわみは小さいこと, 応力を積分した値が外力と等しいことを考慮すれば次のようになる.

$$y_{1b} = \frac{\lambda}{2k_y} F_y e^{-\lambda x_1} (\cos \lambda x + \sin \lambda x) \quad (2.49)$$

$$\text{ただし, } \lambda = \frac{1}{\sqrt{2}} \left(\frac{k_y}{EI_z} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (2.50)$$

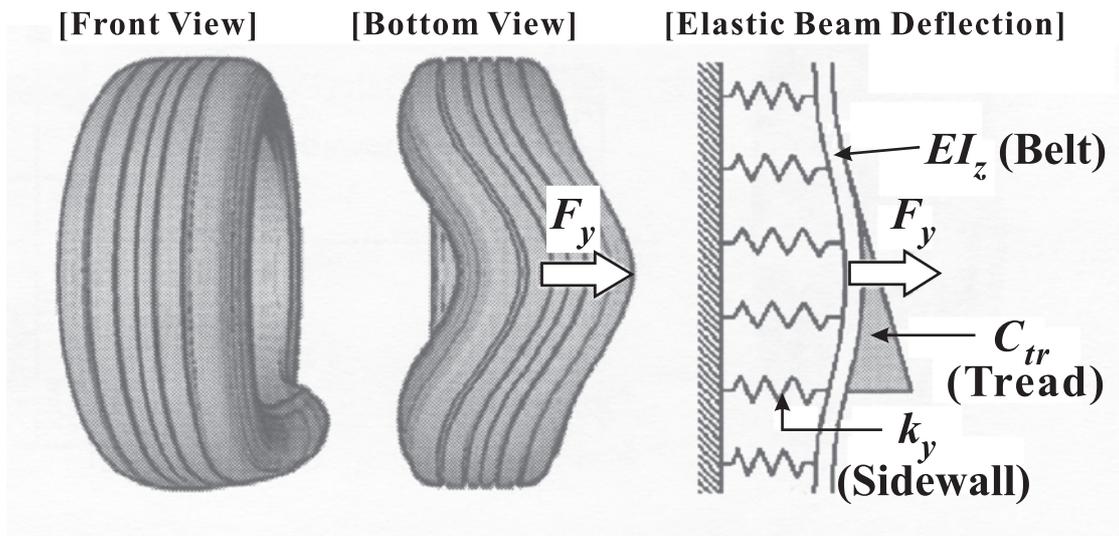


Fig. 2.9 Deformation of belt and sidewall during cornering, and their elastic beam approximation. The tire illustrations are in an extremely stretched view for clarity.

ここで、スリップ角が小さい領域として上式を展開して二次式で近似し、接地面の前端に原点をとった座標 $x_1 - y_1$ で表すと、ベルトの変形 y_{1b} は次のように表される。

$$y_{1b} = \frac{\lambda^3 l^2 F_y x}{2k_y l} \left(1 - \frac{x}{l}\right) \quad (2.51)$$

次に、スリップ角 α で転動中のタイヤの接地部におけるベルトとトレッド表面の変形を求める。路面とトレッド表面にすべりのない領域 $0 \leq x_1 \leq l_h$ では、接地面はタイヤの進む向きと反対向きに変位が進むから、前後方向に沿った地点での各点での接地面での横変位 y_t は

$$y_t = x_1 \tan \alpha \quad (2.52)$$

で表される。これより、粘着域における Y 軸方向の応力 f_{y1} は

$$f_{y1} = C_{tr} (y_t - y_{1b}) = C_{tr} \left[x_1 \tan \alpha - \frac{\lambda^3 l^2 F_y x_1}{2k_y l} \left(1 - \frac{x_1}{l}\right) \right] \quad (2.53)$$

次に、すべり域での Y 軸方向の応力 f_{y2} について同様の算出を行う。そのためには、タイヤの接地圧分布を仮定する必要がある。そこで、接地圧分布を以下のように仮定する。

1. タイヤの接地面は矩形である

2. 接地圧分布は Y 軸方向には一様
3. 周方向は下のような2次式で近似される

$$p = 4p_{\max} \frac{x_1}{l} \left(1 - \frac{x_1}{l}\right) \quad (2.54)$$

ただし p_{\max} は最大接地圧で

$$p_{\max} = \frac{3F_z}{2wl} \quad (2.55)$$

また、すべり域での応力はトレッド表面と路面との間の摩擦力になるため、 f_{y2} は以下のようなになる。ただし、 μ はトレッドラバーと路面間の摩擦係数とする。

$$f_{y2} = \mu wp = 4w\mu p_{\max} \frac{x_1}{l} \left(1 - \frac{x_1}{l}\right) \quad (2.56)$$

さらに、粘着限界 l_h については $f_{y1} = f_{y2}$ を満足する x_1 の値となることから、

$$C_{tr} \left[x_1 \tan \alpha - \frac{\lambda^3 l^2 F_y}{2k_y} \frac{x_1}{l} \left(1 - \frac{x_1}{l}\right) \right] = 4w\mu p_{\max} \frac{x_1}{l} \left(1 - \frac{x_1}{l}\right) \quad (2.57)$$

を満足する x_1 を求めると、

$$l_h = l \left(1 - \frac{C_{tr} l w \tan \alpha}{4w\mu p_{\max} + \frac{C_{tr} \lambda^3 l^2}{2k_y}} \right) \quad (2.58)$$

以上より、接地面の前後方向各点で微小長さ dx_1 に働く横方向の力は粘着域で $f_{y1} dx$ 、すべり域で $f_{y2} dx$ であるから、接地面全体での横力 F_y は次のようになる。

$$\begin{aligned} F_y &= \int_0^{l_h} f_{y1} dx_1 + \int_{l_h}^l f_{y2} dx_1 \\ &= C_{tr} \int_0^{l_h} \left[x_1 \tan \alpha - \frac{\lambda^3 l^2 F_y}{2k_y} \frac{x_1}{l} \left(1 - \frac{x_1}{l}\right) \right] dx_1 + \int_{l_h}^l 4w\mu p_{\max} \frac{x_1}{l} \left(1 - \frac{x_1}{l}\right) dx_1 \end{aligned} \quad (2.59)$$

ここで得られた式には右辺に F_y が含まれているため $\alpha = 0$ において逐次近似法によって展開すると以下のようなになる。

$$F_y = K_y \tan \alpha - \frac{K_y^2}{3\mu F_z} \tan^2 \alpha + \frac{K_y^3}{27\mu^2 F_z^2} \tan^3 \alpha \quad (2.60)$$

$$\text{ただし} \quad K_y = \left. \frac{dF_y}{d\alpha} \right|_{\alpha=0} = \frac{wC_{tr}l^2}{2 \left(1 + \frac{C_{tr}\lambda^3 l^3}{12k_y} \right)} \quad (2.61)$$

ここで、 K_y は $\alpha = 0$ における F_y の傾きとなり、コーナリング・スティフネスと呼ばれる。

続いて、同様に $SATM_z$ について求めると、

$$\begin{aligned} M_z &= \int_0^{l_h} \left(x - \frac{l}{2} \right) f_{y1} dx_1 + \int_{l_h}^l \left(x - \frac{l}{2} \right) f_{y2} dx_1 \\ &= C_{tr} \int_0^{l_h} \left(x - \frac{l}{2} \right) \left[x_1 \tan \alpha - \frac{\lambda^3 l^2 F_y x_1}{2k_y l} \left(1 - \frac{x_1}{l} \right) \right] dx_1 \\ &\quad + \int_{l_h}^l \left(x - \frac{l}{2} \right) 4w\mu p_{\max} \frac{x_1}{l} \left(1 - \frac{x_1}{l} \right) dx_1 \end{aligned} \quad (2.62)$$

これを F_y と同様に $\alpha = 0$ において逐次近似法によって展開すると以下ようになる。

$$M_z = l \left[\frac{K_y}{6} \tan \alpha - \frac{K_y^2}{6\mu F_z} \tan^2 \alpha + \frac{K_y^3}{18\mu^2 F_z^2} \tan^3 \alpha - \frac{K_y^4}{162\mu^3 F_z^3} \tan^4 \alpha \right] \quad (2.63)$$

ここで求めた式 (2.60) と式 (2.63) がそれぞれタイヤのスリップ角と横力、SAT の関係を与える基礎式となる。

ここで得られた基礎式に基づいて、FIALA model によるスリップ角と横力、SAT の関係を無次元量で表すこととする。いま、

$$\phi = \frac{K_y}{F_z} \tan \alpha \quad (2.64)$$

とすると、式 (2.60) と (2.63) はそれぞれ

$$\frac{F_y}{\mu F_z} = \phi - \frac{\phi^2}{3} + \frac{\phi^3}{27} \quad (2.65)$$

$$\frac{M_z}{\mu F_z l} = \frac{\phi}{6} - \frac{\phi^2}{6} + \frac{\phi^3}{18} - \frac{\phi^4}{162} \quad (2.66)$$

となる。

この式 (2.65) と (2.66) を用いて、無次元化された横力、SAT とスリップ角との関係を描くと図 2.10、2.11 のようになる。

式 (2.65) ならびに (2.66) を解析すればわかることであるが、無次元化スリップ角 ϕ が 3 の時に無次元化横力 $F_y/\mu F_z$ は最大値 1 をとる。同様に、無次元化スリップ角 ϕ 3/4 の時に無次元化 SAT $M_z/\mu F_z l$ は最大値 27/512 をとる。

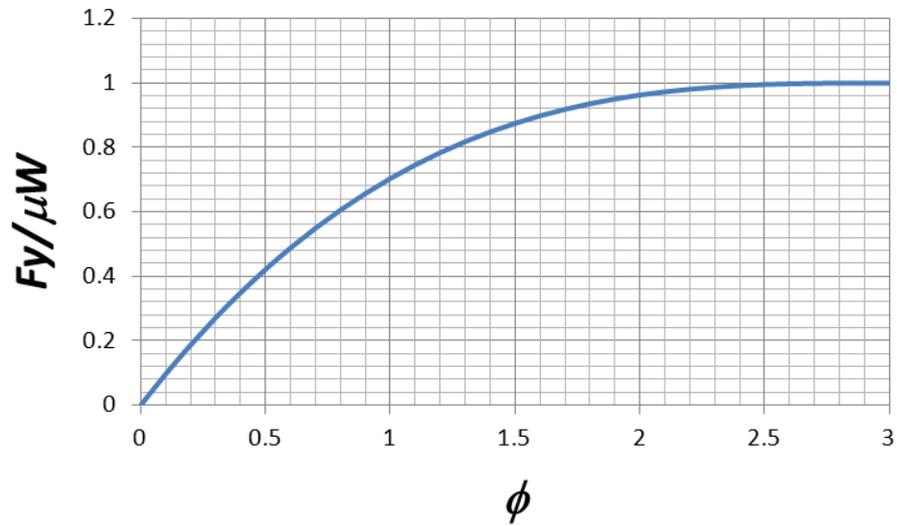


Fig. 2.10 Relationship between normalized F_y and normalized α

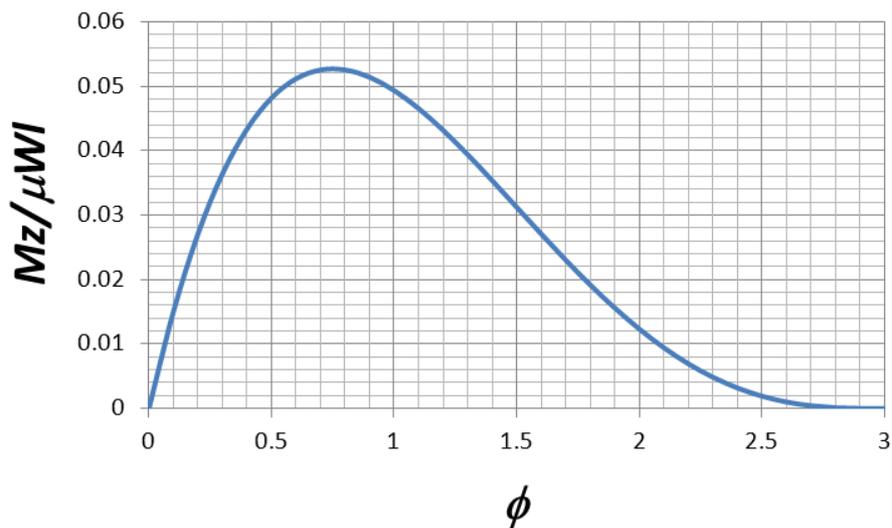


Fig. 2.11 Relationship between normalized M_z and normalized α

2.3.2 制動・駆動時のタイヤ特性について

ここでは FIALA model を拡張した酒井モデル^{(20),(21),(73)-(75)} をベースに説明を行う。酒井は図 2.12 のようなトレッド部の周方向の縦弾性係数が C_x であるタイヤモデルを考えた。

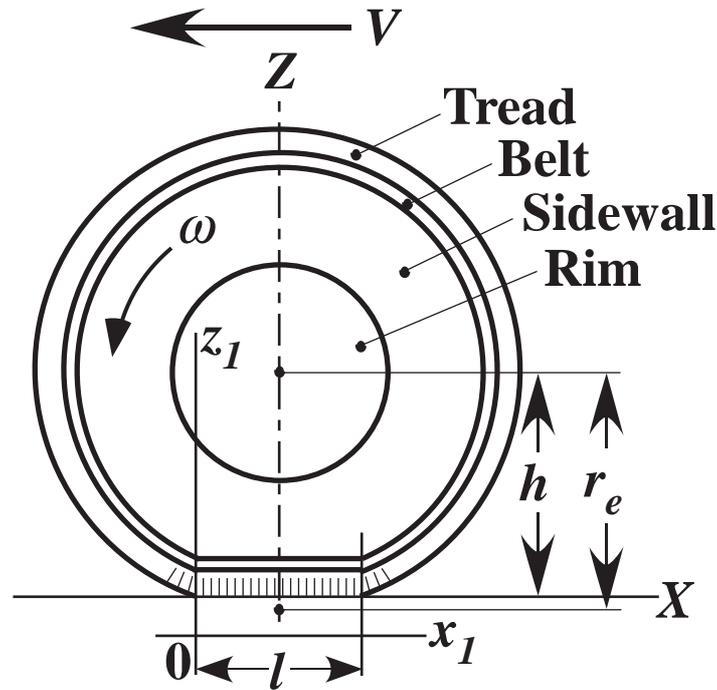


Fig. 2.12 Tire model while braking

このとき、タイヤは速度 V 、角速度 ω 、有効転がり半径 r_e で回転しているものとする。このときの路面の速度を $V_r (= V)$ 、ベルトの速度を $V_b (= r_e \omega)$ とする。

制動時においては、 $V_r > V_b$ となることから、ベルトの1点が接地前端を通過して t 秒後の位置は

$$x_b = V_b t \quad (2.67)$$

同じ時刻に路面上の1点が接地前端を通過して t 秒後の位置は

$$x_r = V_r t \quad (2.68)$$

これから、ベルト上の点と路面上の点が接地前端を通過してから t 秒後のベルトと路面との相対変位は

$$x_r - x_b = (V_r - V_b) t \quad (2.69)$$

また，制動時のスリップ率は定義より

$$S = \frac{V_r - V_b}{V_r} \quad (2.70)$$

これより，接地面前端から x_1 だけ離れた路面上の点での相対変位 Δx_1 は

$$\Delta x_1 = (V_r - V_b) x_1 / V_r = S x_1 \quad (2.71)$$

従って，粘着域内における前後方向の応力 f_{x1} は

$$f_{x1} = C_x S x_1 \quad (2.72)$$

次に，タイヤの接地面形状は矩形で，接地幅 w ，接地長 l で表されるとする．接地圧分布はタイヤ横方向に一様であり，周方向には以下の二次放物線で表されるものと仮定する．

$$p = 4p_{\max} \frac{x_1}{l} \left(1 - \frac{x_1}{l}\right) \quad (2.73)$$

そうすると，接地面全体の圧力を積分したものが垂直荷重 F_z に等しいことから，以下の式が導かれる．

$$F_z = \frac{2}{3} p_{\max} w l \quad (2.74)$$

$$p = \frac{6F_z}{wl} \frac{x_1}{l} \left(1 - \frac{x_1}{l}\right) \quad (2.75)$$

続いて，前後力が次第に大きくなり，最大摩擦力 $\mu_s p$ に等しくなる l_h においてすべり始めるとする．

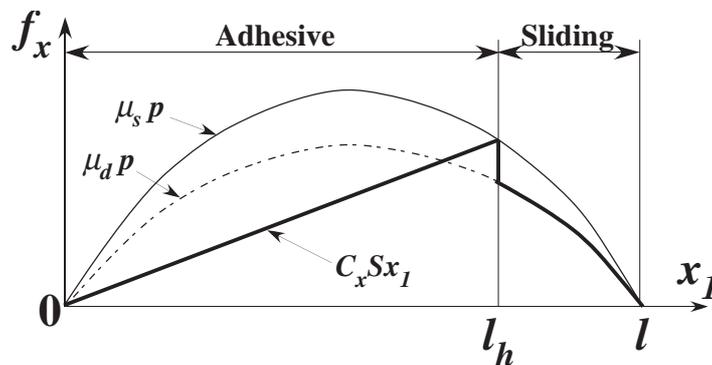


Fig. 2.13 Braking force profile in circumference direction

この l_h は最大摩擦力と応力の関係から次のようになる .

$$\frac{2}{3} p_{\max} \mu_s \frac{l_h}{l} \left(1 - \frac{l_h}{l} \right) = C_x S l_h \quad (2.76)$$

この数式を解くと

$$l_h = l \left(1 - \frac{K_x S}{3\mu_s F_z} \right) \quad (2.77)$$

$$\text{ただし, } K_x = \frac{C_x w l^2}{2} \quad (2.78)$$

K_x は $S = 0$ における F_x の傾きとなり, ドライビング・スティフネスと呼ばれる .

路面の l_h より後端側のすべり域においては, 粘着摩擦係数 μ_s からすべり摩擦係数 μ_d に変化するとすれば, 後端側で発生する応力 f_{x2} は

$$f_{x2} = \mu_d p(x_1) \quad (2.79)$$

となる .

以上のことから, 制動力 F_x はここで求めた応力を接地面全体に渡って積分する事で算出が可能となる .

$$\begin{aligned} F_x &= \int_0^{l_h} f_{x1} dx_1 + \int_{l_h}^l f_{x2} dx_1 \\ &= \int_0^{l_h} w C_x s x_1 dx_1 + \int_{l_h}^l \frac{6F_z}{l^3} \mu_d x_1 (l - x_1) dx_1 \end{aligned} \quad (2.80)$$

式 (2.80) を解くと

$l_h \geq 0$ の範囲では

$$F_x = K_x S \left(1 - \frac{K_x S}{3\mu_s F_z} \right)^2 + F_z \mu_d \left(\frac{K_x S}{3\mu_s F_z} \right)^2 \left(3 - \frac{2K_x S}{3\mu_s F_z} \right) \quad (2.81)$$

$$\mu_B = \frac{K_x}{F_z} S \left(1 - \frac{K_x S}{3\mu_s F_z} \right)^2 + \mu_d \left(\frac{K_x S}{3\mu_s F_z} \right)^2 \left(3 - \frac{2K_x S}{3\mu_s F_z} \right) \quad (2.82)$$

$l_h \leq 0$ の範囲, すなわち全すべりの領域では, $l_h = 0$ と定義し直した上で式 (2.80) を解く . すると,

$$F_x = \mu_B F_z \quad (2.83)$$

ここで, μ_B は制動力 F_x を上下荷重 F_z で割った値, すなわち制動力係数と呼ぶ .

なお, 同様に駆動力についてスリップ率との関係を求めると, スリップ率を

$$S = \frac{V_b - V_r}{V_b} \quad (2.84)$$

の式で定義すれば同じ式で表すことができる。

酒井は、ここで得られた基礎式に対して、

1. すべり摩擦係数に速度依存性を与える
2. 接地圧分布を n 次放物線に置き換える

を行って式の改良を行っている^{(18),(23)}。

まず、すべり摩擦係数 μ_d について、次のようなすべり速度依存性を考慮して式 (2.79) ~ (2.83) の取り扱いに速度依存性を持たせている。すべり速度を V' と定義すると

$$\mu_d = \mu_{d0} - aV' \quad (2.85)$$

制動時の場合、ベルトの路面に対する相対速度は、スリップ率の定義より SV となる。また、すべりはすべり域内のみで発生するので、すべり速度の平均は次のような式で表される。

$$V' = SV \frac{l}{l - l_h} \quad (2.86)$$

これを式 (2.85) に代入すると

$$\mu_d = \mu_{d0} - aSV \frac{l}{l - l_h} \quad (2.87)$$

次に、接地圧力分布についても従来の二次放物線ではなく n 次放物線を用いて近似している。

$$p = \left(\frac{2}{l}\right)^n p_{\max} \left\{ \left(\frac{l}{2}\right)^n - \left(x_1 - \frac{l}{2}\right)^n \right\} \quad (2.88)$$

ただし n は偶数である。また、実験結果よりラジアルタイヤの場合 $n = 4$ が最も近い値となる。

接地圧力を接地面全体で積分した値が上下荷重と等しくなることから、式 (2.88) は以下のように変形できる。

$$p = \frac{n+1}{n} \frac{2^n F_z}{l^{n+1} w} \left[\left(\frac{l}{2}\right)^n - \left(x_1 - \frac{l}{2}\right)^n \right] \quad (2.89)$$

また、粘着限界点 l_h は式 (2.72) と (2.89) が釣り合う点となることから、

$$\frac{n+1}{n} \frac{2^n F_z}{l^{n+1} w} \left[\left(\frac{l}{2}\right)^n - \left(l_h - \frac{l}{2}\right)^n \right] = C_x S l_h \quad (2.90)$$

これらより，粘着域で発生する前後力 F_{x1} は式 (2.80) の第 1 項と同じであるが，第 2 項のすべり域で発生する前後力 F_{x2} は以下のように求められる．

$$\begin{aligned} F_{x2} &= \int_{l_h}^l \frac{n+1}{n} \frac{2^n F_z \mu_d}{l^{n+1}} \left[\left(\frac{l}{2} \right)^n - \left(x_1 - \frac{l}{2} \right)^n \right] dx_1 \\ &= \frac{n+1}{n} \cdot \frac{2^n F_z \mu_d}{l^{n+1}} \cdot \left[\left(\frac{l}{2} \right)^n (l - l_h) - \frac{1}{n+1} \left\{ \left(\frac{l}{2} \right)^{n+1} - \left(l_h - \frac{l}{2} \right)^{n+1} \right\} \right] \end{aligned} \quad (2.91)$$

以上から， n 次の放物線で近似した場合の前後力 F_x は最終的に以下のようになる．

$$\begin{aligned} F_x &= \frac{C_x S w l_h^2}{2} \\ &+ \frac{n+1}{n} \cdot \frac{2^n F_z}{l^{n+1}} \cdot \left(\mu_{d0} - a S V \frac{l}{l - l_h} \right) \left[\left(\frac{l}{2} \right)^n (l - l_h) - \frac{1}{n+1} \left\{ \left(\frac{l}{2} \right)^{n+1} - \left(l_h - \frac{l}{2} \right)^{n+1} \right\} \right] \end{aligned} \quad (2.92)$$

得られた式に基づいて計算を行った一例を 図 2.14 に示す．

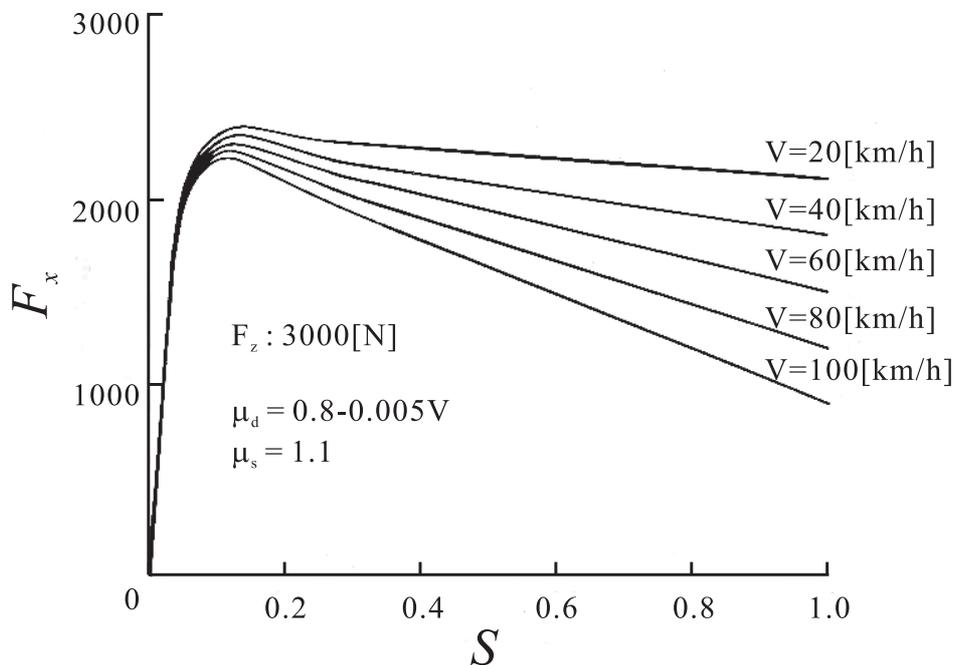


Fig. 2.14 Braking force characteristics with vehicle velocity change on wet road

2.3.3 制動・駆動時のコーナリング特性

酒井は、これらコーナリング時のタイヤ特性と制動・駆動時のタイヤ特性を組み合わせ、制動・駆動時のコーナリング特性を理論式で解析している。

タイヤの構造モデルについては図 2.7 や図 2.12 と同様の弾性リングタイヤモデルを用いる。このときのトレッド部の X 方向および Y 方向の横弾性係数がそれぞれ C_x, C_y のタイヤを考える。ここでは簡単化のため、 $C_x = C_y = C$ とする。

このタイヤが有効回転半径 r_e 、角速度 ω で回転しながら速度 V 、スリップ角 α で進んでいるものとする。また、タイヤ軸に固定した座標系における路面の移動速度を $V_r (= V)$ 、ベルトの移動速度を $V_b (= r_e \omega)$ とする。タイヤ発生力とこれらタイヤ表面での速度などの関係を図 2.15 に示す。

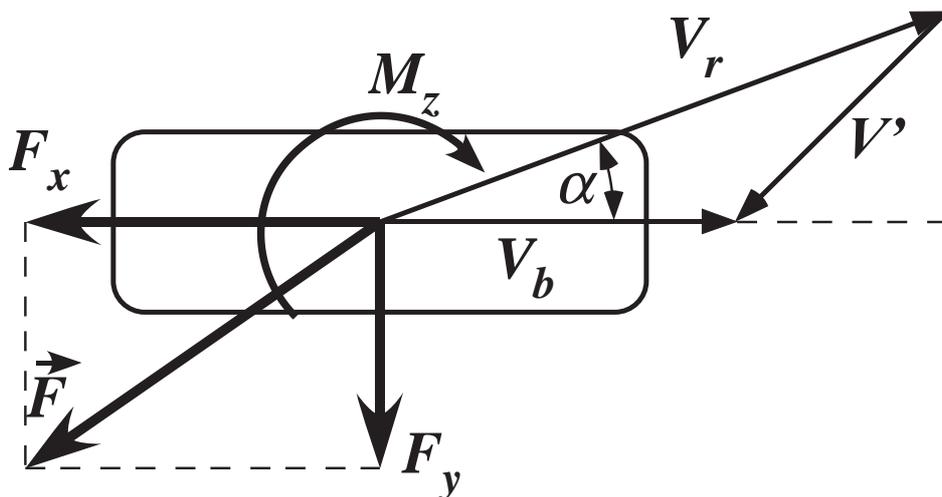


Fig. 2.15 Axis of forces and velocities of tire

タイヤ接地部におけるベルトおよびトレッド表面の変形と路面の移動方向などとの関係を図 2.16 に示す。この図は制動しながらコーナリングしている時を想定しているが、駆動しながらコーナリングしている状況についても同様の絵を描くことが可能である。

路面上の一点は直線 ABD 上を、またベルト上の一点は直線 AC 上を移動し、トレッド表面の一点は点 A で路面と接触した後 B 点まで移動した後すべりながら C へ移動するものとする。ここで、区間 AB を粘着域、区間 BC をすべり域と呼ぶこととする。

路面上の一点が接地面の前端を通過してから t 秒後の座標 (x_r, y_r) は

$$x_r = V_r t \cos \alpha \quad (2.93)$$

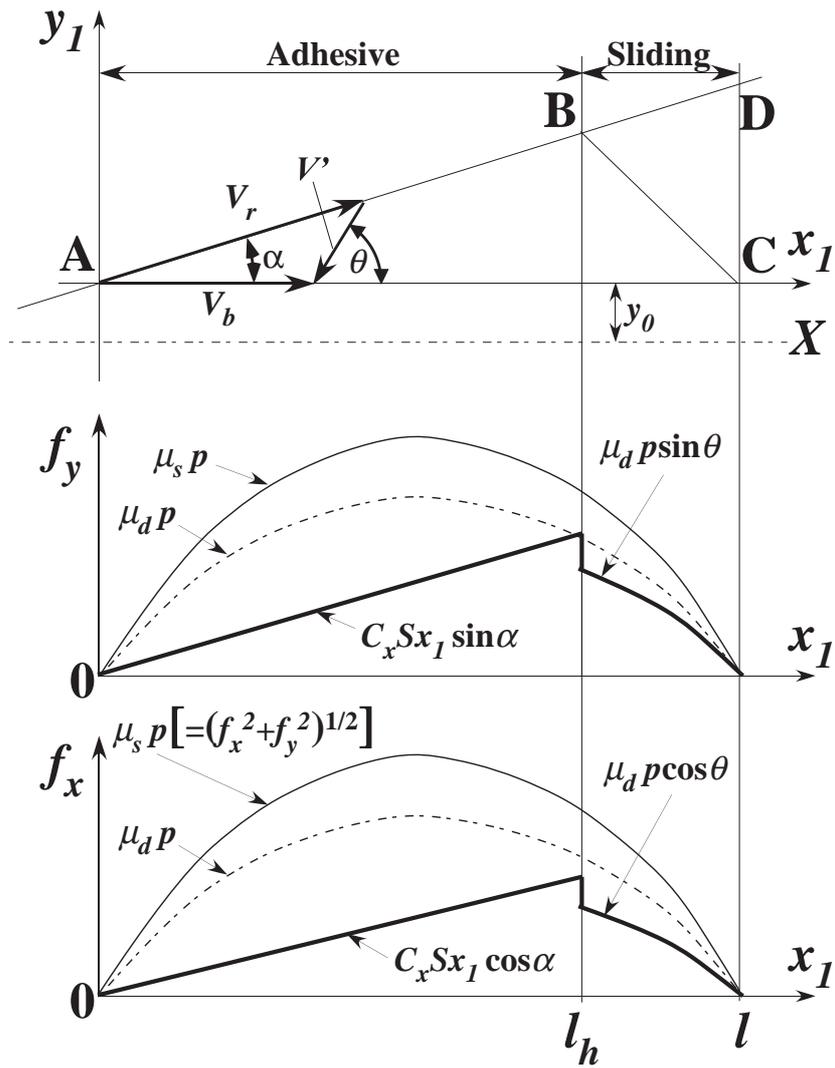


Fig. 2.16 Deformation and forces of tire while combined slip condition

$$y_r = V_r t \sin \alpha \quad (2.94)$$

次に、ベルト上の一点が接地面の前端を通過してから t 秒後の座標 (x_b, y_b) は

$$x_b = V_b t \quad (2.95)$$

$$y_b = 0 \quad (2.96)$$

これから、ベルトと路面との相対変位の X, Y 方向の成分 $\Delta X', \Delta Y'$ は次のように導かれる。

$$\Delta X' = (V_r \cos \alpha - V_b) t \quad (2.97)$$

$$\Delta Y' = V_r t \sin \alpha \quad (2.98)$$

これらの式は、制動時に $V_r t = x_1$ 、駆動時には $V_b t = x_1$ と置き、スリップ率の制動側の定義式 (2.70) 並びに駆動側の定義式 (2.84) を考慮することで次式が導かれる。

制動時 ($S > 0$)

$$\Delta X' = S x_1 \quad (2.99)$$

$$\Delta Y' = x_1 \sin \alpha \quad (2.100)$$

駆動時 ($S < 0$)

$$\Delta X' = S x_1 \quad (2.101)$$

$$\Delta Y' = x_1 (1 + S) \tan \alpha \quad (2.102)$$

これから、粘着域内に発生する応力は

制動時

$$f_{x1} = CS x_1 \cos \alpha \quad (2.103)$$

$$f_{y1} = C x_1 \sin \alpha \quad (2.104)$$

駆動時

$$f_{x1} = CS x_1 \quad (2.105)$$

$$f_{y1} = C x_1 (1 + S) \tan \alpha \quad (2.106)$$

これら粘着域内に発生する前後力 F_{x1} , 横力 F_{y1} は応力 f_{x1} , f_{y1} を接地面の前端からトレッドが滑り出す l_h まで積分することで求められる .

制動時

$$F_{x1} = \int_0^{l_h} wCS x_1 \cos \alpha dx_1 \quad (2.107)$$

$$F_{y1} = \int_0^{l_h} wCx_1 \sin \alpha dx_1 \quad (2.108)$$

駆動時

$$F_{x1} = \int_0^{l_h} wCS x_1 dx_1 \quad (2.109)$$

$$F_{y1} = \int_0^{l_h} wCx_1 (1 + S) \tan \alpha dx_1 \quad (2.110)$$

また , 粘着域内に発生する SAT M_{z1} はタイヤ中心軸 (Z 軸) 周りに応力 f_{x1} と f_{y1} が作るモーメントを積分することにより求めることができる .

制動時

$$M_{z1} = \int_0^{l_h} wC \left[x_1 \sin \alpha \left(x_1 - \frac{l}{2} \right) - \left(y_0 + \frac{x_1}{2} \tan \alpha \right) S x_1 \cos \alpha \right] dx_1 \quad (2.111)$$

駆動側

$$M_{z1} = \int_0^{l_h} wC \left[x_1 \tan \alpha (1 + S) \left(x_1 - \frac{l}{2} \right) - \left(y_0 + \frac{x_1}{2} \tan \alpha \right) S x_1 \right] dx_1 \quad (2.112)$$

但し , y_0 は 図 2.16 のベルトのリムに対する横ずれ量であり , この横移動量に対する横剛性を G_y とすれば , $y_0 = F_y/G_y$ となる .

トレッド表面が滑り出す点では , トレッド表面に働く力と最大摩擦力が釣り合うことから ,

$$(\mu_s p)^2 = f_{x1}^2 + f_{y1}^2 \quad (2.113)$$

これから , すべり出す点 l_h はスリップ角 α とスリップ率 S が小さいものとして近似計算を行うと次のようになる .

$$l_h = l \left(1 - \frac{K}{3\mu_s F_z} \sqrt{\tan^2 \alpha + S^2} \right) \quad (2.114)$$

$$\text{ただし , } K = \frac{Cwl^2}{2} \quad (2.115)$$

次に、すべり域内における摩擦力の方向を求める。接地面内におけるトレッドと路面表面の相対平均すべり速度 V' と路面表面の速度 V_r , ベルトの速度 V_b の関係は 図 2.16 の上段右図に示したようになっている (但し制動時について) .

これらから、摩擦力の方向 θ とスリップ率 S , スリップ角 α の関係は近似的に次のようになる .

$$S \tan \theta = \tan \alpha \quad (0 \leq \theta \leq \pi) \quad (2.116)$$

すべり域内の前後力 F_{x2} および横力 F_{y2} はすべり摩擦力の X 方向 . および Y 方向の成分を積分すれば求められる .

$$F_{x2} = \int_{l_h}^l \mu_d w p \cos \theta dx_1 \quad (2.117)$$

$$F_{y2} = \int_{l_h}^l \mu_d w p \sin \theta dx_1 \quad (2.118)$$

すべり域内の SAT M_{z2} はトレッドが直線 BC 上を移動すると仮定すると滑り摩擦力がタイヤ中心軸周りに作るモーメントを積分することによって算出できる .

$$M_{z2} = \int_{l_h}^l \mu_d w p \left[- \left(\frac{x_1 - l}{l_h - l} l_h \tan \alpha + y_0 \right) \cos \theta + \left(x_1 - \frac{l}{2} \right) \sin \theta \right] dx_1 \quad (2.119)$$

以上の計算により、最終的にスリップ率 S , スリップ角 α で転動しているタイヤに発生する横力・前後力および SAT は次のようになる .

制動時

$$F_x = KS (l_h/l)^2 \cos \alpha + \mu_d F_z (1 - l_h/l)^2 (1 + 2l_h/l) HS \quad (2.120)$$

$$F_y = K (l_h/l)^2 \sin \alpha + \mu_d F_z (1 - l_h/l)^2 (1 + 2l_h/l) H \tan \alpha \quad (2.121)$$

$$\begin{aligned} M_z = & K (l_h/l)^2 [(4l_h - 3l) \sin \alpha - 6y_0 S \cos \alpha - 2S l_h \sin \alpha] / 6 \\ & - \mu_d F_z S H \left[(1 - l_h/l)^2 (1 + 3l_h/l) l_h \tan \alpha / 2 + y_0 (1 - l_h/l)^2 (1 + 2l_h/l) \right] \\ & - \mu_d F_z H (1 - l_h/l)^2 (l_h/l)^2 l \tan \alpha \end{aligned} \quad (2.122)$$

駆動時

$$F_x = KS (l_h/l)^2 + F_z \mu_d (1 - l_h/l)^2 (1 + 2l_h/l) HS \tag{2.123}$$

$$F_y = K (1 + S) (l_h/l)^2 \tan \alpha + \mu_d F_z (1 - l_h/l)^2 (1 + 2l_h/l) H \tan \alpha \tag{2.124}$$

$$M_z = K (l_h/l)^2 [(1 + S) (4l_h - 3l) \tan \alpha - 6y_0 S - 2S l_h \tan \alpha] / 6$$

$$- \mu_d F_z S H [(1 - l_h/l)^2 (1 + 3l_h/l) l_h \tan \alpha / 2 + y_0 (1 - l_h/l)^2 (1 + 2l_h/l)]$$

$$- \mu_d F_z H (1 - l_h/l)^2 (l_h/l)^2 l \tan \alpha \tag{2.125}$$

ここに $H = \frac{1}{\sqrt{\tan^2 \alpha + S^2}}$, $l_h = l \left(1 - \frac{K}{3\mu_d F_z} \sqrt{\tan^2 \alpha + S^2} \right)$

以上のモデルに表 2.1 に示す値を用いて計算すると，図 2.17~2.21 のようなタイヤ特性を得ることができる。

Table 2.1 Values for calculation of Sakai model

Symbol	Value	Unit	Symbol	Value	Unit
F_z	4,000	N	l	0.213	m
K	57,200	N/rad	G_y	250,000	N/m
μ_s	1.0	-	μ_d	0.7	-

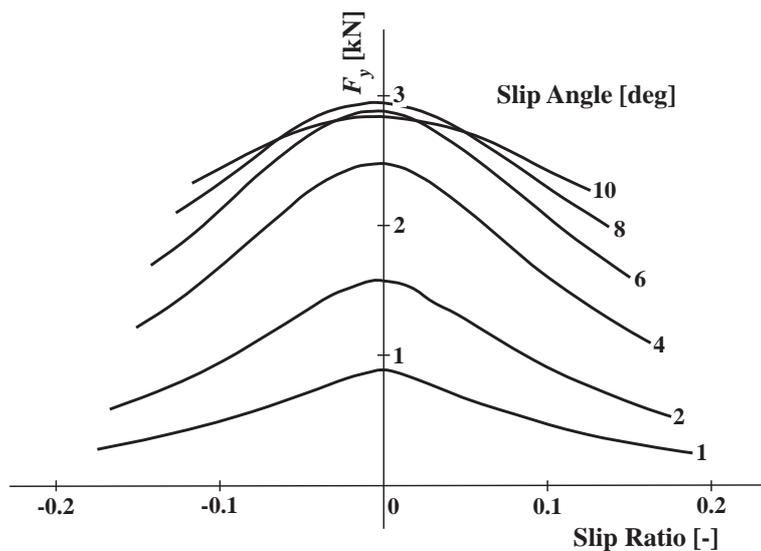


Fig. 2.17 Examples of simulation results (slip ratio vs. lateral force)

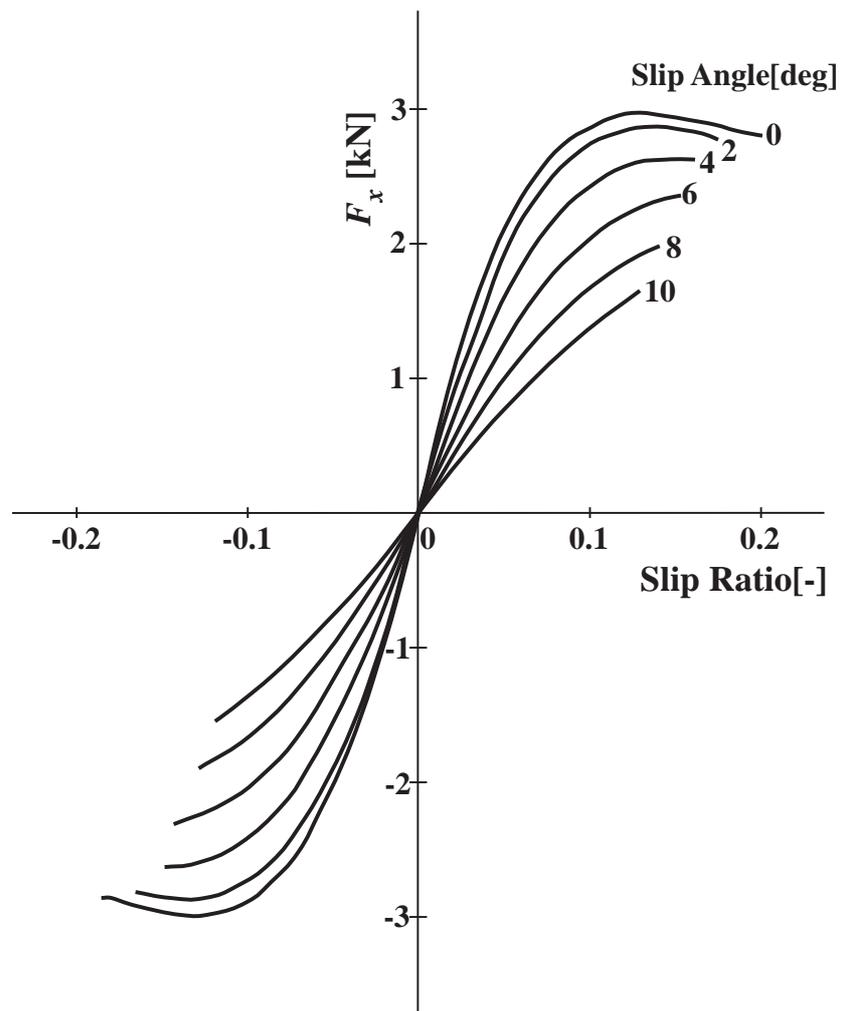


Fig. 2.18 Examples of simulation results (slip ratio vs. longitudinal force)

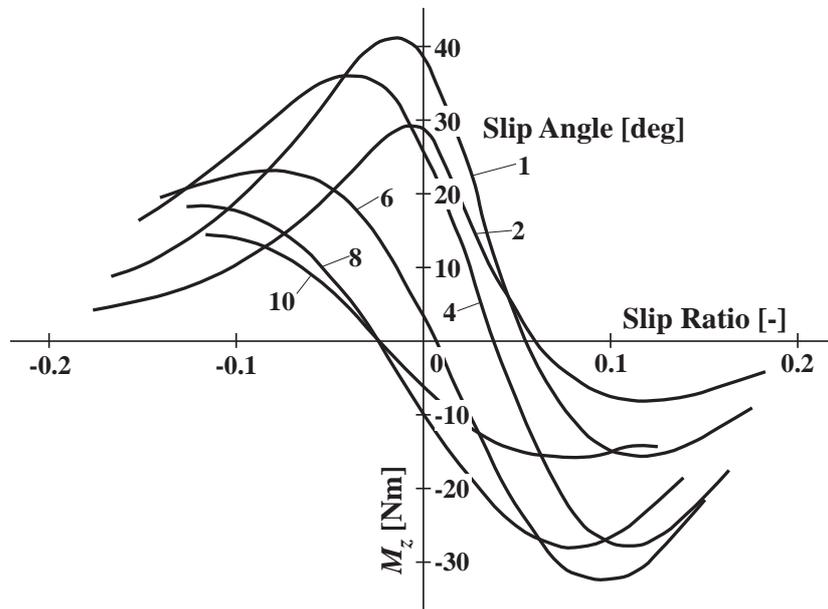


Fig. 2.19 Examples of simulation results (slip ratio vs. SAT)

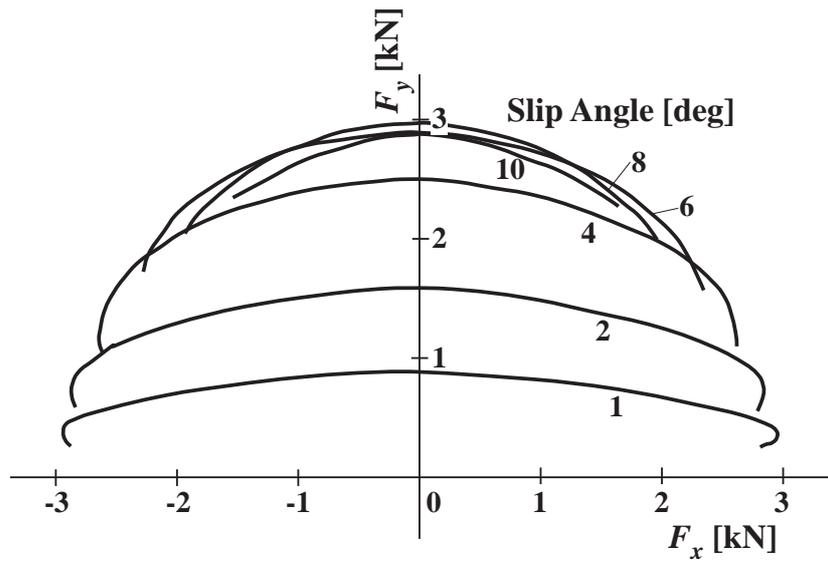


Fig. 2.20 Examples of simulation results (longitudinal force vs. lateral force)

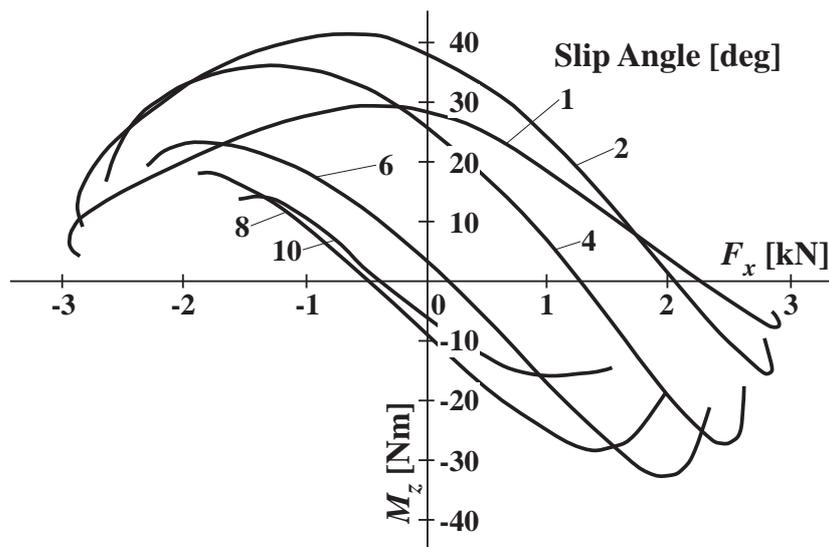


Fig. 2.21 Examples of simulation results (longitudinal force vs. SAT)

2.4 実験データの同定によるタイヤ特性モデル

実験同定モデルとしてよく知られたモデルとして、Magic Formula と呼ばれるタイヤモデルがある。ここではこのモデルについて説明を行う。

Magic Formula はオランダ・デルフト工科大学の Pacejka 教授が中心となって開発したタイヤの定常特性を扱うタイヤモデルで、1987年に最初の論文⁽³⁷⁾が発表されて以来改良を加えている。現在はオランダ応用科学研究機構(TNO)が開発を続けており、商用版として MF-Tire 6.1 が最新版としてリリースされている。ここでは、1989年に発表された論文で紹介されている初期のバージョンと、1996年に発表された現在のバージョン⁽⁶⁴⁾(厳密にはこの後も改良を続けているが、ほぼ現形として固まった数式)とを紹介する。

2.4.1 純コーナリング時あるいは純制動状態の特性について

初期の Magic Formula

タイヤ特性の内、主立った三つの特性(横力・制動力・SAT)の Pure Slip 状態(転動状態のタイヤがスリップ角をつけられた状態、あるいは直進状態のタイヤが制動あるいは駆動力を加えられて転動している状態)の特性に関する基本的な形を図に表すと、図 2.22 のようになり、これらは sine 関数を用いて標記することが可能と考えられる。

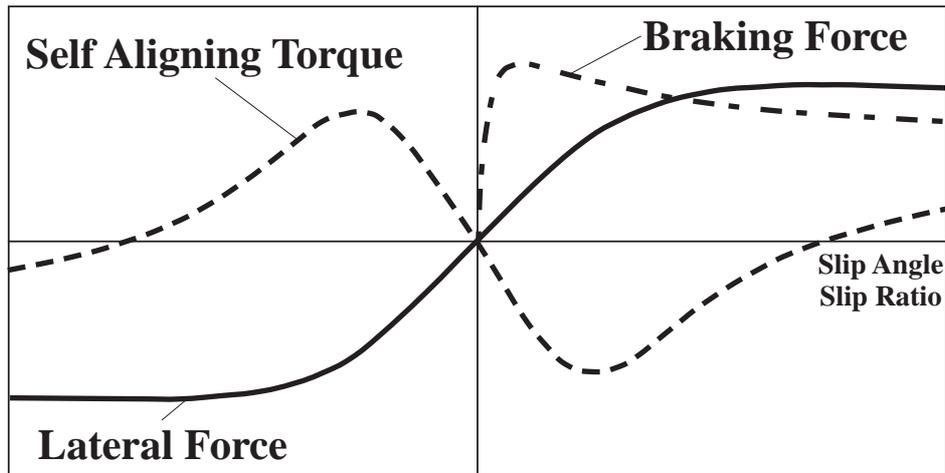


Fig. 2.22 Basic form of steady-state tire characteristics

$$y = D \sin(Bx) \quad (2.126)$$

この時の y は横力・SAT あるいは制動力で, x はスリップ角 (α) あるいはスリップ率 (S) を意味している. しかしながらこの式では x が大きくなったときの表現ができていない. 式 (2.126) が 図 2.22 の特性を満たすためには, x 方向に徐々に関数を引き延ばしていく必要がある. そこで, 式 (2.126) を

$$y = D \sin[C \arctan(Bx)] \quad (2.127)$$

と置き換えることにより, 前述の特性を満たすようにした. これが Magic Formula のもっとも基礎的な発想となっている.

この式 (2.127) において, D はそれぞれの最大値を示し, 原点付近の勾配は $B \cdot C \cdot D$ で表される. また, C はこのカーブの形を決める係数となっている. x に無限大の値を入れると, 式 (2.127) は

$$y_{\infty} = \lim_{x \rightarrow \infty} y = D \sin\left[\frac{\pi}{2}C\right] \quad (2.128)$$

となる. 例えば, $C = 2$ とすると,

$$y_{\infty} = 0 \quad (2.129)$$

となる. この C を適切な値として選ぶことで横力・制動力・SAT の特性の基本的な形を決めることが可能となる.

更に、ピーク付近の曲率を変えるために新たに $\Phi = (1 - E)x + (E/B) \arctan(Bx)$ という変数を式 (2.127) の x に代入する。すると、式 (2.127) は

$$y = D \sin [C \arctan \{Bx - E (Bx - \arctan (Bx))\}] \quad (2.130)$$

となる。

加えて、タイヤに発生する力で、直進状態においてタイヤのコニシティ、プライステアや転がり抵抗の影響で座標の x あるいは y 方向にグラフがオフセットすることから、更にこれらを考慮して式を立てると

$$y(x) = D \sin [C \arctan \{Bx - E (Bx - \arctan (Bx))\}] \quad (2.131)$$

$$\text{但し} \quad Y(X) = y(x) + S_v \quad x = X + S_h \quad (2.132)$$

となる。得られた Magic Formula の係数が実際のタイヤ特性にどう対応するかを図 2.23 に示す。

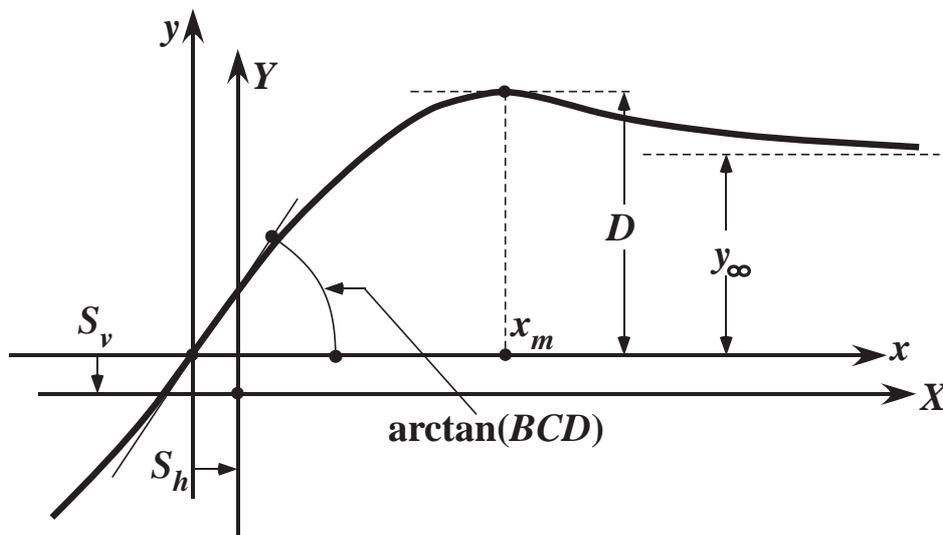


Fig. 2.23 A typical tire characteristic indicating the meaning of the coefficients of Eqs. (2.131) and (2.132)

また、各々の係数の意味合いについてまとめると以下のようなになる。

- B : Stiffness Factor … BCD が原点での勾配, すなわち Stiffness を表す
- C : Shape Factor … 曲線全体の形状を決める係数. 横力の場合 $C \doteq 1.30$ を, 制動力の場合 $C \doteq 1.65$ を, SAT の場合 $C \doteq 2.40$ の値を用いる
- D : Peak Factor … 曲線の最大値を表す
- E : Curvature Factor … 最大値に至る手前の曲線の曲率を表す
- S_h : Horizontal Shift … 曲線が点対称の形状として考えるとき, その形状の原点における水平方向のシフト量を表す
- S_v : Vertical Shift … 曲線が点対称の形状として考えるとき, その形状の原点における垂直方向のシフト量を表す

これらの係数は, 異なった荷重やキャンバ角の場合も表現できるように, C 以外の係数については荷重やキャンバ角の関数として表現されている. この荷重依存性やキャンバ角依存性を示す係数が年を追うごとに進化している.

Delft Tyre 96 での主な変更点

各種タイヤに対してタイヤ特性を計測してカーブフィッティングを行うと, 特に SAT に関して荷重やキャンバ角の条件によっては十分な近似精度が得られないこともあり, 次のような式に変更されている.

$$M_{z0} = -t \cdot F_{y0} + M_{zr} \quad (2.133)$$

$$t(\alpha_t) = D_r \cos \left[C_t \arctan \left\{ B_t \alpha_t - E_y (B_t \alpha_t - \arctan(B_t \alpha_t)) \right\} \right] \quad (2.134)$$

$$M_{zr} = D_r \cos [\arctan(B_r \alpha_r)] \quad (2.135)$$

$$y_\infty = D_r \cos \left[\frac{\pi}{2} C_t \right] \quad (2.136)$$

$$\text{ただし} \quad \alpha_t = \alpha + S_{Ht} \quad \alpha_r = \alpha + S_{Hf} \quad (2.137)$$

この得られた関数の係数が実際の SAT のどの特性に対応するかを図 2.24 に示す. なお, 式 (2.134) ~ (2.136) の考え方を図 2.25 に示しているが, SAT がニューマチックトレールと横力の積に残留 SAT を加えたものからなっているとして求めている.

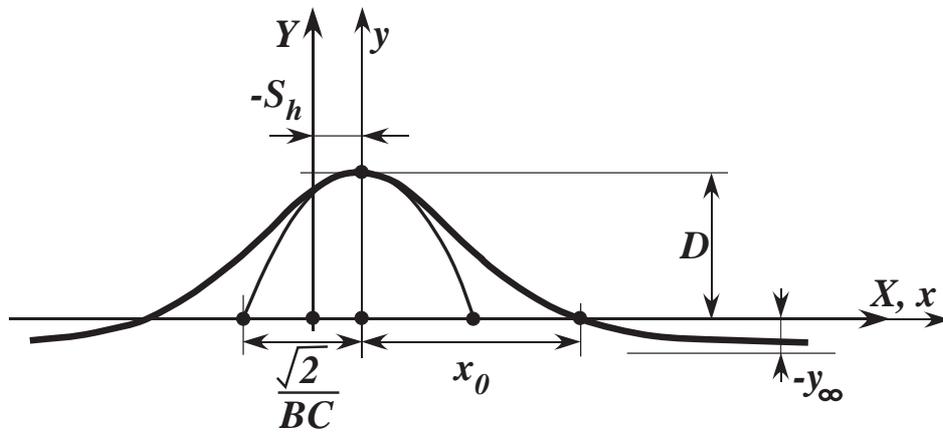


Fig. 2.24 A typical tire SAT characteristics indicating the meaning of the coefficients of Eqs.(2.134) and (2.136)

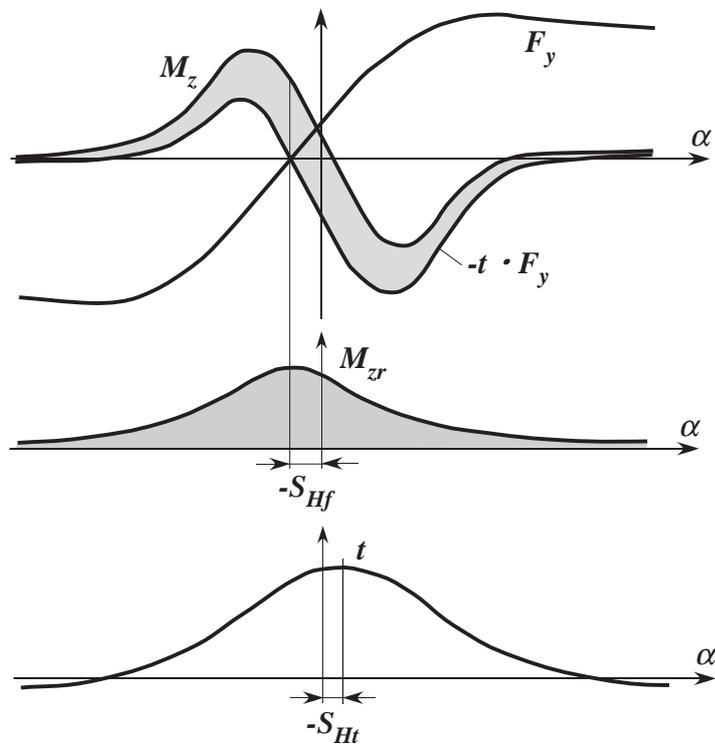


Fig. 2.25 The images of SAT characteristics. Upper: the product of lateral force and pneumatic trail, Middle: residual torque [Eq.(2.135)], Lower: pneumatic trail

この理由として考えられるのは、先に述べたように様々なタイヤの特性を表すために都合の良い形に変更したということと、Combined Slip の特性でニューマチックトレールを直接使って算出していることから、ニューマチックトレールを事前に求める方が都合がよいという点が挙げられる。

2.4.2 コンバインドスリップ状態の特性について

初期の Magic Formula においては、Combined Slip(制動とすべり角が同時にタイヤにつく場合)の条件下での取り扱いが理論的に解析を進めている。しかしながらこれだけでは十分な近似精度が得られないのと、1993年に Michelin 社の Bayle らが発表した重み付けの関数を用いる方法が比較的簡単に近似解を得られるということがわかった⁽⁷⁶⁾ことから変更されている。

この重み付け関数は、Pure Slip の関数に cosine 関数を用いることによって Combined Slip の関数を求める方法で、重み付け関数の一般系として

$$G = D \cos [C \arctan(Bx)] \quad (2.138)$$

の形で表されている。これは、Combined Slip 条件下での横力あるいは制動力が図 2.26 に示されるようにいずれも中央が凸になっている形状となっており、式 (2.138) を Pure Slip の特性に掛け合わせることで求められる形となるからである。

また、 $\alpha = 0$ の時の F_x 、 $S = 0$ の時の F_y にあたる Pure Slip 条件下での値が最大になるので、そのときの重みが 1 になるような正規化を行った重み関数を用いればよいことになる。

以上の考え方から、Combined Slip 条件下での F_x 、 F_y を Pure Slip 条件下の値 F_{x0} 、 F_{y0} を用いて以下のように表す。

前後力

$$F_x = F_{x0} \cdot G_{x\alpha}(\alpha, S, F_z) \quad (2.139)$$

$$G_{x\alpha} = \frac{\cos [C_{x\alpha} \arctan \{B_{x\alpha} \alpha_s - E_{x\alpha} (B_{x\alpha} \alpha_s - \arctan (B_{x\alpha} \alpha_s))\}]}{\cos [C_{x\alpha} \arctan \{B_{x\alpha} S_{Hx\alpha} - E_{x\alpha} (B_{x\alpha} S_{Hx\alpha} - \arctan (B_{x\alpha} S_{Hx\alpha}))\}]} \quad (2.140)$$

$$\alpha_s = \alpha + S_{Hx\alpha} \quad (2.141)$$

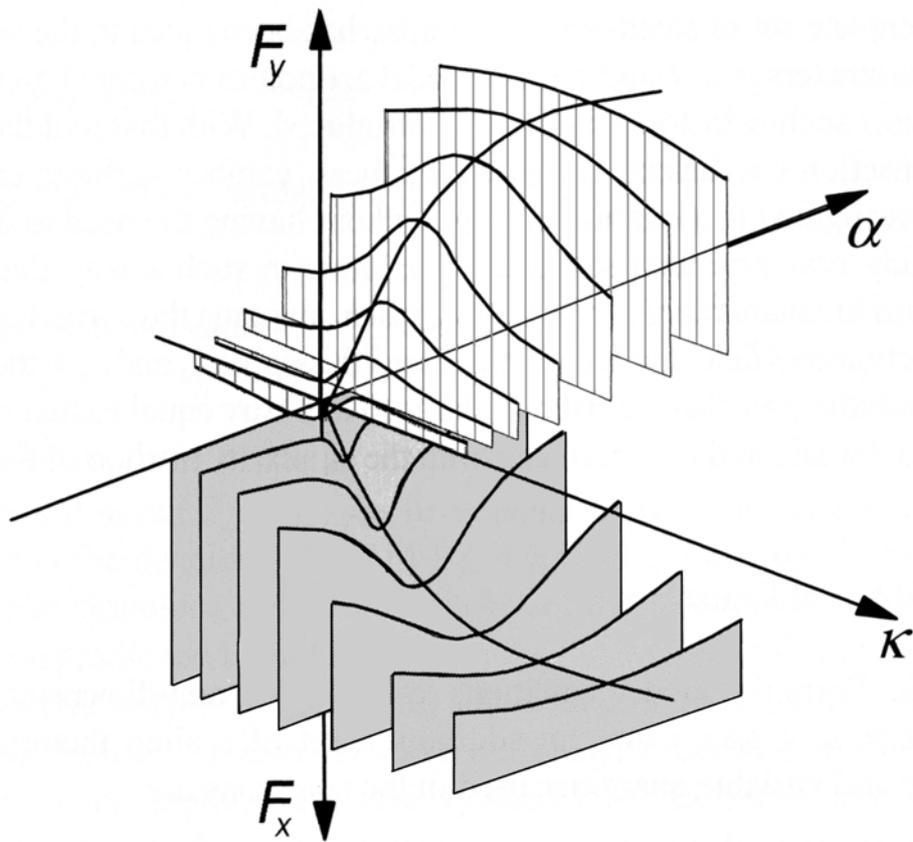


Fig. 2.26 3-Dimensional graph of combined slip force characteristics

横力

$$F_y = F_{y0} \cdot G_{yS}(\alpha, S, \gamma, F_z) + S_{V_{yS}} \quad (2.142)$$

$$G_{yS} = \frac{\cos \left[C_{yS} \arctan \left\{ B_{yS} S_s - E_{yS} \left(B_{yS} S_s - \arctan \left(B_{yS} S_s \right) \right) \right\} \right]}{\cos \left[C_{yS} \arctan \left\{ B_{yS} S_{HyS} - E_{yS} \left(B_{yS} S_{HyS} - \arctan \left(B_{yS} S_{HyS} \right) \right) \right\} \right]} \quad (2.143)$$

$$S_s = S - S_{HyS} \quad (2.144)$$

SAT

$$M'_z = -t(\alpha_{t,eq}) \cdot F_y + M_{zr}(\alpha_{r,eq}) + s(F_y, \gamma) \cdot F_x \quad (2.145)$$

$$t(\alpha_{t,eq}) = D_t \cos \left[C_t \arctan \left\{ B_t \alpha_{t,eq} - E_t \left(B_t \alpha_{t,eq} - \arctan \left(B_t \alpha_{t,eq} \right) \right) \right\} \right] \cos(\alpha) \quad (2.146)$$

$$M_{zr}(\alpha_{r,eq}) = D_r \cos \left[\arctan \left(B_r \alpha_{r,eq} \right) \right] \cos(\alpha) \quad (2.147)$$

$$\alpha_{t,eq} = \arctan \sqrt{\tan^2 \alpha_t + \left(\frac{K_x}{K_y} \right)^2 S^2 \cdot \text{sgn}(\alpha_t)} \quad (2.148)$$

$$\alpha_{r,eq} = \arctan \sqrt{\tan^2 \alpha_r + \left(\frac{K_x}{K_y} \right)^2 S^2 \cdot \text{sgn}(\alpha_r)} \quad (2.149)$$

第3章 実車実験結果を用いた横力タイヤ特性モデルの構築⁽³⁾⁻⁽⁵⁾

3.1 はじめに

2.4 節でも述べたように，Magic Formula タイヤモデルは，実験データに基づくタイヤ特性モデルである．実験同定モデルの基になる計測データを取るための試験機（通常は室内試験機）のタイヤ計測用路面特性（室内試験機の場合ドラムまたはフラットベルト表面の特性）は，実路とどの程度相関性があるのかが不明確であることから，試験機データを用いたタイヤモデルの信頼性がしばしば問題になる（特に限界付近）．さらに、実路面上で計測する室外試験に関しては，バスあるいはトレーラなどを用いた大掛かりな計測装置を準備する必要があるという問題がある．

そこで，走行中の車両の計測データを用いてタイヤモデルが作成出来ないかという必要性が以前からあった．以上の状況を踏まえ，次のステップに従ってタイヤモデルを作成する新手法を開発することにした^{(3),(4)}．

1. スリップ角計やキャンバ角計並びにタイヤ6分力計により，タイヤの入出力を計測する手法を開発する
2. この計測で得られたデータを上述の Magic Formula モデルへ同定することにより，実路におけるタイヤモデルを作成する
3. 作成したモデルと試験機データに基づいて同定したモデルとを比較して，室内試験機と実路面との相関性を調べる

なお，今回タイヤモデルを構築するにあたり横力を選んだ理由は，2.1 節に示したように車両運動解析では定常走行時の運動性能を最初に論じることが多く，そのためには一定車速で走行する場合のタイヤの横力が車両運動性能にとって最も重要なタイヤ力となるからである．SAT についても横力と同様に原理的には計測可能であるが，1)

車両運動性能に直接起因する力ではないこと，2) 実路での計測時にノイズの影響を受けやすいことからモデル化がむずかしい，等から今回は見送っている．

3.2 従来の計測手法について

従来タイヤモデルを構築するにあたり実車での計測結果を参考にした例としては，牧田らが行った方法⁽³⁹⁾⁽⁴⁰⁾がある．牧田らは室内試験機（ドラムタイプタイヤ試験機）データに基づいて作成した Magic Formula モデルに，実車で計測したタイヤ姿勢角荷重を入力として与え，得られた出力と実車での計測値を比較してタイヤ試験機と実車とのデータの相関性について調査を行っている．この時の実車での計測法は，乗用車にタイヤ6分力計とヨー角速度計，スリップ角計ならびにボデーとタイヤの相対変位を計るためのレーザー変位計を用いて，タイヤ発生力と姿勢角を同時に計測した．しかし，タイヤ対地スリップ角はボデーに取り付けられたスリップ角計とホイールアライメントの計測値から計算しており，直接計測する方法は取っていない．同様にタイヤ対地キャンバ角もタイヤの対ボデーキャンバ角とホイールアライメント値から計算しており，直接計測を行っていない．

また橋本らも同様に，室内試験機データと実路での計測結果を比較することにより室内試験機データを用いて同定した Magic Formula タイヤモデルから実路上での Magic Formula タイヤモデルを推定する方法を示している⁽⁴¹⁾．ここでは，実路での計測はバスタイプの計測車両を用いており，実車での計測データを用いることはしていない．

これらはいずれも試験機と実路とのデータを比較するということでモデルチューニングを行ってはいるものの，実路上での計測データを用いて直接 Magic Formula モデルを作成することは実施していない．

3.3 実走行するタイヤデータの計測

3.3.1 タイヤ発生力と姿勢角の計測法

Magic Formula のみならず，タイヤモデルは一般に4入力（タイヤのスリップ角 α ，スリップ率 S ，キャンバ角 γ ，上下荷重 F_z ）に対して4出力（前後力 F_x ，左右力 F_y ，SATM_z，オーバートーニングモーメント [以下 OTM] M_x ）がある多入力多出力系となっている．

今回の計測は、車両の定常走行を想定したモデルを最初に構築することから、まずは入力条件として3入力(α, γ, F_z)、計測する力(モーメント)として2出力(F_y, M_z)を同時にタイヤ周りで計測することが必要となる。

タイヤに発生する力やモーメント(タイヤ発生力)は車軸6分力計を用いることで計測可能である。この車軸6分力計はABSや車両運動制御装置の開発にタイヤモデルと同様に必要なことから⁽⁷⁷⁾⁽⁷⁸⁾、各方面で開発が進められている⁽⁷⁹⁾⁽⁸⁰⁾⁽⁸¹⁾⁽⁸²⁾。また、これら6分力計の評価⁽⁸³⁾⁽⁸⁴⁾や利用法⁽⁸⁵⁾などもいろいろ示されている。

今回は東島らが開発した車軸6分力計⁽⁸⁰⁾を用いてタイヤ発生力並びに車軸上下力を計測した。

次に、タイヤ姿勢角の計測方法について考えてみる。タイヤ姿勢角として先に述べたようにここではスリップ角 α 、キャンバ角 γ をタイヤ力と同時に計測する必要があるが、その計測方法としては以下の三つが考えられる。

1. タイヤに発生する力を実車走行時に計測し、その力をベンチ上(例えばシャーシ動特性試験機⁽⁸⁶⁾のような定置式試験機)で加えてタイヤのトー・キャンバ角を計測し、それと実車で計測したロール角やボデーリップ角を用いて間接的に計測する方法
2. 前述の牧田らが行ったような、対ボデーリップ角・対ボデーキャンバ角を実車上で計測し、同時に計測を行う車両のロール角・ボデーリップ角・ホイールアライメントの計測値と組み合わせて算出する方法
3. タイヤ発生力を計測しながらタイヤの対地姿勢角を直接計測する方法

このうち、1および2は、車体のスリップ角を用いて計算でタイヤスリップ角を導いていることや、複数の計測値から姿勢角を計算していることから、計測値に誤差が累積しやすいと考えられる。それ故、今回は直接計測する方法を選択した。

タイヤ対地姿勢角と発生力を同時に直接計測するという事は、タイヤ回転軸上に車軸6分力計以外に対地スリップ角計や対地キャンバ角計を取り付けることとなる(図3.1を参照)。しかしながら、通常用いている光学式のスリップ角形を用いることを想定すると以下の問題が発生する。

1. タイヤ6分力計の固定治具を利用してスリップ角計を取り付けると、スリップ角計の質量(もっとも軽量化されたものでも500g以上)から固定治具の剛性が不足し、振動が発生するため精度の高い計測値が得られない
2. 固定治具を補強したとしても、6分力計のヘッド部に組み込まれているベアリングの強度が不足し、装置を壊す危険性がある

以上の観点から、今回の計測ではスリップ角計を取り付けるのではなく、小型のCCDカメラを利用してスリップ角計とほぼ同様の原理に基づいて計測を行うこととした。小型CCDカメラの質量はおよそ20gで取り付け用の治具など含めても100g程度の質量しかないので、6分力計の固定治具にかかる負荷が非常に小さくなり、強度および振動に関する問題をクリアできる。

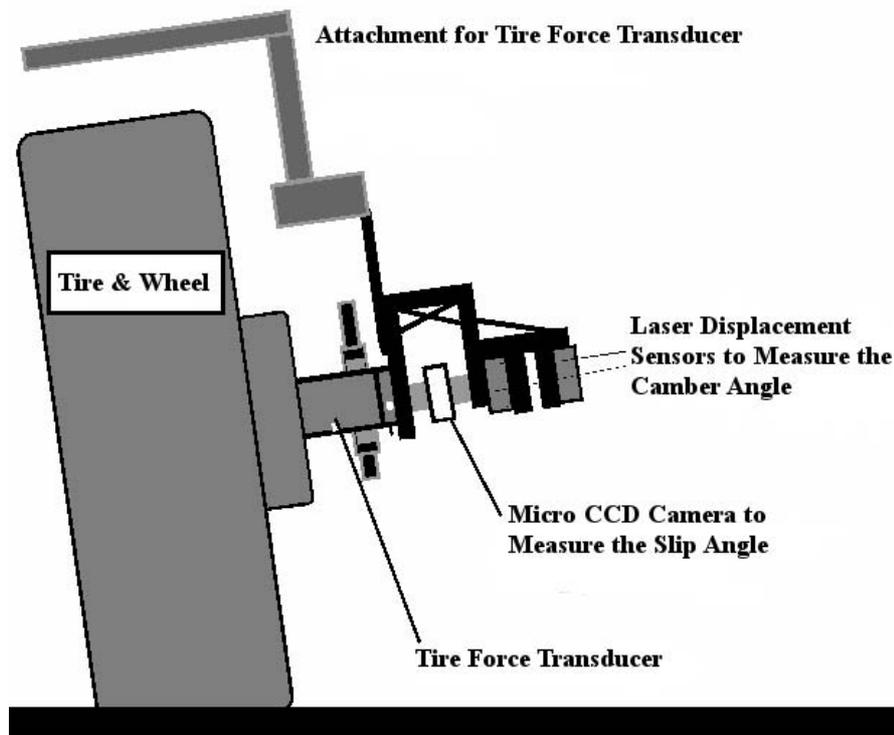


Fig. 3.1 The outline of measurement system for tire forces, torques and attitude angles

次にCCDカメラを利用したスリップ角計の計測方法を示す。図3.2はCCDカメラにより路面をビデオ撮影したときの一駒の映像である(露光時間1/60秒、映像は解析結果をビデオ撮影した映像に重ねている)。

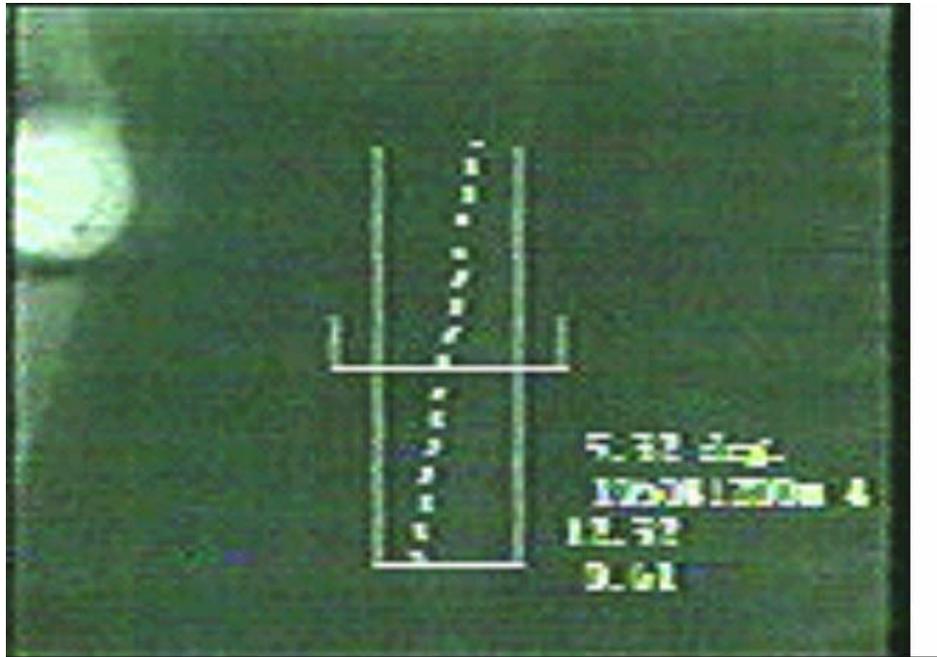


Fig. 3.2 Sample of the picture analyzing the slip angle

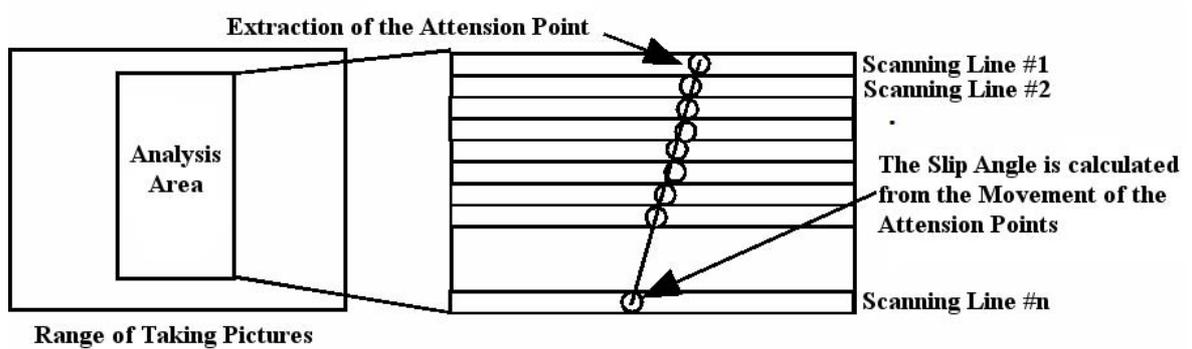


Fig. 3.3 The principle of the slip angle measurement

この基本的な計測原理を図 3.3 に示す．計測原理はスリップ角すなわち画像内の路面粒子(アスファルト粒子)の流線を求めることである．この画像をワークステーションに取り込み，解析範囲のもっとも上側の走査線の明度などの特徴を抽出する．続いて順次走査線の一つずつ下げ，この特徴がどのように変化したかを調べ，特徴点の移動を直線回帰することで流線の角度を求める．

今回の画像取り込みサイズでは，スリップ角の分解能が 0.2deg 程度で合ったが，光学式のスリップ角計もほぼ同定の分解能であることから精度は同程度と考えられる．但し，画像解析でスリップ角を算出するときはワークステーションに画像を取り込む際の探索範囲を広げれば分解能もあがるため，より細かな解析が必要な場合はワークステーションのソフト側で対応可能となる．

次に対地キャンバ角の計測原理を示す．対地キャンバ角は図 3.1 に示したようにタイヤ回転軸方向に二つのレーザー変位計を配置したものである．タイヤの回転平面が路面に倒れ込んでいくと，二つのレーザー変位計の計測結果，すなわち地面との距離が変化していく．この二つの地面との距離の差をレーザー変位計が取り付けられている距離で割った値の逆正接 (inverse tangent) をとるとキャンバ角が算出できる (図 3.4 を参照)．

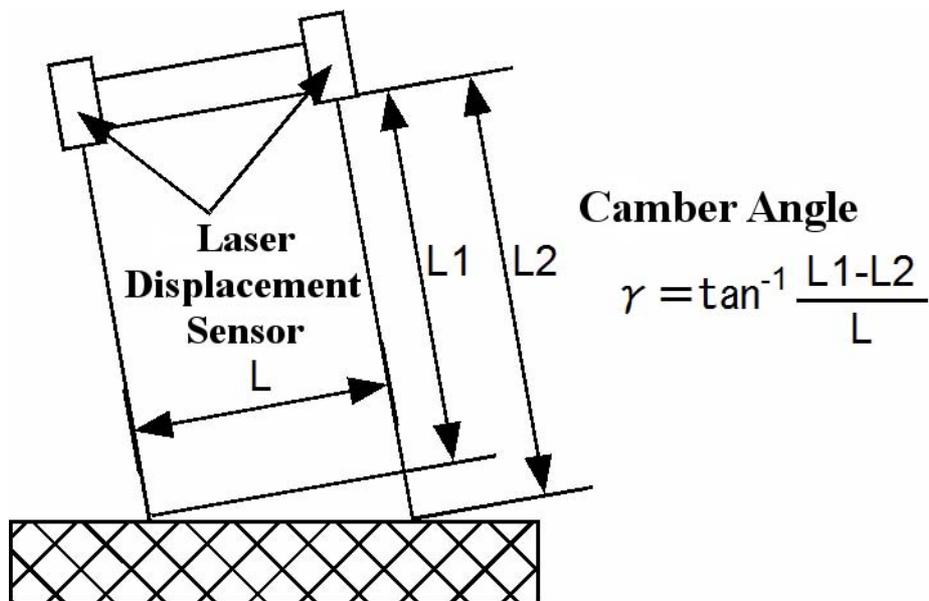


Fig. 3.4 The principle of the camber angle measurement

なお，実際に計測器を取り付けた状態の写真を図 3.5 に示す．

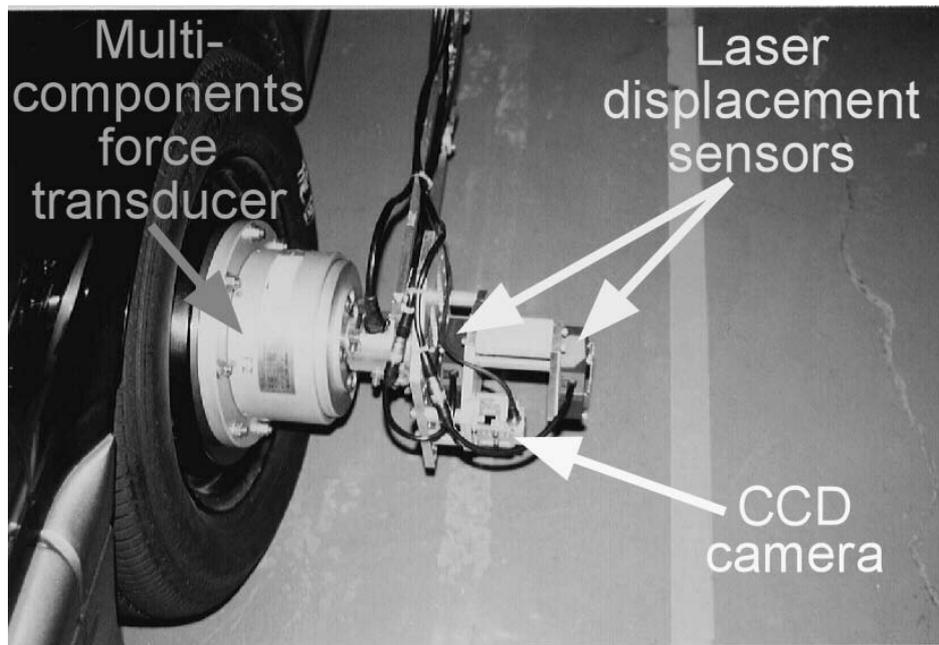


Fig. 3.5 Measurement system of tire forces, torques and attitude angles

3.3.2 測定条件について

今回の目的が、実路を走行している車両のデータを用いて定常状態のタイヤ横力特性モデルを導き出すことである。そこで、車両の走行条件としては車速一定でスリップ角などの入力条件を変えるために旋回半径を変化させて走行する定常円旋回を実施することにした。

しかし、実車での測定のため、旋回横加速度による荷重移動量とタイヤ姿勢角は図 3.6 に示すような関係を持って変わるため、精度の高いモデル作成に必要な広範なデータを取れない可能性が高い。

その対策として、荷重とスリップ角の関係を変化させた計測データを得るために、車両静止時のタイヤに加わる荷重をデッドウェイトの付加により変更することにした。これにより、より広範な範囲で実路走行中の実車のタイヤに加わる力や姿勢角を計測することが可能となる(図 3.7 を参照)。

3.3.3 計測結果

試験車両はミニバンタイプの車両を用いた。試験に使用したタイヤのサイズは215/65R15で、試験時の空気圧は230kPaに設定した。試験車両の質量は計測器とドライバ1名乗

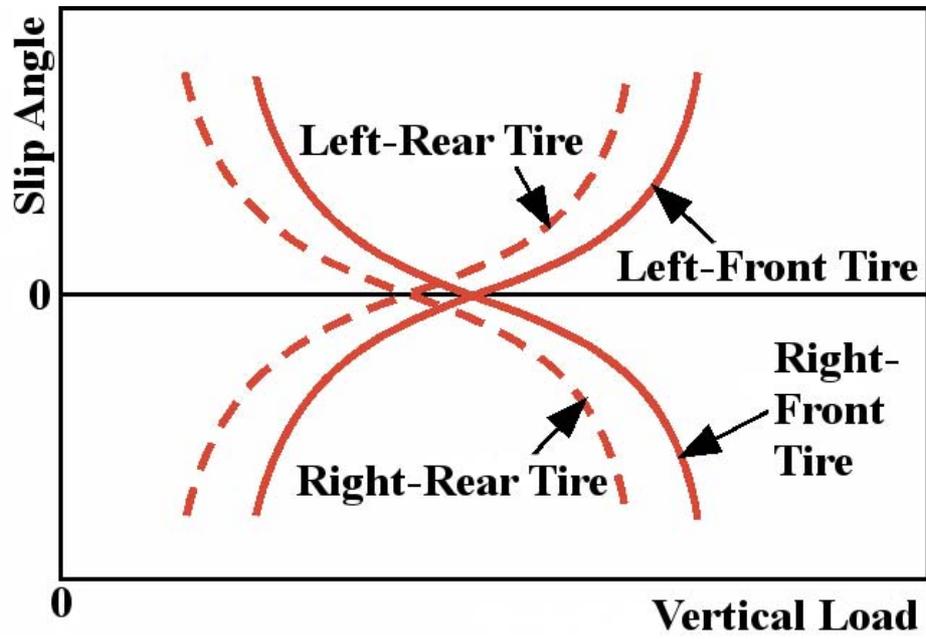


Fig. 3.6 Example of relation between vertical load versus slip angle when vehicle running

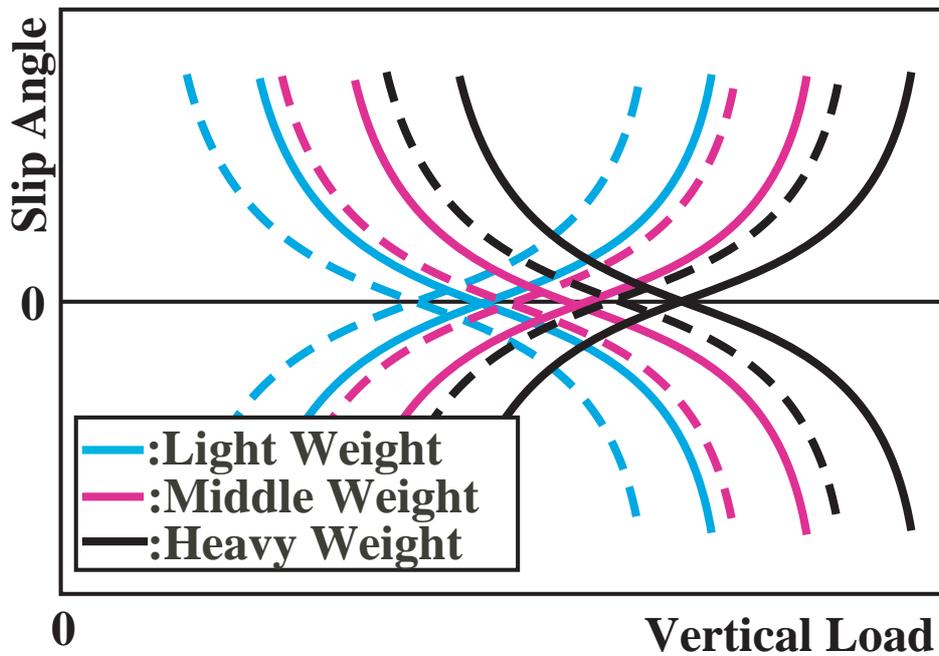


Fig. 3.7 Example of relation between vertical load versus slip angle while vehicle running with dead weight

車時で 2,214kg あり，この状態を基準として +200kg, +400kg のおもりを載せた条件で実験を行った．このときの各輪の静的状態での上下方向の荷重を表 3.1 に示す．また，計測結果は実験時のノイズをのぞくために移動平均を用いて処理を行った．

Table 3.1 Initial load condition of the experimental vehicle

	Vehicle + Driver	Vehicle + Driver + weight 200kg	Vehicle + Driver + weight 400kg
Front Left Tire	5.45 kN	5.96 kN	6.42 kN
Front Right Tire	5.66 kN	6.15 kN	6.70 kN
Rear Left Tire	5.45 kN	5.96 kN	6.51 kN
Rear Right Tire	5.15 kN	5.59 kN	6.06 kN

計測結果について図 3.8 ならびに図 3.9 に示す．これらの図を見るとわかるように，おもりを載せて初期荷重を変えたにもかかわらず，図 3.28 に示すような室内試験機での計測条件で観測できる広範囲な荷重条件でのデータは観測されなかった．これは図 3.9 を見てもわかるように，タイヤ 1 輪に初期荷重として 0.5 ~ 1.0kN 程度を増加させた程度の増加では車両の姿勢変化に伴い荷重移動の範囲が考えるとさほど大きな変化を与えたとはいえず，結果として入力条件としての荷重を幅広くとることはできなかった．このあとのタイヤモデル構築には，ここで得られたデータをもとに進める．

3.4 計測したデータに基づく Magic Formula 横力タイヤモデルの構築

3.4.1 Magic Formula 横力タイヤモデルと構築法

Magic Formula 横力タイヤモデルは，式 (3.1) ~ (3.9) に示した形状となっており，この式に示されているパラメータをすべて求めることが必要となる．

$$F_y^*(x) = D \sin [C \arctan \{Bx - E (Bx - \arctan (Bx))\}] \quad (3.1)$$

$$F_y(\alpha) = F_y^*(x) + S_v \quad (3.2)$$

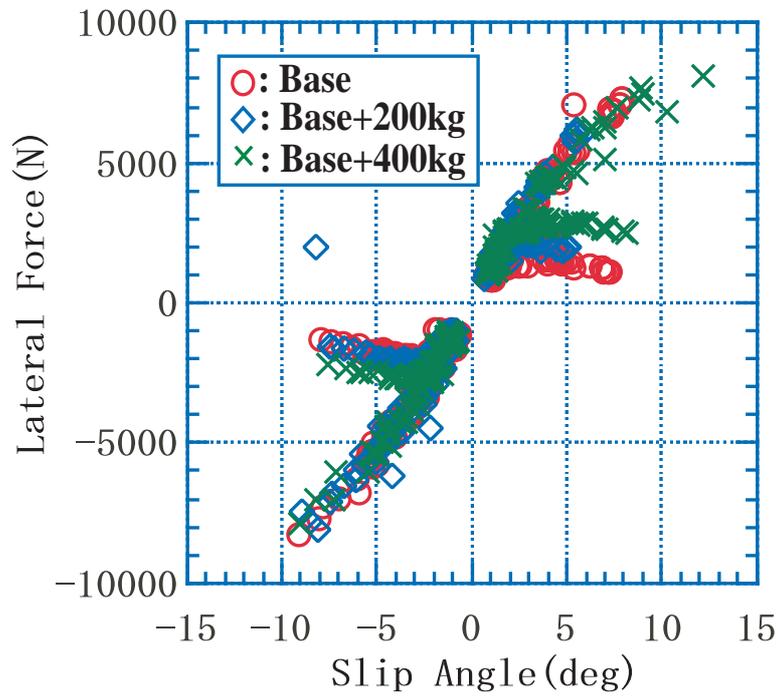


Fig. 3.8 Test result (slip angle vs. lateral force)

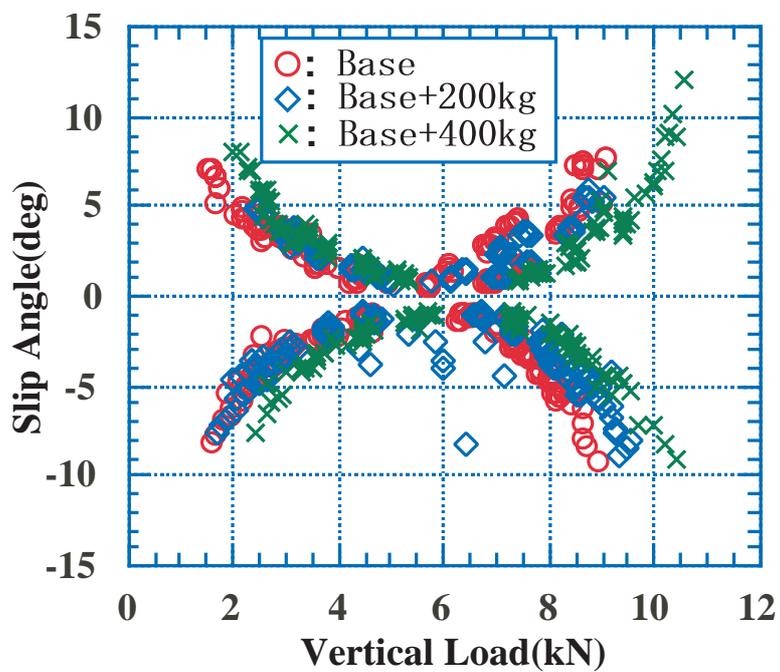


Fig. 3.9 Test result (slip angle vs. vertical load)

$$x = \alpha + S_h \quad (3.3)$$

$$C = a_0 \quad (3.4)$$

$$D = (a_1 F_z^2 + a_2 F_z) (1 - a_{15} \gamma^2) \quad (3.5)$$

$$BCD = a_3 \sin(2 \arctan(F_z/a_4) (1 - a_5 |\gamma|)) \quad (3.6)$$

$$E = (a_6 F_z + a_7) (1 - (a_{16} \gamma + a_{17}) \operatorname{sgn}(\alpha + S_h)) \quad (3.7)$$

$$S_h = (a_8 F_z + a_9 + a_{10} \gamma) F_z \quad (3.8)$$

$$S_v = a_{11} F_z^2 + a_{12} F_z + (a_{13} F_z^2 + a_{14} F_z) \gamma \quad (3.9)$$

この式で、 α, γ, F_z は入力条件で、 α はタイヤのスリップ角、 γ はキャンバ角、 F_z は上下荷重を示す。 F_y は出力に当たるタイヤの横力を示す。

B, C, D, E, S_h, S_v はあるキャンバ角と上下荷重の条件における特性を示す係数で、「大文字パラメータ (factor)」と呼ぶこととする。また、 $a_0 \sim a_{17}$ は大文字パラメータの荷重依存性やキャンバ角依存性を表すための係数で「小文字パラメータ (parameter)」と呼ぶこととする⁽³⁸⁾。

これら大文字及び小文字パラメータの同定法には以下に示す二つの方法が考えられる。

1. 2段同定法

最初にある一定の荷重・キャンバ角における B, C などの大文字パラメータを同定し、これを別の荷重・キャンバ角条件で繰り返し同定する。その後、これら大文字パラメータを用いて小文字パラメータ $a_0 \sim a_{17}$ を再度同定する。

2. 1段同定法

小文字パラメータ $a_0 \sim a_{17}$ をすべての計測データを用いて直接同定する。

従来は、室内試験機などの計測データに基づいてパラメータを求めていたことから、荷重・キャンバ角一定条件でスリップ角を変化させたある1条件下でのデータに基づき、大文字パラメータを同定し、その大文字パラメータの荷重依存性に関わる小文字パラメータを後から求める、いわゆる2段同定法を用いていた⁽⁴³⁾。

この同定手法では、今回のような荷重とキャンバ角・スリップ角がともに変動しているようなデータに対して Magic Formula モデル式のパラメータを求める事はできな

い．そこで，この同定プログラムを改良して一度に小文字パラメータまで算出できるように改良を行った⁽⁵⁾．改良に際しては，非線形の最小二乗近似法(今回の同定プログラムに用いた Levenberg-Marquardt 法を含む)などのサブルーチンを有するプログラム言語である MatlabTM(The Mathworks Inc. 製)を用いた．

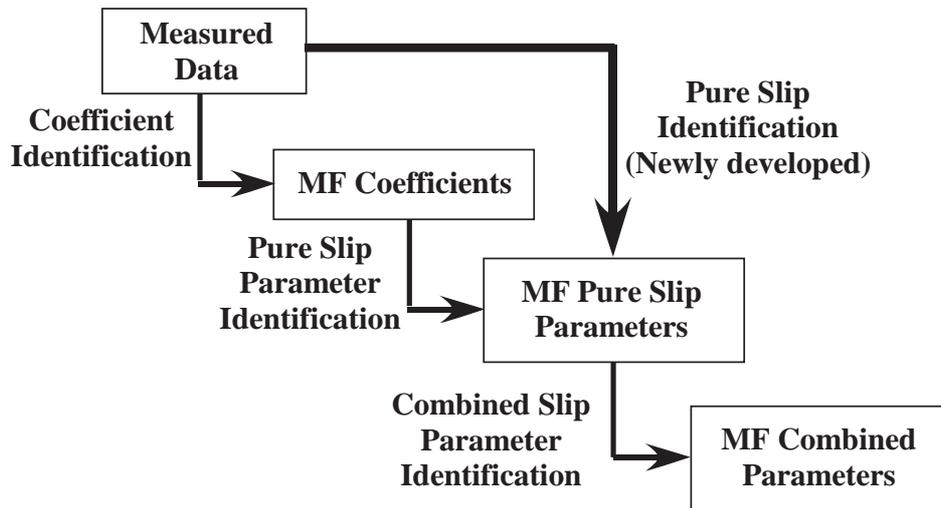


Fig. 3.10 The flow of tire model identification

図 3.10 にプログラムのフローを示す．このプログラムを用いて，3.3.3 項で得られたデータから Magic Formula タイヤ横力モデルを構築する．

最初に，得られた計測データすべてを入力として与え，最小二乗近似法を用いた 1 段同定法で得られた同定結果を図 3.11 に示す．この結果を見て分かるように，同定結果は普通予想される横力特性には合わない結果となった．しかし，図 3.17 に示すように計測点に対する同定結果の一致度合いは悪くない．

そこで，Magic Formula タイヤモデルの構造を考え，いくつかの拘束条件を同定計算に加えることで上述の問題を解決できると考えられる．

3.4.2 形状パラメータの適値と拘束条件

過去の研究において，Magic Formula タイヤモデルが横力・前後力・SAT のタイヤ特性を表すためには，大文字パラメータに適値が存在することが示されている⁽³⁸⁾．例えば，横力特性の場合“Shape factor”と呼ばれる大文字パラメータ C と“Curvature factor”と呼ばれる大文字パラメータ E には以下の不等式を満足する必要があると述べている．

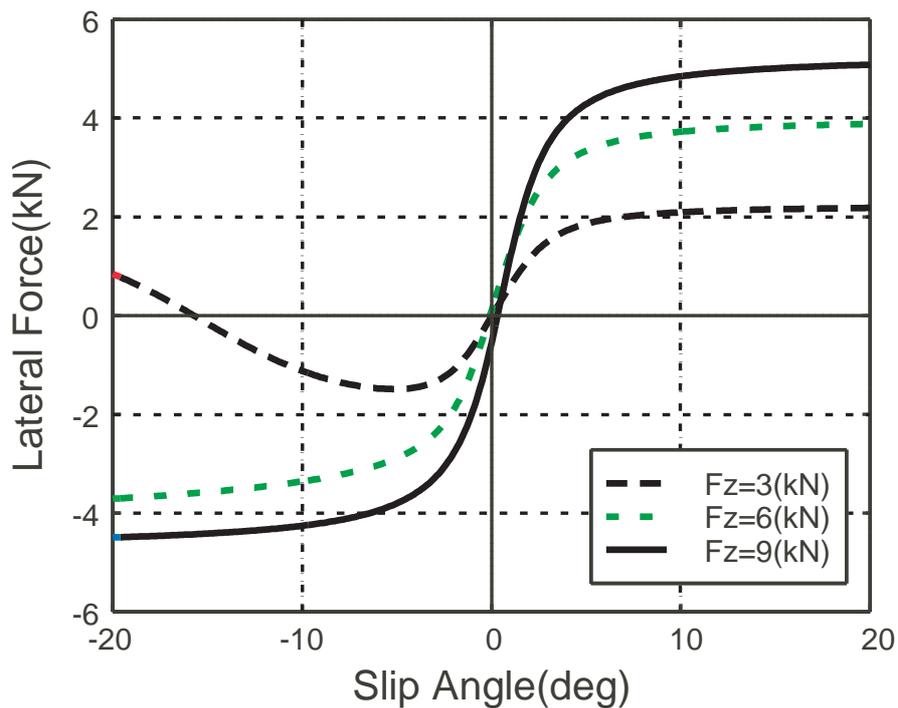


Fig. 3.11 The identified results without constraint conditions ($\gamma = 0[\text{deg}]$)

$$1.0 < C < 1.65 \quad (3.10)$$

$$-\left(1 + \frac{1}{2}C^2\right) < E < 1 \quad (3.11)$$

そこで、この二つの式を拘束条件に加えて再度同定を行った．この結果を図 3.12 に示す．

この図からわかるように、図 3.11 のように低荷重域での非現実的な特性（スリップ角が負の領域で、発生する横力が負から正の領域に変化する）は現れなくなっているものの、原点周りでの非対称性が非常に強い結果となっている．そこで、これについても考慮できるような拘束条件を考える．

3.4.3 その他の拘束条件とタイヤモデルとの関係

今回モデルの同定に使っている実験データは、実路走行時の車両で計測していることから、スリップ角やキャンバ角の絶対的な 0 点とそのときの横力の値が計測器の誤差の影響で正確に決められない可能性が高い．このような状況においてタイヤ横力モデルを考えると、以下の仮定を拘束条件として用いる．

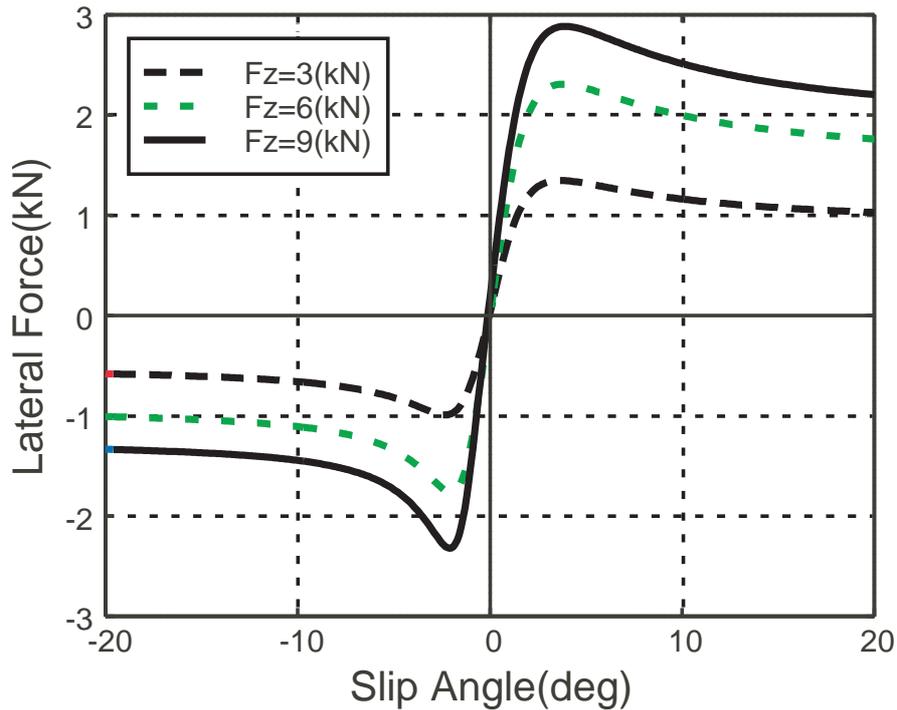


Fig. 3.12 The identified results with constraint conditions of Eqs. (3.10) and (3.11) ($\gamma = 0$ [deg])

$$a_{17} = 0 \quad \text{where } \gamma = 0 \quad (3.12)$$

$$S_h = S_v = 0 \quad \text{where } \gamma = 0 \quad (3.13)$$

この条件は、キャンバ角が0[deg]の時に横力が0[N]となり、かつキャンバ角が0[deg]の時にはモデルが原点对称となる事を意味している。この拘束条件を加えた同定結果を図3.13に示す。

この図を見ると、モデルの形状は横力タイヤモデルの一般的な特性を満足しているものの、モデルの最大横力/上下荷重値 (μ_{\max}) が乾燥路面上の実験値に比べてかなり低くなっている。

これは、図3.14に示すように横力の最大値がキャンバ角の影響を大きく受けているためである。この点に関しては後ほど考察する。

この同定結果に対してキャンバ角の影響を修正するため、 S_h および S_v に関する拘束条件を、室内試験機で過去に得られた実験データをもとに類推して加えることとする。

$$|S_h/\gamma| = 0.1(\text{deg}) \quad (3.14)$$

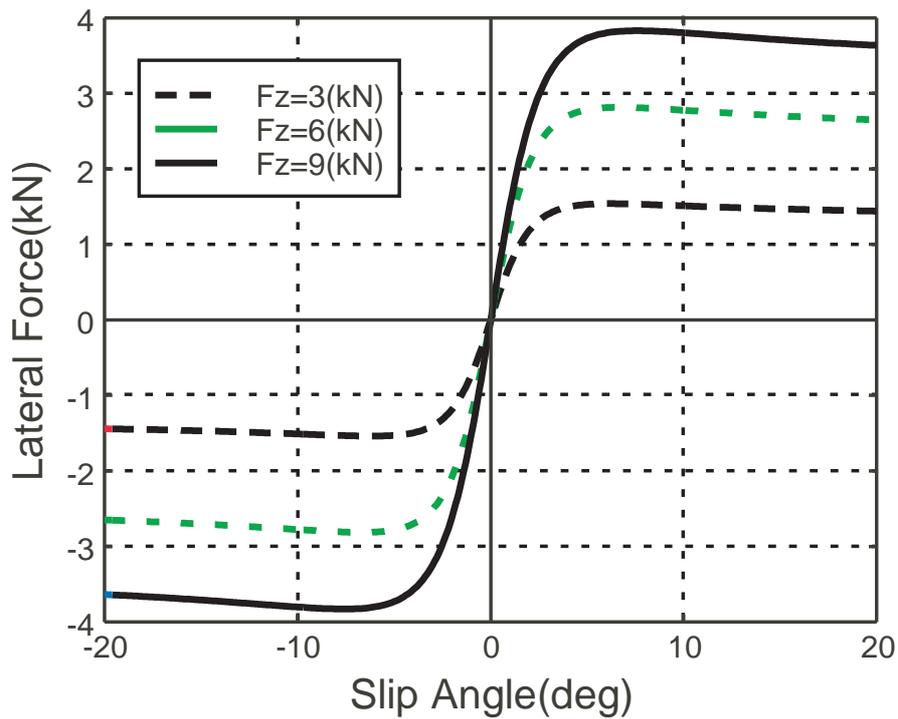


Fig. 3.13 The identified results with constraint conditions of Eqs. (3.10), (3.11), (3.12), and (3.13) ($\gamma = 0$ [deg])

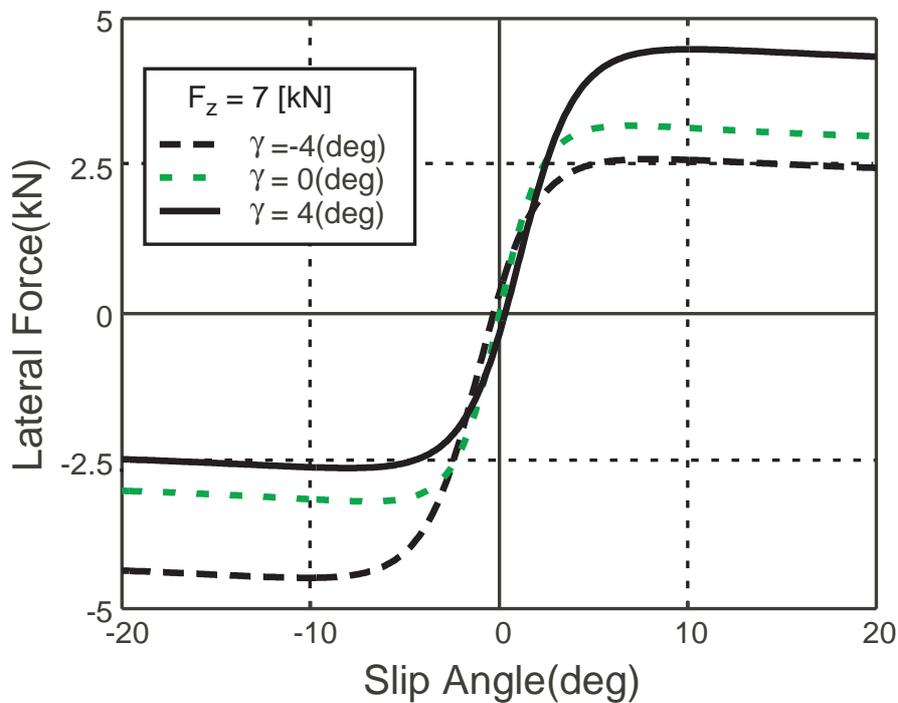


Fig. 3.14 The identified results with constraint conditions of Eqs. (3.10), (3.11), (3.12), and (3.13) ($F_z = 7$ [kN])

$$|S_v/\gamma| < 25F_z(\text{N} \cdot \text{deg}) \quad (3.15)$$

さらに、キャンバ角が0[deg]の時に“Peak factor”と呼ばれる大文字パラメータ D が最大値をとるように、以下の条件を加える。

$$a_{15} > 0 \quad (3.16)$$

これらの拘束条件式(3.10)~(3.16)をすべて加えた同定結果を図3.15と図3.16に示す。

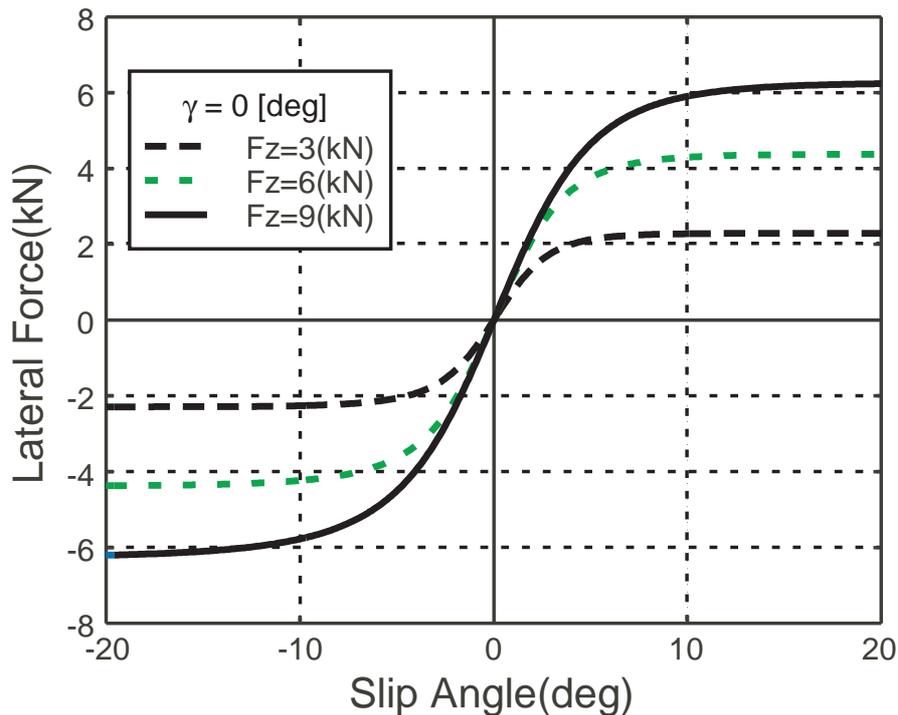


Fig. 3.15 The identified results with all constraint conditions ($\gamma = 0[\text{deg}]$)

また、計測点と計測時のタイヤへの入力条件を今回求めたモデルに当てはめたときの出力結果（横力）の比較結果も図3.17に示す。

図3.15と図3.16を図3.13と図3.14と比較すると、 μ_{\max} が乾燥路面相当の路面摩擦係数に近い値となっており、かつキャンバ角の変化によるモデルの変化も室内試験で通常得られる結果とさほど差がないことから、求めた結果は妥当なものと推測される。さらに、図3.17でわかるように、計測点と計算結果との誤差も小さく、モデルの精度の通常のシミュレーションでは問題ない大きさとなっていることがわかる。

これらの結果から、実路走行時の車両で計測したデータから Magic Formula 横力タイヤモデルの係数を求めるという目的は、得られたモデルの形状や計測点とモデル出力の誤差の値などから達成できたと考えられる。

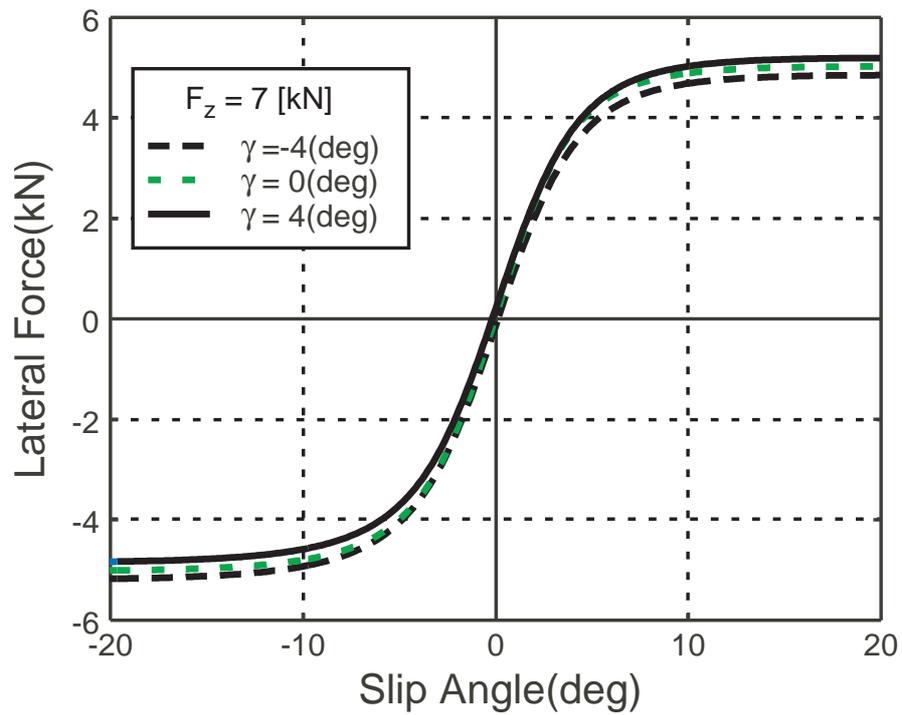


Fig. 3.16 The identified results with all constraint conditions ($F_z = 7[\text{kN}]$)

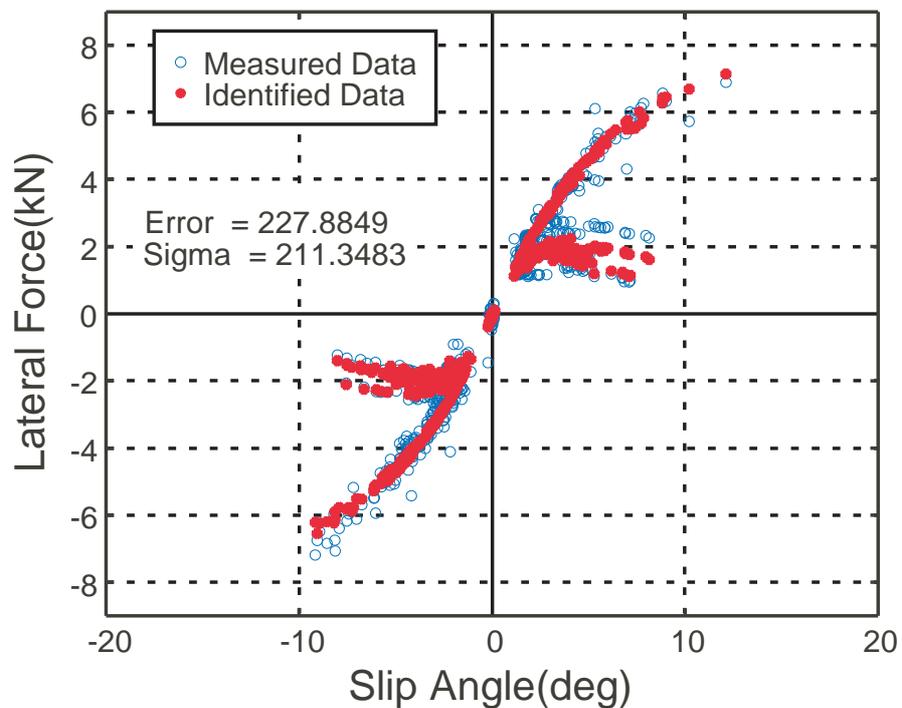


Fig. 3.17 The comparison between the measured data and the identified results

3.5 考察

3.5.1 室内試験機と実走行時におけるタイヤ特性の比較

ここでは、3.4節で求めたタイヤ横力特性と、タイヤ試験で一般的に用いられているフラットベルト試験機(図 1.3 参照)の計測結果から求めたタイヤモデルとの特性を比較検討する。同一サイズのタイヤを実車計測時と同じ空気圧に設定し、フラットベルト試験機にて計測する。計測方法は、一定加重・一定キャンバ角においてスリップ角を変化させる方法で行った。なお、フラットベルトの表面は滑り止め(住友3M製セーフティウォーク#120)が貼り付けられてる。試験機の詳細については表 3.2 に示す。

Table 3.2 Tire test machine specification

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

図 3.18 と図 3.19 にフラットベルト計測結果から同定した結果を示す。

この結果と図 3.15, 図 3.16 を比較すると、次のことがわかる。

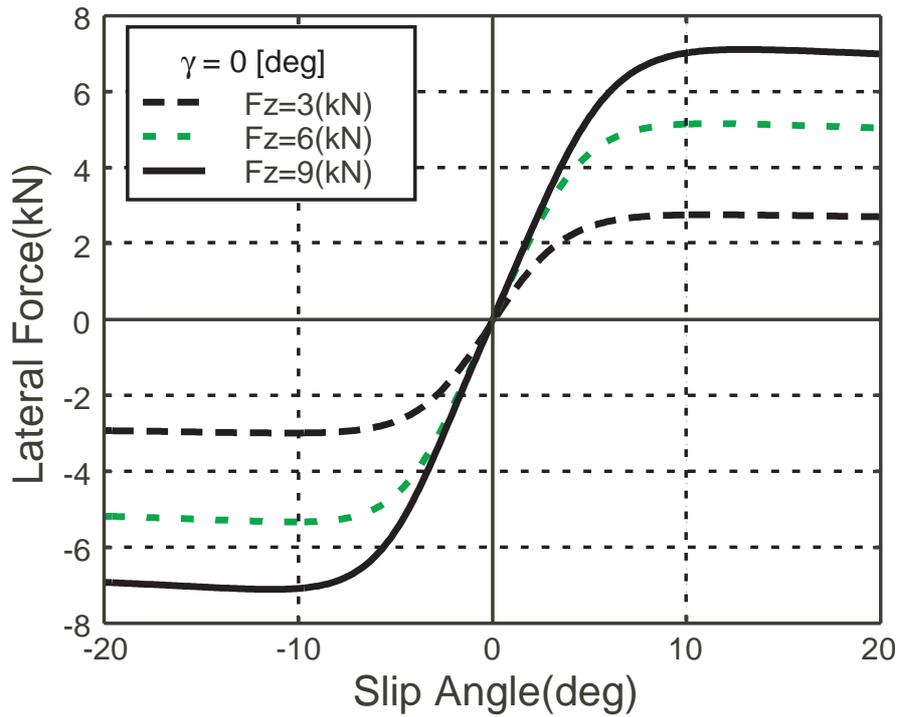


Fig. 3.18 The identified results from the data on the flat belt test machine($\gamma = 0$ [deg])

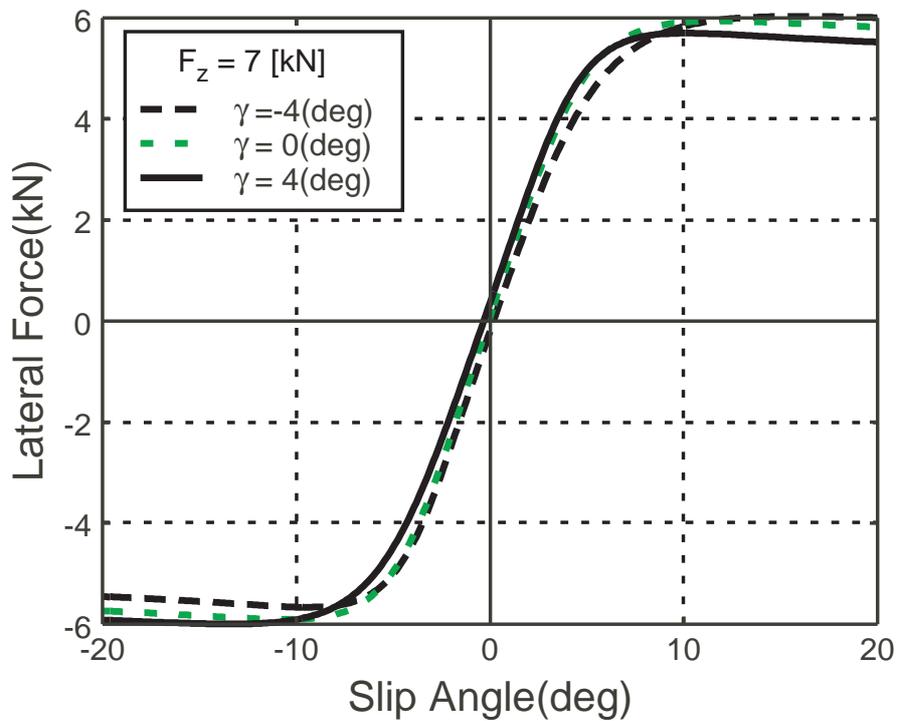


Fig. 3.19 The identified results from the data on the flat belt test machine($F_z = 7$ [kN])

1. 実路面計測データで構築されたモデルとフラットベルト試験機のデータで構築されたモデルで算出された横力最大値の無次元量 μ_{\max} について
フラットベルト試験機のデータを用いて構築されたモデルの方が、実路面計測データで構築されたモデルより μ_{\max} が大きい。図 3.15 と図 3.18 で上下加重を 9kN としたとき、フラットベルト試験機のデータを用いて構築されたモデルでは横力最大値が約 7.3kN ($\mu_{\max} \approx 0.8$) に対し、実路面計測データで構築されたモデルでは約 6.4kN ($\mu_{\max} \approx 0.7$) になっている。これは、実路面では細かな砂や汚れの影響で路面の摩擦係数がフラットベルト試験機の滑り止めの摩擦係数より低くなっていると考えられる。
2. 二つのモデルにおけるスリップ角 0[deg] 付近の勾配（コーナリング・ステイフネス）について
二つのモデルのコーナリング・ステイフネスはほとんど差がない。これは、コーナリング・ステイフネスがタイヤトレッド部の横剛性にほとんど支配されているというタイヤの構造から推測できることで、ほぼ予想通りの結果が得られた。

3.5.2 計測方法について

実路面計測データに基づいて構築されたモデルとフラットベルト試験機のデータを用いて構築されたモデルの形状を比較すると、モデルの形状が若干異なっていることがわかる。

まず、スリップ角の絶対値が 10[deg] を超えたあたりの勾配が異なっていることがわかる。実路データをもとにしたモデル（図 3.15）では、 μ_{\max} がスリップ角の特定の範囲でピークとして現れるのではなく、10[deg] を超えたあたりからのゾーンで現れているか、あるいは得られたモデルでは明確なピークとして現れていない。

これは図 3.8 や図 3.9 等でわかるように、実走行時のスリップ角計測範囲が絶対値で 10[deg] 程度の大きさまでしか計測できていないためである。それ故、これ以上の領域において実路とフラットベルト試験機での特性差を議論するには、より大きなスリップ角の領域まで計測する必要がある。

次に、フラットベルト試験機のデータを用いて構築したモデルでは、キャンバ角を

変化させたときにスリップ角の絶対値が 10[deg] 付近で曲線が交わっているのに対し，実路面計測データに基づいて構築されたモデルでは交差していない．また，図 3.14 でも示したように，実験データに基づいた拘束条件を加えない場合は，横力最大値に対するキャンバ角の影響が実際にはあり得ないほど大きな値となっている．

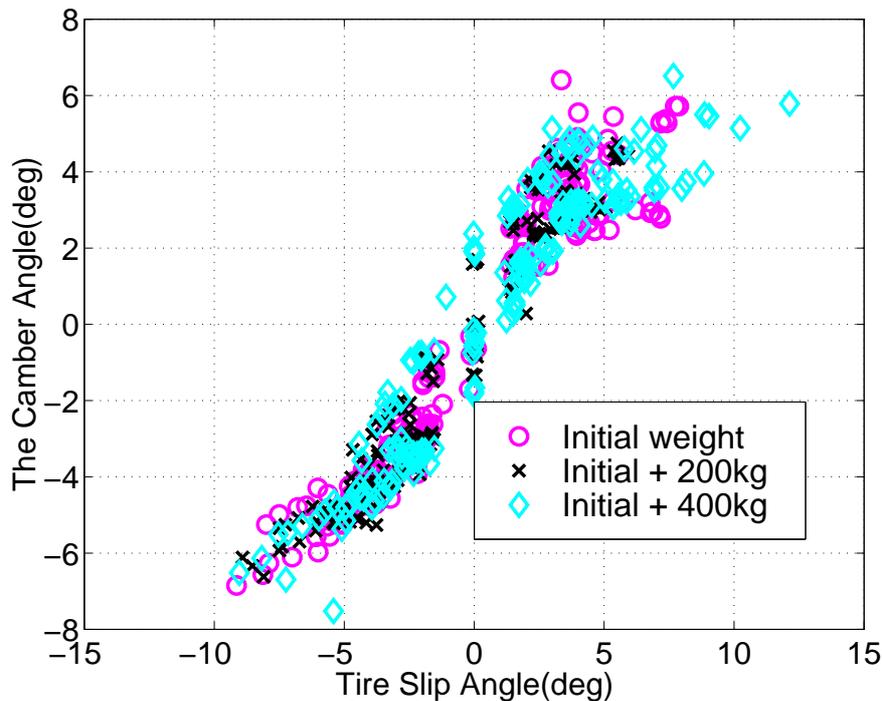


Fig. 3.20 The relationship between the slip angle and the camber angle in this test

これは，図 3.20 に示すように，計測時の荷重水準を 3 水準変えたにもかかわらず，キャンバ角の変化がスリップ角の変化と非常に近い関係で動いており，キャンバ角とスリップ角の影響を独立して調べることができなかつたことに起因すると考える．

これらの影響を確認するために追加の実験を行い，この仮説を検証する．

3.6 キャンバ角を大きく変化させた場合の実験データに基づく横力モデルの構築

ここでは，車両のサスペンションの部品であるロアアームの長さを変え，初期キャンバ角を大きく変更したうえで実路走行中のタイヤデータを計測し，このデータに基づき横力タイヤモデルの構築を行う⁽⁵⁾．

3.6.1 計測装置

この実験で用いた計測装置について図 3.21 に示す。

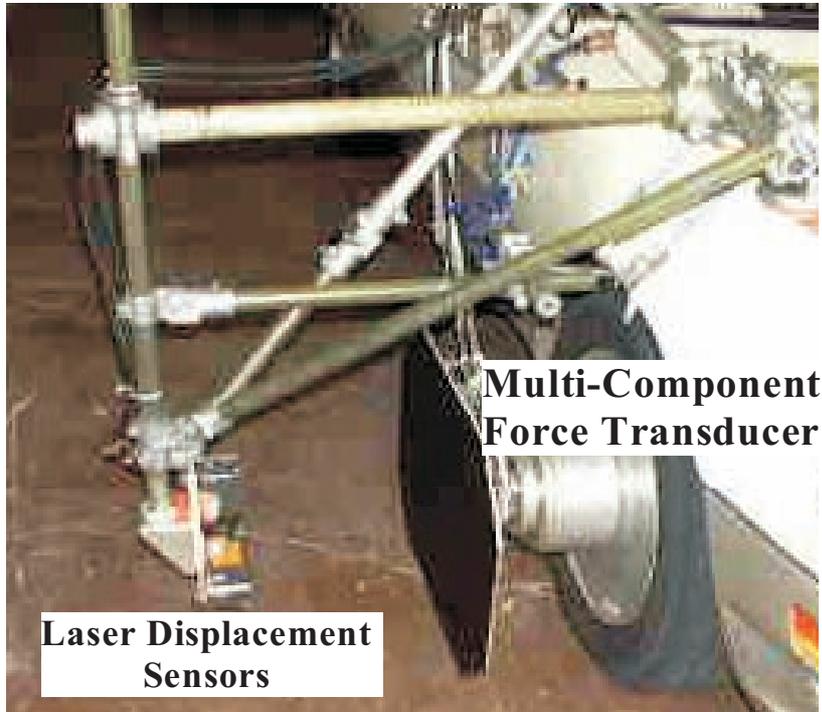


Fig. 3.21 Experimental setup for measuring the tire data

ここでは湿潤路でのタイヤデータ計測を行うため、走行時に発生する水しぶきの影響で直接スリップ角やキャンバ角を計測することは難しい。そこで、この実験では牧田らが行った実験^{(39),(40)}と同様にタイヤの走行中の対ボデー角とキャンバ角、並びに車両のロール角や前後・左右速度からタイヤの対地姿勢角をとることとした。

走行中の対ボデーキャンバ角とトー角については、タイヤ6分力計に取り付けたプレート面までの距離を四つのレーザ変位計で計測し、その変位差を計算して求める(図 3.22 参照)。さらに、車体の対地スリップ角とロール角、横加速度並びにヨー角加速度の値を計測し、先に算出した対ボデーキャンバ角とボデートー角に下記の計算を施すことで、タイヤのスリップ角と対地キャンバ角を計算した。

$$\alpha_{fl} = \delta_{fl} - \left(\beta + \frac{l_f \cdot r}{V_x} \right) \quad (3.17)$$

$$\alpha_{fr} = \delta_{fr} - \left(\beta + \frac{l_f \cdot r}{V_x} \right) \quad (3.18)$$

$$\gamma_{fl} = \varphi - \tan \frac{l_{ul} - l_{ll}}{l_s} \quad (3.19)$$

$$\gamma_{fr} = \varphi + \tan \frac{l_{ur} - l_{lr}}{l_s} \quad (3.20)$$

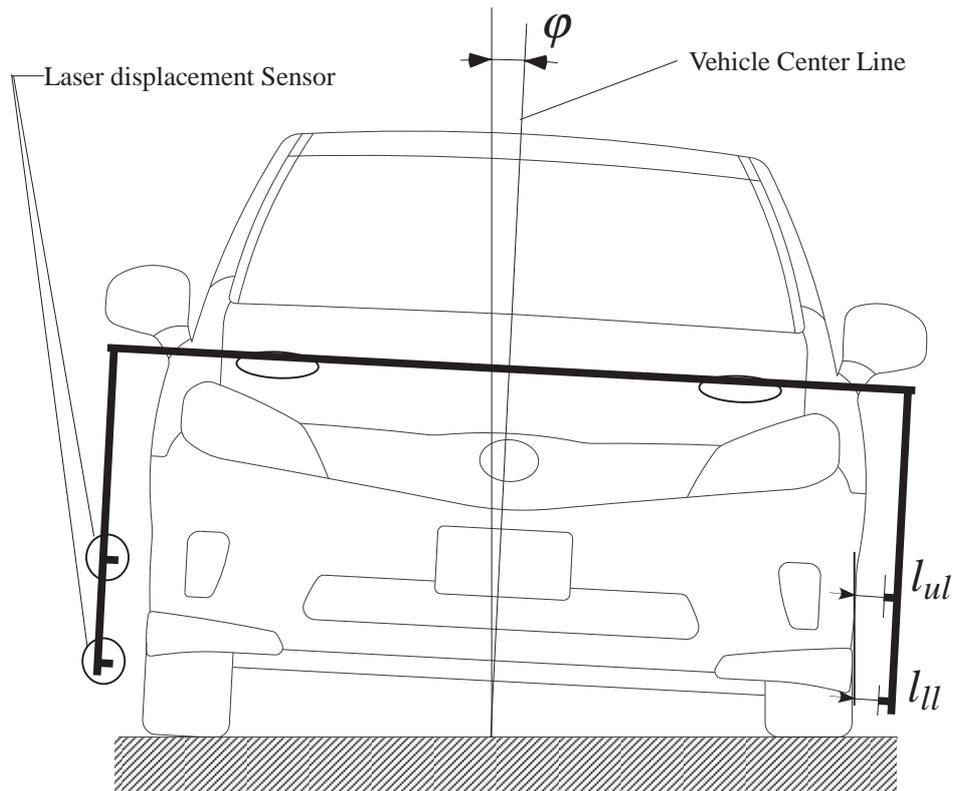


Fig. 3.22 Measurement method of camber angle

3.6.2 測定条件について

今回は前に行った実験と車両も異なっていることから、取り付けられるタイヤのサイズも自ずと異なっている。今回実験に用いたタイヤサイズは 225/55R16 で、空気圧は慣らし走行後 230kPa に設定した。

計測は前輪の左右輪を用いて行うこととした。停止時の左右前輪の上下荷重はそれぞれ 5.77kN [588kgf], 5.47kN [558kgf] であった。また、前輪のロアアームを交換することで、初期キャンバ角を 3 水準に変更している。試験前に計測したキャンバ角を表 3.3 に示す。

Table 3.3 Initial camber angle conditions

Set of lower arm	Left[deg]	Right[deg]
Original arm	0.68	-0.68
Long arm	3.26	-2.70
Short arm	-1.79	1.79

3.6.3 計測結果

ロアアームを取り替えて走行したときの結果を図 3.23 および図 3.24 に示す。

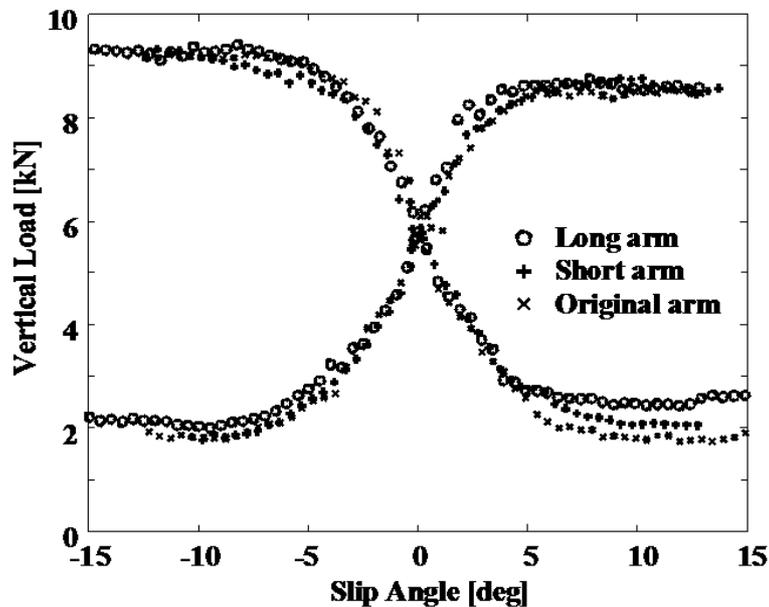


Fig. 3.23 Measured results (slip angle vs. vertical load)

これらの結果を見ると、右旋回時・左旋回時に加わる荷重が若干異なるものの、スリップ角に対する荷重の変化はロアアームの長さを変えても同じような結果が得られている。それに対して、キャンバ角は初期キャンバ角を大きく変化させたこともあって、データ全体では-7~7[deg]の範囲でデータを得ることができた。このデータを用いて、横力タイヤモデルを構築する。

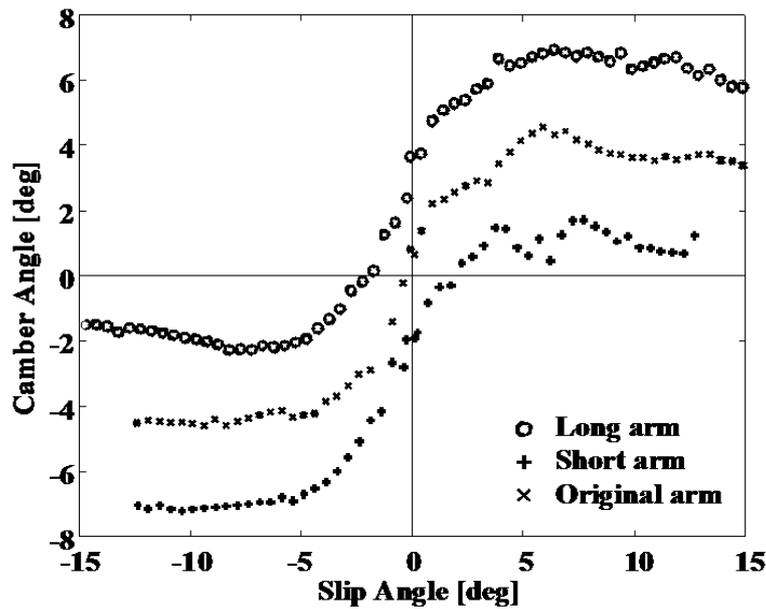


Fig. 3.24 Measured results (slip angle vs. camber angle)

3.6.4 キャンバ角を大きく変化させたデータを用いた横力タイヤモデルについて

3.4節にて用いた1段同定法を用いて、今回計測したデータから拘束条件なしでモデル同定を行った。その結果を図3.25に示す。

今回の計測結果は、3.4節にて用いた実車計測データと比較すると、スリップ角の範囲並びにキャンバ角の範囲が広がっている。そのため、拘束条件を用いずにタイヤモデルを構築することができた。

この結果を、室内試験機にて計測した結果を用いて構築したタイヤモデル(図3.26参照)と比較すると、次のようなことがいえる。

今回の実走行データから構築されたタイヤ横力モデルは、室内試験機データを用いたタイヤ横力モデルと同様に、大スリップ角域でのキャンバ角の影響が現れている。ただし、その大きさについては実路で計測したデータを用いたモデルがキャンバ角の影響をより大きく反映する結果となっている。

この差について考えるため、実路で計測された値とこの計測時に得られたタイヤ姿勢角(スリップ角・キャンバ角)と上下加重を入力として得られたモデルの結果を比較する。図3.27にその結果を示す。図中の がモデルを作成するために用いた実路計測データ、 が計測時のタイヤ入力条件(スリップ角・キャンバ角・上下荷重)をモデル式

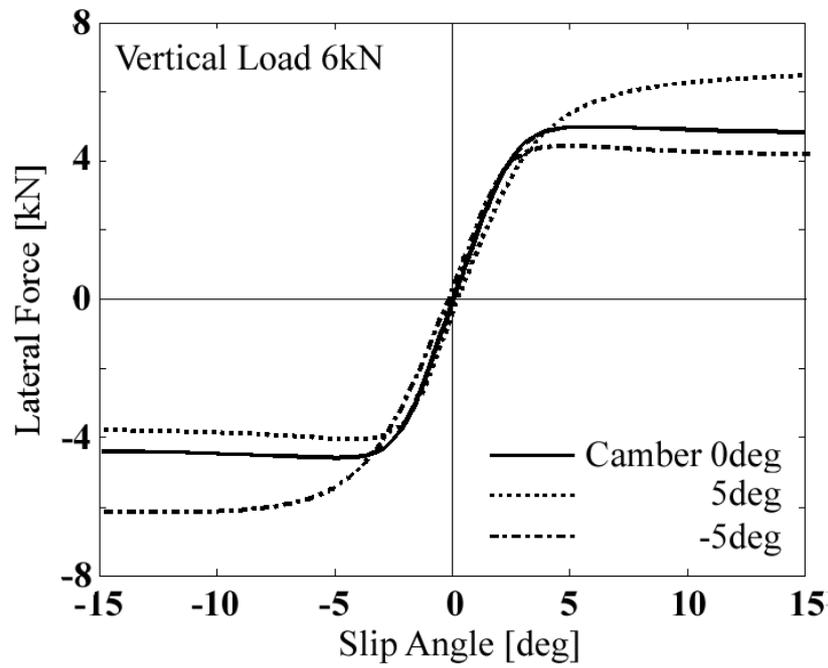


Fig. 3.25 The identified results of lateral force using the test data in this section

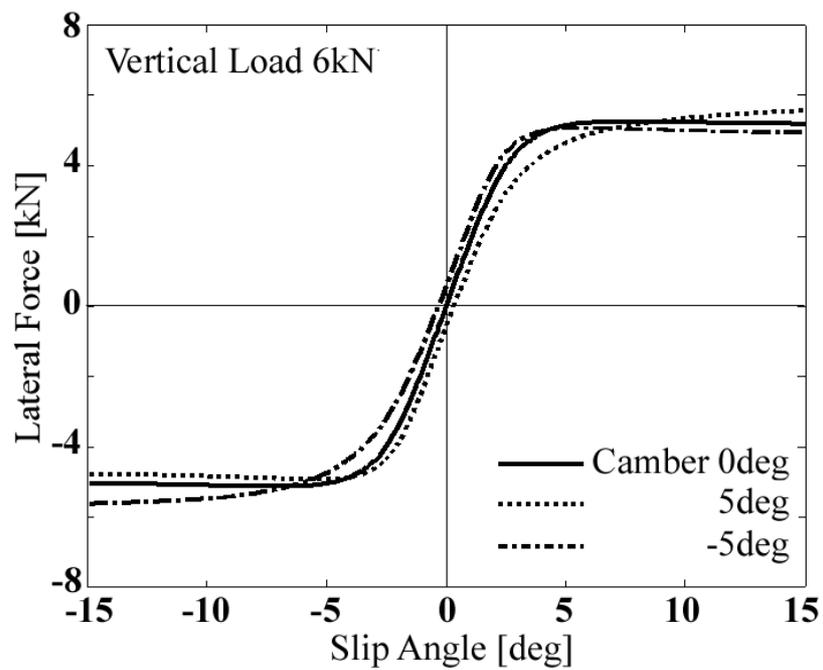


Fig. 3.26 The identified results of lateral force using the data on the flat belt test machine

に与えて得られた実路モデル計算結果を示している．この図を見る限り，実路で計測されたタイヤデータとそれによって得られた実路モデルに大きな差が現れている様子はない．このことから，実路モデルは実路走行時に得られたデータに基づいてモデル化されていることがわかる．

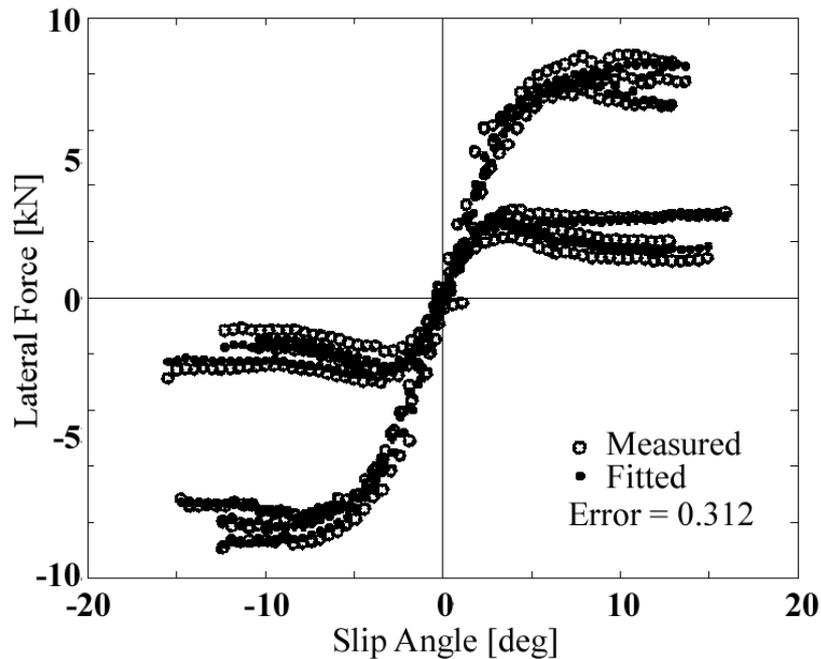


Fig. 3.27 Comparison with the identified model data and the test data

実路での計測条件と室内試験機での計測条件を比較すると，室内試験機での計測条件が実際の走行条件では現れないような領域での計測条件を含んでいる (図 3.28 参照) のに対し，実路でその条件を再現するのは非常に困難である．特に，スリップ角とキャンバ角の符号が異なるような条件での計測は室内試験機でこそ可能であるが，定常走行時にこのような条件を作り出すためには車両の特性を極端に変更したものを用意する必要があり非現実的である．

以上の観点から，実路の計測データを用いてタイヤ横力モデルを構築するには，走行状態を想定した範囲での計測を行うことでモデル全体の精度を上げるより，実走行領域でのモデルの精度を上げることに注力すべきと考える．

なお，タイヤ試験機の計測条件を統一して試験機ごとの計測結果のばらつきを少なくするとともに，車両走行状態に近い条件を入力条件として与えてタイヤ横力特性のシミュレーションにおける利用価値を高める目的で欧州の研究機関などが参加して行われた TIME というプロジェクトにおいても，このような観点から入力条件を 図 3.29

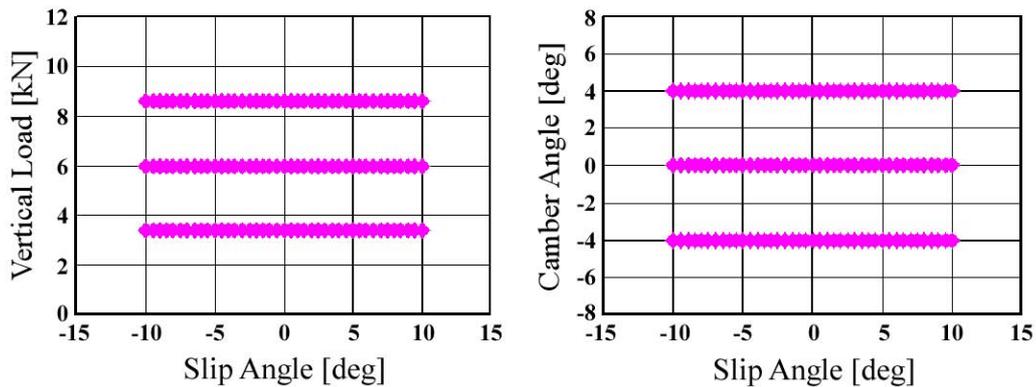


Fig. 3.28 The example of tire input pattern using tire test machine

のように行うことをまとめている⁽⁸⁷⁾⁽⁸⁸⁾。タイヤモデルの精度を上げる観点で、TIME Procedure では Isolated という条件での計測をしているが、この点は通常の定常走行条件では現れない入力条件であることから、実路データを用いたタイヤ横力モデル全体の精度が若干落ちていいると考えられる。

3.7 まとめ

本章で行った実験並びに解析より以下のことがわかった。

1. 実走行中にタイヤで発生している力と対地キャンバ角・スリップ角を同時に直接計測するための装置を考案した
2. 適切な拘束条件を加えた新しい同定方法を用いることで、荷重水準をいくつか変えて実路で計測したデータを用いた Magic Formula タイヤ横力モデルを構築した
3. 実路で計測したデータを拘束条件なしで Magic Formula タイヤ横力モデルを構築するには、静的な荷重を変化させるよりもキャンバ角を変化させた方が条件的によい
4. 実路で計測したデータに基づくタイヤモデルと、室内試験機データによるそれを比較した結果、室内試験機と実路でのタイヤ発生力に差があることがわかった

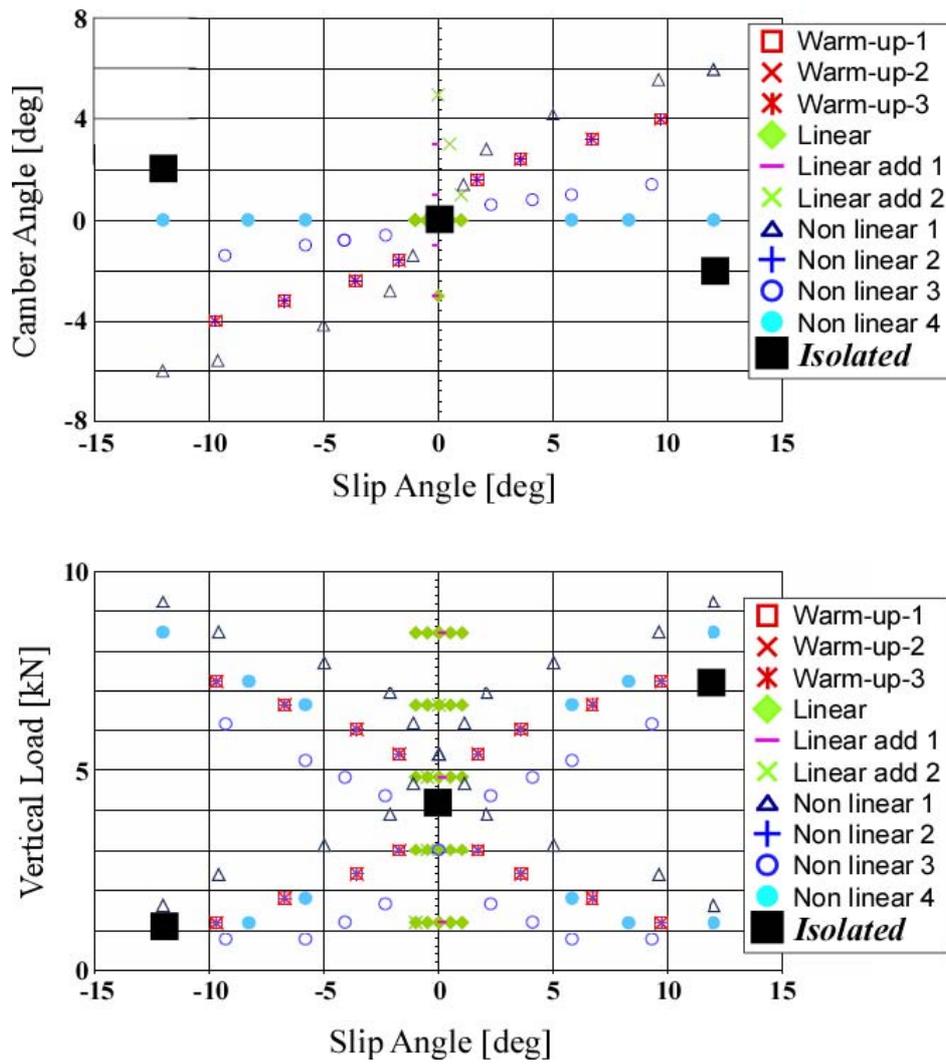


Fig. 3.29 The example of definition of TIME test procedure

第4章 タイヤ表面温度を考慮したタイヤモデルの構築⁽⁶⁾⁻⁽¹²⁾

4.1 はじめに

3章では、実車での計測データに基づくタイヤ横力モデルを構築して、車両運動解析により役立つモデルを作成する手法を提示した。しかしながら、車両運動性能を評価する実験において季節の違いを考慮したり路面温度の違いにより実験結果が異なることがしばしば認められる。

これは、タイヤ特性が温度によって変化するという要因が大きいと考えられる。そのため、タイヤ特性のモデル化に必要なデータ計測においては、より実走行に近い測定条件を用いるべきであるとの報告がされている⁽⁸⁷⁾。しかし、車両の運動性能に関する試験法は非常に多く、それぞれの試験に応じて、同一タイヤで多くの走行パターンを模擬した計測を行いつつモデル化することは現実的に不可能である。

そこで本章では、タイヤの特性、特に横力の特性に対してタイヤ表面温度がどのように影響を与えているかを把握し、この温度の影響を考慮したタイヤ横力モデルを構築したうえで、実走行実験結果と検討したタイヤ横力モデルを用いたシミュレーションとの結果を比較する^{(6),(9)}。

さらには、タイヤ発生力によりタイヤ表面温度が上昇することも考えられることから、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^{(7),(8),(10)-(12)}。

4.2 路面温度違いによる車両運動性能試験の違いについて

車両運動性能の評価において重要な指標のひとつである緊急時運動性能評価にて、路面温度が異なる場合の性能の違いを計測した^{(6),(9)}。

図 4.1 に『釣り針試験』と呼ばれる転覆性能評価に用いられる横加速度とハンドル角

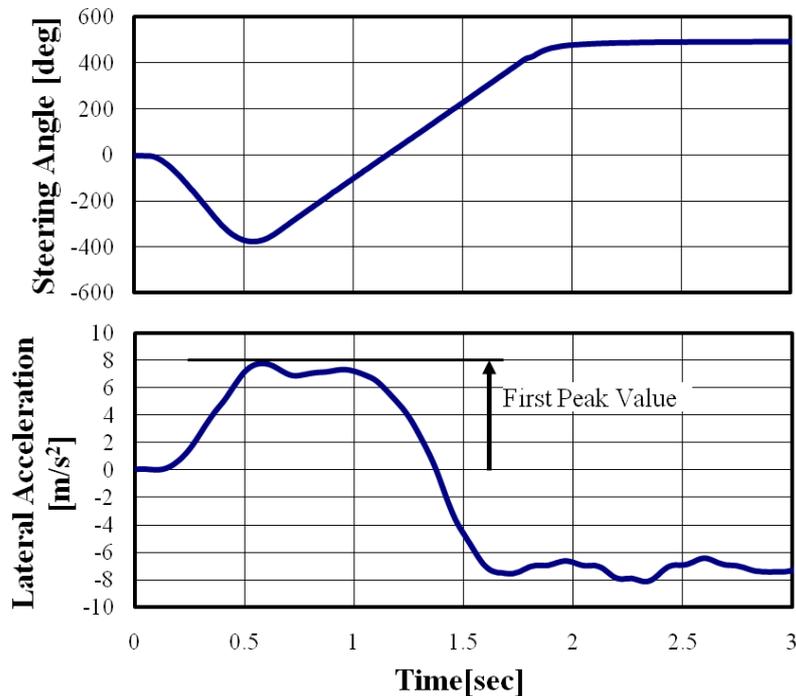


Fig. 4.1 The example of lateral acceleration and steering angle of the fish hook test

の関係を示したものであるが、この横加速度の第一ピークと呼ばれる最大加速度値(図4.1中の矢印で示される値)を異なる季節の結果と比較すると、図4.2のようになる。なお、試験に用いた車両はSUVと呼ばれる車両である。

このように、路面温度が異なると車両運動性能として明らかな差が現れる、この差は路面温度の違い、すなわちタイヤ表面温度の違いによってタイヤに発生する横力に変化が現れたものと考えられる。

4.3 タイヤ発生力とタイヤ表面温度との関係

4.2節では、タイヤの表面温度の差によってタイヤに発生する横力が変わると仮定した。それを裏付けるため、室内試験機を用いてタイヤ力を計測する時にスリップ角速度を変えて試験を実施し、そのときのタイヤ表面温度とタイヤ横力特性を計測した。

図4.3に計測パターンを、そのときのタイヤ表面温度の変化とタイヤ発生力をそれぞれ図4.4, 4.5に示す。

初期条件に若干の違いがあるものの、スリップ角速度を変えることによりタイヤ表面の温度変化状況が異なり、それとともにタイヤで発生している横力も変化している

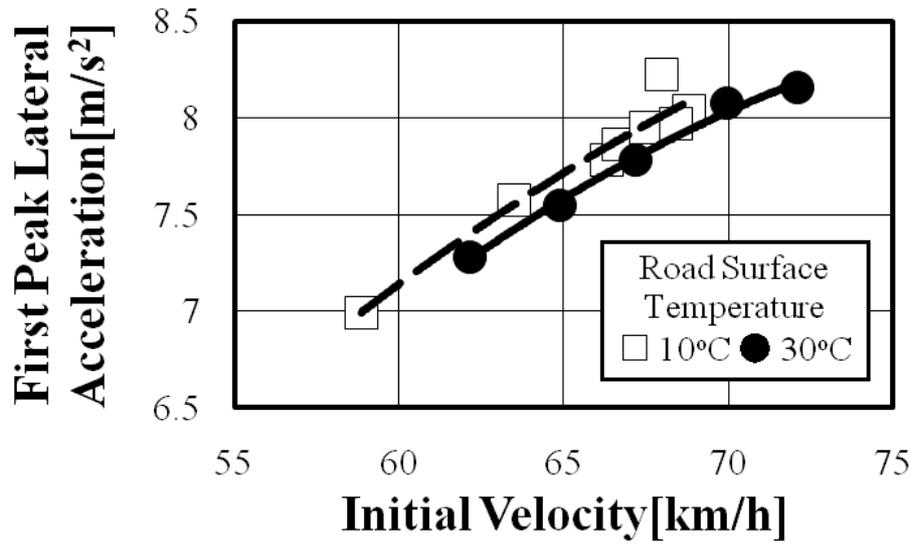


Fig. 4.2 Maximum lateral acceleration of 1st peak on fish hook test

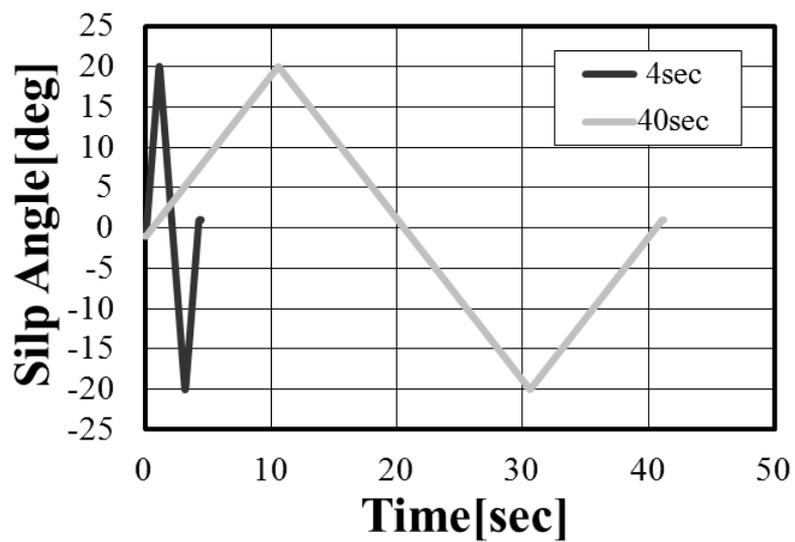


Fig. 4.3 Test sequence for measuring lateral force

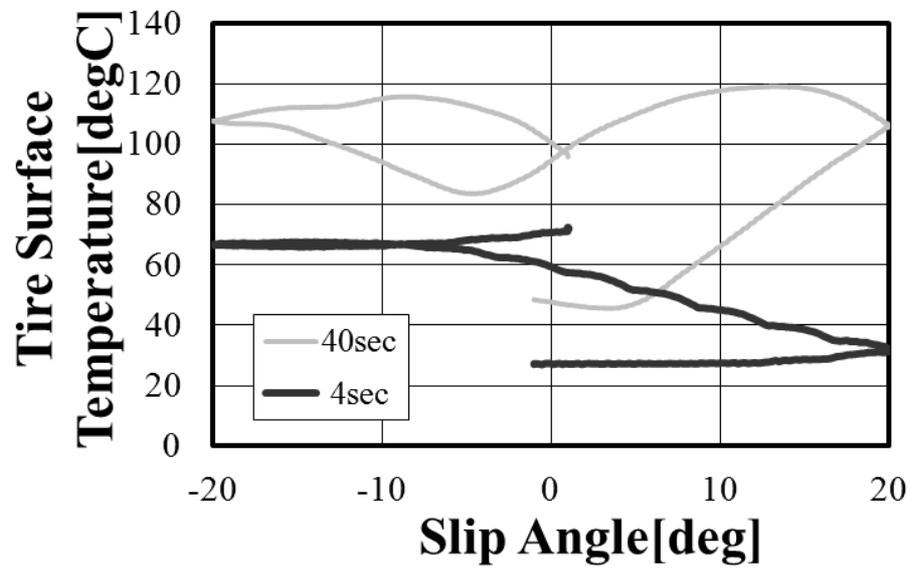


Fig. 4.4 Test results of different skip angular velocity (slip angle versus tire surface temperature)

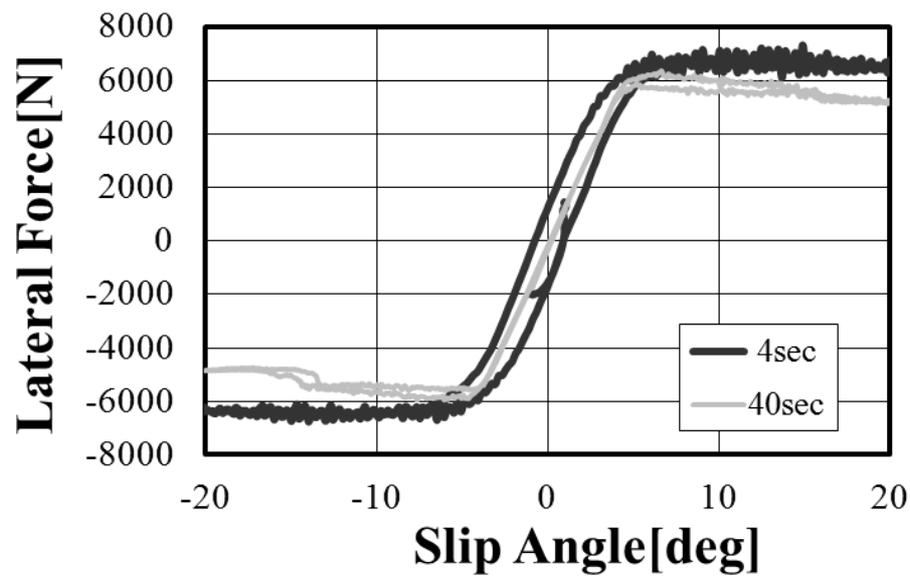


Fig. 4.5 Test results of different skip angular velocity (slip angle versus lateral force)

ことがわかる。

以上の結果から、タイヤ発生力に温度依存性があると考えられる。そこで、以下では温度依存性を考慮したタイヤ発生力モデルの構築、およびそのモデルに必要なパラメータの導出法、さらに求めたタイヤ発生力モデルを用いて走行シミュレーションを実施し、その結果を実験結果と比較する。

4.4 温度依存性を考慮したタイヤモデルについて

4.3節で示したように、スリップ角をつけてタイヤ横力が発生するとタイヤ表面温度が上昇し、スリップ角が小さくなって発生力が小さくなると表面温度が低下していく傾向にある。そこで、タイヤ発生力とタイヤ表面温度との関係を表すために、二つの関数を導入した。

1. タイヤ発生力に起因するタイヤ表面の温度変化を伝熱方程式で算出する関数
2. タイヤ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関数

特に、後者の関数はモデルのベースを車両運動評価に用いられている Magic Formula をベースに、タイヤ表面温度の影響を加味できる形とした。次節以降にこれら二つの関数についての詳細を示す^{(7),(8),(10)-(12)}。

4.4.1 タイヤ発生力に起因するタイヤ表面温度の変化について

タイヤ発生力に起因するタイヤ表面温度の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次のように仮定した。

1. タイヤに発生する熱は主にトレッドで発生する
2. タイヤからの放熱は主にトレッドで行われる
3. 発熱と放熱が同一部位で同時に行われる
4. トレッドの温度分布は一様である

これらからタイヤ表面温度変化は次の式で与えられる．

$$W \frac{dT}{dt} = q - \lambda A (T - T_R) \quad (4.1)$$

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，

$$q = \mathbf{F} \cdot \mathbf{V}_s \quad (4.2)$$

$$|\mathbf{F}| = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad (4.3)$$

$$|\mathbf{V}_s| = \sqrt{V_{sx}^2 + V_{sy}^2} \quad (4.4)$$

$$= \sqrt{(V \cos \alpha - r_e \omega)^2 + V^2 \sin^2 \alpha} \quad (4.5)$$

となる．式(4.2)は $\alpha = 0$ で， $q = F_x \cdot (V - r\omega) = F_x VS$ 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(4.1)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．

λ の算出方法

式(4.1)において， $\kappa = \lambda A / W$ としたうえで式を変形すると，

$$\frac{dT}{dt} = \frac{q}{W} - \kappa (T - T_R) \quad (4.6)$$

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(4.6)は次のように変形される．

$$\kappa = -\frac{dT}{dt} \cdot \frac{1}{T - T_R} \quad (4.7)$$

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4.6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(4.2)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(4.6)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4.7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。

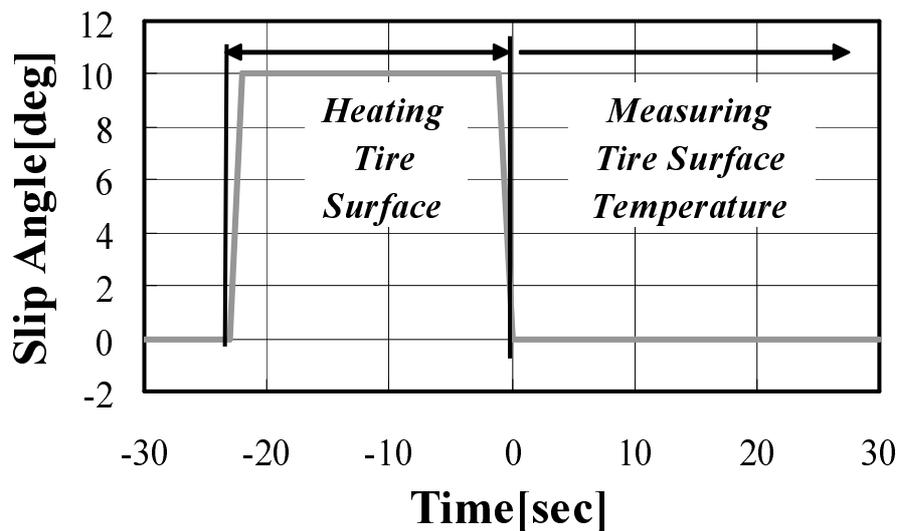


Fig. 4.6 Slip angle measuring the parameter κ and W

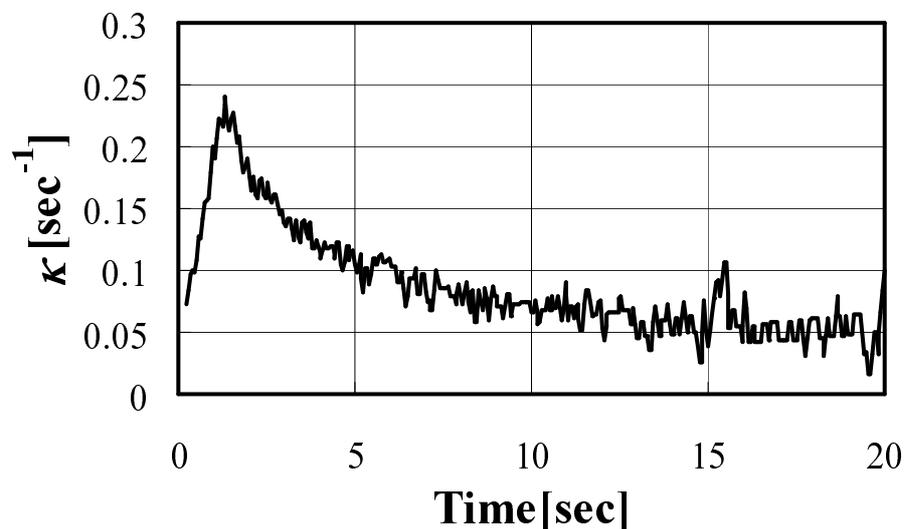


Fig. 4.7 Measured results of κ [Vertical load:4600N]

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4.7中の10~20秒)の平均値を用いて κ を求める。

なお，図 4.7 は直接 λ を求めているわけではないが，式 (4.6) 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．

W の算出方法

式 (4.1) を整理しなおすと

$$W = \frac{q}{\frac{dT}{dt} + \kappa(T - T_R)} \quad (4.8)$$

となる．ここで， κ は前節より算出され， q は式 (4.2) ~ (4.5) 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 4.6 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 1，Wheel Plane の接地点と反対側のタイヤ表面点)．

図 4.8 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 4.6 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 4.8 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 4.8 の -15 ~ -2 秒のデータの平均値を用いている．

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 (4.8) で求めた値は図 4.8 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．

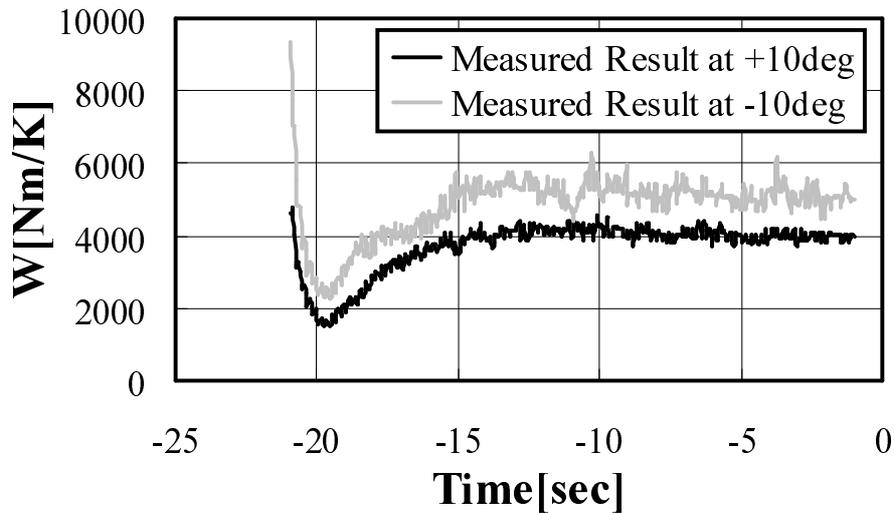


Fig. 4.8 Measured results of W [Vertical load:4600N]

4.4.2 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⁽⁶⁴⁾は，次の式で表される．

$$F_{i0}(p) = D_i \sin \left[C_i \tan^{-1} \left\{ B_i p - E_i \left(B_i p - \tan^{-1} (B_i p) \right) \right\} \right] + S_{vi} \quad (4.9)$$

$$p = \begin{cases} \alpha + S_{hx} & \text{if } i = x \\ S + S_{hy} & \text{if } i = y \end{cases} \quad (4.10)$$

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) の変化が観測できるとすると，式 (4.9) は次のようになる．

$$F_{i0}(p, T) = D_i(T) \sin \left[C_i \tan^{-1} \left\{ B_i(T) p - E_i \left(B_i(T) p - \tan^{-1} (B_i(T) p) \right) \right\} \right] + S_{vi} \quad (4.11)$$

$$K_i(T) = B_i(T) \cdot C_i \cdot D_i(T) \quad (4.12)$$

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 (4.11) 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．

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 4.9, 4.10 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 4.10 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，

$$D_i(T) = D_{i0} \{1 + a_i \cdot (T - T_0)\} \quad (4.13)$$

とした．

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 4.10 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．

 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，左右に関してはスリップ角 ± 1 [deg] の横力の温度変化による影響をもとに算出する．

図 4.11 と 4.12 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[deg] 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，

$$K_i(T) = K_{i0} \{1 + b_i \cdot (T - T_0)\} \quad (4.14)$$

とした．

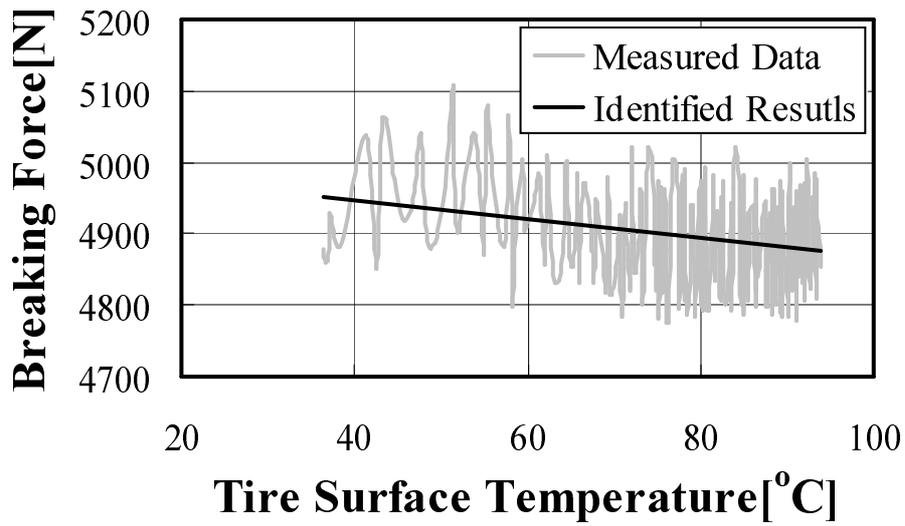


Fig. 4.9 Measured data and identified results of $D_x(T)$ [Vertical load:4600N]

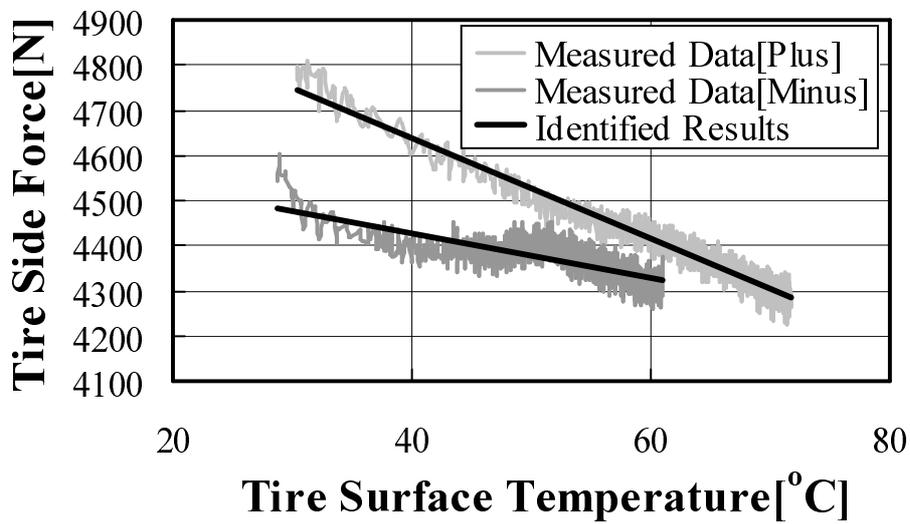


Fig. 4.10 Measured data and identified results of $D_y(T)$ [Vertical load:4600N]

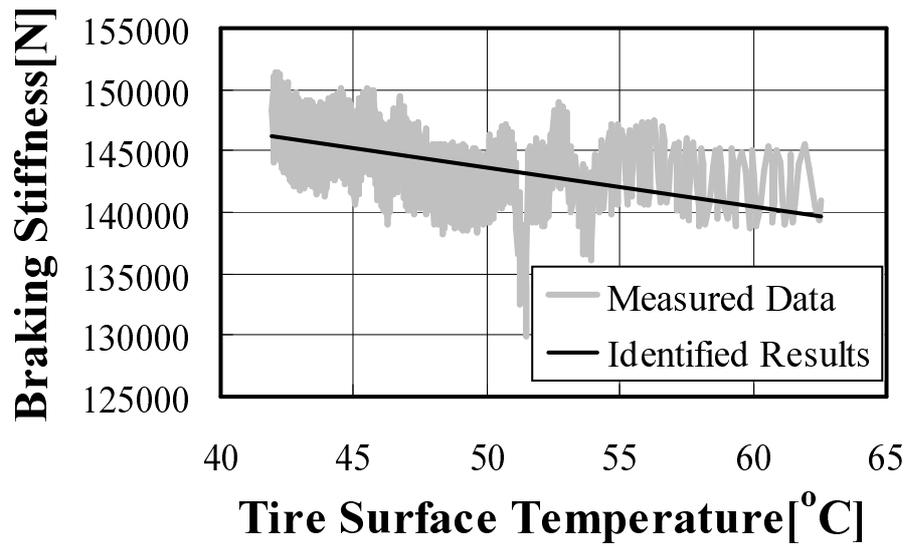


Fig. 4.11 Measured data and identified results of $K_x(T)$ [Vertical load:4600N]

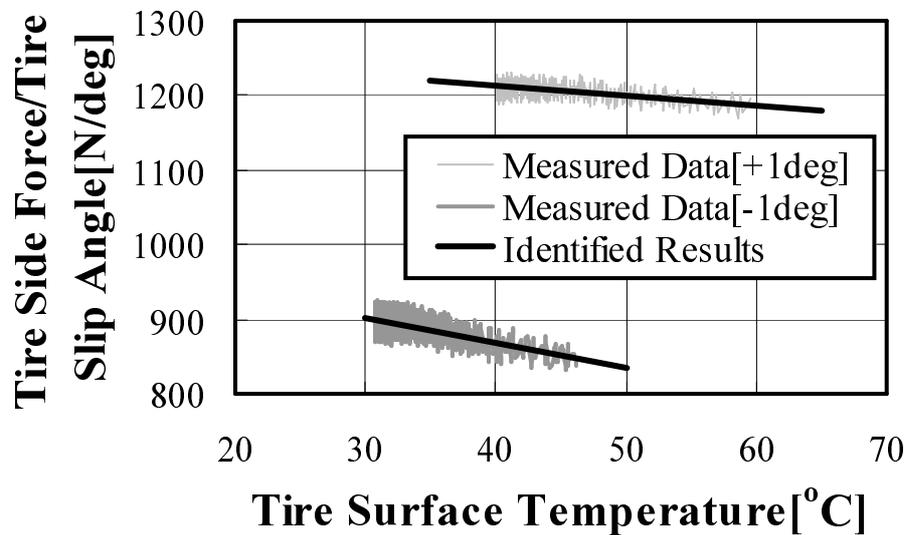


Fig. 4.12 Measured data and identified results of $K_y(T)$ [Vertical load:4600N]

但し，図 4.12 に示されるように，左右の K_y について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．

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．

$$F_x(\alpha, S, F_z) = F_{x0}(S, F_z) \cdot G_{x\alpha}(\alpha, S, F_z) \quad (4.15)$$

$$F_y(\alpha, \gamma, S, F_z) = F_{y0}(\alpha, \gamma, F_z) \cdot G_{yS}(\alpha, \gamma, S, F_z) + S_{VyS} \quad (4.16)$$

ここに式 (4.11) を代入すると

$$F_x(\alpha, S, F_z, T) = F_{x0}(S, F_z, T) \cdot G_{x\alpha}(\alpha, S, F_z) \quad (4.17)$$

$$F_y(\alpha, \gamma, S, F_z, T) = F_{y0}(\alpha, \gamma, F_z, T) \cdot G_{yS}(\alpha, \gamma, S, F_z) + S_{VyS} \quad (4.18)$$

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⁽¹¹⁾．

4.5 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 1.3 参照) を用いてベルト速度 60km/h で実施した．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 1.3 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．

4.5.1 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徴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0.6[m]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況を考えている⁽⁶²⁾．

図 4.13 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．

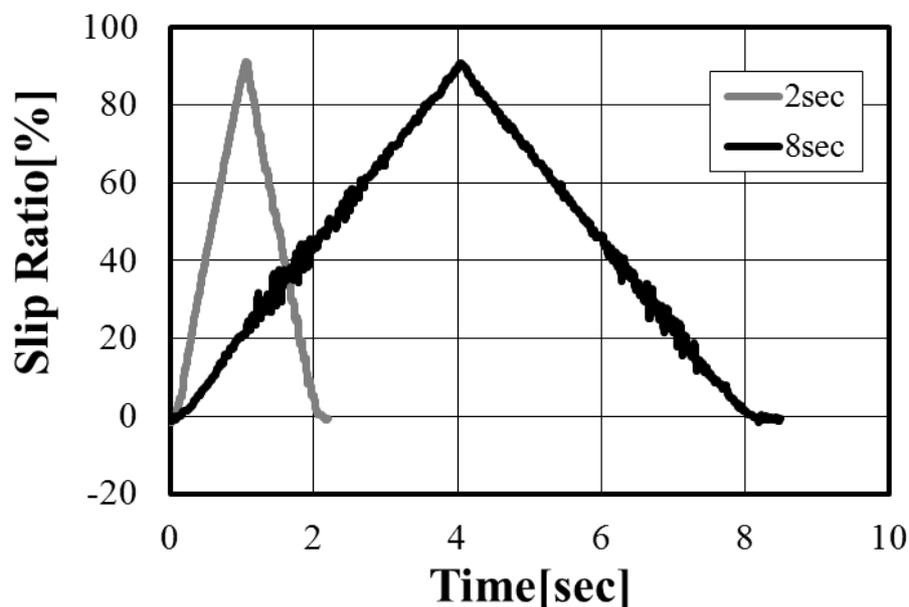


Fig. 4.13 Measurement sequence for longitudinal force tire model and comparison between measured data and simulation results

図 4.14 から 4.16 にシミュレーション結果と実験結果の比較を示す．図 4.14 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 4.15 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 4.16 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。

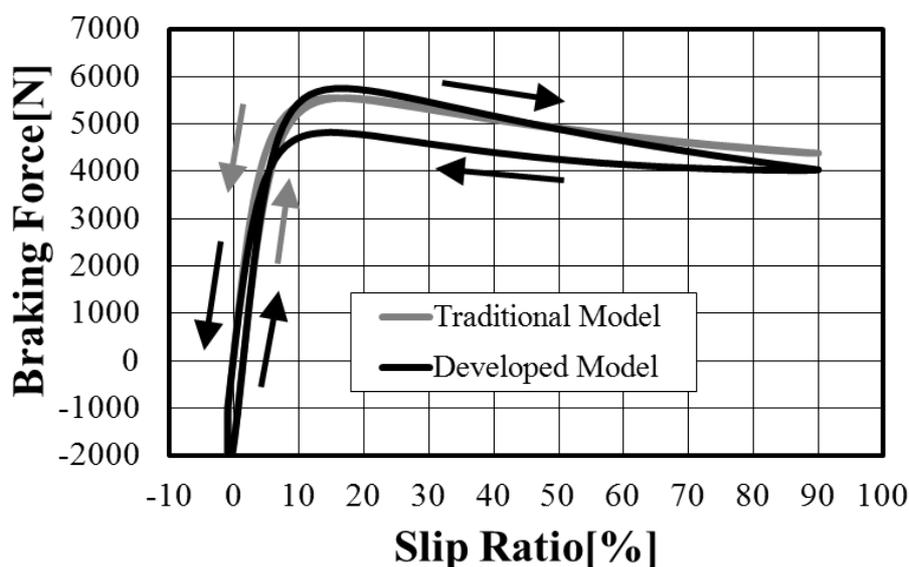


Fig. 4.14 Simulation results of slip ratio vs. braking force using traditional model and developed model [Vertical load:4600N]

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。

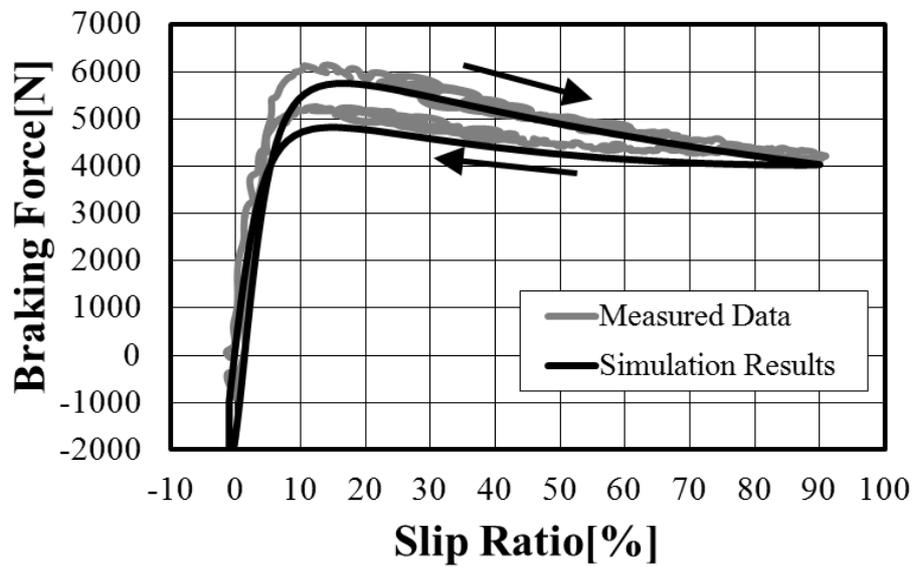


Fig. 4.15 Measured data and simulation results of slip ratio vs. braking force [Vertical load:4600N]

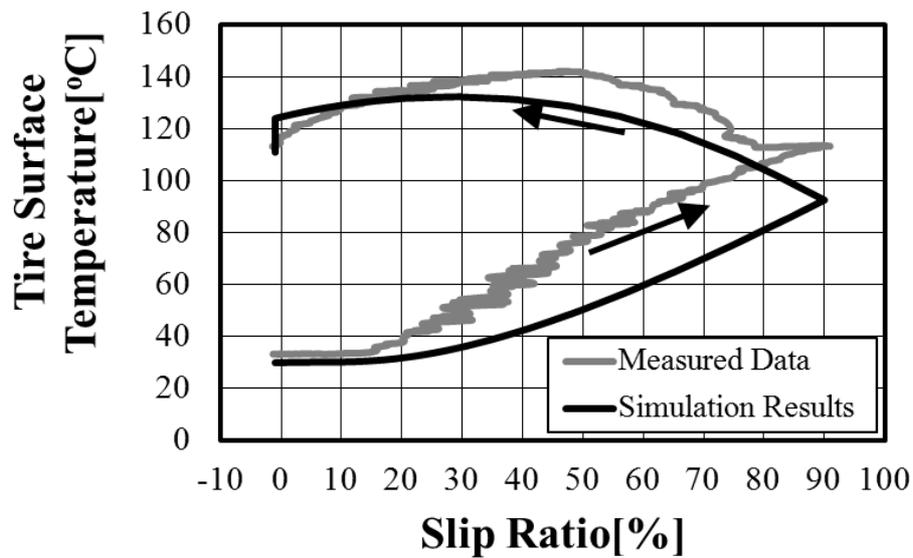


Fig. 4.16 Measured data and simulation results of slip ratio vs. tire surface temperature [Vertical load:4600N]

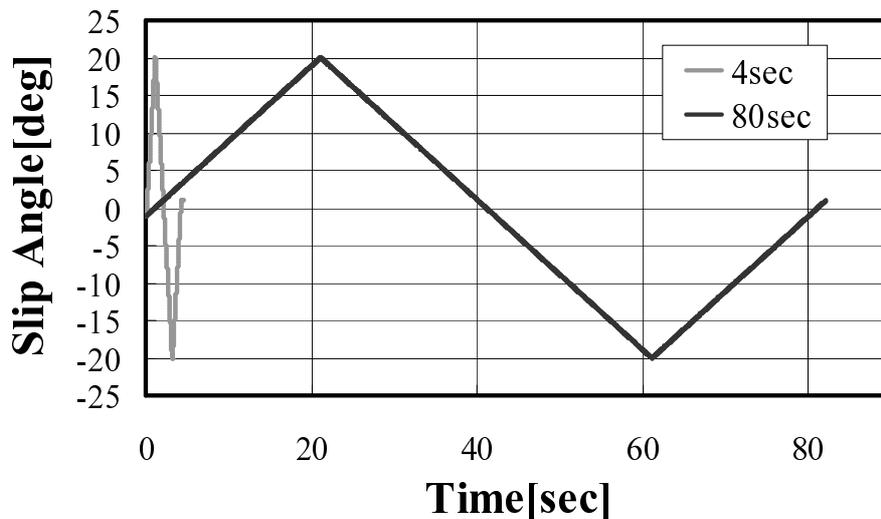


Fig. 4.17 Measurement sequence for lateral force tire model and comparison between measured data and simulation results

4.5.2 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 4.17 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 4.18 および 4.19 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。

4.5.3 複合入力状態でのタイヤモデルの検証結果

4.4.2 節に示したように、Combined Condition での特性については理論的にこのモデルで構成できる。そこで、その条件下でのタイヤ特性が表現可能かを前後力・横力のモデル検証と同様に行った。

今回開発したタイヤモデルを Combined Condition で検証するための荷重/スリップ角/

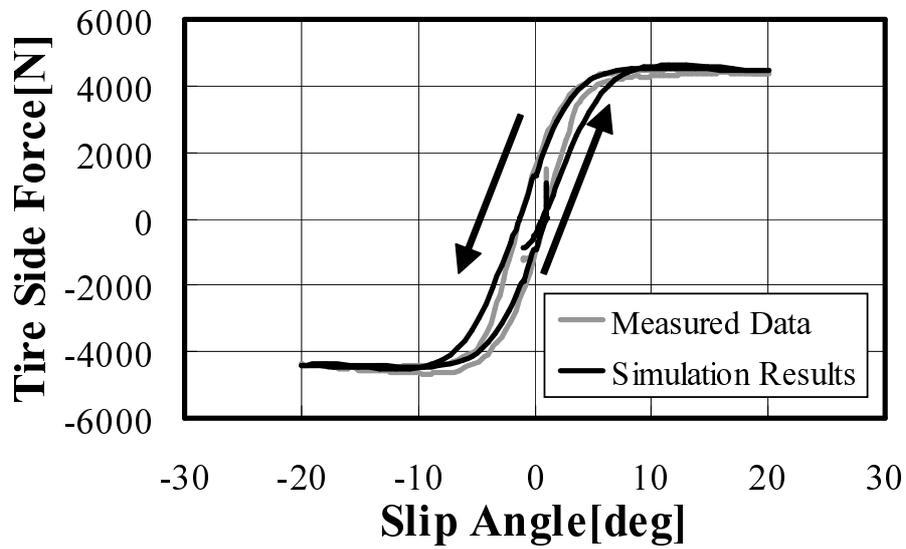


Fig. 4.18 Measured data and simulation results of slip angle vs. lateral force [Vertical load:4600N]

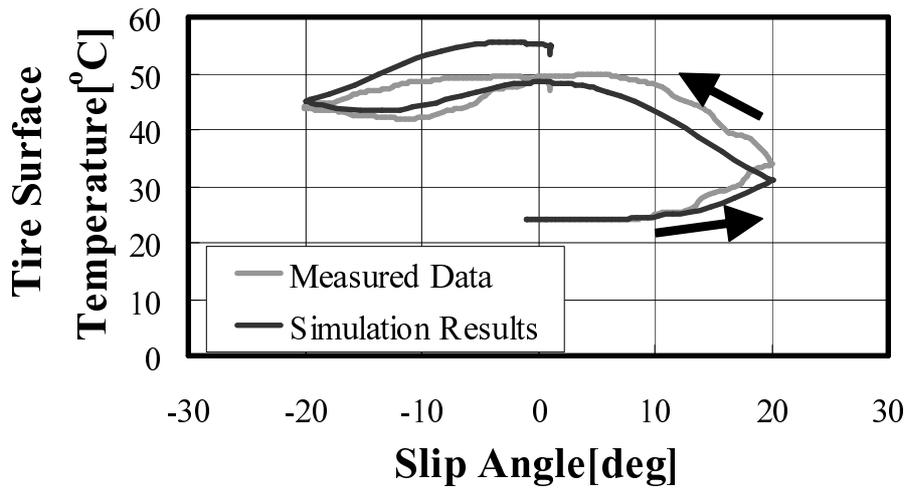


Fig. 4.19 Measured data and simulation results of slip angle vs. tire surface temperature [Vertical load:4600N]

スリップ率/キャンバ角の入力条件を 図 4.20 に、実験結果とシミュレーション結果を 図 4.21 に示す。入力条件は、車両が緩制動を行いながら旋回するとき、旋回外輪に加わる条件を模擬したものとなっている。

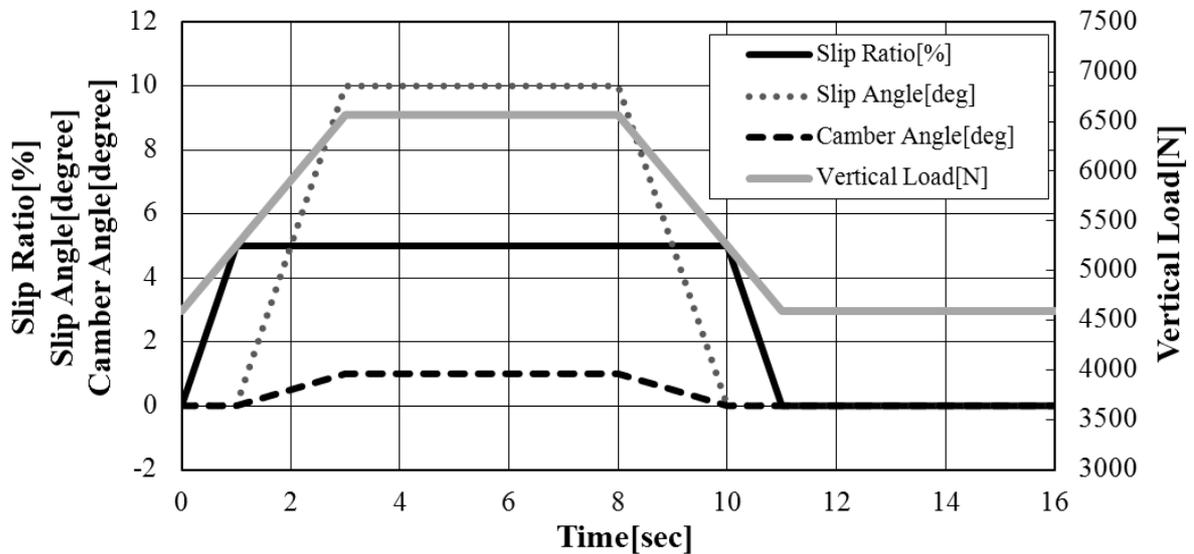


Fig. 4.20 Test sequence for validating the development tire model under the combined condition

ここでのシミュレーションに用いたタイヤモデルのパラメータはすべて 4.5.1 項や 4.5.2 項で用いたパラメータをそのまま用いているが、実験結果とシミュレーション結果はよく一致していることがわかる。

以上のことから、開発されたタイヤモデルは非常に簡単なモデルであるにもかかわらず、広い範囲で適用できることがわかった。

4.5.4 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。

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⁽⁸⁹⁾。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

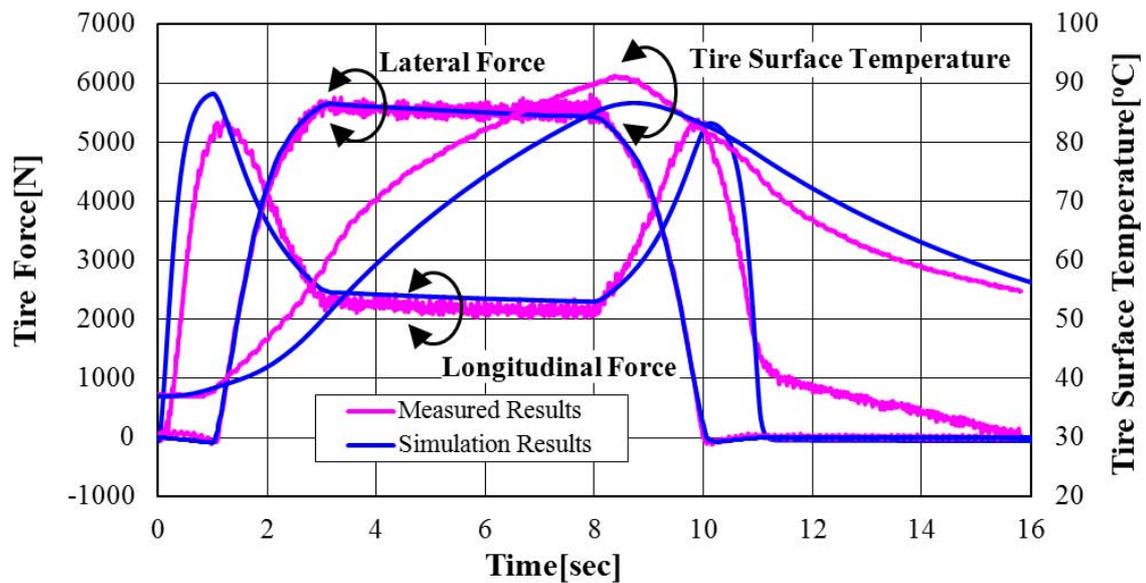


Fig. 4.21 Measured data and simulation results of tire force and tire surface temperature under the combined condition

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。

4.6 タイヤ表面温度の変化が車両運動に及ぼす影響

図4.2に示すように実験において路面温度差の影響で車両運動特性に差が出ることを示されている。そこで、今回求めたタイヤの温度依存性がこの実験と一致するかを確かめるため、車両運動シミュレーションを実施する。

車両運動モデルに加えるタイヤモデルは、4.4 節で検証を行った Magic Formula モデルとする。実車試験で用いたタイヤと同じ銘柄のタイヤを試験機で計測したデータをもとに、Magic Formula タイヤモデルを構築し、その計測時のタイヤ表面平均温度を基準のタイヤの表面温度とした。

図 4.22 にシミュレーションの入力として与えたハンドル角 (実走行時のハンドル角) を、図 4.23 に路面温度が異なるときの実走行時での加速度波形の比較、図 4.24 にシミュレーションによるタイヤ表面温度違いの加速度波形を比較した。

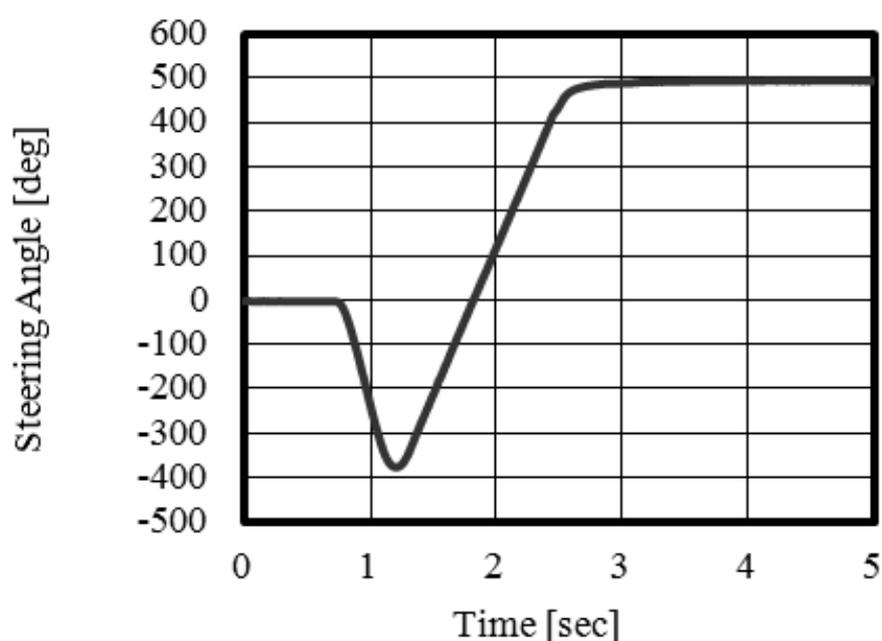


Fig. 4.22 Steering angle of “Fish Hook” pattern test

図 4.23 と 4.24 を比較すると、最大加速度が発生する状況が実験結果とシミュレーション結果で異なっている。これは、計算で用いた車両モデルに改善の余地が残されていると考えられる。

しかし、第 2 ピークにおける加速度の値を比較することでタイヤ表面の温度違いによる車両運動への影響を論ずることができるので、その値についてもう少し詳しく見ることとする。

図 4.25 に第 2 ピークの加速度を実測値・シミュレーション結果で比較したグラフを示す。

図 4.25 に示されているように、実測値とシミュレーション結果の間にはおよそ 0.25

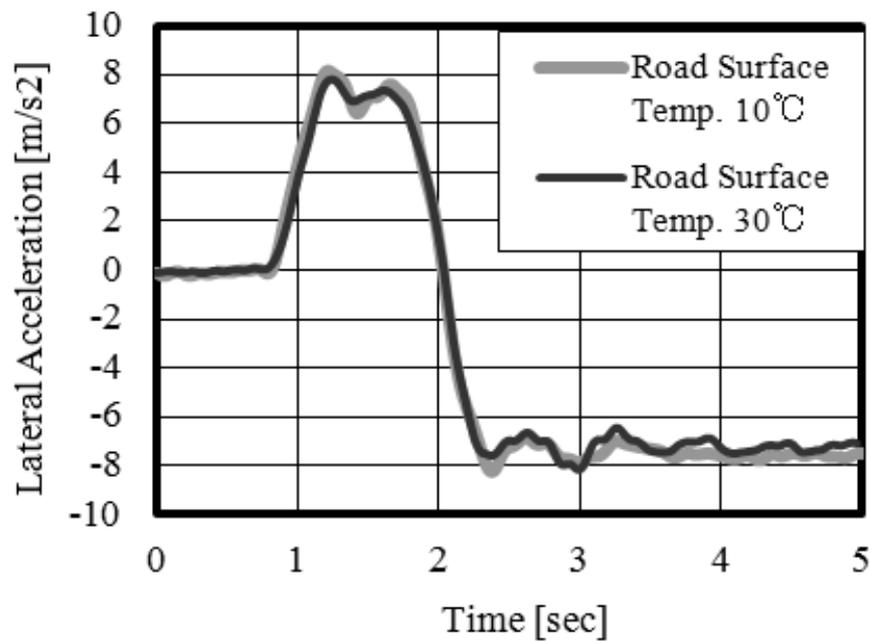


Fig. 4.23 Lateral acceleration on “Fish Hook” pattern test comparing the different tire surface temperature

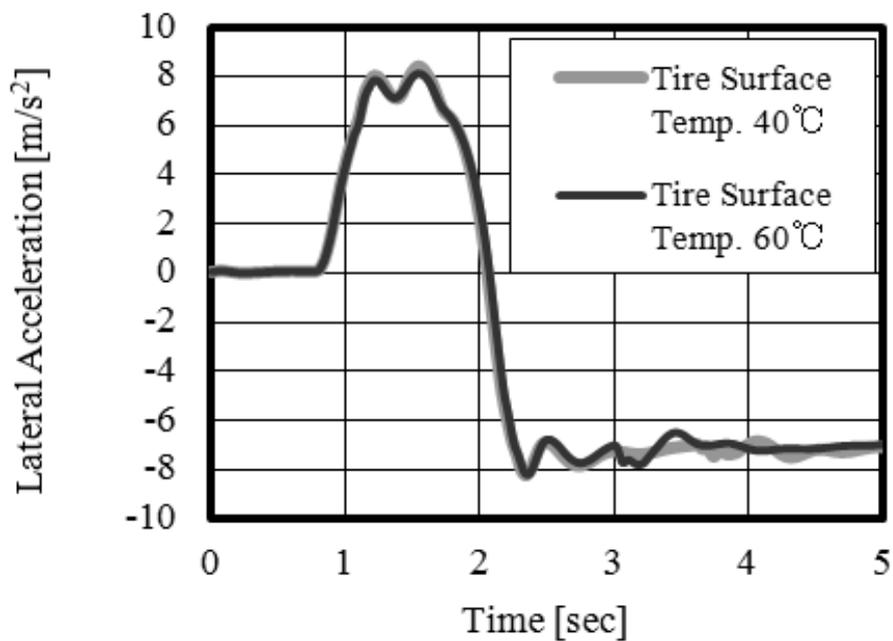


Fig. 4.24 Simulation results of lateral acceleration on “Fish Hook” pattern test comparing the different tire surface temperature

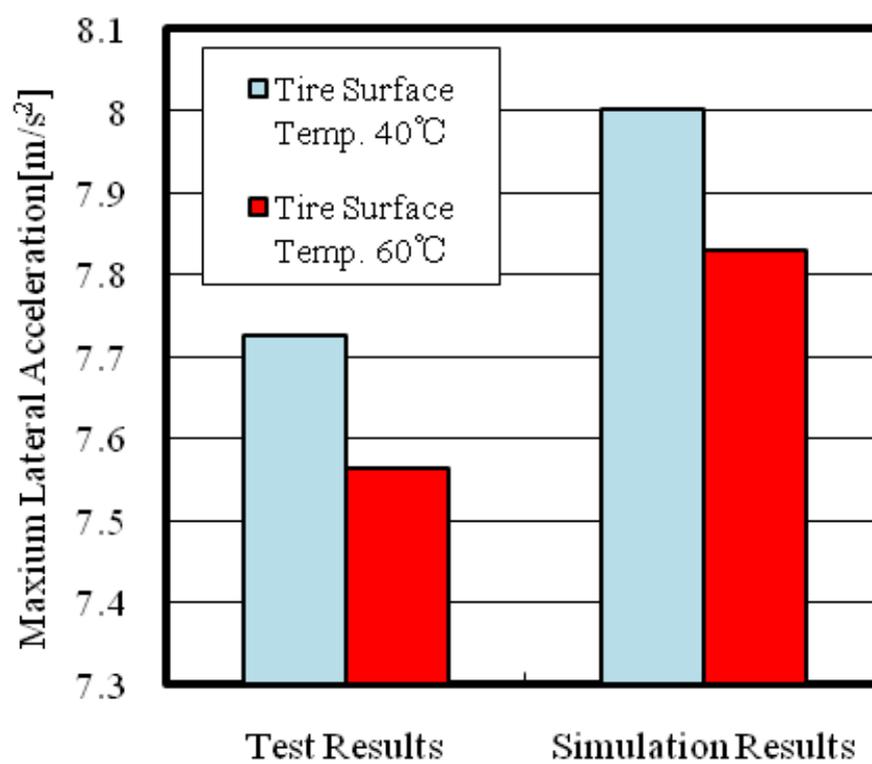


Fig. 4.25 The second peak value of lateral acceleration comparing the test results and simulation results with the effect of tire surface temperature

[m/s²]の横加速度の差が生じているが、計測時の加速度計取り付け誤差やシミュレーションに用いた車両モデルと実車両との誤差から生じていると考えられる。

しかし、タイヤ表面温度の違いによる横加速度の差は実験結果とシミュレーション結果ではほぼ同じ差となっており、すなわち、今回検討した温度依存性を考慮したタイヤモデルは実際の車両運動を表現することが可能である。

4.7 まとめ

本章では、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。

1. 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
2. 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
3. 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
4. このモデルを用いて車両運動シミュレーションを実施したところ、路面温度の差に起因する車両運動性能差を表現することが可能となった

第5章 物理特性と実験同定モデルを組み合わせた新タイヤモデルの導出(13)–(16)

5.1 はじめに

1.1 節で述べたように、車両運動解析に用いられているタイヤモデルは Magic Formula⁽³⁸⁾に代表される実験同定モデルと、FIALA model⁽⁴⁴⁾に代表される物理特性モデルに大きく分けられる。

実験同定モデルでは、タイヤの入力条件を各種変化させて得られた実験データを用いてタイヤモデルを作ることから、広範囲の入力条件をタイヤに与えて計測する必要がある。また、試作されたタイヤ特性を計測する前にその特性を予測することは非常に難しく、仮想的なタイヤ特性を実験同定モデルから作ったとしてもそのタイヤ特性を実現できるタイヤが作れるかどうかも定かではない。

それに対して物理特性モデルではタイヤの構造を定義するパラメータを用いて車両運動解析に必要なタイヤ特性を算出できることから、基本的なタイヤ特性を考えるには非常に有用である。しかし、物理特性モデルに含まれる構造材料などの特性値(パラメータ数)が限られていることや、パラメータの値を定数で扱うことが多いことから、非線形性を強く帯びた状態での特性は予測しにくい。

そこで、物理特性モデルを拡張したうえで実験同定モデルと組み合わせることにより、タイヤの構造特性と車両運動解析に必要なタイヤ特性とを結びつけるとともに、タイヤの入力条件を減らしてデータの収集がしやすい条件での実験結果だけを用いて車両運動解析に必要なタイヤ特性を導く手法について検討を行う。

ここで用いる物理特性モデルは、Fiala-酒井モデルをベースとして考える。Fiala は、タイヤ前後方向の接地圧分布を2次の放物線関数として扱っているが、酒井らはこれを n 次放物線関数として扱ってタイヤモデルを構築している⁽¹⁸⁾。また、制動駆動特性

に関しては更に一步進めてベルトの変形による接地圧分布の変化があるとして解析を行っている⁽²⁷⁾。理論的考察ではいくつか決めにくい特性や係数が存在し、それをタイヤの計測データから推定して計算機シミュレーションで活用できるモデルとして取り扱うことも行った⁽³⁰⁾⁽³¹⁾⁽³²⁾。ここではそれを更に進め、 n 次の傾斜放物線関数で接地圧分布を表現し、このデータを計測データから直接求めることで、比較的単純な取り扱いを行うとともにモデルの精度を高めることが可能となる⁽⁹⁰⁾。

更に、横力の取り扱いに関しては、Fiala モデルで記述されている横力によるトレッドベースの変形だけではなく、SAT による接地面の回転変形も考慮することと、前述の接地荷重分布の取り扱いを加えることで横力と SAT との関連付けも可能となる⁽⁹¹⁾⁽⁹²⁾。

この二つのモデルを組み合わせることで、Combined Slip 状況下のモデル構築を可能とするとともに、さらには接地面の形状を考慮することでキャンバ角変化時の特性もある程度予想することが可能となる。以上の組み合わせを行うことで、基本的な実験データのみを用いてタイヤモデルを構築することが可能となる⁽¹³⁾⁽¹⁴⁾。

さらに、キャンバ角がついたときの特性についても検討を行った、キャンバ角の取り扱いについてはキャンバスラスト力に関しては比較的多くの文献があるが、接地面も含めた形での解析は景山が行った⁽⁹³⁾ものの、このモデルは直進状態での接地面の扱いが主体でコーナリング時の特性まで踏み込んではいない。ここでは接地面の形状や圧力分布を低速で転がしたタイヤの実験結果から類推して扱うことでモデルの構築を行った⁽¹⁵⁾⁽¹⁶⁾。

本章においては、ここで示したモデルの構成を示すとともに、実験データから求めた Magic Formula タイヤモデルと本手法とのコンバインド特性などを比較することで手法の妥当性を検証する。

5.2 前後力タイヤモデルの構築について

ここでは、2.3 節で示した Fiala-酒井モデルをベースに、接地面荷重分布の取り扱いを拡張する方法について述べる⁽⁹⁰⁾。

2.3.2 項の式 (2.73) で接地圧分布を周方向に二次放物線で表されると仮定すると、接地圧 $p(x_1)$ と上下荷重 F_z の関係は式 (2.75) に示されるように

$$p(x_1) = \frac{6F_z}{wl} \frac{x_1}{l} \left(1 - \frac{x_1}{l}\right) \quad (5.1)$$

となる．この式を n 次放物線で考えると，式 (2.88) のように求められる．酒井らは，ラジアルタイヤの場合 $n = 4$ が最も近い値とし， $n = 4$ の場合の接地圧 $p(x_1)$ と上下荷重 F_z との関係に置き直している⁽²⁷⁾．

$$p(x_1) = \frac{5}{4} \frac{2^4 F_z}{l^5 w} \left\{ \left(\frac{l}{2} \right)^4 - \left(x_1 - \frac{l}{2} \right)^4 \right\} \quad (5.2)$$

ここでは，この考えをもう一歩進め， n 次の傾斜放物線の導入を行う．

酒井モデルと同様に，制動時の前後力を粘着領域とすべり領域で分ける．粘着領域に関しては，酒井モデルの理論がそのまま当てはまることから，

$$F_{x1} = \int_0^{l_h} C_x w S x_1 dx_1 \quad (5.3)$$

次に，すべり領域で発生する制動力を求める．すべり領域の制動力を求める式は，酒井モデルと同様に

$$F_{x2} = \int_{l_h}^l \mu_d \cdot w \cdot p(x_1) dx_1 \quad (5.4)$$

で表される．なお，すべり摩擦係数は式 (2.87) と同様に速度依存性を持つものとする．

続いて，接地圧分布 $p(x_1)$ を以下の式で表すこととする．

$$p(x_1) = \frac{n+1}{n} \cdot \frac{F_z}{wl} D_{gsp} \left(\frac{x_1}{l}; n, q \right) \quad (5.5)$$

$$D_{gsp}(x; n, q) = (1 - |2x - 1|^n) [1 - q(2x - 1)] \quad (5.6)$$

ここで記述した $D_{gsp}(x; n, q)$ は図 5.1 に示すように式中の肩次数 n と偏向係数 q を用いて $p(x_1)$ の平滑性と偏向化傾向を柔軟に記述することが可能となっている．

さらに，粘着領域とすべり領域の境界にあたる粘着限界点 l_h は

$$\begin{aligned} C_x \cdot S \cdot l_h &= \mu_s \cdot p(l_h) \\ &= \mu_s \cdot \frac{n+1}{n} \cdot \frac{F_z}{wl} D_{gsp} \left(\frac{x_1}{l}; n, q \right) \end{aligned} \quad (5.7)$$

を解くことで求められる．

今，実際のタイヤの挙動を想定すると，接地圧分布は車速やスリップ率などで変化することから，前述の接地圧分布 $p(x_1)$ を理論的に解くことは非常に困難である．そこで，実際の計測データに基づいて本タイヤモデルの μ_s , μ_{d0} , $p(x_1)$, K_x 等を最小二乗近似法を用いて求めることとする．

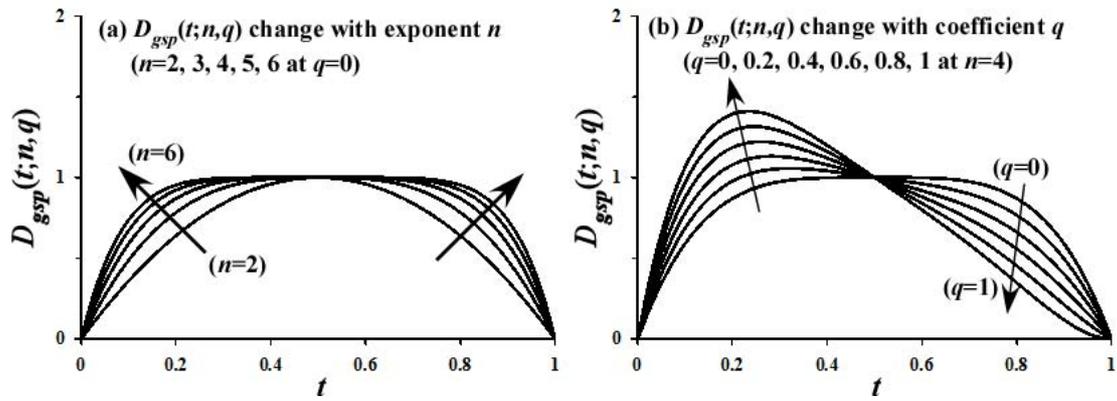


Fig. 5.1 Generalised skewed parabola $D_{gsp}(t; n, q)$ for description of contact pressure profile in circumference direction

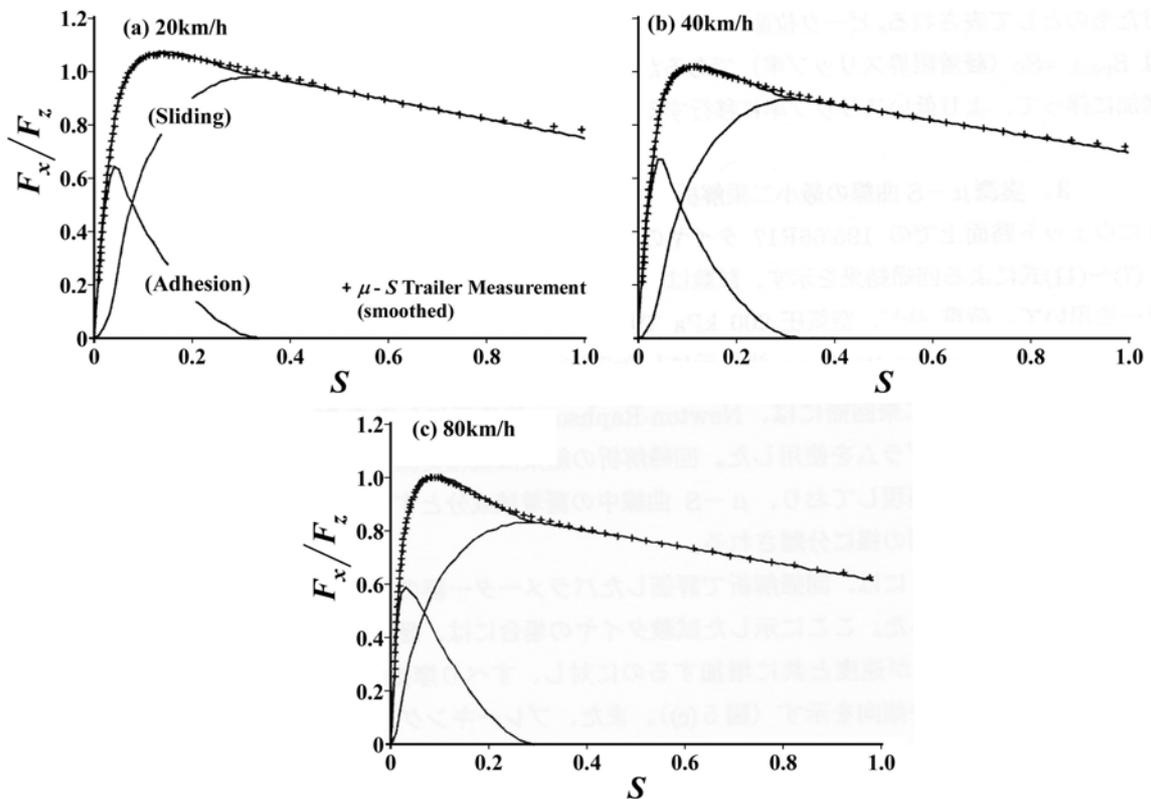


Fig. 5.2 Verification of new concept tire model (called Neo-FIALA tire model) comparing measured data (+) and model fitting results (solid line)

図 5.2 に実験結果と本モデルを用いた回帰結果について示す．実験は実路を走行するトレーラーにて制動力を計測した結果を用いている．

回帰結果はおおむね実測データをよく再現している．また，解析結果より $\mu - S$ 曲線の中の粘着域での制動力成分とすべり域での制動力成分とを分離して図中に示している．

なお，この回帰結果から得られたパラメータ群の速度変化について，図 5.3 に示す．

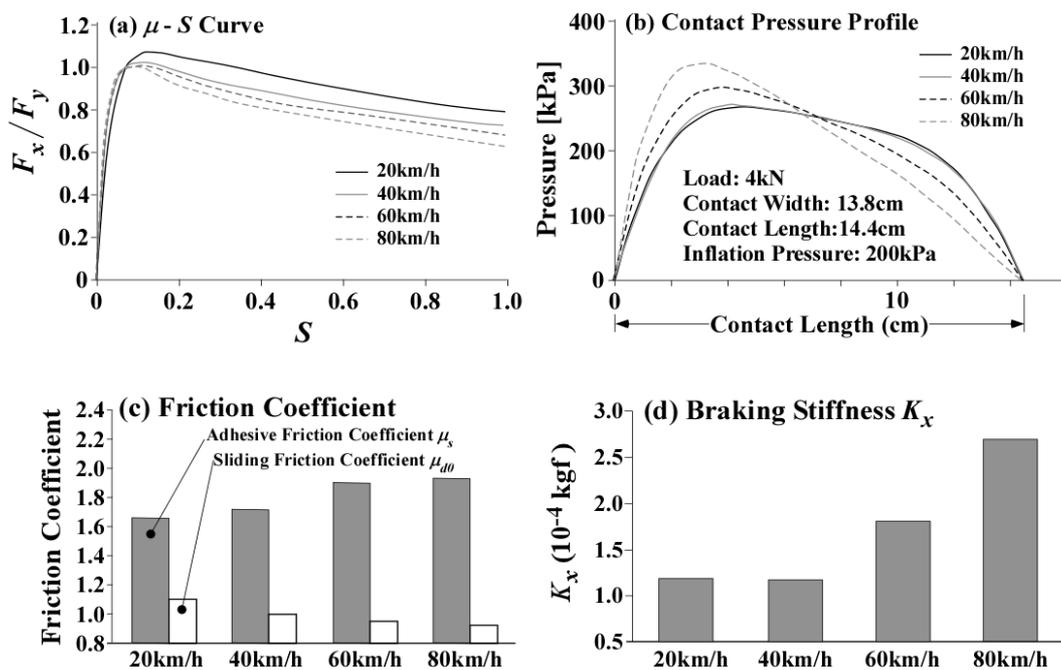


Fig. 5.3 Analytical results of Neo-FIALA tire model parameters

今回テストに用いたタイヤから得られた結果では，粘着摩擦係数 μ_s が速度とともに増加するのに対して，すべり摩擦係数 μ_{d0} が減少している．また，ブレーキングステイフネスも車速が増加するとともに増えている．

μ_s , μ_d , K_x とともに算出される肩次数 n や偏向係数 q によって決まる，接地圧分布は車速が上がるにつれ接地圧が進行方向に偏っていく傾向がよく現れている．

5.3 横力・SATモデルの構築について

FIALA model の特徴として，タイヤの部材剛性や摩擦係数との関係などからタイヤ特性を導出しているため，タイヤ設計へのタイヤ特性の適用がしやすいというメリットがある．

一方、車両特性を評価する場合においても、設計との関係からタイヤ特性を変化させたい場合があるが、その判断として従来の特性に対してどう変化させるかが基準となっている。すると、ある特定の特性を変化させることによって生じるタイヤ全体の特性への影響を把握することができないことから、タイヤ設計に対して無理な特性を要求することとなり非常に効率の悪い開発が行われる可能性がある。

以上の観点から、Fiala 理論のような解析式によるタイヤ特性の算出を現在でも行うことが多いが、Fiala 理論の問題として横力の特性は試験結果と比較してよく一致しているものの、SAT に関しては一致度合いが低いことが示されている⁽¹⁸⁾。そのため、SAT に関しては物理的な係数を持つ理論式に実験的から得られた経験則を加えたモデルで用いられていることが多かった⁽³⁰⁾。

そこで、ここではタイヤのコーナリング時の変形に、SAT によるトレッドベースのねじり変形を加え、かつ前後力がタイヤに発生している（一定速度で走行しているときにも前後方向に走行抵抗が働く）こととタイヤ面の変形の両方から考えられる SAT の発生を考慮する^{(91),(92)}。

図 5.4 に微小操舵時のタイヤの変形を示し、その変形に基づいて発生している力などを図 5.5 に示す。

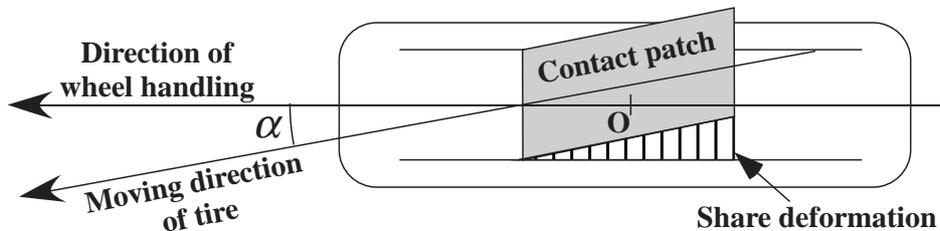


Fig. 5.4 Contact patch of cornering tire when $\alpha \approx 0$

図 5.5 の (a) は、剛輪系でのコーナリング時の特性に相当するモデルである。この状態でのタイヤ横力 F_y 並びに SAT M_z は次のようになる。

$$F_y = K_y \tan \alpha = \frac{C_y w l^2}{2} \tan \alpha \quad (5.8)$$

$$M_z = A_s \tan \alpha = \left(\frac{C_y w l^3}{12} + \frac{f_x w l^2}{2} \right) \tan \alpha \quad (5.9)$$

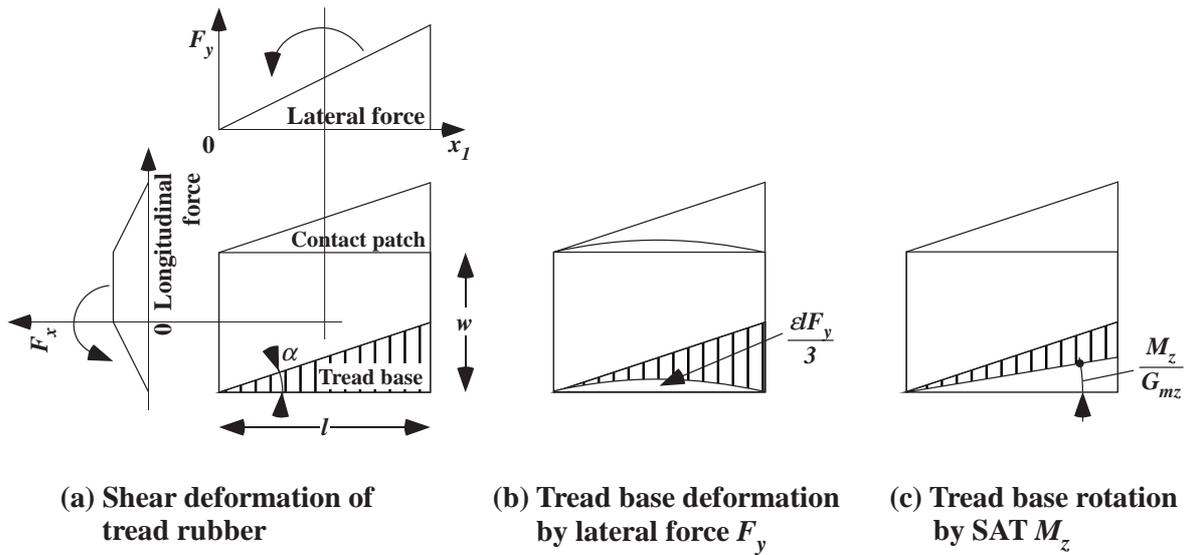


Fig. 5.5 Deformation of tread rubber and tread base during cornering at small slip angle α

M_z に関しては、括弧内の第 1 項が横力によって発生する SAT を、第 2 項が前後力によって発生する SAT で、 f_x は前後力の均一な力密度を想定している。

しかし現実のタイヤ系では、図 2.7 のようにベルトやサイドウォール部が有限の剛性を持つため、ベルト変形などの影響でフィードバック系が構成される。横力に関しては、Fiala 理論で示されているように

$$F_y = K_y \left(\tan \alpha - \frac{1}{3} \epsilon l F_y \right) \quad (5.10)$$

となる (図 5.5(b) 参照)。

ここで、トレッドベースが SAT によってねじられると仮定すると、トレッドベースにおけるスリップ角は図 5.5(c) のようにトレッド剪断に寄与する実効的なスリップ角を減少させることになる。実効スリップ角を α_e とすると、

$$\alpha_e = \alpha - \frac{M_z}{G_{mz}} \quad (5.11)$$

で表される。

以上の二つのフィードバック機構を組み込んだ微小スリップ角 α 発生時のタイヤ横力・SAT の発生機構の概念図を図 5.6 に示す。

この結果と、2.3 節にて示した FIALA model の構造パラメータと比較すると、両者の関係は以下ようになる。

$$C_y = C_{tr} \quad (5.12)$$

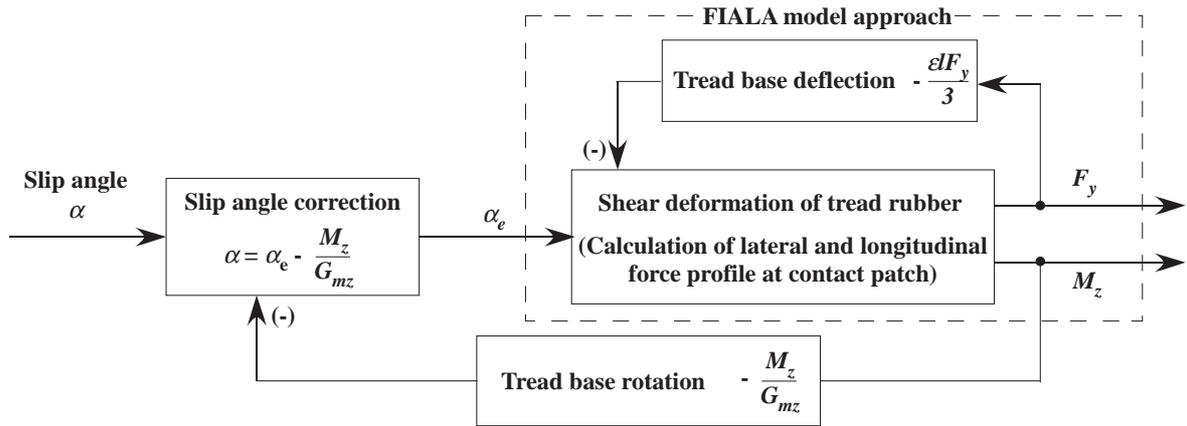


Fig. 5.6 Calculation flow of lateral force and SAT at small slip angle α

$$\epsilon = \frac{\lambda^3}{2k_y} = 4^{-\frac{5}{4}} (EI_z)^{-\frac{3}{4}} k_y^{-\frac{1}{4}} \quad (5.13)$$

$$G_{mz} = k_y \pi h^3 \quad (5.14)$$

続いて、スリップ角 α が少し大きくなった状況を考える。このとき、タイヤの接地面で発生する力を考えると図5.7のようになる。タイヤの接地面には横力が発生するとともに、進行方向に前後力が発生することとなる。これは、タイヤ接地面をタイヤ中心から後ろに押し下げる力が発生していることになり、接地荷重の偏在がおこると考えられる。

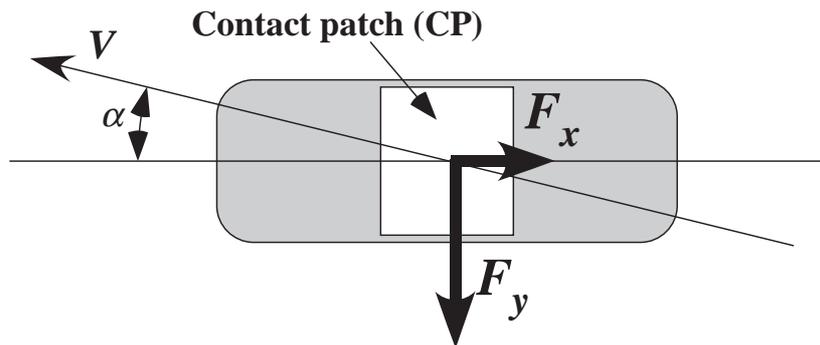


Fig. 5.7 The tire forces during cornering

そこで、この荷重偏在を5.2節で示したように n 次の傾斜放物線関数を用いることで、コーナリング時の接地荷重分布 $p(x_1)$ の過渡的变化の記述を行うこととする。

$$D_{gsp}(t; n, q) = (1 - |2t - 1|^n) [1 - q(2t - 1)] \quad (5.15)$$

$$p(x_1) = \frac{n+1}{n} \cdot \frac{F_z}{wl} D_{gsp}\left(\frac{x_1}{l}; n, q\right) \quad (5.16)$$

また，コーナリング時の中心軸 O の前方移動と接地圧力分布 $p(x_1)$ の前方偏向を，発生する SAT M_z に比例して q と x_c/l が変化するものとして以下のように記述する．

$$q = C_q M_z \quad (5.17)$$

$$\frac{x_c}{l} = \frac{1}{2} - \frac{\xi M_z}{l^2} \quad (5.18)$$

以上の式を用いて，2.3 節にて FIALA model を用いて横力を算出したときと同様の手法で横力と SAT の算出を行う．

粘着限界 l_h の算出は，

$$f_{sy}(\alpha, l_h) = \mu_s p(l_h) \quad (5.19)$$

を解くことで求められる．これより，タイヤ横力 F_y は

$$F_y(\alpha) = w \int_0^{l_h} f_{sy}(\alpha, x_1) dx_1 + \mu_d w \int_{l_h}^l p(x_1) dx_1 \quad (5.20)$$

となる．この第 1 項は，凝着域における横力で，第 2 項はすべり域における横力となる．同様に，SAT M_z は

$$\begin{aligned} M_z(\alpha) = & w \int_0^{l_h} f_{sy}(\alpha, x_1) \cdot (x_1 - x_c) dx_1 + \mu_d w \int_{l_h}^l p(x_1) (x_1 - x_c) dx_1 \\ & + \iint_{CP} f_x(\alpha, y_1) \cdot (y_1 - y_c) dx_1 y_1 \end{aligned} \quad (5.21)$$

となる．第 1 項および第 2 項は凝着域およびすべり域で発生する横力の影響による SAT 成分で，第 3 項が前後力の影響から発生する SAT 成分を表している．

以上の式をまとめて算出式として扱うと，次のような形となる．また，その発生機構について図 5.8 に示す．

1. SAT によるフィードバック機構

$$\alpha_e = \alpha - \frac{M_z}{G_{mz}} \quad (5.22)$$

$$q = C_q M_z \quad (5.23)$$

$$\frac{x_c}{l} = \frac{1}{2} - \frac{\xi M_z}{l^2} \quad (5.24)$$

2. 凝着限界 $r_h = l_h/l$ の決定

$$2K_y \cdot r_h \left[\tan \alpha_e - \epsilon l F_y (1 - r_h) \right] = \frac{n+1}{n} \cdot \mu_s F_z D_{gsp}(r_h; n, q) \quad (5.25)$$

3. 横力 F_y の算出

$$F_y(\alpha) = 2K_y \int_0^{r_h} \left[t \tan \alpha_e - \epsilon l F_y x_1 (1 - x_1) \right] dx_1 + \frac{n+1}{n} \mu_d F_z \int_{r_h}^1 D_{gsp}(x_1; n, q) dx_1 \quad (5.26)$$

4. SAT M_z の算出

$$\begin{aligned} M_z(\alpha) = & 12A_s \int_0^{r_h} \left[x_1 \tan \alpha_e - \epsilon l F_y x_1 (1 - x_1) \right] \left(x_1 - \frac{x_c}{l} \right) dx_1 \\ & + \frac{n+1}{n} \mu_d F_z l \int_{r_h}^1 D_{gsp}(x_1; n, q) \left(x_1 - \frac{x_c}{l} \right) dx_1 \\ & + A_x \cdot r_h \tan \alpha_e \end{aligned} \quad (5.27)$$

$$A_x = f_x w l^2 / 2 \quad (5.28)$$

以上の式を用いて実測データに対する最小二乗回帰解析を実施した。その結果を図5.9～5.11に示す。

いずれのタイヤも Neo-FIALA 横力・SATモデルは横力 F_y ならびに SAT M_z のスリップ角依存性をよく再現している。回帰結果からは、 F_y の最大値は凝着摩擦係数 μ_s よりはずべり摩擦係数 μ_d の大小に左右されることがわかる。また、 M_z に対する前後力トルクの影響がかなり大きくなっている。

今回求めたモデルでは、 M_z に対する前後力トルクの影響が現実の関係と少し異なる点があると思われる。そこで、5.2節で求めた前後力モデルと組み合わせて Combined Slip 条件下でのモデルを構築し、この点を改善することとする。

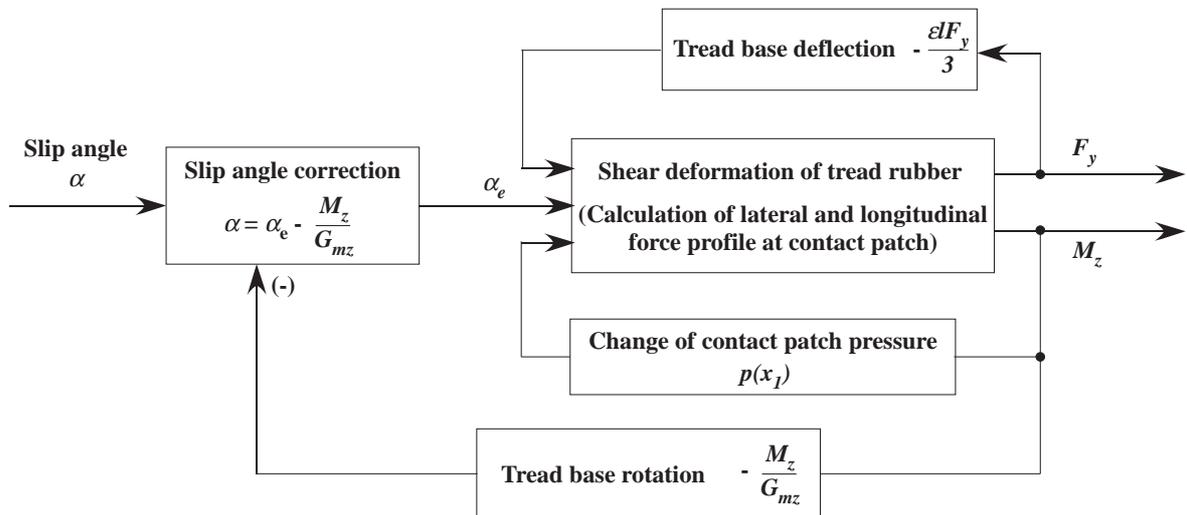


Fig. 5.8 Calculation flow of lateral force F_y and SAT M_z

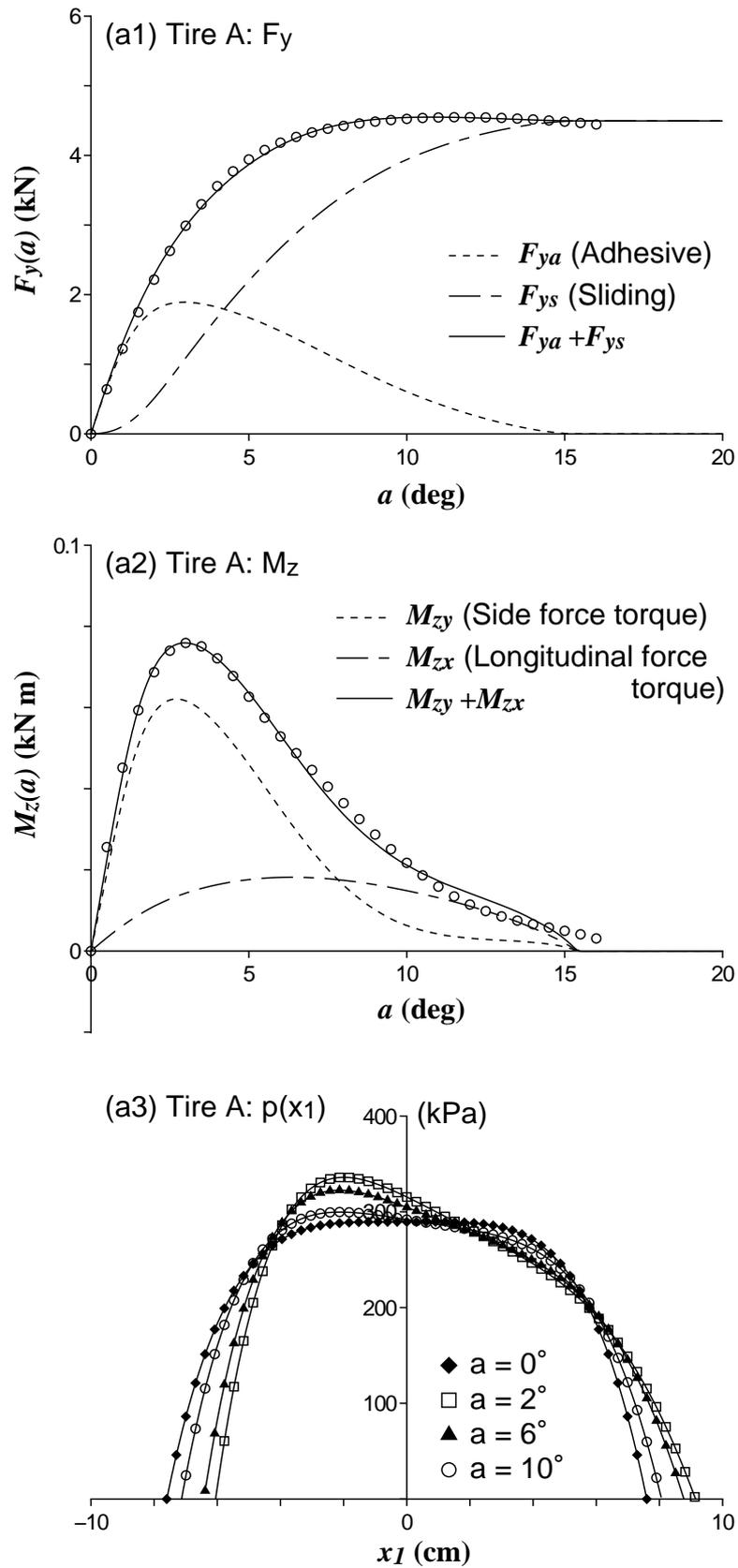


Fig. 5.9 Identified results of lateral force F_y , SAT M_z and circumferential contact pressure profile for Tire A

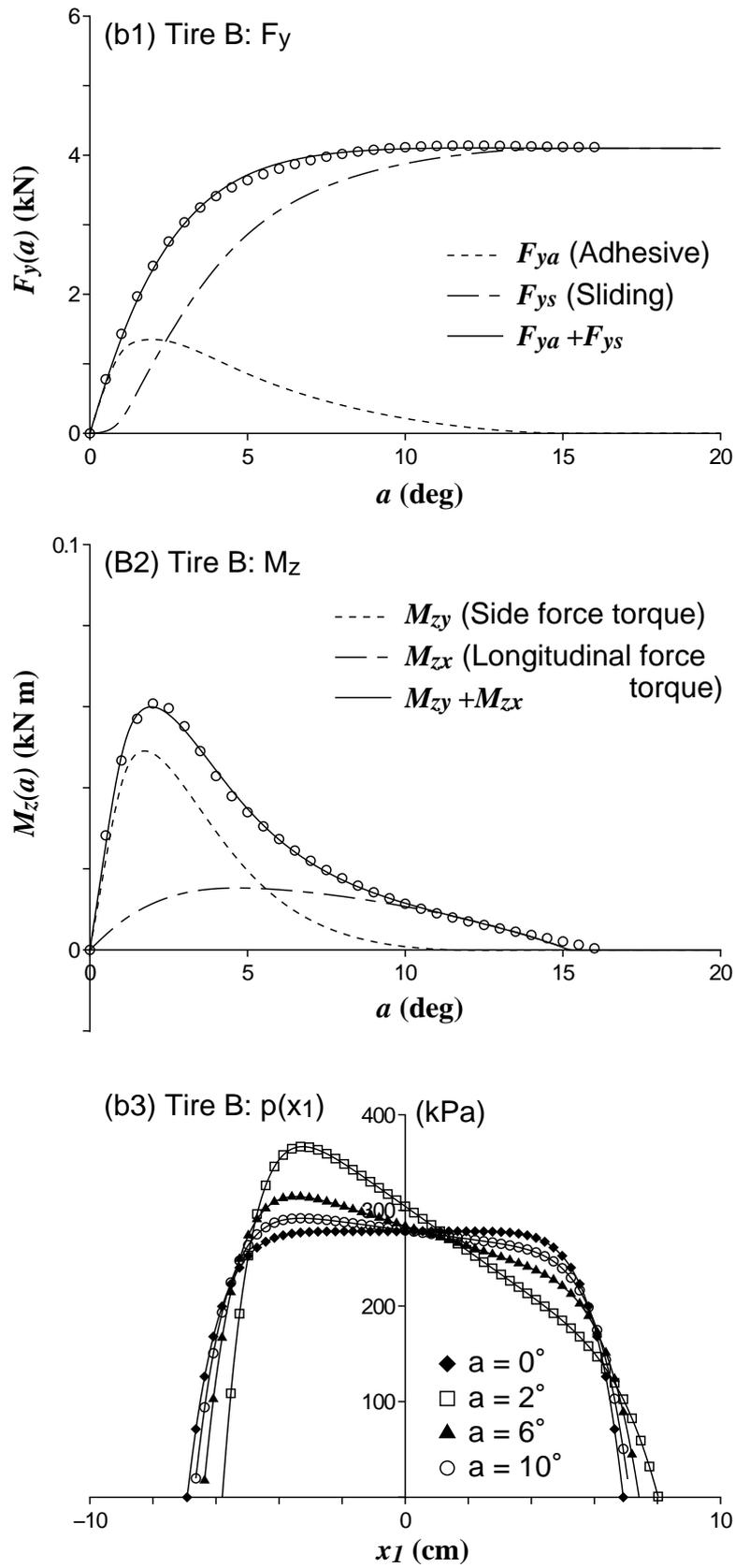


Fig. 5.10 Identified results of lateral force F_y , SAT M_z and circumferential contact pressure profile for Tire B

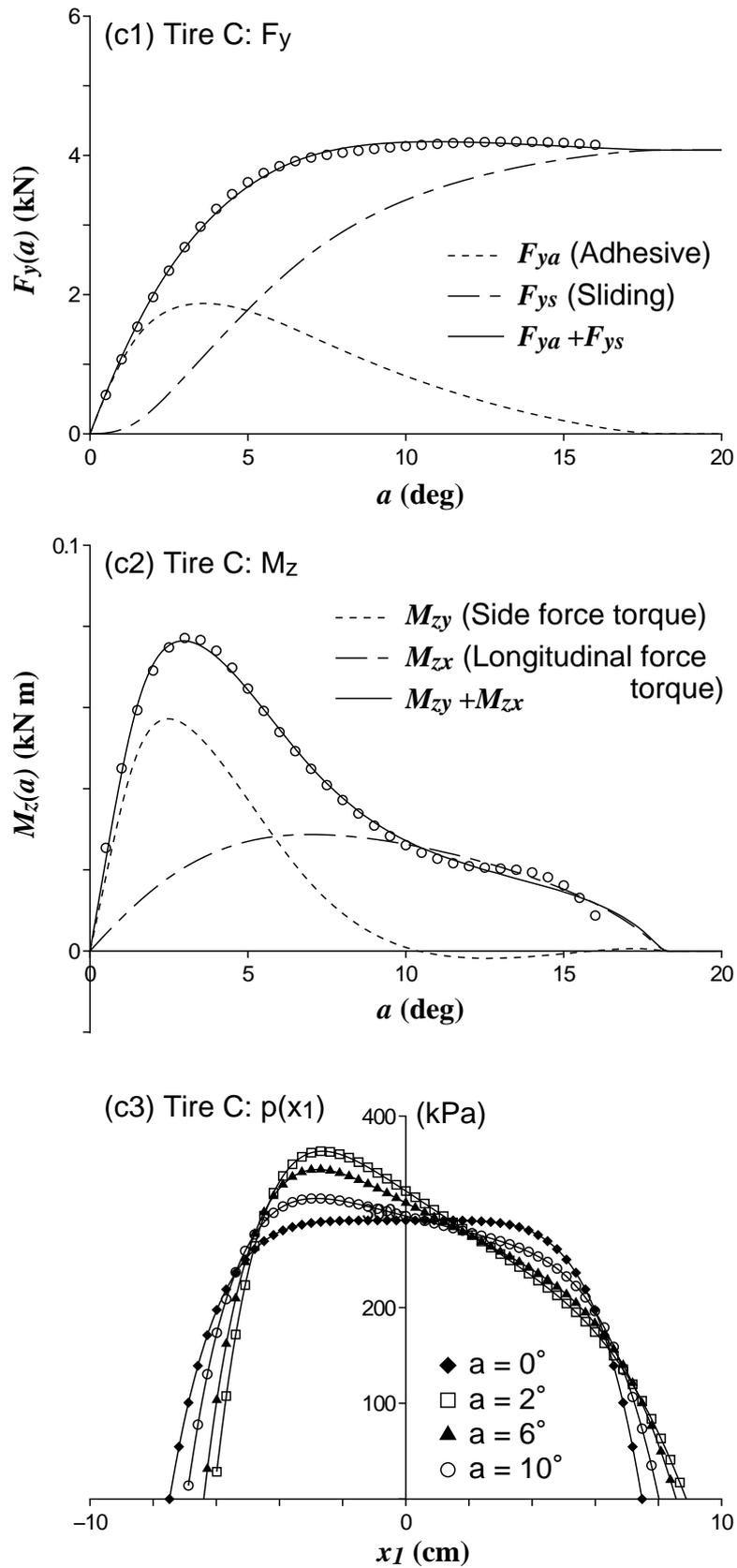


Fig. 5.11 Identified results of lateral force F_y , SAT M_z and circumferential contact pressure profile for Tire C

5.4 Combined Slip 条件下での Neo-FIALA モデル

5.2～5.3 節においては、それぞれ前後と横方向のタイヤモデルを単独で構成してきた。この節では、これら二つを結びつけて Combined Slip 条件下でのモデル化を考慮するとともに、そのモデルの検証を行った^{(13),(14)}。

モデルを拡張するにあたり、以下の点を加えて考慮を行った。

1. Pure Slip 条件下のモデルから解析的に拡張するだけで Combined Slip 条件下の特性が算出できること
2. Combined Slip 条件下の特性は、すべり方向で摩擦円の特性によって力が発生する
3. 凝着部とすべり部の境界位置の決定は、前後・横力の摩擦円が最大静止摩擦力と等しくなる点とする
4. Pure Slip 条件下での横力・SAT モデルでは、 M_z に対して荷重の接地圧分布傾斜を行ったが、Combined Slip 条件下のモデルでは F_x に対して荷重の接地圧分布を行う

これらの条件から、接地面でのトレッドの剪断変形とすべりによる横力発生時に、トレッド面が前後方向に滑ることを想定する。その条件でのトレッド面並びにトレッドベースの変形と横力特性についての模式図を図 5.12 に示す。

5.4.1 制動時における Combined Slip 条件下の特性モデルの構成式

1. 周方向接地分布を記述する n 次の傾斜放物線関数 $D_{gsp}(\tilde{x}_1; n, q)$

$$D_{gsp}(\tilde{x}_1; n, q) = (1 - |2\tilde{x}_1 - 1|^n) [1 - q(2\tilde{x}_1 - 1)] \quad (5.29)$$

2. 周方向接地圧分布に関する F_x のフィードバック群 (接地圧分布前方偏向係数 q および x_c の移動分を算出)

$$q = -C_q F_x \quad (5.30)$$

$$\frac{x_c}{l} = \frac{1}{2} + C_{xc} F_x \quad (5.31)$$

3. スリップ角 α に関する M_z のフィードバック (実効スリップ角 α_e の算出)

$$\alpha_e = \alpha + \frac{M_z}{G_{mz}} \quad (5.32)$$

4. 粘着限界 $r_h = l_h/l$ の決定 [$r_h < 0$ の時は $r_h = 0$ として以下の計算を実施]

$$K_x r_h \left[S^2 + \left\{ \tan \alpha_e - \epsilon l F_y (1 - (1 + S) r_h) \right\}^2 \right]^{1/2} = \frac{n+1}{n} \cdot \mu_s F_z D_{gsp}(r_h; n, q) \quad (5.33)$$

5. 接地面内のすべり域でのすべり方向 θ

$$\theta = \tan^{-1} \left(-\frac{\tan \alpha}{S} \right) \quad (5.34)$$

6. すべり摩擦係数 μ_d のすべり速度依存性

$$\mu_d(S, \alpha, V) = \mu_{d0} - \alpha_v \cdot \frac{V \left\{ 1 + (S^2 - 1) \cos^2 \alpha \right\}^{1/2}}{1 - r_h} \quad (5.35)$$

7. 制動コーナリング時のタイヤ前後力 $F_x(S, \alpha, V)$

$$F_x(S, \alpha, V) = K_x r_h^2 S - \frac{n+1}{n} \mu_d(S, \alpha, V) F_z \cos \theta \int_{r_h}^1 D_{gsp}(\tilde{x}_1; n, q) d\tilde{x}_1 \quad (5.36)$$

8. 制動コーナリング時のタイヤ横力 $F_y(S, \alpha, V)$

$$F_y(S, \alpha, V) = 2K_y \int_0^{r_h} \left[\tilde{x}_1 \tan \alpha_e - \epsilon l F_y (1 + S) \tilde{x}_1 \{ 1 - (1 + S) \tilde{x}_1 \} \right] d\tilde{x}_1 \\ + \frac{n+1}{n} \mu_d(S, \alpha, V) F_z \sin \theta \int_{r_h}^1 D_{gsp}(\tilde{x}_1; n, q) d\tilde{x}_1 \quad (5.37)$$

9. 制動コーナリング時の SAT $M_z(S, \alpha, V)$

$$M_z(S, \alpha, V) = -12A_s \int_0^{r_h} \left[\tilde{x}_1 \tan \alpha_e - \epsilon l F_y (1 + S) \tilde{x}_1 \{ 1 - (1 + S) \tilde{x}_1 \} \right] d\tilde{x}_1 \\ - \frac{n+1}{n} \mu_d(S, \alpha, V) F_z l \sin \theta \int_{r_h}^1 D_{gsp}(\tilde{x}_1; n, q) \left(\tilde{x}_1 - \frac{x_c}{l} \right) d\tilde{x}_1 \\ + r_h \tan \alpha_e \left[4A_s S (r_h)^2 - \frac{n+1}{n} \mu_d(S, \alpha, V) F_z l \cos \theta \int_{r_h}^1 D_{gsp}(\tilde{x}_1; n, q) \frac{1 - \tilde{x}_1}{1 - r_h} d\tilde{x}_1 \right] \quad (5.38)$$

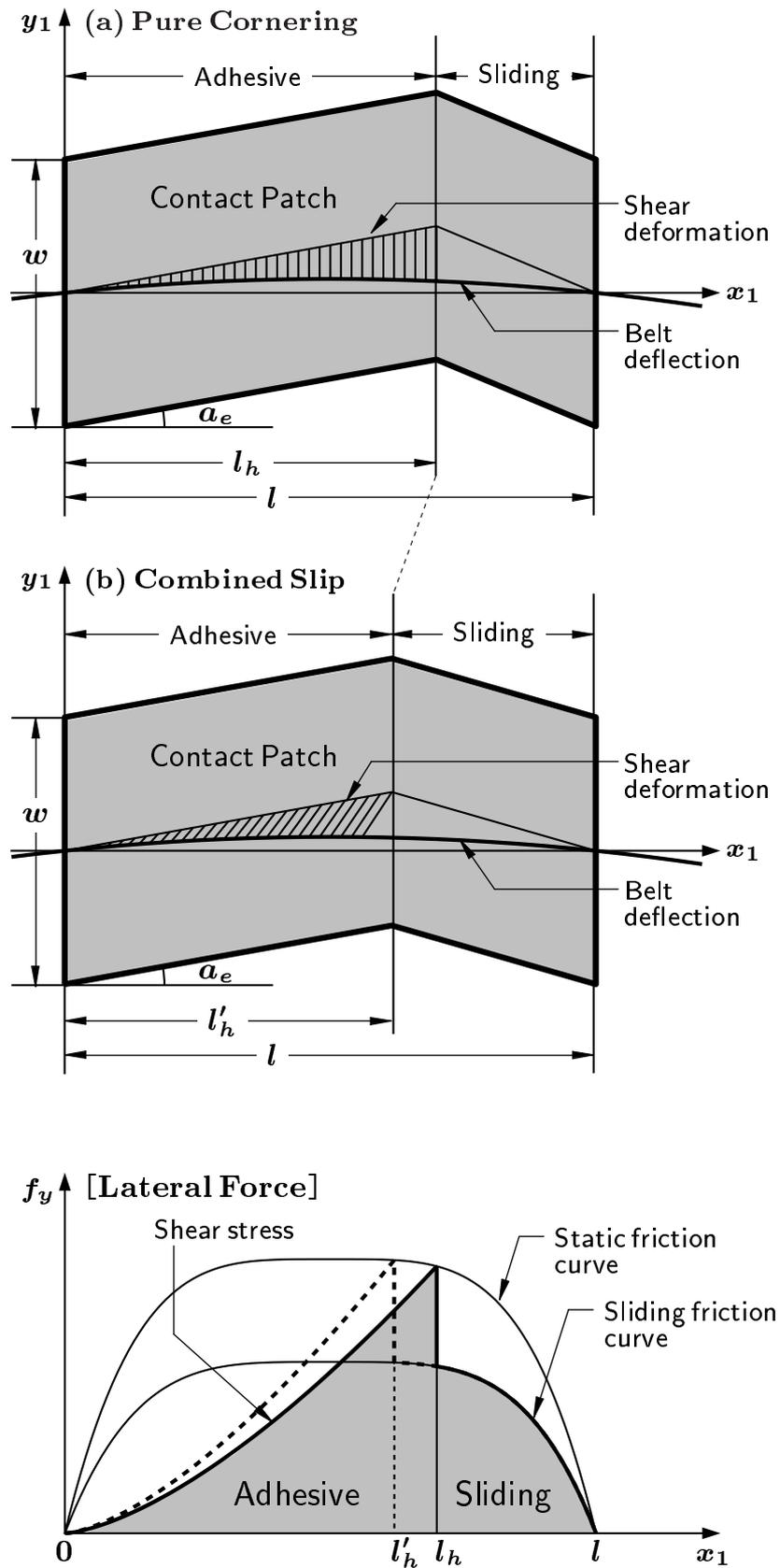


Fig. 5.12 Deformations of tread rubber and tread base during cornering at small angle α_e
 (a), during cornering and breaking simultaneously (b) and the lateral force profile

5.4.2 駆動時のコンバインド特性モデルの構成式

5.4.1 項に示した制動時のコンバインドモデルの構成式と重複する式を除いて下記に示す。

4. 粘着限界 $r_h = l_h/l$ の決定 [$r_h < 0$ の時は $r_h = 0$ として以下の計算を実施]

$$K_x r_h \left[S^2 + \left\{ (1-S) \tan \alpha_e - \epsilon l F_y (1-r_h) \right\}^2 \right]^{1/2} = \frac{n+1}{n} \cdot \mu_s F_z D_{gsp}(r_h; n, q) \quad (5.33')$$

5. 接地面内のすべり域でのすべり方向 θ

$$\theta = \tan^{-1} \left(-\frac{(1-S) \tan \alpha}{S} \right) \quad (5.34')$$

7. 駆動コーナリング時のタイヤ前後力 $F_x(S, \alpha, V)$

$$F_x(S, \alpha, V) = K_x r_h^2 S + \frac{n+1}{n} \mu_d(S, \alpha, V) F_z \cos \theta \int_{r_h}^1 D_{gsp}(\tilde{x}_1; n, q) d\tilde{x}_1 \quad (5.36')$$

8. 駆動コーナリング時のタイヤ横力 $F_y(S, \alpha, V)$

$$F_y(S, \alpha, V) = 2K_y \int_0^{r_h} \left[(1-S) \tilde{x}_1 \tan \alpha_e - \epsilon l F_y t (1-\tilde{x}_1) \right] d\tilde{x}_1 \\ + \frac{n+1}{n} \mu_d(S, \alpha, V) F_z \sin \theta \int_{r_h}^1 D_{gsp}(\tilde{x}_1 t; n, q) d\tilde{x}_1 \quad (5.37')$$

9. 駆動コーナリング時の SAT $M_z(S, \alpha, V)$

$$M_z(S, \alpha, V) = -12A_s \int_0^{r_h} \left[(1-S) \tan \alpha_e - \epsilon l F_y \tilde{x}_1 (1-\tilde{x}_1) \right] \left(\tilde{x}_1 - \frac{x_c}{l} \right) d\tilde{x}_1 \\ - \frac{n+1}{n} \mu_d(S, \alpha, V) F_z l \sin \theta \int_{r_h}^1 D_{gsp}(\tilde{x}_1; n, q) \left(\tilde{x}_1 - \frac{x_c}{l} \right) d\tilde{x}_1 \\ + r_h \tan \alpha_e \left[4A_s S r_h^2 - \frac{n+1}{n} \mu_d(S, \alpha, V) F_z l \cos \theta \int_{r_h}^1 D_{gsp}(\tilde{x}_1; n, q) \frac{1-\tilde{x}_1}{1-r_h} d\tilde{x}_1 \right] \quad (5.38')$$

ここで求めた式による計算フローを、図 5.13 に示す。計算手順としては、1 ステップ前の前後力 F_x 、横力 F_y 、および SAT M_z を用いて、入力条件となる接地圧分布・実効スリップ角などを算出し、その値を用いて前後力など求める値を導く。

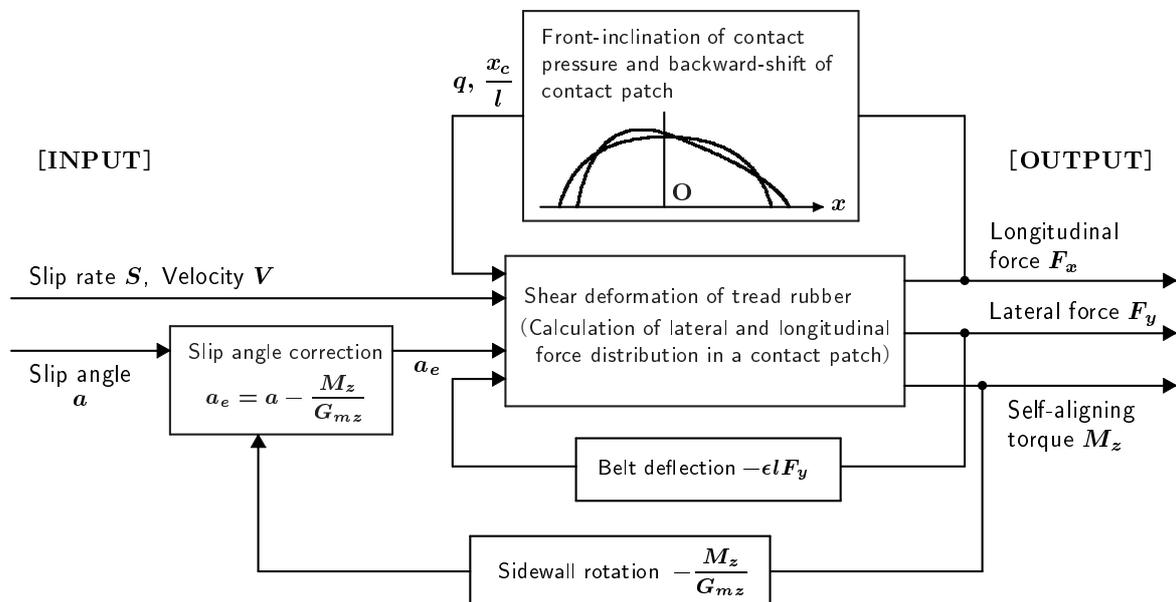


Fig. 5.13 Calculation of longitudinal force F_x , lateral force F_y and self-aligning torque M_z under combined slip condition using Neo-FIALA model

5.4.3 Combined Slip 条件下での Neo-FIALA モデルの検証

今回のモデルの検証を行うため，Magic Formula にてモデル化した Combined Slip 条件下のデータとの比較を行う．参考までに，実験データとの比較も行うが，コンパインド特性の計測データは計測ノイズが大きく精度の高い計測データが得られることが少ないことから，上記の手法をとることとした．

比較に用いたタイヤは，中型 SUV に用いられているタイヤである．タイヤの計測にはフラットベルト式室内試験機を用いた．このタイヤモデルを作った目的は，比較的簡単に入手可能な実路での Pure Slip 条件下のタイヤデータを用いて，Combined Slip 条件下のタイヤモデルを作ることにある．これにより，直接計測が困難な実路での Combined Slip 挙動を予測することも可能となる．今回は，室内試験機の計測データを用いて，モデルの検証を実施した．

最初に，Pure Slip 条件下での実験データと Neo-FIALA モデルとのデータ比較を行う．なお，比較のため Magic Formula モデルも一緒に示す．なお，Pure Slip 条件下での計測は，スリップ角・スリップ率を増減させた際の往復の値の平均値を使ってモデル作成用のデータを構築した．

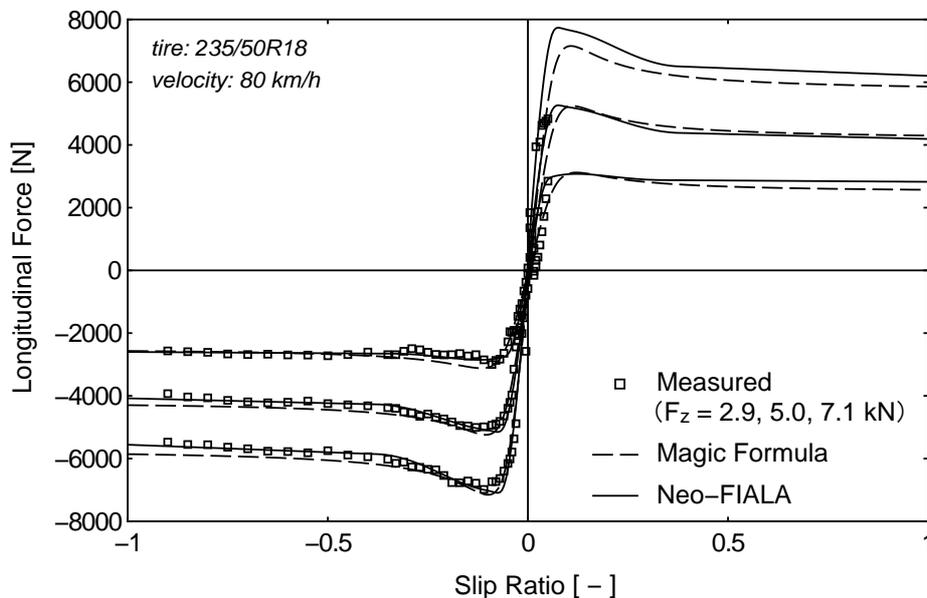


Fig. 5.14 Results of slip ratio vs. longitudinal force under pure slip condition

図 5.14～5.16 に示したように，前後力に関しては，Neo-FIALA モデルで得られた結果はモデル作成用のデータとよく一致した結果が得られている．Magic Formula モデル

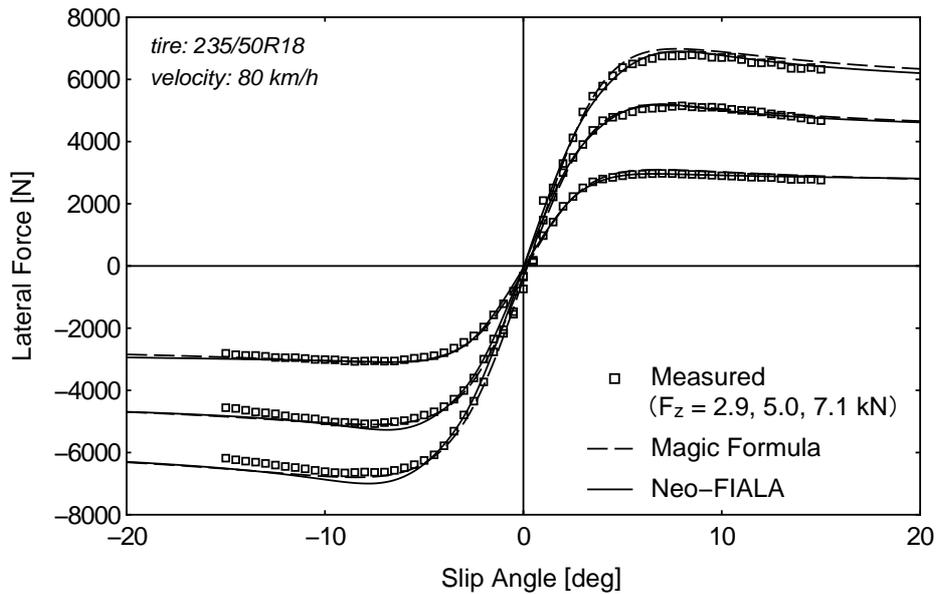


Fig. 5.15 Results of slip angle vs. lateral force under pure slip condition

の結果と比較してもモデルの差はあまり見られない。

しかし、前後力のモデルに関してモデル作成用のデータが存在しない領域（駆動側）では二つのモデルは異なる特徴を示している。データの存在しているスリップ率 0.03 前後の領域までは計測データに対し Neo-FIALA モデルの方がよく一致している。但し、それ以上の領域では 2 つのモデル違いが見られる。

この違いは、Magic Formula モデルが三角関数を利用したモデルであることから、曲線の形をある程度規定するのにに対し、Neo-FIALA モデルは接地圧分布を n 次傾斜放物線を用いてモデルを作ることが出来るため、モデル作成用データに対する回帰度合を上げることも可能となるからである。

また、図 5.16 に示す SAT の特性も大スリップ角領域で二つのモデルの結果が異なる。Magic Formula モデルでは三角関数を利用したモデルであることから、モデル作成用データに基づいてモデルを作成するとスリップ角の絶対値が 15 度を超えるあたりから徐々に SAT が大きくなる傾向にある。しかし、Neo-FIALA モデルでは 5.3 節で示したように、スリップ角が大きくなるにつれて徐々に 0 に漸近していく。

この違いについて若干の考察を行う。

スリップ角が大きくなった状態においては、タイヤ接地面では全すべり状態になっていると考えられることから、接地面内の圧力分布が前後方向で対称になっていれば、式 (2.62) や式 (5.27) から SAT はきわめて 0 に近くなる。

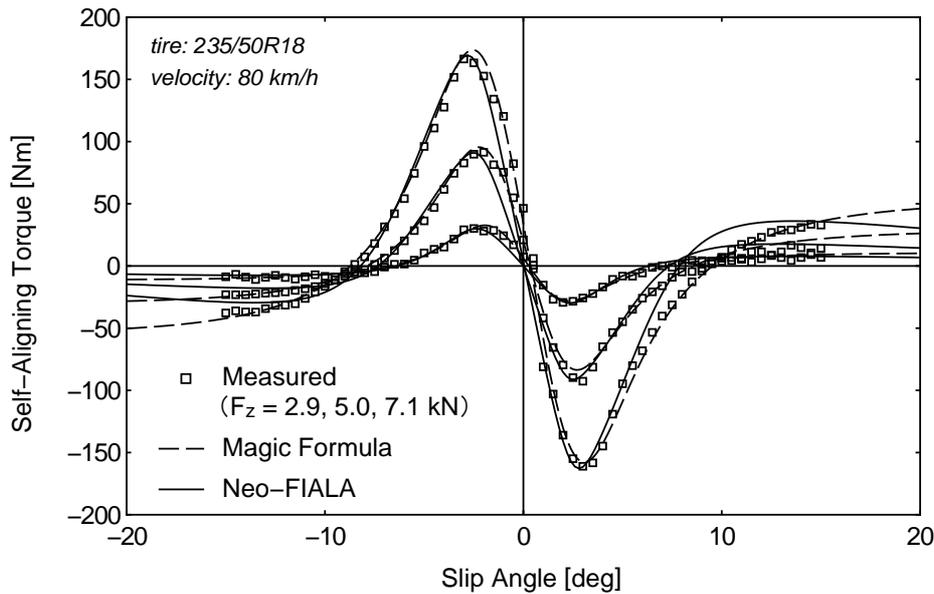


Fig. 5.16 Results of slip angle vs. self-aligning torque under pure slip condition

これに対して実際にタイヤデータを計測する際の状況を考えると、スリップ角の大きな領域ではタイヤ表面に大きな力が発生することからタイヤ表面の状態が安定せず、その結果として計測結果が振動的になったりする。また、タイヤの表面温度をあまり上げないようにスリップ角速度を大きくして短時間で計測を行おうとすると、計測器の質量の影響でSATに慣性力の影響による計測誤差が計測結果に重なることから、その結果として計測値が0に近づかないのではないかと考えられる。

このモデルの構造の違いにより、大スリップ角でのSATの値に違いが生じていると考えられる。

なお、この段階までに求められたタイヤ構造パラメータを表5.4に示す。

次に、Combined Slip条件下での特性について比較をする。ここで拡張を行ったNeo-FIALAタイヤモデルは、前述のPure Slip条件下でのデータから求めたタイヤパラメータを用いてCombined Slip条件下のタイヤデータを計算している。なお、Magic Formula Combined Modelは、Pure Slip条件下でのデータから求めたパラメータ(Pure Slip Parameters)に加えて、Combined Slip条件下のデータから算出するCombined Slip Parametersを使うことで、Combined Slip条件下のタイヤ特性を算出している。そのため、Magic Formula Tire ModelではCombined Slip条件下のタイヤモデルを構築するには、Combined Slip条件下でのタイヤデータを収集する必要がある、実験データを収集するのに非常に手間取る。

Table 5.4 The structural parameters of Neo-FIALA tire model calculated by measured data under pure slip condition

	$F_z =$ 2.9[kN]	$F_z =$ 5.0[kN]	$F_z =$ 7.1[kN]
$K_x(= K_y)$ [kN]	98.4663	224.122	343.710
A_s [kNm/rad]	1.5582	2.3243	10.162
μ_s	1.9002	1.9439	2.1131
$\mu_d[S = 0.0]$	1.1210	0.9980	0.9717
$\mu_d[S = 0.5]$	0.9697	0.8799	0.8595
$\mu_d[S = 1.0]$	0.8185	0.7619	0.7473
n	4.3074	4.3510	5.1710
C_q	0.0006	0.0571	0.0373
C_{xc}	0.0022	0.0022	0.0022
C_y [kN/m ³]	189.170		
ϵ [1/kNm]	0.0248		
G_{mz} [kNm/rad]	19.585		
k_y [kN/m ²]	176.82		
EI_z [kNm ²]	2.4432		

Combined Slip 条件下のデータ収集は，スリップ角を固定してスリップ率を変化させる方法で計測を行ったが，試験機の特徴で計測データのばらつきが大きくかつ駆動側での制約を受ける．そこで，スリップ率を $-0.9 \sim 0.3$ で計測したデータをもとにモデル作成用データを用意した．

Combined Slip 条件下での計測結果と Magic Formula モデル，および Pure Slip 条件下の前後・横力特性から得られたパラメータを用いて Neo-FIALA タイヤモデルで算出した前後力・横力・SAT 特性を図 5.17 ~ 5.22 に示す．

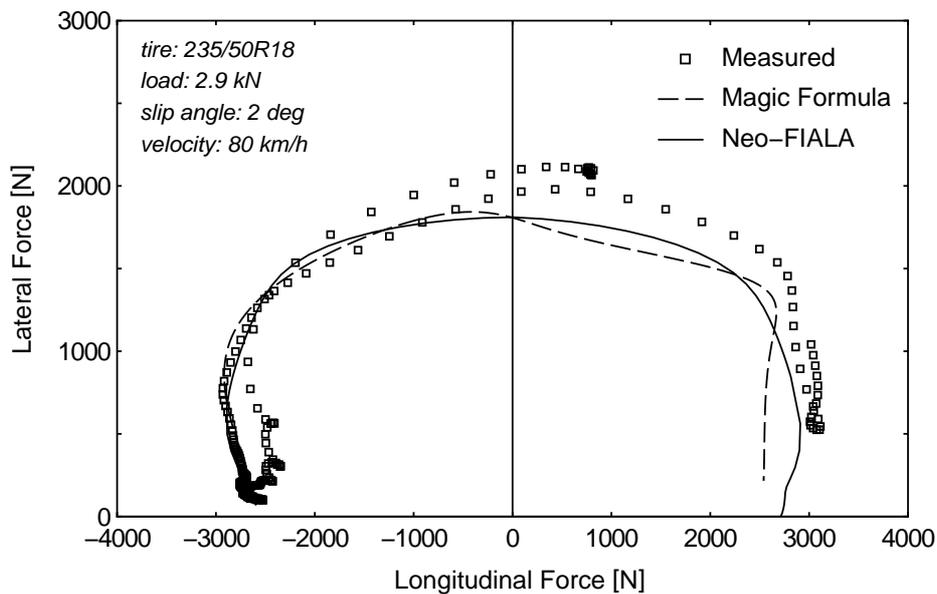


Fig. 5.17 Results of longitudinal force vs. lateral force under combined slip condition

この結果を見ると，Neo-FIALA モデルは実験データをもとに作成された Magic Formula モデルと同じような特性を算出することが出来ている．モデル作成用データと比較すると，駆動側の横力特性が若干小さくなっているが，これはスリップ率の変化率が大きい条件下での計測のためタイヤの応答遅れなどの影響が計測データに現れていると考えられる．

以上の結果を見ると，Neo-FIALA モデルを拡張したコンバインド条件下での特性は実験値との対応関係が比較的良好で，タイヤ計測条件を吟味すれば Pure Slip 条件下のタイヤデータのみで Combined Slip 条件下のタイヤ特性を導出できることが分かった．但し，ここで得られた特性はあくまでもキャンバ角のない条件下でモデルを考えていることから，次節はこの点を考慮に入れてモデルの改良を示す．

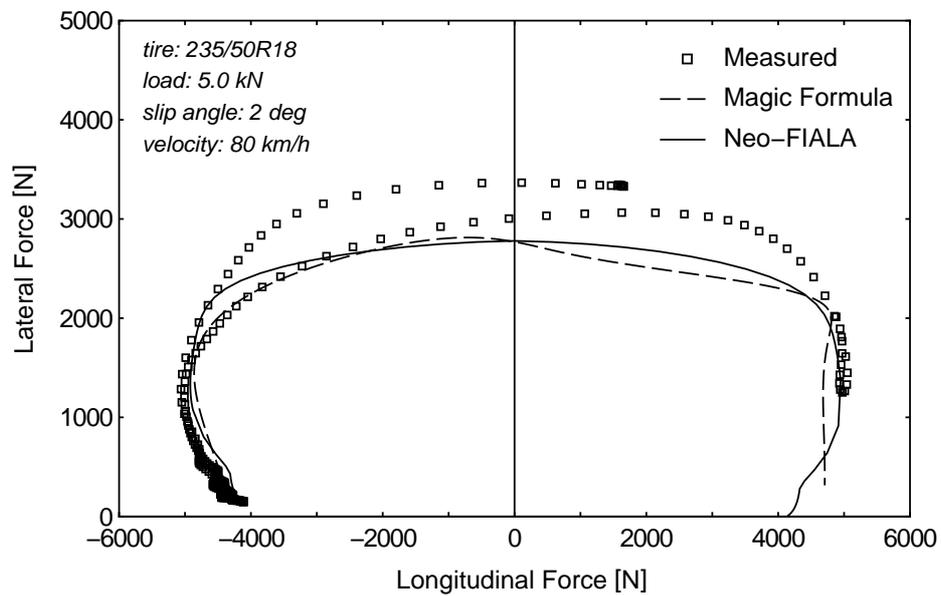


Fig. 5.18 Results of longitudinal force vs. lateral force under combined slip condition

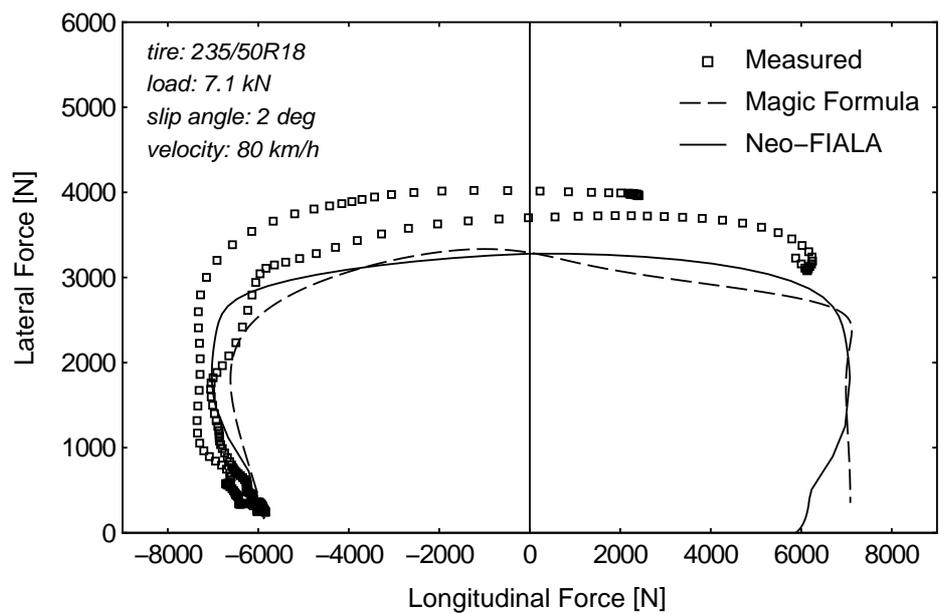


Fig. 5.19 Results of longitudinal force vs. lateral force under combined slip condition

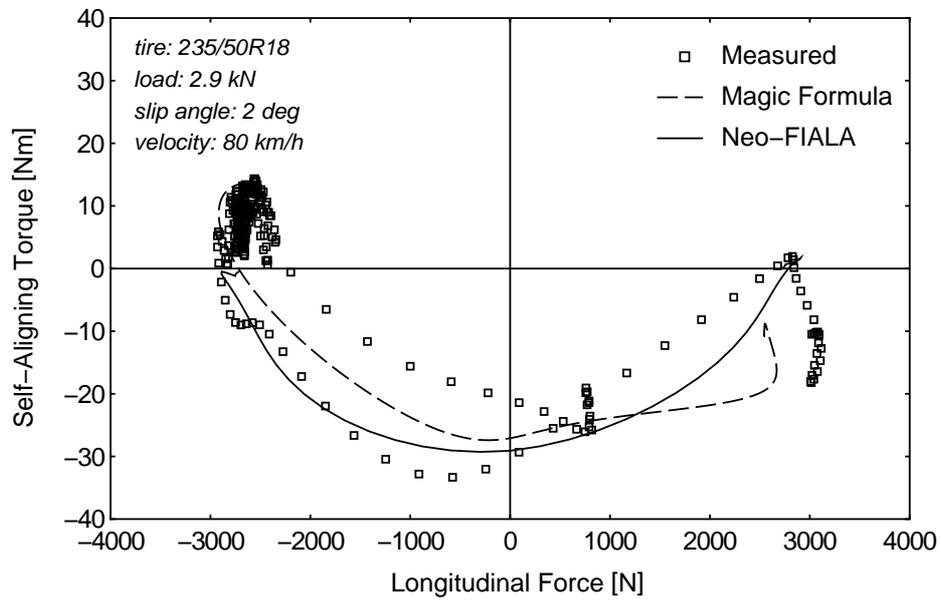


Fig. 5.20 Results of self-aligning torque vs. lateral force under combined slip condition

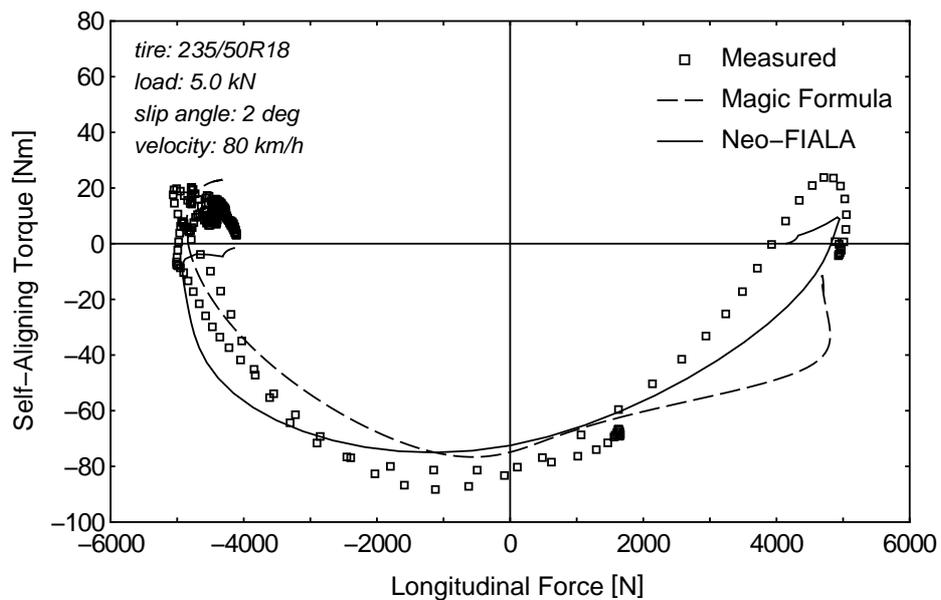


Fig. 5.21 Results of self-aligning torque vs. lateral force under combined slip condition

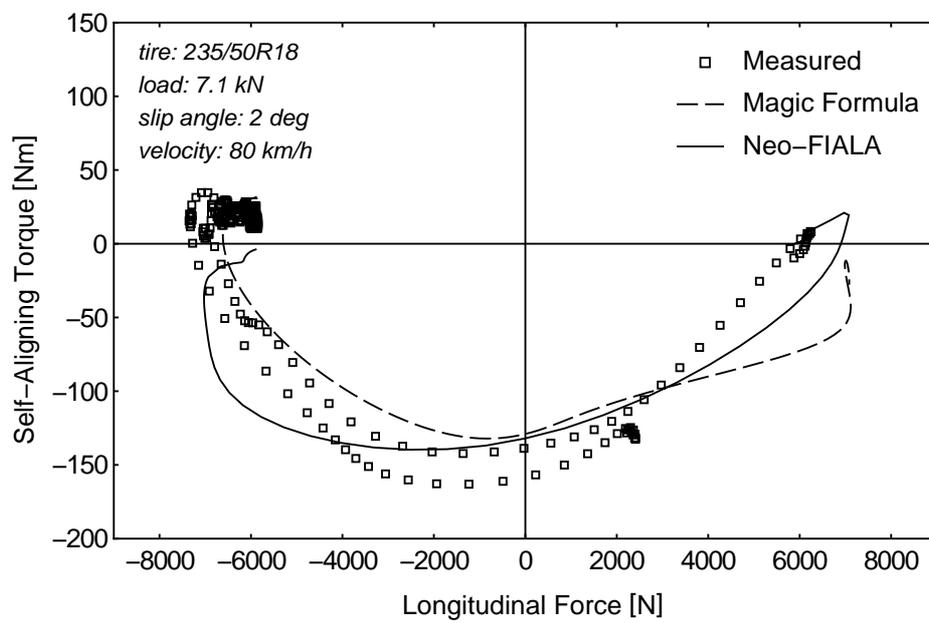


Fig. 5.22 Results of self-aligning torque vs. lateral force under combined slip condition

5.5 キャンバ角の影響を考慮した Neo-FIALA タイヤモデル

タイヤは車両の状況に応じて取付け軸(スピンドル軸)が移動する．それに伴い，キャンバ角がついた状態で転がっていく．キャンバ角がつくとタイヤの内側と外側の接地半径の違いなどからキャンバスラストといわれる横力が発生する．また，接地面の状況が直進状態とは大きく異なることが考えられる．

以上の観点から，Neo-FIALA タイヤモデルにキャンバ角の影響を反映するモデルに改良する．但し，実際にタイヤ計測を行う実験の観点から，キャンバ角に関しては実験計測を行わず理論的にモデルを構築する．その上で，室内試験機を用いた計測試験結果から，キャンバ角モデルの妥当性を検証する^{(15),(16)}．

最初に，キャンバ角をつけたときのタイヤの接地状態について，極低速で転がしたときの接地面の状態を図 5.23 に示す．

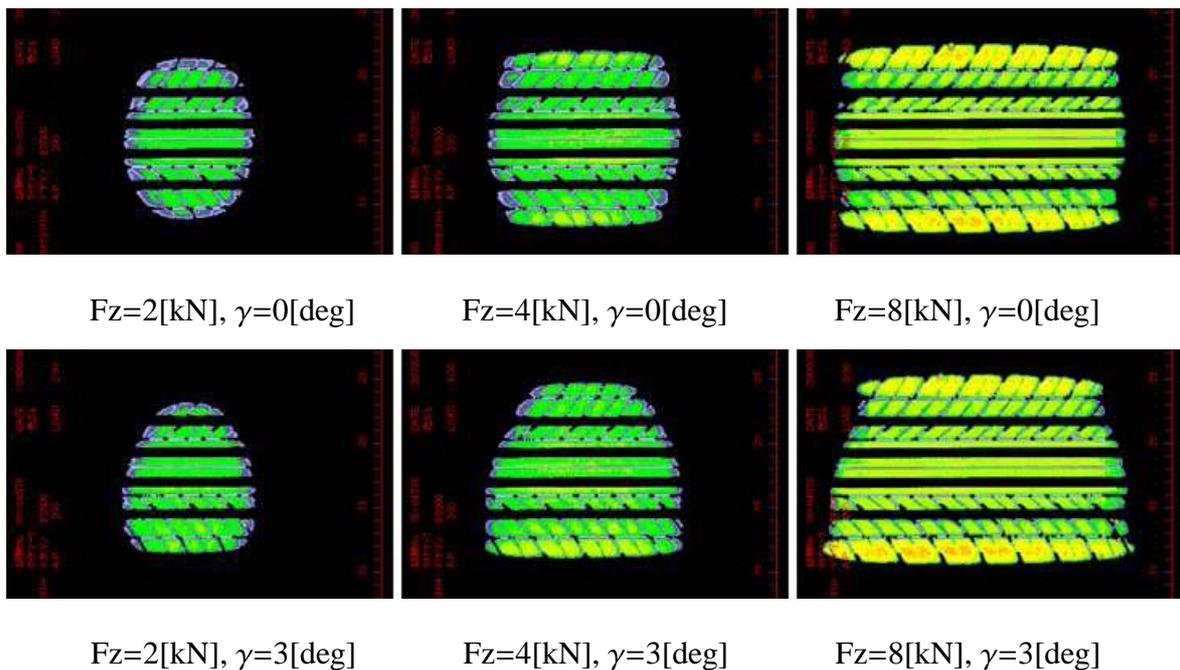


Fig. 5.23 The shape of contact area and contact pressure without camber angle (upper) and with camber angle (lower), Tire size: 195/65R15 91H, Inflation pressure: 200kPa

図 5.23 より，キャンバがついたときの接地面の状態を以下のように仮定する．

1. キャンバ角がついたときの接地面形状は台形に近似する
2. クラウン中央の接地長は，キャンバ角がついても変化しない

3. 接地圧は接地面内でほぼ均一である
4. タイヤ幅方向に分割されたブロック内における周方向接地分布については、 n 次の傾斜放物線関数は同一とする (図 5.24 参照)
5. キャンバ角が発生することによりタイヤが円弧を描いて回転するため、ベルトとトレッド面で等価的にスリップが生じキャンバスラストが発生する (図 5.25 参照)
6. キャンバ角がついたとき、タイヤにねじれ変形が生じることから、対地キャンバ角はねじれ変形分だけ減少する (図 5.26 参照)
7. 横力はスリップ角による変形から発生する横力とキャンバ角の起用による横力の合力となっており、それぞれの変形に関わるフィードバック機構は独立に作用しているものとする

これら仮定に基づき、接地面の定義とそれに基づくキャンバ角依存特性を含む前後力・横力・SATのモデルを導出する。

5.5.1 接地面形状と接地圧分布の定義

1. キャンバ角 γ と横ねじれ変形を考慮した修正キャンバ角 γ_e の関係

$$\gamma_e = \gamma + \frac{\eta F_{yy}}{G_{my}} \quad (5.39)$$

2. キャンバ角変化による接地長の相対変化比率 η

$$\eta = \frac{w}{l} \tan \beta = \frac{2hw}{l^2} \sin \gamma_e \quad (5.40)$$

3. 周方向接地圧分布を記述する n 次の傾斜放物線関数と関連する積分値の定義

$$D_{gsp}(\tilde{x}_1; n, q) = (1 - |2\tilde{x}_1 - 1|^n) \{1 - q(2\tilde{x}_1 - 1)\} \quad (5.41)$$

$$\hat{I}_0(a) = \frac{n+1}{n} \cdot F_z \int_a^1 D_{gsp}(\tilde{x}_1; n, q) d\tilde{x}_1 \quad (5.42)$$

$$\hat{I}_1(a) = \frac{n+1}{n} \cdot F_z \int_a^1 D_{gsp}(\tilde{x}_1; n, q) \left(\tilde{x}_1 - \frac{x_c}{l}\right) d\tilde{x}_1 \quad (5.43)$$

$$\hat{I}_2(a) = \frac{n+1}{n} \cdot F_z \int_a^1 D_{gsp}(\tilde{x}_1; n, q) (1 - \tilde{x}_1) d\tilde{x}_1 \quad (5.44)$$

5.5.2 キャンバ角がついたときの制動コーナリングモデル (接地形状が台形 $[|\eta| < 1]$ の時)1. キャンバスラスト F_{yy}

$$F_{yy} = -C_\gamma(1 + \eta^2) \sin \gamma_e \quad (5.45)$$

2. SAT によるサイドウォールのねじれ変形を考慮した実効スリップ角 α_e について

$$\alpha_e = \alpha - \frac{M_z}{G_{mz}} \quad (5.46)$$

3. 周方向接地圧分布に関する F_x のフィードバック群

$$q = q_0 - C_q F_x \quad (5.47)$$

$$\frac{x_c}{l} = \frac{1}{2} - C_{xc} F_x \quad (5.48)$$

4. 粘着限界相対座標 $r_h (= l_h/l)$ の決定 [$r_h < 0$ の時は $r_h = 0$ として以下の計算を実施]

$$2K_x r_h \left[S^2 + \left\{ \tan \alpha_e - \epsilon l F_{y\alpha} (1 - S) (1 - (1 - S) r_h) \right\}^2 \right]^{1/2} = \frac{n+1}{n} \cdot \mu_s F_z D_{gsp}(r_h; n, q) \quad (5.49)$$

5. 接地面内のすべり域でのすべり方向 θ

$$\theta = \tan^{-1} \left(\frac{\tan \alpha}{S} \right) \quad (5.50)$$

6. すべり摩擦係数 μ_d のすべり速度依存性

$$\mu_d(S, \alpha, V) = \mu_{d0} - a_v \cdot \frac{V \{1 + (S^2 - 1) \cos^2 \alpha\}^{1/2}}{1 - r_h} \quad (5.51)$$

7. 制動コーナリング時のタイヤ前後力

$$F_x(S, \alpha, \gamma, V) = K_x r_h^2 S \left(1 + \frac{\eta^2}{3}\right) + \mu_d(S, \alpha, V) \cos \theta \cdot \hat{I}_0(r_h) \quad (5.52)$$

8. 制動コーナリング時のタイヤ横力

$$F_{y\alpha}(S, \alpha, \gamma, V) = 2K_y \int_0^{r_h} \left[\tilde{x}_1 \left(1 + \frac{\eta^2}{3}\right) \tan \alpha_e - \epsilon l F_{y\alpha} (1 - S) \tilde{x}_1 \{1 - (1 - S) \tilde{x}_1\} (1 + \eta^2) \right] d\tilde{x}_1 \\ + \mu_d(S, \alpha, V) \sin \theta \cdot \hat{I}_0(r_h) \quad (5.53)$$

$$F_y = F_{y\alpha} + F_{yy} \quad (5.54)$$

9. 制動コーナリング時の SAT

$$M_z(S, \alpha, \gamma, V) = 12A_s \int_0^{r_h} \left[\tilde{x}_1 \left(1 + \eta^2\right) \tan \alpha_e - \epsilon l F_{y\alpha} (1 - S) \tilde{x}_1 \{1 - (1 - S) \tilde{x}_1\} \left(1 + 2\eta^2 + \frac{\eta^4}{5}\right) \right] \\ \left(\tilde{x}_1 - \frac{x_c}{l} \right) d\tilde{x}_1 \\ + \mu_d(S, \alpha, V) l \sin \theta \left(1 + \frac{\eta^2}{3}\right) \hat{I}_1(r_h) \\ + \frac{w\eta}{3} \left\{ K_x r_h^2 S + \frac{\mu_d(S, \alpha, V) \cos \theta}{2} \cdot \hat{I}_0(r_h) \right\} \\ - r_h \tan \alpha_e \left\{ 4A_s r_h^2 S \left(1 + \eta^2\right) + \frac{\mu_d(S, \alpha, V) l \cos \theta}{1 - r_h} \left(1 + \frac{\eta^2}{3}\right) \hat{I}_2(r_h) \right\} \quad (5.55)$$

5.5.3 キャンバ角がついたときの駆動コーナリングモデル(接地形状が台形 $[\eta] < 1]$ の時)

5.5.2 項で示した制動時コーナリングモデルの構成式と重複する式を除いて下記に示す.

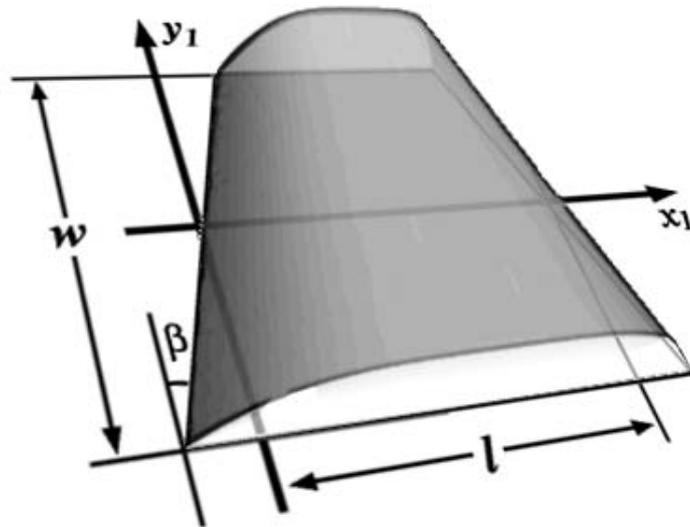


Fig. 5.24 Modeling of contact area

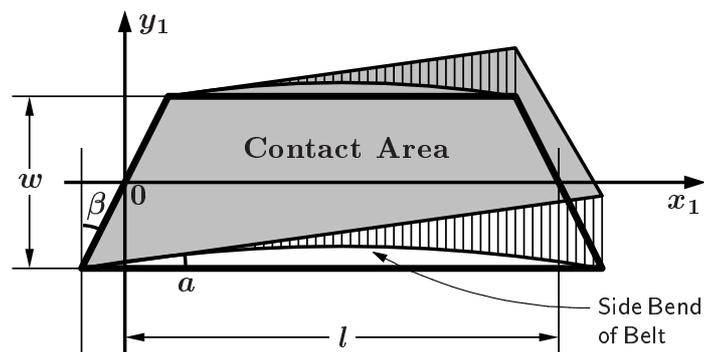
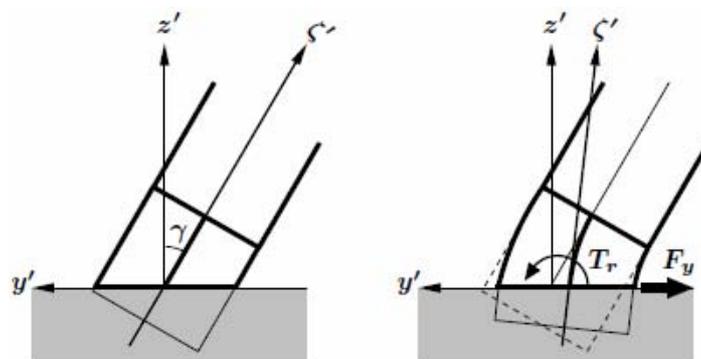
Fig. 5.25 Deformation of contact area as cornering with camber angle γ 

Fig. 5.26 Tire deformation without side torsional stiffness(left) and with torsional stiffness(right)

4. 粘着限界相対座標 $r_h (= l_h/l)$ の決定 [$r_h < 0$ の時は $r_h = 0$ として以下の計算を実施]

$$2K_x r_h \left[S^2 + \left\{ (1+S) \tan \alpha_e - \epsilon l F_{y\alpha} (1-r_h) \right\}^2 \right]^{1/2} = \frac{n+1}{n} \cdot \mu_s F_z D_{gsp}(r_h; n, q) \quad (5.49a)$$

5. 接地面内のすべり域でのすべり方向 θ

$$\theta = \tan^{-1} \left(\frac{(1+S) \tan \alpha}{S} \right) \quad (5.50a)$$

8. 駆動コーナリング時のタイヤ横力

$$F_{y\alpha}(S, \alpha, \gamma, V) = 2K_y \int_0^{r_h} \left[\tilde{x}_1 (1+S) \left(1 + \frac{\eta^2}{3} \right) \tan \alpha_e - \epsilon l F_{y\alpha} \tilde{x}_1 (1-\tilde{x}_1) (1+\eta^2) \right] d\tilde{x}_1 \\ + \mu_d(S, \alpha, V) \sin \theta \cdot \hat{I}_0(r_h) \quad (5.53a)$$

$$F_y = F_{y\alpha} + F_{yy} \quad (5.54a)$$

9. 駆動コーナリング時の SAT

$$M_z(S, \alpha, \gamma, V) = 12A_s \int_0^{r_h} \left[\tilde{x}_1 (1+S) (1+\eta^2) \tan \alpha_e - \epsilon l F_{y\alpha} \tilde{x}_1 (1-\tilde{x}_1) \left(1 + 2\eta^2 + \frac{\eta^4}{5} \right) \right] \\ \left(\tilde{x}_1 - \frac{x_c}{l} \right) d\tilde{x}_1 \\ + \mu_d(S, \alpha, V) l \sin \theta \left(1 + \frac{\eta^2}{3} \right) \hat{I}_1(r_h) \\ + \frac{w\eta}{3} \left\{ K_x r_h^2 S + \frac{\mu_d(S, \alpha, V) \cos \theta}{2} \cdot \hat{I}_0(r_h) \right\} \\ - r_h \tan \alpha_e \left\{ 4A_s r_h^2 S (1+\eta^2) + \frac{\mu_d(S, \alpha, V) l \cos \theta}{1-r_h} \left(1 + \frac{\eta^2}{3} \right) \hat{I}_2(r_h) \right\} \quad (5.55a)$$

5.5.4 キャンバ角がついたときの制動コーナリングモデル (接地形状が三角形 [$|\eta| \geq 1$] の場合)

前項と同様に, 5.5.2 項で示した制動時コーナリングモデルの構成式と重複する式を除いて下記に示す.

1. キャンバスラスト F_{yy}

$$F_{yy} = -\frac{C_\gamma (1+|\eta|)^4}{8|\eta|} \sin \gamma_e \quad (5.45b)$$

4. 粘着限界の相対座標 $r_h (= lh/l)$ の決定 ($r_h < 0$ となるときは $r_h = 0$ として以降の計算を行う)

$$2K_x r_h \left[S^2 + \left\{ \tan \alpha_e - \epsilon l F_{y\alpha} (1-S) (1 - (1-S) r_h) \right\}^2 \right]^{1/2} = \frac{n+1}{n} \cdot \mu_s F_z \cdot \frac{4|\eta|}{(1+|\eta|)^2} D_{gsp}(r_h; n, q) \quad (5.49b)$$

7. 制動コーナリング時のタイヤ前後力

$$F_x(S, \alpha, \gamma, V) = K_x r_h^2 S \cdot \frac{(1+|\eta|)^3}{6|\eta|} + \mu_d(S, \alpha, V) \cos \theta \cdot \frac{4|\eta|}{(1+|\eta|)^2} \cdot \hat{I}_0(r_h) \quad (5.52b)$$

8. 制動コーナリング時のタイヤ横力

$$F_{y\alpha}(S, \alpha, \gamma, V) = \frac{K_y}{3|\eta|} \int_0^{r_h} \left[\tilde{x}_1 (1+|\eta|)^3 \tan \alpha_e - \frac{3}{4} \epsilon l F_y (1-S) \tilde{x}_1 \{1 - (1-S) \tilde{x}_1\} (1+|\eta|)^4 \right] d\tilde{x}_1 \\ + \mu_d(S, \alpha, V) \sin \theta \cdot \frac{4|\eta|}{(1+|\eta|)^2} \cdot \hat{I}_0(r_h) + F_{yy} \cos \alpha \quad (5.53b)$$

$$F_y = F_{y\alpha} + F_{yy} \quad (5.54b)$$

9. 制動コーナリング時の SAT

$$M_z(S, \alpha, \gamma, V) = \frac{3A_s}{2|\eta|} \int_0^{r_h} \left[\tilde{x}_1 (1+|\eta|)^4 \tan \alpha_e - \frac{4}{5} \epsilon l F_{y\alpha} (1-S) \tilde{x}_1 \{1 - (1-S) \tilde{x}_1\} (1+|\eta|^5) \right] \\ \left(\tilde{x}_1 - \frac{x_c}{l} \right) d\tilde{x}_1 \\ + \mu_d(S, \alpha, V) l \sin \theta \cdot \frac{2(1+|\eta|)}{3|\eta|} \cdot \hat{I}_1(r_h) \\ + \frac{w}{48\eta} \left\{ K_x r_h^2 S \cdot \frac{(1+|\eta|)^3 (3|\eta| - 1)}{|\eta|} + 8\mu_d(S, \alpha, V) \cos \theta (1 - 2|\eta|) \cdot \hat{I}_0(r_h) \right\} \\ - r_h \tan \alpha_e \left\{ A_s r_h^2 S \cdot \frac{(1+|\eta|)^4}{2|\eta|} + \frac{\mu_d(S, \alpha, V) l \cos \theta}{1 - r_h} \cdot \frac{(1+|\eta|)^3}{6|\eta|} \cdot \hat{I}_2(r_h) \right\} \quad (5.55b)$$

5.5.5 キャンバ角がついたときの駆動コーナリングモデル(接地形状が三角形 $[|\eta| \geq 1]$ の場合)

前項と同様に、5.5.2 項で示した制動時コーナリングモデルの構成式と重複する式を除いて下記に示す。

1. キャンバスラスト F_{yy}

$$F_{yy} = -\frac{C_\gamma (1 + |\eta|)^4}{8|\eta|} \sin \gamma_e \quad (5.45c)$$

4. 粘着限界相対座標 $r_h (= l_h/l)$ の決定 [$r_h < 0$ の時は $r_h = 0$ として以下の計算を実施]

$$2K_x r_h \left[S^2 + \left\{ (1 + S) \tan \alpha_e - \epsilon l F_{y\alpha} (1 - r_h) \right\}^2 \right]^{1/2} = \frac{n+1}{n} \cdot \mu_s F_z \cdot \frac{4|\eta|}{(1+|\eta|)^2} D_{gsp}(r_h; n, q) \quad (5.49c)$$

5. 接地面内のすべり域でのすべり方向 θ

$$\theta = \tan^{-1} \left(\frac{(1 + S) \tan \alpha}{S} \right) \quad (5.50c)$$

7. 駆動コーナリング時のタイヤ前後力

$$F_x(S, \alpha, \gamma, V) = K_x r_h^2 S \cdot \frac{(1 + |\eta|)^3}{6|\eta|} + \mu_d(S, \alpha, V) \cos \theta \cdot \frac{4|\eta|}{(1 + |\eta|)^2} \cdot \hat{I}_0(r_h) \quad (5.52c)$$

8. 駆動コーナリング時のタイヤ横力

$$F_{y\alpha}(S, \alpha, \gamma, V) = \frac{K_y}{3|\eta|} \int_0^{r_h} \left[\tilde{x}_1 (1 + S) (1 + |\eta|)^3 \tan \alpha_e - \frac{3}{4} \epsilon l F_{y\alpha} \tilde{x}_1 (1 - \tilde{x}_1) (1 + |\eta|)^4 \right] d\tilde{x}_1 \\ + \mu_d(S, \alpha, V) \sin \theta \cdot \frac{4|\eta|}{(1 + |\eta|)^2} \cdot \hat{I}_0(r_h) \quad (5.53c)$$

$$F_y = F_{y\alpha} + F_{yy} \quad (5.54c)$$

9. 駆動コーナリング時の SAT

$$M_z(S, \alpha, \gamma, V) = \frac{3A_s}{2|\eta|} \int_0^{r_h} \left[\tilde{x}_1 (1 + S) (1 + |\eta|)^4 \tan \alpha_e - \frac{4}{5} \epsilon l F_{y\alpha} \tilde{x}_1 (1 - \tilde{x}_1) (1 + |\eta|)^5 \right] \left(\tilde{x}_1 - \frac{x_c}{l} \right) d\tilde{x}_1 \\ + \mu_d(S, \alpha, V) l \sin \theta \cdot \frac{2(1 + |\eta|)}{3|\eta|} \cdot \hat{I}_1(r_h) \\ + \frac{w}{48\eta} \left\{ K_x r_h^2 S \cdot \frac{(1 + |\eta|)^3 (3|\eta| - 1)}{|\eta|} + 8\mu_d(S, \alpha, V) \cos \theta (1 - 2|\eta|) \cdot \hat{I}_0(r_h) \right\} \\ - r_h \tan \alpha_e \left\{ A_s r_h^2 S \cdot \frac{(1 + |\eta|)^4}{2|\eta|} + \frac{\mu_d(S, \alpha, V) l \cos \theta}{1 - r_h} \cdot \frac{(1 + |\eta|)^3}{6|\eta|} \cdot \hat{I}_2(r_h) \right\} \quad (5.55c)$$

ここで求めた式による計算フローを，図 5.27 に示す．計算手順としては，1 ステップ前の前後力 F_x ，横力 F_y ，および SAT M_z を用いて，入力条件となる接地圧分布・真のスリップ角などを算出し，その値を用いて前後力など求める値を導く．

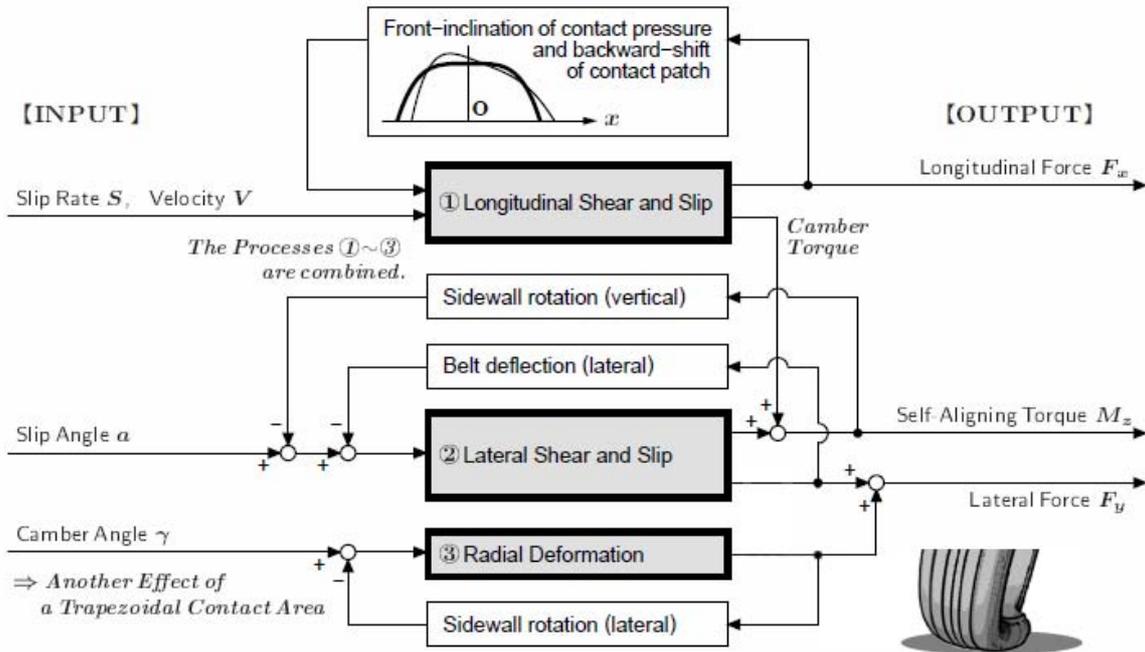


Fig. 5.27 Calculation of longitudinal force F_x , lateral force F_y and SAT M_z under combined slip with camber angle condition using Neo-FIALA tire model

5.6 拡張Neo-FIALAモデルの検証

今回のモデルの検証を行うため、キャンバ角変化を伴うタイヤ特性と比較する。

比較に用いたタイヤは、中型乗用車に用いられているタイヤである。タイヤの計測にはフラットベルト式室内試験機を用いた。タイヤモデルはPure Slip下でのデータさえあればモデル構築ができるが、キャンバ角を一定の値でデータをとることが車両を使った実験結果からでは得られないことから、今回タイヤモデルの比較を純粋に行うためタイヤ試験機を用いてデータを計測した。

最初に、キャンバ角のない状態で計測したPure Slip条件下での計測結果を用いてベースモデルの係数をいくつか求めた。その後、今回開発したモデルを用いて、キャンバ角の影響を加えたモデルを作成し、実験結果と比較した。

求めたベースモデルのパラメータを表5.11, 表5.12に示す。このうち、表5.11はタイヤ固有のパラメータで荷重に依存しない値、表5.12は荷重に依存する値となっている。また表の中で、接地長 l や接地幅 w およびタイヤ中心高さ h は計測時の値を用いている。

また、このパラメータを求めた結果のベースモデルと計測結果との比較を図5.28, 図

Table 5.11 Parameters of base model [Tire size: 205/55R16 89V, Inflation pressure: 230kPa, Velocity: 80km/h]

Symbol	Unit	Value
C_y	kN/m ³	9.23x10 ⁴
C_z	kN/m ³	7.96x10 ⁴
ϵ	1/kNm	2.18x10 ⁻²
G_{my}	kNm/rad	3.68x10 ⁻¹
G_{mz}	kNm/rad	1.16x10 ¹

Table 5.12 Parameters of base model [Tire size: 205/55R16 89V, Inflation pressure: 230kPa, Velocity: 80km/h]

Symbol	Unit	Value		
		Fz:2.2kN	Fz:4.0kN	Fz:5.7kN
l	m	0.0824	0.1164	0.1467
w	m	0.1612	0.1612	0.1612
h	m	0.3048	0.2971	0.2898
n	-	3.509	4.000	5.353
q	-	0.073	0.315	0.722
K_y	kN	46.03	91.10	140.96
C_γ	kN	1.899	5.352	10.724
μ_s	-	1.561	1.609	2.291
μ_d	-	1.016	0.942	0.705

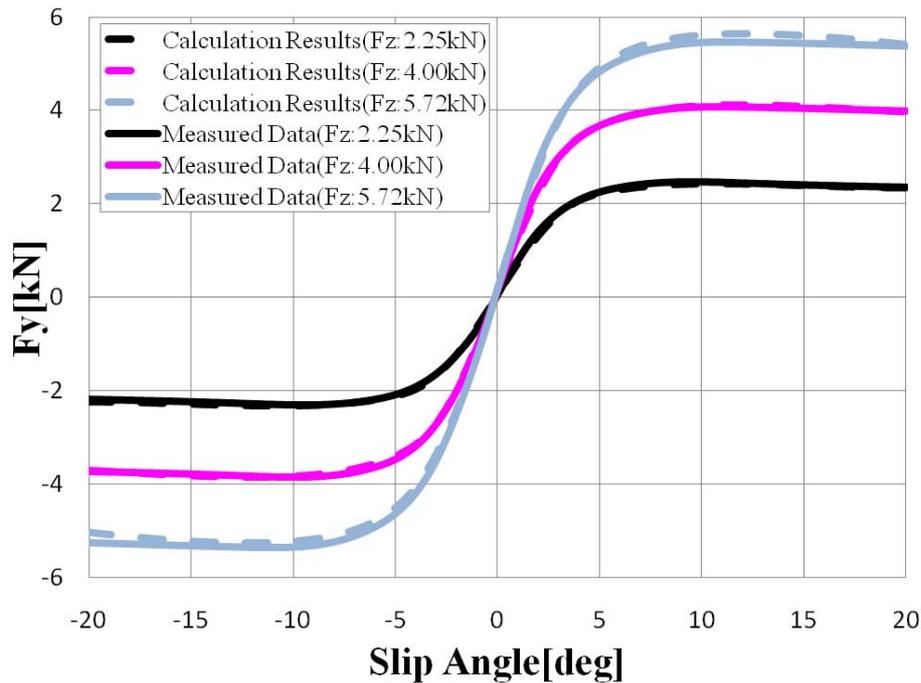


Fig. 5.28 Compare lateral force with base model and measured results

5.29 に示す．ベースモデルと計測結果を比較すると，横力に関してはほぼ計測値と同じ結果が得られている．SAT に関しては，スリップ角の大きな領域でモデルと計測結果の誤差が大きくなる傾向がみられる．これはタイヤ表面温度の影響を少なくするために比較的早い速度でスリップ角をつける計測条件にしているために，タイヤの慣性モーメントの影響で計測器系に発生するトルクがデータに載っていることから生じる誤差も含まれているからと考えられる．

次に，本研究の目的である，解析モデルから導き出されたキャンバ角の影響を実験結果と比較する．図 5.30 および図 5.31 が横力に関する計算結果および実験結果を，図 5.32 と図 5.33 が SAT に関する結果である．

この結果を見ると，以下のことがわかる．

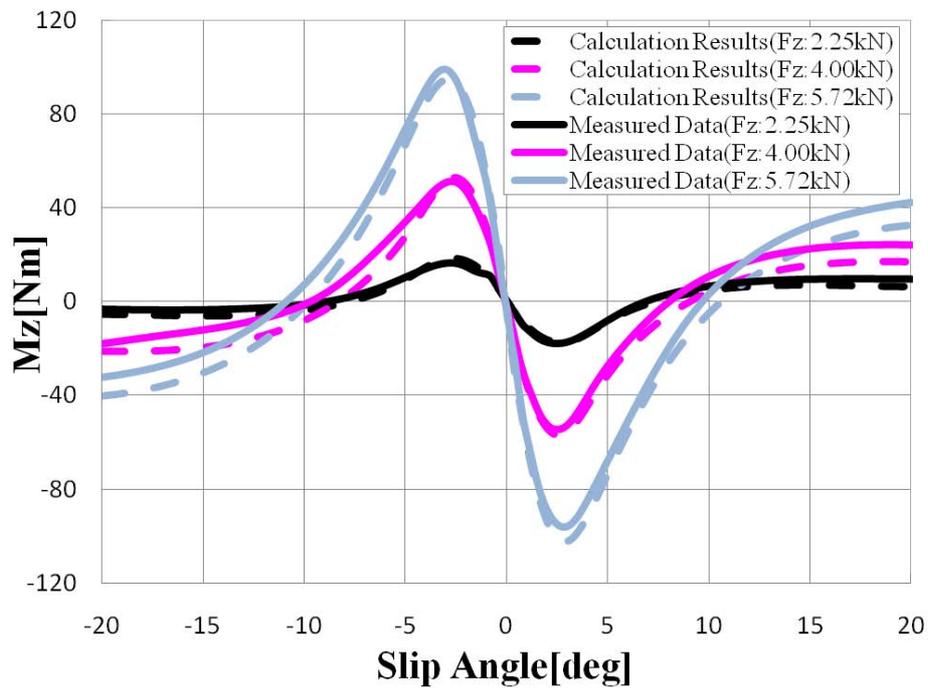


Fig. 5.29 Compare SAT with base model and measured results

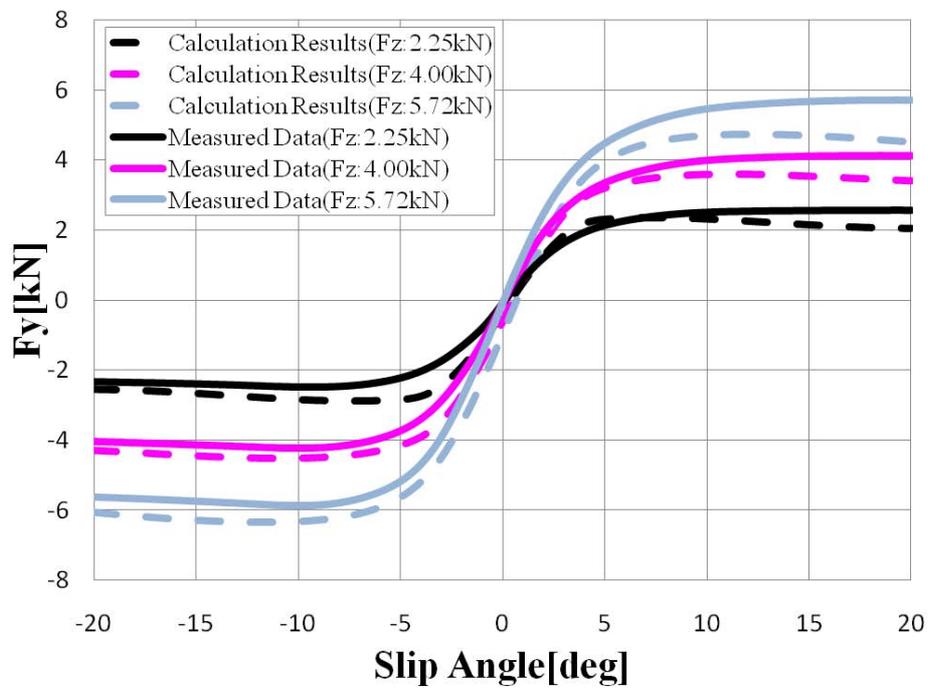


Fig. 5.30 Compare lateral force with calculation results and measured data [Camber angle: 4deg]

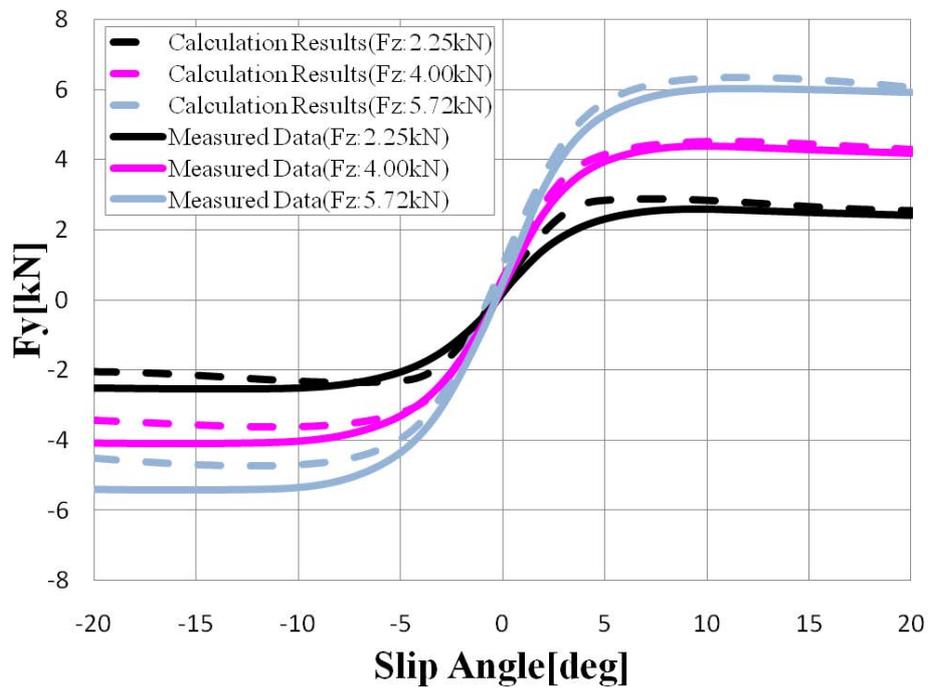


Fig. 5.31 Compare lateral force with calculation results and measured data [Camber angle: -4deg]

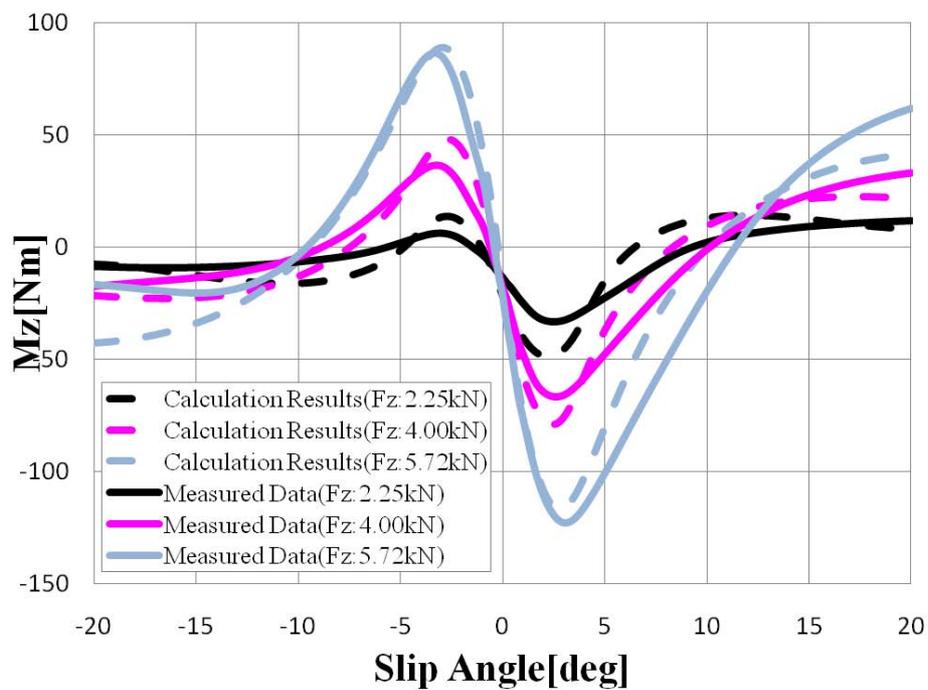


Fig. 5.32 Compare SAT with calculation results and measured data [Camber angle: 4deg]

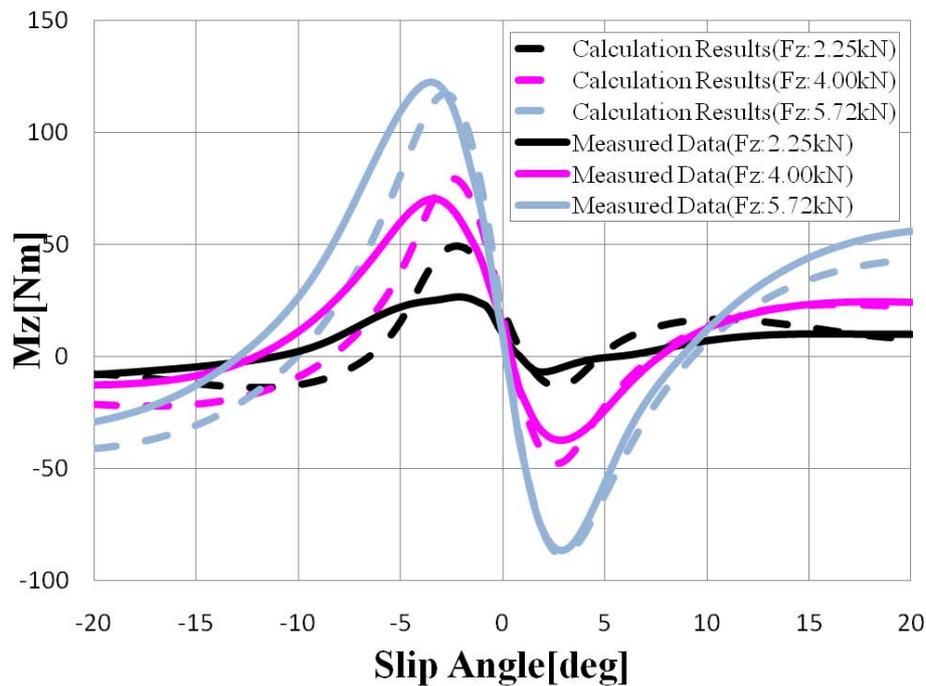


Fig. 5.33 Compare SAT with calculation results and measured data [Camber angle: -4deg]

1. Neo-FIALA 横力モデルについては、キャンバ角が正の領域ではスリップ角が正の領域で、キャンバ角が負の領域ではスリップ角が負の領域でそれぞれモデルの一致度が悪くなる
2. 同モデルで低荷重域と高荷重域を比較すると、低荷重域での実験結果との一致度が高荷重域に比較して悪い
3. Neo-FIALA SAT モデルにおいても Neo-FIALA 横力モデルと同様の傾向が見られる

これらの問題点に関して考察を行うと、次のようなことが考えられる。

低荷重域での実験結果とモデルとの差が大きくなっている原因の一つには、低荷重域で接地圧分布に偏在がでている可能性が考えられる。特に低荷重域では接地面が台形から三角形に変化しやすいことから、これによる偏在が起きている可能性が高い。

また、スリップ角の大きな領域では、キャンバ角がつくことによるタイヤ接地面の变形や接地圧偏在が当初想定していたものより大きくなっていると考えられ、その結果がモデルと実験結果との不一致を生んでいると考えられる。

以上のことより、モデルの精度を高めるためには、低荷重域での接地圧分布並びにスリップ角が大きくキャンバ角がついた状態での接地圧分布について計測して検証する必要がある。

実際の車両運動解析を想定すると、旋回外輪での特性が車両運動に大きく寄与している。また、車両の動きから考えるとスリップ角が正の領域ではキャンバ角が正になる状況が多い(3章参照)ため、今回得られた結果で高荷重域に於けるキャンバ角変化に伴う横力変化の影響が異なる点について、接地圧分布の偏在がどのようになっているかを検証する必要があると思われる。

5.7 まとめ

FIALA model を拡張し、

- SATによるベルトの擦れを考慮することによるフィードバック機構をタイヤ発生力モデルに加える
- タイヤの圧力分布を2次の放物線から n 次の傾斜放物線関数を用いることでタイヤの接地面内の荷重分布を表現する
- キャンバ角がついたときのタイヤのキャンバスラスト接地面の変形を考慮したタイヤ発生力のモデルを構築した

ことで、実験同定モデルのような大量のデータをもとにタイヤモデルを構築することなく、前後方向と横方向のPure Slip条件下でのデータをもとにCombined Slip条件下のタイヤモデルを構築する手法を構築することができた。検証実験の結果、キャンバ角依存のモデルについては考慮すべき点は若干残っているものの、Combined Slip条件下のタイヤ特性をモデルから構築することが可能となった。

これにより、室内試験機によるコーナリング特性計測結果と、実路で計測されているタイヤの前後方向摩擦特性計測結果、ならびに室内で計測しているタイヤの接地面計測などの静的な特性試験結果をあわせることで、Combined Slip条件下のタイヤ特性を予測することが可能となる事がわかり、本研究の目的であった、実験工数の削減と精度向上を目指したタイヤモデルの構築という目的を達成することができた。

第6章 結 言

本論文は六つの章から構成されている。以下は各章の結論である。

第1章では、タイヤ力学モデルの歴史・分類と本研究の課題と目的、概要について述べた。

第2章では、車両運動特性とタイヤ力学特性との関係を示すために、車両運動特性の解析事例をタイヤ特性と合わせて示した上で、研究対象とするタイヤモデルの代表的な研究である、FIALA model と Magic Formula についてそのモデルの構造などを示し、このモデルの改良すべき点などについて述べた。

第3章では、Magic Formula をベースにしたタイヤモデルの構築で問題になる、室内試験機と車両が走行している路面との違いを明らかにするため、実車走行時の計測データを用いたタイヤモデルの構築を行った。この実験方法、タイヤモデル構築に関する各種問題点、検証実験などをあわせて示した。この手法で、Magic Formula タイヤモデルのパラメータ同定方法を改良するとともに、実路試験時の問題点なども明らかにした。さらに、実路試験と室内試験機の結果を比較することでそれぞれの路面状況に置ける特性差を明らかにした。これにより、室内試験結果を上記の特性差を考慮して補正することでより実車試験の結果に近いシミュレーション結果が得られる。

第4章では、季節の違いで実車性能試験に差が出ることに着目し、タイヤの表面温度がタイヤ力に影響を与えることを計測によって示した後、温度依存性を考慮したタイヤモデルを構築した。また、そのモデルについて室内試験機を用いて検証し、実用的に使うことができるモデルであることを確認した。このモデルは、単に乗用車のタイヤのみならず、レース用のタイヤでも同様に扱うことができるため、レース車両のシミュレーションなどにも実際に活用されている。また、近年ではこのモデルを若干拡張したモデルで実験結果との対比が行われており⁽⁹⁴⁾、またタイヤメーカーでも同様の解析が行われていることを確認している。

第5章では、物理特性モデルの代表例である FIALA model を拡張して SAT の特性などを合わせるとともに、実験同定の手法を取り入れることで、自動車メーカーなど

で通常計測を行っている実験データを組み合わせることで車両運動用シミュレーションに活用できる Combined Slip のタイヤモデルも構築できるような改良を行った。これにより、実験工数の低減と精度向上を目指したタイヤモデルの構築という目的を達成することができた。

本論文で示した実験手法は経験的に得られた手法をまとめており、それゆえに各種評価に用いることが可能である。また、ここで得られた内容については、一部を既に製品開発の実験に適用されている。

今回求めたタイヤモデルに関して、Magic Formula を改良した温度依存性を考慮したタイヤモデルは、Magic Formula モデルが車両運動解析のシミュレーションソフトにインターフェイスを持つことが多いことから、車両運動解析ソフトに組み込んで実際の車両開発などで活用が可能である。先に示したように、この温度依存性を考慮したタイヤモデルは乗用車のみならずレースカーでのシミュレーションなどの現場に既に活用されており、有用性が確認されている。

また、物理特性モデルと実験同定の手法を組み合わせた Neo-FIALA タイヤモデルは、タイヤの設計値との対比がわかりやすいことから、主にタイヤ設計の初期段階での力学特性設計に活用されている。このモデルでの出力を Magic Formula タイヤモデルでパラメータ同定を行うことで、タイヤの初期設計段階での特性を用いて車両運動解析につなげることが可能となり、ひいてはタイヤ設計段階で車両運動性能の予測が可能となることから、タイヤ-車両系でのシステムティックな開発が進み、ひいては車両開発時間の短縮が見込まれる。

最後に、タイヤ力学特性モデルの今後の展望について示す。

近年のコンピュータの進歩に伴い、タイヤ特性モデルはより複雑な物理特性モデルを比較的短い時間で解くことが可能となってきている。例えば、FTire は近年のプログラムの改良などから、パーソナルコンピュータを用いた解析でも実時間の倍程度の時間でタイヤ特性を計算することが可能となってきており、比較的短時間で車両運動特性を解析することが可能となってきている。

しかしながら、タイヤの設計に活用されている FEM モデルと融合することは今のコンピュータの能力からするとまだ困難である。それ故、タイヤ開発を行う設計者と車両開発を行う設計者が同じレベルで話をするのがまだむずかしい状況となっている。

そこで、車両設計の初期段階でタイヤ設計者と意思疎通を図るために、物理特性モデルによるタイヤ設計値へのフィードバックが可能な実験同定モデルなどが重要と考

える．今回のアプローチにおいては，その一つの方法として車両設計者には比較的身近な Magic Formula とタイヤ設計者にとって比較的身近な FIALA Model との連携を図って対応を行ったが，いずれにしてもその間のパラメータのコンバートなどを行う必要があり，そのためには双方の特性を理解したエンジニアが間に入る必要がある．

今後の課題としては，この仲介者が入らなくてもタイヤ設計者と車両設計者との意思疎通を図ることができるタイヤモデルの構築，あるいはコンバートを行うツールの開発が必要で，その開発が進めば車両の開発初期段階でより現実的なタイヤ力学特性の提示が可能となり車両開発工数のさらなる削減が可能と考える．

謝 辞

この論文は筆者が(株)豊田中央研究所にて1987年から2009年にかけて行ってきた研究をまとめたものである。

名古屋大学名誉教授 太田博博士には、折に触れて懇切丁寧なご指導を賜りました。太田名誉教授には筆者の学生時代にいろいろご指導を賜り、実験のおもしろさや研究の進め方など、研究者としての第一歩をお教えいただきました。さらに本論文の執筆を勧めていただきましたのも、太田名誉教授でした。先ず以て深く感謝の意を表します。

論文の作成にあたっては、名古屋大学エコトピア科学研究所 教授 大日方五郎博士，名古屋大学大学院 航空宇宙工学専攻 航空宇宙工学分野 教授 山田克彦博士，名古屋大学大学院 機械理工学専攻 電子機械工学分野 教授 鈴木達也博士，並びに名古屋大学大学院 機械理工学専攻 機械情報システム工学分野 准教授 水野幸治博士から多くのご助言を賜りました。厚く御礼申し上げます。

また、このような論文作成の機会を与えていただきました(株)豊田中央研究所 取締役副所長 菊池昇博士，同所 取締役 浅野勝宏博士，情報管理室 森信行博士(元 CAE 推進室長)，先端研究センター 先端統括室長 光嶋康一氏(前 研究推進部長)，知的財産部長 中西広吉博士，情報管理室長 本郷武朗氏には深く感謝いたします。

また、本研究を遂行するにあたり共に研究を行った同所 車両・生体システム研究部主任研究員 羽田昌敏博士，同部主任研究員 高橋俊道氏，トヨタ自動車(株) 制御システム先行開発部主幹 酒井英樹博士，同社 シャシー開発部グループマネージャー 大山鋼造氏，同社 シャシー機能設計部主任 磯村吉高氏，横浜ゴム(株) 構造解析研究室長 宮下直士博士ならびに故 加部和幸博士の皆様には多大なる協力を頂きました。ここに深く感謝の意を表します。

タイヤ研究を行うにあたり、実験などでの協力並びに各種助言を賜りました，トヨタ自動車(株) 商品統括部 グループマネージャー 原口哲之理氏，同社 レクサスセンター 主査 古賀裕一氏，同社 シャシー開発部 シニアスタッフエンジニア 山本真規氏，同社 シャシー開発部 主幹 村上英樹氏，同社 車両技術開発部 スキルドパートナー 小林史郎

氏，シニアエキスパート 小山孝博氏，鹿島真治氏には厚く御礼申し上げます。

さらに，入社以来車両運動解析分野にてご指導を賜りました，(株)豊田中央研究所 取締役 三木一生氏，香川大学工学部 知能機械システム工学科 教授 土居俊一博士(元(株)豊田中央研究所 感性人間行動部長)，(株)豊田中央研究所 主任技師福井勝彦氏，同所 技師 武井一剛氏，石黒陸雄氏(元(株)豊田中央研究所 車両・安全・ITS センター)，林靖享 博士(元(株)豊田中央研究所 取締役)，中央精機(株)専務取締役 佐藤幸治氏(元トヨタ自動車(株)第1車両技術部部長)には心より御礼申し上げます。

また，本研究を遂行するにあたりいろいろなサポートや協力を頂きました，(株)豊田中央研究所 車両・生体システム研究部の方々，同所 知的財産部 情報管理室 CAE 推進 G のの方々にも厚く御礼申し上げます。

最後になりますが，本論文を作成中にいろいろなサポートや気遣いをかけた家族にも深く感謝します。

2010年10月25日

参考文献

- (1) 水野雅彦, 土居俊一, 天野也寸志, 松永継春, 石黒陸雄, 林靖享: “アクティブ操舵・懸架系制御による車両運動性能の評価”, 自動車技術会学術講演会前刷集, 第 901 巻, pp. 165–168 (1990).
- (2) 土居俊一, 林靖享, 天野也寸志, 安田栄一, 水野雅彦: “車両懸架系, 操舵系における振動と運動の制御”, 日本機械学会論文集 (C 編), Vol. 57, No. 534, pp. 606–613 (1991).
- (3) M. Mizuno, T. Takahashi and M. Hada: “**Magic Formula Tire Model Using the Measured Data of a Vehicle Running on Actual Road**”, In *Proceedings of International Conference on Advanced Vehicle Control 1998*, pp. 329–334, Nagoya, JAPAN (1998), AVEC '98 Organizing Committee in Society of Automotive Engineers of Japan.
- (4) 水野雅彦, 高橋俊道, 羽田昌敏: “実走行時タイヤデータを用いたモデル化手法”, 豊田中央研究所 R&D レビュー, Vol. 34, No. 3, pp. 39–46 (1999).
- (5) 羽田昌敏, 高橋俊道, 水野雅彦, 星野光弘, 楠秀樹: “実走行データを用いたタイヤ横力モデル化手法の開発”, 自動車技術会学術講演会前刷集, No. 101-99, pp. 5–8 (1999).
- (6) 水野雅彦, 酒井英樹, 大山鋼造, 磯村吉高: “温度依存性を考慮したタイヤモデルの開発”, 自動車技術会学術講演会前刷集, No. 33-03, pp. 11–14 (2003).
- (7) 水野雅彦, 酒井英樹, 大山鋼造, 磯村吉高: “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”, 日本機械学会第 12 回交通物流部門大会 講演論文集, No. 03-51, pp. 115–118 (2003).

- (8) M. Mizuno: “**Development of Tire Side Force Model Based on “Magic Formula” with the Influence of Tire Surface Temperature**” , *Toyota CRDL R&D Review*, Vol. 38, No. 4, pp. 17–22 (2004).
- (9) M. Mizuno, H. Sakai, K. Oyama and Y. Isomura: “**The Development of Tire Lateral Force Model Considering the Dependence of Surface Temperature of Tire**” , *Review of Automotive Engineering*, Vol. 25, No. 2, pp. 227–230 (2004).
- (10) M. Mizuno, H. Sakai, K. Oyama and Y. Isomura: “**The Development of The Tire Side Force Model Considering The Dependence of Surface Temperature of Tire**” , In *Proceedings of the 18th IAVSD Symposium on Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks, Supplement to Vehicle System Dynamics*, Vol. 41, pp. 361–370 (2004).
- (11) M. Mizuno, H. Sakai, K. Oyama and Y. Isomura: “**Development of a tire force model incorporating the influence of the tyre surface temperature**” , In *Proceedings of the 3rd International Colloquium on Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis, Supplement to Vehicle System Dynamics*, Vol. 43, pp. 395–402 (2005).
- (12) 水野雅彦, 酒井英樹, 大山鋼造, 磯村吉高: “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”, 日本機械学会論文集 (C 編), Vol. 71, No. 711, pp. 3208–3215 (2005).
- (13) 水野雅彦, 宮下直士, 加部和幸: “車両運動用タイヤモデルの作成方法 - Pure 条件下でのタイヤデータを用いた Fullset タイヤモデルへの拡張 -”, 自動車技術会 秋期学術講演会前刷集, No. 123-07, pp. 1–6 (2007).
- (14) 水野雅彦, 宮下直士, 加部和幸: “車両運動用タイヤモデルの作成方法 - Pure 条件下でのタイヤデータを用いた Fullset タイヤモデルへの拡張 -”, 自動車技術会 論文集, Vol. 39, No. 2, pp. 45–50 (2008).
- (15) 水野雅彦: “解析モデルと実験同定モデルを組み合わせたタイヤモデルの開発”, 日本機械学会 第 18 回交通物流部門大会 講演論文集, No. 09-65, pp. 125–128 (2009).
- (16) 水野雅彦: “解析モデルと実験同定モデルを組み合わせたタイヤモデルの開発”, 日本機械学会論文集 (C 編), Vol. 76, No. 770, pp. 2402–2409 (2010).

- (17) H.B. Pacejka: **Tyre and Vehicle Dynamics** , Butterworth-Heinemann (2002), 627p.
- (18) 酒井秀男 : タイヤ工学 , グランプリ出版 (1987), 426p.
- (19) E. Frank: “**Grundlagen zur Berechnung der Seitenführungskennlinien von Reifen**” , *Kautchuk und Gummi*, Vol. 18, No. 8, pp. 515–533 (1965).
- (20) 酒井秀男 : “スノー・タイヤの駆動および制動特性” , 自動車技術, Vol. 20, No. 8, pp. 753–759 (1966).
- (21) 酒井秀男 : “コーナリングフォースにおよぼす制動力および駆動力の影響の理論的考察” , 自動車技術, Vol. 23, No. 10, pp. 982–988 (1969).
- (22) H. Sakai: “**Theoretical and Experimental Studies on the Dynamic Properties of Tyres. Part 1: Review of Theories of Rubber Friction**” , *International Journal of Vehicle Design*, Vol. 2, No. 2, pp. 78–110 (1981).
- (23) H. Sakai: “**Theoretical and Experimental Studies on the Dynamic Properties of Tyres. Part 2: Experimental Investigation of Rubber Friction and Deformation of a Tyre**” , *International Journal of Vehicle Design*, Vol. 2, No. 3, pp. 182–226 (1981).
- (24) H. Sakai: “**Theoretical and Experimental Studies on the Dynamic Properties of Tyres. Part 3: Calculation of the Six Components of Force and Moment of a Tyre**” , *International Journal of Vehicle Design*, Vol. 2, No. 3, pp. 335–372 (1981).
- (25) H. Sakai: “**Theoretical and Experimental Studies on the Dynamic Properties of Tyres. Part 4: Investigations of the Influences of Running Conditions by Calculation and Experiment**” , *International Journal of Vehicle Design*, Vol. 3, No. 3, pp. 333–375 (1982).
- (26) 荒木一雄, 酒井秀男 : “タイヤの制動駆動特性の理論的考察” , 自動車技術会学術講演会前刷集, 第 912 巻, pp. 3.193–3.196 (1991).
- (27) 荒木一雄, 酒井秀男 : “タイヤの制動駆動特性の理論的考察” , 自動車技術会論文集, Vol. 23, No. 4, pp. 123–127 (1991).

- (28) 荒木一雄, 酒井秀男, 梁瀬未南夫: “車両運動解析のための半理論実験式タイヤモデル”, 自動車技術会学術講演会前刷集, 第 921 巻, pp. 57–60 (1992).
- (29) 荒木一雄, 酒井秀男, 梁瀬未南夫: “車両運動解析のための半理論実験式タイヤモデル - 第 2 報 走行速度が変化する場合 -”, 自動車技術会学術講演会前刷集, 第 931 巻, pp. 149–152 (1993).
- (30) 荒木一雄, 酒井秀男, 梁瀬未南夫: “車両運動解析のための半理論実験式タイヤモデル - 第 1 報 走行速度が一定の場合 -”, 自動車技術会論文集, Vol. 24, No. 2, pp. 59–64 (1993).
- (31) K. Araki, H. Sakai and M. Yanase: “**Study of tire model consisting of theoretical and experimental equations for vehicle dynamics analysis - part 1 : under the condition of constant velocity**”, *SAE Paper*, No. 932884, pp. 1–10 (1993).
- (32) K. Araki, H. Sakai and M. Yanase: “**Study of tire model consisting of theoretical and experimental equations for vehicle dynamics analysis - part 2 : under the condition of various velocity on the asphaltic road surface**”, *SAE Paper*, No. 960996, pp. 1–9 (1996).
- (33) H.B. Pacejka: **The wheel shimmy phenomenon**, PhD thesis, TU Delft (1966).
- (34) H.B. Pacejka and P.S. Fancher: “**Hybrid simulation of shear force development of a tire experiencing longitudinal and lateral slip**”, In *Proceedings of XIV FISITA International Automotive Technology Congress*, pp. 78–85, London, U.K. (1972).
- (35) 鶴木崇, 景山一郎: “自動車用タイヤのモデル化に関する研究”, 自動車技術会学術講演会前刷集, 第 971 巻, pp. 157–160 (1997).
- (36) H.S. Radt and W.F. Milliken: “**Non-dimensionalizing Tyre Data for Vehicle Simulation**”, In *Road Vehicle Handling*, pp. 229–240, Institute of Mechanical Engineering (1983).
- (37) E. Bakker, L. Nyborg and H.B. Pacejka: “**Tyre Modelling for Use in Vehicle Dynamics Studies**”, *SAE Paper*, No. 870421, pp. 1–15 (1987).

- (38) H.B. Pacejka and E. Bakker: “**THE MAGIC FORMULA TYRE MODEL**” , In *Proceedings of the 1st International Colloquium on Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis, Supplement to Vehicle System Dynamics*, Vol. 21, pp. 1–18 (1991).
- (39) 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, 第 921 巻, pp. 61–64 (1992).
- (40) 牧田光弘, 鳥居修司: “実路でのタイヤの力学特性について - 第 2 報: 制駆動条件下でのコーナリング特性 -”, 自動車技術会学術講演会前刷集, 第 924 巻, pp. 161–164 (1992).
- (41) 橋本朋敬, 近藤一生: “マジックフォーミュラによる車両運動解析用タイヤモデル”, 自動車技術会学術講演会前刷集, 第 935 巻, pp. 109–112 (1993).
- (42) P.V. Jagt and A.W. Parsons: “**Road surface correction of tire test data**” , *Vehicle System Dynamics*, Vol. 25, No. 2, pp. 147–165 (1996).
- (43) 星野光弘, 佐藤幸治, 高橋俊道, 水野雅彦: “マジックフォーミュラタイヤモデルのための同定システムの開発”, 自動車技術会学術講演会前刷集, 第 952 巻, pp. 113–116 (1995).
- (44) E. Fiala: “**Seitenkräfte am rollenden Luftreifen**” , *VDI Aeitschrift*, Vol. 96, No. 29, pp. 973–979 (1954).
- (45) E. Dugoff, P.S. Fancher and L. Segel: “**An analysis of tire traction properties and their influence on vehicle dynamics performance**” , In *Proceedings FISITA International Automotive Safety Conference, SAE Paper*, No. 700377, pp. 1219–1243 (1970).
- (46) P.W.A. Zegelaar: **The dynamic Response of tyres to brake torque variations and road unevennesses** , PhD thesis, TU Delft (1998), 315p.
- (47) J.P. Maurice: **Short Wavelength and Dynamics Tyre Behaviour under Lateral and Combined Slip Conditions** , PhD thesis, TU Delft (1999), 217p.
- (48) M. Gipser: “**DNS-Tire, a Dynamical Nonlinear Spatial Tire Model in Vehicle Dynamics**” , In *Proceedings of the 2nd Workshop on Road Vehicle-Systems and Related Mathematics*, pp. 29–48, Torino, Italy (1987).

- (49) M. Gipser, R. Hofer and P. Lugner: “**Dynamics Tyre Forces Response to Road Unevenness**” , In *Proceedings of the 2nd International Colloquium on Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis, Supplement to Vehicle System Dynamics*, Vol. 27, pp. 94–108 (1997).
- (50) M. Gipser: “**FTire, a new fast tire model for ride comfort simulation**” , In *International ADAMS User’s Conference*, Berlin, Germany (1999), (PDF file).
- (51) Ch. Oertel and A. Fandre: “**Ride conform simulations and steps towards life time calculations : RMOD-K and ADAMS**” , In *International ADAMS User’s Conference*, Berlin, Germany (1999), (PDF file).
- (52) G. Gim and P.E. Nikraves: “**An analytical model of pneumatic tires for vehicle dynamic simulations: Part 1. Pure slips**” , *International Journal of Vehicle Design*, Vol. 11, No. 6, pp. 589–618 (1990).
- (53) G. Gim and P.E. Nikraves: “**An analytical model of pneumatic tires for vehicle dynamic simulations: Part 2. Comprehensive slips**” , *International Journal of Vehicle Design*, Vol. 12, No. 1, pp. 19–39 (1991).
- (54) G. Gim and P.E. Nikraves: “**An analytical model of pneumatic tires for vehicle dynamic simulations: Part 3. Validation against experimental data**” , *International Journal of Vehicle Design*, Vol. 12, No. 2, pp. 217–228 (1991).
- (55) G. Gim and P.E. Nikraves: “**A Three-Dimensional Tire Model for Steady-State Simulations of Vehicles**” , *SAE paper*, No. 931913, pp. 982–988 (1993).
- (56) G. Gim, Y. Choi and S. Kim: “**A semiphysical tyre model for vehicle dynamics analysis of handling and braking**” , In *Proceedings of the 3rd International Colloquium on Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis, Supplement of Vehicle System Dynamics*, Vol. 43, pp. 267–280 (2005).
- (57) K. Guo, L. Ren and Y. Hou: “**A non-steady tire model for vehicle dynamic simulation and control**” , In *Proceedings of International Conference on Advanced Vehicle Control 1998*, pp. 335–340, Nagoya, JAPAN (1998), AVEC ’98 Organizing Committee in Society of Automotive Engineers of Japan.

- (58) K. Guo and L. Ren: “**A unified semi-empirical tire model with higher accuracy and less parameters**”, *SAE Paper*, No. 1999-01-0785, pp. 1–8 (1999).
- (59) K.H. Guo, D. Lu, S.-K. Chen, W. C. Lin and X. LU: “**The Uni Tire model : a non-linear and non-steady-state tyre model for vehicle dynamics simulation**”, In *Proceedings of the 3rd International Colloquium on Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis, Supplement to Vehicle System Dynamics*, Vol. 43, pp. 341–358 (2005).
- (60) P. Lugner and M. Plöchl eds.: **Tire Model Performance Test (TMPT)**, Vol. 45 of *Supplement to Vehicle System Dynamics*, Taylor & Francis (2007), 225p.
- (61) J.J.M. van Oosten and E. Bakker: “**DETERMINATION OF MAGIC TYRE MODEL PARAMETERS**”, In *Proceedings of the 1st International Colloquium on Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis, Supplement to Vehicle System Dynamics*, Vol. 21, pp. 19–29 (1991).
- (62) 安部正人：自動車の運動と制御，山海堂，第2版（1992），247p.
- (63) E. Bakker, H.B. Pacejka and L. Lidner: “**A new tire model with an application in vehicle dynamics studies**”, *SAE Paper*, No. 890087, pp. 83–95 (1989).
- (64) H.B. Pacejka: “**The Tyre as a Vehicle Component**”, In *Proceedings of XXVI FISITA Congress*, Prague, Czech Republic (1996), (CD-ROM).
- (65) D.W. Whitcomb and W.F. Milliken: “**Design Implications of a General Theory of Automobile Stability and Control**”, In *Proceedings of Automotive Division of Institute of Mechanical Engineerings*, Vol. 7 (1956-57).
- (66) L. Segel: “**Theoretical Prediction and Experimental Substantiation of the Response of the Automobile to Steering Control**”, In *Proceedings of Automotive Division of Institute of Mechanical Engineerings*, Vol. 7 (1956-57).
- (67) H.S. Radt and H.B. Pacejka: “**Analysis of the Steady-State Turning Behavior of an Automobile**”, In Institute of Mechanical Engineerings ed., *Proceedings of the Symposium on Control of Vehicles*, London, U.K. (1963).

- (68) 築地原政文：“タイヤからみた操縦・安定性について”，自動車技術，Vol. 36, No. 3, pp. 305–309 (1982).
- (69) R.W. Allen, R.E. Magdaleno, T.J. Rosenthal, D.H. Klyde and J.R. Hogue: “**Tire modeling requirements for vehicle dynamics simulation**”，*SAE Paper*, No. 950312, pp. 95–115 (1995).
- (70) 平野豊, 原田宏, 小野栄一, 高浪薫：“ H^∞ 制御理論による 4WS・4WD 統合制御システムの開発”，自動車技術会学術講演会前刷集, 第 924 巻, pp. 181–184 (1992).
- (71) 服部義和：車両運動の統合制御に関する研究，PhD thesis, 香川大学大学院工学研究科 知能機械システム工学専攻 (2009), 155p.
- (72) 酒井秀男：“タイヤの操縦性能に及ぼす主因子について”，自動車技術，Vol. 24, No. 3, pp. 289–294 (1970).
- (73) 酒井秀男：“タイヤの力学 (1)”，自動車技術，Vol. 30, No. 10, pp. 856–863 (1976).
- (74) 酒井秀男：“タイヤの力学 (2)”，自動車技術，Vol. 30, No. 11, pp. 968–972 (1976).
- (75) 酒井秀男：“タイヤの力学的特性について”，日本ゴム協会誌，Vol. 52, No. 1, pp. 19–33 (1979).
- (76) P. Bayle, J.F. Forissier and S. Lafon: “**A New Tyre Model for Vehicle Dynamics Simulations**”，In *Automotive Technology International '93*, pp. 193–198 (1993).
- (77) A. van Zanten, W.D. Ruf and A. Lutz: “**Measurement and Simulation of Transients Tire Forces**”，*SAE Paper*, No. 890640, pp. 1–13 (1989).
- (78) A. van Zanten, R. Erhardt and A. Lutz: “**Measurement and Simulation of Transients in Longitudinal and Lateral Tire Forces**”，*SAE Paper*, No. 900210, pp. 133–151 (1990).
- (79) A. Rupp, V. Grubisic and J. Neugebauer: “**Development of a Multi-Component Wheel Force Transducer—A Tool to Support Vehicle Design and Validation**”，*SAE Paper*, No. 930258, pp. 1–10 (1993).

- (80) C. Higashijima and S. Awazu: “**Development of multiaxial wheel hub dynamometer**” , *JSAE Review*, Vol. 16, No. 1, pp. 83–89 (1995).
- (81) R. Meyer and J. Sommerfeld: “**Correlation and Accuracy of a Wheel Force Transducer as Developed and Tested on a Flat-TracSr Tire Test System**” , *SAE Paper*, No. 1999-01-0938, pp. 1–7 (1999).
- (82) W. Weiblen, C. Gossweiler, W. Evers, B. Schick, O. Bode and D. Barz: “**Innovations in Piezoelectric Wheel Dynamometer Technology**” , *SAE Paper*, No. 2002-01-0800, pp. 1–10 (2002).
- (83) W. Weiblen and T. Hoffman: “**Evaluation of Different Designs of Wheel Force Transducers**” , *SAE Paper*, No. 980262, pp. 1–10 (1998).
- (84) W. Weiblen, H. Kockelmann and H. Burkard: “**Evaluation of different designs of wheel force transducers(Part II)**” , *SAE Paper*, No. 1999-01-1037, pp. 1–12 (1999).
- (85) 曲田淳 : “**実路上でのホイール 6 分力測定技術**” , *自動車技術*, Vol. 61, No. 7, pp. 97–101 (2007).
- (86) 堀之内克年, 米川隆, 加納民夫, 内海聖舟 : “**シャシー動特性解析技術の開発 - 第 1 報 : シャシー動特性試験機の開発とその適用 -**” , *自動車技術会論文集*, Vol. 28, No. 4, pp. 93–98 (1997).
- (87) J.J.M. van Oosten, et al.: “**TIME, Tire Measurement Force and Moments, Final report of TIME project**” , In *EC DGXII*, pp. 1–27, TNO, Delft, The Netherland (1999).
- (88) J.J.M. van Oosten, C. Savi, M. Augustin, O. Bouhet, J. Sommer and J.P. Colinot: “**TIME, Tire Measurements Forces and Moments: A New Standard for Steady State Cornering Tyre Testing**” , In *Proceedings of European Automotive Congress - EAEC 7*, Barcelona, Spain (1999).
- (89) 樋口明, H. B. Pacejka : “**過渡的タイヤ発生力とそのモデリング -第 1 報 : スリップ角入力-**” , *自動車技術会学術講演会前刷集*, 第 971 巻, pp. 161–164 (1997).

- (90) 宮下直土, 川面哲司, 加部和幸: “ n 次の傾斜放物線モデルによる μ -S 曲線の解析的取扱い”, 自動車技術会学術講演会前刷集, No. 96-01, pp. 5–8 (2001).
- (91) 宮下直土, 加部和幸: “解析的タイヤモデルによるコーナリングパワーの取扱い”, 自動車技術会学術講演会前刷集, No. 76-03, pp. 1–4 (2003).
- (92) 加部和幸, 宮下直土: “解析的タイヤモデルによるコーナリングフォースの取扱い”, 自動車技術会学術講演会前刷集, No. 76-03, pp. 5–8 (2003).
- (93) 景山一郎, 桑原悟: “キャンバ角をもつタイヤのモデリングについて”, 日本機械学会 第9回交通・物流部門大会 講演論文集, pp. 27–30 (2000).
- (94) A. Sorniotti: “**Tire Thermal Model for Enhanced Vehicle Dynamics Simulation**”, *SAE Paper*, No. 2009-01-0441, pp. 1–12 (2009).

主論文

1. Masahiko Mizuno, Hideki Sakai, Kozo Oyama and Yoshitaka Isomura : “**The development of tire lateral force model considering the dependence of surface temperature of tire**”, Review of Automotive Engineering, Vol.25, No.2, pp.227-230 (2004.04).
2. 水野雅彦, 酒井英樹, 大山鋼造, 磯村吉高 : “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”, 日本機械学会論文集 (C 編), 71 巻, 711 号, pp.3208-3215 (2005.11).
3. 水野雅彦, 宮下直士, 加部和幸 : “車両運動用タイヤモデルの作成方法 - Pure 条件下でのタイヤデータを用いた Fullset タイヤモデルへの拡張 -”, 自動車技術会論文集, Vol.39, No.2, pp.45-50 (2008.03).
4. 水野雅彦 : “解析モデルと実験同定モデルを組み合わせたタイヤモデルの開発”, 日本機械学会論文集 (C 編), 76 巻, 770 号, pp.2402-2409 (2010.10).

国際学会

1. Masahiko Mizuno, Toshimichi Takahashi and Masatoshi Hada : **“Magic Formula Tire Model Using the Measured Data of a Vehicle Running on Actual Road”**, Proceedings of the International Symposium on Advanced Vehicle Control 1998, Nagoya, Japan, pp.329-334 (1998.09).
2. Masahiko MIZUNO, Hideki SAKAI, Kozo OYAMA, and Yoshitaka ISOMURA : **“The Development of The Tire Side Force Model Considering The Dependence of Surface Temperature of Tire”**, Proceedings of the 18th Symposium of International Association for Vehicle System Dynamics, IAVSD, Kanagawa, Japan (2003.08), Supplement to Vehicle System Dynamics, Vol.41, pp.361-370 (2004).
3. Masahiko MIZUNO, Hideki SAKAI, Kozo OYAMA, and Yoshitaka ISOMURA : **“Development of a tyre force model incorporating the influence of the tyre surface temperature”**, Proceedings of the 3rd International Colloquium on Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis, IAVSD, Vienna, Austria (2004.08), Supplement to Vehicle System Dynamics, Vol.43, No.1, pp.395-402 (2005).

その他の論文

- a. 太田博，加藤正義，水野雅彦：“自在継手により駆動される偏平軸の横振動 - 第1報 角速度変動による不安定振動の発生と不安定領域の拡大-”，日本機械学会論文集 (C 編), 51 巻, 467 号, pp.1482-1489 (1985.07).
- b. Hiroshi Ota and Masayosi Kato and Masahiko Mizuno：“**Lateral Vibration of Asymmetrical Shaft Driven by a Universal Joint - 1st Report, Generation of Unstable Vibration and Expansion of Unstable Region by Angular Velocity Fluctuation -**”，Bulletin of JSME, Vol.29, No.249, pp.916-923 (1986-03).
- c. 水野雅彦，土居俊一，天野也寸志，松永継春，石黒陸雄，林靖享：“アクティブ操舵・懸架系制御による車両運動性能の評価”，自動車技術会春期学術講演会前刷集, 第 901 巻, pp.165-168 (1990.04).
- d. 土居俊一，林靖享，天野也寸志，安田栄一，水野雅彦：“車両懸架系，操舵系における振動と運動の制御”，日本機械学会論文集 (C 編), 57 巻, 534 号, pp.606-613 (1991.02).
- e. 水野雅彦，高橋俊道，羽田昌敏：“実走行時タイヤデータを用いたモデル化手法”，豊田中央研究所 R&D レビュー, Vol.34, No.3, pp.39-46 (1999.09).
- f. 羽田昌敏，高橋俊道，水野雅彦，星野光弘，楠 秀樹：“実走行データを用いたタイヤ横力モデル化手法の開発”，自動車技術会秋期学術講演会前刷集, No.101-99, pp.5-8 (1999.10).
- g. 水野雅彦，酒井英樹，大山鋼造，磯村吉高：“温度依存性を考慮したタイヤモデルの開発”，自動車技術会春期学術講演会前刷集, No.33-03, pp.11-14 (2003.05).
- h. Masahiko MIZUNO：“**Development of Tire Side Force Model Based on “Magic Formula” with the Influence of Tire Surface Temperature**”，R&D Review of Toyota CRDL, Vol.38, No.4, pp.17-22 (2003.12).

- i. 水野雅彦, 酒井英樹, 大山鋼造, 磯村吉高: “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”, 日本機械学会 第 12 回交通物流部門大会 講演論文集, No.03-51, pp.115-118 (2003.12).
- j. 水野雅彦, 宮下直士, 加部和幸: “車両運動用タイヤモデルの作成方法 - Pure 条件下でのタイヤデータを用いた Fullset タイヤモデルへの拡張 -”, 自動車技術会秋季学術講演会前刷集, No.123-07, pp.1-6 (2007.10).
- k. 水野雅彦: “車両運動解析のためのタイヤモデルの作成方法”, (社)自動車技術会『自動車 / タイヤ / 路面の安全・環境・省資源技術』シンポジウム, No.10-07, pp.17-24 (2008.01).
- l. 水野雅彦: “解析モデルと実験同定モデルを組み合わせたタイヤモデルの開発”, 日本機械学会 第 18 回交通物流部門大会 講演論文集, No.09-65, pp.125-128 (2009.12).