車両運動力学とタイヤ構造力学に基づく
タイヤ設計手法に関する研究田中 克則^{*1}・景山 一郎^{*2}

Study of Tire Design Methodology Based on Vehicle Dynamics and Tire Mechanics

Katsunori TANAKA ^{*1}, Ichiro KAGEYAMA ^{*2}, (^{*1} Nissan Motor CO., LTD., 560-2, Okatsukoku, Atsugi-shi, Kanagawa, 243-0192, Japan, ^{*2} Nihon University, 1-2-1 Izumi-cho, Narashino-shi, Chiba, 275-8575, Japan)

Vehicle dynamics and tire mechanics have been independently researched in each area. Therefore, the relationship between vehicle performances and tire design parameters has not been theoretically constructed. This study has built up a tire design methodology, based on the vehicle dynamics and the tire mechanics. The developed tire design methodology can clarify the relation between vehicle performances, tire characteristics, tire components, and tire design parameters, and is found useful.

(Received on July 6, 2005)

(Accepted on February 1, 2006)

Key Words : Vehicle Model, Tire Model, Belt Model, Straight Running Stability, Cornering Characteristics, Tire Design Parameters

1. 緒 言

車両運動特性に関する力学的な研究は、1900年代前半に始まり、ステア特性を中心とした研究が行われた¹⁾。また、1950年代には、航空機の操縦性安定性に関する議論を参考として、車両運動をモデル化する試みが始まった²⁻³⁾。その後、車両運動性能を向上するための設計手法が数多く研究され、サスペンションやステアリングなどの影響が明らかにされている。近年では、車両開発のCAE化に伴い、コーナリングフォース、セルフアライニングトルクなどのタイヤ特性のモデル化が数多く研究されている⁴⁻⁵⁾。しかしながら、車両運動性能を向上させるためのタイヤ設計手法を示した研究は極めて少ない。

車両運動性能は、直進、旋回、車線変更など、多くの走行条件で、評価が行われる。近年の高速道路網の整備に伴って、直進性の向上が、重要な研究課題のひとつとなっている⁶⁻⁷⁾。本研究では、直進性を操舵修正の少なさと定義し、車両運動性能、タイヤ特性、タイヤ構成要素、タイヤ設計諸元の関係を検討できるタイヤ設計手法を構築する。なお、計算機の進歩に伴って高精度かつ大規模なモデル化が可能となっているが、問題の本質を理解することに主眼を置いた簡素なモデル構築を心がけることとする。

2. タイヤ設計手法の構築

2.1 タイヤ設計手法の流れ

本研究で構築したタイヤ設計手法の流れを、Figure 1に示す。まず、車両モデルを用いて、評価指標とコーナリング特性の関係を検討する。次に、タイヤモデルを用いて、目標とするコーナリング特性を得るためのタイヤ構成要素を検討する。最後に、トレッド、ベルト、サイドウォール剛性とタイヤ設計諸元の関係を検討する。

2.2 車両運動性能とタイヤ特性の関係

まず、車両直進性とタイヤ特性の関係を表現できる車両モデルを検討する。水平面内を一定速度で走行している車両の運動を議論するため、横方向の並進運動と鉛直軸まわりのヨーイング運動の2自由度とキングピンまわりの1自由度を考慮する⁸⁾。目標コース追従には、簡素かつ一般的な前方注視ドライバーモデル⁹⁾を用いる。Figure 2に示すような前方注視ドライバーモデルは、一次予測では外乱に対して定常偏差をもつことから、二次予測項を考慮する。時刻 t における操舵角 θ_w と偏差 $\varepsilon(t)$ の関係は、入力を与えられてから動作が行われるまでのむだ時間 τ を考慮して、次式で表される¹⁰⁾。

$$\frac{d\theta_w}{dt} = K_h \cdot \varepsilon(t - \tau) \quad (1)$$

ここで、 K_h は、操舵ゲインを示す。時刻 t における偏差 $\varepsilon(t)$ は、注視点(Preview Point)における目標位置(Tar-

^{*1}日産自動車㈱(〒243-0192 厚木市岡津古久560-2)

^{*2}日本大学(〒275-8575 習志野市泉町1-2-1)

Fig. 1 Tire Design Methodology

Fig. 2 Drivers Model

Table 1 Input Data of Vehicle Model

Item	Symbol	Value	Unit
Front Axial Load of Vehicle	mf	920	kg
Rear Axial Load of Vehicle	mr	740	kg
Wheel Base	l	2.83	m
Steering Gear Ratio	N	14.5	
Inertia Moment of Steering Axis	Is	1.57	Nms ² /rad
Damping Coefficient of Steering Axis	Ds	3.9	Nms/rad
Elasticity Coefficient of Steering Axis	Ks	15200	Nms/rad
Caster Angle	θ_c	0.02	rad
Static Load Radius of Front Tire	Rt	0.3	m
Vehicle Speed	V	90	km/h
Steering Gain of Driver Model	G	0.1	rad/s/m
Forecast Time of Driver Model	T	2.0	s
Delayed Time of Driver Model	τ	0.2	s
Maximum Lateral Acceleration of Disturbance	Amax	0.02	G
Aligning Torque Stiffness of Front Tire	S _f	2250	Nm/rad
Cornering Stiffness of Front Tire	Cs _f	60800	N/rad
Cornering Stiffness of Rear Tire	Cs _r	53400	N/rad

Fig. 3 Cornering Stiffness Effect on Preview Control

Fig. 4 Tire Model

get Location)を Y_a 、車両の重心点横変位を Y 、注視点距離を車両速度で除する予見時間を T 、車両速度を V とすると、次式で表される¹⁰⁾。

$$\epsilon(t) = Y_a - \left(Y + (\beta + \theta) VT + \frac{1}{2} \left(\frac{d\beta}{dt} + \frac{d\theta}{dt} \right) VT^2 \right) \quad (2)$$

ここで、 β は車両横すべり角、 θ はヨー角を示す。また、風、路面、タイヤユニフォミティを想定するランダム外乱を、車両重心点の横力、モーメントとして付加する⁸⁾。与えた外乱は、2種類の一様乱数であり、特定の周波数にピークをもたない。

式(2)に示した前方注視点における偏差 $\epsilon(t)$ が小さいほど、式(1)に示したドライバーの操舵修正 $(d\theta_w/dt)$ が小さくなる。そこで、前方注視点における偏差を0.01秒刻みで100秒間計算し、この累積二乗和(以下、前方注視偏差二乗和)を、車両直進性の評価指標とする。

計算の一例として、Table 1に示した車両データを基準に、前輪コーナリングスティフネス、後輪コーナリングスティフネス⁸⁾を変化させた前方注視偏差二乗和の計算結果を、Figure 3に示す。後輪コーナリングスティフネスを増加し、前輪コーナリングスティフネスを低減すると、前

方注視偏差二乗和が小さくなり、車両直進性が向上すると考えられる。

2.3 タイヤ特性とタイヤ構成要素の関係

次に、タイヤ特性とタイヤ構成要素の関係を表現できるタイヤモデルを検討する。Fialaは、Figure 4に示すように、タイヤをトレッド、ベルト、サイドウォール部に分けてモデル化している¹¹⁾。コーナリングスティフネス C_s と接地長 L の関係式は、次式で表される¹²⁾。

$$\frac{1}{C_s} = \frac{1}{Co} \frac{2}{L^2} + \frac{\lambda^3}{k} \frac{L}{6} + A \quad (3)$$

(3)式は、接地長 L に関する多項式であり、回帰係数が容易に求められる。Aは、コーナリングスティフネスの荷重依存性をより良く表現するための定数項である。また、 Co はトレッド剛性、 k はサイドウォール剛性、 λ はベルト剛性EIとサイドウォール剛性 k に従属する変数である。次に、トレッド部の変形がサイドウォール部に比べて小さいと考えれば、横ばね定数 K_L が、横力と接地中心における横変位の比として求まる。これにより、ベルト剛性EIとサイドウォール剛性 k が、以下のように求まる¹²⁾。

$$EI = \sqrt{\frac{1}{8K_L(\lambda^3/k)^3}} \quad (4)$$

$$k = \sqrt{\frac{K_L^3(\lambda^3/k)}{8}} \quad (5)$$

解析の一例として、Table 2に示す値を基準として、各剛性と接地長を変化させたコーナリングスティフネスの計

算結果を、Figure 5に示す。トレッド剛性 Co を増加すると、コーナリングスティフネスが前後輪荷重域とも増加する。ベルト剛性EIを低減すると、前輪に相当する高荷重域のコーナリングスティフネスが低減する。サイドウォール剛性 k を低減すると、前輪に相当する高荷重域のコーナリングスティフネスが低減するが、ベルト剛性に比べて影響が小さい。接地長 L を増加すると後輪に相当する低荷重域のコーナリングスティフネスが増加する。このため、ベルト剛性を低減し、接地長を大きくすると、車両直進性が向上すると考えられる。

2.4 タイヤ構成要素とタイヤ設計諸元の関係

最後に、タイヤ構成要素とタイヤ設計諸元の間を表現できるベルトモデルを検討する。Figure 6(a)に示す面内曲げ剛性は、Fialaモデルのベルト剛性に相当する。また、Figure 6(b)に示す面外曲げ剛性は、接地特性と密接な関係があり、面外曲げ剛性を低減すると接地長が大きくなる。乗用車用タイヤのベルトは、コードとゴムからなる2つのコード層と、コード層間に位置する2つの接着ゴム層からなる。一般に、第 i コード層の x 、 y 方向の変位をそれぞれ u^i 、 v^i とすると、各コード層に対する構成方程式が次

Table 2 Input Data of Tire Model

Factor		Value
Tread Stiffness	Co	$1.087 \times 10^7 \text{ N/m}^2$
Belt Stiffness	EI	$1.401 \times 10^2 \text{ N/m}^2$
Sidewall Stiffness	k	$1.913 \times 10^5 \text{ N/m}^2$
Correction Coefficient	A	$-2.900 \times 10^{-6} \text{ rad/N}$

Fig. 5 Parameter Effect on Cornering Stiffness

Fig. 6 Belt subjected Bending Moment

のように与えられる¹³⁾.

$$\begin{Bmatrix} N_x^i \\ N_y^i \\ N_{xy}^i \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{xx}^i & A_{xy}^i & A_{xs}^i \\ A_{xy}^i & A_{yy}^i & A_{ys}^i \\ A_{xs}^i & A_{ys}^i & A_{ss}^i \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_{,x}^i \\ v_{,y}^i \\ u_{,y}^i + v_{,x}^i \end{Bmatrix} \quad (6)$$

$\{N\}$ は面内膜力ベクトル, $\{u\}$ は面内ひずみベクトルであり, $(,x)$, $(,y)$ は, それぞれ x, y の偏微分を示す. また, $[A]$ は剛性マトリクスで, その要素は, 次のように表される¹³⁾.

$$\begin{cases} A_{xx} = A_L \cos^4 \theta + A_T \\ A_{yy} = A_L \sin^4 \theta + A_T \\ A_{xs} = A_L \sin \theta \cos^3 \theta \\ A_{xy} = A_L \sin^2 \theta \cos^2 \theta + A_T/2 \\ A_{ys} = A_L \sin^3 \theta \cos \theta \\ A_{ss} = A_L \sin^2 \theta \cos^2 \theta + A_T/4 \end{cases} \quad (7)$$

ここで, A_L , A_T はそれぞれコードに平行な方向とコードに垂直な方向の引張り剛性, θ はベルト角である.

計算の一例として, Table 3に示す値を基準として, 各設計諸元をそれぞれ変化させた面内, 面外曲げ剛性の計算結果をFigure 7に示す. ここで, 水準1は基準から10%低減, 水準2は基準から10%増加したときの計算結果である. 全幅を小さく(要因G1)し, 角度を大きく(要因J2)することで, 面内曲げ剛性を低減できる. また, ゲージを小さく(要因F1)し, 角度を大きく(要因J2)することで, 面外曲げ剛性を低減できる.

Table 3 Input Data of Belt Model

Factor	Standard	Unit
A: Young's Modulus of Cord	140000	MPa
B: Young's Modulus of Rubber	6.2	MPa
C: Poisson's Ratio of Cord	0.30	-
D: Poisson's Ratio of Rubber	0.49	-
E: Diameter of Cord	0.5	mm
F: Thickness of Belt	1.0	mm
G: Width of Belt	150	mm
H: Number of Cords	40	/50mm
J: Angle of Belt	20	deg

Level 1 : - 10%

Level 2 : + 10%

Fig. 7 Calculated Value of Belt Stiffness

2.5 まとめ

車両直進性を向上するためのタイヤ設計手法を考察した. 車両モデルを用いた検討から, 後輪のコーナリングステイフネスを増加し, 前輪のコーナリングステイフネスを低減すると, 車両直進性が向上すると考えられる. また, タイヤモデルを用いた検討から, ベルト剛性を低減し, 接地長を大きくすると, 車両直進性が向上すると考えられる. さらに, ベルトモデルを用いた検討から, ベルト角を大きくすると, 車両直進性が向上すると考えられる.

3. タイヤ設計手法の検証

3.1 実験方法

ここで, 車両実験とタイヤ実験を行い, 構築したタイヤ設計手法を検証する. 車両実験には, ステーションワゴンに分類される前輪駆動車を用い, 高速道路の直線区間において, 操舵角等の車両物理量を計測した. 走行速度は, 90km/hでほぼ一定, ヨー角変化は最大4°であり, ほぼ直線コースとみなすことができる. 1Hz以下の周波数帯を議論するため, 計測データから100秒間の操舵角を切り出して解析を行った. 実験は, 205/65 R15サイズの2種類のタイヤA, Bを用い, 前輪空気圧を220 kPaと180 kPaとする4条件で行った. タイヤと空気圧の組み合わせをTable 4に示す. 以下, 実験方法を, タイヤと前輪空気圧を組み合わせ, A/220のように記述する. タイヤ実験は, 車両実験と同じ205/65 R15サイズの2種類のタイヤA, Bと15×6 JJサイズのリムを用いて, コーナリング特性, 接地特性, 横ばね定数を測定し, トレッド, ベルト, サイドウォール剛性を算出した. Table 4に示した4条件は, タイヤ構造と空気圧の二元配置実験であり, タイヤ構造と空気圧の影響を分離して比較できる.

3.2 車両運動性能とタイヤ特性の関係

解析の一例として, 操舵角の実験結果と計算結果を比較

Table 4 Experimental Conditions

Factor	A/220	A/180	B/220	B/180
Tire Construction	A	A	B	B
Air Pressure(Front)	220kPa	180kPa	220kPa	180kPa
Air Pressure(Rear)	220kPa	220kPa	220kPa	220kPa

して、Figure 8に示す。実験、計算とも、操舵角には、0.25 Hz付近にピークがあり、直進走行においても、ドライバーが4秒に1回程度の修正操舵を行っていることがわかる。次に、Figure 8に示した操舵角の周波数分析結果から、0.25 Hzをはさむ0.1~0.4 Hzの帯域二乗和(以下、操舵角帯域二乗和)を算出した。前方注視偏差二乗和の計算

Fig. 8 Spectrum of Steering Wheel Angles

Fig. 9 Square Sum of Preview Control and Square Sum of Peak Band of Steering Angle

Fig. 10 Measured Value of Cornering Stiffness

Fig. 11 Factorial Effect of Tire Stiffness

結果と操舵角帯域二乗和の実験結果を比較して、Figure 9に示す。前方注視偏差二乗和の計算結果は、操舵角帯域二乗和の実験結果と相関がある。また、実験タイヤBと前輪空気圧180 kPaの組み合わせが、操舵角帯域二乗和が小さく、車両直進性に優れる。

3.3 タイヤ特性とタイヤ構成要素の関係

ここでは、車両直進性に優れるタイヤB、空気圧180 kPaと車両直進性に劣るタイヤA、空気圧220 kPaを比較して、車両直進性とタイヤ設計諸元の関係を検証する。前後輪荷重に相当するコーナリングスティフネスの実験結果をFigure 10に示す。車両直進性の良いタイヤBは、車両直進性に劣るタイヤAに比べて、コーナリングスティフネスが、前輪、後輪とも高い。また、車両直進性に優れる180 kPaは、車両直進性に劣る220 kPaに比べて、前輪コーナリングスティフネスが低い。これらの結果から、後輪のコーナリングスティフネスを増加し、前輪のコーナリングスティフネスを低減すると、車両直進性が向上すると考えられ、車両モデルを用いた検討結果と一致する。

3.4 タイヤ構成要素とタイヤ設計諸元

トレッド、ベルト、サイドウォール剛性と前輪荷重に相当する接地長の実験結果を用いて、タイヤと空気圧に関する分散分析を行った。トレッド、ベルト、サイドウォール剛性、接地長の水準別平均を、Figure 11に示す。ここで、●印は、車両直進性に優れるタイヤBと空気圧180 kPaのうち、分散比の大きいものを示す。トレッド剛性 C_0 を増加、ベルト剛性EIを低減、サイドウォール剛性 k を増加、接地長 L を増加すると、車両直進性が向上することが分かる。これらの結果から、ベルト剛性を低減して、接地長を増加することが、車両直進性に有効と考えられる。これは、タイヤモデルを用いた検討結果と一致する。

3.5 タイヤ設計諸元に関する検証

実験で得られたベルト剛性と接地長を、ベルト角と比較する。実験タイヤのベルト角は、タイヤAが23度、タイヤBが26度である。まず、実験から得られたベルト剛性EIとベルト角の関係を、Figure 12(a)に示す。ベルト角 26° のタイヤBは、ベルト角 23° のタイヤAに比べて、ベルト剛性EIが低い。次に、実験から得られた接地長 L とベルト角の関係を、Figure 12(b)に示す。ベルト角が大きいタイヤBは、タイヤAに比べて、接地長 L が大きい。この結果から、ベルト角を大きくすると、ベルト剛性が低減し、接地長が増加することが分かる。これは、ベルトモデルを用いた検討結果と一致する。

3.6 まとめ

車両実験とタイヤ実験を行い、車両直進性に影響がある

Fig. 12 Measured Value of Tire Constructions

タイヤ設計諸元を明らかにした。構築したタイヤ設計手法は、実験結果と一致する。

4. 結 言

車両運動力学とタイヤ構造力学に基づき、タイヤ設計手法を構築した。また、タイヤ設計手法の有用性を示すため、車両モデル、タイヤモデル、ベルトモデルを用いて、車両直進性に対するタイヤ設計諸元を明らかにした。この設計手法は、車両運動性能、タイヤ特性、タイヤ構成要素、タイヤ設計諸元の関係が検討でき、タイヤ開発に有益と考える。

References

- 1) Olley, M.: *Proc. Inst. Auto. Eng.*, **32**, 509 (1938)
- 2) Segel, L.: *Proc. Inst. Mech. Eng.*, No.7, 310 (1956)
- 3) Fujii, S.: *Nippon Kikai Gakkai Ronbunshu*, **22**, 492 (1956)
- 4) Bakker, E., Pacejka, H.B., Nyborg, L.: *SAE Paper*, No.890087, 83 (1989)
- 5) Besselink, I.J.M., Pacejka, H.B., Schmeitz, A.J.C., Jansen, S.T.H.: *Proc. AVEC2004, 7th International Symposium on Advanced Vehicle Control*, 23 (2004)
- 6) Ihara, T., Susuki, Y.: *Jidousya Gijyutu Kai Gakujyutu Kouenkai Maezurisyu*, **62**, 1 (1998)
- 7) Momiyama, F.: *SAE Paper*, No.2003-01-3412, 1 (2003)
- 8) Abe, M.: "Jidousya no Undou to Seigyo", Sankai Do, Tokyo, Chapter 2-9 (1992)
- 9) Kondo, M.: *Jidousya Gijyutu Kai Ronbunshu*, No.5, 40 (1958)
- 10) Abe, M., Osawa, H.: "Jidosya no Undo Seino Kojyou Gijyutsu", Asakura Syoten, Tokyo, Chapter 8 (1998)
- 11) Fiala, E.: *V.D.I.*, **96**, 973 (1954)
- 12) Tanaka, K., Kageyama, I.: *Jidousya Gijyutu Kai Ronbunshu*, **30**, 2 (1999)
- 13) Yamazaki, S., Akasaka, T.: *Jidousya Gijyutu*, **41**, 380 (1987)

日本語表記参考文献

- 3) 藤井澄二：日本機械学会論文集，**22**，492 (1956)
- 6) 伊原徹，須々木裕太：自動車技術会学術講演会前刷集，**62**，1 (1998)
- 8) 安部正人：自動車の運動と制御，山海堂，東京，2-9章 (1992)
- 9) 近藤政市：自動車技術会論文集，No.5，40 (1958)
- 10) 安部正人，大沢洋：自動車の運動性能向上技術，朝倉書店，8章 (1998)
- 12) 田中克則，景山一郎：自動車技術会論文集，**30**，2 (1999)
- 13) 山崎俊一，赤坂隆：自動車技術，**41**，380 (1987)

*

*

*

*

*