リアルタイム車両運動解析を用いたタイヤ-サスペンション
特性評価システムの開発*椎葉太一^{*1}, 河内 亮^{*2}, 森田恵介^{*2}Development of an Evaluation System of Tire and Suspension
Characteristics with Real-Time Vehicle Dynamic AnalysisTaichi SHIIBA^{*3}, Ryo KAWAUCHI and Keisuke MORITA^{*3} Department of Mechanical Engineering, Meiji University,
1-1-1 Higashi-Mita, Tama-ku, Kawasaki-shi, Kanagawa, 214-8571 Japan

A new concept of a tire and suspension evaluation system based on the real-time vehicle dynamics analysis with measured tire force is discussed in this paper. A testing machine was developed by authors following this concept, in which a six degree-of-freedom motion platform was used to realize various contact conditions of the tire. It is well known that the tire characteristics are important factors for the dynamic analysis of an automobile, and the suspension setting has a strong influence to the contact conditions of a tire. Therefore, it is important to evaluate the tire characteristics including the effects of the suspension system. The test results with developed testing machine were compared with the running test results using an actual automobile, and the advantage of the new concept and developed tire-suspension testing machine was discussed.

Key Words: Automobile, Maneuverability, Ride Comfort, Vehicle Dynamics, Tire, Suspension System, Motion Platform, Hardware-in-the-Loop Simulation

1. 緒 言

自動車のタイヤは、車両の構成要素において唯一路面と接触し、力の伝達を行う部分である。このため、車両運動解析の分野においてタイヤの特性を正確に把握することは重要である。しかしながら、タイヤはゴムの持つ材料特性などから強い非線形性を有しており、その力学特性を把握することは容易ではない^(1,2)。

一方、タイヤの状態に影響を及ぼす要因として、車体とタイヤを連結するサスペンション機構が挙げられる。ホイールの上下ストロークに伴うアライメント変化、およびスプリングやダンパなどの特性は、タイヤの接地状態に影響し、結果として車両の挙動にも影響を及ぼす^(3,4)。従って、車両運動を評価する際には、タイヤ単体の特性のみではなく、サスペンションの特性を含めて評価を行うことが重要である。

車両運動解析の手法として、近年ではマルチボディダイナミクスの普及により、サスペンション機構を忠

実に再現した多自由度モデルを利用して、精度の高い解析が実現されている。しかしながら、タイヤやラバーブッシュなどの要素は非線形特性を有しており、厳密なモデル化を行うことは困難である。このため車両開発のプロセスにおいては、車両運動解析による評価に加え、実車走行試験による評価が重視されている。一方で、実車走行試験では路面状態や走行経路などの条件を常に同一にすること、および任意の走行条件を実現することが難しいという側面がある。

そこで本研究では、タイヤおよびサスペンションの特性が車両運動特性に与える影響を様々な条件の下に実験的に評価するため、6自由度モーション装置と実車サスペンション機構を用いたタイヤ-サスペンション特性評価システムの開発を行った。この評価システムでは、試験機から計測されるタイヤ力を利用してリアルタイムに車両運動解析を実行し、得られた解析結果を利用してモーション装置を制御することにより、車両が走行している状況を考慮した上で、様々なタイヤの接地状態を再現することを特徴としている。本研究で開発したタイヤ-サスペンション特性評価システムを図1に示す。

* 原稿受付 2009年11月10日。

^{*1} 正員, 明治大学理工学部(〒214-8571 川崎市多摩区東三田1-1-1)。^{*2} 明治大学大学院理工学研究科。
E-mail: shiiba@isc.meiji.ac.jp

本論文では、開発したタイヤ-サスペンション特性評価システムの構成とリアルタイム車両運動解析について述べた後、スラローム走行試験を模擬した評価試験と実車による走行試験を比較することにより、開発したシステムの妥当性を評価する。

Fig. 1 Tire-suspension testing machine

2. タイヤ-サスペンション特性評価システムの構成

開発したタイヤ-サスペンション特性評価システムは、実車のタイヤおよびサスペンション機構、ローラコンベア、スチュワートプラットフォーム方式の6自由度モーション装置によって構成されている。

タイヤおよびサスペンション機構の構成を図2に示す。実車走行試験との比較を行うため、タイヤおよびサスペンション機構は、筆者らの研究室で製作した小型電気自動車(図3)の左前輪のものを利用している。この小型電気自動車の諸元を表1に示す。この表において、車体の質量についてはドライバを含めた値を示している。また、ステアリング部のラックピニオン機構にはDCサーボモータが取り付けられており、タイヤに転舵を与えることが可能である。タイヤに発生する力は、ナックル部に取り付けられている6分力計によって計測される。

ローラコンベアはACモータによって駆動されており、タイヤを回転させている。製作したローラコンベアでは、車速40 km/hまで模擬することが可能である。なお、タイヤ特性の計測においては、スチールベルトを利用したフラットベルト式タイヤ試験機を利用することにより精度が良い計測が実現されることが知られている⁽⁶⁾、本研究では予算的な制約により、自作したローラコンベアを利用している。このため実際の車両の走行状態と比較すると、タイヤ接触面における圧力分布などに違いが生じ、タイヤ力の特性に相違が生じることが懸念される。このローラコンベアをフラッ

トベルト式の転動装置に置き換えることによって、より精度の高い計測が実現されると考えている。

DC servo motor for Rack Gear
Double Wishbone Suspension System
Tire Force Transducer
Roller Conveyor

Fig. 2 Components of suspension system

Fig. 3 Experimental vehicle

Table 1 Specifications of experimental vehicle

Parameter	Value
Overall Length	2205 mm
Wheel Base	1865 mm
Tread	1165 mm
Total Weight	298.2 kg

走行中の車両では、車体のスリップ角変化や姿勢角変化、および荷重移動などに応じて、タイヤの接地状態は時々刻々と変化している。この接地状態の変化を再現するため、本研究ではスチュワートプラットフォーム方式の6自由度モーション装置を利用している。

本研究で開発したシステムの処理の流れを図4に示す。このシステムでは、計測されるタイヤ力を入力値として車両運動解析をリアルタイムに実行し、解析結果より得られる車体のロール角やピッチ角、ホイールストロークなどに基づいて6自由度モーション装置の制御を行っている。このため、開発したシステムはいわゆるHILS (Hardware-in-the-loop Simulation) システムの一種であるといえる。車両運動解析で用いている車両モデルの詳細は、次章にて述べる。タイヤ力やタイヤの回転速度などの計測、リアルタイム車両運動解析の実行、および6自由度モーション装置、タイヤ舵角、ローラコンベアなどの制御は、dSPACE社製のプロセッサボードを用いて行っている。

Fig. 4 Overview of HILS system

3. リアルタイム車両運動解析

3・1 車両モデル 車両運動解析に用いる車両モデルとして、図5に示すような車両モデルを用いた。このモデルは、車体の並進運動および回転運動の6自由度に加え、各車輪の上下運動を考慮した計10自由度モデルとなっている。車両の横運動およびヨー運動の方程式を式(1)および式(2)に、車体の上下運動、ローリング運動、ピッチング運動の方程式をそれぞれ式(3)～(5)に、ばね下質量の運動方程式を式(6)に示す。前後方向の運動については、タイヤ前後力の計測値およびタイヤ前後力モデルを用いた運動方程式を解くことにより、車両のダイナミクスとして考慮することも可能であるが、試験の条件を一定とするため、通常は目標車速を時系列データとして与えるという形で試験を実施している。車両モデルのパラメータは、前述した小型電気自動車に基づいて決定している。

$$mV(\dot{\beta} + \dot{\psi}) = \sum_{i=1}^4 F_y^{(i)} \quad (1)$$

$$I_\psi \ddot{\psi} = (F_y^{(1)} + F_y^{(2)})l_f - (F_y^{(3)} + F_y^{(4)})l_r + \sum_{i=1}^4 M_z^{(i)} \quad (2)$$

$$m_s \ddot{z}_s = \sum_{i=1}^4 F_{sus}^{(i)} \quad (3)$$

$$I_\phi \ddot{\phi} = (F_z^{(1)} - F_z^{(2)})\frac{d_f}{2} + (F_z^{(3)} - F_z^{(4)})\frac{d_r}{2} + m_s V(\dot{\beta} + \dot{\psi})h + m_s gh \sin \phi \quad (4)$$

$$I_\theta \ddot{\theta} = -(F_z^{(1)} + F_z^{(2)})a + (F_z^{(3)} + F_z^{(4)})b \quad (5)$$

$$m_u^{(i)} \ddot{z}_u^{(i)} = F_z^{(i)} - F_{sus}^{(i)} \quad (6)$$

m, m_s, m_u : 車両質量, 車体質量(ばね上質量), ばね下質量

I_ϕ, I_θ, I_ψ : ロール・ピッチ・ヨー慣性モーメント
 $F_y^{(i)}$: タイヤ横力
 $F_z^{(i)}$: タイヤ接地荷重
 $F_{sus}^{(i)}$: サスペンション上下力
 $M_z^{(i)}$: セルフアライニングトルク
 β, ψ : 車両重心点の横滑り角, ヨー角
 ϕ, θ : 車体のロール角, ピッチ角
 l_f, l_r : 前・後輪軸と重心点との距離
 a, b : 前・後輪軸とピッチセンタとの距離
 h : ロールセンタから重心点までの距離
 d_f, d_r : 前輪・後輪ばねトレッド
 V : 車両速度
 g : 重力加速度
 添字 i : 1:左前輪, 2:右前輪, 3:左後輪, 4:右後輪

Fig. 5 Vehicle model for real-time calculation

運動方程式に含まれるサスペンション上下力を算出するにあたっては、以下のような仮定を設けている。

- ・ スプリングのばね定数は一定とする。
- ・ ダンパの減衰特性は、ダンパ単体試験の結果に基づいて作成した非線形マップを利用して算出する。
- ・ スプリングおよびダンパのストローク量とホイールの上下ストローク量の比であるレバー比は、本来はストロークに応じて変化する値であるが、ここでは一定値としている。

また、運動方程式に含まれるタイヤ横力およびセルフアライニングトルクに関して、車両モデルの左前輪については、ナックルに取り付けられた6分力計によって実際に計測された値を利用する。このため、ホイールの上下ストロークに伴うアライメント変化や荷重変化など、タイヤに対するサスペンション特性の影響を考慮することが可能である。残る3輪については、以下に述べる方法で実験的に同定した線形タイヤモデルを利用して、タイヤ力を計算している。

スリップ角および接地荷重変動が小さい範囲では、タイヤの横力特性およびセルフアライニングトルク特性は、スリップ角および接地荷重変動のそれぞれに対して比例的に変化することが知られている。そこで、開発したシステムを利用し、3通りの接地荷重条件において、スリップ角に対するタイヤ横力およびセルフ

アライニングトルクの特性を計測した。計測結果を図6および図7に示す。この計測において、610 N という接地荷重の値はドライバ乗車時の車両静止状態における前輪接地荷重であり、さらにその点から ± 30 mm のホイールストロークが生じたときの接地荷重である809 N および422 N という値を用いて計測は行われている。この計測結果に基づき、タイヤ横力特性を表す式として、式(7)のようなスリップ角および接地荷重に対する線形近似式を得た。ここで、 F_y [N]はタイヤ横力、 F_z [N]はタイヤ接地荷重、 α [deg]はタイヤのスリップ角である。セルフアライニングトルクについては値が非常に小さく車両運動特性に与える影響が小さいことから、今回の計算では無視するものとした。

$$F_y = (2.6863 F_z + 88.296) \cdot \alpha \quad (7)$$

Fig. 6 Tire forces and moments to slip angle

また、タイヤにキャンバ角が生じた際はキャンバストラストが発生することが知られているが、本論文のタイヤモデルではキャンバ角が小さい範囲を取り扱うものとして、キャンバストラストの影響についても無視するものとした。以上に述べたように、本論文では、スリップ角、キャンバ角、接地荷重変動がいずれも小さいという仮定に基づき、実験結果から同定した線形タイヤモデルを利用している。通常の走行の条件ではこれらの仮定は成立することが知られているが、いわゆる限界走行など、非線形領域も含めてタイヤの特性をモデル化する必要がある場合には、Magic Formula モデル⁵⁾の導入が有効であると考えている。

3・2 リアルタイム性の評価 本研究で開発したシステムでは、計測されたタイヤ力に基づいて車両運動解析を行い、その結果を直ちにモーション装置に反映させる必要がある。このプロセスに遅滞が生じると、車両の運動に遅れてタイヤの接地状態が変化するため、実際の車両の走行状況を再現しているものであるとは言い難い。また、数値積分のステップ時間が長くなってしまうと、解析の安定性が損なわれることが知られているため、安定性を確保するためにも十分早い周期で車両運動解析を実行する必要がある。

そこで、前節で述べた車両モデルおよびタイヤモデルを利用し、dSPACE 社製プロセッサボード DS1104 にて車両運動解析を実行し、数値積分の1ステップに必要な計算時間を評価した。このプロセッサボードでは、CPU として PowerPC 603e (250 MHz) が用いられている。数値積分法として4次の Runge-Kutta 法を用いたところ、数値積分の1ステップに必要な計算時間は平均で 0.060 ms と十分小さい値であることが確認された。なお実際のシステムでは、リアルタイム解析の実行周期を 1 ms として運用を行っている。この 1 ms という実行周期は車両モデルの計算時間に比べてかなり大きい値であるが、この条件でも安定した車両運動解析が実現されることが確認されている。

4. モーション装置によるタイヤ接地状態の再現

本研究で開発したシステムでは、サスペンションがフレームに固定されている。そのため、実車と同様のタイヤ接地状態を再現するには6自由度モーション装置の制御に配慮する必要がある。本章では、この6自由度モーション装置の制御方法を述べる。

4・1 車体の姿勢変化 車両が旋回しているとき、あるいは路面凹凸を乗り越える際には、車体のロールおよびピッチ運動などの姿勢変化や、バウンス運動が発生する。このうちロール運動およびピッチ運動については、図7および図8に示すように、車両運動解析によって算出されたピッチ角やロール角を6自由度モーション装置の指令値として利用することにより、車体の姿勢変化を再現している。またこのとき、車両のロールセンタおよびピッチセンタの位置を考慮してモーション装置を制御している。すなわち、モーション装置は車体と路面の相対的な角度変化を実現することになる。

なお、この方法により相対的な角度をモーション装置によって実現した場合、実際の車両の運動と比べ、車体の姿勢角の分だけ重力の方向が異なることになる。このため、厳密にはタイヤの接地荷重は実際の車両とは一致していない。しかしながら、この重力の方向の影響は、例えば 5 deg という車体姿勢変化としてはかなり大きい値を想定した場合でも、 $1 - \cos 5^\circ = 0.38\%$ 程度である。さらに、タイヤの接地力はサスペンションのスプリングおよびダンパによる反力が主因となっており、パーツに作用する重力の影響は小さい。従って、この重力方向の違いが与える影響は無視できる程度と考えられる。

また、車体の上下方向の運動であるバウンス運動についても、車両運動解析の結果得られるタイヤと

車体間の相対ストロークに基づいてモーション装置の上下位置を決定することにより、スプリングおよびダンパの動作条件を実際の車両運動と同様のものとしている。

Fig. 7 Emulation of roll angle

Fig. 8 Emulation of pitch angle

4・2 車体スリップ角の考慮 旋回中の車両にはタイヤにスリップ角が生じる。このタイヤのスリップ角を再現するためには、ステアリングの操舵角に加え、車体の横すべりの量を表す車体スリップ角、より厳密にはタイヤ接地点における車体スリップ角を考慮する必要がある。

本研究で開発したシステムでは、ラックピニオン機構に取り付けた DC サーボモータを制御することによりステアリング操舵角を再現し、併せてモーション装置を利用して車体スリップ角を再現することで、タイヤに適切なスリップ角を与えている。

Fig. 9 Emulation of slip angle

5. 車両走行試験との比較評価

本研究で開発したタイヤ-サスペンション特性評価システムの妥当性を確認するため、試験車両を利用し

てスラローム走行試験を実施し、開発したシステムによる試験結果との比較を行なった。試験車両によるスラローム走行試験では、車速をほぼ一定として正弦波状の操舵角を与え、操舵角、車速、車体重心点における横加速度、およびヨーレートの計測を行った。開発したシステムによる試験では、走行試験における平均車速 22km/h を一定車速として与えた。また、走行試験により計測された舵角(図 10)を DC サーボモータの入力データとして利用した。

Fig. 10 Steering input for slalom test

試験結果を図 11 に示す。開発したタイヤ-サスペンション特性評価システムによって、走行試験と同様にスラローム走行の状況が再現できていることがわかる。なお走行試験の結果には、横加速度およびヨーレートの計測結果に路面の凹凸に起因するノイズが含まれており、また車速も完全に一定とはなっていない。走行試験と開発したシステムによる試験を比較すると、舵角に対する横加速度やヨーレートの遅れはよく再現できているものの、横加速度やヨーレートの振幅に差異がみられることがわかる。これは、発生しているタイヤ力に違いが生じているためと考えられる。車両のヨーレートゲインや横加速度ゲインなどの特性は、タイヤ力が大きく影響することが知られている。しかしながら開発した試験機では、前述したように予算的な制約によりタイヤ転動装置としてローラコンベアを用いているため、タイヤの接地圧分布やすべり現象が実際の路面に対するものと異なっていると考えられる。路面の摩擦特性なども含め、タイヤと路面の接触状況をより正確に再現することにより、車両運動についても再現精度を向上させることができると考えている。

以下に、今回開発したシステムについて、実車による走行試験と比較した際の有効性を述べる。まず開発したシステムでは、走行条件の任意性が高いことが挙げられる。開発したシステムでは、車両の重量や重心位置といったパラメータを車両モデルにおいて考慮しているため、これらのパラメータは容易に変更することができる。更に、今回の論文では走行路面を平坦なものとして取り扱ったが、路面形状を車両モデルに対する入力として考慮することにより、路面の凹凸やう

Fig. 11 Slalom running test results

ねりといった点についても多様な条件を作り出すことが可能である。

また、開発したシステムのメリットとして、同一の走行条件を提供できることが挙げられる。実車による走行試験では、気象や気温などの条件により、走行する路面の状態が変化する。また、車速や走行コースなどの走行条件を同一にするためには、熟練したテストドライバーが必要である。

更に、開発したシステムでは、実車を利用した走行試験では計測が困難な状態量についても評価が可能であることが挙げられる。車両を開発する際には、サスペンションを支持するブッシュの弾性変形によって生じる操舵、いわゆるコンプライアンスステアを含めて車両特性を評価することが重要であるが、このコンプライアンスステアの角度は非常に微小であり、走行中の車両において計測を行うことは困難である。一方開発したシステムでは、レーザ変位計を利用して静止系から精度の高い計測を行うことが可能である⁶⁾。また、実車による走行試験では、車体の横すべり角や姿勢角を検知するためには高価な計測器が必要であったが、開発したシステムでは、これらの値は車両運動解析の結果より得ることができるため、計測機が不要となっている。

以上のように、開発したシステムでは、走行条件の任意性および同一性、さらに状態量の計測性といった点にメリットがあると考えられる。近年ではアクティブサスペンションやアクティブステアリングなど様々な車両運動制御技術が提案されているが、開発したシステムは、これらの技術を効率よく評価する試験環境として利用できることが期待される。

6. 結 語

本研究では、タイヤ-サスペンション系の特性が車両運動特性に与える影響を評価するため、6自由度モーション装置と実車サスペンション機構を用いたタイヤ-サスペンション特性評価システムの開発を行った。このシステムでは、試験機から計測されたタイヤ力に基づきリアルタイムに車両運動解析を行い、解析結果を利用して6自由度モーション装置を制御することによって、様々な走行状態を再現することが可能である。開発したシステムの有効性を評価するため、実車を利用したスラローム走行試験を行い、システムにより仮想的に実現された走行試験の結果と比較した。開発したシステムにおいて、実車による走行試験と同様にスラローム走行の状況を再現できることが確認された。

文 献

- (1) Dixon, J. C., *Tires, Suspension and Handling*, Society of Automotive Engineers, Inc., (1996)
- (2) Haken, L., Essers, U. and Wohanka, U., *Tire Force and Moment Characteristics Measured on Real Roadways*, JSATA, Vol. 26, pp. 495-502, (1993)
- (3) Blundell, M. and Harty, D., *The Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics*, Elsevier Butterworth-Heinemann Ltd., (2004)
- (4) Gillespie, T. D., *Fundamentals of Vehicle Dynamics*, Society of Automotive Engineers, Inc., (1992)
- (5) Pacejka, H. B., *Tyre and Vehicle Dynamics*, Elsevier Butterworth-Heinemann, (2002)
- (6) Shiiba, T., Yamato, K., Kobayashi, K., Okada, T. and Morita, K., *Evaluation of Tire and Suspension Characteristics with 6-DOF Motion Platform*, Proceedings of the ASME 2007 International Design Engineering Conference, DETC2007-35217, (2007)