室内での車両横方向ダイナミクスの模擬手法*

(第1報, システム構成の検討)

御室 哲志^{*1}, 本山 廉夫^{*1}

Indoor Vehicle Lateral Dynamics Simulation

(1st Report, System Framework)

Tetsushi MIMURO^{*2} and Sumio MOTOYAMA

^{*2} Mitsubishi Motors Corporation, Research Dept., Car Research & Development Center,
Nakashinkiri 1, Hashime-cho, Okazaki-shi, Aichi-ken, 444-8501 Japan

A four-wheel flat belt chassis dynamometer with swiveling mechanisms had been developed mainly for indoor cornering tests. On the tester, a testing vehicle is restrained with wire ropes, and its longitudinal and lateral characteristics are well reproduced including body attitude. Because lateral response simulation in the set-up is consistent only in steady state in the strict sense, new techniques for lateral transient response are introduced in this paper. To reproduce the precise tire slip angles, the vehicle is equipped with Corrective Steering Systems for front and rear wheels. The CSSs are controlled in accordance with the real-time vehicle model which contains only the vehicle's mass property by making use of the vehicle restraint forces. The resultant testing system is proved to have sufficient preciseness in the overall running scenarios, and can be applied to various vehicle tests.

Key Words: Transient Response, Measurement, Computer Aided Test, Automobile, Vehicle Dynamics, Dynamometer, Flat Belt, Driving Simulator

1. はじめに

室内で定常旋回試験を行うことを主目的として開発された4輪フラットベルトシャシダイナモメータが種々の目的に利用されている^(1,2,3). この試験機は、通常のローラータイプの試験機と異なり、スチールベルトによる広い平面を持ち、車両が動いても常にタイヤと路面の接触面を正しく再現できる. また、前軸用、後軸用それぞれのフラットベルト架台の旋回機構を持ち、前後輪に任意のスリップ角を与えることができる. かつ、通常の4WD用のシャシダイナモメータとして、走行抵抗制御を含む4輪独立のベルト速やトルクの設定が可能である. この試験機により航空機の風洞試験に相当する車両の運動力学的台上試験が可能となった.

この試験機はドライビングシミュレータも含む多様な活用がされてきたが、前後方向はダイナモメータに

より過渡的にもダイナミクスが模擬されるのに対し、横方向は厳密に言うと、過渡的には模擬されず、定常旋回と、実走行では瞬間的にしか成立し得ない不釣り合い状態を持続的に再現するものであった.

この問題を克服するため、前後輪に操舵補正機構を付加し、かつ、車両の拘束力のリアルタイム計測結果とマサ特性のみからなる車両モデルにより、車両横方向ダイナミクスを模擬する室内システムを開発した. また、この室内システムが車両の横方向の過渡的運動や限界挙動も含む総合的な走行模擬性能を持つことを検証した.

2. 横方向ダイナミクスの模擬手法

従来行われていた手法も含め、室内台上で横方向ダイナミクスを模擬する手法を列挙し、その得失を比較する.

2・1 横方向フリータイプ^(4,5) 横に長い2軸のローラーの上に車両を載せ、車両の前後方向のみ拘束して横やヨーの自由度はフリーにする. 車両は設備設置の前後軸に対し、固定された進行方向にほぼ沿った

* 原稿受付 1999年4月21日.

^{*1} 正員, 三菱自動車工業(株)乗用車技術センター研究部 (〒444-8501 岡崎市橋目町字中新切1).

E-mail: mimuro-tetsushi@pde.mitsubishi-motors.co.jp

(ヨー角 ϕ が小さい範囲の) 運動しかできない。よく知られた平面内走行車両の横方向の運動方程式は⁽⁶⁾,

$$m \cdot a_y = m \cdot (\dot{v}_y + V \cdot \dot{\phi}) = F_f + F_r \quad (1)$$

$$I_z \cdot \ddot{\phi} = F_f L_f - F_r L_r \quad (2)$$

$$F_f = k_f \cdot \alpha_f \quad \text{ここで, } \alpha_f \equiv \delta_f - \beta_f \quad (3)$$

$$F_r = k_r \cdot \alpha_r \quad \text{ここで, } \alpha_r \equiv \delta_r - \beta_r \quad (4)$$

$$\beta_f = \beta + L_f \cdot \dot{\phi} / V \quad (5)$$

$$\beta_r = \beta - L_r \cdot \dot{\phi} / V \quad (6)$$

ここで,

m, I_z : 車両質量, ヨーイング慣性モーメント

$\dot{\phi}, v_y, a_y$: 車両ヨー角速度, 横速度, 横加速度
 V : 車速

β : 車両重心点スリップ角 ($\equiv v_y / V$)

L_i : 重心-i軸間距離

F_i : i軸横力(左右輪合計)

δ_i, α_i : i輪実舵角, i輪スリップ角

β_i : 車両のi軸位置スリップ角

k_i : i軸左右輪合計の横力発生係数
(輪荷重等の関数)

δ_H : 操舵角 $\delta_f = \delta_H / i_s$

i_s : オーバーオールステアリング比

注1) サフィックス i について, f は前, r は後の意

注2) δ_f は入力, δ_r は他の状態量の関数として与えられる。

実際の車両において, 実舵角 δ_f (あるいは δ_r) は一般に左右で等しくないが, この左右輪の関係は車両のステアリング系の機構で決まる。従って, 実舵角の左右差を考慮したモデルへの拡張は容易であり, 以下特に実舵角やタイヤスリップ角 α_f (あるいは α_r) に左右差が無いような省略した記述で進めるが, これは一般性を失うものではない。

ローラー上の車両の運動方程式は, タイヤ直下のローラー接線速度が車速 V に等しいと仮定し, かつヨー角 ϕ が小さいことから $\cos \phi \approx 1$ とすると, 上記6式に対し次の3式が異なる。

$$m \cdot \dot{v}_y = F_f + F_r \quad (1')$$

$$\beta_f = \beta + L_f \cdot \dot{\phi} / V - \phi \quad (5')$$

$$\beta_r = \beta - L_r \cdot \dot{\phi} / V - \phi \quad (6')$$

このようにローラー上の運動方程式は若干形が異なるが, 操舵に対するヨー角速度あるいは横速度の応答を求めると, ヨー角が微小な範囲であれば実走行の特性に近似できる。しかしながら進行方向が厳密な一方

向に限定されるので, 利用方法はきわめて制約される。微小操舵ないしは微小タイヤスリップ角の範囲であるから, ローラーの曲率の影響は比較的小さいが, フラットベルトの方が望ましいことは言うまでもない。

2・2 車両拘束-架台旋回タイプ⁽¹⁾ 図1はフラットベルト試験機上の車速 V , 半径 R の定常円旋回中の釣合状態を示す。試験機上の車両はワイヤロープで水平面内の運動を拘束されており, その拘束力 F_1, F_2 が計測されている。ワイヤロープ拘束力とタイヤ横力の関係は明らかに,

$$F_1 + F_2 = F_f + F_r \quad (7)$$

$$F_1 L_1 - F_2 L_2 = F_f L_f - F_r L_r \quad (8)$$

旋回半径 R は, 前後の旋回架台の旋回角をそれぞれ γ_1, γ_2 (上面視で左回りを正) とすると, その相対角 $\gamma_1 - \gamma_2$ とホイールベース $L (= L_f + L_r)$ で次式のように幾何学的に決定される。

$$R = \frac{L}{\tan(\gamma_1 - \gamma_2)} \quad (9)$$

車両の重心点スリップ角 β は旋回架台の旋回角と車両の前軸重心間距離 L_f 及び後軸重心間距離 L_r で次式のように幾何学的に決定される。

$$\beta = \frac{L_r \gamma_1 + L_f \gamma_2}{L} \quad (10)$$

Illustrated is the case where both γ_1 and γ_2 are negative. (Therefore β is also negative).

Fig.1 Steady State Cornering on the Tester

実走行において、ドライバーは、定められた巡回コースを所定の速度で走れるように、ハンドル操作とアクセル操作を行い、釣合状態を実現する。試験機上のドライバーは、ワイヤロープ拘束力から計算されるヨーイングモーメント $F_1 L_1 - F_2 L_2$ がゼロとなるようにハンドルを操作し、車速指令値に従ってアクセルを操作する。両操作が達成されれば定常円旋回状態が実現されたことになる。ここで車速指令値 V はワイヤロープ拘束力 $F_1 + F_2$ を車両質量 m で除した仮想横加速度 V^2/R と(9)式で設定される旋回半径 R から得る。この手法により限界までの定常円旋回やヨーイングモーメントの発生能力の計測⁽³⁾などが行われているが、過渡的な運動を再現することはできない。

2・3 車両拘束-操舵反力シミュレータタイプ

フラットベルト試験機上で車両をワイヤロープで水平面内の運動を拘束するのは前節と同様であるが、架台の旋回は行わず、その拘束状態のままドライバは運転操作する(図2)。ベルト速度と操舵角からリアルタイム車両モデル(1~6)式で車両挙動を計算し、その結果をコンピュータグラフィックスによる周囲視界提示システムの視点情報とし、ドライビングシミュレータとして用いる⁽⁷⁾。

前輪は操舵によって横力やセルフアライニングトルクを発生し、ドライバはこの実走行模擬度の高い操舵手応えを感じるが、ここで発生するタイヤスリップ角は実舵角 δ_f であって車両運動が入った場合の真のスリップ角 α_f より通常は大きい。操舵反力を適正化するためにドライバの操舵角 δ_H に対する車両モデル内の操舵角ゲインを車速に応じて大きめに調整することで、高速道路の走行といった通常の走行条件であれば、台上模擬試験への適用が可能である。

Fig.2 Steering Reaction Force-Type System

航空機用でも自動車用でも、高度なシミュレータはモーションシステムを備え、乗員に加速度を与えることを重視する。一方、メーター類や、操舵、アクセル、ブレーキ操作に対する操作反力といったヒューマンインターフェース面、更にはエンジン音、タイヤのスキール音、走行時の車体振動といった環境的因子も現実感の付与に重要である。この意味で実車両を走行させることのメリットは非常に大きい。我々の経験では、加速度が低い日常走行主体の試験目的の場合、実車を使うシステムは、定常的な加速度の付与ができなくても実用性は非常に高い。とは言え、本節での車両特性はモデルが決定しており、シミュレータ用としては有効であっても、車両特性の計測には適用できない。

2・4 前後輪操舵補正-車両モデルタイプ 前節において前輪スリップ角と後輪スリップ角を(1~6)式に従って正しく与えるために、前後輪各々に操舵補正機構(CSS: Corrective Steering System)を追加する。図3に示すように(1~6)式からなる車両モデルによって車両スリップ角 β_f , β_r 等が計算されると、次章で説明するフロントCSSは、与えられた実舵角 δ_f から β_f を減算して、補正された実舵角として α_f を出力する。リヤCSSも同様である。すなわち、フラットベルト試験機上の前後輪操舵補正機構付きの車両は、実舵角 δ_f , δ_r の入力に対し、スリップ角 α_f , α_r に等しい補正された実舵角を発生する。このようにして、実走行と同じ横力やセルフアライニングトルクを発生するシステムを構築できる。2・3節のシステムに比べると、実特性の模擬度合いは格段に上がるものの、ここでも車両特性はモデルが決定しているため、車両特性の計測には適用できない。

Fig.3 Vehicle Model-Type System

2・5 前後輪操舵補正—拘束力タイプ このタイプはシステム構成的には2・4節とほとんど同じであるが、ここまで用いてきた k_f , k_r を含むリアルタイム車両モデル(1)~(6)ではなく、ワイヤロープの拘束力の計測値 F_f , F_r を直接(1,2)式に入れ、車両マステータで除することで横およびヨー方向の加速度を得て、運動方程式を解く((1',2')式, 図4)。

$$\dot{V}_y + V \cdot \dot{\phi} = (F_f + F_r) / m \quad (1')$$

$$\dot{\phi} = (F_f L_f - F_r L_r) / I_z \quad (2')$$

サスペンション機構の多自由度モデルや非線形性の強いタイヤ特性を組み込んだ詳細な車両モデルであっても、モデル化には限界がある。ワイヤロープの拘束力の計測値を用いると、これらモデル化が不要となる。拘束力計測値に単純な(1',2')式のマステータを演算する(以下ではマモデルと呼ぶ)だけなので、高精度の車両特性計測が可能となる。今回、実際に構築したシステムはこのタイプである。次章以降ではこのタイプについて論じる。

Fig.4 Restraint Force-Type System

2・6 高応答旋回架台タイプ 2・4節と2・5節のそれぞれの前後輪操舵補正機構の代わりに高応答の旋回架台を用いるシステムが考えられる。車両に操舵補正機構を付加する改造が不要であるため、種々の車両を計測するのに効率的で望ましいが、ダイナモメータの機能も具備する巨大な架台に、車両の動特性に比べて十分に高いヨーイング応答特性を与えることは、機構設計上困難である。

3. 操舵補正システム (CSS)

4WS (Four Wheel Steering System) 車であれば、

機能的には4WSをそのままリヤCSSに利用できる可能性がある。今回は高応答、高精度で取り扱いが容易な電動4WSシステムを適用した。様々な走行条件の中で、2WS車としての過渡運動模擬のためだけに、4WS機構を用いるのではなく、本来の4WS機能をも発揮可能とするために、十分な後輪最大舵角を確保した(表1)。

Table 1 Rear Corrective Steering System Specification

Actuator Type	Stepping Motor with Coaxial Reduction Gear
Motor Rating	DC12V-110W
Maximum Steer Angle	$\pm 6.0^\circ$
Steer Angle Resolution	0.1°
Frequency Response	7Hz (No Load, $\pm 3\text{mm}$)

Table 2 Front Corrective Steering System Specification

Actuator Type	Stepping Motor with Planetary Gear System
Motor Rating	DC12V-110W
Maximum Corrective Steer Angle	$\pm 180^\circ$ (around the Steering Column)
Steer Angle Resolution	0.8° (around the Steering Column)
Frequency Response	7Hz (No Load, $\pm 15^\circ$)

Fig.5 Front Corrective Steering System

フロントCSSはドライバ操舵のもとでシステム側の指令を演算して所定の実舵角を設定する。機械的な結合を完全に切ってサーボモータで操舵制御するシステムは、機構的には実現し易いが、操舵反力を人工的に作らねばならず、操舵手応えに敏感なドライバには違和感を感じさせる可能性が大きい。ここで用いたのは、ステアリングコラムシャフトの途中に遊星ギヤを用いた機構(図5)を組み込むことによって、ドライバ操舵に対し、システム側のステップモータが操舵補正の演算を行うシステム(表2)である。このシステムは、リヤCSSと同様に車両応答に対して十分な応答性を持っており、かつ、路面からの反力は通常のパワステアリングシステムと同様にドライバに伝達される。

4. ワイヤロープ張力を制御情報として適用する際の課題

ワイヤロープの張力実測値をCSSの制御情報として使うことは、種々の問題を引き起こす可能性がある。ワイヤロープによる平面自由度の車両拘束が理想的に行われるかどうかの議論は今回は省略し(今回の試験範囲では問題はなかった)、それ以外の問題を議論する。

まず、車両停止状態では一般にワイヤロープの初期張力アンバランスが存在し、拘束力タイプのシステムでは極低速走行時に影響が出る。これは、例えば、右前を横方向に拘束しているワイヤロープの張力が左側に対して高かった場合、ドライバは直進のつもりで車両を発進させると車両挙動としては左旋回に扱われてしまう。極低速の範囲では車両動特性の計測の興味はないため、拘束力タイプではなく車両モデルタイプに切り替えることで、この問題は回避できる。

またワイヤロープの床固定端側には引張型のロードセルが取り付けられているため、車体振動によってワイヤロープに比較的低周波の振動が励起され、これによる張力変化がシステム全体の振動になることがある。対策としては張力の信号に10Hz程度のローパスフィルタを入れることも一定の効果があるが、ロードセルの振動を抑制するメカニカルなダンパー要素の追加が効果的であった。

5. 実走行特性との比較

「前後輪操舵補正-拘束力タイプ」の台上ダイナミクスを実走行のそれと比較するために、スラロームや操舵過渡応答試験等を台上及び実走行のそれぞれで行った。試験車両は操舵補正機構を搭載した2.5リッターガソリンエンジンの乗用車(表3)で、実走行時には操舵補正機能を停止している。

Table 3 Test Vehicle

Vehicle Length	4.67 m
Wheelbase	2.63 m
Vehicle Mass	1,670 kg
Yaw Moment of Inertia	2,720 kgm ²

図6は台上及び実走行における大舵角スラロームテスト(0.2Hz, $\pm 90^\circ$)のリサージュ波形を比較したものである。操舵は機械入力ではなくドライバが行っているため、入力自体が完全に同じではないが、非常に高い再現性を持っていることは明らかである。特に操舵角と操舵トルクのリサージュ波形の形状は、車両のステア特性の違いを敏感に反映して位相が変わるが、本システム(前後輪操舵補正-拘束力タイプ)はステア特性を忠実に再現している。一方、「車両拘束-操舵反力シミュレータタイプ」は位相が大きく異なる。

Vehicle Speed = 40 km/h
Steering Input Frequency = 0.2Hz

———— : CSS + Restraint force-type
----- : Actual running
..... : Steering reaction force-type

Fig.6 Slalom Test

図7は代表的な過渡的運動である1周期サイン操舵入力(1.0Hz, $\pm 30^\circ$)に対するヨー角速度の応答で、台上及び実走行が良く一致している。

常用領域(タイヤ特性がほぼ線形の領域)の操舵応答性試験法としてよく行われるパルス操舵角入力の操舵過渡応答試験⁽⁸⁾を台上及び実走行で行った結果を図8a, bに示す。これらの周波数応答もよく一致しているが、更にこの結果を主観評価との対応が優れる4パラメータ(操舵角入力に対する, a_1 : ヨー角速度定常ゲイン, f_n : 固有振動数, ζ : 同減衰比, ϕ :

1Hzでの横加速度の位相遅れ) 法⁽⁹⁾を用いて比較したものが図8cである。実走行を十分な精度で再現していると言える。

Vehicle Speed = 80 km/h
Steering Input Frequency = 1 Hz

———— : CSS + Restraint force-type
----- : Actual running

Fig.7 1 Period Sine-Input Test

Vehicle Speed = 100 km/h

———— : CSS + Restraint force-type
----- : Actual running

Fig.8b Pulse-Input Steering Transient Response
Steering Wheel Angle - Lateral Acceleration

Vehicle Speed = 100 km/h

———— : CSS + Restraint force-type
----- : Actual running

Fig.8a Pulse-Input Steering Transient Response
Steering Wheel Angle - Yaw Velocity

———— : CSS + Restraint force-type
----- : Actual running

Fig.8c Four Parameters of Steering Transient Response

3.0 m R

Fig.9 Steady State Cornering Test Result

以上の結果より、従来不可能であったフラットベルト試験機上の横方向ダイナミクスの再現は、前後輪操舵補正-拘束力タイプの適用により十分な精度で行えることが分かった。

高横加速度領域のこの試験機上での実走行の再現性は「車両拘束-架台旋回タイプ」でも定常旋回によって車両旋回限界領域まで確認されている⁽⁹⁾。今回提案のタイプについても同様に高い再現性を得た(図9)。

以上により、横方向についても、過渡運動および、高加速度領域の運動について、十分な実走行の再現性が確認された。この模擬手法を用いれば、衝突回避や路外逸脱防止のような複合的車両挙動についても車両性能を忠実に再現すると考えられ、ドライバを含む車両安全性解析に大きな貢献が期待される。これについては別の機会に報告したい。

6. ま と め

従来、前後運動および定常円旋回試験を中心に利用されてきた4輪フラットベルトシャシダイナモメータを用いて、さらに横方向の過渡運動まで模擬する手法を検討した。まず、室内台上での各種の横運動ダイナミクス模擬手法を比較し、車両の過渡運動を本質的に再現できる「前後輪操舵補正-拘束力タイプ」を提案した。拘束力タイプでは、車両計算モデル部が最小のいわゆるマスモデルになるため、台上での過渡挙動を計測対象とすることが可能である。次に、前後輪操舵補正機構を製作すると共に、実用上十分な性能を確保した。これらのシステムを用いて、台上の過渡運動性能をスラローム・1周期サイン操舵・パルス操舵過渡応答の各試験について行い、実走行と比較して再現性が良好であることを確認した。また高加速度領域の運動についても同様に確認した。

今回提案の模擬手法により横方向の過渡運動模擬が可能になった反面、車両に操舵補正機構が必要になったため、多くの車両を次から次へ計測するというわけにはいかない。今回開発したシステムの利用法として、著者らは次のような項目を考えている。

- (1) ドライビングシミュレータ用の車両システム
- (2) 緊急回避のような実走行では危険な走行試験
- (3) ヨーイングモーメントと横力の直接計測によるシャシ制御システムの評価
- (4) マス特性や重心位置の影響検討
- (5) 外乱入力に対する感受性試験

フラットベルト試験機は実車試験を置き換えるだけでなく、ヨーイングモーメントや車両姿勢を直接測ることができ、車両運動への新たな洞察をもたらす価値ある設備であるが、今回の利用技術の拡張によりさらに多くの応用が可能になった。このシステムを積極的に利用し、車両運動性能、ITS、ヒューマンファクターといった分野で新たな成果を得、それらの進歩に貢献していきたいと考えている。

文 献

- (1) 御室・ほか2名, 運動性能用フラットベルトシャシダイナモメータ, 三菱自動車テクニカルレビュー, No.4 (1992), 144-152.
- (2) 御室・ほか3名, フラットベルトシャシダイナモメータを用いた室内旋回試験, 自動車技術会論文集, Vol.23 No.3 (1992), 87-91.
- (3) S.Motoyama,ほか2名, Quantitative Evaluation for Yaw Control Ability, 4th AVEC'98, 9837058, p.443-447(1998)
- (4) O.Hirao,ほか2名, Improvement of Safety of Automobile as Man-Machine System at High-Speed Running, 12th FISITA (1968).
- (5) Y.Oguchi,ほか2名, Experimentally Constructed Lateral Motion Simulator and Its Characteristics in a Man-Vehicle System, 16th FISITA (1976).
- (6) 自動車技術ハンドブック第1分冊, 自動車技術会 (1990).
- (7) T.Maemura,ほか3名, An Application of Traffic Simulation to Co-driver System Development, 2nd ITS (1995), 1777-1782.
- (8) 乗用車の操舵過渡応答試験法, JASO Z110-91(1991)
- (9) T.Mimuro,ほか3名, Four Parameter Evaluation Method of Vehicle Lateral Transient Response, SAE Paper 901734 (1990).