

《小特集》

車両運動のアクティブ制御とシミュレーション

永井正夫*

ABSTRACT In the research field of vehicle dynamics, active control technology has been studied and applied to road vehicles in order to improve stability and handling performance of the vehicles and also the ride quality. So far various active suspensions, four-wheel-steering, anti-lock braking and traction control systems have been studied and developed for road vehicles specially for automobiles. This paper introduces at first how and why the active suspensions are fundamentally analyzed and designed from the viewpoint of control engineering. Then different kinds of vehicle simulators for testing and evaluating the performance and safety of improved vehicle dynamics are introduced by which the various four-wheel-steering systems have been studied.

1. はじめに

近年のビークルダイナミクス研究の大きな特徴は、運動力学と制御理論とを融合することにより性能の飛躍的向上を図ろうとする流れである。すでに航空機におけるCCV (Control Configured Vehicle) の概念が普及しているように、車両構造の見直しとアクティブ制御の適用研究はますます盛んである。これらの研究の目的は大きく分けて、操縦性安定性に代表される運動性能の向上と、乗り心地に関した振動絶縁特性の向上と言えよう。これらの目的は取り立てて新しくはないが、近年急速に進歩しているアクティブ制御技術を背景にして革新的な技術開発が進められている。

例えば、振動絶縁や姿勢制御技術としての車両のアクティブサスペンションであり、自動車の運動性能の向上を目指した四輪操舵(4WS)、四輪駆動(4WD)や駆動制御(TCS)、さらにスリップ防止のための制動制御(ABS)などの各種の技術開発が進展している。図1は車両運動の総合的な制御の概念図を示している。それらの専門的な内容については自動車技術会などで詳しく紹介されている。

本解説では、車両運動制御に関わる基礎技術と開発で使われている各種の解析法やシミュレーション技術について一端を紹介することにする。

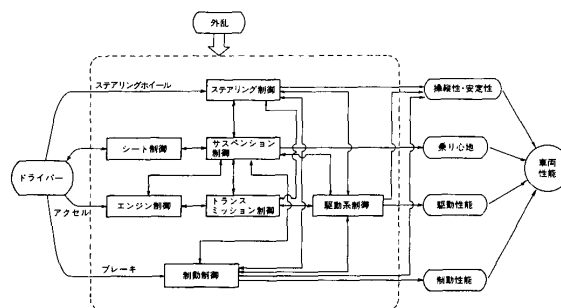


図1 車両の運動制御の概念図

2. アクティブサスペンション

2.1 サスペンションの分類

車両を支持するサスペンションは大きく次の3種類に分けられる。

- ①パッシブサスペンション：ばねやダンパなどの固定係数をもつ機械的な支持要素によるもの。
- ②セミアクティブサスペンション：ばねやダンパを可変構造にして運動状態に応じてパラメータを切り換え制御するもの。
- ③アクティブサスペンション：エネルギー源を持ち支持力を直接発生させるアクチュエータを備えて振動や運動を制御するもの。

これらを1自由度系のモデルで表現すると図2のようになる。このサスペンションに要求される目的は、姿勢制御や振動制御による乗り心地向上であり、操安性制御による運動性能向上である。姿勢制御や振動制御をするために、セミアクティブ的な

Active Control and Simulation of Vehicle Dynamics. By Masao Nagai (Dept. of Mechanical Systems Engineering, Faculty of Engineering, Tokyo University of Agriculture and Technology).

*東京農工大学工学部機械システム工学科

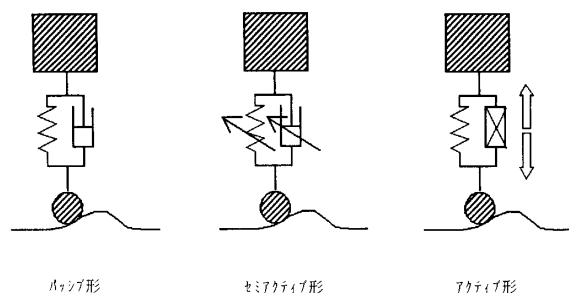


図2 1/4車体モデルの1自由度支持系

①車高制御

②ダンパ切り換え制御

③ばねダンパ切り換え制御

の各方式があるが、近年アクティブ制御がなされるようになり、

④空気圧アクティブサスペンション

⑤油圧アクティブサスペンション

が相次いで開発されている。いっぽう理論的基礎的研究として非線形制御、最適制御、予見制御、ロバスト制御などを適用する研究例が見られる。

2.2 路面外乱の表現

路面の凹凸に対する車体の振動の形態を分類すると、

①突起・段差通過による過渡振動

②周期的凹凸による調和振動

③多周波数成分の混在する不規則振動

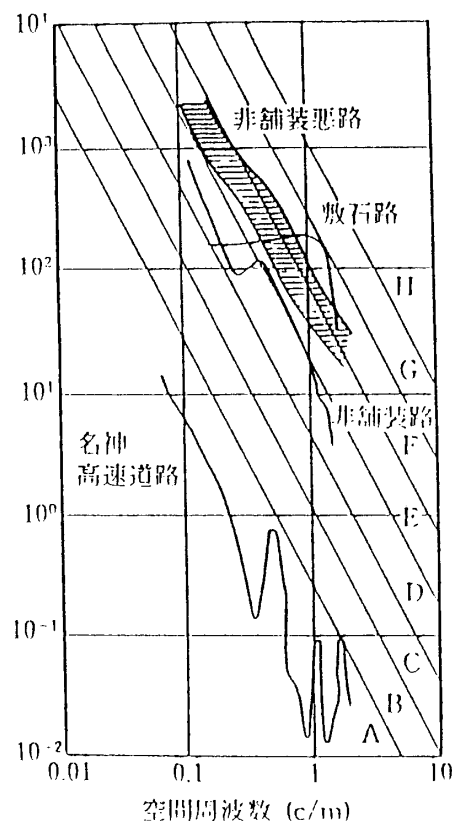
になると考えられる。これらの路面入力の実現方法は、①、②の解析では単純な関数で表現され、③の解析では一般に空間周波数に対するパワースペクトル密度(PSD)で表現することが多い。ISOの規格案として以下の形が提案されている。

$$S(n) = S(n_0) \frac{n_0^2}{n^2} \frac{A}{n^2}$$

ここで空間周波数 n の単位を c/m とすると、 $S(n)$ は m^3/c である。また $n_0 = 0.1 \text{ c/m}$ である。図3に路面凹凸の粗さの程度 $S(n_0)$ をパラメータとしてPSDの関数を表示したものである。走行時の解析をするためには、このPSDを時間周波数に関する関数に変換すると

$$\Phi(f) = \frac{AV}{f^2}$$

ここで、 V は走行速度 (m/s)、 f は時間周波数 (Hz) である。この形は、路面凹凸のPSDが周波数の2乗に反比例することを意味し、路面凹凸の変化速度のPSDが白色雑音であることと同じである。この点は

図3 路面凹凸のパワースペクトル密度¹⁾

確率過程理論に基づく解析にとって非常に都合のよい形である。

路面入力 x_0 に対する車体の変位 x の伝達関数を $G(s)$ とすると

$$x = G(s)x_0$$

である。従って、車体の変位 x のPSDは

$$\Phi_{xx}(f) = |G(j2\pi f)|^2 \frac{AV}{f^2}$$

となる。なお走行する車両は一般には複数の支持機構があり、進行方向にそって順次路面外乱が加わる。

$$x = \sum_{n=1}^N G_n(s)x_{0n}$$

$$= \sum_{n=1}^N G_n(s)x_0 \exp(-\tau_n s)$$

ただし τ_n は外乱入力位置の時間差である。

2.3 乗り心地の評価

国際標準機構の規格ISO2631によると上下振動の加速度レベルは図4に示すように定められている。これは1/3オクターブ幅の中心周波数におけるrms値で与えられており、基本的に単一周波数に対する基準である。図4で4~8 Hz程度の中間周波数での値が小さく設定されているのは、人間がこの周波数帯域の振

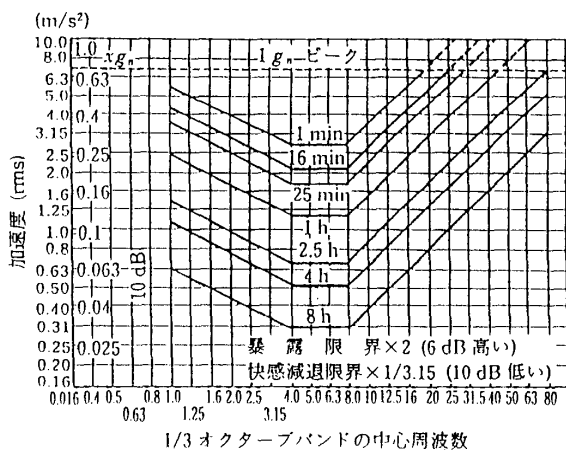


図4 振動乗り心地の評価基準 ISO2631

動に対して敏感であることを意味している。なお過去に Janeway を始めとして乗り心地に関する多くの研究があり、何れも同様の曲線となっている。

2.4 スカイフック特性

図2に示すようなばねと粘性ダンパとで支持する通常のバンプ系を伝達関数で表現すると

$$x = \frac{cs + k}{ms^2 + cs + k} x_0$$

となる。いっぽう、図5に示す仮想的スカイフック系を伝達関数で表現すると

$$x = \frac{k}{ms^2 + cs + k} x_0$$

となる。

スカイフック系の基本的な実現方法は、図5に示すように、車体の絶対速度 $\dot{x}$ を車体車輪間のアクチュエータにフィードバックする方式である。上の伝達関数を比較すると違いは分子の s の項の有無であり、路面凹凸に対する振動伝達率に大きな違いを与える。バンプ系では、共振を抑えるためにダンパ係数 c を大きくすると、高周波数成分が増大して車体への衝撃が強くなり乗り心地が悪化する。いっぽうスカイフック系

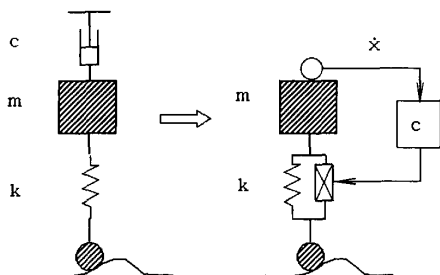


図5 スカイフック系とその実現方式

では、ダンパ係数 c を大きくしても振動増幅率は増大しない。この性質は、振動絶縁性と運動性能の高いレベルでの両立が可能であることを示している。この事実がアクティブサスペンションを開発する最大の利点となっている。

3. 上下2自由度系の取り扱い

車両は一般的に人間を乗せる車体とタイヤその他の走り装置があり、その間にサスペンションが配置されている。従ってより高い振動数帯域までをダイナミクスの対象とすると、ばね下共振が現れ、少なからず乗り心地に影響を与える。このことを考慮すると2自由度振動系を扱うことになる。

図6は、車体の絶対速度あるいは絶対速度と加速度をフィードバックしたスカイフック系の周波数応答である。バンプ系と異なりスカイフック系では、ばね上の共振周波数帯域の振動伝達を大幅に低下させることができる。しかしながらばね下共振を低下させることはできない。

不動点の存在：図6の振動伝達率曲線において応答倍率の変わらない不動点が存在している。特にサスペンションの制御方式に依らない共通の不動点が存在し、それは制御性能の限界となっている。

図7に示すような車体とタイヤで構成される上下2自由度系は

$$m_2 \ddot{x}_2 = f$$

$$m_1 \ddot{x}_1 = -f - k_1(x_1 - x_0)$$

と表される。ここで支持力 f は、アクティブ、セミアクティブ、バンプを問わない。これらを加えて整理すると

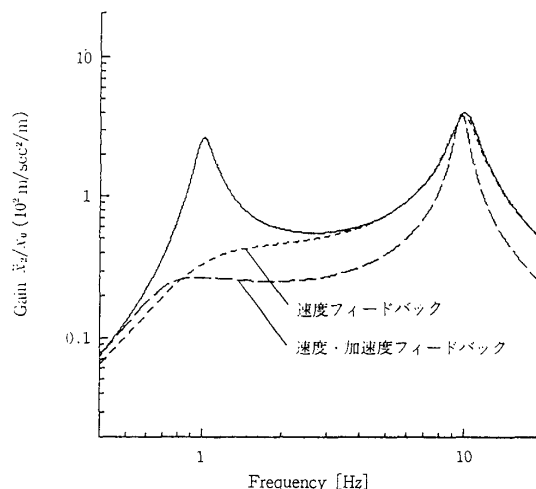


図6 車体加速度の振動伝達率（スカイフック系）

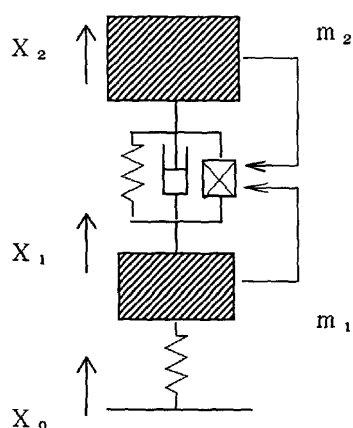


図7 2自由度上下振動モデル

$-m_2\omega^2 x_2 + (-m_1\omega^2 + k_1)x_1 = k_1 x_0$
 となる。ただし $s = j\omega$ (ω は円振動数)。これから
 $\omega_A = \sqrt{k_1/m_1}$
 の振動数のとき車体加速度の振動伝達率は

$$H_a = \frac{\ddot{x}_2}{\ddot{x}_0} = -j \frac{m_1}{m_2} \omega_A$$

となる。したがって不動点は車体とタイヤの質量比とタイヤの剛性に依存し、振動制御特性を制限している。

LQG 最適制御：2自由度系の運動方程式は上述した通りで、 f はサスペンション力である。アクチュエータの応答を考慮する場合にはその特性式も状態方程式に組込む必要がある。一般にアクティブサスペンションはエネルギー消費が無視し得ないので、制御入力と制御成績を加味した評価関数を設定し、LQG 理論を使用すれば良い。例えば

$$J = E[q_1(x_1 - x_0)^2 + q_2(x_2 - x_1)^2 + q_3\dot{x}_2^2 + u^2]$$

と置きそれを最小にする制御則を求めればよい。大型乗用車が粗い路面を 72 km/h で走行する場合、アクチュエータによる消費エネルギーは最大で 2 キロワット程度という計算結果が得られている。

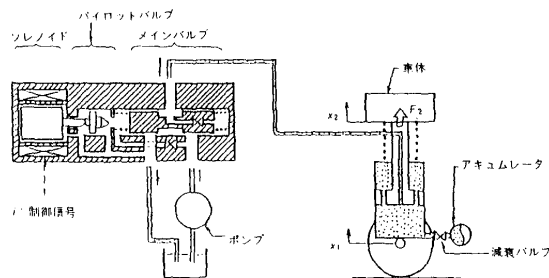
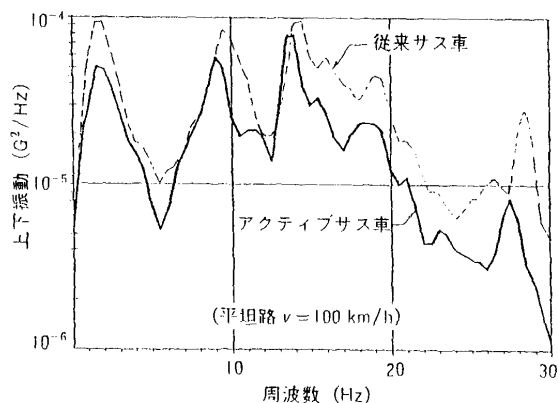
図8 油圧アクティブサスペンションの制御系⁷⁾図9 高速走行時の車体の上下振動⁷⁾

図8に示すのは、最近開発された油圧アクティブサスペンションの基本構成図である。高周波数までアクティブ制御すると消費エネルギーが急増するために、補助空気室を設けることにより、高周波数成分は空気の圧縮性により振動吸収を図っている。図9はこのようにして設計されたアクティブサス装着車が 100 km/h で走行するときの上下振動波形である。

4. H_∞ 最適ロバスト制御

走行中の車両の振動をより実際に近付けるには、図10に示すような車体の上下・ピッチ運動と前後のばね下質量の上下変動からなる4自由度の前後2輪モデルを扱うとよい。著者らはこの前後2輪モデルに対して、近年注目されている H_∞ 制御理論をアクティブサスペンションの設計に適用してみた。 H_∞ 制御理論は LQ 制御と異なり、周波数成分を評価することが出来る特徴を持っている。そこで適用に際しては、乗客の座るシートのダイナミクスと前述した ISO2631 の乗り心地評価基準による乗り心地感知フィルタを考慮し、上下振動モデルでは扱えない車体のピッチ運動も評価した。

路面からの外乱ベクトルを

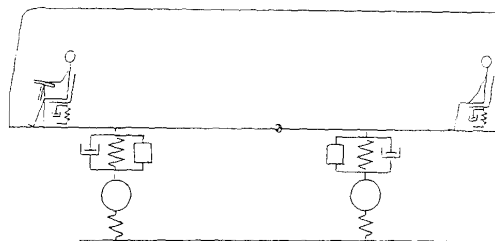


図10 4自由度の前後2輪モデル

$$w = [v_{0f}, v_{0r}]^T$$

制御量ベクトルを

$$z = [x_{12f}, x_{01f}, x_{12r}, x_{01r}, \theta, a_h, u_1, u_2]^T$$

として、外乱ベクトル w から制御量ベクトル z までの H^∞ ノルムを

$$\|G_{wz}\|_\infty < \gamma_m$$

と抑えるコントローラを設計した。図11に乗客の感じる感知加速度 A_h の周波数応答を、図12に感知加速度 (A_h) とタイヤ変形量 (x_{01f}) の rms 値を示す。LQG 制御に比べて H^∞ 制御の方がパラメータ変動に対してロバストであると言える。

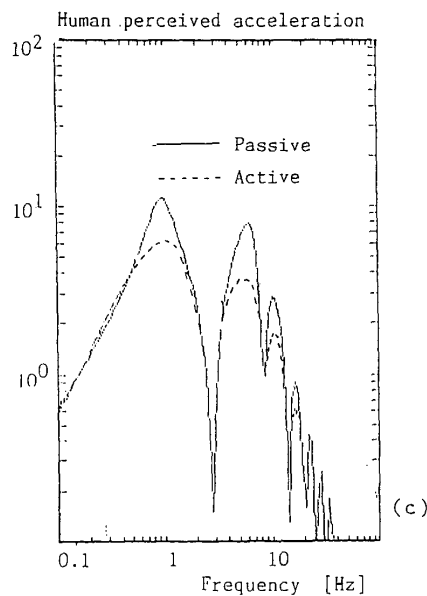


図11 人間の感知する加速度レベル (ISO2631)

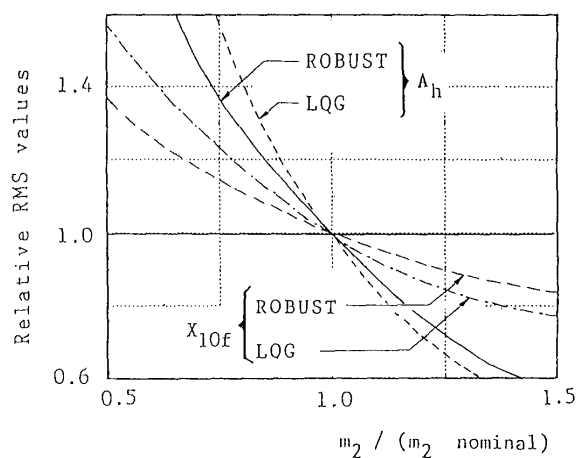


図12 車体の重量変化に対するロバスト性⁶⁾

5. セミアクティブサスペンション

セミアクティブサスペンションは調節可能な要素のパラメータを振動状況に応じて切り換える方式であり、消費エネルギーはそのためのもので済む。

ダンパ係数 $C(t)$ を制御入力とする1自由度系の運動方程式は双線形系

$$m\ddot{x} = -c(t)(\dot{x} - \dot{x}_0) - k(x - x_0)$$

であるため、線形システムのように一般的に制御則を導くことは容易ではない。カーノップはスカイフック系に近付ける切り換え制御則として

$$c(t) = \begin{cases} c_h; \dot{x}(\dot{x} - \dot{x}_0) > 0 \\ 0; \dot{x}(\dot{x} - \dot{x}_0) < 0 \end{cases}$$

を提案している。これはオンオフ形の切り換えであり高周波でのハンチングが問題となる。そこで著者らは連続的な切り換え曲面をもつ連続形制御則を提案し、図13のようにアクティブサスペンションと同様な振動制御効果を得ている。

6. 運動性能と四輪操舵

最近の高性能車は運動性能とりわけ操縦性安定性の向上が目ざましい。その研究開発のブレークスルーとなっているのは、従来タブーであった後輪を操舵する四輪操舵 (4WS: four-wheel-steering) 技術と高度な制御技術の導入である。

移動ロボットのような低速移動を扱う場合には、車輪の回転や操舵の自由度により、その場回転や並行移動などの議論が容易であるが、自動車のように高速走

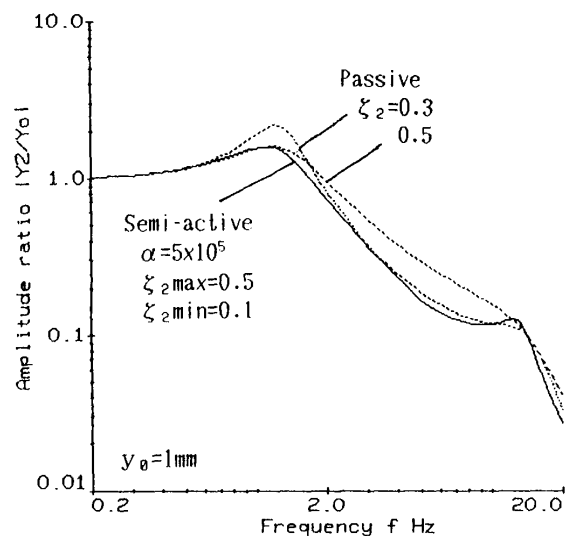


図13 連続形セミアクティブ制御による周波数応答³⁾

行を前提とすると、慣性力が問題となり運動力学と真正面から取り組まなければならない。

図14に示すのは、通常の車両の平面運動モデルである。平面運動の基本問題を扱う場合には、四輪に働く力を前後の二輪にまとめたいわゆる前後二輪モデルがよく使われる。このモデルによると、一定走行速度に於ける運動自由度は横すべり運動 β とヨー回転運動 γ であり、前後輪の操舵角を制御入力とする2入力2出力系とすれば、車両の回転並進運動を任意の特性にすることができる。

従来の自動車では図15に示すように高速旋回では必ず車体後部が旋回外側に張り出し、低速ではその逆に後輪が前輪より内側となる内輪差が生じた。特に高速では操作を誤ると容易にスピンといった不安定状況に陥る。これは雪道などでよく経験する現象である。

このような問題を解決するために、車両の安定化や姿勢制御のため後輪の操舵方式が各種提案されている。研究段階のものまで含めると

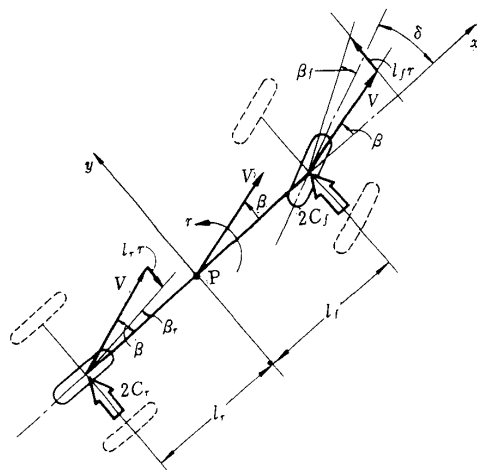


図14 平面2自由度運動モデル

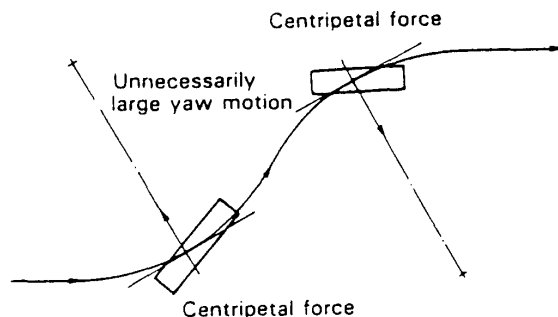


図15 旋回時に発生する不必要な回転運動

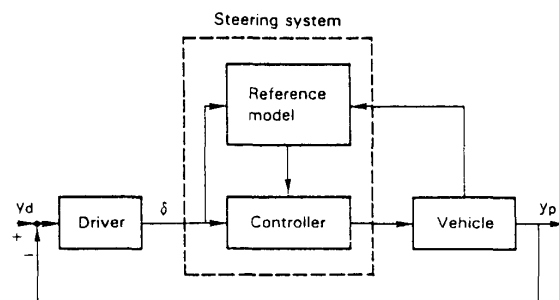


図16 運転者—車両系の閉ループブロック線図¹²⁾

- ①舵角応動形の後輪操舵
- ②比例補償による後輪操舵
- ③動的補償による後輪操舵
- ④フィードバック制御による後輪操舵
- ⑤前後輪アクティブ操舵
- ⑥モデル追従/モデル適応操舵

などの手法が提案されている。なかでも特に前後輪をアクティブに制御すると、元の車両とは全く異なる車両運動を実現することができる。

このように各種の制御方法が提案されているが、自動車が無運転でない限りは、人間の操縦にとって違和感のない制御でなければならない。そこで、図16に示すようなクローズドループ系の解析やシミュレーションが不可欠となる。

7. 各種の走行シミュレータ

自動車のダイナミクス研究のために使用されている模擬走行装置、模擬運転装置、制御評価実験車を広くシミュレータとしてまとめ表1に示した。以下にその

表1 自動車のダイナミクス研究のためのシミュレータ各種

	特徴、目的	設置機関例
フラットベルト形シミュレータ	直線走行、制御系設計用 平面運動（横変位、ヨー） 人間モデルによる自動操舵	交通安全公害研究所 東京農工大学
四輪独立フラットベルト形シミュレータ	直線走行+定常円旋回模擬 実車相当実験、 人間による操舵特性	三菱自動車
ドラム形シミュレータ	直線走行、実車相当実験 平面運動（横変位、ヨー） 人間による操舵特性	芝浦工業大学 豊田中央研究所
キャビン形シミュレータ	実車模擬装置 画像と運動による運転感覚 多自由度運動 人間による操舵運転特性	フォルクスワーゲン ダイムラー・ベンツ VTI 東京大学、マツダ
シミュレータ ビークル	運動性能可変形実験車 テストコースでの操縦性能 人間による操舵運転特性	日産自動車 トヨタ自動車
デジタル ビークル	C A Eソフトウェア 設計段階での運動性能評価	各種

概要とアクティブ制御研究に使用されている状況について説明する。

(A) フラットベルト形シミュレータ

この方式は通常の路面とタイヤとの接地条件と同様な状態を作り出せる利点を持っている。ただし車両は前後方向に拘束され、左右運動とヨー回転運動のみが模擬できる。操縦安定性理論との対応としては、地上固定座標系での運動解析と全く等価であり、直進安定性や車線変更時の応答を模擬するものである。また野外での走行と異なり外乱が無いため再現性があり、理想的な条件で車両運動の測定ができる点が利点として挙げられる。

古くは佐藤らが交通安全公害研究所において、模型自動車を回転駆動されるベルト上に走行させて、四輪操舵に関する研究に使用した。この研究では後輪操舵にヨーレイトフィードバックを試みその有効性を示している。

また永井ら(図17)は東京農工大学においてほぼ同様のフラットベルト形装置に模型車両を走行させて四輪操舵の研究を行っている。小型の模型であるために実際に人間が操縦できないために、前方注視点モデルのような人間操舵モデルを計算機で作成してシミュレートして自動操舵させている。さらに車両運動の測定

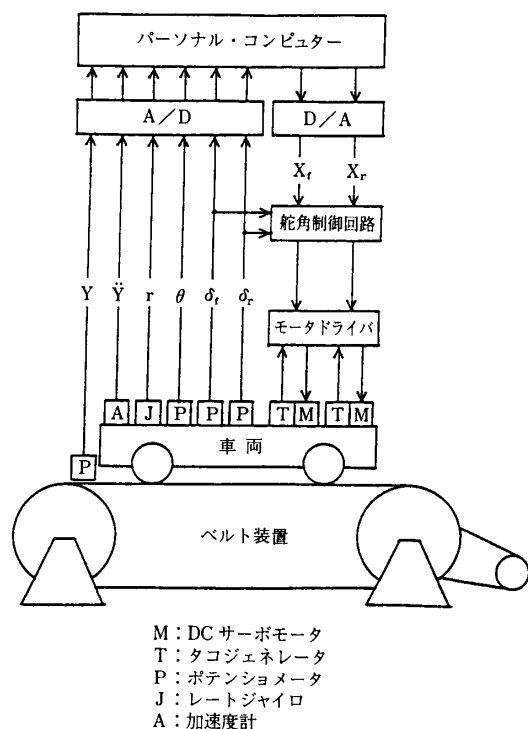


図17 フラットベルト形シミュレータ (東京農工大学)

が容易である点を積極的に利用して、ヨーレイトや横滑りをフィードバックするモデル追従制御方式の4WS車両の特性を解析し、この模擬実験装置で検証している。

(B) 四輪フラットベルト形シミュレータ

最近になって吉田ら(図18)は三菱自動車において、実車の試験が可能な四輪フラットベルト式シャシダイナモメータを開発した。このタイプのシミュレータの特徴は、通常のフラットベルト方式が地上固定座標での運動解析に限定されるのに対して、定常円旋回時での運動が模擬できるようにした点である。その目的のために四輪独立にベルト速度が設定でき前後のスリップ角も任意に指定できる様になっている。今後の研究成果が期待される。

(C) ドラム形シミュレータ

前後のタイヤに接するように回転ドラムを設置した、いわゆるドラム形シャシダイナモ方式のシミュレータである。フラットベルト形と同様に地上固定座標系における運動解析に対応するもので、横運動とヨー回転運動が模擬できる。欠点としては回転ドラム径が小さいとタイヤとの接地形状が実際と異なる点が挙げられる。

古川らは芝浦工業大学に設置されてあるドラム式シミュレータ上に、実車相当の4WS車を模擬走行させ、機械式4WS車を人間が操舵するときの閉ループ特性の基本的な特性を明らかにした。実車開発に先立つ基礎研究として位置づけられる。なおこの装置ではドライバは車両姿勢と共に移動する前方注視点を目標位置にトラッキングさせるように運転する方式である。

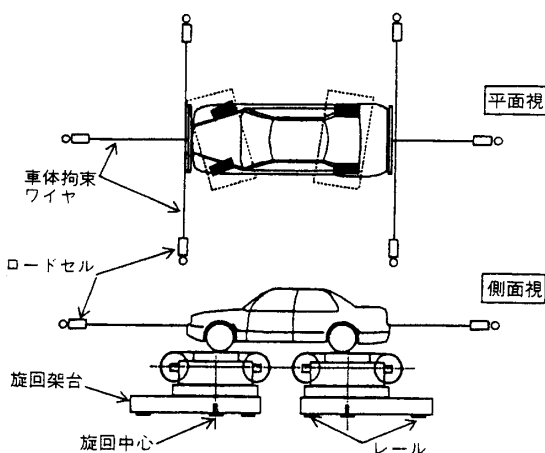


図18 四輪独立フラットベルト形シミュレータ (三菱自工)

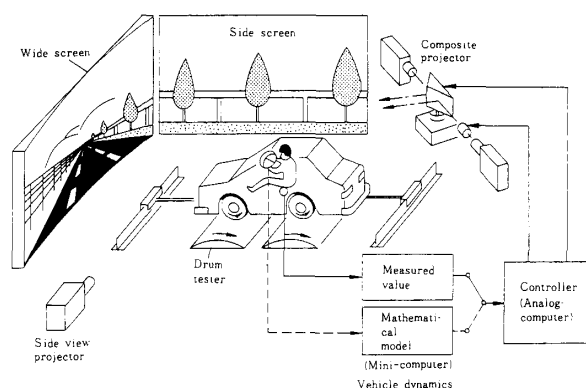


図19 ドラム式シミュレータ（豊田中研）

また林ら（図19）は豊田中央研究所において同様のドラム式シミュレータを開発しており、ヨーレイトフィードバックを含む4WS方式の研究に役立てている。この装置ではドライバの視覚感覚を忠実に模擬するために、前方視野と左右の側面視野を運転動作に同期させて投影させている。

(D) キャビン形シミュレータ

ドライビングシミュレータとして広く知られているもので、本誌¹⁴⁾でも既に紹介されているので詳細は省略する。大はダイムラーベンツ社の実車搭載形から小は運転席のみ模擬するものまでである。共通する点は多自由度のキャビンを実際の車両運動感覚に合わせるようにアクチュエータにより制御するもので、画像による前方視界と組み合わせている点である。この種のシミュレータによる従来からの研究を見ると、新しい車両開発のためと言うよりは、ドライバの運転動作の解析がほとんどである。

(E) シミュレータビークル

以上述べてきたのが実験室内でのシミュレータすなわち模擬走行実験装置であるのに対し、一般路ではないテストコースで実験走行するのがシミュレータビークルである。実験室内では外乱が無い、安全である、再現性があるなどの特徴を活かした研究が可能である。しかし実際の運転では一定の危険感の基に運転しており、また外乱は各種存在する。さらにアクティブ制御されたDrive by Wire車両では、運動性能がスイッチ操作のみで微妙に変化する。そのような実際的な走行条件下で微妙に変化する運動性能を評価するには、実験室内ではまだ限界がある。

入江、菅沢ら（図20）は日産自動車において、各種の四輪操舵方式がプログラムされたシミュレータビークルを開発している。これは機械的な要素は変えずに



図20 四輪操舵シミュレータ・ビークル（日産自動車）

制御ソフトウェアのみ選択できる可変制御方式実験車と呼べるもので、実際のフィーリングにあった性能評価に使用されている。

また原田、山本ら（図21）はトヨタ自動車において、操舵系、支持系、駆動制動系の制御方式や組合せを変更できる可変制御実験車を開発し、走行実験と解析により、アクティブ制御の制御効果を総合的に評価している。

シミュレータビークルはシミュレータと呼ぶには見かけ上、限りなく実車に近いものであるが、ハードウェアのみでは実現できない運動性能をソフトウェアで実現しているものであり、その意味で極めて臨場感あふれたシミュレータである。

(F) デジタルビークル

汎用機構解析ソフトウェアを使用して、自動車の運動機構をコンピュータ内に再現させて、運動解析するシミュレーションが進められている。CAEソフトウェアの一貫であり、設計段階で運動性能が評価できる

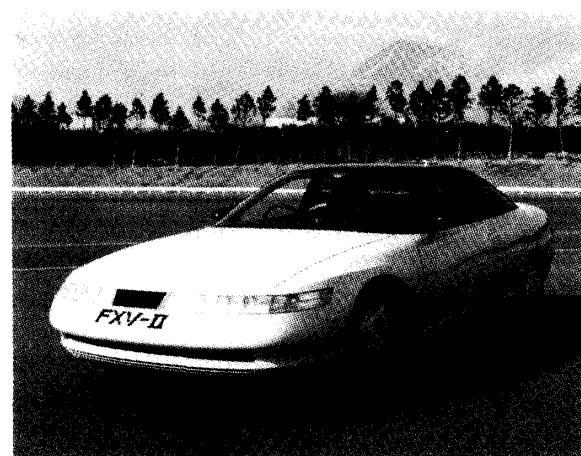


図21 総合制御シミュレータ・ビークル（トヨタ自動車）

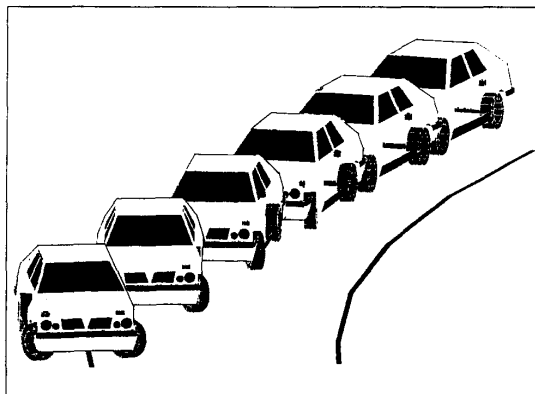


図22 デジタル・ビークル

ことが利点として挙げられる。(図22)

8. あとがき

自動車の運動性能はタイヤの摩擦円の限界内で決まる。そこで各種の車両制御技術は4個のタイヤ能力を有効に引き出すための技術とも考えられる。ただしタイヤは極めて非線形性の強い特性を持ち解析やシミュレーションにおいて1つのボトルネックになっている。

また交通機関としての自動車には、利用する人間の特性や道路環境との関連が密接に議論されなければならない。車両性能からみた安全設計には、ドライバに操縦を誤らせない設計(アクティブセーフティ)と、事故が生じても致命傷にならない設計(パッシブセーフティ)の概念がある。最近の制御技術はインテリジェント化の傾向にあり、性能の向上に役立つばかりでなく安全設計にも大いに役立つと考えられる。そうした研究において、シミュレーション技術は益々重要に

なると思われる。

なお自動車以外の鉄道車両や磁気浮上車などの車両にも制御技術とシミュレーションの話題があるが、紙面の都合上割愛させて頂く。

参考文献

- 1) 自動車技術ハンドブック, 基礎理論編, 268, 1990
- 2) 永井ほか: アクティブ制御によるエアサスペンションの振動特性(第1報), (第2報), 日本機械学会論文集, 54-507c, 1988, 55-515c, 1989
- 3) 塩練, 永井: セミアクティブサスペンションの安定性に関する研究, 自技会論文集, 42, 1989
- 4) Hedrick, J. K. et al; Invariant properties of automotive suspensions, Proc. IMechE, 10. 1988
- 5) 永井: アクティブサスペンションの振動制御の基礎, 自動車研究, 12-2, 6, 1989
- 6) Moran, A. Nagai, M.: アクティブサスペンションのロバスト制御による上下振動系の解析, 機械学会通常総会, 4. 1991
- 7) 福島ほか, アクティブサスペンションによる高速時の安定性・接地性の向上, 自動車技術, 44-3, 1990
- 8) 古川, ビークルダイナミクスからみた4WSの研究動向, 自動車技術, 44-3, 1990, 59
- 9) 山本, ションのアクティブ制御による操安性の向上, 自動車技術, 45-3, 1991, 43
- 10) 木津ほか5名, 車速感応型四輪操舵とアクティブコントロールサスペンションシステム, 自動車技術, 44-3, 1990, 73
- 11) 竹原, エレクトロニクスによるサスペンション制御技術の現状と将来, 自動車技術, 45-1, 1991, 28
- 12) Nagai, M.; Active Four-Wheel-Steering System by Model Following Control, Proc. 11th IAVSD-IUTAM Symposium, Kingston, 8. 1989
- 13) Nagai, M. et al.: Optimal Active Suspension to Improve the Dynamic Stability of Repulsive Maglev Systems, MAGLEV'89, Yokohama, 7. 1989
- 14) 末富, 畑: 自動車運転感覚シミュレータ, シミュレーション, 9-4, 1990, 249/258