

機構制御時の車両挙動シミュレーション

Development of Vehicle Dynamics Simulation System under Running Mechanical Control Device

竹 間 一 朗*
Ichiro TAKEMA

横 山 浩 紀*
Hiroki YOKOYAMA

要 旨

機構シミュレーションと制御シミュレーションの同時実行による連成化技術を開発し、機構制御時の車両挙動予測に適用した。また計算の実時間実行性が要求される HIL simulator に対しても、機構モデルからリアルタイムプログラムを自動生成する技術を開発することによりサスペンションなどの車体機構の影響を容易に取込むことが可能となった。これにより EPS, VSA など車体機構の制御システムにおいて制御中のフルビークルの車両挙動シミュレーションが机上および HIL simulator 上で可能となり、従来、困難であった操舵トルクや非線形領域での車両挙動を予測することができた。

ABSTRACT

A coupled simulation using concurrent execution of mechanical and control simulations was developed and applied to prediction of vehicle behavior while under mechanical control. Also, a technique for automatic generation of real-time programs based on mechanical models applicable to HIL simulators, which require real-time executable calculations, was developed. This greatly eased accounting for the influence of vehicle body mechanisms in the behavior of suspensions and other systems. Thus, it is now possible to carry out 'paper experimental tries' and HIL simulator tries of simulations of full vehicle behavior under control by systems such as EPS or VSA. Formerly difficult predictions of vehicle behavior due to steering wheel torque or in non-linear regions have become possible.

1. はじめに

自動車の操縦安定性やフィーリングを向上させるため、サスペンション構造、機構およびブッシュ類の剛性等は開発初期段階から数度の変更が行われる。また EPS (Electric Power Steering), VSA (Vehicle Stability Assist System) と言った車体の機構制御デバイスの機能範囲が拡大され、これらの車両挙動に対する寄与度は大きくなってきている。

ところがこれまで、機構制御デバイスが動作している間の車両挙動を予測するシミュレーション技術は確立されていなかった。そのため、例えば ABS 制御の開発を行う際に、制動時のサスペンション動特性の影響等を考慮することができなかった。また機構と制御の連成シミュレーション技術は、簡素な機構モデルによる報告はされているが⁽¹⁾、車体に対する適用例は現在のところ見当たらない。

本テーマでは機構制御デバイス動作中における車両挙動の予測を可能にするため、機構シミュレーションと制御シミュレーションもしくは HIL (Hardware In the Loop)

simulator を連成させ、同時実行を可能とする技術を開発した。その結果、サスペンション、ステアリング機構の非線形特性や動特性の制御に対する影響を考慮できるようになったので報告する。

2. シミュレーションの位置付け

車体制御システムの開発形態あるいは開発段階に合わせ

(1) 機構制御連成シミュレーション

(2) HIL simulator 用リアルタイムプログラム自動生成の技術開発を行った。

一般に開発の上流段階で制御ロジックが既知でありブロック図等でモデル化できる場合は、オフラインでの机上実行が可能であり、機構との連成のためには(1)のシミュレーションを使う。一方、制御ロジックがブラックボックスであったり ECU ハードウェアそのものの検討を行いたい場合などの主に開発後期の場合には HIL simulator での実行が必要となる。

*栃木研究所

従来、HIL simulatorにおいて機構との連成を考える場合には事前のシミュレーションおよび実測値を多数収集する必要があったが、(2)の機能により設計図面の情報から機構による影響を直接取りこむことが可能となる。

3. 機構制御連成シミュレーション

3.1. 概要

機構制御連成シミュレーションの概要としてEPSへの適用例を説明する。モデルの構成図を Fig. 1 に示す。シミュレーションソフトウェアについては機構(車両)部分に対して DADS を、制御部分に対して MATLAB をそれぞれ使用した。また EPS モータのモデルについては電気的な回路部分は MATLAB を、回転体など機構的な部分は DADS によってモデル化した。両ソフトウェア上のモデルは DADS/Plant を使って、センサ信号やモータトルクなどを受け渡しできるようにして同時実行する。

操舵トルクおよび外乱を発生するモデルは MATLAB 内に作成しており、後者に関しては必要に応じてノイズやフェールセーフの信号なども付加できるようになっている。

3.2. タイヤモデル

車両挙動シミュレーションに重要な影響を与えるタイヤのモデルについては Magic Formula⁽²⁾をベースに、連成シミュレーションも実行できるようにモデルおよびソルバの変更を行った。

3.3. 高速ソルバ開発

フルビークルの走行シミュレーションを考えた場合、ブッシュなど構成要素数が増え、計算負荷が大きくなるこ

とが予想される。したがって DADS/Plant で用意されていたルンゲ・クッタ法に代表される固定時間きざみのソルバでは、計算周期にあたるサンプルタイムを非常に小さくする必要があり、結果的に計算時間が膨大となってしまう実用に耐えない。

そこで連成シミュレーションにおいて可変時間きざみのソルバを利用可能になるようにした。その結果、Table 1 に示すように固定時間きざみに比べ可変時間きざみの場合では大幅に計算時間を短縮することができた。

Table 1 Elapsed times for 5 second slalom simulation

Model	Number of bush	Fixed time step		Variable time step
		Sample time [sec]	Elapsed time [sec]	Elapsed time [sec]
A	5	0.0005	343.51	401.17
B	7	0.00025	604.06	326.22
C	30	0.00004	1962	488.54
D	63	2.00E-07	∞	662.42

3.4. 機構モデル生成手法

従来、フルビークルの機構モデルの作成には非常に多くの時間を費やしていた。そこで設計で作成されるサスペンションモデルから連成シミュレーションで直接使用できる車両モデルに自動的に変換する機能を作成した。

ユーザインターフェースの画面イメージを Fig. 2 に示す。EPS についてはオプションの指定によりラックアシスト形式及びピニオンアシスト形式のステアリング機構モデルを選択できるようになっており、EPS モータのギア比や慣性モーメントなどのパラメータについてはあらかじめ入力済みの形で自動付加できるようになっている。また車体の初速度などシミュレーションの実行条件についても指定が可能である。

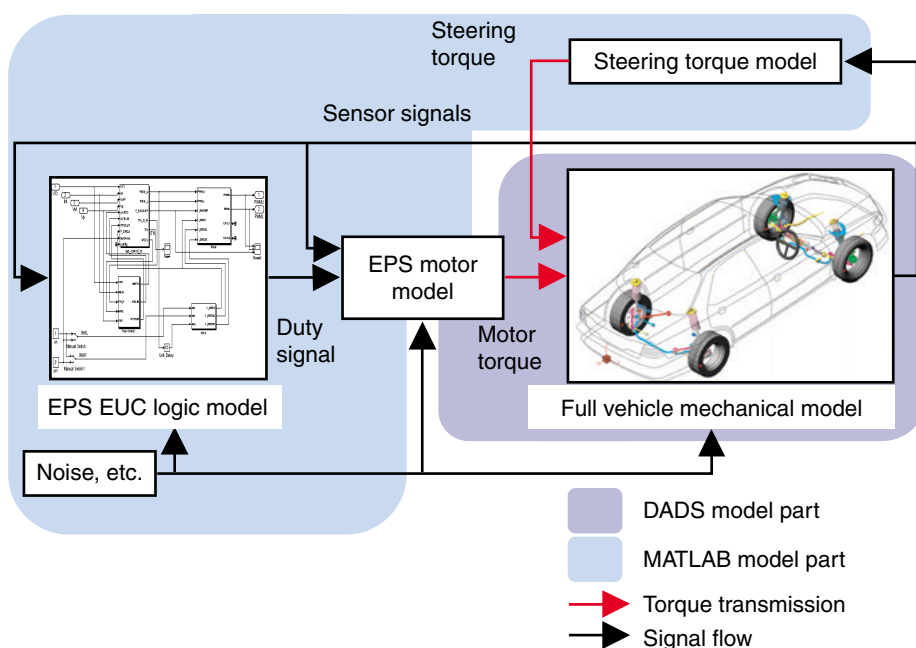


Fig. 1 System flow in coupled simulation

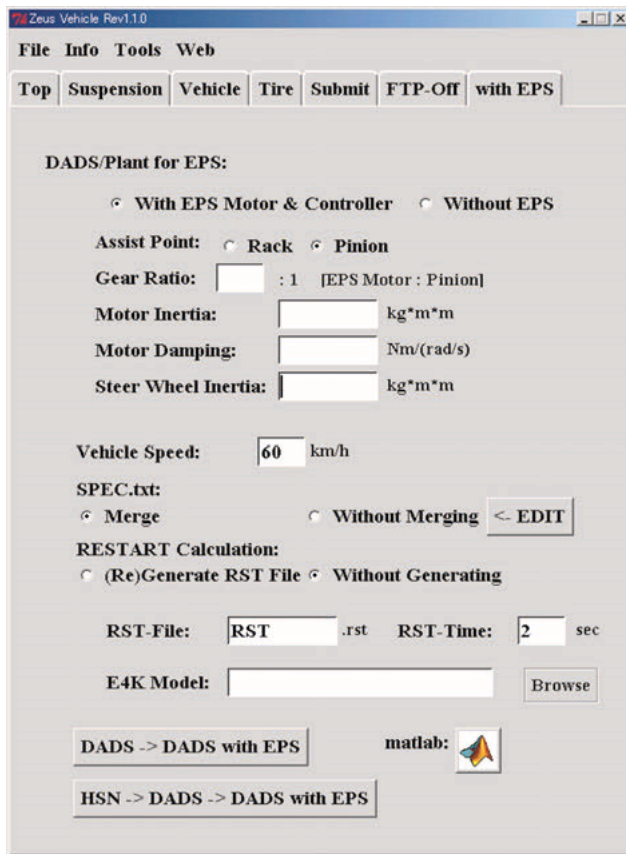


Fig. 2 Graphical user interface

3.5. 計算結果

機構制御連成シミュレーションの計算結果及び同条件の実車での計測結果の一例を示す。テスト条件は、車体速度 100km/h、ハンドル操舵角度 30deg、操舵周波数 0.25Hz でのスラローム走行としている。また EPS についてはスタンダードモードでの制御を実行している。

操舵角に対する車体のヨーレート変化の実測値比較を Fig. 3 に、左右のタイロッドエンドに掛かる反力(TFI, TFr)の時系列変化の実測値比較を Fig. 4 に示す。いずれのグラフにおいてもシミュレーション結果と実測値は良好な一致を示しており、フルビークルの機構モデルを使用したことにより車両挙動特性を高精度で予測することが可能となった。

次に EPS 制御下のスラローム走行時に EPS モータに通電されている電流値についてのシミュレーションと実測値の比較を Fig. 5 に示す。

ステアリングギアボックスに対する路面からの反力や EPS モータの状態および ECU 内部の制御ロジックを連成させたことにより、フィードバックを含んでいる制御系のシミュレーションについても高精度で予測することが可能となっていることが分かる。

次に同スラローム時におけるハンドル操舵角に対する操舵トルクの変化の特性について Fig. 6 に示す。

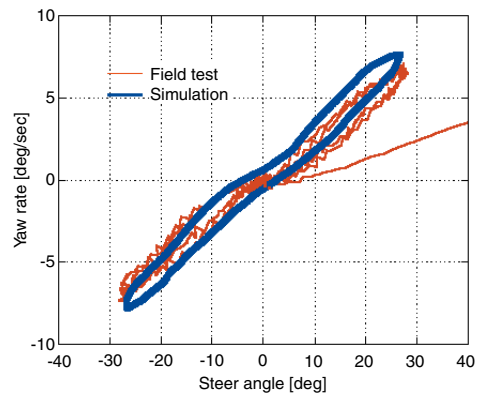


Fig. 3 Steer angle vs. yaw rate

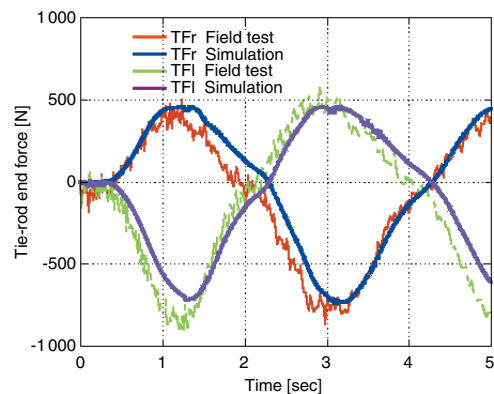


Fig. 4 Tie-rod end force

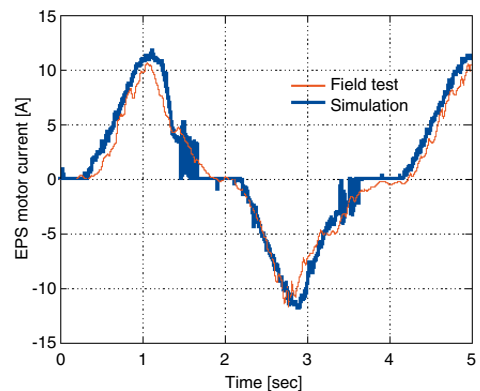


Fig. 5 EPS motor current under slalom

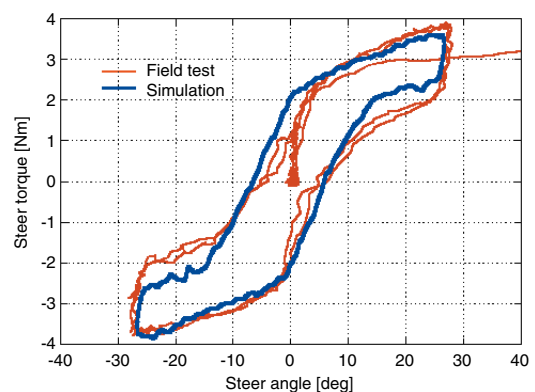


Fig. 6 Steer angle vs. steer torque

上記の特性について、実測のヒステリシス形状をほぼシミュレートできていることが確認できる。機構と制御の連成シミュレーションを行ったことにより車両のヨーレート変化のみならず、EPS 制御時の操舵トルクについても高精度の予測が可能となった。

4. リアルタイムプログラム自動生成

4.1. 概要

現在 ABS, TCS(Traction Control System)を含む VSA の開発時に使用している HIL simulator の全体構成を Fig. 7 に示す。⁽³⁾ 図中の HILS CPU は車体挙動の計算を行い、VSA ECU からの要求信号に対しては、I/O ボードを介して与えている。VSA ECU はその情報を基に車両ヨーイングを適切にコントロールするようなブレーキ制御信号の計算を行い、ブレーキ液圧を HILS CPU へフィードバックさせることで HIL simulator が成立する。

この HIL シミュレーションを厳密に行いかつ適用範囲を広げるためには VSA ECU に実車同様の信号を与える必要があり、走行条件に関わらず精度の高い車両モデルの作成が要求される。

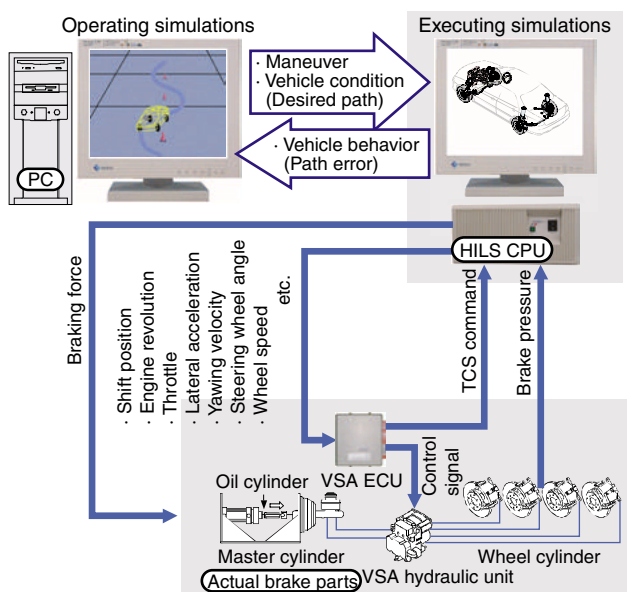


Fig. 7 Construction of HIL simulator for VSA⁽³⁾

4.2. プログラム自動生成

機構モデルから HILS CPU に直接組み込み可能なリアルタイムプログラム生成機能を開発した。自動生成プログラムを利用する利点は、非線形特性や動特性を考慮できるばかりではなく、図面情報から容易に HIL シミュレーションモデルを構築できる点にある。本研究ではこの機能を利用して、サスペンション機構単体モデルを MATLAB プロッ

クとして生成し、サスペンションストロークによるトー角変化や接地荷重を非線形として扱えることをねらいとした。

4.3. モデル構成

Fig. 8 に HIL シミュレーションモデルの構成を示す。6 自由度の車両挙動を運動方程式で表現した MATLAB モデルをベースとした。従来モデルではトー角変化マップの線形重ねあわせによりモデル化されていたサスペンション部分を、4.2 で示した自動生成されたリアルタイムプログラムに置き換えを行った。

また、計算負荷の分散を行うため、左右のサスペンションに対して並列に CPU に計算させるようにモデルの分割を行った。

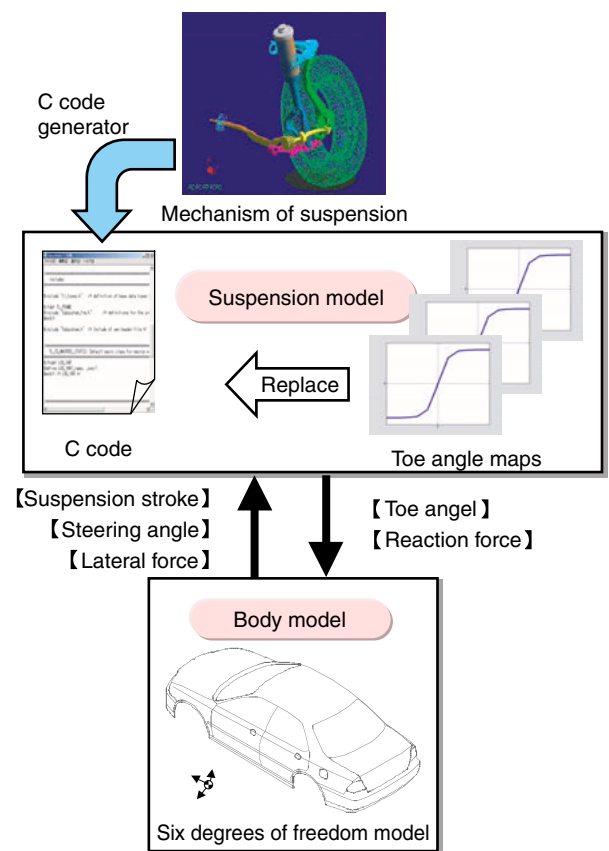


Fig. 8 Divided mechanical model

4.4. ハードウェア構成

HILS CPU 上で車両モデルのリアルタイムでの実行を実現する必要がある。今回使用した HILS CPU 内部のハードウェア構成を Fig. 9 に示す。

プロセッサボードには、PowerPC 600MHz(480MFlops)を3枚装備したマルチボードシステムを採用した。⁽⁴⁾ それぞれのボードに分割された自動生成プログラムを実装する。以上の構成により、計算負荷の分散を実現し本モデルのリアルタイム計算を実現した。

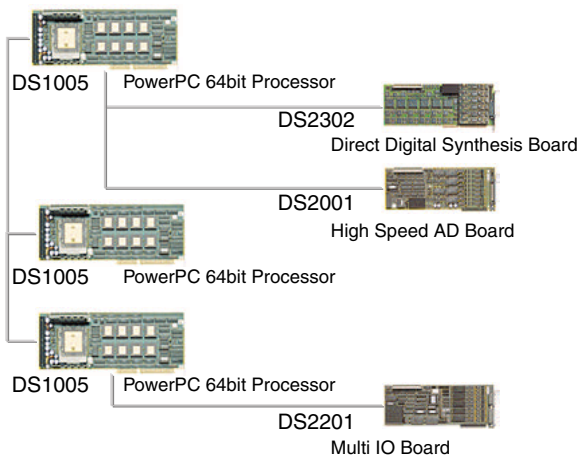


Fig. 9 Hardware layout in HILS CPU

4.5. HIL Simulator 実行結果

HIL Simulator上で、乾燥したアスファルトでの半径30mの定常円旋回を行い、従来モデル及びサスペンション機構計算を含む本モデルの結果比較を行った。Fig. 10に車両運動特性のひとつであるハンドル角に対するヨーレートゲインの比較を示す。図中の赤印は実測値のプロット、黒の実線は従来手法、また青の実線は本手法の結果を示す。

車体の横方向加速度が 0.5G を越えるような領域においても本モデルは十分な精度を保っている。従来モデルでは達成できなかった非線形特性の影響が大きい車両挙動に対しても良好な結果が確認できる。

次に、HIL simulator上での制動時における車輪速度変化のグラフをFig. 11に示す。テスト条件は乾燥したアスファルト上を車体速度50km/hで進入し制動させている。なお、ABS制御は稼働状態にある。拡大した図中に現れる車輪速度の振動は、実車テストにても同様に確認できるタイヤの前後力に対するコンプライアンス振動と考えられる。

本モデルの採用によりサスペンションの振動特性を表現することができたことを示しており、機構モデルがもつ動

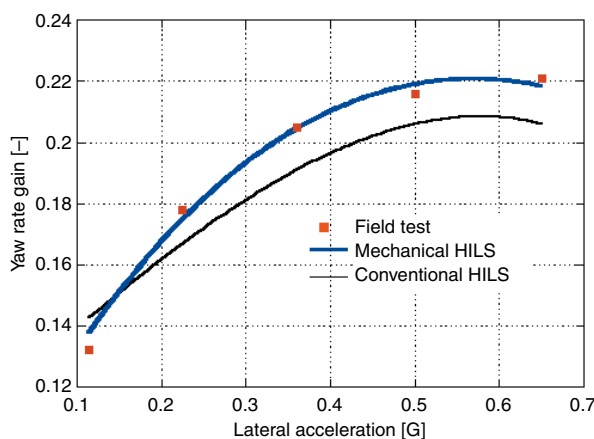


Fig. 10 Steady state circular test

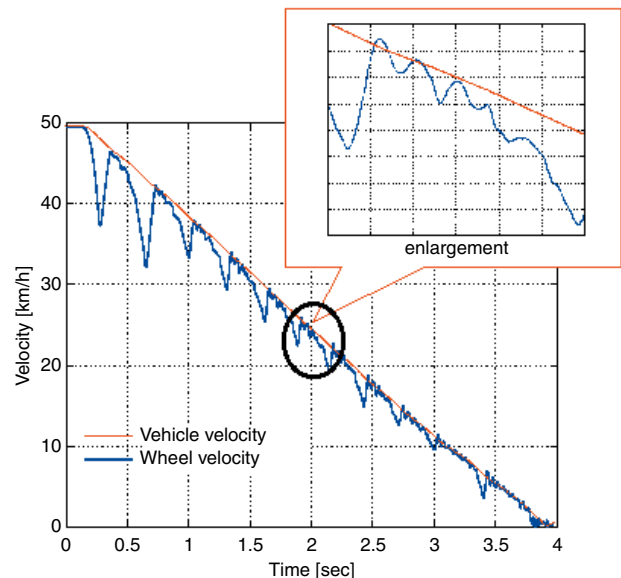


Fig. 11 Compliance vibration on mechanical HIL simulator

特性を HIL simulator においても考慮することが可能となった。

なお、Fig. 12に使用したサスペンション機構単体モデルに対して加振シミュレーションした時の前後振動における周波数応答の結果を示す。

実機と同様に 15Hz 付近に共振点を持つ振動が再現されており、自動生成したサスペンションモデルの動特性についての妥当性を確認できる。

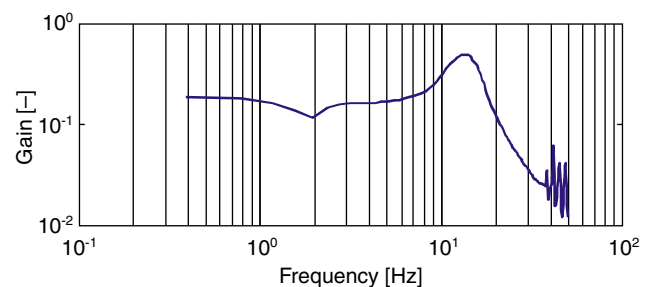


Fig. 12 Frequency response of suspension vibration on simulation

5. まとめ

機構制御デバイス動作中における車両挙動の予測を可能にするため

(1)機構制御連成シミュレーション

(2)HIL simulator 用リアルタイムプログラム自動生成の技術構築およびツール開発を行った。

結果としてサスペンション、ステアリング機構などが持つ非線形特性や動特性が制御系に対して影響する現象を予

測可能とした。さらにハンドル操舵トルクに関してもその特性をシミュレートできた。

今後は Steer by Wire などに代表されるさらに高度な車両制御デバイスについても、連成シミュレーションあるいは HIL simulator の適用を進めて行く予定である。

6. 謝辞

本研究を遂行するにあたりご協力頂いた、L M S International 社の Bill Prescott 氏及び Marcio Tokita 氏に深く感謝の意を表します。

参考文献

- (1) 玄相晃, 美多 勉: DADS/Plant と SIMULINK を利用した1脚走行ロボット“Kenken”のホッピング走行シミュレーション, MATLAB & Partner Expo 2002.
- (2) Baker,E.,Pacejka,Hans B.,Lidner L.: A New Tire Model with an Application in Vehicle Studies., SAE Paper 890087.
- (3) Ohba,T.,Takema,I.,Minami,Y.,Yokoyama,H.: Application of HIL Simulations for the Development of Vehicle Stability Assist System., SAE Paper 2002-01-0816.
- (4) Gehring J.,Schutte,H.: A Hardware-in-the-loop Test Bench for Validation of Complex ECU Networks., SAE Paper 2002-01-0801.

■ 著 者 ■



竹間 一朗



横山 浩紀