

自動変速制御システム開発への HILS の適用

Application and Utilization of HILS for the Development of an Automatic Transmission Control System

竹 田 洋 平*
Yohei TAKEDA
萩 原 顕 治*
Kenji HAGIWARA

依 田 公*
Ko YODA
斎 藤 吉 晴*
Yoshiharu SAITO

寺 山 哲*
Satoshi TERAYAMA
上 山 口 勉*
Tsutomu KAMIYAMAGUCHI

要 旨

自動変速機の ECU 開発にあたり、AT 制御信頼性向上と開発期間短縮を目的として HILS と呼ばれる開発支援技術の導入を試みた。HILS を実現するために、AT 変速フィーリングシミュレーションモデルの演算精度の確保と、既存の DSP を用いてリアルタイムシミュレーションを行う必要があった。今回、AT 油圧制御系のモデリング方法を改良することと、マルチレート化とスケジューラオーバーヘッドの削減を行うことにより、CPU 演算負荷が軽減できた。その結果、演算精度を確保したリアルタイムシミュレーションが可能となり、HILS を AT 変速制御システム開発に適用できた。

ABSTRACT

In connection with development of an AT ECU, a development aid technology known as HILS was introduced for testing with the objective of improving AT control reliability and shortening the time required for development. It was necessary to assure calculation accuracy in AT shift feeling simulation model and to perform real-time simulation using the existing DSP in order to realize the HILS technology. The present development improved the method for modeling the AT hydraulic pressure control system, implemented multi-rating, and reduced the scheduler overhead, thus making it possible to lighten the calculation burden on the CPU. As a result, it became possible to perform real-time simulation with assured calculation accuracy, so that the HILS technology could be applied to development of the AT shift control system.

1. はじめに

自動変速機(AT)の ECU 開発にあたり、AT 制御信頼性向上と開発期間短縮を目的として、従来のシミュレーション技術⁽¹⁾に加えて HILS(Hardware In the Loop Simulation)と呼ばれる開発支援技術の導入を試みた。

HILS を導入した AT 制御システム開発フローでは、実車テストを行う前に、HILS を用いて AT 制御システムの設定を行う。そのためには、実車テスト置換が可能な演算精度を有する HILS が必要である。

しかし、CPU 演算負荷が莫大であるため市販最高レベルの DSP(Digital signal processor)を用いても、演算精度を確保したリアルタイムシミュレーションは実現できなかった。

今回、既存の DSP を用いて、演算精度を確保したリアルタイムシミュレーションが可能な HILS を開発したので、その内容を報告する。

さらに、その HILS を AT 変速制御システム開発に適用した事例を紹介する。

2. AT 用 HILS システム概要

2.1. システム構成

本 HILS システムは、Fig. 1 に示すように、ホストコンピュータ、DSP システム、インターフェースボックス、リレーボックス、OBD II (On-Board Diagnostic Systems Stage II) モニタ、および AT 制御用実物 ECU の六つの要素から構成した。

ホストコンピュータは、モデリング、DSP システムへのモデルダウンロードとシミュレーション情報の各種設定、および解析と表示を行う。

DSP システムは、モデル演算用 Alpha CPU、I/O 処理用 C40 CPU と、信号処理用ボードを搭載しリアルタイムシ

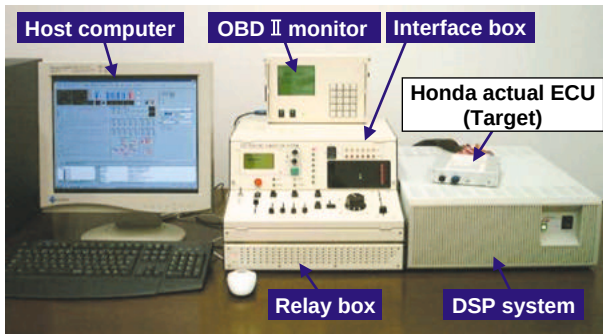


Fig. 1 HILS system overview

ミュレーションを実行する。ここで、Alpha は COMPAQ 社、C40 は Texas Instruments 社の登録商標である。

インターフェースボックスは、DSPシステム端の入出力信号と ECU 端の実車相当信号との電氣的結合、手動および自動運転時にドライバのシフトレバーやアクセル、ブレーキ相当信号の入出力処理を行う。

リレーボックスは、任意の電気回路フェイル状態を作り出す。

OBD II モニタは ECU と接続し、フェイル及びフェイルセーフアクションの状態を検知する。AT 制御用 ECU は、インターフェースボックスからの信号を受けて、AT の変速制御を 10msec 周期で実行する。

DSP システムと ECU は Fig. 2 に示すように、インターフェースボックスとリレーボックスを介して接続されている。

2.2. AT HILS モデル

2.2.1. モデル構成

ダイレクト制御 AT は、Fig. 3 に示すように、プラント部であるトルク伝達系と油圧制御系、AT 電子制御部である ECU に分類できる。

本 HILS では、プラント部であるトルク伝達系と油圧制御系を数学モデル⁽¹⁾とし、インターフェースボックスを介

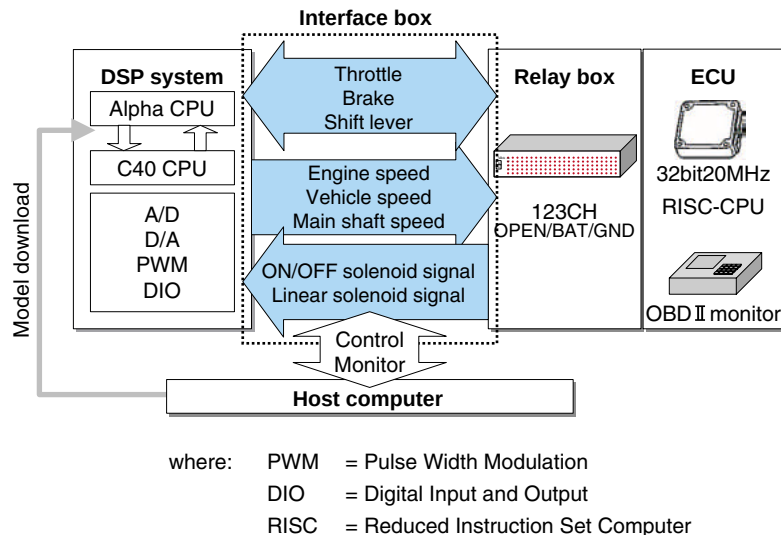


Fig. 2 HILS system schematic

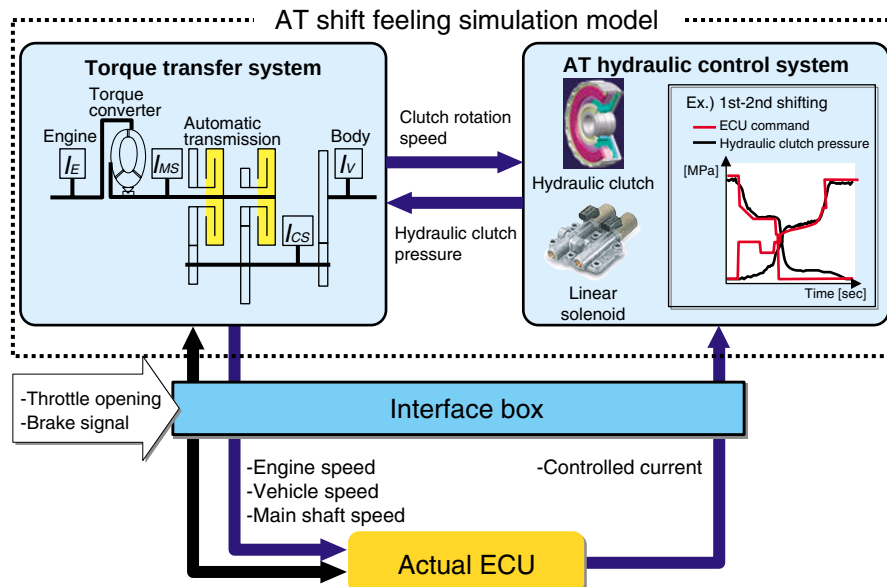


Fig. 3 AT electronic control system schematic

して、実物の ECU と接続する構成とした。ここでは、トルク伝達系と油圧制御系モデルについて述べる。

2.2.2. トルク伝達系モデル

Fig. 4 に示すトルク伝達系モデルでは、クランクシャフトより取り出されたエンジントルクは、トルクコンバータ、メインシャフトへ伝達される。さらに、各ギヤのクラッチを介し、カウンタシャフト、最終減速ギヤを経て、ドライブシャフトにトルクが伝達される。そのトルク伝達および、各シャフト回転速度特性は、ルンゲクッタ法に代表される一般的な数値積分法により解くことができる。^{(1), (2)} その計算式を以下に示す。

$$\text{Crank shaft} \quad T_E - T_{MS}/t - I_E \cdot \dot{\omega}_E = 0 \quad (1)$$

$$\text{Torque converter} \quad T_{MS} = t \cdot c \cdot (\omega_E/1000)^2 \quad (2)$$

$$\text{AT Main shaft} \quad T_{MS} - T_L - T_H - I_{MS} \cdot \dot{\omega}_{MS} = 0 \quad (3)$$

$$\text{AT Counter shaft} \quad T_L \cdot i_L + T_H \cdot i_H - T_{CS} - I_{CS} \cdot \dot{\omega}_{CS} = 0 \quad (4)$$

$$\text{Drive shaft} \quad T_{CS} \cdot i_F - T_{LOSS} - I_V \cdot \dot{\omega}_V = 0 \quad (5)$$

$$\text{Hydraulic clutch} \quad T_{CL} = \mu \cdot n \cdot r \cdot (P_{CL} \cdot A_{CL} - F) \quad (6)$$

Nomenclature

I	: Inertia [$\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2$]
i	: Gear ratio
ω	: Angular velocity [rad/sec]
T	: Torque [$\text{N} \cdot \text{m}$]
t	: Torque ratio of the torque converter
c	: Pump capacity coefficient of the torque converter
μ	: Clutch disk friction coefficient
n	: Number of clutch disk
r	: Clutch disk effective radius
P	: Hydraulic clutch pressure
A	: Hydraulic clutch piston bearing area
F	: Clutch return spring load

Subscripts

E	: Engine
MS	: Main shaft
CS	: Counter shaft
V	: Body
H	: High gear
L	: Low gear
F	: Final gear
CL	: Hydraulic clutch
$LOSS$	: Running resistance

2.2.3. 油圧制御系モデル

ダイレクト制御 AT 油圧制御回路を Fig. 5 に示す。オイルポンプによって発生した供給圧が、レギュレータバルブ、シフトバルブ、リニアソレノイド等を介して各変速段のクラッチ圧を制御する構造となっている。

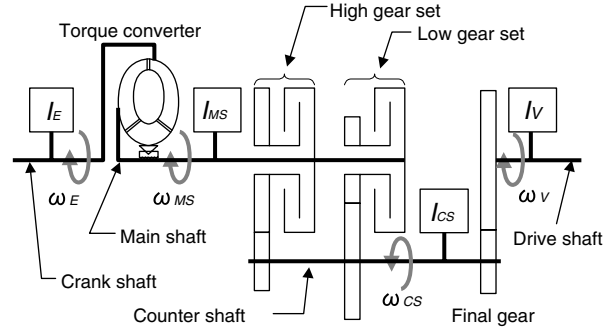


Fig. 4 The parallel shaft type AT schematic

このような油圧制御回路を HILS に適用するにあたって、モデル計算負荷を軽減するために、油圧伝達関数 (Fig. 6) を採用した。油圧伝達関数は、Fig. 7 に示すように、ECU からの油圧制御指令値に対する各クラッチ制御圧を予測するもので、変速制御開始からクラッチ内オイルが完全に充填され、制御指令値との偏差が規定範囲内になるまでの整定時間を対象としている。

油圧伝達関数は、可変むだ時間と非定常一次遅れから構成される。可変むだ時間および一次遅れ係数は、ATF 温度とクラッチ回転速度およびクラッチ制御圧を入力とする 4 次元マップを開放専用マップと締結専用マップの 2 種類用意することで表現した。なお、一次遅れ係数マップは、AT 変速時の油圧特性実験結果から最尤推定法により同定した。

Fig. 8 に、油圧伝達関数モデルを用いた 2nd-3rd アップシフトの各クラッチ制御圧のシミュレーション結果を示す。実験結果とよい一致を示しており、油圧制御系のダイナミクスの影響を近似したクラッチ制御圧を予測することが可能となった。また、油圧伝達関数を採用することにより、従来の詳細モデリング手法⁽¹⁾に対して CPU の計算負荷を約 1/30 に軽減することが可能となった。

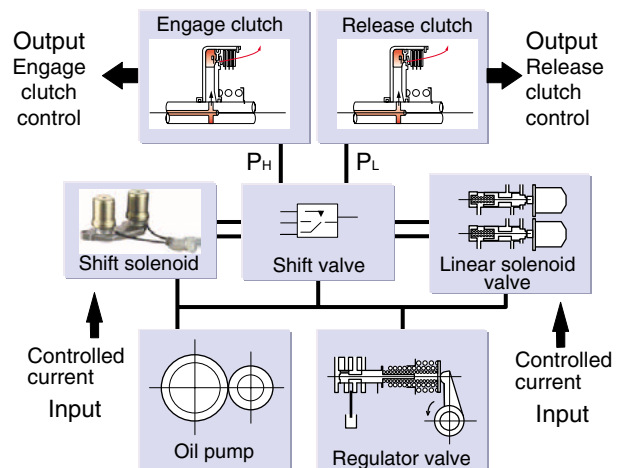


Fig. 5 AT hydraulic control system

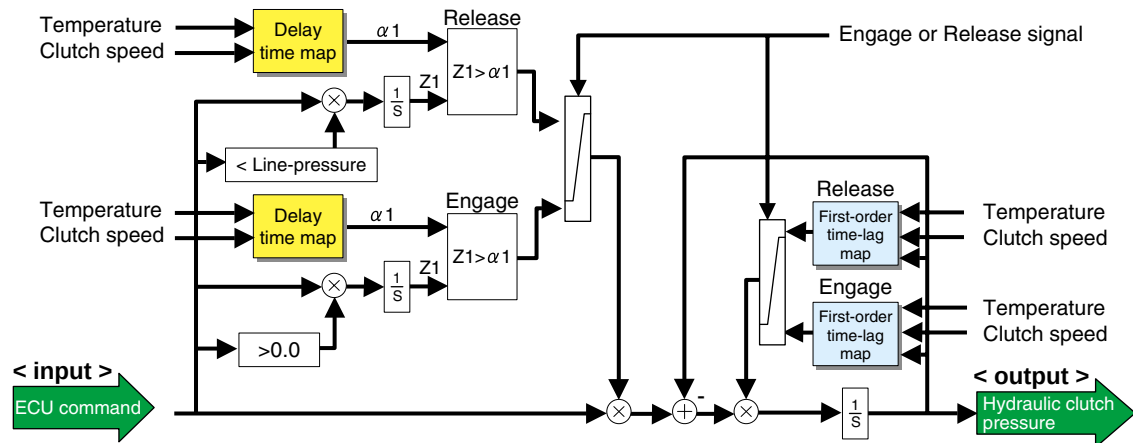


Fig. 6 The transfer function hydraulic pressure

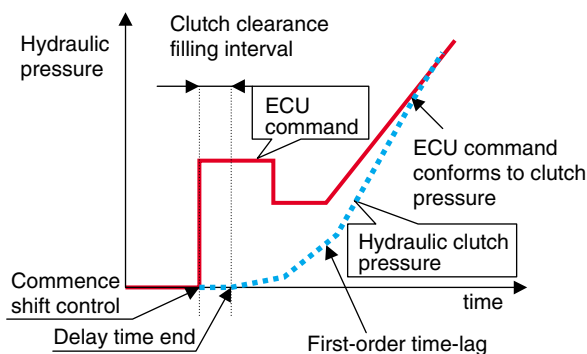


Fig. 7 Delay time and first-order time-lag

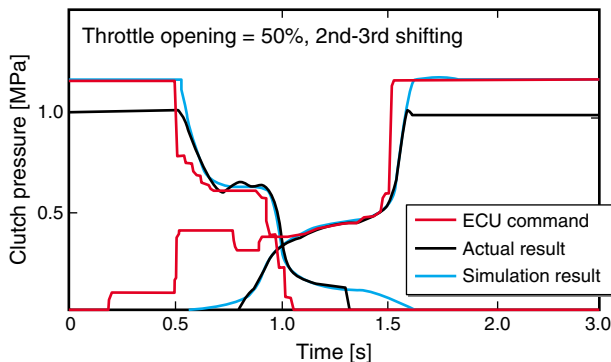


Fig. 8 Verification results of simulation accuracy

2.3. HILS テスト環境

本 HILS システムにおいては、Fig. 9 に示すように、手動運転テストと自動運転テストが可能となっている。

手動運転テストでは、オペレータがインターフェースボックスに準備されたレバーやスイッチ、ホストコンピュータ上のインターフェースを直接操作することで HILS を操作する。

一方、自動運転テストでは、走行モードや Table 1 に示すテスト条件実行プログラムを予めプログラミングするこ

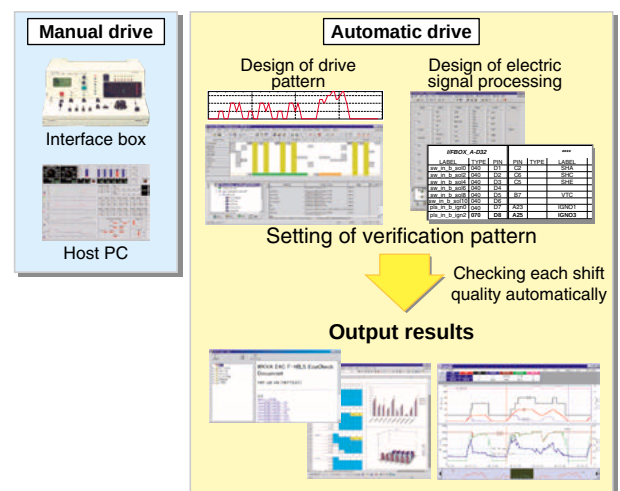


Fig. 9 Environment of HILS test

Table 1 HILS parameters

Classification	Element
Engine	Engine torque
Clutch	Coefficient of friction
	Clutch clearance
Situation	Vehicle weight
	Grade resistance
Condition	Electronic device (Short circuit, Broken wires)
	Hydraulic circuit valve

とにより無人での HILS の実行を可能とした。

さらに自動運転テストでは、Table 2 に示す評価項目によって、AT変速制御システムを自動検証するようにし、そのテスト結果はHTML形式、表およびグラフで表現されたレポート形式のファイルによって出力される。

また、HILS によって実行された莫大な量のテスト結果を、短時間での解析処理を実現するために、計測データの多

Table 2 HILS evaluation method for AT control system

1	The engine speed must not flare while shifting.
2	Heat of the clutch must be lower than standard.
3	Shifting time must be shorter than standard.
4	Change of drive shaft torque must be smaller than standard.
5	The fail mode must be able to be judged accurately.
6	It must be able to drive.

チャンネル化および高サンプリングレート化に対応したデータ解析ツールを開発し、解析の効率化を図った。

OBDD II 検証テストでは、ECU の故障検知状況を、莫大な種類の故障パターン、複数の故障パターンの組み合わせによる多重故障および故障発生タイミングにおいて、同一車両走行条件で検証する必要がある。

このような実車によるテストが困難なテストにおいて、HILS による自動運転テストおよび解析環境は、開発期間短縮、制御信頼性向上に対して、有効な開発支援技術であることが確認された。

3. シミュレーションのリアルタイム化

3.1. リアルタイムシミュレーションの課題

リアルタイムシミュレーションを実現するためには、CPU 実演算時間を、演算刻み時間以下とすることが必要である。

2.2. で述べた、既存のトルク伝達系モデルを使った、1st-2nd アップシフトのノンリアルタイムシミュレーション結果を Fig. 10 に示す。

このシミュレーションは、実車で計測した油圧特性を入力として、そのドライブシャフトトルク特性を予測したものである。また、演算刻み時間は、実車テスト置換レベルの精度が得られる $20\mu\text{sec}$ と、比較のため、その演算刻みを 10 倍粗くした $200\mu\text{sec}$ の場合で実行した。

演算刻み時間が $200\mu\text{sec}$ ではドライブシャフトトルクが大きく振動しており、十分な演算精度を得ることができないことがわかる。

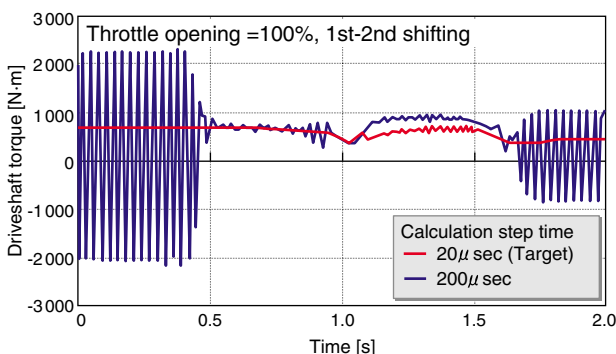


Fig. 10 Non-real-time simulation result

一方、市販の DSP システムを用いて構成した AT HILS システム (Fig. 1) において、同様のシミュレーションをシングルレートで実行させたとき、一刻み当りの CPU 実演算時間は $140\mu\text{sec}$ となった。

以上のことから、AT 変速フィーリングシミュレーションをリアルタイムで実行するためには、CPU 実演算時間の高速化が必要となる。そのために、2つの改良、HILS モデルのマルチレート化と、スケジューラオーバーヘッドの削減をおこなった。

3.2. マルチレート化

限られた CPU 演算能力を効率的に活かす手法の一つに、マルチレート化が知られている。

マルチレート化にあたって、まず、HILS モデル (2.2) を詳細に解析した。

その結果、トルク伝達系モデルのうち、AT トルク伝達系モデル内の、 λ 関数と積分器を組み合わせた部分 (Fig. 11) の時定数が最も小さく、 $20\mu\text{sec}$ であることがわかった。つまり、このモデルが、実車テスト置換が可能な精度を得るために、非常に小さい演算刻み時間を必要としている支配的要因であることがわかった。

非常に小さい演算刻み時間を要求する原因は、 λ 関数と積分器を組み合わせた部分において、メインシャフトイナーシャ (I_{MS}) が $7.0 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2$ と、エンジンや車体

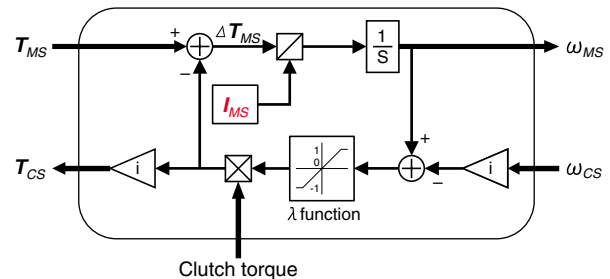


Fig. 11 λ function model for AT torque transfer model

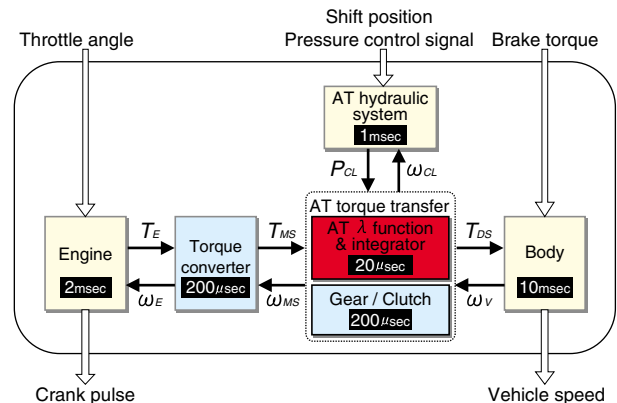


Fig. 12 Multi-rating AT HILS model

系に比べて非常に小さいためであると考えられる。それ以外のモデルについては、精度上問題がないことから、演算刻み時間を長く(200 μ sec 以上)設定した。Fig. 12 に、マルチレート化した HILS モデル構成および、各要素の演算刻み時間を示す。

3.3. スケジューラオーバーヘッドの削減

一般に、マルチレート化に伴って、スケジューラオーバーヘッドの増加が懸念される。

マルチレート化した HILS モデルを実際にダウンロードし、モデル全体のCPU実演算時間を計測したところ、モデル全体の演算刻み時間の 108%(Fig. 13 上段)であった。この原因は、モデル全体の CPU 実演算時間に対して、スケジューラオーバーヘッドの占有率が非常に大きいためである。

そこで、このスケジューラオーバーヘッドを削減するために、以下を試みた。

Fig. 13 下段に示すような、最小の演算刻み時間を必要とする、λ関数と積分器を組み合わせた部分(Fig. 11)のみを、演算刻み時間内において、入力値を固定し、規定回数、すなわち、200 μ sec に 10 回繰り返して演算を行うモデルとした。今回は、そのモデリング手法として、ユーザコードブロックを採用した。

ユーザコードブロックを採用した HILS モデルをダウンロードし、CPU実演算時間を計測すると、スケジューラオーバーヘッドを含めて最大135 μ secであった。この結果、CPU実演算時間はモデル全体の演算刻み時間の 68%であることから、十分なマージンを確保できていることが確認された。

以上の、マルチレート化とスケジューラオーバーヘッドの削減によって、20 μ sec の演算刻み時間を擬似的に実現できる高速演算 HILS を開発することができた。

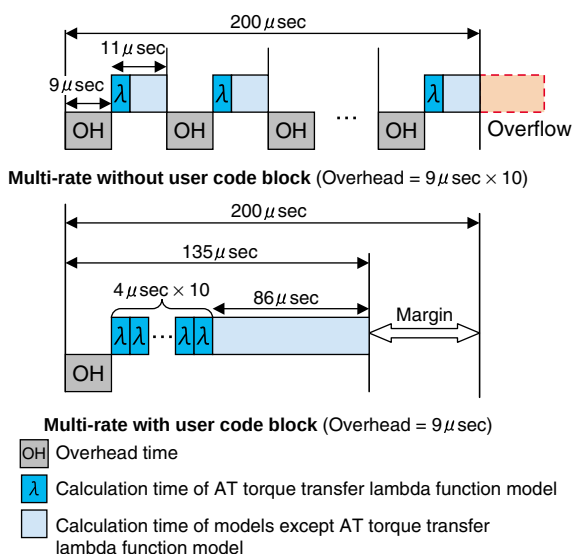


Fig. 13 Measuring results of actual CPU execution times

3.4. 高速演算化 AT HILS 計算精度検証

マルチレート化とスケジューラオーバーヘッド削減を行った HILS による、3.1. と同じ 1st-2nd アップシフトのシミュレーション結果を Fig. 14 に示す。

全モデルを 20 μ sec 演算刻み時間としたノンリアルタイムシミュレーション結果、すなわち実機テスト置換が可能な演算精度の結果と HILS の結果が、よい一致を示していることがわかる。このことから、実物の ECU を含めた AT 変速フィーリングリアルタイムシミュレーションは、実車テスト置換が可能な精度に達したと判断した。

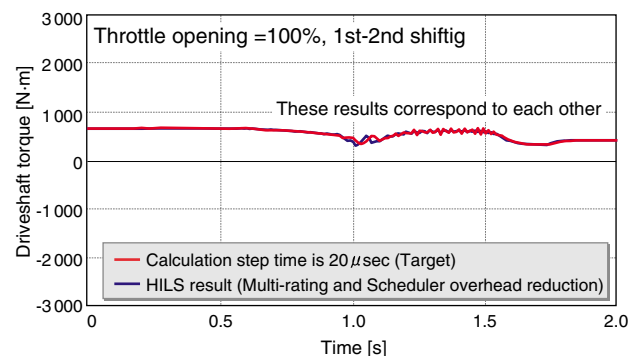


Fig. 14 HILS result

4. 適用事例

HILS の自動変速機制御システム開発への適用例の中で、AT 変速フィーリングと耐久性を両立した、商品性最適 ECU データ設定への適用事例を紹介する。

Fig. 15 に示した従来の開発、すなわち、HILS を適用する前は、変速フィーリングを優先したデータ設定が終了した後で実機耐久テストを実施していた。実機耐久テスト中に不具合事象が確認された場合、実機耐久テストを中止して、ECU データを再設定してから、再度、実機耐久テストを繰り返すことにより商品性最適 ECU データの設定を行っていた。

これに対して、HILS を適用した新開発フローでは、実機耐久テスト前に HILS によって耐久性における ECU データ信頼性を考慮した最適な ECU データ設定を行い、最終確認として一回の実機耐久テストを実施するフローとした。

Fig. 15 の新開発フローの中で、変速フィーリングを優先したデータ設定が終了した後、HILS を使って、最適な ECU データ設定を実施した事例を紹介する。

Fig. 16 にスロットル開度が 50% の 2nd-3rd アップシフトにおいて、変速フィーリングを優先した ECU データ設定時の結果を示す。また、Fig. 17 に同じ変速モードにおいて、変速フィーリングと耐久性を両立させた最適 ECU データ設定時の結果を示す。

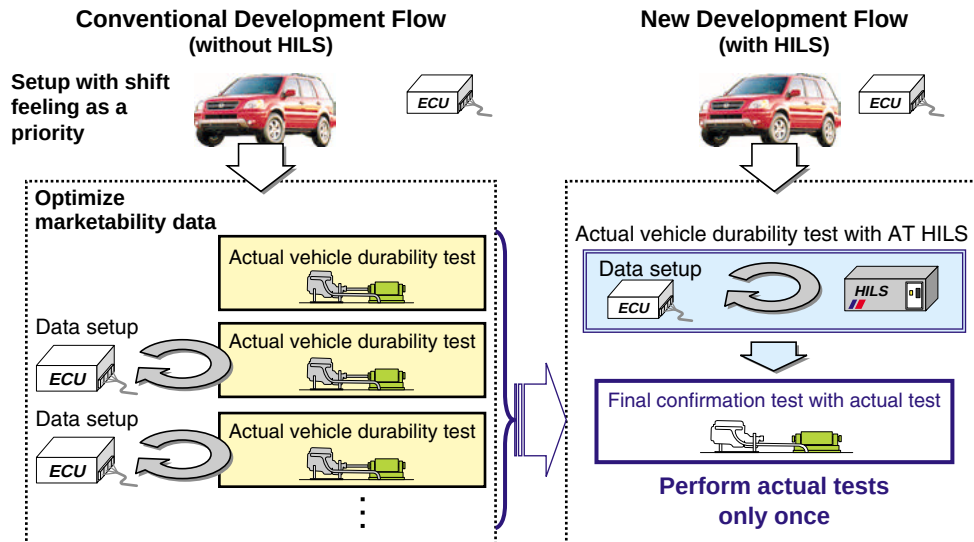


Fig. 15 Optimum data setup balancing shift feeling and durability

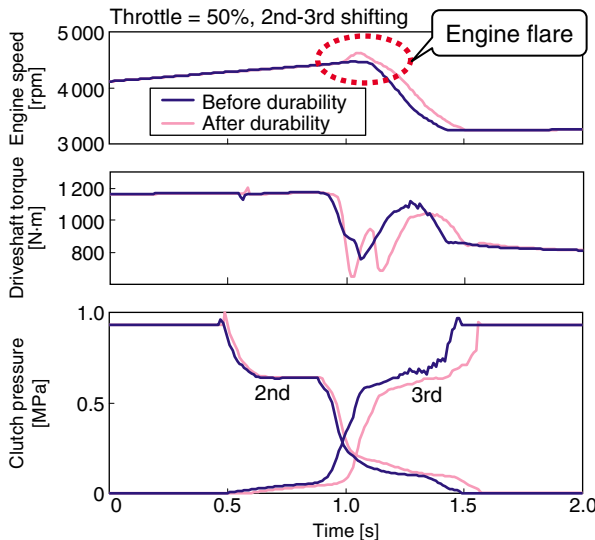


Fig.16 HILS results with initial ECU data

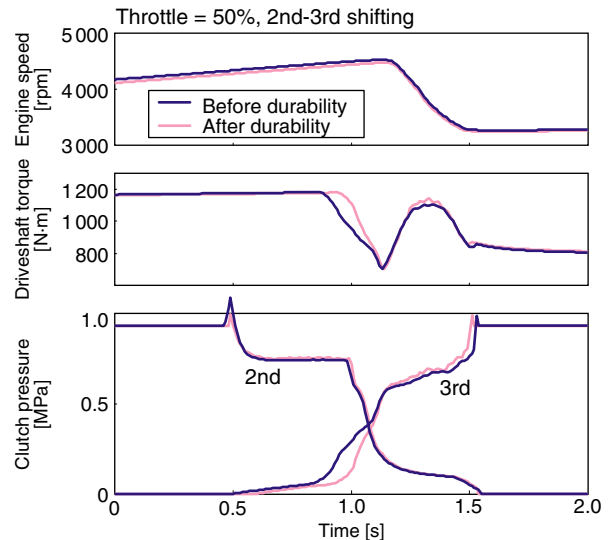


Fig.17 HILS results with refined ECU data

二つの条件、Fig. 16 と Fig. 17 の ECU データ設定に対して、HILS上でクラッチクリアランスを耐久因子として変化させることにより耐久後の性能を予測した。

変速フィーリングを優先した設定(Fig. 16)においては、初期状態では良好であった変速フィーリングが、耐久後はエンジンの吹き上がり事象が発生していることがわかる。不具合事象が確認されたため、ECU データを再設定した。具体的には前段と次段クラッチ圧制御のフィードバックゲインを最適化した。

その結果、初期状態と耐久後の両方において、良好な変速フィーリングを実現していることがわかる。(Fig. 17)

HILSによって商品性を最適化した後で、実機耐久テストによる最終確認を実行した。その結果、良好な変速フィーリ

ングを確認することが出来た。

このように、一回のテスト時間が長い実機耐久テストの結果を待たずに、商品性最適 ECU データを短期間で開発することが可能となった。

5. まとめ

- (1) CPU演算負荷軽減のために、可変むだ時間と非定常一次遅れにより構成される油圧伝達関数を作成し、従来の詳細モデリング手法に対して、CPUの計算負荷を約 1/30 に軽減した。
- (2) 20 μ sec の高速演算実現のために、マルチレート化とスケジューラオーバーヘッド削減を実行することで、市

販DSPを用いて実車テスト置換が可能な演算精度を確保した AT 変速フィーリングリアルタイムシミュレーションを実現した。

- (3) AT 制御システム開発へ HILS を適用することにより、実車テストの机上置換を実現し、AT 制御システムの信頼性向上と開発期間短縮が得られた。

HILS の適用による、AT 制御システムの信頼性向上と開発期間短縮の効果が確認されたため、今後、全機種の AT 制御システム開発に適用していく。

参考文献

- (1) Ishikawa,K., et. al. : The Development and Utilization of ACTASS, AVEC 94, p.224-229 (1994)
(2) 桜庭ほか：燃費性能と加速性能の予測モデル統合化, HONDA R&D Technical Review, Vol.7, p.79-86 (1995)

■ 著 者 ■



竹田 洋平



依田 公



寺山 哲



萩原 顕治



斎藤 吉晴



上山口 勉