

CVT HILS における変速過渡モデルの開発

Development of Transient State Model for CVT HILS

五月 女 浩*

Hiroshi SAOTOME

萩 原 顕 治*

Kenji HAGIWARA

伊 藤 令*

Rei ITO

依 田 公*

Ko YODA

要 旨

CVT の ECU 開発にあたり、その開発効率向上を目的として HILS の導入を試みた。HILS を実現するためには、油圧制御系を含む CVT の変速機構において変速過渡状態がシミュレーション可能な CVT HILS モデルを開発する必要があった。さらにそのモデルは、リアルタイムシミュレーション可能な演算負荷であることが必要であった。今回、変速過渡状態、特に、キックダウン変速をシミュレーション可能とするために、プーリレシオ、プーリへの入力トルク、プーリ回転速度に基づいてプーリレシオの過渡特性を演算する実験式モデルとした。さらに演算負荷が大きい油圧制御系モデルを高次な連立方程式モデルから、実験データに基づき低次な伝達関数モデルとした。その結果、HILS を CVT の ECU 開発へ導入することに成功し、導入前に対して ECU の動作検証と設定の作業時間を約 30%削減した。

ABSTRACT

HILS has been introduced to the CVT ECU development process in an attempt to increase efficiency. To create HILS, it was necessary to develop a CVT HILS model capable of simulating transient states in a CVT shift mechanism, including a hydraulic control system. The calculation burden of the model was required to be low enough to enable real-time simulation. The aim of this project was to develop an experimental model capable of calculating the transient characteristics of the pulley ratio on the basis of pulley ratio, the torque input to the pulley, and the speed of revolution of the pulley; in order to enable simulation of transient states, in particular in kick-down shift. Given the high calculation load of the hydraulic control system model, test data was employed to enable the higher order simultaneous equation model to be replaced by a lower order transfer function model. The newly developed HILS has been successfully introduced to the development process for CVT ECU, resulting in a 30% reduction in the number of procedures required for verification of functioning and setting parameters for programs.

1. はじめに

AT の ECU 開発においては、その開発効率向上を目的として、Hardware In the Loop Simulation (HILS) と呼ばれる ECU 開発支援技術がすでに導入され、その効果が報告されている⁽¹⁾。本開発で、CVT の ECU 開発に HILS を導入を試みる。ここで、導入するシステム全体を CVT HILS システムとし、CVT HILS システムを動かすための CVT モデルを CVT HILS モデルとする。

CVT HILS システムを導入した CVT の ECU 開発フローでは、CVT 制御プログラムや電気回路に変更を施した ECU を実車へ搭載する前に、CVT HILS システムを用いて動作検

証とプログラムの設定をおこなう。そのためには、実車テストの置換が可能な演算精度を有する CVT HILS システムが必要であり、CVT の変速過渡状態をシミュレーション可能な CVT HILS モデルの開発が必要となった。しかしながら、油圧制御系を含むモデルは演算負荷が莫大となり⁽¹⁾、既存の Digital Signal Processor (DSP) では演算精度を確保したりリアルタイムシミュレーションをおこなうことができなかった。また、CVT 変速機構において、変速過渡状態をシミュレーションした報告例⁽²⁾があるが、特にキックダウン変速等の急峻な変速におけるプーリレシオの時間的変化割合を演算するにあたり、報告例によるプーリレシオに対する係数のみでは、車速やエンジン出力の条件の違いにおいて、十

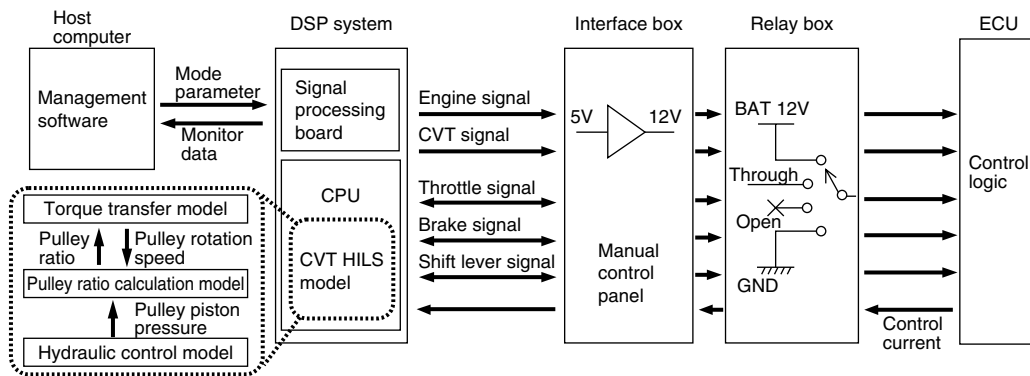


Fig. 1 HILS system configuration

分な演算精度を確保することができなかった。そのため、プーリへの入力トルクやプーリ回転速度に対する係数を取得る必要があった。

今回、リアルタイムシミュレーションを可能としながら、演算精度を確保した CVT HILS モデルを開発したので、その内容を報告する。

2. CVT HILS システム構成

CVT 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、インタフェースボックス、リレーボックス、および CVT 制御用 ECU の五つの要素から構成した。

ホストコンピュータは、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設定、シミュレーション結果の表示および解析をおこなう。

DSP システムは、モデル演算及び I/O 処理用の CPU と、信号処理用ボードを搭載し、リアルタイムシミュレーションを実行する。CVT HILS ではマルチレートモデル化技術を採用し、演算周期を最小 200 μ sec から最大 1 msec としている。

インタ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に必要な信号処理をおこない、さらにリレーボックスにおいて、電気回路のショートおよび断線状態を作り出す。

CVT 制御用 ECU は、DSP からの出力信号をインタフェースボックス、リレーボックスを経由して入力され、CVT の変速制御を 10 msec 周期で実行し、その結果をリレーボックス、インタフェースボックスを経由して DSP へ出力する。

3. CVT HILS モデル

3.1. CVT HILS モデル構成

2章で述べた DSP システムにダウンロードされる CVT HILS モデルは、Fig. 1 の点線部に示すように、大きく三つのモデルから構成した。

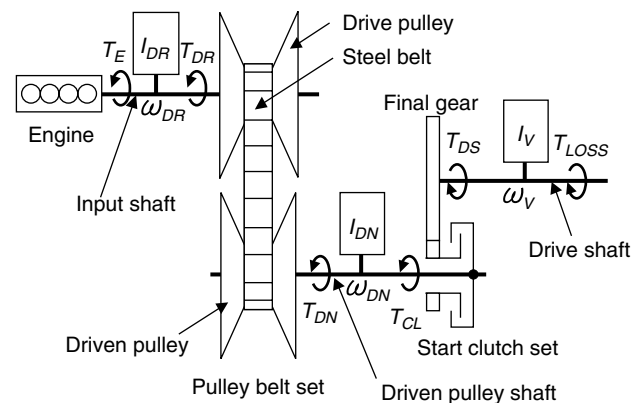


Fig. 2 Torque transfer model

- (1) エンジン、CVT、車体を含めた、トルク伝達系モデル
 - (2) 変速をつかさどる二つのプーリピストン圧を出力する、油圧制御系モデル
 - (3) 油圧制御系モデルから出力されるプーリピストン圧に対しプーリの変速をおこなうプーリレシオ演算モデル
- 以下に三つのモデルの詳細について述べる。

3.2. トルク伝達系モデル

Fig. 2 に示すトルク伝達系モデルでは、ドライブプーリに直結したインプットシャフトに入力されたエンジントルクは、金属ベルトを経てドリブンプーリへ伝達される。さらに発進クラッチを介し、ファイナルギアを経て、ドライブシャフトにトルクが伝達される⁽⁵⁾。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⁾。その数学モデルを以下に示す。

$$\text{Input shaft} \quad T_E - T_{DR} = I_{DR} \cdot (d\omega_{DR}/dt) \quad (1)$$

$$\text{Pulley belt set} \quad T_{DR} \cdot i = T_{DN} \quad (2)$$

$$\text{Driven pulley shaft} \quad T_{DN} - T_{CL} = I_{DN} \cdot (d\omega_{DN}/dt) \quad (3)$$

$$\text{Start clutch} \quad T_{CL} = \mu \cdot n \cdot r \cdot (P_{CL} \cdot A_{CL} - F) \quad (4)$$

$$\text{Final gear} \quad T_{CL} \cdot GR_F = T_{DS} \quad (5)$$

$$\text{Drive shaft} \quad T_{DS} - T_{LOSS} = I_V \cdot (d\omega_V/dt) \quad (6)$$

Nomenclature

I	: Inertia
i	: Pulley ratio ($i = \omega_{DR} / \omega_{DN}$)
GR	: Gear ratio
ω	: Speed
T	: Torque
μ	: Clutch disk friction coefficient
n	: Number of clutch disks
r	: Clutch disk effective radius
P	: Hydraulic clutch pressure
A	: Hydraulic clutch piston bearing area
F	: Clutch return spring load

Subscripts

E	: Engine
DR	: Drive pulley set(Pulley input)
DN	: Driven pulley set(Pulley output)
CL	: Start clutch
F	: Final gear
V	: Body
$LOSS$	: Running resistance

3.3. 油圧制御系モデル

CVT 油圧制御系は Fig. 3 に示すように、ライン圧制御部と、ドライブとドリブンのプーリピストン圧コントロール部より構成されている⁽⁵⁾。

ライン圧制御部では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を介してライン圧に調圧される。また、プーリピストン圧コントロール部では電子制御部である ECU からの制御電流によって制御されるリニアソレノイドとプーリコントロールバルブによって、ライン圧を減圧し、各プーリピストン圧を制御する。

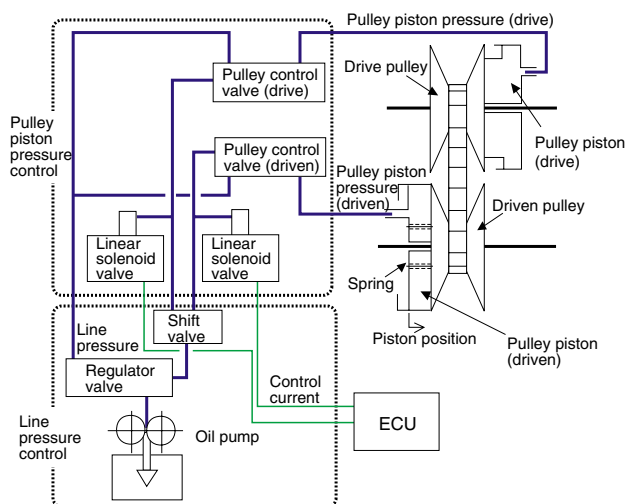


Fig. 3 Schematic drawing of CVT system

油圧制御系モデル開発にあたって、二つの課題があった。一つ目は、変速過渡において、ECUの油圧指令値に対するプーリピストン圧の応答遅れの発生メカニズムが不明確であること。

二つ目は、変速過渡において、油圧制御系モデルは演算負荷が大きい高次なものになってしまうことである。

Fig. 4 に、40 km/h 定速度状態からアクセルペダルを急激に踏み込んだ変速状態(キックダウン変速)の実車計測結果を示す。Fig. 4の斜線部に示すように、各プーリピストン圧は、ECU油圧指令値に対して大きな応答遅れがあることがわかる。

モデル化にあたって、この要因を解析するために、Fig. 5 に示す実車を用いた装置により実験をおこなった。

この実験では汎用 ECU を用いてプーリピストン圧の油圧制御指令値をパターン化して設計した。ドリブン側の油圧制御指令値は規定エンジン回転速度においてステップ状に増圧させるようにプログラミングした。一方ドライブ側の油圧制御指令値は固定値を出力するようにした。その汎用 ECU を実車搭載して異なるエンジン回転速度におけるライン圧、プーリピストン圧、エンジン回転速度、プーリレシオを計測した。Fig. 6 はエンジン回転速度が 1 000 rpm, Fig. 7 は 2 500 rpm にて計測した結果である。

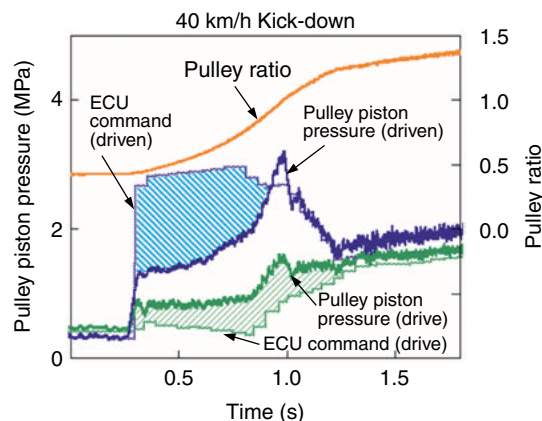


Fig. 4 Vehicle test results

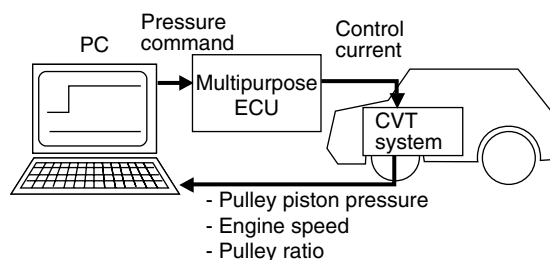


Fig. 5 Schematic drawing of test equipment

二つの結果においてプーリレシオが変化している状態、1 sec から 2 sec の間に着目した。

グラフの一段目において、ピストンに油が流入するドリブンプーリピストン圧は油圧制御指令値に対して減圧していることがわかる。グラフの二段目において、プーリピストンから油が排出されるドライブプーリピストン圧は油圧制御指令値に対して逆に増圧していることがわかる。油の流入出に対する圧力変化の要因としては、プーリピストン自体の体積変化が影響していることが知られている⁽²⁾。

体積変化の影響に加えて、オイルポンプの油の供給能力の影響を考慮する。これは、グラフの一段目において、Fig. 6 のエンジン回転速度が 1000 rpm の時は、Fig. 7 の 2500

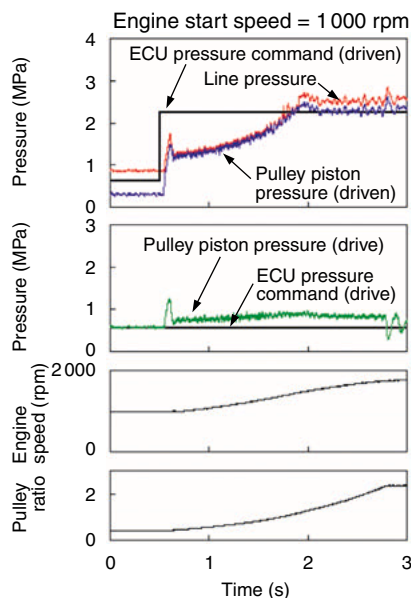


Fig. 6 Step shift test results at low engine speed

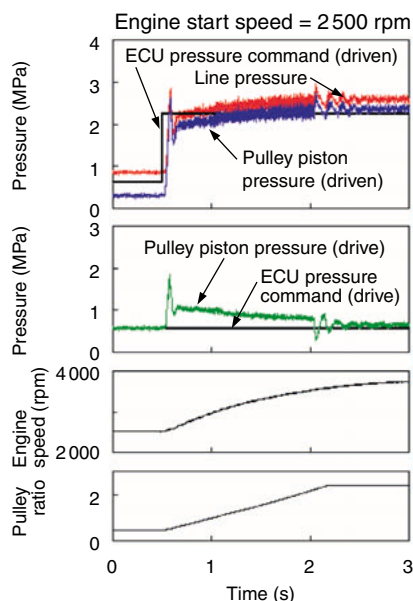


Fig. 7 Step shift test results at high engine speed

rpm の時に比べてレシオの変化が緩やかであるためプーリピストンの体積変化の影響が少ないにもかかわらず、ドリブンプーリピストン圧が油圧制御指令値に対してより大きく減圧しており、かつライン圧とドリブンプーリピストン圧が等しくなっていることから体積変化以外の影響があると考えられるからである。そこで、この影響はオイルポンプの油の供給能力がステップ状に増圧する油圧制御指令値への追従能力以下であることによると考えた。

以上の考察をもとに油圧制御系モデルを構築した。そのモデルを Fig. 8 に示す。油圧制御系モデルでは流体力学で一般的な油の慣性⁽³⁾を考慮した油圧応答項と、プーリピストン自体の体積変化を考慮した体積変化項に加えてオイルポンプの油の供給能力を考慮したオイルポンプ供給項から構成した。これらの項によってプーリピストン圧が決定されるが、CVT 変速状態によって計算方式を切り替えるようにモデル化した。すなわち、ゆっくりとした変速状態では油圧応答項と体積変化項によってプーリピストン圧を決定し、キックダウン変速時のように早い変速状態で、オイルポンプ供給項によるプーリピストン圧が、体積変化項と油圧応答項の和によるプーリピストン圧を下回った際に、オイルポンプ供給項を選択する。

次に三つの項のモデル作成手法の詳細について述べる。

一つ目の油圧応答項は、プーリピストンの体積変化がない状態における油の慣性⁽³⁾の影響による圧力損失を演算するモデルである。モデル作成にあたっては、実車試験による同定手法を採用した。具体的には油の慣性の影響を同定するために、油圧制御指令値に対するプーリピストン圧の関係を周波数解析した。その結果、二次遅れ伝達関数で近似できることがわかった。式(7)にその伝達関数を示す。

$$\frac{1}{\alpha Ts^2 + \alpha s + 1} \quad (7)$$

ここに、 α はモデルパラメータ、 T は時定数を示す。

また、Fig. 9 に同一の油圧制御指令値における、伝達関数によるプーリピストン圧計算結果と実車試験結果を示す。二つの結果はよい一致を示しており、油圧応答項の妥当性が検証できた。

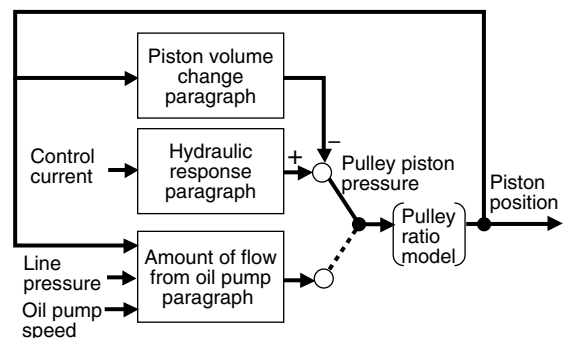


Fig. 8 Hydraulic control model

二つ目の体積変化項は、プーリピストンの体積変化による油の流入出に対する圧力変化を演算するモデルである。モデル作成にあたっては、上記より、油圧応答項が二次遅れ伝達関数で近似できることと、コントロールバルブからの油の流量(Q_v)とプーリピストン圧の関係を示す連続の式が一次の関数となること⁽²⁾から Fig. 10 に示すように、プーリコントロールバルブにおけるコントロール力(F_v)と Q_v の関係を一次遅れに線形近似できると考えた。

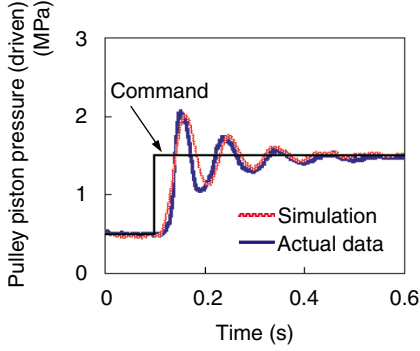


Fig. 9 Simulation results of hydraulic response paragraph

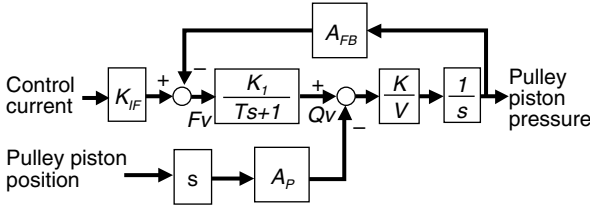


Fig. 10 Hydraulic response and piston volume response function

V : Pulley piston volume
 A_P : Area of pulley receiving pressure
 A_{FB} : Area of pressure circuit feedback
 K_{IF} : Current-electromagnetic power gain
 K_I : Spool operation power-flowing quantity gain
 T : Spool operation power-flowing quantity time constant
 K : Modulus of elasticity of volume
 F_v : Spool operation power for pulley control valve
 Q_v : Quantity of flow through pulley control valve

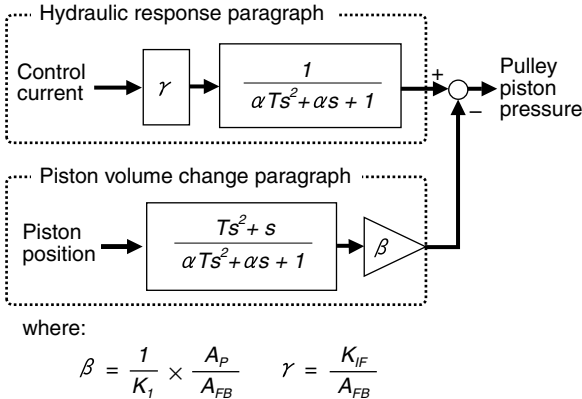


Fig. 11 Hydraulic response and piston volume response paragraph

Fig. 10 のモデルをモデルパラメータ α と時定数 T で整理すると Fig. 11 のモデルとなる。

Fig. 11 に示すモデルにおいて、体積変化項は式(8)に示す二次の伝達関数としてモデリングできる。

$$\frac{Ts^2 + s}{\alpha Ts^2 + \alpha s + 1} \quad (8)$$

ここで、体積変化項のモデルを、エンジン回転速度が高いためにオイルポンプの油の供給能力が高い Fig. 7 と同様な条件において、実車試験とシミュレーションによりその妥当性を検証した。なおシミュレーション入力パラメータであるプーリレシオの時系列特性は、油圧制御系モデル単体の検証をおこなうため、実車試験結果を代用した。Fig. 12 にそのシミュレーション結果と実車試験結果を示す。二つの結果がよい一致を示したことから、体積変化項の妥当性が検証できた。

三つ目のオイルポンプ供給項は、オイルポンプ供給能力である吐出量と油圧制御指令値に対するプーリピストンの体積変化量の差によって決定される。吐出量が、体積変化量以下の場合においてプーリピストン圧は油圧制御指令値に追従することができない。そのような場合にオイルポンプ供給項によりプーリピストン圧が決定されるようにモデリングをおこなった。そのモデルを Fig. 13 に示す。

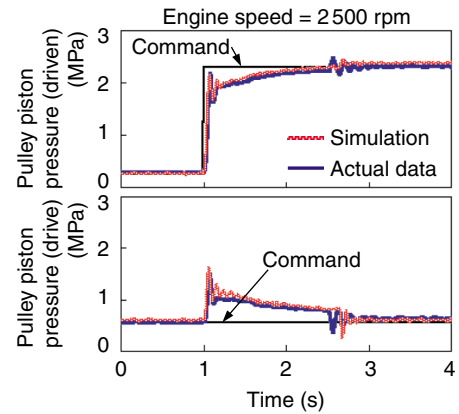


Fig. 12 Simulation results of piston volume change paragraph

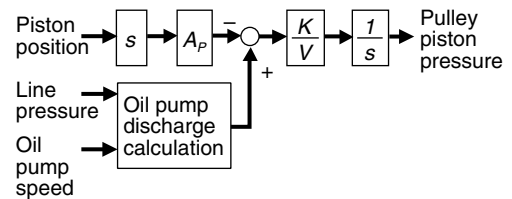


Fig. 13 Amount of flow from oil pump paragraph

ここで、オイルポンプ供給項のモデルを、エンジン回転速度が小さいためにオイルポンプの油の供給能力が低い Fig. 6と同様な条件において、実車試験とシミュレーションによりその妥当性を検証した。なおプリーレシオの時系列特性は、体積変化項の妥当性を検証したときと同様に、実車試験結果を代用した。Fig. 14にシミュレーション結果と実車試験結果を示す。二つの結果がよい一致を示したことから、オイルポンプ供給項の妥当性が検証できた。

以上より三つの項、すなわち油圧応答項、体積変化項、オイルポンプ供給項の妥当性が検証でき、油圧制御系モデルとして採用した。

3.4. プリーレシオ演算モデル

CVT 変速機構は Fig. 3 に示すように、ドライブプリーおよびドリブンプリーによって金属ベルトをクランプした構造であり、クランプする力はプリーピストン圧と遠心油

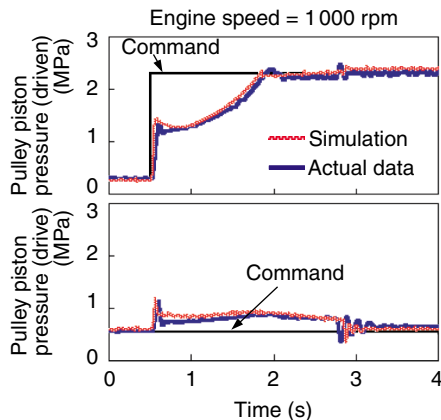


Fig. 14 Simulation results of amount of flow from oil pump paragraph

圧およびプリーピストンに組み込まれたスプリングによって発生する力の合計となる⁽⁴⁾。この金属ベルトがクランプされる力の合計を軸推力と呼び、ドリブン側に対するドライブ側の軸推力の比を軸推力比と呼ぶ。また金属ベルトとプリー間に滑りを発生せることなく伝達できる最大トルクに対するプリーへの入力トルクの比をトルク比と呼ぶ⁽⁵⁾。

CVTのプリーレシオ演算法はこれまでいくつか紹介されている^{(2), (5)}。紹介例によればプリーレシオは、プリーレシオが変化せずにバランスする条件を演算する定常部と、プリーレシオのバランス状態が崩れてプリーレシオ変化が生じるときのプリーレシオの時間的変化割合を演算する過渡部の二つで構成される。以下に定常部と過渡部の詳細を示す。

定常部において、CVTのプリーレシオが変化せずにバランスする軸推力比は、実験により、トルク比とプリーレシオに対して一義的に定めることができる。プリーピストン圧とプリー回転速度とプリーへの入力トルクを入力として、プリーレシオがバランスする条件からの軸推力のずれ量を演算される。このずれ量を変速推力と呼び、変速推力により、次のバランス状態までプリーレシオは変化する。

過渡部において、変速推力によるプリーレシオの時間的変化割合を決める係数を演算するが、係数を演算する引数として、プリーレシオに対する係数があることは知られている⁽²⁾。しかし、特にキックダウン変速等の急峻な変速過渡状態の実車解析をおこなうなかで、プリーレシオに対する係数のみでは、プリーレシオの時間的変化割合を高精度に演算することができなかった。その原因としてはプリーへの入力トルクに対するプリーと金属ベルト間の摩擦力の変化とプリー回転速度に対する金属ベルトへの遠心荷重の変化が影響するものと考えた。Fig. 15にプリーレシオ演算モデルを示す。

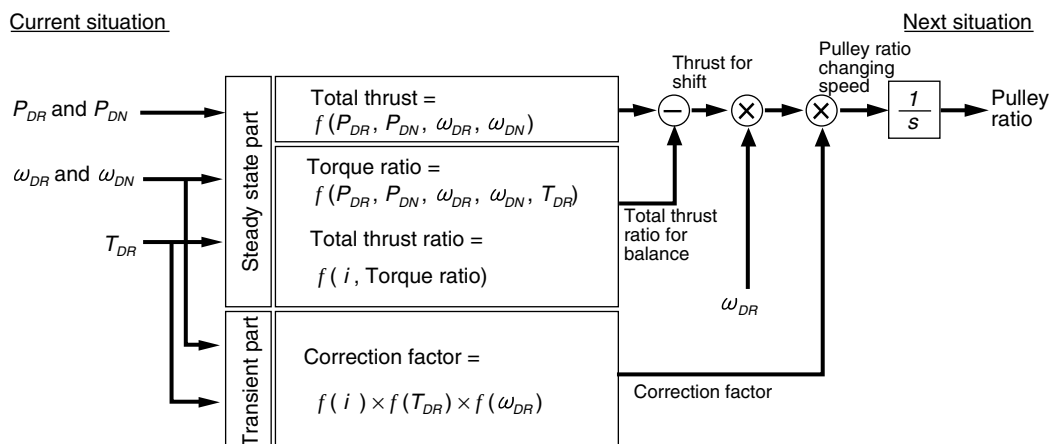


Fig. 15 Pulley ratio calculation model

この仮定を検証するために、実車において Fig. 16 に示すような、プーリへの入力トルク計測装置を作成し、プーリへの入力トルクを計測した。プーリへの入力トルク計測装置は、ダンピング要素となるフリクション板と充填グリスを取り除き入力側と出力側に回転パルス計測用の溝を付けたフライホイールを準備し、入力側と出力側の回転パルス

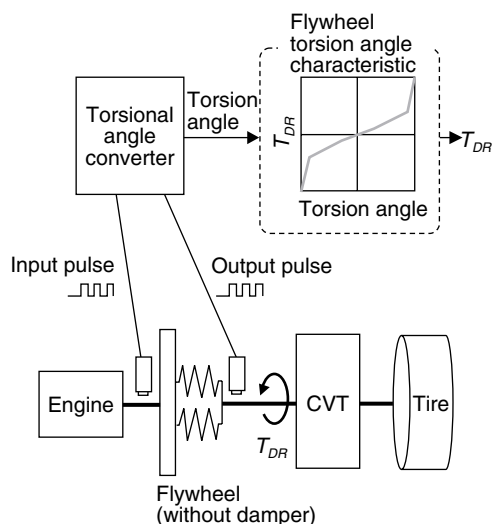


Fig. 16 Schematic drawing of test equipment

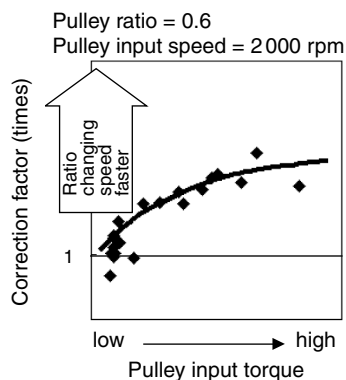


Fig. 17 Newly developed factor for pulley input torque

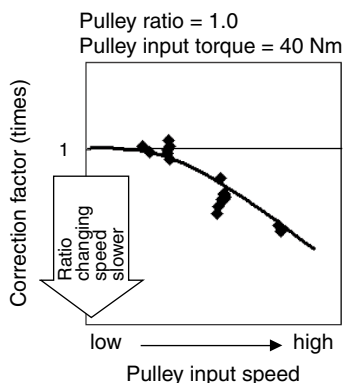


Fig. 18 Newly developed factor for pulley input speed

の位相差を計測する。この位相差からトーショナルアングルコンバータを用いてフライホイールの捻れ角度を計測し、あらかじめ計測しておいたフライホイールの捻れ角とトルクの特性よりトルクに換算する。この計測により、キックダウン変速等の急峻な変速過渡状態におけるプーリレシオの時間的变化割合を演算するための係数を取得した。

計測の結果を Fig. 17 と Fig. 18 に示す。Fig. 17 は、プーリへの入力トルクに対する係数、Fig. 18 はプーリ回転速度に対する係数をプロットしたものである。ここで、縦軸である係数とは、前述したプーリレシオの時間的变化割合に対して積算する係数であり 1 より大きければプーリレシオの時間的变化割合が大きく、1 より小さい場合は時間的变化割合が小さくなることを示す。つまりプーリへの入力トルクに関しては、入力トルクが大きくなるとプーリレシオの時間的变化割合が大きくなること、プーリ回転速度に関しては、プーリ回転速度が大きくなるとプーリレシオの時間的变化割合が小さくなることを示しており、仮定が正しいことが検証できた。

3.5. CVT HILS モデル精度結果

以上の三つのモデル、すなわちトルク伝達モデル、油圧制御系モデル、プーリレシオ演算モデルによって構成された CVT HILS モデル(Fig. 1)のシミュレーション結果と実車計測結果を Fig. 19 に示す。

プーリピストン圧、プーリレシオの時間的变化において、実車計測結果とシミュレーション結果がよい一致を示しており、実車テストの置換が可能な演算精度で CVT の変速過渡状態のシミュレーションが可能となった。また、今回開発した油圧制御系モデルとプーリレシオ演算モデルを用いることにより、既存の DSP の演算処理においてアルタイムシミュレーション可能な演算負荷である CVT HILS モデルとすることができた。

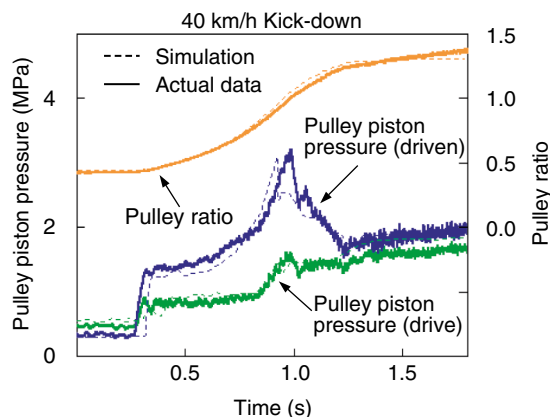


Fig. 19 Simulation results

4. 適用効果

CVT 制御プログラムを新規に製作した ECU の初期動作検証と初期設定に、今回開発した HILS を適用した場合と、従来の実車を用いた場合の、作業時間を比較した。

HILS を用いた場合、HILS の準備時間として対象とする実車の設計諸元のモデルへの組み込み、ECU とインタフェースボックスとの接続などに1日間必要であったが、実車を用いた動作検証と設定作業の同一作業を CVT HILS により机上で実行した場合は、準備時間を含めても約30%の削減が可能となった。

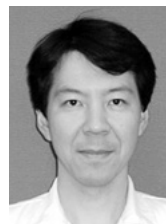
5. まとめ

- (1) 既存の DSP を用いたリアルタイムシミュレーションを実現するために、演算負荷が大きい油圧制御系モデルを、高次な連立方程式モデルから、実験データに基づき低次な伝達関数モデルとした。その結果、演算負荷が既存の DSP の処理能力を越えることのない CVT HILS モデルとすることができた。
- (2) プーリレシオ、プーリへの入力トルク、プーリ回転速度に基づいてプーリレシオの過渡特性を演算する実験式を導入することにより、CVT の変速過渡状態がシミュレーション可能な CVT HILS モデルとすることができた。
- (3) CVT HILS モデルの開発により、実車テストをおこなう前に HILS を用いて新しい ECU の動作検証と設定をおこなうことができ、HILS 導入前に対して初期動作検証と初期設定の作業時間を約 30%削減した。

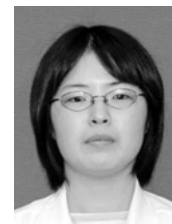
参考文献

- (1) 竹田洋平, 依田公, 寺山哲, 萩原顕治, 斎藤吉晴, 山口勉: 自動変速制御システムへの HILS の適用, Honda R&D Technical Review, Vol.14, No.2, p.99-106
- (2) 井出徹, 宇田川篤司, 片岡龍次, 内山博一: 金属Vベルト式 CVT の変速応答について, スバル技法, 第22号, p.50-55
- (3) Ishikawa, K., et.al.: The Development and Utilization of ACTASS, AVEC 94, p.224-229
- (4) 大園耕平, 青木隆: 全電子制御金属ベルト CVT の開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.8, p.21-33
- (5) 太田庄次, 國井久史, 角誠, 藤本修一, 山口徹朗: ハイブリットカー「インサイト」用コンパクト CVT の開発, HONDA R&D Technical Review, Vol.12, No.2, p.61-70

■ 著 者 ■



五月女 浩



伊藤 令



萩原 顕治



依田 公