

# IVTの動的解析と制御系開発に関するモデリング

## Fundamental Modeling for IVT Analysis and Control Development

蓮田康彦 Y. HASUDA ロバート・フックス R. FUCHS

The rapid development of the last 10 years in the computer industry contributed greatly in the application of the simulation technology in the research and development field of the automotive industry. The development and analysis of IVT (Infinitely variable transmission) needs the application of CAE (Computer Aided Engineering) tools such as simulation software and hardware in the loop system due to its complex dynamics and interaction in the driveline. In this report the fundamental concept for dynamic modeling and simulation of IVT components is discussed. The mechanic and hydraulic part models were developed and built as standard blocks to create a basic component library giving a good flexibility in the progressive development of complex simulations. A basic description of each model and few simulation examples are shown. The real time simulation method that can be applied to IVT with those models is referred finally.

**Key Words:** infinitely variable transmission, hardware, loop simulation, powertrain simulation

### 1. はじめに

近年の急速なコンピュータ産業の発展は、自動車業界における技術研究・開発の分野において、CAE(Computer Aided Engineering)ツールの高性能化、安価化によるシミュレーション技術の進展という形で大きく貢献した。中でも、電子制御システム開発における制御系CAD(Computer Aided Design)と連携したRPT(Rapid Prototyping Tool)やHILS(Hardware In the Loop Simulation)などの開発環境の発達により、複雑なシステムの解析、モデルベースでの制御系開発が可能となり、開発期間の短縮、品質保証に対する効果が期待される。

こうした状況の中、当社で開発が進められているIVT(Infinitely Variable Transmission)バリエータにおいても、その複雑な挙動と非線形性のためにCAEツールを用いたシミュレーション解析の果たす役割は大きいといえる。前報<sup>1)</sup>では、MATLAB/Simulinkを用いた、IVTバリエータの動的モデリングについて述べた。本報では、IVTの動的解析と制御系開発のために引き続き実施されている油圧系を含めたIVTのモデリングについて述べる。

### 2. IVTの概要

#### 2.1 IVTの基本構造

IVTのパワートレインの構成を図1に示す。

IVTは遊星ギヤを利用したトルクスプリット方式と、フルトロイダル型無段変速機(バリエータ)を組み合わせることで、ギヤードニュートラルを実現している。これによって、トルクコンバータなどの発達デバイスが不要となり、エンジンとトランスミッションの統合制御による燃費最適化の効果と総合して、5速マニュアル車との比較において平均13%の燃費改善が可能であることが確認されている<sup>2)</sup>。このギヤードニュートラルにおいてはバリエータによるトルク制御が重要な役割を果たす。

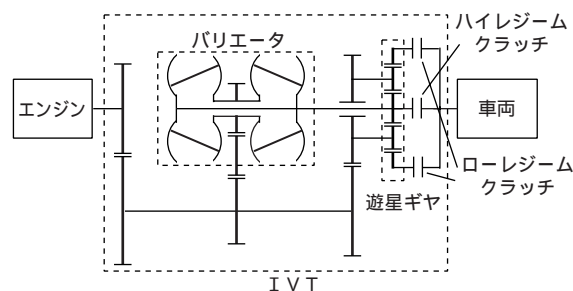


図1 IVTの基本構造  
IVT basic configuration

#### 2.2 ギヤードニュートラルとトルク制御

トランスミッションの変速比がゼロとなるギヤードニュートラルを実現するためには、バリエータ変速比を唯一点(GNレシオ)に保持しなくてはならない。しかしながら、従来型CVTのようにレシオ制御によってGNレシオを直接保持するこ

とは非常に困難であるとされている<sup>3)</sup>。一方、トルク制御とは、バリエータローラに連結した油圧ピストンの押し付け力と、ローラ、ディスク接触部におけるトラクション力との釣り合い(図2)を利用して、バリエータの伝達トルクないしはトランスミッションの出力トルクを制御する方式を指す。この場合、トランスミッションの出力トルクを抑制してブレーキにより車両を停止させることで、トランスミッションのギヤ比の関係からバリエータの変速比が自動的にGNレシオを満足する。また、トルクコンバータの特長であったクリープトルクも、ギヤードニュートラルにおけるトルク制御によって、容易に実現することができる。

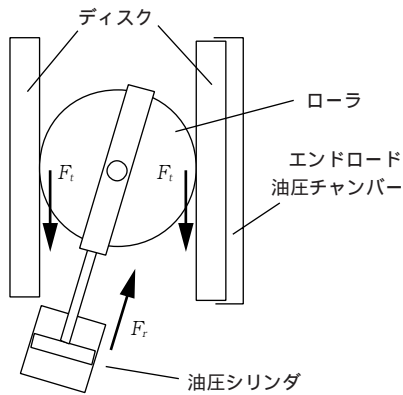


図2 ローラに作用する外力の釣り合い  
Balance of external forces on a roller

### 2.3 I V Tにおける油圧系と機械系の相互作用

このような利点を有するトルク制御は、しかしながら、パワートレインの複雑な挙動を生ずる。油圧制御によりピストン油圧が与えられると、これに応じたバリエータ伝達トルクが発生し、トランスミッションの各要素、ないしは車両を加減速する。これによって、バリエータのディスク回転速度比(変速比)が変化するため、ローラの中心位置とチルト角にも変化が生ずる。さらに、ローラの運動は油圧系の流量の変化を引き起こし、この変化は最終的にピストン油圧にフィードバックされる。このような一連のプロセスは、図3のようなサブシステム間の閉ループとして表され、I V Tの動的特性に強く影響する。ここでバリエータは、機械系と油圧系を媒介する役割を果たす。バリエータは複雑で非線形な動的特性を有しており、これによって媒介される以上のような相互作用を内包したI V Tパワートレインの動的解析、制御系設計のためには、先に述べたようなC A Eツールを用いたシミュレーション技術の適用が不可欠である。

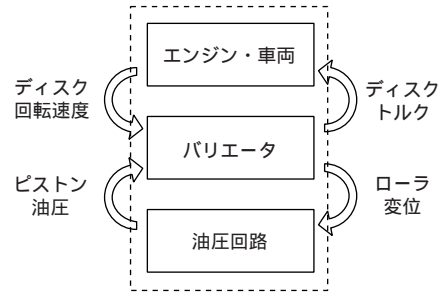


図3 油圧系と機械系の相互作用  
Interaction between hydraulics and mechanics

## 3. モデリングの基礎的手法

### 3.1 シミュレーション技術の発達

シミュレーションは製品開発期間の短縮や開発コストの低減のための強力な手法である。このことは、その意匠性、流行性の高さ、社会情勢への対応の敏感さ、品質の重要性のために熾烈な競争が存在する自動車産業において、特に顕著である。

一方、近年のコンピュータ産業における飛躍的な進歩は、シミュレーションの計算精度や所要時間を大きく改善してきたが、同時にシミュレーションにおける仮想世界と現実世界の垣根を払拭する役割も果たした。R P TやH I L Sと呼ばれる開発環境がそれである。これらとともに、ソフトウェア内部での実時間シミュレーションを実行しつつ、外部ハードウェアとの信号の送受を行うものである。

このような背景の下で、自動車のパワートレイン電子制御系の開発において、MATLAB / Simulinkなどの制御系C A Dによりコントローラモデルを設計し、制御対象モデルを用いたソフトウェア上でのシミュレーションで性能確認するという工程は広く普及した。さらに、R P Tや車両シミュレータを用いたH I L S環境によって、コントローラモデルで対象ハードウェアを制御するシミュレーション(図4)や、あるいは逆に、試作した実際のコントローラ(ハードウェア)と制御対象モデル(ソフトウェア)によるシミュレーション(図5)により、実機適用以前に詳細なデバッグが可能となる。このようなシミュレーションには、解析対象の適切なモデルが必要とされる。

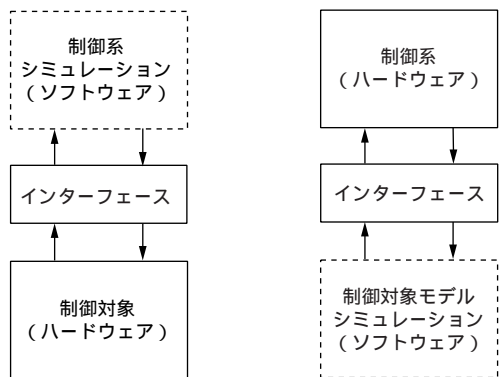


図4 HILSの構成(1) 図5 HILSの構成(2)  
HILS configuration (1) HILS configuration (2)

### 3.2 パワートレーンのモデリング

自動車のパワートレーンは主に、エンジン、トランスミッション、および車両で構成される。これら主要要素はさらに多数の部品により構成されている。したがって、パワートレーンモデルは一般に、相互に連結された数十ないしはそれ以上の要素を内包することになる。このように大規模なモデルを扱う場合、モデルに図6に示すような階層構造を導入することが有用である。これによってモデルの複雑性の軽減、理解の容易化を図ることができる。

一方、多様なパワートレーンのレイアウトに対応するために、構成要素のモデリングにはモジュラー方式を用いる。この手法は、また階層構造とともに、モデルの規模、あるいはシミュレーションレベルについてのフレキシビリティをも確保する。

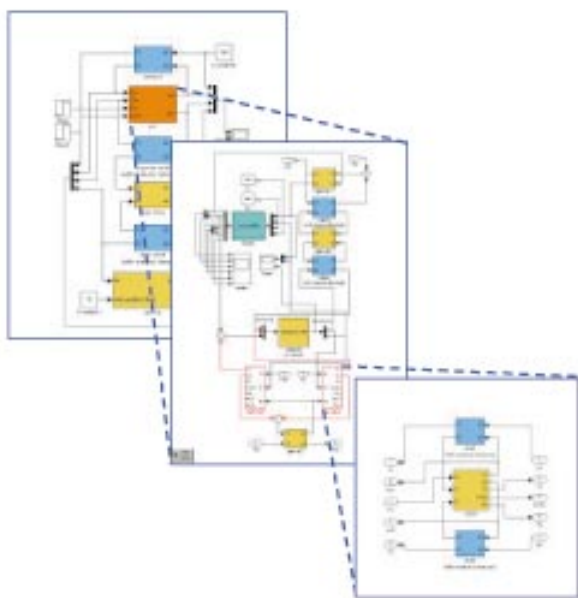


図6 モデルの階層構造  
Model hierarchy

Simulinkは、以上のような要求を満たすもので本報におけるI V Tパワートレーンのモデリング、シミュレーションに用いられた。

### 3.3 システム入出力の因果関係

要素モデルにおける入出力の因果関係は、シミュレーションの有用性に大きく影響するため、モデリングの初期段階で検討する必要がある。

一般にシステムの入出力の因果関係には、積分と微分の2種類がある。積分の因果関係のみで構成されるシステムは、式(1)のように常微分方程式で表される。

$$\dot{x}=f(x, u), \quad y=g(x, u) \tag{1}$$

ここで、 $u$ はシステムの入力、 $x$ は状態ベクトル、 $y$ は出力を表す。

一方、因果関係に微分を含んだシステムの記述は、微分代数方程式の形をとる<sup>4)</sup>。

$$f(\dot{x}, x, u)=0, \quad g(\dot{x}, x, u)=y \tag{2}$$

微分代数方程式はブロック線図表現の中で、代数ループと呼ばれる直達項による閉ループ構造を生ずる。代数ループはシミュレーションの計算過程で、積分ステップ毎に代数方程式の解法を要求するため、計算精度と速度を低下させる原因となる。したがって、ブロック線図で記述されるSimulinkにおけるシミュレーションモデルでは、これを避けるためにシステム入出力の因果関係が積分で構成されるようにすることが望ましい。

### 3.4 スティフなシステム

システムの固有値が極めて広いレンジに分布している時、このシステムはスティフであるという。スティフなシステムは、シミュレーションにおける計算時間を増大させる原因となり得る。これは、システムにおいて急激に変化する部分の計算のためには微小な時間の刻み幅が必要だが、変化の緩やかな部分の計算には、この刻み幅に対して非常に長い時間が必要であり、その結果膨大な計算回数が必要となるためである。また、計算回数の増大は誤差の集積を生むため、結果の安定性と信頼性にも影響し得る。

スティフなシステムの問題は、適切なソルバの選択で解決できる。Simulinkでは、数値微分公式に基づく可変次数ソルバによって効率的なシミュレーションが可能となっている。

ここまで、モデリングに関する基礎的な手法と留意点について述べた。以下では、このような手法を適用した、I V Tのモデリング、およびシミュレーションについて述べる。

## 4. I V Tのモデリング

I V Tの動的解析および制御系開発のために、前報で述べられたバリエータモデルを中心として、I V Tパワートレーンのモデリングが行われてきた。モデリングにおいては、モデルの規模とレイアウトについてのフレキシビリティを確保するために、モジュラー方式によりI V Tの機械系、油圧系の基本要素を、MATLAB / Simulinkのサブシステムブロックでシミュレーションモデル化した。

### 4.1 機械系要素の基礎式

代数ループの問題を避けるため、パワートレーンにおける機械系要素を2種類に分けて記述した。すなわち、ギヤセットに代表されるような、力を入力して速度を出力する慣性要素と、シャフトに代表される速度を入力して力を出力する弾性・抵抗要素である。これらはモデルの中で必ず交互に連結されるため、システムの閉ループはすべて積分を含み、代数ループを構成しない。

以下に主な機械要素モデルの基礎式を挙げる。シャフト

弾性・抵抗要素に分類され、剛性 $k$ と内部減衰 $c$ により式(3)で表される。シャフトのイナーシャは、これと結合される慣性要素への寄与として考える。

$$T_1 = -T_2 = -k \int (\omega_1 - \omega_2) dt - c(\omega_1 - \omega_2) \quad (3)$$

### ギヤセット

慣性要素に分類され、式(4)で表される。動力伝達部における損失は無視している。

$$\dot{\omega}_1 = \frac{T_1 + i \cdot T_2}{I_1 + i^2 \cdot I_2} \quad (4)$$

ここで

$$i = \frac{\omega_2}{\omega_1} = -\frac{R_1}{R_2}$$

### 遊星ギヤ

差動歯車機構としての遊星ギヤは、2自由度の慣性要素として式(5)で表される。損失は無視する。

$$\dot{\omega}_c = \frac{I_x \cdot T_x + I_y \cdot T_y}{I_x \cdot I_z - I_u \cdot I_y} \quad (5.a)$$

$$\dot{\omega}_a = \frac{T_y + I_u \cdot \dot{\omega}_c}{I_x} \quad (5.b)$$

$$\dot{\omega}_s = (i_{as} + 1) \cdot \dot{\omega}_s - i_{as} \cdot \dot{\omega}_a \quad (5.c)$$

ここで、

$$i_{as} = \frac{R_a}{R_s}$$

$$I_u = (i_{as} + 1) \cdot I_s \cdot \frac{R_p}{R_s} + \frac{i_{as} + 1}{i_{as} - 1} \cdot I_p$$

$$I_x = I_a \cdot \frac{R_p}{R_a} + i_{as} \cdot I_s \cdot \frac{R_p}{R_s} + \frac{2 \cdot i_{as}}{i_{as} - 1} \cdot I_p$$

$$I_y = i \cdot \frac{I_s}{R_s} - \frac{I_a}{R_a}$$

$$I_z = \frac{I_c}{R_c} + 2 \cdot \frac{R_c}{R_p^2} \cdot I_p + \frac{I_s}{R_s} \cdot (i_{as} + 1)$$

$$T_x = \frac{T_c}{R_c} + \frac{T_a}{R_a} + \frac{T_s}{R_s}$$

$$T_y = T_a \cdot \frac{R_p}{R_a} - T_s \cdot \frac{R_p}{R_s}$$

### クラッチ

慣性要素の範疇に入る。モデルは式(6)、(7)のように、完全締結状態と滑り・解放状態の2つのモードで記述される。

完全締結状態：

$$\frac{d\omega_1}{dt} = \frac{d\omega_2}{dt} = \frac{T_1 + T_2}{I_1 + I_2} \quad (6)$$

滑り・解放状態：

$$\frac{d\omega_1}{dt} = \frac{T_1 - T_f}{I_1} \quad (7.a)$$

$$\frac{d\omega_2}{dt} = \frac{T_2 + T_f}{I_2} \quad (7.b)$$

ここで、

$$T_f = \text{sgn}(\omega_1 - \omega_2) \cdot \frac{2}{3} \cdot n \cdot \mu_f \cdot F_n \cdot \frac{R_2^3 - R_1^3}{R_2^2 - R_1^2}$$

### 4.2 油圧系要素の基礎式

油圧系要素も基本的には、配管中の流体のような体積要素と、絞りのような流量調整要素の2種類に分類される。これらは交互に連結され、システムは代数ループを含まない。以下に代表的な基礎式を示す。

体積要素

連続の式において、容積の変化と流体の弾性を考慮することで、式(8)が導かれる。

$$Q_1 - Q_2 = \frac{V}{\beta_e} \cdot \frac{dP}{dt} + \frac{dV}{dt} \quad (8)$$

流量調整要素

ベルヌーイの式より乱流オリフィスの式(9)が導かれる。

$$Q = C_d \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (P_1 - P_2)} \quad (9)$$

### 4.3 バリエータモデル

バリエータモデルは前報で述べたように，入出力回転速度，ピストンおよびエンドロード圧力を入力とし，入出力トルクおよびピストン変位速度を出力する．このため，バリエータは機械系と油圧系を媒介する役割を果たし，機械系に対しては慣性要素と，油圧系に対しては体積要素と結合する．基礎式については前報で述べたのでここでは省略する．

### 4.4 I V Tスタンダードモデルライブラリ

以上の基礎式に基づいて，I V T要素モデルのサブシステムブロックをSimulinkで作成し，図7に示すようにI V Tブロックセットとしてライブラリ化した．表1，2にその主な一覧を示す．

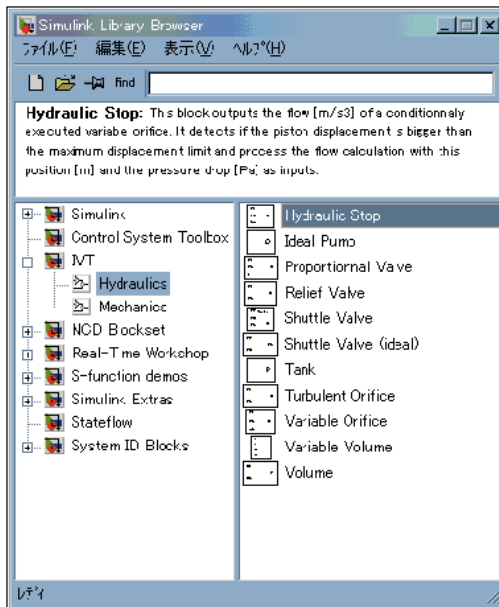


図7 I V Tスタンダードモデルライブラリ  
IVT standard model library

表1 機械系要素モデル  
Mechanic component model

要素名	主な基礎式	機 構	モデルブロック
シャフト	$T_1 = -T_2 = -k \cdot \int (\omega_1 - \omega_2) dt - c(\omega_1 - \omega_2)$		
ギヤセット	$\dot{\omega}_1 = \frac{T_1 + i \cdot T_2}{I_1 + i^2 \cdot I_2}$		
遊星ギヤ	$\dot{\omega}_c = \frac{I_x \cdot T_x + I_y \cdot T_y}{I_x \cdot I_z - I_u \cdot I_y} \quad \dot{\omega}_c = \frac{T_y + I_u \cdot \dot{\omega}_c}{I_x}$ $\dot{\omega}_s = (i_{as} + 1) \cdot \dot{\omega}_s - i_{as} \cdot \dot{\omega}_s$		
クラッチ	$\frac{d\omega_1}{dt} = \frac{T_1 - T_f}{I_1} \quad \frac{d\omega_2}{dt} = \frac{T_2 + T_f}{I_2}$ $\frac{d\omega_1}{dt} = \frac{d\omega_2}{dt} = \frac{T_1 + T_2}{I_1 + I_2}$		
バリエータ	$I_\theta \frac{d^2\theta}{dt^2} = r_i \times (F_{ti} + F_{to} + F_r) \cdot e_\theta$ $I_y \frac{d^2\gamma}{dt^2} = r_c \times (F_{ti} - F_{to}) \cdot e_y$ $I_z \frac{d\omega_r}{dt} = r_c \times (F_{ti} - F_{to}) \cdot e_z$		

表2 油圧系要素モデル  
Hydraulic component model

要素名	主な基礎式	機構	モデルブロック
定体積要素	$Q_1 - Q_2 = \frac{V_o}{\beta_c} \cdot \frac{dP}{dt}$		
可変体積要素	$Q_1 - Q_2 = \frac{V_o}{\beta_c} \cdot \frac{dP}{dt} + \frac{dV}{dt}$		
オリフィス/ 可変オリフィス	$Q = C_d \cdot A_o \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (P_1 - P_2)}$		
シャトルバルブ	$P_3 = \max(P_1, P_2)$		
定流量ポンプ	$Q = const.$		
タンク	$P = const.$		

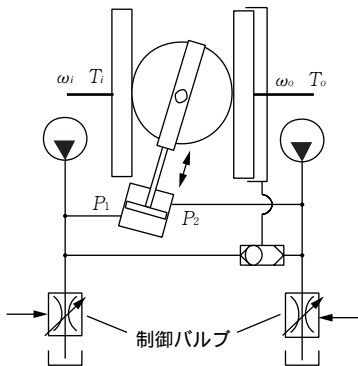


図8 バリエータ/油圧回路システム  
Variator and hydraulic system

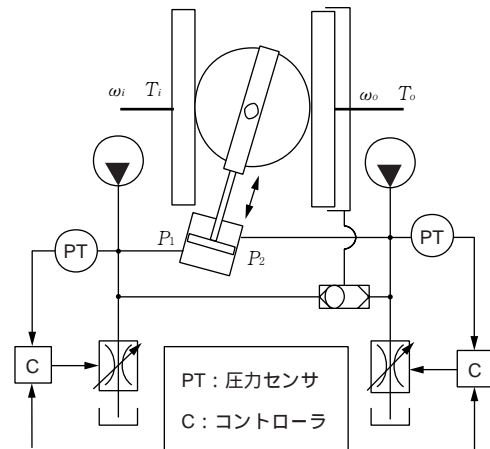


図10 バリエータ/油圧制御システム  
Variator and hydraulics control system

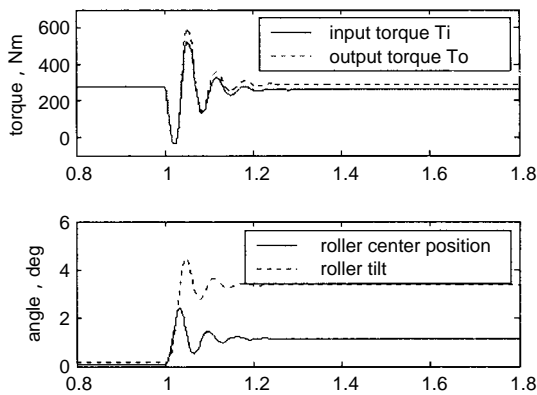


図9 変速比変化に対する応答  
Response to ratio change

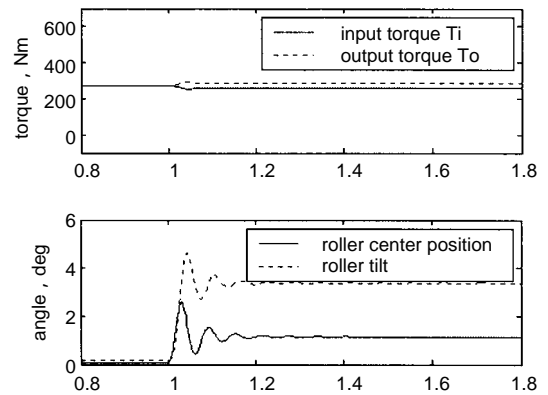


図11 変速比変化に対する応答  
Response to ratio change

## 5. シミュレーション例

前節で述べた I V T 要素モデルを用いれば，I V T パワートレーンの様々なレベルとレイアウトにおけるシミュレーションが可能である．以下にその例として，バリエータと油圧系で構成されるシステムのシミュレーションを示す．

### 5.1 バリエータと油圧系の相互作用

前報では，油圧によってバリエータの入出力トルクが高速制御可能であることが示されたが，ここでは油圧系の動特性や，バリエータとの相互作用は考慮されていなかった．この点について検討を行うために，図8に示すようなバリエータ/油圧回路システムについて，開発したライブラリを用いたモデルを構成し，バルブの絞りは一定として，バリエータの変速比を急激に(0.02secで1:1から1.1:1まで)変化させてシミュレーションを行った結果を図9に示す．変速比変化に伴うピストンの運動が油圧の変化を引き起こし，これがトルクの変動となって表れており，2.3節で述べた油圧系と機械系の相互作用を示している．

### 5.2 バリエータ/油圧制御系

前節のモデルに対して，P I D 制御を用いた油圧制御系を導入し，図10のようなシステムを構成した．シミュレーションの結果，図11のようにトルク変動が抑制できていることが確認された．

## 6. モデルベースでの I V T 制御系開発

さて，以上のようなシミュレーションモデルを用いれば，図12に示されるような I V T 制御系開発のプロセスが可能である．

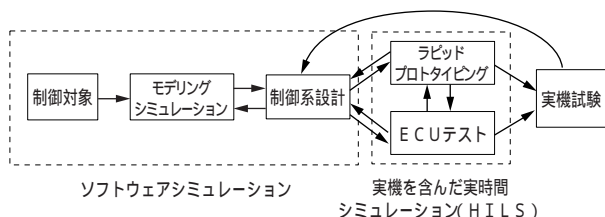


図12 モデルベースの I V T 制御系開発プロセス

Model based IVT control system development process

プロセスの前半はソフトウェアシミュレーションであり，ここで制御系の基本設計が完成する．また，後半の実機を含んだ実時間シミュレーションでは実機試験前に制御系および対象モデルの完成度を向上する．ラピッドプロトタイピングとよばれるものは，R P T により制御系モデルの実時間シミュレーションを実行しつつ，実機の I V T

搭載車両と信号の送受を行うという図4に示された構成の H I L S であり，I V T モデルの検証や制御系の評価を行うことができる．これに対して E C U ( Electronic Control Unit ) テストは図5に相当し，E C U などの制御ハードウェアと I V T 搭載車両モデルによる H I L S である．制御ハードウェアには，試作された制御系モデルを自動コード生成ツールなどによってコード化した制御ソフトウェアが R O M として組み込まれている．この構成では，ソフトウェアシミュレーションだけでは見落とされている制御ハードウェアに関する問題のデバッグなどが可能であり，実機試験前に制御ソフトウェアの完成度を向上することができる．

こうしたシミュレーションによる解析，制御系設計は，最終的な実機試験を不要とするわけではない．モデリングにおいては必ずその目的と計算上の制約に応じた仮定や近似が用いられるためである．しかしながら，試作回数を減少させ，評価工程を自動化することで，システム開発における工数，費用の削減，および品質の向上に極めて有効であるといえる．

## 7. おわりに

本報では，I V T バリエータの開発におけるシステムの解析，制御系開発の基礎的手法について述べた．I V T バリエータのシステム解析や制御系開発には，近年進歩の目覚ましい制御系 C A D ソフトウェアでのシミュレーションや，R P T などの C A E ツールによるハードウェアを含めた実時間シミュレーション( H I L S ) が有用である．モデリングの基礎的手法に基づいて，I V T 機械系および油圧系について要素ごとに Simulink ブロックモデルを作成し，こうしたシミュレーションにおいて必要な I V T スタンドモデルライブラリを完成した．開発したモデルを用いたシミュレーションによるシステムの解析，制御系の設計・評価が例示され，また，I V T への H I L S 適用が言及された．

(記号の説明)

(記号)

- A オリフィスの断面積
- c 粘性係数
- $C_d$  オリフィスの流量係数
- $F_n$  クラッチの圧接力
- $F_r$  ピストンの押し付け力
- $F_t$  トラクション力
- I イナーシャ

$I_{s,a,p,c}$	サン, アニュラス, プラネタリギヤ, およびキャリアのイナーシャ
$k$	ばね定数
$n$	クラッチ摩擦板の枚数
$P$	圧力
$P_e$	エンドロード圧力
$P_r$	油圧ピストン差圧
$Q$	流量
$R$	半径
$R_{s,a,p,c}$	サン, アニュラス, プラネタリギヤ, およびキャリアの半径
$T$	トルク
$T_{i,o}$	バリエータ入出力トルク
$T_{s,a,p,c}$	サン, アニュラス, プラネタリギヤ, およびキャリアのトルク
$x_p$	ピストン変位
$V$	流体体積
$\beta_e$	流体の有効弾性係数
$\rho$	流体密度
$\mu_f$	クラッチの摩擦係数
$\omega$	回転速度
$\omega_{i,o}$	バリエータ入出力回転速度

## 参考文献

- 1) 蓮田康彦, ロバート・フックス: Koyo Engineering Journal, no. 16(2001) 25.
- 2) M. J. Smith, M. D. Hawley: "Start Again! Engine and Vehicle Designers Set Free by a Quiet Revolution in Transmissions", AUTOTECH '93(1993)
- 3) H. Vahabzadeh, S. M. Linzell: SAE Paper 910409(1991)
- 4) Zachary J. Rubin, Scott A. Munns, John J. Moskwa: SAE Paper 971089(1997)

## 筆者



蓮田康彦\*    ロバート・フックス\*  
Y. HASUDA    R. FUCHS

\* 総合技術研究所 システム技術研究所  
機械システム研究部