CVT におけるサーボポンプによる流量制御

CVT Servo-Pump Flow Control

イヴ・ローテンビューラー　Y. ROTHENBÜHLER

A CVT (Continuously Variable Transmission) is controlled by a hydraulic system. The standard configuration uses a valve to set the necessary pressure. A pump connected to the engine generates the necessary flow. In order to improve the current method, a servo-pump system can be used to control the CVT. The shifting pump is used to set the ratio while the clamping pump controls the secondary pressure. As knowledge of the flow is important in setting both the primary and secondary pressures, it is justified to control the flow. This paper discusses the servo-pump model and the state-feedback of the servo-pump flow control and presents the results.

Key Words: CVT, servo-pump, control, state-feedback, decoupling

1．はじめに

CVT（Continuously Variable Transmission）の市場は着実に伸びている．この変速機構による付加された自由度によって効率良くエンジン制御を行うことによりパワートレインの最適稼動が可能となる．

図 1 は CVT の変速装置を示す．プーリは CVT シャフト（プライマリおよびセカンダリ）により支持されており，可動および固定シーブに分けられる．エンジンによりプライマリシャフトが駆動され，プライマリ油圧がプライマリ可動シーブにかけられ固定シーブと可動シーブの間のベルトを締め付ける．エネルギーが摩擦力によりプーリからベルトに伝えられる．セカンダリ油圧もまたセカンダリ可動シーブにかけられ，さらにこの２つのシーブの間にあるベルトを締め付ける．しかしこの時，エネルギーはベルトよりプーリに伝達され，セカンダリシャフトを駆動させる．

従来の油圧システムにおいては，変速コントロールバルブとリリーフバルブがそれぞれプライマリ油圧とセカンダリ油圧を設定している．油圧ポンプはエンジンに接続されているがこのポンプは全ての条件下において，十分な圧力を確保するため常に過剰設計されている．しかし，**図 1** で示すようなサーボポンプを使用することにより，これらの欠点を避けることができる．

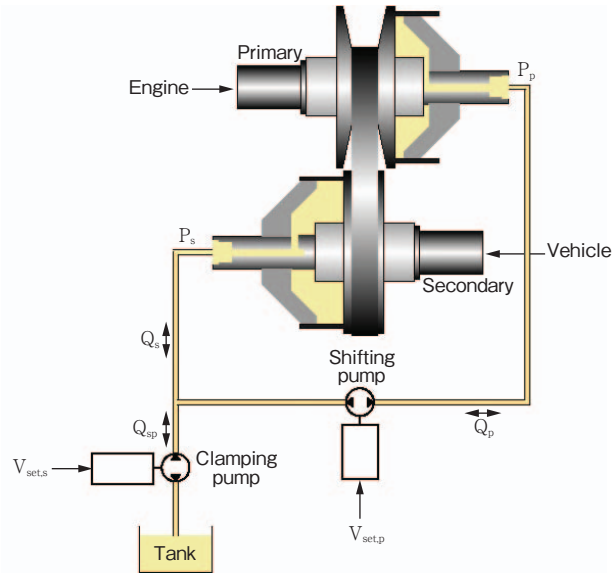

図 1　サーボポンプ油圧システム
Servo-pump hydraulic system for CVT

図 1 の構造では CVT の制御はクランプ力と変速力に分けられている．クランピングポンプはベルトのすべりを避けるため，プライマリ・セカンダリピストンの両方に油圧をかけている．変速ポンプの機能はプライマリピストンとセカンダリピストンの間の差圧を調節することにより CVT 比の制御を可能とすることにある．文献 1）および 2）ではこの新しい油圧システムの性能について述べられ，また標準的システムと比較し，より効率の良いことが示されている．サーボポンプシステムは必要に

応じ作動する，すなわち，ある流量が必要とされる時，これらサーボポンプが必要とされる流量の供給を要求する．安定した状況下にあり，漏れが考えられない場合は，これらサーボポンプは回転しない．

サーボポンプにより供給される流量が重要である理由は，それが必要とされる圧力を設定するからである．ここではサーボポンプの流量制御について述べることとする．変速ポンプはプライマリ流量 Q_p を制御し，クランプポンプはセカンダリ流量 Q_s を制御する．ここでは CVT モデルは考慮されていない．

2. サーボポンプモデル

サーボポンプを構成する主要な要素は，サーボアンプ，モータおよびポンプの三つである．ここで使用されたサーボアンプは Maxon DE S50/5，モータは Maxon motor type EC60，そしてポンプは Marzocchi pump 0.88 cc/rev である．

サーボアンプへの入力電圧 V_{set} はモータに必要とされる速度を設定する．サーボアンプは電圧を出力しモータ速度を制御する．モータはポンプを駆動し，それにより油圧回路に流れが生じる．この圧力がモータに要求される速度を与えるために必要なトルクを発生させる．つまり，流量 Q はモータ速度に比例する．

$$Q = D_v \cdot \omega \cdot \eta_v \tag{1}$$

ここで D_v はポンプの行程容積，ω は回転速度，η_v は容量効率である．

回転速度は電圧 V_{set} により定められ，サーボアンプにより制御される．アンプはブラックボックスであり，モータの回転速度は 2 次の関数により表現できることが分かった．

$$\omega(s) = \frac{K}{a \cdot s^2 + b \cdot s + 1} \cdot V_{set} \tag{2}$$

式 (2) を式 (1) に導入することにより，サーボモータにより供給される流量は以下のようになる．

$$Q = \frac{D_v \cdot \eta_v \cdot K}{a \cdot s^2 + b \cdot s + 1} \cdot V_{set} = \frac{G}{a \cdot s^2 + b \cdot s + 1} \cdot V_{set} \tag{3}$$

そして状態空間式は：

$$\begin{aligned} \dot{x} &= \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\frac{1}{a} & -\frac{b}{a} \end{bmatrix} \cdot x + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{G}{a} \end{bmatrix} u \\ y &= \begin{bmatrix} 1 & 0 \end{bmatrix} \cdot x \end{aligned} \tag{4}$$

ここでは，状態ベクトル $x = [Q \quad \dot{Q}]^T$，入力ベクトル $u = V_{set}$，そして出力ベクトル $y = Q$. である．

さて，CVT なしの完全な油圧システムについて考えてみる．プライマリ流量 Q_p は入力電圧 $V_{set,p}$. のみにより決まる．セカンダリ流量 Q_s はクランプ力により得られる流量 Q_{sp} とプライマリ流量 Q_p の差である．これにより状態空間構成における MIMO（多入力，多出力）システムは以下のようになる：

$$\begin{aligned} \dot{x} &= \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{1}{a_p} & -\frac{b_p}{a_p} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -\frac{1}{a_s} & -\frac{b_s}{a_s} \end{bmatrix} \cdot x + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ \frac{G_p}{a_p} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & \frac{G_s}{a_s} \end{bmatrix} \cdot u \\ y &= \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \cdot x \end{aligned} \tag{5}$$

$$\begin{aligned} x &= \begin{bmatrix} Q_p & \dot{Q}_p & Q_{sp} & \dot{Q}_{sp} \end{bmatrix}^T \\ u &= \begin{bmatrix} V_{set,p} & V_{set,s} \end{bmatrix}^T \\ y &= \begin{bmatrix} Q_p & Q_s \end{bmatrix}^T \end{aligned} \tag{6}$$

サーボポンプシステムは線形であり，MIMO システムでもある．

流量 Q_{sp} を定数とした場合，変速ポンプの入力電圧の変化（モータの速度変化）$V_{set,p}$ はプライマリ流量 Q_p のみならずセカンダリ流量 Q_s. にも影響を及ぼすこととなる．

流量 Q_p が定数であることを考慮すると，クランピングポンプ $V_{set,s}$ の入力電圧の変化はセカンダリ流量 Q_s, には影響を及ぼすがプライマリ流量 Q_p には影響を及ぼさない．

3. アクチュエータ制御装置の選択

モータは現行の制御モード（トルク制御）においても，速度制御モードにおいても使用することが可能である．流量は回転速度に比例する．したがって，モータは速度制御モードにおいてはより適していることになる．

まず初めに流量制御のため PID 制御器を考える[3), 4)]．閉回路の極が制御器の動特性を決める．この場合，極がサーボポンプ動特性（2 次伝達関数）をそのまま表し，またこれが動特性のある限度を規定する．

第二に状態フィードバックの極配置を用いた制御器を考える[5), 6)]．極配置法の利点は設計者が閉回路の極を

決定できることにある．内部動的回路はそのまま考慮されることはなく，PID 制御器よりもより応答性の良い制御器を設計することができる．PID の代わりに状態フィードバック方式が選ばれる．

4. 状態フィードバック

図2に状態フィードバックとオブザーバを用いたレギュレータシステムを示す．内部回路は常にゼロを示すように内部状態を調節し，外部回路はサーボポンプで見られるようなレギュレーションの問題を防ぐためにプラントの出力を制御する．

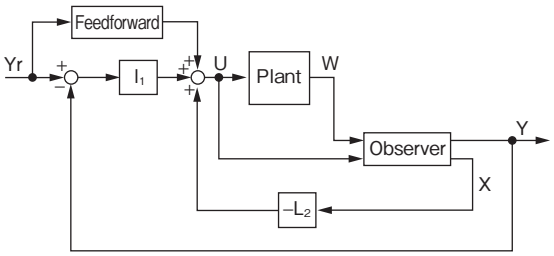

図2　状態フィードバックとオブザーバを用いたレギュレータシステム
Regulation system using state-feedback and observer

内部回路は状態に関する情報を必要とするが，これら状態を測定することは不可能であり，オブザーバが必要とされる．オブザーバは原則的に方程式(5)にて得られるプラントのモデルである．

CVT の制御のためには，アクチュエータの応答性は CVT の応答性と比較して無視できる程度に高速である必要がある．極の位置は十分な動特性が得られるだけの速度になるまでテスト装置にて一連のテストを行った後，決定した．

5. 実験結果

図3に流量制御の応答を示す．右上の図において，プライマリ流量の要求は常時ゼロに維持され，一方ステップ応答がセカンダリ流量に適用された．右下の図はサーボポンプの速度を示す．右上の図において，セカンダリ流量は一定であり，ステップ応答がプライマリ流量に適用された．右下の図はサーボモータの回転速度を示す．プライマリ流量の増大要求があるとき，クランピングポンプはセカンダリ流量を一定にするためその速度を増す．これらの図は制御器が安定しており，MIMO システムが不干渉であることを示す．また，その応答はアク

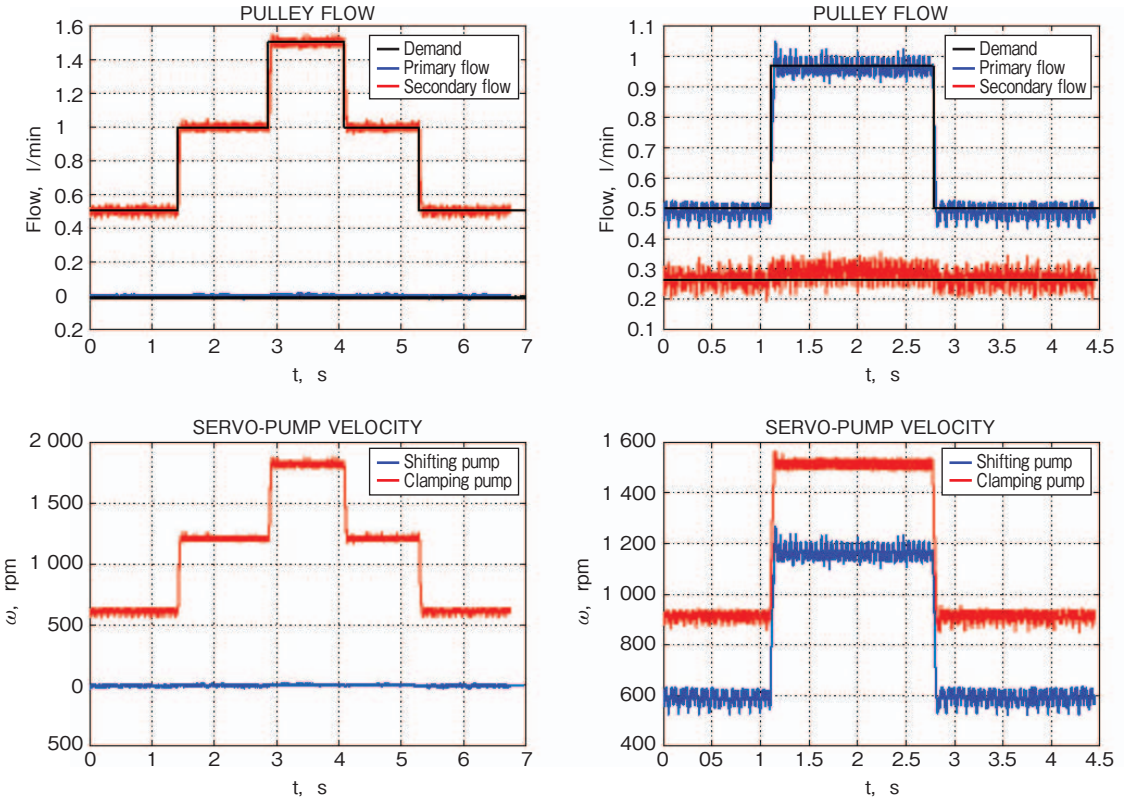

図3　測定データ
Measured data

チュエータの動特性を無視するに十分な速度をもつ.

6. おわりに

本報では CVT の比とクランプ力を制御するためのサーボポンプ油圧システムの流量制御について述べた．その結果，状態フィードバックが制御問題を解決するための簡単にして有効な方法であることを示した．状態変数の一定の線形組合せを使用することにより任意の望ましい位置に閉回路システムの極をおくことが可能である．状態および出力を測定することができないため，それらを推定するためにオブザーバが使用された.

この制御器は安定しており，MIMO システムを分離することができる．また動特性を無視できるように帯域幅を増やした.

参考文献

1）T. H. Bradley, Prof. Dr A. A. Frank: Servo-Pump Hydraulic Control system Performance and Evaluation, CVT 2002 Congress, 35.
2）S. Shastri, Prof. A. A. Frank: Comparison of energy consumption and power losses of a conventionally controlled CVT with a Servo-Hydraulic Controlled CVT and with a belt and chain as the Torque Transmitting Element, CVT 2004 Congress.
3）L. Guzzella: Analysis and Synthesis of SISO Control systems, ETH Zürich, December 2004.
4）R. Longchamp: Commande numérique de systèmes Dynamiques, Ecoles Polytechniques Federal de Lausanne, 1995, ISBN 2-88074-282-X.
5）C. T. Chen: Linear System Theory and Design, Oxford University Press, 1999, Third edition, ISBN 0-19-511777-8.
6）R. J. Vaccaro: Digital Control, A State-Space Approach, McGraw-Hill Inc., 1995, ISBN 0-07-066781-0.

筆　者

イヴ・ローテンビューラー*
Y. ROTHENBÜHLER
*　研究開発センター　機械システム研究部