可変容量形油圧モータを用いた省エネルギー速度制御回路 における押しのけ容積の制御* (高速オンオフ電磁弁でサーボ機構を構成した場合の性能)

柳 田 秀 記^{*1}, 保 永 和 男^{*2}

Displacement Control in an Energy-Saving Speed-Control System Utilizing a Variable Displacement Motor (Construction of Servomechanism Using High-Speed On/Off Solenoid Valves)

Hideki YANADA and Kazuo HONAGA

The present study deals with an energy-saving speed-control system which consists of a variable displacement axial piston motor receiving constant pressure oil and a digital servomechanism using two high-speed two-way on/off solenoid valves for adjusting the displacement of the motor. In this system, the motor speed is controlled by displacement adjustment. A command pulse, whose width is determined according to a PD algorithm, is sent to either solenoid valve. It is shown that although the swash plate of the motor is moved stepwise by the on/off action of the solenoid valves, the motor speed can be controlled smoothly because of a low-pass-filter characteristic of the motor and inertia load. This speed control system using a digital servomechanism has very good steady and dynamic characteristics in a wide speed range.

Key Words: Fluid Power Systems, Digital Servo, High-Speed On/Off Solenoid Valve, Variable Displacement Motor, Displacement Control, Speed Control, Energy-Saving Hydraulic System

1. 緒 言

オンオフ電磁弁による油圧アクチュエータの制御が近年多く試みられるようになってきている^{(1)~(6)}。油圧シリンダの位置決めに関しては、電磁弁の不完全動作帯の使用⁽⁴⁾や位相差制御⁽⁵⁾により、オンオフ電磁弁によっても比較的精度良く行われることが報告されている。しかしながら、オンオフ電磁弁によって油圧アクチュエータの位置や速度を直接制御する場合には、圧力脈動が発生したり、油圧アクチュエータの運動が円滑さを欠いたものとなりやすく、このことがオンオフ電磁弁の応用範囲を制限する要因となっている。

本研究は、種々の利点を有しているオンオフ電磁弁の有効な応用の一例について検討したものである。本研究で取り上げたのは、Backéら⁽⁷⁾が提案した可変容量形油圧モータを用いた省エネルギー速度制御回路における可変油圧モータの押しのけ容積制御である。押しのけ容積制御用のサーボ機構部をサーボ弁に代えて安価な高速オンオフ電磁弁で構成したときの速度制御性能を調べた。本研究により、電磁弁のオンオフ動作

のためにサーボピストンは階段状の動きをするが、油圧モータの速度は広い速度範囲で滑らかにかつ精度良く制御できることが明らかとなったので、以下にその概要を報告する。

記 号

A_c : サーボピストンキャップ側面積
 C : 油圧モータの粘性摩擦トルク係数
 f : 正弦波状入力信号の周波数
 I : 慣性モーメント
 L : 斜板トラニオン軸中心からサーボピストンまでの距離
 M : 周波数特性のゲイン (j は虚数単位)
 $\quad = 20 \log |N(j2\pi f)/N_c(j2\pi f)|$
 N : 回転速度
 N_c : 命令回転速度
 N_m : 平均回転速度
 P_s : 供給圧力
 q : 電磁弁通過平均流量
 q_o : 電磁弁が完全に開いているときの流量
 s : ラプラス演算子
 T_L : 負荷トルク
 t_c : コンピュータ出力の命令パルス幅

* 原稿受付 平成2年3月26日。

^{*1} 正員、豊橋技術科学大学 (〒441 豊橋市天伯町雲雀ヶ丘1-1)。

^{*2} 豊橋技術科学大学大学院 [現在、(株)東芝]。

t_R : 実際の弁開時間

t_W : 待ち時間

α : 斜板単位傾角当たりの押しのけ容積

δ_N : 速度変動率

ϕ : 斜板角度

ψ : 位相遅れ

$$= \angle N(j2\pi f) / N_c(j2\pi f)$$

τ : 電磁弁のデューティ $= q/q_0$

2. 実験装置と実験方法

図1は実験装置の概略を示したものである。使用した可変容量形斜板式アキシャルピストンモータは、最大押しのけ容積 $38.1 \text{ cm}^3/\text{rev}$ 、ピストン本数 9 本、斜板傾角 $0 \sim 18$ 度のものである。斜板傾角調整用サーボ機構部は図1に示すように二つの 2 方向形高速オンオフ電磁弁を用いて構成されている。高速オンオフ電磁弁 1, 2 は、通電されると内部のポペット弁が開く形式の市販の電磁弁である。サーボピストンの直径は 17

mm、ロッド直径は 12 mm であり、ピストンのヘッド側とキャップ側の受圧面積比は 1 対 2 となっている。本実験装置ではサーボピストン取付け位置とピストンストローク (30 mm) の制限から、斜板角度の変化範囲を $1 \sim 18$ 度とした。なお、サーボピストンと斜板角調節用レバーとの間はリンクによって接続したが、少しのがたが生じた。

可変容量形油圧モータには一定圧力 P_s が供給されており、出力トルクは斜板傾角の大きさを変えることで調整される。パーソナルコンピュータ内で誤差信号 ($N_c - N$) をある制御則 (G_c) に従って演算処理し、命令パルス幅 t_c を決定する。命令パルスが電磁弁 1 に出方されて弁 1 が開いた場合には、ピストンは左方に移動して斜板傾角 ϕ を大きくし、逆に電磁弁 2 を開けばピストンは右に動いて ϕ を小さくする。斜板式油圧モータの出力トルクは斜板傾角にほぼ比例して変化するため、 ϕ の大きさを調整して出力軸を加速あるいは減速することにより命令信号に追従するように速度制御が行われる。

命令信号は、定常特性の測定時には直流電源装置のみによって与え、動特性測定時には直流電源と関数発生器によって与えた。回転速度はロータリエンコーダ (1 回転 600 パルス) によって検出し、F/V コンバータで電圧値に変換してコンピュータ内に取り込んでいる。斜板傾角は斜板トランシオン軸の一端に取付けたポテンシオメータで測定した。これらの信号に加えて、軸トルクおよび電磁弁 1, 2 へのコンピュータ出力信号もデータレコーダに記録した。実験の多くは $P_s = 9.8 \text{ MPa}$ 、作動油温度 50°C 一定で行い、制御則のゲインは $P_s = 9.8 \text{ MPa}$ のときに最適となるように決定した。負荷トルク T_L は電磁パウダーブレーキによって与えた。なお、 I は油圧モータ出力軸とともに回る質量の全慣性モーメントを表している。表1に本実験装置および実験条件に関わる諸数値を示す。

3. 制御方法

3.1 速度制御系の数学モデル 図1の系について、(1)油圧モータ内部の摩擦トルクは粘性摩擦トルク ($= C\omega$, ω : 角速度) のみである、(2)サーボシリン

図 1 実験装置の概略

図 2 速度制御系のブロック線図

ダ室内の油の圧縮性は無視できる、などの仮定を設けて線形近似することにより、図1の制御系は図2のブロック線図で表すことができる。ただし、電磁弁はPWM駆動されるものとしている。各変数は変動成分についてのラプラス変換量を表している。図2中の G_c は制御則を表しているが、サーボ機構部が積分特性を有していること、および減衰力の大きさを表す C/I の値が小さいことを考慮して、 G_c にはPD制御則を適用する。

3・2 電磁弁の特性 図3はサーボ機構に使用したオンオフ電磁弁の一つについて、命令パルス間の時間間隔 t_w を5msとし、命令パルスの時間 t_c を種々変えたときの測定流量から、次式によって算出した等価的な弁開時間 t_R と命令パルスの時間幅の関係を示したものである。

$$t_R = (t_w + t_c)q/q_0 \quad \cdots \cdots (1)$$

式(1)において、 q_0 は弁が完全に開いているときの流量、 q はオンオフ動作中の平均流量である。図3からわかるように、電磁弁の応答特性は命令信号時間に対してかなり強い非線形性を示し、また応答遅れのため7ms以下のパルス幅に対しては電磁弁は開かない。図3には弁前後の圧力差が5.88MPaのときの結果を示したが、電磁弁前後の圧力差によって t_c と t_R の関係は異なるものとなった。しかし、弁が開き始める最小命令パルスの大きさ(図3では7ms)は圧力差には依存しなかった。

3・3 制御方法 オンオフ電磁弁によって油圧アクチュエータの制御を行う場合、PWM制御がよく行われる^{(1)~(3)(5)(6)}。しかし、位置決め制御を行う場合に

はオンオフ1サイクルの周期を一定にする必要はなく、本研究では斜板角の位置決め時間を短縮するために、パルス間の時間を一定とし、PD制御則と電磁弁の応答特性を考慮して命令パルス幅を算出する方法を採用する。この方法は電磁弁のデューティを直接制御するわけではないが、命令パルス幅が比較的小さい状態では近似的にデューティを制御することと等価になる。

PDアルゴリズムによって計算されるのは実際に弁が開いている時間 t_R であるため、計算された t_R から命令パルス幅 t_c を決定する。 t_c の決定に際しては単純化を重視して、図3の中に示した式(2)の関係によって算出した。

$$t_c = t_{LAG} + t_R \quad \cdots \cdots (2)$$

$$t_{LAG} = 7 \text{ ms}$$

図3中に3通りの t_R に対して示したが、PDアルゴリズムによって計算された t_R に対して式(2)の関係によって求められる大きさの命令パルスを入力すると t_R の時間弁が開くことになる。各 t_R に対する t_c の割合は t_R が小さいほど小さくなるが、このようにすると定常回転状態のときに電磁弁の開く時間が細かく調節されることになり、定常状態での速度変動を小さくすることがわかった。

なお、ピストンストロークに制限があるため t_c に上限を設定するが、本実験では t_c の最大値を20msとした。また、図3に示したように t_w を5msとしたのは、弁閉の命令が入力されてから実際に弁が閉じるまでに少し時間がかかるため、完全に弁が閉じてから次の弁開の信号が入力されるようにしたためである。

4. 結果と考察

4・1 定常特性 図4は種々の命令回転速度のときの速度波形を示したものである。いずれの回転速度

図3 電磁弁の応答特性

図4 定常状態における速度変動波形

においても定常偏差はほとんどなく、良好な制御が行われていることを示している。回転速度が低くなるにつれて速度変動が現れるようになり、 $N_c=20$ rpmではかなり速度変動が大きく、変動中の速度の最小値はほぼ0 rpmである。 $N_c=10$ rpmではスティックスリップ状の変動波形を示している。

定容量形のアキシャルピストンモータの回転速度をポンプ制御⁽⁸⁾あるいは弁制御⁽⁹⁾する場合には、回転速度の変動波形はピストン本数の影響を受け、出力軸1回転中に nz 回(z はピストン本数、 $n=1, 2, 3, \dots$)の変動が現れる⁽⁸⁾⁽⁹⁾。図4の $N_c=20$ rpmのときの変動波形を見ると、1回転中に現れる山または谷の数は8個であり、本速度制御方式では速度変動波形とピストン本数(9本)との関連は見られない。

図5は本速度制御方式での油圧モータの低速性能を平均回転速度と速度変動率の関係で示したものである。速度変動率は出力軸1回転中の速度の変動幅を平均回転速度で除したものである。同図中には油圧モータの斜板傾角を最大に固定し、油圧モータ入り口側に可変絞り弁を取付け、その開度を調節することによって速度制御したときの実験結果も示した。ただしこの場合は単純なオープンループで行っている。図5の結果より、絞り弁制御方式に比べて本速度制御系での速度変動率は約2倍となっているが、比較的低速まで安定した速度制御ができることがわかる。詳細な検討は行っていないが、サーボピストンと斜板角調節用レバーの間のがたの減少および応答遅れの小さい電磁弁の使用や制御方法の工夫によって、低速性能はさらに向上できるものと思われる。

ところで、この速度制御方式ではオンオフ電磁弁の不完全動作帯を利用して細かい斜板角の制御を行うことが必要になるが、その不完全動作状態は作動油温度や電源電圧の変動によって影響を受ける。弁が開き始める命令パルス幅[式(2)における t_{LAG}]の正確さは制

御精度に最も大きく影響するが、それらの影響を実験によって調べた結果、電源電圧の増加あるいは作動油温度の上昇によって t_{LAG} の値は少し小さくなることがわかった。本研究ではこれらの変動要因によって生じる t_{LAG} の変化を制御プログラムの中ではなら考慮していないが、文献(4)で行われているような学習制御を導入することにより、上記の変動要因に起因する制御精度の劣化を防ぐことができるとと思われる。なお、命令回転速度を一定の状態にしておいて作動油の温度を20°Cから60°Cの間で変化させたとき、油圧モータの平均回転速度は最大で3 rpm変化した。

4.2 過渡応答特性 図6は停止状態にある油圧モータに1000 rpmのステップ入力を加えたときの応答を示している。命令信号が入力されると同時にコンピュータ内でパルス幅の計算が行われ、弁1に最大パルスの20 msが送られている。しかし、最初のパルスが弁1に出力されても斜板角は全く変化していない。サーボピストンに作用している摩擦力の影響が考えられるが、この理由については明らかではない。斜板角度が増加し、負荷トルクとモータ内部の摩擦トルクの合計を上回る出力トルクとなったときに油圧モータが回り出すため、入力信号が加えられてから回り出すまでに少し時間が経過している。

また、電磁弁のオンオフ動作のために斜板角度は階段状の変化をしているが、回転速度は非常に滑らかに変化している。これは図2のブロック線図に示したように、油圧モータと慣性負荷が低域フィルタの特性を持っているためである。油圧アクチュエータをオンオフ電磁弁で直接制御する場合には、制御精度は良好でも電磁弁の間欠作動によりアクチュエータを滑らかに制御することは難しい⁽¹⁾⁻⁽⁶⁾。しかしながら、本研究のような間接的な使用方法であれば、最終的な制御量(本研究では油圧モータの速度)には電磁弁のオンオフ

図5 速度変動率

図6 命令速度のステップ状変化に対する応答

動作の影響は現れにくくなり、オンオフ電磁弁によっても円滑にかつ精度良く制御できる。

図7は負荷トルクを10 N・mから40 N・mにステップ状に変化させたときの数値計算結果である。本実験装置では負荷トルクをステップ状に変化させることができないため、数値計算によって評価した。図7よ

図7 負荷のステップ状変化に対する応答、数値計算結果 ($T_L=10 \rightarrow 40$ N・m の場合)

図8 正弦波状信号入力時の実験記録波形

り、負荷トルクをステップ状に増加させると回転速度は一時的に低下するが、斜板角度はただちに調節されるため、短時間で元の速度に復帰することがわかる。なお、数値計算では3・1節で示したような線形近似は行わず、またサーボシリンダ室内の作動油の圧縮性を考慮することにより、サーボピストンの動特性の影響も考慮している。

数値計算結果と実験結果の比較の一例が図6に示されている。数値計算に際して行った多くの近似により実験結果との一致度は良好とはいえないが、速度が立上り始めてから目標値に整定するまでの時間は大きく、制御性能を整定時間によって評価すれば、本研究で行った数値計算によってもある程度評価できるものと思われる。したがって、図7に示した数値計算結果は、本速度制御システムに実際に負荷トルクのステップ状変化が与えられたときの速度制御性能に近い性能を表しているものと思われる。

4・3 周波数応答特性 図8は平均回転速度が1000 rpmで、速度の変動振幅が500 rpmのときの周波数応答の実験結果である。図に示したのは周波数が0.7 Hzのときであるが、位相遅れもほとんどなく命令信号に良く追従している。図9は実験によって得られたボード線図である。変動振幅が大きくなるにつれてピークゲインとバンド幅が低下しているのは斜板角度の変化する範囲に制限があるためである。

5. 結 言

本研究では、可変容量形斜板式アキシャルピストンモータに一定圧力を供給し、その押しのけ容積を高速オンオフ電磁弁を使用したサーボ機構によって制御する省エネルギーな速度制御系について、実験や数値計算等を行うことによりその特性を調べた。

オンオフ電磁弁の開閉により斜板は階段状の動きを

図9 周波数応答特性

するが、油圧モータと慣性負荷が低域フィルタ特性を持つため回転速度は円滑に制御できることを明らかにした。また、良好な定常特性と動特性を示し、本速度制御方式は十分実用に供することが可能である。なお、学習制御を行うことにより、電磁弁特性の変化による制御精度の低下を防ぐことが可能となり、より安定した制御を行うことができるものと思われる。さらに、本研究では開き時に応答遅れが7msある電磁弁を使用した。これより高速応答の電磁弁を使用すればさらに良好な速度制御を行うことができる。

終わりに、本研究の遂行に際して種々ご助言をいただいた豊橋技術科学大学日比 昭教授に深く感謝の意

を表す。

文 献

- (1) Hesse, H. and Möller, H., *Ölhydraulik und Pneumatik*, 16-11(1972), 451.
- (2) Mansfeld, G., and Tersteegen, J., *Ölhydraulik und Pneumatik*, 22-11(1978), 647.
- (3) 田中・ほか2名, 機論, 50-458, B(1984), 2663.
- (4) 小柳・ほか2名, 油圧と空気圧, 18-2(1987), 139.
- (5) 末松・ほか2名, 機論, 55-516, C(1989), 2053.
- (6) 柳田・山本, 機論, 56-527, B(1990), 88.
- (7) Backé, W. and Murrenhoff, H., *Ölhydraulik und Pneumatik*, 25-8(1981), 635.
- (8) 柳田・ほか2名, 機論, 52-476, B(1986), 1657.
- (9) 文献(8)の1665ページ.