研 究

マイコン制御による油圧シリンダ
位置決め精度向上に関する実験的研究*

(切換弁と電流制御式流量調整弁を用いた場合)

近 藤 尚 生** 山 口 健 二**

Experimental Study on Positioning Accuracy Improvement of
Hydraulic Cylinders using a Micro-computer

—Case of using Directional Control Valve and Proportional-type Flow-control Valve—

Hisao KONDO, Kenji YAMAGUCHI

In this paper, the control characteristics of a positioning accuracy improvement of hydraulic cylinders using a microcomputer are reported in the case of using a directional control valve and proportional-type flow-control valve. According to the experimental results, the positioning time has a tendency to become short when the load was added against the forward direction in method (1) and (2) among the three methods. Next, it became clear that the best suited return length of control method (3) positioned by correcting the error is three times the first overshoot ΔL . And, the positioning movement of the hydraulic cylinder has been simulated in the positioning accuracy and expression for calculating a limit value of the positioning accuracy has been proposed.

1. 諸 言

最近、マイクロコンピュータの高機能化、低価格化に伴い、マイコンを利用して機械可動部の動作を制御するメカトロニクス化が盛んである。このような状況において、油圧シリンダ位置決め制御システムにもマイコンが導入され、従来の電気—油圧サーボ弁による高精度位置決めに対しデジタル的にパルス変調で位置決め制御を行う研究^{1)~9)}や、マイコンでサーボ弁や電氣的比例弁などを用いて制御を行う研究^{10)~14)}などが見受けられる。

本研究では、マイコンにより方向切換弁と比例制御弁である電流制御式流量調整弁を用いた場合の油圧シリンダ位置決め制御について、実験的に制御特性を調べ検討を加えた。制御特性としては、2つの制御言語(BASIC語とマシン語)でいくつかの制御プログラムを作成し、制御言語および制御方法による違いを実験

的に比較検討した。また、油圧シリンダに負荷を加えた場合や、位置決め誤差を補正しながら位置決めをする制御方法における油圧シリンダのもどり量を変えた場合の制御特性についても検討した。さらに、本研究の油圧シリンダ位置決め制御における位置決め動作のシミュレーションを行い、実験で測定した位置決め動作と比較し、位置決め精度の限界値について検討した。本研究による位置決め制御は、組立機械、トランスファマシン等のわずかな行き過ぎが許されるメカニカルオートメーション技術分野の利用が考えられる。

2. 主 な 記 号

k : 定数 (離散時間系の k 番目), kn : k の最終値,
 Ke : 位置センサの変位—電圧間の比例定数, Kq : 流量調整弁の電流—流量間の比例定数, ΔL : ピストン行き過ぎ量, s : ラプラス演算子, t : 経過時間, T : シリンダ位置決め制御サンプリング時間, Td : ピストン前進減速時の減速ステップ時間, Tj : 判定時間 ($\epsilon \leq \delta$ の判定), Tw : 待ち時間, u : 比較器出力, V : ピストン速度, $Vmin$: ピストン最低速度, $Vmax$: ピストン最高速度, $Vfmin$: 前進最低速度, $Vbmin$: 後退最低

*昭和62年12月14日 原稿受付

**豊田工業高等専門学校

(所在地 〒471 愛知県豊田市栄生町2-1)

速度, V_{jmin2} : 再前進最低速度, ΔV : ピストン前進減速時の減速ステップ速度, x : 目標位置, y : ピストン変位, y^* : y をデジタル値化したもの, δ : 判定精度, δ_p : 位置決め精度, ε : 偏差 ($=x-y^*$), τ_c : パソコン処理時間 (サンプリング間隔), τ_c : 制御弁遅れ時間, τ_{vfr} : ピストン前進最高速度起動時制御弁遅れ時間, τ_{vfr} : ピストン前進最高速度停止時制御弁遅れ時間, τ_{vff} : 前進最低速度起動時制御弁遅れ時間, τ_{vff} : 前進最低速度停止時制御弁遅れ時間, τ_{vbr} : 後退最低速度起動時制御弁遅れ時間, τ_{vbr} : 後退最低速度停止時制御弁遅れ時間

3. 実験装置および位置決め制御方法

Fig. 1 に実験装置を示す。本実験装置は、油圧回路部・制御部・油圧源から構成され、油圧回路部は油圧

Fig. 1 Experimental apparatus

シリンダと、油圧シリンダの動作速度を調節する電流制御式流量調整弁、および動作方向を切換える切換弁とから成る。制御部は8ビットパソコンを用い、I/Oインターフェースを通してDA変換器・制御増幅器を介して電流制御式流量調整弁を制御しており、油圧シリンダのピストン速度を255段階設定可能である。また、切換弁はI/Oインターフェースを通してソレノイド (1a~1b) を操作することにより切換え方向を制御できるようになっている。上記電流制御式流量調整弁および方向切換弁の制御によるシリンダの動きは、ピストンに連動している位置センサによりピストン位置を検出し、AD変換器を介してセンサ出力をパソコンにデジタル値で取り込んでフィードバックしている。

本装置による油圧シリンダ位置決め制御方法は制御プログラムで設定し、油圧シリンダ位置決め目標位置および位置決め許容誤差である判定精度を入力し、制御プログラムにより位置決め制御を行う。位置決め制御方法はFig. 2~4に示すが、制御方法(1)、(2)は単純な逐次比較の位置決め制御として取り上げた。制御方法(3)は、制御方法(1)、(2)では制御弁の動作遅れ時間 τ_c

Fig. 2 Control method (1)

Fig. 3 Control method (2)

Fig. 4 Control method (3)

Fig. 5 Control block diagram

Fig. 6 Control block diagram (transfer function)

が位置決め精度に影響を与えるが、これを避ける方法として取り上げたものである。これらのそれぞれの方法についてBASIC語とマシン語で制御プログラムを作成し、制御特性を実験的に調べ検討を加えた。

Fig. 1の実験装置および上述の制御方法(1)~(3)に基づく油圧シリンダ位置決め制御ブロック線図をFig. 5に示す。そして、各ブロックを制御要素別に伝達関数で表したブロック線図をFig. 6に示す。

Fig. 6はBASIC語による制御では無視し得ないコンピュータ処理時間の影響を考慮するために、文献(15)の制御ブロック線図にパソコン処理時間 τ_c による遅れ要素を付加したものである。実験では制御方法(1)~(3)に基づくBASIC語およびマシン語の制御プログラムにより、負荷を変えた場合およびFig. 4の制御方法(3)のもどり量を変えた場合の位置決め制御特性を測定し、比較検討する。ここで、負荷はFig. 1に示す位置でピストン前進方向と逆方向に 5 kgf (49N), 10 kgf (98N), 15 kgf (147N) の慣性負荷を加えたものである。また、ピストン動作時の摩擦も含めた粘性抵抗は、最低速度で 54 kgf·s/m (530 N·s/m), 最高速度で 9000 kgf·s/m (88 kN·s/m) であり、中間の速度ではその間の数値であった。

4. 油圧シリンダピストン動作の解析

次に油圧シリンダの位置決め制御時のピストン動作シミュレーション、および位置決め精度限界値につい

Fig. 7 Piston movement of control method (2)

て述べる。

4.1 ピストン動作シミュレーション

Fig. 2~4に示す油圧シリンダ位置決め制御方法(1)~(3)のうち、制御方法(2)についてのピストン動作シミュレーション方法を述べる。制御方法(1), (3)についても制御方法(2)と同様の考え方でシミュレーションできるので、ここでは省略する。制御方法(2)のピストン動作図をFig. 7に示す。Fig. 7によれば、ピストン動作はA~F, D'~F'の動作領域からなっており、各動作領域についてFig. 6の制御ブロック線図の各制御要素から経過時間 t とピストン変位 y の関係式を求める。そしてシリンダ位置決め制御サンプリング時間 T により t と y の関係式を離散化することにより、マイコン制御

による油圧シリンダ位置決めピストン動作シミュレーションを行う。以下、Fig. 7の各動作領域のピストン変位を求めるが、その前提条件を列挙し、そして前提条件に基づく各関係式を示す。

○前提条件

- ・油漏れ、油の圧縮性、負荷の慣性を無視し伝達関数を簡単にした場合について行う。
- ・ピストン速度を最高速度から減速する位置は、目標位置手前20mmより小さくなったことを検出した時点で行う。
- ・減速は25段階で等速減速で行う。
- ・目標位置に対するピストン停止命令は、目標位置を過ぎたことを検出した時点で行う。
- ・位置決め精度が判定精度以内に納まるまで位置決め動作（目標位置をはさんで前進、後退）を繰り返す。
- ・制御弁の遅れ時間を考慮して、ピストン停止命令を出力後待ち時間を設け、ピストンが完全に停止後位置決め精度の判定を行う。

○ピストン動作関係式

A領域 ($0 \leq y_A(t) < x-20$) —— 最高速度領域
連続時間系では

$$y_A(t) = V_{max} (t - \tau_{vr})$$

$$(\text{但し } t - \tau_{vr} \leq 0 \text{ で } y_A(t) = 0)$$

上式をサンプリング時間 T により離散時間系にすると

$$y_A(kT) = V_{max} (kT - \tau_{vr})$$

$$y_A \{ (k+1)T \} = V_{max} \{ (k+1)T - \tau_{vr} \}$$

$$= V_{max} \cdot T + y_A(kT) \quad (1)$$

$$(\text{但し } kT - \tau_{vr} \leq 0 \text{ で } y_A(kT) = 0)$$

$$\text{初期条件 } y_A(0) = 0 \quad (2)$$

$$y(1) = y_A(kT) + V_{max} (2T + \tau_{vr}) \quad (3)$$

以下A領域と同様の考え方で離散時間系で表す。

B領域——減速領域

$$y_B(kTd) = (V_{max} - k\Delta V) Td + y(1) \quad (4)$$

$$y_B \{ (k+1)Td \} = \{ V_{max} - (k+1)\Delta V \} Td$$

$$+ y_B(kTd) \quad (5)$$

$$y(2) = (V_{max} - k_{25}\Delta V) Td + y_B(k_{24}Td) \quad (6)$$

C領域 ($y_C(t) < x$) —— 以下最低速度領域

$$y_C(kT) = (V_{fmin}(kT) + y(2)) \quad (7)$$

$$y_C \{ (k+1)T \} = V_{fmin} \cdot T + y_C(kT) \quad (8)$$

$$y(3) = V_{fmin} \cdot T + y_C(kT) \quad (9)$$

D領域

$$y_D(kT) = V_{fmin}(\tau_{vfr} + T) + y(3) \quad (k=1 \text{ のみ}) \quad (10)$$

$$y(4) = y_D(kT) \quad (11)$$

E領域

$$y(5) = y(4) \quad (12)$$

F領域 ($y_F(t) > x$)

$$y_F(kT) = y(5) - V_{bmin}(kT - \tau_{vbr}) \quad (13)$$

$$y_F \{ (k+1)T \} = -V_{bmin} \cdot T + y_F(kT) \quad (14)$$

$$(\text{但し } kT - \tau_{vbr} \leq 0 \text{ で } y_F = y(5))$$

$$y(6) = -V_{bmin} \cdot T + y_F(kT) \quad (15)$$

D'領域

$$y_{D'}(kT) = y(6) - V_{bmin}(\tau_{vbr} + T) \quad (k=1 \text{ のみ}) \quad (16)$$

$$y(4)' = y_{D'}(kT) \quad (17)$$

E'領域

$$y(5)' = y(4)' \quad (18)$$

F'領域 ($y_{F'}(t) < x$)

$$y_{F'}(kT) = V_{fmin2} \cdot (kT - \tau_{vfr}) + y(5)' \quad (19)$$

$$y_{F'} \{ (k+1)T \} = V_{fmin2} \cdot T + y_{F'}(kT) \quad (20)$$

$$(\text{但し } kT - \tau_{vfr} \leq 0 \text{ で } y_{F'} = y(5)')$$

$$y(6)' = y_{F'}(kT) + V_{fmin2} \cdot T \quad (21)$$

D～F領域およびD'～F'領域は $|x-y| \leq \delta$ になるまで繰り返す。

以上の(1)式～(21)式とFig. 7に示すピストン動作図によりピストン動作シミュレーションを行う。

4.2 位置決め精度限界値

4.1に示したピストン動作シミュレーションの考え方に基いた目標位置付近のピストン動作をFig. 8, 9に示す。Fig. 8よりわかるように、制御方法(1), (2)では、パソコン処理時間 τ_c と制御弁遅れ時間 τ_o により目標位置に対し行き過ぎ量が出る。また、Fig. 9よりわかるように、制御方法(3)は制御方式(1), (2)で起こる前進方向 ΔL の行き過ぎ量を、再前進時に目標位置の ΔL 手前で停止命令を出して補正する方法であるため、

Fig. 8 Piston movement near by desired position (Control method (1), (2))

Fig. 9 Piston movement near by desired position (Control method (3))

($\tau_v + \tau_c$) の遅れ時間による行き過ぎ量は補正される。したがって、制御方法(1)~(3)による位置決め精度の限界値は以下の式により求められる。

○制御方法(1), (2)の場合

$$V_{min} \times (\tau_c + \tau_v) \leq \delta_p < V_{min} \times (2\tau_c + \tau_v) \quad (22)$$

○制御方法(3)の場合

$$0 \leq \delta_p < V_{min} \times \tau_c \quad (23)$$

上式より前進および後退時の V_{min} , τ_v と、BASIC語とマシン語制御の時の τ_c を測定し、位置決め精度の限界値が計算できる。この計算値と実際に位置決め制御を行い測定した位置決め精度の実験値との比較は次章に示す。

5. 実験結果

5.1 負荷と制御特性の関係

Fig. 10, 11に負荷と制御特性の関係を示す。実験点は5回測定した平均値をとっている。負荷は本実験装置の油圧回路上最大18kgf (176.4N) であるので0~15 kgf (147N) まで実験を行った。

Fig. 10によれば、BASIC語制御方法(1), (2)では負荷により位置決め精度はほとんど変化しない。位置決め時間は、判定精度が0.3mmと厳しい場合は、負荷を大きくすると短くなる傾向を示す。これは位置決め精度の限界値に近づくとFig. 2, 3に示す③~④の繰り返し回数が多くなり、最低速度前進起動時のピストン速度が定常速度よりも速くなる現象が負荷により抑えられ、前進方向の行き過ぎ量が小さくなり位置決め時間が短くなったものである。

次にFig. 11のBASIC語制御方法(3)については、位置決め精度、位置決め時間共に負荷によりほとんど変化しない。制御方法(3)はFig. 4より行き過ぎ量を検出記憶し、それを補正して位置決めを行うために、負荷が変化してもそれに対応するため安定した制御特性が得られる。マシン語制御の場合も負荷と制御特性の関係はほぼ同様の傾向がみられた。

5.2 もどり量と制御特性の関係

3種類の制御方法のうち、制御方法(3)はFig. 4に示すように行き過ぎ量 ΔL のN倍のもどり量だけ一旦後退し、再前進時に目標位置より ΔL 手前のB点で停止命令を出して行き過ぎ量 ΔL を補正しながら位置決めを行う方法である。一旦ピストンを行き過ぎ位置から後退させて再前進させるのは、ピストン前進と後退でピストン速度、制御弁遅れ時間が異なるためである。この制御方法(3)についてもどり量と制御特性の関係の実験結果をFig. 12, 13に示す。Fig. 12, 13によればBASIC語、マシン語制御共にもどり量に対し位置決め精度は

Fig. 10 Relation of control characteristics to load

Fig. 11 Relation of control characteristics to load

ほぼ一定である。また、位置決め時間はもどり量が大きくなるほど長くなる傾向を示す。しかし、もどり量が ΔL の2倍ではもどり量が小さすぎ、再前進時のピストン起動直後の速度が定常最低速度 V_{min} よりかなり速くなり行き過ぎ量 ΔL を補正できず、また、位置決め動作も異常になって位置決め不能となるため、制御方法(3)の場合もどり量はFig. 4のB点でピストンが十分定常速度になる3倍が適当であると考えられる。

5.3 位置決め精度の検討

Fig. 14に目標位置100mm、無負荷時の制御方法(1)~(3)とBASIC語、マシン語の制御特性の比較を示す。Fig. 14の制御方法(3)は5.2よりもどり量を3倍としている。

Fig. 12 Relation of positioning accuracy to return length

Fig. 13 Relation of positioning accuracy to return length

Fig. 14 Comparison of control characteristics

また、Fig. 15にBASIC語制御方法(2)を例にピストン動作を観測した図を示す。まず、位置決め精度を前述の式(22)、(23)より計算する。ここで計算に必要な V_{min} 、 τ_v は Fig. 15 に一例を示すピストン動作図より読み取った。また、 τ_c はパソコン内蔵タイマにより τ_c 測定用プログラムを作成して実測した。以上の項目の実測結果を Table 1 に示す。なお、Table 1 の τ_v は位置

Table 1 Measurement value

	Piston forward	Piston back
V_{min}	6.5mm/s	4.5mm/s
τ_v	32ms	40ms
	Control using BASIC language	Control using Machine language
τ_c	16ms	0.4ms

Table 2 Calculation value of δ_p

Control method	Control using BASIC language	Control using Machine language
(1), (2)	$0.25 \leq \delta_p < 0.42$	$0.18 \leq \delta_p < 0.21$
(3)	$0 \leq \delta_p < 0.10$	$0 \leq \delta_p < 0.0026$

決め精度に直接関係する τ_{vff} 、 τ_{vbf} の値をそれぞれピストン前進、後退の τ_v の値としている。この Table 1 の値と式(22)、(23)より位置決め精度を計算したものを Table 2 に示す。

Fig. 14の実験結果によれば、位置決め精度はBASIC語制御方法(1)～(3)およびマシン語制御方法(1)はほぼ Table 2 の δ_p の範囲に入っている。マシン語制御方法(2)は計算値より小さく、制御方法(3)は大きく出ているが、方法(3)についてはピストン最低速度起動時の定常速度との違いが影響していると考えられる。次に、制御言

Fig. 15 Piston movement (observation)

Fig. 16 Piston movement (simulation)

語と制御方法の違いによる制御特性を比較すると、BASIC語制御では制御方法(3)、マシン語制御では制御方法(2)による特性が良好である。BASIC語制御でも行き過ぎ量を補正しながら位置決めを行う制御方法(3)を用いれば、マシン語制御方法(2)に近い制御特性が得られることがわかる。位置決め時間については、Fig. 14より位置決め精度限界値近傍で増大することがわかる。

Fig. 16は4.1で述べたピストン動作シミュレーションによりBASIC語制御方法(2)についてシミュレートした結果を示す。Fig. 16は実際に観測したFig. 15のピストン動作にほぼ合っており、負荷が小さく配管の油が大きくない場合、4.1の方法でシミュレートできることがわかった。

5. 結 言

マイコンにより方向切換弁と電流制御式流量調整弁を用いた場合の油圧シリンダ位置決め制御について、実験的に制御特性を検討した結果次の結論が得られた。

- (1) 前進を妨げる方向に負荷を加えることにより、ピストン最低速度前進起動時に定常速度より速くなる現象が抑えられ、制御方法(1)、(2)については位置決め時間が短くなる傾向にある。
- (2) 制御方法(3)のもどり量は本実験装置の場合3倍が適当である。
- (3) 位置決め精度はマシン語制御方法(2)、(3)でやや外れるが、式(22)、(23)より位置決め精度の範囲が求められることが明らかとなった。
- (4) 制御言語と制御方法の違いによる制御特性を比較すると、BASIC語制御では制御方法(3)、マシン語制御では制御方法(2)が良好である。
- (5) Fig. 5～6のブロック線図を基に位置決め制御時のピストン動作シミュレーションができることがわ

かった。

参 考 文 献

- 1) 田中, 内山, 木嶋, 小笠: エア・ハイドロ方式空気圧シリンダのマイクロコンピュータによる位置決め, 昭和55年秋季油空圧講論, 27/30, (1980)
- 2) 原田, 小山, 海保: 空気圧ピストンのデジタル位置制御, 昭和56年春季油空圧講論, 5/8, (1981)
- 3) 山藤, 小笠原, 真木: 空気圧のシリンダ位置制御, 昭和59年秋季油空圧講論, 5/8, (1984)
- 4) 田中裕久, 田中弘義, 荒木: 三方向形高速電磁弁の電子油圧デジタル制御, 機論, 50-458B, 2663/2666, (1984)
- 5) 小柳, 小嶋, 品田: 自己学習機能を有する電子油圧デジタル位置制御システムの設計と性能, 油圧と空気圧, 18-2, 139/147, (1987)
- 6) 花房, 則次: 空気圧シリンダの高精度位置決めのための圧力制御方式, 機論, 47-415, 328/336, (1981)
- 7) 則次, 花房: 空気圧シリンダのパルス幅変調方式速度制御—低速駆動時における一定速度送り—, 油圧と空気圧, 14-7, 505/512, (1983)
- 8) 則次: パルス幅変調方式による電気・空気圧サーボ系の構成, 計測自動制御学会論文集, 20-8, 754/761, (1984)
- 9) 花房, 則次, 浅野: 空気圧シリンダの計算機制御, 昭和55年春季油空圧講論, 53/56, (1980)
- 10) 石田, 小川, 藤原, 小根山: 電空比例弁を用いた空気圧シリンダのマイコンによる位置決め制御について, 昭和56年春季油空圧講論, 9/12, (1981)
- 11) 浅沼, 石田, 小川, 藤原: 学習機能を持つロックアップ機構付空気圧シリンダの位置決め装置, 昭

- 和58年春季油空圧講論, 83/86, (1983)
- 12) 竹林, 石田, 小川, 藤原: 空気圧シリンダの位置決め速度制御について, 昭和59年秋季油空圧講論, 13/16, (1984)
- 13) 加世田, 小山, 原田: 電気空気圧サーボ方式によるピストンシリンダの位置決め, 昭和60年秋季油空圧講論, 21/24, (1985)
- 14) 高木, 江崎: 空気圧シリンダの学習的位置制御, 機論, 50-459B, 2823/2828, (1984)
- 15) 本間: 電気油圧オンオフ制御系の特性と設計のポイント, 油圧と空気圧, 13-4, 238/244, (1982)

会 告

資格 摘要	名 誉 会 員	正 会 員	学 生 会 員	賛 助 会 員	合 計
63. 11. 15 会 員 数	3	1,104	32	81	1,220
元. 1. 15 会 員 数	3	1,099	33	89	1,217
差引増減 (△)	0	△ 5	1	8	4

〔入会者名〕

(正) 高 島 亮 (三菱重工業(株))
 中 原 盛 夫 (日本エヤーブレーキ(株))
 田 中 忠 夫 (三菱自動車工業(株))
 吉 田 寛 (三菱自動車工業(株))
 (学) 齋 宗 強 (哈尔滨工業大学)

新 谷 隆 二 (石川県工業試験場)
 金 熹 南 (朝鮮大学)
 森 田 隆 夫 (三菱自動車工業(株))