高速精密位置決めサーボ機構[†]

恩 田 昌 彦*・鈴 木 三十三**・大 島 康次郎***

A High-Speed Accurate Positioning Servomechanism

Masahiko ONDA*, Satomi SUZUKI** and Yasujiro OSHIMA***

This paper deals with a nonlinear optimization of electrohydraulic servomechanism. High-speed accurate positioning servomechanisms have several potential application fields such as those of photographic typesetting machines and automatic assembling or testing machines for semiconductor manufacturing.

In this report an experimental example of optimal responses in an electrohydraulic servomechanism as high-speed accurate positioner is presented. This consists of two servovalves with different nonlinear flow gains, a linear actuator, an inertial load, an optoelectronic displacement detector, a velocity transducer, and an electric control circuit. This device is so designed as to carry only a few kilogram load within a range of 6 cm. To get quick and precise responses we have adopted three control modes: the full acceleration mode followed by the mode of controlled closure of each valve and, finally, the negative feedback control mode free from nonlinear instability.

Optimal switching curves from acceleration to deceleration were empirically obtained under reasonably stable conditions. We have thus realized 20~30 msec positioning time with ± 5 micrometer accuracy.

1. はじめに

電気油圧サーボ弁と直動形アクチュエータとの組合せによる最短時間応答の研究は 1950 年代後半から外

国で数多くなされたが、わが国では、その報告例はまれである。電気油圧サーボの特長は、大きな駆動力の制御がたやすく、したがって、高負荷を早い応答速度で作動させることにある。高速で精密な位置決めサーボ機構は写真植字機や半導体製造で自動組立機や自動検査機などに応用される可能性をもっている。

この研究では、数 kgf の慣性負荷を最大 6.5 cm までの距離で駆動でき、 $\pm 5 \mu\text{m}$ の位置決め精度をもつ装置を試作した。以下、この制御方式と性能について報告することにする。

油圧サーボ機構の最短時間制御問題は、複雑な非線形系の最適化問題であり、これに関する多くの理論的研究が発表されているが、各状態変数の精度およびシステム内の不確定な現象に対する考慮が欠けており、またシステム記述を数学的に処理しやすいように簡略化したものが多く、現実的ではない。P. K. C. Wang は制御弁を 2 階の微分方程式で近似し、最適減速関数とキャビテーションの限界を求めたが、この論文で扱う系は制御弁とアクチュエータ負荷系が、きわめて近い動特性をもっているので、Wang の解析での最適化はあてはまらない。また、従来得られている制御弁の流量係数は静的な値であり、スプールへのステップ入力によって引起される流れの挙動についてはデータが得られていない。

油圧サーボ系の最短時間応答では、最大加速につづく、減速過程でのキャビテーションの発生が、系の制御に拘束条件となるが、これをさけるようなサーボ弁の閉鎖方法が最適制御を与える。しかし系の記述方程式をキャビテーションをさけ、臨界減速を実現するように解くことは不可能であり、実験的にも、本研究の装置では複雑すぎて、4 節で述べるように拘束条件としてのキャビテーションの発生限界を確かめることは困難である。実験においては減速関数を負荷変位の平方根関数に選んでいる。本研究のこのような電気油圧サーボの最短時間応答を実現する最適制御則を見出すことを目的としている。

[†] 第 14 回計測自動制御学会学術講演会で発表 (昭 50・8)

* 機械技術研究所 東京都杉並区井草 4-12-1

** アイシン精機(株) 豊田市高丘新町天王 1

*** 東京大学生産技術研究所 東京都港区六本木 7-22-1

* Mechanical Engineering Laboratory, Suganami-ku, Tokyo

** Aishin Seiki Co., Ltd., Toyota

*** Institute of Industrial Science, University of Tokyo, Minato-ku, Tokyo

(Received July 5, 1976)

Photo. 1 Experimental device

- A: Actuator
- B: Damper
- C: Load
- D: Servovalve A
- E: Servovalve B
- F: Detectors
- G: Control circuit

Fig. 1 Schematic diagram of experimental setup

2. 駆動系と検出器

実験装置は、Photo. 1 に示すように、直動形アクチュエータ、2種のサーボ弁A、B、光電式位置検出器と電気制御回路、ダンパ・ピストンと慣性負荷とからなっている。同図を模式的に描いたものが Fig. 1 であり、2台のサーボ弁は、供給油圧 130~210 kgf/cm²、油温 30~40°C の範囲で設定できる油圧源で駆動される。最短時間応答では、ステップ的にパワーが消費されるので、油圧源の見かけ上のインピーダンスを下げるため、アクチュエータの内容積に比して、十分大きい 2l のアキュムレータを使用した。サーボ弁はノズル、フラップによる2段増幅の四方弁で、いわゆる早送り用のタイプAと微小位置決め用のタイプBの2台である。おのおのの特性を Fig. 2 に示す。サーボ弁Aは、同図(a)に示すように、零点近傍に5%のオーバーラップをほどとしてあり、サーボ弁自身のドリフ

Fig. 2 Characteristics of servovalves

トによるもれを極力押えている。サーボ弁Bは、サーボ弁Aが閉鎖した後での微小位置決めを可能にするために、零点近傍での流量ゲインを低く押え、位置検出器のゲインを高く取れるようになっている。いずれの弁も非線形の流量特性をもち、これらの弁の動特性は、同図(b)に示すように互いに異なり、サーボ弁Aのしゃ断周波数(ゲインが -3 dB になる周波数)は、ほぼ 60 Hz、Bは 250 Hz である。アクチュエータは、ピストンの実効面積 2 cm²、ストローク 7 cm の直動形であり、両室間および、双方のフランジから外部へのもれおよび静摩擦はきわめて小さい。慣性負荷の減速過程で発生する、負荷とアクチュエータ室内の油柱による振動を緩和するために、ダンパを付加した。このダンパは、2個のオリフィスとその間にあるテフロン製のピストンとからなり、両オリフィスの流量係数はテーパつきのロッドのそう入度で調節できる。

検出部では、負荷の位置と速度を検出し、これらを制御用信号として制御回路に入力している。速度変換器は永久磁石とコイルの組合せの誘導形である。位置検出器の原理は、Fig. 1 に示すように、平行光束を2枚のマスキュ(スケールとインデックスと呼ぶ)でしゃへいし、その光量の変化をフォト・トランジスタとフォト・ダイオードで検知し、位置信号に変換する。

Fig. 3(b)にこれら2枚のマスキュのパターンを示す。同図中、アクチュエータ負荷系に固定したスケールは光電子類と一体となったインデックスに対し相対平行運動をする。フォト・ダイオードへの入射光は光源からスケールのB部を通過し、インデックスD部を通過して素子に入る。B、Dの格子からのパルス信号は負荷の移動方向の判別と負荷位置を可逆計数器に置換するためのものである。スケールのAとE部を通過した光は、インデックスC部を通過してフォト・トランジスタで検知される。C部の受光窓群の1行分の通過光はレンズで集光され1個の素子で受けられる。各行の窓

Fig. 3 Optoelectronic displacement detector

Fig. 4 Control input

は、一定値ずつ位相がずれており、この位相ずれは、合計してスケールA部格子の、ピッチ分であり、C部に面する素子の選択をすることによって、この位置ずれごとのディスクリートな (0.1 mm ほどの) 位置決めができる。これら2種類の光電素子の出力は Fig. 3(a) であるが、このような冗長な位置検出方式を採用したのは、負荷速度の高い領域での安定したパルス計数と位置決め点近傍での制御のしやすさを勘案したものである。系への制御入力を表わした Fig. 4 において、減速制御モードはG点で最終制御モードに切替わるが、この制御入力 D-G-O-H はこれらフォト・トランジスタ出力の一つであり、負荷の位置決め点をただ一つの安定点として選ぶ。この検出器に使用したマスク・パターンの焼付精度は $\pm 5 \mu\text{m}$ が保証されている。スケールE部は光源からの光量の変動を相殺するために設けられている。

制御用信号としては使用していないが、アクチュエータ両室内の圧力および、供給油圧ともどり油圧は半導体圧力計で監視されている。

スプールの運動については、直接検出はしていない。油温の制御は、もどり油の温度を検出し、もどり側と

供給油圧側にある二つのクーラーへの冷却水をオン・オフ制御することで、 $30^\circ \sim 40^\circ\text{C}$ の範囲で $\pm 1^\circ$ の精度を保っている。

3. 理論式と制御方式

電気油圧駆動系を簡単に記述する。両サーボ弁は、2次もしくは3次の線形常微分方程式で近似できるとし、そのポート面積をそれぞれ A_{pa} , A_{pb} とすると、サーボ弁からアクチュエータ室内への出力流量 Q_1 , Q_2 は、スプール変位が正の場合、 p_1 , p_2 を両室内圧として、

$$Q_1 = (A_{pa} + A_{pb}) \cdot C_v \cdot \text{sgn}(P_s - p_1) \sqrt{|P_s - p_1|} \quad (1)$$

$$Q_2 = (A_{pa} + A_{pb}) \cdot C_v \cdot \text{sgn}(P_r - p_2) \sqrt{|P_r - p_2|} \quad (2)$$

ここで、 P_s , P_r は供給油圧ともどり油圧、 C_v はポートの流量係数である。アクチュエータ負荷系の運動方程式は、 x_L を負荷変位、 F_L を摩擦力とすると、

$$\frac{d\dot{x}_L}{dt} = \frac{A_a}{M_L} \{p_1 - p_2\} - \frac{F_L}{M_L} \quad (3)$$

ただし、 A_a はピストン有効面積、 M_L は負荷質量である。つぎに、流体の式として β を油の体積弾性係数とすると、

$$\frac{dp_1}{dt} = \beta \{Q_1 - A_a \cdot \dot{x}_L - Q_{a1}\} \left/ \left\{ \frac{V_t}{2} + A_a \cdot x_L \right\} \right. \quad (4)$$

$$\frac{dp_2}{dt} = \beta \{Q_2 + A_a \cdot \dot{x}_L - Q_{a2}\} \left/ \left\{ \frac{V_t}{2} - A_a \cdot x_L \right\} \right. \quad (5)$$

が得られる。 Q_{a1} , Q_{a2} はアクチュエータ各室内からダンパ各室内へ流込む流量であり、 V_t はアクチュエータ室内内容積である。ここで、ダンパ・オリフィスの流量係数を C_{d0} 、ダンパ各室内圧を p_{a1} , p_{a2} とすると、

$$Q_{a1} = C_{d0}(p_1 - p_{a1}), \quad Q_{a2} = C_{d0}(p_2 - p_{a2}) \quad (6)$$

となる。上と同様にダンパ・ピストンの運動方程式とダンパ内の流体の連続方程式は、

$$\frac{d\dot{x}_d}{dt} = \frac{A_d}{M_d} (p_{a1} - p_{a2}) - \frac{F_d}{M_d} \quad (7)$$

$$\frac{dp_{a1}}{dt} = \beta \{Q_{d1} - A_d \cdot \dot{x}_d\} \left/ \left\{ \frac{V_{d1}}{2} + A_d \cdot x_d \right\} \right. \quad (8)$$

$$\frac{dp_{a2}}{dt} = \beta \{Q_{d2} + A_d \cdot \dot{x}_d\} \left/ \left\{ \frac{V_{d2}}{2} - A_d \cdot x_d \right\} \right. \quad (9)$$

A_d , M_d , x_d はそれぞれ、ダンパ・ピストンの有効面

積, 質量, 変位, F_d はピストンの摩擦力, V_{dt} はダンパ室内容積である.

系の最短時間応答を得る問題は, 上記の不連続多変数非線形常微分方程式で記述された系を, 各状態変数の許容値以内で, キャピテーションを避け, 負荷を許容位置誤差以内に最短時間で移動し, かつ位置決め点で安定となるような弁ポートの制御関数を見出すことである.

キャピテーションが発生する近似的な条件としては, 油の圧縮性によって生ずる流れの変化とアクチュエータの油もれを無視すると,

$$M_L \frac{d\dot{x}_L}{dt} - F_L > P_s \cdot A_s \quad (10)$$

である. キャピテーションをさけるためには, F_L を x_L の関数とすると, 制御モードの切換時に一定の弁ポート閉鎖関数に対して, x_L と dx_L/dt が知られていなければならないことになるが, 實際上, F_L の検出は困難である.

本研究で実際に用いた, 系全体の制御論理を概念的に表わしたものが **Fig. 5** であり, 基本的な制御方式はつぎのようである.

- (1) 最大加速のための両弁ポートの全開 (Fig. 4 において点 A-B-C).
- (2) 拘束条件となるキャピテーションを避けるため, 最終制御域に切換る前に負荷の運動エネルギーを, 十分取除くような弁ポートの閉鎖 (サーボ弁 A は C-E-O, 弁 B は C-F-G).
- (3) 位置決め点で漸近に安定となるようなフィードバック制御 (弁 B のみ G-O-H-D).

これらの制御モードの切換は, 負荷位置と速度信号を

Fig. 5 Conceptual diagram of control

x_L : Load displacement

v_L : Load velocity

E_a, E_b : Input voltages to servoamps

Q_a, Q_b : Control flows to actuator

比較器を通して判断して行われる. 減速モードで使われる弁ポートへの入力関数は, 負荷変位の平方根 (Fig. 4 参照) とした. これは, 弁スプールの動特性を線形 2 次の微分方程式で近似し, 減速過程での負荷の位置が, 時間の 3 次方程式で表わせると仮定して解析的に求めた弁ポートの形状が平方根関数に近いからである. 最終制御域においては, フィードバックゲインを増すと不安定となりやすい流量ゲインをサーボ弁 B がもっているの, 経験上, 最大出力流量の 1/3 のスプール開度で, 位置決めを行った.

4. 位置決め実験

実験では, まず, 各制御要素の出力が所期の性能を満足しているかについて検討した. サーボ弁 A, B の流量特性は Fig. 2(a) にあるように弁 A では, $D=5\%$ の不感帯があり, 弁 B では, 入力 75% 近辺で流量ゲインが不連続に変化している形となっている. 弁 A, B のスプール, スリーブの形状は同じであるが, フィードバックスプリングのばね定数が異なるため, 同図(b)に示すように, 動特性に違いがでている.

各制御モードの領域はだいたい決まっているので, まず制御の終端における良好な安定性と整定性を得るために, 最終制御域での制御量の飽和値を油温 40°C , $P_s=140\text{ kgf/cm}^2$ のとき 32% とし, **Fig. 6** に示すように, 線形ゲインを変化させて, 整定時間の最も短いゲインを求めた. 図中の E_b は, サーボ弁 B への入力電圧である.

Fig. 6 Feedback gain in linear control region

E_b : Input voltage to servoamp B (2 V/div.)

Sweep time 5 msec/div.

$P_s=140\text{ kgf/cm}^2$

$M_L \cdot g=1.15\text{ kgf}$

Oil temp: $36\sim37^\circ\text{C}$

Fig. 7 Deceleration control and cavitation
 p_1 : Actuator chamber pressure
 E_b : Input voltage to servoamp B (2 V/div.)
 Sweeptime 5 msec/div.
 $P_s = 140 \text{ kgf/cm}^2$
 $M_L \cdot g = 2.15 \text{ kgf}$
 Oil temp: $36 \sim 37^\circ\text{C}$

つぎに、キャビテーションの生じる限界をチェックした。この現象は、油温、アクチュエータの摩擦などに支配され、実験的には不確定である。減速関数がこのような特殊な形状をしているのは、拘束条件となるキャビテーションをさけるためではあるが、実際はスプール・スリーブ間の摩擦およびこれを軽減するディザ信号などによってスピールの挙動が、大きな影響を受けるために、厳密な関数形状は必要ないと思われる。**Fig. 7** にサーボ弁 B への減速制御関数の形を変化させた場合の応答における、アクチュエータ室内の圧力を示す。関数の形状は、負荷の位置決め点からの偏差を平方根回路を通し、ゲインを調節して、**Fig. 4** の三つのタイプに大別して、形成した。同図の条件では、制御関数の形が **Fig. 4** 中の Type 3 で最小圧力が 0 kgf/cm^2 以上になっていることがわかる。

ダンパの効果については、**Fig. 8** に示すように、位置決め点近傍で振動を軽減するのに役立つが、慣性負荷が増すにつれて、もれ流量の大きなダンパ・オリフ

Fig. 8 Damping effects
 p_1 : Actuator chamber pressure
 E_b : Input voltage to servoamp B (2 V/div.)
 Sweep time 5 msec/div.
 $P_s = 140 \text{ kgf/cm}^2$
 $M_L \cdot g = 3.15 \text{ kgf}$
 Oil temp: $36 \sim 37^\circ\text{C}$

Fig. 9 Time optimal switching curves

イスが必要になる。なお、バネなどによるダンパのセンタリングはしていない。

加速から減速への切換線を求める実験では、 $P_s = 140 \text{ kgf/cm}^2$ 、油温 $36 \sim 37^\circ\text{C}$ 、慣性負荷 1.15 kgf を標準とし、特定の負荷初期位置からの応答について、切換位置を試行錯誤的に変化させ、最適切換点を求め、順次に、負荷初期変位を変え、最適切換線を描いた。最適切換線変動の感度パラメータとして、慣性負荷、供給油圧および油温をとり、得られた実験データを **Fig. 9** に示す。減速関数と位置決め点近傍での最終制御の条件はすべて同じである。

Fig. 10 は、**Fig. 9** での最適応答による位置決め時間を示したものである。図にあるように、負荷初期変位によって、位置決め時間はあまり変化が見られない。温度については、その差異が不明であり、いずれにしても、本実験の範囲では位置決め時間への影響は

(a) Load

(b) Supply pressure

Fig. 10 Positioning time

Fig. 11
Optimal
trajectories in
phase plane

無視できるので割愛した。

Fig. 11 に、いくつかの負荷初期変位に対する最短時間応答の例を示す。

5. 結果の考察

Fig. 9 中 (a) では、負荷が増大するにつれて、最初に切換をしなければならないことを示している。(b) では供給油圧が上るにつれて、制御弁とアクチュエータ系の応答も良くなるため、負荷の速度が高くなっても、減速制御が可能となっているのがわかる。(c) の油温の影響は、本実験装置での応答においては、さほど大きくないことがわかる。Fig. 9 の最適切換線の共通の傾向として、切換線中ほどに顕著なまがりによる変曲点があらわれているが、これはサーボ弁 B の流量ゲインの変化点の影響によることがシミュレーションによって検証されている。

Fig. 10 において、負荷初期変位により位置決め時間が変わらないのは、弁の応答の速さが、アクチュエータ負荷系に近く、これらのダイナミクスが直列につ

ながっているためである。定性的には、圧力が上るほど、位置決め時間は短くなるが、安定度が悪くなるので、最終制御域でのゲイン調整が必要となる。

実験ではスプール変位の検出ができなかったので、負荷の挙動との対応がつけられていない。サーボ弁 A のオーバーラップの量は十分とはいえず、このため弁 A のドリフトによるものを補償するために、弁 B が常に動いており、この微小な制御は両弁へのディザ信号の振幅と振動数により、大きく支配的であった。サーボ弁のドリフトは 5% からはなはだしいときは 10% に及び、油温の変動とディザ信号の変化によるスプールの特性への影響は著しく、サーボ増幅器などに比べると、格段に、使いこなすことが困難であり、厳密な制御へ応用するためには、さらに一層の改良と工夫が必要である。しかしながら電気油圧サーボを用いて、小さな慣性負荷の場合、供給油圧を高めることにより、ストローク 5 cm 以内で位置決め時間が 20~30 msec のすぐれた性能を実現することができた。このような最短時間制御を実用化するには実験的に求めた最適切換曲線を近似的に発生し、これにしたがって加速域から減速域への切換を行わせるようなハードウェアが必要になる。

参考文献

- 1) 恩田, 大島, 鈴木: 高速精密位置決めサーボ機構, 第 14 回 SICE 学術講演会予稿集, 201/202 (1975)
- 2) J.F. Blackburn, G. Reethof and J.L. Shearer: Fluid Power Control, John Wiley & Sons, Inc. (1960)
- 3) J.E. Gibson: Nonlinear Automatic Control, McGraw-Hill (1963)
- 4) F.R. Hertrich: Average Motion Times of Positioners in Random Access Devices, IBM J., March, 124/133 (1965)
- 5) D. McDonald: Multiple Mode Operation of Servomechanisms, Rev. of Sci. Instr., 23-1, 22/30 (1952)
- 6) J. Zaborszky and H.J. Harrington: A Describing Function for Multiple Nonlinearities Present in 2-stage Electrohydraulic Control Valves, Trans. AIEE, Part II (Applications and Industry), 76, 394/401 (1958)
- 7) J.E. Gibson and E.S. McVey: Stability Analysis of Dual-Mode Servomechanisms, Trans. AIEE, 79, Part II, 173/179 (1960)
- 8) A.S. Hoagland: A High Track-Density Servo-Access System for Magnetic Recording Disk Storage, IBM J., IV, 287/296 (1961)
- 9) P.K.C. Wang: Mathematical Models for Time-Domain Design of Electrohydraulic Servomechanisms, Trans. AIEE, 252/260 (1961)
- 10) P.K.C. Wang: Analytical Design of Electrohydraulic Servomechanisms with Near Time-Optimal Responses, IEEE Trans., 15/27 (1963)