

# 琉球大学学術リポジトリ

## 案内弁式サーボ機構実験装置の動特性

メタデータ	言語: 出版者: 琉球大学教育学部 公開日: 2007-10-25 キーワード (Ja): キーワード (En): 作成者: 新里, 祐宏 メールアドレス: 所属:
URL	<a href="http://hdl.handle.net/20.500.12000/2124">http://hdl.handle.net/20.500.12000/2124</a>

# 案内弁式サーボ機構実験装置の動特性

新里 祐 宏

## Dynamic Characteristics of Mechanical Feedback Servo System

Sukehiro SHINZATO\*

(Received July 10, 1980)

### 1. まえがき

油圧は小型で大出力が得られるという大きな特徴を持つため古くから建設用機械に利用されてきた。一方、応答が早く、しかも、確実なため大出力の自動制御機器にも広く用いられている。建設用機械における油圧は、ほとんど静的な取扱いで十分に解析でき、企業側の経験とカンに頼ってきた。しかし、近年になって制御機器に高い精度が要求されるようになってから、研究の対象として大きく浮び上がってきた。

一方、工業高等学校、工業高専、大学の機械系学生のための油圧教育の重要性が提言されて久しい<sup>1)</sup>。これまで扱われている実験はポンプ弁等の特性実験が主で、総合的な系についてはほとんどなされていない。案内弁式サーボ機構は油圧利用の典型的な制御系として、その動作のおもしろさや、直感的に理解できることから、学生の興味を引くものである。同時に自動制御の基礎である、フィードバック制御におけるステップ応答、周波数応答に対する実験的体験を与えることができる。

油圧は、その動力伝達要素として利用する油の性状が、利用状況によって大きく変ったり、流れを制御するために入ってくる種々の機器の非線形性のために、その解析を困難にしている。ここでは、線形として取扱い、系を一次おくれ要素として近似し、供給圧力、ゲイン、アキュムレータ封入ガス圧力等による動特性への影響を、時定数とバンド幅の変化で調べた。

### 2. 装置の概要と伝達関数

図1に油圧系の全回路を示す。油圧ユニットは油圧系の動力源として、油圧装置には共通に必要なものである。

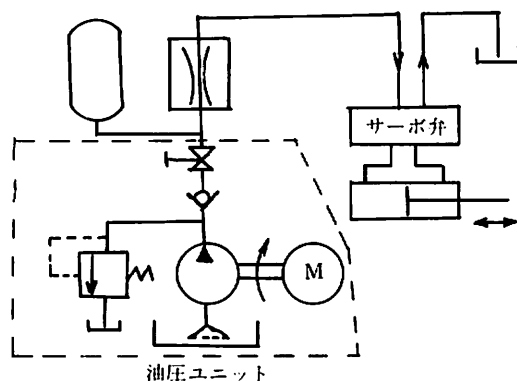


図1 油圧回路図

この自作油圧ユニットの性能は、最高吐出圧力 70Kg/cm<sup>2</sup>、吐出量 32.4 l/min (34 cst, 47°C)、タンク容量 200 lである。

図2はフィードバック系の動作原理を示すものである。入力端を変位させると案内弁が開いて油が流れ、これによってピストンが動く。ピストンがある位置まで移動させたい場合には、ある時間だけ案内弁スプールを変位させ、ピストンが目標の位置まで移動したらスプールを中立位置（閉じた状態）に戻せばよい。そこで図2のように、入力端、弁スプールおよびピストンをレバーで連結して、入力によるスプールの変位をピストンの変位で打消すようにしてフィードバック系を構成する。実線で示すように、偏心円板カムの回転により入力変位  $z$  を与えると、サーボ弁の中のスプールは  $x$  だけ変位し、弁が開いて圧油をシリンダの左室に送る。右室の油は案内弁を通って図示のようにタンクに戻りピストンが動く。次に破線で示すように、ピストンが  $x$  の変位を打ち消す所まで移動 ( $y$ ) すると、スプールは中立位置に戻り、弁は閉じ、ピ

\*Tech. Educ., Coll. of Educ., Univ. of the Ryukyus

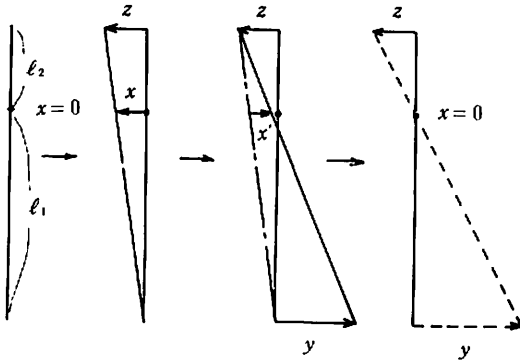
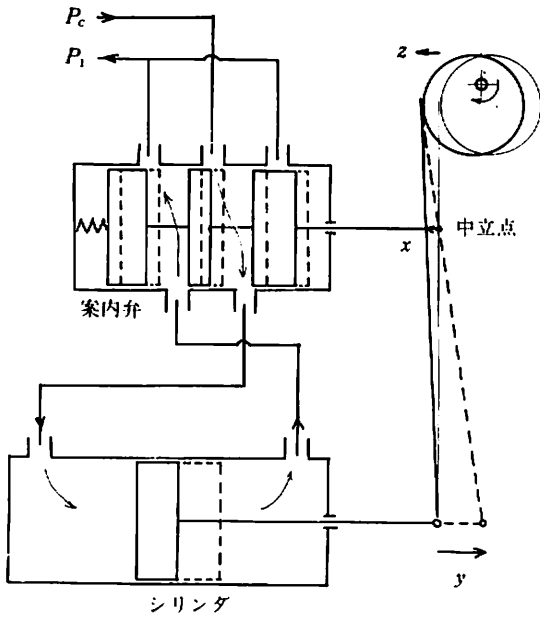


図2 フィードバック系の動作原理

ストンは止まる。これが目標位置となる。

次に、以上の動作のブロック線図を示す。図2において、入力  $z$  を加えると、レバーはピストン部の支点を中心に回転し、サーボ弁のスプールに  $x$  の変位を与える。 $z$  と  $x$  の関係は、

$$x = \frac{\ell_1}{\ell_1 + \ell_2} z \quad \text{①}$$

となり、ついでピストンは補償動作に入り、その途中のピストンの変位  $y$  とスプールの復元量  $x'$  との間には、

$$x' = \frac{\ell_2}{\ell_1 + \ell_2} y \quad \text{②}$$

の関係が成立する。一方案内弁を通してシリンダに入る流量  $Q$  は、

$$Q = cw(x-x') \sqrt{\frac{2(P_s - P_1)}{\rho}} = \alpha(x-x') \quad \text{③}$$

ただし  $\alpha = cw \sqrt{\frac{2(P_s - P_1)}{\rho}}$

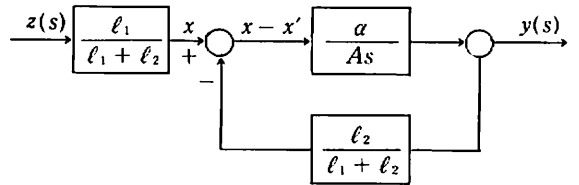
となる。ここで  $P_s$  は案内弁への供給圧力、 $P_1$  はシリンダの流入側の圧力、 $w$  は案内弁のポート幅、 $c$  は流量係数、 $\rho$  は密度である。またシリンダに入る圧油の容積量  $q$  は、

$$q = \int Q dt$$

だから、ピストンの変位  $y$  は、

$$y = \frac{\int Q dt}{A} = \frac{Q}{sA} \quad (\because \int dt = \frac{1}{s}) = \frac{\alpha}{sA} (x-x') \quad \text{④}$$

となる。ここで  $A$  はシリンダの断面積である。④式の  $1/sA$  はシリンダへの入力流量  $Q$  にとり、出力をピストンの変位  $y$  にとったときの伝達関数であることは言うまでもない。①式~④式より、このシステムのブロック線図は、



となる。これを等価変換すると、

$$z(s) \rightarrow \left[ \frac{K}{1 + Ts} \right] \rightarrow y(s)$$

ただし  $K = \frac{\ell_1}{\ell_2}$  (ゲイン)

$$T = \left( \frac{\ell_1 + \ell_2}{\ell_2} \right) \frac{A}{\alpha} \text{ (時定数)}$$

となる。したがって、本システムの伝達関数  $G(s)$  は、

$$G(s) = \frac{K}{1 + Ts}$$

となり、1次おくれ要素で近似できる。なお、③式の流量係数  $c$  は実際には一定でなく、しかも圧油の流れは「おくれ」をもってスプールに追従するので本質的には非線形系であるが<sup>2)</sup>ここでは線形系を仮定している。また、油の圧縮性、漏れ、慣性、粘性抵抗およびピストンのパッキング部の摩擦抵抗などは考慮していない。

3. 実験方法および結果・考察

図3に測定系を示す。入力、出力の変位の変換には片持はりに歪ゲージを貼る方法を用い、歪計の出力は電磁オシログラフに記録された。ゲインは1.9、2.56、3.8（ステップ応答では2.0、2.3、3.07）とし、設定供給圧力は10、20、30、40、50 Kg f/cm<sup>2</sup>である。流量は流量制御弁の絞り設定目盛（E-0、D-0、D-5、C-0）に対する静特性における流量で表示した。ここでは動特性を問題にしているので、静特性における流量とは異なるが、流量値そのものより、補償された一定流量を得ることが目的なので、流量については定性的に考えればよい。

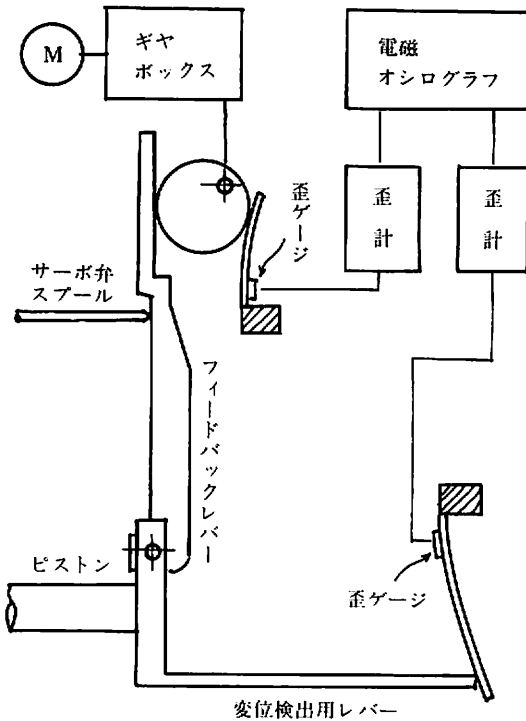


図3 測定系

3.1 ステップ応答

本システムを一次おくれ要素で近似したので、系の運動は、

$$T \frac{dy}{dt} + y = Kz$$

T: 時定数  $\{(l_1 + l_2)/l_2\} A/a$

K: ゲイン  $(l_1/l_2)$

y: 入力

z: 出力

で表わされ、その解は直ちに

$$y(t) = Kz(1 - e^{-t/T})$$

と判明する。システムパラメータであるKとTのうち、Kはフィードバックレバーの支点間の比  $(l_1/l_2)$  として明らかである。時定数Tは、偏心円板カムとフィードバックレバーの間に厚さ1.7mmの板をはさみ、それを急激に引き抜くことにより与えられた入力に対する出力曲線から求めた。測定結果の一例を図4に示す。仮定した一次形系のステップ応答形とならず、二次形系の様相を呈している。油の圧縮性の無視、ピストンの摩擦抵抗が運動開始時に大きいこと、および入力の速度が弁内のバネの復元速度に頼っているため厳密にはステップ入力となっていない等の結果である。したがって、ここでは時定数の決定にあたっては図に示すように、出力曲線の変曲点で接線を引く方法を用いた。

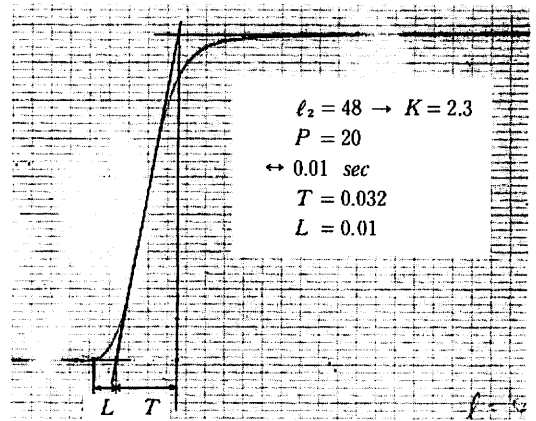


図4 ステップ応答の例

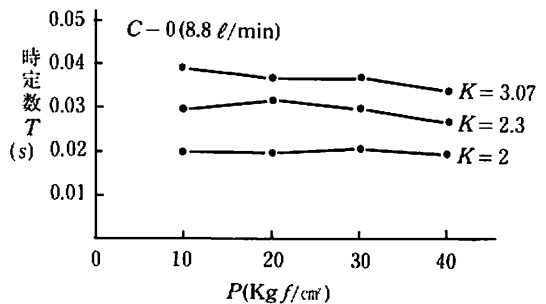


図5 設定供給圧力と時定数の関係

図5はゲイン  $K$  をパラメータとして、供給圧力の影響を示している。ゲインとともに時定数が大きくなることは、当然の結果である。圧力の影響は顕著ではないが、圧力を増すと時定数は小さくなる傾向がある。本実験では、負荷としてはピストン擺動部の摩擦抵抗だけで、いわば無負荷試験となっているため、圧力の影響が顕著には表われてない。しかし、供給圧力が  $5 \text{ Kg f/cm}^2$  の場合には大きなむだ時間を持ち、比較的小さいピストンの摩擦抵抗が大きく効くことが確認されている。

バンド幅が小さくなる傾向がわかる。

先に、時定数  $T$  が

$$T = \left( \frac{\ell_1 + \ell_2}{\ell_2} \right) \frac{A}{a}$$

$$= \left( \frac{\ell_1 + \ell_2}{\ell_2} \right) A / cw \sqrt{\frac{2(P_s - P_1)}{\rho}} \quad \text{--- ⑤}$$

### 3.2 周波数応答

周波数応答は、入力として偏心円板カム(偏心量  $5 \text{ mm}$ ) を使用して、振幅  $10 \text{ mm}$  の正弦波を加えた。周波数のはん圍は  $0.48 \text{ Hz} \sim 6.37 \text{ Hz}$ 、角周波数で  $3 \text{ rad/s} \sim 40 \text{ rad/s}$  であった。

図6は測定結果の一例である。図7はボード線図の一例である。バンド幅と折点周波数が一致していないが、位相線図はバンド幅近くで  $-45^\circ$  の位相ずれになっており、しかも高周波域におけるゲイン線図の近似線がほぼ  $20 \text{ dB/dC}$  の傾きをもつので、一次形系への近似が、この系の本質から遠く離れるものではないことを示している。以後の解析では、実用的な面からバンド幅 ( $\omega_b$ ) に着目する。

### 3.3 ゲイン ( $K$ ) の影響

図8に結果の一例を示す。ゲインが大きくなるにつれ、

$K = 2.56$   
 $C = 0$   
 設定供給圧力  $50 \text{ Kg f/cm}^2$

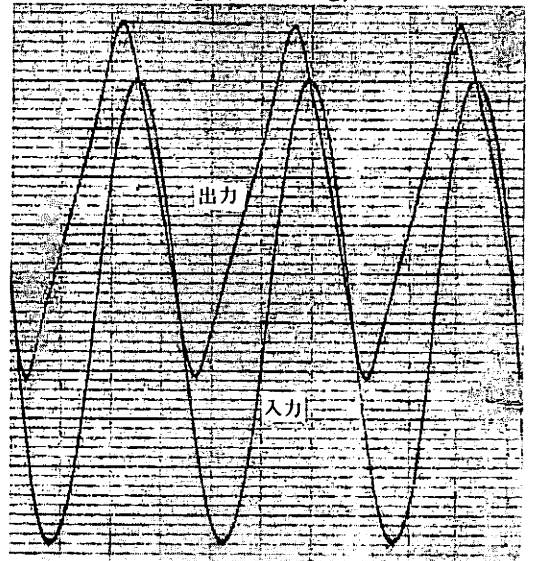


図6 周波数応答

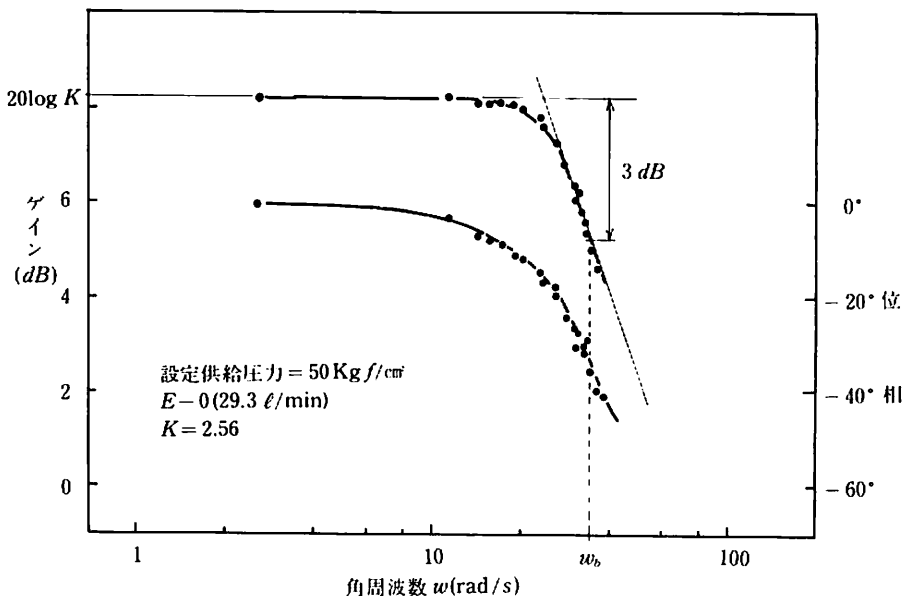


図7 ボード線図の例

として与えられたが、この式に  $K = \ell_1 / \ell_2$  と、 $w_b = 1/T$  を代入して整理すると、

$$w_b = \beta / (K + 1)$$

ただし  $\beta = a/A$

となる。この式にそれぞれ対応する  $w_b$ ,  $K$  の値を代入して  $\beta$  がほぼ一定になることが確認された。

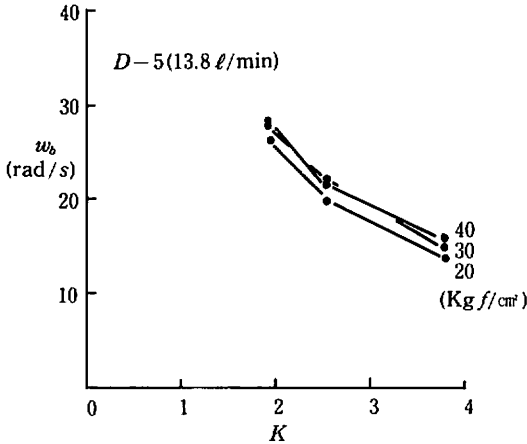


図8 バンド幅とゲインの関係

### 3.4 供給圧力の影響

測定におけるアキュムレータ圧は供給圧力と同圧にした。図9に結果の一例を示す。バンド幅が供給圧力の影響を大きく受けないのは、先のステップ応答の結果と一致する。

本実験の回路は、メータイン回路になっているので、案内弁入口側の圧力 ( $P_s$ ) は、リリースバルブで設定された供給圧力より、案内弁の絞り抵抗分だけ低くなっているが、設定供給圧力の影響をあまり受けないことを示している。

また、シリンダの速度を決定するのは流量であるから、サーボ機械のように応答速さを問題にする場合に、流量を一定に保つことは実際の面からは無意味であること

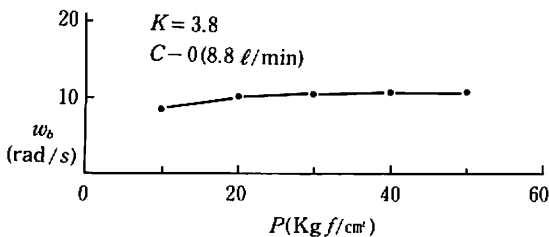


図9 バンド幅と設定供給圧力の関係

はいうまでもない。

図9の結果は、別の見方をすれば流量制御弁が供給圧力に無関係に一定流量をほぼ補償していることを示すもので、教育面では重要な意味をもつ。

### 3.5 流量の影響

図10に流量  $Q$  とバンド幅  $w_b$  の関係を示す。⑤式において、 $Q = a(x-x')$  を代入して整理すると

$$w_b = \frac{Q}{(K+1)(x-x')A}$$

となり、 $w_b$  と  $Q$  はリニアの関係になる。図10において、 $Q$  のある範囲内では上記の関係を満たしていることがわかる。 $Q$  がある値越えるとシリンダの慣性負荷の増大と位相ずれから、流量制御弁の出口側の圧力が増し、設定供給圧力との差が補償限界圧を下まわり、急激な流量の減少を生じたためである<sup>3)</sup>。すなわち、絞りは ( $E-0$ ) に設定され静特性の場合の流量 (29.3 l/min) が補償されず、実際の流量がそれを下まわっているためである。

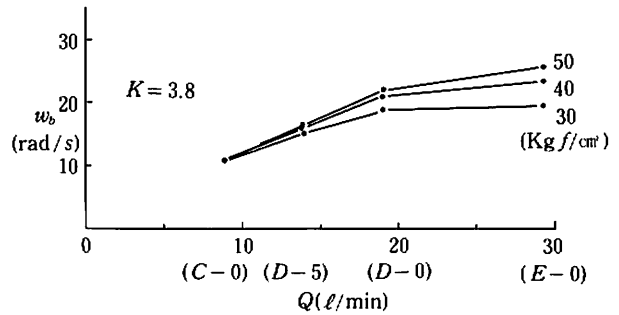


図10 バンド幅と流量の関係

### 3.6 アキュムレータ封入ガス圧の影響

設定供給圧力を40 Kg f/cm²に保ち、アキュムレータ封入ガス圧を10 Kg f/cm²から40 Kg f/cm²まで5 Kg f/cm²づつ

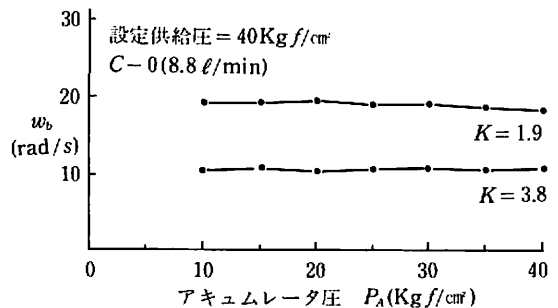


図11 バンド幅とアキュムレータ封入ガス圧の関係

増加させていったときの測定例を図11に示す。バンド幅に何ら影響を与えないことがわかる。これはアキュムレータの応答特性がすぐれていることを意味し、サージ圧やポンプの脈流を吸収させるため、回路内に設けるべきである。

#### 4. あとがき

実際のサーボ機構では、系の安定性と速応性の兼ね合いで、各機器について実験的に定まる最良の流量があり、一般に固定絞りで流量を制限している。その場合には、負荷に応じた供給圧力がリリーフ弁でより確実に設定できる。

ここでは、流量制御のために、圧力補償形流量制御弁をシリンダの入口側に組み入れたメータイン回路で、案内弁式サーボ機構を構成させ、その動特性について実験的に以下のことを明らかにした。

- 1) ステップ応答や周波数応答から、ほぼ一次形系に近似できる。

- 2) ゲインが大きくなると、バンド幅は小さくなり、ほぼ  $\omega_b = \beta / (K + 1)$  ( $\beta$ : 定数) の関係を満たす。
- 3) 無負荷の場合には、バンド幅は供給圧力の影響をほとんど受けない。
- 4) 流量とバンド幅はリニアな関係にある。
- 5) アキュムレータ封入ガス圧は、バンド幅に何ら影響を与えない。

終りにあたり、実験に協力された当時琉大学生、糸洲守人氏、吉本勝氏、神谷稔氏および装置の製作に協力頂いた、文部技官玉城利雄氏に深く謝意を表します。

#### 参考文献

- 1) 油圧教育研究会編 油圧教本 (1970)
- 2) 石垣電気-油圧式フィードバック制御入門 72 (1971)
- 3) 新里 流量制御弁の制御流量特性について 琉球大学教育学部紀要 19 135 (1975)