

## 電気・油圧サーボシステムのファジィ制御\*

平 工 賢 二<sup>\*1</sup>, 武 藤 高 義<sup>\*2</sup>, 山 田 宏 尚<sup>\*3</sup>

## Fuzzy Control of Electrohydraulic Servo System

Kenji HIRAKU, Takayoshi MUTO and Hironao YAMADA

In recent years, the fuzzy control method has been applied in many practical fields with the development of computer technology. In these applications, it is frequently pointed out that fuzzy control is effective especially for complex or nonlinear systems. This study deals with a hydraulic servo system based on fuzzy reasoning, for the purpose of investigating the applicability of the fuzzy control method. The hydraulic servo system analyzed in this study is one which is composed of a 4-way spool valve and a load cylinder. As a result of experiment and simulation, it was confirmed that the control method could be applied with high accuracy along with high-speed response, in a region of considerably wide system parameters.

**Key Words:** Fluid Power System, Automatic Control, Electrohydraulic Servo Systems, Fuzzy Control, Digital Control, Simulation, Mathematical Model

## 1. ま え が き

近年, ファジィ制御が各方面から注目を受け, 実システムへの適用が活発になされている<sup>(1)~(5)</sup>. ファジィ制御の主な特長は, ①システムの数学モデルを必要としないため, 複雑または非線形性の強いシステムに対してより有効性を発揮する, ②熟練したオペレータの知識をルール化できるので, 経験や知識の蓄積が可能, などの点にある. 一般に, 油圧サーボ系をはじめとする各種油圧システムは, 数多くの非線形要素を含んでおり, この事情が, 数学モデルに基づく制御系設計法の適用を制限または困難にしている. したがって, これらの油圧システムに対しては, ファジィ制御の特長が有効に発揮されるものと期待される.

本研究では, 代表的な油圧システムである電気・油圧サーボ系を対象とする. 本システムには, 静特性としての制御弁の圧力-流量特性をはじめ, 負荷ピストンに作用する摩擦力の特性などに強い非線形性が存在する. また, 制御弁とシリンダとを結ぶ管路要素は, シ

ステムが高速・高応答化するにつれてその影響が顕在化し, 本来は, これを分布定数系によってモデル化することが求められる. このような複雑かつ非線形性の強い油圧サーボ系に対して, 例えば最適レギュレータなどの設計法を適用すると, 最適なチューニングを得るまでの過程は極めて複雑にならざるを得ない. また, その結果としての制御システムは, 非線形性の強さに応じてロバスト性が損なわれることを避けられない. 油圧サーボ系に関するこのような事情のゆえにファジィ制御への強い期待がかけられるのであるが, 従来, その適用性についての検討はなされていないようである. そこで本研究においては, その検討を実験とシミュレーションの両面から行い, ファジィ制御法の適用によってもたらされるシステムの動特性・応答性能について考察する. このとき, ファジィ制御系に対する応答の比較基準として, 最適レギュレータ法に基づいて設計されたシステムを選ぶことにする.

## 2. 主 な 記 号

$k_a$ : サーボ増幅器のゲイン  $\text{mA/V}$

$k_v$ : 制御弁のゲイン定数  $\text{m/mA}$

$v$ : 弁の駆動電圧  $\text{V}$

$i$ : 弁の駆動電流  $\text{A}$

\* 原稿受付 平成4年5月19日.

<sup>\*1</sup> 正員, (株)日立製作所 機械研究所(〒300 土浦市神立町502).

<sup>\*2</sup> 正員, 岐阜大学工学部(〒501-11 岐阜市柳戸1-1).

<sup>\*3</sup> 正員, 名古屋大学工学部(〒464 名古屋市千種区不老町).

- $\zeta$ : 制御弁の粘性減衰率
- $\omega_n$ : 制御弁の固有角周波数  $\text{rad/s}$
- $x$ : 弁スプールの変位  $\text{m}$   
(基準長  $x_0=5.0 \times 10^{-4} \text{ m}$ )
- $y$ : 負荷ピストンの変位  $\text{m}$   
(基準長  $y_0=0.01 \text{ m}$ )
- $w$ : 弁ポートの円周長さ  $\text{m}$
- $q_j$ : 弁ポート  $j$  の通過流量  $\text{m}^3/\text{s}$
- $q_{a0}, q_{b0}$ : 管路 1, 2 内の流量  $\text{m}^3/\text{s}$
- $q_a, q_b$ : シリンダ左, 右室の流量  $\text{m}^3/\text{s}$
- $p_s$ : 供給圧力 (一定)  $\text{Pa}$
- $p_{a0}, p_{b0}$ : 管路 1, 2 内の圧力  $\text{Pa}$
- $p_a, p_b$ : シリンダ左, 右室の圧力  $\text{Pa}$
- $l_1, l_2$ : 管路 1, 2 の管長  $\text{m}$
- $a_1, a_2$ : 管路 1, 2 の断面積  $\text{m}^2$
- $\rho$ : 油の密度  $\text{kg/m}^3$
- $\nu$ : 油の動粘度  $\text{m}^2/\text{s}$
- $K$ : 油の体積弾性係数  $\text{Pa}$
- $R_{fj}$ : 管路  $j$  の流動抵抗係数  $=8\pi\nu/a_j$   $1/\text{s}$
- $a_p$ : シリンダの断面積  $\text{m}^2$
- $m_p$ : ピストンの質量  $\text{kg}$
- $b_p$ : ピストン部の粘性減衰係数  $\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}$
- $f_p$ : ピストンに作用する乾性摩擦力  $\text{N}$
- $1/dE_y$ : 偏差ゲイン
- $1/d\ddot{Y}$ : 速度ゲイン
- $E_0$ : 偏差  $e(=r-y)$  の規格化値
- $\dot{Y}_0$ :  $\dot{y}$  の規格化値
- $t_0$ : 基準時間 ( $=0.05 \text{ s}$ )  $\text{s}$

### 3. 電気・油圧サーボ系への ファジィ制御法の適用

対象とする電気・油圧サーボ系の概略図を図 1 に示す。本システムは電磁比例制御弁、油圧シリンダ、パーソナルコンピュータおよび A/D 変換器などを主要要素として構成されている。フィードバック量であるピストン変位  $y$  は差動トランスによって検出され、A/D 変換器を介してコンピュータに取り込まれる。また検

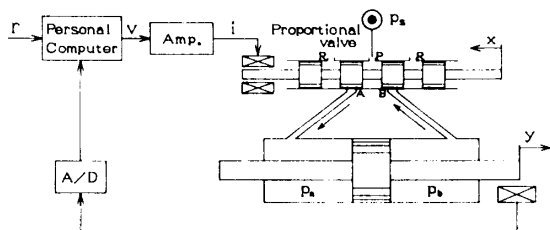


図 1 電気・油圧サーボ系

出量  $y$  を差分近似することによってピストン速度  $\dot{y}$  が算出される。コントローラとしての役割を担うコンピュータは、これら  $y, \dot{y}$  に基づきファジィ推論を実行し、演算された制御入力  $U$  ( $=$  弁の駆動電圧  $v$ ) をサーボアンプに出力する。制御入力  $U$  によって案内弁スプールの  $x$  が変位し、ポート (図中の A, B) の開度に応じた流量によって負荷ピストンが駆動される。なお、制御弁は 4 ランド形の四方案内弁で、非線形要素としての正重合 (重合量  $\delta_j$ ;  $j=1\sim 4$ ) を有している。そのために、変位  $x$  とポート流量  $q_j$  との静特性中には、図 2 の実測結果に示されるような不感帯をはじめ、ポート開度に伴う流量の飽和特性など、強度の非線形性が存在している。

本システムに対して、ファジィ制御法を次のように適用する。まず、上記のデジタル制御系におけるファジィ推論を離散形ファジィ変数に基づいて実行するため、その台集合として、 $\{10, 11, 12, \dots, 130\}$  の 120 個の整数要素からなる離散集合を選ぶ。これに伴って、ファジィ集合のグレード (適合度) も、 $0\sim 100$  の整数値をとることにする。ファジィ変数の数は、標準的には 7 個を選ぶが、より簡略化のため、ここでは Medium 部を省略した 5 個をとる。さて、一般に提案されているファジィ推論の方法としては、①最も多用されている Mamdani の推論法 (Min-Max-重心法) をはじめ、② Min-Max-重心法の後件部を修正した方法、③代数積-加算-重心法、④高さ法、⑤面積法、などがある<sup>(2)</sup>。本研究では、これら五つの方法に関する別個の実験およびシミュレーションによる検討の結果として、高さ法を採用することにする。

本システムに対するファジィ変数は、入力側変数と

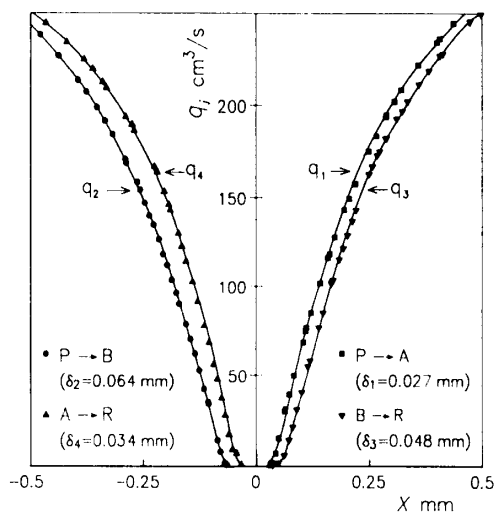


図 2 制御弁の静特性 (流量  $q_j$  とスプールの変位  $x$  の関係)

して位置偏差  $e(=r-y)$  と速度  $\dot{y}$  の2変数を、また出力側変数として1サンプリング時間における制御入力  $U$  の変動分  $\Delta U$  をとることとする。

まず、次式によって入力変数  $e, \dot{y}$  を10～130の整数値に規格化する。

$$E_0 = \frac{e}{dE_y} + 70, 10 \leq E_0 \leq 130 \quad \cdots \cdots (1)$$

$$\dot{Y}_0 = \frac{\dot{y}}{d\dot{Y}} + 70, 10 \leq \dot{Y}_0 \leq 130 \quad \cdots \cdots (2)$$

ここに  $dE_y, d\dot{Y}$  の各逆数を、それぞれ偏差ゲイン、速度ゲインと呼ぶことにする。次に、各変数を以下に示す五段階に分けてラベリングする。

NB : Negative Big

NS : Negative Small

ZO : Zero

PS : Positive Small

PB : Positive Big

本システムで採用するメンバシップ関数(MSF)を図3(a), (b)に示す。なお、ファジィ推論の方法として高さ法を選ぶ本研究の場合、図3(b)に示されるように、後件部MSFは定数となるため、グレードは不要となる。ファジィ制御規則は、入力変数の大きさを表す前件部と、出力変数の大きさを表す後件部から構成される。その一例を示せば

if  $e = \text{PB}$  and  $\dot{y} = \text{ZO}$  then  $\Delta U = \text{PB}$

(もし、偏差が正方向に大きく、速度が零ならば操作量を正方向に大きく増やせ)

のようになる。これら制御規則の一覧表を表1に示す。

以上のような方法に基づき、規格化された  $E_0, \dot{Y}_0$  がコントローラに入力されれば、表1の制御規則によ

りファジィ推論が実行され、その推論結果として制御入力  $U$  が制御対象に出力される。

#### 4. システムの数学モデル

本研究では、先のファジィ制御系に対する実験的検討と並行して、システムの最適なゲイン定数を決定するための支援、ならびに応答性能評価を目的として、動特性シミュレーションを実施する。そこで本章では、それに必要とされるシステムの数学モデルを構成し、後述する検討への準備とする。

モデル化に関連してのシステム構成図を図4に示す。図示のシステムに対する数学モデルの構成を次の前提に行う。

(1) 図2に示される弁の静特性中、主たる非線形特性(不感帯と飽和特性)を考慮する。

(2) 管路内油柱の非定常流動を、弁とシリンダを結ぶ2本の管路(図4中の  $l_1, l_2$ )に対して考慮するものとし、それらの関係を1自由度の集中定数系モデルで近似する。

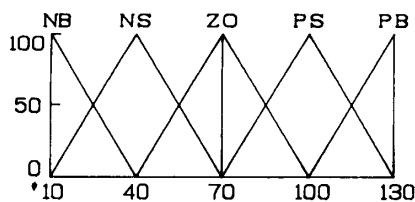
まず、制御弁駆動用のサーボ増幅器に対する関係は次式で表される。

$$i = k_a \cdot v \quad \cdots \cdots (3)$$

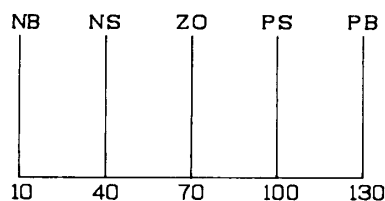
次に、制御弁スプールの運動方程式として次式が成り立つ。

表1 ファジィ制御規則

$E_0 \backslash \dot{Y}_0$	NB	NS	ZO	PS	PB
PB	NB	NB	NB	NS	ZO
PS	NB	NB	NS	ZO	PS
ZO	NB	NS	ZO	PS	PB
NS	NS	ZO	PS	PB	PB
NB	ZO	PS	PB	PB	PB



(a) 入力変数のMSF



(b) 出力変数のMSF

図3 メンバシップ関数(MSF)

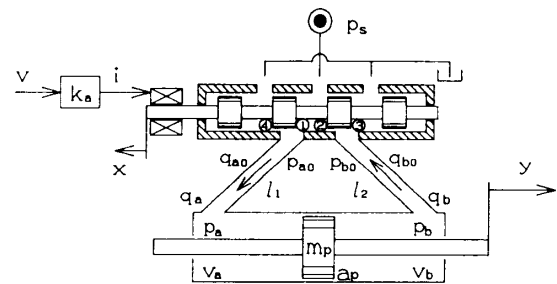


図4 システムのモデル化構成図

$$\frac{d^2x}{dt^2} + 2\zeta\omega_n \frac{dx}{dt} + \omega_n^2 x = k_v \omega_n^2 i \dots\dots\dots (4)$$

このとき、弁の通過流量  $q_1 \sim q_4$  に関し、例えば  $q_1$  は次式のように与えられる。

$$q_1 = c_{s1} w (x - \delta_1) \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_s - p_{a0})}, x > \delta_1 \quad \dots\dots\dots (5)$$

ただし,  $x \leq \delta_1$  のとき,  $q_1 = 0$  とおく.

他の流量  $q_2 \sim q_4$  に関しても、上式と類似の関係式によって表される。このとき、ポート開度  $x$  の変化に伴う流量係数  $c_{s1} \sim c_{s4}$  は、弁開度の飽和特性に起因して、実測によれば、図5のような特性となる。そこで、これらに対する近似的特性を、図中に示されるような各実線(それぞれを3本の一次曲線によって合成する)によって与えることにする。

管路  $l_1, l_2$  への流入出流量に関し、次式が成り立つ.

$$q_{a0}=q_1-q_4, q_{b0}=q_3-q_2 \dots\dots\dots (6)$$

管路内における油の運動方程式は、例えば管路  $l_i$  に対して次のように表される。

$$\rho l_1 \frac{dq_a}{dt} = a_1(p_{a0} - p_a) - \rho l_1 R_{f1} q_a \dots\dots\dots (7)$$

このとき、管路内の容積効果（油の圧縮性の効果）は次式で表される。

$$q_{a0} - q_a = \frac{a_1 l_1}{K} \frac{dp_{a0}}{dt} \dots\dots\dots (8)$$

管路  $l_2$  に対しても、上二式と類似の関係が成り立つ。

次に、シリンダ内に流入(出)する流量  $q_a, q_b$  に関して次の二式が成り立つ。

$$q_a = a_p \frac{dy}{dt} + \frac{v_a}{K} \frac{dp_a}{dt} \dots\dots\dots (9)$$

$$q_b = a_p \frac{dy}{dt} - \frac{v_b}{K} \frac{dp_b}{dt} \dots\dots\dots (10)$$

ここで、シリンダ両室の体積  $v_a, v_b$  は、 $v_{p0}$  を初期体積としてそれぞれ次式で表される。

$$v_a = v_{p0} + a_p y, \quad v_b = v_{p0} - a_p y \quad \dots\dots\dots (11)$$

負荷ピストンの運動方程式として次式が成り立つ.

$$m_p \frac{d^2 y}{dt^2} + b_p \frac{dy}{dt} + f_p = a_p (p_a - p_b) \dots\dots\dots (12)$$

以上が本システムの基礎方程式群である.

さて、上に得られた各関係式を無次元化するために、主に次のような諸量を導入する（ただし、 $j=1\sim 4$ ）。

$$X = \frac{x}{x_0}, Y = \frac{y}{y_0}, T = \frac{t}{t_0}, I = \frac{i}{i_0}$$

$$P_a = \frac{p_a}{p_s}, q_0 = c_{s0} w x_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} p_s}$$

$$Q_a = \frac{q_a}{q_0}, \quad V = \frac{v}{v_0}, \quad V_a = \frac{v_a}{v_{00}}$$

$$G_j = \frac{c_{sj}}{c_{s0}}, \Delta_j = \frac{\delta_j}{x_0}, Q_j = \frac{q_j}{q_0}$$

$$A_1 = \frac{k_a v_0}{i_0}, A_2 = 2\zeta\omega_n t_0, A_3 = (\omega_n t_0)^2$$

$$A_4 = \frac{k_v(\omega_n t_0)^2 i_0}{x_0}, B_1 = \frac{q_0 K t_0}{v_{p0} p_s}$$

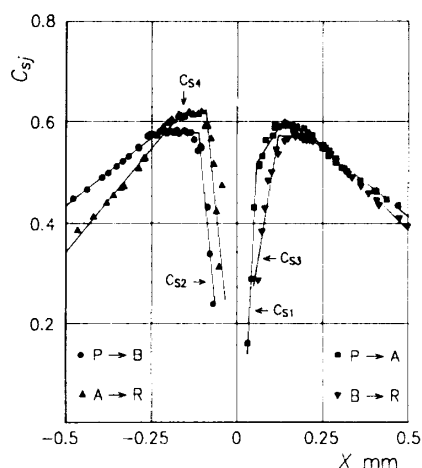


図 5 弁スプール変位  $x$  と流量係数  $C_{si}$

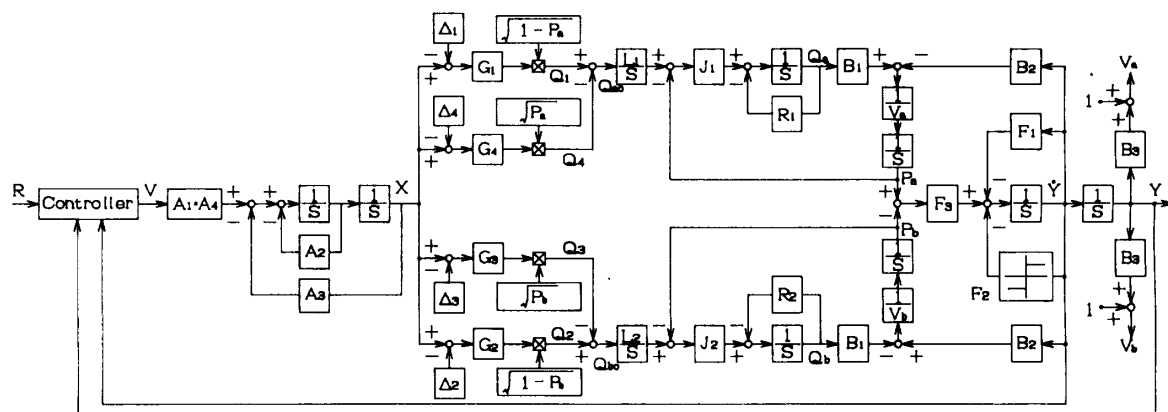


図 6 システムのブロック線図表示

$$B_2 = \frac{K y_0 a_p}{v_{p0} p_s}, B_3 = \frac{a_p y_0}{v_{p0}}, F_1 = \frac{b_p t_0}{m_p}$$

$$F_2 = \frac{f_p t_0^2}{m_p y_0}, F_3 = \frac{a_p p_s t_0^2}{m_p y_0}, R_j = t_0 R_{fj}$$

$$J_j = \frac{a_j p_s t_0}{\rho l_j q_0}, L_j = \frac{K q_0 t_0}{a_j l_j p_s}$$

以上の諸量を用いて、式(3)～(12)などを無次元化し、それらの関係をブロック線図表示すれば図6が得られる。ただし図中の $S$ は無次元時間 $T$ に対するラプラス演算子を表す。なお、図示のシステムでは、フィードバック量として、ピストン変位 $y$ とともに、速度 $\dot{y}$ が付加されてファジィ制御系が構成されている。

このようなブロック線図が与えられれば、各要素ならびに信号間の関係に従って、本数学モデルに基づくシミュレーションが実施され得る。

表2 主な実験条件と系の諸元

Control valve	$k_v=1.4 \times 10^{-6}$ m/mA, $\omega_n=1.05 \times 10^3$ rad/s $\xi=0.733$ , $\delta_1=0.027$ mm, $\delta_2=0.064$ mm, $\delta_3=0.048$ mm, $\delta_4=0.034$
Pipe lines	$a_j=6.65 \times 10^{-5}$ m <sup>2</sup> , $l_1=l_2=24.0$ cm
Cylinder	$m_p=2.69$ kg, $v_{p0}=2.61 \times 10^{-4}$ m <sup>3</sup> , $a_p=1.47 \times 10^{-3}$ m <sup>2</sup>
Other constants	$\rho=855$ kg/m <sup>3</sup> , $\nu=6.7 \times 10^{-5}$ m <sup>2</sup> /s, $K=1.6$ GPa, $k_a=63.0$ mA/V, $p_s=0.98$ MPa sampling period=1 ms

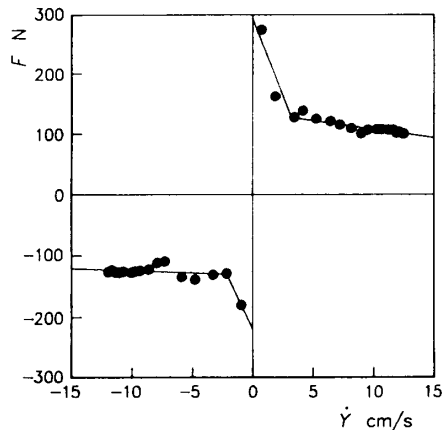


図7 負荷ピストンに作用する摩擦力特性

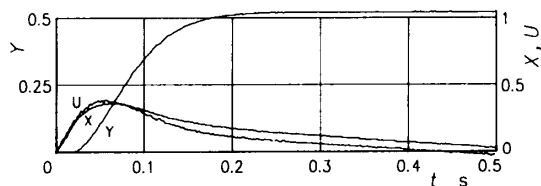


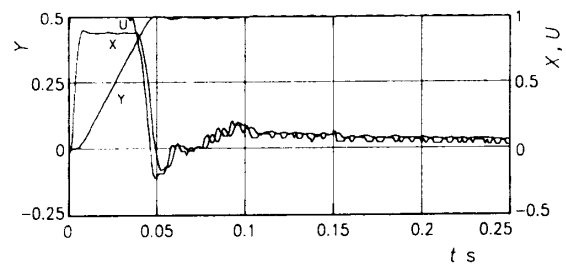
図8 積分最適レギュレータシステムのステップ応答

## 5. 実験およびシミュレーション結果

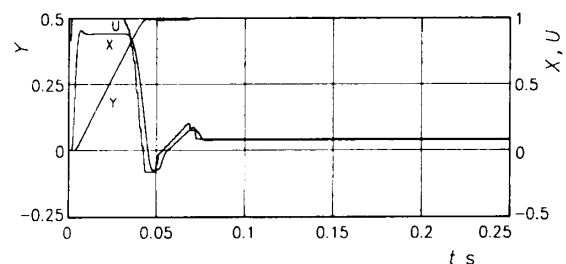
本実験に用いた系の諸元の値ならびに実験条件を一括して表2に示す。また、負荷ピストンに作用する摩擦力 $F$ の測定結果を図7に示す。

まず、ファジィ制御系に対する比較基準を得るための準備段階として、積分形の最適レギュレータ法によって油圧サーボ系の最適設計をした<sup>(6)</sup>。これによるステップ応答の実験結果を図8に示す。図8は、目標値を $R=0.5$ (無次元量)のステップ波形で与えたときの結果であり、それぞれ制御入力 $U$ 、スプール変位 $X$ 、ピストン変位 $Y$ (いずれも無次元)が、実時間 $t$ に対して示されている。図の実験結果によると、まず、ピストン変位 $Y$ の応答波形には少なからぬ定常偏差(約0.2 mm, 4%)が認められる。次に、制御入力 $U$ およびスプール変位 $X$ の各波形によると、定常偏差に対する訂正動作をすべく負方向への変動が認められるが、その動きは緩慢である(主に、弁の正重合による影響を受けて、最終的に応答 $Y$ が目標値へ達するには、約0.8 sの時間経過を要した)。なお、本システムの設計に際しては、主にシステム中に存在する非線形性の影響により、最適化を図るのに多大の労力を必要とした。

図8の応答波形を基準として、以下にファジィ制御系に基づく同種の実験結果と比較検討する。なお、本システムにおける偏差ゲインと速度ゲインは、ステップ応答の実験とシミュレーションによって最適な値に



(a) 実験結果



(b) シミュレーション結果

図9 ファジィ制御系のステップ応答

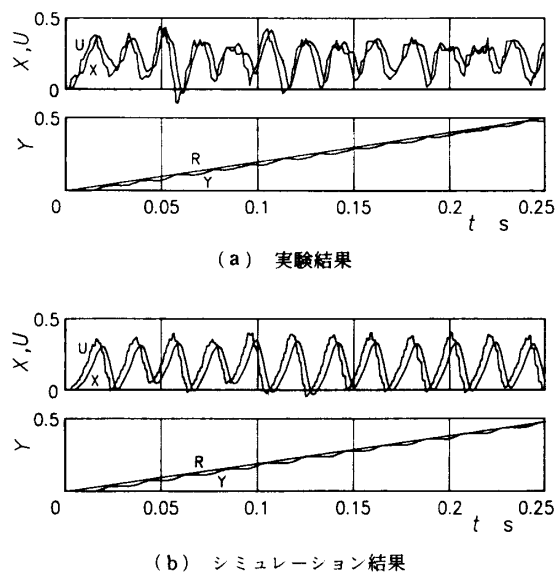


図 10 ファジィ制御系のランプ応答

調整し、それぞれ、 $1/dE_y=10 \text{ 1/mm}$ ,  $1/d\dot{Y}=1.22 \text{ s/mm}$  に固定した。

まず、目標値を  $R=0.5$  のステップ波形で与えたときの応答結果を図 9 (a) に示す(先の図 8 とは時間軸のスケールを変えて示してある)。図によると、 $t=0$  の近傍で急激に立上がる制御入力  $U$  (その大きさは、 $U$  の最大値に達している) に起因して、応答  $Y$  は  $t=0.01 \text{ s}$  以下のむだ時間で立上がり、最大速度を保ちつつそのまま目標値へと収束している(定常偏差は  $0.03 \text{ mm}$  以下であり、また許容誤差を 3% に設定したときの整定時間  $t_s$  は約  $0.05 \text{ s}$ )。また、制御入力  $U$  およびスプール変位  $X$  の応答波形によれば、積分形最適レギュレータの場合に比して応答が高速化されるに至る具体的状況を理解することができる。ステップ応答の実験としては、このほかに、目標値の大きさを  $R=1$  および  $R=2$  とする場合も試みた。その応答性能を、例えば整定時間  $t_s$  によって見積ると、それぞれ  $t_s \approx 0.1 \text{ s}$  および  $t_s \approx 0.18 \text{ s}$  となり、いずれも良好な結果を得た。

次に、図 9 (a) の実験結果に対応するシミュレーション結果を図 9 (b) に示す。両図の比較によれば、シミュレーション結果は実験結果とほぼよい一致を示し

ている。

さらに図 10 (a), (b) は、図 9 と同一条件下でのランプ応答(目標速度は図示の  $R$ ) の結果であり、図 10 (a) が実験結果、図 10 (b) がシミュレーション結果を示す。図によれば、応答  $Y$  は比較的小さな周期かつわずかな振幅で振動しながらも、変動する目標値に対してほぼ良好に追従しているといえる。なお、目標速度  $R$  を先の 2 倍に変えたときのランプ応答によっても、本質的な変化は現れず、図 10 とほぼ同様の結果が得られた。

## 6. あとがき

油圧システムへのファジィ制御則の適用性を検討するため、電気・油圧サーボ系を対象としてその適用を試み、システムの応答性能を調べた。実験とシミュレーションによる検討によれば、その結果は以下のように要約される。

- (1) ステップ応答の結果によれば、比較的広範な実験条件下で高応答、高精度の制御が達成された。
- (2) ステップ応答から定めた偏差ゲイン、速度ゲインを用いてのランプ応答によっても、ほぼ良好な応答性能が確認された。これらの検討結果によれば、油圧システムに対するファジィ制御則の適用は有用であるといえる。
- (3) 動特性シミュレーションの結果は実験結果とほぼよい一致を示し、本研究で用いた数学モデルの妥当性が確認された。

## 文 献

- (1) 菅野, ファジィ制御, (1988), 67, 日刊工業新聞社。
- (2) 水本, コンピュートロール(特集/ファジィ制御), No. 28 (1989), 32, コロナ社。
- (3) 菅野, 計測と制御(ミニ特集 ファジィ制御), 28-11 (1989), 943, 計測自動制御学会。
- (4) 廣田, ファジィ推論とファジィ制御, 機誌, 93-856 (1990), 202。
- (5) 爰島・ほか 2 名, 任意重力負荷を受ける空気圧サーボ系のファジィ制御, ロボティクス・メカトロニクス講演会'90, 900-30, A (1990), 271。
- (6) 武藤・ほか 2 名, 油圧サーボ系の最適制御に関する研究, 日本機械学会東海支部第 40 期総会講演会講演論文集, No. 913-1 (1991-3), 50。