仮想目標値を用いた縦形空気圧サーボ系のファジイ制御*

柴田 論^{*1}, 清水 顯^{*1}Fuzzy Control of Vertical Type Pneumatic Servo System
Using Virtual ReferenceSatoru SHIBATA^{*2} and Akira SHIMIZU^{*2} Ehime University, Dept. of Mechanical Engineering, Bunkyo cho 3, Matsuyama-shi, Ehime, 790-8577 Japan

For a step reference input, pneumatic servo systems are designed in such a way that there is a compromise between stability and rise time of the response. For practical use, we have adopted some ideas to improve the response. One example is the operation of a pneumatic on/off valve by electrical power higher than the nominal power for an initial short period of time. Based on the above example, we developed a fuzzy virtual reference generator that can adjust the reference input to the fuzzy controller adaptively by fuzzy rules to improve the rise time of the response. The applicability of the proposed method is confirmed by experiments using vertical pneumatic servo systems.

Key Words: Oil and Air Hydraulics, Fuzzy Set Theory, Servo Mechanism, Pneumatic Servo System, Virtual Reference, Auto-Tuning

1. はじめに

空気圧アクチュエータは小形で比較的大きな出力が得やすく、しかも安価で使用が容易なため実用面で広く利用されており、その用途も従来の単純作業からより高度な制御を必要とする分野にまで拡大されつつある。それに伴い、数多くの制御手法が空気圧サーボ系の制御性能を向上させるために適用されてきた⁽¹⁾⁽²⁾。しかし、空気圧サーボ系は、空気圧縮性による低剛性特性、圧力の応答遅れ、制御弁やシリンダ摺動部の摩擦といった非線形特性を本質的に含む系であり、制御に悪影響を与える因子をもっている。そのため、本研究で考察する縦型空気圧シリンダのように上記の非線形性が強い制御対象には、PID制御⁽³⁾⁽⁴⁾や最適制御^{(5)~(7)}、あるいは適応制御^{(8)~(10)}では高精度な位置決め制御や速度制御は困難である。これに対し、オペレータの経験的な知識を if-then 形式のファジイ集合を含むルールで記述し、ファジイ推論により操作量を決定するファジイ制御^{(11)~(13)}は、非線形特性を補償する能力を備えており、モデルの構造も人間の考え方をもち

とにしているため理解しやすい。しかしながら、専門家の知識から作成した制御則だけでは実際の入出力関係を表現していない場合があり、また系の特性変化に対処するためにも、ファジイコントローラは制御則の修正に適応・学習の機能をもつ必要がある。

一方、基準ステップ入力に対しては、空気圧サーボ系の応答は安定性と立ち上がり時間の間で妥協点を見いださなければならない。この問題に関して、実用面においては、応答を改善するためのいくつかのアイデアが考察される。例えば、空気圧オンオフ弁が初期の微小時間のみににおいて、定格電力を超えるような値で操作されることがその一例である。

そこで本報告では、このようなアイデアをもとに、過渡状態では定格値を超えた制御入力を合成して応答の立ち上がりを改善することが可能な、ファジイ仮想目標値生成器を有する制御法を提案する。ファジイ仮想目標値生成器では、仮想目標値が、応答の立ち上がりをステップ入力波形にできるだけ近づけるように、毎サンプリングごとにファジイルールによって生成され、オートチューニングされる。そして、制御入力は、その仮想目標値にプラントの応答が追従するようにファジイ推論により決定される。

そして、提案した手法を、重力の影響を受け非線形

* 原稿受付 1999年9月9日。

^{*1} 正員、愛媛大学工学部(〒790-8577 松山市文京町3)。

E-mail: eusibata@enl.ehime-u.ac.jp

性が強い実在の縦形空気圧サーボ系に適用し、その有効性を検討する。また、この手法を実機に適用すると、定常状態においては仮想目標値の微小な変動により、応答波形が微視的に振動することが予想される。そこで、これらの振動を抑制するために、仮想目標値生成器の後件部のオートチューニングにおいて不感帯を設けた構成法についても検討した。

2. 縦形空気圧サーボ系の構成

図1に実験装置の空気圧駆動系を示す。空気圧シリンダは、複動形片ロッド空気圧シリンダを用い、内径50 mm、ロッド径22 mm、およびストローク500 mmである。シリンダはロッドを上向きにして鉛直に設置しており、ロッド先端には荷台が取付けられ、負荷質量を自由に変えることができる。シリンダ内の圧力制御は、ロッド側およびヘッド側のそれぞれのシリンダポートに吸気用と排気用の2個を1組にして取付けられた高頻度2ポート電磁弁(オリフィス径3.0 mm)を、パルス幅変調方式(PWM方式)で、互いに逆位相で駆動することにより行われる。シリンダ上室(ロッド側)とシリンダ下室(ヘッド側)とでピストンの受圧面積、容積が異なることによるシリンダ両室の特性(充てん時定数、圧力流量特性等)の違いを少なくするために、電磁弁の吸排気口には固定絞りを取付けている。それは、シリンダ上室とシリンダ下室に同じ圧力を加えた状態で、静止位置を維持するという指針で設

定した。

ここでは、シリンダ下室(ヘッド側)の電磁弁には、吸排気口ともに径2.5 mm、上室(ロッド側)の電磁弁には、吸排気口ともに径2.0 mmの絞りを取付けている。

ピストン位置の検出には、同軸形直線マグネスケールを用いた。マグネスケールは、線形の特殊永久強磁性合金の表面に正確に0.2 mmピッチの磁性目盛りを記録しており、この磁性目盛りをMGH(Multi Gap Head)で読みとることにより高精度の位置情報を得ることができる。マグネスケールからの信号は、マグネスケールディテクタで移動量に対応したパルス信号に変換される。その後、その信号は16 bitsカウンタ回路でカウントされ、インタフェース回路を通して計算機に取込まれる。計算機上での位置検出の最小分解能は10 μ mである。

計算機からのアクチュエータ操作信号は、インタフェース回路を通り、12 bits D/A変換器でアナログ信号に変換され、パルス幅変調器を通り電磁弁駆動用のパワーアンプに導かれる。

また、シリンダのロッド側およびヘッド側の圧力を観測できるように、半導体小形圧力変換器がシリンダに取付けられている。これらからの信号は、圧力変換器用アンプ、12 bits A/D変換器、インタフェース回路を順に通じ計算機に取込まれる。

計算機には、16 bits パーソナルコンピュータ(クロック周波数16 MHz)を用いた。

3. 仮想目標値を用いたファジイ制御系の構成

3.1 仮想目標値生成器の構成 図2に、本研究で提案した制御系のブロック線図を示す。図2に示すように、仮想目標値生成器では仮想目標値の決定、ファジイコントローラではプラント操作を行う。

仮想目標値 $V_r(k)$ は、基準入力 $r(k)$ に Δr を加えることによって、次式のように合成される。

$$V_r(k) = r(k) + \Delta r \quad \dots\dots\dots (1)$$

ここで、 Δr は、基準入力 $r(k)$ とプラント出力 $y(k)$

Fig. 1 Pneumatic servo system

Fig. 2 Block diagram of the proposed model

間の誤差 e_1 とその時間変化 Δe_1 を用いて、オートチューニングファジイ推論法に基づく仮想目標値生成器により生成されるものとする。例えば、基準入力として矩形波を考えた場合、応答初期に Δr が大きくなり立ち上がりを改善するよう働き、 e_1 と Δe_1 を用いたチューニングによって、試行回数とともにその値がより望ましいものへと変化する。

前件部変数には、 e_1 および Δe_1 をスケーリングファクタ S1 および S2 でそれぞれ区間 $[-6, 6]$ に規格化したものを用いた。また、メンバシップ関数には、図 3 に示す二等辺三角形のものを用いた。

ここで、 e_1 と Δe_1 が与えられたとき、次のような過程を経て推論結果の出力 Δr を求めた。

(1) 各規則の適合度 μ_i を計算する (min-max 法)。

$$\mu_i = \mu(e_1) \wedge \mu(\Delta e_1) \quad \dots\dots\dots (2)$$

ただし、 $\mu(*)$ は $*$ のメンバシップ関数における所属度を表す。ここで、メンバシップ関数は二等辺三角形型を採用しているため、四つのルールが選択される。すなわち、 $i=1\sim 4$ である。

(2) 表 1 の各規則で定められた 49 個の仮想目標値変化の中で選択された W_i を適合度 μ_i で加重平均し、 ΔR を得る (高さ法)。

$$\Delta R = \frac{\sum_{i=1}^4 W_i \mu_i}{\sum_{i=1}^4 W_i} \quad \dots\dots\dots (3)$$

(3) 仮想目標値の変化分 Δr は推論結果の出力 ΔR にスケーリングファクタ S3 を施すことによって得る。

$$\Delta r = S3 \bullet \Delta R \quad \dots\dots\dots (4)$$

3.2 仮想目標値変化のオートチューニング 仮想目標値変化の増減を切換えるため、次式で定義される切換え曲線 s を考察する。

$$s = e_1 + \Delta e_1 \quad \dots\dots\dots (5)$$

$s=0$ 上では、仮想目標値の変化分は現状維持 $\Delta r=0$ とする。この曲線より下側では、仮想目標値を増やす

$\Delta r > 0$ 、上側では $\Delta r < 0$ が求められる。そして、位相平面上において、 Δr の値は直線 $e_1 + \Delta e_1 = 0$ から各点までの距離に比例していると考え、これらのことをもとに仮想目標値生成器の後件部の値 W について、1 サンプル前に Δr 算出のために用いられたすべてに対して、次式によって修正される学習則が考えられる。

$$W(k+1) = W(k) + \frac{A\mu(\alpha e_1 + \beta \Delta e_1)}{\alpha + \beta} \quad \dots\dots\dots (6)$$

ここで、

$W(k)$: k 時点で使用されたルールの後件部の値

$W(k+1)$: $W(k)$ の修正後の値

μ : k 時点でのルールの適合度

α, β : 偏差、速度偏差の重み値

A : 学習係数

である。

3.3 ファジイコントローラの構成 ファジイコントローラにおける前件部変数には、仮想目標値 $V_r(k)$ とプラント出力 $y(k)$ 間の誤差 e_2 とその時間変化 Δe_2 を、スケーリングファクタ S'1 および S'2 でそれぞれ区間 $[-6, 6]$ に規格化した。また、メンバシップ関数には、二等辺三角形のものを用いた。さらに、推論法は (min-max 法)、推論結果の非ファジイ化には (高さ法) を用い、次のような過程を経て推論結果の出力 Δu を求めた。

(1) 各規則の適合度 v_i を計算する (min-max 法)。

$$v_i = v(e_2) \wedge v(\Delta e_2) \quad \dots\dots\dots (7)$$

ただし $v(*)$ は $*$ の所属度を表す。

(2) 各規則で定められた操作量 A_i を適合度 v_i で加重平均し、 U を得る (高さ法)。

$$U = \frac{\sum_{i=1}^4 A_i v_i}{\sum_{i=1}^4 A_i} \quad \dots\dots\dots (8)$$

(3) 操作量変化 Δu は推論結果の出力 U にスケ

Fig. 3 Membership function generator for the antecedent clause

Table 1 Incremental weighting factors of fuzzy rules in virtual reference generator

		e_1							
		NB	NM	NS	ZO	PS	PM	PB	
Δe_1	PB	W11	W12	W13	W14	W15	W16	W17	
	PM	W21	W22	W23	W24	W25	W26	W27	
	PS	W31	W32	W33	W34	W35	W36	W37	
	ZO	W41	W42	W43	W44	W45	W46	W47	
	NS	W51	W52	W53	W54	W55	W56	W57	
	NM	W61	W62	W63	W64	W65	W66	W67	
	NB	W71	W72	W73	W74	W75	W76	W77	

ーリングファクタ $S'3$ を施すことによって得る.

$$\Delta u = S'3 \bullet U \dots \dots \dots (9)$$

ただし, 制御則の後件部の値 A に対するオートチューニングは行わず, 経験値を採用した. これは, 仮想目標値変化のオートチューニングに対する干渉が実験的に観察されたためである.

4. 実験

4.1 実験条件 前述の構成法の有用性を確認するために, 実在の縦形空気圧サーボ系による実験を行った. 実験条件は以下のようなものである.

ファジィ仮想目標値生成器の学習におけるパラメータは次のように設定した.

$$\alpha=1.0, \beta=1.0, A=0.02.$$

ファジィ仮想目標値生成器における後件部の値の初期値は表 2 のように設定した.

スケーリングファクタは, それぞれ以下の値とした.

$$S1=0.15 \text{ mm}^{-1}, S2=0.02 \text{ s/mm}, S3=0.1.$$

ファジィコントローラの後件部の値は, 経験的に決定した. また, ファジィコントローラのスケーリングファクタは, それぞれ以下の値とした.

$$S'1=0.08 \text{ mm}^{-1}, S'2=0.08 \text{ s/mm}, S'3=0.14.$$

本報告では, 提案した手法から仮想目標値を生成するプロセスを省いた, いわゆる従来のファジィ制御手法(以下, 従来法と呼ぶ)を実機に応用し, その結果を提案した手法と比較検討する. ただし, 従来法における後件部の値も, 経験的に最も良好な制御性能が得られた値を採用している.

目標入力 r としては, シリンダ中央部をはさんで振幅が $\pm 100 \text{ mm}$, 周期 30 秒の矩形波を用いた.

4.2 実験結果 まず, 負荷質量が零, すなわち, ピストンの自重 80 N のみがかかる場合について, 従来法と提案した手法を用いて実験を行った. それらの

(a) Piston position y and reference r

(b) Input

Fig. 4 Steady-state response of the conventional design scheme for $r=100 \text{ mm}$ and $W=80 \text{ N}$

(a) Piston position y and virtual reference Vr

(b) Input u

Fig. 5 Steady-state response of the proposed design scheme for $r=100 \text{ mm}$ and $W=80 \text{ N}$

Table 2 Initial values of incremental weighting factors of fuzzy rules in virtual reference generator

		e_1						
		NB	NM	NS	ZO	PS	PM	PB
Δe_1	PB	0	-2	-4	-6	-6	-6	-6
	PM	-2	0	-2	-4	-6	-6	-6
	PS	4	2	0	-2	-4	-6	-6
	ZO	6	4	2	0	-2	-4	-6
	NS	6	6	4	2	0	-2	-4
	NM	6	6	6	4	2	0	-2
	NB	6	6	6	6	4	2	0

結果を、図4、5にそれぞれ示す。ただし、図中(a)は出力を、(b)は操作量を示している。図4(a)を見てわかるように、非線形性の強い制御対象であるにもかかわらず良好な制御性能を示しており、ファジイ制御が本研究における制御対象に対して有効であることがわかる。しかしながら、空気圧サーボ系特有ともいえる立ち上がり時間が大きくなっており、速応性という観点からは満足いく結果とはいえない。これに対し、図5(a)の応答を見ると、立ち上がり時間が短縮されており速応性が大きく改善されていることがわかる。これは、図5(a)の点線で示されている仮想目標値が、オートチューニングにより適切な値に設定されているためである。また、図5(b)に示されている提案した手法の入力を見ると、図4(b)に示されている従来法のそれと比較して応答初期の値が大きくなっており、速応性を改善するための操作量が適切に合成されていることがわかる。

次に、振幅 ± 100 mmで100 Nの負荷荷重を加えた場合の実験を行った。従来法による結果を図6に、提案した手法による結果を図7にそれぞれ示す。図6(a)を見てわかるように、過渡状態において負荷荷重に起因する振動が現れ、立ち上がり時間もやや大きくなっている。これに対し、図7(a)に示されるように、提案した手法では良好な制御性能が得られてい

る。また、図7(b)を見ると、仮想目標値生成器の効果が入力の変化として現れていることがわかる。これらの結果は、提案した手法が空気圧サーボ系に有効であり、負荷荷重の変化に対しても頑強であることを示している。

ここで、図8に定常応答を拡大したものを示す。図

(a) Piston position y and virtual reference Vr

(b) Input u

Fig. 7 Steady-state response of the proposed design scheme for $r=100$ mm and $W=180$ N

(a) Piston position y and reference r

(b) Input u

Fig. 6 Steady-state response of the conventional design scheme for $r=100$ mm and $W=180$ N

Fig. 8 Magnification of the steady-state output

Fig. 9 Steady-state response with the dead zone method

を見てわかるように、高周波微小振動が観測された。これは、仮想目標値の微小な変動に起因するものと考えられる。そこで、これらの振動を抑制するために、仮想目標値生成器の後部部のオートチューニングにおいて次式のような不感帯を設け、実機に適用した。

$$W(k+1) = \begin{cases} W(k) + \frac{A\mu(ae1 + \beta\Delta e1)}{\alpha + \beta} & \text{if } |e1| > \delta \text{ or } |e1| > \delta \\ W(k) & \text{if } |e1| \leq \delta. \end{cases} \quad \dots (10)$$

図9は、この不感帯を用いた場合の定常応答を示している。ただし、 $\delta = 0.6 \text{ mm}$ とした。図9を見てわかるように、振動が良好に抑制されており、不感帯が有効であることがわかる。

図10は、振幅 $\pm 100 \text{ mm}$ で負荷荷重が零の場合(すなわち、自重 800 N)に、30回繰返し位置決め動作を行ったときの停止精度を示している。また、図11は、振幅 $\pm 100 \text{ mm}$ で 100 N の負荷荷重を加えた場合の結果である。ただし、図11において(a)は従来法における位置決め精度のヒストグラム、(b)は提案した手法におけるヒストグラムを示している。図11を見てわかるように、提案した手法と従来法では結果に有意差はなく、ともに良好な位置決め精度を示している。このように、提案した手法は、位置決め精度に関しても望ましい制御性能を実現できる。

(a) Conventional design

(b) Proposed design scheme

 Fig. 10 Positioning accuracy at an amplitude of $\pm 100 \text{ mm}$ ($W = 80 \text{ N}$)

(a) Conventional design

(b) Proposed design scheme

 Fig. 11 Positioning accuracy at an amplitude of $\pm 100 \text{ mm}$ ($W = 180 \text{ N}$)

5. 結 言

本報告では、ファジイ制御を用いた空気圧サーボ系の過渡特性を改善することを目標に、仮想目標値を用いた制御手法を提案し、その有効性を実用的観点から考察した。提案した手法では、仮想目標値が、応答の

速応性を改善するようにファジィ仮想目標値生成器によって生成され、オートチューニングされる。提案した手法を実在の縦形空気圧サーボ系に適用したところ、以下のような結果が得られた。

(1) 提案した手法における過渡特性は、従来法に比べて適応性が改善され、負荷荷重の変化にも頑強であり優れたものとなった。

(2) 提案した手法では、定常応答に微視的に高周波の振動が観測された。これらの振動は、仮想目標値を合成する過程における後件部実数値のオートチューニングにおいて不感帯を導入することにより、効果的に抑制することが出来た。

(3) 提案した手法の位置決め精度は、空気圧サーボ系としては従来法(ファジィ制御のみによる方法)に劣らず、望ましいものが得られた。

文 献

- (1) Shih, M. C. and Tseng, S. I., Identification and Position Control of a Servo Pneumatic Cylinder, *Control Eng. Prac.*, 3-9(1995), 1285-129, UK.
- (2) Baoren, L. and Yaoming, X., An Adaptive Variable Gain Control for A Novel Pneumatic Position Servo System, *Proc. IEEE Int. Conf. Industrial Tech.* (Cat. No. 94TH0659-3), (1994), 63-67.
- (3) Shih, M. C. and Tseng, S. I., Pneumatic Servo-cylinder Position Control by PID-self-tuning Controller, *JSME Int. J. C, Dynamic Control Robotics Design Manufacturing*, 37-3(1994), 565-572, Japan.
- (4) Gongjun, Y. and Tong, Z., Improvement of Dynamic and Steady Characteristics of Pneumatic Position Servo with Fuzzy-PI Control, *J. Beijing Institute Tech.*, 4-1(1995), 53-57, China.
- (5) 李柱吉・則次俊郎, ロバスト極配置理論による空気圧シリンダの速度制御と位置決め制御, 油圧と空気圧, 26-1(1995), 88-92.
- (6) Shih, M. C. and Huang, Y. F., Pneumatic Servo-Cylinder Position Control Using A Self-tuning Controller, *JSME Int. J. II, Fluids Eng. Heat Trans. Power Combust. Thermophys. Prop.*, 35-2(1992), 247-254.
- (7) 遠藤勝久・石田義久・本多高・小川康男, 増幅器利得の高ゲイン化による空気圧サーボ系の特性改善, 計測自動制御学会論文集, 28-6(1992), 697-706.
- (8) 則次俊郎・和田力・矢野坂雅巳, 空気圧サーボ系の適応制御, 計測自動制御学会論文集, 24-11(1988), 1187-1194.
- (9) Tanaka, K., Shimizu, A., Shibata, S., Yamada, Y. and Yamamoto, T., Improved Scheme of Adaptive Pole-assignment Control for Pneumatic Servo System, *Adaptive Systems in Control and Signal Proc. 1995, 5th IFAC Symp. ix+480*, (1995), 215-220.
- (10) Tanaka, K., Yamada, Y., Shimizu, A. and Shibata, S., Multi-rate Adaptive Pole-placement Control for Pneumatic Servo System with Additive External Forces, *AMC'96-MIE, 4th Int. Workshop Advanced Motion Control Proc. (Cat. No. 96TH8168)*, Vol. 1, xxiii+734, (1996), 213-218.
- (11) Klein, A., Possibilities for Robust Adaptations by Using Fuzzy Logic, *Oelhydraul. Pneum.*, 37-11-12(1993), 871-877, Germany.
- (12) 則次俊郎・福園康介・高岩昌弘, ファジィ制御を用いた空気圧サーボ系の動特性改善, 油圧と空気圧, 25-6(1994), 733-745.
- (13) Chen, C. L., Chen, P. C. and Chen, C. K., A Pneumatic Model-following Control System Using A Fuzzy Adaptive Controller, *Automatica*, 29-4(1993), 1101-1110, UK.