研究論文

Minimal Control Synthesis手法による空気圧シリンダシステムの位置制御*

伊藤 和 寿**, 佐々木 和 麻***, 池 尾 茂**, 高 橋 浩 爾****

Application of Minimal Control Synthesis Algorithm to
Pneumatic Positioning Control System

Kazuhisa ITO, Kazuma SASAKI, Shigeru IKEO and Koji TAKAHASHI

The minimal control synthesis (MCS) algorithm is a simplified adaptive control strategy, since no prior knowledge of plant dynamic parameters is required. Furthermore it is suitable when a small sampling is required, because of the reduction of on-line calculation. The purpose of this paper is to present implementation results of MCS algorithm on a position control system of a pneumatic horizontal and vertical cylinder using proportional control valves. Introducing a switching friction compensation, two kinds of MCS controller are tested in experiment and the results are compared with the conventional PI controller. In order to investigate the robustness of the MCS algorithm, the supply air pressure is changed during the experiment and the disturbance force is also exerted on the piston. The experimental results reveal the good adaptation and robustness of the MCS algorithm.

Key words : Minimal Control Synthesis (MCS), Adaptive control, Pneumatic positioning control, Servo valve, Robustness

1. はじめに

空気圧システムは空気の圧縮性による低い剛性や応答の遅れ、シリンダにおける動摩擦等、制御性能に悪影響を与える非線形要素を有する系である。これらの影響を補償するため、外乱オブザーバ、ファジィ制御等、様々な手法が用いられている。文献^{1),2)}では、制御対象と数学モデルの誤差をオブザーバで推定し、これを補償する外乱オブザーバによる手法が用いられた。一方制御対象の詳細な事前知識を必要とせず、人間の直感を言語的制御規則に置き換えるファジィ制御による結果等も文献^{3),4)}で示された。

設計仕様を反映した規範モデルと制御対象の誤差を漸近的に0に収束させるように補償器のパラメータを調整する機能を持つ適応制御系は、空気を含む液圧制御分野においても種々に実用化への研究が行われている。この手法においては、適応機構を含むシステム全系のエネルギーに対応するLyapunov関数を適切に選び、時間の経過とともにこれが減少するように補償器パラメータの更新則を決定する方法の他に、Popovによるフィードバック系の超安定性理論に基づいて積分不等式とプラントの強正実性を満足する

ように更新則を選ぶ方法⁵⁾の二種類が提案されている。前者の理論体系による手法では、文献^{6)~9)}において適用結果が報告されている。一方後者の方法により得られた制御則はある種の時変PI動作に対応することが知られている¹⁰⁾。一般にLyapunov関数による設計手法では、補償器パラメータの更新則としては計測された信号への耐ノイズ性を考慮して最小自乗法等を利用することが多く、この場合にはシステムのオンライン同定あるいは補償器のパラメータを直接同定する機構を用いているために計算量が非常に大きくなる傾向がある。これに対しPopovの超安定論に基づく後者の方法では、出力誤差をインデックスとして各リグレスバクトルに対応する補償器パラメータを更新するため、実機への応用の観点からは前者の方法に比較して計算量の点で非常に有利である。Stotenらはこれに着目し、Landauの手法をもとにしたMinimal Control Synthesis (MCS) を提案した^{11)~13)}。この手法はモデル規範形適応制御 (MRAC) の特別な場合と解釈されるが、システムダイナミクスに関する事前情報が比較的少なく済むこと、閉ループ系の大域的漸近安定性が保証されることに加え、unmodeled dynamicsや外乱等に対して高いロバスト性を有することが示されている^{14)~16)}。

本研究では空気圧サーボ弁を用いたロッドレスシリンダの位置決め制御にMCSを適用し、外乱やパラメータ変動に対してどの程度のロバスト性を有しているかを実験的に検討することを目的とする。これまで液圧制御系には制御性能の改善を図ることを目的としてMRACを応用した例がいくつか報告されているが、MCS手法を実際に空気圧

*平成17年3月23日 原稿受付

**上智大学理工学部機械工学科

(所在地 〒102-8554 東京都千代田区紀尾井町7-1)

Email: kazu-ito@me.sophia.ac.jp

***元上智大学大学院生

****上智大学名誉教授

サーボ系に適用した実験成果はまだ報告されていない。本論文では具体的には横置きの場合および縦置きの場合の空気圧シリンダに対する位置制御実験を行うが、摩擦現象あるいは据付け方向による重力の影響等が制御性能を劣化させる大きな問題となる。これを補償するための機構も新たに導入し、従来のPI制御手法による性能と比較検討を行い、流体制御システムとしての妥当性を明らかにする。

2. MCS制御系

次に示す制御対象を考える。

$$\dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t) + d(t) \quad (1)$$

ただし $x \in \mathbb{R}^n$, $u \in \mathbb{R}$ はそれぞれシステムの状態、入力および出力である。また $d \in \mathbb{R}^n$ は unmodeled dynamics, パラメータ誤差および外乱等を含む外部信号とする。また A , B , C は適当な次元をもつマトリクスである。これに対し規範モデルを次式で与える。

$$\dot{x}_m(t) = A_m x_m(t) + B_m r(t) \quad (2)$$

ただし $r \in \mathbb{R}$ は規範入力とする。制御入力を以下で選ぶ。

$$u(t) = -(K - \delta K(t))x(t) + (k_r + \delta k_r(t))r(t) \quad (3)$$

ここで K , k_r はそれぞれ定常フィードバックゲインおよびフィードフォワードゲインであり、 $\delta K(t)$, $\delta k_r(t)$ は適応調整ゲインである。このとき K , k_r を以下を満たすように選ぶ。

$$K = B^\dagger (A - A_m), \quad k_r = B^\dagger B, \quad B^\dagger = (B^T B)^{-1} B^T \quad (4)$$

ただし $B^\dagger$ は B の擬似逆行列である。さらに規範モデルの式(2)が以下のErzbergerの条件¹⁷⁾を満たすと仮定する。

$$(I - BB^\dagger)(A - A_m) = 0, \quad (I - BB^\dagger)B_m = 0 \quad (5)$$

このとき、誤差システムは以下ようになる。

$$\begin{cases} \dot{x}_e(t) = A_m x_e(t) - d(t) + B w_e(t) \\ w_e(t) = \delta K(t)x(t) + \delta k_r(t)r(t) \end{cases} \quad (6)$$

ただし $x_e(t) = x_m(t) - x(t)$ である。このときこの誤差システムがPopovの積分不等式条件を満たすように、以下のように選ぶ^{10), 11), 18)}。

$$\delta K(t) = \int_0^t \alpha y_e(\tau) x^T(\tau) d\tau + \beta y_e(t) x^T(t) \quad (7)$$

$$\delta k_r(t) = \int_0^t \alpha y_e(\tau) r(\tau) d\tau + \beta y_e(t) r(t) \quad (8)$$

ただし $\alpha > 0$, $\beta \geq 0$ であり、 $y_e(t)$ は次のLyapunov方程式の正定対称解を用いて $y_e(t) = B^T P x_e(t)$ と定義される。

$$P A_m + A_m^T P = -Q \quad (9)$$

ここで $Q \in \mathbb{R}^{n \times n}$ は任意の正定対称行列である。

MCSは式(3), (7)および式(8)をもとに、 $K = k_r = 0$ とし、同時にシステムパラメータを未知と仮定して構成される。従って規範モデルに対する制限の式(5)等が緩和されるのが特長である。また今回は閉ループ系の適応システム部が超安定ブロックとなることを保証するために、適応コントローラ内の定数パラメータ α , β を以下のような構造として選ぶ¹²⁾。

$$\alpha^* = [0, \dots, 0, \alpha_n], \quad \beta^* = [0, \dots, 0, \beta_n]$$

ここで α_n , β_n は正定数であり、MCSの設計パラメータである。以上よりMCSとして以下の制御系を得る。

$$u(t) = \delta K(t)x(t) + \delta k_r(t)r(t) \quad (10)$$

$$\delta K(t) = \int_0^t \alpha^* y_e(\tau) x^T(\tau) d\tau + \beta^* y_e(t) x^T(t) \quad (11)$$

$$\delta k_r(t) = \int_0^t \alpha^* y_e(\tau) r(\tau) d\tau + \beta^* y_e(t) r(t) \quad (12)$$

以上の適応系の設計においては、モデル規範形適応制御系(MRACS)の間接法で用いられるような制御対象の同定機構は含まれていないことに注意する。MCSの制御則は直接的にコントローラパラメータを推定する構造となっており、ある仮定の下ではMRACと等価となることが知られている¹⁸⁾。また最小自乗法等に比べパラメータゲインの更新則が不要となるため、計算量が小さいのが特長である。Fig. 1にMCSの構造を示す。

Fig. 1 Block diagram of MCS

3. 実験装置

本論文では、水平および鉛直に設置された二つの場合について空気圧シリンダの位置決め制御を行う。

Fig. 2に水平据付け型および鉛直据付け型空気圧シリンダの制御システムを示す。水平据付け型シリンダにはロッドレス空気圧シリンダ(ストローク2000mm, 有効受圧面積 $2 \times 10^{-4} \text{ m}^2$)を用い、シリンダへの給排気はそれぞれ電磁比例流量弁によって制御される。圧縮機と両弁間の減圧弁(設定圧力49kPa-813kPa)によりシステムの供給圧力が調整可能である。ピストン変位はベルト伝達機構を用いてロータリエンコーダにより検出し(分解能0.1mm)、制御信号はD/Aコンバータおよびパワーアンプを介して弁の開度を調整する。

一方鉛直据付け型の場合もロッドレス空気圧シリンダを用いるが、ストロークは1000mm, 有効受圧面積 $16 \times 10^{-6} \text{ m}^2$ のものを用い、ピストン変位はシリンダに内蔵されているマグネスケールにより検出する。重力の影響を一般的に考慮するためには鉛直据付けのシリンダとしては非対称シリンダが適しているが、実際の応用においては対称シリンダが使用されることが多く、本研究でもこれを採用している。配管に取付けられた切換弁を操作することで、二種類のシリンダのどちらか一方の制御を行う。

Fig. 2 Block diagram of air cylinder control system

4. 制御系の設計

本論文で対象とする空気圧サーボシステムでは工業応用を考慮し、原則的には位置変位のみを計測して制御を行うことを考える。MCSの実装には制御対象の全状態量のフィードバックが必要となるが、この制御系の持つunmodeled dynamicsや外乱に対するロバスト性を考慮し、制御対象を1次のシステムと仮定する。

$$t(s) = \frac{K_p}{T_p s + 1} \quad (13)$$

一方規範モデルも一次のシステムとして次式で与える。

$$t_d(s) = \frac{1}{T_d s + 1} \quad (14)$$

実験に用いたロッドレスシリンダは、水平および垂直据付けの場合とも受圧面積が小さくストロークが長いので、システムパラメータの変動が大きく、摩擦力の影響が相対的に大きい。同時に空気比例弁がアンダラップ構造であるため、弁中立点近傍において圧力ゲインが小さい。従ってシリンダの摩擦力などによる誤差を小さくすることが難しいシステムとなっている。さらに鉛直据付けの場合にはシリンダの動作方向で重力の影響が摩擦の影響に比べて強く作用することから、何らかの補償機構が必要となる。

従ってまず水平据付けの場合には制御精度の向上と応答性改善のために、以下のように式(10)の制御入力に摩擦補償項を導入したMCS制御を行う。以下ではこの方法を修正MCS制御1と呼ぶ。

$$u(t) = \delta K(t)x(t) + \delta k_r(t)r(t) + \delta k_1(t)\text{sgn}_v(\dot{y}(t)) \quad (15)$$

ただし

$$\delta k_1(t) = \int_0^t \Psi_f^* \dot{y}_e(\tau) \text{sgn}_v(\dot{y}(\tau)) d\tau + \eta_f^* \dot{y}_e(t) \text{sgn}_v(\dot{y}(t)) \quad (16)$$

$$\text{sgn}_v(\dot{y}(t)) = \begin{cases} 1, & \dot{y}(t) > 0 \\ -1, & \dot{y}(t) \leq 0 \end{cases} \quad (17)$$

ここで $\delta k_1(t)\text{sgn}_v(\dot{y})$ は制御対象における静摩擦およびクーロン摩擦による非線形摩擦力 (Fig. 3), 弁の不感帯による定常誤差および応答遅れの補償項であり、また Ψ_f^* , η_f^* はそれぞれ α^* , β^* と同様の形式のベクトルである。

Fig. 3 Model of friction force

一方鉛直据付けの場合には、重力の影響による不感帯を補償する入力として以下の項を付加する。これらの外乱が働く場合にはシリンダは変位しないため、予備実験により動き出すまでの変位および速度に閾値を設定し、不感帯の影響を脱した後はこの補償項を0にするようなスイッチングを行う。

$$u(t) = \delta K(t)x(t) + \delta k_r(t)r(t) + \delta k_2(t)\text{sgn}_f(y_e) \quad (18)$$

ただし

$$\delta k_2(t) = \begin{cases} \int_0^t \Psi_f^* |y_e(\tau)| d\tau + \eta_f^* y_e(t), & \text{if } |y_e(t)| \geq e_1 \text{ and } |\dot{y}_e(t)| \leq e_2 \\ 0, & \text{otherwise} \end{cases} \quad (19)$$

$$\text{sgn}_f(y_e) = \begin{cases} 1, & y_e > e_1 \\ 0, & |y_e| \leq e_1 \\ -1, & y_e < -e_1 \end{cases} \quad (20)$$

ここで e_1 , e_2 はそれぞれ摩擦補償を行い始める位置および速度の閾値で、設計者の与えるパラメータである。ここでは摩擦を外乱として取扱い、これをPI補償器によりキャンセルする方法を用いるが、具体的には十分小さく設定した閾値 e_1 に対し、位置の定常偏差が残った際にこれをキャンセルする Ψ_f^* , η_f^* を試行錯誤的に決める。次いでこのときのパラメータを初期値として、目標値応答への即応性を改善するための e_2 を設定し、同様な操作を繰り返す。なおこの項は摩擦力による定常偏差が存在するときのみ働く機構となっているため、系全体の安定性は損なわれないことに注意する。しかし系の減衰係数が小さい場合には目標値付近での振動が現れる可能性も考えられる。この問題に関しては、次節で議論する速度フィードバックを導入する手法によりアプローチする。以下ではこの方法を修正MCS制御2と呼ぶ。

5. 実験結果

本節ではMCS制御を用いたシリンダの位置決め実験を行った結果を示し、他の制御則との目標値追従性能を比較する。同時にMCS手法のロバスト性を確認するため、減圧弁による強制的な圧力変動および外力を加えることによ

る外乱に対する応答結果も検討する。

規範モデルは、式(14)において $T_d=0.4\text{s}$ と選んだ。なおサンプリングタイムは全ての実験で 10ms とし、更新則中の設計パラメータ α 、 β はTable 1のように選んだ。

Table 1 Design parameters

control plant	α	β
horizontal cylinder control	0.1	5.0
vertical cylinder control	0.2	8.0

5.1 水平据付けシリンダの制御実験結果

5.1.1 動作点による応答特性

水平据付けされた空気圧シリンダにおいて、異なる動作点における応答実験の結果をFig. 4およびFig. 5に示す。Fig. 4では、シリンダ端から 300mm および 700mm の間で、一方Fig. 5では、シリンダ端から 300mm および 500mm の間でそれぞれ矩形波状の目標値信号を与え、MCSとPI制御の結果を比較したものである。

Fig. 4 Experimental result: PI vs. MCS on interval 0.3-0.7m

Fig. 5 Experimental result: PI vs. MCS on interval 0.3-0.5m

なおPIパラメータはZiegler-Nicholsの限界感度法¹⁹⁾により、 $k_p=0.35$ 、 $k_i=0.2$ と設定した。実験結果より同一PIパラメータによる制御ではシリンダの動作点によって応答

が異なることが分かる。一方MCSでは両動作点において適応パラメータの効果によりプラントパラメータの変動にロバストに対処できており、定常応答についてはPI制御の場合よりも良好なことが分かる。ただしMCS制御においても応答は遅く、大きなオーバーシュートも現れる。またそれぞれの区間におけるMCSによる位置決め誤差は最終的にともに 1mm 程度であった。

次に通常のMCSと前節で設計した式(15)による修正MCS制御-1との比較をFig. 6およびFig. 7に示す。この場合にはシリンダの動作開始直後の摩擦の影響を適切に補償できており、過渡応答を含め、異なる動作点においても目標値への追従はFig. 4およびFig. 5に示したものよりも格段に改善されていることが読み取れる。

Fig. 6 Experimental result: MCS vs. modified MCS-1 on interval 0.3-0.7m

Fig. 7 Experimental result: MCS vs. modified MCS-1 on interval 0.6-0.5m

5.1.2 外乱応答

外乱に対してどの程度MCSがロバストであるかについても検討するため、制御開始後の時刻 10s で供給圧力 P_s を 588kPa から 323kPa まで急激に低下させた場合の修正MCS-1制御による応答をFig. 8に示す。供給圧力の変化に対して一時的に定常偏差が残るが、その後は目標値に追従するようになることが分かる。

次に時刻約 11s において、手で瞬間的にシリンダに衝撃を与えることで外力を加えた場合の実験結果をFig. 9に示

Fig. 8 Experimental result: response to supply pressure change

す。外乱印加直後には大きな追従誤差が発生するが、良好な回復特性を示していることが読み取れる。その後の定常特性には若干の誤差が残るが、繰り返し回数の増加とともにこれも解消される。

Fig. 9 Experimental result: response to external force

5. 2 鉛直据付けシリンダの制御実験結果

5.2.1 動作点による応答特性

制御則として修正MCS-2を用い、水平据付けの場合と同様に鉛直据付けシリンダにおいて異なる動作点に対する応答実験の結果をFig. 10およびFig. 11に示す。摩擦補償項の効果により目標値へのほぼ良好な追従が実現されている

Fig. 10 Experimental result: modified MCS-2 on interval 0.3-0.7m

が、定常状態において5mm程度のスティックスリップ現象が水平の場合よりも強く現れていることが分かる。これはシリンダの上げおよび下げ動作で重力の作用する方向が異なること、およびシリンダの構造に起因していると考えられる。

Fig. 11 Experimental result: modified MCS-2 on interval 0.3-0.5m

5.2.2 2次のコントローラによる制御および外乱応答

前節における応答を改善する一つの手法として、系の減衰効果を強くすることが考えられる。従って本節ではシリンダの速度情報も用いた2次の補償器を導入する。従って次式の規範モデルを採用する。

$$t_d(s) = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} \quad (21)$$

具体的には $\zeta=0.7$, $\omega_n=6.28\text{rad/s}$ を採用した。またシリンダの位置情報から速度情報を得る際には擬似微分を行う必要があり、このときのノイズの影響を低減するため1次のローパスフィルタも挿入した。設計された修正MCS-2補償器による応答をFig. 12に示す。なお、時刻18-20sでは減圧弁により供給圧力を450kPaから600kPaに増圧させ、外乱に対する応答も検討した。制御開始直後に比例制御弁が全開の状態から動き出したシリンダは、補償器パラメータが十分に適応していないために過渡的な応答は良いとは言えないが、パラメータの更新が進むにつれて

Fig. 12 Experimental result: modified 2nd order MCS-2 for supply pressure change

この状況は改善される。また供給圧力の変動に対してはロバスト性が高く、ほとんど影響がないことが分かる。減衰係数を大きくすることで摩擦力に対応したため、目標値信号の立ち上がり／下がりの際の応答性は1次の補償器の場合よりもやや悪くなっている。なお定常偏差は0.5mm以下となっており、良好な追従特性が得られている。

さらに外力による影響を検討するため、水平据付けの場合と同様にして外力を加えた場合の応答をFig. 13に示す。この場合も良好な追従性能の回復が実現されている。外乱印加後の1組の上げおよび下げ動作の間はパラメータの調整のための時間が必要となるが、その後は目標値にうまく追従している。

Fig. 13 Experimental result: modified 2nd order MCS-2 for external force

6. 結 言

本論文では制御対象として水平または鉛直に据付けられた空気圧ロッドレスシリンダを取上げ、MCS制御を適用して位置制御におけるロバスト性を実験により検討した。MCS制御は可変なPおよびIゲインを有するモデル規範形適応制御（MRAC）を簡略化した概念に対応しており、実装はMRACの場合よりも容易である。得られた結論を以下にまとめる。

- (1) 1次あるいは2次の構造を持つ補償器により、パラメータ変動あるいはunmodeled dynamicsの影響をロバストに補償できる。
- (2) 目標位置近傍における定常偏差は、摩擦の影響を補償する機構を適切に導入することで改善される。特に2次の補償器の場合には減衰係数を適応パラメータにより調整することに対応しており、目標値付近で発生していた振動を抑制できる。

また制御則内の α 、 β の選択は制御性能を左右する設計パラメータであり、この点についての考察は今後の課題としたい。

なお本研究を行うにあたりご支援を頂きましたSMC株式会社に、誌上お借りして深甚なる謝意を表します。

参 考 文 献

- 1) 則次, 高岩: 外乱オブザーバを用いた空気式パラレルマニピュレータのインピーダンス制御, 日本ロボット学会論文集, **16**-7, 965/973 (1998)
- 2) 藤原, 勝間田, 石田, 能登山: 外乱オブザーバを併用した空気圧シリンダの最適制御, 油圧と空気圧, **27**-6, 796/802 (2002)
- 3) 則次, 福蘭, 高岩: 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, 733/738 (1994)
- 4) 神代, 柴田, 山本, 清水: 縦型空気圧サーボ系のファジィコントロール (GAにより前件部を最適化した場合), 日本機械学会論文集 (C編), **69**-677, 69/75 (2003)
- 5) 市川, 金井, 鈴木, 田村: 適応制御, 昭晃堂, 45/52 (1984)
- 6) 李, 則次: 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, 88/92 (1995)
- 7) 宋, 石田: 適応むだ時間補償器による空気圧サーボ系の特性改善, 油圧と空気圧, **27**-7, 933/940 (1996)
- 8) 山田: 空気圧サーボ系に対する直接法適応極配置制御, 日本機械学会論文集 (C編), **68**-666, 419/423 (2002)
- 9) 内山, 江崎, 高木: 離散時間適応サーボ系の一設計法とその空気圧サーボ系への応用, 日本機械学会論文集 (C編), **69**-677, 55/62 (2003)
- 10) Y.D. Landau, 富塚: 適応制御システムの理論と実際, オーム社, 37/44 (1981)
- 11) D.P. Stoten and H. Benchoubane: Empirical studies of a MRAC algorithm with minimal controller synthesis, Int. J. Control, Vol. **51**, No. 4, 823/849 (1990)
- 12) D.P. Stoten and H. Benchoubane: Robustness of a minimal controller synthesis, Int. J. Control, Vol. **51**, No. 4, 851/861 (1990)
- 13) D.P. Stoten: Model Reference Adaptive Control of Manipulators, John Wiley & Sons, 4.19/4.24, 6.1/6.17 (1990)
- 14) D.P. Stoten: Implementation of minimal control synthesis on a servo-hydraulic testing machine, Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol. **206**, 189/194 (1992)
- 15) D.P. Stoten and M.G. Dye: The implementation of the minimal control synthesis algorithm on a web control problem, Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol. **208**, 53/60 (1994)
- 16) K.I. Aziz and M. Thomson: Output-driven minimal controller synthesis with an adaptive observer, Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol. **210**, 131/139 (1996)

- 17) P. Erzberger: Analysis and design of model following control systems by state space techniques, Proc. of the Joint Automatic Control Conference, Ann Arbor, 572/581 (1968)
- 18) Y.D. Landau: Adaptive Control, The Model Reference Approach, Marcel Dekker, 81/92 (1979)
- 19) 加藤, 山本: PID制御の基礎と応用, 朝倉書店, 85/87 (1997)