研究論文

圧力制御の併用による空気圧シリンダの適応的力制御*

橋 本 強 二**, 今 枝 正 夫**
小 西 克 信**, 小 島 賢 太***Adaptive Force Control of a Pneumatic Cylinder
Using a Pressure Control LoopKyoji HASHIMOTO, Masao IMAEDA,
Katsunobu KONISHI, Kenta KOJIMA

The performance of a pneumatic force control system is affected by the characteristics of objects, compressibility of air, friction between cylinder and piston, etc. To suppress the influence of these factors, a combined control method using a P-D pressure controller for the cylinder and an adaptive model reference controller for the total system is presented in this paper. The P-D gains are determined experimentally, and the pressure command signal is produced by the adaptive controller, which is constructed based on the discretization of the third-order continuous-time transfer function with a lag time.

Force control experiments were carried out for hard and soft objects using two kinds of controllers, that is, (A) adaptive controller without pressure control and (B) adaptive controller with pressure control. Comparing the experimental results by (A) and (B), the tracking error between the reference force signal and applied force was greatly improved by the proposed controller (B), and especially, steady-state error of (B) was 0.5N for hard object and 0.7N for soft object in the sense of the root mean square of 30 trials. The robustness of (B) to the sudden change in the supplied pressure was also confirmed.

Key Words: Pneumatic cylinder, Force control, Adaptive control, Pressure control, Pneumatic servo.

1. 結 言

空気圧シリンダ駆動系は、空気の高圧縮性によりコンプライアンスが大きいという特徴があるため力制御に適しているといわれており、組立作業やバリとり作業など、その特徴を活かした分野への応用が期待されている。しかし、この駆動系は、対象物の特性による影響を受け易く、また空気の高圧縮性による圧力応答の遅れ、摺動部の摩擦力の変動などの問題もあり、高精度な制御性能を得るためにはこれらの問題に対処しなければならない。

さて、空気圧シリンダによる力制御の研究事例を調べてみると、PID制御¹⁾、最適制御²⁾、適応制御³⁾などの制御法を用いて既にいくつかなされており、それぞれ

成果が挙げられている。特に、力制御系ではプラントの動特性が変化するので則次⁴⁾が採用した適応制御法は効果的であると考えられる。しかし、これらの研究では、上記問題点の一つであるシリンダ室内の圧力応答の遅れを積極的に改善するための方策については検討されていない。この問題に注目した研究としては宮田⁵⁾による位置決め制御の研究があり、圧力制御系を明確な内部システムとして有する二重構造フィードバック制御により位置制御性能が向上することを確かめている。そこでは、圧力制御系への制御入力（圧力目標値）の決定方法が検討課題とされているが、この目標値は圧力制御系をプラントの一部とみなして適応制御を行えば容易に決定できる。

本研究では上記の観点から、電空流量比例弁と空気圧シリンダからなる駆動系を用い、圧力制御系を明確に内部システムとして含めたプラントに対して適応制御法を応用し、対象物への操作力を制御する。適応制御には非最小位相の問題にも対処できるプラントの分解表現による方法^{5),6)}を用い、規範モデルの出力と操作

*平成5年8月23日 原稿受付

**徳島大学工学部

***徳島大学大学院

(所在地 〒770 徳島市南常三島町2の1)

力との偏差から圧力制御系への圧力目標値を計算する。本論文の構成としては、まず、実験装置、制御系のモデリングおよび適応制御系の構成について述べる。つぎに、圧力制御系を導入することによりプラントの動特性が大幅に改善できることを基礎実験で確かめた上で、圧力制御を併用した場合と併用しない場合について種々の適応制御実験を行い、操作力の制御性能を比較する。そして、圧力制御と適応制御の併用による制御法が操作力の制御性能を改善する上で有効であることが示される。

2. 主な記号

A_i : ピストンの受圧面積, a, b : プラントパラメータ, c : 粘性摩擦係数, F_c : クーロン摩擦力, F_s : 静摩擦力, f : 操作力, f_m : 規範モデルの出力, f_r : 目標操作力, G_{ci} , G_{pi} : 制御弁および絞りを通る空気の流れ質量流量, K_D : 微分フィードバックゲイン, K_p : 比例ゲイン, K_s : バネ定数, L : プラントのむだ時間, L' : 制御弁のむだ時間, M : 負荷質量, P_s : 供給圧, p_a : 大気圧, p_i : シリンダ室内圧力, p_{i0} : シリンダ室の初期圧力, p_{ri} : 目標圧力, R : ガス定数, s : ラプラス演算子, s_{ci} : 制御弁の開口面積, T : シリンダ室内空気温度, T_s : サンプリング周期, t : 時間, u : 制御弁への入力電圧, V_i : シリンダ室容積, x : ピストン変位, ξ_m : 規範モデルの減衰定数, ω_m : 規範モデルの固有角周波数, κ : 比熱の比であり, 添字 i ($i=1, 2$) はシリンダの1側, 2側を意味する。

3. 実験装置

Fig. 1に実験装置の概略図を示す。片ロッド複動式空気圧シリンダ(最大ストローク500mm, 内径50mm, ロッド径20mm)を使用し, シリンダ室1, 2の給気および排気通路にはそれぞれ固定絞りおよび電空比例制御弁(流量制御直動3ポート形, 有効断面積7.6mm²)を設置

Fig. 1 Schematic diagram of experimental system

している。制御を始める前にはピストンの駆動力が零となるようにシリンダ中央で平衡させ, ロッド先端部の負荷質量をバネに軽く接触させる。この状態から制御弁1, 2によりシリンダ室の圧力を制御し, 負荷質量(15kg)による硬い対象物(バネ定数 $K_s=833.3\text{N/mm}$)および柔らかい対象物($K_s=13.06\text{N/mm}$)の押しつけ動作を行わせる。操作力は歪ゲージ式の力センサー(検出分解能0.12N)で, 圧力は半導体式圧力変換器でそれぞれ検出し, 歪増幅器およびA/D変換器を介してコンピュータに取り込む。シリンダ室内の圧力は, 後述の適応制御則により計算される圧力目標値と比較され, ソフトウェアによるP-D演算がなされる。この演算出力は, D/A変換器およびパレクトコントローラに送られ, 制御弁1, 2の開度が調節される。なお, A/DおよびD/A変換器の分解能は12bitであり, 制御プログラムにはC言語を用いた。

4. 制御系のモデリング

4.1 基礎式とその線形化

Fig. 1に示した空気圧駆動系の運動方程式およびシリンダ室内の圧力変化式はそれぞれ次のように表される^{2),3),4)}。

$$M\ddot{x} + c\dot{x} + f + F_c \text{sgn}(\dot{x}) = A_1(p_1 - p_a) - A_2(p_2 - p_a) \quad (1)$$

$$f = K_s x \quad (2)$$

$$\dot{p}_1 = \frac{\kappa RT}{V_1} G_1 - \frac{\kappa p_1 A_1}{V_1} \dot{x} \quad (3)$$

$$\dot{p}_2 = \frac{\kappa RT}{V_2} G_2 + \frac{\kappa p_2 A_2}{V_2} \dot{x} \quad (4)$$

ここで, $G_1 = G_{p1} - G_{c1}$, $G_2 = G_{p2} - G_{c2}$ である。

ピストンがシリンダ中央で平衡状態($A_1(p_{10} - p_a) = A_2(p_{20} - p_a)$)にあるとし, この状態からの微小変化を考慮して式(1)~(4)を線形化すると,

$$\Delta \dot{p}_1 + d_1 \Delta p_1 = k_{a1} \Delta s_{c1} - k_{b1} \Delta \dot{x} \quad (5)$$

$$\Delta \dot{p}_2 + d_2 \Delta p_2 = k_{a2} \Delta s_{c2} + k_{b2} \Delta \dot{x} \quad (6)$$

$$M \Delta \ddot{x} + c \Delta \dot{x} + K_s \Delta x + \Delta F_c \text{sgn}(\Delta \dot{x}) = A_1(\Delta p_1 - \frac{A_2}{A_1} \Delta p_2) \quad (7)$$

が得られる。ここで, $d_i = (\text{制御弁}i\text{と絞り}i\text{の圧力流量係数の和}) \cdot (\kappa RT / V_{i0})$, $k_{ai} = (\text{制御弁}i\text{の流量ゲイン}) \cdot (\kappa RT / V_{i0})$, $k_{bi} = \kappa A_i p_{i0} / V_{i0}$, s_{ci} は制御弁 i の開口面積である ($i=1, 2$)。制御弁1, 2および絞りの特性は等しく, ピストンはシリンダのほぼ中央で動作するものと仮定して, $d_1 \doteq d_2 = d$, $k_{a1} \doteq k_{a2} = k_a$ とする。

つぎに, $\Delta s_{c1} = -\Delta s_{c2} = \Delta s_c$, $\Delta p_1 - A_2/A_1 \cdot \Delta p_2 = \Delta p_d$ において式(5)~(7)をラプラス変換し, 入力電圧 Δu と開

口面積 Δs_c との関係をむだ時間要素で近似すると、制御系の理論線形モデルとして次の各式が得られる。

$$S(s) = K_v e^{-Ls} U(s) \quad (8)$$

$$P_d(s) = \{k_1 S(s) - k_2 s X(s)\} / (s + d) \quad (9)$$

$$\{(Ms^2 + cs + K_s) X(s) + D(s)\} / A_1 = P_d(s) \quad (10)$$

$$F(s) = K_s X(s) \quad (11)$$

ここで、 $k_1 = (1 + A_2/A_1)k_a$ 、 $k_2 = (k_{b1} + A_2/A_1 \cdot k_{b2})$ 、 $P_d(s) = \mathcal{L}[\Delta p_d]$ 、 $S(s) = \mathcal{L}[\Delta s_c]$ 、 $X(s) = \mathcal{L}[\Delta x]$ 、 $D(s) = \mathcal{L}[\Delta F_c \text{sgn}(\Delta \dot{x})]$ 、 $F(s) = \mathcal{L}[\Delta f]$ 、 $U(s) = \mathcal{L}[\Delta u]$ である。

4.2 圧力制御の導入

Fig. 2は、式(8)~(11)を用いて入力電圧 $U(s)$ と操作力 $F(s)$ の関係を描き、これに圧力 $P_d(s)$ のP-D制御ループを付加したものである。同図から明らかなように、操作力 $F(s)$ は圧力 $P_d(s)$ によって直接に駆動されるが、その圧力は $U(s)$ を入力とした場合には空気圧縮性 $\{k_1/(s+d)\}$ によって応答に遅れが生じ、また負荷質量の運動によって乱される。そこで $P_d(s)$ の制御性を改善し、それによって操作力 f の開ループ特性を改善するために、図のように圧力目標値 P_r を設定し、 P_r と P_d の間にフィードバックループを導入することにした。

圧力制御系のゲイン値は、ピストンを前節で述べた初期位置に固定し、圧力 p_1 のステップ応答が良好な応答を示すように試行錯誤法により求め、 $K_p=3$ 、 $K_D=0.5\text{sec}$ とした。具体的にはまず $K_D=0$ として、 p_1 のス

Fig. 2 Block diagram of plant

Fig. 3 Step response of pressure p_1 in the cylinder where piston is fixed

テップ応答がオーバーシュートを生じないように K_p を定め、次に K_p を固定し、2次標準形のステップ応答で近似したときの減衰定数が圧力制御を行わない場合と同一となるように K_D を設定した。Fig. 3がこうにして得られた圧力 p_1 のステップ応答波形であり、2次標準形のステップ応答で近似したときの固有角周波数 ω_n と減衰定数 ζ は、P-D制御を行った場合および圧力制御を行わない場合のそれぞれに対して、 $(\omega_n, \zeta) = (14\text{rad/s}, 1.9)$ と $(5\text{rad/s}, 1.9)$ となっている。なお、Fig. 2では制御弁の特性をむだ時間要素で近似しているが、シリンダ室内圧力のステップ応答は2次系の応答を示すことより、厳密には1次遅れ要素+むだ時間要素であると考えられる。つぎにFig. 4は、P-D圧力制御導入による効果を調べた図であり、圧力目標値あるいは入力電圧のステップ入力に対する操作力の応答の比較図である。対象物が硬い場合 (Fig. 4(a)) あるいは柔らかい場合 (Fig. 4(b)) のいずれにおいても、圧力制御によって応答速度が改善されている。なお、圧力制御部はアナログ回路で構成するのが理想的であるが、Fig. 3, Fig. 4に示すように、後述の適応制御

(a) Hard object

(b) Soft object

Fig. 4 Step response of force in the controlled plant

実験時のサンプリング周期 $T_s = 15 \text{ msec}$ を用いた場合の応答は、 $T_s = 5 \text{ msec}$ の場合の応答とほとんど差がないことから、本研究での圧力制御部はソフトウェアにより構成することにした。

4.3 適応制御のための近似モデル

Fig. 2 からわかるように、圧力目標値 $P_r(s)$ から操作力 $F(s)$ まで伝達関数は対象物の剛性 K_s によって変化する。したがって、この力制御系は適応制御の好個の対象である。適応制御のモデルとしては、Fig. 2 をそのまま用いれば伝達関数の次数が高くなり、未知パラメータの同定に多大の時間を要するので、ここでは経験的に次式とする。

$$\frac{F(s)}{P_r(s)} = \frac{(\beta_0 s^2 + \beta_1 s + \beta_2) e^{-Ls}}{s^3 + \alpha_1 s^2 + \alpha_2 s + \alpha_3} \quad (12)$$

5. 適応制御系の構成

5.1 離散時間モデルとパラメータ同定⁶⁾

$L (0 < L \leq lT_s)$ として式(12)を離散化すると次式の形となる。

$$\left. \begin{aligned} A(z^{-1})f(k) &= B(z^{-1})p_r(k-1) \\ A(z^{-1}) &= 1 + a_1 z^{-1} + a_2 z^{-2} + a_3 z^{-3} \\ B(z^{-1}) &= b_0 + b_1 z^{-1} + b_2 z^{-2} + \dots + b_{2+l} z^{-2-l} \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

$B(z^{-1})$ の分解表現⁹⁾を用いて(13)式の右边を、

$$\left. \begin{aligned} B(z^{-1})p_r(k-1) &= \bar{b}_0 p_r(k-1) + \\ &\quad \bar{B}(z^{-1})[p_r(k-1) - p_r(k-2)] \\ \bar{B}(z^{-1}) &= \bar{b}_1 + \bar{b}_2 z^{-1} + \dots + \bar{b}_{2+l} z^{-2-l} \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

と書き直すと、

$$A(z^{-1})f(k) = \bar{b}_0 p_r(k-1) + \bar{B}(z^{-1})[p_r(k-1) - p_r(k-2)] \quad (15)$$

が得られ、本研究での離散時間モデルとなる。式(15)を更に、

$$\begin{aligned} f(k) &= [-a_1, -a_2, -a_3, \bar{b}_0, \bar{b}_1, \dots, \bar{b}_{2+l}] \\ &\quad [f(k-1), f(k-2), f(k-3), \\ &\quad p_r(k-1), p_r(k-1) - p_r(k-2), \dots, \\ &\quad p_r(k-2-l) - p_r(k-3-l)]^T \\ &= \theta^T \phi(k-1) \end{aligned} \quad (16)$$

と書き直すと、未知パラメータ $\hat{\theta}$ は次式の固定トレースゲインアルゴリズムを用いて推定できる。

$$\left. \begin{aligned} \hat{\theta}(k) &= \hat{\theta}(k-1) + \frac{\Gamma(k-1)\phi(k-1)[f(k) - \hat{\theta}^T(k-1)\phi(k-1)]}{1 + \phi^T(k-1)\Gamma(k-1)\phi(k-1)} \\ \Gamma(k) &= \frac{1}{\lambda(k)} \left\{ \Gamma(k-1) - \frac{\Gamma(k-1)\phi(k-1)[\Gamma(k-1)\phi(k-1)]^T}{1 + \phi^T(k-1)\Gamma(k-1)\phi(k-1)} \right\} \\ \lambda(k) &= 1 - \frac{[\Gamma(k-1)\phi(k-1)]^T [\Gamma(k-1)\phi(k-1)]}{t_r[\Gamma(0)] \{1 + \phi^T(k-1)\Gamma(k-1)\phi(k-1)\}} \\ \Gamma(0) &= aI \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

5.2 制御入力

式(17)の固定トレースゲインアルゴリズムにより、漸近的に

$$\begin{aligned} f(k+1) &\approx \hat{\theta}^T(k)\phi(k) = -\hat{a}_1(k)f(k) - \hat{a}_2(k)f(k-1) \\ &\quad - \hat{a}_3(k)f(k-2) + \hat{b}_0(k)p_r(k) + \hat{b}_1(k)[p_r(k) - p_r(k-1)] \\ &\quad + \dots + \hat{b}_{2+l}(k)[p_r(k-1-l) - p_r(k-2-l)] \end{aligned} \quad (18)$$

が成り立つ。そこで、補助変数 w を次式

$$\begin{aligned} w(k+1) &= -\hat{a}_1(k)w(k) - \hat{a}_2(k)w(k-1) \\ &\quad - \hat{a}_3(k)w(k-2) \\ &\quad + \hat{b}_1(k)[p_r(k) - p_r(k-1)] + \dots \\ &\quad + \hat{b}_{2+l}(k)[p_r(k-1-l) - p_r(k-2-l)] \end{aligned} \quad (19)$$

によって計算すると、式(18)、(19)より、

$$\begin{aligned} Y(k+1) &= -\hat{a}_1(k)Y(k) - \hat{a}_2(k)Y(k-1) \\ &\quad - \hat{a}_3(k)Y(k-2) \\ &\quad + \hat{b}_0(k)p_r(k) \end{aligned} \quad (20)$$

が得られる。ただし、 $Y(k) = f(k) - w(k)$ である。

式(20)において $Y(k+1)$ を規範モデルの出力 $f_m(k+1)$ に追従させるものとすれば、Fig. 2 の圧力制御系への制御入力 (圧力目標値) として

$$\begin{aligned} p_r(k) &= \frac{1}{\hat{b}_0(k)} \{ \hat{a}_1(k)Y(k) + \hat{a}_2(k)Y(k-1) \\ &\quad + \hat{a}_3(k)Y(k-2) + f_m(k+1) \} \end{aligned} \quad (21)$$

が得られる。

このように、本適応制御法の特徴は、(20)式の自己帰帰モデルに従う $Y(k)$ を制御することであり、 $B(z^{-1})$ の安定・不安定に関係なく適用可能である。しかし、その反面、式(13)の中に外乱がモデル化されていないことから、適応制御の結果は開ループ系の特性によって影響される。すなわち、モデル誤差を $h(k)$ とし、 $A(z^{-1})$ と $B(z^{-1})$ の係数を推定値で置き換えた多項式を $\hat{A}(z^{-1})$ 、 $\hat{B}(z^{-1})$ とすると、推定値が一定の状態では

$$\begin{aligned} f(k+1) &= \frac{\hat{B}(z^{-1})}{\hat{B}(1)} f_m(k+1) \\ &\quad + \left\{ 1 + \frac{\hat{B}(z^{-1})[\hat{A}(z^{-1}) - 1]}{\hat{B}(1)} \right\} \frac{1}{\hat{A}(z^{-1})} h(k) \end{aligned} \quad (22)$$

と近似され⁷⁾、第2項が制御結果を乱す。 f_m を次章のように矩形波状に変化させる場合には、 $h(k)$ は f_m の切り換えりの時点で突変すると考えられるから、第2項に

Fig. 5 Block diagram of adaptive force control system

よる $f(k+1)$ の変動の持続時間と振幅を小さくするためには、 $1/\hat{A}(z^{-1})$ の応答を速くし、かつ十分安定にする必要がある。前章で導入した圧力のP-D制御ループとゲイン調節はそのための一つの方策である。

Fig. 5に本研究で使用する適応的力制御系のブロック線図を示す。図中の規範モデルには、次式の連続時間伝達関数を離散化して使用する。

$$G_m(s) = \frac{\omega_m^2}{s^2 + 2\zeta_m \omega_m s + \omega_m^2} \quad (23)$$

なお、次章の実験では、圧力制御を併用しない場合に対して適応制御法を応用するが、この場合のプラントの伝達関数 $F(s)/U(s)$ も式(22)と同じ形で近似できるから、適応制御系は上述の各式で p_r を u で置換し

(a) Responses for the plant with pressure control

(b) Comparison of force responses

Fig. 6 Response of adaptive control system for the hard object

たものになる。

6. 実験結果と考察

圧力制御を併用した場合と併用しない場合についての適応制御実験を行い、力制御性能を比較した。これらの実験における主要パラメータは次の通りであり、圧力はゲージ圧を用いる。

供給圧 $P_s=490\text{kPa}$ 、シリンダ室1, 2の初期圧力 $p_{10}=102\text{kPa}$, $p_{20}=122\text{kPa}$ 、制御弁1, 2の初期開口面積 $S_{c10}=S_{c20}=2.8\text{mm}^2$ 、絞り1, 2の開口面積 $S_{p1}=2.0\text{mm}^2$, $S_{p2}=1.8\text{mm}^2$ 、静摩擦力 $F_s=13\text{N}$ 、クーロン摩擦力 $F_c=8\text{N}$ 、プラントのむだ時間 $L=35\text{msec}$ 、比例ゲイン $K_p=3$ 、微分フィードバックゲイン $K_D=0.5\text{sec}$ 、パラメータ調整ゲインの初期値 $\Gamma(0)=1.0\text{I}$, $\zeta_m=1.0$, $\omega_m=10\text{rad/s}$ 、サンプリング周期 $T_s=15\text{msec}$ 。また、目標操作力 f_r には矩形波(周期14sec)を用い、50Nから100Nの間を変化させた。

6.1 応答特性の比較

Fig. 6に硬い対象物の場合の実験結果を示す。図(a)から明らかにプラントパラメータは発振することなく順調に推定されている。また、目標操作力の変更に伴ってシリンダ室1, 2の目標圧力 p_{r1} , p_{r2} が修正

(a) Plant with pressure control

(b) Plant without pressure control

Fig. 7 Response of adaptive control system for the soft object

され、実際の圧力 p_1 , p_2 は若干のバイアス誤差はあるものの目標圧力に追従している。したがって、適応制御系は正常に作動していることがわかる。図(b)は圧力制御の有無による操作力 $f(k)$ の応答波形を比較したものであり、制御を開始してから3周期目の応答を示す。適応制御の効果によっていずれの場合も定常偏差はほとんど見られない。しかし、過渡応答に関しては圧力制御を併用しない場合の方が誤差が大きく、図4(a)に示した開ループ系での相違が圧縮された形となっておりにも現れている。

Fig. 7は柔らかい対象物に対する操作力の応答波形である。圧力制御を併用した図(a)では定常状態におちつく際に若干の追従誤差があるものの定常状態では良好な制御性能が得られている。一方、圧力制御を併用しない図(b)では第4周期に見られるように、定常状態で大きな誤差が発生することがある。これは、空気の圧縮性による圧力応答の遅れおよびシリンダとピストン間の摩擦力に起因するものと考えられる⁹⁾。すなわち、図のような少し大きな誤差($f_m - f$)が残ってピストンが静止した場合、 $f = f_m$ にすべく適応機構が働き、入力電圧 u が修正されているが、圧力応答の遅れのた

めに駆動力は徐々に大きくなり、 $A_1 p_1 - A_2 p_2 - f > F_s$ の条件が満たされるまでピストンは動作しない。この条件が満たされた時点でピストンが変位し、修正動作がなされるが、動摩擦力が静摩擦力より小さいため操作力は急激に立ち上がり、ピストン速度が零となる瞬間まで変化する。しかし、サンプリングに伴うプラントパラメータ推定の遅れおよび圧力応答の遅れのためにより大きな目標値からの行き過ぎが生じている。このような不安定性を除去するためには、シリンダ内の圧力制御が必要であり、この意味でも圧力制御の併用は有効であると思われる。

6.2 供給圧力の変動に対する応答

Fig. 8は適応能力を確かめるために制御の途中で供給圧を $P_s = 490 \text{ kPa}$ から 392 kPa まで急変させた場合の応答を示す。図(a)が硬い対象部の場合、図(b)が柔らかい対象物の場合の結果であり、いずれも圧力制御を併用した場合の応答を示している。圧力変化時にわずかに追従誤差が生じているが、圧力目標値が修正され、次の周期には良好な応答特性が得られている。圧力制御を併用しない場合についても同様の実験を行ったが、ほぼ同程度の抑制性能が得られた。このように、硬い

(a) Hard object

(b) Soft object

Fig. 8 Response of adaptive control system for a sudden change of supplied pressure (plant with pressure control)

(a) Hard object

(b) Soft object

Fig. 9 Comparison of force control performance

対象物、柔らかい対象物および供給圧力の変化というパラメータ変動に対応して本制御系は良好に作動しており、その適応能力が確かめられたと思われる。

6.3 力の制御精度

力の制御精度を定量的に評価するため、Fig. 9に目標操作力 f_r を50Nから100Nまで30回ステップ状に繰り返し変化させたときの追従誤差の二乗平均値

$$e(\tau) = \sqrt{\sum_{i=1}^{30} \{f_m(\tau + [i + \delta]T) - f_r(\tau + [i + \delta]T)\}^2 / 30} \quad (24)$$

の時間推移を圧力制御を併用した場合と併用しない場合について示す。 T は f_r の周期($T=14\text{sec}$)、 i は f_r の変化の回数、 τ は f_r の立上りあるいは立下りの瞬間からの経過時間($0 \leq \tau \leq 7\text{sec}$)、 δ は0または0.5であり、それぞれ $f_r=100\text{N}$ または 50N の半周期に対応する。さて、図(a)が硬い対象物、図(b)が柔らかい対象物に対する結果であり、実線が $50\text{N} \rightarrow 100\text{N}$ ($\delta=0$)、破線が $100\text{N} \rightarrow 50\text{N}$ ($\delta=0.5$)と変化させた場合の結果を示す。まず、圧力制御を併用しない場合の結果をみると、誤差の収束性が悪いことがわかる。特に図(b)では一定値に収束していないが、これは既にFig. 7(b)で示したように、定常状態での大きな行き過ぎが生ずる場合があることを意味している。一方、圧力制御を併用した場合には誤差がより速く1N以内に収束し、制御性能が大幅に改善されている。最終的な定常偏差の二乗平均値は、硬い対象物の場合には0.5N、柔らかい対象物の場合には0.7Nであり、良好な制御精度が得られている。

7. 結 言

本研究では、電空流量比例弁と空気圧シリンダからなる駆動系を用い、圧力の P - D 制御と分解表現による適応制御法とを適用し、対象物への押しつけ力の制御を行った。また、その有効性を検討するために、圧力制御を併用しない場合の適応制御結果と比較した。得られた結果を要約すると次のようになる。

まず本稿で用いた適応制御法に関しては、使用したモデルが摩擦力を考慮していない低次のモデルであるにもかかわらず、硬い対象物、柔らかい対象物あるいは供給圧力が変化する場合などに対して正常に作動し、十分な適応能力があることが確かめられた。

つぎに圧力制御の併用に関しては、これによって制御性能が改善された。特に、柔らかい対象物に対しては定常偏差の改善の効果は著しく、併用しない場合には約3Nであったのに対し、併用した場合には約0.7Nが達成された。このことは、単に適応制御するだけでは良好な制御性能は得られず、それ以前に開ループ系の特性を改善しておく必要があるという一般原則に合致している。

終わりに、本研究に協力して頂いた本学大学院博士前期課程修了生、三澤正典君（現在、三菱エンジニアリング㈱）に感謝の意を表します。

参 考 文 献

- 1) 原田, 小山, 藤井: 空気圧操作ピストンによる力の制御, 計測自動制御学会論文集, 24-11, 1181/1186 (1988).
- 2) 山藤, 福島: 空気圧シリンダの鉛直方向位置および力の同時制御, 油圧と空気圧, 19-3, 226/233 (1988).
- 3) 則次, 和田, 西口: 適応制御を用いた空気圧サーボ系の力制御, 計測自動制御学会論文集, 26-2, 196/203 (1990).
- 4) 宮田, 石田, 花房: 可変ゲイン圧力制御系を含む二重構造フィードバック制御による空気圧シリンダの位置決め, 計測自動制御学会論文集, 26-7, 787/794 (1990).
- 5) 藤井, 水野: むだ時間未知の非最小位相プラントに対する離散時間適応制御系の一設計法, 計測自動制御学会論文集, 18-12, 1165/1172 (1982).
- 6) 橋本, 今枝, 小西, 菊輪: 空気圧シリンダの適応的位置決め制御, 油圧と空気圧, 22-2, 162/168 (1991).
- 7) 橋本, 今枝, 小西, 新井: 適応制御法を用いた空気圧モータの速度制御, 油圧と空気圧, 23-2, 201/208 (1992).
- 8) 増田, 川上, 八木, 河合: 空気圧シリンダの高速位置決め制御に関する考察, 平成4年秋期油空圧講演会論文集, 73/76 (1992).