

적응제어기에 의한 공기압 실린더의 궤적추적 제어

이수한*, 조호성**, 장창훈***

Trajectory Tracking Control of a Pneumatic Cylinder with an Adaptive Controller

Soo Han Lee*, Ho Seong Jo**, and Chang Hoon Jang***

ABSTRACT

An adaptive controller for trajectory tracking control of a pneumatic cylinder is proposed. The controller is directly derived by using Lyapunov function, and very simple and computationally efficient since it does not require the mathematical model or the parameter values of a pneumatic system. It is also shown that the system is bounded stable with the controller, and the size of tracking errors can be made arbitrarily small. The stability and the performance of the controller is also verified experimentally. The results of the experiments demonstrate that the proposed controller achieves more accurate trajectory tracking performance than a PD controller.

Key Words : Adaptive control (적응제어), Lyapunov function (리아프노프 함수), Stability (안정성), Trajectory tracking(궤적추적), Pneumatic cylinder (공기압 실린더)

1. 서론

공기압 작동체인 공기압 실린더는 유압이나 전기를 이용한 작동체에 비하여 가격이 저렴하고, 장치가 비교적 간단하여 유지 보수 등이 비교적 쉽기 때문에 공장 자동화 등에 많이 사용되고 있다. 하지만 그 사용 용도는 실린더의 행정을 이용한 단순한 위치 결정 등에 대부분 한정되어 있다. 공기압 작동체의 사용이 한정적인 가장 큰 원인은 공기의 압축성, 매우 큰 기계적 마찰력, 그리고, 계의 비선형성에 있다. 하지만 공기압 장치는 가격의 저렴성, 장치의 단순성, 그리고 유지 보수의 편의성 등의 장점이 있기 때문에, 공기의 압축성이나 계의 비선

형성 등을 극복하고 위치 혹은 주어진 궤적을 정밀하게 제어하기 위한 제어기 개발에 많은 연구가 되어왔다. 일부 연구는 선형제어 이론에 근거한 최적 제어, 혹은 선형 제어이론에 기본을 둔 제어기의 적용에 대한 연구이다⁽¹⁾. 하지만 일반적으로 공기압 계와 같이 압축성과 비선형성 등이 큰 경우에는 제어 중에 계의 변수에 변화가 크므로 선형적인 제어 방법으로는 제어 정밀도를 높이는 데 한계가 있다⁽²⁾. 따라서 선형 제어기의 성능을 보완하기 위해서 선형적 제어기의 이득을 신경망을 이용하여 자동으로 조절하거나⁽³⁾, 퍼지 논리에 의해서 결정하거나⁽⁴⁾, 적응제어 기법을 이용하여 조절하는 등⁽⁵⁾의 방법에 대하여 연구가 있었다. 또 적응제어에 의하여 선형

* 울산대학교 기계공학부

** 현대중공업 조선사업부 의장설계3부

*** 울산과학기술대학 기계과

화한 계의 극배치에 대한 연구도 있었다⁽⁶⁾. 일부는 공기압 계의 모형에 의존하지 않고 지능형 제어 방법인 신경망을 이용하거나⁽⁷⁾ 퍼지논리를 이용하여⁽⁸⁾ 제어를 하였다.

적응제어에 의한 비선형 제어기는 공압계의 모형을 선형으로 가정한 모형기준 적응제어(model reference adaptive control)가 보통 적용되었고, 제어 중에 계산량을 줄이기 위하여 선형으로 가정한 모형의 차수를 줄여서 사용하였다^(9, 10). 하지만 적응제어기를 적용한 연구의 대부분이 비교적 계산량이 많고, 또, 기준 모형의 계산을 위하여 센서가 많이 필요하다는 단점이 있었다⁽¹¹⁾. 컴퓨터 주 프로세서의 발전으로 계산량이 어느 정도 많은 것은 쉽게 해결이 되지만 센서가 많이 필요한 것은 장치 가격을 올리는 문제점이 있었다.

이러한 문제점을 극복하기 위해서, 적응제어에 의한 공기압 실린더의 궤적 제어를 위한 본 연구에서는 계산량이 작고, 센서도 실제적으로 1개만 필요한 적응제어기를 제안한다. 제안한 적응제어기는 제어 중에 공기압 제어계에 대한 수학적 모형이나 동적 변수 등을 사용하지 않기 때문에 구조가 간단하고 계산량이 작다. 또, 제어기의 구조는 보통의 비례-미분(PD) 제어기에 적응제어 항이 합해진 형태이고, 리아프노프 함수를 이용하여 직접 유도되어진다. 제안한 적응제어기의 안정성을 리아프노프 함수를 이용하여 보이고, 실험을 통해서 제안한 제어기의 성능과 안정성을 검증한다. 기준 궤적으로 선택한 계단함수와 정현파함수의 궤적추적 실험을

통하여 PD제어기와 제어 정밀도를 비교한다.

2. 공기압계의 수학적 모형

공기압 실린더의 적응제어기를 설계하기 위해서는 우선 공기압 제어계에 대한 수학적 모형이 필요하다. Fig. 2.1에 해석할 공기압계를 개략적으로 나타내었다. 압축성 유체의 가역 단열 실린더 유동에서 입출 되는 질량유량, \dot{m}_i ,은 아래와 같이 표시할 수 있다⁽¹²⁾.

$$\dot{m}_i = C_{d,i} a_i \frac{P_{u,i}}{\sqrt{T_i}} C_{m,i} \quad \text{단, } i = 1, 2 \quad (2.1)$$

여기서 첨자 i 는 피스톤 좌우 실린더 실의 구분을 나타내며, u 는 상류측 흐름을 나타내는 첨자이고, C_d 는 유량계수, a 는 유동 단면적을 나타낸다. 밸브가 대칭적이고, 유량계수가 일정하다고 가정하면 $C_{d,1} a_1 = C_{d,2} a_2 = C_d a$ 가 성립된다. 그리고 P 는 압력, T 는 온도를 나타낸다. 실린더 내가 등은 유동이라면 T_i 는 공급 공기의 온도와 같다. 즉, $T_1 = T_2 = T_s$ 이다. 그러므로 식 (2.1)은 다음과 같이 수정하여 표시할 수 있다.

$$\dot{m}_i = C_d a \frac{P_{u,i}}{\sqrt{T_s}} C_{m,i} \quad \text{단, } i = 1, 2 \quad (2.2)$$

여기서 $C_{m,i}$ 는 상 하류의 압력비로 표시되는 질량유량 변수이며 다음과 같은 식으로 나타낸다. 이 식에서 $0.528 < \beta \leq 1$ 일 때,

$$C_{m,i} = \sqrt{\frac{2\gamma}{R(\gamma-1)} \left[\beta^{\frac{2}{\gamma}} - \beta^{\frac{(\gamma+1)}{\gamma}} \right]} \quad (2.3a)$$

이고, $0 \leq \beta < 0.528$ 일 때,

$$C_{m,i} = \sqrt{\frac{2\gamma}{R(\gamma+1)} \left[\frac{2}{\gamma+1} \right]^{\frac{2}{\gamma-1}}} \quad (2.3b)$$

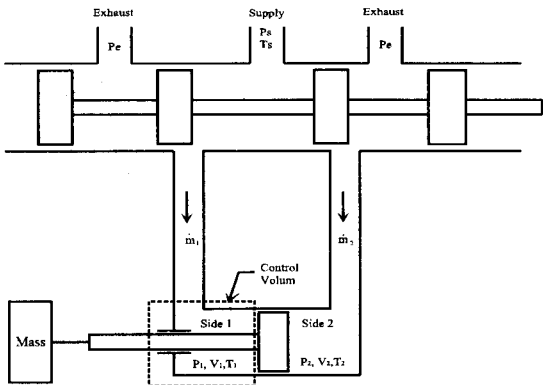


Fig. 2.1 Schematic Diagram of a Pneumatic Valve

이다. 여기서 $\beta = \frac{P_{d,i}}{P_{u,i}}$ 를 나타낸다. 또, 식에서 $\gamma = c_p/c_v$ 으로 정의되는 정압비열과 정적비열의 비열 비이고, R 은 기체상수, 첨자 d 는 하류측, 첨자 u 는 상류측을 나타낸다. 여기서 작동유체가 완전기체라고 가정한다면 $C_{m,i}$ 는 단지 상 하류의 압력비의 함수로 계산할 수 있다. 즉, 상류측의 압력 $P_{u,i}$ 는 검사체적 안으로 유입되는 공기압력 P_s 이고, 유출시에는 P_i 가 되며, 하류측의 압력 $P_{d,i}$ 는 검사체적 안으로 유입시에는 P_i , 유출시에는 대기압인 P_a 로 표시할 수 있다.

검사체적 내의 공기질량을 m_{cv} 라 하면 각 실린더 실에서의 단위시간당 질량 변화를 \dot{m}_{cv} 는 다음과 같다⁽¹²⁾.

$$\dot{m}_{cv,i} = \frac{d}{dt}(\rho_i V_i) \quad (2.4)$$

여기서 작동 유체인 공기를 완전기체로 가정하고 완전기체 상태방정식 $\rho = \frac{P}{RT}$ 를 식 (2.4)에 대입하면 식 (2.4)는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{m}_{cv,i} = \frac{1}{R} \frac{d}{dt} \left(\frac{P_i V_i}{T_i} \right) \quad (2.5)$$

검사체적에 에너지 방정식을 도입하면 등온 유동이고 완전기체인 경우는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} (-1)^{i+1} c_p \dot{m}_i T_i - P_i \frac{dV_i}{dt} + \frac{dQ_h}{dt} \\ = \frac{d}{dt} (c_v \rho_i V_i T_i), \quad (2.6) \\ = C_v T_i \dot{m}_{cv,i} \end{aligned}$$

여기서 c_p 는 정압비열, c_v 는 정적비열이다. Q_h 는 실린더 내부와 외부의 열 유동을 나타내는데, 과정이 단열 유동이라고 가정한다면 $\frac{dQ_h}{dt} = 0$ 이

므로, 비열관계식 $c_p = \frac{\gamma}{\gamma-1} R$, 및 $\gamma = \frac{c_p}{c_v}$

와 완전기체 상태식 $\rho = \frac{P}{RT}$ 을 식(2.6)에 대입하여 정리하면 다음과 같다.

$$\dot{m}_i = \frac{(-1)^{i+1}}{RT_i} \left(P_i \frac{dV_i}{dt} + \frac{V_i}{\gamma} \frac{dP_i}{dt} \right) \quad (2.7)$$

피스톤의 양쪽 유효단면적이 각각 A_1 , 및 A_2 일 때 양 검사체적 내의 체적 변화는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} V_1 = V_{10} + A_1 y \Rightarrow \dot{V}_1 = A_1 \dot{y}, \\ V_2 = V_{20} - A_2 y \Rightarrow \dot{V}_2 = -A_2 \dot{y}. \end{aligned} \quad (2.8)$$

여기서 V_{10} , 및 V_{20} 은 실린더 좌우 측의 초기 체적이고, y 는 피스톤의 변위, \dot{y} 는 속도를 나타낸다. 위 식을 식 (2.7)에 대입한 후 정리하면 다음 식을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{P}_1 = C_{11} \dot{m}_1 - C_{12} P_1 \dot{y}, \\ \dot{P}_2 = C_{21} \dot{m}_2 + C_{22} P_2 \dot{y}. \end{aligned} \quad (2.9)$$

단, 여기서

$$\begin{aligned} C_{11} = \frac{\gamma RT}{V_{10} + A_1 y}, \quad C_{12} = \frac{\gamma A_1}{V_{10} + A_1 y}, \\ C_{21} = \frac{\gamma RT}{V_{20} - A_2 y}, \quad C_{22} = \frac{\gamma A_2}{V_{20} - A_2 y} \end{aligned}$$

를 뜻한다.

실린더 피스톤의 운동방정식은 다음 식(2.10)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} M \ddot{y} + B \dot{y} + F_f \\ = A_1 (P_1 - P_a) - A_2 (P_2 - P_a). \end{aligned} \quad (2.10)$$

이때 M 은 피스톤의 내, 외부의 하중을 포함한 부하 질량을 나타내며, B 는 감쇠계수, F_f 는 마찰력, A_1 , A_2 는 피스톤 좌우 측의 단면적, P_1 , P_2 는

실린더 좌우 측의 압력을 그리고 P_a 는 대기압을 나타낸다. 여기서 마찰력, F_f ,는 피스톤의 가장 큰 비선형항이다. 이는 불감대, 주변 온도, 윤활정도, 공기의 건도 및 피스톤의 위치 등에 의존하며 이를 정확하게 규명하기는 매우 힘들므로 본 연구에서는 외란으로 모델링한다.

식 (2.10)의 양변을 시간에 대해 한 번 미분 후 식 (2.9)를 이용하여 정리하면 다음의 식이 된다.

$$My'' + B\dot{y} + \dot{F}_f = A_1(C_{11}\dot{m}_1 - C_{12}P_1\dot{y}) - A_2(C_{21}\dot{m}_2 + C_{22}P_2\dot{y}). \quad (2.11)$$

일반적으로 서보밸브의 대역폭은 폐제어계의 대역폭에 비하여 상당히 크므로, 온도와 압력이 일정할 경우에 서보밸브를 통과하는 유량은 밸브에 가한 전류에 비례한다고 가정할 수 있다. 이 경우에는 식(2.2)의 $C_{va} = K_{va}\tau$ 로 나타낼 수 있다. 단, 여기서 K_{va} 는 비례상수, 그리고 τ 는 전류 혹은 제어입력을 뜻한다. 이러한 관계를 이용하여 식(2.2)를 다시 쓰면 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{m}_1 = \frac{C_{m,1}P_1}{\sqrt{T_s}} K_{va}\tau, \quad (2.12a)$$

$$\dot{m}_2 = -\frac{C_{m,2}P_2}{\sqrt{T_s}} K_{va}\tau. \quad (2.12b)$$

식 (2.12a), 및 (2.12b)을 식 (2.11)에 대입 후 간략히 하면 다음과 같다.

$$My'' + B\dot{y} + (A_1C_{12}P_1 + A_2C_{22}P_2)\dot{y} + \dot{F}_f = \phi\tau. \quad (2.13)$$

단, 여기서 τ 는 제어입력을 그리고 $\phi = A_1C_{11} \times \frac{C_{m,1}P_1}{\sqrt{T_s}} K_{va} + A_2C_{21} \frac{C_{m,2}P_2}{\sqrt{T_s}} K_{va}$ 를 뜻한다. 식 (2.13)은 매우 비선형인 항들과 정확한 값을 구하기 힘든 마찰력, \dot{F}_f ,항을 포함하고 있다.

3. 적응제어기

본 연구에서는 위와 같이 매우 비선형적인 거동을 하는 공기압계를 제어하기 위하여 다음과 같은 적응제어기를 제안한다.

$$\tau = f + k_1\dot{e} + k_0e + m\ddot{y}_d. \quad (3.1)$$

여기서 τ 는 제어입력을 나타내고, e 는 위치오차, 즉 $e = y_d - y$ 이며, \dot{e} 는 속도오차, k_0 는 위치오차에 대한 이득, 그리고 k_1 은 속도오차에 대한 이득을 각각 나타낸다. 또 m 은 임의의 양의 상수이며 첨자 d 는 원하는 값을 나타낸다. f 는 비선형력 등을 보상하기 위한 적응제어 항으로 아래의 식 (3.8)에 정의되어 있다. 지배방정식인 식(2.13)에 제어입력인 식(3.1)을 대입한 후 정리하면 아래와 같이 오차방정식을 나타낼 수 있다.

$$m\ddot{e} + k_1\dot{e} + k_0e = d - f. \quad (3.2)$$

단, 이식에서 $d = \frac{M}{\phi} y'' + \frac{1}{\phi}(A_1C_{12}P_1 + A_2 \times C_{22}P_2)\dot{y} + \frac{\dot{F}_f}{\phi} - \left(m - \frac{B}{\phi}\right)\ddot{y}$ 이며, m 은 임의의 양의 상수를 나타낸다.

식(3.2)를 상태방정식으로 표시하면 다음과 같다.

$$\dot{E} = AE + B \quad (3.3)$$

여기서 상태 변수 벡터, $E = \begin{bmatrix} e_1 \\ e_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} e \\ \dot{e} \end{bmatrix}$ 이고,

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\frac{k_0}{m} & -2\frac{k_1}{m} \end{bmatrix}, \text{ 그리고, } B = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{d-f}{m} \end{bmatrix}$$

을 나타낸다.

본 연구에서 제안한 적응제어기가 계를 안정되게 함을 보이기 위하여 양의 한정 리아프노프 함수 후보를 다음과 같이 제안한다.

$$V = E^TPE + \frac{1}{m\delta}(d-f+\rho r)^2. \quad (3.4)$$

이 식에서 δ 와 ρ 는 임의의 양의 상수이고, $P = \begin{bmatrix} p_1 & p_2 \\ p_2 & p_3 \end{bmatrix}$ 로 양의 한정 대칭 행렬이며 리아프노프 방정식, $PA + A^T P = -Q$ 을 만족한다. 행렬 Q 는 양의 한정 행렬이다. r 은 위치 및 속도오차의 가중치로 $r = p_2 e + p_3 \dot{e}$ 으로 표시된다. 식(3.4)를 식(3.3)에 따라 미분한 후 간략히 표시하면,

$$\dot{V} = -E^T Q E + 2 \left(\frac{d-f}{m} \right) \left(\frac{d-f+\rho \dot{r}}{\delta} + r \right) + 2 \frac{\rho}{m\delta} r (d-f+\rho \dot{r}) \quad (3.5)$$

와 같이 나타낼 수 있다. 만약 적응제어 항, f ,의 시간에 대한 변화율이 적응제어에 의하여 보상되는 함수 d 의 시간에 대한 변화율에 비하여 충분히 크다면, 즉 $\dot{d} \approx 0$ 라면 적응제어 항, f ,의 시간에 대한 변화율을 다음과 같이 정의하고,

$$\dot{f} = \delta r + \rho \dot{r} \quad (3.6)$$

식(3.5)를 간략히 하면,

$$\dot{V} = -E^T Q E - 2 \frac{\rho}{m} r^2 \leq 0 \quad (3.7)$$

으로 E 와 r 에 대하여 음의 한정이므로 이 제어계는 점근 안정됨을 알 수 있다. 따라서 식(3.1)에 정의된 제어기에 포함된 항 f 는 식(3.6)으로부터 다음과 같이 정의된다.

$$f(t) = f(0) + \rho r(t) + \delta \int_0^t r(t) dt. \quad (3.8)$$

단, 위치 오차와 속도 오차의 초기 조건을 모두 '0'으로 가정하였다.

하지만, 함수 d 의 시간에 대한 변화율이 적응제어 항, f ,의 시간에 대한 변화율에 비하여 무시할 수 없을 경우의 식(3.5)는 다음의 식(3.9)와 같이 표시된다.

$$\begin{aligned} \dot{V} &= -E^T Q E - 2 \frac{\rho}{m} r^2 \\ &+ 2 \frac{\dot{d}}{m\delta} [d-f(0) - \delta \int_0^t r dt] \\ &\leq -\lambda_{\min}(Q) \|E\|^2 + \alpha \end{aligned} \quad (3.9)$$

단, 식에서 $\lambda_{\min}(\cdot)$ 는 행렬의 최소 고유치를 뜻하고, $\alpha \geq \frac{2}{m\delta} | \dot{d} [d-f(0) - \delta \int_0^t r dt] |$ 을 나타낸다. 물리량인 함수 d 와 이의 시간에 대한 변화량의 크기가 제한되어 있다고 가정하면 α 역시 제한되어 있다고 생각할 수 있다. 이 경우 제안된 적응제어기는 점근 안정성을 보장하지는 못하지만, 오차가 어떤 크기 이내에 존재하는 제한된 안정성(Bounded stability)은 보장한다. 이때 오차의 크기, $\|E\|$,는 시간 $t \rightarrow \infty$ 일 때 $\|E\| \leq \sqrt{\frac{\alpha}{\lambda_{\min}(Q)}}$ 이며, 이 크기는 행렬, Q , 그리고 상수 m 과 δ 의 값을 조정하여 임의로 작게 할 수 있다.

4. 제어실험

앞에서 제안한 제어기의 성능을 실제적으로 검증하기 위하여 실험을 하였다. 실험에 사용한 제어용 공기압 밸브는 Atchley사의 2단 4방향 서보밸브이었다. 밸브의 최대 통과유량은 무부하 시에 분당 $0.122 m^3$ 이다. 공압 실린더는 일반적으로 많이 사용하는 편로드 복동 실린더를 선택하였는데 실린더의 내경은 50mm, 행정 길이는 200mm, 그리고 로드의 직경은 20mm이었다. 실린더의 변위를 측정하기 위해서 선형 포텐서메터를 실린더에 직접 연결하여 실린더와 같이 움직이도록 하였다. 포텐서메터에서 나온 변위 신호는 A/D 변환기를 거쳐서 PC에 입력되고, PC에서 제어력 등을 계산한 후, 이를 D/A 변환기를 통하여 출력한다. 이때 출력되는 전압은 최대 $\pm 3V$ 이내에 들도록 설정하였다. 출력된 전압신호는 전압을 전류로 바꾼 후 제어 밸브를 작동하게 제어실험 장치를 꾸렸다. 실험 중에 제어 주기는 2ms로, 공급 공기압은 약 0.7MPa으로 설정하였다. 제어계의 개략적 구성을 Fig. 4.1에 나타내었다.

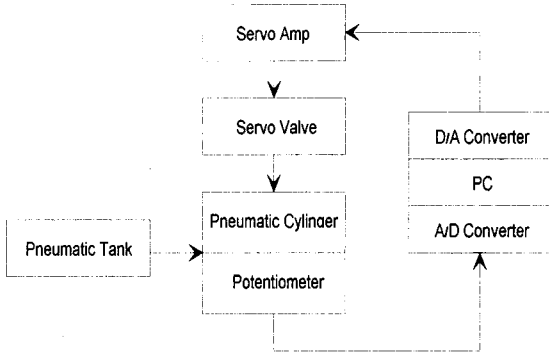


Fig. 4.1 Schematic Diagram of the Control System

본 논문에서 제안한 적응제어기와 제어정밀도를 비교하기 위하여 일반적으로 산업계에서 많이 사용하고 있는 PD제어기를 선정하였다. PD제어기의 성능은 제어이득의 값에 따라서 달라지므로 이 이득을 예비실험을 통하여 가장 적당하다고 판단되는 경우의 비례이득 및 미분이득의 값으로 결정하였다. 본 연구에서 제안하는 적응제어기에 포함된 비례이득 및 미분이득도 이와 동일한 값을 사용하여 적응제어 항 이외에는 PD제어기와 차이가 나지 않도록 하였다.

실험에 사용한 궤적은 계단함수와 정현파함수였다. 앞의 이론유도는 초기오차를 모두 '0'으로 가정하고 하였으나, 계단함수의 경우는 초기 위치오차가 그리고 정현파함수의 경우에는 초기 속도오차가 '0'이 아닌 궤적으로 제어기의 초기조건에 대한 거동을 보기 위하여 선정하였다. 특히, 계단함수는 초기에 시간에 대한 계의 동적 변화가 가장 크므로 앞의 절에서 정의한 항, d 와 이의 시간에 대한 변화율이 최대인 경우이다. 계단함수 궤적은 다음과 같이 정의하였으며.

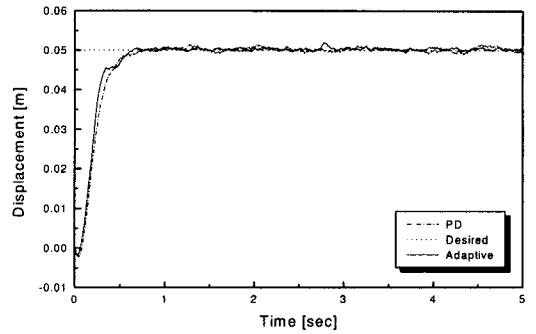
$$y_d(t) = 0.05, \quad 0 \leq t,$$

정현파함수 궤적은 다음과 같이 정의하였다.

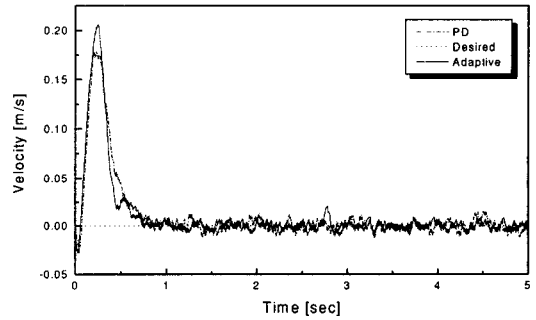
$$y_d(t) = 0.05 \sin \pi t, \quad 0 \leq t.$$

그리고, 실험 중에 사용한 제어기의 이득과 상수는, $k_0 = 50$, $k_1 = 1.6$, $p_2 = 10$, $p_3 = 1$, $m = 0.5$, $\delta = 60$, 그리고 $\rho = 10$ 이었다.

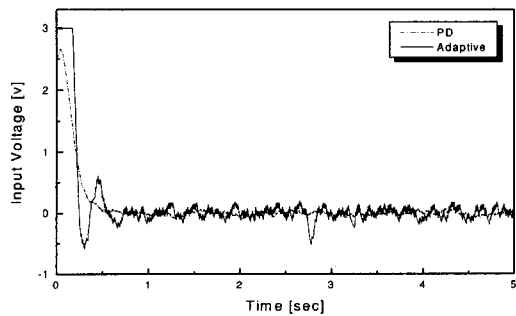
Fig. 4.2에 원하는 궤적을 계단함수로 주었을 때의 실험 결과를 나타내었다. 그림 a)에는 위치궤적을, b)에는 속도궤적을, 그리고 c)에는 D/A변환기에



a) Displacement

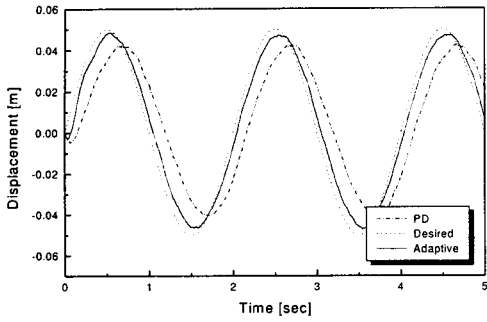


b) Velocity

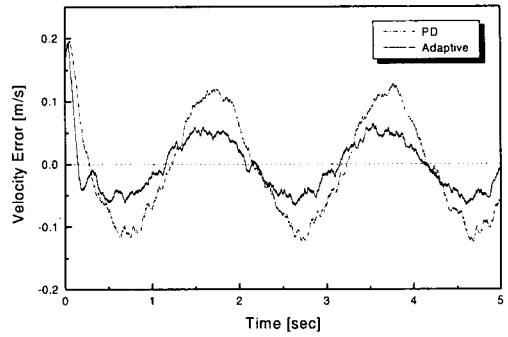


c) Control Voltage

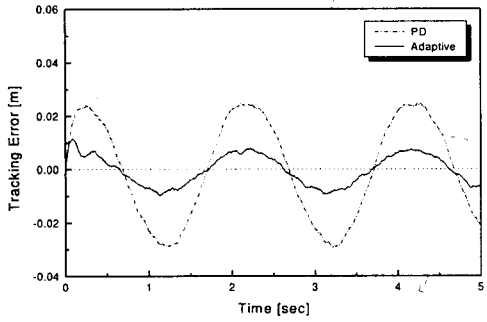
Fig. 4.2 Response of Pneumatic Cylinder and Control Voltage under Adaptive Controller and PD Controller in Case of Tracking Step Function Trajectory



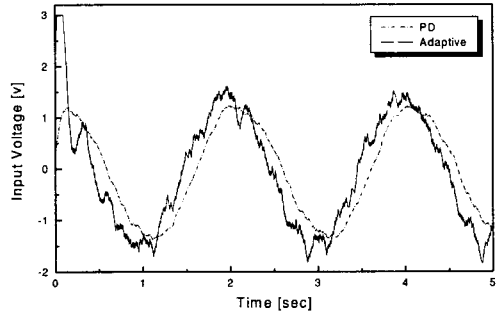
a) Displacement



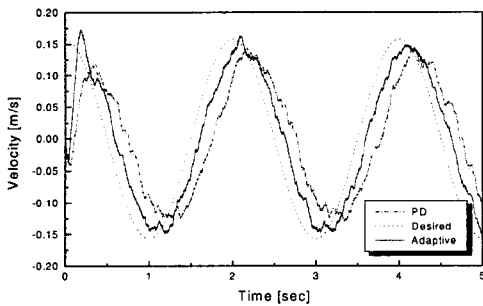
d) Velocity Tracking Error



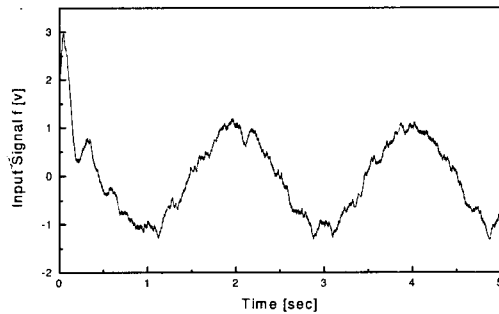
b) Displacement Tracking Error



e) Control Voltage



c) Velocity



f) Control Voltage of the Adaptive Control Term, f

Fig. 4.3 Response of Pneumatic Cylinder and Control Voltage under Adaptive Controller and PD Controller in Case of Tracking Sine Function Trajectory

서 출력되어 서보 앰프로 입력되는 전압을 나타내었다. 그림 a)와 b)에서는 적응제어기인 경우에 반응이 PD에 비하여 조금 빠른 것 이외는 거의 비슷

한 반응과 오차를 보이고 있다. 하지만 그림 c)에서 볼 수 있듯이 적응제어의 경우는 초기에 밸브를 최대한 열어 실린더를 최대속도로 움직여 오차를 최

소화하고 있음을 알 수 있다. 그리고 계의 동적 변화가 비교적 큰 경우에도 본 연구에서 제안한 적응 제어기가 잘 작동함을 알 수 있다. Fig. 4.3은 주어진 궤적이 정현파인 경우이다. Fig. 4.3의 a)에는 위치궤적을 그리고 b)에는 그 위치궤적의 추적오차를 나타낸다. 이 그림에서 적응제어기를 사용한 경우가 PD의 경우에 비하여 약 3배정도 정밀하게 위치궤적을 추적함을 알 수 있다. Fig. 4.3의 c)에는 속도궤적을 그리고 d)에는 그 속도궤적의 추적 오차를 나타낸다. 이 그림에서 볼 수 있듯이 초기에 속도오차가 있더라도 적응제어기는 잘 작동하고 있으며, PD의 경우에 비하여 약 2배정도의 속도로 오차를 줄이고 있음을 보인다. 그리고 속도 추적오차도 PD에 비하여 약 2배정도 향상됨을 알 수 있다. Fig. 4.3의 e)는 밸브를 제어하기 위하여 D/A변환기에서 출력된 전압을 나타내고 f)는 그 전압 중에서 적응 제어 항, 식(3.8)에서 정의한 f , 만이 차지하는 전압을 나타낸다. 그림에서 볼 수 있듯이 적응제어기의 경우에는 초기에 속도오차를 줄이기 위하여 최대 제어력을 가하는 것을 알 수 있다. 그리고 적응제어기의 경우에는 적응제어 항이 PD항에 비하여 더 큰 기여를 하는 것을 그림 e)와 f)로부터 유추할 수 있다. 따라서 비례이득과 미분이득의 값이 제어기의 성능에 미치는 영향이 PD 제어기의 경우에 비하여 적다는 것을 알 수 있다.

5. 결론

본 연구에서는 공기압 실린더의 궤적을 제어하기 위하여 실린더의 위치 및 속도에 대한 정보만을 이용하는 적응제어기를 제안하였다. 그 제어기는 리아프노프 함수를 이용하여 직접 유도되었고 제어중에는 제어계에 대한 수학적 모형이나 동적 변수 등을 사용하지 않기 때문에 구조가 간단하고 계산량이 작다. 제어기의 구조는 보통의 PD제어기에 적응제어 항이 합해진 형태이다. 제안한 제어기의 안정성을 리아프노프 함수를 이용하여 보였으며, 실험을 통하여 제어기의 성능과 안정성을 검증하였다. 제어기의 성능평가를 위하여 기준궤적으로 계단함수와 정현파함수를 선정하여 궤적추적 실험을 하였는데, 제안한 적응제어기의 경우가 PD만을 사용한 제어기에 비하여 더욱 정밀하게 위치 및 속도궤적을 추적함을 보였다.

후기

본 연구는 한국과학재단 지정 울산대학교 기계부품 및 소재 특성평가연구센터의 일부 지원에 의한 것입니다.

참고문헌

1. K. Yamafuji, Y. Kobayashi, and M. Ishibashi, "Optimal Control of a Pneumatic Cylinder," JSME Series C, Vol. 53, No. 487, 1986.
2. E. Richard and S. Scavarda, "Comparison Between Linear and Nonlinear Control of an Electropneumatic Servodrive," ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 118, pp. 245-252, 1996.
3. T. Matsukuma, J. Song, Y. Ishida, and S. Notoyama, "PID Control of Pneumatic Cylinders using Neural Networks," Journal of the Japan Hydraulics & Pneumatics Society, Vol. 30, No. 1, pp. 28-33, 1999.
4. 최 서호, 홍 예선, 이 정오, "공기압 서보 시스템의 위치 제어 및 시뮬레이션에 관한 연구," 한국정밀공학회지, 제 13권, 제 6호, pp. 102-113, 1996.
5. M. Shih, and S. Tseng, "Pneumatic Servo-Cylinder Position Control by PID-Self-Tuning Controller," JSME, Series C, Vol. 37, No. 3, pp. 565-572, 1994.
6. K. Sakata, K. Tanaka, and A. Shimizu, "Adaptive Pole-Placement Control for Pneumatic Servo Systems," JSME, Series C, Vol. 59, No. 565, pp. 120-125, 1993.
7. D. C. Gross, and K. S. Rattan, "An Adaptive Multilayer Neural Network for Trajectory Tracking Control of a Pneumatic Cylinder," 1998 IEEE International Conference on Systems, Man, and Cybernetics, Vol. 2, pp.1662-1667, 1998.
8. T. Noritsugu, K. Fukuzono, and M. Takaiwa, "Improvement of Dynamic Characteristics of Pneumatic Servo System with Fuzzy Control," Journal of the Japan Hydraulics & Pneumatics Society, Vol. 25, No. 6, pp. 733-745, 1994.
9. O. Oyama, M. Tanazawa, Y. Iwadate, M. Harada,

- "Model Reference Adaptive Control for Pneumatic Cylinder Servo System," Journal of the Japan Hydraulics & Pneumatics Society, Vol. 21, No. 2, pp. 182-186, 1990.
10. K. Araki, and A. Yamamoto, "Model Reference Adaptive Control of a Pneumatic Servo -with a Constant Trace Algorithm," Journal of Fluid Control, Vol. 20, No. 4, pp. 30-48, 1990.
11. S. Scavarda, "Some Theoretical Aspects and Recent Developments in Pneumatic Positioning Systems," Fluid Power, E & FN Spon, pp. 29-48, 1993.
12. D. McCloy, and H. R. Martin, "Control of Fluid Power 2nd ed.," John Wiley & Sons, 1980.