

공기압 실린더 구동 장치를 이용한 힘과 위치 동시 제어계 설계

장 지 성 *

Design of a Simultaneous Control System of Position and Force with a Pneumatic Cylinder Driving Apparatus

Ji-Seong Jang

Key Words : Low Stiffness(저 강성), Pneumatic Cylinder (공기압 실린더), Position and Force Control(힘과 위치 제어), Trajectory Tracking (궤적 추적)

Abstract

In this study, position and force simultaneous trajectory tracking control system with pneumatic cylinder driving apparatus is proposed. The pneumatic cylinder driving apparatus that consists of two pneumatic cylinders constrained in series and two proportional flow control valves offers a considerable advantage as to non-interaction of the actuators because of the low stiffness of the pneumatic cylinders. The controller applied to the driving system is composed of a non-interaction controller to compensate for interaction of two cylinders and a disturbance observer to reduce the effect of model discrepancy of the driving system in the low frequency range that cannot be suppressed by the non-interaction controller. The experimental results with the proposed control system show that the interacting effects of two cylinders are eliminated remarkably and the proposed control system tracks the given position and force trajectories accurately.

1. 서 론

공기압 실린더를 이용한 구동 장치는 공기의 압축성과 저 감쇠 특성 및 마찰력과 비교하여 상대적으로 적은 구동력에 의하여 양호한 제어 성능을 얻기가 용이하지 않다고 인식 되어져 있기 때문에 단순한 반복 작업에 주로 사용되고 있다^(1,2). 이러한 인식을 탈피하여 새로운 분야에 공기압 실린더 구동 장치를 적용하기 위해서는 공기압 실린더 구동 장치가 장점을 가지는 응용 영역을 파악하고 비 선형 특성을 보상할 수 있는 제어기를 설계함으로써 구동 장치의 고 성능화를 달성해야 한다.

공기압 실린더 구동 장치는 다른 구동 방식과 비교하여 강성이 작으므로 위치 궤적을 정확하게 추종하기가 용이하지 않지만 강성이 작다는 것은 축 간의 간섭이 작다는 것을 의미하므로 복수의 액추에이터를 동시에 구동하여 각 액추에이터로부터

터 독립된 출력을 원하는 경우에는 저 강성 특성이 유리하게 작용할 것으로 판단된다. 공기압 액추에이터를 이용하여 위치와 힘을 동시에 제어한 연구 결과로는 한 개의 공기압 실린더를 이용하여 수직 방향의 위치와 힘을 동시에 제어한 연구, 고무 인공 근육을 이용한 연구 등이 있다^(3,4). 그러나, 한 개의 공기압 실린더를 이용한 연구에서는 위치 제어를 기반으로 특정 위치 오차 이내에 피스톤이 도달하면 힘 제어를 시작하기 때문에 스텝 형의 목표치에 대하여 위치와 힘을 제어하는 것은 가능하지만 위치와 힘 궤적을 동시에 제어하는 것은 아니므로 정현파 등의 궤적을 동시에 추적하지 못하였다. 고무 인공 근육을 이용한 연구에서는 퍼지 제어 이론을 기반으로 제어기를 설계하였기 때문에 제어계의 안정성 평가가 용이하지 않고, 또한 퍼지 규칙을 최적이 되도록 선정하는 것이 쉽지 않기 때문에 힘 제어시의 진동이 크게 발생하고 있다.

본 논문에서는 공기압 실린더 두 개를 직렬로 연결한 장치를 구성하고 위치와 힘 궤적을 동시에 제어하는 제어기를 설계한다. 제작한 장치는 설치

* 회원, 부경대학교 기계공학부

E-mail : jangjs@pknu.ac.kr

TEL : (051)620-1583 FAX : (051)620-1574

공간을 줄이기 위하여 편로드 실린더 두 개를 직렬로 연결하여 구성하였고, 힘 및 위치 궤적을 제어하기 위한 유량 제어 밸브를 각 실린더에 연결하였다. 제어기는 각 실린더의 운동 방정식으로부터 유도된 선형화 모델을 기반으로 실린더간의 동적인 상호 간섭을 억제하기 위하여 설계한 비 간섭 제어기와 저주파 영역의 모델링 오차를 보상하기 위한 외란 관측기를 병용함으로써 제어 성능을 향상시키는 구조로 되어 있다. 제어계의 성능은 다양한 형태의 목표치에 대한 힘과 위치 궤적 추적 실험을 통하여 검증하였고, 스텝 형의 목표 궤적에 대하여 위치 및 힘 궤적의 추적 오차가 목표치의 0.5[%]이내인 양호한 결과가 얻어졌다.

2. 공기압 실린더 구동 장치의 구성

실험 장치의 구성을 Fig. 1 에 나타낸다. 공기압 실린더 ①과 ③은 내경 40[φ], 로드 직경 12[φ], 행정 길이 300[mm]인 편로드 실린더(CA1B40-300, SMC(社))를 이용하였다. 피스톤의 위치는 선형 포텐쇼미터(LTM300S, GEFTRAN(社)) ④를 실린더 ③측의 로드와 연결하여 검출하였고, 실린더에서 발생하는 힘은 로드셀(MNT-100L, CAS(社)) ②를 양 실린더의 로드 사이에 체결하여 검출하였다. 힘 제어용 밸브(MPYE-5-1/4LF-010B, FESTO(社)) ⑤는 최대 유효 단면적 18.2[mm²]인 4 방향 비례 제어 밸브를 사용하였고, 위치 제어용 밸브(MPYE-5-1/8HF-010B, FESTO(社)) ⑥은 최대 유효 단면적 9.3[mm²]인 4 방향 비례 제어 밸브를 사용하였다. 각 센서에서 검출된 신호 및 제어 밸브로의 출력 신호는 A/D·D/A 변환기(PCL-812PG, 분해능 12bit, Advantech(社))를 이용하여 PC 로 입·출력 하였다.

3. 제어 대상의 모델링

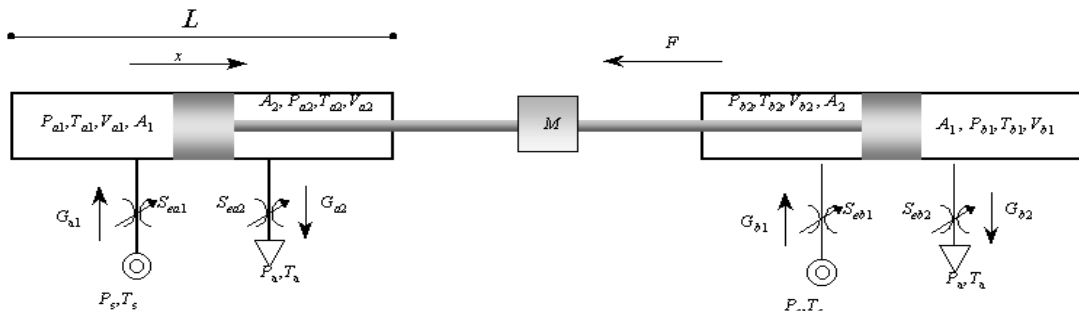
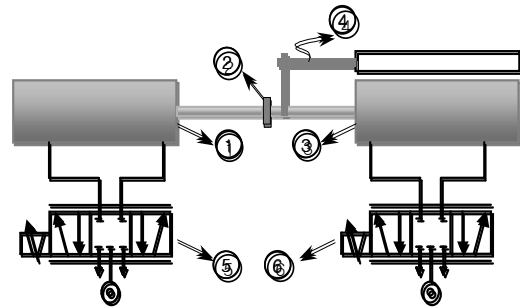


Fig. 2 Schematic diagram of the pneumatic cylinder driving system



- ① Cylinder for force control ② Load cell
- ③ Cylinder for position control ④ Potentiometer
- ⑤⑥ Proportional flow control valve

Fig. 1 Schematic diagram of the experimental apparatus

3.1 구성 방정식

공기압 실린더를 이용한 구동 장치의 개략도를 Fig. 2 에 나타낸다. 실린더 내부의 압력 변화는 다음 식으로 기술할 수 있다. 단, 전달 관로는 단순한 용량 요소로 취급하고, 실린더 내부의 상태 변화는 단일 변화로 가정한다.

$$\frac{\Delta P_{a1}}{\Delta t} = \frac{k}{V_{a1}} \left\{ -P_{a1} A_1 \frac{\Delta X}{\Delta t} + \Delta G_{a1} RT_{a1} \right\} \quad (1)$$

$$\frac{\Delta P_{a2}}{\Delta t} = \frac{k}{V_{a2}} \left\{ -P_{a2} A_2 \frac{\Delta X}{\Delta t} - \Delta G_{a2} RT_{a2} \right\} \quad (2)$$

$$\frac{\Delta P_{b1}}{\Delta t} = \frac{k}{V_{b1}} \left\{ -P_{b1} A_1 \frac{\Delta X}{\Delta t} + \Delta G_{b1} RT_{b1} \right\} \quad (3)$$

$$\frac{\Delta P_{b2}}{\Delta t} = \frac{k}{V_{b2}} \left\{ -P_{b2} A_2 \frac{\Delta X}{\Delta t} - \Delta G_{b2} RT_{b2} \right\} \quad (4)$$

식 (1)~(4)에서 k 는 비열비를 나타낸다. 구동 장치의 운동 방정식 및 구동 장치에서 발생하는 힘은 식 (5)와 (6)으로 기술된다.

$$M \frac{\Delta^2 X}{\Delta t^2} = A_1 \Delta P_{a1} - A_2 \Delta P_{a2} - A_1 \Delta P_{b1} + A_2 \Delta P_{b2} - B \frac{\Delta X}{\Delta t} - F_c \operatorname{sgn} \left(\frac{\Delta X}{\Delta t} \right) \quad (5)$$

$$\Delta F = A_1 \Delta P_{a1} - A_2 \Delta P_{a2} + A_1 \Delta P_{b1} - A_2 \Delta P_{b2} \quad (6)$$

3.2 선형화 모델

구동 장치의 평형 상태를 $P_{a1} = P_{b1} = P_{10}, P_{a2} = P_{b2} = P_{20}, V_{a1} = V_{a2} = V_{b1} = V_{b2} = V_0, T_{a1} = T_{a2} = T_{b1} = T_{b2} = T_{am}$ 로 두고, 정지 마찰력이 없다고 가정하여 전달 함수를 구하면 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$\begin{bmatrix} F(s) \\ X(s) \end{bmatrix} = H(s) \begin{bmatrix} u_a(s) \\ u_b(s) \end{bmatrix}, \quad H(s) = \begin{bmatrix} H_{aa}(s) & H_{ab}(s) \\ -H_{ba}(s) & H_{bb}(s) \end{bmatrix}$$

$$H_{aa}(s) = \frac{H_{aan}(s)}{H_{aad}(s)}, \quad H_{ab}(s) = \frac{H_{abn}(s)}{H_{abd}(s)}$$

$$H_{ba}(s) = \frac{H_{ban}(s)}{H_{bad}(s)}, \quad H_{bb}(s) = \frac{H_{bbn}(s)}{H_{bbd}(s)}$$

$$H_{aan}(s) = H_{ban}(s) = \Gamma k_{qa} (A_1 + A_2)$$

$$H_{abn}(s) = H_{bbn}(s) = \Gamma k_{qb} (A_1 + A_2)$$

$$\Gamma = (kRT_{am}) / V_0, \quad H_{aad}(s) = H_{abd}(s) = s + \Gamma k_{p0}$$

$$H_{abd}(s) = H_{bbd}(s) = Ms^3 + (\Gamma k_{p0}M + B)s^2 + (\Gamma k_{p0}B + 2K_E)s$$

$$K_E = A_1^2 \frac{kP_{10}}{V_0} + A_2^2 \frac{kP_{20}}{V_0} \quad (7)$$

식 (7)에서 $k_q[(\text{kg/s})/\text{V}]$ 는 제어 밸브 유량이득, $k_p[(\text{kg/s})/\text{Pa}]$ 는 제어 밸브 압력-유량이득, u [V]는 밸브로의 제어 입력을 나타내고, 실측한 각 제어 밸브의 압력-유량이득의 차이가 미소하므로 $k_{pa} = k_{pb} = k_{p0}$ 로 가정하였다.

4. 제어기 설계

4.1 비간섭 제어기 설계

Fig. 3 은 단위 피드백을 이용한 제어계의 블록 선도이고, $R(s)$ 는 $[F_r(s) \ X_r(s)]^T$, $Y(s)$ 는 $[F(s) \ X(s)]^T$ 를 나타낸다. Fig. 3 에서 $H(s)$ 를 안정화하는 보상기 $C_n(s)$ 의 집합은 Youla parametrization⁽⁵⁾을 이용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$C_n(s) = \Omega(H(s)) = (\tilde{W}_H(s) + D_H(s)U(s))(\tilde{Z}_H(s) - N_H(s)U(s))^{-1},$$

$$\tilde{N}_H(s)\tilde{W}_H(s) + \tilde{D}_H(s)\tilde{Z}_H(s) = I \quad (8)$$

$H(s) \in RH_\infty$ 이므로 식 (8)의 계수 행렬은 다음과 같이 구할 수 있다.

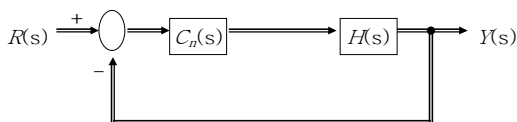


Fig. 3 Block diagram of a unity feedback control system

$$N_H(s) = \tilde{N}_H(s) = H(s), \quad D_H(s) = \tilde{D}_H(s) = I,$$

$$\tilde{W}_H(s) = 0, \quad \tilde{Z}_H(s) = I \quad (9)$$

식 (8)에서 $U(s)$ 는 공칭 전달함수 행렬 $H_m(s)$ 를 이용하여 다음 식으로 구할 수 있다.

$$U(s) = H^{-1}(s)H_m(s) \in RH_x,$$

$$H_m(s) = \begin{bmatrix} H_{acm}(s) & 0 \\ 0 & H_{bbm}(s) \end{bmatrix} \quad (10)$$

식 (9)와 (10)을 이용하여 (8)을 정리하면 $C_n(s)$ 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$C_n(s) = H^{-1}(s)H_m(s)(I - H_m(s))^{-1} \quad (11)$$

4.2 외란 관측기 설계

본 절에서는 비 간섭 제어기를 포함한 제어계 $H_0(s) = (1 + C_n(s)H(s))^{-1}C_n(s)H(s)$ 를 내부 모델로 이용하는 외란 관측기를 설계한다. 외란 관측기를 이용한 제어계를 Fig. 4 에 나타낸다. Fig. 4 에 나타낸 제어계는 Fig. 5 와 같이 등가 변환 할 수 있고⁽⁶⁾, Fig. 5 에 나타낸 $C_1(s), C_2(s)$ 는 Youla parametrization 을 이용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$C_1(s) = K(s)(\tilde{Z}_{H_0}(s) - N_{H_0}(s)U_0(s))^{-1},$$

$$C_2(s) = \Omega(H_0(s)) = (\tilde{W}_{H_0}(s) + D_{H_0}(s)U_0(s))(\tilde{Z}_{H_0}(s) - N_{H_0}(s)U_0(s))^{-1} \quad (12)$$

$U_0(s)$ 를 $H_m^{-1}(s)J(s) \in RH_x$ 로 선정하면 $C_1(s), C_2(s)$ 는 다음 식으로 표현된다.

$$C_1(s) = K(s)(I - J(s))^{-1},$$

$$C_2(s) = H_m^{-1}(s)J(s)(I - J(s))^{-1} \quad (13)$$

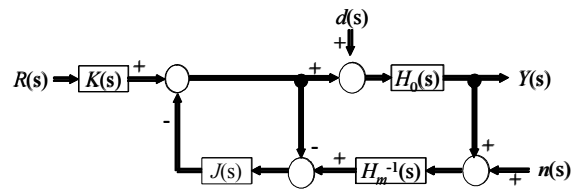


Fig. 4 Block diagram of the control system with disturbance observer

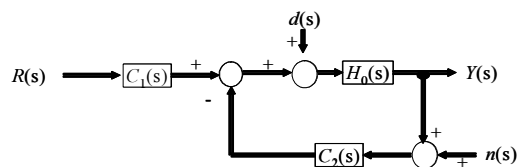
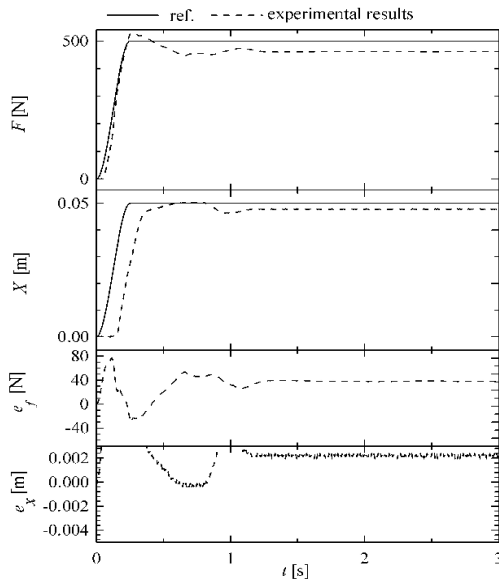


Fig. 5 Equivalent system of the Fig. 4

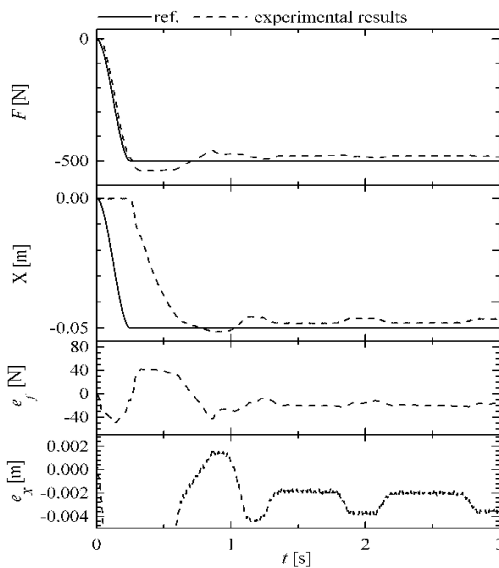
5. 실험 결과 및 고찰

Fig. 6 과 7 은 힘 F 와 위치 X 의 초기치 F_0 및 X_0 를 각각 $0[N]$ 과 $0.143[m]$ 로 설정한 후, 스프라인 궤적을 이용하여 생성된 스텝형 목표 궤적에 대하여 힘과 위치 궤적을 동시에 제어한 결과를 나타내고, 실선은 목표 궤적, 파선은 실험 결과이다. Fig. 6 은 비례 제어기를 구성한 실험 결과이고, 정상 편차가 크게 발생함을 알 수 있다. 또한, 목표

궤적의 변화에 따라서 힘 및 위치 궤적의 동 특성이 변화하고 정상 상태에 도달한 이후에도 완만한 진동이 나타나고 있는 경우가 있음을 알 수 있다. Fig. 7 은 4 장에서 도출한 제어기를 이용하여 Fig. 4 의 제어계를 구성한 실험 결과이고, 목표 궤적을 잘 추종하고 있음을 알 수 있다. 그리고, 위치 추적 오차 e_x 와 힘 추적 오차 e_f 는 평균이 각각 $-0.021[mm]$, $0.093[N]$, 표준 편차가 각각 $0.2[mm]$, $2.3[N]$ 으로 목표치의 $0.44[％]$ 와 $0.48[％]$ 이내임을 확인하였다.

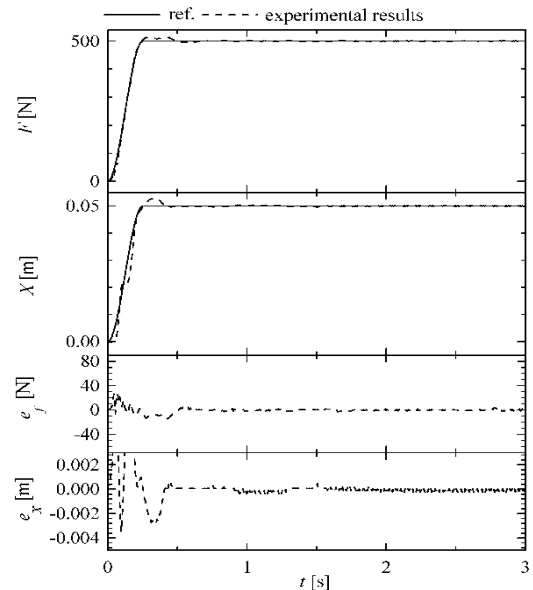


(a) step width of $F_r : 500[N]$, $X_r : 0.05[m]$

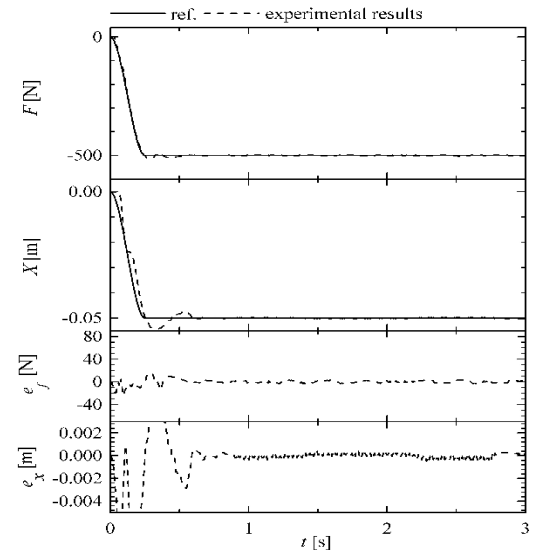


(b) step width of $F_r : -500[N]$, $X_r : -0.05[m]$

Fig. 6 Trajectory tracking control results in case of a step trajectory tracking with proportional controller



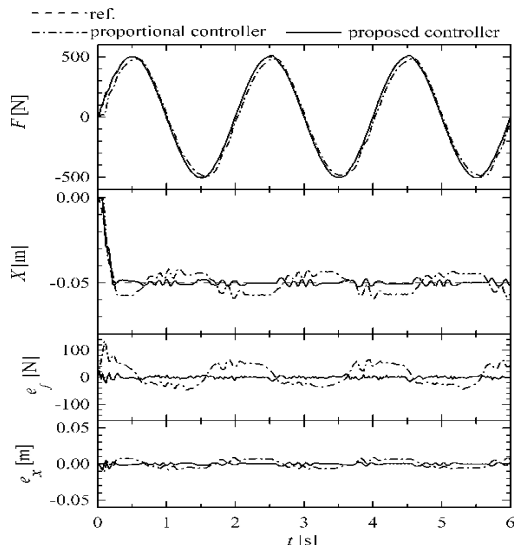
(a) step width of $F_r : 500[N]$, $X_r : 0.05[m]$



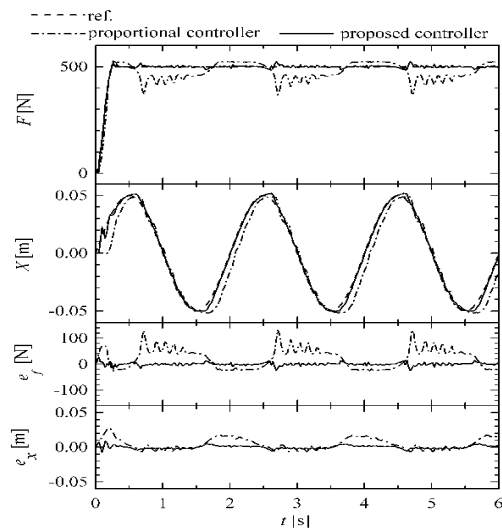
(b) step width of $F_r : -500[N]$, $X_r : -0.05[m]$

Fig. 7 Trajectory tracking control results in case of a step trajectory tracking with the proposed controller

Fig. 8 은 F_0 및 X_0 를 Fig. 6 과 동일하게 설정한 후, 정현파 목표 궤적과 스텝형 목표 궤적에 대하여 힘과 위치 궤적을 동시에 제어한 실험 결과를 나타내고, 파선은 목표 궤적, 일점 쇄선은 비례 이득을 이용한 경우, 실선은 4 장에서 설계된 제어기를 이용한 경우이다. (a)는 목표 힘 궤적을 정현파로 설정하고 목표 위치 궤적을 스텝형으로 설정한 결과이고, 제안한 제어기를 이용한 경우에 목표 궤적을 잘 추종하고 있음을 알 수 있다. 위치 궤적은 힘 궤적 가속도의 방향이 바뀌면 일시적으로 진동적인 거동을 보이지만, 외란 관측기의 작용에 의하여 진동이 사라지고 있음을 알 수 있다. (b)는 목표 힘 궤적을 스텝형으로 설정하고 목표 위치



(a) F_r : sinusoidal input, X_r : step input

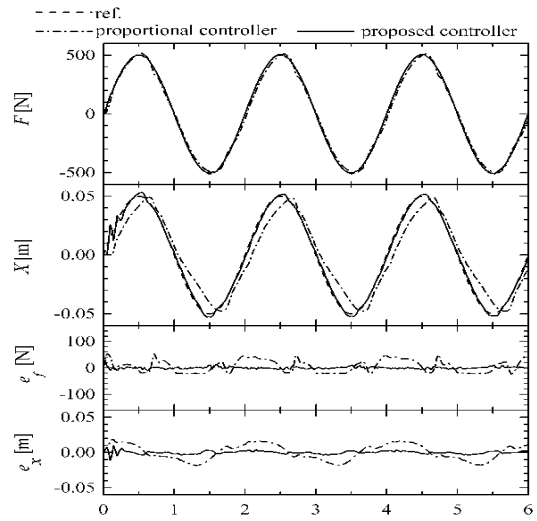


(b) F_r : step input, X_r : sinusoidal input

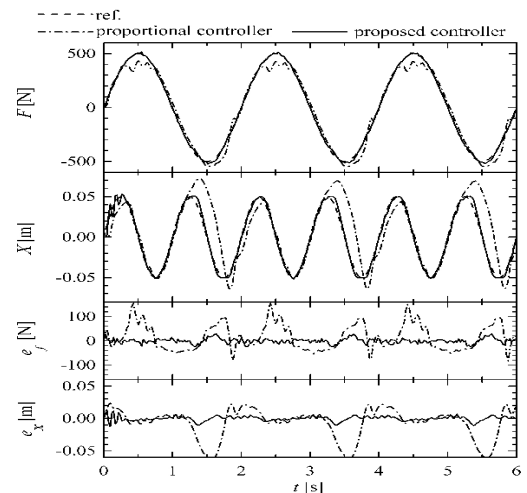
Fig. 8 Trajectory tracking control results in case of a step trajectory and a sinusoidal trajectory tracking

궤적을 정현파로 설정한 결과이고, 목표 궤적을 잘 추종하고 있음을 알 수 있다. 힘 궤적에는 위치 궤적 가속도의 방향이 바뀌면 일시적으로 진동이 보이지만, 외란 관측기의 작용에 의하여 진동이 사라지고 있음을 알 수 있다.

Fig. 9 는 정현파 목표 궤적에 대하여 힘과 위치 궤적을 동시에 제어한 실험 결과를 나타낸다. Fig. 9 에서 (a)는 목표 힘 궤적과 목표 위치 궤적을 동일한 주파수의 정현파로 설정한 결과이고 위치 궤적의 초기 응답에 진동이 보이지만 진동이 사라진 이후는 목표 궤적을 잘 추종하고 있다. (b)는 목표 힘 궤적과 목표 위치 궤적의 주파수를 다르게 설정한 결과이고 (a)와 동일하게 위치 궤적의 초기 응답에 진동이 보이지만 진동이 사라진 이후는 목표 궤적을 잘 추종하고 있다.



(a) frequency of F_r : 0.5[Hz], X_r : 0.5[Hz]



(b) frequency of F_r : 0.5[Hz], X_r : 1[Hz]

Fig. 9 Trajectory tracking control results in case of sinusoidal trajectory tracking

6. 결 론

본 논문에서는 저 부하용 가진 장치 제작을 목적으로 두 개의 공기압 실린더를 직렬로 연결한 구동장치를 구성하고 실린더 상호간의 간섭을 고려한 선형 모델을 유도한 후 위치와 힘을 동시에 제어하는 제어기를 설계하였다. 제안한 제어기는 제어계의 선형 모델을 이용하여 위치 제어계와 힘 제어계 상호 간의 동적인 간섭 억제를 목적으로 설계한 비 간섭 제어기와 비 간섭 제어기에서 보상할 수 없는 모델링 오차를 보상하고 궤적 추적 성능을 향상시키기 위하여 설계한 외란 관측기를 병용하는 구조로 구성하였으며 비 간섭 제어기와 외란 관측기는 제어계의 안정성을 보장하기 위하여 Youla parametrization 을 이용하여 유도하였다. 가진 장치의 성능은 다양한 목표 궤적을 이용한 실험을 통하여 검증하였고, 목표 궤적의 형상 및 방향이 변화하여도 양호한 궤적 추적 성능을 얻을 수 있었다.

7. 참고문헌

- (1) Johira, I. T., 1997, "Pneumatic Servo System," *The Japan Hydraulics & Pneumatics Society*, Vol. 28, No. 7, pp. 748~752.
- (2) McGuirk, D. P., Pingdong, W. and Xiao, X., 1998, "Fluid Power in the World," *The Japan Hydraulics & Pneumatics Society*, Vol. 29, No. 3, pp. 212~243.
- (3) Yamafuji, K. and Fukushima, T., 1988, "Simultaneous Control of Vertical Position and Force of a Pneumatic Cylinder," *The Japan Hydraulics & Pneumatics Society*, Vol. 19, No. 3, pp. 226~233.
- (4) Jin, S. H., Watanabe, K. and Lee, S. G., 1995, "A Study on Position and Force Control of A Robot Manipulator with Artificial Rubber Muscle," *Journal of the Korean Society of Precision Engineering*, Vol. 12, No. 1, pp. 97~103.
- (5) Desoer, C. A., 1980, "Feedback system design; The fractional representation approach to analysis and synthesis," *IEEE Trans. Automat. Control*, AC-25, No. 3, pp. 399~412.
- (6) Jang, J. S., Lee, K. K. and Choi, M. S., 2003, "Pressure Control of a Pneumatic Control System with a Long Transmission Line," *Transactions of the KSME, A*, Vol. 27, No. 4, pp. 567~576.