

# 비선형 마찰을 갖는 전동 실린더의 위치제어에 관한 연구 A Study on the Position Control of a Motor Cylinder with Nonlinear Friction

변 정 환  
J. H. Byun

**Key Words** : Motor Cylinder(전동 실린더), Nonlinear Friction(비선형 마찰), Disturbance Observer(외란 관측기), Uncertainty(불확실성), Complementary Sensitivity Function(상보감도함수)

**Abstract** : A motor cylinder apparatus is used to transfer a load in industrial applications. The apparatus is composed of a motor and power transmission elements such as worm gear and screw. In this case, the nonlinear friction of the transmission elements has a bad influence on the position control performance. To overcome this problem, the position control system consists of a feedback controller to achieve nominal control performance and a disturbance observer to compensate nonlinear friction. Especially the filter of a disturbance observer is designed from viewpoint of robust stability. Finally, the simulation result shows that the proposed control system is effective for the disturbance elimination as well as the friction compensation.

## 1. 서 론

전동 실린더(motor cylinder)는 유공압 실린더에 비해 시스템의 구성이 간단하고 유지관리가 편리하므로 산업현장에서 중량물의 근거리 이송용 기구로 이용되고 있다. 이 기구는 전동기와 웜기어, 스크류 등의 동력전달 요소로 구성되어 있으며, 전동기의 회전력이 커플링으로 연결된 웜(worm)을 기동시키면 웜휠(worm wheel)이 회전하게 된다. 그리고 부하이송 로드(rod)와 결합된 수나사의 스크류 축은 내부가 암나사인 웜휠을 관통한다. 이때 웜휠이 회전하면 웜휠 내부 암나사의 나선을 따라 스크류 축과 로드가 직선운동을 하게 된다. 전동기 회전속도는 감속기의 역할을 담당하는 웜기어를 통과하는 과정에서 감속되고 스크류 축의 추진력은 증가되어 중량물의 이송이 가능하게 된다. 즉 전동 실린더의 추진력은 마찰을 일으키는 다양한 기계요소들의 조합에 의해 발생된다. 일반적으로 마찰은 선형 마찰인 점성마찰과 비선형 마찰인 정지마찰, 쿨롱마찰, Stribeck 효과의 조합으로 표현되고 있다<sup>1~3)</sup>. 이런 비선형 마찰은 전동 실린더 자체에서도 발생되며 부하외란과 동일하게 제어성능 저하의 요인이 될

수 있다<sup>4~7)</sup>.

한편 전동 실린더는 비교적 간단한 구조와 유지관리, 저렴한 가격 등의 장점을 갖추고 있다. 그러나 동력전달과정에서 발생하는 마찰력과 부하변동에 취약하므로 중량물의 단순한 이송용으로 주로 이용되고 있다. 이와 같은 단점을 보완하면 산업현장에서 더욱더 유용하게 이용될 수 있을 것이다. 따라서 전동 실린더의 용도를 단순한 이송용에서 정밀한 위치제어용으로 확대하기 위해서는 비선형 마찰 및 하중부하의 영향이 충분히 고려된 제어시스템의 설계가 요구된다.

본 연구에서는 비선형 마찰과 부하변동이 제어성능에 미치는 영향을 억제하기 위한 외란 관측기(disturbance observer)와 명령추종을 위한 위치제어기로 구성되는 전동 실린더 제어시스템을 구축한다. 이때 외란 관측기의 성능에 관계되는 저주파 필터의 절점 주파수는 모델링 오차를 이용하여 외란 억제력과 안정성을 동시에 고려하여 설계한다<sup>8~12)</sup>. 끝으로 설계된 전동 실린더 제어시스템의 유효성을 시뮬레이션을 통해 검증한다.

## 2. 시스템의 모델링

본 연구에서 제어대상으로 하는 전동 실린더는 Fig. 1과 같다. 이 장치는 서보 모터의 회전운동을

변정환(책임저자) : 전남대학교 해양기술학부  
E-mail : bjh@chonnam.ac.kr Tel. 061-659-3135

동력전달요소를 통해 직선운동으로 변환하여 부하를 이송하는 역할을 한다.

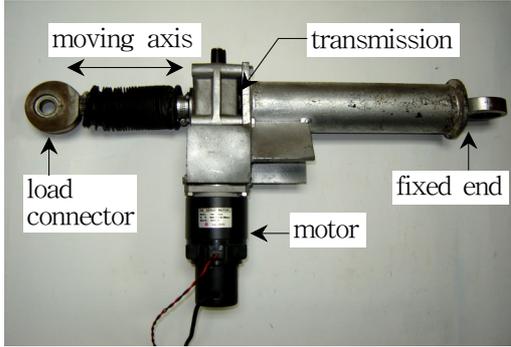


Fig. 1 Structure of a motor cylinder

부하와 연동된 스크류 축을 이동시키는 서보 모터의 회전시스템에 대한 운동방정식은 다음과 같다.

$$J_m \ddot{\theta}_m(t) + B_m \dot{\theta}_m(t) = T_m(t) - T_d(t) \quad (1)$$

여기서  $\theta_m(t)$ 는 회전각[rad],  $T_m(t)$ 는 모터 토크[Nm],  $T_d(t)$ 는 외란[Nm],  $J_m$ 은 질량관성모멘트[kgm<sup>2</sup>/rad],  $B_m$ 은 점성마찰계수[Nm/rad/s]이다.

또한 DC 모터의 전기시스템에 대한 회로방정식은 다음과 같다.

$$u(t) = [L_a \dot{i}_a(t) + R_a i_a(t) + K_e \dot{\theta}_m(t)] / K_t \quad (2)$$

$$T_m(t) = K_t i_a(t)$$

여기서  $K_a$ 는 증폭기 이득,  $u(t)$ 는 전기자 전압[V],  $R_a$ 는 전기자 저항[Ω],  $L_a$ 는 전기자 인덕턴스[H],  $i_a(t)$ 는 전기자 전류[A],  $K_e$ 는 역기전력 상수[V/rad/s],  $K_t$ 는 토크 상수[Nm/A]이다.

그리고 전동 실린더에 의해 이송되는 부하질량  $M_l$ 에 대한 직선운동방정식은 다음과 같다.

$$F_d(t) = M_l \ddot{y}(t) + B_l \dot{y}(t) + F_f(y) \quad (3)$$

여기서  $y(t)$ 는 부하질량의 이송거리[m],  $M_l$ 는 부하질량[kg],  $F_d(t)$ 는 전동 실린더로부터 받는 힘[N],  $B_l$ 은 점성마찰계수[Nm/s],  $F_f(y)$ 는 다음 식과 같은 비선형 마찰력[N]이다<sup>3)</sup>.

$$F_f(\dot{y}) = F_c \operatorname{sgn}(\dot{y}) + (F_s - F_c) e^{-\left(\frac{\dot{y}}{y_s}\right)^2} \operatorname{sgn}(\dot{y}) \quad (4)$$

여기서  $F_c$ 는 쿨롱마찰력,  $F_s$ 는 정지마찰력,  $y_s(t)$

는 Stribeck 속도이다. 이 마찰력  $F_f$ 는 정지마찰력  $F_s$ 가 극복된 후에 지수 함수적으로 운동마찰력  $F_c$ 까지 감소함을 의미한다.

한편 모터 축의 회전각  $\theta_m$ [rad]과 전동 실린더의 변위  $y$ [m]에 대한 관계는 다음과 같다.

$$y(t) = \lambda \theta_m(t) \quad (5)$$

여기서  $\lambda = l/2\pi$ [m/rad],  $l$ 는 모터축의 1회전에 대한 전동 실린더의 이동거리[m]이다.

그리고 전동 실린더에 인가되는 외란토크  $T_d(t)$ 와 전동 실린더로부터 받는 힘  $F_d(t)$ 의 관계는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$F_d(t) = \frac{\eta}{\lambda} T_d(t) \quad (6)$$

여기서  $\eta$ 는 전동 실린더의 마찰효율이다.

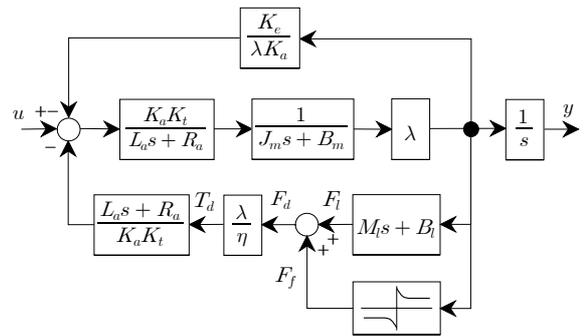


Fig. 2 The block diagram of a motor cylinder

한편 식 (1)~(6)을 이용하면 제어대상의 블록선도는 Fig. 2로 표현될 수 있다. 그리고 제어대상의 인덕턴스  $L_a$ 와 비선형 마찰력  $F_f(y)$ 를 제외하고 전압입력  $u(t)$ 와 이동거리  $y(t)$ 의 관련 항으로 정리하면 다음과 같이 된다.

$$u(t) = k_m \ddot{y}(t) + k_b \dot{y}(t) \quad (7)$$

여기서

$$k_m = \frac{R_a}{\lambda K_a K_t} \left( J_m + \frac{\lambda^2}{\eta} M_l \right), \quad (8)$$

$$k_b = \frac{R_a}{\lambda K_a K_t} \left( B_m + \frac{\lambda^2}{\eta} B_l \right) + \frac{K_e}{\lambda K_a}$$

이다.

식 (7)을 라플라스 변환하여 입력  $u(s)$ 에서 출력  $y(s)$ 까지의 전달함수  $P_n(s)$ 를 구하면 다음과 같다.

$$P_n(s) = \frac{1}{s(k_ms + k_b)} \quad (9)$$

### 3. 제어시스템 설계

외란 관측기는 구조 및 수학적 유도과정이 간단하지만 비선형 마찰 및 부하에 대해 좋은 성능을 나타내고 있다<sup>7,8)</sup>. 본 연구에서는 전동 실린더 시스템의 정밀한 위치제어 및 안정성을 실현하기 위해 외란 관측기를 이용한다.

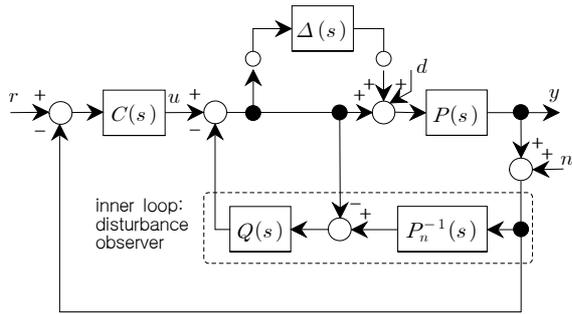


Fig. 3 The structure of a motor cylinder control system with disturbance observer

Fig. 3은 외란 관측기와 위치 제어기로 구성되는 전동 실린더 제어시스템을 나타내고 있다. 여기서  $r(s)$ ,  $d(s)$ ,  $\Delta(s)$ ,  $n(s)$ ,  $y(s)$ 는 위치지령, 부하외란, 모델링 오차, 관측잡음, 위치출력 신호이고,  $C(s)$ ,  $P(s)$ ,  $P_n(s)$ ,  $Q(s)$ 는 위치 제어기, 실제 플랜트, 공칭 플랜트, 필터 전달함수를 의미한다.

외란 관측기는 관측된 외란에 근거한 보상입력을 실제 플랜트  $P(s)$ 에 보상하여 외란의 영향을 억제할 수 있다. 그러나 외란 관측기만으로 위치지령에 대한 응답사양을 만족시키기 곤란할 수 있다. 이와 같은 경우를 고려하여 외란 억제와 목표치 추종에 대한 제어기를 각각 설계할 필요가 있다. 이때 제어시스템의 입력과 출력 관계는 다음 식과 같이 표현할 수 있다.

$$y(s) = G_{ry}(s)r(s) + G_{dy}(s)d(s) + G_{ny}(s)n(s) \quad (10)$$

여기서

$$G_{ry}(s) = \frac{P(s)C(s)}{1 + P(s)C(s) + P_n^{-1}(s)[P(s) - P_n(s)]Q(s)} \quad (11)$$

$$G_{dy}(s) = \frac{P(s)[1 - Q(s)]}{1 + P(s)C(s) + P_n^{-1}(s)[P(s) - P_n(s)]Q(s)} = P(s)S(s) \quad (12)$$

$$G_{ny}(s) = -\frac{P(s)C(s) + P_n^{-1}(s)P(s)Q(s)}{1 + P(s)C(s) + P_n^{-1}(s)[P(s) - P_n(s)]Q(s)} = -T(s) = -G_{\Delta}(s) \quad (13)$$

이다. 식 (12), (13)에서  $S(s)$ 는 감도함수,  $T(s)$ 는 상보감도함수,  $G_{\Delta}(s)$ 는 불확실성의 입력신호에서 출력신호까지의 전달함수를 의미한다.

#### (1) 위치 제어기

본 연구에 적용되는 외란 관측기는 구조적으로 모델링 오차  $\Delta(s)$ 를 등가외란으로 인식하므로 부하 외란  $d(s) = 0$ 이면, 실제 플랜트  $P(s)$ 는 공칭 플랜트  $P_n(s)$ 와 유사하게 동작될 수 있다. 따라서 식 (11)에서  $P(s) = P_n(s)$ 로 가정하면 위치지령  $r(s)$ 에서 출력  $y(s)$ 까지의 전달함수  $G_{ry}(s)$ 는 다음과 같이 된다.

$$G_{ry}(s) = \frac{P(s)C(s)}{1 + P(s)C(s)} \quad (14)$$

식 (14)의 위치 제어기  $C(s)$ 는 식 (9)의 공칭 플랜트  $P_n(s)$ 가 적분기를 갖는 2차 시스템이고 위치지령  $r(s)$ 가 스텝함수임을 고려하여 목표치 응답특성  $G_{ry}(s)$ 가 다음 식과 같이 되도록 결정된다.

$$G_{ry}(s) = \frac{\omega_p^2}{s^2 + 2\zeta\omega_p s + \omega_p^2} = \frac{k_p k_m^{-1}}{s^2 + k_b k_m^{-1} s + k_p k_m^{-1}} \quad (15)$$

여기서  $\omega_p$ 는 절점 주파수,  $k_p$ 는 비례이득이다. 식 (14)에서  $C(s) = k_p$ 이면 최종치정리에 의해 정상편차가 발생되지 않음을 확인할 수 있다. 그리고 식 (15)의 특성방정식으로부터 절점 주파수  $\omega_p = \sqrt{k_p/k_m}$ 를 만족하는 비례이득  $k_p$ 를 선정할 수 있다. 이때 감쇠비는  $\zeta = k_b/(2\omega_p k_m)$ 이 된다. 위치 제어기  $C(s)$ 는 공칭 플랜트  $P_n(s)$ 에 근거하여 설계되므로 정상편차, 절점 주파수 등의 설계사양 만족도는 내부루프에 해당하는 제어입력  $u(s)$ 에서 출력  $y(s)$ 까지의 전달함수  $G_{uy}(s)$ 와 공칭 플랜트  $P_n(s)$ 의 관계에 의해 결정된다.

$$G_{uy}(s) = \frac{1}{P_n^{-1}(s)Q(s) + P^{-1}(s)[1 - Q(s)]} \quad (16)$$

즉, 전달함수  $G_{uy}(s)$ 가 공칭 플랜트  $P_n(s)$ 에 근접될수록 제어시스템은 설계사양을 만족하게 된다. 따라서 위치 제어기  $C(s)$ 에 의한 외부루프(outer

loop)의 제어성능을 유지하기 위해서는 필터  $Q(s)$ 에 의한 내부루프의 제어성능이 중요한 역할을 하게 된다.

(2) 외란 관측기

Fig. 3에서 외란  $d(s)$ 에 의해 발생된 관측외란이  $\hat{d}(s) \neq 0$ 이면, 필터  $Q(s)$ 는  $\hat{d}(s)$ 를 보정하여 플랜트  $P(s)$ 에 인가한다. 이때 필터  $Q(s) = 1$ 이면, 식 (12)에서  $G_{dy}(s) = 0$ 이 되어 이상적인 외란억제가 가능하지만 식 (13)에서  $G_{ny}(s) = 1$ 이 되는 문제점이 발생되며, 외란 관측기의 구현에 필요한 다음 조건을 충족하기 곤란하게 된다<sup>9)</sup>.

$$Q(s)P_n^{-1}(s) \in RH_\infty \quad (17)$$

필터  $Q(s)$ 는 공칭 플랜트  $P_n(s)$ 의 상대차수가 2인 2차 시스템임을 고려하여 위의 조건을 만족하도록 다음과 같이 결정될 필요가 있다<sup>10)</sup>.

$$Q(s) = \frac{3\omega_o^{-1}s + 1}{(\omega_o^{-1}s + 1)^3} \quad (18)$$

여기서  $\omega_o$ 는 필터의 절점 주파수이다.

식 (12), (13)에서  $P(s) = P_n(s)$ 이면 감도함수  $S(s)$ 와 상보감도함수  $T(s)$ 는 각각 다음 식으로 표현될 수 있다.

$$S(s) = \frac{1 - Q(s)}{1 + P(s)C(s)} = \frac{y(s)}{P(s)d(s)} \quad (19)$$

$$T(s) = \frac{P(s)C(s) + Q(s)}{1 + P(s)C(s)} = -\frac{y(s)}{n(s)} \quad (20)$$

그리고 내부루프  $Q(s)$ 의 절점 주파수를 위치 제어기  $C(s)$ 에 의한 외부루프의 절점 주파수보다 충분히 높게 설정하면 식 (19), (20)은 다음 식으로 표현될 수 있다<sup>10,11)</sup>.

$$S(s) \approx 1 - Q(s) \quad (21)$$

$$T(s) \approx Q(s) \quad (22)$$

식 (19), (20)에서  $S(s) + T(s) = 1$ 의 관계가 성립되므로 모든 주파수 영역에서  $S(s)$ 와  $T(s)$ 의 이득을 동시에 작게 하는 것은 불가능하다. 따라서 저주파 영역에서는 외란억제에 관련된 감도함수  $S(s)$ , 고주파 영역에서는 관측잡음에 관련된 상보감도함수  $T(s)$ 가 작게 되도록 식 (21), (22)의 필터  $Q(s)$ 의

절점 주파수  $\omega_o$ 를 결정할 필요가 있다. 이하에서는 제어시스템의 안정성을 고려하여  $Q(s)$ 의 절점 주파수  $\omega_o$ 를 결정하는 방법을 나타낸다.

공칭 모델  $P_n(s)$ 는 실제 플랜트  $P(s)$ 에 대한 불확실한 표현이므로 불확실성을 고려한 제어시스템을 설계할 필요가 있다. 본 연구에서는 고주파역의 모델 불확실성을 자세히 표현할 수 있는 곱셈형 불확실성(multiplicative uncertainty)  $\Delta(s)$ 를 고려한다.

$$P(s) = P_n(s)[1 + \Delta(s)] \quad (23)$$

$$|\Delta(j\omega)| \leq |W(j\omega)|, \forall \omega$$

여기서  $W(s)$ 는 불확실성  $\Delta(s)$ 의 변동범위를 지정하는 하중함수(weighting function)이다.

이때 상보감도함수  $T(s)$ 와 하중함수  $W(s)$ 가 안정한 전달함수이고, 스몰게인정리(small gain theorem)에 의해 다음의 부등식이 만족되면 외란 관측기로 구성되는 제어시스템은 강인한 안정성(robust stability)을 갖게 된다<sup>7,12)</sup>.

$$|W(j\omega)| < \frac{1}{|T(j\omega)|}, \forall \omega \quad (24)$$

따라서 식 (21)의  $S(s)$ 와  $Q(s)$ 의 관계로부터 필터  $Q(s)$ 의 절점 주파수  $\omega_o$ 를 높이면 외란억제력은 향상될 수 있다. 그러나 제어시스템의 강인한 안정성을 확보하기 위해 식 (22)의  $T(s)$ 와  $Q(s)$ 의 관계로부터 식 (24)의 부등식을 만족하도록 필터  $Q(s)$ 의 절점 주파수  $\omega_o$ 를 결정할 필요가 있다.

#### 4. 시뮬레이션 및 고찰

위치 제어기와 외란 관측기로 구성된 전동 실린더 제어시스템의 제어성능을 확인하기 위해 이용된 전동 실린더의 파라미터는 Table 1과 같다. 그리고

Table 1 The parameters of a motor cylinder

$K_t$	[Nm/A]	$2.15 \times 10^{-1}$	$M_l$	[kg]	$5.00 \times 10^0$
$K_a$		$6.00 \times 10^0$	$B_l$	[N/m/s]	$1.20 \times 10^{-1}$
$K_e$	[V/rad/s]	$2.16 \times 10^{-1}$	$\eta$		$0.21 \times 10^0$
$R_a$	[ $\Omega$ ]	$1.53 \times 10^0$	$\lambda$	[m/rad]	$1.27 \times 10^{-4}$
$L_a$	[H]	$1.75 \times 10^{-3}$	$F_s$	[N]	$1.25 \times 10^3$
$J_m$	[kgm <sup>2</sup> /rad]	$1.80 \times 10^{-3}$	$F_c$	[N]	$4.18 \times 10^2$
$B_m$	[Nm/rad/s]	$6.56 \times 10^{-5}$	$\dot{y}_s$	[m/s]	$2.00 \times 10^{-2}$

외란으로 작용되는 비선형 마찰력  $F_f(t)$ 는 테이블에 주어진 값을 식 (4)에 대입하여 구한다. 또한 테이블에 이용된 전동 실린더의 정격부하가 300[N]임을 고려하여 하중부하는  $F_l(t) = 300 \cdot \sin(\pi/2)t$ [N]로 한다.

식 (15)에서 위치 제어기  $C(s) = k_p$ 를 크게 하여 절점 주파수  $\omega_p$ 를 증가시키면 명령추종성능이 향상될 수 있다. 본 연구에서는 위치지령이 저주파이고 제어입력 포화가 외란 관측기에 미치는 영향을 고려하여 제어기  $k_p$ 를 설계한다. 이때 절점 주파수를  $\omega_p = 5.5$ [rad/s]로 하면  $k_p = 501$ 이 된다. 그리고 비선형 마찰 및 부하외란에 대한 감도저감과 불확실성  $\Delta(s)$ 에 대한 제어시스템의 안정성을 만족하는 필터  $Q(s)$ 를 설계한다. Fig. 4는 불확실성  $\Delta(s)$ 의 변동범위를 지정하는 하중함수  $W(s)$ 에 대해 안정성 조건인 식 (24)를 만족하는 필터  $Q(s)$ 의 범위를 나타내고 있다. 이때 필터  $Q(s)$ 의 절점 주파수가  $\omega_o = 10.5$ [rad/s] 이하이면 안정성 조건이 만족되므로  $Q(s) = (3 \cdot 10.5^{-1}s + 1)/(10.5^{-1}s + 1)^3$ 로 결정한다.

위에서 결정된 위치 제어기와 외란 관측기로 구성되는 제어시스템의 감도함수와 상보감도함수에 대한 주파수응답은 Fig. 5와 같다. 그림에서  $S_p(s)$ ,  $T_p(s)$ 는 식 (19), (20)에서  $Q(s) = 0$ 인 경우의 감도함수 및 상보감도함수로서 위치 제어기  $C(s)$ 만으로 제어시스템이 구성된 경우이다. 그리고  $S(s)$ ,  $T(s)$ 는 Fig. 4에서 결정된 필터  $Q(s)$ 에 의한 감도함수 및 상보감도함수로서 외란 관측기가 포함된 경우이다. 위치 제어기만으로 제어시스템이 구성된 경우보다 외란 관측기가 부가된 경우가 외란 억제력이 크게 향상됨을 확인할 수 있다.

Fig. 6은 외란 관측기의 절점 주파수  $\omega_o$ 에 따른 외란추정의 정확도를 나타내고 있다. 토크외란  $d(t) = \sin(\pi/2)t$ [Nm]이 인가된 경우에 절점 주파수  $\omega_o$ 가 증가될수록 외란추정의 정확도는 증가됨을 확인할 수 있다.

그리고 Fig. 7은 필터  $Q(s) = 0$ 으로 위치 제어기만에 의한 공칭플랜트  $P_n(s)$ 의 위치응답을 나타내고 있다. 한편 Fig. 8은 스텝상의 위치지령이 인가된 경우에 비선형 마찰력  $F_f(t)$ 에 대한 외란 관측기의 외란억제 성능을 나타내고 있다. 그림에서 실선과 점선은 각각 외란 관측기의 포함 유·무에 따른 제어시스템의 응답을 의미한다. 이 응답에서 정상상태 오차는 비선형 마찰력  $F_f(t)$ 에 의해 발생되지만

외란 관측기에 의해 제거됨을 확인할 수 있다. 그리고 실선의 경우는 Fig. 7과 비교하여 거의 일치한다. 이것은 외란 관측기가 구조적으로 모델링 오차  $\Delta(s)$ 를 등가외란으로 인식하여 저주파영역에서는 실제 플랜트  $P(s)$ 를 공칭 플랜트  $P_n(s)$ 와 유사하게 동작하게 함을 확인할 수 있다.

또한 Fig. 9는 비선형 마찰력  $F_f(t)$ 과 하중부하가  $F_l(t)$ 가 동시에 인가된 경우의 응답이다. 외란 관측기가 없을 경우에 Fig. 8과 비교하면  $F_l(t)$ 에 의해 과도 및 정상상태에서 위치변동이 지속적으로 발생된다. 그러나 외란 관측기가 동작하는 경우에는 Fig. 7의 공칭플랜트에 대한 응답과 거의 일치함을 확인할 수 있다.

이상의 응답에서 부하변동 및 비선형 마찰력이 외란 관측기에 의해 보상됨을 확인하였다.

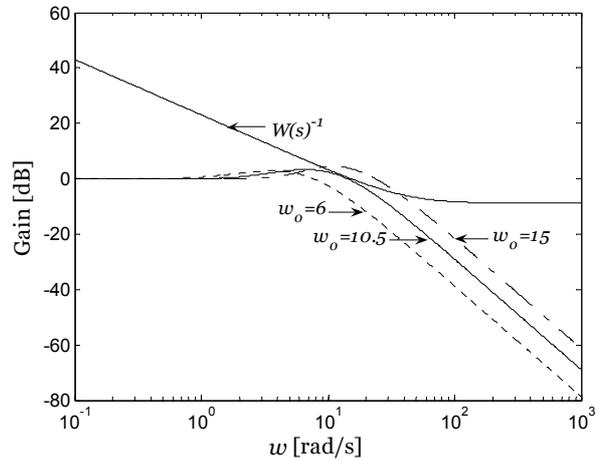


Fig. 4 The complementary sensitivity function  $T(s)$  and weighting function  $W(s)^{-1}$

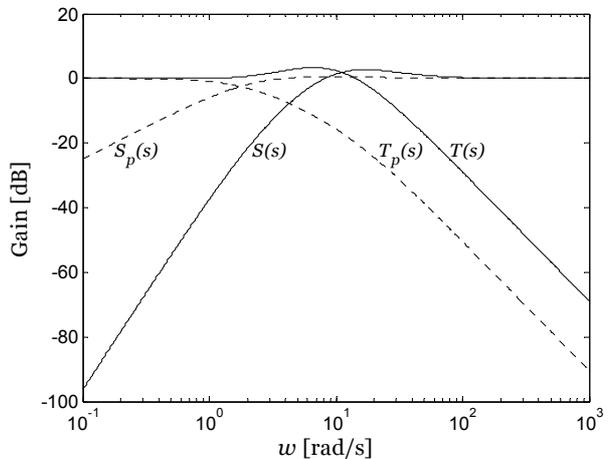


Fig. 5 The frequency responses of  $S_p(s)/T_p(s)$  and  $S(s)/T(s)$

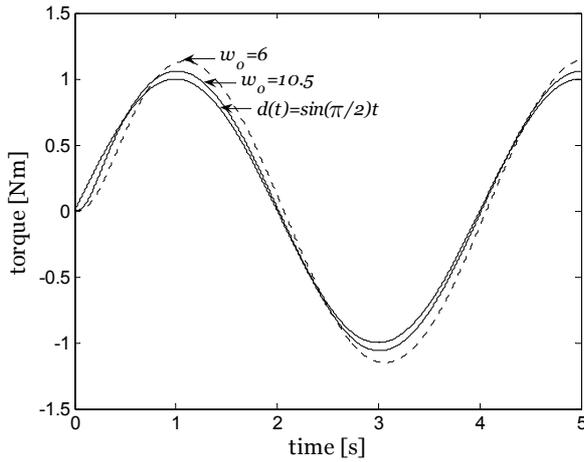


Fig. 6 The responses of disturbance observer to coner frequency  $\omega_o = 6, 10.5$  [rad/s]

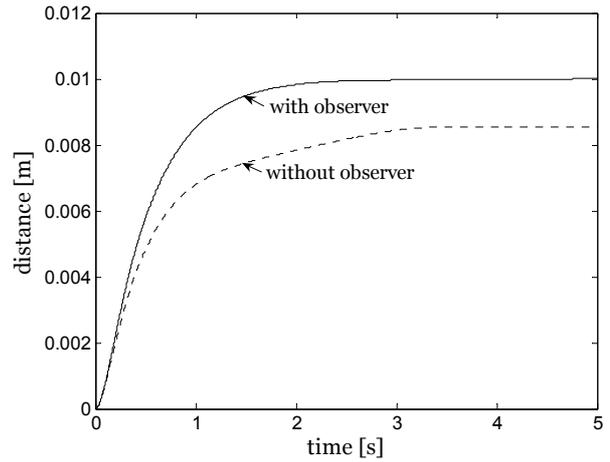


Fig. 9 The responses of control system under load variation  $F_l(t)$ [N]

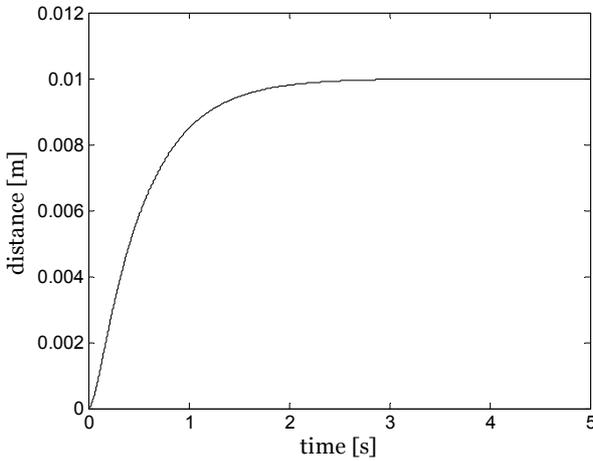


Fig. 7 The responses of control system without nonlinear friction and load variation

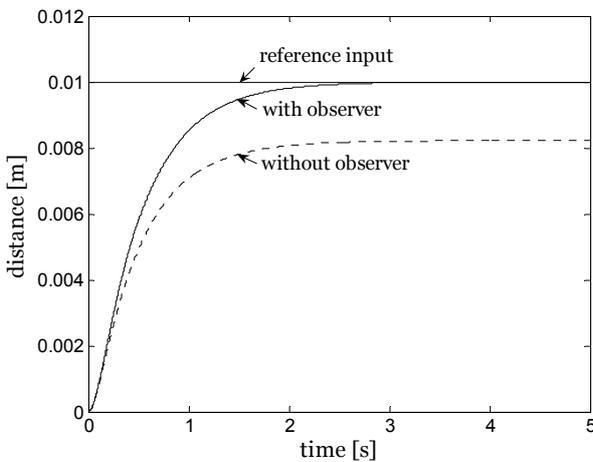


Fig. 8 The responses of control system under nonlinear friction  $F_f(t)$ [N]

### 5. 결 론

중량물의 이송용으로 이용되는 전동 실린더의 추진력은 웜기어와 같이 마찰을 일으키는 다양한 기계요소의 조합에 의해 발생되지만, 이 마찰은 하중 부하와 동일하게 위치오차를 발생시키는 요인으로 작용된다. 이런 점을 고려하여 본 연구에서는 위치 제어기와 외란 관측기로 구성되는 전동 실린더의 위치 제어시스템을 구축하였다. 이때 위치 제어기는 명령 추종성, 외란 관측기는 모델의 불확실성 및 외란억제를 고려하여 설계하였다. 그리고 시뮬레이션을 통해 외란 관측기가 비선형 마찰력을 하중부하와 같은 등가부하로 인식하고 제거함으로써 위치제어기가 단순한 비례제어기임에도 불구하고 위치오차의 발생을 억제할 수 있었다. 또한 하중부하의 변동이 있는 경우에도 그 변동된 부하를 추정하여 보상함으로써 정밀한 위치제어가 가능함을 확인하였다. 따라서 외란 관측기와 피드백 제어를 이용하여 제어시스템을 설계하면 중량물의 단순한 이송용으로 이용되는 전동 실린더는 산업에서 보다 효과적으로 응용될 수 있을 것으로 사료된다.

### 후 기

이 논문은 2006년 전남대학교 수산과학연구소 Innovation o6사업에 의해 수행된 연구입니다.

### 참고 문헌

1. C. Canudas, K. Astrom, and K. Braun, 1987,

- "Adaptive Friction Compensation in DC-motor Drives", IEEE Trans. on Robotics and Automation, Vol. 3, pp. 681~685.
2. Chen, Q., Tomlinson, G. R., 1996, "Parametric Identification of System with Dry Friction and Nonlinear Stiffness Using a Time Series Model", Journal of Vibration and Acoustics, Vol. 118, pp. 252~263.
  3. Canudas de Wit, C., Olsson, H., Astrom, K. J., Lischinsky, P., 1995, "A New Model for Control of Systems with Friction", IEEE Trans. on Automatic Control, Vol. 40, No. 3, pp. 419~425.
  4. P. E. Dupont and E. P. Dunlap, 1995, "Friction Modeling and PD Compensation at Very Low Velocities", Trans. of ASME, Vol. 117, pp. 8~14.
  5. Jang O. H., Jeng, B. G., Jeon, G. J., 1997, "Neuro-Controller Design for the Line of Sight Stabilization System Containing Nonlinear Friction", Journal of CASE, Vol. 3, No. 2, pp. 139~148.
  6. G. T. Johnson and R. D. Lorenz, 1992, "Experimental Identification of friction and It's Compensation in Precise, Position Controlled Mechanism", IEEE Trans. Ind. Application, Vol. 28, pp. 1392~1398.
  7. A. Tesfaye, H. S. Lee and M. Tomizuka, 2000, "A Sensitivity Optimization Approach to Design of a Disturbance Observer in Digital Motion Control System", IEEE/ASME Trans. on Mechatronics, Vol. 5, No. 1, pp. 32~38.
  8. Iwasaki, M., Shibata, T., and Matui, N., 1999, "Disturbance-Observer-Based Nonlinear Friction Compensation in Table Drive Systems", IEEE/ASME on Mechatr., Vol. 4, No. 1, pp. 3~8.
  9. Sugie, T and Yoshikawa, T., 1986, "General solution of robust tracking problem in Two-Degree-of-Freedom", IEEE Transaction on Automatic Control, Vol. AC-31, pp. 552~554.
  10. H. S. Lee and M. Tomizuka, 1996, "Robust Motion Controller Design for High Accuracy Position Systems", IEEE Trans. Industrial Electronics, Vol. 43, pp 48~55.
  11. T. Umeno, Y. Hori, 1993, "Robust Servosystem Design with Two Degrees of Freedom and Its Application to Novel Motion Control of Robot Manipulators", IEEE Trans. Industrial Electronics, Vol. 40, No. 5, pp. 473~485.
  12. Doyle, J. C., Francis, B. A. and Tannenbaum, A. R., 1992, "Feedback Control Theory", Maxwell Macmillan.