

외란관측기를 이용한 모션 스테이지의 위치제어 Position Control of Motion Stage using Disturbance Observer

박해준* · 최명수** · 변정환***†

Hae-Chun Park*, Myung-Soo Choi** and Jung-Hwan Byun***†

(접수일 : 2013년 00월 00일, 수정일 : 2013년 00월 00일, 채택확정 : 2013년 00월 00일)

Abstract: For commercialized servo drives of the motion stage to include embedded controller, external terminal is provided for tracking command and encoder output, but internal terminal is not for control input. Thus, it is difficult to combine out signal of embedded controller with that of external compensator such as disturbance observer. In this study, for precise tracking control of motion stage without hardware change of the servo drive, tacking control system is composed of an inner loop of servo drive and an outer loop of disturbance observer. Then, the control system is designed so that the output response of actual plant corresponds with nominal model's in transient state as well as in steady state. Finally, the experiment results show that the designed control system is effective to reconcile actual plant behavior with nominal model under nonlinear friction and parameter perturbation.

Key Words : motion stage, servo drive, nonlinear friction, disturbance observer

1. 서 론

모션 스테이지(motion stage)는 X-Y 테이블, 갠트 리시시스템 등에서 제한된 범위 내에서 부하를 이송하는 기구로 유용하게 이용되고 있다. 이 기구는 마찰을 일으키는 다양한 기계요소들의 조합에 의해 추력이 발생된다. 일반적으로 정지마찰, 쿨롱마찰 등과 같은 비선형 마찰은 공칭모델과 실제 플랜트 간의 모델링 오차를 발생시키는 요인이 된다.^{1,2)}

모션 스테이지를 선형시스템으로 모델링하면 비선형 마찰은 테이블에 탑재된 부하와 동일하게 위치오차를 발생시키는 외란으로 작용된다.^{3,4)} 이

때 PID제어기와 같은 간단한 제어 알고리즘으로는 정밀한 제어 효과를 기대하기 어렵다. 이와 같이 비선형 마찰이 제어의 정밀도에 미치는 영향을 억제하기 위해 다양한 방법이 연구되고 있다. 이 들 연구 중에는 제어 대상을 선형적으로 모델링한 후, 모델링 오차와 파라미터 변동을 등가 외란(equivalent disturbance)으로 간주하고, 그 영향을 제거함으로써 제어의 정밀도를 향상시키는 외란 관측기(disturbance observer)를 이용한 제어 알고리즘이 응용되고 있다.^{5,6)}

한편 모션 스테이지의 모터를 구동하기 위한 상용화된 서보 드라이버는 PID제어기를 내장하고,

***† 변정환(교신저자) : 전남대학교 해양기술학부

E-mail : bjh@chonnam.ac.kr, Tel : 061-659-7135

*박해준 : 관세청 여수세관

**최명수 : 전남대학교 해양경찰학과

***† Jung-Hwan Byun(corresponding author) : Faculty of Marine Technology, Chonnam National University.

E-mail : bjh@chonnam.ac.kr, Tel : 061-659-7135

*Hae-Chun Park : Yeosu Customs, Korea Customs Service.

**Myung-Soo Choi : Department of Maritime Police Science, Chonnam National University.

지령 입력 및 엔코더 출력을 위한 단자를 제공하지만 제어입력을 위한 단자는 제공하지 않는다. 즉 제어입력 단자가 제공되지 않으므로 내장된 제어기의 출력과 외부에서 설계된 보상기의 출력을 직접 결합하는 것은 곤란하다. 또한 외란 관측기를 적용한 기존의 제어시스템에서는 내부루프를 구성하는 외란 관측기의 추정치와 외부루프를 구성하는 직렬제어기(cascade controller)의 출력을 결합하는 구조로 되어 있다. 이러한 경우에는 서보 드라이버에 내장된 제어기를 활용하기 어렵다.^{7,8)}

이런 점들을 고려하여 본 연구에서는 서보 드라이버로 구성되는 내부 루프의 서브시스템에 대해, 외부루프에 외란 관측기를 추가하여 등가 외란을 추정하고, 보상함으로써 공칭 모델과 실제 플랜트의 출력 응답이 일치될 수 있는 제어시스템을 설계한다. 그리고 실험을 통해 외란 관측기가 비선형 마찰 및 파라미터 변동을 등가 외란으로 인식하고 제거함으로써 공칭 모델과 실제 플랜트의 응답이 일치됨을 확인 한다.

2. 시스템의 모델링

Fig. 1은 서보모터와 연결된 리드 스크류의 회전운동에 의해 테이블이 가이드를 따라 직선으로 운동하는 모션 스테이지의 개략도이다.

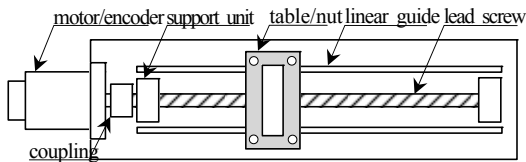


Fig. 1 Schematic diagram of a motion stage

부하와 연동된 리드 스크류를 회전시키는 서보 모터의 운동방정식은 다음과 같다.

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

여기서 $T_m(t)$, $\theta(t)$, J_m , B_m 은 각각 모터 토크, 회전각 변위, 관성모멘트, 점성마찰계수, $T_l(t)$ 은 부하 토크이다.

그리고 서보모터의 전기시스템에 대한 회로방정식은 다음과 같다.

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

$$T_m(t) = K_t i_a(t) \quad (3)$$

여기서 $u(t)$ 는 전압 입력, K_a , K_t , K_e 는 각각 드라이버 이득, 토크상수, 역기전력상수, $i_a(t)$, R_a , L_a 는 각각 전기자 전류, 저항, 인덕턴스이다.

그리고 부하 토크 $T_l(t)$ 와 테이블에 작용하는 추력 $F_l(t)$ 의 관계는 다음과 같다.

$$T_l(t) = J \ddot{\theta}(t) + \frac{p}{2\pi} F_l(t) \quad (4)$$

여기서 J , p 는 각각 리드 스크류의 관성모멘트, 피치이다.

그리고 가이드를 따라 직선으로 이동하는 테이블의 운동방정식은 다음과 같다.

$$F_l(t) = M_t \ddot{y}(t) + B_t \dot{y}(t) + F_d(t) + F_{nf}(\dot{y}) \quad (5)$$

여기서 $y(t)$, M_t , B_t 는 각각 테이블의 변위, 질량, 점성마찰계수, $F_d(t)$ 는 외력, $F_{nf}(\dot{y})$ 는 정지마찰력, 쿨롱마찰력과 같은 비선형 마찰력이다.

그리고 모터와 테이블의 변위 관계는 다음과 같다.

$$y(t) = \frac{p}{2\pi} \theta(t) \quad (6)$$

식 (1)~(6)에서 비교적 작은 값인 L_a 와 비선형 마찰력 $F_{nf}(\dot{y})$ 를 제외하고 라플라스 변환하면, 전압입력 $u(s)$ 에서 테이블 변위 $y(s)$ 까지의 전달함수는 다음과 같다.

$$P_n(s) = \frac{1/K_m}{s(s + K_b/K_m)} \quad (7)$$

$$\text{여기서 } K_m = \frac{2\pi R_a}{p K_a K_t} (J_m + J_l + \frac{p^2 M_t}{4\pi^2}),$$

$$K_b = \frac{2\pi R_a}{p K_a K_t} (B_m + \frac{p^2 B_t}{4\pi^2}) + \frac{2\pi K_e}{p K_a} \text{이다.}$$

3. 제어시스템 설계

3.1 위치제어기

일반적으로 상용화된 서보 드라이버는 PID제어를 내장하고 있다. Fig. 2는 서보 드라이버를 이용하여 구성된 모션 스테이지 $P(s)$ 의 제어시스템을 나타낸다. 제어시스템의 영점이 오버슈트에 미치는 영향을 고려하여 비례제어기를 위치제어기 $K(s)$ 로 결정한다. 이 경우 위치지령 $r(s)$ 에서 테이블 변위 $y(s)$ 까지 전달함수는 다음과 같다.

$$G_n(s) = \frac{K_p/K_m}{s^2 + K_b/K_m s + K_p/K_m} \quad (8)$$

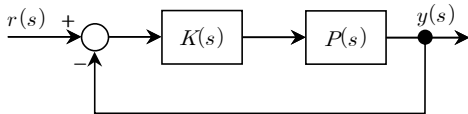


Fig. 2 The position control system of a motion stage

위치제어기 $K(s) = K_p$ 는 테이블을 오버슈트 없이 빠르게 이송하기 위하여 식 (8)의 특성방정식이 중근을 갖도록 다음과 같이 결정한다.

$$K_p = \frac{K_b^2}{4K_m} \quad (9)$$

3.2 외란관측기

식 (8)과 같이 공칭모델 $P_n(s)$ 으로 구성된 제어시스템에 스텝형의 위치지령 $r(s)$ 가 인가되면 정상상태오차는 발생되지 않는다. 그러나 실제 플랜트는 모델링 과정에서 제외된 비선형 마찰력을 포함하고 있으며, 이것은 과도상태 및 정상상태에서 모션 스테이지의 성능을 저해하는 요인으로 작용한다. 특히 정지마찰력은 전기적으로 불감대 (dead zone)를 형성하여 정상상태오차를 일으킬 수 있다. 한편 모터를 구동하기 위한 서보 드라이버에서는 위치 지령 및 엔코더 출력을 위한 단자는 제공되지만, 제어 입력을 위한 단자는 제공되

지 않는다.

이와 같은 사항을 고려하여 본 연구는 서보 드라이버로 구성된 내부 루프에 대해 모션 스테이지의 공칭 모델과 실제 플랜트의 출력응답이 정상상태에서 뿐만 아니라 과도상태에서도 일치될 수 있는 제어시스템의 구축에 목적을 두고 있다.

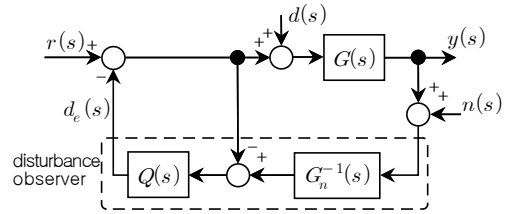


Fig. 3 The structure of a motion stage control system with disturbance observer

Fig. 3은 서보 드라이버로 구성된 제어시스템에 대해 외부 루프에 외란 관측기를 부가한 모션 스테이지 제어시스템을 나타낸다. 여기서 $d(s)$ 는 등가 외란, $n(s)$ 는 관측 잡음, $d_e(s)$ 는 외란 관측기에 의해 추정된 외란이고, $Q(s)$ 는 외란 관측기의 저주파 필터(low pass filter), $G_n(s)$ 은 식 (8)의 공칭 제어시스템, $G(s)$ 는 비선형 마찰, 파라미터 변동 등의 영향을 받는 실제 제어시스템을 의미한다. 이 외란 관측기는 구조적으로 모델링 오차 및 파라미터 변화 등을 등가 외란으로 인식하므로 비선형 마찰을 갖는 제어 대상에 유용하게 적용될 수 있다.

Fig. 3에서 외부입력 $r(s)$, $d(s)$, $n(s)$ 에 대한 변위 $y(s)$ 는 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$y(s) = \hat{G}(s)r(s) + G(s)S(s)d(s) - T(s)n(s) \quad (10)$$

여기서

$$\hat{G}(s) = \frac{G(s)S(s)}{1 - Q(s)} \quad (11)$$

$$S(s) = \frac{1}{1 + L(s)} \quad (12)$$

$$T(s) = \frac{L(s)}{1+L(s)} \quad (13)$$

$$L(s) = \frac{G(s)G_n^{-1}(s)Q(s)}{1-Q(s)} \quad (14)$$

이다. 식 (10)에서 $S(s)$ 는 감도함수, $T(s)$ 는 상보 감도함수를 의미한다. 필터 $Q(s)$ 가 1에 근접하면 식 (11)은 근사적으로 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$\frac{y(s)}{r(s)} = G(s) = G_n(s) \quad (15)$$

그리고 필터 $Q(s)=1$ 이면, 식 (12)에서 감도함수 $S(s)=0$ 이 되어 이상적인 외란억제가 가능하지만, 식 (13)에서 상보감도함수 $T(s)=1$ 이 되는 문제점이 발생된다. 또한 외란 관측기의 구현에 필요한 아래 조건이 충족되지 않게 된다.^{9,10)}

$$Q(s)G_n^{-1}(s) \in RH_\infty \quad (16)$$

여기서 RH_∞ 는 퍼로퍼(proper)하며 안정한 실유리(real rational) 전달함수를 의미한다.

따라서 필터 $Q(s)$ 는 식 (15)와 (16)을 만족할 수 있도록 다음과 같이 결정한다.¹¹⁾

$$Q(s) = \frac{1}{(\omega_o^{-1}s+1)^3} \quad (17)$$

여기서 ω_o [rad/s]는 절점주파수이다. 식 (12), (13)에 식 (15)를 적용하면 감도함수 $S(s)$ 와 상보 감도함수 $T(s)$ 는 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$S(s) = 1 - Q(s) \quad (18)$$

$$T(s) = Q(s) \quad (19)$$

식 (18), (19)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 저주파영역에서는 외란억제에 관련된 감도함수 $S(s)$, 고주파 영역에서는 관측잡음에 관련된 상보 감도함수 $T(s)$ 가 작게 되도록 $Q(s)$ 의 절점 주파수 ω_o 를 결정할 필요가 있다.

4. 실험 및 고찰

내부루프의 서보 드라이버와 외부루프의 외란 관측기로 스테이지의 제어시스템을 구성한 후, 실험을 통해 제어시스템의 성능을 확인한다. 위치제어기 및 필터의 절점주파수를 결정하기 위해 이용된 스테이지의 파라미터는 Table 1과 같다.

위치제어시스템의 감쇠비를 $\zeta=1.0$ 으로 만드는 위치제어기는 식 (9)를 이용하면 $K_p=616$ 으로 결정된다. 이 값을 식 (8)에 대입하면 공칭 모델의 전달함수 $G_n(s)$ 는 다음과 같다.

$$G_n(s) = \frac{1152.7}{s^2 + 67.9s + 1152.7}$$

그리고 Fig. 4는 위치 제어기와 외란 관측기로 구성된 제어시스템의 감도함수와 상보감도함수에 대한 주파수응답을 나타내고 있다. Fig. 4에서 $S_1(s)$ 와 $T_1(s)$ 는 $\omega_o=0.05^{-1}$, $S_2(s)$ 와 $T_2(s)$ 는 $\omega_o=0.03^{-1}$, $S_3(s)$ 와 $T_3(s)$ 는 $\omega_o=0.01^{-1}$ 인 경우의 감도함수 및 상보감도함수를 의미한다. 그림에서 필터 $Q(s)$ 의 절점 주파수 ω_o 가 높을수록 저주파 영역에서의 감도를 낮게 함으로써 외란 억제력이 크게 향상됨을 확인할 수 있다.

Fig. 5~10은 스텝지령에 대한 스테이지의 위치 응답을 나타낸 것이다. 비례제어기 K_p 는 616이고 제어입력의 범위가 $-10 \leq u(t) \leq 10$ 이므로 제어입력 포화가 외란 관측기에 미치는 영향을 고려하여 스텝지령 $r(t)$ 는 15mm로 제한한다. 각 그림의 (a)에서 일점쇄선 r 은 위치지령, 점선 y_n 은 공칭 모델 $G_n(s)$ 의 위치응답, 실선 y_a 는 실제 플랜트 $G(s)$ 의 위치응답을 나타낸다. 또한 각 그림의 (b)에서 실선 e_{na} 는 $G_n(s)$ 과 $G(s)$ 의 위치 차($y_n - y_a$)를 나타낸다.

Fig. 5는 위치제어기 $K_p=616$ 만으로 제어시스템을 구성한 경우, 공칭 모델 $G_n(s)$ 와 실제 플랜트 $G(s)$ 의 위치응답 y_n , y_a 및 위치 차 e_{na} 를 나타내고 있다. Fig. 5(a)에서는 0.5s에서 스텝지령이 인가되면 $G_n(s)$ 은 오버슈트와 정상상태오차를 발생시키지 않으면서 0.25s 후에 정상상태에 도달한다.

반면 $G(s)$ 는 정지 마찰력에 의해 1.14mm의 정상 상태오차가 발생된다. 그리고 Fig. 5(b)에서는 $G_n(s)$ 와 $G(s)$ 간에 위치 차 e_{na} 가 발생되며, 최대치가 1.15mm임을 확인할 수 있다.

Fig. 6은 위치제어기 K_p 를 $K_p=616$ 에서 $K_p=400$ 으로 변화시킴으로써 공칭 모델 $G_n(s)$ 에 대한 실제 플랜트 $G(s)$ 의 파라미터가 변동된 경우에 $G_n(s)$ 와 $G(s)$ 의 위치응답 y_n, y_a 및 위치 차 e_{na} 를 나타내고 있다. Fig. 6(a)에서 $G(s)$ 의 정상상태오차는 정지 마찰력뿐만 아니라 파라미터 변동의 영향에 의해 1.35mm가 되어, Fig. 5(a)보다 0.21mm 증가된다. 또한 Fig. 6(a)에서 e_{na} 의 최대치도 1.48mm로 되어, Fig. 5(b)보다 0.35mm 증가됨을 확인할 수 있다.

Fig. 7~9는 위치 제어기와 외란 관측기로 구성된 제어시스템의 응답을 나타내고 있다. Fig. 7~9에서 위치제어기는 $K_p=616$ 로 동일하며, $Q(s)$ 의 절점 주파수는 각각 $\omega_o=0.05^{-1}$, $\omega_o=0.03^{-1}$, $\omega_o=0.01^{-1}$ 이다. Fig 7(a)~9(a)에서는 Fig. 5(a)에서와 달리 외란관측기가 정지 마찰력의 영향을 제거함으로써 정상상태오차가 0mm으로 된다. 또한 과도상태에서 $Q(s)$ 의 절점 주파수가 증가할수록 $G_n(s)$ 과 $G(s)$ 의 거동 y_n, y_a 가 유사하게 됨을 확인할 수 있다. 그래서 Fig 7(b)~9(b)에서와 같이 위치 차 e_{na} 가 정상상태에서는 0mm이 되며, 과도상태에서는 각각 1.12mm, 0.98mm, 0.51mm 이하로 감소될 수 있다. 특히 Fig. 9와 같이 $\omega_o=0.01^{-1}$ 인 경우에는 $G_n(s)$ 과 $G(s)$ 의 응답 y_n 와 y_a 가 과도상태 구간에서도 거의 일치된다.

Fig. 10은 파라미터 변동에 따른 외란관측기의 성능을 확인하기 위하여 위치제어기를 $K_p=400$ 으로 변동시켜 실험한 경우의 응답이며, 절점 주파수는 $\omega_o=0.01^{-1}$ 이다. 실제 플랜트 $G(s)$ 의 파라미터가 변경된 경우, 위치 차 e_{na} 의 최대치가 0.66mm이다. 외란관측기가 제어시스템에 포함되지 않는 Fig. 6(b)에서는 Fig. 5(b)보다 0.35mm 증가한 반면, Fig. 10(b)에서는 Fig. 9(b)보다 0.15mm만 증가함을 확인할 수 있다.

Table 1 Parameters of a motion stage

item	value	unit
K_t	2.26×10^{-1}	Nm/A
K_a	5.0	
K_e	2.22×10^{-1}	V/rad/s
R_a	1.6	Ω
J_m	3.50×10^{-4}	kgm ² /rad
B_m	5.50×10^{-3}	Nm/rad/s
J_l	2.50×10^{-4}	kgm ² /rad
M_l	3.87×10^{-3}	kg
B_l	5.50×10^{-3}	N/m/s
p	1.00×10^{-2}	m

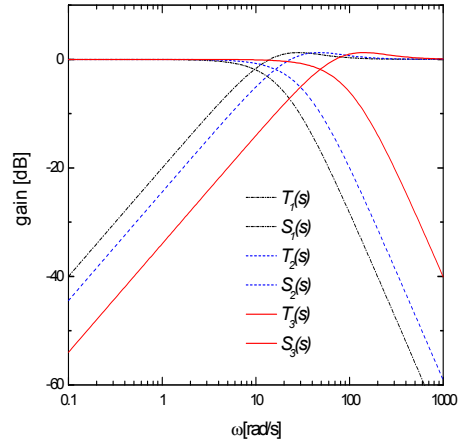


Fig. 4 The frequency responses of $T(s)$ and $S(s)$

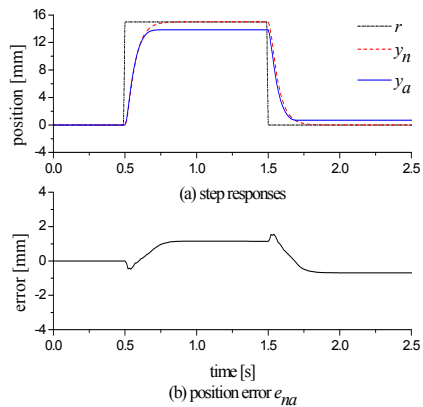


Fig. 5 Experiment results under nonlinear friction without disturbance observer

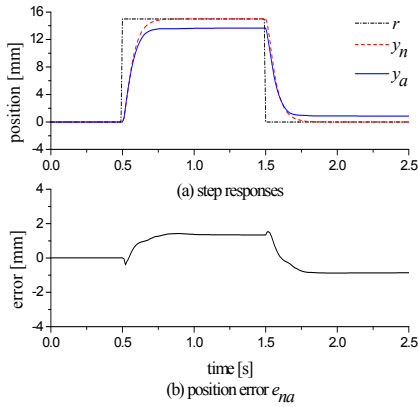


Fig. 6 Experiment results under nonlinear friction and perturbation without disturbance observer

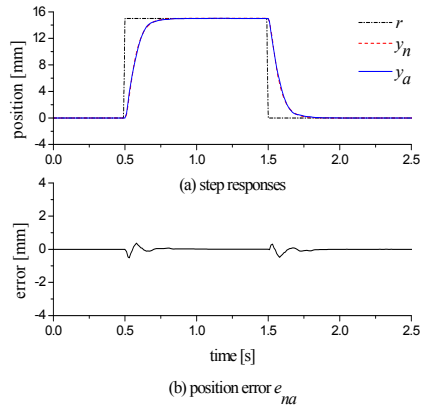


Fig. 9 Experiment results under nonlinear friction in case $\omega_o = 0.01^{-1}$

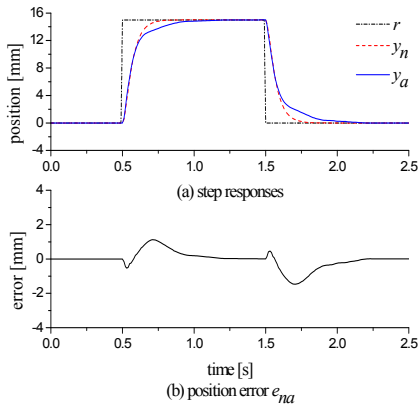


Fig. 7 Experiment results under nonlinear friction in case of $\omega_o = 0.05^{-1}$

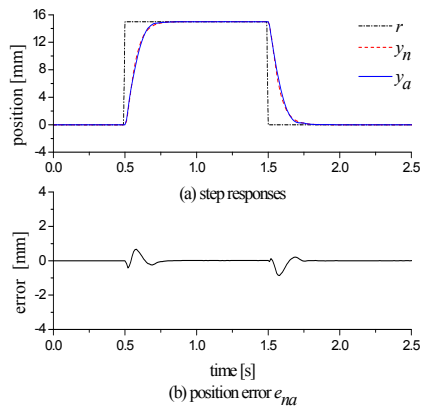


Fig. 10 Experiment results under nonlinear friction and parameter perturbation in case of $\omega_o = 0.01^{-1}$

5. 결 론

갠트리시스템 등에서 이송 기구로 이용되는 모션 스테이지는 비선형 마찰을 일으키는 다양한 기계요소의 조합에 의해 추력이 발생된다. 이 비선형 마찰은 공칭모델과 실제 플랜트 간의 모델링 오차를 발생시키는 요인이며, 부하와 동일하게 위치오차를 발생시키는 외란으로 작용된다. 한편 스테이지를 구동하기 위한 서보 드라이버에서 지령 입력 및 엔코더 출력 단자는 제공되지만, 제어 입력 단자는 제공되지 않으므로 내장된 제어기의 출력과 외부에서 설계된 보상기의 출력을 직접

Fig. 8 Experiment results under nonlinear friction in case of $\omega_o = 0.03^{-1}$

결합하는 것은 곤란하다. 이런 점을 고려하여 본 연구에서는 서보 드라이버로 구성되는 내부루프의 서브시스템에 대해, 외부루프에 외란 관측기를 추가하여 등가 외란을 추정하고, 보상함으로써 공칭 모델과 실제 플랜트의 출력응답이 일치될 수 있는 제어시스템을 설계하였다. 그리고 다양한 실험을 통해 외란 관측기가 비선형 마찰 및 파라미터 변동을 등가 외란으로 인식하고 제거함으로써 공칭 모델과 실제 플랜트의 응답이 일치됨을 확인할 수 있었다. 따라서 내장된 서보 드라이버의 제어기와 외란 관측기를 이용하여 제어시스템을 구축하면 모션 스테이지는 산업에서 보다 효과적으로 응용될 수 있을 것으로 사료된다.

References

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. J. H. Byun and M. S. Choi, 2012, "A Method of Synchronous Control System for Dual Parallel Motion Stages", IJPEM, Vol. 13, No. 6, pp. 883-889.
3. 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.
4. O. H. Jang, B. G. Jang and G. J. Jang, 1997, "Neuro-Controller Design for the Line of Sight Stabilization System Containing Nonlinear Friction", Journal of CASE, Vol. 3, No. 2, pp. 139-148.
5. 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.
6. M. Iwasaki, T. Shibata and N. Matui, 1999, "Disturbance-Observer-Based Nonlinear Friction Compensation in Table Drive Systems", IEEE/ASME on Mechatr., Vol. 4, No. 1, pp. 3-8.
7. H. T. Choi, B. K. Kim and K. S. Eom, 2004, "Design of Generalized Model-base Disturbance Rejection Controller with Two Loops", JCASE, Vol. 10, No. 5, pp. 385-394.
8. H. R. Kim, Y. J. Choi, I. H. Suh and W. K. Chung, 2006, "Tracking Performance Improvement for Optical Disk Drive Using Error-based Modified Disturbance Observer", JCASE, Vol. 12, No.7, pp. 637-643.
9. T. Sugie and T. Yoshikawa., 1986, "General solution of robust tracking problem in Two-Degree-of-Freedom", IEEE Transaction on Automatic Control, Vol. AC-31, pp. 552-554.
10. J. Doyle, C. Francis and A. R. Tannenbaum, 1992, "Feedback Control Theory", Maxwell Macmillan.
11. 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.