論文 9-6-12

이중 속도 제어 구조에 의한 서보 제어기의 비선형 마찰 토크 보상

李東熙†, 崔 哲*, 金喆禹**

A Nonlinear Friction Torque Compensation of Servo System with Double Speed Controller

Dong-Hee Lee, Cheol Choi, and Cheul-U Kim

요 약

회전형 전동기와 볼스크류 및 타이밍 벨트를 이용한 서보 시스템은 NC, 가공기, 로봇 및 공장 자동화를 포함하여 산업 시스템 전반에 널리 사용되고 있다. 하지만, 동력의 전달에서 발생하는 비선형적인 마찰 및 댐핑현상은 제어 시스템 전체의 성능을 감소시키고, 특히 저속 정역 운전에서 그 영향이 크게 나타난다. 본 논문에서는 서보 제어시스템에서 발생하는 비선형적인 마찰 토크의 보상을 위해 가중치를 가지는 이중 제어 구조를 적용하였다. 본 논문에서 제안된 이중 제어 구조는 서보 제어 시스템에서 널리 사용되는 PI 속도 제어기 내부에 비선형적인 마찰 토크의 영향을 보상하는 내부 제어기를 가지는 구조이다. 특히, 내부의 제어기는 마찰 토크에 의한 시스템의 속도오차에 대하여 가중치를 가지는 구조로 설계되어 있고, 제어기의 이득은 외부 속도 제어기의 이득에 대하여 비례적으로 적용되므로, 안정성이 매우 높고 구조가 매우 간단하다.

본 논문에서 제안된 이중 제어 구조에 의한 비선형 마찰 토크 보상 방식은 시뮬레이션 및 실험을 통하여 그 성능을 검증한다.

ABSTRACT

Servo motor systems with ball-screw and timing-belt are widely used in NC, robot, FA and industrial applications. However, the nonlinear friction torque and damping effect in machine elements reduce the control performance. Especially tracking errors in trajectory control and very low velocity control range are serious due to the break-away friction and Stribeck effects.

In this paper, a new double speed controller is proposed for compensation of the nonlinear friction torque. The proposed double speed controller has outer speed controller and inner friction torque compensator. The proposed friction torque compensator compensates the nonlinear friction torque with actual speed and speed error information. Due to the actual information for friction torque compensator without parameters and mathematical model of motor, proposed compensator is very simple structure and the stability is very high. The proposed compensator is verified by simulation and experimental results.

Key Words : Servo system, Nonlinear friction compensation, Double speed controller

1. 서 론

대부분의 산업 현장에서 회전형 서보 시스템을 적용한 제어기가 널리 적용되고 있으며, 이러한 제어 시스템의 적용은 점점 증가 추세에 있다. 대부분의 회전형 서보 시스템에서는 직결형의 Direct-Drive 구조를 제

외하고는 타이밍 벨트나 볼 스크류 등에 의해 기구부에 동력을 전달하는 구조로 설계 되어 있으며, 이러한 동력 전달 구조와 전동기 자체에도 오일실과 같은 구조로 인하여 비선형적인 마찰 토크가 존재하게 된다. 기계 및 동력 전달 구조에서의 비선형적인 마찰 토크는 결과적으로 전체 서보 시스템에 외란으로 작용하여 서보 시스템의 속도 오차가 증가하여 전체 성능을 악화시키는 요인으로 작용한다. 특히, 비선형 마찰 토크는 서보 시스템이 저속으로 운전되거나, 정역으로 운전이 반복되는 구간에서 그 영향이 크게 발생하여 가공기의 경우 곡면 및 모서리 부분에서 요구되는 정밀도의 가공이 어려워지는 문제가 발생한다[1]-[3].

이러한 비선형 마찰 토크 보상을 위한 방법으로는 선형화된 마찰 토크 모델에 의한 뱅뱅 제어 기법과 같은 피드포워드 보상 방식과, 관측기 등을 적용하여 비선형 마찰 토크를 추정하여 보상하는 피드백 보상 방식 및 반복적인 운전에 따라 비선형 마찰 토크를 학습하여 보상하는 방식 등이 연구되었다[1]-[6]. 뱅뱅 제어 기법은 그 적용이 매우 용이하여 일반 산업 현장 및 상용 서보 시스템에서 널리 사용되고 있는 방식으로 비선형 마찰 토크의 보상 성능이 선형화된 마찰 토크 모델의 정밀도에 의존적이다. 따라서 비선형 마찰 토크의 특성이 비교적 선형적으로 발생하는 기구 모델에 대해서는 효과적이지만, 비선형성이 심하거나 복잡한 특성을 가지는 기구 모델에 대해서는 적용되기 어려운 문제가 발생한다. 한편, 관측기 등에 의한 비선형 마찰 토크의 추정에 따른 피이드백 보상 방식은 관측기 등에 의해 추정되는 마찰 토크와 실제 값 사이에는 시지연이 존재하므로, 저속 영역에서 비교적 정밀하게 추정이 가능하나, 고속 운전의 경우 관측기 등에 의한 시간지연과 추정오차로 인하여 보상 토크 성분이 제어 성능 악화의 원인이 되기도 한다[6].

이와는 달리, 마찰 토크의 영향이 저속 정역 운전시에 그 영향이 크게 나타나므로, 서보 시스템의 제어 이득을 저속 구간과 고속 구간으로 구분하여, 저속 운전 구간에서 높은 제어이득을 적용하는 방식도 어느 정도 보상효과가 있는 것으로 연구되고 있다.

본 논문에서는 서보 시스템의 운전 성능을 개선하기 위하여 비선형 마찰 토크에 의한 영향을 이중 제어 구조에 의해 보상하는 방식을 제안한다. 본 논문에서 제안된 이중 속도 제어 구조는 서보 시스템에서 일반적으로 적용되고 있는 PI 또는 IP형 속도 제어기 내부에 마찰 토크의 영향을 보상하는 내부 보상 제어기를 포함하는 구조로, 보상 제어기의 형태는 비선형 마찰 토크의 영향에 의한 속도 오차분에 대한 가중치를 가지는 속도 보상 제어기로 외부의 속도 제어기에 대하여 저속 및 정역 회전시의 비선형 마찰 토크의 영향을 보상하게 된다. 특히, 보상 토크를 발생하는 내부의 제어기는 일반 IP형 제어기가 적용되므로, 그 구조가 매우 간단하고 매우 정확히 측정된 속도 오차에 대하여 보상 토크를 발생하므로 추정 오차 및 시간 지연에 대한 문제가 크게 개선되는 장점을 가진다. 또한 보상 제어기의 제어 이득은 상위 속도 제어기의 제어이득이 비례적으로 적용되고, 저속 영역에서 속도 오차에 대한 가중치가 적용되므로 제어기의 설계 및 적용이 매우 용이하다.

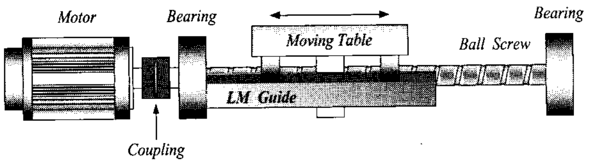
제안된 이중 제어 구조에 의한 비선형 마찰 토크의 보상 방식은 시뮬레이션 및 실험결과에서 그 성능이 검증되었다.

2. 서보 시스템에서의 비선형 마찰 토크 영향 고찰

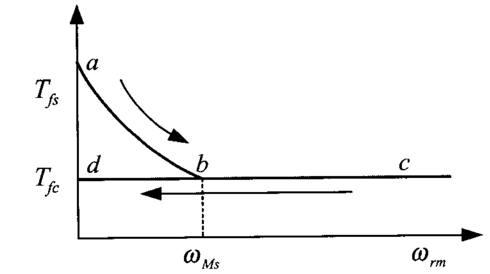
그림 1은 볼스크류를 사용하는 직선 운동 시스템을 나타낸다. 그림 1의 (a)에서 전동기의 토크는 커플링을 통해서 볼스크류를 회전 시키게 되며, 볼스크류의 나사산을 따라 이송 테이블이 직선 운동을 하게 된다. 이때, 이송 테이블은 부하 하중에 대한 지지를 위하여 정밀하게 배열된 LM 가이드를 따라 움직이게 된다. LM 가이드와 이송 테이블은 기계적인 마찰이 작용하게 되고, 커플링과 전동기 자체에서도 오일실과 부품에서 비선형적인 마찰이 발생하게 된다.

이러한 비선형적인 마찰 토크는 그림 1의 (b)와 같이 일반적으로 Stribeck 효과와 Coulomb 마찰을 나타내는 지수함수적인 유사 함수 모델로 표현될 수 있으며, 정지 상태에서 움직이는 경우에는 $\overline{abc}$ 궤적을 따라서 작용하고, 이동상태에서 정지하는 경우에는 $\overline{cbd}$의 궤적을 따라 마찰 토크가 작용하게 된다[6]. 그림 1의 (c)는 일정 가속도를 가지는 정역 운전상태에서 비선형적인 마찰 토크에 의한 속도 제어기의 시간 응답을 나타내고 있다. 그림에서 회전 방향이 역전 되는 경우에 크게 작용하는 마찰에 의하여 속도 응답에는 시간 지연의 형태로 속도 오차가 발생하게 된다.

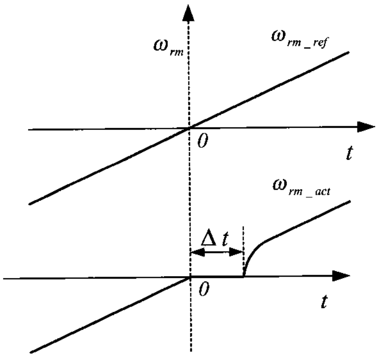
†교신저자 : 정회원, OTIS-LG 서보 R&D팀 선임연구원
E-mail : chleeh@otis.co.kr
*정회원, OTIS-LG 서보 R&D팀 부장
**정회원, 부산대 전자전기통신공학부 교수
접수일자 : 2004. 10. 4 1차 심사 : 2004. 10. 25
심사완료 : 2004. 10. 28



(a) 볼스크류 타입의 서보 시스템
(a) Servo system with ball-screw



(b) 선형화된 마찰 토크 모델링
(b) Linearized modelling in friction torque



(c) 정역 운전에 따른 마찰 토크의 영향
(c) Friction torque influence in forward & reversal operation

그림 1 일반 직선 운동 시스템에 대한 마찰 토크의 영향
Fig. 1 The effect of nonlinear friction at general linear moving system

회전속도 및 마찰점성에 따른 비선형 마찰 토크의 특성은 비선형 마찰의 정특성과 동특성 양자를 동시에 고려하여야 하며, 이러한 비선형 마찰의 특성은 그림 2의 일반적인 비선형 마찰 토크 모델링을 통하여 식 (1)과 같은 수학적 모델로 고려되어질 수 있다[1],[7]-[8].

$$T_{fss}(\omega_m) = \left[T_C + \left(T_S - T_C\right)e^{-\left(\frac{\omega_m}{\omega_s}\right)} + T_v\omega_m\right]\cdot sign(\omega_m) \quad (1)$$

단, T_C : 쿨롱 마찰 토크 [Nm]
T_S : 정지 마찰 토크 [Nm]
T_v : viscous 마찰 계수
ω_s : lubricant 파라미터
ω_m : 전동기 회전속도 [rad/sec]

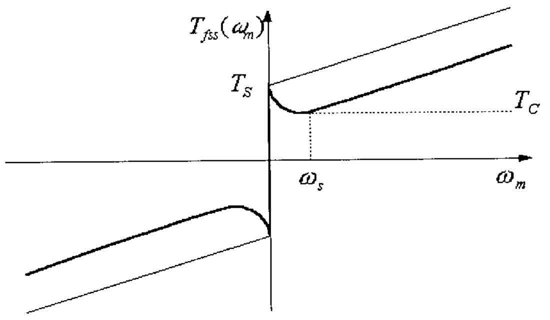


그림 2 일반적인 비선형 마찰 토크 모델
Fig. 2 General model of nonlinear friction torque

이러한 기계계의 비선형 마찰을 보상하기 위한 다양한 연구가 이루어 졌는데, 가장 대표적인 것이 쿨롱 마찰 특성을 고려한 외란 관측기를 적용한 방식[6],[7]과 비선형 모델링에 의한 직접 보상방식[8]이다. 외란 관측기에 의한 보상 방법은 외란 관측기에 의해 마찰 모델을 사용하지 않고 전동기의 기계적인 최소차수 관측기에 의해 순시 보상 토크를 계산하는 방식으로 비선형 마찰의 동특성에 의한 영향 보상에 유효하지만, 기본적으로 관측기의 모델로 쿨롱 마찰을 가정하므로, 마찰 정특성 보상특성이 저하된다.

3. 이중 제어 구조에 의한 비선형 마찰 토크 보상

그림 3는 상용 서보 시스템에서 가장 널리 적용되고 있는 PI 속도 제어 블록을 나타내고 있다. 그림에서 토오크 제어기는 이상적인 전류 제어기를 포함하는 것으로 고려하여, 시상수 T_{qcc}를 가지는 1차 지연요소로 가정하였다.

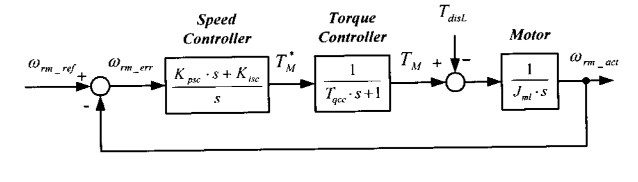


그림 3 PI 속도 제어 블록
Fig. 3 The block diagram of PI speed controller

그림 3에서 외란 토크 성분 T_{disL}는 부하 토크와 비선형 마찰 토크의 합으로 다음과 같이 표현된다.

$$T_{disL} = T_{load} + T_{fss} \qquad (2)$$

단, T_{load} : 부하 토크 [Nm]

또한, 외란 토크를 고려한 전동기의 회전 속도는 다음과 같다.

$$J_{ml}\frac{d\omega_{rm}}{dt} = T_M - T_{disL} \qquad (3)$$

이때, J_{ml}은 전동기와 부하의 관성 모멘트를 의미하고, T_M는 전동기의 출력 토크를 나타낸다.
일반적인 PI 속도 제어기의 경우 전동기의 출력 토크는 속도 제어기에서 다음과 같이 결정된다.

$$T_M^* = \left(K_{psc} + \frac{K_{isc}}{s}\right)\cdot \omega_{rm_err} \qquad (4)$$

$$\omega_{rm_err} = \omega_{rm_ref} - \omega_{rm_act} \qquad (5)$$

단, K_{psc} : 속도 제어기 비례 이득
K_{isc} : 속도 제어기 적분 이득

이러한 속도 제어기는 제어 이득에 따른 대역폭에 따라 주파수 응답 특성이 결정되며, 실제적인 경우 급가감속 이송을 포함하는 서보 시스템에서 기계적인 공진으로 인하여 제어 이득을 시스템의 응답 주파수가 기계계의 공진 주파수 대역 이상으로 높게 설정하기가 어렵다[9][10]. 따라서 제한된 제어이득을 가지는 속도 제어 시스템에서 회전 속도가 반전되는 경우 속도 오차에 대한 제어기의 출력이 비선형적인 마찰 토크가 될때까지는 그림 1의 (c)와 같은 데드존과 유사한 응답 지연이 발생하게 된다.

본 논문에서는 비선형 마찰 토크를 보상하기 위한 새로운 이중 제어구조에 의한 보상 방식을 제안한다. 본 논문에서 제안하는 이중 제어 구조는 기존의 비선형 마찰을 보상하기 위한 상태 관측기나 비선형 모델에 의한 모델링에 근거하지 않고, 비선형 마찰에 의해 발생하는 출력특성에 대하여 서보 전동기의 토크를 직접 보상하는 방식이다. 즉, 전동기의 전기적 또는 기계적인 파라미터를 사용하는 관측기나 모델 적용 방식을 사용하지 않고, 정밀하게 측정된 전동기의 속도가 지령 속도를 정밀하게 추종할 수 있도록, 정지 및 저속 정·역 운전시의 stick-slip에 의한 속도 오차를 보상하는 내부 제어 루프를 가지는 구조이다.

그림 4는 본 논문에서 제안된 이중 제어 구조에 의한 비선형 마찰 보상 블록을 나타내고 있다. 그림에서 T_{disL}은 기계계의 비선형 마찰을 포함한 외란 부하를 의미하며, T_{frc}는 보상기의 보상항을 나타내고 있다.

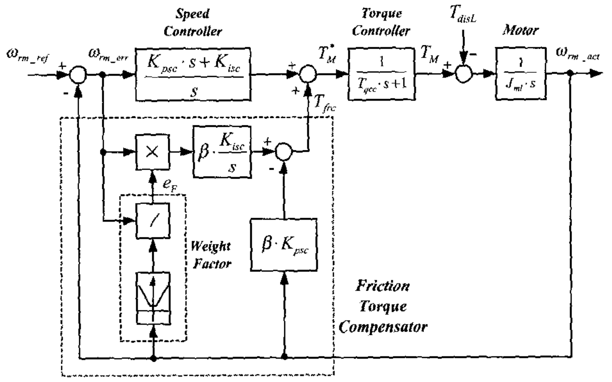


그림 4 제안된 비선형 마찰 토크 보상 제어 블록도
Fig. 4 The proposed control block diagram for nonlinear friction compensation

그림 4에서 제안된 보상 제어기는 일반적인 IP형 제어기와 동일한 구조로 설계되어 있으며, 저속 및 정·역 운전에 대한 동특성을 향상시키기 위하여 속도 오차항에 가중치를 가지게 된다. 본 논문에서 IP형 보상구조를 선택한 것은 IP형 제어기가 PI형 제어기에 비해서 다소 부드러운 동특성을 가지며, 오버 슈트 특성이 PI 제어기에 비하여 우수하기 때문이다.
제안된 보상 제어기의 가중치는 전동기의 실제 속도에 대한 속도 오차의 비로 계산되며, 영속도 부근에서의 가중치가 발산하는 것을 고려하여 가중치 분모항은 최소 속도에서 제한되도록 설계된다.

$$e_F = \left|\frac{\omega_{rm_ref} - \omega_{rm_act}}{\mathrm{Lim}(\omega_{rm_act},\ \omega_{rm_min})}\right| \qquad (6)$$

이때, $\mathrm{Lim}(\omega_{rm_act},\ \omega_{rm_min})$은 속도의 최소 한계를 나타내는 것으로, 가중치의 연산에 있어서 정지 상태에서의 발산을 방지하기 위한 것이다.
제안된 내부 구조의 보상기를 가지는 제어기의 출력은 다음과 같다.

$$T_M^* = \left(K_{psc} + \frac{K_{isc}}{s} \right) \cdot \omega_{rm_err} + T_{frc} \quad (7)$$

$$T_{frc} = e_F \beta \frac{K_{isc}}{s} \cdot \omega_{rm_err} - \beta K_{psc} \cdot \omega_{rm_act} \quad (8)$$

단, β : 외부 속도 제어이득에 대한 비례 계수

식 (8)에서 β는 보상 제어기의 제어 이득과 외부 속도 제어기의 제어 이득과의 비율을 나타내고 있다. 즉, 내부 루프의 보상 제어기에 대한 별도의 제어 이득 설정 없이도, 외부 속도 제어 루프의 제어 이득에 대한 비율로 내부 제어기를 구성함으로써, 제어 이득의 설정이 용이하도록 설계되었다.

4. 시뮬레이션 및 실험 결과

4.1 시뮬레이션 결과

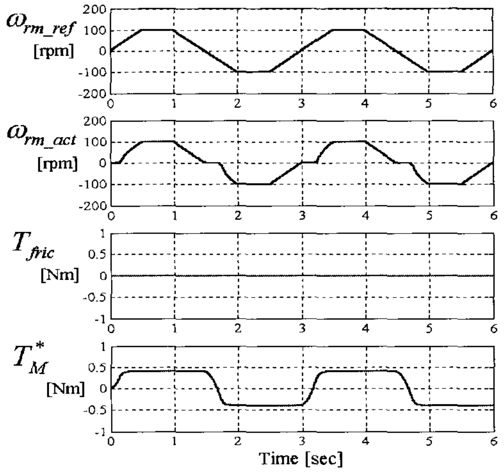
제안된 이중 제어 구조에 의한 비선형 마찰 토크 보상 방식을 검증하기 위하여 시뮬레이션을 수행하였다. 표 1은 시뮬레이션 및 실험에 적용된 서보 전동기의 파라미터를 나타내고 있다.

표 1 적용된 서보 전동기 파라미터
Table 1 The parameters of adopted servo motor

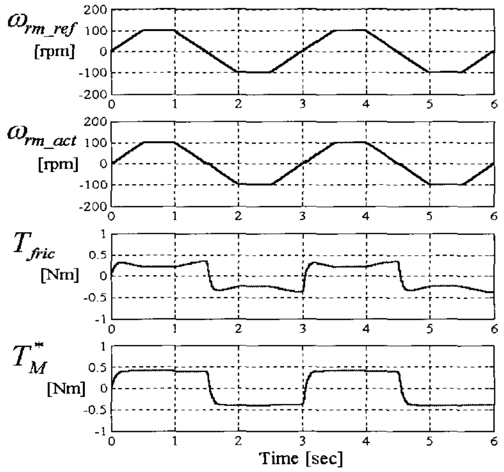
전동기 상수	3상	전동기 극수	8극
정격 전류	2.85 [A]	정격 속도	3000 [rpm]
상 저항	1.24 [Ω]	상 인덕턴스	9.6 [mH]
회전자 관성	0.163 [gf · cm · s^2]	정격 출력	400 [W]

시뮬레이션 및 실험에 적용된 전동기는 영구자석 동기전동기형 서보 전동기로 3상 8극 구조이며, 엔코더 분해능은 2000[ppr]이다. 시뮬레이션과 실험은 비선형 마찰의 영향이 비교적 명확하게 나타나는 저속 정역 회전의 경우에 대하여 수행되었으며, 특히 비선형 마찰에 의한 stick-slip 현상을 고려하기 위하여 가감속이 있는 속도 지령에 의한 응답특성을 가지도록 하였다. 그림 5는 비선형 마찰 토크의 크기가 0.2 [Nm]로 가정된 경우의 일반적인 PI 제어기와 제안된 방식의 속도 응답 특성을 나타내고 있다.

적용된 서보 전동기의 정격 3000[rpm]에서 볼스크류를 적용한 직선 운동 시스템의 주파수 응답특성이 50[Hz]가 되도록 속도 제어기의 제어이득은 K_{psc} =0.021, K_{isc}=0.24로 선정하였다.



(a) 상용 PI 속도 제어기의 경우
(a) Conventional PI speed controller



(b) 제안된 방식의 경우
(b) Proposed method

그림 5 비선형 마찰토크에 의한 제어기의 속도응답 특성
Fig. 5 The speed response of controller with nonlinear friction torque

그림 5(a)의 일반적인 PI 속도 제어기에서는 회전속도가 반전되는 영역에서 비선형 마찰 토크에 의한 stick-slip 현상에 의한 데드존이 발생하는 것을 알수 있다. 하지만, 그림 5(b)에서 내부 보상 제어기에 의한 보상 토크에 의하여 속도 반전 영역에서의 데드존이 크게 감소하며, 부드러운 응답 특성을 나타내고 있다.

4.2 실험 결과

제안된 이중 속도 제어기에 의한 비선형 마찰 토크

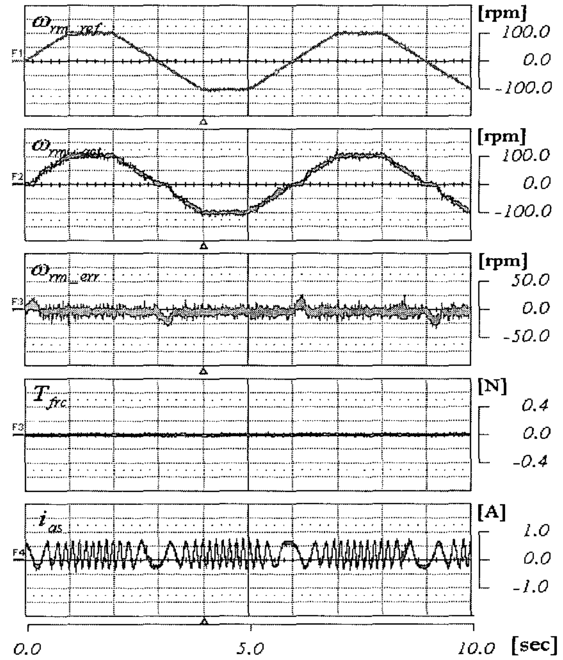
보상 방식을 검증하기 위하여 그림 1(a)의 볼베어링 구조를 가지는 직선 운동 시스템과 텐션 조절이 가능한 타이밍 벨트 구조에 대한 실험을 수행하였다. 제안된 알고리즘을 검증하기 위하여 DSP인 TMS320VC33-120MHz를 메인 CPU로 하는 디지털 제어기를 설계하고, 실험을 수행하였다. 실험에 적용된 전류 신호 및 전압신호를 ADC는 12비트급 정밀도를 가지는 Analog Device사의 AD7891을 적용하였다. SVPWM을 구현하기 위한 파워모듈은 15A급의 IPM 모듈이 적용되었으며, 전류 제어기는 100[μs]의 샘플 주기를 가지도록 설계 되었다.

그림 6은 볼스크류 구조를 가지는 직선 운동 시스템에 대한 실험 결과를 그림 7은 텐션 조절 장치를 가지는 타이밍 벨트 구조의 실험결과를 나타내고 있다. 실험에 적용된 볼스크류 구조는 600[mm] 스트로크에 20[mm] 볼 피치를 가지는 직선 운동 변환장치로, 표 1에서 제시된 서보 전동기와 커플링으로 결합된 형태로 구성된다. 실험에서 속도 제어기의 제어 이득은 시뮬레이션과 동일한 조건으로 실험되었으며, 실제 시스템에 있어서 볼스크류를 포함한 기계부의 공진 주파수 대역은 약 235[Hz] 대역으로 속도 제어기의 제어이득을 응답성의 개선을 위하여 공진 주파수 대역까지 높이게 되면, 기계적인 진동이 발생하게 된다.

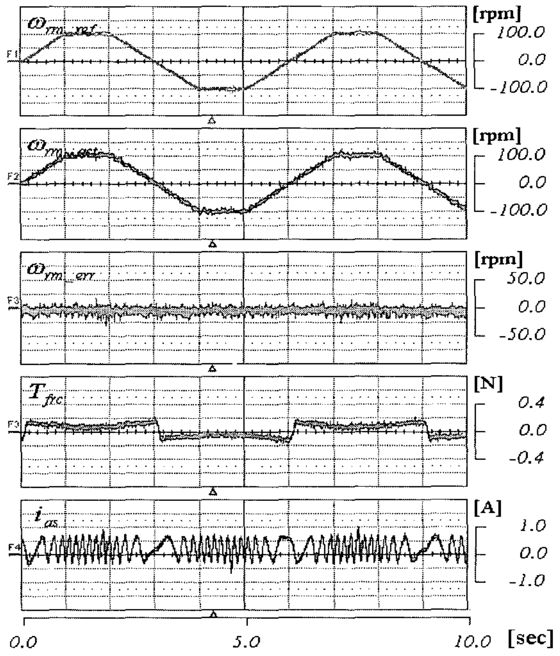
볼스크류 구조에서의 비선형 마찰 특성은 그림 6(a)와 그림 7(a)에서 사다리꼴 파형 및 정현파형의 지령 속도에 대하여 실제 속도가 반전되는 영역에서 크게 작용하며, 그 결과 속도 오차가 증가하게 되는 구간이 발생한다. 이 영역에서 일반적인 PI 제어기의 응답이 비선형 마찰 토크를 보상할 수 있을 정도로 빠르지 못하며, 만약 PI 제어기의 제어 이득을 크게 증가하는 경우에는 속도 오차와 데드 존의 영역을 다소 감소시킬 수 있지만, 고속 운전을 하는 경우에는 높은 제어 이득은 진동 등의 원인이 될 수 있으므로, 제어이득의 상향 조절은 한계를 가지게 된다.

같은 제어이득을 가지는 제안된 보상 제어구조의 그림 6(b)에서는 회전 방향의 반전 영역에서 속도 오차는 크게 감소하며, 부드러운 정역이 가능하게 됨을 보여 주고 있다. 이 반전 영역에서 작용하는 비선형 마찰 토크는 그림 6(b) 및 그림 7(b)에서 내부 제어기에 의한 보상 토크 T_{frc}에 의해 적절하게 보상되고 있음을 보이고 있다.

그림 8은 그림 6과 같은 볼스크류 구조의 실험에서 최소차원 관측기를 적용한 경우의 비선형 마찰에 대한 속도 응답 특성을 실험한 결과이다. 실험에서 최소차

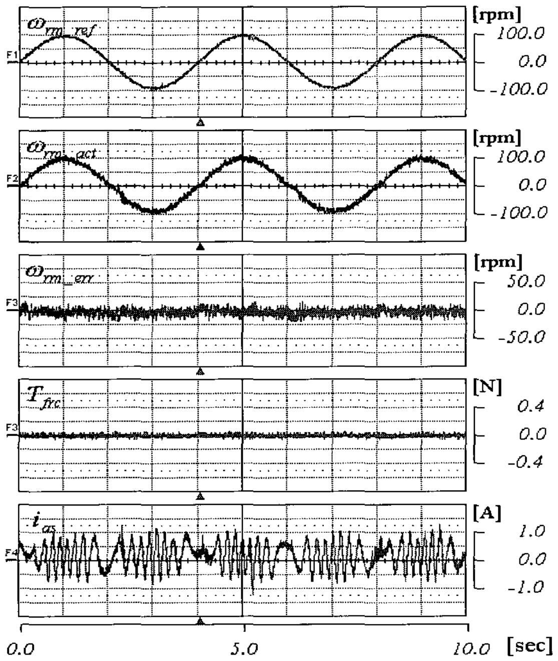


(a) 상용 PI 속도 제어기의 경우
(a) Conventional PI speed controller

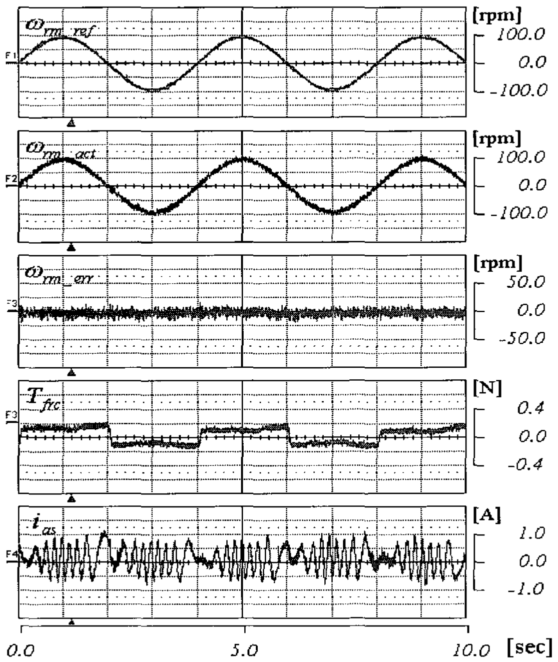


(b) 제안된 방식의 경우
(b) Proposed method

그림 6 볼 스크류 구조의 비선형 마찰 토크에 대한 속도응답 (1[sec/div])
Fig. 6 The speed response of ball-screw system with nonlinear friction torque



(a) 상용 PI 속도 제어기의 경우
(a) Conventional PI speed controller



(b) 제안된 방식의 경우
(b) Proposed method

그림 7 타이밍 벨트 구조의 비선형 마찰 토크에 대한 속도응답 (1[sec/div])
Fig. 7 The speed response of timing-belt system with nonlinear friction torque

원 관측기의 부하 관성은 정확하게 계산된 부하 관성 계수를 적용하였고, 필터의 시정수는 시스템의 응답특성을 고려하여 100[Hz]로 설계되었다. 그림 8에서 $\hat{T}_{obr}$은 최소차원 관측기에서 추정된 외란 부하의 추정치를 나타내고 있다. 실험에서 관측기의 파라미터인 부하의 관성이 매우 정확하게 계산된 경우에 비선형 마찰에 의한 속도 오차는 일반적인 PI제어기만을 적용한 경우에 비해 크게 개선되었지만, 응답성에 따라 속도의 데드존이 약간 발생함을 보이고 있다.

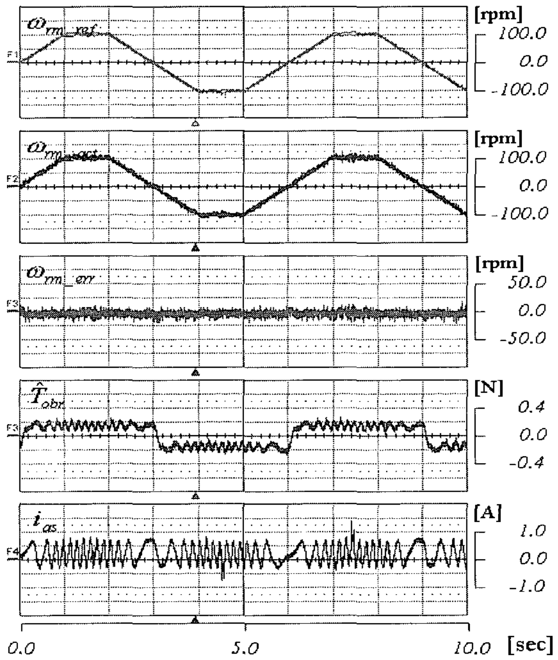


그림 8 최소차원 관측기에 의한 비선형 마찰 토크에 대한 속도응답 (1[sec/div])
Fig. 8 The speed response of reduced order observer with nonlinear friction torque

5. 결 론

서보 전동기를 사용하는 기계 시스템에서는 서보 전동기를 포함한 동력 전달 장치에서의 기구적인 마찰에 의해 발생하는 비선형적인 마찰 토크로 인하여 서보 시스템의 속도 오차가 증가하며 전체 성능을 악화시키는 요인으로 작용한다. 특히, 비선형 마찰 토크는 서보 시스템이 저속으로 운전되거나, 정역으로 운전이 반복되는 구간에서 그 영향이 크게 발생하여 가공기의 경우 곡면 및 모서리 부분에서 요구되는 정밀도의 가공이 어려워지는 문제가 발생한다.

본 논문에서는 비선형 마찰 토크를 보상하기 위한 새로운 이중 제어 구조에 의한 마찰 보상 제어기를 가지는 속도 제어기를 설계하고, 그 성능을 검증하였다. 제안된 이중 구조에 의한 마찰 보상 제어기는 기존의 전동기 파라미터를 사용하는 수학적 모델에 근거한 관측기 구조와 달리, 속도 제어기와 유사한 구조의 내부 보상기로 설계된다. 제안된 비선형 마찰 토크 보상 제어기의 입력 정보는 정확히 측정되는 전동기의 속도와 속도 오차를 사용함으로써, 보상기의 불확정성을 감소되고 매우 간단한 구조로 설계되는 장점이 있다. 또한 내부 제어기의 제어 이득은 외부의 속도 제어기의 제어이득에 대한 비례계수로 설정되므로, 제어이득의 설정이 매우 단순한 장점이 있다. 제안된 이중 제어구조에 의한 비선형 마찰 토크 보상 방식은 시뮬레이션 및 실험을 통하여 그 유효성을 검증하였다.

본 연구는 산업 자원부 중기거점 과제 지원으로 수행되었음.

참 고 문 헌

[1] B. Armstron-Helouvry, P. Dupont and C. Canudas de Wit, "A survey of models, analysis tools and compensation methods for the control of machines with friction", Automatica, Vol. 30. pp. 1083~1138, 1994.

[2] R. H. A. Hensen, Marinus J. G. van de Molengraft and Maarten Steinbuch, "Frequency Domail Identification of Dynamic Friction Model Parameters", IEEE Transactions on Control System Technology, Vol. 10. No. 2, pp. 191~196, March, 2002.

[3] G. T. Johnson and R. D. Lorenz, "Experimental identification of friction and it's compensation in precise, position controlled mechanism", IEEE Trans. Ind. Application, Vol. 28, pp. 1392~1398, Nov./Dec. 1992.

[4] C. Canudas, K. J. Astrom and K. Braun, "Adaptive friction compensation in DC motor drive", IEEE J. Robot. Automation, Vol. 3, pp. 681-685, Dec. 1987.

[5] C. D. Wit, H. Olsson, K.J. Astrom and P. Lischinsky, "A new model for control of system with friction", IEEE Trans. Automat. Control, Vol. 40, pp. 419~425, Mar. 1995.

[6] M. Iwasaki, Y. Kitoh and N. Matsui, "Analysis and Performance Improvement of Motor Speed Control System with Nonlinear Friction", Trans. on IEE Japan, Vol. 116-C, No. 1, pp. 96~102, 1996.

[7] M. Iwasaki and N. Matsui, "Observer-Based Nonlinear Friction Compensation in Servo Drive System", AMC'96-MIE, pp. 344~348, 1996.

[8] M. K. Ciliz and M. Tomizuka, "Modeling and Compensation of Frictional Uncertainties in Motion Control : A Neural Network Based Approach", Proc. of 1995 American Control Conference, No. FA13, pp. 3269~3273, 1995.

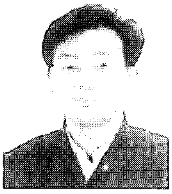
[9] Petr Moreton, Industrial Brushless Servomotors, Newnes, A division of Reed Educational and Professional Publishing Ltd. 2000.

[10] Boulter, B. T., "The Effect of Speed Loop Bandwidths and Line-speed on System Natural Frequencies in Multi-span Strip Processing Systems", IEEE IAS Conference Proceedings, New Orleans, LA, Oct., pp. 2157~2164, 1997.

저 자 소 개

이동희(李東熙)

1970년 11월 11일생. 1996년 부산대 전기공학과 졸업. 1998년 동 대학원 전기공학과 졸업(석사). 2001년 동 대학원 전기공학과 졸업(공박). 2002년~현재 OTIS-LG 서보 R&D팀 선임 연구원.



최 철(崔 哲)

1963년 11월 3일생. 1987년 중앙대 전기공학과 졸업. 1998년 부산대 전기공학과 졸업(석사). 2001년 동 대학원 전기공학과 박사과정 수료. 1987년~1999년 LG산전 창원공장 주차설비팀장. 1999년~현재 OTIS-LG 서보 R&D팀 부장.

김철우(金喆禹)

1942년 12월 5일생. 1969년 부산대 전기공학과 졸업. 1974년 일본 전기통신대학 전자공학과 졸업(석사). 1982년 일본 동경공업대 전기전자공학과 객원교수. 1986년 중앙대 대학원 전기공학과 졸업(공박). 현재 부산대 전자전기통신공학부 교수. 당 학회 자문위원.