

# 유압 비례 위치제어 시스템의 마찰력 보상기 설계

이 명 호\*

## Friction Compensator Design of a Hydraulic Proportional Position Control System

Lee, Myeong Ho

### Abstract

This paper deals with a position control problem of a hydraulic proportional position control system using a friction compensation control. There are many nonlinearities in hydraulic systems. With only proportional controller, response is slow and steady-state error cannot be compensated properly. Controller designed in this paper achieves fast transient response through the velocity and acceleration feedback and good steady-state response through the friction compensator. A/D and D/A board is employed for data acquisition and manipulation. The experimental results are compared with computer simulation results using Matlab.

Keywords : Friction compensator (마찰력 보상기), Digital Signal Processing(디지털 신호처리), Hydraulic proportional position control system(유압 비례 위치제어 시스템)

### 1. 서론

유압시스템에는 선형 마찰인 점성마찰과 비선형 마찰인 쿨롱마찰, 정지마찰 등이 내재되어 있고, 더욱이 점도가 온도에 따라 변하거나 체적탄성계수가 압력에 따라 변하는 등의 영향으로 시스템의 응답특성을 저해하는 요소로서 작용한다.

본 연구에서는 제어대상 플랜트로써 적용하기가 용이하

고 활용성이 높은 비례제어밸브에 의해 구동되는 편로드 실린더 시스템을 다루었다. 그리고 시스템에 존재하는 마찰특성을 보상하는 보상기 설계를 이용하여 제어기를 설계하였다. 이에 대한 연구로서 Tamura<sup>(1)</sup>의 쿨롱마찰의 영향을 받는 D.C. 서보모터의 적용제어에서는 쿨롱마찰만을 보상하였고, Konami<sup>(2)</sup>는 데드존(dead zone) 특성을 고려한 각도제어계의 요소특성에 제어정도의 개선에서는 정지마찰만을 고려하여 보상하였다. 그리고 Yang<sup>(3)</sup>의 마

\* 서울산업대학교 기계공학과

찰력 보상기를 이용한 공기압실린더의 위치제어에서는 PWM신호를 이용한 On-off 밸브의 제어로서 정지와 쿨롱마찰력을 동시에 보상하였다. 본 논문에서는 Yang<sup>(3)</sup>의 방법을 유압 비례제어 밸브를 이용한 편로드 유압실린더의 위치제어에 적용하여 마찰력 보상기를 설계하였다.

## 2. 유압시스템 모델링

편로드 유압실린더와 비례제어 밸브로 구성된 유압 비례제어 시스템의 운동방정식을 다음과 같이 모델링 할 수 있다. 먼저 Fig.1과 같이 유압실린더와 부하계를 구성하여 구동력은 다음과 같이 전진시와 후진시로 나누어 나타낸다.

$$\begin{aligned} \text{전진시 : } F &= P_1A_1 - P_2A_2 \\ \text{후진시 : } F &= P_2A_2 - P_1A_1 \end{aligned} \quad (1)$$

여기서 실린더 양단의 압력차로 구한 구동력과 부하부의 마찰특성을 힘의 평형방정식을 적용하여 다음과 같이 운동학적으로 모델링하였다.

$$F = m \frac{d^2y}{dt^2} + b \frac{dy}{dt} + f_N(v) \quad (2)$$

여기서  $F$ 는 구동력,  $P_1$ 은 실린더 헤드측 압력,  $P_2$ 은 실린더 로드측 압력,  $m$ 은 부하부의 질량,  $b$ 는 점성계수, 그리고  $f_N(v)$ 은 비선형 마찰력으로 다음과 같이 표현된다.

$$f_N(v) = \begin{cases} f_{c+} & V > 0 \\ f_{s+} \sim f_{s-} & V = 0 \\ f_{c-} & V < 0 \end{cases} \quad (3)$$

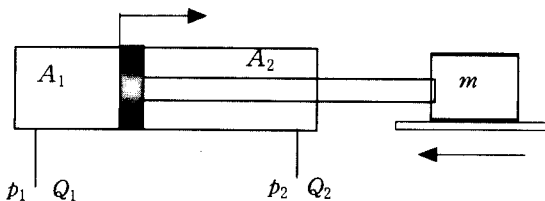


Fig. 1 Hydraulic cylinder and mass load

위 식에서  $f_{s+}, f_{s-}$ 는 속도가 영인 경우의 정지마찰력, 그리고  $f_{c+}, f_{c-}$ 는 속도가 영이 아닌 상태에서의 쿨롱마찰력으로 표현된다.

비선형 마찰특성은 고려하지 않고 선형부만을 라플라스 변환하여 전달함수로 표현하면 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\frac{Y(s)}{F(s)} = \frac{1}{ms^2 + bs} \quad (4)$$

비선형 마찰력의 모델링은 속도의 변화에 따라 정지마찰력과 쿨롱마찰력이 발생하도록 선형부에 추가하여 구성하고, 실제 구성된 선형부와 비선형부의 블록선도는 Fig.2와 같이 표현된다.

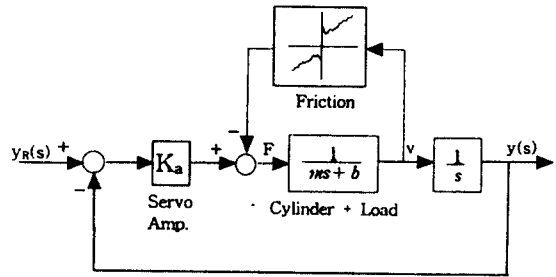


Fig.2 Block diagram for the hydraulic proportional control system with Friction force

## 3. 마찰력 보상기 설계

### 3.1 변위 피드백의 경우 응답특성

본 절에서는 편로드 유압실린더의 변위를 피드백하여 시스템의 응답특성에서 마찰력의 경향을 분명히 규명하도록 한다. 먼저 유압비례 제어밸브의 입력신호로써 실린더의 변위만 피드백한 것을 고려하면 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$u = K_p e + \alpha \quad (5)$$

여기서  $K_p$ 는 비례게인,  $\alpha$ 는 비례제어밸브의 데드존(dead zone) 경향을 보상하는 값이다.

### 3.2 마찰력 보상기 설계

유압시스템에 존재하는 기계마찰력의 불리한 경향을 개선하기 위하여, 마찰력의 보상제어를 도입하여 고찰하였다. 온도변화에 따르는 점성력과 압력의 변화에 따르는 체적탄성계수의 변화는 무시하고, 실제 기계적인 마찰력을 다음과 같이 고려하여 설계한다.

### 3.2.1 가속도를 피드백한 경우의 보상기

가속도는 센서를 이용하여 실제값을 측정하기가 매우 어렵다. 따라서 본 논문에서는 실린더 양단의 압력차를 이용한 구동력(F)을 피드백함으로써 가속도 피드백과 동일한 효과를 얻을 수 있다.

### 3.2.2 속도를 피드백한 경우의 보상기

유압유의 특성에 의하여 시스템의 구동시에 선형마찰력인 점성마찰이 발생하는데, 이는 속도를 피드백함으로써 보상을 하였다.

### 3.2.3 정지와 쿨롱마찰을 피드백한 경우의 보상기

편로드 유압실린더 양단의 면적차를 고려하여 기초실험을 통한 정지마찰과 쿨롱마찰을 4장에서 구하고, 마찰력 보상시에 실험을 통해 구한 근사적인 값들을 사용한다. 그 수식관계는 실린더의 속도와 위치편차에 관계하여 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$f_N(v) = \begin{cases} -f_{c+} & (V > 0, e < 0) \\ f_{c-} & (V < 0, e < 0) \\ -f_{s+} & (V \leq 0, e > 0) \\ f_{s-} & (V \geq 0, e < 0) \end{cases} \quad (6)$$

이와 같은 보상기 설계방법에 의한 제어 입력신호는 다음과 같다.

$$u = K_a[(y_r - y) - K_{fb}(P_1A_1 - P_2A_2) - K_{fv}v + K_{ff}f_N(v)] + a \quad (7)$$

여기서  $K_{fb}$ 는 구동력 귀환 계인,  $K_{fv}$ 는 속도 귀환 계인, 그리고  $K_{ff}$ 는 정지와 쿨롱 마찰력의 귀환 계인이다. 먼저 보상기의 타당성을 검증하기 위하여 Matlab을 이용한 시뮬레이션을 Fig.3과 같이 수행하였다. 그 결과 Fig.4와 같이 비례제어만으로 위치제어를 하였을 경우에는 오버슈트(overshoot)가 나타나지 않는 계인이 0.02이

다. 비례제어에 구동력 귀환 계인과 속도 귀환 계인, 그리고 정지와 쿨롱마찰력의 귀환 계인을 더하면 비례제어를 0.195로 크게 증가시킬 수 있음을 알 수 있었다.

정상상태변위의 10%에서 90%까지를 상승시간(rise time)이라 했을 때, 비례제어기만으로 위치제어를 할 경우에는 상승시간이 1.0초이지만, 속도피드백 루프를 첨가했을 경우에 상승시간은 0.75초임을 알 수 있었다. 그리고 비례제어기만으로 위치제어를 할 경우에 나타났던 마찰력 때문에 발생하는 외란에 대해서는 정지마찰과 쿨롱마찰을 보상함으로써 소멸됨을 알 수 있었다.

## 4. 실험장치와 실험결과

### 4.1 실험장치

본 논문의 실험에 사용된 유압 비례제어 시스템의 구성은 유압 실린더, 비례 방향제어밸브, A/D 보드, 개인용컴퓨터로 구성되어 있으며, 부하는 각각 1.5kg과 15kg으로 나누어 실험을 하였다.

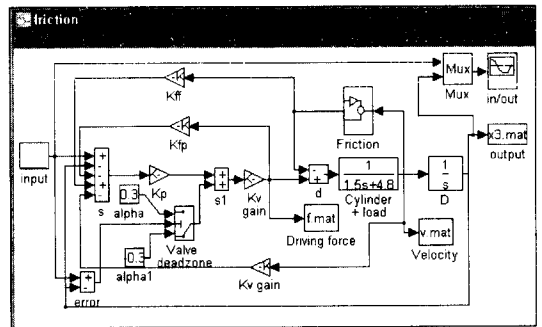


Fig.3 Simulation of friction compensation

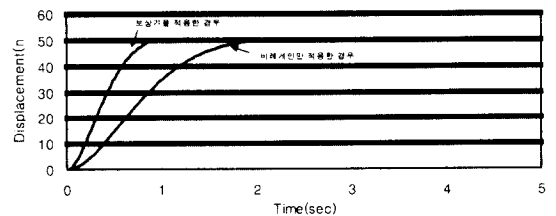


Fig.4 Simulation of position control

제어기에서 D/A변환기를 통하여 신호를 내 보내고, 실

린더의 위치는 변위 변환기를 이용하여 A/D변환기를 통하여 읽어 들인다. 샘플링 시간은 Isermann<sup>(8)</sup>의 이론에 의하여,  $T = 0.1$ 초로 선정하였다. 기초실험을 통하여 사용된 유압시스템의 마찰특성을 살펴보고, 마찰력 보상기 설계에 마찰특성실험을 통해 구해진 파라미터 값을 이용하였으며, 시뮬레이션과 실험을 수행하여 결과를 비교함으로써 각각의 보상성을 서로 비교하여 보았다.

## 4.2 실험결과 및 고찰

### 4.2.1 기초실험결과

유압 비례제어 밸브의 데드존(dead zone)에 기인하는 보상값을 결정하기 위해 입력전압에 대한 실린더의 변위를 측정한다. 그 결과는 Fig.6과 같고, 적절한 보상값은  $\alpha = 0.067$ 로 결정하였다. 또한, 2장에서 의 운동방정식을 이용하여 다음과 같이 마찰력을 구하였다.

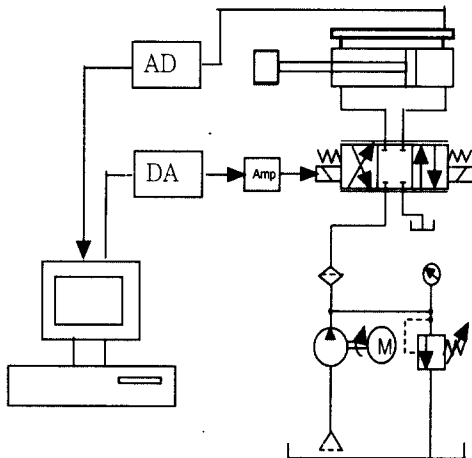


Fig.5 Schematic diagram of the hydraulic proportional position control system

$$bv + f_N(v) = F - ma \quad (8)$$

여기서  $b, f_N(v)$ 은 각각 선형 마찰계수, 비선형 마찰력이고,  $v$ 와  $a$ 는 실린더의 속도와 가속도이다. 위의 식에서 마찰력은 실린더의 양단의 압력과 면적을 측정하여 구동력을 구하였고, 가속도는 실린더의 변위를 측정하여 계산하였다. 이  $b, f_N(v)$ 를 구한 구동력과 가속도를 이용하여 미지의 파라미터인 을 구하였다.

유압 비례제어 시스템에 1.5kg과 15kg로 나누어 로드를 가하고, 마찰력을 구한 실험의 결과를 Fig.7에 나타내었다

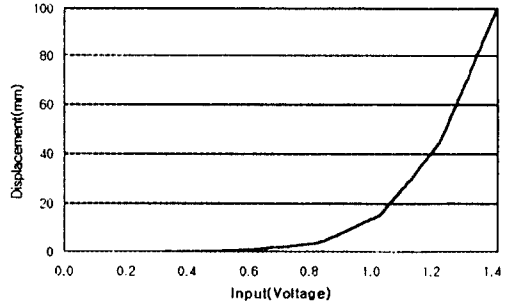


Fig.6 Displacement versus voltage characteristics

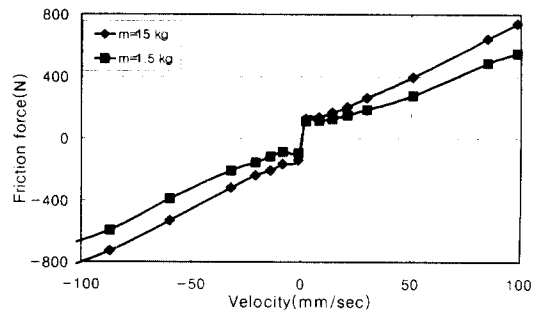


Fig.7 Measured frictional force of the system

변위와 속도의 함수로서 표현된 마찰력 보상값을 근사적으로 구하면, 편로드 실린더의 특성에 의해 마찰력 보상값이 전진시보다 후진시가 더 크게 나타남을 알 수 있었다.

위의 실험을 통해 8mm/sec 이상의 속도에 대해서는 점성마찰이 주요한 요소로 작용하지만, 8mm/sec이하의 저속에서는 정지마찰과 쿨롱마찰이 주요 요소로 작용함을 알 수 있었다.

### 4.2.2 실험결과

제어의 성능을 저해하는 마찰력에 대한 보상실험으로 시뮬레이션에서 얻은 이론적인 응답특성을 실험을 통하여 검증하면 다음과 같다.

Fig.8과 같이 오버슈트가 나타나지 않은 게인값을 설정하여 비례제어만을 수행하였을 경우에 상승시간이 늦고, 마찰력에 의한 외란으로 인하여 정상상태 오차가 발생함

을 알 수 있다.

Fig.9는 비례제어에 속도피드백과 가속도피드백을 더하여 실험한 결과로서, 상승시간을 줄이기 위해 비례게인을 약 10배 정도 크게하고, 이 때 발생하는 오버슈트는 속도 피드백 게인을 가함으로써 줄일 수 있다. 그런데  $K_a = 0.195$  이상의 구간에서는 비례게인을 계속적으로 증가시키에도 불구하고 상승시간에는 큰 영향을 미치지 못하므로 안정한 비례게인값을 정하고 더 이상은 증가시키지 않았다.

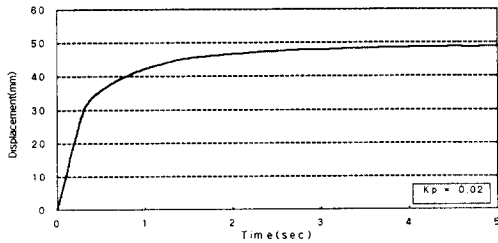


Fig.8 System response with only proportional controller

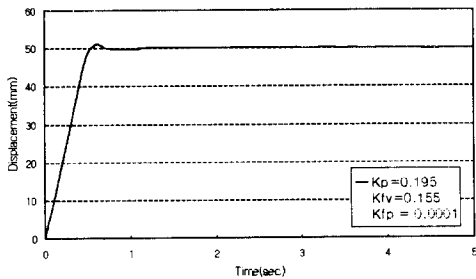


Fig 9. System response with proportional controller and velocity feedback

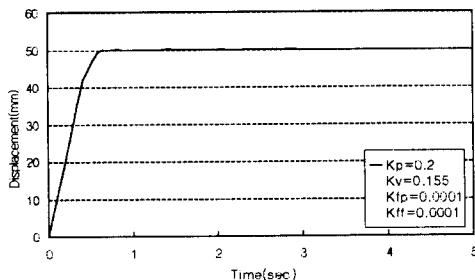


Fig.10 System response with completely designed controller

Fig.10은 정지마찰과 쿨롱마찰에 대한 피드백 게인을 모두 가하여 실험한 결과이다. 여기에서는 상승시간과 정상상태오차를 모두 보상할 수 있었다.

## 5. 결론

유압 비례 위치제어 시스템의 마찰력보상에 대한 결론은 다음과 같다.

기초실험을 통하여 비례제어 밸브에 내재하는 데드존을 전압과 변위의 관계에서 구하였고, 이를 통하여 적절한 데드존 보상값을 설정하였다. 유압실린더에서 발생하는 마찰력을 구하여 보상기 설계시에 사용되는 파라미터 값을 근사적으로 구하였다. 비례제어기와 마찰력보상기에 의한 제어기를 구성하고, Matlab을 이용한 시뮬레이션에서 특성을 파악한 후에 실험을 통하여 검증하였다. 비례제어기만으로 위치제어를 수행할 경우에 정상상태에 도달하는 시간이 느리고, 마찰력에 기인한 정상상태 오차가 많이 발생하였으나, 마찰력 보상기를 추가하였을 경우에는 응답특성의 개선과 동시에 정상상태 오차를 줄여서 원하는 결과를 얻을 수 있었다. 비례제어 밸브에 존재하는 마찰력을 동시에 보상하였을 경우에 시스템의 응답특성이 더욱 개선될 것으로 사료되므로 이에 대한 연구가 요망된다.

## 후 기

“이 논문은 서울산업대학교 교내 학술연구비에 의하여 연구되었음”

## 참 고 문 헌

1. Tamura. K., K. Lchikawa. K. Kotani and Y.Amano, "Adative Control of D.C. Servo Motor System with Coulomb Friction Compensation", Trans. of SICE 20-7, pp. 663-665, 1984.
2. Shizuro Konami, Takao Nishiumi and Kuniyuki Yonemoto, "Improved Steady Error of an Electro-Hydraulic Servo System with a Dead Zone and Identification of the Element Time Contants",

- 油壓と空氣壓, 第25卷 第4号 pp. 97-103, 7.1995.
- 3 Qing-hai Yang, Yukio Kawakami and Sunao Kawai, "Position Control of a Pneumatic Cylinder with Friction Compensation", 油壓と空氣壓, 第28卷 第2号 pp. 115-121, 3.1997
  4. Isermann R., "Parameter Adaptive Control Algorithm-A Tutorial", Automatica 18, pp. 513-528, 1982
  5. Pierre E. Dupont, "Avoiding Stick-Slip Through PD Control", IEEE Transactions on Automatic Control, Vol.39, NO.5, 1994
  6. Yang S. and Tomizuka M., "Adaptive Pulse Width Control for Precise Positioning under the Influence of Stiction and Coulomb Friction", ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol.110, pp.221-227
  7. Armstrong-Helouvry B., "Stick-Slip and Control in Low-Speed Motion", IEEE Transactions on Automatic Control, Vol.38, NO.10, pp. 1483-1496, 1994
  8. John Watton, Fluid Power Systems, Prentice Hall, 1989.