

# 유압구동 로봇의 제어를 위한 유압 실린더 모델 파라미터 추정

최 명 환\*

## Dynamic Model Parameter Estimation of Hydraulic Cylinder for Robot Manipulator Control

Myoung-Hwan Choi\*

---

### ABSTRACT

In the early developmental stages of robotics, hydraulics played an important role. As the power-to-weight ratio of electric motors increased, they eventually replaced hydraulic actuators in robot manipulators. Recently, however, task requirements have dictated that the manipulator payload capacity increase to accomodate greater payload, greater length, greater reaction forces, and hydraulic actuators are being studied as an effective form of robot actuation again. For efficient control of hydraulic actuators, the knowledge of its dynamic equation is essential. However, the dynamic equation of hydraulic actuators are nonlinear, and the dynamic coefficients are time varying. In this paper, an estimation algorithm of the dynamic coefficients of the hydraulic piston dynamics are formulated. Simulation results are presented to show the possibility of the parameter estimation.

---

### 1. 서론

로봇의 초기 발전단계에서 유력학(hydraulics)은 중요한 역할을 담당하였다. 초기의 많은 고부하(high payload) 로봇 매니플레이터들은 유압 실린더 혹은 유압 모터에 의하여 구동되었다. 그러나 전기모터의 출력 대 자체중량비가 증가하면서 전기모터가 갖는 장점, 즉 동작, 제어, 유지 의

편리함, 또한 깨끗한 환경 등의 이유로 인하여 유압구동기 대신 전기모터가 점차 많이 사용되게 되었다. 최근에 들어서는 로봇의 적용범위가 확장되면서 로봇 매니플레이터의 작업 가운데는 더 높은 가반중량, 매니플레이터 길이, 외부 환경과의 작용 힘들을 요구하게 되었다. 예를 들면 핵 폐기물 저장 탱크의 청소, 노후된 핵 발전 시설의 철거 등의 작업은 로봇의 가반중량이 수 킬로그램의 범위가 아니라 수백 킬로그램의 단위가 되어야만 가능하다. 이

---

\* 강원대학교 제어계측공학과 조교수

러한 작업에서 요구되는 높은 가반중량을 해결하기 위해서 로봇 매니플레이터의 기구 설계자들은 유압구동기를 이용하기 위해 노력하고 있다.

유압구동기는 전통적으로 불도저, 굴삭기, 터널굴착기 등의 건설장비나 프레스, 절단기 등의 공작기계등에 사용되어 왔다. 이러한 종류의 작업은 유압구동기의 높은 힘을 필요로 하고 있으나 고속 운동을 필요로 하지는 않는다. 그러나 유압구동 로봇을 설계, 제어하기 위하여는 유압구동기를 고속 정밀 제어해야하며 이를 위하여는 정교한 모델링과 해석, 그리고 제어실험이 필요하다. 이는 로봇 매니플레이터에 사용되는 유압제어와 타 유압구동작업의 주요한 차이점이 된다.

현재 유압제어에 사용되는 제어법칙은 비례미분 제어방식(Proportional-Derivative control) 또는 비례제어방식(P control)이 보편화 되어 있으며, 이러한 제어방식은 저속 저정밀도의 용도에는 적합하다고 할 수 있으나 로봇 매니플레이터와 같이 고속 정밀한 제어에는 적합하지 않다. 고성능 유압로봇을 구현하기 위해서는 유압구동기의 동역학 운동식에 기초한 제어기법을 이용하여야 하는데 유압구동기의 동역학 운동식은 매우 비선형이며 또한 운동식의 파라미터가 시변(time varying)이기 때문에, 동역학 운동식에 기초한 제어의 실용화는 어려운 과제로 남아있다. 이와같은 이유로 유압구동기의 제어에서 보편적으로 사용되는 방법중 동역학 운동식에 기초한 방법은 비선형운동식을 선형화하고 운동식의 파라미터들은 실험으로 구한 값을 쓰거나 ([1],[2]), 선형화된 모델을 이용하여 적응제어 방식을 도입하는 방법([3],[4])이 주류를 이루며, 또는 시변 전달함수의 집합을 실험

적으로 구한다음 강인제어(robust control)를 이용하는 방법([5])도 사용되고 있다.

유압구동기의 동역학식에서 시간에 따라 변화하는 파라미터는 유압유(hydraulic fluid)의 Bulk Modulus 이다. 이 Bulk Modulus 는 유압구동기를 흐르면서 힘을 전달하는 유압유(hydraulic fluid)의 탄성계수이며, 대부분의 순수한 액체의 Bulk Modulus 는 정확히 알려져 있으며 측정도 가능하다. 그러나 유압시스템 내부를 순환하는 유압유는 시간의 흐름에 따라 온도가 변화하며 또한 유압유의 운동에 따라 기포(air bubbles)를 포함하게 된다. 유압유의 온도는 일반적으로 유압시스템의 가동초기에 가장 낮으며, 정상상태에서는 섭씨 60 도 까지도 상승하는 것으로 알려져 있다. 또한 유압유에는 일정량의 공기(air)를 포함하고 있는데, 이 공기는 액체속에 녹아있는(dissolved) 상태와 작은 기포상태의 두 상태사이에서 변화한다([6],[7],[9]). 이처럼 유압유 내부에 포함된 공기는 제거하기가 불가능하며 측정도한 쉽지않다. 기포는 공기 쿠션(air cushion)의 역할을 하기 때문에 유압유의 유효 Bulk Modulus 값에 큰 영향을 주며, 또한 온도와 압력이 변화함에 따라 Bulk Modulus 가 변화한다([1],[8]). 온도가 100 F 인 경우, 순수한 액체의 Bulk Modulus 가 210,000 psi 일 때 유효 Bulk Modulus 는 약 47% 인 100,000 psi 가 보통인 것으로 알려져 있다([10]). 다음은 서보밸브내부의 규격과 유량의 specific mass, 서보밸브의 이득값등도 온도에 따라 변화하며 정확하게 알기 어려운 값으로서 피스톤의 동역학식에 포함된 계수들이다.

본 논문에서는 유압구동기의 제어를 효과적으로 구현하기 위해 필요한 유압유의 Bulk modulus 와 동역학 식의 계수를 실시간으로 추정하기 위한 방법을 제안한다. 먼

저 2장에서는 유압실린더의 동역학 운동식을 정리하고 3장에서는 Bulk modulus 추정 알고리즘을 전개하며, 4장에서 시뮬레이션 결과를 소개한다.

## 2. 유압실린더의 동역학 모델

유압실린더와 서보밸브의 모델을 나타내면 그림 1 과 같다([11]). 서보밸브는 전류를 입력으로 받아 스톱의 위치를 조절함으로써 실린더의 피스톤 양측 공간으로 흐르는 유압유의 유량을 제어한다. 서보밸브의 스톱(그림 2)은 밸브입력이 0 일 때 영(zero) 위치에 있으며 모든 유량을 차단한다. 스톱이 이동하면 유압유의 통로가 열리며, 유량은 스톱 간극(gap)에 의해 조절된다. 피스톤 양면의 면적을  $A_1, A_2$ , 압력을  $P_1, P_2$ , 유압유의 공급압력을  $P_s$ , 길이를  $L_1, L_2$  라 하자. 피스톤이  $+y$  방향으로 이동하고 있을 때, 유압공급측에서 서보밸브의 면적  $a_1$  인 간극(gap)을 통과해서 피스톤의  $A_1$  방향으로 유입되는 유량을  $Q_1$  이라고 하고, 피스톤의  $A_1$  측에서 서보밸브의 면적  $a_2$  인 간극을 통해서 배출측으로 새어나가는 누출유량(leakage flow)을  $Q_2$  라하면, 피스톤의  $A_1$  측으로 유입되는 유량은  $Q_1 - Q_2$  가 된다. 또한 피스톤의  $A_2$  측에서 밀려난 유압유는 배출되는데, 이때 배출측으로 서보밸브의 면적  $a_3$  인 간극을 통해 배출되는 유량을  $Q_3$ , 공급측에서 면적  $a_4$  인 간극을 통해 누출되는 유량을  $Q_4$  라하면 피스톤의  $A_2$  측에서 밀려난 유량은  $Q_3 - Q_4$  가 된다. 또한 그림1의 피스톤 모델에서 제외된 서보밸브와 피스톤 사이의 배관파이프의 용적을  $V_{L1}, V_{L2}$  라고 하고 유압유의 bulk Modulus 를  $E$  라하자.

피스톤의 속도는  $A_1$  측에 유입되는 유량과 유압유의 압축율(compressibility)에 의해

결정되며 아래와같이 결정된다. 먼저 피스톤의  $A_1$  측에 대해서 운동식을 보면

$$\dot{y} = \frac{Q_1 - Q_2}{A_1} - \frac{A_1 L_1 + V_{L1}}{A_1 E} \dot{P}_1 \quad (1)$$

이때 유량  $Q_1, Q_2$  는 turbulent flow 에 대해서 다음과같이 주어진다.

$$Q_1 = a_1 C_d \sqrt{\frac{2(P_s - P_1)}{\rho}} \quad (2)$$

$$Q_2 = a_2 C_d \sqrt{\frac{2P_1}{\rho}} \quad (3)$$

여기서  $C_d$  는 좁은 orifice 를 통과하는 discharge coefficient 이며 이론적으로  $\pi/(\pi + 2) = 0.611$  의 값을 갖는다.  $\rho$  는 유압유의 specific mass이고,  $a_1, a_2$  는 서보밸브의 간극 면적으로서 서보밸브 스톱의 단면이 원형이므로 원주의 길이를  $b$  라하고  $a_1, a_2$  에 해당하는 스톱의 간극넓이를  $h_1, h_2$  라 하면 다음과 같이 표현가능하다.

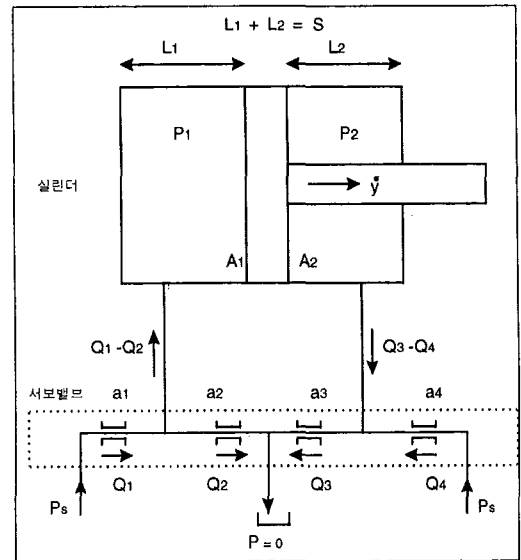


그림 1. 서보밸브와 유압실린더

$$a_1 = b h_1, \quad a_2 = b h_2 \quad (4)$$

이상을 종합하면

$$Q_1 = b C_d \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{(P_s - P_1)} h_1 \quad (5)$$

$$Q_2 = b C_d \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{P_1} h_2 \quad (6)$$

다음, 피스톤의  $A_2$  측에 대해서 같은 방법으로 운동식을 세우면 아래와 같다.

$$\dot{y} = \frac{Q_3 - Q_4}{A_2} + \frac{A_2 L_2 + V_{L2}}{A_2 E} \dot{P}_2 \quad (7)$$

$$Q_3 = b C_d \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{P_2} h_3 \quad (8)$$

$$Q_4 = b C_d \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{(P_s - P_2)} h_4 \quad (9)$$

이때  $a_3 = b h_3, \quad a_4 = b h_4$

유압 실린더의 고속 구동에 사용되는 서보밸브에는 deadband가 없는 critical center 밸브가 사용되므로 본 논문에서는 critical center valve를 가정한다. 서보밸브는 전류입력  $u$  를 받아 스톱의 위치  $x$  를 이동함으로써 피스톤으로 유입되는 유압유의 유량을 제어한다.

서보밸브의 스톱 간극폭이  $h_1, h_2, h_3, h_4$ 의 관계는 그림 2 에서 보여주듯이 아래와 같다.

$$h_1 = h_3, \quad h_2 = h_4 \quad (10)$$

스톱의 위치  $x$  가 0 에서부터 증가하면 간극의 넓이  $h_1, h_3$  는 0 부터 선형적으로 증가하다가  $h_1, h_3$  의 최대값에서 포화

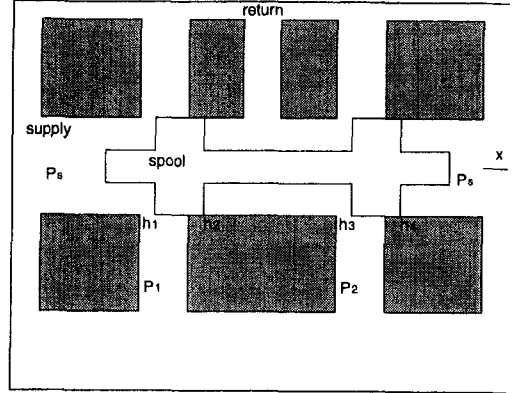


그림 2. 서보밸브 스톱의 동작

(saturation)된다. 반대로,  $x$  가 음수방향으로 증가하면  $h_2, h_4$  는 양수방향으로 증가다가 포화된다. 이들을 포화값을 무시하면 다음과 같이 선형영역에서 모델을 세울수 있다.

$$h_1 = h_3 = \begin{cases} x & , x \geq 0 \\ 0 & , x < 0 \end{cases} \quad (11)$$

$$h_2 = h_4 = \begin{cases} 0 & , x \geq 0 \\ -x & , x < 0 \end{cases}$$

서보밸브의 스톱의 운동은 솔레노이드의 코일에 흐르는 전류에 의해 발생한 자력에 의한 힘으로 발생되며 스톱의 속도는 피스톤의 운동에 비하여 매우 빠르다. 예를 들어 보통의 유압구동 로봇의 대역폭 (bandwidth) 을 10 Hz 라하면 Moog760 서보밸브의 대역폭은 약 170 Hz 정도이므로 ([12]) 서보밸브의 전달함수를 1차함수로 모델링할수 있으며 다음과 같다.

$$\frac{X(s)}{U(s)} = \frac{K_v}{1 + a_v s} \quad (12)$$

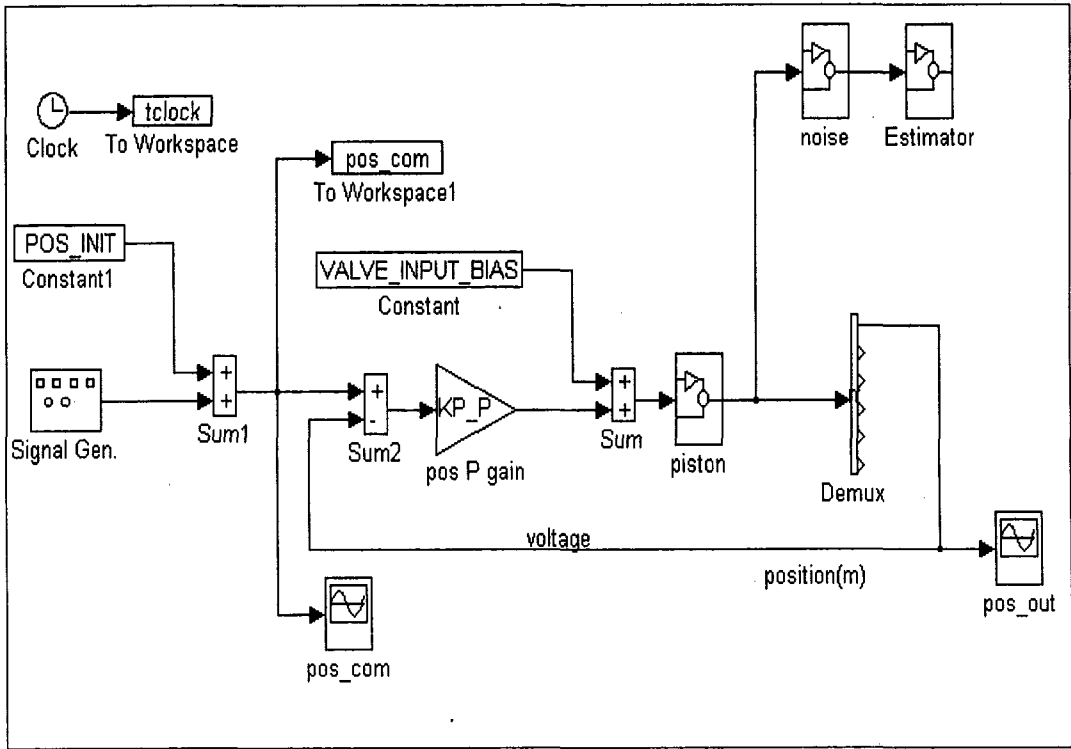


그림 3. MATLAB Simulink를 이용한 Simulation

이제 스톱의 위치변수  $x$  대신 가상의 변수  $v$  를 생각하고  $v = x / K_v$  라하자. 그러면,

$$\frac{V(s)}{U(s)} = \frac{1}{1 + a_v s}, \quad x = K_v v \quad (13)$$

가된다. 다음  $v_i = h_i / K_v$  라고 정하고,  $K_c$  를 다음과 같이 정의하자.

$$K_c = b C_d \sqrt{\frac{2}{\rho}} \quad (14)$$

이때  $K_c$  는 주어진 서보밸브와 실린더에 대해서 피스톤의 운동과 독립적인 상수이다. 그러면, (5),(6),(8),(9) 식은 아래와같이 쓸 수 있다.

$$Q_1 = K_v K_c \sqrt{(P_s - P_1)} v_1 \quad (15)$$

$$Q_2 = K_v K_c \sqrt{P_1} v_2 \quad (16)$$

$$Q_3 = K_v K_c \sqrt{P_2} v_3 \quad (17)$$

$$Q_4 = K_v K_c \sqrt{(P_s - P_2)} v_4 \quad (18)$$

다음,  $L_1 + L_2$  는 주어진 실린더에 대해서는 고정이므로  $L_1 + L_2 = S$  라하면, 피스톤의 변위  $y = L_1$ ,  $L_2 = S - y$  가 된다. 또한 서보밸브와 피스톤사이의 연결되는 배관내부의 용적은 일반적으로 매우 작으므로, 즉  $V_{L1}/A_1 \ll 1$ ,  $V_{L2}/A_2 \ll 1$  이므로 무시할수 있다. 이상을 종합하면, 피스톤이 가하는 힘  $F$  는

$$F = P_1 A_1 - P_2 A_2 \quad (19)$$

$$A_1 \dot{P}_1 = \frac{(Q_1 - Q_2)E - A_1 E \dot{y}}{y} \quad (20)$$

$$A_2 \dot{P}_2 = \frac{(Q_4 - Q_3)E - A_2 E \dot{y}}{S-y} \quad (21)$$

이때  $Q_1 - Q_4$  는 (15),(16),(17),(18) 로 주어진다. 위의 식에서  $y = 0$  ,  $y = S$  인 경우 즉 피스톤이 실린더의 벽면에 접촉하는 경우는 고려하지 않는다.

### 3. 파라미터 추정

이상의 잘 알려진 식을 기초로 하여 본 절에서는 실린더의 동역학 파라미터 추정 알고리즘을 제안한다. 먼저  $K = K_v K_c E$  라고 정의하면 (19), (20), (21) 식으로부터  $\dot{F}$  를 다음과 같이 전개할수 있다.

$$\dot{F} = \frac{K [\sqrt{(P_s - P_1)} v_1 - \sqrt{P_1} v_2] - A_1 E \dot{y}}{y} - \frac{K [\sqrt{(P_s - P_2)} v_4 - \sqrt{P_2} v_3] + A_2 E \dot{y}}{S-y} \quad (22)$$

이 식에서  $K$  와  $E$  는 추정해야할 값이고,  $P_s, P_1, P_2$  는 유압(fluid pressure)으로서 측정가능하고,  $y$  와  $\dot{y}$  도 측정가능하다.  $v_i$  는 서보밸브의 대역폭이 피스톤의 대역폭보다 충분히 크므로  $\alpha_v = 0$  으로 가정하면 위의 식 (11) 과 같은 형태로 구할수 있다.

$$v_1 = v_3 = \begin{cases} u & , u \geq 0 \\ 0 & , u < 0 \end{cases}$$

$$v_2 = v_4 = \begin{cases} 0 & , u \geq 0 \\ -u & , u < 0 \end{cases}$$

따라서 위의식을 미지수  $K$  와  $E$  에 대한 연립방정식으로 볼수 있으며 다음과 같이 표현된다.

$$\dot{F} = \alpha K + \beta E \quad (23)$$

$$\alpha = \frac{\sqrt{(P_s - P_1)} v_1 - \sqrt{P_1} v_2}{[\sqrt{(P_s - P_2)} v_4 - \sqrt{P_2} v_3]} \frac{y}{S-y}$$

$$\beta = -\frac{A_1 \dot{y}}{y} - \frac{A_2 \dot{y}}{S-y}$$

식 (23) 에서  $\dot{F}, \alpha, \beta$  는 측정가능한 값이므로, 이상적으로는  $\dot{F}, \alpha, \beta$  값을 두 번 측정하면  $K$ 와  $E$  를 구할수 있다. 즉,

$$\dot{F}_1 = \alpha_1 K + \beta_1 E$$

$$\dot{F}_2 = \alpha_2 K + \beta_2 E$$

이므로

$$\begin{bmatrix} K \\ E \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_1 & \beta_1 \\ \alpha_2 & \beta_2 \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} \dot{F}_1 \\ \dot{F}_2 \end{bmatrix} \quad (24)$$

$K$  와  $E$  를 알면  $K_v K_c = \frac{K}{E}$  로 주어진다.

식 (24)에서 센서들의 측정 노이즈로 인하여 정확한 데이터를 얻기 어려운 경우는 많은 측정 데이터를 수집한 다음 Least square error 해를 다음과 같이 구할수 있다.

$$\dot{F}_i = \alpha_i K + \beta_i E, \quad i=1, 2, \dots, N$$

$N$ 개의 측정데이터를 이용하면

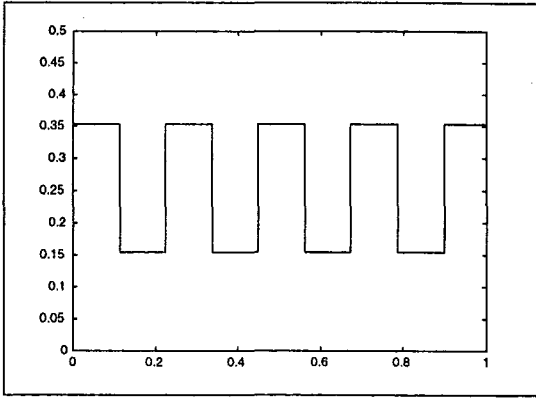


그림 4a 위치명령 ( x축 : time(sec) )

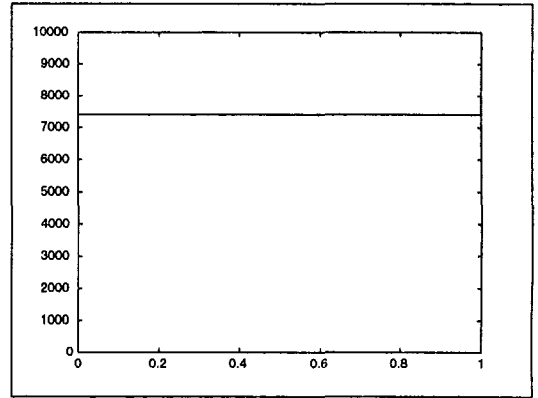


그림 4c K 추정값 ( x축 : time(sec) )

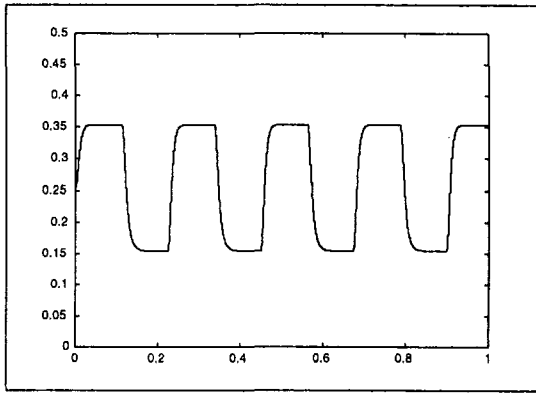


그림 4b 위치응답 ( x축 : time(sec) )

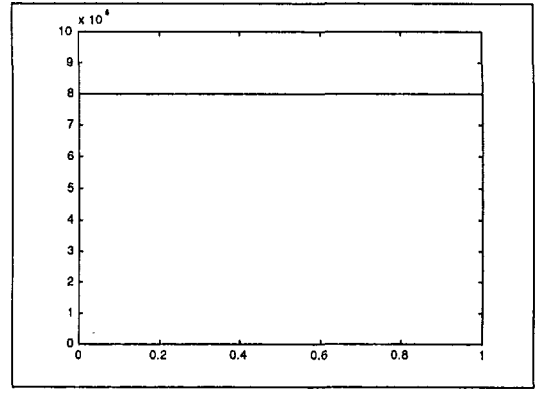


그림 4d E 추정값 ( x축 : time(sec) )

그림 4. 구형파 위치명령에 대한 피스톤의 운동과 파라미터 추정

$$M \zeta = \lambda$$

$$M = \begin{bmatrix} \alpha_1 & \beta_1 \\ \alpha_2 & \beta_2 \\ \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot \\ \alpha_N & \beta_N \end{bmatrix} \quad \lambda = \begin{bmatrix} \dot{F}_1 \\ \dot{F}_2 \\ \cdot \\ \dot{F}_N \end{bmatrix}$$

$$\zeta = \begin{bmatrix} K \\ E \end{bmatrix}$$

$$\zeta = (M^T M)^{-1} M^T \lambda \quad (25)$$

#### 4. 시뮬레이션 결과 및 분석

3절에서 유도된 파라미터 추정 알고리즘을 MATLAB simulink 를 이용하여 시뮬레이션을 수행하였다(그림 3). 먼저 위치

오차에 대한 P 제어를 통하여 위치제어 루우프를 구성하고, 입력에 4.5 Hz 10cm 구형파 위치명령을 가한다음, 피스톤의 위치응답이 안정적으로 얻어지도록 P gain 을 조정하여 유압피스톤의 모델을 구성하였다. 다음, 3절의 추정 알고리즘을 이용하여 파라미터 K 와 E 를 추정하였다. 이때 사용한 실린더와 밸브와 관련된 값들은 아래와 같다.

$$\begin{aligned} a_v &= 0.0026 \\ E &= 8 \times 10^8 \text{ Nm}^2 \\ K &= 7.4 \times 10^3 \\ A_1 &= 0.0054 \text{ m}^2 \\ A_2 &= 0.0033 \text{ m}^2 \\ P_s &= 3000 \text{ PSI} = 2.07 \times 10^7 \text{ N/m}^2 \end{aligned}$$

## 5. 결론

$S$	= 20 inch = 0.508 m
$M$	= 20 Kg
$B$	= 49.05 N/(ms <sup>-1</sup> )
$F_c$	= 39.24 N ( coulomb friction )
$F_s$	= 58.96 N ( stiction friction )
$K_p$	= position loop P gain = 10

이상의 값은 Moog 760 servo valve 의 data sheet 와 약 120,000 PSI 의 Bulk Modulus, 3 1/4 인치 피스톤 내경 , 1.4 인치 피스톤 막대의경, 20인치 실린더 길이 등의 규격을 기준으로부터 구하였다. 식 (24)에 필요한 측정값은 시간  $t$  와  $t-\Delta t$  때의 값을 사용하였다. 이때

$\Delta t = 0.001$  sec 로서 simulation 의 1 sample time 에 해당한다. noise 가 없는 경우의 파라미터 추정결과가 아래 그림 4 에 나타나 있다.

위의 그림 4c 와 4d에서 보듯이 제안된 알고리즘은 시뮬레이션 시작 후 0.001 sec 이 후부터  $K$  와  $E$  의 값을 정확하게 추정함을 알 수 있다. 또한 추정식이 간단한 선형방정식의 형태로 구성됨으로서 실시간 계산이 가능하며, 시변 파라미터인  $K$  와  $E$  를 추정가능하다.

본 논문에서 제안된 알고리즘은 추정식에서 보여주듯이 피스톤의 마찰력에 영향을 받지 않는다. 추정과정에 사용된 값들은 피스톤의 양측 압력과 위치, 속도이며, 압력 센서와 위치센서의 측정오차와 잡음에 의해 영향을 받는다. 센서의 측정오차가 있는 경우 위의 추정알고리즘의 동작은 안정적인 값으로 수렴하는데 어려움이 있으며, 이들 잡음이 포함된 측정값을 사용하면서  $K$  와  $E$  를 안정되게 추정할수 있는 연구가 향후 과제이다.

본 논문에서는 유압실린더의 동역학운동식을 이용한 동역학 파라미터  $K$  와  $E$  (bulk modulus) 의 추정방법을 제안하였다. 제안된 추정방법은 피스톤의 양측 압력과 위치, 속도를 측정하여 사용하며, 피스톤 및 부하의 마찰력과 무관하다. 또한 추정식이 선형방정식의 형태로 구성됨으로서 실시간 추정이 가능하며, 제안된 방법의 동작가능성을 시뮬레이션을 통하여 검증하였다.

## 참고 문헌

- [1] Yu, chen, Lu, "The Variation of Oil Bulk Modulus with Pressure in Hydraulic system," Trans. ASME Dyn. Sys. Meas. and Control Vol. 116, pp.146-150, March, 1994
- [2] Vossoughi, Donath, "Dynamic Feedback Linearization of Electrohydraulically Actuated Control Systems", Trans. ASME Dyn. Sys. Meas. and Control Vol. 117, pp.468-477, December, 1995
- [3] Yun, Cho, "Application of an Adaptive Model Following Control Technique to a Hydraulic Servo System Subjected to Unknown Disturbances", Trans. ASME Dyn. Sys. Meas. and Control Vol. 113, pp.479-486, September, 1991
- [4] Kim, Cho, "A Suboptimal Controller Design Method for the Energy Efficiency of a Load-Sensing Hydraulic servo System", Trans. ASME Dyn. Sys. Meas. and Control Vol.113, 487-493, September, 1991
- [5] Jansen, Kress, "Hydraulically Powered



- Dissimilar Teleoperated System Controller Design," 96' Int. Conf. Robotics and Automation, Vol. 3, pp2484-2491, Minneapolis, 1996
- [6] Klauss, O'Brien, "Precise Measurement and Prediction of Bulk Modulus Values for Fluids and Lubricants," Journal of Basic Engineering, pp.469-474, September, 1964
- [7] Peeler and Green, "Measurement of Bulk Modulus of Hydraulic Fluids," ASTM Bullitin, pp.51-57, January, 1959
- [8] Magorien, "The Effect of Air on Hydraulic System," Hydraulics and Pneumatics, pp.128-131, October, 1967
- [9] Magorien, "How Hydraulic Fluids Generate Air," Hydraulics and Pneumatics, " pp. 104-108, June, 1968
- [10] Merritt, "Hydraulic Control Systems," John Wiley & Sons, 1967
- [11] Viersma, "Analysis, Synthesis, and Design of Hydraulic Servo Systems and Pipelines," Elsevier Scientific Publishing Company, 1980
- [12] Moog 760 servo valve data book, Moog Inc., East Aurora, N.Y.