

# 압력제어용 DDV를 이용한 전기 · 유압 서보시스템의 식별 및 제어

## Identification and Control of a Electro-Hydraulic Servo System Using a Direct Drive Valve

이 창 돈, 이 상 훈, 곽 동 훈, 이 진 걸

(Chang-Don Lee, Sang-Hoon Lee, Dong-Hoon Kwak and Jin-Kul Lee)

**Abstract** : The electro-hydraulic servo system with a servo valve is applied widely in force control. However, the composition of control system using a servo valve is difficult due to nonlinearities in the servo valve, such as square-root terms in flow equation. The electro-hydraulic servo system using a DDV(Direct Drive Valve) instead of a servo valve was proposed and it's characteristics was estimated. The DDV and whole system are modelled by parameter identification using the input-and-output data, then the models are verified by the comparison of simulation with experiment. Also, the state feedback controller has been designed based on this model, then the performance of the electro-hydraulic force servo system using a DDV is evaluated by simulation and experimental results.

**Keywords** : electro-hydraulic servo system, DDV(Direct Drive Valve), identification, state feedback controller

### I. 서론

고정밀도 · 고응답성을 요구하는 유압 제어시스템에는 정적 및 동적 제어성능이 우수한 전기 · 유압 서보밸브가 주로 사용되고 있다. 서보밸브를 이용한 편로드 유압실린더의 힘 제어(force control)는 유량계수, 체적탄성계수와 같은 불확실한 요소 및 모델에 포함된 오리피스로 인한 제곱근(square root)과 같은 비선형 요소에 의해 제어성능 향상에 제약조건이 되고 있다. 반면에, 본 연구에서 사용한 압력제어용 DDV(Direct Drive Valve)[1][2]는 밸브자체가 압력 변환기(pressure transducer)와 압력 제어용 전자회로 장치를 포함하고 있기 때문에 액추에이터의 미터 인(meter-in) 압력이 조절되므로, 전술한 서보밸브에 포함된 비선형 항이 제거되는 장점이 있다. 또한, 압력제어용 DDV는 노즐-플래퍼 또는 분사관(jet-pipe)형 서보밸브와는 달리 전자코일이 스톱을 직접 구동하는 전자 비례제어밸브(proportional valve)와 구조가 유사하나, 전자 비례제어밸브의 4배 이상의 대역폭과 1/4미만의 히스테리시스를 가지고 있어 그 성능이 상대적으로 우수하다.

그러나, 압력제어용 DDV에 대한 기술적인 자료가 전무한 실정이고, 또한 DDV를 이용한 유압시스템에 관한 연구나 보고는 거의 없다.

Alleyne[3] 등이 유량 제어용 DDV를 이용한 전기 · 유압 서보시스템의 제어에 관한 연구를 수행하였으나, DDV에 대해서는 단순히 제조사에서 제공하는 성능표를 이용하였다.

본 연구에서는 압력 제어용 DDV를 사용한 전기 · 유압 서보시스템에 대하여 파라미터 식별(parameter identification)을 통해 DDV 및 전체적인 유압시스템을 수학적으로 모

델링하고, 시뮬레이션 및 실험으로 이 모델식의 타당성을 검증하였다. 또한, 유도된 모델식을 바탕으로 상태 피드백 제어기를 설계하여 전기 · 유압 서보 시스템의 힘 제어에 대한 제어 성능을 시뮬레이션하고 실험으로 검증하였다.

### II. 시스템의 구성

전체 시스템은 그림 1과 같이 크게 동력공급 장치, 유압 시스템 및 제어기로 구성된다. 먼저, 동력공급 장치는 정용량형 펌프, 전동기, 릴리프 밸브 등으로 구성된 유압 파워 유닛을 사용하였고, 유압시스템은 편로드 유압 실린더와 압력 제어용 DDV 및 유압 관로로 구성되었다. 또한, 서보 증폭기를 이용하여 DDV에 구동 전류를 인가하며 유압실린더에 의해 가하여지는 힘은 로드셀(load cell)로 측정하였다. 제어기로는 Pentium급(166MHz) 개인용 컴퓨터를 사용하였고, 인터페이스 장치로는 12비트 분해능을 가지는 A/D, D/A 변환기인 PCL-818 보드를 사용하였다.

본 시스템의 구동원리는 다음과 같다. 제어기로부터 출력된 기준입력 신호는 서보증폭기에서 증폭되어 DDV로 입력되고, DDV내의 전자제어 장치에 의해 입력 신호에 비례한 압력을 실린더에 공급하게 된다. 공급된 압유에 의하여 실린더가 구동되어, 고정벽면에 힘을 가하게 된다. 실린더 출력에 의한 힘을 실린더 끝단의 로드셀로부터 검출하여 기준 입력 신호와 비교함으로써 일정한 출력을 유지하도록 제어된다.

그림 2는 본 연구에 사용된 압력제어용 DDV의 구조를 나타낸다. DDV의 스톱을 구동하는 모터는 일반적인 전자비례밸브의 솔레노이드와는 다른 구조로서 하나의 코일과 한 쌍의 회로류 원소 자석 그리고 전기자(armature)로 구성되어 있는 차동식 전동모터(differential motor)이다. 작동원리는 다음과 같다. 선형 모터 코일에 DDV의 입력전압에 해당하는 전류가 인가되면, 한 쪽의 회로류 자석에서 자속이 증가하고, 다른 쪽의 자속은 상쇄된다. 이 불균형은 전기자를 더

논문접수 : 2002. 7. 8., 채택확정 : 2003. 1. 30.

이창돈 : 부산대학교 대학원 지능기계공학과(changdon@pusan.ac.kr)

곽동훈 : 부산대학교 대학원 지능기계공학과(dhkwak@pusan.ac.kr)

이상훈 : 현대중공업 기계전기연구소(pp\_jinhi@hanmail.net)

이진걸 : 부산대학교 기계공학부(leejik@pusan.ac.kr)

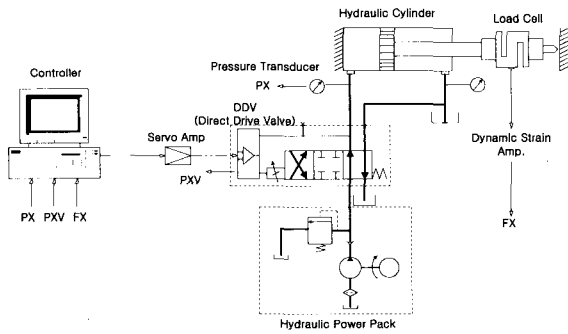


그림 1. 전기·유압 서보시스템의 구성.  
Fig. 1. Construction of electro hydraulic servo system.

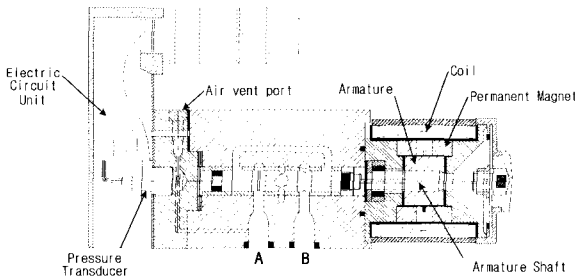


그림 2. DDV 밸브의 구조.  
Fig. 2. Schematic diagram of DDV.

강한 자속의 방향으로 움직이도록 힘을 가한다. 코일에 적용된 전류의 극성을 바꿈으로써, 전기자는 반대 방향으로 움직이게 된다. 전기자의 이동 변위는 구동 전류에 비례하며, 이 전기자에 연결된 스톱이 이동하게 된다.[4] 이 때, 압력 변환기에 의해 밸브의 A포트 압력을 검출하여 제어장치로 피드백함으로써 입력신호에 비례한 압력을 출력하게 된다.

III. 수학적 모델링

DDV를 이용한 전기·유압 서보시스템의 계통도는 그림 3과 같다. 기준입력 신호와 유압실린더 출력에 의한 힘의 오차 신호가 증폭되어 DDV의 스톱을 구동하여 유압원으로 부터의 압유를 유압실린더로 공급한다. 이때, DDV에 포함된 압력 제어 로직에 의해 미터인 라인에 압력을 조절하고, 유압실린더 출력에 의한 힘을 제어하게 된다.

한편, 유압원으로부터의 공급압력은 일정한 것으로 고려하고, 작동유는 비압축성 유체로 가정하였다.

1. DDV 모델

DDV의 정특성 실험을 통하여, 입력 전압신호에 대한 밸브의 출력인 압력 신호의 관계가 매우 선형적으로 나타남을 확인하였다. 따라서, DDV의 동특성을 1차지연으로 가정하여 동적 모델식을 구하면 (1)과 같다.

$$\dot{p}_v = -\frac{1}{\tau_v} p_v + K_v u \quad (1)$$

이 때,  $p_v$  는 DDV에서 출력되는 압력,  $u$ 는 입력 신호이고,  $K_v$ 는 서보 증폭기 이득을 포함한 밸브 게인이며,  $\tau_v$

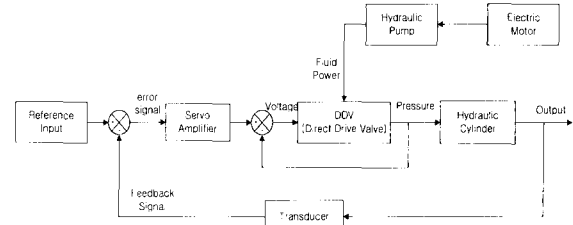


그림 3. DDV 밸브를 이용한 전기·유압 서보시스템의 블록 선도.  
Fig. 3. Block diagram of electro-hydraulic servo system with DDV.

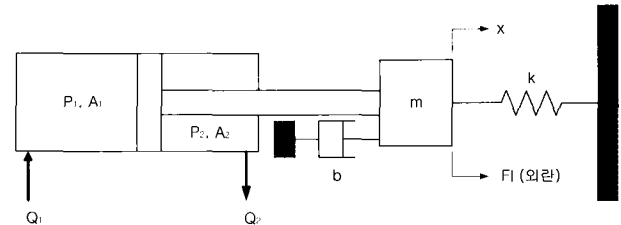


그림 4. 유압 작동기 모델.  
Fig. 4. Schematic model of hydraulic actuator.

는 밸브 시정수이다. 또한, DDV를 2차요소로 가정하면 (2)와 같다.

$$\ddot{p}_v + a_1 \dot{p}_v + a_0 p_v = K_v u \quad (2)$$

여기서,  $K_v$ ,  $a_0$ ,  $a_1$ 은 DDV의 파라미터가 된다.

2. 유압 실린더 모델

그림 4는 유압실린더의 등가 모델로서 등가질량  $m$ , 점성마찰계수  $b$ , 스프링 상수  $k$ 로 두고, 진동이나 온도의 변화에 따른 탄성 및 변형 등의 부하 외란을  $F_1$ 로 모델링한다.

이 때 부하 외란을 (3)과 같이 관성질량의 위치 및 속도의 함수로 가정한다

$$F_1 = f(x, \dot{x}) \quad (3)$$

내부누설 및 마찰저항을 무시하면, 유압실린더의 운동 방정식은 (4)와 같다.

$$m \ddot{x} + b \dot{x} + kx + F_1 = F \quad (4)$$

한편, 유압실린더의 피스톤 출력방정식은 (5)와 같다.

$$F = p_1 A_1 - p_2 A_2 \quad (5)$$

또한, DDV와 유압실린더 사이의 거리가 매우 짧을 경우 배관의 압력 손실은 무시할 수 있으므로 실린더 헤드측의 압력과 DDV의 출력압력은 동일하고, 실린더 로드측의 압력은 귀환압력이 된다.

$$p_1 = p_v, \quad p_2 = p_r = 0 \quad (6)$$

(3)에서 (6)으로부터 부하 외란을 점성마찰계수와 스프링

상수에 증가시키면, (7)과 같이 된다.

$$m \ddot{x} + b_{eq} \dot{x} + k_{eq} x = p_v A_1 \quad (7)$$

여기서,  $b_{eq}$ 는 등가 점성마찰 계수이며,  $k_{eq}$ 는 등가 스프링 상수이다.

또한, 본 전기·유압 서보 시스템은 유압실린더가 고정 벽면을 가압하는 구조이므로, 유압실린더의 출력( $f_p$ )은 관성 및 점성의 영향보다는 스프링 상수( $k_{eq}$ )에 의한 탄성력이 지배적으로 작용한다고 가정할 수 있다[5].

$$f_p = k_{eq} x \quad (8)$$

그러므로, (8)을 이용하여 (7)을 유압실린더의 출력에 대한 식으로 나타내면, (9)와 같다.

$$\ddot{f}_p + \frac{b_{eq}}{m} \dot{f}_p + \frac{k_{eq}}{m} f_p = A_1 \frac{k_{eq}}{m} p_v \quad (9)$$

### 3. 시스템 모델

1차요소로 가정된 DDV를 가진 시스템은 (1)과 (9)의 동적 모델식으로부터 구한 전체 시스템 상태공간 모델식은 (10)과 같다.

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -\frac{k_{eq}}{m} & -\frac{b_{eq}}{m} & \frac{k_{eq} A_1}{m} \\ 0 & 0 & -\frac{1}{\tau_v} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{K_v}{\tau_v} \end{bmatrix} u \quad (10)$$

$$x_1 = f_p, \quad x_2 = \dot{x}_1 = \dot{f}_p, \quad x_3 = p_v$$

2차요소로 가정된 DDV를 가진 시스템은 (2)와 (9)에 따라 (11)과 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{k_{eq}}{m} & -\frac{b_{eq}}{m} & \frac{k_{eq} A_1}{m} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -a_0 & -a_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ K_v \end{bmatrix} u \quad (11)$$

$$x_1 = f_p, \quad x_2 = \dot{x}_1 = \dot{f}_p, \quad x_3 = p_v, \quad x_4 = \dot{x}_3 = \dot{p}_v$$

### IV. 유압시스템의 식별

시스템 상태 방정식에 포함된 파라미터를 파라미터 식별 방법에 의해 추정하고, 실험 결과와 비교함으로써 추정의 유효성을 검증하였다.

#### 1. 1차요소로 가정된 DDV모델을 이용한 시스템 식별

추정하고자 하는 파라미터는 (12)와 같다.

$$\theta^T = \left[ -\frac{k_{eq}}{m}, -\frac{b_{eq}}{m}, -\frac{1}{\tau_v}, K_v \right] \quad (12)$$

다음으로 시스템의 상태 방정식을 추정할 파라미터에 대한 선형화된 출력방정식으로 변환한다. 이 때, (10)의 상태 방정식은 힘과 압력에 대한 1차 미분방정식이므로, 센서에

의해 획득한 신호를 수치 미분하면 잡음 증폭의 효과를 야기할 수 있다. 따라서, 저주파 통과 필터를 이용하여 파라미터 추정을 위한 출력방정식 형태로 표현하면, (13)과 같다 [7].

$$y(t) = \phi^T(t) \theta \quad (13)$$

$$\begin{bmatrix} y_1(t) \\ y_2(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \phi_{11}(t) & \phi_{12}(t) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \phi_{23}(t) & \phi_{24}(t) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_1 \\ \theta_2 \\ \theta_3 \\ \theta_4 \end{bmatrix}$$

$$\text{여기서, } \phi_{11}(t) = x_{fj1} - A_1 x_{fj3} + A_2 p_r,$$

$$\phi_{12}(t) = \lambda_f (x_{f1} - x_{fj1}),$$

$$\phi_{23}(t) = x_{f3}, \quad \phi_{24}(t) = u_f,$$

$$x_{fj1} = \frac{\lambda_f}{p + \lambda_f} x_{f1}$$

$$x_{fji} = \frac{\lambda_f}{p + \lambda_f} x_{fji} \quad ; \quad i = 1, 2, 3$$

$$u_f = \frac{\lambda_f}{p + \lambda_f} u$$

그리고,  $t$ 는 파라미터 식별에 필요한 입출력 데이터열을 의미하며,  $t = 1, 2, \dots, N$ 이다.

$y_1, y_2$ 는 각각 유압실린더의 출력 및 미터인 압력을 나타내고, 첨자  $f$ 는 저주파 통과 필터 및 헷수를 나타낸다.  $\lambda_f$ 는 필터의 대역폭이다.

(13)으로부터 파라미터 식별의 최적화 방법 중 최소자승법(least square method)을 이용하여 각각의 미지의 파라미터 값을 추정하였다. 아래의 (14)는 실제 출력값과 추정된 출력값의 오차  $\varepsilon(t, \theta)$ 를 나타내며, (15)는 최소자승법을 위하여 평가함수  $V_N(\theta, Z^N)$ 을 표현한다. 평가함수를 최소화하는 파라미터 추정값  $\hat{\theta}$ 는 (16)에 의해 도출된다[7][8].

$$\varepsilon(t, \theta) = y(t) - \phi^T(t) \theta \quad (14)$$

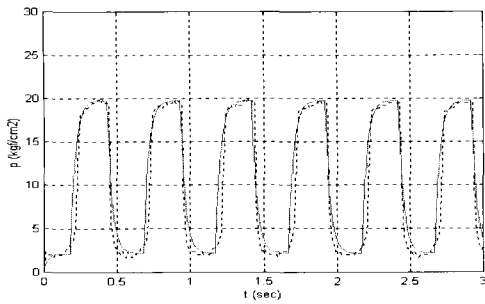
$$\begin{aligned} V_N(\theta, Z^N) &= \frac{1}{N} \sum_{t=1}^N \frac{1}{2} \varepsilon(t, \theta)^T \varepsilon(t, \theta) \\ &= \frac{1}{N} \sum_{t=1}^N \frac{1}{2} [y(t) - \phi^T(t) \theta]^T [y(t) - \phi^T(t) \theta] \end{aligned} \quad (15)$$

$$\frac{\partial V_N(\theta, Z^N)}{\partial \theta} = 0 \quad (16)$$

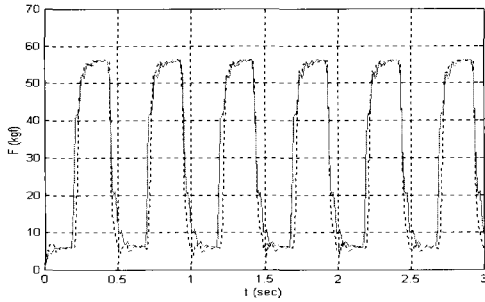
$$\hat{\theta}_N = \arg \min V_N(\theta, Z^N)$$

파라미터 추정을 위한 입력 신호는 함수발생기로부터 시스템에 인가한 입력 전압으로서 사각파를 이용하였고, 이에 따른 출력 신호는 유압실린더의 출력과 미터인 압력이다. 최소자승법에 의해 추정된 파라미터 값은 다음과 같다.

$$\theta = \begin{bmatrix} 1782.5 \text{ N/kg} \\ 21.83 \text{ N} \cdot \text{s/m} \\ -30.3 \text{ Hz} \\ 20 \text{ N/m}^2 \cdot \text{V} \end{bmatrix}$$



(a) 압력



(b) 힘

그림 5. 1차 요소로 가정한 DDV모델의 파라미터 추정에 의한 시뮬레이션 및 실험 결과 비교.

Fig. 5. Comparison a experiment result with a simulation result for the 1st order DDV model.

다음으로 파라미터 추정의 유효성을 검증하기 위하여 입력 신호로서 주파수(frequency)가 2 Hz 이고, 크기(magnitude)가 0.1~1.0 V인 사각파를 시스템에 인가하였을 때, 압력 및 유압 실린더의 출력에 대해서 파라미터 추정에 의한 시뮬레이션 결과를 파선으로, 실험결과를 실선으로 하여 그림 5에 나타내었다.

그림 5의 (a)와 (b)는 각각 실린더로의 미터인 압력 및 유압실린더 출력의 파라미터 추정 및 실험 결과로서 실선은 실험 결과를 파선은 파라미터 추정에 의한 시뮬레이션 결과를 나타낸다. 그림에서 보는 바와 같이 시뮬레이션과 실험 결과가 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.

2. 2차요소로 가정된 DDV모델을 이용한 시스템 식별

2차 지연 요소로 가정하였을 경우 구하여야 할 미지의 파라미터  $\theta$ 를 (17)과 같이 선정한다.

$$\theta^T = \left[ -\frac{k_{eq}}{m}, -\frac{b_{eq}}{m}, -a_0, -a_1, K_v \right] \quad (17)$$

시스템의 출력 방정식을 미지의 파라미터  $\theta$ 에 대해 표현하면 (18)과 같다.

$$y(t) = \phi^T(t) \theta \quad (18)$$

$$\begin{bmatrix} y_1(t) \\ y_2(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \phi_{11}(t) & \phi_{12}(t) & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \phi_{23}(t) & \phi_{24}(t) & \phi_{25}(t) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_1 \\ \theta_2 \\ \theta_3 \\ \theta_4 \\ \theta_5 \end{bmatrix}$$

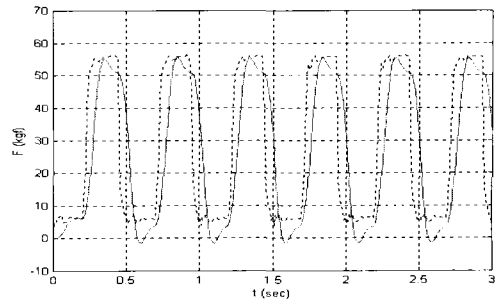


그림 6. 2차 요소로 가정한 DDV 모델의 파라미터 추정에 의한 시뮬레이션 및 실험 결과 비교: 힘.

Fig. 6. Comparison a experiment result with a simulation result for force of the 2nd order DDV model.

$$\begin{aligned} \text{여기서, } \phi_{11}(t) &= x_{f1} - A_1 x_{f\beta} + A_2 P_r, \\ \phi_{12}(t) &= \lambda_f(x_{f1} - x_{f1}), \quad \phi_{23}(t) = x_{f\beta}, \\ \phi_{24}(t) &= \lambda_f(x_{f\beta} - x_{f\beta}), \quad \phi_{25}(t) = u_{ff} \end{aligned}$$

1차 요소로서의 모델에서와 동일한 방법으로 시뮬레이션을 실시하여 아래의 그림 6과 같은 결과를 얻었다.

위의 그림 6과 그림 5의 b)를 비교해 보면 1차 요소로 모델링한 시뮬레이션 결과가 실험결과와 잘 일치하여 그 모델이 타당함을 확인할 수 있다.

V. 제어기 설계 및 결과 고찰

본 연구에서는 극점 배치법(pole placement method)에 의해 원하는 감쇠율과 대역폭, 정상상태에서의 요구사양을 만족하는 폐루프 극점을 결정하는 전 상태 피드백 제어기를 설계하였다. 전 상태 피드백 제어는 모든 상태변수의 상태량을 성공적으로 측정할 수 있어야만 가능하므로 센서에 의해 측정할 수 없는 상태변수에 대해서는 상태 관측기를 이용하였다.

본 연구에서 제어하고자 하는 물리량은 유압실린더에 의해 발생하는 힘이다. 따라서 바람직한 폐루프 시스템은 신속히 일정한 출력을 유지하기 위해 정상상태오차 2%기준의 정착시간  $t_s$ 가 0.5sec 이내로 한다. 또한, 가압 초기의 충격이 거의 발생하지 않도록 퍼센트 오버슈터  $M_p$ 가 5% 이하, 정상상태 오차가 기준입력의 1% 이내가 되도록 최소차수 관측기를 이용한 상태 피드백 제어기를 설계하였다.

1. 전 상태 피드백 제어기의 설계

상태 피드백 제어기를 설계하기 위해 전체 시스템의 상태 공간 모델식인 (10)을 다시 표현하면 (19)와 같다. 출력방정식의 행렬 C는 유압실린더의 출력과 미터인 압력을 나타낸다.

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + Bu \\ y &= Cx \end{aligned} \quad (19)$$

여기에서,

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -\frac{k_{eq}}{m} & -\frac{b_{eq}}{m} & \frac{k_{eq}A_1}{m} \\ 0 & 0 & -\frac{1}{\tau_v} \end{bmatrix} \quad B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{K_v}{\tau_v} \end{bmatrix}$$

$$C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

먼저, 극점배치를 위한 필요충분조건으로 시스템의 가제어성을 확인하기 위해 가제어성 행렬  $M$ 을 (20)과 같이 정의하고, 가제어성 행렬  $M$ 의 계수(rank)를 조사한다.

$$M = [B : AB : A^2B] \quad (20)$$

$$\text{rank}(M) = 3$$

가제어성 행렬  $M$ 의 계수가 3이므로 전체 시스템은 제어 가능하다.

다음으로, 제어입력  $u$ 를 (21)과 같이 정의한다.

$$u = -Gx \quad (21)$$

여기서,  $G = [g_1, g_2, g_3]$ 는 이득행렬이다.

따라서, 페루프 시스템의 상태방정식은 (22)가 된다.

$$\dot{x} = (A - BG)x \quad (22)$$

끝으로, 요구되는 설계사양을 만족시키기 위해 바람직한 페루프 극점이 배치되도록 이득행렬을 Ackermann 공식을 이용하여 구한 값은 다음과 같다.

$$g_1 = -0.0287 \quad g_2 = -0.0006, \quad g_3 = 0.0302$$

2. 최소 차수 상태관측기의 설계

본 연구에서는 최소차수 관측기를 설계하여 측정할 수 없거나 불확실한 상태변수의 값을 추정함으로써 상태 피드백 제어에 이용하였다.

본 시스템은 DDV에서 나오는 압력 신호( $x_3$ )와 로드셀의 힘 신호( $x_1$ )은 정확히 측정할 수 있으나, 힘 신호의 미분값인 상태변수  $x_2$ 를 계측할 수 없다. 따라서, 상태변수  $x_2$ 에 대해서 극점 배치 기법을 이용하여 최소차수 관측기를 설계하였다[9].

상태변수  $x_2$ 의 추정방정식을 구하기 위해 상태방정식을 (23)과 같이 측정할 수 있는 상태변수와 측정할 수 없는 상태변수로 분리한다.

$$\begin{bmatrix} \dot{\hat{x}}_a \\ \dots \\ \dot{\hat{x}}_b \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{aa} & \dots & A_{ab} \\ \dots & \dots & \dots \\ A_{ba} & \dots & A_{bb} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_a \\ \dots \\ x_b \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B_a \\ \dots \\ B_b \end{bmatrix} u \quad (23)$$

$$y = [I_2 \quad | \quad 0] \begin{bmatrix} x_a \\ \dots \\ x_b \end{bmatrix}$$

여기에서,

$$x_a = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_3 \end{bmatrix}, \quad x_b = x_2,$$

$$A_{aa} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & -\frac{1}{\tau_v} \end{bmatrix}, \quad A_{ab} = \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \end{bmatrix},$$

$$A_{ba} = \begin{bmatrix} -\frac{k_{eq}}{m} & \frac{k_{eq}A_1}{m} \end{bmatrix}, \quad A_{bb} = -\frac{b_{eq}}{m},$$

$$B_a = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{K_v}{\tau_v} \end{bmatrix}, \quad B_b = 0$$

먼저, 상태관측기를 설계하기 위하여 전체시스템의 가관측성을 조사한다.

가관측성 행렬  $N$ 을 (24)와 같이 정의한다.

$$N = [C^T : A^T C^T : (A^T)^2 C^T] \quad (24)$$

가관측성 행렬  $N$ 의 rank를 조사하면 다음과 같다.

$$\text{rank}(N) = 3$$

따라서, 가관측성 행렬  $N$ 의 계수가 3이므로 전체 시스템은 관측가능하다.

또한 측정할 수 없는 상태변수  $\hat{x}_b$ 에 대한 방정식은 (25)와 같다.

$$\dot{\hat{x}}_b = A_{ba}x_a + A_{bb}\hat{x}_b + B_b u \quad (25)$$

또한, 최소차수 관측기의 상태방정식과 출력방정식은 (19)와 (23)에 의하여 다음과 같이 표현된다.

$$\dot{\hat{x}}_b = A_{bb}\hat{x}_b + A_{ba}x_a + B_b u \quad (26)$$

$$\dot{x}_a - A_{aa}x_a - B_a u = A_{ab}\hat{x}_b \quad (27)$$

위의 (26)와 (27)에 따라 최소 차수 관측기는 (28)과 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{\hat{x}}_b &= A_{bb}\hat{x}_b + A_{ba}x_a + B_b u \\ &\quad + H\{\dot{x}_a - A_{aa}x_a - B_a u - A_{ab}\hat{x}_b\} \\ &= [A_{bb} - HA_{ab}]\hat{x}_b + H\dot{x}_a - [A_{ba} - HA_{aa}]x_a \quad (28) \\ &= \lambda_h \hat{x}_b + h_2 x_1 - \frac{k_{eq}}{m} x_1 + \frac{k_{eq}A_1}{m} x_3 \end{aligned}$$

여기에서,  $H$ 는 관측기 게인 행렬로서  $H = [h_2 \quad 0]$ 이며  $h_2 = 209.31$ 이다.  $\lambda_h$ 는 최소 차수 관측기의 특성방정식으로부터 구한 바람직한 관측기 극점으로서 다음과 같은 관계를 가진다.

$$\lambda_h = -\frac{b_{eq}}{m} - h_2$$

그림 7은 (28)의 수식을 기초로 본 연구에 적용된 최소차수 관측기를 이용한 상태 피드백 제어 시스템의 블록선도이다.

VI. 시뮬레이션 및 실험결과

그림 8은 본 연구에서 구성한 상태피드백 제어시스템의 스텝 응답에 대한 시뮬레이션 및 실험 결과이다.

시스템의 제어량은 유압실린더의 출력인 힘으로서, 이 출력을 70kgf로 신속하고 일정하게 유지하기 위한 설계사양을

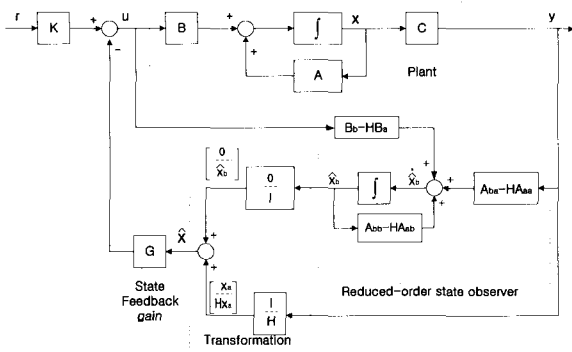


그림 7. 최소 차수 관측기를 이용한 상태 피드백 제어 시스템의 블록선도  
 Fig. 7. Block diagram of state feedback control system using reduced order state observer

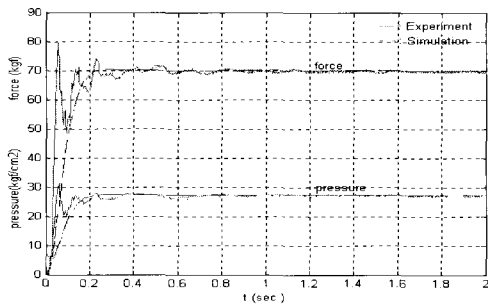


그림 8. 힘 제어 시스템의 스텝응답.  
 Fig. 8. Step response of force control system.

정상상태 오차 2% 기준의 정착시간 0.5sec 이내, 오버슈터 5% 이하, 정상상태 오차가 기준입력의 1% 이내로 하였다.

그림에서 보는 바와 같이 기준입력 70kgf에 대해 정상상태 오차 2% 기준의 정착시간은 0.35sec로써 제어기 설계를 만족하는 양호한 결과를 나타냄을 알 수 있다.

그림 8의 초기 0.2 sec 구간에서 진동현상을 동반하는 것은 스텝입력에 대한 DDV 내부의 PWM 구동장치에 의한 영향으로서 스펴을 구동하는 선형 모터(linear motor)가 큰 스텝입력에 과민하게 반응하여 오버 슈트와 함께 발생한 현상이다.

DDV는 그림 1과 2에서 나타낸 바와 같이 A 포트에 대하여 압력을 제어하는 구조이며 이 제어압력은 양의 부호만을 가지는 단방향성으로서 음의 부호를 가질 수 없다. 따라서, 정현파 입력은 양의 값으로 이동된 신호를 가져야 하므로 힘의 최대값은 70kgf, 최소값은 10kgf로서 진폭이 60kgf 인  $40 + 30 \sin(2\pi t)$ 을 정현파 입력으로 설정하였다.

그림 9는 정현파입력에 대한 제어 시스템의 실험결과를 나타내었다. 파선은 입력신호, 실선은 응답결과이다. 그림에서 보는 바와 같이 제어량이 위상과 진폭에서 입력을 잘 추종하는 양호한 성능을 보여줌을 알 수 있다. 단, 압력이 약  $5 \text{ kgf/cm}^2$  부근에서 기준입력에 대한 추종능력이 저하되는 현상이 나타났으나, 이는 유압 실린더의 좌측 챔버와 DDV의 B포트가 연결되어 있는 유압 회로 구성상의 특징과 실린더 우측 챔버 내의 배압 때문인 것으로 사료된다.

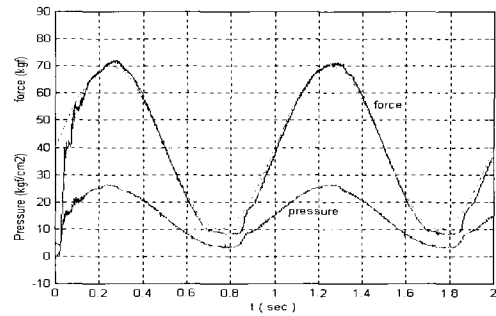


그림 9. 힘 제어 시스템의 정현파 응답.  
 Fig. 9. Sinusoidal response of force control system.

중부하를 고속·고정밀도로 제어하는 유압시스템에는 전기·유압 서보 밸브를 사용하여 제어가 행하여 졌으나, 이는 시스템 모델식에 많은 비선형항을 포함하고 있기 때문에 제어 성능 향상에 많은 제약 조건이 있었다. 반면에, DDV는 이상의 결과에서 알 수 있는 바와 같이 비선형항이 없이 1차 지연 요소로서 충분히 모델링될 수 있어 DDV를 이용하면 힘 또는 압력제어 전기·유압 서보 시스템의 구성과 성능 향상에 큰 진전이 있을 것으로 사료되어진다.

**VII. 결론**

본 연구에서는 압력제어용 DDV(Direct Drive Valve)를 이용한 전기·유압 서보 시스템에 대해 파라미터 식별 기법을 이용하여 전체 시스템의 미지의 파라미터를 추출하고, 상태 피드백 제어기를 설계하여 시스템의 응답특성을 실험한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 압력제어용 DDV를 사용한 서보 시스템을 실험적 접근에 의한 파라미터 식별을 통하여 DDV 및 시스템의 모델식을 구하였고, 시뮬레이션과 실험을 통하여 실제 시스템과 매우 유사하게 모델링되었음을 검증하였다.
- (2) 실제 측정할 수 없는 상태 변수에 대한 상태 관측기를 설계하고, 상태 피드백 제어기에 의한 전기·유압 서보 시스템의 압력 및 힘을 제어하여 설계요구 사양을 만족하는 응답성능을 확인하였다.
- (3) 현재까지 고속, 고정밀도를 요구하는 유압시스템에 주로 전기·유압 서보밸브를 사용하여 제어가 행해졌으나, 시스템 모델식에 많은 비선형성을 내포하고 있기 때문에 제어성능향상에 많은 제약 조건이 있다. 반면에 DDV를 이용한 압력제어 서보시스템은 서보밸브의 비선형 요소를 배제할 수 있어 시스템의 구성과 성능 향상에 많은 진전이 기대된다.
- (4) DDV의 동특성에 대하여 1차지연요소로 가정하여 구한 모델식이 타당함을 확인하였다.

**참고문헌**

[1] Moog, *Servo and Proportional System Catalog*, pp.163 -169.  
 [2] Moog, *Servo Components Catalogue*, pp. c15-c17.  
 [3] A. G. Alleyne and R. Liu, "System control of a class of nonlinear systems with application to Electrohydraulic Cylinder Pressure Control," *IEEE Trans. on*

*control systems technology*, Vol. 8, No. 4, pp.623-634, 2000.

- [4] D'Amore Marco, "Linear-force motor enhance proportional valves," *Hydraulics & Pneumatics*, pp. 14-16, July 1998.
- [5] N. Niksefat and N. Sepehri, "Robust Force Controller Design for an Electro-Hydraulic Actuator Based on Nonlinear Model", *Proc. IEEE Int. Conf. on robotics & automation*, pp. 200-206, 1999.
- [6] H. E. Merritt, *Hydraulic Control System*, John Wiley &

Sons, U.S.A., 1967.

- [7] L. Ljung, *System Identification : Theory for the User*, Prentice-Hall, U.S.A., 1987.
- [8] M. Jelali and H. Schwarz, "Nonlinear Identification of Hydraulic Servo-Drive Systems, *IEEE Control Systems*, pp.17-22, Oct., 1995.
- [9] G. F. Franklin, J. D. Powell, M. L. Workman, *Digital Control of Dynamic Systems*, Addison-Wesley, U.S.A., 1998.



**이 창 돈**

1966년 12월 19일생, 1989년 부산대학교 기계설계공학과 졸업. 동대학원 석사(1991). 동대학원 박사수료(1999). 1988년~1997년 동명중공업(주) 기술연구소 주임연구원. 1999년~현재 부산대학교 기계기술연구소 전임연구원. 관심

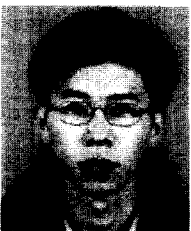
분야는 유압기기설계, 유압시스템제어 및 응용.



**박 동 훈**

1966년 9월 21일생, 1989년 부산대학교 기계설계공학과 졸업. 동대학원 석사(1992), 동대학원 박사수료(2001). 1993년~1999년 국방과학연구소 연구원. 2001년~현재 부산대학교 기계기술연

구소 전임연구원. 관심분야는 신경회로망을 이용한 시스템 식별 및 제어, 유압시스템제어, 수중운동체의 제어 및 응용.



**이 상 훈**

1972년 6월 8일생, 1999년 부산대학교 기계공학부 졸업. 2001년 동대학원 (석사). 2001년~현재 현대중공업 기계전기연구소 연구원. 관심분야는 유압제어 및 응용.



**이 진 길**

1940년 9월 10일생, 1969년 건국대학교 축산학과 졸업. 1973년 일본 경도대학 대학원 (석사). 1976년 동대학원 (박사). 1977년~현재 부산대학교 기계공학부 교수. 관심분야는 유압기기와 시스템의 제어 및 응용, 계측시스템.