

압력제어용 직동 밸브를 이용한 전기·유압 서보시스템의 힘 제어 Force Control of Electro-Hydraulic Servo System using Direct Drive Valve for Pressure Control

이창돈 · 이진걸
C. D. Lee and J. K. Lee

Key Words : Electro-Hydraulic Servo System(전기-유압 서보 시스템), Direct Drive Valve (직동밸브), Parameter Identification(파라미터 추정), State Feedback Controller(상태 피드백 제어기)

Abstract: The Direct Drive Valve used in this study contains a pressure-feedback-loop in itself, then it can eliminate nonlinearity such as the square-root-term in flow rate calculation and the change of bulk modulus of hydraulic oil. In this study, assuming that the dynamic characteristic of the DDV is modelled as a first order lag system, an parameter identification method using the input data and the output data is applied to obtain DDV's mathematical model. Then, a state feedback controller was designed to implement the force control of hydraulic system, and the control performance was evaluated.

기호 설명

- p_v : DDV에서 출력되는 압력
- u : 입력 신호
- K_v : 서보 증폭기 이득을 포함한 밸브 게인
- τ_v : 밸브 시정수
- m : 질량
- b : 점성마찰계수
- k : 스프링상수
- F_l : 쿨롱 마찰을 포함한 부하 외란
- m_{eq} : 등가질량
- b_{eq} : 등가 점성마찰 계수
- k_{eq} : 등가 스프링 상수
- y_1 : 수직하중
- y_2 : 실린더로의 미터인 압력
- λ_f : 저주파 통과 필터의 대역폭
- h_2 : 관측기 이득

첨 자

f : 저주파 필터 통과 횟수

1. 서 론

정적 및 동적 제어성능이 우수한 전기·유압 서보 밸브는 고정밀도와 고응답성을 필요로 하는 전기 유압서보시스템에 널리 사용되고 있으나, 이를 이용한 편로드 유압실린더의 힘 제어(force control)는 유량 계수, 체적탄성계수와 같은 불확실성 및 모델에 포함된 오리피스로 인한 제곱근(square root)과 같은 비선형 요소에 의해 제어성능 향상에 제약조건이 되고 있다. 반면에, 본 연구에서 사용한 압력 제어용 DDV(Direct Drive Valve)¹⁾는 노즐-플래퍼 또는 분사관(jet-pipe)형 서보밸브와는 달리 전자코일이 스톱을 직접 구동하는 전자 비례제어밸브(proportional valve)와 그 구조가 유사하나, 제어정도 및 응답 특성이 우수하다. 이는 밸브자체에 압력 변환기(pressure transducer)와 압력 제어용 전자회로 장치를 포함하고 있기 때문에 밸브 모델에 포함된 비선형성의 영향이 감소는 장점이 있다.

Alleyne²⁾ 등은 유량 제어용 DDV를 이용한 전기·유압 서보시스템의 제어에 관한 연구를 수행하였고,金子³⁾ 등의 압력제어 서보밸브에 관한 연구가 있으나 극히 드문 실정이다.

접수일 : 2004년 8월 1일
 이진걸(책임저자) : 부산대학교 공과대학 기계공학부
 E-mail : leejik@pusan.ac.kr, Tel : 051-510-2330
 이창돈: 부산대학교 대학원 지능기계공학과
 E-mail : changdon@pusan.ac.kr, Tel : 051-510-1449

본 연구에서는 Moog사의 압력 제어용 DDV를 사용한 전기·유압 서보시스템에 대하여 파라미터 추정 (parameter identification)을 통해 DDV 및 전체적인 유압시스템을 수학적으로 모델링하고, 시뮬레이션 및 실험으로 이 모델식의 타당성을 검증하였다. 또한, 유도된 모델식을 바탕으로 상태 피드백 제어를 설계하여 전기·유압 서보 시스템의 힘 제어에 대한 제어 성능을 시뮬레이션하고 실험으로 검증하였다.

2. 시스템의 구성

Fig. 1은 동력공급 장치, 유압시스템 및 제어기로 구성된 시스템을 나타낸다. 동력공급장치는 정용량형 펌프, 전동기, 릴리프 밸브 등으로 구성된 유압 파워 유닛을 사용하였고, 유압시스템은 편로드 유압 실린더와 압력 제어용 DDV 및 유압 관로로 구성되었다. 또한, DDV 구동 전류를 인가하기 위한 서보증폭기와 실린더 출력이 부하에 가하는 힘을 측정하기 위하여 로드셀(load cell)을 사용하였다. 제어기로는 Pentium급(166MHz) 개인용 컴퓨터를 사용하였다. Fig. 2는 유압실린더, 압력계, 압력변환기, 로드셀로 구성된 실험장치 실험사진이다.

본 시스템의 구동원리를 살펴보면, 제어기로부터 출력된 기준입력 신호는 서보증폭기에서 증폭되어 DDV로 입력되고, DDV내의 전자제어 장치에 의해 입력 신호에 비례한 압력을 실린더에 공급하게 된다. 공급된 압력유에 의하여 실린더가 구동되어, 고정벽면에 수직하중을 가하게 된다. 실린더 출력에 의한 수직하중을 실린더 끝의 로드셀로부터 검출하여 기준 입력 신호와 비교함으로써 일정한 수직하중을 유지하도록 제어된다.

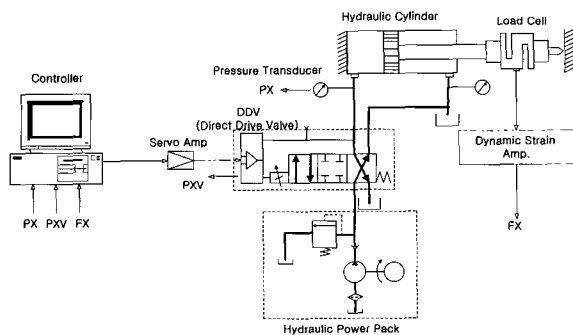


Fig. 1 Construction of the electro hydraulic servo system

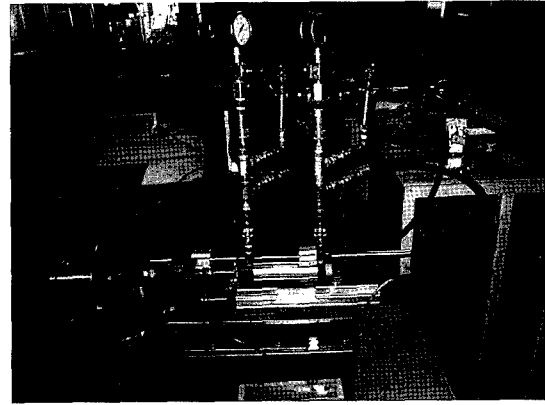


Fig. 2 The electro hydraulic servo system

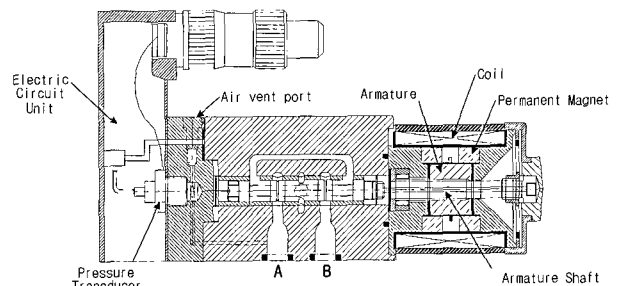


Fig. 3 Schematic diagram of DDV

Fig. 3는 본 연구에 사용된 압력제어용 DDV의 구조를 나타낸다. DDV의 스톱을 구동하는 모터는 일반적인 전자비례밸브의 솔레노이드와는 다른 구조로서 하나의 코일과 한 쌍의 희토류 원소 자석(rare earth element permanents) 그리고 전기자(armature)로 구성되어 있는 차동식 전동모터(differential motor)이다.

스톱의 구동을 위하여 선형 모터 코일에 DDV의 입력전압에 해당하는 전류가 코일에 가해지면, 한 쪽의 희토류 자석에서 자속이 증가하고, 다른 쪽의 자속은 상쇄된다. 이 불균형은 전기자를 더 강한 자속의 방향으로 움직이도록 힘을 가한다. 코일에 적용된 전류의 극성을 바꿈으로써, 전기자는 반대 방향으로 움직이지게 된다. 전기자의 이동 변위는 구동 전류에 비례하며, 이 전기자에 연결된 스톱이 구동하게 된다.⁴⁾ 이 때, 압력 변환기에 의해 밸브의 A 포트 압력을 검출하여 제어장치로 피드백함으로써 입력신호에 비례한 압력을 출력하게 된다. 피드백을 위한 압력변환기는 압력제어 포트인 A포트에만 연결되어 있고, 밸브의 출력인 압력은 항상 양의 값을 가지므로 밸브로의 입력은 항상 양의 값을 가져야 하는 특징이 있다.

3. 수학적 모델링

DDV를 이용한 전기·유압 서보시스템의 계통도는 Fig. 4와 같다. 유압원으로부터의 유동력(hydraulic power)은 일정한 것으로 고려하고, 작동유는 비압축성 유체로 가정한다. 기준입력 신호와 유압실린더 출력에 의한 수직하중의 오차 신호가 DDV의 스펴을 구동하여 유압원으로부터의 압력유를 유압실린더로 공급한다. 이 때, DDV에 포함된 압력 제어 로직에 의해 미터인 라인의 압력을 조절하고, 유압실린더 출력에 의한 힘을 제어하게 된다.

DDV의 정특성 실험을 통하여, 입력 전압신호에 대한 밸브의 출력인 압력 신호의 관계가 매우 선형적으로 나타남을 알 수 있었다. 따라서, DDV의 동특성을 1차 지연요소로 가정하여 동적 모델식을 구하면 식(1)과 같다.

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

Fig. 5는 유압실린더의 등가 모델로서 부하 외란을 식 (2)와 같이 관성질량의 위치 및 속도의 함수로 가정한다.

$$F_l = f(x, \dot{x}) \quad (2)$$

내부누설 및 마찰저항을 무시하면, 유압실린더의 운동 방정식은 식 (3)과 같고, 유압실린더의 출력방정식은 식 (4)와 같다.

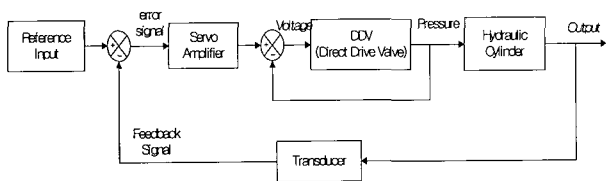


Fig. 4 Block diagram of electro-hydraulic servo system with DDV

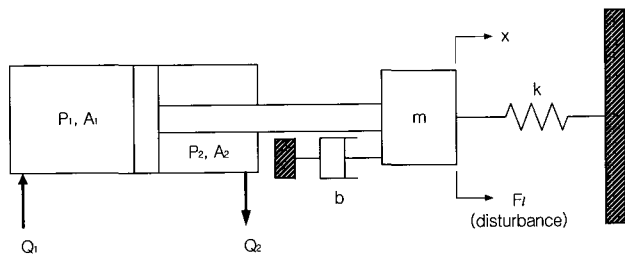


Fig. 5 Schematic model of hydraulic cylinder

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + kx + F_l = F \quad (3)$$

$$F = p_1 A_1 - p_2 A_2 \quad (4)$$

그리고, 실린더 헤드측 압력과 DDV의 출력압력은 동일하고, 실린더 로드측의 압력은 귀환압력과 동일한 것으로 가정하면 다음과 같다.

$$p_1 = p_v, \quad p_2 = p_r = 0 \quad (5)$$

식 (2) 및 (5)로부터 부하 외란을 점성마찰계수와 스프링 상수에 등가시키면 식 (6)과 같다.

$$m\ddot{x} + b_{eq}\dot{x} + k_{eq}x = p_v A_1 \quad (6)$$

또한, 본 전기·유압 서보 시스템은 유압실린더가 고정 벽면을 가압하는 구조이므로, 수직하중(f_b)은 관성력 및 점성력의 영향보다는 스프링 상수(k_{eq})에 의한 탄성력이 지배적으로 작용한다고 가정할 수 있다.⁵⁾

$$f_b = k_{eq}x \quad (7)$$

그러므로, 식 (7)을 이용하여 식 (6)을 수직하중에 대한 식으로 나타내면 다음과 같다.

$$\ddot{f}_b + \frac{b_{eq}}{m} \dot{f}_b + \frac{k_{eq}}{m} f_b = A_1 \frac{k_{eq}}{m} p_v \quad (8)$$

따라서, 식 (1)과 식 (8)의 동적 모델식으로부터 전체 시스템 상태공간 모델은 식 (9)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -\frac{k_{eq}}{m} & -\frac{b_{eq}}{m} & \frac{k_{eq}A_1}{m} \\ 0 & 0 & -\frac{1}{\tau_v} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{K_v}{\tau_v} \end{bmatrix} u \quad (9)$$

$$x_1 = f_b, \quad x_2 = \dot{x}_1 = \dot{f}_b, \quad x_3 = p_v$$

4. 유압시스템의 추정

식 (9)로부터 추정하고자 하는 파라미터를 다음과 같이 나타낸다.

$$\theta^T = \left[-\frac{k_{eq}}{m}, -\frac{b_{eq}}{m}, -\frac{1}{\tau_v}, K_v \right] \quad (10)$$

식 (9)의 상태방정식은 힘과 압력에 대한 1차 미분 방정식이므로, 센서에 의해 획득한 신호를 수치 미분하면 잡음 증폭의 효과를 야기할 수 있다. 따라서, 저주파 통과 필터를 이용하여 파라미터 추정을 위한 출력방정식 형태로 표현하면⁶⁾ 식 (11)과 같다.

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

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

$$\phi_{11}(t) = x_{ff1} - A_1 x_{ff3} + A_2 b_r$$

$$\phi_{12}(t) = \lambda_f(x_{f1} - x_{ff1})$$

$$\phi_{23}(t) = x_{f3}$$

$$\phi_{24}(t) = u_f$$

식 (11)로부터 최소자승법(least square method)을 이용하여 각각의 미지의 파라미터 값을 추정하였다. 최소자승법의 오차함수 및 평가함수는 식 (12), (13)으로 표현되며, 평가함수를 최소화하는 파라미터 추정값 θ 는 식(14)에 의해 도출된다.^{7,8)}

$$\varepsilon(t, \theta) = y(t) - \phi^T(t) \theta \quad (12)$$

$$V_N(\theta, Z^N) = \frac{1}{N} \sum_{t=1}^N \frac{1}{2} \varepsilon(t, \theta)^T \varepsilon(t, \theta) \\ = \frac{1}{N} \sum_{t=1}^N \frac{1}{2} [y(t) - \phi^T(t) \theta]^T [y(t) - \phi^T(t) \theta] \quad (13)$$

$$\frac{\partial V_N(\theta, Z^N)}{\partial \theta} = 0 \\ \theta_N = \arg \min V_N(\theta, Z^N) \quad (14)$$

파라미터 추정을 위한 입력 신호는 함수발생기로부터 시스템에 인가한 입력 전압으로서 사각파를 이용하였고, 이에 따른 출력 신호는 실린더로의 공급 압력 및 수직하중이다. 최소자승법으로 구한 파라미터 값은 다음과 같다.

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

5. 제어기 설계

본 연구에서는 극점 배치법(pole placement method)에 의해 원하는 감쇠율과 대역폭, 정상상태에서의 요구사양을 만족하는 페루프 극점을 결정하는 전 상태 피드백 제어기를 설계하였다. 전 상태 피드백 제어는 모든 상태변수의 상태량을 성공적으로 측정할 수 있어야만 가능함으로 센서에 의해 측

정할 수 없는 상태변수에 대해서는 상태 관측기를 이용하였다.

본 연구에서 제어하고자 하는 물리량은 유압실린더 출력에 의해 발생하는 수직하중이므로, 바람직한 페루프 시스템은 신속히 일정한 수직하중을 유지하기 위해 정상상태오차 2 %기준의 정착시간 t_s 가 0.5 s이내이고, 가압 초기의 충격이 거의 발생하지 않도록 퍼센트 오버슈트 M_p 가 5% 이하, 정상상태 오차가 기준입력의 1% 이내가 되도록 최소차수 관측기를 이용한 상태 피드백 제어기를 설계하였다.

5.1 전 상태 피드백 제어기의 설계

상태 피드백 제어기를 설계하기 위하여 전체 시스템의 상태공간 모델식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{x} = Ax + Bu \\ y = Cx \quad (15)$$

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

먼저, 극점배치를 위한 필요충분조건으로 시스템의 가제어성을 확인하기 위해 가제어성 행렬 M 을 식 (16)과 같이 정의하면 가제어성 행렬 M 의 계수(rank)는 3이므로 전체 시스템은 제어가능하다.

이득행렬을 $G = [g_1, g_2, g_3]$ 라 하고 제어입력 u 와 페루프 시스템의 상태방정식은 다음과 같이 된다.

$$u = -Gx \quad (16)$$

$$\dot{x} = (A - BG)x \quad (17)$$

Ackermann 공식으로 설계사양을 만족시키기 위해 바람직한 페루프 극점이 배치되도록 이득행렬을 구하면 다음과 같다.

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

5.2 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 로

드셀의 힘 신호(x_1)는 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 식 (18)과 같이 측정할 수 있는 상태변수와 측정할 수 없는 상태변수로 분리한다.

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_a \\ \dots \\ \dot{x}_b \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{aa} & A_{ab} \\ \dots & \dots \\ A_{ba} & A_{bb} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_a \\ \dots \\ x_b \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B_a \\ \dots \\ B_b \end{bmatrix} u \quad (18)$$

$$y = [I_2 \quad 0] \begin{bmatrix} x_a \\ \dots \\ x_b \end{bmatrix} \quad x_a = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix}, \quad x_b = x_2,$$

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

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

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

상태관측기를 설계하기 위하여 전체 시스템의 가 관측성 행렬 N 의 계수(rank)를 조사하면 계수가 3으로 전체 시스템은 관측가능하고, 상태변수 x_2 에 대한 상태추정 방정식은 식 (19)와 같다.

$$\dot{\hat{x}}_2 = \lambda_h x_2 + h_2 \hat{x}_1 - \frac{k_{ea}}{m} x_1 + \frac{k_{ea}A_1}{m} x_3 \quad (19)$$

Fig. 6은 본 연구에 적용된 최소차수 관측기를 이용한 상태피드백 제어 시스템의 블록선도이다.

6. 실험 및 고찰

Fig. 7은 본 연구에서 구성한 상태피드백 제어 시스템의 스텝 응답에 대한 시뮬레이션 및 실험 결과이다.

시스템의 제어량은 유압실린더의 출력인 수직하중으로서, 이 수직하중을 700 N으로 신속하고 일정하게 유지하기 위한 설계사양을 정상상태 오차 2% 기준의 정착시간 0.5 s이내, 오버슈터 5%이하, 정상상태 오차가 기준입력의 1%이내로 하였다.

그림에서 보는 바와 같이 기준입력 700 N에 대해 정상상태오차 2%기준의 정착시간은 0.35 s로써 제어기 설계 사양을 만족하는 양호한 결과를 나타냄을 알 수 있다.

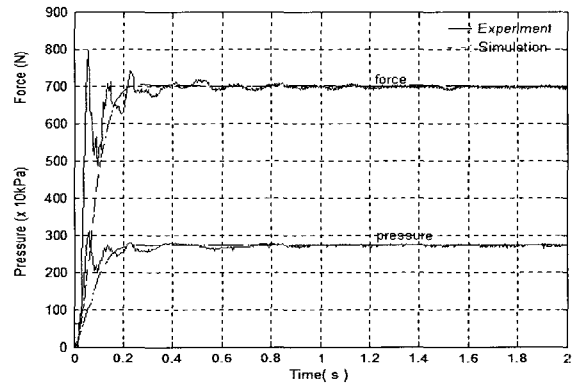


Fig. 7 Step response of the force control system

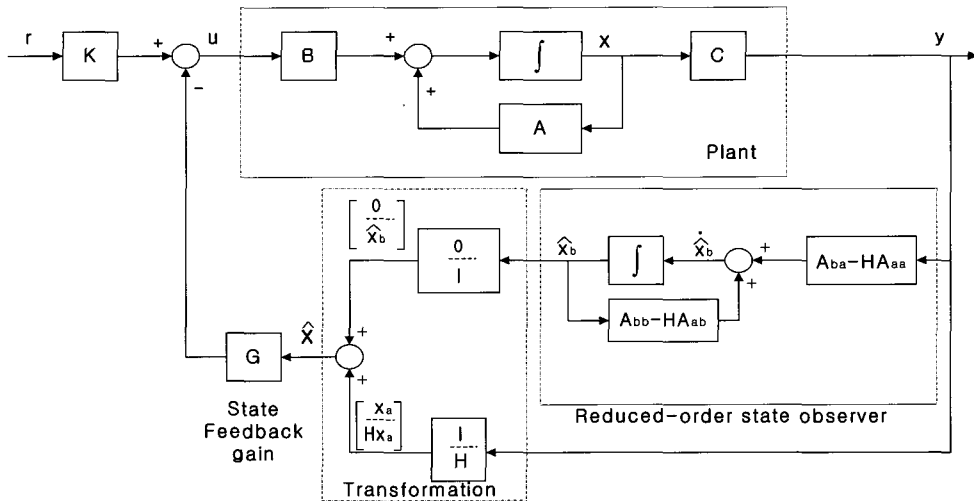


Fig. 6 Block diagram of state feedback control system using reduced order state observer

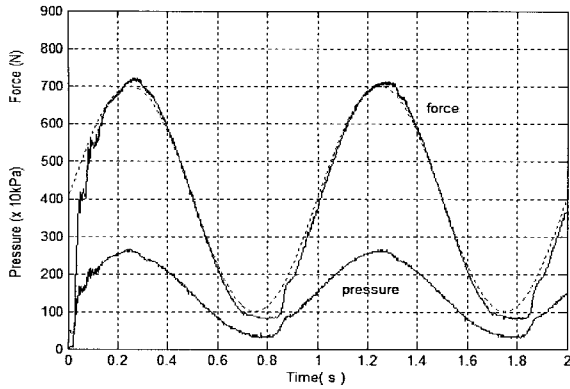


Fig. 8 Sinusoidal response of force control system

Fig. 8은 정현파입력에 대한 제어 시스템 응답을 나타내었다. DDV는 하나의 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 700 N, 최소값은 100 N로서 진폭이 600 N인 정현파 입력으로 설정하였다.

파선은 입력신호를, 실선은 응답결과를 나타내었으며 실험결과는 스텝 응답과 유사하게 양호한 성능을 나타냈다. 정현파 응답의 경우 압력이 약 500 kPa부근에서 기준입력에 대한 추종성능이 저하되는 현상이 나타났으나, 이는 전체 시스템에 걸리는 배압의 영향으로 판단된다.

7. 결 론

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

(1) 압력제어용 DDV를 사용한 서보 시스템을 파라미터 추정을 통하여 DDV의 이론적 해석 및 실험적 접근에 의해 시스템의 모델식을 구하였고, 실제 시스템과 매우 유사하게 모델링되었음을 시뮬레이션 및 실험을 통해 검증하였다.

(2) 고정도, 고응답성을 요구하는 유압시스템에 주로 유압서보밸브를 사용하여 제어가 행해졌으나, 시스템 모델식에 많은 비선형성을 내포하고 있기 때문에 제어성능향상에 많은 제약 조건이 있다. 반면에 DDV를 이용한 압력제어 서보시스템은 비선형성을 감소할 수 있다.

(3) DDV의 동특성에 대하여 1차 지연 요소로 가정하여 구한 모델식이 타당함을 확인하였다.

참고문헌

- 1) Moog Inc., "Servo and Proportional System Catalog", pp. 163~169, 1997.
- 2) A. G. Alleyne and R. Liu, "Systematic 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.
- 3) 金子敏夫, "位置式壓力制御サーボ弁に関する研究", 日本機械學會論文集(C編), Vol. 45. No. 389, pp. 57~64, 1979.
- 4) D. Marco, "Linear-Force Motor Enhance Proportional Valves", Hydraulics & Pneumatics, Vol. 51, No. 7, pp. 14~16, 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, 1967.
- 7) L. Ljung, "System Identification", Prentice-Hall, pp. 176~180, 1987.
- 8) M. Jelali and H. Schwarz, "Nonlinear Identification of Hydraulic Servo-Drive Systems", IEEE Control Systems, pp. 17~22, 1995.
- 9) G. F. Franklin, J. D. Powell, and M. L. Workman, "Digital Control of Dynamic Systems", Addison-Wesley, pp. 264~273, 1998.