

고속 온-오프 전자 밸브를 사용한 유압 실린더의 압력 제어

양경욱* · 김상수* · 서정주* · 양정규* · 이일영**

Pressure Control of Hydraulic Cylinder using High Speed On-Off Solenoid Valve

K. U. Yang · S. S. Kim · J. J. Suh · J. K. Yang · I. Y. Lee

Key words : Pressure control(압력 제어), Hydraulic system(유압 장치), Linear minimum mean square filter(선형 최소 분산 필터), High speed On-Off solenoid valve(고속 온-오프 전자 밸브)

Abstract

In this study, a new pattern of pressure control of hydraulic cylinder using high speed On-Off solenoid valve in the electro-hydraulic system has been suggested. The control valve is 3-way high speed On-Off solenoid valve, which is operated by PWM(Pulse Width Modulation) control signal. The high speed On-Off solenoid valve has a tendency to induce severe pressure fluctuation in the hydraulic actuator, so it has not been used for the purpose of closed loop control with direct pressure feedback. In this study, closed loop control with direct pressure feedback is enabled by using a digital filter which has linear minimum mean square filter algorithm. Through some experiments, it is confirmed that stable pressure control can be realized by the proposed control technique.

1. 서 론

유압 서보 제어계에서 유량 또는 압력 제어를 위해 사용되는 밸브로는 서보 밸브(servo valve), 비례 전자 밸브(proportional control valve), 고속 온-오프 전자 밸브(high speed on-off solenoid valve)가 있다. 이 중 서보 밸브는 제어의 정밀성, 속응성은 우수하나 가격이 비싸고, 유압 작동유의

오염 관리가 어렵기 때문에 특정 용도로만 사용된다. 비례 전자 밸브와 고속 온-오프 전자 밸브(이후에는 고속 전자 밸브로 칭함)의 성능은 제어의 정밀성과 속응성의 면에서 서보 밸브의 성능에 미치지 못하는 반면 가격이 저렴하고 오염 관리가 용이한 이점이 있기 때문에 일반 산업용 유압 서보 시스템에 널리 이용되고 있다.

위의 밸브들 가운데서 고속 전자 밸브는 비교적

* 여수대학교 기관공학과(원고접수일 : 98년 10월)

** 부경대학교 기계·자동차공학부

적은 유량을 정밀하게 제어할 목적으로 사용하기에 유리한 밸브로서, 중·대용량 비례 전자 밸브의 파일럿 밸브로 사용되거나¹⁾, 가변 용량형 펌프의 사판 제어용²⁾, 소형 유압 실린더의 위치·압력 제어용^{3,4)} 등으로 널리 사용되고 있다. 그런데, 고속 전자 밸브는 펄스 폭 변조(pulse width modulation, PWM) 신호에 의하여 수십 Hz의 주파수로 개-폐(on-off) 작동하면서 부하측의 유량 또는 압력을 제어하는 관계로 부하측 유로에 큰 압력 맥동이 존재하는 것이 특징이다. 따라서, 계측 신호(피드백 신호)로는 부하 실린더의 위치와 같이 계측치에 맥동이 덜 나타나는 신호를 사용하는 것이 보통이며⁵⁾, 압력을 피드백 신호로 사용하는 경우는 찾아보기 어려웠다⁵⁾

고속 전자 밸브를 특별히 폐루프 압력 제어에 사용해야 할 경우에는 압력 신호를 계측하여 피드백 신호로 사용해야 하지만, 이 경우에는 신호에 맥동이 심하기 때문에 계측된 신호를 바로 제어에 사용하는 것은 곤란하다. 이러한 문제점의 해결책으로는 부하측 관로상에 맥동 흡수용 용량 장치(resonator)를 설치하는 방법이 시도되고 있지만⁶⁾, 제어의 응답성이 낮아지고, 장치가 복잡해지는 단점이 있다.

본 연구에서는 자동 변속기 클러치 체결용 유압 제어계 내의 유압 실린더⁶⁾를 모델로 한 비교적 소용량의 유압 실린더 내 압력을 고속 전자 밸브를 사용하여 직접 피드백 제어하는 방법을 제안한다. 계측된 압력 신호에 존재하는 맥동의 영향을 제거하기 위해 디지털 필터를 사용하며, 본 연구에서 제안한 제어 기법에 의하여 안정된 제어가 수행될 수 있음을 실험을 통하여 확인한다. 폐회로 제어기 설계에는 슬라이딩 모드 제어 기법을 사용한다⁷⁾.

2. 제어 대상 유압계의 개요

2.1 고속 전자 밸브의 구조

고속 전자 밸브는 밸브에 전기 신호 즉, 온-오프형 펄스열 신호를 가하여 유량 또는 압력을 제어하는 밸브이다.

Fig. 1은 본 연구에서 사용한 3포트 2위치 고속 전자 밸브의 내부 구조를 나타낸 것이다. 밸브는 크게 솔레노이드와 밸런스형 포핏으로 구성되어

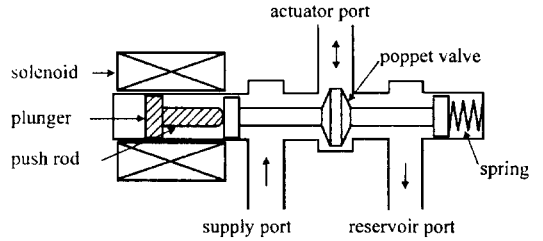


Fig. 1 Interior construction of 3 port 2 position high speed on-off solenoid valve

있다. 솔레노이드에 전류가 흐르면 플런저(plunger)가 움직여서 포핏 밸브(popprt valve)를 밀어줌에 따라 펌프로부터 공급되는 작동유는 액츄에이터 포트(actuator port)를 통하여 부하측으로 흐르게 된다. 반면에, 솔레노이드에 인가되는 전류를 차단하면 포핏 우측에 위치한 스프링(spring)에 의하여 유로가 바뀌어 액츄에이터 내의 기름이 탱크 포트(reservoir port)를 거쳐서 작동 유 탱크로 흐른다. 이와 같은 고속 전자 밸브의 작동 과정에서는 포핏 밸브의 완전 열림과 완전 닫힘이 반복되어서 부하측 관로 내의 압력이 급격히 변동하는 맥동 현상이 나타날 수 있다.

본 연구에서 사용된 고속 전자 밸브의 정격 유량은 8 l/min, 포핏 개방 소요 시간 및 폐쇄 시간의 정격치는 각각 6 ms 및 2.5 ms이다⁸⁾.

2.2 실험 장치 구성

자동 변속 장치 클러치 체결용 유압 실린더를 모델화한 비교적 작은 용량의 유압 실린더 내 압력을 3포트 2위치 고속 전자 밸브를 사용하여 신속하게 제어하는 기법을 확립하는 것이 본 연구의 목적이며, 본 연구에서는 사용하는 실험 장치의 구성은 Fig. 2와 같다.

압력 제어 도중에 유압 실린더 내의 피스톤은 스톱퍼 ⑥ 및 고무 재료 ⑦에 의하여 고정되어 있다. 유압 실린더 내의 압력을 고속 전자 밸브를 사용하여 폐루프 제어하는데 필요한 압력 신호는 압력 센서 ④에 의하여 검출된다. 이 압력 신호는 A/D 변환기를 통하여 컴퓨터로 전송되며, 컴퓨터에서 계산된 제어 입력 신호는 D/A 변환기를 거쳐 고속 전자 밸브 ③으로 보냄으로써 압력을 제어하게 된다. 동시에 입력 신호와 제어 입력 신호를 컴퓨터에서

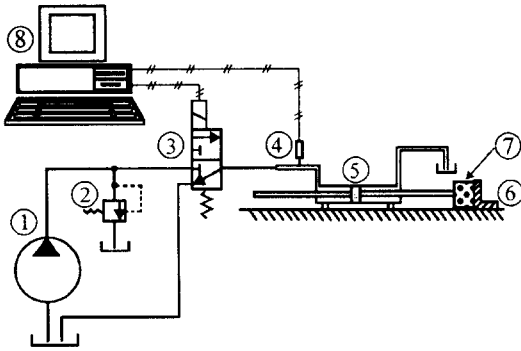


Fig. 2 Configuration of the pressure control system using the high speed On-Off solenoid valve

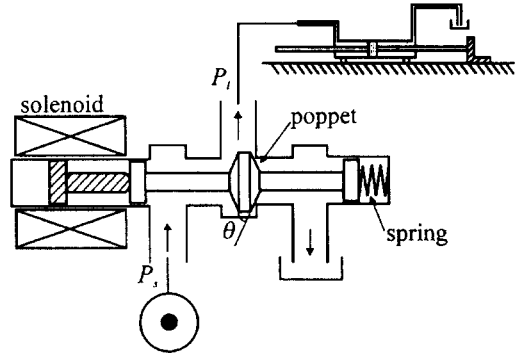


Fig. 3 Schematic diagram of the pressure control system for a mathematical modeling

장한다.

실험은 피스톤 로드와 스톱퍼 사이에 고무를 삽입했을 때와 제거했을 때로 나누어서 실시하였으며, 고무 재료를 삽입한 목적은 제어 대상의 물리적인 파라미터를 변화시키고 이에 따른 제어기의 강인성을 조사하기 위함이다. 고속 전자 밸브와 유압 실린더 사이의 관로는 비교적 짧은 길이의 강관(길이 : 0.3 m, 내경 : 8 mm)을 사용했으며, 릴리프 밸브의 압력 설정치는 1.8 MPa로 하였다.

3. 제어 대상 유압계의 모델링

압력 제어에 사용하는 고속 전자 밸브를 포함한 압력 제어 시스템을 모델링하기 위한 개념도를 Fig. 3에 나타내었다.

제어 대상 유압계의 수학적 모델링을 위하여 다음과 같이 가정한다.

① 펌프로부터 고속 전자 밸브로 공급되는 압력은 일정하며, 유압 탱크로의 귀환 압력은 영(zero)이다.

② 고속 전자 밸브의 포핏과 밸브 시트 사이의 누설은 없다.

③ 관로 내의 마찰 손실은 없으며, 작동유의 온도와 밀도는 일정하다.

실제의 제어 대상 유압계에서는 고속 전자 밸브에 펄스열 형태의 전류 신호가 가해짐에 따라 고속 반복 작동하는 포핏 변위가 얻어지지만, 여기서는 이 때의 밸브 운동을 실효치 전류 i 와 실효치 포핏 밸브 변위 x_{popt} 사이의 관계식인 다음 식으로 나타

내기로 한다.

$$k_{i,i} = C_1 \frac{dx_{popt}}{dt} + C_2 x_{popt} \quad (1)$$

여기서, k_i 는 고속 전자 밸브 내 솔레노이드의 이득, c_1, c_2 는 상수이다.

고속 전자 밸브를 통하여 부하측으로 흐르는 실효치 유량 Q_1 은 아래와 같이 표시된다.

$$Q_1 = C_{d1} A_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - P_i)} \quad (2)$$

여기서 $A_1 = \pi \delta (D_s - x_{popt} - 0.5 x_{popt} \sin 2\theta)$, $\theta = x_{popt} \sin \theta$, θ 는 포핏의 반원추각(半圓錐角, half poppet angle)이다⁹⁾. x_{popt} 는 밸브 내 포핏의 실효치 변위이며, $D_s - x_{popt}$ 는 포핏 밸브 정부(頂部)가 밸브 시트(seat)와 접촉하는 직경이다.

전기 신호를 해제했을 때, 고속 전자 밸브를 통하여 유압 탱크쪽으로 흐르는 실효치 유량 Q_2 는 다음 식으로 표시된다.

$$Q_2 = C_{d2} A_2 \sqrt{\frac{2}{\rho} P_i} \quad (3)$$

여기서, $A_2 = \pi \delta (D_s - x_{popt} - 0.5(x_{popt-max} - x_{popt}) \sin 2\theta)$ 이며, $\delta = (x_{popt-max} - x_{popt}) \sin \theta$ 이다.

위의 식들에서 C_{d1}, C_{d2} 는 밸브의 유량 계수, A_1, A_2 는 밸브 내 포핏이 움직이면서 형성되는 개구면적, $x_{popt-max}$ 는 포핏이 움직이는 최대 변위, P_s 는 공급 압력, P_i 은 부하 압력이다.

식 (2)와 (3)을 선형 근사화하면 아래와 같다.

$$\Delta Q_1 = \frac{\partial Q_1}{\partial x_{popt}} \Delta x_{popt} + \frac{\partial Q_1}{\partial P_l} \Delta P_l \quad (4)$$

$$\Delta Q_2 = \frac{\partial Q_2}{\partial x_{popt}} \Delta x_{popt} + \frac{\partial Q_2}{\partial P_l} \Delta P_l \quad (5)$$

실린더 내에서의 부하 유량 Q_1 은 다음과 같이 표시된다.

$$Q_1 = \frac{V}{\beta_e} \frac{dp_l}{dt} \quad (6)$$

여기서, β_e 는 작동유의 등가 체적 탄성 계수, V 는 부하 액튜에이터 내 체적과 고속 전자 밸브와 액튜에이터 사이 연결 관로 내의 체적을 합한 것을 나타낸다.

위의 식들을 라플라스 변환하면,

$$k_i I(s) = c_1 s X_{popt}(s) + c_2 X_{popt}(s) \quad (1')$$

$$Q_1(s) = K_1 X_{popt}(s) + K_2 P_l(s) \quad (4')$$

$$Q_2(s) = K_3 X_{popt}(s) + K_4 P_l(s) \quad (5')$$

$$Q_1 = \frac{V}{\beta_e} s P_l(s) \quad (6')$$

여기서, K_1, K_2, K_3 및 K_4 는 밸브 동작점 부근에서의 $\frac{\partial Q_1}{\partial x_{popt}}, \frac{\partial Q_1}{\partial P_l}, \frac{\partial Q_2}{\partial x_{popt}}$ 및 $\frac{\partial Q_2}{\partial P_l}$ 이다.

위의 식들을 사용하여 고속 전자 밸브 개방시 즉, 유압 실린더 내 압력이 상승하도록 제어할 때, 고속 전자 밸브의 슬래노이드에 인가되는 전류 $I(s)$ 와 부하 압력 $P_l(s)$ 사이의 전달 함수를 구하면 아래와 같다.

$$\frac{P_l(s)}{I(s)} = \frac{\frac{k_i K_1 \beta_e}{c_1 V}}{s^2 + \frac{c_2 V - c_1 K_2 \beta_e}{c_1 V} s - \frac{c_2 K_2 \beta_e}{c_1 V}} \quad (7)$$

위의 식을 상태 방정식으로 나타내면

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + Bu \\ y &= Cx \end{aligned} \quad (8)$$

여기서, $A = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -a_0 & -a_1 \end{bmatrix}$, $B = \begin{bmatrix} 0 \\ K \end{bmatrix}$, $C = [1 \ 0]$ 이며, 각 행렬 요소는 아래와 같다.

$$a_0 = -\frac{c_2 K_2 \beta_e}{c_1 V}$$

$$a_1 = \frac{c_2 V - c_1 K_2 \beta_e}{c_1 V}$$

$$K = \frac{k_i K_1 \beta_e}{c_1 V}$$

Fig. 4는 고속 전자 밸브에 가해지는 입력 전기 신호의 변조율을 스텝상으로 변화(duty ratio : 0 → 95 %)시켰을 때의 개루프 압력 응답을 나타낸 것이다. 이 경우, 압력 응답 변화 폭은 1.5 MPa(0 → 1.5 MPa)이다. 그림에서 알 수 있듯이 압력 응답의 대표치(고속 전자 밸브 작동 주파수와 일치하는 고주파 성분을 제거한 경우의 압력 값)는 2차계의 응답과 유사함을 알 수 있다.

본 연구에서는 Fig. 4의 압력 응답의 대표치를 고려하여 식 (7)의 파라미터들을 인식(identification)

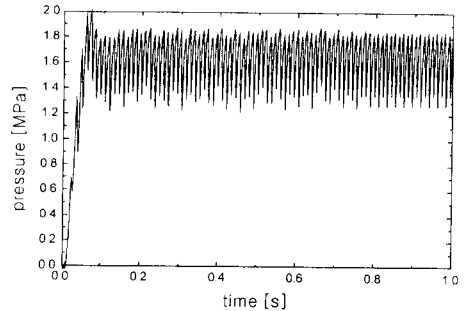


Fig. 4 Experimental result of step response of the pressure control system under open loop control (variation of duty ratio from 0 % to 95 %)

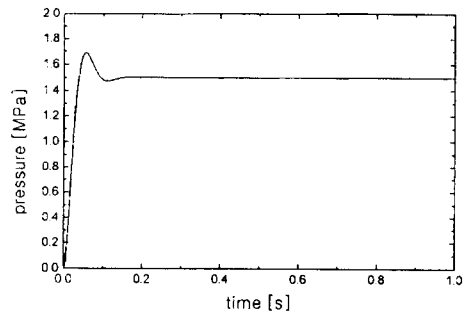


Fig. 5 Computed open loop step response of the pressure control system with linear model got by the identification process (variation of duty ratio from 0 % to 95 %)

tion)하였으며, 여기서 얻어진 수학 모델을 사용한 스텝 응답 계산치를 Fig. 5에 나타내었다.

4. 디지털 필터

4.1 제어 대상 유압계에서 신호 필터링의 필요성

고속 전자 밸브는 밸브 작동상 PWM 신호에 의하여 포펫 밸브를 개-폐(開-閉) 작동시키면서 부하측의 압력을 제어하므로 부하측 유로에 큰 압력 맥동이 존재하게 된다. 이 때, 회로 압력을 제어하는 페루프 제어계를 구성하여도, 회로 압력의 맥동 때문에 제어 입력 신호에 큰 진폭이 만들어지며, 이 제어 신호가 고속 전자 밸브 내 포펫 밸브의 개-폐 동작에 그대로 투영되므로써 안정된 실험 결과를 얻기가 쉽지 않다. 이러한 점을 해소하기 위하여 회로 압력을 측정하는 압력 센서의 출력 신호를 안정되게 하기 위한 필터 사용이 요구되어진다.

아날로그(analog) 필터는 하드웨어로 구성되어 장치가 복잡하고 가격이 비싸며, 신호 처리면에서도 주파수의 선택폭이 작기 때문에 출력 신호로부터 최적 추정값을 구하기가 쉽지가 않다. 따라서, 본 연구에서는 이러한 점들을 감안하여, 제어계 설계시 소프트웨어로 쉽게 설계하여 사용할 수 있는 디지털(digital) 필터를 사용하였다.

4.2 선형 최소 분산 필터

본 연구에서는 선형 최소 분산 필터(linear minimum mean square filter)¹⁰⁾를 사용하여 압력 제어 실험을 하였다.

추정치 y 가 다음과 같이 나타내진다고 가정하자.

$$y = x + f \tag{9}$$

여기서, x 는 측정하려는 물리량을 나타내는 신호이며, f 는 측정 과정에서 나타나는 잡음 등이다. 이 신호와 잡음은 확률적으로 상호 독립적인 관계로서, 각각 평균치는 \bar{x} , 영(zero)이며, 분산은 σ_x^2, σ_f^2 의 확률 변수로 둔다. 측정량 y 를 1차식으로 표시하는 x 의 선형 최소 분산 추정치를 아래와 같이 설정한다.

$$\hat{x} = \alpha y + \beta \tag{10}$$

이 때, 평균 2승 오차가 최소가 되도록 식 (10)의 정수 α, β 를 결정한다.

우선 추정치 \hat{x} 의 오차 $e = x - \hat{x}$ 의 평균치 $E[e]$ 와 분산 σ_e^2 를 구하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} E[e] &= E[x - \alpha(x+f) - \beta] \\ &= E_x[(1-\alpha)x] - E[\alpha f] - \beta \\ &= (1-\alpha)\bar{x} - \beta \end{aligned} \tag{11}$$

$$\begin{aligned} \sigma_e^2 &= E[(e - \bar{e})^2] \\ &= E[(1-\alpha)^2(x - \bar{x})^2 - 2\alpha f(1-\alpha)(x - \bar{x}) + \alpha^2 f^2] \\ &= (1-\alpha)^2 \sigma_x^2 + \alpha^2 \sigma_f^2 \end{aligned} \tag{12}$$

식 (12)로부터, 분산 σ_e^2 은 α 에만 관련되며 β 와는 무관함을 알 수 있다. 따라서, β 값으로는 오차의 평균치 $E[e]$ 가 영(zero)이 되도록, 그리고 α 값으로는 분산 σ_e^2 가 최소가 되도록 선정하면 된다. 즉, 식 (11)로부터 β 는

$$\beta = (1-\alpha)\bar{x} \tag{13}$$

이 된다. 또한, 식 (12)의 분산을 추정 오차의 평균 2승 오차로 두면 다음과 같이 α 에 관하여 정리할 수 있다.

$$\begin{aligned} \sigma_e^2 &= (1-\alpha)^2 \sigma_x^2 + \alpha^2 \sigma_f^2 \\ &= (\sigma_x^2 + \sigma_f^2)\alpha^2 - 2\sigma_x^2 \alpha + \sigma_x^2 \\ &= (\sigma_x^2 + \sigma_f^2)[\alpha^2 - 2\sigma_x^2/(\sigma_x^2 + \sigma_f^2)\alpha] + \sigma_x^2 \\ &= (\sigma_x^2 + \sigma_f^2)[\alpha - \sigma_f^2/(\sigma_f^2 + \sigma_x^2)]^2 + \sigma_x^2 \sigma_f^2 / (\sigma_x^2 + \sigma_f^2) \end{aligned} \tag{14}$$

α 를 구하기 위해 식 (14)의 우변 제 1항을 영(zero)으로 하면, 평균 2승 오차 σ_e^2 를 최소로 하는 α 가 얻어진다. 따라서, α 는 아래와 같이 구할 수 있다.

$$\alpha = \frac{\sigma_x^2}{\sigma_x^2 + \sigma_f^2} \tag{15}$$

이상으로부터 x 의 선형 최소 분산 추정치 \hat{x} 는 최종적으로 다음과 같이 얻어진다.

$$\begin{aligned} \hat{x} &= (1-\alpha)\bar{x} + \alpha y \\ &= \bar{x} + \frac{\sigma_x^2}{\sigma_x^2 + \sigma_f^2}(y - \bar{x}) \end{aligned} \tag{16}$$

실제 실험에서는 가중치로 α, β 에 대한 상한치를 주고 실험을 하였다.

5. 슬라이딩 모드 제어계의 설계

센서로부터 계속되는 제어 출력치인 압력 신호에는 비교적 큰 진폭의 맥동이 실려 있어서 디지털 필터를 거친 신호에도 어느 정도 맥동이 남아 있게 되며, 제어 신호의 듀티비와 밸브의 실효치 변위 사이에 선형성이 그다지 좋지 않은 점 등의 이유 때문에 흔히 사용되는 선형 제어 알고리즘으로는 만족할 만한 제어 성능을 얻기가 곤란할 것으로 예상된다. 따라서, 제어 대상인 유압 실린더 내의 압력 제어를 위한 제어계로 슬라이딩 모드 제어기를 설계하였다⁷⁾.

식 (8)에서 a_0, a_1 및 K 의 정확한 값은 모르지만 최대 크기 정도는 알 수 있다고 가정한다. 우선 추적 오차 $e(t)$ 와 제어 대상의 상태 궤도를 구속하는 슬라이딩 초평면을 다음 식으로 설정하였다.

$$e(t) = P_{ref}(t) - P(t) \tag{17}$$

$$S = \sum_{i=0}^n c_i \frac{d^{n-i} e(t)}{dt^{n-i}} \tag{18}$$

여기서, 식 (18)로 설정된 슬라이딩 초평면이 오차 상태 공간에서 안정하도록 c_i 를 결정하였다. 실험에서는 $c_0 = 40000, c_1 = 560, c_2 = 1$ 로 정하였다. 슬라이딩 모드 존재 조건을 만족시키기 위하여 제어 입력 $u(t)$ 가

$$S \cdot \dot{S} < 0 \tag{19}$$

을 만족하도록 선택하면, 유한한 시간 안에 S 가 영(zero)에 도달하여 제어 대상이 안정되게 한다. 따라서, 식(19)에 식 (8), (17), (18)을 대입하면 제어 입력 $u(t)$ 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$u(t) = -(K)^{-1} [S + M \text{sign}(S)] \tag{20}$$

여기서, M 은 모델링 오차나 외란 등의 불확실성을 고려하기 위한 슬라이딩 모드 제어기의 강인성 파라미터이다. 실제로 제어기 구현에 있어서, 식 (20)은 바람직하지 않은 떨림(chattering) 현상이

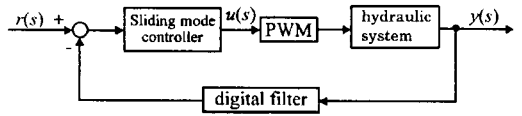


Fig. 6 Block diagram of the hydraulic control system including a digital filter

발생하므로 이것을 제거하기 위하여 부호 함수를 포화 함수로 대체하였다.

Fig. 6은 본 연구에서 제안한 디지털 필터를 포함한 대상 유압 제어계의 블록 선도를 나타낸 것이다.

6. 실험 결과 및 고찰

본 연구에서는 차량 자동 변속기 클러치 조작용 유압 실린더에 작용하는 압력을 제어할 수 있는 기법을 제안하는 것으로, 클러치에 작용하는 압력의 최종치 및 압력 상승 시간은 차량의 특성에 따라 달라지지만 보통 0.5 → 1.5 MPa에서 0.4 ~ 1.2 s 정도로 알려져 있으며, 압력 파형은 일정한 기울기를 가지는 램프 신호이다¹¹⁾.

따라서, 실험에서는 램프상의 목표 입력에 대하여 제어 대상 물리 인자의 변화(고무의 삼입 및 제거) 또는 선형 최소 분산 필터의 사용 여부에 따른 제어 대상의 과도 특성 및 정상 특성을 조사하였다. 목표 제어 압력이 0.4 → 1.5 MPa만큼 램프상으로 변화하도록 제어 입력을 가했으며, 이 때의 램프 신호 인가 시간은 500 ms이다. D/A 변환기에서 나가는 PWM 신호의 주기는 10 ms로 하였다. PWM 신호의 주기를 10 ms로 정한 이유는 고속 전자 밸브의 개폐 소요 시간을 고려하여 밸브를 가능한 한 고주파로 작동시키기 위함이다.

6.1 압력 제어계의 정상 상태 특성

PWM 신호로 제어하는 고속 전자 밸브는 포퓰이 고속 반복 작동되면서 유량 및 압력을 제어하기 때문에 부하측에서의 압력 맥동이 매우 심하다. 이 압력 맥동의 진폭은 부하측의 용량 등에 따라 크게 변화하며, 용량이 작을수록 커지게 된다.

Fig. 7은 본 실험 장치에서, 고속 전자 밸브에 가하는 PWM 신호의 변조율 변화에 따른 압력 변화의 정상 상태 특성 실험 결과이다. 이 실험에서는

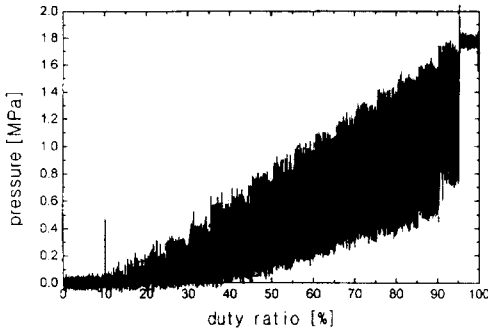


Fig. 7 Experimental result of the steady state characteristics of the hydraulic control system with the high speed On-Off solenoid valve

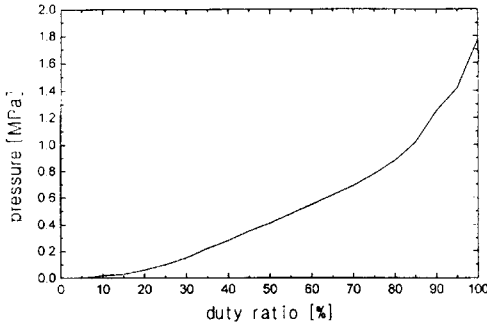


Fig. 8 Relation between duty ratio and mean control pressure based on the experiment result in Fig. 7

변조율을 0 → 100 %까지 5 s마다 5%씩 증가시켰으며, 실험에서 얻어진 압력 측정치에는 큰 진폭의 맥동이 관측되었다.

Fig. 8은 Fig. 7의 실험 결과를 근거로 하여 작성한 변조율과 평균 압력 사이의 관계를 나타낸다. 그림에서 알 수 있듯이 고속 전자 밸브 내 솔레노이드의 전류 상승에 필요한 시간 지연과 포핏의 개폐 운동에 요하는 시간 지연 때문에 변조율 $\tau\%$ 가 작은 곳과 큰 곳에서는 압력 제어를 원활하게 하기가 매우 곤란함을 확인할 수 있다.

6. 2 개루프 제어를 적용한 결과

Fig. 9, 10은 고속 전자 밸브에 가하는 변조율을 500 ms 동안 램프상으로 변화시켰을 때에 얻어진 개루프 제어 압력 실험 결과이다. 단, Fig. 9는 유압 실린더의 피스톤 로드와 스톱퍼 사이에 고무를

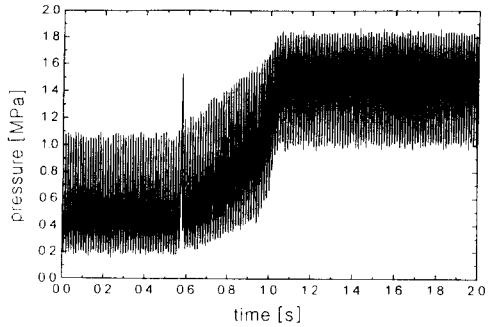


Fig. 9 Experimental result of ramp response of the hydraulic control system under open loop control, without a rubber plate between the piston rod and the stopper (variation of target pressure from 0.4 MPa to 1.5 MPa)

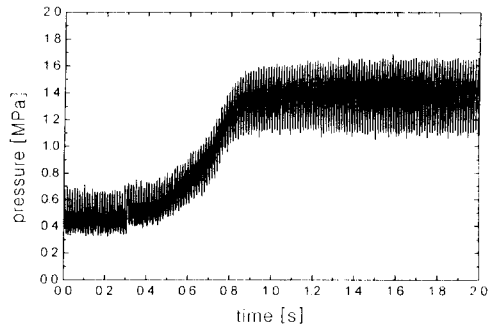


Fig. 10 Experimental result of ramp response of the hydraulic control system under open loop control, with a rubber plate between the piston rod and the stopper (variation of target pressure from 0.4 MPa to 1.5 MPa)

제거한 상태에서의 실험 결과이며, Fig. 10은 고무를 삽입했을 때의 실험 결과이다. 램프 신호 인가 시간은 500 ms로 동일하지만, 고무가 삽입된 경우의 실험에서는 고무가 제거된 경우의 실험 때에 비하여 120 ms 정도 정상 상태 오차가 발생함을 알 수 있다. 결국, 개루프 제어로는 제어 대상의 물리인자 변화에 능동적으로 대처하지 못함을 확인할 수 있었다.

그림에서 압력이 높을수록 압력 기울기가 커지는 것은 고속 전자 밸브의 정특성 실험 결과인 Fig. 7에서 알 수 있듯이, 변조율이 큰 부분에서 제어 압력 기울기가 커지기 때문이다.

한편, 고무가 삽입된 실험 결과에서 압력 파형의 진폭이 작아지는 이유는 고무의 압축성 때문에 유압 실린더 내 작동유의 유효 체적 탄성 계수가 작아지기 때문이다.

6.3 슬라이딩 모드 제어(선형최소 분산 필터를 포함)를 적용한 결과

Fig. 11은 실험 장치에서 피스톤 로드와 스톱퍼 사이에 고무가 삽입되지 않았을 때의 실험 결과

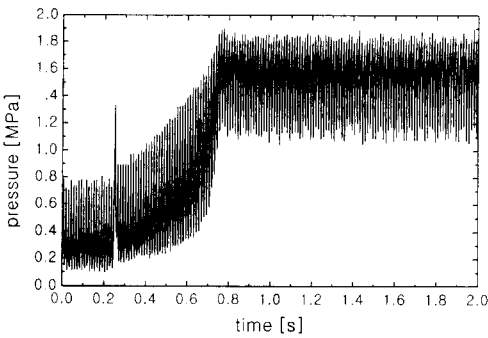


Fig. 11 Experimental result of ramp response of the hydraulic control system under sliding mode control including the digital filter, without a rubber plate between the piston rod and the stopper (variation of target pressure from 0.4 MPa to 1.5 MPa, weight value=1.0)

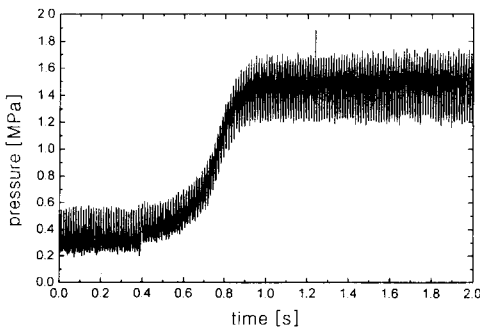


Fig. 12 Experimental result of ramp response of the hydraulic control system under sliding mode control including the digital filter, with a rubber plate between the piston rod and the stopper (variation of target pressure from 0.4 MPa to 1.5 MPa, weight value=1.0)

이며, Fig. 12는 고무를 삽입했을 때의 실험 결과이다.

고무 삽입으로 인하여 실린더 내의 체적과 작동유 유효 체적 탄성 계수의 변화에도 불구하고, Fig. 11과 12의 압력 파형의 과도 상태 및 정상 상태가 비교적 잘 일치함을 알 수 있다. 이상의 실험 결과를 통하여, 본 연구에서 제안한 선형 최소 분산 필터를 사용한 슬라이딩 모드 제어 알고리즘을 고속 전자 밸브에 의한 유압 실린더 내 압력 제어에 적용함으로써 안정된 압력 제어가 실현됨을 확인하였다.

Fig. 13은 선형 최소 분산 필터를 통과한 제어 대상의 출력 값으로, 이 값이 슬라이딩 모드 제어기에 들어가 제어 입력의 연산에 사용된다.

6.4 선형 최소 분산 필터 사용 여부(與否)에 따른 결과

Fig. 14는 선형 최소 분산 필터를 사용하지 않을 때의 실험 결과로서, 이 때의 슬라이딩 모드 제어기의 설계치는 Fig. 11에서와 동일하다. 이 경우는 제어가 정상적으로 수행되고 있지 못함을 알 수 있다. 따라서, 슬라이딩 모드 제어기와 같은 제어의 강인성이 우수한 제어기라 하더라도 제어 출력 신호에 큰 진폭의 맥동이 존재하면 제어가 불가능함을 알 수 있다.

이상의 실험 결과를 통하여, 본 연구에서 제안한 선형 최소 분산 필터의 유용성을 실험을 통하여 확인할 수 있었다.

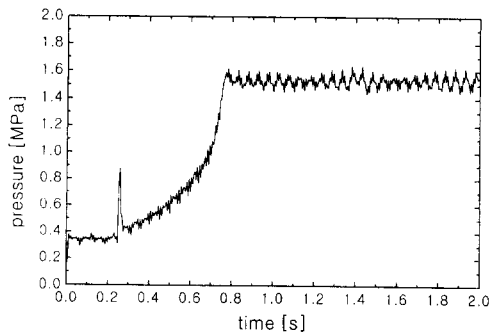


Fig. 13 Pressure signal after filtering by the digital filter for the signal of Fig. 11

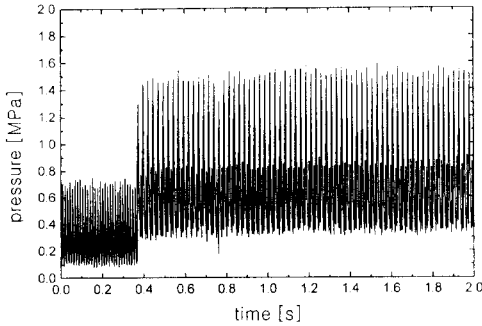


Fig. 14 Experimental result of ramp response of the hydraulic control system under sliding mode control excluding the digital filter, without a rubber plate between the piston rod and the stopper (variation of target pressure from 0.4 MPa to 1.5 MPa)

7. 결 론

본 연구에서는 자동 변속기 클러치 체결용 유압 실린더를 모델로 한 유압 실린더 내의 압력을 고속 전자 밸브를 사용하여 직접 피드백 제어하는 기법을 제안하였다. 제어 알고리즘으로는 슬라이딩 모드 제어 기법을 사용하였으며, 계측된 압력 신호에 존재하는 맥동의 영향을 줄여주는 방법으로 디지털 필터를 사용하였다.

본 연구에서 얻어진 성과를 요약하면 아래와 같다.

- (1) 압력 계측치에 큰 진폭의 맥동이 존재하는 고속 전자 밸브에 의한 압력 제어계를 대상으로 하여 디지털 필터를 도입한 슬라이딩 제어 알고리즘을 사용함으로써 안정된 제어가 실현됨을 확인하였다.
- (2) 피스톤 로드와 스톱퍼 사이에 두꺼운 고무 판을 삽입 또는 제거한 실험을 통하여, 제어계 내 물리 인자의 심대한 변화에도 불구하고 제안한 제어계가 강인한 제어를 수행함을 확인하였다.

참고문헌

- 1) Asayma, Y., Tsubota, M., Okura, Y. and Sato, T., "Apparatus for Controlling Hydraulic Pressure for Clutch", United states Patent 5035312, 1991.
- 2) 정용길, 軸發電裝置用 油壓 傳動 시스템의 定速制御에 關한 研究, 부경대학교 박사학위 논문, 1994.
- 3) 田中 裕久, "壓力比例による電氣空氣壓制御", 油壓と空氣壓, Vol. 15, No. 7, pp. 58~66, 1984.
- 4) 양경욱, 오인호, 이일영, "2자유도 제어기법에 의한 전자 유압 서보계의 압력 제어", 한국박용기관학회지, Vol. 20, No. 3, pp. 242~252, 1996.
- 5) 전헌술, 강지윤, 조영욱, 이교일, "3방향 고속 전자 밸브와 압력 필터를 사용한 소형 체적 내의 최적 압력 제어", 대한기계학회 춘계학술대회논문집, pp. 594~598, 1992.
- 6) Yang, K. U., Yun, S. N., Lee, I. Y., Huh, P. Y. and Lee, D. G., "Dynamic Characteristics Improvement of Semi-Automatic Transmission Driven by Hydraulic Power for Construction Vehicles", Proceedings of the 2nd International Symposium on Fluid Power Transmission and Control, Shanghai, China, pp. 155~160, 1995.
- 7) 양경욱, 우병국, 이일영, "슬라이딩 모드 제어를 이용한 차량용 자동 변속기의 변속 특성 개선", 한국자동차공학회 춘계학술대회 논문집, Vol. 1, pp. 381~386, 1996.
- 8) NACHI 종합 카탈로그, 1989.
- 9) 이일영, 오세경, "方向制御 로직밸브의 動特性에 關한 研究", 한국어업기술학회지, Vol. 24, No. 4, pp. 172~179, 1988.
- 10) Oppenheim, A. V., Willsk, A. S. and Young, I. T., Signal and System, Prentice-Hall Inc., pp.397~446, 1983.
- 11) 이일영, 윤소남, 양경욱, 허병운, 이덕규, "진철차량용 반자동 변속기 유압제어계의 성능개선", 한국자동차공학회 논문집, Vol. 4, No. 3, pp.10~21, 1996.

저 자 소 개



양경욱 (梁敬勳)

1968년 3월생, 1991년 여수대학교 기관공학과 졸업, 1993년 부경대학교 제어기계공학과 대학원 졸업(석사), 1997년 동대학원 졸업(박사), 현재 여수대학교 기관공학과 전임 강사



김상수 (金床洙)

1935년 3월생, 1959년 부산수산대학 조선공학과 졸업, 1981년 경희대학교 교육대학원 공업교육전공(석사), 현재 여수대학교 기관공학과 교수



서정주 (徐政周)

1972년 부산수산대학교 기관공학과 졸업, 1995년 부산수산대학교 대학원 졸업(박사), 현재 여수대학교 기관공학과 교수