

〈논 문〉

비례전자밸브를 사용한 유압서보계의 압력제어

양경욱* · 오인호** · 이일영***

(1996년 5월 28일 접수)

Pressure Control of Hydraulic Servo System Using Proportional Control Valve

Kyong Uk Yang, In Ho Oh and Ill Yeong Lee

Key Words : Pressure Control(압력제어), Two-degree of Freedom Control(2자유도 제어), Proportional Pressure Control Valve(비례전자 압력제어 밸브)

Abstract

The Purpose of this study is to build up control scheme that promptly control pressure in a hydraulic cylinder having comparatively small control volume, using a PCV(proportional control valve) and a digital computer. Object pressure control system has the character to be unstable easily, because the displacement-flow gain of the PCV is too large considering the small volume of the hydraulic cylinder and the time delay of response of the PCV is comparatively long. Considering the above-mentioned characteristics of the object pressure control system, in this study, control system is designed with two degree of freedom control scheme that is composed by adding a feed-forward control path to I-PDD² control system, and a reference model is used on the decision of control parameters. And through some experiments on the control system with FF-I-PDD² controller, the validity of this control method has been confirmed.

1. 서 론

유압 시스템에서 압력을 제어하는 기술은 산업계에서 널리 사용되고 있다. 차량의 자동변속기 클러치 조작용 유압제어계, 차량 ABS(anti-lock brake system)의 유압제어계, 유압 사출성형기, 유압식 형(型) 프레스, 유압식 압연설비 등이 그 응용 예이다.

유압실린더 내의 압력을 제어하는 데에는 서보밸브 또는 비례전자밸브(proportional control valve)가 사용되며, 제어수법으로는 개회로제어법

과 폐회로제어법이 사용된다. 개회로제어에는 자체적인 압력 피드백기구가 내장된 제어밸브⁽¹⁾를 사용하는 것이 일반적이며, 그다지 고도의 정밀도와 속응성이 요구되지 않는 경우에 사용된다. 한편, 비교적 고도의 정밀도와 속응성이 요구되는 경우(예: 유압식 압연설비 등)에는 페루프 제어를 수행하게 되며, 근래에는 고기능의 제어 알고리즘을 적용하기가 용이한 디지털 제어장치가 널리 사용되고 있다.

본 연구의 목적은 차량 자동변속기 클러치 조작용 유압실린더⁽²⁾와 같이 비교적 작은 제어실 용적을 갖는 유압실린더 내의 압력을 비례전자 압력제어 밸브(이후에는 PCV라 칭함)와 디지털컴퓨터를 사용하여 신속하게 제어하는 제어기법을 확립하는데에 있다.

*회원, 부경대학교 대학원

**회원, 한국해양대학교 운항시스템공학부

***회원, 부경대학교 자동차공학과

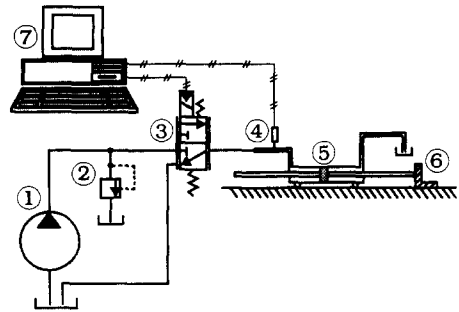
대상으로 하는 유압실린더의 용적이 작은데 비하여 실험에 사용하는 PCV의 변위-유량이득은 비교적 크며, PCV의 응답시간 지연⁽⁴⁾이 비교적 긴 관례로 대상 압력제어에는 불안정해지기 쉬운 특성을 가지고 있다. 또, 디지털제어계를 구성했을 때 산업계에서 손쉽게 적용(예: 차량 자동변속기 유압제어기에 적용)할 수 있도록 제어 알고리즘 연산시간이 과다하게 요구되지 않도록 해야 하는 점도 제어 설계시 유의해야 할 사항이다. 본 연구에서는 이러한 대상 제어계의 특성과 제어기 선택상의 조건들을 고려하여, I-PDD² 제어기법⁽³⁾에 피드-포워드(feed-forward) 제어경로를 첨가한 2자유도 제어기법을 사용하여 제어계를 설계하며, 제어 파라미터의 결정에는 참조 모델법^(4,5)을 사용한다.

본 연구에서 제안한 압력제어기법의 유용성을 실험을 통하여 확인한다.

2. 대상 유압 시스템의 모델링

2.1 대상 시스템의 개요

PCV를 사용하여 비교적 작은 용량의 유압실린더내 압력을 신속하게 제어하는 기법을 확립하는 것이 본 연구의 목적이며, 본 연구에서 사용하는 실험장치의 구성은 Fig. 1과 같다. 압력제어 도중에 유압실린더 내의 피스톤은 스토퍼 ⑥에 의하여 고정되어 있으며, 이와 유사한 압력제어제는 차량 변속기 다관 클러치 조작용 유압제어계 등에서 널리 사용되고 있다. 유압실린더 내(제어실의 용적: 105 cm³)의 압력을 PCV를 사용하여 케루프 제어하는데 필요한 압력신호는 압력센서 ④에 의하여



- ① hydraulic pump ② relief valve
- ③ proportional pressure control valve
- ④ pressure transducer ⑤ hydraulic cylinder(volume)
- ⑥ stopper ⑦ computer

Fig. 1 Configuration of the pressure control system

검출한다. 이 압력신호는 A/D 변환기를 통하여 컴퓨터로 전송되며, 컴퓨터에서 계산된 제어입력신호는 D/A 변환기를 거쳐 PCV ③으로 보내 압력을 제어하게 된다. 동시에 압력신호와 제어입력신호를 컴퓨터에 저장한다. PCV와 유압실린더 사이의 관로는 비교적 길이가 짧은 강관이며, 릴리프 밸브의 압력 설정치는 2.0 MPa로 하였다. 실험에 사용된 주요 기기의 규격을 Table 1에 나타내었다.

본 실험에서 유압실린더로 공급해야 할 요구 부하유량은 다음 식을 사용하여 개략적으로 구할 수 있다.

$$\frac{\Delta V_c}{\Delta t} = \frac{V_c \Delta P_i / \beta_o}{\Delta t} \quad (1)$$

여기서, V_c 는 유압실린더내 제어실의 체적, ΔP_i 은 가압 전후의 압력차, β_o 는 작동유의 체적탄성계수이다.

Table 1 Specification of instruments used in the experiment

Instruments	Specification	Manufacturer	Model number
Hydraulic cylinder	5.0 MPa, Max	TAIYO	35H-2D Hydraulic CYL.
Hydraulic pump	12.2 cm ³ /rev	Yuken	F-PV2R1-12-R
Pressure sensor	0~10 MPa	Sensotec	9E02-P3-100
A/D converter	Resolution 12 bit A/D : 16, D/A : 2	Adventech	PCL-812
PCV	15l/min, 4.9 MPa	Uchida	3DREP6
PC intel 386	CPU 33 MHz	Samsung	SPC

V_c 가 105 cm^3 , ΔP_t 이 1 MPa , β_o 가 $1.6 \times 10^9 \text{ N/m}^2$, Δt 는 0.1 s 이라 하면, 요구 부하유량은 $3.9 \times 10^{-4} \text{ l/min}$ 정도이다. 그런데 이 정도로 적은 정격 부하유량을 갖는 PCV는 양산(量産) 시판되고 있는 밸브 가운데서는 찾을 수 없으며, 특별히 설계 제작하는 것도 기술적으로 매우 어려운 것으로 판단된다. 또한, PCV 내부에 부하압력 피드백 기구가 존재하기 때문에⁽¹⁾ 제어 압력치에 맥동이 발생하기 쉽고, 신속한 제어를 수행할 때는 불안정해지기 쉬운 특징을 가지고 있다. 본 연구에서는 양산 시판되고 있는 PCV 가운데서 가장 소용량의 밸브를 선택하여 사용했으며, 이 밸브의 정격 부하유량은 공급압력 2.0 MPa 에서 9.5 l/min 으로서 위의 요구 부하유량에 비하여 매우 큰 정격 부하유량을 갖는 밸브이다. 즉, 사용하는 PCV가 시판되는 범용의 것이어서 밸브의 변위-유량이특이 요구 부하유량에 비하여 매우 크다. 따라서, 이 제어계는 PCV내 스톱의 작은 움직임에 따라 압력이 매우 급격하게 변화할 수 있어 제어하기가 난이한 제어계인 것이 특징이다.

또한, 본 연구에서 사용한 PCV는 비교적 긴 응답시간지연이 존재하는 밸브이며, 이러한 응답시간 지연도 대상 제어계의 제어의 질을 향상시키는데 장애요인이 되므로 제어계 설계시 유의해야 할 사항이다.

그리고, 본 연구에서 대상으로 하는 압력제어계에서는 압력제어를 수행하는 동안의 시간이 수백 ms이내로서 비교적 짧은 시간이며, 이러한 짧은 시간내에 우수한 제어성능을 달성하면서도 손쉽게 산업계에서 적용할 수 있는 제어계가 되도록 제어기를 설계하고, 제어에 필요한 요소기기들을 선정하는 것도 유의해야 할 중요 사항이다.

2.2 모델링

본 연구에서 압력제어에 사용하는 PCV 내부 구조의 개략도를 Fig. 2에 나타내었다. PCV의 부하측 포트에는 일정 체적의 압력용기(유압실린더)가 연결되어 있으며, PCV와 압력용기 사이의 관로길이는 비교적 짧고, 관로 단면적이 비교적 큰 경우를 생각한다.

PCV를 통하여 부하측으로 흐르는 유량 Q_t 은 아래와 같이 표시된다.

$$Q_t = C_{a1}w(u_s + x_s)\sqrt{\frac{2}{\rho}(P_s - P_t)} \quad (2)$$

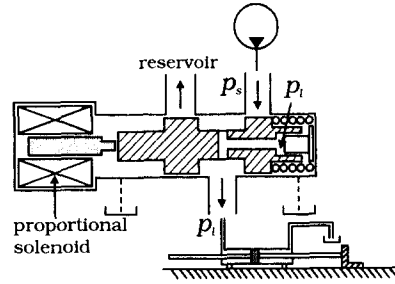


Fig. 2 Schematic diagram of the proportional pressure control valve

또, 부하측으로부터 PCV를 통하여 탱크측으로 흐르는 유량 Q_r 은 다음 식으로 표시된다.

$$Q_r = C_{a2}w(u_s - x_s)\sqrt{\frac{2}{\rho}P_t} \quad (3)$$

PCV 내부의 피드백 유로로의 유량 Q_f 는 다음과 같이 표시된다.

$$Q_f = A_s \frac{dx_s}{dt} \quad (4)$$

위 식들에서 C_{a1} , C_{a2} 는 밸브의 유량계수, A_s 는 밸브 스톱의 단면적, $w(= \pi d_s)$, d_s 는 스톱의 직경)는 스톱(spool) 밸브의 면적구배, u_s 는 밸브 중립상태에서 스톱 랜드(spool land)와 밸브 슬리브(sleeve)의 오버랩(overlap) 양, P_s 는 공급압력, P_t 은 부하압력, x_s 는 스톱의 변위를 나타낸다.

식 (2), (3)을 선형 근사화하면 아래와 같다.

$$\Delta Q_t = \frac{\partial Q_t}{\partial x_s} \Delta x_s + \frac{\partial Q_t}{\partial P_t} \Delta P_t \quad (5)$$

$$\Delta Q_r = \frac{\partial Q_r}{\partial x_s} \Delta x_s + \frac{\partial Q_r}{\partial P_t} \Delta P_t \quad (6)$$

그리고, 부하유량 Q_t 은 다음과 같이 표시된다.

$$Q_t = -Q_f + \frac{V}{\beta_e} \frac{dP_t}{dt} \quad (7)$$

여기서, β_e 는 작동유의 등가 체적탄성계수, V 는 부하 액추에이터내 고압부의 체적과 PCV와 액추에이터 사이 연결관로내의 체적을 합한 것을 나타낸다.

한편, PCV에 가해지는 전류 i 와 PCV내 스톱에 가해지는 힘 F_s 사이의 관계는 비례 솔레노이드의 동특성을 고려하여 다음과 같이 표시한다.⁽⁶⁾

$$K_i i = C_1 \frac{dF_s}{dt} + C_2 F_s \quad (8)$$

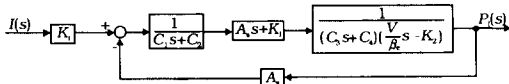


Fig. 3 Block diagram of the object pressure control system

그리고, 스펙구동력 F_s 와 스펙변위 x_s 사이의 관계는 다음 식으로 나타내며, 여기서 관성항은 무시하였다.

$$F_s = C_3 \frac{dx_s}{dt} + C_4 x_s + A_s P_t \quad (9)$$

여기서, K_i 는 PCV 내의 솔레노이드의 이득, i 는 입력전류, C_1, C_2, C_3, C_4 는 상수이다.

위 식들을 라플라스 변환하면

$$Q_l(s) = K_1 X_s(s) + K_2 P_t(s) \quad (5)$$

$$Q_r(s) = K_3 X_s(s) + K_4 P_t(s) \quad (6)$$

$$Q_t(s) = -A_s X_s(s) + \frac{V}{\beta_e} s P_t(s) \quad (7)$$

$$K_i I(s) = C_1 s F_s(s) + C_2 F_s(s) \quad (8)$$

$$F_s(s) = C_3 s X_s(s) + C_4 X_s(s) + A_s P_t(s) \quad (9')$$

여기서, K_1, K_2, K_3 및 K_4 는 밸브 동작점 부근에서의 $\frac{\partial Q_l}{\partial x_s}, \frac{\partial Q_r}{\partial P_t}, \frac{\partial Q_r}{\partial x_s}$ 및 $\frac{\partial Q_l}{\partial P_t}$ 의 값이다.

위 식들을 사용하여, PCV 개방조작시, 즉 압력 용기내 압력이 상승하도록 제어할 때 PCV에 인가되는 전류 $I(s)$ 와 부하압력 $P(s)$ 사이의 전달 함수를 구하면 아래와 같다.

$$\frac{P_t(s)}{I(s)} = \frac{K_i(K_1 + A_s s)}{(C_1 s + C_2) \left\{ (C_3 s + C_4) \left(\frac{V}{\beta_e} s - K_2 \right) + A_s (K_1 + A_s s) \right\}} \quad (10)$$

식 (10)을 블록선도로 나타내면 Fig. 3과 같다.

3. FF-I-PDD² 제어에 의한 2자유도 제어계 설계법

2자유도 제어계에서 피드-포워드 제어기는 피드백제어를 수행하는 폐루프(1자유도 제어계)에 포함되지 않으며, 따라서 피드-포워드 제어기는 1자유도 제어계의 특성방정식 근에 영향을 주지 않으면서도 극과 영점을 상쇄시키거나 또는 극위치를 변경시켜서 제어의 응답성을 크게 개선할 수 있는 장점이 있다.⁽⁷⁾

본 연구에서 대상으로 하는 유압실린더 압력제어계에서는 앞의 2.1절에서 설명한 바와 같이 제어계

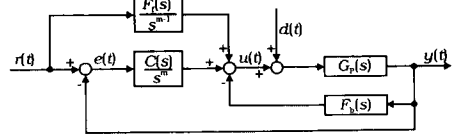


Fig. 4 Block diagram of FF-I-PDD² control system

자체가 불안정해지기 쉬워서 제어의 전향경로 제인을 높게 설계하기가 곤란하며, PCV가 갖는 응답 시간지연을 개선해야 할 필요성이 있고, 또한 산업계에서의 적용성을 고려하여 디지털제어기에서의 연산소요시간 부담을 최소화할 필요가 있다. 이와 같은 대상 제어계의 요구사항들을 고려하여 본 연구에서는 I-PDD² 제어기법⁽³⁾에 피드-포워드 제어 경로를 첨가한 FF-I-PDD² 제어기법을 사용하여 제어계를 설계하고자 한다.

Fig. 4는 본 연구에서 사용한 FF-I-PDD² 제어계의 구성을 나타낸 것이다.

Fig. 4에서 $y(t)$ 는 출력, $e(t)$ 는 편차, $u(t)$ 는 제어신호이며, 목표치 $r(t)$ 와 외란 $d(t)$ 는 각각 다음에 표시한 시간 t 의 다항식으로 둔다.

$$r(t) = \sum_{j=0}^n r_j t^j \quad (11)$$

$$d(t) = \sum_{j=0}^n d_j t^j \quad (12)$$

$G_p(s)$ 는 제어 대상, $\frac{C(s)}{s^m}$ 는 전향 제어기, $F_b(s)$ 는 피드백 제어기, $\frac{F_f(s)}{s^{m-1}}$ 는 피드-포워드 제어기이며, $G_p(s), C(s), F_b(s), F_f(s)$ 는 아래와 같은 s 의 다항식으로 설정한다.

$$G_p(s) = \frac{1}{G(s)} = \frac{1}{g_0 + g_1 s + g_2 s^2 + \dots + g_n s^n} \quad (13)$$

$$C(s) = C_0 + C_1 s + C_2 s^2 + \dots + C_n s^n \quad (14)$$

$$F_b(s) = F_{b0} + F_{b1} s + F_{b2} s^2 + \dots + F_{bn} s^n \quad (15)$$

$$F_f(s) = F_{f0} + F_{f1} s + F_{f2} s^2 + \dots + F_{fn} s^n \quad (16)$$

식 (15)로 표시되는 피드백 보상기의 함수는 제어 대상의 전달함수 $G_p(s)$ 의 차수에 따라 결정되며,⁽³⁾ 전향경로에 있는 적분보상기 m 값 및 식 (14)로 표시되는 분자항의 수는 제어 대상의 개루프 전달함수의 형(type)에 따라 결정된다.⁽⁸⁾ Fig. 4의 제어계를 사용하여 목적으로 하는 제어성능을 얻으려면 $F_{b0}, F_{b1}, F_{b2}, \dots, C_0, C_1, C_2, \dots, F_{f1}, F_{f2}, F_{f3}, \dots$ 값들을 최적의 값으로 결정해야

하며, 본 연구에서는 北森 등이 제안한 참조 모델 제어계 설계법^(3~5)을 FF-I-PDD² 제어계에 확대 적용하는 방법을 사용하여 위의 제어계 파라미터들을 구하기로 한다. 참조 모델을 이용한 FF-I-PDD² 제어계 설계법을 설명하면 아래와 같다.

제어 대상을 포함한 참조 모델을 아래와 같은 조건이 만족되도록 설정한다.

첫째, 정상상태에서 편차 $e(t)$ 의 값이 영(zero)이 되게 한다. 즉,

$$\lim_{t \rightarrow \infty} e(t) = \lim_{s \rightarrow 0} se(s) = 0 \quad (17)$$

둘째, 폐루프계의 특성다항식의 모든 근의 실수부가 음수가 되게 한다.

셋째, 제어계 요소기기들의 기능(예 : PCV용 앰프의 전류출력 상한치 등)을 고려하면서 제어압력이 최단 시간내에 비교적 작은 오버슈트로 목표치에 도달하게 한다.

여기서, 목표치 $r(t)$ 로부터 출력 $y(t)$ 사이의 참조 모델 $M_r(s)$ 을 다음 식으로 가정한다.

$$M_r(s) = \frac{\beta_0 + \beta_1 \alpha_1 \sigma s + \beta_2 \alpha_2 (\sigma s)^2 + \dots + \beta_n \alpha_n (\sigma s)^n}{1 + \alpha_1 \sigma s + \alpha_2 (\sigma s)^2 + \dots + \alpha_n (\sigma s)^n} \quad (18)$$

여기서, $n^\alpha > n^\beta$, σ 는 상승시간 변환계수, n^α , n^β 는 각각 분모다항식과 분자다항식의 차수이다.

참조 모델 $M_r(s)$ 에서 목표치에 대한 출력편차 $e(s)$ 에 관해서

$$y(s) = M_r(s) \cdot r(s) \quad (19)$$

$$e(s) = r(s) - y(s) \quad (20)$$

가 성립하기 때문에 $e(s)$ 는 다음 식과 같이 된다.

$$e(s) = \{(1 - \beta_0) + \alpha_1(1 - \beta_1)(\sigma s) + \dots + \alpha_n(1 - \beta_n)(\sigma s)^n + \alpha_{n+1}(\sigma s)^{n+1} + \dots + \alpha_n(\sigma s)^n\} / \{1 + \alpha_1 \sigma s + \alpha_2 (\sigma s)^2 + \dots + \alpha_n (\sigma s)^n\} \quad (21)$$

한편 식 (11)에 의해서 $r(s)$ 는 다음 식이 된다.

$$r(s) = \sum_{j=0}^n \frac{r_j}{s^{j+1}} \quad (22)$$

식 (21)과 (22)를 식 (17)에 대입하면

$$\beta_i = 1 \quad (i=0, 1, 2, \dots, n) \quad (23)$$

$$n \leq n^\beta \quad (24)$$

가 필요하게 된다.

따라서, 식 (23)과 (24)를 이용하여 참조 모델 $M_r(s)$ 는 다음과 같이 표현할 수가 있다.

$$M_r(s) = \{1 + \alpha_1 \sigma s + \alpha_2 (\sigma s)^2 + \dots + \alpha_n (\sigma s)^n + \beta_{n+1} \alpha_{n+1} (\sigma s)^{n+1} + \dots + \beta_n \alpha_n (\sigma s)^n\} / \{1 + \alpha_1 \sigma s + \alpha_2 (\sigma s)^2 + \dots + \alpha_n (\sigma s)^n\} \quad (25)$$

결국 제어기와 제어 대상을 포함한 전체 제어계 전달함수의 각각의 항이 원하는 참조 모델의 전달함수인 식 (25)의 각각의 항과 일치하도록 제어기를 설계하면 되며, 제어제인을 자동적으로 산출하는 프로그램을 만들어서 쉽게 제어제인을 구할 수가 있다.

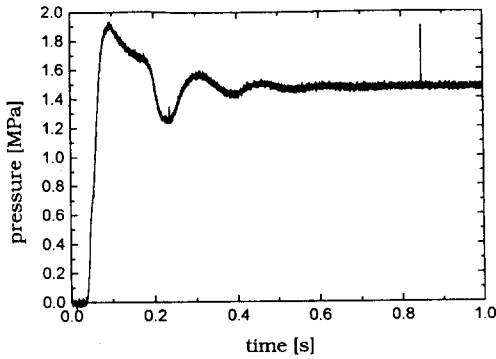
4. 제어 대상 유압계의 동정 및 제어계 설계

4.1 제어 대상 유압계의 동정

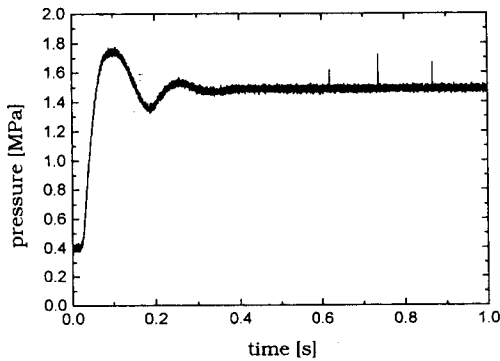
식 (10)의 PCV 전달함수에 표시된 각종 물리인자들 가운데서, K_1 , K_2 는 부하압력 P_l 과 부하유량 Q_l 값이 동작점을 벗어나에 따라 크게 변화하게 되며, 밸브내 비례 솔레노이드의 동특성과 스프링 밸브의 마찰계수 등도 예측하기가 매우 어려우므로 본 연구에서는 스텝상의 제어입력 변화에 따른 압력응답으로부터 제어 대상 유압계의 전달함수를 구하기로 한다.

Fig. 5는 PCV에 단순히 스텝상의 입력 전신호를 인가했을 때의 압력응답을 나타낸 것이다.

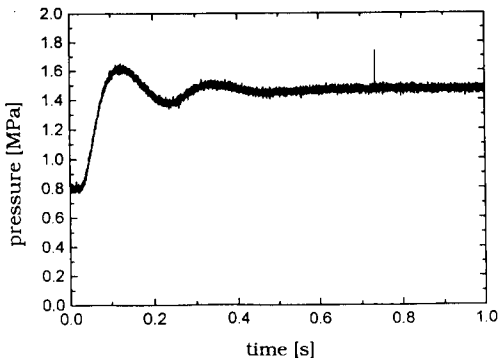
압력응답이 (a) 0→1.5 MPa, (b) 0.4→1.5 MPa, (c) 0.8→1.5 MPa로 변화하도록 했을 때의 실험 결과가 Fig. 5(a), (b), (c)이며, 압력응답의 정착시간(정상편차가 ±2% 이내로 되는데 소요되는 시간)은 (a)에서는 500 ms, (b)에서는 300 ms, (c)에서는 430 ms 정도였다. 응답시간지연은 (a)에서는 37 ms, (b)에서는 25 ms, (c)에서는 30 ms 정도였다. 이 실험에서 (a)의 경우가 (b), (c)의 경우에 비하여 응답시간지연이 길고, 응답압력 파형에 비선형적 특성이 크게 나타났다. 그 이유는 (a)의 경우에는 밸브 조작이전에 밸브가 중립위치에 있을 때의 스프링의 오버랩이 크고, 또한 밸브 조작이전에는 밸브 조작용 비례 솔레노이드에 가해지는 전류가 영이므로 디더(dither)작용이 이루어지지 않아서 스프링의 정마찰계수가 크기 때문인 것으로 생각된다. 그래서 실험결과 가운데서 비교적 선형적 특성을 보이는 (b)의 실험결과로부터 제어



(a) Variation of target pressure : 0 → 1.5 MPa



(b) Variation of target pressure : 0.4 → 1.5 MPa



(c) Variation of target pressure : 0.8 → 1.5 MPa

Fig. 5 Experimental results of step response of the pressure control system under open loop control

대상의 전달함수의 파라미터를 동정하였으며,⁽⁹⁾ 그 결과 PCV를 포함하는 제어 대상 유압계의 전달함수를 아래와 같이 3차계로 나타내었다.

$$G_D(s) = \frac{1}{0.000012897s^3 + 0.0008977s^2 + 0.03586s + 1} \quad (26)$$

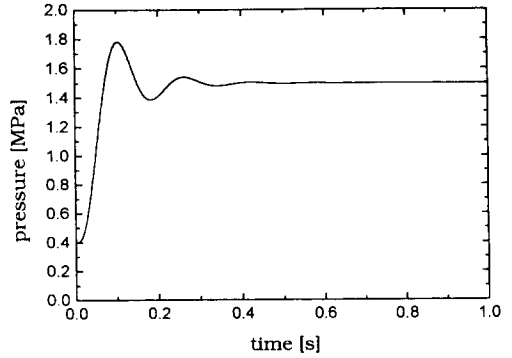


Fig. 6 Simulation result of step response of the pressure control system under open loop control (variation of target pressure : 0.4 → 1.5 MPa)

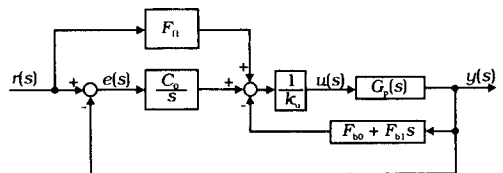


Fig. 7 Block diagram of FF-I-PD control system when stepwise input signal applied

식 (26)에 대한 단위 스텝 응답의 계산결과를 Fig. 6에 나타내었다.

4.2 FF-I-PDD² 제어계 설계

4.2.1 스텝(step)입력 인가시의 제어계

본 실험에서, 제어 대상에 스텝입력을 가할 때는 Fig. 7과 같은 FF-I-PD 제어계로 설계한다.

제어 대상 유압계가 식 (26)으로 표시되는 0형⁽⁸⁾이므로 FF-I-PD 제어계에서의 전향제어경로 적분 요소의 차수 m을 1로 하면 페루프 전달함수는 차수가 1차 상승하여 4차계가 된다. 따라서 전체 제어계의 전달함수 $G_{PL}(s)$ 은 아래와 같다.

$$G_{PL}(s) = \frac{y(s)}{r(s)} = \frac{F_{f1}s + C_0}{g_3s^4 + g_2s^3 + (F_{b1} + g_1)s^2 + (F_{b0} + g_0)s + C_0} \quad (27)$$

여기서, $g_0 = \frac{1}{k_u}$, $g_1 = -\frac{2\zeta}{\omega_n k_u}$, $g_2 = \frac{2\zeta}{\omega_n^2 k_u}$, $g_3 = \frac{1}{\omega_n^3 k_u}$, k_u 는 제어신호의 이득이며, ζ , ω_n 는 제어 대상의 감쇠비와 고유진동수이다.

목표로 하는 참조 모델 $G_m(s)$ 은 식 (25)를 사용하여 구하면 아래와 같다.

$$G_m(s) = \frac{C_0(1 + \alpha\beta os)}{C_0(1 + \alpha_1 os + \alpha_2 o^2 s^2 + \alpha_3 o^3 s^3 + \alpha_4 o^4 s^4)} \quad (28)$$

위 식에서 각 계수 $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4$ 은 $\alpha_i = (1 - \alpha) \cdot b_i + \alpha \cdot C_i$ 을 사용하여 나타낼 수 있다.^(4,5) 따라서 α, β 의 변화에 따라 목표로 하는 참조 모델이 달라지기 때문에 시뮬레이션에서 일어나는 응답 파형을 관찰하면서 원하는 응답이 얻어지도록 참조 모델을 결정하였다.

Fig. 8은 $\beta=0$ 으로 놓고 α 의 값을 0~1까지 0.2 간격으로 변화시켰을 때의 참조 모델의 응답 시뮬레이션결과이며, Fig. 9는 $\alpha=0$ 으로 놓고 β 의 값을 0~1까지 0.2 간격으로 변화시켰을 때의 참조 모델의 응답 시뮬레이션결과이다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 α 값의 변화에 따라 상승시간은 $0.2 < \alpha < 1$ 의 영역에서는 큰 변화가 없으나 정착시간은 상당히 달라지며, β 값의 변화에 따라서는 제어계의 정착시간은 거의 일정하나 상승시간(목표치가 10% → 90%로 상승하는데 소요되는 시간)이 크게 달라

짐을 알 수 있다.

매개변수 α 및 β 값의 변화에 따른 참조 모델 특성방정식의 근궤적을 조사하였으며, 그 한 예를 Fig. 10에 나타내었다. Fig. 10에서는 $\beta=0.2$ 로 놓고 α 를 0~1까지 0.2 간격으로 변화시켰으며, α 가 커짐에 따라 극점의 위치가 허수축으로 근접함을 알 수 있다. 마찬가지로, β 값의 변화에 따른 특성방정식 근궤적의 조사도 가능하다. 이상의 Fig. 8, Fig. 9 및 Fig. 10을 관찰하면 매개변수 α 및 β 의 값에 따라서 제어계의 로버스트 안정성(α 및 β 가 작을수록 개선됨)과 응답감도특성(α 및 β 가 클수록 개선됨)이 직접적인 영향을 받을 수 있으며, 로버스트 안정성과 응답감도특성은 서로 상반된 성질을 가지고 있으므로, 대상 제어계의 파라미터 불확정성과 변화 가능성, 요구되는 응답특성을 함께 고려한 트레이드 오프(trade off)에 의하여 α 및 β 값을 선정할 필요가 있다.⁽¹⁰⁾

본 연구에서는 $\alpha=0.4, \beta=0.2$ 를 선정하여 제어계의 게인값을 구하였으며, 이 때의 참조 모델 응

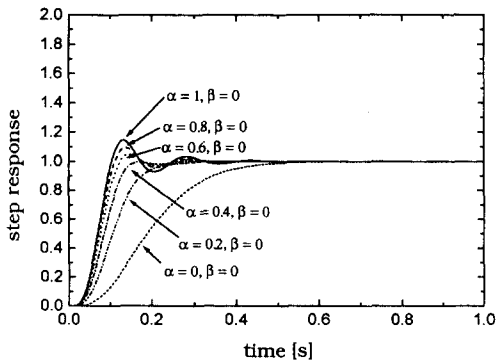


Fig. 8 Simulated step responses of reference model with various α -parameter values

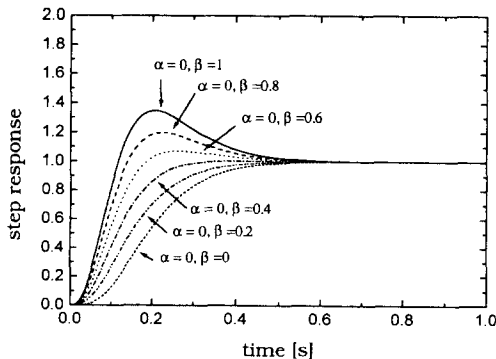


Fig. 9 Simulated step responses of reference model with various β -parameter values

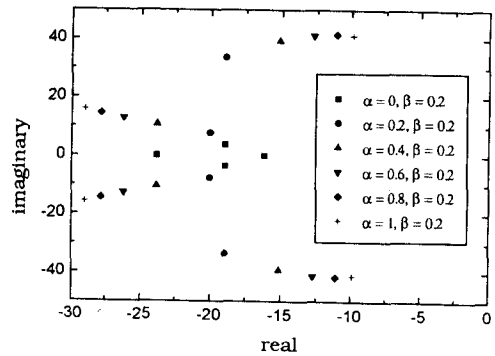


Fig. 10 Pole allocation of the reference models

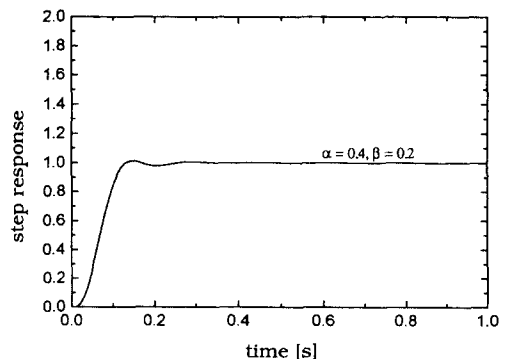


Fig. 11 Simulated step response of the objective reference model ($\alpha=0.4, \beta=0.2$)

답 시뮬레이션결과를 Fig. 11에 나타내었다.

제어계의 계인을 구하기 위하여 식 (27)과 (28)을 등치시키면, 제어기의 계인 값은 아래와 같이 구해진다.

$$C_0 = 12.4942$$

$$F_{f1} = 0.21812, F_{b0} = 0.09058, F_{b1} = 0.00335$$

4.2.2 램프(ramp)입력 인가시의 제어계

제어 대상에 램프입력을 가할 때는, 정상상태 오차를 제거하기 위하여 전향제어경로에 적분요소의 차수 m을 2로 하여야 하며, 따라서 페루프 전달함수의 특성방정식은 2차 상승하여 5차계가 된다.

Fig. 12에 제어 대상에 램프입력을 가할 경우의 FF-I²-PD 제어계의 블록신도를 나타내었다. 이때, 전체 제어계의 전달함수 $G_{PL}(s)$ 는 아래와 같이 표시된다.

$$G_{PL}(s) = \frac{y(s)}{r(s)} = \frac{F_{f2}s^2 + C_1s + C_0}{g_3s^5 + g_2s^4 + (f_{b1} + g_1)s^3 + (f_{b0} + g_0)s^2 + C_1s + C_0} \quad (29)$$

목표로 하는 참조 모델 $G_m(s)$ 는 식 (25)를 사용하여 구하면 아래와 같다.

$$G_m(s) = \frac{(C_0 + C_1s)(1 + a\beta\sigma^2s^2)}{(C_0 + C_1s)(1 + \alpha_1\sigma s + \alpha_2\sigma^2s^2 + \alpha_3\sigma^3s^3 + \alpha_4\sigma^4s^4 + \alpha_5\sigma^5s^5)} \quad (30)$$

스텝입력을 가했을 경우와 마찬가지로, α 와 β 의 변화에 따라 목표로 하는 참조 모델이 달라지기 때문에 시뮬레이션에서 얻어지는 응답 파형을 관찰하면서 원하는 참조 모델을 결정하였다.

Fig. 13은 $\beta=0$ 으로 놓고 α 의 값을 0~1까지 0.2 간격으로 변화시켰을 때의 참조 모델의 응답 시뮬레이션결과이며, Fig. 14는 $\alpha=0.5$ 로 놓고 β 의 값을 0.02 간격으로 변화시켰을 때의 참조 모델의 응답 시뮬레이션결과이다. Fig. 13 및 Fig. 14로부터,

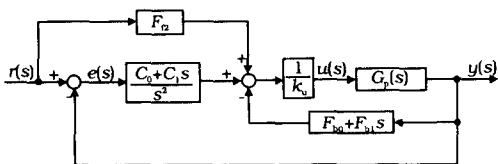


Fig. 12 Block diagram of FF-I²-PD control system when ramp input signal applied

스텝 응답의 경우에 비하여, 램프 응답의 경우에는 α , β 의 값에 따라 응답 파형이 매우 민감하게 변화하며, 특히 β 의 값 변화에 따른 응답의 민감도가 매우 큼을 알 수 있었다. 그 이유는 압력 제어에 사용한 PCV가 입력신호에 대한 시간지연이 길

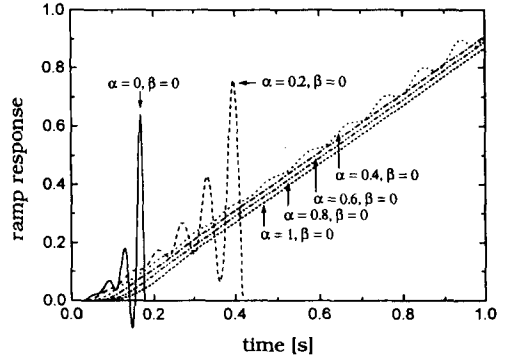


Fig. 13 Simulated ramp responses of reference model with various α -parameter values

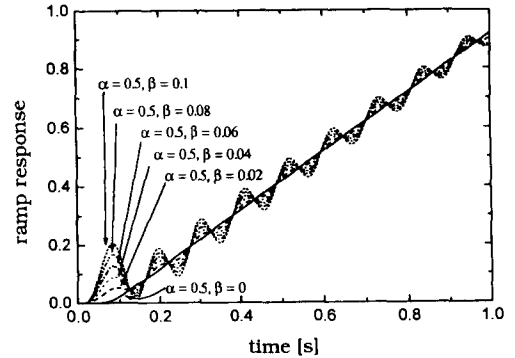


Fig. 14 Simulated ramp responses of reference model with various β -parameter values

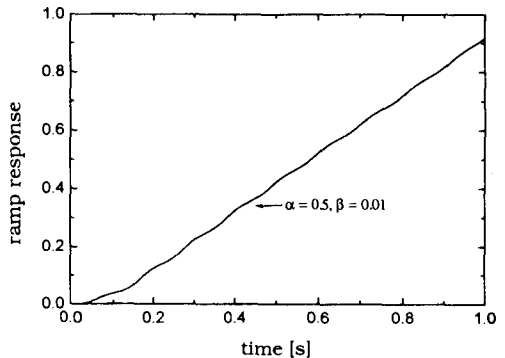


Fig. 15 Simulated ramp response of the objective reference model ($\alpha=0.5, \beta=0.01$)

뿐만 아니라 요구 부하유량에 비하여 변위-유량이득이 매우 커서 비교적 긴 시간에 걸친 완만한 압력제어를 수행하기가 곤란하기 때문이다. 따라서 램프입력 인가시의 제어입력에 대한 추종성을 개선시키는데 있어 어느 정도 제한이 있음을 알 수 있다. Fig. 13 및 Fig. 14의 시뮬레이션결과를 근거로 하여, 여기서는 $\alpha=0.5$, $\beta=0.01$ 을 선정하여 제어계의 게인 값을 구하였다. Fig. 15는 목표로 하는 참조 모델의 응답 시뮬레이션결과를 나타낸 것이다.

제어기의 게인 값은 아래와 같다.

$$C_0=231.4364, C_1=20.02$$

$$F_{f2}=0.0007$$

$$F_{b0}=0.19, F_{b1}=0.00169$$

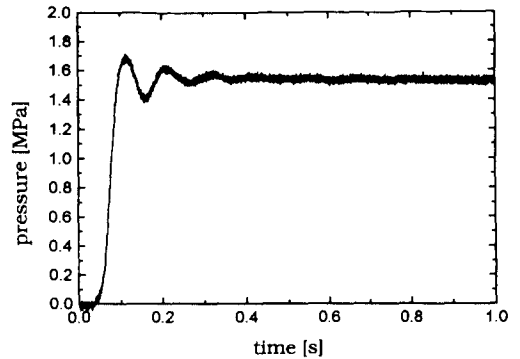
5. 실험결과 및 고찰

Fig. 5의 스텝 응답실험 (b)[압력변화 범위 : 0.4 → 1.5 MPa]로부터 동정한 제어계를 대상으로 하여 4.2절에서 얻은 제어계 설계치들을 사용하여 구성한 디지털제어계의 제어 특성을 실험을 통하여 조사하였다. 샘플링시간은 5 ms이며, 압력제어 목표값은 1.5 MPa이다.

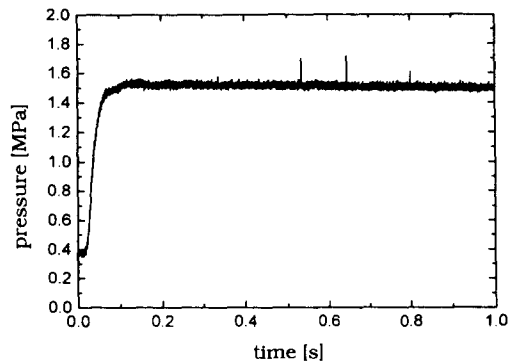
Fig. 16은 앞의 4.2.1절에서 설계한 FF-I-PD 제어계를 사용하여 실험을 수행한 결과이며, Fig. 16 (a), (b), (c)는 각각 목표 제어압력이 0 → 1.5 MPa, 0.4 → 1.5 MPa, 0.8 → 1.5 MPa만큼 변화하도록 스텝상의 제어입력신호를 가했을 때의 실험 결과이다. Fig. 11의 참조 모델 시뮬레이션결과와 Fig. 16(b)의 실험결과를 비교해 보면 실험에서의 압력변화 정착시간은 100 ms 정도로서, 양자가 비교적 잘 일치하였다. 상승시간(응답이 목표치의 10%로부터 90%에 도달하는데 소요되는 시간)은 참조 모델에 비하여 실험결과에서 더욱 단축되었으며, 이는 모델링과정에서의 오차와 제어계가 갖는 비선형성의 영향으로 판단된다. 정상상태에서는 적분보상기의 기능에 의하여 입력 목표치에 정상편차 없이 추종함을 알 수 있다.

또한, Fig. 16(b)에서의 응답시간 지연은 20 ms 정도로서 개루프 응답인 Fig. 5(b)에서의 25 ms보다 다소 단축되었으며, 따라서 FF-I-PD 제어기법을 사용하면 응답시간지연 개선효과가 얻어짐을 알 수 있다.

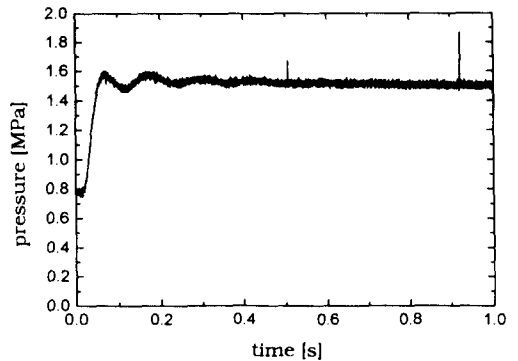
Fig. 16의 (a), (b), (c)를 비교할 때, (b)에 비



(a) Variation of target pressure : 0 → 1.5 MPa



(b) Variation of target pressure : 0.4 → 1.5 MPa



(c) Variation of target pressure : 0.8 → 1.5 MPa

Fig. 16 Experimental results of step response of the pressure control system under closed loop control with FF-I-PD controller

하여 (a), (c)의 경우에는 비교적 큰 오버슈트가 나타났으며, 그 이유는 PCV의 특성이 압력변화 폭에 따라 크게 달라지는 데에 기인한 것으로 판단된다. 그리고 Fig. 16(a)에서는 (b), (c)에 비하여 큰 응답시간지연이 나타났으며, 그 이유는 제어 압력 0 MPa에서는 밸브로 공급되는 제어전류가 0이

며, 이 때 PCV 구동용 PWM 방식 앰프⁽¹⁾의 출력 신호의 크기가 0(또는 0 부근)이어서 스피클에 가해지는 디더작용이 미약하므로 스피클에 작용하는 정마찰력이 크고, 밸브 스피클의 중립점 부근에 오버랩이 존재하기 때문인 것으로 생각된다. 이러한 제어 대상의 파라미터의 변동에도 불구하고 목표로 하는 참조 모델에 가까운 제어 성능을 얻을 수 있었다.

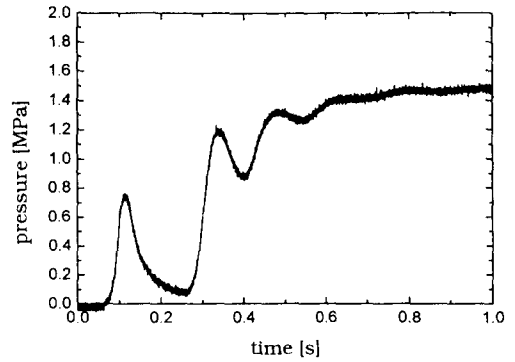
이상의 실험결과로부터, 전향경로에 피드포워드 제어기와 적분항을 첨가하고, 피드백경로에 비례항과 미분항을 설정한 FF-I-PDD² 제어법은 PCV의 응답시간지연을 보상함과 동시에 외란이나 측정 센서의 노이즈의 영향을 경감시켜 주는 적분 계인 값을 상대적으로 크게 취할 수 있는 제어 기법이기 때문에 본 연구에서 대상으로 하는 비례전자밸브에 의한 유압실린더 압력제어계에 유용하고 안정되게 적용할 수 있음을 확인하였다.

Fig. 17은 앞의 4.2.2절에서 설계한 FF-I²-PD 제어계를 사용하여 수행한 실험결과이며, (a), (b), (c)는 각각 목표 제어압력이 0 → 1.5 MPa, 0.4 → 1.5 MPa, 0.8 → 1.5 MPa 변화하도록 램프 상의 제어입력신호를 가했을 때의 실험결과이다. 이 때의 램프신호 인가시간은 500 ms이다.

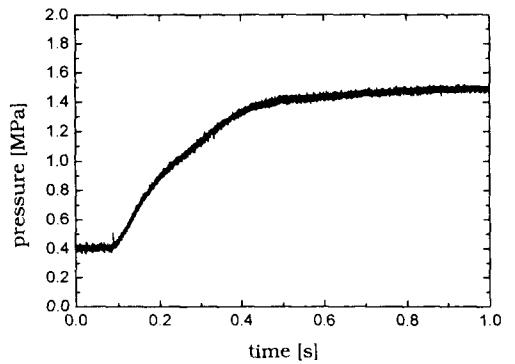
Fig. 17에서 그림 (b)의 경우는 비교적 안정되게 제어 목표에 추종하는 램프 응답이 얻어졌으며, 그림 (a), (c)의 경우에는 매우 불안한 응답이 얻어졌다. 그 이유는 앞의 스텝 응답에서와 마찬가지로 PCV의 특성이 압력변화 폭에 따라 크게 달라지기 때문인 것으로 생각된다. 즉, 제어 대상의 감쇠비가 낮고, 제어밸브의 응답속도가 시스템의 응답속도에 비하여 현저히 느리며, 비선형성이 강한 PCV를 사용하는 압력제어계에서 램프신호에 대한 제어의 질을 어느 한도이상 향상시키는 것은 매우 어려움을 알 수 있었다. 그러나 목표로 하는 램프 참조 모델에 대한 램프 응답 실험결과인 그림 (b)에서는 어느 정도 안정된 결과를 얻을 수 있었다.

한편, 본 연구에서 제안한 FF-I-PD, FF-I²-PD 제어계의 제어성능을 보다 객관적으로 비교 검토할 자료를 얻을 목적으로, Fig. 1의 제어 대상에 PID 제어를 구사한 제어계를 설계하고, 각각의 제어 알고리즘에 따른 제어성능을 수치 시뮬레이션을 통하여 비교해 보기로 하였다. 이 때, PID 제어 계인 Ziegler-Nichols의 한계감도법⁽¹¹⁾을 사용하였다.

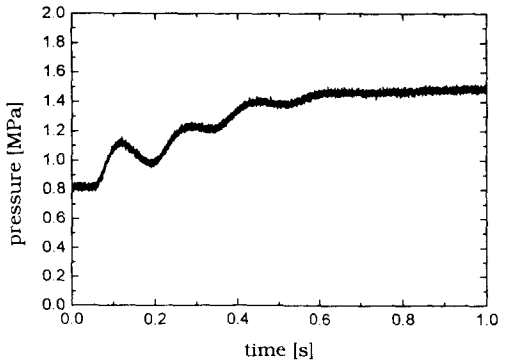
Figs. 18, 19는 제어 대상에 FF-I-PD, FF-I²-PD, PID 제어기를 적용하여, 스텝입력과 램프



(a) Variation of target pressure : 0 → 1.5 MPa



(b) Variation of target pressure : 0.4 → 1.5 MPa



(c) Variation of target pressure : 0.8 → 1.5 MPa

Fig. 17 Experimental results of ramp response of the pressure control system under closed loop control with FF-I²-PD controller

입력을 가했을 경우의 수치 시뮬레이션결과를 나타낸 것이다. 스텝입력일 경우는 Fig. 18에서와 같이 FF-I-PD 제어기의 경우가 PID 또는 FF-I²-PD의 경우에 비하여 제어성능이 우수함을 알 수 있다. 그리고, 램프입력일 경우에서도 Fig. 19에 나타낸 바와 같이 FF-I²-PD 제어기를 사용했을 경

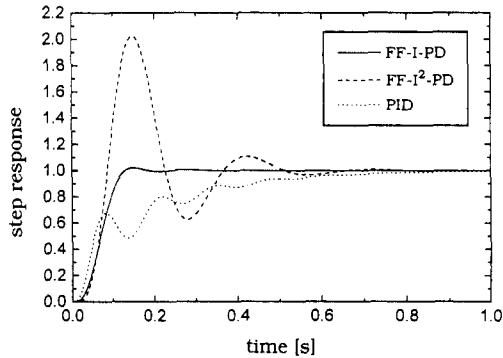


Fig. 18 Simulation results of step response of the pressure control system under FF-I-PD, FF-I²-PD and PID controller

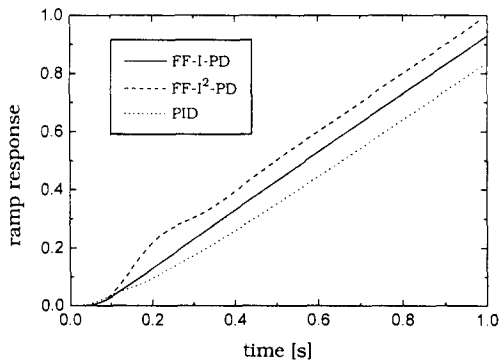


Fig. 19 Simulation results of ramp response of the pressure control system under FF-I-PD, FF-I²-PD and PID controller

우에는 FF-I-PD 또는 PID 제어기를 사용했을 경우에 비하여 정상상태에서 오차를 현저히 줄일 수 있음을 확인할 수 있다.

6. 결 론

본 연구에서는 비교적 작은 제어실 용적을 갖는 유압실린더 내의 압력을 비례전자밸브와 디지털컴퓨터를 사용하여 효과적으로 제어하는 기법을 제안하였다.

본 연구에서 얻어진 성과를 요약하면 아래와 같다.

(1) FF-I-PDD² 제어기법에 의한 2자유도 제어계를 대상 유압제어계에 적용함으로써 비례전자밸브의 시간지연율 효과적으로 단축시킬 수가 있었다.

(2) FF-I-PDD² 제어기법을 사용함으로써 전향 제어경로의 제어게인을 비교적 낮은 값으로 결정했음에도 불구하고 신속한 응답성능, 안정한 제어 성능을 얻을 수 있었다.

(3) FF-I-PDD² 제어계 설계시에 참조 모델 설계법을 활용함으로써 매우 손쉽게 제어게인을 결정할 수 있었다.

(4) 제어 대상의 감쇠비가 낮고, 제어밸브의 응답속도가 시스템의 응답속도에 비하여 현저히 느리며, 비선형성이 강한 PCV를 사용하는 압력제어계에서는 램프신호에 대한 제어의 질을 어느 한도이상 향상시키는 것은 매우 어려움을 확인하였다.

참고문헌

- (1) 内田油壓機器工業(株), 1990, 綜合 카탈로그, pp. 564~589.
- (2) Yang, K. U., Yun, S. N. and Lee, I. Y. et al, 1995, "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.
- (3) 北森侯行, 1979, "制御對象の部分的知識に基づく制御系の設計法," 計測自動制御學會論文集, Vol. 15, No. 3, pp. 135~141.
- (4) 中政 隆, 高木康夫, 市川義則, 北森侯行, 1983, "制御系設計のための實用的な汎用参照モデル," 計測自動制御學會論文集, Vol. 19, No. 7, pp. 592~594.
- (5) 田中 泰太郎, 1992, "ロバスト制御系設計のための α パラメータ," 計測自動制御學會論文集, Vol. 28, No. 12, pp. 1501~1503.
- (6) Lu, Y., 1981, "Entwicklung Vorgesteuerter Proportionalventil mit 2-Wege-Einbauventil als Stellglied und mit Geräteinterne Rückführung," Ph. D Thesis, T. H. Aachen.
- (7) Benjamin C. Kuo, 1991, *Automatic Control System*, Sixth Edition, Prentice-Hall Inc, pp. 325~425.
- (8) 김종식, 1991, 선형제어 시스템 공학, 청문각, pp. 119~122.
- (9) 정용길, 이일영, 양주호, 1993, "유압구동식

- 선박용 축발전장치의 정속제어,” 대한기계학회논문집, 제17권, 제8호, pp. 1999~2010.
- (10) 田中 黍太郎, 足利 貢, 1992, “ガスタービンの低感度ロバスト制御,” 計測自動制御學會論文集, Vol. 28, No. 2, pp. 255~263.
- (11) 日本機械學會, 1993, メカトロニクスと制御工学, 三美印刷株式會社, pp. 142~147.