

〈論 文〉

## 전기·유압펌프 시스템의 설계 및 제어에 관한 연구

박성환\* · 하석홍\* · 강종우\*\* · 이진걸\*\*\*

(1994년 5월 20일 접수)

### A Study on Design and Control of Electro-Hydraulic Pump System

Sung-Hwan Park, Sug-Hong Ha, Jong-Woo Kang and Jin-Kul Lee

**Key Words** : Electro-Hydraulic Pump System(전기·유압펌프 시스템), Pump-Control System(펌프 제어 시스템), Digital Control(디지털제어), Hydraulic Servo Mechanism(유압서보메카니즘)

#### Abstract

This study deals with controlling the velocity of hydraulic motor with PI controller through the control of displacement pump which has higher efficiency than valve-controlled system. This was done as follows. First, we modified original displacement pump and designed this electro-hydraulic pump system. Second, after experimenting static and dynamic characteristics, we identified system parameter of approximated model. Lastly, to control the velocity of hydraulic motor we controlled the angle of the swash plate of displacement pump. Test carried out in the laboratory shows that transient and steady state response could be improved by PI controller reducing power loss.

#### 1. 서 론

일반적으로 유압장치를 사용하여 힘, 속도, 그리고 위치 등을 제어하는 경우 그 제어계의 설계, 제어방식의 선택에 있어서는 최종 목표치의 정도, 응답성 등의 제어성능을 고려함과 동시에 공업적으로는 가격, 동력 효율 등이 중요한 설계인자로서 고려되어야 한다. 한편, 유압장치의 제어방식은 밸브제어와 펌프제어 방식으로 대별되며, 밸브제어 방식에 있어서는 유압서보밸브를 사용하여 출력기구를 정밀하게 직접 구동하는 것이 많으나 동력손실이 큰 편이고, 효율을 개선하기 위하여 압력보상

형 비례 전자제어밸브를 이용하는 것도 있으나 소출력용으로만 이용 가능할 뿐이다. 이에 비하여 가변 용량형 펌프를 이용한 제어방식은 정밀도와 응답성은 다소 뒤떨어지지만 효율이 양호하고 대출력 기구에 적용 가능하다는 점에서 최근 주목의 대상으로 되고 있다. 한편 가변 용량형 피스톤펌프는 고압, 대유량의 경우에 많이 사용되고 있으나 10(kW) 이하의 소동력에서도 저소음화가 진행됨에 따라 압력보상형 피스톤펌프의 사용이 널리 보급되고 있는 추세이다.<sup>(1,2)</sup>

근래 전자기기의 발달에 따라 각종의 센서가 기능 및 내환경성의 면에서 우수한 성능을 가지게 되었으며, 기계와 전자의 복합적인 기능을 가진 메카트로닉스 기술이 발달하게 되었다. 유압장치에 있어서는 전자기기의 정보처리 능력과 유압의 동력, 토크, 추력 등을 결합시켜 유압기기의 용도를 확대

\*부산대학교 기계기술연구소

\*\*부산대학교 대학원

\*\*\*정회원, 부산대학교 정밀기계공학과 및 기계기술연구소

하여 가고 있다.<sup>(3)</sup> 이와 같이 유압장치를 전기적 신호로서 제어하는 경우 유압 시스템의 특성에 대한 고찰이 중요하게 된다. 따라서 본 연구에서는 에너지의 효율적인 사용이 가능한 전기·유압펌프 시스템을 설계하기 위하여 먼저 각 신호전달요소에 대한 동특성 및 정특성 실험을 행하여 시스템의 근사적인 모델링을 행하고, 사판의 경사각을 제어함으로써 유압모터의 속도를 제어하는 시스템을 설계하여 그 성능을 고찰하고자 한다.

## 2. 전기·유압 펌프 시스템의 구성

본 연구에서 대상으로 하는 전기·유압식 펌프

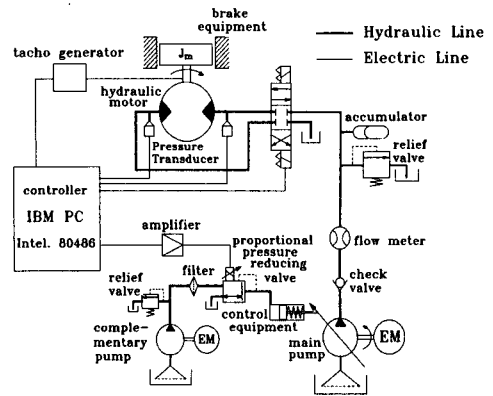


Fig. 1 Configuration of electro-hydraulic pump system

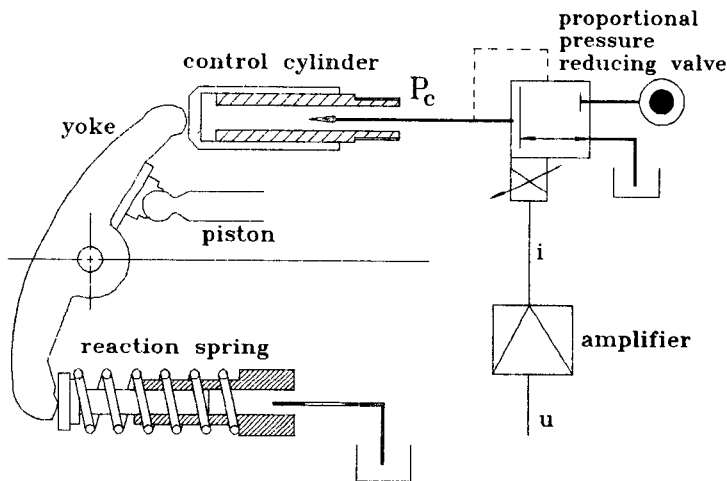


Fig. 2 Configuration of axial piston pump control unit

Table 1 Specifications of experimental apparatus

Instruments		Specification	Manufacturer
Hydraulic system	Electric motor	1160 rpm, 5.5kW	HYO SUNG
	Hydraulic pump	28 cm <sup>3</sup> /rev	UCHIDA
	Hydraulic motor	71 cm <sup>3</sup> /rev	NOP
	Proportional pressure reducing valve	0~25 kg <sub>t</sub> /cm <sup>2</sup>	UCHIDA
Amplifier and sensor	Dynamic strain amplifier	max. ±10 V	KYOWA
	Velocity sensor		FEEDBACK
	Proportional Amp.	0~200 mA/V	UCHIDA
Controller	IBM PC/AT Intel. 80486	CPU 72 MHz	LEM

시스템의 개략적인 구성은 Fig. 1과 같다. 유압과 워장치로서 최대출력 5.5(kW) 전동기에 연결된 가변 용량형 피스톤펌프를 일부 개조하여 사용하였으며, 1회전당 토출용적이 71(cm<sup>3</sup>/rev)인 유압모터를 액추에이터로 사용하였다. 또한, 사판 경사각의 제어는 비례 전자감압밸브를 사용하였으며 비례 전자감압밸브의 안정적인 작동을 위하여 1.5(kW)의 전동기에 연결된 저소음형 베인펌프를 별도의 보조유압 동력원으로 사용하였고 오염의 방지를 위하여 라인필터를 비례 전자감압밸브 전단에 설치하였다. 부하는 유압모터에 부착한 관성 디스크와 관성 디스크를 제동하는 브레이크장치로 구성하였다. 가변 용량형 피스톤펌프의 사판각 제어를 위한 장치는 Fig. 2에서 보는 바와 같이 비례 전자감압밸브의 2차 압력을 조정하여 사판의 반력 스프링력과 평형을 이루는 지점에서 사판의 위치를 고정시켜 목표 유량을 토출하도록 구성하였으며, (4,5) 실험장치에 사용된 기기의 상세한 제원은 Table 1에 나타내었다.

### 3. 시스템 해석 및 모델링<sup>(6~16)</sup>

Fig. 1과 같이 구성된 전기·유압펌프 시스템에서 신호의 전달경로에 따라 정특성 및 동특성 실험을 행하였으며, 각각의 응답을 이용하여 모델링을 행하였다.<sup>(6,7)</sup> 먼저 제어기로부터의 입력 전압  $e(V)$ 에 대한 비례 전자감압밸브 전용앰프의 출력전류  $i(mA)$ 에 대한 정특성은 Fig. 3과 같다. 이때 앰프의 특성은 비례요소로서 식(1)과 같이 표현되며 비

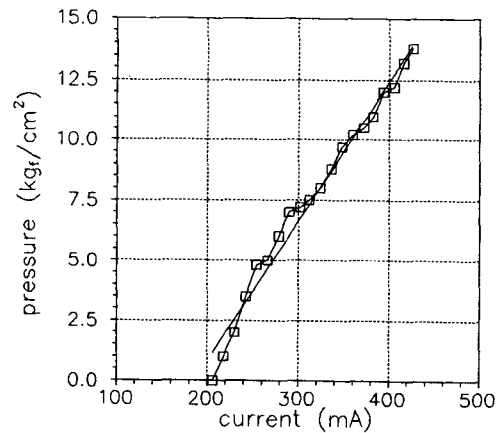
례계인  $K_a=43.48$  이다.

$$i = K_a e + i_o \tag{1}$$

비례 전자감압밸브의 입력전류에 대한 2차 압력  $P_c(kg_t/cm^2)$ 의 정특성 및 무부하상태에서 제어기로부터 입력전압 1(V)에 대한 전류를 스텝입력으로 인가했을 때의 동특성은 Fig. 4와 같다. 그림에서 보는 바와 같이 비례 전자감압밸브의 입력전류에 대한 2차 압력의 변화는 식(2)에서 보는 바와 같이 2차 지연계로 근사화될 수 있으며, 계인은 정특성 선도로부터  $i > 200(mA)$ 일 때  $K_v=0.057$ 로 근사화될 수 있다. 식(2)에서  $s$ 는 라플라스 연산자를 의미한다.

$$P_c(s) = \frac{\omega_v^2 K_v}{s^2 + 2\xi_v \omega_v s + \omega_v^2} I(s) \tag{2}$$

여기서, 압력 응답곡선으로부터 식(2)에 포함되



(a) Static characteristic

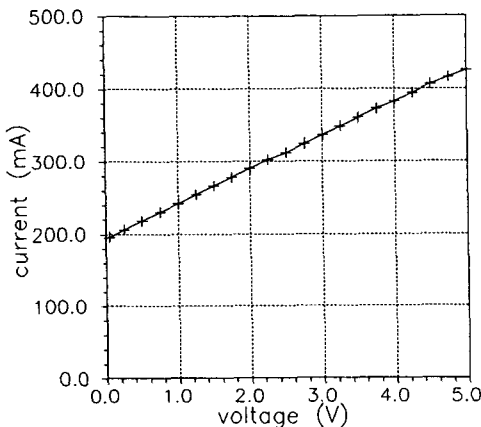
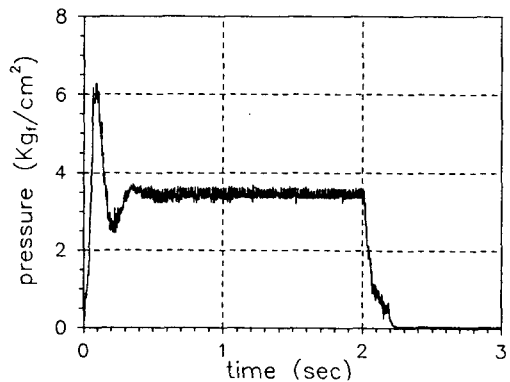


Fig. 3 Static characteristic of amplifier



(b) Dynamic characteristic

Fig. 4 Proportional pressure reducing valve

어 있는 물리 파라미터를 동정하면  $\dot{P}_c > 0$  일때  $\omega_v = 35.14$ ,  $\zeta_v = 0.45$ 이고,  $\dot{P}_c < 0$  일때,  $\omega_v = 18.0$ ,  $\zeta_v = 0.45$ 이다.

한편, 사판식 피스톤펌프의 1회전당 토출용적  $V_p$  (cm<sup>3</sup>/rev)는 식(3)과 같다.

$$V_p = 2zAr\alpha n = 2\pi D_p r \alpha n \quad (3)$$

여기서,  $z$ 는 피스톤의 개수,  $A$ 는 실린더 단면적,  $r$ 은 피스톤의 회전반경,  $D_p$ 는 펌프의 1라디안 당의 토출용적 (cm<sup>3</sup>/rad), 그리고  $\alpha$ 는 사판각 (rad)을 의미한다. 토출유량  $Q$  (cm<sup>3</sup>/s)는 식(4)와 같이 표현될 수 있다.<sup>(8)</sup>

$$Q = D_p \omega_p - C_d D_p \Delta P / \mu \quad (4)$$

여기서,  $\omega_p$ 는 전동기로부터의 입력 회전속도 (rad/s)  $C_d$ 는 누설계수,  $\mu$ 는 작동유의 점도 (kg·s/cm<sup>2</sup>), 그리고  $\Delta P$ 는 펌프 입출구간의 압력차 (kg<sub>f</sub>/cm<sup>2</sup>)다. 이때 펌프의 토출용적은 비례 전자 감압밸브의 2차 압력  $P_c$ 에 따라 선형적으로 변동하는 사판각  $\alpha$ 와 토출용적에 대하여 작동구간 내에서는 선형요소로서 취급이 가능하다고 가정하면, 식(5)와 같이 쓸 수 있으며 식(4)의 유량식은 식(6)과 같이 쓸 수가 있다.

$$D_p = D_{p0} - K P_c \quad (5)$$

$$Q = Q_0 - K P_c - C_d (D_{p0} - K P_c) \Delta P / \mu \quad (6)$$

여기서,  $Q_0$ 와  $D_{p0}$ 는 각각 가변 용량형 펌프에서 비례 전자감압밸브의 2차 압력을 가하지 않았을 때의 토출유량과 1라디안 당의 토출용적 (cm<sup>3</sup>/rad)이

다. 가변 용량형 펌프를 제어요소로서 보는 경우 입력은 비례 전자감압밸브의 2차 압력  $P_c$ , 출력은 토출유량  $Q$ 로서 선형화를 위하여 식(7)과 같이 쓰면, 각 양의 변화량에 대해서 식(8)과 같이 쓸 수 있다.<sup>(8)</sup>

$$Q' = Q - Q_0$$

$$\delta Q' = \frac{\partial Q'}{\partial P_c} \delta P_c + \frac{\partial Q'}{\partial \Delta P} \delta \Delta P \quad (7)$$

$$P_c = P_c^* \quad \Delta P = \Delta P^* \quad (8)$$

이때 펌프의 사용을 동작점 ( $P_c^*$ ,  $\Delta P^*$ )근방으로 한정한다면 식(6)은 식(9)과 같이 쓸 수가 있다.

$$Q' = k_1 P_c - k_2 \Delta P \quad (9)$$

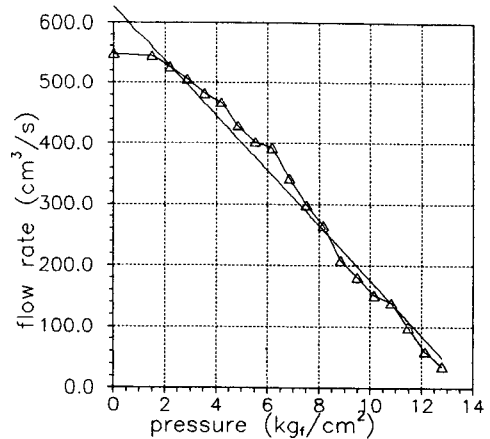
여기서,

$$k_1 = -K P_c + \frac{C_d K \Delta P^*}{\mu}$$

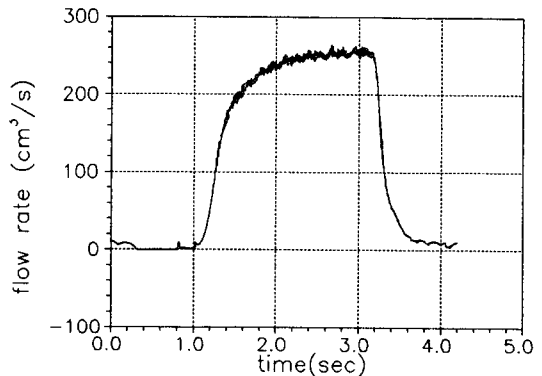
$$k_2 = \frac{C_d (D_{p0} - K P_c^*)}{\mu}$$

이다.

식(9)에 근거하여 펌프의 비례 전자감압밸브의 2차 압력에 대한 유량의 변화 및 부하압력·유량에 대한 실험을 행하였다. 먼저, 무부하 상태에서 비례 전자감압밸브의 2차 압력을 0 (kg<sub>f</sub>/cm<sup>2</sup>)에서 13 (kg<sub>f</sub>/cm<sup>2</sup>)까지 변화시켜 비례 전자감압밸브의 2차 압력에 대한 유량변화의 정특성 실험을 행하였고, 무부하상태에서 비례 전자감압밸브에 스텝입력을 인가하여 측정된 동특성을 Fig. 5(b)에 나타내었다. Fig. 5(a)에서 보는 바와 같이 비례 전자감압밸브 2차 압력에 대하여 유량은 선형적으로 변하고 있음을 알 수 있으며, 선형요소로서의 가정이



(a) Static characteristic



(b) Dynamic characteristic

Fig. 5 Characteristics of pump flow rate under control pressure variation

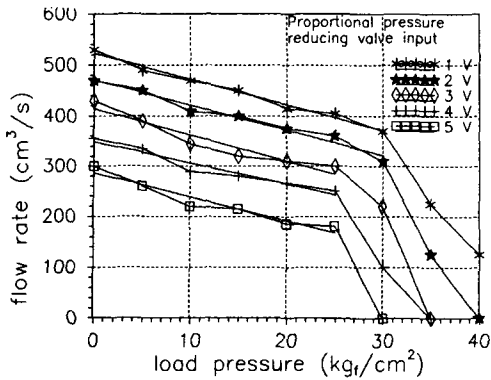


Fig. 6 Static characteristics of flow rate and load pressure

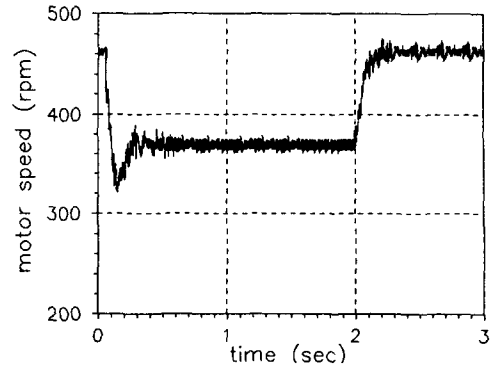


Fig. 7 Dynamic characteristic of hydraulic motor

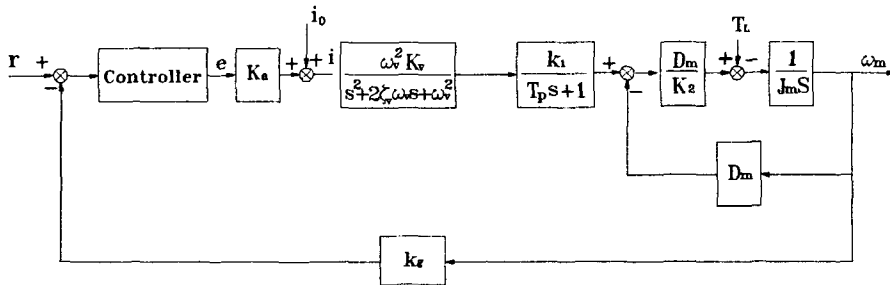


Fig. 8 Block diagram of electro-hydraulic pump control system

타당함을 보여 주고 있다. 이 때 계인의 값은  $k_1 = -47.74$  이다. 한편, Fig. 5(b)에서 보는 바와 같이 유량변화에 대한 동특성은 1차 지연요소로서 표현될 수 있다.

Fig. 6은 제어기로부터 일정전압을 인가한 상태에서 부하압력을  $0(\text{kgf}/\text{cm}^2)$ 에서  $40(\text{kgf}/\text{cm}^2)$ 까지 변화시키면서 그 때의 유량의 변화를 측정 한 실험 결과이다. 실험결과에서 알 수 있듯이 부하압력-유량의 계인은  $k_2 = 5.46$  이다. Fig. 5 및 Fig. 6의 실험결과로부터 식(9)는 식(10)과 같이 수정하여 쓸 수가 있다.

$$Q' = \frac{k_1}{T_p s + 1} P_c - k_2 \Delta P \quad (10)$$

여기서,  $T_p$ 는 시정수로서  $0.225(\text{sec})$ 이다. 가변 용량형 펌프를 이용한 유압시스템의 설계 및 해석에 있어서는 사판각 제어부의 동특성이 고찰의 대상이므로 유압모터의 누설과 작동유의 압축성을 무시하고, 가변 용량형 펌프의 입구측 압력과 유압모터의 출구측 압력이 같으며 관로손실이 없다고 가정하면,<sup>(9)</sup> 유압모터에 가해지는 부하로서 관성에

의한 부하  $J_m(\text{kg} \cdot \text{cm} \cdot \text{s}^2)$ 과 외부에서 가해지는 부하의란  $T_L(\text{kg} \cdot \text{cm})$ 의 항만을 고려한, 부하를 포함한 유압모터의 운동방정식은 식(11)과 같이 표현될 수 있다. 한편, 무부하상태에서 비례 전자감압 밸브에 스텝입력을 인가하였을 때 사판각의 변화에 따른 유압모터의 회전수 변화의 동특성을 Fig. 7에 나타내었다.<sup>(10~16)</sup>

$$D_m \Delta P = T_L + J_m \frac{d\omega_m}{dt} \quad (11)$$

이상의 수식을 종합하여 블록선도를 그리면 Fig. 8과 같다.

#### 4. 사판각 제어기 설계

가변 용량형 피스톤펌프의 사판각 제어기로서 A/D, D/A변환기를 장착한 퍼스널 컴퓨터를 이용하였으며, C프로그래밍 언어로 제어논리회로를 구성하였다. 사판각의 제어기는 유압모터의 출력량인 회전수  $\omega_m$ 을 전기적량으로 변환하는 타코제너레이터의 신호  $K_g \omega_m$ 을 feedback신호로서 사용하였으

며, 사판의 경사각은 식(12)와 같이 목표 회전수량  $r$ 과 출력신호  $K_g\omega_m$ 간의 오차신호에 따라 제어가 행하여 지도록 하였다. 이 때 비례제어기 단독으로는 출력에 정상상태 오차가 발생하므로 적분항을 도입하여 PI제어기를 구성하였다.<sup>(17)</sup> 제어경로에 대하여 고찰하여 보면, 사판각은 전압의 증가량에 비례적으로 감소한다. 따라서 펌프의 토출량은 목표 회전수의 증가에 따라 감소하게 되므로, 식(13)과 같이 가변 용량형 피스톤 펌프의 최소 토출유량 일 때의 제어입력  $u_0$ 에서 오차신호에 대한 PI제어 신호를 뺀 값인  $u$ 가 비례 전자감압밸브 전용 Amp.에 인가되도록 설계하였다.

$$e(z) = r(z) - K_g\omega_m(z) \quad (12)$$

$$u(z) = u_0 - (K_p + K_i \frac{Tz+1}{2z-1})e(z) \quad (13)$$

제어 알고리즘에 대한 블록선도는 Fig. 9와 같으며, 시뮬레이션에 사용된 시스템의 파라미터의 값들을 Table 2에 나타내었다.

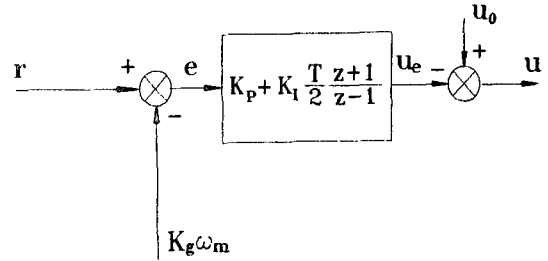


Fig. 9 Configuration of control algorithm

### 5. 결과 및 고찰

Fig. 3, Fig. 4(a), (b), Fig. 5(a), (b) Fig. 6의 각각의 신호 전달요소에 대한 정특성 및 동특성 실험결과에 의하여 식(1), (2)와 같이 모델링되어진 비례 전자감압밸브의 2차 압력에 대한 컴퓨터시뮬레이션 결과는 Fig. 10에 또, 모델링되어진 비례 전자감압밸브에 무부하상태에서 스텝입력을 인가하

Table 2 Parameters of the system used in computer simulation

Parameters		Value	Dimension
Amplifier	$K_a$	43.48	mA/V
Proportional pressure reducing valve	$K_v$	0.057	kg <sub>f</sub> /cm <sup>2</sup> mA
Hydraulic pump	$D_p$	4.456	cm <sup>3</sup> /rad
Oil motor	$D_m$	11.363	cm <sup>3</sup> /rad
Inertia load	$J_m$	0.0325	kg <sub>f</sub> ·cm·s <sup>2</sup>
Velocity sensor	$K_g$	0.02425	V·s/rad
Flow rate gain	$K_1$	-47.74	cm <sup>5</sup> /kg <sub>f</sub> s
Flow-lad pressure gain	$K_2$	5.46	cm <sup>5</sup> /kg <sub>f</sub> s

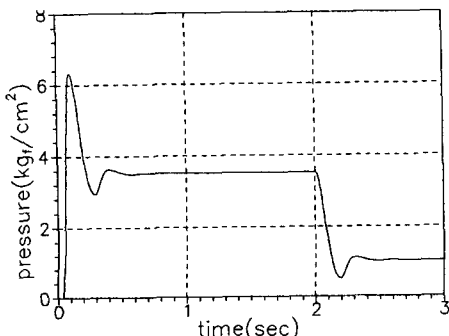


Fig. 10 Simulation result of proportional pressure reducing valve

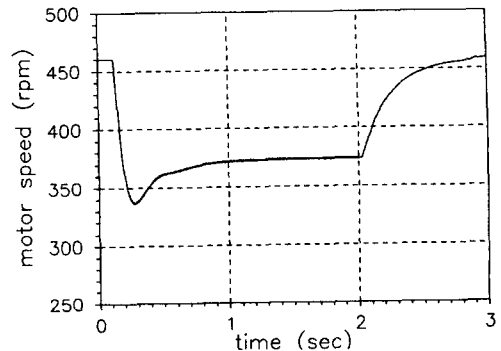
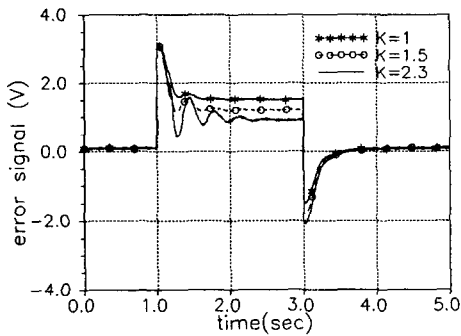


Fig. 11 Simulation result of speed response of hydraulic motor

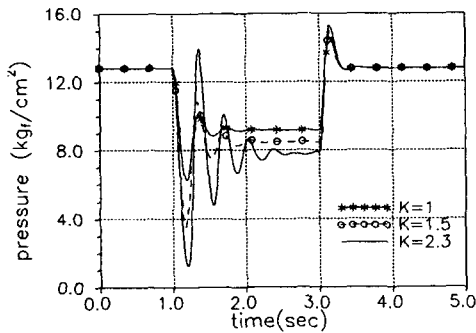
였을 때 사판각의 변화에 따른 유압모터에서의 회전수의 변동에 대한 시뮬레이션 결과를 Fig. 11에 나타내었다. 그림에서 볼수 있는 바와 같이 비례 전자감압밸브의 2차 압력 및 유압모터의 회전수에 대한 각각의 과도응답 특성 및 정상상태 특성이 실험결과와 잘 일치하고 있으며, 이상의 시뮬레이션 결과로부터 모델링이 타당함을 알 수 있다.

Fig. 12(a), (b), (c)는 비례제어계로서 구성된 시스템의 무부하시의 스텝응답에 대한 시뮬레이션

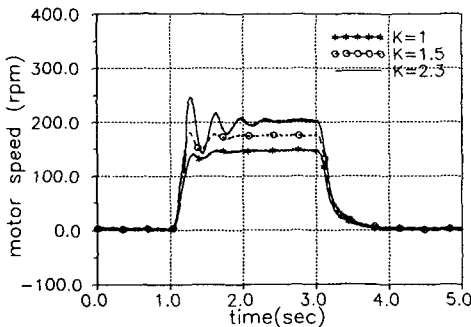
결과를 나타낸 것으로서, (a)는 기준입력을 0(V)에서 3(V)로 가하였을 때의 목표치와 유압모터 회전수에 대한 타코제너레이터의 출력치간의 오차신호를 나타낸 것이고, (b)는 비례 전자감압밸브의 2차측 압력의 변동을, 그리고 (c)는 유압모터의 회전수 변동을 나타낸 그림이다. 그림에서 보듯이 비례게인을 1, 1.5, 그리고 2.3으로 각각 증가시킬 때 정상상태 오차량은 약 140, 115, 90(rpm) 정도로 감소하는 특성을 보이고 있으나 정착시간은 0.



(a) Error signal

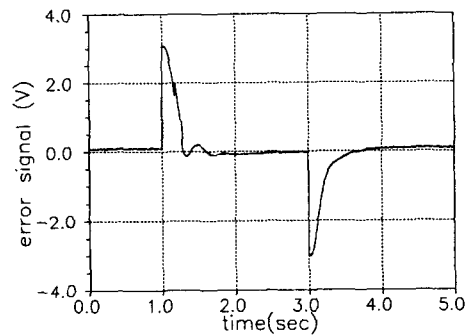


(b) Control pressure of proportional pressure reducing valve

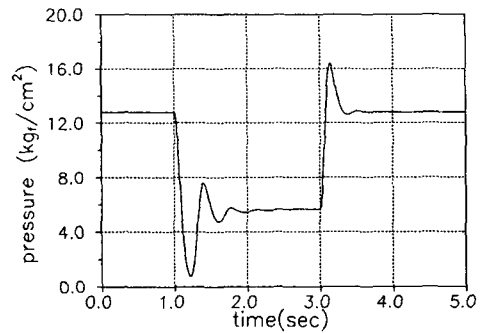


(c) Motor speed

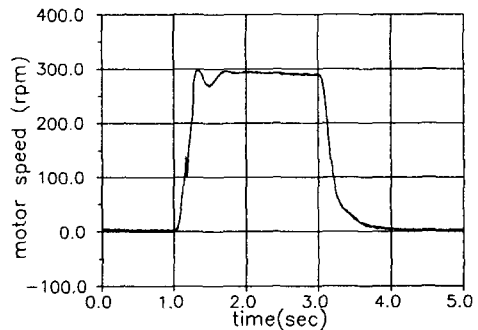
Fig. 12 Simulation results of P control system



(a) Error signal



(b) Control pressure of proportional pressure reducing valve



(c) Motor speed

Fig. 13 Simulation results of PI control system

6, 1.0, 1.4(sec)로 각각 나타났으며, 비례게인이 높을수록 과도응답특성이 나빠지는 현상을 보이고 있다. 따라서 비례제어계만으로는 정상상태 특성 및 과도응답 특성을 개선할 수는 없음을 알 수 있다.

Fig. 13(a), (b), (c)는 PI제어계로 구성된 시스템의 무부하시의 스텝응답에 대한 시뮬레이션 결과를 나타내고 있다. 이때의 PI제어 계인은 Ziegler-Nichols의 시험입력법에 의하여 선정하였다. 그림에서 알 수 있듯이 적분제어기의 효과에 의해 정상상태 오차는 제거되었으며 정착시간은 0.7초 정도이고, 과도응답 특성도 비례제어계에 비하여 개선되었음을 보이고 있다.

Fig. 14(a), (b)는 PI제어계로 구성된 시스템의 실험결과이며, (a)는 부하가 가해지지 않았을 때의 실험결과로 시뮬레이션 결과와 거의 일치하고 있음을 알 수 있다. 한편 (b)는 부하가  $\Delta P = 20(\text{kg}_t/\text{cm}^2)$ 일 때의 시스템의 응답인데, 본연구에

사용된 부하장치는 수동브레이크 장치이며 Fig. 1에 나타난 것처럼 출력센서와 유압모터의 관성부하는 플렉시블 커플링(flexible coupling)을 이용하여 결합되어 있어, 부하인가시 출력센서인 타코제너레이터에 약간의 편심이 발생한다. 그러므로 Fig. 14(b)에 나타난 신호의 불안정은 신호의 주기성으로 보아 출력센서인 타코제너레이터의 부착상의 편심에 의한 것으로 사료된다.

## 6. 결 론

(1) 전기·유압펌프 시스템을 구성하여 각각의 요소에 대한 정특성 및 동특성 실험한 후 근사화된 모델의 파라미터를 동정하였다. 또, 모델링되어진 수식으로 컴퓨터 시뮬레이션을 행하여 실험결과와 비교함으로써 모델링의 타당성을 확인하였다.

(2) 가변 용량형 피스톤펌프의 사판각제어를 위해 비례 전자감압밸브의 2차 압력  $P_c(\text{kg}_t/\text{cm}^2)$ 를 0~25( $\text{kg}_t/\text{cm}^2$ )내에서 조정하여 사판의 반력 스프링과 평형을 이루는 지점에서 경사각  $\alpha(\text{rad})$ 를 고정함으로써 안정적인 경사각 제어를 할 수 있었다.

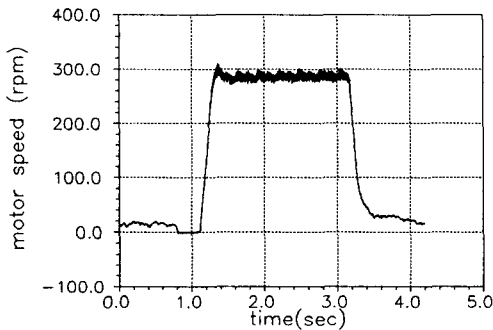
(3) 전기·유압펌프 시스템의 액추에이터로서 설치한 유압모터의 회전수를 피드백하여 페루프제를 구성하였다. 이때 시스템의 제어성능은 비례제어계만으로는 정상상태 오차가 발생하였으며, 과도응답 특성은 비례게인을 높일수록 나빠져 되었다. 정상상태 특성 및 과도응답 특성을 개선하기 위하여 PI제어기를 구성하였으며, PI제어기를 적용한 결과 정상상태특성 및 과도응답특성이 개선되었음을 확인하였다.

## 후 기

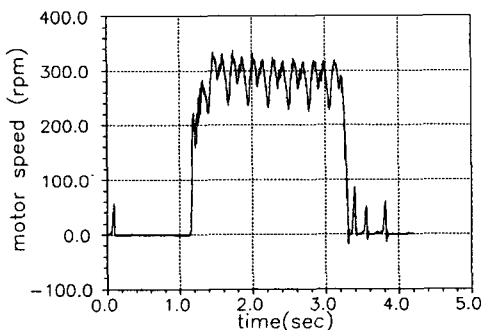
본 연구는 1992년도 한국학술진흥재단 연구비 지원에 의한 결과입니다.

## 참고문헌

- (1) 岩城健治, 須原正明, 1983, “バルブ制御とポンプ容量制御(その1), (その2),” 油壓と空氣壓, 第14卷, 第4号, 第7号, pp.
- (2) 黃銳, 小林俊一, 池谷光榮, 1988, “油壓ポンプのパワ-マッチ制御特性に関する實驗及び解析,” 油壓と空氣壓, 第19卷, 第6号, pp.



(a) Motor speed control under no load



(b) Motor speed control under load pressure ( $\Delta P = 20\text{kg}_t/\text{cm}$ )

Fig. 14 Experimental results of motor speed with PI controller



- (3) 伊藤博, 橋本登志雄, 1987, “油壓機器のメカトロ化,” 油壓と空気壓, 第18卷, 第5号, pp.
- (4) Bache W., 1989, “Electro-Hydraulic pump control,” *JHPS, Int. Symposium on Fluid Power*, Session A2, pp. 67~74.
- (5) 笹木寛訓, 野道薫, 1986, “負荷感応制御システム KLSSの開発,” 川崎重工技報, 第91号.
- (6) Sinha N. K. and Kuszta B., 1983, *Modeling and Identification of Dynamic Systems*, Van Nostrand Reinhold Comp., New York.
- (7) 杉浦充, 遠藤勝久, 小川康男, 能登山俊一, 1990, “制御系のステップ応答から開ループ伝達關數を求める方法について,” 日本秋季油空壓講演會論文集, pp. 137~140.
- (8) 日本油空壓學會, 1989, “油空壓便覽,” オム社, 東京, pp. 67.
- (9) Merrit H. E., 1967, *Hydraulic Control Systems*, John Wiley & Sons, New-York, pp. 132~157.
- (10) 김중식, 1990, “선형제어 시스템 공학,” 청문각, pp. 111~123.
- (11) Zeiger, G. and Akers, A., 1985, “Torques on the Swashplate of an Axial Piston Pump,” *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, Vol. 107, No. 3, pp. 220~226.
- (12) Schoenau, G. J., Burton, R. T. and Kavanagh, G. P., 1990, “Dynamic Analysis of a Variable Displacement Pump,” *ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, Vol. 112, pp. 122~132.
- (13) Kojima E, Xiao Y. and Shinada M., 1990, “Transient Characteristics of a Variable-Displacement, Swash Plate Type Piston Pump Incorporating a Pressure Regulator,” 油壓と空気壓, 第21卷, 第6号, pp.
- (14) 石原貞男, 1979, “ピストンポンプ モータの理論と實際,” オム社, 東京.
- (15) 大見康生, 1983, “油壓技術 可變アキシアルピストンポンプの制御様式,” 日本工業出版.
- (16) 機電研究社, 1978, “유압장치설계의 실제,” 機電研究社, pp. 51~76.
- (17) Franklin G. F., Powell J. D. and Workman M. L., 1990, *Digital Control of Dynamic Systems*, 2nd ed., Addison Wesley, pp. 222~229.