

〈技術論文〉

# 고속전자밸브를 사용한 유압장치의 PWM 제어에 관한 연구

허준영\* · G. Wennmacher\*\*

(1994년 7월 12일 접수)

## A Study on the PWM Control of Hydraulic equipment Using High Speed On-Off Valve

J. Y. Huh and G. Wennmacher

**Key Words :** Pulse Width Modulation(펄스폭변조), High Speed On-Off Valve(고속전자밸브), Electro-Hydraulic Servomechanism(전기유압 서보기구), Position Control(위치 제어)

### Abstract

This study deals with a position control of an electro-hydraulic servo system which consist of cylinder and high speed on-off valves operated by microcomputer. The merits of PWM control of hydraulic equipment are the robustness of the high speed on-off valve, its low price and the direct control without D/A converter. In the PWM control of high speed on-off valve, the time lag and switching time existing between the input and output signals of valve are considered as demerit points. To get analytical results, the effects of these demerits have to be clarified in detail. The object of this study is to propose a mathematical model for the behavior of high speed on-off valve and to get analytical results of this system. The dynamic characteristics of this system is examined by digital computer simulation analytically and compared with experimental results to varyify the proposed mathematical model.

---

기 호 설 명

<p><math>A_k</math> : 피스톤 면적, <math>7.65 \text{ cm}^2</math></p> <p><math>c_d</math> : 오리피스 방출계수</p> <p><math>D</math> : 듀티(=밸브의 On 시간폭/PMW전송파의 주기)</p> <p><math>F_c</math> : 쿨롱마찰력, kgf</p> <p><math>F_L</math> : 외부부하, kgf</p> <p><math>F_R</math> : 피스톤 마찰력, kgf</p> <p><math>G_K</math> : 속도에 비례하는 마찰상수, <math>5.46 \text{ kgf s/cm}</math></p> <p><math>K</math> : 비례제어 게인</p> <p><math>K_q</math> : 유량에 관한 증가상수, <math>K_q = c_d w \sqrt{\frac{2g}{\gamma}}</math></p>	<p><math>L_s</math> : 정지마찰력, 21 kgf</p> <p><math>M</math> : 피스톤질량, 5 kg</p> <p><math>M_{RG}</math> : 속도에 비례하여 마찰력이 증가하는 경계 속도, 1.5 cm/s</p> <p><math>Q_1</math> : 밸브에서 실린더로의 유량, <math>\text{cm}^3/\text{s}</math></p> <p><math>Q_2</math> : 실린더에서 밸브로의 유량, <math>\text{cm}^3/\text{s}</math></p> <p><math>P_1, P_2</math> : 유압실린더의 양실 압력, <math>\text{kgf}/\text{cm}^2</math></p> <p><math>P_{ref}</math> : 기준압력, <math>200 \text{ kgf}/\text{cm}^2</math></p> <p><math>P_S</math> : 공급압력, <math>140 \text{ kgf}/\text{cm}^2</math></p> <p><math>P_T</math> : 탱크압력, <math>2 \text{ kgf}/\text{cm}^2</math></p> <p><math>S_R</math> : PWM 입력신호</p> <p><math>t_a</math> : 포펫 열림지연시간, ms</p> <p><math>t_b</math> : 포펫 최대 열림시간, ms</p> <p><math>t_c</math> : 포펫 닫힘지연시간, ms</p>
--	---

\*정회원, 한국기술교육대학 제어기체공학과

\*\*독일, 아헨공대 유공압연구소(IHP RWTH Aachen)

- $t_d$  : 포펫 최대 닫힘시간, ms
- $t_E$  : PWM 펄스폭, ms
- $T$  : PWM 전송과의 주기, 5 ms
- $T_s$  : 샘플링주기, 1 ms
- $v$  : 밸브의 입력전압, volt
- $V_d$  : 밸브와 실린더 사이의 정체체적,  $50 \text{ cm}^3$
- $w$  : 밸브의 면적구배, cm
- $x$  : 피스톤의 변위, cm
- $x_{vi}$  : 밸브포펫의 변위 ( $i=a, b, c, d$ ), cm
- $\beta_e$  : 체적 탄성계수,  $\text{kgf/cm}^2$
- $\beta_{eres}$  : 기준체적 탄성계수,  $16000 \text{ kgf/cm}^2$
- $\gamma$  : 비중량,  $880 \text{ kgf/m}^3$

### 1. 서 론

최근에 마이크로컴퓨터가 널리 사용됨에 따라 유압시스템과 전기시스템의 융합화가 이루어지고 있고, 이 실현을 위해 각종 유압장치의 디지털제어화가 중요한 과제로 되어 있다.<sup>(1)</sup> 유압 또는 공기압 장치를 디지털제어하는 한 가지 방법으로 온, 오프의 2개의 값으로 작동하는 전자밸브를 펄스폭변조(PWM)로 구동하는 방식이 있다.<sup>(2,3)</sup> 유압장치의 PWM 제어의 장점은 고속전자밸브의 강인함과 저렴한 가격이고, 마이크로컴퓨터의 도움으로 고속전자밸브에 대한 조종이 D/A변환기 없이 바로 디지털제어된다는 것이다.<sup>(4)</sup> PWM 제어제에 사용되고 있는 고속전자밸브는 일반적으로 포펫의 관성으로 인하여 작동지연시간과 절환시간(절환에 요구되는 시간폭)을 갖고 있고, 이것은 제어계의 고속화, 고성능화에 장애요인이 된다. 그리고 PWM 신호의 펄스열에 대한 고속전자밸브의 작동특성은 아직 상세히 검토되어 있지 않은데 이는 계의 거동모델이 확립되어 있지 않기 때문이다. T. Noritsugu 등<sup>(5)</sup>은 펄스폭변조시에 PWM 전송주파수가 입력신호 주파수에 비해 충분히 크다고 가정하고 PWM 특성을 펄스발생기의 포화특성으로 모델링하였고, 고속전자밸브의 절환특성을 단순한 위상지연으로만 모델링하였으나 이 경우 듀티가 밸브작동지연시간보다 작을 경우 밸브는 움직이지 않고 이로 인해 실린더 변위의 정상상태오차가 발생하는 것을 설명할 수 없다. Prochnio<sup>(6)</sup>는 PWM 특성을 수학적으로 모델링하여 PWM전달방정식을 제시하였고, 유압실린더에서의 마찰특성에 대해 수학적모델을 제

시하였으나 고속전자밸브의 작동특성에 대한 모델링은 없었다. Muto 등<sup>(7,8)</sup>은 고속전자밸브의 절환특성을 지연시간과 일차직선으로 모델링하였으나 PWM 신호의 펄스폭에 대해 밸브 통과유량의 발생형태에 대한 모델링이 없었으며 실린더에서의 마찰특성에 대한 모델링이 구체적으로 제시되지 않았다.

본 연구에서는 고속전자밸브와 유압실린더로 구성되는 PWM 제어계를 대상으로 하여 계의 거동모델을 제시하고 이에 기초한 해석적 결과를 얻는 것을 목적으로 한다. 특히 PWM 신호의 펄스폭에 대해 밸브 통과유량의 발생형태를 5가지의 경우로 나누어 모델링하는 것을 제안하였다. 고속전자밸브의 절환특성은 지연시간과 일차직선으로 모델링하였고, 체적탄성계수의 변화와 실린더에서의 비선형적 마찰특성을 모델링하여 계의 해석을 행하고 수치 시뮬레이션에 의해 계의 동특성을 조사하였다. 그리고 실험결과와 비교하여 본 수학적모델의 타당성에 대해서 검토하고, 구성된 계의 응답성능에 영향을 주는 여러가지 요인에 대해서 고찰하였다.

### 2. 계의 모델화

본 연구에서 대상으로 하는 제어계는 컴퓨터에 의해 PWM 구동되는 4개의 고속전자밸브(밸브 a, b, c, d)와 유압실린더(양로드 복동형)를 주요 요소로 하여 Fig. 1과 같이 구성한다. 계의 출력신호는 피스톤의 변위  $x$ 이고, 이것이 피드백되어 압력측에 보내어 진다. 고속전자밸브의 PWM 구동에서

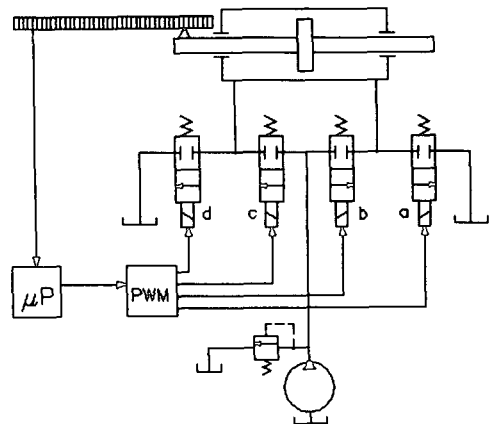


Fig. 1 Electro-hydraulic servo system with high speed on-off valve

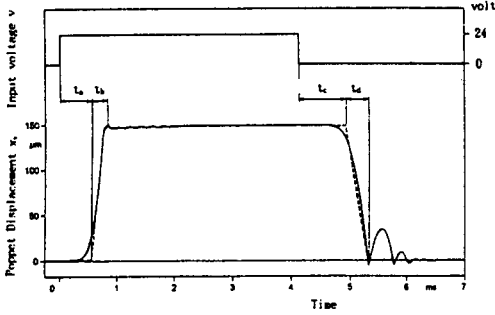


Fig. 2 Valve displacement  $x_v$  for input voltage  $v$

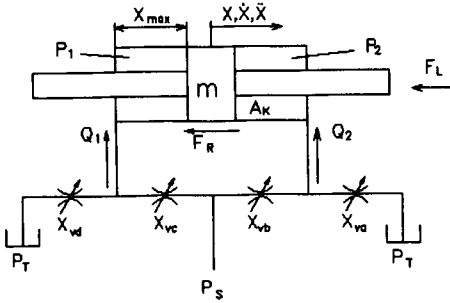


Fig. 3 Modelling diagram of hydraulic system

밸브전환 특성은 제어계의 성능에 중요한 영향을 미친다. 지금 밸브의 입력전압  $v$ 를 주기  $T$ 의 펄스열신호로 주는 것으로 하면, 밸브의 입력전압  $v$ 에 대해 밸브포켓의 변위  $x_v$ 가 Fig. 2의 실선과 같은 파형으로 되는 것이 실측에 의해 확인되었다.<sup>(4)</sup> 즉 밸브의 입력전압이 스텝적으로 주어졌을 때 솔레노이드의 전자력이 포켓을 누르고 있는 스프링력보다 커졌을 때 밸브 포켓의 이동이 시작되고, 어떤 시간폭을 지나서 밸브는 전개상태에 도달한다. 이때 변의 이동이 단시간에 행해지는 고속전자밸브에서의 포켓변위  $x_v$ 의 거동을 Fig. 2의 점선과 같이 지연시간과 일차전선의 관계로 근사적으로 모델링하면, 밸브의 개폐운동에 대해서는 4개의 시간파라미터(Fig. 2에서  $t_a, t_b, t_c, t_d$ )에 의해 규정된다.

계의 기초방정식을 유도하기 위해 유압시스템을 Fig. 3과 같이 모델화한다. 4개의 고속전자밸브 a, b, c, d에 대해서, 각 포켓부를 통과하는 유량  $Q_a, Q_b, Q_c, Q_d$ 는 다음 각 식과 같이 주어진다.

$$Q_a = K_q \cdot x_{va} \sqrt{|P_1 - P_T|} \cdot \text{Sign}(P_1 - P_T) \quad (1)$$

$$Q_b = K_q \cdot x_{vb} \sqrt{|P_S - P_1|} \cdot \text{Sign}(P_S - P_1) \quad (2)$$

$$Q_c = K_q \cdot x_{vc} \sqrt{|P_S - P_2|} \cdot \text{Sign}(P_S - P_2) \quad (3)$$

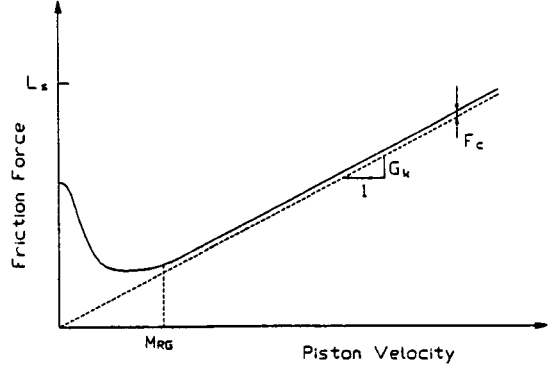


Fig. 4 Model of cylinder friction

$$Q_d = K_q \cdot x_{vd} \sqrt{|P_2 - P_T|} \cdot \text{Sign}(P_2 - P_T) \quad (4)$$

여기서,  $K_q$ 는 유량계수, 밸브의 면적구배 및 작동유의 비중량에 관한 등가상수로  $K_q = c_d w \sqrt{2g/\gamma}$ 이다.

밸브에서 실린더로 들어가는 유량  $Q_1$ 과  $Q_2$ 는 각각

$$Q_1 = Q_c - Q_d \quad (5)$$

$$Q_2 = Q_b - Q_a \quad (6)$$

이다. 유압실린더에 유체의 연속방정식을 적용하면 식(7), (8)과 같다.<sup>(9)</sup>

$$Q_1 = A_k \frac{dx}{dt} + \frac{V_1}{\beta_e} \frac{dP_1}{dt} \quad (7)$$

$$Q_2 = -A_k \frac{dx}{dt} + \frac{V_2}{\beta_e} \frac{dP_2}{dt} \quad (8)$$

한편 부하계를 포함한 피스톤의 운동방정식은 식(9)와 같다.

$$M \frac{d^2x}{dt^2} = A_k (P_1 - P_2) + F_R + F_L \quad (9)$$

여기서, 체적탄성계수  $\beta_e$ 는 다음식과 같이 변한다고 한다.<sup>(10)</sup>

$$\beta_e = 0.5 \log(99 \cdot P/P_{ref} + 1) \cdot \beta_{erref} \quad (10)$$

그리고 실린더마찰에 대하여 Fig. 4와 같이 모델링가능하며, 피스톤동작 시작시에는 정지마찰력이 크게 작용하나 피스톤이 움직이기 시작하면 급격하게 감소하게 되는데 이는  $L_s(1 - |\dot{x}|/M_{RG})^4$ 로 나타낼 수 있고,  $M_{RG}$ 점을 지나서부터는 속도에 비례하여 마찰력이 증가하게 되고 이는  $|\dot{x}| \cdot G_k$ 로 표시된다. 여기에 속도에 무관한 일정한 크기의 쿨롱 마찰이 존재할 경우 이를  $F_c$ 로 나타내어 고려하면

실린더에서의 마찰에 관한 모델링식은 식(11)로 나타낼 수 있다. <sup>(10)</sup>

$$F_R = |\dot{x}| \cdot G_k + F_c + L_s \left(1 - \frac{|\dot{x}|}{M_{RC}}\right)^4, \quad \text{if } |\dot{x}| < M_{RC}$$

$$F_R = |\dot{x}| \cdot G_k + F_c, \quad \text{if } |\dot{x}| > M_{RC} \quad (11)$$

Fig. 1의 계에 대해서 기초방정식으로서의 이상의 식(1)~(11)과 고속전자밸브의 절환특성에 관한 식으로 Fig. 2의 점선과 같이 밸브입력전압  $v$ 와 밸브포펫변위  $x_v$ 의 관계가 작동지연과 일치직선으로 주어지는 것을 계의 모델로 사용한다.

### 3. 시뮬레이션

앞에서 구한 관계식(1)~(11)을 사용해서 각 요소의 입출력관계를 블록선도로 표시하면 Fig. 5와 같이 얻어진다. 그림에서 PWM은 오차값의 크기를 펄스폭의 길이로 변조시키는 부분으로 비선형특성을 가지므로 이중사각형으로 표시하였다. 또 그림에서 이중의 사각형으로 표시된  $G_a, G_b, G_c, G_d$ 는 스텝상으로 주어지는 밸브입력전압  $v$ 에 대한

밸브포펫의 변의 특성으로 Fig. 2에서와 같이 작동지연이 수반되는 비선형특성을 갖는다. 그리고 이중사각형  $G_R$ 은 Fig. 4와 같이 모델링되고 식(11)로 나타내어진 실린더에서의 마찰특성이고, 이중사각형으로 된 PWM부분은 Fig. 6과 같이 듀티를 계산하는 부분이다. 여기서, 사용된 듀티계산법은 매번 같은 시간간격마다 새로운 PWM 전송파의 주기가 시작될 때 입력신호  $S_R$ 을 포착하여 듀티를 계산하는 것으로 PWM 출력 펄스의 끝은 앞서서 알게 된다. 이와 같은 블록선도가 얻어지면 적분, 비례 및 비선형요소와 신호간의 관계에 따라서 시뮬레이션이 실시된다. 본 시뮬레이션 계산에서는 PWM 신호의 펄스폭에 대해 밸브 통과유량의 발생태를 Fig. 7과 같이 5개의 경우로 나누었다. Case 1은 PWM 펄스폭이 밸브의 포펫 열림지연시간( $t_a$ )보다 짧은 경우로 이때는 밸브 통과유량은 발생하지 않는다. 이 특성은 특히 제어위치가 목표값 근방에 도달했을 때 생기며 이로 인해 정상상태오차가 생긴다. Case 2는 PWM 펄스폭이 밸브의 포펫 열림지연시간( $t_a$ )보다는 길고 포펫 최대 열림시간( $t_b$ )보다는 짧으므로 포펫은 완전히 열리기 전에 중단

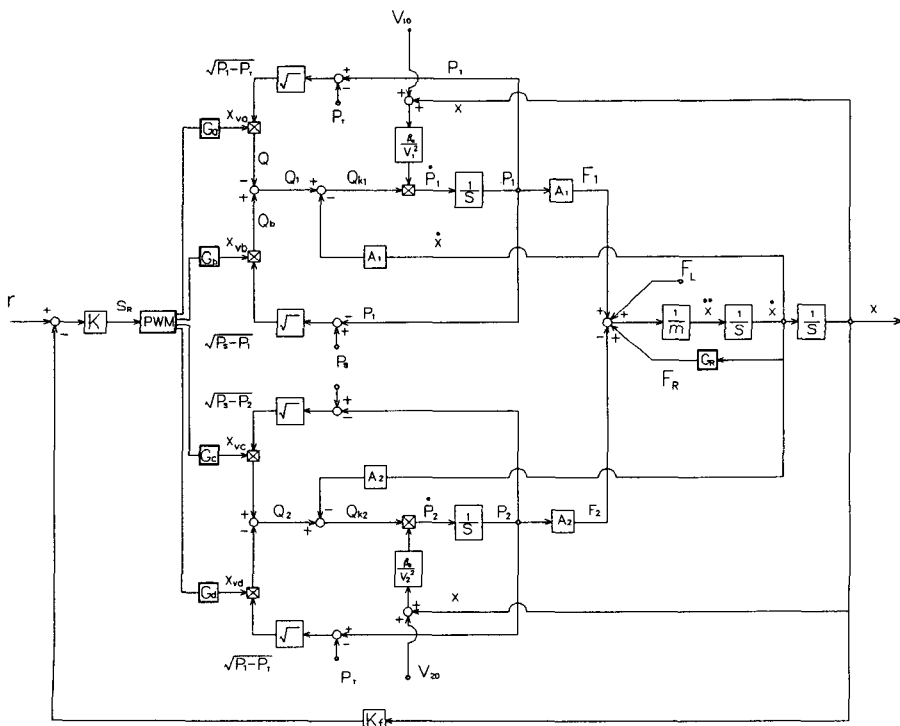


Fig. 5 The block diagram representation of the system

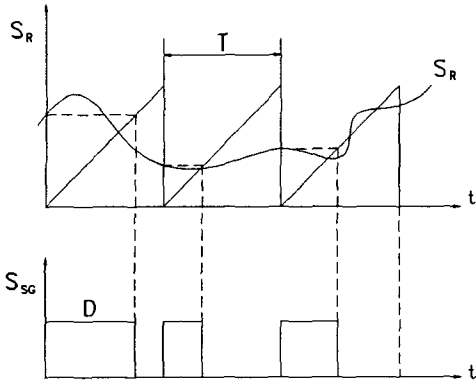


Fig. 6 Decision of duty

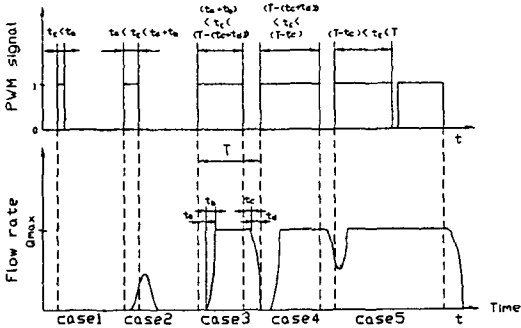


Fig. 7 Several types of valve flowrate for the PWM output signal

위치에서 닫힘신호를 받으므로 포켓 닫힘지연시간 ( $t_c$ )만큼 그 위치에 머문 후에 닫힘동작을 행한다. Case 3는 PWM펄스폭이 포켓 열림지연시간( $t_a$ )와 최대열림시간( $t_b$ )의 합보다는 크므로 최대로 열린다. 그리고 닫힘동작을 행할만큼의 여유시간( $t_c < T - (t_c + t_a)$ )이 있으므로 닫힘동작이 완전히 이루어진다. Case 4에서는 포켓이 최대로 열린 상태에서 닫힘신호를 받으면 포켓 닫힘지연시간( $t_c$ ) 후에 닫힘동작이 완전히 수행되기 전에 새로운 신호를 받게 된다. Case 5에서는 포켓이 최대로 열린 후 포켓닫힘지연시간( $t_c$ )의 여유가 없으므로 닫힘동작이 일어나지 않은 상태에서 새로운 신호를 받게 된다. 시뮬레이션에 사용된 계의 제원을 기호설명에 함께 나타내었다.

#### 4. 실험장치 및 방법

4개의 고속전자밸브와 액추에이터(양로드형 복동 실린더) 및 컴퓨터를 주요 요소로 하는 본 실험장

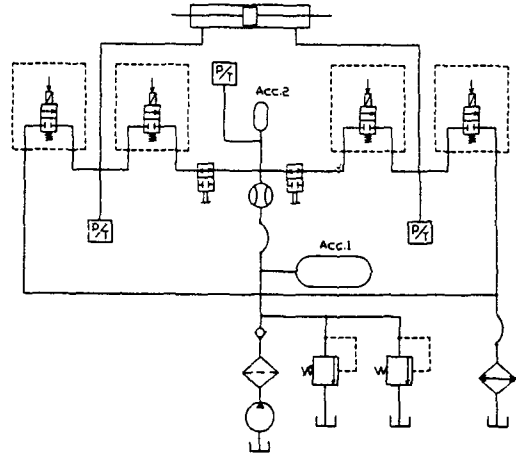


Fig. 8 Hydraulic circuit of experimental equipment

치는 Fig. 8에서 표시한 것과 같이 구성되어져 있다. 여기서의 컴퓨터는 3가지의 역할을 담당하고 있다. 즉 입력요소의 설정, 편차신호의 연산 및 펄스폭 변조가 행해진다. 실험에서는 입력  $r$ 을 스텝 파형으로 주는 것으로 하고, 이것에 의해서 생기는 액추에이터의 변위  $x$ 와 실린더압력  $P_1, P_2$ 의 3개의 신호가 검출기와 A/D변환기를 통해 컴퓨터에 기억된다. 실험장치의 주요 제원을 Table 1에 나타낸다.

#### 5. 결과 및 고찰

본 절에서는 스텝응답에 대한 시뮬레이션 결과 (계산치)와 실험치를 비교 검토한다. Fig. 9는 PWM 주파수가 200 Hz인 경우에 대해 비례계인을 각각 0.54, 1, 1.54로 변화시켜주었을 때의 실험결과로 비례계인 0.54에서는 정상상태오차가 발생하였는데 이는 미소한 오차값에 대해서 PWM 펄스의 듀티가 밸브열림지연시간보다 작은 경우에 밸브의 포켓이 작동하지 않기 때문이다. 계인 1.54에 대해서는 목표값에 도달하여 100 Hz로 진동하는 것으로 나타났으며 이는 시스템이 계인의 증가에 따라 불안정한 현상을 보임을 나타낸다. 여기서 진동주파수가 PWM 전송주파수의 1/2임을 주목할만하다. Fig. 10은 Fig. 9와 같은 조건에서의 시뮬레이션 결과로 실험결과와 잘 일치하고 있음을 볼 수 있다. 실험결과에서는 고주파 미소진동이 약간씩 수반되었는데 이는 밸브포켓이 닫힐 때 밸브시트와의 충돌에 의해 두 세번 정도 일어나는 여파진동때

**Table 1** Specification of experimental apparatus

Equipment	Specification	
Electric motor	5 PS	
Hydraulic system	Hydraulic pump	$Q_{max}=8.9 \text{ l/min}$ $P_{max}=250 \text{ kgf/cm}^2$
	Actuator	$A_k=7.65 \text{ cm}^2$ $St=10 \text{ cm}$
	High speed On-off valve	$Q_{max}=4.2 \text{ l/min}$
		$x_{vmax}=0.015 \text{ cm}$
		$t_a=0.46 \text{ ms}$
		$t_b=0.18 \text{ ms}$
		$t_c=0.30 \text{ ms}$ $t_d=0.16 \text{ ms}$
	Relief valve	$P_{max}=230 \text{ kgf/cm}^2$
	Filter	$10 \mu\text{m}$
	Accumulator 1	4 liter
Accumulator 2	0.075 liter, 70 bar	
Electric equipment	Displacement transducer	12 bit (0.315 mm)
Controller	Microcomputer	IBM PC/AT, CPU386

문으로 사료되며 이는 밸브포펫 거동의 모델링에 포함되어있지 않으므로 시뮬레이션 결과에서는 나타나지 않았다.

Fig. 11은 목표값이 4 mm이고 공급압력  $P_s$ 가 70 bar인 경우의 스텝응답으로 피스톤변위(a)와 압력

(b), (c) 그리고 제어신호로 듀티(d)의 변화를 같은 시간축 상에 나타내어 비교하였다. 그림(a)에서 피스톤변위는 실선인 실험결과와 점선인 시뮬레이션 결과가 잘 일치하고 있다. 그림(b)는 실린더 양실 압력인  $P_1$ 과  $P_2$  변화의 시뮬레이션 결과이고,

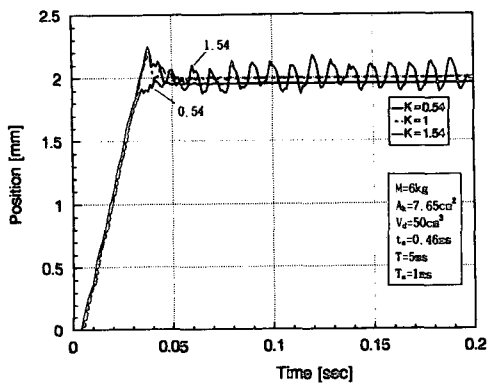


Fig. 9 Experimental results for various P gains

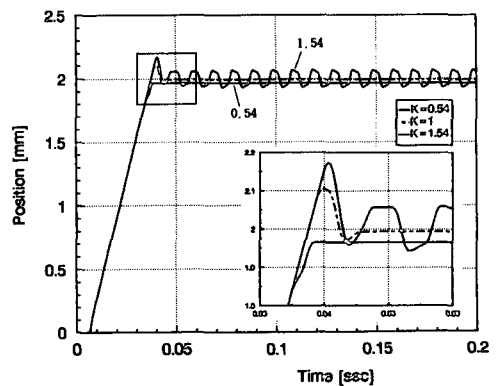


Fig. 10 Simulation results for various P gains

그림(c)는 그것의 실험결과이다. 그림(c)의 실험결과에는 고주파 미소진동이 수반되어 있고 이는 앞에서와 같이 밸브포켓의 여파진동에 기인한 것으로 사료된다.

Fig. 12는 비례게인 0.8인 상태에서 작동 실린더의 피스톤면적을 2.5, 6.3, 16, 25 cm<sup>2</sup>로 각각 변경시켰을 때의 시뮬레이션 결과이다. 피스톤면적 2.5 cm<sup>2</sup>에서는 시스템이 불안정함을 알 수 있고 피스톤면적을 증가시킬 때 안정화되는 대신에 목표값

까지의 도달시간이 증가하는 것을 알 수 있다. Fig. 13은 비례게인 1인 상태에서 관성하중을 10, 30, 80 kg로 변화시켰을 때의 시뮬레이션 결과이다. 그림에서 볼때 10, 30 kg에서는 응답곡선이 목표값에 수렴하였으나 80 kg에서는 목표값 주변에서 50 Hz의 진동이 발생되었는데 이는 PWM 주

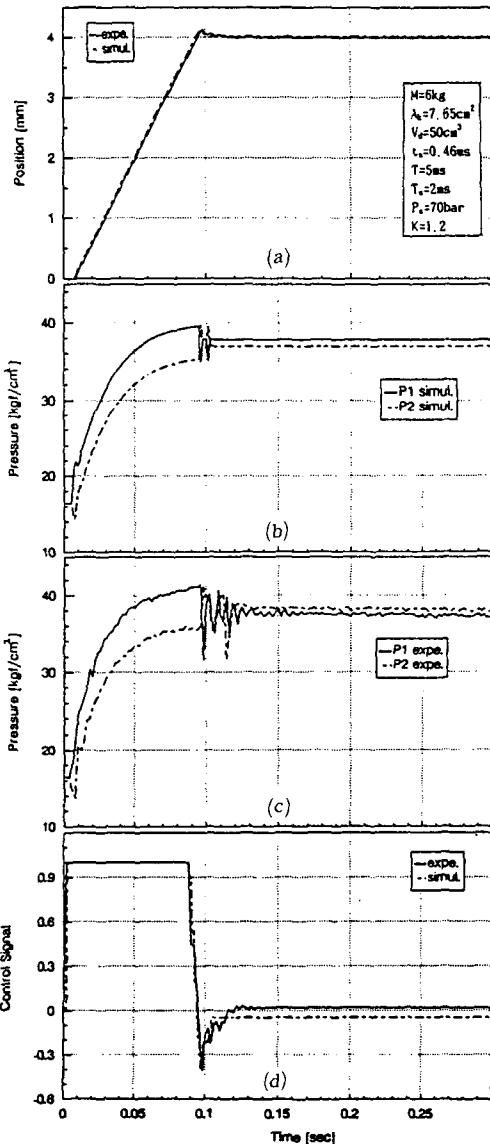


Fig. 11 Simulation and experimental results for step input

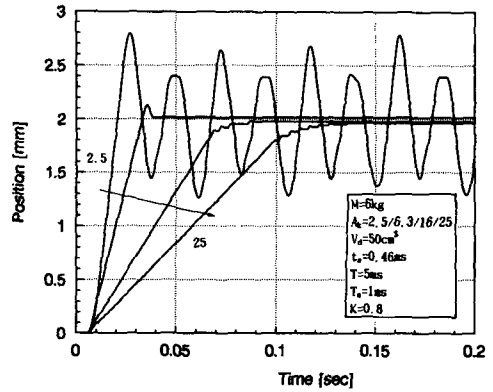


Fig. 12 Variation of piston area

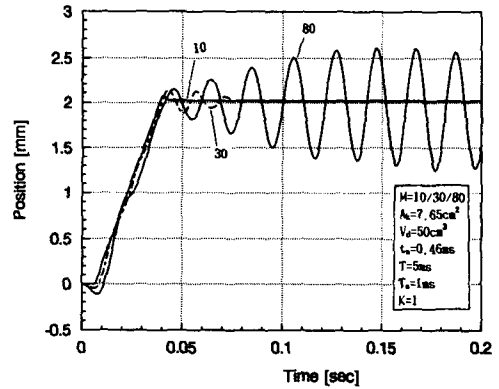


Fig. 13 Variation of inertia load

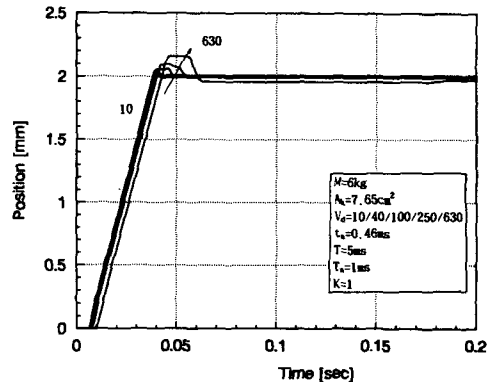


Fig. 14 Variation of dead volume

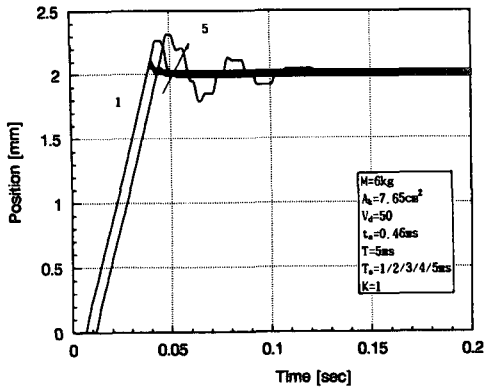


Fig. 15 Variation of sampling time

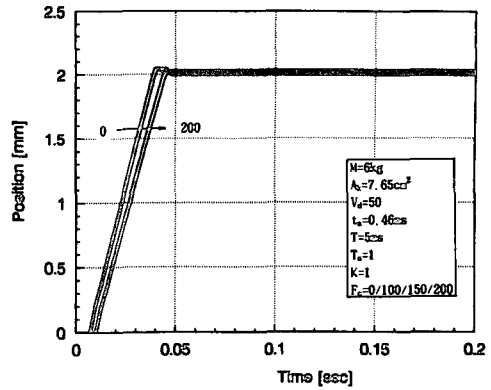


Fig. 17 Variation of coulumn friction

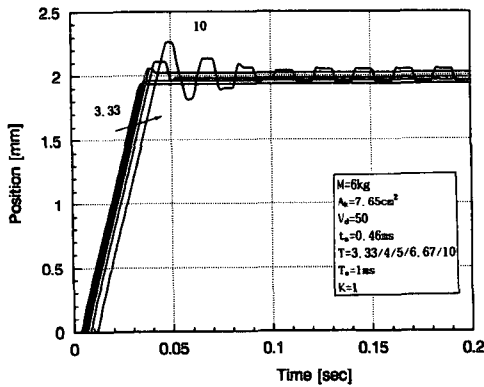


Fig. 16 Variation of PWM frequency

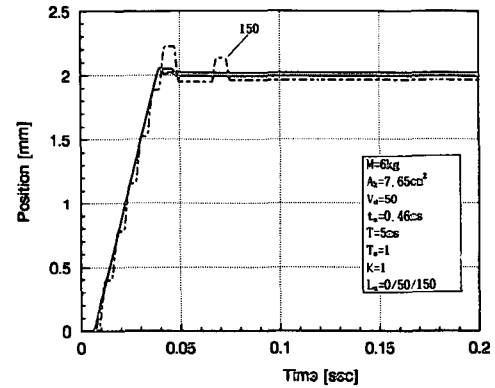


Fig. 18 Variation of static friction

파수의 1/4임을 주목할만하다.

Fig. 14는 비례게인 1인 경우에 대하여 회로의 정체체적을 10, 40, 100, 250, 630 cm<sup>3</sup>으로 했을 때의 시뮬레이션 결과이다. 정체체적의 증가에 따라 100 cm<sup>3</sup>부터는 발생된 오버슈트가 오래 지속되어 제어성능이 나빠지는 것을 알 수 있다. 이는 정체체적의 증가가 제어에 있어서 위상지연을 야기시키기 때문으로 사료된다.

Fig. 15는 피스톤변위 검출의 샘플링타임을 1, 2, 3, 4, 5 ms로 하였을 때의 시뮬레이션 결과로 샘플링타임이 3 ms보다 클때 불안정해짐을 알 수 있다. Fig. 16은 PWM 주기를 3.33, 4, 5, 6.67, 10 ms로 하였을 때의 시뮬레이션 결과이다. 주기가 3.33에서 5 ms까지는 유사한 안정된 응답을 보이고 있으나 6.67, 10 ms일 때 오버슈트가 크게 생겼다. 그러므로 PWM 주파수 150 Hz 이하에서는 만족할만한 제어가 이루어지지 않았음을 알 수 있다. Fig. 17은 쿨롱마찰력을 0, 100, 150, 200

kgf로 증가시켰을 때의 시뮬레이션 결과로 쿨롱마찰력이 증가할 때 입상시간이 다소 길어지기는 하나 안정문제에는 별 영향이 없음을 알 수 있다. Fig. 18은 정지마찰력을 0, 50, 150 kgf로 증가시켰을 때의 시뮬레이션 결과이다. 정지마찰력이 0~50 kgf일 때는 결과가 거의 같으나 150 kgf에서는 불안정한 진동이 수반되었다. 그러므로 실린더의 정지마찰력의 증가는 시스템 불안정을 초래할 수 있음을 알 수 있다.

## 6. 결 론

본 연구에서는 PWM 제어되는 고속전자밸브를 사용한 유압장치의 동특성을 모의실험해 볼 수 있는 시뮬레이션프로그램을 개발하기 위해 계의 거동 모델을 제안하였고, 그 결과를 실험을 통하여 검증하였다. 또 PWM 제어되는 고속전자밸브를 사용한 유압장치설계의 기본개념을 설정하기 위해 본



시스템의 파라미터를 변화시켜가며 시뮬레이션을 행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 고속전자밸브의 전환특성으로 입력전류에 대한 밸브포펫 변위  $x_v$  간의 관계를 지연시간과 일차곡선으로 합리적으로 모델링할 수 있다.

(2) 일반 선형계에서와 같이 시스템게인이 증가하거나 피스톤면적이 작아지면 시스템은 불안정해진다.

(3) 정체체적의 증가에 따라 오버슈트가 발생되며 제어성능이 나빠진다.

### 참고문헌

- (1) Backé, W., 1993, "Recent Research Projects in Hydraulics," *Proceedings of the Japan International Symposium on Fluid Power*, Tokyo, pp. 1 ~ 27.
- (2) Tanaka, H., 1984, *Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng.*, (in Jpn.), Vol. 50, No. 457, C, pp. 1594.
- (3) Hirohisa Tanaka, Hiroyoshi Tanaka and Araki, K., 1984, "Electro-Hydraulic Digital Control of 3-Way On/off Solenoid Valves," *Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng.*, (In Japanese), Vol. 50, No. 458, B, pp. 2663.
- (4) Wennmacher, G., 1992, "Einsatz von Schnellchaltventilen für Elektro-Hydraulische Aktuatoren im Kfz," *10th Aachener Fluidtechnisches Kolloquium*, pp. 1~20.
- (5) Noritsugu, T. and Hanafusa, H., 1983, "PWM Mode Feedback Speed Control of Pneumatic Cylinder," *Jour. Jpn. Hydraulic & Pneumatics Soc.*, (In Japanese), Vol. 14, No. 7, pp. 505~512.
- (6) Prochnio, E., 1987, "Ein Konzept zur Pulsmodulierten Regelung Hydraulischer Antreibe," U-GH Duisburg Doctor Paper.
- (7) Muto, T., Yamada, H. and Suematsu, Y., 1988, "PWM-Digital Control of Hydraulic Actuator Utilizing 2-Way Solenoid Valves," *Jour. Jpn. Hydraulic & Pneumatics Soc.*, (In Japanese), Vol. 19, No. 7, pp. 564.
- (8) Muto, T., Yamada, H. and Suematsu, Y., 1990, "Digital Control of Hydraulic Actuator System Operated by Differential Pulse Width Modulation," *International Jour. Jpn. Soc., Mech, Eng.*, Vol. 33, No. 4, pp. 641.
- (9) Merrit, H. E., 1967, *Hydraulic Control Systems*, John Wiley & Sons, New York.
- (10) Backé, W., 1992, "SIMULANT."