

< 논 문 >

## 일체형 피드백기구를 갖는 유압 서보실린더 개발 연구

이재규\* · 김옥현\*\*

(1995년 11월 6일 접수)

### Development of a Hydraulic Servo Cylinder with an Integrated Feedback Mechanism

Jae Gyu Lee and Ock Hyun Kim

**Key Words :** Hydraulic Servo Cylinder (유압 서보실린더), Backcap (백캡), Remote Control (원격제어), Mechanical Feedback (기계적 피드백), Poppet Valve (포핏밸브)

#### Abstract

This paper presents a new type of hydraulic servo cylinder which is characterized by its simple construction and an integrated feedback mechanism. Piston position of the cylinder is controlled by electrical input and mechanical feedback deduced from its own structure. Hydraulic pressure in each cylinder room is controlled by a poppet valve. The poppet is activated by a solenoid and is linked to the piston. Solenoid input current pulls up the poppet, which results in pressure drop and thus piston motion. The piston motion generates pull down force on the poppet by the linkage and the motion stops at equilibrium. In that way the piston position is controlled by an external input current. Characteristics of the servo cylinder is verified by stability analysis, transient behavior and steady state positioning for step input. Design parameter analyses have been executed by derivation of analytical approximate solutions and by computer simulations. A prototype hydraulic servo cylinder is developed and tested. The experimental results show successful function of the servo cylinder and consistency with the theoretical results.

#### 1. 서 론

보통의 유압 서보시스템의 경우 고정밀 서보밸브, 센서, 콘트롤러 등으로 구성된 별도의 피드백 시스템으로 액츄에이터를 제어하도록 구성되어진다.<sup>(1)</sup> 이와 같은 유압 서보 시스템은 일반적으로 고가격임으로 해서 일반적인 적용에 제한을 갖게 된다. 본 연구에서는 단순한 실린더 구조자세에서 유래하는 고유한 피드백 메카니즘을 갖는 것을 특징으로 하는 새로운 형식의 유압 서보실린더를 고

안하였다.

서보실린더의 피스톤위치는 외부 전기신호에 의해 설정되며 실린더 자체의 구조에 의한 기계적 피드백에 의해 제어된다.

본 연구의 동기는 유압 방향제어밸브의 원격제어 시스템 개발에 있다. 유압 크레인 등 유압을 이용한 중장비의 원격제어는 작업의 안전성, 성력화를 위하여 그 필요성이 크게 대두되고 있다. 이들 원격제어 시스템은 방향제어밸브 뒤에 모자모양으로 붙어있다 해서 소위 Backcap이라 불리고 있으며 단순한 구조와 경제성이 강조되는 시스템이다.<sup>(2)</sup>

이와 같이 고안된 유압 서보실린더의 특성을 안정성 해석, 계단입력에 따른 과도응답 특성해석,

\*충북대학교 대학원 기계공학과

\*\*회원, 충북대학교 기계공학과

정상상태 응답특성해석을 통하여 규명하였다. 주요 설계변수의 영향해석은 해석적 근사해 유도과 수치 시뮬레이션을 통하여 수행되었다. Prototype 서보 실린더 시스템을 개발하여 실험을 수행하였으며 그 결과로부터 본 연구에서 제시한 원리의 서보실린더 시스템이 성공적으로 작동하는 것과 이론해석의 결과와 일관성을 가짐을 확인하였다.

### 2. 원리 및 지배방정식

본 연구에서 제시한 유압 서보실린더의 구조를 Fig. 1에 보였다. 솔레노이드 공급전류가 없을 때 시스템은  $y(t)=0$ 에서 평형을 이루며 이 상태를 Null 상태라 하자. 솔레노이드 공급전류  $i(t)$ 에 의해 포켓은 들리게 되며, 변위  $x(t)$ 에 의해 오리피스가 열려 실린더 1실의 유압강하가 발생하여 이로 인해 피스톤은 좌측으로 변위  $y(t)$ 가 발생된다. 피스톤은 외경부에 구배를 가지며 그 위에 강구가 없어서 피스톤 움직임에 따라 강구는 변위  $z(t)$ 로 판스프링을 밀어 올리게 되며 이로 인해 판스프링은 포켓 1을 내리키는 힘을 발생시켜 오리피스를 닫게 되며 따라서 1실의 압력은 증가하게 된다. 이러한 운동은 피스톤에 걸리는 1, 2실의 압력차에 의한 힘이 부하스프링  $k_p$ 에 의한 힘과 평형을 이룰 때까지 계속되어진다. 이러한 원리에 의해 솔레노이드 입력전류를 제어함으로써 피스톤의 위치가 제어된다. 평형상태에서 솔레노이드 전류를 차단하면 포켓밸브는 판스프링에 의해 닫히게 되며 부하스프링에 의해 피스톤은 Null 상태로 복귀하게 된다.

이 같은 시스템의 지배방정식은 다음과 같이 얻어진다.<sup>(1)</sup>

연속방정식으로부터

$$Q_1 - Q_{e1} - Q_3 + Q_i = -A_p \dot{y} + \frac{V_0 - A_p y}{\beta} \dot{P}_1 \quad (1)$$

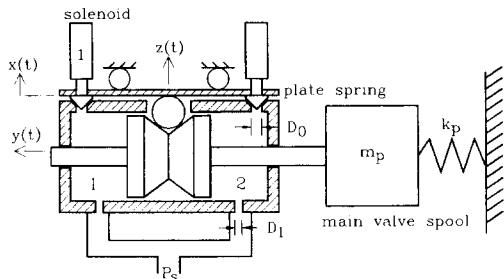


Fig. 1 Schematic of a backcap

$$Q_2 - Q_{e2} - Q_i = A_p \dot{y} + \frac{V_0 + A_p y}{\beta} \dot{P}_2 \quad (2)$$

위의 식에서

- $Q_1$ : 실린더 1실에 유입되는 유량
- $Q_2$ : 실린더 2실에 유입되는 유량
- $Q_3$ : 포켓밸브를 통해 유출되는 유량
- $Q_{e1,e2}$ : 1, 2실에서 실린더 외부로 누유되는 유량
- $Q_i$ : 실린더 2실에서 1실로 누유되는 유량
- $A_p$ : 피스톤의 유효 단면적
- $y$ : 피스톤이 실린더 중앙점으로부터 이동한 변위
- $\beta$ : 사용오일의 bulk modulus

또한 이들 유량들은 아래의 식으로 표시된다.

$$Q_1 = \text{sgn}(P_s - P_1) C_1 A_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_s - P_1|} \quad (3)$$

$$Q_2 = \text{sgn}(P_s - P_2) C_1 A_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_s - P_2|} \quad (4)$$

$$Q_3 = \text{sgn}(P_1) C_0 A_v \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_1|} \quad (5)$$

$$Q_{e1,e2} = C_{e1,e2} P_{1,2} \quad (6)$$

$$Q_i = C_i (P_2 - P_1) \quad (7)$$

위의 식에서

- $C_1, C_0$ : 실린더 유입구 및 포켓밸브 오리피스의 오일 방출계수
- $A_1 = \frac{\pi}{4} D_1^2$ : 실린더 유입구 오리피스의 면적
- $D_1$ : 실린더 유입구 오리피스의 직경
- $A_v$ : 포켓밸브 오리피스의 유량 통과면적
- $P_s$ : 공급 오일의 유압
- $P_1, P_2$ : 실린더 1, 2실의 유압
- $C_e, C_i$ : 외부 및 내부 누유계수

또한 Fig. 2를 참조하면 포켓밸브 오리피스의 통과 단면적  $A_v$ 는 아래의 식으로 표시된다.

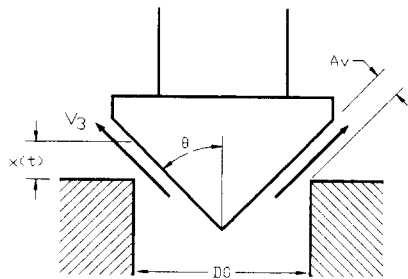


Fig. 2 Poppet valve configuration

$$A_v = \pi(D_0 - x \sin \theta \cos \theta) x \sin \theta$$

when  $0 \leq A_v \leq A_0$

$$= A_0 \quad \text{when } A_v < 0 \text{ or } A_v > A_0 \quad (8)$$

$$A_0 = \frac{\pi}{4} D_0^2 \quad (9)$$

위의 식에서

$A_0$  : 완전열림시 포켓밸브 오리피스 면적

$D_0$  : 포켓밸브 오리피스직경

$x$  : 포켓이 오리피스를 완전히 닫은 위치로부터 들어올려진 변위

$\theta$  : 포켓의 원추각

또한 판스프링의 관계식은 아래와 같다.

$$F_k = k_x x + k_z z \quad (10)$$

여기서,

$F_k$  : 판스프링이 포켓을 눌러내리는 힘

$k_x$  : 변위  $x$ 에 대한 스프링상수

$k_z$  : 변위  $z$ 에 대한 스프링상수

$z$  : 판스프링의 중앙점이 자유상태의 위치로부터 들어올려진 변위

일반적인 슬레노이드의 입력전류와 힘과의 관계식은<sup>(3)</sup>

$$F_s = k_1 \frac{i^2}{(g_0 - x)^2} + k_2 i \quad (11)$$

윗 식에서

$F_s$  : 슬레노이드가 포켓을 당겨 올리는 힘

$i$  : 슬레노이드 전류

$k_1, k_2$  : 슬레노이드 출력계수

$g_0$  : 초기 ( $x=0$  일때) 플러저 간격

또한 슬레노이드 입력전압과 전류의 관계식은

$$v_c = \frac{1}{k_s} \left( i + \tau \frac{di}{dt} \right) \quad (12)$$

여기서,

$v_c$  : 슬레노이드 입력전압

$1/k_s$  : 슬레노이드 전기저항

$\tau$  : 슬레노이드 시정계수

포켓밸브 오리피스를 통해 오일이 포켓을 들어올리는 힘은<sup>(4)</sup>

$$F_h = \frac{\pi}{4} D_0^2 P_1 - \rho Q_3 v_3 \cos \theta$$

$$= \frac{\pi}{4} D_0^2 P_1 - 2 C_0 C_v A_v P_1 \cos \theta \quad (13)$$

여기서,

$F_h$  : 오일에 의한 포켓의 상승력

$$v_3 = \text{sgn}(P_1) C_v \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_1|}$$

: 포켓밸브를 통해 방출되는 오일의 유속

$C_v$  : 포켓밸브 오리피스의 속도계수

포켓의 운동방정식은 1자유도계 모델로 하면

$x \geq 0$  일 때

$$m_v \ddot{x} + b_v \dot{x} = -F_h + F_s + F_k \quad (14)$$

여기서,

$m_v$  : 포켓의 질량

$b_v$  : 포켓의 감쇄계수

Fig. 3의 스프링력 특성을 고려하고 강구에 의한 힘을 무시하여 1자유도계로 가정하면 아래의 피스톤 운동방정식을 얻는다.

$$m_P \ddot{y} + b_P \dot{y} + \text{sgn}(y) k_P (y_0 + |y|) = A_P (P_2 - P_1) \quad (15)$$

여기서,

$m_P$  : 피스톤 및 로드, 주 밸브 스톱의 총질량

$b_P$  : 피스톤 및 주 밸브의 감쇄계수

$k_P$  : 주 밸브 스톱의 스프링상수

$y_0$  : Null 상태에서의 스프링변위

또한 피스톤 변위  $y$ 와 강구 변위  $z$ 는 다음과 같은 관계식을 만족한다.

$$z = z_0 + Hy \quad (16)$$

윗 식에서  $H$ 는 피스톤 외경부의 구배이며,  $z_0$ 는 Null 상태에서의  $z$ 값이다.

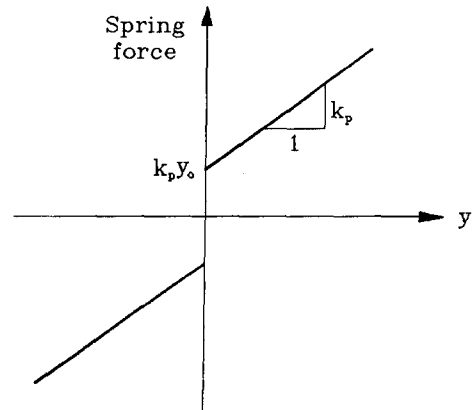


Fig. 3 Load spring force of a flow directional control valve



Table 1 System parameter values

$D_1=1$ mm	$\beta=\infty$	$C_1=C_0=0.6$	$C_v=0.8,$
$k_p=6468$ N/m	$k_s=0.023$ A/V	$H=0.27$	$\theta=45^\circ$
$y_0=15$ mm	$\rho=830$ kg/m <sup>3</sup>	$z_0=A_0 P_s/k_z$	$m_p=0.5$ kg,
$b_p=25$ N·s/m	$m_v=0.018$ kg	$b_v=16.48$ N·s/m	$C_1=0$

prototype 서보실린더에 대한 값들을 사용하였으며, 그 값을 Table 1에 보였다.<sup>(6)</sup>

#### 4.1 계단 귀환 입력응답

유압 서보실린더 시스템의 주요 성능의 하나는 계단입력에 대한 피스톤의 응답이다. 시스템의 입력력은 슬레노이드에 전압을 가함으로써 주어지며, 슬레노이드 입력전류가 0에서 어떤 양의 값으로 주어지는 경우(전진명령)와 어떤 양의 값에서 0으로 주어지는 경우(귀환명령)가 존재한다. 전진명령시 포켓밸브는 열리게 되나 귀환명령시에는 포켓밸브는 닫힌상태로 주 밸브의 스프링력,  $k_p(y_0+y)$ 에 의해 Null 상태로 귀환된다. 따라서 귀환명령시 포켓밸브 관련 설계변수의 영향이 없어 단순하므로 먼저 귀환명령시의 반응을 해석한다. 단순화를 위하여 누유효과와 오일의 압축성을 무시하면, 식 (1)~(7)로부터

$$P_s - P_1 = P_2 - P_s = \frac{\rho A_p^2}{2C_1^2 A_1^2} (\dot{y})^2 \quad (32)$$

이 식을 식 (15)에 대입하여 아래의 식을 얻는다.

$$m_p \ddot{y} + b_p \dot{y} - \frac{\rho A_p^3}{C_1^2 A_1^2} (\dot{y})^2 + k_p (y_0 + y) = 0 \quad (33)$$

윗 식 (33)으로부터 귀환명령시 피스톤반응에 영

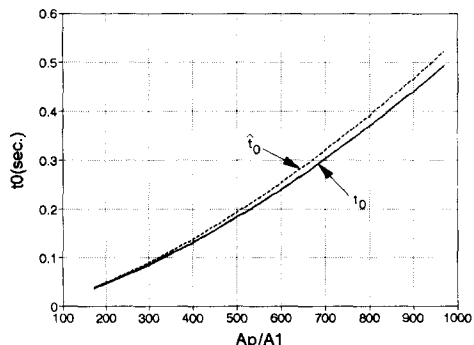


Fig. 5 Variation of returning time with  $A_p/A_1$

향을 미치는 주요 설계변수로서  $A_p/A_1$  변화에 따른 귀환응답특성을 규명하기 위한 수치해석을 수행하였다.

아래의 초기조건과

$$\begin{aligned} \text{초기조건 : } y(0) &= 4 \text{ mm} \\ \dot{y}(0) &= 0 \end{aligned} \quad (34)$$

Table 1의 파라미터 값을 가지고  $A_p/A_1$  변화에 따른 식 (33)의 수치해를 구하였으며  $y(t)=0$  mm 가 되는 귀환시간  $t_0$ 를 구하여 Fig. 5에 실선으로 도시하였다. 그림에서 보는 바와 같이  $A_p/A_1$ 의 증가에 따라 귀환시간이 증가함을 확인할 수 있다.

식 (32)에 보이는 모든 변수들에 의한 영향을 해석하기 위하여  $t_0$ 의 해석적 근사해를 구하였다. 이를 위해 일반적으로 서보실린더 시스템의 경우 허용될 수 있는 아래와 같은 가정을 설정한다.

$$\begin{aligned} y_0 &\gg y \\ \text{스프링력} &\gg \text{관성력} \\ \text{오리피스댐핑} &\gg \text{선형댐핑} \end{aligned} \quad (35)$$

이들 가정으로부터 식 (33)은

$$-\frac{\rho A_p^3}{C_1^2 A_1^2} (\dot{y})^2 + k_p y_0 = 0 \quad (36)$$

$$\therefore \dot{y} \approx -\sqrt{\frac{C_1^2 A_1^2 k_p y_0}{\rho A_p^3}} \quad (37)$$

식 (37)로부터 귀환시간  $t_0$ 의 근사해  $\hat{t}_0$ 는 다음과 같이 결정된다.

$$\hat{t}_0 = y(0) / \sqrt{\frac{C_1^2 A_1^2 k_p y_0}{\rho A_p^3}} \quad (38)$$

식 (38)에 의한 결과를 Fig. 5에 점선으로 보였으며  $\hat{t}_0$ 는 수치해석에 의한  $t_0$ 와 매우 근접해 있음을 알 수 있다.

#### 4.2 계단전진 입력응답

##### 4.2.1 정상상태 피스톤변위

슬레노이드에 계단입력  $v_c(t)$ 가 가해질 때 정상

상태에서의 피스톤변위  $y_e$ 를 구하여 제시된 서보실린더 시스템의 정상상태에서의 입출력 특성을 해석하였다.

앞의 2절의 지배방정식으로부터 시간이 정적 평형을 이룰 때의 관계식을 누유효과와 오일의 압축성을 무시하여 구하면, 식 (1), (2)로부터

$$C_1 A_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - P_{1e})} - C_o A_{ve} \sqrt{\frac{2}{\rho} P_{1e}} = 0 \quad (39)$$

$$C_1 A_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - P_{2e})} = 0 \quad (40)$$

$$A_{ve} = \pi (D_o - x_e \sin \theta \cos \theta) x_e \sin \theta \quad (41)$$

식 (14), (15)로부터

$$0 = -F_{ke} + F_{se} + F_{he} \quad (42)$$

또한 식 (10), (11), (13), (15)로부터

$$F_{ke} = k_x x_e + k_z (z_o + H y_e) \quad (43)$$

$$F_{se} = k_1 \frac{i_e^2}{(g_o - x_e)^2} + k_2 i_e \quad (44)$$

$$\begin{aligned} F_{he} &= A_o P_{1e} - \rho Q_{3e} v_{3e} \cos \theta \\ &= \frac{\pi}{4} D_o^2 P_{1e} - 2 C_o C_v A_{ve} P_{1e} \cos \theta \end{aligned} \quad (45)$$

$$k_p (y_o + y_e) = A_p (P_{2e} - P_{1e}) \quad (46)$$

위의 식들에서 아래첨자  $e$ 는 정적평형상태에서의 값, 즉 정상상태에서의 값들을 의미한다. 식 (39)~(46)로부터 주어진 입력  $i_e$ 에 따른  $x_e$ ,  $y_e$ ,  $P_{1e}$ ,  $P_{2e}$  값을 구할 수 있으며 Table 1의 파라미터 값에 대하여  $i_e$ 에 따른  $y_e$ 의 해를 구하여 그 결과를 Fig. 6에 실선으로 보였다. Fig. 6(a)는 솔레노이드력이 입력전류에 대한 비선형특성을 갖는 경우 ( $k_1 \neq 0$ )이며, Fig. 6(b)는 선형특성을 갖는 경우 ( $k_1 = 0$ )이다. 그림에서 보는 바와 같이 선형특성의 솔레노이드의 경우 정상상태에서의 솔레노이드 입력전류  $i_e$ 와 피스톤변위  $y_e$ 는 매우 선형적인 관계를 가짐을 알 수 있다.

앞의 식 (39)~(46)에서의 모든 시스템 파라미터의 영향을 규명하기 위하여 정상상태의 피스톤변위  $y_e$ 의 근사해  $\hat{y}_e$ 를 구하자.

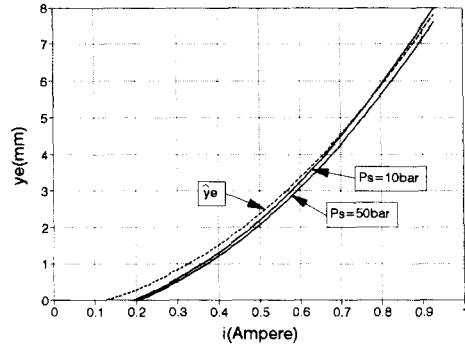
이를 위해 다음과 같은 가정을 설정한다.

$$x_e \ll 1, \text{ i. e., } F_{ke} \approx k_z (z_o + H y_e) \quad (47)$$

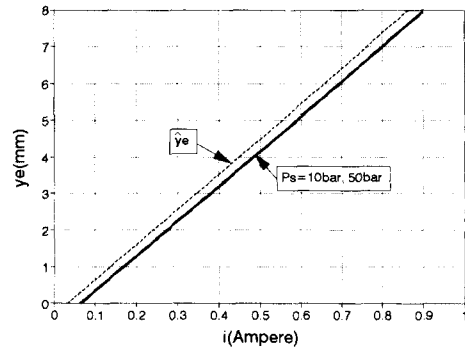
$$A_o P_{1e} \gg \rho Q_{3e} v_{3e} \cos \theta, \text{ i. e., } F_{he} \approx A_o P_{1e} \quad (48)$$

식 (48), (49)를 식 (42)에 대입하여 정리하면

$$P_{1e} \approx [k_z (z_o + H y_e) - F_{se}] / A_o \quad (49)$$



(a)  $k_1 = 0.0002 \text{ N}\cdot\text{m}^2/\text{A}^2$ ,  $k_2 = 3 \text{ N/A}$



(b)  $k_1 = 0$ ,  $k_2 = 20 \text{ N/A}$

Fig. 6 Steady state piston position

식 (40)으로부터

$$P_{2e} = P_s \quad (50)$$

식 (49), (50)을 식 (46)에 대입하여 정리하면

$$\hat{y}_e = \frac{A_p [P_s - (k_z z_o - F_{se}) / A_o] - k_p y_o}{k_p + A_p k_z H / A_o} \quad (51)$$

식 (51)으로부터 구한  $\hat{y}_e$ 를 Fig. 6에 점선으로 보였으며 그 결과는  $\hat{y}_e$ 가  $y_e$  값과 매우 잘 근사적으로 일치하고 있음을 보이고 있다. 또한  $k_1 = 0$  일 때, 즉 솔레노이드력이 솔레노이드 전류에 비례할 때 정상상태 피스톤변위는 솔레노이드 입력전류에 선형적으로 비례하고 있음을 식 (51)과 Fig. 6(b)의 결과로부터 알 수 있다.

#### 4.2.2 상승시간 해석

솔레노이드에 계단입력  $v_c(t)$ 가 가해졌을 때 피스톤 변위  $y(t)$ 의 과도응답 특성해석을 수행하였다. 과도응답 특성은 정상상태 피스톤변위  $y_e$ 의 90%에 도달하는 시간  $t_1$ 으로 고찰하였다.

누유효과, 오일의 압축성, 솔레노이드 전압전류 동특성을 무시하여 (즉  $C_{e1}=C_{e2}=C_e=0$ ,  $\beta=\infty$ ,  $\tau=0$ ) 식 (1)~(16)을 수치해법으로 구하였으며, Table 1의 시스템 파라미터를 사용하여  $y_e=4$  mm 일 때에 대한 결과를 Fig. 7에 보였다. 식 (39)~(46)로부터  $y_e=4$  mm에 대한 솔레노이드 전류  $i$ 가 결정된다.

Fig. 7로부터 공급유압  $P_s=10\sim 50$  bar의 범위에서 다음과 같은 서보실린더 시스템의 주요설계 변수의 영향을 파악할 수 있다. 즉  $A_p/A_1$ 이 증가할

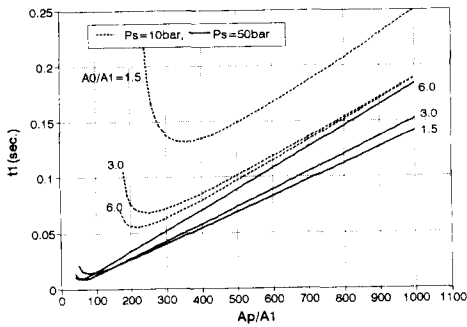
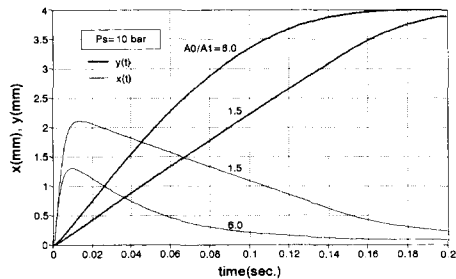
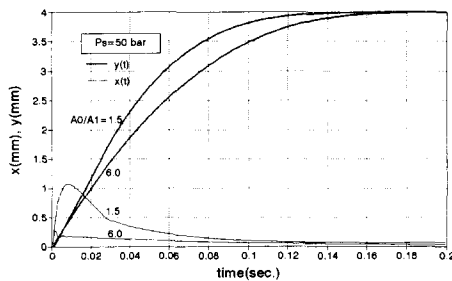


Fig. 7 Rising time of a Backcap piston  $k_1=0$ ,  $k_2=20$  N/A,  $y_e=4$  mm,  $k_x=3773$  N/m,  $k_z=7546$  Nm



(a)  $P_s=50$  bar



(b)  $P_s=10$  bar

Fig. 8 Poppet and piston motions  $k_1=0$ ,  $k_2=20$  N/A,  $y_e=4$  mm,  $k_x=3773$  N/m,  $k_z=7546$  N/m

수록 시스템의 반응속도는 느려져 상승시간은  $A_p/A_1$ 에 거의 선형적으로 증가한다.  $A_0/A_1$ 에 의해 반응속도는 영향을 받으나 그 효과는 공급유압  $P_s$ 에 따라 반전될 수 있으며  $A_0/A_1=6.0$ 의 경우  $P_s$ 에 의한 영향은 매우 작다. 대표적인 경우에 대하여 시간에 따른 포펫변위  $x(t)$ 와 피스톤변위  $y(t)$ 를 Fig. 8에 보였다.  $A_0$ 가 클수록 동일한 포펫 변위에 대하여 포펫밸브의 열림면적  $A_v$ 는 크다. 그러나  $A_0$ 가 크면, 즉 Fig. 8에서  $A_0/A_1=6.0$ 일 때가  $A_0/A_1=1.5$ 일 때에 비해 동일한  $y_e$ 를 얻기위한 솔레노이드 전류가 작게되므로 포펫의 변위가 작게 된다. 따라서  $A_0$ 의 증가가 곧  $A_v$ 의 증가를 의미하지 않으므로  $A_0$ 의 증가에 의한 시스템 반응속도 변화는  $P_s$ 의 변화에 따라 서로 다르게 나타난 것으로 해석된다.

$P_s$ 가 클때 동일한  $y_e$ 를 얻기 위한 포펫 변위  $x_e$ 는 작게 된다. 따라서 동일한  $y_e$ 를 얻기 위해 필요한 솔레노이드 전류는 고압의  $P_s$ 일 때가 작게되므로 고압에서 포펫의 변위는 작게된다. 이것은 Fig. 8(a)의 경우가 Fig. 8(b)의 경우에 비해  $x(t)$ 가 작게 됨을 설명하고 있다. 설명한 바와 같이  $P_s$ 가 크면  $x(t)$ 가 감소하여  $P_s$  증가에 의한 피스톤 속도증가 효과는 감소하게 된다.

이와 같은 수치 시뮬레이션에 의한 결과를 설명하기 위하여 상승시간 해석을 위한 해석적 근사해를 구하였다.

식 (1)~(7)로부터

$$Q_1 - Q_3 = -Q_2 = -A_p \dot{y} \tag{52}$$

$$Q_1 \approx C_1 A_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} P_s} \left(1 - \frac{P_1}{2P_s}\right) \tag{53}$$

$$Q_2 \approx C_1 A_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} P_s} \left(1 - \frac{P_2}{2P_s}\right) \tag{54}$$

$$Q_3 \approx C_0 A_v \sqrt{\frac{2}{\rho} P_s} \left(\frac{1}{2} + \frac{P_1}{2P_s}\right) \tag{55}$$

윗 식 (52)~(55)로부터

$$P_1 \approx 2P_s \left[ \frac{A_p \dot{y}}{\sqrt{\frac{2}{\rho} P_s} (C_1 A_1 + C_0 A_v)} + \frac{C_1 A_1 - \frac{1}{2} C_0 A_v}{C_1 A_1 + C_0 A_v} \right] \tag{56}$$

$$P_2 \approx 2P_s \left[ 1 - \frac{A_p \dot{y}}{C_1 A_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} P_s}} \right] \tag{57}$$

식 (56), (57)을 식 (15)에 대입하여 정리하면

$$\begin{aligned}
 m_p \ddot{y} + \left[ b_p + A_p^2 \sqrt{2\rho P_s} \frac{2C_1 A_1 + C_0 A_v}{C_1 A_1 (C_1 A_1 + C_0 A_v)} \right] \dot{y} + k_p (y_o + y) \\
 = 3A_p P_s \frac{C_0 A_v}{C_1 A_1 + C_0 A_v} \quad (58)
 \end{aligned}$$

식 (58)에서 관성항(좌변 첫째항)과  $b_p$ 를 무시하고  $A_v(t) = A_{va} = \text{constant}$ ,  $y_o \gg y$ 를 가정하면

$$|\dot{y}| \approx \frac{3A_p P_s C_1 A_1 C_0 A_{ve} - k_p y_o C_1 A_1 (C_1 A_1 + C_0 A_{ve})}{A_p^2 \sqrt{2\rho P_s} (2C_1 A_1 + C_0 A_{ve})} \quad (59)$$

$$\hat{t}_1 = 0.9 y_e / |\dot{y}| \quad (60)$$

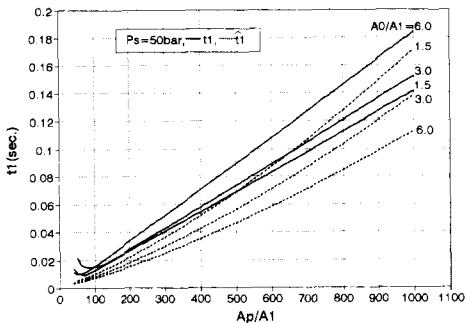
윗 식으로부터 구한  $\hat{t}_1$ 을 Fig. 9에 보였다. 윗 식 (58)은 식 (53)~(55)가 제법 큰 오차를 포함하고 있으므로 해서 Fig. 9에서 보는 바와 같이 정량적인 측면에서는 식 (60)은 상승시간  $t_1$ 과 제법 차이가 있음을 확인할 수 있다. 그러나 정성적인 측면으로는 식 (58)로부터 다음과 같이 주요 시스템 파라미터의 영향을 분석할 수 있다. 즉  $A_p$ 의 증가는 식 (58)의 좌변 두째항인 댐핑을 2승으로 증가시키며 우변인 외력항을 1승으로 증가시키

므로  $A_p$ 에 의한 댐핑증가효과가 더욱 크게 된다. 따라서  $A_p$ 의 증가는 시스템의 반응속도를 느리게 하며 상승시간  $t_1$ 을 증가시킨다. 공급압력  $P_s$ 는 댐핑을 1/2승으로 증가시키며 외력항을 1승으로 증가시키므로 외력항의 증가효과가 큼으로 해서 시스템의 반응속도를 빠르게 하여 상승시간  $t_1$ 을 감소시킨다.  $A_v$ 의 증가는 댐핑을 감소시키고 외력항을 증가시키므로  $A_v$ 가 증가할수록 피스톤 상승속도가 증가하여  $t_1$ 이 감소된다. 그러나  $A_o$ 의 증가가 곧  $A_v$ 의 증가를 의미하지 않으므로  $A_o$ 에 의한 영향은 주어진  $A_p$ ,  $P_s$ 에 따라 다르게 작용할 수 있다. 이같은 결과는 Fig. 7의 수치 시뮬레이션 결과와 일치한다.

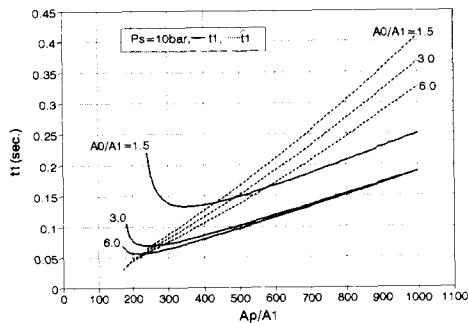
## 5. 실험

### 5.1 장치구성

Fig. 10에 본 실험장치의 구성을 보이고 있으며 Fig. 11은 그 사진을 보이고 있다. 그림에서 보이고 있는 바와 같이 본 실험장치는 개발된 prototype 서보실린더의 피스톤 로드 방향제어밸



(a)  $P_s = 50$  bar



(b)  $P_s = 10$  bar

Fig. 9 Comparison of  $t_1$  and  $\hat{t}_1$

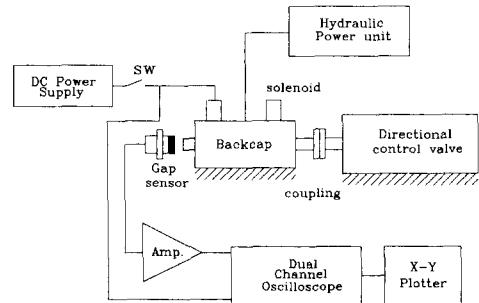


Fig. 10 Schematic of experimental setup

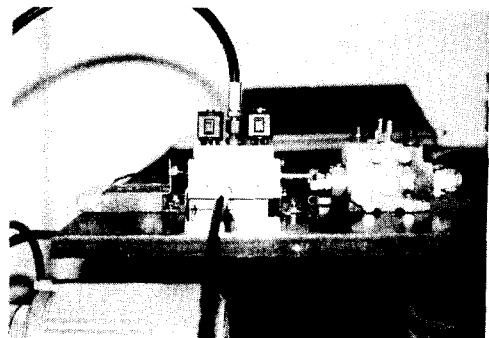


Fig. 11 Photograph of experimental setup



브 스프링이 커플링되어 연결된다. Prototype 서보 실린더는 판 스프링의 초기변위  $z_0$ 를 나사에 의해 조절할 수 있게 되어있으며 솔레노이드의 초기 플런저 간격  $g_0$ 도 나사에 의해 조절할 수 있도록 되어 있다. DC-power supply와 스위치의 ON-OFF에 의해 솔레노이드에 계단입력  $v_c$ 가 가해지며, 피스톤의 변위는 gap sensor에 의해 측정된다. 공급유압  $P_s$ 는 유압파워 유니트의 릴리프 밸브를 조정하여 원하는 값으로 설정한다. Gap sensor로부터의 신호는 Dual channel 오실로스코프에 의해 측정되며 XY plotter를 사용하여 기록한다.

5.2 실험결과 및 토론

상술한 바와 같은 실험을 통하여 얻은 피스톤의

계단입력에 대한 출력 변위  $y(t)$ 를 Fig. 12에 보였으며 식 (1)~(16)과 Table 1, Table 2의 데이터를 이용한 수치 시뮬레이션 결과를 Fig. 13에 보였다. 유압 서보실린더 시스템의 여러 파라메타의 영향을 다양하게 실험적으로 규명하기 위하여는 각각의 서보실린더 시스템을 모두 제작하여야 하므로 어려움이 있다. 이런 이유로 본 실험에서는 공급유압  $P_s$ 와 솔레노이드 입력전압을 바꾸어가며 그 영향을 실험적으로 관찰하였다. 이와 같은 실험을 통하여 본 연구에서 제시한 유압 서보실린더 시스템이 성공적으로 작동함을 확인할 수 있었다. Fig. 12의 결과를 고찰하면 공급유압  $P_s$ 가 클수록, 정상상태 피스톤변위  $y_e$ 가 클수록(즉, 솔레노이드 공급점류가 클수록), 상승속도가 증가하는 경향을 알

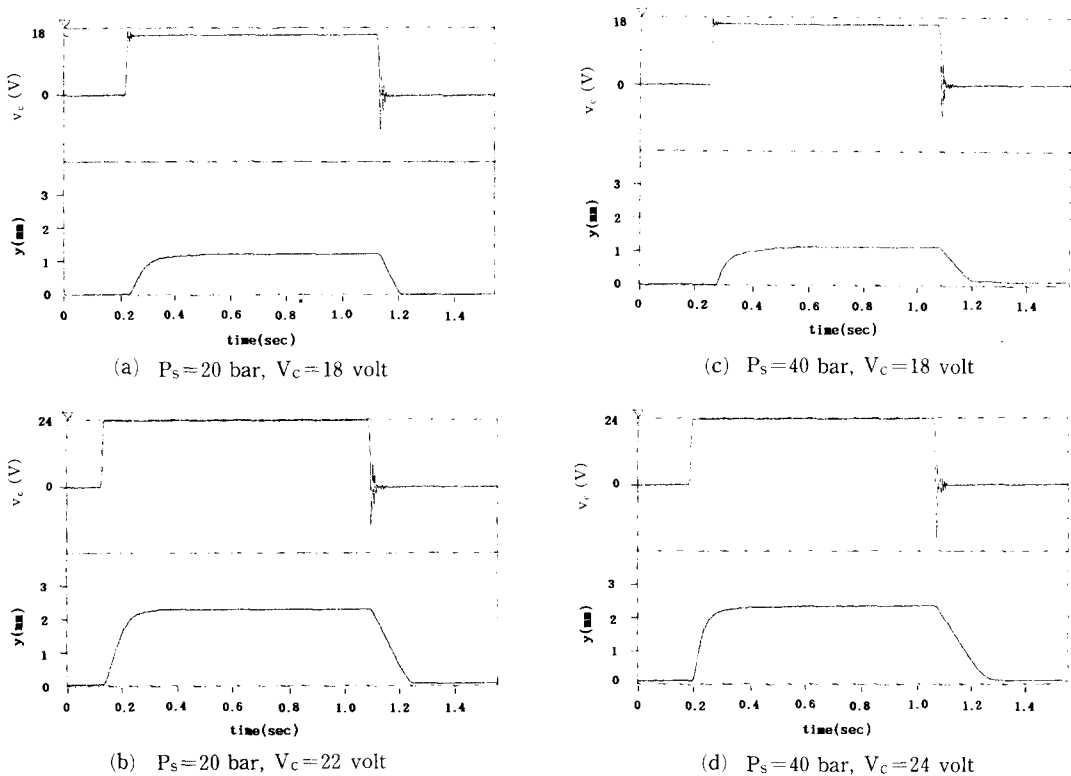
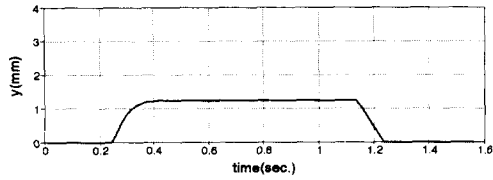


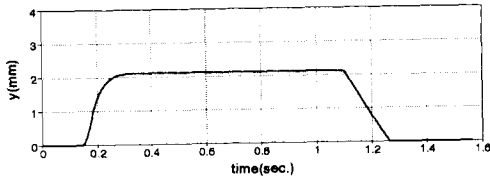
Fig. 12 Step response of a piston

Table 2 Experimental results of prototype backcap parameters

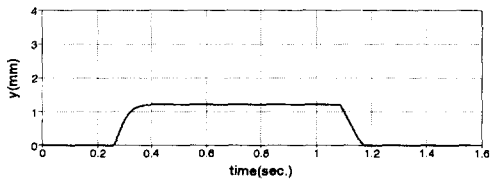
$C_{e1} = .12 \times 10^{-10}$	$C_{e2} = .16 \times 10^{-10}$	$k_1 = .188 \times 10^{-3} \text{ N} \cdot \text{m}^2 / \text{A}^2$
$k_2 = 3,115 \text{ N/A}$	$\tau = .015 \text{ sec.}$	$k_x = 3773 \text{ N/m}$
$k_z = 7546 \text{ N/m,}$	$D_0 = 2 \text{ mm}$	$A_p = .46181 \times 10^{-3} \text{ m}^2$



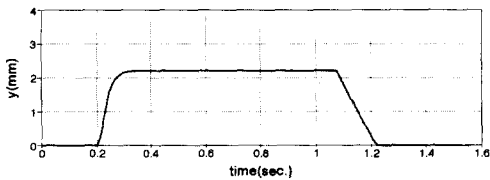
(a)  $P_s=20$  bar,  $V_c=18$  volt



(b)  $P_s=20$  bar,  $V_c=22$  volt



(c)  $P_s=40$  bar,  $V_c=18$  volt



(d)  $P_s=40$  bar,  $V_c=24$  volt

Fig. 13 Step response of a piston motion

수 있으며, 이 같은 결과는 앞의 2장 이론해석 결과와 일치함을 알 수 있다. 또한 Fig. 12의 실험결과와 Fig. 13의 이론 수치시뮬레이션 결과를 비교하면 정량적으로 잘 일치됨을 확인할 수 있으며, 이는 이론해석에서 사용된 관련 식들이 적합했음을 의미한다. 그러나 귀환시의 피스톤운동을 살펴보면 이론적으로는 공급유압  $P_s$ , 포켓 오리피스 면적에 무관하게 동일해야 하나 서로 다르게 나타나는 경우가 있음을 알 수 있다. 이것은 이론해석시 고려하지 않은 마찰, 누유효과, 피스톤 로드와 방향제어밸브 스프링축의 어긋남 등에 의한 영향인 것으로 생각된다.

### 6. 결론

본 연구에서는 유압시스템의 원격제어를 위한 서

보실린더 시스템의 개발에 관한 연구를 수행하였다. 본 연구에서 제시한 유압 서보실린더 시스템은 별도의 센서나 서보밸브가 없는 일체형으로 그 구조가 단순하여 자체의 메카니즘에 의한 기계적 피이드백에 의해 제어되는 것에 특징이 있다. 유압 서보실린더 시스템의 주요 시스템 파라미터의 영향을 솔레노이드의 계단입력에 대한 서보실린더 시스템의 피스톤 변위 출력특성 해석을 통해 규명하였다. 출력특성으로서 정상상태 피스톤변위, 상승속도, 귀환속도를 해석하였으며 해석적 방법, 수치시뮬레이션에 의한 이론해석을 수행하였다. Prototype 서보실린더 시스템을 개발하고 실험을 수행하여 그 성능을 확인하고 이론해석 결과와 비교 검토하였다.

이와 같은 연구를 통하여 얻은 결론은 아래와 같다.

(1) 솔레노이드 입력전류와 정상상태 피스톤변위의 선형성은 솔레노이드 전류-힘 특성에 의해 지배되며 솔레노이드가 선형적 전류-힘 특성을 가질 경우 서보실린더 시스템의 입력 전류-정상상태 피스톤변위 출력은 선형적 관계를 가진다.

(2) 정상상태 피스톤변위의 근사식은 아래와 같으며,

$$\hat{y}_e = \frac{A_p \{ P_s - (k_z z_0 - F_{se}) / A_0 \} - k_p y_0}{k_p + A_p k_z H / A_0}$$

이 식으로부터 정상상태 피스톤변위에 미치는 주요 설계변수의 영향이 규명된다.

(3) 솔레노이드 입력전류들 OFF시킬 때의 피스톤 귀환은 피스톤 유효단면적  $A_p$ 와 실린더 입구 오리피스 단면적  $A_1$ 에 의해 지배되며 귀환속도의 근사식은 다음과 같다.

$$|\hat{y}| = \sqrt{\frac{C_1^2 A_1^2 k_p y_0}{\rho A_p^3}}$$

윗 식은 서보실린더 시스템의 부하인 방향제어밸브 스프링의 초기변위  $y_0$ 가 피스톤변위  $y$ 에 비해 훨씬 큰 경우에 성립한다.

(4) 솔레노이드 계단 입력전류에 대한 피스톤 상승속도는 귀환의 경우에 비해 매우 복잡하며 그 근사식은 다음과 같다.

$$|\hat{y}| = \frac{3A_p P_s C_1 A_1 C_o A_{ve} - k_p y_0 C_1 A_1 (C_1 A_1 + C_o A_{ve})}{A_p^2 \sqrt{2\rho P_s} (2C_1 A_1 + C_o A_{ve})}$$

유압 서보실린더 시스템 주요 설계변수에 의한 영향은 다음과 같이 정성적으로 설명된다.

- 피스톤 유효단면적  $A_p$ 가 증가함에 따라 상승 속도는 거의 선형적으로 감소한다.
  - 포켓 밸브 오리피스 면적  $A_0$ 의 영향은 공급 유압  $P_s$ 에 따라 서로 상반되게 나타날 수 있으며 저압에서는  $A_0$  증가에 따라 상승속도의 향상을, 고압에서는 상승속도의 감소를 가져오는 결과를 보인다.
  - $P_s$ 의 증가는 상승속도의 향상을 가져오나  $A_0/A_1 \geq 3.0$ 의 경우에 그 효과가 별로 크지 않다.
  - 판스프링의 스프링상수  $k_x$ ,  $k_z$ , 피스톤 외경 부 구배  $H$ , 입력전류  $i$ 가 클수록 상승속도는 증가한다.
- (5) 본 연구에서 제시한 서보실린더 시스템의 상승시간과 귀환시간의 대략적 크기는 0.1초 정도로 시정수 0.04초에 해당된다.
- (6) Prototype 개발과 그 성능실험 결과는 본 연구에서 제시한 원리의 유압 서보실린더 시스템이 성공적으로 작동하는 것과 이론해석 결과와 일치하고 있음을 확인하여준다.

## 후 기

이 연구는 한국과학재단협력연구과제(과제번호

93-10-00-03-2) 지원에 의해 수행되어졌으며 이에 감사드립니다.

## 참고문헌

- (1) Merritt, H. E., 1967, *Hydraulic Control Systems*, Wiley, New York.
- (2) Dunham, B., "A New Stepper Motor Controlled Back Cap for Mobil Electrohydraulic Valves," *Commercial Intertech Coop.*, 192-1404, pp. 211~225.
- (3) Herbert C. Roters, 1941, *Electromagnetic Devices*, John Wiley and Sons, 6th ed.
- (4) McCloy, D. and Martin, H. R., 1980, *Control of Fluid Power*, John Wiley and Sons.
- (5) LeQuoc, S., Cheng, R. M. H. and Limaye, A., 1987, "Investigation of an Electrohydraulic Servovalve with Tuneable Return Pressure and Drain Orifice," *Trans. of the ASME, J. of Dynamic Systems, Measurement and Control*, Vol. 109, Sep., pp. 276~285.