

유압밸브의 원격제어를 위한 Backcap 시스템 설계 연구

이 재 규*, 명 태 식*, 김 경 진**, 김 옥 현***

Design of a Backcap System for Remote Control of Hydraulic Valves

Jae-Gyu Lee*, Jae-Sik Myung*, Kyung-Jin Kim**, Ock-Hyun Kim*

ABSTRACT

Backcap is an electric remote control system for the operation of directional flow control valves. This paper presents a new type of backcap system which is characterized by its simple construction. The backcap is essentially a hydraulic cylinder of which the piston is connected to a spool of hydraulic valve and controlled by input current. An inherent feedback is imposed on its mechanism so that no artificial one is needed. Characteristics of the backcap is verified by stability analysis, transient motion and steady state positioning for step inputs. Design parameter analyses have been executed by some analytical approaches and computer simulations, which lead to their optimal valves. These results contributed to an effective new backcap system and its design strategy.

Key Words : Backcap, Remote control, Hydraulic valves, Electro-Mechanical Interface, Servo Control

1. 서 론

Backcap 시스템이란 Fig. 1에서 보는 바와 같이 유압밸브의 스톱에 연결되어 전기적 제어 입력에 따라 유압의 힘을 이용하여 주 밸브의 스톱위치를 제어하는 것으로 유압기계의 원격제어 및 자동화를 위한 장치이다 (1). 이 시스템은 주 밸브 뒤에 모자 모양으로 붙어있다 해서 Backcap이라 불리우고 있다.

Backcap 시스템의 중요성은 원격제어와 자동화 측면에서 찾을 수 있다. 크레인, 굴삭기 등 많은 기계장치에 유압이 사용되고 있음은 주지의 사실이다. 이와 같

은 유압시스템에서 밸브의 원격제어는 위험사고로부터의 작업자 보호 및 성력화의 장점으로 그 중요성이 증대되고 있다.

유압밸브의 전자제어는 Servo Valve에서 볼 수 있다 (2). 1st Stage Servo Valve는 전자력에 의해 주 밸브의 스톱을 제어하므로 큰 용량의 밸브제어를 위해서는 크기가 커지고 가격이 높아지는 단점이 있다. 2nd Stage Servo Valve는 주 밸브 스톱과 EMI(Electro-Mechanical Interface)가 일체형으로 되어 있으며, 보통 Feedback에 의해 제어되고 있으므로 가격이 고가인 단점이 있다. 이에 비해 Backcap 시스템은 주 밸브와

* 충북대학교 공과대학 기계공학과

** 광림기연㈜

*** 충북대학교 공과대학 기계공학과 부교수

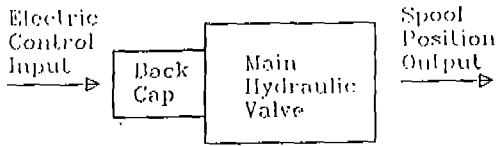


Fig.1 A backcap system for hydraulic valves

EMI가 분리형으로 主 밸브에 별도의 가공이 필요하지 않으므로 가격이 상대적으로 저렴하며 유압의 힘을 이용하므로 크기가 작은 장점을 갖는다.

본 논문에서는 유압시스템의 원격제어 및 자동화에 응용될 수 있는 새로운 형식의 Backcap 시스템을 제시하였으며 해석적 방법과 수치 시뮬레이션을 통하여 그 설계방안과 성능에 관한 연구 결과를 제시하였다.

2. Backcap의 구조 및 지배방정식

본 논문에서 연구하고자 하는 시스템을 아래의 Fig.2에 보였다. 그림에서 보는 바와 같이 작업자는 Joy Stick이나 기타 기구를 조작하여 솔레노이드에 공급전류를 변화시킨다. 솔레노이드는 공급 전류에 비례하는 힘으로 Poppet 1을 들어 올리며 판 스프링에 의해 Poppet 변위 $x(t)$ 가 발생된다. 이로 인해 Backcap 실린더 1실의 오피리스가 열려 유압강하가 발생되며 Backcap 피스톤은 좌측으로 이동된다.

Backcap 피스톤은 외경부에 구배를 가지며 그 위에 강구가 없어져 피스톤 움직임에 따라 강구는 판스프링을 밀어올리게 되며 이로 인해 Poppet 1을 다시 내려미는 힘이 발생된다. 이 힘이 솔레노이드에 의해 Poppet을 들어 올리는 힘 이상이 될 때 오피리스는 닫히게 되며 Backcap 피스톤은 정지한다. 솔레노이드 전류가 크면 Poppet을 들어 올리는 힘이 크므로 이를 상쇄시킬 수 있는 강구의 위치는 높게 되고 따라서 피스톤의 이동거리가 크게 된다.

즉, 솔레노이드 전류를 제어함으로써 Backcap 피스톤의 위치 $y(t)$ 를 제어하게 되며 결국 피스톤에 연결된 主 밸브 스톱의 위치를 제어하게 된다. 솔레노이드 전류를 차단하면 실린더 1, 2실의 Poppet 밸브는 닫히게 되며 主 밸브 스톱에 연결된 스프링에 의해 Backcap 피스톤은 실린더 중앙점인 Null 상태로 복귀하게 된다.

이같은 Backcap 시스템의 지배방정식은 다음과 같이

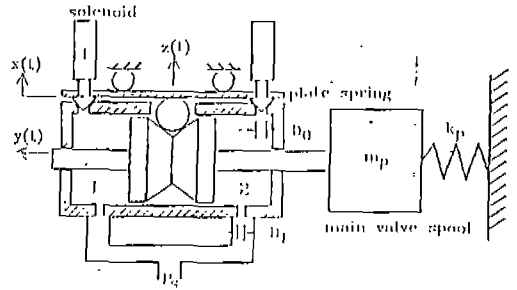


Fig.2 Schematic of a backcap

언어진다(2).

연속방정식으로부터

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

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

윗 식에서

- Q_1 : 실린더 1실에 유입되는 유량
- Q_2 : 실린더 2실에 유입되는 유량
- Q_3 : Poppet 밸브를 통해 유출되는 유량
- $Q_{e1,2}$: 1, 2실에서 실린더 외부로 누유되는 유량
- Q_i : 실린더 2실에서 1실로 누유되는 유량
- A_P : 피스톤의 유효 단면적
- y : 피스톤이 실린더 중앙점으로부터 이동한 변위
- β : 사용오일의 Bulk Modulus

또한 이들 유량들은 아래의 식으로 표시된다.

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

$$Q_2 = \text{sgn}(P_s - P_2) C_2 A_2 \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_s - P_2|} \quad (4)$$

$$Q_3 = \text{sgn}(P_1) C_0 A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_1|} \quad (5)$$

영향을 정성적으로 파악하기 위하여 해석적 방법으로 근사해를 구한다.

식(3) ~ (5)로부터

$$Q_1 = C_1 A_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} P_s} \left(1 - \frac{P_1}{2P_s} \right) \quad (39)$$

$$Q_2 = C_1 A_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} P_s} \left(1 - \frac{P_2}{2P_s} \right) \quad (40)$$

$$Q_3 = C_0 A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} P_s} \left(\frac{1}{2} + \frac{P_1}{2P_s} \right) \quad (41)$$

단순화를 위하여 누유 효과와 오일의 압축성을 무시하면 앞 식들과 식(1), (2)로부터

$$P_1 = \frac{2\sqrt{P_s}}{\sqrt{\frac{2}{\rho} C_1 R_5 \left[1 + \frac{C_0}{C_1} R_2^2 R_A \right]}} \dot{y} + \frac{2P_s \left(1 - \frac{1}{2} \frac{C_0}{C_1} R_2^2 R_A \right)}{1 + \frac{C_0}{C_1} R_2^2 R_A} \quad (42)$$

$$P_2 = \frac{-2\sqrt{P_s}}{\sqrt{\frac{2}{\rho} C_1 R_5}} \dot{y} + 2P_s \quad (43)$$

$$R_A = 4x \tan \theta / D_0 \quad (44)$$

$$R_5 = \frac{A_1}{A_p} \quad (45)$$

Poppet 밸브의 고유진동수가 피스톤의 고유진동수에 비해 매우 크다고 가정하고 식(11)로부터 Flow Force 항을 무시하고 식(28), (29)를 대입하면

$$x = H y_n - \frac{F_c}{k_v} - H y \quad (46)$$

식(42), (43), (44)를 식(12)에 대입하여 정리하면 $R_2 < 1$ 일 때

$$m_p \ddot{y} + \left(b_p + \frac{16A_p^2 \sqrt{P_s} R_2^2}{\sqrt{\frac{2}{\rho} C_1 \pi D_0^2}} \right) \dot{y} + \left(k_p + 12A_p P_s \frac{C_0}{C_1} R_2^2 H \tan \theta / D_0 \right) y = 12A_p P_s \frac{C_0}{C_1} R_2^2 \left(y_n H - \frac{F_c}{k_v} \right) \tan \theta / D_0 \quad (47)$$

윗 식(47)로부터 Backcap 운동의 템핑에 큰 영향을 미치는 설계 변수로는 A_p , R_2 , D_0 임을 알 수 있다.

즉 A_p , R_2 가 증가할수록 D_0 가 작을수록 시스템의 템핑이 증가됨이 정성적으로 예측된다.

식(47)로부터 식(38)에 정의한 바 있는 γ_y 의 근사해를 구하면

$$\gamma_y = \frac{\left(\frac{D_0}{12 R_3 \frac{C_0}{C_1} R_2^2 \tan \theta} \right) y_n + \frac{F_c}{k_v}}{H + \frac{D_0}{12 R_3 \frac{C_0}{C_1} R_2^2 \tan \theta}} \quad (48)$$

이 식은 R_2 , R_3 , k_v , H 가 클수록, 또한 y_n , F_c , D_0 가 작을수록 γ_y 가 감소함을 보이고 있다.

4-2-3 수치 시뮬레이션 및 최적화 설계

앞의 해석적 근사해 결과를 참고하여 수치 시뮬레이션을 수행하였다.

Poppet 밸브의 특성상 Poppet의 최대 허용변위 x_{max} 는 아래식으로 제한되는 것이 바람직하다. Fig. 3을 참조하면

$$x_{max} = \frac{D_0 \cdot 2}{\tan \theta} \approx \frac{k_i i_{max}}{k_v} \quad (49)$$

윗 식과 식(29)로부터

$$H \approx \frac{x_{max}}{y_{n, max}} \quad (50)$$

Null 상태에서의 Poppet 밸브 접촉력, F_c 는 유압의 변동을 고려하여 아래와 같이 결정한다.

$$F_c = 0.1 A_0 P \quad (51)$$

계단식 명령의 경우 Backcap 시스템의 주요 비교 응답 특성은 Settling time, t_s 와 오차 γ_y 이다. 앞의 4.1절 해석 결과인 귀환시 Settling time을 최소로 하는 R_1 값

$$R_1 = \frac{A_p^2}{k_p A_1^2} = 0.00005 \text{ m}^3 / \text{N} \quad (52)$$

와 식(50), (51), Table 1, Table 2의 변수값으로 앞의 식(1) ~ (13)의 수치해를 구하였다. Backcap 구조설계의 연구관점에서 Solenoid의 응답 지연 특성을

무시하여 앞의 해석적 근사해를 참고로 하여 주요 설계 변수로서 R_2 , D_0 의 변화에 따른 정상상태의 피스톤 변위 기준 $\pm 5\%$ 의 Settling time, t_s 와 오차 γ_y 를 구하여 그 결과를 Fig. 7, 8에 보였다. Fig. 7은 $t_s \leq 0.04$ sec를 만족하는 R_2 , D_0 의 범위중 Fig. 8에 보인 바와 같이 γ_y 의 최소치가 도시되는 범위를 보이고 있으며 Fig. 8의 결과는 4-2-1절에서 설명한 방법에 의한 결과와 잘 일치됨이 확인되었다. Null 상태로의 귀환시 최소 t_s 가 Fig. 4에 보인 바와 같이 0.04 sec 이므로 전진시 $t_s < 0.04$ 범위 내에서 γ_y 를 최소로 하는 변수를 최적 설계 변수로 취하면 Fig. 7, Fig. 8에 보인 바와 같이

$$D_0 = 0.004 \text{ m} \quad (53)$$

$$R_2 = D_{11}/D_1 = 1.7 \quad (54)$$

을 얻는다.

Fig. 9, 10, 11에 각각 피스톤 유효면적 A_p , Poppet 오리피스 직경 D_0 , $R_2 = D_0/D_1$ 의 변화에 따른 피스톤 운동 $y(t)$ 와 평형상태의 피스톤 위치 y_e 를 보였다. 그림에서 보는 바와 같이 A_p , R_2 가 증가할수록, D_0 가 감소할수록 뎀핑이 증가하며 γ_y 가 감소하고 있다. 이 결과는 해석적 방법에 의한 근사해 식(47), (48)의 결과와 잘 일치하고 있다.

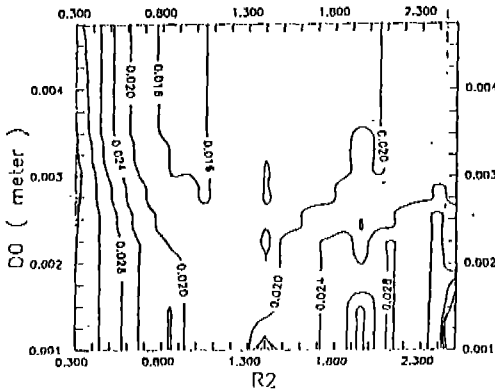


Fig. 7 Variation of settling time t_s with R_2 and D_0

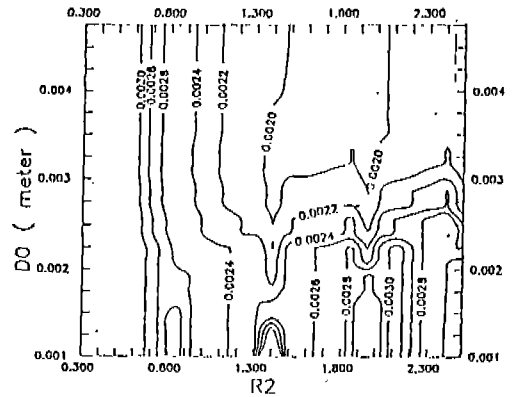


Fig. 8 Variation of γ_y with R_2 and D_0

Table 2 System parameters values for forward command

| | | |
|---------------------------------------|--|---|
| $y_n = y_{n, \max} = 0.008 \text{ m}$ | $C_0 = 0.75$ | $C_v = 0.7$ |
| $\theta = 45^\circ$ | $\omega_v = \sqrt{\frac{k_v}{m_v}} = 1000 \text{ rad/s}$ | $\zeta_v = \frac{b_v}{2\sqrt{m_v k_v}} = 0.1$ |
| $k_v = 30000 \text{ N/m}$ | $R_1 = \frac{A_p^3}{k_p A_1^2} = 0.00005 \text{ m}^3/\text{N}$ | |
| I. C. ; $y(0) = \dot{y}(0) = 0$ | | |
| $x(0) = \dot{x}(0) = 0$ | | |
| $P_1(0) = P_2(0) = P_s$ | | |

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

윗 식에서

- C_1, C_0 : 실린더 유입구 및 Poppet 밸브 오리피스의 오일 방출 계수
- $A_1 = \frac{\pi}{4} D_1^2$: 실린더 유입구 오리피스의 면적
- D_1 : 실린더 유입구 오리피스의 직경
- A_v : Poppet 밸브 오리피스의 유량 통과 면적
- P_s : 공급 오일의 유압
- P_1, P_2 : 실린더 1, 2의 유압
- C_e, C_i : 외부 및 내부 누유 계수

또한 Fig. 3을 참조하면 Poppet 밸브 오리피스의 통과 단면적 A_v 는 아래의 식으로 표시된다.

$$A_v = \begin{cases} R_A, & x \leq \frac{D_0}{2 \tan \theta} \\ A_0, & x > \frac{D_0}{2 \tan \theta} \end{cases} \quad (8)$$

$$R_A = 1 - \left(1 - \frac{2x \tan \theta}{D_0}\right)^2 \quad (9)$$

윗 식에서

- $A_0 = \frac{\pi}{4} D_0^2$: 완전 열림시 Poppet 밸브 오리피스 면적
- D_0 : Poppet 밸브 오리피스 직경

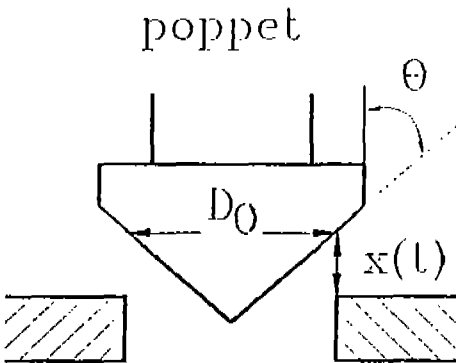


Fig. 3 Poppet valve configuration

- x : Poppet이 오리피스를 완전히 닫은 위치로부터 들어 올려진 변위

- θ : Poppet의 원추각

또한 판스프링의 관계식이 아래와 같을 경우를 생각하자.

$$F_s = k_v(x + z) \quad (10)$$

여기서

- F_s : 판스프링이 Poppet을 누르는 힘

- k_v : 스프링 상수

- z : 판스프링의 중앙점이 자유상태의 위치로부터 들어 올려진 변위

이제 Poppet의 운동방정식은 1자유도계 모델로 하면 $x \geq 0$ 일때

$$\begin{aligned} m_v \ddot{x} + b_v \dot{x} + k_v x &= k_i i - k_v z + \frac{\pi}{4} D_0^2 P_1 \\ - \rho Q_3 v_3 \cos \theta &= k_i i - k_v z + \frac{\pi}{4} D_0^2 P_1 \\ - 2 C_0 C_v A_v P_1 \cos \theta & \end{aligned} \quad (11)$$

여기서

- m_v : Poppet의 질량

- b_v : Poppet의 감쇄계수

- k_i : 솔레노이드의 출력계수

- i : 솔레노이드를 흐르는 전류

- v_3 : Poppet 밸브를 통해 방출되는 오일의 유속

- C_v : Poppet 밸브 오리피스의 속도계수

또한 피스톤의 운동방정식은 강구에 의한 힘을 무시하고 1자유도계로 가정하면

$$m_p \ddot{y} + b_p \dot{y} + k_p y = A_p(P_2 - P_1) \quad (12)$$

여기서

- m_p : Piston 및 Rod, 주 밸브 스톱의 총질량

- b_p : Piston 및 주 밸브의 감쇄계수

- k_p : 주 밸브 스톱의 스프링 상수

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

$$z = z_0 + H y \quad (13)$$

윗 식에서 H는 피스톤 외경부의 구배이며 z₀는 Null 상태에서의 z값이다.

3. 안정성 해석

어떤 임의의 평형상태로부터의 변화량을 Δ를 사용하여 표시하고 평형상태의 값을 아래첨자 0를 사용하여 표시하자. 단순화를 위해 누유효과를 무시하면, 즉 C_{e1} = C_{e2} = C_i = 0으로 할 때 식(1)~(13)으로부터 아래와 같은 선형화된 식을 얻는다.

$$\Delta Q_1 - \Delta Q_3 = -A_P \Delta \dot{y} + \frac{V_0 - A_P y_0}{\beta} \Delta \dot{P}_1 \quad (14)$$

$$\Delta Q_2 = A_P \Delta \dot{y} + \frac{V_0 + A_P y_0}{\beta} \Delta \dot{P}_2 \quad (15)$$

$$\Delta Q_1 = \frac{-C_1 A_1}{\rho \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - P_{1,0})}} \Delta P_1 = -K_1 \Delta P_1 \quad (16)$$

$$\Delta Q_2 = \frac{-C_1 A_1}{\rho \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - P_{2,0})}} \Delta P_2 = -K_2 \Delta P_2 \quad (17)$$

$$\begin{aligned} \Delta Q_3 &= \frac{C_0 A_{v,0}}{\rho \sqrt{\frac{2}{\rho} P_{1,0}}} \Delta P_1 \\ &+ C_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} P_{1,0}} \pi D_0 \left(1 - \frac{2x_0 \tan \theta}{D_0} \right) \tan \theta \Delta x \\ &= K_3 \Delta P_1 + K_4 \Delta x \quad (18) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} m_v \Delta \ddot{x} + b_v \Delta \dot{x} + (k_v + K_5) \Delta x \\ = k_4 \Delta i - k_v H \Delta y + K_3 \Delta P_1 \quad (19) \end{aligned}$$

$$K_5 = \frac{\pi}{4} D_0^2 - 2C_0 C_v \cos \theta A_{v,0}$$

$$\begin{aligned} K_3 &= 2C_0 C_v \cos \theta \pi D_0 \left(1 - \frac{2x_0 \tan \theta}{D_0} \right) \tan \theta P_{1,0} \end{aligned}$$

$$m_P \Delta \ddot{y} + b_P \Delta \dot{y} + k_P \Delta y = A_P (\Delta P_2 - \Delta P_1) \quad (20)$$

위의 식(14)~(20)으로 아래식과 같은 Backcap 시스템의 전달함수를 얻는다.

$$\begin{aligned} \frac{\Delta y(s)}{\Delta i(s)} &= \frac{G_P(s) A_P}{1 + G_P(s) A_P} \frac{\frac{K_1 + K_3}{K_2 + \frac{V_0 + A_P y_0}{\beta} s}}{\frac{K_4 G_v(s) k_4 + \frac{V_0 - A_P y_0}{\beta} s + K_4 K_5 G_v(s)}{A_P s + K_4 G_v(s) k_v H}} \\ &\quad \left[\frac{K_1 + K_3 + \frac{V_0 - A_P y_0}{\beta} s + K_4 K_5 G_v(s)}{K_1 + K_3 + \frac{V_0 - A_P y_0}{\beta} s + K_4 K_5 G_v(s)} \right] \quad (21) \end{aligned}$$

여기서

$$G_v(s) = \frac{1}{m_v s^2 + b_v s + k_v + K_5} \quad (22)$$

$$G_P(s) = \frac{1}{m_P s^2 + b_P s + k_P} \quad (23)$$

사용 오일의 압축성 효과를 무시하고 (β = ∞), Poppet 밸브의 고유진동수가 피스톤의 고유진동수에 비해 매우 크다고 하면 (즉, G_v(s) = $\frac{1}{k_v + K_5}$) 특성방정식은 아래의 식으로 단순화 된다.

$$\begin{aligned} m_P s^2 + \left(b_P + \frac{A_P^2}{K_2} + \frac{A_P^2}{(K_1 + K_3)} \right. \\ \left. \frac{(k_v + K_5)}{(k_v + K_5) + K_4 K_5} \right) s + \left(k_P + \frac{1}{(K_1 + K_3)} \right. \\ \left. \frac{A_P K_4 k_v H}{(k_v + K_5) + K_4 K_5} \right) = 0 \quad (24) \end{aligned}$$

앞의 식에서 K₁~K₆는 모두 양의 값을 가지므로 식(24)의 특성방정식으로부터 본 Backcap 시스템은 앞의 가정이 성립되는 경우 항상 안정함을 알 수 있다. 그러나 식(11)에서 알 수 있듯이 Poppet 운동은 x ≥ 0인 경우에만 성립되는 것으로 Poppet 운동계는 x=0에서 불연속성을 갖는 비선형 시스템이다. 따라서 이같은 비선형 효과를 고려한 안정성 해석 연구가 필요하나 본 연구 범위에서는 다루지 않았다.

4. Backcap 설계 변수의 영향

4-1 계단식 귀환 명령 응답

Backcap의 주요 성능의 하나는 계단입력에 대한

Backcap 피스톤의 응답이다. 시스템의 계단입력은 슬레노이드 입력 전류로 주어지며 입력 전류가 0에서 어떤 양의 값으로 주어지는 경우(전진 명령)와 어떤 양의 값에서 0으로 주어지는 경우(귀환 명령)가 서로 다르게 된다. 전진 명령시 Poppet 밸브는 열리게 되나 Null 상태로의 귀환 명령시에는 Poppet 밸브는 닫힌 상태로 주밸브의 스프링력, k_p , $y(t)$ 에 의해 원위치 된다. 따라서 귀환명령시 Poppet 밸브 관련 설계 변수의 영향이 없으므로 먼저 귀환 명령시의 반응을 해석한다. 단 순화를 위하여 누유효과와 오일의 압축성을 무시하면 식(1) ~ (7)로부터

$$P_s - P_1 = P_2 - P_s = \frac{\rho A_P^2}{2C_1^2 A_1^2} (\dot{y})^2 \quad (25)$$

이 식을 식(11)에 대입하여 아래의 식을 얻는다.

$$\frac{1}{\omega_P^2} \ddot{y} + \frac{2\zeta_P}{\omega_P} \dot{y} + \text{sgn}(\dot{y}) \frac{\rho A_P^3}{C_1^2 k_P A_1^2} (\dot{y})^2 + y = 0 \quad (26)$$

$$\text{이 식에서 } \zeta_P = \frac{b_P}{2\sqrt{m_P k_P}}, \quad \omega_P = \sqrt{\frac{k_P}{m_P}}$$

이며 이것은 각각 피스톤의 감쇄비, 고유진동수이다.

윗 식(26)으로부터 귀환 명령시 피스톤 반응에 영향을 미치는 주요 설계 변수로서

$$R_1 = \frac{A_P^3}{k_P A_1^2} \quad (27)$$

를 선정한다.

일반적으로 유압 서보 시스템의 경우를 고려하여(3)

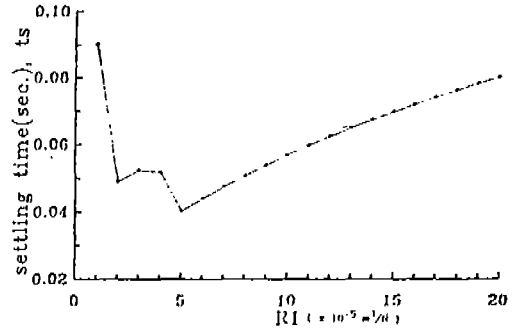


Fig.4 Variation of settling time with R_1

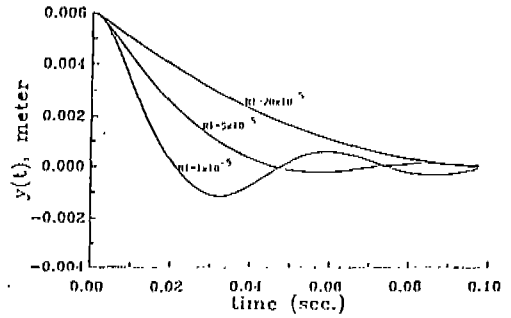


Fig.5 Pistion motion for return to the null position

Table 1 System parameters values

| | | |
|--|--|--|
| $A_P = 0.0005 \text{ m}^2$ | $k_P = 10000 \text{ N/m}$ | $\omega_P = 120 \text{ rad/s}$ |
| $\zeta_P = .1$ | $\rho = 830 \text{ kg/m}^3$ | $\beta = .8 \times 10^9 \text{ N/m}^2$ |
| $P_s = .5 \times 10^7 \text{ N/m}^2$ | $C_1 = 0.61$ | $C_i = .15 \times 10^{-10}$ |
| $C_e = .2 \times 10^{-12}$ | $V_0 = A_P \times (y_0 + 0.003) \text{ m}^3$ | |
| I.C. ; $y(0) = 0.006 \text{ m}$ | | |
| $\dot{y}(0) = \dot{x}(0) = \dot{x}(0) = 0$ | | |
| $P_1(0) = P_2(0) = P_s$ | | |
| $i(0) = 0$ | | |

Table 1과 같은 변수값을 사용하여 R_1 의 변화에 따른 $y(t)$ 의 수치해를 구하였다. Fig. 4에 $\pm 0.05y(0)$ 기준 Settling time, t_s 를 보였으며 Fig. 5에 그 몇가지 경우의 $y(t)$ 를 보였다. Fig. 4에서 보는 바와 같이 $R_1 = 0.00005 \text{ m}^3/\text{N}$ 일 때 t_s 가 최소가 됨을 알 수 있다.

4-2 계단식 전진 명령 응답

4-2-1 정상상태 피스톤 변위

Null 상태에서 솔레노이드 입력전류가 계단식으로 주어졌을 경우 정상상태의 피스톤 변위를 해석하자.

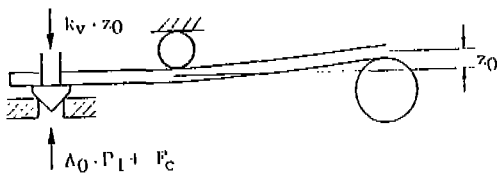
Fig. 6에서 보이고 있는 바와 같이 Null 상태에서의 관스프링 변위 z_0 에 의해 Poppet 밸브의 접촉력, F_c 를 주는 경우를 생각하자. 즉,

$$F_c = k_v z_0 - \frac{\pi}{4} D_0^2 P_1 \quad (28)$$

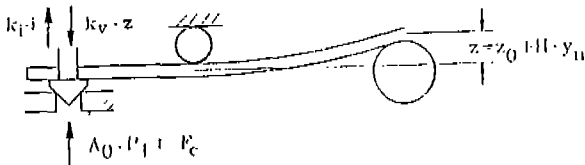
이제 솔레노이드에 입력 전류 i 에 의해 Poppet 밸브가 열리고 피스톤의 이동에 의해 z 가 증가하여 Poppet 밸브를 같은 접촉력 F_c 로써 닫게될 때의 피스톤 변위를 y_n 으로 정의하면, Fig. 6에서 Poppet의 힘의 평형조건으로부터

$$y_n = \frac{k_i i}{k_v H} \quad (29)$$

정상상태에서 피스톤은 정적 평형을 이루어야 하므로



(a) At null, $x=0$, $y=0$ and $z=z_0$



(b) At $y=y_n$, $x=0$ and $z=z_0 + H \cdot y_n$

Fig. 6 Definition of y_n

$$k_P y = A_P (P_2 - P_1) \quad (30)$$

식(1)~(9)에서 누유효과와 압축성을 무시하면 정적 평형시

$$P_1 = P_s \frac{1}{1 + \left(\frac{C_0}{C_1}\right)^2 R_2^4 R_A^2} \quad (31)$$

$$P_2 = P_s \quad (32)$$

$$R_2 = \frac{D_0}{D_1} \quad (33)$$

식(12), (31)~(33)에서

$$y = R_3 \frac{\left(\frac{C_0}{C_1}\right)^2 R_2^4 R_A^2}{1 + \left(\frac{C_0}{C_1}\right)^2 R_2^4 R_A^2} \quad (34)$$

$$R_3 = \frac{A_P P_s}{k_P} \quad (35)$$

식(8), (9), (11), (13), (29), (31)에서 $\dot{x} = \ddot{x} = 0$ 일 때

$$x = H y_n + R_4 \left[\frac{1 - 2 C_0 C_v R_A \cos \theta}{1 + \left(\frac{C_0}{C_1}\right)^2 R_2^4 R_A^2} \right] - (z_0 + H y) \quad (36)$$

$$R_4 = \frac{A_0 P_s}{k_v} \quad (37)$$

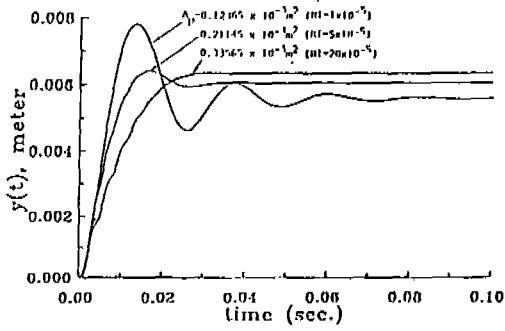
식(34), (36)에서 평형상태의 피스톤 변위를 구할 수 있으며 이 값을 y_e 로 표시하자. 이제 y_n 으로부터의 y_e 의 이탈거리 γ_y 를 아래와 같이 정의한다.

$$\gamma_y = y_n - y_e \quad (38)$$

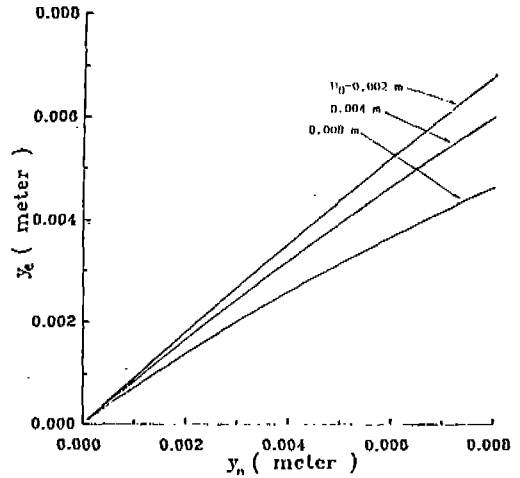
식(29)에서 정의한 y_n 은 솔레노이드 입력 전류 i 에 비례하므로 오차 γ_y 가 작을수록 i 와 피스톤의 정상상태 위치 y_e 가 선형적 비례관계에 가까움을 의미한다. 따라서 γ_y 는 Backcap 시스템의 입력 i 와 출력 y_e 의 선형성을 표현하는 파라미터가 된다.

4-2-2 해석적 근사해

계단식 전진 명령시 Backcap 피스톤의 응답 특성에 영향을 미치는 변수의 수가 매우 많으므로 이들 변수의

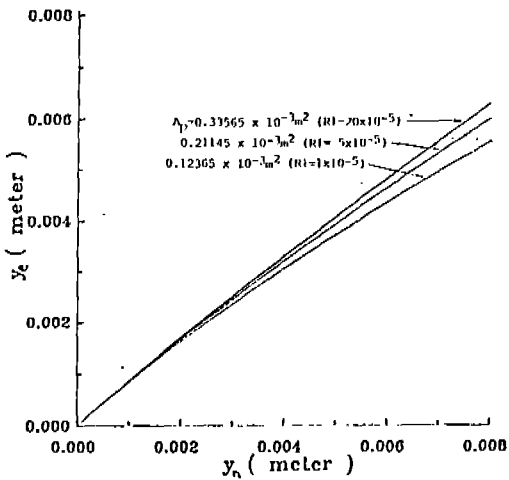


(a) $y(t)$



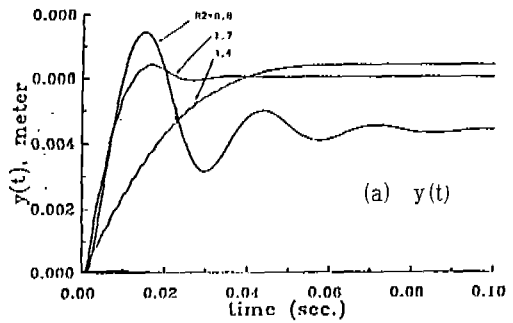
(b) y_e

Fig.10 Effects of D_0 on $y(t)$ and y_e ($R_2=D_0/D_1=1.7$, $A_p=0.21145 \times 10^{-3} m^2$)

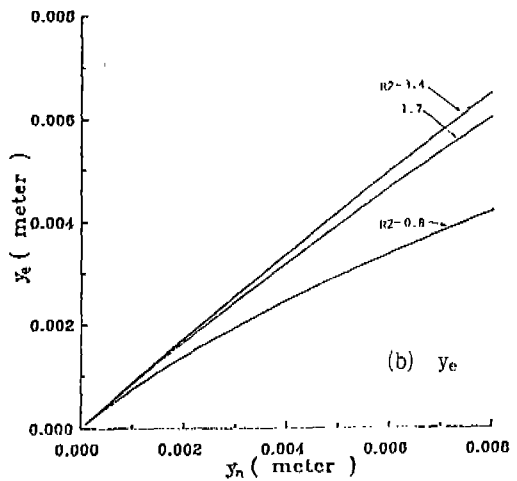


(b) y_e

Fig.9 Effects of A_p on $y(t)$ and y_e ($R_2=D_0/D_1=1.7$, $D_0=0.004m$)

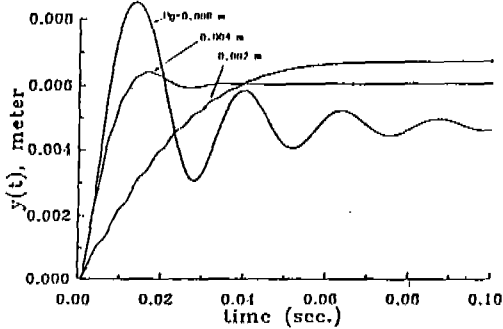


(a) $y(t)$



(b) y_e

Fig.11 Effects of R_2 on $y(t)$ and y_e ($D_0=0.004m$, $A_p=0.21145 \times 10^{-3} m^2$)



(a) $y(t)$

5. 토 론

본 연구에서 제시하고 있는 Backcap 시스템의 장점 중 하나는 그 구조가 매우 단순한 것이다. 또한 별도의 센서를 이용한 Feedback이 없이 Backcap의 Mechanism에 의해 Force Feedback에 의해 피스톤 위치가 제어된다.

그러나 식 (28)로 표시되는 Poppet 밸브의 점축력에 의해 Null 상태에서 솔레노이드 입력 전류에 대한 Dead Band가 존재한다. 또한 식 (29)로 표현되는 y_n 과 Fig. 9~Fig. 11에서 보인 바와 같이 피스톤 정상상태 변위 y_e 가 선형적 관계가 아님을 알 수 있다. 이것은 식 (29)에서 알 수 있는 바와 같이 솔레노이드 입력 전류 i 와 정상상태의 피스톤 변위 y_e 가 서로 선형적 관계가 성립되지 않음을 보여주고 있는 것이다.

이와 같은 비선형 효과와 Dead Band를 극복하기 위한 소극적 방법으로는 실험을 통하여 솔레노이드 입력 전류 i 와 정상상태의 피스톤 변위에 대한 데이터를 얻고 이것에 근거하여 원하는 피스톤 위치를 얻기 위한 입력 전류 i 를 주는 방법이 있으며 적극적 방법으로는 센서를 사용하여 피스톤 변위를 Feedback하여 솔레노이드 입력 전류 i 를 제어하는 방법이 있다. 이 경우 Backcap의 성능은 정밀도 범위에서 크게 향상될 것이 기대된다.

6. 결 론

본 연구에서는 유압밸브의 원격제어 및 자동화를 위한 Backcap 시스템을 제시하였다. 이론해석을 통하여 그 주요 변수의 영향을 해석하였으며 최적화 설계 방안을 제시하였다.

최적화의 기준은 계단식 명령에 대한 Backcap 피스톤의 응답특성인 Settling time과 명령에 대한 정상상태 오차로써 비교하였다. 그 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 본 연구에서 제시하고 있는 Backcap은 Settling time, $t_s \leq 0.04$ sec의 성능으로 동작될 수 있다.

- 2) 시스템 성능에 영향을 미치는 주요 설계변수는 귀환

$$\text{시에는 } R_1 = \frac{A_p^3}{k_p A_1^2}, \text{ 전진시에는 } D_0, R_2 = \frac{D_0}{D_1},$$

A_p 이며, R_1, R_2, A_p 가 몰수록, D_0 가 작을수록 댐핑이 증가한다.

- 3) Table 1, Table 2의 시스템 변수의 경우에 t_s 와 γ 를 최소화 하는 이들 변수의 최적값은 다음과 같다.

후 기

이 연구는 1993년도 한국과학재단협력연구과제 (과제번호 93-10-00-03-2) 지원에 의한 결과임. 이에 감사드립니다.

$$D_0 = 0.004 \text{ m}$$

$$R_2 = D_0 / D_1 = 1.7$$

$$R_1 = \frac{A_p^3}{k_p A_1^2} = 0.00005 \text{ m}^3 / \text{N}$$

참고문헌

1. B. Dunham, "A New Stepper Motor Controlled Back Cap for Mobil Electrohydraulic Valves", Commercial Intertech Coop., 192-1404, pp.211~225
2. H. E. Merritt, Hydraulic Control Systems, Wiley, New York, 1967
3. S. LeQuoc, R. M. H. Cheng, A. Limaye, "Investigation of an Electrohydraulic Servo-valve with Tuneable Return Pressure and Drain Orifice", Trans. of the ASME, J. of Dynamic System, Measurement and Control, Vol. 109, Sep., 1987, pp.276~285