

스위칭 제어 모드를 이용한 유압펌프의 유량/압력/동력 제어 Flow/Pressure/Power Control of Hydraulic Pump Utilizing Switching Control Mode

정동수 · 김형의

D. S. Jung and H. E. Kim

Key Words : Hydraulic Pump(유압펌프), Switch Mode(전환모드), Flow Control(유량제어), Pressure Control(압력 제어), Power Control(동력제어), Regulator(레귤레이터)

Abstract: The electro-hydraulic pump is usually used in testing equipments which require one control function. But until now, it is not applied to industrial equipments which are exposed to severe working environment and require various control functions. This paper proposes a technique which controls continuously flow, pressure and power by utilizing switching control mode. Mathematical model is developed from the continuity equation for the pressurized control volume and the torque balance for the swash plate motion. To simplify the model we make the linear state equation by differentiating the nonlinear model. We analyze the stability and disturbance by using the state variable model. Finally, we review the control performances of flow, pressure and power by tests using PID controller.

기호 설명

<p>A_c : 서보실린더의 제어압력부 단면적</p> <p>A_p : 유압펌프의 피스톤 단면적</p> <p>A_s : 서보실린더의 공급압력부 단면적</p> <p>C_{bp} : 유압펌프의 전체누유</p> <p>D_p : 배재용적</p> <p>e : 사판의 회전중심과 피스톤 볼의 수직거리</p> <p>J_{sp} : 사판의 관성 모멘트</p> <p>K : 기름의 체적탄성계수(bulk modulus of oil)</p> <p>K_s : 서보실린더의 반력 스프링 상수</p> <p>K_v : EPPRV의 비례계수</p> <p>K_f : 사판의 마찰계수</p> <p>L : 사판의 회전중심과 서보실린더 볼의 거리</p> <p>L_s : 경사각이 "0"일 때 반력 스프링의 압축거리</p> <p>m_h : 홀딩 판(holding plate)의 질량</p> <p>m_p : 유압펌프의 피스톤 질량</p> <p>m_s : 서보실린더의 질량</p>	<p>n : 유압펌프의 피스톤 수량</p> <p>P_c : 서보실린더의 제어압력</p> <p>P_d : 토출압력</p> <p>P_s : 서보실린더의 공급압력</p> <p>Q_a : 유압액추에이터에 공급되는 유량</p> <p>Q_{th} : 유압펌프의 이론유량</p> <p>R : 유압펌프의 피치원 반경(pitch circle radius)</p> <p>u : EPPRV의 입력신호</p> <p>V_d : 유압펌프와 유압액추에이터 사이의 체적</p> <p>α : 사판의 경사각</p> <p>α_m : 사판의 최대 경사각</p> <p>ω : 유압펌프의 회전속도</p> <p>γ : 밸브판의 타이밍 각(timing angle)</p> <p>δ_1 : 밸브판의 토출포트에 있는 그루브 각</p> <p>δ_2 : 밸브판의 흡입포트에 있는 그루브 각</p> <p>ν : 그루브(groove)의 형상계수</p>
---	--

1. 서 론

접수일 : 2007년 10월 10일
 정동수(책임저자): 한국기계연구원 유공압팀
 E-mail : jds667@kimm.re.kr,
 TEL : 042-868-7154
 김형의 : 한국기계연구원 유공압팀

가변용량형 유압펌프는 유량, 압력, 그리고 동력을 제어함으로써 유압시스템을 간략화하고 동력전달효율을 높일 수 있다. 유압펌프를 제어하는 레귤레이터(regulator)는 유압밸브와 연결 링크들로 구성된 기

제-유압식과 전자센서와 전자유압밸브로 구성된 전자-유압식이 있다. 기계-유압식은 구조가 복잡하고 제어성능이 떨어지지만 전자-유압식에 비하여 두 개 이상의 제어기능을 가질 수 있기 때문에 많이 이용되고 있다. 전자-유압식은 작업환경에 민감하고 가격이 비싸지만 구조가 간단하고 제어성능이 우수하기 때문에 첨단장비의 급속한 발전과 더불어 요구수요가 확대되고 있다. 따라서 전자-유압식 레귤레이터를 탑재한 유압펌프에 대한 관심이 집중되면서 활발한 연구가 진행되었다.

G. Edge¹⁾는 피스톤의 평균토크를 이용한 펌프의 운동학적인 모델링을 연구하여 작동조건에 따라 유압펌프의 동적거동을 연구하였다. 그리고 G. Zeiger²⁾는 밸브판에서 그루브의 형상과 타이밍각도(timing angle)의 변화에 대한 연구를 수행하여 피스톤이 사판에 미치는 토크를 선형적으로 모델링하였다.

전자-유압식 펌프는 압력제어 또는 유량제어와 같은 두 개의 제어기를 동시에 사용할 경우 작동조건에 따라 제어위치들이 서로 다르므로 제어기를 전환할 때 충격이 발생될 수 있어 한 개 이상의 제어기능을 갖기가 어렵다. 종래에는 유압펌프를 제어하기 위하여 응답특성이 우수한 전자서보밸브³⁾가 많이 적용되었다. 이 밸브는 민감하여 작동유의 오염과 진동 및 충격에 노출되는 중장비에 탑재되면 신뢰성과 내구성이 저하된다.

이러한 문제점들을 해결하기 위하여 본 논문에서는 Fig. 1과 같이 비교적 가격이 저렴하고 환경에 둔감한 전자비례감압밸브(EPPRV)를 이용하여 유량, 압력, 그리고 동력을 연속적으로 제어할 수 있는 제어기술을 제안한다. 또한 서보실린더에 반력 스프링

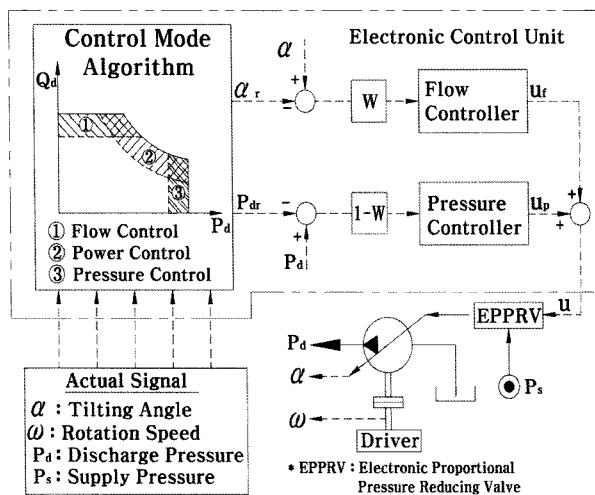


Fig. 1 Structure of control system for an electro-hydraulic pump

(reaction spring)을 설치하여 제어시스템의 안정성을 확보하고 PID 제어를 이용한 실험을 통하여 유량, 압력, 그리고 동력의 제어성능을 검토한다.

2. 모델링

2.1 물리적 제어모델

Fig. 2는 EPPRV를 이용하여 사판식 피스톤 유압펌프를 제어하는 물리적 제어모델을 보여주고 있다. EPPRV는 사판의 경사각(tilting angle)을 제어하는 서보실린더의 압력을 제어한다. 가변되는 경사각에 의하여 유량, 압력 그리고 동력이 제어된다. EPPRV에 의하여 제어부의 압력이 상승되면 서보실린더는 사판의 경사각을 감소시킨다. 제어의 질을 개선하고 선형화모델 유도를 용이하게 하기 위하여 EPPRV에 일정압력을 공급한다.

2.2 수학적 모델

2.2.1 가압체적에 대한 연속방정식

유압펌프에서 유압액추에이터까지의 검사체적(control volume)을 V_d 로 정의하면 연속방정식은 다음과 같이 표현된다⁴⁾.

$$\dot{P}_d = \frac{KD_p}{V_d} \omega \tan \alpha - \frac{KC_{lp}}{V_d} P_d - \frac{K}{V_d} Q_d \quad (1)$$

펌프의 누설유량은 토출압력(P_d)에 정비례하기 때문에 누설유량계수(C_{lp})는 일정상수로 나타낼 수 있다.

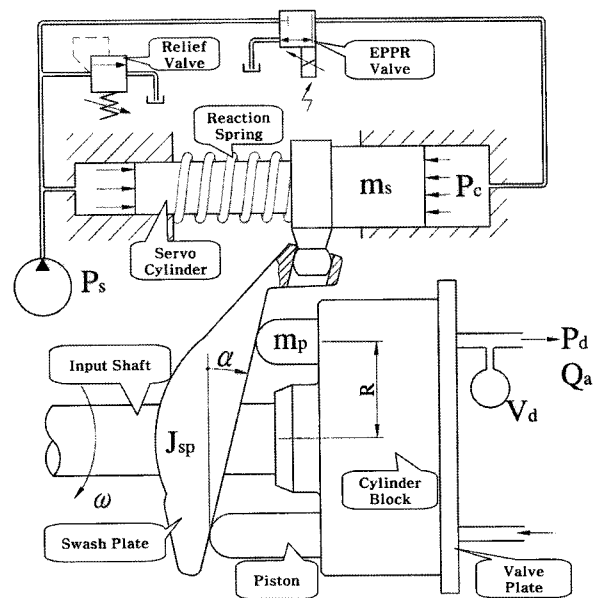


Fig. 2 Physical model of the control system for the pump

2.2.2 사판운동에 대한 토크평형식

토출압력에 의한 피스톤의 힘, 반력 스프링의 힘, 축이 회전할 때 피스톤과 홀딩판(holding plate)의 관성력 그리고 서보실린더의 제어압력과 관성력이 사판에 토크로 작용한다.

경사각(α)이 충분히 작다는 것을 고려하고 사판에 작용하는 토크성분들을 합성하면 2계 미분방정식인 사판의 운동방정식 (2)가 얻어진다⁵⁾. 실험으로부터 얻은 사판의 전체 운동마찰계수 K_f 가 이 식에 추가 된다.

$$J_t \ddot{\alpha} + 2(J_p + J_h + J_s) \alpha \dot{\alpha}^2 - (J_p + J_h) \omega^2 \alpha + K_f \dot{\alpha} = (a_1 + a_2 + a_3) P_d + \{A_s - A_c K_v (u - u_{\min})\} P_s L + K_s L (L_s - L \alpha) \quad (2)$$

여기서 $J_t = J_{sp} + J_h + J_p + J_s$, $J_p = \frac{nm_p R^2}{2}$

$$J_h = \frac{m_h R^2}{2}, \quad J_s = m_s L^2$$

$$a_1 = \frac{n A_p R \sin \gamma \exp(-\frac{\omega}{\nu})}{\pi}$$

$$a_2 = \frac{n A_p R \{ \sin(\gamma - \delta_1) + \sin(\gamma - \delta_2) \} \{ 1 - \exp(-\frac{\omega}{\nu}) \}}{2\pi}$$

$$a_3 = \frac{n A_p e \left[\pi + (\delta_2 - \delta_1) \{ 1 - \exp(-\frac{\omega}{\nu}) \} \right]}{2\pi}$$

2.2.3 상태 모델

식(1)과 식(2)로부터 $x_1 = P_d$, $x_2 = \alpha$, $x_3 = \dot{\alpha}$, $u_1 = u$, $u_2 = Q_a$ 로 3개의 상태변수와 2개의 입력변수들을 정의하면 3개의 상태미분방정식이 얻어지며 이들 중 1개가 비선형으로 나타난다. 국부영역에서 선형화된 근사식을 얻기 위하여 경사각이 최대(α_m)이고 토출압력이 "0"일 때의 조건을 평형점(equilibrium point)으로 정의하면 평형점에서 $x_{1e} = 0$, $x_{2e} = \alpha_m$ 이므로 나머지 상태량을 찾으면 식(3)이 된다.

$$x_{3e} = 0 \quad (3a)$$

$$u_{2e} = D_p \alpha_m \omega \quad (3b)$$

$$u_{1e} = u_{\min} + \frac{(J_p + J_h) \omega^2 \alpha_m}{A_c L P_s K_v} + \frac{A_s}{A_c K_v} \quad (3c)$$

따라서 평형점에서 선형화된 상태방정식으로 유도하면 식(4)로 표현된다.

$$\dot{\delta x}_1 = \zeta_1 \delta x_1 + \zeta_2 \delta x_2 + \zeta_u \delta u_2 \quad (4a)$$

여기서 $\zeta_1 = -\frac{K C_{tp}}{V_d}$, $\zeta_2 = \frac{K D_p \omega}{V_d}$, $\zeta_u = -\frac{K}{V_d}$

$$\dot{\delta x}_2 = \delta x_3 \quad (4b)$$

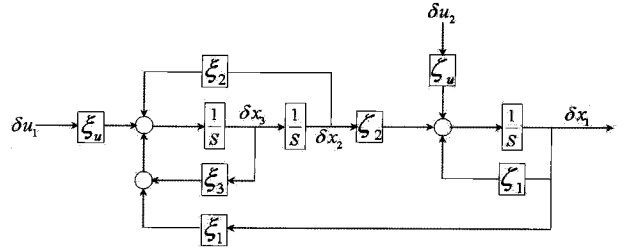


Fig. 3 Block diagram of the state variable model

$$\dot{\delta x}_3 = \xi_1 \delta x_1 + \xi_2 \delta x_2 + \xi_3 \delta x_3 + \xi_u \delta u_1 \quad (4c)$$

여기서 $\xi_1 = \frac{(a_1 + a_2 + a_3 \alpha_m)}{J_t}$, $\xi_2 = \frac{(J_p + J_h) \omega^2 - K_s L^2}{J_t}$

$$\xi_3 = -\frac{K_f}{J_t}, \quad \xi_u = -\frac{A_c L K_v P_s}{J_t}$$

식(4)을 상태방정식으로 표현하면 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} \dot{\delta x}_1 \\ \dot{\delta x}_2 \\ \dot{\delta x}_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \zeta_1 & \zeta_2 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ \xi_1 & \xi_2 & \xi_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta x_1 \\ \delta x_2 \\ \delta x_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & \zeta_u \\ 0 & 0 \\ \xi_u & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta u_1 \\ \delta u_2 \end{bmatrix} \quad (5)$$

Fig. 3은 개회로제어(open loop control)의 블록선도를 보여주고 있다.

3. 제어기 설계

3.1 유량제어

Fig. 4는 토출압력이 외란으로 작용하는 유량제어 시스템의 블록선도를 보여주고 있으며 각 요소들에 대한 전달함수는 다음과 같다.

$$C_f(s) = \frac{k_d s^2 + k_p s + k_i}{s} \quad (6)$$

$$G_f(s) = \frac{\xi_u D_p \omega}{s^2 - \xi_3 s - \xi_2} \quad (7)$$

$$N(s) = \frac{\xi_1}{\xi_u} \quad (8)$$

$$I(s) = \frac{D_p \alpha_m \omega}{s} \quad (9)$$

여기서 u_f 와 P_d 는 각각 Fig. 3에 있는 δu_1 와 δx_1 이다. 그리고 $G_f(s)$ 은 δu_1 에서 δx_2 까지 전달함수이며 경사각을 유량으로 변환하기 위하여 $D_p \omega$ 가 곱해져

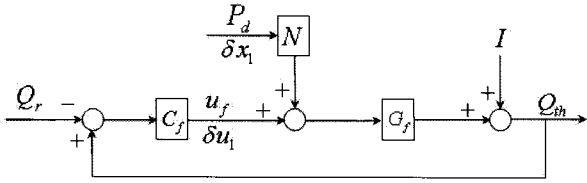


Fig. 4 Block diagram of the flow control system

있다. 유량제어시스템이 안정하기 위해서는 식(7)의 ξ_2 와 ξ_3 가 음수이어야 한다. $G_f(s)$ 의 특정방정식을 조사하면 s-평면의 좌반부에 두 개의 극점이 존재하는데 한 개는 원점 근방에 존재한다. PI 제어기를 사용하면 적분게인에 따라 진동이 심하거나 응답이 상당히 지연된다. P와 PD 제어기는 이러한 문제를 어느 정도 해소할 수 있지만 정상상태 오차가 존재한다. 따라서 PID제어기가 최적이며 계단입력에 대한 응답특성을 조사하여 적절한 P, I, D 게인들을 선정한다.

3.2 압력제어

Fig. 5는 토출유량이 외란으로 작용하는 압력제어시스템의 블록선도를 보여주고 있다.

$$C_p(s) = \frac{k_p s + k_i}{s} \quad (10)$$

$$G_p(s) = \frac{\zeta_2 \xi_u}{s^3 - (\zeta_1 + \xi_3)s^2 + (\zeta_1 \xi_3 - \xi_2)s + (\zeta_1 \xi_2 - \zeta_2 \xi_1)} \quad (11)$$

$$D(s) = \frac{(s^2 - \xi_3 s - \xi_2)\zeta_u}{\zeta_2 \xi_u} \quad (12)$$

여기서 u_p 는 Fig. 3에 있는 EPPRV의 입력신호 δu_1 이다. $\zeta_1 < 0$, $\zeta_2 > 0$, $\xi_1 < 0$, $\xi_2 < 0$ 그리고 $\xi_3 < 0$ 이므로 $G_p(s)$ 의 모든 극점들이 항상 s-평면의 좌반부에 존재하므로 시스템이 안정하다는 것을 알 수 있다. 그리고 모든 극점들이 s-평면의 원점에서 멀리 떨어져 응답이 빠르기 있기 때문에 정상상태 오차가 없는 PI제어기가 적당하다. 계단입력에 대한 응답특성을 조사하여 적절한 P, I 게인들을 선정한다.

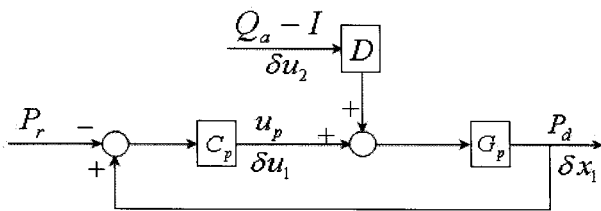


Fig. 5 Block diagram of the pressure control system

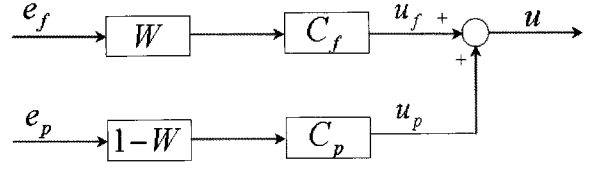


Fig. 6 Switch mode diagram of the flow control and pressure control

3.3 동력제어

동력은 유량과 압력의 곱으로 표현되므로 제어하고자 하는 동력이 결정되면 토출압력에 따라 기준유량을 산출한 다음 Fig. 4와 같은 유량제어를 수행하면 된다.

3.4 스위칭 제어 모드

Fig. 6은 작동조건에 따라 유량과 압력제어기를 전환할 수 있는 스위치 모드를 보여주고 있다.

전환기법은 전환점에서 EPPRV에 인가되는 유량과 압력의 제어신호가 서로 동일해야 한다. 이와 관련하여 제어시스템에서 다음과 같은 세 개의 조건을 필요로 한다. 첫째, 가능한 정상상태조건에서 전환이 이루어져야 한다. 둘째, 유량제어기는 적분제어를 사용하여야 한다. 셋째, 유량제어는 압력을 외란으로 하고 압력제어는 유량을 외란으로 하여야 한다. 일반적으로 유압시스템을 제어하는 유압펌프는 세 개의 조건을 모두 충족하고 있다.

EPPRV에 인가되는 제어신호는 다음과 같다.

$$u = u_f + u_p \quad (13)$$

전환기법의 원리는 다음과 같다. 설정압력에 도달하기 전까지는 W 가 "1"이 되어 유량제어만 수행한다. 이때 u 는 u_f 이다. 설정압력에 도달한 후부터는 W 가 "0"이 되어 압력제어가 된다. 이때 u 는 식(14)가 된다. 압력제어에서 u_f 는 전환전의 최종제어신호를 항상 유지한다. $u < u_f$ 또는 $u_p < 0$ 이 되면 W 가 "0→1"로 전환되어 다시 유량제어를 수행한다.

4. 실험장치 및 고찰

4.1 실험장치 구성

Fig. 7의 실험장치는 유압펌프, 입력회전속도를 제어하는 300kW급 DC 전기모터, 토출압력을 제어하는 40MPa 비례압력제어밸브, 유압펌프를 제어하는 EPPRV, 일정압력을 공급하는 20MPa 유압원, 토출

유량과 누설유량을 측정하는 2개의 유량센서, 입력회전속도를 측정하는 회전속도센서, 공급압력, 제어압력 그리고 토출압력을 측정하는 세 개의 압력센서, 그리고 서보실린더의 변위와 속도를 측정하는 LVDT 센서들로 구성되어 있다.

모델이 3DREP6A-20/45E인 EPPRV는 Bosch-Rexroth(주)의 제품으로써 입력신호에 대하여 제어압력을 선형적으로 출력한다.

실험에 이용된 유압펌프의 파라미터들은 Table 1 과 같다.

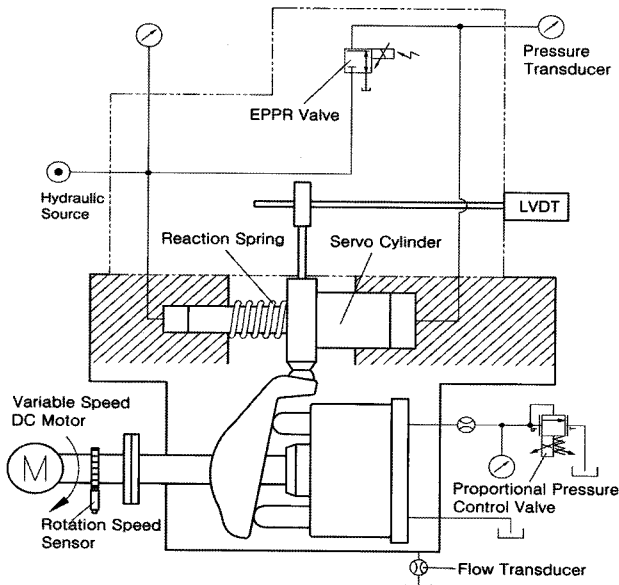


Fig. 7 A schematic for the experimental device

Table 1 Parameters of the test pump used in simulation

Parameter	Specification	Parameter	Specification
A_c	$1.13 \times 10^{-3} \text{ m}^2$	L_s	$2.53 \times 10^{-2} \text{ m}$
A_p	$4.52 \times 10^{-4} \text{ m}^2$	m_h	0.32 kg
A_s	$3.14 \times 10^{-4} \text{ m}^2$	m_p	0.28 kg
C_p	$4.4 \times 10^{-12} \text{ m}^3/\text{s}\cdot\text{Pa}$	m_s	0.86 kg
D_p	$0.621 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{rad}$	P_s	$4.3 \times 10^6 \text{ Pa}$
e	$5.5 \times 10 \text{ m}$	R	0.0475 m
J_{sp}	$2.89 \times 10^{-3} \text{ kg}\cdot\text{m}^2$	V_d	$6.28 \times 10^{-4} \text{ m}^3$
K	$2.45 \times 10^9 \text{ Pa}$	α_m	0.28 rad
K_f	$1.66 \times 10^2 \text{ N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}$	γ	0.1 rad
K_s	$1.37 \times 10^5 \text{ N/m}$	δ_1	0.3 rad
K_v	0.146	δ_2	0.15 rad
L	$8.48 \times 10^{-2} \text{ m}$	ν	90 rad/s

4.2 실험결과 고찰

Fig. 8과 Fig. 9는 유량제어에 관련된 시험결과들로서 기준신호에 대한 응답특성과 외란신호가 응답에 미치는 영향을 보여주고 있다. 제어기는 PID가 채택되었으며 P, I, D의 게인(gain)들은 각각 0.078, 0.394, 0.00936가 사용되었다. 이러한 게인들은 시뮬레이션과 실험을 통하여 오버슈트와 정착시간이 최적인 것으로 선정되었다. Fig. 8에서는 외란신호를 일정하게 유지하면서 기준신호를 계단으로 인가하고 Fig. 9에서는 기준신호를 일정하게 유지하면서 외란신호를 계단으로 인가하였다. 각각의 과도응답특성들은 시뮬레이션과 잘 일치되고 있음을 볼 수 있다. 기준신호가 150 l/min에서 80 l/min으로 가변될 때 최대 오버슈트는 약 12%가 발생되며 정상상태에 도달하는 정착시간(settling time)은 약 3초정도 소요된다. 그리고 EPPRV에 의하여 유압펌프가 반응하는 상승시간(rise time)이 약 250ms 이내로서 유압펌프에서 요구하는 300ms를 충족시키고 있다. 외란신호가 20MPa 정도 급변할 때 출력변동률은 약 10%이내로 유지되고 안정시간은 약 1초 이내로서 외란에 강인하게 제어되고 있음을 알 수 있다.

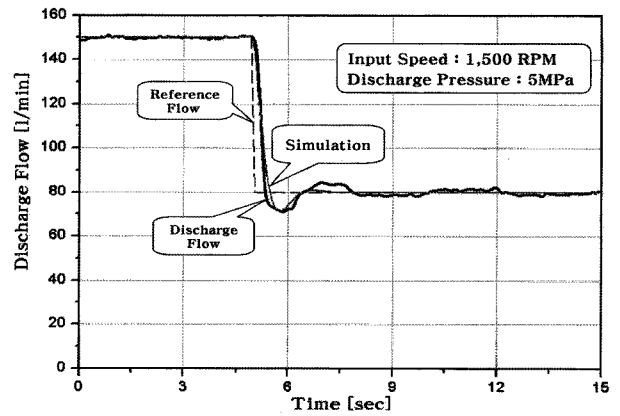


Fig. 8 Flow transient response for the step input

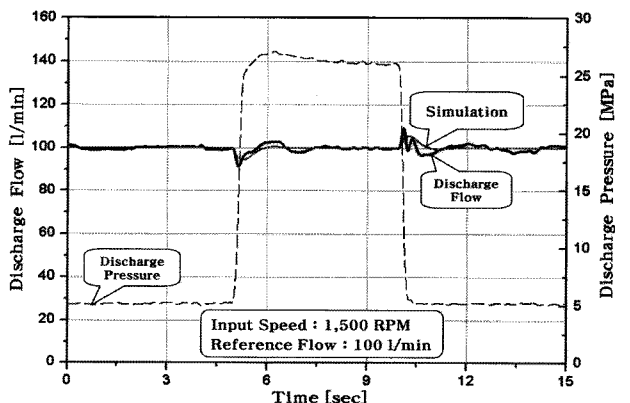


Fig. 9 Flow control for the pulse pressure disturbance

Fig. 10은 10MPa의 설정압력에서 외란신호가 급변하였을 때 시험결과를 보여주고 있다. 약 5초 부근에서부터 압력제어가 시작되고 있는 것은 부하장치에 유량제어밸브를 사용하지 않고 압력제어밸브를 사용함으로써 나타난 현상이다. 즉, 압력제어밸브에 의하여 토출압력이 10MPa이상이 되면 설정압력을 유지하기 위하여 토출유량이 감소되고 있다. 제어기로는 PI가 채택되었으며 P, I의 게인(gain)들은 각각 2.0와 1.3가 사용되었다. 1초 동안 경사신호를 인가한 시뮬레이션결과와 마찬가지로 설정압력이 일정하게 유지되고 있음을 볼 수 있다.

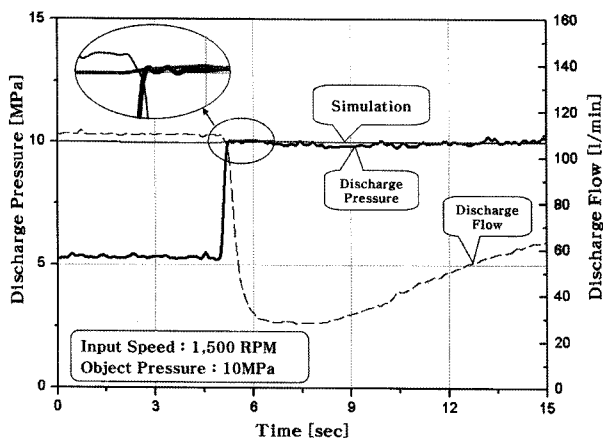


Fig. 10 Pressure control for the high flow disturbance

유량, 압력 그리고 동력 등의 제어에서 요구되는 전환모드의 성능을 확인하기 위하여 Fig. 11와 Fig. 12과 같이 유량제어에서 압력제어 그리고 동력제어에서 압력제어로 전환되는 실험을 수행하였다. 제어기가 전환될 때 시스템은 불안정하지 않고 양호한 제어흐름을 보여주고 있다.

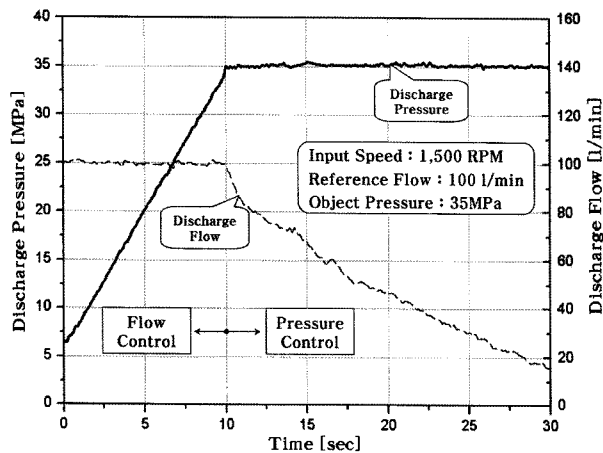


Fig. 11 Continuous control of the flow and pressure

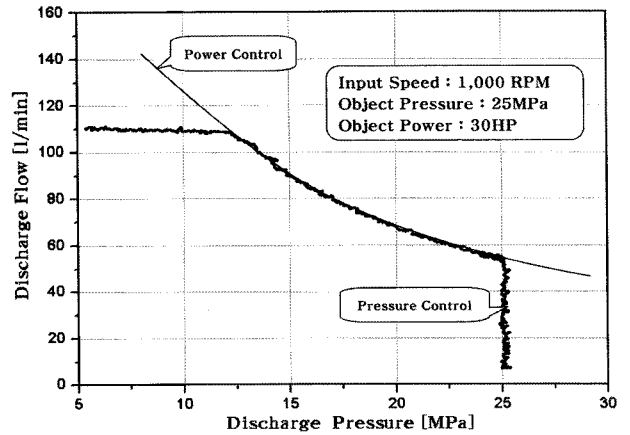


Fig. 12 Continuous control of the power and pressure

5. 결론

스위치 모드를 이용하여 가변용량형 유압펌프의 유량/압력/동력을 연속적으로 제어하는 제어기를 설계하였다. 비선형 수학적 모델을 선형화된 상태변수 모델로 표현하고 이로부터 제어시스템의 안정성과 외란의 영향을 분석하였다. 유량과 압력제어시스템에 대한 각각의 전달함수를 조사하고 과도응답특성(오버슈트, 정착시간, 상승시간)을 분석하여 제어기들의 PID 게인들을 선정하였다.

연구내용을 검증하기 위하여 시뮬레이션과 실험을 병행하였으며 확인된 결과는 다음과 같다. 유량제어는 계단입력에 대한 과도응답에서 정착시간은 다소 지연되지만 오버슈트가 12%, 상승시간이 250ms 이내로서 상당히 양호한 응답성능을 보여주고 있으며 외란에 대해서도 강인함을 나타내고 있다. 압력제어는 급변하는 외란에 대하여 변동률이 10%이내, 안정시간이 1초 이내로서 빠르게 안정화되는 현상을 보였다. 스위치 모드를 이용하여 유량/동력/압력을 연속적으로 제어할 때 시스템은 불안정하지 않고 제어흐름이 양호함을 확인하였다.

참고 문헌

- 1) G. Edge and N. D. Vaughan, "Investigation of the effects of swashplate angle and suction timing on the noise generation potential of an axial piston pump", Fluid Power Systems and Technology, Vol. 5, pp. 77~81, 1988.
- 2) G. Zeiger and A. Akers, "Torque on the Swashplate of an Axial Piston Pump", ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and

- Control, Vol.107, pp. 220~226, 1985.
- 3) H. Du and N. D. Manring, "A Single Actuator Control Design for Hydraulic Variable Displacement Pumps", Proceedings of American Control Conference, pp. 4484~4489, 2001.
- 4) H. Ohuchi and K. Masuda, "Active Control of a Variable Displacement Axial Piston Pump with Even Number of Cylinders", Forth JHPS International Symposium, pp. 79~84, 1999.
- 5) 정동수, 김형의, 강이석, "전자비례감압밸브를 이용한 가변용량형 유압펌프의 다기능 제어", 한국자동차공학회지, 제14권, 제6호, pp. 160~170, 2006.