

부하 감응형 유압 펌프 제어 시스템의 특성 해석에 관한 연구

이용주*, 이승현**, 송창섭***

A Study on the Characteristic Analysis of the Load-sensitive Hydraulic Pump Control System

Yong Joo Lee*, Seung Hyun Lee**, and Chang Seop Song***

ABSTRACT

In this study, the static and the dynamic characteristics of the load-sensitive hydraulic pump control systems of a hydraulic excavator were analyzed using the developed analysis tool. The results were compared with the experimental ones. To improve the static performance of the system, the system parameter effects on the controllable region and the pump pressure variation were studied. The parameters enhancing dynamic characteristics were also considered.

Key Words : hydraulic pump control system (유압 펌프 제어 시스템), load-sensitive (부하 감응) excavator(굴삭기), controllable region (제어 영역), pump pressure (펌프 압력)

1. 서론

부하 감응형 유압 펌프 제어 시스템은 굴삭기 등의 건설기계 유압 시스템, 공작기계 등의 산업용 유압 시스템에서 채용되고 있는 시스템으로 부하에 따라 펌프의 토출 유량을 제어하여 동력 효율이 높고 성능이 우수한 유압시스템이다. 특히 유압 굴삭기, 농기계 등의 부하가 대단히 크고 한정된 동력으로 운전되는 유압 시스템의 제어에는 반드시 채용되고 있다.⁽¹⁾

본 논문은 유압 굴삭기에서 사용되고 있는 부하 감응형 유압 펌프 제어 시스템을 해석하였다. 유압 굴삭기는 붐 실린더, 아암 실린더, 버킷 실린더, 스윙 모터 및 주행 모터의 5가지 유압 액추에이터가

사용되고 있는데 각각의 실린더 및 모터는 그 제어 방법과 특징이 크게 다르지 않으므로 1개의 액추에이터만을 동작시키는 경우의 굴삭기의 회로의 특성을 살펴보기 위해서 실제 굴삭기의 주요한 유압요소들을 간단화시키고 주행모터를 사용한 경우의 부하 감응형 유압 펌프 제어 시스템의 성능 및 특성을 고찰하였다. 또한 굴삭기 유압시스템에서 유압 펌프의 토출 유량의 제어를 위한 변수들을 어떻게 설계하는 것이 시스템 제어의 성능을 향상시킬 수 있는 가를 알아보았다.

2. 시스템의 해석

* 두원공과대학 동력기계과

** 한양대학교 대학원

*** 한양대학교 기계공학부

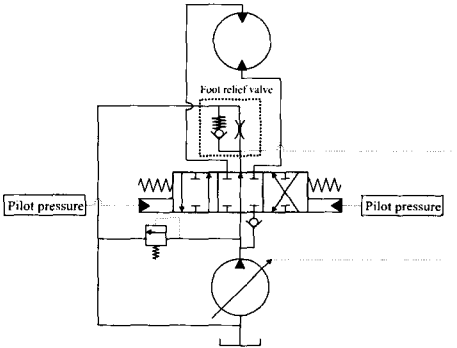


Fig. 1 Hydraulic circuit diagram of a load-sensitive hydraulic pump control system

2.1 부하 감응형 유압 펌프 제어 시스템의 요소

유압 모터를 사용한 부하 감응형 유압 펌프 제어 시스템은 Fig. 1과 같이 가변 용량형 유압 펌프, 5포트 3위치 방향 제어 밸브, 풋트 릴리프 밸브 (foot relief valve), 유압 모터, 릴리프 밸브, 체크 밸브 등으로 구성되어 있다. 시스템에서 부하의 크기는 풋트릴리프밸브의 압력으로 감지하여 펌프의 토출 유량을 변경시킨다.

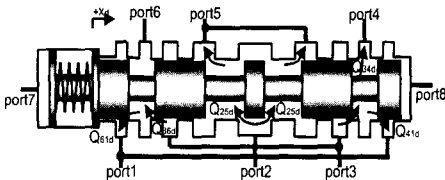


Fig. 2 Schematic diagram of a 6port 3position valve

2.1.1 6포트 3위치 방향 제어 밸브

운전자의 레버조작에 의해 포트 7번과 포트 8번으로 공급되는 파이롯트 압력에 의해서 밸브가 동작하며 밸브가 중립 상태에서는 포트 2번과 포트 5번은 열려있는 상태이다. 각 포트에 흐르는 유량은 식 (1)과 같다.

$$\begin{aligned}
 Q_{25s} &= C_d A_{25} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{2d} - P_{5d})} & Q_{36d} &= C_d A_{36} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{3d} - P_{6d})} \\
 Q_{31s} &= C_d A_{31} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{3d} - P_{1d})} & Q_{41d} &= C_d A_{41} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{1d} - P_{4d})} \\
 Q_{61s} &= C_d A_{61} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{6d} - P_{1d})} & &
 \end{aligned} \quad (1)$$

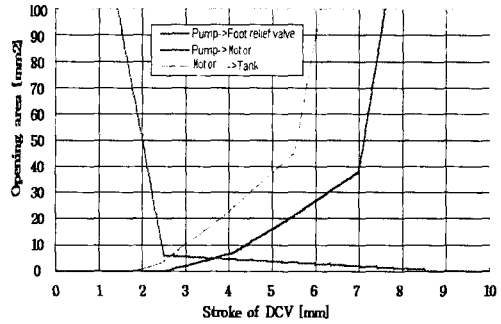


Fig. 3 Simulated results of opening area v.s stroke of DCV

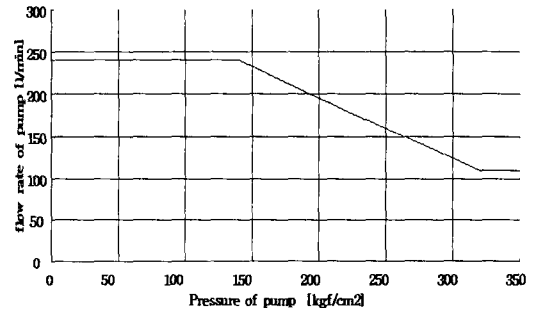


Fig. 4 Simulated result of output flow rate of pump v.s pump pressure

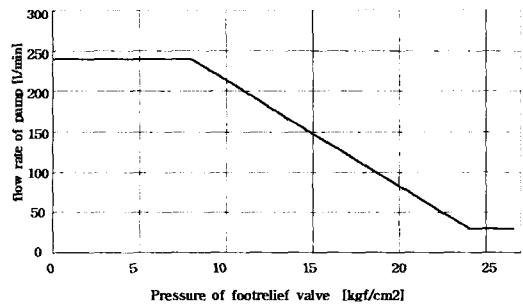


Fig. 5 Simulated result of output flow rate of pump v.s foot relief valve pressure

여기서 Q_{25d} 는 포트 2에서 포트 5로 흐르는 유량 [m^3/s], C_d 는 오리피스 유량계수, ρ 는 유체의 밀도 [kg/m^3], P_{5d} 는 포트 5의 압력 [Pa], A_{25} 는 포트 2에서 포트 5로 흐르는 유량의 개구면적 [m^2]이며 그 이외의 수식도 마찬가지로 서술하였다. 또한 각 포트의 압력은 식(2)과 같다. ⁽²⁾

$$\begin{aligned}
 P_{1d} &= \frac{\beta}{V} \int (Q_{41d} + Q_{61d}) dt & P_{2d} &= \frac{\beta}{V} \int \{-Q_{25d}\} dt \\
 P_{3d} &= \frac{\beta}{V} \int \{-Q_{34d} - Q_{36d}\} dt & P_{4d} &= \frac{\beta}{V} \int (Q_{34d} - Q_{41d}) dt \\
 P_{5d} &= \frac{\beta}{V} \int (Q_{25d}) dt & P_{6d} &= \frac{\beta}{V} \int (Q_{36d} - Q_{61d}) dt \quad (2)
 \end{aligned}$$

여기서 β 는 체적탄성계수(bulk modulus), V 는 압력이 발생하는 부분의 체적 [m^3]이다. 또한 방향 제어 밸브의 운동 방정식은 식(3)과 같다

$$(P_{7d}A_7 - P_{8d}A_8) = m_d \ddot{x}_d + B_d \dot{x}_d + K_d x_d \quad (3)$$

여기서 A_7 는 포트 7 측의 밸브 렌드의 단면적 [m^2], x_d 는 방향 제어 밸브의 변위 [m], K_d 는 스프링 상수 [N/m], B_d 는 댐핑 계수 [Ns/m], m_d 는 운동 질량 [kg]이다. 각 포트에 흐르는 유량의 개구면적 선도는 Fig. 3은 방향제어밸브의 변위에 따른 각 개구면적의 크기를 나타낸 그래프로 주행모터의 경우 기름이 모터의 양쪽 포트에 유입되는 유량을 같게 하기 위해서 방향제어밸브의 좌우변위에 관계없이 개구면적이 같도록 설계되어 있다.

2.1.2 가변용량형 유압펌프

가변용량형 유압펌프의 토출 유량은 펌프 압력과 포트릴리프밸브의 압력에 의해서 제어되는 것으로서 펌프의 압력의 변동에 따른 토출 유량의 변화 곡선은 Fig. 4와 같이, 그리고 포트릴리프밸브의 압력에 따른 토출 유량의 변화 곡선은 Fig. 5와 같이 제어되도록 설계되어 있다. 또한 각 포트에서의 압력은 식 (4)과 같다.

$$P_{1p} = \frac{\beta}{V} \int Q_{1p} dt \quad P_{2p} = \frac{\beta}{V} \int \{-Q_{1p} - q_p\} dt \quad (4)$$

여기서 P_{1p} 는 펌프 출구 포트의 압력 [Pa], P_{2p} 는 펌프 입구 포트의 압력, Q_{1p} 는 펌프의 토출 유량 [m^3/s], q_p 는 펌프의 누설 유량 [m^3/s]이다.

2.1.3 포트릴리프밸브

포트릴리프밸브는 체크 밸브와 고정 오리피스로 구성되어 있으며 고정 오리피스를 통해서 흐르는 유량은 오리피스 전후의 압력 차의 제곱근에 비례하므로 식 (5)과 같이 쓸 수 있다.

$$Q_o = K_o \sqrt{(P_{2o} - P_{1o})} \quad (5)$$

여기서 K_o 는 오리피스의 유량 계수 [$m^3/(s \cdot Pa^{1/2})$], P_{1o} 는 오리피스 출구 포트의 압

력 [Pa], P_{2o} 는 입구 포트의 압력 [Pa]이다.

또한 체크 밸브 입구 포트 측의 압력이 출구 포트 측의 압력보다 높으면 체크 밸브의 전후의 압력 차이에 비례한 유량 Q_{ch} 가 흐르게 된다.

$$Q_{ch} = G_{ch} \sqrt{(P_{2ch} - P_{1ch})} \quad (6)$$

여기서 P_{1ch} 는 체크 밸브 출구 포트의 압력 [Pa], P_{2ch} 는 체크 밸브 입구 포트의 압력 [Pa], G_{ch} 는 체크 밸브의 유량 계수 [$m^3/(s \cdot Pa^{1/2})$]이다.

2.1.4 유압모터

유압모터 각 포트에서의 압력 방정식은 배제 용적과 유압모터의 각속도의 곱으로 표현된다. 따라서 유압모터의 포트 1에서 들어가는 유량 Q_{1m} 과 유압모터의 포트 2로 나가는 유량 Q_{2m} 은 식 (7)과 같이 된다.

$$\begin{aligned}
 Q_{1m} &= D_m \dot{\theta}_m + C_{em} P_{1m} + C_{im} (P_{1m} - P_{2m}) \\
 Q_{2m} &= D_m \dot{\theta}_m - C_{em} P_{2m} + C_{im} (P_{1m} - P_{2m}) \quad (7)
 \end{aligned}$$

여기서 D_m 은 유압모터의 배제 용적 [m^3/rad], C_{im} 은 내부 누설 계수 [$m^3/(s \cdot Pa)$], C_{em} 은 외부 누설 계수 [$m^3/(s \cdot Pa)$], P_{1m} 은 유압모터 포트 1의 압력 [Pa], P_{2m} 는 유압모터 포트 2의 압력 [Pa]이다. 또한 운동 방정식은 식 (8)과 같이 되므로

$$(P_{1m} - P_{2m})D_m = J_l \ddot{\theta}_m + B_m \dot{\theta}_m + G \theta_m + T_L \quad (8)$$

여기서 J_l 는 유압모터와 부하의 관성 [Nms^2/rad], B_m 은 점성 감쇄 계수 [Nms/rad], G 은 부하의 회전 스프링 계수 [Nm/rad], T_L 은 부하 토크 [Nm] (마찰력 포함)이다.

2.1.5 릴리프 밸브

직동형 릴리프밸브의 입구 측의 압력 P_{2r} 은 포켓밸브로 유입되는 유량 Q_{1r} 과 밸브 하단 부의 고정 오리피스로 유입되는 유량과 누설에 의한 유량 손실로 인하여 감소하며, 출구의 압력 P_{1r} 은 포켓밸브로부터 배출되는 유량 Q_{2r} 에 의해서 증가된다.

$$\begin{aligned}
 P_{1r} &= \frac{\beta}{V} \int Q_{2r} dt \\
 P_{2r} &= \frac{\beta}{V} \int \{-Q_{1r} - G_r (P_{2r} - P_r) - K_{lr} P_{2r}\} dt \quad (9)
 \end{aligned}$$

여기서 P_{1r} 는 포트 1의 압력 [Pa], P_{2r} 는 밸브 포트 2의 압력 [Pa], G_r 는 고정 오리피스 유량 계

수 $[m^3/(s \cdot Pa)]$, P_r 는 밸브 하단 부의 압력 $[Pa]$, K_r 는 밸브의 누설 유량 계수 $[m^3/(s \cdot Pa)]$ 이다. 식 (10)은 밸브의 운동 방정식이다.

$$F_0 - P_r = m_r \ddot{x}_r + K_r x_r \quad (10)$$

여기서 F_0 는 릴리프 밸브 스프링의 초기 압축력 $[N]$, m_r 는 밸브 스톱의 운동 질량 $[kg]$, K_r 는 스프링 계수 $[N/m]$ 이다.

2.2 정특성

2.2.1 시뮬레이션 및 실험

Fig. 6은 이용주 등이 개발한 유압회로 설계 시스템(4)을 사용하여 부하 감응형 유압펌프제어시스템을 모델링한 그림이다. 설계 시스템에는 각종 유압 요소들이 모듈화되어 있으며, 그 모듈 속에는 식(1)에서 식(10)과 같은 유압 요소들의 상태를 나타내는 상태방정식과 각종 상수 및 변수 그리고 방정식을 풀 수 있는 적분기가 설정되어 있어 사용자가 설정한 시간 간격에 따라 각 유압 포트의 압력을 산출해내며 각 관로의 압력은 그 관로에 연결된 유압 요소의 포트들의 대수적인 합에 의해서 결정되도록 되어 있다. 설계 시스템을 사용하여 유압펌프제어시스템의 유압회로도들 Fig. 6과 같이 작성하고 각 요소에 대한 파라미터들은 시스템의 회로 상에서 요소를 클릭하여 나타난 대화 상자를 통해서 입력시킨 후 시뮬레이션을 수행하면 정해진 과일과 그래프의 형태로 출력 데이터를 얻을 수 있게 된다. 실험은 Fig. 7과 같이 실험장치를 구성한 후 방향제어밸브의 피어럿 압력을 서서히 증가시켜 넣어주면 밸브는 서서히 이동하고 이 때 각 변수들의 데이터를 x-y레코더를 통해서 기록하게 된다. 모터의 부하를 일정하게 걸어 준 상태에서 펌프의 압력, 풋트릴리프밸브의 압력 그리고 모터로 유입되는 유량을 살펴보면 부하의 크기에 따라 그 특성이 다르게 나타나게 된다. 모터의 부하압력의 크기는 방향제어밸브 상단의 압력제어밸브를 사용하여 설정하도록 되어 있다. Table 1은 실험 데이터로 시뮬레이션에서 사용한 부하 감응형 유압펌프제어시스템의 파라미터이다. 그 중에서 유량계수는 유체가 비압축성이라고 가정하여 일반적인 유압유의 유량계수인 0.61을 사용하였다. Fig. 8과 Fig. 9는 부하 압력이 $100 [kgf/cm^2]$ 인 경우의 시스템의 특성을 고찰한 것으로 실험 결과와 시뮬레이션의 경향이 대체로 잘 일치하고 있다.

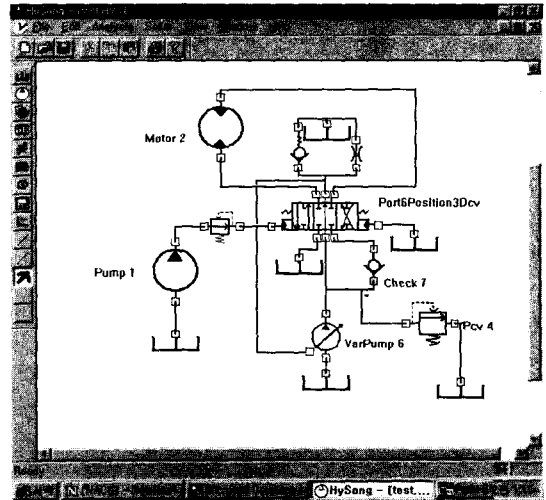


Fig. 6 Modular model of load-sensitive hydraulic pump control system

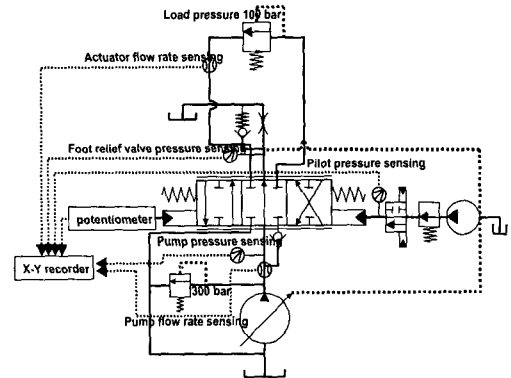


Fig. 7 Schematic diagram of experimental equipment

Table 1 Experimental specifications of the load-sensitive hydraulic pump control systems

Component	Parameter	Value
Oil	Bulk modulus	$9 \times 10^7 [N/m^2]$
	Density	$870 [kg/m^3]$
Direction control valve	piston diameter	0.0282 [m]
	Spring constant	104161.2066 [N/m]
	Mass of spool	0.8 [kg]
Hydraulic motor	discharge coefficient	0.61
	Volumetric displacement	$2.7 \times 10^{-5} [m^3/rad]$
	inertia of motor load	0.3 [kg m ³]
FR valve	damping coeff.	0.8 [Nms/rad]
	Orifice constant	$2.75 \times 10^{-7} [m^3/s\sqrt{Pa}]$
Check valve	Constant	$5.7 \times 10^{-6} [m^3/s\sqrt{Pa}]$

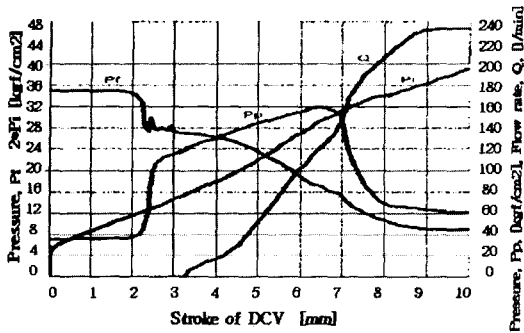


Fig. 8 Experimental results of static characteristics of hydraulic pump control system

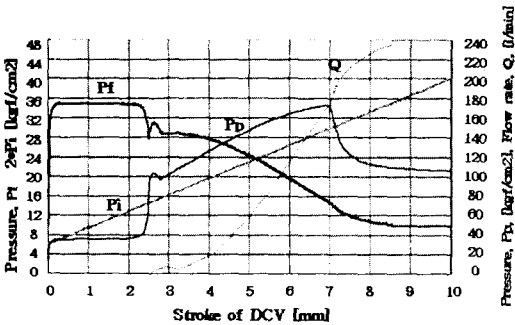


Fig. 9 Simulated results of static characteristics of hydraulic pump control system

방향제어밸브의 변위가 증가함에 따라 포트릴리프밸브 축의 개구면적은 점점 작아지고 반대로 모터 축의 개구면적은 점점 증가하지만 모터의 부하에 의한 모터 입구 축의 압력보다 펌프의 압력이 증가하기 전까지는 펌프의 압력이 부하의 압력에 비해서 상대적으로 낮아 모터 축으로 유량이 유입되지 못하므로 모터는 회전하지 못하게 된다. 이 경우에는 유량이 포트릴리프밸브로 대부분 빠져나가게 되므로 밸브의 변위가 증가하여도 포트릴리프밸브의 압력은 감소하지 못하게 되므로 포트릴리프밸브의 압력에 의해서 제어되는 펌프의 송출 유량도 증가하지 못하게 된다. 이 상태에서 펌프의 토출유량에 비해서 포트릴리프밸브 축의 개구면적이 상대적으로 작으므로 펌프의 압력은 계속 증가하게 되어 모터의 부하를 극복하고 모터를 회전시킬 수 있을 정도의 펌프의 압력이 생성되면 모터 축으로 유량이 유입되기 시작하고 모터는 회전을 하게 된다. 따라서 포트릴리프밸브 축으로의 유량은 감소

하게 되고 포트릴리프밸브의 압력은 감소하게 된다. 한편 유압펌프에서는 포트릴리프밸브의 압력이 감소함에 따라 부하 측에 더 많은 유량을 공급시키기 위해서 토출 유량을 증가시키게 되어 보다 많은 유량이 모터 축으로 공급되고 큰 부하를 가진 모터가 원활하게 동작하게 된다.

2.2.2 정특성 해석 결과 및 고찰

시스템의 정특성은 크게 시스템의 제어 영역(controllable region)과 펌프의 송출 압력의 2가지 분야에 중점을 두고 시물레이션을 수행하였다. 제어 영역이란 방향제어밸브의 변위에 따라 액추에이터에 유량이 유입되는 구간으로 제어 영역이 클수록 조작성이 양호하게 된다. 또한 펌프의 송출 압력은 시스템의 효율에 밀접한 관계가 있는 것으로 펌프의 압력이 부하 압력보다 크게 상승하는 현상은 동력의 손실을 유발시키므로 시스템의 효율을 떨어뜨리게 된다. Fig. 10은 부하의 크기를 40, 100 및 200 [kgf/cm²]로 변화시키면서 제어 영역 및 포트릴리프밸브 압력의 크기를 고찰한 그래프이다. 부하의 크기가 100 [kgf/cm²]이상에서는 부하의 크기가 증가할수록 제어 영역의 크기가 감소하는 현상이 나타나는데 이것은 부하가 클수록 방향제어밸브의 변위를 더욱 증가시켜 포트릴리프밸브의 개구면적을 더욱 작게 만들어야 펌프의 압력이 부하 압력의 크기까지 상승하게 되고 부하 압력보다 펌프의 압력이 증가하기 시작하면서 펌프의 토출 유량이 모터 축으로 유입되어 모터가 회전을 시작하게 되기 때문이다. Fig. 11은 부하의 크기가 100 [kgf/cm²]인 경우에 유압모터로 유입되는 유량의 개구면적 선도와 유압모터에서 탱크로 귀환되는 유량의 개구면적 선도를 고정시킨 상태에서 포트릴리프밸브로 유입되는 유량의 개구면적 선도를 90%, 100% 및 110%로 변화시키면서 제어 영역 및 펌프 압력의 변화를 고찰한 것이다. 포트릴리프밸브로 유입되는 유량의 개구면적이 줄어들게 되면 펌프의 압력이 상승하게 되므로 밸브의 변위가 적은 상태에서도 펌프의 압력이 부하의 압력에 도달하게 되어 유량이 모터 축으로 유입되어 제어 영역이 증가하게 되는 것이다. 반대로 포트릴리프밸브로 유입되는 개구면적이 증가하면 방향제어밸브의 변위가 더욱 증가하여야 개구면적이 줄어들게 되므로 제어 영역은 줄어든다.

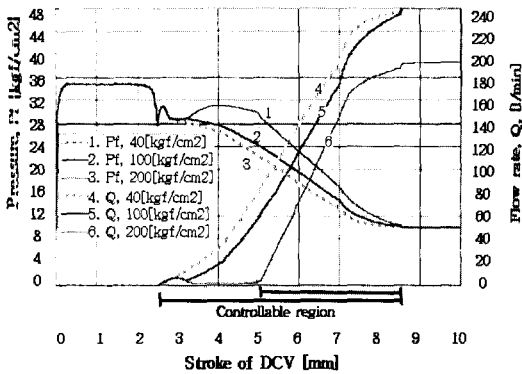


Fig. 10 Controllable region variation due to load change

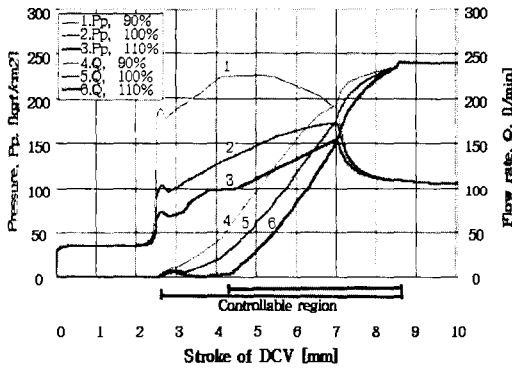


Fig. 11 Characteristics variation due to foot relief valve opening area change

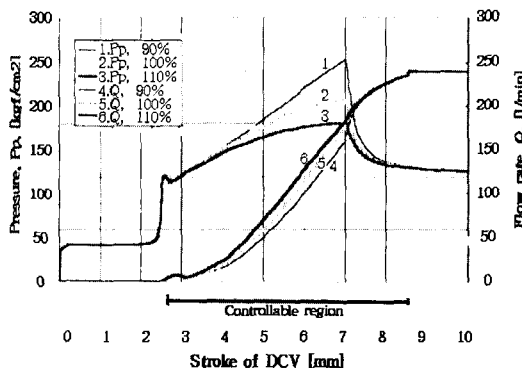


Fig. 12 Characteristics variation due to motor opening area change

따라서 조정성의 확보를 위해서는 펌프에서 풋트릴리프밸브로 유입되는 유량의 개구면적을 가능한 적게 설계하는 것이 바람직함을 알 수 있다. 반

면에 풋트릴리프밸브로 유입되는 유량의 개구면적이 감소할수록 펌프의 압력이 크게 증가하여 동력의 손실이 많이 발생하는 것을 알 수 있다. Fig. 12는 유압모터에서 탱크로 귀환되는 유량의 개구면적 선도와 풋트릴리프밸브로 유입되는 유량의 개구면적 선도를 고정시킨 상태에서 유압모터로 유입되는 유량의 개구면적 선도를 90%, 100%, 및 110%로 변경시키면서 제어 영역 및 펌프 압력의 변화를 고찰하였다. 유압모터로 유입되는 유량의 개구면적 선도는 제어 영역의 크기에는 영향을 주지 못하지만 펌프의 압력에는 크게 영향을 미쳐 개구면적이 크게 설계될수록 펌프 압력의 상승이 적어지는 경향을 나타내고 있다. 이것은 모터로 유입되는 유량의 개구면적이 클수록 많은 유량이 모터로 유입되므로 펌프의 압력은 감소하게 되기 때문이다. 따라서 과도한 펌프 압력의 상승을 방지하기 위해서는 모터로 유입되는 유량의 개구면적을 크게 설계하는 것이 바람직함을 알 수 있다.

2.3 동특성

2.3.1 동특성 실험 및 시뮬레이션

스텝입력에 대한 부하감응형 유압펌프제어시스템의 동특성을 고찰하기 위해서 방향제어밸브를 빠르게 조작한다. 즉 방향제어밸브의 전체 변위 10mm를 약 0.2초 만에 이동시키면서 시스템의 응답을 고찰한 후 실험 결과와 비교하였다.

Fig. 13은 유압모터의 자중에 의해서 힘을 받고 있을 때의 실험 결과이고 Fig. 14는 시뮬레이션 결과이다. 대체로 그 경향이 일치하므로 유압모터의 동특성 시뮬레이션의 타당성도 입증할 수 있다.

Fig. 15는 풋트릴리프밸브의 피이드백 라인의 재질의 변동에 따라서 체적탄성계수가 달라지는 현상에 대한 시뮬레이션 결과이다. 체적탄성계수는 유압 라인의 재질로 고무 호스 혹은 금속 파이프를 사용하느냐에 따라서도 달라지며, 고무 호스의 경우 사용 길이에 따라서도 크게 변하게 된다. 이러한 재질이나 길이의 변화에 의한 체적탄성계수의 변동을 시뮬레이션한 결과, 피드백 라인의 체적탄성계수가 클수록 시스템 응답 특성이 향상되는 것을 알 수 있다. 이것은 피이드백 라인의 체적탄성계수가 크면 그만큼 풋트릴리프 밸브의 압력이 빠르게 유압 펌프에 전달되어 빠른 펌프의 변화를 유발시키기 때문이다. Fig. 16은 풋트릴리프밸브의 피

이드백 라인 파이프의 직경의 변동에 대한 시스템의 응답 특성을 나타낸 그래프이다. 파이프의 직경이 클수록 응답 특성이 늦어지는 것을 알 수 있다. 파이프의 직경이 크게 되면 체적이 증가하여 압력의 전달이 그만큼 지연되므로 시스템의 응답이 늦어지게 되는 것이다.

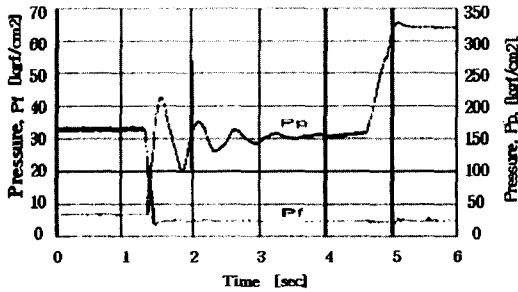


Fig. 13 Experimental result of dynamic characteristics of hydraulic pump control system .

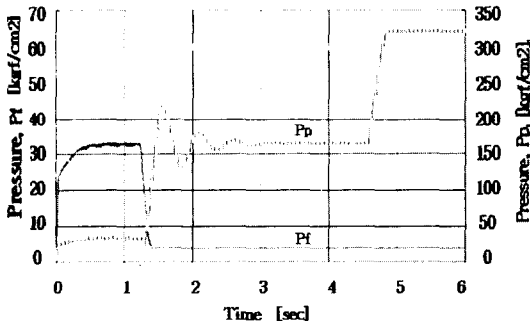


Fig. 14 Simulated results of dynamic characteristics of hydraulic pump control system.

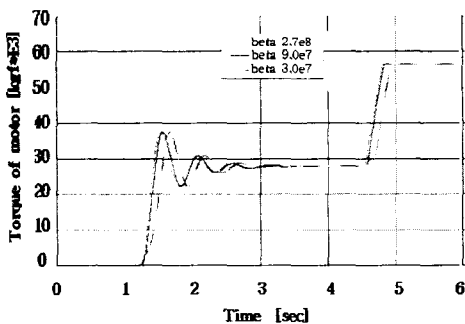


Fig. 15 Transient response of system due to bulk modulus change of foot relief valve

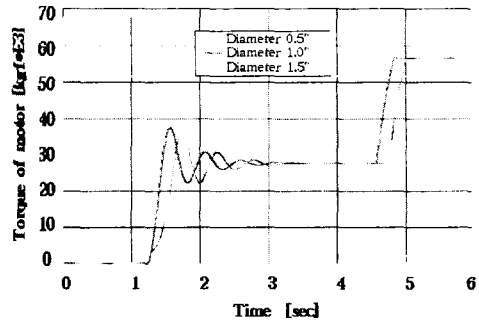


Fig. 16 Transient response of system due to diameter of feedback line change of foot relief valve

3. 결론

1) 부하 감응형 유압펌프제어시스템의 정특성 및 동특성을 시뮬레이션한 결과는 실험결과와 대체로 잘 일치하였다.

2) 부하 감응형 유압펌프제어시스템에서 펌프에서 포트릴리프밸브로 흐르는 유량의 개구면적 선도는 다른 개구면적 선도보다도 운전자의 조종성을 위한 넓은 제어 영역의 확보에 크게 영향을 주는 중요한 인자이다.

3) 부하 감응형 유압펌프제어시스템에서 펌프에서 유압모터로 흐르는 유량의 개구면적 선도는 펌프 특성 곡선에 영향을 가장 크게 미치는 중요한 인자이다.

4) 부하 감응형 유압펌프제어시스템에서 펌프로 피드백되는 라인의 재질 및 직경이 동특성에 크게 영향을 미치는 인자이다.

참고문헌

1. Masami Ohata, "Hydraulic shovel," 日立建設(株), 1970.
2. Herbert E. Merritt, "Hydraulic Control Systems," John Wiley & Sons Inc., 1967.
3. John Watton, "Fluid Power Systems," Prentice Hall, 1989.
4. 이용주, 송창섭, "모듈화를 이용한 유압 시스템의 특성 해석 및 실제 시스템의 개발에 관한 연구," 한국정밀공학회지, 제14권, 제8호, pp. 40-48, 1997.