

< 논문 >

## 휠 로더용 폐회로형 부하 감응 유압 제어 시스템의 특성 해석

이승현<sup>†</sup> · 송창섭\* · 정춘국\*\*

(2007년 4월 20일 접수, 2007년 7월 25일 심사완료)

### The Characteristic Analysis of the Load-sensitive Hydraulic Control System for Closed Center Type of a Wheel Loader

Seung Hyun Lee, Chang Seop Song and Chun Kuk Chung

**Key Words :** Hydraulic Control System(유압 제어 시스템), Load-Sensitive(부하 감응), Wheel Loader(휠 로더), Control Region(제어 영역), Closed Center Type(폐회로형)

#### Abstract

In this study, the characteristics of the load-sensitive hydraulic control system for closed center type of a wheel loader were analyzed using developed analysis program based on Amesim tool. From the parametric analysis, the effects of each factor were revealed. Through the simulation with varying parameters, the system parameter effects on the controllable region and the pump pressure and load pressure variations were studied. The results were compared with the experimental ones. The results and discussions of the present paper could aid in the design of a load-sensitive hydraulic control system for closed center type.

#### 기호설명

$A_{ij}(x)$  : 포트  $i$  와  $j$  사이의 개구면적 [ $m^2$ ]  
 $A_i$  :  $i$  포트의 수압면적 [ $m^2$ ]  
 $B$  : 점성 감쇄 계수 [ $Nsec/m$ ]  
 $C$  : 누유 계수 [ $m^3/sec/N$ ]  
 $D, d$  : 스플 직경 [ $m$ ]  
 $K$  : 스프링 계수 [ $N/m$ ]  
 $M, m$  : 질량 [ $Kg$ ]  
 $N$  : 유압 펌프의 회전속도 [ $rad/sec$ ]

$P_i$  : 포트  $i$  에서 압력 [ $bar$ ]  
 $Q_{ij}$  : 포트  $i$  에서  $j$  로 흐르는 유량 [ $l/min$ ]  
 $x$  : 이동변위 [ $m$ ]  
 $\varphi$  : 펌프의 사판각도 [ $^\circ$ ]

#### 1. 서론

굴삭기나 휠 로더 등의 건설기계는 건설 현장에서 굴삭 작업, 정지 작업, 덤프 작업 등 다양한 목적으로 사용되고 있으며, 그 용도 및 활용도가 점점 증가하고 있는 경향을 보이고 있다. 건설 기계의 유압 시스템은 건설기계의 작업 성능 및 효율을 지배적으로 결정하고 있으며, 유압 시스템의 회로 구성 형식 및 내부 유압 부품의 구조에 따라 건설기계의 작업 성능 및 에너지 효율 등이 다양한 형태로 나타나지만, 대부분의 기술적 내용 등은 유압 건설기계의 제작사들이

<sup>†</sup> 책임저자, 회원, 한양대학교 대학원 메카트로닉스시스템과

E-mail : shleehyd@paran.com

TEL : (032)361-7310 FAX : (042)868-7082

\* 한양대학교 기계공학부

\*\* 제일유압(주) 사장

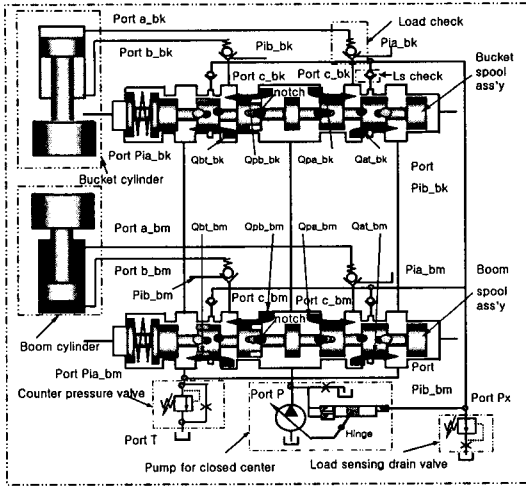


Fig. 1 Modeling of a load-sensitive hydraulic control system for closed center type

기술 보안 관계로 대부분 알려져 있지 않다. 국내에서는 1990년대 초 일부 건설 기계의 제조사에서 개회로형 부하 감응 유압 시스템을 개발하여 시판하고 있으며, 폐회로형 부하 감응 유압시스템은 최근까지 지게차 등의 작동기 수가 적고 작동기 부하 압력의 차가 크지 않은 건설기계의 유압 시스템에서 채택되고 있다.<sup>(1,2)</sup> 근래 들어 굴삭기, 휠 로더 등 다자유도 건설기계의 유압 시스템에서도 채택이 시도되고 있다. 본 논문에서는 근래 일부 건설 기계 제작사에서 채택이 시도되고 있는 휠 로더용 폐회로형 부하 감응 유압 시스템을 모델로 선정하여 기본 성능을 해석하고 주요 설계 인자들에 대한 시스템 영향을 분석하고 부하 변동에 대한 시스템의 응답 특성 및 다자유도 건설기계의 조작성 고찰, 부하 변동에 따른 동력 효율 등을 고찰하였다.

## 2. 시스템의 해석

### 2.1 폐회로형 부하 감응 유압 시스템의 구성

본 논문에서 사용한 휠 로더용 폐회로형 부하 감응 유압 시스템을 Fig. 1과 같이 모델링하였고, 분실린더, 버킷 실린더, 방향 제어 밸브, 가변유량 펌프, 로드 센싱 드레인 밸브, 로드 센싱 체크 밸브,

배압 밸브, 로드 체크 밸브 등으로 구성되어 있다. 시스템의 부하의 크기는 스플 변위에 따라 로드 센싱 체크(Ls check)를 통하여 부하 감응 드레인 밸브에서 감지하여 펌프의 유량을 제어한다.

### 2.1.1 방향 제어 밸브 모델링

스플은 파일럿 압력에 의해 이동되고 스플의 이동에 따라 각 포트간의 개구 면적은 변하게 된다. 각 포트간의 개구 면적은 스플 랜드형 및 앤드밀형, 드릴형, 브이핀치형등으로 구성되어 있다. 폐회로형 방향 제어 밸브는 중립위치에서 펌프 포트는 단척 있고 각 스플의 펌프 공급 라인은 병렬로 연결 되어 있다. 시스템의 정상 상태에서의 유량 및 개구 면적은 식 (1)과 식 (2)와 같이 표시된다.<sup>(3,4)</sup>

$$Q_{ij-z} = C_d A_{ij-z}(x) \text{sign} \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_{i-z} - P_{j-z}|} \quad (1)$$

$$A_{ij-z}(x) = A_{land-z}(x) + \alpha_{ij-z} A_{endmil-z}(x) + \beta_{ij-z} A_{dril-z}(x) + \gamma_{ij-z} A_{vpunch-z}(x) \quad (2)$$

본 논문에서 첨자  $i$  와  $j$  는 압력 포트명을 지칭하고  $Z$  는 스플명,  $C_d$  는 유량 계수,  $\rho$  는 유체 밀도,  $\alpha_{ij-z}, \beta_{ij-z}, \gamma_{ij-z}$  는 노치 갯수를 의미한다.

### 2.1.2 폐회로형 부하 감응 유압 펌프

본 논문에서는 펌프의 내부 부품 정보를 알 수 없는 관계로 펌프 회로상의 특성을 고려하여 모델링하고 특성을 파악한다. Fig. 2는 폐회로형 부하 감응 유압 펌프의 유압 회로이다. 초기에는 서보 피스톤의 스프링에 의해 펌프 사판각이 최대가 되어 펌프 토출 유량이 최대가 된다. 펌프 압력이 상승시 레귤레이터 압력  $P_{ra}$  및  $P_{rb}$  가 형성되고, 유량 제어 좌측으로 밀리게 되고, 컷오프 레귤레이터는 스프링력을 이기지 못해 중립상태를 유지하여 대경실로 펌프 압유가 공급된다. 이때 서보 피스톤이 스프링힘을 이기고 좌측으로 밀리게 되어 펌프 토출 유량을 최소로 유지시킨다. 이때 부하감응 압력  $P_x$  를 증가시키면 유량 제어 레귤레이터는  $P_{ra}$  와  $P_x$ , 스프링의 힘 평형에 의해 개도가 결정되고, 그 밸브 개도량은 서보 피스톤의 대경실 압력을 포트  $P_o$  를 경유하여 유량 레귤레이터를 통해 빨리 드레인 시킨다.

따라서 서보 피스톤은 우측으로 밀리게 되고 사판각은 최대가 되며 펌프 토출 유량은 최대 범위 내에서 증가하게 된다. 펌프 압력이 과도하게 상승

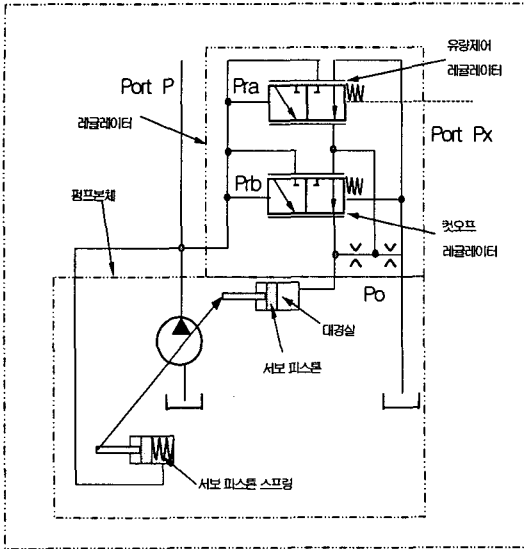


Fig. 2 Hydraulic circuit of variable pump for closed center type

상승되어 최대가 되면 컷 오프 레귤레이터가 좌측으로 밀리게 되어 대경실로 고압이 형성되어 서보 피스톤은 우측으로 밀리며 펌프는 최소 유량을 토출하게 된다. 따라서, 폐회로형 유압 펌프는 펌프 압력과 부하감응 압력  $P_x$  의 양을 제어함에 따라, 펌프의 유량을 최대 범위 내에서 제어할 수 있고, 과도한 펌프 압력 상승시 펌프 유량을 최소로 제어하는 유량 컷 오프 특성을 나타낸다.<sup>(6,7)</sup>

본 펌프는 펌프 압력과 스프링의 힘 평형에 의해 컷 오프 유량이 제어될 수 있도록 하였고, 펌프 압력  $P_p$  와 부하감응 압력  $P_x$  의 힘 평형에 의해 유량 제어가 될 수 있도록 모델링 하였다.

펌프 포트에서 펌프의 유량 관계는 식 (3), 식 (4)와 같다.

$$Q_p = D_p N \cos \varphi, \quad 0^\circ \leq \varphi \leq 14.6^\circ \quad (3)$$

$$\dot{\varphi} + \tau_{c1} \varphi = \tau_{c2} (A_{ps} P_p + A_{pxs} P_x) \quad (4)$$

여기서  $D_p$  는 펌프 배제용적,  $\tau_{c1}, \tau_{c2}$  는 시정수,  $A_{ps}, A_{pxs}$  는 유량 제어 레귤레이터의 수압면적이다.

### 2.1.3 유압 실린더

편 로드 유압 실린더의 각 포트에서 연속

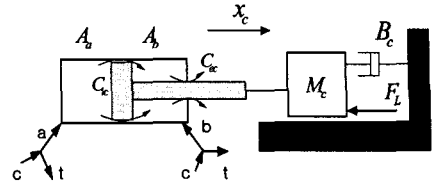


Fig. 3 Modeling of hydraulic cylinder

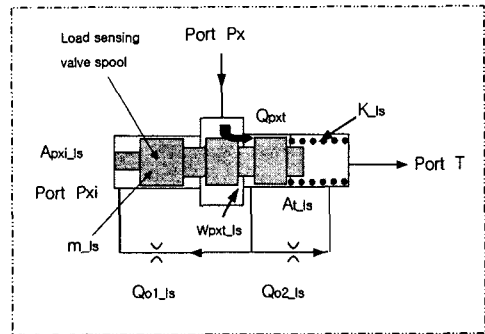


Fig. 4 Modeling of load sensing drain valve

방정식과 힘 평형 방정식은 식 (5)~식 (7)과 같다.

$$\frac{dP_a}{dt} = \frac{\beta}{V_{o0} + A_a x_c} (Q_{o1} - Q_a - A_a \dot{x}_c - C_{ca} (P_a - P_b)) \quad (5)$$

$$\frac{dP_b}{dt} = \frac{\beta}{V_{b0} - A_b x_c} (Q_{o2} - Q_b + A_b \dot{x}_c - C_{cb} P_b + C_{cb} (P_a - P_b)) \quad (6)$$

$$A_a P_a - A_b P_b = M_c \ddot{x}_c + B_c \dot{x}_c + F_L \quad (7)$$

여기서  $\beta$  는 압축률,  $V_{o0}, V_{b0}$  는 초기부피,  $F_L$  는 외력이다.

### 2.1.4 부하 감응 드레인 밸브

Fig. 4 에서 부하 감응 밸브의 스톱은 중립 상태에서 좌측으로 밀려 있고, 압력 포트  $P_x$  와 포트  $P_{xi}$ , 포트 T는 작은 오리피스스를 통해 연결되어 있다.

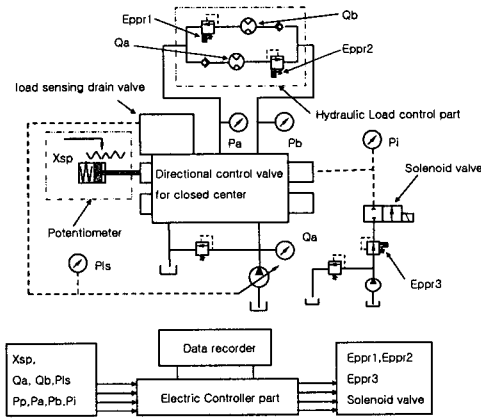


Fig. 5 Schematic diagram of experiment



Fig. 6 Photo of experiment

압력  $P_x$  가 증가하면 스프링 개도 오리피스를 통해  $P_{xi}$  포트에 압유가 전달되어 스프링 힘을 이기고 스프링을 우측으로 밀게 된다. 이때 스프링의 이동 변위 양에 따라 개도가 결정되고 개도량에 따라  $P_{xi}$  및 드레인 유량이 결정된다. 부하감응 밸브는 작업 정지시 부하 감응 압력을 드레인 시키는 역할을 하고, 부하 감응 라인에 고압이 센싱시 과도한 드레인량을 막아줌으로써, 펌프 유량을 최대로 제어되도록 한다. 로드 센싱 드레인 밸브에 대한 유량 및 운동 방정식은 식 (8)~식 (11)과 같다.

$$Q_{px\_ls} = C_d W_{px\_ls} (x_{iso} - x_{ls}) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{px\_ls} - P_t)} \quad (8)$$

$$Q_{o\_ls} = \frac{3.14 d_{o\_ls}^4}{128 \mu \ell_{o\_ls}} (P_{px\_ls} - P_{pxi\_ls}) \quad (9)$$

$$\frac{dP_{pxi\_ls}}{dt} = -\frac{\beta}{V_{pxi\_ls}} (Q_{o\_ls} - A_{pxi\_ls} \dot{x}_{sp\_ls}) \quad (10)$$

$$m_{sp\_ls} \ddot{x}_{sp\_ls} + B_{sp\_ls} \dot{x}_{sp\_ls} + K_{sp\_ls} (x_{sp\_ls} - x_{spo\_ls}) = A_{pxi\_ls} P_{pxi\_ls} - A_{ls} P_t \quad (11)$$

여기서  $d_{o\_ls}$ ,  $\ell_{o\_ls}$  는 각각 오리피스 직경과 길이이고,  $\mu$  는 유체 점성 계수,  $W_{px\_ls}$  는 면적구배이다.

### 3. 시뮬레이션 및 결과 고찰

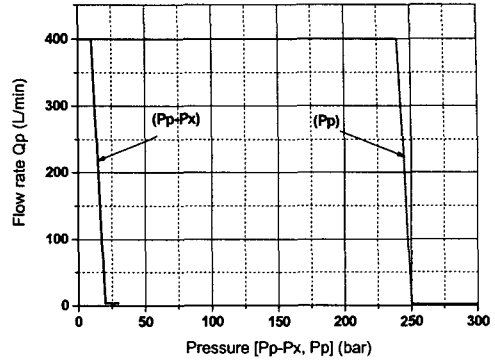
#### 3.1 시뮬레이션 및 실험

앞 절에서 유도한 각 부품들에 대한 해석 결과를 이용하고 유압 실린더의 길이는 매우 길다고 가정하여 유압 상용 프로그램인 아메심을 활용하여 모델링하고 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 시스템의 기본 특성을 해석하고 고찰하였다.

본 논문에서는 방향 제어 밸브의 개구 면적 변화에 대한 시스템 특성 민감도와 작업 조건의 변화 즉 부하 압력 크기의 변화에 대한 시스템의 제어 영역의 변화 및 다자유도 작동 특성, 동력 효율 등에 어떠한 영향을 미치는지 규명하였고 부하 압력의 주기적 변동에 따른 시스템의 안정성을 해석하였다. Fig. 5는 폐회로형 부하 감응 시스템에 대한 특성 시험의 개념도이고, Fig. 6은 폐회로형 부하 감응 유압 시스템의 실험 사진이다. Fig. 5와 같이 시험 장치를 구성한 후 Eppr3를 이용하여 파이롯 압력을 서서히 증가시켜주면 방향 제어 밸브의 스프링은 서서히 이동하고 이때 각 변수들의 데이터를 감지하여 데이터 레코더를 통해서 기록하게 된다. 실린더의 부하는 방향 제어 밸브의 상단에 설치된 Eppr1과 Eppr2를 사용하여 설정하도록 되어 있다. Table 1은 폐회로형 부하 감응 유압 시스템에 대한 주요 제원인데 각 제원들은 실제 사용하고 있는 제원과 최대한 동일하게 취했다. 여기서 스프링 간극에 의한 누유량은 매우 작아서 무시하였고, 유량 계수는 유체가 비압축성이라고 가정하여 일반적인 유압유의 유량계수인 0.61을 사용하였다.

**Table 1** Major parameters for the load-sensitive hydraulic system

Components	Parameter	Value
Oil	Bulk modulus	$9 \times 10^7$ [N/m <sup>2</sup> ]
	Density	870 [kg/m <sup>3</sup> ]
Directional control valve	Diameter of Spool	0.0360 [m]
	Spring constant	145000 [N/m]
	Mass of spool	1.2 [kg]
	Discharge coeff.	0.61
	Damping coeff.	0.015
	Total mass	175 [kg]
Hydraulic cylinder	sectional area, a	0.0254 [m <sup>2</sup> ]
	sectional area, b	0.087 [m <sup>2</sup> ]
	Maximum stroke	0.6 [m]
Load-sensitive pump	Volumetric displacement	$0.200 \times 10^{-6}$ [m <sup>3</sup> /rev.]
	Rate rpm	1800 [rpm]
Load sensing drain valve	Area coeff. of orifice	$0.314 \times 10^{-5}$ [m <sup>2</sup> ]
	Area coeff. of spool	$0.738 \times 10^{-5}$ [m <sup>2</sup> ]
Check valve	Area coefficient	$2.89 \times 10^{-4}$ [m <sup>2</sup> ]



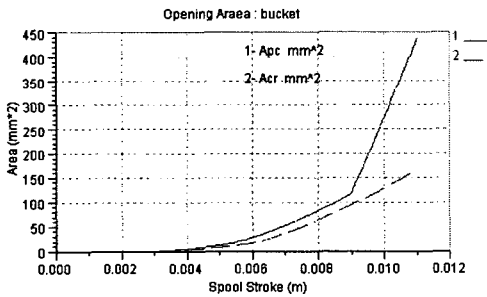
**Fig. 9** Output flow rates according to the pressures of the load sensing and pump

3.2 해석 결과 및 고찰

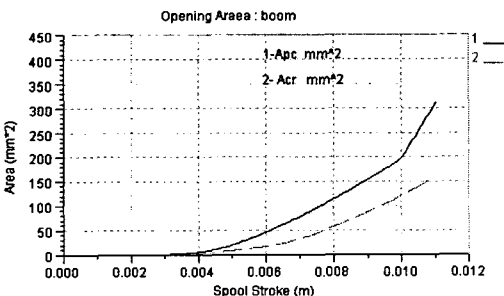
3.2.1 압력 크기에 대한 제어 영역

Fig. 11 ~ Fig. 14 은 부하 압력이 100bar 와 200bar 이고 펌프 최대 유량이 200 l/min 인 경우의 버킷 실린더 시스템 특성을 고찰한 그래프이다. 본 논문에 사용된 폐회로형 유압 시스템 부품들은 400 l/min 로 설계되어 있지만 실험 결과와의 비교는 시험 장치 용량을 감안하여 최대 유량을 200 l/min 조건에서 시뮬레이션을 수행하여 실험 결과와 비교하였다. 폐회로형 방향 제어 밸브의 변위가 3.5mm 이하에 있을 때 펌프 포트는 단혀 있고, 부하 감응 라인은 탱크 포트와 연결되어 있다. 이때 펌프 압력은 최대가 되고 펌프 토출 유량은 최소가 된다.

방향 제어 밸브 변위가 3.5mm 지점이 될 때 펌프 측에서 버킷 실린더 측의 개구 면적을 통한 압유는 방향 제어 밸브의 부하 감응 라인을 통해 실린더 부하 압력은 감지되고 감지된 부하 압력의 압유는 부하 감응 밸브의 오리피스스를 통해 탱크 측으로 드레인 된다. 부하 감응 라인의 압력은 펌프 레귤레이터로 피드백되어 펌프 압력과 부하 감응 라인의 압력차이에 의해 펌프 유량을 제어하게 된다. 펌프 압력과 부하 감응 라인의 압력차가 최대일 때 펌프 유량은 최소가 된다. 방향 제어 밸브의 스펴 변위가 증가함에 따라 펌프 측에서 작동기 측의 개구 면적은 증가하고 펌프 측에서 작동기 측으로 압유가 흐르게 되고, 이때 펌프 측과 작동기 측의 압력손실은 점점 작아지게 된다. 따라서 부하 감응 라인의 압력은 펌프



**Fig. 7** Opening areas for two dominant passing lines in bucket spool



**Fig. 8** Opening area for two dominant passing lines in boom spool

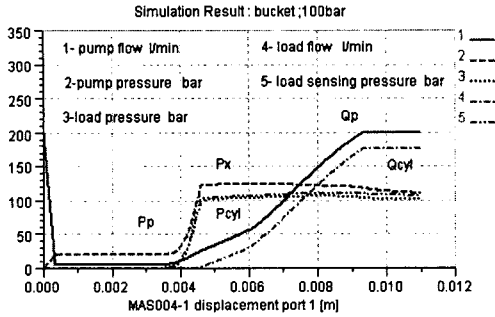


Fig. 11 Simulation results of static characteristics of closed center type

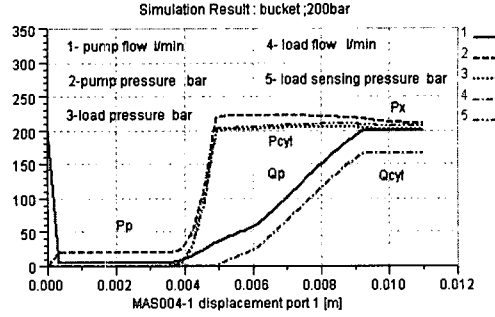


Fig. 13 Simulation results of static characteristics of closed center type

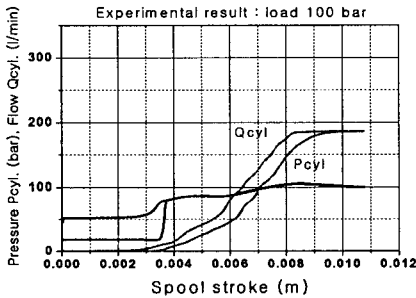


Fig. 12 Experimental results of static characteristics of closed center type

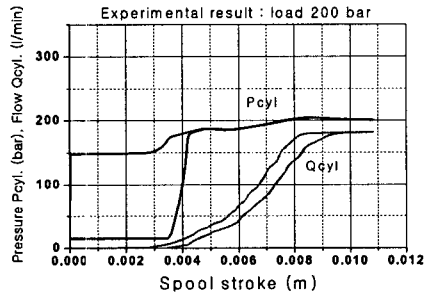


Fig. 14 Experimental results of static characteristics of closed center type

측 레귤레이터로 피드백되어 펌프 유량을 증가시키게 되어 보다 많은 유량이 불 실린더 측으로 공급되어 큰 부하를 가진 버킷 실린더가 원활하게 작동하게 된다. 시뮬레이션 결과와 실험 결과는 대체로 같은 경향을 가지고 있다. Fig. 12 ~ Fig. 14 에서 실린더로 유입되는 유량 구배가 거의 같음을 나타낸다. 이는 부하의 크기에 관계없이 유량 제어영역이 같으므로 운전자는 작동기에 대한 같은 속도감으로 안락하게 운전할 수 있음을 의미한다.

3.2.2 개구면적 변화에 대한 특성

Fig. 15 는 버킷 스펴에 대한 부하 압력 100 bar 상태에서 펌프 포트에서 실린더 포트 사이의 개구면적(Apc)을 90%, 100%, 110%로 변화시키면서 유량 차이를 고찰한 것이다. Fig. 15 에서 동일한 스펴 변위에 대해 Apc 개구 면적이 커질수록 제어 영역은 같은 범위를 나타내며, 실린더 측으로 유입되는 유량이 증가하여 작동기 속도가

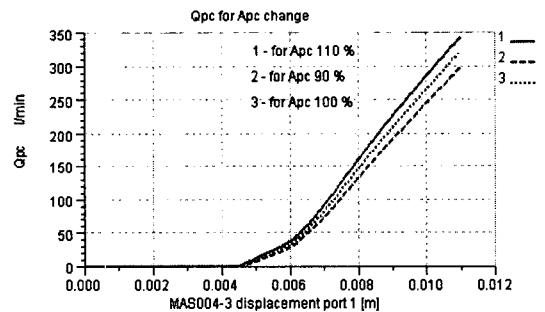


Fig. 15 Flow rate characteristics due to variations of cylinder opening area

증가됨을 알 수 있다. 이는 Fig. 15 에서 Apc 가 커짐에 따라 펌프 압력과 작동기 압력 차이가 작아지므로 펌프로 피드백되는 Pp-Px 가 작아짐에 따라 펌프 토출량이 유량을 증가시키기 때문이다.

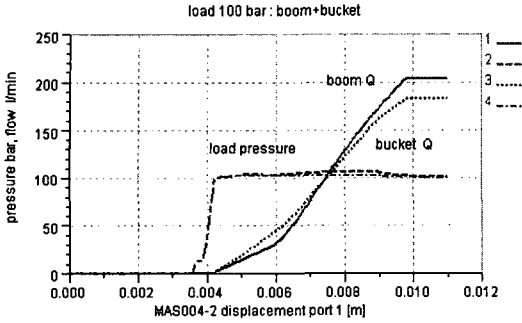


Fig. 16 Metering characteristics of multi-actuator in same load pressure

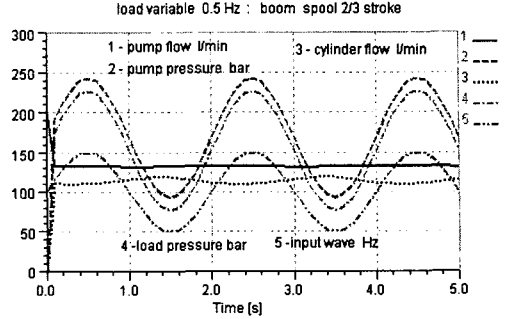


Fig. 18 System characteristics for variable load pressure in spool stroke 67%

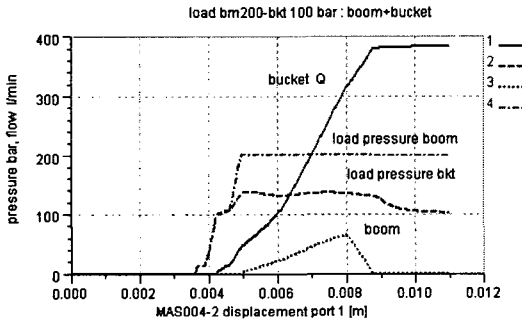


Fig. 17 Metering characteristics of multi-actuator in different load pressure

3.2.3 다자유도 작동기의 조작성

Fig. 16 은 붐 및 버킷 실린더의 부하 압력이 100bar 상태에서 조이스틱 조작 레버를 서서히 증가시키면서 실린더 측으로 유입되는 유량 분배 곡선과 부하 압력을 고찰한 것이다. 붐 및 버킷 실린더 모두가 넓은 제어 영역을 가지며 제어 영역 전 구간에서 유량 분배 곡선이 양호함을 나타낸다. 이는 같은 부하의 크기에서 붐 및 버킷 실린더의 동시 조작성이 우수함을 의미한다. 붐 및 버킷 실린더의 부하가 같다면 부하의 크기가 변하더라도 운전자는 다자유도 작동기의 조작을 같은 속도 느낌으로 운전 가능함을 의미한다.

Fig. 17 은 붐과 버킷 실린더의 부하 압력의 차가 100bar 인 경우에 조작 레버를 서서히 증가시키면서 실린더 측으로 유입되는 유량 분배 곡선과 부하 압력을 고찰한 것이다. 낮은 부하 압력을 가진 액추에이터는 제어 구간에서 유량

분배 곡선이 양호하나 높은 부하 압력을 가진 작동기는 스톱 변위가 약 8mm 이상에서 작동기 속도가 급격히 줄어 약 9mm 이상에서는 부하 압력이 높은 작동기가 정지됨을 나타낸다. 이는 붐과 버킷 실린더의 부하 압력의 차가 큰 경우, 조작 레버의 미세 조작 구간 이상에서(본 논문에서는 8mm 이상) 동시 조작이 어려움을 의미한다. 이런 경우에는 두 작동기의 동시 동작을 위해서 작동 압력이 낮은 작동기의 스톱 변위를 제한함으로써(본 논문에서는 8mm 이하) 동시 조작이 가능하게 할 수 있다.

3.2.4 부하변동에 시스템 응답특성

Fig. 18 은 폐회로형 부하 감응 유압 시스템의 붐 스톱을 약 67%를 절환시킨 상태에서 부하 압력을 0.5Hz 로 변동시키면서 펌프 유량 및 압력, 실린더 측 유량 및 압력을 고찰한 것이다. 부하 변동에 관계없이 펌프 토출 유량 및 실린더 측으로 유입되는 유량이 안정스럽게 제어됨을 알 수 있다. 이는 작업 조건, 즉 부하 압력의 변동에 관계없이 작동기 속도가 일정하게 제어되는 시스템으로 부하 압력 변동 즉 외란에 대한 시스템 안정도가 높음을 의미한다. 따라서 운전자는 작업 조건, 즉 부하 압력의 변동에 관계없이 작동기의 진동 없이 같은 속도감으로 안락하게 운전할 수 있음을 의미한다.

3.2.5 부하 변동에 따른 동력 효율

Fig. 19 는 폐회로형 부하 감응 유압 시스템의 버킷 스톱에 대해 부하 압력에 따른 펌프 동력 및 실린더 동력, 동력 효율을 고찰한 것이다. 부하 압력의 크기에 관계없이 일정한 제어 영역이 확보되며, 제어 영역에서 동력 효율 곡선이 약 80%대로 일정함을 나타낸다. 스톱 변위 4mm

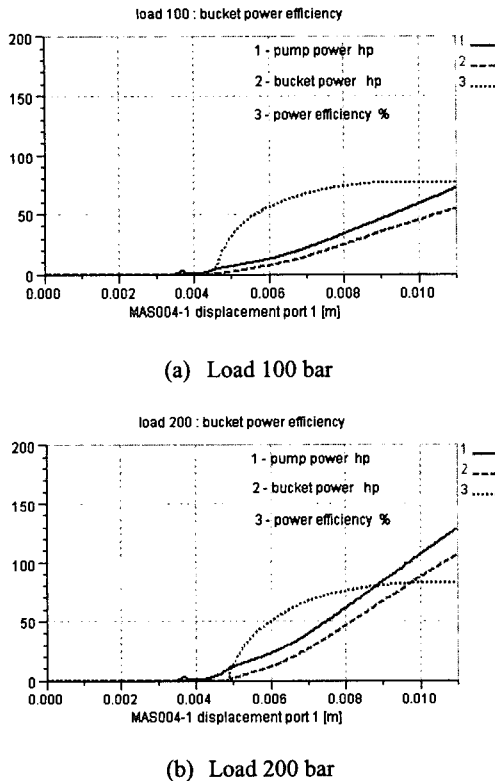


Fig. 19 Power efficiency of bucket spool in load pressure 100 bar and 200 bar

이하에서는 동력 효율이 영(zero)인 데드존이 나타나지만 펌프 토출 유량이 거의 영에 가까우므로 동력 손실은 매우 작다. 이는 스플 변위 전 범위에서 동력 효율이 양호함을 의미하며 에너지 절감의 효과를 기대할 수 있다.

#### 4. 결론

본 연구에서는 부하 변동 상태를 고려하여 폐회로형 부하 감응 유압 시스템의 성능을 해석하였다. 실제 사용되는 데이터를 이용하여 시뮬레이션을 수행하여 실험 결과와의 비교를 통해 실린더 유량 선도의 오차가 9% 범위에서 일치함을 검증하였다.

또한 폐회로형 부하 감응 유압 시스템의 성능에 영향을 미치는 주요 인자를 선정하고 이들 값을 변화시켜가며 시뮬레이션을 수행하였다. 이로부터 인자들의 변화가 부하 감응 유압 시스템의 성능에

미치는 영향을 고찰하고 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 폐회로형 부하 감응 유압 시스템에서는 부하 변동에 관계없이 제어 영역이 넓은 범위로 일정하게 확보되며 운전자의 작업의 용이성이 배가된다.

(2) 폐회로형 부하 감응 유압 시스템에서 펌프 포트에서 실린더 포트로 가는 라인의 개구면적의 크기 변화는 제어 영역에는 영향을 미치지 않으며 펌프 압력 상승에만 영향을 미친다.

(3) 폐회로형 부하 감응 유압 시스템에서 다자유도 작동기의 작동 압력의 차가 같거나 작은 경우는 복합 조작성이 잘 우수하고 운전자의 조작성의 용이성이 확보된다. 다자유도 작동기간의

작동 압력의 차가 큰 경우에는 작동 압력이 큰 작동기는 스플 변위 8mm 이상에서 복합 조작성을 확보하기가 용이하지 않다.

(4) 폐회로형 부하 감응 유압 시스템에서 방향 제어 밸브의 스플 변위의 임의의 위치에서 작동기의 작업 조건이 변하더라도 펌프 토출 유량은 맥동없이 토출되어 작동기의 속도가 안정스럽게 제어 되므로써 운전자의 안락한 운전이 용이하다.

(5) 폐회로형 부하 감응 유압 시스템에서 부하 변동에 따른 동력 효율은 부하의 크기에 관계없이 넓은 제어 영역이 확보되며 동력 효율이 약 80% 정도로 양호하다. 동력 효율이 영인 dead zone 구간에서 펌프 토출 유량이 거의 없으므로 동력 손실은 거의 없다.

#### 후 기

본 논문은 산업자원부의 기계부품개발지원 사업으로 지원되어 제어유압(주)과 공동으로 과제를 수행하였습니다. 이에 관계자분들께 감사 드립니다.

#### 참고문헌

- (1) Yosimura, Y., and Matsushita, K., 1994, "A Study of Leveling Control of Hydraulic Shovels by the Load Sensing System," *Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng.*, Vol. 60, No. 578, pp. 3349~3356.
- (2) Petertson, Ulf, Sikkema, Jeff, 1993, Development of a new wheel loader from VME the Michigan L50B, SAE TP 932407.
- (3) Lee, Y. J., Lee, S. H., and Song, C. S., 2000, "A Study on the Characteristic Analysis of the Load-sensitive Hydraulic Pump Control System," *Journal of KSPE*, Vol. 17, No. 4, pp. 148~154.



- (4) Cho, S. H., 1998, "A Simulation on the Hydraulic Control Characteristics of Excavator Using Load Sensing System," *Journal of the KSPE*, (in Korean). Vol. 15, No. 2, pp. 134~144.
- (5) Honma, K., Nakajima, K., Izumi, E., Aoyagi, Y., and Watanabe, H., 1994, "Improvement of Damping Characteristics of Hydrostatically Driven Hydraulic Excavator," *Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng.*, Vol. 60, No. 580, pp. 4175~4182.
- (6) Aoki, Yasuo, Uehara, Kazuo, Load Sensing Fluid Power Systems, SAE TP 941714
- (7) Honma, Kazuo, Nakajima, Kichio, Eiki, 1994, "Improvement of Damping Characteristics of Hydrostatically Driven Hydraulic," *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers C*. Vol. 60, No. 580, Dec pp. 4175~4182.