

양방향펌프와 편로드실린더에 의한 리프터의 구동에 관한 연구

이 성 래* · 김 제 민

건양대학교 기계공학과

Study for the Actuation of Lifter by the Bi-Directional Pump and Single-Rod Cylinder

Seongrae Lee* · Jemin Kim

Department of Mechanical Engineering, Konyang University, Chungnam 320-030, Korea

(Received 11 December 2006 / Accepted 23 January 2007)

Abstract : The motion of single-rod cylinder is typically controlled by the directional control valve. In some case, the hydraulic system should be energized by the man power and at the same time the motion of a cylinder is controlled manually. It may be confusing for a man to do two things at the same time. The solution is to make up the closed hydraulic circuit with the bi-directional pump and single-rod cylinder without using a directional control valve. In the case of single-rod cylinder, the flows at the rod side and head side are so different that several valves should be installed to make the motion of single-rod cylinder possible. The hydraulic system is composed of a bi-directional pump, a single-rod cylinder, pilot operated check valves, a check valve and a counter balance valve for the purpose of actuating the lifter. The characteristics of a suggested system are analyzed mathematically and numerically.

Key words : Bi-directional pump(양방향 펌프), Single-rod cylinder(편로드 유압실린더), Lifter(리프터), Pilot operated check valve(파일럿조작 체크밸브), Counter balance valve(카운터밸런스 밸브)

Nomenclature

A_H, A_R : pressurized areas of cylinder head and rod

b : actuator viscous coefficient

C_{cb_cv}, C_{cb_seq} : flow coefficients of counter balance valve(check valve, sequence valve)

C_{cb} : flow coefficients of check valve, b

C_{pcv_fwd}, C_{pcv_rev} : flow coefficients of pilot operated check valve(forward flow, reverse flow)

d_H, d_R : diameters of piston and rod

D_{pump} : pump displacement per radian

F_{load} : load force

F_{pump} : rotational force of pump

g : gravitational acceleration

M : load mass

P_H, P_R : pressures of cylinder head and rod side

P_{cb_set} : set pressure of counter balance valve

$P_{cv_cracking}, P_{pcv_cracking}$: cracking pressures of check valve and pilot operated check valve

$P_{pumpbelow}$: pressure below pump

P_{tank} : tank pressure

Q_{cb} : flow rate through counter balance valve

Q_{cb} : flow rate through check valve, b

Q_{pcva}, Q_{pcvb} : flow rates through pilot operated check

*Corresponding author, E-mail: srlee@konyang.ac.kr

valve, a and b

Q_{pump} : pump flow rate

R_{handle} : radius of pump handle

x_p, \dot{x}_p : displacement and velocity of piston

V_{Hb}, V_{Rb} : oil volumes of cylinder head and rod side

V_{H0}, V_{R0} : oil volumes of cylinder head and rod side at $x_p=0$

V_{Hpipe}, V_{Rpipe} : oil volumes of cylinder head and rod side pipe

$V_{pumpbelow}$: oil volume below pump

β : effective bulk modulus of oil

ω_{man} : rotational velocity of pump

ω_{man_ref} : referenced rotational velocity of pump

1. 서론

Fig. 1은 통상적인 리프터의 유압회로도를 나타낸다.^{1,2)} Fig. 1에서 리프터를 상승 및 하강시키기 위해서는 먼저 펌프를 작동시킨 후 방향변환밸브를 원하는 위치로 조작해야 한다. 특히 수동으로 리프터를 작동시키는 경우에는 펌프와 방향변환밸브를 거의 동시에 작동시켜야 하므로 불편이 따른다. 이러한 불편함을 해소시키기 위해 방향변환밸브를 사용하지 않은 리프터용 유압장치를 개발하게 되었으며 Fig. 2에 유압회로도가 나타나 있다. Fig. 2에서 실린더의 운동방향(리프터의 승강방향)은 단순히 양방향 펌프의 회전방향에 의해서만 결정된다는 사실을 알 수 있다. Fig. 2에서 카운터밸런스 밸브(counter balance valve)는 부하의 자중에 의해 부하가 낙하하는 것을 방지하기 위해 설치하였으며 2개의 파일럿 조작 체크밸브(pilot operated check valve)와 1개의 체크밸브(check valve)는 편로드 실린더의 로드측과 헤드측에서 유입 및 유출되는 유량의 차이를 보정하기 위해 설치하였다.^{3,4)}

양방향 펌프의 회전에 의해 리프터의 승강운동 방향제어가 원활이 이루어지는지를 파악하기 위해 리프터용 유압장치의 수학적 모델식을 유도하였고 컴퓨터 시뮬레이션을 수행하였다.

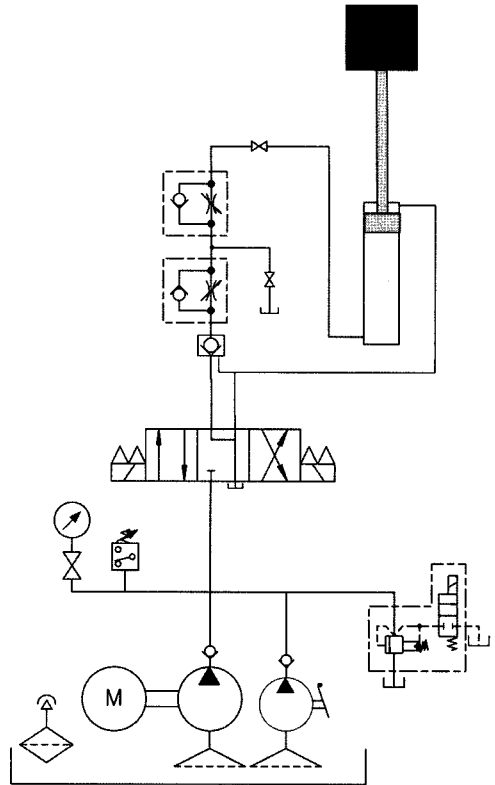


Fig. 1 Typical hydraulic circuit of the lifter using a directional control valve

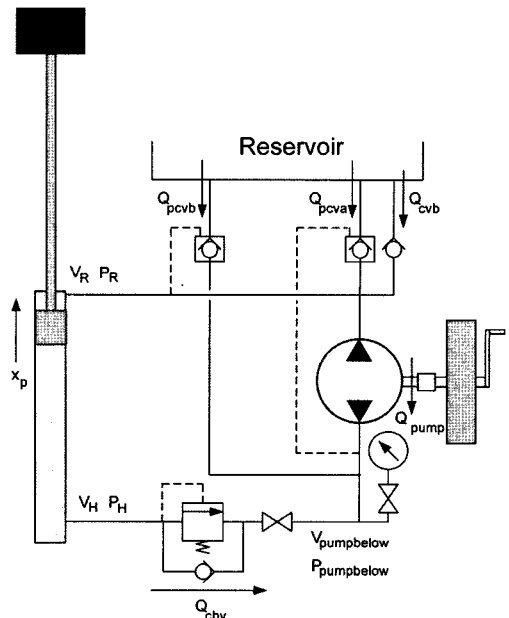


Fig. 2 Hydraulic circuit of the lifter without a directional control valve

2. 리프터용 유압장치의 수학적 모델

Fig. 2에 양방향 펌프를 사용한 리프터용 유압장치에 대한 유압회로가 나타나 있으며 중요한 시스템 변수가 표시되어 있다. 양방향 펌프를 사용한 리프터용 유압장치의 수학적 모델식은 다음과 같이 유도된다.

1) 양방향 펌프의 유량식

양방향 펌프의 유량, Q_{pump} 은 펌프의 배제용적, D_{pump} 과 펌프의 각속도, ω_{man} 의 곱으로 구해진다. 편의상 기준 펌프회전속도를 1차 필터(시간상수 1초)로 필터링하여 실제 펌프회전속도를 적용하였다.

$$Q_{pump} = D_{pump} \cdot \dot{\omega}_{man} \quad (1)$$

$$\tau \dot{\omega}_{man} + \omega_{man} = \omega_{man,r} \quad (2)$$

2) 펌프 하단의 연속방정식

펌프 하단측 제어부피에서의 연속방정식은 다음과 같다.

$$\dot{P}_{pumpbelow} = (Q_{pump} + Q_{pcvb} + Q_{cbv}) \cdot \frac{\beta}{V_{pumpbelow}} \quad (3)$$

3) 실린더 로드측 연속방정식

실린더 로드측 제어부피에서의 연속방정식은 식 (4)와 같으며 실린더 로드측 제어부피는 식 (5)로 표현된다.

$$\dot{P}_R = (Q_{pcva} + Q_{cbv} - Q_{pump} + A_R \dot{x}_p) \cdot \frac{\beta}{V_R} \quad (4)$$

$$V_R = V_{R0} - A_R \cdot x_p + V_{Rpipe} \quad (5)$$

4) 실린더 헤드측 연속방정식

실린더 헤드측 제어부피에서의 연속방정식은 식 (6)과 같으며 실린더 헤드측 제어부피는 식 (7)로 표현된다.

$$\dot{P}_H = (-Q_{cbv} - A_H \dot{x}_p) \cdot \frac{\beta}{V_H} \quad (6)$$

$$V_H = V_{H0} + A_H \cdot x_p + V_{Hpipe} \quad (7)$$

5) 파일럿조작 체크밸브a의 유량식^{5,6)}

파일럿조작 체크밸브a의 유량은 식 (8)~(11)로 표현되며 식 (8), 식 (9)의 조건식에서 파일럿조작 체크밸브

의 역방향 유량이 발생하기 위해서는 파일럿압력이 $[0.28 \times (\text{역방향 흐름기준 상단압} + \text{크래킹압력}) + 0.72 \times (\text{역방향 흐름기준 하단압})]$ 보다 커야 한다는 사실을 알 수 있다.

$$\text{if } P_{pumpbelow} > 0.28P_R + 0.72P_{\text{tank}}, P_R > P_{\text{tank}} \quad (8)$$

$$Q_{pcva} = -C_{pcv_rev} \sqrt{P_R - P_{\text{tank}}} \quad (8)$$

$$\text{if } P_{pumpbelow} > 0.28P_R + 0.72P_{\text{tank}}, P_R \leq P_{\text{tank}} \quad (9)$$

$$Q_{pcva} = C_{pcv_fwd} \sqrt{P_{\text{tank}} - P_R} \quad (9)$$

$$\text{if } P_{pumpbelow} \leq 0.28P_R + 0.72P_{\text{tank}} \text{ and} \quad (10)$$

$$P_R + P_{pcv-cracking} > P_{\text{tank}} \text{ then } Q_{pcva} = 0 \quad (10)$$

$$\text{if } P_{pumpbelow} \leq 0.28P_R + 0.72P_{\text{tank}} \text{ and} \quad (11)$$

$$P_R + P_{pcv-cracking} \leq P_{\text{tank}} \text{ then} \quad (11)$$

$$Q_{pcva} = C_{pcv_fwd} \sqrt{P_{\text{tank}} - P_R - P_{pcv-cracking}} \quad (11)$$

6) 파일럿조작 체크밸브b의 유량식

파일럿조작 체크밸브b의 유량은 식 (12)~(15)로 표현된다.

$$\text{if } P_R > 0.28P_{pumpbelow} + 0.72P_{\text{tank}}, P_{pumpbelow} > P_{\text{tank}} \quad (12)$$

$$Q_{pcvb} = -C_{pcv_rev} \sqrt{P_{pumpbelow} - P_{\text{tank}}} \quad (12)$$

$$\text{if } P_R > 0.28P_{pumpbelow} + 0.72P_{\text{tank}}, P_{pumpbelow} \leq P_{\text{tank}} \quad (13)$$

$$Q_{pcvb} = C_{pcv_fwd} \sqrt{P_{\text{tank}} - P_{pumpbelow}} \quad (13)$$

$$\text{if } P_R \leq 0.28P_{pumpbelow} + 0.72P_{\text{tank}} \text{ and} \quad (14)$$

$$P_{pumpbelow} + P_{pcv-cracking} > P_{\text{tank}} \text{ then } Q_{pcvb} = 0 \quad (14)$$

$$\text{if } P_R \leq 0.28P_{pumpbelow} + 0.72P_{\text{tank}} \text{ and} \quad (15)$$

$$P_{pumpbelow} + P_{pcv-cracking} \leq P_{\text{tank}} \text{ then} \quad (15)$$

$$Q_{pcvb} = C_{pcv_fwd} \sqrt{P_{\text{tank}} - P_{pumpbelow} - P_{pcv-cracking}} \quad (15)$$

7) 체크밸브b의 유량식^{5,6)}

체크밸브b의 유량은 식 (16)로 표현된다.

$$\text{if } P_{\text{tank}} \geq P_R + P_{cv-cracking} \quad (16)$$

$$\text{then } Q_{cbv} = C_{cbv} \sqrt{P_{\text{tank}} - P_R - P_{cv-cracking}} \quad (16)$$

$$\text{else } Q_{cbv} = 0 \quad (16)$$

8) 카운터밸런스 밸브의 유량식^{5,6)}

카운터밸런스밸브는 시퀀스밸브(sequence valve)와 체크밸브로 구성되며 체크밸브 유량은 식 (17)로 표현되며 카운터밸런스밸브 유량은 식 (18), 식 (19)로 표현된다. 식 (18)의 조건식에서 시퀀스밸브의 유량이 발생하기 위해서는 시퀀스밸브의 압력차가 시퀀스밸브의 조정압보다 커야 한다는 사실을 알 수 있다.

$$\text{if } P_{pumpbelow} \geq P_H$$

$$Q_{cbv} = -C_{cbv_cv} \sqrt{P_{pumpbelow} - P_H} \quad (17)$$

$$\text{if } P_H > P_{pumpbelow}, P_H \geq P_{pumpbelow} + P_{cbv_set}$$

$$Q_{cbv} = C_{cbv_seq} \sqrt{P_H - P_{pumpbelow} - P_{cbv_set}} \quad (18)$$

$$\text{if } P_H > P_{pumpbelow}, P_H < P_{pumpbelow} + P_{cbv_set}$$

$$Q_{cbv} = 0 \quad (19)$$

9) 실린더 운동방정식

피스톤 및 피스톤에 연결된 부하질량에 대한 운동방정식은 식 (20)과 같으며 식 (22)는 실린더 로드측 가압면적, 실린더 헤드측 가압면적을 나타낸다.

$$P_H A_H - P_R A_R - F_{load} - b \dot{x}_p = M \ddot{x}_p \quad (20)$$

$$F_{load} = M \cdot g \quad (21)$$

$$A_R = \frac{\pi}{4} (d_H^2 - d_R^2), A_H = \frac{\pi}{4} d_H^2 \quad (22)$$

10) 펌프회전력

펌프를 회전시키는데 필요한 힘은 다음 식으로 계산된다.

$$F_{pump} = \frac{D_{pump} (P_{pumpbelow} - P_R)}{R_{handle}} \quad (23)$$

3. 컴퓨터 시뮬레이션 결과

식 (1)~(23)을 이용하여 시뮬레이션 프로그램을 작성하였으며 시뮬레이션에 적용된 시스템 상수값은 Table 1에 나타나 있다. 시뮬레이션 언어는 MATLAB⁷⁾을 사용하였으며 적분알고리즘은 ode45를 채택하였고 최대적분시간간격은 0.001초, 총 시

Table 1 System parameters

constants	constant values	unit
C_{cbv_seq}, C_{cbv_cv}	320×10^{-9}	$(m^3/s) / \sqrt{Pa}$
C_{pcv_fwd}, C_{pcv_rev}	800×10^{-9}	$(m^3/s) / \sqrt{Pa}$
C_{cv}	1370×10^{-9}	$(m^3/s) / \sqrt{Pa}$
d_H	0.1	m
d_R	0.055	m
D_{pump}	100	cc/rev
M_{gate}	3000	kg
P_{cbv_set}	실린더 헤드측 부하자중압력 + 1	MPa
$P_{cv_cracking}$	0.035	MPa
$P_{pcv_cracking}$	0.21	MPa
P_{tank}	0.1	MPa
R_{handle}	0.3	m
V_{Hpipe}	0.001	m^3
V_{Rpipe}	0.001	m^3
$V_{pumpbelow}$	0.001	m^3
β	588	MPa
ω_{man_ref}	+120, -120	rpm

물레이션 시간은 30초로 설정하였으며 시뮬레이션 프로그램의 순서도는 Fig. 3과 같다. 0초에서 5초까지는 펌프는 정지상태이며 5초에서 펌프의 기준회전속도가 120rpm(상승시) 또는 -120rpm(하강시)이 되어 25초까지 유지되며 25초에서 펌프의 기준회전속도는 0rpm이 된다.

Table 2는 1)리프터가 상승하는 경우 2)리프터가 하강하는 경우 3)리프터가 자중낙하하는 경우에 대해서 시뮬레이션시간 t=15초에서의 펌프회전력, 실린더로드측 압력, 실린더헤드측 압력, 펌프하단 압력, 리프트속도, 파일럿조작체크밸브a, 파일럿조작체크밸브b, 체크밸브, 실린더 로드측 유출유량, 실린더 헤드측 유입유량을 나타낸다. 그리고 Fig. 4, Fig. 5, Fig. 6은 각각 1)리프터가 상승하는 경우 2)리프터가 하강하는 경우 3)리프터가 자중낙하하는 경우에 대해서 유압회로 내의 유량방향을 나타낸다. 위 세가지 경우에 대해 Table 2에 나타난 결과를 자세히 분석하면 다음과 같다.

Table 2 Lifter operational characteristics

Variables	Lift up	Lift down(counter balance valve setting pressure: load pressure+1MPa)	Lift down (counter balance valve setting pressure: 0)
$F_{pump}[N]$	218	-140.3	175.9
$P_R[MPa]$	0.094	2.759	0.106
$P_H[MPa]$	3.812	5.661	3.814
$P_{pumpbelow}[MPa]$	4.204	0.112	3.442
$x_p[m/s]$	0.025	-0.037	-0.025
$q_{pcva}[cc/s]$	60.54	0	-60.35
$q_{pcvb}[cc/s]$	0	-86.6	0
$q_{cvb}[cc/s]$	0	0	0
$A_R \dot{x}_p[cc/s]$	139.49	-200	-139.49
$A_H \dot{x}_p[cc/s]$	200	-286.72	-200

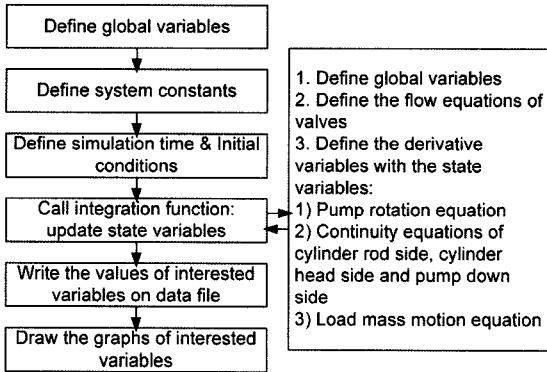


Fig. 3 Flow chart of the lifter system simulation program

1) 리프터가 상승하는 경우

3000kg의 부하를 상승시키기 위해 펌프를 +120 rpm으로 회전시키면 펌프의 토출유량은 200cc/s이고 리프터의 상승속도는 0.025m/s이며 반경 0.3m의 핸들을 사용하는 경우 핸들반력은 218N이 된다. 펌프하단의 압력은 4.204MPa, 실린더헤드측 압력은 3.812MPa, 실린더 로드측 압력은 0.094MPa가 된다. 펌프하단측의 압력이 탱크압력보다 크기 때문에 파일럿조작채밸브 b의 유량은 0이며 또한 실린더 로드측 압력이 0.094MPa, 탱크압력이 0.1MPa로서 압력차가 0.006MPa로서 채밸브의 크래킹압력, 0.035MPa보다 작기 때문에 채밸브b의 유량도 0이 된다.

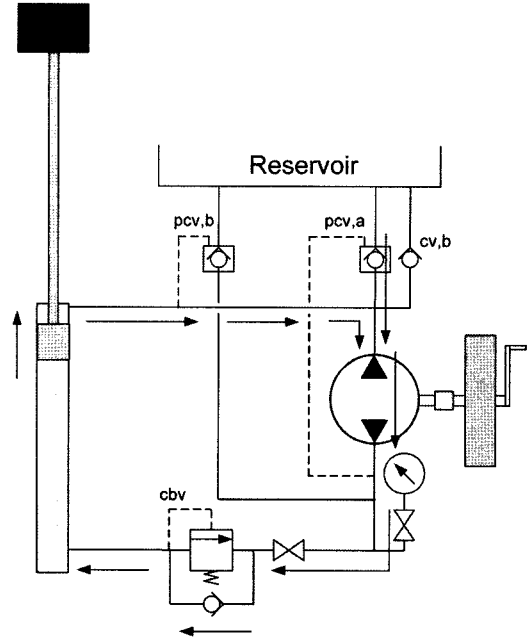


Fig. 4 Flow direction of hydraulic circuit of the lifter: lift up

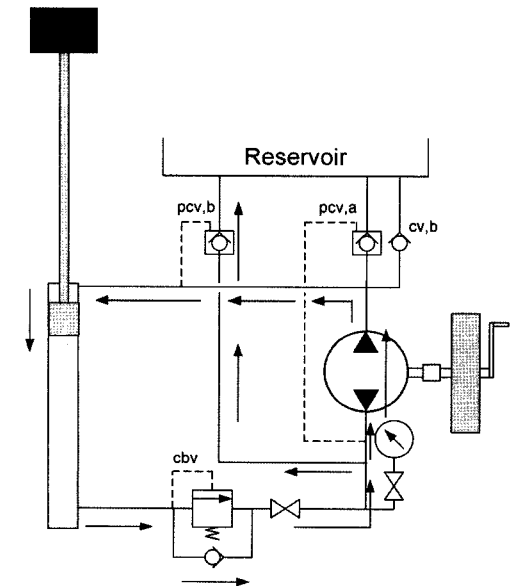


Fig. 5 Flow direction of hydraulic circuit of the lifter: lift down(counter balance pressure: load pressure+1MPa)

그러나 파일럿조작채밸브 a는 파일럿압력(펌프 하단 압력)에 의해 파일럿조작채밸브 a의 통로가 열리기 때문에 파일럿조작채밸브 a의 크래킹압력에 관계없이 순방향유량이 발생하며 그 유량은 60.54cc/s 이 된다.

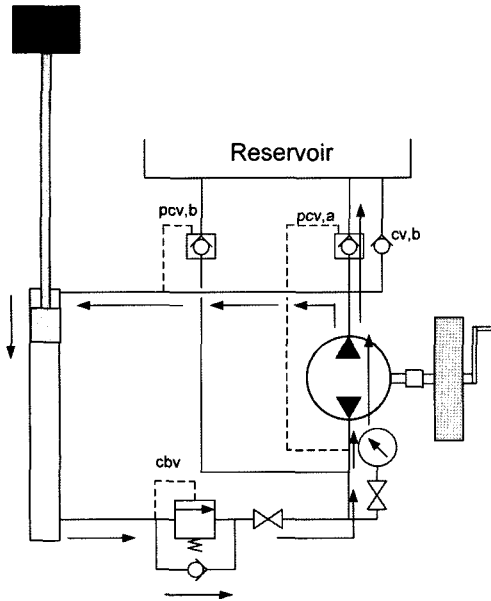


Fig. 6 Flow direction of hydraulic circuit of the lifter: lift down(counter balance pressure: 0)

결과적으로 Fig. 4에 나타난 것처럼 실린더 로드측에서 유출된 유량, 139.49cc/s과 탱크에서 파일럿조작체크밸브a를 통과한 유량, 60.54cc/s이 합해져 펌프상단으로 향하며 펌프에서 펌프하단으로 토출된 유량, 200cc/s은 카운터밸런스밸브를 역방향으로 통과하여 실린더 헤드측으로 유입된다.

2) 리프터가 하강하는 경우

3000kg의 부하를 하강시키기 위해 펌프를 -120rpm으로 회전시키면 펌프의 상단으로 토출유량은 200cc/s이고 리프터의 하강속도는 0.037m/s이며 반경 0.3m의 핸들을 사용하는 경우 핸들반력은 140.3N이 된다. 펌프하단의 압력은 0.112MPa, 실린더헤드측 압력은 5.661MPa, 실린더 로드측 압력은 2.759MPa가 된다. 여기서 부하의 자중낙하를 방지하기 위해 카운터밸런스밸브의 조정압력은 부하자중에 의해 실린더 헤드측에 발생하는 압력, $M \cdot g / A_H$ 보다 1MPa 만큼 더 크게 설정하였다.

실린더 로드측의 압력이 탱크압력보다 크기 때문에 체크밸브 b의 유량은 0이며 펌프하단의 압력이 작아 파일럿조작체크밸브 a를 작동시킬 수가 없으므로 파일럿조작체크밸브 a의 유량은 0이다. 그러나 파일럿조작체크밸브 b는 파일럿압력(실린더 로드측 압력)

에 의해 파일럿조작체크밸브 b의 통로가 열리기 때문에 역방향유량이 발생하며 그 유량은 86.6cc/s이 된다.

결과적으로 Fig. 5에 나타난 것처럼 실린더 헤드측에서 유출된 유량, 286.72cc/s에서 파일럿조작체크밸브b를 역방향으로 통과한 유량, 86.6cc/s을 뺀 유량이 펌프하단으로 향하며 펌프에서 펌프상단으로 토출된 유량, 200cc/s은 실린더 로드측으로 유입된다.

3) 리프터가 자중낙하하는 경우

카운터밸런스밸브의 조정압력을 0MPa로 설정한 상태에서 3000kg의 부하를 자중낙하시키면 펌프의 회전속도를 -120rpm으로 유지하는 경우 펌프의 상단으로 토출유량은 200cc/s이고 리프터의 하강속도는 0.025m/s이며 반경 0.3m의 핸들을 사용하는 경우 핸들반력은 -175.9N이 된다. 펌프하단의 압력은 3.442MPa, 실린더헤드측 압력은 3.814MPa, 실린더 로드측 압력은 0.106MPa가 된다.

실린더 로드측의 압력이 탱크압력보다 크기 때문에 체크밸브 b의 유량은 0이며 실린더 로드측의 압력이 작아 파일럿조작체크밸브 b를 작동시킬 수가 없으므로 파일럿조작체크밸브 b의 유량은 0이다. 그러나 파일럿조작체크밸브 a는 파일럿압력(펌프하단측 압력)에 의해 파일럿조작체크밸브 a의 통로가 열리기 때문에 역방향유량이 발생하며 그 유량은 60.35cc/s이 된다.

결과적으로 Fig. 6에 나타난 것처럼 실린더 헤드측에서 유출된 유량, 200cc/s은 카운터밸런스밸브를 통과하여 펌프하단으로 향하고 펌프에서 펌프상단으로 토출된 유량의 일부, 60.35cc/s는 파일럿조작체크밸브a를 역방향으로 통과하여 탱크로 유입되고 나머지 일부, 139.49cc/s는 실린더 로드측으로 유입된다.

4. 결론

방향변환밸브를 사용하지 않고 양방향 펌프의 회전방향에 의해서만 리프터의 승강운동방향을 제어하는 리프터용 유압장치의 작동특성을 파악하기 위해 리프터용 유압장치의 수학적 모델식을 유도하고 컴퓨터 시뮬레이션을 수행하였다. 컴퓨터 시뮬레이션을 수행한 결과, 반경 0.3m의 핸들을 사용하여 펌프를 +120 rpm으로 회전시키는 경우 3000kg의 리프

터 부하는 0.025m/s로 상승하였고 이 때 필요한 핸들회전력은 218N이었다. 펌프를 -120 rpm으로 회전시키면 리프터 부하는 0.037m/s로 하강하며 이 경우의 핸들회전력은 140N이 되었다. 리프터의 상승, 하강, 자중하강의 경우에 대해 컴퓨터 시뮬레이션을 수행한 결과 방향변환밸브를 사용하지 않고 양방향 펌프의 회전방향에 의해서 리프터의 승강운동방향을 제어할 수 있다는 사실을 확인하였다.

후 기

본 연구는 산업자원부의 지역혁신 인력양성사업의 연구결과로 수행되었습니다.

References

- 1) J. K. Lee, T. S. Kim and T. H. Kim, About Hydraulics: Circuits and Materials, Mechatronics Research, pp.146-147, 1995.
- 2) S. R. Lee, "Development of the Real-Time Simulator of a Turning-Type Sluice Gate Actuated by the Hydraulic Cylinders," Transactions of KSAE, Vol.14, No.4, pp.192-198, 2006.
- 3) S. R. Lee and M. D. Kil, Hydraulic-type Flood-gate Winch, Korea Patent No.10-0559454, Korean Intellectual Property Office, 2006.
- 4) S. R. Lee and J. M. Kim, "Direction Control of Single-Rod Hydraulic Cylinder Using the Rotational Hand Pump," Proceedings of the KFPS 2006 Spring Annual Meeting, pp.165-170, 2006.
- 5) Tokimec Co., Power Control Hydraulic & Control Systems Equipment Catalogue, pp.F15-F16, F3-F7, C45-C52, 2001.
- 6) H. E. Merritt, Hydraulic Control Systems, John Wiley & Sons, New York, pp.40-43, 1967.
- 7) D. Hanselman and B. Littlefield, The Student Edition of MATLAB, Prentice Hall, New Jersey, 1997.