

전도 수문용 폐회로형 유압장치의 작동 특성에 관한 연구

이 성래[†]

Study for the Operational Characteristics of Closed Circuit Hydraulic System of Turnover-Type Sluice Gate

Seong-Rae Lee[†]

Key Words: Operatinal Characteristics(작동 특성), Closed Circuit(폐회로), Hydraulic System(유압 장치), Turnover-Type(전도식), Sluice Gate(수문)

Abstract

The turnover-type sluice gate is typically actuated by the open circuit hydraulic system since the single-rod cylinder is used rather than the double-rod cylinder. However, here the closed circuit hydraulic system is applied for the operation of turnover-type sluice gate for the purpose of convenient operation. The closed circuit hydraulic system of turnover-type sluice gate is composed of a bi-directional pump, single-rod cylinders, pilot operated check valves, check valves and a counter balance valve. The usefulness of the closed circuit hydraulic system is verified for the several operational conditions by the computer simulations.

기호설명

A_R, A_H : 실린더의 로드측 및 헤드측 가압면적
 b_p : 실린더 작동시의 점성마찰계수
 C_{cbv_seq} : 카운터밸런스밸브의 순방향 유량계수
 C_{cbv_cv} : 카운터밸런스밸브의 역방향 유량계수
 C_{pcv_fwd}, C_{pcv_rev} : 파일럿작동 체크밸브의 순방향 및 역방향 유량계수
 d_H, d_R : 실린더의 내경 및 피스톤 로드 직경
 D_{pump} : 양방향 펌프의 라디언당 배제용적
 F_{cyl} : 실린더 로드 끝에 가해지는 등가 부하력
 g : 중력가속도
 M_p : 실린더 작동시의 이동질량

P_R, P_H : 실린더 로드측 및 헤드측 압력
 P_{cbv_set} : 카운터밸런스밸브 설정 압력
 $P_{pcv_cracking}$: 파일럿작동 체크밸브의 크래킹 압력
 $P_{pumpbelow}$: 펌프 하단 주변의 압력
 P_{tank} : 작동유 저장 탱크 압력
 Q_{cbv} : 실린더 로드측에서 카운터밸런스밸브를 통과하여 펌프 하단측으로 유입되는 유량
 Q_{cva}, Q_{cvb} : 작동유 탱크에서 체크밸브a,b 를 순방향으로 통과하는 유량
 Q_{pcva}, Q_{pcvb} : 작동유 탱크에서 파일럿작동체크밸브a,b 를 순방향으로 통과하는 유량
 Q_{pump} : 실린더 헤드측으로 유입되는 양방향 펌프의 토출유량
 R_{handle} : 양방향 펌프의 핸들 반경
 x_p : 실린더 피스톤 변위(완전 수축시 0), 수문 상승방향이 +방향
 V_H, V_R : 실린더 헤드측 및 로드측 제어부피
 V_{H0}, V_{R0} : $x_p=0$ 일 때의 실린더내 헤드측 및

[†] 회원, 건양대학교 기계공학과

E-mail : srlee@konyang.ac.kr

TEL : 041-730-5191

FAX : 041-736-4079

로드측 초기 작동유부피(=0)

V_{Hpipe}, V_{Rpipe} : 실린더 헤드측 및 로드측에 연결된 파이프 내의 작동유 부피

$V_{pumpbelow}$: 펌프 하단 주변의 제어부피

β : 작동유 체적탄성계수

ω_{pump} : 양방향 펌프의 회전 각속도

ω_{pump_ref} : 양방향 펌프의 기준 회전 각속도

1. 서론

Fig. 1은 통상적인 전도 수문용 유압회로도를 나타내며 수동 작동시 유압장치의 사용자는 방향 변환밸브를 원하는 방향으로 설정한 후 수동펌프를 작동시켜 수문을 개폐한다.⁽¹⁾ 즉 사용자는 두 개의 구성품(방향변환밸브와 수동펌프)을 통제해야 하므로 노령자가 사용하기에는 불편하다고 볼 수 있다.

이러한 불편함을 해소시키기 위해 Fig. 2에 나타난 것처럼 방향변환밸브를 사용하지 않은 폐회로형 유압장치를 개발하게 되었다. Fig. 2에서 실린더의 운동방향(수문의 개폐방향)은 단순히 양방향 펌프의 회전방향에 의해서만 결정된다. Fig. 2에서 카운터밸런스 밸브는 수문의 자중에 의해 수문이 낙하하는 것을 방지하기 위해 설치하였으며 2개의 파일럿작동 체크밸브와 2개의 체크밸브는 편로드 실린더의 로드측과 헤드측에서 유입 및 유출되는 유량의 차이를 보정하기 위해 설치하였다.^(2,3)

전도 수문의 개폐장치로서 Fig.2와 같은 폐회로형 유압장치를 적용하는 것은 처음이기 때문에 여러 가지 작동 조건 하에서 폐회로형 유압장치의 작동이 원활하게 이루어진다는 것을 증명할 필요가 있다. 여기서는 컴퓨터 시뮬레이션에 의해 1)수위가 최대인 상태에서의 수문의 닫고 열림 작동특성 2)수위가 0인 상태에서의 수문의 닫고 열림 작동특성 3)수위가 최대인 상태에서 수압과 수문자중에 의한 수문의 열림 작동특성을 구하였다.

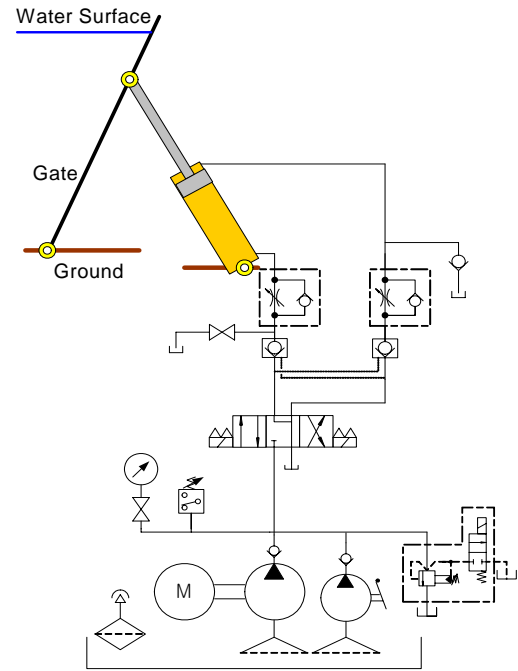


Fig. 1 Open circuit hydraulic system of the turnover-type sluice gate

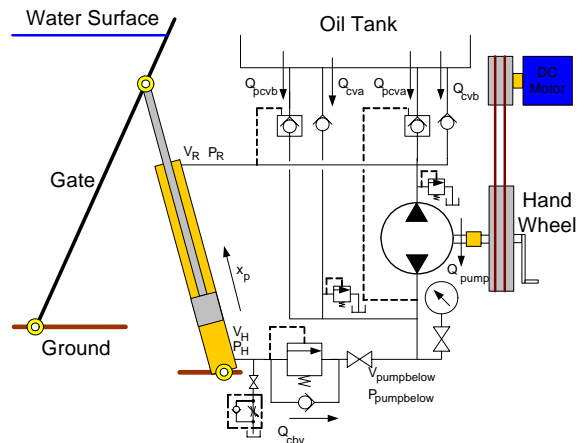


Fig. 2 Closed circuit hydraulic system of the turnover-type sluice gate

2. 수동형 전도수문용 유압장치의 수학적 모델

Fig. 2에 전도수문용 폐회로형 유압장치에 대한 유압회로가 나타나 있으며 중요한 시스템 변수가

표시되어 있으며 시스템의 구성품에 대한 수학적 모델식은 다음과 같다.

(1) 회전식 수동펌프의 유량식

양방향 펌프의 유량, Q_{pump} 은 펌프의 배제용적, D_{pump} 과 펌프의 각속도, ω_{pump} 의 곱으로 구해진다. 편의상 기준 펌프회전속도를 1차 필터(시간상수 0.2초)로 필터링하여 실제 펌프회전속도를 적용하였다.

$$Q_{pump} = D_{pump} \cdot \omega_{pump} \quad (1)$$

$$\tau \omega_{pump} + \omega_{pump} = \omega_{pump_r} \quad (2)$$

(2) 펌프 하단의 연속방정식

펌프 하단측 제어부피에서의 연속방정식은 다음과 같다.

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

(3) 실린더 로드측 연속방정식

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

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

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

(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) 파일럿작동 체크밸브a의 유량식

파일럿작동 체크밸브a의 유량은 식(8)-(11)로 표현되며 식(8), 식(9)의 조건식에서 파일럿작동 체크밸브의 역방향 유량이 발생하기 위해서는 파일럿압력이 [$0.28 \cdot (\text{순방향 흐름기준 하류압} + \text{크래킹압력}) + 0.72 \cdot (\text{순방향 흐름기준 상류압})$] 보다 커야 한다는 사실을 알 수 있다.⁽⁴⁾

$$\text{if } P_{pumpbelow} > 0.28(P_R + P_{pcv-cracking}) + 0.72P_{tank}, P_R > P_{tank} \\ Q_{pcva} = -C_{pcv_rev} \sqrt{P_R - P_{tank}} \quad (8)$$

$$\text{if } P_{pumpbelow} > 0.28(P_R + P_{pcv-cracking}) + 0.72P_{tank}, P_R \leq P_{tank} \\ Q_{pcva} = C_{pcv_fwd} \sqrt{P_{tank} - P_R} \quad (9)$$

$$\text{if } P_{pumpbelow} \leq 0.28(P_R + P_{pcv-cracking}) + 0.72P_{tank} \text{ and } \\ P_R + P_{pcv-cracking} > P_{tank} \text{ then } Q_{pcva} = 0 \quad (10)$$

$$\text{if } P_{pumpbelow} \leq 0.28(P_R + P_{pcv-cracking}) + 0.72P_{tank} \text{ and}$$

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

(6) 파일럿작동 체크밸브b의 유량식

파일럿작동 체크밸브b의 유량은 식(12)-(15)로 표현된다.

$$\text{if } P_R > 0.28(P_{pumpbelow} + P_{pcv-cracking}) + 0.72P_{tank} \text{ and } \\ P_{pumpbelow} > P_{tank} \\ Q_{pcvb} = -C_{pcv_rev} \sqrt{P_{pumpbelow} - P_{tank}} \quad (12)$$

$$\text{if } P_R > 0.28(P_{pumpbelow} + P_{pcv-cracking}) + 0.72P_{tank} \text{ and } \\ P_{pumpbelow} \leq P_{tank} \\ Q_{pcvb} = C_{pcv_fwd} \sqrt{P_{tank} - P_{pumpbelow}} \quad (13)$$

$$\text{if } P_R \leq 0.28(P_{pumpbelow} + P_{pcv-cracking}) + 0.72P_{tank} \text{ and } \\ P_{pumpbelow} + P_{pcv-cracking} > P_{tank} \text{ then } Q_{pcvb} = 0 \quad (14)$$

$$\text{if } P_R \leq 0.28(P_{pumpbelow} + P_{pcv-cracking}) + 0.72P_{tank} \text{ and } \\ P_{pumpbelow} + P_{pcv-cracking} \leq P_{tank} \text{ then} \\ Q_{pcvb} = C_{pcv_fwd} \sqrt{P_{tank} - P_{pumpbelow} - P_{pcv-cracking}} \quad (15)$$

(7) 체크밸브a의 유량식

체크밸브a의 유량은 식(16)으로 표현된다.

$$\text{if } P_{tank} \geq P_{pumpbelow} + P_{cv-cracking} \\ \text{then } Q_{cva} = C_{cva} \sqrt{P_{tank} - P_{pumpbelow} - P_{cv-cracking}} \\ \text{else } Q_{cva} = 0 \quad (16)$$

(8) 체크밸브b의 유량식

체크밸브b의 유량은 식(17)로 표현된다.

$$\text{if } P_{tank} \geq P_{up} + P_{cv-cracking} \\ \text{then } Q_{cvb} = C_{cvb} \sqrt{P_{tank} - P_{up} - P_{cv-cracking}} \\ \text{else } Q_{cvb} = 0 \quad (17)$$

(9) 카운터밸런스 밸브의 유량식

카운터밸런스밸브는 시퀀스밸브와 체크밸브로 구성된다. 카운터밸런스밸브의 역방향 흐름은 체크밸브를 통과하는 유량으로서 식(18)로 표현되며 카운터밸런스밸브의 순방향 흐름은 시퀀스밸브를 통과하는 유량으로서 식(19), 식(20)로 표현된다. 식(19)의 조건식에서 시퀀스밸브의 통과 유량이 발생하기 위해서는 시퀀스밸브의 압력차가 시퀀스밸브의 조정압보다 커야 한다는 사실을 알 수 있다.

$$\text{if } P_{pumpbelow} \geq P_H + P_{cv-cracking} \\ Q_{cbv} = -C_{cbv_cv} \sqrt{P_{pumpbelow} - P_H - P_{cv-cracking}} \quad (18)$$

$$\text{if } P_H > P_{pumpbelow}, P_H \geq P_{pumpbelow} + P_{cbv_set} \\ Q_{cbv} = C_{cbv_seq} \sqrt{P_H - P_{pumpbelow} - P_{cbv_set}} \quad (19)$$

$$\text{if } P_H > P_{pumpbelow}, P_H < P_{pumpbelow} + P_{cbv_set} \\ Q_{cbv} = 0 \quad (20)$$

(10) 실린더 운동방정식

실린더의 운동방정식은 식(21)과 같으며 식(22)은 실린더의 로드측 및 헤드측 가압면적을 나타낸다.

$$P_H A_H - P_R A_R - F_{cyl} - b_p \dot{x}_p = M_p \ddot{x}_p \quad (21)$$

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

식(21)에 나타난 실린더 로드 끝단에 작용하는 부하력 F_{cyl} 의 크기는 수문각도 0~60도의 범위에서 12400N~13000N 를 나타낸다.

3. 컴퓨터 시뮬레이션 결과

식(1)-식(22)를 이용하여 시뮬레이션 프로그램을 작성하였으며 시뮬레이션에 적용된 시스템 상수 값은 Table 1에 나타나 있다. 시뮬레이션 언어는 MATLAB⁽⁵⁾을 사용하였으며 적분알고리즘은 ode45를 채택하였고 최대적분시간간격은 0.01초, 데이터획득 시간간격은 0.1초, 총 시뮬레이션 시간은 수문의 상승, 정지, 하강을 포함하며 46.5초로 설정하였다. Fig.2에 나타난 폐회로형 유압장치에 대한 시뮬레이션 프로그램의 순서도는 Fig.3에 잘 나타나 있다.

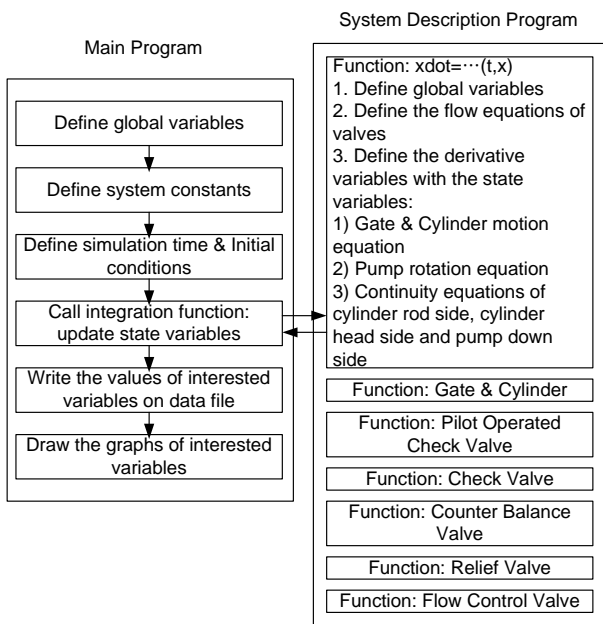


Fig. 3 Flow chart of the turnover-type sluice gate simulation program

Table 1. System Parameters

Symbols	Values	Unit
C_{cbv_seq}	319×10^{-9}	$\frac{m^3/s}{\sqrt{Pa}}$
C_{cbv_cv}	319×10^{-9}	$\frac{m^3/s}{\sqrt{Pa}}$
C_{pcv_fwd} , C_{pcv_rev}	800×10^{-9}	$\frac{m^3/s}{\sqrt{Pa}}$
C_{cv}	1374×10^{-9}	$\frac{m^3/s}{\sqrt{Pa}}$
C_{fcv}	319×10^{-9}	$\frac{m^3/s}{\sqrt{Pa}}$
d_H	0.1	m
d_R	0.055	m
D_{pump}	100	cc/rev
ω_{pump_r}	+120(up), -120(down)	rpm
Q_{pump}	+200(up), -200(down)	cc/s
M_{gate}	1250	kg
P_{cbv_set}	1.0	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

담수보에 가득 찬 물에 의해 최대의 수압을 받는 상태에서 수문이 상승, 정지, 하강하는 경우에 유압장치의 작동 특성이 Fig.4에 나타나 있다. 수문의 상승 시에는 펌프동력은 401W, 펌프회전력은 106N, 실린더 로드측 압력, 펌프하단 압력, 실린더 헤드측 압력은 각각 0.09MPa, 2.10MPa, 1.67MPa이다. 또한 파일럿작동체크밸브-a, 체크밸브-a, 파일럿작동체크밸브-b, 체크밸브-b의 유량은 각각 60.54cc/s, 0.0cc/s, 0.0cc/s, 0.0cc/s이다. 수문의 하강시에는 펌프동력은 526W, 펌프회전력은 140N, 실린더 로드측 압력, 펌프하단 압력, 실린더 헤드측 압력은 각각 2.74MPa, 0.11MPa, 3.48MPa이며 파일럿작동체크밸브-a, 체크밸브-a, 파일럿작동체크밸브-b, 체크밸브-b의 유량은 각각 0.0cc/s, 0.0cc/s, -86.64cc/s, 0.0cc/s이다.

담수보에 물이 없는 상태에서 수문이 상승, 정지, 하강하는 경우에 유압장치의 작동 특성이 Fig.5에 나타나 있다. 수문의 상승 시에는 펌프동

력은 292W, 펌프회전력은 78N, 실린더 로드측 압력, 펌프하단 압력, 실린더 헤드측 압력은 각각 0.09MPa, 1.56MPa, 1.13MPa이다. 또한 파일럿작동 체크밸브-a, 체크밸브-a, 파일럿작동체크밸브-b, 체크밸브-b의 유량은 각각 60.39cc/s, 0.0cc/s, 0.0cc/s, 0.0cc/s이다. 수문의 하강시에는 펌프동력은 632W, 펌프회전력은 168N, 실린더 로드측 압력, 펌프하단 압력, 실린더 헤드측 압력은 각각 3.27MPa, 0.11MPa, 3.48MPa이며 파일럿작동체크밸브-a, 체크밸브-a, 파일럿작동체크밸브-b, 체크밸브-b의 유량은 각각 0.0cc/s, 0.0cc/s, -87.28cc/s, 0.0cc/s이다.

담수보에 가득 찬 물에 의해 최대의 수압을 받는 상태에서 수문이 상승, 정지 및 자유하강하는 경우에 유압장치의 작동 특성이 Fig.6에 나타나 있다. 수문의 상승시의 작동 특성은 Fig.4의 상승 부분과 동일하며 단지 수문의 자유하강시에는 펌프동력은 0W, 펌프회전정지력은 68N, 실린더 로드측 압력, 펌프하단 압력, 실린더 헤드측 압력은 각각 0.06MPa, 1.34MPa, 1.63MPa이며 파일럿작동 체크밸브-a, 체크밸브-a, 파일럿작동체크밸브-b, 체크밸브-b의 유량은 각각 163.2cc/s, 0.0cc/s, 0.0cc/s, 113.0cc/s이다.

4. 결론

담수보의 수위조절용으로 사용되는 전도 수문의 개폐장치로서 폐회로형 유압장치를 적용하였다. 이는 유압장치의 사용자에게 편리함을 주기 위함이고 또한 유압장치의 작동에 필요한 동력을 최소화시키기 위함이다. 컴퓨터 시뮬레이션에 의해 1)수위가 최대인 상태에서의 수문의 닫고 열림 작동특성 2)수위가 0인 상태에서의 수문의 닫고 열림 작동특성 3)수위가 최대인 상태에서 수압과 수문자중에 의한 수문의 열림 작동특성을 구하였으며 여기서 폐회로형 유압장치의 작동이 원활하게 이루어진다는 사실을 알 수 있었다.

참고문헌

- (1) Lee, J. K., Kim, T. S., Kim, T. H., 1995, *About Hydraulics: Circuits and Materials*, Mechatronics Research, pp. 146-149.
- (2) Daehan Engineering, 2006, *Hydraulic-type floodgate winch*, Korea Patent No. 10-0559454.

- (3) Lee, S. R., 2006, "Study for the Actuation of Turning-Type Sluice Gate by the Bi-Directional Pump and Single-Rod Cylinders," *Proceedings of the KSME 2006 Fall Annual Meeting*, pp.674~679.
- (4) 2001, *Power Control Hydraulic Equipment Catalogue*, Tokimec Co., pp.F15~F16, F3-F7, C45-C52.
- (5) Hanselman, D. and Littlefield, B., 1997, *The Student Edition of MATLAB*, Prentice Hall.

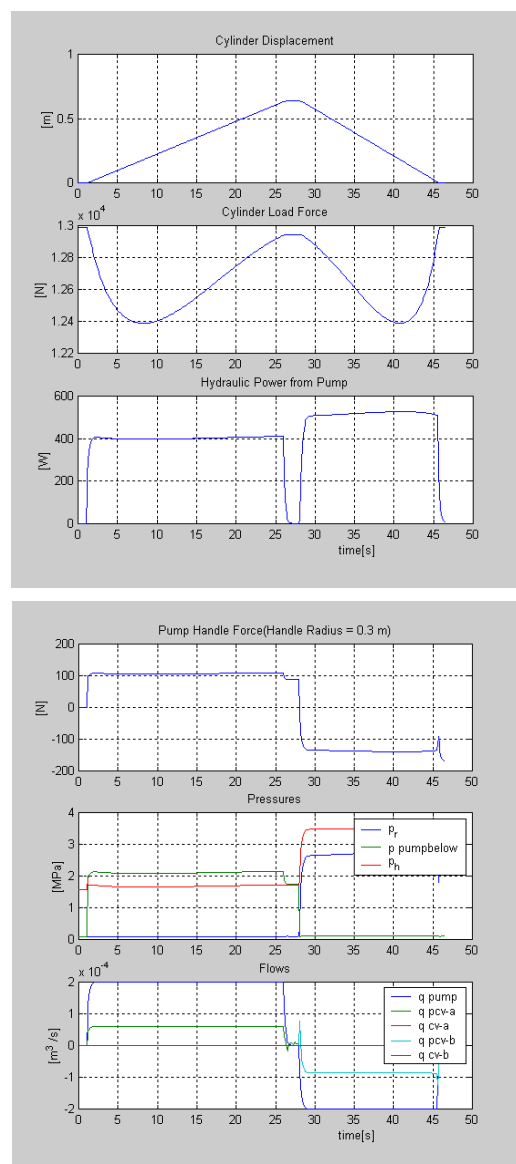


Fig. 4 Gate up & down with water load (1)cylinder displacement (2)cylinder load force (3) hydraulic power from pump (4)pump rotating force (5)pressures (6) flows

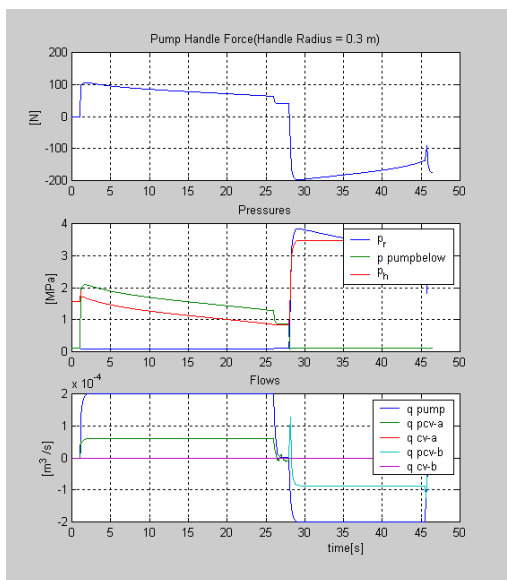
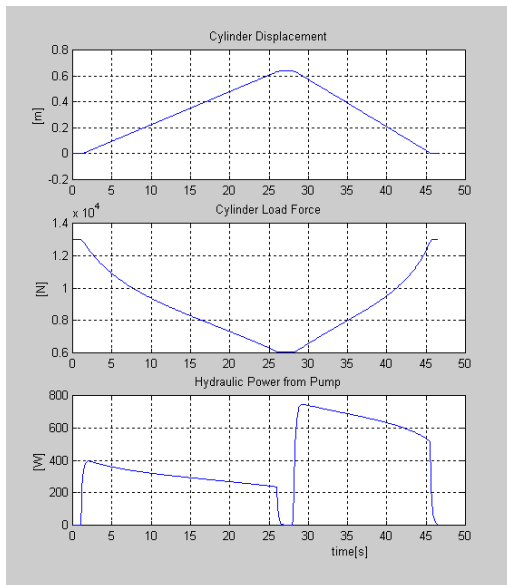


Fig. 5 Gate up & down without water load (1)cylinder displacement (2)cylinder load force (3) hydraulic power from pump (4)pump rotating force (5)pressures (6) flows

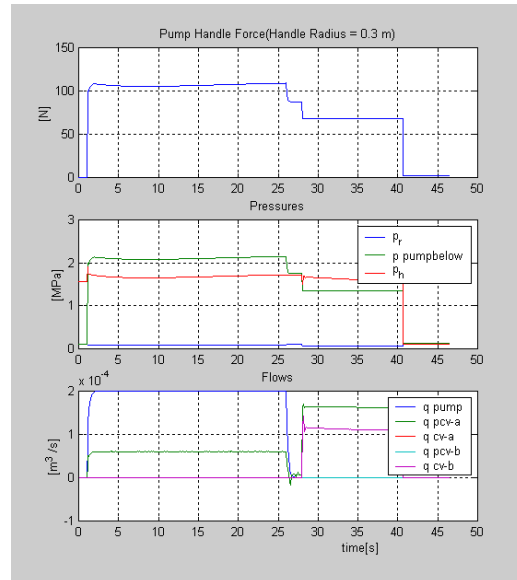
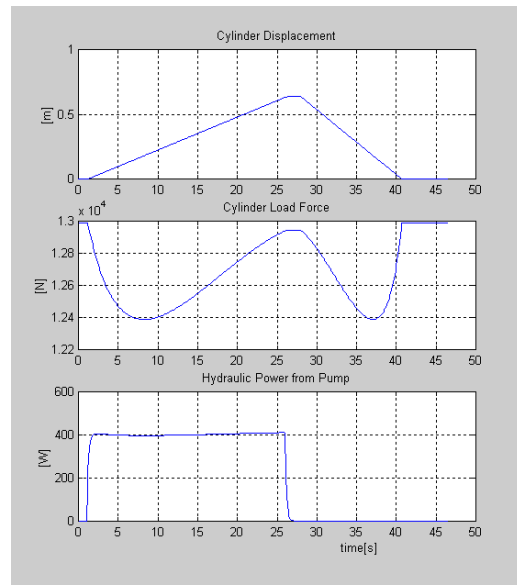


Fig. 6 Gate up & free down with water load (1)cylinder displacement (2)cylinder load force (3) hydraulic power from pump (4)pump rotating force (5)pressures (6) flows