

# 정유압식 래크바형 수문권양기의 개발

## Development of the Rack-Bar Type Sluice Gate Applying the Hydrostatic Transmission

이 성 래  
Seong-Rae Lee

**Key Words** : Hydrostatic Transmission(정유압식 동력전달장치), Rack-Bar Type(래크바형), Sluice Gate(수문)

**Abstract:** The typical hydraulic hoisting system of the rack-bar type sluice gate is composed of a hydraulic supply unit using an uni-directional pump, a direction control valve, a hydraulic motor, a counter balance valve, and flow control valves. Here, the hydrostatic transmission is applied to the hoisting system of rack-bar type sluice gate to simplify the operation of gate such that the upward and downward direction of gate is simply controlled by the direction of pump rotation. The new hydraulic hoisting system is composed of a bi-directional pump, a hydraulic motor, a counter balance valve, two check valves, two pilot-operated check valves, two relief valves and a shuttle valve. The characteristics of a suggested system are analyzed by computer simulations and experiments.

### 기호 설명

$b_{m\_eq}$ : 유압모터축 기준 등가점성마찰계수[N·s/m]  
 $b_{gate}$ : 수문과 문틀 사이의 점성마찰계수[N·s/m]  
 $C_{cbv\_cv}$ : 카운터밸런스밸브 역방향유량계수  $\left[\frac{m^3/s}{\sqrt{Pa}}\right]$   
 $C_{cbv\_seq}$ : 카운터밸런스밸브 순방향유량계수  $\left[\frac{m^3/s}{\sqrt{Pa}}\right]$   
 $C_{cv1}, C_{cv2}$ : 체크밸브 1,2의 유량계수  $\left[\frac{m^3/s}{\sqrt{Pa}}\right]$   
 $C_{pcv1}, C_{pcv2}$ : 파일럿작동체크밸브1,2의 유량계수  $\left[\frac{m^3/s}{\sqrt{Pa}}\right]$   
 $C_{rv1}, C_{rv2}$ : 릴리프밸브 1,2의 유량계수  $\left[\frac{m^3/s}{\sqrt{Pa}}\right]$   
 $D_m$ : 유압모터의 배제용적[cc/rev]  
 $D_{pump}$ : 유압펌프의 배제용적[cc/rev]  
 $I_{m\_eq}$ : 유압모터축을 기준으로 한 등가 회전관성[kg · m<sup>2</sup>]  
 $g$ : 중력 가속도[m/s<sup>2</sup>]  
 $M_{gate}$ : 수문의 질량[kg]

$n_{gears}$ : 유압모터축과 래크기어축 사이의 감속비  
 $P_{brake\_release}$ : 유압브레이크의 해제 압력[Pa]  
 $P_{cbv\_set}$ : 카운터 밸런스밸브 1,2의 설정압력[Pa]  
 $P_{cv\_cracking}$ : 체크밸브의 크래킹 압력[Pa]  
 $P_{mbot}$ : 유압모터 하단 압력[Pa]  
 $P_{top}$ : 유압펌프 및 유압모터 상단 압력[Pa]  
 $P_{ptop}$ : 유압펌프 하단 압력[Pa]  
 $P_{pcv\_cracking}$ : 파일럿작동체크밸브의 크래킹압력[Pa]  
 $P_{rv1\_set}, P_{rv2\_set}$ : 릴리프밸브1,2의 설정압력[Pa]  
 $P_t$ : 작동유 저장탱크 압력[Pa]  
 $Q_{cbv}$ : 카운터밸런스밸브 통과유량[m<sup>3</sup>/s]  
 $Q_{cv1}, Q_{cv2}$ : 체크밸브 1,2 통과유량[m<sup>3</sup>/s]  
 $Q_m$ : 유압모터 유량[m<sup>3</sup>/s]  
 $Q_{pcv1}, Q_{pcv2}$ : 파일럿작동체크밸브1,2통과유량[m<sup>3</sup>/s]  
 $Q_{pump}$ : 유압펌프 유량[m<sup>3</sup>/s]  
 $Q_{rv1}, Q_{rv2}$ : 릴리프밸브 1,2 통과유량[m<sup>3</sup>/s]  
 $r_{rg}$ : 래크기어 반경[m]  
 $T_{fbrake}$ : 유압브레이크의 마찰토크[N·m]  
 $T_{fbrake\_const}$ : 유압브레이크의 마찰토크상수[N·m]  
 $T_{fbrake\_r}$ : 유압브레이크의 기준 마찰토크[N·m]  
 $T_{mg\_eq}$ : 기어열의 마찰력과 수문자중을 고려한 유압모터축을 기준으로 한 등가 자중토크[N·m]

접수일 : 2010년 8월 13일  
 수정일(1차) : 2010년 9월 3일  
 수정일(2차) : 2010년 9월 9일  
 게재확정일: 2010년 9월 9일  
 이성래(책임저자): 건양대학교 기계공학과  
 E-mail: srlee@konyang.ac.kr, Tel: 041-730-5601

- $T_{pump}$ : 유압펌프의 부하토크[N·m]
- $v_{gate}$ : 수문의 상승속도[m/s]
- $V_{mbot}$ : 유압모터 하단 제어 체적[m<sup>3</sup>]
- $V_{top}$ : 유압펌프 및 유압모터 상단 제어 체적[m<sup>3</sup>]
- $V_{pbot}$ : 유압펌프 하단 제어 체적[m<sup>3</sup>]
- $x_{gate}$ : 수문의 상승변위[m/s]
- $W_{gate\_eq}$ : 기어열 마찰을 고려한 등가수문자중[N]
- $\alpha_m$ : 유압모터의 회전가속도[rad/s<sup>2</sup>]
- $\beta$ : 유압작동유의 체적탄성계수[Pa]
- $\eta_{gears}$ : 기어의 전체 토크효율
- $\tau_{brake}$ : 유압브레이크의 시간상수[s]
- $\omega_m$ : 유압모터의 회전속도[rad/s]
- $\omega_{pump}$ : 유압펌프의 회전속도[rad/s]
- $\omega_{pump\_r}$ : 유압펌프의 기준회전속도[rad/s]
- $\tau_{pump}$ : 유압펌프의 시간상수[s]

### 1. 서 론

Fig.1은 물관리에 사용되는 일반적인 전동식 래크 바형 수문권양기로서 전기모터-웜감속기-클러치-체인스프로킷-기어박스-래크기어-래크바-수문문비로 구성된다. 전동식 래크바형 수문권양기의 가장 큰 단점은 수문을 닫은 후에도 수문을 누르는 힘의 조절이 어려워 수문의 래크바가 휘어지거나 권양기 기어박스가 파손되는 경우가 발생하기도 한다. 이러한 과부하문제를 해결하기 위해 전동식을 정유압식으로 대체시킨 정유압식 래크바형 수문권양기를 개발하게 되었다. Fig.2는 래크바형 수문권양기용 정유압식 동력전달장치에 대한 유압회로를 나타내며 Fig.3은 정유압식 동력전달장치의 유압모터에 연결된 유성기어감속기, 클러치, 체인감속기 및 기어감속기, 래크기어, 래크바, 수문 문비, 수문 문틀을 나타낸다.

래크바형 수문권양기는 Fig.3에 나타난 것처럼 한 개의 구동축 좌우에 각각 한 개씩의 래크바가 연결되어 있기 때문에 수문 문비가 기울어지지 않고 수평을 이룬 상태에서 승강할 수 있다는 장점이 있다.

Fig.2에 나타난 유압회로는 개유압회로가 아닌 폐유압회로로서 단방향펌프 대신에 양방향펌프를 적용하며 방향변환밸브를 사용하지 않는다. Fig.2는 수문권양기용으로서의 최초로 구성된 유압회로이기 때문에 과연 상승-정지-하강작동이 원활한지를 검증하기 위해 Fig.2에 나타난 정유압식 유압장치에



Fig. 1 Rack-bar type sluice gate applying the electric motor, worm gear and gear speed reducer

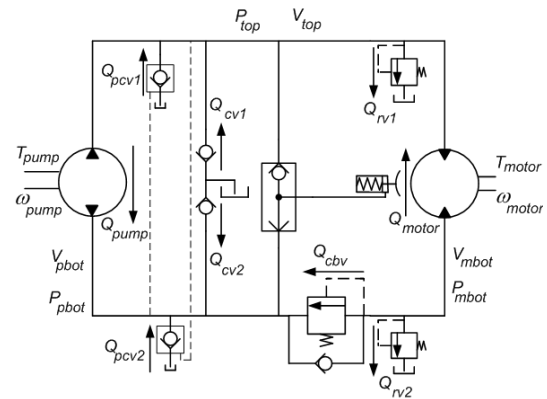


Fig. 2 Hydrostatic transmission applied to the rack-bar type sluice gate

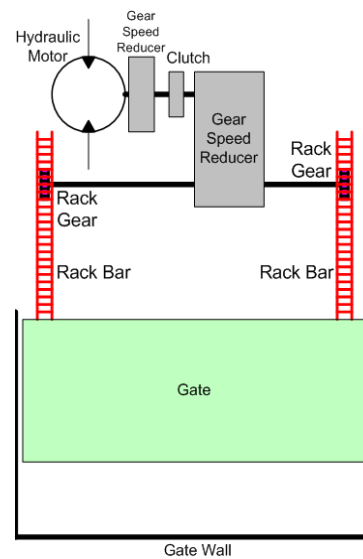


Fig. 3 Rack-bar type sluice gate applying the hydrostatic transmission and gear speed reducer

대한 수학적 모델식을 유도하고 컴퓨터 시뮬레이션을 실시하였다.<sup>1)</sup> 그 후 수차례의 설계 변경을 거치면서 기존 유압모터를 감속기가 부착된 유압모터로 교체하여 권양력을 증가시키고 펌프의 회전속도 증가에 따라 체크밸브, 파일럿작동체크밸브, 카운터밸런스밸브 등의 용량을 증가시켜 진공압 발생을 억제하였다. 이러한 변경된 사항을 고려하여 컴퓨터 시뮬레이션을 재실시하였고 정유압식 래크바형 수문권양기의 시작품을 제작하고 성능시험을 실시하였다.

## 2. 유압장치의 수학적 모델

Fig.2에 나타난 유압장치의 수학적 모델식은 다음과 같이 유도된다.

### 2.1 유압펌프 및 유압모터의 유량식

유압펌프의 유량,  $Q_{pump}$ 은 펌프의 배제용적,  $D_{pump}$ 와 펌프의 각속도,  $\omega_{pump}$ 의 곱으로 구해진다. 편의상 기준 펌프회전속도를 1차 필터로 필터링하여 실제 펌프회전속도를 적용하였으며 펌프의 체적효율은 100%로 가정하였다.

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

$$\tau_{pump} \dot{\omega}_{pump} + \omega_{pump} = \omega_{pump-r} \quad (2)$$

유압펌프의 유량,  $Q_m$ 은 유압모터의 배제용적,  $D_m$ 와 유압모터의 각속도,  $\omega_m$ 의 곱으로 구해진다. 편의상 유압모터의 체적효율은 100%로 가정하였다.

$$Q_m = D_m \cdot \omega_m \quad (3)$$

### 2.2 연속방정식

유압펌프 및 유압모터 상단측 제어부피에서의 연속방정식:

$$\dot{P}_{top} = (-Q_{pump} + Q_{pcv1} + Q_{cv1} - Q_{rv1} + Q_m) \frac{\beta}{V_{top}} \quad (4)$$

펌프 하단측 제어부피에서의 연속방정식:

$$\dot{P}_{pbot} = (Q_{pump} + Q_{pcv2} + Q_{cv2} + Q_{cbv}) \frac{\beta}{V_{pbot}} \quad (5)$$

유압모터 하단측 제어부피에서의 연속방정식:

$$\dot{P}_{mbot} = (-Q_m - Q_{cbv} - Q_{rv2}) \cdot \frac{\beta}{V_{mbot}} \quad (6)$$

### 2.3 체크밸브 1 및 2의 유량식

펌프의 우측 상단에 설치된 체크밸브 1의 유량식:

$$\begin{aligned} & \text{if } P_{tank} \geq P_{top} + P_{cv-cracking} \\ & \text{then } Q_{cv1} = C_{cv1} \sqrt{P_{tank} - P_{top} - P_{cv-cracking}} \\ & \text{else } Q_{cv1} = 0 \end{aligned} \quad (7)$$

펌프의 우측 하단에 설치된 체크밸브 2의 유량식:

$$\begin{aligned} & \text{if } P_{tank} \geq P_{pbot} + P_{cv-cracking} \\ & \text{then } Q_{cv2} = C_{cv2} \sqrt{P_{tank} - P_{pbot} - P_{cv-cracking}} \\ & \text{else } Q_{cv2} = 0 \end{aligned} \quad (8)$$

### 2.4 파일럿작동 체크밸브 1 및 2의 유량식

파일럿작동 체크밸브(pcv1)의 유량식은 파일럿이 작동한 경우와 작동하지 않은 경우에 대해 나타냈다. 식(9)에 나타난 파일럿작동의 조건식에서 파일럿이 작동하여 파일럿작동체크밸브의 역방향 유량이 발생하기 위해서는 파일럿압력이 [ 0.29\*(역방향 흐름기준 상류압 + 크래킹압력) + 0.71(역방향 흐름기준 하류압) ] 보다 커야 한다는 사실을 알 수 있다.<sup>2)</sup>

1) 파일럿 작동시

$$P_{pbot} \geq 0.29(P_{top} + P_{pcv-cracking}) + 0.71P_{tank} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} & \text{if } P_{tank} \geq P_{top}, Q_{pcv1} = C_{pcv1} \sqrt{P_{tank} - P_{top}} \\ & \text{else } Q_{pcv1} = -C_{pcv1} \sqrt{P_{top} - P_{tank}} \end{aligned} \quad (10)$$

2) 파일럿 미작동시

$$P_{pbot} < 0.29(P_{top} + P_{pcv-cracking}) + 0.71P_{tank} \quad (11)$$

$$\begin{aligned} & \text{if } P_{tank} \geq P_{top} + P_{pcv-cracking} \\ & Q_{pcv1} = C_{pcv1} \sqrt{P_{tank} - P_{top} - P_{pcv-cracking}} \\ & \text{else } Q_{pcv1} = 0 \end{aligned} \quad (12)$$

파일럿작동 체크밸브(pcv1)의 유량식은 다음과 같다.

1) 파일럿 작동시

$$P_{top} \geq 0.29(P_{pbot} + P_{pcv-cracking}) + 0.71P_{tank} \quad (13)$$

$$\begin{aligned} & \text{if } P_{tank} \geq P_{pbot}, Q_{pcv2} = C_{pcv2} \sqrt{P_{tank} - P_{pbot}} \\ & \text{else } Q_{pcv2} = -C_{pcv2} \sqrt{P_{pbot} - P_{tank}} \end{aligned} \quad (14)$$

2) 파일럿 미작동시

$$P_{top} < 0.29(P_{pbot} + P_{pcv-cracking}) + 0.71P_{tank} \quad (15)$$

$$\begin{aligned} & \text{if } P_{tank} \geq P_{pbot} + P_{pcv-cracking} \\ & Q_{pcv2} = C_{pcv2} \sqrt{P_{tank} - P_{pbot} - P_{pcv-cracking}} \\ & \text{else } Q_{pcv2} = 0 \end{aligned} \quad (16)$$

## 2.5 카운터밸런스 밸브의 유량식

카운터밸런스밸브의 유량식은 식(17),(18),(19)로 표현된다.

$$1) \text{ if } P_{mbot} \geq P_{pbot} + P_{cbv\_set}$$

$$Q_{cbv} = C_{cbv\_seq} \sqrt{P_{mbot} - P_{pbot} - P_{cbv\_set}} \quad (17)$$

$$2) \text{ if } P_{pbot} \geq P_{mbot} + P_{cv\_cracking}$$

$$Q_{cbv} = -C_{cbv\_cv} \sqrt{P_{pbot} - P_{mbot} - P_{cv\_cracking}} \quad (18)$$

$$3) \text{ 1),2) 조건이 만족되지 않는 경우}$$

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

## 2.6 릴리프 밸브 1 및 2의 유량식

릴리프 밸브 1의 유량식:

$$\text{if } P_{top} \geq P_{ptank} + P_{rv1\_set}$$

$$Q_{rv1} = C_{rv1} \sqrt{P_{top} - P_{ptank} - P_{rv1\_set}} \quad (20)$$

$$\text{else } Q_{rv1} = 0 \quad (21)$$

릴리프 밸브 2의 유량식:

$$\text{if } P_{mbot} \geq P_{ptank} + P_{rv2\_set}$$

$$Q_{rv2} = C_{rv2} \sqrt{P_{mbot} - P_{ptank} - P_{rv2\_set}} \quad (22)$$

$$\text{else } Q_{rv2} = 0 \quad (23)$$

## 2.7 셔틀밸브 및 유압브레이크의 작동식

셔틀밸브의 상단부 압력이나 하단부 압력이 유압브레이크 해제압력보다 크면 유압브레이크가 해제되며 반대로 셔틀밸브의 상단부 압력과 하단부 압력이 모두 유압브레이크 해제압력보다 작으면 유압브레이크가 작동하여 유압모터는 정지된다. 편의상 기준 유압브레이크 마찰토크를 1차 필터로 필터링하여 실제 유압브레이크 마찰토크를 적용하였다.

$$\text{if } P_{top} < P_{brake\_release} \text{ and } P_{pbot} < P_{brake\_release}$$

$$T_{fbrake\_r} = T_{fbrake\_const} \text{ else } T_{fbrake\_r} = 0 \quad (24)$$

$$\tau_{brake} \dot{T}_{fbrake} + T_{fbrake} = T_{fbrake\_r} \quad (25)$$

## 2.8 유압모터축 기준 등가 회전운동방정식

유압모터 회전축을 기준으로 한 등가 회전운동방정식은 식(26)과 같으며 유압모터 회전축을 기준으로 한 등가관성은 식(27)로, 등가 점성마찰계수는 식(28)로, 등가수문자중토크는 식(29)로 표현된다.

$$T_m = D_m \cdot (P_{mbot} - P_{top})$$

$$= I_{m\_eq} \alpha_m + b_{m\_eq} \omega_m + T_{mg\_eq} + T_{fbrake} \text{sign}(\omega_m) \quad (26)$$

$$I_{m\_eq} \approx \frac{r_{rg}^2 M_{gate}}{n_{gears}^2} \quad (27)$$

$$b_{m\_eq} = \frac{r_{rg}^2 b_{gate}}{n_{gears}^2} \quad (28)$$

$$T_{mg\_eq} = \frac{r_{rg} W_{gate\_eq}}{n_{gears}} \quad (29)$$

기어열의 마찰토크는 전체 기어열의 토크효율과 연관되며 기어열의 마찰토크는 결국 수문을 상승시킬 때는 수문의 무게가 증가한 것처럼 느끼게 하며 수문을 하강시킬 때는 수문의 무게가 감소한 것처럼 느끼게 한다. 이에따라 수문의 등가 자중은 유압모터의 정회전(수문상승방향)에서는 식(30)으로 나타나고 유압모터의 역회전(수문하강방향)에서는 식(31)로 표현된다.

$$W_{gate\_eq} = \frac{M_{gate} g}{n_{gears}} \text{ if } \omega_m \geq 0 \quad (30)$$

$$W_{gate\_eq} = n_{gears} M_{gate} g \text{ if } \omega_m < 0 \quad (31)$$

## 3. 컴퓨터 시뮬레이션 결과

Fig.2와 Fig.3에 나타난 정유압식 래크바형 수문권양기의 작동 특성을 해석하기 위해 식(1)~식(31)을 이용하여 시뮬레이션 프로그램을 작성하였으며 시뮬레이션에 적용된 시스템 상수값은 Table 1에 나타나 있다. 물론 Table 1에 나타난 상수값은 실험장치에 사용된 구성품들의 특성값을 나타내며 기어의 전체 토크효율은 평기어의 효율은 0.95, 체인스프로킷의 효율은 0.8로 간주하여 계산하였으며 수문과 문틀 사이의 점성마찰계수는 대략적으로 설정하였다. 시뮬레이션 언어는 MATLAB<sup>3)</sup>을 사용하였으며 적분 알고리즘은 ode45를 채택하였고 최대적분시간간격은 0.001초, 총 시뮬레이션 시간은 20초로 설정하였으며 수문의 작동은 정지(0초~1초)-상승(1초~10초)-정지(10초~11초)-하강(11초~15초)-정지(15초~16초)-하강(16초~20초)의 순서로 이루어진다. 수문의 정지, 상승, 하강 구간에서의 유압펌프의 기준 회전속도는 각각 0rpm, +1750rpm, -1750rpm 이며 편의상 유압펌프의 기준회전속도를 1차 필터(시간상

수 0.1초)로 필터링하여 유압펌프의 출력회전속도로 적용하였다. 정유압식 래크바형 수문권양기에 대한 시뮬레이션 결과는 Fig.4~Fig.7에 나타나 있다.

Table 1. System Parameters

hydraulic pump <sup>4)</sup>	values
$D_{pump}$	14 cc/rev
$\tau_{pump}$	0.1 s
$\omega_{pump\_r}$	$\pm 1750\text{rpm}$ (+upward,-downward)
hydraulic motor <sup>5)</sup>	values
$D_{motor}$	32 cc/rev
$P_{brake\_release}$	0.98 MPa
$T_{fbrake\_const}$	137.2 N·m
$\tau_{brake}$	0.01 s
pilot-operated check valves <sup>2)</sup>	values
$C_{pcv1}, C_{pcv2}$	$2.3 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^3/\text{s}}{\sqrt{\text{Pa}}}$
$P_{pcv\_cracking}$	0.21 MPa
check valves <sup>6)</sup>	values
$C_{cv1}, C_{cv2}$	$5.5 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^3/\text{s}}{\sqrt{\text{Pa}}}$
$P_{cv\_cracking}$	0.035 MPa
counter balance valves <sup>7)</sup>	values
$C_{cbv\_cv}$	$3.45 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^3/\text{s}}{\sqrt{\text{Pa}}}$
$C_{cbv\_seq}$	$8.5 \times 10^{-7} \frac{\text{m}^3/\text{s}}{\sqrt{\text{Pa}}}$
$P_{cbv\_set}$	1.8 MPa
$P_{cv\_cracking}$	0.065 MPa
relief valves <sup>8)</sup>	values
$C_{rv1}, C_{rv2}$	$2.5 \times 10^{-7} \frac{\text{m}^3/\text{s}}{\sqrt{\text{Pa}}}$
$P_{rv1\_set}, P_{rv2\_set}$	3.0 MPa, 14 MPa
reduction gears	values
$n_{gears}$	1145.1
$r_{rg}$	0.0802 m
control volumes	values
$V_{pbot}, V_{mbot}, V_{top}$	0.005, 0.005, 0.005m <sup>3</sup>
gate	values
$b_{gate}$	1000 N/(m/s)
$\eta_{gears}$	0.5028
$M_{gate}$	3500 kg
stroke of gate	2.5 m
hydraulic fluid	values
$\beta$	588MP a

Fig.4는 (1)수문의 상승변위 (2)수문의 상승속도 (3)유압펌프의 회전속도를 나타낸다. Fig.4(1)에서 수문은 0.00m에서 0.0503m 까지 상승하여 잠시 정지한 후 0.0281m까지 하강하여 다시 정지한 후 하강한다. Fig.4(2)에서 수문의 상승속도는 0.00562m/s, 하강속도는 -0.00562m/s을 나타낸다.

일반적으로 수문의 사용자측은 상승 및 하강속력을 0.005m/s(0.3m/min) $\pm 10\%$ 으로 요구하기 때문에 이러한 요구값을 맞추기 위해 유압펌프의 회전수, 유압펌프 및 유압모터의 배제용적, 기어감속기의 감속비 등을 설정하였다. Fig.4(3)에서 유압펌프의 회전속도는 상승시 +1750rpm, 하강시 -1750rpm 인 것을 알 수 있다.

Fig.5는 (1)유압펌프의 하단 압력, (2)유압모터의 하단 압력, (3)유압모터의 상단 압력을 나타낸다. 수문의 상승시 유압펌프의 하단압력은 1.1171MPa, 유압모터의 하단압력은 1.0381MPa, 유압모터의 상단압력은 0.0999MPa을 나타낸다. 유압모터에서의 압력하강값은 0.9383MPa인 것을 알 수 있으며 이 값은 결국 수문을 들어올리는 데 사용된다.

수문의 하강시 유압펌프의 하단압력은 0.0999MPa, 유압모터의 하단압력은 2.1307MPa, 유압모터의 상단압력은 1.8936MPa을 나타낸다. 수문의 하강시 유압모터의 하단압력이 상단압력보다 더 큰 것은 수문 자중과 카운터밸런스밸브의 설정압에 기인한다.

Fig.6은 (1)유압펌프 유량 (2)유압펌프의 부하토크, (3)유압모터의 출력토크를 나타낸다. Fig.6(1)에서 수문상승시 펌프 유량은 408.33cc/s, 수문하강시 펌프 유량은 -408.33cc/s을 나타낸다. Fig.6(2)에 나타난 유압펌프의 부하토크는 유압펌프의 배제용적에 유압펌프 하단압력에서 유압펌프의 상단압력을 뺀 값을 곱하여 구하였다. 수문의 상승 중에는 2.27 Nm을 나타내며 수문의 하강 중에는 -4.00 Nm를 나타낸다. 수문 상승시보다 수문 하강시에 유압펌프에 더 큰 부하토크가 걸리는 것은 자중하강 방지를 위한 카운터밸런스 밸브의 설정압에 기인한다. Fig.6(3)에 나타난 유압모터의 구동토크는 유압모터의 배제용적에 유압모터 하단압력에서 유압모터의 상단압력을 뺀 값을 곱하여 구하였다.

수문의 상승 중에는 4.78 Nm을 나타내며 수문의 하강 중에는 1.21 Nm를 나타낸다. 수문의 하강 중에도 수문 자중에 의한 음부하 및 카운터 밸런스 밸브에 의한 배압 때문에 유압모터의 구동토크는 양

의 값을 갖는다.

Fig.7은 (1)체크밸브 1,2 유량 (2)파일럿작동 체크밸브 1 유량 (3)파일럿작동 체크밸브 2 유량을 나타낸다. Fig.7(1)에서 수문의 상승-하강-정지의 작동시간 중에 체크밸브 1,2를 통과하는 유량은 없다는 것을 알

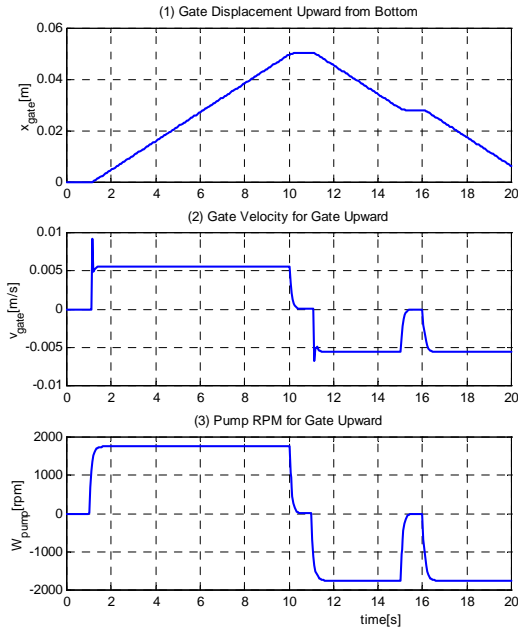


Fig. 4 (1) gate displacement (2) gate velocity, (3) pump rpm

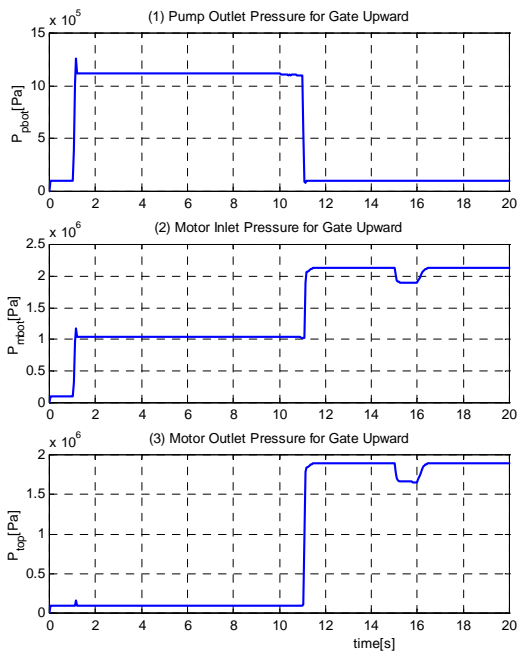


Fig. 5 pressures (1) pump downside (2) motor downside (3) motor upside

수 있다. 이는 펌프 상단압력이나 펌프 하단압력이 항상 0.065 MPa 이상을 유지함으로써 체크밸브의 양단 압력차가 체크밸브의 크래킹 압력보다 작아서 유량이 발생할 수 없기 때문이다.

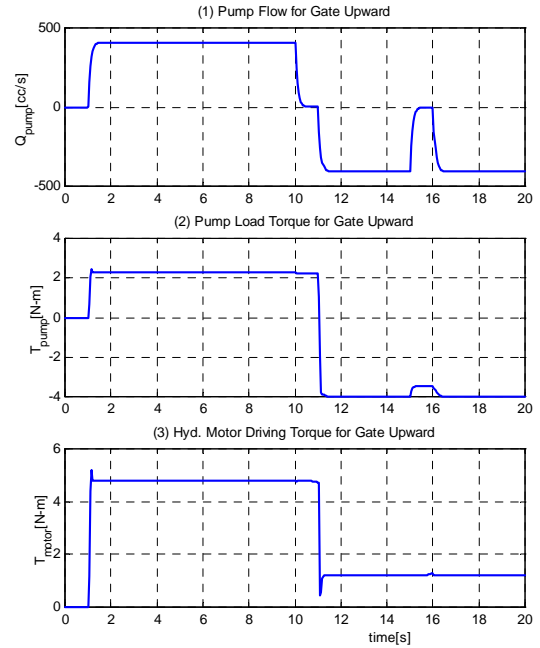


Fig. 6 (1) hydraulic pump flow rate (2) hydraulic pump load torque (3) hydraulic motor driving torque

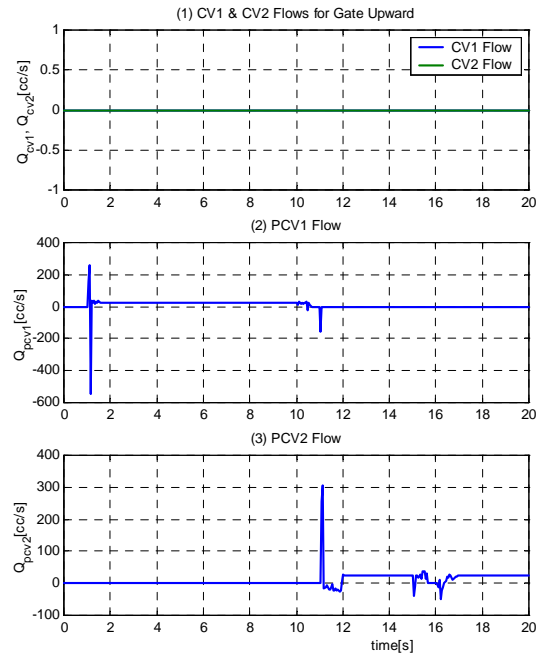


Fig. 7 flow rates (1) check valve 1, 2 (2) pilot-operated check valve 1 (3) pilot-operated check valve 2

그러나 Fig.7(2)에서 수문이 정지 후 상승하는 초기단계에서 파일럿작동 체크밸브 1을 통한 과도기 유량이 발생하는 것을 알 수 있다. 이는 유압펌프가 정지상태에서 회전을 시작하면 펌프 상단측에는 순간적으로 진공이 발생하고 또한 파일럿압에 의해 파일럿작동 체크밸브 1 내부의 포핏을 열어주어 유량 흐름을 원활하게 하기 때문이다. 마찬가지로 Fig.7(3)에서 수문이 정지 후 하강하는 초기단계에서 파일럿작동 체크밸브 2를 통한 과도기 유량이 발생하는 것을 알 수 있다. 이는 유압펌프가 정지상태에서 회전을 시작하면 펌프 하단측에는 순간적으로 진공이 발생하고 또한 파일럿압에 의해 파일럿작동 체크밸브 2 내부의 포핏을 열어주어 유량 흐름을 원활하게 하기 때문이다.

Fig.4~Fig.7에 나타난 시뮬레이션 결과는 수문하중 3500kgf, 유압펌프회전수 1750rpm에 대한 것이며 추가적으로 유압펌프회전수 1200rpm, 1500rpm에 대한 시뮬레이션 결과를 Table 2에 나타냈다.

Table 2에서 펌프회전수의 증가에 따라 유량이 증가하므로 유압모터의 회전수가 증가하여 수문의 상승속도 및 하강속도는 증가한다는 것을 알 수 있다. 아울러 유압모터 하단부의 압력을 관찰하면 수문상승시에는 펌프회전수의 증가에 따라 유압모터 하단부의 압력이 미소하게 증가(1.038113MPa, 1.038126MPa, 1.038137MPa)하기 때문에 변화가 없는 것처럼 보인다. 이는 수문의 상승속도에 비례하여 증가하는 점성마찰부하의 계수값이 매우 작게 설정되었기 때문이다. 수문하강시에는 펌프회전수의 증가에 따라 카운터밸런스밸브를 통과하는 유량이 증가하며 이에따라 카운터밸런스밸브 입구압력이 증가하기 때문이다.

Table 2. Simulation Results (load weight 3500kgf)

	pump rpm		
	1200 rpm	1500 rpm	1750 rpm
gate up velocity	23.11 cm/min	28.88 cm/min	33.70 cm/min
gate down velocity	23.11 cm/min	28.88 cm/min	33.70 cm/min
pressure downside motor	gate up 1.04 MPa gate down 2.01 MPa	gate up 1.04 MPa gate down 2.07 MPa	gate up 1.04 MPa gate down 2.13 MPa

#### 4. 실험 결과

Fig.2와 Fig.3에 나타난 정유압식 레크바형 수문 권양기의 시제품을 제작하여 수문하중 3500kgf, 유압펌프 회전수 1200rpm, 1500rpm, 1750 rpm에 대한 성능실험을 (주)대한엔지니어링 수문권양기 시험장에서 실시하였다. Table 1에 나타난 것처럼 유압펌프의 배제용적은 14cc/rev, 유압모터의 배제용적은 32cc/rev, 기어열의 총 감속비는 1145.1:1로 설정하였으며 실험결과는 Table 3에 나타났다. 실험결과는 Table 2에 나타난 시뮬레이션 결과와 비슷하다는 것을 알 수 있으며 이는 정유압시스템이 잘 작동된다는 것을 의미한다. 다만 Table 2에 나타난 유압모터 하단부의 압력은 유압펌프의 회전수가 증가함에 따라 수문상승시에는 거의 변화가 없고 수문하강시에는 0.6 MPa 씩 증가하나 Table 3에 나타난 실험 결과에서는 수문상승시나 수문하강시 모두 다소 큰 폭으로 증가한다. 이는 실험장치에서의 점성마찰부하의 점성마찰계수의 실제값과 카운터밸런스밸브에서의 유량계수의 실제값이 시뮬레이션에서 사용된 값보다 크기 때문이다.

Table 3에 나타난 실험 결과를 보면 알 수 있듯이 펌프회전수 1750rpm에서 3500kgf의 수문을 상승시킬 때 수문의 상승속도는 32.73cm/min이며 소요 압력은 1.6MPa(16bar)에 불과하다는 것을 알 수 있다. 산술적으로 15000kgf의 수문을 상승시키는데 필요한 압력은 6.86MPa(68.6bar)에 불과하며 만일 권양기 기어박스의 감속비를 2.5배 정도로 완화시키면 15000kgf의 수문을 상승시키는데 필요한 압력은 2.5배 증가하여 17.14MPa(171.4bar)가 되며 수문의 상

Table 3. Experimental Results

(load weight 3500kgf)

	pump rpm		
	1200 rpm	1500 rpm	1750 rpm
gate up velocity	22.78 cm/min	28.57 cm/min	32.73 cm/min
gate down velocity	22.78 cm/min	28.57 cm/min	32.73 cm/min
pressure downside motor	gate up 1.00 MPa gate down 1.95 MPa	gate up 1.20 MPa gate down 2.20 MPa	gate up 1.60 MPa gate down 2.50 MPa

승속도는 32.73cm/min의 2.5배가 될 것이다. 나아가 유압펌프의 배제용적을 2.5배 감소시키면 수문의 상승속도는 32.73m/min로 환원된다. 유압펌프의 배제용적이 2.5배 감소되면 정유압회로 내의 작동유 유속이 2.5배 감소하므로 정유압회로 내에서의 진공압 발생의 가능성도 상당히 감소한다고 볼 수 있다. 즉 정유압 시스템 구성품의 용량을 줄일 수 있으므로 보다 콤팩트한 유압장치를 구성할 수 있게 된다.

## 5. 결 론

래크바형 수문권양기의 승강 작동을 위해 정유압식 유압장치를 적용하는 것은 최초의 시도이었으며 그에 따라 적합한 유압 구성품의 선정 및 확보의 어려움, 권양기 기어박스 내에서의 마찰손실 데이터 확보의 어려움, 정유압회로 내에서의 진공발생에 따른 시스템의 오작동 때문에 수차례의 설계 변경, 컴퓨터 시뮬레이션의 반복, 시제품 제작의 반복 및 실험을 거쳐 최종적으로 만족스러운 결과를 얻게 되었다. 시뮬레이션 결과에서 유압회로 내의 압력이나 각 유압구성품을 통과하는 유량에서 비정상적인 수치가 나타나지 않았으며 시뮬레이션 결과와 실험결과가 거의 일치하므로 설계된 정유압식 래크바형 수문권양기가 원활히 작동된다는 것을 알 수 있었다. 아울러 기존 전통식 래크바형 수문권양기의 가장 큰 단점인 수문을 닫은 후에도 수문을 계속 누르는 힘 조절의 어려움을 정유압장치에 포함된 릴리프밸브를 통해 간단히 해결할 수가 있으며 또한 정유압장치의 특성상 유압펌프의 회전방향에 의해서 수문의 승강이 제어된다는 작동 조작의 편리성이 부각된다.

정유압식 래크바형 수문권양기에서 래크기어박스 내에서의 래크기어와 래크바 사이에 발생하는 마찰손실을 줄이도록 구조를 개선하고 기어감속비를 줄

이고 유압펌프의 토출유량을 최소화시키면 유압구성품의 용량 및 크기가 작아지므로 보다 콤팩트한 정유압식 래크바형 수문권양기를 제작할 수 있다. 아울러 유압펌프가 정지후 회전을 시작할 때 서서히 회전할 수 있도록 제어한다면 더욱 진공압을 방지할 수 있다.

## 참고문헌

- 1) 이성래, “래크바형 수문권양기에 적용된 정유압장치의 컴퓨터 시뮬레이션에 의한 작동특성 연구”, 유공압시스템학회 논문집, 제6권, 제2호, pp.14~21, 2009.
- 2) Tokimec Co., “Pilot Operated Check Valves 4CT/4CG”, Power Control Hydraulic Equipment Catalogue, pp.F15~F20, 2001.
- 3) D. Hanselman and B. Littlefield. “The Student Edition of MATLAB”, Prentice Hall, 1997.
- 4) CASAPPA Fluid Power Design Co., “Hydraulic Gear Pumps and Motors, Polaris 20 Series”, CASAPPA Catalogues.
- 5) Doosan Mottrol Co., Ltd., “Hydraulic Piston Motor TSM(T3X) Series”, Doosan Mottrol Catalogues.
- 6) Tokimec Co., “In-Line Type Check Valves DT8P1”, Power Control Hydraulic Equipment Catalogue, pp.F3~F4, 2001.
- 7) Tokimec Co., “Pressure Control Valves-Counter Balance Valves, R(C)G, R(C)T, RF”, Power Control Hydraulic Equipment Catalogue, pp.C45~C52, 2001.
- 8) HydraForce Hydarulics Ltd., “Pressure Control Valves-Relief Valves, RVxx-20”, HydraForce Catalogue, pp.22, 2004.