

## 유압식 로봇의 힘 제어를 위한 유압 서보 시스템의 특성에 관한 연구<sup>§</sup>

김효곤\* · 이종원\*\* · 박상덕\*\*\* · 한창수\*\*\*\*†

\* 한양대학교 메카트로닉스공학과, \*\* 과학기술연합대학원대학교 지능형로봇공학전공,

\*\*\* 한국생산기술연구원, \*\*\*\* 한양대학교 로봇공학과

### Study on Characteristics of Hydraulic Servo System for Force Control of Hydraulic Robots

Hyo-gon Kim<sup>\*</sup>, Jong-won Lee<sup>\*\*</sup>, Sangdeok Park<sup>\*\*\*</sup> and Changsoo Han<sup>\*\*\*\*†</sup>

<sup>\*</sup> Dept. of Mechatronics Engineering, Hanyang Univ.,

<sup>\*\*</sup> Dept. of Intelligent Robot Engineering, Korea Univ. of Science and Technology (UST),

<sup>\*\*\*</sup> Korea Institute of Industrial Technology (KITECH),

<sup>\*\*\*\*</sup> Dept. of Robot Engineering, Hanyang Univ.

(Received May 13, 2014 ; Revised July 23, 2014 ; Accepted September 2, 2014)

**Key Words:** Hydraulic Servo System(유압 서보 시스템), Servo Valve(서보밸브), Force Control(힘제어), Hydraulic Robot(유압식 로봇)

**초록:** 유압 서보 시스템은 구동기 단에서 부피 대비 큰 힘을 출력할 수 있으므로 로봇에 적용 시, 로봇의 팔 또는 다리를 경량화할 수 있다. 이것은 로봇의 동적 특성과 에너지 효율을 향상 시키므로 고출력이 필요한 몇몇의 근력지원용 착용형 로봇과 사족 보행 로봇들은 유압 서보 시스템을 사용한다. 이 로봇들은 사용자나 외부 환경에 순응하기 위해 힘제어를 하는 것이 유리하지만 유압식 로봇은 유압 서보 시스템이 갖는 비선형성으로 인해 정교한 힘제어가 쉽지 않다. 본 논문에서는 서보 밸브, 배관 그리고 유압 실린더로 구성되는 유압 서보 시스템의 시뮬레이션 모델을 개발하여 유압 서보 시스템의 힘제어 시 고려해야 할 사항에 대해 분석하였다. 그리고 비선형 모델을 이용한 힘제어 기법을 제안하고 시뮬레이션을 통해 효과를 검증하였다.

**Abstract:** Because a hydraulic actuator has high power and force densities, this allows the weight of the robot's limbs to be reduced. This allows for good dynamic characteristics and high energy efficiency. Thus, hydraulic actuators are used in some exoskeleton robots and quadrupedal robots that require high torque. Force control is useful for robot compliance with a user or environment. However, force control of a hydraulic robot is difficult because a hydraulic servo system is highly nonlinear from a control perspective. In this study, a nonlinear model was used to develop a simulation program for a hydraulic servo system consisting of a servo valve, transmission lines, and a cylinder. The problems and considerations with regard to the force control performance for a hydraulic servo system were investigated. A force control method using the nonlinear model was proposed, and its effect was evaluated with the simulation program.

- 기호설명 -

$F$  : 실린더 외력(Load force)

$A_p$  : 피스톤 단면적

$P_A$  : 실린더 A 체임버의 압력

$P_B$  : 실린더 B 체임버의 압력

$F_f$  : 실린더 마찰력(Friction force)

$Q_a$  : 서보밸브 a 포트의 유량

§ 이 논문은 2014년도 대한기계학회 IT 융합부문 춘계학술대회(2014. 4. 24.-25., 서울대) 발표논문임

† Corresponding Author, [cshan@hanyang.ac.kr](mailto:cshan@hanyang.ac.kr)

© 2015 The Korean Society of Mechanical Engineers

$Q_b$	: 서보밸브 b 포트의 유량
$Q_c$	: 서보밸브 c 포트의 유량
$Q_d$	: 서보밸브 d 포트의 유량
$y$	: 실린더 위치
$R_i$	: 내부 누유 저항(Resistance to internal leakage)
$V_c$	: 실린더의 초기위치 검사체적
$\beta$	: 체적 탄성 계수(Bulk modulus)
$F_h$	: 실린더 유압력(Hydraulic force)
$F_c$	: 실린더 쿨롱(Coulomb) 마찰력
$F_s$	: 실린더 정지 마찰력
$B$	: 점성 마찰 계수
$C_s$	: 정지 마찰 감쇠 계수
$Q_{in}$	: 실린더 작동유 유입부 체임버의 유량
$Q_{out}$	: 실린더 작동유 유출부 체임버의 유량
$V_{ave}$	: A, B 체임버의 체적 평균
$C_d$	: 스톱밸브 오리피스 유량계수
$\omega$	: 스톱 포트 너비
$x$	: 스톱 위치
$\rho$	: 작동유 밀도
$P_S$	: 공급압력
$P_T$	: 리턴 압력
$P_{in}$	: 실린더 작동유 유입부 체임버의 압력
$P_{out}$	: 실린더 작동유 유출부 체임버의 압력

## 1. 서론

유압 서보 시스템은 로봇에 적용하는데 있어 몇 가지 장점을 지닌다. 먼저, 실린더의 면적을 이용하여 힘을 증폭할 수 있으므로 별도의 기어 장치를 이용하는 전기 모터에 비해 작고 가볍게 설계될 수 있다. 이는 로봇의 몸통에 질량을 집중시키는 반면, 로봇의 팔이나 다리와 같은 외지(Appendage, 外肢)는 경량화 시킬 수 있으므로 로봇의 안정성 및 에너지 효율을 향상 시킬 수 있다. 또한 외부 충격에 강인하여 로봇의 내구성을 높일 수 있다.

이러한 특징을 기반으로 큰 동력을 필요로 하는 로봇 분야에서 유압 서보 시스템이 사용되고 있다.<sup>(1~3)</sup> 과거 유압 서보 시스템이 사용된 로봇은 주로 산업현장에서 고속, 고정밀도와 고정확도가

요구되는 작업을 수행하기 위해 사용되었으며, 이를 위해 외란에 강인한 위치 제어 기법이 요구되었다.<sup>(4,5)</sup> 그러나 최근 국방, 의료 분야를 중심으로 야지, 재난환경과 같은 비정형 환경에 적용될 수 있는 로봇에 대한 관심이 증대 되면서 외란에 순응하기 위한 힘 제어 기법이 활발히 연구되고 있다.<sup>(6,7)</sup> 문헌에 알려진 바에 의하면, 유압 서보 시스템은 실린더 내의 마찰, 내/외부 누유, 오일의 온도 변화에 따른 압축성 변화 등 유압밸브 및 실린더가 지닌 비선형 특성으로 인해 힘 제어가 쉽지 않은 것으로 알려져 있다. Alleyne, A.는 서보밸브로 통제되는 직선형 액추에이터의 힘 제어 시, 유압 서보 시스템의 압력은 궤환되는 피스톤의 속도 (Natural velocity feedback)에 종속되기 때문에 이 시스템의 전달 함수는 부하 질량에 대한 영점을 가지게 되어 불안정해진다고 했다. 그리고 단순 피드백 제어만으로는 영점의 영향을 상쇄시킬 수 없다고 했다.<sup>(8)</sup> 이에 대해 Boaventura, T.는 액추에이터를 속도 소스로 정의하고 이것과 로드의 속도 차에 스프링상수(Stiffness)를 곱한 값을 힘의 변화율로 정의하여 모델링 한 뒤, 로드의 속도를 보상하여 힘 제어 성능을 높였다.<sup>(9)</sup> 그리고 Wells, D. L.은 두 Orifice 단면적을 독립적으로 제어하여 제어 성능을 높이고 외란에 대한 순응성을 높일 수 있는 방법에 대해 제안하였다.<sup>(10)</sup> 그러나 기존의 연구들은 유압 서보 시스템을 단순화하여 선형화한 모델을 주로 사용하였기 때문에 정확한 해석에는 한계가 있다.

따라서 본 논문에서는 유압 서보 시스템의 세부 요소들을 가능한 자세하게 비선형 모델로 표현하여 시뮬레이션 모델을 개발하였으며, 이를 근거로 유압 서보 시스템의 힘 제어 시 고려해야 할 사항에 대해 분석하였다. 분석된 내용을 바탕으로 힘 제어 기법을 제안하고, 개발한 시뮬레이션을 모델에 적용하여 효과를 검증하였다.

## 2. 유압 서보 시스템의 시뮬레이션 모델

압력 제어를 위한 유압 서보 시스템은 유압 동력 회로, 서보밸브, 유압 실린더, 압력 센서 및 위치 센서로 구성되어 있다(Fig. 1). 서보밸브는 크게 토크 모터, 플래퍼와 노즐로 이루어진 파일럿 밸브(Pilot valve), 메인 밸브인 스톱 밸브로 구성된다.

Figure 1에서 서보 밸브의 토크 모터에 전류를 인가하면, 자력에 의해 플래퍼가 회전하여 좌우 노즐(Nozzle)과 플래퍼 간에 간격 차가 발생한다.

이로 인해 서보밸브에 공급되는 압유가 오리피스 를 지나 좌우 노즐을 통과하는 유량은 차이가 발생하고, 좌우 노즐 간의 내부 압력차가 발생한다. 노즐 내의 압력은 스톱의 양단에 작용하여 스톱이 피드백 스프링(Feedback spring)의 복원력을 이기고 이동하게 한다. 결과적으로 스톱의 위치에 따라 실린더에 유·출입되는 유량이 바뀌고 실린더가 출력하는 힘이 조절된다. 즉, 유압 서보 시스템은 미세한 전류로 큰 기계적 작동을 제어할 수 있다.

서보 밸브의 수학적 모델은 토크 모터 모델, 토크 모터의 회전자 운동방정식, 플래퍼 제한 토크 모델, 플래퍼 위치 제한 모델, 플래퍼 밸브의 오리피스 방정식, 플래퍼 체임버의 연속 방정식, 스톱의 운동방정식, 스톱 밸브의 오리피스 방정식으로 이루어진다. 그리고 실린더의 수학적 모델은 실린더 체임버의 연속방정식, 피스톤의 운동방정식, 피스톤 위치 제한 모델 및 실린더 마찰 모델로 이루어진다.<sup>(11)</sup> 정확성을 높이기 위해 이 비선형 모델 들을 Matlab/Simulink 를 이용하여 모두 구현하여 시뮬레이션 프로그램을 개발하였다(Fig. 2). 이 시뮬레이션 프로그램으로 유압 서보 시스템의 특성을 해석하고 제어 기법을 연구하는데 비용과 시간을 절약할 수 있다.

Fig. 2 의 각각의 블록들은 세부 모델들을 표현한 블록들을 내부에 포함하고 있다. 유압 서보 시스템에 선정된 구성품들의 실측과 제원 자료 및 문헌을 참고하여 추정한 파라미터는 Table 1 과 같다.<sup>(11)</sup>

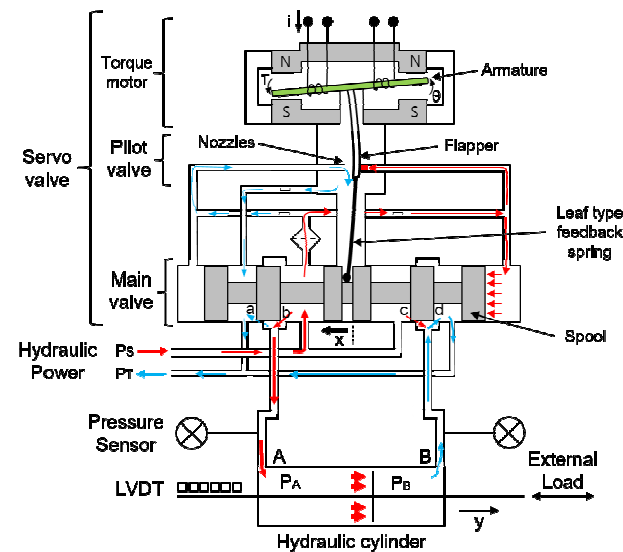
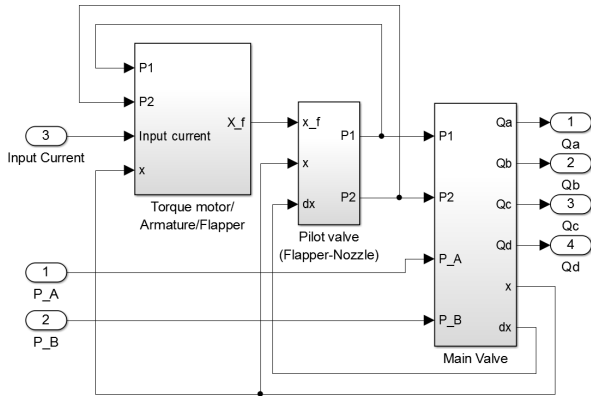


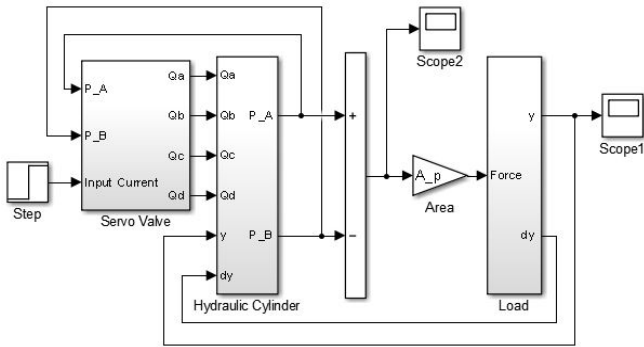
Fig. 1 Simple schematic of a hydraulic servo-system

Table 1 Specification of simulation parameters

	Parameter	Sym.	Value	
Torque Motor in Servo-valve	Current-torque gain	$K_i$	0.5045 Nm/A	
	Armature damping coefficient	$f_\theta$	0.002 Nms/rad	
	Moment of inertia of the armature-flapper assembly	$J$	5E-7 Kg $m^2$	
	Armature rotational angle-torque gain	$K_\theta$	9.45E-4 Nm/rad	
Flapper Valve in Servo-valve	Flapper length	$L_f$	12E-3 m	
	Feedback spring and flapper length	$L_s$	20E-3 m	
	Flapper limiting displacement	$x_i$	30E-6 m	
	Flapper nozzle diameter	$d_f$	5E-4 m	
	Equivalent flapper seat material damping coefficient	$R_s$	5000 Nms/rad	
	Flapper seat equivalent stiffness	$K_{Lf}$	5E6 N/m	
	Hydraulic amplifier nozzles	$d_{1,2}$	5E-4 m	
	Diameter of the return orifice	$d_5$	6E-4 m	
	Spool Valve in Servo-valve	Spool diameter	$d_s$	4.9E-3 m
		Initial volume of oil in the spool side chamber	$V_o$	2E-6 m $^3$
Volume of oil in the return chamber		$V_3$	5E-6 m $^3$	
Spool mass		$m_s$	0.02 kg	
Spool port width		$\omega$	2.5E-3 m	
Spool radial clearance		$C$	2E-6 m	
Spool friction coefficient		$f_s$	2 Ns/m	
Feedback spring stiffness		$K_s$	900 N/m	
Hydraulic Oil		Oil density	$\rho$	867 kg/m $^3$
		Bulk modulus of oil	$\beta$	1.2E9 Pa
System Pressures	Supply pressure	$P_s$	200E5 Pa	
	Return pressure	$P_T$	0 Pa	
Pipe line	Pipe area	$A_{pipe}$	3.1669E-5	
	Pipe length	$L_{pipe}$	0.5 m	
Hydraulic Cylinder	Piston area	$A_p$	1.7671E-4	
	Initial volume of oil in the cylinder chamber	$V_c$	1.9439E-5	
	Resistance to internal leakage	$R_l$	10E14 Pa s/m $^3$	
	Piston mass	$m_p$	0.1 kg	
	Viscous friction coefficient on piston	$B$	1000 Ns/m	
	Coulomb friction coefficient on piston	$F_c$	100 N	
	Static friction coefficient on piston	$F_s$	100 N	
	Static decay friction coefficient on piston	$C_s$	0.02 m/s	



(a) Simulation model of servo-valve



(b) Simulation model of hydraulic servo-system

Fig. 2 Matlab simulink model of hydraulic servo-system

### 3. 시뮬레이션

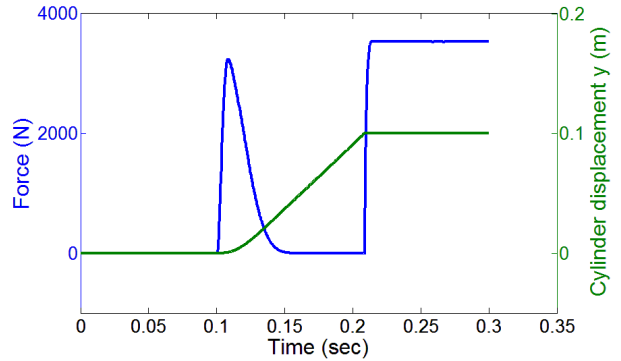
#### 3.1 유압 서보 시스템의 특성 분석

개발한 시뮬레이션 모델에 60 kg의 부하를 설정하고 마찰력을 주지 않았을 때, 계단 입력으로 최대 입력전류인 30 mA를 서보밸브 모델에 인가하면 Fig. 3과 같은 결과를 보여준다. Fig. 3(a)는 실린더가 출력하는 외력과 변위를 나타낸다. 실린더의 외력은 다음 식으로 표현된다.

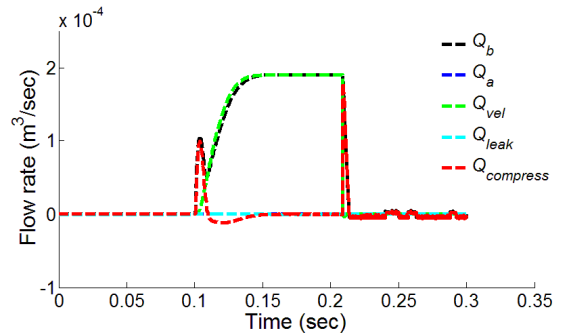
$$F = A_p(P_A - P_B) + F_f \quad (1)$$

0.1 초에 30 mA가 인가될 때 외력이 증가하다가 다시 감소하고 실린더가 리밋에 걸리는 0.2257 초 지점에서 급격하게 증가하는 것을 볼 수 있다. 이 현상은 부하가 있어야 실린더의 압력이 발생하는데, 초기에 부하질량의 가속도를 발생시키기 위한 저항력으로 압력이 증가하고 실린더가 움직인 후에는 부하가 없어 압력이 뜨지 않는 것을 보여준다. 이동 중, 부하질량의 속도를 변화시키기 위한 압력을 더 공급해야만 외력을 증가시킬 수 있다.

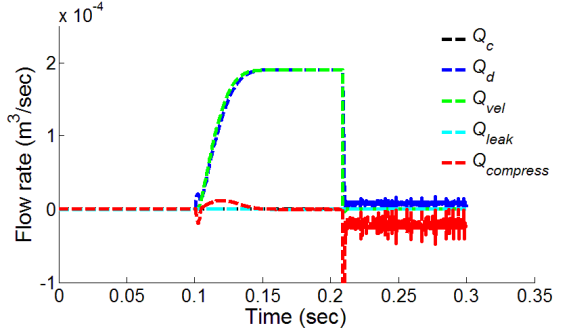
실린더 부하 압력 변화율은 체임버 A, B 간의



(a) Load pressure to a 30 mA step current



(b) Flow rate in the chamber A



(c) Flow rate in the chamber B

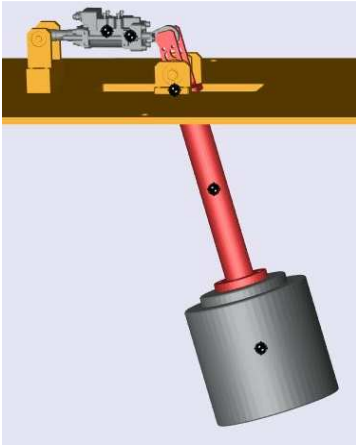
Fig. 3 Simulation result to a 30 mA step current

압력 변화율의 차와 같다. 그리고 실린더 체임버의 압력 변화율은 체임버 내에서 유압유가 압축되기 때문에 발생하는 것으로 이해할 수 있다. 다음은 실린더 체임버의 연속 방정식이다.

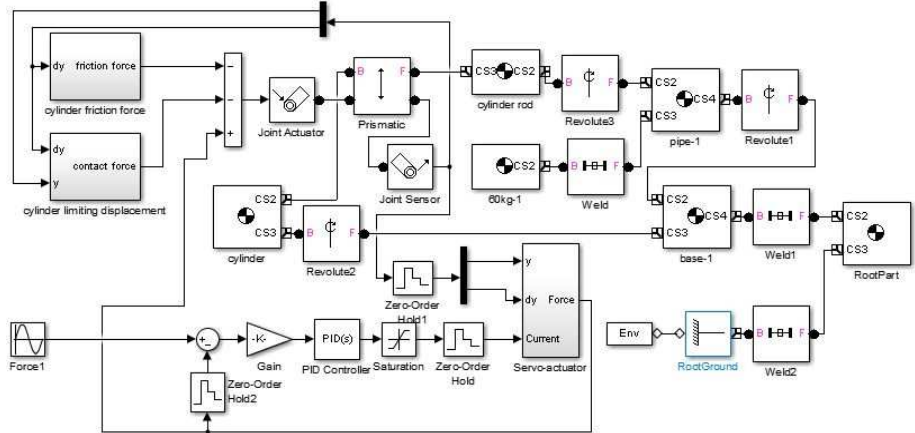
$$Q_b - Q_a - A_p \frac{dy}{dt} - \frac{(P_A - P_B)}{R_i} = \frac{V_c + A_p y}{\beta} \frac{dP_A}{dt} \quad (2)$$

$$Q_c - Q_d + A_p \frac{dy}{dt} + \frac{(P_A - P_B)}{R_i} = \frac{V_c - A_p y}{\beta} \frac{dP_B}{dt} \quad (3)$$

체임버 A와 B 내의 유압유 압축량은 각각 식 (2)와 (3)에서 좌변 항들의 합과 같으므로 실린더의 운동 중에 압력이 감소하는 현상을 분석하기 위해 체임버 A와 B의 유량에 관련된 항들을 Fig. 3(b)



(a) Matlab simmechanics model



(b) Matlab simulink block

Fig. 4 Matlab simulink model of pendulum system powered by hydraulic servo system

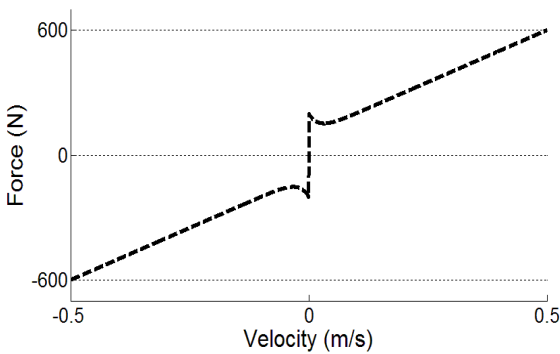


Fig. 5 Velocity-dependent friction force

와 Fig. 3(c)와 같이 출력하였다. Fig. 3(b)를 보면 서보 밸브에서 체임버 A 로 유입되는 유량( $Q_b$ )이 실린더의 운동에 의한 체적 변화량( $Q_{vel}$ )과 차이가 감소하다 역전됨으로 인해, 압축 유량( $Q_{compress}$ )이 감소하고 음의 값이 된다. 즉 A 체임버의 압력 변화율이 음(-)의 값이 되어 압력이 감소한다. 그리고 Fig. 3(c)에서, 체임버 B의 0.106 ~ 0.167 초 구간은 서보 밸브로 나가는 유량( $Q_d$ )이  $Q_{vel}$  보다 적어 압축 유량이 발생하는 구간이 있다. 즉 B 체임버의 압력 변화율이 양(+)의 값이 되어 압력을 증가시킨다. 이 현상 역시 부하 압력을 떨어뜨리는 원인이 된다. 서보 밸브는 대칭 구조로 체임버 A 와 체임버 B 에 연결되는 Orifice 단면적은 같다. 따라서 실린더 입구 Orifice 의 가변 시 실린더 출구 Orifice 도 함께 변화되어 출구가 완전히 열리지 않을 경우 압력 손실 증가의 원인이 된다.

서보 밸브에서 체임버 A 로 유입 되는 유량( $Q_b$ )과 유출되는 유량( $Q_d$ )의 대부분이 실린더 체임버의 체적 변화( $Q_{vel}$ )와 일치하므로 체임버의 체적 변화가 부하 압력 감소에 가장 큰 영향을 준다고

볼 수 있다. 힘제어를 위해 이에 대한 보상이 필요할 것이다. 그리고 A, B 간의 압력 변화율의 차를 만들어 내기 위해서 압축 유량을 만들기 위한 유량을 보상해야 한다. 그러나 서보 밸브에 스텝 입력으로 최대 입력전류를 인가했을 때와 같이 공급할 수 있는 유량이 포화(Saturation)되면 보상을 할 수 없으므로 로봇의 속도를 제한할 필요가 있다. 서보 밸브가 공급할 수 있는 최대 유량은 공급 압력과 부하 압력에 따라 달라지기 때문에 이를 고려하여 속도를 제한하는 것이 중요하다.

### 3.2 힘 변화율-속도 보상 힘제어

실린더에 직접 부하를 걸합하면 작은 힘으로도 부하의 운동 속도가 커서 힘제어 시 유량 포화상태에 도달하기 쉽다. 따라서 보다 원활한 힘제어 시뮬레이션을 위해 유압 서보 시스템으로 구동되는 진자 시스템을 Fig. 4 와 같이 Matlab/Simulink 로 구현하였다. 부하 60 kg 과 식 (4)로 표현되는 마찰력을 부가하였다. Fig. 5 는 적용된 마찰 모델의 속도에 따른 마찰력을 보여준다.<sup>(12)</sup>

$$F_f = B\dot{y} + \text{sign}(\dot{y})(F_c + F_s e^{-\frac{|\dot{y}|}{C}}) \quad (4)$$

이 시스템에 진폭 1500 N, 주기가 1 초인 정형파 입력을 주었을 때 PI 제어기로 힘제어를 수행한 결과는 Fig. 6 과 같다. 개인 튜닝을 최대한 했으나 목표 힘을 잘 추종하지 못하는 것을 확인할 수 있다. 이것은 앞서의 시뮬레이션 결과와 같이 실린더의 운동이 부하 압력을 감소시켰기 때문이다.

실린더의 부하 압력 변화를 일으키는 체임버 A, B 간의 압력 변화율의 차와 마찰력을 적용한 실린더 외력의 변화율은 다음과 같이 표현된다.

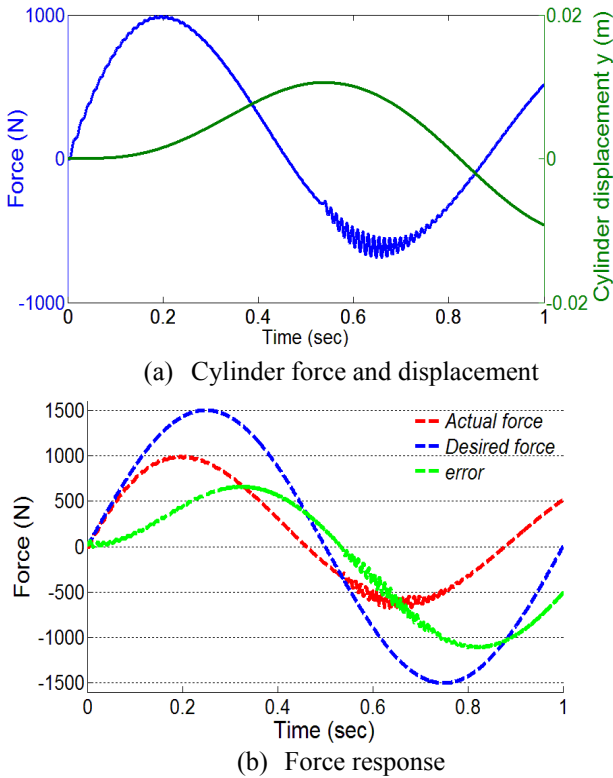


Fig. 6 Reference force tracking performance using PI control scheme

$$\dot{F} = A_p (\dot{P}_A - \dot{P}_B) + \dot{F}_f \quad (5)$$

식 (2)에 (3)을 뺀 뒤, 피스톤이 실린더 중앙 위치 부근에 머무르고 있고 밸브 내 누유가 없다고 가정하여 식 (5)를 적용하면 다음 식이 얻어진다.

$$Q_{in} + Q_{out} = \left( \left( \frac{V_{ave}}{A_p \beta} + \frac{2}{R_i} \right) \dot{F} + 2A_p \dot{y} \right) \quad (6)$$

서보 밸브의 입력과 출력 포트의 유량 관계식은 다음과 같다.

$$Q_{in} = C_d \omega x \left( \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - P_{in})} \right) \quad (7)$$

$$Q_{out} = C_d \omega x \left( \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{out} - P_T)} \right) \quad (8)$$

식 (6)에 식 (7), (8)을 대입하여 스톱 위치  $x$ 에 대해 정리하면 다음식이 얻어진다.

$$x = \frac{\left( \left( \frac{V_{ave}}{A_p \beta} + \frac{2}{R_i} \right) \dot{F} + 2A_p \dot{y} \right)}{\sqrt{\frac{2}{\rho} C_d \omega (\sqrt{(P_s - P_{in})} + \sqrt{(P_{out} - P_T)})}} \quad (9)$$

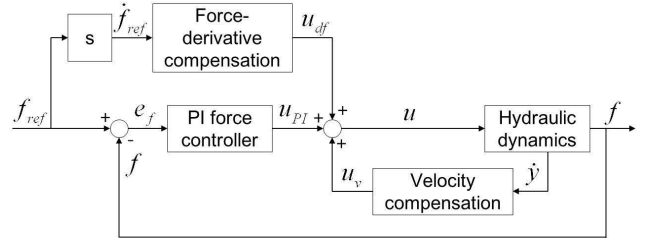


Fig. 7 Block diagram of control system

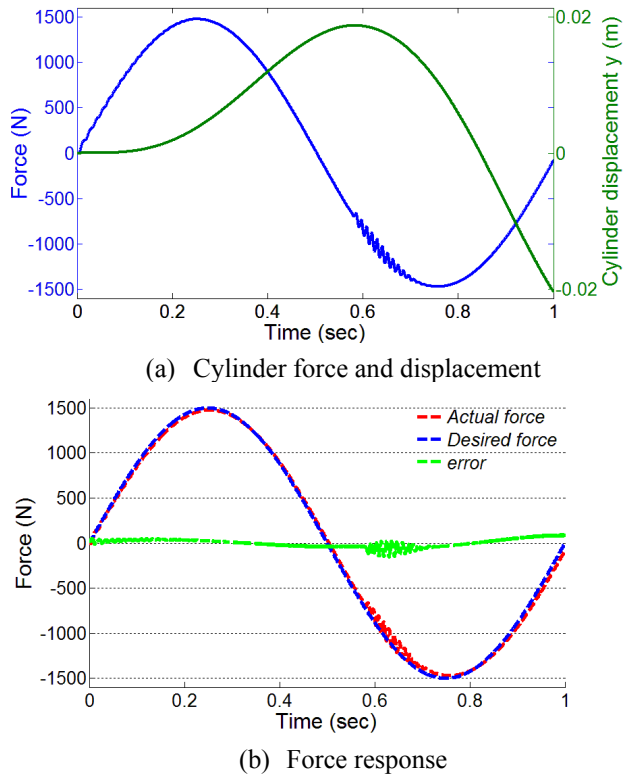


Fig. 8 Force tracking performance using PI with compensation of force derivative and natural velocity feedback

$\dot{F}$ 와  $\dot{y}$ 에 대해 정리하면,

$$x = \frac{\frac{V_{ave}}{A_p \beta} + \frac{2}{R_i}}{\sqrt{\frac{2}{\rho} C_d \omega (\sqrt{(P_s - P_{in})} + \sqrt{(P_{out} - P_T)})}} \dot{F} + \frac{2A_p}{\sqrt{\frac{2}{\rho} C_d \omega (\sqrt{(P_s - P_{in})} + \sqrt{(P_{out} - P_T)})}} \dot{y} \quad (10)$$

즉,  $\dot{F}$ 에 관한 항은 실린더 외력의 변화를 일으키기 위해 체임버 내 압축 유량을 만들어 주기 위한 스톱의 위치이고  $\dot{y}$ 에 관한 항은 실린더의 체

적 변화량을 보상하기 위한 스프링의 위치로 이해할 수 있다. 오차를 보상하기 위해 PI 제어기와 함께 적용하면 Fig. 7 과 같다. 부하가 60 kg 이고 앞서 수행한 PI 제어기와 같은 P, I 계인을 적용, 진폭 1500 N, 주기가 1 초인 정현파 입력을 주었을 때 응답은 Fig. 8 과 같다. 목표 힘을 잘 추종 하는 것을 볼 수 있다.

#### 4. 결론

본 연구에서 유압 서보 시스템의 특성과 힘 제어 시 발생하는 문제점을 파악하기 위한 시뮬레이터를 개발하였다. 시뮬레이션 결과, 실린더의 운동은 작동유가 유입되는 체임버의 체적을 확장시켜 압력 감소에 가장 큰 영향을 주고 작동유가 유출되는 체임버에 압력을 상승시켜 부하 압력을 감소시키는 것을 확인하였다. 힘제어를 위해 이에 대한 보상이 필요하고 유량이 포화(Saturation)되면 보상을 할 수 없으므로 로봇의 속도를 제한할 필요가 있음을 확인하였다.

그리고 체임버의 체적 변화에 대한 유량과 압력 변화를 만들어 내는 압축 유량을 보상하기 위해서, 비선형 모델을 목표 힘의 변화량과 체임버의 실린더의 속도에 대한 항으로 유도하여 PI 제어기에 보상기로 적용하였다. 그 결과 목표 힘을 잘 추종하는 것을 확인하였다. 향후 유압 서보 실험 장치에 본 연구에서 제시한 보상기를 적용한 힘제어를 수행하여 검증할 예정이다.

#### 후 기

본 연구는 산업통상자원부 로봇산업원천기술개발 사업 [No. 10035461, 산업노동지원을 위한 착용식 근력증강로봇 기술 개발]의 지원으로 수행되었음.

#### 참고문헌 (References)

- (1) Karlin, S., 2011, "Raiding Iron Man's closet [Geek life]," *Spectrum*, Vol. 48, No. 8, pp. 25~25.
- (2) Raibert, M., Blankespoor, K., Nelson, G. and Playter, R., 2008, "Bigdog, the Rough-Terrain Quadruped Robot," *In Proceedings of the 17th World Congress*, pp. 10823~10825.
- (3) Boaventura, T., Semini, C., Buchli, J., Frigerio, M., Focchi, M. and Caldwell, D. G., 2012, "Dynamic Torque Control of a Hydraulic Quadruped Robot," *In Robotics and Automation (ICRA)*, pp. 1889~1894.
- (4) Solís-Perales, G. and Peón-Escalante, R., 2012, "Robust Adaptive Tracking Control of a Class of Robot Manipulators with Model Uncertainties," *Modelling and Simulation in Engineering*, 13.
- (5) Wang, X., Sun, X., Li, S. and Ye, H., 2012, "Finite-Time Position Tracking Control of Rigid Hydraulic Manipulators Based on High-Order Terminal Sliding Mode," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*, 226(3), pp. 394~415.
- (6) Sivaselvan, M. V., Reinhorn, A. M., Shao, X. and Weinreber, S., 2008, "Dynamic Force Control with Hydraulic Actuators Using Added Compliance and Displacement Compensation," *Earthquake Engineering & Structural Dynamics*, 37(15), pp. 1785~1800.
- (7) Ugurlu, B., Havoutis, I., Semini, C. and Caldwell, D. G., 2013, "Dynamic Trot-Walking with the Hydraulic Quadruped Robot—HyQ: Analytical Trajectory Generation and Active Compliance Control," *In Intelligent Robots and Systems (IROS)*, pp. 6044~6051.
- (8) Alleyne, A. and Liu, R., 1999, "On the Limitations of Force Tracking Control for Hydraulic Servosystems," *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 121(2), pp. 184~190.
- (9) Boaventura, T., Focchi, M., Frigerio, M., Buchli, J., Semini, C., Medrano-Cerda, G. A. and Caldwell, D. G., 2012, "On the Role of Load Motion Compensation in High-Performance Force Control," *In Intelligent Robots and Systems (IROS)*, pp. 4066~4071.
- (10) Wells, D. L., Iversen, E. K., Davis, C. C. and Jacobsen, S. C., 1990, "An Investigation of Hydraulic Actuator Performance Trade-Offs Using a Generic Model," *In Robotics and Automation*, pp. 2168~2173.
- (11) Rabie, M., 2009, *Fluid power engineering*, McGraw Hill, New York, pp. 333~347.
- (12) Jelali, M. and Kroll, A., 2003, *Hydraulic Servo-Systems: Modelling, Identification and Control*, Springer, London, p. 71.