공학석사 학위논문

비례 압력 제어 밸브를 이용한 유압 서보계의 힘 추적 제어

Force Tracking Control for the Hydraulic Servosystem using a Proportional Pressure Control Valve

지도교수 오 인 호

2001년 2월

한국해양대학교 대학원

선박운항시스템공학과

조 욱 상

본 논문을 조욱상의 공학석사 학위논문으로 인준함.

위원장 공학박사 이 진 열 (인)

위 원 공학박사 정 병 건 (인)

위 원 공학박사 오 인 호 (인)

2000년 12월 23일

한국해양대학교 대학원

선박운항시스템공학과 조 욱 상

목 차

Force Tracking Control for the Hydraulic Servosystem using a Proportional Pressure Control Valve

Wook-Sang Cho

Dept. of Ship Operating Systems Engineering,
Graduate School of Korea Maritime University

Abstract

The fluid power system is applied to various fields of modern industries because it is able both to generate great force or torque and to control precisely the movement of hydraulic actuators. Amongst those to which the fluid power is applied, active suspension system and four wheel steering system on a passenger car have the force control hydraulic servosystem.

The electro-hydraulic servo valve and the proportional pressure control valve can be used as control valve, an essential component of the force control hydraulic servosystem. The electro-hydraulic servo valve requires

feedback of control output in the hydraulic servosystem. But the proportional pressure control valve does not require feedback of control output in the force control servosystem.

In this paper, the linear model of the hydraulic servosystem for force tracking control which consists of a proportional pressure control valve and a double acting cylinder is derived. The performance of the hydraulic servosystem is analysed through computer simulations. And the limitations on designing the controller in feedback control system are studied. In addition, performance of position tracking control system as well as the limitations on feedback control is examined.

In the force tracking hydraulic servosystem, the velocity of piston acts as feedback term from the position output of the cylinder to pressure differential across the piston. Therefore, the poles of the plant manifest themselves as the zeros of the open-loop transfer function. Moreover, these zeros can't be changed via feedback and simple algorithms are severely bandwidth limited. In the position tracking control system, by the stable pole-zero cancellation the poles of the plant do not appear as the zeros of the open-loop transfer function.

The result from the study shows that a simple algorithm for force tracking purposes beyond the bandwidth limitation is not suitable and the need of more advanced algorithms are confirmed. On the other hand, It is confirmed that the position control system is properly controlled by means of simple algorithms.

기호설명

A_p	: 피스톤의 수압 면적	[m^2]
A_r	: 밸브 반력핀의 단면적	[m^2]
A_s	: 스풀의 수압 면적	[m^2]
a_i	: 입력-힘 전달함수의 분모 다항식	
a_i'	: 입력-변위 전달함수의 분모 다항식	
b_i	: 입력-힘 전달함수의 분자 다항식	
b_i'	: 입력-변위 전달함수의 분자 다항식	
b_p	: 부하를 포함한 실린더의 점성감쇠 계수	[Ns/m]
b_s	: 밸브 스풀의 점성감쇠 계수	[Ns/m]
C_d	: 밸브의 유량 계수	
D_s	: 스풀 직경	[m]
F	: 시스템의 구동력	[N]
F_f	: 쿨롱 마찰력(외란)	[N]
$G_a(s)$	: 구동기 전달함수	
$G_c(s)$	: 제어기 전달함수	
$G_p(s)$	: 플랜트 전달함수	
$G_{fu}(s)$	: 입력-힘 전달함수	
$G_{yu}(s)$	: 입력-변위 전달함수	
$H(s)$	: 후향 경로 전달함수	
K_A	: 비례 전자 밸브용 증폭기 이득	[A/V]

K_c : 밸브의 유량-압력 계수 [m^5/Ns]

K_d : 제어기의 미분 이득

K_i : 제어기의 적분 이득

K_p : 제어기의 비례 이득

K_q : 밸브의 유량 이득 [m^2/s]

K_{sol} : 비례 전자석의 비례 이득 [N/A]

k_s : 밸브의 스프링 상수 [N/m]

k_p : 부하의 스프링 상수 [N/m]

m_p : 피스톤 질량을 포함한 부하 질량 [kg]

m_s : 스풀 질량 [kg]

P_1 : 1번 유로 압력 [N/m^2]

P_2 : 2번 유로 압력 [N/m^2]

P_L : 유압실린더 부하 압력 [N/m^2]

P_S : 공급 압력 [N/m^2]

Q_1 : 밸브의 1번 교축부 유량 [m^3/s]

Q_2 : 밸브의 2번 교축부 유량 [m^3/s]

Q_3 : 밸브의 3번 교축부 유량 [m^3/s]

Q_4 : 밸브의 4번 교축부 유량 [m^3/s]

Q_i : 실린더로 흘러들어 가는 유량 [m^3/s]

Q_o : 실린더에서 흘러나오는 유량 [m^3/s]

Q_L : **부하 유량** [m^3/s]

s : **라플라스 연산자**

T_d : **제어기의 미분 시간** [s]

T_i : **제어기의 적분 시간** [s]

$u(s)$: **제어신호 전달함수**

u : **스풀의 언더랩** [m]

V_1 : 1**번 유로 체적** [m^3]

V_2 : 2**번 유로 체적** [m^3]

V_c : **실린더의 전체 체적**(**유로의 체적포함**) [m^3]

v_i : **입력 전압 신호** [V]

w : **교축부 면적변화도** ($w = \pi \cdot D_s$) [m]

x_s : **밸브 스풀의 변위** [m]

y : **피스톤 변위** [m]

β : **작동유의 체적탄성 계수** [N/m^2]

ρ : **작동유의 밀도** [kg/m^3]

g : **중력 가속도** [m/s^2]

제 1 장 서 론

유압을 이용하면 큰 힘과 회전력을 얻을 수 있을 뿐만 아니라 유압 구동기(actuator)의 동작도 정밀하게 제어할 수 있으므로 유압장치는 현대 산업의 거의 모든 분야에 보급되어 활용되고 있다[1]. 최근의 생산현장에서 자동화 추세가 일반화되어 가고 있고, 이와 더불어 유압 기기의 활용도 지속적으로 증가하고 있다. 유압장치는 선박에서 조타기의 타각제어, 프로펠러의 피치각제어, 안정기(fin stabilizer)의 위치제어 등에 사용되고 있으며, 자동차에서는 능동현가장치(active suspension system), 4륜조향장치(four wheel steering system), 잠김방지 제동장치(anti-locked break system), 자동변속장치 등에 사용되고 있다[2, 3].

여러 가지 응용 분야중 능동현가장치 및 4륜조향장치에 사용되는 유압장치는 유압작동기에 작용하는 유체의 압력이나 유압작동기에서 발생하는 힘을 제어하는 장치이다. 이 힘 제어 유압 서보계(force control hydraulic servosystem)의 중요한 요소인 제어 밸브로는 전기 유압 서보 밸브(electro hydraulic servo valve)와 비례 압력 제어 밸브(proportional pressure control valve)가 사용된다[4]. 서보 밸브는 본래 항공 우주용 유압장치를 위해 개발되었으며 일반 산업용으로 이용하기에는 너무 비싸고 작동유의 오염에 취약한 단점이 있다. 반면 비례 제어 밸브는 서보 밸브보다 가격, 응용, 보수의 측면에서 많은 이점이 있다[1]. 비례 제어 밸브는 가격이 저렴하고 신뢰도가 높은 비례 전자석의 개발에 의해 연삭기나 호닝기계와 같은 공작기계, 성형사출기, 자동화설비 등에 사용되는 유압장치와 농경기계, 건설기계 등에 사용되는 유압장치의 제어 밸브로 사용되고 있다[1].

전기 유압 서보 밸브를 사용하여 힘 혹은 압력 제어계를 구성할 때는 반드시 피드백 제어(feedback control)에 의해 제어를 해야하는데[5, 6] 단순한 알고리즘(simple algorithms)을 이용한 피드백 제어 한계에 관한 논문들이 발표되고 있다[7]. 한편, 비례 압력 제어 밸브는 전기 유압 서보 밸브와 달리 출력의 피드백 없이 개회로 제어(open loop control)가 가능하다. 비례 압력 제어 밸브를 이용한 압력 제어계(pressure control system)의 제어 성능 개선을 위한 피드백 제어에 관한 연구도 보고되고 있지만[3, 8] 단순한 알고리즘에 의한 피드백 제어에 관한 연구 논문은 그리 많지 않다.

이 연구에서는 비례 압력 제어 밸브를 사용한 유압 서보계의 힘 추적 제어 성능을 조사하고, 제어 성능을 개선하기 위한 피드백 제어시의 제어 한계에 대해 조사한다. 아울러 위치 추적 제어계(position tracking control system)의 성능과 피드백 제어의 한계에 대해서도 조사한다. 이를 위해 비례 압력 제어 밸브로 구성한 힘 추적 제어계(force tracking control system)의 선형 모델을 구하고, 모델링의 타당성을 확인한다. 선형 모델을 바탕으로 컴퓨터 시뮬레이션(computer simulations)을 통해 힘 추적 제어계의 성능과 피드백 제어계의 제어기 설계의 한계에 대해 검토한다. 또한 위치 추적 제어계와 힘 추적 제어계의 피드백 제어의 성능을 검토 비교한다.

제 2 장 시스템의 구조와 이론적 해석

2.1 비례 압력 제어 밸브의 구조와 동작원리

Fig. 2.1은 전기 유압 서보 밸브(electro-hydraulic servo valve)의 구조를 나타낸다. 전기 유압 서보 밸브는 토오크 모터(torque motor), 플래퍼 노즐 밸브(flapper nozzle valve) 및 스풀 밸브(spool valve)로 구성되어 있다. 토오크 모터는 영구자석(permanent magnet) 및 전기자(armature)로 구성되며 전기자는 비틀림 스프링(torsion spring)으로 지지된다. 플래퍼 노즐밸브의 플래퍼는 전기자의 한쪽 끝단에 연결되어 있고 플래퍼 양쪽에는 노즐이 배치되어 있다. 또한 플래퍼와 스풀 밸브는 피드백 스프링(feedback spring)으로 연결되어 있다.

전기 유압 서보 밸브의 작동 원리는 다음과 같다. 입력 신호가 0인 경우 플래퍼(flapper)는 중립 위치(neutral position)에 있고, 이로 인해 밸브 스풀에 가해지는 압력인 노즐 배압이 같으므로 스풀은 중앙에 위치하여 정지되어 있다. 전류 신호가 전기자 코일(armature coil)에 가해질 경우 입력 전류에 비례하여 전기자에 회전력이 발생하며, 이 회전력에 의해 비틀림 스프링을 기점으로 플래퍼의 자유단이 좌측이나 우측으로 움직인다. 만약 플래퍼가 우측으로 움직이면 우측의 노즐 배압 P_b는 상승하고 좌측의 노즐 배압 P_a는 감소하여($P_b > P_a$) 스풀의 양단에 압력차가 발생하고 이로 인해 스풀은 좌측으로 움직인다. 스풀이 움직이는 방향과 스풀의 변위는 피이드백 스프링(feedback spring)을 통해 플래퍼를 중립 위치로 되돌려 놓으므로 플래퍼 좌·우의 노즐 배압이 같아지고 스풀은 그 점에서 정지하게 된

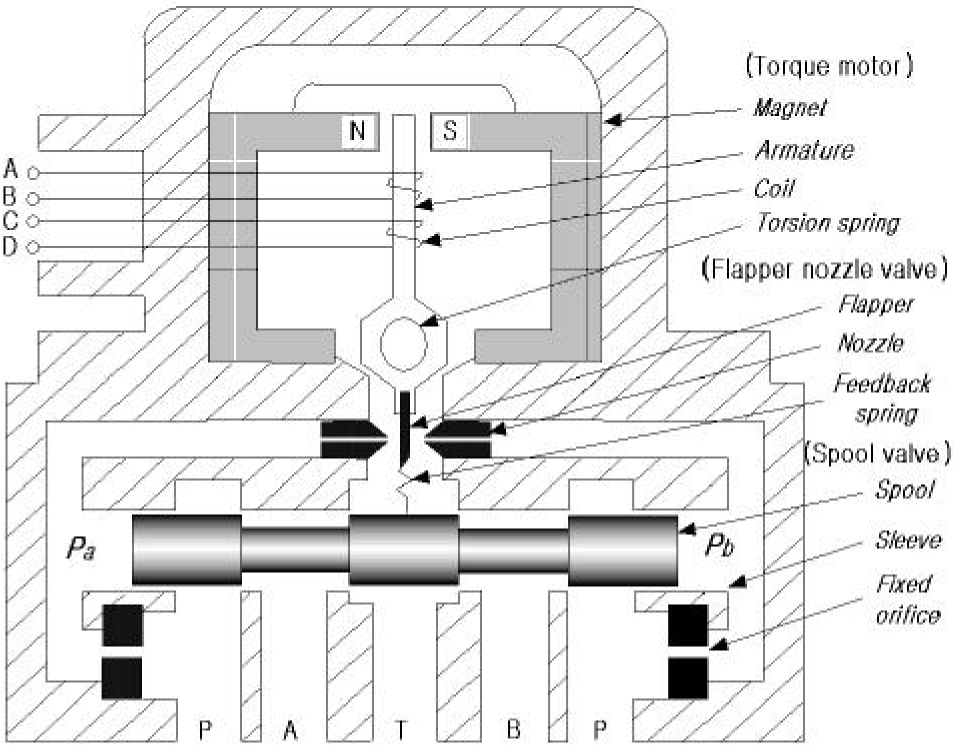


Fig. 2.1 Schematic of electro-hydraulic servovalve

다. 이때 작동유는 펌프 송출관로 P, 유로(oil passage) A, 부하, 유로 B, 탱크회귀 관로 T 순으로 흐르게 된다. 입력 신호의 극성이 반대로 되는 경우는 동일한 원리에 의해 스풀이 반대 방향으로 움직이게 된다. 이와 같은 원리에 의해 스풀은 입력 전류의 극성 및 크기에 비례한 위치에 정지함으로써 출력 유량도 입력 전류의 크기에 비례하게 된다. 전기 유압 서보 밸브는 밸브에서 구동기로 흐르는 유량을 제어하므로 구동기에서 발생하는 힘(부하에 작용하는 힘) 또는 구동기의 위치(부하의 위치)를 제어하기 위해서는 제어량의 피드백을 필요로 한다.

Fig. 2.2는 비례 압력 제어 밸브의 구조를 나타낸다. 이 밸브는 압력 제어와 방향 제어가 가능한 밸브로서 4방향 스풀 밸브(4-way spool valve)이다. 스풀의 양단은 스프링으로 지지되고, 비례 전자석(proportional solenoid)이 장착되어 있다. 스풀 내에는 유로(由路)가 가공되어 있고, 유로의 끝 부분에 반력 핀(reaction pin)이 장착되어 있어서 부하 압력이 반력 핀의 단면에 작용하도록 되어 있다.

우측 비례 전자석에 전류를 흘리면 전자력(magnetic force)이 발생하여 플런저(plunger)에 연결된 스풀을 우측에서 좌측으로 움직인다. 그 결과 펌프 송출 관로 P는 유로 A로 연결되고, 유로 B는 탱크 회귀 관로 T로 연결되어 유로 A의 압력은 높아지고 유로 B의 압력은 낮아진다. 이때 각 유로의 압력은 스풀 내에 장착한 반력 핀에 작용하여 전자력에 대항하는 힘을 발생시키고, 전자력과 유압력이 같아지면 스풀이 정지하여 스풀의 위치가 결정되고 각 유로의 압력 변화도 정지된다. 즉, 스풀의 위치에 따라 부하 압력의 크기가 결정되고, 스풀의 위치는 밸브에 작용하는 전자력과 이에 대항하는 유압력의 크기에 따라 결정된다.

비례 압력 제어 밸브는 유량 제어 서보 밸브와 달리 부하 압력이 반력 핀

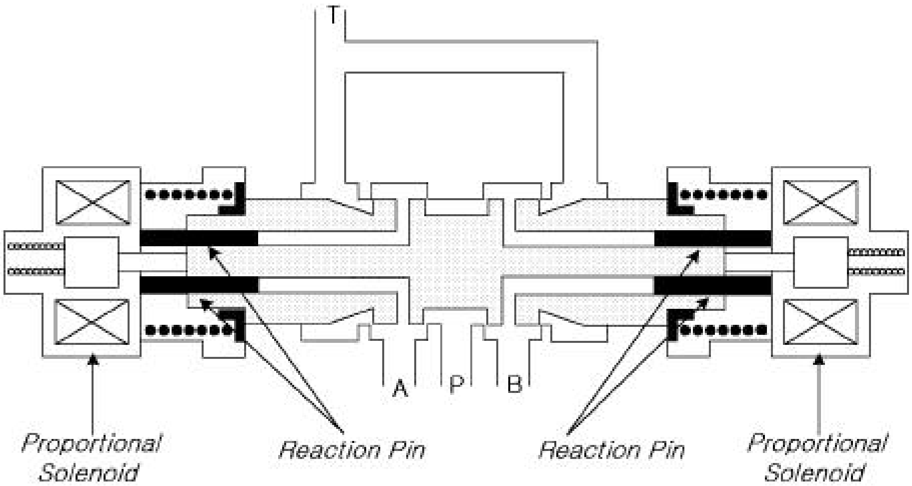


Fig. 2.2 Sectional view of proportional pressure control valve

을 통해 스풀에 유압력으로 작용하므로 밸브 자체 내에서 피드백 경로가 형성된다. 따라서 개회로 제어가 가능하다.

2.2 시스템의 구성

유압 서보계의 일반적인 구성은 Fig. 2.3과 같다. 유압 실린더를 구동하기 위한 에너지는 유압 펌프로부터 공급되고 작동 유체의 흐름, 즉 에너지의 흐름은 제어 밸브에 의해 조절된다. 유체의 압력 에너지는 실린더에서 기계적 일로 변화하여 부하를 움직인다. 그림에서 실선으로 표시한 것은 유체 에너지의 흐름을, 파선으로 표시한 것은 비례 압력 제어 밸브를 제어하기 위한 전기적 신호의 흐름을 나타낸다.

Fig. 2.4는 비례 압력 제어 밸브와 실린더로 구성한 유압 서보계를 나타낸다. 유압 서보계는 제어 밸브와 복동 실린더(double acting cylinder)로 구성되어 있으며 복동 실린더에 연결된 부하는 점성 부하(viscous load), 관성 부하(inertial load) 및 탄성 부하(elastic load)를 포함한다. 제어 밸브는 비례 압력 제어 밸브 대신에 전기 유압 서보 밸브의 장착도 가능하다.

밸브의 두 유로는 각각 실린더(cylinder)의 양측 유로와 연결되고, 실린더에는 부하(점성, 관성, 탄성부하)가 연결되어 있다. 부하는 1자유도(one degree of freedom) 직선 운동을 한다.

2.3 시스템의 수학적 모델

2.3.1 시스템의 수학적 모델

비례 압력 제어 밸브의 스풀이 중립 위치에서 x_s만큼 움직일 때 밸브내

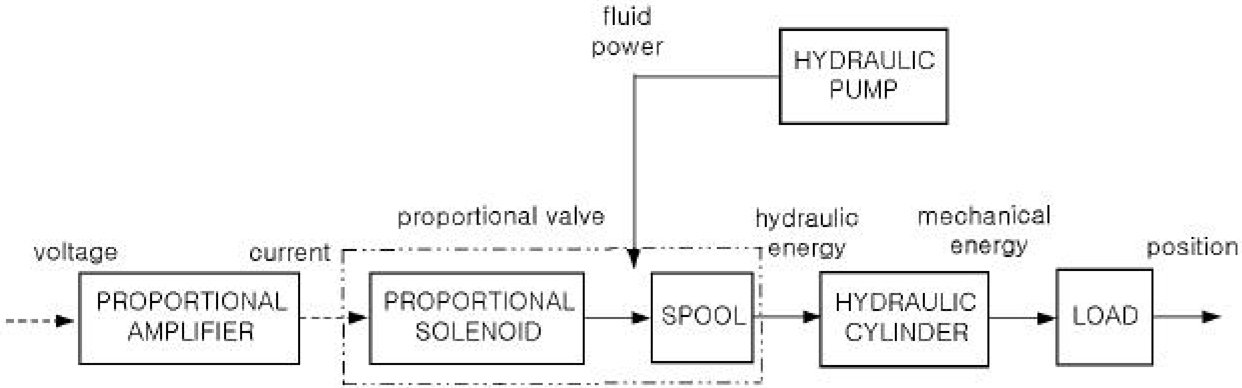


Fig. 2.3. Block diagram of electro-hydraulic servosystem

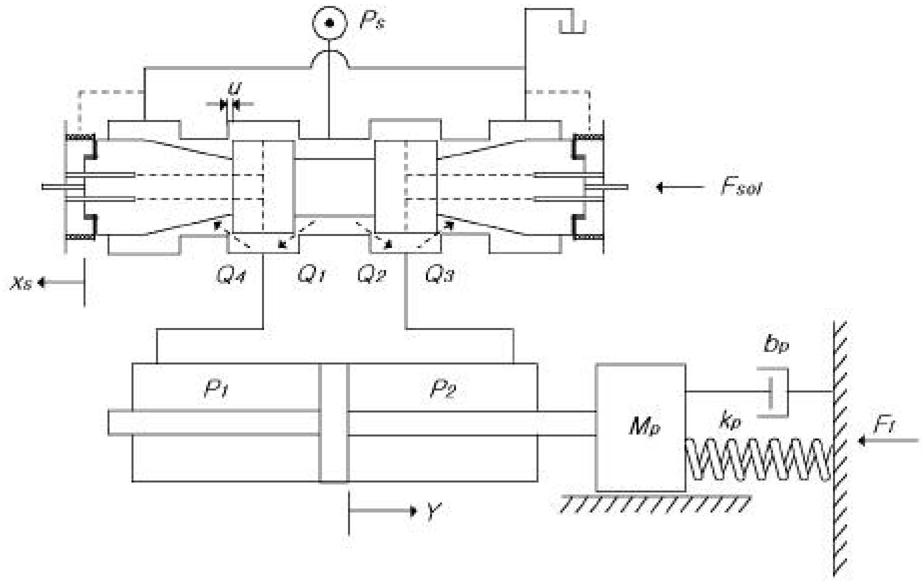


Fig. 2.4 Schematic of force tracking control system

의 4개의 개구부(throttle)에서의 유량 방정식은 다음과 같다.

$$Q_1 = C_{d1}\, w\, (u + x_s) \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_s - P_1)} \tag{2.1}$$

$$Q_2 = C_{d2}\, w\, (u - x_s) \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_s - P_2)} \tag{2.2}$$

$$Q_3 = C_{d3}\, w\, (u + x_s) \sqrt{\frac{2}{\rho} P_2} \tag{2.3}$$

$$Q_4 = C_{d4}\, w\, (u - x_s) \sqrt{\frac{2}{\rho} P_1} \tag{2.4}$$

위 식에서 Q_1, Q_2, Q_3 및 Q_4는 밸브 내부의 각 교축부를 통하여 흐르는 유량, C_{d1}, C_{d2}, C_{d3} 및 C_{d4}는 교축부의 유량 계수, w는 교축부의 면적 변화도(area gradient; $w = \pi \cdot D_s$, D_s는 스풀직경), u는 스풀의 언더랩(underlap), x_s는 밸브 스풀의 변위, P_s는 공급 압력, P_1과 P_2는 각각 실린더 유로의 압력, ρ는 작동유의 밀도를 나타낸다.

한편, 비례 압력 제어 밸브의 스풀은 대칭적이므로 다음 식이 성립한다.

$$P_s = P_1 + P_2 \tag{2.5}$$

또한, 부하 압력 및 부하 유량은 각각 식 (2.6) 및 식 (2.7)과 같이 나타낼 수 있다.

$$P_L = P_1 - P_2 \tag{2.6}$$

$$\begin{aligned} Q_L &= \frac{1}{2}(Q_i + Q_o) \\ &= \frac{1}{2}\{(Q_1 + Q_3) - (Q_2 + Q_4)\} \end{aligned} \tag{2.7}$$

여기서 Q_L은 부하 유량, Q_i는 실린더로 흘러 들어가는 유량, Q_o는 실린더에서 흘러나오는 유량을 나타낸다.

밸브 내부의 각 교축부를 통하여 흐르는 유량을 나타내는 식 (2.1), 식 (2.2), 식 (2.3) 및 식 (2.4)를 식 (2.7)에 대입하여 부하 유량을 나타내는 식을 구하면 식 (2.8)이 된다.

$$\begin{aligned} Q_L = {} & C_{d1}\, w\, (u + x_s)\sqrt{\frac{1}{\rho}(P_s - P_L)} \\ & - C_{d2}\, w\, (u - x_s)\sqrt{\frac{1}{\rho}(P_s + P_L)} \end{aligned} \tag{2.8}$$

밸브와 실린더 사이의 각 유로에 연속의 법칙을 적용하면 다음과 같은 연속 방정식이 구해진다.

$$Q_1 = Q_4 + A_p\frac{dy}{dt} + \frac{V_1}{\beta}\frac{dP_1}{dt} \tag{2.9}$$

$$Q_3 = Q_2 + A_p\frac{dy}{dt} - \frac{V_2}{\beta}\frac{dP_2}{dt} \tag{2.10}$$

여기서 A_p는 피스톤의 단면적, y는 실린더 피스톤의 변위, V_1과 V_2는 각각 유로를 포함하는 피스톤 양단의 체적, β는 기름의 체적 탄성 계수를 나타낸다.

실린더의 각 유로의 연속 방정식인 식 (2.9) 및 식 (2.10)을 식 (2.7)에 대입하면 다음과 같은 부하 유량으로 나타낸 실린더 유로의 연속 방정식이 구해진다.

$$Q_L = A_p \frac{dy}{dt} + \frac{V_c}{4\beta} \frac{dP_L}{dt} \tag{2.11}$$

위 식에서 V_c는 실린더 유로를 포함한 실린더 전체 체적을 나타내고, 실린더 내·외부의 누설은 없는 것으로 하며, V_1 및 V_2와의 관계는 $V_0 = 2V_1 = 2V_2$이다.

비례 압력 제어 밸브의 스풀 운동에 관한 식을 구하면 식 (2.12)와 같이 구해지고 부하 질량과 감쇠기가 연결된 실린더의 피스톤에 관한 운동 방정식은 식 (2.13)과 같다.

$$K_A K_{sol} v_i - A_r P_L = m_s \frac{d^2 x_s}{dt^2} + b_s \frac{dx_s}{dt} + k_s x_s \tag{2.12}$$

$$A_p P_L - F_f = m_p \frac{d^2 y}{dt^2} + b_p \frac{dy}{dt} + k_p y \tag{2.13}$$

여기서 스풀에 작용하는 정상 상태 유체력(steady state flow force)은 무시하고[9 11] 유압 실린더 및 부하계의 마찰력에 관한 항 중에서는 점성

마찰력만 고려한다. 위 식에서 K_A는 증폭기의 이득, K_{sol}은 비례 전자석의 비례 이득, v_i는 증폭기 입력 전압, A_r은 밸브 반력 핀의 단면적, m_s는 스풀의 질량이며 m_p는 피스톤의 질량을 포함한 부하의 질량, b_s는 스풀과 슬리브 사이의 점성 감쇠 계수이고 b_p는 부하의 점성 감쇠 계수이다. 또, k_s는 스풀지지 스프링의 스프링 상수이고, k_p는 부하 지지 스프링의 스프링 상수이다. F_f는 쿨롱 마찰력으로 외란으로서 작용한다.

2.3.2 선형근사 및 전달함수

2.3.1절에서 구한 시스템의 모델에서 비선형 요소(nonlinear component)를 선형화 하기 위해 비선형 방정식인 유량 방정식을 작동점 근방(operating ranges)에서 테일러(Taylor) 급수로 전개하면 식 (2.14)가 된다.

$$Q_L = Q_{L0} + \left.\frac{\partial Q_L}{\partial x_s}\right|_0 \Delta x_s + \left.\frac{\partial Q_L}{\partial P_L}\right|_0 \Delta P_L + \cdots \tag{2.14}$$

만일 스풀이 작동점 근방에서만 작동한다고 가정하면 2차 이상의 항은 무시되므로 식 (2.15)로 나타낼 수 있다.

$$Q_L = Q_{L0} + \left.\frac{\partial Q_L}{\partial x_s}\right|_0 \Delta x_s + \left.\frac{\partial Q_L}{\partial P_L}\right|_0 \Delta P_L \tag{2.15}$$

여기서 밸브의 유량 이득을 K_q, 스풀이 중립 위치에 있을 때의 유량 이득을 K_{q0}라고 하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$K_q = \frac{\partial Q_L}{\partial x_s} \tag{2.16}$$

$$K_{q0} = 2C_d\, w \sqrt{\frac{P_s}{\rho}}$$

또, 유량-압력 계수를 K_c, 스풀이 중립 위치에 있을 때의 유량-압력 계수를 K_{c0}라고 하면

$$K_c = -\frac{\partial P_L}{\partial Q_L} \tag{2.17}$$

$$K_{c0} = \frac{C_d\, w\, u \sqrt{P_s/\rho}}{P_s}$$

와 같이 정의된다.

식 (2.16)과 식 (2.17)을 식 (2.15)에 대입하면 식 (2.18)이 된다.

$$\Delta Q_L = K_q \Delta x_s - K_c \Delta P_L \tag{2.18}$$

이때 계의 사용을 작동점 근방으로 한정한다면 선형 근사한 식 (2.19)를 얻는다.

$$Q_L = K_q x_s - K_c P_L \tag{2.19}$$

또한, 식 (2.11) 및 식 (2.19)와 밸브 스풀의 운동을 나타내는 식 (2.12)

및 실린더 피스톤의 운동에 관한 식 (2.13)을 각각 라플라스 변환하면 식 (2.20), 식 (2.21), 식 (2.22) 및 식 (2.23)이 구해진다.

$$Q_L(s) \;=\; A_p\, s\, y(s) + \frac{V_c}{4\beta} s\, P_L(s) \tag{2.20}$$

$$Q_L(s) \;=\; K_q\, x_s(s) - K_c\, P_L(s) \tag{2.21}$$

$$K_A\, K_{sol}\, v_i(s) - A_r\, P_L(s) \;=\; (m_s s^2 + b_s s + k_s) x_s(s) \tag{2.22}$$

$$A_p\, P_L(s) \;=\; (m_p s^2 + b_p s + k_p) y(s) \tag{2.23}$$

식 (2.20), 식 (2.21), 식 (2.22) 및 식 (2.23)으로부터 증폭기 입력 전압 v_i를 시스템 입력, 부하 구동력 F를 시스템 출력으로한 전달함수와 전압 v_i를 입력, 부하의 변위 y를 시스템 출력으로한 전달함수를 구하면 각각 식 (2.24) 및 식 (2.25)와 같이 되고, Fig. 2.5, Fig. 2.6은 각각 힘 추적 제어계 및 위치 추적 제어계의 블록 선도를 나타낸다.

$$G_{fu}(s) \;=\; \frac{F(s)}{v_i(s)} \;=\; \frac{b_0 s^2 + b_1 s + b_2}{a_0 s^5 + a_1 s^4 + a_2 s^3 + a_3 s^2 + a_4 s + a_5} \tag{2.24}$$

$$G_{yu}(s) \;=\; \frac{y(s)}{v_i(s)} \;=\; \frac{b_0'}{a_0' s^5 + a_1' s^4 + a_2' s^3 + a_3' s^2 + a_4' s + a_5'} \tag{2.25}$$

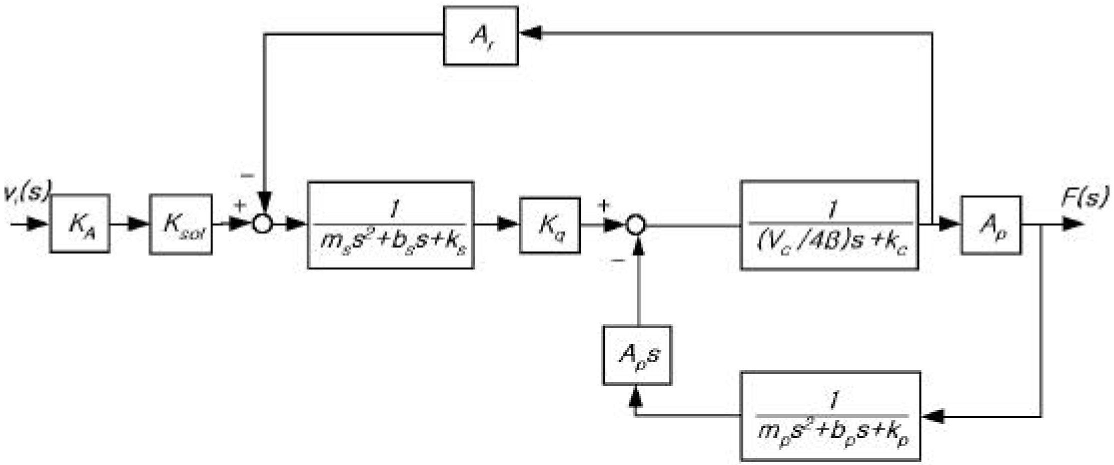


Fig. 2.5. Block diagram of force tracking control system

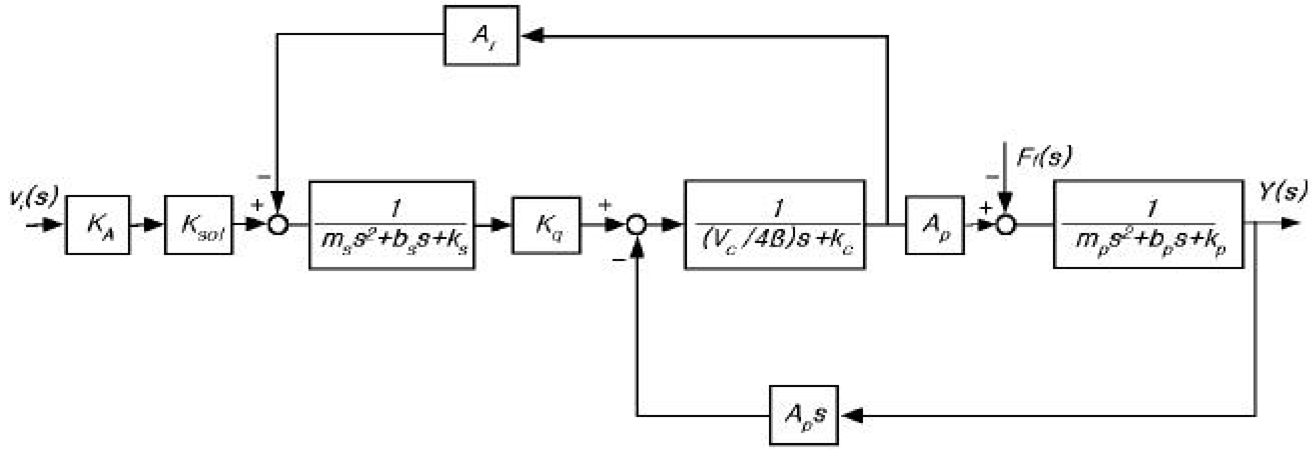


Fig. 2.6. Block diagram of position tracking control system

제 3 장 힘 추적 제어 분석

3.1 시스템의 응답 특성

컴퓨터 시뮬레이션에 사용한 시스템의 주요 제원은 Table 3.1에 나타낸 것과 같고 각종 물리적인 상수들은 Table 3.2에 보이는 것과 같다. Fig. 3.1은 이 연구에서 모델링의 대상으로한 시스템의 계단 응답 특성을 나타내고 있다. 그림은 60ms가 지난 후에 입력 신호를 주었을 때이며 상승 시간(rise time)은 84ms이고, 지연 시간(delay time)은 40ms이다[2, 12, 13].

Fig. 3.2와 Fig. 3.3은 각각 힘 추적 제어계 및 위치 추적 제어계의 계단 응답 특성의 컴퓨터 시뮬레이션 결과이다. 힘 추적 제어계의 계단 응답에서 상승 시간은 100ms이고, 지연 시간은 39ms이다. 또한, 위치 추적 제어계의 계단 응답에서 상승 시간은 100ms이고 지연 시간은 29ms이다. 두 시스템의 시뮬레이션 결과에서 상승 시간은 100ms로 같으나 지연 시간은 힘 추적 제어계가 29ms로 위치 추적 제어계보다 10ms 빠르다.

시스템의 특성을 나타내는 Fig. 3.1과 힘 추적 제어계의 컴퓨터 시뮬레이션 결과를 비교할 때 실제 시스템의 계단 응답에서 상승 시간은 84ms로 컴퓨터 시뮬레이션 결과보다 16ms 빠르게 나타난다. 실제 시스템의 계단 응답에서 지연 시간은 40ms로 컴퓨터 시뮬레이션으로 구한 계단 응답에서의 지연 시간 39ms와 비슷하다.

이상과 같이 모델링한 시스템은 5차 시스템이나 그 계단 응답 특성은 1차 시스템의 계단 응답 특성과 비슷하게 나타나는 과감쇠 시스템(over damped system)이다. 따라서 시스템의 모델링이 타당하다고 볼 수 있다.

Table 3.1 Specification of the force tracking system

	Item	Spec.
Valve	Diameter of spool	14mm
	Width of spool land	6.6mm
	Width of slot on the sleeve	7.0mm
	Underlap	0.2mm
	Diameter of reaction pin	1.5mm
Cylinder	Diameter of piston	50mm
	Stroke of piston	±3mm

Table 3.2 Physical constants of the system

Constants	Value
Density of oil	$869 kg/m^3$
Bulk modulus of elasticity of oil	$1.8x10^9 N/m^2$
Area of piston	$1.65x10^{-3} m^2$
Mass of piston and load	$6.53x10^{-1} kg$
Mass of spool	$7x10^{-2} kg$
Constant of cylinder load spring	$6.45x10^6 N/m$
Constant of valve spring	$2.83x10^4 N/m$
Volume of cylinder and pipe	$1.496x10^{-4} m^3$

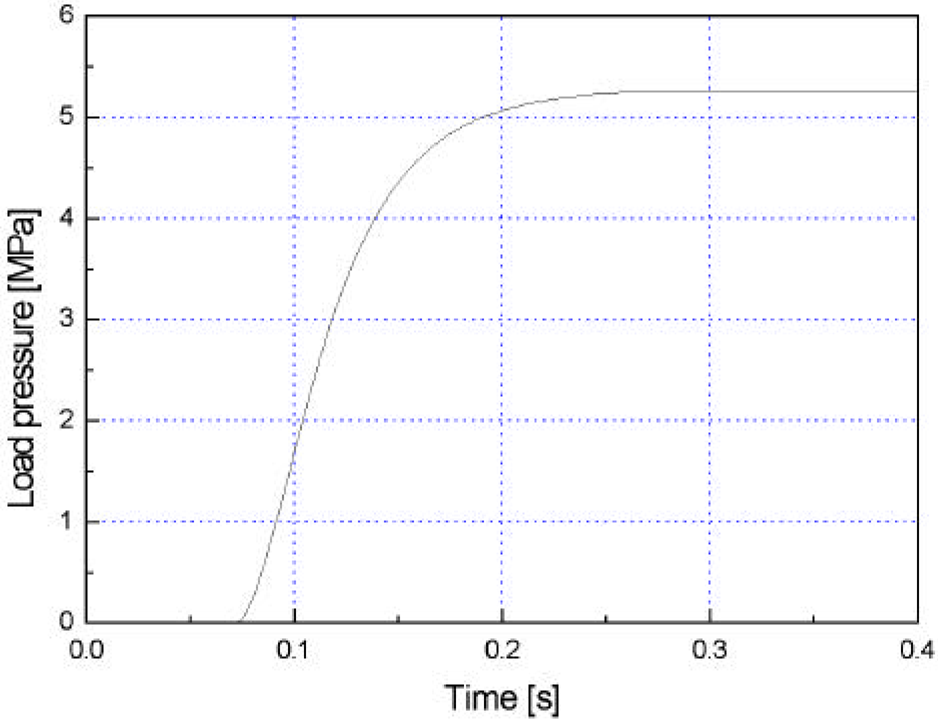


Fig. 3.1 Step response of the system

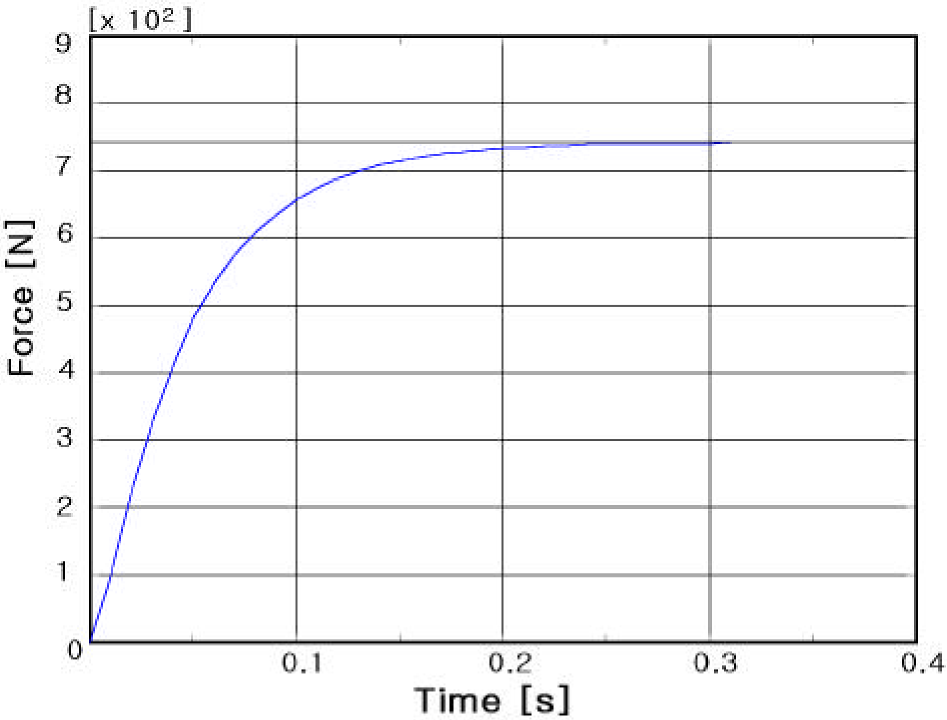


Fig. 3.2 Step response of the force control system (simulated)

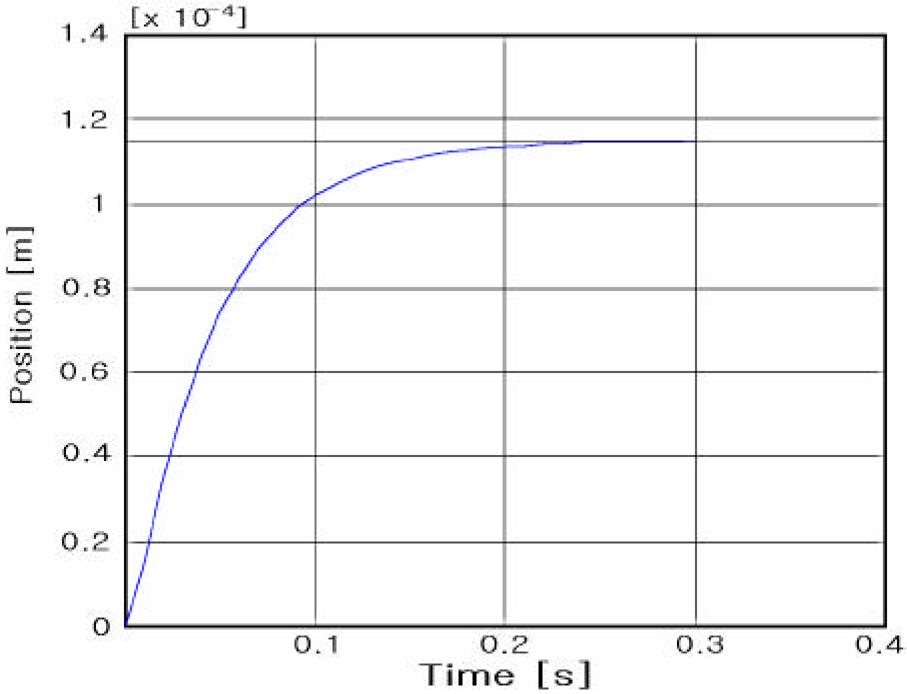


Fig. 3.3 Step response of the position control system (simulated)

3.2 힘 추적 제어

Fig. 3.4는 입력 신호가 구동기(actuator)에 보내져 플랜트(plant)에 영향을 미치는 선형 시불변 제어 시스템(linear time-invariant control system; LTI control system)을 나타낸다. 이 시스템에서 입력 $u(s)$와 구동기 힘 $F(s)$사이의 전달함수는 구동기 전달함수 $G_a(s)$와 같지 않으며 입력-힘의 전달함수는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$G_{fu}(s) \equiv \frac{Actuator\ Force(s)}{Input\ Signal(s)} = \frac{G_a(s)}{1+G_a(s)G_p(s)H(s)} \tag{3.1}$$

여기에서, $G_a(s)$, $G_p(s)$, $H(s)$는 각각 구동기 전달함수, 플랜트 전달함수, 후향 경로 전달함수를 나타낸다. $N_a(s)$, $N_p(s)$, $N_h(s)$를 각각 구동기, 플랜트, 후향 경로의 분자 다항식(numerator polynomials)으로 정의하고 $D_a(s)$, $D_p(s)$, $D_h(s)$를 각각 분모 다항식(denominator polynomials)으로 정의하여 식 (3.1)의 전달함수를 다시 쓰면 식 (3.2)와 같이 나타낼 수 있다.

$$G_{fu}(s) = \frac{N_a(s)D_p(s)D_h(s)}{D_a(s)D_p(s)D_h(s)+N_a(s)N_p(s)N_{h(s)}} \tag{3.2}$$

식 (3.2)에서 플랜트의 극점이 구동기 전달함수와 관계없이 개회로 전달함수(open loop transfer function)의 영점이 된다. 시스템에 사용한 구동기의 전달함수가 순수 이득($G_a(s)=1$)일지라도 플랜트의 극점이 개회로 전달함수의 영점이 된다.

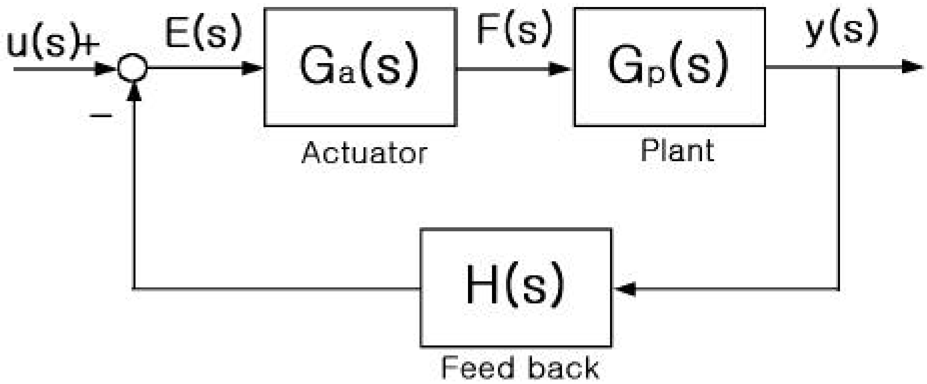


Fig. 3.4 Block diagram of actuator-plant interaction

Fig. 2.4에 나타낸 시스템에서 피스톤의 속도는 유량 변화로 실린더내의 압력 상승에 영향을 미치는 피드백으로 작동한다. 이것은 식 (2.24)에 나타낸 선형 시스템의 블록 선도를 보여주는 Fig. 2.5에서 보다 명확하게 나타난다. 또한 Fig. 3.5의 보드 선도에 나타난 힘 추적 제어계의 주파수 응답 특성에는 개회로 전달함수의 영점(플랜트의 극점)에 의한 영향이 나타나 있다. 따라서 힘 제어계의 개회로 전달함수의 두 개의 영점이 폐회로 힘 제어계(closed loop force control system)의 주파수 대역폭을 제한한다.

한편 Fig. 2.5의 힘 추적 제어계에서 실린더의 피스톤에 관한 운동방정식은 식 (2.13)에서 구한 바와 같이 다음과 같다.

$$F = m_p \ddot{y} + b_p \dot{y} + k_p y = A_p P_L - F_f \tag{3.3}$$

여기서 부하의 변위 y와 구동기 힘 F사이의 전달함수는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$F(s) = [m_p s^2 + b_p s + k_p] y(s) \tag{3.4}$$

식 (3.4)에 위치 추적 제어계의 전달함수를 나타내는 식 (2.25)를 대입하면 힘 추적 제어계의 전달함수인 다음 식이 구해진다.

$$\frac{F(s)}{v_i(s)} = \frac{(m_p s^2 + b_p s + k_p) y(s)}{v_i(s)}$$

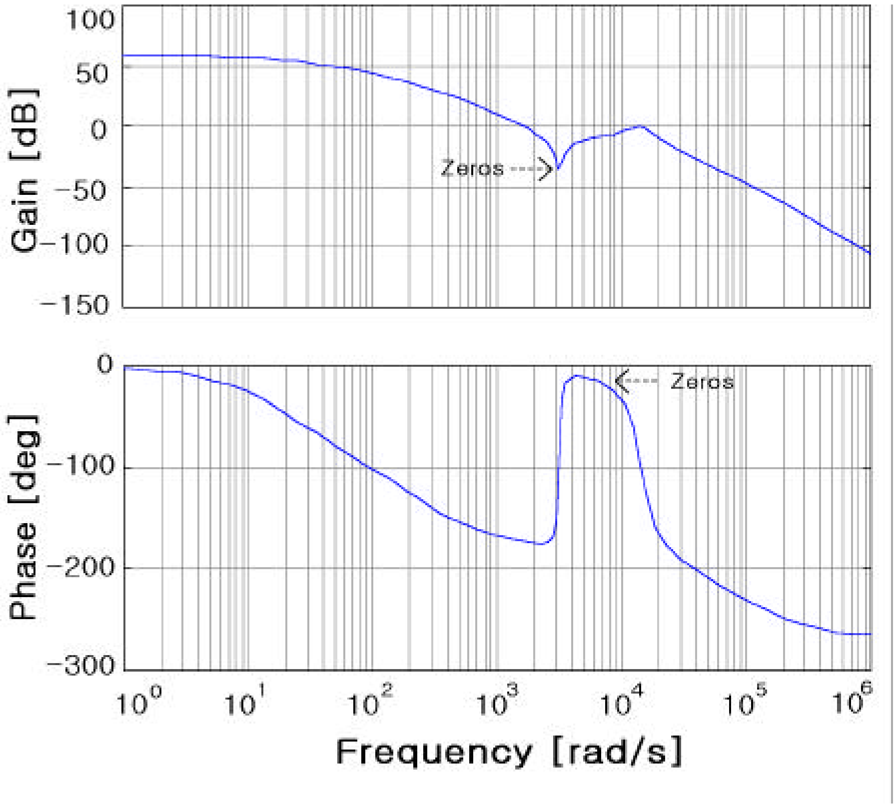


Fig. 3.5 Bode diagram of the force control system (simulated)

$$= \frac{b_0'(m_p s^2 + b_p s + k_p)}{a_0's^5 + a_1's^4 + a_2's^3 + a_3's^2 + a_4's + a_5'} \qquad (3.5)$$

Fig. 3.6은 개회로 힘 제어계의 구형파 입력에 따른 힘 추적 궤적을 보여주는 컴퓨터 시뮬레이션 결과이다. 그림에서 입력 구형파의 주파수는 1Hz이고 시뮬레이션시의 시간 간격(time increment)은 0.01초이다. 3.1절의 Fig. 3.2에서 보여진 계단 응답 특성과 같이 과감쇠 시스템이다.

3.3 힘 추적 피드백 제어계의 제어기 설계

Fig. 3.7은 구동기 출력(힘)을 피드백하고, 전향 경로에 비례 · 적분 · 미분 제어기(proportional plus integral plus derivative controller; PID controller)를 추가한 힘 추적 피드백 제어계를 나타낸다. PID 제어기는 비례 요소(proportional component), 적분 요소(integral component), 그리고 미분 요소(derivative component)로 구성되어 있으며 일반적으로 식 (3.6)과 같은 구조의 전달함수를 가지고 있다[14, 15].

$$G_c(s) = K_p\left(1 + \frac{K_i}{K_p s} + \frac{K_d s}{K_p}\right) \qquad (3.6)$$

또한, 식 (3.6)으로부터 제어기 출력은 식 (3.7)과 같이 나타낼 수 있다.

$$u(t) = K_p\left[e(t) + \frac{1}{T_i}\int_o^t e(t)dt + T_d\frac{de(t)}{dt}\right] \qquad (3.7)$$

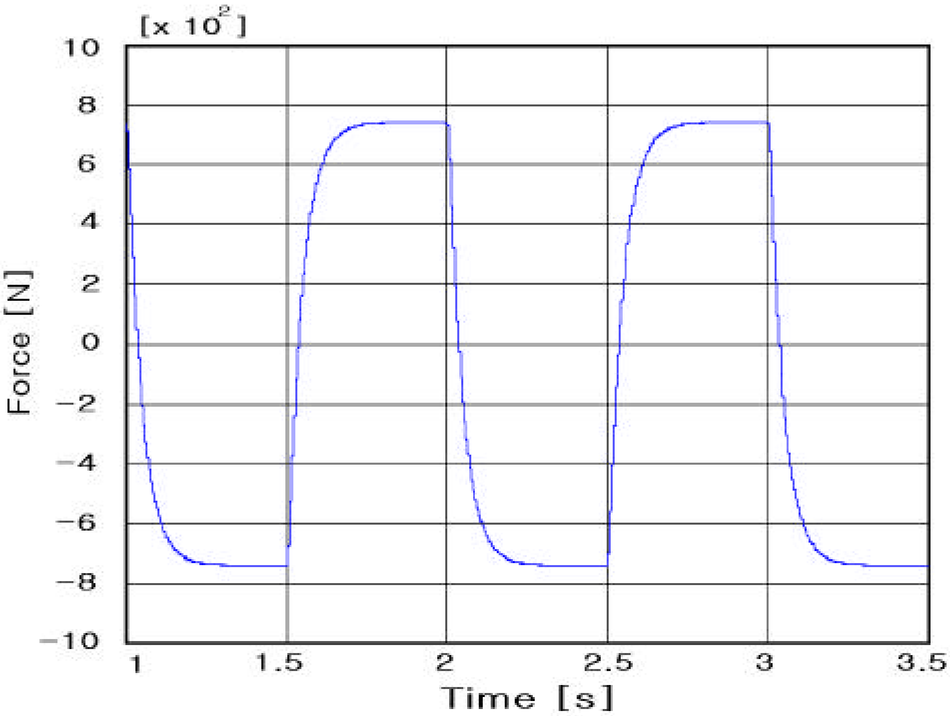


Fig. 3.6 Force tracking output(open loop, simulated)

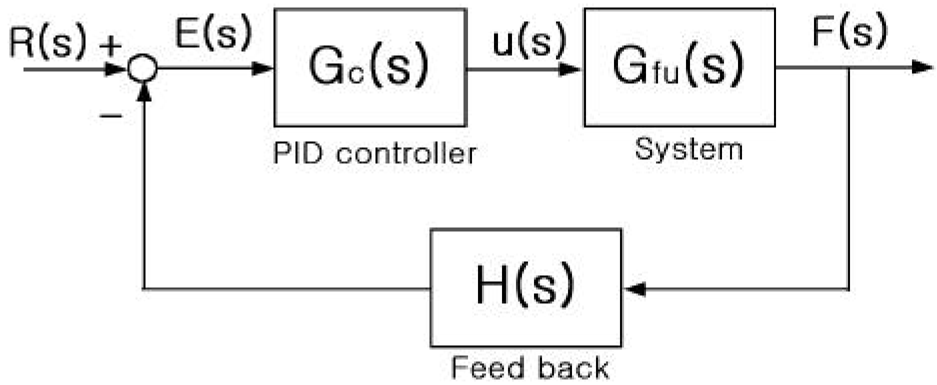


Fig. 3.7 Block diagram of force tracking control system with PID controller

식 (3.7)에서 $T_i = K_p / K_i$ 이고, $T_d = K_d / K_p$ 로서 각각 적분 시간, 미분 시간으로서 조절 가능한 상수이다.

일반적으로 미분 이득은 폐회로 시스템의 감쇠를 향상시키고 적분 이득은 정상 상태 오차를 감소시키는 효과가 있다[14, 15]. 그러나 PID 제어기 파라미터 값들은 적용 시스템에 맞게 조정할 필요가 있다. 이처럼 주어진 성능 사양을 만족시키기 위한 제어기 파라미터를 조정하는 과정을 제어기 튜닝(tuning)이라고 한다.

제어기 튜닝 방법 중 극점배치(pole-placement)방법에 의한 튜닝 방법은 폐회로 시스템의 극점이 지정한 위치(s-평면의 좌반면)에 배치되도록 하여 시스템이 적당한 고유값, 즉 특성 방정식의 근을 가지도록 PID 제어기를 설계하는 방법을 말한다[14]. 이 설계 방법은 안정도-강인성(stability-robustness)과 시스템의 주파수 영역 성능을 설계시에 직접 고려할 수는 없지만 제어계의 공칭 안정도(nominal stability)와 시간 영역 성능을 간결하게 표현할 수 있고, 단일 입·출력 및 다변수 시스템 설계시 사용할 수 있다[14].

Fig. 3.7에 나타낸 $G_{fu}(s)$가 2.3.2절의 식 (2.24)와 같다면 PID 제어기를 포함한 전체 시스템의 개회로 전달함수는 식 (3.8)과 같이 나타낼 수 있다.

$$G_{open\ loop}(s) = G_c(s) \cdot G_{fu}(s)$$

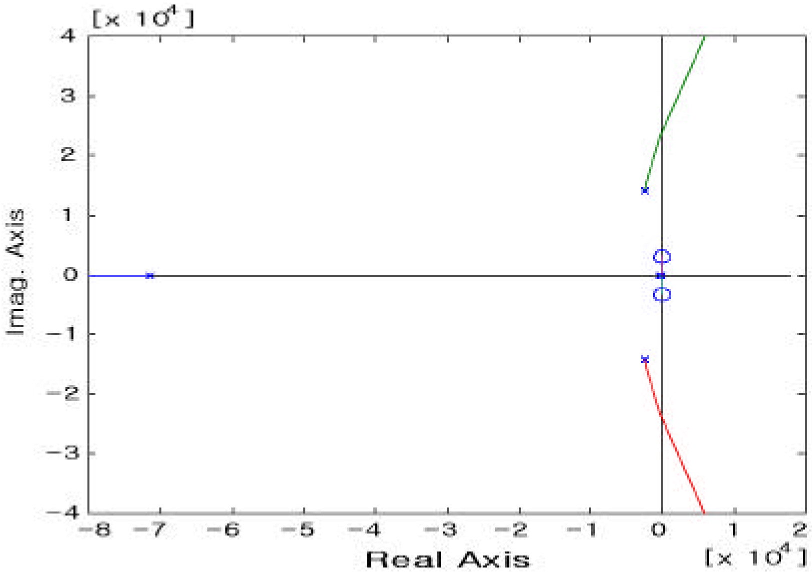
$$= \frac{K_p\left[\frac{K_d}{K_p}s^2 + s + \frac{K_i}{K_p}\right]}{s}$$

$$\times \left(\frac{b_0 s^2 + b_1 s + b_2}{a_0 s^5 + a_1 s^4 + a_2 s^3 + a_3 s^2 + a_4 s + a_5}\right) \quad (3.8)$$

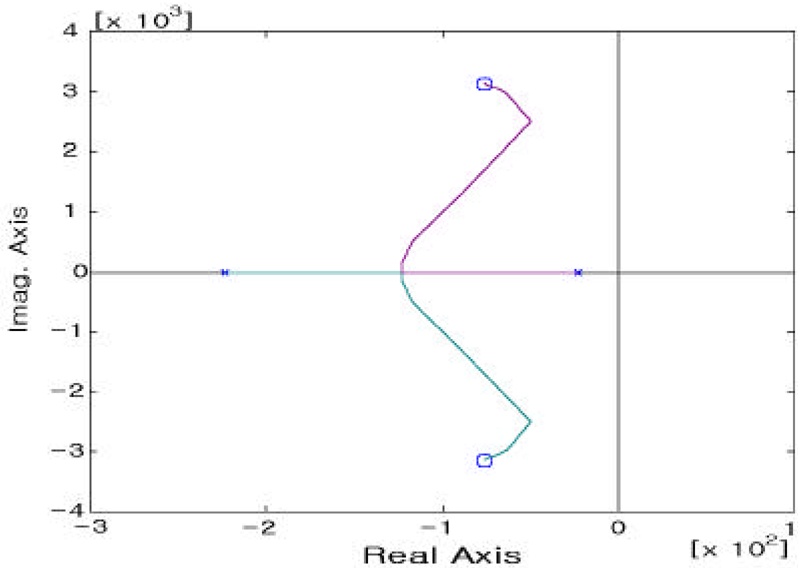
이 시스템의 피드백 제어 성능은 근궤적 분석(root locus analysis)에 의해 쉽게 확인할 수 있다[7, 15 17]. 비례 제어 피드백 제어계에서 비례 이득 값에 따른 근궤적은 Fig. 3.8과 같이 주어진다. Fig. 3.8(a)는 근궤적의 전체를 나타내고 Fig. 3.8(b)는 원점 부근의 근궤적을 나타낸다. 고차 시스템의 과도 응답 특성은 원점에 가까운 근, 즉 우세극(dominant pole)에 의해 영향을 받으므로 이 시스템은 Fig. 3.8 (b)의 근궤적에 의한 영향이 크다[14]. Fig. 3.8(b)에서 전달함수의 이득 K_p값이 커지면 특성 방정식의 근은 실수축을 떠난다. 특성 방정식의 근이 실수근과 복소근의 경계점, 즉 이탈점(breakaway point)에 있을 때의 시스템 이득 K_p는 $2.7x10^{-3}$이다. 즉 K_p가 $2.7x10^{-3}$보다 크면 과도 응답에서 오버슈트(overshoot)가 나타날 수 있고 응답이 빠를 것으로 예측된다.

Fig. 3.9는 두 개의 다른 이득, 즉 Fig. 3.8(b)에서의 이탈점 $K_p=2.7x10^{-3}$에서의 이득 값보다 작거나 큰 값을 비례 이득으로 취했을 경우, 비례 제어 피드백 제어계의 구형파 입력에 따른 응답 시뮬레이션 결과를 나타낸다. 그림 (a)는 이탈점에서의 이득 값보다 작은 $1.7x10^{-3}$을 비례 이득으로 취했을 경우의 시스템 응답이고, 그림 (b)는 이탈점에서 이득 값보다 큰 $K_p=11.7x10^{-3}$을 비례 이득으로 취했을 경우의 시스템 응답이다. 이탈점에서의 이득 보다 작은 값을 비례 이득으로 취했을 경우(Fig. 3.9a) 시스템의 응답 반응이 늦고 오버슈트가 나타나지 않는다. 그러나 이탈점에서의 이득보다 큰 값을 비례 이득으로 취했을 경우(Fig. 3.9b)는 시스템의 응답 반응이 빠르고 오버슈트가 나타난다.

식 (3.8)에서 $G_c = N_c(s)/D_c(s)$, $G_{fu} = N_{fu}(s)/D_{fu}(s)$의 정의를 사용하여 폐회로 전달함수를 구하면 식 (3.4)와 같이 나타낼 수 있다.



(a) Root locus in full scale



(b) Root locus enlarged

Fig. 3.8 Root locus for proportional force control system

$$G_{closed\ loop}(s) = \frac{N_{fu}(s)N_c(s)}{D_{fu}(s)D_c(s) + N_{fu}(s)N_c(s)} \tag{3.9}$$

여기에서 특성 방정식은 식 (3.10)과 같다.

$$\triangle(s) = D_{fu}(s)D_c(s) + N_{fu}(s)N_c(s) \tag{3.10}$$

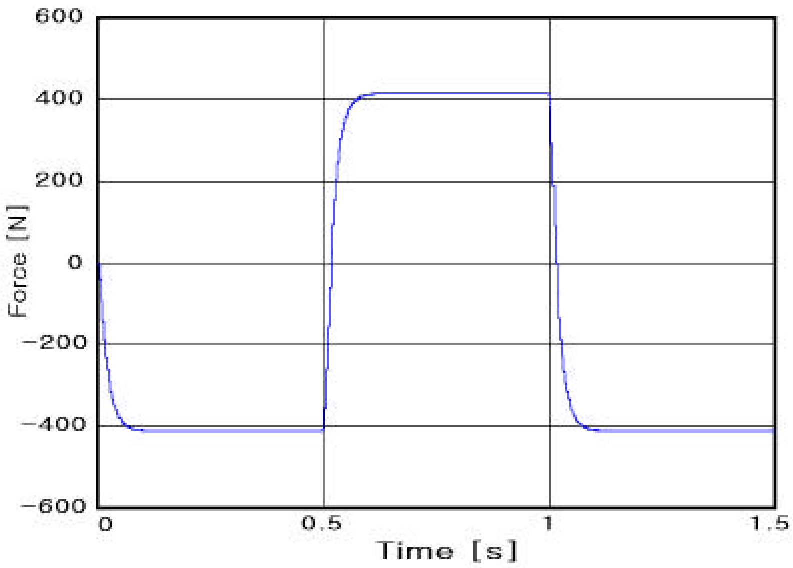
여기서 PID 제어기 설계의 목표는 식 (3.10)의 근이 모두 s-평면의 좌반면에 위치하도록 K_p, K_i, K_d를 결정하여 주는 것이다. 식 (3.8)로 나타낸 힘 추적 제어계의 특성 다항식은 식 (3.11)과 같이 6차항의 훌비츠 다항식 (Hurwitz polynomials)이다[7, 12].

$$\triangle(s) = S^6 + \delta_1 S^5 + \delta_2 S^4 + \delta_3 S^3 + \delta_4 S^2 + \delta_5 S + \delta_6 \tag{3.11}$$

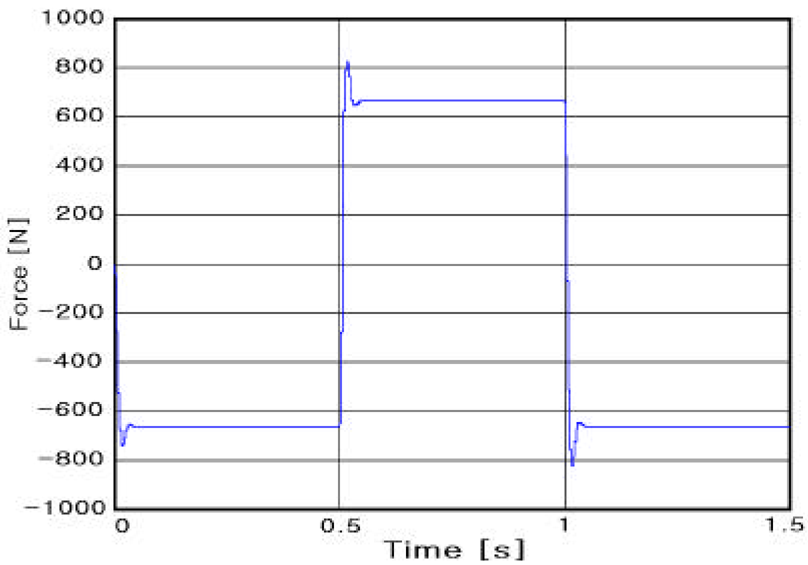
식 (3.10)의 우변항에 식 (3.8)을 대입하여 정리하면 식 (3.12)가 된다.

$$\begin{aligned} D_{fu}(s)D_c(s) + N_{fu}(s)N_c(s) &= s^6 a_0 + s^5 a_1 + s^4(a_2 + b_0 K_d) \\ &+ s^3(a_3 + b_0 K_p + b_1 K_d) + s^2(a_4 + b_0 K_i + b_1 K_p + b_2 K_d) \\ &+ s(a_5 + b_1 K_i + b_2 K_p) + b_2 K_i \end{aligned} \tag{3.12}$$

식 (3.11)과 식 (3.12)의 우변항을 같이 놓아 계수를 비교하면 3개의 알려지지 않은 K_p, K_i, K_d를 가지는 5개의 방정식이 주어진다. 그러므로 제어기 파라미터인 K_p, K_i, K_d를 쉽게 구할 수 없고, 식 (3.12)의 해는 존재하



(a) K_p**=1.7×10**$^{-3}$



(b) K_p**=11.7×10**$^{-3}$

Fig. 3.9 Force tracking output(closed loop, simulated)

지 않는다.

일반적으로 식 (3.6)에 나타낸 제어기는 이론적으로 식 (3.9)의 폐회로 시스템에서 임의의 극점이 배치되도록 선택되어질 수 있다. 그러나 적분기가 한 개의 제어기 극점을 가지고 있으며, 작동기(유압 실린더)에 고유 적분과 관련이 있는 한 개의 극점이 있다. Fig. 3.8에 나타낸 근궤적을 갖는 시스템처럼 허수축 가까이 두 개의 영점(플랜트의 극점)이 있는 시스템에서 원점 가까이 있는 극점을 원점으로부터 멀리 옮기는 것은 매우 어렵고, 단순한 알고리즘을 갖는 제어기를 사용할 경우 아주 큰 루프 이득(loop gain)이 요구된다. 제어 이득이 커지면 모델링시 감안하지 않은 시스템 요소(불감대, 정지마찰력)의 영향에 의해 시스템이 불안정해지기 쉽다. Fig. 3.8에 나타낸 시스템은 모든 극점이 s-평면의 좌반면(open left half plane)에 존재하기 때문에 명백히 안정적이다. 따라서 일정한 기준 입력(constant reference input)은 잘 추종할 수 있다. 그러나 근본적으로 주파수 대역폭이 크지 않고 시스템의 개회로 전달함수의 영점(플랜트의 극점)이 단순한 알고리즘을 갖는 제어기의 성능을 제한한다. 또한 이 영점들은 피드백 제어에 의해 이동될 수 없다. 그러므로 대역폭 주파수보다 큰 주파수를 갖는 기준 입력을 추적하기에는 PID 제어기와 같은 단순한 알고리즘을 갖는 제어기로는 한계가 있다.

제 4 장 위치 추적 제어 분석

4.1 위치 추적 제어

3.2절의 Fig. 3.4에 나타낸 시스템에서 제어 입력 $u(s)$와 피스톤 변위 $y(s)$ 사이의 전달함수는 식 (4.1)과 같이 나타낼 수 있다.

$$G_{yu}(s) \equiv \frac{Pistion\ Position(s)}{Input\ Signal(s)} = \frac{G_a(s)G_p(s)}{1+G_a(s)G_p(s)H(s)} \tag{4.1}$$

여기에서 $G_a(s)$, $G_p(s)$, $H(s)$를 각각 분자 다항식과 분모 다항식으로 정의하여 식 (4.1)의 전달함수를 다시 쓰면 식 (4.2)와 같이 나타낼 수 있다.

$$G_{fu}(s) = \frac{N_a(s)N_p(s)D_h(s)}{D_a(s)D_p(s)D_h(s)+N_a(s)N_p(s)N_{h(s)}} \tag{4.2}$$

식 (4.2)로 나타낸 위치 추적 제어계에서는 힘 추적 제어계와 달리 극-영점 상쇄(pole-zero cancellation)에 의해 플랜트의 극점이 시스템의 개회로 전달함수의 영점으로 나타나지 않는다. 또한, Fig. 4.1의 보드 선도에 나타낸 위치 제어계의 주파수 응답 특성에는 힘 제어계의 주파수 응답 특성에서 보이는 영점의 영향이 나타나지 않음을 확인할 수 있다. 그러므로 위치 추적 제어계는 힘 추적 제어계에 비해 상대적으로 안정한 시스템이다.

Fig. 4.2는 식 (4.1)에 나타낸 제어계의 구형파 입력에 따른 위치 추적 궤

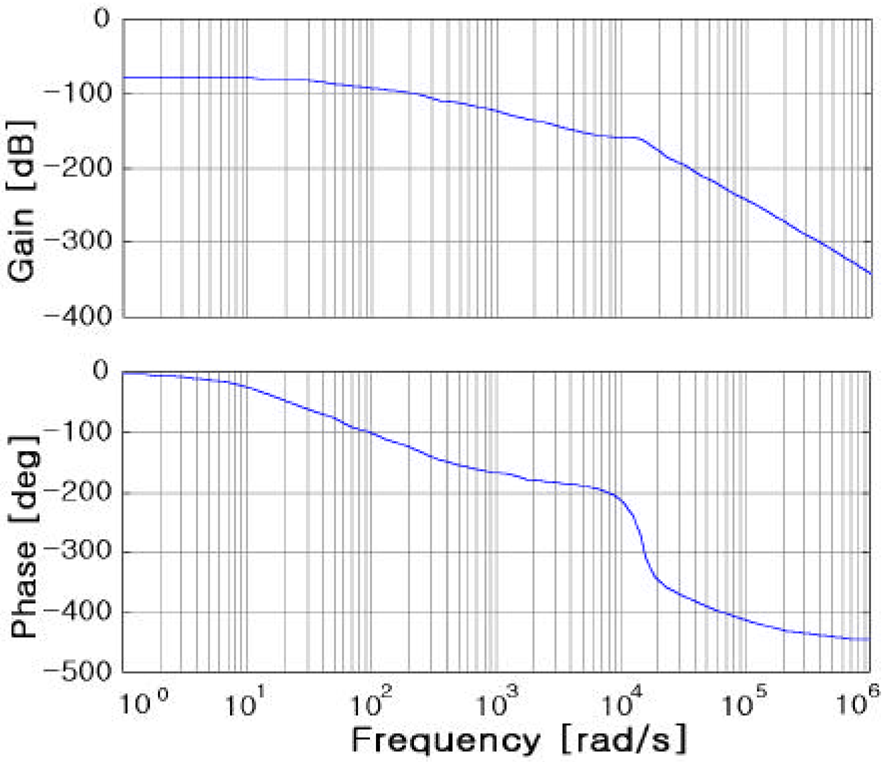


Fig. 4.1 Bode diagram of the position control system(simulated)

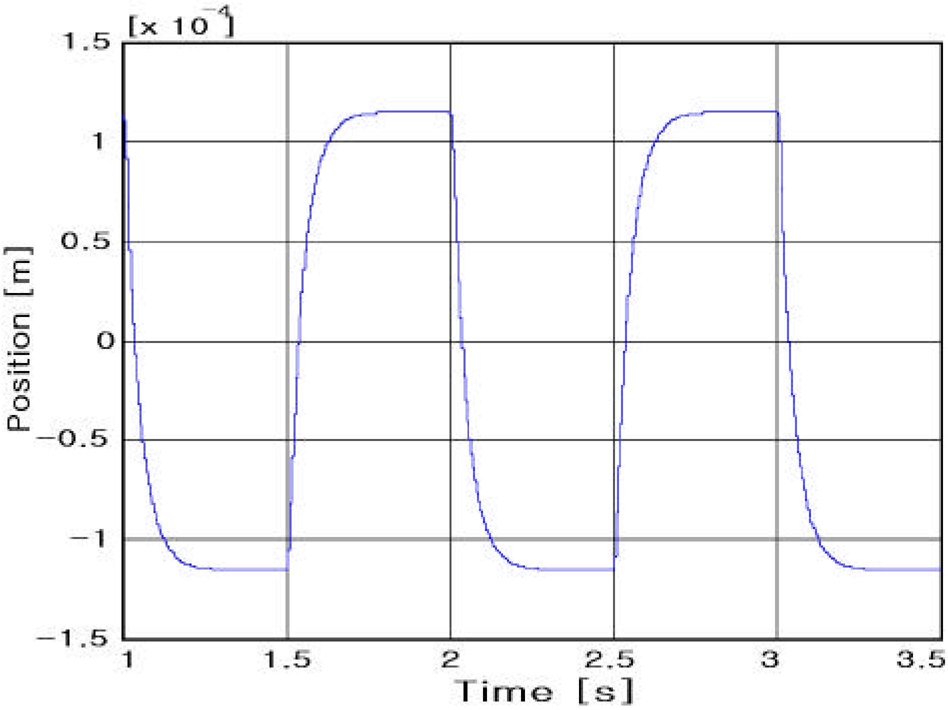


Fig. 4.2 Position tracking output(open loop, simulated)

적을 보여주는 컴퓨터 시뮬레이션 결과이다. 그림에서 입력 구형파의 주파수는 1Hz이고 시간 간격은 0.01초이다.

4.2 위치 추적 피드백 제어계의 제어기 설계

Fig. 4.3은 플랜트 출력을 피드백하고, 전향 경로에 제어기를 추가한 위치 추적 피드백 제어계를 나타낸다. PID 제어기의 전달함수 $G_c(s)$는 3.2절에서 표현한 식 (3.6)과 같으며, Fig. 4.3에 나타낸 $G_{yu}(s)$가 2.3.2절의 식 (2.25)와 같다면 PID 제어기를 포함한 전체 시스템의 개회로 전달함수는 식 (4.3)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} G_{open\ \ loop}(s) &= G_c(s) \cdot G_{yu}(s) \\ &= \frac{K_p[\frac{K_d}{K_p}s^2 + s + \frac{K_i}{K_p}]}{s} \\ &\times \left(\frac{b_0'}{a_0's^5 + a_1's^4 + a_2's^3 + a_3's^2 + a_4's + a_5'}\right) \end{aligned} \tag{4.3}$$

이 시스템의 피드백 제어 성능은 근궤적 분석에 의해 쉽게 확인할 수 있다. PID 제어기의 이득 값이 위치 제어계의 개회로 전달함수의 영점들을 결정한다. 또한 시스템의 극점과 영점이 s-평면의 원점에서 멀리 떨어진 좌반면에 배치되도록 이득을 선정함으로써 시스템의 주파수 대역폭을 크게 할 수 있다.

Fig. 4.4는 위치 제어계의 비례 제어 이득 값에 따른 근궤적을 나타낸다.

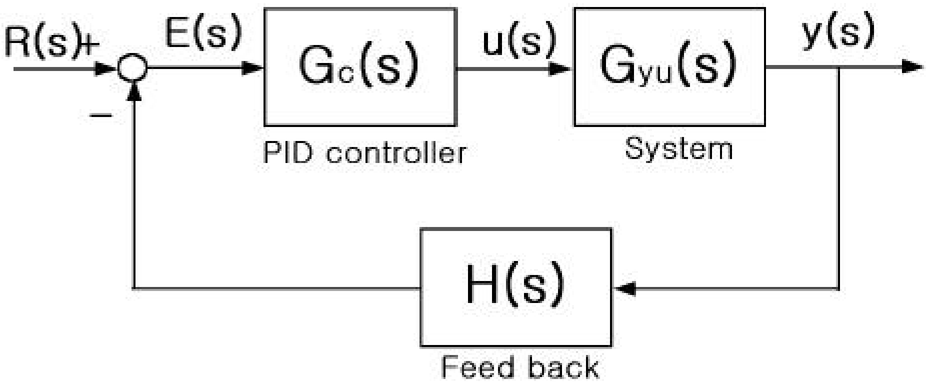
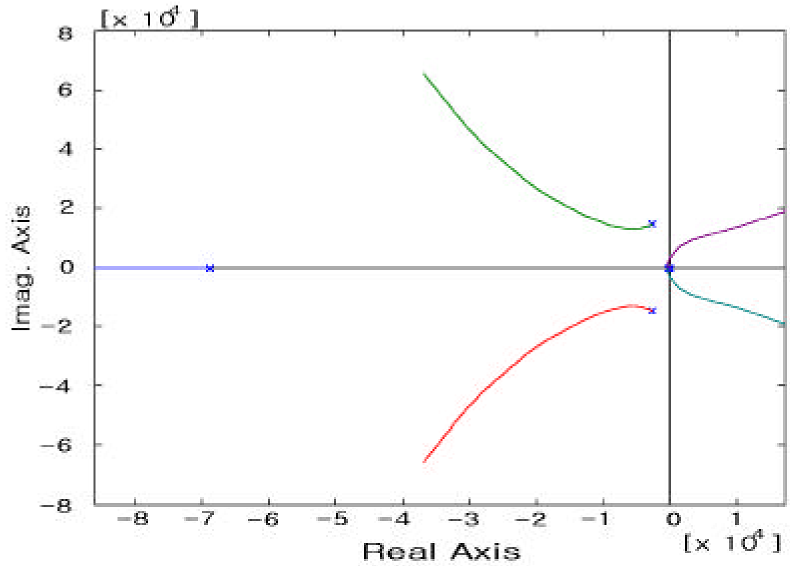
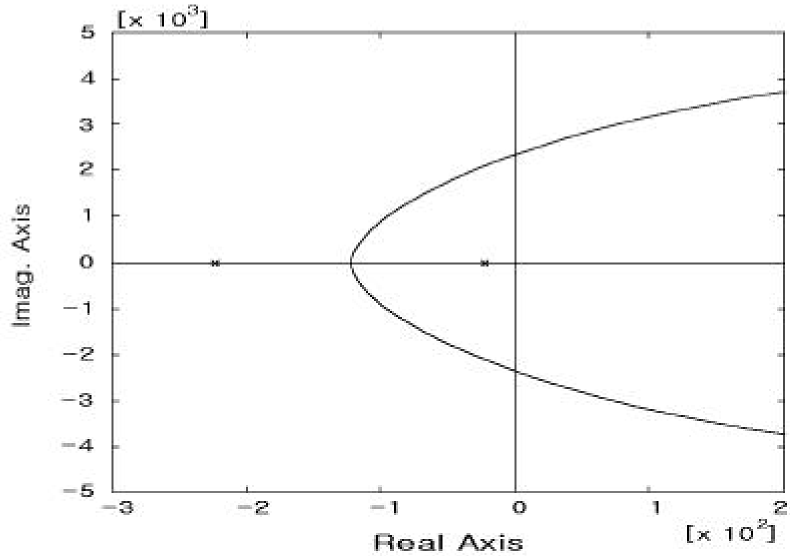


Fig. 4.3 Block diagram of position tracking control system with PID controller



(a) Root locus in full scale



(b) Root locus enlarged

Fig. 4.4 Root locus for proportional position control system

그림에서 극-영점 상쇄에 의해 시스템의 개회로 전달함수에 영점이 나타나지 않음을 확인할 수 있다.

식 (4.3)에 나타낸 위치 추적 피드백 제어계의 특성 다항식은 6차항의 훌비츠 다항식이다.

$$\triangle(s) = S^6 + \delta_1 S^5 + \delta_2 S^4 + \delta_3 S^3 + \delta_4 S^2 + \delta_5 S + \delta_6 \qquad (4.4)$$

식 (4.3)에서 $G_c = N_c(s)/D_c(s)$, $G_{yu} = N_{yu}(s)/D_{yu}(s)$의 정의를 사용하여 폐회로 전달함수를 구하면 식 (4.5)와 같이 나타낼 수 있다.

$$G_{closed\ loop}(s) = \frac{N_{yu}(s)N_c(s)}{D_{yu}(s)D_c(s) + N_{yu}(s)N_c(s)} \qquad (4.5)$$

여기에서 특성 방정식은 식 (4.6)과 같다.

$$\triangle(s) = D_{yu}(s)D_c(s) + N_{yu}(s)N_c(s) \qquad (4.6)$$

식 (4.6)의 우변항에 식 (4.3)을 대입하여 정리하면 식 (4.7)이 된다.

$$D_{fu}(s)D_c(s) + N_{fu}(s)N_c(s) = s^6 a_0' + s^5 a_1' + s^3 a_3' + s^2(a_4' + b_0'K_d) + s(a_5' + b_0'K_p) + b_0'K_i \qquad (4.7)$$

식 (4.6)과 식 (4.7)의 우변항을 같이 놓으면 K_p, K_i, K_d를 포함하는 3개의 방정식이 주어지고 이는 쉽게 풀 수 있다. 그러므로 위치 추적 피드백

제어계는 PID 제어기와 같이 단순한 알고리즘을 갖는 제어기로도 적절한 제어가 가능하다. 그렇지만 시스템의 비선형 요소 및 모델에 포함하지 않은 요소, 즉 불감대(dead zone)라든가 패킹부에서의 마찰력(정지 마찰력, 쿨롱 마찰력)등에 의한 영향을 보상하려면 보다 진보된 제어 기법이 필요하다. 그렇지만 아주 큰 주파수 대역폭을 갖는 정밀한 위치 제어 시스템을 제외하고, 대부분의 위치 추적 제어계의 경우 PID 제어기와 같은 단순한 알고리즘을 갖는 제어기로도 적절한 제어가 가능하다.

제 5 장 고찰 및 결론

이 연구에서는 비례 압력 제어 밸브와 복동 실린더로 구성한 힘 추적 유압 서보계의 선형 모델을 구하고 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 그 성능을 분석하였다. 또한, 이 시스템의 피드백 제어시 제어기 설계의 한계에 대하여서도 검토하였다. 이로부터 다음과 같은 결론을 얻었다.

힘 추적 제어를 위한 유압 서보계의 경우

(1) 피스톤 속도가 피드백되어 부하 압력에 영향을 미치기 때문에 플랜트의 극점이 시스템의 개회로 전달함수의 영점이 되며, 이러한 영점은 PID 제어기를 사용하여 그 위치를 변화시킬 수 없고

(2) 시스템의 극점을 원점으로부터 멀리 옮기는 것이 어렵고, 극점을 옮기기 위해 제어기 이득 값을 증가시키면 시스템이 불안정해 지며

(3) 개회로 전달함수의 영점이 주파수 대역폭을 제한하므로 대역폭보다 큰 주파수 성분을 갖는 입력 신호가 주어졌을 때 시스템이 그 입력 값을 추종하는게 쉽지 않다.

따라서 PID 제어기와 같이 단순한 알고리즘을 갖는 제어기는 힘 추적 피드백 제어계의 제어기로 부적절함을 확인하였으며 보다 진보된 제어 기법을 사용하는 제어기가 필요할 것으로 생각된다.

위치 추적 제어계의 경우

(1) 극-영점 상쇄로 플랜트의 극점이 시스템의 개회로 전달함수의 영점으로 나타나지 않고

(2) 힘 추적 제어계와는 달리 대역폭이 크다.
따라서 PID 제어기와 같이 단순한 알고리즘을 갖는 제어기로도 적절히 제어할 수 있음을 확인하였다.

이상의 결과는 컴퓨터 시뮬레이션을 통해 얻어진 결과이므로, 향후 실험을 통하여 시뮬레이션 결과와 비교 검토할 필요가 있다. 또한 최적 제어(optimal control), 로버스트 제어(robust control) 및 적응 제어(adaptive control)등과 같은 현대 제어 기법을 이용한 힘 추적 피드백 제어에 관한 연구가 필요할 것으로 생각된다.

참 고 문 헌

[1] 신흥렬, 자동화를 위한 유압제어기술, 복두출판사, pp.242 294, 1999.

[2] 오인호, “승용차 사륜조향 장치용 비례 압력제어 밸브에 관한 연구,” 공학박사 학위논문, 부경대학교, 1997.

[3] 오인호, 장지성, 이일영, “승용차 4륜 조향(4WS) 장치용 비례 압력 제어 밸브의 특성에 관한 연구,” 자동차공학회논문집, 제4권 제4호, pp.87 96, 1996.

[4] 성안당 편집부, 유압기계, 성안당, pp.89 137, 1999.

[5] 김종겸, “부하압력 피이드백을 이용한 전기 유압 서보계의 특성개선에 관한 연구,” 공학박사 학위논문, 부산대학교, 1992.

[6] Vossoughi, G. and Donath, M., "Dynamic Feedback Linearization for Electro-hydraulically Actuated Control Systems," *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, Vol. 117, No. 4, pp.468 477, 1995.

[7] Alleyne, A. and Liu, R., “On the Limitation of Force Tracking Control for Hydraulic Servosystems,” *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, Vol. 121, No. 2, pp.184 190, 1996.

[8] 오인호, 양경욱, 이일영, “전자유압식 후륜 조향장치의 응답특성 개선에 관한 연구,” 자동차공학회논문집, 제5권 제6호, pp.191 201, 1997.

[9] Merrit, H. E., *Hydraulic Control Systems*, John Wiley, pp.79 88, pp.101 108, 1967.

[10] 孫炳眞, 康明順, 朴榮祖, "油壓工學," 喜重堂, pp.237 246, pp.265 274.

[11] McCloy, D. and Martin, H. R., *Control of Fluid Power, Analysis and Design 2nd ed.*, Ellis Horwood, Chichester, 1980.

[12] 오가타(Ogata, K.), 현대 제어 공학(*Modern Control Engineering 3rd ed.*, 강철구, 권욱현, 박영필, 이교일 譯), 사이텍미디어, pp.147 149, pp.391 423, pp.647 658, 1999.

[13] 김종식, 동적시스템 및 제어공학, 청문각, pp.258 268, pp.314 491, 1998.

[14] 박재삼, 제어시스템 해석 및 설계, 機電研究社, pp.117 172, pp301 317, 1998.

[15] 김필재, "유압식 조속기를 가진 디젤기관의 속도제어에 관한 연구," 공학석사 학위논문, 한국해양대학교, pp.33 35, 1998.

[16] 도프(Dorf, R. C.), 최신제어시스템(*Modern Control Systems*, 박홍배, 이균경 譯), 반도출판사, pp.323 451, 1992.

[17] 신춘식, 안영주, 변기식, MATLAB과 함께한 제어시스템 해석 및 설계, 동일출판사, pp.173 203, pp.240 268, 1999.

부록

전달 함수의 다항식 계수

A. 식 (2.24)의 분자 분모 다항식 계수

$$a_0 = \frac{V_c}{4\beta} m_p m_s$$

$$a_1 = \frac{V_c}{4\beta} (b_p m_s + b_s m_p) + K_c m_p m_s$$

$$a_2 = \frac{V_c}{4\beta} (b_p b_s + k_p m_s + k_s m_p) + K_c (b_s m_p + b_p m_s) + A_p^2 m_s$$

$$a_3 = \frac{V_c}{4\beta} (b_p k_s + b_s k_p) + K_c (b_s b_p + k_p m_s + k_s m_p) + A_p^2 b_s + A_r K_q m_p$$

$$a_4 = \frac{V_c}{4\beta} k_p k_s + K_c (b_p k_s + b_s k_p) + A_p^2 k_s + A_r K_q b_p$$

$$a_5 = K_c k_p k_s + A_r K_q k_p$$

$$b_0 = A_p K_A K_{sol} K_q m_p$$

$$b_1 = A_p K_A K_{sol} K_q b_p$$

$$b_2 = A_p K_A K_{sol} K_q k_p$$

B. 식 (2.25)의 전달함수의 다항식 계수

$$a_0' = \frac{V_c}{4\beta}\frac{1}{K_q A_p} m_p m_s$$

$$a_1' = \frac{1}{K_q A_p}\left\{\frac{V_c}{4\beta}(m_p b_s + b_p m_s) + K_c m_p m_s\right\}$$

$$a_2' = \frac{1}{K_q A_p}\left\{\frac{V_c}{4\beta}(b_p b_s + k_p m_s + k_s m_p) + K_c(b_s m_p + b_p m_s) + A_p^2 m_s\right\}$$

$$a_3' = \frac{1}{K_q A_p}\left\{\frac{V_c}{4\beta}(b_p k_s + b_s k_p) + K_c(b_s b_p + k_p m_s + k_s m_p) + A_p^2 b_s\right\} + \frac{A_r}{A_p} m_p$$

$$a_4' = \frac{1}{K_q A_p}\left\{k_s\left(\frac{V_c}{4\beta}k_p + K_c b_p + A_p^2\right) + K_c k_p b_s\right\} + \frac{A_r}{A_p} b_p$$

$$a_5' = \frac{1}{K_q A_p} K_c k_p k_s + \frac{A_r}{A_p} k_p$$

$$b_0' = K_A K_{sol}$$