

가변 설계 파라미터 퍼지 PID 제어기를 이용한 비선형 유압시스템의 위치 제어

김진규† · 김인환* · 김종화**

(원고접수일 : 2003년 10월 7일, 심사완료일 : 2003년 11월 19일)

A Position Control of Nonlinear Hydraulic System using Variable Design-Parameter Fuzzy PID Controller

Jin-Kyu Kim† · In-Hwan Kim* · Jong-Hwa Kim**

Abstract : In general a hydraulic system which uses a single rod hydraulic as an actuator is modeled as a nonlinear system and reveals uncertain parameter characteristics such as the density variation of hydraulic oil and is subject to load variations and severe disturbances during operation. A variable design-parameter fuzzy PID controller is adopted to solve these undesirable internal and external problems and its effectiveness is verified through computer simulations for control performance and real time control possibility.

Key words : Hydraulic System(유압시스템), Fuzzy PID Controller(퍼지 PID 제어기), Position Control(위치제어)

1. 서 론

유압기술은 액체를 동력전달의 매체로 사용하는 기술로 동력원이나 동력전달기구로 물을 이용하는 기본적인 개념에서 발전되었다. 최근에 유압기술의 기반이 되는 좋은 윤활유와 내유성 및 내구성이 우수한 합성고무로 된 시일(seal)의 출현으로 물대신 기름을 사용하는 유압기기가 제작되어 그 이용가치가 증대되고 있다.

각종 유압펌프, 모터 등이 처음에는 주로 군사

용으로 이용되었다. 제1차 세계대전에는 군함이나 전차포 구동장치, 항공기 등에 사용되어 우수한 성능을 평가받을 수 있었다. 제 2차 세계대전에는 각종 병기용으로 고도로 발전하여 오늘의 산업용 유압기술의 기반이 될 수 있었다. 그 후 산업부흥에 따른 설비의 근대화, 자동화에 수반되어 유압 동력의 수요가 급속히 증대했으며 다양한 분야에서 그 응용이 확대되고 있다^[1]. 아울러 생산성의 향상, 작업의 효율성과 정확성 향상을 위하여 유압장치 자동화에 대한 연구와 장비 개발이 진행되

† 책임저자(한국해양대학교 대학원 제어계측공학과), E-mail : beatkyu@hotmail.com

* 진주산업대학교 기계공학과

** 한국해양대학교 기계·정보공학부

고 있다. 유압 시스템 자동화는 유압시스템의 비선형성, 작업 부하에 따른 부하변동, 공급 압력 변동 등의 파라미터 변화 등에 강인한 제어기의 설계가 요구된다. 이에 본 논문에서는 비선형 유압 시스템 제어에 가변설계 파라미터 퍼지PID 제어를 적용하여 제어성능을 검증하고자 한다.

2. 비선형 유압시스템

2.1 유압시스템의 비선형 수학모델

유압시스템은 전기 또는 내연기관에 의해 생성되는 에너지를 유체에너지로 변환하는 유압동력 발생부, 사용조건에 맞도록 유체에너지를 조절하는 동력 조절부, 유체에너지를 궁극적인 기계적인 에너지로 변환하는 전달부로 구성된다. 본 논문에서는 유체에너지를 제어하기 위한 제어요소로 4포트 전자비례제어밸브를 사용하였고, 유압 액츄에이터로는 직선 왕복운동을 하는 편로드 유압실린더를 사용하였다. 유압동력장치로는 전동기에 연결된 정용량형 베인 유압 펌프를 사용하였다.

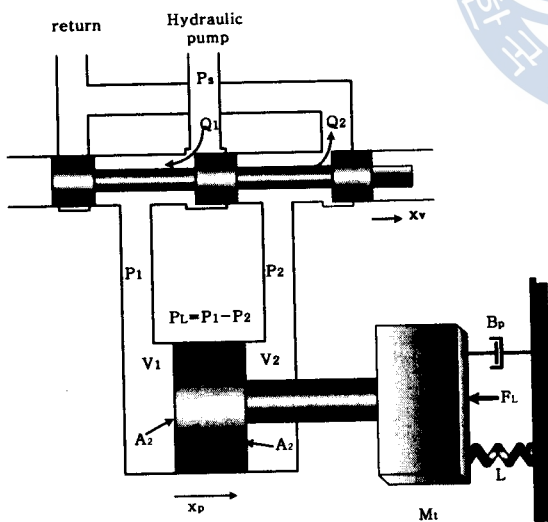


Fig. 1 Combination of a valve, a cylinder and loads.

그림 1은 유압 구동부의 구성을 해석하기 위하여 유압제어밸브의 일부와 편로드 실린더의 조합을 간략하게 나타낸 구성도이다. 밸브-실린더-부

하 시스템의 수학모델은 제어밸브의 스톱변위 x_v 와 피스톤의 변위 x_p 사이의 관계를 나타내는 것이다.

이 때 수학모델을 구하기 위하여 다음을 가정한다.

- (1) 밸브는 대칭이고 임계센터이다.
- (2) 공급압력은 일정값 P_s 를 유지하고 귀환압력은 0 이다.
- (3) 캐비테이션은 일어나지 않는다.

그림 1에서 밸브 좌우 양실의 오리피스를 통한 흐름 Q_1, Q_2 는 각각

$$Q_1 = C_d w x_v \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - P_1)} \quad (1)$$

$$Q_2 = C_d w x_v \sqrt{\frac{2}{\rho} P_2} \quad (2)$$

와 같다. 여기서 C_d 는 스톱의 오리피스 유량계수, P_s 는 공급압력, P_1 과 P_2 는 유압실린더 좌우 양실의 압력, w 는 포트 단면적의 구배, x_v 는 중립 위치로부터 스톱의 변위를 나타낸다.

연속 방정식을 실린더 좌·우 양실에 적용하면^[1]

$$Q_1 - C_{ip}(P_1 - P_2) - C_{ep}P_1 = \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1 dP_1}{\beta_e dt} \quad (3)$$

$$C_{ip}(P_1 - P_2) - C_{ep}P_2 - Q_2 = \frac{dV_2}{dt} + V_2 \frac{dP_2}{\beta_e dt} \quad (4)$$

가 얻어진다. 여기서, C_{ip} 는 내부 누설계수, C_{ep} 는 외부 누설계수, β_e 는 작동유의 체적탄성계수, V_1 과 V_2 는 공급측과 귀환측의 체적이다. 실린더 좌우 양실의 부하압력을

$$P_L = P_1 - P_2 \quad (5)$$

로 정의하고, 부하유량을

$$Q_L = \frac{Q_1 + Q_2}{2} \quad (6)$$

로 정의한다.

편로드 실린더의 서보밸브 부하유량식을 나타내면 (7)과 같다.

$$Q_L = \epsilon C_d w x_v \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_s - \text{sgn}(x_v) P_L)} \quad (7)$$

여기서, ϵ 은 실린더 좌우 양실의 유량비(η)에 대하여 다음과 같이 표현된다.

$$\epsilon = \frac{1+\eta}{\sqrt{2(1+\eta^2)}} \leq 1$$

편로드 유압실린더의 부하 유량식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$Q_L = A_{me} \dot{x}_p + C_{tp} P_L + \frac{V_e}{4\beta_e} \dot{P}_L \quad (8)$$

여기서, $A_{me} = (A_1 + A_2) / 2$ 는 평균 피스톤 단면적, $V_e = V_1 + V_2$ 는 실린더 좌우 양실의 전체 체적, $C_{tp} = C_{ip} + C_{ep} / 2$ 는 피스톤 전체 누유계수이다.

전자비례제어밸브에 관한 식은 주파수 응답곡선 비교법에 의하여 입력 u 와 스펴의 변위 x_v 에 관한 전달함수는 다음과 같이 1차 시스템으로 근사될 수 있다.

$$\dot{x}_v = \frac{1}{T_t} x_v + \frac{K_t}{T_t} u \quad (9)$$

여기서, T_t 는 시정수이고, K_t 는 입력 전압 값으로부터 실제 스펴 변위 사이의 변환계인이다.

그리고 (7)에 나타난 서보밸브의 부하 유량식과 편로드 유압실린더의 부하 유량식 (8)을 조합하여 정리하면 (10)과 같이 나타낼 수 있다^[5].

$$\begin{aligned} \dot{P}_L &= \frac{4\beta_e}{V_e} \left\{ -A_{me} \dot{x}_p - C_{tp} P_L \right. \\ &\quad \left. + \epsilon C_d w x_v \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_s - \text{sgn}(x_v) P_L)} \right\} \\ &= -\alpha \dot{x}_p - \beta P_L + \gamma x_v \sqrt{P_s - \text{sgn}(x_v) P_L} \quad (10) \end{aligned}$$

여기서 $\alpha = \frac{4A_{me}\beta_e}{V_e}$, $\beta = \frac{4C_{tp}\beta_e}{P_L}$,

$$\gamma = \frac{4\epsilon C_d w \beta_e \sqrt{1/\rho}}{V_e} \text{이다.}$$

부하를 구동하기 위한 편로드 실린더의 피스톤 운동방정식은 (11)과 같이 묘사된다.

$$F_g = M_t \ddot{x}_p + B_p \dot{x}_p + L x_p + F_L \quad (11)$$

여기서, $F_g = A_1 P_1 - A_2 P_2$ 이다. F_g 는 피스톤력, M_t 는 피스톤 및 부하를 포함한 전체 질량, B_p 는 피스톤과 부하의 점성 마찰 계수, L 은 스프링 부하의 스프링 상수를 나타내고, F_e 는 외부 부하력, 쿨롱 마찰력, 정지 마찰력 등을 포함하는 등가 외란력이다.

(11)을 좌우 양실의 부하압력차(P_L)와 부하유량식에 의한 피스톤 단면적(A_e)에 대하여 운동방정식을 구하면 (12)와 같다.

$$A_e P_L = M_t \ddot{x}_p + B_p \dot{x}_p + L x_p + F_L \quad (12)$$

여기서, $A_e = \frac{(1+\eta^3)A_1}{1+\eta^2}$ 이다.

(12)를 정리하면 (13)과 같다.

$$\ddot{x}_p = \frac{1}{M_t} (-L x_p - B_p \dot{x}_p + A_e P_L - F_L) \quad (13)$$

(9), (10), (13)의 밸브, 실린더, 부하에 관한 상태방정식에서 상태변수를 (14)와 같이 정의하면,

$$z_1 = x_p, z_2 = \dot{x}_p, z_3 = P_L, z_4 = x_v \quad (14)$$

(15)와 같은 비선형 동적방정식을 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{z}_1 &= z_2 \\ \dot{z}_2 &= \frac{1}{M_t} (-L z_1 - B_p z_2 + A_e P_L - F_L) \\ \dot{z}_3 &= -\alpha z_2 - \beta z_3 + (\gamma \sqrt{P_s - \text{sgn}(z_4) z_3}) z_4 \\ \dot{z}_4 &= \frac{1}{T_t} z_4 + \frac{K_t}{T_t} u \end{aligned} \quad (15)$$

여기서 z_1 은 피스톤 로드의 변위, z_2 는 피스톤 로드의 위치 변화율, z_3 는 실린더 좌우 양실의 압력차, z_4 는 전자비례밸브의 스펴 변위를 나타낸다.

제어목적은 (15)와 같이 묘사되는 비선형 유압 시스템에서 피스톤 로드의 변위 (x_p)를 목표하는 위치에 안전하게 도달하도록 전자비례밸브의 제어 입력 (u)을 결정하는 것이다.

3. 가변 설계파라미터 퍼지 PID 제어기

3.1 제어기의 기본구조

그림 2는 가변 설계파라미터 비선형 퍼지 PID 제어기의 기본구성을 나타낸 FLC(Fuzzy Logic COntroller)기반의 구성도이다. FLC의 입력은 목표값에 대한 오차, 오차의 변화율, 오차의 변화율에 대한 변화율이다. FLC는 퍼지 제어규칙과 비퍼지화기를 각각 포함하는 서로 독립적인 두 개의 퍼지 제어블록으로 구성되고, FLC의 출력은 두 퍼지 제어블록의 출력 값을 더함으로써 구한다. FLC의 파라미터는 다음과 같다^{[4], [12], [13]}.

$$e(nT) = \text{reference input} - y(nT) \quad (16)$$

$$\bar{e}(nT) = F(e^*), \quad e^* = GE \times e(nT) \quad (17)$$

$$r(nT) = [e(nT) - e(nT - T)]/T \quad (18)$$

$$\bar{r}(nT) = F(r^*), \quad r^* = GR \times r(nT) \quad (19)$$

$$a(nT) = [r(nT) - r(nT - T)]/T \quad (20)$$

$$= [e(nT) - 2e(nT - T) + e(nT - 2T)]/T^2 \quad (21)$$

$$\bar{a}(nT) = F(a^*), \quad a^* = GA \times a(nT) \quad (22)$$

$$u(nT) = du(nT) + u(nT - T)$$

$$du(nT) = GU \times dU(nT) \quad (23)$$

$$dU(nT) = dU_1(nT) + dU_2(nT) \quad (24)$$

여기서 n 은 양의 정수, T 는 샘플링 시간, $u(nT)$, $y(nT)$, $e(nT)$, $r(nT)$, $a(nT)$ 는 각각 샘플링 시간 nT 에서 프로세스의 입력, 출력, 오차(error), 오차의 변화율(rate), $r(nT)$ 의 변화율(acc)을 나타내며, GE , GR , GA , GU 는 각각 error, rate, acc, 퍼지 제어블록 1, 2의 출력을 정규화하기 위한 스케일 파라미터를 의미하며 퍼지제어기의 설계파라미터이다. $F(\cdot)$ 는 정규화된 입력신호 (\cdot) 의 퍼지화를 의미한다. dU_1 , dU_2 는 퍼지 제어블록 1, 2에서의 출력이고, du 는 제어기의 증분출력, u 는 프로세스에 인가되는 제어입력이다.

2.2 퍼지화 알고리즘

정규화 입력변수들의 퍼지화 알고리즘은 그림3과 같다. 퍼지집합 'error'는 EP와 EN, 퍼지집

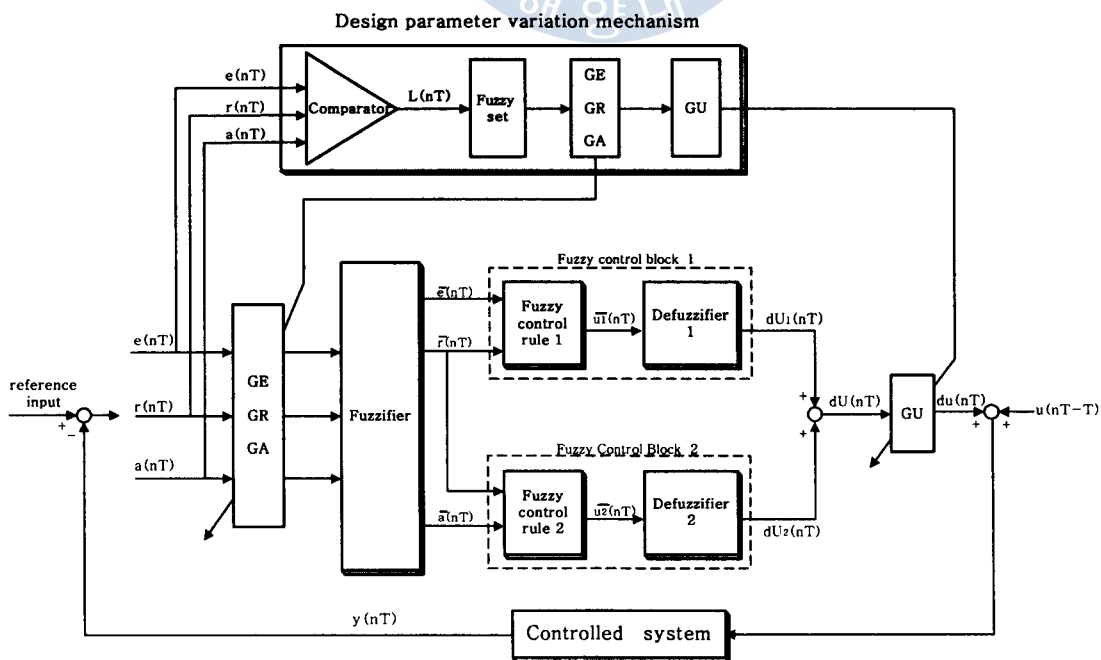


Fig. 2 Structure of a variable design-parameter fuzzy PID control system.

합 'rate'는 RP와 RN, 퍼지집합 'acc'는 AP와 AN의 각각 두 개의 멤버를 갖는다.

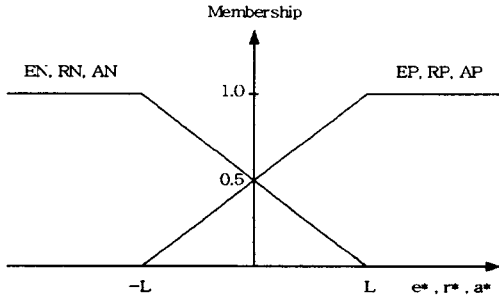


Fig. 3 Input fuzzification for e^* , r^* and a^*

퍼지집합 'output1'은 그림 4(a)와 같이 OP, OZ와 ON의 세 개의 멤버를 갖고, 'output2'는 그림 4(b)와 같이 OPM과 ONM의 두 개의 멤버를 갖는다.

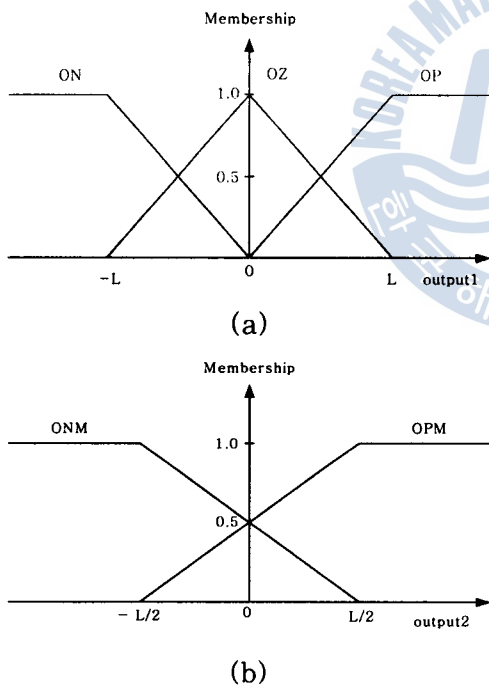


Fig. 4 Output fuzzification for fuzzy control block 1(a) / 2(b).

2.3 퍼지 제어규칙

그림 2의 퍼지 제어블록1과 퍼지 제어블록 2에 대한 각 4개의 퍼지 제어규칙은 다음과 같다.

퍼지 제어블록 1	(R1) ₁ : If error = EP & rate = RP then output = OP (R2) ₁ : If error = EP & rate = RN then output = OZ (R3) ₁ : If error = EN & rate = RP then output = OZ (R4) ₁ : If error = EN & rate = RN then output = ON
퍼지 제어블록 2	(R1) ₂ : If rate = RP & acc = AP then output = OPM (R2) ₂ : If rate = RP & acc = AN then output = ONM (R3) ₂ : If rate = RN & acc = AP then output = OPM (R4) ₂ : If rate = RN & acc = AN then output = ONM

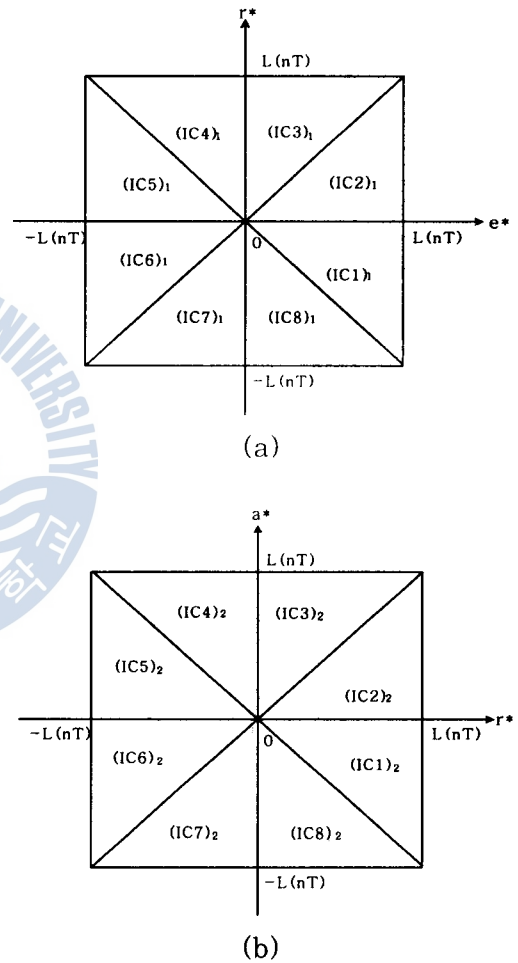


Fig. 5 Input combination of e^* & $r^*(a)$ / r^* & $a^*(b)$.

퍼지 입력력 집합을 결정하는 L은 다음과 같은 규칙에 의해 결정한다.

IF $e(nT)$ is max then $L(nT) = GE \times e(nT)$ (25)

IF $r(nT)$ is max then $L(nT) = GR \times r(nT)$ (26)

IF $a(nT)$ is max then $L(nT) = GA \times a(nT)$ (27)

따라서 가변되는 $L(nT)$ 로 인해 제어블록 1, 2에 대한 입력공간은 그림 5(a), (b)와 같이 $[-L, L]$ 구간내의 $(IC1)_1 \sim (IC8)_1$, $(IC1)_2 \sim (IC8)_2$ 만으로 분할된다.

2.4 비퍼지화 알고리즘

비퍼지화 방법으로 (25)와 같이 중심평균법 (Center Average Method)을 사용하였다.

$$dU = \frac{\sum_{i=0}^n \mu_{output}(w_i) \times w_i}{\sum_{i=0}^n \mu_{output}(w_i)} \quad (28)$$

여기서 n 은 퍼지제어 규칙의 수, w_i 는 멤버의 최값, $\mu_{output}(w_i)$ 는 멤버의 소속정도를 나타낸다.

FLC의 증분출력 $dU(nT)$ 는 퍼지 제어블록 1과 2의 증분출력 $dU_1(nT)$ 과 $dU_2(nT)$ 를 산술적으로 합하여 (29)와 같이 구하고, 플랜트에 인가될 제어입력 신호의 증분 $du(nT)$ 는 출력 스케일 파라미터 GU 를 곱하여 (30)과 같이 생성한다.

$$dU(nT) = dU_1(nT) + dU_2(nT) \quad (29)$$

$$du(nT) = GU \times dU(nT) \quad (30)$$

가변 설계파라미터 퍼지 PID 제어기에 대한 설계파라미터 가변 메카니즘은 $e(nT), r(nT), a(nT)$ 의 세 입력을 비교하여 가장 큰 값을 기준으로 $L(nT)$ 의 값을 정한 후, 설계파라미터인 스케일 파라미터 $GE(nT), GR(nT), GA(nT), GU(nT)$ 를 재조정한다. 이 때 중심 평균법을 사용하여 퍼지 제어블록 1, 2에 대한 비퍼지화 출력을 더하면 다음과 같이 입력들의 조합에 따라 다음 네 가지 형태의 퍼지 PID 제어기 출력을 얻을 수 있다.

1) If $GR(nT) \times |r(nT)| \leq GE(nT) \times |e(nT)| \leq L(nT)$
and $GA(nT) \times |a(nT)| \leq GR(nT) \times |r(nT)| \leq L(nT)$,

$$du(nT) = \frac{0.5 \times L(nT) \times GU \times GE}{2L(nT) - GE \times |e(nT)|} e(nT) + \frac{0.5 \times L(nT) \times GU \times GR}{2L(nT) - GE \times |e(nT)|} r(nT)$$

$$+ \frac{0.25 \times L(nT) \times GU \times GA}{2L(nT) - GR \times |r(nT)|} a(nT) \quad (31)$$

2) If $GR \times |r(nT)| \leq GE \times |e(nT)| \leq L(nT)$
and $GR(nT) \times |r(nT)| \leq GA(nT) \times |a(nT)| \leq L(nT)$,

$$du(nT) = \frac{0.5 \times L(nT) \times GU \times GE}{2L(nT) - GE \times |e(nT)|} e(nT) + \frac{0.5 \times L(nT) \times GU \times GR}{2L(nT) - GE \times |e(nT)|} r(nT) + \frac{0.25 \times L(nT) \times GU \times GA}{2L(nT) - GA \times |a(nT)|} a(nT) \quad (32)$$

3) If $GE \times |e(nT)| \leq GR \times |r(nT)| \leq L(nT)$
and $GA(nT) \times |a(nT)| \leq GR(nT) \times |r(nT)| \leq L(nT)$,

$$du(nT) = \frac{0.5 \times L(nT) \times GU \times GE}{2L(nT) - GR \times |r(nT)|} e(nT) + \frac{0.5 \times L(nT) \times GU \times GR}{2L(nT) - GR \times |r(nT)|} r(nT) + \frac{0.25 \times L(nT) \times GU \times GA}{2L(nT) - GR \times |r(nT)|} a(nT) \quad (33)$$

4) If $GE \times |e(nT)| \leq GR \times |r(nT)| \leq L(nT)$
and $GR(nT) \times |r(nT)| \leq GA(nT) \times |a(nT)| \leq L(nT)$,

$$du(nT) = \frac{0.5 \times L(nT) \times GU \times GE}{2L(nT) - GR \times |r(nT)|} e(nT) + \frac{0.5 \times L(nT) \times GU \times GR}{2L(nT) - GR \times |r(nT)|} r(nT) + \frac{0.25 \times L(nT) \times GU \times GA}{2L(nT) - GA \times |a(nT)|} a(nT) \quad (34)$$

한편, 매 샘플링 시간에 있어서 $L(nT)$ 를 결정하고, 이를 이용하여 나머지 설계파라미터인 스케일 파라미터 $GE(nT), GR(nT), GA(nT), GU(nT)$ 를 재조정한다면, 위의 네 가지 조건들에 있어 항상 등호만 성립하게 된다. 또한 (31) ~ (34)에서 $e(nT), r(nT), a(nT)$ 계인들의 분모는 매 샘플링 시간마다 항상 $L(nT)$ 가 된다. 따라서, 다음과 같이 하나의 간단한 형태로 나타낼 수 있다.

$$du(nT) = K_i(nT) \times e(nT) + K_p(nT) \times r(nT) + K_d(nT) \times a(nT) \quad (35)$$

여기서, $K_i(nT) = 0.5 \times GU(nT) \times GE(nT)$,
 $K_p(nT) = 0.5 \times GU(nT) \times GR(nT)$,
 $K_d(nT) = 0.5 \times GU(nT) \times GA(nT)$ 이다.

4. 시뮬레이션

컴퓨터 시뮬레이션을 위하여 사용된 유압시스템의 각 파라미터들은 표 1과 같다

Table 1 Parameters of the hydraulic system.

Parameters	Dimension	Value	Description of parameters
A_{me}	cm^2	33.07	Average area
V_e	cm^3	410	Average volume
A_1	cm^2	50.24	Head side area of piston
A_2	cm^2	15.9	Rod side area of piston
B_p	$kg_f \cdot s/cm$	5.46	Viscous damping coefficient
L	kg_f/cm	55	Spring constant
β_e	kg_f/cm^2	12000	Effective bulk modulus of fluid
M_t	$kg_f \cdot s^2/cm$	1500	Total mass of system
K_{ca}	$cm^5/kg_f \cdot s$	1.252	Flow-pressure coefficient of servo-valve
K_a	V/cm	10	Gain of position transformer
$K_m K_t K_{ca}$	$cm^3/V \cdot s$	91.97	Gain of servo amp, torque motor and servo valve

(15)로 표현되는 유압 시스템은 비선형 요소를 포함하고 그림 6에서 보는 바와 같이 비례이득이 1인 단순 피드백을 통한 계단 입력에 대하여 시스템의 출력이 정상상태에서 목표값(20cm)에 수렴하지 못하고 정상상태오차를 갖는 시스템이다.

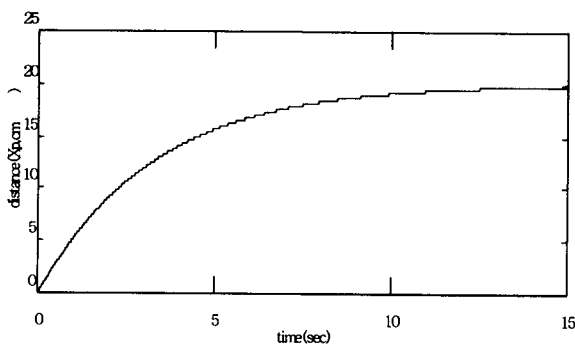


Fig. 6 Step response of the feedback system.

비선형 시스템으로 모델링된 유압시스템에 고정 설계파라미터 퍼지 PID 제어기와 가변 설계파라미터 퍼지 PID 제어를 각각 적용하였으며, 시스템의 초기상태에 대하여 목표 값이 5, 20, 50

cm인 경우 두 제어시스템의 응답 및 파라미터들의 변화를 살펴보았다.

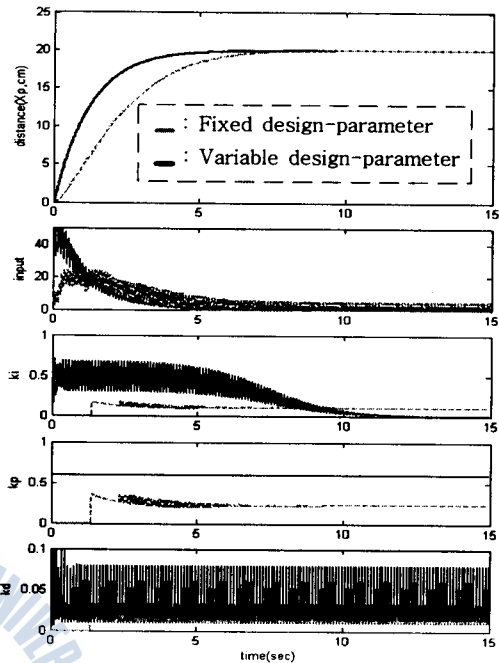


Fig. 7 Response of control system and changes of controller parameters(reference input = 20cm).

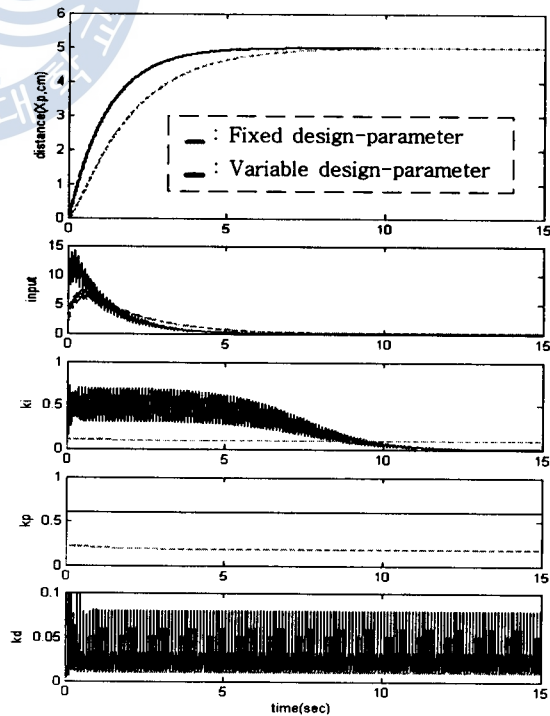


Fig. 8 Response of control system and changes of controller parameters(reference input = 5cm).

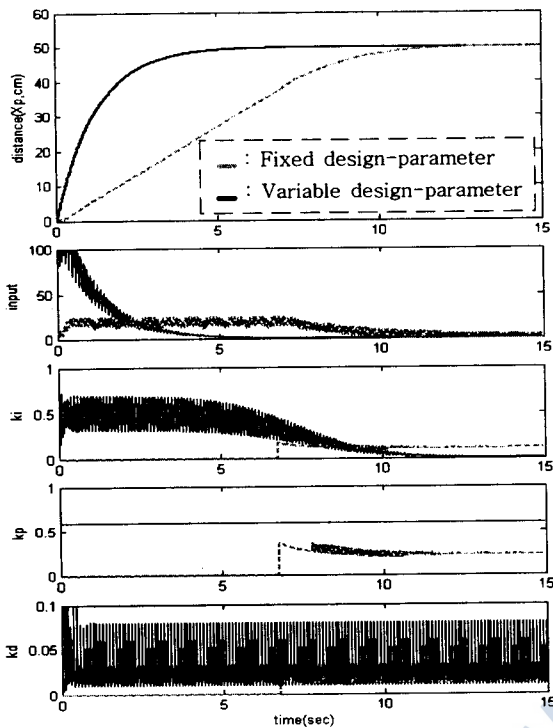


Fig. 9 Response of control system and changes of controller parameters (reference input = 50cm).

시뮬레이션을 통한 시스템응답(그림 7~9)을 알아본 결과 온라인으로 가변되는 설계파라미터에 의해 제어기의 제어파라미터인 K_i (nT), K_d (nT)도 실시간으로 가변되어 동작범위에 무관하게 항상 정확한 PID 제어동작이 이루어짐을 알 수 있다. 따라서 초기에 발생하는 제어입력의 크기가 유압시스템 공급유량의 포화 범위 내에 있을 경우, 가변 설계파라미터 퍼지 PID 제어기는 고정 설계파라미터 퍼지 PID 제어기보다 큰 제어입력을 발생시킴으로써 출력의 상승속도가 훨씬 빠름을 볼 수 있다. 한편 오차가 줄어들어 작은 값으로 수렴될 경우에도 가변 설계파라미터 퍼지 PID 제어기에 의한 PID 제어동작이 더 정확히 이루어짐으로써 고정 설계파라미터 퍼지 PID 제어기보다 목표 값에 빨리 도달하여 안정됨을 볼 수 있다. 결론적으로 가변 설계파라미터 퍼지 PID 제어기는 동작범위와는 무관하게 항상 정확한 PID 제어동작을 수행함을 알 수 있다.

가변 설계파라미터 퍼지 PID 제어기의 파라미터 K_p 는 일정하고, K_i 는 0으로 수렴하며 파라미터 K_d 는 지속적으로 변화하여 시스템을 안정화시

키는 작용을 한다. K_d 가 정상상태에서도 지속적으로 변하여 마치 매우 불안정한 제어기처럼 인식될 수 있지만, 그 변화폭이 매우 작고 또한 CPU 내에서 디지털적으로 변하기 때문에 전혀 문제가 되지 않는다. 또한 고정 설계파라미터 퍼지 PID 제어기의 경우 정상상태에서도 K_i 값이 0으로 수렴하지 않고 일정한 값에 수렴하여 아날로그 선형 PID 제어기의 적분동작처럼 동작함으로써 정상상태에서 리미트 사이클현상을 유발할 가능성이 있지만, 가변 설계파라미터 퍼지 PID 제어기의 K_i (nT)는 0으로 수렴되는 좋은 경향을 보이고 있음을 알 수 있다.

5. 결 론

본 논문에서는 가변 설계 파라미터 퍼지 PID 제어기를 이용하여 비선형 유압시스템의 위치 제어를 실시하였다. 가변설계 파라미터 퍼지 PID 제어기는 전개과정은 퍼지논리제어기의 설계과정을 따르지만 조건이 필요 없고 제어기의 출력형태가 비선형 시변 제어파라미터를 가진 하나의 PID 제어기 형태를 가져 기존의 퍼지 PID 제어기법에 비해 간단한 형태를 갖는다. 가변 설계 파라미터 제어기는 입력 변수의 변화를 실시간으로 측정하고 입력 변수들의 상호관계를 비교하여 매 샘플링 시간마다 제어기의 주요 설계파라미터를 가변시켜 제어 입력 공간의 변화에 따라 능동적으로 제어 파라미터를 변화시키는 구조를 갖는다. 그래서 초기 제어기의 설계 당시보다 넓은 동작범위의 변화에도 우수한 제어성능을 갖는 것을 확인할 수 있다. 이러한 특징을 갖는 가변 설계 파라미터 퍼지 PID 제어기는 비선형 유압시스템의 위치 제어시 작업 부하에 따른 부하변동, 공급 압력 변동, 작업 유체의 점성 등 유압 시스템의 비선형성에도 불구하고 고정 설계 파라미터 퍼지 PID 제어기에 비해 우수한 제어 성능을 갖는 것을 시뮬레이션을 통해 확인할 수 있었다.

후 기

본 연구는 한국해양대학교 BK 사업단의 지원하에 이루어진 연구임을 밝힙니다.

참고문헌

- [1] Herbert E. Merritty, Hydraulic Control Systems, John Wiley & Sons, 1976.
- [2] T. Tagaki and M. Sugeno, "Fuzzy Identification of Systems and Its Applications to Modeling and Control," *IEEE Trans. on Systems, Man, and Cybernetics*, Vol. SMC-15, pp. 116-131, 1985
- [3] Hao Ying, William Siler and James J. Buckley, "Fuzzy Control Theory : A Nonlinear Case," *Automatica*, Vol. 26, No. 3, pp. 513-520, 1990.
- [4] Jong Hwa Kim, "A Suggestion of Nonlinear Fuzzy PID Controller to Improve Transient Responses of Nonlinear or Uncertain Systems," *한국퍼지 및 지능 시스템학회 논문지*, Vol. 5, No. 4, pp. 87-100, 1995.
- [5] "전자 비례 밸브를 갖는 펌프의 퍼지-동력제어기 설계," *Journal of Control Automation and System Engineering*, Vol. 4, No. 4, pp. 441-447, August, 1988.
- [6] Andrew G. Alleyne and Rui Liu, "Systematic Control of a Class of Nonlinear Systems with Application to Electro-hydraulic Cylinder Pressure Control," *IEEE Trans. on Control Systems Technology*, Vol. 8, No. 4, July 2000.
- [7] Li-Xin Wang, *Adaptive Fuzzy Systems and Control : Design and Stability Analysis*, Prentice Hall International, Inc., 1994.
- [8] Chuen Chien Lee, "Fuzzy Logic in Control Systems," *IEEE Trans. on Systems, Man, and Cybernetics*, Vol. 20, No. 2, March/April, 1990.
- [9] James Carvajal, Guanrong Chen, and Haluk Ogmen, "Fuzzy PID controller," *Information Sciences* 123, pp. 249-270, 2000.
- [10] Hao Ying, "Practical Design of Nonlinear Fuzzy Controllers with Stability Analysis for Regulating Processes with Unknown Mathematical Models," *Automatica*, Vol. 30, No. 7, pp. 1185-1195, 1994.
- [11] Kevin M. Passino and Stephen Yurkovich, *Fuzzy Control*, Addison Wesley Longman Inc., 1999.
- [12] 박장호, "퍼지 PID 제어기의 성능개선과 비선형 유압실린더 위치제어에의 응용", 한국해양대학교 碩士論文, 2001.
- [13] 김진규, "해수용 센서내장형 유압실린더와 다중실린더의 위치동조 제어에 관한 연구", 한국해양대학교 碩士論文, 2001.

저 자 소 개



김진규 (金珍圭)

1999년 한국해양대학교 제어계측공학과 졸업. 2002년 동대학원 석사(제어공학). 2001-2003 대우정밀 기술연구원 연구원. 2003-현재 LG전자 영상제품연구소 연구원.



김인환 (金仁煥)

1982년 부산대학교 기계공학과 졸업. 1989년 동대학원 석사(제어공학). 1999년 한국해양대학교 제어계측공학과 박사과정 수료. 1982-1988 국방과학연구소 연구원. 1992년-현재 진주산업대학교 기계공학과 부교수.



김종화 (金鍾和)

1981년 부산대학교 기계공학과 졸업. 1985년 동대학원 석사(제어공학). 1989년 동대학원 박사(제어공학). 1990년-현재 한국해양대학교 기계·정보공학부 정교수. 1996-1997 University of Wales, Cardiff 연구교수.