

工學碩士 學位論文

퍼지 PID 제어기의 성능개선과 비선형
유압실린더 위치제어에의 응용

Performance Improvement of a Fuzzy PID Controller and
Its Application to the Position Control of Nonlinear
Hydraulic Cylinders

指導教授 金 鍾 和

2002年 2月

韓國海洋大學校 大學院

制御計測工學科

朴 長 浩

목 차

Abstract

제 1 장 서 론	1
제 2 장 고정 설계파라미터 비선형 퍼지 PID 제어기 ..	3
2.1 개요	3
2.2 고정 설계파라미터 비선형 퍼지 PID 제어기의 구성	4
2.2.1 제어기의 기본구조	4
2.2.2 퍼지화 알고리즘	6
2.2.3 퍼지 제어규칙	8
2.2.4 비퍼지화 알고리즘	11
2.2.5 제어기의 특징 및 설계절차	14
제 3 장 가변 설계파라미터 비선형 퍼지 PID 제어기의 제안	18
3.1 고정 설계파라미터 퍼지 PID 제어기의 단점	19
3.1.1 작동범위에 따른 퍼지 PID 제어동작의 효능저하	19
3.1.2 설계시 퍼지 P, I, D 제어동작 사이의 불균형성	19
3.1.3 고정 설계파라미터 비선형 퍼지 PID 제어기의 성능개선 방법 ..	20

3.2	가변 설계파라미터 비선형 퍼지 PID 제어기.....	22
3.2.1	작동범위에 무관한 퍼지 PID 제어동작의 적용성 입증..	22
3.2.2	가변 설계파라미터 비선형 퍼지 PID 제어기의 구조 및 설계절차	24
제 4 장	컴퓨터 시뮬레이션 및 결과 고찰	29
4.1	선형 시스템에 대한 적용	29
4.2	비선형 시스템에 대한 적용	33
제 5 장	비선형 유압시스템의 위치제어 문제에 적용	37
5.1	개요	38
5.2	유압시스템의 구성	38
5.3	유압시스템의 비선형 수학모델	40
5.3.1	전자비례제어밸브	41
5.3.2	편로드 실린더	41
5.3.3	부하구동부	49
5.3.4	밸브-실린더-부하시스템의 동적 방정식	50
5.4	시뮬레이션 및 결과 고찰	52
제 6 장	결 론	57

참 고 문 헌

Performace Improvement of a Fuzzy PID Controller and Its Application to the Position Control of Nonlinear Hydraulic Cylinders

Jang-Ho Park

*Department of Control & Instrumentation Engineering,
Graduate School, Korea Maritime University*

ABSTRACT

In order to derive a new fuzzy controller, a fixed design-parameter fuzzy PID controller was surveyed in view of deriving a control law based on the design procedure of general fuzzy logic controllers. The controller is known to be very useful to control unknown nonlinear systems because it has nonlinear time-varying PID controller gains. While it has advantages that the resultant form of the controller is an analytical mathematical form and fuzzy rules are so simple, it also has a disadvantage that the PID control action is not applied at all or cannot be accurately applied when operating inputs are greater than or smaller

than the reference input used to decide design-parameters in initial controller design procedure.

In this paper, in order to improve the disadvantage of the fixed design-parameter fuzzy PID controller, a new fuzzy PID controller named a variable design-parameter fuzzy PID controller was suggested. The main characteristic of the controller is to adjust design-parameters of the controller by comparing magnitudes between fuzzy controller inputs at each sampling time when controller inputs are measured. As a result, all fuzzy input partitions converge within a time-varying normalization parameter and the resultant PID control action can always be applied precisely regardless of operating input magnitudes.

In order to verify the effectiveness of the suggested controller, several computer simulations were executed for example mathematical systems such as a linear system and a nonlinear system. And another simulations were executed for a hydraulic position control system which is one of the typical nonlinear systems in the real field. The output of the suggested control system was compared with the outputs of linear PID and the fixed design-parameter fuzzy PID control system for several reference inputs.

In the conclusion, the variable design-parameter fuzzy PID controller was assured to be a very effective and useful method to control unknown nonlinear systems from the simulation results.

제 1 장 서 론

산업 현장에서 사용되고 있는 많은 제어기들은 대상 시스템의 수학적모델에 근거하여 설계되어 왔으며, 설계시 시스템의 동특성에 대한 정확한 지식을 요구한다. 하지만 최근 시스템의 규모가 커지고 복잡해짐에 따라 파라미터 변동, 모델링 오차, 비선형성, 외란 등 여러 가지 불확실성을 내포하게 됨으로써 시스템의 수학적모델을 정확하게 구하기가 대단히 어려워진다. 이러한 문제를 해결하기 위하여 알려져 있지 않은 시스템이 선형일 경우에는 적응 제어방법(Adaptive Control)^[1]을 도입하였고 비선형 시스템의 경우는 Tagaki-Sugeno 퍼지제어방법^[2] 등을 도입하여 위의 문제점을 극복하고자 노력하여 왔다. 하지만 이러한 제어방법들은 시간에 따른 파라미터의 변동이 없는 시불변 시스템인 경우에는 적용 가능하지만, 시변 시스템일 경우에는 동특성을 결정짓는 입출력 관계가 시간에 따라 변함으로써 적용상의 한계점을 갖게 된다.^[3]

이러한 문제점을 해결하고자 비선형 시변 제어 파라미터를 가지는 비선형 퍼지 PID 제어 기법이 도입되었다.^[4] 비선형 퍼지 PID 제어기법은 플랜트의 입출력 데이터를 기반으로 퍼지 입출력 집합을 정의하고, 오차를 포함한 퍼지 입력변수들의 대소 관계를 통한 퍼지 제어규칙에 의해 제어기의 출력을 결정하게 되며, 퍼지 제어규칙의 수가 적고 출력의 형태가 수학적으로 표현되어 구현하기 쉬우며 제어 파라미터가 시변인 특징을 갖고 있다. 따라서 이 제어기법은 비선형성과 불확실성을 갖는 시스템을 제어하는 경우에

탁월한 성능을 발휘하는 것으로 판명되었다.^[4] 그러나 이러한 퍼지 PID 제어기법은 제어기의 설계파라미터가 한 번 결정되면 고정됨으로써, 초기의 설계시 적용되었던 기준값보다 넓은 동작 범위의 입력이 인가될 경우에는 설계시에 고려된 퍼지 PID 제어동작의 적용범위를 벗어나게 되어 제대로 효능을 발휘하지 못하게 되고, 이와는 반대로 설계시의 기준값보다 작은 범위의 입력이 인가될 경우에도 그 순간 요구되는 PID 제어동작에 따른 제어 입력이 정확하게 생성되지 않아 정교한 제어가 이루어지지 않는 단점을 갖고 있다.

따라서 본 논문에서는 입력 변수의 변화를 실시간으로 측정, 입력 변수들의 상호관계를 비교하여 매 샘플링 시간마다 제어기의 주요 설계파라미터를 가변시킴으로써 동작입력의 범위에 무관한 제어동작 범위를 가지면서도, 보다 빠르고 정밀한 제어가 가능하도록 제어기 설계파라미터가 가변되는 비선형 퍼지 PID 제어기법을 제안하고자 한다.

본 논문에서는 먼저 기존의 고정 설계파라미터 퍼지 PID 제어기의 전형적인 형태와 설계절차에 대해서 설명하고, 이의 단점을 보완한 가변 설계파라미터 퍼지 PID 제어기의 필요성과 구성원리 및 설계기법에 대하여 상세히 전개한다. 또한 제안되는 가변 설계파라미터 비선형 퍼지 PID 제어기법의 효용성을 검증하기 위하여 여러 형태의 시스템을 대상으로 컴퓨터 시뮬레이션을 수행함으로써 기존의 제어기와의 성능을 비교 분석하고, 마지막으로 실제적인 적용 예로서 비선형성을 내포하고 있어 동작점에 따라 그 동특성이 심하게 변하는 비선형 유압실린더의 위치제어 문제를 대상으로 컴퓨터 시뮬레이션을 수행함으로써 그 유효성을 검증할 것이다.

제 2 장 고정 설계파라미터 비선형 퍼지 PID 제어기

2.1 개요

비선형 퍼지 PID 제어기를 구성하는 기반인 퍼지 논리 제어기(Fuzzy Logic Controller, FLC)는 기존의 제어기보다 자연언어와 인간의 생각을 효과적으로 처리할 수 있도록 언어적 규칙에 의한 퍼지 논리를 기본으로 하고 있다. 시스템이 비선형이거나 플랜트가 크고 복잡하여 시스템의 모델링을 위한 파라미터의 추출이 어려운 경우, 수학적모델을 기초로 한 기존의 제어기 설계방법으로는 제어기설계 자체가 어렵거나 만족할 만한 제어성능을 기대하기 어려우므로 전문가의 지식과 숙련자의 경험적 지식을 활용할 수 있는 지능제어 기법을 고안하게 되었다. FLC는 이와 같은 대표적인 지능제어기법의 하나로 숙련자의 경험적 지식과 제어기 설계자의 전문지식을 규칙베이스 또는 데이터 베이스형태로 가지게 되며, 이를 활용함으로써 시스템 제어에 필요한 제어규칙에 의해 제어기 스스로 시스템의 동작상태에 적응할 수 있는 제어능력을 보유하도록 고안된 것이다.

따라서 본 장에서는 이러한 FLC 기반의 고정 설계파라미터 퍼지 PID 제어기법의 기본 구조와 설계절차에 대해 구체적으로 언급한다. 또한 FLC를 기반으로 하지만 결과적인 제어기 출력의 형태가 수식으로 표현되어 구현하기가 쉽고, 시스템의 동작상태에 따라 제어기 파라미터가 변하는 비선형 시변 PID 제어기 형태임을 확인한다.

2.2 고정 설계파라미터 비선형 퍼지 PID 제어기의 구성

2.2.1 제어기의 기본구조

그림 2.1은 본 논문에서 제안하고자 하는 퍼지 PID 제어기의 기본구성을 나타낸 FLC 기반의 구성도이다.

FLC를 구성하기 위해서 목표값에 대한 오차(error)와 오차의 변화율(rate of error) 그리고 오차의 변화율에 대한 변화율(accelerated rate of change of error)을 입력으로 사용하고 있다. 그리고 이러한 세 가지의 입력과 함께 퍼지 제어규칙과 비퍼지화기를 각각 포함하고 있는 서로 다른 두 개의 퍼지 제어블록으로 구성되어 있다. 따라서 FLC의 출력은 두 퍼지 제어블록의 출력 값을 더함으로써 구할 수 있다.

$$e(nT) = \text{reference input} - y(nT) \quad (2.1)$$

$$\bar{e}(nT) = F(e^*), \quad e^* = GE \times e(nT) \quad (2.2)$$

$$r(nT) = [e(nT) - e(nT - T)]/T \quad (2.3)$$

$$\bar{r}(nT) = F(r^*), \quad r^* = GR \times r(nT) \quad (2.4)$$

$$a(nT) = [r(nT) - r(nT - T)]/T \quad (2.5)$$

$$= [e(nT) - 2e(nT - T) + e(nT - 2T)]/T^2 \quad (2.6)$$

$$\bar{a}(nT) = F(a^*), \quad a^* = GA \times a(nT) \quad (2.7)$$

$$u(nT) = du(nT) + u(nT - T), \quad du(nT) = GU \times dU(nT) \quad (2.8)$$

$$dU(nT) = dU_1(nT) + dU_2(nT) \quad (2.9)$$

여기서 n 은 양의 정수를 나타내며 T 는 샘플링 시간을 나타낸다. 그리고 $y(nT)$, $e(nT)$, $r(nT)$, $a(nT)$ 는 각각 샘플링 시간 nT 에서 프로세스의 출력, 오차(error로 표기), 오차의 변화율(rate로 표기), $r(nT)$ 의 변화율(acc로 표기)를 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 출력을 표시하고 du 는 제어기의 증분출력, u 는 프로세스에 인가되는 제어입력을 의미한다.

2.2.2 퍼지화 알고리즘

그림 2.2에서는 정규화된 입력변수들의 퍼지화 알고리즘을 보이고 있다.

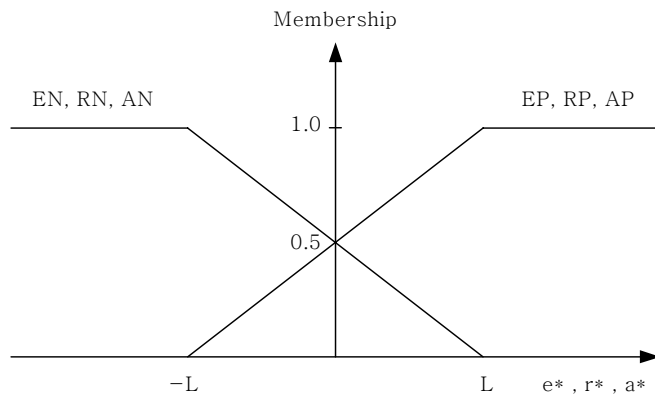


그림 2.2 e^* , r^* 와 a^* 에 대한 입력 퍼지화

Fig. 2.2 Input fuzzification for e^* , r^* and a^*

퍼지집합 'error'는 그림 2.2에서 나타낸 것과 같이 EP(error_positive)와 EN(error_negative)의 두 개의 멤버를 갖고 있으며, 또한 퍼지집합 'rate'는 RP(rate_positive)와 RN(rate_negative)의 두 개의 멤버, 퍼지집합 'acc'는 AP(acc_positive)와 AN(acc_negative)의 두 개의 멤버를 갖는다. 퍼지집합 'output1'은 그림 2.3에서 보인 것과 같이 OP(output_positive), OZ(output_zero)와 ON(output_negative)의 세 개의 멤버를 갖고 있고, 'output2'는 그림 2.4에서 보인 것과 같이 OPM(output_positive_middle)과 ONM(output_negative_middle)의 두 개의 멤버를 갖는다.

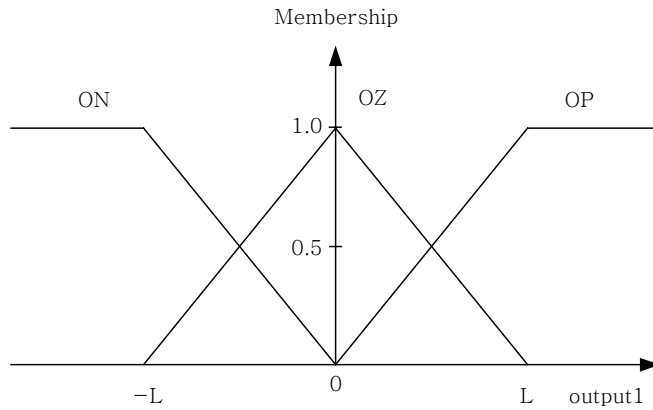


그림 2.3 퍼지 제어블록1의 출력 퍼지화

Fig. 2.3 Output fuzzification for fuzzy control block 1

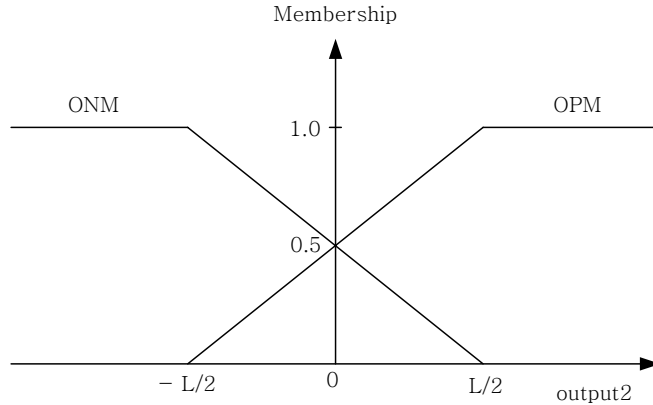


그림 2.4 퍼지 제어블록2의 출력 퍼지화

Fig. 2.4 Output fuzzification for fuzzy control block 2

2.2.3 퍼지 제어규칙

퍼지 제어규칙은 숙련자의 풍부한 경험적 지식과 제어 엔지니어의 전문가적 지식을 기초로 하여 만들어진다. 이 퍼지 제어규칙은 (If - then -) 형식으로 표현되며, 본 논문에서 사용되는 퍼지 제어규칙을 기술하면 다음과 같다. 퍼지 제어블록1에 대한 4개의 퍼지 제어규칙은

(R1)₁: If error = EP and rate = RP then output = OP

(R2)₁: If error = EP and rate = RN then output = OZ

(R3)₁: If error = EN and rate = RP then output = OZ

(R 4)₁: If error = EN and rate = RN then output = ON

이고, 퍼지 제어블록2에 대해서는

(R 1)₂: If rate = RP and acc = AP then output = OPM

(R 2)₂: If rate = RP and acc = AN then output = ONM

(R 3)₂: If rate = RN and acc = AP then output = OPM

(R 4)₂: If rate = RN and acc = AN then output = ONM

의 퍼지 제어규칙이 사용된다. 제어규칙 (R 1)₁ ~ (R 4)₁, (R 1)₂ ~ (R 4)₂에서의 퍼지 추론논리는 Zadeh의 AND 논리가 적용되었다. 이는 두 개에 대한 최소값을 찾는 Min 연산이다.

퍼지 추론논리를 제어블록1, 2에 적용하기 위한 입력공간은 각각 서로 다른 조건을 갖는 8개로 그림 2.5와 그림 2.6과 같이 분할된다. 그림 2.5는 제어블록1의 error와 rate에 대하여 그림 2.6은 제어블록2에서의 rate와 acc에 대한 입력공간 분할을 나타낸 것이다.

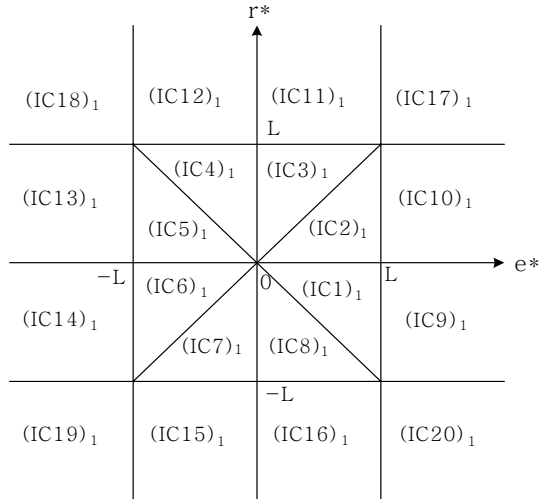


그림 2.5 e^* 와 r^* 의 가능한 입력 조합

Fig. 2.5 Possible input combination for e^* and r^*

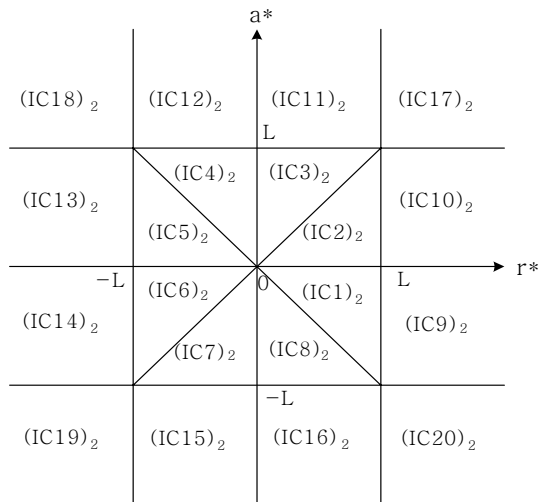


그림 2.6 r^* 와 a^* 의 가능한 입력 조합

Fig. 2.6 Possible input combination for r^* and a^*

2.2.4 비퍼지화 알고리즘

비퍼지화 방법으로는 중심평균법(Center Average Method)를 사용하였다. 그러므로 비퍼지화된 출력은 식(2.10)과 같이 정의된다.

$$dU = \frac{\sum_{i=0}^n \mu_{\text{output}}(w_i) \times w_i}{\sum_{i=0}^n \mu_{\text{output}}(w_i)} \quad (2.10)$$

여기서 n 은 퍼지 제어 규칙의 수, w_i 는 멤버의 값, 그리고 $\mu_{\text{output}}(w_i)$ 는 멤버의 소속정도를 나타낸다.

퍼지 제어블록1, 2에 대해서 제어기 입력들이 $[-L, L]$ 의 구간내에 있을 경우 비퍼지화 하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\text{If } GR \times |r(nT)| \leq GE \times |e(nT)| \leq L, \quad (2.11)$$

$$dU_1(nT) = \frac{0.5 \times L}{2L - GE \times |e(nT)|} [GE \times e(nT) + GR \times r(nT)]$$

$$\text{If } GE \times |e(nT)| \leq GR \times |r(nT)| \leq L, \quad (2.12)$$

$$dU_1(nT) = \frac{0.5 \times L}{2L - GE \times |r(nT)|} [GE \times e(nT) + GR \times r(nT)]$$

위의 조건에 벗어나는 범위, 즉 e^* 나 r^* 이 $[-L, L]$ 의 구간 밖에 존재하는 경우에 대한 출력값은 표 2.1에 나타내었다.

표 2.1 e^* 나 r^* 이 구간 $[-L, L]$ 을 벗어나는 경우 퍼지 제어블럭1의 출력
 Table 2.1. The incremental output of fuzzy control block 1 when e^* and/or r^* are not within the interval $[-L, L]$

e^* 와 r^* 의 입력 조합	퍼지 제어블럭1의 출력, $dU_1(nT)$
(IC9) ₁ , (IC10) ₁	$[GR \times r(nT) + L]/2$
(IC11) ₁ , (IC12) ₁	$[GE \times e(nT) + L]/2$
(IC13) ₁ , (IC14) ₁	$[GR \times r(nT) - L]/2$
(IC15) ₁ , (IC16) ₁	$[GE \times e(nT) - L]/2$
(IC17) ₁	L
(IC18) ₁ , (IC20) ₁	0
(IC19) ₁	-L

같은 방법으로 퍼지 제어블럭2에 대하여 비퍼지화 하면 다음 식과 같이 나타낼 수 있으며 이 조건에 해당하지 않는 경우 즉, r^* 나 a^* 의 값이 구간 $[-L, L]$ 의 범위를 벗어나는 경우에 대해서는 표 2.2에서 나타내었다.

$$\text{If } GA \times |a(nT)| \leq GR \times |r(nT)| \leq L, \quad (2.13)$$

$$dU_2(nT) = \frac{0.25 \times L}{2L - GR \times |r(nT)|} [GA \times a(nT)]$$

$$\text{If } GR \times |r(nT)| \leq GA \times |a(nT)| \leq L, \quad (2.14)$$

$$dU_2(nT) = \frac{0.25 \times L}{2L - GA \times |a(nT)|} [GA \times a(nT)]$$

표 2.2 r^* 이나 a^* 가 구간 $[-L, L]$ 을 벗어나는 경우 퍼지 제어블럭2의 출력

Table 2. The incremental output of fuzzy control block 2 when r^* and/or a^* are not within the interval $[-L, L]$

r^* 과 a^* 의 입력 조합	퍼지 제어블럭2의 출력, $dU_2(nT)$
$(IC9)_2, (IC10)_2, (IC13)_2, (IC14)_2$	$0.5 \times GA \times a(nT)$
$(IC11)_2, (IC12)_2, (IC17)_2, (IC18)_2$	$0.5 \times L$
$(IC15)_2, (IC16)_2, (IC19)_2, (IC20)_2$	$-0.5 \times L$

따라서 FLC의 증분출력 $dU(nT)$ 는 퍼지 제어블럭1의 증분출력 $dU_1(nT)$ 와 퍼지 제어블럭2의 증분출력 $dU_2(nT)$ 를 산술적으로 합하여 구해질 수 있고, 여기에 출력 스케일 파라미터 GU 를 곱함으로써 플랜트에 인가될 제어입력 신호의 증분 $du(nT)$ 를 생성할 수 있다.

결과적으로 FLC의 증분출력 $dU(nT)$ 는

$$dU(nT) = dU_1(nT) + dU_2(nT) \quad (2.15)$$

이고, 증분출력 $dU(nT)$ 에 대한 제어기의 최종 출력이자 프로세스의 제어입력의 증분 $du(nT)$ 는

$$du(nT) = GU \times dU(nT) \quad (2.16)$$

이다.

2.2.5 제어기의 특징 및 설계절차

퍼지 제어블록1, 2로 이루어져 병렬구조를 가지고 있는 퍼지 PID 제어기의 출력은, 입력들의 조합이 $[-L, L]$ 사이에 있을 경우 조건에 따라 다음과 같이 네 가지의 형태로 구분될 수 있다.

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

$$\begin{aligned} du(nT) &= \frac{0.5 \times L \times GU}{2L - GE \times |e(nT)|} [GE \times e(nT) + GR \times r(nT)] \\ &+ \frac{0.25 \times L \times GU}{2L - GR \times |r(nT)|} [GA \times a(nT)] \end{aligned} \quad (2.17)$$

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

$$\begin{aligned} du(nT) &= \frac{0.5 \times L \times GU}{2L - GE \times |e(nT)|} [GE \times e(nT) + GR \times r(nT)] \\ &+ \frac{0.25 \times L \times GU}{2L - GA \times |a(nT)|} [GA \times a(nT)] \end{aligned} \quad (2.18)$$

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

$$\begin{aligned} du(nT) &= \frac{0.5 \times L \times GU}{2L - GR \times |r(nT)|} [GE \times e(nT) + GR \times r(nT)] \\ &+ \frac{0.25 \times L \times GU}{2L - GR \times |r(nT)|} [GA \times a(nT)] \end{aligned} \quad (2.19)$$

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

$$\begin{aligned} du(nT) &= \frac{0.5 \times L \times GU}{2L - GR \times |r(nT)|} [GE \times e(nT) + GR \times r(nT)] \\ &+ \frac{0.25 \times L \times GU}{2L - GA \times |a(nT)|} [GA \times a(nT)] \end{aligned} \quad (2.20)$$

위 네 가지 식의 구성형태는 동일하기 때문에, 식(2.17)만을 대상으로 할 경우 결론부는 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$\begin{aligned} du(nT) = & \frac{0.5 \times L \times GU \times GE}{2L - GE \times |e(nT)|} e(nT) + \frac{0.5 \times L \times GU \times GR}{2L - GE \times |e(nT)|} r(nT) \\ & + \frac{0.25 \times L \times GU \times GA}{2L - GR \times |r(nT)|} a(nT) \end{aligned} \quad (2.21)$$

또한 식(2.21)은 아래와 같이 간단한 형태로 기술할 수 있다.

$$du(nT) = K_i e(nT) + K_p r(nT) + K_d a(nT) \quad (2.22)$$

여기서

$$K_i = \frac{0.5 \times L \times GU \times GE}{2L - GE \times |e(nT)|} \quad (2.23)$$

$$K_p = \frac{0.5 \times L \times GU \times GR}{2L - GE \times |e(nT)|} \quad (2.24)$$

$$K_d = \frac{0.25 \times L \times GU \times GA}{2L - GR \times |r(nT)|} \quad (2.25)$$

이다. 위의 식을 자세히 관찰해 보면, FLC 기반의 설계절차를 따라 유도된 제어기의 형태는 현재의 error, rate, acc 값에 따라서 변하는 비례계인 K_p , 적분계인 K_i , 미분계인 K_d 로 정의되는 비선형 시변 파라미터를 퍼지 PID 제어기가 됨을 알 수 있다. 같은 방법으로 나머지 세가지의 조건에 대해서

도 K_p , K_i , K_d 에 관한 표현을 식(2.18), (2.19), (2.20)을 통하여 구할 수 있다. 또한 error, rate, acc가 거의 0일 경우 식(2.26)과 같이 제어기 파라미터가 상수인 선형 PID 제어기를 유도할 수 있다.

$$K_p^* = \frac{GU \times GR}{4}, \quad K_i^* = \frac{GU \times GE}{4}, \quad K_d^* = \frac{GU \times GA}{8} \quad (2.26)$$

일반적으로 수학모델을 기반으로 한 대부분의 제어기법은 비선형성이 큰 시스템이나 수학적으로 정확히 모델링될 수 없는 시스템에 대해서는 적용하기가 어렵다. 그러나 퍼지 PID 제어기를 사용함으로써, 상승시간 요구조건을 만족시키는 비례계인 K_p^* 를 선택한다면 시스템의 입출력만으로도 우수한 성능을 발휘하는 제어기를 설계할 수 있다.

앞에서 논의된 퍼지 PID 제어기의 설계과정은 다음과 같고 그 흐름도를 그림 2.7에 도시하였다.

단계 1 : 제어하고자 하는 시스템의 입출력 데이터를 바탕으로 error, rate, acc에 대한 입력 스케일 파라미터 GE, GR, GA를 선택한다.

단계 2 : 만족할 만한 상승시간을 갖는 비례계인 K_p^* 를 선택한다.

단계 3 : GE와 K_p^* 를 이용하여 출력 스케일 파라미터 GU를 결정하고 적분계인 K_i^* 와 미분계인 K_d^* 를 식(2.26)에 의해 결정한다.

단계 4 : 보다 나은 응답을 얻을 수 있도록 출력 스케일 파라미터 GU를 미세하게 조정한다.

단계 5 : 앞의 단계에서 조정된 파라미터들을 식(2.17)-(2.20)으로 주어진 비선형 퍼지 PID 제어기에 대입한다.

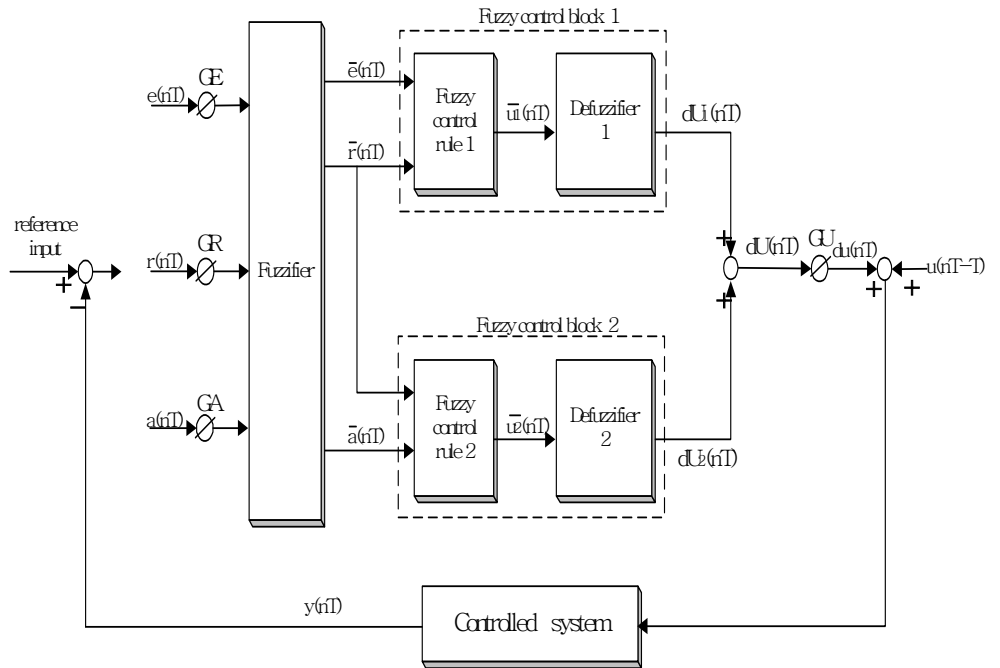


그림 2.1 고정 설계파라미터 퍼지 PID 제어시스템의 구조

Fig. 2.1 Structure of the fixed design-parameter PID control system

제 3 장 가변 설계파라미터 비선형 퍼지 PID 제어기의 제안

고정 설계파라미터 퍼지 PID 제어기는 현재의 입력변수의 크기에 따라 PID 제어기에 대한 게인 K_p , K_i , K_d 의 값이 변화하는 비선형 시변 파라미터를 가지고 있으므로 비선형 시스템뿐만 아니라 비선형 시변 시스템의 제어에 대해서도 만족할 만한 제어성능을 기대 할 수 있다. 그러나 고정 설계파라미터 퍼지 PID 제어기법은 설계파라미터가 고정됨으로써, 설계시 사용된 기준값보다 큰 동작범위를 갖는 시스템에 적용될 경우에는 입력들의 조합이 $[-L, L]$ 의 범위를 벗어나는 경우가 발생하여 퍼지 PID 제어 동작이 제대로 효능을 발휘하지 못하게 되고, 이와는 반대로 설계시 사용되었던 기준값보다 작은 동작범위를 갖는 시스템에 적용될 때에는 퍼지 PID 제어동작이 이루어지긴 하지만 작은 변화에 대한 민감도가 떨어져 응답속도가 떨어지는 등 정밀한 제어가 이루어지지 못하는 단점을 갖고 있다.

따라서 본 장에서는 고정 설계파라미터 퍼지 PID 제어기법에서 설계파라미터를 고정시킴으로써 발생할 수 있는 단점에 대하여 구체적으로 분석한 다음, 이러한 단점을 보완하여 향상된 제어 성능을 발휘할 수 있는 가변 설계파라미터 퍼지 PID 제어기를 제안하고자 한다.

3.1 고정 설계파라미터 퍼지 PID 제어기의 단점

3.1.1 작동범위에 따른 퍼지 PID 제어동작의 효능 저하

고정 설계파라미터 퍼지 PID 제어기는 설계시에 숙련자의 경험적 지식이나 전문가의 제어지식을 바탕으로 입출력 집합을 결정하고, 특정 목표값에 대한 시스템의 응답특성을 바탕으로 L의 값을 정하여 제어기의 설계파라미터를 결정한다. 하지만 제어 동작이 이루어지고 있는 동안 과도한 외란이 발생하였거나 동작입력이 초기 제어기의 설계시에 사용되었던 기준값보다 큰 값으로 인가될 경우, 제어기의 입력들의 조합이 $[-L, L]$ 의 범위를 벗어나게 되어 퍼지 PID 제어동작이 이루어지지 않고 표2.1에서 나타낸 것처럼 강제 제어입력에 의해 시스템이 제어되는 단점을 가지고 있다. 또한 제어동작이 진행되어 시스템의 출력이 목표값에 근접한 경우 즉, 오차가 작은 경우에는 PID 제어동작이 이루어지긴 하지만 작은 변화에 대한 민감도가 떨어져 응답속도가 떨어짐으로써, 미세한 제어동작이 이루어지지 않아 빨리 목표값에 정착하지 못하는 단점을 가지고 있다.

3.1.2 설계시 퍼지 P, I, D 제어동작 사이의 불균형성

고정 설계파라미터 퍼지 PID 제어기는 error, rate, acc 등 세 개의 입력 변수를 사용하여 FLC를 구성하고 있다. 그런데 이 세 개의 입력 변수는 상황에 따라 값이 크게 차이가 날 수 있다. 앞에서 설명한 고정 설계파라미터

퍼지 PID 제어기 설계절차를 살펴보면 시스템의 응답특성을 바탕으로 이들 세 변수 중 가장 큰 값을 기준으로 L의 값을 정하여 각각의 스케일 파라미터 GE, GR, GA를 결정하게 된다. 그러나 시스템의 동작상황이 다양하게 변화되는 경우에는 입력변수들 사이의 대소관계가 설계당시와는 다른 경우가 많이 발생하게 되며, 현재 시점에서 가중치를 가장 많이 부여해야 되는 제어동작이 무엇인지 결정할 수 있는 방법을 갖고 있지 못함으로써 P, I, D 제어동작 사이의 불균형이 초래된다.

3.1.3 고정 설계파라미터 퍼지 PID 제어기의 성능개선 방법

제어기 설계파라미터가 고정되어 야기되는 퍼지 P, I, D 제어동작 사이의 불균형성을 개선함으로써 모든 동작범위에 대해 우수한 성능을 발휘할 수 있도록 고정 설계파라미터 퍼지 PID 제어기의 개선방법이 강구될 수 있다.

먼저 퍼지 입력공간을 세분화시키는 방법이 있다. 이는 모든 구간에 대한 퍼지 PID 제어동작이 이루어질 수 있도록 정격 동작 범위를 모두 포함하도록 설계시 기준 입력을 사용하고, 그림 3.1과 같이 퍼지화 알고리즘의 입력공간을 세분화하여 분할하는 방법이다. 하지만 이는 전체 규칙의 수가 분할 공간의 조합수를 곱한 만큼 증가하여 연산 시간이 오래 걸리는 단점이 있어 실시간 제어에 부적당하다.

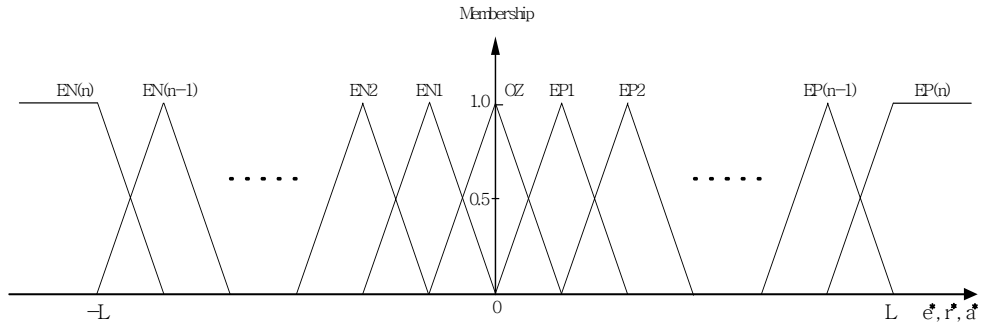
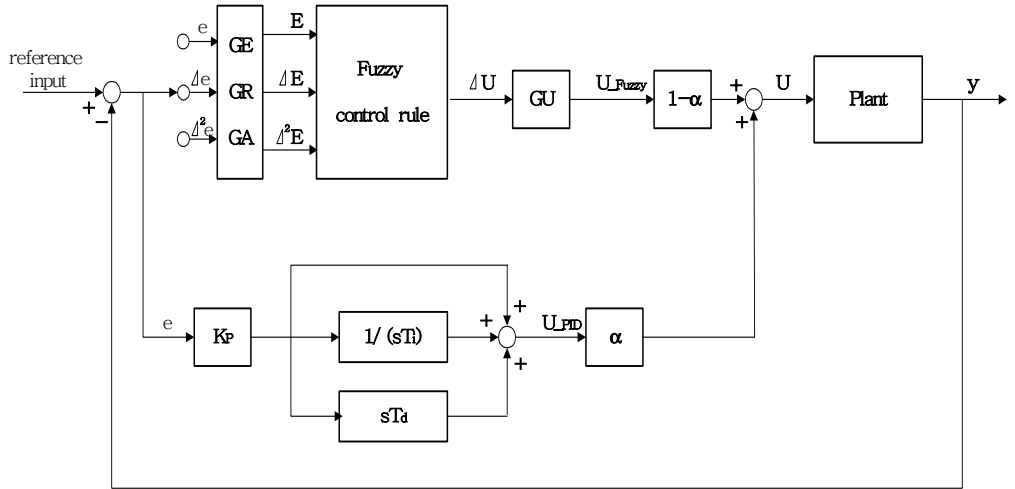


그림 3.1 입력공간의 퍼지분할

Figure 3.1 Fuzzy partition of the input space

다음으로 설계시 발생하는 퍼지 P, I, D 제어기 사이의 불균형성을 보완하기 위해 그림 3.2와 같이 하이브리드(Hybrid) 형태의 퍼지 PID 제어기를 사용하는 방법이 있다.^[5,6] 이는 퍼지 PID 제어기에 추가하여, 작은 동작영역에 대한 선형근사를 감안한 선형퍼지 PID 제어기를 연동하는 방법으로 오차의 범위가 작은 경우에 PID 제어동작의 효능을 증가시킬 수 있는 방법이다. 하지만 이러한 하이브리드 제어기도 두 제어기를 병행함으로써 제어기의 구조가 복잡해지고 동작구간에 따라서 선형 PID 제어기를 스위칭시켜야 하는 단점을 안고 있다.

마지막 방법으로는 정규화 파라미터 L을 가변시키는 것을 생각해 볼 수 있다. 이는 정규화 파라미터 L을 가변시킴으로써 전 동작 구간에 대한 퍼지 PID 제어동작을 적용시킬 수 있고 퍼지 P, I, D 제어동작 사이의 불균형성도 해결할 수 있는 방법이다. 따라서 다음 절에서는 정규화 파라미터 L을 가변시킴으로써 전 동작구간에 대해서도 만족할 만한 성능을 기대할 수 있는 가변 설계파라미터 비선형 퍼지 PID 제어기법을 제안하고자 한다.



3.2 하이브리드 퍼지 PID 제어기의 구조

Figure 3.2 Structure of the hybrid fuzzy PID controller

3.2 가변 설계파라미터 비선형 퍼지 PID 제어기

3.2.1 작동범위에 무관한 퍼지 PID 제어동작의 적용성 입증

가변 설계파라미터 퍼지 PID 제어기법에서는 기준 입력값과 시스템의 출력값 사이에서 발생하는 error, rate, acc를 매 샘플링 시간마다 측정하여 이 중 가장 큰 값을 기준으로 L의 값을 가변시킴으로써 제어기의 입력 e^* , r^* , a^* 는 항상 구간 $[-L, L]$ 의 범위에 속하게 된다. 따라서 제어동작 중 과도한 외란의 영향으로 입력 변수의 값이 크게 변하거나 설계시 사용된 기준값 보

다 큰 동작범위에서 사용되더라도, 현재 시점에서 요구되는 최적의 퍼지 PID 제어동작이 이루어질 수 있게 된다.

퍼지 입출력 집합을 결정하는 L은 다음과 같은 규칙에 의해 결정된다.

If $e(nT) = \max[e(nT), r(nT), a(nT)]$ then $L(nT) = GE \times e(nT)$

If $r(nT) = \max[e(nT), r(nT), a(nT)]$ then $L(nT) = GR \times r(nT)$

If $a(nT) = \max[e(nT), r(nT), a(nT)]$ then $L(nT) = GA \times a(nT)$

따라서 가변되는 $L(nT)$ 로 인해 입력 변수들의 조합은 항상 $[-L, L]$ 의 구간 내에만 존재하게 되고 제어블록1, 2에 대한 입력공간은 그림 3.3 과 그림 3.4와 같이 $(IC 1)_1 \sim (IC 8)_1$, $(IC 1)_2 \sim (IC 8)_2$ 의 분할구간만을 갖게 된다.

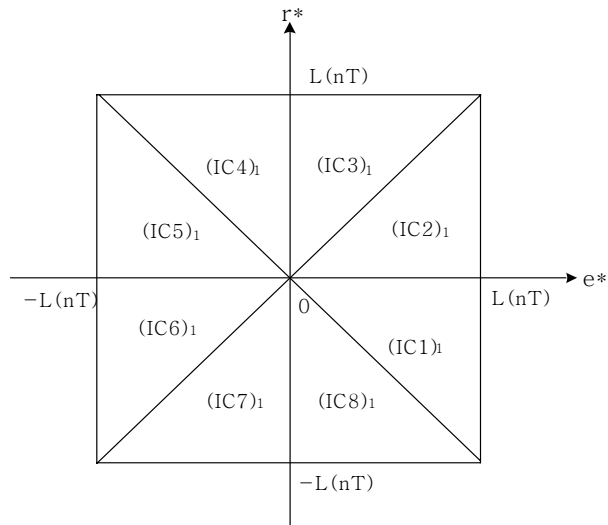


그림 3.3 e^* 와 r^* 의 가능한 입력 조합

Figure 3.3 Possible input combination of e^* and r^*

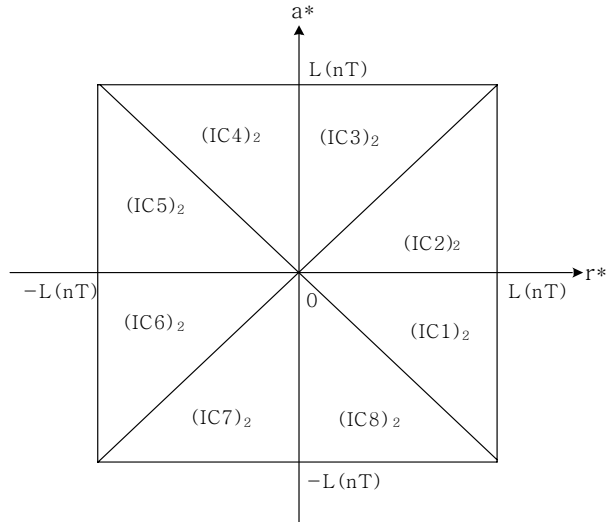


그림 3.4 r^* 와 a^* 의 가능한 입력 조합

Figure 3.4 Possible input combination of r^* and a^*

3.2.2 가변 설계파라미터 퍼지 PID 제어기의 구조 및 설계절차

그림 3.5는 가변 설계파라미터 퍼지 PID 제어기의 구조를 나타내고 있다. 가변 설계파라미터 퍼지 PID 제어기에 대한 설계파라미터 가변 메카니즘은 error, rate, acc의 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.

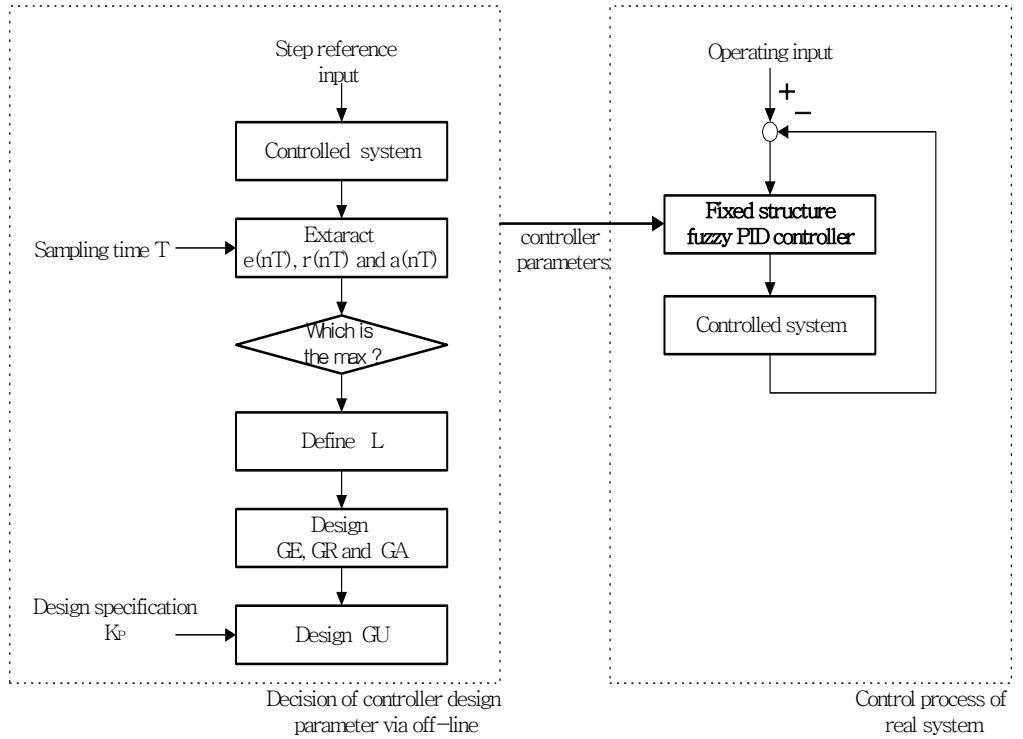


그림 2.7 고정 설계파라미터 퍼지 PID 제어기의 설계 절차
 Figure 2.7 Design procedure of the fixed design-parameter fuzzy PID controller

1) If $GR(nT) \times |r(nT)| \leq GE(nT) \times |e(nT)| \leq L(nT)$

and $GA(nT) \times |a(nT)| \leq GR(nT) \times |r(nT)| \leq L(nT)$,

$$\begin{aligned} du(nT) = & \frac{0.5 \times L(nT) \times GU \times GE}{2L(nT) - GE \times |e(nT)|} e(nT) + \frac{0.5 \times L(nT) \times GU \times GR}{2L(nT) - GE \times |e(nT)|} r(nT) \\ & + \frac{0.25 \times L(nT) \times GU \times GA}{2L(nT) - GR \times |r(nT)|} a(nT) \end{aligned} \quad (3.1)$$

2) If $GR \times |r(nT)| \leq GE \times |e(nT)| \leq L(nT)$

and $GR(nT) \times |r(nT)| \leq GA(nT) \times |a(nT)| \leq L(nT)$,

$$\begin{aligned} du(nT) = & \frac{0.5 \times L(nT) \times GU \times GE}{2L(nT) - GE \times |e(nT)|} e(nT) + \frac{0.5 \times L(nT) \times GU \times GR}{2L(nT) - GE \times |e(nT)|} r(nT) \\ & + \frac{0.25 \times L(nT) \times GU \times GA}{2L(nT) - GA \times |a(nT)|} a(nT) \end{aligned} \quad (3.2)$$

3) If $GE \times |e(nT)| \leq GR \times |r(nT)| \leq L(nT)$

and $GA(nT) \times |a(nT)| \leq GR(nT) \times |r(nT)| \leq L(nT)$,

$$\begin{aligned} du(nT) = & \frac{0.5 \times L(nT) \times GU \times GE}{2L(nT) - GR \times |r(nT)|} e(nT) + \frac{0.5 \times L(nT) \times GU \times GR}{2L(nT) - GR \times |r(nT)|} r(nT) \\ & + \frac{0.25 \times L(nT) \times GU \times GA}{2L(nT) - GR \times |r(nT)|} a(nT) \end{aligned} \quad (3.3)$$

4) If $GE \times |e(nT)| \leq GR \times |r(nT)| \leq L(nT)$

and $GR(nT) \times |r(nT)| \leq GA(nT) \times |a(nT)| \leq L(nT)$,

$$\begin{aligned} du(nT) = & \frac{0.5 \times L(nT) \times GU \times GE}{2L(nT) - GR \times |r(nT)|} e(nT) + \frac{0.5 \times L(nT) \times GU \times GR}{2L(nT) - GR \times |r(nT)|} r(nT) \\ & + \frac{0.25 \times L(nT) \times GU \times GA}{2L(nT) - GA \times |a(nT)|} a(nT) \end{aligned} \quad (3.4)$$

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 되고 결과

적으로 모두 같게 되어 하나의 조건 즉, 조건이 없는 것과 같다. 또한 결론부의 수식에 있어서 PID 계인들의 분모는 매 샘플링 시간마다 항상 $L(nT)$ 가 됨을 알 수 있다.

따라서, 조건이 필요 없고 결론부는 다음과 같이 하나의 형태로 간단히 표시됨을 알 수 있다.

$$du(nT) = K_i(nT) \times e(nT) + K_p(nT) \times r(nT) + K_d(nT) \times a(nT) \quad (3.5)$$

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.

결론적으로 가변 설계파라미터 퍼지 PID 제어기는, 비록 FLC의 설계과정을 따르지만, 매 샘플링 시간마다 설계파라미터들을 가변시킴으로써 전건부의 조건이 필요 없고 하나의 결론부만 가지는 아주 단순한 형태가 되고, 시스템의 동작상황이 어떻게 변하든 간에 항상 최적의 PID 제어입력을 생성하게 함을 알 수 있다. 또한 매 샘플링 시간마다 입력들의 대소를 판단하는 알고리즘이 추가되는 반면, 퍼지화 입력의 조합에 대응하여 출력을 결정하는 조건이 없어지기 때문에 오히려 연산량이 줄어들게 되어 실제 구현의 측면에서도 유리함을 알 수 있다.

그림 3.6은 이와 같은 가변 설계파라미터 퍼지 PID 제어기의 설계 절차를 보여 주고 있다.

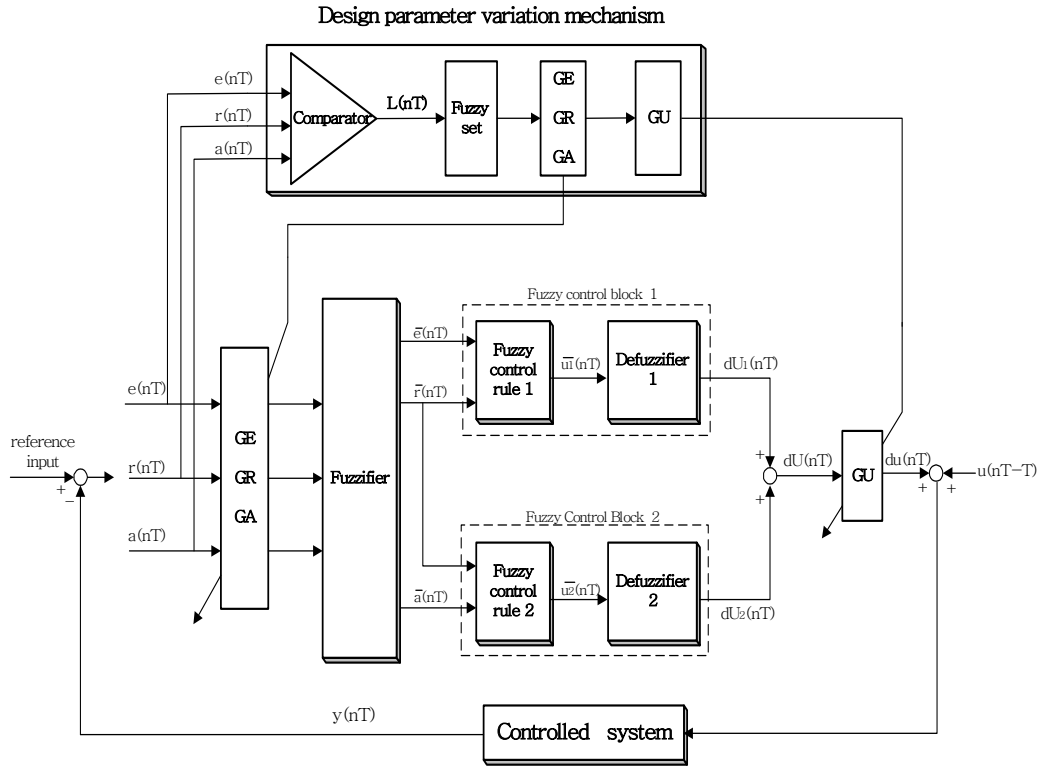


그림 3.5 가변 설계파라미터 퍼지 PID 제어시스템의 구조

Figure 3.5 Structure of a variable design-parameter fuzzy PID control system

제 4 장 컴퓨터 시뮬레이션 및 결과 고찰

본 논문에서 제안한 가변 설계파라미터 퍼지 PID 제어기의 성능을 검증하기 위하여 2차 선형 시스템과 비선형 시스템에 적용하여 각각 컴퓨터 시뮬레이션을 수행하였다. 먼저 단위 계단 입력에 대한 각 시스템들의 응답을 살펴본 후 제어기 설계 절차를 거쳐서 비례게인 K_p^* , 적분게인 K_i^* , 그리고 미분게인 K_d^* 의 값들을 결정한다. 결정된 게인들을 선형 PID 제어기, 고정 설계파라미터 퍼지 PID 제어기, 가변 설계파라미터 퍼지 PID 제어기에 대입하여 제어시스템의 단위 계단응답곡선을 비교함으로써 제어기의 성능을 분석해 본다. 또한 목표값을 다양한 크기로 변화시킬 경우의 응답 특성에 대해서도 비교 분석해 본다.

4.1 선형 시스템에 대한 적용 예

식(4.1)과 같은 개루프 전달함수 $G(s)$ 를 가지는 단위 피드백 선형 시스템을 고려해 보자.

$$G(s) = \frac{10}{s(s+1)} \quad (4.1)$$

부족 감쇠(underdamped) 성질을 가지는 2차 선형 시스템으로 단위 계단 입력에 대한 응답 특성은 그림 4.1과 같다.

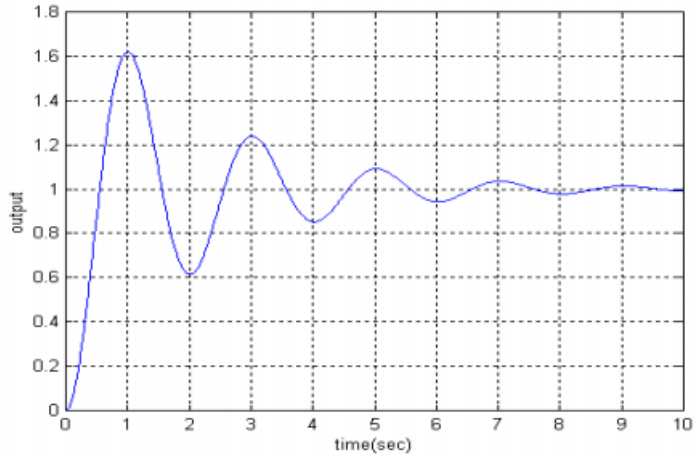


그림 4.1 폐루프 제어시스템의 단위계단 응답

Figure 4.1 Unit step response of the closed-loop control system

위의 시스템에 대해서 목표값을 0.5, 3, 10으로 가변시켜 선형 PID 제어기, 고정 설계파라미터 퍼지 PID 제어기 그리고 가변 설계파라미터 퍼지 PID 제어기에 대한 시스템의 출력을 그림 4.2에서부터 그림 4.5까지 나타내었다.

식(4.1)과 같은 선형 시스템에 대해서는 위의 모든 제어기가 좋은 응답을 나타내고 있으나, 특히 그림에서 보는 바와 같이 가변 설계파라미터 퍼지 PID 제어기는 다른 제어기에 비해 모든 목표값에 대하여 오버슈트가 거의 발생시키지 않고 빠른 상승시간과 빠른 정착시간을 표출함을 확인할 수 있다.

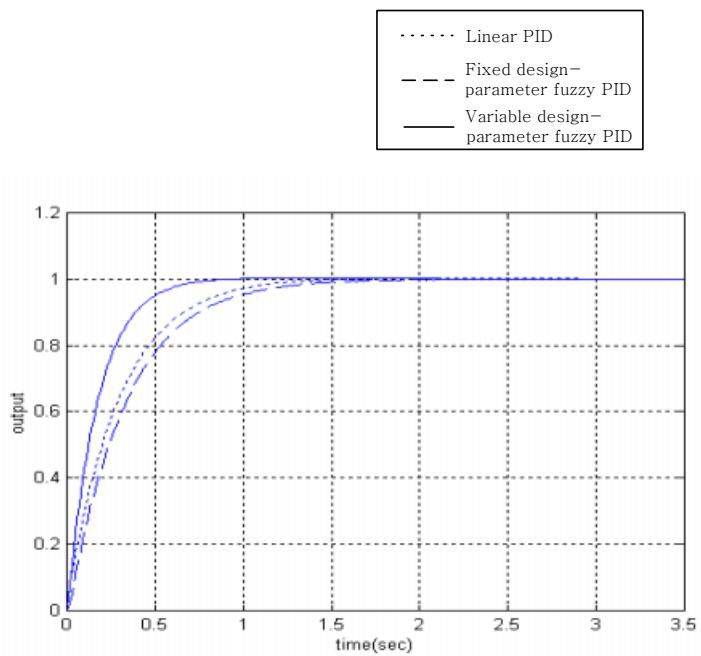


그림 4.2 기준입력 1일 때 제어시스템의 응답

Figure 4.2 Responses of control systems when reference is equal to 1

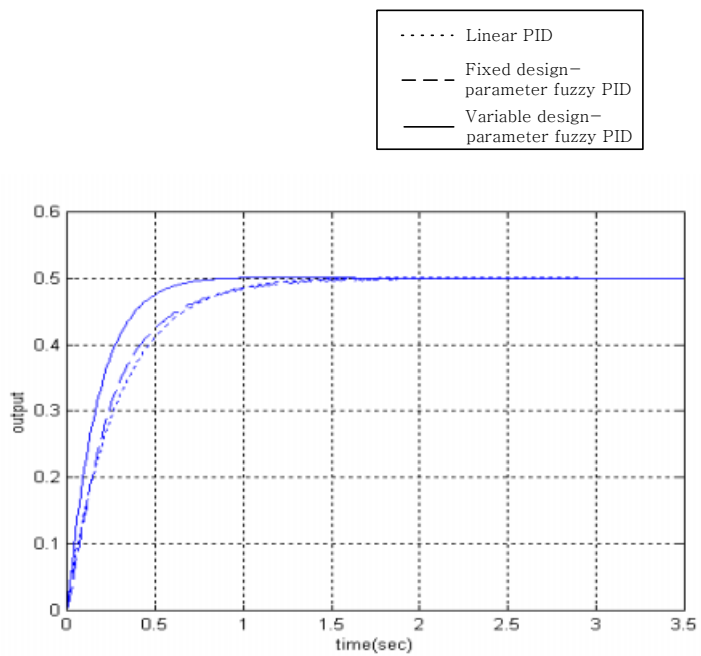


그림 4.3 기준입력 0.5일 때 제어시스템의 응답

Figure 4.3 Responses of control systems when reference is equal to 0.5

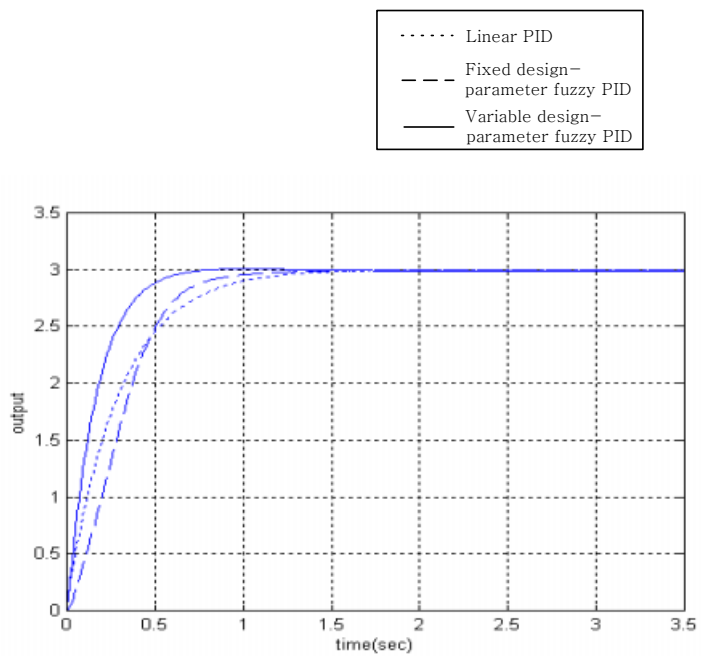


그림 4.4 기준입력 3일 때 제어시스템의 응답

Figure 4.4 Responses of control systems when reference is equal to 3

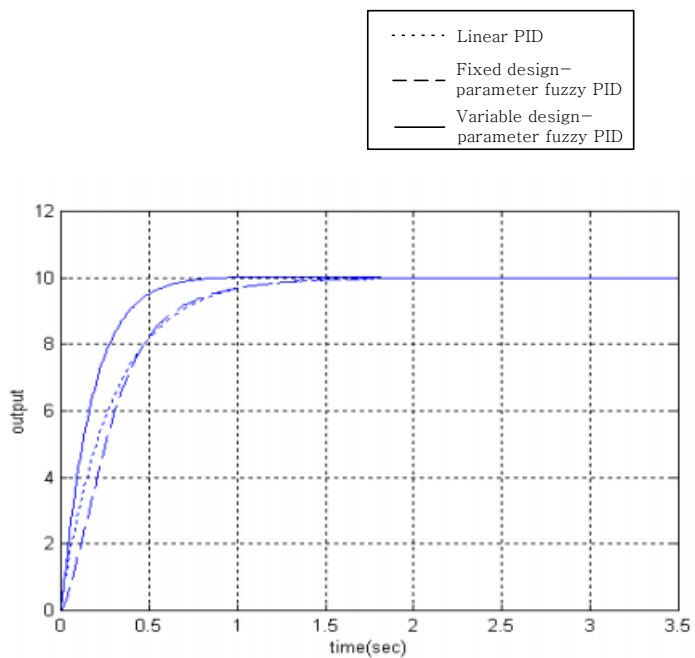


그림 4.5 기준입력 10일 때 제어시스템의 응답

Figure 4.5 Responses of control systems when reference is equal to 10

4.2 비선형 시스템에 대한 적용 예

식(4.2)와 같은 미분 방정식으로 표현되는 비선형 시스템에 대해서 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 각 제어기들의 응답 특성을 비교해 본다.

$$\ddot{y} + \dot{y} = 0.5y^2 + 2u \quad (4.2)$$

그림 4.6에서 보는 바와 같이 단순 피드백을 통한 단위 계단 입력에 대한 시스템의 출력은 목표값에 수렴하지 못하고 계속 발산하는 불안정한 시스템을 알 수 있다.

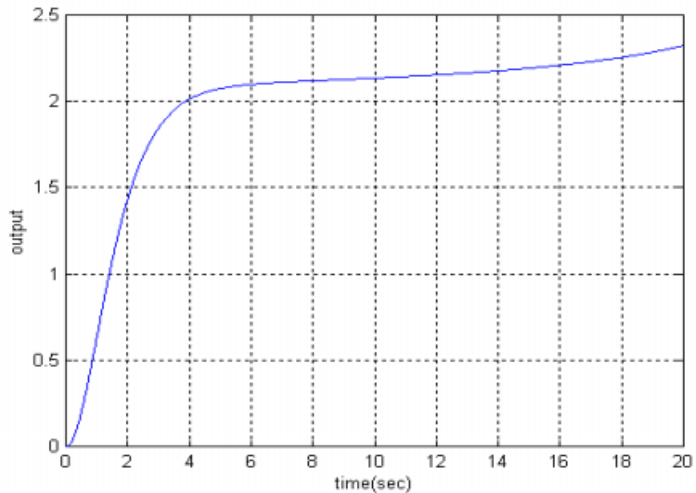


그림 4.6 단순 피드백 시스템의 단위계단 응답

Figure 4.6 Unit step response of the unit feedback system

그림 4.6과 같은 불안정한 비선형 시스템에 대해서 각각 다른 목표값을 주었을 때 출력되는 제어기들의 응답곡선을 그림 4.7에서 그림 4.10까지 나타내었다. 그림에서 보는 바와 같이 선형 PID 제어기는 지속적인 오차를 발생하여 이와 같은 비선형 시스템의 제어에는 적합하지 않다는 것을

알 수 있고, 가변구조 비선형 퍼지 PID 제어를 통한 응답곡선은 빠른 상승시간을 가지면서도 오버슈트가 거의 발생하지 않고 목표값에 빨리 정착함으로써, 불안정 비선형 시스템임에도 불구하고 만족할만한 특성을 나타내고 있음을 알 수 있다.

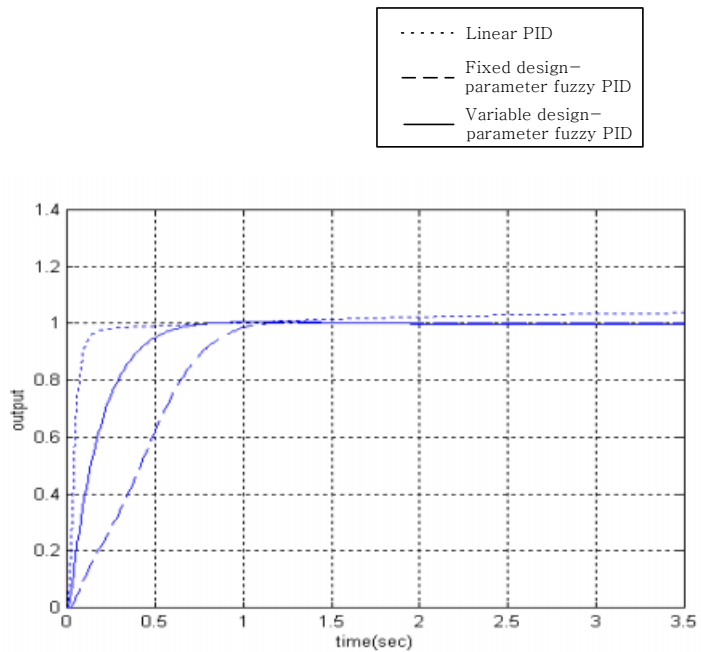


그림 4.7 기준입력 1일 때 제어시스템의 응답

Figure 4.7 Responses of control systems when reference is equal to 1

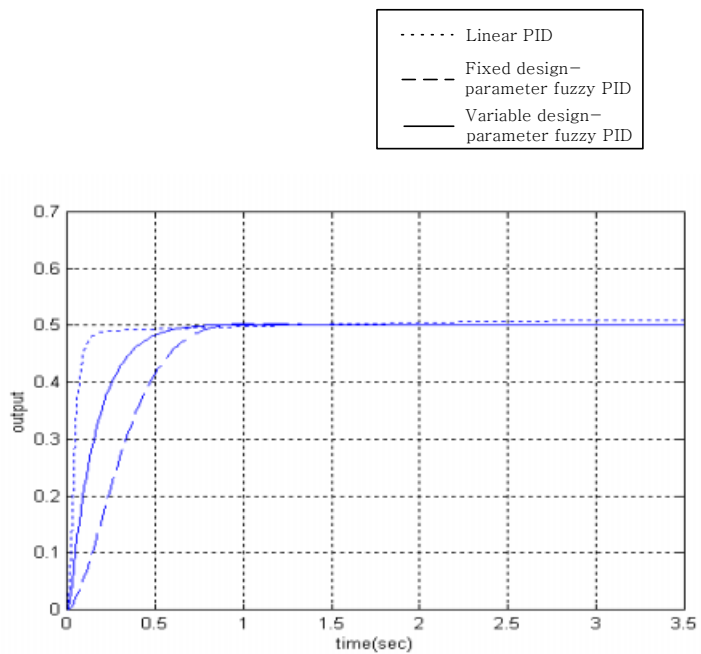


그림 4.8 기준입력 0.5일 때 제어시스템의 응답

Figure 4.8 Responses of control systems when reference is equal to 0.5

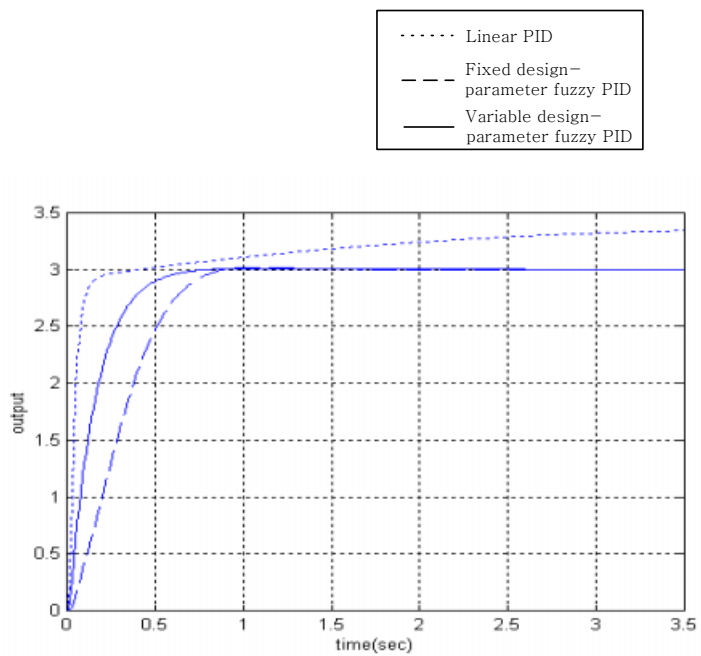


그림 4.9 기준입력 3일 때 제어시스템의 응답

Figure 4.9 Responses of control systems when reference is equal to 3

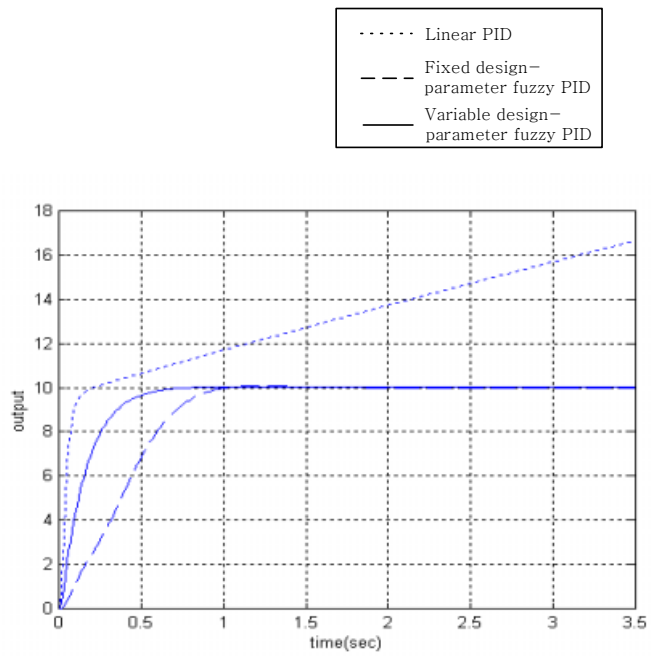


그림 4.10 기준입력 10일 때 제어시스템의 응답

Figure 4.10 Responses of control systems when reference is equal to 10

제 5 장 비선형 유압시스템의 위치제어 문제에 적용

5.1 개요

건설 중장비, 유압프레스, 수문의 개폐, 준설기의 작동 등 다양한 산업분야에서 사용되는 유압시스템은 유압 자체의 비선형성과 시스템 요소들의 형상과 특성에 의한 비선형성, 그리고 유압을 제어하는 밸브의 시간지연 등 여러가지 요소로 인해 제어가 쉽지 않은 분야이다. 최근 유압장치 자동화의 진척이 매우 활발하게 이루어지면서 생산성의 향상, 작업의 효율성과 정확성의 향상을 목표로 한 우수한 장비의 개발이 요구되고 있다.^[7]

특히 이러한 자동화를 위하여 우선적으로 유압시스템의 비선형성과 작업 조건에 따른 부하변동, 공급압력 변동 등의 파라미터들의 변화에도 불구하고 그 성능을 일정하게 유지시켜야 하는 필요성이 대두되고 있다.

본 장에서는 유압 시스템의 정밀한 위치제어를 위해 유압시스템의 비선형

수학모델을 구하고, 이를 토대로 제안된 가변 설계파라미터 퍼지 PID 제어 기법을 적용시켜 컴퓨터 시뮬레이션을 수행함으로써 성능을 검증한다. 이때 비교대상으로 기존의 비선형 고정 설계파라미터 퍼지 PID 제어기법을 사용함으로써, 시뮬레이션 결과를 바탕으로 기존의 고정 설계파라미터 퍼지 PID 제어기법보다 제안된 가변 설계파라미터 퍼지 PID 제어기법이 월등히 우수하고 유효하다는 것을 검증한다.

5.2 유압 시스템의 구성

유압시스템의 구성은 크게 유체에너지를 발생하는 유압동력장치와 전기 에너지를 유체에너지로 변환하는 솔레노이드밸브와 유체에너지를 기계적인 에너지로 변환하는 유압 액추에이터로 구성된다. 본 논문에서는 유체에너지를 제어하기 위한 제어요소로 4포트 전자비례제어밸브를 사용하였고, 유압 액추에이터로는 직선 왕복운동을 하는 편로드 유압실린더를 사용하였다.

편로드 유압실린더는 피스톤 양면의 수압면적이 다르기 때문에 시스템의 동특성에 많은 비선형성을 포함하고, 또한 왕복속도의 차이를 일으키기 때문에 서보용 액추에이터로는 적당하다고 할 수 없다. 하지만 수압면적이 작고, 편측에만 로드와 있어 제작이 용이하고, 가격이 저렴하다는 장점이 있기 때문에 일반 산업용으로부터 정밀유압장치에 이르기까지 다방면에서 사용되고 있다.^[8] 또한 최근에는 산업용 로봇의 발달에 따라, 편로드 실린더를 액추에이터로 사용하는 전기유압서보시스템을 위하여 고속, 고풍력, 고정밀도를 충족시켜야 하는 요구가 점점 더 높아지고 있다. 그림 5.1은 일반적인 유압시스템의 기능선도로서 유압실린더의 피스톤 위치를 위치 검출기에 의하

여 전기적인 신호로 검출하고, 기준입력과 비교함으로써 그 차에 해당되는 크기의 오차신호를 발생시킨다. 이 오차신호에 비례한 유량을 전자비례제어 밸브를 통하여 유압실린더로 보내어 피스톤의 위치를 수정하게 된다. 이와 같은 과정을 반복하여 오차 신호가 0이 될 때, 즉 기준입력 값과 출력 값이 일치될 때까지 제어동작을 계속하게 된다.

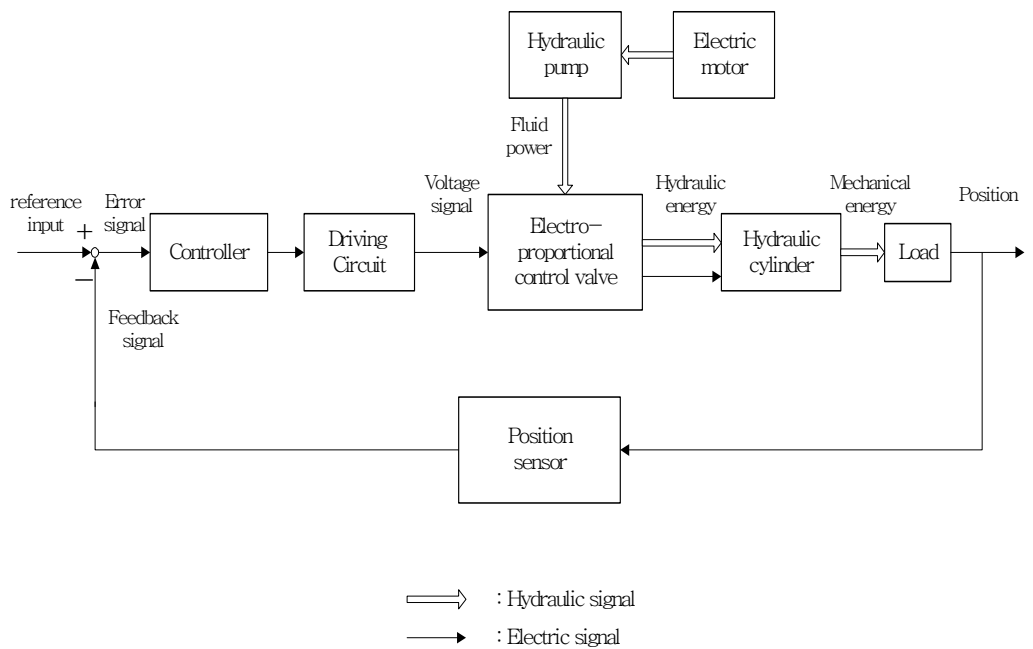


그림 5.1 전기유압 서보 시스템의 기능선도

Figure 5.1 Schematic diagram of an electro-hydraulic system

5.3 유압시스템의 비선형 수학모델

그림 5.2는 유압구동부의 구성을 해석하기 위하여 유압제어밸브의 일부와 편로드 실린더의 조합을 간략하게 나타낸 구성도이다.

밸브-실린더-부하 시스템의 수학모델은 제어밸브의 스폴변위 x_v 와 피스톤의 변위 x_p 사이의 관계이다. 이 때 수학모델을 구하기 위하여 다음과 같이 가정한다.

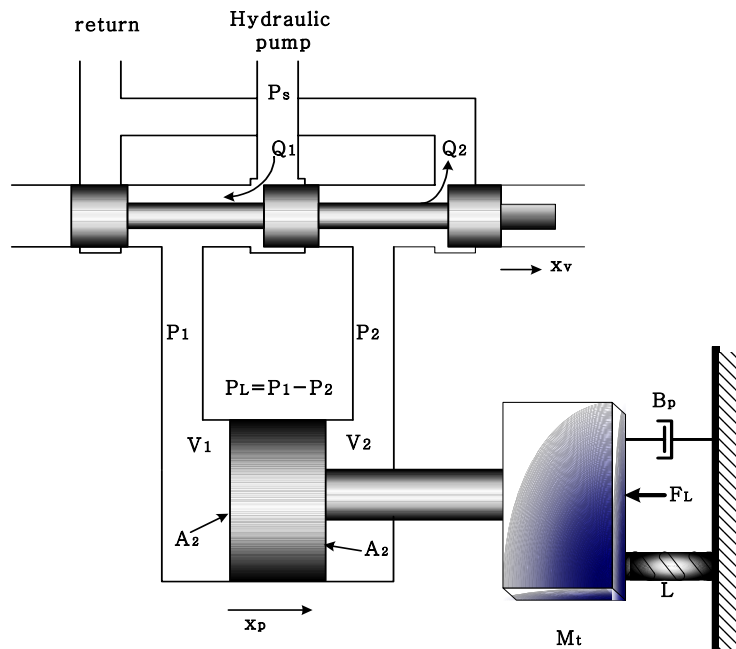


그림 5.2 편로드 실린더와 밸브의 구성

Figure 5.2 Valve-cylinder combination

- (1) 밸브는 대칭적이고 임계센터이다.
- (2) 공급압력은 일정값 P_s 를 유지하고 리턴압력은 0(게이지 압)이다.
- (3) 캐비테이션은 일어나지 않는다.
- (4) 실린더의 내부 및 외부누설은 없다.

5.3.1 전자비례제어밸브

그림 5.3은 본 논문에 사용된 전자비례제어밸브의 구조를 나타낸 것이다. 주파수응답곡선 비교법에 의하여 입력 u 와 스펴의 변위 x_v 에 관한 전달함수는 다음과 같이 1차 시스템으로 근사될 수 있다.

$$\frac{x_v}{u} = \frac{K_t}{1 + T_t s} \quad (5.1)$$

여기서 T_t 는 시정수이고, K_t 는 입력전압 값으로부터 실제 스펴변위 사이의 변환계인이다.

5.3.2 편로드 실린더

편로드 유압실린더는 피스톤의 수압면적과 왕복속도의 차이로 인하여 동특성에 많은 비선형성을 포함하고 있다. 따라서 비선형 부하유량식을

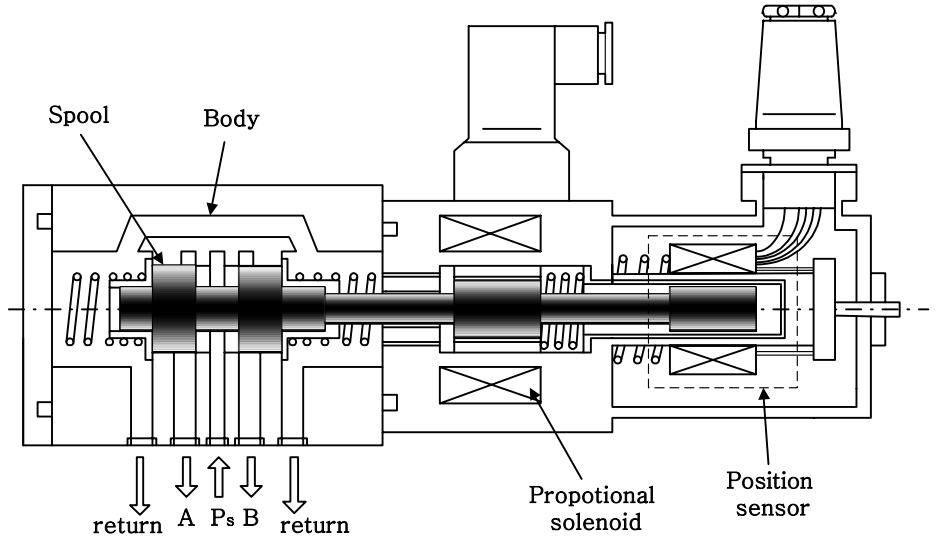


그림 5.3 전자비례제어밸브의 구조

Figure 5.3 Structure of an electro-proportional control valve

구하여 편로드 실린더의 비선형성을 수식적으로 나타내고 전자비례제어밸브와 조합하여 비선형 상태방정식으로 모델링하였다.

먼저 그림 5.2에서 서보밸브 좌우 양실의 오리피스 유량식 Q_1 , Q_2 는 각각 식(5.3), 식(5.4)로 나타낼 수 있다.

$$Q_1 = C_d w x_v \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - P_1)} \quad (5.3)$$

$$Q_2 = C_d w x_v \sqrt{\frac{2}{\rho} P_2} \quad (5.4)$$

여기서 C_d 는 스톨의 오리피스 유량계수, P_s 는 공급압력, P_1 과 P_2 는 유압실린더 좌우 양실의 압력, w 는 포트 단면적의 구배, x_v 는 중립위치로부터 스톨의 변위를 나타낸다.

연속방정식을 실린더 좌우 양실에 각각 적용하면^[9]

$$Q_1 - C_{ip}(P_1 - P_2) - C_{ep}P_1 = \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1 dP_1}{\beta_e dt} \quad (5.5)$$

$$C_{ip}(P_1 - P_2) - C_{ep}P_2 - Q_2 = \frac{dV_2}{dt} + \frac{V_2 dP_2}{\beta_e dt} \quad (5.6)$$

이다. 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.

1) 피스톤의 속도 $\dot{x}_p > 0$ 인 경우

실린더 좌우 양실의 유량비를 η 라고 하면

$$\eta = \frac{Q_2}{Q_1} = \frac{\sqrt{P_2}}{\sqrt{P_s - P_1}} = \left| \frac{C_{ip}(P_1 - P_2) - C_{ep}P_2 - \frac{V_2}{\beta_e} \dot{P}_2 - \dot{V}_2}{C_{ip}(P_1 - P_2) + C_{ep}P_1 + \frac{V_1}{\beta_e} \dot{P}_1 + \dot{V}_1} \right| \quad (5.7)$$

누유나 액체용적탄성에 의한 유량은 피스톤운동에 의한 유량보다 훨씬 작기 때문에 상기의 식을 다음과 같이 나타낸다.

$$\eta = \frac{Q_2}{Q_1} = \sqrt{\frac{P_2}{P_s - P_1}} = -\frac{\dot{V}_2}{\dot{V}_1} \quad (5.8)$$

여기서

$$V_1 = V_{10} + A_1 x_p$$

$$V_2 = V_{20} - A_2 x_p$$

로 두면 V_{10} 와 V_{20} 는 각각 피스톤이 균형을 얻어 정지된 초기상태에서의 좌우 양실의 용적이고, A_1 과 A_2 는 각각 좌우 양실의 유효단면적이다. 상기식을 1차 미분하면,

$$\dot{V}_1 = A_1 \dot{x}_p \quad (5.11)$$

$$\dot{V}_2 = -A_2 \dot{x}_p \quad (5.12)$$

이고, 식(5.11), (5.12)를 식(5.8)에 대입하면

$$\eta = \sqrt{\frac{P_2}{P_s - P_1}} = \frac{A_2}{A_1} \quad (5.13)$$

이다. 실린더 좌우 양실의 부하압력을

$$P_L = P_1 - P_2 \quad (5.14)$$

로 정의하면 식(5.11), (5.12)와 식(5.14)에서

$$\begin{aligned}
 P_1 &= \frac{\eta^2 P_s + P_L}{1 + \eta^2} \\
 P_2 &= \frac{\eta^2 (P_s - P_L)}{1 + \eta^2}
 \end{aligned}
 , \dot{x}_p > 0
 \tag{5.15}$$

를 얻는다. 또 부하유량을

$$Q_L = \frac{Q_1 + Q_2}{2}
 \tag{5.16}$$

로 정의하면, 식(5.15), (5.16)에서

$$Q_L = \epsilon C_d W X_v \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_s - P_L)}
 , \dot{x}_p > 0
 \tag{5.17}$$

가 된다. 여기서,

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

이다.

2) 피스톤의 속도 $\dot{x}_p < 0$ 인 경우,

서보밸브의 유량식은

$$Q_1 = C_d W X_p \sqrt{\frac{2}{\rho} P_1}
 \tag{5.18}$$

$$Q_2 = C_d w x_p \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - P_2)} \quad (5.19)$$

이다, 그러므로 유량비는

$$\eta = \frac{Q_2}{Q_1} = \sqrt{\frac{P_s - P_2}{P_1}} = \frac{A_2}{A_1} \quad (5.20)$$

이다. 식(5.14), (5.18), (5.19)에서

$$\begin{aligned} P_1 &= \frac{P_s + P_L}{1 + \eta^2} \\ P_2 &= \frac{P_s - P_L \eta^2}{1 + \eta^2} \end{aligned} \quad , \quad \dot{x}_p < 0 \quad (5.21)$$

이다. 식(5.16), (5.18), (5.19), (5.21)에서

$$Q_L = \varepsilon C_d w x_v \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_s + P_L)} \quad , \quad \dot{x}_p < 0 \quad (5.22)$$

로 표현된다. 식(5.17)과 식(5.22)를 동시에 표현하여 편로드 실린더의 서보 밸브 부하유량식을 나타내면 식(5.23)과 같다.

$$Q_L = \varepsilon C_d w x_v \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_s - \text{sgn}(x_v) P_L)} \quad (5.23)$$

편로드 실린더의 부하유량식을 얻기 위해 식(5.5), (5.6)과 식(5.16)에서

$$Q_L = \frac{\dot{V}_1 - \dot{V}_2}{2} + (C_{ip} + \frac{C_{ep}}{2})P_L + \frac{1}{2\beta_e}(V_1 \dot{P}_1 - V_2 \dot{P}_2) \quad (5.27)$$

이다. 식(5.15) 또는 식(5.21)에서 P_1 와 P_2 를 구하면,

$$\dot{P}_1 = \frac{\dot{P}_L}{1 + \eta^2} \quad (5.28)$$

$$\dot{P}_2 = -\frac{\eta^2 \dot{P}_L}{1 + \eta^2} \quad (5.29)$$

이다. 유압실린더의 최대행정을 L_s , 유압실린더의 최대용적을 V 라고 하면,

$$V = L_s A_1 \quad (5.30)$$

$$V_2 = (V - V_1)\eta \quad (5.31)$$

이다. 식(5.11), (5.12), (5.28), (5.29), (5.31)을 식(5.27)에 대입해서 편로드 유압실린더의 부하 유량식이 얻어진다.

$$Q_L = A_{me} \dot{x}_p + C_{tp} P_L + \frac{V_e}{4\beta_e} \dot{P}_L \quad (5.32)$$

여기서,

$$C_{tp} = C_{ip} + \frac{C_{ep}}{2} \quad : \text{피스톤 전체 누유계수}$$

이다.

위 식에서 A_{me} 는 평균 피스톤 단면적으로 식(5.33)와 같이 표시되고,

$$A_{me} = \frac{A_1 + A_2}{2} = \frac{(1 + \eta)A_1}{2} = \frac{(1 + \eta)a}{2(1 - \eta)} \quad (5.33)$$

또, V_e 는 유압실린더의 등가용적으로 식(5.34)와 같이 표시된다.

$$V_e = \frac{2V[\eta^3 + \frac{V_1}{V}(1 - \eta^3)]}{1 + \eta^3} \quad (5.34)$$

등가용적 V_e 는 변량 V_1 을 포함하고 있기 때문에 변동값이다. $V_1 = 0$ 인

경우 $V_e = \frac{2V\eta^3}{(1 + \eta^2)}$ 이고, $V_1 = V$ 인 경우 $V_e = \frac{2V}{1 + \eta^2}$ 이므로 평균치를 취하면 식(5.35)와 같이 된다.

$$V_e = \frac{(1 + \eta^3)V}{1 + \eta^2} = \frac{(1 + \eta^3)A_1 L_s}{1 + \eta^2} = A_e L_s \quad (5.35)$$

여기서

$$A_e = \frac{(1 + \eta^3)A_1}{1 + \eta^2} \quad (5.36)$$

이다. 식(5.32)에서, 편로드 실린더의 부하유량식은 피스톤의 방향과 관계없는 것으로 묘사되었다.

5.3.3 부하 구동부

부하를 구동하기 위한 편로드 실린더의 피스톤 운동방정식은 식(5.37)과 같이 묘사될 수 있으며

$$F_g = M_t \ddot{x}_p + B_p \dot{x}_p + Lx_p + F_e \quad (5.37)$$

이 때

$$F_g = A_1P_1 - A_2P_2 \quad (5.38)$$

이다. 여기서 F_g 는 피스톤력, M_t 는 피스톤 및 부하를 포함한 전체 질량, B_p 는 피스톤과 부하의 점성 마찰계수, L 은 스프링부하의 스프링 상수, F_e 는 등가 외란력으로 외부 부하력과 쿨롱 마찰력, 정지 마찰력등이 포함된다.

식(5.15)를 식(5.37)에 대입하면, $\dot{x}_p > 0$ 일 때의 운동방정식을 얻는다.

$$A_eP_L = M_t \ddot{x}_p + B_p \dot{x}_p + Lx_p + F_e \quad (5.39)$$

식(5.21)을 식(5.37)에 대입하여 $\dot{x}_p < 0$ 일 때의 운동방정식을 구해보면 식(5.39)와 같음을 알 수 있다.

5.3.4 밸브-실린더-부하 시스템의 동적 방정식

전자비례제어밸브에 관한 식(5.1)은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{x}_v = \frac{1}{T_t} x_v + \frac{K_t}{T_t} u \quad (5.40)$$

그리고 식(5.23)에 나타낸 서보밸브의 부하유량식과 편로드 유압실린더의 부하유량식 식(5.32)를 조합하여 정리하면 식(5.41)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{P}_L &= \frac{4\beta_e}{V_e} \left(-A_{me} \dot{x}_p - C_{tp} P_L + \varepsilon C_d w x_v \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_s - \text{sgn}(x_v) P_L)} \right) \\ &= -a \dot{x}_p - \beta P_L + \gamma x_v \sqrt{P_s - \text{sgn}(x_v) P_L} \end{aligned} \quad (5.41)$$

여기서 $a = \frac{4A_{me}\beta_e}{V_e}$

$$\beta = \frac{4C_{tp}\beta_e}{P_L}$$

$$\gamma = \frac{4\varepsilon C_d w \beta_e \sqrt{\frac{1}{\rho}}}{V_e}$$

이다.

피스톤의 운동방정식 식(5.39)를 정리하면 다음과 같고,

$$\ddot{x}_p = \frac{1}{M_t}(-Lx_p - B_p \dot{x}_p + A_e P_L - F_e) \quad (5.42)$$

위의 밸브, 실린더, 부하에 관한 상태방정식 (5.40), (5.41), (5.42)를 연립하여 식(5.43)과 같은 비선형 동적방정식을 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{z}_1 &= z_2 \\ \dot{z}_2 &= \frac{1}{M_t}(-Lz_1 - B_p z_2 + A_e z_3 - F_e) \\ \dot{z}_3 &= -\alpha z_2 - \beta z_3 + (\gamma \sqrt{P_s - \text{sgn}(z_4)z_3}) z_4 \\ \dot{z}_4 &= -\frac{1}{T_t} z_4 + \frac{K_t}{T_t} u \\ x_p &= z_1 \end{aligned} \quad (5.43)$$

여기서 z_1 은 피스톤 로드의 변위, z_2 는 피스톤 로드의 위치의 변화율, z_3 는 실린더 좌우 양실의 압력차, z_4 는 전자비례제어밸브의 스톱 변위를 나타낸다.

5.4 시뮬레이션 및 결과 고찰

본 논문에서 제안한 가변 설계파라미터 퍼지 PID 제어기법의 유효성을 검증하기 위하여 앞 절에서 수학적으로 모델링된 유압시스템에 대상으로 목표값을 변화시켜 가면서 컴퓨터 시뮬레이션을 실시하였다. 이 때 시뮬레이션을 위하여 사용된 유압시스템의 각 파라미터들은 표 5.1과 같다.

비선형 시스템으로 모델링된 유압시스템에 고정 설계파라미터 퍼지 PID 제어기와 가변 설계파라미터 퍼지 PID 제어기를 각각 적용하였으며, 시스템의 초기 상태(0 cm)에 대하여 목표값이 5, 10, 30, 70 cm인 경우 두 제어시스템의 응답을 살펴보았다. 그리고 가변 설계파라미터 퍼지 PID의 경우에 대해서는, 제어 동작이 진행 중일 때 목표값을 일정한 시간간격을 두고 계단형태로 변화시켰을 경우, 변화된 목표값에 대한 응답의 추종성능을 살펴 보았다.

초기에 발생하는 제어입력의 크기가 유압시스템 공급유량의 포화 범위내에 있을 경우, 가변 설계파라미터 퍼지 PID 제어기는 고정 설계파라미터 퍼지 PID 제어기보다 큰 제어입력을 발생시킴으로써 출력의 상승속도가 훨씬 빠름을 볼 수 있다. 목표값이 클 경우에는 공급 유량의 한계로 인해 두 제어기의 제어입력은 모두 포화상태가 됨을 알 수 있다. 한편 오차가 줄어들어 포화상태 내로 수렴되면 가변 설계파라미터 퍼지 PID 제어기에 의한 PID 제어동작이 더 정확히 이루어짐으로써 고정 설계파라미터 퍼지 PID 제어기보다 목표값에 빨리 도달하여 안정되게 정착함을 볼 수 있다.

결론적으로 가변 설계파라미터 퍼지 PID 제어기는 동작범위와는 무관하게 항상 정확한 PID 제어동작을 수행함을 알 수 있다.

표 5.1 유압시스템의 파라미터

Table 5.1 Parameters of the hydraulic system

Parameter	Value	Dimension
A_1	50.24	cm^2
A_2	15.9	cm^2
A_{me}	33.07	cm^2
A_e	46.98	cm^2
M_t	150	$\text{kgf} \cdot \text{s}^2/\text{cm}$
β_e	12000	kgf/cm^2
L	55	$\text{kgf} \cdot \text{s}^2/\text{cm}$
B_p	5.46	$\text{kgf} \cdot \text{s}/\text{cm}$
V_e	410	cm^3
P_s	70	kgf/cm^2
C_{tp}	0.00001	$\text{cm}^5/\text{kgf} \cdot \text{s}$
C_d	0.61	
T_t	0.0013	sec
K_t	0.0104	cm / mA
ρ	8.78×10^{-7}	$\text{kgf} \cdot \text{s}^2/\text{cm}^4$
w	3.228	cm
Q_{max}	3500	cm^3/s

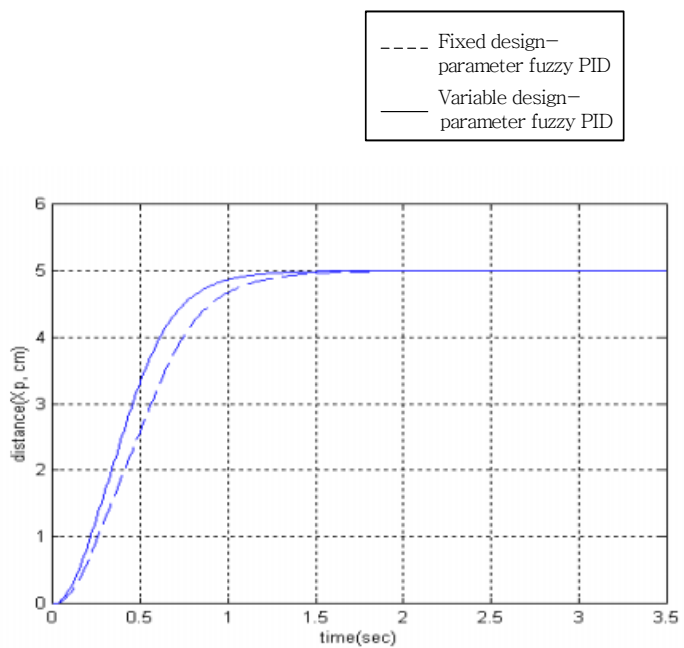


그림 5.5 기준입력 5일 때 제어시스템의 응답

Figure 5.5 Responses of control systems when reference is equal to 5

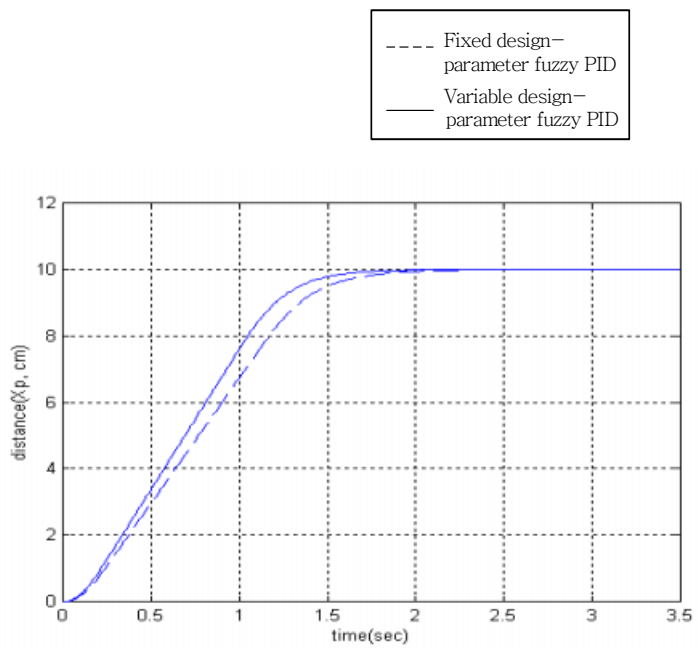


그림 5.6 기준입력 10일 때 제어시스템의 응답

Figure 5.6 Responses of control systems when reference is equal to 10

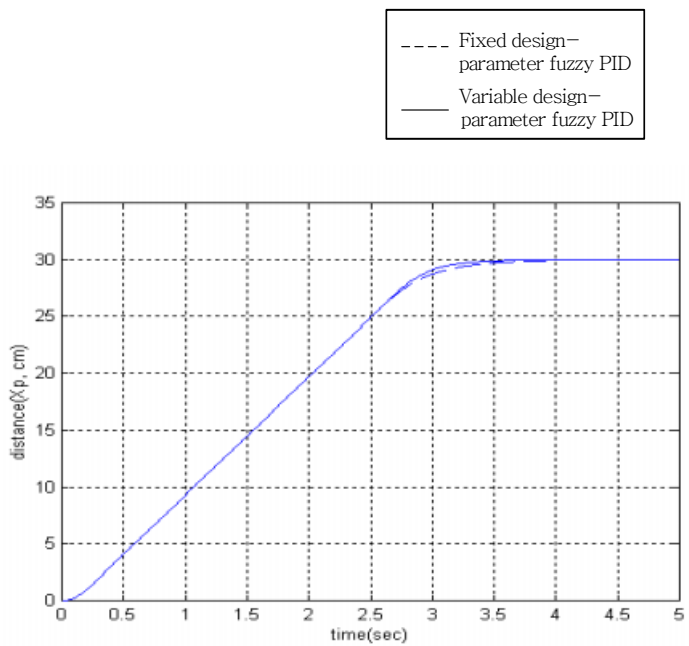


그림 5.7 기준입력 30일 때 제어시스템의 응답

Figure 5.7 Responses of control systems when reference is equal to 30

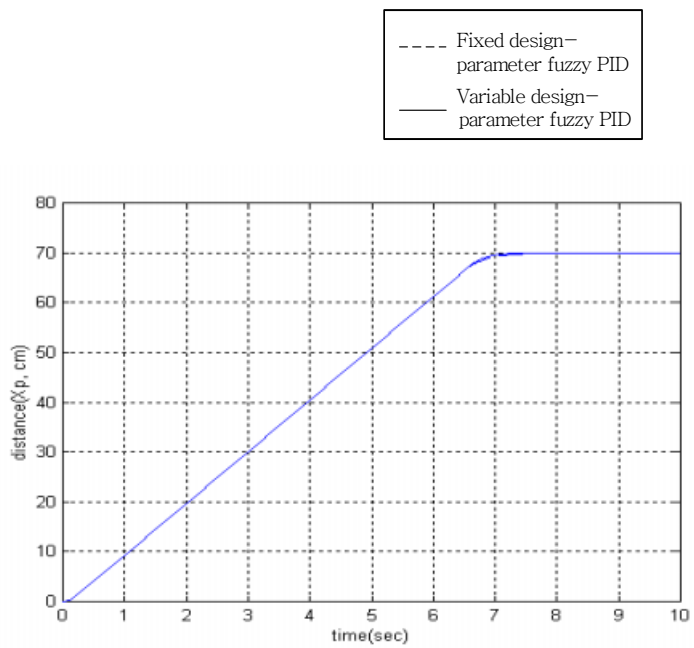


그림 5.8 기준입력 70일 때 제어시스템의 응답

Figure 5.8 Responses of control systems when reference is equal to 70

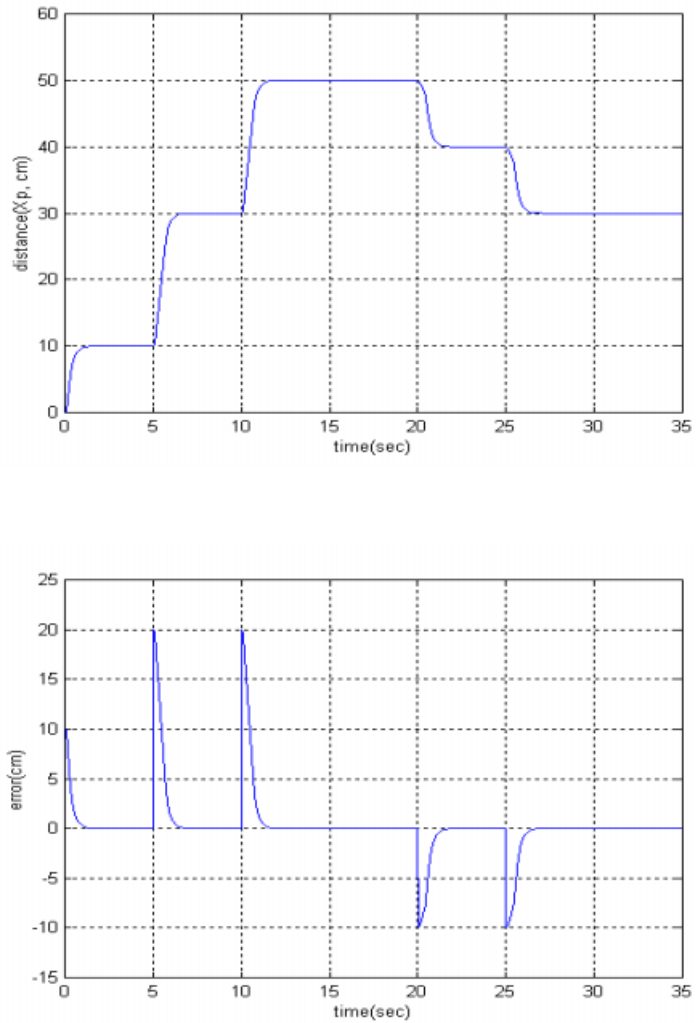


그림 5.9 목표값이 변할 때 가변 설계파라미터 퍼지 PID 제어시스템의 응답곡선
 Figure 5.9 Response of the variable design-parameter fuzzy PID control system
 to step reference changes

제 6 장 결 론

본 논문에서는 제어기의 파라미터가 시간에 따라 변함으로써 비선형 시스템의 제어에 특히 유용한 것으로 판명된 기존의 고정 설계파라미터 퍼지 PID 제어기의 전개형태와 설계절차에 대해서 설명하였고, 이의 단점을 보완함으로써 시스템의 동작범위에 관계없이 항상 정확한 제어동작이 이루어 질 수 있는 가변 설계파라미터 퍼지 PID 제어기의 설계기법을 제안하였다.

제안된 기법은 입력 변수의 변화를 실시간으로 측정, 입력 변수들의 상호관계를 비교하여 매 샘플링 시간마다 제어기의 주요 설계파라미터를 가변시키는 방법으로, 그 전개과정은 퍼지논리제어기의 설계과정을 따르지만 조건이 필요 없고 제어기의 출력형태가 비선형 시변 제어파라미터를 가진 하나의 PID 제어기 형태를 가짐으로써, 기존의 퍼지 PID 제어기법에 비해 간단한 형태임에도 불구하고 우수한 제어성능을 표출하는 것이 특징이다.

또한 제안된 제어기법의 효용성을 검증하기 위하여 선형, 비선형 예제 시스템을 대상으로 컴퓨터 시뮬레이션을 수행함으로써 성능의 우수성을 입증하였고, 실제적인 적용 예로서 비선형성을 많이 내포하고 있어 동작점에 따라 그 동특성이 심하게 변하는 비선형 유압시스템 위치제어 문제를 대상으로 컴퓨터 시뮬레이션을 수행함으로써 그 유효성을 검증하였다.

차후에 연구되어야 할 과제는 제안된 제어기를 실제의 시스템에 적용하여 실시간 제어성능을 정량적으로 평가함으로써, 알고리즘이 간단하여 구현이 쉬우면서도 성능이 우수하다는 것을 입증하는 것이다.

참 고 문 헌

- [1] Kumpati S. Narendra and Anuradha M. Annaswamy, *Stable Adaptive Systems*, Prentice Hall International Inc., 1989
- [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," *한국 퍼지 및 지능 시스템학회 논문지, Vol. 5, No. 4*, pp. 87-100, 1995.
- [5] 최창호, 임화영, "퍼지 스위칭 모드를 이용한 하이브리드 제어기의 설계," *한국 퍼지 및 지능시스템 학회 논문지, 제10권 제3호*, pp. 260-269, 2000. 6
- [6] 오성권, *퍼지모델 및 제어이론과 프로그램*, 技多利, 1999
- [7] Andrew G. Alleyne and Rui Liu, "Systematic Control of a Class of Nonlinear Systems with Application to Electrohydraulic Cylinder Pressure Control," *IEEE Trans. on Control Systems Technology, Vol. 8, No. 4*, July 2000
- [8] 허준영, "가변구조 제어를 이용한 유압굴삭기의 자동화에 관한 연구," *부산대학교 공학박사 학위 논문*, 1989

- [9] Herbert E. Merritt, *Hydraulic Control Systems*, John Wiley & Sons, New York, Chichester, Brisbane, Toronto
- [10] Andrew G. Alleyne and Rui Liu, "On the Limitations of Force Tracking Control for Hydraulic Servo Systems," *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, Vol. 121, June 1999
- [11] Li-Xin Wang, *Adaptive Fuzzy Systems and Control : Design and Stability Analysis*, Prentice Hall International, Inc., 1994
- [12] Chuen Chien Lee, "Fuzzy Logic in Control Systems," *IEEE Trans. on Systems, Man, and Cybernetics*, Vol. 20, No. 2, March/April, 1990
- [13] James Carvajal, Guanrong Chen, and Haluk Ogmen, "Fuzzy PID controller," *Information Sciences* 123, pp. 249-270, 2000
- [14] 이광형, 오길록, *퍼지 이론 및 응용 I, II*, 홍릉과학출판사, 1997
- [15] 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
- [16] H. Heng, R. Doerner, B. Hubinger and W. Martienessen, "Approaching Nonlinear Dynamics by Studying The Motion of a Pendulum," *International Journal of Bifurcation and Chaos*, Vol. 4, No. 4, pp. 751-760, 1994
- [17] Hao Ying, "A Nonlinear Fuzzy Controller with Linear Control Rules is The Sum of a Global Two-dimensional Multilevel Relay and a Local Nonlinear Proportional-integral Controller," *Automatica*, Vol. 29, No. 2, pp. 499-505, 1993

- [18] 유태재, “고속전자밸브를 사용한 전기유압서보 시스템의 PWM 제어에 관한 연구,” 한국해양대학교 공학박사 학위논문, 1999
- [19] 이현식, “실수코딩 유전알고리즘을 이용한 비선형 시스템의 모델기반 퍼지 제어,” 한국해양대학교 공학박사 학위논문, 2001
- [20] Kevin M. Passino and Stephen Yurkovich, *Fuzzy Control*, Addison Wesley Longman Inc., 1999
- [21] 박거동, 전완수, 김종화, 이만형, “비선형 시변 시스템을 위한 퍼지 보상기를 가진 적응제어기,” *Journal of Control, Automation and Systems Engineering*, Vol. 3, No. 2, pp. 149-155, April 1997
- [22] Sewon-Yuken, *비례제어기술*, 세원중공업주식회사
- [23] 中西秉二, 吉本久泰 共著, *메카트로 공.유압 PLC 제어*, 성안당, 1995
- [24] 金常鎭, *자동화를 위한 油壓시스템*, 研學社, 1990
- [25] 이영호, 이연원, 윤정인, *유체기계*, 태훈출판사, 1999