

工學碩士 學位論文

가변 설계파라미터 퍼지 PID제어기를 이용한  
다중실린더 위치동조 제어

A Position Tuning Control of Multiple Cylinders Using  
Variable Design-Parameter Fuzzy PID Controller

指導教授 金 鍾 和

2003年 2月

韓國海洋大學校 大學院

制御計測工學科

崔 孝 植

# 목 차

## Abstract

제 1 장 서 론	1
제 2 장 비선형 유압시스템	3
2.1 유압동력의 발생과 구성요소	3
2.2.1 전자비례제어밸브	5
2.2.2 편로드 유압실린더	7
2.2.3 유압동력장치	8
2.2 유압시스템의 위치제어시스템	9
2.3 유압시스템의 비선형 수학적모델	11
제 3 장 가변 설계파라미터 퍼지 PID 제어기를 사용한 비선형 유압 제어시스템의 구성	16
3.1 개요	16
3.2 고정 설계파라미터 퍼지 PID 제어기의 구성	17
3.2.1 제어기의 기본구조	17
3.2.2 퍼지화 알고리즘	19
3.2.3 퍼지 제어규칙	21

3.2.4	비퍼지화 알고리즘	24
3.3	가변 설계파라미터 퍼지 PID 제어기의 기본구조	27
3.3.1	설계파라미터 가변의 필요성	27
3.3.2	제어기의 기본구조	29
3.3.3	가변 설계파라미터 퍼지 PID 제어기의 설계절차	32
3.4	제어기의 효능검증	34
3.4.1	선형 시스템에 대한 적용 예	34
3.4.2	비선형 시스템에 대한 적용 예	41
3.4.3	비선형 유압시스템에 대한 적용 예	46
<b>제 4 장</b>	<b>다중실린더 위치동조 시스템 구현</b>	<b>52</b>
4.1	위치동조 제어의 필요성	52
4.2	위치동조 제어기의 구현 방법	53
4.3	위치동조 제어기의 전체 구성	55
4.4	위치동조 제어기의 효능검증	57
4.4.1	사양이 동일한 두 개의 유압실린더의 적용 예	57
4.4.2	사양이 다른 두 개의 유압실린더의 적용 예	61
<b>제 7 장</b>	<b>결 론</b>	<b>64</b>

## 참 고 문 헌

# A Position Tuning Control of Multiple Cylinders Using Variable Design-Parameter Fuzzy PID Controller

*Hyo Sik Choi*

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

## ABSTRACT

In general a hydraulic system which uses a single rod hydraulic as an actuator is modeled as a nonlinear system. Especially it is well known that the system reveals uncertain parameter characteristics such as the density variation of hydraulic oil and is subjected to load variations and severe disturbances during operation. In order to cope with these undesirable internal and external problems, a nonlinear and time-varying control theory is needed and must be developed.

This paper is devoted to three main objectives eventually to accomplish a synchronizing position control of multiple hydraulic cylinders.

At first, a fuzzy PID control algorithm is thoroughly discussed which has nonlinear time-varying control parameters and is named a variable design-parameter fuzzy PID control. It is developed to control the systems whose mathematical dynamics are unknown and whose behaviors reveal nonlinear system characteristics. By way of computer

simulations for several example systems, the effectiveness of the suggested algorithm is proved and the online time variation characteristics of the PID control parameters such as  $K_p$ ,  $K_d$  and  $K_i$  are investigated.

At second, the discussed variable design-parameter fuzzy PID algorithm is applied to the position control of a single rod hydraulic cylinder system as a real control world of typical nonlinear systems. Computer simulation results reveal that the composed system is useful and effective in view of control performance and real time control possibility.

At last, a comprising method of position-synchronizing control of multiple hydraulic cylinders is suggested. The method is to comprise the control system using only electronic devices including synchronizing control algorithm. In order to prove the usefulness of the suggested method, computer simulations are executed for two cases. One is the case two cylinders have the same specifications except for different operating conditions. The other is the case two cylinders have different specifications as well as different operating conditions.

In the conclusion, according to the simulation results, the discussed variable design-parameter fuzzy PID control algorithm turned out adequate to control nonlinear systems and revealed very accurate PID control actions regardless of operating input ranges. The suggested position-synchronizing control method was proved so effective that it could be applied to the synchronizing control of multiple hydraulic cylinders with small position differences.

# 제 1 장 서 론

유압시스템은 관성이 낮으면서도 빠른 응답특성을 가지고 있고, 단위 무게 당 높은 출력을 가지는 효율성을 가지고 있다. 또한 소형이고 설계나 구조가 간단하기 때문에 공작기계, 산업기계, 토목건설기계, 차량, 선박, 항공기, 미사일 등 다양한 산업분야에서 사용된다. 다양한 분야에서 사용되고 있는 유압시스템의 제어를 효율적으로 하기 위하여 많은 연구하고 있으나 특히 최근 전자공학 및 컴퓨터 공학 기술이 눈부시게 발전함에 따라 마이크로 컴퓨터를 이용하여 신호처리가 편리하고 자유롭게 되면서 기계를 전자회로로 조작 또는 제어하는 기술이 급속도로 발전하고 있다. 이에 유압장치가 적용된 대부분의 산업기계 등도 이와 같은 주변 기술의 발전에 힘입어 작동의 신뢰성을 보장하고 마이크로 컴퓨터와의 적합성 및 기기의 단순화를 가한 작업 성능이 우수한 자동화장치로 개선되고 있다.

유압장치 자동화의 진척이 매우 활발하게 이루어지면서 유압시스템에 의한 생산성의 향상, 작업의 효율성과 정확성의 향상을 목표로 한 우수한 장비의 개발이 이루어지고 있으나 유압자체의 비선형성과 시스템 요소들의 형상과 특성에 의한 비선형성, 그리고 유압을 제어하는 밸브의 시간지연 등 여러 가지 요소로 인해 제어가 쉽지 않다. 특히 고 하중 시스템에 적용되는 다중 유압실린더의 경우, 동일한 규격으로 제작된 실린더라 할지라도 품질이 균일하지 않을 수 있고 배관이나 유압 작동유의 흐름의 특성으로 인해 스트로크의 출력이 동일하지 않게 된다. 이러한 유압시스템의 비선형성과 작업조건에 따른 부하변동, 공급압력 변동 등의 파라미터 변화에도 불구하고 그 성능을 일정하게 유지시켜야 하는 필요성이 대두되고 있다.

본 논문에서는 유압시스템의 정밀한 위치동조제어를 위해 입력변수의 변화를 실시간으로 측정, 입력 변수들의 상호관계를 비교하여 매 샘플링 시간마다 제어기의 주요 설계파라미터를 가변 시킴으로써 동작입력의 범위에 무관한 제어동작 범위를 가지고 보다 빠르고 정밀한 제어가 가능한 가변설계파라미터 퍼지 PID 제어기법을 적용하여 성능을 검증하고자 한다. 또한 지금까지의 기계적 동조만으로는 정밀한 동조제어를 요구하는 시스템에 응용하기에 어려운 한계를 극복한 전자적인 하드웨어 및 소프트웨어 기반의 부가적 제어요소를 사용한 다중 유압실린더의 위치동조제어를 제안한다.

본 논문의 구성은 다음과 같다. 제 2장에서는 유압시스템의 구성과 각 요소들의 기능을 설명한다. 제 3장에서는 가변 설계파라미터 퍼지 PID 제어기에 대하여 설명하고 제어기를 설계한 후 효용성을 알아본다. 제 4장에서는 동조제어의 필요성과 구현방법에 대하여 설명하며 유압시스템을 대상으로 앞에서 설명되는 구동 방법을 적용하여 효용성을 확인한다. 마지막으로 제 5장에서는 전체적인 내용에 대하여 결론을 내리며 향후 연구과제에 대하여 언급한다.

## 제 2 장 비선형 유압시스템

### 2.1 유압동력의 발생과 구성요소

유압기술은 액체를 동력전달의 매체로 사용하는 기술이며, 예로부터 동력 원이나 동력전달기구로 물을 이용하는 기본적인 개념에서 발전되었다. 최근에 들어서는 좋은 윤활유가 만들어지고 내유성 및 내구성이 우수한 합성고무로 된 시일(seal)의 출현에 의해 물대신 기름을 사용하는 유압기기가 제작되어 그 이용가치가 증대됨으로써 유압기술의 기반이 만들어졌다.

이와 같은 각종의 유압펌프, 모터 등도 처음에는 주로 군사용으로 사용되었으며 이미 제 1차 세계대전에는 군함이나 전차의 포의 구동장치, 항공기 등에 사용되어 그 성능이 높이 평가되었다. 제 2차 세계대전에는 각종 병기용으로 고도로 발전하여 오늘의 산업용 유압기술의 기반이 될 수 있었다. 그 후 산업부흥에 따른 설비의 근대화, 자동화에 수반되어 유압동력의 수요가 급속히 증대했으며 다양한 분야에서 그 응용이 확대되고 있다.<sup>[1]</sup>

유압시스템의 구성은 그림 2.1에서 보는 바와 같이 크게 전기 또는 내연기관에 의해 생성되는 에너지를 유체에너지로 변환하는 유압동력 발생부와 사용조건에 맞도록 유체에너지를 조절하는 유압동력 조절부, 유체에너지를 궁극적인 기계적인 에너지로 변환하는 유압동력 전달부로 구성된다. 본 논문에서는 유체에너지를 제어하기 위한 제어요소로 4포트 전자비례제어밸브를 사용하였고, 유압 액츄에이터로는 직선 왕복운동을 하는 편로는 유압실린더를 사용하였다. 유압동력장치로는 전동기에 연결된 정용량형 베인 유압 펌프를 사용하였다.



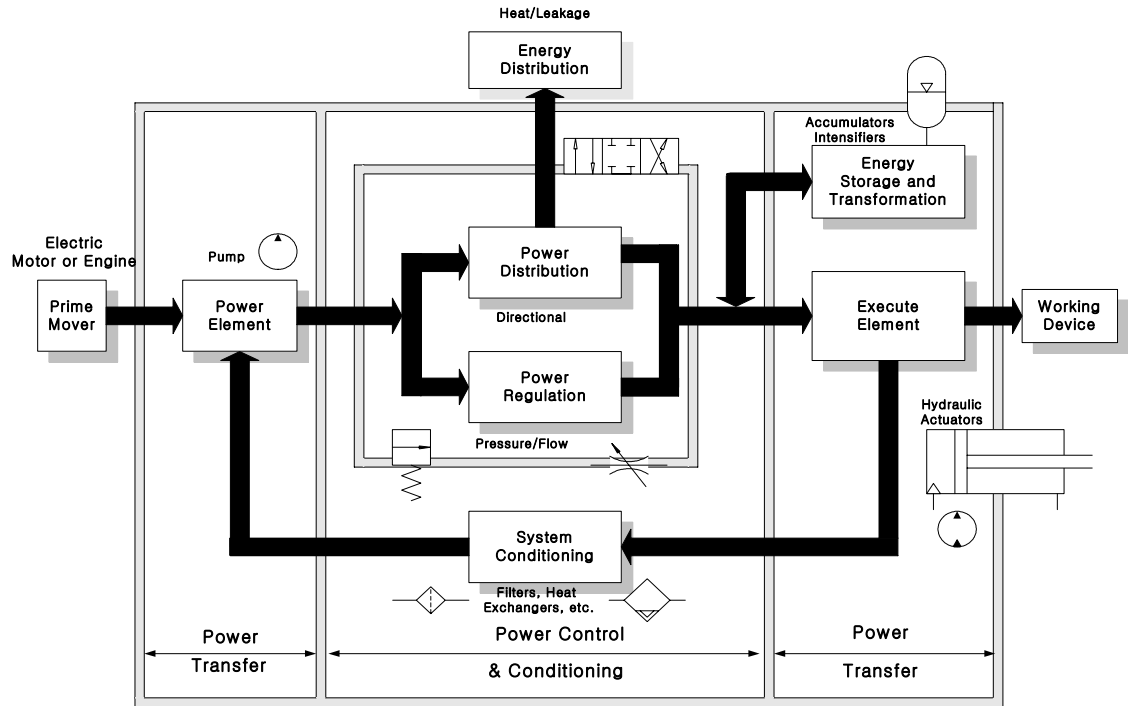


그림 2.1 유압시스템의 구성도

Figure 2.1 Schematic diagram of an hydraulic system

### 2.1.1 전자비례 제어밸브

전자비례 제어밸브는 일반 유압제어밸브에 전기제어부를 부가시킨 것으로서, 입력신호에 비례한 출력(압력, 유량)의 제어가 가능한 밸브이다. 압력, 유량 등의 출력을 전기적으로 제어하는 점에서는 유압서보밸브와 동일하지만 서보밸브만큼 고정밀도가 아닌 일반제어밸브를 개루우프로 원격 제어할 수 있는 점에 특징이 있다. 특히, 작동유의 오염에 민감하지 않게 직접 제어 스톱을 구동하는 고 흡인력의 전자코일을 채용하여 전류의 제어를 쉽게 할 수 있는 직류의 전자코일로 이루어진 것이 특징이다. 그림 2.2는 전자비례 제어밸브의 구조를 나타낸 것이다

중전에 압력이나 유량의 제어를 다단적으로 행하는 경우에는 복수의 여러 밸브를 조합하여 제어를 하지만 비례전자식 제어기기를 사용함으로써 여러

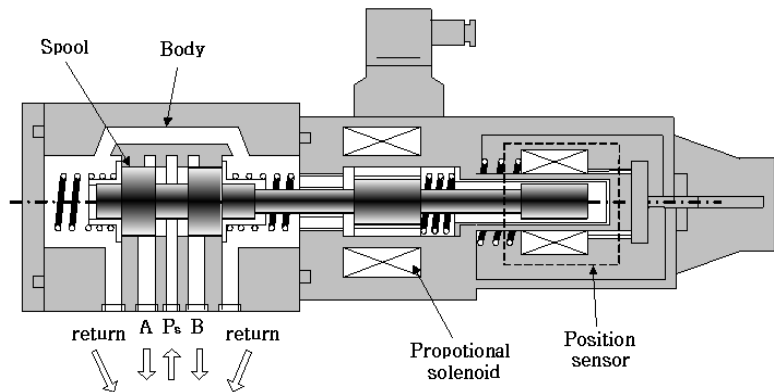


그림 2.2 전자비례제어밸브 구조

Figure 2.2 Structure of an electro-proportional control valve

개의 제어밸브의 조합은 필요하지 않게 되었고 현저하게 간이화를 꾀할 수 있는 장점이 있다.

일반 제어밸브의 조정다이얼에 의한 교축 밸브의 개도 조절을 전자비례밸브에서는 입력전류에 비례한 전자석의 출력으로 조절하고 있다. 유량제어밸브의 스톱(Throttle) 등의 개도 조절부에 솔레노이드(solenoid)를 접속하여 스톱에 부착한 스프링에 솔레노이드에 흐르는 전류의 크기로부터 힘을 저항하게 하여 전류에 비례한 유량을 제어할 수 있다. 즉 그림 2.3에서 보여주듯이 철심에 솔레노이드를 감고 솔레노이드에 직류전류를 흐르게 하면 전류의 크기에 비례한 철심은 화살표 방향으로  $F$ 의 크기의 힘과 변위  $X$ 가 발생한다. 상기 원리로서 솔레노이드에 스프링을 조합시키는 것으로부터 전류의 대신에 비례한 철심의 미는 힘과 변위를 얻을 수 있다.

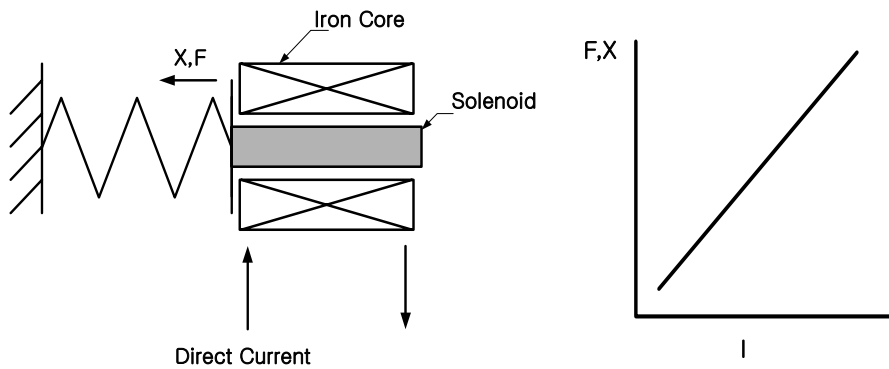


그림 2.3 솔레노이드 동작원리와 특성곡선

Figure 2.3 Principle of solenoid and characteristic curve

스로틀부의 개도는 스프링의 변위 량에서 결정되고 스프링의 변위 량은 슬레노이드에 흐르는 전류의 크기에 결정되어지므로 유량은 전류에 비례하여 증감할 수가 있게 된다.

### 2.1.2 편로드실린더

유압에너지를 이용하여 기계적인 일을 하는 기기를 유압액추에이터라고 한다. 이때 유압에너지를 직선운동으로 변환하는 기기를 유압실린더라고 부른다. 편로드 유압실린더는 단위길이 대 행정비가 양로드 실린더보다 우수하기 때문에 제한된 공간에서 고출력을 요구하는 구동부로서 널리 사용되고 있다. 사진 2.1은 유압실린더의 실물사진이다.

그러나 편로드 유압실린더는 피스톤 양면의 수압면적이 다르기 때문에 시



사진 2.1 유압실린더의 실제 모습

Photo 2.1 Photograph of a hydraulic cylinder

시스템의 동특성에 많은 비선형을 포함하고, 또한 왕복속도의 차이를 일으키기 때문에 서보용 액추에이터로는 적당하다고 할 수 없다. 하지만 수압면적이 작고, 편측에만 로드가 있어 제작이 용이하고, 가격이 저렴하다는 장점이 있기 때문에 일반 산업용으로부터 정밀유압장치에 이르기까지 다방면에서 사용되고 있다.

피스톤은 실린더 내를 왕복운동하면서 기름압력과 힘을 주고받는 것으로서, 직경에 비해서 길이가 짧은 기계부품을 말한다. 피스톤은 실린더튜브의 내면을 상하지 않도록 매끄럽게 작동하며 또한 압력, 굴곡, 진동 등의 하중을 견디는 것이어야 한다. 피스톤로드는 유압동력을 기계적 힘과 운동으로 변환하는 경우 동력전달의 역할을 하는 부품으로 압축, 굴곡, 진동 등의 하중에 견디며 마모, 부식에 견디는 것이어야 한다.

### 2.1.3 유압동력장치

전동기나 엔진 등과 같은 기계적인 에너지를 유체에너지로 변환하는 기기를 펌프라고 하며 유압회로에 사용하는 것을 유압펌프라고 한다. 유압장치는 이 유압펌프에서 토출되는 유량과 압력을 이용하고 있다.

유압펌프는 전동기나 엔진 등에 의하여 얻어진 기계적 에너지를 받아서 기름에 압력과 유량의 유체 에너지를 주어 유압 모터나 실린더를 작동시키는 유압장치의 기본 동력이다. 저부하형 펌프에는 정용량형(1회전당 토출량을 변동할 수 없는 펌프) 베인펌프를 주로 사용하고 있다. 정용량형은 밀폐된 유실의 용량 변화에 의해 기름을 흡입, 토출 하며 흡입과 토출 쪽은 격리되어 있어서 부하가 변동하여 펌프의 토출 압력이 변화하여도 펌프의 토출량

은 거의 일정한 특징을 가지고 있다.

정용량형 베인펌프는 회전부를 반경방향에 대해 유압적으로 평형 시켜서 베어링에 걸리는 하중을 작게 하고 있어서 내구성이 우수하고 토출압력의 맥동이 작아 베인이 마모되어도 좋으며 구조가 간단하며 소형으로 할 수 있는 이점이 있다. 토출압력은 보통 70~175kgf/cm(7.0~17.5MPa) 정도이다. 확실하고 정숙한 운전을 할 수가 있어서 산업, 차량 등에 다방면으로 사용되고 있다.

## 2.2 유압실린더의 위치제어시스템

본 논문에서 대상으로 하는 유압실린더의 위치제어시스템의 구성은 그림 2.4와 같다. 유압실린더를 구동하기 위한 에너지는 유압원에 의한 유체로부터 주어지며 이 유체의 흐름을 제어하는 것이 전자비례제어밸브이다. 그림에서 흰 실선으로 표시한 것은 유압의 흐름이며 검은 실선으로 표시한 것은 전기신호의 흐르는 모양을 나타낸 것이다. 유압실린더의 피스톤 위치를 위치 검출기에 의하여 전기적인 신호로 검출하고, 기준입력과 비교함으로써 그 차에 해당되는 크기의 오차신호를 발생시킨다. 이 오차신호는 제어기를 거쳐 밸브를 구동하는 구동회로를 통하여 밸브에 인가된다. 따라서 밸브에서는 유압펌프에서 발생된 고압의 작동유를 오차신호에 비례한 유량을 유압실린더로 보내어 피스톤 위치를 수정한다. 이와 같은 과정을 반복하여 오차신호가 0이 될 때, 즉 기준입력 값과 출력 값이 일치될 때까지 제어동작을 계속하게 된다.

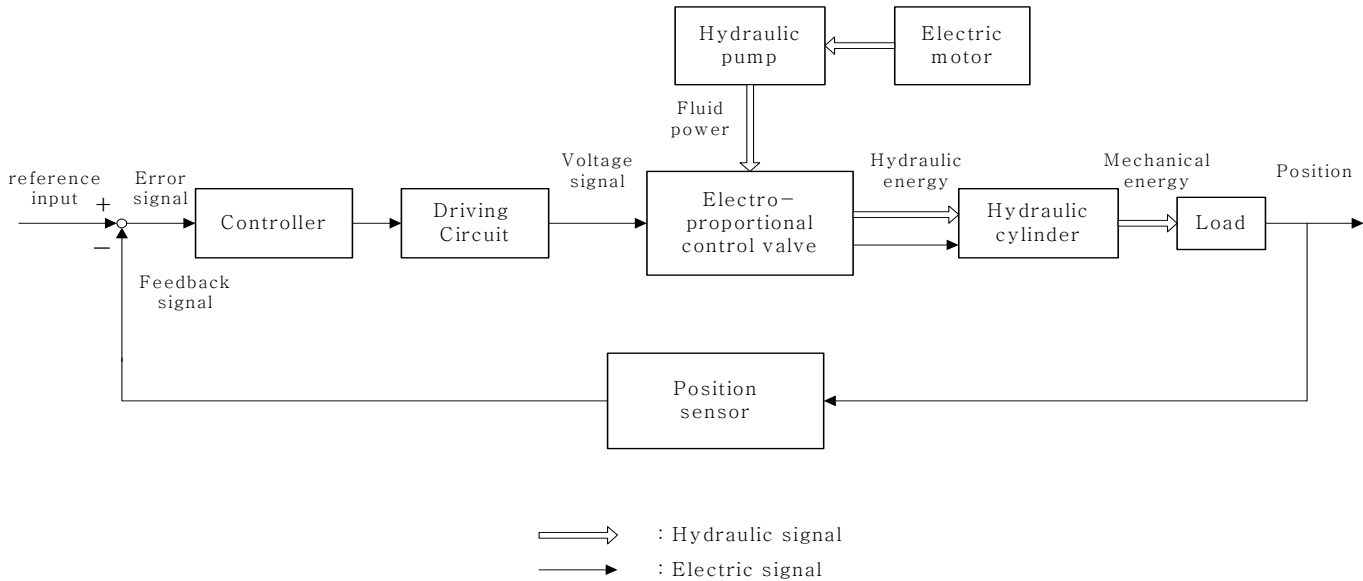


그림 2.4 유압 실린더의 위치제어시스템의 기능선도

Figure 2.4 Schematic diagram of a hydraulic cylinder position control system

## 2.3 유압시스템의 비선형 수학적모델

그림 2.5는 유압 구동부의 구성을 해석하기 위하여 유압제어밸브의 일부와 편로드 실린더의 조합을 간략하게 나타낸 구성도이다.

밸브-실린더-부하 시스템의 수학적모델은 제어밸브의 스폴변위  $x_v$  와 피스톤의 변위  $x_p$  사이의 관계이다.

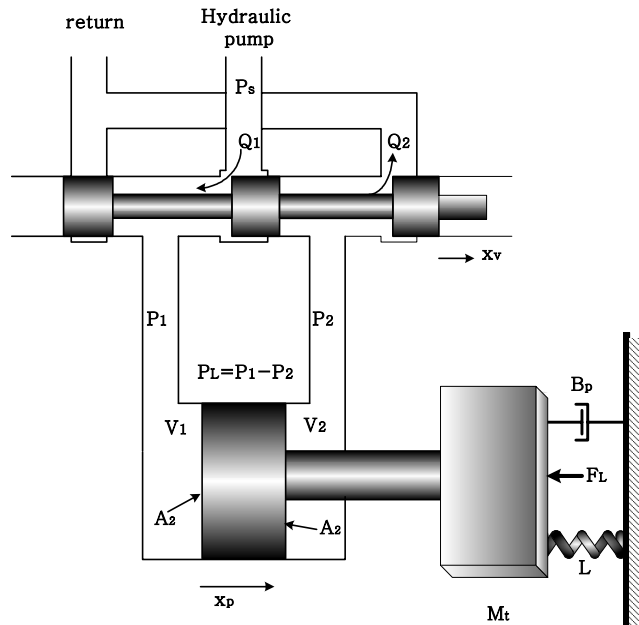


그림 2.5 편로드 실린더와 밸브의 구성

Figure 2.5 Combination of a valve, cylinder and loads



이 때 수학모델을 구하기 위하여 다음과 같이 가정한다.

- (1) 밸브는 대칭적이고 임계센터이다.
- (2) 공급압력은 일정값  $P_s$ 를 유지하고 귀환압력은 0 이다.
- (3) 실린더의 내부 및 외부누설은 없다.

그림 2.6 에서 밸브 좌우 양실의 오리피스를 통한 흐름  $Q_1, Q_2$ 는 각각

$$Q_1 = C_d w x_v \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - P_1)} \quad (2.1)$$

$$Q_2 = C_d w x_v \sqrt{\frac{2}{\rho} P_2} \quad (2.2)$$

이다. 여기서  $C_d$ 는 스프링의 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 스프링의 변위를 나타낸다.

연속 방정식을 실린더 좌우 양실에 각각 적용하면<sup>[9]</sup>

$$Q_1 - C_{ip}(P_1 - P_2) - C_{ep}P_1 = \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_1 dP_1}{\beta_e dt} \quad (2.3)$$

$$V_{ip}(P_1 - P_2) - C_{ep}P_2 - Q_2 = \frac{dV_2}{dt} + \frac{V_2 dP_2}{\beta_e dt} \quad (2.4)$$

이다. 여기서,  $C_{ip}$ 는 내부 누설계수,  $C_{ep}$ 는 외부 누설계수,  $\beta_e$ 는 작동유의 체적탄성계수,  $V_1$ 과  $V_2$ 는 공급측과 귀환측의 체적이다.

실린더 좌우 양실의 부하압력을

$$P_L = P_1 - P_2 \quad (2.5)$$

로 정의하고, 부하유량을

$$Q_L = \frac{Q_1 + Q_2}{2} \quad (2.6)$$

로 정의한다.

편로드 실린더의 서보밸브 부하유량식을 나타내면 식(2.7)과 같다.

$$Q_L = \varepsilon C_{dv} x_v \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_s - \text{sgn}(x_v) P_L)} \quad (2.7)$$

여기서, 실린더 좌우 양실의 유량비를  $\eta$ 라고 하면

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

이다.

편로드 유압실린더의 부하 유량식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$Q_L = A_{me} \dot{x}_p + C_{tp} P_L + \frac{V_e}{4\beta_e} \dot{P}_L \quad (2.8)$$

여기서,

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

이다.

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

있다.

$$\dot{x}_v = \frac{1}{T_t} x_v + \frac{K_t}{T_t} u \quad (2.9)$$

그리고 식(2.7)에 나타난 서보밸브의 부하 유량식과 편로드 유압실린더의 부하 유량식 (2.8)을 조합하여 정리하면 식(2.10)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{P}_L &= \frac{4\beta_e}{V_e} (-A_{me} \dot{x}_p - C_{tp} P_L + \epsilon C_{dW} x_v \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_s - \text{sgn}(x_v) P_L)}) \\ &= -\alpha \dot{x}_p - \beta P_L + \gamma x_v \sqrt{P_s - \text{sgn}(x_v) P_L} \end{aligned} \quad (2.10)$$

여기서  $\alpha = \frac{4A_{me}\beta_e}{V_e}$ ,

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

$$\gamma = \frac{4\epsilon C_{dW}\beta_e \sqrt{\frac{1}{\rho}}}{V_e}$$

이다.

피스톤의 운동방정식이 다음과 같을 때,

$$A_e P_L = M_t \ddot{x}_p + B_p \dot{x}_p + L x_p + F_L \quad (2.11)$$

피스톤의 운동방정식은 다음과 같이 정리된다.

$$\ddot{x}_p = \frac{1}{M_t} (-L x_p - B_p \dot{x}_p + a_e P_L - F_L) \quad (2.12)$$

위의 밸브, 실린더, 부하에 관한 상태방정식을 연립하여 비선형 동적방정식을 구할 수 있다.

$$\begin{aligned}
 \dot{z}_1 &= z_2 \\
 \dot{z}_2 &= \frac{1}{M_t}(-Lx_p - B_p \dot{x}_p + a_e P_L - F_L) \\
 \dot{z}_3 &= -\alpha z_2 - \beta z_3 + (\gamma \sqrt{P_s - \text{sgn}(z_4)z_3})z_4 \\
 \dot{z}_4 &= -\frac{1}{T_t}z_4 + \frac{K_t}{T_t}u \\
 x_p &= z_1
 \end{aligned} \tag{2.13}$$

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

## 제 3 장 가변설계파라미터 퍼지 PID 제어기를 사용한 비선형 유압제어시스템의 구성

### 3.1 개요

퍼지 논리 제어기(Fuzzy Logic Controller, FLC)는 전형적인 제어시스템보다 자연언어와 인간의 생각에 더욱 가까운 퍼지 논리를 기본으로 하고 있다. 플랜트가 크고 복잡하고 모델이 비선형이거나 시스템 모델링을 위한 파라미터를 추출하기 어려운 시스템의 경우, 수학적 모델을 기초로 한 기존의 제어기 설계방법으로는 제어기의 설계가 어렵거나 만족할 만한 성능을 얻기가 어려우므로 전문가의 지식과 숙련자의 경험적 지식을 활용하는 지능제어기법을 고안하게 되었다.<sup>[3]</sup> 퍼지 논리 제어기는 이와 같은 대표적인 지능제어기법의 하나로 숙련자의 경험적 지식과 제어전문가의 지식을 활용하여 시스템 제어에 필요한 제어규칙을 기술하고 제어기 스스로가 시스템의 동작상태에 따라 제어능력을 보유하도록 고안된 것이다. 퍼지 논리제어기는 숙련자의 경험과 제어 전문가의 지식을 규칙 베이스(Rule Base) 또는 데이터 베이스(Data Base) 형태로 가지게 되며, 제어기가 규칙베이스를 활용하여 주어진 오차에 대한 조작량을 판단 결정하는 기능을 가진다.

본 장에서는 이러한 퍼지 논리 제어기를 기반으로 제어기 출력의 형태가 수식으로 표현되어 구현하기 쉽고 시스템의 동작상태에 따라 제어기 파라미터가 변하는 비선형 시변 퍼지 PID 제어기를 제안한다.

## 3.2 고정 설계파라미터 퍼지 PID 제어기의 구성<sup>[16]</sup>

### 3.2.1 제어기의 기본구조

그림 3.1은 본 논문에서 제안하고자 하는 퍼지 PID 제어기의 기본구성을 나타낸 FLC 기반의 구성도이다. 퍼지 논리 제어기를 구성하기 위해서 목표치에 대한 오차(error)와 오차의 변화율(rate of error) 그리고 오차의 변화율에 대한 변화율(accelerated rate of change of error)을 입력으로 사용하고 있다.

$$e(nT) = \text{reference input} - y(nT) \quad (3.1)$$

$$\bar{e}(nT) = F(e^*), \quad e^* = GE \times e(nT) \quad (3.2)$$

$$r(nT) = [ e(nT) - e(nT - T) ] / T \quad (3.3)$$

$$\bar{r}(nT) = F(r^*), \quad r^* = GR \times r(nT) \quad (3.4)$$

$$\begin{aligned} a(nT) &= [ r(nT) - r(nT - T) ] / T \\ &= [ e(nT) - 2e(nT - T) + e(nT - 2T) ] / T^2 \end{aligned} \quad (3.5)$$

$$\bar{a}(nT) = G(a^*), \quad a^* = GA \times a(nT) \quad (3.6)$$

$$u(nT) = du(nT) + u(nT - T), \quad du(nT) = GU \times dU(nT) \quad (3.7)$$

$$dU(nT) = dU_1(nT) + dU_2(nT) \quad (3.8)$$

그리고 이러한 세 가지의 입력과 함께 퍼지 제어규칙과 비퍼지화기를 각각 포함하고 있는 서로 다른 두개의 퍼지 제어블록으로 구성되어 있다. 따라서 퍼지 논리 제어기의 출력은 두 퍼지 제어블록의 출력 값을 더함으로써 구할 수 있다.

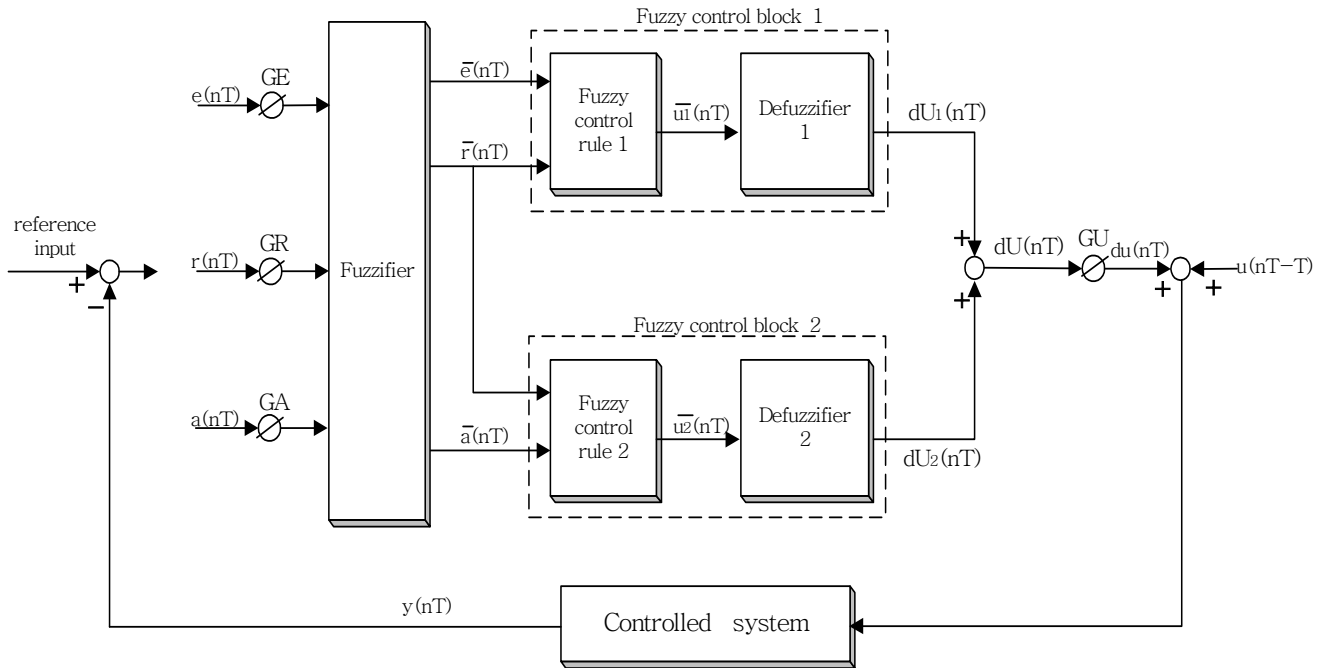


그림 3.1 고정 설계파라미터 퍼지 PID 제어시스템의 구조

Figure 3.1 Structure of a fixed design-parameter PID control system

여기서  $n$ 은 양의 정수를 나타내며,  $T$ 는 샘플링 시간을 나타낸다. 그리고  $y(nT), e(nT), r(nT), a(nT)$  는 각각의 샘플링 시간  $nT$ 에서 제어대상 시스템의 출력, 오차(error로 표기), 오차의 변화율(rate로 표기), 변화율의 변화율(acc로 표기)을 나타낸다.

$GE, GR, GA, GU$ 는 각각 error, rate, acc,  $u$  의 퍼지화 이득을 의미한다.  $F(.)$ 는 정규화된 입력신호  $(.)$ 의 퍼지화를 의미한다.  $dU_1, dU_2$ 는 퍼지 제어블록 1,2에서의 출력을 표시하고  $du$ 는 제어기의 증분출력,  $u$ 는 제어 입력을 의미한다.

### 3.2.2 퍼지화 알고리즘

그림 3.2는 정규화된 입력변수들의 퍼지화 알고리즘을 보이고 있다. 퍼지집합 ‘error’ 는 그림 3.2에서 나타낸 것과 같이  $EP(\text{error\_positive})$ 와  $EN(\text{error\_negative})$ 의 두개의 멤버를 갖고 있으며 퍼지집합 ‘rate’ 는  $RP(\text{rate\_positive})$ 와  $RN(\text{acc\_negative})$ 의 두 개의 멤버, 퍼지집합 ‘acc’ 는  $AP(\text{acc\_positive})$ 와  $AN(\text{acc\_negative})$ 의 두 개의 멤버를 갖는다.

퍼지집합 ‘output1’ 은 그림 3.3에서 보인 것과 같이  $OP(\text{output\_positive})$ ,  $OZ(\text{output\_zero})$ 와  $ON(\text{output\_negative})$ 의 세 개의 멤버를 갖고 있고, ‘output2’ 는 그림 3.4에서 보인 것과 같이  $OPM(\text{output\_positive\_middle})$ 과  $ONM(\text{output\_negative\_middle})$ 의 두 개의 멤버를 갖는다.



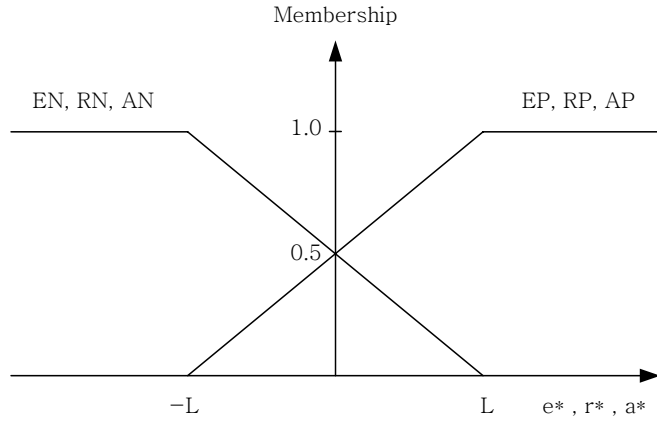


그림 3.2  $e^*, r^*$ 와  $a^*$ 에 대한 입력 퍼지화

Figure 3.2 Input fuzzification for  $e^*, r^*$  and  $a^*$

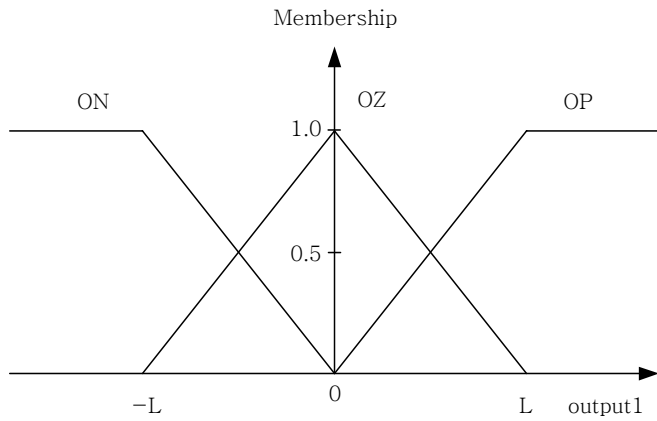


그림 3.3 퍼지 제어블록1의 출력 퍼지화

Figure 3.3 Output fuzzification for fuzzy control block 1

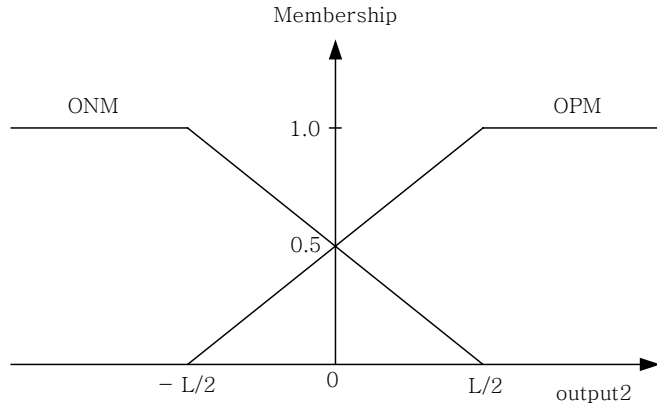


그림 3.4 퍼지 제어블록2의 출력 퍼지화

Figure 3.4 Output fuzzification for fuzzy control block 2

### 3.2.3 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 퍼지 제어규칙은

(R1)<sub>1</sub>: IF error = EP and rate = RP then output = OP

(R2)<sub>1</sub>: IF error = EP and rate = RN then output = OZ

(R3)<sub>1</sub>: IF error = EN and rate = RP then output = OZ

(R4)<sub>1</sub>: IF error = EN and rate = RN then output = ON

이고, 퍼지 제어블록2에 대해서는

(R1)<sub>2</sub>: IF rate = RP and acc = AP then output = OPM

(R2)<sub>2</sub>: IF rate = RP and acc = AN then output = ONM

(R3)<sub>2</sub>: IF rate = RN and acc = AP then output = OPM

(R4)<sub>2</sub>: IF rate = RN and acc = AN then output = ONM

의 퍼지 제어규칙이 사용된다. 제어규칙 (R1)<sub>1</sub>~(R4)<sub>1</sub>, (R1)<sub>2</sub>~(R4)<sub>2</sub> 에서의 퍼지 추론논리는 Zadeh의 AND 논리가 적용되었다. 이는 두 개에 대한 최소 값을 찾는 Min 연산이다. 퍼지 추론논리를 제어블록 1, 2에 적용하기 위한 입력공간은 각각 서로 다른 조건을 갖는 8개로 그림 3.5와 그림 3.6과 같이 분할된다. 그림 3.5는 제어블록 1의 error와 rate에 대하여 그림 3.6은 제어블록2에서의 rate와 acc에 대한 입력공간분할을 나타낸 것이다.

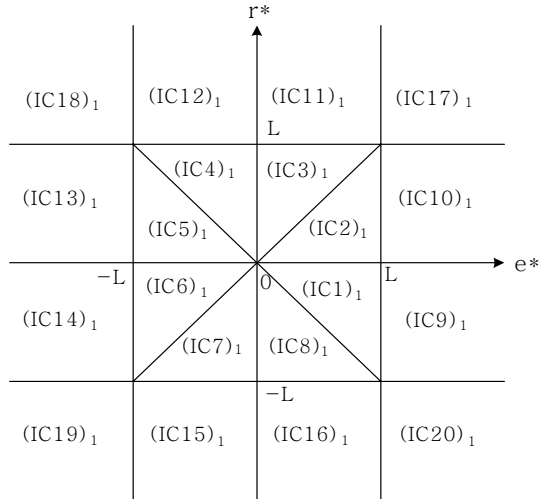


그림 3.5  $e^*$ 와  $r^*$ 의 가능한 입력 조합

Fig. 3.5 Possible input combinations of  $e^*$  and  $r^*$

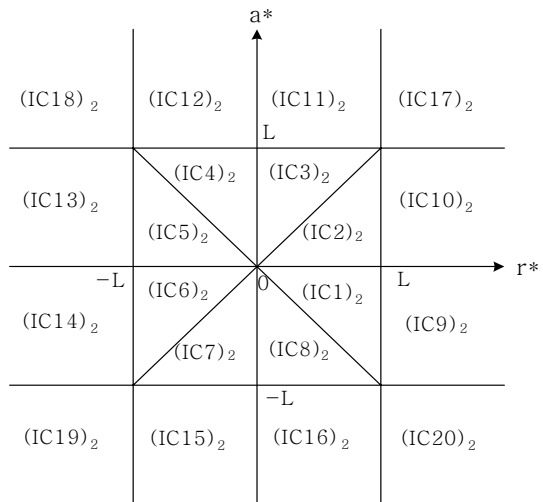


그림 3.6  $r^*$ 와  $a^*$ 의 가능한 입력 조합

Fig. 3.6 Possible input combinations of  $r^*$  and  $a^*$

### 3.2.4 비퍼지화 알고리즘

비퍼지화는 중심평균법(Center Average Method)를 사용하였다. 그러므로 비퍼지화된 출력은 식(3.9)와 같이 정의된다.

$$dU_i = \frac{\sum_{j=0}^4 \mu_{\text{output}}(w_j) \times w_j}{\sum_{j=0}^4 \mu_{\text{output}}(w_j)} \quad (3.9)$$

여기서 rule의 수는 4이고,  $w_j$ 는 멤버의 값, 그리고  $\mu_{\text{output}}(w_j)$ 는 멤버의 소속정도를 나타낸다.

퍼지 제어블록1, 2에 대해서 출력 퍼지집합을 L의 구간 내에서 비퍼지화하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\text{If } GR \times |r(nT)| \leq GE \times |e(nT)| \leq L, \quad (3.10)$$

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

$$\text{If } GE \times |e(nT)| \leq GR \times |r(nT)| \leq L, \quad (3.11)$$

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

위의 조건에 벗어나는 범위, 즉  $e^*$ 나  $r^*$ 이  $[-L, L]$ 의 구간 밖에 존재하는 경우에 대한 출력 값은 표 3.1에 나타내었다.

표 3.1  $e^*$ 나  $r^*$ 이 구간  $[-L, L]$ 을 벗어나는 경우의 퍼지 제어블럭1의 출력

Table 2.1. The incremental output of the fuzzy control block 1 when  $e^*$  and/or  $r^*$  are not within the interval  $[-L, L]$  of the fuzzification algorithm

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

같은 방법으로 퍼지 제어블럭2에 대하여 출력 퍼지집합을 비퍼지화하면 다음과 같이 나타낼 수 있으며 이 조건에 해당하지 않는 경우 즉,  $r^*$ 나  $a^*$ 의 값이 구간 $[-L, L]$ 의 범위를 벗어나는 경우에 대해서는 표 3.2에서 나타내었다.

$$\text{If } GA \times |a(nT)| \leq GR \times |r(nT)| \leq L, \quad (3.12)$$

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

$$\text{If } GR \times |r(nT)| \leq GA \times |a(nT)| \leq L, \quad (3.13)$$

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

표 3.2  $r^*$ 이나  $a^*$ 가 구간  $[-L, L]$ 을 벗어나는 경우의 퍼지 제어블럭2의 출력

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

$r^*$ 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 출력  $dU(nT)$ 는 퍼지 제어블록1의 출력  $dU_1(nT)$ 와 퍼지 제어블록2의 출력  $dU_2(nT)$ 를 합하여 구해지고, 여기에 출력 스케일러  $GU$ 를 곱하면 플랜트에 인가할 수 있는 제어신호의 증분  $u(nT)$ 를 생성할 수 있다.

결과적으로 FLC의 출력  $dU(nT)$ 는

$$dU(nT) = dU_1(nT) + dU_2(nT) \quad (3.15)$$

이고, 출력  $dU(nT)$ 에 대한 제어입력의 증분  $du(nT)$ 는

$$du(nT) = GU \times dU(nT) \quad (3.16)$$

이다.

### 3.3 가변 설계파라미터 퍼지 PID 제어기의 기본구조

#### 3.3.1 설계파라미터 가변의 필요성

고정 설계파라미터 퍼지 PID 제어기는 설계 시에 숙련자의 경험적 지식이나 전문가의 제어지식을 바탕으로 입출력 집합을 결정하고, 특정 목표 값에 대한 시스템의 응답특성을 바탕으로 L의 값을 정하여 제어기의 설계파라미터를 결정한다. 그러나 고정 설계파라미터 퍼지 PID 제어기법은 설계파라미터가 고정됨으로써, 설계 시 사용된 기준 값보다 큰 동작범위를 갖는 시스템에 적용될 경우나 과도한 외란이 발행하였을 경우에는 입력들의 조합이  $[-L,L]$ 의 범위를 벗어나는 경우가 발생한다. 이에 퍼지 PID 제어동작이 제대로 효능을 발휘하지 못하게 되고 민감도가 떨어져 표 3.1에서 나타낸 것처럼 강제 제어입력에 의해 시스템이 제어되어 응답속도가 떨어지는 등 정밀한 제어가 이루어지지 못하는 단점을 갖고 있다.

이러한 단점을 보완하기 위하여 퍼지 입출력 집합을 결정하는  $L(nT)$ 를 가변 시키는데  $L(nT)$ 는 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  $L(nT) = GE \times r(nT)$

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

따라서 가변되는  $L(nT)$ 로 인해 입력 변수들의 조합은 항상  $[-L,L]$ 의 구간 내에만 존재하게 되고 제어 블럭1,2 에 대한 입력 공간은 그림 3.7 그림 3.8 과 같이  $(IC1)_1 \sim (IC8)_1$ ,  $(IC1)_2 \sim (IC8)_2$  과 같이 분할된다.



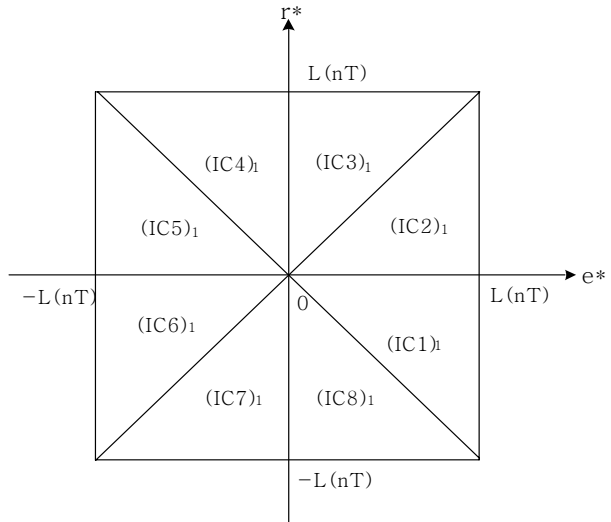


그림 3.7  $e^*$ 와  $r^*$ 의 가능한 입력 조합

Figure 3.7 Possible input combination of  $e^*$  and  $r^*$

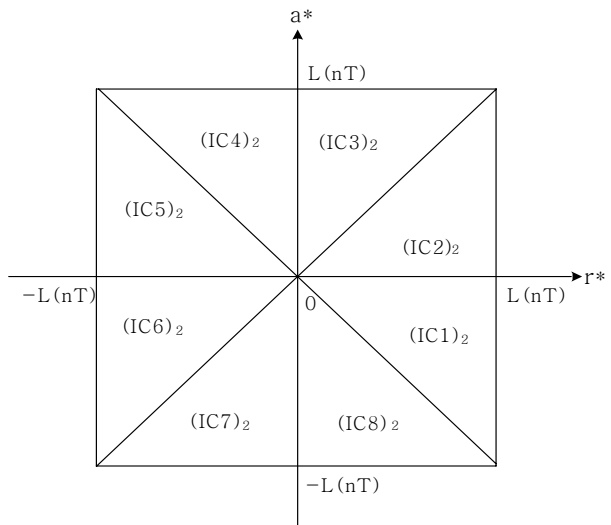


그림 3.8  $r^*$ 와  $a^*$ 의 가능한 입력 조합

Figure 3.8 Possible input combination of  $r^*$  and  $a^*$

### 3.3.2. 제어기의 기본구조

그림 3.9는 가변 설계파라미터 퍼지 PID 제어기의 구조를 나타내고 있다. 가변 설계파라미터 퍼지 PID 제어기에 대한 설계파라미터 가변은 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 온라인으로 재조정한다. 이 때 중심 평균법을 사용하여 퍼지 제어블록1,2에 대한 비퍼지화 출력을 더하면 다음과 같이 입력들의 조합에 따라 다음 네 가지 형태의 퍼지 PID 제어기 출력을 얻을 수 있다.

$$1) \quad \text{IF } GR(nT) \times |r(nT)| \leq GE(nT) \times |e(nT)| \leq L(nT) \quad (3.17)$$

$$\text{and } GA(nT) \times |a(nT)| \leq GR(nT) \times |r(nT)| \leq L(nT)$$

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

$$2) \quad \text{IF } GR(nT) \times |r(nT)| \leq GE(nT) \times |e(nT)| \leq L(nT) \quad (3.18)$$

$$\text{and } GR(nT) \times |r(nT)| \leq GA(nT) \times |a(nT)| \leq L(nT)$$

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

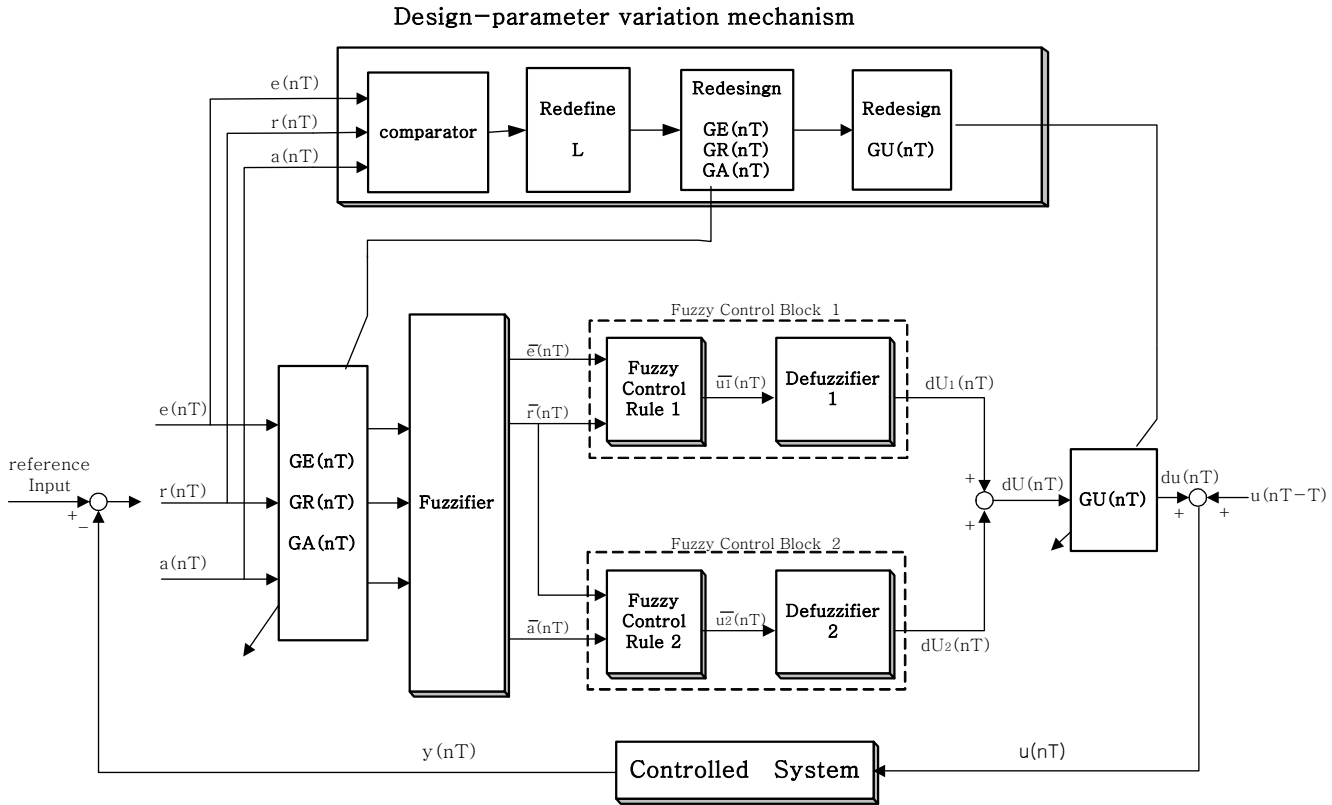


그림 3.9 가변 설계파라미터 퍼지 PID 제어시스템의 구조

Figure 3.9 Structure of a variable design-parameter fuzzy PID control system

$$3) \quad \text{IF } GE(nT) \times |e(nT)| \leq GR(nT) \times |e(nT)| \leq L(nT) \quad (3.19)$$

$$\text{and } GA(nT) \times |a(nT)| \leq GR(nT) \times |r(nT)| \leq L(nT)$$

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

$$4) \quad \text{IF } GE(nT) \times |e(nT)| \leq GR(nT) \times |e(nT)| \leq L(nT) \quad (3.20)$$

$$\text{and } GR(nT) \times |r(nT)| \leq GA(nT) \times |a(nT)| \leq L(nT)$$

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

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 결과적으로 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 식(3.21)과 같이 하나의 형태로 간단히 표시됨을 알 수 있다.

$$du(nT) = K_i(nT) \times e(nT) + K_p(nT) \times r(nT) + K_d(nT) \times a(nT) \quad (3.21)$$

여기서,

$$K_i(nT) = 0.5 \times GU(nT) \times GE(nT)$$

$$K_p(nT) = 0.5 \times GU(nT) \times GR(nT)$$

$$K_d(nT) = 0.25 \times GU(nT) \times GA(nT)$$

이다.

### 3.3 가변 설계파라미터 퍼지 PID 제어기 설계절차

제어 동작이 이루어지고 있는 동안 과도한 외란이 발생하였거나 동작입력이 초기 제어기의 설계 시에 사용되었던 기준 값보다 큰 값으로 인가될 경우, 제어기의 입력들의 조합이  $[-L, L]$ 의 범위를 벗어나게 되면 퍼지 PID 제어동작이 제대로 이루어지지 않는 단점이 있다. 또한 제어동작이 진행되어 시스템출력의 오차 값이 작은 경우 작은 변화에 대한 민감도가 떨어져 응답속도가 느린 단점이 있다. 이에 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 강구되었다.

그림 3.10은 이와 같은 가변 설계파라미터 퍼지 PID 제어기의 설계 절차를 보여 주고 있다. 정규화 파라미터  $L$ 을 가변시킴으로써 전 동작구간에 대한 퍼지 PID 제어동작을 적용시킬 수 있고 퍼지 P, I, D 제어동작 사이의 불균형성도 해결할 수 있다.

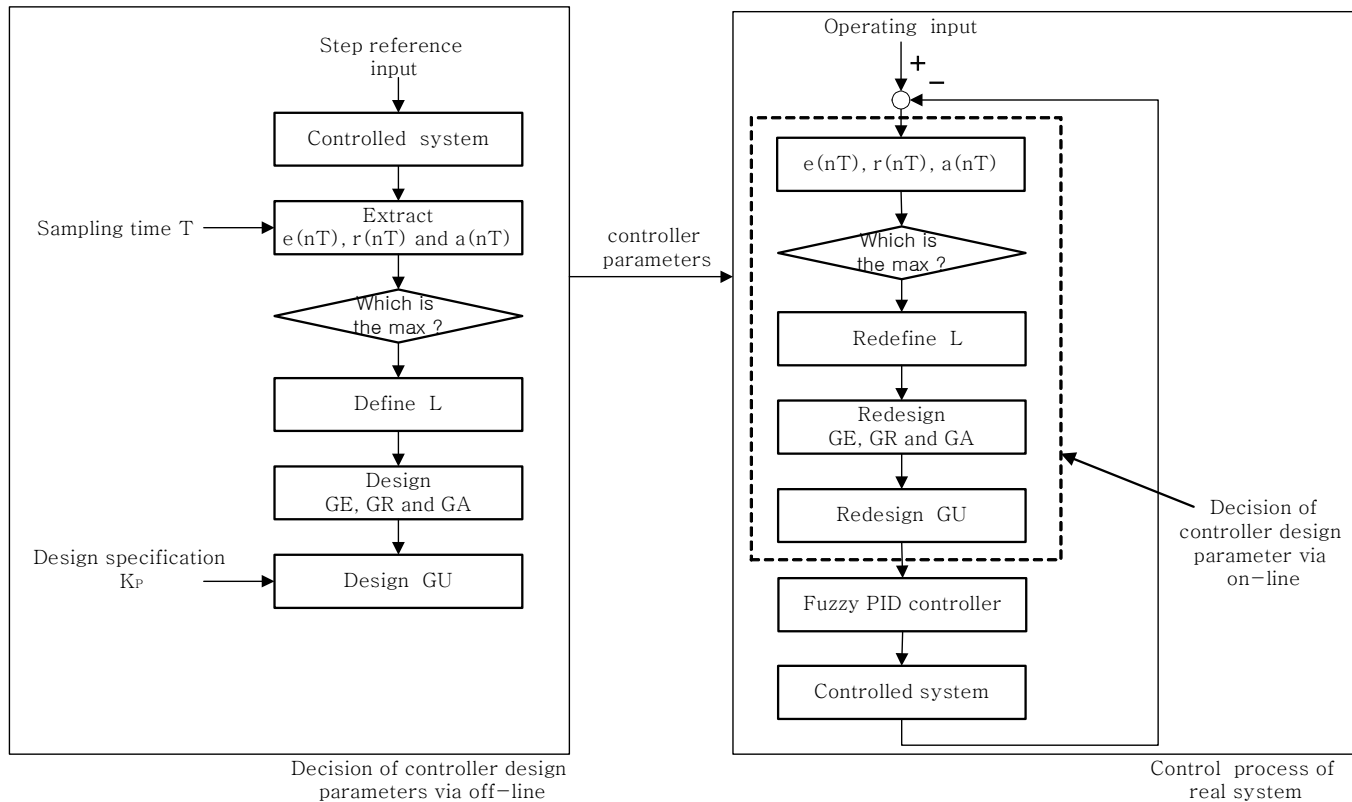


그림 3.10 가변 설계파라미터 퍼지 PID 제어기의 설계 절차

Figure 3.10 Design procedure of variable design-parameter fuzzy PID controller

### 3.4 제어기의 효능검증

본 논문에서 제안한 가변 설계파라미터 퍼지 PID 제어기의 성능을 검증하기 위하여 2차 선형시스템과 비선형시스템을 대상으로 한 예제시스템과 실제문제를 대상으로 한 유압시스템에 적용하여 컴퓨터 시뮬레이션을 수행하였다. 먼저 단위 계단 입력에 대한 각 시스템들의 폐루프 응답을 구하고 이를 토대로 한 제어기 설계 절차에 의해 제어기의 설계파라미터들을 초기에 결정한다. 결정된 파라미터들은 고정 설계파라미터 퍼지 PID 제어기의 경우에는 그대로 고정되며, 가변 설계파라미터 퍼지 PID 제어기의 경우에는 초기 파라미터를 토대로 온라인 가변된다. 고정 설계파라미터 퍼지 PID 제어기의 응답과 비교함으로써 제안되는 가변 설계파라미터 퍼지 PID 제어기의 성능이 더 우수하다는 것을 입증하고자 한다. 또한 가변 설계파라미터에 의해 제어기의 이득  $K_p$ ,  $K_i$ ,  $K_d$ 가 가변되는 형태를 분석함으로써 가변 설계파라미터 퍼지 PID 제어기는 동작구간에 관계없이 항상 정확한 PID 동작을 표출함을 입증하고자 한다.

#### 3.4.1 선형 시스템에 대한 적용 예

식(3.22)와 같은 개루프 전달함수  $G(s)$ 를 가지는 단위 피드백 선형 시스템을 고려해 보자.

$$G(s) = \frac{10}{s(s+1)} \quad (3.22)$$

이 시스템은 부족 감쇠성질을 가지는 2차 선형 시스템으로 단위 계단 입력에 대한 응답특성은 그림 3.11과 같다.

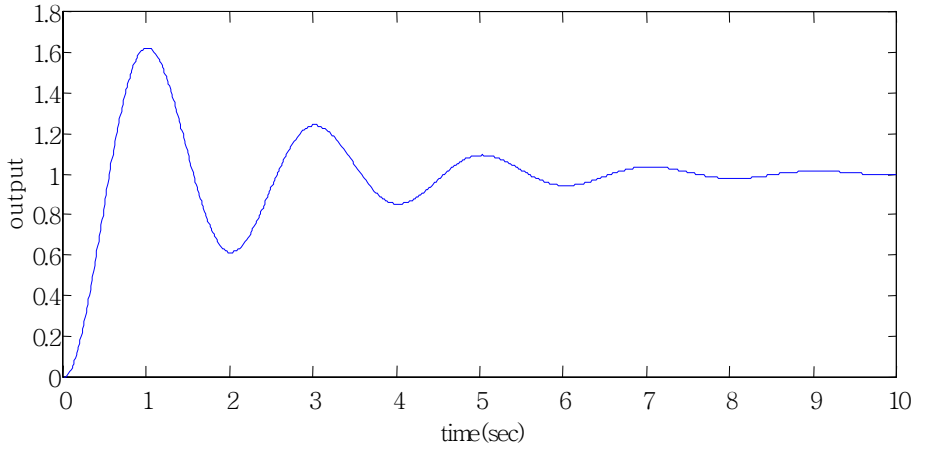


그림 3.11 폐루프 제어시스템의 단위계단 응답

Figure 3.11 Unit step response of the close-loop control system

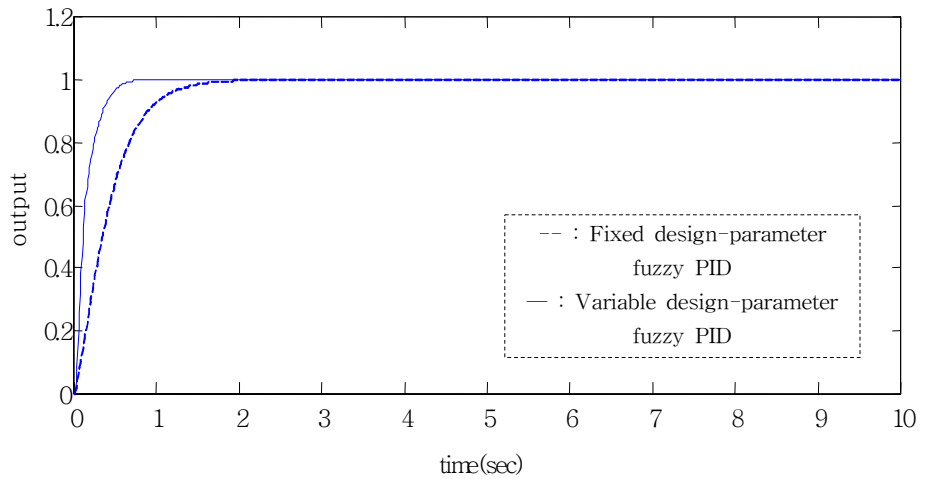


그림 3.12 기준입력 1일 때 제어시스템의 응답

Figure 3.12 Responses of control systems when reference input is equal to 1



위의 시스템에 대하여 목표 값을 0.5, 1, 5 등으로 가변시켜 입력의 동작구간을 초기설계 당시의 입력과 다르게 인가시킬 경우 고정 설계파라미터 퍼지 PID 제어기와 가변 설계파라미터 퍼지 PID 제어기에 대한 시스템의 출력과 파라미터 변화를 그림 3.12에서 그림 3.15까지 나타내었다.

식(3.22)와 같은 선형 시스템에 대해서는 가변 설계파라미터 퍼지 PID 제어기가 고정 설계파라미터 퍼지 PID 제어기보다 모든 목표 값에 대하여 좋은 응답 성능을 가짐을 알 수 있는데, 이는 설계파라미터  $K_i$ ,  $K_p$ ,  $K_d$  가 온라인으로 가변되어 임의의 시간에서 시스템의 특성에 가장 적합한 값으로 조정됨으로써 최적의 PID 제어동작을 취하게 되어 빠른 상승시간과 빠른 정착시간을 가지기 때문이다. 이 때 파라미터  $K_i$ ,  $K_p$ 는 시간이 경과한 후 일정한 값으로 수렴을 하나 파라미터  $K_d$ 는 지속적으로 변화하여 시스템을 안정화시키는 역할을 한다.  $K_d$ 가 정상상태에서도 지속적으로 변화하여 마치 매우 불안정한 제어기처럼 인식될 수 있지만, 그 변화폭이 매우 작고 또한 CPU내에서 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 PID제어기의  $K_i(nT)$ 는 0으로 수렴되는 좋은 경향을 보이고 있음을 알 수 있다.

한편, 고정 설계파라미터 퍼지 PID 제어기는 초기 설계당시의 기준입력 1보다 같거나 작을 경우에는 초기시간부터 PID 제어동작을 실행하지만, 그림 3.15에서 보는 바와 같이 설계당시의 입력보다 큰 입력이 인가될 때에는

표 3.1과 같이 고정된 포화입력만을 생성함으로써 정상적인 PID 제어동작을 실행하기까지는 과도한 시간지연이 발생함을 알 수 있다.

가변 설계파라미터 피지 PID 제어기에서 비례이득  $K_p$ 가 가변되지 않고 일정한 이유는 다음과 같다. 즉 제어기의 전체이득은 입력 스케일 파라미터 GR과 출력 스케일 파라미터 GU에 의해서 결정되고 이 둘의 곱은 항상 일정해야만 제어기 전체의 이득도 일정하게 된다. 비례이득  $K_p$ 는 제어기 설계사양 중에서 상승시간 요구조건을 만족되도록 초기에 상수로 결정되며, 이후 설계파라미터  $GR(nT)$ 와  $GU(nT)$ 가 가변되더라도 그 곱이 항상 일정함으로써  $K_p(nT)$ 도 항상 일정하게 된다.

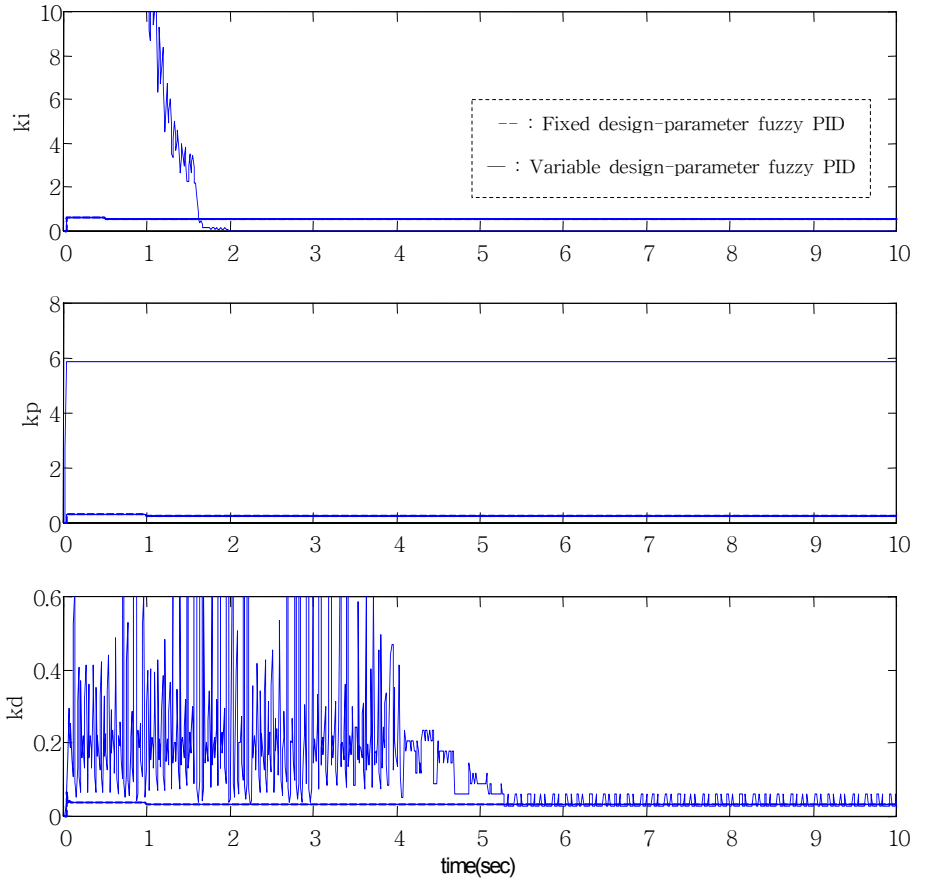


그림 3.13 기준입력 1 일 때 제어파라미터의 변화

Figure 3.13 Responses of control systems and changes of controller parameters when reference input is equal to 1

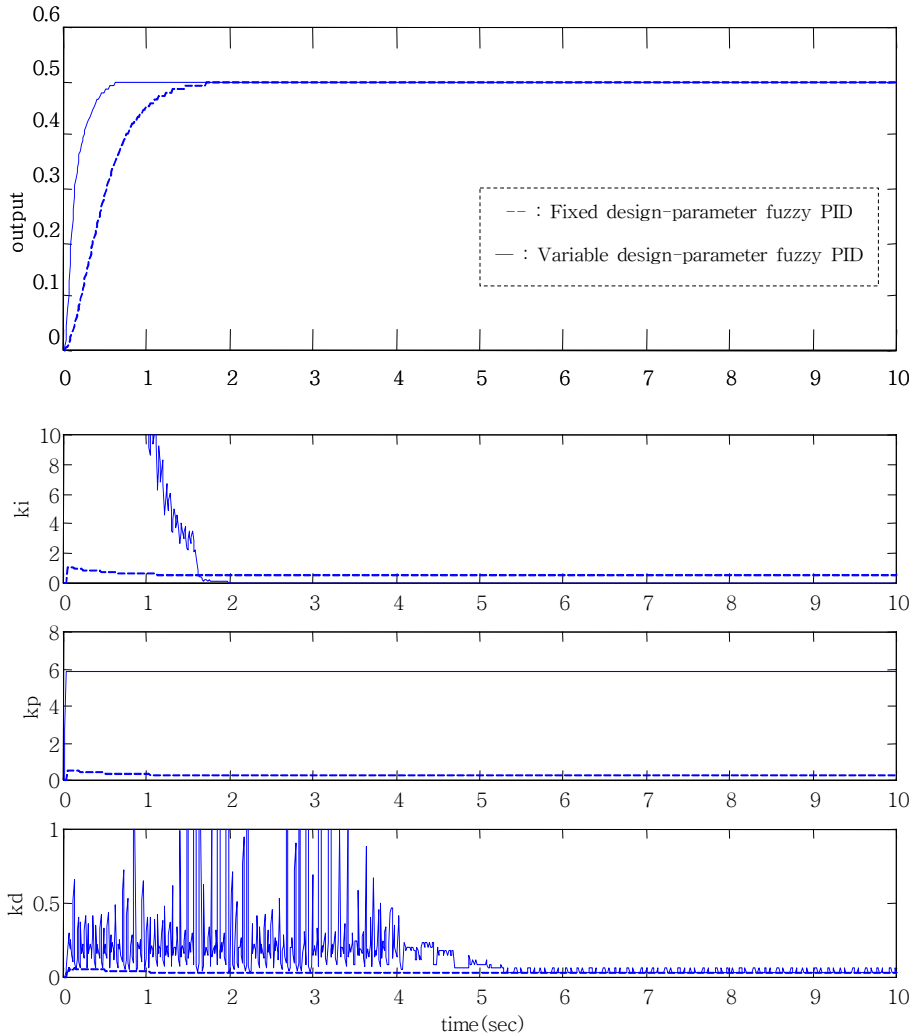


그림 3.14 기준입력 0.5 일 때 제어시스템의 응답 및 제어파라미터의 변화  
 Figure 3.14 Responses of control systems and changes of controller parameters when reference input is equal to 0.5

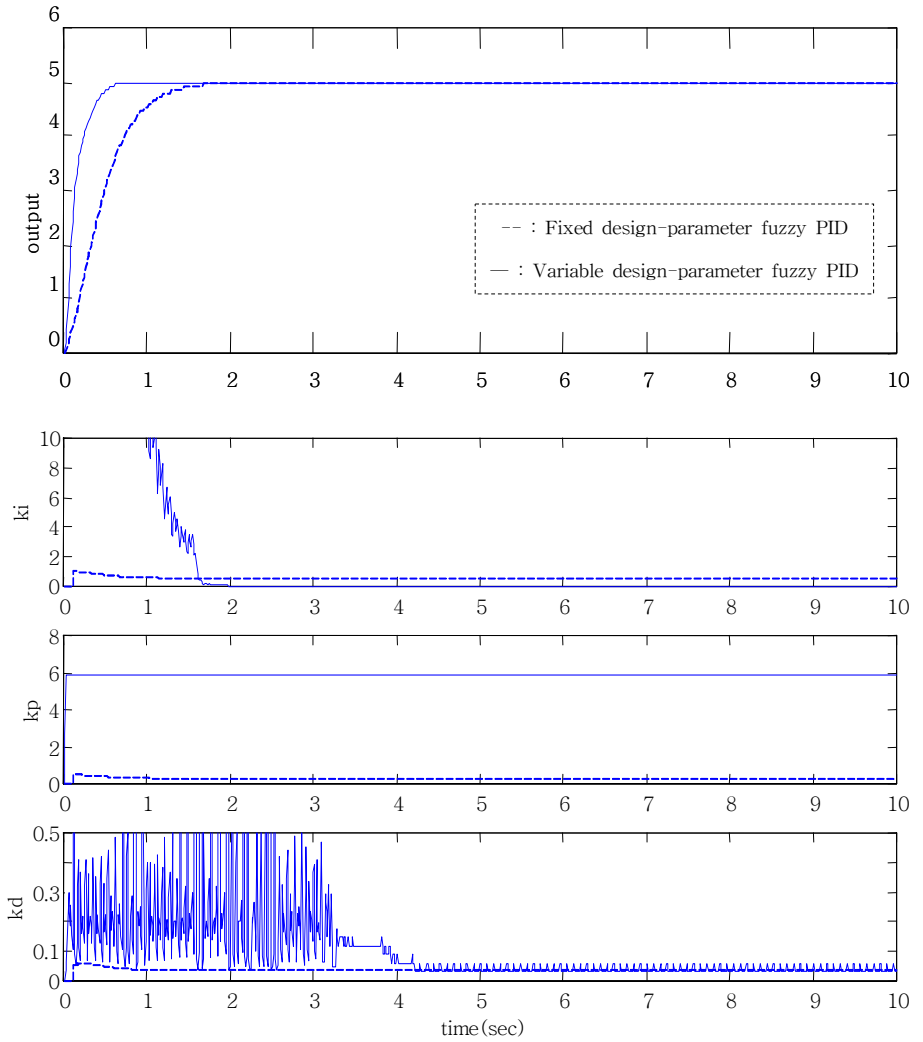


그림 3.15 기준입력 5일 때 제어시스템의 응답 및 제어파라미터의 변화  
 Figure 3.15 Responses of control systems and changes of controller parameters when reference input is equal to 5

### 3.4.2 비선형 시스템에 대한 적용 예

식(3.23)과 같은 미분 방정식으로 표현되는 비선형 시스템에 대해서 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 각 제어기들의 응답 특성과 파라미터 변화를 비교해 보았다.

$$\ddot{y} + \dot{y} = 0.5y^2 + 2u \quad (3.23)$$

그림 3.16에서 보는 바와 같이 단순 피드백을 통한 단위 계단 입력에 대한 시스템의 출력은 목표 값에 수렴하지 못하고 계속 발산하는 불안정한 시스템임을 알 수 있다. 그림 3.16과 같은 불안정한 비선형 시스템에 대해서 각각 다른 목표 값을 주었을 때 출력되는 제어기들의 응답곡선 및 파라미터들의 변화를 그림 3.17에서 그림 3.20까지 나타내었다. 그림 3.17에서 보는 바와 같이 가변 설계파라미터 퍼지 PID 제어기를 통한 응답곡선이 빠른 상승 시간을 가지면서도 오버슈트가 발생하지 않고 목표 값에 빨리 정착함으로써, 불안정한 비선형 시스템임에도 불구하고 만족할 만한 특성을 나타내고 있음을 알 수 있다.

여기서 선형시스템인 경우와 마찬가지로 가변 설계 파라미터 퍼지 PID 제어기의 파라미터  $K_p$ 는 일정하고,  $K_i$ 는 0으로 수렴하며 파라미터  $K_d$ 는 지속적으로 변화하여 시스템을 안정화시키는 작용을 함을 알 수 있다. 고정 설계파라미터 퍼지 PID 제어기에서는 설계조건 보다 큰 값이 입력으로 작용했을 때에는 파라미터  $K_p$ ,  $K_i$ ,  $K_d$ 에 의한 PID 제어기에 대해서는 초기시간이후 다소 지연되어 그 동작특성이 나타남을 알 수 있다.

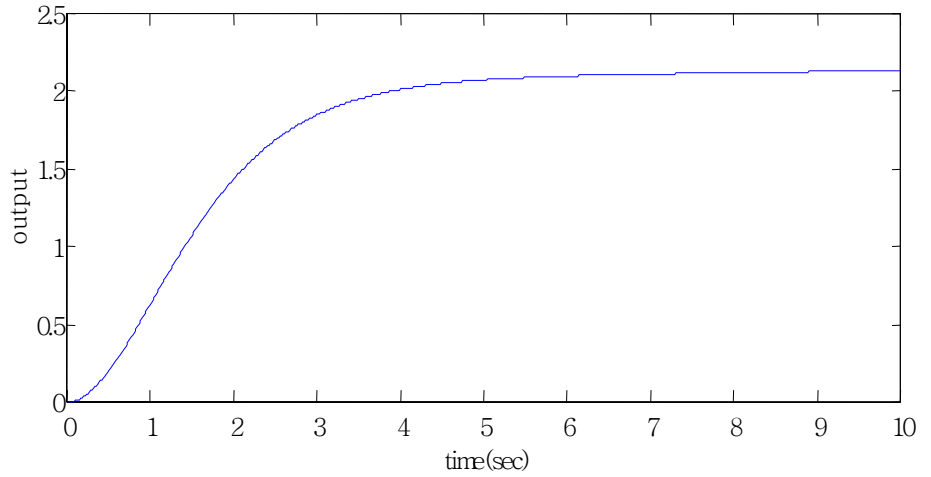


그림 3.16 단순 피드백 시스템의 단위계단응답

Figure 3.16 Unit response of the unit feedback system

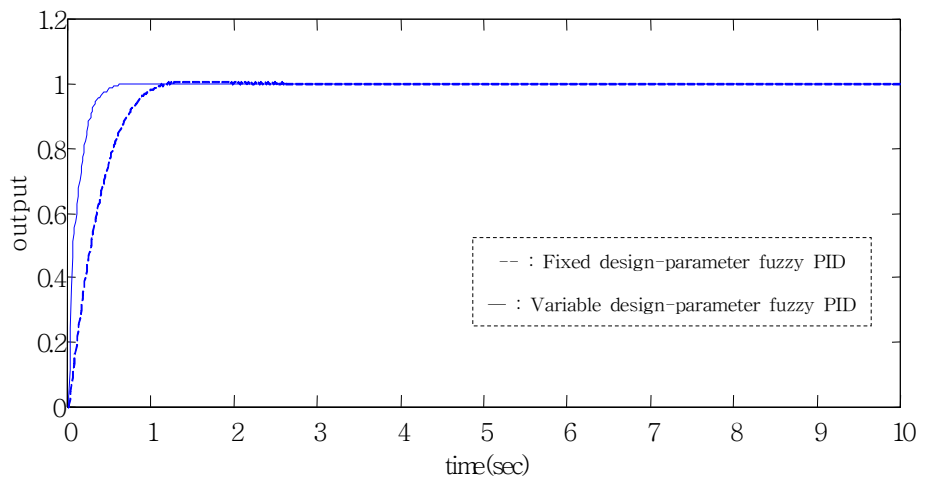


그림 3.17 기준입력 1일 때 제어시스템의 응답

Figure 3.17 Responses of control systems when reference input is equal to 1

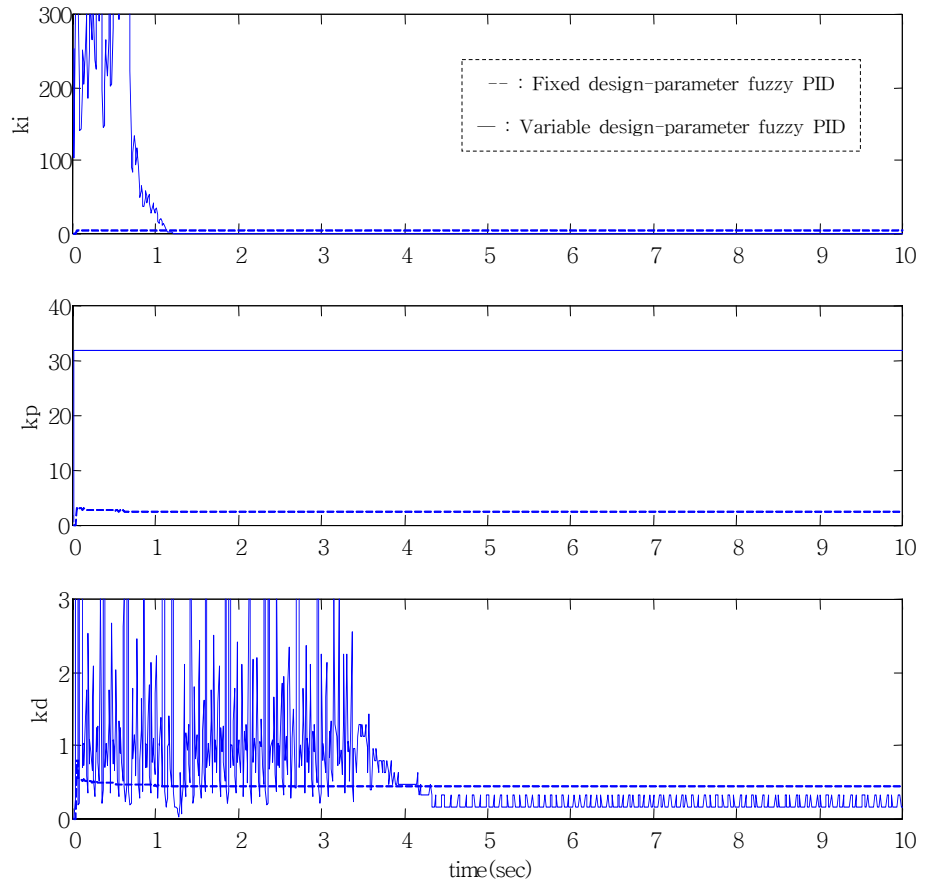


그림 3.18 기준입력 1일 때 제어시스템 응답 및 제어파라미터의 변화  
 Figure 3.18 Responses of control systems and changes of controller parameters when reference input is equal to 1



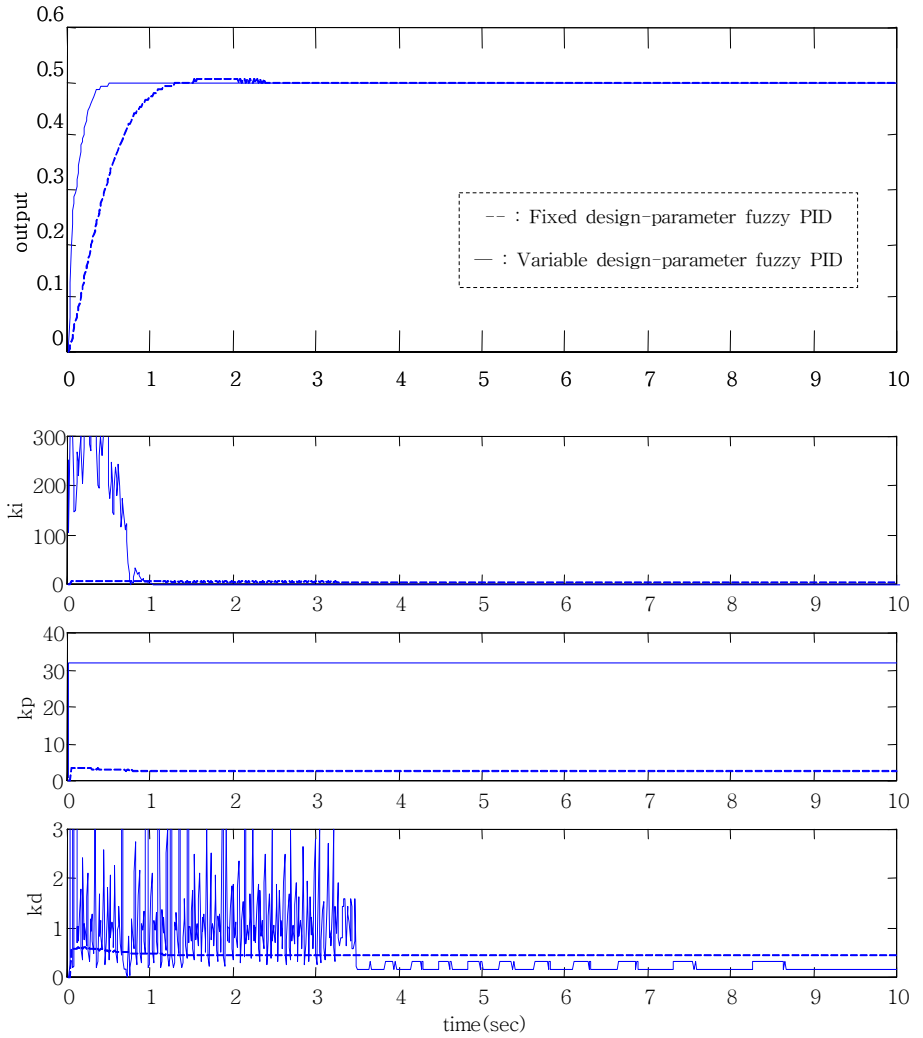


그림 3.19 기준입력 0.5일 때 제어시스템 응답 및 제어파라미터의 변화  
 Figure 3.19 Responses of control systems and changes of controller parameters when reference input is equal to 0.5

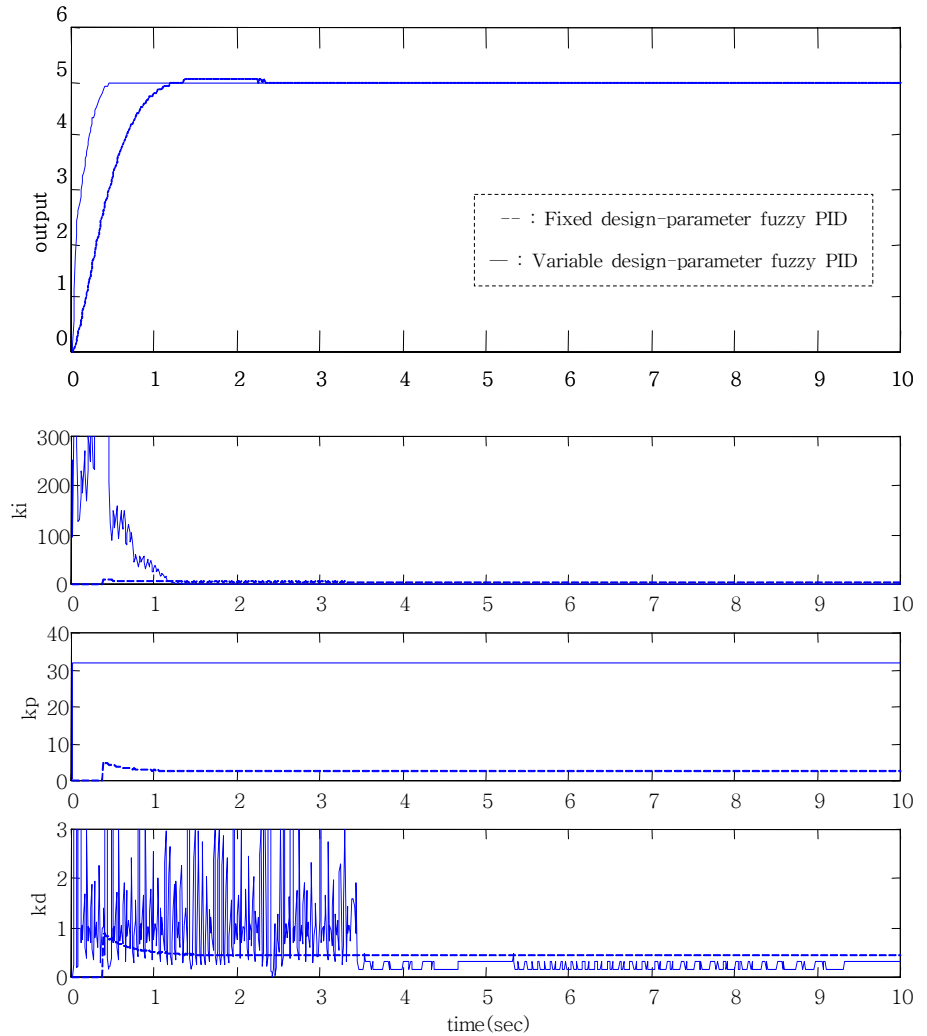


그림 3.20 기준입력 5일 때 제어시스템의 응답 및 제어파라미터의 변화  
 Figure 3.20 Response of control systems and changes of controller parameters when reference input is equal to 5

### 3.4.3 비선형 유압시스템에 대한 적용 예

본 논문에서 제안한 가변 설계파라미터 퍼지 PID 제어기법의 유효성을 검증하기 위하여 앞 절에서 수학적으로 모델링된 유압시스템을 대상으로 목표값을 변화시켜 가면서 컴퓨터 시뮬레이션을 실시하였다. 이 때 시뮬레이션을 위하여 사용된 유압시스템의 각 파라미터들은 표 3.3과 같다

식(2.13)으로 표현되는 유압 시스템은 비선형 요소를 포함하고 있는 비선형 시스템이며 그림 3.21에서 보는 바와 같이 단순 피드백을 통한 단위 계단 입력에 대한 시스템의 출력은 정상상태에서 목표값에 수렴하지 못하고 정상상태오차를 표출하고 있다.

비선형 시스템으로 모델링된 유압시스템에 고정 설계파라미터 퍼지 PID 제어기와 가변 설계파라미터 퍼지 PID 제어기를 각각 적용하였으며, 시스템의 초기상태에 대하여 목표 값이 5, 20, 50 cm인 경우 두 제어시스템의 응답 및 파라미터들의 변화를 살펴보았다.

시뮬레이션을 통한 시스템응답을 알아본 결과 온라인으로 가변되는 설계파라미터에 의해 제어기의 제어파라미터인  $K_i(nT)$ ,  $K_d(nT)$ 도 실시간적으로 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 안정되게 정착함을 볼 수 있다.

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

표 3.3 유압시스템의 파라미터

Table 3.3 Parameters of the hydraulic system

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

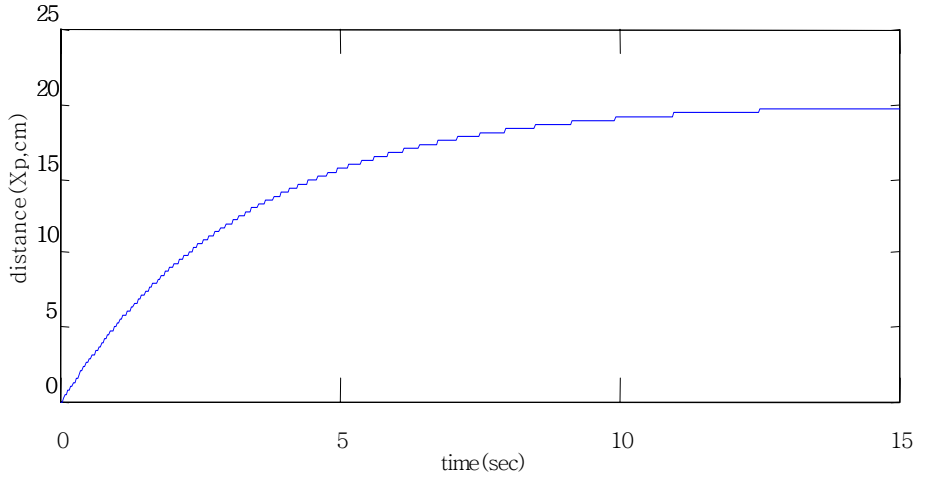


그림 3.21 단순 피드백 시스템의 단위계단 응답

Figure 3.21 Unit step response of the unit feedback system

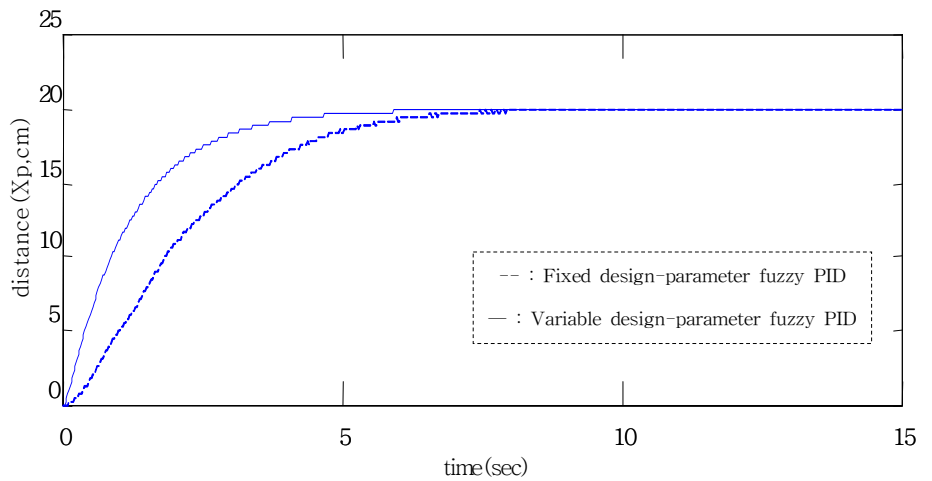


그림 3.22 기준입력 20cm일 때 제어시스템의 응답

Figure 3.22 Responses of control systems when reference input is equal to 20cm

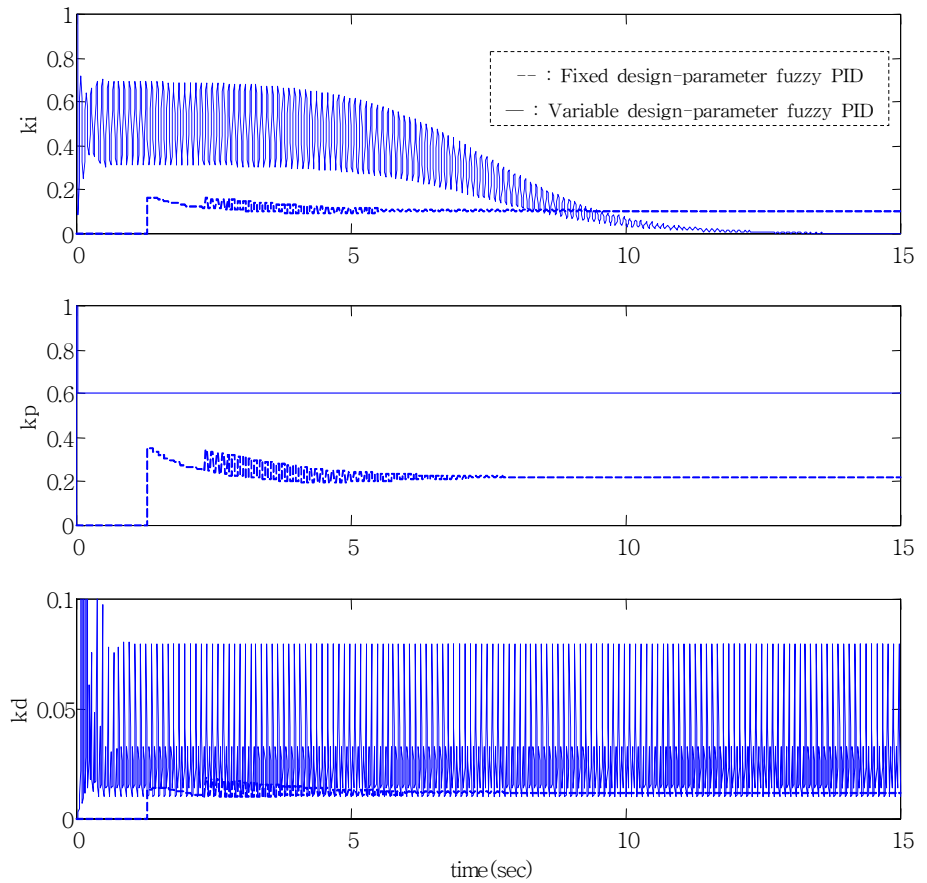


그림 3.23 기준입력 20cm일 때 제어시스템의 응답 및 제어파라미터의 변화  
 Figure 3.23 Responses of control systems and changes of controller parameters when reference input is equal to 20cm

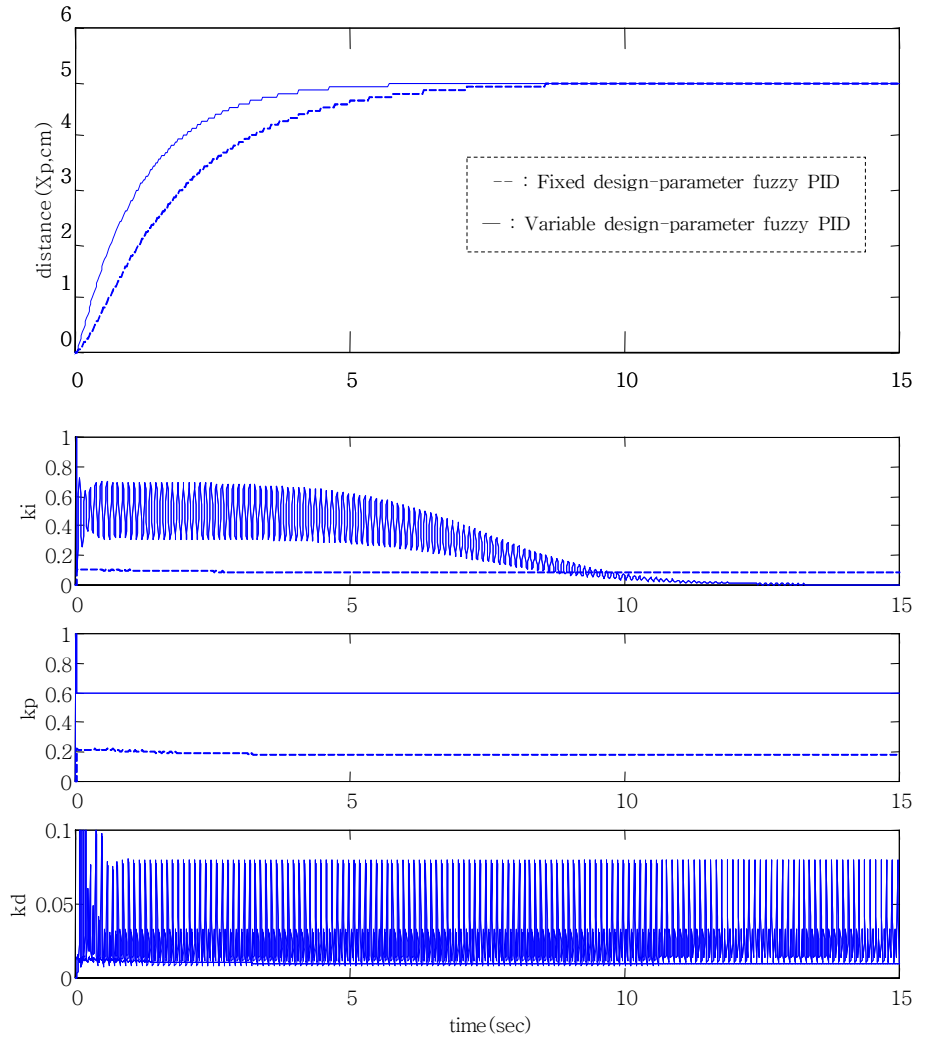


그림 3.24 기준입력 5cm일 때 제어시스템의 응답 및 제어파라미터의 변화  
 Figure 3.24 Responses of control systems and changes of controller parameters when reference input is equal to 5cm

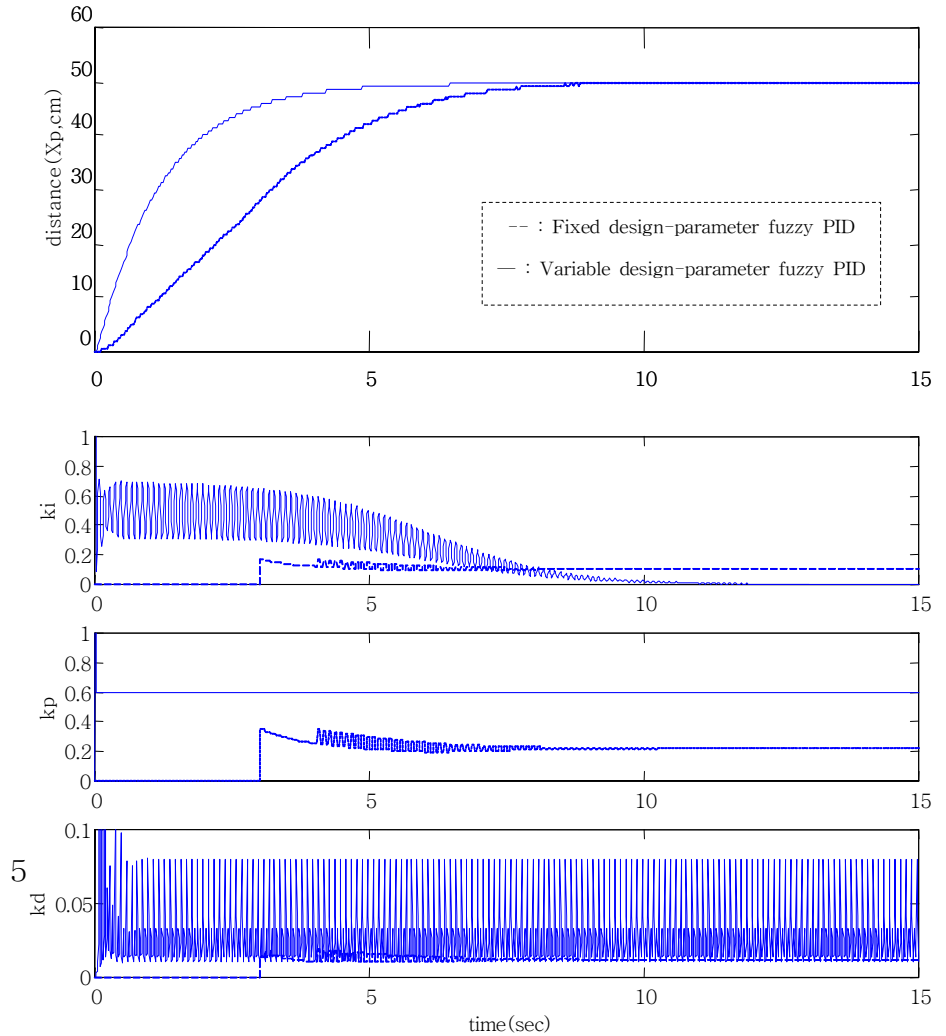


그림 3.25 기준입력 50cm일 때 제어시스템의 응답 및 제어파라미터의 변화  
 Figure 3.25 Responses of control systems and changes of controller parameters when reference input is equal to 50cm



## 4 장 다중실린더 위치동조 제어 시스템 구현

### 4.1 위치동조 제어의 필요성

복수의 액츄에이터를 동시에 동일한 속도로 지정한 위치에 도달하도록 작동시키는 것을 동조시킨다고 한다. 유압시스템에 있어서 크기가 같도록 제작된 두 실린더에 동일한 명령을 인가하더라도 실제로는 실린더를 제작할 때 발생하는 치수 공차나 시일의 특성 차이로 인한 마찰력의 변화, 배관의 길이 또는 배관저항 등으로 인한 공급유량 차이 때문에 실린더의 동작이 다르게 나타난다.

특히 고출력 정밀 동작을 요구하는 특수유압실린더의 응용에 있어서는 반드시 실린더 사이의 위치동조 제어를 해 주어야한다. 만일 위치동조 제어가 되지 않아 속도와 위치오차가 크게 발생할 경우에는 유압실린더에 의해 작동되는 부하의 뒤틀림으로 인해 부하가 제대로 작동되지 않을 수 있고, 구동 시스템 전체가 불안정해 질 수 있어 경우에 따라서는 막대한 손실을 초래할 수 있다.

지금까지 연구된 위치동조 제어의 방법에는 유량조절밸브를 사용하는 방법, 오일모터 및 분류밸브를 사용하는 방법, 동조실린더를 사용하는 방법, 기계적인 결합에 의한 방법 등 여러 가지 방법이 있으나 유압장치에 의해 기계적인 결합에 의한 방법으로만 동조제어를 구현함으로써 정확한 위치제어의 구현이 매우 제한적이었다. 또한 기계적인 동조제어기를 구성할 경우 고비용의 부담이 있다. 이에 기계적 방법이 아닌 마이크로프로세서를 사용

하여 주 실린더를 중심으로 부 실린더들이 차동적으로 움직이도록 위치동조 제어신호를 생성할 수 있는 전자적인 방법의 개발 필요성이 강하게 제기되고 있다.

## 4.2 위치동조 제어기의 구현방법

유압시스템의 위치동조 제어기 구현방법은 각 개별실린더로부터 현재 실린더의 각각의 위치정보를 획득하고 이를 이용하여 위치동조 제어기에서 각 실린더에 해당하는 동조제어입력을 생성하여 각 개별제어기에 부과하는 과정을 목표위치에 도달할 때까지 반복적으로 실행하는 방법이다. 같은 위치로 도달되는 것이 목표라 하더라도 목표위치까지 도달하는 개별실린더의 속도도 같도록 제어하는 것이 매우 중요하다.

우선 두개의 유압실린더를 대상으로 위치동조 제어를 행할 경우, 각각의 실린더에서 나온 위치정보를 이용하여 응답이 느린 실린더를 주 실린더로, 응답이 빠른 실린더를 부 실린더로 설정한다. 응답이 느린 실린더를 주 실린더로 정하는 이유는 유압시스템의 특성상 빠르게 움직이는 유압실린더의 유량을 감소시키는 것이 느리게 움직이는 유압실린더의 유량을 증가시키는 것보다 용이하고 응답성능이 더 좋게 나오기 때문이다. 이렇게 하여 주 실린더와 부 실린더가 결정되면, 주 실린더는 자체의 위치제어기만에 의해 제어가 수행되며 부 실린더는 주 실린더와 부 실린더의 위치 값을 이용하여 주 실린더와 같은 속도로 원하는 위치에 도달할 수 있도록 요구되는 차동 제어입력을 생성하도록 구현하는 것이다. 그림 4.1은 위치동조 제어기의 기본 블록선도이다.

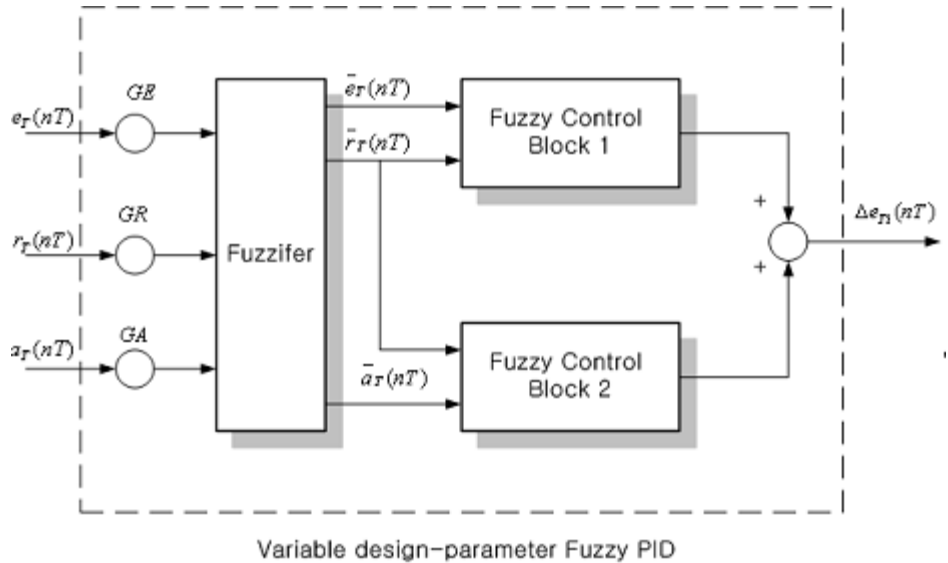


그림 4.1 위치동조 제어기의 블록선도

Figure 4.1 Block diagram of a position tuning controller

위치동조 제어기로는 가변 설계파라미터 퍼지 PID 제어기를 사용하였고 두 유압실린더의 위치오차를 입력으로 사용한다. 여기서 두 유압실린더사이의 위치오차  $e_T(nT)$ 는 주 실린더의 위치출력  $Y1(nT)$ 와 부 실린더의 위치출력  $Y2(nT)$ 의 차이이며  $\Delta e_{Ti}(nT)$ 는  $(n+1)T$ 시간에  $i$ 번째 부실린더의 개별제어기에 부가되는 위치동조 제어를 실현하기 위한 차동 동조입력이다.

본 논문에서 위치동조 제어기로 사용한 가변 설계 파라미터 퍼지 PID 제어기의 내부구조는 다음과 같다.  $(n+1)T$  시간에 인가될 위치동조 제어기의 출력 값, 즉 가변설계파라미터 퍼지 PID 제어기의 출력 값을 나타내면,

$$\Delta e_{Ti}(nT) = K_p e_T(nT) + K_i r_T(nT) + K_d a_T(nT)$$

$$e_T(nT) = Y1(nT) - Y2(nT)$$

$$r_T = \frac{e_T(nT) - e_T(nT - T)}{T}$$

$$a_T(nT) = \frac{a_T(nT) - a_T(nT - T)}{T}$$

이 되고,  $n=1,2,3,\dots$  이다.

### 4.3 위치동조 제어기의 전체 구성

보내어진 위치정보는 동조제어기에서 주 실린더와 부 실린더를 선택한 후, 각 개별 제어기로 명령을 인가하게 된다. 실린더의 개별 제어기에서는 동조 제어기에서 인가된 차동입력과 개별루프에서 위치오차를 합한 값을 제어기의 입력으로 받아 밸브구동을 위한 제어입력을 생성하게 된다.

위치동조 제어기의 구성도는 그림 4.2와 같고 그 구조로서는 위치 검출센서에서 인가 받은 실린더의 위치 값을 입력으로 받아 위치동조 제어 알고리즘에 의해 차동 제어에 필요한 동조제어입력을 생성한 후, 부 실린더 제어 시스템의 오차신호와 합성되도록 피드백 시키는 구조를 가진다. 피드백 되는 차동 입력에 의해 부 실린더의 위치가 최대한 빠른 시간 내에 주 실린더의 위치와 일치되도록 한 후, 부 실린더의 속도가 주 실린더의 속도와 일치되도록 보상해 주는 역할을 한다.

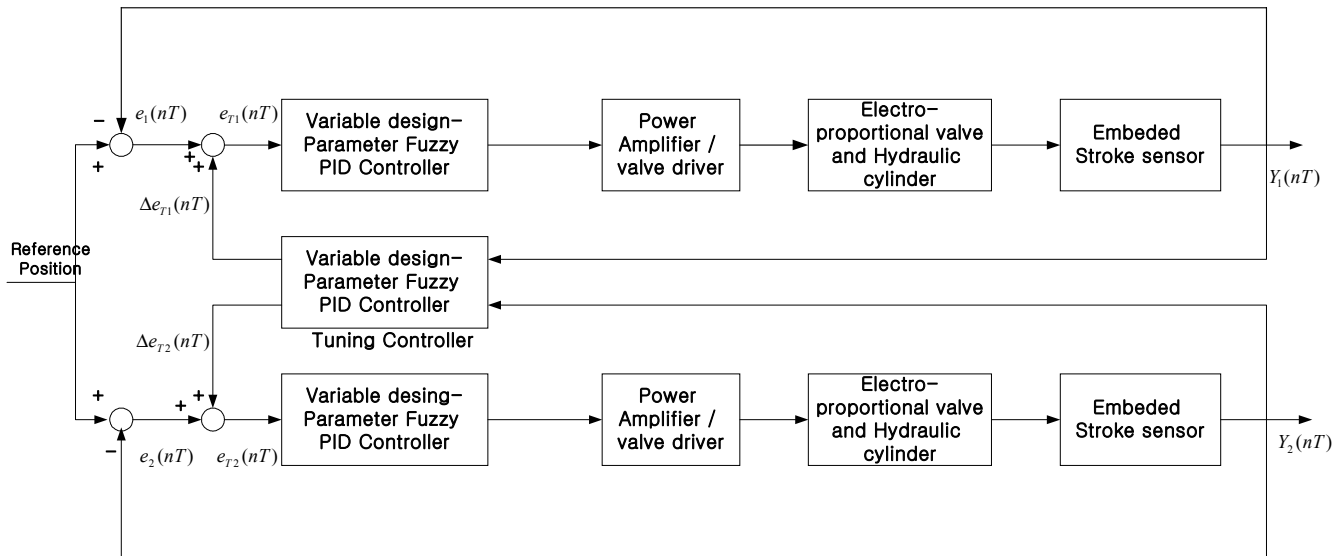


그림 4.2 위치동조 제어시스템의 구성도

Figure 4.2 Configuration diagram of a tuning control system

여기서  $e_i(nT)$ 는 기준위치입력에 대한  $i$ 번째 개별제어시스템의 실린더 위치오차이고  $\Delta e_{Ti}(nT)$ 는  $i$ 번째 부 실린더 제어시스템으로 합성되는 차동동조신호이며  $e_{Ti}(nT)$ 는  $i$ 번째 개별제어기에 인가되는 차동 오차신호이다.

#### 4.4 위치동조 제어기의 효능 검증

위치동조 제어기의 효능을 검증하기 위하여 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 알아보았다. 다음의 시뮬레이션 결과는 여러 조건에 대하여 실시한 것으로 서로 다른 기준입력을 인가한 모든 경우에 있어서 두 실린더 사이의 위치동조 제어가 잘 수행되었음을 알 수 있다. 먼저 사양이 동일한 두 개의 유압 실린더에 대하여 위치동조제어를 실시하고 다음으로 사양이 서로 다른 두 개의 실린더의 경우에 대하여 위치동조 제어를 실시하였다.

##### 4.4.1 사양이 동일한 두 개의 유압실린더의 적용 예

유압시스템에 있어서 크기가 같도록 제작된 두 실린더에 동일한 명령을 인가하더라도 실제로는 실린더를 제작할 때 발생하는 치수 공차나 시일의 특성 차이로 인한 마찰력의 변화, 배관의 길이 또는 배관저항 등으로 인한 공급유량 차이 때문에 실린더의 동작이 다르게 나타난다. 따라서 동일한 실린더이지만 시스템특성을 표 4.1과 같이 다르게 하여 위치동조 제어 시뮬레이션을 실시하였다. 그림 4.3과 그림 4.4의 시뮬레이션 결과는 기준입력을 인가한 경우에 있어서 두 실린더사이의 위치동조 제어가 잘 수행되었음을 보

여주고 있다. 제안된 위치동조 제어기를 사용할 경우 부실린더는 주실린더의 위치와 속도를 동시에 추종하여 위치동조오차가 거의 발생하지 않고 두 실린더 사이에 위치동조가 잘 수행됨을 볼 수 있다.

표 4.1 유압시스템의 파라미터

Table 4.1 Parameters of hydraulic systems

Parameters	Dimension	Value		Description of parameters
		Master	Slave	
$A_{me}$	$\text{cm}^2$	33.07	33.07	Average area
$V_e$	$\text{cm}^3$	410	410	Average volume
$A_1$	$\text{cm}^2$	50.24	50.24	Head side area of piston
$A_2$	$\text{cm}^2$	15.9	15.9	Rod side area of piston
$B_p$	$\text{kgf} \cdot \text{s}/\text{cm}$	5.46	5.66	Viscous damping coefficient
$L$	$\text{kgf}/\text{cm}$	55	59	Spring constant
$\beta_e$	$\text{kgf}/\text{cm}^2$	12000	12000	Effective bulk modulus of fluid
$M_t$	$\text{kgf} \cdot \text{s}^2/\text{cm}$	1500	1200	Total mass of system
$K_{ca}$	$\text{cm}^5/\text{kgf} \cdot \text{s}$	1.252	1.279	Flow-pressure coefficient of servo-valve
$K_a$	$V/\text{cm}$	10	10	Gain of position transformer
$K_m K_t K_{qa}$	$\text{cm}^3/V \cdot \text{s}$	91.97	93.42	Gain of servo amp, torque motor and servo valve

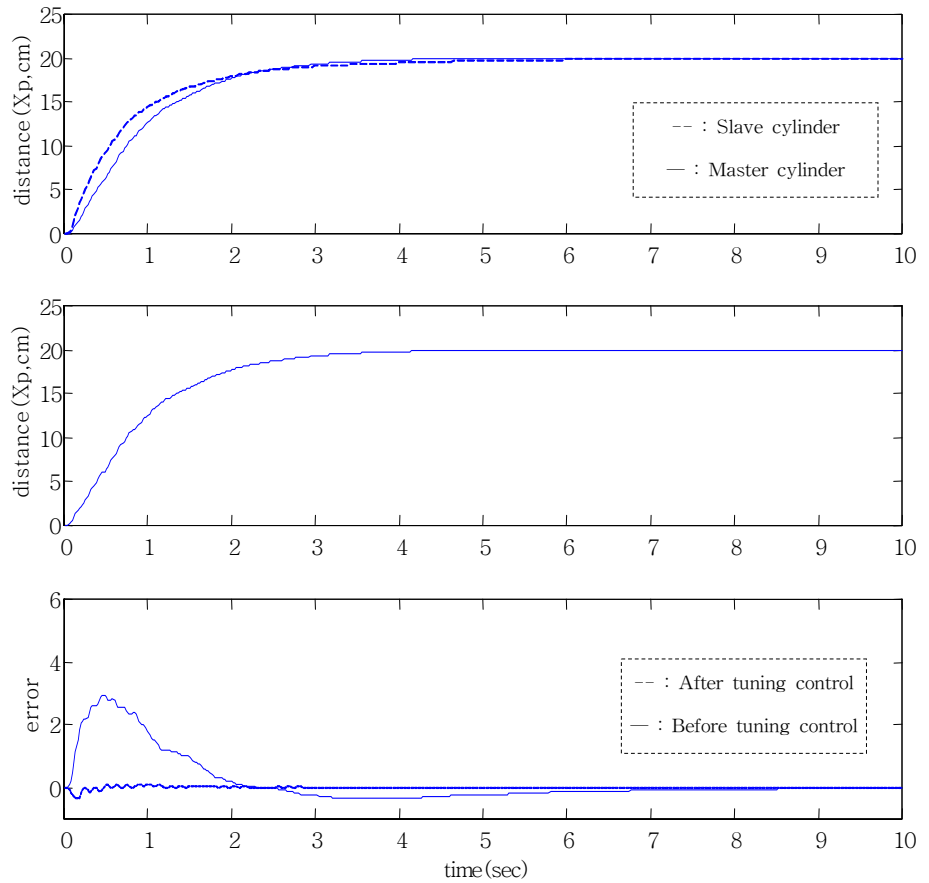


그림 4.3 기준입력 20cm에 대한 위치동조 제어 응답 결과

Figure 4.3 Response of position tuning control system  
when reference input is equal to 20cm



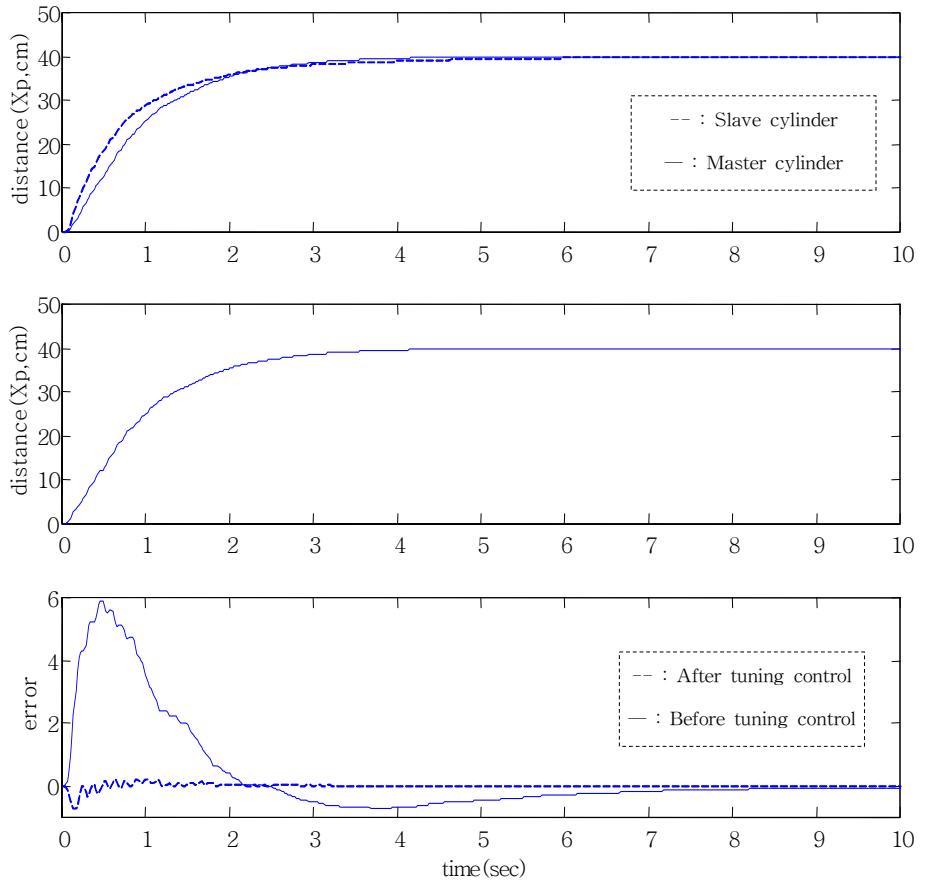


그림 4.4 기준입력 40cm에 대한 위치동조 제어 응답 결과

Figure 4.4 Response of position tuning control system

when reference input is equal to 40cm

#### 4.4.2 사양이 다른 두 개의 유압실린더의 적용 예

실제 시스템의 경우 동조제어를 수행하는 데 있어서 사양이 다른 복수개의 유압실린더를 동조시킬 경우가 있을 수 있다. 이에 표 4.2 와 같이 사양을 다르게 한 두 실린더에 대하여 동조제어를 실시하였다. 이 때 그림4.5 과 그림 4.6에서 보듯이 두 실린더의 개별응답은 크게 다르게 나타나지만 동조제어가 잘 이루어짐을 알 수 있다.

표 4.2 실린더의 파라미터

Table 4.2 Parameters of cylinder

Parameters	Dimension	Value		Description of parameters
		Master	Slave	
$A_{me}$	$\text{cm}^2$	33.07	63.17	Average area
$V_e$	$\text{cm}^3$	410	810	Average volume
$A_1$	$\text{cm}^2$	50.24	90.24	Head side area of piston
$A_2$	$\text{cm}^2$	15.9	45.9	Rod side area of piston
$B_p$	$\text{kgf} \cdot \text{s}/\text{cm}$	5.46	8.66	Viscous damping coefficient
$L$	$\text{kgf}/\text{cm}$	55	79	Spring constant
$M_t$	$\text{kgf} \cdot \text{s}^2/\text{cm}$	1500	1200	Total mass of system
$K_{ca}$	$\text{cm}^5/\text{kgf} \cdot \text{s}$	1.252	1.279	Flow-pressure coefficient of servo-valve
$K_m K_t K_{qa}$	$\text{cm}^3/V \cdot \text{s}$	91.97	93.42	Gain of servo amp, torque motor and servo valve

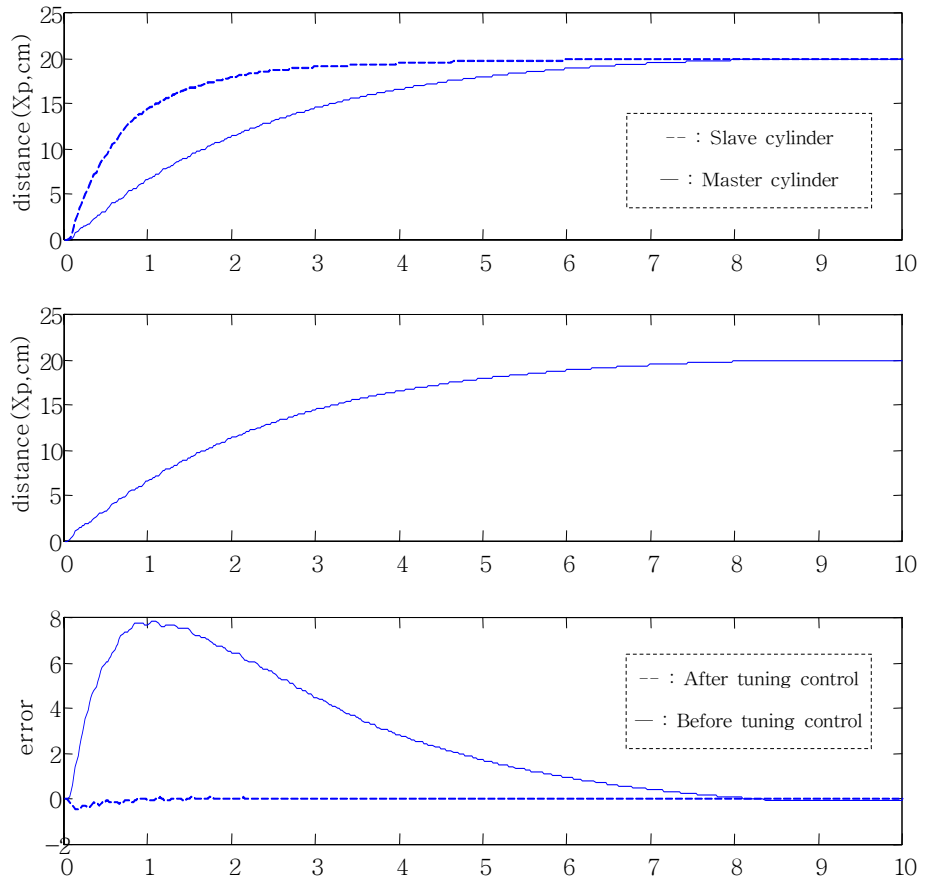


그림 4.5 기준입력 20cm에 대한 위치 동조제어 응답 결과  
 Figure 4.5 Response of position tuning control system  
 when reference input is equal to 20cm

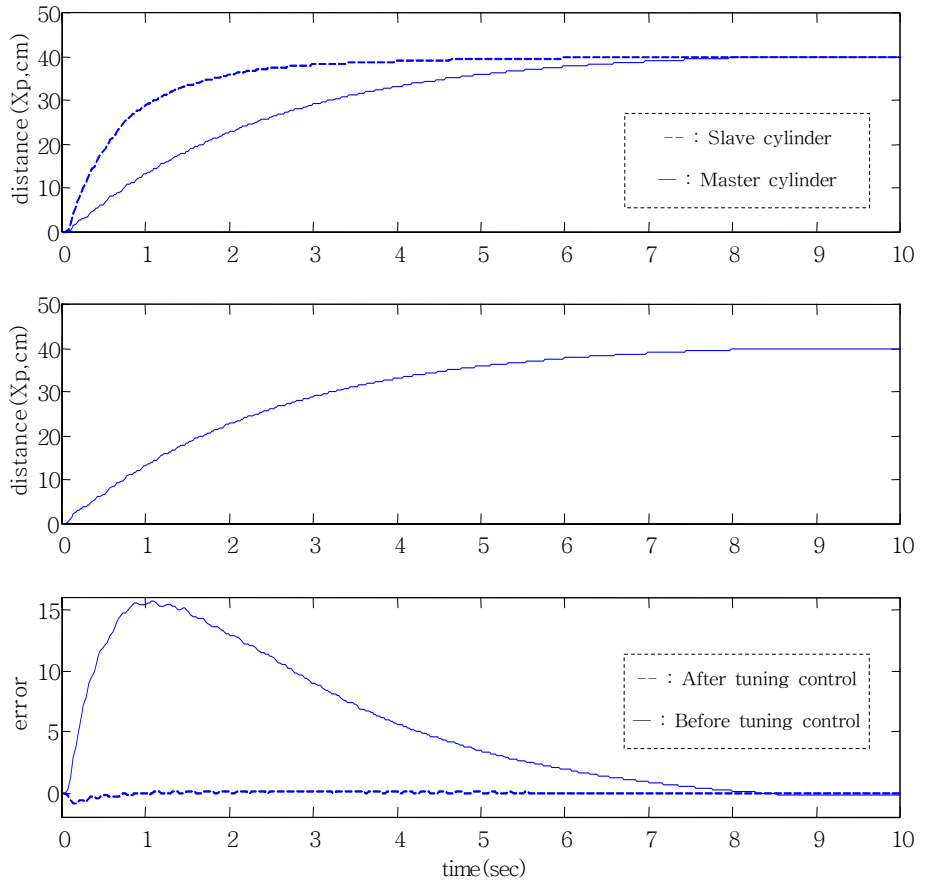


그림 4.6 기준입력 40cm에 대한 위치 동조제어 응답 결과  
 Figure 4.6 Response of position tuning control system  
 when reference input is equal to 40cm

## 제 6 장 결 론

본 논문에서는 제어기의 파라미터를 온라인으로 변화시켜 기존의 고정 설계파라미터 퍼지 PID 제어기의 단점을 보완함으로써 시스템의 동작 범위에 관계없이 항상 정확한 제어동작을 수행할 수 있는 가변 설계파라미터 퍼지 PID 제어기의 설계기법을 제안하였다.

제안된 기법은 입력 변수의 변화를 실시간으로 측정하여 입력 변수들의 상호 관계를 비교한 후 매 샘플링 시간마다 제어기의 주요 설계파라미터를 가변시키는 방법으로 항상 정확한 PID 제어동작이 이루어지도록 함으로써 고정 설계파라미터 퍼지 PID 제어기법에 비해 간단한 형태를 가지면서도 우수한 제어성능을 얻을 수 있는 특징이 있음을 확인하였다.

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

유압실린더의 위치 동조제어에 있어서 고 하중, 정밀 제어시스템에서 요구되는 위치동조 제어를 구현하기 위해 전자적인 요소만으로 구성할 수 있는 위치동조 제어 방법을 논하였고 서로 다른 특성을 지닌 유압실린더의 수학적 모델을 토대로 시뮬레이션을 수행함으로써 제안된 위치동조 제어기의 효용성을 입증하였다.

앞으로의 연구에서는 제안된 제어기를 실제의 시스템에 적용하여 여러 개의 유압실린더를 대상으로 실제적인 실험을 수행함으로써 제안된 위치동조 제어의 타당성과 효용성을 입증해야 할 것이다.

## 참 고 문 헌

- [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," *한국 퍼지 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] 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 Electro-hydraulic Cylinder Pressure Control," *IEEE Trans. on Control Systems Technology, Vol. 8, No. 4*, July 2000
- [8] Li-Xin Wang, *Adaptive Fuzzy Systems and Control : Design and Stability Analysis*, Prentice Hall International, Inc., 1994
- [9] Chuen Chien Lee, "Fuzzy Logic in Control Systems," *IEEE Trans. on Systems, Man, and Cybernetics, Vol. 20, No. 2*, March/April, 1990

- [10] James Carvajal, Guanrong Chen, and Haluk Ogmen, “Fuzzy PID controller,” *Information Sciences* 123, pp. 249–270, 2000
- [11] 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
- [12] 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
- [13] 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
- [14] Kevin M. Passino and Stephen Yurkovich, *Fuzzy Control*, Addison Wesley Longman Inc., 1999
- [15] 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
- [16] 박장호, “퍼지 PID 제어기의 성능개선과 비선형 유압실린더 위치제어에의 응용”, 한국해양대학교 碩士論文, 2001
- [17] 김진규, “해수용 센서내장형 유압실린더와 다중실린더의 위치동조 제어에 관한 연구”, 한국해양대학교 碩士論文, 2001

## 감사의 글

먼저 본 논문이 완성되기까지 부족함이 많은 제자를 위해 헌신적인 지도와 격려로 학문의 길을 이끌어 주신 김종화 지도교수님께 진심으로 존경과 감사를 드립니다. 바쁘신 중에도 자상한 관심과 열의로 지도와 조언을 해주신 진강규 교수님, 조석제 교수님께 깊은 감사를 드리며, 학부 과정에서 석사과정까지 많은 가르침을 주신 유영호 교수님, 류길수 교수님, 하윤수 교수님, 그리고 학부의 모든 교수님들께 머리 숙여 감사 드립니다.

많은 도움을 주신 김인환 교수님과 연구실에서 함께 생활하며 많은 것을 일깨워 주신 이병결, 김대영 선배님께 감사드리며 같이 졸업하는 기석이와 연구실 후배 종욱이, 재권이에게도 감사의 뜻을 전합니다. 조교로서 많은 도움을 준 강군호 선배님, 김경언 조교님에게도 감사하다는 말 전하고 싶습니다. 친구 우영, 기석, 성호, 광현, 진철이에게도 고마움을 느끼고 먼저 졸업한 장호, 진규, 위상, 현석, 우덕 등 93동기들에게도 감사드립니다. 그리고 어려울 때 항상 옆에서 지켜 봐준 은주에게 고맙다는 말을 전하고 싶습니다.

마지막으로 든든한 후원자이자 언제나 사랑과 헌신으로 이끌어 주신 아버지, 어머니, 형, 형수, 조카 민석이에게 진심으로 감사 드리며 이 작은 글을 바칩니다.