

흡배기구 직결회로를 이용한 공압 서보장치의 개발과 집계 시스템용 퍼지제어기 설계

Development of a Pneumatic Servomechanism Using a Direct-connected Circuit
between Inlet and Outlet and Its Application to the Design of
a Fuzzy Position Controller for a Fingering System

최갑용*, 최인수*

Kab-Yong Choi*, In-Soo Choi*

Abstract

In this study two issues are considered, one is to develop a pneumatic servomechanism using a direct-connected circuit between inlet and outlet, the other is to design two kinds of advanced controllers such as fuzzy and PID controllers for a fingering system. Besides, the application of the advanced controllers to the newly proposed servomechanism is presented.

The procedure of this study is composed of following 6 steps:

- [Step 1] Structuring of a control system;
- [Step 2] Development of a pneumatic circuit for the servomechanism;
- [Step 3] Characteristic analysis of the valve and cylinder systems;
- [Step 4] Determination of optimal parameters of the PID controller;
- [Step 5] Design of a fuzzy controller and parameter tuning; and,
- [Step 6] Experimental analysis of fuzzy and PID controllers.

Experimental results show that the newly proposed pneumatic servomechanism has good performance and, not only the performance of the fuzzy controller is better than that of the PID controller but also the fuzzy controller fits well to the control of the pneumatic servomechanism.

* 숭실대학교 산업공학과

1. 서론

1.1 문제점 제기

공압 서보시스템은 자동화 시스템의 구동 요소로서 작업 대상물을 밀어서 고정시키는 것과 같은 단순한 작업에서부터 조립작업과 같은 보다 복잡한 작업에 이르기까지 다양하게 이용되고 있는데, 이는 적은 출력으로 큰 작업력을 얻을 수 있게 할 뿐만 아니라 공기의 압축성에 의하여 충격을 완화시켜 주는 충격 흡수 효과를 얻을 수 있도록 해 주기 때문이다. 그러나 바로 이러한 압축성으로 인해서 제어 시스템의 입출력 관계가 비선형이 되고, 제어 대상이 고차의 시스템으로 만들어지기 때문에 시스템의 정밀한 모형화나 제어기의 파라미터 설정이 용이하지 않게 된다는 문제점이 생기게 된다. 따라서, 솔레노이드 밸브를 이용하여 PID제어나 퍼지제어와 같은 고급의 제어 기법을 공압 서보 시스템에 적용하려고 할 경우 다음과 같은 문제점들이 발생하게 된다.

첫째, 솔레노이드 밸브를 오랜 시간 동안 빠른 속도로 개폐시켜야 하기 때문에 밸브의 작동에 대한 신뢰성을 보장할 수 없고 수명도 짧아지게 된다.

둘째, 공압 실린더를 이용한 제어 기법은 대부분 솔레노이드 밸브의 온·오프(on-off) 작동에 의한 순서제어(sequence control)가 거의 전부였었다. 때문에 어떤 특정한 조건하에서만 작업이 가능하도록 입력이나 출력을 고정시키고 있어서 작업 조건이 변화하는 상황에서도 적절히 대응할 수 있는 고급의 제어를 기대할 수 없다.

1.2 연구 목적

기계화의 기술이 인간의 육체적 기능의 한계를 극복할 수 있도록 해 준 반면에 컴퓨터 활용 기술은 인간의 정신 활동까지도 대신할 수 있을 정도로 발전하기에 이르렀다. 이 결과 단위 기계나 단위 작업 시스템에서부터 공장 전체에 이르기까지 작업자 없이도 가동할 수 있는 무인화 생산 시스템의 등장 가능성을 하였다. 이와 같은 첨단화된 자동생산 시스템의 핵심적인 구성 요소는 구동 요소라고 할 수 있으며, 핵심 기술은 이를 제어하는 것이라고 할 수 있다. 지금까지 생산 현장에서 저탄성 재료/제품을 다루는 작업 시스템의 구동 요소로서 가장 많이 사용되고 있는 것 중의 하나가 압축 공기를 이용한 공압 실린더 시스템이다. 그러나 앞절에서 제기한 바와 같은 문제점들 때문에 공압 실린더 시스템의 활용에 많은 제약이 따랐던 것도 사실이다. 따라서 본 연구에서는 공압 실린더 시스템의 제어에 PID제어나 퍼지제어와 같은 고급의 제어를 실현할 수 있도록 하기 위하여 새로운 공압 회로를 개발하고, 더 나아가서 이를 실제의 시스템에 적용할 수 있는 기법을 개발하여 실용화시키고자 하는데 목적을 두고 있다.

1.3 연구 방법

본 연구에서는 기존의 실린더 시스템이 가지고 있는 문제점을 보완할 수 있도록 특별히 제작된 공압 실린더 제어 시스템을 이용하고 있다. 이 실험 장치의 공압 실린더는 편로드 복동형으로 되어 있고, 한 개의 유량 제어용 전동 밸브를 이용하여 실린더의 배압을 조정하므로써 작업순(피스톤로드)의 전·후

진 작동을 가능하도록 하고 있으며, 제어 시스템의 가장 중요한 구성 요소가 되는 제어 장치로는 DAQ 시스템을 내장한 IBM PC를 이용하고 있다.

본 연구에서는 먼저 실험을 통하여 실험 장치의 특성을 나타내는 파라미터들을 구하고, 이를 이용하여 이론적으로 시스템을 모형화한 후 PID제어를 위한 제어기의 파라미터들을 동정(同定)한다. 다음으로, 실제 시스템을 대상으로 해서 작업손의 위치를 가변적으로 제어할 수 있도록 하는 PID제어 알고리즘을 구축하고, 3인자 요인분석 실험을 통하여 PID제어기의 최적 파라미터를 구한 다음 이론값과 비교 분석하므로써 경제적인 파라미터 동정 방법을 모색하고 있다. 마지막으로, 공압 서보 시스템은 고차의 비선형 시스템으로 이루어져 있기 때문에 이에 적합한 퍼지 제어기를 설계한 후 보다 개선된 성능을 발휘할 수 있도록 파라미터들을 동정하고 이 결과를 PID제어기의 성능과 비교 분석하고자 한다.

2. 실린더 제어시스템의 구조와 동작원리

2.1 시스템의 구조[10]

본 연구에서 이용하고 있는 실린더 시스템은 [그림 1]과 같이 제어기 시스템, 실린더 시스템, 제어 밸브 시스템 등 몇 개의 하부 시스템으로 구성되어 있다.

제어기 시스템의 주된 구성 요소가 되는 IBM 486 PC에는 A/D, D/A 변환 기능을 가지고 있는 DAQ(data acquisition)시스템과 제어용 소프트웨어(Lab-Windows)가 내장되어 있다. 또한, PC는 0V-10V의 크기로 조작신호

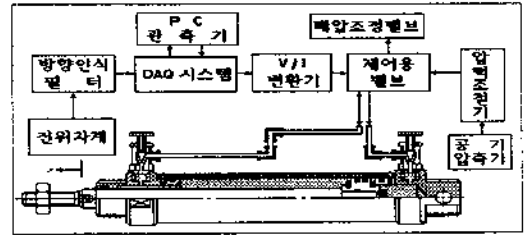


그림 1. 제어 시스템의 구조

를 방출하고 있기 때문에 0V에서 밸브를 완전히 닫히게 하고 10V에서 밸브를 완전히 열리게 할 수 있도록 하기 위해서 0V-10V구간을 4mA-20mA 구간으로 선형변환 시켜 주는 V/I변환기를 사용하고 있으며, 피스톤 로드와 진행 방향을 구별하고 각각의 방향에 따라 엔코더의 펄스 수를 계산할 수 있도록 하는 방향 인식 필터도 사용하고 있다.

실린더 시스템을 살펴보면 [그림 2]와 같다. 실린더는 피스톤의 지름이 20mm이고, 행

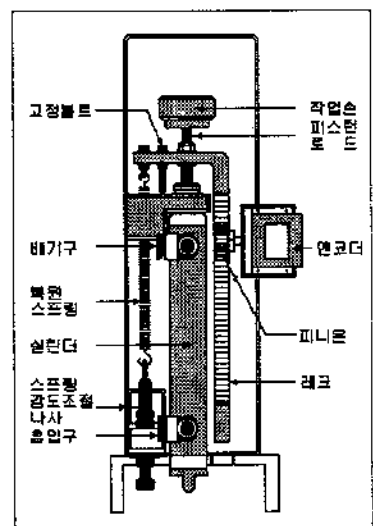


그림 2. 실린더 시스템

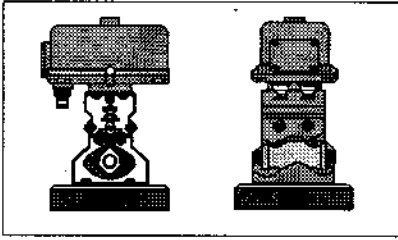


그림 3-a. 제어용 전동밸브의 외관

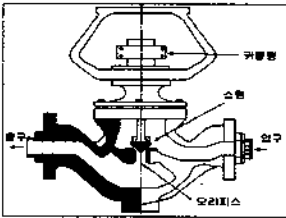


그림 3-b. 밸브의 구조

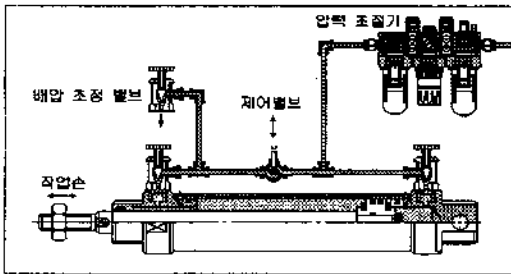


그림 4. 흡배기구 연결방식 회로

정 거리가 200mm인 편로드 복동형을 사용하고 있으며, 이 실린더의 배기구 쪽에는 배압 조정용 밸브가 부착되어 있다. 또 피스톤 로드에는 작업손을 복귀시키는 복원 스프링과 작업손의 위치 감지를 위한 엔코더 구동용 래크(rack)가 부착되어 있다. 이 래크가 엔코더의 피니온을 구동시켜서 엔코더로부터 펄스를 발생시킬 수 있게 하고, 펄스의 수를 이용하여 피스톤 로드의 선단에 연결된 작업손

의 변위를 감지할 수 있도록 하고 있다.

제어 밸브 시스템을 살펴보면 [그림 3]과 같다. 이 시스템의 밸브 구동용 전동기는 220v, 0.4A, 30W용량의 유도전동기이다. 이 전동기를 이용하여 밸브시스템의 위치를 제어하고 있다.

2.2 흡배기구 직결방식을 채용한 공압 회로 설계와 작동 원리[7],[12]

앞 장에서 제기되었던 문제점들에 대하여 본 연구에서는 다음과 같은 두 가지 대책을 수립하였다. 하나는 첫 번째 문제점에 대한 방안으로서 솔레노이드 밸브 대신에 유량 제어용 전동밸브를 이용하는 것이고, 다른 하나는 두 번째 문제점에 대한 방안으로서 한 개의 제어 밸브만 가지고도 작업손의 전후진 양방향의 위치 제어를 가능케 할 수 있도록 하기 위하여 [그림 4]와 같이 공압회로를 구성하는 것이다. 본 연구에서는 이 회로를 “흡·배기구 직결방식”이라고 부르기로 한다. 이 회로의 특징은 배압 조절 밸브를 채용하는 것이다. 작업손의 후진을 위한 작용력을 스프링의 복원력에만 의존하도록 하고 가압측에만 작동압을 인가할 수 있도록 한다면 작동압을 제거하더라도 가압측에는 여압이 발생되기 때문에 작업손의 후진과 원점 복귀가 불가능해 지게 된다. 또 흡배기구가 폐회로로 연결되어 있다면 식(1)에서 알 수 있는 바와 같이 “등온하에서 압축·팽창이 일어날 경우에 압력과 체적의 곱은 항상 일정하다.”는 보일의 법칙에 따라 상대측 실린더의 체적이 감소하면서 압력은 상승하게 되므로 제어가 불가능해 진다. 그러나 흡배기구 직결방식의 회로는 전진 작동 시에는 가

압축으로 작동압을 집중케 할 수 있고, 후진 작동 시에는 배압측으로 작동압을 집중시킬 수 있기 때문에 작업손이 후진할 때 가압측보다 배압측의 압력을 높여 줄 수 있어서 전 후진의 양방향 제어를 가능케 해 준다.

$$\left. \begin{aligned} PV &= C \\ P_1V_1 &= P_2V_2 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

식(1)에서 P_1V_1 은 압축 전의 압력과 체적이고, P_2V_2 압축 후의 압력과 체적을 나타내고 있다. 그리고 배압조절 밸브를 통과하는 유량은 식(2)에서 보여 주는 바와 같은 “연속 흐름을 갖는 유로의 두 지점을 통과하는 유체의 유량은 일정하다.”는 질량 보존의 법칙을 이용한 연속 방정식에 의하여 해석될 수 있다.

$$\left. \begin{aligned} Q &= AV \\ A_1V_1 &= A_2V_2 \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

식(2)에서 Q 는 유량, A 는 유로의 단면적, 그리고 V 는 유체의 속도이다. 식(2)로부터 알 수 있는 바와 같이 밸브를 통과하는 유량은 밸브의 단면적에 의하여 결정된다. 따라서 밸브의 단면적은 스템의 위치 변화에 의하여 결정되기 때문에 밸브를 통과하는 유량 제어는 결국 스템의 위치를 제어하는 모터 제어에 의하여 이루어지게 된다.

3. 제어 시스템의 특성분석과 모형화

3.1 실린더 시스템의 특성분석과 모형화

[9]

작업손을 전진 작동시키기 위하여 가압측에 작동압을 인가하면 실린더 시스템은 피스

턴과 로드 에 발생하는 마찰, 스프링의 탄성 그리고 배압 등에 의하여 저항을 받게 된다. 이와 같은 저항력들과 피스턴에 인가되는 작용력과의 관계를 뉴턴의 운동법칙을 이용해서 식(3),식(4),식(5)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\sum F = Ma = -KY - BV + f \quad (3)$$

$$(M/K)d^2Y/dt^2 + (B/K)dY/dt + Y = (1/K)f \quad (4)$$

$$\tau^2(d^2Y/dt^2) + 2\zeta\tau(dY/dt) + Y = X(t) \quad (5)$$

식(3)과 식(4)에서 F 는 피스턴에 작용하는 모든 방향의 힘, M 은 질량, a 는 가속도, K 는 스프링의 탄성계수, B 는 점성 마찰계수, f 는 피스턴에 인가되는 작용력, V 는 작업손의 속도이다. 그리고 식(5)에서 $\tau^2 = M/K$, $2\zeta\tau = B/K$, $X(t) = f/K$ 의 관계를 갖는다. 압축 공기가 관로를 통과하여 가압측의 피스턴에 도달하는데 걸리는 시간을 지연시간이라고 하고 L 로 나타내면 식(5)를 다시 식(6)과 같이 정리할 수 있다. 초기 조건을 설정한 다음 식(6)을 대상으로 라플라스 변환을 실시하면, 식(7)과 같이 지연을 갖는 전형적인 2차 시스템으로 실린더 시스템을 모형화 할 수 있다. 식(6)과 식(7)에 있는 K_P, τ_P, ζ_P 는 각각 실린더 시스템의 이득정수, 시정수, 감쇠 계수를 나타낸다.

$$\tau^2(d^2Y/dt^2) + 2\zeta\tau(dY/dt) + Y = X(t-L) \quad (6)$$

$$\frac{Y(S)}{X(S)} = \frac{K_P \cdot e^{-LS}}{\tau_P^2 S^2 + 2\zeta_P \tau_P S + 1} \quad (7)$$

과도응답 특성분석을 통하여 [표 1]과 같

이 실린더 시스템의 파라미터들을 구하고, 이를 식(7)에 대입하면 식(8)과 같은 결과식을 구할 수 있다. 식(8)의 $G_p(S)$ 는 실린더 시스템의 전달함수이다.

$$G_p(S) = \frac{0.46 \cdot e^{-1.76S}}{1089S^2 + 66S + 1} \quad (8)$$

3.2 밸브 시스템의 특성분석과 모형화

본 연구에서 이용하고 있는 밸브 시스템의 동적 특성을 알아보기 위하여 과도응답 특성 분석을 실시한 결과 밸브 시스템은 2차 시스템으로 추정되었으며, 이 시스템의 파라미터들은 [표 1]과 같이 측정되었다. 이들 결과

표 1. 실린더와 밸브 시스템의 파라미터

실린더 시스템	이득정수 (K_p)	불감시간 (L_p)	시정수 (τ_p)	감쇠계수 (ζ_p)
	0.46	1.76	33	1
밸브 시스템	이득정수 (K_v)	불감시간 (L_v)	시정수 (τ_v)	감쇠계수 (ζ_v)
	0.13	4.98	0.96	1

를 이용하면 식(9)와 같이 밸브 시스템을 모형화 할 수 있다. 식(9)의 $G_v(S)$ 는 밸브 시스템의 전달함수이고 K_v , τ_v , ζ_v 는 각각 밸브 시스템의 이득정수, 시정수, 감쇠계수이다.

$$G_v(S) = \frac{K_v \cdot e^{-LS}}{\tau_v^2 S^2 + 2\tau_v \zeta_v S + 1} = \frac{0.13 \cdot e^{-4.98S}}{0.92S^2 + 1.92S + 1} \quad (9)$$

4. PID 제어용 알고리즘과 제어 결과

4.1 신호흐름 체계[13]

초기상태에서는 제어 밸브가 완전히 열려 있기 때문에 배압측의 압력이 가압측보다 크게 작용하므로 작업손은 0점에 위치하게 된다. 제어를 실시하면 PC는 DAQ 시스템에 내장되어 있는 CTC(counter/ timer circuit)와 필터를 통하여 엔코더의 펄스 수를 읽어 들어서 작업손의 위치를 감지하고, 기준 입력과 감지된 귀환 신호의 크기를 비교하여 편차를 계산한 후 제어 모드의 특성에 따라 조작량을 결정한다. 이어서 D/A 변환 기능을 가지고 있는 DAQ 시스템을 통하여 모터 드라이버에 조작량을 인가시켜서 밸브시스템을 구동시키면 실린더로 유입되는 유량이 결정되어서 작업손을 제어할 수 있게 된다. 이 때 피스톤 로드에서 부착된 래크가 엔코더를 구동시

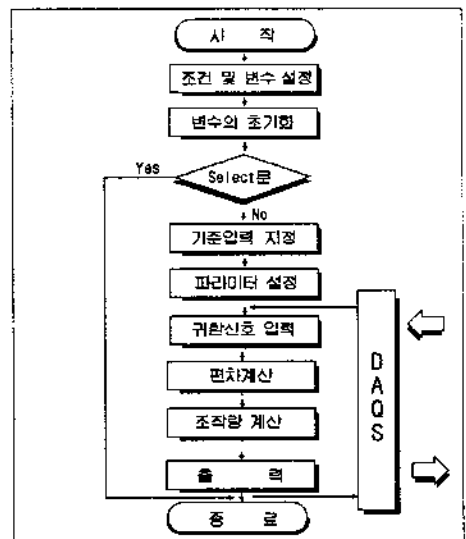


그림 5. 제어 시스템의 신호 흐름 체계

켜서 작업손의 변위를 측정할 수 있게 해 주고, 이 신호를 되먹임 시키므로써 [그림 5]와 같은 귀환제어과정이 이루어지게 된다.

4.2 PID제어 알고리즘

시연속 시스템의 제어 루프에서는 모든 신호들이 시간에 대해서 연속적인 함수 관계를 갖기 때문에, PID 제어기의 입력을 $e(t)$ 로 하고 출력을 $m(t)$ 로 했을 때 입력과 출력에 대한 관계는 식(10)과 같이된다.

$$m(t) = K_P e(t) + \frac{1}{T_I} \int e(t) dt + T_D \frac{de(t)}{dt} + R \quad (10)$$

그러나 컴퓨터 제어 시스템에서는 [그림 6]에서 보는 바와 같이 입력력 데이터가 샘플로 취해지기 때문에 불연속적인 관계를 갖게 되므로 식(10)을 그대로 이용할 수 없게 된다. $e(t)$ 대신에 샘플 값인 $e(k)$ 를 대상으로 제어를 실행해야 하기 때문에 식(10)의 적분식과 미분식을 각각 식(11), 식(12)와 같이 근사시켜서 식(13)과 같은 디지털 제어규칙을 만들어야 한다.

$$\int e(t) dt \rightarrow T_S \sum_{i=0}^k e(k_i) \quad (11)$$

$$de(t)/dt \rightarrow \frac{1}{T_S} \{e(k) - e(k-1)\} \quad (12)$$

$$m(k) = K_P \{e(k) + \frac{T_S}{T_I} \sum_{i=0}^k e(k_i) + \frac{T_D}{T_S} [e(k) - e(k-1)]\} \quad (13)$$

여기에서 $m(k)$, $e(k)$ 는 $t = k \cdot T_S$ 시각에서의 $m(t)$, $e(t)$ 의 값을 가리키며, T_S 는 한 주기의 샘플링 시간을 나타내고 있다.

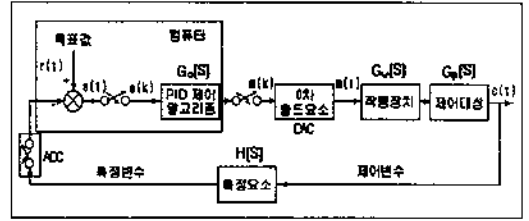


그림 6. 피드백 제어 시스템

4.3 수리모형을 이용한 시뮬레이션결과[4], [5]

PID제어를 위한 제어기의 전달함수는 식(14)와 같다. 앞에서 구한 밸브 시스템의 전달함수 $G_V(s)$ 와 실린더 시스템의 전달함수 $G_P(s)$ 를 이용하면 개루프 전달함수 $G(s)$ 를 구할 수 있으며, 이를 이용하면, 식(15)와 같은 폐루프 시스템의 총 전달함수를 구할 수 있다. (단, 귀환 요소의 전달함수 $H(s) = 1$ 로 하고 비례대 $K_B = 0.1923$ 이다.)

$$G_c = K_B \cdot K_C (1 + \tau_D S + \frac{1}{\tau_I S}) \quad (14)$$

$$\begin{aligned} C(S)/R(S) &= G(S) / \{1 + G(S)H(S)\} \\ &= \{0.0115 K_C (1 + \tau_D S + (1/(\tau_I S)))\} / \\ &\quad [\{(1001S^4 + 2150.72S^3 + 1216.64S^2 \\ &\quad + 67.92S + 1)\} / e^{-6.74S} \\ &\quad + \{0.0115 K_C (1 + \tau_D S + (1/(\tau_I S)))\}] \end{aligned} \quad (15)$$

切斷級數(truncated series)를 이용하여 지연에 대한 지수함수 $e^{-6.74S}$ 를 식(16)과 같이 근사시키고, 이를 식(15)에 대입하면 식(17)과 같은 폐루프 시스템의 최종적인 전달함수를 구할 수 있다.

$$e^{-6.74S} \cong \frac{1}{1 + 6.74S + 45.43S^2} \quad (16)$$

$$C(S)/R(S) = \{0.0115K_C(1 + \tau_D S + (1/(\tau_I S)))\} / \{ (1 + 6.74S + 45.45S^2)(1001S^4 + 210.72S^3 + 1216.64S^2 + 67.92S + 1) \} + 0.0115K_C(1 + \tau_D S + (1/(\tau_I S))) \quad (17)$$

식(17)을 보면 제어기의 파라미터인 K_C , τ_I , τ_D 만이 미지수로 남아 있다. 제어기 설계의 목적은 시스템의 동적 특성을 분석하고 이에 영향을 주는 제어기의 파라미터를 동정해서 가능한 빠르고 안정된, 정확한 응답을 얻고자 하는 것이므로, 남은 문제는 제어기의 최적 파라미터를 구하는 것이다. 이를 위하여 본 연구에서는 제어기의 성능을 평가하는 척도로서 편차면적평가법([그림 7]의 빗금친 부분의 면적이 적을 수록 성능이 우수하다.)을 이용하고, 3인자(K_C, τ_I, τ_D) 요인분석 실험을 통하여 제어기의 최적 파라미터들을 동정하고 있다. 모의실험을 위한 기준입력 R 을 100(mm), 제어시간 t 를 325(sec)로 하여 최소가 되는 편차 면적을 구하였는데 결과는 6581이고, 이 때 제어기의 최적 파라미터는 각각 $K_C=1.5, \tau_I=2.5, \tau_D=2$ 가 되었다. 이들 파라미터들을 식(17)에 대입하고 역변환시킨 후 시간응답을 보면 [그림 7]과 같다.

4.4 실제 시스템의 제어 결과[3],[6]

제어기의 파라미터를 구하려고 실제 시스템을 대상으로 3인자 요인분석과 같은 실험을 실시한다면 엄청난 시간과 비용이 소요될 뿐만 아니라 많은 위험이 따를 수 있다. 시스템을 정확하게 모형화 할 수만 있다면 앞서 실시한 모의실험의 결과를 이용하는 것이 이와 같은 문제들을 해결할 수 있는 좋은 방

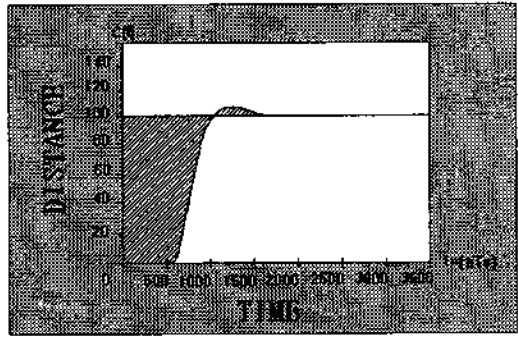


그림 7. 시뮬레이션에 의한 시간응답 커브

법이 될 수 있다. 때문에, 본 연구에서도 실제 시스템을 제어하기 위하여 모의실험의 결과를 이용하였으며, 제어 결과를 확인하기 위하여 실제 시스템을 대상으로 3인자 요인분석 실험을 실시하여 [표 2]와 같은 결과를 얻게 되었다. [표 2]에서 - 표시는 편차면적이 10,000이상이 되는 곳으로 의미가 없는 제어영역을 나타내고 있다. 이 표에서 이론 모형을 이용하여 모의실험에서 구한 최적 파라미터들이 실제 시스템의 제어에서도 최적 파라미터가 되고 있다는 것을 보여 주고 있다. 이 때의 최소 편차 면적은 6938.5이고 과도 응답 곡선은 [그림 8]과 같다. 이 결과는 기준입력 R 을 100mm로 하고 샘플링 횟수 n 은 2500회, 샘플링 주기 T_s 는 0.13sec인 상태에서 얻은 결과이다. 이론 모형에 의한 모의실험의 최소 편차면적과 실제 시스템의 제어 결과 사이에 차이를 보이는 이유는 모델링오차 때문이라고 볼 수 있다.

5. 퍼지 제어기 설계

실린더 시스템은 공기의 압축성으로 인하여 입출력 관계가 비선형관계를 갖는 고차의

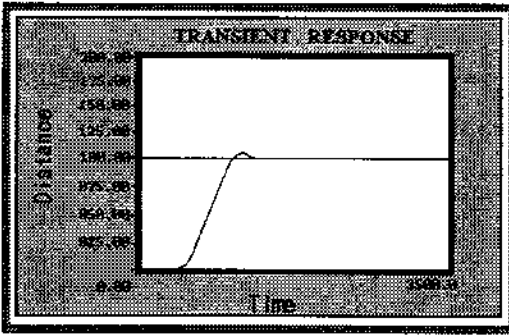


그림 8. 실제 시스템의 시간 응답 커브

표 2. 실제 시스템의 3인자 요인분석 실험 결과

실험 조건	R = 100(mm), Ts = 0.13(sec), 온도 : 23℃, 습도 : 35 %						
	τ_D	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0
$k_c=1.0$	$\tau_1=1.0$	9086.4	9304.1	8209.1	8768.9	8440.0	8660.5
	$\tau_1=1.5$	8590.9	8379.6	7345.9	7788.0	7906.3	8336.3
	$\tau_1=2.0$	7641.1	8869.7	7696.8	7806.2	7647.7	7426.2
	$\tau_1=2.5$	8785.1	8181.5	7440.9	7652.8	7984.6	7580.6
	$\tau_1=3.0$	7516.2	8326.2	7473.1	7633.5	7188.5	7959.7
	$\tau_1=3.5$	8893.7	7983.8	7552.9	7575.6	7542.3	7956.3
	τ_D	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0
$k_c=1.5$	$\tau_1=1.0$	9270.1	8851.6	9478.8	9187.5	8977.8	-
	$\tau_1=1.5$	8287.4	8627.8	8183.7	8387.5	8621.5	-
	$\tau_1=2.0$	7814.8	7599.7	8253.5	7421.2	7316.7	-
	$\tau_1=2.5$	7385.2	7424.0	7633.3	6638.5	8045.1	-
	$\tau_1=3.0$	7265.6	7348.0	7834.7	7334.3	7689.2	-
	$\tau_1=3.5$	7800.0	6977.4	7996.1	7091.8	-	-
	$\tau_1=4.0$	7191.9	7124.4	7528.4	7406.5	-	-
$k_c=2.0$	τ_D	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0
	$\tau_1=1.5$	-	-	-	-	-	-
	$\tau_1=2.0$	-	8178.7	-	-	-	-
	$\tau_1=2.5$	7859.2	8043.5	7946.0	7971.3	-	-
	$\tau_1=3.0$	-	-	-	-	-	-

시스템으로 이루어져 있기 때문에 선형관계를 전제조건으로 성립 하는 PID 제어기법에

는 한계가 있기 마련이다. 이 절에서는 이러한 문제를 극복할 수 있는 제어기법으로서 퍼지 제어기의 설계에 대하여 다루고자 한다.

5.1 파라미터 대응의 정합성 논리[1],[2]

전통적인 제어기의 설계 특히, PID 제어에서는 플랜트와 제어기의 파라미터를 잘 대응시키고 있기 때문에 성공적으로 제어 목적을 달성할 수 있게 해 준다. 퍼지 제어기의 설계에서도 이와 같은 소위, 정합성 유지의 문제가 중요한 과제로 대두되는 것은 지극히 당연한 일이다. 왜냐하면, 제어 대상을 막연하게 블랙박스로 취급하지 않고, 시스템의 내부 상황이나 제어 과정을 잘 이해할 수 있도록 해야 명확하게 변수와 파라미터를 대응시킬 수 있어서 합리적으로 소기의 제어 목적을 달성할 수 있기 때문이다. 본 연구의 실험 대상이 되는 실린더 시스템은 앞에서 이미 실험을 통하여 밝힌 바와 같이 지연을 갖는 전형적인 2차 시스템으로 추정할 수 있기 때문에, 이 시스템의 동적 특성을 결정 짓는 파라미터들은 불감시간을 포함한 지연시간(이하, 지연시간 또는 지연으로만 기술한다.), 이득정수, 감쇠계수 그리고 시정수 등으로 구성되어 있다. 이 절에서는 이들 파라미터에 대응하는 제어기의 변수와 파라미터 설정에 대하여 다루고자 한다.

5.1.1 위상 보상에 의한 지연시간 대응과 안정성 유지 논리

실제의 모든 시스템에서는 전달 지연이 존재할 수밖에 없다. 따라서, 조작량이 입력과 동시에 출력으로 반응할 수 없기 때문에 현재의 시점에서 얻어진 바람직하지 못한 응답은 지연시간만큼 앞선 시점에서 이루어진 입

력의 결과로 보아야 하므로, 바람직한 제어 결과를 얻기 위해서는 반드시 지연을 고려해 주어야 한다. 이 때문에, 본 연구에서는 퍼지

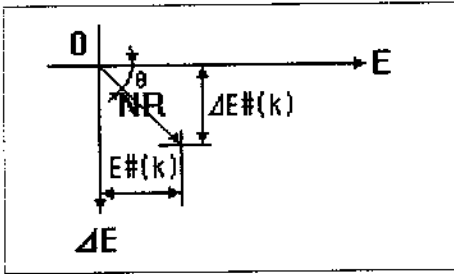


그림 9. 출력·위상 좌표계

제어기의 전건부 변수로서 출력변수와 함께 위상변수를 채용하고 있는데 바로 이 위상변수를 이용하여 지연에 대응하고 있다. [그림 9]와 같이 편차($E\#(K)$)의 크기를 나타내는 축과 편차의 변화분($\Delta E\#(K)$)의 크기를 나타내는 축이 직교하는 평면 좌표계를 만들고 제어기로 입력되는 편차와 편차의 변화분이 이 좌표계에 사상시키면 평면벡터가 만들어 지는데, 이 벡터를 출력변수(NR)로 한다. 그리고 벡터와 편차축이 이루는 각으로 나타내는 극좌표를 위상변수(θ)로 한다. 위상변수를 제어변수로 채택하게 되면, 시스템의 출력과 제어기의 출력 사이에 존재하는 시간차를 위상차로 측정하여 나타낼 수 있도록 해주기 때문에 불감시간을 갖는 시스템의 제어에 효과적으로 대응할 수 있다는 장점을 얻을 수 있다. 예를 들어서, 제어기가 [그림 10]에 있는 시스템의 응답곡선 a를 따라서 조작량을 결정하여 방출해야 할 경우에 $n \cdot Ts$ 시점에서 최대의 오버슈트가 일어나기 때문에 제어기는 이 시점에서 출력을 억제시키기 위

한 조작량을 방출해야 한다. 그러나, $n \cdot Ts$ 시

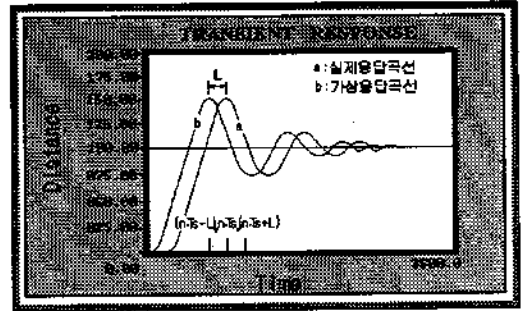


그림 10. 지연에 의한 응답곡선의 위상차

점에서 방출된 조작 신호는 L 시간 후에야 시스템의 출력에 영향을 주게 되는데, 이 시점에서 시스템의 출력커브를 보면 이미 언더슈트가 발생하는 시점에 와 있기 때문에, 이 상태에서 출력을 억제시키는 영향을 받게 되면 시스템은 오히려 불안정하게 되어서 제어가 불가능해 지게 된다.

따라서, 본 연구에서는 [그림 10]에 있는 가상적인 시스템의 출력곡선 b를 따라 제어기의 출력시기를 결정하도록 하는 것과 같은 효과를 얻기 위하여 시스템의 출력위상을 이용하여 조작량의 방출 시기를 결정할 수 있도록 함으로써 지연에도 대응하면서 안정성도 보장할 수 있게 한다.

5.1.2 출력변수에 의한 이득 및 시정 수 대응과 속응성 개선 논리

제어 대상 시스템에 입력을 주면 과도상태를 거쳐서 정상상태에 도달하게 되는데, 실제 시스템에서는 정상상태의 전달비 즉, 입력과 출력의 비가 여러 가지 원인 때문에 1보다 적게 나타난다. 이와 같은 전달비 또는 이득 때문에 발생하는 편차를 정상편차라고 부르고 있으며, 이 편차를 제거하는 것이 제

어의 중요한 과제중의 하나가 된다. 또 한가지 중요한 과제는 속응성을 개선하는 것이다. 제어 대상 시스템에 단위 계단 입력의 테스트 신호를 주었을 때 목표값에 도달하는데 걸리는 시간을 시정수라고 하는데, 이 시정수는 시스템의 특성에 따라 고유하게 정해져 있기 때문에, 제어기는 이와 같은 시스템의 특성에 영향을 주어서 응답 속도를 개선할 수 있어야 한다. 본 연구에서 제안하는 퍼지 제어기는 정상상태에서 제어대상이 목표값을 지속적으로 유지할 수 있게 하고, 또 속응성을 개선할 수 있도록 하기 위하여 출력변수의 크기와 위상에 따라 후건부의 조작량 파라미터(Δu)를 조절할 수 있게 함으로써 이득과 시정수에 대응하고 있다.

5.2 퍼지 제어기와 규칙의 구조

앞절에서는 대응논리를 이용하여 퍼지제어기의 변수를 설정하였다. 이 절에서는 퍼지 제어기와 제어규칙의 구조에 대하여 다루고자 한다.

5.2.1 퍼지 제어기의 구조[8],[11]

퍼지 제어 시스템은 [그림 11]과 같다. 퍼

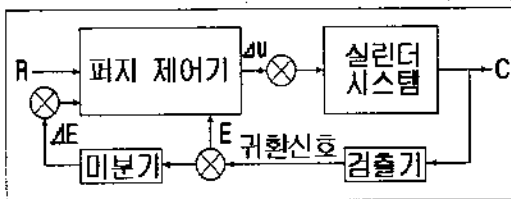


그림 11. 퍼지 제어 시스템

지 제어기는 먼저 시스템의 출력을 귀환신호로 받아서 편차와 편차의 변화분을 만든다. 이들을 이용하여 전건부 변수인 출력변수와

위상변수의 값을 결정하게 되는데, 이들은 정수(定數)로서 일점화 되어 있기 때문에 멤버쉽 함수를 통과시켜서 퍼지화 시킨 다음 해당 규칙을 발화시킨다. 발화된 규칙들의 후건부 변수인 조작량은 퍼지 값으로 주어지기 때문에 이를 다시 비퍼지화 시켜서 출력시키므로써 한 주기의 제어 과정이 이루어지게 된다.

5.2.2 제어규칙의 구조

앞절에서 밝힌 바와 같이 전건부 변수를 출력변수와 위상변수로 하고 후건부 변수를 조작량의 변화분으로 한다. 제어 규칙은 아래 식(18)과 같이 IF - THEN형식의 추론에 의하여 만들어진다.

$$(NR, \Theta) \rightarrow \Delta u \quad (18)$$

여기에서 NR과 Θ 는 전건부 변수이고 Δu 는 후건부 변수이다. 식(18)의 각 항들은 식(19)-식(23)을 이용하여 구할 수 있다.

$$NR = \sqrt{E^2 + (\Delta E)^2} \quad (19)$$

$$\Theta = \text{Cos}^{-1}(E/NR) \quad (20)$$

$$E = R - Y \quad (21)$$

$$\left. \begin{aligned} \Delta E &= E_n - E_{n-1} \\ &= (R - Y_n) - (R - Y_{n-2}) \\ &= Y_{n-1} - Y_n \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

$$\Delta U = U_n - U_{N-1} \quad (23)$$

여기에서 R은 기준입력, Y는 플랜트의 출

력, E는 편차, ΔE는 편차의 변화분, U는 조작량, ΔU는 조작량의 변화분, NR은 출력벡터, θ는 위상각을 나타내고 있다.

5.3 퍼지화를 위한 멤버십 함수

5.3.1 NR에 대한 퍼지변수

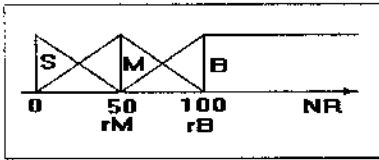


그림 12. NR의 퍼지변수

NR에 대한 퍼지변수는 [그림 12]와 같은 멤버십 함수는 식(24)와 같다.

$$\left. \begin{aligned}
 S = \text{Small} \\
 (1/rM)(-|0-R| + rM) \forall 0 \leq NR \leq rM \\
 M = \text{Medium} \\
 (1/rM)(-|rM-R| + rM) \forall 0 \leq NR \leq rB \\
 B = \text{Big} \\
 (1/rM)(-|rB-R| + rM) \forall rM \leq NR \leq rB
 \end{aligned} \right\} (24)$$

5.3.2 θ에 대한 퍼지변수

θ에 대한 퍼지변수는 [그림 13]과 같이 $-(3/4) \cdot \pi$ 에서부터 π 까지 8단계로 분할하고 있으며 멤버십함수는 식(25)와 같다.

$$\begin{aligned}
 NB: & - (3/4)\pi: -\pi \leq \theta \leq - (2/4)\pi: \\
 & (4/\pi) - | - (3/4)\pi - \theta | + (\pi/4) \forall 0 \\
 NM: & - (2/4)\pi: - (3/4)\pi \leq \theta \leq - (1/4)\pi: \\
 & (4/\pi) - | - (2/4)\pi - \theta | + (\pi/4) \forall 0 \\
 NS: & - (1/4)\pi: - (2/4)\pi \leq \theta \leq 0: \\
 & (4/\pi) - | - (1/4)\pi - \theta | + (\pi/4) \forall 0
 \end{aligned}$$

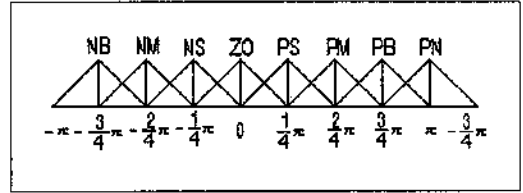


그림 13. θ의 퍼지변수

$$\begin{aligned}
 ZO: & 0: - (1/4)\pi \leq \theta \leq (1/4)\pi: \\
 & (4/\pi) - | 0 - \theta | + (\pi/4) \forall 0 \\
 PS: & (1/4)\pi: 0 \leq \theta \leq (2/4)\pi: \\
 & (4/\pi) - | (1/4)\pi - \theta | + (\pi/4) \forall 0 \\
 PM: & (2/4)\pi: (1/4)\pi \leq \theta \leq (3/4)\pi: \\
 & (4/\pi) - | (2/4)\pi - \theta | + (\pi/4) \forall 0 \\
 PB: & (3/4)\pi: (2/4)\pi \leq \theta \leq (4/4)\pi: \\
 & (4/\pi) - | (3/4)\pi - \theta | + (\pi/4) \forall 0 \\
 NP: & \pi: (3/4)\pi \leq \theta \leq - (3/4)\pi: \\
 & (4/\pi) - | \pi - \theta | + (\pi/4) \forall 0
 \end{aligned} (25)$$

5.3.3 ΔU에 대한 퍼지변수

후건부의 조작량에 대한 퍼지변수 Δu_i는 [그림 14]와 같다. 퍼지변수의 a는 하나의 규칙이 감당할 수 있는 영역을 가리킨다. 후건부의 조작량 파라미터는 실제 상황에서 튜닝을 통하여 발견법적으로 구해지는데, i번째 규칙에 의하여 추론되는 후건부의 퍼지수는 식(26)과 같이 나타낼 수 있고, 하나의 규칙에 의하여 구해지는 조작량의 크기는 식(27)을 이용해서 구할 수 있다. 식(27)의 ω는 전건부 변수의 함성에 의하여 구해지는 것으로 후건부 변수의 적합도를 나타낸다. 한 주기 동안에 발화되는 규칙의 수는 적어도 두개 이상이 되기 때문에 총 조작량은 식(28)을

이용해서 구할 수 있다.

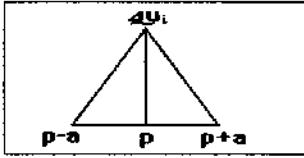


그림 14. ΔU의 퍼지변수

$$\Delta u_i = P \quad (26)$$

$$\Delta u_i = \omega \Delta u_i, \quad (\omega = NR \wedge \Theta) \quad (27)$$

$$\Delta U_T = \sum_{i=1}^{16} \Delta u_i / \sum_{i=1}^{16} \omega_i \quad (28)$$

5.4 공간분할과 제어규칙

시스템의 응답상태와 이에 따른 제어역은 [그림 15]와 같이 시간에 따라서 달라지게 되므로 제어 규칙을 만들기 위해서 전건부 변수인 두개의 대집합(support)을 [표 3]과 같이 퍼지부분집합으로 공간분할 하였다. [표 3]에 있는 NR축은 출력변수를 나타내는 축이고, Θ축은 위상변수를 나타내는 축이다.

만들어지는데 이 영역을 하나의 해당규칙에 의해서 감당하도록 하고 있다.

$$R_1 : IF \quad NR = MEDIUM \quad AND \\ \Theta = ZO \quad THEN \quad \Delta u = -0.01 \quad (29)$$

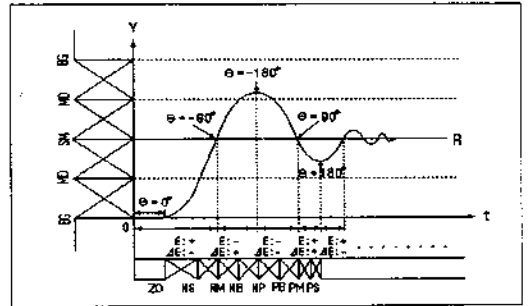


그림 15. 시간영역별 응답상태

5.5 파라미터 등정과 제어결과

본 연구에서는 퍼지제어기의 성능이 PID 제어기의 성능보다 우수해야 한다는 것을 전제로 하고 있기 때문에 퍼지 제어기의 목표 성능을 결정하는 기준을 설정할 때 PID 제

표 3. 제어 규칙을 위한 공간분할과 파라미터 튜닝 결과

NR	B	R ₁₂ = -0.006	R ₁₁ = -0.005	R ₁₀ = -0.003	R ₉ = 0.015	R ₁₅ = 0.15	R ₁₃ = -0.025	R ₁₄ = -0.015	R ₁₃ = -0.008
	M	R ₄ = 0.07	R ₃ = 0.05	R ₂ = 0.03	R ₁ = -0.01	R ₈ = -0.45	R ₇ = -0.25	R ₆ = -0.1	R ₅ = 0.08
	S	R ₁₇ = 0							
Θ		NB	NM	NS	ZO	PS	PM	PB	NP

제어 규칙은 IF - THEN형식의 추론구조에 의해서 식(29)와 같이 전건부의 두 퍼지집합을 and 연산자로 합성해서 만들어진다. 두 전건부의 집합을 각각의 부분집합에 대하여 원통형 확장을 실시하면 교차하는 공통 영역이

여기의 최적 제어 결과를 이용하고 있다. [그림 16]은 퍼지제어의 결과를 보여주고 있으며, [표 3]은 기준입력이 100(mm)인 경우에 후건부의 출력변수에 대한 파라미터의 튜닝 결과를 보여주고 있다. 이것은 PID제어에서

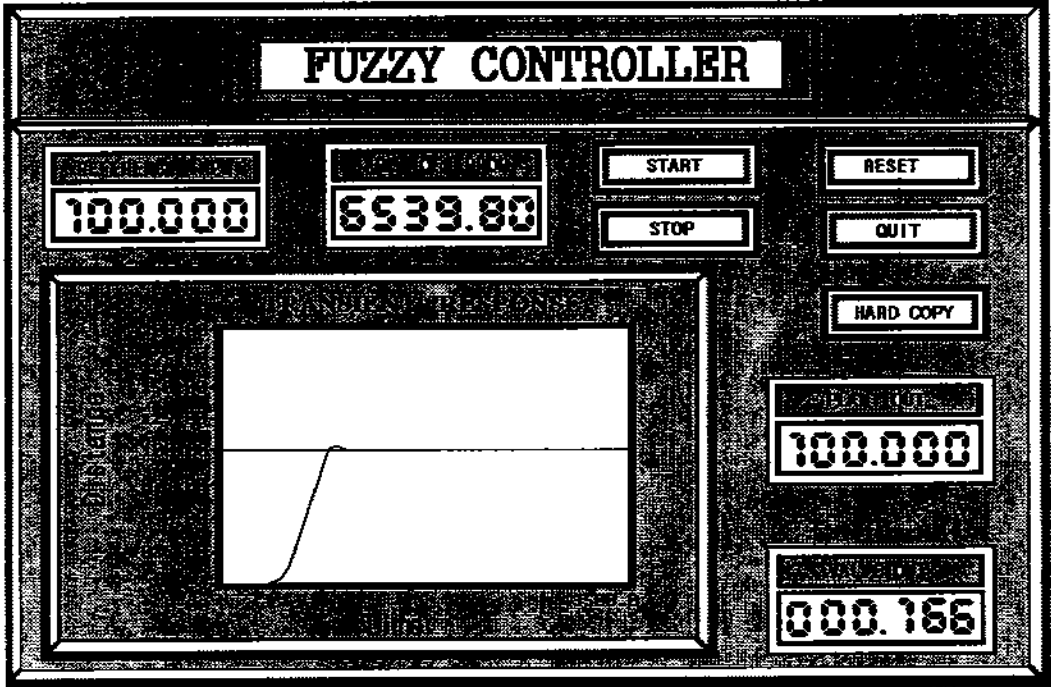


그림 16. 퍼지 제어기의 시간응답 곡선

와 같이 동일한 수준에 대한 제어 결과를 얻어서 두개의 제어기에 대한 비교를 해 볼 수 있도록 하기 위해서다. 퍼지 제어기의 성능을 평가하기 위한 평가척도도 PID제어기에서와 같이 “편차면적 평가법”을 이용하고 있다. 제어결과 편차면적은 6539.8이 되었다. 퍼지 제어기의 성능이 PID 제어기의 성능보다 우수한 이유는 공압 서보 시스템이 큰 전달 지연을 가지는 고차의 비선형 시스템이기 때문에, 선형성을 전제로 하는 PID 제어기에서는 하나의 식에 의해서 모든 제어역을 감당하고 있지만 퍼지 제어기는 여러개의 규칙을 이용하여 제어역에 따라 각각 다르게 대응할 수 있기 때문에 공압 서보 시스템을 제어하는 데는 퍼지 제어기가 보다 적합하다는 것

을 알 수 있다.

6. 결론

기업이 다양화, 다변화 되어 가는 시장의 요구에 적극적으로 대응해 나갈 수 있기 위해서는 생산 시스템의 효율화와 제품의 다양성이라고 하는 상호 모순적인 두 관계를 지혜롭게 조화시켜 나가지 않으면 안된다. 자동화는 이를 위한 중요한 전략이 될 수 있기 때문에 기업은 꾸준히 생산 시스템을 자동화시키고 있다. 자동생산 시스템의 가장 중요한 구성요소 중의 하나가 되는 공압 실린더 시스템은 지금까지 시스템의 구조적인 문제와 제어기법상의 문제로 인하여 활용범위에

많은 제약을 받아 왔었다. 본 연구에서는 “전동 밸브”와 “흡배기구 직결회로”를 이용한 새로운 서보 시스템을 개발하므로써 기존의 시스템이 가지고 있던 구조적인 문제를 해결할 수 있는 방안을 제시하는 한편, 실린더 제어에 PID제어나 퍼지제어와 같은 고급의 제어기법을 적용할 수 있도록 함으로써 제어기법상의 문제에 대한 해결 방안도 동시에 제시하였다. 이 결과를 이용하면 지능을 가진 인간과 같이 학습을 통하여 새로운 패턴을 익힘으로써 변화하는 환경에 스스로 적응할 수 있도록 하는 지능제어의 실현도 가능할 수 있기 때문에 실린더 시스템의 활용 범위를 보다 확대시킬 수 있게 되었다.

본 연구에서는 까다로운 저탄성의 재료/제품을 다루는 집게 시스템의 구동장치로서 공압시스템을 이용하므로써 공압 시스템의 단점을 오히려 장점으로 이용하는 한 예를 보였으며, 개인용 컴퓨터를 이용해서 실제 시스템을 제어할 수 있도록 하기 위하여 제어 시스템을 제작하여 실험에 이용하므로써 개발한 회로와 적용 기법의 실용성을 실증적으로 보였다. 또 공압 서보 시스템은 큰 전달 지연을 갖는 고차의 비선형 시스템이기 때문에 이를 제어하는 데는 퍼지 제어가 PID 제어기 보다 적합하다는 것을 실험을 통하여 보였고, 수리모형을 이용한 모의실험을 통하여 경제적으로 PID 제어기의 파라미터를 동정할 수 있는 방법도 제시하였다. 공압 실린더 시스템은 주변의 온도나 습도 때문에 실린더와 피스톤 사이에 있는 윤활유의 점성과 공기의 압축성이 크게 영향을 받게 되는데, 이 때문에 시스템의 동적 특성이 영향을 받아서 제어기의 성능이 저하되는 원인이 되기

도 하므로 외부의 환경에 잘 적응할 수 있도록 하는 로버스트성이 강한 제어 기법을 연구하는 것이 앞으로의 과제라고 생각한다.

참 고 문 헌

- [1] 崔仁壽, 崔甲蓉, “流量制御用 バルブのためのファジィ制御器の設計”, オフィス・オートメーション, Vol.15, No.3-4, pp.118-123, 1994.10.
- [2] 최인수, 최갑용, “유량 제어용 밸브를 위한 하이브리드형 퍼지 적응제어기 의 설계”, 대한산업공학회, '94 추계 학술발표회 논문집, pp.629-638, 1994.
- [3] 崔仁壽, “連續生産システムの安定性と維持に関するファジィ研究 -ファジィ制御した生産システムの有効性評価-”, オフィス・オートメーション, Vol.14, No.3-4, pp.125-127, 1993.
- [4] 崔仁壽, “連續生産システムの安定性と維持 -[反應設計圖]の開発-”, オフィス・オートメーション, Vol.14, No.1, pp.18-24, 1993.
- [5] 張敏植, “流量制御用 밸브를 위한 PID 制御器의 設計”, 숭실대학교 대학원 석사학위 논문, 1994.6.
- [6] 崔仁壽, 金正桓, “퍼지제어 연속생산시스템의 유효성 평가를 위한 척도개발”, 대한산업공학회, '93 추계 학술 발표회 논문집, pp.241-249, 1993.
- [7] 金常鎮, 공기압 시스템, 성안당, 1990.
- [8] 菅野 道夫, ファジィ制御, 日刊工業新聞社, 1989.
- [9] Coughanowr & Koppel, Process Systems

- Analysis and Control, McGraw-Hill, Inc 1991.
- [10] Benjamin C. Kuo, Incremental Motion Control, SRL Publishing Company, Vol. I, 1979.
- [11] Witold Pedrycz, Fuzzy Control and Fuzzy Systems, Research Studies Press LTD., 1993.
- [12] John K. Vennard, Robert L. Street, Elementary Fluid Mechanics, 5th Edition, John Wiley & Sons Inc., 1987.
- [13] Pradeep B. Deshpande, Computer Process Control, Instrument Society of America, 1981.

95년 8월 최초 접수, 95년 10월 최종 수정