

디지털 제어기에 의한 기계 유압식 조속기를 가진 디젤기관의 속도제어에 관한 연구

강창남¹⁾ · 朴進吉²⁾

A Study on Speed Control of Diesel Engine with Mechanical Hydraulic Governor by Digital Controller

Chang-Nam Kang , Jin-Gil Park

ABSTRACT

A mechanical hydraulic governor has been widely adopted to the ship speed control of propulsion marine diesel engines for a long time. However it is very difficult to control the speed of long stroke and a few cylinder diesel engine with the mechanical hydraulic governor because of jiggling due to rough fluctuation of rotating torque and hunting due to dead time between fuel injection and power output. In order to solve these difficulties, digital governors are often adopted for the speed control of a low speed marine diesel engine. But there is the problem of confidence in digital governor systems due to low reliability of electric and electronic parts under the bad conditions such as high temperature, salty, watery air and intensive vibration in engine room. To solve these problems of control systems, the performance improvement of mechanical hydraulic governor is required. In this paper, In order to analyze the stability of control systems, the transfer function of the system was converted to the z Transformation for making discrete quantity of a higher order linear system instead of order of transfer function in the s plane. The transfer function in the z plane was again converted to that in the w plane in order to deal with the system design and transient response problem. The influence of dead time, total gain, damping ratio, natural angular frequency etc. was discussed on the view of the control engineering by utilizing the Nichols chart and unit step response curve.

The author proposed a velocity control system with digital PID or Fuzzy controller in order to enhance the control performance and to stabilize the unstable system

It was confirmed through computer simulation that the performance improvement of a mechanical hydraulic governor can be obtained by PID controller. The fuzzy logic control presented is also one very useful tool like PID control scheme for velocity control system of a marine diesel engine. The indicial response of the fuzzy control system showed better controls and more stable results through computer simulation

제 1 장 서 론

신뢰성이 높은 기계 유압식 조속기를 가진 디젤기관의 제어성능을 개선하기 위하여 속도 제어 시스템의 전달함수를 유도하고¹⁾ 0차 홀드 (zero-order hold)방법을 택하여 z 변환을 행하며, 이 전달함수를 s평면상의 좌반부 전체에 적용가능한 w변환법 (w Transformation method)²⁾ 에 의하여 w평면으로 변환한다. 기계 유압식 속도제어 시스템에 영향을 미치는 파라미터를 니콜스 선도를³⁾ 이용하여 분석하며, 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여, 연소시스템의 지연시간 (Dead time), 전체이득 (Total gain), 감쇠계수 (Damping ratio), 조속기의 고유각

1) 한국해양대학교 기관공학과 박사과정

2) 한국해양대학교 기관공학부 교수

주파수(ω_n), 조속기의 영점인 a_3 , 회전 계통의 관성 모멘트에 관계되는 a_1 가 안정성에 어떤 영향을 미치는지 분석한다. 니콜스선도 및 단위계단 응답곡선을 이용하여 안정한계 영역을 찾아내고 기계 유압식 조속기를 가진 속도제어 시스템에서 불안정한 응답 특성곡선을 안정된 좋은 응답 특성을 얻어내기 위하여 기계 유압식 조속기를 가진 디젤기관에 피드백 루프(Feedback loop)를 구성하고, 디지털 제어기를 부가한 가진 속도 제어 시스템을 제안한다. 제안된 기계유압식 조속기를 가진 디젤기관의 속도제어 시스템에 있어서 부가된 디지털 제어기로서는 PID 제어기와 퍼지제어기를 사용한다. 과도응답법에 의하여 PID 파라미터를 조정⁴⁾ 제어기를 설계하고, 또한 퍼지제어 기법⁵⁾을 도입하여, 적절한 추론법과 제어규칙을 작성하여 퍼지제어기(Fuzzy Logic Controller)를 설계한다. 컴퓨터 시뮬레이션⁶⁾을 통하여 기계 유압식 조속기를 가진 속도제어 시스템에서 불안정한 운전 영역도 제안된 디지털 제어기를 부가한 속도제어 시스템에서 안정한 좋은 응답특성을 얻을 수 있음을 모의 실험을 통하여 확인한다.

제 2 장 기계 유압식 속도제어 시스템의 모델링

2.1 기계 유압식 조속기의 수학적 모델링

Fig. 2.1는 기계 유압식 조속기의 개략도이다. 조속기의 입력은 연소계통의 속도로서 가해지고, 연소계통의 에너지를 제어하는 터미날 레버의 움직임이 출력이다. 연소계통의 부하가 증가하면 속도의 변화에 따른 플라이웨이트의 원심력이 변동으로 스피더스프링(Speeder spring)의 힘의 균형이 무너져서 플라이웨이트는 내측으로 기울어 파워릿트 밸브 플란저(Pilot valve plunger)를 하강시켜, 플란저 포트(Plunger port)를 열어 압축된 작동유가 버퍼 피스톤(Buffer piston)에 유입된다. 유압에 의하여 파워피스톤은 상승하여 연료의 양을 증가시키며, 버퍼피스톤의 우측으로 옮긴 상태에서 유압차로 인하여 보상랜드(Compensation Land)의 하부에 고유압측이 상부에는 저유압측이 작용한다. 결국 보상랜드에는 상방향으로 힘이 생기고 파워피스톤의 상승으로 인한 드롭레버(Droop Lever)의 변동으로 플라이웨이트의 원심력에 의해 생긴 상방향의 힘과 함께 파워릿트 밸브 플란저를 상승시켜 플란저 포트를 막아 파워피스톤의 이동을 멈추게 한다. 플라이 웨이트는 점차 원래의 수직위치로 복귀한다. 반대로 부하가 감소하면 반대의 동작을 행한다.

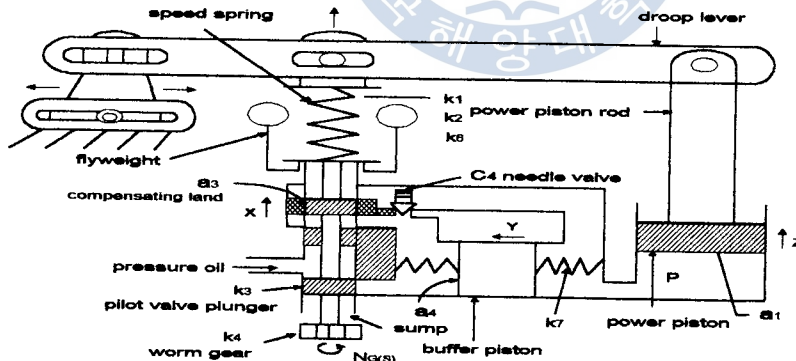


Fig.2.1 Schematic diagram of mechanical hydraulic governor

파워릿트 밸브 플란저에 관한 방정식은 플란저에 걸린 힘의 평형조건으로 부터

$$K_6 N_G(s) + K_2 X = K_1 X + K_3 X + a_3 P - K_1 \rho Z \tag{2.1}$$

로 된다. 파워릿트 밸브(Pilot valve)에 흐르는 유량에 관한 방정식은

$$K_4 X = -a_1 s Z \tag{2.2}$$

이며, 보상기에 흐르는 유량의 방정식은

$$-a_1 s Z + a_3 s X = K_8 P + a_4 s Y \tag{2.3}$$

이다. 완충피스톤(Buffer piston)에 걸린 힘의 방정식은

$$a_4 P = K_7 Y \tag{2.4}$$

로 표현되고, $X = -\frac{a_1}{K_4} sZ$, $sX = -\frac{a_1}{K_4} s^2 Z$ 를 대입하고 정리하면

$$[s^2 + (\alpha_1 + \alpha_2 a_d)s + \alpha_2 \alpha_3 \alpha_d]Z = -\alpha_2(s + \alpha_3)N_E(s) \quad (2.5)$$

과 같다. 여기서 $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_d$ 는 각각 다음과 같다.

$$\alpha_1 = \frac{(K_5 K_8 + a_3 K_4) K_7}{a_4^2 K_5 + a_3^2 K_7} \quad \alpha_2 = \frac{a_4^2 K_4 K_6}{a_1 (a_4^2 K_5 + a_3^2 K_7)}$$

$$\alpha_3 = \frac{K_8 K_7}{a_4^2} \quad \alpha_d = \frac{K_1}{K_6} \rho$$

$\beta_1 = \alpha_1 + \alpha_2 \alpha_d$, $\beta_2 = \alpha_2 \alpha_3 \alpha_d$ 로 놓고 정리하면, 조속기의 동특성은 전형적인 2차계인 식(2.6)과 같이 표현된다.

$$\frac{Z(s)}{N_E(s)} = \frac{Z(s)}{N_R(s) - N_C(s)} = \frac{\alpha_2(s + \alpha_3)}{s^2 + \beta_1 s + \beta_2} = \frac{\alpha_2(s + \alpha_3)}{s^2 + 2\zeta \omega_n s + \omega_n^2} \quad (2.6)$$

2.2 연소계통의 모델링

연소계통의 출력을 근사적으로 표현하면 조속기 파워피스톤의 변위에 비례하고 연료량 동작후 L초후에 출력이 변하므로 연소계통의 전달함수는 식(2.7)로 표현할 수 있다.⁷⁾ 연소계통의 시정수는 회전계통의 시정수에 비해 아주 작은 값이어서 무시하고, 시간지연 요소만 가지고 해석하였다.

$$G_E(s) = \frac{P_E(s)}{Z(s)} = K_e e^{-Ls} \quad (2.7)$$

이중, K_e : 연소계통의 정상상태 이득, L : 연소계통의 시간지연(s)이다.

2.3 회전계통의 모델링

추진기의 속도가 ω 에서 $\omega + \Delta\omega$ 로 변경되는 과도상태에서 에너지방정식은

$$P_E \Delta t = \frac{1}{75 \cdot 2} [J(\omega + \Delta\omega)^2 - J\omega^2] + \frac{\partial P_s}{\partial N} N \Delta t + P_s \Delta t \quad (2.8)$$

과 같다. $K_L = \frac{\partial P_s}{\partial N}$ 는 임의점에서의 로우커브의 기울기이다.

식(2.8)에서 Δt 를 양변에 나누고 J 가 연소계통의 회전부분과 추진기의 관성모멘트의 합이라면 회전계통의 전달함수는 식(2.9)와 같다.

$$G_R(s) = \frac{N(s)}{P_E(s) - P_s(s)} = \frac{\frac{1}{K_L}}{\frac{(J/75)(2\pi/60)^2}{K_L} s + 1} = \frac{K_r}{T_r s + 1} = \frac{K_T}{s + a_r} \quad (2.9)$$

$$\text{여기서 } K_r = \frac{1}{K_L} \quad T_r = \frac{J(2\pi)^2}{K_L 75(60)^2} \quad K_T = \frac{K_r}{T_r} \quad a_r = \frac{1}{T_r} \text{ 이다}$$

2.4 기계 유압식 속도제어 시스템의 모델링

전절에서 유도한 각 전달함수를 이용하여 기계유압식 조속기에 의한 속도제어 시스템의 블록선도는 Fig. 2.2 과 같이 표시된다.

Fig. 2.2 로 부터 시스템의 전달함수 즉 연소계통의 속도에 대한 기준 입력과 출력사 의 전달함수를 구하면 식(2.11)과 같고 이때 개루프 전달함수는 식(2.12)과 같다.

$$G_M(s) = \frac{N(s)}{N_R(s)} = \frac{G(s)}{1 + K_f G(s)} \quad (2.10)$$

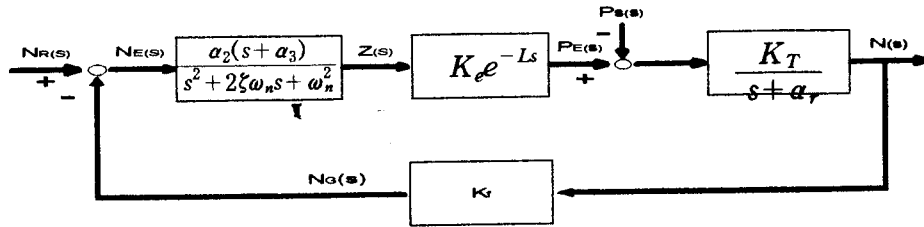


Fig. 2.2 Block diagram of the speed control system with mechanical hydraulic governor

$$G(s) = \frac{\alpha_2(s + \alpha_3)}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} K_e e^{-Ls} \frac{K_T}{s + \alpha_r} \quad (2.11)$$

2.5 대상기관의 채원 및 파라미터

본 논문에서 적용된 기관과 프로펠러에 대한 모델사양 및 파라미터 상수는 다음과 같다.⁸⁾
 기관사양

TYPE	: MAN-B&W 6L60MCE	NO. OF CYLINDER	: 6
STROKE*BORE	: 1944 mm * 600 mm	F.O Consumption Rate	: 123 g/BHP.Hr
M.C.R	: 10,800 BHP at 111 RPM	Mean Effective Pressure	: 13.3 Kg/cm ²
Total Moment of Inertia	: 5,816 Kg * m * sec ²		

프로펠러사양
 Dia of Propeller : 6,150 mm
 Material : Ni-AL-Bronze
 Moment of Inertia : 3,975 Kg * m * sec²

위의 선택된 모델들에 대한 해상 시운전 결과 측정된 파라미터 상수 및 계산 결과인 $K_e, K_L, K_r, T_r, K_T, \alpha_r$ 는 Table 2.1 이고 $15/N < L < 15/N + 60/Nn$ 로 시간지연을 계산하였다.⁹⁾ 여기서, N : 기관의 회전수, n : 1회전에 착화 하는 실린더수

Table 2.1 The parameters of rotating system under load variation

BHP	9671	7300	5395	3840	2606	1663	975
RPM							
Parameter	110	100	90	80	70	60	50
K_e	29.26	29.26	29.26	29.26	29.26	29.26	29.26
K_L	248.6	237.1	190.5	155.5	123.4	94.3	68.8
K_r	0.004	0.005	0.006	0.008	0.010	0.015	0.020
T_r	6.3	7.2	7.3	8.7	10.1	11.9	14.5
K_T	0.0006	0.0007	0.0008	0.0008	0.0009	0.0010	0.0013
α_r	0.159	0.139	0.137	0.115	0.099	0.084	0.069
L(s)	0.22	0.25	0.28	0.31	0.36	0.41	0.50

제 3 장 기계 유압식 속도제어 시스템의 안정도 해석

3.1 특성방정식

선형 시스템을 z 변환하게 되면 샘플링 기간 동안에는 샘플된값이 유지(hold) 되어야 하는데 본 연구에서는 널리 사용 되고 있는 0차홀드 (zero-order hold, z.o.h) 방법을 택한다. 샘플링 시간은 0.1(s) 로 고정하여 계산하고 지연시간은 연소계통의 회전수에 의하여 결정되 나 해석상 편의를 위하여 지연시간과 샘플링 시간과의 비 (d=L/T) 가 정수가 되도록 한다. 0차 홀드 (zero order hold) 의 전달함수 $G_h(s)$ 는

$$G_h(s) = \frac{1}{s} (1 - e^{-Ts}) \tag{3.1}$$

이므로, 개루프 전달함수(Open loop transfer function)를 구하면

$$G(s) = \left(\frac{1 - e^{-Ts}}{s} \right) \frac{\alpha_2(s + \alpha_3)}{(s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2)} K e^{-Ts} \left(\frac{K_T}{s + \alpha_r} \right) \tag{3.2}$$

이므로, (3.2)식을 부분분수 전개하고 z 변환하여 정리하면 식(3.3)이다.

$$G(z) = \frac{c_{20}z^3 - c_{21}z^2 + c_{22}z - c_{23}}{z^d(c_{10}z^3 - c_{11}z^2 + c_{12}z - c_{13})} \tag{3.3}$$

$$c_{10} = 1 \quad c_{11} = e^{-\alpha_0 T} (2 \cos \omega_0 T + 1) \quad c_{12} = e^{-2\alpha_0 T} (2 \cos \omega_0 T + 1)$$

$$c_{13} = e^{-3\alpha_0 T} \quad c_{20} = b_1 + \frac{K_0 \alpha_2 q_1}{r_0} + b_3$$

$$c_{21} = b_1 (2e^{-\alpha_0 T} \cos \omega_0 T + e^{-\alpha_0 T}) + \frac{K_0 \alpha_2}{r_0} \{ q_1 e^{-\alpha_0 T} \cos \omega_0 T$$

$$+ q_2 e^{-\alpha_0 T} \sin \omega_0 T + q_1 (1 + e^{-\alpha_0 T}) \} + b_3 (2e^{-\alpha_0 T} \cos \omega_0 T + 1)$$

$$c_{22} = b_1 (2e^{-2\alpha_0 T} \cos \omega_0 T + e^{-2\alpha_0 T}) + \frac{K_0 \alpha_2}{r_0} \{ q_1 e^{-\alpha_0 T} \cos \omega_0 T (1 + e^{-\alpha_0 T})$$

$$+ q_2 e^{-\alpha_0 T} \sin \omega_0 T (1 + e^{-\alpha_0 T}) + q_1 e^{-\alpha_0 T} \} + b_3 (e^{-2\alpha_0 T} + 2e^{-\alpha_0 T} \cos \omega_0 T)$$

$$c_{23} = b_1 e^{-3\alpha_0 T} + \frac{K_0 \alpha_2}{r_0} (q_1 e^{-2\alpha_0 T} \cos \omega_0 T + q_2 e^{-2\alpha_0 T} \sin \omega_0 T) + b_3 e^{-2\alpha_0 T}$$

로 표현되고, 시스템의 회전속도 설정치 변경의 경우 식(3.4)와 같다.

$$F(z) = \frac{N(z)}{N_R(z)} = \frac{c_{20}z^3 - c_{21}z^2 + c_{22}z - c_{23}}{z^d(c_{10}z^3 - c_{11}z^2 + c_{12}z - c_{13}) + K_f(c_{20}z^3 - c_{21}z^2 + c_{22}z - c_{23})} \tag{3.4}$$

3.2 w 변환

시간지연의 전달함수 e^{-Ts} 는 샘플링 시간을 적절하게 선정하면 정수로 표시되는 이산화가 가능하여 선형 제어 시스템이 된다. 그러나 z평면에서는 지금까지 개발된 재래의 주파수 응답에 의한 설계기법을 적용하기에는 어려운점이 있으므로, 그래서 이 전달함수를 z평면에서 w변환이라 부르는 w평면으로 변환을 하였다. s평면과 w평면은 저주파수 영역에서는 위상과 이득이 비슷하나 고주파수 영역에서는 차이가 많은 점은 있으나 디젤기관의 속도 제어 시스템은 비교적 낮은 주파수 영역이므로 w평면에서 시스템을 분석하고 해결하였다. w평면으로 변환하는식은 식(3.5)이고 T= samplint time(s)이다.

$$z = \frac{1 + (T/2)W}{1 - (T/2)W} \tag{3.5}$$

제2장에서 주어진 파라미터값을 개루프 (Open loop) 전달함수에 대입하여 니콜스선도를 그리면, L= 0.5(s), Total gain=26, $\alpha_r=0.069$, $\omega_n=10.47$ (rad/s), $\alpha_3=5.24$, $\zeta=1.8$ 의 값이 주어질때, 시스템은 안정한계영역을 지나서 불안정한 영역으로 되고 그때의 응답곡선은 니콜스선도의 원점에 근접하여 통과하므로 이를 기준 파라미터로하고 각 파라미터값이 변화에 따른 응답곡선의 변화를 도시적으로 알아보고 해석하였다.

3.3 안정도 해석

3.3.1 연소계통의 시간지연 (Dead time) 의 영향

기준 파라미터 에서 연소계통의 시간지연 만을 각각 0.0(s), 0.3(s), 0.5(s), 0.9(s), 1.2(s)로 변경하여 니콜스선도를 그리면 Fig. 3.1과 같고, 시간지연이 증가할 수록 이득 및 위상여유

는 작아지고, 시간지연이 0.5(s)인 경우부터 불안정한 영역으로 된다는 것을 알 수 있다. 이 대형저속기관이 저속에서 운전될수록 시간지연이 커지게 되므로 동일한 조속기인 경우라 해도 중고속인 경우에는 안정하나 저속에서는 불안정한 헌팅(Hunting)현상이 발생할 수 있음을 알 수 있다.

3.3.2 전체이득 (Total gain) 의 영향

기준 파라미터에서 전체이득(Total gain)을 10, 15, 20, 30으로 변경시켜 니콜스 선도를 그리면 Fig. 3.2 이고, 시스템의 이득이 증가하면 최대공진치와 대역폭은 커지나 이득여유와 위상여유는 감소하며, 이득이 26을 기점으로 하여 최대공진치는 감소하며 시스템은 불안정해진다. 전체이득중 기관의 이득 K_0 는 대형기관일수록 단위랙크의 변위당 연료유 주입량 즉 출력이 커지므로 동일한 조속기라도 대형 저속 기관에 이용될 경우에는 전체 이득의 증대로 불안정해진다.

3.3.3 ar 파라미터의 영향

기준 파라미터에서 회전계통의 관성모멘트에 관계되는 ar 만을 0.04, 0.1, 0.7, 1.5로 변경시켜 니콜스 선도를 그려보면 Fig. 3.3이고, 대체로 ar 가 변동해도 최대공진치, 대역폭, 이득여유는 크게 변하지 않으나 위상여유는 ar 가 적은 값을 가질수록 감소하여 시스템은 불안정해진다. 즉 관성모멘트가 적은 소형 고속기관에 이용하면 동일한 조속기라도 안정하고 관성모멘트가 큰 대형 저속기관에서는 불안정해진다라는 것을 알 수 있다.

3.3.4 조속기의 고유각주파수 (ω_n)의 영향

기준 파라미터에서 조속기의 고유각주파수 (ω_n)만을 7, 9, 15, 20 (rad/s)로 변경시켜 니콜스 선도를 그리면 Fig. 3.4이고, 조속기의 고유각주파수가 클수록 대역폭은 감소하고 위상여유와 이득여유는 증대하며, $\omega_n = 10.47$ 보다 작은 값의 경우는 시스템은 불안정해진다.

$$\text{조속기의 고유각주파수 } \omega_n = \sqrt{a_2 a_3 a_d} = \sqrt{\frac{C_4 K_4 K_1 K_7 \rho}{a_1 (a_4 K_5 + a_3^2 K_7)}}$$

의 요소로 구성된다. 니들밸브의 유속 (Flow flux) C_4 , 파이롯트 밸브 (Pilot valve)의 유속 (Flow flux) K_4 , 스피더 용수철의 용수철계수 K_1 , 완충 용수철의 용수철계수 K_7 , 파워피스톤의 피드백 비율 (Feedback ratio) ρ 등은 쉽게 변경할 수 있으므로 같은 조속기라도 이들을 뿐만 아니라 적당한 최대 공진치, 대역폭, 위상 및 이득여유를 얻을 수 있어서 좋은 응답 특성을 가질 수 있다.

3.3.5 조속기의 영점 (a_3)의 영향

기준 파라미터에서 조속기의 영점인 a_3 만을 1, 3, 6, 9로 변경시켜 니콜스 선도를 그리면 Fig. 3.5 와 같다. 개루프(Open loop) 전달함수의 영점 (Zero) 인 a_3 값이 커지면, 최대 공진치와 대역폭은 커지나 이득 위상여유는 감소하고 $a_3 = 5.24$ 보다 크면, 최대 공진치는 감소하고 시스템은 불안정해진다. 파라미터는 $a_3 = K_7 C_4 / a_4$ 로 구성되므로 니들밸브 (Needle valve)의 유속 C_4 , 완충 용수철의 용수철계수 K_7 , 완충 피스톤의 단면적 a_4 은 쉽게 변경 가능하므로 대형 저속기관에 채용할 경우 헌팅현상이 발생하더라도 이를 적절히 변경시키면 쉽게 안정한 운전을 할 수 있다.

3.3.6 조속기의 감쇠계수 (ζ)의 영향

기준 파라미터에서 감쇠계수(ζ)만을 1.3, 1.5, 3.0, 5.0으로 변경시켜 시스템의 니콜스 선도를 그리면 Fig. 3.6과 같고, 감쇠비가 변동해도 시스템의 안정성에 큰 영향을 못미치나, 감쇠비가 감소하면 대체로 시스템은 불안정한 상태로 된다는 것을 알 수 있다.

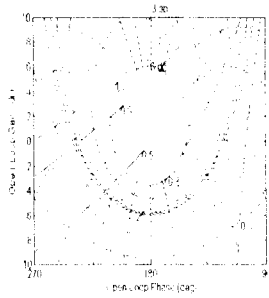


Fig. 3.1 Nichols chart under the variation of dead time

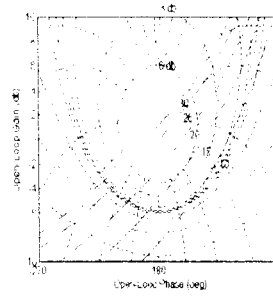


Fig. 3.2 Nichols chart under the variation of total gain

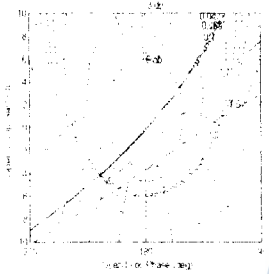


Fig. 3.3 Nichols chart under the variation of α_r

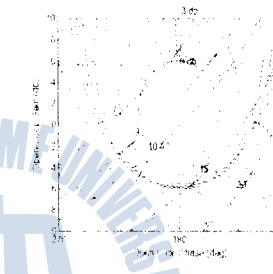


Fig. 3.4 Nichols chart under the variation of w_n

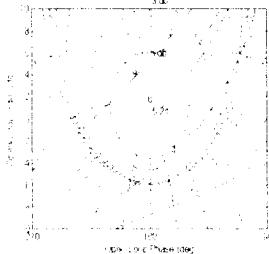


Fig. 3.5 Nichols chart under the variation of α_3

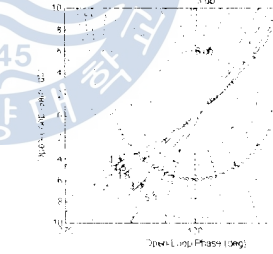


Fig.3.6 Nichols chart under the variation of damping ratio

3.4 기계 유압식 속도제어 시스템의 인디셜 응답해석

3.4.1 연소계통의 지연시간의 영향

기준 파라미터에서 연소계통의 지연 시간만을 0.0(s), 0.3(s), 0.5(s), 0.9(s), 1.2(s)로 변경한 경우 단위 계단 응답곡선은 Fig. 3.7이고 시간지연이 감소함에 따라 오버슈트, 정정시간, 정상상태오차값, 최대치까지 걸리는 시간은 감소하고 상승시간은 차이가 거의 없으며 시간지연이 시스템의 과도특성에 커다란 영향을 미침을 확인 하였다.

3.4.2 전체이득(Total gain)의 영향

기준 파라미터에서 시스템의 전체이득만을 10, 15, 20, 26, 30으로 변경했을 경우의 단위계단 응답 곡선은 Fig. 3.8이고, 전체이득이 증가할수록 오버슈트, 정정시간, 정상상태오차는 증가하였다.

3.4.3 α_r 파라미터의 영향

기준 파라미터에서 α_r 값을 0.04, 0.1, 0.7, 1.5로 변경시 단위계단 응답곡선은 Fig.

3.9이고, αr 값이 증가할수록 오버슈트값은 감소하나, 상승시간, 정상상태오차는 큰 변화가 없음을 알 수 있어 과도응답 특성을 개선하는데는 크게 영향을 끼치지 않음을 알 수 있다.

3.4.4 조속기의 고유각주파수(ω_n)의 영향

기준 파라미터 에서 조속기의 고유각 주파수(ω_n)만을 7, 9, 10.47, 15, 20 으로 변경하였을 경우의 단위 계단 응답곡선을 Fig. 3.10에 나타내었고, 고유각 주파수가 커지면 오버슈트 값이 작아지고, 상승시간은 다소 증가하나, 정정시간과 정상상태오차는 감소하였다.

3.4.5 조속기의 영점(α_3)의 영향

기준 파라미터 에서 조속기의 영점인 α_3 값을 1, 3, 6, 9 로 변경하였을 경우의 단위 계단 응답곡선은 Fig. 3.11 이고 α_3 값이 커지면 오버슈트값이 커지고 상승시간은 짧아지나, 정정시간은 변동이 거의 없고 정상상태오차도 기준 한계점까지는 거의 변화가 없는 과도 응답 특성을 나타냄을 알 수 있다.

3.4.6 조속기의 감쇠계수(ξ)의 영향

기준 파라미터 에서 감쇠계수 만을 1.3, 1.5, 3, 5로 변경하였을 경우의 단위계단 응답 곡선을 Fig. 3.12에 나타내었다. 감쇠계수가 증가할수록, 상승시간은 미소하게 증가하나, 오버슈트는 감소하여 다소 개선은 되나, 과도응답개선에 큰 영향을 미치지 않음을 알 수 있다.

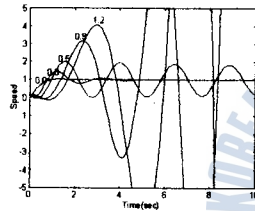


Fig. 3.7 Unit step responses under the variation of dead time

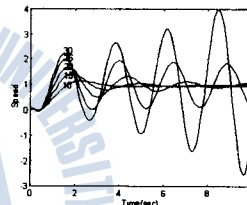


Fig. 3.8 Unit step responses under the variation of total gain

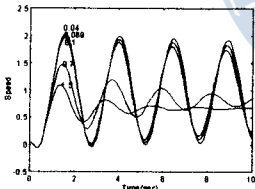


Fig. 3.9 Unit step responses under the variation of αr

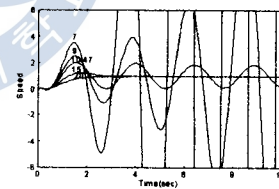


Fig. 3.10 Unit step responses under the variation of ω_n

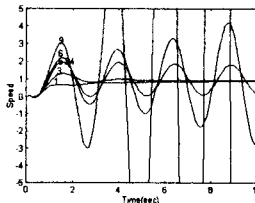


Fig. 3.11 Unit step responses under the variation of α_3

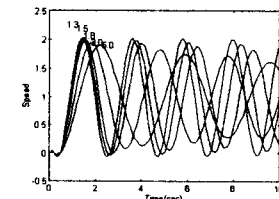


Fig. 3.12 Unit step responses under the variation of ξ

제 4 장 기계 유압식 속도제어 시스템의 PID 제어기설계

4.1 PID 제어기 설계

PID 제어기는 가장 일반적이고 대표적인 제어기이며, 조정 가능한 3개의 파라미터를 제어 대상에 따라 적절히 조정함으로써 전체적으로 유효한 제어특성을 갖도록 할 수 있다. 기계 유압식 조속기가 장착된 속도제어 시스템의 이산화된 전달함수를 $F(z)$ 라하고, 과도응답법에 의하여 파라미터를 조정된 PID 제어기의 전달함수를 $M(z)$ 라하면 PID 제어기가 부가된

전체적인 속도제어 시스템의 전달함수를 구할 수 있다. I/P 변환기와 벨로우 (Bellow) 의 시정수는 작아서 무시했다. PID 제어기의 전달함수 M(z)는

$$M(z) = \frac{K_a z^2 - K_b z + K_d}{z(z-1)} \quad (4.1)$$

$K_a = K_P + K_I + K_D$, $K_b = K_P + 2K_D$, $K_d = K_L$ 이 된다. 그리고 기계 유압식 조속기가 장착된 속도제어 시스템의 전달함수는

$$F(z) = \frac{G(z)}{1+GH(z)} = \frac{c_{20}z^3 - c_{21}z^2 + c_{22}z - c_{23}}{z^d(c_{10}z^3 - c_{11}z^2 + c_{12}z - c_{13}) + K_f(c_{20}z^3 - c_{21}z^2 + c_{22}z - c_{23})} \quad (4.2)$$

로 표현되고, 그러므로 PID 제어기가 부가된 전체적인 속도제어 시스템의 전달함수는

$$Q(z) = \frac{Q_{0p}(z)}{1+Q_{0p}(z)} \quad (4.3)$$

로 된다. 여기서, 분자를 정리하면

$$c_{10}z^5 - c_{11}z^4 + c_{12}z^3 - c_{13}z^2 + c_{14}z - c_{15}$$

로 되고, 분모를 정리하면

$$z^d(c_{10}z^5 - c_{11}z^4 + c_{12}z^3 - c_{13}z^2 + c_{14}z) + (c_{20}z^5 - c_{21}z^4 + c_{22}z^3 - c_{23}z^2 + c_{24}z - c_{25})$$

이다. 여기서,

$$c_{10} = K_a c_{20} \quad c_{11} = K_a c_{21} + K_b c_{20} \quad c_{12} = K_a c_{22} + K_b c_{21} + K_d c_{20}$$

$$c_{13} = K_a c_{23} + K_b c_{22} + K_d c_{21} \quad c_{14} = K_b c_{23} + K_d c_{22} \quad c_{15} = K_d c_{23}$$

$$c_{20} = c_{10} \quad c_{21} = c_{10} + c_{11} \quad c_{22} = c_{11} + c_{12} \quad c_{23} = c_{12} + c_{13} \quad c_{24} = c_{13}$$

$$c_{25} = c_{10} + K_f c_{20} \quad c_{26} = c_{11} + K_f(c_{20} + c_{21}) \quad c_{27} = c_{12} + K_f(c_{21} + c_{22})$$

$$c_{28} = c_{13} + K_f(c_{22} + c_{23}) \quad c_{29} = c_{14} + K_f c_{23} \quad c_{30} = c_{15}$$

이다.

식(4.4)에서 보면 시간지연이 클수록 고차수가 되어 해석적인 안정도 판별이 현실적으로 어려워져 모의 실험을 행하였다.

4.2 시뮬레이션 결과 및 고찰

4.2.1 연소계통의 시간지연(Dead time)의 영향

3장에서 설명한 안정한계영역인 기준 파라미터에서 시간지연이 있는 경우의 조정된 PID 파라미터 (K_P , K_I , K_D)는 Table 4.1과 같다. Fig. 4.1은 시간 지연이 있는 경우의 PID 제어기를 둔 속도제어 시스템의 니콜스선도 이고 Fig. 4.2(a), (b), (c), (d), (e)는 각각 시간지연이 0.0(s), 0.3(s), 0.5(s), 0.9(s), 1.2(s)인 경우의 비보상 시스템 과 PID 제어기를 둔 속도제어 시스템의 단위계단 응답곡선의 비교다. 시간지연이 클수록 비보상 시스템의 경우에 과도 응답 특성에 큰 영향을 미침을 알 수 있다. 그러나 연소계통의 시간지연을 결정하는 기관의 속도나 실린더수 등은 기관 설계 시 결정되어 조속기에서 결정할 수 없는 파라미터이므로 PID 파라미터를 조정한 속도 제어 시스템으로 시스템의 과도응답을 개선 할 수 있음을 알 수 있다.

Table 4.1 Adjusted PID parameters

Parameter \ Dead time(s)	K_P	K_I	K_D
0.0	0.1	1.3	0.5
0.3	0.1	0.6	0.35
0.5	0.1	0.45	0.35
0.9	0.07	0.25	0.2
1.2	0.03	0.19	0.1

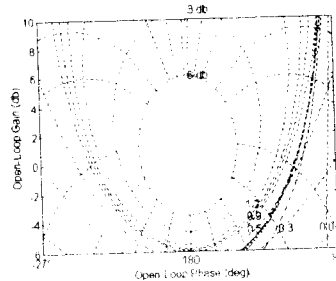


Fig. 4.2 Nichols chart under the variation of dead time with PID parameter adjustment

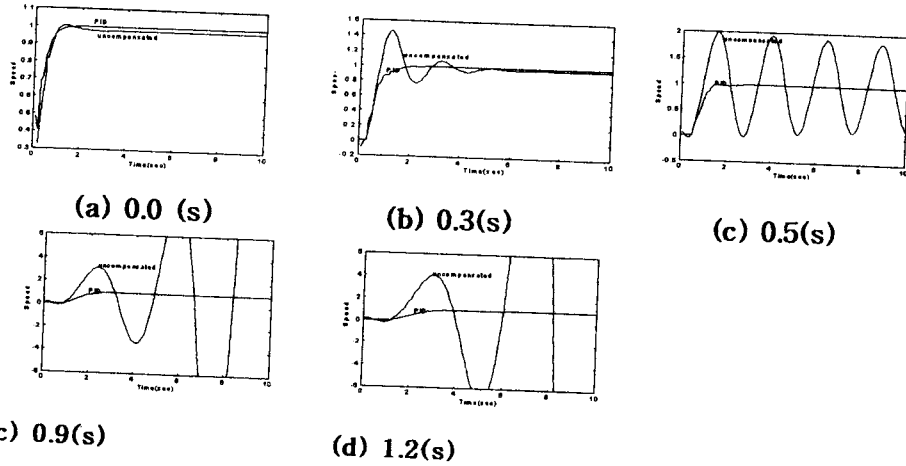


Fig. 4.2 Unit step responses of uncompensated and PID system in case of variation of dead time

4.2.2 전체 이득(Total gain)의 영향

기준 파라미터 전체 계인을 10, 15, 20, 26, 30으로 변화하였을 경우 26을 기점으로 하여 최대 공진치는 감소하고 시스템은 불안정해진다. 디지털 제어기로 PID 제어를 부가한 속도 제어 시스템에서는 Table 4.2와 같이 파라미터를 조정하면 기계 유압식 시스템에서 안정한 계인 전체 계인 26을 기점으로 한 불안정한 영역에 대하여, 시스템이 안정화 됨을 보인다. Fig. 4.3은 전체 계인이 26, 30으로 변경한 경우의 PID 제어를 부가한 속도 제어 시스템의 니콜스선도이고, Fig. 4.4 (a),(b)는 전체 계인이 26 과 30인 경우에 PID 제어를 부가한 속도 제어 시스템과 비보상의 상태에서의 단위계단 응답곡선이며, 비보상의 시스템에서 불안정한 운전 영역도 디지털 제어를 부가한 속도 제어 시스템에서는 안정된 양호한 응답특성을 보여준다.

Table 4.2 Adjusted PID Parameters

Total gain	K_P	K_I	K_D
26	0.1	0.45	0.35
30	0.05	0.40	0.25

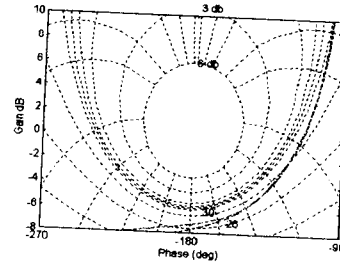


Fig. 4.3 Nichols chart under the variation of total gain with PID parameter adjustment

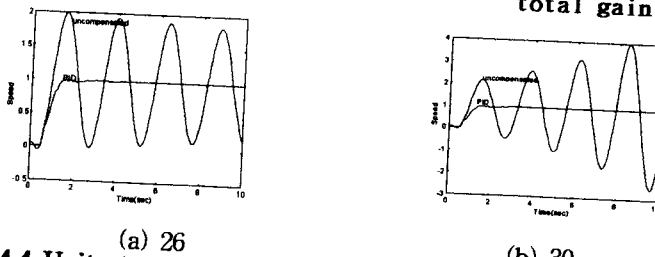


Fig. 4.4 Unit step responses of uncompensated and PID system in case of variation of total gain

4.2.6 αr 의 영향

기존 파라미터에서 회전계통의 관성 모멘트에 관계되는 αr 만을 0.04, 0.1, 0.7, 1.5로 변경할 경우 αr 값이 작아지면 기계 유압 시스템에서는 불안정한 영역이 된다. 기계 유압식 시스템에서 불안정했던 시스템에서 αr 가 각각 0.04 와 0.1 인 경우 PID 파라미터를 Table 4.3 같이 조정하여 부가한 속도 제어 시스템에서는 안정영역으로 들어간다. Fig. 4.5은 파라미터 조정후의 니콜스 선도이다. Fig. 4.6(a),(b)는 파라미터 조정후의 단위계단 응답곡선의 비교이다. 다.

Table 4.7 Adjusted PID Parameters

αr	K_P	K_I	K_D
0.04	0.05	0.29	0.01
0.1	0.65	0.65	0.3

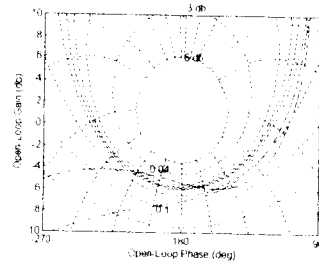
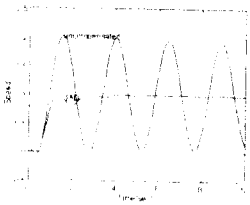
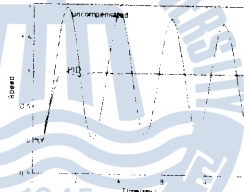
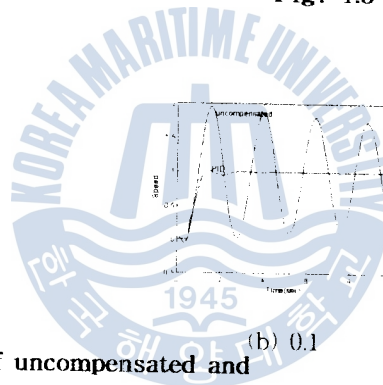


Fig. 4.5 Nichols chart under the variation of αr with parameter adjustment



(a) 0.04



(b) 0.1

Fig.4.6 Unit step responses of uncompensated and PID system in case of the variation of α ,

4.2.4 조속기의 고유각 주파수 (w_n)의 영향

기존 파라미터에서 조속기의 고유각 주파수 (w_n) 만을 7, 9, 15, 20 으로 변경하면 자운값 일수록 불안정한 영역으로 된다. 기계 유압식 조속기를 가진 속도 제어 시스템에서 불안정한 운전 영역에 대하여 PID 파라미터를 Table 4.4같이 조정하여 부가한 속도 제어 시스템에서는 안정된 운전영역으로 된다는 것을 보여준다. Fig. 4.7은파라미터 조정후의 니콜스 선도이다. Fig. 4.8(a),(b)는PID 제어를 부가한 속도 제어 시스템과 비보 상인 속도 제어 시스템의 단위계단 응답곡선의 비교이다.

Table 4.4 Adjusted PID Parameters

w_n	K_P	K_I	K_D
7	0.01	0.23	0.2
9	0.2	0.33	0.01

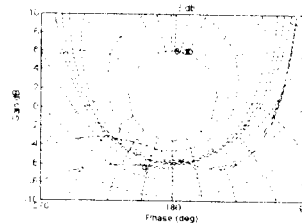


Fig.4.7 Nichols chart under the variation of w_n with PID parameter

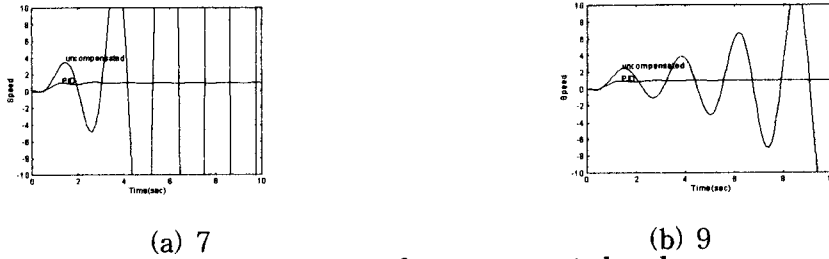


Fig. 4.8 Unit step responses of uncompensated and PID system in case of the variation of w_n

4.2.4 조속기의 영점(α_3)의 영향

기준 파라미터에서 조속기의 영점인 α_3 만을 각각 1, 3, 6, 9 로 변경할 경우 5.24 보다 커지면 최대공진치는 감소하고 시스템은 불안정한 운전 영역이 된다. 기계 유압식 시스템에 불안정했던 시스템에서 조속기의 영점이 각각 6 과 9 인 경우 PID 파라미터를 Table 4.5과 같이 조정하여 부가한 속도제어 시스템에서는 안정된 운전영역으로 된다. Fig. 4.9는 PID 제어기를 부가한 속도 제어 시스템의 니콜스 선도이고 Fig. 4.10(a),(b)는 단위계단 응답 곡선이고 비보상의 상태와 비교이다.

Table 4.5 Adjusted PID Parameters

α_3	K_P	K_I	K_D
6	0.1	0.4	0.2
9	0.01	0.2	0.1

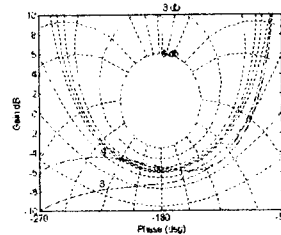


Fig.4.9 Nichols chart under the variation of α_3 with Parameter adjustment

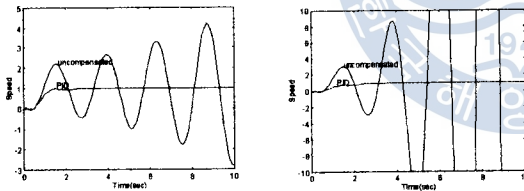


Fig. 4.10 Unit step responses of uncompensated and PID system in case of variation of α_3

4.2.5 조속기의 감쇠계수(ζ)의 영향

기준 파라미터에서 감쇠계수(ζ)만을 1.3, 1.5, 3.0, 5.0 으로 변경할 경우 감쇠계수가 작을수록 시스템은 불안정해진다. 감쇠계수가 각각 1.3와 1.5인 경우 PID 파라미터를 Table 4.6과 같이 조정하여 부가한 속도제어 시스템에서는 안정한 운전 영역이 된다. Fig. 4.11 은 PID 제어기를 부가한 경우의 속도제어 시스템의 니콜스 선도이다. Fig. 4.12(a),(b)는 PID 파라미터를 조정하고 부가한 속도제어 시스템의 단위계단 응답곡선이고 비보상의 상태와 비교이다.

Table 4.6 Adjusted PID Parameters

ζ	K_P	K_I	K_D
1.3	0.02	0.15	0.03
1.5	0.01	0.3	0.1

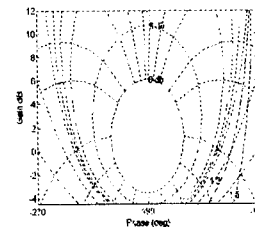


Fig. 4.11 Nichols chart under the variation of ζ with PID parameter adjustment



(a) 1.3

(b) 1.5

Fig.4.12 Unit step responses of uncompensated and PID system in case of variation of ζ

제 5 장 기계 유압식 속도제어 시스템의 퍼지제어기 설계

5.3 퍼지제어기 설계

퍼지제어 시스템에서 퍼지제어기는 퍼지화기(fuzzifier), 제어규칙베이스(control rule base) 추론엔진 (inference engine), 비퍼지화기(defuzzifier) 로 구성된다. 퍼지제어기 설계는 퍼지제어기의 입출력 변수와 그들의 언어값, 퍼지제어규칙, 수치적 입력변수의 퍼지화 방법, 추론법, 비퍼지화 방법을 결정하는 것이다. 제일 먼저 입출력 변수를 결정하고, 언어값과 소속함수를 결정한다. 언어값의 함수는 삼각형 단조형, 종형등에서 제어 목적에 적합하게 선택사용한다. 퍼지제어기 설계에 중요한 요소가 제어규칙을 작성하는 것이다. 작성 방법에는 숙련운전자의 경험적 지식과 제어 전문가의 지식을 활용하는 방법, 숙련 운전자의 조작 행위를 모델링하여 작성하는 방법, 제어대상의 퍼지모델을 기반으로 제어규칙을 작성하는 방법, 학습에 의해 제어규칙을 작성하는 방법이 있다.

본 연구에서는 입력변수의 소속함수로서 삼각형법을 사용 하였고 제어규칙은 제어대상의 응답특성을 분석하여 제어규칙을 작성하는 방법인 발견법 (Heuristic method) 을 사용하였다. 오차가 줄어들고 또한 제어목적이 달성 되도록 제어규칙을 작성하였으며 작성된 제어규칙은 Table 5.1 과 같다. 퍼지입력변수인 E, DE 그리고 퍼지출력변수인 U의 언어값의 종류는 PB, PM, PS, ZE, NS, NM, NB이다.

Table 5.1 Rule label of fuzzy control

	E	NB	NM	NS	ZE	PS	PM	PB
DE								
NB		NB	NB	NB	NB	NM	NS	ZE
NM		NB	NB	NB	NM	NS	ZE	PS
NS		NB	NB	NM	NS	ZE	PS	PM
ZE		NB	NM	NS	ZE	PS	PM	PB
PS		NM	NS	ZE	PS	PM	PB	PB
PM		NS	ZE	PS	PM	PB	PB	PB
PB		ZE	PS	PM	PB	PB	PB	PB

추론방법으로서 Mamdani Method 라 불리는 Max-Min 방법을 채택하였으며, 비퍼지화 방법으로는 무게중심값을 제어값으로 취하게 되는 방법인 무게중심법 (Centroid) 을 채택하였다. 퍼지관계의 합성법칙에 의한 추론법은 다음과 같다.

- R_1 : if E is NB , DE is NB then U is NB
- R_2 : if E is NB , DE is NM then U is NB
- R_3 : if E is NB , DE is NS then U is NB

- R_{17} : if E is PB , DE is PS then U is PB
- R_{18} : if E is PB , DE is PM then U is PB
- R_{19} : if E is PB , DE is PB then U is PB

5.4 시뮬레이션 결과 및 고찰

앞절에서 기술한 기계 유압식 조속기를 가진 속도제어 시스템에서, 불안정한 운전영역에 들어가는 파라미터값을 기준으로 적절한 추론법과 제어규칙을 세운 퍼지제어기를 부가한 속도제어 시스템에서는 안정된 운전영역임을 보여준다. 시스템 성능에 중요한 요소인 연소계통의 시간지연, 전체계인, 조속기의 고유각주파수, 조속기의 영점인 α_3 , 감쇄계수, 회전수 계

통의 관성모멘트에 관계되는 α_r 파라미터의 변화에 따른 불안정한 운전 영역을 안정된 응답상태로 시스템의 성능을 개선하기 위하여 퍼지제어기를 설계하고 시뮬레이션을 행하였다.

Fig. 5.1 (a), (b)는 3장에서 설명한 안정한계영역에 있는 기준 파라미터에서 연소계통의 시간지연이 각각 0.9(s), 1.2(s) 인 경우의 비보상의 상태와 퍼지제어기를 사용한 속도제어 시스템과의 단위 계단 응답곡선의 비교이다. 시스템의 안정도를 해석하는데 가장 중요한 요소인 시간지연이 클수록, 퍼지제어기를 도입한 속도제어 시스템에서 오버슈트, 정정시간, 상승시간, 정상상태 오차값이 아주 양호한 특성을 나타낸다.

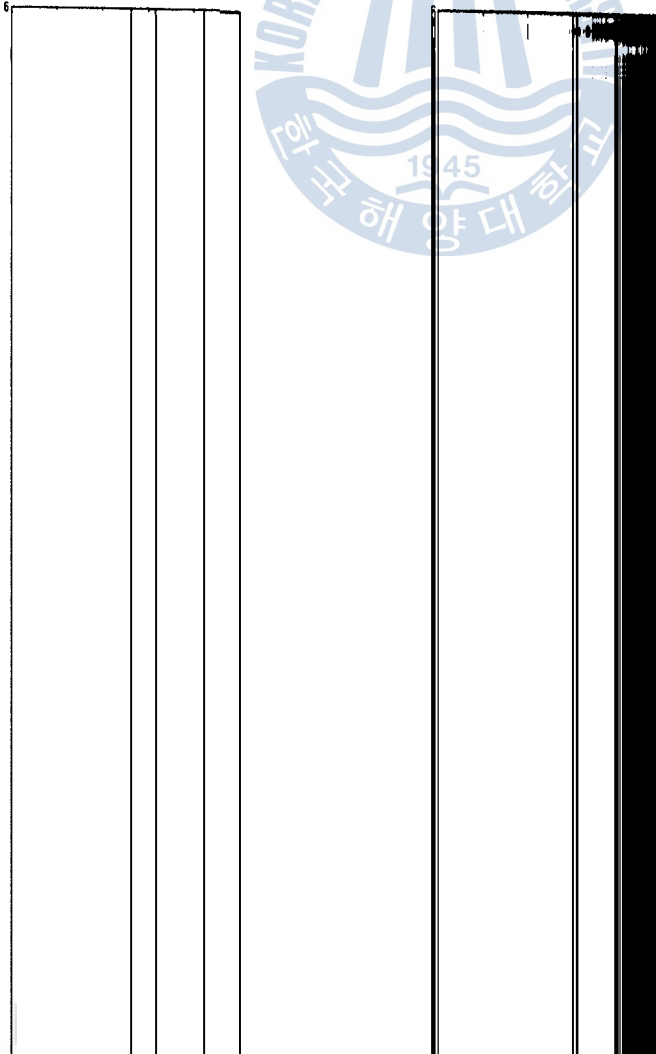
Fig. 5.2(a),(b)는 기준 파라미터에서 전체계인만을 각각 26, 30 으로 변경하였을 경우의 응답곡선을 비교한 것이다. 전체계인어클수록 퍼지제어기를 도입한 경우가 정상상태특성및 과도응답특성이 양호함을 알 수 있다.

Fig. 5.3(a),(b)는 속도제어 시스템의 기준파라미터에서 회전계통의 관성모멘트에 관계되는 α_r 만을 0.04, 0.1로 변경시켜 퍼지제어기를 사용한 속도제어 시스템과 비보상의 상태의 단위계단 응답곡선을 비교한 것이다.

Fig. 5.4(a),(b)는 속도제어 시스템의 기준파라미터에서 조속기의 고유각 주파수를 7, 9로 변경시, 퍼지 제어기를 사용한 속도제어 시스템과 비보상인 경우 단위계단 응답곡선의비교이다. 오버슈트값이 아주 작아져 좋은 응답특성을 준다.

Fig. 5.5(a),(b)는 속도제어 시스템의 기준 파라미터에서 조속기의 영점인 α_3 만을 각각 6, 9로 변경시 퍼지제어기를 사용한 속도제어 시스템과 비보상인 경우의 단위 계단 응답곡선의 비교이다.

Fig. 5.6(a),(b)는 속도제어 시스템의 기준파라미터에서 감쇠계수 만을 1.3, 1.5로 변경시 퍼지제어기를 사용한 속도제어 시스템과 비보상인 경우의 단위계단 응답곡선의 비교이다. 감쇠계수는 안정성에 크게 영향을 안 미치지만 퍼지제어기를 사용한 경우 오버슈트및 상승 시간, 정정시간 모두 양호한 응답상태를 보여준다.





(a) 1.3 (b) 1.5
Fig.4.12 Unit step responses of uncompensated and PID system in case of variation of ζ

제 5 장 기계 유압식 속도제어 시스템의 퍼지제어기 설계

5.3 퍼지제어기 설계

퍼지제어 시스템에서 퍼지제어기는 퍼지화기(fuzzifier), 제어규칙베이스(control rule base) 추론엔진 (inference engine), 비퍼지화기(defuzzifier) 로 구성된다. 퍼지제어기 설계는 퍼지제어기의 입력력 변수와 그들의 언어값, 퍼지제어규칙, 수치적 입력변수의 퍼지화 방법, 추론방법, 비퍼지화 방법을 결정하는 것이다. 제일 먼저 입력력 변수를 결정하고, 언어값과 소속함수를 결정한다. 언어값의 함수는 삼각형 단조형, 종형등에서 제어 목적에 적합하게 선택사용한다. 퍼지제어기 설계에 중요한 요소가 제어규칙을 작성하는 것이다. 작성 방법에는 숙련 운전자의 경험적 지식과 제어 전문가의 지식을 활용하는 방법, 숙련 운전자의 조작 행위를 모델링하여 작성하는 방법, 제어대상의 퍼지모델을 기반으로 제어규칙을 작성하는 방법, 학습에 의해 제어규칙을 작성하는 방법이 있다.

본 연구에서는 입력변수의 소속함수로서 삼각형법을 사용 하였고 제어규칙은 제어대상의 응답특성을 분석하여 제어규칙을 작성하는 방법인 발견법 (Heuristic method) 을 사용하였다. 오차가 줄어들고 또한 제어목적이 달성 되도록 제어규칙을 작성하였으며 작성된 제어규칙은 Table 5.1 과 같다. 퍼지입력변수인 E, DE 그리고 퍼지출력변수인 U의 언어값의 종류는 PB, PM, PS, ZE, NS, NM, NB이다.

Table 5.1 Rule label of fuzzy control

DE \ E	NB	NM	NS	ZE	PS	PM	PB
NB	NB	NB	NB	NB	NM	NS	ZE
NM	NB	NB	NB	NM	NS	ZE	PS
NS	NB	NB	NM	NS	ZE	PS	PM
ZE	NB	NM	NS	ZE	PS	PM	PB
PS	NM	NS	ZE	PS	PM	PB	PB
PM	NS	ZE	PS	PM	PB	PB	PB
PB	ZE	PS	PM	PB	PB	PB	PB

추론방법으로서 Mamdani Method 라 불리는 Max-Min 방법을 채택하였으며, 비퍼지화 방법으로는 무게중심값을 제어값으로 취하게 되는 방법인 무게중심법 (Centroid) 을 채택하였다. 퍼지관계의 합성법칙에 의한 추론법은 다음과 같다.

- R₁ : if E is NB , DE is NB then U is NB
- R₂ : if E is NB , DE is NM then U is NB
- R₃ : if E is NB , DE is NS then U is NB
- ⋮
- R₁₇ : if E is PB , DE is PS then U is PB
- R₁₈ : if E is PB , DE is PM then U is PB
- R₁₉ : if E is PB , DE is PB then U is PB

5.4 시뮬레이션 결과 및 고찰

앞절에서 기술한 기계 유압식 조속기를 가진 속도제어 시스템에서, 불안정한 운전영역에 들어가는 파라미터값을 기준으로 적절한 추론법과 제어규칙을 세운 퍼지제어기를 부가한 속도제어 시스템에서는 안정된 운전영역임을 보여준다. 시스템 성능에 중요한 요소인 연소계통의 시간지연, 전체계인, 조속기의 고유각주파수, 조속기의 영점인 α_3 , 감쇄계수, 회전수 계

통의 관성모멘트에 관계되는 α_r 파라미터의 변화에 따른 불안정한 운전 영역을 안정된 응답상태로 시스템의 성능을 개선하기 위하여 퍼지제어기를 설계하고 시뮬레이션을 행하였다.

Fig. 5.1 (a), (b)는 3장에서 설명한 안정한계영역에 있는 기준 파라미터에서 연소시스템의 시간지연이 각각 0.9(s), 1.2(s) 인 경우의 비보상의 상태와 퍼지제어기를 사용한 속도제어 시스템과의 단위 계단 응답곡선의 비교이다. 시스템의 안정도를 해석하는데 가장 중요한 요소인 시간지연이 클수록, 퍼지제어기를 도입한 속도제어 시스템에서 오버슈트, 정정시간, 상승시간, 정상상태 오차값이 아주 양호한 특성을 나타낸다.

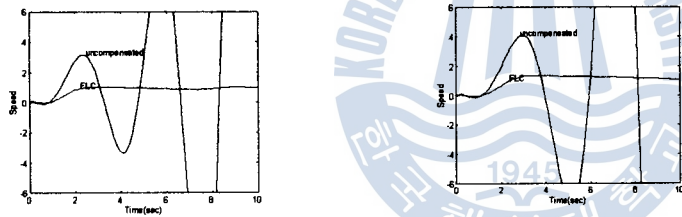
Fig. 5.2(a),(b)는 기준 파라미터에서 전체게인만을 각각 26, 30 으로 변경하였을 경우의 응답곡선을 비교한 것이다. 전체게인이 클수록 퍼지제어기를 도입한 경우가 정상상태특성및 과도응답특성이 양호함을 알 수 있다.

Fig. 5.3(a),(b)는 속도제어 시스템의 기준파라미터에서 회전계통의 관성모멘트에 관계되는 α_r 만을 0.04, 0.1로 변경시켜 퍼지제어기를 사용한 속도제어 시스템과 비보상의 상태의 단위계단 응답곡선을 비교한 것이다.

Fig. 5.4(a),(b)는 속도제어 시스템의 기준파라미터에서 조속기의 고유각 주파수를 7, 9로 변경시, 퍼지제어기를 사용한 속도제어 시스템과 비보상인 경우 단위계단 응답곡선의 비교이다. 오버슈트값이 아주 작아져 좋은 응답특성을 준다.

Fig. 5.5(a),(b)는 속도제어 시스템의 기준 파라미터에서 조속기의 영점인 α_3 만을 각각 6, 9로 변경시 퍼지제어기를 사용한 속도제어 시스템과 비보상인 경우의 단위 계단 응답곡선의 비교이다.

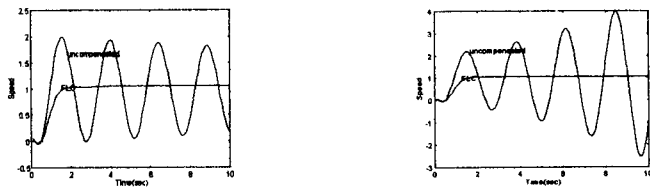
Fig. 5.6(a),(b)는 속도제어 시스템의 기준파라미터에서 감쇠계수 만을 1.3, 1.5로 변경시 퍼지제어기를 사용한 속도제어 시스템과 비보상인 경우의 단위계단 응답곡선의 비교이다. 감쇠계수는 안정성에 크게 영향을 안 미치지만 퍼지제어기를 사용한 경우 오버슈트및 상승시간, 정정시간 모두 양호한 응답상태를 보여준다.



(a) dead time=0.9(s)

(b) dead time=1.2(s)

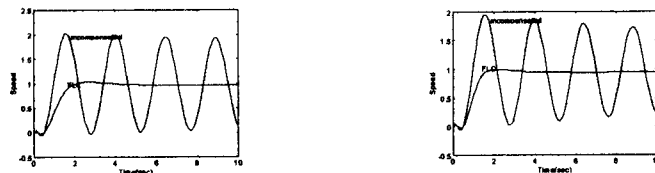
Fig. 5.1 Unit step responses of uncompensated and FLC system in case of variation of dead time



(a) total gain=26

(b) total gain= 30

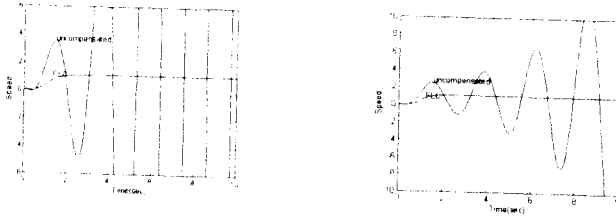
Fig. 5.2 Unit step responses of uncompensated and FLC system in case of variation of total gain



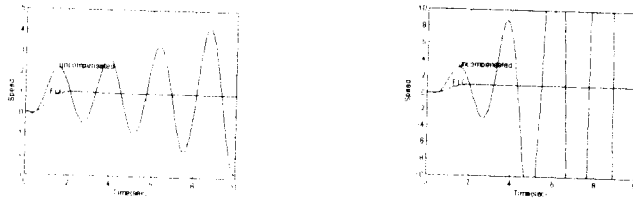
(a) $\alpha_r =0.04$

(b) $\alpha_r =0.1$

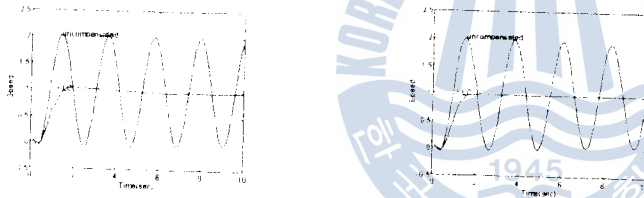
Fig. 5.3 Unit step responses of uncompensated and FLC system in case of variation of α_r



(a) $\omega_n = 7$ (b) $\omega_n = 9$
 Fig. 5.4 Unit step responses of uncompensated and FLC system in case of variation of ω_n



(a) $\alpha_3 = 6$ (b) $\alpha_3 = 9$
 Fig. 5.5 Unit step responses of uncompensated and FLC system in case of variation of α_3



(a) $\zeta = 1.3$ (b) $\zeta = 1.5$
 Fig. 5.6 Unit step responses of uncompensated and FLC system in case of variation of ζ

제 6 장 결론

디젤기관의 기계 유압식 조속기를 2차계로, 회전계통을 플 1차계로 모델링하여 속도 제어 시스템을 구성하였고, 시스템의 안정성을 개선하기 위하여, 시스템의 전달함수를 유도하고, 0차홀드 방법을 택한 z변환을 거쳐 w평면으로 변환하였다. 니콜스선도를 이용하여 연소계통의 시간지연, 전체계인, 조속기의 고유각주파수, 조속기의 영점인 α_3 , 감쇄계수, 회전수계통의 관성 모멘트에 관계되는 αr 파라미터의 변화에 따른 영향을 분석하고, 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 단위 계단 입력을 주고 응답특성을 파악했다. 기계 유압식 조속기를 가진 속도제어 시스템의 불안정한 운전 영역을 디지털 제어를 부가한 속도제어 시스템을 제안했다. 부가된 디지털 제어기로서 PID 제어기와 퍼지제어를 이용하였다. 기계 유압식 조속기에서 불안정한 운전 영역에 있는 요소도 부가된 PID 제어기를 이용한 속도제어 시스템의 실험한 결과 안정된 좋은 특성을 얻을수 있음을 모의 실험을 통하여 확인하고, 또한 제안된 디지털 제어기로 적절한 추론법과 제어규칙을 가진 퍼지제어기를 이용하여 모의실험을 한 결과 양호한 안정된 응답특성을 얻을수 있었으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 기계 유압식 조속기를 가진 속도제어 시스템에서는, 연소계통의 시간지연이 0.5(s)를 기점으로 불안정한 운전영역이 되어, 동일한 조속기라도 저속에서는 불안정한 영역이 되고 시스템의 안정성에 큰 영향을 미치는 요인이 된다.
- 2) 전체이득이 26을 기점으로 불안정한 영역이 되며, 전체이득이 작으면 정상상태오차가 커진다. 동일한 조속기라도 대형 저속기관에서는 단위랙크의 변위당 연료주입량이 커져 계인이 증가하는 요인이 되어 안정성을 결정하는데 전체계인도 큰 영향을 미

- 친다.
- 3) 조속기의 고유각 주파수 (ω_n)는 증가함에 따라 안정해지나 높을수록 정상 상태오차가 커지고 감소할수록 불안정해지며, 조속기의 영점인 a_3 파라미터는 값이 감소함에 따라 안정해지나 정상상태오차가 커지고, 감쇠계수는 안정성에 크게 영향을 주지 않으며, 회전계통의 관성모멘트에 관계되는 a_4 는 증가함에 따라 다소 안정해지나 과도응답특성에는 큰 영향이 없다
 - 4) 기계 유압식 속도제어 시스템에서 불안정한 운전 영역을 안정한 응답특성을 얻어내기 위하여 피드백루프를 구성하고 부가되는 디지털 제어기로 PID 파라미터를 과도응답법에 의하여 조정하여 모의실험한 결과 안정성에 가장 큰 영향을 미치는 연소계통의 시간지연이 있는 경우 뿐만 아니라, 한정한계인 기준파라미터에서 각 파라미터의 변화에 따른 불안정한 운전영역도 최대오버슈트 및 정상상태오차가 거의 없어졌고, 상승시간과 정정시간도 아주 양호한 응답상태를 보여주며 안정한 운전영역으로 됨을 알 수 있었다.
 - 5) 기계 유압식 속도제어 시스템에서 불안정한 운전 영역을 안정한 응답 특성을 얻어내기 위하여 피드백루프를 구성하고 부가되는 디지털 제어기로 퍼지제어기를 이용하여, 적절한 추론법과 제어규칙을 세워서 모의실험을 행한 결과, 안정한 상태인 응답특성을 얻을 수 있음을 확인 하였다.
- 그러나 조속기를 2차계로 모델링한점, 회전수 제어계통의 여러 정수들의 정확성 그리고 실선에 적용가능한 추론법과 제어규칙은 차후 검토가 더 필요할것으로 사료되며, 실선에서 사용할 수 있는 제어기의 개발등은 향후 과제로 남긴다

참고문헌

- 1) Woodward Governor (Japan), LTD.Document N. PMCC F-7, 1989.
- 2) Katsuhiko Ogata, "Discrete-Time Control Systems", Prentice-Hall Inc., 1987.
- 3) 하주식, "自動制御工學", 한국해양대학해사도서출판부, pp. 146-15,1983.
- 4) Benjamin C.Kuo, "Automatic Control Systems", Prentice-Hall Inc., 1991.
- 5)菅野道夫, "フアジイ制御", 日刊工業新聞社, 1988.
- 6) Robert H.Bishop, "Modern Control Systems Analysis and Design Using MATLAB", Addison-Wesley Publishing Co., pp.103- 113,1993.
- 7) 한봉주, 박진길, "機械油壓式 調速機를 가진 船舶用 디젤機關의 速度 安定性에 關한 研究" 한국해양대학 대학원 논문집, 1990.
- 8) Woodward Governor, LTD. "The Control of Prime Mover Speed", 1981.
- 9) 유영호, 하주식, "船舶 디젤機關의 速度制御에 關한 연구", 한국해양대학대학 원논문집, 1990.
- 10) 강창남, "퍼지 제어기법에 따른 선박용 유압조속기의 제어특성 및 성능개선에 관한 연구", 韓國船舶機關學會誌, 第20卷, 第3號, pp.269-275, 1996.
- 11) 홍순일 등, "퍼지제어 설계 기법을 위한 소프트웨어의 구성", 대한전기학회 하계 학술대회 논문집, Vol.1, pp. 717-719, 1991.
- 12) 강창남, 박진길, "w 변환법에 의한 전기유압식 조속기를 가진 박용 디젤기관의 속도제어", 韓國船舶機關學會誌, 第21卷, 第2號, pp.195-205, 1997.
- 13) 韓國船舶機關學會 機關管理研究會, "船舶의 經濟的 運航管理", 대화출판사, pp. 222, 1984
- 14) 守田榮之, "エンジンの制御理論とその應用", 日本船舶機關學會誌, 第24卷, 第11號, pp
- 15) 이광형, 오길록, "퍼지이론및 응용, 이론편", 홍릉과학출판사, 1991.
- 16) 이광형, 오길록, "퍼지이론및 응용, 응용편", 홍릉과학출판사, 1991,502-506, 1989.
- 17) 변중남, 김동화, "퍼지 추론에 의한 제어 방법", 대한전기학회지, Vol.39, No.12, pp. 21-32, 1990.
- 18) 水本雅晴, "フジイ推論法", システムと制御, Vol. 28, No. 7, pp.436-441, 1984.
- 19) Benjabin C. Kuo, "Matlab Tools for Control System Analysis and Design", Prentice-Hall Inc., 1994.
- 20) J.S.Roger Jang and Ned Gulley, " Fuzzy Logic Toolbox" , Math Work Inc., 1995.
- 21) 황우현, 장순철 " MATLAB 활용", 높이깊이, 1994.