Bull. Mar. Res. Inst
Cheju Nat. Univ., 22 : 179~184, 1998

濟州大 海洋硏究論文集, 22 : 179~184, 1998

혼성 제어기에 의한 기계 유압식 조속기를 가진 디젤기관의 속도제어에 관한 연구

강 창 남
제주대학교 실습선

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

Chang-Nam Kang
Training Ship, Cheju National University

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. To solve these problems of control systems, the performance improvement of mechanical hydraulic governor is required. The author proposed a velocity control system with Hybrid 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 Hybrid controller.

Key words : Hybrid controller

서 론

선박의 주기관으로 사용되는 디젤기관은 대형, 저속, 장행정화에 따라 저속 운전 영역에서 지연시간이 길어짐에 따라 속도제어를 하는데 어려움이 따른다. 갈수록 다양화 되어가는 시스템의 요구사항에 부응하기 위하여 여러 가지 이론들이 제어기 설계에 응용되고 있으나 실제 시스템에 적용되는 사례는 드물다(유 등, 1990 ; 양 등, 1993; 강, 1996). 아직도 산업 현장의 대부분에서는 고전적 주파수 응답법에 기초한 PID제어기가 주류를 이루고 있는 상황이다. 본 논문에서는 기계유압식 조속기를 장착한 디젤기관을 모델로 하여 PID제어기와 퍼지제어기의 장점을 이용한 혼성제어기를 제안하며, 시스템의 응답특성을 모의 실험을 통하여 유효성을 입증하고자 한다.

기계 유압식 속도제어 시스템의 모델링

Fig. 1은 기계 유압식 조속기의 개략도이다. 조속기의 입력은 연소계통의 속도로서 가해지고 연소계통의 에너지원을 제어하는 터미널 레버의 움직임이 출력이다. 운전중 속도신호는 주파수/전압 변환기를 거쳐 제어반으로 궤환 되면서 목표회전수를 유

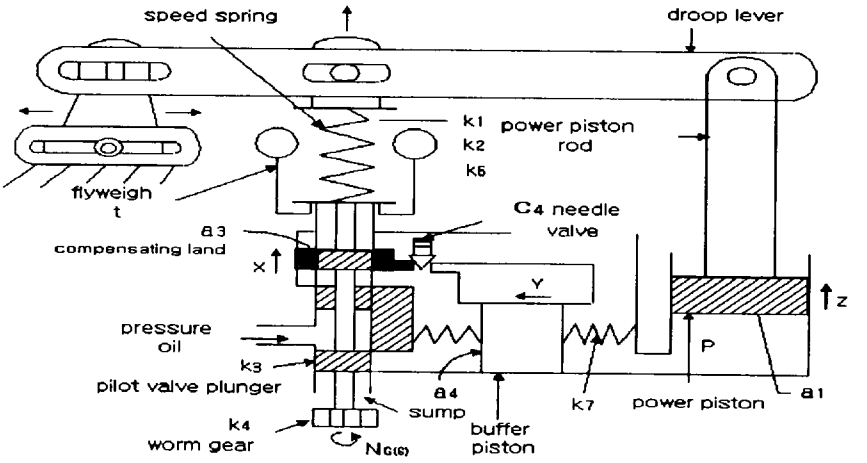

Fig. 1. Schematic diagram of mechanical hydraulic governor.

지하게 된다.

기계 유압식 조속기의 동특성은 전형적인 2차계인 다음과 같이 표현된다(woodward, 1981:강, 1996).

$$\frac{Z(s)}{N_E(s)} = \frac{Z(s)}{N_R(s) - N_G(s)} =$$

$$\frac{a_2(s+a_3)}{s^2+\beta_1 s+\beta_2} = \frac{a_2(s+a_3)}{s^2+2\zeta\omega_n s+\omega_n^2}$$

연소계통의 출력을 근사적으로 표현하면 조속기 파워피스톤의 변위에 비례하고, 연료랙 동작후 L (sec)후에 출력이 변하므로 연소계통의 전달함수는 다음과 같다.(woodward, 1981:강, 1967)

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

단, K_e : 연소계통의 정상상태 이득, L : 연소계통의 시간지연(sec)이다.

기관의 회전 계통은 회전 계통의 정상 이득 및 시정수로 이루어진 1차식으로 근사화 된다.

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

$$= \frac{K_r}{T_r s+1} = \frac{K_T}{s+a_r}$$

엑츄에이터, 연소계통, 회전계통을 포함한 개루프 전달함수는 다음과 같다.

$$G(s) = \frac{a_2(s+a_3)}{s^2+2\zeta\omega_n s+\omega_n^2} K_e e^{-Ls} \frac{K_T}{s+a_r}$$

Fig. 2는 기계 유압식 조속기를 가진 디젤기관 속도 제어시스템의 구성도이다.

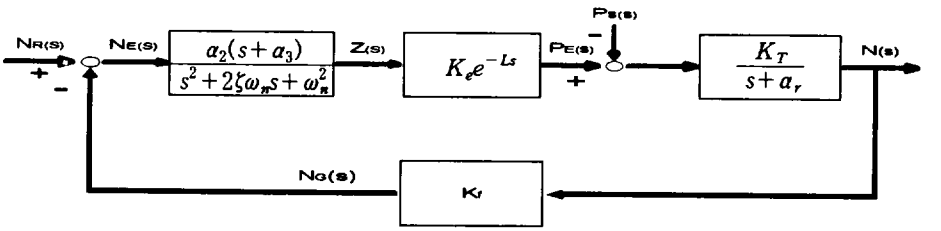

Fig. 2. Block diagram of the speed control system with mechanical hydraulic governor.

속도제어시 스템의 안정도 해석

연소계통의 시간지연 전달함수 e^{-Ls} 는 메트랩에서 지원하는 PADE의 2차근사법을 택하여 해석 하였다(Bishop,1993). 대상기관의 해상 시운전결과 측정된 파라미터들을 개루프 전달함수에 대입하고 변경 가능한 값들을 조정해 보면 L= 0.5(sec), Total gain=26. α_r=0.069, ω_n=10.47 (rad/sec), α_3 =5.24, ζ=1.8의 값이 주어질때, 시스템은 안정한계영역를 지나서 불안정한 영역으로 되는 것을 알 수 있다 (Woodward Gov., 1981:강, 1996). 그때의 응답곡선은 니콜스선도의 원점에 근접하여 통과하므로 이를 기준 파라미터로하고 시간지연에 따른 단위계단 응답 곡선을 그려보면 Fig. 3과 같다. 지연시간이 클수록 시스템은 불안정 해지고 안정한계값인 0.5 (sec)를 지나면 시스템은 발산한다. 이는 대형 저속기관이 저속에서 운전 될 수록 시간지연이 커지게 되므로 동일한 조속기인 경우 라도 중고속인 경우에는 불안정한 헌팅 현상들이 발생할 수 있음을 알 수 있다. 저속 운전 영역에서 불안정한 속도 제어

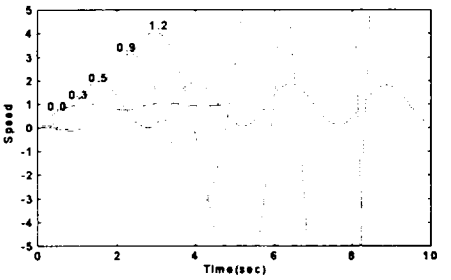

Fig. 3. Unit step responses under the variation of dead time.

특성을 보상해주고 안정한 응답특성을 얻을수 있는 제어기의 설계를 제안한다. Table 1은 기준파라미터에서 시간지연만을 변경하여 얻어진 자료이다.

제어기 설계

PID제어기는 가장 일반적이고 대표적인 제어기이며 조정 가능한 3개의 파라미터를 제어대상에 따라 적절히 조정함으로서 전체적으로 유효한 제어특성을 갖도록 할 수 있다. 반면에 초기 과도응답은 대체로 바람직하지 못한 특성을 지닌다. 또한 주파수 응답법에 기초하고, 시스템이 선형이라는 가정하에 설계되기 때문에 비선형이나시변시스템에서는 적절히 대처하지 못하는 경우가 많다. PID제어기의 이러한 단점으로 인하여 성능개선을 위한 보조제어기를 부가하는 경우가 늘고 있으며 최근에는 비선형 시변시스템에 강인한 것으로 알려지고 있는 퍼지제어기와 결합이 시도되고 있다(wang, 1997). 그러나 알고리즘 및 제어기수 증가로 인한 복잡화로 인하여 실용화에는 미흡한 것이 현실이다. 본 논문에서 검토하는 혼성 제어기는 초기응답 성능이 양호한 퍼지제어기로 구동하고 설정된 시간 후에는 토글 스윗칭 동작을 통하여 PID제어기로 전환된다. 여기서 PID제어기는 정상상태 오차를 제거하는 역할만을 수행하고 기관운전중에 허용치 이상이 속도 오차가 발생할 경우에는 외란에 강인한 퍼지제어기로의 전환이 필요하다. 이를 위하여 오차비교기를 부가하고 오차가 설정치 이상이면 PID제어기에서 퍼지제어기로 전환이 이루어 질 수 있게 하였으며 오차비교기는 설정치 이후에 작동하도록 하여 초기 응답시에 발생할 수 있는

Table 1. Results of unit step responseunder the variation of dead time.

Dead time(sec)	Overshoot (%)	Time to peak(sec)	Rising time(sec)	Settling time(sec)	Percent steady-state error(%)
0.0	2.5798	1.3	0.6285	1.6	0.0020
0.3	48.9087	1.2	0.3581	4.6	0.0049
0.5	98.8612	1.6	0.3660	Inf	83.8360
0.9, 1.2	Inf	Inf	Inf	Inf	Inf

오동작을 방지 하였다.

퍼지 제어기는 제어규칙에 해당하는 퍼지 규칙 기반과 계산장치에 해당하는 추론 장치를 주축으로 구성되어 있다. 기본구성은 Fig. 4 와 같다.

퍼지제어기는 플랜트 또는 운전자와 주고받는 데이터는 퍼지량이 아닌 크리스프(Crisp)한 수치적 데이터 이므로 퍼지량과 크리스프량을 상호 바꿔줄 수 잇는 변환장치가 필요하게 되고, 구성도의 퍼지화기(Fuzzifier)와 비퍼지화기(Defuzzifier)가 그 변환을 담당하게 된다.

Fig. 5는 퍼지추론의 원리를 나타내고 있다.

퍼지제어기의 입출력 변수로는 E, DE, U를 사용하고 이들을 각각 7개의 부분집합 NB, NM ,NS, ZE, PS, PM, PB로 분할한 후 정규화 하였으며 소속함수 모양은 삼각형법을 선택하였다. 퍼지화는 싱글톤법(Singleton method)을 사용하였고, Mamdani의 min-max추론, 그리고 무게중심법(Center of Gravity method)에의한 비퍼지화를 행하였다. Fig. 6은 수치적 입력으로 퍼지제어기를 거쳐 시스템에 가해지는 최종제어량으로 출력되는 과정을 나타내었다.

PID제어기의 전달함수는 다음과 같다.

$$G_c(s) = K_p + K_d S + K_i/s$$

여기서, K_p, K_d, K_s 는 각각 비례(Proportional), 미분(derivative), 적분(integral) 이득 파라미터 상수이다. 일반적으로 미분이득은 폐루프시스템의 감쇠를 향상시키고 적분이득은 정상상태 오차를 감쇠시키는 효과가 있으나, 정해진 설계기준을 따르기보다는 기초적인 제어원리를 사용하여 적용시스템에 따라 적절히 조정해주는 시행착오법이 널리 사용되고 있다.

본절에서는 Ziegler-Nichols의 튜닝 방법을 기준으로 하여 몇번의 시행착오적 수정을 통하여, 비례

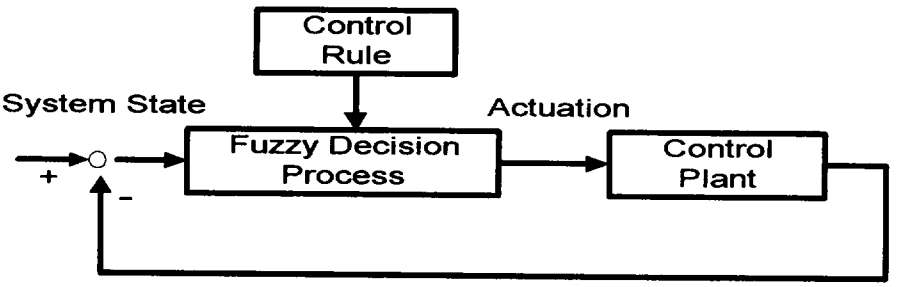

Fig. 4. Basic scheme of fuzzy control system.

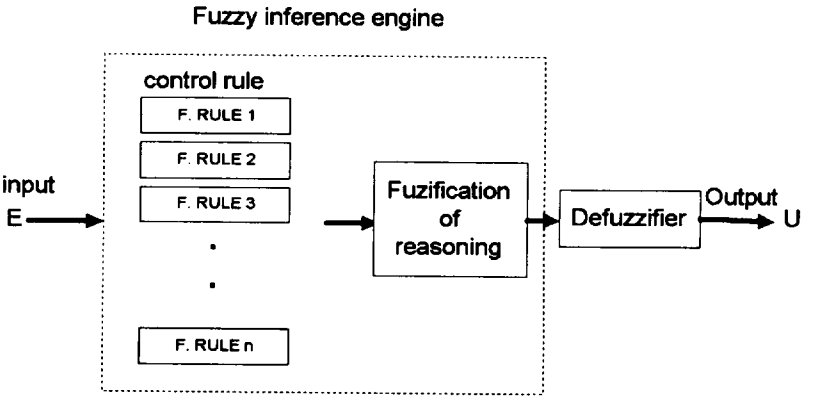

Fig. 5. Principle of fuzzy reasoning process.

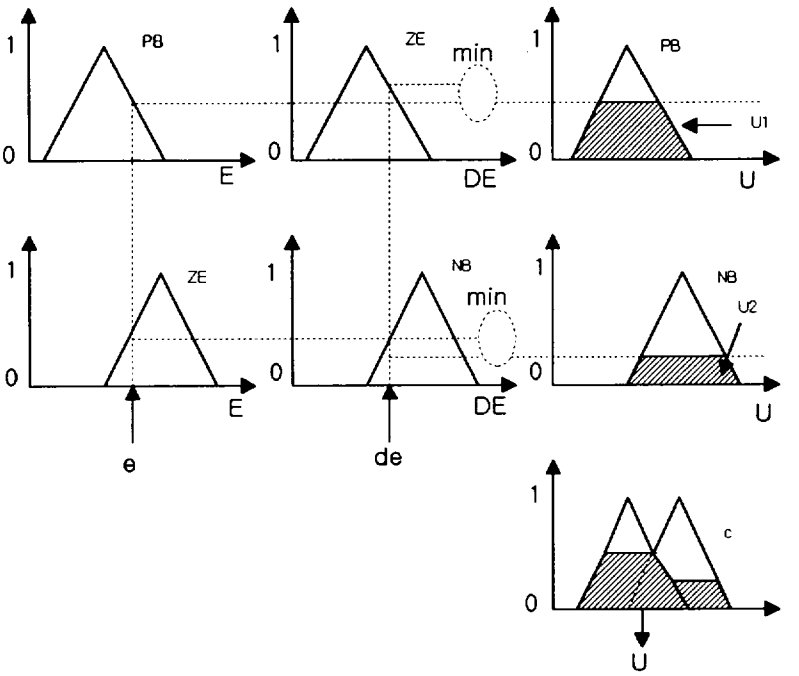

Fig. 6. Fuzzy reasoning process by max-min composition and centroid of gravity method.

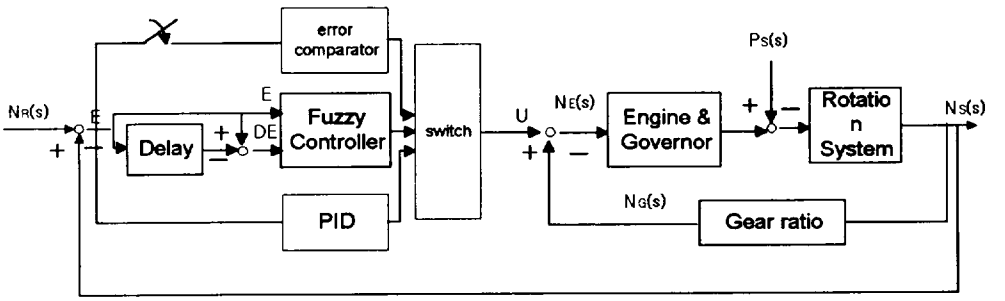

Fig. 7. Block diagram of speed control system with Hybrid controller.

이득은 0.48, 적분이득은 0.03, 미분이득은 0.08으로 조정하였다. 그리고 토글스위치를 이용한 모드전환 시간은 0.5(sec)로 정하였다.

이상과 같이 PID제어기를 주제어기로 하고 토글 스위치를 이용하여 퍼지제어기를 부가한 혼성제어 기를 가진 속도제어 시스템의 구성도는 Fig. 7과 같다.

모의 실험에서는 오차비교기를 부가하여 오차가 어느정도 이상이면 PID제어모드에서 퍼지제어 모드로 전환이 이루어질 수 있게 하였다. 비교기는 설정시간 후에 작동하도록 설계되어 오동작을 방지하였으며 모의실험에서는 3(sec) 후에 비교기가 작동하도록 하였으며 속도지령치와 현제치의 오차가 0.03이상일 경우에 퍼지제어 모드로 자동 전환되도록 설정되었으며 오차비교기의 설정치는 선박운항시 해상상태 조건에 따라 조정가능할 것이다. Fig. 8은 연소계통의 지연시간이 0.3(sec)를 기준으로 하여 안전한계 파라미터 값을 이용하여 혼성제어기에

의한 단위계단 응답곡선과 비보상인 경우를 비교해서 나타내고 있다. 초기응답 특성이 양호하고 정상상태 오차도 영(0)임을 알 수 있다.

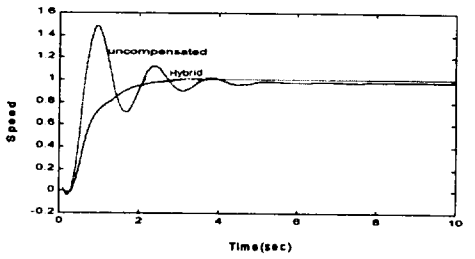

Fig. 8. Unit step response of uncompensated and Hybrid controller system in case of dead time=0.3(sec).

결 론

이상과 같이 기계유압식 조속기를 가진 디젤기관의 속도 제어시스템의 모델링을 행하고, 안정한계 파라미터 값을 구한후, 시간지연이 시스템에 미치는 영향을 분석 하였다. PID제어기와 퍼지제어기의 장점만을 결합시킨 혼성 제어기를 제안하고 속도안정성을 위한 모의 실험을 행하였다. 초기 응답특성 및 정상상태 응답이 양호한 특성으로 나타난 것을 알 수 있었으며, 저속에서도 성능개선이 가능함을 보여주었다. 단 불규칙한 해양파 등에 대한 모델링 자료의 부족으로 외란 부하를 정확히 고려하지 못한점, 저속 운전 영역의 속도제어개선에 초점을 맞춤으로서 광영역의 속도제어기의 설계가 이뤄지지 못한점은 앞으로의 과제라 하겠다.

참고문헌

Li-Xin Wang, 1997. A course in Fuzzy systems and control. Prentice-Hall. p. 257~263.

Robert H.Bishop, 1993. Modern control systems analysis and Design using MATLAB. Addison-Wesley Publishing Co., p. 103~113.

Woodward Governor, LTD. 1981. The Control of Prime Mover Speed.

강창남. 1996. 퍼지제어 기법에 따른 선박용 유압조속기의 제저특성 및 성능개선에 관한 연구. 한국박용기관학회지, 20(3), 269~275.

양주호, 정병건. 1993. H∞ 제어기법을 이용한 저속디젤기관의 속도제어. 한국박용기관학회지, 17(5), 63~70.

유영호 · 하주식, 1990. 박용디젤기관의 속도제어에 관한 연구. 한국해양대학 박사학위논문.