

수중함용 디젤엔진의 동적 성능 시뮬레이션

Dynamic Performance Simulation of Diesel Engine for Underwater Vehicle

정 찬 희* 양 승 윤* 조 상 훈* 김 성 용*
Chan-Hee Jung, Seung-Yun Yang, Sang-Hoon Cho, Sung-Yong Kim

ABSTRACT

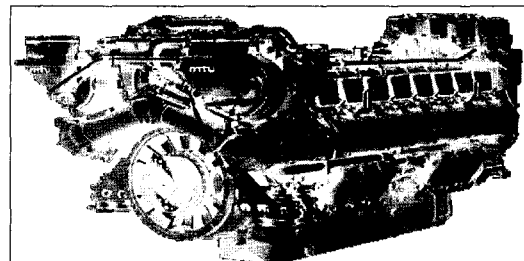
In this paper, the mathematical modeling and the design of controllers were performed for the dynamic performance simulation of the diesel engine for underwater vehicle. Nonlinear equations are acquired through the mathematical modeling using mean torque production model technique. Three kinds of controllers were designed for the perform simulation of the engine model. As the result of simulation, it was confirmed that each controller can be applied with regard to system characteristics and desired conditions etc.

주요기술용어: Diesel Engine(디젤엔진), Mean Torque Production Model(평균회전력 발생 모델), Robust Controller(견실 제어기), Fuzzy Logic Controller(퍼지 제어기)

1. 서 론

본 연구에서는 수중함의 수중 운동에 필요한 에너지의 공급원인 축전지를 충전시키고 필요에 따라서는 직접적으로 추진 모터를 구동시켜 수중함에 추진력을 부여하는 역할을 수행하는 디젤엔진의 수학적 모델링 및 제어기 설계를 통하여 디젤엔진의 동적 성능 시뮬레이션을 수행하고자 하였다.

수중함용 디젤엔진은 수중함의 임무 특성상 특별한 경우를 제외하고는 축전지를 충전시키는 용도로만 사용되기 때문에 운전 중에 외란이 발생하더라도 엔진의 속도를 일정하게 유지시켜 줄 수 있는 적절한 속



[Fig. 1] Diesel engine for underwater vehicle

도 제어기가 요구된다.

지금까지 디젤엔진 모델링 및 시뮬레이션에 관한 연구는 주로 자동차용 또는 선박용에 관한 내용이었으며, 본 논문에 인용된 디젤엔진의 모델링 및 시뮬레이션에 관한 참고문헌들은 다음과 같다.

Kao 등⁽¹⁾은 평균회전력 발생모델과 실린더별 모델

* 국방과학연구소 제2체계개발본부

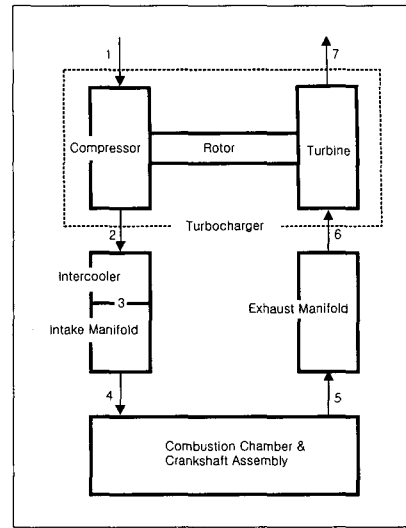
기법을 이용하여 디젤엔진 제어, 상태추정, 그리고 모델 기반 진단 등을 위한 비선형 엔진 모델식을 제시하고 슬라이딩 모드 제어를 이용하여 시뮬레이션을 수행하였으며, Kyrtators 등⁽²⁾은 마이크로 컴퓨터를 기반으로 선박 추진계통의 모니터링 및 제어를 위한 디젤엔진 시뮬레이터를 개발하였다. Jensen 등⁽³⁾은 평균값 모델을 이용한 디젤엔진 모델링 방법을 제시하였으며, Tsai 등⁽⁴⁾은 디젤엔진 제어 해석을 위해 조속기, 터보 과급기, 연소과정, 엔진 등이 포함된 준선형 동적 모델을 제시하였다. Tuken 등⁽⁵⁾은 디젤엔진에 대한 간단한 모델식을 개발하고 극배치 기법을 이용하여 제어를 설계하였으며, 피드포워드 외란에 대한 응답특성을 개선하기 위해 Smith 예측기를 이용하였다.

본 연구에서는 Kao 등이 제시한 평균회전력 발생 모델 기법을 이용하여 디젤엔진에 대한 비선형 모델식을 정립하였으며, 연료의 질량유량을 제어 입력으로 하고, 디젤엔진의 속도를 시스템의 출력으로 하는 단일 입출력 시스템에 대하여 비례-적분 제어기, 퍼지 제어기, 건설제어기 등을 설계하여 시뮬레이션에 적용하였다.

2. 디젤엔진의 수학적 모델링

2.1 개요

평균회전력 발생 모델 기법은 각 부모모델들의 압력, 온도, 질량유량의 평균값을 가정하며, 부모모델의 방정식에 있는 파라미터 상수를 찾기 위해서는 정상상태 또는 과도상태 성능 데이터가 사용될 수 있다. 평균회전력 발생모델은 여러 개의 경험적인 대수방정식과 1차 미분방정식으로 구성되며, 간단하고 계산 시간이 짧으므로 실시간 시뮬레이션이 가능하다는 장점에 널리 이용되고 있다.



[Fig. 2] Schematic diagram of diesel engine

2.2 압축기 모델

압축기 출구온도와 압축기를 구동하기 위해서 요구되는 회전력은 엔탈피 효율관계로부터 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$T_2 = T_1 \left[1 + \frac{1}{\eta_c} \left\{ \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right\} \right] \quad (1)$$

$$T_c = \frac{30 \dot{m}_c C_{pa} T_1}{\pi N_{tc} \eta_c} \left\{ \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right\} \quad (2)$$

여기서 T_1 : 압축기 입구온도, T_2 : 압축기 출구온도, η_c : 압축기 효율, γ : 비열비, \dot{m}_c : 공기의 질량유량, C_{pa} : 공기의 비열, N_{tc} : 로터의 회전속도, p_1 : 압축기 입구압력, 그리고 p_2 : 압축기 출구압력이다.

2.3 인터쿨러 모델

인터쿨러를 통한 압력강하, 출구온도, 입구압력은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\Delta p = K \frac{\dot{m}_c^2}{\rho_3} \quad (3)$$

$$T_3 = T_2(1 - \varepsilon) + \varepsilon T_w \quad (4)$$

$$p_2 = p_4 + \Delta p \quad (5)$$

여기서 K : 마찰계수, \dot{m}_c : 공기의 질량유량, 그리고 ρ_3 : 인터쿨러 내의 공기밀도, T_2 : 인터쿨러 입구온도, ε : 인터쿨러 효율, T_w : 냉각제의 온도, 그리고 p_4 : 인터쿨러 출구압력이다.

2.4 흡기 다기관 모델

실린더에 유입되는 공기의 질량유량과 흡기 다기관 압력은 다음과 같은 식으로 나타낼 수 있다.

$$\dot{m}_4 = \frac{\eta_v V_d p_4 N_e}{120 R T_4} \quad (6)$$

$$\dot{p}_{im} = \dot{m}_4 \frac{R T_4}{V_{im}} - \frac{\eta_v V_d N_e}{120 V_{im}} p_{im} \quad (7)$$

여기서 η_v : 체적효율, V_d : 행정체적, p_4 : 흡기 다기관 입구압력, N_e : 엔진의 속도, R : 가스상수, T_4 : 흡기 다기관의 온도, V_{im} : 흡기 다기관 체적이다.

2.5 연소실 및 크랭크 축 모델

도시효율(Indicated efficiency)은 엔진속도와 당량비의 함수로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\eta_i = (a_1 + a_2 N_e + a_3 N_e^2)(1 - k_1 \Phi^{k_2}) \quad (8)$$

$$\Phi = \frac{F/A}{f_s}, F/A = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} \quad (9)$$

여기서 Φ : 연료-공기 당량비, F/A : 실제의 연료-공기비, f_s : 이론적인 연료-공기비, \dot{m}_f : 연료의 질량유량, \dot{m}_a : 공기의 질량유량, 그리고 $a_1 \sim a_3, k_1, k_2$ 는 실험에 의해 구해지는 상수이다.

도시평균회전력, 마찰평균유효압력, 마찰력, 그리고 엔진속도에 관한 1차 미분방정식은 다음과 같은 식으로 나타낼 수 있다.

$$T_i = m_f Q_L \eta_i \quad (10)$$

$$f_m = C_1 + \frac{48 N_e}{1000} + 0.4 S_p^2 \quad (11)$$

$$T_f = \frac{1000 f_m V_d}{6.28 N_r} \quad (12)$$

$$\dot{N}_e = \frac{30\{T_i(t - \tau) - T_f - T_l\}}{\pi I_e} \quad (13)$$

여기서 m_f : 분사된 연료량, Q_L : 연료의 저위발열량, C_1 : 실험에 의해 결정되는 계수, S_p : 평균 피스톤 속도, N_r : 동력 행정당 크랭크축의 회전수, T_l : 부하회전력, I_e : 크랭크축의 관성모멘트, 그리고 τ : 연료분사에서 회전력 발생까지의 시간지연이다.

2.6 배기 다기관 모델

배기 다기관에서 가스의 질량유량, 입구온도, 압력, 출구온도 등은 다음과 같은 식으로 나타낼 수 있다.

$$\dot{m}_{ex} = \dot{m}_f(t - \tau_1) + \dot{m}_a(t - \tau_2) \quad (14)$$

$$T_5 = T_4(t - \tau_3) + \Delta T_{E, dyna} \quad (15)$$

$$\Delta T_{E, dyna} = \Delta T_E - \Delta T_M e^{-t/\tau_{cm}} \quad (16)$$

$$\dot{p}_6 = \frac{\gamma_e R_e}{V_{em}} \left(\frac{-\dot{Q}}{C_{pe}} + \dot{m}_5 T_5 - \dot{m}_6 T_6 \right) \quad (17)$$

$$\dot{Q} = h_c A (T_6 - T_w) \quad (18)$$

$$\dot{T}_w = \frac{\dot{Q}}{m_w C_{pw}} \quad (19)$$

$$T_6 = \frac{p_6 V_{em}}{m_{em} R_e} \quad (20)$$

$$m_{em} = \int (\dot{m}_5 - \dot{m}_6) dt \quad (21)$$

여기서 τ_1 : 연료분사에서 배기밸브 열림까지의 시간지연, τ_2 : 흡기밸브 닫힘에서 배기밸브 열림까지의 시간지연, T_4 : 흡기 다기관 온도, $\Delta T_{E, dyn}$: 동적 엔진 온도상승, ΔT_E : 엔진 온도상승, ΔT_M : 과도 크기 상계(Transient Magnitude Offset), τ_3 : 흡기밸브 닫힘에서 배기밸브 열림까지의 시간지연, 그리고 τ_{em} : 배기 다기관 시정수, γ_e : 배기가스의 비열비, R_e : 배기가스 상수, V_{em} : 배기 다기관의 체적, \dot{Q} : 배기 다기관의 열전달율, C_{pe} : 배기가스의 비열, h_c : 열전달 계수, A : 열전달 면적, T_w : 배기 다기관 벽의 온도, m_w : 배기 다기관 벽의 질량, 그리고 C_{pw} : 배기 다기관 벽의 비열, m_{em} : 배기 다기관 내의 가스 질량, \dot{m}_5 : 배기 다기관 입구의 가스 질량유량, 그리고 \dot{m}_6 : 배기 다기관 출구의 가스 질량유량이다.

2.7 터빈 및 로터 모델

배기가스에 의해 발생하는 터빈 회전력과 로터의 회전 동역학 모델로부터 로터의 회전속도에 대한 1차 미분 방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$T_t = \frac{30 \dot{m}_6 C_{pe} T_6 \eta_t}{\pi N_{tc}} \left\{ 1 - \left(\frac{p_7}{p_6} \right)^{\frac{\gamma_e - 1}{\gamma_e}} \right\} \quad (22)$$

$$\dot{N}_{tc} = \frac{30(T_t - T_c)}{\pi I_{tc}} \quad (23)$$

여기서 η_t : 터빈의 효율, p_7 : 터빈의 출구압력, 그리고 I_{tc} : 로터의 관성모멘트이다.

3. 제어기 설계

3.1 비례-적분 제어기

비례-적분 제어기는 산업용 제어시스템에 매우 자주 사용되며, 제어기의 출력을 연료의 질량 유량이라고 하면 제어법칙은 다음과 같이 주어진다.

$$\dot{m}_f = \bar{m}_{f_0} + K_p(N_d - N) + K_i \int_0^t (N_d - N) dt \quad (24)$$

여기서, \bar{m}_{f_0} : 평균 연료유량, N_d : 원하는 엔진 속도, N : 실제 엔진속도, K_p : 비례계인, K_i : 적분계인이다.

비례-적분 제어기의 게인 값들은 여러 고전적인 제어기 설계 방법에 의해 간단하게 결정될 수 있으며,⁽⁶⁾ 제어기 설계 결과 $K_p = 4.5 \times 10^{-5}$, $K_i = 1.5 \times 10^{-5}$ 의 값을 얻었다.

3.2 건실 제어기

(1) 일치 불확실성을 고려한 건실제어

비선형성이 매우 강하고 복잡한 비선형 방정식들은 건실제어기를 설계하는데 많은 어려움이 따르므로 제어기 설계에 적합한 형태인 선형 공칭시스템과 비선형 불확실성으로 분리될 수 있는 모델로 변형하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.⁽⁷⁾⁽⁸⁾

$$\dot{x} = Ax + Bu + e_m(x, u, v, t) \quad (25)$$

$$e_m(\cdot) = \Delta Ax + \Delta Bu + Cv \quad (26)$$

여기서 x : 상태변수, u : 제어입력, v : 불확실한

파라미터, A, B : 선형화를 통해서 얻는 상수 행렬, 그리고 $\Delta A, \Delta B$: A, B 의 불확실성을 나타내며, v 는 측정 가능하고, 비선형 불확실 항 $e_m(\cdot)$ 은 연속함수로 가정한다. 식(25), (26)에 대해 견실 안정화 제어 입력 u 가 존재하기 위해서 다음과 같은 조건을 만족하여야 한다.

[조건 1] A, B 가 안정화 가능하다.

$\Leftrightarrow \bar{A} = A + BK$ 가 안정하기 위한 이득행렬 K 가 존재한다.

[조건 2] $e_m(\cdot)$ 가 B 의 범위 공간 내에 놓여 있다.

\Leftrightarrow 모든 $x(t), u(t), \sigma(t), t$ 에 대하여 $e_m(\cdot) = B \hat{e}_m(\cdot)$ 을 만족하는 $\hat{e}_m(\cdot)$ 이 존재한다.

[조건 3] $e_m(\cdot)$ 은 경계치를 갖는다.

\Leftrightarrow 모든 $x(t), \sigma(t), t$ 에 대하여 $\|\hat{e}(x, u, \sigma, t)\| \leq \rho(x, \beta, t)$ 을 만족하는 미지의 상수벡터 β 가 존재 한다.

식(26)을 [조건 2]에 부합하도록 바꿔 쓰면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} e_m &= B \hat{e}_m \\ \hat{e}_m &= Dx + Eu + Fv \end{aligned} \quad (27)$$

식(26), (27)에서 $\Delta A = BD, \Delta B = BE$, 그리고 $C = BF$ 이며, \hat{e}_m 에 대한 경계치는 다음과 같다.

$$-1 < \lambda \cong \min \lambda_m \left\{ \frac{1}{2} [E^T + E] \right\} \quad (28)$$

여기서 $\min \lambda_m \{ \cdot \}$ 은 $\{ \cdot \}$ 의 고유값들 중에서 최소값을 나타낸다. [조건 3]에서 경계함수 $\rho(\cdot)$ 는 다음과 같이 주어진다.

$$\rho(x, \beta, t) = \beta_1 \|x\| + \beta_2 \quad (29)$$

$$\beta_1 = (1 + \lambda)^{-1} [\max \|D\| + \max \|EK\|] \quad (30)$$

$$\beta_2 = (1 + \lambda)^{-1} \max \|Fv\| \quad (31)$$

상수 벡터 β 는 물리적으로 불확실성의 경계치로 해석될 수 있으며, 견실 안정화 제어입력 u 는 다음과 같은 식으로 주어진다.

$$u = Kx + p(x, \beta, t) \quad (32)$$

여기서 $p(\cdot)$ 는 견실 항(Robust term)으로서 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} p(x, \beta, t) &= -\frac{\mu(x, \beta, t)}{\|\mu(x, \beta, t)\|} \rho(x, \beta, t) \\ &\text{if } \|\mu(x, \beta, t)\| > \epsilon \end{aligned} \quad (33)$$

$$\begin{aligned} p(x, \beta, t) &= -\frac{\mu(x, \beta, t)}{\epsilon} \rho(x, \beta, t) \\ &\text{if } \|\mu(x, \beta, t)\| \leq \epsilon \end{aligned} \quad (34)$$

여기서 ϵ 는 설계자에 의해서 정해지는 0보다 큰 스칼라 양이며, 다음과 같은 식을 만족한다.

$$\mu(x, \beta, t) \cong 2B^T P x \rho(x, \beta, t) \quad (35)$$

여기서 양(Positive)의 행렬 P 는 양의 행렬 Q 에 대하여 다음과 같은 Lyapunov 방정식의 해이다.

$$\bar{A}^T P + P \bar{A} + Q = 0 \quad (36)$$

(2) 모델식의 근사화

유도한 선형 모델식에 엔진 모델의 파라미터 값들을 대입하여 다음과 같은 결과를 얻을 수 있었다.

$$A = \begin{bmatrix} -0.80 & 0.51 \times 10^{-2} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 2.15 & -1.77 \times 10^5 & 9.47 \times 10^{-6} & 0 \\ -1.04 & 2.37 \times 10^{-6} & -12.24 & 0 & 0 \\ 0 & -1.39 \times 10^3 & 13.21 & -0.25 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 3.63 \times 10^{-5} & -1.02 \end{bmatrix}$$

$$B = [2.12 \times 10^5 \ 0 \ 0 \ 3.51 \ 0]^T$$

$$C = [-1.93 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]^T$$

그런데 앞에서 얻은 5차의 선형 모델식은 일반적으로 [조건 2]를 만족하는 일치 불확실성(Matched uncertainty)의 형태를 갖추지 못하여 제어기 설계에 많은 어려움이 따르므로, 일치 불확실성의 형태를 갖는 단순화된 모델식을 유도하여 건설제어기 설계에 적용하고자 하였다.

엔진속도와 당량비의 비선형 관계로 표현되어 있는 도시효율에 관한 식(8)과 마찰 회전력에 관한 식(12)는 연료의 질량유량과 엔진속도에 관한 단순화된 대수방정식으로 근사화 시키면 다음과 같다.

$$\eta_i = b_1 \dot{m}_f + b_2 \quad (37)$$

$$T_f = c_1 N_e + c_2 \quad (38)$$

식(37), (38)을 식(13)에 대입하여 정리하면, 엔진속도에 관한 단순화된 1차미분방정식은 다음과 같다.

$$\dot{N}_e = d_1 N_e + d_2 \dot{m}_f + d_3 T_f \quad (39)$$

여기서 $d_1 = -1.04$, $d_2 = 2.17 \times 10^5$, 그리고 $d_3 = -1.93$ 이다.

(3) 건설제어기 설계

건설제어기를 설계하기 위하여 식(39)를 식(25)의 형태로 나타내면 다음과 같으며,

$$\dot{x} = ax + bu + (\Delta ax + \Delta bu + cv) \quad (40)$$

여기서, x : 엔진속도, u : 연료의 질량유량, v : 부하회전력, $a = -1.04$, $b = 2.17 \times 10^5$, $c = -1.93$, 그리고 $\Delta a, \Delta b$: a, b 의 불확실성이다.

추종제어를 위해 식(40)을 다음과 같이 추종오차에 관한 식으로 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{e} = & ae + bu + \{(a + \Delta a)x_d \\ & + \Delta ae + \Delta bu + cv\} \end{aligned} \quad (41)$$

여기서 x_d : 요구속도, e : 추종오차이며, $\{\cdot\}$ 은 불확실성 항으로서 [조건 2]를 만족하도록 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} e_m = & b \hat{e}_m \\ \hat{e}_m = & (d + f)x_d + fe + gu + hv \end{aligned} \quad (42)$$

여기서 $d = -4.79 \times 10^{-6}$,

$$f = 4.61 \times 10^{-6} \Delta a, \quad g = 4.61 \times 10^{-6} \Delta b,$$

$$h = -8.89 \times 10^{-6} \text{이다.}$$

추종제어를 위한 건설제어는 다음과 같이 제안된다.

$$u = ke + p(e, t) \quad (43)$$

여기서 $p(e, t)$: 건설제어 항이다.

식(42)에서 \hat{e}_m 에 대한 경계치는 다음과 같으며,

$$-1 < \lambda \cong 4.61 \times 10^{-6} \Delta b \quad (44)$$

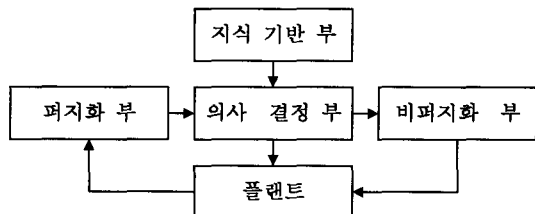
경계함수와 전실제어 항은 식(29)~식(36)을 이용하여 구할 수 있으며, 이상의 설계 과정을 통하여 $k = 1 \times 10^{-6}$, $\epsilon = 1.42 \times 10^5$ 의 값을 얻었다.

3.3 퍼지 제어기

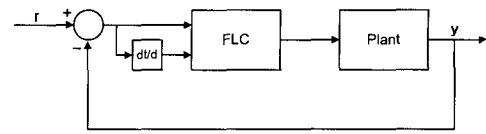
(1) 개요

퍼지 제어는 전통적인 논리 시스템보다는 인간의 생각과 자연 언어에 훨씬 더 가까운 논리 시스템인 퍼지 논리에 기반을 두고 있으며, 퍼지 제어기는 자동 제어 전략에 전문가의 지식에 기초한 언어적 제어 전략을 변환하는 수단을 제공하며, 기존의 제어기는 어떠한 파라미터를 조정하면 전체 제어 표면에 영향이 미치게 되어 파라미터의 조정이 매우 어려우나, 퍼지 제어기는 규칙 기반으로 제어되기 때문에 일부 규칙이 조정되어도 전체 제어 표면에는 영향이 없고 단지 국부적으로 변경되는 장점을 지니고 있다. 또한 퍼지 제어기는 미지의 플랜트나 복잡한 시스템의 수학적 모델링이 불가능한 경우에도 퍼지 추론에 의하여 적절한 제어량을 얻을 수 있으며, 과도 상태에서도 커다란 오버슈트 없이 목표치에 잘 도달하는 특징을 지니고 있다.⁽⁹⁾⁻⁽¹¹⁾

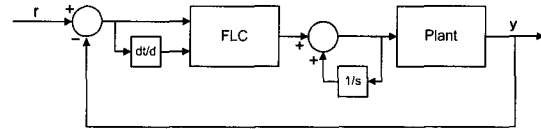
Fig. 3에 나타난 바와 같이 퍼지 제어기는 퍼지화 부, 의사 결정부, 지식 기반부, 비퍼지화 등으로 이루어져 있으며, 퍼지 제어기의 구조는 오차와 오차 변화율로부터 제어 입력을 도출하는 위치형 퍼지 제어기



[Fig. 3] Basic concept of fuzzy logic controller



[Fig. 4] Block diagram of PD FLC



[Fig. 5] Block diagram of PI FLC

인 비례-미분 퍼지 제어기와 오차와 오차 변화율로부터 제어 입력의 증분을 도출하는 속도형 퍼지 제어기인 비례-적분 퍼지 제어기가 주로 사용되어 왔다. 일반적으로 비례-적분 퍼지 제어기가 비례-미분 퍼지 제어기보다 더 효율적이라고 알려져 있으며,⁽⁹⁾ Fig. 4와 Fig. 5에 이들에 대한 블록 선도가 나타나 있다.

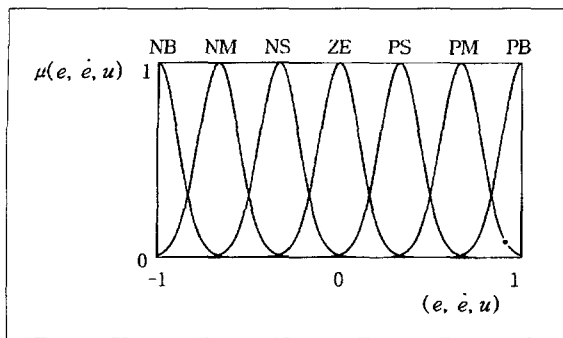
(2) 퍼지 제어기 설계

퍼지 제어기는 퍼지화, 제어 규칙 설정, 추론, 비퍼지화 등의 과정을 거쳐 설계된다. 퍼지화에서는 멤버쉽 함수에 다음과 같은 7가지의 언어적인 값이 적용되었으며,

- PB (Positive Big) PM (Positive Medium)
- PS (Positive Small) ZE (Zero)
- NS (Negative Small) NM (Negative Medium)
- NB (Negative Big)

Fig. 6에 나타난 바와 같이 종형의 멤버쉽 함수를 적용하였다.

퍼지 제어기의 제어규칙은 전문가의 지식이나 경험에 의해서 얻어지며, 규칙은 "IF-THEN" 형식으로



[Fig. 6] Membership function of bell-shaped

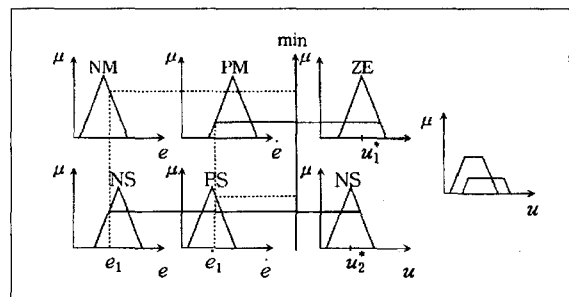
[Table 1] Control Rule

$e \backslash \dot{e}$	NB	NM	NS	ZE	PS	PM	PB
NB	NB	NB	NB	NM	NM	NS	ZE
NM	NB	NB	NM	NM	NS	ZE	PS
NS	NB	NM	NM	NS	ZE	PS	PM
ZE	NM	NM	NS	ZE	PS	PM	PM
PS	NM	NS	ZE	PS	PM	PM	PB
PM	NS	ZE	PS	PM	PM	PB	PB
PB	ZE	PS	PM	PM	PB	PB	PB

구성되어 있기 때문에 전문가의 경험과 지식을 자연 언어로 사용할 수 있게 한다. 본 논문에서는 Table 1에 나타난 바와 같이 49개의 제어 규칙을 작성하였다.

추론은 어떤 주어진 사실이나 관계로부터 새로운 사실이나 관계를 유추해 내는 과정을 의미하며, 본 논문에서는 Mamdani가 제안한 Max-Min법을 적용하였다.

퍼지 규칙들로부터 추론된 최종적인 결론 값은 플랜트의 제어 입력으로 사용할 수 있는 결정적인 값이 아니므로, 결정론적인 하나의 실수 값으로 만들어야 한다. 이와 같이 추론된 결정 값으로부터 실수 값을 만드는 과정을 비퍼지화 과정이라고 하며, 보통 최대값 평균법, 최대값 선택법, 무게 중심법 등이 사용되



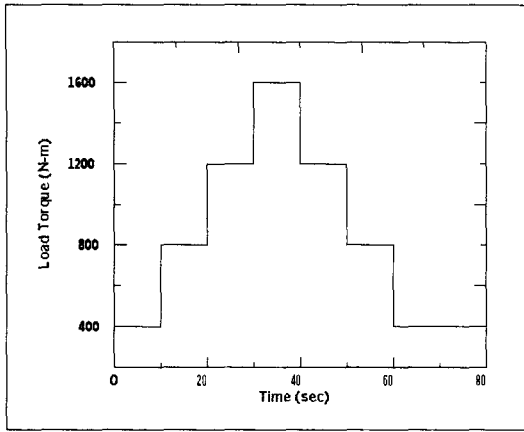
[Fig. 7] Max-Min inference method

고 있으며, 본 논문에서 가장 많이 사용되고 있는 무게 중심법을 이용하였다.

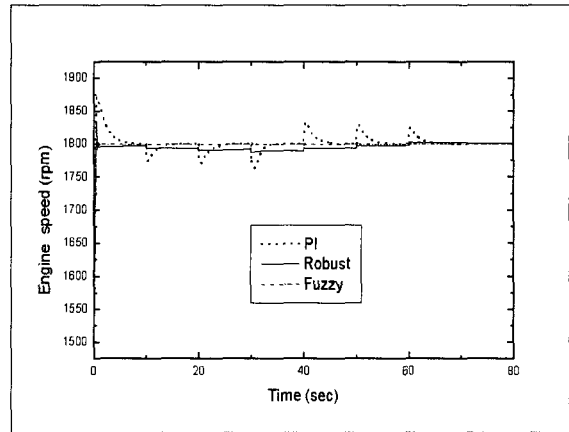
4. 시뮬레이션 결과 및 고찰

시뮬레이션에 사용된 디젤 엔진 모델은 독일의 MTU사의 8V-396 엔진으로 정격 출력은 1,800rpm에서 445kw이다.⁽¹²⁾ 디젤엔진의 속도 범위는 수중함의 운용 특성상 최소 1,500rpm에서 최대 2,000rpm까지로 사용 영역이 제한되어 있으므로 디젤 엔진의 요구 속도를 1,800rpm, 엔진 속도의 초기 값을 1,500rpm으로 설정하였으며, 시뮬레이션에서 디젤엔진에 외란으로 작용하는 발전기의 부하 회전력은 Fig. 8 ~ Fig. 10에 나타난 바와 같이 400 N·m ~ 1,600 N·m의 범위에서 작용하는 3가지 종류의 계단함수 형태를 적용하였다.

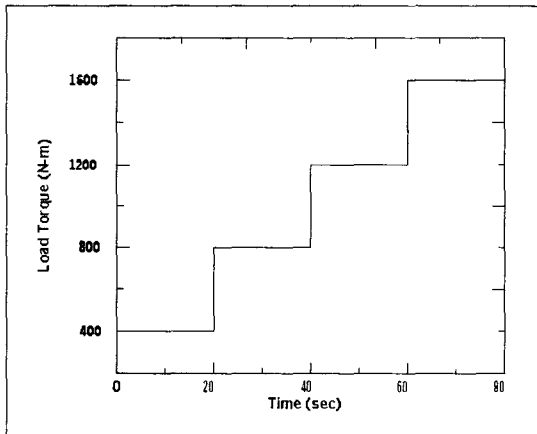
건설 제어기의 불확실성은 공칭 값의 20%로 설정하였으며, 발전기의 부하 회전력의 변화에 따른 엔진의 속도 추종 성능을 살펴보기 위해 비례-적분 제어기, 건설 제어기, 퍼지 제어기를 각각 적용하여 엔진의 요구 속도와 실제 엔진의 속도와의 오차를 제어기 입력으로 하고, 연료의 질량 유량을 제어기의 출력 값으로 하여 시뮬레이션을 각각 수행하였다.



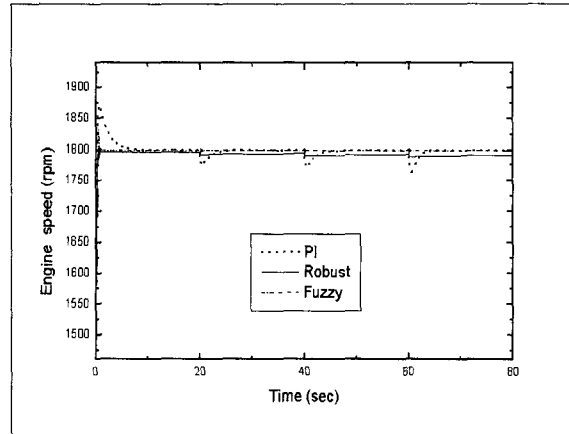
[Fig. 8] Load torque (type I)



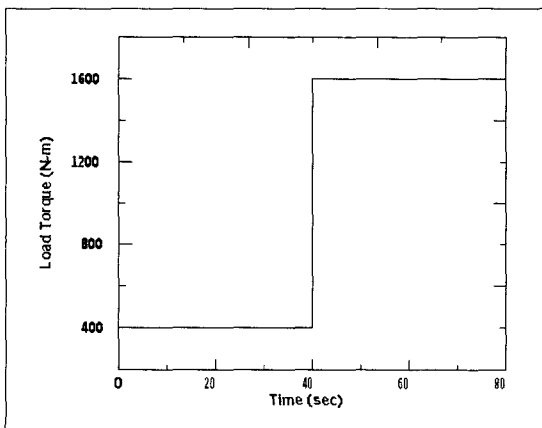
[Fig. 11] Simulation result at load torque (type I)



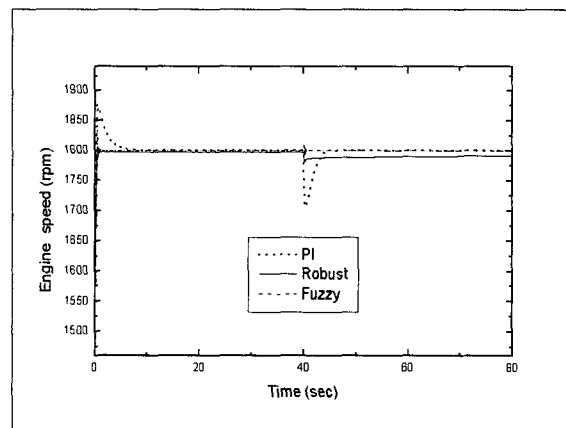
[Fig. 9] Load torque (type II)



[Fig. 12] Simulation result at load torque (type II)



[Fig. 10] Load torque (type III)



[Fig. 13] Simulation result at load torque (type III)

비례-적분 제어기, 견실 제어기, 퍼지 제어기를 적용하여 시뮬레이션을 수행한 결과가 Fig. 11~Fig. 13에 나타나 있다.

비례-적분 제어기를 이용한 시뮬레이션에서는 과도 상태와 부하 회전력이 급변하는 구간에서는 큰 오차를 보이고 있으나, 정상상태 구간에서는 요구 값에 잘 추종하고 있음을 알 수 있다. 견실 제어기를 이용한 시뮬레이션에서는 부하 회전력이 급격하게 변화하는 구간에서 약간의 정상 상태오차가 있으나, 비교적 요구 값에 잘 추종함을 보여주고 있다. 퍼지 제어기를 이용한 시뮬레이션 결과는 과도 상태와 부하 회전력이 급격하게 변화하는 구간에서는 견실 제어기를 적용한 결과와 유사하며, 정상 상태 오차는 거의 없음을 알 수 있다.

위와 같은 추종 성능 결과이외에 시뮬레이션의 응답 속도의 우수성 측면에서는 비례-적분 제어기, 견실 제어기, 퍼지 제어기 등의 순서이므로, 시스템의 요구 조건에 따라 적절한 제어기의 선택이 요구된다.

5. 결 론

본 논문에서는 수중함용 디젤엔진의 동적 성능 시뮬레이션을 위해 평균 회전력 발생 모델 기법을 이용하여 수학적 모델링을 수행 및 비례-적분 제어기, 견실 제어기, 퍼지 제어기 등을 설계하였으며, 시뮬레이션을 통하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

첫째, 수학적 모델링을 통하여 정립된 비선형 방정식을 선형 공칭 시스템과 비선형 불확실성 항으로 분리될 수 있는 모델로 변형하여 견실 제어기 설계에 이용하였다.

둘째, 견실제어기를 이용한 시뮬레이션 결과는 부하

회전력이 증감함에 따라 정상 상태 오차가 조금씩 증감하는 경향이 있으나, 오차의 최대치가 설정 값의 1% 정도이며, 과도상태 또는 부하 회전력이 급변하는 구간에서의 응답 특성이 우수함을 나타내었다.

셋째, 비선형 엔진 모델에 직접 적용하기 위한 퍼지 제어기를 설계하였으며, 퍼지 제어기를 이용한 시뮬레이션 결과에서는 견실 제어기를 이용한 시뮬레이션 결과와 경향이 유사하였으며, 특히 정상 상태에서의 오차는 개선되었음을 보여주었다.

넷째, 설계된 제어기들은 각각 시스템의 특성과 조건들에 따라 적절하게 적용될 수 있을 것이며, 향후 다른 계통의 동적 성능 시뮬레이션에도 활용될 수 있을 것으로 판단된다.

본 연구에서 설계된 견실 제어기는 일치 불확실성을 갖는 모델을 기준으로 설계된 것이므로, 향후 불일치 불확실성을 갖는 모델에 제한 제어기 설계, 또는 적용 견실 제어기와 같은 발전된 제어기 설계 기법을 적용한다면 더 좋은 결과를 얻을 수 있을 것으로 판단되며, 퍼지 제어기는 멤버십 함수 형태 또는 제어 규칙을 정하는데 있어서 시행 착오법을 이용할 경우 많은 시간이 소요되는 문제점이 있다. 이러한 문제점을 해결하기 위해 신경망을 도입한 퍼지-신경망 제어기를 이용한다면, 해석적인 방법으로 멤버십 함수 형태와 제어 규칙을 얻을 수 있을 것으로 판단된다.

참 고 문 헌

1. M. Kao, et al, "Turbocharged Diesel Engine Modeling for Nonlinear Engine control and State Estimation," Trans. of the ASME J. of Dynamic Systems, Measurement and Control,

- Vol.117, pp.20~30, 1995.
2. N. P. Kyatos, "A Microcomputer Based diesel engine simulator for Advanced Ship Propulsion Monitoring and Control Systems," Naval Engineers J., pp.66~72, 1989.
 3. J. P. Jensen, et al, "Mean Value Modeling of a Small Turbocharged Diesel Engine," SAE paper No.910070, pp.1~13, 1991.
 4. S. C. Tsai, et al, "Dynamic Turbocharged Diesel Engine Model for Control System Development," SAE paper No.860455, pp.1~6, 1986.
 5. T. Turken, et al, "Modeling Identification, and Torque Control of a Diesel Engine for Transient Test Cycle," SAE paper No.900235, pp.30~49, 1990.
 6. Katsuhiko Ogata, "Modern Control Engeering," 회중당, 1993.
 7. Y. H. Chen, "Modified Adaptive Robust Control System Design," Int. J. Control, Vol. 49, No.6, pp.1869~1882, 1989.
 8. Y. H. Chen, "Robust Control System Design : Non-adaptive versus Adaptive," Int. J. Control, Vol, No,6, pp.1457~1477, 1990.
 9. Jihong Lee, "On Method for Improving Performance of PI-Type Fuzzy Logic Controllers," IEEE Trans. on Fuzzy Systems, Vol.1, No.4, 1993.
 10. 채석외, 퍼지 이론과 제어, 청문각, 1995.
 11. 임영도외, 퍼지-뉴로 제어 시스템, 교학사, 1998
 12. 해군 잠수함 교육훈련대, 잠수함 디젤기관, 해군인쇄창, 1996.