

모델 매칭법과 규범모델 추종방식에 의한 디젤기관의 적응속도제어

유 희 한[†] · 소 명 옥^{**} · 박 재 식^{***}

(원고접수일 : 2003년 2월 20일, 심사완료일 : 2003년 5월 20일)

An Adaptive Speed Control of a Diesel Engine by means of a Model Matching method and the Nominal Model Tracking Method

Heui-Han Yoo[†] · Myung-Ok So^{**} · Jae-Shik Park^{***}

Key words : Model Reference Adaptive Speed Control(모델추종적응제어), Diesel Engine(디젤 엔진), PID Controller(비례/적분/미분 제어기), Model Matching Method(모델매칭법), Fuzzy controller(퍼지제어기)

Abstract

The purpose of this study is to design the adaptive speed control system of a marine diesel engine by combining the Model Matching Method and the Nominal Model Tracking Method. The authors proposed already a new method to determine efficiently the PID control parameters by the Model Matching Method, typically taking a marine diesel engine as a non-oscillatory, second-order system.

But, actually, it is very difficult to find out the exact model of a diesel engine. Therefore, when diesel engine model and actual diesel engine are unmatched, as an another approach to promote the speed control characteristics of a marine diesel engine, this paper proposes a Model Reference Adaptive Speed Control system of a diesel engine, in which PID control system for the model of a diesel engine is adopted as the nominal model and Fuzzy controller and derivative operator are adopted as the adaptive controller.

1. 서 론

최근의 선박추진용 디젤기관은 기관 및 추진 시스템의 효율을 높이고, 연료비를 절감하기 위하여

저속화되고 장행정화 되어가고 있는 추세에 있다. 이러한 저속기관에 있어서는, 1회전 내에서의 기관의 토오크와 회전수의 순시 변동으로 인한 연료 펌프의 랙크 구동부에 발생하는 지글링(Zigging)

[†] 책임저자(한국해양대학교 해사대학 선박전자기계공학부) E-mail : yoohh@mail.hhu.ac.kr, T : 051)410-4841

^{**} 한국해양대학교 해사대학 선박전자기계공학부(smo@mail.hhu.ac.kr)

^{***} 한국해양대학교 해사대학 (jsdhjpark@man.com)

현상 때문에 연료펌프의 랙크 구동부 각부에 심한 마모가 발생할 뿐 아니라, 연료분사계통에 수반되는 지연시간이 길어진다. 또한, 일반적으로 디젤기관은 운전영역에 따라 그 파라미터 값의 변화가 크다. 따라서, 제어장치의 파라미터 값이 거의 고정되어 있을 뿐 아니라, 비교적 단순한 제어알고리즘(비례제어)만을 가지고 있는 종래의 유압기계식 조속기로서는 저속 디젤기관의 효율적인 속도제어를 행할 수 없게 되었다. 이러한 문제점을 해결하는 방안으로, 최근 마이크로 프로세서를 이용한 전자조속기 즉 디지털조속기(Digital Governor)가 개발되어 일부 선박에 채용되고 있으며, 이 디지털 조속기에 채용하고 있는 제어알고리즘으로서의 현재까지 거의 PID제어알고리즘이 이용되고 있다.^{(1),(2),(3)} 이 PID제어기는 그 파라미터 값들을 어떻게 조정하느냐에 따라 그 성능이 현저하게 달라지므로 파라미터 조정문제가 매우 중요하다. 현재로서는 오랜 전통을 지닌 Ziegler & Nichols의 방법이 아직도 많이 이용되고 있으며, 평가함수를 정의하여 그 평가함수의 값이 최소가 되도록 PID제어기의 파라미터를 조정해주는 방법도 활용되고 있다.⁽³⁾ 또한, 최근에는 디젤기관에 있어서 LQ최적제어기법을 이용하여 속도제어를 행하는 방법^{(4),(5)}, 퍼지제어기를 이용하는 속도제어 방법⁽⁶⁾, H_{∞} 제어기법을 이용하는 속도제어방법⁽⁷⁾, 보조제어기를 이용하여 속응성이 양호한 속도제어를 행하는 방법⁽⁸⁾ 등도 제안되고 있다. 저자들은 디젤기관의 속도제어방법에 대한 새로운 접근으로서, 모델매칭법(Model Matching Method)⁽⁹⁾에 의한 디젤기관의 속도제어 방법⁽¹⁰⁾을 제안한 바 있으며, 디젤기관의 파라미터 값이 정확히 파악되었을 때와 그렇지 못한 경우에 대하여 각각 디지털 시뮬레이션을 행하고, 그 인디셜 응답 특성을 Ziegler & Nichols의 방법과 비교, 분석하여, 모델매칭법에 의한 속도제어 방법의 그 우수성을 입증한 바 있다. 상기의 논문에서는 제어대상인 특정디젤기관(B&W 4L80MC)에 대한 파라미터들을 정확히 파악하고 있다는 전제하에 PID제어기의 파라미터 값들을 조정하는 방법을 제안하고 있다. 그러나, 실제의 제어대상이 되는 디젤기관의 파라미터의 값들은 정확히 파악하기가 어렵고

[11], 이 파라미터 값들은 운전조건에 따라 수시로 변화한다.

따라서, 본 연구에서는 디젤기관의 모델을 정하여 여기에 매칭되도록 PID제어기의 파라미터를 조정하고 이 PID제어 시스템을 규범모델로 한다. 다음에 이 규범모델 안에 있는 디젤기관의 모델이 실제의 디젤기관과 일치하지 않을 경우에도 잘 적응하여 속도제어를 할 수 있게 하는 방법으로 퍼지제어기를 이용한 규범모델 추종형 적응속도제어 시스템을 구성하는 방법을 제안한다. 또한, 디젤기관을 2차 계통으로 모델링하고, 모델매칭법만을 이용하였을 경우보다 응답특성이 우수한 알고리즘의 적응속도제어 방법을 제안하는 것으로, 디젤기관의 파라미터를 파악하고 있다는 전제하에 즉, 디젤기관의 규범모델을 정하여, 모델매칭법에 의하여 오버슈트가 전혀 없으며 속응성이 매우 빠른 응답특성을 갖도록 PID제어기의 파라미터 값들을 조정해 놓고, 실제의 디젤기관의 모델이 변할 경우, 즉 실제의 디젤기관의 파라미터값이 변화하는 경우에 대하여, 디지털 시뮬레이션을 행하고, 그 인디셜 응답 특성을 모델매칭법만을 이용하였을 경우와 비교·분석하여, 본 방법의 우수성을 입증한다.

2. 디젤기관의 적응 속도제어 시스템

2.1 모델매칭법에 의한 속도제어

저자들은, Fig.2.1처럼 PID제어기를 이용하여 디젤기관의 속도제어를 행하고, PID제어기를 모델매칭법을 이용하여 설계하는 방법을 제안한 바 있는데, 디젤기관의 적응속도 제어계통에 대해서 논하기 전에 여기에서는 그 요점만을 약속하기로 하고 상세한 것은 참고문헌⁽¹⁰⁾을 참조해주시기 바란다.

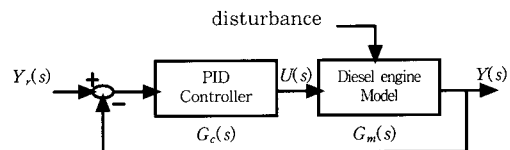


Fig.2.1 PID control system of a diesel engine.

즉, 식(2.1)의 전달함수로서 표시되는 디젤기관에 있어서 그 파라미터 값 K, T_f 및 T_r 의 값이 정확히 파악되었을 때, 이 값을 K_o, T_{fo}, T_{ro} 라고 하고 디젤기관을 식(2.2)와 같이 모델링 한다. 다음에 식(2.3)의 PID제어기의 파라미터 K_p, T_i 및 T_d 의 값을 각각 식(2.4)와 같이 결정하면 Fig.2.1의 속도제어계통의 폐회로 전달함수 $G(s)$ 는 식(2.5)와 같이 정상이득이 1이고 시정수가 T 인 1차계통으로 단순화 된다는 것이 그 요지이다.

$$G_b(s) = \frac{K}{(1 + T_f s)(1 + T_r s)} \quad (2.1)$$

$$G_m(s) = \frac{K_o}{(1 + T_{fo} s)(1 + T_{ro} s)} \quad (2.2)$$

$$G_c(s) = \frac{K_p}{T_i s} (1 + T_i s + T_i T_d s^2) \quad (2.3)$$

단, K_p : 비례감도, T_i : 적분시간, T_d : 미분시간, K : 디젤기관의 정상이득

T_f : 디젤기관 연소계통의 시정수 T_r : 디젤기관 회전계통의 시정수

$$\left. \begin{aligned} T_i &= T_{fo} + T_{ro} \\ T_d &= \frac{T_{fo} T_{ro}}{T_i} \\ K_p &= \frac{T_i}{K_o T} \end{aligned} \right\} \quad (2.4)$$

$$G(s) = \frac{1}{1 + Ts} \quad (2.5)$$

2.2 규범모델 추종방식에 의한 적응제어 시스템

2.1절에서는 디젤기관의 파라미터 K, T_f, T_r 의 값을 정확히 알고 있다는 가정하에서, 속도제어 시스템의 폐회로 전달함수가 1차요소가 되도록 모델매칭법에 의하여 PID제어기의 파라미터값 K_p, T_i, T_d 의 값을 결정해 주는 제어방법을 제안하였다. 그러나, K, T_f, T_r 등 디젤기관의 파라미터 값은 운전조건에 따라 변화하기 때문에, 이를 정확히 파악하기가 어렵다. 따라서, 본 연구에서는 디젤기관의 모델을 정해놓고, 모델매칭법에 의해 PID제어기의 파라미터 값을 미리 결정해 놓은 Fig.2.1의 시스템을 규범모델로 하고, 실제의 디젤기관의 운전조건(회전수, 부하 등)이 변화여도 적응제어기를 이용하여 실제의 디젤기관의 출력이 위의 규범모델의 출력에 잘 추종하도록 하는 규범모델 추종 적응제어 즉 MRAC(Model Reference Adaptive Control)⁽¹³⁾방식의 적응속도제어 시스템을 Fig.2.2와 같이 구성하는 방법을 제안한다.

3. 적응제어 시스템의 설계

3.1 적응제어 시스템의 특성

Fig.2.2의 규범모델 적응제어 시스템의 추종부

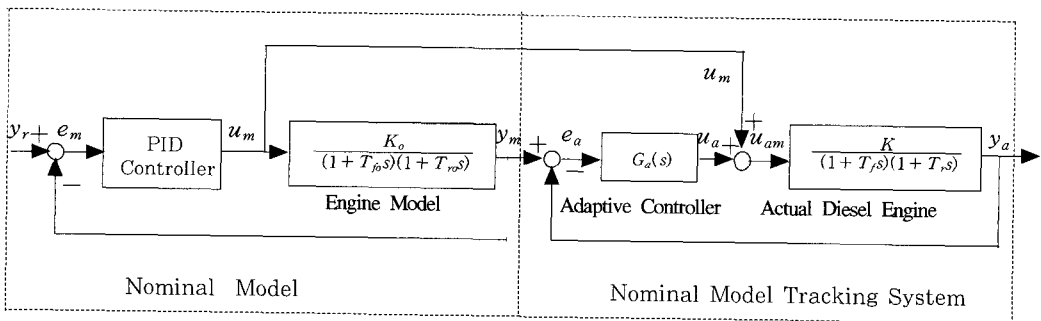


Fig.2.2 The adaptive speed control system of a diesel engine.

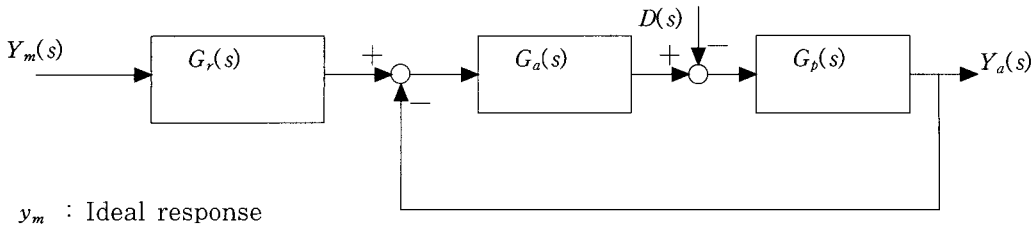


Fig.3.1 The model following system.

분만을 등가변환하여 블록선도로 나타내면 Fig.3.1과 같이 된다.

Fig.3.1에서 추종시스템의 설정요소에 해당하는 $G_r(s)$ 는 식(3.1)과 같이 구해진다.

$$G_r(s) = 1 + G_a^{-1}(s)G_m^{-1}(s) \quad (3.1)$$

Fig.3.1의 시스템에서 플랜트의 출력 즉 디젤엔진의 속도 $y_a(t)$ 가 규범모델의 이상적인 응답 $y_m(t)$ 에 정상편차 없이 추종하기 위한 조건을 구하여 보면 식(3.2)와 같이 된다.

$$\left. \begin{aligned} G_p(0) &= G_m(0) \quad \text{즉, } K = K_o \\ \text{또는, } G_a(0) &= \infty \end{aligned} \right\} (3.2)$$

$G_p(0)$ 즉, 플랜트의 정상이득이 모델의 정상이득과 항상 같다고 기대하기는 실질적으로 어려운 일이며 또한 적응제어기의 이득을 무한대로 할 수는 없다. 따라서, 이 추종시스템에 있어서 정상편차(오프셋)를 없애려면 적응제어기는 적분기를 포함하고 있어야 한다. 또한, Fig.2.2의 규범모델 추종방식 적응제어 시스템의 추종계통만을 간략화한 블록선도 Fig.3.1을 보면, 이 추종 시스템도 설정요소에 해당하는 $G_r(s)$ 가 없다고 하면 일반적인 피드백 제어계통과 같다. Fig.3.1에서 추종시스템 전체의 전달함수를 $G(s)$ 라고 하면 $G(s)$ 는 (3.3)식과 같이 된다.

$$\begin{aligned} G(s) &= [1 + G_a^{-1}(s)G_m^{-1}(s)] \frac{G_a(s)G_p(s)}{1 + G_a(s)G_p(s)} \\ &= 1 + \frac{1}{1 + G_a(s)G_p(s)} \left(\frac{G_p(s) - G_m(s)}{G_m(s)} \right) \end{aligned} \quad (3.3)$$

따라서, 추종시스템의 출력 $y_a(t)$ 는 식(3.4)와 같이 된다.

$$y_a(t) = y_m(t) + \epsilon(t) \quad (3.4)$$

$$\text{단, } \epsilon(t) = L^{-1} \left[\frac{1}{1 + G_a(s)G_p(s)} \frac{G_p(s) - G_m(s)}{G_m(s)} Y_m(s) \right]$$

만일, 플랜트와 모델이 같다고 하면 ($G_p(s) = G_m(s)$),

$\epsilon(t) = 0$ 가 되어 $y_a(t)$ 는 항상 $y_m(t)$ 와 같게 된다.

즉, 플랜트의 출력은 항상 이상적인 출력과 같게 되고 플랜트가 변동하여 다르게 되면 이 추종시스템은 출력에 대한 영향을

$$\frac{1}{1 + G_a(s)G_p(s)}$$

로 감소시켜 준다. 또한 앞에서 언급한 것 처럼 적응제어기에는 적분제어기가 포함되어 있어야 하므로 $G(0)$ 는 1이 되며, $G_a(s)$ 는 무한대가 되어

Fig.3.1에서 설정요소 $G_r(s)$ 의 정상이득 즉, $G_r(s)$ 는 1이 된다. 따라서, 목표치 $y_m(t)$ 와 기준치 $y_r(t)$ 는 정상상태에서는 일치한다. 그러나, $y_m(t)$ 가 변화할 때는 $y_m(t)$ 와 $y_a(t)$ 는 다르게 되며 설정요소는 변화초기에 진상요소가 되기 때문에 기준치를 미리 예측하여 바라는 값보다 더 큰 값으로 제어계통에 설정해 줌으로써 $y_a(t)$ 가 $y_m(t)$ 에 추종하는 속응성을 양호하게 해주는 결과가 된다.

3.2 적응제어기의 설계

추종시스템에 있어서 적응제어기 $G_a(s)$ 의 역할은 대단히 중요하다. $G_r(s)$ 의 특성에서 알 수 있듯이 추종시스템의 루프 특성은 인디설응답의 오버슈트가 적게 되도록 설계하고, 이로 인하여 속응

성이 나빠지는 것은 $G_a^{-1}(s)G_m^{-1}(s)$ 의 영향이 이를 보상해 주게 된다(식3.1 참조). B. Gong 등은 H_∞ 제어이론을 이용하여 적응제어기 $G_a(s)$ 를 설계하는 방법을 제안하고 있다^[14]. 이 방법은 추종시스템이 안전하고 강인하다는 장점은 있으나, H_∞ 제어의 특성상 반드시 우수한 추종특성을 갖는다는 보장이 없어, 본 연구에서는 플랜트에 대한 사전정보 없이 가장 간단한 알고리즘으로 실현할 수 있는 점등을 감안하여, 적응제어기로서 속도형 퍼지제어기^[15]와 적분동작에 의한 속도의 헌팅(hunting)을 감소하기 위하여 위의 속도형 퍼지제어기에 미분동작기를 병렬로 부가한 것을 적응제어기로 제안한다. 우선, 속도형 퍼지제어기의 입력변수 E_i 와 ΔE_i 는 플랜트에서 얻는 e_i 와 Δe_i 를 각각 정규화하여 식(3.5)와 같이 계산한다.

$$E_i = \frac{e_a(i)}{e_{\max}}, \quad \Delta E_i = \frac{\Delta e_a(i)}{\Delta e_{\max}} \quad (3.5)$$

$e_a(t) = y_m(t) - y_a(t)$: 이상적인 응답과 플랜트출력과 오차

$e_a(i) = e_a(ih)$, h : 샘플링 간격시간

$$\Delta e_a(i) = (e_a(i) - e_a(i-1))/h$$

또한, 적응제어기내의 퍼지제어기의 출력은 식(3.6)과 같이 계산된다.

$$\Delta U_i = \frac{\Delta u(i)}{\Delta u_{\max}}, \quad U_i = U_{i-1} + \Delta U_i \quad (3.6)$$

식(3.5), (3.6)에서 e_{\max} , Δe_{\max} 및 Δu_{\max} 는 각각 $e_a(i)$, $\Delta e_a(i)$ 및 $\Delta u(i)$ 의 예상되는 최대치를 취하며, 이렇게 하면 E_i , ΔE_i 및 ΔU_i 는 각각 절대치가 1 이하의 값으로 기준화 된다. 다음에 퍼지제어기에 있어서 퍼지제어규칙은 여러 가지가 있을 수 있으나, 본 연구에서는 퍼지입력공간을 각각 2개로 분할하고 식(3.7), (3.8)과 같이 극히 단순한 제어규칙을 사용 하기로 한다^[6].

제어규칙 1 $R^1 =$ if E_i is P and ΔE_i is P then ΔU_i is P (3.7)

제어규칙 2 $R^2 =$ if E_i is N and ΔE_i is N then ΔU_i is N (3.8)

여기서, P , P' 와 N , N' 는 각각 Positive와 Negative를 나타내는 퍼지변수이며 제어규칙 R^1 과 R^2 는 각각 Fig.3.2의 영역 4)와 영역 2)에 있어서 제어기가 행하여야 할 동작을 if-then 형식으로 표시한 것이다. 기타의 영역에서는 제어규칙 R^1 과 R^2 의 양쪽이 보완적으로 동작하여 적절한 제어를 행하게 한다^[12].

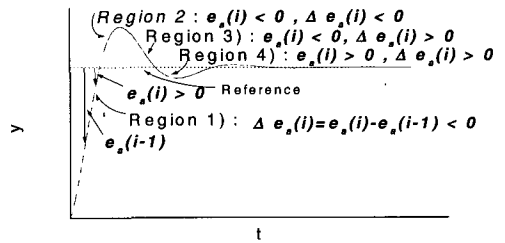


Fig.3.3 Characterization of Indicial Response.

또한 전건부 P , N , 후건부 P' , N' 의 소속함수 (membership function)로는 식(3.9) 및 (3.10)과 같이 표시되는 지극히 간단한 함수를 이용하기로 하며, 이를 도시하면 Fig.3.3과 같이 된다.

$$P(x) = \frac{1}{2}(1+x), \quad N(x) = P(-x) \quad (3.9)$$

$$P'(x) = x, \quad N'(x) = P'(-x) \quad (3.10)$$

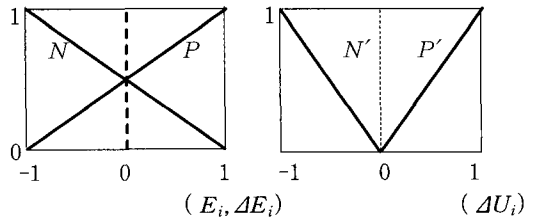


Fig.3.3 Membership Functions used in this Study.

제어규칙 R^1 과 R^2 에 대한 퍼지추론은 Tsukamoto가 제안한 방법을 간략화하여 이용하기로 한다^[16]. 즉 플랜트로 부터의 크리스프(crisp)한 정보 E_i^0 및 ΔE_i^0 로 부터 퍼어지제어기의 출력을 식(3.11), (3.12)에 의해서 계산한다.

$$\begin{aligned} \omega_1 &= P(E_i^0) \wedge P(\Delta E_i^0), \\ \omega_2 &= N(E_i^0) \wedge N(\Delta E_i^0) \end{aligned} \quad (3.11)$$

여기서, ω_1, ω_2 는 각각 제어규칙 R^1 과 R^2 에 대한 적합도이며, \wedge 는 min 연산기호이다.

$$\Delta U_i = \frac{\omega_1 P^{-1}(\omega_1) + \omega_2 N^{-1}(\omega_2)}{\omega_1 + \omega_2} \quad (3.12)$$

단, $P^{-1}(\omega_1)$ 는 $P(x_1) = \omega_1$ 이 되는 ΔU_1^0

$N^{-1}(\omega_2)$ 는 $N(x_2) = \omega_2$ 가 되는 ΔU_2^0

따라서, 실제플랜트의 조작입력은 다음과 같다.

$$u_{am}(i) = u_a(i) + u_m(i) = u(i) + \frac{K_d}{h} \Delta e_a(i) + u_m(i) \quad (3.13)$$

(여기서, K_d 는 미분동작기의 게인이며, u_a 는 적응제어기의 출력, u_m 은 PID제어기의 출력이다)

4. 시뮬레이션 및 검토

여기에서는 B&W 4L80MC 디젤기관을 대상으로 하여 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 본 논문에서 제안하는 방법에 의한 적응속도제어 시스템에 대하여 검토해 보기로 한다. B&W 4L80MC 디젤기관의 제원과 파라미터 변동상황은 참고문헌⁽⁸⁾을 참조해 주기 바란다.

4.1 응답 시뮬레이션

Fig.4.1과 Fig.4.2는 디젤기관의 동작점이 20 rpm 이고, PID 제어기의 파라미터가 83 rpm일 때의 디젤기관의 파라미터에 매칭되도록 고정되어 있을 경우, 샘플링 간격시간 $h=0.05$ [sec], 시정수 T 가 0.2, 0.5, 0.8 sec 일 때, 실제의 디젤기관의 파라미터와 PID제어기의 파라미터가 매칭되지 않았을 때, 적응속도제어를 하지 않은 경우(Fig.4.1)와 적응속도제어를 한 경우(Fig.4.2)에 대하여 시행한 시뮬레이션 결과로 얻은 인디셜 응답들을 보여 주고 있다. Fig.4.1, 4.2에서 E20은 디젤기관의 파라미터가 20 rpm에 해당하는 값을 가지는 경우, C83은 83 rpm일 때의 디젤기

관의 파라미터 값에 PID제어기의 파라미터 값을 설정한 경우를 나타낸다. 또한, C83+E83의 의미는 디젤기관의 운전rpm(83)에 대하여 PID제어기의 파라미터가 정확히 매칭되게 설정되어 있을 경우를 의미한다. 또한, Fig.4.3은 $T=0.2$ [sec]인 경우, 디젤기관의 동작점은 20 rpm 이고, PID제어기의 파라미터가 83 rpm일 때의 디젤기관의 파라미터에 매칭되도록 고정되어 있을 경우의 인디셜 응답을 보여주는 것으로, 그림에서

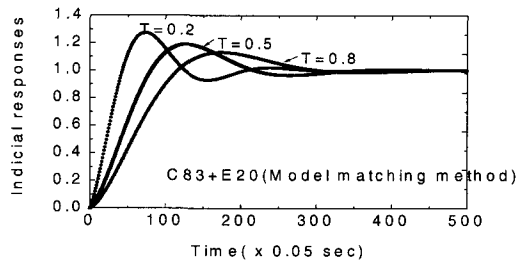


Fig.4.1 Indicial responses in case the adaptive control is not adopted.

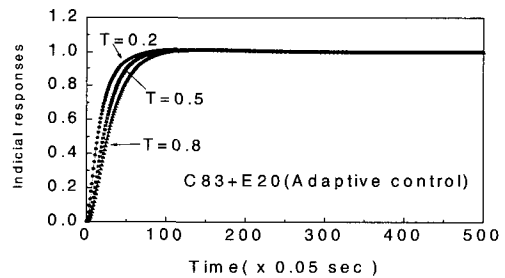


Fig.4.2 Indicial responses in case the adaptive control is adopted.

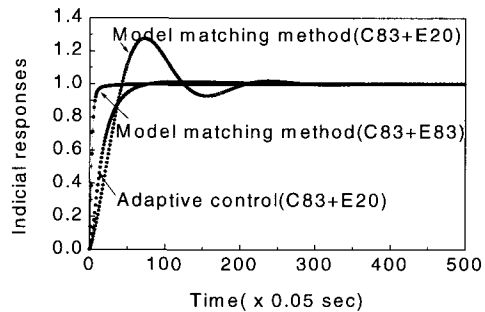
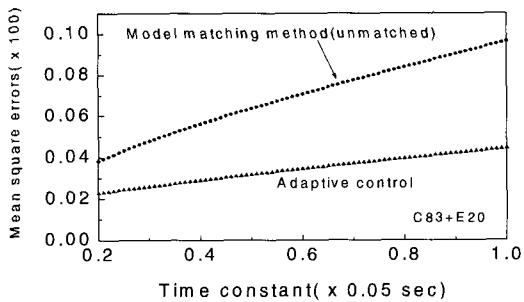
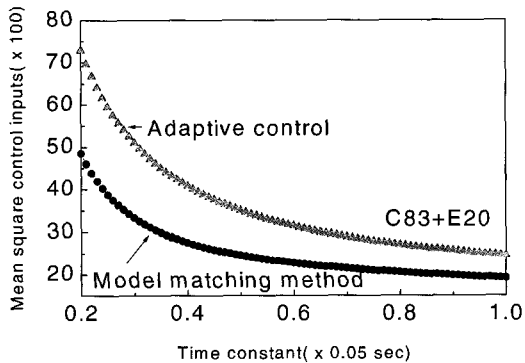


Fig.4.3 Comparison of indicial responses of the speed control system.

알 수 있듯이 모델매칭법과 퍼지제어기를 이용하여 디젤기관의 적응속도 제어를 행하였을 경우, 그 인디셜 응답이 대폭 개선됨을 확인 할 수 있다. Fig.4.4 는 시정수 $T = 0.2 \sim 1.0$ 일 경우, 디젤기관의 동작점은 20 rpm 이고, PID제어기의 파라미터가 83 rpm일때의 디젤기관의 파라미터에 매칭되도록 고정되어 있을 경우에 있어서, (a)는 제어오차의 2승평균을 (b)는 제어입력의 2승평균을 도시한 것이다.



(a)



(b)

Fig.4.4 Comparisons of mean square errors & mean control inputs.

제어오차를 기준으로하여 제어특성을 평가할 때는 본 논문에서 제시하는 방법이 월등히 우수함을 알 수 있다. 그러나, 본 논문에서 제시하는 방법에 의하면 제어에 소요되는 에너지가 적응제어를 하지 않았을 경우보다 많이 소요 됨을 알 수 있다.

5. 결 론

이상과 같이 본 논문에서는 디젤기관의 규범모델과 실제의 디젤기관의 파라미터값이 일치하지 않을 경우, PID제어기의 파라미터값을 모델매칭법에 의해서 정하여 놓고, 실제의 디젤기관의 파라미터가 변동할 때 퍼지제어기를 삽입하여 적응속도제어를 하는 방법을 제안하고 응답 시뮬레이션을 통하여 본 방법에 의한 결과가 모델매칭법만을 이용한, 즉 적응속도제어를 하지 않은 경우 보다 월등히 우수함을 입증하였다.

參考文獻

- [1] 佐藤 勳, "電子ガバナによるディーゼル 機関の最適制御", 内燃機関 Vol.30, No.8, (1991.8)
- [2] G.E.Harlang and K.F.Gill, "Design of a model reference adaptive control for an internal combustion engine", Measurement and Control Vol.6, pp.173-176, (1973.4)
- [3] 北川正人, 船舶主機 엔진의 回轉數制御 시스템의 理論解析", 技報No.61, (1981.1)
- [4] 梁注鎬, "自己同調制御에 의한 船舶用 디젤엔진에 관한 研究", 韓國漁業技術學會誌, 第28卷, 第3號, (1992.8)
- [5] 劉永旻, "船舶機關의 速度制御에 관한 研究", 韓國海洋大學院 機關學科 博士學位論文, (1990.2)
- [6] 守田榮之 外 1人, "ファジィ ディーゼル ガバナとその設計", 内燃機関, 第31卷, 第3號, PP.53-62, (1992.3)
- [7] 양주호, 정병권, "제어기법을 이용한 저속 디젤기관의 속도제어", 한국박용기관학회지, 제17권, 5호, (1993.12)
- [8] 김병덕, "디젤기관의 속도제어성능 개선에 관한 연구", 한국해양대학교대학원 박사학위논문, (1994.2)
- [9] 北森俊行, "PID制御 システム의 設計論. 計測と制御, 19(4), pp. 382-391, (1980.4)

- [10] 유희한, 하주식, "모델매칭법에 의한 디젤기관의 속도제어", 한국박용기관학회지, 제20권, 3호, (1996.8)
- [11] 유희한, 하주식, "디젤기관의 On-line 파라미터 추정에 의한 적응속도제어", 한국박용기관학회지, 제20권, 4호, (1996.11)
- [12] 송문현, "규범모델 추종방식에 의한 정위성회전계통의 적응속도제어에 관한 연구", 한국해양대학교대학원 박사학위논문, (1996.2)
- [13] Hans Butler, "MODEL REFERENCE ADAPTIVE CONTROL", Prentice Hall, (1992)
- [14] B. Gong, et al : Nominal Model Tracking System Using Nonlinear Model, T.IEE, Japan, 114-D, No.10, (1994)
- [15]菅野道夫, "ファジイ制御", P.84, 日刊工業新聞社, (1988)
- [16] Tsukamoto, Y : An approach to fuzzy resoning method, in advances in fuzzy set and applications, gupta, M.M., Ragade, R.K., Yager, R.R.(eds.), North-Holland, (1979)

저자 소개



유희한 (柳熙漢)

1956년 1월생. 1979년 한국해양대학교 기관공학과 졸업. 1987년 한국해양대학교 대학원 기관공학과 졸업(석사). 1997년 한국해양대학교 대학원 기관공학과 졸업(박사). 1982-1989년 한국기계연구소 선임연구원. 1991-1998년 포항공대 가속기 연구소 선임연구원. 1998-현재 한국해양대학교 해사대학 선박전자기계공학부 조교수



소명옥 (蘇明玉)

1958년 5월생. 1980년 한국해양대학교 기관공학과 졸업. 1987년 동 대학원 기관공학과 졸업(석사). 1997년 동 대학원 기관공학과 졸업(박사). 현재 한국해양대학교 선박전자기계공학부 부교수.



박재식 (朴在植)

1962년 9월생. 1987년 한국해양대학교 박용기계공학과 졸업. 1992년 동 대학원 기관공학과 졸업(석사). 2000년 고베상선대학 대학원 해양기계/에너지전공 졸업(박사). 2000년~2002년 고베상선대학, 2003년~현재 한국해양대학교 강사