모델매칭법을 이용한 디젤기관의 適應速度制御에 관한 硏究

유희한[1] · 河注植[2]

A Study on Adaptive Speed Control of Diesel Engines by using the Model Matching Method

Abstract

The purpose of this study is to design the adaptive speed control system of a marine diesel engine by the Model Matching Method and Parameter Estimation Method. During the engine operation, the performance of the engine speed control is mainly dependent on the designed numerical parameters of the PID controller. The conventional speed control algorithm, adopted to the slow speed diesel engine equipped with mechanical hydraulic governor, has simplicity but difficulty in the speed control due to the alteration of the engine parameters in different operation region. In recent date, the most of digital governors, based on the PID control algorithm, have been developed to solve such control problems for a marine diesel engine. The modern control theories, that are an LQ control, a fuzzy control and an H_∞ control, are still beyond the practical use due to their application difficulties, even intensively studied.

Firstly, a new approach to the optimal speed control of a marine diesel engine was suggested 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. As a result, the parameters of PID controller can be selected in the way of that overall transfer function is equivalent to the ideal transfer function, of which the system gain is 1 and the time constant is reasonably short, for a speed control system modelled as the first-order system with specific engine parameters.

Secondly, the numerical values for parameters of a diesel engine can be determined simply by the least squares error estimation method through the computer simulation of the marine diesel engine operation. This Parameter Estimation Method was examined to verify the actual control performance with the computed simulation data.

Thirdly, the design of an adaptive speed control system was performed by combining the Model Matching Method and the Parameter Estimation Method. Results indicate that the PID parameters can be regulated automatically at any parameter variation of the diesel engine following the alteration of operation range. In order to evaluate the effectiveness of proposed control system, a series of computer simulations were carried out under the presumed noise environments.

In conclusion, it indicates that our proposed method is superior to the Ziegler & Nichols's method both in performing the computer simulated control and in obtaining the better indicial response characteristics.

1. 서 론

최근의 선박추진용 디젤기관은 기관 및 추진 시스템의 효율을 높이고, 연료비를 절감하기 위하여 저속화되고 장행정화 되어가고 있는 추세에 있다. 이러한 저속기관에 있어서는, 1회

1) 한국해양대학교 기관학과 박사과정 전기제어 전공 2) 한국해양대학교 기관공학과 교수

전 내에서의 기관의 토오크와 회전수의 순시 변동으로 인한 연료펌프의 랙크 구동부에 발생하는 지글링(Ziggling)현상 때문에 연료펌프의 랙크 구동부 각부에 심한 마모가 발생할 뿐 아니라, 연료분사계통에 수반되는 지연시간이 길어 진다. 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 프로쎄서를 이용한 전자조속기 즉 디지탈 조속기(Digital Governor)가 개발되어 일부 선박에 채용되고 있으며, 이 디탈 조속기의 대부분은 PID제어 알고리즘을 채택하고 있다.

본 연구에서는 디젤기관의 속도제어에 있어서, 디젤기관을 비진동성 2차계통으로 모델링하고, PID제어기와 파라미터 추정기구 및 모델매칭법(Model Matching Method)을 이용하여, 현재 디젤기관의 속도제어를 위해 많이 사용되고 있는 Ziegler & Nichols방법의 PID제어알고리즘을 이용한 디지탈 조속기보다 제어성능 및 안정성이 우수한 새로운 알고리즘의 적응속도제어 방법을 제안한다. 첫째로, 제어대상인 디젤기관에 대한 파라미터값 들을 정확히 파악하고 있다는 전제하에, 모델매칭법에 의하여 오버슈트가 전혀 없으며 속응성이 매우 빠른 응답특성을 갖도록 PID제어기의 파라미터 값들을 조정하는 방법을 제안하고, 디젤기관의 파라미터값이 정확히 파악 되었을 때와 그렇지 못한 경우에 대하여, 각각 디지탈 시뮬레이션을 행하고, 그 인디셜 응답 특성을 Ziegler & Nichols의 방법과 비교 · 분석하여, 본 방법의 우수성을 입증한다. 그러나, 실제로는 제어대상이 되는 디젤기관에 대한 파라미터의 값들을 정확히 파악하기가 어렵고, 이 파라미터 값들은 운전조건에 따라 수시로 변화 한다. 따라서, 둘째로, 본 논문에서는, 운전 데이타를 이용하여 최소자승법(Least Square Method)에 의하여 디젤기관의 파라미터값들을 연속적으로 추정하고, 이 값들을 이용하여 전술한 모델매칭법에 의해서 PID제어기의 파라미터들을 자동적으로 조정해주는 적응속도제어 방법을 제안하고, 이에 대한 응답 시뮬레이션을 수행하여, 종래의 방법과 비교, 분석을 행하고, 인디셜응답, 안정성 및 제어성능 등을 통하여 본 논문이 제안하는 방법의 우수성을 입증 한다.

2. 모델매칭법에 의한 디젤기관의 속도제어

2.1 디젤기관의 모델링

디젤기관의 모델링 방법에는 여러가지 방법이 있으나, 본 연구에서는 Fig.2.1과 같이 연소계통을 1차요소로 근사화 하고, 회전계통을 1차요소로 표시하여 디젤기관 전체를 비진동성 2차계통으로 모델링하기로 한다.

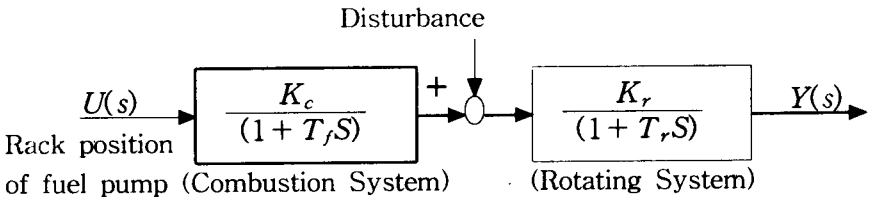

Fig.2.1 Modeling of a diesel engine

2.2.모델매칭법에 의한 디젤기관의 속도제어기 설계

Fig.2.1의 디젤기관에 대하여 Fig.2.2처럼 PID제어기를 이용한 피드백제어로서 속도제어를 행하는 것으로 하고, PID제어기를 모델매칭법을 이용하여 설계하는 방법을 제안한다. 단, 여기서는 디젤기관의 파라미터 K , T_r , T_f 값은 정확히 알고 있는 것으로 가정한다.

dCollection

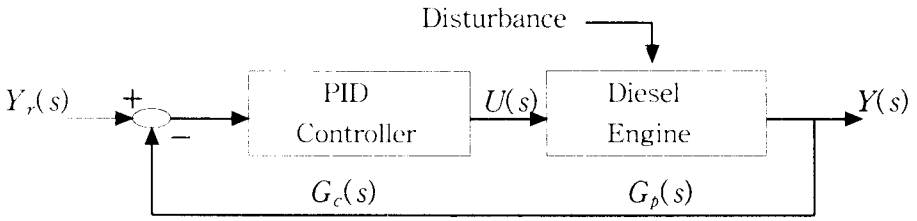

Fig.2.2 Speed Control system of a diesel engine

Fig.2.2의 피드백제어계통에 있어서, 목표치에서 제어량 까지의 폐회로 전달함수를 $G(s)$라 하면 $G(s)$는 식 (2.1)과 같이 된다. 여기서, 식(2.2)의 전달함수로서 표시되는 디젤기관에 있어서, 식(2.3)의 PID제어기의 파라미터 K_p, T_i및 T_d의 값을 각각 식(2.4)와 같이 결정하면, Fig.2.1의 피드백제어계통의 폐회로 전달함수 $G(s)$는 식(2.5)와 같이 정상이득이 1이고 시정수가 T 인 1차계통이 된다.

$$G(s)=\frac{1}{1+G_c^{-1}(s)G_p^{-1}(s)} \qquad \text{.....(2.1)}$$

여기서, $G_p(s)$ 및 $G_c(s)$는 각각 다음과 같다.

$$G_p(s)=\frac{K}{(1+T_f\,s)(1+T_r\,s)} \qquad \text{.....(2.2)},\quad G_c(s)=\frac{K_p}{T_i\,s}(1+T_i\,s+T_iT_d\,s^2) \qquad \text{.....(2.3)}$$

단, K_p : 비례감도, T_i : 적분시간, T_d : 미분시간

$$\left.\begin{aligned} T_i &= T_f+T_r \\ T_d &= \frac{T_fT_r}{T_i} \\ K_p &= \frac{T_i}{KT} \end{aligned}\right\} \qquad \text{.....(2.4)},\quad G(s)=\frac{1}{1+Ts} \qquad \text{.....(2.5)}$$

3. 디젤기관에 대한 적응속도제어 시스템의 설계

3.1 적응속도제어 시스템의 구성

2절에서 설명한 모델매칭법에 의하여 PID제어기의 파라미터 값을 결정해 주려면 디젤기관의 운전조건(회전수, 부하 등) 이 바뀌어 질 때 마다 그 파라미터의 값을 추정하여, PID제어기의 파라미터를 재조정 해주는 적응제어를 행하여야 한다. 적응제어의 방법에는 MRAC(Model Reference Adaptive Control) 를 비롯하여 여러가지 방이 있으나, 본 연구에서는 Fig.3.1과 같이 최소오차자승법을 이용하여 디젤기관의 운전 데이타로 부터 디젤기관의 파라미터를 연속적으로 추정하고, 그 값에 따라 제어기의 파라미터를 On-line으로 재조정 해주는 자기동조형 적응제어 시스템을 구성하는 방법을 제안한다.

dCollection

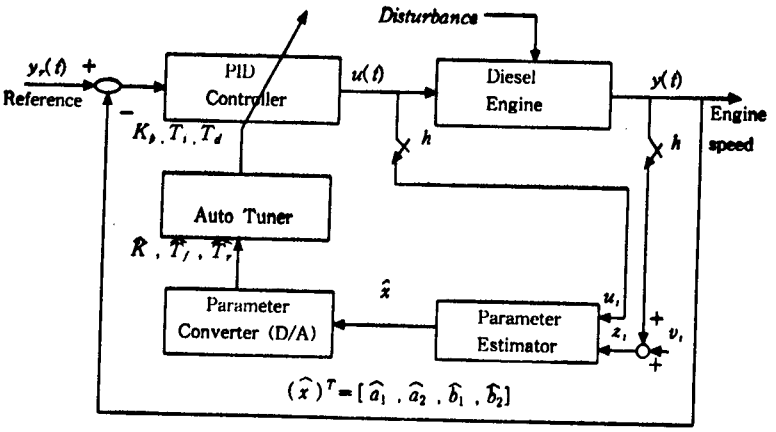

Fig.3.1 Adaptive speed control system of a diesel engine

3.2 디젤기관의 파라미터 추정

3.2.1 이산치형 파라미터 추정

디젤기관의 입출력 데이타로 부터 연속형 파라미터 K , T_f , T_r 값을 직접적으로 추정 하는 것은 매우 어려운 일 이므로, 본 연구에서는 Fig.2.1의 연속형 모델을 이산치 모델로 변환 하여, 샘플링 간격시간 h의 이산치형으로 식(3.1)과 같이 변환 하기로 한다.

$$y_i = -a_1 y_{i-1} - a_2 y_{i-2} + b_1 u_{i-1} + b_2 u_{i-2} \quad \text{.....(3.1)}$$

단,

$u_i = u(ih)$, $y_i = y(ih)$, $a_1 = -(e^{-h/T_f} + e^{-h/T_r})$, $a_2 = e^{-h(1/T_f + 1/T_r)}$

$$b_1 = K(1 + a_1 + C),\ b_2 = K(a_2 - C),\ K = K_c K_r,\ C = \frac{T_f e^{-h/T_r} - T_r e^{-h/T_f}}{(T_r - T_f)},\ (T_r \neq T_f)$$

h : sampling time

여기서, K 는 전체시스템의 정상이득, T_f 는 연소계통의 시정수, T_r 은 회전계통의 시정수 이다.

식(3.1)에서, 디젤기관의 입력 u_i 는 정확히 측정 할 수 있다고 가정하고, 식(3.2)와 같이 측정값 z_i 는 출력값 y_i 에, 평균값이 0이고 분산이 σ^2 인 정규분포 $N(0, \sigma^2)$의 측정잡음 v_i가 부가된 것으로 한다. 또한, 측정잡음 v_1 , v_2 , v_3 , · · · · 는 서로 통계적으로 독립이라고 한다.

$$z_i = y_i + v_i \quad \text{.....(3.2)}$$

여기서,

v_i : measurement noise of $N(0, \sigma^2)$, v_i , v_j : statistically independent(when, $i \neq j$)

dCollection

디젤기관의 파라미터를 추정하는 방법은 여러 가지 있을 수 있으나, 본 연구에서는 디젤기관의 입출력 관계를 식(3.1)과 같이 표시하고 입출력 데이터로 부터 이산치형 파라미터 a_1, a_2, b_1, b_2 를 최소오차자승추정법(Least Squares Error Estimation) 에 의해서 연속적으로 추정하는 방법을 제안한다. 디젤기관의 이산치형 파라미터 a_1, a_2, b_1, b_2 를 식(3.4)와 같이 벡터 x로 정의하고, 디젤기관의 입출력데이타 $u_1, u_2, \cdots, u_i, z_1, z_2, z_3, \cdots, z_i$ $(i > 6)$까지를 이용한 최소자승법에 의한 x의 추정치 즉, 식(3.3)의 평가함수 $F(x)$의 값을 최소로 하는 x의 값을 $\hat{x_i}$라 하면 $\hat{x_i}$는 식(3.5)와 같이 구할 수 있고, 이의 recursive form 은 식(3.8)과 같이 된다.

$$F(x) = \| Z_i - H_i x \|^2 \quad \cdots\cdots\cdots\cdots(3.3)$$

$$x^T = (a_1, a_2, b_1, b_2) \quad \cdots\cdots\cdots\cdots(3.4), \quad \hat{x_i} = (H_i^T H_i)^{-1} H_i^T Z_i \quad \cdots\cdots\cdots\cdots(3.5)$$

여기서,

$$H_i = \begin{vmatrix} -z_2 & -z_1 & u_2 & u_1 \\ -z_3 & -z_2 & u_3 & u_2 \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ -z_{i-2} & -z_{i-3} & u_{i-2} & u_{i-3} \\ -z_{i-1} & -z_{i-2} & u_{i-1} & u_{i-2} \end{vmatrix} : (i-2)\text{x4 matrix} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots(3.6)$$

$$Z_i^T = [z_3, z_4, \cdot \cdot \cdot, z_i] : (i-2)\text{vector} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots(3.7)$$

$$\left.\begin{aligned} &\hat{x_i} = \hat{x_{i-1}} + P_{i-1} h_i (h_i^T P_{i-1} h_i + 1)^{-1} (z_i - h_i^T \hat{x_{i-1}}) \\ &P_i = (H_i^T H_i)^{-1} = P_{i-1} - P_{i-1} h_i (h_i^T P_{i-1} h_i + 1)^{-1} h_i^T P_{i-1} \\ &z_i = h_i^T x + v_i \\ &h_i^T = [-z_{i-1}, -z_{i-2}, u_{i-1}, u_{i-2}], \\ &\text{여기서, } i = 7, 8, 9, \cdots \end{aligned}\right\} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots(3.8)$$

3.2.2 연속형 파라미터 추정

모델매칭법에 의해서 PID제어기의 파라미터를 결정해 주려면 디젤기관의 연속형 파라미터 K, T_f, T_r 의 추정치가 필요하다(식(2.4) 참조). 위에서 설명한 방법으로 추정한 디젤기관의 이산치형 파라미터 x의 추정치 $\hat{x}$ 로 부터 디젤기관의 연속형 파라미터를 구하기 위하여 식(3.1)을 적용 하면, 식(3.9)와 같이 된다. 또한, 식(3.9)에서 $\hat{K}$ 는 정상상태에 있어서의 식(3.1)로 부터 구 할 수 있다.

$$\hat{T_f} = \frac{-h}{\log_e C_1}, \quad \hat{T_r} = \frac{-h}{\log_e C_2}, \quad \hat{K} = \frac{\hat{b_1} + \hat{b_2}}{1 + \hat{a_1} + \hat{a_2}} \quad \cdots\cdots\cdots\cdots(3.9)$$

단, $C_1 = \dfrac{\hat{a_1} + \sqrt{\hat{a_1}^2 - 4\hat{a_2}}}{2}$, $C_2 = \dfrac{\hat{a_1} - \sqrt{\hat{a_1}^2 - 4\hat{a_2}}}{2}$

4. 적응속도제어계통의 안정성 및 성능

4.1 Hurwitz 안정조건에 의한 안정성

Fig.2.2의 피드백 제어계통에 대한 특성방정식인 식(4.1)에 식(2.2), (2.3)을 대입하면, 식(4.2)를 얻는다.

Collection

5.2.2 제어오차 및 제어입력

Fig.5.4 는 T=0.4~1.0의 경우에 있어서, 본논문에서 제시하는 방법과 Ziegler & Nichols의 방법과를 비교하여, Fig.5.4(a)는 제어오차의 2승평균을 Fig.5.4(b)는 제어입력의 2승평균을 도시한 것이다.제어오차를 기준으로하여 제어특성을 평가할 때는, 본 논문에서 제시하는 방법이 월등히 우수함을 알 수 있다(T<0.71). 그러나, 본 논문에서 제시하는 방법에 의하면 제어에 소요되는 에너지가 T 를 0.82 정도 보다 크게 하지 않는 한, Ziegler & Nichols의 방법보다 많이 소요 됨을 알 수 있다.

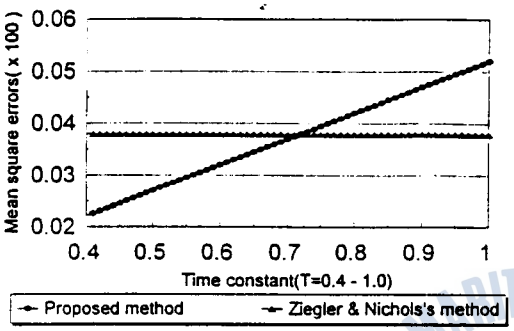

Fig.5.4(a) Comparison of mean square errors

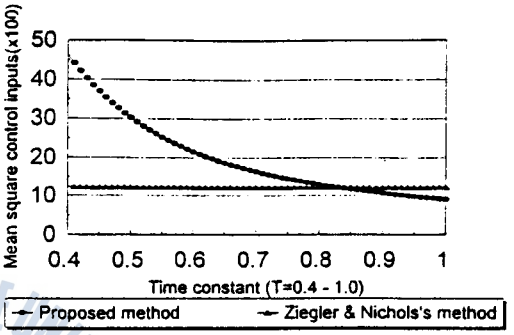

Fig.5.4(b) Comparison of mean control inputs

5.3 적응속도제어 시스템의 응답 시뮬레이션

Fig.5.5는 디젤기관의 동작점은 60 rpm이고, 시정수 T 가 0.2일 경우, 제어기의 파라미터와 디젤기관의 파라미터가 매칭되었을 때와 매칭되지 않았을 경우의 적응속도제어계통에 대하여 시행한 시뮬레이션 결과로 얻은 인디셜 응답이다. Fig.5.5에서, Adaptive(E60+C60 : $\sigma = a$)는 디젤기관의 동작점은 60 rpm인데 PID제어기의 파라미터는 100 rpm일 때의 값으로 설정되어 있을 때, 60 rpm 일 때의 디젤기관의 파라미터 값을, 측정잡음 v_i 의 표준편차 $\sigma = a$일 때 추정한 추정치에 매칭시켜 PID제어기의 파라미터를 재설정 하여, 적응속도 제어를 한 경우를 나타낸다. 그림에서 알 수 있듯이, 디젤기관의 파라미터 추정을 통하여 PID제어기 파라미터의 자기동조를 행함으로써 적응속도 제어를 행하였을 경우, 그 인디셜 응답이 대폭 개선 됨을 확인 할 수 있다. 또한, Fig.5.6은 Fig.5.5와 똑같은 경우에, Ziegler & Nichols의 방법으로 PID제어기의 파라미터를 조정해 준 경우의 시뮬레이션 결과 이다. Fig.5.5와 Fig.5.6을 비교해 보면, 본 연구에서 제안하는 모델매칭법에 의해서 PID제어기의 파라미터를 조정하는 것이 일반적으로 Ziegler & Nichols의 방법보다 월등히 성능이 우수함을 알 수 있다.

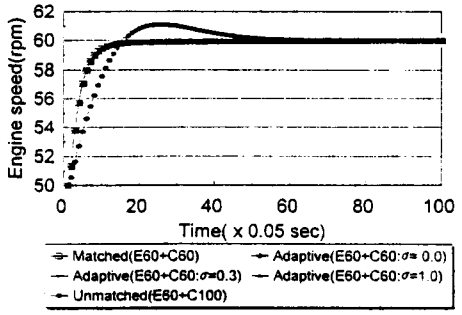

Fig.5.5 Indicial responses of the adaptive speed control system(Proposed)

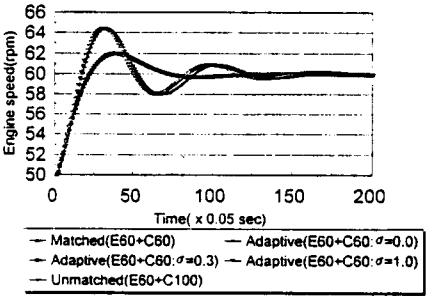

Fig5.6 Indicial responses of the adaptive speed contol ststem(Ziegler & Nichos)

dCollection

5.4 안정성 및 제어성능에 대한 시뮬레이션

5.4.1 안정성에 대한 시뮬레이션

식(4.5)에서 해석적으로 안정조건을 보다 구체적으로 제시할 수는 없지만, 일반적으로 디젤기관의 전 운전영역에 있어서 식(4.5)가 성립됨을 수치계산예를 통해 확인 할 수 있다. 예로서, 시험용 디젤기관인 B&W 4L80MC 기관에 있어서 동작점을 60 RPM으로 하고, 여기에 제어기의 파라미터를 매칭시켜 놓고 실제의 RPM이 20 ~ 100 으로 변동하는 경우, 식(4.4)로 정의 되는 α_1 ,α_2 ,α_3의 값과 식(4.5)으로 표시되는 안정조건에 대한 평가함수 J 의 값을 각각 수치계산으로 계산하여 도시하면, Fig.5.7 과 Fig.5.8 과 같이 된다.

따라서, 제어기와 디젤기관이 정확히 매칭되지 아니 하였을 경우라도, 제어특성은 다소 열악해 지지만 불안정 해지지는 않음을 알 수 있다.

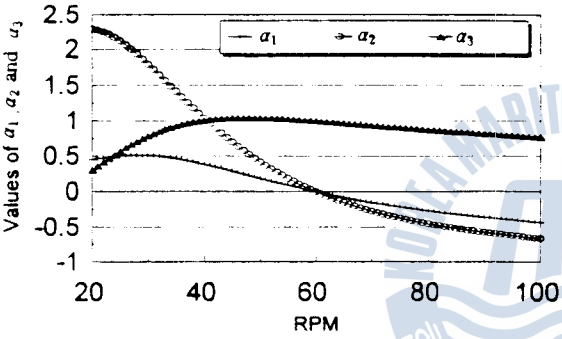

Fig.5.7 Values of α_1 ,α_2 and α_3 in operating condition of B&W4L80MC diesel engine

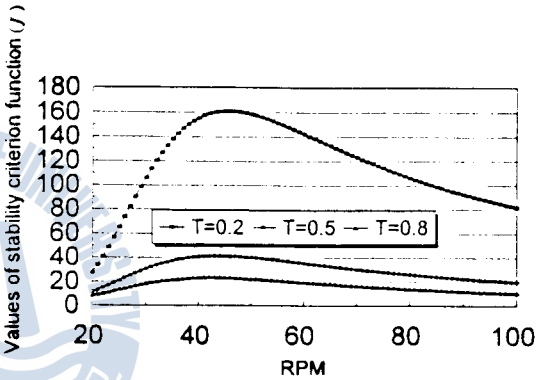

Fig.5.8 Values of stability criterion function J in operating condition of B&W 4L80MC diesel engine

5.4.2. 위상여유 및 이득여유에 대한 시뮬레이션

Fig.5.9 는 디젤기관 B&W 4L80MC에 있어서, 회전수 60 rpm 일때의 디젤기관의 파라미터 값을 K_o , T_{fo} , T_{ro}라 하고, 이 값을 이용하여, 모델매칭법에 의해 제어기의 파라미터를 설정해 놓고, 실제의 rpm이 20 ~100으로 변화하는 경우, 식(4.9)의 ϕ_g과 Ziegler & Nichols의 방법으로 PID제어기의 파라미터를 조정 하였을 때의 속도제어시스템의 위상여유를 수치계산하여 도시한 것이다.

Fig.5.9에서 알 수 있는 바와 같이 Ziegler & Nichols의 방법보다 본 연구에서 제안하는 방법에 의한 것이 훨씬더 위상여유가 크며, rpm이 20 ~100으로 변하는 경우, 적응 속도제어를 행하지 않더라도 보통 자동제어계통에서 요구되는 위상여유의 범위 32^{o} ~48^{o} 보다 위상여유가 더 커서, 이 적응속도 제어계통의 안정성에 대해서는 전혀 문제가 되지 않음을 알 수 있다.

또한, Fig.5.10는 각각 $T=0.2$ 의 경우에 있어서, 디젤기관의 파라미터와 PID제어기의 파라미터가 매칭되었을 때와 매칭되지 않았을 경우에 대하여 ω 가 $0.01 \sim \infty$로 변화 할 때의 디젤기관의 PID제어 시스템에서의 일순전달함수의 주파수전달함수의 이득과 위상의 궤적을 표시한 Nyquist 선도 이다. Fig.5.10에서 알 수 있는 바와 같이, 이 시스템의 이득여유는 무한대(∞)가 되어 매우 안정한 시스템이 됨을 알 수 있다.

dCollection

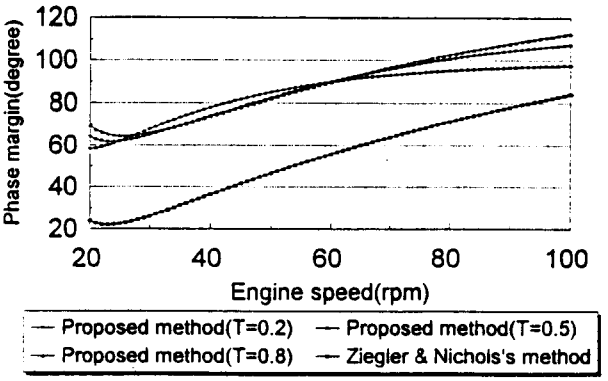

Fig.5.9 Comparison of phase margins

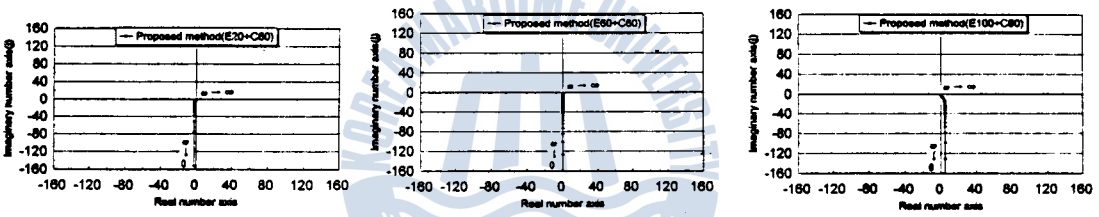

Fig.5.10 Nyquist diagram for the overall transfer function of the adaptive speed control system(Proposed)

6. 결론

이상과 같이, 본 연구에서는 PID제어기를 이용하는 디젤기관의 피이드백 속도제어시스템에 있어서 피드백 제어시스템의 폐회로 전달함수가 정상이득이 1이고 시정수 T 인 1차요소가 되도록 모델매칭법에 의해서 PID제어기를 설계하는 방법을 제안 하였다. 또한, 디젤기관의 운전데이타를 이용하여 디젤기관의 파라미터 값을 연속적으로 추정하고, 이 값에 따라 on-line으로 PID제어기의 파라미터를 조정해 주는 디젤기관의 자기동조형 적응속도제어 방법을 제안하였으며, B&W사의 4L80MC 디젤기관을 시험용 디젤기관으로 선정하고, 컴퓨터에 의한 시뮬레이션을 행 하여 다음의 사항을 확인 하였다.

1. 본 연구에서 제안하는 방법에 의하면, T 의 값을 작게 설정 함으로써 오버슈트가 없이 속응성이 빠른인디셜 응답을 얻을 수 있다.

2. 인디셜 응답에 있어서 본 연구에서 제안하는 방법에 의한 것이 Ziegler & Nichols의 방법에 의한 것보다 평균2승 제어오차는 $T<0.71$일 경우 작고 , 평균 2승제어입력은 $T>0.82$ 일 경우에 작다.

3. 발전시스템의 원동기로 사용되는 디젤기관에 있어서는 T 의 값을 0.2(sec)정도, 기타 선박 추진용 원동기로 사용되는 디젤기관에 있어서는 $T=0.5\sim0.8$ (sec)정도가 좋을 것으로

dCollection

4. 디젤기관의 파라미터 값을 정확하게 파악하지 못하였을 경우에도 본 방법에 의한 속도제어 시스템은 우수한 응답특성을 갖는다.

5. 제어기의 파라미터를 60 rpm 일 때의 디젤기관 파라미터에 매칭하도록 고정해 두고, 디젤기관의 정격속도가 20 rpm 에서 100 rpm 까지 변화 할 경우, Ziegler & Nichols의 방법은 위상여유가 22° 정도로 작아지는 경우가 있어 제어성능이 매우 나빠 질 수 있으나, 본 연구에서 제안하는 방법에 의한 제어시스템은 위상여유가 전 운전영역에서 58°이상 되며, 이득여유는 무한대가 되어 매우 안정한 시스템이 된다.

그러나, 본 연구에서는 컴퓨터 시뮬레이션에 의한 고찰을 행하고 실제의 디젤기관을 이용한 실험은 행하지 못한 것이 아쉬우며, 디젤기관의 운전데이타를 이용하여 파라미터를 추정하는 경우에 있어서, 디젤기관의 입력이 일정한 데도 출력이 변화 하는 경우, 파라미터 변동에 의한 것 인가 또는 다른 외란에 의한 것 인가를 식별하는 방법, 입출력데이타를 효과적으로 샘플링 하는 방법 등에 대해서는 앞으로 더욱 연구 되어야 할 과제로 남아 있다.

參考文獻

1) 韓國舶用機關學會 機關管理委員會, 船舶의 經濟的 運航管理, pp. 222, 태화출판사, (1978. 5)

2) Norcontrol, Digital governor system DGS8800, Doc. NO.0759A, (1983)

3) Norcontrol, Digital governor DGS8800 system information, (1985. 3)

4) S. T. Lyngso, Electronic governor system EGS900, CI900.166.623 Version 2.01, (1987. 7)

5) S. T. Lyngso, Electronic governor system EGS900, STL07.A.32 Version 2.02

6) 佐藤一博, "電子ガバナによるディーゼル機關の最適制御", 内燃機關, Vol. 30, NO. 8, (1991)

7) G. E. Harlang and K. F. Gill, "Design of a model reference adaptive control for an internal combustion engine", Measurement and Control Vol. 6, No. 4, pp. 173-176, (1973)

8) 北里正人, 船舶主機エンジンの回轉數制御システムの理論解析, 技報 NO. 61, (1981. 1)

9) J. G. Ziegler & N. B. Nichols, "Optimum Settings for Automatic Controllers", Trans. ASME, 64, pp. 759-768, (1942)

10) Taylor Instrument Companies : Instructions for Transcope Controller, Bull. IB 104, 1961

11) 高橋安人 : 自動制御, 科學技術社, 1949

12) 桑田龍一 : 改良限界感度法とPID·I-PD制御の特性, 計測自動制御學會 論文集, 23(3), pp. 232-239, 1987

13) D. Graham and R. C. Lathrop, "The Synthesis of optimum transient response, criteria and standard forms", Trans., AIEE 72(9), PartII, pp. 273-288, (1953. 4)

14) 北森俊行, "PID制御システムの設計論", 計測と制御, Vol. 19, No. 4, pp. 382-391, (1980)

15) 北森俊行, "制御對象の部分的知識に基づく制御系の設計法", 計測自動制御學會論文集, Vol. 15, No. 4, pp. 549-555, (1979)

16) K. J. Astrom, C. C. Hang, P person and W. K. HO : Towards Intelligent PID Control, Automatica, 28(1), pp. 1-9, (1992)

17) システム情報學會編 : PID制御, 朝倉書店, (1992)

18) 劉永昊, "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)

19) 梁柱鎬, "自己同調制御에 의한 船舶用 디젤엔진에 關한 研究", 韓國漁業技術學會誌, 第28卷, 第3號, (1992. 8)

20) 守田榮之 外 1人, "ファジィディーゼルガバナとその設計", 内燃機關, 第31卷, 第3號, PP. 53-62, (1992. 3)

21) 양주호, 정병건, " H_∞ 제어기법을 이용한 저속 디젤기관의 속도제어", 한국박용기관학회지, 제17권, 5호, (1993. 12)

dCollection

22) 김병덕, "디젤기관의 속도제어 성능 개선에 관한 연구", 한국해양대학교대학원 박사학위논문, (1994. 2)
23) 吉田勝久, 富田武彦, 先端制御技術 の 動向報告, 計測と制御, Vol. 29, No.10, pp. 953-958, (1990)
24) 유희한, 하주식, "모델매칭법에 의한 디젤기관의 속도제어", 한국박용기관학회지,제20권, 3호, (1996)
25) 유희한, 하주식, "디젤기관의 On-line 파라미터 추정에 의한 적응 속도제어", 한국박용기관학회지, 제20권, 4호, (1996.11)
26) P. E. Wellstead, C. Thiruarooran, D. E. Winterbone, "Identification of Turbo-charged Diesel Engine", Proceeding, 7th IFAG World Congress Helsinki, Filand, (1978)
27) 田村直樹, 電子ガバナ制御パラメータ決定システムの開發, ナゴヤ 技報, No. 65, (1988)
28) 佐藤勳, MG-800 ガバナシステムの 開發, ナゴヤ 技報, No. 64, (1987)
29) Ralph Deutsch, Estimation Theory, Prentice-Hall, (1965)
30) Andrew P. Sage and James L. Melsa, System Identification, Academic Press, (1977)
31) Sea June Oh, "Identification and control of dynamic systems using neural networks", doctorial thesis, university of wales, (1993)
32) Gang-Gyoo Jin, "Intelligent fuzzy logic control of processes with time delays", doctorial thesis, university of wales, (1995)
33) Paul B Liebelt, An introduction to optimal estimation, Addison-Wesley, (1967)
34) 中川徹外1人, 最小二乘法による實驗データ解析, 東京大學出版會, (1987)
35) ROBERT C. K. LEE, OPTIMAL ESTIMATION, IDENTIFICATION, AND CONTROL, pp. 49-50, THE M.I.T. PRESS, CAMBRIDGE, MASSACHUSETTS, (1964)
36) 河注植, 線形推定法, 神戶商船大學 大學院 特別講演 原稿, (1996. 1)
37) 前揭書, 참고문헌 30), pp. 113-116
38) Hans Butler, MODEL REFERENCE ADAPTIVE CONTROL, Prentice Hall, (1992)
39) 金井 喜美雄, ロバスト適應制御入門, オーム社, (1990)
40) C. J. Harris and S. A. Billings, "self-tuning and adaptive control, theory and applications", Peter Peregrinus Ltd, (1981)
41) 河注植, 自動制御工學, pp. 241-245, 太和出版社, (1993)

dCollection