

H_∞ 제어에 의한 박용디젤기관의 속도제어에 관한 연구

양 주 호

부산수산대학교

((1994년 9월 10일 접수)

A Study on Marine Diesel Engine Speed Control by Application of H_∞ Congrol

J.H.Yang

National Fisheries University of Pusan

(Received September 10, 1994)

Key words : H_∞ controller(H_∞ 제어기), Model uncertainty(모델불확실성), Sensitivity function(감도함수), Complementary sensitivity function (상보감도함수), Multiplicative perturbation(곱하기섭동), Frequency weighting(주파수하중), Two-degree-of-freedom control(2자유도 제어)

In 1980's to 1990's the marine propulsion diesel engines have been developed into lower speed and longer stroke for the enegy saving (small S.F.O.C). As these new trends the conventional mechanical-hydraulic governors were not adapted to the new requirements and the digital governors have been adopted in the marine use. The digital governors usually use the control algorithms such as the PID control, optimal control, adaptive control and etc. While the engine has delay time and parameter variations these control algorithms have difficulty in considering the stability and the robustness for the model uncertainty.

In this study, the H_∞ controller design method are applied in order to design the feedback controller $K(s)$ to the speed control of the low speed marine diesel engine, and the two-degree-of-freedom control system is constituted with H_∞ controller. By comparison of responses of the two-degree-of-freedom control system results with the PID control results, the validity of the two-degree-of-freedom control system under the delay time and parameter variations is confirmed.

서 론

디젤 엔진은 고출력(高出力)을 낼 수 있고 연료비가 싸기 때문에 육상용 뿐만 아니라 선박용 주기관 및 발전기 구동용으로 많이 이용되고 있다.

디젤 기관은 그 특성상 희망하는 회전수의 목표치가 설정된 후 일정 시간이 경과 되어야야 출력토크가 발생하는 지연요소를 포함하고 있는 비선형계이다. 특히, 선박 주기기관용 디젤 엔진은 저속으로 회전하기 때문에 지연요소의 영향을 무시할 수 없다.

제어계의 설계시에는 이 비선형 요소인 지연요소를 1차계 내지는 2차계로 근사 선형화하여 엔진 전체를 2차계 또는 3차계로 보고 PID 제어^{1),2)}, 최적 제어^{3),4)}, 적응 제어^{5),6)} 제어계를 구성하는 것이 통상적인 방법이다. 종래부터 널리 이용되어 온 제어기는 주로 PID 제어기 였는데, 이 PID 제어기는 제어기의 파라미터들(비례 게인, 미분시간, 적분시간)을 고정으로 하고 있기 때문에 넓은 범위의 속도 제어를 행하여야 하는 주기(main engine)의 제어에는 부적합하다.

이러한 점을 개선하기 위하여 저자 등은 운전조건에 따라 변화하는 지연요소를 1차선형계로 근사화하여 normalized least mean square 알고리즘으로 지연시간에 해당하는 파라미터를 실시간으로 추정하고, 적응제어(자기동조제어)개념을 도입하여 디젤 기관의 속도 제어계를 설계하여 그 타당성을 검토한 바 있다⁶⁾.

이 방법도 지연요소를 1차계로 선형화하였기 때문에 지연시간이 큰 경우(운전 상황이 크게 변화하는 경우)에는 모델링 오차가 크게 되어 강인성에 문제가 있다

특히 열악한 환경속에서 운전되는 선박 주기기관의 제어계통은 육상에서 동력원으로 사용되는 것에 비하여 그 강인성이 더욱 크게 요구된다.

이러한 점에서 볼 때 강인성에 주목하고 있는 H_{∞} 제어 이론⁷⁻¹¹⁾에 의해 박용 주기기관의 속도 제어계를 구성하는 것이 적합하리라고 생각된다. 즉, 지연요소를 선형계로 근사화했을 때 생기는

모델링 오차가 존재함에도 불구하고 강인한 제어계가 되도록 제어계를 구성할 필요가 있다.

H_{∞} 제어 이론이 학계 뿐만 아니라 산업계에서 주목을 받게 된 주된 이유는 주파수 특성의 정형이 용이하고, 평가함수의 자유도가 커서 폭넓은 설계사양에 대응할 수 있기 때문이다.

또 다른 이유 중의 하나는 H_{∞} 제어 이론을 도입하여 보상기를 설계하는 것은 LQG 및 LQR 제어 이론에 의해서 제어기를 설계하는 것과 같이 체계적이라는 점에 있다. 물론 주파수 무게함수(weighting function)를 시행 착오법에 의해 수정해가면서 제어기를 설계해야하기는 하지만 타 설계법에 비하면 조직적이다.

본 연구에서는 선박용 대형 디젤기관에 대해 수학적 모델링을 한후 H_{∞} 제어 이론을 적용하기 위하여 일반화 플랜트 모델로 변환하고 혼합감도 함수 문제에 의한 해를 구하여 피드백 제어기를 먼저 설계한다.

그리고 최종적으로 디젤기관이 목표치를 잘 추종하도록 2 자유도를 갖는 제어계를 설계한후 응답실험을 통하여 그 타당성을 검토한다.

선박용 디젤기관의 모델링

대형저속 디젤기관을 모델링하기위해 그 특성을 살펴보면 다음과 같다. 먼저 연료펌프의 레크가 조정된 순간부터 증감된 연료가 분사될때까지 요하는 시간, 즉 지연시간(Delay time : L)은 식(2.1)과 같다.

$$L = \frac{15}{N} + \frac{60}{N \cdot n} \text{ [sec]} \quad (2.1)$$

단, N : 회전수(rpm) n : 실린더 수

식(2.1)의 지연시간은 e^{-Ls} 의 형태로 나타나는 데 이를 1차 근사화하여 식(2.2)로 한다.

$$e^{-Ls} \cong \frac{1}{1+LS} \quad (2.2)$$

다음으로 실린더내에 분사된 연료가 착화 연소되어 기관축(shaft)의 토크로 변할 때까지를 1차계

로 볼 수 있으며, 이때 이득을 K_c , 시정수를 T_c 라고 하면 연소과정의 전달함수 $G_c(s)$ 는 식(2.3)과 같다.

$$G_c(s) = \frac{K_c}{1 + T_c s} \quad (2.3)$$

마지막으로 기관축의 토크에 의해 기관축이 회전하여 목표회전속도에 도달하기까지의 과정 또한 1차계로 볼 수 있으며, 이때 이득을 K_r , 시정수를 T_r 이라고 하면 회전계통의 전달함수 $G_r(s)$ 는 식(2.4)로 된다.

$$G_r(s) = \frac{K_r}{1 + T_r s} \quad (2.4)$$

따라서 위의 식(2.2), (2.3), (2.4)에서 연료펌프의 래크조정명령으로부터 실제 목표회전속도까지의 전체전달함수는 연료래크 조정명령을 $U(s)$, 실제 목표회전속도를 $\Omega(s)$ 라하면 식(2.5)로 되고 블록선도는 Fig. 2-1과 같고, 식(2.5)를 미분방정식형식으로 표시하면 식(2.6)으로 된다.

$$G_p(s) \cong \frac{\Omega(s)}{U(s)} = \frac{1}{1 + Ls} \cdot \frac{K_c}{1 + T_c s} \cdot \frac{K_r}{1 + T_r s} \quad (2.5)$$

$$\ddot{w}(t) = -a_1 \ddot{w}(t) - a_2 \dot{w}(t) - a_3 w(t) + b_1 u(t) \quad (2.6)$$

단, $a_1 = \frac{(L + T_c)T_r + T_c L}{T_c T_r L}$
 $a_2 = \frac{L + T_c + T_r}{T_c T_r L}$
 $a_3 = \frac{1}{T_c T_r L}$
 $b_1 = \frac{K_c K_r}{T_c T_r L} \quad (2.7)$

여기서 상태 x_1, x_2, x_3 를 식 (2.8)과 같이 두면,

$$\begin{aligned} x_1 &= w \\ x_2 &= \dot{w} = \dot{x}_1 \\ x_3 &= \ddot{w} = \dot{x}_2 \end{aligned} \quad (2.8)$$

모델링하려는 디젤기관은 식(2.6)으로부터 식(2.9)와 같이 된다.

$$\dot{x} = Ax + Bu$$

$$y = Cx \quad (2.9)$$

$$\text{단, } A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ -a_3 & -a_2 & -a_1 \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ b_1 \end{bmatrix}$$

$$C = [1 \ 0 \ 0] \quad (2.10)$$

본 연구에서는 선박용 대형저속기관으로 많이 사용되고 있는 MAN B&W사의 4L80MC 기관을 대상으로 하였으며, Table 1은 대상기관의 제원이고 Table 2는 해상시운전으로부터 구한 작동속도에서의 기관정수이다³¹.

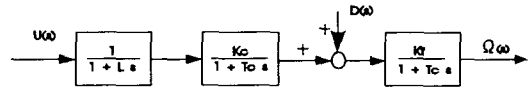


Fig. 2-1. Block diagram of the modeled engine.

Table 1. Specifications of the modeled engine

Bore * Stroke	800mm * 2592mm
Pmean	18.4 kg/cm ²
BHP(MCR)	15880BHP(83rpm)
Moment of inertia	27130.27kg · m · sec ²
S.F.O.C	125g/BHP · 11r

Table 2. Parameters of the modeled engine

정수/rpm	50	60	70	80
L(sec)	0.6	0.5	0.43	0.38
Tc(sec)	0.030	0.025	0.021	0.019
Tr(sec)	2.859	2.382	2.042	1.787
Kc(BHP/mm)	59.19	81.87	103.23	122.47
Kr(rpm/BHP)	0.124	0.010	0.007	0.006

일반화 플랜트의 구성과 H_∞제어기 설계

제어대상을 상태공간모델로 표현할 때, 내부상태

를 x , 제어입력을 u , 관측출력을 y , 외란을 w , 관측 잡음을 v 로하면 대개 아래의 식(3.1)로 표현된다.

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + Bu + Dw \\ y &= Cx + Ev \end{aligned} \quad (3.1)$$

식(3.1)은 시스템 구조를 제한하기 때문에 일반성에 부족한 점이 있다. 여기서 시스템의 차수, 제어입력, 제어량, 외란 및 관측출력의 정의를 명백히 함으로서 시스템방정식을 통일적으로 취급할 필요가 있다. 먼저, H_∞ 최적제어를 위해서는 하중함수를 포함하는 플랜트와 제어기로 구성되는 일반적인 피드백 제어기를 Fig. 3-1에 나타내었다. 이때 $P(s)$ 는 식(3.2)로 주어지는 전달함수 행렬이다.

$$\begin{bmatrix} z \\ y \end{bmatrix} = P(s) \cdot \begin{bmatrix} w \\ u \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_{11} & P_{12} \\ P_{21} & P_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} w \\ u \end{bmatrix} \quad (3.2)$$

여기서, 변수벡터 z, y, w, v 는 아래와 같은 값이다.

$w \in R^{m1}$: 외부입력 (시스템외란, 관측잡음 및 목표치 등)

$u \in R^{m2}$: 제어입력 (조작가능한 입력)

$z \in R^{p1}$: 제어량 (출력과 목표치간의 오차, 입력의 제한치)

$y \in R^{p2}$: 관측출력 (제어입력의 합성에 이용가능한 출력)

제어칙을 식(3.3)이라 하면,

$$\begin{aligned} u &= K(s)y \\ \text{단, } K(s) &\in R^{m2 \times p2}(s) \end{aligned} \quad (3.3)$$

이 제어계에 대하여 w 에서 z 까지의 페루프 전달함수행렬 $T_{zw}(P, K)$ 는 식(14)와 같이 정리된다.

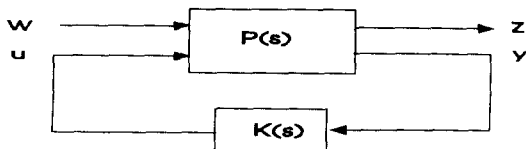


Fig. 3-1. Generalized control system.

$$z = T_{zw}(P, K) \cdot W \quad (3.4)$$

$$\text{단, } T_{zw}(P, K) = P_{11} + P_{12}K(1 - P_{22}K)^{-1}P_{21}$$

이 경우 H_∞ 최적제어문제는 양의 실수 $\gamma > 0$ 가 주어질 때, 식(3.5)를 만족하는 안정화 제어기 $K(s)$ 를 찾는 문제가 된다. 식(3.2)로 표현된 시스템을 상태방정식으로 표현하면 식(3.6)과 같이 된다.

$$\|T_{zw}(P, K)\|_\infty < \gamma \quad (3.5)$$

$$\dot{x} = Ax + B_1w + B_2u$$

$$z = C_1x + D_{11}w + D_{12}u$$

$$y = C_2x + D_{21}w + D_{22}u \quad (3.6)$$

본 연구에서는 식(3.5)에서 $\gamma=1$ 로하고 Glover-Doyle이 제안한 알고리즘⁷⁾에 따라 H_∞ 제어기의 해를 구하도록 한다. 이제 일반화플랜트의 하중함수를 선정하기 위해 Fig. 3-2와 같이 일반화 제어계를 구성한다. 입력 w 에서 편차 y 까지의 전달함수를 감도함수 $S(s)$ 로 하고 입력 w 에서 제어대상 $G(s)$ 의 출력 y_g 까지의 전달함수를 상보감도함수 $T(s)$ 로 할 때, 루프전달함수를 $L(s)$ 라 하면 $L(s), S(s), T(s)$ 는 아래와 같이 정의된다.

$$L(s) = G(s)K(s) \quad (3.7)$$

$$S(s) = \{I + L(s)\}^{-1} \quad (3.8)$$

$$T(s) = L(s) \{I + L(s)\}^{-1} = I - S(s) \quad (3.9)$$

감도함수 $S(s)$ 의 계인을 작게하면, 시스템의 목표치에 대한 추종특성이 좋게된다. 또한 $T(s)$ 의 계인에 제한을 두는 것은 시스템의 강인한 안정성을 보증한다. 따라서 감도함수 $S(s)$ 와 상보감도함수 $T(s)$ 를 동시에 고려하는 혼합감도문제에서는 식(3.9)에서 보는 바와 같이 목표치에 대한 추종특성과 강인한 안정성간의 적절한 타협이 요구된다. 감도함수와 상보감도함수의 주파수하중을 $W_1(s), W_2(s)$ 로 표시하면, 혼합감도문제에서는 Fig. 3-2에 나타낸 시스템을 안정화하면서 부동식

$$\left\| \begin{bmatrix} \gamma W_1 S \\ W_2 T \end{bmatrix} \right\|_\infty < \gamma \quad (3.10)$$

을 만족하는 제어기 $K(s)$ 를 구하는 문제이다.

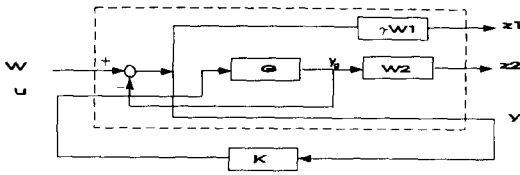


Fig. 3-2. Generalized plant with the controller.

γ_1 은 주파수하중 $W_1(s)$ 의 계인을 조정하기 위한 양의 실수이다. Fig.3의 시스템이 강인하기 위해서는 식(3.10)에 있어서 $\gamma < 1$ 이 필요충분조건이다. 먼저 감도함수 $S(s)$ 의 주파수하중함수 $W_1(s)$ 는 저주파영역에서 계인이 크도록 시행착오를 거쳐 식(3.11)로 하였다. 이때 식(3.11)을 만족하는 γ_1 의 최대값은 4.2이었고 적절히 선정된 $\gamma_1 = 3.9$ 의 값을 사용하였다.

$$W_1(s) = \gamma_1 \frac{316}{1000s + 1} \quad (3.11)$$

상보감도함수 $T(s)$ 의 주파수하중함수 $W_2(s)$ 는 기관의 지연시간 L 에 대한 $\delta_1 = 0.01 \text{sec}$ 이하의 변동과 회전계통에 있어서 시정수에 대한 $\delta_2 = 0.5 \text{sec}$ 이하의 변동과 계인에 대한 $\delta_3 = 0.004$ 이하의 변동을 고려하여 유도한다. 먼저, 지연시간에 대한 곱하기섭동(Perturbation)은 식(3.12)로 되고, 회전계통의 파라미터변동에 대한 곱하기섭동은 식(3.13)이 된다. 식(3.12), (3.13)로부터 실제시스템은 식(3.14)로 나타난다.

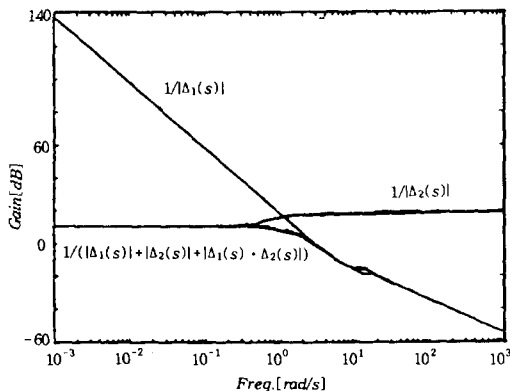


Fig. 3-3. Bode diagram of the model uncertainties.

$$\Delta_1 = e^{-L-\delta_1 S} (1 + LS) - 1 \quad (3.12)$$

$$\Delta_2 = \frac{(1 + T_r S) \{-\delta_3 + (K_r \delta_2 - T_r \delta_3) S\}}{K_r \{1 + (2T_r - \delta_2) S + T_r (T_r - \delta_2) S^2\}} \quad (3.13)$$

$$(1 + \Delta_1)(1 + \Delta_2)G = (1 + \Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_1 \cdot \Delta_2)G \quad (3.14)$$

여기서 연소계통의 시정수에 대한 변동은 작으므로 고려하지 않도록 한다. 따라서 곱하기섭동의 고려에 따라 식(3.15)로 되므로, 상보감도함수 $T(s)$ 의 주파수하중 $W_2(s)$ 를 식(3.16)으로 선정한다.

$$|\Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_1 \cdot \Delta_2| < |\Delta_1| + |\Delta_2| + |\Delta_1 \cdot \Delta_2| < |W_2| \quad (3.15)$$

$$W_2(s) = \frac{\frac{s}{0.5} + 1}{3(\frac{s}{1000} + 1)} \quad (3.16)$$

Table 2에 주어진 값을 이용하여 식(3.15)의 모델 불확실성의 주파수 특성을 Bode선도로 나타낸 것이 Fig. 3-3이고, 식(3.11), (3.16)을 Bode선도로 나타낸 것이 Fig. 3-4이다. 이와같이 구해진 제어기는 식(3.18)과 같고, Tustin의 수법을 이용하여 샘플링주기 0.01sec로 이산화한 결과는 식(3.19)와 같다.

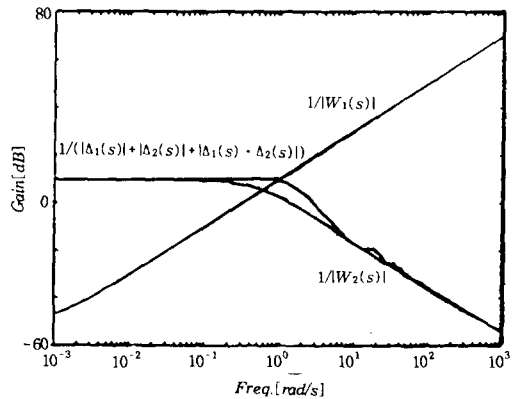


Fig. 3-4. Bode diagram of the weighting functions.

$$K(s) = \frac{1.573 \times 10^4 S^4 + 1.638 \times 10^7 S^3 + 6.603 S^2}{S^5 + 908.6 S^4 + 2.714 \times 10^5 S^3 + 2.754 S^2}$$

$$\frac{\times 10^8 S^2 + 1.516 \times 10^2 S + 5.212 \times 10^8}{\times 10^7 S^2 + 3.25 \times 10^8 S + 3.249 \times 10^5} \quad (3.18)$$

$$K(z) = \frac{35.79z^5 - 35.06z^4 - 51.66z^3 + 50.68z^2}{z^5 - 1.337z^4 - 0.06025z^3 + 0.3357z^2} + \frac{15.67z - 15.6}{+ 0.0619z - 7.978e - 5} \quad (3.19)$$

서보 제어계의 구성

3장에서 설계한 피드백 보상기 K와 더불어 제어량이 목표치에 잘 추종하도록 피드포워드(feed forward) 제어기 F를 설계하여 Fig. 4-1와 같이 2 자유도를 갖는 제어계를 설계한다.

2 자유도계의 이론에 의하면 목표치입력 r과 제어대상의 출력 y를 이용하여 제어입력 u를 만들어 내는 방법중의 하나가 Fig. 4-1임을 잘 알려져 있는 사실이다.¹²⁾

Fig. 4-1 에서 알 수 있는 바와같이 입력 r로부터 출력 y까지의 전달함수 G_{vr}은 식(4.1)과 같다.

$$G_{vr} = F \quad (4.1)$$

이 식에서 알 수 있듯이 피드백 보상기 K는 입력 r부터 출력 y에 영향을 미치지 못한다. 또한 피드포워드 보상기 F는 피드백 특성에 영향을 미치지 못함을 알 수 있다.

여기서 제어기의 안정성을 보장하고 정상편차를 없애기 위하여 피드포워드 보상기 F는 식(4.2)을 만족하여야 한다.

$$G_p^{-1} F \in RH^\infty \\ F(0) = I \quad (4.2)$$

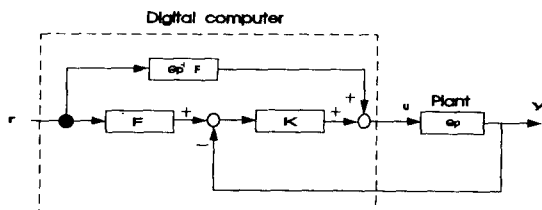


Fig. 4-1. Two-degree-of-freedom control system.

본 연구에 이용된 제어 대상 기관의 공칭 전달 함수가 식(2.5)임에 유의하여 피드포워드 보상기 F를 식(4.3)과 같이 3차가 되도록 선정한다.

$$F(s) = \frac{\alpha}{(s + \alpha)^3} \quad (4.3)$$

여기서 제어대상 기관의 지연요소 L값이 운전점에 따라 변화함에도 불구하고 α값을 일정한 값으로 하면 과도응답의 특성이 운전점에 따라 매우 달라지게 된다.

그러므로 여기서 오버슈트의 크기를 고려하여, α값을 식(4.4)와 같이 회전수 n의 함수가 되도록 결정하였다.

$$\alpha = \frac{1}{20}n + 0.6 \quad (4.4)$$

응답 실험 및 고찰

Fig. 4-1과 같은 제어시스템에 대해 응답실험을 행하기 위하여 제어기로는 IBM-PC/486을 이용하였고, 연속계와 이산계 사이의 신호 변환을 위하여 12비트의 A/D, D/A 컨버터(AXIOM-AX5411)를 이용하였으며, 그 실험장치의 개략도는 Fig. 5-1과 같다.

3장에서 설계된 피드백 보상기에 해당하는 K(s)만으로 제어계를 구성하고 엔진 회전수를 47rpm에서 52rpm까지, 또한 52rpm에서 47rpm까지 계단상으로 5rpm을 변화시켰을 때의 응답 및 그 때의 제어입력은 Fig. 5-2와 같다.

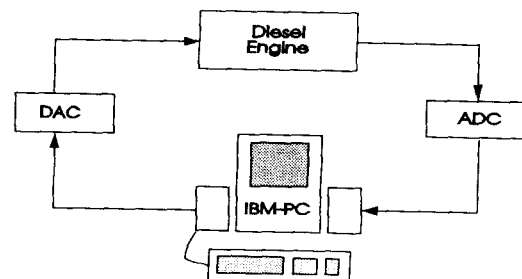


Fig. 5-1. Diagram of the experimental apparatus.

같은 보상기로서 대상엔진에 대해서는 비교적 높은 회전수에 해당하는 77rpm에서 82rpm까지, 또한 82rpm에서 77rpm까지 계단상으로 5rpm을 변화시킨 경우의 응답 및 제어 입력은 Fig. 5-3과 같다.

Fig. 5-4는 Fig. 5-2에서와 동일한 운전의 변화하에서 제어기를 4장에서 설계한 2 자유도 제어기로서 실험한 결과이고 Fig. 5-5는 Fig. 5-3에서 동일한 운전의 변화하에서의 2 자유도 제어기

에 대한 실험 결과이다.

그리고 Fig. 5-6은 47rpm으로 운전하고 있던 중에 약 10%의 부하를 가한 경우의 응답이고, Fig. 5-7은 77rpm으로 회전하고 있던 중에 부하를 가한 경우의 응답이다.

$K(s)$ 만으로 제어기를 구성한 경우의 계단상의 응답은 Fig. 5-2 및 Fig. 5-3에서 보는 바와 같이 약 30%의 오버슈트를 동반한 응답을 보이고 있으며, 77rpm 부근에서의 계단상의 응답은 과도상

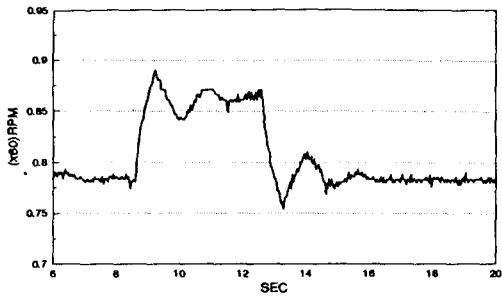


Fig. 5-2. Step response with H_{∞} feedback controller at 47rpm.

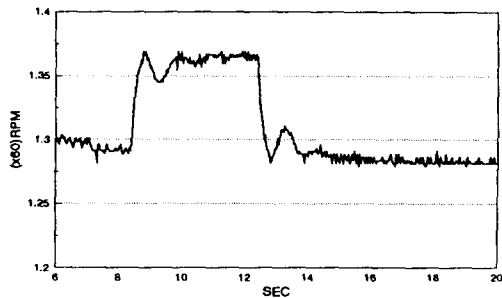
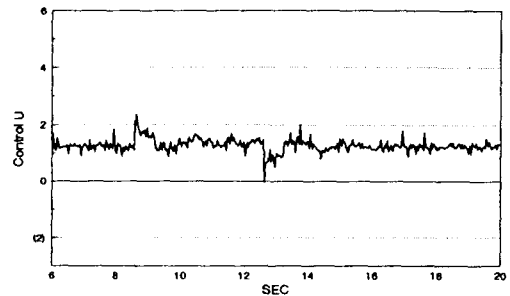


Fig. 5-3. Step response with H_{∞} feedback controller at 77rpm.

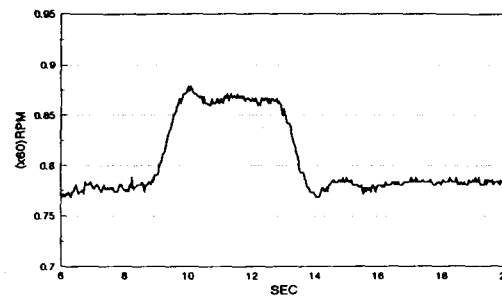
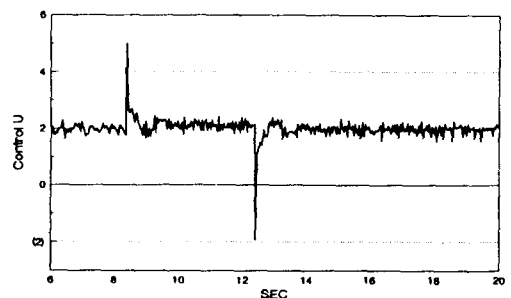
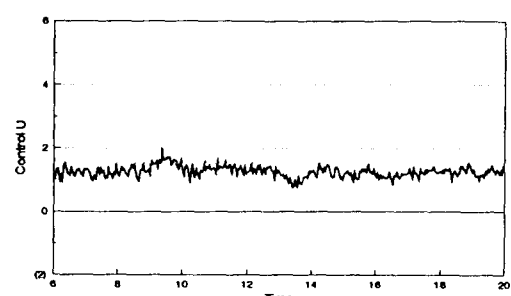


Fig. 5-4. Step response with 2-degree-of-freedom controller at 47rpm.



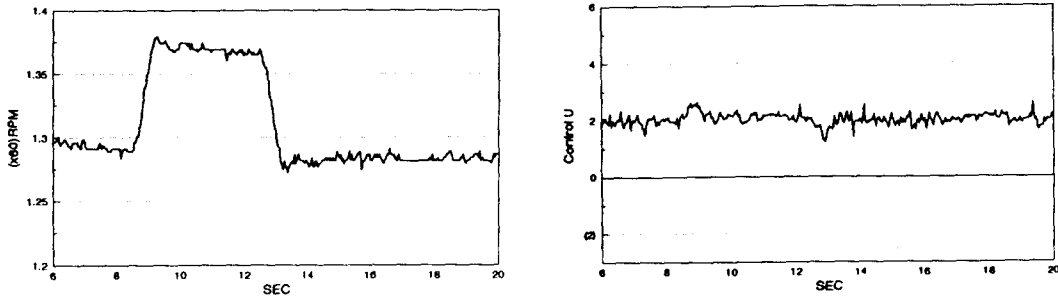


Fig. 5-5. Step response with 2-degree-of-freedom controller at 77rpm.

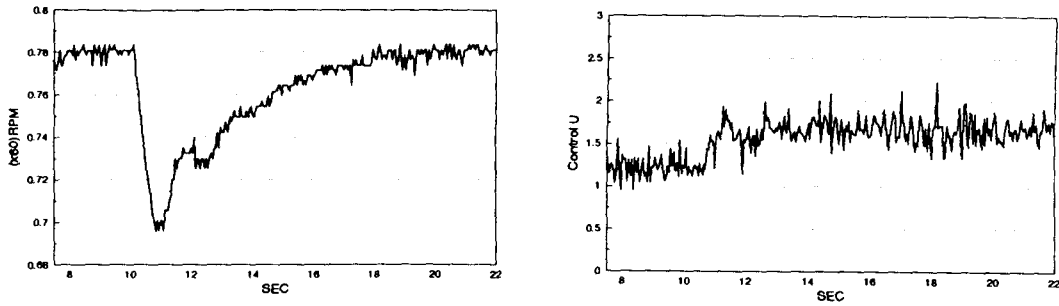


Fig. 5-6. Response characteristics by disturbance at 47rpm.

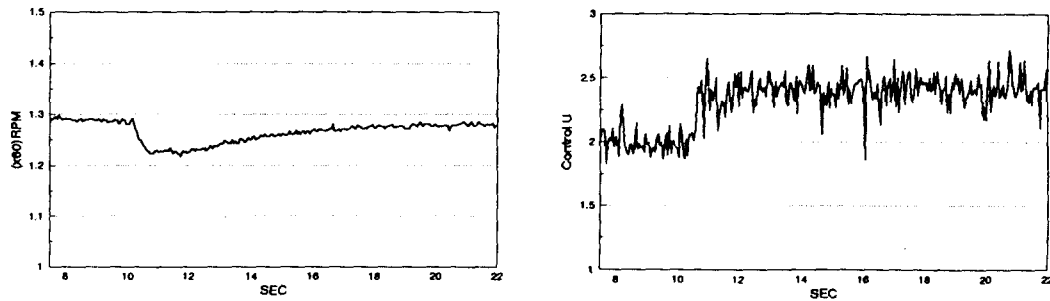


Fig. 5-7. Response characteristics by disturbance at 77rpm.

태에서 약간의 현탕을 수반한 응답을 보이고 있다.

한편 2자유도 제어기로써 제어계를 구성한 경우는 Fig. 5-4 및 Fig. 5-5에서 보는 바와 같이 오버슈트도 현저하게 줄었으며 과도상태의 현탕도 감소됨을 보이고 있다.

이것은 역시 자유도가 큰 제어기로써 제어계를 구성했기 때문으로 생각된다.

끝으로 Fig. 5-6 및 Fig. 5-7에서 보는 바와 같

이 저속(47rpm) 및 고속(77rpm)의 어느 경우에서 외란에 대한 회복능이 양호함을 알 수 있다.

결 론

본 연구는 지연시간과 모델링 불확실성을 포함하는 대형저속 디젤기관의 속도제어문제에 대하여 제어기설계 초기부터 시간지연과 모델링 불확실성을 고려할 수 있는 H_∞ 제어이론을 적용하여

피드백 보상기에 해당하는 H_∞ 제어기 및 2자유도 제어기를 설계하여 응답실험을 한 것으로, 그 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) H_∞ 제어기를 적용함으로써 종래의 제어기로는 다루기 힘든 모델링 불확실성에 대처할 수 있는 능력을 갖게됨을 확인하였으며.

2) H_∞ 제어에 기초한 2자유도 제어를 이용함으로써 H_∞ 제어기 만으로 구성된 제어계 보다 양호한 응답특성을 얻을 수 있었다.

참고문헌

- 1) Norcontrol(1988) : Technical Analysis of Governor for B&W 6L80MCE.
- 2) S.T. Lyngso(1987) : Electronic Governor System EGS. STL07. A.32. Ver.2.01.
- 3) 유영호, 하주식(1989) : "저속 장행정 박용디젤기관의 속도제어에 관한 연구", 한국박용기관학회지, 제13권, 제3호, pp.212 - 222.
- 4) 김성환(1990) : "전기구동방식 디지털 가버너의 최적제어계 설계에 관한 연구", 부산수산대학교 대학원 논문집.
- 5) Hong, G., Collings, N.,(1990) : "Application of Self Tuning control", SAE Technical Paper Series 900593.
- 6) 양주호 · 김창화 · 정병건 · 정해종(1992) : "자기동조에 의한 선박용 디젤엔진 제어에 관한

연구", 한국어업기술학회지, 제28권, 제3호, pp.262 - 273.

- 7) Glover, K., Doyle, J.C.,(1988) : "State - Space Formulae for all Stabilizing Controllers that Satisfy an H_∞ - Norm Bound and Relations to Risk Sensitivity", Systems & Control Letters, Vol.11, pp.167 - 172.
- 8) Doyle, J.C., Glover, K., Khargonekar, P. P., Francis, B.A.,(1989) : "State - Space Solutions to Standard H_2 and H_∞ Control Problems", IEEE Transactions on automatic Control, Vol.34, No.8, pp. 831 - 847.
- 9) 杉江俊治(1992) : "H_∞制御による サボ系の設計", システム制御情報學會編 H_∞制御の新しい展開と應用の 實際 テキスト, pp.1 - 24.
- 10) Doyle, J.C., Francis, B.A., Trannenburg, A.R.,(1992) : Feedback Control Theory, Maxwell - Macmillan.
- 11) Maciejowski, J.M.,(1989) : Multivariable Feedback Design, Addison - Wesley.
- 12) 藤崎泰正, 池田雅夫(1991) : "2 自由度 積分型 サボ系 構成", 計測自動制御學會論文集, Vol. 27, No.8, pp.907 - 914.