

H_∞ 제어기법을 이용한 저속디젤기관의 속도제어

양 주 호* · 정 병 건**

Speed Control of the Low Speed Diesel Engine by H_∞ Controller Design Method

J. H. Yang · B. G. Jung

Key words : H_∞ controller(H_∞ 제어기), Model uncertainty(모델불확실성), Sensitivity function(감도함수), Complementary sensitivity function (상보감도함수), Multiplicative perturbation(곱하기섭동), Frequency weighting(주파수하중)

Abstract

In 1980's to 1990's the marine propulsion diesel engines have been developed into lower speed and longer stroke for the energy 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 to the speed control of the low speed marine diesel engine. By comparison the H_∞ control results with the PID control results, the validity of the H_∞ controller under the delay time and parameter variations is confirmed.

1. 서 론

디젤기관은 물품수송, 건설, 발전 등 산업 전반의 중요한 동력원으로 널리 쓰이고 있으며, 사용목적에 따라 회전속도를 정확히 제어할 수 있어야만 연료의 절감, 제품의 품질향상, 기계의 수명연장을 꾀할 수 있다. 이들 디젤기관중 소형의 육상용 디

젤기관의 제어에 관한 연구는 미국자동차학회등에 다수 발표되고 있으나^{1,2)}, 선박용 대형저속 디젤기관의 연구는 주로 기관제작사를 중심으로 이루어지고 있는 실정이다^{3,4)}. 한편 70년대들어 두차례의 유가파동에 따른 연료비상승에 대처하기 위하여 선박용 디젤기관제작자들이 기관의 효율향상을 목표로 저속, 장행정, 소수 실린더화를 꾀함에

* 정희원. 부산수산대학교

** 정희원. 한국해양대학교

따라, 기관의 실린더당 출력이 증가되어 저속에서 회전토크 변동이 심하게 되었고, 연료분사계통에서의 연소지연시간이 길어지게 됨에 따라, 종래의 기계유압식 조속기로는 이와 같은 파라미터 변동에 적절히 대응하기 어렵게 되었다. 이러한 문제점을 보완하기 위해 기관의 운전조건에 따라 제어기 파라미터를 선정할 수 있는 디지털 조속기가 개발되어 사용되고 있다. 이렇게 개발된 디지털 조속기는 대개 회전속도신호와 소기공기압신호를 측정하여 필터링한 후, PID 제어³⁾나 최적제어⁴⁾, 적응제어^{4,7)} 등의 여러가지 제어알고리즘을 통해 기관의 정속도제어를 실현하고 있다. 그러나 디지털 조속기는 대개 기관운전영역을 몇부분으로 나누어 각부분에서의 기관 파라미터에 맞추어 제어기 파라미터를 선정하고 있기 때문에, 위의 제어기법으로는 근래에 이르러 제어기설계에서 중요시되는 모델링 불확실성에 대한 안정도 강인성문제를 제어기설계시 직접 고려할 수 없다는 단점이 있다.

본 연구에서는 선박용 주기관으로 이용되는 대형저속 2행정 디젤기관을 제어대상으로 하고 이를 모델링하는 과정에서 연료분사계통의 지연시간과 회전계통에 대한 모델 불확실성을 고려하며, 운전조건에 따라 기관의 파라미터가 변동하더라도 목표치에 잘 추종하도록 하는 H_∞ 제어를 설계하고 모의 응답실험을 통해 그 타당성을 검토한다.

2. 대형저속디젤기관의 모델링

대형저속 디젤기관을 모델링하기위해 그 특성을 살펴보면 다음과 같다. 먼저 연료펌프의 래크가 조정된 순간부터 증감된 연료가 분사될 때까지 요하는 시간, 즉 지연시간(Delay time : L)은 식(1)과 같다.

$$L = \frac{15}{N} + \frac{60}{N \cdot n} \text{ [sec]} \quad (1)$$

단, N : 회전수(rpm)

n : 실린더 수

식(1)의 지연시간은 e^{-Ls} 의 형태로 나타나는 데 이를 1차 근사화하여 식(2)로 한다.

$$e^{-Ls} \approx \frac{1}{1+Ls} \quad (2)$$

다음으로 실린더내에 분사된 연료가 착화 연소되어 기관축(shaft)의 토크로 변할 때까지를 1차계로 볼 수 있으며, 이때 이득을 K_c , 시정수를 T_c 라고하면 연소과정의 전달함수 $G_c(s)$ 는 식(3)과 같다.

$$G_c(s) = \frac{K_c}{1+T_c s} \quad (3)$$

마지막으로 기관축(shaft)의 토크에 의해 기관축이 회전하여 목표회전속도에 도달하기까지의 과정 또한 1차계로 볼 수 있으며, 이때 이득을 K_r , 시정수를 T_r 이라고하면 회전계통의 전달함수 $G_r(s)$ 는 식(4)로 된다.

$$G_r(s) = \frac{K_r}{1+T_r s} \quad (4)$$

따라서 위의 식(2),(3),(4)에서 연료펌프의 래크 조정명령으로부터 실제 목표회전속도까지의 전체 전달함수는 연료래크 조정명령을 $U(s)$, 실제 목표회전속도를 $\Omega(s)$ 라하면 식(5)로 되고 블록선도는 Fig.1 과 같고 식(5)를 정리하면 식(6)으로 된다.

$$\frac{\Omega(s)}{U(s)} = \frac{1}{1+Ls} \cdot \frac{K_c}{1+T_c s} \cdot \frac{K_r}{1+T_r s} \quad (5)$$

$$\ddot{\omega}(t) = -a_1 \ddot{\omega}(t) - a_2 \dot{\omega}(t) - a_3 \omega(t) + b_1 u(t) \quad (6)$$

$$a_1 = \frac{(L+T_c)T_r + T_c L}{T_c T_r L}, \quad a_2 = \frac{L+T_c + T_r}{T_c T_r L}$$

$$a_3 = \frac{1}{T_c T_r L}, \quad b_1 = \frac{K_c K_r}{T_c T_r L} \quad (7)$$

여기서 상태 x_1, x_2, x_3 를 아래와 같이 두면,

$$x_1 = \omega \quad x_2 = \dot{\omega} = \dot{x}_1 \quad x_3 = \ddot{\omega} = \dot{x}_2 \quad (8)$$

모델링하려는 기관은 식(6)으로부터 식(9)과 같이 된다.

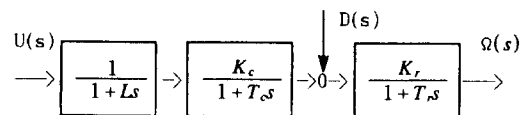


Fig. 1 Block diagram of the modeled engine

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + Bu \\ y &= Cx \end{aligned} \quad (9)$$

단,

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ -a_3 & -a_2 & -a_1 \end{bmatrix}, B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ b_1 \end{bmatrix}, C = [1 \ 0 \ 0] \quad (10)$$

본 연구에서는 선박용 대형저속기관으로 많이 사용되고 있는 MAN B&W사의 4L80MC 기관을 대상으로 하였으며, Table 1은 대상기관의 제원이고 Table 2는 해상시운전으로부터 구한 각 동작속도에서의 기관정수이다⁵⁾.

Table 1 Specifications of the modeled engine

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

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) | 0.014 | 0.010 | 0.007 | 0.006 |

3. 일반화플랜트의 구성과 H ∞ 최적제어기 설계

제어대상을 상태공간모델로 표현할 때, 내부상태를 x , 조작량을 u , 관측출력을 y , 외란을 w , 관측잡음을 v 로하면 대개 아래의 식(11)로 표현된다.

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + Bu + Dw \\ y &= Cx + Ev \end{aligned} \quad (11)$$

식(11)은 시스템구조를 제한하기 때문에 일반성

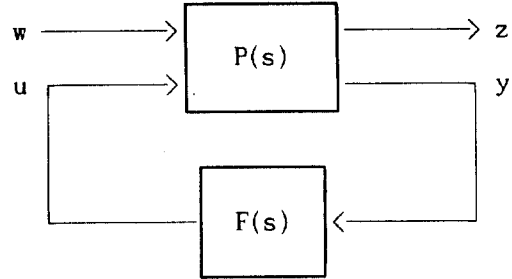


Fig. 2 Generalized control system

에 부족한 점이 있다. 여기서 시스템의 차수, 즉 제어량, 조작량, 외란 및 관측출력의 정의를 명백히 함으로서 시스템방정식을 통일적으로 취급할 필요가 있다. 먼저, H ∞ 최적제어를 위해서 하중함수를 포함하는 플랜트와 제어기로 구성되는 일반적인 피드백제어기를 Fig.2에 나타내었다. 이때 P(s)는 식(12)로 주어지는 전달함수행렬이다

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

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

$$u = F(s)y, \text{ 이때 } F(s) \in R_p^{m2 \times p2}(s) \quad (13)$$

라 하면, 이 제어계에 대하여 w 에서 z 까지의 폐루프전달함수행렬 $T_{zw}(P, F)$ 는 식(14)와 같이 정리된다.

$$z = T_{zw}(P, F) \cdot w \quad (14)$$

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

이 경우 H ∞ 최적제어문제는 양의 실수 $\gamma > 0$ 가 주어질 때, 식(15)를 만족하는 안정화 제어기 F(s)를

찾는 문제가 된다. 식(12)로 표현된 시스템을 상태 방정식으로 표현하면 식(16)과 같이 된다.

$$\|T_{zw}(P, F)\|_x < \gamma \tag{15}$$

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + B_1w + B_2u \\ z &= C_1x + D_{11}w + D_{12}u \\ y &= C_2x + D_{21}w + D_{22}u \end{aligned} \tag{16}$$

본 연구에서는 식(15)에서 $\gamma=1$ 로하고 Glover Doyle이 제안한 알고리즘^{*)}에 따라 H_∞ 제어기의 해를 구하도록 한다. 이제 일반화플랜트의 하중함수를 선정하기 위해 Fig.3을 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.

$$L(s) = G(s)F(s) \tag{17}$$

$$S(s) = \{I + L(s)\}^{-1} \tag{18}$$

$$T(s) = L(s)\{I + L(s)\}^{-1} = I - S(s) \tag{19}$$

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 상보감도함수를 동시에 고려하는 혼합감도문제에서는 식(19)에서 보는 바와 같이 목표치에 대한 추종특성과 강인한 안정성간의 적절한 타협이 문제해결의 실마리를 제공한다. 감도함수와 상보감도함수의 주파수하중을 $W_1(s), W_2(s)$ 로 표시하면, 혼합감도문제는 Fig.3에 나타낸 시스템을 안정화하면서 부등식

$$\left\| \begin{bmatrix} \gamma_1 W_1 S \\ W_2 T \end{bmatrix} \right\|_r < \gamma \tag{20}$$

을 만족하는 제어기 $F(s)$ 를 구하는 문제이다. γ_1 은 주파수하중 $W_1(s)$ 의 계인을 조정하기 위한 양의 실수이다. Fig.3의 시스템이 강인하기 위해서는 식(20)에 있어서 $\gamma < 1$ 이 필요충분조건이다. 먼저 감도함수 $S(s)$ 의 주파수하중함수 $W_1(s)$ 는 저주파영역에서 계인이 크도록 시행착오를 거쳐 식(21)로 하였다. 이때 식(21)을 만족하는 γ_1 의 최대값은

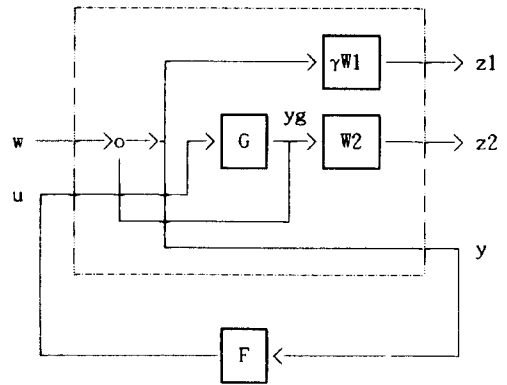


Fig. 3 Generalized plant with the controller

4.2이고 여기서는 적절히 선정된 $\gamma_1=3.9$ 의 값을 사용한다.

$$\gamma_1 W_1(s) = \gamma_1 \frac{316}{1000s + 1} \tag{21}$$

상보감도함수 $T(s)$ 의 주파수하중함수 $W_2(s)$ 는 기관의 지연시간 L 에 대한 $\delta_1=0.01s$ 이하의 변동과 회전계통에 있어서 시정수에 대한 $\delta_2=0.5s$ 이하의 변동과 계인에 대한 $\delta_3=0.004$ 이하의 변동을 고려하여 유도한다. 먼저, 지연시간에 대한 굵하기섭동(Perturbation)은 식(22)로 되고, 회전계통의 파라미터변동에 대한 굵하기섭동은 식(23)이 된다. 식(22),(23)로부터 실제시스템은 식(24)로 나타낸다.

$$\Delta_1 = e^{-L \cdot \delta_1 s} (1 + Ls) - 1 \tag{22}$$

$$\Delta_2 = \frac{(1 + T_r s)\{-\delta_3 + (K_r \delta_2 - T_r \delta_3)s\}}{K_r \{1 + (2T_r - \delta_2)s + T_r(T_r - \delta_2)s^2\}} \tag{23}$$

$$(1 + \Delta_1)(1 + \Delta_2)G = (1 + \Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_1 \cdot \Delta_2)G \tag{24}$$

여기서 연소계통의 시정수에 대한 변동은 작으므로 고려하지 않도록 한다. 따라서 굵하기섭동의 고려에 따라 식(25)로 되므로, 상보감도함수 $T(s)$ 의 주파수하중 $W_2(s)$ 를 식(26)으로 선정한다.

$$|\Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_1 \cdot \Delta_2| < |\Delta_1| + |\Delta_2| + |\Delta_1 \cdot \Delta_2| < |W_2| \tag{25}$$

$$W_2(s) = \frac{\frac{s}{0.5} + 1}{3 \left(\frac{s}{1000} + 1 \right)} \tag{26}$$

Table 2에 주어진 값을 이용하여 식(25)를 나타낸 것이 Fig.4이고 식(21), (26)을 Bode선도로 나타낸 것이 Fig.5이다. 위의 내용으로부터 구해진 제어기를 z 영역에서 나타낸 것이 식(27)이다. 이때 이산화의 방법으로는 Tustin의 수법을 이용하였고 샘플링주기는 0.01s로 하였다.

$$F(z) = \frac{(35.79z^5 - 35.06z^4 - 51.66z^3 + 50.68z^2 + 15.87z - 15.6) / (z^5 - 1.337z^4 - 0.06025z^3 + 0.3357z^2 + 0.06192z - 7.978e-5)}{\quad} \quad (27)$$

4. 모의실험 및 고찰

본 연구에서 사용한 실험장치의 구성은 Fig.6과 같다. 여기서는 기관의 회전속도 60rpm을 기준으로

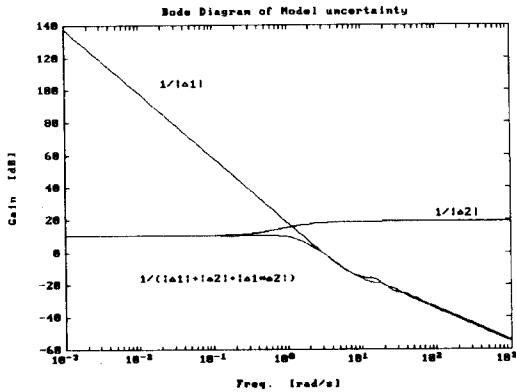


Fig. 4 Bode diagram of the model uncertainties

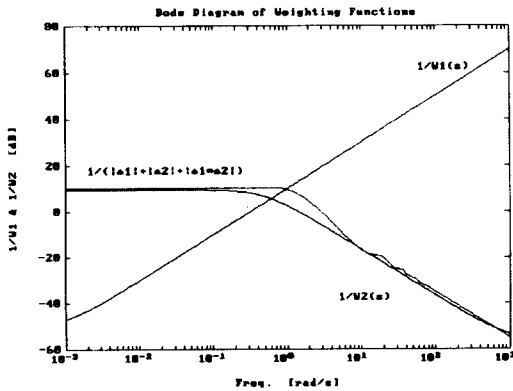


Fig. 5 Bode diagram of the weighting functions

로 한 기관정수를 이용하여 아날로그컴퓨터 (ANDO L-100)로 저속디젤기관을 모의하고, H_∞ 제어기로는 IBM-PC/AT를 사용하였다. 또한 연속계와 이산계를 연결하기 위해 12비트 A/D 및 D/A변환기(AXIOM-AX5411)를 이용하고 샘플링주기는 하드웨어인터럽트를 사용하여 10ms 단위로 하였다. H_∞ 제어기의 제어성능을 비교하기 위해, Ziegler와 Nichols의 스텝응답법에 의한 PID제어기를 이용한 실험을 병행하였다. Fig.7과 Fig.8은 기관의 운전속도를 50rpm에서 60rpm으로 계단상으로 변경시켰을 때의 H_∞ 제어기에 의한 응답특성이고, Fig.9와 Fig.10은 동일조건하에서 PID제어기에 의한 응답특성이다. Fig.7과 Fig.9는 회전계통의 파라미터변동이 없는 경우의 스텝응답 특성이고 Fig.8 및 Fig.10은 회전계통의 파라미터변동이 있을 경우(Kr의 값이 20% 변화되었을 때)의 스텝응답특성을 나타내고 있다. Fig.11~Fig.14는 기관이 60rpm으로 정속운전중 0.2초 동안 50%의 부하변동이 가해졌을 때의 속도응답특성으로서 Fig.11과 Fig.12는 H_∞ 제어기에 의한 것이고, Fig.13과 Fig.14는 동일조건하에서 PID제어기에 의한 속도응답특성이다. 여기서 Fig.11 및 Fig.13은 회전계통의 파라미터변동이 없는 경우의 외란에 대한 응답특성이고 Fig.12 및 Fig.14는 회전계통의 파라미터변동이 있을 경우(Kr의 값이 20% 변화되었을 때)의 외란에 대한 속도응답특성을 나타내고 있다. Fig.7~Fig.14에서 알 수 있듯이, 지연시간이 크지않거나 파라미터변동이 크지 않을 경우에는 PID 제어기 쪽의 속도응답특성이

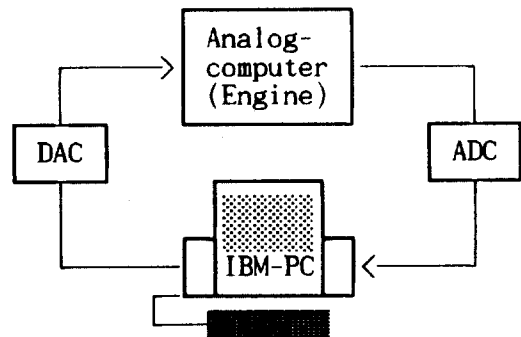


Fig. 6 Diagram of the experimental apparatus

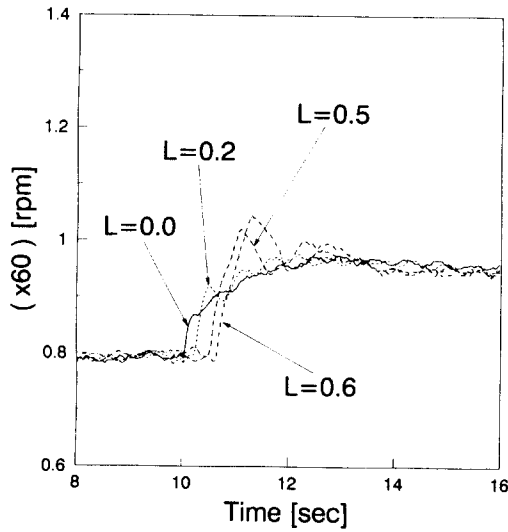


Fig. 7 Transient response of the step input without parameter variation (H_{∞} controller)

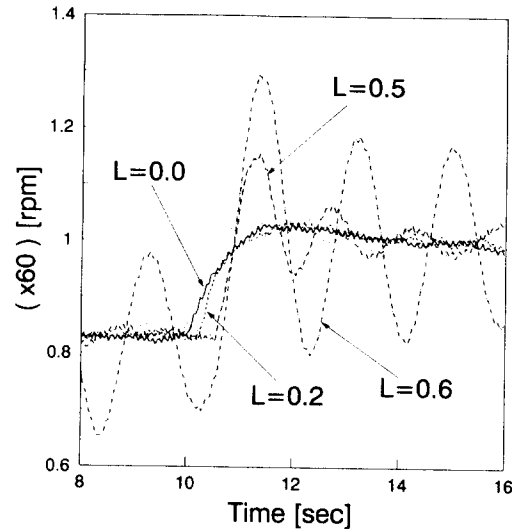


Fig. 9 Transient response of the step input without parameter variation (PID controller)

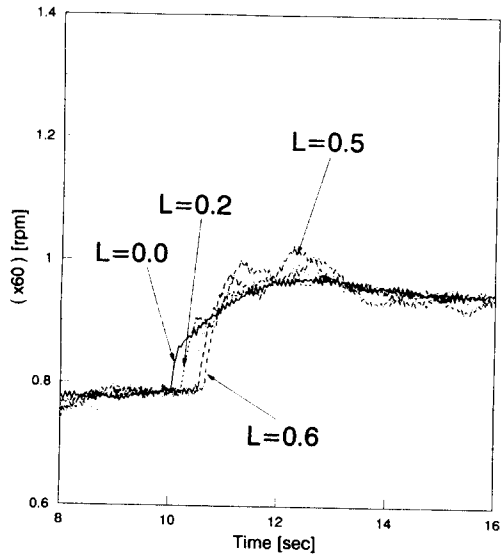


Fig. 8 Transient response of the step input with parameter variation (H_{∞} controller)

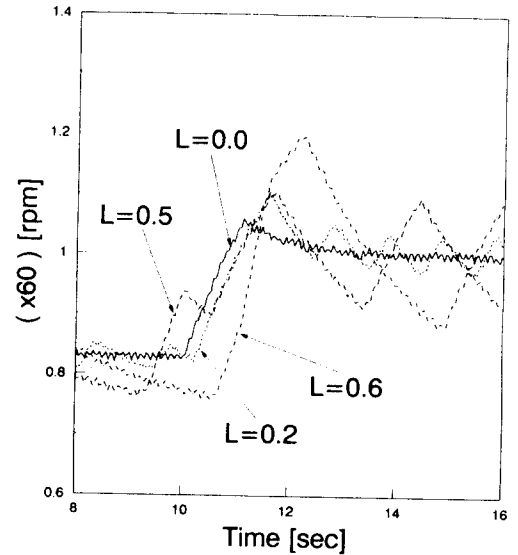


Fig. 10. Transient response of the step input with parameter variation (PID controller)

뛰어나지만, 지연시간이 증가하거나 파라미터 변동이 커짐에 따라 H_{∞} 제어기에 의한 제어 응답특성이 PID 제어기에 의한 응답 특성보다 우수함을 알 수 있다. 전체적으로 볼 때, H_{∞} 제어기의 경우 오프셋이 존재하는데 이는 하중함수의 선정과 밀접한 관계가 있으므로 하중함수 선정에 신중해야 하며, 또한 H_{∞} 제어기의 해를 구할 경우 중심해 이

외의 일반해를 구하여 완전한 서보특성을 갖도록 하여 위의 오프셋 문제를 해결하여야 할 것으로 생각된다.

5. 결 론

본 연구는 시간지연과 모델링 불확실성을 포함

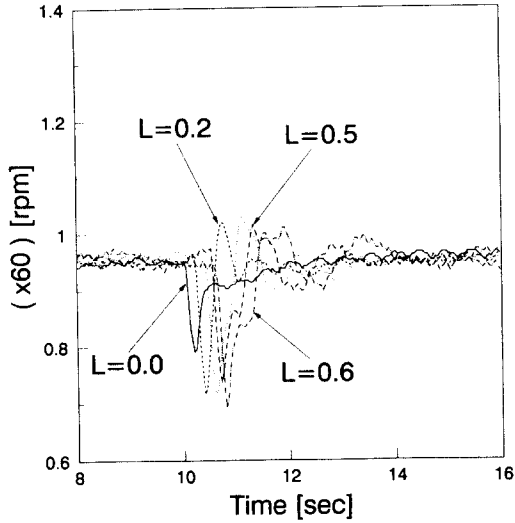


Fig. 11 Speed characteristics by disturbance without parameter variation(H^∞ controller)

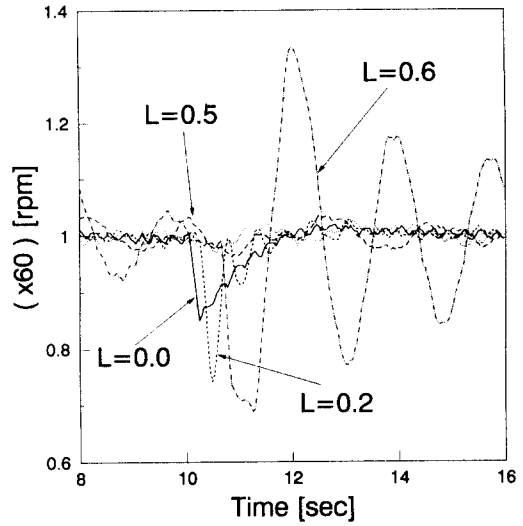


Fig. 13 Speed characteristics by disturbance without parameter variation(PID controller)

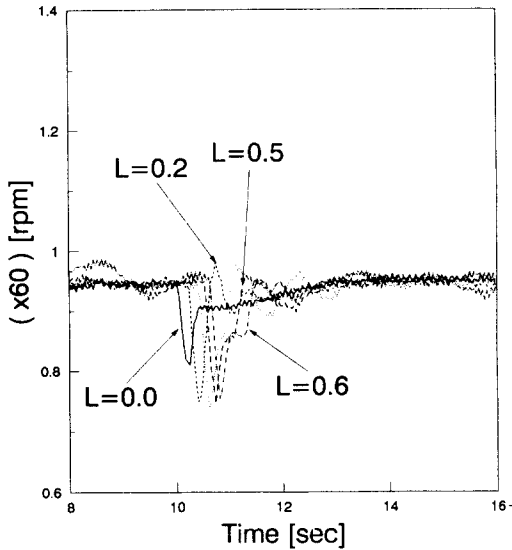


Fig. 12 Speed characteristics by disturbance with parameter variation(H^∞ controller)

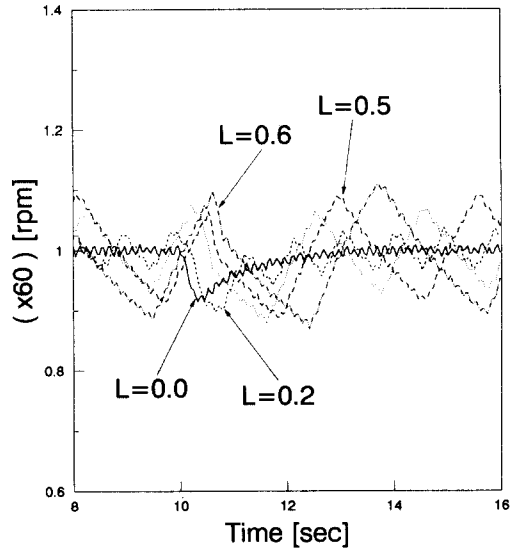


Fig. 14 Speed characteristics by disturbance with parameter variation(PID controller)

하는 대형저속 디젤기관의 속도제어문제에 대하여 제어기설계 초기부터 지연시간과 모델링 불확실성을 고려할 수 있는 H^∞ 제어이론을 적용하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) H^∞ 제어기를 적용함으로써 종래의 제어기로는 다루기 힘든 모델링 불확실성에 대처할 수 있

는 능력을 갖게 되었다.

2) 이를 통해 종래의 시스템으로는 제어하기 힘든 저속대형 디젤기관의 속도제어가 가능함을 확인하였다.

실선실험을 수행하지 못한 점이 아쉬우며 서보특성의 개선과 실선실험은 금후의 과제로 남기고

자 한다.

참고문헌

- 1) Matsuo odaka, Yujiro Tsukamoto, Hiroyuki Yagi, Takashi Hashizume, 1990, "Development of Automatic Engine Control System with Predictive Control and its Application for Heavy Duty Diesel Engine", SAE Technical Paper Series 900234
- 2) Hong, G., Collings, N., 1990, "Application of Self Tuning Control", SAE Technical Paper Series 900593
- 3) Norcontrol, 1988, Technical Anaysis of Governor for B & W 6L80MCE.
- 4) S. T. Lyngso, 1987, Electronic Governor System EGS, STL07. A. 32, Ver. 2.01.
- 5) 유영호, 하 주석, 1989, "저속 장행정 박용디젤기관의 속도제어에 관한 연구", 한국박용기관학회지, 제 13권, 제3호, pp. 212 - 222.
- 6) 양 주호, 김 창화, 정 병건, 정 해종, 1992, "자기동조에 의한 선박용 디젤엔진 제어에 관한 연구", 한국어업기술학회지, 제28권, 제3호, pp. 262 - 273.
- 7) 김성환, 1990, "전기구동방식 디지털 가버너의 최적 제어계 설계에 관한 연구", 부산수산대학교 대학원 논문집
- 8) 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, pp167 - 172.
- 9) Doyle, J. C., Glover, K., Khargonekar, P. P., Francis, B. A., 1989, "State - Space Solutions to Standard H_2 and H_{∞} Control Problems", IEEE Tranactions on Automatic Control, Vol. 34, No. 8, pp. 831 - 847.
- 10) 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.
- 11) Doyle, J. C., Francis, B. A., Tannenbaum, A. R., 1992, Feedback Control Theory, Maxwell Macmillan.
- 12) Maciejowski, J. M., 1989, Multivariable Feedback Design, Addison - Wesley.