⊙ 研究論文

선박용 중속 디젤 기관의 로바스트 속도제어기 개발

정병건* · 양주호** · 김창화***

Development of the Robust Speed Controller for Marine Medium Speed Diesel Engines

B. G. Jung · J. H. Yang · C. H. Kim

Key words : Robust speed controller(로바스트 속도 제어기), Sensitivity function(감도함수), Complementary sensitivity funtion(상보감도함수), Generalized plant(일반화 플랜트), Actuator(액츄에이터), Mechanical governor(기계식 조속기)

Abstract

The ship's propulsion efficiency depends upon a combination of engine and propeller. The propeller has better efficiency as the engine has lower rotational speed. This situation led the engine manufacturers to design the engine that has lower speed, longer stroke and a small number of cylinders. With this new trends the conventional mechanical - hydrualic governors for engine speed control have been replaced by digital speed controllers which adopted the PID contol or the optimal control algorithm. But these control algorithms have not enough robustness to suppress the variations of the delay - time and the parameter perturbation especially in low speed engine.

In this study we consider the perturbations of the engine parameters as the modeling uncetainties and design a robust speed controller for marine medium speed diesel engine by means of $H\infty$ control theory having the central solution. By comparing the results of the robust speed controller with those of mechanical governor and PID controller, the validity of the robust speed controller under parameter variations is confirmed. The speed control of the experimental diesel engine is carried out using actuator which is composed of PWM signal generator and D.C servo motor.

* 정회원, 한국해양대학교
** 정회원, 부경대학교
*** 정회원, 부경대학교 대학원

기호설명

$G(s)$: Transfer function matrix of the generalized plant.
H_∞ : The set of asymtotically stable transfer functions X, with $\| X \|_\infty < \infty$.
$\| X \|_\infty$: H_∞ norm of the transfer function X.
$K_e(s)$: Gain of the experimental engine.
$K_r(s)$: Gain related to fuel pump rack index of the experimental engine.
$K_s(s)$: Gain related to error speed signal of the experimental engine
$P(s)$: Transfer function matrix of the plant.
s : Laplace operator.
T_e : Time constant of the experimental engine.
u : Control input signal vector.
$U(s)$: Laplace transformation of u.
w : Exogenous input signal vector.
y : Measured output signal vector.
z : Used for both controlled output signal vector, and the delay operator.
ω_o : Angular speed of the engine.

1. 서 론

근래의 선박용 디젤기관이 저속화, 장행정화, 소수 실린더화 추세로 됨에 따라 종래의 기계 유압식 조속기로는 저속에서 속도제어가 힘들게 되고 운전 가능한 최저 회전속도가 높아지게 된다. 기관제작자들은 이러한 문제를 해결하기 위한 대안으로서 일정 크기 이상의 기관으로서 일정수 이하의 실린더를 갖는 기관에서는 디지탈 조속기를 사용하도록 하고 있다[1,2]. 최근 개발된 디지탈 조속기들은 대체로 PID 제어기를 이용한 속도제어 시스템[3] 또는 최적 레귤레이터를 결합한 속도제어 시스템[4] 등이 있다. 그러나 상기의 디지탈 조속기는 대개 기관의 운전 영역을 다수의 부분으로 나누어 각 부분에서의 기관 파라미터에 맞추어 속도제어기를 구성하기 때문에, 제어대상을 모델링할 때에 나타나는 모델링 불확실성에 대한 안정도, 로바스트성(robustness) 문제를 제어기 설계시 직접 고려할 수 없게 되는 단점이 있다.

본 연구에서는 이미 설계된 저속, 장행정, 소수 실린더의 선박용 디젤 기관의 로바스트 속도 제어기[5]를 실용화하기 위한 전단계로서, 선박 주기관용 중속 디젤기관을 제어대상으로 한 로바스트 속도제어기를 설계하고 그 주변장치를 개발하도록 한다. 먼저 실험기관의 각 파라미터가 알려져 있지 않으므로, 파라미터 추정을 위하여 제어대상인 기관을 무부하 운전하고, 운전결과로부터 실험기관의 파라미터를 구하도록 한다. 그리고 구해진 파라미터에 대하여 통상 운전범위에서 기관의 파라미터 섭동에 강인하게 대응할 수 있도록 H_∞제어기 설계이론[6,7]에 따른 로바스트 속도제어기를 구한다. 다음으로 실험기관에 DC 서보모터와 기어장치로 구성된 연료펌프래크 구동용 액츄에이터를 자작하여 부착한다. 또한 개인용 컴퓨터로써 연료펌프래크의 인덱스(Index)와 기관의 회전속도를 읽어들이고, 앞에서 구한 로바스트 속도제어기의 속도제어 알고리즘에 따라 액츄에이터의 입력값을 계산하는 디지탈 속도제어기를 구성한다. 실험기관에 대한 속도제어를 기계식 조속기, PID 제어기 그리고 로바스트 제어기에 의한 3가지 방식으로 행하고, 그 결과를 비교 분석한다.

2. 실험기관의 모델링

실험에 사용한 기관은 D중공업에서 제작한 선박용 4행정 디젤기관으로서 기계식 조속기가 부착되어 있으며 그 주요 제원은 Table 1과 같다.

실험기관을 모델링하기 위하여 실험기관을 무

Table 1 Specification of the experimental engine

실린더수	4
최고회전수	1200[rpm]
실린더직경	145[mm]
피스톤행정	200[mm]
압축비	17.5
연속최대출력	100[bhp]

부하로 운전하면서 기준속도 신호값을 계단상으로 변경하여 얻어진 무부하 속도응답특성 결과로부터 기관의 파라미터를 구하도록 한다.

먼저 실험기관의 실린더 수를 n_c 분당 회전수를 n_e라 하면, 연료펌프래크의 조정으로부터 연료분사까지의 지연시간 T_{dl}은 아래와 같다[9].

$$T_{dl}=\frac{30}{n_e n_c}+\frac{15}{n_e} \tag{1}$$

이때 실험기관의 통상운전범위(600~800 [rpm])에서 식 (1)에 따라 지연시간 T_{dl}을 구해보면 대략 0.038~0.028[s]로 나타나는데, 이는 본 실험기관의 응답특성에 비하여 상당히 짧은 시간임으로 기관의 운전성능에 큰 영향을 주지 않는 것으로 판단하여 이를 무시하도록 한다.

또한 실험기관의 운전속도가 대형 저속 기관에 비하여 상대적으로 빠르므로 연료분사로부터 토크 발생까지를 1차계로 간략화 한다.

그리고 동작점 부근의 일정 범위내에서는 기관에서 발생된 토크와 기관 회전축에 가해지고 있는 부하 토크의 차이를 적분한 것이 기관의 회전속도로 표시될 수 있다[9]는 점에 주목하면, 실험기관을 Fig. 1과 같은 블록선도로 표시할 수 있다.

이때 실험기관의 전달함수는 식 (2)로 된다.

$$\frac{\Omega_o(s)}{U(s)}=\frac{K_e}{s(1+T_e s)} \tag{2}$$

기관을 모델링하기 위하여 기관을 600, 700, 800[rpm]의 속도로 정상운전중, 기준속도를 계단상으로 변화시켰을 때 나타나는 속도 응답특성으로부터 식 (2)의 K_e, T_e등을 구한다. 구해진 기관의 파라미터를 정리하면 Table 2와 같다.

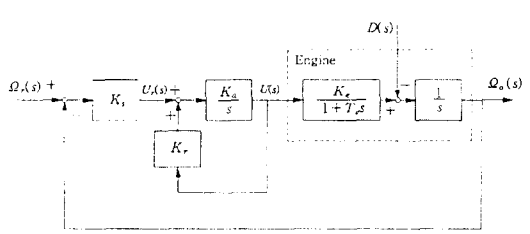


Fig. 1 Control system for the experimental engine

Table 2 Parameters of the experimental engine

No.	기준속도변경[rpm]	Ke	Te
p.1	600→550	2.6157	0.2042
p.2	600→650	2.5313	0.1872
p.3	650→600	2.5465	0.1746
p.4	650→700	2.5013	0.1784
p.5	700→650	2.4200	0.1733
p.6	700→750	2.4148	0.1580
p.7	750→700	2.3707	0.1683
p.8	750→800	3.3536	0.1549
p.9	800→750	2.3172	0.1487
p.10	800→850	2.2305	0.1418

3. 로바스트 속도제어기 설계

Table 2의 기관 파라미터를 이용하여 700 [rpm]으로 운전중일 때의 기관(Table 2에서 P.6)을 공칭기관 $P_{nom}(s)$로 하고, 그외의 속도로 운전중인 기관을 $P_{real}(s)$로 하면 기관의 운전속도변화에 따른 전달함수의 곱셈형 섭동 $\Delta(s)$는

$$\Delta(s)=\frac{P_{real}(s)-P_{nom}(s)}{P_{nom}(s)} \tag{3}$$

로 되며 이에 대한 이득의 보드선도는 Fig. 2와 같이 된다.

이상의 내용에 대하여 H_∞제어이론을 적용하여 로바스트 속도제어기를 구하도록 한다.

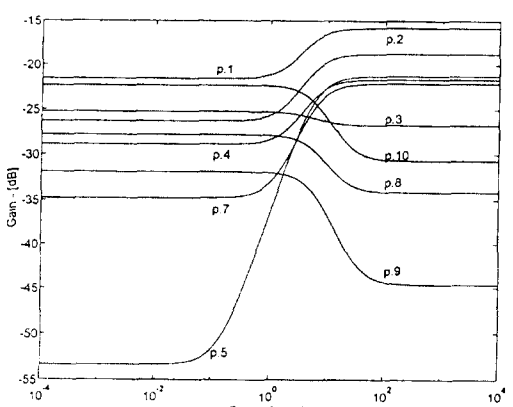


Fig. 2 Multiplicative perturbations of the experimental engine

먼저 기관의 회전속도 $\Omega_o(s)$가 기준속도신호 $\Omega_r(s)$을 잘 따르도록 하려면 감도함수 $S(s)$의 게인을 작게하여야 한다. 그러나 감도함수 $S(s)$의 변화는 곧바로 상보감도함수 $T(s)$에 영향을 미치게 된다. 따라서 기관에 가해지는 외란은 대개 저주파수 특성을 나타내므로 감도함수 $S(s)$가 저주파수 대역에서 작은값을 갖도록 임의의 상수 ρ를 포함한 주파수 하중함수 $W_s(s)$를

$$W_s(s)=\rho\frac{60}{\frac{s}{0.008}+1} \tag{4}$$

로 선정한다.

다음으로 식 (3)과 Fig. 2에 나타난 각 운전속도 변동에 따른 기관의 곱셈형 섭동에 제어 시스템이 강인하기 위해서는 상보감도함수 $T(s)$의 게인에 적절한 제한이 가해져야 한다. 또한 $P(s)\cdot W_t(s)$가 프로퍼(proper)하도록 하중함수 $W_t(s)$를 선정할 필요가 있다. 따라서 상보감도함수 $T(s)$와 관련된 주파수 하중함수 $W_t(s)$를

$$W_t(s)=\frac{(\frac{s}{0.5}+1)^2}{10} \tag{5}$$

로 선택하고 이를 Fig. 3에 나타내었다.

식 (4), (5)를 이용하여 부등식 (6)의 혼합감도 문제를 푼다.

$$\left\|\begin{bmatrix}W_s(s)\,S(s)\\ W_t(s)\,T(s)\end{bmatrix}\right\|_\infty<1 \tag{6}$$

이때 표준 H_∞ 제어문제의 해법에 따라 상기의 문제를 풀기 위해서는, 제어기 $K(s)$를 제거했을 때 제어입력 u에서 제어량 z로의 개루프 전달함수가 주파수 $\omega=\infty$를 포함한 모든 주파수 ω에서 열 풀랭크(column full rank)이면 되므로, 주파수 $\omega=\infty$를 포함한 모든 주파수 ω에서 제어입력 u의 영향을 제어량 z로 반영시킬 수 있도록 임의의 작은 값 e_u를 도입하고 이를 제어량 z_3로 하여 일반화 플랜트에 추가하도록 한다[10].

이상의 내용을 정리한 것이 Fig. 4 이다.

수정된 일반화 플랜트에 대한 제어기 $K(s)$는 H_∞

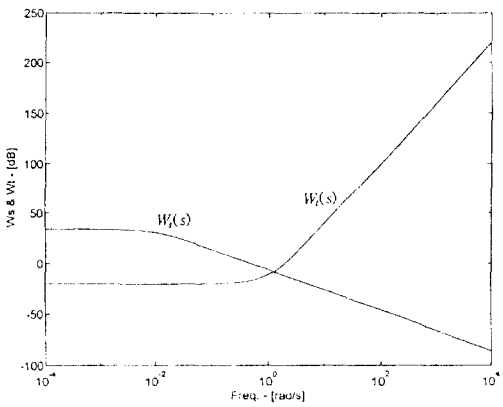


Fig. 3 Bode diagram of the weighting function $W_s(s)$& $W_t(s)$

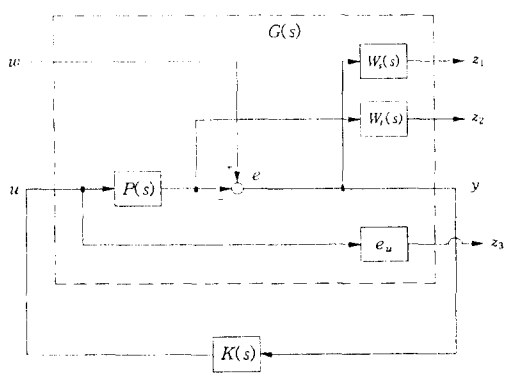


Fig. 4 Generalized plant for the experimental engine

제어이론의 중심해로부터 구해진다. 이렇게 해서 얻어진 로바스트 속도 제어기는

$$K(s)=\frac{\begin{array}{c}3.16\times10^8s^3+3.58\times10^9s^2\\+1\times10^{10}s+1.002\times10^5\end{array}}{\begin{array}{c}s^4-3.057\times10^8s^3+1.043\times10^{10}s^2\\+2.531\times10^{10}s+2.018\times10^6\end{array}} \tag{7}$$

이고, 이를 샘플링 주기 0.01[s]로 하여 쌍선형 변환하면

$$K(z)=\frac{\begin{array}{c}0.9321z^4-1.762z^3\\-0.09987z^2+1.762z-0.8323\end{array}}{z^4-1.702z^3-0.291z^2+1.702z-0.709} \tag{8}$$

로 된다. 이때 식 (4)에서 중심해가 구해질 수 있는

ρ의 최대값은 2.05이다. 여기서는 ρ=2.0을 사용하도록 한다.

4. 실험장치의 구성

실험에 사용된 장치의 개략도는 Fig. 5와 같다.

실험장치는 크게 나누어 실험용 디젤기관 및 직결된 발전기, 로바스트 제어 알고리즘을 계산하는 개인용 컴퓨터, PWM(Pulse Width Modulation) 신호발생기, 연료펌프 구동용 액츄에이터 등의 4가지로 구성되어 있다.

먼저 실험용 기관은 선박용 중속 디젤기관으로서 교류발전기가 기관축에 직결되어 있으며, 기관 운전중 교류발전기에 연결된 저항부하를 단속함으로써 기관에 부하외란을 가할 수 있도록 되어 있다.

개인용 컴퓨터는 기관의 회전속도를 발전기축에 직결된 타코 제네레이터를 통해 얻는 동시에, 연료펌프래크의 이동량을 선형 포텐쇼미터를 통해 계측한다. 또한 이들 신호를 기준신호와 비교한 다음, 로바스트 속도제어 알고리즘에 따라 구해진 제어입력을 PWM 신호 발생기에 내보내도록 한다.

PWM 신호 발생기는 i8085 마이크로프로세서와 주변 소자들로 구성되어 있는데, 개인용 컴퓨터에서 보내온 8bit의 디지탈 제어입력 신호를 받아서 -128~127까지의 듀티비(Duty ratio)를 갖는 정·역방향의 DC 서보모터 구동용 PWM 신호를 발생시킨다. 실험에서 선형 증폭기 대신에 PWM 신호발생기로 파워 트랜지스터를 구동한 것은 전력손실을 최소화하기 위해서이다.

연료펌프래크 구동용 액츄에이터는 동력 발생장치인 DC 서보모터와 기어장치및 링크로 구성되어 있다.

5. 운전실험 및 결과고찰

실험기관의 속도제어 성능을 비교하기 위하여 기계식 조속기에 의한 속도제어와 디지탈 PID 제어기($K_p=0.25$, $T_i=10[s]$, $T_d=0.01[s]$), 로바스트 제어기에 의한 실험기관의 속도제어를 행한다. 이때 PID 제어기의 각 파라미터는 공칭기관에 대하여 극배치법을 이용한 제어계 설계법[11]으로부터 구한 것이다.

실험기관에는 원래부터 기계식 조속기가 설치되어 있으므로, 디지탈 PID 제어기나 로바스트 제어기를 사용할 경우에는 기계식 조속기와 연료펌프 래크를 연결하고 있는 링크를 분리한 다음, 연료펌프 래크에 본 실험을 위하여 제작한 액츄에이터를 연결하여 실험하도록 한다.

실험을 통해 무부하 운전중 기준속도 변경, 부하운전중 기준속도 변경, 무부하 운전중 부하외란의

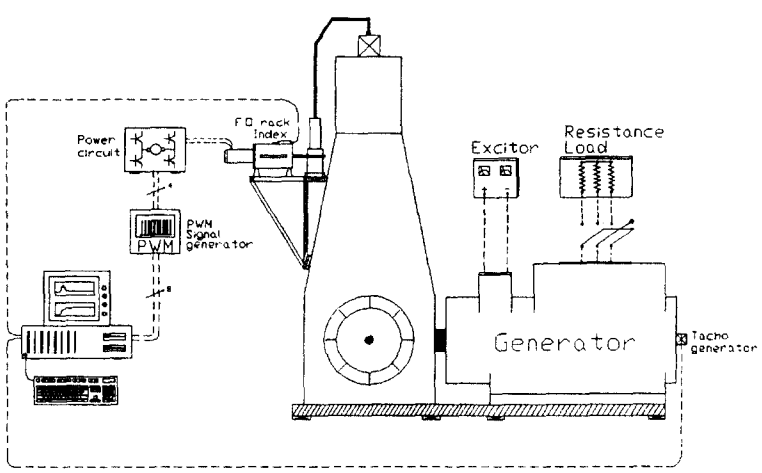


Fig. 5 Schematic diagram of the experimental apparatus

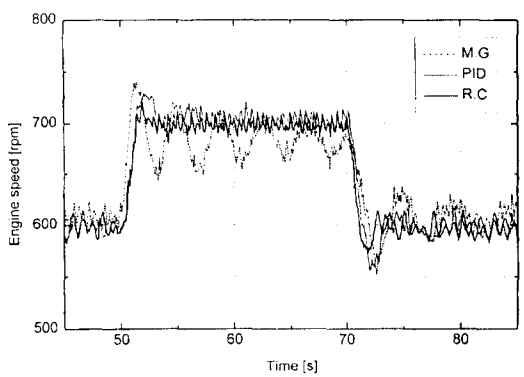
가감 등에 대한 기관의 속도응답 특성을 구한다.

먼저 무부하 운전상태에서 기관에 가해지는 기준속도 신호가 계단상으로 변동되는 경우로서 Fig. 6에는 기준속도 신호가 600→700→600 [rpm]으로, Fig. 7에서는 기준속도 신호가 700→800→700[rpm]으로 변동되었을 때의 기관의 응답특성이 나타나 있다. 그림에서 M.G는 기계식 조속기를, PID는 PID 제어기를, R.C는 로바스트 제어기를 나타낸다.

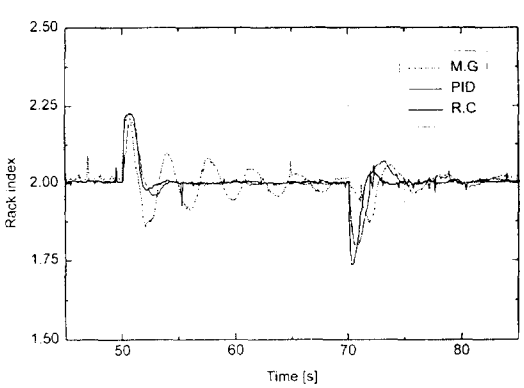
이에 의하면 오버슈트의 크기, 정정시간, 기준속도 추종성 및 연료펌프 래크의 이동특성 등의 면에서 기계식 조속기→PID 제어기→로바스트 제어기의 순서로 각 특성이 점차 양호하게 나타나고 있음을 알 수 있다. 이때 기계식 조속기에 대한 계단상의 입력을 가하는 방법으로는, 기관의 무부하 운전중 미리 각 목표 회전속도에 대한 기계식 조속기의 핸들 설정 위치를 알아두고, 순간적으로 핸들을 수동 조작하는 방식을 택하였다.

부하운전중 기준속도 변동에 대한 기관의 속도응답 특성으로서 Fig. 8은 4.5[kW]의 부하가 걸려있는 상태에서 기준속도를 100[rpm] 증가시키고 부하 또한 4.5[kW]에서 6.0[kW]로 변화시켰을 때, Fig. 9에서는 6.0[kW]의 부하가 걸려있는 상태에서 기준속도를 100[rpm] 증가시키고 부하 역시 6.0[kW]에서 9.0[kW]로 변경시켰을 때의 기관의 응답특성이다.

이에 의하면 기계식 조속기의 경우 기준속도 변동시에 과도한 오버슈트가 나타나며 속도안정이라는 면에서는 셋중에서 가장 열악한 상태를 나타내고 있다. PID 제어기의 경우 기계식 조속기에

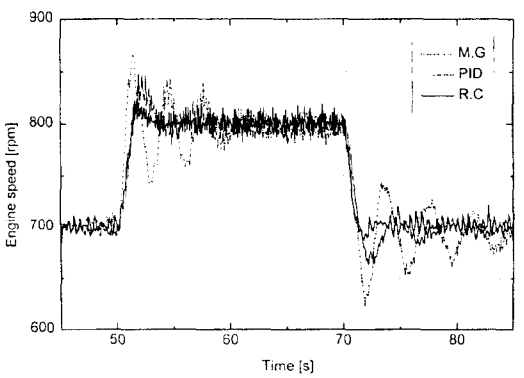


(a) Engine speed

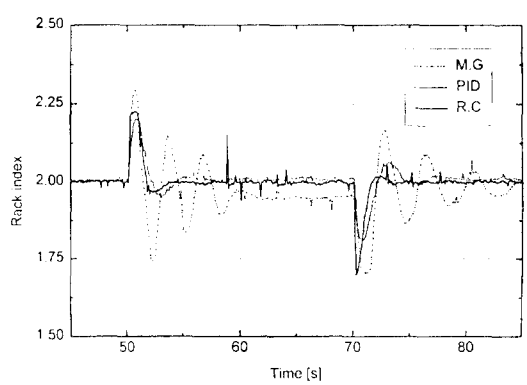


(b) Fuel pump rack index

Fig. 6 Step response of experimental engine
(Reference speed : 600→700[rpm])

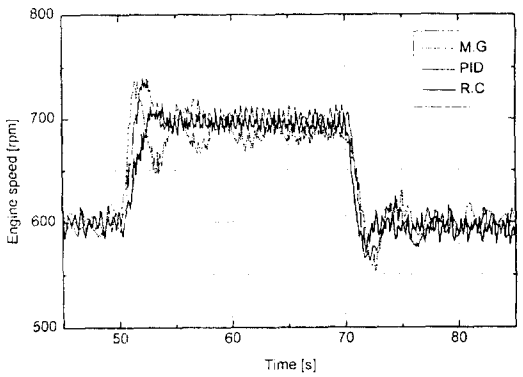


(a) Engine speed

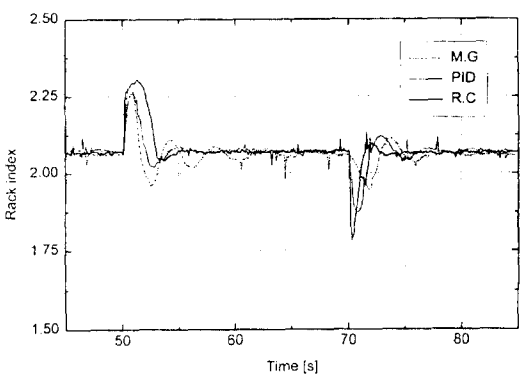


(b) Fuel pump rack index

Fig. 7 Step response of experimental engine
(Ref. speed : 700→800[rpm])

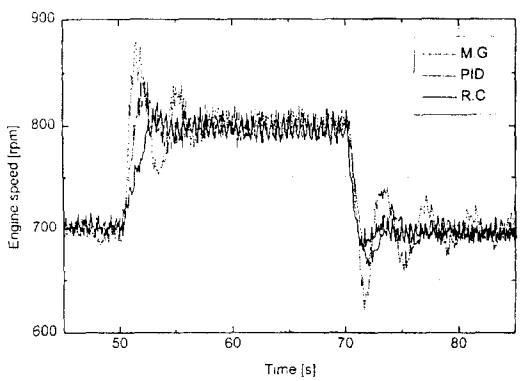


(a) Engine speed

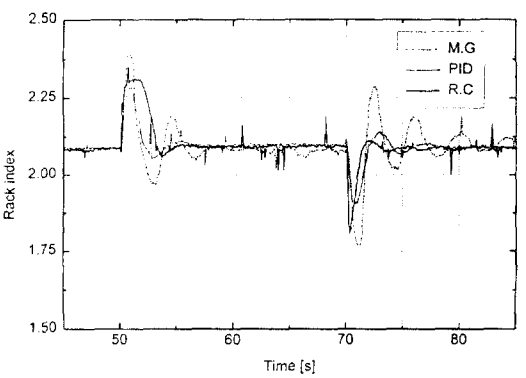


(b) Fuel pump rack index

Fig. 8 Step response of engine at 600[rpm]
(Ref. speed change : 100 [rpm], Load : 4.5→6.0 [kW])



(a) Engine speed



(b) Fuel pump rack index

Fig. 9 Step response of engine at 700[rpm]
(Ref. speed change : 100[rpm], Load : 6.0→9.0 [kW])

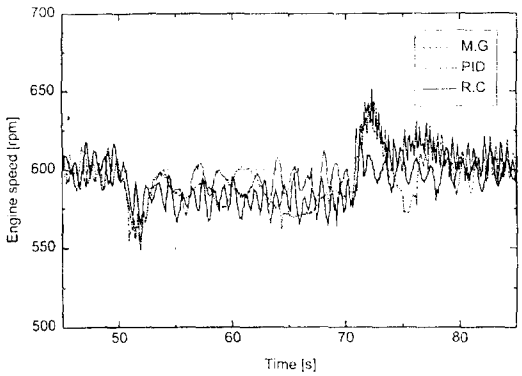
비하면 상당히 작은 오버슈트를 보이고 있으며 정정시간 또한 작게 나타남을 알 수 있다. 로바스트 제어기의 경우에는 셋중에서 가장 작은 오바슈트와 정정시간을 보여주고 있다.

다음은 무부하 운전중 부하외란의 가감에 대한 경우로서 Fig. 10에서는 기준속도가 600[rpm] 일때 4.5[kW]의 부하가, Fig. 11은 기준속도가 800 [rpm] 일때 9.0[kW]의 부하가 순간적으로 가해진 경우를 나타내고 있다.

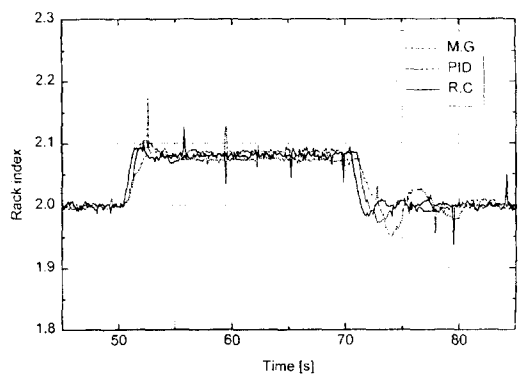
이에 의하면 기계식 조속기의 경우 기관의 회전속도가 빨라질수록 양호하게 되지만 기준 속도에 대한 오프셋과 과도상태에서 속도변동이 크게 나타나고 있다. PID 제어기의 경우 과도상태에서의 속도변동이 셋 중에서 가장 크게 나타나고 있으나 시간이 지남에 따라 적분동작에 의해 기준속도를 추종하는 모습을 보여주고 있다. 로바스트 속도제어기의 경우 기준속도 변동 초기의 응답특성은 셋중에서 가장 좋게 나타나고는 있지만, 시간이 지남에도 불구하고 기준속도 추종에 실패하는 현상이 나타나게 된다. 이렇게 되는 이유는 로바스트 제어기 설계시에 기관의 무부하운전의 응답특성만으로 얻어진 기관 파라미터에 기초하여 제어기를 구하였고 또한 중심해에 의한 제어기를 사용한 것 때문으로 생각된다.

6. 결 론

본 연구에서는 선박의 운항상태의 변화에 따른 기관의 파라미터 변동에 적절히 대처할 수 있는 제어기를 설계하기 위하여, H_∞제어 이론을 선박용

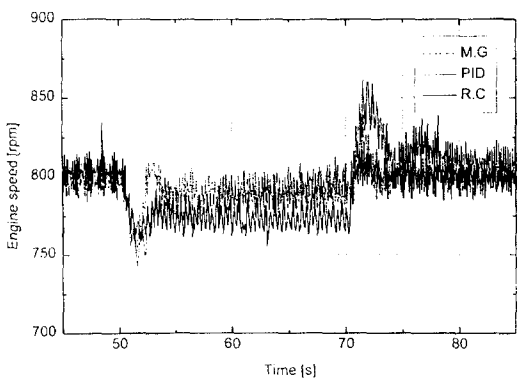


(a) Engine speed

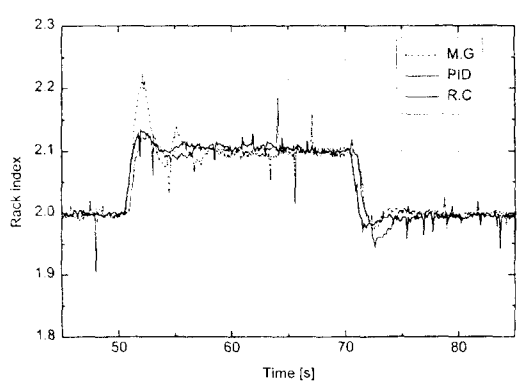


(b) Fuel pump rack index

Fig. 10 Response of experimental engine under disturbance
(Ref. speed : 600[rpm], Load : 4.5[kW])



(a) Engine speed



(b) Fuel pump rack index

Fig. 11 Response of experimental engine under disturbance
(Ref. speed : 800[rpm], Load : 9.0[kW])

중속 디젤기관의 속도제어기 설계문제에 적용하였다. 또한 기계식 조속기, PID 제어기 및 로바스트 속도제어기에 의한 기관의 속도제어를 각각 행하고 운전실험으로부터 다음의 결론을 얻었다.

(1) 기계식 조속기의 제어성능은 기관의 회전 속도가 증가함에 따라 좋아지는 경향을 나타내고는 있으나 기관의 각 운전속도에 있어서 기준속도의 변경, 부하외란의 가감에 대한 오버슈트가 크게 나타나며 정정시간 또한 크게 나타남을 알 수 있었다.

(2) PID 속도제어기는 기계식 조속기의 응답특성에 비하여 오버슈트의 크기, 정정시간, 기준속도 추종성 등 각각의 특성에서 뛰어난 성능을 보여주고 있다. 그러나 기준속도의 변경, 부하외란의 가감에 대한 응답에 있어서는 넓은 운전속도 범위에 걸쳐 양호한 특성을 보이지 못하고 있다.

(3) 로바스트 속도제어기는 무부하 운전특성, 기준속도의 변경이나 부하외란의 가감에 대한 과도응답의 측면에서는 상기 두 제어기의 응답 특성에 비해 대단히 뛰어난 모습을 보여주고 있다. 그러나 부하외란에 대한 기준속도 추종성 측면에서는 상대적으로 열악한 응답특성을 보여주고 있는데, 이는 제어기 설계시에 기관의 무부하운전의 응답특성만으로 얻어진 기관 파라미터에 기초하여 제어기를 구하였고, 또한 중심해에 의한 제어기를 사용했기 때문으로 사료된다. 이러한 문제점을 해결하기 위해서는 중심해 이외의 해를 구하거나 서보 특성을 갖는 로바스트 서보제어기를 설계하는 것이

바람직한 것으로 여겨진다.

참고문헌

1) MAN B&W, 1990, "Marine Propulsion in the 90's," MAN B&W Paper No. P. 9009 - 223, pp. 11 ~12.

2) New Sulzer Diesel Ltd, 1994, Engine Selection and Project Manual : RTA84(C,T,M), Winterthur Switzerland, pp. 1~9.

3) 大津正樹, 杉浦公彦, 湯淺利秀, 1992, "モ -タ驅動方式による三井製電子ガバナの開發," 日本舶用機關學會誌, 第27卷, 第11號, pp. 857~861.

4) 佐藤 勳, 1987, "MG - 800ガバナシステムの開發," ナブコ技報 No. 64, pp. 16~19.

5) 양주호, 정병건, 1993, "H_∞제어기법을 이용한 저속디젤기관의 속도제어," 韓國舶用機關學會誌, 第17卷, 第5號, pp. 63~70.

6) Glover, K. and J. C. Doyle, 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.

7) Doyle, J. C., K. Glover, P. P. Khargonekar, and B. A. Francis, 1989, "State - space solutions to standard H_2 and H_∞ control problems," IEEE Tranactions on Automatic Control, Vol. 34, No. 8, pp. 831~847.

8) Tuken, T., Fullmer, R. R., VanGerpen, J., 1990, "Modeling, Identification, and Torque Control of a Diesel Engine for Transient Test cycles," SAE papers 900235.

9) 原 誠, 堀籠教夫, 堀田敏行, 大津皓平, 1993, "DDC システムによるディ -ゼル主機關回轉數制御の實驗的考察," 日本舶用機關學會誌, 第28卷, 第3號, pp. 243~249.

10) 細江繁幸, 荒木光彦, 1994, Design of Control Systems - H_∞ Control and Its Applications, 朝倉書店, Tokyo.

11) 김종식, 1989, 선형제어 시스템 공학, 청문각, pp. 487~495.