

---

 ◎ 研究論文
 

---

## 모델 맷칭법에 의한 디젤기관의 속도제어

유 희 한\* · 하 주 식\*\*

Speed Control of a Diesel Engine by Means of the Model Matching Method

H. H. Yoo · J. S. Ha

**Key words :** Diesel Engine(디젤엔진), Digital Governor(디지털 조속기), PID Controller(비례/적분/미분 제어기), Model Matching Method(모델매칭법)

### Abstract

The existing digital governors are in the beginning stage. Placing the focus on the marine site, most of the digital governors developed are still using the simple PID algorithm. But, the performance of a diesel engine is widely changed according to the parameters of the PID controller. So, this article describes a new method to adjust the parameters of the PID controller in a marine digital governor. In this paper, the diesel engine is considered as a nonoscillatory second order system. A new method to adjust the parameters of the PID controller for speed control of a diesel engine is proposed by means of the model matching method. Also, the simulations by numerical methods are carried out in cases of the exact understanding or not of the parameters of a diesel engine respectively. And this paper confirms that the proposed new method here is superior to Ziegler & Nichols's method through the comparisons and analysis of the characteristics of indicial responses.

### 1. 서 론

최근의 선박추진용 디젤기관은 기관 및 추진 시스템의 효율을 높이고, 연료비를 절감하기 위하여 저속화되고 장행정화 되어가고 있는 추세에 있다.<sup>1)</sup> 이러한 저속기관에 있어서는 연료펌프의 랙크 구동부에 발생하는 지글링(Ziggleing)현상 때문

에 연료펌프의 랙크 구동부 각부에 심한 마모가 발생할 뿐 아니라, 연료분사계통에 수반되는 지연시간이 길어 진다. 또한, 원래의 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

\* 정회원, 포항공대 가속기 연구소

\*\* 정회원, 한국해양대학교

조속기로서는 저속 디젤기관의 효율적인 속도제어를 행할 수 없게 되었다. 이러한 문제점을 해결하는 방안으로 최근 마이크로 프로세서를 이용한 전자조속기 즉 디지털 조속기(Digital Governor)가 개발되어 일부 선박에 활용되고 있다.<sup>2,3,4,5)</sup>

이 디지털 조속기는 마이크로 프로세서를 이용하여 디젤기관의 속도검출신호에 대한 효율적인 신호처리를 행함과 동시에 다양한 제어 알고리즘을 채용하고 이에 대한 정밀한 연산처리를 행함으로써 전술한 문제점을 해결할 수 있으며 제어알고리즘으로서는 현재까지 거의 PID제어알고리즘이 이용되고 있다.<sup>6,7,8)</sup> 이 PID제어기는 그 파라미터 값을 여하히 조정하느냐에 따라 그 성능이 현저하게 달라지므로 파라미터 조정문제가 매우 중요하다. 현재로서는 오랜 전통을 지닌 Ziegler and Nichols의 방법<sup>9)</sup>이 아직도 많이 이용되고 있으며, 평가함수를 정의하여 그 평가함수의 값이 최소가 되도록 PID제어기의 파라미터를 조정해주는 방법도 활용되고 있다.<sup>6)</sup>

최근에는 디젤기관에 있어서 LQ최적제어기법을 이용하여 속도제어를 행하는 방법<sup>10)</sup>, 퍼지제어기를 이용하는 속도제어 방법<sup>11)</sup>, H<sub>∞</sub> 제어기법을 이용하는 속도제어방법<sup>12)</sup>, 보조제어기를 이용하여 속응성이 양호한 속도제어를 행하는 방법<sup>13)</sup> 등도 제안되고 있으나, 아직 실용화는 되지 못하고 있다.

본 연구에서는 디젤기관을 비진동성 2차계통으로 모델링하고, 모델매칭법(Model Matching Method)<sup>14)</sup>을 이용하여 디젤기관의 속도제어용 PID 제어기의 파라미터를 조정하는 방법을 제안한다. 또한, 기관의 파라미터 값이 정확히 파악 되었을 때와 그렇지 못한 경우에 대하여 각각 디지털 시뮬레이션을 행하고, 그 인디셜 응답 특성을 Ziegler & Nichols의 방법과 비교, 분석하여, 본 방법의 우

수성을 입증코자 한다.

## 2. 디젤기관의 모델링

디젤기관의 모델링법에는 몇 가지 방법이 있으나<sup>10)</sup>, 본연구에서는 Fig. 2.1과 같이 비진동성 2차계통으로 모델링하기로 한다.<sup>13)</sup>

Fig. 2.1의 연속형 모델을 샘플링 간격시간  $h$ 의 이산치형으로 모델링하면 식 2.1과 같이 된다.

$$y_i = -a_1 y_{i-1} - a_2 y_{i-2} + b_1 u_{i-1} + b_2 u_{i-2} \quad (2.1)$$

단,

$$\begin{aligned} a_1 &= -(e^{-h/T_r} + e^{-h/T_f}), & a_2 &= e^{-h(1/T_r + 1/T_f)} \\ b_1 &= K(a_1 + a_0 + 1), & b_2 &= K(a_2 - a_0) \\ K &= K_c K_r \\ a_0 &= \frac{T_f e^{-h/T_r} - T_r e^{-h/T_f}}{(T_r - T_f)} \end{aligned}$$

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

## 3. 모델매칭법에 의한 디젤기관의 속도제어기 설계

Fig. 2.1의 디젤기관에 대하여 Fig. 3.1처럼 PID제어기를 이용하여 피드백제어를 행하는 것으로 하고, PID제어기를 모델매칭법을 이용하여 설계하는 방법을 제안한다.

Fig. 3.1의 피드백제어계통에 있어서, 목표치에서 제어량 까지의 폐회로 전달함수를  $G(s)$ 라 하면  $G(s)$ 는 식(3.1)과 같이 된다.

$$G(s) = \frac{1}{1 + G_c^{-1}(s)G_p^{-1}(s)} \quad (3.1)$$

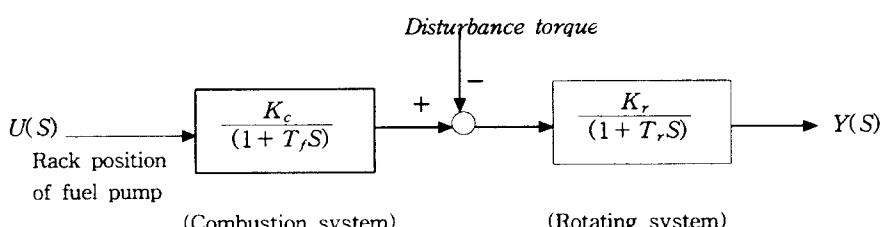


Fig. 2.1 Modeling of a diesel engine.

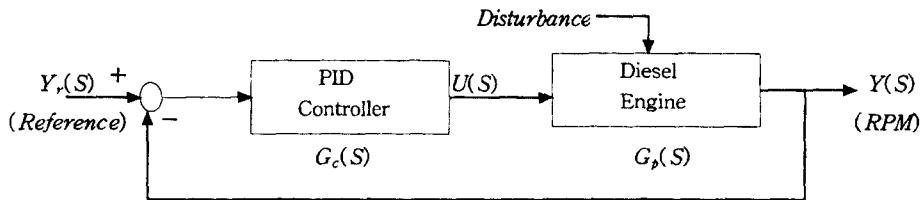


Fig. 3.1 PID Control system of a diesel engine.

여기서,  $G_p(s)$  및  $G_c(s)$ 는 각각 다음과 같다.

$$G_p(s) = \frac{K}{(1+T_f s)(1+T_d s)} \quad (3.2)$$

$$G_c(s) = \frac{K_p}{T_i s} (1 + T_i s + T_i T_d s^2) \quad (3.3)$$

단,  $K_p$  : 비례감도,  $T_f$  : 적분시간,  $T_d$  : 미분시간

식(3.1)에서 목표치에서 제어량 까지의 폐회로 전달함수  $G(s)$ 가 식(3.4)로 정의되는 이상적인 폐회로 전달함수  $G_i(s)$ 에 근사화 되도록 제어기  $G_c(s)$ 의 파라미터를 조정해주는 것이 Kitamori가 제안한 모델근사법에 의한 제어기의 파라미터 조정법<sup>15,16)</sup>으로 제어기의 파라미터는 식(3.5)에 의해서 결정된다.

$$G_i(s) = \frac{1}{1 + \tau_1 s + \tau_2 s^2 + \dots + \tau_n s^n} \quad (3.4)$$

$$\left. \frac{d^i G(s)^{-1}}{ds^i} \right|_{s=0} = \tau_i, \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (3.5)$$

본 연구에서는 정상이득이 1이고 시정수  $T$ 가 매우 작은 값을 가지는 1차계통을, 디젤기관의 속도 제어계통에 있어서 목표치에서 제어량까지의 이상적인 폐회로 전달함수  $G_i(s)$ 라 보고 디젤기관의 파라미터의 값이 정확히 파악된다는 전제하에서  $G(s)$ 가 정확히  $G_i(s)$ 에 일치하도록 즉, 디젤기관의 모델  $G_p(s)$ 에 맷칭하여 PID제어기  $G_c(s)$ 의 파라미터  $K_p, T_i, T_d$ 를 결정하는 방법을 제안한다.

즉,  $\tau_i$ 를 식(3.6)과 같이 놓으면 식(3.4)은 식(3.7)과 같이 되고,  $K_p, T_i, T_d$ 는  $n=1 \sim 3$ 인 경우, 식(3.5)을 적용해서 얻어지는 3개의 식으로부터 구하던지 또는 식(3.1)의 우변과 식(3.7)의 우변을 등식으로 놓음으로써 얻어지는 식(3.8)의 항등식으

로 부터 식(3.9)와 같이 구할 수 있다.

$$\tau_i = \begin{cases} T : i = 1 \\ 0 : i = 2, 3, \dots, n \end{cases} \quad (3.6)$$

$$G_i(s) = \frac{1}{1 + T s} \quad (3.7)$$

$$G_c^{-1}(s) G_p^{-1}(s) = T s \quad (3.8)$$

$$\begin{aligned} T_i &= T_f + T_r \\ T_d &= \frac{T_f T_r}{T_i} \\ K_p &= \frac{T_i}{K T} \end{aligned} \quad (3.9)$$

#### 4. 속도제어 시스템의 안정성 고찰

디젤기관은 부하, 회전수 등의 운전조건에 따라 그 파라미터의 값이 많이 변동한다. 따라서, 전절에서와 같이 모델에 정확히 맷칭해서 제어기를 설계하는 경우, 만일 운전조건이 달라지면 제어성능이 열악해지며 안정성이 문제가 될 수도 있다. 이 절에서는 이에 대해서 검토 해보기로 한다.

Fig. 3.1의 피드백 제어계통에 대한 특성방정식인 식(3.10)에 식(3.2), (3.3)을 대입하면, 식(3.11)을 얻는다.

$$1 + G_c(s) G_p(s) = 0 \quad (3.10)$$

$$\begin{aligned} \frac{T_f T_r}{K K_p} s^3 + [\frac{T_i}{K K_p} (T_f + T_r) + T_i T_d] s^2 + \\ (\frac{1}{K K_p} + 1) T_i s + 1 = 0 \end{aligned} \quad (3.11)$$

지금 디젤기관의 동작점에 있어서 각 파라미터를  $T_{f0}, T_{r0}, K_0$ 라고 하고, 여기에 맷칭하여 PID제어기의 파라미터 값이 식(3.12)와 같이 설정되어 있

다고 하자. 그리고,  $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ 를 식(3.13)과 같이 정의 한다.

$$\left. \begin{aligned} T_i &= T_{fo} + T_{ro} \\ T_d &= T_{fo}T_{ro}/(T_{fo} + T_{ro}) \\ K_p &= \frac{T_i}{K_o T} \end{aligned} \right\} \quad (3.12)$$

$$\left. \begin{aligned} \alpha_1 &= \frac{(T_f + T_r) - (T_{fo} + T_{ro})}{T_{fo} + T_{ro}} \\ \alpha_2 &= \frac{T_f T_r - T_{fo} T_{ro}}{T_{fo} T_{ro}} \\ \alpha_3 &= \frac{K}{K_o} \end{aligned} \right\} \quad (3.13)$$

단,  $\alpha_1 > -1, \alpha_2 > -1, \alpha_3 > 0$ ,  
동작점에서는  $\alpha_1 = \alpha_2 = 0, \alpha_3 = 1$

식(3.11)에 식(3.12), (3.13)을 대입하면 식(3.14)를 얻는다.

$$T_{fo}T_{ro}(1 + \alpha_2)s^3 + [(T_{fo} + T_{ro})(1 + \alpha_1) + \frac{\alpha_3}{T}T_{fo}T_{ro}]s^2 + [1 + \frac{\alpha_3}{T}(T_{fo} + T_{ro})]s + \frac{\alpha_3}{T} = 0 \quad (3.14)$$

식(3.14)의 특성방정식에 Hurwitz의 안정판별법을 적용하면 Fig. 3.1로 표시되는 디젤기관의 속도 제어계통에 대한 안정조건은 식(3.15)와 같이 된다.

$$J = (T_{fo} + T_{ro})(1 + \alpha_1)[1 + \frac{\alpha_3}{T}(T_{fo} + T_{ro})] + (\frac{\alpha_3}{T})^2$$

$$T_{fo}T_{ro}(T_{fo} + T_{ro} - \frac{\alpha_2}{\alpha_3}T) > 0 \quad (3.15)$$

식(3.15)에서 해석적으로 안정조건을 보다 구체적으로 제시할 수는 없지만, 일반적으로 디젤기관의 전 운전영역에 있어서 식(3.15)가 성립됨을 수치계산예를 통해 확인 할 수 있다. 따라서, 제어기와 디젤기관이 정확히 맷칭되지 아니하였을 경우라도 제어특성은 다소 열악해 지지만 불안정해지는 않는다(5절 참조).

## 5. 시뮬레이션 및 검토

본 절에서는 B & W 4L80MC 디젤기관을 대상으로 하여, 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 본 논문에

Table 5.1 Dimensions of B&W 4L80MC diesel engine.

Bore × Stroke × Cycle	800mm × 2592mm × 2
P <sub>mean</sub>	18.11kgf/cm <sup>2</sup>
BHP(MCR)	15880BHP(at 83 RPM)
Moment of inertia	27130.27kg <sub>f</sub> · m · sec <sup>2</sup>
F. O consumption	125g/BHP · h

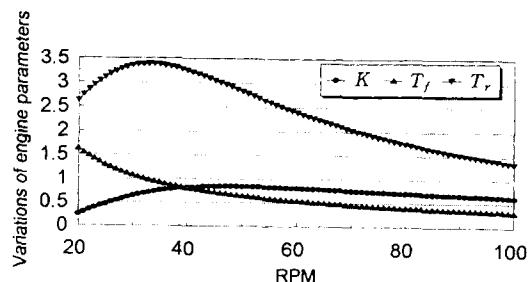


Fig. 5.1 Variations of parameters of B&W 4L80MC diesel engine.

서 제시하는 방법과 Ziegler & Nichols의 방법을 비교 검토하기로 한다. Table 5.1은 대상기관의 제원이며 Fig. 5.1은 일정부하에서 회전수 변동에 따른 디젤기관의 파라미터  $K, T_f, T_r$ 의 변동을 나타낸다.<sup>10,13</sup>

## 5. 1 특성 시뮬레이션

Fig. 5.2는 B & W 4L80MC 디젤기관에 대하여 RPM이 60일 때의 엔진 파라미터의 값에 제어기의 파라미터를 맷칭시키고 샘플링 간격시간  $h = 0.05(sec)$ ,  $T = 0.2 \sim 0.5$ 의 경우, 본 논문에서 제시하는 방법에 의한 인디셜 응답과 Ziegler & Nichols

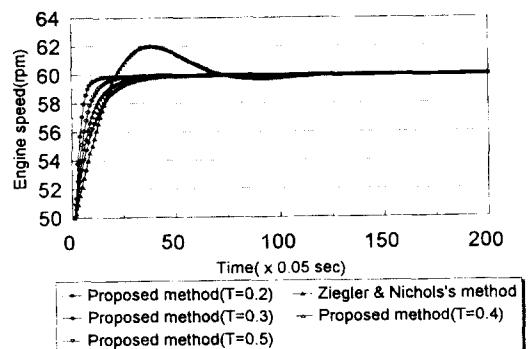
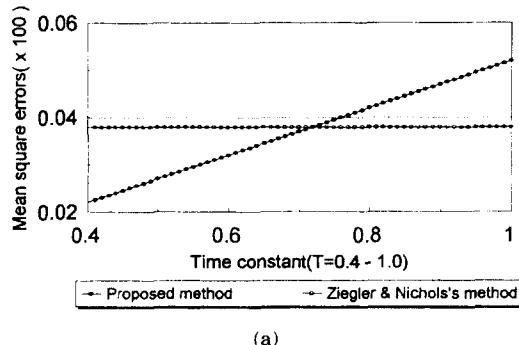


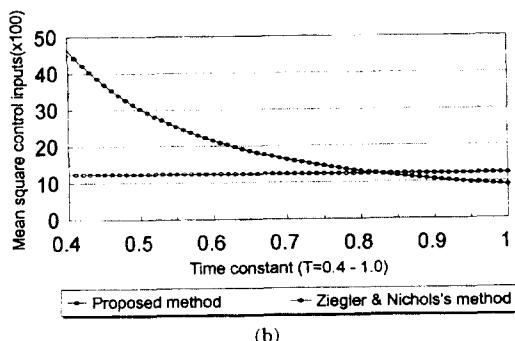
Fig. 5.2 Comparisons of indicial responses of the speed control system.

의 방법에 의한 인디셜 응답을 도시한 것이다, Fig. 5.3는  $T=0.4\sim1.0$ 의 경우에 있어서, (a)는 제어오차의 2승평균을, (b)는 제어입력의 2승평균을 도시한 것이다.

제어오차를 기준으로 하여 제어특성을 평가할 때는 본 논문에서 제시하는 방법이 월등히 우수함



(a)



(b)

Fig. 5.3 Comparisons of mean square errors & mean control inputs.

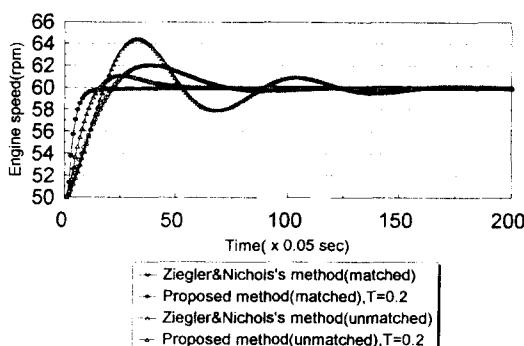


Fig. 5.4 Comparisons of indicial responses of the speed control system when parameters are matched and when unmatched.

을 알 수 있다( $T<0.71$ ). 그러나, 본 논문에서 제시하는 방법에 의하면 제어에 소요되는 에너지가  $T$ 를 0.8정도 보다 크게 하지 않는 한, Ziegler & Nichols의 방법보다 많이 소요됨을 알 수 있다.

Fig. 5.4는 제어기의 파라미터가 디젤기관의 파라미터에 맷칭되지 않았을 경우에 있어서 본 논문에서 제시하는 방법에 의한 것과 Ziegler & Nichols의 방법에 의한 것의 인디셜 응답을 나타낸 것으로 역시 본 논문에서 제시하는 방법에 의한 것이 우수함을 알 수 있다.

## 5.2 제어시스템의 안정성에 대한 검토

B & W 4L80MC 디젤기관에 있어서 동작점을 60 RPM으로 하고, 여기에 제어기의 파라미터를 맷칭시켜 놓고 실제의 RPM이 20~100으로 변동하는 경우, 식(3.13)으로 정의 되는  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$ ,  $\alpha_3$ 의 값과 식(3.15)로 표시되는 안정조건에 대한 평가함수  $J$ 의 값을 각각 수치계산으로 계산하여 도시하면 Fig. 5.5와 Fig. 5.6과 같이 된다.

실제의 운전에 있어서  $T$ 의 값을 얼마로 할 것인가의 문제는 제어목적에 따라 상이할 것 이지만 그

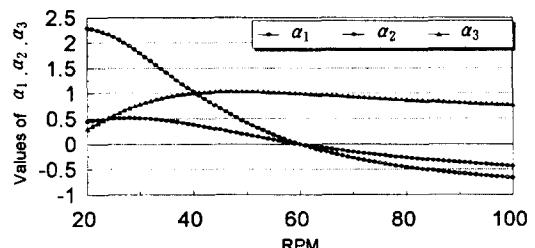


Fig. 5.5 Values of  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  and  $\alpha_3$  in operating region of B&W 4L80MC diesel engine.

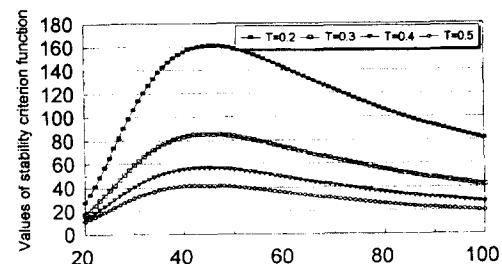


Fig. 5.6 Values of stability criterion function  $J$  in operating region of B & W 4L80MC diesel engine.

응답특성으로 볼 때  $T$ 는 0.2~0.4정도가 바람직 할 것으로 생각되며, 이 경우의  $J$ 의 값은 17 이상으로 되어 안정도에 상당한 여유가 있음을 알 수 있다.

## 6. 결 론

이상과 같이 본연구에서는 디젤기관의 속도제어 시스템에 있어서 PID 제어기를 이용하고, 모델 맷칭법에 의하여 전체 폐회로 전달함수가 시정수  $T$ 인 1차계가 되도록 이 PID 제어기의 파라미터 즉, 비례감도  $K_p$ , 적분시간  $T_i$ , 미분시간  $T_d$ 의 값을 조정해 주는 방법을 제안하고 시뮬레이션을 통하여 본 논문의 방법에 의한 결과와 Ziegler & Nichols의 방법에 의한 결과를 비교, 검토 하였다. 본 연구에서 제안한 방법에 의하면 제어 에너지는 다소 많이 소요 되지만 인디설 응답의 과도특성은 Ziegler & Nichols의 방법보다 월등히 개선 됨을 알 수 있었다. 또한, 플랜트 즉, 디젤기관의 불확실성에 대처하는 능력도 본 논문의 방법에 의한 것이 우수함을 알 수 있었다. 그러나, 등가 1차요소의 시정수  $T$ 의 값을 결정하는 방법 및 디젤기관의 파라미터와 PID제어기의 파라미터가 맷칭되지 않았을 경우에 다소 열악 해지는 과도특성을 보완하는 문제 등은 앞으로의 과제로 남아 있다.

## 参考文獻

- 1) 韓國船用機關學會 機關管理委員會, “船舶의 經濟的 運航管理”, p. 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 EGS 900”, CI900. 166. 623 Version 2.01, (1987. 7)
- 5) S. T. Lyngso, “Electronic governor system EGS 900”, STL 07. A. 32 Version 2.02
- 6) 佐藤 勲, “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)
- 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, pp. 173 - 176, (1973. 4)
- 8) 北川正人, “船舶主機 エンジンの回転數制御システムの理論解析”, 技報 No. 61, (1981. 1)
- 9) 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)
- 10) 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)
- 11) 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)
- 12) 양주호, 정병권, “ $H_{\infty}$ 제어기법을 이용한 저속 디젤기관의 속도제어”, 한국박용기관학회지, 제17권, 5호, (1993. 12)
- 13) 김병덕, “디젤기관의 속도제어성능 개선에 관한 연구”, 한국해양대학교대학원 박사학위논문, (1994. 2)
- 14) D. Graham and R. C. Lathrop, “The Synthesis of optimum transient response, criteria and standard forms”, Trans., AIEE 72(9), Part II, pp. 273 - 288, (1953. 4)
- 15) 北森俊行, “PID制御 システムの 設計論”, 計測と制御, 19(4), pp. 382 - 391, (1980. 4)
- 16) 北森俊行, “制御対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, 15(4), pp. 549 - 555, (1979. 4)