

## 선박 주기관 디지털 거버너의 동적 이득 설정에 관한 연구

강 인 철\* · 최 순 만\* · 최 재 성\*\*

### A Study On the Gain Setting of a Digital Governor for Marine Diesel Engines by Dynamic Calculation

I-C Kang\* · S-M Choi\* · J-S Choi\*\*

**Key words** : Digital Governor(디지털 거버너), PI Control (PI제어), Stability Limit(안정한 계), Ultimate Gain(임계이득), Time Delay(시간지연)

#### Abstract

The design concept of diesel engines for sea-going ships has been directed to Low-speed/Long-Stroke type to improve the efficiencies of combustion and propelling. But time-delay inevitable at low speed gives much difficulties for governors to control the engine speed because they would be apt to go into unstable region especially when operating at low speed. The purpose of this paper is to study the problem of how the governor gain can be calculated dynamically in accordance with the variance of engine speed to locate the engine still on the properly stable condition.

In this study, the property of diesel engine was described as composed of combustion element including dead time and rotating element, and the ultimate gain for the speed control system to be located on the condition of stability limit was proposed based on the frequency characteristics. And the target gains with optimized stability also were proposed by giving proper margin to these ultimate conditions.

The results were applied to a model system and the availability was confirmed to be satisfactory.

#### 1. 서 론

근래 대형 선박용 주기관은 추진 효율과 기관 효율을 함께 높일 수 있는 저속 장행정설계 방향으로 꾸준히 변모되어 왔다. 그러나 기관의

저속화는 연소계통의 시간지연 특성을 크게 만듦으로 속도제어계의 안정도가 악화될 수밖에 없었으며 결국 저속기관의 거버너는 종래의 유압식 형태에서 디지털 방식으로 대체되기에 이르렀다.

\* 한국해양수산연수원

\*\* 한국해양대학교

현재 시장성 면에서 큰 점유율을 나타내고 있는 상용의 디지털 거버너들은 8비트 혹은 16비트 프로세서를 토대로 PI 혹은 PID의 단순 제어알고리즘으로 작동되는 경우가 일반적이고 여기에 속도 및 연료의 제한기능 등이 가미되고 있는 형태이다<sup>1),2)</sup>.

제어대상으로서 디젤기관은 저속영역과 고부하 운전영역에서 연소특성이 서로 달라지게 되는 것은 물론 속도제어 측면에서도 특성 차이가 커지기 때문에 거버너의 제어알고리즘을 영역별 특성에 기초하여 구성할 필요가 있다.

특히 기관의 사용 중 시간지연이 커지는 데드슬로우 회전수 근방은 선박의 조선능력과도 밀접한 연관을 갖는다. 최저 운전 회전수는 저속시의 연소특성 측면에서 제한될 수 있으나 거버너의 제어특성에 따라서도 달라지므로 안정적 운전이 가능한 최저 운전 회전수는 거버너의 제어성능 평가와 관련하여서도 중요한 의미를 갖는다.

그 동안 PID제어의 이득을 비롯한 제어파라미터의 튜닝방법에 대한 연구는 다양한 형태로 이루어졌고 여러 방식의 STC제어의 연구 또한 행해졌으나<sup>3,4,5,6,7)</sup> 만일 기관에 대하여서도 제어계의 적정 이득값이 수식적인 일정 관계식으로 해석이 가능하게 된다면 임의의 회전수에서 기관의 안정적인 운전을 연속적이고 능동적으로 제어할 수 있게 될 뿐 아니라 이러한 해석의 결과는 저속 기관에 대해 STC제어의 효과적인 알고리즘으로 활용될 수 있게 된다.

이와 관련하여 본 논문은 PI제어를 기본으로 제어계의 주파수특성으로부터 디지털 거버너가 임의의 회전속도에서 맥동운전이 일어나지 않기 위한 한계조건을 해석하고 임의의 회전수에서 안정한계를 가져오는 이득의 임계값으로부터 적정한 안정여유를 부여하는 방식으로서 이득 및 제어파라미터를 동적으로 정하는 문제를 다루기로 한다.

또한 해석 결과에 의한 이득 관계식이 이득연산부에 의해 처리되도록 구성한 후 모델로 선정된 디젤기관에 실제 적용하여 봄으로써 제어계의 응답특성과 이 같은 해석의 적정성 여부를

확인하도록 한다.

## 2. 시간지연 시스템의 안정도

선박의 대형 저속기관과 같이 시간지연 효과가 무시될 수 없는 경우 페루프 제어계의 상태방정식은 식 (1),(2),(3)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{A}_0 \mathbf{x}(t) + \mathbf{A}_1 \mathbf{x}(t-L) + \mathbf{B}u(t) \quad (1)$$

$$\mathbf{y}(t) = \mathbf{C}\mathbf{x}(t) + \mathbf{D}u(t) \quad (2)$$

$$\mathbf{x}(\sigma) = \phi(\sigma), \quad \sigma \in [-L, 0] \quad (3)$$

여기에서  $L$ 은 시간지연을 나타내고  $\mathbf{x} \in \mathbb{R}^n$ ,  $\mathbf{u} \in \mathbb{R}^m$ ,  $\mathbf{y} \in \mathbb{R}^r$ ,  $\mathbf{A}_0 \in \mathbb{R}^{n \times n}$ ,  $\mathbf{A}_1 \in \mathbb{R}^{n \times n}$ ,  $\mathbf{B} \in \mathbb{R}^{n \times m}$ ,  $\mathbf{C} \in \mathbb{R}^{r \times n}$ ,  $\mathbf{D} \in \mathbb{R}^{r \times m}$ 이다. 초기값을 나타내는 식 (3)은 초기함수  $\phi$ 에 의해 정해진다.

식 (1)에 대한 특성방정식은 식 (4)이다.

$$\det[s\mathbf{I} - \mathbf{A}_0 - e^{-sL} \mathbf{A}_1] = 0 \quad (4)$$

계가 안정되려면 식 (4)의 근  $\lambda_i$ 는 식 (5)를 만족해야 한다.

$$\operatorname{Re}(\lambda_i) < 0, \quad 1 \leq i \leq n \quad (5)$$

만일  $\mathbf{A}_0$ ,  $\mathbf{A}_1$ 에 조정할 파라미터가 포함되고 또한 적어도 제어계가 안정되기 위해서는 식 (5)의 조건이 충족되도록 파라미터의 가변조정이 행해져야 한다. 한편 안정여부의 경계를 나타내는 안정한계 상태는 식 (6)이 근을 가질 때이다.

$$\det[j\omega\mathbf{I} - \mathbf{A}_0 - e^{j\omega L} \mathbf{A}_1] = 0 \quad (6)$$

여기에서 제어계의 파라미터에 의해 식 (5)의 조건을 만족시키는 근의 배치를 직관적으로 정하는 것은 용이하지 않으나 반면, 식 (6)의 조건에서와 같이 허수축에 근을 갖는 형태로 표현되는 안정한계 상태에서의 파라미터 관계는 주파수응답법에 의해 비교적 간단히 나타낼 수 있

다. 따라서 이렇게 구해지는 파라미터 값의 안정한계 상태에서부터 다시 적절한 감쇠를 부여하여 필요한 안정도를 확보하도록 제어계를 구성하는 실용적인 설계방법이 될 수 있으며 특히 저속 디젤기관과 같이 회전수에 따라 제어대상의 파라미터가 연속적으로 변하는 가변계에 대해서도 효과적인 제어계가 구성된다.

### 3. 주기관의 속도제어계

Fig.1은 전체 속도제어 시스템의 구성을 나타낸다.

여기에서  $N_r[\text{rpm}]$ ,  $N_c[\text{rpm}]$ 는 각각 기관회전수의 설정값과 제어량이고  $M_d[\text{N}\cdot\text{m}]$ 는 부하토크,  $P_s[\text{kg}/\text{cm}^2]$ ,  $F_a[\text{m}/\text{s}]$ 는 각각 기관의 과급공기압력 및 풍력이다. 디젤기관은 연소계통과 회전계통으로 구분할 수 있으며 저속기관에서의 연소계통 전달함수  $M_e(s)$ 는 시간지연 특성이 중요시되므로 식 (7)의 시간지연 1차계통으로 나타내기로 한다.

$$M_e(s) = \frac{e^{-Ls} K_c}{1 + T_c s} \quad (7)$$

여기에서  $L$ 은 연소계통에서의 시간지연이고  $K_c$ ,  $T_c$ 는 각각 연소계통의 정상이득과 시정수이다.

또한 회전계통은 관성모멘트를  $J[\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}^2/\text{rad}]$ , 축계 마찰계수  $f[\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}/\text{rad}]$ , 기관구동토크  $m_e[\text{N}\cdot\text{m}]$ , 부하토크  $m_d[\text{N}\cdot\text{m}]$ , 회전 각속도  $\omega[\text{rad}/\text{s}]$ 라고 하면 식 (8)의 관계가 된다.

$$J \frac{d\omega}{dt} + f\omega = m_e - m_d \quad (8)$$

식 (8)을 라플라스변환하면 식 (9)의 1차지연계통을 나타낸다.

$$\Omega(s) = \frac{K_r}{1 + T_r s} [M_e(s) - M_d(s)] \quad (9)$$

여기에서  $K_r$ ,  $T_r$ 은 각각 회전계통의 정상이득

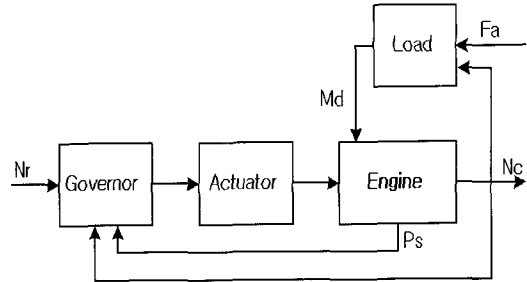


Fig.1 Block Diagram of a Speed Control System

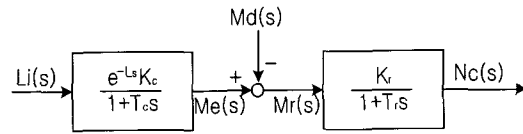


Fig.2 Block Diagram of a Diesel Engine

과 시정수이며 다음과 같다.

$$K_r = \frac{1}{f} [\text{rad}/\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}] = \frac{30}{\pi} \frac{1}{f} [\text{rpm}/\text{N}\cdot\text{m}] \quad (10)$$

$$T_r = \frac{J}{f} [\text{s}] \quad (11)$$

거버너를 PI제어로 하는 경우 제어기의 전달함수  $K(s)$ 는 식 (12)이고 또한 기관 전체의 전달함수  $G(s)$ 는 식 (13)이 되며 이들의 결합은 Fig.2와 같이 된다.

$$K(s) = K_p \left( 1 + \frac{1}{T_i s} \right) \quad (12)$$

$$G(s) = \frac{e^{-Ls} K_c K_r}{(1 + T_c s)(1 + T_r s)} \quad (13)$$

여기에서  $L_i(s)$ ,  $M_e(s)$ ,  $M_d(s)$ ,  $N_c(s)$ 는 각각 연료래크 입력값, 발생토크, 선체저항에 의한 외란토크, 기관회전수를 나타낸다.

### 4. 제어파라미터의 조정범위

4.1 안정한계 제어파라미터 집합

적정한 안정여유를 부여하기 위한 거버너의 파라미터 설정 방법 중 하나는 안정한계를 기준으로 하여 적절한 감쇠가 주어지도록 하는 것이다. 안정한계와 관련하여 식 (6)은 주파수응답에 의한 조건을 나타낸다. 한편 식 (6)의 관계를 거버너  $K(s)$ 와 제어대상  $G(s)$ 의 전달함수로 각각 구분하여 나타내면 식 (6)은 식 (14)의 조건을 만족할 때 성립이 된다.

$$G(j\omega)K(j\omega) = \exp(-j\pi) \quad \omega \in R \quad (14)$$

식 (14)에서  $K(j\omega)$ 는 PI제어이므로 비례게인  $K_p$ 와 적분게인  $K_i$ 에 의한 2항 클래스 제어로 나타내면 식 (15)와 같다.

$$K(j\omega) = K_1(j\omega)K_p + K_2(j\omega)K_i \quad \omega \in R \quad (15)$$

또한  $G(j\omega)$ 를 실수부와 허수부로 나타내면 식 (16)이 된다.

$$G(j\omega) = a(\omega) + jb(\omega) \quad (16)$$

$$\begin{aligned} \text{단, } a(\omega) &= C_0 [(1 - \omega^2 T_c T_r) \cos \omega L \\ &\quad - \omega(T_r + T_c) \sin \omega L], \\ b(\omega) &= -C_0 [\omega(T_c + T_r) \cos \omega L \\ &\quad + (1 - \omega^2 T_c T_r) \sin \omega L], \end{aligned}$$

$$C_0 = \frac{K_c K_r}{C_1^2 + C_2^2},$$

$$C_1 = 1 - \omega^2 T_c T_r, \quad C_2 = \omega(T_c + T_r) \text{ 이다.}$$

안정한계 상태를 가져오는 제어파라미터 조합은 식 (14),(15),(16)으로부터 구해질 수 있으며 이를 위해 식 (16),(17)의 관계를 실수부와 허수부에 대응하는 행렬관계로 표현하면 식 (17)과 같아진다.

$$H\Theta p = -e \quad (17)$$

여기에서  $p, e$ 는 식 (18)을 나타내고  $H$ 와  $\Theta$ 는

각각 제어대상과 제어를 위한 행렬로서 식 (19)와 같이 나타난다.

$$p = (K_p \ K_i)^T, \quad e = (1 \ 0)^T \quad (18)$$

$$H = \begin{pmatrix} a(\omega) & -b(\omega) \\ b(\omega) & a(\omega) \end{pmatrix}, \quad \Theta = \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ 0 & -\frac{1}{\omega} \end{pmatrix} \quad (19)$$

식 (17)을 제어항의 계수행렬  $p$ 로 나타내면 다음과 같다.

$$p = -\Theta^{-1} H^{-1} e \quad (20)$$

식 (20)에 의해 안정한계에서의 파라미터 집합은 식 (21)이 된다.

$$\begin{pmatrix} K_p(\omega) \\ K_i(\omega) \end{pmatrix} = \frac{\sqrt{C_1^2 + C_2^2}}{K_c K_r} \begin{pmatrix} -\cos[\omega L + \alpha(\omega)] \\ \omega \sin[\omega L + \alpha(\omega)] \end{pmatrix} \quad (21)$$

$$\text{단, } \alpha(\omega) = \tan^{-1} \frac{C_2}{C_1} \text{ 이다.}$$

또한 식 (21)의  $K_i$ 를  $T_i$ 로 나타내면  $T_i = K_p/K_i$ 의 관계로부터 식 (22)와 같아진다.

$$\begin{pmatrix} K_p(\omega) \\ K_i(\omega) \end{pmatrix} = -\frac{\sqrt{C_1^2 + C_2^2}}{K_c K_r} \begin{pmatrix} \cos[\omega L + \alpha(\omega)] \\ \frac{1}{\omega} \cot[\omega L + \alpha(\omega)] \end{pmatrix} \quad (22)$$

식 (21),(22)에서 P제어만에 의한 안정한계는  $K_i = 0$  혹은  $T_i = \infty$ 일 때이고 이 경우를 만족하는 각주파수를  $\omega_p$ 라고 하면  $\omega_p$ 는 식 (23)의 방정식으로 구해진다.

$$\omega L + \tan^{-1} \frac{\omega(T_c + T_r)}{1 - \omega^2 T_c T_r} = \pi \quad (23)$$

4.2 임계이득의 최대값

안정한계에 놓이는 임계이득의 최대값은 식 (21)에 의해 식 (24)가 된다.

$$\max[K_p(\omega)] = K_p(\omega_p) \quad (24)$$

따라서 최대 이득은 식 (25)가 되고

$$\max(K_p) = \frac{C_1^2 + C_2^2}{K_c K_r} \quad (25)$$

이 때의 임계주기  $T_u$ 는 식 (26)과 같아진다.

$$T_u = \frac{2\pi}{\omega_p} \quad (26)$$

#### 4.3 회전수에 의한 $L, T_c$ 의 변화

일반적으로 100[rpm]이하로 저속 운전하는 대형 디젤기관의 연소과정 응답특성은 시간지연 효과가 중요하게 고려되어야 한다. 연소시스템의 입출력신호를 각각 연료랙 위치와 이에 대한 기관토크로 정할 때 2행정기관인 경우 최대 시간지연  $L[s]$ 은 회전속도  $n[rpm]$ 과 실린더수  $C$ 에 의한 식 (27)과 같이 나타낼 수 있다<sup>9)</sup>.

$$L = \frac{15}{n} + \frac{60}{Cn} \quad (27)$$

또한 연소시스템의 시정수  $T_c[s]$ 는 팽창행정 과정에서 TDC로부터 30도 후 최대토크가 발생하는 것으로 가정하고 이에 대한 시정수를 나타내면 식 (28)과 같아진다.

$$T_c = \frac{2.5}{n} \quad (28)$$

### 5. 모델기관에서의 속도제어계

#### 5.1 제어계 구성

Table 1은 대형 2행정 저속 디젤기관의 모델 기관이 갖는 주요 제원이다.

이를 위한 전체적인 속도제어계의 구성은 Fig.3과 같다.

여기에서 GCU(Gain Calculation Unit)는 현재의 운전회전수를 입력으로 한 후 PI제어의 적정 이득

Table 1. Data of the Modelled Diesel Engine

Bore x Stoke	840 x 3150
Cylinder Number	7
MCR [PS]	31800
MCR [rpm]	70
J [N·m·s <sup>2</sup> /rad]	85000

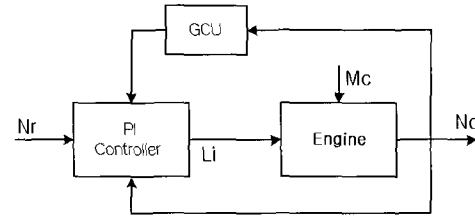


Fig.3 Block Diagram of the Modelled Control System

과 적분시간을 출력하는 이득연산부를 나타낸다.

#### 5.2 계수의 결정

##### 가. 파라미터 $K_c$

주요 파라미터를 정하기 위하여 모델기관이 탑재된 선박의 시운전 결과를 Table 2에 의해 참고하기로 한다.

Table 2에서  $M_e[kN \cdot m]$ 값은 식 (29)의 관계에 의해 Table 1의  $n$ 과  $P_e$ 의 값으로부터 구해졌으며 표의  $f[N \cdot m \cdot s/rad]$ 값은 식 (30)에 의해 계산되었다.

$$M_e = 7.02351 \frac{P_e}{n} \quad (29)$$

$$f = \frac{30M_e}{\pi n} \quad (30)$$

$K_c$ 는 연료량 입력에 대해 기관 구동 토크  $M_e$ 를 출력으로 하는 변환이득이므로 Table 2의

Table 2. Sea Trial Data of the Modelled Ship

LI[%]	17.0	52.3	65.5	77.0
n[rpm]	16.00	57.84	65.70	71.87
Pe[PS]	1170	16354	28718	31946
Me[N·m]	513.6	1985.9	3070.0	3121.9
f[N·m·s/rad]	306.5	327.9	375.3	414.8

부하시(Load Indicator, %)값과 토크  $M_e$ 의 정상상태 관계에서 구해진다. Table 2에서  $M_e$ 와 부하시값  $L$ 의 관계를 최소자승법에 의해 나타내면  $K_c$ 는 식 (31)이 된다.

$$K_c(l) = 4404.4165 - 375.7369l + 9.7656l^2 - 0.06626l^3 \quad (31)$$

정상상태에서  $M_d$ 는  $M_e$ 와 같아지며 Table 2에서  $M_d$ 를 회전수  $n$ 으로 나타내면 식(32)와 같아지고 마찰계수  $f$ 와 회전수  $n$ 의 관계는 식(33)으로 구해진다.

$$M_d(n) = 14159.274 - 1285.6585n + 30.28587n^2 - 0.20222n^3 \quad (32)$$

$$f(n) = 493.1243 - 16.4330n + 0.3223n^2 - 0.001514n^3 \quad (33)$$

나. 시간지연  $L$ 과 시정수  $T_c$

식 (27),(28)과 Table 1에 의해서 모델기관에서의 시간지연  $L[s]$ 과 시정수  $T_c[s]$ 를 나타내면 식 (34),(35)가 된다.

$$L = \frac{23.571}{n} \quad (34)$$

$$T_c = \frac{2.5}{n} \quad (35)$$

다. 파라미터  $K_r, T_r$

식 (10)과 식 (33)에 의해  $K_r$ 은 식 (36)과 같이 구해진다.

$$K_r(n) = \frac{30}{\pi} \frac{1}{f(n)} \quad (36)$$

또한  $T_r[s]$ 은 식 (11)과 식 (33)에 의해 식 (37)이 된다.

$$T_r = \frac{J}{f(n)} \quad (37)$$

### 6. 결과와 분석

Fig.4는 이득 연산부에서 제어기의 이득을 식 (25)에 의한 임계 이득값보다 1.2배 크게 한 후 설정 회전수 50[rpm]일 때의 스텝응답이며 심한 맥동상태를 나타낸다. 동일한 설정 회전수에서 Fig.5는 임계이득을 그대로 작용시킨 경우이며 완만한 감쇠맥동을 보인다. Fig.6은 감쇠가 크게 작용되도록 임계이득값의 0.2배로 이득을 조정된 경우이며 Fig.7은 이득을 임계이득의 0.5배로 하고 적분시간은 임계주기의 2배로 조정하였을 때의 결과로서 적절한 응답특성을 나타낸다.

이득연산부에서는 회전수의 매 샘플링마다 각 시점에서의 적정 이득값을 동적으로 계산하여 제어기의 파라미터 값을 갱신한다. Fig.7의 응답

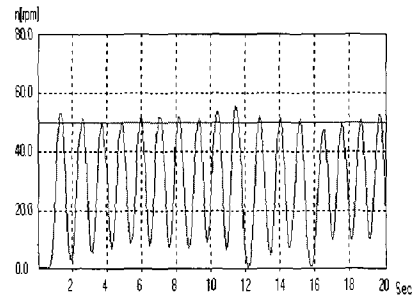


Fig.4 Step Response by unstable condition ( $K_p = 1.2 \times K_u, T_i = 5.0 \times T_u$ )

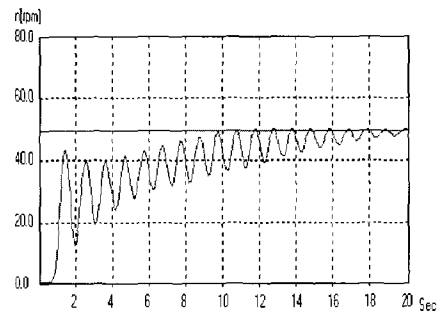


Fig.5 Step Response by ultimate condition ( $K_p = 1.0 \times K_u, T_i = 5.0 \times T_u$ )

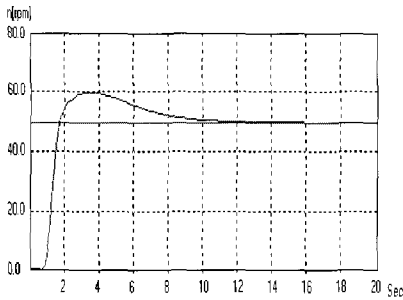


Fig.6 Step Response by overdamped condition ( $K_p = 0.2 \times K_u$ ,  $T_i = 5.0 \times T_u$ )

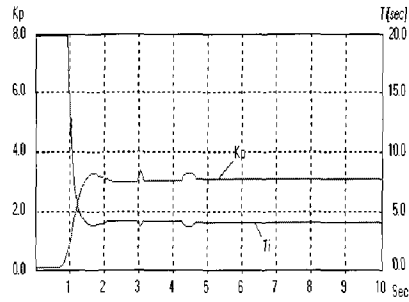


Fig.8 Variations of  $K_p$  and  $T_i$  during the step response of Fig.7

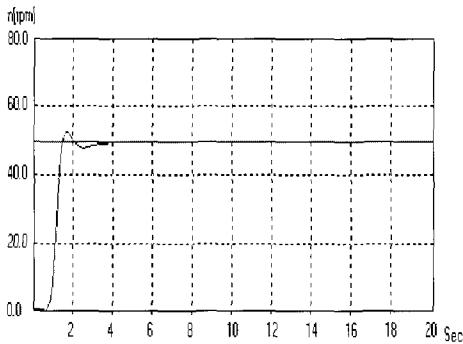


Fig.7 Step Response by setting parameters to designed values ( $K_p = 0.5 \times K_u$ ,  $T_i = 2.0 \times T_u$ )

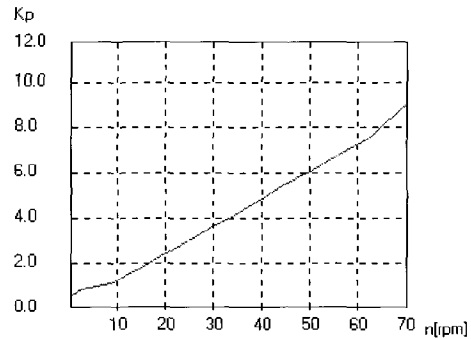


Fig.9 Variation of ultimate gain values according to rpm

에 대해 이득연산부가 출력한 이득과 적분시간을 시간축을 확대하여 나타내면 Fig.8과 같다. 회전수가 낮으면 감소된 이득을 출력하고 회전수가 상승함에 따라 증가된 값으로 제어기의 이득을 설정한다는 것을 보인다.

회전수에 따른 식 (25)에 의한 임계이득  $K_p(n)$ 의 변화를 전체 회전수대역에서 구하면 Fig.9와 같으며 Fig.10은 이 때의 임계 각주파수  $\omega_p$ 의 변화를 나타낸다.

제어기의 이득이 Fig.9의 임계이득 곡선의 위쪽 영역에 위치하는 경우 운전회전수의 모든 경우에서 지속적인 맥동발생의 불안정 상태를 보였다. 특히 Fig.9에서 나타나듯이 10[rpm]이하의 매우 낮은 운전회전수에서도 맥동운전이 없는 이득의 값을 출력하였다. 또한 안정여유 부여를 위한 감쇠정도는 임의 회전수에서 대체로 임계 이득값의 1/2 정도에서 적정한 안정도가 확인되었고 Fig.7과 같은 응답형태로 나타난다.

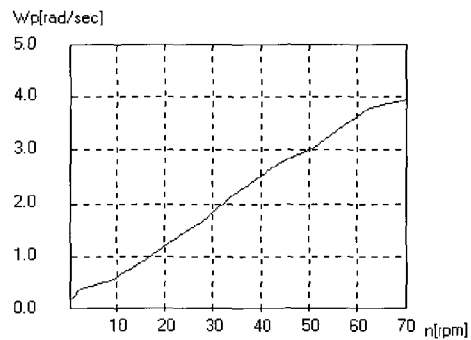


Fig.10 Variation of  $\omega_p$  according to rpm

이러한 결과로부터 고정된 이득에 의한 PI제어에서는 회전수가 낮아지면 곧바로 불안정 상태에 놓일 것임을 알 수 있으며 따라서 회전수에 의한 연속적인 가변 이득 설정이 아니면 저속 회전수에서의 사용이 제한되거나 혹은 고속 운전영역에서 거버너의 속응특성이 저해될 수밖에 없음을 의미한다.

## 7. 결 론

저속 디젤기관에서 매 회전수 샘플링마다 디지털 거버너의 적정 이득 값을 연속적으로 계산하고 탐색하는 방법을 연구하였으며 이를 위해 주파수특성을 토대로 제어계를 해석하였다. 이렇게 하여 동적 이득 설정을 위한 수식적 관계를 구한 후 모델기관에 적용한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 저속기관을 시간지연 1차계통으로 나타내는 경우 특성과 관계되는 주요 파라미터들은 회전수에 따라 동적으로 변화한다. 이에 대응하는 제어기 이득값을 위해 제어계의 주파수특성을 기초로 임계이득과 임계주기를 구하였다.

2. 이득연산부에 의해 저속기관의 제어특성이 안정한계가 되는 임계이득을 계산한 후 이를 모델제어계에 적용하여 스텝응답을 확인하였다.

이 결과 안정 영역에 위치하기 위한 이득값은 매 회전수 샘플링마다 동적으로 결정될 수 있었으며 저속영역을 포함한 모든 운전영역에서 안정되고 속응성이 양호한 응답특성으로 확인되었다.

3. 임계 이득값은 운전 회전수가 높아짐에 따라 상승하고 저속 운전일수록 감소하였으며 임계 이득은 회전수에 의해 고정적으로 정해지는 일정한 관계로 나타난다.

4. 제어계가 안정한계가 되도록 하는 각주파수  $\omega_p$ 는 회전수에 따라 단순증가관계로 나타났다.

## 참 고 문 헌

- [1] Norcontrol Automation AS, "Instruction Manual of DGS-8800e", 1996
- [2] NABCO Ltd, "Instruction Manual of Governor System (MG-800)", 1997
- [3] Hidefumi Taguchi, Masateru Doi and Mitsuhiro Araki, "Optimal Parameters of Two-Degrees of Freedom PID Control Systems", *dmaTrans.(Japanese)*, Vol. 23, No. 9, pp. 889-895, 1987
- [4] Masami Saeki and Daii Hirayama, "Parameter Space Design Method of PID Controller for Robust Sensitivity Minimization Problem", *SICE*

*Trans.(Japanese)*, Vol. 32, No. 12, pp. 1612-1619, 1996

- [5] Ryuichi Kuwata, "An Improved Ultimate Sensitivity Method and PID: I-PD Control Characteristics", *SICE Trans.(Japanese)*, Vol. 23, No. 3, pp. 232-239, 1987
- [6] P.J. Gawthrop, "Self-Tuning PID Controllers - Algorithms and Implementation", *IEEE Trans. Automatic Control*, AC-31-3, pp. 201-209, 1986
- [7] T. Yamamoto, S. Omatu and H. Ishihara, "A Construction of Self-Tuning PID Control Algorithm and Its Applications", *Proceedings of SICE '89*, ES15-1, pp. 1143-1146, 1989
- [8] 유영호, 하주식, "저속 장행정 박용 디젤 기관의 속도제어에 관한 연구1", *한국박용기관학회지* 제12권, 제4호, 1988

## 저 자 소 개



### 강인철 (姜仁哲)

1957년 12월생. 1980년 한국해양대학교 졸업. 1994년 한국해양대학교 대학원 졸업(석사). 1998년 한국해양대학교 대학원 박사과정 수료. 1991~현재 한국해양수산연수원 부교수, 당학회 회원.



### 최순만 (崔淳萬)

1955년 3월생. 1977년 한국해양대학교 졸업. 1990년 한국해양대학교 대학원 졸업(석사). 1995년 한국해양대학교 대학원 졸업(박사). 1987년~현재 한국해양수산연수원 교수, 당학회 회원.



### 최재성 (崔在星)

1952년 5월생. 1974년 한국해양대학교 졸업. 1976년 한국해양대학교 대학원 졸업(석사). 1986년 일본경도대학교 대학원 졸업(박사). 1978년~현재 한국해양대학교 교수, 당학회 회원.