

선박 주기관 디지털 거버너의 동적 계인 설정법에 관한 연구

◦ 강인철*, 최순만**, 최재성***

A Study on the Method of Gain Setting of Digital Governor by Dynamic Calculation for Marine Prime Movers

I-C Kang*, S-M Choi**, J-S Choi***

* 한국해양대학교 대학원

** 한국해양수산연수원

*** 한국해양대학교

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 the time-delay property inevitable at such low speed engines 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 at least for an engine to be stable.

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.

Key words : Digital Governor(디지털 거버너), PI Control (PI제어), Stability Limit(안정한계), Ultimate Gain(임계계인), Time Delay(시간지연)

1. 서 론

근래 대형 박용 주기관은 추진 효율과 엔진효율을 함께 높일 수 있는 저속 장행

정의 설계방향으로 꾸준히 변모되어 왔다. 그러나 기관의 저속화는 연소계통의 시간 지연 특성을 크게 만들므로 속도제어계의 안정도가 악화될 수밖에 없었으며 결국 저속기관을 거버너는 종래의 유압식 형태에서 디지털 방식으로 대체되기에 이르고 있다.

현재 시장성 면에서 큰 점유율을 나타내고 있는 상용의 디지털 거버너들은 8비트 혹은 16비트 프로세서를 토대로 PI 혹은 PID 의 단순 제어알고리즘으로 작동되는 경우가 일반적이고 여기에 속도 및 연료의 제한기능 등이 가미되고 있는 형태이다^{1),2)}.

제어대상으로서 디젤엔진은 저속영역과 고부하 운전영역에서 연소특성이 서로 달라지게 되는 것은 물론 속도제어 측면에서도 특성 차이가 커져서 적절한 제어상태가 얻어지기 위한 거버너의 제어알고리즘은 영역별 특성에 기초하여 대응할 필요가 있다.

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

그동안 PID제어의 계인을 비롯한 제어파라미터의 튜닝방법에 대한 연구는 다양한 형태로 이루어졌고 여러 방식의 STC제어의 연구 또한 행해졌으나^{3,4,5,6,7)} 만일 기관에 대하여서도 제어계의 적정 계인값이 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 계인의 임계값으로부터 적절한 안정여유를 부여하는 방식으로서 계인 및 제어파라미터를 동적으로 정하는 문제를 다루기로 한다.

또한 해석 결과에 의한 계인 관계식이 개인연산유니트에 의해 처리되도록 구성한 후 모델로 선정한 디젤엔진에 실제 적용하여 봄으로서 제어계의 응답특성과 이 같은 해석의 적정성 여부를 확인하도록 하였다.

2. 시간지연 시스템의 안정도

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

$$\dot{x}(t) = A_0x(t) + A_1x(t-L) + Bu(t) \quad (1)$$

$$y(t) = Cx(t) + Du(t) \quad (2)$$

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

여기에서 L은 시간지연이고 $x \in R^n$, $u \in R^m$, $y \in R^r$, $A_0 \in R^{n \times n}$, $A_1 \in R^{n \times n}$, $B \in R^{n \times m}$, $C \in R^{r \times n}$, $D \in R^{r \times m}$ 이며 초기값을 나타내는 식(3)은 초기함수 ϕ 에 의해 정해진다.

식(1)에 대한 특성방정식은 식(4)이다.

$$\det[sI - A_0 - e^{-Ls}A_1] = 0 \quad (4)$$

계가 안정되려면 식(4)의 근 s_i 는 식(5)를 만족해야 한다.

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

한편 식(6)의 조건에서 식(6): $\operatorname{Re}(s) > 0$ 에서 또한 식(6)과 식(7)은 각각 이 계가 가

제어 및 가관측이 되기 위한 조건이다.

$$\text{rank} [sI - A_0 - e^{-Ls}A_1, B] = n \quad (6)$$

$$\text{rank} [sI - A_0 - e^{-Ls}A_1, C]^T = n \quad (7)$$

만일 A0, A1에 조정파라미터가 포함되면 이것에 의하여 적어도 식(5)의 조건이 충족되게 제어를 행할 필요가 있다. 한편 안정여부의 경계를 나타내는 안정한계 상태는 식(8)이 근을 가질 때이다.

$$\det [j\omega I - A_0 - e^{-j\omega L}A_1] = 0 \quad (8)$$

여기에서 제어기의 제어파라미터에 의해 식(5)의 조건을 만족시키는 근의 배치를 직접 제어하는 것은 용이하지 않다. 그러나 식(8)의 조건에서와 같이 허수축에 근을 갖는 안정한계 상태의 파라미터 관계는 주파수응답법에 의해 비교적 간단히 나타낼 수 있으며 이러한 안정한계 상태로부터 적절한 감쇠를 부여함으로써 필요한 안정도의 확보가 가능해진다.

3. 주기관의 속도제어계

Fig.1은 전체 속도제어 시스템의 구성을 나타낸다.

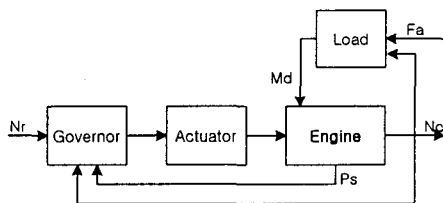


Fig.1 Block Diagram of Speed Control System

여기에서 Nr[rpm], Nc[rpm]는 엔진회전수의 설정값과 제어량이고 Md[Nm]는 부하토크, Ps[kg/cm²], Fa[m/s]는 각각 엔진의 좌급에어압력 및 풍력이다.

디젤기관은 연소계통과 회전계통으로 구분할 수 있으며 저속기관에서의 연소계통

전달함수 C(s)는 시간지연 특성이 중요시되므로 식(9)의 시간지연 1차계통으로 나타내기로 한다.

$$C(s) = \frac{e^{-Ls}K_c}{1 + T_c s} \quad (9)$$

여기에서 L은 연소계통에서의 시간지연이고 Kc, Tc는 각각 연소계통의 정상이득과 시정수이다.

또한 회전계통은 관성모멘트를 J[N/ms²/rad], 축계 마찰계수 f[Nms/rad], 엔진구동토크 me[Nm], 부하토크 md[Nm]라고 하면 식(10)의 관계가 된다.

$$J \frac{d\omega}{dt} + f\omega = m_e - m_d \quad (10)$$

식(10)을 라플라스변환하면 식(11)의 1차지연계통을 나타낸다.

$$\Omega(s) = \frac{K_r}{1 + T_r s} [M_e(s) - M_d(s)] \quad (11)$$

여기에서 Kr, Tr은 회전계통의 정상이득과 시정수이며 각각 식(12),(13)과 같다.

$$K_r = \frac{1}{f} [\text{rad/Nms}] = \frac{30}{\pi} \frac{1}{f} [\text{rpm/Nm}] \quad (12)$$

$$T_r = \frac{J}{f} [s] \quad (13)$$

거버너를 PI제어로 하는 경우 제어기의 전달함수 K(s)는 식(14)이고 또한 엔진 전체의 전달함수 G(s)는 식(15)가 되며 이들의 결합은 Fig.2와 같이 된다.

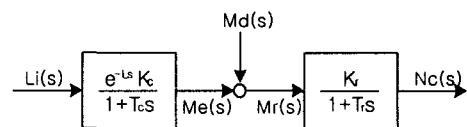


Fig.2 Block Diagram of Diesel Engine

$$K(s) = K_P(1 + \frac{1}{T_I s}) \quad (14)$$

$$G(s) = \frac{e^{-Ls} K_c K_r}{(1 + T_c s)(1 + T_r s)} \quad (15)$$

여기에서 $L_i(s)$, $M_c(s)$, $M_d(s)$, $M_r(s)$, $N_c(s)$ 는 각각 연료레크 입력량, 발생토크, 선체저항에 의한 외란토크, 엔진회전수를 나타낸다.

4. 제어파라미터의 조정범위

4.1 안정한계 제어파라미터 집합

적정한 안정여유를 부여하기 위한 거버너의 제어파라미터 설정 방법 중 하나는 안정한계를 기준으로 하여 적절한 감쇠가 인가되도록 하는 것이다. 안정한계와 관련하여 식(8)은 주파수응답에 의한 조건을 나타낸다. 한편 식(8)의 관계를 거버너 $K(s)$ 와 제어대상 $G(s)$ 의 전달함수로 각각 구분하여 나타내면 식(8)은 식(16)의 조건을 만족할 때 성립된다.

$$G(j\omega)K(j\omega) = \exp(-j\pi) \quad \omega \in R \quad (16)$$

식(10)에서 $K(j\omega)$ 는 PI제어이므로 비례계인 K_p 와 적분계인 K_i 에 의한 2항클래스 제어로 나타내면 식(17)과 같다.

$$K(j\omega) = K_1(j\omega)K_p + K_2(j\omega)K_i \quad \omega \in R \quad (17)$$

또한 $G(j\omega)$ 를 실수부와 허수부로 나타내면 식(18)이 된다.

$$G(j\omega) = a(\omega) + jb(\omega) \quad (18)$$

$$a(\omega) = C_0 [\cos \omega L (1 - \omega^2 T_c T_r) - \sin \omega L (\omega T_r + \omega T_c)]$$

$$b(\omega) = -C_0 [\omega (T_c + T_r) + (1 - \omega^2 T_c T_r) \sin \omega L]$$

$$C_0 = \frac{K_c K_r}{C_1^2 + C_2^2}, \quad C_1 = 1 - \omega^2 T_c T_r,$$

$$C_2 = \omega (T_c + T_r) \text{ 이다.}$$

안정한계 상태를 가져오는 제어파라미터 조합은 식(16),(17),(18)로부터 구해지며 이를 위해 식(16),(17)의 관계를 실수부와 허수부에 대응하는 행렬관계로 표현하면 식(19)와 같다.

$$H \theta p = -e \quad (19)$$

여기에서 p , e 는 식(20)이며 식(21)의 H 는 식(18)에 대한 행렬, θ 는 식(17)에 대한 행렬이다.

$$p = (K_p \ K_i)^T, \quad e = (1 \ 0)^T \quad (20)$$

$$H = \begin{pmatrix} a(\omega) & -b(\omega) \\ b(\omega) & a(\omega) \end{pmatrix}, \quad \theta = \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ 0 & -\frac{1}{\omega} \end{pmatrix} \quad (21)$$

식(19)에서 제어항의 계수행렬 p 는 다음과 같다.

$$p = -\theta^{-1} H^{-1} e \quad (22)$$

식(22)에 의해 안정한계에서의 파라미터 집합은 식(23)로 구해진다.

$$\begin{pmatrix} K_p(\omega) \\ K_i(\omega) \end{pmatrix} = \frac{\sqrt{C_1^2 + C_2^2}}{K_c K_r} \begin{pmatrix} -\cos[\omega L + \alpha(\omega)] \\ \omega \sin[\omega L + \alpha(\omega)] \end{pmatrix} \quad (23)$$

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

또한 식(23)의 K_i 를 T_i 로 나타내면 $T_i = K_p/K_i$ 의 관계로부터 식(24)가 된다.

$$\begin{pmatrix} K_p(\omega) \\ T_i(\omega) \end{pmatrix} = -\frac{\sqrt{C_1^2 + C_2^2}}{K_c K_r} \begin{pmatrix} \cos[\omega L + \alpha(\omega)] \\ \frac{1}{\omega} \cot[\omega L + \alpha(\omega)] \end{pmatrix} \quad (24)$$

식(23),(24)에서 P제어만에 의한 안정한계는 $K_i=0$ 혹은 $T_i=00$ 일 때이고 이 경우를 만족하는 각주파수를 ω_p 라고 하면 ω_p 는 식(25)의 방정식으로 구해진다.

$$\omega L + \tan^{-1} \frac{\omega(T_c + T_r)}{1 - \omega^2 T_c T_r} = \pi \quad (25)$$

4.2 임계게인의 최대값

안정한계에 놓이는 임계이득의 최대값은 식(23)에 의해 식(26)이 된다.

$$\max [K_p(\omega)] = K_p(\omega_p) \quad (26)$$

따라서 최대 게인은 식(27)이 되고

$$\max (K_p) = \frac{\sqrt{C_1^2 + C_2^2}}{K_c K_r} \quad (27)$$

이 때의 임계주기 T_u 는 식(28)과 같아진다.

$$T_u = \frac{2\pi}{\omega_p} \quad (28)$$

4.3 회전수에 의한 L, T_c 의 변화

100rpm이하의 저속 운전이 일반적인 대형 디젤기관의 연소과정 응답특성은 시간지연 효과가 중요하게 고려되어야 한다. 연소계통의 입출력신호를 각각 연료랙 위치와 이에 대한 엔진토크로 정할 때 2행정기관인 경우 최대 시간지연 $L[\text{min}]$ 은 회전속도 $n[\text{rpm}]$ 과 실린더수 C 에 의한 식(29)와 같이 나타낼 수 있다⁸⁾.

$$L = \frac{15}{n} + \frac{60}{Cn} \quad [s] \quad (29)$$

또한 연소계통의 시정수 T_c 는 팽창행정 과정에서 TDC로부터 30도 후 최대토크가 발생하는 것으로 가정하고 이에 대한 시정수를 나타내면 식(30)과 같아진다.

$$T_c = \frac{2.5}{n} \quad [s] \quad (30)$$

5. 모델기관에서의 속도제어계

5.1 제어계 구성

대형 2행정 저속 디젤기관의 모델기관이 갖는 주요 제원은 Table 1과 같다.

Table 1. Principle Data of Modelled Diesel Engine

Bore x Stroke	840 x 3150
Cylinder Number	7
MCR [PS]	31800
MCR [rpm]	70
J [Nms ² /rad]	85000

이를 위한 전체적인 속도제어계의 구성은 Fig.3과 같다.

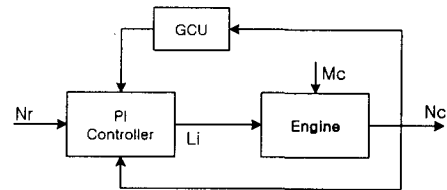


Fig. 3 Block Diagram of Modelled Control System

여기에서 GCU(Gain Calculation Unit)는 현재의 운전회전수를 입력으로 한 후 PI제어의 적정 게인과 적분시간을 출력하는 게인연산유니트를 나타낸다.

5.2 계수의 결정

가. 파라미터 K_c

주요계수를 정하기 위하여 모델기관이 탑재된 선박의 시운전결과를 Table 2에 의해 참고하기로 한다.

Table 2. Sea Trial Data of 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 [Nms/rad]	306.5	327.9	375.3	414.8

Table 2에서 Me[kN.m]값은 식(31)의 관계에 의해 Table 1의 N과 Pe의 값으로부터 구해졌고 표의 f[Nms/rad]값은 식(32)에 의해 계산되었다.

$$M_e = 7.02351 \frac{P_e}{n} \quad (31)$$

$$f = \frac{30M_e}{\pi n} \quad (32)$$

Kc는 연료량 입력에 대한 출력을 엔진 토크로 하는 변환계인이므로 Table 2의 부하지시(Load Indicator, %)값과 토크 Me의 정상상태 관계에서 구해진다. Table 2에서 Me와 부하지시값의 관계를 최소자승법에 의해 나타내면 Kc는 식(33)이 된다.

$$K_c(l) = 4404.4165 - 375.7369l + 9.7656l^2 - 0.06626l^3 \quad (33)$$

정상상태에서 Md는 Me와 같아지며 Table 2에서 Md를 회전수 n으로 나타내면 식(34)와 같아지고 마찰계수 f와 회전수 n의 관계는 식(35)로 구해진다.

$$M_d(n) = 14159.274 - 1285.6585n + 30.28587n^2 - 0.20222n^3 \quad (34)$$

$$f(n) = 493.1243 - 16.4330n + 0.3223n^2 - 0.001514n^3 \quad (35)$$

나. 시간지연 L과 시정수 Tc

식(29),(30)과 Table 1에 의해서 모델기관에서의 시간지연 L과 시정수 Tc를 나타내면 식(36),(37)이 된다.

$$L = \frac{23.571}{n} \quad [s] \quad (36)$$

$$T_c = \frac{2.5}{n} \quad [s] \quad (37)$$

다. 파라미터 Kr, Tr

식(12)와 식(35)에 의해 Kr은 식(38)로 구해진다.

$$K_r(n) = \frac{30}{\pi} \frac{1}{f(n)} \quad (38)$$

또한 Tr은 식(13)과 식(35)에 의해 식(39)가 된다.

$$T_r = \frac{I}{f(n)} \quad [s] \quad (39)$$

6. 결과와 분석 (검토와 분석)

Fig.4는 계인연산유니트에서 제어기의 계인값을 식(27)에 의한 임계 계인값보다 1.2배 크게 한 후 설정회전수 50RPM일 때의 스텝응답이며 심한 맥동상태를 나타낸다. 동일한 설정회전수에서 Fig.5는 임계계인을 그대로 작용시킨 경우이며 완만한 감쇠맥동을 보인다. Fig.6은 감쇠가 크게 작용되도록 임계계인값의 0.2배로 계인을 조정할 경우이며 Fig.7은 계인을 임계계인의 1/2로 하고 적분시간은 임계주기의 2배로 조정하였을 때의 결과로서 적절한 응답특성을 나타낸다.

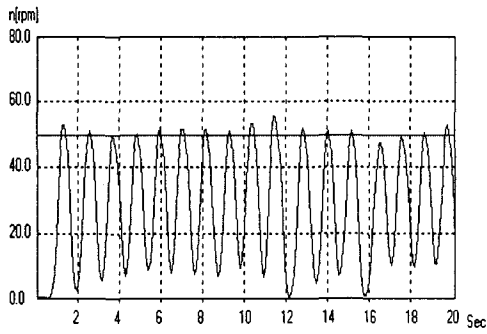


Fig.4 Step Response by unstable condition ($K_p = 1.2 \times K_u$, $T_i = 5.0 \times T_u$)

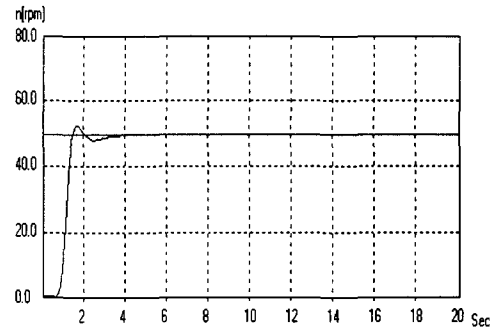


Fig.7 Step Response by setting parameters to designed values ($K_p = 0.5 \times K_u$, $T_i = 2.0 \times T_u$)

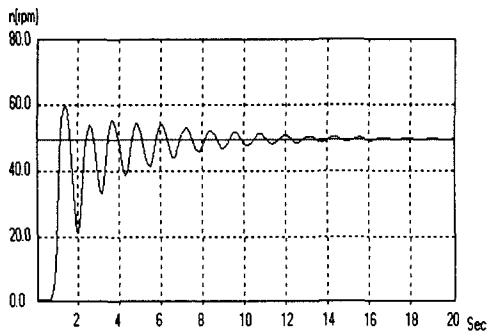


Fig.5 Step Response by ultimate condition ($K_p = 1.0 \times K_u$, $T_i = 5.0 \times T_u$)

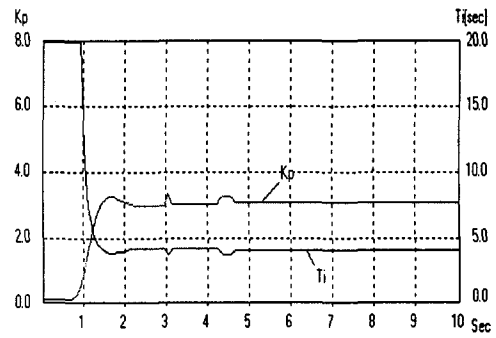


Fig.8 Variations of K_p and T_i during the step response of Fig.7

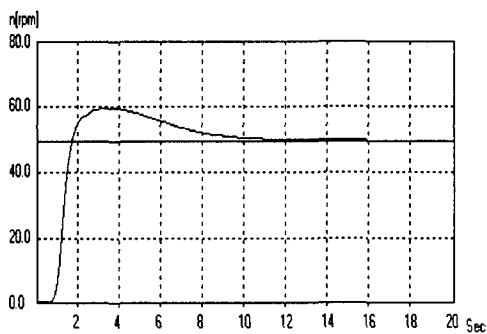


Fig.6 Step Response by overdamped condition ($K_p = 0.2 \times K_u$, $T_i = 5.0 \times T_u$)

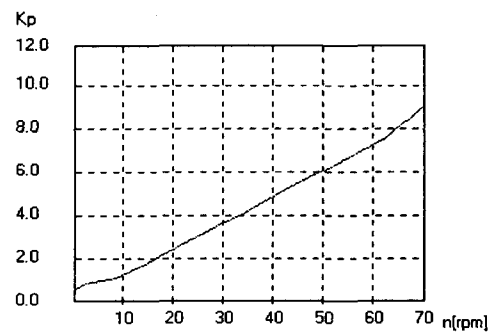


Fig.9 Variation of ultimate gain values according to RPM

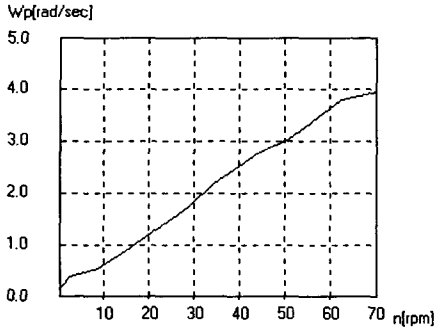


Fig.10 Variation of ω_p according to RPM

계인연산부에서는 회전수의 매 샘플링마다 각 시점에서의 적정 계인값을 동적으로 계산하여 제어기의 파라미터 값을 갱신한다. Fig.7의 응답 중 계인연산유니트가 출력한 계인과 적분시간을 시간축을 확대하여 나타내면 Fig.8과 같다. 회전수가 낮으면 감소된 계인을 출력하고 회전수가 상승함에 따라 계인은 증가된 값으로 제어기를 설정한다.

회전수에 따른 식(27)에 의한 임계계인 $K_p(n)$ 의 변화를 전체 회전수대역에서 구하면 Fig.9와 같으며 Fig.10은 이 때의 임계각주파수 ω_p 의 변화를 나타낸다.

제어기의 계인이 Fig.9의 임계계인 곡선의 위쪽 영역에 위치하는 경우 운전회전수의 모든 경우에서 지속적인 맥동발생의 불안정 상태를 보였다. 특히 Fig.9에서 나타나듯이 10RPM이하의 매우 낮은 운전회전수에서도 맥동운전이 없는 계인의 값을 출력하였다. 또한 안정여유 부여를 위한 감쇠정도는 임의 회전수에서 대체로 임계 계인값의 1/2 정도에서 적절한 안정도가 확인되었고 Fig.7과 같은 응답형태로 나타난다. 이러한 결과로부터 고정된 계인에 의한 PI 제어에서는 회전수가 낮아지면 곧바로 불안정 상태에 놓일 것임을 알 수 있으며 따라서 회전수에 의한 연속적인 가변 계인 설정이 아니면 저속회전수에서의 사용이 제한되거나 혹은 고속 운전영역에서 거버너

의 속응특성이 저해될 수 밖에 없음을 의미한다.

7. 결론

저속 디젤기관에서 매 회전수 샘플링마다 디지털거버너의 계인 적정 값을 연속적으로 계산하고 탐색하는 방법을 연구하였으며 이를 위해 주파수특성을 토대로 제어계를 해석하였다. 이렇게 하여 동적계인 설정을 위한 수식적 관계식을 구한 후 모델기관에 적용한 결과 다음과 같은 결론이 얻어진다.

1. 저속기관을 시간지연 1차계통으로 나타내는 경우 특성과 관계되는 주요파라미터들은 회전수에 따라 동적으로 변화한다. 이에 대응하는 제어기 계인값을 위해 제어계의 주파수특성을 기초로 임계 계인과 임계주기를 구하였으며 이것은 식 (27), (28)과 같은 일반 관계식으로 얻어진다.
2. 계인연산유니트에 의해 저속기관의 제어특성이 안정한계가 되는 임계계인을 계산한 후 이를 모델제어계에 적용하여 시스템응답을 확인하였다. 이 결과 안정 영역에 위치하기 위한 계인값은 매 회전수 샘플링마다 동적으로 결정되었으며 저속 영역을 포함한 모든 운전영역에서 안정되고 속응성이 양호한 응답특성이 확인된다.
3. 임계 계인값은 운전회전수가 높아짐에 따라 상승하고 저속운전일수록 감소하였으며 임계계인은 Fig.9와 같이 회전수에 의해 고정적으로 정해지는 일정한 관계로 나타난다.
4. 제어계가 안정한계가 되도록 하는 각주파수 ω_p 는 회전수에 따라 단순증가관계로 나타났으며 Fig.10과 같이 확인된다.

참고문헌

- [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 Mitsuhiko Araki, "Optimal Parameters of Two-Degrees of Freedom PID Control Systems", *dmaTrans.(Jananese)*, Vol.23, No.9, pp889-895, 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, pp1612-1619, 1996
- [5] Ryuichi Kuwata, "An Improved Ultimate Sensitivity Method and PID; I-PD Control Characteristics", *SICE Trans.(Japaneses)*, Vol23, No.3, pp232-239, 1987
- [6] P.J. Gawthrop, "Self-Tuning PID Controllers - Algorithms and Implementation", *IEEE Trans. Automatic Control*, AC-31-3, pp201-209, 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, pp1143-1146, 1989
- [8] 유영호, 하주식, "저속 장행정 박용디젤 기관의 속도제어에 관한 연구1", *한국박용기관학회지* 제12권 제4호, 1988