

機械油壓式 調速機를 가진 船用디젤기관의 速度安定性에 관한 研究

강 창 남*

A Study on the Speed Stability of the Marine Diesel Engine
With a Mechanical-Hydraulic Governor

Kang, Chang-nam*

Summary

In this paper, in order to analyze the speed stability of control system, the influence of parameters of the engine dead time, gain, damping ratio was discussed on the view of control engineering.

The transfer function of propulsion system was converted to the Z-transformation and the root loci of characteristic equation was investigated by the computer calculation to evaluate the influence of system parameters.

From the above work it was confirmed that the parameters such as dead time, system gain and damping ratio have much affected to the speed stability of propulsion system.

서 론

선박 추진용 주기관은 기계 유압식 조속기를 이용하여 속도제어를 행하여 왔다. 그러나 최근 저속, 장행정이면서 실린더수가 적은 선박엔진에 있어서는 특히 저속, 저부하 상태에서의 급격한 각가속도의 발생으로 지글링(Jiggling) 및 헌팅(hunting) 현상등이 발생되어 효율적으로 속도제어를 수행하기는 매우 곤란하게 되어 근래에는 디지털 조속기가 많이 사용되고 있는 실정이다. (田

村直樹, 1988)

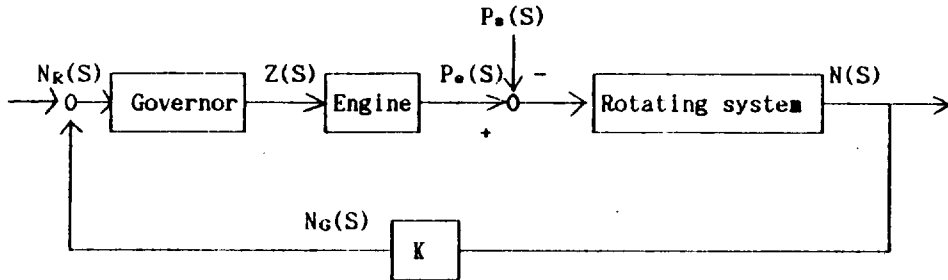
본 논문에서는 기계-유압식 조속기가 적용된 선박추진용 주기관이 어떤 원인에 의하여 이러한 현상이 발생하는가를 알기 위하여 선박의 회전수 제어계통이 시스템 안정성에 미치는 영향을 알아보려고 한다. 먼저 각 시스템의 동특성 방정식(Ogata, 1987, William, 1985)을 유도하고 근을 계산하여 엔진의 지연시간(Dead Time), 이득(Gain), 감쇄계수(Damping Ratio)가 안정성에 어떤 영향을 미치는지 분석하기로 한다.

* 해양과학대학

이 론

1. 선박 추진 계통의 블록선도

선박 추진 계통의 속도제어 시스템은 그림1과 같이 조속기, 엔진, 프로펠라를 포함한 회전계통으로 구성되어 있다.



- $N_R(S)$: Preset Speed (RPM)
- $N_G(S)$: Speeder spindle Speed (RPM)
- $P_e(S)$: Output power of engine (BHP)
- $P_s(S)$: Disturbance Power (BHP)

Fig. 1. Block Diagram of the Propulsion Control System

엔진제어실 또는 브릿지에서 속도지령에 의하여 조속기는 주기관에 연료 랙크(Fuel Rack)를 움직여 연료를 증감하고 이에따라 엔진의 마력수가 증감하여 추진기의 회전수를 조종하고 조종된 회전수가 지령회전수와 비교되어 그 차가 영(Zero)이 될때까지 조속기가 동작하여 추진기의 속도와 지령속도가 같게되도록 속도를 제어한다.

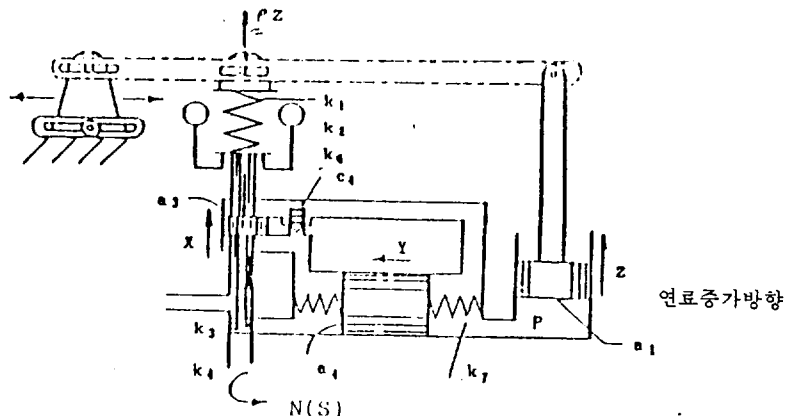
2. 모델 사양 및 전달함수

1) 조속기의 사양 및 전달함수

선박용 기계-유압식 조속기는 대부분 Woodward사의 제품을 쓰고 있으며 쓰임새에 따

라 여러 형태가 있으나 많이 사용되고 있는 PG형의 조속기에 대하여 동특성을 구하고자 한다.

이 조속기는 그림2에서 보는바와 같이 용수철의 하중을 받는 버퍼 피스톤(Buffer Piston)에 의하여 유압 보상되고 있다. 유압보상장치는 원래의 속도로 돌아가는 비율을 조종하며 과도상태에서의 속도의 일시적인 드루프(Droop)를 조종하며 이 조종은 니들밸브(Needle valve)의 개도(Opening)를 조종하여 행한다. 상부 점선의 드루프(Droop Link)로 파워피스톤(Power Piston)의 움직임이 스피더 스프링(Spinner Spring)에 피이드백(Feedback) 되어진다.



- K_1 = Speeder Spring Scale (1b/in)
- K_2 : Ball arm Scale (1b/in)
- K_3 : Reactions Scale at Pilot Valve (1b/in)
- K_4 : The Flow Flux at Pilot Valve (in³/sec/in)
- K_6 : The Force of Ball Head (1b/rpm)
- K_7 : Buffer Spring Scale (1b/in)
- X : Deviation from the Equilibrium Position of Pilot Valve (in)
- Y : Deviation from the Equilibrium Position of Buffer Spring (in)
- Z : Deviation from the Equilibrium Position of Power Piston (in)
- a_1 : The Area of Power Piston (in²)
- a_3 : The Area of Compensator Plunger (in²)
- C_1 : The Flow Flux of Needle Valve (in³/sec/in)

Fig. 2. Schematic diagram of PG governor

이 조속기의 동특성 방정식을 구하면 아래와 같이 구해진다.

먼저 파이롯트 밸브 플란저 (Pilot Valve Plunger) 에 걸린 힘의 평형조건으로 부터

$$K_6 N_E (S) + K_2 X = K_1 X + K_3 X + a_3 P \quad (1)$$

여기서, $K_3 = K_1 - K_2 + K_3$ 로 두면

$$K_1 N_E (S) = K_3 X + a_3 P \quad (2)$$

파이롯트 밸브에 흐르는 유량의 평형조건으로 부터

$$K_4 X = -a_1 S Z \quad (3)$$

보상기 (Compensator) 의 유량의 평형조건으로부터

$$-a_1 S Z + a_3 S X = C_1 P + a_1 S Y \quad (4)$$

완충퍼스톤 (buffer Piston) 에 걸린 힘의 평형조건으로부터

$$a_1 P = K_7 Y \quad (5)$$

$$(5) \text{ 식에서 } Y = a_1 P / K_7$$

위식을 (4) 식에 대입하면

$$-a_1 S Z + a_3 S X = C_1 P + a_1^2 S P / K_7 \quad (6)$$

(2) 식에서

$$P = (K_1 N_E (S) - K_3 X) / a_3$$

$$S P = (K_1 S N_E (S) - K_3 S X) / a_3$$

위 식들을 (6) 식에 대입하면

$$\begin{aligned} -a_1 S Z + (a_3 + a_1^2 K_3 / a_3 K_7) S X + (C_1 K_3 / a_3) X \\ = (C_1 K_6 / a_3 + (a_1^2 K_6 / a_3 K_7) S) N_E (S) \end{aligned} \quad (7)$$

(3) 식에서

$$X = -(a_1 / K_4) S Z \quad S X = -(a_1 / K_4) S^2 Z$$

위식들을 (7) 식에 대입하고 여기서

$$\alpha_1 = (K_3 C_1 + a_1 K_4) K_7 / (a_1^2 K_3 + a_3^2 K_7)$$

$$\alpha_2 = a_1^2 K_4 K_6 / a_1 (a_1^2 K_3 + a_3^2 K_7)$$

$$\alpha_3 = C_1 K_7 / a_1^2$$

로 두면 다음과 같이 간단하게 표현할 수 있다.

$$\Delta Z / \Delta N_E(S) = -\alpha_2(S + \alpha_3) / (S^2 + \alpha_1(S)) \quad (8)$$

$$\beta_1 = \alpha_1 + \alpha_2 \alpha_d \quad \beta_2 = \alpha_2 \alpha_3 \alpha_d \quad \text{단, } \alpha^0 = K_1 \rho / K_0$$

(8) 식은 드루프(Droop)이 없는 유압조속기의 표준식인데 드루프가 존재하는 경우 동특성은 아래 식과 같다. 보통의 경우 그림2와 같이 드루프 링크(Droop Kink)를 설치하면 파워 피스톤의 움직임이 피드백되어 드루프가 감소한다.

(2) 식에서

$$K_0 N_E(S) = K_3 X + a_3 P - K_1 \rho Z \quad (9)$$

(9) 식에서 P를 구하면

$$P = (K_0 N_E(S) - K_3 X) / a_3 - K_1 \rho S Z / a_3$$

위식을 (6) 식에 대입하고

로 두면 다음과 같은 간단한 방정식으로 표현할 수 있다.

$$(s^2 + \beta_1 s + \beta_2) Z = -\alpha_2(S + \alpha_3) N_E(S) \quad (10)$$

여기서 음의 부호는 파워 피스톤의 변위방향에 의하여 변경되며 입출력이 미소변화되는 경우 조속기의 동특성은 변화가 없어 다음과 같은 2차계로 표현되고 이를 블록선도로 표시하면 그림3과 같다.

$$\begin{aligned} G_g(S) &= \Delta Z(S) / \Delta N_E(S) = \Delta Z(S) / (\Delta N_R(S) - \Delta N_G(S)) \\ &= \alpha_2(S + \alpha_3) / (S^2 + \beta_1 S + \beta_2) \\ &= (\alpha_2 + (S + \alpha_3)) / (S^2 + 2\xi w_n S + w_n^2) \\ w &= \beta_2, \quad \rho = \beta_1 / 2\sqrt{\beta_2} \end{aligned}$$

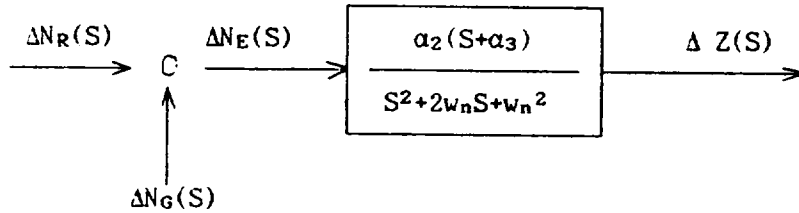


Fig. 3. Block diagram of the Governor

2) 엔진의 사양 및 전달함수

엔진의 동특성을 수식으로 정밀하게 표현하는 것은 곤란하지만 근사적으로 엔진의 출력은 조속기의 파워 피스톤의 변위에 비례하고 과도상태에서는 지연시간(Dead Time)이 L sec라고 하면 연료 랙크 동작후 L sec 후에 출력이 변동됨으로 엔

진의 전달함수는 아래 식과 같이 간략하게 표현할 수 있다. (河와 盧, 1975. 高橋利衡, 1960)

$$G_E(S) = \frac{\Delta P_e(S)}{\Delta Z(S)} K_e e^{-Ls}$$

K_e : 엔진의 정상상태의 이득

L : 엔진의 지연시간

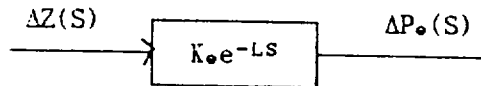


Fig. 4. Block diagram of an Engine

또한 엔진의 사양은 다음과 같다.

TYPE : MAN-B & W 6L60MCE

NO of CYLINDER : 6

STROKE * BORE : 1944mm * 600mm

M. C. R. : 10,800 BHP 111RPM
 MEAN EFFECTIVE PRESSURE : 13.3Kg/Cm²
 TOTAL MOMENT of INERTIA : 5,816kg-m-sec²
 F.O CONSUMPTION RATE : 123g/BHP. Hr

상기 엔진을 장치한 선박의 해상운전시 측정된 결과치에 따라 데이터를 산정한 것이 Table 1이다.
 단, u는 1g의 연료가 실린더내로 들어가는 연료 레크의 변위다.

Table 1. Measured Data

BHP	9671	7300	5395	3840	2808	1883	1975
CONSTANT RPM	110	100	90	80	70	60	50
Ke (3000/u)	29.26	29.26	29.26	29.26	29.26	29.26	29.26
$K_L \left[\frac{\partial BHP}{\partial rpm} \right]$	248.6	237.1	190.5	155.5	123.4	94.3	68.8
Kr (1/K _L)	0.004	0.005	0.008	0.008	0.010	0.015	0.020
$Tr \left[\frac{1}{75} \frac{\pi}{30} \cdot RPM \right]$ $\left[\frac{1}{K_L} \right]$	6.3	7.2	7.3	8.7	10.1	11.9	14.5
Kr (Kr/Tr)	0.0006	0.0007	0.0008	0.0008	0.0009	0.0010	0.0013
$\alpha r (1/Tr)$	0.159	0.139	0.137	0.115	0.099	0.084	0.069
L (Dead Time) 25/RPM	0.22	0.25	0.28	0.31	0.36	0.41	0.5

3) 회전계통의 사양 및 전달함수

회전계통의 게인(정상이득)은 프로펠러 로우커브(Law Curve)의 동작점에서 기울기인데 이는 회전수의 세제곱에 비례한다. 아래 그림5는 추진기의 로우커브이다. 이 곡선의 각점에서의 기울기는 각각 다른 값을 가짐을 알 수 있다.

여기서 사용된 프로펠러는 직경의 6150mm이며 재료는 Ni-AL-BRONZE 합금이며 관성모멘트는 3975kg-m-sec²인 것을 사용하였다.

추진기의 속도가 w에서 w+Δw로 변경되는 과

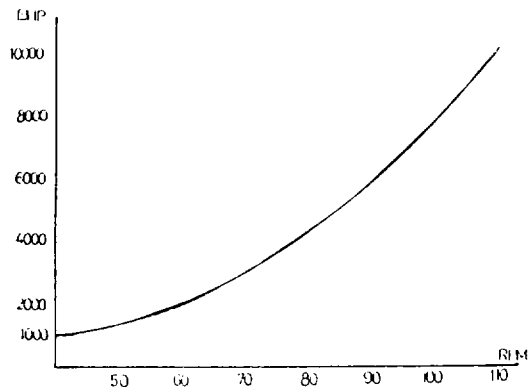


Fig. 5. Propeller Law Curve

도상태에서의 에너지방정식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \Delta P_e \Delta t &= \frac{1}{75+2} (J(w+\Delta w)^2 - Jw^2) + \frac{\Delta P_s}{\alpha N} \Delta N \Delta t \\ &+ \Delta P_s \Delta t \approx \frac{Jw\Delta w}{75} + K_L \Delta N \Delta t + \Delta P_s \Delta t \end{aligned} \quad (11)$$

여기에서, $K_L = P_s/N$; 임의점에서 로우커브의 기울기

위식의 왼편항은 Δt 시간에 기관에서 발생하는 에너지, 오른쪽 첫항은 각가속도에 의한 축적된 에너지, 둘째항은 회전수 변화에 의한 소모에너지, 셋째항은 외란에 의한 축마력의 변동에 의한 소모에너지를 나타낸다.

(11)식을 Δt 로 나누고 라플라스 변환하면

$$\Delta P_e(S) - \Delta P_s(S) = \left\{ \frac{J}{75} \left(\frac{2\pi}{60} \right)^2 S + K_L \right\} \Delta N(S) \quad (12)$$

위식에서 J 가 기관의 회전부분과 추진기의 관성 모멘트 합이라하면 회전체통의 전달함수는 아래와 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} G_R(S) &= \Delta N(S) / (\Delta P_e(S) - \Delta P_s(S)) = \\ &= \frac{K_r}{T_r S + 1} = \frac{K_T}{\alpha_r + S} \end{aligned}$$

여기서

$$\begin{aligned} K_r &= 1/K_L : \text{회전체통의 정상이득} \\ T_r &= J(2\pi)^2 / K_L 75 (60)^2 : \text{회전체통의 시정수} \\ K_T &= K_r / T_r \\ \alpha_r &= 1/T_r \end{aligned}$$

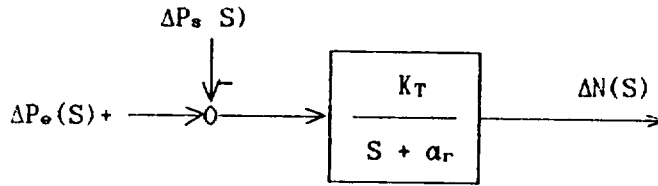


Fig. 6. Block diagram of rotating system

또한 저속의 엔진과 고회전의 조속기 스피더 스피들(Speeder Spindle) 사이에는 기어가 있으므로 치차수비를 k_f 라하면 속도비는 다음과 같다.

$$\Delta N_G(S) = K_f \Delta N(S) \quad (13)$$

4) 속도 제어시스템의 전달함수
 앞의 결과들을 종합하면 메인엔진 회전수 제어 시스템의 블록선도 및 전달함수는 다음과 같다.

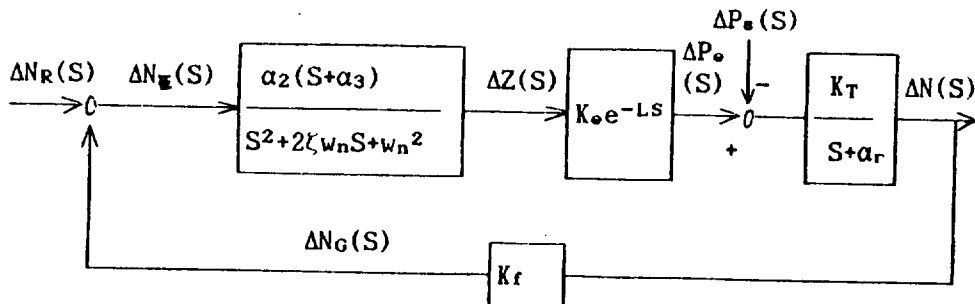


Fig. 7. Block diagram of propulsion control system

그림7로 부터 선박추진용기관 회전수제어계통의 전달함수는 설정치 변경의 경우는 다음과 같다.

$$G_N(S) = \Delta N(S) / \Delta N_R(S) = G(S) / (1 + K_f G(S)) \quad (14)$$

단, 전향전달함수는 다음과 같다.

$$G(S) = \frac{\alpha_2(S + \alpha_3)}{S^2 + 2\zeta\omega_n S + \omega_n^2} K_e e^{-LS} \frac{K_T}{S + \alpha_r} \quad (15)$$

외부 부하가 변동할 경우에는 다음과 같다.

$$G_D(S) = \frac{\Delta N(S)}{\Delta P_s(S)} = \frac{K_T / (S + \alpha_r)}{1 + K_f G(S)} \quad (16)$$

3. 시스템의 특성방정식과 안정성 해석

선형시스템을 Z변환하게 되면 샘플링기간 동안에는 샘플된 값이 유지되어야 하는데 이들 유지방법에 따라 0차, 1차, 2차 등으로 구분한다. 본 연구에서는 널리 사용되고 있는 0차 홀더 (Zero-Order Holder, Z.O.H) 방법을 택하였고 샘플링 시간은 적을수록 정도가 증가하나 여기서는 정상 분석에 가까우므로 이를 0.2초로 고정하여 해석하였다.

제어시스템의 지연시간은 기관의 회전수에 의하여 결정되나 해석상의 편의를 위하여 지연시간과 샘플링시간의 비 $d=L/T$ 가 정수가 되도록 하였고 지연시간의 증가에 의한 시스템의 차수 증가는 53 차 까지만 취급하여 안정성(Cadzw and Martens, 1970)을 분석하기로 한다. 0차 홀더가 부가되었을때의 블록선도는 아래와 같다.

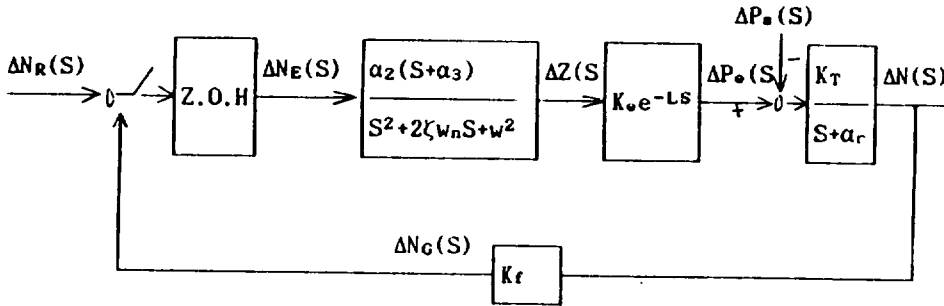


Fig. 8. Block diagram of speed control system with Z.O.H

위에서 0차 홀더의 전달함수 $G_h(S)$ 는

$$G_h(S) = \frac{1}{S} (1 - e^{-LS}) \quad (17)$$

위 그림에서 전향전달함수를 구하면 다음과 같다.

$$G(S) = \left(\frac{1 - e^{-LS}}{S} \right) \frac{\alpha_2(S + \alpha_3)}{S^2 + 2\zeta\omega_n S + \omega_n^2} K_e e^{-LS} \frac{K_T}{S + \alpha_r} \quad (18)$$

(18) 식을 Z변환하면

$$G_{oL}(Z) = (1 - Z)^{-1} Z^{-d} \frac{\alpha_2(S + \alpha_3)}{S^2 + 2\zeta\omega_n(S) + \omega_n^2} \frac{K_e}{S + \alpha_r}$$

단, $K_o = K_e K_T$

(18) 식에서 0차 홀더와 엔진의 지연시간을 제외한 조속기, 엔진 회전계통의 동특성방정식을 Z변환하기 위하여 부분분수로 전개하여 정리하면

$$G(Z) = (1-Z^{-1})Z^{-d}\eta\left(\frac{a_1}{S}\right) + \frac{K_0\alpha_2}{R_0} \frac{(q_1(S+\alpha_0) + q_2w_0)}{S+\alpha_0)^2 + w_0^2} + \frac{a_3}{S+\alpha_r} \quad (19)$$

여기서

$$\begin{aligned} a_1 &= \alpha_2\alpha_3K_0/(\alpha_0^2 + w_0^2)\alpha_r \\ \alpha_0 &= \xi w_n, \quad w_0 = w_n\sqrt{1-\xi^2} \\ a_{21} &= \alpha_2k_0(q_1 + q_{2j})/2R_0 \\ R_0 &= w_0(w_0(2\alpha_0 - \alpha_r))^2 + (w_0^2 + \alpha_0(\alpha_r - \alpha_0))^2 \\ q_1 &= w_0(\alpha_3 - \alpha_0)(2\alpha_0 - \alpha_r) - w_0(w_0^2 + \alpha_0(\alpha_r - \alpha_0)) \\ q_2 &= w_0^2(2\alpha_0 - \alpha_r) + (\alpha_3 - \alpha_0)(w_0^2 + \alpha_0(\alpha_r - \alpha_0)) \\ a_{22} &= \alpha_2K_0(q_1 - q_{2j})/2R_0 \\ a_3 &= K_0\alpha_2(\alpha_r - \alpha_0)/\alpha_r((\alpha_0 - \alpha_r)^2 + w_0^2) \end{aligned}$$

(19) 식에서 뒤항을 Z변환하여 정리하면

$$G(Z) = \frac{C_{10}Z^4 - C_{11}Z^3 + C_{12}Z - C_{23}}{Z^4(C_{10}Z^3 - C_{11}Z^2 + C_{12}Z - C_{13})} \quad (20)$$

여기서

$$\begin{aligned} C_{10} &= 1 \\ C_{11} &= e^{-\alpha_r T}(2\text{COS}w_0T + 1) \\ C_{12} &= e^{-\alpha_r T}(2\text{COS}w_0T + 1) \\ C_{13} &= e^{-3\alpha_r T} \\ C_{23} &= a_1 + (K_0\alpha_2q_1/R_0) + a_3 \\ C_{21} &= a_1(2e^{-\alpha_r T}\text{COS}w_0T + e^{-\alpha_r T}) + \frac{K_0\alpha_2}{R_0}(q_1e^{-\alpha_r T} \\ &\quad \text{COS}w_0T - q_2e^{-\alpha_r T}\text{SIN}w_0T + q_1(1 + e^{-\alpha_r T})) + \\ &\quad a_3(2e^{-\alpha_r T}\text{COS}w_0T + 1) \\ C_{22} &= a_1(2e^{-2\alpha_r T}\text{COS}w_0T + e^{-2\alpha_r T}) + \frac{K_0\alpha_2}{R_0}(q_1e^{-\alpha_r T} \\ &\quad \text{COS}w_0T(1 + e^{-\alpha_r T}) - q_2e^{-\alpha_r T}\text{SIN}w_0T(1 + \\ &\quad e^{-\alpha_r T}) + q_1e^{-\alpha_r T}) + a_3(e^{-2\alpha_r T} + 2e^{-\alpha_r T}\text{COS}w_0T) \\ C_{23} &= a_1e^{-3\alpha_r T} + \frac{K_0\alpha_2}{R_0}(q_1e^{-\alpha_r T}\text{COS}w_0T - q_2e^{-2\alpha_r T} \\ &\quad \text{SIN}w_0T) + a_3e^{-2\alpha_r T} \end{aligned}$$

그러므로 시스템 개루프 전달함수를 구하면

$$CH(Z) = \frac{K_f(C_{10}Z^4 - C_{11}Z^3 + C_{12}Z - C_{23})}{Z^4(C_{10}Z^3 - C_{11}Z^2 + C_{12}Z - C_{13})} \quad (21)$$

따라서 시스템의 회전속도 설정치 변경의 경우

$$F(Z) = \frac{\Delta N(S)}{\Delta N_R(S)} = \frac{G(Z)}{1+GH(Z)} = \frac{C_{20}Z^4 - C_{21}Z^3 + C_{22}Z - C_{23}}{Z^4(C_{10}Z^3 - C_{11}Z^2 + C_{12}Z - C_{13}) + K_f(C_{20}Z^4 - C_{21}Z^3 + C_{22}Z - C_{23})} \quad (22)$$

외부 외란부가 변동할 경우의 전달함수는

$$G_R(Z) = \eta\left(\frac{K_T}{S+\alpha_r}\right) = \frac{K_T}{1-e^{-rT}Z^{-1}} = \frac{K_T Z}{Z-e^{-rT}}$$

임으로

$$F_D(Z) = \frac{\Delta N(S)}{\Delta P_s(Z)} = \frac{G_R(Z)}{1+GH(Z)} = \frac{Z^4(C_{10}Z^3 - C_{11}Z^2 + C_{12}Z - C_{13})G_R(Z)}{Z^4(C_{10}Z^3 - C_{11}Z^2 + C_{12}Z - C_{13}) + K_f(C_{20}Z^4 - C_{21}Z^3 + C_{22}Z - C_{23})} \quad (23)$$

(22), (23) 식에서 알 수 있는 바와 같이 외란의 경우나 회전수 설정치 변경의 경우나 특성방정식은 아래와 같이 모두 동일하다.

$$F(Z) = Z^4(C_{10}Z^3 - C_{11}Z^2 + C_{12}Z - C_{13}) + K_f(C_{20}Z^4 - C_{21}Z^3 + C_{22}Z - C_{23}) \quad (24)$$

결과 및 고찰

1. 엔진의 지연시간에 의한 영향

조속기의 조건이 $w_n=10$, $\xi=0.9$ 에서 지연시간만을 변경시켜 결과를 산출하였다.

1) 110RPM영역

그림9에서 보면 엔진의 지연시간을 0-0.6sec 범위에서 0.2sec 단위로 증가시켜 보았다. 이 영역에서는 모든 대표근이 안정영역에 들어가나 안정

성이 조금씩 나빠지고 있다.

2) 90RPM영역

그림10에서 이 영역에서도 모든 대표군이 안정 영역에 들어가나 안정성은 110RPM영역보다 조금씩 나빠지고 있다.

3) 70RPM영역

그림11에서 보면 이 영역에서는 모든 대표군이 안전영역에 들어 있다고 할 수 있으나 지연시간

0.6sec에서는 거의 불안정영역에 가까웠다.

4) 그림12에서 보면 이 영역에서는 지연시간 0.2sec에서 불안정영역에 들어섰다.

이상에서 보는 바와 같이 엔진의 지연시간영역을 종합하여 분석하면 그림13에 도시한 것처럼 기관의 회전수가 저속으로 들어갈수록 지연시간이 커져 엔진의 안정성에 상당한 영향을 미치는 것을 알 수 있고 또한 저속으로 갈수록 시스템의 안정성이 저하되는 것을 알았다.

RPM : 110 A : DEAD TIME 0.0 SEC
 ω_n : 10 B : DEAD TIME 0.2 SEC
 ζ : 0.9 C : DEAD TIME 0.4 SEC
 GAIN : 5.24 D : DEAD TIME 0.6 SEC

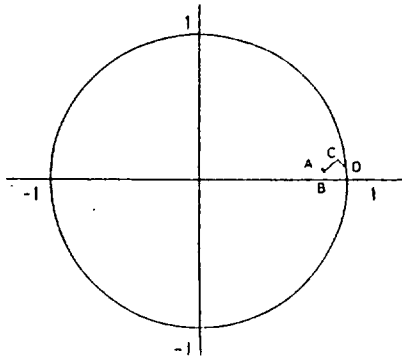


Fig. 9.

RPM : 90 A : DEAD TIME 0.0 SEC
 ω_n : 10 B : DEAD TIME 0.2 SEC
 ζ : 0.9 C : DEAD TIME 0.4 SEC
 GAIN : 5.24 D : DEAD TIME 0.6 SEC

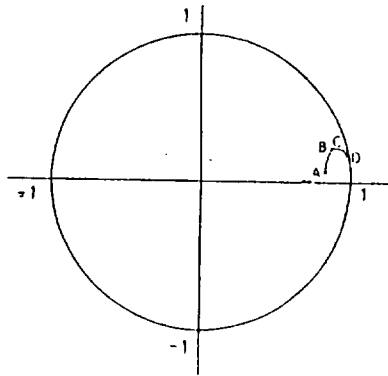


Fig. 10.

RPM : 70 A : DEAD TIME 0.0 SEC
 ω_n : 10 B : DEAD TIME 0.2 SEC
 ζ : 0.9 C : DEAD TIME 0.4 SEC
 GAIN : 5.24 D : DEAD TIME 0.6 SEC

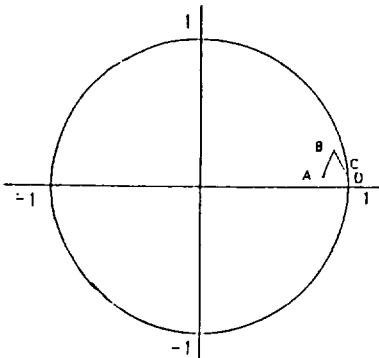


Fig. 11.

RPM : 50 A : DEAD TIME 0.0 SEC
 ω_n : 10 B : DEAD TIME 0.2 SEC
 ζ : 0.9 C : DEAD TIME 0.4 SEC
 GAIN : 5.24

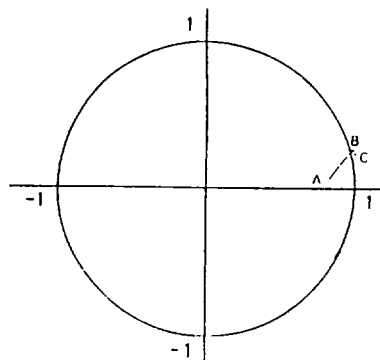


Fig. 12.

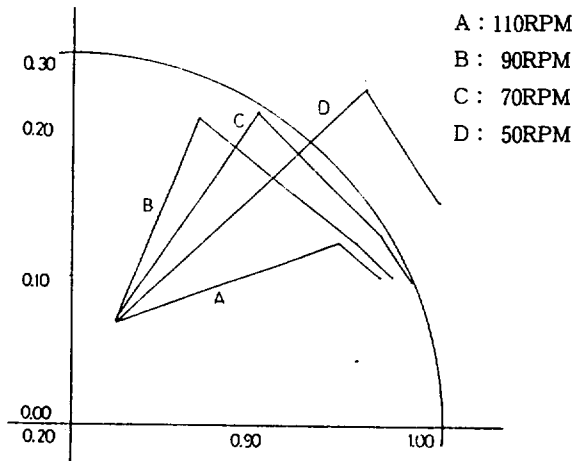


Fig. 13.

2. 정상이득에 의한 영향

엔진의 정상상태 즉, 주어진 RPM에서의 지연 시간 $w_n=10$, $\xi=0.9$, $k_o=0.24$ 로 두고 K_o 의 값을 증가시켜 결과를 산출하였다.

1) 110RPM영역

그림14에서 보면 이 영역에서는 K_o 의 값의 4배 이상에서는 불안정영역에 들어갔다.

2) 90RPM영역

그림15에서 보면 이 영역에서는 K_o 의 값의 3배

이상에서는 불안정영역에 들어갔다.

3) 70RPM영역

그림16에서 보면 이 영역에서는 K_o 의 값의 2배 이상에서는 불안정영역에 들어갔다.

4) 50RPM영역

그림17에서 보면 이 영역에서는 주어진 계인 값에서 부터 불안정영역에 들어갔다.

이상에서와 같이 시스템의 정상이득에 대한 영향을 종합하여 분석하면 그림18에 나타난 바와 같이 계인값이 커지면 시스템이 불안정해짐을 알았다.

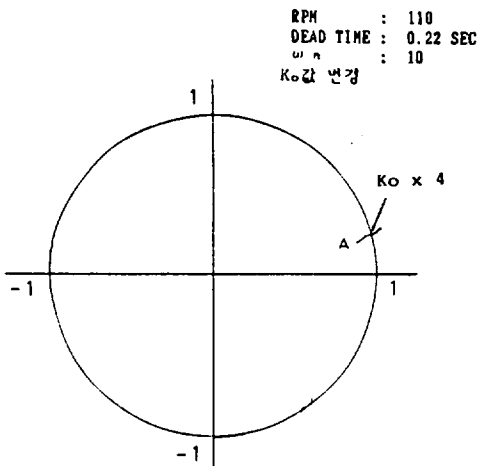


Fig. 14.

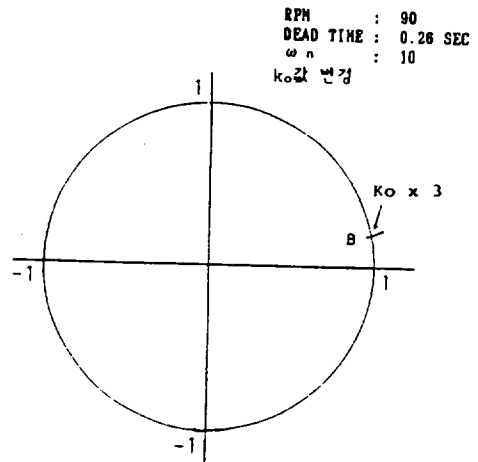


Fig. 15.

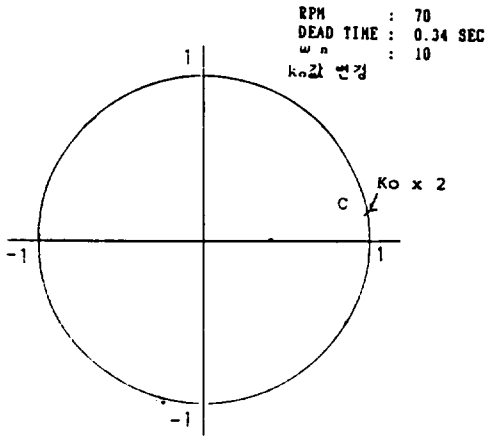


Fig. 16.

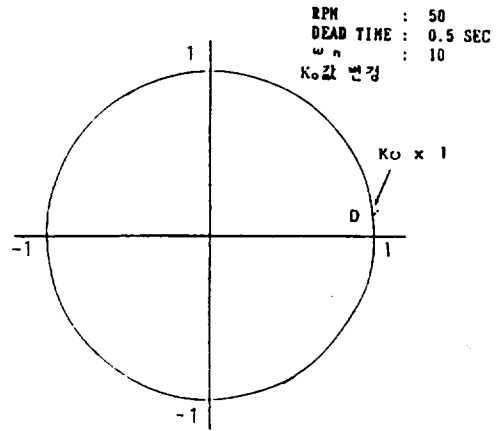


Fig. 17.

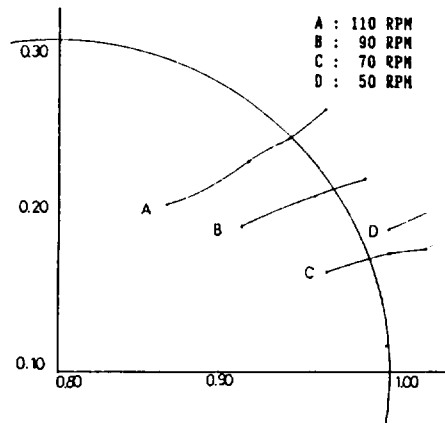


Fig. 18.

3. 감쇄계수에 의한 영향

엔진의 정상상태인 주어진 RPM에서의 지연시간과 $\omega_n=10$ 인 상태에서 결과를 산출하였다.

1) RPM 70, 90, 110의 영역

그림19, 20, 21에서 보면 이 영역에서는 모든 대표근이 안정영역에 분포하고 있으며 감쇄계수값이 증가가 시스템의 안정성을 좋게 하고 있다.

2) RPM 50의 영역

그림22에서 보면 이 영역에서는 주어진 RPM의 지연시간에 의해 모든 대표근이 불안정 영역에 들어가나 값이 증가할수록 점점 안정영역에 들어오고 있다.

이상에서와 같이 감쇄계수에 대한 영향을 종합하여 분석하면 그림23에서 나타난 바와 같이 감쇄계수의 값이 커지면 시스템이 안정해짐을 알았다.

RPM : 110
 DEAD TIME : 0.22 SEC
 GAIN : 5.24
 : 0.1 - 0.9

A ζ 0.1 : 0.9820
 B ζ 0.2 : 0.9628
 C ζ 0.3 : 0.9430
 D ζ 0.4 : 0.9230
 E ζ 0.5 : 0.9029
 F ζ 0.6 : 0.8948
 G ζ 0.7 : 0.8930
 H ζ 0.8 : 0.8897
 I ζ 0.9 : 0.8859

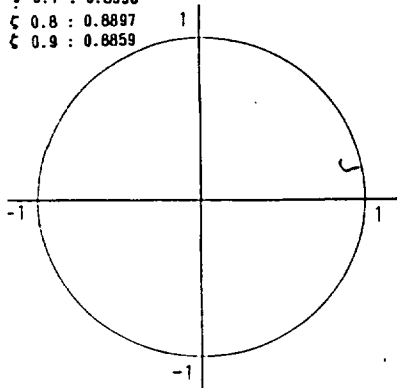


Fig. 19.

RPM : 90
 DEAD TIME : 0.28 SEC
 GAIN : 5.24
 : 0.1 - 0.9

A ζ 0.1 : 0.9834
 B ζ 0.2 : 0.9648
 C ζ 0.3 : 0.9447
 D ζ 0.4 : 0.9333
 E ζ 0.5 : 0.9347
 F ζ 0.6 : 0.9343
 G ζ 0.7 : 0.9329
 H ζ 0.8 : 0.9309
 I ζ 0.9 : 0.9298

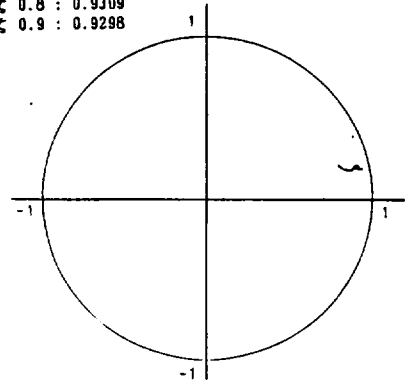


Fig. 20.

RPM : 70
 DEAD TIME : 0.34 SEC
 GAIN : 5.24
 : 0.1 - 0.9

A ζ 0.1 : 0.9868
 B ζ 0.2 : 0.9824
 C ζ 0.3 : 0.9802
 D ζ 0.4 : 0.9791
 E ζ 0.5 : 0.9785
 F ζ 0.6 : 0.9780
 G ζ 0.7 : 0.9774
 H ζ 0.8 : 0.9764
 I ζ 0.9 : 0.9750

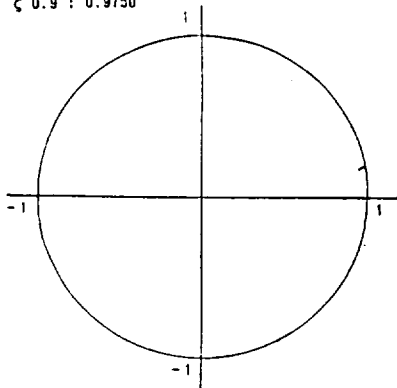


Fig. 21.

RPM : 50
 DEAD TIME : 0.50 SEC
 GAIN : 5.24
 : 0.1 - 0.9

A ζ 0.1 : 1.0097
 B ζ 0.2 : 1.0099
 C ζ 0.3 : 1.0100
 D ζ 0.4 : 1.0102
 E ζ 0.5 : 1.0103
 F ζ 0.6 : 1.0103
 G ζ 0.7 : 1.0102
 H ζ 0.8 : 1.0098
 I ζ 0.9 : 1.0088

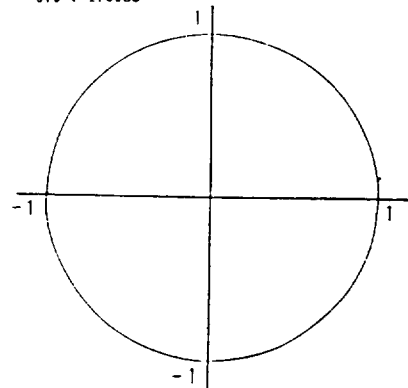


Fig. 22.

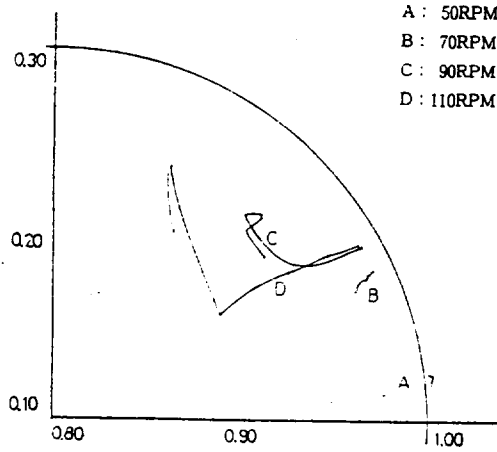


Fig. 23.

적 요

이상과 같이 기계-유압식 조속기를 2차계로, 엔진과 프로펠라를 각각 1차계로 두고 속도제어시스템을 구성하고 제어입력인 회전수에 대한 시스템의 전달함수를 구하여 Z변환하고 특성방정식의 대표근을 추적함으로써 다음과 같은 결과를 얻었다.

1) 엔진의 지연시간은 엔진의 회전수가 높은 범위에서는 엔진의 안정성을 결정하는 큰요소는 아니나 회전수가 낮은 범위에서는 상당히 큰 영향을

주는 것을 나타내고 있다.

2) 시스템의 정상이득은 엔진 회전수 전 범위에서 시스템의 안정성을 결정하는 가장 큰 요소임을 나타내고 있다.

3) 감쇄계수의 값은 시스템의 안정성을 결정하는데는 큰 요소는 아니나 감쇄계수의 값이 증가할수록 시스템의 안정성이 조금씩 좋아지는 것을 알 수 있다.

참 고 문 헌

河注植, 盧彰注, 1975. 선박에 있어서의 내연기관 구동 발전기의 속도 안정에 관한 연구. 대한전기학회, Vol.24, No.4, pp.63-70.

河注植, 1986. 자동제어공학, pp.89-91. 한국해양대학교출판부.

James A. Cadzow, Hinrich R. Martens, 1970. discrete-Time and Computer control system, pp.246-254, pp.259-263, Prentice-Hall, Inc.

田村直樹, 1988. 電子ガバナ制御パラメタ決定システムの口開發. 日本船用機關學會, 第42回

(昭和63年春季) 學術講演.

Katsuhiko Ogata, Discrete Control System, pp.240-241. Prentice-Hall International Editions.

高橋利衛, 1960. 内燃機關調速のプロセスグイシツクス. 機關の研究, 第12卷, 第1號, pp.218.

William L. Brogan, ph. D. Modern control Theory, Second Edition, Pp.34-37, Prentice-Hall, Inc.