

# 長行程 船舶用 디젤機關에 裝着된 機械油壓式 調速機 設計에 관한 研究

姜 昌 男\*

Design of the Mechanical Hydraulic Governor for the Long  
Stroke Marine Diesel Engine

*Kang Chang-nam\**

## Summary

The propulsion marine diesel engine have been widely applied with a mechanical-hydraulic governor for the speed control for long time. Recently, it was very difficult for the mechanical-hydraulic governor to control the speed of engine under the condition of long stroke, low speed and few cylinder because of jiggling and hunting.

In this paper, it is analyzed how much influence is given by a parameter variation of mechanical-hydraulic governor for the speed control system by utilizing the Nichols chart and the optimal parameters are investigated through computer simulation. The performance improvement of conventional mechanical hydraulic governor is confirmed to be possible for marine propulsion engine.

## 서 론

船舶 추진용 機關은 일반적으로 機械-油壓式 調速機를 이용하여 速度制御를 행하여 왔다. 그러나 最近의 船舶用 디젤기관은 經濟的인 면에서 선박 추진기관의 行程을 길게 하고 속도는 저속화되고 연소시량 마력수를 크게 함으로써 소수 실린더화

가 진행됨에 따라 저속·장행정·소수실린더 엔진에서는 시간지연(Time Delay)과 토크(Torque) 급변의 영향으로 인한 지글링(Jiggling) 및 헌팅(Hunting) 현상등이 발생하여 안전 운전이 곤란해졌다. 최근에는 이런 문제점들을 해결하기 위해서 디지털 조속기의 개발이 이루어져(田村, 1988, 林, 1989) 저속대형기관에 채용되고 있으나 진동, 교열, 염분, 가스등 해상의 열악한 환경으로 디지털 조속기의 IC소자등에 이상이 발생하여 고장이

\* 해양과학대학 실습과

발생할 가능성이 크고 고장 발생시에는 백업 (Back-up) 장치 부재로 선박사고의 원인이 될 수 있다. 그러나 從來의 機械-油壓式 調速機를 劣惡한 조건에서 장시간 사용하여도 고장율이 적으므로 性能을 개선할 수 있다면 信賴性 측면에서 유리하다고 볼 수 있다.

따라서 본 논문에서는 信賴性이 높은 在來式 機械-油壓式 調速機의 性能을 개선하기 위하여 선박의 速度制御系統의 전달함수를 유도하여 조속기의 어떤 파라미터가 회전수 제어제동에 얼마나 큰 영향을 미치는가를 Nichols 선도를 이용하여 (Kuo, 1991, 朴 등, 1990) 분석하고, 컴퓨터 시뮬레이션을 통해 조속기의 최적 파라미터 값을 찾아내어

조속기의 영점 (Zero) 인  $\alpha_s$ 와 고유각주파수 ( $\omega_n$ )의 파라미터를 구성하는  $C_r, K_e, K_i, K_r, \rho$  등을 조정 또는 변경하고 설계단계에서  $a_1, a_3, a_4$ 를 변경하여 이들 값을 적용하면 종래의 기계-유압식 조속기도 제어 성능을 크게 향상시킬 수 있음을 확인하였다.

### 선박 속도제어 계통의 전달함수

선박 속도제어 계통은 조속기, 엔진, 회전계통 등 크게 세부분으로 구성되며 그 기능적 선도는 Fig.1과 같다.

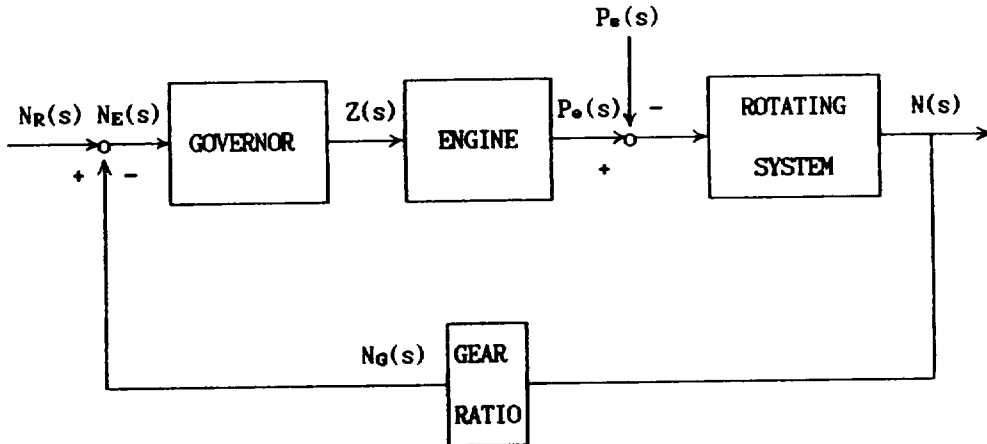


Fig. 1. Block diagram of the ship propulsion speed control system.

$N_R(s)$  : Preset speed (RPM)  
 $N_E(s) : N_R(s) - N_G(s)$  (RPM)  
 $Z(s)$  : Displacement of power piston (inch)  
 $P_e(s)$  : Output power of engine (HP)

$P_s(s)$  : Disturbance power (HP)  
 $N(s)$  : Speeder spindle speed (RPM)  
 $N(s)$  : Propeller speed (RPM)

엔진제어실 또는 브릿지에서 여러가지 속도지령에 따라 회전수의 목표치가 주어지며 조속기의 레버를 통해 엔진의 연료분사계통에 이 신호가 전달되어 엔진의 출력이 증가함을 목표치 회전수에 도달 되도록 되어 있다.

### 1. 조속기의 수학적 모델표현

#### 1) 조속기의 구성 및 동작원리

Fig.2는 선박의 추진엔진에 많이 사용되고 있는 Woodward사의 기계-유압식 PG형 조속기의 개략도이다.

조속기의 입력은 엔진의 속도로서 가해지고, 출력은 엔진의 에너지원을 제어하는 터미널 레버의 움직임으로 표현된다. 플라이웨이트 (flyweight)가 수직의 위치에 있고 플라이웨이트의 원심력과 스

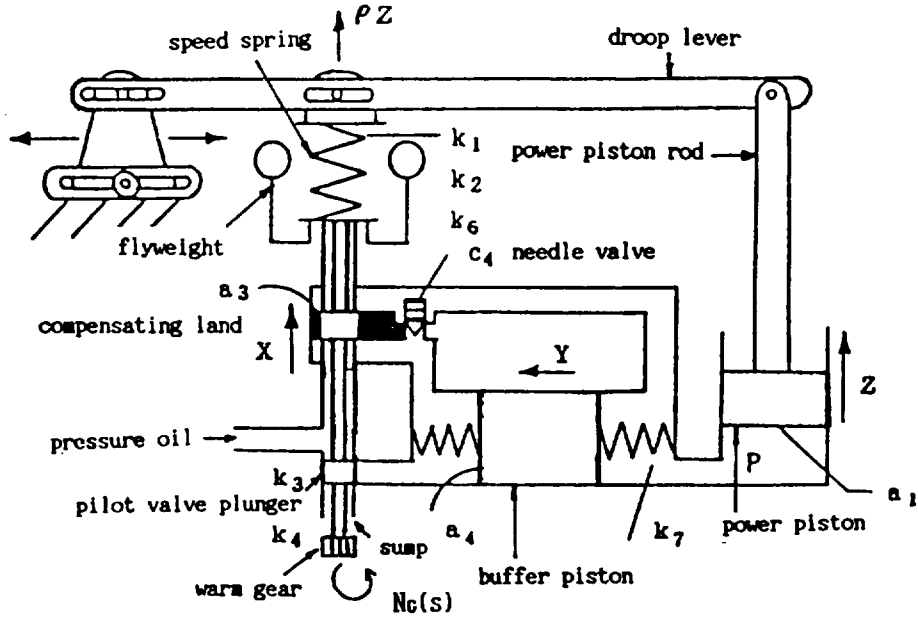


Fig. 2. Schematic diagram of PG governor

피드용수철(speed spring)이 힘의 균형을 이룰때 엔진은 어느 일정속도로 정속운전 한다.

부하가 증가하면 엔진속도에 변화가 생겨 플라이휠의 원심력이 변동하고 스피드스프링의 힘의 균형이 무너져 플라이휠트는 내측으로 기울어 파이롯트 밸브 플란저(pilot valve plunger)를 하강시켜 플란저 포트(plunger port)를 열어 압축된 작동유가 버퍼 피스톤(buffer piston)에 유입된다. 이때 유압에 의해 파워 피스톤(power piston)은 상승하여 연료의 양을 증가시킨다. 버퍼피스톤이 우측으로 움직인 상태에서 버퍼 피스톤의 유압차로 인해 고 유압쪽이 보상랜드(compensating land)의 하부에, 저 유압쪽이 상부에 작용한다. 따라서 보상랜드에는 상방향으로 힘이 생기고 파워 피스톤의 상승으로 인한 드롭레버(droop lever)의 변동으로 플라이휠트의 원심력에 의해 생긴 상방향의 힘과 함께 파이롯트 밸브 플란저를 하강시켜 플란저 포트를 막아 파워 피스톤의 이동을 멈추게 한다. 그리고 플라이휠트는 점차로 원래의 수직위치로 복귀한다.

2) 조속기의 동특성 방정식

파이롯트 밸브 프란저(Pilot Valve Plunger)에 관한 방정식은

$$K_6 N_E(s) + K_3 X = K_1 X + K_2 X + a_3 P \dots \dots \dots (1)$$

로 표현되며, 여기서  $K_4$ ,  $K_2$ ,  $K_1$ ,  $K_3$ ,  $a_3$ ,  $X$ ,  $P$ 는 다음과 같다.

- $K_4$  : The force of ball head (lb/rpm)
  - $K_2$  : Ball arm scale (lb/in)
  - $K_1$  : Speeder spring scale (lb/in)
  - $P$  : Displacement of pressure (psi)
  - $K_3$  : Reaction scale at pilot valve (lb/in)
  - $a_3$  : The area of compensator plunger (in<sup>2</sup>)
  - $X$  : Displacement from the equilibrium position of pilot valve (in)
- $K_5 = K_1 - K_2 + K_3$ 로 두면 그 결과식은 다음과 같다.

$$K_3 N_E(s) = K_5 X + a_3 P \dots \dots \dots (2)$$

파이롯트 밸브(Pilot Valve)를 흐르는 유량에 관

한 방정식은

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

으로 표현될 수 있으며  $K_4$ ,  $a_1$ ,  $Z$ 는 다음과 같다.

$K_4$  : The flow flux at pilot valve (in<sup>3</sup>/sec/in)

$a_1$  : The area of power piston (in<sup>2</sup>)

$Z$  : Displacement of power piston (in)

보상기(Compensator)를 흐르는 유량의 방정식은 다음과 같다.

$$-a_1 S Z + a_3 S X = C_4 P + a_4 S Y \dots\dots\dots (4)$$

$Y$  : Displacement from the equilibrium position of buffer piston (in)

완충 피스톤(Buffer Piston)에 걸린 힘의 방정식은

$$a_4 P = K_7 Y \dots\dots\dots (5)$$

으로 표현되며  $a_4, K_7$ 는 다음과 같다.

$a_4$  : The area of buffer piston (in<sup>2</sup>)

$K_7$  : Buffer spring scale (lb/in)

(5)식의  $Y$ 를 (4)식에 대입하면 다음과 같다.

$$-a_1 S Z + a_3 S X = C_4 P + \frac{a_4^2}{K_7} S P \dots\dots\dots (6)$$

(2)식에서 Droop이 존재하면 (7)식과 같이 표현된다.

$$K_6 N_E(s) = K_5 X + a_3 P - K_1 \rho Z \dots\dots\dots (7)$$

(7)식에서  $P$ 와  $SP$ 를 구하면

$$P = \frac{K_6 N_E(s) - K_5 X}{a_3} - \frac{k_1 \rho Z}{a_3}$$

$$SP = \frac{k_6 S N_E(s) - K_5 S X}{a_3} - \frac{K_1 \rho S Z}{a_3} \dots\dots\dots (8)$$

(8)식을 (6)식에 대입하면 (9)식과 같이 표현되고

$$-a_1 S Z + (a_3 + \frac{a_4^2 K_5}{a_3 K_7}) S X + \frac{C_4 K_5}{a_3} X + \frac{C_4 K_1 \rho Z}{a_3}$$

$$\frac{a_4^2 K_1 \rho}{a_3 K_7} S Z = \left\{ \frac{C_4 K_5}{a_3} \right\} + \frac{a_4 K_5}{a_3 K_7} S N_E(s) \dots\dots\dots (9)$$

여기서 다음식을 대입하여 간단하게 정리하면 (11)식과 같다.

$$X = -\frac{a_1}{K_4} S Z, S X = \frac{a_1}{K_4} S^2 Z \dots\dots\dots (10)$$

$$[S^2 + (\alpha_1 + \alpha_2 \alpha_d) S + \alpha_2 \alpha_3 \alpha_d] Z = -\alpha_2 (S + \alpha_3) N_E(s) \dots\dots\dots (11)$$

여기서  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$ ,  $\alpha_3$ 는 각각 다음과 같다.

$$\alpha_1 = \frac{(K_5 C_4 + a_4 K_4) K_7}{a_4^2 K_5 + a_3^2 K_7}$$

$$\alpha_2 = \frac{a_4^2 K_7 K_5}{a_1 (a_4^2 K_5 + a_3^2 K_7)}$$

$$\alpha_3 = \frac{C_4 K_7}{a_4^2}$$

(11)식에 다음관계를 대입하면 (12)식이 얻어진다.

$$\alpha_d = \frac{K_1}{K_6} \rho$$

$$\beta_1 = \alpha_1 + \alpha_2 \alpha_d$$

$$\beta_2 = \alpha_2 \alpha_3 \alpha_d$$

$$(S^2 + \beta_1 S + \beta_2) Z = -\alpha_2 (S + \alpha_3) N_E(s) \dots\dots\dots (12)$$

여기서 음의 부호는 Power Piston의 변위 방향에 의하여 변경되며, 입력 및 출력이 미소 변화하는 경우 동특성은 변화가 없으므로 조속기의 동특성은 (13)식과 같이 전형적인 2차계로 표현된다.

$$\frac{\Delta Z(s)}{\Delta N_E(s)} = \frac{\Delta Z(s)}{\Delta N_R(s) - \Delta N_G(s)}$$

$$= \frac{\alpha_2 (S + \alpha_3)}{S^2 + \beta_1 S + \beta_2} = \frac{\alpha_2 (S + \alpha_3)}{S^2 + 2\zeta \omega_n S + \omega_n^2} \dots\dots\dots (13)$$

## 2. 엔진 및 회전계통의 전달함수

1) 엔진의 전달함수

엔진의 출력은 근사적으로 조속기 파워 피스톤 (Power Piston)의 변위에 비례하고 과도상태에서 시간지연 (Time Delay)이 L초라고 하면 연료 랙 (fuel Rack) 동작후 L초 후에 출력이 변동되므로 엔진의 전달함수는 (14)식과 같이 표현할 수 있다. (盧 등, 1975)

$$G_E(s) = \frac{\Delta(P_e(s))}{\Delta Z(s)} = K_e e^{-LS} \dots \dots \dots (14)$$

여기서,  $K_e$ : 엔진의 정상상태 이득  
 L: 엔진의 시간지연 (sec)

2) 회전제동의 전달함수

Fig.3은 모 선박의 시운전 결과로부터 구한 프로펠러의 로우 커브 (Propeller Law Curve)이다.

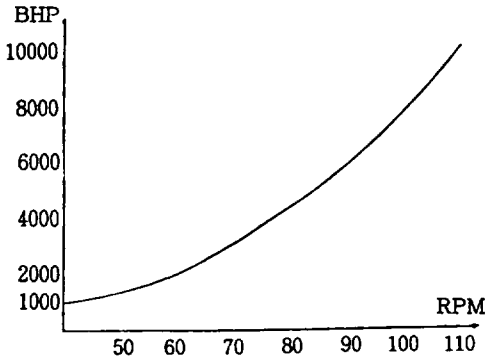


Fig.3. Propeller law curve.

회전제동의 정상이득은 Propeller Law Curve의 동작점에서의 기울기이다. 이는 회전수의 세제곱에 비례한다.

추진기의 속도가  $\omega$ 에서  $\omega + \Delta\omega$ 로 변경되는 과도상태에서의 에너지 방정식은 다음과 같다.

$$\Delta P_e \Delta t = \frac{1}{75 * 2} (J(\omega + \Delta\omega)^2 + J\omega^2) + \left( \frac{\partial P_s}{\partial N} \right) \Delta N$$

$$\Delta t + \Delta P_s \Delta t = \frac{J\omega \Delta\omega}{75} + K_L \Delta N \Delta t + \Delta P_s \Delta t \dots \dots \dots (15)$$

여기서  $K_L \frac{\partial P_s}{\partial N}$ 는 임의점에서 Law Curve의 기

울기이다.

이 (15)식에서  $\Delta t$ 를 양변에 나누고 Laplace 변환하여 정리하며 또 J가 기관의 회전부분과 추진기의 관성 모멘트의 합이라고 하면 회전제동의 전달함수는 다음과 같다.

$$G_R(s) = \frac{\Delta N(s)}{\Delta P_e(s) - \Delta P_s(s)}$$

$$= \frac{1/K_L}{\frac{(J/75)(2\pi/60)^2}{K_L} S + 1}$$

$$= \frac{K_r}{T_r S + 1} = \frac{K_T}{\alpha_r + S} \dots \dots \dots (16)$$

여기서

$$K_r = \frac{1}{K_L} \quad : \text{회전제동의 정상이득}$$

$$T_r = \frac{J(2\pi)^2}{K_L 75 (60)^2} \quad : \text{회전제동의 시정수}$$

$$K_T = \frac{K_r}{T_r}$$

$$\alpha_r = \frac{1}{T_r} \text{ 이다.}$$

또한 저속의 엔진과 고회전의 조속기 스피드 스피들 (Speed Spindle) 사이 워엄기어 (Warm Gear)의 치차수비를  $K_f$ 라 하면 이들의 속도비는 (2.19)식과 같다.

$$\Delta N_G(s) = K_f \Delta N(s) \dots \dots \dots (17)$$

3. 속도제어 시스템의 전달함수

1, 2절에서 유도한 각 전달함수를 이용하여 추진속도제어 시스템의 블록선도를 완성하면 그림 4와 같다.

Fig.4로 부터 시스템의 전달함수 (Transfer Function) 즉 엔진 속도에 대한 기준입력과 출력사이의 전달함수를 구하면 (18)식과 같다. 단, 외란으로 작용하는  $\Delta P_s(s)$ 는 작용하지 않는 것으로 간주한다.

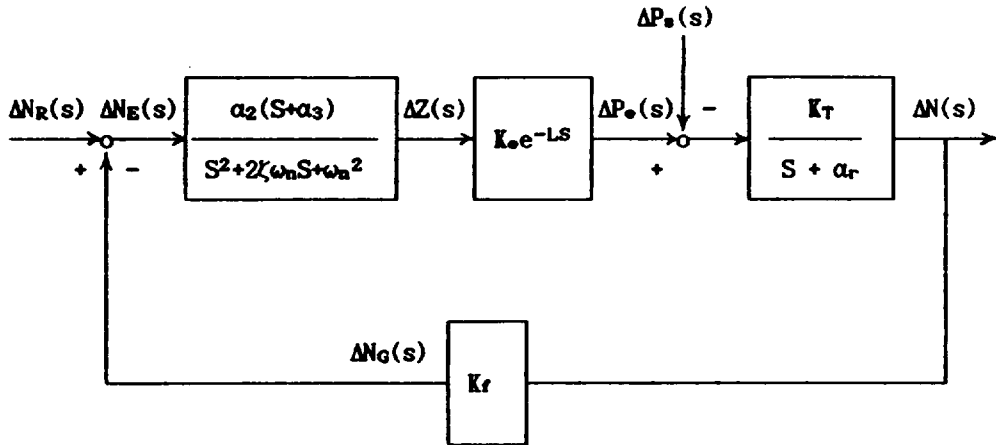


Fig. 4. Block diagram of the propulsion speed control system.

$$G_N(s) = \frac{\Delta N(s)}{\Delta N_R(s)} = \frac{G(s)}{1+K_r G(s)} \dots\dots (18)$$

이때 개루프 전달함수 (Open Loop Transfer Function)는 다음과 같다.

$$G(s) = \frac{\alpha_2(S+\alpha_3)}{S^2+\zeta\omega_n S+\omega_n^2} K_e e^{-LS} \frac{K_T}{S+\alpha_r} \dots (19)$$

#### 4. 시스템의 파라미터

본 논문에서 적용된 엔진과 프로펠러에 대한 모델사양 및 파라미터 상수는 다음과 같다.

#### 엔진사양

- TYPE : MAN-B&W 6L60MCE
- NO. OF CYLINDER : 6
- STROKE \* BORE : 1944mm \* 600mm
- M.C.R : 10,800 BHP 111 RPM
- Mean Effective Pressure : 13.3kg/cm<sup>2</sup>
- Total Moment of Inertia : 5,816kg-m-sec<sup>2</sup>
- F.O Consumption Rate : 123g/BHP. Hr

#### 프로펠러사양

- Dia of Propeller : 6,150mm
- Material : Ni-AL-Bronze
- Moment of Inertia : 3,975kg-m-sec<sup>2</sup>

Table 1. Measured data

BHP	9671	7300	5395	3840	2606	1663	1975
Prameter Rpm	110	100	90	80	70	60	50
Ke	29.26	29.26	29.26	29.26	29.26	29.26	29.26
KL	248.6	237.1	190.5	155.5	123.4	94.3	68.8
Kr	0.004	0.005	0.006	0.008	0.010	0.015	0.020
Tr	6.3	7.2	7.3	8.7	10.1	11.9	14.5
KT	0.0006	0.0007	0.0008	0.0008	0.0009	0.0010	0.0013
αr	0.159	0.139	0.137	0.115	0.099	0.084	0.069
L(Sec)	0.22	0.25	0.28	0.31	0.36	0.41	0.5

또한 위와 같이 선택된 모델에 대하여 해상 시운전 결과 측정된 파라미터 상수는 Table 1.과 같다.

여기서  $K_e$ ,  $K_L$ ,  $K_r$ ,  $T_r$ ,  $K_T$ ,  $\alpha_r$ 의 파라미터는 계산결과로 얻어지며 엔진의 시간지연(Time Delay)  $L$ 은  $15/N < D.T < 15/N + 60N \cdot n$ 로 계산하였다.

( $N$ : 엔진의 회전수,  $n$ : 1회전 착화하는 실린더 수)

### Nichols선도에 의한 제어계통의 해석

주파수 응답특성을 알아보는 방법에는 보드선도(Bode Diagram), 나이퀴스트선도(Nyquist Diagram) 니콜스선도(Nichols Chart) 등이 있으나 니콜스선도는 동일 최대공진값( $M_p$ )의 곡선과 진폭값의 대수치 및 위상값이 같이 표시됨으로 이 선도로 부터 과도상태의 오버슈트(Overshoot)를 알 수 있는 최대공진값( $M_p$ 치), 시스템의 안정도(Relative stability)를 나타내는 이득여유(Gain Margin)와 위상여유(Phase Margin)를 동시에 알아볼 수 있을뿐 아니라,  $M_p=0.707$ 의 곡선과의 교점에서의 각주파수값은 대역폭(Bandwidth)을 나타낸다.

본 연구에서는 니콜스선도에 의하여 선박 속도 제어 시스템을 분석하고 불안정한 시스템도 최적 파라미터를 찾아 이들을 조정하면 좋은 과도응답

을 얻을 수 있음을 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 확인하였다.

앞장에서 주어진 파라미터값을 개루푸 전달함수에 대입하면 여러가지 많은 니콜스선도를 그릴 수 있으나  $\zeta=1.0$ ,  $\alpha_n=5.24$ ,  $\omega_n=10.47$ (rad/sec), 전체이득=26,  $L=0.5$ (sec)의 값이 주어질 때, 시스템은 안정한계에 다달으며 그때의 응답곡선은 선도의 원점을 통과하기 때문에 이를 기준 파라미터로 하고 각 파라미터 값이 변함에 따라 응답곡선이 어떻게 변동하는지를 도시적으로 알아보고 이들을 해석하였다.

### 1. 엔진의 시간지연(Time Delay)과 정상이득(Gain)

앞절에서 설명한 기준 파라미터값 중에서 엔진의 시간지연만을 변경시켜서 니콜스선도를 그리면 Fig.5와 같은 선도를 얻을 수 있으며, 이 선도로 부터 시스템 설계에 필요한 자료를 정리하면 Table 2와 같다.

시스템의 시간지연이 클 수록 최대공진치, 대역폭, 이득여유, 위상여유 모두 감소하여  $L=0.5$ (sec) 이상에서는 시스템은 불안정해져, 이는 대형 저속기관이 낮은 속도에서 운전될수록 시간지연이 커지게 됨으로, 고속 및 중속에서는 안정하나 저속에서는 불안정한 헌팅(Hunting)현상이 발생할 수 있음을 알 수 있다.

Table 2. The system design data to the variat/on of time delay

Time Delay (sec)	$M_p$	Bandwidth (rad/sec)	Gain Margin (dB)	Phase Margin (Degree)	Remarks
0.0	0.98	3.36	$\infty$	88.75	stable
0.1	0.98	7.29	10.44	70.63	"
0.2	1.33	7.98	5.93	52.52	"
0.3	2.55	7/08	3.35	34.40	"
0.4	4.89	6.10	1.43	16.29	"
0.5	10.02	5.10	-0.15	-1.83	unstable
0.6	6.00	4.66	-1.49	-19.94	"
0.7	4.10	4.26	-2.66	-38.06	"

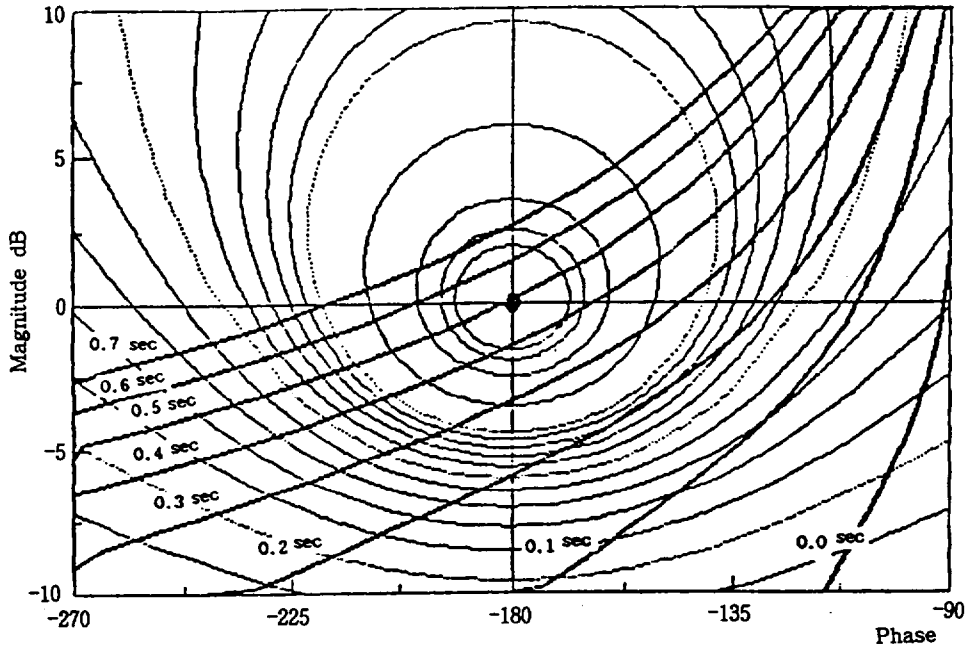


Fig. 5. The Nichols chart to the variation of time delay.

시스템의 기준 파라미터에서 전체이득(Total Gain)  $K_G = \alpha_s \cdot k_e \cdot K_T$ 를 5, 10, 15, 20, 30으로 변경시켜 Nichols선도를 그리면 Fig.6과 같으며 이 그림에서 필요한 자료를 정리하면 Table 3과 같다. 시스템의 이득이 증가하면 최대공진치와 대역폭은 커지나, 이득여유와 위상여유는 감소하여 이득이 26이상일때 시스템은 불안정해진다. 전체

이득중 엔진의 이득  $K_e$ 는 대형기관 일수록 단위 랙크(Rack)의 변위당 연료유 주입량 및 출력이 커지므로 동일한 조속기라도 대형 저속기관에 이용될 경우에는  $K_G$ 의 증대로 불안정해진다.

## 2. 조속기의 고유각주파수( $\omega_n$ )와 $\alpha_s$ 파라미터

Table 3. The system design data to the variation of total gain

Total Gain	Mp	Bandwidth (rad/sec)	Gain Margin (dB)	Phase Margin (Degree)	Remarks
5	0.89	0.78	14.17	80.71	stable
10	1.01	2.89	8.15	60.42	"
15	1.81	4.26	4.63	41.68	"
20	4.23	4.80	2.13	22.52	"
26	10.02	5.10	-0.15	- 1.83	unstable
30	7.28	5.41	-1.39	-18.98	"



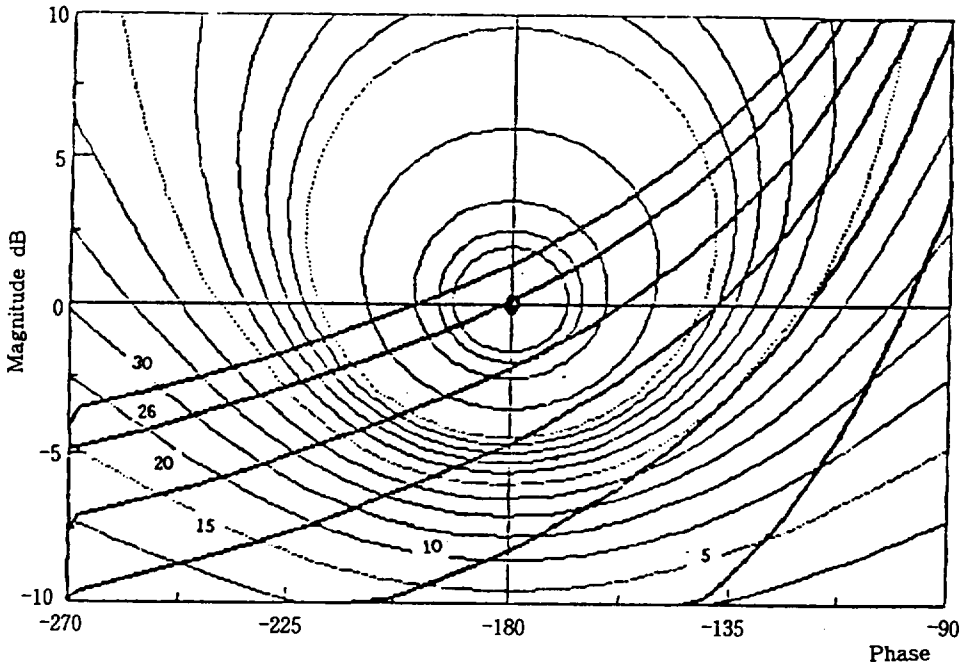


Fig. 6. The Nichols chart to total gain variation.

시스템의 기준 파라미터에서 조속기의 고유각주파수( $\omega_n$ )만을 5, 7, 15, 20, 30(rad/sec) 범위로 변경시켜 니콜스선도를 그리면 Fig.7을 얻는다. 이 선도로 부터 필요한 자료를 정리하면 Table 4와 같다. 조속기의 고유각주파수가 클수록 최대공진치와 대역폭은 감소하고 위상여유와 이득여유는 증대하며  $\omega_n=10.47$ (rad/sec)보다 작은 값일 경우에는 시스템은 불안정 해진다.

조속기의 고유각주파수  $\omega_n = \sqrt{\alpha_2 \alpha_3 \alpha_4} =$

$\left[ \frac{C_1 K_1 K_1 K_7 \rho}{a_1 (a_1 K_8 + a_3^2 K_7)} \right]$  의 요소로 구성된다. 니들밸브의 유속(Flow Flux)  $C_1$ , 파이롯트 밸브(Pilot valve)의 유속(Flow Flux)  $K_4$ , 스피더 용수철의 용수철계수  $K_1$ , 완충 용수철의 용수철 계수  $K_7$ , 파워 피스톤의 피이드 백 비율(Feedback Ratio)  $\rho$  등은 쉽게 변경할 수 있으므로 같은 조속기라도 이들 부품이나 운전상태를 변경하면 운전중에 일어나는 헌팅(Hunting)을 막을 수 있을 뿐 아니라 이들을 잘 조정하면 적당한 최대공진치, 대역폭,

Table 4. The system design data to the variation of natural angular frequency

$\omega_n$ (rad/sec)	Mp	Bandwidth (rad/sec)	Gain Margin (dB)	Phase Margin (Degree)	Remarks
5	1.30	5.58	-14.09	-171.53	unstable
7	5.89	6.10	- 7.67	-108.14	"
10.47	10.02	5.10	- 0.15	-1.83	"
15	1.19	4.14	6.46	54.76	stable
20	0.92	1.33	11.67	75.67	"
30	0.84	0.34	19.00	93.39	"

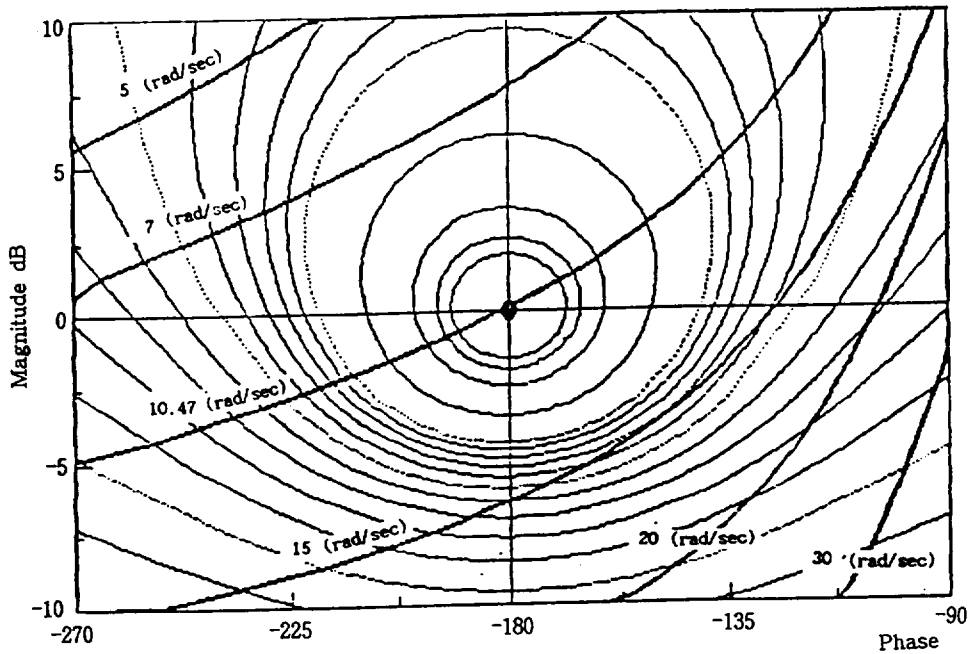


Fig. 7. The Nichols chart to variation of natural angular frequency.

위상 및 이득여유를 얻을 수 있으므로 좋은 응답 특성을 얻을 수 있음을 다음 장의 컴퓨터 시뮬레이션 결과를 통하여 확인할 수 있다.

시스템의 기준 파라미터에서  $\alpha_3$  값을 0.5, 1, 2, 3, 4, 7로 변경시켜 Nichols 선도를 그리면 Fig. 8과 같다. 이 그림으로부터 필요한 자료를 뽑아 정리하면 Table 5를 얻을 수 있다. 개루프 전달함수의 영점(Zero)인  $\alpha_3$  값이 커지면 최대공진치와 대역폭은 증대하나 이득여유와 위상여유는 감소하

여  $\alpha_3 = 5.24$ 보다 크면 시스템은 불안정해 진다.

파라미터는  $\alpha_3 = K_7 K_4 / a_4$ 로 이루어 짐으로 니들 밸브(Needle Valve)의 유속(Flow Flux)  $C_4$ , 완충용수철(Buffer Spring)의 용수철계수  $K_7$ , 완충피스톤의 단면적  $a_4$ ,  $C_4$ ,  $K_7$ 은 쉽게 변경시킬 수 있으므로 조속기를 대형저속기관에 채용하여 헌팅현상이 발생하더라도 이를 적절히 변경시키면 쉽게 안정한 운전을 할 수 있음을 알 수 있다.

Table 5. The system design data to the variation of  $\alpha_3$  parameter

$\alpha_3$	Mp	Bandwidth (rad/sec)	Gain Margin (dB)	Phase Margin (Degree)	Remarks
0.5	0.93	.2/3.2/5.4	6.38	122.17	stable
1	0.98	/5/2.7/5.3	6.10	103.15	"
2	1.28	5.10	5.13	73.96	"
3	2.06	5.10	3.67	48.18	"
4	4.23	5.10	1.95	24.58	"
5.24	10.02	5.10	-0.15	-1.83	unstable
7	3.83	5.25	-2.74	-34.58	"

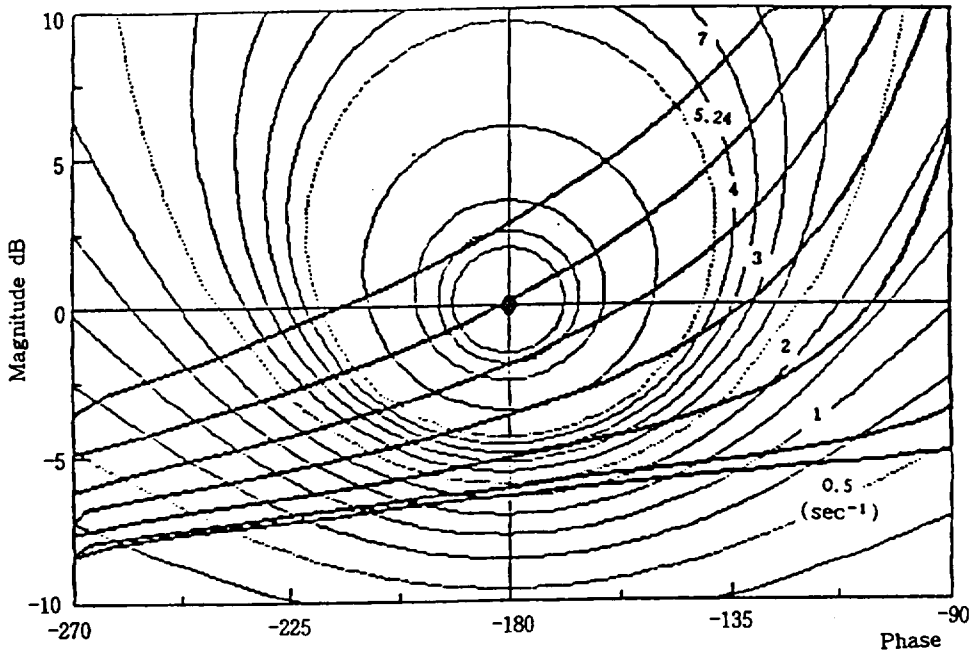


Fig. 8. The Nichols chart to the variation of  $\alpha_r$  parameter.

### 3. 감쇄계수 ( $\zeta$ )와 $\alpha_r$ 파라미터

시스템의 기준 파라미터에서 감쇄계수 ( $\zeta$ ) 만을 0.01, 0.1, 0.7, 2.0, 5.0, 10으로 변경시켜 니콜스 선도를 그리면 Fig.9와 같다. 이 그림으로부터 시스템 설계에 필요한 자료를 정리하면 Table 6을 얻는다.

감쇄계수를 변동해도 최대공진치, 대역폭, 이득여유, 위상여유 등은 크게 변동하지 않으므로 시

스템의 안정성에는 큰 영향을 미치지 못하나 대체로 감쇄계수가 감소하면 시스템은 불안정해진다.

시스템의 기준 파라미터에서 회전계통의 관성모우먼트에 관계되는  $\alpha_r$  만을 0.001, 0.01, 0.1, 0.5, 1.0, 2.0으로 변경시켜 니콜스 선도를 그리면 Fig.10과 같다. 이 그림으로부터 필요한 자료를 정리하면 Table 7을 얻는다.

대체로  $\alpha_r$ 가 변동해도 최대공진치, 대역폭, 이득여유는 크게 변하지 않으나 위상여유는  $\alpha_r$ 가 적은 값을 가질수록 감소하여 시스템은 불안정해진다.

Table 6. The system design data to the variation of damping ratio

$\zeta$	Mp	Bandwidth (rad/sec)	Gain Margin (dB)	Phase Margin (Degree)	Remarks
0.01	8.49	14.93	-0.50	$-\infty$	unstable
0.1	16.58	15.38	-0.51	$-\infty$	"
0.7	12.12	5.74	-0.29	-4.76	"
1.0	10.02	5.10	-0.15	-1.83	"
2.0	49.25	3.78	0.23	1.76	stable
5.0	10.74	2.64	0.90	3.91	"
10.0	12.74	1.90	1.60	4.83	"

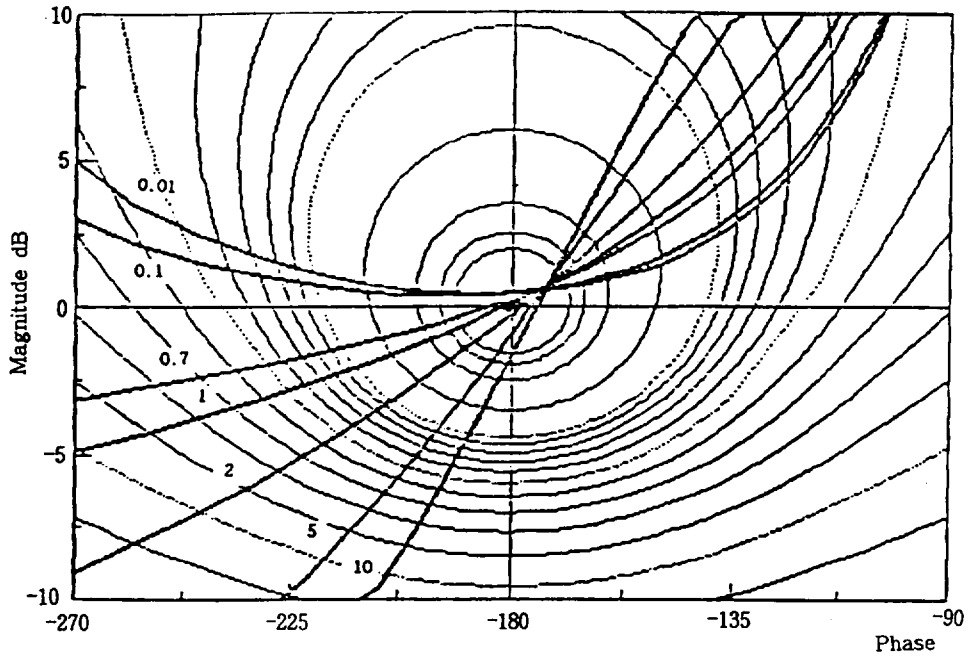


Fig. 9. The Nichols chart to the variation of damping ratio.

Table 7. The system design data to the variation of  $\alpha_r$  parameter

$\alpha_r$	Mp	Bandwidth (rad/sec)	Gain Margin (dB)	Phase Margin (Degree)	Remarks
0.001	8.36	5.10	-0.25	-3.06	unstable
0.01	8.53	5.10	-0.24	-2.90	"
0.069	10.02	5.10	-0.15	-1.83	"
0.1	11.01	5.10	-0.10	-1.13	"
0.5	17.26	5.25	0.52	7.38	stable
1.0	4.89	5.41	1.27	20.98	"
2.0	2.89	1.5/5.6	2.69	61.99	"

다. 이는 같은 조속기라도 관성모우멘트가 적은 소형조속기관에 이용하면 안정하고, 관성 모우멘트가 큰 대형조속기관에서는 불안정해 진다는 것을 알 수 있다.

### 결과 및 고찰

니콜스선도에서는 오버슈트(Overshoot)를 나타

내는 최대공진값( $M_p$ ), 반응속도를 반영하는 대역폭(B.W), 안정도를 표시하는 위상 및 이득여유는 알 수 있으나 과도상태에서의 파형에서 얻을 수 있는 상승시간(Rising Time), 정정시간(Settling Time)이나 정상오차(Offset)의 크기등은 알 수 없다. 이 예서는 최적 파라미터를 얻기 위하여 앞 절의 각 니콜스선도에서 각 파라미터의 변동때의 곡선들이 계단상 입력이 주어졌을 때는 어떠한 과도특성을 갖는지를 컴퓨터 시뮬레이션에

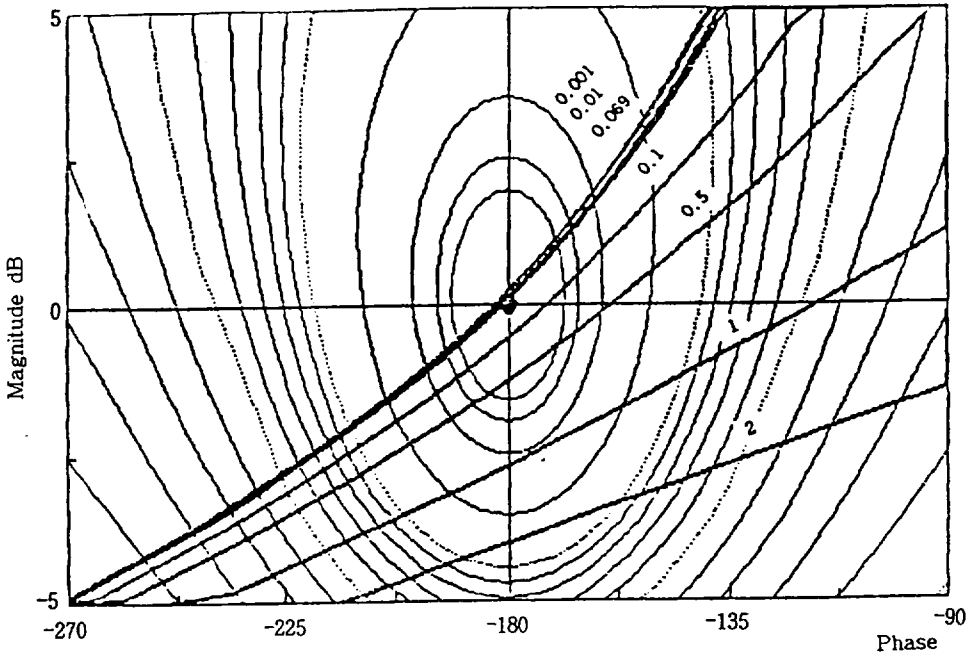


Fig. 10. The Nichols chart to the variation of  $\alpha_r$  parameter.

Table 8. The system design data at optimum parameters and reference parameters

Time Delay (sec)	$\alpha_s$	$\omega_n$ (rad/sec)	Mp	Bandwidth (rad/sec)	Gain Margin (dB)	Phase Margin (degree)	Remarks
0.5	5.24	10.47	10.02	5.10	-0.15	-1.83	unstable
0.5	16	4.5	0.94	2.93	8.76	67.62	stable
0.5	17	5	0.94	2.64	9.10	67.40	-

의하여 분석한 짧은 상승시간과 짧은 정정시간을 갖는 최적 파라미터를 찾아 보았다.

안정한계인 기준 파라미터에서 시스템에 큰 영향을 미치는  $\alpha_s$ 와  $\omega_n$ 을 적절히 조정하여 컴퓨터를 통하여 여러가지 계단응답을 구하고 그 중에서 가장 좋은 응답특성을 갖는 과도응답을 선택하면 Fig.12와 같으며 그때의 니콜스선도는 Fig.11과 같다. 이 선도로 부터 필요한 자료를 정리하면 Table 8과 같다. 두 응답곡선은 거의 일치함을 알 수 있으며 불안정한 제어시스템도  $\alpha_s$ 와  $\omega_n$ 만의 조정으로 안정화 시킬 수 있음은 물론 좋은 과도응

답을 얻을 수 있음을 알았다.

따라서 선박용 조속기에서  $\alpha_s$ 와  $\omega_n$ 의 파라미터를 구성하는  $C_s, K_s, K_1, K_2, \rho$ 의 요소들을 적절히 변동시켜 조정하면 기존의 기계-유압식 조속기도 성능을 개선시킬 수 있음을 확인하였다.

Fig.13은 최적 파라미터에서 감쇄계수  $\zeta$ 만을 변동시켰을 때의 계단응답으로  $\zeta=0.1$ 일때는 지글링(Jigling) 현상이 발생하며  $\zeta=2$ 일 때는 상승시간과 정정시간이 모두 커져서 과도응답이 좋지 못하나 정상오차는 변동이 없음을 알 수 있다.

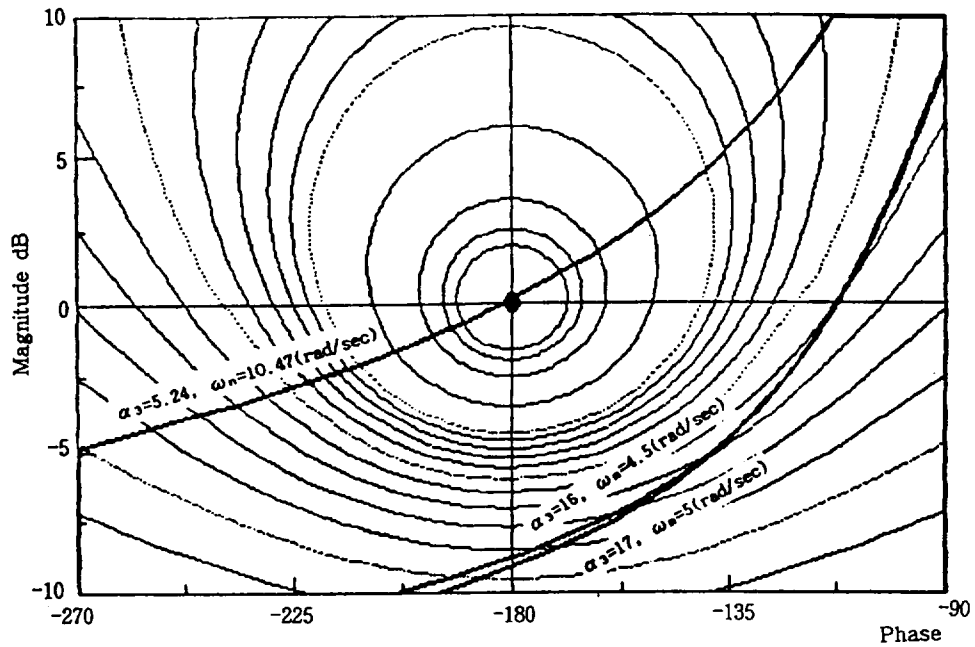


Fig. 11. Nichols chart at optimum parameters and reference parameters.

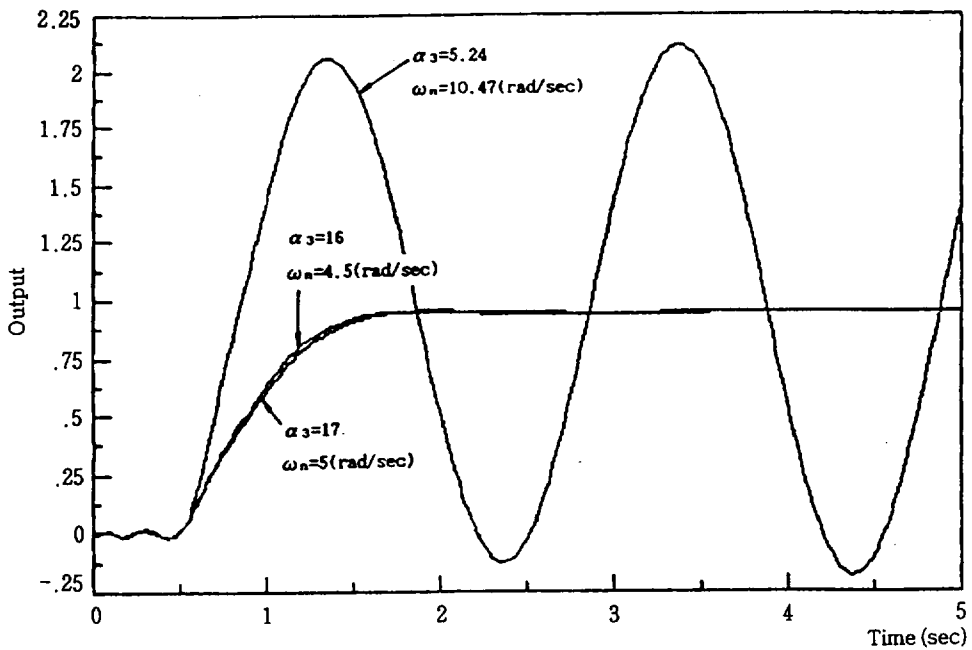


Fig. 12. The step responses at optimum parameters and reference parameters.

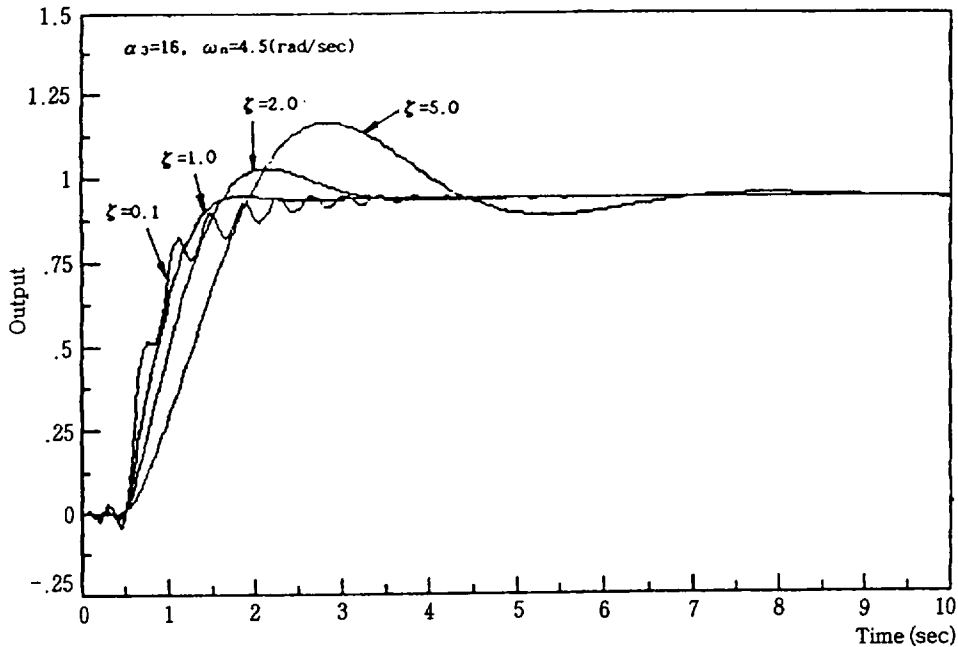


Fig. 13. The Step Responses at Optimum Parameters and Variations of Damping Ratio.

## 적 요

선박용 기계유압식 조속기틀 2차계로 모델링한 후 니콜슨선도를 이용해 시스템의 각 파라미터 변동에 의한 영향을 분석하고, 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 과도특성을 해석하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 엔진 시간지연의 증가는 시스템의 안정성에 크게 영향을 미쳐 불안정하게 한다.
- 2) 시스템의 전체이득이 증가함에 따라 불안정해지고 낮은 값에서는 안정하나 정상오차가 커진다.
- 3) 조속기의 고유각주파수는 증가함에 따라 안

정해지나, 높은 값에서 큰 정상 오차가 생기고 낮은 값에서는 불안정 해지며 적절히 조정하면 좋은 과도 응답을 얻을 수 있다.

4)  $\alpha_3$  파라미터는 값이 감소함에 따라 안정해지나 이득여유에 비해 위상여유의 증가가 커져 큰 정상오차가 발생하나 적절히 조정하면 좋은 과도 응답을 얻을 수 있다.

5) 감쇄계수는 안정성에 영향을 아주 작게 주며 보통 0.2보다 작은 값에서는 지글링이나 헌팅현상을 유발한다.

6)  $\alpha_1$  파라미터는 증가함에 따라 안정해지나 과도응답에는 별 영향을 주지 못한다.

7)  $\omega_n$ ,  $\alpha_3$  파라미터를 잘 조정하면 불안정한 시스템을 안정하게 할 뿐 아니라 오버슈트와 정정시간이 아주 작은 과도특성을 얻을 수 있게 한다.

## 참 고 문 헌

A. Frank D'Souza, 1988. Design of Control System, s Prentice-Hall Inc., 176~179.  
Kuo, B. C. 1991. Automatic control Systems,

Prentice-Hall Inc.  
林 直司, 德光洋文, 1989. 電子カバナその動向.  
日本船用機關學會, 第24卷 第12號, 5~15.

- 노창주, 하주식. 1975. 船舶에 있어서의 內燃機關 驅動 發電機의 速度安定性에 關한 研究. 대한전기학회지. Vol.24, No.4, 63~70.
- 박춘배, 홍봉식, 천희영. 1990. 自動制御解析 制御機器, 청문각, 228~239.
- Thompson, P. M. 1988. Program CC Version 4.0 Reference Manual. Systems Technology, Inc.
- 田村直樹, 1988. 電子ガバナ制御パラメータ決定システムの開發. 日本船用機關學會. 第24卷 第12號. 5~15.
- 유영호, 하주식. 1990. 船用 디젤機關의 速度制御에 關한 研究. 한국해양대학대학원 논문집.