

PADE'의 근사법에 의한 선박용 디젤기관에 탑재된 기계유압식 조속기의 성능개선에 관한 연구

심 기 우* · 박 진 길**

A Study on the Performance Improvement of a Mechanical-Hydraulic Governor used a Marine Diesel Engine by Pade' Approximation

Sim, Gi-Woo* · Park, Jin-Gil**

<목 차>

Abstract	3. 속도제어 계통의 안정도 해석
1.서론	3.1 기관의 시간지연(Dead Time)에 의한 영향
2.선박속도제어계통의 수학적 모델링	3.2 정상이득(Gain)에 의한 영향
2.1 선박속도제어 계통의 구성 및 동작원리	3.3 감쇄계수(ζ)에 따른 영향
2.2 조속기의 수학적 모델링	4.컴퓨터 시뮬레이션 결과 및 고찰
2.3 기관의 전달함수	4.1 컴퓨터 시뮬레이션에 의한 분석
2.4 회전계통의 전달함수	4.2 속도제어 계통의 최적 파라메타 고찰
2.5 속도제어 시스템의 전달함수	5.결론
2.6 속도제어 시스템의 파라메타	※ 參考文獻

Abstract

The marine propulsion diesel engine has been widely applied with a mechanical-hydraulic governor to control the ship speed for a long time. However, it is very difficult for the

* 대우중공업 (주) 옥포조선소

** 한국해양대학교 교수

mechanical-hydraulic governor to control the speed of engine under the condition of low speed and low load because of jiggling by rough fluctuation of rotating torque and hunting by dead time.

To solve these problems of control systems, the performance improvement of mechanical-hydraulic governor is required.

In this paper, dead time in the transfer function of the given control system, which is occurred between fuel injection and power output in a long stroke and low speed diesel engine, is converted into a 2nd order Pade' approximation to linearize the control system for analysis and design of the speed control systems through frequency response method. The influence of the dead time, gain, and damping factor is discussed by using Nichols chart, and the optimal parameters are investigated through the computer simulations. The performance improvement of a conventional mechanical-hydraulic governor is confirmed through the above results.

기호 설명

a_1	: The area of power piston(m^2)
a_2	: The transfer area of compensator(m^2)
a_3	: The area of compensator plunger(m^2)
a_4	: The area of buffer piston(m^2)
C_4	: The flow flux of needle valve($m^3/sec/m$)
J	: Moment of inertia($kg \cdot m/sec$)
K_1	: Speed spring scale(kg/m)
K_2	: Ball arm scale(kg/m)
K_3	: Reaction scale at pilot valve(kg/m)
K_4	: The flow flux at pilot valve($m^3/sec/m$)
K_5	: $K_1 - K_2 + K_3$ (kg/m)
K_6	: The force of ball head(kg/rpm)
K_7	: Buffer spring scale(kg/m)
K_e	: Steady state gain of engine(BHP/m)
K_f	: Governor gear ratio
K_L	: Gradient of propeller's law curve
L	: Dead time of an engine(sec)
$N(s)$: Propeller speed(rpm)
$N_E(s)$: $N_R(s) - N_G(s)$ (rpm)
$N_G(s)$: Speeder spindle speed(rpm)
$N_R(s)$: Preset speed(rpm)
P	: Deviation of pressure (kg/m^2)
$P_E(s)$: Output power of engine(HP)
$P_S(s)$: Disturbance power(HP)
S	: Laplace operator
T_r	: Time constant of rotating system(sec)
X	: Displacement of pilot valve(m)
Y	: Displacement of buffer piston(m)
ω_n	: Natural angular frequency of governor(rad/sec)
Z	: Displacement of power piston(m)
α_d	: Speed droop
ζ	: Damping ratio of governor
ρ	: Feedback ratio of power piston

1. 서 론

최근의 선박용 디젤기관은 경제적인 측면에서 기관의 행정을 길게하고 압축비를 높여 평균유효압력을 크게 함으로써 효율을 향상시키고 있지만, 저속화 및 연소실당 배기량을 크게하여 소수 실린더화하므로써⁽¹⁾ 시간지연(Deal Time) 및 토크(Torque) 변동으로 인한 지글링(Jiggling) 및 헌팅(Hunting) 현상 등이 발생하여 효율적으로 속도제어를 하기에는 곤란하게 되었다.

따라서, 본 논문에서는 기계-유압식 조속기의 성능을 개선하기 위하여 선박 속도 제어 계통을 조속기, 기관, 회전계통으로 구분하고, 각 계통의 동특성 방정식을 유도한다. 그리고 이들 동특성 방정식으로부터 선박의 주기관 속도제어 시스템에 대한 전달함수를 유도하며,⁽⁴⁾⁽⁵⁾ 장행정, 저속의 디젤기관에서 나타나는 비선형 요소인 시간지연(Deal Time)을 Pade'의 2차 근사식으로 대체하여 시스템을 선형화한다.

선박 속도제어 시스템에 대한 파라메타의 영향을 분석하기 위하여 주파수 응답특성을 해석하는 방법중에서 니콜스 선도를⁽⁶⁾⁻⁽⁹⁾ 이용한다. 그리고, 컴퓨터 시뮬레이션에 의한 과도응답(Transient Response)으로부터 최적의 조속기 파라메타 값을 찾아내어 이를 조정하면 기존의 기계-유압식 가속기도 제어성능을 향상시킬 수 있음을 확인하고자 한다.

2. 선박 속도제어 계통의 수학적 모델링

2.1 선박 속도제어 계통의 구성 및 동작원리

선박 속도제어의 제어계통은 크게 조속기, 기관, 회전계통 등 세부분으로 구성되며 블록 선도는 Fig. 2.1과 같다.

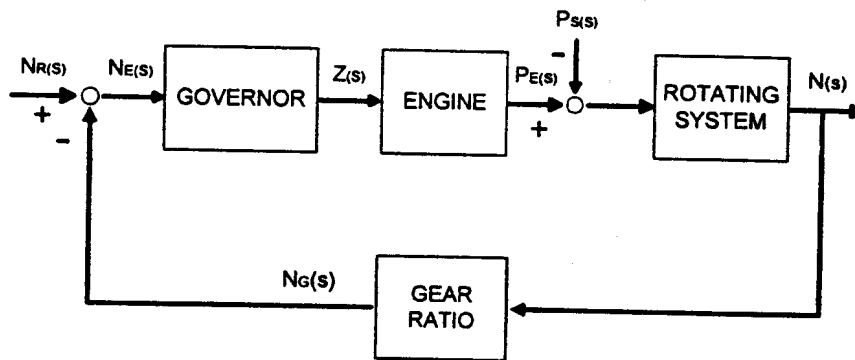


Fig. 2.1 Block Diagram of the Ship Propulsion Speed Control System

선교(Bridge)나 기관 조종실(ECR)에서 속도변경에 따라 기관 회전수의 목표치가 주어지면, 조속기의 레버를 통하여 기관의 연료 분사계통에 신호가 전달되고 기관출력이 증감되어 목표 회전수에 도달하게 된다.

2.2 조속기의 수학적 모델링

조속기의 동특성 방정식은 드루프(Droop)가 존재하는 경우 아래와 같이 구해진다. 파이롯트 밸브 플런저에 관한 방정식은 플런저에 걸린 힘의 평형조건으로 부터 식(2.1)과 같다.

$$K_6 N_E(s) + K_2 = K_1 X + K_3 X + a_3 P - K_1 \rho Z \quad (2.1)$$

$K_5 = K_1 - K_2 + K_3$ 로두고 식을 전개하면

$$K_6 N_E(s) = K_5 X + a_3 P - K_1 \rho Z \quad (2.2)$$

P와 SP를 구하면 결과식은 식(2.3)과 같다.

$$P = \frac{K_6 N_E(s) - K_5 X}{a_3} + \frac{K_1 \rho Z}{a_3}$$

$$SP = \frac{K_6 S N_E(s) - K_5 S X}{a_3} - \frac{K_1 \rho S Z}{a_3} \quad (2.3)$$

파이롯트 밸브(Pilot Valve)를 흐르는 유량에 관한 방정식은

$$K_4 X = - a_1 S Z \quad (2.4)$$

보상기(Compensator)를 흐르는 유량의 방정식은

$$- a_1SZ + a_3SX = C_4P + a_4SY \quad (2.5)$$

완충 피스톤(Buffer piston)에 걸린 힘의 방정식은

$$a_4P = K_7Y \quad (2.6)$$

로 표현된다.

식 (2.6)에서 Y를 구한 후 식(2.5)에 대입하면

$$- a_1SZ + a_3SX = C_4 + \frac{a_4^2}{k_7} SP \quad (2.7)$$

식(2.3)을 식(2.7)에 대입하고 정리하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} - a_1SZ + \left[a_3 + \frac{a_4^2 K_5}{a_3 K_7} \right] SX + \frac{C_4 K_5}{a_3} X + \frac{C_4 K_1 \rho Z}{a_3} + \frac{a_4^2 K_1 \rho}{a_3 K_7} SZ \\ = \left[\frac{C_4 K_6}{a_3} + \frac{a_4^2 K_6}{a_3 K_7} S \right] N_E(s) \end{aligned} \quad (2.8)$$

식(2.8)에 $X = -\frac{a_1}{K_4SZ}$, $SX = -\frac{a_1}{K_4} S^2Z$ 를 대입하고 간단하게 정리하면 식(2.9)

와 같다.

$$[S^2 + (a_1 + a_2 a_d)S + a_2 a_3 a_d] Z = - a_2 (S + a_3) N_E(s) \quad (2.9)$$

여기서 a_1, a_2, a_3, a_d 는 각각 다음과 같다.

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

$$\alpha_2 = \frac{a_4^2 K_4 K_6}{a_1 (a_4^2 K_5 + a_3^2 K_7)}$$

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

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

위 식에서

$$\beta_1 = \alpha_1 + \alpha_2 \alpha_a$$

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

을 대입한 후 정리하면 식(2.10)이 얻어진다.

$$(S^2 + \beta_1 S + \beta_2)Z = -\alpha_2(S + \alpha_3)N_E(s) \quad (2.10)$$

여기서 음(-)의 부호는 파워 피스톤의 변위방향에 의하여 변경되며, 입력 및 출력이 미소 변화하는 경우 동특성은 변화가 없으므로 조속기의 동특성은 식(2.11)과 같이 전형적인 2차계로 표현된다.

$$\begin{aligned} \frac{\Delta Z(s)}{\Delta N_E(s)} &= \frac{\Delta Z(s)}{\Delta N_R(s) - \Delta N_G(s)} \\ &= \frac{\alpha_2(S + \alpha_3)}{S^2 + \beta_1 S + \beta_2} = \frac{\alpha_2(S + \alpha_3)}{S^2 + 2\zeta \omega_n S + \omega_n^2} \end{aligned} \quad (2.11)$$

2.3 기관의 전달함수

기관의 동특성은 복잡하여 이를 정밀하게 수식으로 표현하는 것은 곤란하지만, 기관출력

을 근사적으로 표현하면 조속기 파워 피스톤의 변위에 비례하고 과도상태에서 시간지연이 L초라고 하면, 연료랙(Fuel Rack)동작 후 L초 후에 출력이 변하므로 기관의 전달함수는 식(2.12)로 표현할 수 있다.⁽¹⁰⁾

$$G_E(s) = \frac{\Delta P_E(s)}{\Delta Z(s)} = K_e e^{-Ls} \quad (2.12)$$

기관의 시간지연은 e^{-Ls} 로 표현하며 Pade'의 2차 근사법을 적용하면 식 (2.13)과 같이 나타낸다.

$$e^{-Ls} = \frac{1 - \frac{L}{2}s + \frac{L^2}{12}s^2}{1 + \frac{L}{2}s + \frac{L^2}{12}s^2} \quad (2.13)$$

2.4 회전계통의 전달함수

회전계통의 정상이득은 프로펠러 법칙곡선(Propeller's law Curve)의 동작점에서 기울기이며 회전수의 세제곱에 비례한다.⁽¹¹⁾⁽¹²⁾

추진기의 속도가 ω 에서 $\omega + \Delta\omega$ 로 변경되는 과도상태에서의 에너지 방정식은 (2.13)과 같다.

$$\begin{aligned} \Delta P_E \Delta t &= \frac{1}{75 \times 2} [J(\omega + \Delta\omega)^2 - J\omega^2] + \frac{\partial P_s}{\partial N} \Delta N \Delta t + \Delta P_s \Delta t \\ &\doteq \frac{J\omega \Delta\omega}{75} + K_L \Delta N \Delta t + \Delta P_s \Delta t \end{aligned} \quad (2.14)$$

여기서, $K_L = \frac{\partial P_s}{\partial N}$ 는 임의점에서 프로펠러 법칙곡선(Propeller's Law Curve)의 기울기이다.

식 (2.14)에서 Δt 로 양변을 나누고 라플라스 변환하여 정리하면

$$\Delta P_E(s) - \Delta P_s(s) = \left[\frac{J}{75} \left(\frac{2\pi}{60} \right)^2 S + K_L \right] \Delta N(s) \quad (2.15)$$

식(2.14)에서 J가 기관의 회전부분과 추진기의 관성 모우멘트의 합이라면 회전계통의 전달함수는 식(2.16)과 같다.

$$\begin{aligned}
 G_R(s) &= \frac{\Delta N(s)}{\Delta P_E(s) - \Delta P_s(s)} = \frac{\frac{1}{K_L}}{\frac{(J/75)(2\pi/60)^2}{K_L} s + 1} \\
 &= \frac{K_r}{T_r s + 1} = \frac{K_T}{a_r + s} \quad (2.16)
 \end{aligned}$$

여기서

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

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

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

$$a_r = \frac{1}{T_r} \text{이다.}$$

또한 저속의 기관과 고회전의 조속기 스피드 스펠들 사이에 있는 워엄기어(Worm Gear)의 치차수 비를 K_f 라 하면 이들 속도비는 식(2.17)처럼 표현된다.

$$\Delta N_G(s) = K_f \Delta N(s) \quad (2.17)$$

2.5 속도제어 시스템의 전달함수

2.2, 2.3, 2.4절에서 유도한 각 전달함수를 이용하여 선박 주기관의 속도제어 계통의 전달함수를 구하면 식(2.19)와 같고 블록선도를 그려보면 Fig. 2.2와 같이 표시된다.

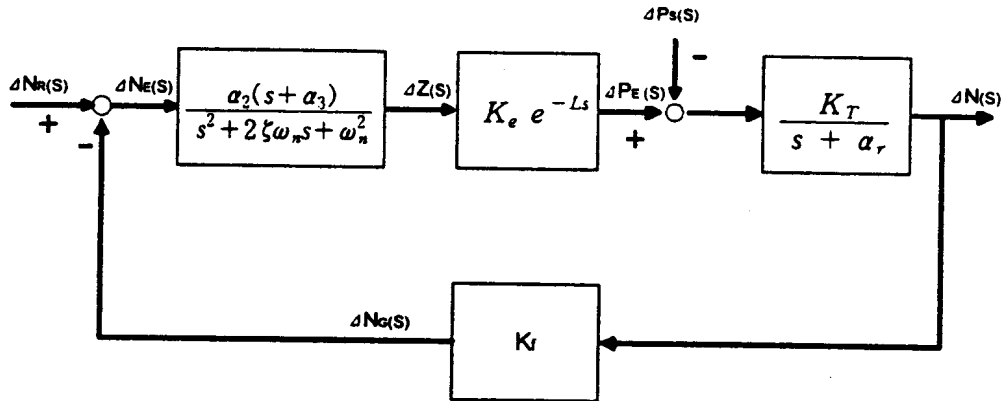


Fig. 2.2 Block Diagram of the Speed Control System

$$G_N(s) = \frac{\Delta N(s)}{\Delta N_R(s)} = \frac{G(s)}{1 + K_f G(s)} \quad (2.18)$$

$$G(s) = \frac{\alpha_2(s + \alpha_3)}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} K_e e^{-Ls} \frac{K_T}{s + \alpha_r} \quad (2.19)$$

2.6 속도제어 시스템의 파라메타

본 논문에서 적용된 기관과 프로펠러에 대한 모델사양 및 파라메타는 다음과 같다.

¶ 기관 사양

Type	: MAN-B&W 6L60MCE
No. of Cylinder	: 6
Stroke × Bore	: 1944 mm × 600 mm
M.C.R	: 10,800 BHP at 111 RPM
Mean Effective Pressure	: 13.3 Kg/cm ²
Total Moment of Inertia	: 5,816 Kg · m · sec ²
F.O Consumption Rate	: 123 g/BHP · Hr

¶ 프로펠러사양

Dia. of Propeller	: 6,150 mm
Material	: Ni-AL-Bronze

Moment of Inertia : 3,975 Kg · m · sec²

위 기관의 해상시운전 결과 측정된 파라메타 상수는 Table 2.1과 같다.(13) 여기서 K_e , K_L , K_r , T_r , K_T , α_r 의 파라메타는 계산결과로 얻어지며 기관의 시간지연L은 $15/N < L < 15/N + 60/N \cdot n$ 로 계산하였다.^{(10), (14)}

여기에서

N : 기관의 회전수

n : 1회전에 착화하는 실린더수

Table 2.1 Parameters of Propulsin System

BHP	9671	7300	5395	3840	2606	1663	975
RPM Parameter	110	100	90	80	70	60	50
K_e	29.26	29.26	29.26	29.26	29.26	29.26	29.26
K_L	248.6	237.1	190.5	155.5	123.4	94.3	68.8
K_r	0.004	0.005	0.006	0.008	0.010	0.015	0.020
T_r	6.3	7.2	7.3	8.7	10.1	11.9	14.5
K_r	0.0006	0.0007	0.0008	0.0008	0.0009	0.0010	0.0013
α_r	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	0.50

3. 속도제어 계통의 안정도 해석

니콜스 선도는 제어계의 설계에 필요한 최대공진값, 위상여유, 이득여유는 물론 대역폭도 알 수 있는 장점이 있으나 정확한 과도응답상태는 알 수 없는 단점도 있다. 따라서, 본 연구에서는 니콜스 선도를 이용하여 선박속도제어 시스템을 분석하고, 컴퓨터 시뮬레이션으로 부터⁽¹⁵⁾⁻⁽¹⁷⁾ 과도응답상태에서 최적의 파라메타 값을 찾아 이들을 조정하면 좋은 제어 결과를 얻을 수 있음을 확인하고자 한다.

Table 2.1에서 주어진 파라메타 값을 개루프(Open Loop) 전달함수에 대입하면 니콜스 선도를 그릴 수 있고, $\zeta = 1.0$, $\alpha_3 = 5.24$, $\omega_n = 10.47$ (rad/sec), 전체이득(K)=6, L=0.5(sec)의 값이 주어질 때 시스템은 안정한계에 이른다. 이때의 응답곡선은 니콜스선도의 원점 부근을 통과하므로, 이를 기준 파라메타로 하고 시간지연, 전체이득, 감쇄계수의 변화에 따른 속도제어 시스템의 안정도 관계를 해석한다.

3.1 기관의 시간지연(Dead Time)에 의한 영향

앞에서 설명한 기준 파라메타 값 중에서 기관의 시간지연(L)을 각각 0.1, 0.3, 0.5, 0.7초로 변경하여 니콜스 선도로 분석해보면 Table 3.1과 같다.

시간지연이 증가할수록, 최대공진치는 안정한계점까지는 커지나, 이득여유와 위상여유는 감소하고 시간지연이 0.5초를 기점으로 하여 불안정한 영역으로 된다는 것을 알 수 있다. 이는 대형 저속기관이 저속에서 운전될수록 시간지연이 커지게 되므로 동일한 조속기인 경우라도 중고속인 경우에는 안정하나 저속에서는 불안정한 헌팅(Hunting)현상이 발생할 수 있음을 알 수 있다.

Table 3.1 Results of Nichols chart under variation of dead time

Dead Time (sec)	Mp 최대공진치	Bandwidth 대역폭 (rad/sec)	Gain Margin 이득여유 (dB)	Phase Margin 위상여유 (Degree)	비 고
0.1	0.9772	3.25	3.1361	70.6347	안 정
0.3	2.5263	6.42	1.4765	34.4617	안 정
0.5	99.6167	4.6	0.9891	-1.1533	불안정
0.7	4.2774	3.95	0.7410	-34.9744	불안정

3.2 정상이득(Gain)에 의한 영향

시스템의 기준 파라메타에서 전체이득(Total Gain) $K_G = \alpha_2 \times K_e \times K_T$ 를 10, 15, 20, 26, 30으로 변경시켜 니콜스선도로 분석해보면 다음과 같다. 시스템의 이득이 증가하면

최대 공진치와 대역폭은 커지나 이득여유와 위상여유는 감소하여 이득이 26이상일 때는 시스템은 불안정해진다. 전체이득증 기관이득(K_e)은 대형 기관일수록 래크단위의 변위당 연료유주입량 즉 출력이 커지므로 동일한 조속기라도 대형 저속기관에 이용될 경우에는 전체 이득의 증대로 불안정해진다.

Table 3.2 Results of Nichols chart under gain variation

Total Gain 전체이득	Mp 최대공진치	Bandwidth 대역폭 (rad/sec)	Gain Margin 이득여유 (dB)	Phase Margin 위상여유 (Degree)	비 고
10	1.00424	2.47	2.5715	60.4097	안 정
15	1.7699	3.85	1.7144	41.7234	안 정
20	4.1702	4.5	1.2858	22.7020	안 정
26	99.6167	4.6	0.9891	-1.1533	불안정
30	7.8258	0.14/4.6	0.8572	-17.5586	불안정

3.3 감쇄계수(ζ)에 따른 영향

시스템의 기준 파라메타에서 감쇄계수(Damping ratio)만을 0.1, 0.5, 1.0, 2.0, 5.0으로 변경시켜 시스템의 니콜스선도로 분석해보면 Table 3.3과 같다. 감쇄계수를 변동해도 대역폭, 이득여유, 위상여유등은 크게 변동하지 않으므로 시스템의 안정성에 큰 영향을 주지는 못하나, 감쇄비가 감소하면 대체로 시스템은 불안정한 상태로 된다는 것을 알 수 있다.

Table 3.3 Results of Nichols chart under variation of damping ratio

ζ 감쇄계수	Mp 최대공진치	Bandwidth 대역폭 (rad/sec)	Gain Margin 이득여유 (dB)	Phase Margin 위상여유 (Degree)	비 고
0.1	18.9981	7.2	0.9471	inf.	불안정
0.5	29.0865	5.5	0.9637	-6.9848	불안정
1.0	103.3981	4.6	0.9889	-1.1659	불안정
2.0	44.0991	3.62	1.0304	1.9390	안 정
5.0	17.1475	2.5	1.1105	3.9235	안 정

4. 컴퓨터 시뮬레이션 결과 및 고찰

4.1 컴퓨터 시뮬레이션에 의한 분석

니콜스 선도에서는 최대공진치, 대역폭, 안정도를 나타내는 이득, 위상여유는 알 수 있으나 과도응답상태에서 얻을 수 있는 상승시간(Rising Time), 최대오버슈트(Overshoot), 정정시간(Settling Time), 최대 출력값에 이르는 시간(Time to Peak), 정상상태오차(Steady-state Error)등은 알 수 없다. 이 장에서는 니콜스 선도에서 파라메타의 변동시 단위계단상 입력이 주어졌을 때 어떠한 과도특성을 갖는지 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 분석해 보고 빠른 상승시간과 정정시간을 갖는 최적의 파라메타를 구해 보고자 한다.

4.1.1 기관의 시간지연(Dead Time)

기준 파라메타 중에서 기관의 지연시간만을 0.1, 0.3, 0.5초로 변경하였을 경우 단위계단 입력에 대한 응답곡선을 Fig. 4.1에 나타내었다. 이 그림에서 필요한 자료를 정리하면 Table 4.1과 같다. 시간지연이 감소함에 따라 오버슈트, 정정시간, 정상상태 오차값, 최대치까지 걸리는 시간은 감소하고 상승시간은 차이가 거의 없으며, 시간지연이 시스템의 과도특성에 커다란 영향을 미침을 확인하였다. 그러나 시간지연을 결정하는 기관의 속도나 실린더 수등은 기관설계시 결정되므로 조속기에서 조정할 수 없는 파라메타이다.

Table 4.1 Results of indicial response under variation of dead time

Dead Time (sec)	Overshoot (%)	Time to Peak (sec)	Rise Time (sec)	Settling Time (sec)	Steady-state Error(%)
0.1	11.2539	0.6	0.3538	1.4	0.0045
0.3	51.0473	1	0.267	4.7	0.0035
0.5	120.9094	9.4	0.2856	inf.	52.1136

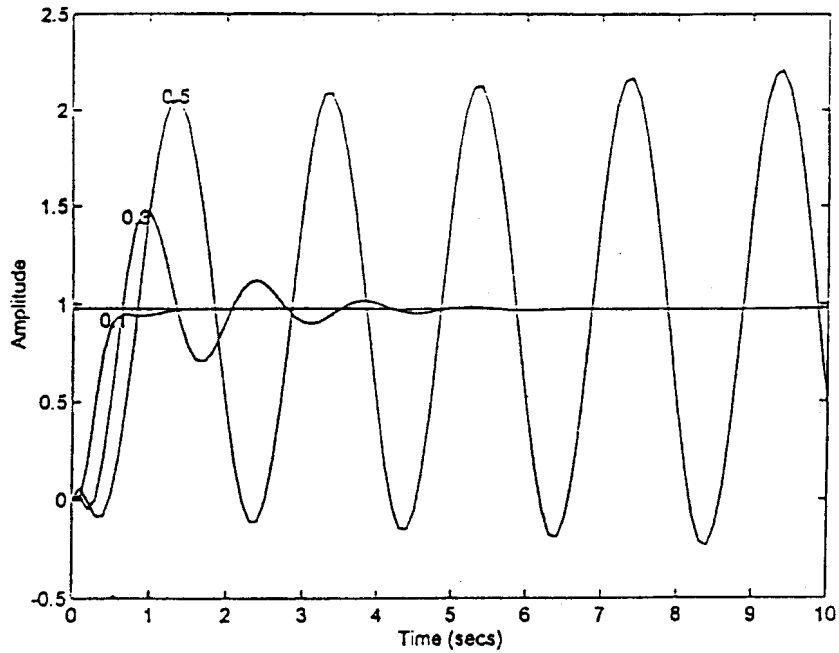


Fig 4.1 : Indicial responses to the variation of dead time

4.1.2 전체이득(Total Gain)

기준 파라메타 중에서 시스템의 전체이득만을 10, 15, 20, 26으로 변경했을 경우의 단위 계단 입력에 대한 응답곡선을 Fig. 4.2에 나타내었다. 이 그림에서 시스템 성능에 필요한 자료를 뽑아보면 Table 4.2와 같다. 표와 그림에서 보면 알 수 있는 것처럼 이득이 증가할수록 오버슈트, 정정시간, 정상상태 오차는 증가하여 제어 시스템의 전체이득을 조정하면 좋은 과도응답을 얻을 수 있음을 알 수 있다

Table 4.2 Results of inditional response under variation of total gain

Total Gain	Overshoot (%)	Time to Peak (sec)	Rise Time (sec)	Settling Time (sec)	Steady-state Error (%)
10	10.6272	1.9	0.71	2.8	0.0045
15	39.8355	1.6	0.4501	5.4	0.0025
20	66.8132	1.4	0.3552	9.7	0.0002
/26	120.9094	9.4	0.2856	inf.	52.1136

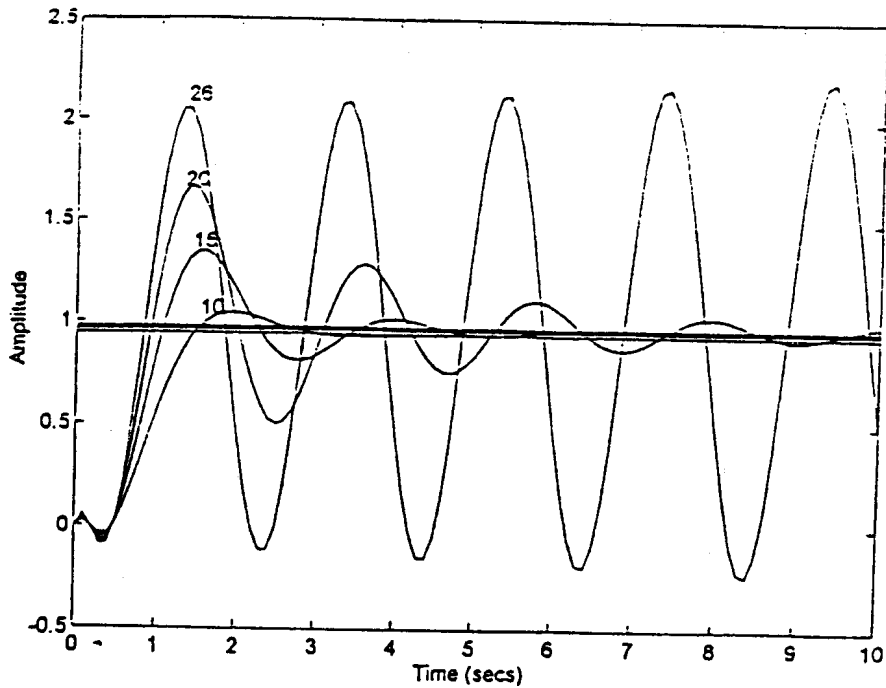


Fig. 4.2 Indicial responses to the variation of total gain

4.1.3 감쇄계수(ζ)

기준 파라메타에서 감쇄계수만을 1, 2, 5로 변경하였을 경우의 단위계단 입력에 대한 응답곡선을 Fig. 4.3에 나타내었다. 감쇄계수의 변화에 따른 시스템 성능에 관계된 자료를 정리하면 Table 4.3과 같다.

감쇄계수가 증가할수록 다소 개선은 되나 과도응답 개선에 별영향을 미치지 않음을 알 수 있다.

Table 4.3 Results of indicional response under variation of damping ratio

Damping Ratio	Overshoot (%)	Time to Peak (sec)	Rise Time (sec)	Settling Time (sec)	Steady-state Error (%)
1	120.9094	9.4	0.8568	inf.	52.1136
2	20.8885	2.4	0.8568	5.2	0.0046
5	29.1093	2.2	0.8028	10	0.0030

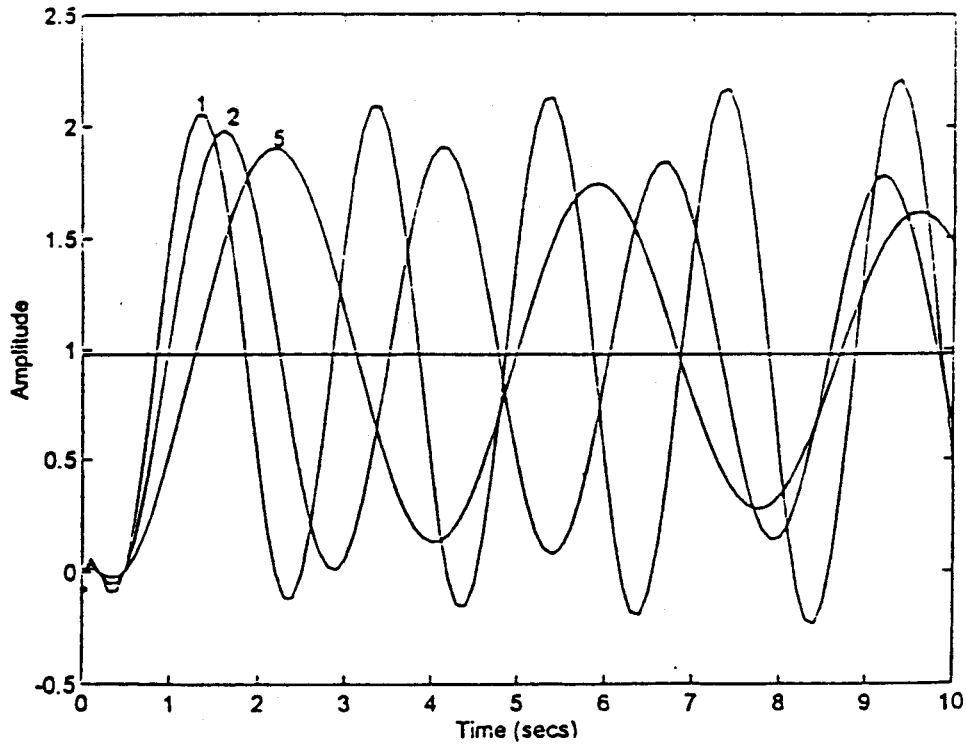


Fig. 4.3 Indicial responses to the variation of damping gain

4.2 속도제어 계통의 최적 파라메타 고찰

컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 안정한계점에서 구한 기준 파라메타 중에서 시스템 성능에 큰 영향을 미치는 α_3 와 ω_n 을 적절히 조정하므로써 가장 좋은 응답특성을 나타내는 최적의 파라메타 값에 대한 니콜스선도는 Fig. 4.4와 같고 단위계단 입력에 대한 응답곡선은 Fig. 4.5와 같으며, 이 경우 필요한 자료를 정리하면 Table 4.4와 같다. 그림과 표에서 보면 알 수 있듯이 거의 유사한 응답특성을 나타내고 있으며 불안정한 시스템도 α_3 와 ω_n 의 조정으로 안정화 시킬 수 있다는 것을 알 수 있으며, 이들을 구성하는 요소인 C_4 , K_4 , K_1 , K_7 , ρ 의 요소들을 적절히 조정하면 기존의 기계-유압식 조속기도 성능개선이 가능하다는 것을 알 수 있다.

Table 4.4 Comparison of simulated results

α_3	ω_n (rad/sec)	Mp	Phase Margin(dB)	Rise Time(sec)	비 고
		Band Width	Overshoot	Settling Time	
		Gain Margin	Time to peak	Steady-state err.	
5.24	10.47	99.6167	-1.1533	0.2856	불안정
		4.6	120.9094	inf.	
		0.9891	9.4	52.1133	
11	11	0.9263	70.6924	0.17	안 정
		0.89	0.4624	2.3	
		3.7237	3	0.0002	
13	30	0.9283	69.4	1.1023	안 정
		1	1.16	2.1	
		3.5935	2.7	0.0041	

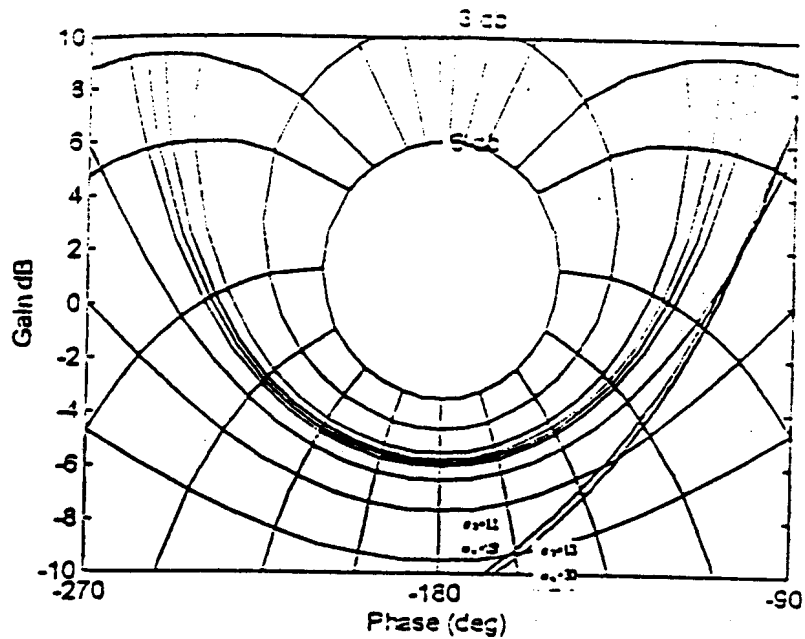


Fig. 4.4 Nichols chart at optimal parameters

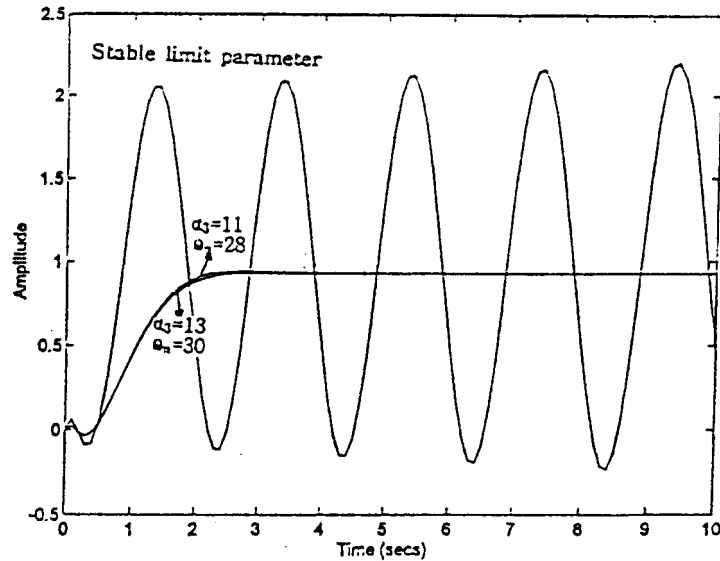


Fig. 4.5 Indicial responses at optimal parameters and critical parameters

5. 결 론

선박용 기계-유압식 조속기에서 시간지연을 Pade'의 2차계로 근사하여 시스템을 모델링한 후 속도제어 시스템을 구성하였다. 니콜스 선도를 이용해 시간지연, 이득, 감쇄계수의 변화에 따른 영향을 분석하고, 컴퓨터 시뮬레이션을 통해 최적의 파라메타 값을 찾아내었으며, 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 시간지연이 증가할 때 0.5초를 기준으로 기관은 불안정한 영역이 되므로 동일한 조속기라도 저속에서 불안정하고 헛탕현상이 발생하여 기관 시스템의 안정성에 큰 영향을 미치는 요인이 된다.
- 2) 시스템의 전체이득이 증가하는 경우 전체이득이 26을 기준으로 불안정해진다. 전체이득이 감소하는 경우에는 안정하기는 하나 정상오차가 커진다. 따라서 동일한 조속기라도 대형 저속기관에서는 래크단위의 변위당 연료주입량이 커져 이득이 증가되는 요인이 되므로 기관시스템은 불안정해짐을 알 수 있다. 이와 같이 전체이득은 시스템 안정성을 결정하는데 큰 영향을 미치는 요인이 된다.
- 3) 감쇄계수를 변화시키는 경우 대역폭, 이득여유, 위상여유 등이 별로 변화하지 않으므로 기관 시스템의 안정성에 큰 영향을 주지 않지만 감쇄계수가 0.2보다 작은 값에서는 지글링이나 헛탕현상을 유발한다.

이상과 같이 컴퓨터 시뮬레이션을 통해 시스템 성능에 영향을 미치는 α_3 와 ω_n 을 적절히 조정하므로써 가장 좋은 응답특성을 갖는 최적의 파라메타 값을 구하였으며, 불안정한 시스템도 α_3 와 ω_n 의 조정으로 안정화 시킬 수 있다는 것을 알 수 있었다. 또한 이들을 구성하는 요소인 C_4 , K_4 , K_1 , K_7 , ρ 의 요소들을 적절히 변동 조정하면 기존의 기계-유압식 조속기도 성능개선이 가능함을 알 수 있었다.

참 고 문 헌

1. 韓國船用機關學會 機關管理研究會, “船舶의 經濟的 運航管理”, 태화출판사 pp.222, 1984
2. 田村直樹. “電子ガバナ制御パラメタ決定システムの開發”, 日本船用機關學會, 第24會, (昭和 63年季) 學術講演會
3. 林直可, 德光洋文. “電子ガバナその動向”, 日本船用機關學會 第24卷1, 第12號, pp 5-15, 1989
4. Woodward Governor (Japan), LTD. Document N. PMCC F-7,1989. 1981
5. Woodward Governor, LTD. “The Control of Prime Move speed” 1981
6. Katsuhiko Ogata. “Discrete-Time Control Systems”, Prentice-Hall Inc., 1991
7. Benjamin C. Kuo “Automatic Control Systems”, Prentice-Hall Inc., 1991
8. 김종식. “선형제어시스템공학”, 청문각, pp 204-211, 1988
9. 하주식. “自動制御 工學”, 한국해양대학 해사도서출판부, pp146-151, 1983
10. 유영호, 하주식. “船用디젤機關의 速度制御에 關한 연구”, 한국 해양대학 대학원 논문집, 1990
11. B & W Engineering Educational Dept. E2885/ PRN/ FCJ/ 790321.
12. 전효중. “船舶動力傳達裝置”. 태화출판사, pp316, 1986
13. Korea Shipbuilding & Engineering Co. Ltd., “Result of sea Trial”, 1988
14. 한봉주, 박진길. “機械油壓式 調速機를 가진 船舶用 디젤機關의 速度安定성에 關한 研究”, 한국해양대학 대학원 논문집, 1990
15. Katsuhick Ogata. “Solving Control Engineering Problems with Matlab” Prentice-Hall Inc., 1994
16. Bahram Shahian. “Control System Design Using Matlab”, Prentice-Hall Inc., 1993
17. Robert H. Bishop. “Modern Control Systems Analysis and Design Using Matlab”, Addison-Wesley Publishing Company, pp103-113, 1993