

# Diesel 機關用 燃料油의 粘度 制御에 關한 研究

河 注 植

## A study on the viscosity control system of fuel oil for diesel engine

Jooshik Ha

### 目 次

1. 序 論	3.1 定數推定實驗
2. 理論的 考察	3.2 數值計算
2.1 粘度制御系統의 블럭 線圖	4. 檢 討
2.2 最適퍼미터의 推定	5. 結 論
2.3 周波數領域에서의 解析	參考文獻
3. 實驗 및 數值計算	

### Abstract

The viscosity control of fuel oil is very important for diesel engine, because the viscosity of fuel oil greatly affects the combustion condition and efficiency of diesel engine. But viscosity control system usually contains not only a dead time element but also nonlinear parameters, which make it difficult to apply frequency domain method to the analysis and synthesis of this system.

In this paper the viscosity control system of fuel oil is analyzed in time domain and the square integral of control error is defined as a criterion function, and the optimal parameters of PI controller are determined by means of minimizing the criterion.

Experiments on the viscosity control system of M/S HANBADA and numerical computations show a good result as expected, and this result is examined again by the frequency domain analysis.

### 1. 序 論

現在の 디젤 機關에서는 燃料消費量을 節減하기 위하여 C重油등의 安價인 低質油를 完全燃燒할

수 있는 適當한 粘度가 되도록 加熱하여 使用하고 있다. 油類의 溫度와 粘度사이에는 Walther ASTM式<sup>1)</sup>에 의해서 1對1의 關係가 있으므로 從來에는 檢出이 容易한 溫度制御方式을 많이 採用하였으나 이 境遇에는 기름의 特性에 따라 溫度의 設定值를 바꾸어 주어야하는 不便이 있다. 最近에는 粘度의 檢出器가 많이 開發되어 直接 粘度를 制御하는 방식이 많이 利用되고 있다. 디젤機關에서 粘度가 너무 높을 때는 燃料油펌프의 負荷가 커질 뿐더러 霧化狀態가 나쁘기 때문에 完全燃燒를 하지 못하고 後期燃燒가 일어나 좋지 않다. 反對로 粘度가 너무 낮을 때는 貫通力이 弱해져 分散이 나빠지고 空氣와의 混合이 나쁘게 되어 亦是 完全燃燒를 하지 못한다.

따라서 디젤機關에 있어서 燃料油의 粘度는 一定範圍로 維持되어야 하며 粘度制御問題는 大端히 重要하다.

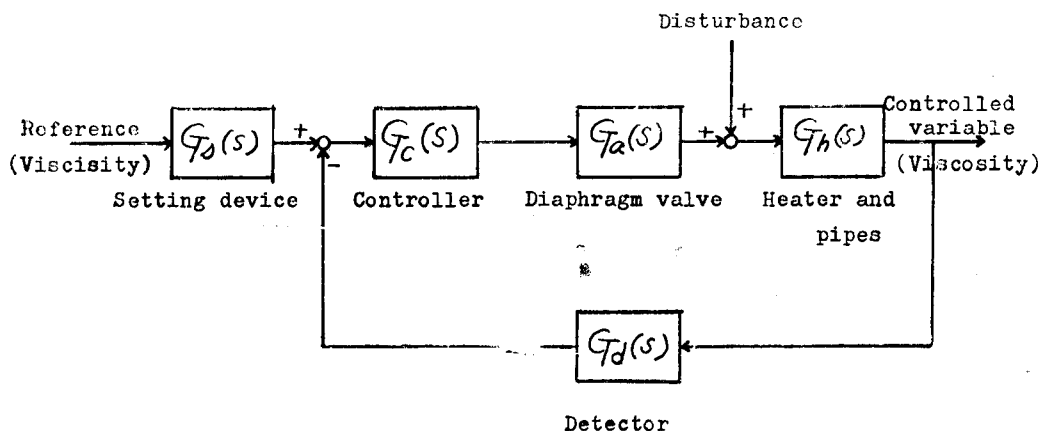
自動制御系統의 設計 및 解析에는 從來에 周波數應答을 利用하는 方法이 많이 使用되어 왔다. (例를 들면 參考文獻(2)등). 그러나 粘度制御系統에 많이 利用되고 있는 다이아프램밸브와 증기加熱器는 遲延要素를 隨伴할 뿐더러 加熱時와 冷却時에 있어서 一般의 特性이 若干 다른 非線型으로 되기 때문에 從來의 周波數應答에 의한 設計法의 適用이 困難하다. 最近에 時間領域에서 解析하는 最適制御理論이(例를 들면 參考文獻(3)등) 많이 開發되어 脚光을 받고 있으나 이는 主로 線型系統에 適用될 수 있는 方法들이며 非線型 系統에 適用될 수 있는 一般의 方法은 아직 開發되지 않고 있다.

本 研究는 加熱時와 冷却時에 時定數가 相異할 뿐더러 遲延要素를 隨伴하는 制御對象을 가지는 디젤機關用 燃料油의 粘度制御系統에 對해서 制御誤差의 2乘面積을 評價函數로서 定義하고, 이를 最少로 하는 意味에서의 制御器의 最適퍼매미터를 推定하는 方法에 對해서 考察하고 限界感度法<sup>4)</sup>에 의한 近似的인 設計結果와를 比較檢討하고자 한다. 制御器로서는 PI制御器를 擇하고 實驗用모델로서는 韓國海洋大學 練習船 한바다號의 粘度制御系統을 選定하여 實驗의 檢討하기로 한다.

## 2. 理論的 考察

### 2.1 粘度制御系統의 블럭線圖

디젤機關이나 보일러에 있어서 一般의 方式로 많이 利用되고 있는 燃料油의 粘度制御系統을 簡略化하면 Fig(1)과 같은 블럭線圖로서 表示할 수 있다.



Disturbance: Variation of steam pressure, flow rate of fuel oil and room temperature etc.

Fig. (1) General block diagram of a viscosity control system

Fig(1)에서 設定要素와 檢出要素는 同一한 傳達函數를 갖도록 選定되는 것이 普通이며, 線型比例要素로 볼 수 있으므로 本研究에서는 式(2.1)과 같이 表示하기로 한다.

$$G_s(s) = G_d(s) = k_d \dots\dots\dots(2.1)$$

操作部인 다이아프램밸브는 一般的으로 非線型要素일 뿐더러 밸브가 열릴 때와 닫힐 때는 그 特性이 相異なる 것이 普通이며 증기加熱器는 加熱時와 冷却時에 그 時定數가 一般的으로 同一하지 않을 뿐더러 遲延要素(dead time element)를 隨伴하는 것이 普通이다. 本 研究에서는 다이아프램밸브와 증기加熱器 및 配管을 合친 全部를 制御對象으로 보고 그 傳達函數를 式(2.2)와 같이 遲延時間을 隨伴하는 一次要素로 간주하고 밸브가 열릴 때와 닫힐 때의 時定數를 各各  $T_1$ 과  $T_2$ 로 表示하기로 한다.

$$G_o(s) = G_a(s)G_k(s) = \frac{k_0 e^{-Ls}}{1+Ts} \dots\dots\dots(2)$$

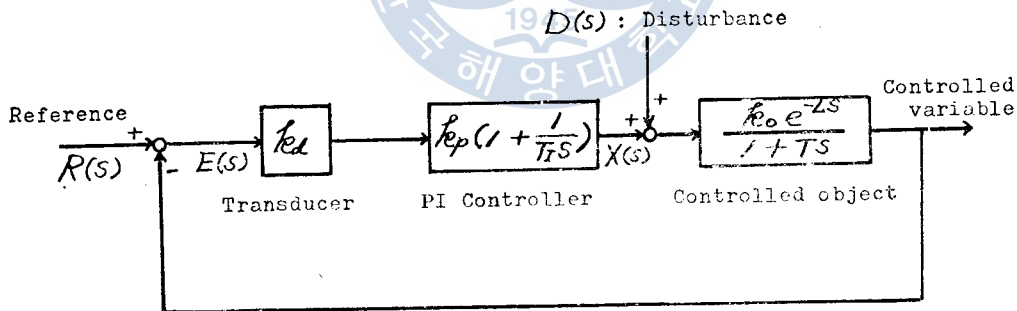
$$\begin{aligned} \text{단 } T &= T_1: \frac{dx}{dt} \geq 0, \quad x(t): \text{다이아프램밸브의 入力} \\ &= T_2: \frac{dx}{dt} \leq 0, \end{aligned}$$

다음에 制御器로서는 PI制御器, PID制御器 등이 있으나 一般的으로는 PI制御器가 많이 利用되고 있으므로 그 傳達函數를 式(2.3)과 같이 表示하기로 한다.

$$G_c(s) = k_p(1 + \frac{1}{T_I s}) \dots\dots\dots(2.3)$$

$k_p$ : 利得(比例感度),  $T_I$ : 積分時間

以上을 綜合하여 Fig(1)의 블럭線圖를 簡略化하면 Fig(2)와 같이 된다.



$$T = T_1: \frac{dx}{dt} \geq 0$$

$$T = T_2: \frac{dx}{dt} \leq 0$$

Fig. (2) Simplified block diagram of viscosity control system

### 2.2 最適퍼래미터의 推定

Fig(2)와 같은 粘度制御系統에 있어서의 最適制御問題는 制御對象  $G_o(s)$ 가 주어졌을 때, PI制御器의 利得  $k_p$ 와 積分時間  $T_I$ 의 最適值를 決定하는 問題가 된다. 이러한 問題에 있어서 次節에서 論議되는 周波數應答을 利用한 設計法이 從來에 많이 利用되어 왔으나 本 問題에서와 같이 制御對象

의 時定數가 制御入力の 變動率의 函數인 境遇에는 周波數應答을 利用하기가 困難하다.

따라서 本 研究에서는 目標值變動에 따르는 制御誤差의 2乘面積을 評價函數로하여 이를 最少로 하는 制御器의 最適퍼라미터를 時間領域에서 求하고 이와 周波數應答을 利用한 近似的인 設計結果와 比較檢討해 보기로 한다.

Fig(2)의 Block diagram을 時間領域에서 表示하면

$$\begin{aligned}
 T \frac{dy}{dt} + y(t) &= k_0 x(t-L) \\
 e(t) &= [r(t) - y(t)] \\
 x(t) &= k_d k_p [e(t) + \frac{1}{T_I} \int e(t) dt] \\
 \text{단 } T &= T_1 : \frac{dx}{dt} \geq 0 \\
 &= T_2 : \frac{dx}{dt} \leq 0
 \end{aligned} \tag{2.4}$$

와 같이 된다. 다음에 評價函數를 J라 하면

$$\begin{aligned}
 J(k_p, T_I) &= \int_0^\infty [e(t) - e(\infty)]^2 dt + \alpha [e(\infty)]^2 \\
 \text{단 } r(t) &= u_0(t) : \text{unit step function} \\
 \alpha &: \text{荷重係數}
 \end{aligned} \tag{2.5}$$

여기서  $e(\infty)$ 는 單位階段入力에 對한 오프셋트(off-set) 즉 制御係數로서 最終值定理를 利用하여 다음과 같이 計算된다.

(Fig (2)參照)

$$\begin{aligned}
 e(\infty) &= \lim_{t \rightarrow \infty} e(t) = \lim_{s \rightarrow 0} s E(s) \quad (R(s) = \frac{1}{s}) \\
 &= \lim_{s \rightarrow 0} s \frac{1}{1 + k_d k_p k_0 \left(1 + \frac{1}{T_I s}\right) e^{-Ls} / (1 + Ts)} \cdot \frac{1}{s}
 \end{aligned}$$

따라서 式(2.5)는 式(2.6)과 같이 쓸 수 있다.

$$J(k_p, T_I) = \int_0^\infty [e(t)]^2 dt \tag{2.6}$$

그러므로 本 問題에 있어서 最適制御問題는  $r(t) = u_0(t)$ 일 때의 式(2.4)의 拘束條件下에 式(2.6)을 最少로 하는  $k_p, T_I$ 을 求하는 퍼라미터 推定問題가 된다. 즉 最適퍼라미터는 式(2.7)의 解로서 求하여진다.

$$\frac{\partial J}{\partial k_p} = 0, \quad \frac{\partial J}{\partial T_I} = 0$$

$$\begin{pmatrix} \frac{\partial^2 J}{\partial k_p^2} & \frac{\partial^2 J}{\partial k_p \partial T_I} \\ \frac{\partial^2 J}{\partial T_I \partial k_p} & \frac{\partial^2 J}{\partial T_I^2} \end{pmatrix} : \text{Positive definite} \tag{2.7}$$

그러나 式(2.4), (2.6)의 拘束條件下에 式(2.7)의 解를 理論的으로 求하기는 困難하므로 結局 數值計算에 의하는 수 밖에 없으나 計算機가 發達된 오늘날 이러한 數值計算은 容易하게 行 할 수가

있다.

### 2.3 周波數領域에서의 解析

本問題를 周波數領域에서 解析하기는 困難하나 制御對象의 時定數 $T$ 가 制御入力에 따라 變化하지 않는 것으로 보고 自動制御系統의 設計 및 解析에 많이 利用되고 있는 周波數應答法을 適用하여 近似的인 解析을 해보기로 한다. 以下에서 Fig. (2)로 表示되는 粘度制御系統의 一巡傳達函數를  $F(s)$ , 閉回路傳達函數를  $A(s)$ 로 表示하기로 한다.

(a) 安定性

Fig. (2)의 블럭線圖로 부터  $F(s)$ 는 式(2.8)

$$F(s) = \frac{k_p k_d k_0 (1 + T_I s) e^{-Ls}}{T_I s (1 + Ts)} \quad (2.8)$$

과 같이 되므로 一巡周波數傳達函數의 絶對值 $r$ 과 位相角 $\theta$ 는 各各式(2.9)와 式(2.10)으로 表示된다.

$$r = |F(j\omega)| = \frac{k_p k_d k_0}{T_I \omega} \sqrt{\frac{1 + (\omega T_I)^2}{1 + (\omega T)^2}} \quad (2.9)$$

$$\theta = \angle F(j\omega) = \tan^{-1}(\omega T_I) - \omega L - \tan^{-1}(\omega T) - \frac{\pi}{2} \quad (2.10)$$

따라서 이 系統의 安定條件은 다음과 같이 된다.

$$0 \leq k_p < \frac{T_I \omega_c}{k_d k_0} \sqrt{\frac{1 + (\omega_c T)^2}{1 + (\omega_c T_I)^2}} = k_c \quad (2.11)$$

여기서  $k_c$ 는 制御器의 限界利得(critical gain)으로서 이를 deci Bel[ $dB$ ]로 表示한 것이  $k_p=1$  일 때의 이 系統의 利得餘裕(gain margin)가 된다.  $\omega_c$ 는  $\theta = -\pi$ 가 되는  $\omega$ 의 값으로 다음 式에서 求할 수 있다.

$$\omega_c L + \tan^{-1}(\omega_c T) - \tan^{-1}(\omega_c T_I) = \frac{\pi}{2} \quad (2.12)$$

(b) 共振值  $M_p$  및 等價減衰率  $\zeta_c$  (equivalent damping factor)

Fig. (2)에서 閉回路傳達函數 $A(s)$ 는

$$A(s) = \frac{k_p k_d k_0 (1 + T_I s) e^{-Ls}}{T_I s (1 + Ts) + k_p k_d k_0 (1 + T_I s) e^{-Ls}} \quad (2.13)$$

와 같이 表示되므로  $|A(j\omega)| = M$ 라 하면  $M$ 은 式(2.14)와 같이 된다.

$$M = k \sqrt{\frac{1 + (\omega T_I)^2}{(k \cos \omega L + k \omega T_I \sin \omega L)^2 + (k \omega T_I \cos \omega L + \omega T_I - k \sin \omega L)^2}} \quad (2.14)$$

$$\text{단 } k = k_p k_d k_0$$

따라서 共振值

$$M_p = \max_{\omega} M(\omega) \quad (2.15)$$

로서 주어진다.  $A(s)$ 를 定常利得이 1인 2次系로 近似化했을 때의 等價減衰率 $\zeta_c$ 는

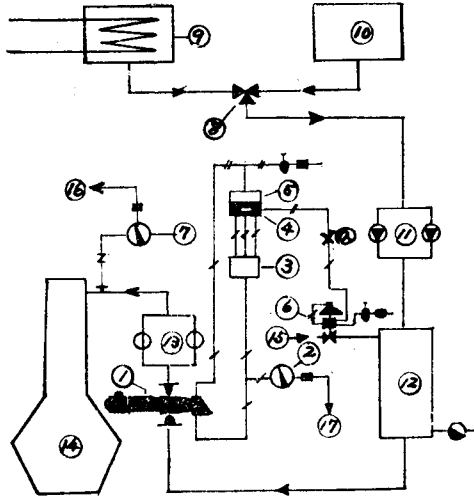
$$\zeta_c = \sqrt{\frac{1}{2} \left( 1 - \sqrt{1 - \frac{1}{M_p^2}} \right)} \quad (2.16)$$

으로부터 求할 수 있다.

### 3. 實驗 및 數值計算

燃料油의 粘度制御方法은 各 系統에 따라 多少 相異한 點이 있으나 粘度檢出에는 粘性마찰에 의

한 비틀림을 노즐프레퍼에傳達함으로써 空氣壓力로 變換하는 方法이 많이 利用되고 있으며 加熱用으로는 증기加熱器, 操作部로는 다이아프램밸브가 많이 使用된다는 것은 前節에 言及한 바와 같



1 VISC 21P  
 2 Indicating instrument scaled 0...150 sec Red wood No. 1  
 3 Pneumatic PI-controller EUROCONTROL type RPI  
 4 Manual/auto station EUROCONTROL type LPI with indicating instrument for output pressure  
 5 Indicating instrument indexed 0...150 sec Red-wood No. 1 for actual and set point value  
 6 Pneumatically controlled valve EUROCONTROL type V30 MO  
 7 Temperature indicator  
 8 Three way valve  
 9 Heavy oil  
 10 Diesel oil  
 11 Pumps  
 12 Heater  
 13 Filter  
 14 Diesel motor  
 15 Heating media  
 16 Alarm at high temperature  
 17 Alarm at high viscosity  
 Fig 3. Schematic diagram for the pneumatic viscosity control system of M/S HANBADA

다. Fig. (3)은 韓國海洋大學 練習船 한바다號의 主機用 燃料油의 粘度制御系統에 對한 系統圖이다. 本 實驗에서는 이 系統을 모델로 選定하여 考察하기로 한다. 이 系統은 空氣壓式 制御系統 (Pneumatic control system)으로 이를 簡略化하면 Fig. (1) 및 Fig. (2)와 같은 블럭線圖로 表示할 수 있다.

### 3.1 定數推定實驗

制御器의 最適퍼라미터를 推定하기 위해서는 우선 變換器의 利得 $k_d$  및 制御對象에 包含되는 定數 $k_0$ ,  $L$ ,  $T$ 의 값을 推定해야 하나 이는 實驗的으로 求할 수 밖에 없다. 本 實驗에서는 制御器의 出力管, 즉 Fig. (3)의 (a)부근에서 閉回路를 切斷하여 다이아프램밸브에 直接 一定壓力의 壓縮空氣가 作用하도록 電磁밸브와 空氣配管을 連結하였다. 다음에 燃料油가 機關의 正常運轉時와 同一한 流量 및 溫度로 증기加熱器에 들어 가도록 調整해 두고, 다이아프램밸브 作動用의 空氣壓配管의 電磁밸브가 순간적으로(階段狀으로) 開閉되도록 스위치 操作을 行하였다. 이 때 各時間에 對한 粘度의 下降 및 上昇하는 狀態를 記錄하여 圖表로 나타낸 것이 Fig. (4) X표 表示의 曲線이다. 이 實驗曲線으로 부터 最少自乘法에 의해서 最適定數值를 推定한 結果 다음과 같이 되었다.

$$\left. \begin{aligned} k_0 &= 154 \text{ [Red wood No.1 sec/kg/cm}^2\text{]} \\ L &= 2.3 \text{ [min.]} \\ T &= 4.3 \text{ [min.]: 다이아프램밸브를 열 때} \\ &= 7.7 \text{ [min.]: 다이아프램밸브를 잠글 때} \end{aligned} \right\} (2.17)$$

Fig. (4)에서 實線은 制御對象  $\frac{k_0 e^{-Ls}}{1+Ts}$ 의 各定數가 위의 推定된 값을 가질 때의 스텝 應答을 나타낸다.

다음에 위의 實驗에서 粘度와 檢出器의 出力空氣壓을 記錄하여 그 關係를 檢討하였던 바 거의 線型이었으며, 最少自乘法에 의해서 求한 檢出器의 比例利得  $k_d$ 는 다음과 같다.

$$k_d = 0.0055 \text{ [kg/cm}^2\text{/Red wood No.1 sec]} \quad (2.18)$$



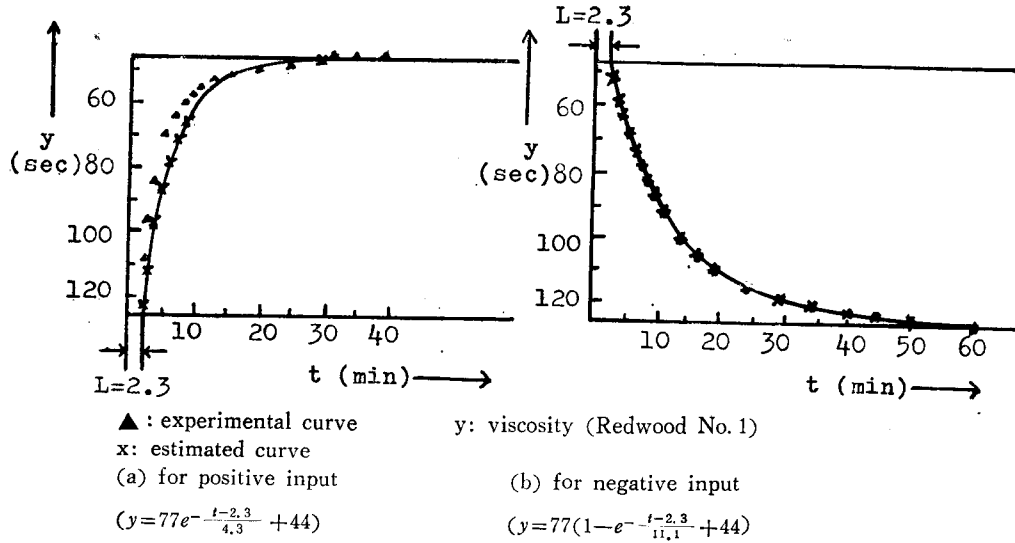


Fig. (4) Step responses of the controlled

object:  $G_0(s) = \frac{k_0 e^{-LS}}{1+Ts}$

3.2 數值計算

(a)  $k_p$  및  $T_I$ 의 最適值計算

前節에서 推定한 定數值를 式(2.4)에 代入하고,  $r(t) = u_0(t)$ 일 때 式(2.6)의  $J(k_p, T_I)$ 를 Grid Search Method<sup>6)</sup>로 數值하여 最少點근방의 값을 表로서 나타내면 Table(1)과 같이 된다. 단, Table(1)의 數値는  $[J(k_p, T_I) - 3.324] \times 10^6$ 을 나타낸다.

다음에 Davidon-Fletcher-Powell Method<sup>7)</sup>와 Powell's Quadratic Interpolation Method<sup>8)</sup>에 의해서  $J(k_p, T_I)$ 의 最少點 즉  $k_p, T_I$ 의 最適值  $\bar{k}_p, \bar{T}_I$ 를 求한 結果 다음과 같이 되었다.

$T_I$	$k_p$									
	1.966	1.972	1.978	1.983	1.989	1.995	2.001	2.007	2.013	2.019
6.90	347	199	123	195	181	295	503	773	1102	1493
6.91	364	206	115	126	142	265	449	709	1034	1430
6.92	402	226	113	110	127	226	419	640	948	1339
6.93	434	252	121	95	112	196	365	591	890	1261
6.94	442	268	155	81	92	176	316	547	832	1185
6.95	480	281	165	83	84	150	295	501	773	1117
6.96	500	309	178	113	71	139	275	463	718	1061
6.97	562	341	190	115	72	126	249	409	687	1017
6.98	597	371	207	117	92	106	209	382	625	947
6.99	649	403	211	126	101	120	207	368	583	907
7.00	709	449	263	144	110	124	202	332	548	840
7.01	751	504	301	181	127	120	197	323	532	806
7.02	829	542	342	197	137	127	190	315	512	770

Table (1) Values of the criterion function ( $T_I$ : [min])

$$\bar{k}_P = 1.989$$

$$\bar{T}_I = 6.96[\text{min}]$$

$$J(\bar{k}_P, \bar{T}_I) = 3.324071$$

(b)  $k_c$ 의 計算

다음에 式(2.11)으로 表示되는 限界利得  $k_c$ 의 값을  $T_I$ 의 函數로서 計算하여 圖示하면 Fig. (5)과 같이 된다.

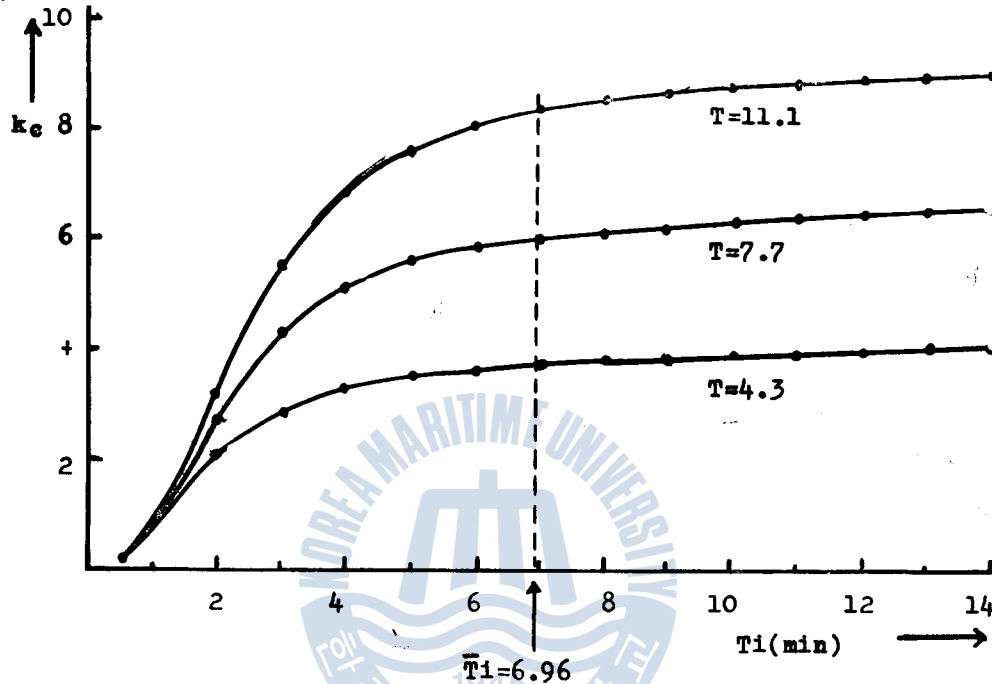


Fig. 5. Critical gain  $k_c$  for various values of  $T_I$

周波數應答에 있어서는 時定數  $T$ 의 變動을 考慮할 수 없기 때문에 위의  $k_c$ 의 計算에 있어서는  $T$ 를  $T_1$ ,  $T_2$  및 2平均値  $(T_1 + T_2)/2$ 의 3가지 값으로 固定하고 各各의 境遇에 對해서 計算한 것이다. 以下 다른 計算에 있어서는 時定數  $T$ 에 對해서는 위의 같은 3가지 境遇를 假定하였다.

(c) 限界感度法에 의한 最適퍼래미터 計算

Ziegler Nichols의 限度感度法<sup>4)</sup>에 의해서 PI制御器의 最適퍼래미터  $K_P$ ,  $T_I$ 를 計算해 보면 Table(2)와 같이 된다.

$T$ [min]	$\omega_0$ [rad/min]	$P_0$ [min]	$k_{c1}$	$K_P$	$T_I$ [min]	$K_{cs}$
$T_1 = 4.3$	0.805	7,805	4,254	2,128	6,494	3,789
$\frac{T_1 + T_2}{2} = 7.7$	0.757	8,300	6,979	3,490	6,906	6,094
$T_2 = 11.1$	0.736	8,537	9,713	4,857	7,103	8,401

Table(2) Values of Parameters calculated by Ziegler Nichols method

Table(1)에서  $\omega_0$ 와  $P_0$ 는 制御器를 P制御器로 하였을 때의 持續振動의 角周波數와 振動周期이며  $k_{c1}$ 은 이때의 限界利得이다.  $\tilde{k}_P$ ,  $\tilde{T}_I$ 는 各各 Ziegler Nichols가 提示한 限界感度法에 의한  $k_P$  및  $T_I$ 의 最適值로서  $k_P = 0.5k_{c1}$ ,  $T_I = 0.832P_0$ 이다. 또한  $k_{cs}$ 는  $k_P = \tilde{k}_P$ ,  $T_I = \tilde{T}_I$ 인 PI制御器를 採用했을 때의 限界利得이다.



(d)  $M_p, \zeta_e$  計算

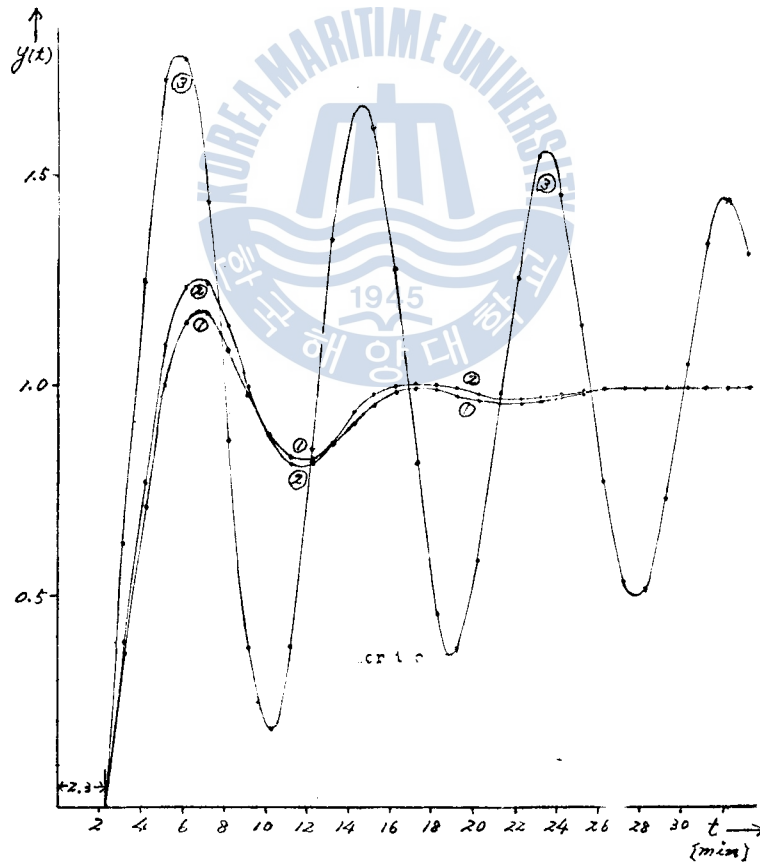
다음에 本節(a)에서 計算한 最適퍼라미터  $\bar{k}_p, \bar{T}_I$ 의 PI制御器를 採用하였을 때의 이 系統에 對한 式(2.15)의 共振值  $M_p$  및 式(2.16)의 等價 減衰率  $\zeta_e$ 를 計算해 보면 Table(3)과 같이 된다.

$T$ [min]	$M_p$	$\zeta_e$
4.3	1,394	0,389
7.7	1,342	0.408
11.1	1,295	0.427

Table (3) Values of  $M_p, \zeta_e$

4. 檢 討

本稿에서와 같이 制御對象이 遲延時間을 隨伴할 뿐더러 入力에 따라 그 퍼라미터의 값이 變化하는 非線型인 制御系統에 對해서는 從來의 周波數應答에 의한 設計法으로는 正確히 設計하기가 困難하다. 本研究에서 提示한 方法에 의해서 推定한 最適퍼라미터 및 Ziegler Nichols의 限界感度法에 의해서 求한 퍼라미터에 對해서 Fig(2)의 系統에 對한 인디셜應答(indicial response)을 各各 比較하면 Fig.(6)과 같이 된다. Fig.(6)에서 알 수 있듯이 本研究에서 提示한 方法에 의해서 求한 最適퍼라미터인 때의 系統의 인디셜應答은 바람직한 波形式이다. 또한 Table(3)의  $M_p$  및  $\zeta_e$ 의 값도 從來의 經驗的인 基準<sup>9)</sup>과 거의 一值한다. 그러나 Ziegler Nicholes의 方法에 의해서 求한 境遇에 對해서는 制御對象의 時定數  $T$ 를  $T_2$  즉 11.1로 보고 求한  $\tilde{k}_p=4,857, \tilde{T}_I=6,494$ [min]일 때의 系統의



- ①: for the optimal parameters
- ②: for the parameters obtained by Ziegler Nichols Method ( $T=4.3$ )
- ③: ditto ( $T=7.7$ )

Fig. (6) Indicial responses of the system described by the block diagram of Fig. (2)

인디셜應答은 系統이 不安定하여 圖示하지 않았으며  $k_p=3,490, T_I=6,906$ [min]때의 系統의 인디셜

應答는 減衰가 너무 적어 바람직하지 못하다. 이는  $T$ 를 큰 것으로 간주했기 때문에  $\tilde{k}_p$ 가 너무 크게 된 것이 그 原因이라고 생각된다.  $T$ 를 제일 적은 4.3[min]로 간주하고, 求한 퍼래미터 즉  $\tilde{k}_p=2,128$ ,  $\tilde{T}_I=6,494$ [min]일 때의 系統의 인더셜應答는 制御誤差의 2乘面積이 最少라는 意味에서의 最適狀態는 아니나, 이와 비슷한 波形을 나타내고 있다. 다음에 最適퍼래미터 즉,  $\tilde{k}_p=1,989$ ,  $\tilde{T}_I=6.96$ 일 때의 本粘度制御系統에 對한 나이퀴스트線圖를 그려보면 Fig. (7)과 같이 된다. 正確한 利得餘裕와 位相餘裕를 計算할 수는 없으나, 利得餘裕는 10.22~17.01 [dB], 位相餘裕는 約55°가 됨을 Fig. (7)로부터 알 수 있으며, 이 亦是 從來의 經驗的인 基準<sup>9)</sup>과 거의 一致한다.

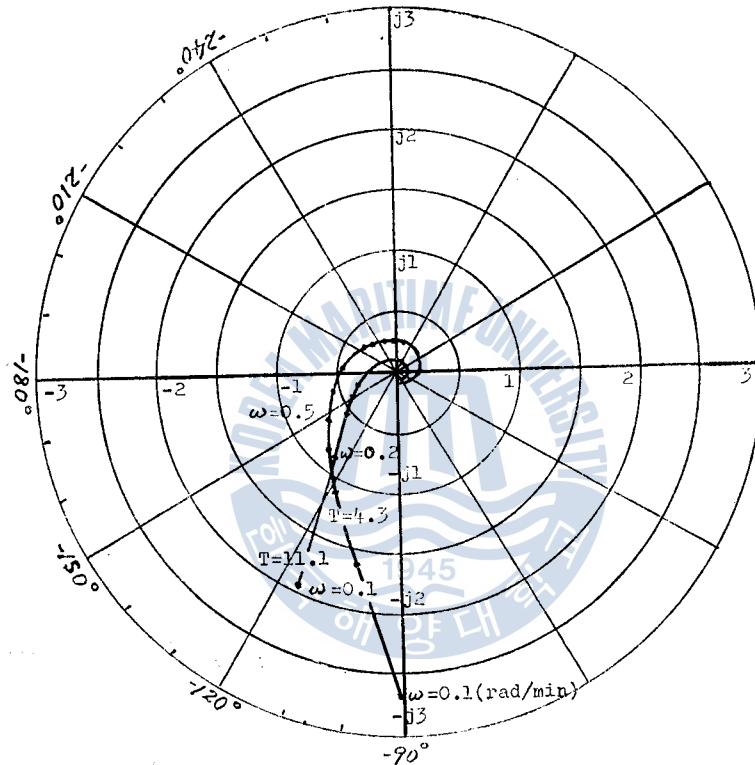


Fig. (7) Niquist diagrams of the Viscosity control system values of the parameters optimal

또한 本研究에서 粘度制御系統의 制御對象의 時定數가 入力에 따라 크게 差異가 나고 있는 것은 다이아프램밸브의 非線型性 및 증기加熱器의 非線型性에 起因되는 것으로 생각되며 熱 및 流体系統의 制御問題에 있어서는 이러한 非線型性에 특히 留意해야 됨을 알 수 있다.

## 5. 結 論

以上에서와 같이 本研究에서는 制御對象이 遲延時間을 隨伴할 뿐더러 時定數가 入力에 따라 變動하는 非線型인 系統의 例로 더이젤機關用燃料油의 粘度制御系統에 對해서 制御誤差의 2乘面積을 評價數로서 定義하고 이를 最少로 하는 意味에서의  $P_I$ 制御器의 最適利得 $\tilde{k}_p$  및 最適積分時間 $\tilde{T}_I$ 를 時間領域에서 計算하는 方法을 提示하였으며, 韓國海洋大學 練習船 한바다號의 粘度制御系統에 對한 實驗 및 數值計算을 行하였던 바 期待했던 바와 같은 合理的이고 良好한 結果를 얻었다.

從來에 自動制御系統을 設計하는 데에 便利하게 利用되어 온 周波數應答法은 大端히 有益한 道具이

기는 하나 퍼레미터가 非線型인 境遇에 對해서는 利用하기가 困難하다. 그러나 時定數의 값이 變動하는 境遇 周波數應答을 利用하여 設計할 때에는 時定數를 變化하는 範圍內에서 가장 적은 값으로 固定하고 計算을 行하는 것이 最適狀態는 아니나 安全함을 알 수가 있었다.

그러나 本實驗에서는 實際의 粘度制御系統에 對하여 最適퍼레미터에 對한 인디셜應答實驗을 行하지 못하였으며, 時間領域에 있어서 系統의 安定性에 對한 考察을 行하지 못하였다. 이들은 앞으로 더욱 檢討되어야 할 事項이다. 또한 非線型系統에 對한 周波數應答法의 보다 合理的인 適用方法은 大端히 興味있는 課題로 앞으로 더욱 研究되어야 할 것으로 생각된다. 또한 PID制御器를 採用하였을 때, 및 制御對象이 非線形의 2次系統일 때에 對한 考察들은 本論文에 包含시키지 않았으나 이에 對해서는 다음 機會로 미루기로 한다.

### 參 考 文 獻

- (1) 田大熙, 燃料와 燃燒의 管理, 海事圖書出版部, p. 37 (1976)
- (2) 伊澤計介, 自動制御入門, オーム社 (1967)
- (3) R. E. Kalman, A new approach to linear filtering & Prediction problem, A. S. M. E. Trans., J, Basic Engineering (1961)
- (4) Ziegler and Nichols, A. S. M. E. Trans. 64, pp. 759—768
- (5) Instruction Manual for F. O. Viscosity Controller, Yamatake Honeywell (1975)
- (6) G. R. Walsh, Method of Optimization, John Wiley & Sons, p. 75 (1975)
- (7) 前掲書6), pp. 93—96.
- (8) 前掲書6), pp. 110—116.
- (9) 河注植, 自動制御工學, 海事圖書出版部, pp. 244—245 (1976)

