

< 論 文 >

# 觀測器를 利用한 位置制御 油壓 서어보 시스템의 過渡應答 特性 改善(I)

— 컴퓨터 시뮬레이션 —

李 教 一\* · 趙 勝 鎬\*\*

(1987年 4月 28日 接受)

## Improvement of Transient Response Characteristics of a Position Control Hydraulic Servosystem Using Observer(I)

— Computer Simulation —

K.I. Lee and S.H. Cho

**Key Words:** Observer Eigenvalue(觀測器 固有值), Controller Eigenvalue(制御器 固有值), Hydraulic Servosystem(油壓 서어보 시스템), Optimal State Feedback Gain(最適 狀態變數 피이드백 利得)

### Abstract

The state variables estimated in an observer were used in feedback control of a hydraulic servosystem to increase the system stability and to enhance the system performance. The non-linear hydraulic servosystem with the inherent nonlinearities due to the square root function of flow equation, the Coulomb friction and so on, was modelled as a fourth order linear hydraulic servosystem. Also, a second order linear system was derived for the observer-controller design.

For these models, a fourth order linear observer and a second order linear observer were constructed respectively to evaluate the performance of the observer-based hydraulic servosystem. The results obtained from series of simulation showed that the system which had shown oscillatory phenomenon under proportional control became stable with the same maximum acceleration and velocity that it had started under proportional control.

### 記 號 說 明

$A_p$  : 피스톤의 有效 單面積  
 $C_d$  : 流量係數  
 $C_{i,p}$  : 內部漏洩係數

$C_{e,p}$  : 外部漏洩係數  
 $C_{i,e}$  : 全體漏洩係數  $(C_{i,p} + \frac{1}{2} C_{e,p})$   
 $F_c$  : 쿨롱 摩擦力  
 $K$  : 制御器 利得 (gain)  
 $K_f$  : 피이드백 利得  
 $K_v$  : 서어보 증폭기 利得

\* 正會員, 서울大學校 工科大學 機械設計學科

\*\* 正會員, 弘益大學校 工科大學 機械工學科

$$K_{c,0} : K_c + C_{i,0} + \frac{1}{2} C_{e,0}$$

$K_{c,0}$  : 서어보밸브 利得

$M$  : 피스톤과 부하의全體質量

$P$  : 供給壓力

$T_0$  : 서어보밸브의 時定數

$v$  : 서어보증폭기 人力電壓

$w$  : 서어보밸브의 面積勾配

$\hat{x}$  : 플랜트의 狀態變數

$x$  : 觀測器의 狀態變數

$l$  : 觀測器의 利得

$\beta_0$  : 有效 體積彈性係數

$\lambda$  : 觀測器의 固有值

$\rho$  : 作動流體의 密度

## 1. 序 論

油壓 서어보 시스템의 制御特性 研究는 線型化 解析과 컴퓨터에 의한 시뮬레이션이 基礎를 이루고 있다<sup>(1)</sup>. 油壓서어보 시스템이 內在되어 있는 非線型 要素들, 即 粘滯摩擦力, 스틱션(stiction), 그리고 제곱근의 函數로 表示되는 負荷 流動方程式을 包含하고 있는 非線型 모델의 開回路 動特性에 대한 컴퓨터 시뮬레이션 및 實驗結果와의 比較 分析이 Lee<sup>(2)</sup>에 依하여 進行되었으며, Shearer<sup>(3)</sup>는 油壓 서어보 시스템의 粘滯감쇠 動特性에 대한 研究를 發表하였다. 油壓 서어보 시스템의 位置制御에는 主로 比例 制御器가 利用되며, 境遇에 따라 速度, 負荷壓力, 加速度를 피어백시켜 시스템 特性을 改善하고 있다. 이 때 動特性을 改善하기 위하여 理論적으로는 시스템 內의 모든 狀態變數들을 피이드백시키는 것이 優秀한 方法이다<sup>(4,5)</sup>. 油壓 서어보 시스템에서는 서어보밸브 스푸울의 變位 및 速度, 流量, 負荷壓力, 油壓 作動體의 加速度, 速度 및 變위가 狀態變數로 使用될 수 있다. 本 研究에서는 이러한 狀態變數들을 觀測器(observer)를 使用하여 推定하고, 推定된 狀態變數들을 피이드백 制御에 利用한다. 觀測器의 理論은 Bertram, Bass, Luenberger 등에 依하여 線型플랜트를 對象으로 發表되어 왔다<sup>(4,5)</sup>. 따라서 非線型特性이 內在되어 있는 油壓서어보 시스템의 位置制御에서 觀測器를 利用한 性能向上 可能性의 問題가 제기되고 있다.

測定이 可能한 狀態變數를 包含하여 構成한 觀測器를 全次數 觀測器(full order observer)라 하고, 測定이 可能한 狀態變數를 除外하고 構成한 觀測器를 縮小次

數 觀測器(reduced order observer)라 한다<sup>(4,5)</sup>. 制御 對象으로 하는 플랜트가 完全한, 線型시스템일 境遇 縮小次數 觀測器를 構成하는 것이 演算時間이나 經濟的인 면에서 有利하다.

本 研究에서 制御對象으로 設定된 油壓서어보 시스템은 非線型 시스템이므로, 實際로 測定한 狀態變數와 觀測器에서 推定한 狀態變數를 比較하여 이들이 서로 一致하는 것을 보임으로써 觀測器에서 推定한 다른 狀態變數들에 對한 신뢰도를 높일 수 있다. 따라서 本論文에서는 全次數 觀測器를 使用한 境遇에 對하여 考察한다.

油壓 서어보 시스템의 位置制御에 觀測器를 使用한 例로는 Backé<sup>(6)</sup> 教授팀의 研究가 있다. 그러나 觀測器의 固有值 範圍에 對하여는 詳細하게 言及되지 않았고, 심한 振動現象을 나타내는 시스템이 制御對象으로 設定된 境遇에 對하여는 研究되지 않았다.

서어보 밸브의 動特性을 比例特性으로 보고, 漏洩이 없는 狀態에서 作動流體를 非壓縮性으로 理想化시킨 二次 線型 油壓 서어보 시스템에 對하여 二次 線型 觀測器를 構成한다. 그리고 서어보 밸브의 動特性을 一次 遲延要素로 보고, 作動流體의 壓縮性을 考慮한 實際에 가까운 四次 線型 油壓 서어보 시스템에 對하여는 四次 線型 觀測器를 構成한다.

二次 모델을 考慮하는 目的은 에넬로그方式으로 制御하는 境遇, 構成이 간단해지며 더욱이 마이크로프로세서를 利用한 디지털制御 方式을 택하는 境遇에 있어서는 연산시간이 四次모델에 比하여 적게 걸리므로 適應制御 등의 알고리즘이 복잡한 現代 制御理論을 適用하는 데 잇점이 있기 때문이다. 다음에는 各各의 觀測器에서 推定한 狀態變數를 利用하여 非線型 油壓 서어보 시스템을 피이드백 制御한 境遇에 對하여 컴퓨터 시뮬레이션을 遂行한다.

## 2. 油壓 서어보 시스템의 解析

本 研究에서 考察할 位置制御 油壓 서어보 시스템은 電氣-油壓式 서어보 밸브, 油壓실린더 그리고 質量負荷(mass load)로 構成되었으며, 油壓실린더의 變위가 目標值를 追從하도록 閉回路로 되어 있다.

油壓 시스템의 解析에 一般적으로 適用되는 理想化는 펌프의 一定한 供給壓力, 밸브變위에 比例하는 서어보 밸브의 오리피스 開口面積, 油壓실린더 各室內에서의 均一한 壓力分布이다. 또한 本 研究에서는 制御系가 急激한 方向轉換을 일으키지 않는 範圍內에서 作

動시킴으로써 空洞現象이 없는 것으로 解析한다.

서어보밸브의 入力電流  $i$  와 스템의 變位  $x_r$  와의 關係는 式(1)로 表示할 수 있다<sup>(7)</sup>.

$$\frac{dx_r}{dt} + \frac{1}{T_v} x_r = \frac{K_{vv}}{T_v} i = \frac{K_{vv} K K_a v}{T_v} \quad (1)$$

서어보밸브의 流量은 Fig.1의 각 오리피스에 베르누이 방정식을 적용하면 다음 式 (2)와 같으며, 이 때  $y_1, y_2, y_3, y_4$ 는 밸브의 언더랩(underlap) 폭을 나타낸다.

$$Q_1 = \frac{1}{2} B_v [1 + \text{sign}(y_1 + x_r)] (y_1 + x_r) \text{sign}(P_1 - P_2) \sqrt{|P_1 - P_2|}$$

$$Q_2 = \frac{1}{2} B_v [1 + \text{sign}(y_2 - x_r)] (y_2 - x_r) \sqrt{P_1} \quad (2)$$

$$Q_3 = \frac{1}{2} B_v [1 + \text{sign}(y_3 - x_r)] (y_3 - x_r) \text{sign}(P_1 - P_2) \sqrt{|P_1 - P_2|}$$

$$Q_4 = \frac{1}{2} B_v [1 + \text{sign}(y_4 + x_r)] (y_4 + x_r) \sqrt{P_2}$$

但  $B_v = C_d w \sqrt{\frac{2}{\rho}}$ ,  $\text{sign} x = \begin{cases} +1 & \text{for } x > 0 \\ 0 & \text{for } x = 0 \\ -1 & \text{for } x < 0 \end{cases}$

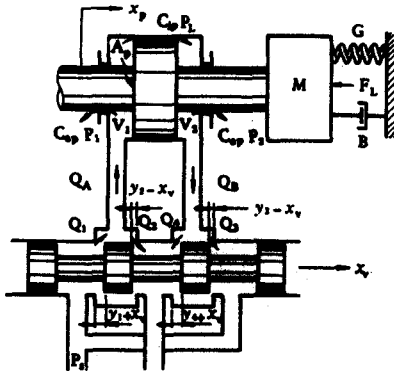


Fig. 1 Valve-piston combination

油壓실린더의 各室에 連續方程式을 適用하면, 作動流體의 壓縮性을 考慮할 때, 다음과 같은 關係式을 얻는다

$$Q_1 - C_{i1}(P_1 - P_2) - C_{o1}P_1 = A_v \frac{dx}{dt} + \frac{V_1}{2\beta_s} \frac{dP_1}{dt} \quad (3a)$$

$$C_{i2}(P_1 - P_2) - C_{o2}P_1 - Q_2 = -A_v \frac{dx}{dt} + \frac{V_1}{2\beta_s} \frac{dP_2}{dt} \quad (3b)$$

이 때  $V_1$ 는 밸브로부터 피스톤 양쪽의 體積까지의 全體 體積을 나타낸다. 그리고 質量負荷, 粘性負荷, 스프링負荷, 滑動摩擦力和 外亂이 作用하는 시스템의 運動方程式은 다음 式으로 表現된다.

$$A_v(P_1 - P_2) = M \frac{d^2x}{dt^2} + B \frac{dx}{dt} + Gx + \text{sign}\left(\frac{dx}{dt}\right) F_c + F_L \quad (4)$$

위의 各 關係式에서 流量方程式과 摩擦負荷가 非線型性을 보이고 있으므로 油壓 서어보 시스템의 解析에서는 線型모델에 對하여 考察한다. 位置制御에 使用되는 서어보 밸브는 一般的으로 臨界中立型( $y_i=0, i=1, 2, 3, 4$ )이므로 作動點( $x_r=0, P_L=0$ )에서 線型化하면 밸브의 負荷流量  $Q_L$ 은 다음 式으로 表現된다<sup>(1)</sup>.

$$Q_L = K_v x_r - K_c P_L \quad (5)$$

但  $Q_L = \frac{Q_A + Q_B}{2}, P_L = P_1 - P_2$

$$K_v = \left( \frac{\partial Q_L}{\partial x_r} \right)_0 : \text{流量利得 (flow gain)}$$

$$K_c = - \left( \frac{\partial Q_L}{\partial P_L} \right)_0 : \text{流量-壓力係數 (flow pressure coefficient)}$$

油壓실린더 各室에서의 負荷流量  $Q_L$ 은 다음과 같다.

$$Q_L = A_v \frac{dx_p}{dt} + C_{i3}P_L + \frac{V_2}{4\beta_s} \frac{dP_L}{dt} \quad (6)$$

滑動 摩擦力과 外亂을 無視하면 負荷의 運動方程式은 다음과 같은 線型方程式이 된다.

$$A_p P_L = M \frac{d^2x_p}{dt^2} + B \frac{dx_p}{dt} + Gx_p \quad (7)$$

狀態變數를  $x_1 = x_r, x_2 = P_L, x_3 = x_p, x_4 = \dot{x}_p$  으로 設定하면 式 (1), (5), (6), (7)로부터 다음과 같은 四次의 線型關係式을 얻을 수 있다.

$$\dot{x} = \begin{pmatrix} -\frac{1}{T_v} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{4\beta_s K_v}{V_1} & -\frac{4\beta_s K_{c1}}{V_1} & 0 & -\frac{4\beta_s A_v}{V_1} \\ 0 & 0 & 0 & 1.0 \\ 0 & \frac{A_p}{M} & -\frac{G}{M} & -\frac{B}{M} \end{pmatrix} x + \begin{pmatrix} \frac{K_{vv} K K_a}{T_v} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} u = Ax + bu \quad (8)$$

但  $x = [x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4]^T = [x_r \ P_L \ x_p \ \dot{x}_p]^T, u = v$

이와 같은 四次線型 모델에서 서어보 밸브의 動特性을 比例特性으로, 作動 流體를 非壓縮으로, 또한 漏洩損失이 發生하지 않는다고 假定하면 理想화된 二次線型 모델 方程式을 얻을 수 있다.

$$\dot{x} = \begin{pmatrix} 0 & 1 \\ -\frac{G}{M} & -\frac{(K_c B + A_p^2)}{K_c M} \end{pmatrix} x + \begin{pmatrix} 0 \\ \frac{K_v K_{v1} A_p K K_a}{K_c} \end{pmatrix} u \quad (9)$$

但  $\dot{x} = [x_1 \ x_2]^T = [x_r \ \dot{x}_p]^T, u = v$

### 3. 觀測器 制御器의 考察

시스템이 複雜할수록 測定하기 어렵거나, 測定할 수 없는 狀態變數가 內在되어 있으며, 이와같은 狀態變數들을 推定하기 위한 것이 觀測器이다.

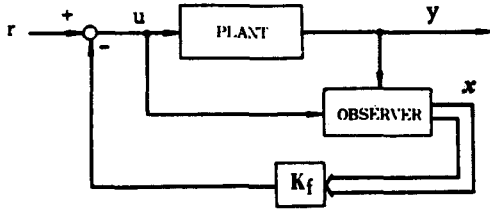


Fig. 2 State feedback introduced through an observer

觀測器의 狀態變數를 利用하여 플랜트를 피드백 制御하는 過程이 Fig. 2에 圖示되어 있다.

우리가 願하는 固有值(eigenvalue)를 갖는 觀測器를 構成하기 위하여는 주어진 플랜트가 可制御性 및 可觀測性 條件을 滿足시켜야 하며, 出力이 油壓실린더의 變位일 때, 油壓 서어보 시스템의 2차 선형 모델과 4차 선형 모델은 제어가능하고 관측가능하다<sup>(4)</sup>. 플랜트의 狀態變數를 x, 觀測器의 狀態變數를 오라 할때 全體 시스템의 狀態方程式은 다음과 같이 表現된다<sup>(4,5)</sup>.

$$\begin{pmatrix} \dot{x}(t) \\ \dot{\hat{x}}(t) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} A & -bK_f \\ lc & A-lc-bK_f \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x(t) \\ \hat{x}(t) \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} b \\ b \end{pmatrix} r \quad (10)$$

$$y(t) = cx(t) \quad (11)$$

式(10)의 特性方程式은 다음과 같이 制御器의 모우드와 觀測器의 모우드가 서로 分離된 形態로 나타내진다.

$$a_{s-c}(s) = \det(sI - A + bK_f) \det(sI - A + lc) \quad (12)$$

觀測器의 利得 l 값은  $\det(sI - A + lc) = 0$  으로 하는 s 값이 重疊된 固有值를 갖도록 정하였다. 狀態變數 피드백利得  $K_f$ 를 求하는 過程은 다음과 같다.

本 研究에서는 피스톤의 位置制御가 窮極의인 目標이므로 最適化 問題는 狀態변수들이 願하는 값에 가깝아 따라가도록 하는 追跡(tracking)問題가 된다. 시스템의 狀態方程式이 式(13)으로 表現되고, 最小化할 性能指數가 式(14)와 같다고 하자.

$$\dot{x}(t) = A(t)x(t) + b(t)u(t) \quad (13)$$

$$J = \frac{1}{2} \int_0^T [x(t) - z(t)]^T Q(t) [x(t) - z(t)] + u(t) R(t) u(t) dt \quad (14)$$

그러면 最適制御入력과 最適피드백 利得은 리카티(Riccati) 方程式을 利用하여 求해진다<sup>(4,5)</sup>. Kalman에 依하면<sup>(4,5)</sup> 시스템이 制御可能(controllable)하고 A, B, Q, R이 常數行列이면 最終時刻  $T \rightarrow \infty$ 에 따라 最適 피드백 利得은 常數行列이 된다. 따라서 二次線型 모델과 四次線型 모델에 對해 時不變(time invariant) 最適利得값을 適用하여 컴퓨터 시뮬레이션을 進行하였으며 最適利得을 求하는데 利用된 二次와 四次線型 모델에서의 加重行列 및 追跡하여야 할 狀態變數는 各各 다음

과 같다. 行列 z(t)에서 0.4는 피스톤변위를 기준피스톤 변위( $x_{pn}$ )로 나눈 값, 즉 正規化된 값이다.

$$Q = \begin{pmatrix} 1.0 & 0 \\ 0 & 5.0 \end{pmatrix}, \quad R = 0.1 \quad (15a)$$

$$z(t) = [0.4 \ 0]^T \quad (15b)$$

$$Q = \begin{pmatrix} 0.02 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0.0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1.0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0.0 \end{pmatrix}, \quad R = 1.0 \quad (16a)$$

$$z(t) = [0 \ 0 \ 0.4 \ 0]^T \quad (16b)$$

#### 4. 컴퓨터 시뮬레이션

油壓 서어보 시스템은 非線型성이 強하고, 高次遲延要素의 特性을 나타내므로 컴퓨터 시뮬레이션이 解析 및 設計의 重要한 手段이 된다. 本 研究에서는 애날로그 컴퓨터를 主로 使用하였으며, 觀測器 利得의 크기가 너무 커서 포텐시오미터에서 飽和가 發生할 때에 限하여 디지털 컴퓨터를 使用하였다. 시뮬레이션에 利用된 係數들이 Table 1에 收錄되어 있다.

Table 1 Specification of the hydraulic servosystem

Parameter	Symbol	Parameter value
Max. current	$i_m$	40mA
Supply pressure	$P_s$	$5.0 \times 10^6 \text{N/cm}^2$
Time constant	$T_s$	0.020sec.
Discharge coeff.	$C_d$	0.61
Gain of valve	$K_{sv}$	1.5936cm/A
Controller gain	$K$	20.0
Servoamplifier gain	$K_a$	0.004A/V
Maximum valve stroke	$x_{vm}$	$6.37 \times 10^{-2} \text{cm}$
Reference displacement of piston	$x_{pn}$	5.0cm
Total volume	$V_t$	260.6cm <sup>3</sup>
Piston area	$A_p$	13.03cm <sup>2</sup>
Mass load	$M$	0.49N/(cm/s <sup>2</sup> )
Viscous damping coeff.	$B$	0.N/(cm/s)
Spring load gradient	$G$	0.N/cm
Bulk modulus	$\beta_o$	$6.00 \times 10^4 \text{N/cm}^2$
Density	$\rho$	$8.0 \times 10^{-6} (\text{Nsec}^2/\text{cm}^3)$
Internal leakage coeff.	$C_{i1}$	$1.5 (\text{cm}^3/\text{sec}) / (\text{N/cm}^2)$
External leakage coeff.	$C_{e1}$	$0. (\text{cm}^3/\text{sec}) / (\text{N/cm}^2)$
Flow-pressure coeff.	$K_c$	$1.0 (\text{cm}^3/\text{sec}) / (\text{N/cm}^2)$

4.1 變位 피이드백에 의한 應答

本 研究에서는 油壓실린더의 變位를 피이드백시켜 單純 比例制御하였을 때 振動現象을 보이는 非線型 油壓서어보 시스템을 制御對象 플랜트로 設定하였으며 그 應答이 Fig.3에 圖示되어 있다.

正規化된 粘滯摩擦力( $F_c^*$ )은 式(17)로 表現된 量이며, 式(17)에서  $P_{in}$ 은 最大供給壓力(140bar)을 나타낸다. 그리고  $P_c$ 는 粘滯摩擦力에 相應하는 피스톤 兩端의 壓力差를 나타낸다.

$$F_c^* = \frac{F_c}{P_{in}A_p} = \frac{P_c A_p}{P_{in} A_p} = \frac{P_c}{P_{in}} \quad (17)$$

Fig.3에서 正規化된 粘滯摩擦力( $F_c^*$ ) 0.005는 最大供給壓力( $P_{in}$ )의 0.5%이며, 시스템壓力(50bar)의 1.4%인 0.7bar에 該當한다.

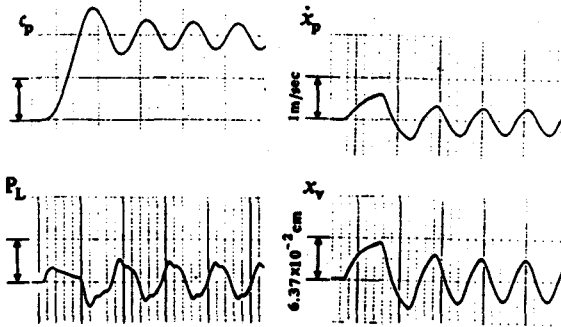


Fig.3 Responses of the nonlinear model with position feedback,  $K_f=[0.0 \ 0.0 \ 1.0 \ 0.0]$ ,  $K=20.$ ,  $F_c^*=0.005$ , Time scale=60ms/DIV.

4.2 狀態變數를 直接 피이드백 시켰을 때의 應答

二次 線型 모델에 대하여 求하여진 最適 狀態變數 피이드백 벡터  $K_f=[3.16 \ 6.67]$ 를 非線型 모델의 狀態

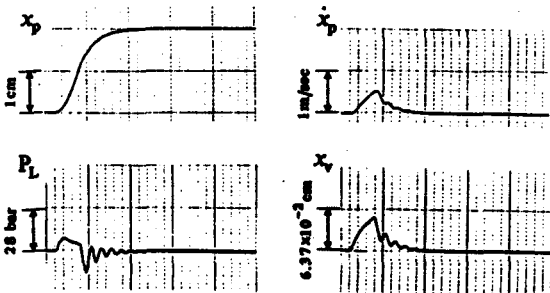


Fig.4 Responses of the nonlinear model with direct state feedback,  $K_f=[3.16 \ 6.67]$ ,  $K=20.$ ,  $F_c^*=0.005$ , Time scale=60ms/DIV.

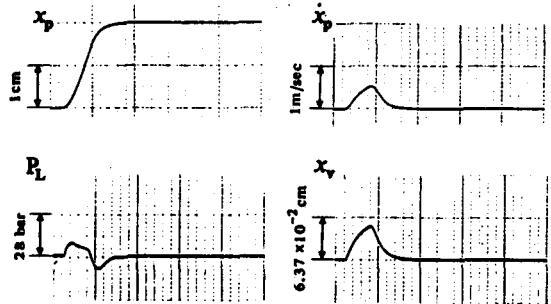


Fig.5 Responses of the nonlinear model with direct state feedback,  $K_f=[0.15 \ 0.021 \ 1.0 \ 0.66]$ ,  $K=20.$ ,  $F_c^*=0.005$ , Time scale=60ms/DIV.

變數인 變位 및 速度에 直接 適用하여 시뮬레이션 한 結果가 Fig.4에 圖示되어 있다.

制御器의 利得( $K$ )이 20.0일 때 유압실린더의 變位를 피이드백 시켜 單純히 比例制御 하면 振動現象이 發生하였는데 反하여, 變位 및 速度를 狀態變數로서 피이드백시키면 安定한 應答을 나타내며 應答特性이 매우 向上되는 것을 알 수 있다.

四次 線型 모델에 對하여 求하여진 最適 피이드백 벡터  $K_f=[0.15 \ 0.021 \ 1.0 \ 0.66]$ 를 使用하여 非線型 모델을 制御한 境遇의 시뮬레이션 結果가 Fig.5에 나타나 있다.

감쇠비가 充分히 큰 것으로 나타나며 應答特性이 매우 좋다.

狀態變數 피이드백 制御에서 注目할 것은 出發할 때의 速度 및 加速度가 單純比例制御한 境遇의 出發速度 및 加速度를 그대로 유지한다는 사실이다. 單純比例制御만으로도 制御器의 利得을 감소시키면 安定된 應答을 얻을 수는 있으나, 應答特性이 上記한 境遇와는 달리 느리게 되는 短點이 있다.

4.3 觀測器의 狀態變數 피이드백에 의한 應答

狀態變數를 直接 피이드백 시키는 代身, 觀測器에서 推定한 狀態變數를 利用하여 非線型 油壓서어보 시스템(=플랜트)을 피이드백 制御하였을 때 어떠한 應答이 나타나는가를 시뮬레이션에 依하여 調査하였다.

二次 線型 觀測器를 利用한 境遇와 四次 線型 觀測器를 利用한 境遇에 對하여 各各 시뮬레이션을 實行하였다. 이때 피이드백 利得은 線型 모델로부터 求한 最適 狀態變數 피이드백 利得을 利用하였다.

二次 線型 모델에 對한 制御器의 固有值와 觀測器의 固有值가 Fig.6에 圖示되어 있다. Fig.6에서 "x"는 制御器의 固有值를 나타내고, "o"는 애널로그 컴퓨터

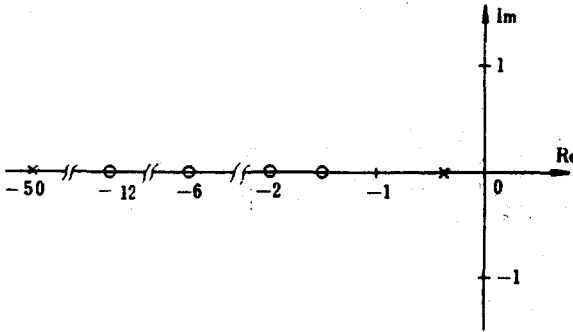


Fig. 6 Controller eigenvalues and observer eigenvalues of the second order linear model, ( $M=49\text{kg}$ ,  $K=20.$ ),  $K_f=[3.16\ 6.67]$

시뮬레이션에 사용된 觀測器의 重疊된 固有值(repeated eigenvalue)를 나타낸다.

四次 線型 모델에 對한 制御器의 固有值와 觀測器의 固有值가 마찬가지로 方式으로 Fig. 7에 圖示되어 있다.

觀測器의 固有值가, 制御器의 固有值中 가장 왼쪽에 位置한 固有值보다, 더 왼쪽에 位置하도록 觀測器의 利得을 定하면, 利得의 크기가 너무 커져서 愛널로그 컴퓨터의 포텐시오메타에서 飽和가 發生할 때가 있다.

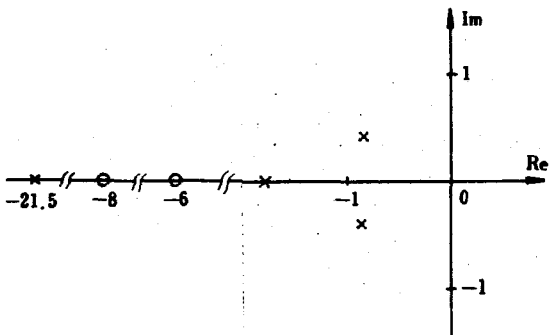


Fig. 7 Controller eigenvalues and observer eigenvalues of the fourth order linear model, ( $M=49\text{kg}$ ,  $K=20.$ ),  $K_f=[0.15\ 0.021\ 1.0\ 0.66]$

이러한 境遇에 있어서의 시뮬레이션은 디지털 컴퓨터가 適合하며 이에 對해서는 4.4節에서 다루기로 하고, 여기서는 觀測器의 固有值가, 制御器의 固有值中 가장 왼쪽에 位置한 固有值보다, 더 오른쪽에 位置하도록 觀測器의 利得을 定하고 이에 對한 愛널로그 컴퓨터 시뮬레이션을 遂行한다. Fig. 8은 二次 線型 觀測器의 固有值 變化가 觀測器 出力과 非線型 油壓 서어보 시스템 出力에 미치는 影響을 보여주고 있다. Fig. 8의 왼쪽 行은 觀測器 出力을 나타내고 오른쪽 行

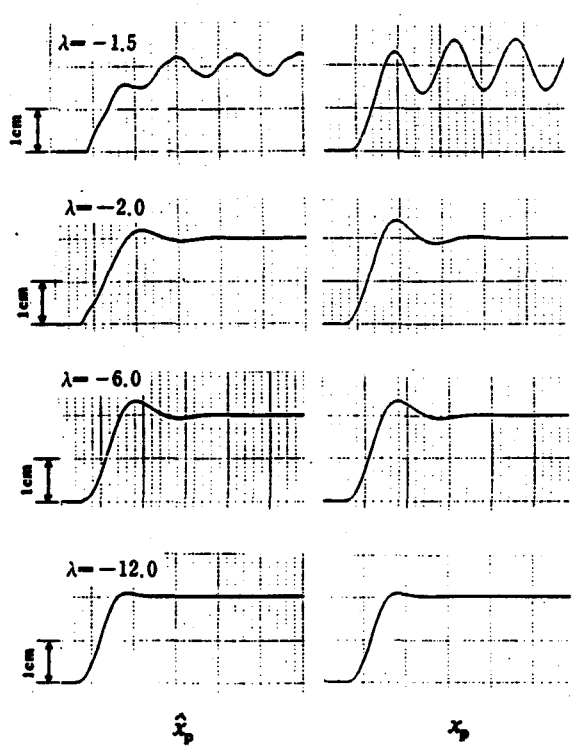


Fig. 8 Responses with state feedback using the second order linear observer for different eigenvalues,  $K_f=[3.16\ 6.67]$ ,  $K=20.$ ,  $F_c^*=0.0$ , Time scale=60ms/DIV.

은 非線型 油壓 서어보 시스템의 出力을 나타낸다.

Fig. 8로부터 二次 線型 觀測器의 固有值가 왼쪽 가까이 있을 수록 觀測器와 플랜트의 狀態變數가 잘 一致하지 않는 것을 알 수 있다.

Fig. 9은 粘滯 摩擦을 考慮하였을 때의 應答을 나타낸다.

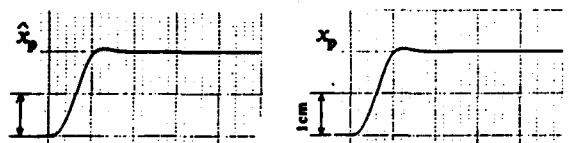


Fig. 9 Responses with state feedback using the second order linear observer,  $K_f=[3.16\ 6.67]$ ,  $K=20.$   $\lambda=-12.0$   $F_c^*=0.005$ , Time scale=60ms/DIV.

타낸다. 二次 線型 觀測器의 固有值가 -12일 때 플랜트의 出力은, 觀測器를 使用하지 않고 狀態變數로서 變位 및 速度를 直接 피드백 시킨 境遇에 比하여 빠르다(Fig. 4와 Fig. 9 參照).

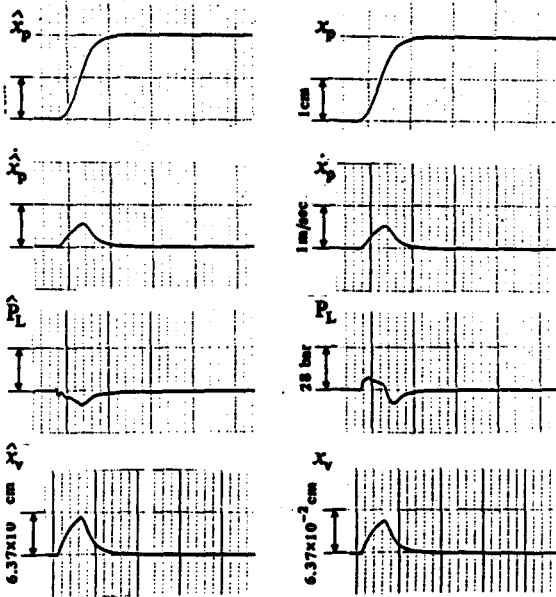


Fig.10 Responses with state feedback using the fourth order linear observer,  $K_f=[0.15 \ 0.021 \ 1.0 \ 0.66]$ ,  $K=20.$ ,  $\lambda=-6.0$ ,  $F_c^*=0.0$ , Time scale=60ms/DIV.

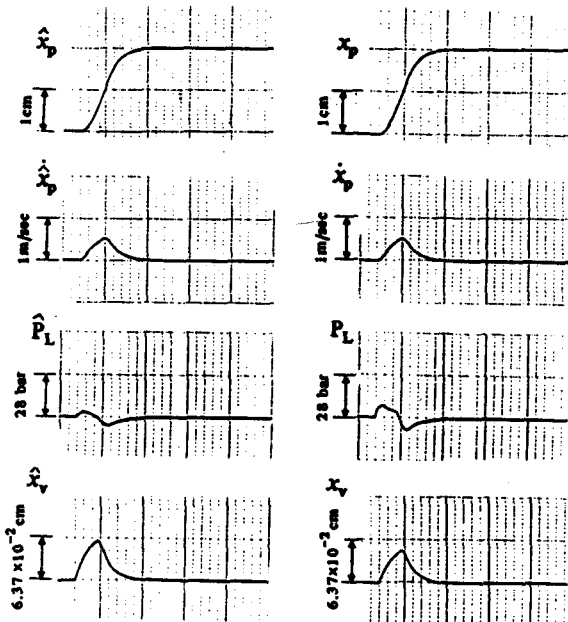


Fig.11 Responses with state feedback using the fourth order linear observer  $K_f=[0.15 \ 0.021 \ 1.0 \ 0.66]$ ,  $K=20.$ ,  $\lambda=-8.0$ ,  $F_c^*=0.0$ , Time scale=60ms/DIV.

다음에는 四次 線型 모델에 對하여 求하여진 最適 피드백 利得을 四次 線型 觀測器의 狀態變數에 適用하여 시뮬레이션을 實行하였다. Fig.10과 Fig.11은 觀測器의 固有值를 各各  $-6.0$ ,  $-8.0$ 으로 놓고 시뮬레이션한 結果를 나타낸다.

여기에서 觀測器의 固有值가  $-6.0$ 일 때, 觀測器와 플랜트의 狀態變數 가운데, 負荷壓力을 나타내는 狀態變數  $\hat{P}_L$ 과  $P_L$ 이 過渡狀態에서 一致하지 않는다. 觀測器의 固有值가  $-8.0$ 일 때의 應答이 Fig.11에 나타나 있으며, 狀態變數  $\hat{P}_L$ 과  $P_L$ 이 類似한 傾向을 보여주고 있다.

Fig.12는 粘滯摩擦力을 考慮한 境遇이다. 狀態變數를 直接 피드백 시킬 때와 마찬가지로 觀測器의 狀態變數를 利用하여 피드백 制御할 때도 粘滯摩擦力의 影響이 크지 않음을 Fig.12로부터 알 수 있다.

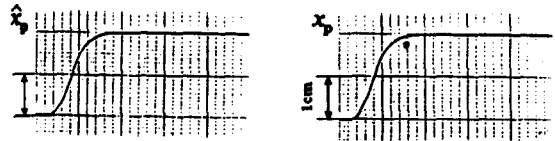
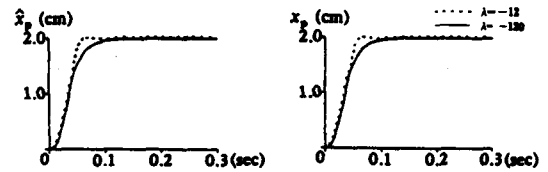


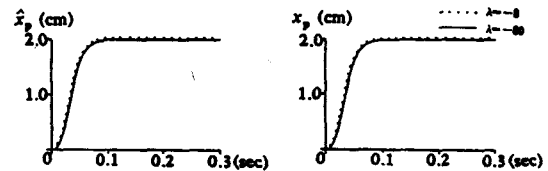
Fig.12 Responses with state feedback using the fourth order linear observer,  $K_f=[0.15 \ 0.021 \ 1.0 \ 0.66]$ ,  $K=20.$ ,  $\lambda=-8.0$ ,  $F_c^*=0.005$ , Time scale=60ms/DIV.

#### 4.4 觀測器의 固有值 變化에 따른 應答

觀測器의 固有值가, 制御器의 固有值 가운데 가장 왼쪽에 位置한 固有值보다, 더 왼쪽에 位置한 境遇에는 觀測器의 利得이 커지므로 애널로그 컴퓨터에서는 飽和 현상으로 因하여 시뮬레이션이 困難하다. 이러한 境遇



(a) 2nd order,  $K_f=[3.16 \ 6.67]$



(b) 4th order,  $K_f=[0.15 \ 0.021 \ 1.0 \ 0.66]$

Fig.13 Responses with state feedback using the linear observer for different eigenvalues,  $K=20.$ ,  $F_c^*=0.005$

에 있어서 디지털 컴퓨터 시뮬레이션은 매우 有用하다. 二次 線型 모델에 있어서 Fig. 6을 參照하면, 가장 왼쪽에 位置한 制御器의 固有値는  $-50$ 이며, 이를 基準으로 觀測器의 固有値가  $-12$ ,  $-120$ 인 境遇에 對해 디지털 컴퓨터 시뮬레이션한 結果가 Fig. 13(a)에 點선과 實선으로 各各 圖示되어 있다. 觀測器의 固有値가  $-12$ 일 때 약간의 오버슈트 현상이 있으나, 觀測器의 固有値가  $-120$ 인 境遇와 大體로 一致한다. 四次 線型 모델에 있어서 Fig. 7을 參照하면, 가장 왼쪽에 位置한 制御器의 固有値는  $-21.5$ 이며, 이를 基準으로 觀測器의 固有値가  $-8$ ,  $-80$ 인 境遇에 對해 各各 디지털 컴퓨터 시뮬레이션을 遂行한 結果가 Fig. 13(b)에 點선과 實선으로 圖示되어 있다. 兩者가 一致된 모습을 보여주고 있다.

이들로부터 복소수 평면상에서 觀測器의 固有値가 制御器의 固有値보다 더 왼쪽에 位置하여야 한다는 종래의 觀測器 設計 理論이 非線型성이 內在된 油壓 서어보 시스템에는 適用되지 않음을 알 수 있고 잡음(noise)에 敏感하지 않은 觀測器를 設計하는 입장에서는 오히려 다행스런 것으로 사료된다.

## 5. 結 論

(1) 컴퓨터 시뮬레이션 結果, 실린더 變位만을 피드백하여 比例制御 하였을 때 振動現象을 보이는 非線型 油壓 서어보 시스템에서, 四次 線型 시스템으로 모델링하여 求한 最適 피드백 利得을 使用하여, 狀態變數들, 即 서어보 벨브의 變位, 負荷壓力, 실린더의 變位 및 速度를 直接피드백 시켰을 때 매우 優秀한 應答特性을 얻을 수 있었으며, 四次 線型 觀測器를 使用하여 狀態變數를 推定하고, 이를 피드백 시켰을 때도 위와 同一한 結果를 얻을 수 있었다. 또한 二次 線型 시스템으로 모델링하여 求한 最適 피드백 利得을 使用하여, 狀態變數인 실린더의 變位 및 速度를 直

接 피드백 시켰을 때와, 觀測器를 使用하여 狀態變數를 推定하고, 이를 피드백 시켰을 때에도 應答特性을 크게 向上시킬 수 있었다.

(2) 플랜트가 非線型 油壓 서어보 시스템인 境遇, 觀測器의 固有値가, 制御器의 固有値 中 가장 왼쪽에 位置한 두개의 固有値사이에서 位置하여도 安定된 應答을 얻을 수 있다. 即 觀測器의 固有値가 制御器의 固有値 中 가장 왼쪽에 位置한 固有値 보다, 더 왼쪽에 位置하지 않아도 安定된 應答을 얻을 수 있다.

## 參 考 文 獻

- (1) H.E. Merritt, 1967, "Hydraulic Control System", John Wiley & Sons, New York.
- (2) K.I. Lee, 1977, "Dynamisches Verhalten der Steuerelemente Servoventil-Motor-Last", Aachen.
- (3) J.L. Shearer, 1983, "Digital Simulation of a Coulomb-Damped Hydraulic Servosystem", J. of Dynamic Systems, Measurement and Control, Trans. ASME, Vol. 105, pp. 215~221.
- (4) T. Kailath, 1980, "Linear Systems", Prentice Hall.
- (5) H. Kwakernaak and R. Sivan, 1972, "Linear Optimal Control Systems", John Wiley & Sons, Inc.
- (6) 趙勝鎭, 1985, "觀測器의 狀態變數 피드백을 利用한 油壓 서어보 시스템의 位置制御", 서울大學校 大學院 工學博士 學位論文.
- (7) W.J. Thayer, 1965, "Transfer Functions for Moog Servovalves", Moog Technical bulletin 103, Servocontrols, Inc.
- (8) W. Backé, 1985, "유압제어기술에 관한 '85년도 추계생산기술 세미나", 한국과학기술원.