

## 유압 서보시스템의 속도제어를 위한 관측기 설계에 관한 연구

송 창섭\*, 윤 장상\*\*, 신 대영\*\*\*

### A Study on the Design of Estimator for Velocity Control of Electro-hydraulic Servo System

Song Chang-Seop,\* Yun Jang-Sang,\*\* Shin Dae-Young\*\*\*

#### Abstract

This paper deals with the state estimator and controller.

All state variables' feedback in the system were used to improve electro hydraulic servo system's response characteristics.

Many gains of the state variables' and estimator's are produced by the algebraic Riccati equation, and every state variables' optimal gain and estimator gain is selected by trial and error method.

For the designed estimator performance's examination, this paper simulate the time response for the step input, the reduced velocity output in subjected to load torque, and the time response for the step input in changing the inertiamoment.

#### NOMENCLATURE

|  |   |
|--|---|
| <p><math>B_m</math> viscous damping coefficient</p> <p><math>C_d</math> discharge coefficient</p> <p><math>C_{im}</math> internal leakage coefficient</p> <p><math>D_m</math> volumetric displacement of actuator</p> <p><math>J_t</math> total inertia of actuator and load</p> <p><math>K_c</math> flow-pressure coefficient</p> <p><math>P_{1,2}</math> forward and return pressure</p> | <p><math>P_s</math> supply pressure</p> <p><math>Q_{1,2,3,4}</math> flow through each valve port</p> <p><math>V_{1,2}</math> volume of forward chamber</p> <p><math>P_s</math> supply pressure</p> <p><math>\beta_e</math> effective bulk modulus</p> <p><math>\tau_v</math> time constant of servo valve</p> <p><math>Q_L</math> load pressure</p> |
|--|---|

\* 한양대학교 공과대학 정밀기계공학과  
 \*\* 서울산업대학 기계설계학과  
 \*\*\* 생산기술연구원

|  |                                      |
|--|--------------------------------------|
| $r_s$ desired reference input                                  | $K_q$ flow-gain                      |
| $\underline{x}$ actual state                                   | $P_i$ load pressure                  |
| $\theta$ angular velocity of actuator shaft                    | $P_{s,m}$ max. supply pressure       |
| $\theta_{m,m}$ max. angular velocity of actuator shaft         | $Q_i$ load flow                      |
| $V_i$ total volume of fluid under compression in both chambers | $V_m$ max. input voltage             |
| $\omega$ area gradient of servo valve                          | $X_{v,m}$ max. spool displacement    |
| $C_{m,m}$ external leakage coefficient                         | $\rho$ density of working fluid      |
| $C_{t,m}$ total leakage coefficient                            | $\omega$ time scale                  |
| $G$ torsional spring gradient of load                          | $X$ spool displacement               |
| $K$ servo valve gain   | $\underline{u}$ input state          |
|  | $\hat{\underline{x}}$ observed state |

## 1. 서론

유압 서보 시스템은 출력 응답이 우수하며 액츄에이터의 속도를 무단속으로 자유로이 변속 시킬 수 있다는 장점으로 인하여 산업용 로봇, 선박의 조타 장치, 기타 자동화 작동 장치로 각 방면에 널리 쓰이고 있다.

본 논문은 이러한 유압 서보 시스템의 특성 가운데 유압 액츄에이터의 응답 속도에 대하여 연구하였으며 향상된 응답 특성을 얻기 위한 방법으로 시스템내의 모든 상태변수를 피이드 백 시키는 관측기를 설계하였다.

유압 서보 시스템의 상태 변수는 서보 밸브 스프울의 변위, 부하 압력, 그리고 유압 액츄에이터의 속도로 하였으며, 제어기의 설계에 요구되는 각 상태 변수에 대한 최적 피이드백 이득값은 대수학적 리카티 방정식(algebraic Riccati equation)으로 부터 구하였다.

또한 입력전압과 출력 센서에 대한 잡음의 영향을 고려하여 관측기 이득값을 설정하였으며, 이는 Kalman-Burcy filter를 사용하여 유도하였다.

다음에는 설계된 관측기의 성능을 규명하고자 계단과 입력에 대한 응답특성, 부하토크를 가하였을 때의 감속 응답 특성, 그리고 관성 모멘트를 변경시켰을 때의 계단과 입력에 대한 응답 특성을 알아 보았다.

## 2. 이론 및 수학적 해석

### 2.1 유압 서보 시스템의 작동 원리

속도 제어를 위한 유압 서보 시스템은 일반적으로 서보 밸브, 유압 모터 그리고 부하로 구성되며 유압 회로도에는 Fig. 1과 같다. 유압 액츄에이터의 속도는 서보 밸브에 공급되는 입력 전류의 결과치이며, 서보 밸브는 입력 전류  $i(t)$ 에 따라 유압 액츄에이터에 공급되는 작동유의 유량과 방향을 제어한다. 이에 빠른 응답 특성을 얻기 위하여 전기적으로 측정된 시스템의 속도에 대한 출력 전압  $y(t)$ 와 목표 입력 전압  $r(t)$ 와의 차 즉 오차 전압  $e(t)$ 를 서보 증폭기에서 전류로 증폭하여 서보 밸브를 작동하게 된다. 본 논문에서는 이와 같은 단순한 제어계의 동특성을 향상시키기 위하여 시스템의 모든 상태 변수를 피이드백 시키고자 하였지만, 대부분의 경우에 모든 상태 변수를 측정하는 것이 항상 가능한 것은 아니며 각 상태변수를 측정하는 계측기를 설치하는 데에는 비용의 증가가 따른다.

그런데, 시스템이 가관측성(Observability)과 가 제어성(controllability)를 만족한다면 입력과 출력을 직접 측정하여 다른 상태변수들을 관측기(Estimator)에 의해 추정 가능하다는 것을 이용하여 본 논문에서는 전차수 관측기(Full order

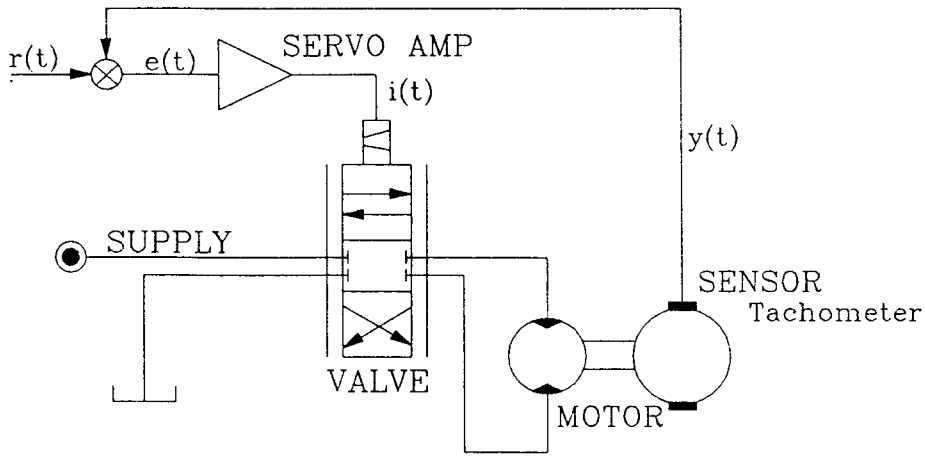


Fig. 1 Hydraulic circuit for electro-hydraulic servomechanism

estimator)를 설계하였다.

그리고 유압 서보 시스템은 다음과 같은 가정하에 모델링 하였다.

- 1) 유압 펌프의 공급 압력,  $P_s$ 는 일정하고 배출압력,  $P_r=0$ 이다.
- 2) 서보 밸브는 임계 중립형이며 오리피스의 개구 면적은 밸브 스푸울의 변위에 비례한다.
- 3) 액튜에이터내의 압력 분포는 균일하고 공동 현상은 발생 하지 않으며 스프링 부하와 클롱 마찰력은 무시한다.

## 2.2 유압 서보 시스템에 대한 수학적 해석

### 2.2.1 서보 밸브(servo valve)의 해석

Two stage electro-hydraulic servo valve의 입력전압  $v(t)$ 와 스푸울의 변위  $x_v(t)$ 와의 관계식은 식(1)과 같다. [1]

$$\frac{X_v(S)}{V(S)} = \frac{K}{1 + \tau_v s} \quad (1)$$

Fig. 2는 스푸울의 변위에 대한 유량의 변화를 나타낸 것이다.

본 논문에서 오리피스는 쌍대적(matched)이고 대칭적(symmetrical)이라고 가정하였고 또한 밸브는

임계 중립형 밸브(critical center or zero lapped valve)로 가정하여 부하유량을 Taylor 급수로 전개하여 2차항 이상을 무시하면 식 (2)와 같이 선형화할 수 있다. [2]

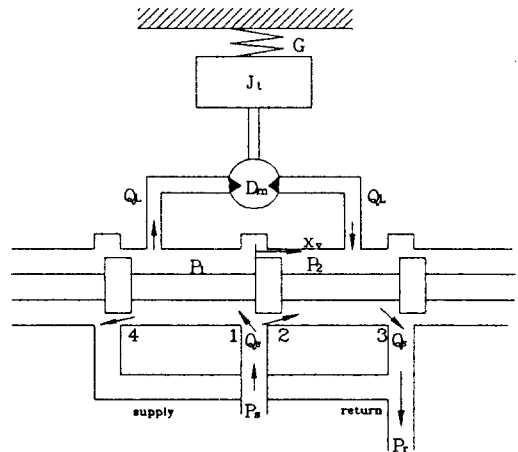


Fig. 2 Three land four way spool valve

$$Q_L = Cd \omega x_v \sqrt{\frac{1}{\rho} [P_s - \text{SGN}(x_v) P_L]} \\ = Q_L(x_v, P_L) \text{을 선형화하면}$$

$$\begin{aligned} \Delta Q_L &= \frac{\partial Q_L}{\partial X_v} \Delta X_v + \frac{\partial Q_L}{\partial P_L} \Delta P_L \\ &= K_q \Delta X_v - K_c \Delta P_L \end{aligned} \quad (2)$$

여기에서,

$$\text{SGN}(x_v) = \begin{cases} +1 & \text{경우 : } x > 0 \text{ 이다.} \\ 0 & \text{" : } x = 0 \\ -1 & \text{" : } x < 0 \end{cases}$$

### 2.2.2 액츄에이터 및 부하의 수학적 해석

유압 액츄에이터에 대한 연속 방정식을 유도하면 식 (3) 과 같다. [2]

$$Q_L = D_m \frac{d\theta_m}{dt} + C_{tm}(P_1 - P_2) + \frac{V_t}{4\beta_e} \frac{d(P_1 - P_2)}{dt} \quad (3)$$

여기에서,  $C_{tm} = C_{tm} + \frac{C_{em}}{2}$  이다.

쿨롱 마찰력과 외란을 무시한 부하의 운동 방정식을 유도하면 식 (4)로 나타낼 수 있다.

$$\frac{d^2 \theta_m}{dt^2} = \frac{D_m}{J_t} P_L - \frac{B_m}{J_t} \frac{d\theta_m}{dt} - \frac{G}{J_t} \theta_m \quad (4)$$

### 2.3 시스템의 상태 방정식

본 논문에서는 이러한 상태 변수 가운데 서보 밸브의 변위  $x_v$ , 부하 압력  $P_L$ , 그리고 유압 액츄에이터의 속도  $\dot{\theta}_m$ 을 상태 변수로 하였으며 상태변수를 정규화(normalizing) 함으로써 시스템의 포화 현상을 고려하였고 대상 조건이 상이한 경우에 대하여도 비교 가능하게 하여 설계 자료가 되도록 하였다.

시스템의 각 상태 방정식은 식 (1)로 부터 서보 밸브의 변위에 대한 상태 방정식, 식 (2)와 식 (3)을 정리한 부하 압력  $P_L$ 에 대한 상태 방정식, 그리고 식 (4)에서 선형화를 위하여 스프링 부하  $G$ 를 무시한 유압 액츄에이터의 속도에 대한 상태 방정식으로 나타나며 정규화한 벡터-행렬 형태는 다음과 같다. [3]

$$\dot{\underline{x}} = \mathbf{A} \underline{x} + \mathbf{B} \underline{u} \quad (5)$$

여기에서,

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} -\frac{1}{\tau_v \omega} & 0 & 0 \\ \frac{4\beta_e K_q x_{vm}}{V_t P_{sm} \omega} & -\frac{4\beta_e K_c}{V_t \omega} & -\frac{4\beta_e D_m \dot{\theta}_{mm}}{V_t P_{sm} \omega} \\ 0 & -\frac{D_m P_{sm}}{J_t \dot{\theta}_{mm} \omega} & -\frac{B_m}{J_t \omega} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} \frac{K V_m}{\tau_v x_{vm} \omega} & 0 & 0 \end{bmatrix}^T$$

$$\underline{x} = [x_1 \ x_2 \ x_3]^T, \quad \underline{u} = [V^*]$$

$$x_1 = x_v^*, \quad x_2 = P_L^*, \quad x_3 = \dot{\theta}^*$$

$$x_v^* = \frac{x_v}{x_{vm}}, \quad V^* = \frac{V}{V_m}, \quad P_L^* = \frac{P_L}{P_{sm}}$$

$$\dot{\theta}^* = \frac{\dot{\theta}_m}{\dot{\theta}_{mm}}, \quad \tau = \omega t \text{ 이다.}$$

### 2.4 관측기와 제어기 설계

본 논문에서는 전차수 관측기(Full order estimator)만을 고려하였다. 관측기를 통해 추정된 상태변수를 유압 서보 시스템에 피이드백 제어하는 과정은 Fig. 3에 도시되어있다. [4]

#### 2.4.1 제어기 설계

유압 서보 시스템은 가제어성과 가관측성을 만족하며 다음과 같은 상태방정식으로 나타낼 수 있다. [3]

$$\begin{aligned} \dot{\underline{x}}(t) &= \mathbf{A}\underline{x}(t) + \mathbf{B}\underline{u}(t) \\ \underline{y}(t) &= \mathbf{D}\underline{x}(t) \end{aligned} \quad (6)$$

최소화하여야 할 성능지수  $\mathbf{J}$ 는 식 (7)과 같이 정의한다. [5]

$$\mathbf{J} = \int_{t_0}^{t_1} \left[ \underline{y}^T(t) \mathbf{R}_3 \underline{y}(t) + \underline{u}^T(t) \mathbf{R}_2 \underline{u}(t) \right] dt \quad (7)$$

여기에서

$\mathbf{R}_2$  : positive-definite symmetric weighting matrix  
- 입력전압의 가중행렬

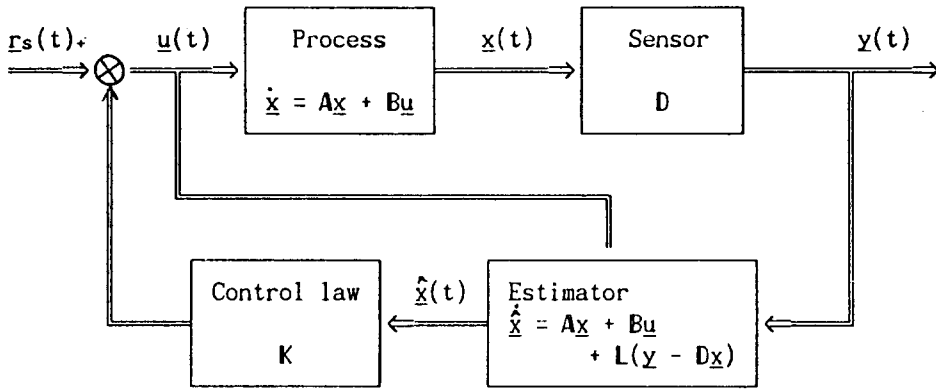


Fig. 3 Estimator and controller mechanization

$R_s$  : positive-definite symmetric weighting matrix  
- 액튜에이터 속도의 가중행렬이다.

최소화한 성능지수  $J$ 을 만족하는 최적 입력은 식 (8)과 같은 형태의 선형 제어법칙을 통하여 얻어질 수 있다.

$$\underline{u}(t) = -\mathbf{K}\underline{x}(t) \quad (8)$$

여기에서  $\mathbf{K} = (\mathbf{R}^{-1} \mathbf{B}^T \mathbf{P})$ 는 유압 서보 시스템에서 피드백 되어지는 상태변수의 최적이득이며, 행렬  $\mathbf{P}$ 는 대수학적 리카티 방정식의 nonnegative definite symmetric solution이다. [5]

리카티 방정식은 다음과 같이 표시된다.

$$-\dot{\mathbf{P}}(t) = \mathbf{D}^T \mathbf{R}_s \mathbf{D} - \mathbf{P}(t) \mathbf{B} \mathbf{R}^{-1} \mathbf{B}^T \mathbf{P}(t) + \mathbf{A}^T \mathbf{P}(t) + \mathbf{P}(t) \mathbf{A} \quad (9)$$

그리고, 유압 액튜에이터의 정속도 운행을 위한 최적 입력전압은 다음과 같은 페루프 전달함수를 통하여 얻을 수 있다. [5]

$$\underline{u}(t_0) = \mathbf{H}_c^{-1}(0) \underline{r}_s \quad (10)$$

여기에서,  $\mathbf{H}_c(s) = \mathbf{D}(s\mathbf{I} - \mathbf{A} + \mathbf{BK})^{-1}\mathbf{B}$ 이고,  $\underline{r}_s$ 는 요구되는 액튜에이터의 속도이다.

#### 2.4.2 관측기 설계

아나로그 시스템은 외부에서의 노이즈(noise)에 의해 영향을 받으므로 노이즈를 고려하면 실제 시스템의 방정식은 다음과 같이 표현할 수 있다. [5][6]

다음과 같이 표현할 수 있다. [5][6]

$$\begin{aligned} \dot{\underline{x}} &= \mathbf{A}\underline{x} + \mathbf{B}\underline{u} + \underline{\gamma} & E\{\underline{x}(t_0)\} &= \underline{x}_0, \quad t > t_0 \\ \underline{y} &= \mathbf{D}\underline{x} + \underline{\eta} \end{aligned} \quad (11)$$

본 논문에서는 작동 노이즈, 출력 노이즈, 그리고 초기 상태  $\underline{x}(t_0)$ 는 비상관이 라고 가정하였으며, Kalman-Burcy filter를 이용하여 관측기이득  $\mathbf{L}$ 을 유도하였다. [5]

$$\mathbf{L} = \mathbf{D}^T \mathbf{N}^{-1} \quad t \geq t_0 \quad (12)$$

여기에서,  $\underline{\Sigma} = \underline{\Sigma}^T$ 이며 아래 식 (13)과 같은 대수학적 리카티 방정식의 유일해이다.

$$\mathbf{A}\underline{\Sigma} + \underline{\Sigma}\mathbf{A}^T + \underline{\theta} - \underline{\Sigma}\mathbf{D}^T \mathbf{N}^{-1} \mathbf{D}\underline{\Sigma} = 0$$

여기에서  $\underline{\gamma}$  : driving noise  $\underline{\eta}$  : output noise

$\underline{\theta}$  : driving noise covariance  $\mathbf{N}$  : observation noise covariance

이다.

결국, 관측기의 상태 방정식은 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} \dot{\underline{x}} &= \mathbf{A}\underline{x} + \mathbf{B}\underline{u} + \mathbf{L}(\underline{y} - \mathbf{D}\underline{x}) \\ \underline{u} &= \underline{r}_s - \mathbf{K}\underline{x} \end{aligned} \quad (14)$$

유압 서보 시스템과 관측기를 포함하는 전체 시스템의 행렬식은 다음과 같다. [5]

$$\begin{bmatrix} \dot{\underline{x}}(t) \\ \dot{\hat{\underline{x}}}(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{A} & -\mathbf{BK} \\ \mathbf{LD} & \mathbf{A} - \mathbf{LD} - \mathbf{BK} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \underline{x}(t) \\ \hat{\underline{x}}(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{B} \\ \mathbf{B} \end{bmatrix} \underline{r}_s$$

$$\begin{cases} E\{x(t_0)\} = x_0 \\ E\{\dot{x}(t_0)\} = \dot{x}_0 \end{cases} \quad (15)$$

$$\dot{y}(t) = D\dot{x}(t)$$

### 3. 컴퓨터 시뮬레이션

본 논문은 유압 서보 시스템 가운데 Electro-Hydraulic Servomechanism (Type EHS160) 을 모델로 하였으며 시뮬레이션은 유압 시스템을 위하여 제공된 프로그램인 DSH (Digital Simulation Hydraulic System) 를 이용하여 실행하였다. [3]

컴퓨터 시뮬레이션하는 데 설정한 모델은 다음과 같이 세가지로 선정하였다.

- 1) 오픈 루프, 즉 피이드백 보상기를 설치하지 않았을 경우,
- 2) 유압 액츄에이터의 속도를 이득값 10으로 한 피이드백 보상기를 설치하였을 경우,
- 3) 관측기를 이용하여 측정된 각 상태 변수들을 피이드백 하였을 경우.

그리고, 같은 조건 하에서 설정한 모델마다 계단과 입력에 대한 응답특성, 부하 토오크를 가하였을 때의 감속응답특성, 그리고 모터의 관성 모멘트를 변경시켰을 때의 응답특성을 고려하였다.

#### 3.1 상태변수의 최적 이득값과 관측기 이득값 설정

성능 지수를 결정하는 변수는 출력 변수  $y(t)$  와 입력 변수  $u(t)$  이므로 제어기의 상태 변수의 최적 이득값은  $R_3$  에 대해  $R_2$  를 상대적으로 변화 시켜가며 리카티 방정식을 이용하여 유도할 수 있다.

Fig. 4와 5를 살펴보면  $R_2/R_3 = 0.002$  일때  $R_2/R_3 = 0.0001$  과 비교하여 과도한 입력전압을 요구하지않는데 비하여 시간에 따른 유압 액츄에이터의 각속도

응답은 유사하다는 것을 알았다.

그러므로 본 논문에서는  $R_2/R_3 = 0.002$  일때의 각 상태 변수의 이득값을 식 (8) 과 식 (9) 를 사용하여 제어기의 각 상태변수의 최적 이득값을 Table 1과 같이 선정하였다.

다음에는 관측기 이득  $L$  을 결정하고자 한다.

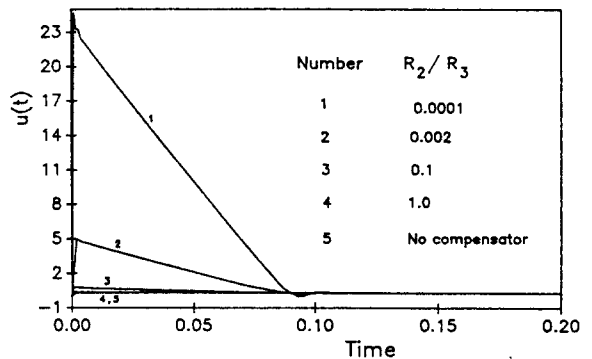


Fig. 4 Time response of the input voltage with variable weighting matrix

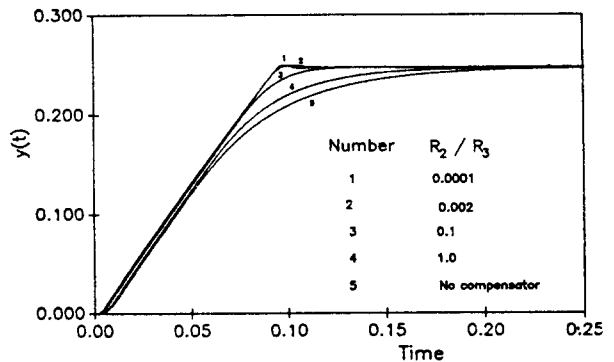


Fig. 5 Time response of the actuator with variable weighting matrix

Table 1 Controller's gain

|   | Normalized Servo spool's gain | Normalized Load pressure's gain | Normalized Motor's gain |
|---|-------------------------------|---------------------------------|-------------------------|
| K | $4.1112 \times 10^{-1}$       | $3.3857 \times 10^{-1}$         | $2.0470 \times 10^1$    |

일정한 작동 노이즈 공분산  $\theta$  (driving noise covariance)와 다양한 출력 노이즈 공분산  $N$  (output noise covariance)를 고려하여 Kalman-Burcy filter를 이용하여 관측기 이득을 유도하였다. 그런데 본 논문에서 선정한 일정한 작동 노이즈 공분산을 Table 2에 나타내었다.

$$\theta = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

Table 2 Constant driving noise covariance

식 (12)와 식 (13)을 통하여 유도된 각각의 관측기 이득의 타당성을 알아 보기 위하여  $\hat{x}(t_0) = 0$ ,  $\underline{x}(t_0) = [0.3 \ 0.1543 \ 0.2472]^T$ ,  $r_s = -5.5363$  일 경우 관측기의 상태변수의 시간에 따른 응답특성은 Fig. 6에

|   | Normalized Servo valve spool's gain | Normalized Load pressure's gain | Normalized Motor's gain |
|---|-------------------------------------|---------------------------------|-------------------------|
| L | $5.9225 \times 10^2$                | $5.8060 \times 10^3$            | $1.8233 \times 10^2$    |

Table 4 Estimator's gain

타나내었다. 또한  $\underline{u}(t_s) = 0.3$ ,  $\underline{x}(t_s) \approx \hat{\underline{x}}(t_s) = [0.3 \ 0.1543 \ 0.2472]^T$ 과 같은 상태에서 만일 외부에서의 잡음으로 인하여 유압 액츄에이터의 각속도의 측정값이 유압 액츄에이터의 최대각속도의 2배값인 펄스파 (pulse wave)의 형태로 검출되었을 때의 유압 서보 시스템의 상태변수에 끼치는 영향이 Fig. 7에 나타나 있다.

그리고 정상상태에서의 유압 서보시스템의 각 조건이  $\underline{u}(t_s) = 0.3$ ,  $\underline{x}(t_s) \approx \hat{\underline{x}}(t_s) = [0.3 \ 0.1543 \ 0.2472]^T$ 인 경우에 정규화된 부하 토크 ( $= 0.05$ )를 외부에서 가하였을 때 유압 서보시스템에 끼치는 영향이 Fig. 8에 나타나 있다. 단 Fig. 6 Fig. 7 그리고 Fig. 8에서는 유압 액츄에이터의 각속도  $x_3(t)$ ,  $\hat{x}_3(t)$ 만을 고려하였다.

Fig. 6에서 나타난 것과 같이 출력 노이즈 공분산이 작을수록 관측기의 상태변수가 유압 서보시스템의 상태변수에 빨리 접근한다는 사실과 Fig. 7, 8에서 나타난 것과 같이 외부에서의 잡음과 부하에 대하여 유압 액츄에이터의 감속효과와 안정성을 고려할때 출력 노이즈 공분산이 적을수록 유압 서보 시스템의 동특성이 향상될 수 있음을 알수있다. 그러나 출력 노이즈 공분산이 작아질수록 외부에서의 잡음의 영향을 적게 받는 우수한 성능의 센서를 요구하게 되므로 본 논문은 센서에 대한 부담을 줄이고자 Table 3과 같이 작동 노이즈 공분산을 선정하였다.

$$N = 1.0 \times 10^{-8}$$

Table 3 Output noise covariance

그리고 Table 2의 작동 노이즈 공분산과 Table 3의 출력 노이즈 공분산을 바탕으로 Kalman-Burcy filter를 이용하여 관측기 이동을 구하면 Table 4와

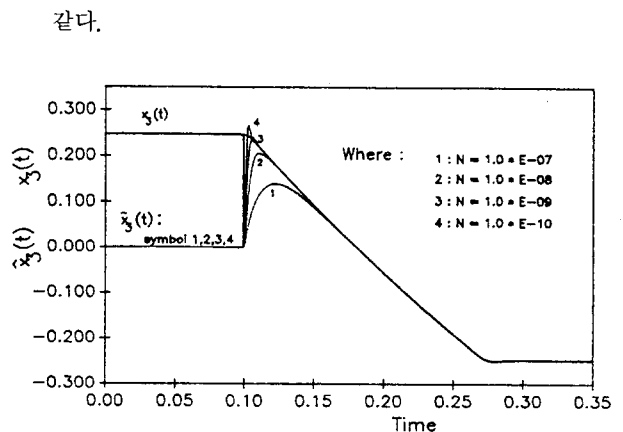


Fig. 6 Time response of the normalizing actuator angular velocity with the variable output noise covariance

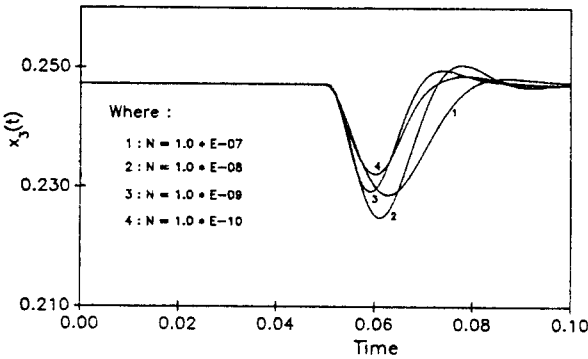


Fig. 7 The normalizing actuator angular velocity variation by the output noise

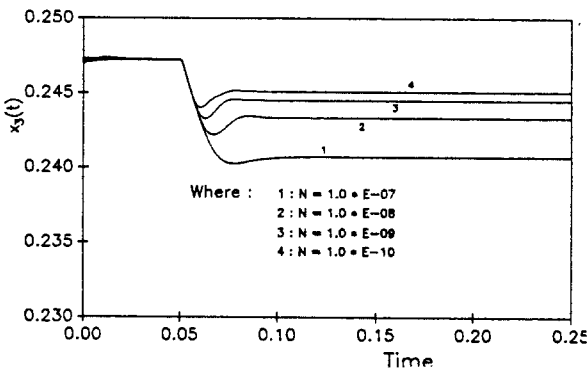


Fig. 8 The normalizing actuator angular velocity variation by the load torque

### 3. 2 계단과 입력에 대한 응답

시스템의 출력은 유압 모터의 정규화된 각속도 (= 0. 24722)로 설정하였으며, 시간에 따른 응답 특성은 Fig. 9에 나타내었다.

단지 시스템의 출력 즉 유압 액츄에이터의 각속도만을 피드백 하였을때에 비교하여 약 90%의 오버슈트의 감소와 약 0. 06초정도의 빠른 안정시간 (settling time)을 얻을 수 있었다.

### 3. 3 부하 토오크 (load torque)의 변동에 대한 응답

본 논문에서 최대 부하 토오크는 최대 속도 (505

rad/sec)로 운행하는 유압 모터를 정지시키는 데 요구되는 토오크로 설정하였으며 컴퓨터 시뮬레이션에 입력된 부하 토오크는 최대 부하 토오크 대하여 정규화시킨 토오크 (= 0. 05)로 하였다.

외부에서 부하 토오크를 가하였을 경우에 시간에 따른 속도 변화는 Fig. 10 나타내었다.

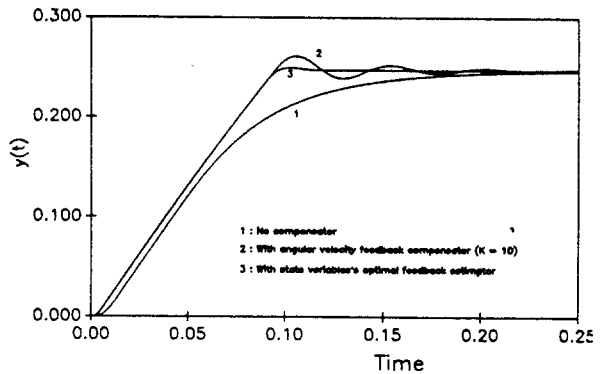


Fig. 9 Angular velocity variation about step input

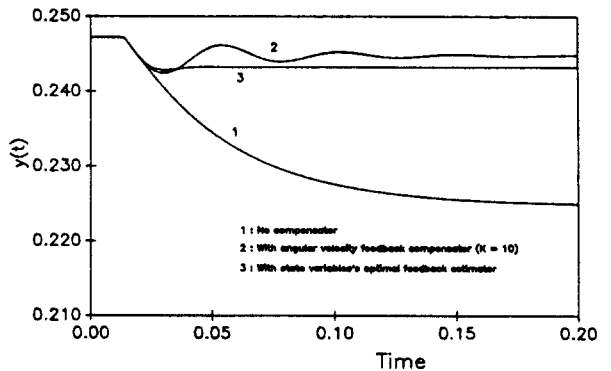


Fig. 10 Angular velocity variation on forced by torque

관측기를 이용한 전 상태변수를 피드백 시키는 경우는 단지 시스템의 출력 즉 유압 액츄에이터의 각속도만을 피드백 시켰을 때에 비하여 감속량이 약 0. 01%정도 크지만 진동이 발생하지 않고 빨리 안정화 되어짐을 알 수 있다.



### 3.4 관성모멘트 변화에 따른 응답

관성모멘트의 변화에 따른 응답특성을 살펴보기 위하여 최초 설정된 관성모멘트 즉  $3.4 \times 10^{-3} \text{Nm}^2$  를  $6.8 \times 10^{-3} \text{Nm}^2$  로 증가시켰으며, 시스템의 출력은 유압 액츄에이터의 정규화된 각속도 ( $=0.24722$ ) 로 설정하였다.

Fig. 11을 살펴보면, 관측기를 이용하여 모든 상태변수를 피이드백 시키는 경우는 단지 유압 액츄에이터의 각속도만을 피이드백 시키는 경우와 비교하여 약 90%의 오버슈트 감소와 0.014초 정도의 빠른 안정시간을 갖고 있음을 알 수 있었다.

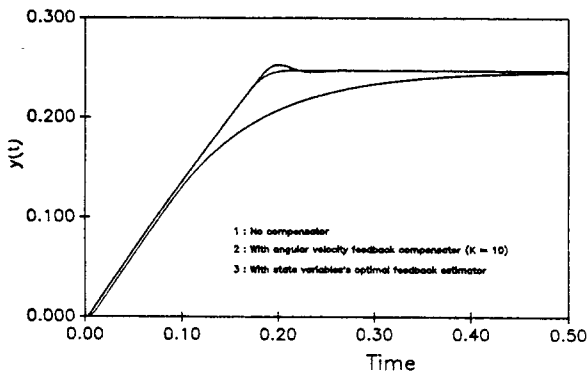


Fig. 11 Angular velocity's time response with inertia moment variation

## 4. 결 론

유압 서보 시스템의 출력으로 선정된 유압 액츄에이터의 속도의 응답특성을 향상시키고자 관측기를 설계하였고, 이를 규명하는 컴퓨터 시뮬레이션과정에서 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1. 비선형 유압 서보 시스템을 선형 유압 서보 시스템으로 모델링 한 후, 출력을 유압 액츄에이터의 각속도로 설정한 상태에서 컴퓨터 시뮬레이션 결과, 유압 액츄에이터의 각속도만을 피이드백한 보상기를 사용하는 경우에 비하여 모든 상태변수를 피이드백 하였을 때 진동현상이 거의 발생하지 않았으며 안정

시간(settling time) 역시 매우 짧게 되었다.

2. 결국 모든 상태변수의 최적의 이득값은 제어하고자 하는 시스템의 정확한 해석하에 가중 행렬(weighting matrix)의 변화를 통한 시행착오법에 의해 얻어질 수 있었으며 관측기 이득값은 외부로부터의 잡음을 고려하여 관측기의 이득값이 될수록 크게 설정하여야 한다.

## 참고문헌

- (1) W. J. Thayer, "Transfer Function for Moog Servovalves." Moog Tech. Bulletin 103, Servo controls, Inc, 1965
- (2) Herbert E. Merritt, "Hydraulic Control System" Jhon Wiley & Sons, Inc, New York 1967 Page 133-145
- (3) 신대영, "유압 서보 시스템의 속도제어를 위한 관측기 설계에 관한 연구" 한양대학교 대학원 정밀기계공학과 석사 학위 논문
- (4) Gene F. Frakline, "Feedback Control of Dynamic Systems" Addison-Weslady, Pub. Co, Inc, 1986
- (5) Huibert Kwakernaak & Raphael Sivan, "Linear Optimal Control Systems" Jhon Wiley & Sons, Inc, New York 1972 Page 193-231
- (6) P. M. Thompson "Programm CC version 4" Systems Technology, Inc, 1988 Page 563-565
- (7) Katsuhiko Ogata, "Modern Control Engineering" Prentice Hall, Inc, 1970 Page 755-771
- (8) 조승호, "관측기에 의한 유압 서보 시스템의 최적 제어" 서울 대학교 대학원 공학 박사 학위 논문
- (9) 이동권, 이교일, "유압 서보 시스템의 위치 제어를 위한 관측 제어기의 실현화 연구" 한국 자동제어 학술회의 논문, 1985