

Adaptive Sliding Mode Control을 이용한 전기유압식 서어보시스템의 위치제어에 관한 연구

현 장 환*, 이 정 오**

A Study on the Position Control of Electrohydraulic Servo System Using Adaptive Sliding Mode Control

Jang-Hwan Hyun* and Chug-Oh Lee**

ABSTRACT

This paper is concerned with the position control of electrohydraulic servo system under parameter variation. An adaptive sliding mode control which uses the direct parameter estimation scheme, is proposed to design a robust controller for fast and accurate control of the system. It is shown that the adaptive sliding mode control algorithm is robust and effective in attaining fast and accurate position control of system under time-dependent parameter variation. It is also shown experimentally that chattering phenomena in a sliding mode control can significantly be reduced by using boundary layer technique, and that new approach in sliding mode control introducing a term proportional to the distance between the current state and the sliding surface in the control law is effective to obtain fast response and to increase stability of the system. Computer simulation on the dynamic performance of the control system is also presented.

I. 서 론

1.1 연구동기

유압 제어, 즉 고압의 유체에 의한 에너지의 전달과 제어는 오래전부터 잘 알려지고 인식되어졌으며 제어 분야에서는 실제적으로 많은 부분을 점유하고 있는 분야이다. 현대 제어 시스템에서는 상당히 큰 힘을 필요로 하는 경우가 많기 때문에 작은 구동장치로 큰 힘을

전달할 수 있는 유압 제어 시스템은 가장 적절한 시스템이라 할 수 있다. 따라서 더욱 빠르고 정확한 제어를 목적으로 유압 제어시스템은 발전되었고 결과적으로 전기유압식 서어보시스템을 창출케 되었다.

즉 힘의 전달은 유압으로 시그널의 전달은 전기, 전자적 매개체로 하는 유압과 전기, 전자 시스템의 장점을 취한 전기유압식 서어보 시스템은 마이크로 프로세서의 발달과 더불어 그 응용이 확대되고 있다.

* 한국과학기술원 기계공학과(회원)

** 한국과학기술원 기계공학과(중신회원)

산업적 응용의 예를 들어보면,
 첫째, Machine Tool 산업에서 유압서어보 모터를 사용하여 리이드 스크류를 돌리는 Machine Table Positioning Servo에 사용된다.

둘째, 산업 자동화 시스템에서 매니플레이터의 정밀 구동장치로 사용된다.

셋째, Plastic Processing 산업에서 Injection Molding, Blow Molding Machine에 사용된다.

네째, 배와 항공기의 각종 제어장치에 사용된다.

그밖에 군사용 기계나 증장비, 자동차 현가장치등 많은 분야에 사용되어지고 있다.

이러한 전기유압식 서어보시스템을 빠르고 정확하게 제어하는데 있어서는 주위의 상황변화에 따른 시스템의 매개변수의 변화가 중요한 문제가 되고 있다.

따라서 이러한 주변상황의 변화에 대한 강인한 제어기의 개발이 필요하다.

1.2 연구 현황

전기 유압식 서어보 시스템은 유압의 공급압력 및 온도에 따른 작동유의 점도변화, 매 단계마다 나타나는 적은양의 관성변화등의 특성을 고려해볼 때, 적응제어기의 사용이 필요하며, 유압시스템에 적응 제어를 적용한 예를 보면 다음과 같다.

K. Takahashi는 전기 유압식 서어보 모터 시스템을 부하 및 오일온도와 같은 매개변수의 변화에 무관하게 모터 회전각이 모델출력을 따르도록 제어입력을 발생하여 시스템에 보내는 MRAC (Model Reference Adaptive Control)를 적용하였다. 그러나, MRAC를 적용시에는 응답특성이 순간순간 추정된 매개변수에 의해 크게 좌우되어 안정성 문제가 대두되고, 계산시간이 길어져 보다 큰 샘플링 시간이 요구되는 문제가 있다.^[12]

J. M. Finney는 전기 유압식 실린더 시스템에 매개변수의 값에 따라 제어기 게인을 조절하여 폐회로 시스템의 극점을 일정한 위치에 가져다 놓는 Pole Assignment Self Tuning Scheme를 적용하였다. 그러나, Pole Assignment Self Tuning Scheme을 적용하면, 추정된 매개변수값에 오차가 발생할 때, 정상상태 오차가 발생하는 문제가 있다.^[13]

J. Watton은 서어보 밸브/실린더 위치제어 시스템에 공급압력이 변해도 시스템 응답의 초기부분이 원하는 값을 갖도록 제어기 게인을 조절하여 공급압력에 무관

하에 일정한 응답을 얻고자 Self Tuning Scheme을 적용하였다.^[9]

S. C. Hong은 J. Watton의 이론을 서어보 밸브/모터 위치제어 시스템에 적용하여 초기상태의 응답은 PID에 비해 좋은 성능을 얻었으나, 오버슈트와 정상상태 에러가 발생하는 문제가 있었다.^[9, 14]

K. K. Ahn은 GPC (Generalized Predictive Control)를 전기 유압식 서어보 모터의 위치제어에 이용하여 관성부하의 변화에 대해 기존제어방식에 비해 좋은 성능을 얻었으나 매 스텝마다 매개변수추정 및 최적제어 입력계산등 계산시간이 긴 단점이 있다.^[6, 7, 15]

1.3 연구 목적과 방법

본 논문의 목적은 전기 유압식 서어보 시스템의 위치를 제어하는데 있어서 시스템이 주변상황의 변화에 관계없이 정확하고 빠른 제어성능을 보일 수 있는 강인한 제어기의 구현에 있다. 이 논문에서 적용해보고자 하는 이론은 Adaptive Sliding Mode Control^[11]이다. 이 이론은 기존 전기제어 시스템에 많이 이용되는 강인 제어인 Sliding Mode Control을 보완한 것으로 On-Line으로 매개변수를 추정함으로써 좀 더 강인한 제어성능을 구현하고자 한다.

먼저 기존 Sliding Mode Control^[2]에서 문제가 되는 Chattering 현상에 대한 해결방안^[4, 5]과 New Approach^[3]에 의한 과도성능향상 그리고 Direct Estimation을 통한 Adaptive Sliding Mode Control을 이론적으로 기술하고 2차 비선형시스템을 대상으로 한 시뮬레이션을 통해 그 제어성능을 시험하였다.

본 논문에서는 전기 유압식 서어보 모터를 대상으로 연구를 수행하였다. 먼저 시뮬된 관성시스템에서 관성 변화에 대하여 기존 Sliding Mode Control과 각각의 제안된 개선책에 의한 제어성능을 비교하고 이를 Adaptive Sliding Mode Control에 의한 제어성능과 비교하였다.

그리고 시변 관성시스템을 이용하여 On-Line으로 관성을 변화시키며 기존의 PD제어기와 제안된 Adaptive Sliding Mode Control과의 제어성능을 비교하였다.

II. 시스템 개요

Fig. 1은 유압 서어보 시스템으로 유압원, 서어보

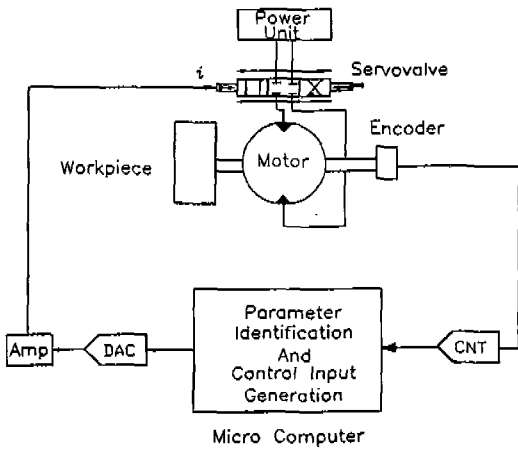


Fig. 1 System Configuration

밸브, 유압 모터, 엔코더, D/A 변환기, 카운터, 마이크로 컴퓨터로 구성되어 있다.

마이크로 컴퓨터에서 매 샘플링 타임마다 파라미터를 추정해서 그 파라미터와 기준값을 이용해서 적절한 제어 입력량을 계산해낸다. 그 제어 입력량을 D/A 변환기를 통해 서어보 증폭기로 출력시켜 서어보 밸브를 동작시킨다. 그때 엔코더에서 나오는 모터 출력을 카운터에서 받아 마이크로 컴퓨터에 입력시켜 위치 및 속도, 가속도등을 계산해 내고, 이러한 상태변수들을 이용 파라미터를 추정하고 제어입력량을 구하는 것을 반복한다.

실험 장치의 제원은 다음과 같다.

- a) 유압원 (Power Unit)
최대압력=2000 psi(140 bar)
- b) 서어보 밸브(Servo Valve)
최대입력전류=15 mA
최대유량=19 lpm(압력강하가 1000 psi일때)
- c) 유압 모터 (Hydraulic Motor)
용적=8.3cm³/rev.
최대속도=2000 rpm
최대압력=1500 psi
- d) 엔코더
분해능=4000 pulse/rev
- e) D/A 변환기
분해능=14bit
출력범위=±10V

f) 관성 부하

- 시불변 관성시스템: No Load=0.0197 kgm²
2 Load=0.0303 kgm²
4 Load=0.0409 kgm²

시변 관성시스템: 0.024-0.031 kgm²

g) 스텝핑 모터(Stepping Motor)

- 종류: 4상(phase), Hybride type
- 제원: 1.5(A), 4(Volt), 1.8(deg/step)

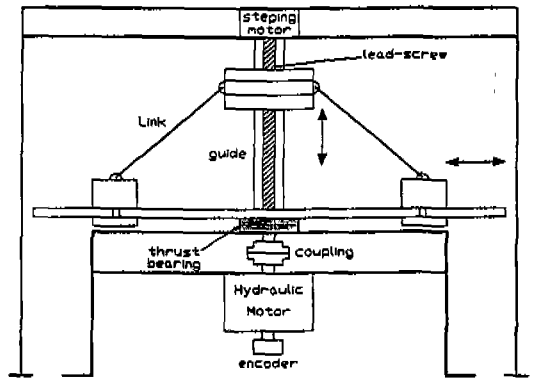


Fig. 2 Schematic of On-Line inertia variation system

III. 제어 이론

3.1 Sliding Mode Control

다음의 비선형 동적 시스템을 생각해보자.⁽⁴⁾

$$X^{(n)}(t) = f(X;t) + b(X;t)U(t) + d(t) \quad (3.1)$$

여기서,

$U(t)$: 제어 입력

$X(t)$: 출력

$$= [x \quad \dot{x}^{(1)} \quad \dots \quad \dot{x}^{(n-1)}]^T$$

$d(t)$: 외란

(3.1)에서 함수 $f(X;t)$ 는 정확하게 알지는 못하고 $f(X;t)$ 의 부정확성의 정도만 X 와 t 의 연속함수로 상한값만 알 수 있고, 제어 게인 $b(X;t)$ 도 정확하게 알지는 못하더라도 일정한 부호를 가지고 X 와 t 의 연속함수로 되어 있다고 가정한다. 외란항은 알 수 없지만 시간에 대한 연속 함수로서 절대값은 한정되어 있다. 제어문제

는 상태변수 X 를 $f(X;t)$, $b(X;t)$ 의 부정확성과 외란 $d(t)$ 의 존재에도 불구하고 특정상태 $X^d = [x_d \dot{x}_d^{(1)} \dots \dot{x}_d^{(n-1)}]$ 를 추종하도록 하는 것이다. 이것을 유한한 제어 입력을 통해 실현하기 위해서는 다음 조건을 가정한다.

$$\dot{\bar{X}}|_{t=0} = 0 \quad (3.2)$$

여기서

$$\dot{\bar{X}} = X - X_d = [\bar{x} \quad \dot{\bar{x}}^{(1)} \mathbf{K} \quad \bar{x}^{(n-1)}]^T$$

그리고 상태 공간 R^n 에서 $s(X;t)=0$ 을 만족하는 time varying sliding surface $S(t)$ 를 다음과 같이 정의한다.

$$s(x;t) = \left(\frac{d}{dt} + \lambda \right)^{n-1} \bar{x} = 0 \quad (3.3)$$

여기서

λ : desired control bandwidth ($\lambda > 0$)

위의 (3.2)의 초기 조건이 주어질때 $X=X_d$ 의 tracking 문제는 모든 시간에 대해 sliding surface $S(t)$ 에 머무는 것과 같아지게 된다. 실제로 $s=0$ 는 위의 초기조건이 주어졌을 때 유일한 해가 $x=0$ 인 미분방정식을 나타낸다. 이제 위의 조건을 만족하기 위해 다음 조건을 만족 해야한다.

$$i) s(X;t) = 0 : s(X;t) = 0 \quad (3.4)$$

$$ii) s(X;t) \neq 0 : \frac{1}{2} \frac{d}{dt} s^2(X;t) \leq -\eta |s| \quad (3.5)$$

특히 부등식 (3.5)는 sliding condition이라 하며 궤적이 sliding surface $S(t)$ 를 향하도록 구속시켜주는 역할을 한다. 따라서 위의 조건을 만족하며 모델 불확실성이나 외란의 존재에도 불구하고 S^2 이 Lyapunov function속에 머물수 있게 하는 제어입력을 구하면 다음과 같다.

$$U = U_{eq} + b^{-1}U_s \quad (3.6)$$

여기서

U_{eq} : (3.4)식을 만족시키는 등가 제어입력 (equivalent control law)

($s=0$ 을 sliding mode에서 시스템의 동역학이라 놓고 구한다.)

U_s : (3.5)식을 만족시키는 불연속 제어입력: = -

$ksgn(s)$

$$k \geq \beta(F + D + \eta) + (\beta - 1)|U_{eq}|$$

$$b = (b_{max} b_{min})^{\frac{1}{2}}, \beta = (b_{max}/b_{min})^{\frac{1}{2}}$$

$$F \geq |f - \hat{f}|, D \geq |d(t)|$$

(3.6)식에 나타난 바와 같이 제어 입력이 불연속적임에 따라 control chattering 현상을 일으킬 수 있고 이는 시스템의 비모델 고주파영역을 건드릴 수 있다.

이러한 현상을 막기위해 sliding surface 근처에 경계층을 두고 Fig. 3에 나타난 바와 같이 경계층내에서 제어입력을 보간하여 smooth하게 한다.⁽⁴⁾

이 경우 경계층으로 인하여 tracking precision과 control bandwidth사이에는 일종의 trade off가 생기는데 경계층두께와 불연속 제어입력의 양을 동시에 변화시킴으로서 최적의 제어를 할 수 있다.⁽⁴⁾

먼저 (3.5)의 sliding condition을 경계층두께의 변화에 맞추어 다음과 같이 개선한다.

$$s(X;t) \neq 0 : \frac{1}{2} \frac{d}{dt} s^2(X;t) \leq (\phi - \eta)|s| \quad (3.7)$$

윗식에서 ϕ 는 경계층 두께를 나타내며 경계층이 얇아질 수록 좀더 엄격한 조건이 됨을 알 수 있다. 따라서 이러한 조건을 만족시키도록 불연속 제어입력의 양을 다음과 같이 변화시킨다.

$$\bar{k}(X) = k(X) - \phi \quad (3.8)$$

$$\dot{\phi} + \lambda\phi = k(X_d) \quad (3.9)$$

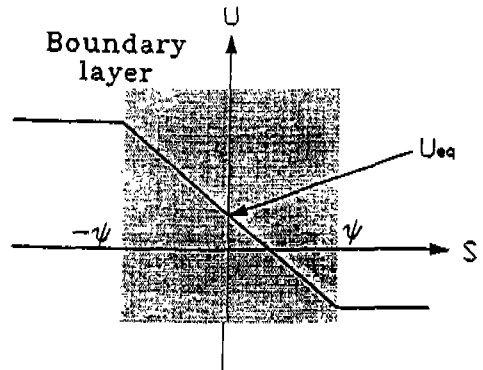


Fig. 3 Boundary Layer and Smoothing Control Input

이 경우 불연속 제어입력 U_s 는 다음과 같다.

$$U_s = -\bar{k} \text{sat}(s/\phi) \quad (3.10)$$

3.2 Adaptive Sliding Mode Control

모델 불확실성이 큰 경우에 있어서 기존 sliding control의 제어성능을 향상시키기 위해 on-line으로 모델 매개변수들을 추정하며 제어를 수행하는 adaptive mode sliding control은 다음과 같다.

다음의 비선형동적시스템을 생각해보자.⁽¹⁾

$$\dot{X}^{(n)}(t) + \sum_{i=0}^{r-1} a_i f_i(X;t) = bU(t) + d(t) \quad (3.11)$$

여기서 매개변수 a_i 와 control gain b 는 정확히 알지는 못하지만 상수이고 $d(t)$ 는 bounded disturbance이다. ($D \geq |d(t)|$) Sliding surface는 다음과 같이 정의한다.

$$s(X;t) = \left(\frac{d}{dt} + \lambda \right)^{n-1} \left(\int_0^t \bar{x} \right) = 0 \quad (3.12)$$

그리고 다음과 같은 Lyapunov candidate 함수를 정의한다.

$$V(t) = \frac{1}{2} (s_\Delta^2 + r_\Delta^2) \quad (3.13)$$

여기서

$$s_\Delta = s - \phi \text{sat}(s/\phi) \quad (3.14)$$

$$r_\Delta^2 = b \left[\sum_{i=0}^{r-1} \left(\frac{\hat{h}_i - a_i/b_s}{h_n} \right)^2 + \left(\frac{\hat{b}_s^{-1} - b_s^{-1}}{b_n} \right)^2 \right] \quad (3.15)$$

h_n, b_n : weighting factor

$\hat{}$: estimated parameter

매개변수 a_i/b 및 b 에 대한 estimation rule은 다음과 같다.

$$\dot{\hat{h}}^{-1} = -h_n^2 f_{i(X;t)} s_\Delta \quad (3.16)$$

$$\dot{\hat{b}}^{-1} = -b_n^2 [U^* + (D + \eta) \text{sat}(s/\phi)] s_\Delta \quad (3.17)$$

제어법칙은 매개변수 추정이 완벽하다는 가정하에 3-1절에서와 같이 설계하면 다음과 같다.

$$U = \sum_{i=0}^{r-1} \hat{h}_i f_i(X;t) - \hat{b}^{-1} [U^* + (D + \eta) \text{sat}(s/\phi)] \quad (3.18)$$

여기서

$$U^* = -\dot{x}_d^{(n)} + \sum_{i=0}^{n-1} \binom{n}{i} \lambda^i \dot{x}^{(n-i)} \quad (3.19)$$

(3.16) - (3.19)식을 만족하는 경우 (3.13)식에서 정의한 함수의 시간미분치는 경계층 외곽에서 다음 부등식을 만족시키며 Lyapunov함수가 된다.

$$\dot{V}(t) \leq -\eta |s_\Delta|$$

이러한 제어법칙을 매개변수가 시변인 경우에 확장 적용하여 일반식으로 나타내면 다음과 같다. 단, 모든 시변 파라메터들은 일정상수항과 bounded된 시변항의 곱으로 이루어 졌다고 가정한다.

Lyapunov 함수:

$$V(t) = \frac{1}{2} (s_\Delta^2 + r_\Delta^2) \quad (3.20)$$

여기서

$$s_\Delta = s - \phi \text{sat}(s/\phi) \quad (3.21)$$

$$r_\Delta^2 = b_s \left[\sum_{i=0}^{r-1} \left(\frac{\hat{h}_i - a_{si}/b_s}{h_n} \right)^2 + \left(\frac{\hat{b}_s^{-1} - b_s^{-1}}{b_n} \right)^2 \right] \quad (3.22)$$

subscript s: unknown but constant term

subscript f: bounded time varying term

Adaptation rule:

$$\dot{\hat{h}}_i = -h_n^2 f_{i(X;t)} s_\Delta \quad (3.23)$$

$$\dot{\hat{b}}_s^{-1} = -b_n^2 [U^* + \left(\sum_{i=0}^{r-1} \Delta a_i |f_{i(X;t)}| \right) + (D + \eta) \text{sat}(s/\Phi)] s_\Delta \quad (3.24)$$

Control law:

$$U = \hat{b}_f^{-1} \left[\sum_{i=0}^{r-1} \hat{h}_i f_i(X;t) \right] - (\hat{b}_s \hat{b}_f)^{-1} [U^* + \bar{k}(X) \text{sat}(s/\Phi)] \quad (3.25)$$

$$\bar{k} = \beta \left| \hat{b}_s \left(\sum_{i=0}^{r-1} \hat{h}_i f_i(X;t) \right) - U^* \right| (1 - \beta) + \sum_{i=0}^{r-1} \Delta a_i |f_i(X;t)| + D + \eta - \dot{\Phi} \quad (3.26)$$

여기서

$$\Delta a_i \geq |a_{if}| \quad (3.27)$$

$$\beta = (b_{f \max} / b_{f \min}) \quad (3.28)$$

이러한 기존 sliding control과 adaptation scheme을 결합한 전체 제어시스템의 블록선도가 Fig. 4에 나타나 있다.

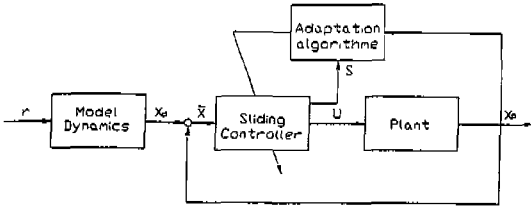


Fig. 4 Block Diagram of Adaptive Sliding Controller

3.3 Simulation

이 절에서는 제안된 제어기의 성능을 시험하기 위하여 모형실험을 해보았다. 이 모형실험에서는 모르는 비선형동역학을 갖는 시스템에 대해서 매개변수들이 추정되는 양상과 제어기에 의한 시스템의 응답을 보았다.

특히 제어에 사용되는 변수들 즉 속도 및 가속도는 관측기를 사용하지 않고 엔코더의 신호를 수치미분하여 구했다.

비선형 시스템:

$$\ddot{x} + (a_{1s} + a_{1f})\dot{x} + a_2 \sin(x) = (b_s b_f)U + d(t)$$

여기서

$$a_{1s} = 2$$

$$a_{1f} = \sin(2t) \rightarrow |a_{1f}| \leq 1 = \Delta a$$

$$a_2 = -100$$

$$b_s = 1$$

$$b_f = 1 + \frac{1}{3} \sin(2t) \rightarrow \frac{2}{3} \leq b_f \leq \frac{4}{3}$$

$$d(t) = 2 \sin(2t) \rightarrow |d(t)| = 2 = D$$

제어기:

$$U = \hat{b}_f^{-1} [\hat{h}_1 \dot{x} + \hat{h}_2 \sin(x)] - (\hat{b}_s \hat{b}_f)^{-1} [U^* + \bar{k}(X) \text{sat}(s/\Phi)]$$

여기서

$$s = \dot{x} + 2\lambda\bar{x} + \lambda^2 \int \bar{x} dt$$

$$U^* = \ddot{x} + 2\lambda\dot{\bar{x}} + \lambda^2 \bar{x}$$

Adaptation rule:

$$\dot{\hat{h}}_1 = -\hat{h}_1^2 \dot{x} s_\Delta$$

$$\dot{\hat{h}}_2 = -\hat{h}_2^2 \sin(x) s_\Delta$$

$$\dot{\hat{b}}_s^{-1} = -\hat{b}_s^{-2} [U^* + (\Delta|\dot{x}| + (D + \eta)\text{sat}(s/\Phi))] s_\Delta$$

모델 : $wn = 30, \zeta = 1.0$ 인 2차 시스템

Fig. 5에 제어결과가 Fig. 6에 phase plane에서의 궤적이 Fig. 7에는 $s(t)$ 의 변화가 나타나 있으며 Fig. 8과 Fig. 9에는 각각 매개변수 추정양상과 경계층두께의 변화양상을 보여준다. 그림에 나타난 바와 같이 chattering 현상을 없애고 정밀한 제어 성능을 보이도록

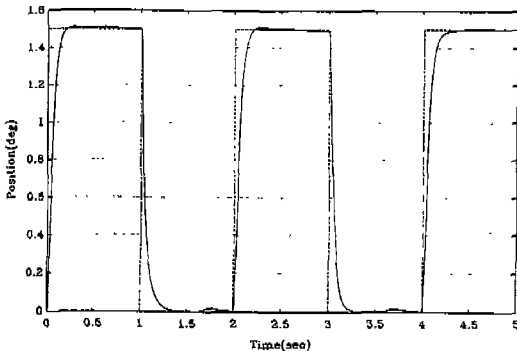


Fig. 5 Simulation Result: Tacking Performance

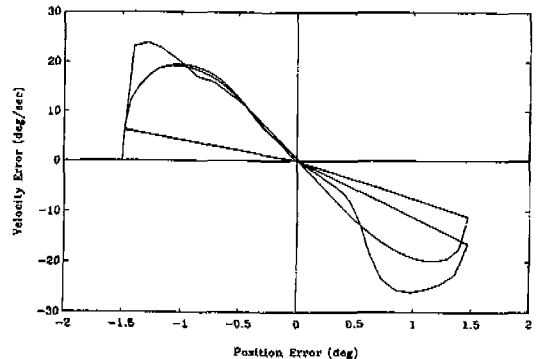


Fig. 6 Simulation Result: Phase Plane

경계층 두께가 적절히 변해감을 볼 수 있다.

그리고 매개변수 추정에 있어서는 비록 정확한 값으로 수렴해가지는 못하지만 sliding surface를 유지할 수 있는 적절한 값이 되며 약 0.3초 이내에 근사치로 추정된다.

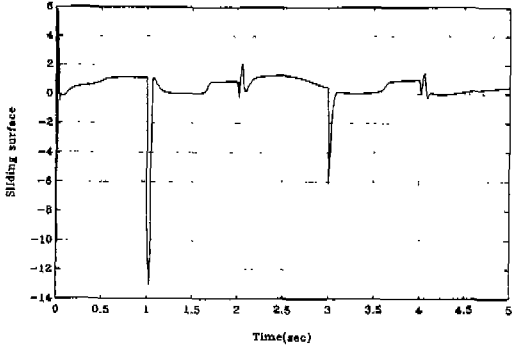


Fig. 7 Simulation Result: S(t) Trajectory

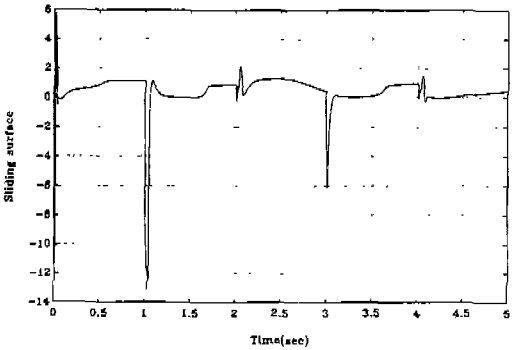


Fig. 8 Simulation Result: Parameter Estimation

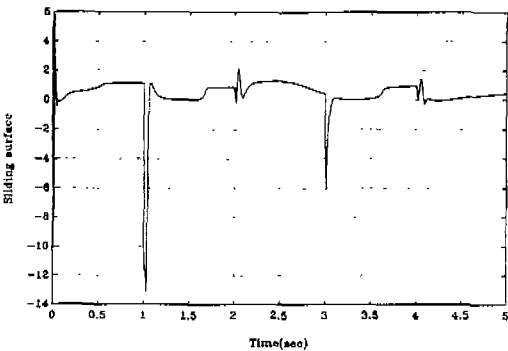


Fig. 9 Boundary Thickness

IV. 유압 모터 실험

4.1 유압 모터 모델링⁽⁸⁾

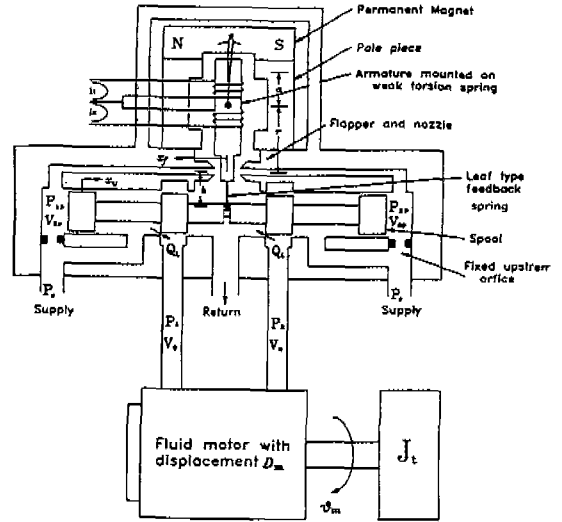


Fig.10 Schematic of a Two-Stage Electrohydraulic Servo valve with Force Feedback Controlling a Motor with Inertia Load

Fig. 10에서 보는 바와 같이 2단계 전기 유압식 서보 시스템은 스푸일이 이동하여 오리피스를 열면 펌프로부터 공급된 고압의 유체가 유압모터를 구동시켜서 구동축을 회전시키는 구동 장치이다. 여기서 귀환 포트의 압력이 무시할 정도로 작고 또한 오리피스가 대칭이고 그 폭이 같은 경우에 정상상태에서 오리피스를 통과하는 유량 및 압력 관계식은 다음과 같다.

$$Q_L = Q_1 - Q_4 \quad \text{for } X_u > 0 \quad (4.1)$$

$$Q_L = Q_3 - Q_2 \quad \text{for } X_u < 0 \quad (4.2)$$

$$Q_1 = C_d w X_u \sqrt{2(P_s - P_1)/p} \quad (4.3)$$

$$Q_2 = C_d w X_u \sqrt{2(P_s - P_2)/p} \quad (4.4)$$

$$Q_3 = C_d w X_u \sqrt{2P_2/p} \quad (4.5)$$

$$Q_4 = C_d w X_u \sqrt{2P_1/p} \quad (4.6)$$

$$P_s = P_1 + P_2 \quad (4.7)$$

$$P_L = P_1 - P_2 \quad (4.8)$$

여기서

- Q_1, Q_3 : $X_u > 0$ 일때 Port 1, 2의 유량
- Q_2, Q_4 : $X_u < 0$ 일때 Port 1, 2의 유량
- Q_L : 부하유량
- P_1, P_2 : Port 1, 2의 압력
- P_L : 부하압력 (Load Pressure)
- X_u : Spool의 변위
- ρ : 작동유의 밀도
- P_s : 공급압력
- w : spool의 area gradient
- C_d : Discharge Coefficient

위의 식에서 누유가 없다면 다음의 식을 얻을 수 있다.

$$Q_L = C_d w X_u \sqrt{2(P_s - (X_u / |X_u|) P_L) / \rho} \quad (4.9)$$

공급 압력이 일정하다고 가정하면 다음과 같이 서어보밸브 유량 방정식을 선형화할 수 있다.

$$Q_1 = K_q X_u - 2K_c P_1 \quad (4.10)$$

$$Q_2 = K_q X_u + 2K_c P_2 \quad (4.11)$$

여기서

- K_q : 밸브의 유량 계인 ($\text{in}^3/\text{sec}/\text{in}$)
 - K_c : 밸브의 유량-압력계수 ($\text{in}^3/\text{sec}/\text{in}$)
- (4.10), (4.11)식을 더하면

$$Q_L = K_q X_u - K_c P_L \quad (4.12)$$

또한 유압모터의 각 챔버에 유체의 연속방정식을 적용하면 다음과 같다.

$$Q_1 = D_m N_m + \left(\frac{V_1}{\beta_e}\right) \left(\frac{dP_1}{dt}\right) + C_{im}(P_1 - P_2) + C_{em} P_1 \quad (4.13)$$

$$Q_2 = D_m N_m - \left(\frac{V_2}{\beta_e}\right) \left(\frac{dP_2}{dt}\right) + C_{im}(P_1 - P_2) - C_{em} P_1 \quad (4.14)$$

여기서

- C_{im} : 내부 누설 계수 ($\text{in}^3/\text{sec}/\text{psi}$)
- C_{em} : 외부 누설 계수 ($\text{in}^3/\text{sec}/\text{psi}$)
- β_e : 시스템의 체적 탄성계수 (psi)
- V_1, V_2 : 공급 및 귀환 실의 체적 (in^3)
- D_m : 모터의 배제 용적 (in^3/rad)

N_m : 모터 축의 각속도 (rad/sec)

t : 시간 (sec)

그런데 각 챔버내에서의 유량은 일정하지 않고 축회전에 따라 불연속적으로 변한다. 그래서 양 챔버에서의 체적을 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$V_1 = V_0 + f_u(\Theta_m) \quad (4.15)$$

$$V_2 = V_0 + f_u(\Theta_m) \quad (4.16)$$

여기서

V_0 : 각 모터챔버에 포함된 평균 체적 (in^3)

$f_u(\Theta_m)$: 각 챔버 체적의 변화량 (in^3)

Θ_m : 모터축의 각위치 (rad)

N_m : 모터 용적 (in^3/rad)

(4-15)와 (4-16)을 미분하면

$$\frac{dV_1}{dt} = \frac{df_u(\Theta_m)}{dt} = D_m \left(\frac{d\Theta_m}{dt}\right) = -\frac{dV_2}{dt} \quad (4.17)$$

(4-15), (4-16) 그리고 (4-17)식을 (4-13), (4-14)식에 대입하고 더하면

$$Q_L = D_m \frac{d\Theta_m}{dt} + (C_{im} + \frac{C_{em}}{2})(P_1 - P_2) + \frac{V_0}{2\beta_e} \frac{d(P_1 - P_2)}{dt} + \frac{f_u(\Theta_m)}{2\beta_e} \left(\frac{dP_1}{dt} + \frac{dP_2}{dt}\right) \quad (4.18)$$

(4.18)식의 마지막 항은 $|f_u(\Theta_m)| \ll V_0$ 라 가정하면 무시될 수 있다.

(4.18)식을 Laplace transform시키면

$$Q_L = D_m s \Theta_m + (C_{im} + \frac{C_{em}}{2}) P_L + \frac{V_0}{4\beta_e} s dP_L \quad (4.19)$$

여기서 s 는 Laplace 연산자

마지막으로 유압모터축에 토크 평형식을 적용한다.

$$T_g = (P_1 - P_2) D_m = J_r s^2 \Theta_m + B_m s \Theta_m + G \Theta_m + T_L \quad (4.20)$$

여기서

T_g : 유압 모터에 의해 생성되는 토크 (in. lb)

J_r : 모터축에서 본 모터 및 부하의 총 관성모멘트 (in. lb. sec²)

B_m : 모터축에서 본 모터 및 부하의 점성 마찰계수 (in. lb. sec)

G : 모터축에서 본 부하의 비틀림 상수
(in. lb)/rad

T_L : 모터축에서 본 임의의 부하토크(in. ib)

정마찰력과 쿠울롱 마찰력은 존재하나 무시할 정도로 작다고 가정하고 위에 주어진 (4.12), (4.19) 그리고 (4.20) 식을 연립하면 다음에 주어진 전체의 전달함수를 구할 수 있다.

$$\Theta_m = \frac{\frac{K_g}{D_m} X_u - \frac{K_{ce}}{D_m^2} \left(1 + \frac{V_i}{4\beta_e K_{ce}} s \right) T_L}{\frac{V_i J_i}{4\beta_e D_m^2} s^3 + \left(\frac{K_{ce} J_i}{D_m^2} + \frac{B_m V_i}{4\beta_e D_m^2} \right) s^2 + \left(1 + \frac{B_m K_{ce}}{D_m^2} + \frac{G V_i}{4\beta_e D_m^2} \right) s + \frac{K_{ce} G}{D_m^2}} \quad (4.21)$$

여기서

$$K_{ce} = K_c + C_{im} + \frac{C_{em}}{2} : \text{총 유량 계수 (in}^3\text{/sec/psi)}$$

(4.21)식은 밸브 위치와 부하 토크의 입력에 대한 모터의 응답을 나타내어 주는 식으로 3차식임을 알 수 있다. 위 식에서 D_m^2/K_{ce} 는 주로 밸브에 의한 감쇠계수이다. 따라서 $(B_m K_{ce})/D_m^2$ 은 무시할만하다. 또한 부하의 비틀림 상수(G)가 없다고 가정하면 위 (4.21)식은 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$\Theta_m = \frac{\frac{K_g}{D_m} X_u - \frac{K_{ce}}{D_m^2} \left(1 + \frac{V_i}{4\beta_e K_{ce}} s \right) T_L}{s \left(\frac{s^2}{w_h^2} + \frac{2\delta_h s}{w_h \delta_h} + 1 \right)} \quad (4.22)$$

여기서

$$w_h = \sqrt{\frac{4\beta_e D_m^2}{V_i J_i}}$$

$$\delta_h = \frac{K_{ce}}{D_m} \sqrt{\frac{\beta_e J_i}{V_i}} + \frac{B_m}{4D_m} \sqrt{\frac{V_i}{\beta_e J_i}}$$

w_h : 유압 비감쇠 고유 주파수

δ_h : 유압 감쇠비

위 (4.22)식의 분자의 첫번째 항은 무부하 속도를 나타내고 두번째 항은 부하로 인한 감속을 나타낸다.

한편 서어보 밸브와 토오크 모터(Torque Motor)의 관계식은 다음과 같다.

$$K_i i = \frac{\ddot{X}_u}{w_n^2} + \frac{2\xi \dot{X}_u}{w_n} + X_u \quad (4.23)$$

여기서

K_i : 토오크 모터의 게인

i : 서어보 밸브의 입력전류

ξ : 서어보 밸브의 고유 진동수

w_n : 서어보 밸브의 감쇠 계수

그런데 일반적으로 서어보 밸브의 고유 진동수는 유압 모터의 고유 진동수보다 크므로, 다음과 같이 가정할 수 있다.

$$X_u = K_i i \quad (4.24)$$

(4.24)식을 (4.22)식에 대입하고 두개의 입력으로 분해하면 밸브 위치를 입력으로 볼때

$$\frac{\Delta\Theta_m}{\Delta i} = \frac{\frac{K_g K_i}{D_m}}{s \left(\frac{s^2}{w_h^2} + \frac{2\delta_h s}{w_h \delta_h} + 1 \right)} \quad (4.25)$$

4.2 제어기 설계

전기 유압식 서어보모터의 간단화한 모델은 (4.25)식으로부터 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{x}^{(3)} + a_1 \ddot{x} + a_2 \dot{x} = bU \quad (4.26)$$

여기서

x : 모터 각 변위, θ_m (rad)

U : 제어 입력, i (mA)

관성의 변화는 모든 매개변수를 변화시키므로 a_1, a_2, b 모두 불확실한 시변매개변수로서 간주하고 a_1/b 와 b 의 추정치는 각각 \hat{h}_1, \hat{b} 이라 놓는다.

sliding surface를 (3.12)식과 같이 정한 후 제어기를 설계하면 다음과 같다.

제어 입력:

$$U = \hat{b}_f^{-1} [\hat{h}_1 \ddot{x} + \hat{h}_2 \dot{x}] - (\hat{b}_s \hat{b}_f)^{-1} [U^* + k \text{sat}(s/\Phi)] \quad (4.27)$$

$$U^* = -\dot{x}_d^{(3)} + 3\lambda \ddot{x} + 3\lambda^2 \dot{x} + \lambda^3 x \quad (4.28)$$

$$k \geq \beta \left[\hat{b}_s (\hat{h}_1 \dot{x} + \hat{h}_2 x) - U^* \right] (1 - \beta) + \Delta a_1 |x| + \Delta a_2 |\dot{x}| + D + \eta \quad (4.29)$$

Adaptation rule:

$$\dot{\hat{h}}_1 = -h_1^2 \dot{x} s_\Delta \quad (4.30)$$

$$\dot{\hat{h}}_2 = -h_2^2 \dot{x} s_\Delta \quad (4.31)$$

$$\dot{\hat{b}}_s^{-1} = -b_s^{-2} [U^* + (\Delta a_1 |\dot{x}| + \Delta a_2 |\ddot{x}| + \eta) \text{sat}(s/\Phi)] s_\Delta \quad (4.32)$$

이러한 제어 algorithm의 flow chart가 Fig. 11에 나타나 있다.

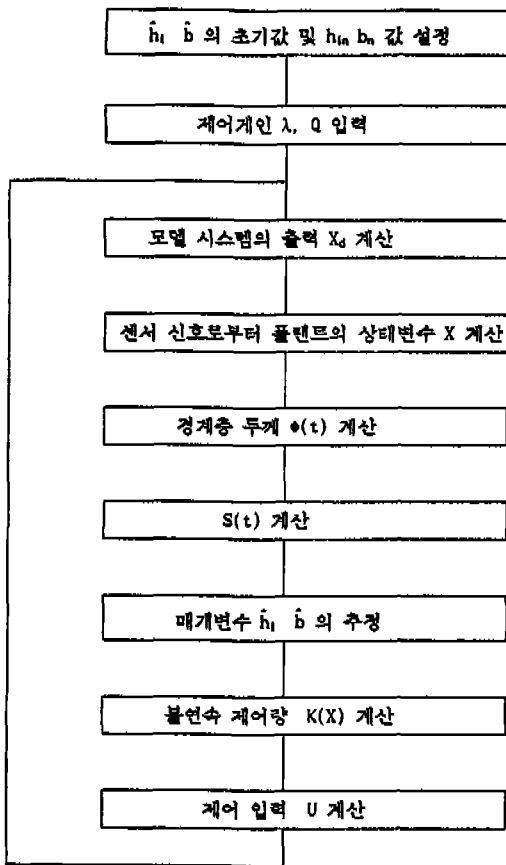


Fig.11 Flow Chart of Control Algorithm

4.3 실험 방법

4.3.1 시불변 관성시스템에 대한 실험

1) 기존의 유압식 서어보 모터에 대해 기존의 SMC

을 다음 두가지 방식으로 적용해 보았다. 첫째는 (3.10)식의 제어법칙을 그대로 사용하였고 둘째는 (3.10)식의 제어법칙에 $-Qs(t)$ 의 보조항을 추가한 New SMC방법⁽³⁾으로 실험하였다. (Q:비례상수)

두번째 방법의 경우 추가된 보조항은 제어의 과도응답성능을 향상시키며 더불어 불연속 제어입력양 k 값을 작게 할 수 있어 control chattering현상을 감소시켜 줄 것을 기대할 수 있다.

2) Adaptive Sliding Mode Control 실험

이 실험에 있어서 process중에는 매개변수들이 변하지 않는다 보고 (4.32)의 제어법칙에서 $\Delta ai=0$ 으로 처리하였다.

실험에 사용한 장비의 성능은 II.시스템 개요에 나타나 있으며 80386 micro-processor를 이용 sampling time을 0.005초로 하여 구동하였다.

관성부하의 변화는 0.0197kgm^2 을 초기관성으로 하고 매 실험마다 회전 중심으로부터 일정거리에 위치한 추의 질량을 증가시켜 관성을 0.0053kgm^2 만큼씩 증가시키며 실험하였다. 센서는 위치센서인 엔코더만을 사용하였으므로 속도와 가속도는 수치미분을 이용하여 구한 후 f3dB 10Hz로 filtering하여 사용하였다.

제어기인은 공급압력 1000psi, $X_d=30(\text{deg})$, 관성부하 0.0197kgm^2 에서 맞추었다. 원하는 step입력은 (3.2)식을 만족하도록 정착시간이 0.2초가 되는 모델시스템의 출력형태로 변형하여 사용하였다.

4.3.2 시변 관성시스템에 대한 실험

시변시스템에 대한 제어기의 성능을 연구하기 위하여 스테핑모터를 사용하여 open-loop로 관성량을 제어하는 시변 관성시스템을 Fig. 2과 같이 구성하여 다음과 같은 실험을 수행하였다. 관성의 변화와 기준입력은 Fig. 20에 나타나있다.

1) PD control 실험

이 실험에서 제어기인은 최소 관성량 0.24kgm^2 에서 관성이 변하지 않는 상황에서 맞추었다. 그리고 되도록 강인한 제어성능을 보이도록 정착시간은 0.2초로 하였다. 만일 정착시간을 더욱 작게 할 경우 강인성이 떨어지게 된다.

2) Adaptive Sliding Mode Control 실험

이 실험에서는 (4.31)식의 제어법칙을 이용하고 다음과 같이 실험장치 제원을 통해 근사적으로 구한 아래

와 같은 매개변수 값을 이용하여 제어기를 구성하였다.

$$a_1 = 3.17$$

$$a_2 = 14.23 - 2.85 \sin\left(\frac{\pi t}{2}\right)$$

$$b = 31132 \left[1 - 0.02 \sin\left(\frac{\pi t}{2}\right) \right]$$

따라서

$$\Delta a_1 = 0$$

$$\Delta a_2 = 2.85$$

$$\hat{b}_s = 31132$$

$$\hat{b}_f = 0.99$$

$$\beta = 1.01$$

4.4 실험 결과

Fig. 12, 13은 각각 SMC(Sliding Mode Control)와 New SMC에 대한 응답특성이 나타난다. 계인은 SMC의 경우 $\lambda = 10$, $k = 1000$, $\Phi = 100$ New SMC의 경우 $\lambda = 10$, $k = 100$, $\Phi = 10$, $Q = 20$ 으로 맞추었다. 예측한바와 같이 New SMC의 경우 $Q_s(t)$ 항에 의하여 불연속제어입력 k 값이 줄어들면서 control chattering이 많이 감소하였으며 그에 따라 ϕ 의 값을 줄일 수 있어 제어 정밀도를 더욱 향상시킬 수 있었다. 또한 과도응답시 더욱 tight한 제어를 함을 알 수 있다.

Fig. 14는 기준입력의 변화에 대한 제어결과를 나타낸다. 유압시스템의 경우 기준입력의 변화에 의해서도 매개변수가 변하게 되는데 이러한 경우 SMC 및 New SMC 모두 robust하지만 후자가 좀더 우수한 성능을 보임을 알 수 있다.

Fig. 15는 판성 부하의 변화에 대한 제어결과를 나

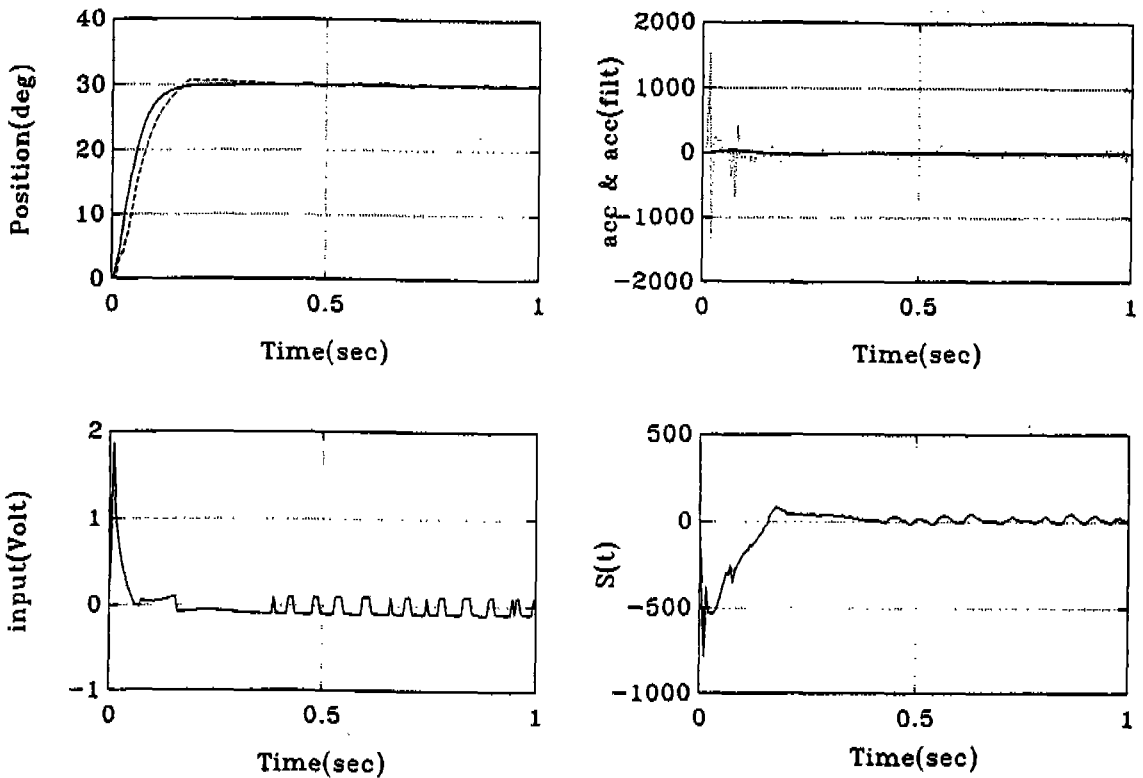


Fig.12 Experimental Result: SMC

타낸다. 두 경우 모두 기준입력으로 수렴하며 robust 하지만 SMC의 경우 최대 15%, New SMC의 경우 최대 10%의 오버슈트를 보였다.

Fig. 17, 18, 19는 각각 Adaptive SMC의 제어양상 및 기준입력과 관성부하의 변화에 대한 제어결과를 나타낸다. 매개변수 추정의 경우 거의 0.1초 이내에 근사치로 수렴하지만 control chattering현상에 의하여 약

간씩 drift함을 보여준다. 매개변수 추정에 있어서는 약간의 제약을 두어 제어시스템의 안정화를 꾀한다.

기준입력 및 관성부하의 변화에 대해서는 기존 sliding control에 비해 우수한 제어성능을 보이며 특히 관심인 대상인 관성변화에 대해서는 거의 오버슈트없이 수렴하였다.

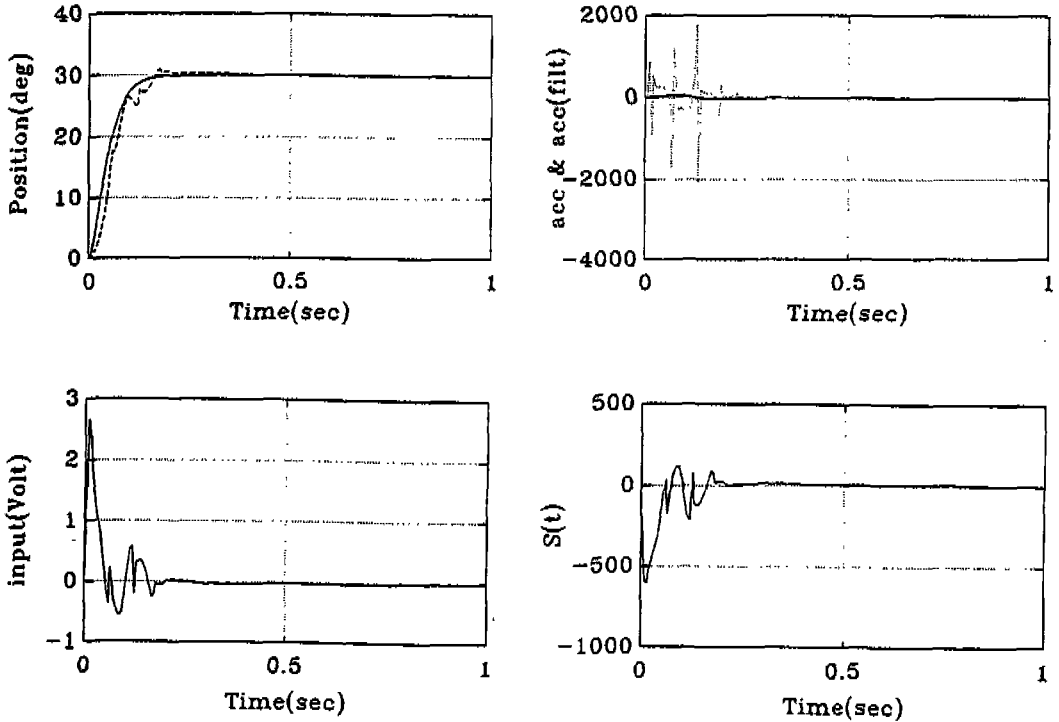


Fig. 13 Experimental Result: New SMC

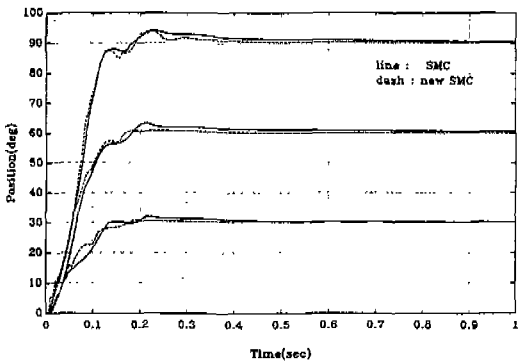


Fig. 14 Experimental Result: Ret. Input Variation (SMC and New SMC)

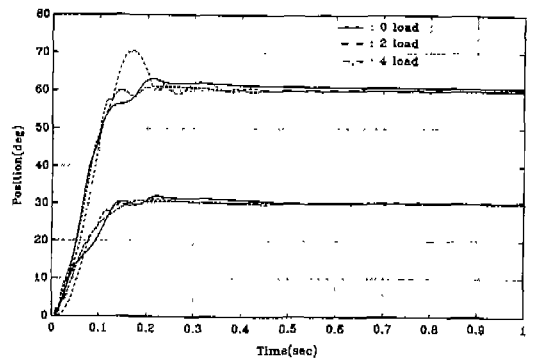


Fig. 15 Experimental Result: Inertia Variation (SMC)

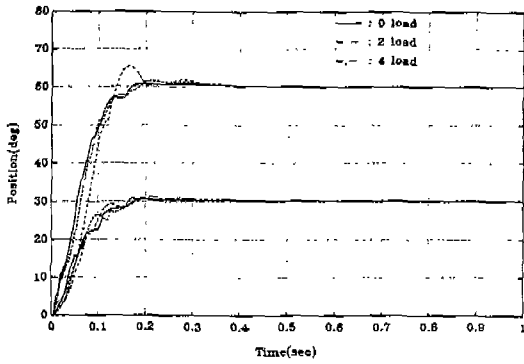


Fig. 16 Experimental Result: Inertia Variation (New SMC)

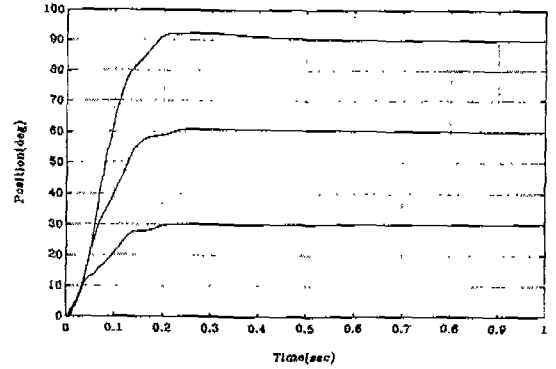


Fig. 18 Experimental Result: Ref. Input Variation (ASMC)

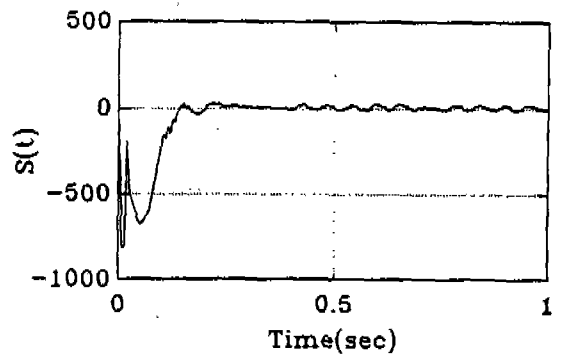
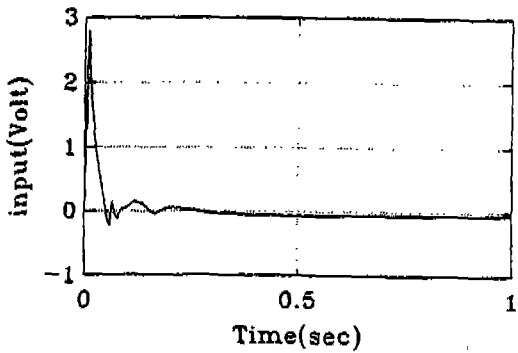
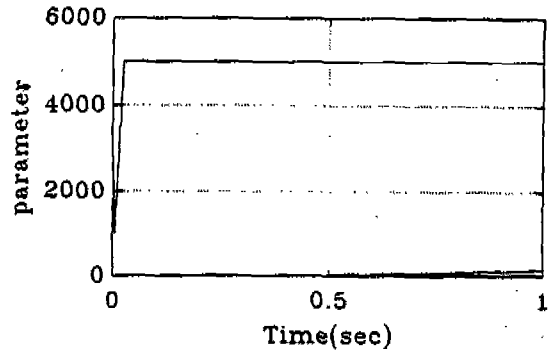
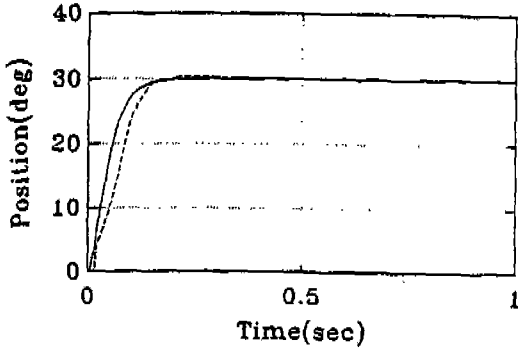


Fig. 17 Experimental Result: ASMC

4.4.2 시변 관성시스템에 대한 실험결과

Fig. 21과 Fig. 22는 각각 PD와 Adaptive Sliding Mode Control의 실험결과를 나타낸다. 제어성능을 비교해보면 적은 기준입력에 대해서는 PD제어가 약간 큰 오버슈트를 보이지만 정착시간이나 정상상태오차

면에서는 Adaptive Sliding Mode Control과 시변관성 상황에 대해 비슷한 성능을 보였다.

그러나 기준입력이 증가함에 따라 PD와 Adaptive Sliding Mode Control 모두 관성변화의 영향을 받게 되지만 오버슈트나 정착시간면에서 Adaptive Sliding

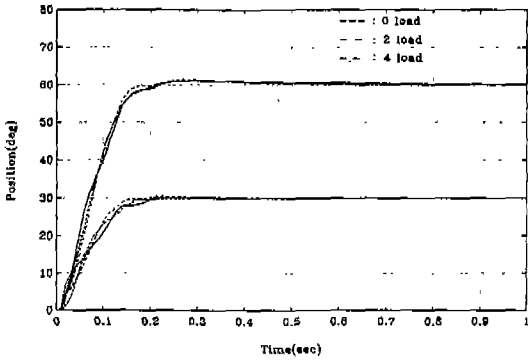


Fig. 19 Experimental Result: Inertia Variation (ASMC)

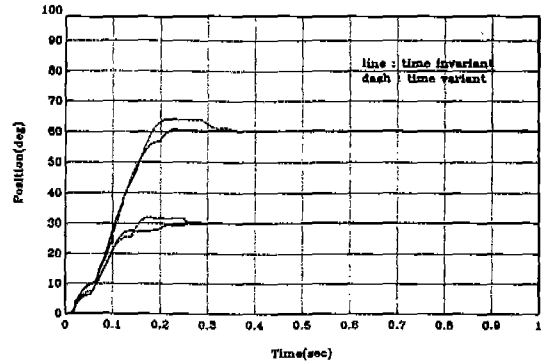


Fig. 21 Experimental Result: On-Line Inertia Variation (PD)

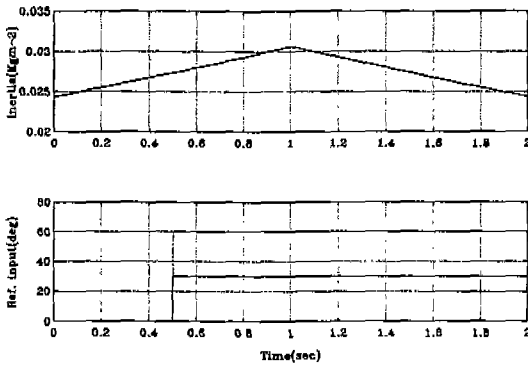


Fig. 20 On-Line Inertia Variation and Ref. Input

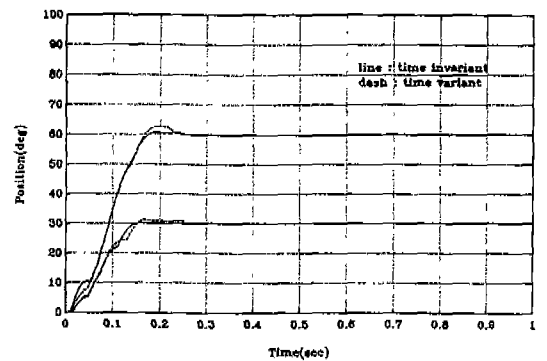


Fig. 22 Experimental Result: On-Line Inertia Variation (ASMC)

Mode Control이 더 강한 제어성능을 보임을 알 수 있다.

그리고 0.05초 부근과 0.5초 부근에서 매끄럽지 못한 부분이 발생하는 것은 시변관성 시스템의 link 연결 부에서의 백래쉬에 의한 것으로 생각된다.

V. 결론

(1) 유체의 압축성을 고려하여 전기유압식 서어보 시스템을 3차로 모델링하고 이 모델에 대해 Adaptive Sliding Mode Control 제어이론을 적용하였다.

(2) Sliding Surface에 경계층을 둬므로서 기존 Sliding Mode Control에서의 chattering현상을 방지할 수 있었으며 New SMC의 $-Q_s(t)$ 항에 의하여 과도응답이 좋아지며 전체적으로 제어가 안정화함을 볼 수 있었다.

(3) On-Line 관성변화 실험의 경우 스텝펄스모타의 power제약에 따라 관성의 변화량과 그 변화속도가 제한되었지만 Adaptive Sliding Mode Control이 기존 PD제어에 비해 강인함을 볼 수 있었다.

(4) 따라서 Adaptive Sliding Mode Control은 작동 중 관성이 변화하는 매니플레이터나 인텔싱 기계의 구동장치의 제어기법으로 적합함을 알 수 있었다.

참고문헌

1. Jean Jacques E. Slotine, J. A. Coetsee, "Adaptive sliding controller synthesis for non-linear systems", Int. J. Contr. 43, No.6, pp.1631~1651, 1987
2. V.A. Utkin, "Variable structure system with sliding mode", IEEE Trans.

- Automat. Contr., Vol.AC-22, No.2, pp.212~222, 1977
3. John Y. Hung, Weibing Gao, James C. Hung, "Variable Structure Control: A Survey", IEEE Trans. on Ind. Electronics, Vol.40, No.1, pp.2~22, FEBRUARY 1993
 4. Jean Jacques E. Slotine, Weiping Li, "Applied Nonlinear Control", Prentice-Hall, 1991
 5. Jean Jacques E. Slotine, "Tracking Control of Nonlinear Systems using Sliding surfaces", Int. J. Contr., Vol.38, No.2, pp.465~492, 1983
 6. D. W. Clarke, C. Mohtadi & Tuffs, "Generalized Predictive Control-Part 1. The Basic Algorithm", Automatica, Vol.23, No.2, pp.137~148, 1987
 7. D. W. Clarke, C. Mohtadi & Tuffs, "Generalized Predictive Control-Part 2. Extensions and Interpretations and Interpretation", Automatica, Vol.23, No.2, pp.149~160, 1987
 8. Herbert E. Merrit, "Hydraulic Control Systems", Addison-Wiely, 1973
 9. J. Watton, "Fluid power system", Prentice-Hall, 1989
 10. Goodwin & Sin, "Adaptive Filtering Prediction and Control", Prentice-Hall, 1984
 11. Y. Landau, "Adaptive Control", Marcel Dekker, 1979.
 12. K. Takahashi, M. Incue & S. Ikee, "Application of the Model Reference Adaptive Control to Electrohydraulic Servosystem", proc. of int. conf. on Fluid Power Transmission and Control, 1985, pp.66~87
 13. Finney J. M. and De Pennington A. and Gill G.S., "A Pole Assignment Controller for an Electrohydraulic Cylinder Drive", Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol.107, June 1985, pp.145~150
 14. 홍성철, "전기 유압식 서어보 인텍싱 시스템의 적응제어에 관한 연구", 석사학위논문, 한국과학기술원, 1991
 15. 안경관, "전기 유압식 서어보 인텍싱 시스템의 위치제어 및 관성 부하 시뮬레이터에 관한 연구", 석사학위논문, 한국과학기술원, 1992