

고속전자밸브를 사용한 전기유압서보시스템의 PWM제어에 관한 연구

유 태 재* · 류 길 수**

A Study on the PWM Control of Electro-hydraulic Servo Systems Using High Speed on_off Valves

Tae-Jae Yoo* · Keel-Soo Rhyu**

Abstract

The rapid development of today in industry and the social trend of evading work in 3D fields calls for electro-hydraulic systems in construction equipment, agricultural equipment, machine tools, automobile industry, and aeronautical and space industry. One of the major parts in hydraulic systems is the electro-hydraulic control valve.

Electro-hydraulic valves can be classified into two classifications: valves which are controlled by analog signal and valves which are controlled by digital signal. The former includes electro-hydraulic servo valves and electro proportional control valves which require D/A converters as interface to a digital computer and are too costly and sensitive to oil contamination because of complexity in structures. The latter includes high speed on off valves which do not require D/A converters because they are normally operated in a pulse width modulation(PWM) method, and are low in price and robust to oil contamination because of their simple structures. There have been increasing demands for high speed on off valves in hydraulic systems due to such features. Two control methodologies, that is, PID control and sliding mode control are derived in terms of their parameters for position control.

* 한국해양대학교 박사과정 제어계측공학전공

** 한국해양대학교 자동화·정보공학부 교수

The reason such control laws are chosen is their salient features: simple structure and popularity of the PID controller and insensitivity to parameter variations and disturbances of the sliding mode controller.

A set of computer simulation and experiments are conducted to illustrate the effectiveness of the proposed control methods and to check effects of the overall system performance to system parameter changes.

1. 서론

최근 산업의 급속한 발전과 3D분야의 기피 현상으로 고 부하를 요하는 건설장비, 농기계, 단조공정, 사출성형기 그리고 자동차 산업분야 등에서부터 정밀제어를 요하는 항공우주분야, 로봇제어 그리고 군사장비에 이르기까지 광범위하게 유압을 사용한 시스템이 이용되고 있다.

전기유압시스템에서는 조작하기 쉬운 전기적인 신호를 이용하여 고압의 유압에너지를 제어할 수 있는 기능을 가진 유압밸브가 주요 구성 요소로 이루어져있다. 이 밸브는 크게 아날로그로 제어되는 전기유압서보밸브, 전자비례제어밸브, 고속의 온-오프 디지털 신호로 제어되는 고속전자밸브로 분류된다. 근래에 들어서는 컴퓨터를 이용한 제어기술의 발달에 힘입어 전기유압시스템의 경우 컴퓨터를 이용한 디지털제어에 관한 연구가 활발히 진행되고 있다^{[1],[2],[3]}. 그러나 이 시스템에 전기유압서보밸브나 전자비례제어밸브를 이용하여 디지털제어를 수행 할 경우 D/A 변환, 증폭기능 등 여러 가지 부가적인 제어요소들이 수반되므로 제어기 자체가 복잡해지고, 또한 밸브 구조도 매우 정밀하게 설계되어 있어서 작동유의 오염에 매우 민감할 뿐만 아니라 가격 또한 고가이다. 이 때문에 응답성은 다소 떨어지지만 구조가 간단하고, 고장 빈도가 적으며 저가로 구성할 수 있는 등의 이점을 가진 고속전자밸브가 전기유압서보제어 분야의 전기·유압 인터페이스 요소로 새롭게 부각되고 있다^[4]. 일반적으로 고속전자밸브는 전기적인 디지털신호를 고속으로 온·오프 작동하여 유체의 펄스신호로 변환하여 유압시스템을 제어하는 방법을 많이 이용하고 있다^[5].

본 논문에서는 PWM(Pulse Width Modulation)제어를 도입하여 고속전자밸브를 사용한 시스템을 구축하고 시스템의 성능을 PID제어기와 슬라이딩모드제어기^{[6],[7]}를 통하여 검토하였다.

2. 전기유압서보시스템의 모델링

전기유압서보시스템의 구성은 크게 유체에너지를 발생하는 유압동력장치와 유체에너지를 전기에너지로 변환하는 솔레노이드밸브 그리고 유체에너지를 기계적인 에너지로 변환하는 유압 액츄에이터로 구성된다. 본 논문에서는 유체에너지를 제어하기 위한 밸브로 2포트 2위치 고속전자밸브를 사용하였고, 유압 액츄에이터로는 직선 왕복운동을 하는 유압실린더를 사용하였다. Fig. 1은 본 연구에 대상으로한 전기유압서보시스템의 계통도로서 유압실린더의 위치는 위치 검출기에 의하여 전기적인 신호로 검출되고 기준입력과 비교 함으로써 그 차에 해당되는 크기의 오차신호가 발생한다. 이 오차신호는 제어기를 거쳐 밸브를 구동하는 구동회로를 통하여 밸브에 인가된다. 따라서 밸브에서는 유압펌프에서 발생된 고압의 작동유를 오차신호에 비례한 유량을 유압실린더로 보내어 피스톤의 위치를 수정한다. 이를 반복하여 오차신호가 0이 될때, 즉 기준입력과 목표치가 일치될 때까지 제어동작을 계속하게 된다.

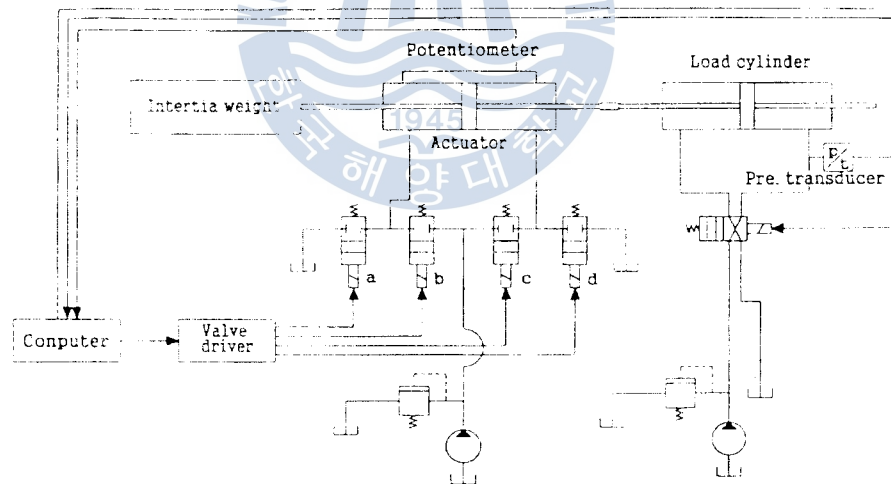


Fig. 1 Electro-hydraulic servo position system with high speed on-off valves

2.1 수학적모델링

시스템의 수학적 모델링을 위한 Fig. 2와 같이 시스템을 고려하였다. 이때의 조건을 다음과 같이 가정한다.

4개의 고속전자밸브 a, b, c, d 에 대해서, 각 밸브의 포펫을 통과하는 유량을 Q_a, Q_b, Q_c, Q_d 라 하면 다음과 같이 주어진다^[8].

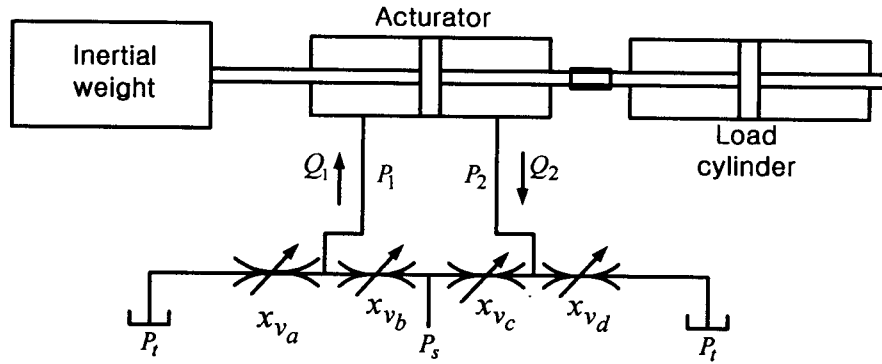


Fig. 2 Schematic diagram of an electro-hydraulic system

$$Q_a = C_d \cdot A \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_T)} \quad (1)$$

$$Q_b = C_d \cdot A \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - P_1)} \quad (2)$$

$$Q_c = C_d \cdot A \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - P_2)} \quad (3)$$

$$Q_d = C_d \cdot A \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_2 - P_T)} \quad (4)$$

여기서, 여기서, C_d 는 밸브 포펫의 오리피스 유량계수, P_s 는 공급압력, $P_T (=0)$ 귀환압력, P_1, P_2 는 유압실린더 양측의 압력, A 는 고속전자밸브 개구면적, x_v 는 포펫의 중간 변위이다.

밸브에서 실린더로 들어오는 유량 Q_1 과 Q_2 는 각각 다음과 같다.

$$Q_1 = Q_b - Q_d \quad (5)$$

$$Q_2 = Q_c - Q_a \quad (6)$$

여기서 부하압력 P_L , 부하유량 Q_L 이라 하면 다음과 같이 정의 된다.

$$P_L = \frac{Q_1 + Q_2}{2} \quad (7)$$

$$Q_L = K_q x_i \sqrt{P_s - P_L} \quad (8)$$

이때, 실린더에 유체의 연속방정식을 적용하면 Q_L 는 식 (9)와 같다.

$$Q_L = A_p \frac{dx}{dt} + \frac{V_t}{4\beta_e} \frac{dP_L}{dt} \quad (9)$$

한편 부하시스템과 시스템의 마찰를 포함한 피스톤의 운동방정식은 식 (10)과 같이 주어진다.^[10]

$$M_t \frac{d^2x}{dt^2} + B_p \frac{dx}{dt} + K_s \cdot x + F_L = A_p P_L \quad (10)$$

시스템의 전달함수를 구하기 위하여 비선형적인 부하유량 식(8)를 동작점에서 테일러급수 전개하여 선형화하면 식(11)과 같이 정의되어진다.

$$Q_L = k_1 x_s - k_2 P_L \quad (11)$$

3. 제어기 설계

본 논문에서는 전기유압서보시스템을 보다 적절하고 제어가 용이하게 구성하기 위하여 시스템을 2포트 2위차 고속전자밸브를 사용하였다. 특히 강제외란이 있는 유압실린더의 위치제어 시스템을 구성하였고, 제어로는 PWM 제어 방식을 채택하였다. 일반적으로 PWM 제어방식은 전송주기에 대하여 입력신호와 비교하여 오차량을 산정하고 이 오차량에 비례하여 출력되는 펄스의 폭을 변조하는 방식이다. 고속전자밸브는 열림과 닫힘에 필요한 시간 지연 특성을 가지고 있기 때문에 샘플링 시간을 결정하는데 어려움이 있다. 본 논문에서는 이런 문제점을 최소화하기 위하여 두 개의 타이머를 사용한 제어 프로그램을 제안하고, 또한 PID제어와 파라미터의 변동, 비선형성, 외란

등에 둔감한 슬라이딩모드제어기를 통하여 고속전자밸브를 사용한 전기유압서보시스템의 여러 산업분야의 적용 타당성을 제안하고자 한다.

3.1 PID 제어기

본 논문에서 사용한 PID제어기의 블록선도를 나타내면 Fig. 3과 같다.

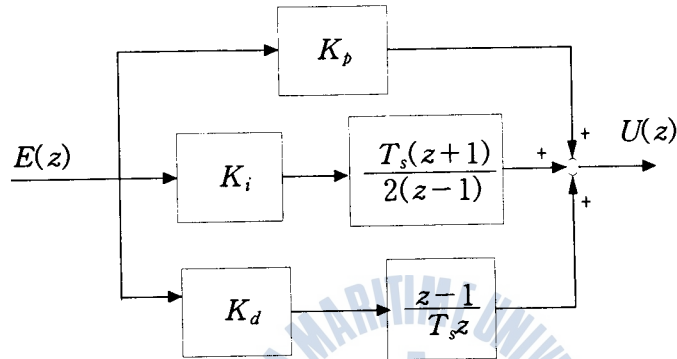


Fig. 3 Block diagram of the PWM PID controller

본 논문에서는 $u(k)$ 값을 제어 입력으로 하여 PWM신호의 듀티를 결정하여 밸브를 제어하게 하였고, 이 때의 최적 게인 값은 Ziegler-Nichols조정법으로 결정하였다.^[9]

$$u(k) = u(k-1) + G_1 e(k) + G_2 e(k-1) + G_3 e(k-2) \quad (12)$$

$$\text{여기서 } G_1 = K_p + K_i \frac{T_s}{2} + \frac{K_d}{T_s}, \quad G_2 = -K_p + K_i \frac{T_s}{2} - 2 \frac{K_d}{T_s}, \quad G_3 = \frac{K_d}{T_s}$$

K_p : 비례게인, K_i : 적분게인, K_d : 미분게인

3.2 슬라이딩모드 제어기

본 논문에서는 Narita^[6] 등이 제안한 연속적 슬라이딩모드제어기법을 사용하여 제어기를 구성한다. 시스템의 제어기 설계를 용이하게 하기 위해 앞 절에서 유도한 식 (9), (10), (11)에서 작동유의 압축성과 스프링부하를 무시하고 정리하면 제어 대상은 다음 2차 시스템으로 간략화 된다.

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ -\frac{K_s}{M_t} - \left(\frac{A_p^2}{M_t \cdot k_2} + \frac{B_p}{M_t} \right) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ b \end{bmatrix} u + \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix} d$$

$$y = \frac{x_1}{K_f} \quad (13)$$

여기서 상태변수 x_1 , x_2 와 제어입력 u 를 각각 $x_1 = x_p$, $x_2 = dx_p/dt$ 로 하였다. 그리고 $b = (k_f \cdot k_p \cdot k_a \cdot k_m \cdot A_p \cdot k_1) / (M_t \cdot k_2)$ 이고 d 는 외란이다.

식 (13)으로 기술되는 2차계에 대해 제어를 실시하여 구현코자 하는 목표 입출력 특성을 다음의 2차계로 정한다.

$$\frac{Y(s)}{X_d}(s) = \frac{c_0}{s^2 + c_1s + c_0} \quad (14)$$

입력에 대한 정상상태오차를 제거하기 위해 적분요소 $\dot{x}_0 = x_1 - x_d$ 를 추가하여 확대계를 구성하면

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_0 \\ \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & -\frac{K_s}{M_t} - \left(\frac{A_p^2}{M_t \cdot k_2} + \frac{B_p}{M_t} \right) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_0 \\ x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ b \end{bmatrix} u + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} d + \begin{bmatrix} -1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} x_d$$

$$y = \begin{bmatrix} 0 & \frac{1}{K_f} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_0 \\ x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} \quad (15)$$

슬라이딩 초평면은 다음식과 같이 정한다.

$$\sigma = \sum_{i=0}^2 c_i x_i \quad (16)$$

여기서 c_0 , c_1 는 상수이고 $c_2 = 1$ 이다.

제어 입력 u 를 다음으로 한다.

$$u = \sum_{i=0}^2 (a_i x_i - h_i(x)) + \beta r - k(x, r) - g(x) \quad (17)$$

3.2 PWM 안정성 해석

비선형 제어루프의 전형적인 불안정현상인 리미트사이클의 발생여부에 대한 결정은 조화함수적 진동균형상태에 있는 페루프의 특성방정식 해에 기초한다. 리미트사이클은 비선형 제어루프에서 특성방정식의 해가 존재한다면 일어날 수 있다. 제어기 구성의 목적은 리미트사이클이 일어날 수 없도록 제어기를 구성하는 것이다. 특성방정식은 식 (19)와 같다.

$$1 + Ke^{-T_1 s} \cdot N_{PWM} \cdot N_s = 0 \quad (18)$$

여기서, K 는 비례게인 K_p , 증폭기 게인 k_a 와 밸브포펫의 최대변위 k_m 의 곱이다.

4. 시뮬레이션 및 실험

본 논문에서 대상으로 한 실험장치는 2포트 2위치 고속전자밸브를 사용한 외부 부하력이 있는 전기 유압식 실린더 위치 제어시스템을 사용하였다.

Fig. 4.5는 PWM 전송주파수 50Hz, 공급압력 70kgf/cm², 관성하중 50kgf의 조건에서 PID제어기로 실험결과와 시뮬레이션한 결과를 비교한 것이다. 그림에서와 같이 잘 일치함을 보여주고 있다. 그리고 Fig. 6은 Fig. 5와 같은 실험 조건에서 슬라이딩모드제어로 실험한 결과이다. 역시 시뮬레이션결과와 잘 일치함을 보여주고 있다.

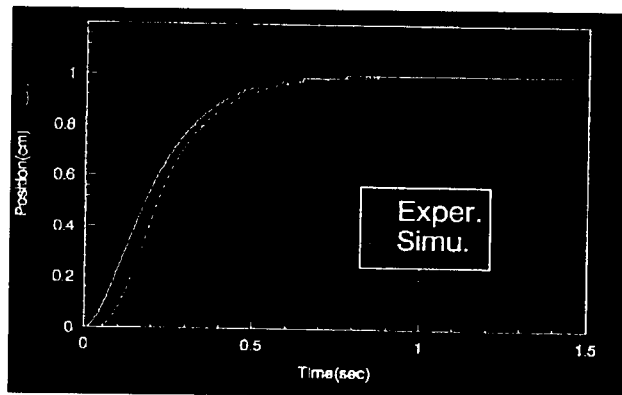


Fig 5 Simulation and experimental result with PID control

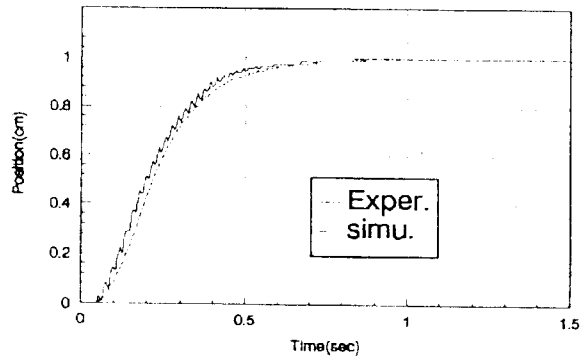


Fig 6 Simulation and experimental result with sliding mode control

5. 결과 및 고찰

Fig. 7은 관성하중 50kgf , PWM 전송주기 50Hz , 공급압력의 변화 $50, 70, 100\text{kgf/cm}^2$ 에 대한 PID제어기의 성능을 분석하기 위해 실험한 결과이다. 이 때 파라미터는 공급압력에 따라 적절한 값을 선정하여 사용하였다. 그림에서와 같이 공급압력의 변화에 따라 PID제어기에서는 민감하게 변함을 알 수 있었다

Fig. 8은 Fig. 7과 같은 조건에서 슬라이딩모드 제어기로 실험한 결과이다. 그림에서 보여주듯이 공급압력의 변화에도 강인한 제어가 가능하였다.

Fig. 9는 PWM 전송주기 50Hz , 공급압력 70kgf/cm^2 에서의 관성하중을 $10, 30, 50\text{kgf}$ 로 변경하면서 실시한 PID제어로 실험한 결과이고, Fig. 10은 슬라이딩모드제어로 실험한 결과이다. 그림에서와 같이 관성부하의 변화 $10, 30, 50\text{kgf}$ 에서는 PID, 슬라이딩모드 제어기 둘다 양호한 결과를 보여주고 있다

Fig. 11은 PID제어기로 관성하중 50kgf , 주파수 50Hz , 액추에이터 공급압력 70kgf/cm^2 의 조건에서 외부 부하력을 $0, 100, 150, 200\text{kgf}$ 으로 변경하면서 실행한 결과이다. 그 결과 시스템의 안정도에는 별 영향이 없지만 정착시간과 정상상태의 오차에 있어서는 다소의 차가 있었다. Fig. 12는 앞 장에서 설계한 슬라이딩모드제어기를 적용하여 슬라이딩모드제어의 강인함을 실험한 결과를 고찰하였다. 외부 부하력의 변화 $0, 100, 150, 200\text{kgf}$ 의 변화에서의 제어의 성능은 목표값 도달까지의 구간에서 속도가 외부 부하력의 변화에 따라 다소 차이가 발생한다. 그림에서 보여주듯이 정상상태 오차 없이 정확하게 도달함을 알 수 있다.

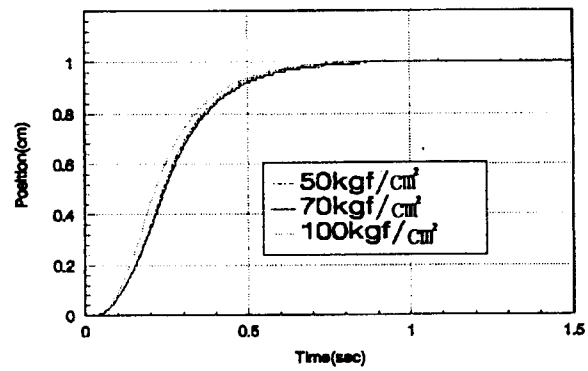


Fig. 7 Experimental results for various supply pressures with PID control

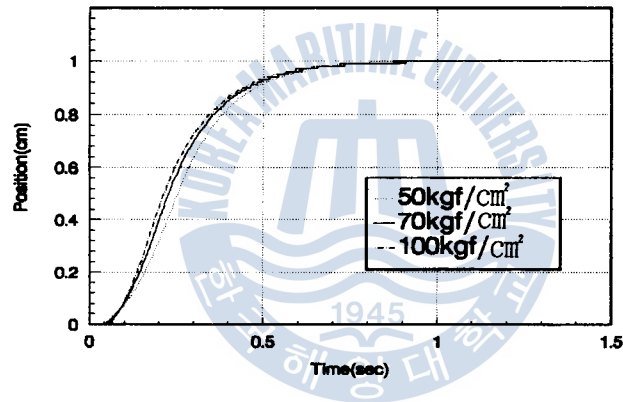


Fig. 8 Experimental results for various supply pressures with sliding mode control

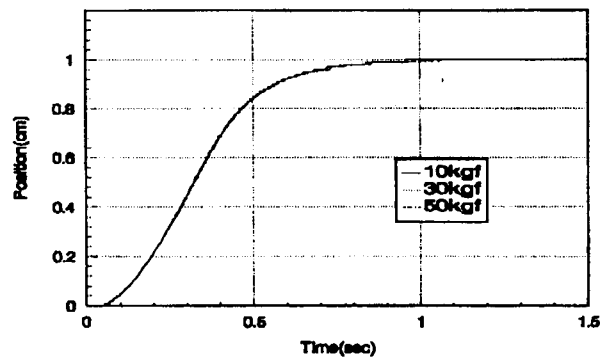


Fig. 9 Experimental results for various inertia weights with PID control

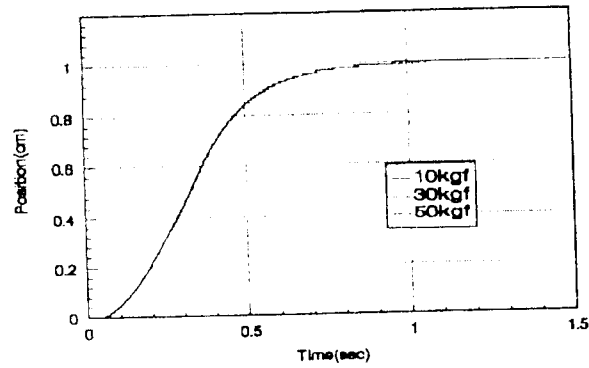


Fig. 10 Experimental results for various inertia weights with sliding mode control

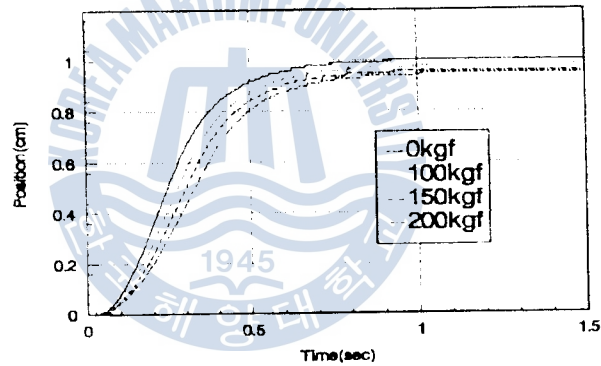


Fig. 11 Experimental responses of the PID control system to external load changes

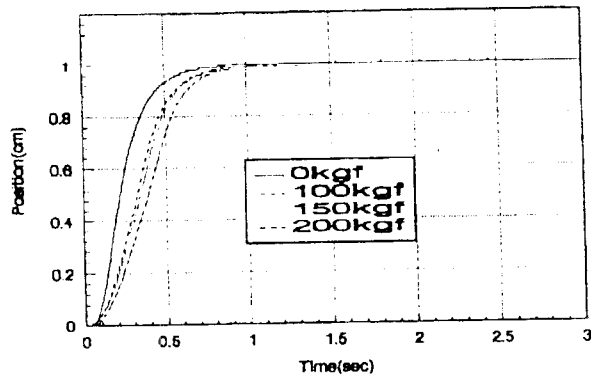


Fig. 12 Experimental results of the sliding mode control system to external load changes
 Fig. 13에서는 안정성 해석 결과와 함께 관성하중의 변화에 대한 안정한계 게인을

시뮬레이션으로 조사한 결과를 함께 나타내어 비교하였다. 여기서 \diamond 와 \blacklozenge 은 안정성 해석시의 검사점이다. \triangle 은 시뮬레이션시의 검사점으로 관성하중 5, 8, 10, 15, 17, 21 kgf ... 등으로 안정성 해석시와 동일하게 하였으며, 스텝입력을 가하였을 때 리미트 사이클이 발생하는 최소 비례계인 K_p 를 나타내었다. 시뮬레이션 결과는 안정성 해석 결과의 범위내에 잘 들어가 있음을 볼 수 있다. 시뮬레이션 결과를 비교해 볼 때 1펄스 리미트사이클에서 2펄스 리미트사이클로의 전환 하중점은 17 kgf 이고, 2펄스 리미트사이클로 전환되었을 때의 게인값이 크게 되어 펄스 전환을 분명히 볼 수 있다.

Fig. 14에서는 Fig.13의 안정 한계계인에 대한 시뮬레이션결과와 PWM 특성을 무시하고 실린더에서의 마찰특성을 다만 점성마찰로 간주했을 때의 전체시스템의 안정 한계계인에 대한 선형해석의 결과를 나타낸 것이다. 여기서 특히 주목해야 할 것은 저하중에서 1펄스 리미트사이클의 발생으로 실제의 안정한계 게인값은 PWM 특성을 무시한 선형해석의 결과보다 훨씬 아래에 있다는 것이다.

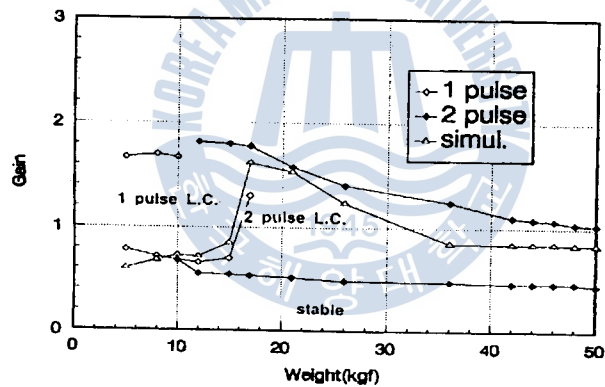


Fig. 5.13 The results of simulation and analysis result

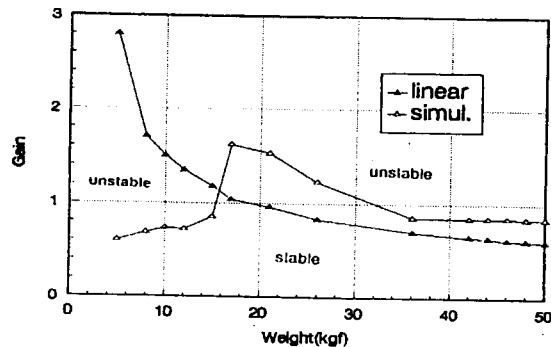


Fig. 5.14 The simulation result and linear analysis result

6. 결 론

본 논문에서는 2포트 2위치 고속전자밸브를 사용한 전기유압서보시스템의 PWM PID제어 및 슬라이딩모드제어를 통하여 그 성능을 비교하였다. 특히 여러 가지의 파라미터 변동에 대한 특성과 전기유압서보시스템에서는 외부 부하 변동에 대한 제어 특성을 PID제어기와 슬라이딩모드제어로 실험 및 시뮬레이션을 통하여 검토하다. 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 슬라이딩모드제어와 PID제어에서 관성하중의 변화에 거의 영향을 받지 않고 양호한 제어 특성을 확인하였으며, 따라서 관성하중의 변화에 대해서는 PID제어기 혹은 슬라이딩모드 제어기를 사용하여도 무방함을 알 수 있었다.

(2) 공급압력의 변화에는 실험을 통하여 PWM PID제어에서는 모든 파라미터들을 최적화하지 않으면 상태오차가 발생하지만 슬라이딩모드 제어에서는 강인함을 알 수 있었다.

(3) 슬라이딩모드제어에서는 외부 부하력의 변화에 대해 정상상태오차가 없는 것을 실험을 통하여 확인하였으며, PWM PID제어에 비해 강인함을 알 수 있었다.

(4) 저하중에서는 1펄스 리미트사이클의 발생으로 실제의 안정한계 게인 값이 선형 해석의 결과 보다 훨씬 작음을 안정도해석을 통하여 알 수 있었다.

(5) 저하중에서는 1펄스 리미트사이클이 발생하고 고하중에서는 2펄스 리미트 사이클이 발생함을 알 수 있었다.

(6) 이상의 시뮬레이션 및 실험의 결과를 바탕으로 전기유압서보시스템을 구성함에 있어서 전기유압서보밸브나 전자비례제어밸브대신에 고속전자밸브를 사용하여도 비교적 높은 정도의 제어 성능을 갖는 시스템을 구성할 수 있음을 알 수 있었다.

참 고 문 헌

- [1] G. Wennmacher, "Einsatz von Schnellschaltventilen für Elektro Hydraulische Aktuatoren im Kfz," 10th Aachener Fluidtechnisches Kolloquium, pp. 1~20, 1992.
- [2] T. Muto, H. Yamada and Y. Suemasu, "PWM-Digital Control of Hydraulic Actuator Utilizing 2-way Solenoid Valves", Journal of the Japan Hydraulic & Pneumatics Society, Vol.19, No.7, pp. 564~ 571, 1988.
- [3] H. Tanaka, "A study of a High-Speed Solenoid Valve" Transaction of the

- Japan Society Mechanical Engineers, Vol. 50, No.457, C, pp.1594-1601, 1985
- [4] G. Wennmacher, Huh J. Y., " Closed Loop Control of Position and Pressure Using Fast Switching Valves," Proceedings of Int. congress SIA l'Hydraulic et l'Automobile, Angers, No. 94. 05. 22, 1994
- [5] Y. Sato, S. Sato, H. Tanaka and Y. Yanai, "Influence of Eddy Current on the Dynamics of High Speed Switching Valve.", Journal of the Japan Hydraulic & Pneumatics Society, Vol 24, No.4, pp. 505 ~510, 1993.
- [6] T. Narita, H. Hikita, "Robust Servomechanisms by continuously Variable Structure Control", Transaction of the Japan Society Mechanical Engineers, Vol.54, C, pp. 1498 ~ 1493, 1988.
- [7] G. Ambrosino, G. Celentano, and F. Grolfo, "Robust Model Tracking Control for a Class of Nonlinear Plants", IEEE Transactions on Automatic Control, Vol. AC-30, No.3, pp. 275 ~ 279, 1985.
- [8] Merrit, H. E., Hydraulic Control Systems, John Wiley & Sons, New York, 1967.
- [9] 김종식, 선형제어시스템공학, 청문각, 1995.

