

# 적응PID 슬라이딩 모드 제어기법을 적용한 EHA 시스템의 위치제어

## A Position Control of EHA Systems using Adaptive PID Sliding Mode Control Scheme

이지민\* · 박성환\*\* · 박민규\*\*\* · 김종식\*\*\*\*†

Ji-Min Lee\*, Sung-Hwan Park\*\*, Min-Gyu Park\*\*\* and Jong-Shik Kim\*\*\*\*†

(접수일 : 2013년 02월 08일, 수정일 : 2013년 04월 18일, 채택확정 : 2013년 05월 29일)

**Abstract:** An adaptive PID sliding mode controller is proposed for the position control of electro-hydrostatic actuator(EHA) systems with system uncertainties and saturation in the motor. An EHA prototype is developed and system modeling and parameter identification are executed. Then, adaptive PID sliding mode controller and optimal anti-windup PID controller are designed and the performance and robustness of the two control systems are compared by experiment. It was found that the adaptive PID sliding mode control system has better performance and is more robust to system uncertainties than the optimal anti-windup PID control system.

**Key Words :** Electro-Hydrostatic Actuator, Optimal PID Control, Sliding Mode Control, Anti-windup

### 1. 서 론

최근, 고성능 전기모터의 개발과 더불어 지금까지 유압시스템의 적용이 당연한 것으로 생각되었던 시스템들이 점진적으로 전동화 되고 있는 추세이다. 이와 같이 구동시스템에 있어서 전동화가 급속하게 진행되는 있는 가장 큰 원인은 유압시스템은 고출력을 얻을 수 있지만, 전동방식에 비해 저유기를 포함한 파워유닛 등의 복잡한 장비와 유압배관이 필요하며, 기름의 누설, 유지보수 성능이 좋지 않은 단점이 있기 때문이다. 이런 문제를 해

결하기 위해 전기모터, 유압펌프, 저유기, 액츄에이터 등 유압시스템을 구성하는 컴포넌트를 일체화 하는 것에 의하여, 복잡한 유압 시스템의 소형화를 실현하고, 번거로운 유압배관 공사가 전혀 필요 없는 전기유압 일체형 액츄에이터(electro-hydrostatic actuator, 이하 EHA)의 개발이 활발히 진행되고 있으며 일반 산업 현장의 프레스, 사출성형기 등 제조기기 뿐 아니라 조타기와 같은 선박 및 해양기기 분야 등의 일반산업 분야 전반에 응용이 가능하다.

그러나 EHA 시스템은 전기모터의 속도제어 및

\*\*\*\*† 김종식(교신저자) : 부산대학교 기계공학부 교수

E-mail : jskim@pnu.edu, Tel : 051-510-2317

\*이지민 : 부산대학교 대학원 기계공학부

\*\*박성환 : 부산대학교 기계공학부 연구교수

\*\*\*박민규 : 부산대학교 대학원 기계공학부

\*\*\*\*† Jong-Shik Kim(corresponding author) : School of Mechanical Engineering, Pusan National University.

E-mail : jskim@pnu.edu, Tel : 051-510-2317

\*Ji-Min Lee : School of Mechanical Engineering, Graduate School, Pusan National University.

\*\*Sung-Hwan Park : School of Mechanical Engineering, Pusan National University.

\*\*\*Min-Gyu Park : School of Mechanical Engineering, Graduate School, Pusan National University.

토크제어로 시스템에 필요한 유량 및 압력을 제어하며, 회전의 정·역방향 전환으로 실린더의 방향성을 제어함으로써 서보밸브를 이용한 유압시스템과 비교하면 상대적으로 응답성이 낮다. 또한 소량의 작동유를 이용하는 폐회로로 구성되어 있어 친환경적 측면에서는 매우 유리하지만 작동유의 온도 상승으로 인하여 시스템의 제어특성이 변동하는 단점이 있다. 그리고 유압실린더와 펌프에서 야기되는 내부누설과 마찰력과 같은 불확실성을 내포하고 있으며, 이 불확실성은 EHA 시스템의 위치 제어에 상당한 영향을 미친다. 그러므로 EHA 시스템의 성능은 외부환경 변화에 따른 체적탄성계수나 점성마찰과 같은 작동유 파라미터의 변화에 매우 민감할 수 밖에 없다.

S. Habibi 등은 Inner/Outer loop를 가지는 PID 제어구조를 제안하여 전기모터의 회전방향 전환 시 발생하는 사역대(Dead-band)를 효과적으로 보상하고자 하였다.<sup>1,2,3)</sup> 그러나 전기모터의 PID 제어를 통해 실린더의 위치제어를 수행하는 방법은 시스템의 불확실성에 강인하지 못한 단점이 있다. E. Sampson은 EHA 시스템의 강인한 위치제어를 위하여 시스템의 상태를 추정하기 위한 가변구조 필터를 가지는 슬라이딩 모드 제어를 적용 하였다.<sup>4)</sup> 그러나 이 제어기법은 추정기와 제어기를 독립적으로 설계하고 실행되어야 하기 때문에 구조적으로 매우 복잡하다. 또한 가변 구조 필터를 가지는 슬라이딩 모드 제어기에 의해 추정된 시스템의 상태를 전달하기 위하여 고주파 바이패스 필터를 구성해야 하기 때문에 실용적이지 못 하다. 그리고 지금까지의 연구에서는 전기모터의 포화 문제로 인해 발생하는 문제점과 EHA 시스템의 시스템 불확실성이 동시에 고려되지 않았다.

본 논문에서는 서보 프레스, 조향기어, 사출기와 같은 산업분야에 적용하기 위하여 EHA 프로토타입을 제작 하였으며 제작된 EHA 프로토타입의 제어성능을 평가하기 위하여 PID 제어를 수행하였다. 수행된 실험 결과로부터 전기 모터의 포화로 인한 오버슈트가 발생함을 확인 하였으며 만족할 만한 성능과 강인성을 얻기 위하여 적용PID 슬라이딩모드 제어기법을 적용하였다. 또한 적용 PID

슬라이딩모드 제어기의 성능 평가를 위해 최적 anti-windup PID 제어기를 설계 및 적용하여 성능을 비교하였다.

## 2. EHA 시스템의 장치구성

EHA 시스템은 기존의 유압시스템을 구성하는 전기모터, 유압펌프, 실린더, 어큐뮬레이터 및 안전을 위한 체크밸브, 릴리프밸브 등을 일체화하여 매우 단순하며 컴팩트한 구조를 가진다. 유압실린더의 작동방향 및 속도, 위치 등의 제어는 펌프와 직결된 전기모터의 방향 및 속도제어를 통하여 실

Table 1 Specification for the EHA prototype

specification	value
stall force	1,541 N
stroke	±33.7 mm
velocity	123.0~142.5 mm/s
power	9.0kW

Table 2 Specification for the EHA prototype

	specification	value
pump	type	fixed displacement axial piston pump (bidirectional)
	number of piston	7
	displacement	5×10-6 m <sup>3</sup>
	maximum pressure	20.6 MPa
motor	type	Brushless PM motor
	DC link voltage	270 V
	rated current	52.4 Arms
	rated torque	13.4 N·m
	max speed	10,000 rpm
	power	9 kW
cylinder	type	double rod double acting
	piston diameter	0.0108 m
	diameter of rod	0.0044 m
	length of stroke	0.0650 m
	maximum pressure	20.6 MPa

현된다. 본 논문에서는 산업용으로 적용이 가능한 EHA 프로토타입을 제작 하였으며 시스템 사양은 Table 1, 시스템을 구성하는 각 컴포넌트 사양은 Table 2에 나타내었다.

Fig. 1은 본 연구에서 제작된 EHA 프로토타입의 유압 회로도를 나타낸다. 시험 장치는 EHA 위치제어기의 동적 성능 시험을 위해 부하실린더를 EHA 프로토타입의 메인 실린더 끝에 직결로 연결되어 있으며 Moog社의 서보밸브를 이용하여 부하 실린더 내의 압력을 제어하도록 구성하였다. 메인 실린더는 EHA 프로토타입의 컴포넌트인 양방향형 유압펌프와 직결되어 있는 전기모터에 의해 위치제어가 수행되며 메인 실린더로 유/출입되는 유량은 위치제어 시스템의 제어기 제어신호가 모터 드라이버를 통해 동작되는 BLDC 서보모터로 전달됨으로써 조절된다.

EHA 프로토타입 메인 실린더의 위치는 실린더 로드의 중공축에 설치된 LVDT(variable displacement transducer) 센서를 통해 측정되며 LVDT 센서로부터 출력되는 신호는 위치제어를 위해 제어기로 전달 된다. 또한, 부하 실린더를 통해 전달되는 부하력을 측정하기 위해 메인실린더와 부하실린더의 연결부에 로드셀(load cell)을 설치하였다.

Anti-windup PID 제어기와 적응 PID 슬라이딩 모드 제어기의 구성을 위해 dSPACE DS1104를 적용 하였으며, 실시간 제어를 위해 MATLAB/Simulink를 이용한 프로그래밍을 수행하였다.

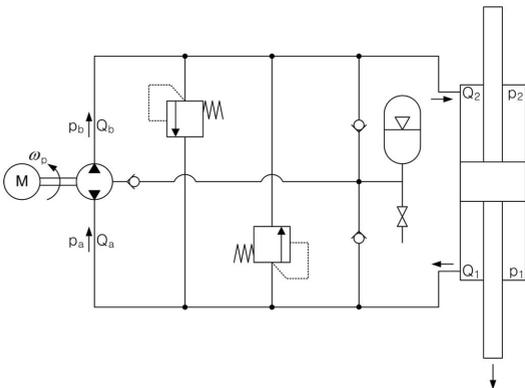


Fig. 1 Hydraulic circuit of the EHA system

dSPACE DS1104제어보드를 통해 실현 되는 제어 계인은 dSPACE Control-Desk를 이용하여 실시간으로 변경 및 모니터링이 가능하도록 구현 하였으며 EHA 시스템의 위치제어 타당성을 검증하기 위해 Fig. 2와 같은 EHA 시스템을 구성하였다.

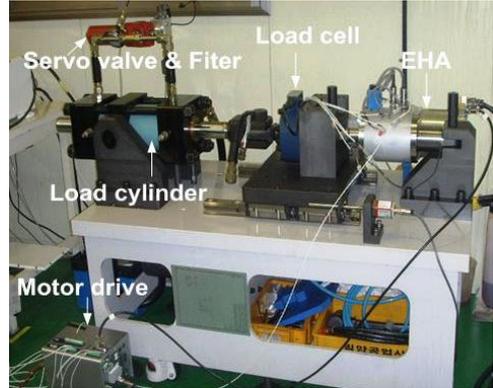


Fig. 2 Position control test rig of the EHA system

### 3. EHA 수학적 모델링

본 연구의 대상인 최적 anti-windup PID와 적응 PID 슬라이딩 모드 제어기법을 적용한 EHA 위치 제어시스템을 설계하기 위해 수학적 모델링을 유도하였다. 유압펌프에 유/출입하는 유량  $Q_a(m^3/sec)$ ,  $Q_b(m^3/sec)$ 에 대한 식은 유압펌프의 유/출입 압력  $p_a(MPa)$ ,  $p_b(MPa)$ 와 유압펌프의 각속도  $\omega_p(rad/sec)$ 에 관한 관계식으로 나타낼 수 있다.

$$Q_a = D_p \omega_p - \xi(p_a - p_b) - \frac{V_a}{\beta_c} \frac{dp_a}{dt} \quad (1)$$

$$Q_b = D_p \omega_p - \xi(p_a - p_b) - \frac{V_b}{\beta_c} \frac{dp_b}{dt}$$

여기서  $D_p(m^3/rad)$ 는 유압펌프의 배제용적, 실린더에 유/출입하는 유량  $Q_1$ ,  $Q_2$ 에 대한 식은 실린더의 유/출입 압력  $p_a$ ,  $p_b$ 와 실린더 피스톤의 변위  $x(m)$ 에 대한관계식으로 다음과 같다.

$$Q_1 = A \frac{dx}{dt} + \frac{(V_0 + Ax)}{\beta_e} \frac{dp_1}{dt} + L(p_1 - p_2) \quad (2)$$

$$Q_2 = A \frac{dx}{dt} + \frac{(V_0 + Ax)}{\beta_e} \frac{dp_2}{dt} + L(p_2 - p_1)$$

유압펌프 및 실린더와 파이프간의 연결은 파이프 자체 탄성을 무시하여 압력강하  $\Delta p_{\text{pipe}}$ 로 나타낼 수 있다.<sup>3)</sup>

$$\Delta p_{\text{pipe}} = 2K_{\text{pipe}} D_p^2 (\Delta \omega_p) \quad (3)$$

여기서, 유압펌프 포트의 압력과 실린더 챔버의 압력 관계식은 다음과 같다.

$$p_a = p_1 + \Delta p_{\text{pipe}}, \quad (4)$$

$$p_b = p_1 - \Delta p_{\text{pipe}}$$

$\frac{dp_{\text{pipe}}}{dt}$ 가  $\frac{dp_1}{dt}$ 와  $\frac{dp_2}{dt}$ 에 비해 변화량이 적은 것으로 가정하면 식(5)와 같이 성립한다.

$$\frac{dp_a}{dt} = \frac{dp_1}{dt}, \quad (5)$$

$$\frac{dp_b}{dt} = \frac{dp_2}{dt}$$

실린더의 흡입 및 토출 측 수압 면적이 같은 것으로 가정하면, 실린더 흡입 및 토출 측 챔버의 압력은 다음과 같은 관계로 나타낼 수 있다.

$$\frac{dp_1}{dt} = -\frac{dp_2}{dt} \quad (6)$$

식(1)~식(6)로부터 유압펌프 및 실린더 시스템의 모델식은 다음과 같이 단순화 된다.

$$D_p \omega_p = A \frac{dx}{dt} + \frac{V_0}{\beta_e} \frac{dp_L}{dt} + \xi p_L + 2\xi p_{\text{pipe}} + \frac{L}{2} p_L \quad (7)$$

여기서  $p_L = p_1 - p_2$ 를 나타내며 질량부하에 대한 출력 동역학 식은 다음 식과 같이 나타낼 수

있다.

$$F = p_L A = M \frac{d^2 x}{dt^2} + B \frac{dx}{dt} \quad (8)$$

여기서 M은 부하의 질량, B는 실린더의 점성마찰 계수를 나타내며 식(7)과 식(8)로부터 유압펌프의 각속도에 대한 실린더 변위의 관계식으로 다음과 같은 전달함수로 표현된다.

$$\frac{x(s)}{\omega_p(s)} \approx \frac{\frac{2D_p \beta_e A}{MV_0}}{s^3 + s^2 \left( \frac{B}{M} + \frac{C_T \beta_e}{V_0} \right) + s \left( \frac{2\beta_e A^2}{MV_0} + \frac{C_T B \beta_e}{MV_0} \right)} \quad (9)$$

여기서,  $C_T = L/2 + \xi$ 는 등가 누설계수이다.

Fig. 3은 압력에 따른 체적탄성계수의 변화를 나타낸 그래프이다. Fig. 3에 나타난 바와 같이, 3MPa 이하의 저압영역에서는 체적탄성계수의 변화가 큰 것을 확인할 수 있다. 또한 EHA 위치제어 시스템을 또 다른 파라미터인 유압펌프 및 유압실린더의 내부누설은 시스템의 압력이 높을수록 증가한다.

한편, EHA 위치제어 시스템은 부하가 큰 경우 회로의 압력이 고압으로 상승하게 되며 부하가 작거나 없을 경우에는 상대적으로 낮은 압력에서 구동하게 된다.

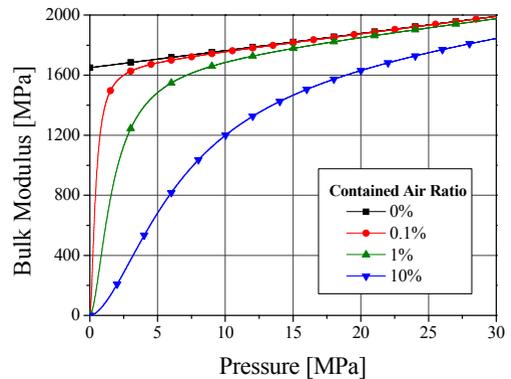


Fig. 3 Example of the relationship between pressure and effective bulk modulus<sup>5,6)</sup>

따라서, 본 연구에서는 질량부하만 작용하는 경우에 대해 최적 anti-windup PID와 적응 PID 슬라이딩 모드 제어시스템의 제어 계인을 최적으로 선정하고, 부하를 인가하였을 때 최적 anti-windup PID와 적응 PID 슬라이딩 모드 제어 시스템의 성능 특성 변화를 실험을 통해 확인함으로써 파라미터 변동에 대한 제어시스템의 강인성을 확인하였다.

## 4. EHA 위치제어 시스템 설계

### 4.1 최적 anti-windup PID제어기 설계

전기모터로 구동되는 EHA 시스템은 모터로 공급되는 동력제한으로 인해 모터의 토크 또는 속도의 포화가 발생하게 된다. 따라서 바람직한 제어 성능을 구현하기 위해서는 공급되는 동력의 제한으로 인한 모터의 토크 또는 속도 포화를 고려하여 제어 시스템을 설계해야 한다.

바람직한 응답특성을 구현하기 위한 최적 anti-windup PID 제어기의 제어 계인을 선정하기 위해 식(9)의 동정된 시스템 전달함수를 이용하였으며, 최적 제어계인 선정을 위해 다음과 같은 가격 함수를 고려 하였다.

$$J(K_p, K_i, K_d) = \sum_{t=0}^{\infty} (y_{\text{step}}(t) - y_{\text{step}}^d(t)) \quad (10)$$

여기서  $y_{\text{step}}^d(t)$ 는 기준 스텝 입력을 나타내며  $y_{\text{step}}(t)$ 는 전달함수 식(9)로부터 도출된 스텝응답을 나타낸다.

anti-windup PID제어기의 최적 계인은 MATLAB/Simulink의 toolbox에서 제공하는 다양한 최적화 알고리즘을 적용하여 도출하였으며 최적의 제어계인 선정 시, 전기모터의 회전속도 포화 및 EHA 시스템의 모델링 및 파라미터 동정에 의해 도출된 전달함수의 모델링 오차를 반영하였다. Fig. 4는 최적 anti-windup PID제어시스템의 스텝 응답을 나타낸다.

Fig. 4에 나타낸 바와 같이, anti-windup PID 제어기를 적용하더라도, 오버슈트를 효과적으로 제거할 수 없음을 확인할 수 있다. 이러한 원인은 본

연구에서 설정된 EHA 시스템의 응답속도 특성을 만족시키기 위해서는 PID 큰 값의 비례제어계인이 필요하며, EHA 시스템의 전달함수를 이용하여 근래적 분석을 실시한 결과, PID제어기의 제어구조를 통해 빠른 응답특성과 오버슈트의 저감 이라는 두 가지 제어목표를 동시에 달성하는 데는 한계가 있는 것으로 판단된다. 따라서 본 연구에서는 가변구조제어를 통해 빠른 응답특성과 오버슈트의 저감을 동시에 실현할 수 있는 적응 PID 슬라이딩 모드 제어기를 EHA 시스템에 적용하였다.

### 4.2 적응 PID 슬라이딩모드 제어기 설계

EHA의 위치제어를 실현하기 위해 적응 PID 슬라이딩모드 제어기를 이용한 위치제어 시스템을 설계 하였다.

제어시스템의 설계 과정에서 유효체적탄성계수와 점성마찰계수는 시스템의 변동 파라미터로 간주하였다. 변동 파라미터에 대한 갱신 법칙을 Lyapunov 안정도 이론을 이용하여 유도하였다.

적응 슬라이딩 모드 제어 시스템의 설계를 위한 슬라이딩 평면  $s$ 를 다음식과 같이 정의할 수 있다.<sup>8)</sup>

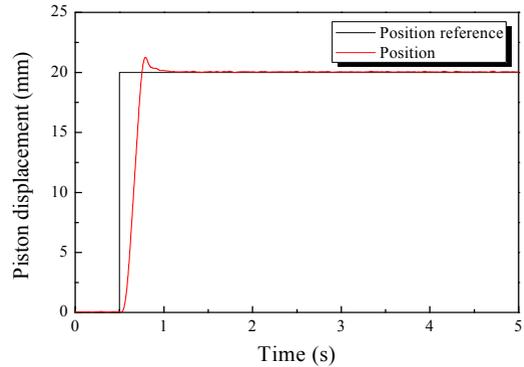


Fig. 4 Step response of the optimal anti-windup PID control system

$$s = k_1 e + k_2 \int e dt + k_3 \frac{de}{dt} \quad (11)$$

여기서  $e = x_d - x$ 은 위치추적오차,  $k_1$ ,  $k_2$ 와  $k_3$

는 설계 파라미터이다.

적용 슬라이딩 모드 제어기의 제어입력은 등가 항  $U_{eq}$ 와 강인항  $U_r$ 의 합으로 구성된다. 슬라이딩 모드 제어기의 등가항과 강인항을 도출하기 위해, 식 (9)를 식 (11)에 나타낸 슬라이딩 평면의 미분식에 대입하고 3차 미분항에 대해 잡음을  $\frac{d^3x}{dt^3} = \frac{d^3x_m}{dt^3} + \frac{d^3x_n}{dt^3}$ 와 같이 고려하여 슬라이딩 평면의 미분  $\frac{ds}{dt}$ 를 다음 식(12)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \frac{ds}{dt} = & k_3 \frac{2D_p\beta_e A}{BV_0 + MC_T\beta_e} w_p \\ & - k_3 \frac{MV_0}{BV_0 + MC_T\beta_e} \left( \frac{d^3x_m}{dt^3} + \frac{d^3x_n}{dt^3} \right) \\ & - k_3 \frac{d^2x_d}{dt^2} - \left( \frac{2\beta_e A^2 + C_T B\beta_e}{BV_0 + MC_T\beta_e} \right) \frac{dx}{dt} \\ & + k_1 \frac{de}{dt} + k_2 e \end{aligned} \quad (12)$$

여기서  $m$ 과  $n$ 은 각각 3차 미분항의 공칭과 잡음항을 나타낸다.

슬라이딩모드 제어기의 등가항을 도출하기 위해, 잡음항과 관련된 불확실성을 무시하고 슬라이딩 평면이 정상상태에 도달하였다고 가정, 즉  $\frac{ds}{dt} = 0$ 로 가정하면 식 (13)과 같은 적용 슬라이딩 모드 제어기의 등가항을 유도할 수 있다.

$$\begin{aligned} U_{eq} = & \frac{MV_0}{2D_p\beta_e A} \frac{d^3x_m}{dt^3} + k_3 \frac{d^2x_d}{dt^2} \\ & + \left( \frac{2A^2 + C_T B}{2k_3 D_p A} \right) \frac{dx}{dt} - k_1 \frac{de}{dt} - k_2 e \end{aligned} \quad (13)$$

슬라이딩 모드 제어기의 강인 제어항을 설계하기 위하여 도달조건  $\frac{ds}{dt} s < 0$ 을 만족하고 제어입력의 채터링 문제를 보완할 수 있는 슬라이딩 평면의 미분치  $\frac{ds}{dt}$ 을 다음식과 같이 선정할 수 있

다.<sup>9,10)</sup>

$$\frac{ds}{dt} = -Ds - K\text{sgn}(s) \quad (14)$$

여기서  $D$ 와  $K$ 는 양의 한정인 설계 파라미터이다.

한편, 식(12)에서 3차 미분항의 잡음항인  $\frac{d^3x_n}{dt^3}$ 과 관련된 불확실성의 크기를 다음과 같이 가정할 수 있다.

$$K_{\min} < \left| -k_3 \left( \frac{MV_0}{BV_0 + MC_T\beta_e} \right) \frac{d^3x_n}{dt^3} \right| < K_{\max} \quad (15)$$

여기서  $K_{\min}$ 와  $K_{\max}$ 는 상수이다.

슬라이딩 모드 제어기의 강인 제어항을 설계하기 위하여 (16)식과 같이 가정할 수 있다.

$$D_0|s| + K_0 > \left| -k_3 \left( \frac{MV_0}{BV_0 + MC_T\beta_e} \right) \frac{d^3x_n}{dt^3} \right| + \eta \quad (16)$$

여기서,

$$K_0 = \left( k_3 \frac{2D_p\beta_e A}{BV_0 + MC_T\beta_e} K \right), D_0 = \left( k_3 \frac{2D_p\beta_e A}{BV_0 + MC_T\beta_e} D \right)$$

와  $\eta$ 는 양의 한정인 설계 파라미터이며 (16)식의 가정 하에 강인제어 항은 (17)식과 같이 정의된다.

$$U_r = Ds + K\text{sgn}(s) \quad (17)$$

따라서, 슬라이딩 모드 제어기의 제어법칙은 다음과 같이 선정된다.

$$\begin{aligned} U = & \frac{MV_0}{2D_p\beta_e A} \frac{d^3x_m}{dt^3} + k_3 \frac{d^2x_d}{dt^2} - k_1 \frac{de}{dt} - k_2 e \\ & + \left( \frac{2A^2 + C_T B}{2k_3 D_p A} \right) \frac{dx}{dt} + Ds + K\text{sgn}(s) \end{aligned} \quad (18)$$

한편, 본 연구의 대상인 EHA시스템의 유효 체

적탄성 계수  $\beta_c$ 와 누설계수  $C_T$ 는 시스템의 불확실성요소로 가정할 수 있다. 따라서 불확실성  $\Psi$ 를 다음 식과 같이 정의 할 수 있다.

$$\Psi = \left( \frac{MV_0}{2D_p\beta_c A} \right) \frac{d^3 x_m}{dt^3} + \left( \frac{2A^2 + C_T B}{2k_3 D_p A} \right) \frac{dx}{dt} \quad (19)$$

$$\text{여기서 } \theta^T = \left[ \left( \frac{MV_0}{2D_p\beta_c A} \right) \left( \frac{2A^2 + C_T B}{2k_3 D_p A} \right) \right],$$

$$\phi = \left[ \frac{d^3 x_m}{dt^3}, \frac{dx_m}{dt} \right]^T \text{이며 파라미터 벡터인 } \hat{\theta} \text{는 미지의 값}$$

을 가지는 것으로 간주 하며 파라미터 갱신법칙에 의해 추정될 수 있다.

식 (19)와 추정된 파라미터 벡터  $\hat{\theta}$  으로부터, 추정된 적응 슬라이딩 모드 제어법칙은 식 (20)과 같이 선정된다.

$$\hat{U} = \hat{\theta}^T \varphi + k_3 \frac{d^2 x_d}{dt^2} - k_1 \frac{de}{dt} - k_2 e + Ds + Ks \operatorname{sgn}(s) \quad (20)$$

미지의 파라미터에 대한 갱신법칙을 설계하기 위해서 Lyapunov 후보 함수를 다음 식과 같이 정의 할 수 있다.

$$V = \frac{1}{2} s^2 + \frac{1}{2k} \tilde{\theta}^T \tilde{\theta} \quad (21)$$

여기서  $\tilde{\theta} = \theta - \hat{\theta}$  이고  $\theta$ 와  $\hat{\theta}$  실제 시스템의 파라미터 벡터와 추정된 파라미터 벡터를 의미한다. 또한  $k$ 는 양의 한정인 설계 파라미터이다.

식 (21)의 Lyapunov 후보 함수의 시간에 대한 미분항은 식 (22)와 같다.

$$\dot{V} = -Ds^2 - Ks \operatorname{sgn}(s) + \tilde{\theta}^T \left( s\varphi - \frac{1}{k} \dot{\hat{\theta}} \right) \quad (22)$$

따라서, 슬라이딩 동역학을 포함하는 Lyapunov 함수의 미분으로부터 미지의 파라미터에 대한 갱신법칙을 다음 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{\hat{\theta}} = ks\varphi \quad (23)$$

그러므로, Lyapunov 함수의 미분방정식은 다음과 같이 도출된다.

$$\dot{V} = -Ds^2 - Ks \operatorname{sgn}(s) \leq 0 \quad (24)$$

식(24)에 대하여 Lasalle의 비선형 이론을 적용하면, EHA 위치제어 시스템의 안정도 조건을 만족함을 알 수 있다.<sup>1)</sup> 최종적으로 슬라이딩 모드 제어 시스템의 제어입력은 식(25)과 같이 도출된다.

$$\hat{U} = \frac{BV_0 + MC_T \hat{\beta}_c}{2k_3 D_p \hat{\beta}_c A} (\hat{\theta}^T \varphi - k_1 \dot{e} - k_2 e + k_3 \ddot{x}_d) + \frac{2A^2 + C_T B}{2k_3 D_p A} x + Ks \operatorname{sgn}(s) + D(s) \quad (25)$$

여기서  $\hat{\beta}_c(t + T_s) = \frac{d\hat{\beta}_c(t)}{dt} T_s + \hat{\beta}_c(t)$  와  $T_s$ 는 샘플링 시간을 나타낸다.

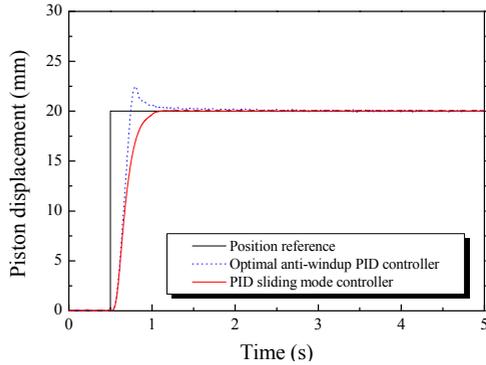
본 연구에서는 이상과 같이 설계된 anti-windup PID와 적응 PID 슬라이딩 모드 제어 시스템에 대해, 질량부하만 작용하는 경우에 대한 최적의 제어 게인을 선정하였으며, 선정된 제어 게인값을 Table 3에 나타내었다.

Table 3 Control gains for PID and ASMC system

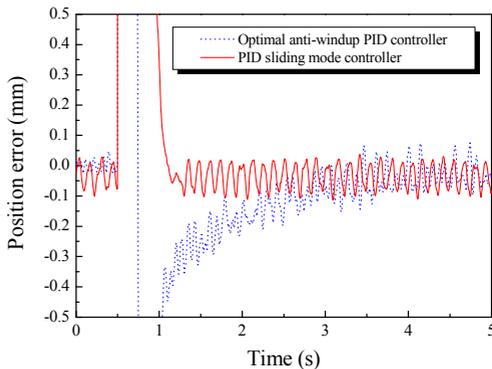
gains		value
PID	proportional	$4.2 \times 10^7$
	integrated	500
	derivative	2000
ASMC	k	0.9
	k1	137
	k2	0.01
	k3	2.8
	D	50
	K	5

## 5. 실험 결과 및 고찰

Fig. 4는 질량부하만 작용하는 경우에 대해, 최적 anti-windup PID와 적응 PID 슬라이딩 모드 제어 시스템을 적용한 EHA 시스템의 성능을 비교한 결과를 나타낸다. 또한 Fig. 5(a)와 (b)는 각각 최적 anti-windup PID와 적응 PID 슬라이딩 모드 제어 시스템을 적용한 EHA 시스템의 위치제어를 수행할 때의 압력변화를 나타낸 그래프이며, 2~3MPa의 범위에서 압력이 형성됨을 확인할 수 있다. 이러한 부하압력에서는 체적탄성계수 및 유압펌프와 유압실린더의 누설계수가 상대적으로 작을 것으로 예상할 수 있다.

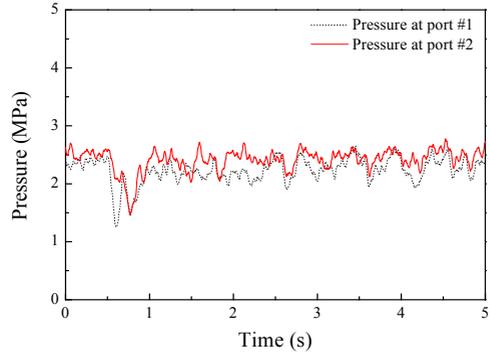


(a) Step response

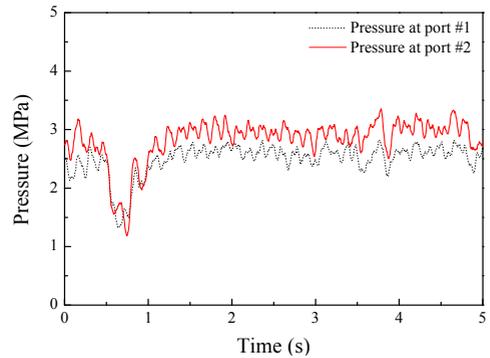


(b) Position error

Fig. 4 Experimental results of EHA control systems with a mass load



(a) Pressure variations of Optimal Anti-windup PID control system



(b) Pressure variation of adaptive PID sliding mode control system

Fig. 5 Pressure variations of control systems with a mass load

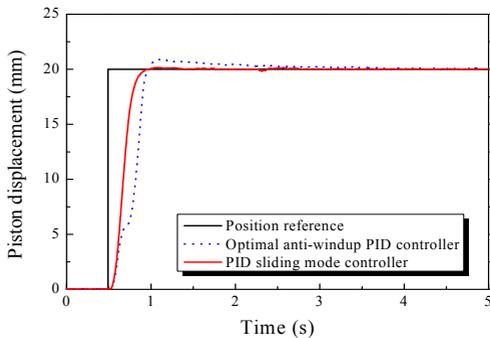
Table 4에는 최적 anti-windup PID와 적응 PID 슬라이딩 모드 제어 시스템을 적용한 EHA 시스템을 정량적으로 나타내었다. Table 4에 나타낸 바와 같이, 위치제어 성능은 최적 anti-windup PID를 적용한 경우보다 최적 적응 PID 슬라이딩 모드 제어 시스템을 적용한 경우가 상대적으로 오버슈트가 작고 정착시간이 빠르다는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 6은 부하외란을 작용하는 경우에 대해, 최적 anti-windup PID와 적응 PID 슬라이딩 모드 제어 시스템을 적용한 EHA 시스템의 성능을 비교한 결과를 나타내며, Fig. 7(a)와 (b)는 각각 최적 anti-windup PID와 적응 PID 슬라이딩 모드 제어 시스템

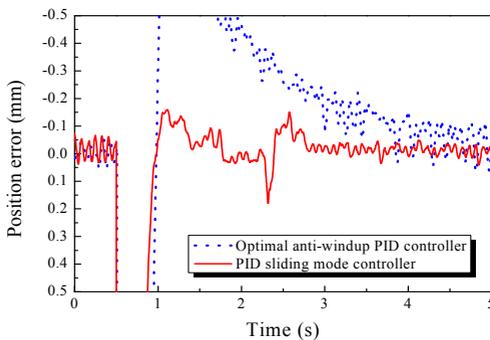
템을 적용한 EHA 시스템의 위치제어를 수행할 때의 압력변화를 나타낸다.

Table 4 Comparison of the performance of optimal anti-windup PID and adaptive PID sliding mode control systems with a mass load

Performance	Optimal anti-windup PID	Adaptive PID sliding mode
Overshoot	16.5 %	0.5 %
Settling time	2.4 sec	0.5 sec
Time delay	0.16 sec	0.17 sec



(a) Step response



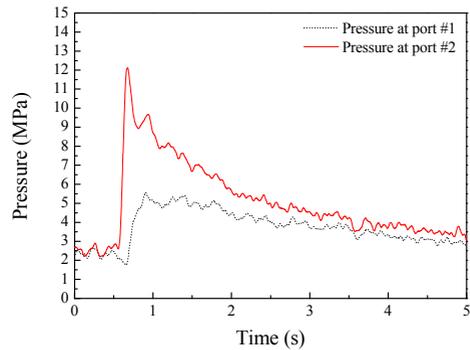
(b) Position error

Fig. 6 Experimental results of EHA control systems with a load disturbance

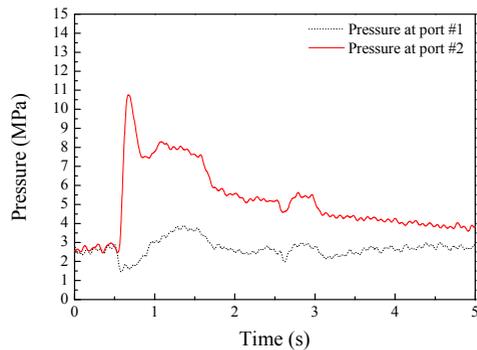
Table 5에는 부하외란 인가 시 최적 anti-windup PID 제어기를 적용한 경우와 적응 PID 슬라이딩 모드 제어기를 적용한 경우에 대한 제어성능을

Table 5 Comparison of the performance of optimal anti-windup PID and adaptive PID sliding mode control systems with a load

Performance	Optimal anti-windup PID	Adaptive PID sliding mode
Overshoot	4.5 %	0.5 %
Settling time	3 sec	0.5 sec
Time delay	0.31 sec	0.18 sec



(a) Pressure variations of Optimal Anti-windup PID control systems



(b) Pressure variations of adaptive PID sliding mode control systems

Fig. 7 Pressure variations of control systems with a load disturbance

정량적으로 비교하였다.

Fig 6의 제어 결과 그래프에 나타낸 바와 같이, 최적 anti-windup PID 제어기를 적용한 EHA

closed-loop 위치 제어 시스템은 부하외란 인가 및 시스템 파라미터 변동이 발생할 때에도 상대적으로 큰 오버슈트와 긴 정착시간 그리고 큰 정상상태오차가 나타남을 확인할 수 있다. 반면에 적응 PID 슬라이딩 모드 제어기를 적용한 시스템은 오버슈트가 발생하지 않고 정착시간이 빠르며 상대적으로 적은 정상상태오차가 나타남을 확인할 수 있다.

또한, Table 4와 5에 나타낸 바와 같이, 부하외란이 작용하고 시스템 파라미터 변동이 발생하는 경우 anti-windup PID 제어기는 다소 성능차이가 발생함을 확인할 수 있다.

반면, 적응 PID 슬라이딩 모드 제어기를 적용한 경우에는 부하외란과 시스템 파라미터 변동이 존재하는 상황에서도 동등한 제어성능을 발휘함을 확인할 수 있었다.

따라서, 최적 anti-windup PID는 부하외란 및 파라미터 변동에 따른 강인성이 없지만 적응 PID 슬라이딩 모드 제어 시스템은 부하외란 및 파라미터 변동에도 강인성을 가짐을 실험을 통해 확인할 수 있었다.

## 6. 결 론

본 연구에서는 전기모터와 연결된 유압펌프의 회전방향, 회전속도, 회전토크를 제어하여 유압실린더의 방향, 속도, 추력을 제어하는 EHA 시스템을 연구대상으로 하였으며 최적 anti-windup PID제어기와 적응 PID 슬라이딩 모드 제어기의 적용을 통해 위치제어 성능을 평가 하였다. Anti-windup PID 제어기와 적응 PID 슬라이딩 모드 제어기의 최적제인 선정을 위해, EHA 위치제어 시스템에 대한 모델링을 수행 하였고 MATLAB/Simulink의 최적화 toolbox를 이용하여 최적 anti-windup 위치 제어 시스템 및 적응 PID 슬라이딩 모드 제어기의 최적제인을 선정하였다. 최적 anti-windup PID제어기를 적용한 EHA시스템과 적응 PID 슬라이딩 모드 제어기를 적용한 EHA 시스템의 위치제어 성능 비교를 수행하였다. 성능비교 결과, 적응 PID 슬라이딩 모드 제어기를 적용한 경우, 제어기의 가변

구조 특성으로 인해 전기모터의 속도 또는 전류포화로 인해 발생할 수 있는 오버슈트를 효과적으로 저감함으로써 최적 anti-windup PID제어기를 적용한 경우보다 더욱 강인하며 개선된 제어성능을 확인할 수 있었다.

## 후 기

이 논문은 부산대학교 자유과제 학술연구비(2년)에 의하여 연구되었음

## References

1. S. R. Habibi and A. Goldenberg, 2000, "Design of a new high-performance electro hydraulic actuator", IEEE/ASMETransMechatron, pp. 158-164.
2. S. R. Habibi and A. Goldenberg, 1999, "Design and Analysis of a New Symmetrical Linear Actuator for Hydraulic and Pneumatic Systems", Transactions of the CSME. Vol. 23, No. 3, pp. 377-396.
3. D. S. Pedersen, 1992, "Characterization of The Transient Spray from A High Pressure Injector", MS Thesis. Michigan Technological University.
4. E. Sampson, S. Habibi, Y. Chinniah and R. Burton, 2005, "Model identification of the electro-hydraulic actuator for small signal inputs", In Bath workshop on power transmission and motion control(PTMC2005), 18th. University of Bath, United Kingdom; September, pp. 7-9.
5. J. Yu, Z. Chen and Y. Lu, 1994, "The Variation of Oil Effective Bulk Modulus with Pressure in Hydraulic Systems", Journal of dynamic systems, measurement and control, Transactions of the ASME, Vol. 116, pp. 146-150.
6. J. C. Lee and Y. S. Cheong, 2003, "A Study on The Estimation of Effective Bulk Modulus of Hydraulic Oil With Pressure Variation", Transaction of the Jorean Socirty of Automotive

Engineers, Vol. 11, No. 1.

7. J. J. Slotine and W. Li, 1990, "Applied Nonlinear Control", Prentice Hall.
8. H. K. Khalil, 1996, "Nonlinear Systems", Prentice Hall.
9. I. Eker, 2006, "Sliding mode control with PID sliding surface and experimental application to an electromechanical plant", ISA Transactions., vol. 45, No. 1, pp. 109-118.