한국동력기계공학회지 제15권 제2호 pp.69~77 2011년 4월

EHA(Electro-Hydrostatic Actuator) 위치제어 시스템의 모델링 및 제어
Identification and Control of Position Control System for Electro-Hydraulic Actuator (EHA)

박용호 · 박성환
Y. H. Park, S. H. Park

(접수일 : 2010년 11월 01일, 수정일 : 2010년 12월 03일, 채택확정 : 2011년 04월 12일)

Key Words : Electro-Hydraulic Actuator(전기유압 일체형 구동기), Identification(동정), Position control(위치제어), Optimal PID control(최적 PID 제어)

Abstract : In this paper, an optimal 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, optimal PID and optimal anti-windup PID controller are designed based on identified system model by using optimization toolbox in MATLAB/Simulink and the performance of the two control systems are compared by experiment. It was found that the optimal anti-windup PID control system has better performance than the optimal anti-windup PID control system.

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 파워유니트 등의 복잡한 장비와 유압배관이 필요하며, 기름의 누설, 유지보수 성능이 좋지 않은 단점이 있기 때문이다. 해외 선진국에서는 유압시스템의 실용상의 문제점을 해결하기 위하여, 전기모터, 유압펌프, 저유기, 액츄에이터 등 유압시스템을 구성하는 각종 기기를 일체화 하는 것에 의하여, 복잡한 유압시스템의 소형화를 실현하고, 번거로운 유압 배관 공사가 전혀 필요 없는 일체형 유압 액츄에이터의 개발을 활발히 진행하고 있다. 이와 같은 일체형 유압 액츄에이터는 당초 항공기의 비행제어(Flight Control System)용 액츄에이터로 개발이 시작되었다. 비행제어용 액츄에이터도 전자유압밸브 및 액츄에이터를 일체화하여 소형 경량화를 실현한 EHA (Electro Hydrostatic Actuator)가 사용되기 시작하였다. 동력분산형 시스템인 PBW(Power by Wire) 시스템용 액츄에이터로 사용되는 EHA는 동력원인 유압펌프와 전기모터, 액츄에이터가 일체형으로 구성되어 배관의 필요성이 없으며, 제어용 밸브의 사용을 배제하고 전기모터의 방향, 속도, 토크를 제어함으로서 액츄에이터를 제어하는 정유압제어(Hydro Static Control) 방식을 채택하고 있다.

EHA는 기존의 유압시스템에 비해 에너지 효율이 크게 개선된 고효율시스템이며 누유의 저감으로 친환경적 특성도 가진다. 최근에는 선진국을 중심으로 항공기에 적용하기 위해 개발이 진행되어 온 EHA 시스템을 산업용 액츄에이터로 적용하기 위한 연구개발이 활발히 진행되고 있다. 특히, 높은 에너지 효율과 배관을 필요로 하지 않는 EHA시스템은 유지보수 및 장착이 매우 용이하기 때문에 일반 산업현장의 프레스, 사출성형기 등 제조기기 뿐 아니라 레져용 보트의 틸팅 액츄에이터부터 대형 선박의 조타장치 까지 해양기기 분야 등의 산업 분야 전반에 응용이 가능하다.

본 논문에서는 산업용으로도 적용이 가능한 항공

박성환(교신저자) : 부산대학교 기계공학부
E-mail : shpark01@pusan.ac.kr, Tel : 051-510-3053
박용호 : 거제대학교 기계공학과

용 사양의 EHA 프로토타입을 제작하였다. 또한, 제작된 EHA 프로토타입의 위치 제어 시스템을 구성하여 최적 PID 위치제어 시스템을 실현하였다. 최적 위치제어 시스템을 구현하기 위해, 제작된 EHA 프로토타입의 위치제어 시스템에 대한 모델링 및 동정을 수행하였다. 동정된 EHA 위치제어 시스템의 모델식을 기초로 MATLAB/Simulink의 최적화 toolbox를 활용하여 최적 제어게인을 선정하였으며 바람직한 제어성능을 구현하였다.

2. EHA 위치제어 시스템의 구성

2.1 EHA 프로토타입의 구성

Fig. 1은 본 연구에서 개발된 EHA 프로토타입의 유압 회로도를 나타낸다. 또한, Fig. 2에는 본 연구에서 개발한 EHA 프로토타입의 실물사진을 나타내었다.

Fig. 1에 나타낸 바와 같이, 기존 유압 서보시스템을 구성하는 전기모터, 유압펌프, 유압 실린더 등을 일체화 하여 매우 단순하며 컴팩트한 구조를 가진다. 액츄에이터인 유압 실린더의 작동 방향 및 속도, 위치 등의 제어는 펌프와 직결된 전기모터의 방향 및 속도제어를 통하여 실현된다.

본 연구에서 제작된 EHA 프로토타입의 목표사양 및 실제사양에 대한 정량적인 성능평가 결과를 Table 1에 나타내었다.

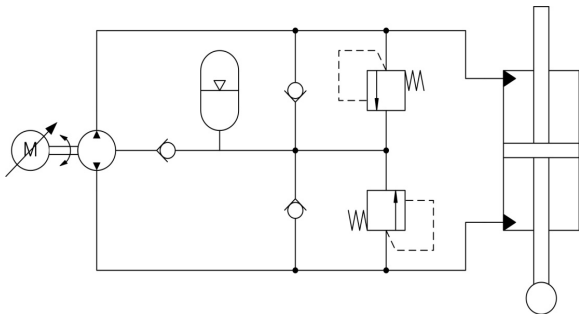


Fig. 1 Hydraulic circuit of EHA prototype

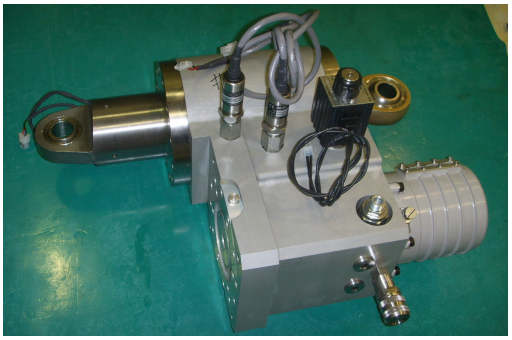


Fig. 2 Photo of EHA prototype

제작된 EHA 프로토타입을 구성하는 각 컴포넌트의 사양은 EHA 시스템의 컴팩트한 특성을 유지하면서도, 미리 선정된 전체 시스템의 정격사양을 만족할 수 있도록 설정하였다. 특히, 본 연구에서 개발된 EHA 프로토타입은 항공용으로도 적용가능하도록 설계되었기 때문에 전력량이 제한되어 있는 DC전원을 공급받아 구동되도록 설계하였다.

Table 1 Specification for the EHA prototype

specification	target	value
stall force	1531 N	1585 N
stroke	±50 mm	±50.3 mm
velocity	128~148 mm/s	133.9~140.7 mm/s
power	8.2 kW	8.46 kW

EHA시스템을 구성하고 있는 전기모터, 유압펌프, 어큐뮬레이터, 유압실린더에 대한 상세한 사양은 다음과 같다.

유압펌프 - 본 연구에서 고려한 EHA 프로토타입은 양방향형 정용량형 사판식 액셜 피스톤 펌프를 적용하였다. 유압펌프의 사양은 Table 2에 나타낸 바와 같다.

전기모터 - EHA 프로토타입에 적용된 전기모터는 브러시리스 직류전동기를 사용하였으며 구체적인 사양은 Table 3에 나타내었다.

Table 2 Specification for hydraulic pump of the EHA prototype

specification	value
type	fixed displacement axial piston pump (bidirectional)
number of piston	7
displacement	5×10^{-6} m^3
maximum pressure	20.6×10^{6} Pa

Table 3 Specification for electric motor of the EHA prototype

specification	value
type	Brushless PM motor
DC link voltage	270 V
rated current	52.4 A
rated torque	13.4 N·m
max speed	10,000 rpm
power	9 kW

어큐뮬레이터 - EHA 시스템은 유압 실린더에서 배출되는 작동유가 유압펌프로 직접 회귀되는 폐회로 유압작동 시스템으로 구성되어 있다. 전기모터의 갑작스러운 고속 회전으로 인해 흡입 유량이 급속히 증가하는 경우, 유압 실린더의 배출 측으로부터 유압펌프로 배출되어 공급되는 유량만으로는 충분한 작동유의 흡입이 곤란한 경우가 발생할 수 있으며 유압펌프의 유입 측에서 캐비테이션이 발생하게 됨으로 시스템의 응답특성 및 소음특성에 나쁜 영향을 끼칠 수가 있다. 이러한 문제점을 방지하기 위해 EHA 프로토타입은 충분한 작동유 공급을 위한 저유기의 역할과 펌프 흡입구의 캐비테이션 방지를 위한 압축기의 역할을 동시에 수행할 수 있는 어큐뮬레이터를 사용해야 한다. 어큐뮬레이터에 대한 상세한 사양은 Table 4에 나타내었다.

Table 4 Specification for accumulator of the EHA prototype

specification	value
type	bladder
gas precharge pressure	0.49×10^6 Pa
accumulator volume	0.7 L

액츄에이터 - EHA 프로토타입의 액츄에이터인 유압 실린더는 복동 양로드형으로 제작하였으며 실린더 로드에 중공을 형성하여 LVDT(linear variable displacement transducer)를 장착하였다. 액츄에이터에 대한 상세한 사양은 Table 5에 나타내었다.

2.2 EHA 프로토타입을 이용한 위치제어 시스템의 구성

Fig. 3은 EHA 프로토타입을 이용한 위치제어 시스템 시험장치의 유압 회로도 및 구성도를 나타낸다. 시험 장치는 위치 제어기의 동적인 성능을 시험하기 위한 것으로, EHA 프로토타입의 컴포넌트인 메인 실린더와 부하용 실린더가 축으로 연결되어 있다. 메인 실린더는 EHA의 컴포넌트인 전기모터에 의해 위치 및 압력 제어가 수행되며, 부하 실린더는 Moog사의 서보밸브를 이용하여 부하 실린더 챔버 내의 압력을 제어하도록 구성하였다. 메인 실린더에 유/출입되는 유량은 위치 제어 시스템의 제어기로부터 생성되는 제어신호가 모터 드라이버를 통해 전기모터로 전달됨으로써 조절된다.

Table 5 Specification for hydraulic cylinder of the EHA prototype

specification	value
type	double rod double acting
piston diameter	0.0108 m
diameter of rod	0.0044 m
stroke	0.1060 m
maximun pressure	20.6×10^6 Pa

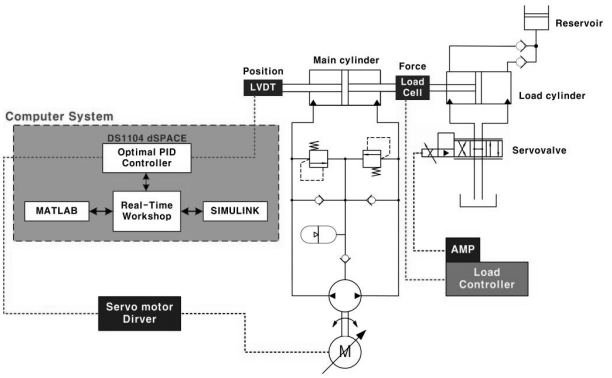


Fig. 3 The position control system of EHA prototype

메인 실린더의 위치는 실린더 로드의 중공축에 설치된 LVDT에 의해 측정된다. LVDT로부터 출력되는 신호는 메인 실린더의 폐루프 위치제어를 위해 제어기로 전달된다. 또한, 부하력은 메인실린더와 부하실린더의 연결부에 설치된 로드셀을 이용하여 측정된다.

폐루프 위치제어기를 구성하기 실현하기 위해 DS1104 제어보드를 사용하였다. 실시간 제어를 위한 프로그램은 MATLAB/Simulink를 이용하여 프로그래밍 하였으며, DS1104 제어보드를 통해 실현되는 제어기의 파라미터는 Control-desk를 이용하여 실시간으로 변경 및 모니터링이 가능하도록 하였다.

3. EHA 위치제어 시스템의 구성

3.1 EHA시스템의 수학적 모델링

유압펌프에 유·출입하는 유량(Q_a, Q_b)에 대한 식은 유·출입 압력(p_a, p_b) 그리고 펌프의 각속도(ω_p)에 대한 관계식으로 나타낼 수 있다.

$$Q_a = D_p\omega_p - \zeta(p_a - p_b) - \frac{V_a}{\beta_e}\frac{dp_a}{dt} \tag{1}$$

$$Q_b = D_p\omega_p - \zeta(p_b - p_a) + \frac{V_b}{\beta_e}\frac{dp_b}{dt} \tag{2}$$

여기서 D_p는 펌프의 배제용적, ζ는 펌프의 누설계수, β_e는 작동유의 유효 체적탄성계수, V_a와 V_b는 각각 유·출입구의 파이프와 실린더 챔버의 체적을 나타낸다. 또한, 실린더에 유·출입하는 유량(Q_1, Q_2)에 대한 식은 유·출입 압력(p_1, p_2)과 피스톤 변위(x)에 대한 관계식으로 다음과 같다.

$$Q_1 = A\dot{x} + \frac{(V_0 + Ax)}{\beta_e}\frac{dp_1}{dt} + L(p_1 - p_2) \tag{3}$$

$$Q_2 = A\dot{x} - \frac{(V_0 - Ax)}{\beta_e}\frac{dp_2}{dt} - L(p_1 - p_2) \tag{4}$$

여기서, V_0는 파이프와 실린더의 중립위치에서의 체적, A는 유압 실린더의 수압면적, 그리고 L은 누설계수를 의미한다. 펌프 및 실린더, 파이프 연결은 파이프의 탄성을 무시하여 식(5)와 같이 압력 강하 p_{pipe}로 모델링할 수 있다. [1)2)3)]

$$\triangle p_{\text{pipe}} \approx 2 \times K_{\text{pipe}} D_p \triangle \omega_p \tag{5}$$

여기서, K_{pipe}는 작동유의 압력강하와 관련된 파이프 계수이다.

한편, 펌프 포트 압력과 실린더 챔버 압력 사이의 관계식은 파이프 라인의 압력 강하를 이용하여 다음 식과 같이 표현할 수 있다.

$$p_a = p_1 + p_{\text{pipe}} \tag{6}$$

$$p_b = p_2 - p_{\text{pipe}} \tag{7}$$

여기서, p_{pipe}는 파이프라인에서의 압력 강하이다. 식(6)과 식(7)에서 파이프 라인에 의한 압력강하의 시간에 따른 변화량이 실린더 챔버내 압력의 시간에 따른 변화량에 비해 적고, 실린더의 좌·우 수압면적이 동일한 것으로 가정하면, 실린더의 실린더 챔버의 압력은 다음과 같은 관계를 가진다.

$$\frac{dp_1}{dt} = -\frac{dp_2}{dt} \tag{8}$$

식(1) ~ 식(8)로부터 펌프 및 실린더 시스템의 모델 식은 다음과 같이 단순화된다.

$$D_p\omega_p = A\dot{x} + \frac{V_0}{\beta_e}\dot{p}_L + \zeta p_L + 2\zeta p_{\text{pipe}} + \frac{L}{2}p_L \tag{9}$$

여기서 $p_L = p_1 - p_2$를 의미한다. 또한 질량 부하에 대한 출력 동역학 식은 다음 식과 같다.

$$F = p_L A = M\ddot{x} + B\dot{x} \tag{10}$$

여기서 M은 부하의 질량이고, B는 실린더의 점성 마찰계수이다. 식 (9)과 식 (10)으로부터 EHA 시스템에 대한 전달함수를 다음 식과 같이 유도 할 수 있다.

$$\frac{x(s)}{\omega_p(s)} \approx \frac{\frac{2D_p\beta_e A}{MV_0}}{s^3 + s^2\left(\frac{B}{M} + \frac{C_T\beta_e}{V_0}\right) + s\left(\frac{2\beta_e A^2}{MV_0} + \frac{C_T B\beta_e}{MV_0}\right)} \tag{11}$$

여기서, $C_T = L/2 + \zeta$는 등가 누설계수이다.

3.2 EHA 프로토타입 위치제어 시스템 동정

EHA 위치 제어시스템의 파라미터를 동정하기 위해서 시스템을 선형으로 가정하고 신호압축법을 이용하여 미지의 파라미터를 추정하였다. 즉, 임펄스 신호의 파워스펙트럼과 유사한 신호인, 일정 주파수 범위까지 게인의 크기는 같고 단지 위상지연만을 가지는 시험신호를 EHA 위치 제어시스템에 인가하여 등가의 임펄스 응답을 구한다. 다음으로, 가정된 공칭모델의 임펄스 응답과 신호압축법에 의한 등가 임펄스 응답으로부터 구해지는 각각의 Bode선도를 비교하여 가장 일치할 때의 파라미터를 추정값으로 선정하였다. 실험에 이용된 신호압축법의 시험신호는 식(12)와 같다.[4)]

$$\begin{array}{l} X(n) + jY(n) = P(n) \times H(jn),\ 0 \leqq n \leqq N/2 - 1 \\ X(n) + jY(n) = X(N-n) + jY(N-n),\ N/2 + 1 \leqq n \leqq N - 1 \\ X(n) + jY(n) = 0,\ n = N/2 \end{array} \tag{12}$$

여기서, P(n)은 시험신호의 파워스펙트럼 식으로써, 식(13)과 같으며, H(jn)은 신장필터를 나타내는 식으로 식(14)와 같다.

$$P(n) = 60\exp\left[-\left(\frac{n}{a}\right)^{12}\right],\ 0 \leqq n \leqq N/2 - 1 \tag{13}$$

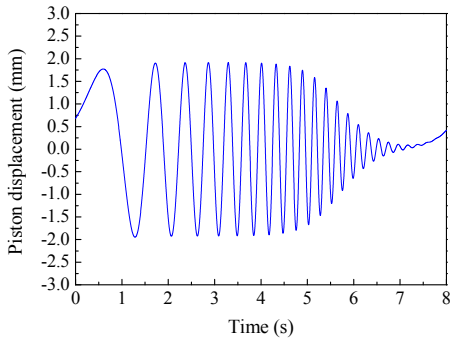
$$H(jn) = \exp\left[-\frac{12n^2}{b}j\right] \tag{14}$$

EHA 위치 제어시스템의 대역폭을 약 4Hz로 고려하여 식(13)과 식(14)에 이용되는 파라미터 a와 b를 각각 37과 195로 선정하고, 식(12)로 정의되는 시험신호를 시간영역 및 주파수역에서 도시하면 Fig. 4와 같다. Fig. 3의 시험신호를 EHA 위치 제어시스템에 인가할 때, 시스템의 안정성 고려 및 개루프 제어시스템에 인가하면 응답특성이 좋지 못한 이유로, 전체 시스템에 피드백 루프와 비례게인을 추가하여 폐루

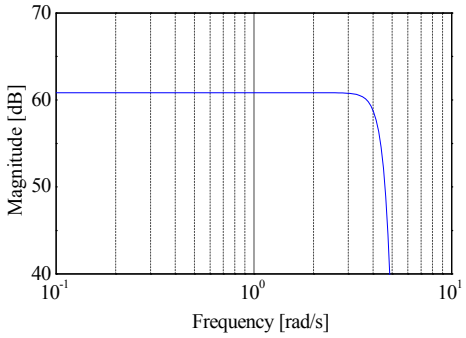
프 시스템을 구성한 후 시험신호를 인가하였다. 구성된 폐루프 시스템에는 수학적으로 모델링한 공칭모델식이 포함되어 있다고 가정할 수 있으므로, 위와 같이 일단 폐루프 시스템에 대하여 파라미터 동정을 수행하고, 수학적으로 외부에 포함시킨 비례제어의 효과를 상쇄시킴으로써, 공칭모델의 파라미터를 동정하였다[5]. 이상과 같은 방법으로 구한 등가 임펄스 응답을 근거로 한 Bode선도와 공칭모델식 식(11)을 포함하는 폐루프 시스템의 파라미터를 튜닝하여 상호상관 계수가 약 0.91로 가장 일치하는 Bode선도를 구해보면 Fig. 5와 같다. 이때, 식(11)의 전달함수의 파라미터는 식(15)와 같이 도출된다.

3.3 동정의 유효성 검증

이상과 같이 신호압축법에 의한 파라미터 동정의 유효성을 검증하기 위하여 EHA 위치 제어시스템의 스텝응답과 공칭 모델식의 스텝응답을 비교하여 보면 Fig. 6(a)와 같다. 스텝응답 시험에서 포함된 노이즈의 영향을 제외하면, EHA 위치 제어시스템의 스텝응답과 공칭 모델식의 스텝응답이 과도상태와 정상상태 응답 모두 매우 유사함을 확인할 수 있다. 따라서 공칭모델식의 파라미터 동정 결과가 매우 유효함을 확인할 수 있다.



(a) Time domain



(b) Frequency domain

Fig. 4 Test signal for signal compression method

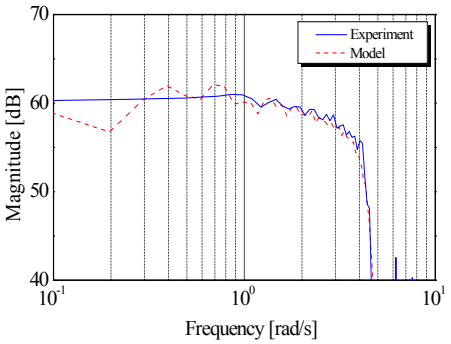


Fig. 5 Bode-plots of the closed loop nominal model and the closed loop actual system with P control

$$G(s) = \frac{11.8 \times 10^4}{s^3 + 2231 s^2 + 71.8 \times 10^5 s} \tag{15}$$

또한, 시험신호에 대한 EHA 위치 제어시스템과 공칭모델의 시간역 응답을 비교하여 Fig. 6(b)에 나타내었다. Fig. 5에 나타낸 Bode선도에서는 EHA 위치 제어시스템의 비선형 응답을 제거한 응답과 공칭모델의 응답을 비교하였다. 반면, Fig. 6(b)에 나타낸 EHA 위치 제어시스템과 공칭모델의 시험신호에 대한 시간역 응답에서는 비선형 응답을 포함한 EHA 위치 제어시스템과 공칭모델의 응답을 비교하였다. Fig. 6(b)의 EHA 위치 제어시스템과 공칭모델의 시험신호에 대한 시간역 응답의 유사성을 정량적으로 확인하기 위해, 상호상관계수를 도출한 결과 약 91%의 유사성을 나타냄을 확인하였다.

4. 제어시스템 설계

4.1 최적 anti-windup(Anti-windup) PID 제어기의 설계

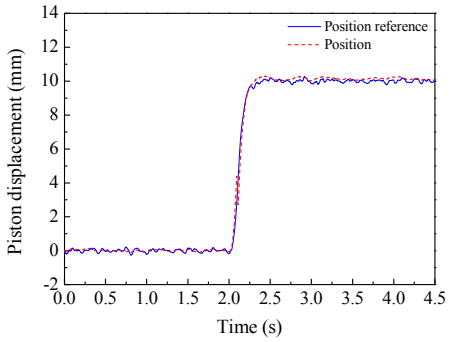
EHA 프로토타입은 EHA 시스템의 컴팩트한 특성을 유지하면서도 미리 선정된 정격사양을 만족할 수 있도록 전기모터를 포함한 각 컴포넌트의 사양을 선정하였다. 한편, 본 연구에서 개발한 EHA 프로토타입은 애초에 항공용으로의 적용을 목표로 개발되었다. 따라서 전기모터는 한정된 동력원으로부터 동력을 공급받아 구동하게 되므로 전기모터의 토크는 동력원으로부터 공급되는 인가전류의 크기에 의해 제한된다.

본 연구에서는 동력원으로부터 공급되는 동력 제한으로 인한 EHA 위치제어 시스템의 제어특성을 실험적으로 분석하고, 제어 성능을 개선할 수 있는 제

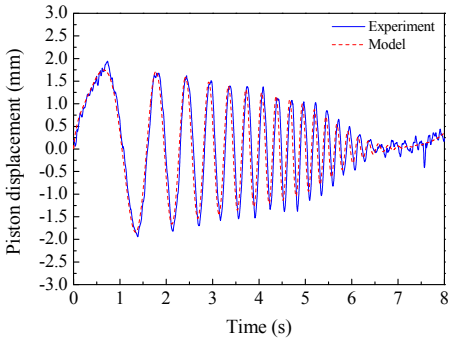
어기의 설계 및 적용에 관한 연구를 수행하였다.

Fig. 7은 EHA 위치제어 시스템의 블록선도를 나타낸다. 블록선도에 나타낸 바와 같이, EHA 시스템에 공급되는 전력제한을 고려하여 제어시스템을 설계하였다.

Fig. 8은 일반적인 PID 제어기를 이용하여 제작된 EHA 프로토타입 액츄에이터의 특성을 시험한 결과를 나타낸다, Fig. 9에 나타낸 바와 같이, 빠른 응답특성을 구현하기 위해서는 전기모터에 공급되는 한정된 전력량에 의한 전기모터 전류의 포화 현상이 발생하는 것을 확인할 수 있다.



(a) Step response



(b) Time response for test signal

Fig. 6 Time responses of the position control system obtained by the experiment and nominal model

따라서 본 논문에서는 빠른 응답특성을 구현하면서도 전기모터 회전속도의 포화현상을 고려할 수 있는 anti-windup(anti-windup) PID제어기를 설계하였다.

시간역에서 제어시스템의 성능은 스텝응답에 대해 상승시간, 정착시간, 퍼센트 오버슈트, 정상상태 오차로 표현된다. 기준입력은 0에서 20 mm로 변화하는 스텝입력이며 성능지표는 상승시간은 0.4초, 정착시간은 0.8초, 퍼센트 오버슈트는 5% 이내, 정상상태 오차는 0.1mm 이내로 선정하였다.

바람직한 응답특성을 구현하기 위한 최적 anti-windup PID 제어기의 제어게인을 선정하기 위해 식(15)의 동정된 시스템 전달함수를 이용하였다. 또한, 최적 제어게인 선정을 위해 다음과 같은 가격함수를 고려하였다[6].

$$J(K_p, K_i, K_d) = \sum_{t=0}^{\infty} (y_{step}(t) - y_{dstep}(t)) \tag{16}$$

여기서, $y_{dstep}(t)$는 기준 스텝입력을 나타내고 $y_{step}(t)$는 동정된 전달함수로부터 도출된 스텝응답을 나타낸다. 이때, 최적화된 anti-windup PID 제어게인은 다음과 같이 선정된다.

$$\min_{K_p, K_i, K_d} J(K_p, K_i, K_d) \tag{17}$$

MATLAB/Simulink에서 제공하는 최적화 toolbox에는 많은 최적화 알고리즘이 내장되어 있으며, 다양한 최적화 알고리즘을 적용하여 anti-windup PID 제어기의 최적 제어게인을 도출하였다. 그림 9에 나타낸 실험결과에 사용된 PID 제어게인 또한 최적화 toolbox에 식(11)을 적용하여 도출된 최적값을 적용한 실험결과이다. 최적 PID 제어게인과 최적 anti-windup PID 제어기의 제어게인을 Table 6에 나타내었다.

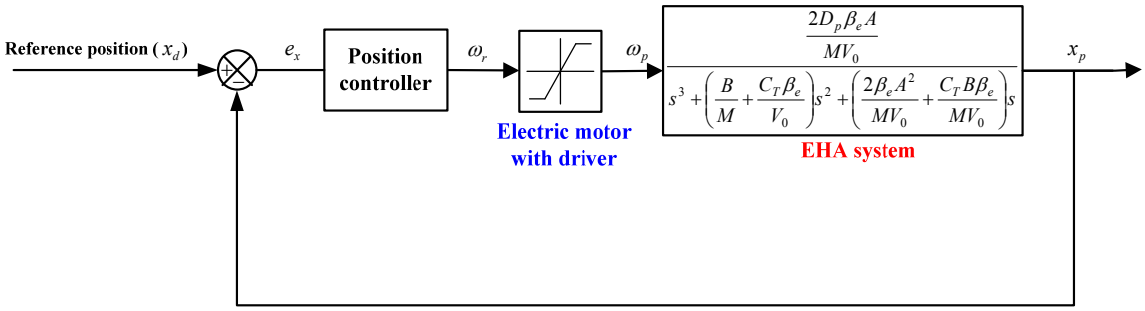
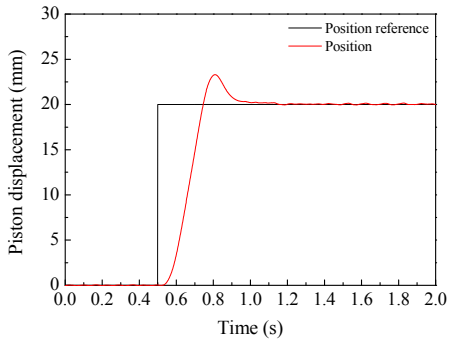
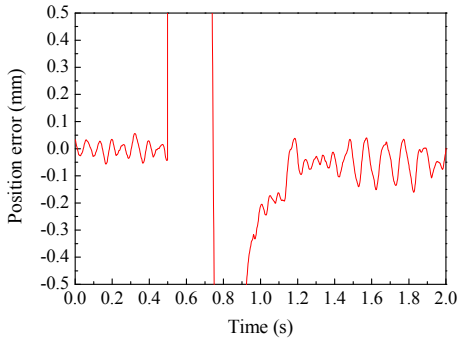


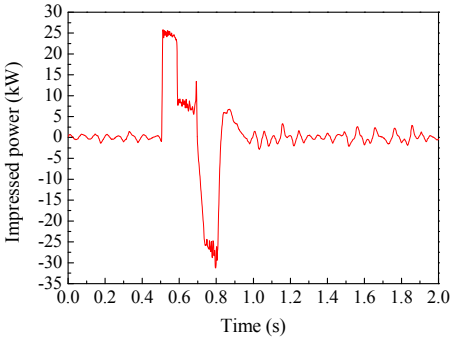
Fig. 7 Block diagram for EHA position control system



(a) step response



(b) error



(c) Impressed power to electric motor

Fig. 8 Time response of EHA control system with PID controller

최적화 toolbox를 이용한 최적 제어게인 선정 시, 전기모터의 회전속도 포화 및 EHA 프로토타입 위치 제어시스템의 모델링 및 파라미터 동정에 의해 도출된 전달함수의 모델링 오차를 반영하였다. 즉, 식(11)의 동정된 전달함수의 파라미터 중 점성계수와 체적탄성 계수 등 불확실성을 포함하는 파라미터에 ± 10%의 모델링 오차를 고려하였다.

그림 9는 MATLAB/Simulink의 최적화 toolbox를 이용하여 anti-windup PID 제어기의 최적 제어게인을 도출한 시뮬레이션 결과를 나타낸다. 그림 9의 점선으로 표시된 스텝응답 그래프는 동정된 전달함수 파라미터의 불확실성을 고려한 시뮬레이션 결과를 나타낸다.

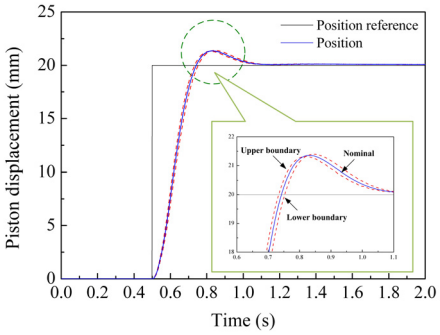
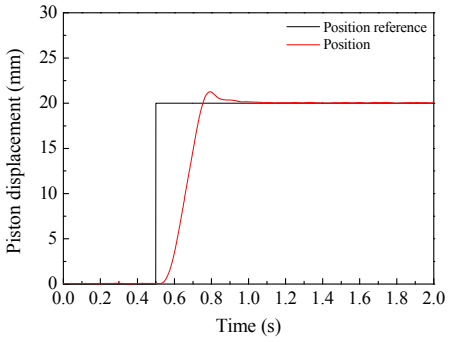
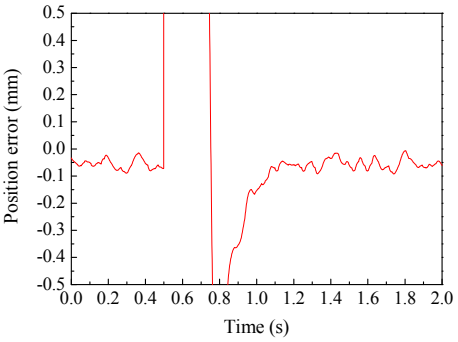


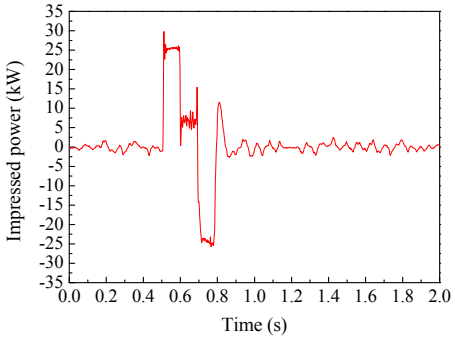
Fig. 9 Time response of EHA control system with optinal anti-windup PID controller considering system parameter uncertainty.



(a) step response



(b)error



(c) Impressed power to electric motor

Fig. 10 Time response of EHA control system with anti-windip PID controller

한편, 도출된 최적게인을 EHA 프로토타입 위치제어 시스템에 적용한 결과를 그림 10에 나타내었다. 또한, Table 7에는 일반적인 PID 제어기를 적용한 경우와 anti-windup PID 제어기를 적용한 경우에 대한 제어 성능을 정량적으로 비교하였다. 그림 10 및 Table 7에 나타낸 바와 같이, anti-windup PID 제어기를 EHA 프로토타입 위치제어 시스템에 적용한 결과, 일반적인 PID 제어기를 적용한 실험결과에 비해 적은 퍼센트 오버슈트와 빠른 정착시간을 나타냄을 확인할 수 있다.

Table 6 Control gains for position control system of EHA prototype

gain		value
Optimal PID	proportional	1034
	integrated	18.4
	derivative	4.7
Optimal anti-windup PID	proportional	1680
	integrated	1088
	derivative	416
	anti-windup gain	0.002

Table 7 comparison of the performance of PID and optimal anti-windup PID control systems

Performance	optimal PID	optimal anti-windup PID
Overshoot	12%	5%
Settling time	1.5sec	0.8sec
Time delay	0.31sec	0.25sec

5. 결 론

본 연구에서는 유압 펌프와 직결된 전동기의 회전수와 토크 및 회전방향을 제어하여 실린더를 제어하기 때문에 시스템이 필요로 하는 에너지만을 공급하기 때문에 효율이 매우 높은 차세대 유압 액츄에이터인 EHA 시스템을 연구대상으로 하였다.

미리 선정된 정격사양을 만족시키면서도 EHA의 컴팩트한 특성을 구현할 수 있도록 EHA 프로토타입의 각 컴포넌트를 설계/제작 하였으며 EHA 프로토타입 위치제어 시스템을 구성하였다. 일반적인 PID 제어기를 적용한 EHA 프로토타입 위치제어 시스템에 대하여 빠른 응답성능을 구현하고자 하였을 때, 제한된 전력 공급으로 인한 전기모터의 전류포화가 발생하여 다소 과도한 오버슈트가 발생함을 실험을 통해 확인하였다.

따라서 본 연구에서는 anti-windup PID 제어기를 EHA 프로토타입 위치제어 시스템에 적용하였다. anti-windup PID 제어기의 최적게인 선정을 위해, EHA 프로토타입 위치제어 시스템에 대한 모델링 및 파라미터 동정을 통해 전달함수를 도출하였고 동정된 전달함수의 타당성을 시간역 및 주파수역에서 검증하였다. 또한, 동정된 EHA 프로토타입 위치제어 시스템의 전달함수 및 MATLAB/Simulink의 최적화 toolbox를 이용하여 anti-windup 위치제어 시스템의 최적게인을 선정하였다.

일반적인 PID 제어기를 적용한 EHA 프로토타입 위치제어 시스템과 anti-windup PID 제어기를 적용한 위치제어 시스템의 성능비교를 수행하였다. 성능비교 결과 최적 anti-windup PID 제어기를 적용한 경우, 전기모터의 전류포화로 인한 오버슈트를 저감함으로써 일반적인 PID 제어기를 적용한 경우보다 더욱 우수한 제어성능을 구현할 수 있음을 보였다.

후 기

이 논문은 2009년도 중소기업 산학연 공동기술개발지원사업에 의해 지원 되었습니다.

참고 문헌

1. S. R. Habibi, A. Goldenberg, 1999, "A Mechatronics Approach for the Design of a New High Performance ElectroHydraulic Actuator", International Off-Highway & Powerplant Congress & Exposition Indianapolis, Indiana.
2. E. Sampson, S. R. Habibi, Y. Chinniah, R. Burton, 2005, "Model identification of the electrohydraulic actuator for small signal inputs", In Bath workshop on power transmission and motion control (PTMC 2005), 18th. University of Bath, United Kingdom.
3. Y. Chinnaiah, R. Borton, and S. Habibi, 2006, "Failure Monitoring in a High Performance Hydrostatic Actuation System using the Extended Kalman Filter", Mechatronics, Vol. 16, No. 10, pp. 643-653.

4. N. Aoshima, 1984, "Measurement of nonlinear vibration by signal compression method," Proc. of the Acoustical Society of America, vol. 76, no. 3, pp. 794-801.
5. S. H. Park, J. M. Lee, J. S. Kim, 2009, “Robust control of the pressure in a control-cylinder with direct drive valve for the variable displacement axial piston pump”, Pro. of IMechE, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, vol. 223, no. 4.
6. G. P. Liu, S. Daley, 2000, "Optimal-tuning nonlinear PID control of hydraulic systems", Control Engineering Practice, vol. 8, no. 9, pp. 1045-1053.