

# 이중 EHA의 제어 특성 개선 Control-performance Improvement of Dual EHAs

이성렬<sup>1</sup> · 홍예선<sup>2\*</sup>

Seong Ryeol Lee and Yeh Sun Hong

Received: 19 Jul. 2016, Accepted: 23 Aug. 2016

**Key Words** : Electro-Hydrostatic Actuator(전기-정유압 구동기), Dual Type(이중형), Control Performance(제어 특성), Force Control(힘제어), Position Control(위치 제어)

**Abstract:** For this paper, the position-control performances of dual EHA(electro-hydrostatic actuator) systems were investigated according to two cases wherein the double-rod- and single-rod-type hydraulic cylinders were combined. Since the control performance is significantly dependent on the load conditions including external forces such as the inertia load, it is proposed here that the two sub-EHAs are driven by separate position and force controllers, instead of two identical position controllers. According to the simulation results, the best performance was achieved by the position-controlled single-rod-type EHA that was combined with a force-controlled double-rod-type EHA. As the force-controlled double-rod-type EHA compensated for the external loads on the position-controlled single-rod-type EHA, the position-control performance was not influenced by external forces including the inertia load. In addition, the position-controlled single-rod-type EHA contributed to the enhancement of the damping ratio by absorbing the pressure peaks through its internal accumulator. Due to the symmetrical piston areas, the double-rod-type EHA is more suitable for force control than the single-rod-type EHA.

### 기호 설명

$A$  : cylinder piston area, mm<sup>2</sup>

$e_p$  : force error, N

$e_p$  : position error, mm

$F$  : force, N

$K_f$  : force control loop gain, rpm/N

$K_{in}$  : inertia compensation loop gain, N/N

$K_p$  : position control loop gain, rpm/mm

$K_v$  : velocity feedback loop gain, rpm·s/mm

$p$  : cylinder chamber pressure, bar

$r$  : reference input, mm

$u$  : servomotor input signal, rpm

$x$  : piston position, mm

### Subscripts

1 : first EHA system

2 : second EHA system

a : cylinder chamber A

b : cylinder chamber B

\* Corresponding author: yshong@kau.ac.kr

1 Aerospace & Mechanical Engineering, Graduate School, Korea Aerospace University, Goyang-city, Gyeonggi-do 10540, Korea

2 Aerospace & Mechanical Engineering, Korea Aerospace University, Goyang-city, Gyeonggi-do 10540, Korea

Copyright © 2016, KSFC

This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

## 1. 서 론

밸브를 이용한 유압제어 시스템보다 동력 변환 효율을 높이고 복잡한 배관 문제를 해결하기 위해 전동

모터, 유압 펌프, 유압 실린더를 일체화한 전기-정유압 구동기(Electro-Hydrostatic Actuator)(이하 EHA로 약칭)가 개발되었고, 오늘날에는 항공기뿐만 아니라 건설기계, 공작기계, 로봇 등에도 응용하기 위한 연구들이 진행되고 있다.<sup>1-2)</sup>

EHA는 유압 실린더의 구조를 구분하는 관점에서 보면 양로드형(Double-rod type) EHA와 단로드형(Single-rod type) EHA로 분류할 수 있다. 단로드형 EHA는 양로드형 EHA에 비해 구동장치의 길이를 줄일 수 있는 장점이 있지만 피스톤 단면적의 비대칭성으로 인해 구동 방향과 외력 조건에 따라 제어 특성이 다른 단점이 있다.<sup>3-6)</sup> 또한 EHA에 작용하는 관성 부하가 크면 진동이 발생하여 정밀한 제어가 어렵고 유압 부품의 수명도 저하될 수 있다.<sup>7)</sup>

EHA의 위치제어 특성을 향상시키기 위해 일반적인 PID 제어를 대체하는 고급 제어 기법들이 연구되고 있는데, 이러한 연구들은 대부분 선형 모델 도출이 용이한 양로드형 EHA에 국한되어 있고, 높은 수준의 제어 알고리즘을 EHA에 적용하려면 고속 연산이 가능한 마이크로컴퓨터가 기본적으로 요구된다.<sup>7-8)</sup>

본 논문에서는 EHA의 동적인 위치 제어 특성을 향상시키는 방안으로 두개의 EHA를 조합하고, 유압실린더의 구조와 제어기의 조합 조건에 따라서 제어 특성이 어떻게 변하는지를 전산 시뮬레이션 모델을 이용하여 분석하였다. 그 결과, 두 개의 EHA에 모두 위치제어를 적용하는 대신에 힘 제어와 변위 제어를 분담시키면 가장 기본적인 P-제어기만을 사용하고도 동적 특성을 대폭 개선시킬 수 있음을 확인하였다.

EHA를 이중화하면 크기, 비용, 무게 등이 증가하는 단점이 있으나, fail-safe 기능이 요구되거나 저비용보다는 높은 신뢰도를 요구되는 응용분야에서는 이중 EHA가 적절한 해결 방안이 될 수 있다.

## 2. 이중 EHA의 구성

EHA의 제어 특성을 분석하기 위해 본 논문에서는 유압 제어 시스템 해석 전용 프로그램인 SimulationX를 이용하여 모델링과 시뮬레이션을 수행하였다. 본 논문에서 적용된 시뮬레이션 모델의 타당성은 선행연구를 통해 확인한 바 있다.<sup>3)</sup>

Fig. 1과 같이 양로드형 EHA는 양로드 실린더, 축압기, 체크밸브, 유압 펌프, 전기 모터로 구성되고 단로드형 EHA는 양로드형 EHA와는 다르게 단로드 실린더, 파일럿 작동형 체크밸브 (이하 PCV로 약칭)가 양로드 실린더와 체크밸브를 대체한다. 두 종류의

EHA 모두 축압기가 결합되어 있지만 양로드형 EHA의 축압기는 관로내의 캐비테이션이나 오일의 누유가 발생하는 경우에만 작동하는 반면, 단로드형 EHA의 경우에는 피스톤의 단면적 차이에 의한 유량 차이를 보상하기 위하여 항상 작동한다는 차이가 있다.

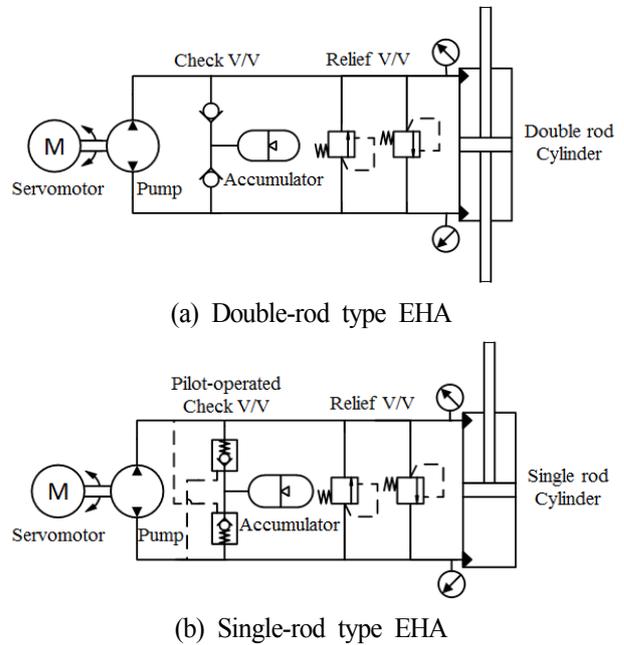


Fig. 1 Typical hydraulic circuits of EHA

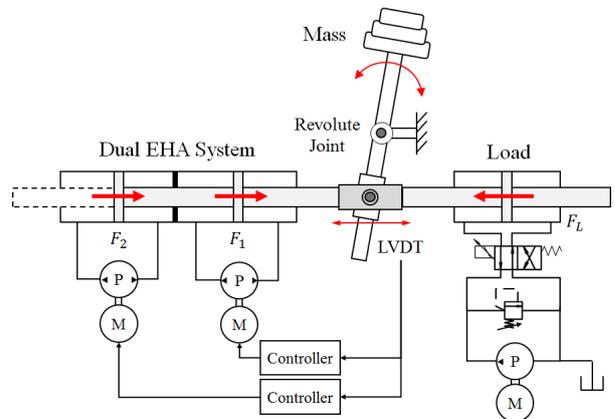


Fig. 2 Schematics of experimental apparatus for dual EHA system

이중 EHA는 Fig. 1의 양로드형 EHA 두 개를 조합한 대칭형 이중 EHA(Symmetrical Dual EHA)와 양로드형 EHA와 단로드형 EHA를 조합한 비대칭형 이중 EHA (Asymmetrical Dual EHA)로 구분할 수 있다. Fig. 2는 이중 EHA 시스템의 실험 장치를 어떻게 구성하였는지를 보여준다. 이중 EHA 시스템을 포함하여 외력을 인가할 수 있는 부하 실린더, 관성 부하의 크기를 조절할 수 있는 기구부로 구성되었다.

EHA를 구성하는 시뮬레이션 모델의 주요 사양은 Table 1과 같다. 실린더의 마찰력은 외력 및 구동력에 비해 매우 작고 위치제어 성능에 미치는 영향이 적기 때문에 무시할 수 있다.

Table 1 Specifications of dual EHA system

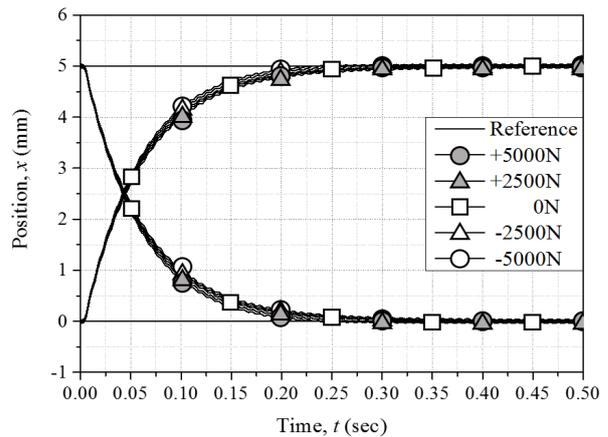
Components	Parameters	Value
Servo motor	Rated output	1.5 [kW]
	Rated speed	3000 [rpm]
	Rated Torque	4.77 [Nm]
	Max. Torque	14.31 [Nm]
Pump	Displacement	3.2 [cc/rev]
Accumulator	Precharged gas pressure	10 [bar]
	Nominal volume	1 [liter]
Relief pressure	Rod-side	120 [bar]
	Head-side	120 [bar]
Check valve	Cracking pressure	1 [bar]
	Full opening pressure	2 [bar]
Pilot-operated check valve	Cracking pressure	1 [bar]
	Full opening pressure	2 [bar]
	Pilot area ratio	3
	Drain type	internal
Cylinder	Piston diameter	40 [mm]
	Rod diameter	28 [mm]
	Stroke	300 [mm]
	Mass	3 [kg]

### 3. 이중 EHA의 동특성 분석

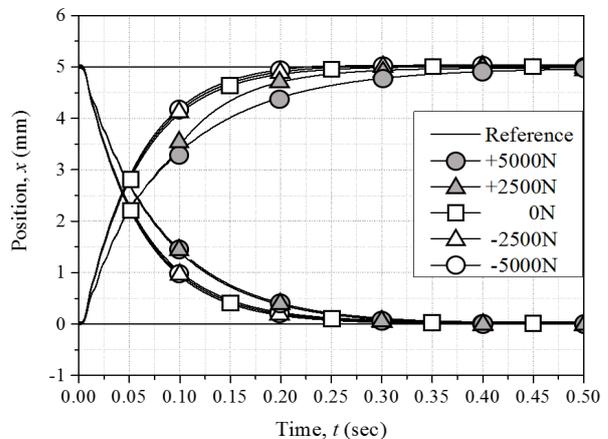
이중 EHA의 기본적인 제어 특성을 확인하기 위하여 각 구동기의 제어기를 동일하게 위치 제어기로 구성하였다. 일차적으로 위치 제어기로는 제어 특성의 분석과 비교가 쉬운 P-제어기를 적용하였다.

Fig. 3은 부하의 방향 및 크기에 따른 이중 EHA의 제어특성을 확인하기 위해 서보모터의 구동 토크가 포화되지 않는 조건에서 계단 입력에 대한 응답 특성을 확인한 결과이다. 여기서 비대칭형 이중 EHA는 양방향 제어 특성이 다른 단로드형 EHA가 결합되어 있기 때문에 피스톤이 전진하는 경우와 후진하는 경우의 계단응답을 모두 비교하였다. Fig. 3 (a)에서 대칭형 이중 EHA는 외력이 피스톤의 구동방향과 동일한 경우에는(전진 시 음의 부하 또는 후진 시 양의 부하) 응답속도가 빨라지고 외력의 크기가 클수록 응

답속도의 상승폭이 증가하였다. 이와는 반대로 외력이 피스톤의 진행방향과 반대가 되는 경우에는(전진 시 양의 부하 또는 후진 시 음의 부하) 응답속도가 감소하였으며 외력의 크기가 클수록 응답속도의 감소폭이 증가하였다. 그러나 대칭형 이중 EHA의 제어 오차가 외력에 의해 받는 영향은 미미하여 강성이 매우 크다는 것을 볼 수 있다. Fig. 3 (b)에서 비대칭형 이중 EHA는 외력이 (-)방향인 경우에 대칭형 이중 EHA와 동일하게 반응하나, 외력이 (+)방향인 경우에는 피스톤의 구동 방향과 관계없이 응답이 늦어짐을 볼 수 있다. 이것은 외력의 방향에 따라 단로드형 EHA 내부에서 작동하는 PCV가 바뀌기 때문이다. 즉, 피스톤 로드 측 PCV가 동작하게 되면 축압기에서 공급되거나 축압기로 저장되는 오일이 모두 유압 펌프를 통과해야 하므로 펌프 유량이 비대칭 피스톤의 단면적 배율만큼 증가하게 된다. 따라서 일정한 제어 이득을 갖는 위치 제어기를 사용하면 펌프 속도를 증가시키기 위해서 위치 제어 오차가 증가하고 제어 응답이 느려지게 된다.



(a) Symmetrical dual EHA

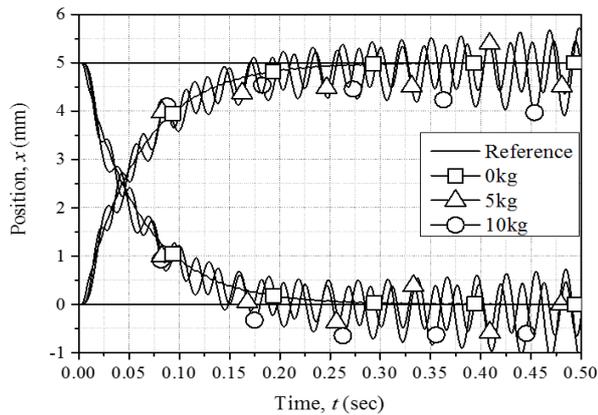


(b) Asymmetrical dual EHA

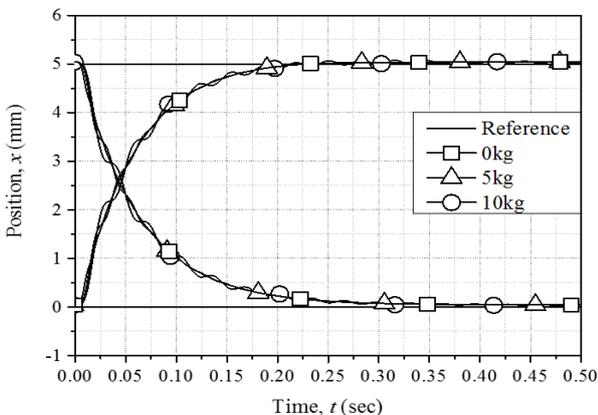
Fig. 3 Step response of dual EHA under different load condition,  $K_p=200rpm/mm$

Fig. 4는 이중 EHA에 외력 없이 관성부하만 작용하는 경우의 응답 특성을 보여준다. Fig. 2에 도시된 이중 EHA의 실험 장치에서 추의 무게를 0, 5, 10kg로 증가시켰을 때 양로드형 EHA로만 조합된 대칭형 이중 EHA의 경우에는 관성 질량이 증가할수록 진폭의 크기가 증가하는 것을 확인할 수 있다. 이것은 양로드형 EHA 시스템의 기본 특성으로서 질량이 증가함에 따라 시스템의 댐핑 계수가 감소하기 때문이다.<sup>9)</sup> 그러나 동일한 실험 조건에서 비대칭형 이중 EHA는 대칭형 이중 EHA보다 진폭이 현저히 작은 것을 볼 수 있다. 단로드형 EHA는 항상 실린더의 한쪽 챔버가 축압기와 연결이 되어 압력 변화를 흡수하기 때문에 관성 부하가 제어 특성에 미치는 영향이 대칭형 이중 EHA에 비해서 작게 나타난다.

앞의 결과를 종합하면, 단로드형 EHA를 사용하는 비대칭형 이중 EHA는 외력의 방향에 따라 제어 응답이 변하는 단점이 있으나, 관성 부하에 대한 응답 특성의 댐핑 계수가 높다는 점에서 장점이 있다는 것을 알 수 있다.



(a) Symmetrical dual EHA



(b) Asymmetrical dual EHA

Fig. 4 Step response of dual EHA with different mass of the system,  $K_p = 200rpm/mm$

#### 4. 이중 EHA의 동특성 개선

이중 EHA는 외력의 크기와 방향, 관성 부하와 같은 제어 환경의 변화에 대하여 제어 특성이 일정하지 않다는 문제를 지니고 있음을 확인하였다. 본 논문에서는 제어 환경의 변화에 강인하지 못한 응답 특성을 개선하기 위해 Fig.5와 같이 양로드형 EHA는 이중 EHA의 전체 구동력이 되도록 힘 제어를 하고 다른 쪽 구동기는 변위 제어를 수행하게 하는 방안을 연구하였다. 즉, 양로드형 EHA가 외력을 전부 보상함으로써 반대편 EHA는 무부하 조건에서 위치 제어를 하는 것과 같은 효과를 얻을 수 있고 결과적으로 이중 EHA 전체는 제어 환경의 변화에 강인한 특성을 가질 수 있게 된다. 여기서 양로드형 EHA가 힘 제어를 담당하게 한 이유는 양쪽 피스톤 단면적이 동일하기 때문에 최대 압력과 구동 동력이 외력의 방향에 의해 달라지지 않기 때문이다.

Fig. 2에서와 같이 양로드형 EHA의 구동력을  $F_1$ , 반대편 EHA의 구동력을  $F_2$ 로 정의하면, 각각은 식(1)과 식(2)처럼 실린더 챔버의 압력과 단면적으로 표현된다. 피스톤에 작용하는 마찰력을 무시하면 외부 부하  $F_L$ 은 식(3)과 같이 두 힘의 합으로 표현된다.

$$F_1 = p_{a1}A_{a1} - p_{b1}A_{b1} \quad (1)$$

$$F_2 = p_{a2}A_{a2} - p_{b2}A_{b2} \quad (2)$$

$$F_L = F_1 + F_2 \quad (3)$$

만일 양로드형 EHA의 구동력  $F_1$ 이 외부 부하  $F_L$ 이 되도록 P-제어를 하게 되면 힘 제어기의 오차는 식(4)로 표현되며 모터드라이버에 입력되는 값은 식(5)와 같다.

$$e_f = F_L - F_1 \quad (4)$$

$$u_1 = e_f K_f \quad (5)$$

위치제어오차는 식(6)과 같이 입력신호와 피스톤 위치의 차이로 표현되며, 반대쪽 EHA의 서보모터 입력 신호는 식(7)과 같이 표현된다.

$$e_p = r - x \quad (6)$$

$$u_2 = e_p K_p \quad (7)$$

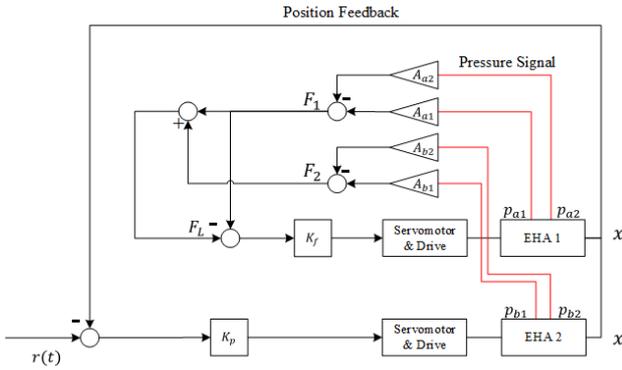


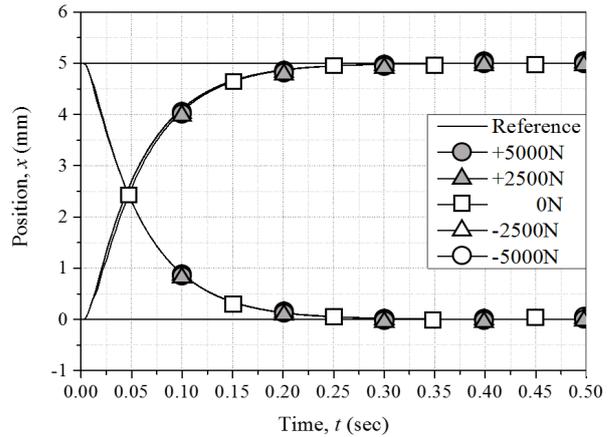
Fig. 5 Modified control scheme of dual EHA

Fig. 6은 Fig. 3과 동일한 시험 조건에서의 시뮬레이션 결과이다. Fig. 3의 결과와는 다르게 계단입력신호에 대한 응답이 외력의 크기나 방향과 무관하게 거의 일정한 것을 확인할 수 있다. 이것은 앞서서도 설명한 것과 같이, 양로드형 EHA의 구동력이 외력과 같도록 제어됨으로써 다른 한쪽의 EHA가 무부하 조건에서처럼 위치제어를 하기 때문이다. 특히, Fig. 3에서와 같이 비대칭형 이중 EHA가 외력의 방향에 따라 다른 응답을 보이는 원인은 위치 제어를 수행하는 단로드형 EHA의 특성 때문인데, Fig. 6의 결과에서는 단로드형 EHA에 부하가 작용하지 않기 때문에 단로드형 EHA와 양로드 EHA의 위치제어 응답특성이 거의 같게 나타났다.

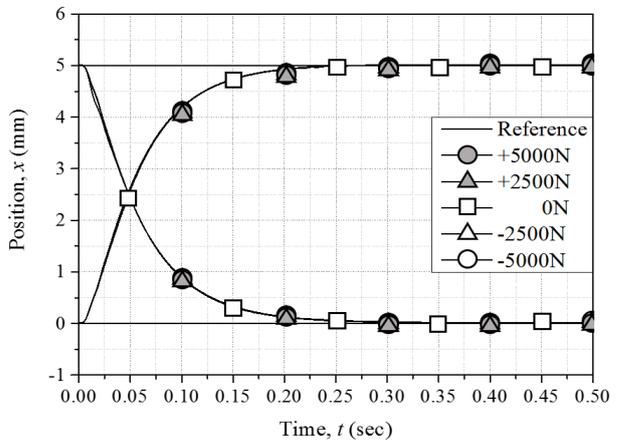
Fig. 7은 Fig. 6의 시험 과정에서 비대칭형 이중 EHA에 외력 5000N이 작용하는 경우에 실린더 구동력의 변화를 보여준다. 0 ~ 0.2초 구간에서 피스톤을 가속하기 위해서는 힘  $F_2$ 가 위치제어 EHA에서 발생되어야 하므로 구동력을 제어하는 양로드형 EHA는 전체 구동력이  $F_L$ 로 일정하게 유지되도록  $F_2$ 만큼 감소한  $F_1$ 을 발생시키는 것을 볼 수 있다.

제어기를 Fig. 5와 같이 구성하여 양로드형 EHA가 힘 제어를 담당하면 관성 부하만 작용하는 경우에 비대칭형 이중 EHA의 응답특성은 Fig. 4와 같이 나쁘게 나타난다. 따라서 본 논문에서는 이에 대한 개선 방안으로 힘 제어기에 Fig.8과 같이 관성력 보상을 추가하였다.<sup>10-11)</sup> 전체 등가 질량  $m$ 을 피스톤의 질량  $m_1$ ,  $m_2$ 와 부하 질량  $m_L$ 의 합으로 표현하면 식(8)과 같다. 피스톤의 가속도를 전체 등가 질량  $m$ , 게인  $K_{in}$ 과 곱하여 관성력을 보상하도록 한다면 서보모터의 입력 신호는 식(9)와 같이 표현된다. 여기서 게인  $K_{in}$ 은 등가 질량을 정확히 구하기 어려운 경우에 관성력 보상

의 보정을 위한 계수이다.



(a) Symmetrical dual EHA



(b) Asymmetrical dual EHA

Fig. 6 Step response of dual EHA with improved control performance in different load,  $K_p = 200rpm/mm$ ,  $K_f = 1rpm/N$

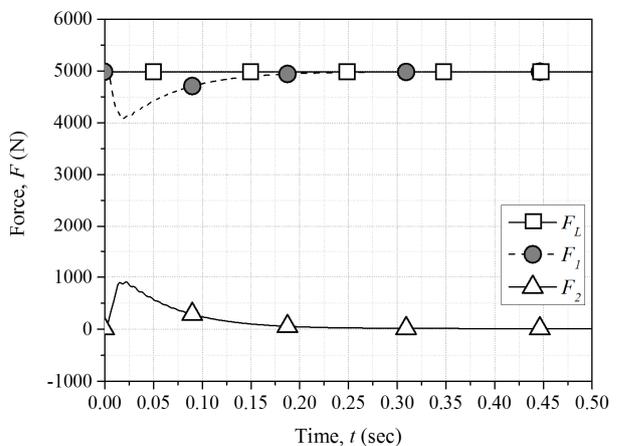


Fig. 7 Cylinder driving force of asymmetrical dual EHA with 5000N load

$$m = m_1 + m_2 + m_L \quad (8)$$

$$u_1 = (F_L - F_1 - \ddot{x}mK_m)K_f \quad (9)$$

Fig. 9는 Fig. 8과 동일하게 제어기를 구성하고 외력이 영이고 관성 질량  $m_L$ 의 크기를 5kg으로 설정하여 등가 관성 질량  $m$ 이 11kg인 경우에 관성부하 보

상이 계단응답을 개선시킬 수 있음을 확인한 결과이다. 관성력 보상을 안 한 경우에는 대칭형과 비대칭형 이중 EHA 모두 앞에서 설명한 바와 같이 진동이 심하게 나타났으나, 관성력 보상을 하면 비대칭형 이중 EHA와 대칭형 이중 EHA의 진동이 거의 사라졌다. 여기서도 비대칭 EHA는 대칭형 EHA에 비해 높은 댐핑 계수를 나타냈다.

### 5. 결 론

본 논문에서는 위치제어 방식 이중 EHA의 동특성을 분석하였으며 이를 개선시키기 위한 방안을 시뮬레이션을 통해 확인하였다. 단순 변위제어를 수행하는 비대칭형 이중 EHA는 외력의 크기 및 방향에 대하여 제어 응답이 늦어지는 결과를 보였으나 축압기의 충격 흡수 효과에 의해 관성 부하에 강인한 장점을 보였다. 이중 EHA의 동특성을 개선하기 위하여 양로드형 EHA가 외력을 보상하는 힘 제어를 담당하고 반대편 EHA가 위치 제어를 담당하도록 하면 이중 EHA는 외력 조건과 무관하게 일정한 제어 성능을 보였으며, 힘 제어기에 관성력 보상을 추가하여 동특성이 향상될 수 있음을 확인하였다. 향후 계획으로서 실험을 통해 시뮬레이션 결과에 근거한 결론 내용을 확인할 예정이다.

### 후 기

본 연구는 산업통상자원부의 산업융합원천기술개발사업(과제번호 10047635)의 지원을 받아 수행된 것이다.

### References

- 1) J. Y. Baek, et al. "A Study on EHA Controller for Combat Aircraft", KSME, pp. 486-489, 2014
- 2) J. Y. Huh, H. H. Kim and I. Y. Lee, "Modeling and Controller Design of an Electro-Hydraulic Actuator", Journal of Drive and Control, Vol.12, No.2, pp.1-6, 2015
- 3) S. R. Lee and Y. S. Hong, "Synchronous Control of an Asymmetrical Dual Redundant EHA", Journal of Drive and Control, Vol.13, No.2, pp.1-9, 2016
- 4) L. Wang, W. J. Book and J. D. Huggins, "A Hydraulic Circuit for Single rod Cylinder", Journal

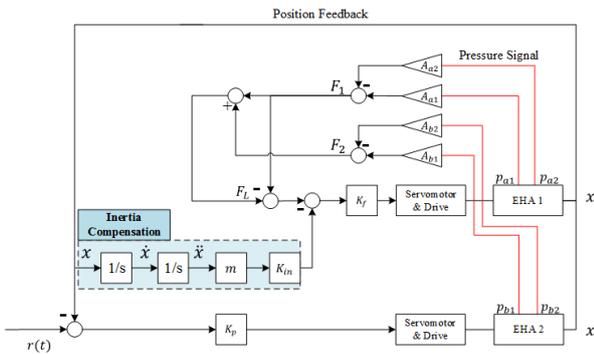
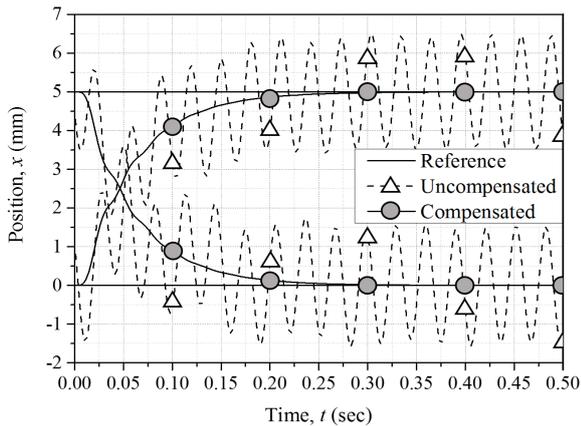
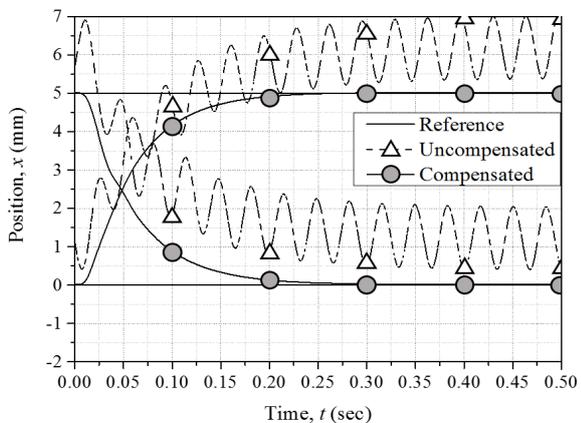


Fig. 8 Improved control scheme of dual EHA



(a) Symmetrical dual EHA



(b) Asymmetrical dual EHA

Fig. 9 Step response of dual EHA w/ and w/o inertia compensation,  $K_p = 200rpm/mm$ ,  $K_f = 1rpm/N$ ,  $K_{in} = 5N/N$

- of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 134, No. 1, pp.011019, 2012
- 5) H. Çaliskan, T. Balkan, and B. E. Platin, “A Complete Analysis and A Novel Solution for Instability in Pump Controlled Asymmetric Actuators,” Journal of Dynamic Systems, Measurement, Vol. 137, No. 1, pp.091008, 2015
  - 6) H. Çaliskan, T. Balkan, and B. E. Platin, “A Complete Analysis for Single Rod Electro Hydrostatic Actuators”, 10<sup>th</sup> International Fluid Power Conference, pp.119-132, 2016
  - 7) J. M. Lee, et al. “A Position Control of Electro-Hydraulic Actuator Systems Using the Adaptive Control Scheme”, Proceedings of the 7th Asian Control Conference, pp. 21-26, 2009
  - 8) F. Yamanashi, “A Robust Position Control of Electro-Hydrostatic Actuator System”, Proceeding of the 8th JFPS, pp. 128-135, 2011
  - 9) Merritt. H. E, “Hydraulic Control Systems”, Wiley, New York, 1967
  - 10) R. A. Mueller, et al. “Pilot-Force Measurement with Inertia and Gravity Compensation”, Journal of Aircraft, Vol. 45, No.4, pp. 1398-1404, 2008
  - 11) P. Weiss, et al. “Feed-forward Friction and Inertia Compensation for Improving Backdrivability of Motors”, 12th ICARCV, pp. 288-293, 2012