

# 양로드형과 편로드형 EHA의 힘 제어 특성 비교(II): 역구동성 Comparison of Force Control Characteristics between Double-Rod and Single-Rod Type Electro-Hydrostatic Actuators (II): Back-Drivability

김종혁<sup>1</sup> · 홍예선<sup>2\*</sup>

Jong Hyeok Kim and Yeh Sun Hong

Received: 21 Aug. 2017, Accepted: 25 Sep. 2017

**Key Words** : Electro-hydrostatic Actuator(정유압 구동기), Double-rod type EHA(양로드형 EHA), Single-rod type EHA(편로드형 EHA), Force Control(힘 제어), Dynamic response(동적인 응답)

**Abstract**: In this study, the back-drivability of the single-rod and double-rod type EHAs (Electro-Hydrostatic Actuators) was compared by computer simulation and experiments. The back-drivability of EHAs exhibit non-linear behavior like their force tracking performance. In case of the double-rod type EHA, the back-drivability was mostly influenced by the bulk modulus of oil that changes with the working pressure due to entrapped air. The back-drivability of the single-rod type EHA was directly affected by the operation states of its pilot-operated check valves, while the asymmetrical piston geometry and the non-linear bulk modulus of oil also made the dynamic response in building up the cylinder pressure dependent on the operating conditions.

## 기호 설명

$A$  : piston-rod side area,  $m^2$   
 $\varphi$  : cylinder chambers area ratio  
 $p_a$  : pressure of chamber A, Pa  
 $p_b$  : pressure of chamber B, Pa  
 $p_{acc}$  : accumulator pressure, Pa  
 $v$  : piston velocity, m/s  
 $\omega$  : pump & motor speed, rad/s  
 $f_\ell$  : load force, N  
 $\psi = A_X/A_B$  : pilot area ratio

$k_{cp}$  : spring constant of control piston of PCV  
 $x_{0,cp}$  : initial compressed length of control piston spring  
 $PCV_a$  : piston-head side pilot-operated check valve  
 $PCV_b$  : piston-rod side pilot-operated check valve

## 1. 서론

본 연구 논문의 전편에서는 양로드형과 편로드형 EHA의 이론 모델을 유도하여 전산 시뮬레이션과 실험을 통해 이론 모델을 완성하였다.<sup>1)</sup> 그리고 비선형 시뮬레이션 모델을 통해 실제 힘 제어 EHA에서 나타나는 현상을 잘 모사할 수 있었으며, 시뮬레이션과 실험이 잘 일치하기 위한 주요인자로 공기/오일의 체적비임을 확인하였다. 공기가 포함된 오일의 유효체적탄성계수는 압력에 따라 큰 폭으로 변하므로, 넓은 압력 범위에서 동작하는 힘 제어 EHA의 경우 유효체적탄성계수의 변화가 고려되지 않은 선형 모델을 이용한 해석은 부정확할 수 있음을 확인하였다. 또한 편로드형 EHA는 피스톤의 비대칭 형상에 따른 유량 불균형을 보상하기 위해 사용되는 파일럿 작동 체크

\* 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 © 2017, 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.

밸브가 체임버 압력에 따라 유압회로를 바꾸는 조건에서 양로드형 EHA보다 힘 제어 특성이 나빠지는 것을 확인하였다.

본 논문에서는 전편 논문에 이어 양로드형과 편로드형 EHA의 힘 제어 성능을 추가적으로 확인하기 위해 역구동성 실험을 진행하였다. 힘 제어 구동기는 외부 물체 또는 사람과의 상호 작용을 통해 입력되는 속도 외란에 대하여 컴플라이언스 동작이 가능해야 하므로, 역구동성은 중요한 의미를 갖는다.<sup>2,3)</sup> 이와 반대로 외란에 강인한 일반적인 위치 제어용 유압 구동장치의 경우 역구동성은 매우 작거나 거의 0에 가깝다.<sup>4,5)</sup>

본 논문은 힘 제어 EHA의 역구동성을 확인하기 위한 실험 방법과 시뮬레이션 및 실험 결과 비교, 힘 제어 성능 및 문제점 분석 등에 관한 내용으로 구성되었다.

## 2. 편로드형 힘제어 EHA 시스템

편로드형 EHA의 유압회로와 각 체임버에 사용된 파일럿 작동 체크밸브(PCV)의 구조는 각각 Fig. 1, Fig. 2와 같다. 편로드형 EHA의 로드측에 사용된 PCV(Fig. 1의 PCV<sub>b</sub>)에 대하여 힘 평형 방정식을 유도하고 식을 정리하면 식(1)과 같다.

$$p_a - p_b = \frac{\psi - 1}{\psi} (p_{acc} - p_b) + p_r \frac{A_B}{A_X} + \frac{k_{cp} x_{0,cp}}{A_X} + \frac{F_{f,cp}}{A_X} \quad (1)$$

여기서  $\psi = A_X/A_B$ ,  $p_r$ ,  $k_{cp}$ ,  $x_{0,cp}$ ,  $F_{f,cp}$ ,  $A_X$ 는 각각 파일럿 면적비, 크래킹 압력, 컨트롤 피스톤의 스프링 상수, 컨트롤 피스톤의 스프링 초기 압축 길이, 컨트롤 피스톤의 마찰력, 파일럿 압력 작용 면적이다. 식(1)에서  $p_\ell = p_a - p_b$ 로 정의하고,  $p_b$ 가 저압이

되어  $p_b \approx p_{acc}$  라고 가정하면, 식(2)와 같은 조건이 주어질 때 PCV는 열리기 시작한다. 그리고 식(3)과 같이  $p_\ell$ 이  $p_{\ell,max}$  이상이면 PCV는 최대로 열린다. 헤드측 PCV에 대해서도 부호만 바뀌고 식은 동일하다. 따라서 Fig. 3과 같이 체임버의 압력차  $p_\ell$ 에 의해 PCV의 위치가 결정되고, 이에 따라 편로드형 EHA의 유압 회로는 세 가지 경우로 구성될 수 있다. 전편 논문에서 사용된 비선형 시뮬레이션 모델의 PCV 모델을 이용하여  $p_{\ell,open}$ 과  $p_{\ell,max}$ 는 각각 4.5 bar와 5.2 bar로 확인되었고, 이를 힘으로 환산하면  $140 \text{ N} < f_\ell < 620 \text{ N}$  일 때 양쪽 PCV가 모두 닫히게 되는 Case.2 상태가 됨을 알 수 있다. 여기서  $p_\ell = 0$ 을 기준으로 힘의 기울기가 바뀌는 이유는 동일한 압력차라 할지라도 피스톤의 면적비( $\psi=2$ )에 의해 발생하는 힘이 달라지기 때문이다.

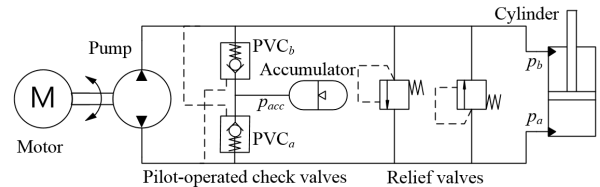


Fig. 1 Configuration of the Single-rod type EHA

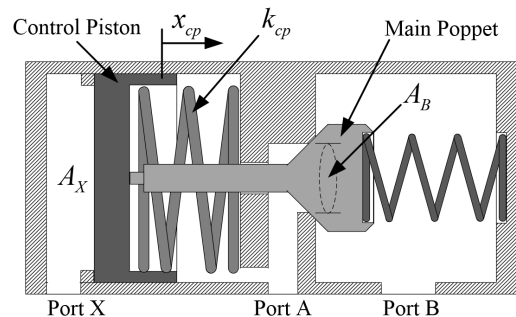


Fig. 2 Schematic of Pilot-operated check valve

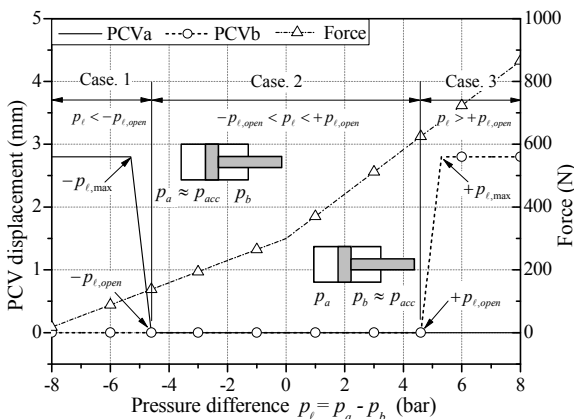
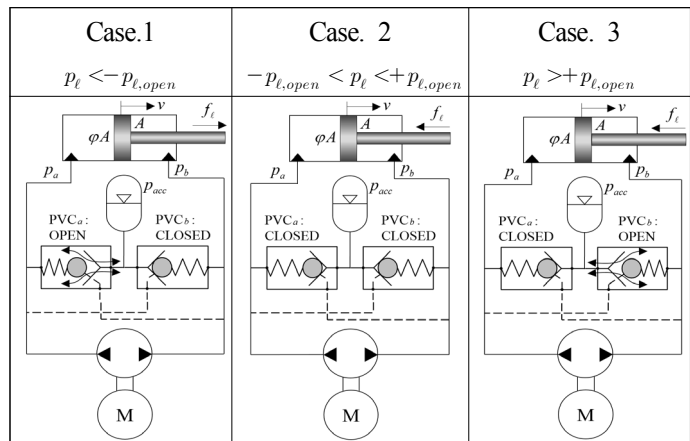


Fig. 3 PCV Displacement depending on the Pressure and Operation Conditions of Single-rod type EHA



$$p_l \geq p_{l,open} = p_r \frac{A_B}{A_X} + \frac{k_{cp} x_{0,cp}}{A_X} + \frac{F_{f,cp}}{A_X} \quad (2)$$

$$p_l \geq p_{l,max} \quad (3)$$

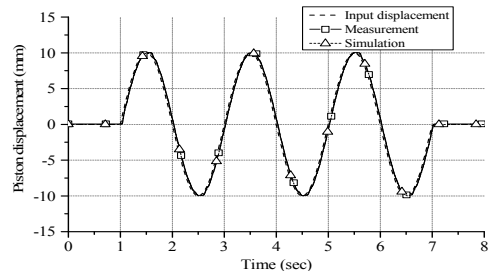
### 3. 시뮬레이션 및 실험 결과

역구동에 대한 EHA의 힘 제어 성능을 확인하기 위해, 본 논문에서는 일정한 힘을 발생시키도록 명령된 EHA에 속도 외란을 가하여 제어 오차가 얼마나 크게 발생하는지를 측정하였다. 이를 위해 전편 논문에서 사용된 실험장치를 그대로 이용하여 EHA와 직렬로 연결된 부하실린더를 진폭 ±10 mm, 주파수 0.5 Hz의 정현파로 구동시킴으로써 힘 제어 EHA에 속도 외란을 가하였다.

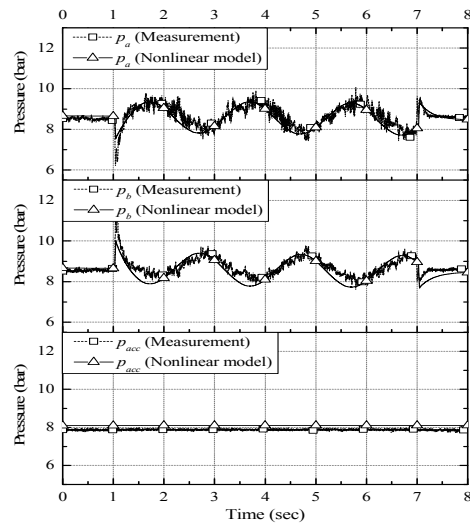
힘 제어 EHA의 역구동 실험 결과와 비교하기 위하여 실험 장치와 마찬가지로 선형 및 비선형 시뮬레이션 모델도 전편 논문에서 구성된 것을 그대로 이용하였다. 단, 선형 모델을 이용하여 시뮬레이션하기 위해서는 전편 논문에서 언급한 바와 같이 일정 압력에서의 유효체적탄성계수( $\beta_e$ )를 적용해야 하므로, 본 논문에서는 실험으로 측정된 최대 체임버 압력에서 계산된  $\beta_e$ 를 선형 모델에 적용하였다.

Fig. 4는 힘 명령 신호를 0 N으로 입력한 양로드형 EHA에 속도 외란을 가했을 때 선형 모델과 비선형 모델, 실험 장치의 역구동 특성을 비교한 결과이다. Fig. 4a는 EHA에 속도 외란을 가하기 위하여 부하실린더의 변위 제어 결과를 보여주며, 시뮬레이션 모델에도 동일한 속도 외란을 입력 하였다. Fig. 4b는 속도 외란에 의한 양로드형 힘 제어 EHA의 체임버 및 축압기 압력을 보여주며, 비선형 시뮬레이션 모델이 실험 장치의 특성을 잘 나타내는 것을 알 수 있다. Fig. 4c의 힘 제어 결과에서 양로드형 EHA는 0 N을 기준으로 대략 ±50 N 정도의 힘 제어 오차를 보이며, 실험 결과와 선형/비선형 시뮬레이션 결과는 모두 잘 일치한다. 그리고 정지되어 있는 EHA에 속도 외란이 입력되면 모터가 펌프를 회전시키기까지의 응답 지연에 의해 체임버 압력이 일시적으로 상승하여 150 N 정도의 힘 제어 오차가 발생함을 알 수 있다.

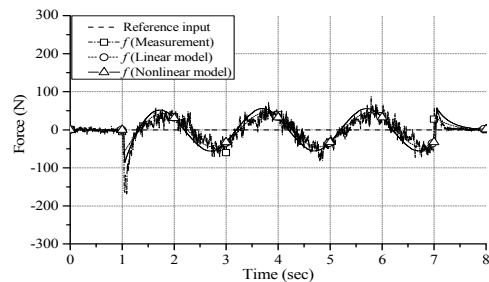
양로드형 EHA는 피스톤의 형상이 대칭이므로 압력이 높아지는 조건에서 펌프 누설에 의한 제어 오차가 증가할 뿐 기본적으로 어떠한 힘 명령 신호에 대해서도 동일한 힘 제어 특성을 확인할 수 있었다. 따라서 본 논문에서 0 N 이외의 결과는 생략하였다.



(a) Piston displacement



(b) Pressure



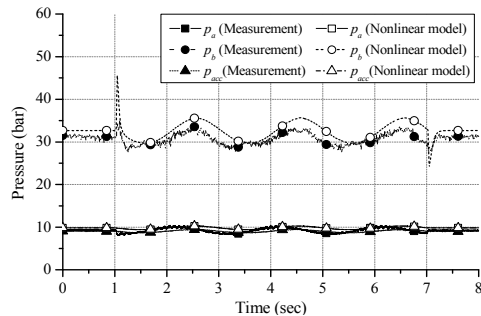
(c) Force

Fig. 4 Backdrivability of the Double-rod type EHA (Force command = 0 N)

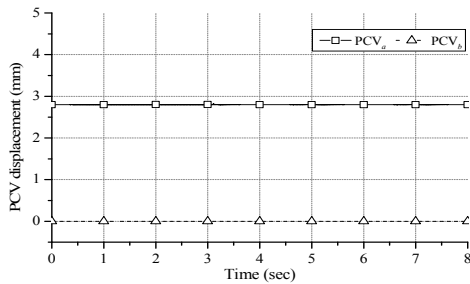
편로드형 EHA는 Fig. 3과 같이 체임버의 압력차에 따라 유압회로가 바뀌므로 압력 조건에 따른 역구동 특성을 확인하기 위해 힘 명령 신호를 -500 N, 0 N, +500 N, +1000 N의 4가지 경우로 구분하였다.

Fig. 5는 동일한 속도 외란(Fig. 4a)에 대하여 편로드형 EHA에 힘 명령 신호를 -500 N으로 입력했을 때의 결과이다. 이때  $p_l$ 은  $-p_{l,open} = -4.5$  bar보다 작으므로 PCV<sub>a</sub>가 개방되어 편로드형 EHA는 Fig. 3의 Case.1이 된다. 그리고 피스톤 속도 보상은 고압이 형성되는 로드측 면적에 의해  $A_v$ 가 된다.<sup>1)</sup> Fig. 5a에서 비선형 모델은 실험으로 측정된 체임버 및

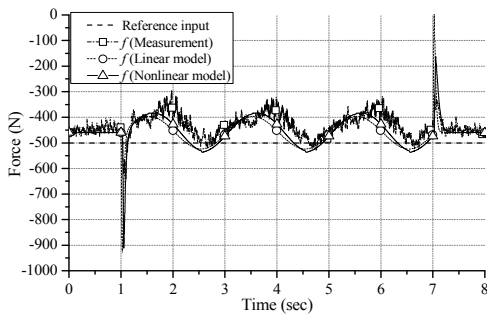
축압기 압력을 잘 모사하는 것을 알 수 있고,  $p_l < -p_{l,open}$  인 상태가 지속되어 Fig. 5b와 같이 PCV<sub>a</sub>는 계속 열려 있게 된다. Fig. 5c의 힘 제어 결과에서도 시뮬레이션 모델은 실험 장치에서 나타나는 제어 특성을 잘 표현하고 있으며, 여기서 근소한 차이이기는 하나 비선형 모델의 시뮬레이션 정확도가 선형 모델보다 높음을 알 수 있다. 이는 압력에 따라 변하는  $\beta_c$ 에 대한 수학적 모델이 비선형 모델에 반영되어 있기 때문이다. 여기서 Fig. 4c와 같이 힘 명령 신호를 기준으로 대칭을 이루던 힘 제어 결과와는 달리 전체적으로 +50 N 만큼 위로 이동한 것을 확인할 수 있다. 이 현상은 압력차에 의해 펌프에서 누설이 발생하면서 제어 오차가 증가하였기 때문이며, 이는 전편 논문에서 언급한 바와 같이 PI제어를 이용하면 해결이 가능하다.



(a) Pressure



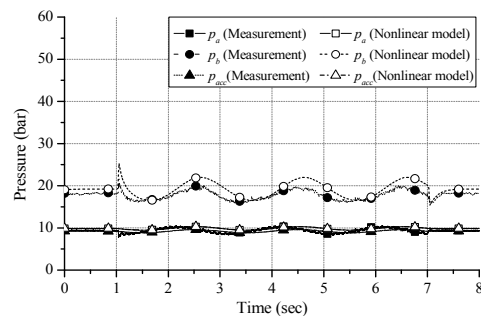
(b) PCV displacement



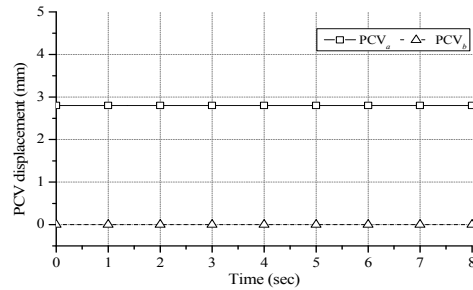
(c) Force

Fig. 5 Backdrivability of the Single-rod type EHA (Force command = -500 N)

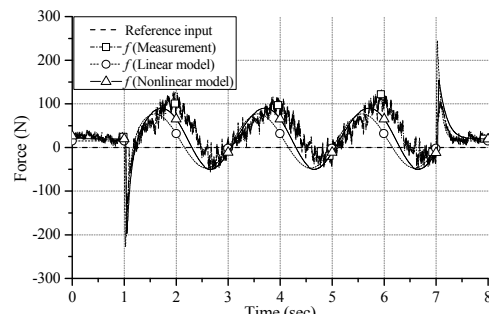
Fig. 6은 동일한 속도 외란 조건에서 편로드형 EHA에 힘 명령 신호를 0 N으로 입력했을 때의 결과이다. Fig. 6a에서 시뮬레이션 결과는 실험에서 계측된 압력과 잘 일치한다. 0 N에서도 피스톤의 면적비 ( $\varphi=2$ )에 의해  $p_l < -p_{l,open}$  되어 유압회로는 Fig. 3의 Case.1이 되므로 피스톤 속도보상도 고압이 형성되는 로드측 면적에 의해  $A_v$ 가 된다. Fig. 6c의 힘 제어 결과는 시뮬레이션과 실험이 잘 일치하고 있음을 보여주며, Fig. 5c에서는 힘 제어 결과가 기준 명령에 대하여 전체적으로 +50 N 만큼 위로 이동했던 것에 반해 Fig. 6c의 결과는 +25 N으로 줄어든 것을 알 수 있다. 이는  $p_a$ 와  $p_b$ 의 압력차가 줄어들면서 펌프에서의 누설이 감소했기 때문이다. 또한 선형 모델보다 비선형 모델을 이용한 해석 결과가 더 높은 정확도를 보이는 것이 동일하게 확인된다.



(a) Pressure



(b) PCV displacement



(c) Force

Fig. 6 Backdrivability of the Single-rod type EHA (Force command = 0 N)

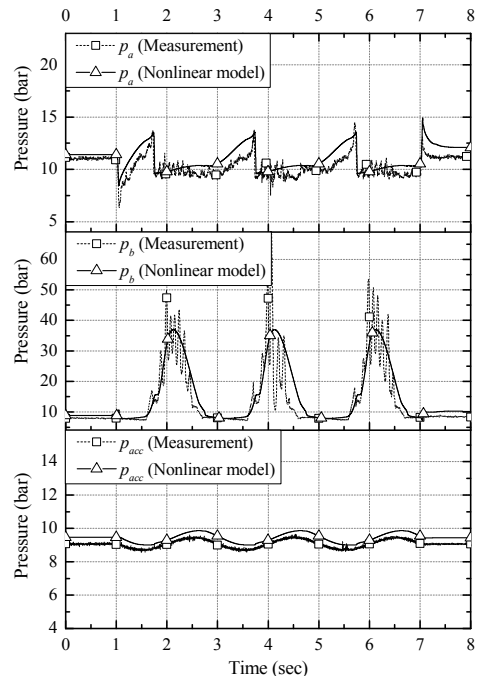
Fig. 7은 동일한 속도 외란에 대하여 편로드형 EHA에 힘 명령 신호를 +500 N 으로 입력했을 때의 결과이다. 힘이  $140 \text{ N} < f_l < 620 \text{ N}$  조건이 되므로 Fig. 3에서  $-p_{l,open} < p_l < +p_{l,open}$  되어 Case.2와 같이 PCV는 모두 닫혀 있는 상태가 된다. 정방향으로 힘을 발생시키는 조건이므로 헤드측 단면적에 의해 속도 보상은  $Av$ 에서  $\varphi Av$ 로 증가되어야 한다. Fig. 7a에서 1초 이후에 속도 외란이 입력되면  $p_a$ 가 증가함에 따라  $p_l > +p_{l,open}$  되어 Fig. 7b와 같이 PCV<sub>b</sub>가 미세하게 열리고 유압회로는 Case.3으로 바뀐다. 그 이후  $p_b$ 가 점차 증가하면서 1.7초 부근에서  $p_a$ 와 거의 동일해지고, 이에 따라 피스톤이 움직이고 있음에도 불구하고 PCV<sub>b</sub>는 다시 닫히게 되어 유압회로는 다시 Case.2로 바뀐다. 이때 헤드측 단면적에 의한 유량  $\varphi Av$ 중에서  $(\varphi - 1)Av$  만큼이 축압기로 충전되지 못하고  $p_b$ 를 크게 상승시키면서 PCV<sub>a</sub>가 열리게 되므로, 결국 유압회로는 Case.1로 또 다시 바뀌게 된다. 그리고 이와 같은 사이클은 실험이 진행되는 동안 주기적으로 반복된다.

Fig. 7a에서 확인할 수 있듯이 실험 장치에서 발생하는 이러한 복잡한 현상들은 비선형 시뮬레이션 모델에서도 잘 나타나고, Fig. 7c의 힘 제어 결과에서도 마찬가지로 두 결과는 잘 일치한다. 반면, PCV의 영향이 반영되지 않는 선형 모델에서는 이러한 현상을 표현할 수 없으므로 실험 결과와는 판이한 결과를 나타낼 수밖에 없다.

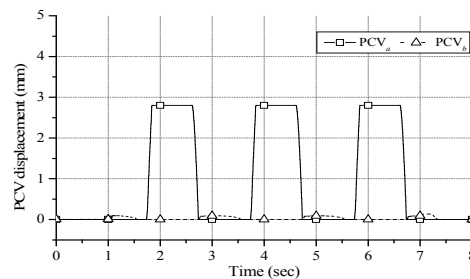
이 같은 현상은  $p_l < -p_{l,open}$  또는  $p_l > +p_{l,open}$  이 되는 충분한 압력이 형성되지 않는 구동 조건에서 발생하는 문제다. 따라서 편로드형 EHA를 힘 제어 하는 경우 압력 조건이  $-p_{l,open} < p_l < +p_{l,open}$  이 되면 의도하지 않게 PCV가 닫히는 현상이 발생하게 되어 힘 제어가 원활히 수행될 수 없다. 편로드형 EHA를 변위 제어용으로 이용하는 경우에도 PCV에 의해 발생하는 불연속적인 현상들이 압력의 심한 진동 현상을 야기할 수 있음을 연구한 사례가 있다.<sup>6)</sup>

Fig. 8은  $p_l > +p_{l,open}$  되게 하는 충분한 압력이 형성되도록 편로드형 EHA에 힘 명령 신호를 +1000 N으로 입력한 경우이다. Fig. 8a와 Fig. 8b에서 볼 수 있듯이 체임버 압력이  $p_a > p_b$  상태가 지속되어 Case.3와 같은 유압회로가 유지되므로 Fig. 7b와 같이 PCV가 임의로 닫히게 되어 유압회로가 바뀌는 현상은 발생하지 않는다. 따라서 Fig. 8c에서 확인할 수 있듯이 Fig. 7c와 같은 비정상적인 힘 제어 오차는

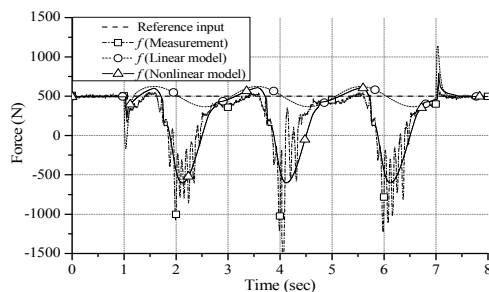
발생하지 않는다. 이 경우에도 비선형 모델은 실험 장치와 비교적 잘 일치하는 결과를 나타내며, 이 조건에서는 PCV가 압력에 영향을 주지 않으므로 선형 및 비선형 모델은 모두 동일한 힘 제어 결과를 보이게 된다.



(a) Pressure

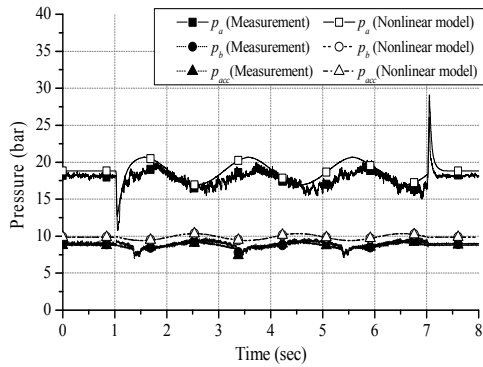


(b) PCV displacement

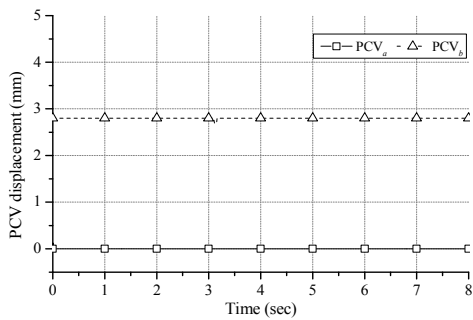


(c) Force

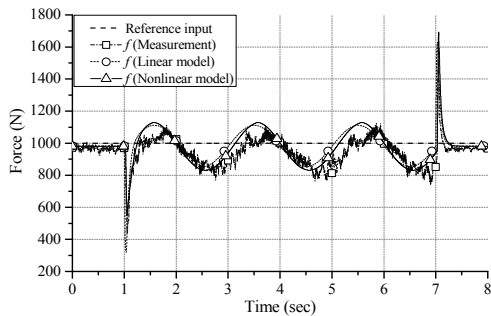
Fig. 7 Backdrivability of the Single-rod type EHA (Force command = +500 N)



(a) Pressure



(b) PCV displacement



(c) Force

Fig. 8 Backdrivability of the Single-rod type EHA (Force command = +1000 N)

#### 4. 결론

본 논문에서는 양로드형과 편로드형 EHA의 힘 제어 특성을 비교하기 위해 시뮬레이션과 실험을 통하여 역구동성을 확인하였다.

속도 외란에 의해 역구동하는 조건에서는 시스템 압력이 계속 바뀌기 때문에 유효체적탄성계수의 변화를 고려할 수 없는 선형 모델의 시뮬레이션 정확도가 비선형 모델에 비해 감소함을 확인하였다. 더구나 편로드형 EHA는 PCV로 인해 유압회로가 바뀌는 현상이 발생하므로 선행 논문에 이어 힘 제어 EHA의 비선형 해석이 필수적임을 재확인하였다.

양로드형 EHA는 피스톤의 양쪽 유효 단면적이 대칭이므로 어떠한 구동 조건에서도 동일한 힘 제어 특성을 보인다. 그러나 편로드형 EHA는 피스톤의 비대칭 형상으로 인해 압력과 유량이 모두 비대칭으로 나타나고, 이에 따른 PCV의 영향으로 인해 특정한 구동 조건에서는 힘 제어 특성이 나빠지는 것을 확인하였다.

#### 후 기

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

#### References

- 1) Jong Hyeok Kim and Yeh Sun Hong, "Comparison of Force Control Characteristics between Double-rod and Single-rod type Electro-hydrostatic Actuators(I): Tracking Performance", Journal of Drive and Control, Vol.14, No.4, pp. 9-16, 2017.
- 2) A. Calanca, R. Muradore and P. Fiorini, "A Review of Algorithms for Compliant Control of Stiff and Fixed-Compliance Robots", IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, Vol.21, No.2, pp.613-624, 2016.
- 3) H. Kaminaga, H. Tanaka and Y. Nakamura, "Mechanism and Control of Knee Power Augmenting Device with Backdrivable Electro-Hydrostatic Actuator", 13th World Congress in Mechanism and Machine Science, Mexico, 2011.
- 4) Jung San Cho, "A Study Hydraulic Actuator Based on Electro Servo Valve for a Working Robot", Journal of Drive and Control, Vol.13, No.2, pp. 26-33, 2016.
- 5) T. Boaventura, et al. "On the Role of Load Motion Compensation in High-Performance Force control", IEEE/RSJ Int. Conference on Intelligent Robots and Systems, pp.4066-4071, 2012.
- 6) L. Wang, W. J. Book and J. D. Huggins, "A Hydraulic Circuit for Single rod Cylinder", Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol.134, No.1, pp.011019/1-11, 2012.