

EHA의 정밀 힘제어를 위한 펌프 속도 제어기의 강인 내부루프 보상 Robust Internal-loop Compensation of Pump Velocity Controller for Precise Force Control of an Electro-hydrostatic Actuator

김종혁¹ · 홍예선^{2*}

Jong-Hyeok Kim and Yeh-Sun Hong

Received: 13 Sep. 2018, Accepted: 31 Oct. 2018

Key Words : Electro-hydrostatic Actuator(정유압구동기), Force Control(힘제어), Servomotor(서보모터), Velocity Control(속도 제어), Dynamic Response(동적인 응답), Robust Internal-loop Compensator(강인내부루프보상기), Backdrivability(역구동성)

Abstract: Force-controlled electro-hydrostatic actuators have to exhibit high backdrivability, to quickly compensate for force control errors caused by externally disturbed rod movement. To obtain high backdrivability, the servomotor for driving the hydraulic pump, should rotate exactly to such a revolution to compensate for force control errors, compressing or decompressing cylinder chambers. In this study, we proposed a modified velocity control structure, including a robust internal-loop compensator (RIC)-based velocity controller, for the servomotor to improve backdrivability of a force-controlled EHA. Performance improvement was confirmed experimentally, wherein sinusoidal velocity disturbance was applied to the force-controlled EHA, with constant reference input. Its dynamic force control errors reduced effectively, with the proposed control scheme, compared to test results with a conventional motordriver, for motor velocity control.

기호 설명

A_p : piston effective area, m^2
 u : torque command, Nm
 ω_d : motor speed command, rad/s
 i_d : current command, A
 i : current of motor armature, A
 K_c : torque to current constant, A/(Nm)
 J : motor inertia, $kg \cdot m^2$
 B : damping coefficient, Nm/(rad/s)
 d : disturbance, Nm

1. 서 론

무게/부피 대비 출력이 높은 유압구동기를 고출력이 요구되는 로봇 관절에 적용하는 시도가 최근 활발하게 소개되고 있다.¹⁾ 재난 환경이나 험지같은 비정형 환경에서 보행을 하는 유압구동 로봇의 경우에는 안정적인 보행과 자세 제어를 위해 로봇 관절들이 위치제어와 힘제어 기능을 분담해야 한다.²⁾

정유압구동기(EHA)는 밸브제어방식 유압구동기보다 동력손실을 줄일 수 있지만, 펌프와 모터의 회전 관성으로 인해 응답 속도가 상대적으로 느린 단점을 지닌다.³⁾ 따라서 EHA는 빠른 동특성이 요구되지 않는 로봇 관절에만 적용될 수 있는 한계가 있다. 그럼에도 불구하고 동력공급에 제한이 있는 이동 로봇의 경우에는 EHA의 적절한 활용을 통해 가동시간 연장, 폐열 감소를 이룰 수 있다.

EHA의 위치제어 또는 힘제어 성능은 펌프를 구동하는 모터의 동적인 응답특성에 의해 큰 영향을 받는다. EHA에 일반적으로 사용되는 서보 모터는 모터

* 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 © 2018, 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.

드라이버에 내장된 제어기를 이용하여 속도를 제어하는데, 내장된 속도 제어기는 파악하기 어렵고 이 제어기를 이용했을 때 모터의 반응속도가 최대가 되는지 확인이 필요하다.

본 논문에서는 모터드라이버에 내장된 속도 제어기 대신에 강인 내부루프 보상기를 추가한 2-루프 구조의 PI 방식 속도 제어기를 제안하였으며, 모터드라이버에 내장된 속도 제어기를 이용했을 때보다 역구동 조건에서 EHA의 힘제어 특성이 개선되는 것을 실험으로 확인하였다.

2. 힘제어 EHA의 구성

EHA는 Fig. 1과 같이 서보모터와 유압펌프, 캐비테이션 발생을 방지하기 위한 축압기, 시스템의 과부하 보호를 위한 릴리프 밸브, 유압실린더로 구성된다. 힘제어기는 실린더의 양쪽 체임버에 설치된 압력 센서의 신호를 되먹임 받아 펌프의 회전 속도를 조절한다. 만약 피스톤이 고정되어 있다면 되먹임 제어만으로도 기본적인 제어 성능이 얻어진다. 그러나 피스톤이 이동하면 피스톤 속도에 비례하는 유량이 힘제어에 대해 외란으로 작용하여 실린더 내의 압력이 영향을 받으므로 힘제어 성능이 크게 악화된다. 이것을 방지하기 위한 일반적인 방법으로서 (+) 부호의 피스톤 속도를 추가로 되먹임하면 유량 외란이 효과적으로 보상된다.²⁾

모터 드라이버는 대부분 모터의 속도를 제어하기 위해 Fig. 2와 같은 제어 구조를 이용한다.⁴⁾ 힘제어기와 피스톤 속도 보상을 통해 모터에 입력되는 속도 명령 신호(ω_d)는 모터 드라이버에 내장된 속도 제

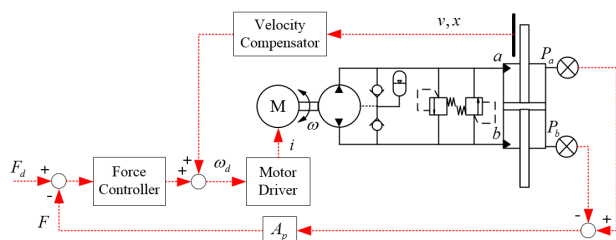


Fig. 1 Configuration of force-controlled EHA

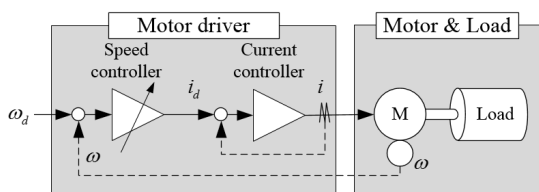


Fig. 2 Conventional velocity control scheme of a servomotor

어기로 입력되어 토크 명령 신호를 만들고, 토크 명령 신호에 의해 모터의 구동 토크가 발생하도록 전류 제어기는 모터의 아마추어 코일에 흐르는 전류를 제어한다. 속도 제어기에서 일반적으로 사용자가 조정할 수 있는 것은 모터의 모델 기반 제어를 위해 필요한 부하관성비와 PI 게인이다. 여기서 PI 게인의 역할은 쉽게 파악할 수 있으나, 부하가 계속 변하는 경우에 부하관성비를 얼마로 설정해야 적절한지는 매우 애매하며, 부하가 달라질 때 제어기가 적절히 대응하는 지를 각자 분리하여 확인하기도 어렵다. 이러한 문제점을 고려하여 본 논문에서는 속도 제어 구조의 변경 및 동적인 외란에 강인한 특성을 보이는 속도 제어기를 다음과 같이 제안하였다.

3. 서보 모터의 속도 제어기

기존 모터 드라이버를 그대로 사용하면서 속도 제어기를 새로 구성하기 위해서는 모터드라이버에 내장된 속도 제어기를 무력화시켜 모터드라이버는 모터의 토크제어, 곧 전류 제어만을 담당하게 하고, 속도 제어기는 상위제어기에 포함시켜야 한다(Fig. 3). 이렇게 제어 구조를 변경하면 속도 제어기를 직접 구성할 수 있으므로, 기존 시스템에서는 적용하기 어렵던 전체 제어시스템의 이론적 분석이 가능하다. 또한 Fig. 2의 제어 구조는 모터드라이버에 내장된 속도 제어기가 속도 명령 신호를 받아 제어 오차를 계산하고 그 다음 전류 제어기가 전류를 제어하지만, Fig. 3의 제어 구조는 상위제어기의 속도 제어기에서 계산된 토크 명령 신호가 모터드라이버의 전류 제어기를 통해 모터의 토크를 바로 발생시키므로, 모터 드라이버의 반응 시간을 줄일 수 있는 이점을 갖는다.

한편 단순 PID 방식의 속도 제어기는 그 특성상 정적인 외란에 대해 일정 시간이 지나면 그 외란을 완전히 제거시키는 효과를 보이나, 동적인 외란이 입력되는 경우에는 외란 제거 효과가 미흡하다.⁵⁾ 따라서 Fig. 3에 표현된 속도 제어기를 Fig. 4와 같이 2-루프 구조로 구성하여, 모터의 속도 제어 성능이 펌프의 부하 압력에 의한 불규칙적인 외란 토크에 대해 강인하도록 하였다. 내부의 보상기 $K(s)$ 는 강인내부루프보상기(Robust internal-loop compensator, 이하 RIC)로 불리며, 외란 또는 모델링 오차에 의해 발생한 실제 플랜트 $P(s)$ 와 공칭모델 $P_n(s)$ 간의 출력 차이를 상쇄시킴으로써 실제 플랜트가 공칭모델처럼 동작하게 한다.⁶⁾ RIC는 일반적으로 알려져 있는 외

란관측기(Disturbance observer, DOB)와 사실상 동일한 수학적 구조를 가지므로 저주파수 영역에서 단순 PID 제어기는 구현할 수 없는 우수한 외란 제거 성능을 나타낸다.⁷⁾ 또한 RIC는 설계의 자유도 측면에서 DOB보다 더 유리한 장점이 있다.⁸⁾ 내부루프 보상기가 제대로 기능을 한다면 전체 시스템은 공칭 모델 $P_n(s)$ 처럼 동작하게 되므로, 외부루프의 제어기 $C(s)$ 는 공칭 모델을 이용하여 설계된다.

Fig. 4에서 실제 플랜트 $P(s)$ 는 모터드라이버와 모터를 모두 포함한다. 모터드라이버의 전류 제어기가 빠르게 동작하며, 모터 코일의 저항과 인덕턴스에 의한 시간 지연이 매우 작다고 가정한다면 $P(s)$ 는 간단히 식 (1)과 같이 표현될 수 있다. $P(s)$ 와 마찬가지로 공칭 모델 $P_n(s)$ 도 식 (2)와 같이 표현되며, J_n 에는 실제 로터의 관성모멘트, B_n 에는 실험으로 측정된 값을 대입하게 된다.

$$P(s) = \frac{\omega(s)}{u(s)} = \frac{1}{Js+B} \quad (1)$$

$$P_n(s) = \frac{\omega_n(s)}{u_c(s)} = \frac{1}{J_n s + B_n} \quad (2)$$

$C(s)$ 는 $P_n(s)$ 와 페루프를 이루고 있으므로 $C(s)$ 를 식 (3)과 같이 PI-제어기로 구성하면 이 루프에 대한 전달함수는 식 (4)와 같다. 분모에 있는 특성방정식의 극점은 $k_{pc} > 0$, $k_{ic} > 0$ 조건에서 s-평면의 좌반면에 위치하게 되어 $C(s)$ 와 $P_n(s)$ 으로 구성된 페루프는 항상 안정하며, 디지털 제어기로 구성하더라도 $P_n(s)$ 를 알고 있으므로 항상 안정한 시스템을 구성할 수 있다.

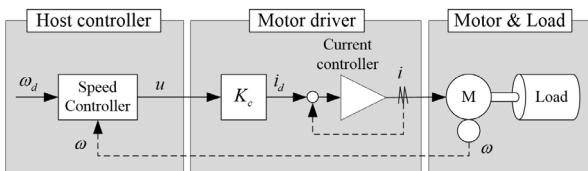


Fig. 3 Modified structure of motor velocity controller

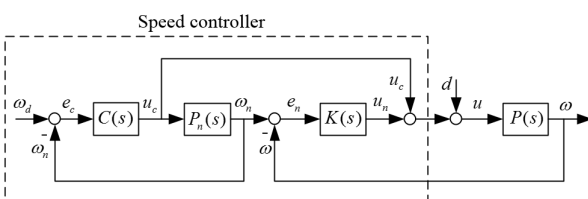


Fig. 4 RIC-based motor velocity control scheme

$$C(s) = k_{pc} + \frac{k_{ic}}{s} \quad (3)$$

$$\omega_n = \frac{k_{pc}(s+k_{ic}/k_{pc})}{J_n s^2 + (B_n+k_{pc})s+k_{ic}} \omega_d \quad (4)$$

다음으로 내부루프 보상기 $K(s)$ 를 설계하기 위해 식 (1)과 (2)를 시간 영역에서 다시 표현하면

$$J\dot{\omega} + B\omega = u = u_n + u_c + d \quad (5)$$

$$J_n \dot{\omega}_n + B_n \omega_n = u_c \quad (6)$$

식 (6)에서 (5)를 빼주고, $\omega_n - \omega = e_n$ 으로 정의하여 식을 정리하면 식 (7)과 같이 제어 오차에 대한 동역학 식을 구할 수 있다. 여기서 d_{ex} 는 식 (8)와 같으며 모델링 오차와 시스템에 입력되는 외란을 모두 포함한다.

$$J_n \dot{e}_n + B_n e_n = d_{ex} - u_n \quad (7)$$

$$d_{ex} = (J - J_n)\dot{\omega} + (B - B_n)\omega - d \quad (8)$$

식 (8)에 표현된 모델링 오차와 외란의 영향을 억제하면서 동시에 식 (7)의 오차 동역학을 안정화시키는 제어 입력 u_n 을 설계하기 위해 식 (9)와 같은 형태의 제어 입력을 구성하였다. 이와 같은 형태를 취한 것은 시스템을 분석할 때와 실제 디지털 제어기 구현할 때의 편의성을 위함이다.

$$-u_n = -\left(K + \frac{1}{\gamma^2}\right) \left(\dot{e}_n + K_P e_n + K_I \int e_n dt \right) + J_n \dot{e}_n + B_n e_n \quad (9)$$

식 (9)를 식 (7)에 대입하여 다시 정리하면 공칭 모델과 실제 플랜트의 오차 e_n 의 동역학에 대한 최종 형태가 구해진다.

$$\dot{e}_n + K_P e_n + K_I \int e_n dt = d_{ex} / \left(K + \frac{1}{\gamma^2} \right) \quad (10)$$

식 (10)의 오차 동역학에 대한 안정성은 Lyapunov 안정성 이론을 이용하여 분석할 수 있다. 이를 위해 상태변수를 $x_1 = \int e_n$, $x_2 = e_n$ 로 선정하면, 상태 방정식이 식 (11)와 같이 얻어진다.

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2 \\ \dot{x}_2 = -K_I x_1 - K_P x_2 + \frac{d_{ex}}{K + 1/\gamma^2} \end{cases} \quad (11)$$

양의 정부호(positive definite) 조건 즉, $x \neq 0$ 에서 $V(x) > 0$ 과 $x=0$ 에서 $V(x)=0$ 을 만족하는 Lyapunov 함수 후보를 식 (12)와 같이 선정하고 식(13)에 유도된 도함수에 대해 $\dot{V}(x) < 0$ 가 성립되는 조건을 확인함으로써 식 (10)에 표현된 시스템의 안정성을 분석할 수 있다. 즉,

$$V(x) = x^T Q(x)x \quad (12)$$

$$= [x_1 \ x_2] \begin{bmatrix} 0.5K_I & 0 \\ 0 & 0.5 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} = 0.5K_I x_1^2 + 0.5x_2^2$$

$$\dot{V}(x) = K_I x_1 \dot{x}_1 + x_2 \dot{x}_2 \quad (13)$$

$$= K_I x_1 x_2 + x_2 \left(-K_I x_1 - K_P x_2 + \frac{d_{ex}}{K+1/\gamma^2} \right) \\ = -K_P x_2^2 + \frac{d_{ex}}{K+1/\gamma^2} x_2$$

$\dot{V}(x) < 0$ 으로부터 식 (14)의 조건을 얻을 수 있다. d_{ex} 는 모델링 오차와 외란을 포함하는 값으로 일반적인 경우 그 크기가 제한된다. 따라서 식 (14)를 만족시키도록 물리적으로 시스템을 구성하면, 이 시스템은 점근적으로 안정하고 결국 e_n 은 영으로 수렴하게 된다.

$$\| d_{ex} \| < \left(K + \frac{1}{\gamma^2} \right) K_P \| x_2 \| = \left(K + \frac{1}{\gamma^2} \right) K_P \| e_n \| \quad (14)$$

최종적으로 식 (9)를 정리하여 내부루프 보상을 표현하면 아래와 같은 PID 형태가 된다.

$$u_n = \left(K + \frac{1}{\gamma^2} \right) \left(\dot{e}_n + K_P e_n + K_I \int e_n dt \right) - J_n \dot{e}_n - B_n e_n \quad (15)$$

$$= k_{pk} e_n + k_{ik} \int e_n dt + k_{dk} \dot{e}_n$$

$$k_{pk} = \left(K + \frac{1}{\gamma^2} \right) K_P - B_n \quad (16)$$

$$k_{ik} = \left(K + \frac{1}{\gamma^2} \right) K_I \quad (17)$$

$$k_{dk} = \left(K + \frac{1}{\gamma^2} \right) - J_n \quad (18)$$

4. EHA의 힘제어 실험

앞 절에서 제안된 제어 구조와 모터의 속도 제어를 이용하여 EHA의 힘제어 성능이 개선되는지 여부를 확인하기 위한 실험 장치의 구성과 결과는 다음과 같다.

역구동 성능을 확인하기 위한 실험 장치의 개략도는 Fig. 5와 같다. EHA는 별도의 부하 실린더와 직렬

로 결합되어 있으며, 부하 실린더가 비례제어밸브에 의해 구동하게 되면 힘제어 EHA도 마찬가지로 움직이게 된다. 이때 힘제어 EHA는 부하 실린더에 의한 유량 외란으로 인해 힘제어 오차가 발생하며, 이를 보상하기 위해 서보모터가 펌프를 회전시킨다. 이 과정에서 발생하는 힘제어 오차를 측정함으로써 힘제어 EHA의 역구동 성능을 확인할 수 있으며, 제어 오차가 작을수록 EHA의 힘제어 성능이 좋음을 의미한다. 힘제어 오차는 펌프를 구동하는 서보모터가 힘제어 오차를 보상하기 위해 빠르고 정확하게 반응할수록 줄어든다.

부하 실린더의 위치제어와 2절에서 설명한 힘제어 및 피스톤 속도 보상, 3절에서의 모터의 속도 제어, 그리고 센서들의 데이터를 수집하기 위하여 NI사의 CompacRIO 9035를 이용하였으며, 제어 주기는 1ms이다. Fig. 6과 Table 1에는 실제로 구성된 실험 장치와 사양을 나타내었다.

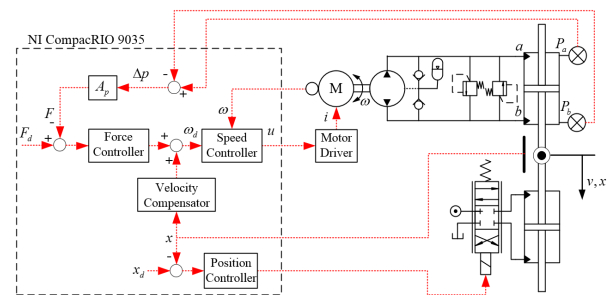


Fig. 5 Configuration of backdrivability test system

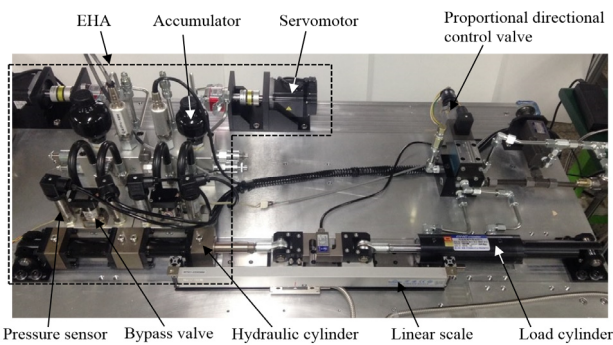


Fig. 6 Experimental apparatus

Table 1 Specifications of experimental apparatus

Item	Sub-items	Value
Servomotor	Rated output	750[W]
	Rated speed	3000[RPM]
Pump	Displacement	0.57[cc/rev]
Cylinder	Bore diameter	30[mm]
	Rod diameter	21.21[mm]
	Stroke	100[mm]
Accumulator	Precharge pressure	7[bar]

힘제어 EHA의 성능 개선 여부를 확인하기 위한 비교 대상은 기준과 같이 모터드라이버에 내장된 속도 제어기를 이용한 경우(Fig. 2)와, 본 논문에서 제안한 RIC 기반의 속도 제어기를 이용한 경우(Fig. 3과 Fig. 4)이다. 편의상 전자의 경우를 Case 1으로 후자의 경우를 Case 2로 칭하기로 한다.

먼저 모터의 속도 제어 성능을 비교하기 위한 실험 결과는 Fig. 7과 같다. 모터를 무부하 상태에서 삼각파의 속도 명령 신호를 추종하도록 하였을 때 Case 1은 기준 신호에 대해 11ms의 시간 지연을 보이는 반면, Case 2는 제어 주기인 1ms의 시간 지연만을 보인다. 이에 따라 속도 제어오차는 Case 1이 약 130rpm을, Case 2가 약 20rpm을 나타내면서 속도 제어 성능이 개선되었음을 알 수 있다. 이는 Case 1의 경우에 모터드라이버의 속도 제어기가 속도 명령 신호를 받아 토크 명령 신호를 만드는 과정에서 시간 지연이 발생하기 때문으로 판단된다.

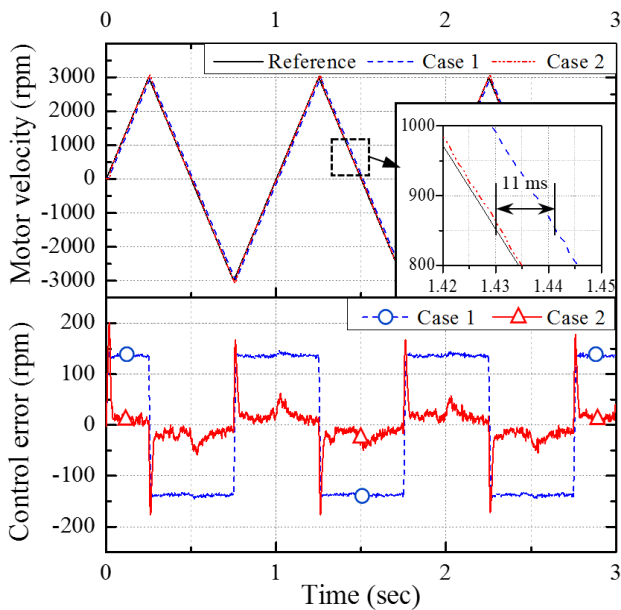


Fig. 7 Test results of motor velocity control without load

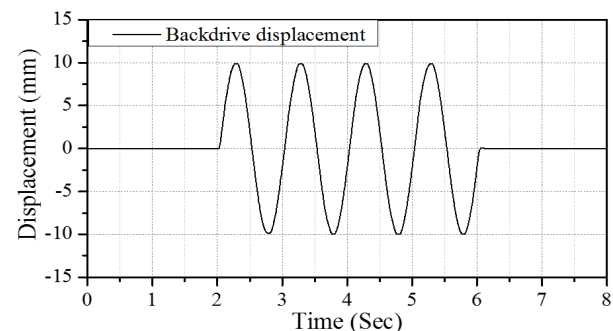
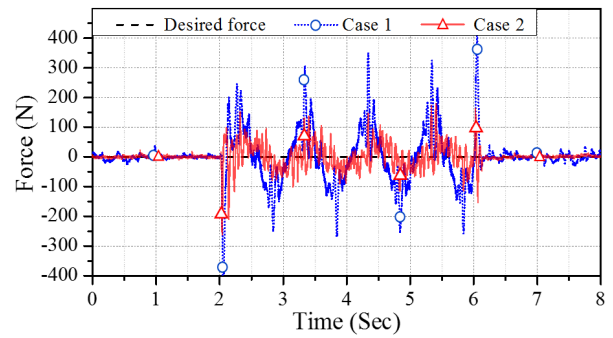
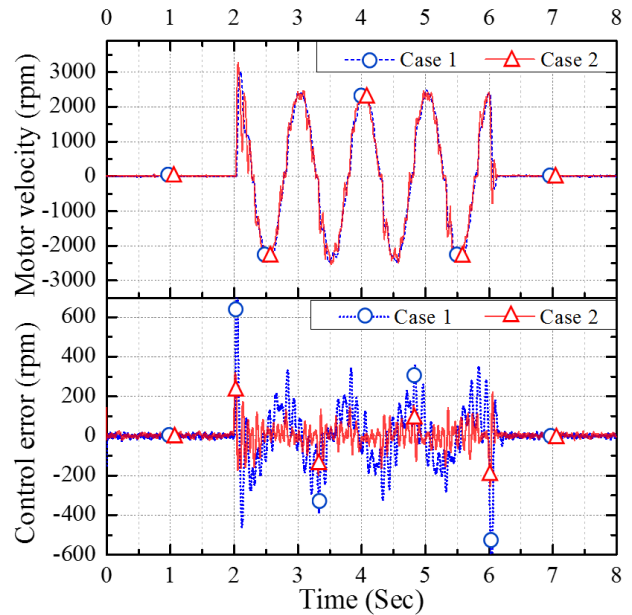


Fig. 8 Cylinder displacement for backdrivability test



(a) Force output



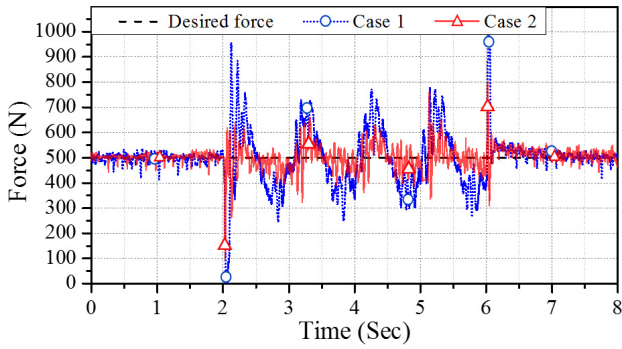
(b) Motor velocity and control errors

Fig. 9 Test results with a reference force of 0N

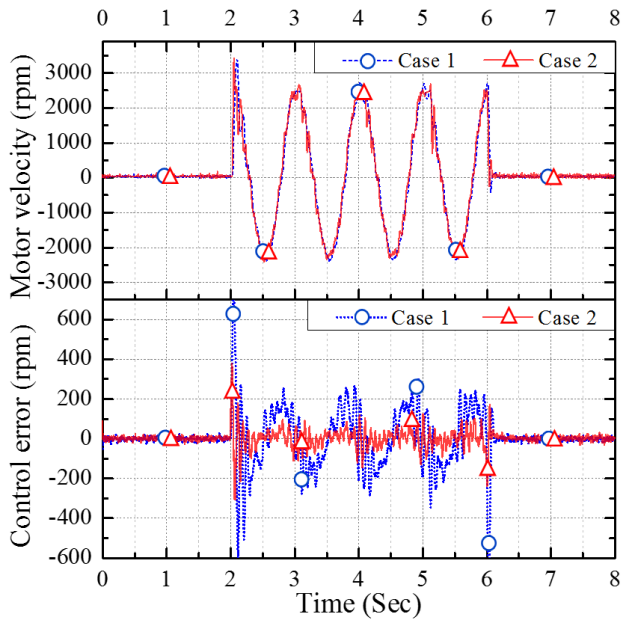
다음으로 EHA의 힘제어 성능을 비교하기 위하여 부하실린더를 Fig. 8과 같이 진폭 $\pm 10\text{mm}$, 주파수 1Hz의 정현파로 구동시켰을 때, 힘 명령 신호 0N에 대한 EHA의 힘제어 결과와 펌프/모터의 회전 속도는 Fig. 9와 같다. Fig. 9a에서 최대 힘제어 오차는 Case 1의 경우 대략 $\pm 300\text{N}$ 이 발생하며, 반면 Case 2의 경우에는 Case 1의 30% 수준인 $\pm 100\text{N}$ 이하로 감소된다.

이는 Fig. 9b에서 힘제어기와 피스톤 속도 보상을 통해 모터로 입력되는 속도 명령 신호에 대하여 Case 2의 속도 제어 오차가 Case 1보다 감소되었기 때문이다. 즉, 서보모터의 속도 제어 성능이 향상됨에 따라 EHA의 응답속도가 높아졌고, 이로 인해 EHA의 힘제어 성능이 개선된 것이다.

Fig. 10은 힘 명령 신호가 500N일 때 힘제어 EHA의 역구동 성능을 비교한 결과이다. 힘 명령 신호가 0N일 때와 500N일 때의 차이점은 펌프에 부하 압력이 작용하지 않을 때와 작용할 때라는 점이다. Fig.



(a) Force output



(b) Motor velocity control errors

Fig. 10 Test results with a reference force of 500N

9a와 동일하게 Fig. 10a에서도 힘제어 오차는 여전히 Case 2의 경우가 Case 1의 경우에 비해 더 작음을 알 수 있다. 이는 펌프에 작용하는 부하 압력에 의한 토크 외란이 있는 상태에서도 본 논문에서 제안한 모터의 속도 제어기가 강인성을 유지하고 있음을 보여준다.

5. 결 론

본 연구에서는 모터드라이버를 속도 제어용이 아닌 토크제어용으로 사용하였고, 서보모터의 속도 제어를 위해 단순 PID 제어기보다 외란에 강인한 RIC 기반의 속도 제어기를 제안하였다.

모터의 속도 제어 성능을 비교하는 실험에서 본 논문에서 제안한 방식을 적용함으로써 속도 명령 신호와 실제 모터의 속도 간에 발생하는 시간 지연을

줄여 모터의 속도 제어 오차를 크게 감소시킬 수 있었다. 또한 힘제어 EHA를 역구동시키는 실험을 통하여, 기존 모터드라이버의 속도 제어기를 이용했을 때보다 모터의 속도 제어 성능이 향상됨으로 인해 EHA의 힘제어 오차가 감소하는 것을 확인할 수 있었다.

본 연구 내용은 힘제어 EHA뿐 아니라 속도 제어용 서보모터를 이용한 제어시스템의 동적 응답속도를 개선하기 위하여 다양하게 적용될 수 있다.

후 기

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

References

- 1) J. S. Cho, "A Study of Hydraulic Actuator Based On Electro Servo Valve For A Walking Robot", Journal of Drive and Control, Vol.13, No.2, pp.26-33, 2016.
- 2) T. Boaventura et al., "On the Role of Load Motion Compensation in High-Performance Force control", 2012 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, pp.4066-4071, 2012.
- 3) J. H. Kim and Y. S. 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.
- 4) MITSUBISHI ELECTRIC, MR-J4- _A Servo Amplifier Instruction Manual, pp.6/1-6/23, 2012.
- 5) N. S. Nise, Control Systems Engineering 5th Ed., John Wiley & Sons, Inc., New Jersey, pp.333-340, 2008.
- 6) B. K. Kim et al., "Robust Internal Loop Compensator Design for Motion Control of Precision Linear Motor", Proc. IEEE Int. Symp. Industrial Electronics, pp.1045-1050, 1999.
- 7) B. K. Kim and W. K. Chung, "Design of Robust Motion Controllers with Internal-loop Compensator", Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers A, Vol.25, No.10, pp.1501-1513, 2001.
- 8) S. K. Yoo et al., "Development of rotary hydro-elastic actuator with robust internal-loop-compensator-based torque control and cross- parallel connection spring", Mechatronics, Vol.43, pp.112-123, 2017.