

전기-정유압 구동기의 확장 상태 관측기 기반 비선형 서보 제어 Extended-State-Observer-Based Nonlinear Servo Control of An Electro-Hydrostatic Actuator

전기호¹ · 안경관^{2*}

Gi Ho Jun and Kyoung Kwan Ahn

Received: 16 Oct. 2017, Revised: 21 Nov. 2017, Accepted: 23 Nov. 2017

Key Words : Extended State Observer(확장 상태 관측기), Electro-hydrostatic Actuator(전기-정유압 구동기), Barrier Lyapunov Function(BLF), Nonlinear Servo Control(비선형 서보 제어)

Abstract: In this study, an extended-state-observer (ESO) based non-linear servo control is introduced for an electro-hydrostatic actuator (EHA). Almost hydraulic systems not only are highly non-linear system that has mismatched uncertainties and external disturbances, but also can not measure some states. ESO that only use an output signal can be used to compensate these uncertainties and estimate unmeasurable states. To improve the position tracking performance, the barrier Lyapunov function (BLF) that can guarantee an output tolerance is introduced for the position tracking error signal of back stepping control procedures. Finally, the proposed servo control is compared with the proportional-integral (PI) control.

기호 설명

M : mass of cylinder rod, [kg]

Q_{p1}, Q_{p2} : flow rate of pump, [m³/s]

Q_1, Q_2 : flow rate of each chamber, [m³/s]

Q_{r1}, Q_{r2} : flow rate of relief valve, [m³/s]

Q_{d1}, Q_{d2} : residual flow rate, [m³/s]

P_1, P_2 : pressure of each chamber, [N/m²]

A_1, A_2 : head and rod area, [m²]

β_e : effective bulk modulus, [N/m²]

D_p : pump displacement, [m³/rev]

k_v : gain of motor driver, [rev/V]

k_{leak} : coefficient of leakage, [m²·s]

b_1 : stiffness of load, [N/m]

b_2, b_3 : friction coefficients, [N/(m/s)]

F_{dis} : external disturbance, [N]

u : control input signal, [V]

x : displacement of the cylinder, [m]

\dot{x} : velocity of the cylinder, [m/s]

\ddot{x} : acceleration of the cylinder, [m/s²]

x_1, x_2, x_3, x_4 : state variables

$\hat{x}_1, \hat{x}_2, \hat{x}_3, \hat{x}_4$: estimated state variables

1. 서론

유압시스템은 무게대비 출력동력이 우수하다는 장점으로 중장비 산업에서 전반적으로 많이 쓰이는 분야이다. 이러한 장점을 활용하여 이동식 건설 장비에서의 유압시스템은 거의 필수적이다. 최근 유압시스템은 자동화분야의 적용이 용이 하도록 전기-유압시스템으로 바뀌고 있다. 자동화가 적용된 전기-유압시스템은 특히 정밀제어가 필요한 유압 로봇 분야, 시뮬레이터 분야뿐만 아니라 무인 또는 원격 건설기계

* Corresponding author: kkahn@ulsan.ac.kr

1 Graduate School of Mechanical Engineering, University of Ulsan, Ulsan, Korea

2 Department of Mechanical Engineering, University of Ulsan, Ulsan, 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.

분야에서 활발한 연구가 진행 중이다^{1-5,13}. 이러한 연구들은 대부분 전기작동식 방향 제어밸브 기반의 전기-유압 구동기(valve controlled electro-hydraulic actuator; VEHA)로써 기본적으로 원동기, 펌프, 릴리프 밸브, 방향제어 밸브, 구동기로 이루어져 있다.

비교적 최근 전기-정유압 구동기(electro-hydrostatic actuator; EHA)가 제안 되었다. EHA는 VEHA와는 다르게 방향제어 밸브 없이, 양방향 원동기와 펌프를 사용하기 때문에 방향제어 밸브의 개구면적에 따른 압력 손실과 릴리프 밸브에서 항상 소실되는 에너지가 없다는 장점이 있다. 또한 EHA는 원동기, 펌프, 밸브팩, 구동기가 일체형으로 제작이 가능하기 때문에 power-by-wire 또는 fly-by-wire 시스템으로써 연구가 진행 중이다^{6,7}.

유압시스템은 상당한 비선형성을 가지고 있는 시스템이다. 이러한 비선형성을 가지는 시스템을 제어하기 위해 기준궤적신호와 시스템의 출력의 차이를 이용한 PID제어는 유압시스템에 주로 사용되어왔다. 하지만 PID의 이득을 사용자가 시행착오 방식으로 조정 해주어야 한다는 단점이 있었다. 기존 PID제어의 단점을 극복하기 위해 fuzzy-PID가 제안되었다^{8,9}. Fuzzy-PID는 퍼지논리를 도입하여 PID의 이득을 온라인으로 조정할 수 있었다. 그러나 퍼지 로직을 사용하기 위해선 사전에 퍼지 규칙을 정의하여야 한다는 단점이 있었다.

유압시스템의 비선형성을 고려하기 위해 비선형제어기인 sliding mode control(SMC)과 백스텝핑 제어가 주로 사용되었다¹⁰⁻¹⁶. 특히 적응 백스텝핑 제어는 불확실한 파라미터를 온라인으로 추정하여 좋은 성능을 확보하였다^{10,12,15,16}. 그러나 백스텝핑 제어의 특성상 모든 상태를 위한 각각의 센서가 반드시 필요하다는 단점을 가지고 있었다. 이를 보완한 확장 상태 관측기(extended-state-observer; ESO) 기반의 백스텝핑 제어기가 제안되었다¹⁴. 하지만 이 제어기는 정밀제어를 위하여 백스텝핑 제어기의 이득을 시행착오 방식으로 찾아야 하였다.

본 논문에서는 상기의 상태 추정과 정밀제어 문제를 해결하기 위해, 측정할 수 없는 상태를 추정하기 위한 ESO와 오차의 허용치를 정량적으로 고려할 수 있는 barrier Lyapunov function (BLF)를 도입하여 시스템의 상태를 온라인으로 추정하고 정밀제어를 위한 오차 허용치를 사전에 정의하여 제어기 설계 시 직접적으로 고려할 수 있도록 한다.

EHA의 실험장치를 통하여 제안된 제어기를 산업

전반에 쓰이는 PI제어기와 비교하고, 제안된 제어기의 성능을 증명한다.

2. 시스템 모델링

제어기 설계를 위하여 EHA모형을 상태공간모형으로 수식화 하도록 한다. 여기서 EHA는 운동방정식과 유체의 연속방정식으로 크게 두 부분으로 나누어진다. 각 상태방정식은 일차 미분 방정식으로 나타낼 수 있다.

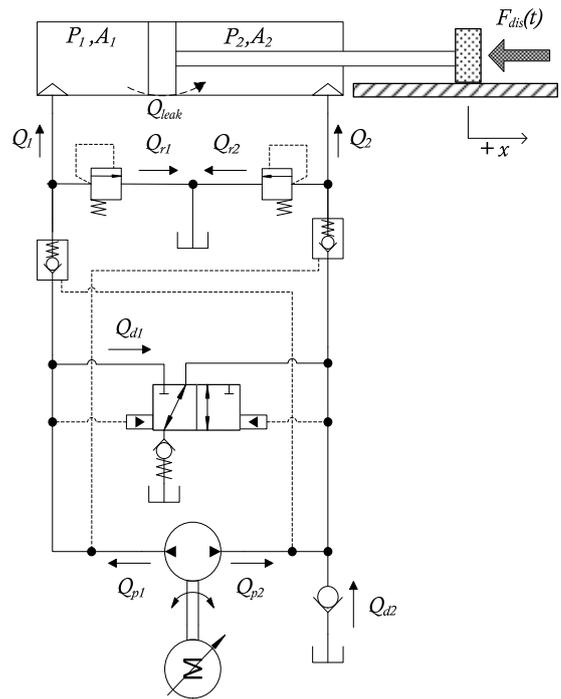


Fig. 1 the structure of EHA

2.1 EHA의 운동 방정식

EHA의 위치는 Fig. 1과 같이 실린더 끝단을 기준으로 결정 된다. 실린더의 가속도는 각 챔버의 압력과 작용면적, 마찰 그리고 외부부하 등에 의하여 결정된다. 따라서 운동방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다¹⁶.

$$M\ddot{x} = P_1A_1 - P_2A_2 - b_1x - b_2\dot{x} - b_3 \tanh(\dot{x}) - F_{dis}(t) + \Delta_1 \quad (1)$$

여기서,

$$\tanh(x) = \frac{e^x - e^{-x}}{e^x + e^{-x}}: \text{근사 쿨롱(Coulomb)마찰};$$

$F_{dis}(t)$: 외부부하 또는 외란;

Δ_1 : 모델링오차;

2.2 EHA의 연속 방정식

챔버의 압력은 유압시스템 제어에서 중요한 상태로 간주될 수 있다. 압력의 변화는 각 챔버의 연속방정식 통하여 계산할 수 있다^{10,16)}.

$$\begin{aligned} \frac{V_1}{\beta_e} \dot{P}_1 + \dot{V}_1 &= Q_1 - Q_{leak} \\ \frac{V_2}{\beta_e} \dot{P}_2 + \dot{V}_2 &= Q_2 + Q_{leak} \end{aligned} \quad (2)$$

여기서,

$$\begin{aligned} V_1 &= V_{01} + A_1 x; \quad V_2 = V_{02} - A_2 x; \quad \dot{V}_1 = A_1 \dot{x}; \quad \dot{V}_2 = -A_2 \dot{x}; \\ Q_1 &= Q_{p1} - Q_{d1} - Q_{r1} = D_p k_v u - Q_{d1} - Q_{r1}; \\ Q_2 &= Q_{p2} + Q_{d2} - Q_{r2} = -D_p k_v u + Q_{d2} - Q_{r2}; \\ Q_{leak} &: \text{내부 누유;} \end{aligned}$$

일반적으로 과부하가 작용하지 않는 작동 영역에서는 릴리프 밸브가 열리지 않는 구조이기 때문에 식(2)의 릴리프밸브의 유량은 무시할 수 있다.

2.3 EHA의 비선형 상태 공간 방정식

상태벡터를 $x = [x_1, x_2, x_3]^T = \left[x, \dot{x}, \frac{A_1 P_1 - A_2 P_2}{M} \right]^T$ 로 정의한다. 식(1)-(2)를 이용하여 EHA의 상태방정식을 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2 \\ \dot{x}_2 &= x_3 - B_1 x_1 - B_2 x_2 - B_3 \tanh(x_2) + d(t) \\ \dot{x}_3 &= \frac{A_1}{M} \left\{ \frac{\beta_e}{V_{01} + A_1 x_1} (Du - A_1 x_2 - k_{leak} x_3) \right\} \\ &\quad - \frac{A_2}{M} \left\{ \frac{\beta_e}{V_{02} - A_2 x_1} (-Du + A_2 x_2 + k_{leak} x_3) \right\} \\ &\quad + p(t) \end{aligned} \quad (3)$$

여기서,

$$Q_{leak} \cong k_{leak} x_3; \quad D = D_p k_v;$$

$d(t)$: 모델링오차 및 외부부하에 의한 불확실성;

$p(t)$: 모델링오차와 내부누유 및 셔틀밸브와 체크밸브에 의한 불확실성;

3. 관측기 및 제어기 설계

3.1 상태벡터와 상태 공간 방정식의 수정

본 논문에서 사용되는 EHA는 위치신호만 관측이

가능하다는 전제조건이 있다. 그러므로 제어기의 설계는 전 상태 피드백 구조가 아닌 관측기 기반의 출력 피드백 구조로 나타내어진다. 식(3)에서의 세 번째 상태에 관한 미분방정식은 두 번째 상태의 외란과 내부유압회로의 복잡성, 누유, 온도 또는 마모에 의한 파라미터 변화 등, 불확실성이 복합적으로 나타난다¹⁴⁾. 이러한 복합적인 외란을 추정하여 feedforward항으로써 보상하는 것이 가능하다. 이를 위하여 식(3)의 $p(t)$ 항을 상태벡터의 네 번째 항으로써 다시 정의한다. 따라서 확장된 상태벡터는 $x = [x_1, x_2, x_3, x_4]^T = \left[x, \dot{x}, \frac{A_1 P_1 - A_2 P_2}{M}, p \right]^T$ 이고, EHA의 상태공간방정식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2 \\ \dot{x}_2 &= x_3 + f_1(x_1, x_2) + d(t) \\ \dot{x}_3 &= x_4 + f_2(x_1, x_2, x_3) + g(x_1)u \\ \dot{x}_4 &= v(t) \\ y &= x_1 \end{aligned} \quad (4)$$

여기서,

$$\begin{aligned} f_1(x_1, x_2) &\equiv -B_1 x_1 - B_2 x_2 - B_3 \tanh(x_2); \\ h(x_1) &\equiv M(V_{01} + A_1 x_1)(V_{02} - A_2 x_1); \\ f_2(x_1, x_2, x_3) &\equiv -\beta_e [(A_1^2 V_{02} + A_2^2 V_{01})x_2 + \eta_{leak}(A_1 V_{02} \\ &\quad + A_2 V_{01})x_3 - A_1 A_2 (A_1 - A_2)x_1 x_2] / h(x_1); \\ g(x_1) &\equiv (A_1 V_{02} + A_2 V_{01})\beta_e D / h(x_1); \\ v(t) &\equiv \frac{d}{dt} p(t); \end{aligned}$$

가정1. $d(t)$ 와 $v(t)$ 는 미지의 값이지만, 유계되어있다. 즉, $|d(t)| \leq d_{max}$, $|v(t)| \leq v_{max}$ 이다. 실제 시스템은 물리적인 한계가 대부분 존재하므로 이 가정이 가능하다.

가정2. 함수 $f_1(x_1, x_2)$ 와 $f_2(x_1, x_2, x_3)$ 는 x_2 와 x_3 에 대하여 Lipschitz이다.

3.2 ESO 설계

3.1절에서 언급되었던 것처럼 ESO의 역할은 출력과 입력신호를 입력받아 기존의 상태벡터(x_1, x_2, x_3)와 확장된 상태인 복합 외란(x_4)을 추정한다. ESO의 기본 형태는 다음과 같다.

$$\dot{\hat{x}}_1 = \hat{x}_2 + \frac{\alpha_1}{\varepsilon} (y - \hat{x}_1)$$

$$\begin{aligned} \dot{\hat{x}}_2 &= \hat{x}_3 + f_1(x_1, \hat{x}_2) + \frac{\alpha_2}{\varepsilon^2}(y - \hat{x}_1) \\ \dot{\hat{x}}_3 &= \hat{x}_4 + f_2(x_1, \hat{x}_2, \hat{x}_3) + g(x_1)u + \frac{\alpha_3}{\varepsilon^3}(y - \hat{x}_1) \\ \dot{\hat{x}}_4 &= \frac{\alpha_4}{\varepsilon^4}(y - \hat{x}_1) \end{aligned} \quad (5)$$

여기서 첫 번째 관측기 파라미터 $\alpha_i (i = 1, 2, 3, 4)$ 는 다항식 $s^4 + \alpha_1 s^3 + \alpha_2 s^2 + \alpha_3 s + \alpha_4$ 가 Hurwitz를 만족 하도록 정해지고, 두 번째 관측기 파라미터인 ε 는 충분히 작은 양의 실수로 정해진다^{17,19)}.

관측기의 오차모델을 만들기 위하여 상태추정오차 $\tilde{x} = x - \hat{x}$ 을 정의 하고, (4)와 (5)를 이용하여 상태추정오차 모델을 만들면,

$$\begin{aligned} \dot{\tilde{x}}_1 &= \tilde{x}_2 - \frac{\alpha_1}{\varepsilon} \tilde{x}_1 \\ \dot{\tilde{x}}_2 &= \tilde{x}_3 + f_1(\tilde{x}_2) - \frac{\alpha_2}{\varepsilon^2} \tilde{x}_1 + d(t) \\ \dot{\tilde{x}}_3 &= \tilde{x}_4 + f_2(\tilde{x}_2, \tilde{x}_3) - \frac{\alpha_3}{\varepsilon^3} \tilde{x}_1 \\ \dot{\tilde{x}}_4 &= -\frac{\alpha_4}{\varepsilon^4} \tilde{x}_1 + v(t) \end{aligned} \quad (6)$$

여기서,

$$\begin{aligned} f_1(\tilde{x}_2) &\equiv f_1(x_1, x_2) - f_1(x_1, \hat{x}_2); \\ f_2(\tilde{x}_2, \tilde{x}_3) &\equiv f_2(x_1, x_2, x_3) - f_2(x_1, \hat{x}_2, \hat{x}_3); \end{aligned}$$

상태추정오차 모델을 스케일링하여 다음과 같이 정리할 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{\sigma} &= \frac{1}{\varepsilon} A \sigma + \varepsilon B_2 [f_1(\tilde{x}_2) + d(t)] + \varepsilon^2 B_3 \times \\ & f_2(\tilde{x}_2, \tilde{x}_3) + \varepsilon^3 B_4 v(t) \end{aligned} \quad (7)$$

여기서 스케일링된 상태추정오차 변수는 $\sigma_i \equiv \varepsilon^{i-1} \tilde{x}_i (i = 1, 2, 3, 4)$ 로 정의되어진다. 또한,

$$A = \begin{pmatrix} -\alpha_1 & 1 & 0 & 0 \\ -\alpha_2 & 0 & 1 & 0 \\ -\alpha_3 & 0 & 0 & 1 \\ -\alpha_4 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}, B_2 = \begin{pmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}, B_3 = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \\ 0 \end{pmatrix}, B_4 = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{pmatrix}.$$

다음과 같은 Lyapunov 방정식을 만족하는 양의 정부호 행렬 P 가 존재 한다면, (7)은 안정하고, 상태추정 오차는 ε 에 의해 조절되는 유계된 영역 안에 남게 된다^{14,19)}.

$$A^T P + P A = -Q \quad (8)$$

여기서 Q 는 양의 정부호 행렬이다.

3.3 BLF기반의 백스텝핑 제어기 설계

백스텝핑 제어를 설계하기 위하여 백스텝핑 절차는 단계별로 이루어진다. 각 단계에서는 부시스템의 안정성이 보장되도록 Lyapunov 함수를 사용하여 가상제어입력이 설계되고, 마지막 단계에서는 실제가상입력이 설계된다.

1단계 : 정밀 위치제어를 위해서 본 단계에서는 BLF가 도입된다. 따라서 1단계 Lyapunov 함수는,

$$V_1 = \frac{1}{2} \ln \left(\frac{k_t^2}{k_t^2 - z_1^2} \right) \quad (9)$$

이다. 식(9)를 시간에 대하여 미분하면,

$$\dot{V}_1 = \frac{z_1}{k_t^2 - z_1^2} \dot{z}_1 = \frac{z_1}{k_t^2 - z_1^2} (x_2 - \dot{x}_d) \quad (10)$$

여기서,

$$z_1 \equiv x_1 - x_d;$$

k_t : 오차 허용치;

$z_2 = x_2 - \alpha_1 - \dot{x}_d$ 로 변수를 치환하면, (10)은

$$\dot{V}_1 = \frac{z_1}{k_t^2 - z_1^2} (z_2 + \alpha_1) = -k_1 z_1^2 + \frac{z_1 z_2}{k_t^2 - z_1^2} \quad (11)$$

여기서,

k_1 : 제어 파라미터;

$$\alpha_1 = \alpha_1(x_1, t) = -k_1 (k_t^2 - z_1^2) z_1;$$

2단계 : 두 번째 Lyapunov 함수는 다음 같이 정의한다.

$$V_2 = V_1 + \frac{1}{2} z_2^2 \quad (12)$$

(12)를 시간에 대하여 미분하면,

$$\dot{V}_2 = \dot{V}_1 + z_2 \dot{z}_2 \quad (13)$$

\dot{z}_2 은 (4)를 대입하여 구해진다.

$$\dot{z}_2 = x_3 + f_1(x_1, x_2) + d(t) - \dot{\alpha}_1 - \ddot{x}_d \quad (14)$$

$z_3 = x_3 - \alpha_2 - \ddot{x}_d$ 로 변수를 치환하고, (14)를 (13)에 대입하면 다음과 같다.

$$\dot{V}_2 = -k_1 z_1^2 + z_2 \left(\frac{z_1}{k_t^2 - z_1^2} + z_3 + \alpha_2 + f_1(x_1, x_2) + d(t) - \dot{\alpha}_1 \right) \quad (15)$$

2단계부터 상태변수는 더 이상 측정 할 수가 없다. 따라서 ESO의 추정된 상태를 사용하여 가상 제어 법칙은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\alpha_2 = \alpha_2(x_1, \hat{x}_2, t) = -k_2 \hat{z}_2 - \frac{z_1}{k_t^2 - z_1^2} - f_1(x_1, \hat{x}_2) + \dot{\alpha}_1 \quad (16)$$

여기서 $\hat{z}_2 \equiv \hat{x}_2 - \alpha_1 - \dot{x}_d = z_2 - \tilde{x}_2$ 이다. 따라서 (16)을 (15)에 대입하여 다시 정리 하면,

$$\dot{V}_2 = -k_1 z_1^2 - k_2 z_2^2 + z_2(f_1(\tilde{x}_2) + k_2 \tilde{x}_2 + d(t)) + z_2 z_3 \quad (17)$$

3단계 : 실제 제어 법칙을 설계하는 단계이다. 세 번째 Lyapunov 함수는 다음과 같다.

$$V_3 = V_2 + \frac{1}{2} z_3^2 \quad (18)$$

(18)을 시간에 대하여 미분하면,

$$\dot{V}_3 = \dot{V}_2 + z_3 \dot{z}_3 \quad (19)$$

\dot{z}_3 은 (4)를 대입하여 구해진다.

$$\dot{z}_3 = x_4 + f_2(x_1, x_2, x_3) + g(x_1)u - \dot{\alpha}_2 - \dot{x}_d^{(3)} \quad (20)$$

(17)과 (20)을 식(19)대입 하면,

$$\dot{V}_3 = -k_1 z_1^2 - k_2 z_2^2 + z_2(f_1(\tilde{x}_2) + k_2 \tilde{x}_2 + d(t)) + z_3(z_2 + x_4 + f_2(x_1, x_2, x_3) + g(x_1)u - \dot{\alpha}_2 - \dot{x}_d^{(3)}) \quad (21)$$

추정된 상태를 통해 제어 입력 u 를 만들기 위해서 (21)을 다음과 같이 추정 오차 부분과 추정 부분으로 나눈다¹⁴⁾.

$$\dot{V}_3 = -k_1 z_1^2 - k_2 z_2^2 + z_2(f_1(\tilde{x}_2) + k_2 \tilde{x}_2 + d(t)) + z_3(\hat{z}_2 + \hat{x}_4 + f_2(x_1, \hat{x}_2, \hat{x}_3) + g(x_1)u - \dot{\alpha}_{21} - \dot{x}_d^{(3)}) + z_3(\tilde{x}_2 + \tilde{x}_4 + f_2(\tilde{x}_2, \tilde{x}_3) - \dot{\alpha}_{22}) \quad (22)$$

여기서,

$$\dot{\alpha}_{21} = \frac{\partial \alpha_2}{\partial t} + \frac{\partial \alpha_2}{\partial x_1} \hat{x}_2 + \frac{\partial \alpha_2}{\partial \hat{x}_2} \dot{\hat{x}}_2; \quad \dot{\alpha}_{22} = \frac{\partial \alpha_2}{\partial x_1} \tilde{x}_2;$$

최종 제어 입력은 (22)를 이용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$u = \frac{1}{g(x_1)} [-k_3 \hat{z}_3 - \hat{z}_2 - \hat{x}_4 - f_2(x_1, \hat{x}_2, \hat{x}_3) + \dot{\alpha}_{21} + \dot{x}_d^{(3)}] \quad (23)$$

여기서 $\hat{z}_3 \equiv \hat{x}_3 - \alpha_2 - \ddot{x}_d = z_3 - \tilde{x}_3$ 이다. (23)을 (22)에 대입하면,

$$\dot{V}_3 = -k_1 z_1^2 - k_2 z_2^2 - k_3 z_3^2 + z_2(f_1(\tilde{x}_2) + k_2 \tilde{x}_2 + d(t)) + z_3(\tilde{x}_2 + \tilde{x}_4 + f_2(\tilde{x}_2, \tilde{x}_3) + k_3 \tilde{x}_3 - \frac{\partial \alpha_2}{\partial x_1} \tilde{x}_2) \quad (24)$$

(24)와 같이 상태추정오차에 관한 부분이 남게 된다. 이러한 오차는 다음 절에서 고려하도록 한다. 최종적으로 제어 시스템은 Fig. 2에서 보이는 것과 같이 구성된다.

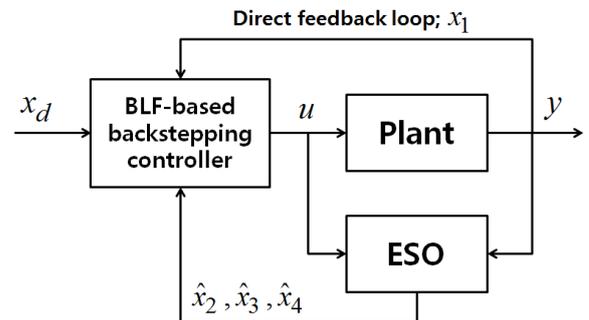


Fig. 2 Block diagram of proposed controller

3.4 페루프 안정도 확인

안정도 확인에 앞서, 가정 2에 근거하여 함수 $f_1(\tilde{x}_2)$ 와 $f_2(\tilde{x}_2, \tilde{x}_3)$ 의 특성을 정의한다.

$$\begin{aligned} |f_1(\tilde{x}_2)| &\leq c_1 |\sigma_2| \\ |f_2(\tilde{x}_2, \tilde{x}_3)| &\leq c_2 |\sigma_2| + c_3 |\sigma_3| \end{aligned} \quad (25)$$

여기서 c_1, c_2, c_3 은 (25)를 만족하는 상수이다. 시스템의 페루프 안정도는 제어기와 관측기 부분을 함께 고려하여 판별한다. 따라서 다음의 Lyapunov 함수를 정의하도록 한다.

$$V = V_3 + \sigma^T P \sigma \quad (26)$$

(25)를 시간에 대하여 미분하면,

$$\dot{V} = \dot{V}_s + \dot{V}_e \quad (27)$$

여기서 \dot{V}_s 와 \dot{V}_e 는 각각 다음과 같다.

$$\dot{V}_s = -k_1 z_1^2 - k_2 z_2^2 - k_3 z_3^2 - \frac{1}{\varepsilon} \sigma^T Q \sigma \quad (28)$$

$$\begin{aligned} \dot{V}_e = & z_2(f_1(\tilde{x}_2) + k_2 \tilde{x}_2 + d(t)) + z_3(\tilde{x}_2 + \tilde{x}_4) \quad (29) \\ & + f_2(\tilde{x}_2, \tilde{x}_3) + k_3 \tilde{x}_3 - \frac{\partial \alpha_2}{\partial x_1} \tilde{x}_2 \\ & + \varepsilon \sigma^T P B_2 f_1(\tilde{x}_2) + \varepsilon^2 \sigma^T P B_3 f_2(\tilde{x}_2, \tilde{x}_3) \\ & + \varepsilon \sigma^T P B_2 d(t) + \varepsilon^3 \sigma^T P B_4 v(t) \end{aligned}$$

(29)에 스케일 된 상태추정오차와 (25)를 적용하여 다음과 같은 부등식으로 나타낼 수 있다.

$$\dot{V}_s \leq -k_1 z_1^2 - k_2 z_2^2 - k_3 z_3^2 - \frac{\lambda_{\min}(Q)}{\varepsilon} \|\sigma\|^2 \quad (30)$$

$$\begin{aligned} \dot{V}_e \leq & \frac{1}{\varepsilon} |z_3| |\sigma_2| + \frac{1}{\varepsilon^3} |z_3| |\sigma_4| + \frac{k_3}{\varepsilon^2} |z_3| |\sigma_3| \quad (31) \\ & + \frac{k_2}{\varepsilon} |z_2| |\sigma_2| + \frac{1}{\varepsilon} \left| \frac{\partial \alpha_2}{\partial x_1} \right| |z_3| |\sigma_2| \\ & + c_1 |z_2| |\sigma_2| + c_2 |z_3| |\sigma_2| + c_3 |z_3| |\sigma_3| \\ & + |z_2 d(t)| + \varepsilon |\sigma^T P B_2| c_1 |\sigma_2| \\ & + \varepsilon^2 |\sigma^T P B_3| (c_2 |\sigma_2| + c_3 |\sigma_3|) \\ & + |\sigma^T P B_2 \varepsilon d(t)| + |\sigma^T P B_4 \varepsilon^3 v(t)| \end{aligned}$$

여기서 $\lambda_{\min}(Q)$ 은 행렬 Q 의 최소 고유값을 나타낸다.

가정을 (30)에 적용하여 나타내면,

$$\begin{aligned} \dot{V}_e \leq & \frac{1}{\varepsilon} |z_3| |\sigma_2| + \frac{1}{\varepsilon^3} |z_3| |\sigma_4| + \frac{k_3}{\varepsilon^2} |z_3| |\sigma_3| \quad (32) \\ & + \frac{k_2}{\varepsilon} |z_2| |\sigma_2| + \frac{1}{\varepsilon} \left| \frac{\partial \alpha_2}{\partial x_1} \right| |z_3| |\sigma_2| + c_1 |z_2| \\ & \times |\sigma_2| + c_2 |z_3| |\sigma_2| + c_3 |z_3| |\sigma_3| \\ & + \varepsilon^2 \left(\frac{c_1}{\varepsilon} \delta_2 + [c_2 + c_3] \delta_3 \right) \|\sigma\|^2 \\ & + \frac{1}{2} z_2^2 + \frac{1}{2} d_{max}^2 + \|\sigma\|^2 \\ & + \varepsilon^2 \frac{\delta_2^2}{2} d_{max}^2 + \varepsilon^6 \frac{\delta_4^2}{2} v_{max}^2 \end{aligned}$$

여기서 $\delta_i = \|PB_i\|$ ($i=2,3,4$)이다.

그러므로 (27)은 (30)과 (32)에 의하여 다음과 같은 행렬의 형태로 만들어 질 수 있다.

$$\dot{V} \leq -\xi^T \Gamma \xi + \frac{1}{2} d_{max}^2 + \varepsilon^2 \frac{\delta_2^2}{2} d_{max}^2 + \varepsilon^6 \frac{\delta_4^2}{2} v_{max}^2 \quad (33)$$

여기서,

$$\Gamma \equiv \begin{pmatrix} K & o & \Lambda \\ o^T & w & o^T \\ \Lambda^T & o & W \end{pmatrix};$$

$$\xi \equiv [|z_1|, |z_2|, |z_3|, |\sigma_1|, |\sigma_2|, |\sigma_3|, |\sigma_4|]^T;$$

$$K \equiv \text{diag}([k_1, k_2 - \frac{1}{2}, k_3]); \quad W \equiv \text{diag}([w, w, w]);$$

$$\Lambda \equiv \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\tau_1}{2} & 0 & 0 \\ -\frac{\tau_2}{2} & -\frac{\tau_3}{2} & -\frac{\tau_4}{2} \end{pmatrix}; \quad o \equiv [0, 0, 0]^T;$$

$$w = \frac{\lambda_{\min}(Q)}{\varepsilon} - \varepsilon^2 \left(\frac{c_1}{\varepsilon} \delta_2 + [c_2 + c_3] \delta_3 \right) - 1; \quad \tau_1 = \frac{k_2}{\varepsilon} + c_1;$$

$$\tau_2 = \frac{1}{\varepsilon} + \frac{1}{\varepsilon} \left| \frac{\partial \alpha_2}{\partial x_1} \right| + c_2; \quad \tau_3 = \frac{k_3}{\varepsilon^2} + c_3; \quad \tau_4 = \frac{1}{\varepsilon^3};$$

이때, (33)의 행렬 Γ 가 양의 정 부호를 만족하는 상수 k_1, k_2, k_3 가 존재 한다. 따라서 (33)의 벡터 ξ 는 유한 시간 $t_1 > 0$ 내에 다음과 같이 정의 된 유계된 영역 M_ξ 안에 들어가게 되고, t_1 이후에는 M_ξ 내부에 남아있게 된다[20].

$$M_\xi = \left\{ \xi(t) \mid \xi^T \Gamma \xi - \frac{1}{2} d_{max}^2 - \varepsilon^2 \frac{\delta_2^2}{2} d_{max}^2 - \varepsilon^6 \frac{\delta_4^2}{2} v_{max}^2 \right\} \quad (34)$$

(34)의 영역은 ESO의 ε 에 의하여 조절될 수 있다. 따라서 벡터 ξ 는 (34)로 유계되어있는 평형점 근방에 남아있기 때문에 페루프 안정도는 만족된다.

4. 실험 결과

4.1 EHA 실험장치 구성 및 제어기 파라미터

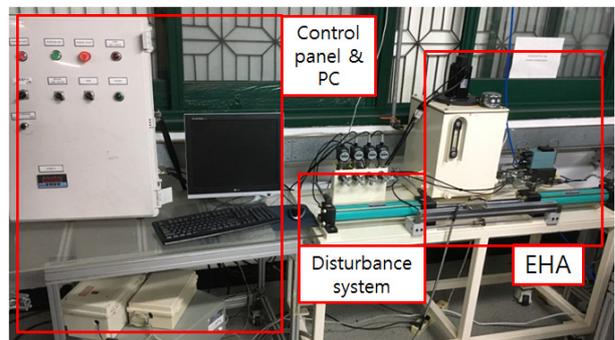


Fig. 3 EHA test rig

본 논문에서는 제안된 제어기의 성능을 확인하기 위하여 EHA 실험장치가 사용된다. EHA 실험장치는 Fig. 3과 같이 제어부, 외란부, EHA부 세 부분으로 구성되어있다. 제어부는 EHA의 변위를 입력받아

ESO와 BLF기반의 백스텝핑 제어를 통하여 제어신호를 출력한다. 외란부는 항상 EHA시스템의 역방향으로 항상 외란이 작용한다. EHA부는 Fig. 1과 같은 유압회로를 갖는 시스템이다. 실험 장치의 상세사양은 Table. 1을 참고하도록 한다.

Table 1 specifications of the test rig

Item	Specification
PC	Advantech - Core i3-2100 3.1 GHz
PCI-QUAD 04	Measurement Computing Co. - Clock frequency: 1.2 MHz max - Separation: 100 ns min - Clock pulse width: 400 ns min - Index pulse width: 300 ns min
PCI 6221	National Instrument Co. - Timing resolution: 50 ns - Output range: ±10 V - DAC resolution: 16 bits
Cylinder	DAJON - D140H-SD50B-N300 - Stroke: 300 mm - Tube diameter: 50mm - Rod diameter: 30 mm
Pump	GALTECH - 2SM-G-4-R-SAEA-13GGA-VT - Displacement: 4 cc/rev - Max. speed: 4000rpm - Max. flow: 16 L/min
AC servo motor	HIGEN - FMAN10-AB00 - Power: 1 kW - Max. speed: 3000rpm
Motor driver	HIGEN - FDA7010 - Power: 1 kW - Max. current: 6.9 A

제어기에 사용된 제어 파라미터는 $k_1 = 1000$, $k_2 = 700$, $k_3 = 150$ 이고 관측기 파라미터는 $\varepsilon = 0.01$, $\alpha_1 = 4$, $\alpha_2 = 6$, $\alpha_3 = 4$, $\alpha_4 = 3$ 이고 BLF에서 사용된 오차 허용치는 $k_t = 0.001 [m]$ 이다.

4.2 실험 결과

본 논문에서는 세 가지의 기준궤적신호를 사용한다. 기준궤적신호는 다음과 같다.

- case1. Slow motion : $100\sin(2\pi \times 0.05t) [mm]$
- case2. Normal motion : $50\sin(2\pi \times 0.1t) [mm]$
- case3. Fast motion : $25\sin(2\pi \times 0.5t) [mm]$

또한 범례에서 사용된 명칭은 다음과 같다.

- BLF+ESO : 본 논문에서 제안된 제어기;
- PI : 성능비교를 위하여 사용된 제어기;

본 논문에서 사용된 PI 이득은 오차의 단위를 [m]로 설정하여 시행착오 방법으로 조정되었다. 최종 조정된 PI 이득값은 $k_p = 5000$, $k_i = 1000$ 이다.

Fig. 4의 Slow motion에서 천이구간(0~0.5초)을 제외한 PI의 최대오차는 $|e_{max}^{PI}| = 0.89 [mm]$ 이었다. BLF+ESO의 경우 $|e_{max}^{BLF+ESO}| = 0.42 [mm]$ 로써 PI 오차 대비 약 52.91%를 감소시킬 수 있었다. Fig. 5의 Normal motion에서 천이구간(0~0.5초)을 제외한 나머지 구간에서의 PI의 최대오차는 $|e_{max}^{PI}| = 0.83 [mm]$ 이었다. BLF+ESO의 최대오차는 $|e_{max}^{BLF+ESO}| = 0.41 [mm]$ 로써 PI의 오차 대비 약 50.60%를 감소시킬 수 있었다. Fig. 6의 Fast motion일 때, PI는 앞서 설정된 오차 허용치를 만족 하지 못하였다. 그러나 BLF+ESO의 경우 오차 허용치가 모든 시간영역에서 만족 하였다.

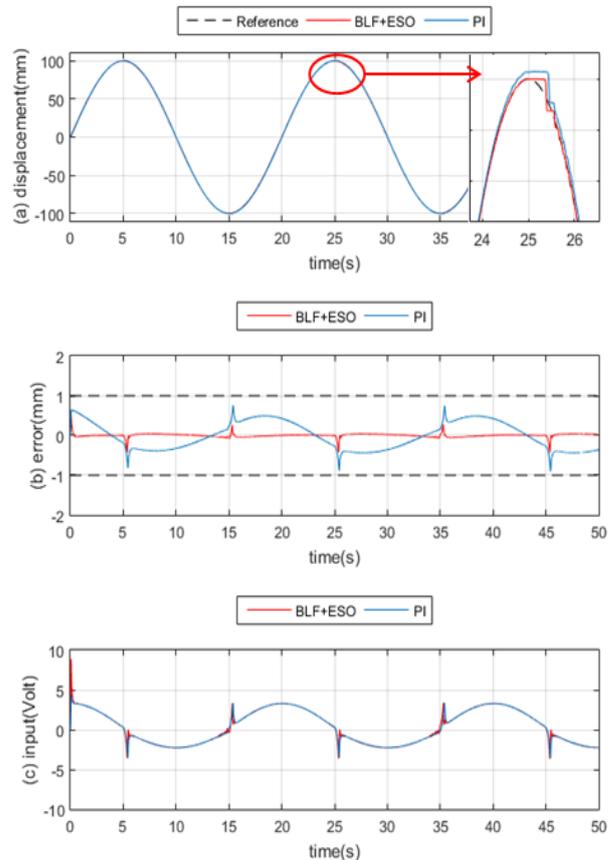


Fig. 4 Slow motion result:

- (a) reference trajectory and system output;
- (b) errors with error tolerance(dashed line);
- (c) control signals;

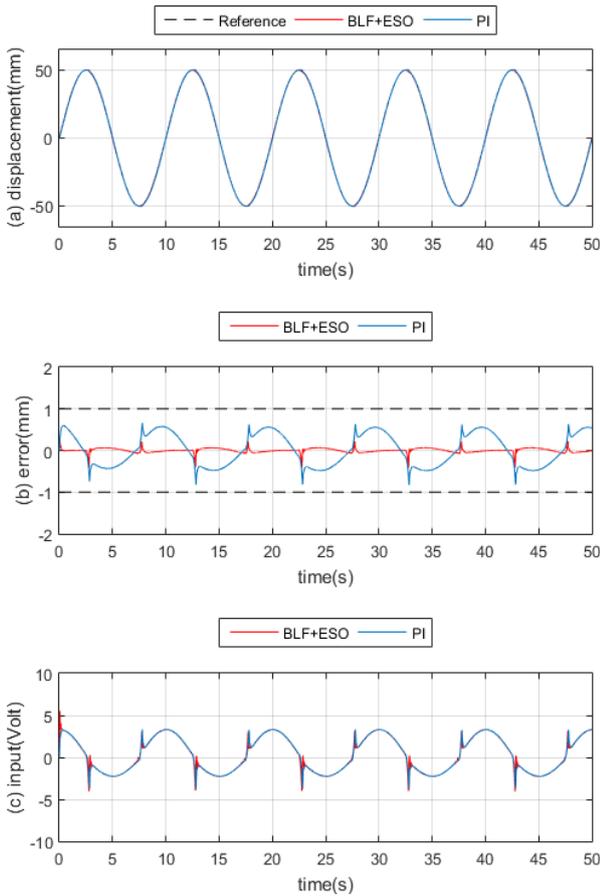


Fig. 5 Normal motion result:

- (a) reference trajectory and system output;
- (b) errors with error tolerance(dashed line);
- (c) control signals;

천이구간(0~0.5초)을 제외한 구간에서의 PI와 BLF+ESO의 최대오차는 각각 $|e_{max}^{PI}| = 1.41 [mm]$ 와 $|e_{max}^{BLF+ESO}| = 0.34 [mm]$ 이었다. BLF+ESO는 PI의 오차 대비 약 75.89%를 감소시킬 수 있었다.

Fig. 4-6의 (b)에서 불연속적인 피크가 실린더의 운동방향이 바뀔 때마다 발생된다. 이러한 피크는 Fig. 4, 6의 (a)에서 확대된 영역과 같이 기준입력의 방향이 바뀔 때, 실린더의 운동방향이 즉시 바뀌지 않는 것으로 나타난다. 이러한 원인은 식(1)에서 마찰에 관한 모델을 정의할 때 모델의 간략함을 위해 근사된 쿨롱마찰 및 점성마찰항을 사용하였다. 그러나 실제마찰은 정지마찰항이 추가되어있는 Stribeck 효과가 발생한다. 따라서 본 논문의 불연속적인 피크는 정지마찰의 영향으로 보인다.

실험 결과에서 PI는 case1과 case2에서 오차 허용치를 잘 만족이 되었다. 하지만 case3에서 오차의 허용치를 만족하지 못하였다. 반면 BLF+ESO는 사전 정의된 오차 허용치를 백스텝핑 설계 절차에서 직접 설

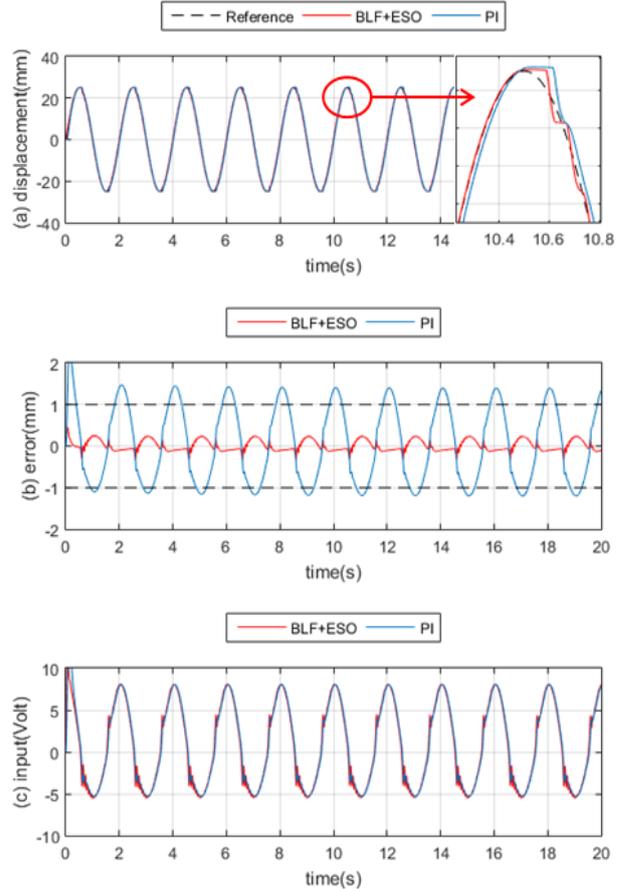


Fig. 6 Fast motion result:

- (a) reference trajectory and system output;
- (b) errors with error tolerance(dashed line);
- (c) control signals;

계에 반영하였으므로, 세 경우에서 오차 허용치를 만족하였다.

5. 결론

본 논문에서는 ESO기반의 비선형 서보 제어가 제안 되었다. ESO는 오직 위치신호를 이용하여 측정할 수 없는 상태를 추정하여 백스텝핑 제어를 설계하였다. 백스텝핑 제어 설계 절차에서 BLF는 오차의 허용치를 정량적으로 고려하기 위하여 도입되었다. EHA 시스템과 제어기의 폐루프 안정도는 Lyapunov 안정도 이론을 이용하여 증명되었다. 제안된 제어기의 성능을 확인하기 위하여, 산업에 전반적으로 사용되는 PI 제어기와 제안된 제어기를 EHA에 적용하였고, 그 결과를 비교하여 성능을 입증 하였다.

추후 연구에서는 Stribeck 효과를 반영할 수 있도록 마찰모델을 고려하여 연구를 수행할 예정이다.

후 기

본 논문은 2015년 교육부와 한국연구재단의 지역 혁신창의인력양성사업의 지원을 받아 수행된 연구(NRF-2015H1C1A1035547)이며, 산업통상자원부 산업 기술혁신사업의 지원을 받아 수행된 연구임(10067184).

References

- 1) Wang, D., L. Zheng, H. Yu, W. Zhou and L. Shao (2016). "Robotic excavator motion control using a nonlinear proportional-integral controller and cross-coupled pre-compensation." *Automation in Construction* 64(Supplement C): 1-6.
- 2) Kim, D., J. Kim, K. Lee, C. Park, J. Song and D. Kang (2009). "Excavator tele-operation system using a human arm." *Automation in Construction* 18(2): 173-182.
- 3) Sirouspour, M. R. and S. E. Salcudean (2001). "Nonlinear control of hydraulic robots." *IEEE Transactions on Robotics and Automation* 17(2): 173-182.
- 4) Boaventura, T., J. Buchli, C. Semini and D. G. Caldwell (2015). "Model-Based Hydraulic Impedance Control for Dynamic Robots." *IEEE Transactions on Robotics* 31(6): 1324-1336.
- 5) Guo, Q., T. Yu and D. Jiang (2015). "Robust H^∞ positional control of 2-DOF robotic arm driven by electro-hydraulic servo system." *ISA Transactions* 59(Supplement C): 55-64.
- 6) Pi, Y. and X. Wang (2011). "Trajectory tracking control of a 6-DOF hydraulic parallel robot manipulator with uncertain load disturbances." *Control Engineering Practice* 19(2): 185-193.
- 7) Alle, N., S. S. Hiremath, S. Makaram, K. Subramaniam and A. Talukdar (2016). "Review on electro hydrostatic actuator for flight control." *International Journal of Fluid Power* 17(2): 125-145.
- 8) Rongjie, K., J. Zongxia, W. Shaoping and C. Lisha (2009). "Design and Simulation of Electro-hydrostatic Actuator with a Built-in Power Regulator." *Chinese Journal of Aeronautics* 22(6): 700-706.
- 9) Çetin, Ş. and A. V. Akkaya (2010). "Simulation and hybrid fuzzy-PID control for positioning of a hydraulic system." *Nonlinear Dynamics* 61(3): 465-476.
- 10) Truong, D. Q., K. K. Ahn, K. J. Soo and Y. H. Soo (2007). Application of Fuzzy-PID Controller in Hydraulic Load Simulator. 2007 International Conference on Mechatronics and Automation.
- 11) Ahn, K. K., D. N. C. Nam and M. Jin (2014). "Adaptive Backstepping Control of an Electrohydraulic Actuator." *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics* 19(3): 987-995.
- 12) Bonchis, A., P. I. Corke, D. C. Rye and Q. P. Ha (2001). "Variable structure methods in hydraulic servo systems control." *Automatica* 37(4): 589-595.
- 13) Guan, C. and S. Pan (2008). "Adaptive sliding mode control of electro-hydraulic system with nonlinear unknown parameters." *Control Engineering Practice* 16(11): 1275-1284.
- 14) Yao, J., Z. Jiao and S. Han (2013). "Friction compensation for low velocity control of hydraulic flight motion simulator: A simple adaptive robust approach." *Chinese Journal of Aeronautics* 26(3): 814-822.
- 15) Yao, J., Z. Jiao and D. Ma (2014). "Extended-State-Observer-Based Output Feedback Nonlinear Robust Control of Hydraulic Systems With Backstepping." *IEEE Transactions on Industrial Electronics* 61(11): 6285-6293.
- 16) Yao, J., Z. Jiao, D. Ma and L. Yan (2014). "High-Accuracy Tracking Control of Hydraulic Rotary Actuators With Modeling Uncertainties." *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics* 19(2): 633-641.
- 17) Ba, D. X., K. K. Ahn, D. Q. Truong and H. G. Park (2016). "Integrated model-based backstepping control for an electro-hydraulic system." *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing* 17(5): 565-577.
- 18) Freidovich, L. B. and H. K. Khalil (2006). Robust Feedback Linearization using Extended High-Gain Observers. Proceedings of the 45th IEEE Conference on Decision and Control.

- 19) H. K. Khalil, Nonlinear Systems 3rd ed., Prentice Hall, New Jersey, pp.610-623, 2002
- 20) Khalil, H. K. and L. Praly (2014). "High-gain observers in nonlinear feedback control." International Journal of Robust and Nonlinear Control 24(6): 993-1015.
- 21) Won, D., W. Kim, D. Shin and C. C. Chung (2015). "High-Gain Disturbance Observer-Based Backstepping Control With Output Tracking Error Constraint for Electro-Hydraulic Systems." IEEE Transactions on Control Systems Technology 23(2): 787-795.