

피드백 선형화 보상기와 외란 관측기를 이용한 2개 유압 실린더의 동기 제어 Synchronization Control of Two Hydraulic Cylinders Using Feedback Linearization Compensator and Disturbance Observer

감주성¹ · 오동훈¹ · 이일영^{2*} · 김지웅³ · 이현철³

J. S. Kam¹, D. H. Oh¹, I. Y. Lee^{2*}, J. W. Kim³ and H. C. Lee³

Received: 13 May. 2013, Revised: 30 Jul. 2013, Accepted: 20 Aug. 2013

Key Words : Feedback Linearization Compensator(피드백 선형화 보상기), Disturbance Observer(외란 관측기), Hydraulic System(유압 시스템), Synchronization Control(동기 제어)

Abstract: In the study, a control strategy using a feedback linearization compensator and a disturbance observer was suggested and applied to the synchronization control of two hydraulic cylinders. The hydraulic system consists of a proportional directional control valve with overlap characteristic near the neutral position, a conventional hydraulic cylinder and an external load. The control performances of the system were verified through numerical simulations. From the simulations, it was ascertained that excellent control performances were obtained with the suggested control strategy.

1. 서 론

유압 실린더를 사용한 위치 제어 시스템은 단위 체적당 출력이 크고 위치제어의 성능이 우수한 장점을 가지고 있어 각종 산업용 기계의 구동에 널리 사용되고 있다. 유압 실린더는 단일 실린더만으로 사용되는 경우가 일반적이지만 2개 이상의 유압 실린더를 사용하여 동기화 운전을 수행하는 경우도 적지 않다. 일반적인 유압 실린더 위치 제어 시스템에는 제어기 설계의 편의상 선형 제어기를 주로 사용하고 있다. 그러나 유압 실린더 위치 제어 시스템은 밸브의 비선형적 개구면적, 밸브의 히스테리시스, 중립점 이동, 유압 실린더의 점성 마찰 등과 같은 많은 비선형 요소

들을 가진다. 이러한 비선형 요소들이 포함된 시스템을 선형 제어기만으로 제어한다면 시스템의 제어 성능이 만족되지 못하는 경우가 많다.¹⁾

본 연구에서는 2개 이상의 유압 실린더의 위치를 동기 제어할 때에 적용할 수 있는 제어 알고리즘을 개발한다. 이 시스템의 제어기에는 유압 실린더 위치 제어 시스템이 가지는 비선형성을 극복하기 위한 피드백 선형화 보상기²⁻⁴⁾와 외란에 의한 제어 성능 저하를 극복하기 위한 외란 보상용 필터^{2,3,5)}를 적용하고, 이를 바탕으로 하여 상태 피드백 제어기를 구성한다. 피드백 선형화 보상기를 선택한 이유는 시스템의 비선형적인 거동에도 불구하고 시스템을 순시적으로 강제로 선형화시키는 효과가 발휘되어 우수한 동기화 제어 성능이 기대되기 때문이다. 2개 이상의 유압 실린더의 위치를 동기화시키는 알고리즘으로는 교차형(cross-coupled type) 오차 판별기⁶⁾를 사용한다.

2. 대상 유압 시스템의 수학적 모델링

본 연구에서 대상으로 하는 시스템은 Fig. 1과 같다. 이 시스템은 비례 방향제어밸브, 양 로드형 유압 실린더 등으로 구성된다. Fig. 1에서 Q_1 은 시스템 공

* Corresponding author: iylee@pknu.ac.kr

1 Department of Mechatronics Engineering, Graduate School, Pukyong National University, Busan 608-739, Korea

2 Department of Mechanical & Automotive Engineering, Pukyong National University, Busan 608-739, Korea

3 SG Servo Co. Ltd, Changwon 641-846, Korea

Copyright © 2013, 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.

급 유량, Q_2 는 복귀 유량, p_1 및 p_2 는 실린더 내부 각 체임버의 압력이다. Fig. 1에 나타난 일점 쇄선 블록은 실제로 외력 부하 F_L 을 가하는 대신에 실린더의 회귀 관로에 릴리프 밸브를 설치함으로써 실험적으로 간편하게 외력 부하를 설정할 수 있음을 보인다.

Fig. 2는 대상 유압시스템의 개략적인 블록선도를 나타낸 것이다.

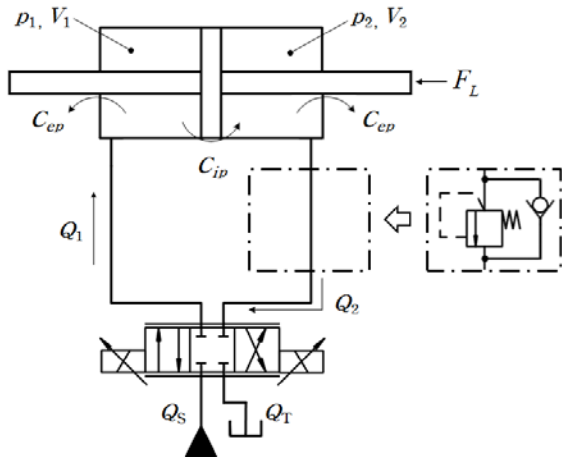


Fig. 1 Hydraulic circuit

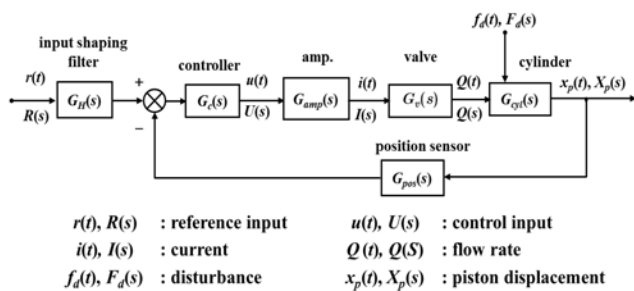


Fig. 2 Block diagram of the hydraulic system

Fig. 1에 나타난 비례 방향제어밸브는 서로 쌍을 이루고 대칭인 교축 유로를 갖는 오버랩형 밸브이다. 이 밸브의 개구면적 $A(i)$ 는 전류 변화에 따라서 아래의 식 (1)과 같이 나타낼 수 있다.

$$A(i) = R^2 \cos^{-1} \left(1 - \frac{k_i i}{R} \right) - (R - k_i i) \sqrt{2R k_i i - (k_i i)^2} \quad (1)$$

여기서, R 은 원형 홈의 반지름, k_i 는 변위~전류계수, i 는 솔레노이드에 흐르는 전류이다.

비례 방향제어밸브에 흐르는 부하 유량은 다음의 식 (2)와 같이 나타낼 수 있다.

$$Q_1 (= Q_L) = C_d A(i) \sqrt{\frac{2(p_s - \frac{p_s + p_L}{2})}{\rho}} \quad (2)$$

여기서, C_d 는 밸브의 유량 계수, $A(i)$ 는 식 (1)로부터 계산되는 개구면적, p_s 는 유압유 공급압력, $p_L (= p_1 - p_2)$ 은 부하압력이다.

밸브 스톱의 운동방정식을 2차계로 근사한 식을 아래의 식 (3)에 나타낸다.

$$G_v(s) = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} \quad (3)$$

여기서 ζ 는 밸브의 감쇠 계수, ω_n 은 밸브의 고유 각주파수이다. ζ 및 ω_n 의 값은 밸브 제조사가 제공하는 특성선도(Bode diagram)로부터 구할 수 있다.

Fig. 1에 나타난 양 로드형 유압 실린더의 양쪽 체임버에 연속방정식을 적용하고, 피스톤이 실린더의 중앙에 있다고 가정하면 다음의 식 (4)가 성립한다.

$$Q_L = (C_{ip} + \frac{1}{2} C_{ep}) p_L + A_p \frac{dx_p}{dt} + \frac{V_t}{4\beta_e} \frac{dp_L}{dt} \quad (4)$$

여기서, A_p 는 피스톤의 단면적, x_p 는 피스톤의 변위, C_{ip} 및 C_{ep} 는 실린더 내부 및 외부 누설 계수, V_t 는 양쪽 체임버 체적의 합, β_e 는 작동유의 체적탄성계수이다. 식 (4)에서 실린더의 누설을 없다고 가정하면 다음의 식 (5)로 표시된다.

$$Q_L = A_p \frac{dx_p}{dt} + \frac{V_t}{4\beta_e} \frac{dp_L}{dt} \quad (5)$$

유압 실린더의 운동 방정식은 아래와 같다.

$$A_p p_L = M_p \frac{d^2 x_p}{dt^2} + f_L \frac{dx_p}{dt} + F_L \quad (6)$$

여기서, M_p 는 피스톤 결합체의 질량, f_L 은 피스톤의 점성 마찰 계수, F_L 은 피스톤에 작용하는 외력이다.

3. 피드백 선형화 보상기를 포함한 상태 피드백 제어기(FL-SFC)의 설계

여기서는 피드백 선형화 보상기를 포함한 상태 피드백 제어기(FL-SFC)²⁻⁴⁾의 설계 과정을 기술한다.

비례 방향제어밸브 제어계에 중립점 오버랩 보상기를 적용하면 밸브를 통과하는 유량은 근사적 선형

방정식으로 될 수 있다. 다음의 식 (7)은 오버랩 보상기가 적용된 밸브의 유량방정식이다.

$$Q_L(s) = k_x x_s(s) - k_p p_L(s) \quad (7)$$

여기서, x_s 는 스톱의 변위, k_x 는 유량~변위 계수, k_p 는 유량~압력 계수이다.

식 (6)의 운동방정식을 시간에 대하여 한번 더 미분하여 다음 식을 얻는다.

$$\frac{d^3 x_p}{dt^3} = \frac{A_p}{M_p} \frac{dp_L}{dt} - \frac{f_L}{M_p} \frac{d^2 x_p}{dt^2} \quad (8)$$

식 (8)에 식 (5)와 식 (6)을 대입하여 정리하면 식 (9)를 얻을 수 있다. 식 (9)에서는 Q_L 이 내포된 항과 그 외의 항으로 구분하여 나타내었다.

$$\begin{aligned} \frac{d^3 x_p}{dt^3} &= \frac{4\beta_e A_p}{M_p V_t} Q_L - \left(\frac{4\beta_e A_p^2}{M_p V_t} - \frac{f_L^2}{M_p^2} \right) \frac{dx_p}{dt} \\ &\quad - \frac{A_p f_L}{M_p^2} p_L + \frac{f_L}{M_p^2} F_L \\ &= B(x) Q_L + f\left(\frac{dx_p}{dt}, p_L, F_L\right) \end{aligned} \quad (9)$$

여기서,

$$f\left(\frac{dx_p}{dt}, p_L, F_L\right) = -\left(\frac{4\beta_e A_p^2}{M_p V_t} - \frac{f_L^2}{M_p^2} \right) \frac{dx_p}{dt} - \frac{A_p f_L}{M_p^2} p_L + \frac{f_L}{M_p^2} F_L \quad (10)$$

$$B(x) = \frac{4\beta_e A_p}{M_p V_t} \quad (11)$$

식 (9)와 같이 기술된 시스템은 다음의 식 (12)와 같은 Q_L 을 이용함으로써 시스템의 비선형성을 상쇄

시킬 수 있다.

$$Q_L = \frac{\left\{ \phi - f\left(\frac{dx_p}{dt}, p_L, F_L\right) \right\}}{B(x)} \quad (12)$$

만약, 식 (12)로부터 계산되는 유량을 지속적으로 공급해줄 수 있다고 한다면 $d^3 x_p/dt^3 = \phi$ 의 관계가 성립되고, 따라서 ϕ 와 x_p 사이는 선형적인 관계가 된다. 이러한 조건에서 상태 피드백 제어기를 적용하면 Fig. 3과 같은 위치제어계를 구성할 수 있고, 적절한 제어 계인을 줌으로써 페루프 극점들을 원하는 위치로 설정할 수 있다.

다음의 식 (13)은 Fig. 3으로 표현된 페루프 제어계의 전달함수이고, ‘피드백 선형화 보상기와 상태 피드백 제어기’(FL-SFC)를 이용한 위치 제어계의 공칭모델을 나타낸다.

$$\frac{x_p(s)}{x_r(s)} = H_{cn}(s) = \frac{K_p}{s^3 + K_a s^2 + K_v s + K_p} \quad (13)$$

여기서, K_a 는 가속도 게인, K_v 는 속도 게인, K_p 는 위치 게인이다. Fig. 4는 식 (13)을 블록선도로 나타낸 것이다.

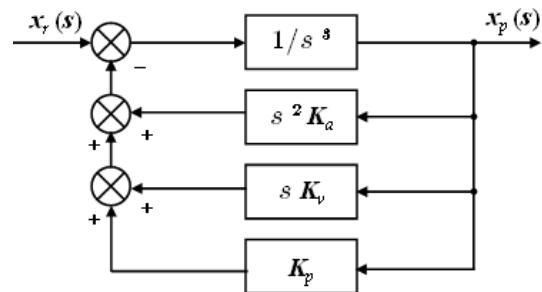


Fig. 3 Block diagram for the linearized system using FL-SFC

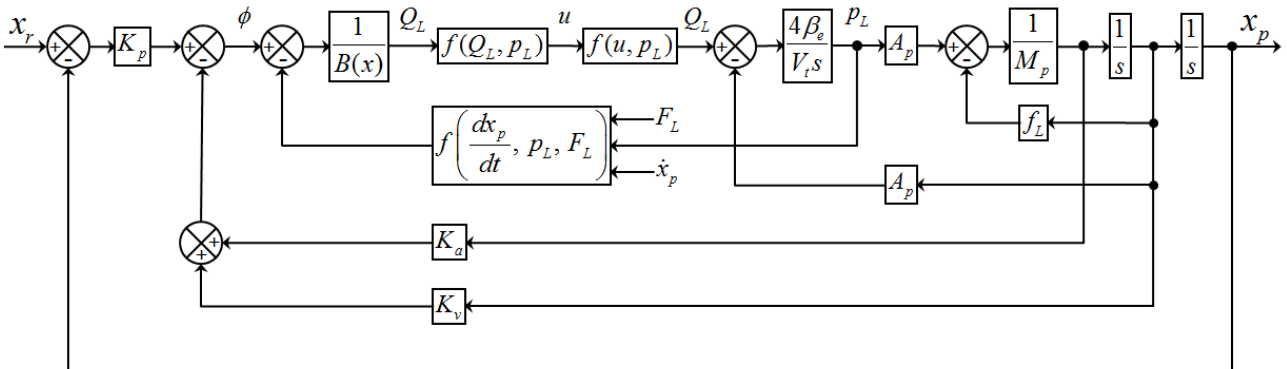


Fig. 4 The hydraulic control system using FL-SFC

FL-SFC 설계에 사용되는 페루프 극은 극배치법으로 구했으며 대표 극점들은 $-25.5 \pm 15.8035i$ ($\zeta = 0.85$, $\omega_n = 30$ rad/s), 나머지 극점들은 대표 극점 실수부의 5배에 해당하는 위치로 결정하였다.

식 (14)는 식 (12)에서 계산된 Q_L 과 제어 입력 u 사이의 관계식을 나타낸 것이다.

$$u = \frac{Q_L(s)}{C_d w k_i k_{amp} \sqrt{(p_s - p_L)/\rho}} \quad (14)$$

여기서, w 는 밸브 스펙의 면적 구배, k_i 는 변위~전류 계수, k_{amp} 는 전류~전압 계수, ρ 는 유압 작동유의 밀도이다.

Fig. 4는 위에서 설명한 FL-SFC를 적용한 제어계의 블록선도를 나타낸 것이다.

4. 외란 관측기의 설계

여기서는 시스템에 외란이 작용하였을 때 제어의 성능이 나빠지지 않도록 하기 위해 FL-SFC에 외란 관측기를 부가한 제어기(FL-SFC-DO)를 설계하고자 한다.³⁾

외란 관측기를 부가한 위치 제어계의 블록선도를 Fig. 5에 나타낸다. 그림에서 $H_c(s)$ 는 FL-SFC를 적용한 위치 제어계(Fig. 4로 구성됨)를 나타내고, $H_{cn}(s)$ 는 식 (13)으로 나타낸 위치 제어계의 공칭 모델이다. $Q(s)$ 는 안정화 필터, $d(s)$ 는 외란, e^{-Ls} 는 제어밸브 등에서 발생하는 응답 지연을 나타낸다.

$H_c(s)$ 와 $H_{cn}(s)$ 가 일치한다고 가정하면 다음 식 (15)와 같은 위치제어계의 전달함수를 구할 수 있다.

$$x_p(s) = e^{-Ls} H_{cn}(s) \{x_r(s) + (1 - e^{-Ls} Q(s))d(s)\} \quad (15)$$

식 (15)로부터 오차 $e(s)$ 에 관한 식을 구하면 아래의 식 (16)이 된다.

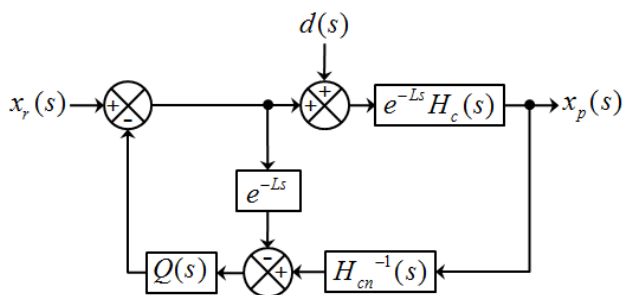


Fig. 5 Position control system with disturbance observer including FL-SFC

$$e(s) = x_r(s) - x_p(s) = \{1 - e^{-Ls} H_{cn}(s)\} x_r(s) - e^{-Ls} H_{cn}(s) \{1 - e^{-Ls} Q(s)\} d(s) \quad (16)$$

식 (16)에서 $[1 - e^{-Ls} H_{cn}(s)]$ 와 $[1 - e^{-Ls} Q(s)]$ 는 Fig. 5에 나타낸 계의 감도함수로 볼 수 있다.

$e(s)$ 가 저주파수영역에서 0에 수렴하려면 $[1 - e^{-Ls} H_{cn}(s)]$ 와 $[1 - e^{-Ls} Q(s)]$ 가 모두 저주파수영역에서 매우 작은 값을 가져야 한다.

다음의 식 (17)은 안정화 필터 $Q(s)$ 에 관한 식이다. $[1 - e^{-Ls} H_{cn}(s)]$ 와 $[1 - e^{-Ls} Q(s)]$ 가 저주파수영역에서 매우 작은 값을 가지도록 안정화 필터 $Q(s)$ 를 설계한다. 즉, 저주파수 영역에서는 $|Q(s)|$ 가 1이 되고, 고주파수 영역에서는 노이즈 필터링 효과가 크도록(고주파수 영역에서 $|Q(s)|$ 가 ω^3 에 비례하여 감소하도록) $Q(s)$ 를 식 (17)과 같이 설계하며, $H_c(s)$ 의 고유 주파수의 크기를 고려하여 $Q(s)$ 의 교차 주파수 α 를 200 rad/s로 결정한다.

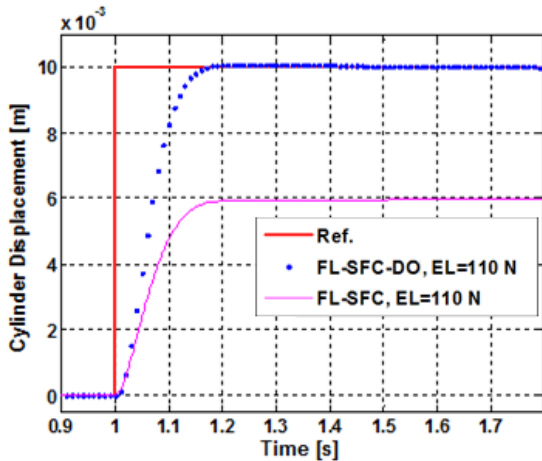
$$Q(s) = \frac{\alpha^3}{(s + \alpha)^3} \quad (17)$$

5. 단일 실린더의 위치 제어 성능

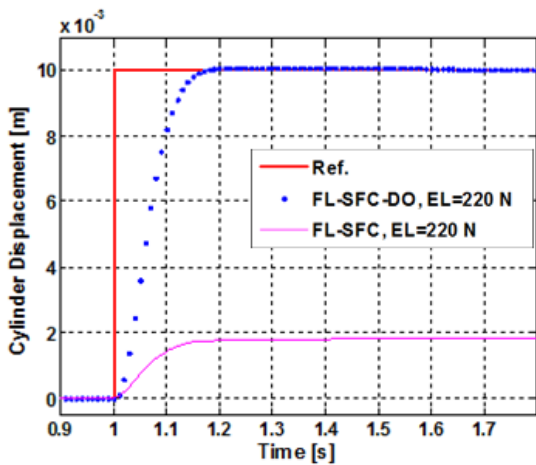
제어 대상 시스템에 관련된 물리인자들의 값을 Table 1에 제시한다. 아래에서는 시스템에 고정 부하 외란이 존재할 때 외란 관측기가 포함된 제어

Table 1 Physical parameters

Parameters	Value	Unit
α	200	
k_p	114750	
k_v	7403	
k_a	178.5	
k_{amp}	2.5/10	[A/V]
k_s	10/0.3	[V/m]
k_i	0.00243/2.5	[m/A]
p_s	50×100000	[N/m ²]
ρ	850	[kg/m ³]
C_d	0.75	
A_p	0.00055	[m ²]
M_p	5.9	[kg]
f_L	5000	[N/(m/s)]
V_t	0.00055×0.28	[m ³]
β_e	1.4×10^9	[N/m ²]



(a) external load(EL): 110 N[=A_p×(2 bar)]



(b) external load(EL): 220 N[=A_p×(4 bar)]

Fig. 6 Simulation results when FL-SFC and FL-SFC-DO applied to the object system with external load(EL)

계(FL-SFC-DO 제어계)가 외란을 얼마나 효과적으로 상쇄시키는가를 보인다.

Fig. 6의 (a) 및 (b)에서 ‘•’으로 표시된 그래프는 FL-SFC-DO가 적용된 계, 실선으로 표시된 그래프는 FL-SFC가 적용된 계의 스텝응답 시뮬레이션 결과들이다. Fig. 6 (a)는 고정 부하 외란을 110 N[=A_p×(2 bar)]로 설정하였을 때의 시뮬레이션 결과이다. 그림에서 FL-SFC-DO를 적용한 경우에는 제어기의 설계 목표치(80% 상승시간 100 ms, Fig. 3의 제어기 게인들에 의하여 결정됨)를 잘 추종하는 것을 알 수 있고, FL-SFC를 적용한 경우에는 약 40 % 정도 정상 상태 오차가 발생함을 알 수 있다. Fig. 6 (b)는 고정 부하 외란을 220 N[=A_p×(4 bar)]으로 설정하였을 때의 시뮬레이션 결과이다. Fig. 6 (a)와 마찬가지로 FL-SFC-DO의 경우에는 목표치를 잘 추종함을

알 수 있으며, FL-SFC를 적용할 때는 외란의 값이 커짐에 따라 Fig. 6 (a)의 경우보다도 더 큰 정상 상태 오차가 발생함을 알 수 있다.

6. 2개 실린더의 동기제어 성능

6.1 동기 제어 시스템의 설계

여기서는 2개의 실린더를 동기제어하기 위해 사용된 교차형(cross-coupled type)의 동기제어 알고리즘에 관하여 기술한다. 교차형 동기제어 알고리즘은 마스터-슬레이브 방식(master-slave type)⁷⁾과는 달리 각 축이 대등하게 취급되며, 각 축의 위치신호 오차를 서로 교차시켜 연산하고 그 결과를 각 축에 피드백하는 방식이기 때문에 보다 우수한 동기화 제어 성능을 발휘하는 것으로 알려져 있다.⁵⁾

일반적인 경우로서, *n*개의 독립된 제어계에 교차형 동기제어를 적용할 때에, *i*번째 제어계로 피드백되는 신호는 다음 식으로 표시된다.

$$G_s(s) \cdot x_{ei} = -G_s(s) \cdot \sum_{j=1}^n (x_i - x_j) \quad (18)$$

여기서 $G_s(s)$ 는 동기 제어기이며, x_{ei} 는 *i*번째 제어계의 동기 오차이다. 이 연구에서는 $G_s(s)$ 로서 PI 제어기를 사용한다. Fig. 7은 교차형 동기제어기로 구현한 3축 동기제어기의 블록선도이다.

Fig. 8은 2축 동기제어 시뮬레이션 모델을 Matlab/Simulink 모델로 구현한 것을 나타내며, 이 때 식 (18)은 다음 두 개의 피드백 신호로 나타난다.

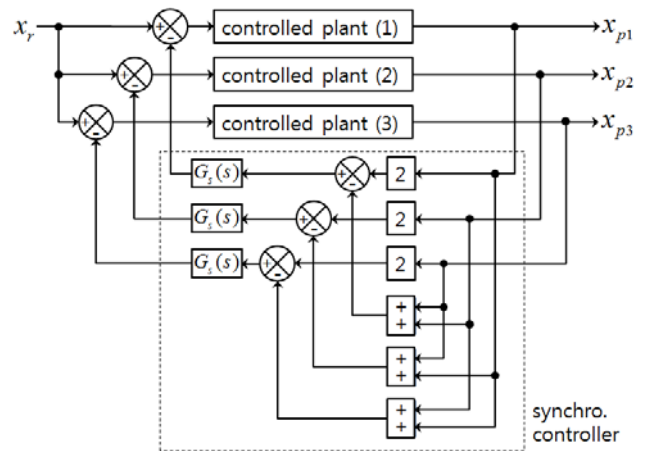


Fig. 7 Cross-coupled type synchronization control scheme(As an example, three controlled plants are incorporated.)

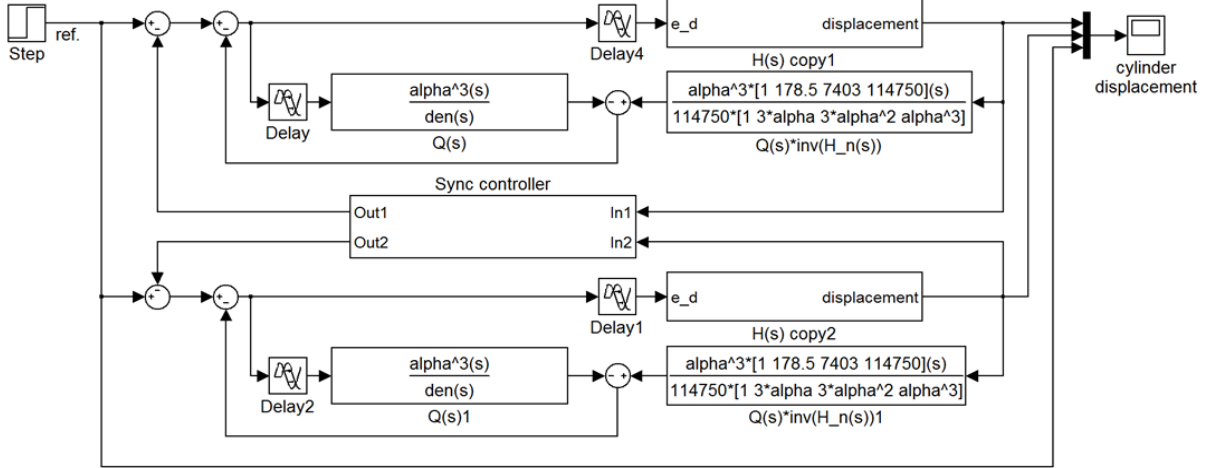


Fig. 8 Simulation model of 2 axis synchronization hydraulic control system using the FL-SFC-DO

$$G_s(s) x_{e1} = -G_s(s)(x_1 - x_2) \tag{19}$$

$$G_s(s) x_{e2} = -G_s(s)(x_2 - x_1) \tag{20}$$

6.2 수치 시뮬레이션 결과

여기서는 2축 동기제어 모델의 성능을 확인하기 위해 동기제어를 하지 않고 한축에 고정 부하 외란을 부가한 경우, 동기제어를 사용하고 한축에 고정 부하 외란을 부가한 경우, 동기제어를 사용하고 한축에 고정 부하 외란을 부가하며 외란 관측기도 사용한 경우, 이 세가지 경우에 대한 결과를 보인다. 세가지 경우 모두 공급 압력은 50 bar, 1번 축은 외란 없이, 2번 축은 고정 부하 외란 220 N [=A_p × (4 bar)]을 부가하였다.

Fig. 9는 동기제어를 하지 않고 2번 축에는 220 N의 고정 부하 외란을 부가한 경우의 결과를 나타낸 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 1번 축은 제어기 설계 목표치에 잘 추종하고 있으며, 2번 축은 약 82% 정도의 정상 상태 오차를 발생시키고 있음을 알 수 있다.

Fig. 10은 동기제어를 사용하고, 2번 축에 고정 부하 외란을 부가한 경우이며 외란 관측기는 사용하지 않았다. 이 경우에는 두 축간의 동기제어가 제대로 이루어지고 있지만 2번 축에 걸린 고정 부하 외란의 영향으로 2축 모두 약 61%의 정상 상태 오차가 발생함을 알 수 있다. 앞의 Fig. 9와 비교해보면 같은 고정 부하 외란이 걸리고 있지만 정상 상태 오차가 약 20% 정도 줄어든 것은 교차형 2축 동기 제어를 하고 있기 때문이다.

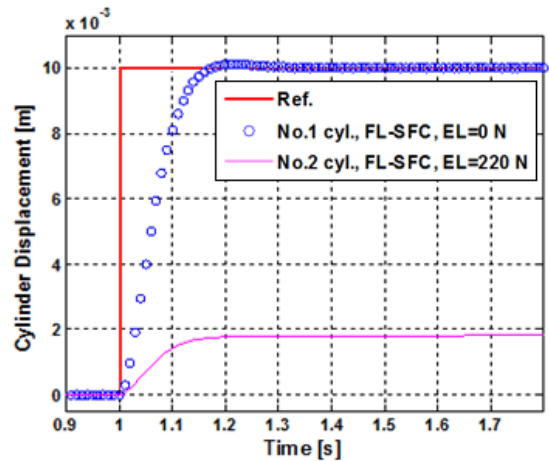


Fig. 9 Simulation results of position control of two cylinders with FL-SFC [external load : EL = 0 N or 220 N]

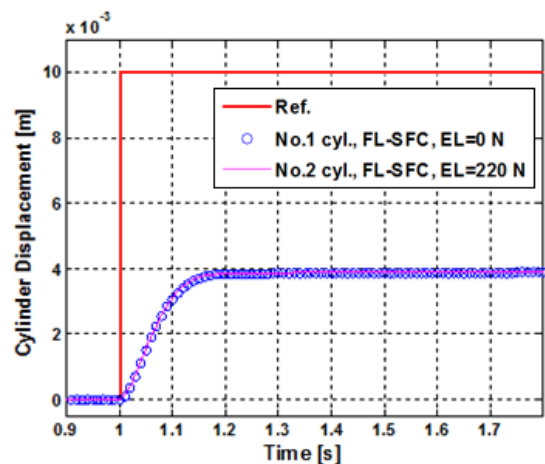


Fig. 10 Simulation results of position control of two cylinders with FL-SFC and synchronization control [external load : EL = 0 N or 220 N]

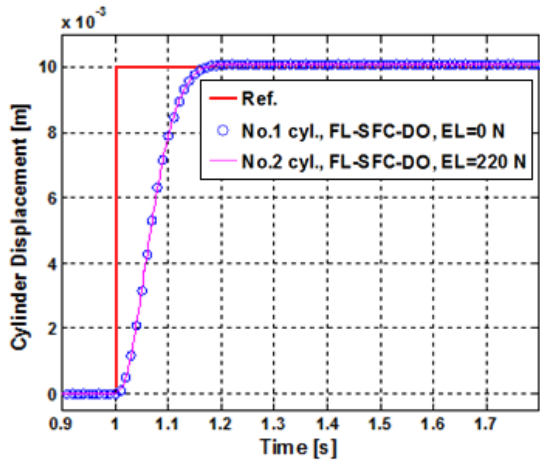


Fig. 11 Simulation results of position control of two cylinders with FL-SFC-DO and synchronization control [external load : EL = 0 N or 220 N]

Fig. 11은 동기제어를 사용하고 2번 축에 고정 부하 외란도 추가하였으며 외란관측기도 사용한 경우이다. 그림에서 보는 바와 같이 이 경우는 고정 부하 외란이 있어도 제어기 설계 목표치를 2축 모두 잘 추종하고 있는 것을 볼 수 있다.

7. 결 론

본 논문에서는 2개의 유압 실린더 위치를 동기제어 하기 위한 제어 알고리즘을 제안하였다. 제안한 알고리즘은 각각의 실린더 위치를 제어하기 위한 부분과 동기제어를 위한 부분으로 구성된다. 각각의 실린더 위치를 제어하기 위한 알고리즘으로는 피드백 선형화 보상기와 외란 보상기가 적용되었으며, 동기화 제어 보상기로는 교차형 오차 관별기와 PI제어기가 사용되었다.

제안한 제어 알고리즘을 적용한 2축 유압 실린더 동기제어 시스템의 제어 성능을 시뮬레이션을 통하여

조사하였으며, 서로 다른 크기의 외란이 작용하는 2개 실린더의 위치를 신속하고 정밀하게 제어할 수 있음을 확인하였다.

참 고 문 헌

- 1) T. E. Slotine and W. Li, Applied Nonlinear Control, Prentice-Hall Inc., pp. 246~266, 1992.
- 2) J. S. Jang, "Position Control of a Pneumatic Cylinder with a Nonlinear Compensator and a Disturbance Observer", Trans. of KSME, Vol. 26, No. 9, pp 1795~1805, 2002.
- 3) T. H. Kim and I. Y. Lee, "Control of the Hydraulic System Using Feedback Linearization and Disturbance Observer", Journal of KFPS, Vol. 5, No. 2, pp. 37~44, 2008.
- 4) T. H. Kim and I. Y. Lee, "Position Control of a 1/4 Car Suspension Simulator Using a Feedback Linearization Controller", Journal of The Korean Society for Fluid Power & Construction Equipments, Vol. 9, No. 3, pp. 8~15, 2012.
- 5) A. Yamamoto, S. Yokota and Y. Tamura, "Accurate Trajectory Control of Electro Hydraulic Manipulator, Trans. of JFPS, Vol. 28, No. 1, pp. 108~115, 1997.
- 6) Y. Koren, "Cross-coupled Biaxial Computer Controls for Manufacturing Systems", Trans. of ASME, Jour. of Dyn. Sys., Meas. Cont., Vol. 102, pp. 265~272, 1980.
- 7) J. H. Byun, "A Study on the Synchronous Control of Two Motor Cylinders with Skew Disturbance", KSPSE, Vol. 13, No. 6, pp. 129~136, 2009.