

가변 하중을 갖는 편로드 유압 실린더의 합성 자기동조 제어

김문생*, 김정태**, 박성범***, 한기봉**

Hybrid Self-Tuning Control of a Single Rod Hydraulic Cylinder with Varying Payload

Moon-saeng Kim*, Jeoung-tae Kim**, Sung-bum Park***, Ki-bong Han**

ABSTRACT

A proposed hybrid self-tuning control scheme for single rod hydraulic cylinder which has varying loads is presented here. An adaptive controller is developed for the system that use feedforward and P feedback control for simultaneous parameter identification and tracking control.

Through experimental results, the performance comparison of the hybrid self-tuning controller with a constant gain P controller clearly shows its superior ability in handling load changes in quiescent states.

Key Words: single rod hydraulic cylinder(편로드 유압실린더), hybrid self-tuning controller (합성 자기동조 제어기), identification (동정), feedback controller (귀환 제어기), feedforward controller (피드포워드 제어기)

1. 서 론

유압장치는 큰 힘이 요구되는 기계의 구동장치에서 힘을 정확, 신속하게 전달하는 데에 주로 사용되고, 병기산업, 우주 항공산업의 동력 전달장치와 자동 조향장치, 각종 운동재현 시뮬레이터, 로봇등에 유압을 이용한 응용기술이 고도로 발전되고 있다. 이들 중 운동재현기에 사용되는 유압실린더는 제어성이 좋은 양로드 유압실린더(double rod cylinder)보다 행정대 장비길이가 큰 편로드 유압실린더(single rod cylinder)가 사용된다. 편로

드 유압실린더는 양로드 유압실린더에 비해 구조적으로 간단하고 소형이며 씼(seal)의 갯수가 적어 제작이 용이하나, 실린더 양쪽 챔버(chamber)체적의 변화비가 동일하지 않으므로 피스톤의 운동방향에 따라 속도와 압력에 비선형성이 발생하여, 정밀하고 유연한 제어를 하기가 어렵다. 특히 운전시에는 플랜트의 동특성파악이 어려울 뿐만 아니라 유압실린더의 부하 변동시에는 동특성 파악이 더욱 힘들기 때문에 기존 선형 제어기법으로 이러한 문제를 해결하는데는 한계를 가진다. Martine은 편로드 유압실린더의 중간 행정지점을 기준 위치로 하여 편로드 유압

* 정회원, 부산대학교 기계설계공학과, 부산대 기계기술연구소
 ** 대우전자 전략기술 제1연구소
 *** 부산대 기계기술연구소

실린더를 선형화하였다. Watton⁽¹⁾는 중간행정 지점에서 안정성 여유가 가장 나쁘기 때문에, 이 지점에서 시스템을 안정화시키는 고정된 피드백 게인(feedback gain)을 선정하면 다른 모든 위치에서도 안정됨을 보였다. Vosoughi와 Donath⁽²⁾는 귀환 선형화 기법(feedback linearization)을 이용하여 비선형 시스템의 동특성을 설명하였다. 유체역학과 압축성유체에 대하여 귀환 선형화를 이용하여 비선형모델을 해석했고, 또한 이 비선형모델을 대상으로 선형화한 시스템에 대하여 적절한 제어를 구성하였다. 선형화된 모델을 기준으로 설계된 제어기는 부하 변동이 없는 시스템에는 좋은 제어성능을 유지하지만, 부하 변동이 클 경우에는 제어할 수 없었다. Zhu⁽³⁾, Ananthkrishnan, Fullmer⁽⁴⁾ 등은 시스템 매개변수 추정기법을 이용하여 전달함수 모델을 결정하고, 모델기준 보상기법과 극배치기법을 이용하여 제어를 설계하였다. 이러한 방법들은 부하변동에는 제어성능을 일정하게 유지시키지만 제적을 추종하는 데는 위상지연이 발생한다.

본 연구에서는 이러한 문제점을 해결하기 위하여 피드포워드 제어기와 피드백 제어기인 비례 제어기를 합성한 자기동조 제어기를 편로드 유압실린더에 적용하여 제적을 추종하였다. 이 방법은 회귀 최소 제곱법을 이용하여 기지의 편로드 유압실린더의 전달함수를 추정하고, 추정된 전달함수의 역동역학을 이용하여 피드포워드 제어를 구축한다. 또한 추정된 전달함수에 대하여 극점 배치기법을 이용하여 비례게인을 구하였다. 피드포워드 제어기는 추종오차를 줄이고, 피드백 제어기는 제어성능을 향상시키고 동시에 시스템을 안정하게 유지시킨다. 1자유도로 단순화한 운동제현기를 제작하여 실험을 통하여 제안된 제어기와 고정된 게인을 갖는 비례제어기의 제어성능과 위상지연을 각각 비교, 검토하고자 한다.

2. 합성 자기동조 제어기

Fig. 1은 피드포워드 제어기가 합성된 비례자기동조 제어기를 나타낸다. 자기동조 제어기는 피드포워드 제어부, 피드백 제어부, 시스템 매개변수 추정부, 제어기 설계부로 구성된다. 여기서 제어부는 각각 역동역학을 이용한 피드포워드 제어기, 비례제어기를 이용하였고, 시스템 매개변수 추정부는 회귀 최소 제곱법을 적용하였다. 비례제어기 설계방법은 극점배치기법을 이용하여 비례게인을 구하였다.

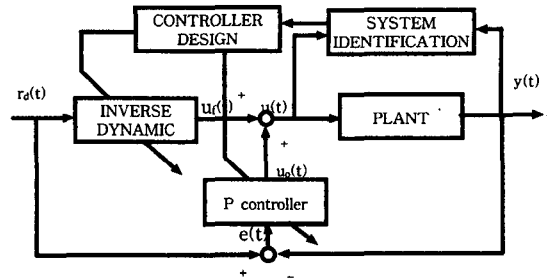


Fig. 1 Structure of hybrid self-tuning controller

플랜트의 모델을 1차로 가정하고⁽⁵⁾, ARMAX모델로 나타내면 다음과 같다.

$$A(z^{-1})y(t) = z^{-1}B(z^{-1})u(t) + \zeta(t) \quad (1)$$

여기서, z^{-1} 는 시간지연을 나타내고, t 는 t 번째 샘플링 순간을 나타내며 $y(t)$, $r(t)$ 등은 각각 t 번째 샘플링 순간에서의 출력, 기준입력을 나타낸다.

식 (1)에서 $A(z^{-1}) B(z^{-1})$ 는

$$A(z^{-1}) = 1 + a_1 z^{-1} \quad (2.a)$$

$$B(z^{-1}) = b_1 \quad (2.b)$$

이고, 시스템입력 $u(t)$ 는 다음과 같다.

$$u(t) = u_0(t) + u_f(t) \quad (3)$$

식 (3)에서 $u_0(t)$, $u_f(t)$ 는 각각 피드백 제어력과 피드포워드 제어력을 나타내며, 식(1)에서 $\zeta(t)$ 는 다음과 같은 성질을 만족하는 백색 잡음을 나타낸다.

$$E\{\zeta(t)\} = 0 \quad (4.a)$$

$$E\{\zeta^2(t)\} = \sigma^2 \neq 0 \quad (4.b)$$

$$E\{\zeta(t)\zeta(t+\tau)\} = 0 \quad \tau \neq 0 \quad (4.c)$$

먼저 비례제어기를 살펴본 다음 피드포워드 제어기 및 합성 자기동조 제어기를 설계한다.

2.1 비례제어기 설계

이산 시간에서 비례제어칙을 보면 다음과 같다.

$$u_0(t) = K_p e(t) \quad (5)$$

식(5)에서 K_p 는 비례게인이고, $e(t)$ 는 다음과 같다.

$$e(t) = r_d(t) - y(t) \quad (6)$$

비례제어책에서 페루프 시스템의 성능은 비례게인에 의존하기 때문에 비례게인을 구하는 것이 중요하다.

본 연구에서는 비례제어책과 극점배치 기법을 이용한 제어책사이의 관계를 이용하여 다음과 같이 비례게인을 구하였다. 비례제어책과 극점배치 기법사이의 관계를 이용하여 비례게인을 동조하는 알고리즘은 다음과 같다.

식 (5), 식 (3)을 식 (1)에 대입하여 $u_0(t)$ 부분만 정리하면 다음과 같다.

$$y(t) = \frac{z^{-1}B(z^{-1})K_p}{A(z^{-1}) + z^{-1}B(z^{-1})K_p} r_d(t) + \frac{1}{A(z^{-1}) + z^{-1}B(z^{-1})K_p} \zeta(t) \quad (7)$$

식 (7)에서 우변의 분모 다항식은 페루프 시스템의 특성을 나타내기 때문에 분모 다항식을 설계하면, 설계사양에 알맞은 응답을 얻을 수 있다. 식(7)의 분모항을 $M(z^{-1})$ 라 놓으면 다음과 같다.

$$M(z^{-1}) = A(z^{-1}) + z^{-1}B(z^{-1})K_p \quad (8)$$

식 (8)에서 $M(z^{-1})$ 을 1차로 가정하였고, 시정수T와 샘플링시간 T_s 를 고려하여 $M(z^{-1})$ 을 설계하면 다음과 같다.

$$M(z^{-1}) = 1 + t_1 z^{-1} \quad (9)$$

식 (9)에서 t_1 는 다음과 같이 구한다.

$$t_1 = -e^{-\frac{T}{T}} \quad (10)$$

식 (9), 식 (8)을 이용하여 비례게인 K_p 을 구하면 다음과 같다.

$$K_p = \frac{t_1 - a_1}{b_1} \quad (11)$$

본 연구에서는 유압실린더 특성을 고려하여 시행착오방법으로 샘플링시간과 시정수를 0.001sec와 0.1로 선정하였다.

2.2 피드포워드 제어기 설계

식 (3)에서 피드포워드 제어력 $u_f(t)$ 는 추정된 유압실린더와 서보밸브의 역동역학을 이용하여 플랜트가 원하는 궤적을 추적하도록하기 위한 개루프 제어신호이다. 플

랜트의 역 전달함수를 나타내면 다음과 같다.

$$\frac{u_f(t)}{r_d(t)} = \frac{1 + a_1 z^{-1}}{b_1 z^{-1}} \quad (12)$$

식 (12)에서 $u_f(t)$ 를 구하면 다음과 같다.

$$u_f(t) = \frac{r_d(t+1) + a_1 r_d(t)}{b_1} \quad (13)$$

식 (13)에서 $r_d(t)$ 는 기준입력 신호이다. 여기서 시스템 매개 변수값들이 정확하면 피드포워드 입력만으로도 원하는 궤적을 잘 추적할 수 있다. 그러나 추정된 시스템 매개 변수값들이 오차가 존재하기 때문에 피드포워드 제어력 값만으로는 원하는 궤적을 추적할 수 없고, 또한 모델링 오차에 대하여 강인성을 확보하기가 어렵기 때문에 비례제어기로 이를 보완하였다.

2.3 자기동조 제어기 구성

식 (1)에 포함된 시스템 매개변수를 추정하기 위해서 다음과 같은 회귀최소 제곱법(recursive least square method)을 이용하여 구한다.⁽⁶⁾

$$\hat{\theta}(t) = \hat{\theta}(t-1) + \frac{\Gamma(t-1)\phi(t-1)}{\lambda + \phi^T(t-1)\Gamma(t-1)\phi(t-1)} \varepsilon(t) \quad (14)$$

$$\Gamma(t) = \Gamma(t-1) - \frac{\Gamma(t-1)\phi(t-1)\phi^T(t-1)\Gamma(t-1)}{\lambda + \phi^T(t-1)\Gamma(t-1)\phi(t-1)} \quad (15)$$

$$\varepsilon(t) = (1 - z^{-1})y(t) - \hat{\theta}^T(t-1)\phi(t-1) \quad (16)$$

여기서 $\varepsilon(t)$, λ 는 각각 예측오차, 포갯팅요소(forgetting factor)이고, $\hat{\theta}(t)$ 와 $\phi(t-1)$ 는 각각 다음과 같다.

$$\hat{\theta}(t) = [\hat{a}_1(t), \hat{b}_1(t)]^T \quad (17)$$

$$\phi(t-1) = [-y(t-1), u(t-1)]^T \quad (18)$$

위에서 추정된 시스템 매개변수를 이용하여 각각 비례 제어력 $u_0(t)$, 피드포워드 제어력 $u_f(t)$ 를 계산한다. 먼저 비례제어력 $u_0(t)$ 를 구하면 다음과 같다.

$$u_0(t) = \hat{K}_p e(t) \quad (19)$$

식 (19)에서 \hat{K}_p 은 앞에서 설명한 극점배치기법을 이용하여 아래식에서 구한다.

$$M(z^{-1}) = \hat{A}(z^{-1}) + z^{-1}\hat{B}(z^{-1})\hat{K}_p \quad (20)$$

여기서 \hat{K}_p 는 다음과 같다.

$$\hat{K}_p = \frac{t_1 - \hat{a}_1}{\hat{b}_1} \quad (21)$$

다음은 역동역학을 이용하여 피드포워드 제어력 $u_f(t)$ 를 구하면 다음과 같다.

$$u_f(t) = \frac{r_d(t+1) + \hat{a}_1 r_d(t)}{\hat{b}_1} \quad (22)$$

플랜트를 제어하는 합성 제어력은 다음과 같다.

$$u(t) = u_0(t) + u_f(t) \quad (23)$$

이상의 방법을 이용하여 합성자기동조 제어 알고리즘을 다음과 같이 구성하였다.

단계 1 : 특성 다항식 $M(z^{-1})$ 선정한다.

단계 2 : 식 (14), 식 (15) 식 (16)로부터 시스템 매개변수 추정한다.

단계 3 : 2 단계에서 추정된 시스템 매개변수와 식 (21)에서 \hat{K}_p 를 계산한다.

단계 4 : 식 (19)로부터 $u_0(t)$ 와 식 (22)에서 $u_f(t)$ 를 계산한다.

단계 5 : 식 (23)에서 $u(t)$ 를 계산하고, 단계 2로 돌아간다.

3. 실험장치 구성 및 실험방법

전기-유압 서보기구는 전기지령신호를 받아 유압 구동기가 물체를 움직이는 일련의 기구를 말하며 위치, 속도, 압력 및 하중등을 제어하는 경우 모두를 포함한다.⁽⁷⁾ 본 연구에서 사용된 전기유압 위치제어 시스템의 구성도는 Fig. 2와 같다.

제어기에서 나오는 지령신호를 증폭기에서 받아들여 서보 밸브내의 솔레노이드에 가해주면 가해진 전류의 크기에 따라 토크 모터(torque motor)가 작동한다. 토크 모터의 작동에 따라 자석이 움직이게 되고 자석 하단에 연결된 플래퍼의 구동에 의해 노즐 양단의 압력차 생기고, 이 압력차에 의해 밸브 스푼(valve spool)이 움직인다. 스푼의 개폐방향과 개폐량에 따라 작동유의 방향과 유량이 결정된다. 서보밸브에서 나온 작동유에 의해 실린더가

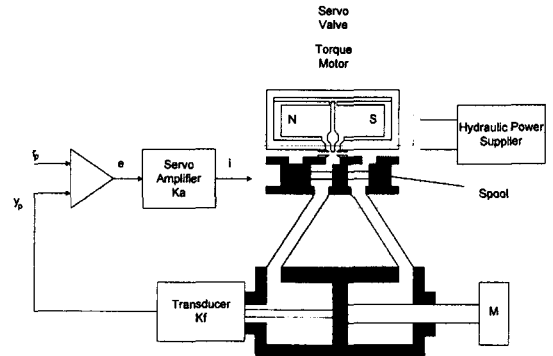


Fig. 2 Schematic diagram of electro-hydraulic servo system

동작하고 실린더와 연결된 위치 검출기에서 실린더의 길이 변화량을 검출하여, 제어기로 피드백시킨다.

가변하중에 따른 편로드 유압실린더의 위치 제어를 위한 실험장치는 Fig. 3과 같다. Fig. 3에서 보는 것과 같이 외팔보의 2/3지점에 편로드 유압실린더를 설치하고 끝단에 원판 디스크형의 추를 고정할 수 있도록 함으로서 하중에 따른 유압실린더의 위치를 제어할 수 있는 구조로 제작하였다. 실린더의 길이 변화는 실린더 로드 중심부에 설치된 LVDT로 검출하였다. 각 조인트는 볼 베어링과 구름 베어링을 이용한 조인트를 사용하여 기계적인 마찰력에 의한 영향력을 줄였다. 실린더의 측면에서 실린더의 내부로 유량을 공급하였고, 매니폴더(manifold)와 서보 밸브는 그 하단에 설치하여 실린더에 작동유가 공급될 수 있도록 하였다. 실린더의 하부 조인트와 상부 조인트 간의 길이(A-B)는 1000mm이고 행정길이는 400mm로 구성하였다. 실린더 내경은 D63mm이고, 로드는 D40mm로 제작하였다. 실린더에 공급되는 작동유는 140Kg/cm²의 압력을 유지하였고, 40lpm의 유량을 공급

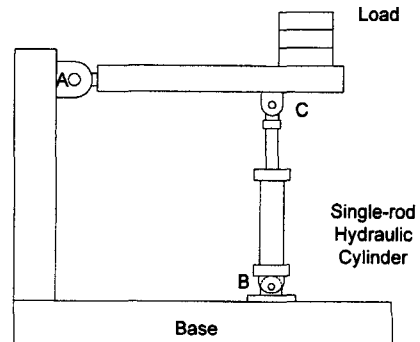


Fig. 3 Schematic diagram of experimental apparatus

할 수 있는 피스톤 펌프를 사용하여 유압을 공급하였으며 어큐레이터(accumulator)를 설치해서 맥동에 의한 유압과 유량의 변화를 억제시켰다.

Fig. 4는 실험 장치의 실제 사진을 나타낸다. 이와 같이 제작된 실험장치를 대상으로 각각의 제어기의 제어성을 실험하기 위해서 외팔보의 끝지점에 여러가지 하중을 부가하면서 실험을 수행하였다.

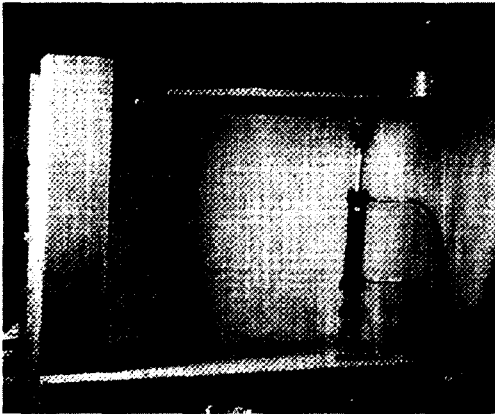


Fig. 4 Photo of the experimental apparatus

4. 실험 결과 및 고찰

본 연구에서는 가변하중을 가진 편 로드 유압실린더의 위치를 제어하기 위해서 극점배치기법을 이용한 비례제어와 역동역학을 이용한 피드포워드제어가 결합된 자기동조 제어기를 설계하였다. 제안된 자기동조 제어기의 성능을 평가하기 위하여 고정된 게인을 갖는 비례제어기와 비교하였다. 이때 시행착오법에 의해 비례게인 0.05값을 선택하였다. 실험에 사용된 하중은 각각 0Kg, 50Kg, 100Kg의 3 종류의 하중을 부가할 때, 이에 따른 각각의 제어성을 비교, 검토하였다.

Fig. 5는 무부하중일 때, 고정된 게인을 갖는 비례제어, 제안된 자기동조 제어기의 제어성을 나타낸다. Fig. 5(a)는 계단 입력에 대한 플랜트의 출력을 나타내고 있다. 이 때 고정된 게인을 갖는 비례제어기는 전 구간에서 일정한 제어성을 나타내고, 제안된 자기동조 제어기는 초기동조 시행에는 과도 응답을 나타내고 있지만, 시간이 경과함에 따라 성능이 향상됨을 알 수 있다. Fig. 5(b)는 고정된 게인을 갖는 비례제어기의 제어력과 제안된 자기동조제어의 제어력을 나타낸다. 고정된 게인을 갖는

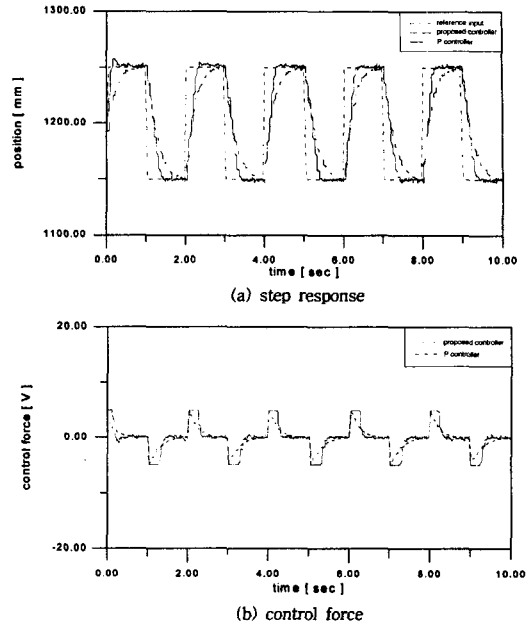


Fig. 5 Performance of the control system (payload 0 Kg)

제어기의 제어력과 제안된 제어기의 제어력은 각각 4.9V에서 -4.9V 사이의 값을 나타낸다.

Fig. 6은 부하하중이 50Kg일 때 게인의 고정된 비례제어기와 제안된 자기동조 제어기의 제어성을 나타낸다. Fig. 6(a)는 계단 입력에 대한 플랜트의 출력을 나타내고 있다. 고정된 게인을 갖는 비례제어기는 전 구간에서 일정한 제어성을 나타내고 있다. 그러나 무부하중일 때와 비교하면 응답속도가 떨어짐을 알 수 있다. 제안된 제어기는 초기동조 시행에는 시스템 동정 자체가 과도상태이기 때문에 오버슈트가 발생하지만 시간이 경과함에 따라 제어성능이 향상되고, 또한 무부하중과 비교할 때, 일정한 제어성을 유지함을 알 수 있다.

Fig. 6(b)는 고정된 게인을 갖는 비례제어기의 제어력과 제안된 자기동조제어의 제어력을 나타낸다. 고정된 게인을 갖는 제어기의 제어력과 제안된 제어기의 제어력은 각각 4.9V에서 -4.9V 사이의 값을 나타낸다.

Fig. 7은 부하하중이 100Kg일 때, 고정된 비례제어기와 제안된 자기동조 제어기의 성능을 나타낸다. Fig. 7(a)는 계단 입력에 대한 플랜트의 출력을 나타내고 있다. 고정된 자기동조 제어기는 전 구간에서 일정한 제어성을 나타내고 있지만, 여러 가지 하중에 대하여 제어성능이 일정하지 않음을 알 수 있다. Fig. 7(b)는 고정된

제인을 갖는 비례제어기의 제어력과 제안된 자기동조 제어기의 제어력을 나타낸다. 고정된 제인을 갖는 제어기의 제어력과 제안된 제어기의 제어력은 각각 4.9V에서 -

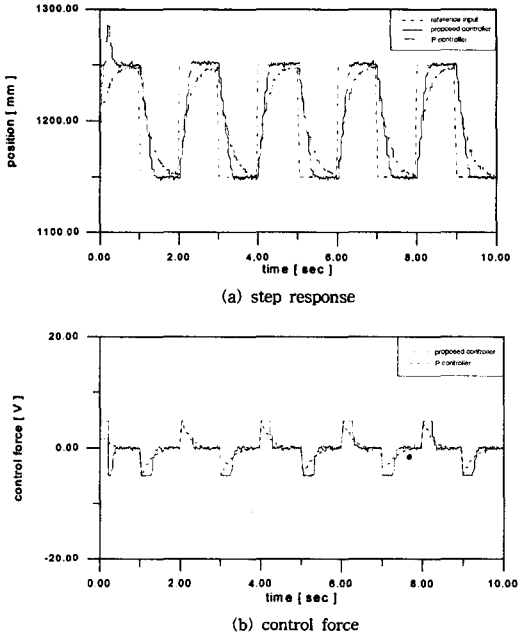


Fig. 6 Performance of the control system (payload 50 Kg)

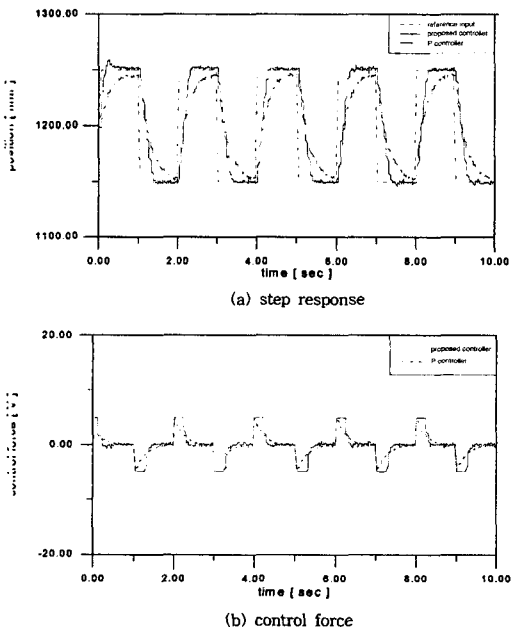


Fig. 7 Performance of the control system (payload 100 Kg)

4.9V 사이의 값을 나타낸다.

Fig. 8은 부하중이 0Kg일 때, 기준입력 $r(t) = 1200 + 50\sin \pi T_s \cdot t$ 에 대하여 각 제어기의 제어성능을 나타낸다. Fig. 8(a)는 기준입력에 대한 각 제어기의 제어 추종성능을 나타낸다. 제인의 고정된 P제어기는 전 구간에서 추종성능이 일정하지만 기준입력에 대한 정상 상태 오차가 발생하고, 또한 위상 지연이 발생함을 알 수 있다. 제안된 제어기는 제어 초기 동조에는 과도상태의 현상이 발생하지만 시간이 경과함에 따라 전 구간에서 제어성능이 일정하게 되고, 또한 기준입력에 대한 추종성능이 양호함을 알 수 있다. Fig. 8(b)는 고정된 제인을 갖는 P제어기의 제어력과 제안된 자기동조제어의 제어력을 나타낸다. 고정된 제인을 갖는 제어기의 제어력과 제안된 제어기의 제어력은 유사한 값들을 나타내고 있지만, 6sec와 7sec사이, 9sec와 10sec 사이의 구간에서 과도한 출력이 발생됨을 알 수 있다.

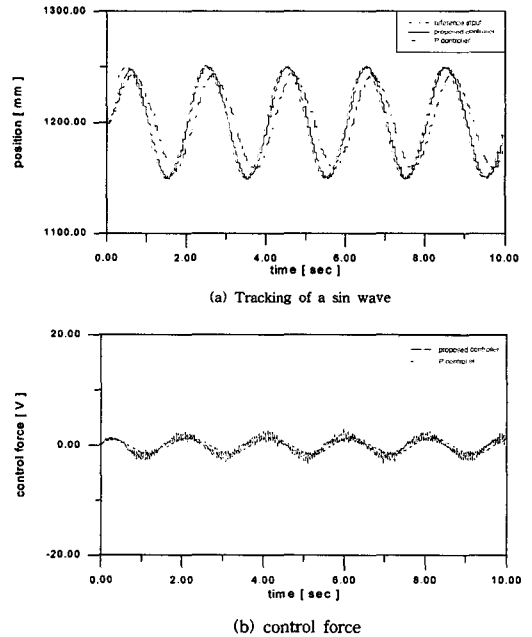


Fig. 8 Tracking of a sin wave of the control system (payload 0 Kg)

Fig. 9는 부하중이 50Kg일 때, 기준입력 $r(t) = 1200 + 50\sin \pi T_s \cdot t$ 에 대하여 각 제어기의 제어성능을 나타낸다. Fig. 9(a)는 기준입력에 대한 각 제어기의 제어 추종성능을 나타낸다. 제인의 고정된 비례제어기는 전구간에서 일정한 제어성능을 나타내고 있지만, 무부하

시때 보다 정상 상태 오차와 위상지연이 커짐을 알 수 있다. 제안된 자기동조 제어기는 제어 초기에는 과도상태가 발생하지만 일정한 시간이 경과하면 기준입력에 대한 추종성능이 양호함을 알 수 있다. Fig. 9(b)는 고정된 게인을 갖는 비례제어기의 제어력과 제안된 자기동조 제어기의 제어력을 나타낸다. 고정된 게인을 갖는 제어기의 제어력과 제안된 제어기의 제어력은 유사한 값들을 나타내고 있지만, 6sec와 7sec사이, 9sec와 10sec 사이의 구간에서 과

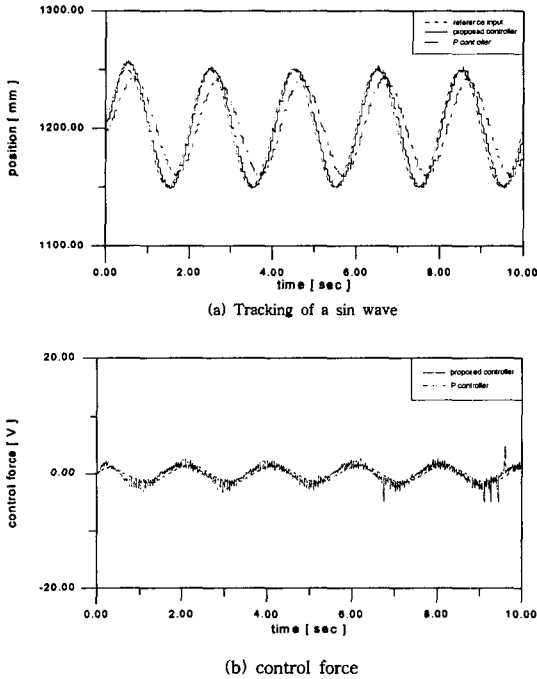


Fig. 9 Tracking of a sin wave of the control system (payload 50 Kg)

도한 출력이 발생됨을 알 수 있다.

Fig. 10은 부하중이 100Kg일 때 기준입력 $r(t) = 1200 + 50\sin \pi T_s \cdot t$ 에 대하여 각제어기의 제어성능을 나타낸다. Fig. 10(a)는 기준 입력에 대한 각 제어기의 제어 추종성능을 나타낸다. 게인의 고정된 비례제어기는 부하 변동에 따라 위상지연과 정상상태 오차가 변화함을 알 수 있다. 제안된 자기동조 제어기는 부하중이 변동에도 불구하고 추종성능이 양호함을 알 수 있다. Fig. 9(b)는 각각의 제어기의 제어력을 나타낸다.

이들 결과로부터, 게인의 고정된 비례제어기는 부하질량이 변화에 제어성능이 떨어짐과 동시에 궤적을 추적하는데 정상상태 오차와 위상지연이 발생함을 알 수 있

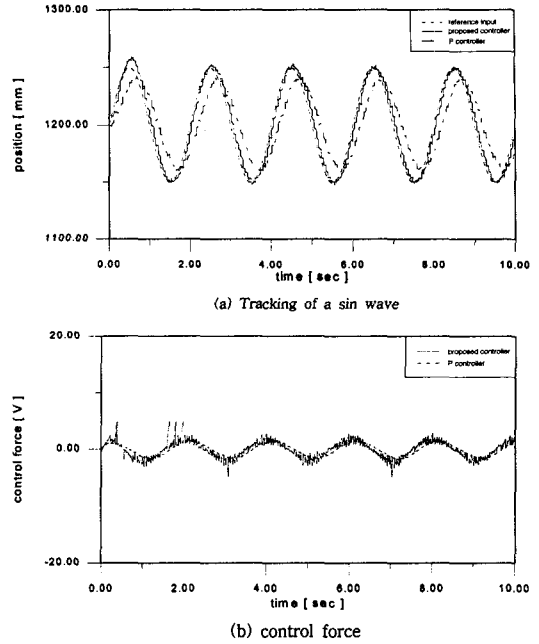


Fig. 10 Tracking of a sin wave of the control system (payload 100 Kg)

다. 본 연구에서 제안된 자기동조 제어기는 부하중이 변화에 대하여 제어성능을 일정하게 유지할 뿐만 아니라, 궤적을 추적하는데도 위상차가 미소함을 알 수 있다.

5. 결론

본 연구에서는 피드포워드 제어기와 비례제어기가 결합된 자기동조 제어기를 설계하였다. 제안된 제어기, 게인이 고정된 비례제어기를 각각 편로드 유압실린더를 사용한 단순화된 1자유도 운동 시스템에 적용하여 제어성능을 비교한 결과로부터 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 단순화된 1자유도 운동 시스템에 제안된 제어기를 적용함으로써 기준입력 궤적 추종시 위상지연을 줄였다.

(2) 시스템 매개변수 추정부에서 추정된 플랜트 전달함수와 극점 배치 기법을 이용하여 비례제어기의 게인을 구하고, 또한 시스템 매개변수 추정부에서 추정된 플랜트 전달함수의 역동역학을 이용한 피드포워드 제어기를 설계하는 방법을 가지고 자기동조 제어 알고리즘을 제안하였다.

(3) 제안된 제어기는 여러 가지 부하변동에도 추종성능이 우수함으로써 운동을 모사하는 운동재현기의 제어에 적합하다.

참 고 문 헌

1. Watton, J., Barton, R.C., "Further Contributions to the Response and Stability of Electrohydraulic Actuators with Unequal Areas Part 2 : Open Loop Response and Closed Loop Stability," Dynamic Systems: Modelling and Control, ASME, N.Y., pp. 161-166, 1985.
2. Vossoughi, R., Donath, M., "Dynamic Feedback Linearization for Electrohydraulically Actuated Servosystems," Proc. Japan/USA Symposium on Flexible Automation, Vol. 1, pp. 595-606, 1992.
3. Zhu, X., Zhao, F., Lu, Y., Lin, J., " Study on PID, SFDO, and MRA Control Performance of Multi-Joint Electrohydraulic Robot," Proc. IEEE Inter. Conference on Systems, Man, and Cybernetics, Vol. 2, pp. 1203-1205, 1988.
4. Ananthakrishnan, S., Fullmer, R., "The Application of a Class of Adaptive Control algorithm to hydraulic servosystems," ACC., San Diego, CA, Vol. 2, pp. 1086-1087, 1990.
5. Ying-Tsai, W., Chih-Hsiung, H., "LQG Self-Tuner Design for an Asymmetric Hydraulic Sydtem," JSME., Series C, Vol. 38, No. 3, pp. 625-632, 1995.
6. Lennart, L., System Identification Theory for User, P T R Prentice Hall, pp.305-308, 1987.
7. 長谷川 泰弘, "電氣-油壓サーボ機構の基礎と應用"油空壓化設計, 14卷, 5號, pp.93-99, 1989.