



# 공기압 서보 액추에이터 시스템의 추적제어 실험 연구

## An Experimental Study of Tracking Control of Pneumatic Servo Actuator System

한성건\*† · 김형의\*\*  
 Sung-Gun Han\*† and Hyoung-Eui Kim\*\*

(Received 01 February 2018, Revision received 21 August 2018, Accepted 21 August 2018)

**Abstract:** A servo controlled pneumatic actuator system is employed as a kind of tracking control system. Layout of our system consists of two main parts, pneumatic and hydraulic systems. Currently, our main goal is to control the piston acceleration precisely that is generated by impact power in the chamber. In future, our final goal is to develop a simulator for vehicle crash tests through this research. The piston acceleration can be controlled by a hydraulically actuated friction brake system. The servo actuator system is initially transformed into a linear system description and then a tracking controller is developed. Our system using PID controller based on FPGA allows execution time around 0.3 seconds to match our assumption for system requirement. The test results have demonstrated pressure, velocity and acceleration responses of the cylinder with the nonlinear feed-back control. The target tracking results are shown to be consistent and in good agreement with the test data. A crash test is an important step to validate the novel car design. However, high cost in experimental testing limits the number of crash tests, resulting in inadequate data collection. Therefore, the simulator of vehicle crashes using an acceleration tracking control algorithm will become an indispensable tool for shortening not only automobile development time and lowering costs, but also safety evaluation testing.

**Key Words :** Actuator, tracking, acceleration, simulator

### — 기 호 설 명 —

$A_B$ : 브레이크 피스톤의 유효면적 [ $m^2$ ]	$C_d$ : 유량 계수
$A_P$ : 피스톤의 유효면적 [ $m^2$ ]	$c_v$ : 비열 [ $kcal/kg \cdot ^\circ C$ ]
$A_R$ : 피스톤 로드의 유효면적 [ $m^2$ ]	$e$ : 오차 신호
$a_{SV}$ : 서보 밸브 단면적 [ $m^2$ ]	$F_A$ : 압축 공기 추진력 [N]
$b$ : 점성 마찰계수	$F_B$ : 유압 브레이크 제동력 [N]
	$F_c$ : Capillary 저항력 [N]
	$K$ : 열전달계수 [ $W/m^2K$ ]

\*† 한성건(교신저자) : 경북대학교 물리학과  
 E-mail : hnsngn123@naver.com, Tel : 053-950-5316  
 \*\*김형의 : 코리아테스팅

\*† Sung-Gun Han(corresponding author) : Department of Physics, Kyungpook National University.  
 E-mail : hnsngn123@naver.com, Tel : 053-950-5316  
 \*\*Hyoung-Eui Kim : koreateesting.

- $K_P$  : 비례 이득
- $K_I$  : 적분 이득
- $K_D$  : 미분 이득
- $k$  : 폴리트로픽 비
- $m_L$  : 부하 질량 [kg]
- $m_p$  : 피스톤 질량 [kg]
- $N$  : 수직 항력 [N]
- $P_B$  : 챔버 내의 유압 [N/m<sup>2</sup>]
- $P_P$  : 피스톤 측의 유압 [N/m<sup>2</sup>]
- $Q_B$  : 유량 [m<sup>3</sup>/s]
- $R$  : 기체상수 [J/mol.K]
- $u(t)$ : 제어기 출력

### 그리스 문자

- $\mu$  : 브레이크 패드의 마찰계수
- $\beta_H$  : 체적 탄성 계수

### 하첨자

- $A$  : 축압기
- $B$  : 브레이크
- $hp$  : 피스톤 챔버에서 열교환
- $hR$  : 로드 챔버에서 열교환
- $P$  : 피스톤
- $R$  : 피스톤 로드
- $SV$  : 서보 밸브

## 1. 서 론

서보 공기압 실린더는 압축공기 에너지를 직선·왕복운동으로 전환하는 액추에이터이다. 자동화 설비, 일반 산업기계, 로봇, 자동차 조립장치, 충격 진동 제어시스템 등의 산업용 액추에이터로 많이 사용되며, 설치가 간단하고 고속 구동 및 충분히 큰 힘을 낼 수 있기 때문에 널리 이용된다.<sup>1-3)</sup> 이와 같은 특성을 이용하여 서보 제어 공기

압 시스템과 같은 보다 세밀한 운동 제어를 위해 공기압 서보 액추에이터를 이용하려는 시도가 이루어지고 있다.<sup>4-11)</sup> 저자가 사용하는 Hybrid Servo Actuator(HSA) 시스템은 일종의 추적 제어 시스템이다. 비선형성으로 인한 서보 공기압 제어에 수반되고 있는 어려움은 실린더내의 공기의 압축성과 실린더에 따라 복잡한 마찰 분포와 관련되어 있다.

공기압 시스템에 사용되는 국내 공압 실린더의 평균 사용 속도는 0.5~1.5 m/sec이며, 서보 액추에이터의 평균 사용 속도는 1~5 m/sec이다. 자동차 충돌 시뮬레이터용의 액추에이터는 최대 압력 350 bar이고, 최대 속도는 10 m/sec가 되도록 해야 한다. 현재 사용되는 액추에이터는 자체 개발·제작된 서보 실린더로서 공압과 유압의 복합 구성된 액추에이터이다.

본 연구의 목적은 챔버에서 강력한 힘으로 발생된 피스톤의 가속도를 정밀히 제어하는 것이 목표이다. 충돌 시뮬레이터용 액추에이터의 정밀한 제어가 된다면 목표 추적제어 시험 결과와 시험데이터가 좋은 일치를 볼 수 있다. 충돌 시험을 통해 신차 개발 설계를 확실하게 하는 중요한 단계로 갈 수 있다. 그렇지만 고비용의 시험으로 충돌시험 횟수와 충분한 시험 데이터를 얻는데 제한을 받게 된다. 본 연구의 최종 목표인 가속도 추적 제어 알고리즘을 이용한 충돌 시험 시뮬레이터는 자동차 개발 시간과 비용을 줄이는 데 반드시 필요한 도구이다.

본 연구에 사용되는 충돌 시뮬레이터용 액추에이터는 공압에 의해 순간적으로 전진하는 피스톤 로드를 충분히 저지하도록 유압 브레이크 장치로 구성시켰으며, 유압 브레이크 장치는 피스톤 로드가 전진하는 파형에 따라 압력 조절이 빠르고 자유롭게 이루어질 수 있어야 하며, 고압의 장치로 빠르게 움직이기 때문에 안전설계와 재현성이 있는 설계가 우선시 되었다.

서보 액추에이터에서 피스톤의 가속제어는 액추에이터의 출구 측에서 속도를 조절하는 미터-아웃 제어방식을 채택하였으며, 피스톤이 쿠션장치와 충돌할 때 쿠션장치가 충격을 흡수하면서 발

생되는 유압을 릴리프 밸브를 통하여 배출시켜 반영구적으로 사용될 수 있게 한 유압 쿠션장치로 설계하였다.

## 2. 시스템의 구성 및 작동원리

### 2.1 장치 및 구성

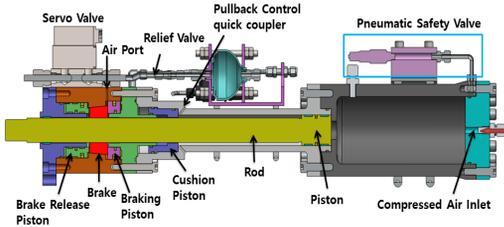


Fig. 1 Diagram of a servo actuator

Fig. 1의 서보 액추에이터는 압력 챔버로 된 실린더를 포함하며, 챔버의 체적은 피스톤 로드를 통해 작용하는 피스톤에 의해서 정의된다. 부가적으로 이 장치는 시험 실행동안 브레이크 제동력을 제어하기 위한 제동장치와 제동장치에 작용하는 피스톤 로드로 구성된다. 소량의 유압유를 사용하기 때문에, 소형 유동밸브, 특히 서보 밸브가 이용되며 밸브형태에 관계없이 밸브가 제동장치에 직접 장착된다. 제동력의 유압제어를 위한 제동장치는 유압동력 유닛에 연결되며, 유압동력 유닛은 우선 필요한 압력을 발생시키는 펌프와 유압 accumulator로 구성된다. 유압동력 유닛은 로드의 가속도 측정을 위해 가속센서가 부착된다.

시험장비는 크게 3부분으로 분류되며, 피시험체를 설치하여 시험이 수행되는 시험 메커니즘, 공압 및 유압 동력을 공급하고 제어하는 내구 제어반, 그리고 시험 시스템을 제어하고 시험 데이터를 디스플레이하고 취득하는 LabVIEW Software & NI DAQ System으로 구성된다.

시험 메커니즘의 구성은 고압의 공기를 서보 액추에이터에 공급하는 고압 공압 콤프레서, 저압의 공기를 서보 액추에이터에 공급하는 저압용 공압 콤프레서, 피스톤 로드 제동 및 가속도 제어

를 위한 브레이크 시스템에 유압동력을 공급하는 고압 유닛으로 구성된다. 또한 고압, 저압용 압력을 측정하는 압력센서, 서보 액추에이터의 피스톤 로드 가속도 측정을 위한 가속도계, 유압 온도 측정용 온도센서, 유압 압력을 정밀하게 제어하는 비례압력 제어밸브와 공압 압력을 정밀 제어하는 비례압력 제어밸브, 피스톤 로드의 충격시 장비 보호를 위한 충격흡수 패드 및 브라켓으로 구성되어 있다.

Fig. 2의 디스플레이는 PC로 제어 가능한 LabVIEW 2014를 사용하여 Data를 취득하고 디스플레이하는 추적 제어블록을 나타낸다. FPGA(Fig. 3)는 유압 서보밸브를 제어, 가속 데이터를 빠른 시간에 받기위한 장치이고, DAQ 모듈은 서보 밸브, 가속도외에 공압, 유압 등 모든 제어기기를 담당한다. 유압 서보 밸브의 경우 민감하고 ms 단위의 제어명령을 수행하기 위해서 FPGA와 DAQ 모듈을 따로 분리된다.

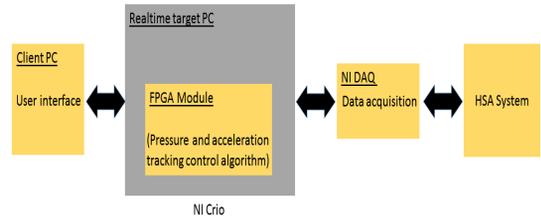


Fig. 2 Pressure and acceleration tracking control block

### 2.2 흡입력 측정 실험 장치

Fig. 4는 LabVIEW로 개발된 시스템의 블록 다이어그램을 보여준다. 피스톤에 작동유를 공급해 줌으로써 압축 기체 용기에 희망하는 기체압력을 발생시킬 수 있다. 기체가 우선 피스톤의 한 측에 있는 작동유와 다른 측의 기체가 분리된 피스톤 챔버에 의해 공급되며, 산업용의 피스톤 타입 어큐뮬레이터를 사용하여 얻을 수 있다. 피스톤 로드가 발사되어 시험이 종료되었을 때, 저장용기의 오일 챔버에 작동유 압력을 걸어주어 기체가 기체 챔버로 되돌아오게 한다. 유압은 유압펌프 용기까지 실린더의 오일챔버를 충전함으로써 방출

된다. 유압으로 피스톤을 작동시켜 오일 챔버에 걸어줌으로써, 모든 기체가 기체 챔버까지 피스톤으로 충전하여 실린더로 이동시켜 기체 챔버 내의 배출관을 통해 기체를 이동시킨다. 이곳에서 저장용기에 남아 있는 작동유는 펌프용기로 되돌아온다. 이때 기체 압력이 다시 충전될 때, 폐회로 피드백 루프에서 기체가 순환한다.

기체 챔버에 남아 있는 기체압력은 시험 종료 후에 회복된다. 시험이 종료되자마자 피스톤 타입의 어큐뮬레이터로 피드백 된다. 기체순환은 작동유에 의해 다시 구동되고 압축 기체용기에서 제공된 추가적인 피스톤에 의해 우선적으로 이용된다. 기체 압축을 위해 작동유를 토출시켜 유압펌프로 작동유가 이동하게 되며, 이것은 단순히 기체용기로 되돌아가는 기체순환이다.

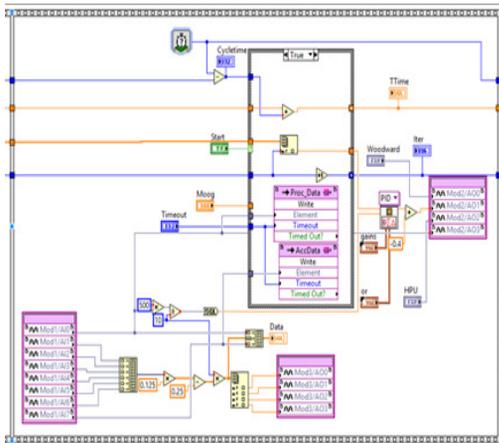


Fig. 3 FPGA target configuration

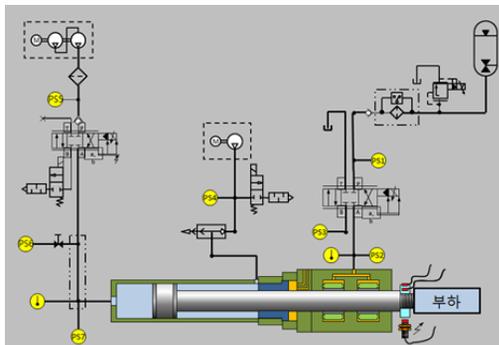


Fig. 4 Block diagram of system

### 2.3 비선형 액추에이터 시스템 모델

Fig. 5에서 보는 것처럼 충동시험용 서보 액추에이터 구성은 압력 챔버로 된 실린더를 포함하며, 챔버의 체적은 시험대상에 피스톤 로드를 통해 작용하는 피스톤에 의한 것으로 정의된다. 부가적으로 이 장치는 시험 시행동안 제동력을 제어하기 위한 제어장치와 제동장치에 작용하는 피스톤 로드로 구성된다.

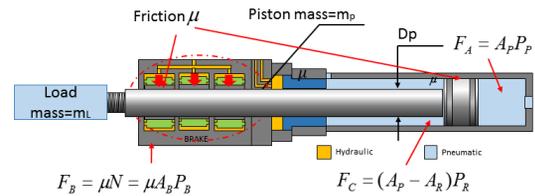


Fig. 5 Configuration of pneumatic servo actuator

서보액추에이터 모델 개발을 위한 수학적 모델을 고려해야 한다. 기계적인 시스템의 모델링은 주로 가속도로부터 속도, 위치로 적분하는 것이다. 액추에이터 모델은 공기, 관성 및 마찰력을 구성하는 기계적인 모델과 공압 실린더 챔버 내의 압력 변화를 기술하는 열역학 모델로 나누어진다.

기계적인 모델은 시스템에 뉴턴 제 2법칙을 적용함으로써 얻어진다.

$$(m_p + m_L)\ddot{x} + b\dot{x} = F_A - F_C - F_B \tag{1}$$

$$\text{초기조건, } x(0) = \dot{x}(0) = 0$$

압축 공기 추진력, Capillary 저항력 및 유압 브레이크 제동력은 각각 다음처럼 표현된다.

$$\begin{aligned} F_A &= P_P A_P \\ F_C &= P_R (A_P - A_R) \\ F_B &= \mu N = \mu A_B P_B \end{aligned} \tag{2}$$

$\mu$ 는 브레이크 패드의 마찰계수이고  $A_B$ 와  $P_B$ 는 브레이크 피스톤의 유효면적 및 챔버 내의 유압을 나타낸다.

공기압 실린더 챔버 내의 온도와 압력변화를 기술하는 열역학 모델은 온도와 압력의 상태 변수를 갖는 두 미분 방정식으로 이루어진다. 제어 하기 위한 목적으로는 이들 상태변수를 작동 동안 정확하게 측정할 수 없기 때문에 수학적으로 다루기 어려우므로 열역학 모델은 보통 단순화된 형태로 수정된다.

공기 축압기:

$$\frac{dP_A}{dt} = P_A k \left[ \frac{1}{m_A} - \frac{1}{V_A} \frac{dV_A}{dt} \right] \quad (3)$$

$$\frac{dT_A}{dt} = \frac{k-1}{k} \frac{T_A}{P_A} \frac{dP_A}{dt} \quad (4)$$

피스톤 챔버(열교환 모델):

$$V_P \frac{dP_P}{dt} = \frac{dm_P}{dt} RT_T + m_P R \frac{dT_P}{dt} - P_P \frac{dV_P}{dt} \quad (5)$$

$$m_P c_v \frac{dT_P}{dt} = \frac{dm_P}{dt} h_P + \frac{dm_P}{dt} c_v T_P - P_P \frac{dV_T}{dt} + KA_{hp} (T_a - T_P) \quad (6)$$

로드 챔버(열교환 모델):

$$V_R \frac{dP_R}{dt} = - \frac{dm_R}{dt} RT_R + m_R R \frac{dT_R}{dt} - P_R \frac{dV_R}{dt} \quad (7)$$

$$m_R c_v \frac{dT_R}{dt} = - \frac{dm_R}{dt} c_v T_R - P_R \frac{dV_R}{dt} + KA_{hr} (T_a - T_R) \quad (8)$$

공기 오리피스 방정식:

$$\frac{P_0}{P_R} > P_{cr} \text{ 인 경우,} \quad (9)$$

$$\frac{dm_R}{dt} = A_{cp} P_R \sqrt{\frac{2\kappa}{RT_R(\kappa-1)} \left\{ \left( \frac{P_0}{P_R} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{P_0}{P_R} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right\}}$$

$$\frac{P_0}{P_R} < P_{cr} \text{ 인 경우,} \quad (10)$$

$$\frac{dm_R}{dt} = A_{cp} P_R \sqrt{\frac{2\kappa}{RT_R} \left( \frac{2}{\kappa} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}}$$

유압 브레이크 챔버 압력:

$$\frac{dP_B}{dt} = \frac{\beta_H}{V_B} Q_B = \frac{\beta_H}{V_B} \left( C_d a_{sv} \sqrt{\frac{2(P_H - P_B)}{\rho_H}} \right) \quad (11)$$

## 2.4 가속도 추적제어 알고리즘

자동차의 안전성을 평가하기 위하여 실시되는 충돌시험을 시뮬레이터로 대체하기 위해서는 시뮬레이터에서 정확한 상황을 모사할 수 있어야 한다. 충돌상황을 모사하기 위한 방법은 충돌시 발생하는 가속도를 동일하게 시뮬레이터에서 생성하는 것이다. 따라서 시뮬레이터의 액추에이터로부터 충돌상황에서 측정된 가속도 프로파일을 추적할 수 있는 제어 알고리즘이 필요하다. 개발된 가속도 추적 알고리즘을 실행하기 위해 LabVIEW 프로그램을 이용하여 사용자 그래픽 인터페이스를 개발하였다. 서보 액추에이터 시스템 추적 제어기는 “Model Based Tracking Control” 제어를 포함하며, 측정된 가속도와 속도를 희망하는 가속도와 속도로 정확하게 추적하도록 서보 시스템 주위 외부 루프 제어기로서 Feedforward와 Feedback 제어를 이용한다. “Model Based Tracking Control” 알고리즘의 블록 다이어그램은 Fig. 6에 주어진다.

“Model Based Tracking Control” 알고리즘에서는 추적하고자 하는 목표 가속도와 목표 가속도를 적절한 속도 프로파일을 이용하여 추적할 때 필요한 브레이크 압력을 실시간으로 계산하게 된다. 이때 시스템 수학적 모델에서 계산되는 목표 브레이크 압력 생성기를 이용하게 된다.

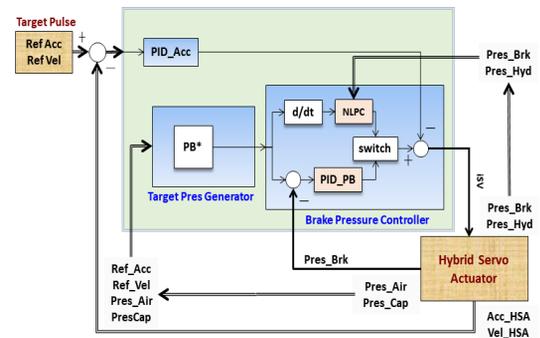


Fig. 6 Model Based Tracking Control Algorithm

식 (1)에 따르면, 목표 브레이크 압력 생성기의 수학적 표현은 다음과 같다.

$$\frac{dP_R}{dt} = \frac{1}{\mu A_B} \left[ \begin{aligned} & \{A_P P_P - (A_P - A_R) P_R\} \\ & - \{(m_P + m_L)\ddot{x} + b\dot{x}\} \end{aligned} \right] \quad (12)$$

이어서 생성되는 목표 브레이크 압력을 추적할 수 있는 비선형 브레이크 압력 제어 알고리즘이 필요하며 다음과 같이 개발된다.

$\dot{P}_B > 0$  일 경우,

$$i_{SV} = K_{NP} \frac{(\tau_{SV}^* + 1) \dot{P}_B^*}{\sqrt{P_H - P_B}} \quad (13)$$

$\dot{P}_B < 0$  일 경우,

$$i_{SV} = K_{NP} \frac{(\tau_{SV}^* + 1) \dot{P}_B^*}{\sqrt{P_H - P_T}} \quad (14)$$

$$K_{NP} = \frac{\beta_H K_A}{V_B K_q} \quad (15)$$

$$K_q = C_d A_v \sqrt{2/\rho} \quad (16)$$

요약하면 다음과 같이 제어알고리즘이 된다.

$$\frac{\dot{P}_B^*}{i_{SV}} = \frac{V_B Q}{\beta_H K_A} \frac{1}{\tau_{SV}^* + 1} \quad (17)$$

$$Q = C_d A_v \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_H - P_B)} \quad (18)$$

목표 추적 오차를 줄이기 위해서 목표 가속도 보상기를 사용해야 하며, 목표 가속도 보상기는 “Feedforward Controller” 개념과 같고 PID 제어를 이용한다. 제어값  $u(t)$ 의 표현은 다음 식으로 표현된다.

$$u(t) = K_P e + K_I \int e dt + K_D \frac{de}{dt} \quad (19)$$

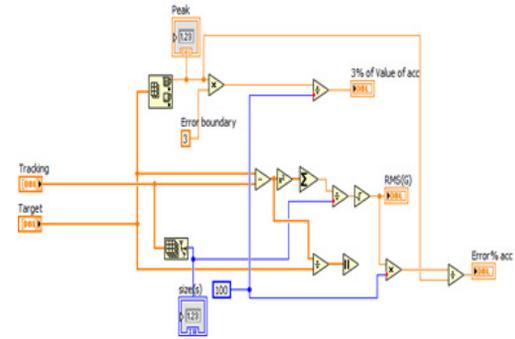


Fig. 7 Construction of acceleration error array

목표 추적 가속도 및 속도 오차 공식은 다음 식으로 주어지며, X는 속도 혹은 가속도를 의미한다. Fig. 7은 가속도 오차 구성 배열을 보여준다.

$$R\ M\ S\ E = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (X_{target,i} - X_{tracking,i})^2}{n}} \quad (20)$$

### 3. 결과 및 분석

실제 충돌시험과 가장 유사한 결과를 얻기 위해서는 자동차 충돌 추진력의 정확한 모델링이 우선되어야 한다. 본 기술 개발 연구에서는 자동차 충돌 상황에서 발생하는 가속도 신호를 역으로 생성하는 시뮬레이터 제어기 알고리즘을 제시하였다.

Labview는 비선형 피드백 제어 설계 및 폐회로 제어기로 잘 알려진 PID 제어회로 설계를 기초로 하는 이와 같은 접근은 bandwidth로 된 시스템에 잘 적용됨을 알 수 있다. 시뮬레이션 결과, 발생초기의 가속도 진동문제는 초기 브레이크 압력 조절로 해결할 수 있다. 추가적인 보완으로 밸브 지연 보상 및 속도 오차 보상이 필요하다.

Fig. 8은 서보 액추에이터 시험장비 사진을 보여주고 있다. 제작된 충돌 시험 장비를 사용하여 가속도 및 압력 프로파일을 추적 제어하기 위해서는 AMESim 프로그램을 이용하여 LabVIEW로 연계시켜 실험 데이터를 얻는다. 현 시스템은 압력 제어기뿐만 아니라 개방회로를 사용할 수

있고 가속도, 속도 제어 루프를 사용한다면 폐회로를 사용할 수 있도록 하였다. PID제어를 위해 실행속도는 2.2 m/sec 수준으로 루프를 실행시켰으며, 제어이득 값을  $K_p=0.28$ ,  $K_{NP}=0.04$ ,  $\tau_{SV}=4 \times 10^{-4}$ 을 이용하였다.

Fig. 9는 목표 가속도, 속도 및 압력 프로파일을 추적하는 실제 측정 곡선을 보여준다. 추적 곡선들의 최대한 오차를 줄이기 위해 제어이득 조정 방법을 시도할 필요가 있다.

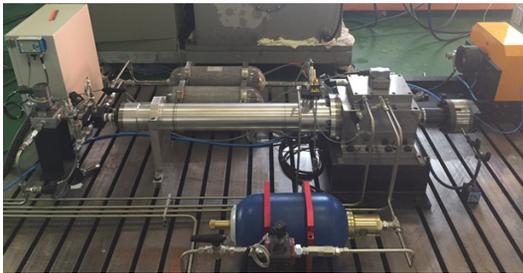


Fig. 8 Hybrid Servo Actuator Test Rig

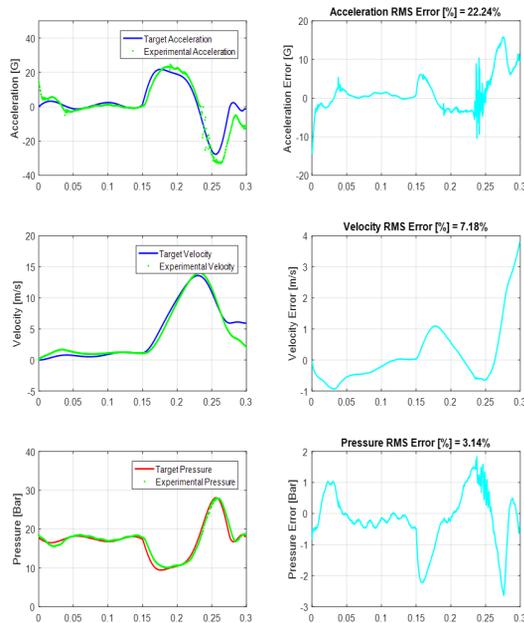


Fig. 9 Tracking acceleration, velocity and pressure graph

Fig. 10과 11은 각각 제어이득 조정 없이 그리고 제어이득 조정을 통해 서보밸브 1과 2의 목표 압력 프로파일을 추적하는 측정곡선을 보여준다. Fig. 10(b)와 Fig. 11(b) 그래프의 비교로부터, 제어이득 조정을 함으로써 오차가 상대적으로 크게 줄어들었음을 알 수 있다.

실제 실험에서는 Fig. 11처럼 제어 이득을 조정해야 한다는 것을 알 수 있다.

PID의 최적 성능을 내기 위해 제어변수를 적절하게 설정하였다. 식 (19)로부터, 우선 폐회로 루프상태에서  $K_p$ ,  $K_D$ 를 제거하고  $K_p$ 만을 아주 작은 값부터 증가시키고, 그 다음 시스템 응답이 임계진동을 나타낼 때까지  $K_p$ 값을 증가시켰다. 임계 진동시 나타나는 시스템 특성을 이용하여 나머지 변수들을 설정하였다.

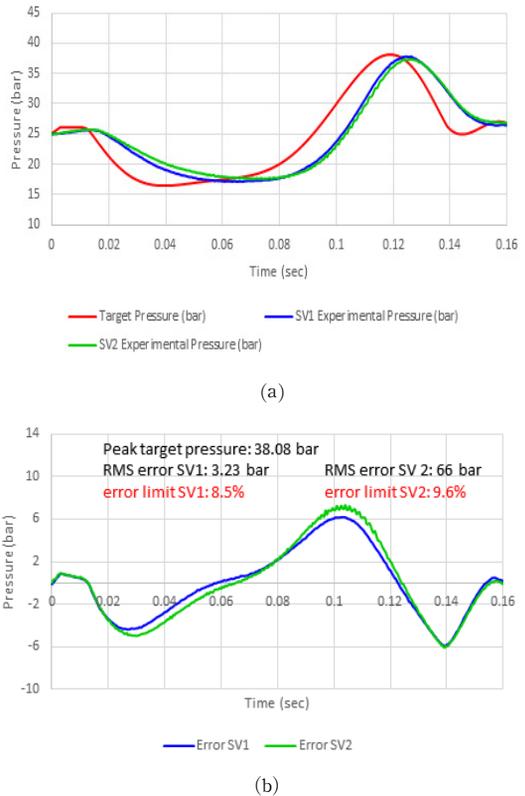


Fig. 10 Pressure tracking graph without control gain

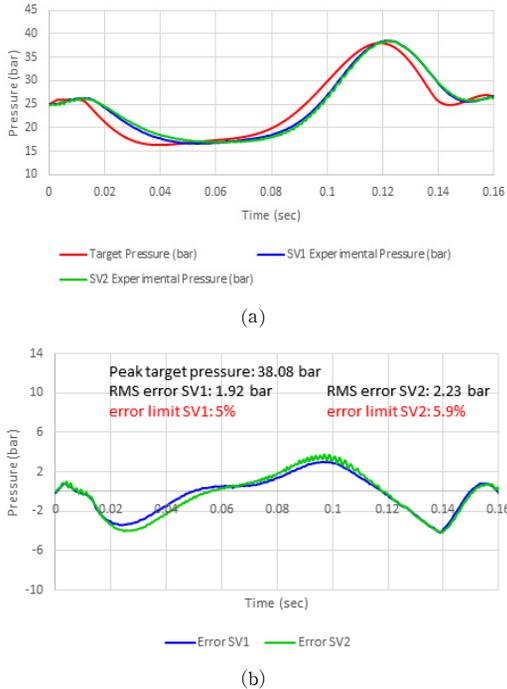


Fig. 11 Pressure tracking graph with control gain

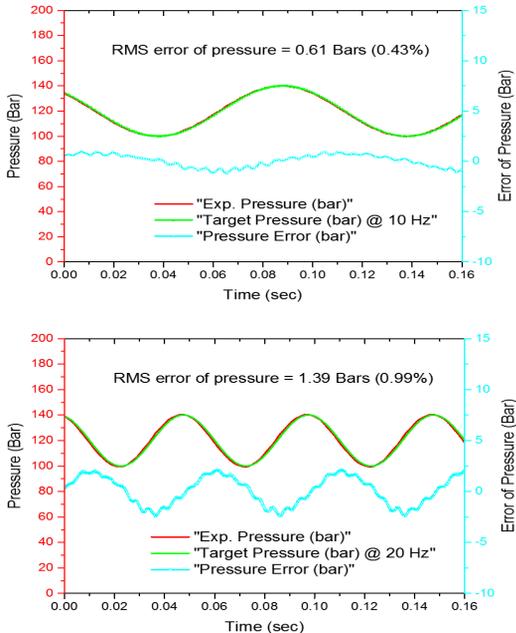


Fig. 12 Pressure tracking graph by frequency increment

Fig. 12는 주파수 증분에 의해 압력 프로파일을 추적하는 측정곡선을 보여주며, 주파수가 증가함에 따라 오차가 증가함을 알 수 있다. 이와 같이 주파수도 오차를 증가시키는 변수임을 알 수 있다.

#### 4. 결론

시험을 수행한 후 충돌시험 시뮬레이터 개발을 위한 몇 가지 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) FPGA으로 기반으로 하는 PID 제어기 설계는 대략 0.3 sec 이내에서 시험수행이 가능하도록 하여 시스템 필요조건 가정과 일치하였다.
- 2) PID 이득 조정은 목표 추적 압력과 관련되며 또한 서보 밸브의 공급압력은 PID 이득을 선택할 때 영향을 준다.
- 3) 실험 결과로부터 목표 압력 프로파일과 측정 압력사이에는 위상차가 존재함을 알 수 있다.
- 4) 제어이득 조정에 의해 제어오차가 개선됨을 알 수 있다.
- 5) 주파수가 커질 때 목표 압력과 프로세스 압력사이의 초기 오차가 커진다.

#### References

1. E. I. C. Turner, 1997, "Engineering Applications of Pneumatics and Hydraulics", The Institution of Plant Engineers, pp. 72-120.
2. J. F. Hooper, 2003, "Basic Pneumatics, an Introduction to Industrial Compressed Air Systems and Components", Carolina Academic Press.
3. E. A. Parr, 2002, "Hydraulics and Pneumatics: A Technicians and Engineers Guide-2nded", Butterworth-Hememann.
4. R. M. Rozimerli et al., 2014, "Trajectory Tracking Control of a Pneumatic Actuator Special", Comput. Sci. Appl, Vol. 1, pp. 371-375.
5. J. Wang et al., 2007, "Tracking control of nonlinear pneumatic actuator systems using static state feedback linearization of the input-output map", Proc. Estonian Acad. Sci.

- Phys. Math., Vol. 56, pp. 47-66.
6. G. M. Bone and S. Ning, 2007, "Experimental Comparison of Position Tracking Control Algorithms for Pneumatic Cylinder Actuators", IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, Vol. 12, pp. 557-561.
  7. J. F. Carneiro and F. G. de Almeida, 2011, "A high accuracy trajectory following controller for pneumatic devices", Int J Adv Manuf Technol pp. 3695-3696. (DOI 10.1007/s00170-011-3695-6)
  8. W. K. Lai, M. F. Rahmat and N. A. Wahab, 2012, "Modeling and controller design of pneumatic actuator system with control valve", International Journal on smart sensing and intelligent systems, Vol. 5, pp. 624-644.
  9. D. Xue, Y. Q. Chen and D. P. Atherton, 2007, "Linear feedback control analysis and design with Matlab", Society for industrial and Applied Mathematics Philadelphia, pp. 183-218.
  10. R. R. M. Richter et al., 2014, "Trajectory tracking control of a pneumatic actuator", Comput. Sci. Appl. Vol. 1, pp. 371-375.
  11. J. S. Jang and S. H. Han, 2017, "Robust control of pneumatic cylinder driving system using sliding mode controller", Journal of the Korean Society for Power System Engineering, Vol. 21, No. 6, pp. 101-109. (DOI:10.9726/kspse.2017.21.6.101)