

농용트랙터용 운전자 좌석 진동 시험을 위한 1축 가진 시험기 개발(I) - 1축 가진 시험기 위치 제어를 위한 PID 제어기 설계 -

유지훈 최영균 이규철 김영주 류영선 류관희

Development of 1-axis Exciter for a Seat Vibration Test of Agricultural Tractors(I) - Design of PID Controller for Position Control of 1-axis Exciter -

J. H. YU Y. K. Choi K. C. Lee Y. J. Kim Y. S. Ryu K. H. Ryu

Abstract

The purpose of this paper was to design an effective control system of 1-axis exciter for a seat vibration test of agricultural tractors using MATLAB simulation. The developed simulation model was composed with a hydraulic pump, a hydraulic servo valve, a hydraulic cylinder and load system. Also it was verified by comparing the simulation results with experimental results of actual control system in order to optimize the control performance. And in order to improve its control performance, the designed PID controller in this research was tuned using Ziegler-Nichols 2nd law and zero's moving method of PID controller's transfer function. As the result of these research, the developed position control system was able to control the system's position accurately within 5% errors.

Keywords : 1-Axis exciter, PID control, Electro-Hydraulic servo system, Anti-windup

1. 서론

노외 작업 빈도가 높은 농용 트랙터는 불규칙적인 노면을 운행함에 따라 다양한 형태의 진동에 노출되게 되며, 이러한 진동은 트랙터를 운행하는 작업자에게 신체 이상 및 작업 능률 저하와 같은 영향을 미치게 된다. 그러나 농용 트랙터의 경우 노면으로부터 전달되는 진동을 차단하기 위하여 차축에 별도의 현가장치를 장착하지 않기 때문에 운전자에게 전달되는 승차 진동을 차단하기 위해서는 작업자가 착용하는 운전자 좌석에 장착되어 있는 좌석 현가장치 역할이 매우 중요하다.

따라서 운전자에게 전달되는 승차진동을 효율적으로 차단할 수 있도록 좌석 현가장치 성능을 개선하고 트랙터 작업자가 체감하는 작업 환경을 제고하기 위해서는 ISO 5007(ISO, 1990)과 EEC 78/764(EC, 1978) 등과 같은 관련 규정에 의거

하여 좌석 현가장치 성능을 평가하기 위한 전문 시험장치 개발이 필요하다. 그러나 아직까지 전문 시험장치의 개발이 미비한 상태이며 관련 시험 또한 이루어 지지 않고 있는 상황이다.

일반적인 좌석 진동 시험장치는 관련 규정이 포함하고 있는 시험 방법에 의거하여 운전좌석이 장착되어 있는 좌석 프레임에 입력되는 승차 진동을 정밀하게 모사할 수 있는 가진 시험기의 일종이며 운전 좌석을 장착할 수 있는 프레임 구조와 작업자 및 운전 좌석을 부담하여 가진할 수 있는 구동계로 구성되어야 한다. 그 중에서도 정밀한 승차진동의 모사를 위한 구동계의 역할은 매우 중요하며 작업자와 운전좌석 모듈 및 좌석 장착 프레임을 가진하기 위해서는 최소 500 kg 이상의 하중을 가진 시킬 수 있는 동력계가 필요하므로 큰 하중을 부담할 수 있는 전기 유압식 서보 시스템을 채택하여 가진하는 것이 일반적이다.

The article was submitted for publication on 2009-06-26, reviewed on 2009-09-21, and approved for publication by editorial board of KSAM on 2009-10-05. The authors are Ji Hoon Yu, KSAM member, Senior Researcher, Seoul National University RIALS, Young Kyun Choi, Graduate Student, Seoul National University, Kyu Cheol Lee, Chief of R & D center, Seetron, Young Joo Kim, Senior Researcher, Seoul National University RIALS, Young Sun Ryu, Researcher, Center for Advancement of Robot Industry, Korea Institute of Industrial Technology, and Kwan-Hee Ryu, Professor, Seoul National University, Dept of Biosystems Engineering. Corresponding author: K. H. Ryu, Professor, Seoul National University, Dept of Biosystems Engineering, 151-921, Seoul, Korea; Fax: +82-2-873-2049; E-mail: <ryukh@snu.ac.kr>.

유압서보시스템을 이용한 가진기의 개발 및 제어에 관한 연구는 지속적으로 이루어져 왔다. 유압서보의 제어 방법은 PID()를 기본으로 하여 피드포워드, 퍼지 PID, 가변구조이론을 이용한 슬라이딩 모드 등에 관한 연구가 수행되었다.

Lee(1990)는 편로드 유압실린더의 효율적인 추종제어를 위하여 제어 방법으로 이산 슬라이딩 모드를 제안 하였으며, 슬라이딩 모드의 구현을 위하여 가변구조 관측기와 가변구조 제어기가 필요하다는 것을 2차 시스템으로 단순화한 시물레이션 모델을 이용하여 구명하였다.

Song(1992)은 전기유압서보밸브를 이용한 실린더의 위치 제어를 위하여 시물레이션을 수행하였으며, 유압 시스템을 구성하는 부품에 따른 시스템의 동특성을 파악하였다.

Jun(2005)은 실차 내구 시험을 실험실에서 재현 할 수 있는 2축 자동차 부품 시험용 시물레이터를 개발하였다. 2축 자동차 부품 시험용 시물레이터의 제어를 위해 이산 제어 방식을 이용한 디지털 서보 제어시스템을 이용하였고, 시스템 최적화 후 응답성 및 도로신호 재현성을 검증하였다.

Kim 등 (2006)은 고정 파라미터를 갖는 퍼지 PID제어기에 서 입력공간이 제한되어 발생하는 제어입력 제한으로 인한 상승시간 지연, 제어시스템의 불안정성 등을 개선하기 위해서 제어기의 파라미터를 가변하는 퍼지 PID제어기가 필요하다는 것을 시물레이션을 통하여 구명하였다.

따라서 본 연구에서는 농용트랙터의 운전좌석의 실내 성능 평가를 위한 시험장치와 평가 방법에 관한 내용이 명시되어 있는 관련규정 ISO 5007과 EEC 78/764에 의거하여 시험장치를 설계하고 이를 정밀 구동 및 제어 할 수 있는 PID 기반 유압 서보 시스템의 위치 제어시스템을 개발 하였으며, 유압 서보 시스템-부하계로 단순화한 1축 가진 시험기의 수학적 모델을 바탕으로 가진 시험기의 개발과정에서 구성된 유압 시스템의 안정성 판별 작업과 최적의 제어 파라미터를 구하는 작업을 수행하였다. 또한 수학적 모델을 이용한 시물레이션 결과와 실제 유압 서보 시스템의 성능을 비교 평가함으로써 설계된 PID 제어기의 성능이 개발 목표를 만족하는지 확인하였다.

2. 재료 및 방법

가. 1축 가진 시험기의 개발 목표

농용 트랙터 운전좌석의 승차 진동 차단 성능을 평가하기 위한 1축 가진 시험대는 앞서 제시된 관련 규정에 의거하여 작동범위는 150 mm를 만족하여야 한다. 또한 시험대의 진동 플랫폼을 가진 시키는 유압 서보 시스템은 시험요원과 좌석 현가장치를 포함한 최소 500 kg 이상의 하중을 지지할 수 있도록 설계 되어야 한다. 1축 가진 시험기를 구동하는 유압 서보 시스템은 위치제어를 수행함에 있어서 입상시간과 정착시간은 각각 0.1 s, 1.5 s 이내가 되도록, 위치 제어의 오차는 5% 이내가 되도록 개발 목표를 설정하였다.

나. 좌석 진동 시험을 위한 1축 가진 시험기의 설계 및 제작

1) 가진 시험대 설계 및 제작

농용 트랙터 운전좌석의 승차 진동 차단 성능을 평가하기 위한 좌석 진동 시험은 1축 가진 시험기 위에 농용 트랙터용 좌석을 장착한 후 진동대를 가진 할 수 있는 전기 유압식 서보 시스템을 작동 시켜 관련규정에 의거한 시험 코드에 따라 시험대의 진동 플랫폼 위치 제어함으로써 이루어진다.

본 연구에서는 1축 가진 시험대 설계 및 제작을 위하여 농용 트랙터용 운전좌석의 승차진동 실내 평가 및 좌석 진동 시험장치 설계와 관련된 규정인 ISO 5007과 EEC 78/764를 분석하였으며 관련 규정에 명시되어 있는 시험장치의 구성 및 형태를 만족하도록 하였다. 규정에서 명시하고 있는 좌석 진동 시험을 위한 1축 가진 시험기의 최소 요구 조건은 수직 축을 자유도로 하는 전기 유압식 피드백 제어가 가능한 시스템이어야 하며, 시험을 수행할 때 플랫폼의 가속도는 15 m/s^2 를 초과할 수 없고 유압 시스템은 좌석 진동 시험장치의 플랫폼의 수직 가진 속도를 1.3 m/s 로 제한하는데 적합하여야 한다는 것이다.

농용 트랙터용 운전좌석 진동 시험을 위한 1축 가진 시험기는 그림 1에서 볼 수 있는 것과 같이 설계 및 구성하였다.

No.	Item
1	Outer frame
2	Safe barrier
3	Foot rest
4	Seat mount
5	Plat-form
6	Guide bar (Bush - type)
7	Cylinder & LVDT

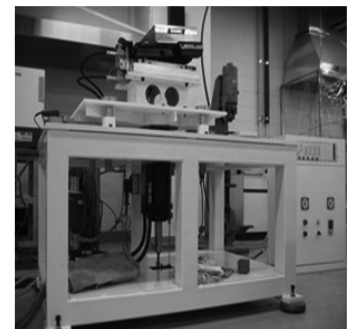
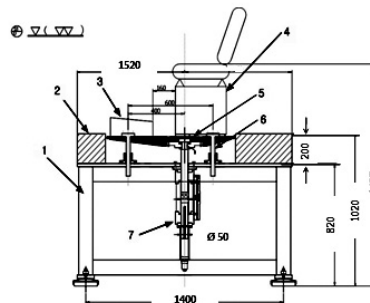


Fig. 1 Feature of the developed 1-axis test exciter.

관련 규정에 의거하여 설계한 좌석 진동 시험 장치는 900×1020×725(W×D×H, mm)의 치수를 갖는 진동플랫폼과 500×1020×725(W×D×H, mm)의 치수를 갖는 외부 프레임 및 1축 가진 시험기를 가진 시키는 내경 50 mm를 갖는 변위센서 LVDT가 장착된 유압 실린더로 구성되도록 하였다. 한편 진동 플랫폼과 유압 작동기가 장착되어 있는 외부 프레임에는 현가장치 성능 평가를 위한 실내 시험 시 발생할 수 있는 진동 플랫폼의 이탈을 방지하고 원활한 수직운동을 유도하기 위하여 선형의 가이드 바를 설치하였으며, 가진 시험장치 부담 중량은 시험요원 및 좌석 모듈의 무게를 고려하여 최대 500~1000 kg 까지 견딜 수 있게 제작하였다. 설계·제작된 1축 가진 시험기의 상세는 표 1에 정리한 것과 같다.

Table 1 Specifications of the 1-axis test exciter

Item	Specification
Outer frame	500×1020×725 (W×D×H, mm)
Test platform	900×1020×725 (W×D×H, mm)
Hydraulic cylinder	φ50 mm (total stroke: 150 mm)
Working scope	± 75 mm (Z-axis)
Pay load	Max. 500~1000 kg

2) 유압 시스템 설계 및 제작

1축 가진 시험기를 구동하기 위한 유압 서보 시스템 구성은 크게 서보 시스템에 작동 유체를 공급하기 위한 유압 유닛과 유압 실린더, 서보밸브, 서보 앰프 및 컨트롤러로 요약될 수 있으며, 이 중 유압 유닛은 유압 펌프와 이를 구동시키기 위한 모터, 압력 밸브 및 압력 귀환을 위한 릴리프 밸브와 백동 현상을 제거하기 위한 어큐물레이터, 필터와 열교환기로 구성되어 있다.

유압 시스템 설계과정은 유압실린더에 인가되는 부하 크기와 작동 압력을 고려하여 적정 용량을 갖는 유압 실린더의 선정 후 유압 실린더 내경과 작동 속도를 고려하여 적정 용량의 유압 펌프를 선정하는 과정을 거쳐 수행하였다.

가진 시험기를 구동하기 위한 유압 실린더를 선정하기 위하여 다음의 식 (1)을 이용하였다.

$$F = P \times A = P \times \frac{\pi D^2}{4}, \quad D = \sqrt{\frac{4F}{P\pi}} \quad (1)$$

Where, F : Load (N)

P : Operating pressure of hydraulic system (MPa)

D : Inner diameter of hydraulic cylinder (mm)

설계된 유압실린더에 작용하는 부하는 진동플랫폼, 좌석, 운전자 무게를 갖는 등가 질량으로 요약될 수 있으며 약 최대 1000 kg이라 가정 할 수 있다. 유압실린더에 작용하는 압

력을 대략 10 MPa로 하여 산출한 유압실린더의 내경은 대략 35.7 mm 이나 시험기의 내구성 확보 및 안정적인 구동을 위하여 안전계수를 대략 1.5로 하였을 경우 요구되는 유압 실린더의 내경은 약 50 mm 정도 이다.

또한, 가진 시험기를 구동하는 유압 시스템에 작동 유체를 공급하는 가변 용량형 베인 타입 유압 펌프의 선정을 위해서는 앞서 계산된 유압 실린더의 내경과 작동속도를 고려하고 다음의 식 (2)를 이용하여 펌프의 용량을 산출 하였다.

$$Q = \frac{V \times A \times 60}{1000} \quad (2)$$

Where, Q : Flow rate of hydraulic pump, L/min

V : Working speed of hydraulic cylinder , cm/s

A : Area of hydraulic cylinder, cm²

적정 용량의 유압 펌프를 선정하기 위하여 관련 규정에 명시되어 있는 가진 시험을 위한 입력 코드를 분석한 결과 유압 실린더의 경우 최대 0.44 m/s의 전, 후진 속도를 만족해야 하는 것으로 분석되었으며, 앞서 계산된 유압 실린더의 내경 50 mm 및 식 (2)를 이용하여 산출한 펌프의 요구 용량은 펌프 작동 효율을 95%로 가정 하였을 경우 대략 55 L/min을 만족하여야 하는 것으로 나타났다. 따라서 가진 시험기 실제 유압 시스템의 구성에 있어 최대 토출 용량이 115 L/min을 만족하는 모델을 이용하여 유압 시스템을 구성하였다.

한편 가진 시험기의 유압 시스템의 추가 구성품으로 정격 용량 18.5 kW, 정격 회전속도 1165 rpm의 전기모터와 작동유의 공급압력을 조절을 위한 최대 유량 200 L/min, 최대 작동 압력 25 MPa인 솔레노이드 부착형 릴리프 밸브를 장착하였다. 또한 작동유의 역류를 방지하기 위한 85 L/min, 최대 압력 25 MPa, 크래킹 압력 0.5 MPa 의 라인인(line-in) 형태의 체크 밸브 및 작동유 냉각을 위한 수냉식 열 교환기를 추가하여 유압 시스템을 완성하였다. 그림 2는 본 연구에서 가진 시험기를 구동하기 위하여 설계·제작된 유압 시스템의 회로도도 및 실제 모습이다.

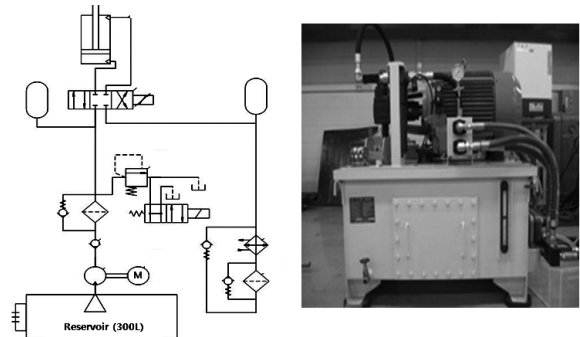


Fig. 2 Feature of the developed hydraulic system.

나. 1축 가진 시험기 제어시스템 설계 및 제작

1) 1축 가진 시험기 제어시스템

개발된 1축 가진 시험기의 제어시스템 구성은 그림 3에 나타난 것과 같다. 1축 가진 시험기 제어시스템은 유압 실린더, 유압 서보밸브 및 유압 유닛으로 구성된 전기 유압식 서보 시스템과 유압 서보 시스템 제어를 위한 제어기로 구성되어 있다.

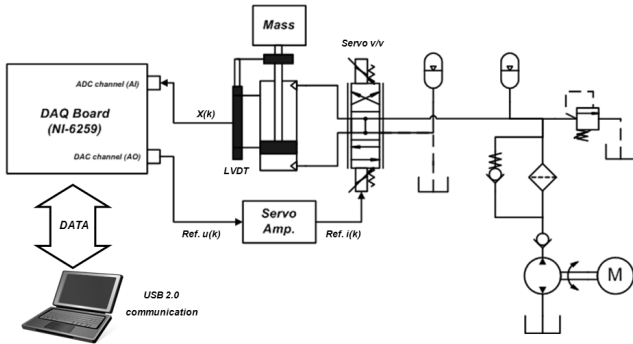


Fig. 3 Schematic diagram of 1-axis exciter position control system.

1축 가진 시험기 제어기는 제어용 PC와 A/D, D/A 변환 기능을 갖는 DAQ 보드 및 서보 증폭기로 구성하였으며, DAQ 보드는 PC와 USB 2.0 통신이 가능한 DSP 내장형 NI-6259(NI-6259, National Instrument, USA)를 이용하였다. 계측기는 유압실린더의 위치를 전기적인 신호로 검출하기 위한 변위센서인 LVDT를 이용하였다. 한편 변위센서에서 검출된 아날로그 신호는 DAQ 보드의 A/D 채널에서 디지털 신호로 변환되며, 서보밸브의 제어 신호는 PC로부터 출력되어 DAQ 보드의 D/A 채널에서 ± 10 V의 범위를 갖는 지령 전압인 $u(k)$ 로 변환되며 이는 서보 증폭기에서 서보밸브를 구동하는 구동전류 $i(k)$ 로 변환 될 수 있도록 하였다. 이런 일련의 제어 과정을 수행하며, 계측 데이터를 저장 할 수 있는 제어 프로그램은 Labview(Labview 8.5, National Instrument, USA)를 이용하여 구성하여 제어용 PC에 이식하였다.

2) 1축 가진 시험기의 제어알고리즘

1축 가진 시험기 위치 제어를 위한 알고리즘은 산업 전반에서 널리 사용되는 선형 제어기인 PID 제어 알고리즘을 제어용 PC에 이식하기 적합한 형태의 이산 PID제어 알고리즘으로 변환한 형태의 제어 알고리즘을 사용하였다.

일반적인 선형 제어 PID 제어기는 기준 입력 u 와 출력사이의 오차인 e 사이의 오차로부터 제어 입력을 생성하게 된다. 그러나 실제 적용의 경우 제어 시스템 오차 신호 측정 잡음으로 인하여 미분항의 경우 오차가 증폭되는 결과를 초래할 수 있기 때문에 본 연구에서는 이를 보완하기 위하여 PID 제어 알고리즘에서 오차 신호대신 출력 신호만을 사용하여

제어 동작이 수행되도록 하였으며 이러한 선형 PID 제어 알고리즘은 식 (3)과 같이 표현될 수 있다.

$$u(t) = K_p[e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(t)dt - T_d \frac{dy(t)}{dt}] \quad (3)$$

또한 본 연구에서는 제어용 PC를 이용하여 1축 가진의 위치제어를 수행하기 위한 기준 입력인 $u(k)$ 를 출력하기 위하여 위의 식 (3)을 PC 이산형 PID 제어기로 변환하여 적용하였으며 식 (4)와 같다.

$$u(k) = K_p[e(k) + \frac{1}{T_i} \frac{T}{z-1} - \frac{z-1}{T_z} T_d y(k)] \quad (4)$$

여기서 T는 Labview를 통하여 구성된 이산 PID 제어기의 샘플링 주기를 나타낸다. 또한, 본 연구에서는 유압 서보 시스템의 PID 제어기에서 제어 입력이 서보밸브의 정격 전류를 초과하여 서보밸브 토크 모터 코일 손상을 방지하기 위하여 포화함수를 사용하였으며, 적분기를 가진 제어기에서 제어 오차가 너무 커서 적분기가 포화될 경우 발생할 수 있는 제한경로가 무력화 되는 와인드업(windup) 현상을 방지하기 위하여 누적방지(anti-windup) 알고리즘을 추가로 구성하였다. 그림 4는 본 연구에서 사용된 누적방지 이산 PID 제어기의 블록 다이어그램이다.

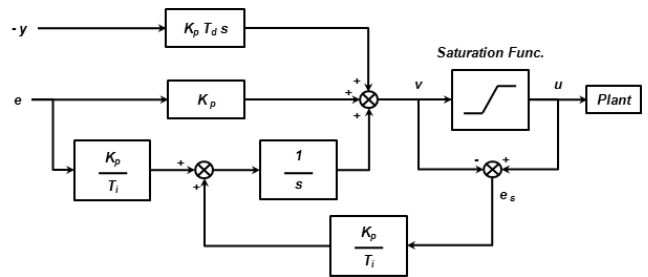


Fig. 4 Block diagram of the PID controller with anti-windup compensator.

다. 1축 가진 시험기 모델링

본 연구에서 위치제어 방식의 1축 가진 시험기의 시뮬레이션을 위한 모델의 수립 과정은 가진 시험기 시스템을 유압 서보 시스템과 부하계로 단순화하여 1 자유도를 갖는 동역학적 시스템으로 변환하는 과정에서 제어 대상이 되는 플랜트의 전달 함수를 수학적으로 유도 하는 과정을 의미한다. 이러한 유압 서보 시스템-부하계로 단순화한 1축 가진 시험기의 수학적 모델을 바탕으로 가진 시험기의 개발과정에서 구성된 유압 시스템의 안정성 판별 작업과 제어시스템의 최적 제어 파라미터 (K_p , T_i , T_d)를 구하는 작업을 수행하는 것이 가능하다.

본 연구에서 사용된 유압 서보 시스템-부하계의 수학적 모델을 유도하는 과정은 그림 3과 같은 유압펌프, 서보밸브 및 부하계와 같은 유압 서보 시스템의 구성 요소들을 단일 시스템 요소(lumped system component)로 나누어 각각의 요소들에 대한 기본적인 수학적 모델들을 수립하고 이를 이용하여 최종적으로 제어 대상이 되는 플랜트의 전달함수를 유도하는 일련의 과정을 거쳐 수행되었다.

1) 유압펌프 모델링

유압 펌프는 유압시스템 주요소로서 기계적인 에너지를 유체의 압력 에너지로 변환하는 장치이다. 본 논문에서는 가변형 베인 타입의 펌프를 사용하였고 유압 펌프에서 발생하는 압력은 릴리프 밸브에 세팅된 압력으로 일정하다고 생각하고 모델을 수립 하였다.

2) 유압 서보밸브 모델링

유압 서보밸브-유압 실린더-부하계로 이루어진 시스템의 수학적 모델은 서보밸브 구동 전류 i 와 피스톤의 변위 x_p 사이의 관계를 이용하여 수립하였다.

유압 서보밸브에서 토크모터 구동전류 i 와 스펙변위 x_v 에 관한 관계식은 다음의 식 (5)와 같이 표현하였다.

$$T_v \frac{dx_v}{dt} + x_v = K_v \cdot i \quad (5)$$

밸브 스펙변위 x_v 와 밸브 게인 K_{sv} 및 서보밸브의 구동 전류 i 와의 관계는 식 (6)과 같이 유도하였다.

$$x_v = K_{sv} \cdot i \quad (6)$$

서보밸브의 각 포트에 대하여 베르누이 방정식(Bernoulli's equation)을 적용하여 서보밸브와 연결되어 있는 유압 실린더의 팽창행정과 수축행정에 따른 오리피스 부하 유량 Q_L 을 방정식을 식 (7)과 같이 유도하였다.

$$Q_L = \alpha C_d \omega x_v \sqrt{\frac{P_s - \text{sgn}(x_v) P_L}{\rho}} \quad (7)$$

한편, 식 (7)에서 α 는 단로드형 실린더의 좌우 양실의 유량비 또는 유효 단면적비를 나타내는 η (A_2/A_1)로 표현되는 값으로서 식 (6)과 같이 표현되는 값을 사용하였다.

$$\alpha = \frac{1 + \eta}{\sqrt{2(1 + \eta^2)}} \quad (8)$$

부호함수 $\text{sgn}(x_v)$ 는 실린더가 부하를 밀어냈다가 끌어당

기는 반전 현상을 모델링하기 위하여 필요한 함수이며, x_v 가 양수인 경우 실린더의 팽창 행정을 x_v 가 음수인 경우 실린더의 수축행정을 나타내는 것으로서 식 (9)와 같이 정의하였다.

$$\text{sgn}(x_v) = \begin{pmatrix} 1 : x_v \geq 0 \\ -1 : x_v < 0 \end{pmatrix} \quad (9)$$

유압 실린더의 팽창행정과 수축행정에 따른 부하 유량의 Q_L 과 관련된 식 (7)을 Taylor 급수 전개하여 선형화함으로써 식 (10)과 같이 표현 하였다.

$$Q_L = K_q x_v - K_c P_L \quad (10)$$

그러나, 본 연구에서는 유압 서보 시스템의 모델을 수립하는 과정에서 유압 서보 시스템의 가장 중요한 작동점인 압력-유량 곡선의 원점, 즉 $Q_L = P_L = x_v = 0$ 을 기준으로 시스템의 부하 유량에 관한 식을 선형화 하여 모델을 완성하였다. 이러한 과정에서 유도된 유압 서보밸브의 유량게인(flow gain)과 유량 압력계수(flow-pressure coefficient)을 표현하는 K_q 와 K_c 는 식 (11), (12)와 같이 정의하였다.

$$K_q = C_d \omega \sqrt{\frac{P_s}{\rho}} \quad (11)$$

$$K_c = \alpha C_d \omega r x_v \frac{1}{2 \sqrt{\rho(P_s - P_L)}} = 0 \quad (12)$$

3) 유압 실린더-부하계의 모델링

유압 서보 시스템의 유압 실린더와 부하계의 모델링을 위하여 앞서 구한 부하 유량에 관한 방정식에서 유압 실린더의 용적 V 및 실린더와 밸브의 누설을 고려하여 연속방정식을 수립하였으며 이는 식 (13)과 같다.

$$Q_L = A_{me} \frac{dx_p}{dt} + C_l P_L + \frac{V_c}{4\beta} \frac{dP_L}{dt} \quad (13)$$

여기서, A_{me} 는 평균 피스톤 단면적이며, C_l 는 유압 실린더의 전체 누설계수, V_c 는 유압 실린더 등가 용적을 의미한다.

한편 유압 실린더의 부하계 사이의 관계를 모델링하기 위하여 뉴턴의 제 2 법칙을 적용한 부하 운동 방정식을 유도하였다. 일반적인 유압 시스템의 부하로서는 질량 부하, 점성 부하 및 쿨롱 마찰력 등을 고려 할 수 있으나 본 연구에서는 정밀 가공 기술의 발달로 쿨롱 마찰력의 크기가 매우 작고 정수압 베어링의 사용으로 쿨롱 마찰력이 없는 실린더를 사용하므로 질량 부하와 시스템의 댐핑만을 고려한 점성부하만을 고려하여 운동 방정식을 유도하였으며, 그 식은 다음과 같다.

$$M\ddot{x}_p = A_c P_L - B_p \dot{x}_p - F_d \quad (14)$$

수립된 부하 운동 방정식에서 M 은 부하질량, \ddot{x}_p , \dot{x}_p 는 유압 실린더의 가속도 및 속도, A_c 는 실린더의 유효단면적, F_d 는 외란, B_p 는 댐핑을 고려한 마찰계수를 의미한다.

라. 1축 가진 시험기 모델 검증 및 위치제어 시스템 제어 성능 평가

본 연구에서 개발된 1축 가진 시험기의 모델을 검증하고 실제 제어시스템의 위치제어 성능을 조사하기 위하여 부하외란의 인가 시에 PID제어기를 사용한 경우의 위치제어 성능을 시뮬레이션 모델에서 얻은 결과 값과 실제 시스템에서 얻은 결과 값을 비교 분석하는 형태로 실험을 수행하였다.

실험에서 사용된 유압 서보 위치제어 시스템은 그림 3에서 볼 수 있는 것과 같이 구성되어 있으며 제어 시스템의 샘플링 시간은 Iserman의 이론에 의하여 개발된 시스템의 정착시간(settling time)을 T_s 라고 할 때 샘플링 시간 범위를 $0.067T_s < T < 0.2T_s$ 로 설정하여 $T=0.02 \text{ sec}$ 가 되도록 하였다. 한편 각각의 실험에 있어서 제어 입력은 크게 단위 계단, 사인파, 펄스 신호를 사용하였으며 마지막으로 랜덤한 제어 입력에 대하여 위치 제어 성능을 비교하였다. 실험을 수행하기 위한 프로그램은 Labview를 이용하였으며, 유압 실린더에 장착되어 있는 변위 센서인 LVDT에서 검출된 위치신호와 피스톤의 속도 및 입출구 압력을 저장할 수 있도록 구성하였다.

4. 결과 및 고찰

가. 1축 가진 시험기 모델링

앞서 1축 가진 시험기를 구동하는 유압 서보 시스템을 구성하는 각 요소에 대한 수학적 모델을 바탕으로 유도한 제어 대상이 되는 플랜트의 전달 함수는 다음과 같이 표현되었다.

$$G(s) = \frac{X(s)}{I(s)} = \frac{a}{s(bs^2 + cs + d)} \quad (15)$$

한편, 전달함수의 각 계수는 최종적으로 다음과 같이 정리되었다.

$$a = \alpha C_d \omega K_{sv} \sqrt{\frac{P_s}{\rho}}$$

$$b = \frac{V_c M}{4\beta_e A_c}$$

$$c = C_t \frac{M}{A_c} - \frac{V_c B_p}{4\beta_e A_c}$$

$$d = A_{mc} - C_t \frac{B_p}{A_c}$$

본 연구에서 유도된 플랜트의 전달함수를 구하기 위한 파라미터의 값들은 표 2에 정리되어있다. 전달 함수 유도에 사용된 피스톤의 평균 단면적, 서보밸브 계인 등의 기하학적이나 물리적인 파라미터 값들은 계산이나 참고문헌 등을 통하여 구하였다.

Table 2 System parameter of hydraulic servo system

Parameters	Value	Unit	Parameters	Value	Unit
A_1	19.60	cm ²	L_c	15.00	cm
A_2	7.07	cm ²	V	294.00	cm ³
η	0.36	-	V_c	272.36	cm ³
α	0.91	-	β_e	7.03×10^3	N/cm ²
C_d	0.61	-	M	100.00	kg
ω	0.03	cm	A_c	18.16	cm ²
P_s	10.00	Mpa	C_t	0.35	cm ⁵ /sec·N
ρ	9.21×10^{-7}	kg·sec ² /cm ⁴	B_c	0.22	N·cm·sec
K_{sv}	5.31×10^3	cm/mA	A_{mc}	13.34	cm ²

위의 파라미터를 이용하여 구한 플랜트의 전달함수는 식 (16)과 같다.

$$G(s) = \frac{X_p(s)}{I(s)} = \frac{17.3577}{s(s^2 + 36.1834s + 250.0353)} \quad (16)$$

나. 1축 가진 시험기 성능 시뮬레이션

1) 전달함수의 평가 및 시스템의 안정 영역 판별

앞서 구한 1축 가진 시험기의 전달함수인 식 (17)을 이용하여 PID 제어기를 사용하여 보상되기 전의 1축 가진 시험기의 안정성에 대하여 판별하고자 하였다. 유압 시스템의 전달 함수 식 및 MATLAB(Matlab 7.1, Mathwork Inc., USA)을 이용하여 구한 시스템의 근궤적(root locus)은 그림 5에서 보는 것과 같다.

일반적으로 시스템의 근궤적을 해석할 경우 s-plane의 좌반 평면에 근 궤적이 위치하는 경우 설계된 시스템이 안정하다고 할 수 있으며, 개발된 시스템의 근궤적에서 부분적으로 좌반 평면에 걸쳐 근궤적이 위치하고 있으므로 시스템은 이득의 한계점을 넘어가기 전까지는 부분적으로 안정하다고 할 수 있다. 한편 개발된 시스템의 전달 함수를 통하여 이득 K 의 안정한 영역을 구하기 위하여 Routh-Hurwitz 방식을 이용하여 시스템의 임계 이득을 산출하였다. 앞서 산출된 시스템의 전달함수 $G(s)$ 를 이용하여 시스템의 특성 방정식을 구하

면 다음의 식 (17)과 같다.

$$1 + KG(s) = 1 + \frac{17.3576K}{s(s^2 + 36.1834s + 250.0353)} = 0 \quad (17)$$

이를 이용하여 Routh's table을 완성하면 다음과 같다.

s^3	1	250.0353
s^2	36.1834	17.3576K
s^1	$\frac{(250.0353 \times 36.1834 - 17.3576K)}{36.183}$	0
s^0	17.3576K	0

Routh-Hurwitz 방법을 이용하여 시스템의 안정 영역을 구할 경우 위에서 구한 Routh's table 의 첫 번째 열이 모두 양수로 범위 안에서 수렴하여야 하므로 이때의 K 값의 범위를 구하면 $0 < K < 521.2177$ 이어야 함을 알 수 있다. 따라서 PID 제어기의 이득을 조정할 경우 비례제어 계수 범위는 임계 이득 값인 521.2177을 초과 할 수 없음을 전달함수와 근궤적으로 통하여 알 수 있다.

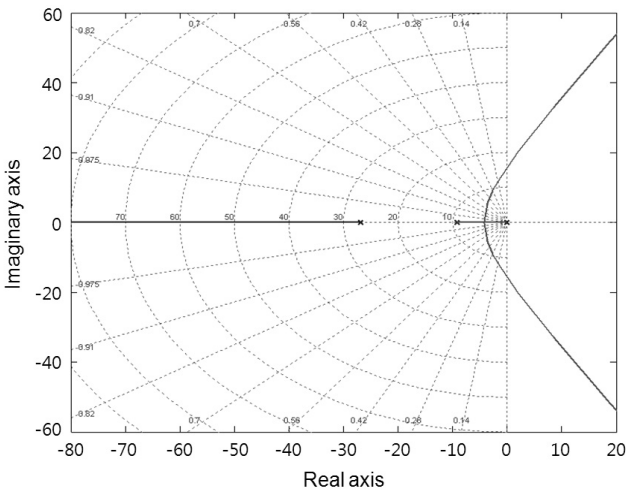


Fig. 5 Root locus of the uncompensated hydraulic servo system.

2) PID 제어기 설계

통상적인 PID 제어기의 설계는 Ziegler-Nichols 튜닝규칙을 따르는 것으로 알려져 있으며 이러한 튜닝 규칙은 시스템 전체의 성능을 개선하는 정확한 제어 파라미터를 설정하는 시작점을 제공해 줌으로써 시스템의 요구 성능 및 목적에 부합하도록 제어 파라미터(K_p , T_i , T_d)를 미세 조정할 수 있는 시작점을 제공해주는 역할을 하는 것으로 알려져 있다. 본 연구에서 PID 제어기 설계를 위하여 1차적으로 Ziegler-Nichols 튜닝규칙 중 제 2 법칙과 영점 위치 변화 기법을 이용하여 PID 제어기를 설계 하였다. Ziegler-Nichols 튜닝규칙에서 제

공하는 비례, 미분 및 적분 계수 시작점은 PID 제어기의 비례 제어 동작만을 이용하여 출력이 최초로 지속적인 진동을 시작하게 되는 임계이득 K_{cr} 과 임계 주기 P_{cr} 을 찾고 다음의 식 (18)을 이용하여 제어기의 전달함수를 구하도록 하고 있다.

$$G_c(s) = K_p \left(1 + \frac{1}{T_i s} + T_d s \right) = 0.6K_{cr} \left(1 + \frac{1}{0.5P_{cr}s} + 0.125P_{cr}s \right) \quad (18)$$

앞서 1축 가진 시험기를 구동하는 유압 서보 시스템의 전달함수로부터 임계 이득을 구하면 $K_{cr} = 521.2177$, $P_{cr} = 0.3974$ 이었다. 이를 이용하여 PID 제어기를 설계할 경우 이 제어기는 -10.0654에서 이중영점을 갖고, 0에서 극점을 갖는 효과를 주며 이 때, 제어기의 전달함수는 식(19)와 같이 정리되었다.

$$G_c(s) = 0.075K_{cr}P_{cr} \frac{(s + \frac{4}{P_{cr}})^2}{s} = 15.5349 \frac{(s + 10.0654)^2}{s} \quad (19)$$

그러나 이러한 제어기를 유압 시스템에 설치할 경우의 시스템의 응답성능을 시뮬레이션 해본 결과 상승시간은 0.0843 s, 최대 오버슈트는 60.3%를 나타내는데 이는 Ziegler-Nichols 튜닝규칙의 경우 단지 제어기 동조의 시작점을 제공하는 목적이기 때문으로 분석되었다. 그러므로 위치 제어 오차가 5% 이내인 시스템의 기본 설계 목적에 맞도록 제어기를 미세 조정할 필요가 있는 것으로 분석되었다. 따라서 본 연구에서는 시뮬레이션을 통하여 제어기 전달함수의 영점인 -10.0654의 위치를 변화시키는 방법을 이용 제어기를 정밀 동조 하였다.

PID 제어기의 전달함수 $G_c(s)$ 를 정밀 동조시키기 위한 시뮬레이션 결과 Ziegler-Nichols 튜닝규칙으로 구한 제어기의 전달함수에서 비례제어계수는 40으로 영점의 위치를 -2.5로 할 경우 시스템의 설계 목적에 부합하는 성능을 보이는 것으로 나타났으며 이때의 시스템의 응답 성능은 최대 오버슈트는 5.19%로 설계 기본 설정 값이 제어 오차 5%를 만족하는 것으로 나타났으며, 상승시간은 0.0756 s, 정착시간은 대략 1.5 s 이내로 나타났다. 한편 제어기의 전달함수는 식 (20)과 같이 정리 되었다.

$$G_c(s) = 40 \frac{(s + 2.5)^2}{s} = 8 \left(1 + \frac{1}{0.16s} + 0.2s \right) \quad (20)$$

최종적으로 제어기의 전달함수 식 (20)과 식 (18)을 비교하면 제어 파라미터를 구할 수 있으며, 시뮬레이션을 통하여 얻은 1축 가진 시험기의 개발목표를 만족시키는 제어 파라미터 $K_p=8$, $T_i=0.16$, $T_d=0.2$ 이다.

또한 시뮬레이션을 통하여 얻어낸 시스템의 응답 곡선과 근계적은 그림 6에 나타난 것과 같다. 또한 설계된 PID 제어기를 장착할 경우 근계적은 s-plane의 좌반 평면에 모두 그려지고 있는 것을 확인 할 수 있었으며 이로써 설계된 PID 제어기를 장착할 경우에 앞서 제어기가 장착되지 않은 시스템에 비하여 안정성이 향상됨을 알 수 있다.

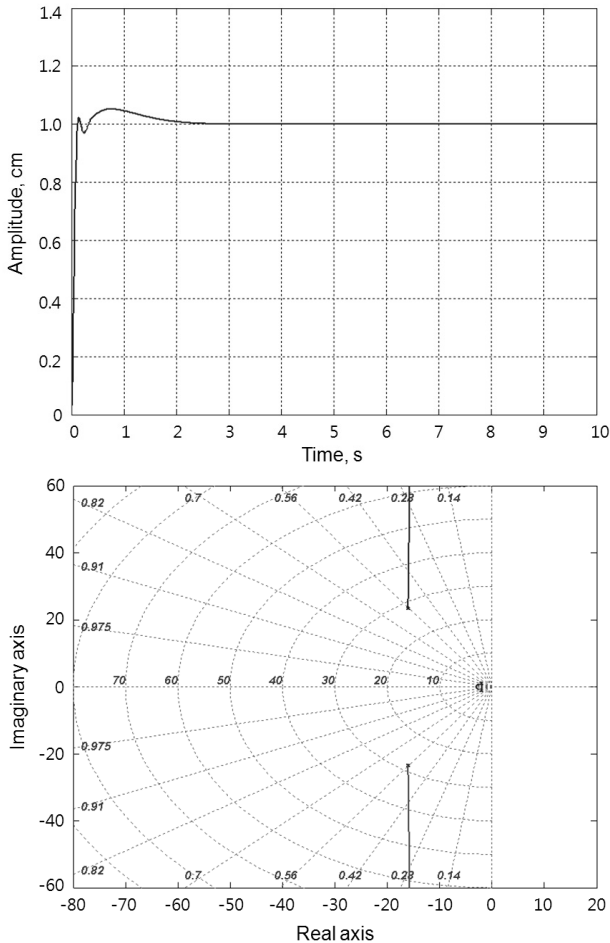


Fig. 6 Step response and root locus of the compensated system with designed PID controller.

다. 1축 가진 시험기의 제어 성능 분석

시뮬레이션 모델과 실제 시스템에 펄스 신호를 입력하였을 경우의 제어 성능 비교 결과는 그림 7에서 보는 바와 같다. 제어 성능 분석을 위하여 0.5 Hz의 주파수를 갖는 단위 입력 신호를 사용하였다. 또한 두 결과 값의 원활한 비교 분석을 위하여 실제 시스템에서 출력되는 값은 5 Hz 이상의 노이즈 신호를 필터링 할 수 있도록 소프트웨어적인 저주파 통과 필터를 장착하여 얻어내었다. 실험값은 동일한 형태의 입력 신호를 5회 반복 인가한 후 획득한 측정 신호의 평균값을 이용하였다.

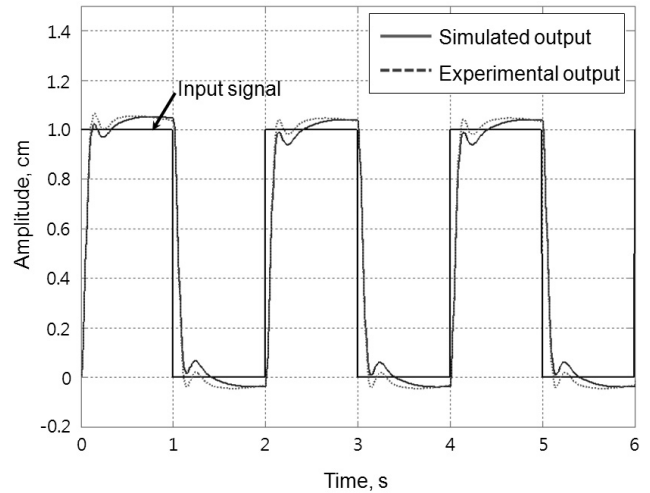


Fig. 7 Response of the compensated system with designed PID controller to the unit pulse input.

펄스 신호를 시뮬레이션 모델과 실제 시스템에 인가한 경우 각각의 결과 값은 그림 7에서 볼 수 있는 바와 같이 유사한 형태를 나내고 있다. 다만 실제 시스템에서 출력되는 값의 최대 % 오차는 6.63%로 시뮬레이션 값인 5.19%보다 약간 높은 것으로 나타났으나, 당초의 제어 시스템의 개발목적인 위치제어 오차 5%와 비교하여 미소한 차이를 보이는 것으로 분석되었다. 시스템의 상승시간은 실제 시스템과 시뮬레이션 모델 각각이 0.0712 s와 0.0714 s로 거의 차이가 없는 것으로 나타났고 시스템의 개발 목적인 상승시간 0.1 s 이내를 만족하였다.

또한 시뮬레이션 모델과 실제 시스템에 사인 신호를 입력하였을 경우의 제어 성능의 비교 결과는 그림 8에서 보는 것과 같다. 제어 성능 분석을 위하여 인가한 사인 입력은 1 Hz의 주파수를 갖는 신호를 사용하였다. 사인 입력에 대한 실제 시스템의 위치제어 % 오차의 경우는 약 1%로 그리고 시뮬레이션 결과는 1.7%로 사인 입력의 경우 실제 시스템의 신호 위치제어 성능이 시뮬레이션 결과 값 보다 좋은 것으로 나타났으며, 마찬가지로 시스템의 제어 오차 값은 5% 이내로 또한 각각의 결과 값은 제어 입력 신호에 대하여 0.064 s의 시간 지연을 갖고 추종 하는 것으로 나타났다. 따라서 펄스 및 사인과 형태의 제어 입력에 대하여 개발된 시스템의 제어 성능은 당초의 개발 목표를 만족하는 것으로 나타났다.

마지막으로 시뮬레이션 모델과 실제 시스템에 규정에 명시되어 있는 랜덤 신호를 입력하였을 경우의 제어 성능의 비교 결과는 그림 9에서 보는 것과 같다. 제어 성능 분석을 위하여 인가한 랜덤 입력 신호는 0~4 Hz 주파수 대역의 신호가 혼합되어 있는 불규칙한 사인과 형태의 신호를 이용하였다. 실험은 5회 반복하였으며 실험값은 반복 측정 결과의 평균값을 취하였다. 전체 가진 시간 동안의 정확한 위치제어 오차를 산

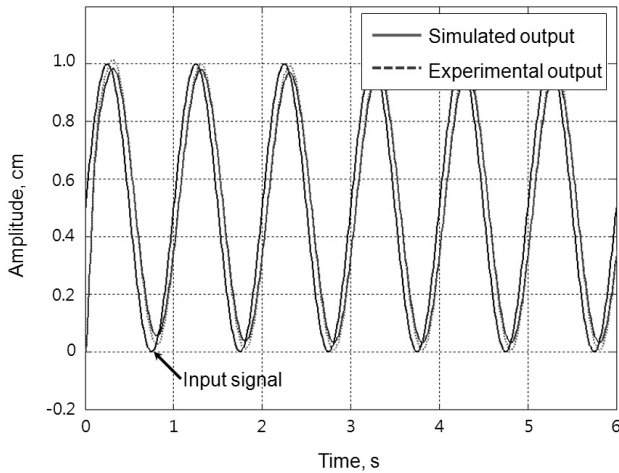


Fig. 8 Response of the compensated system with designed PID controller to the sinusoidal input.

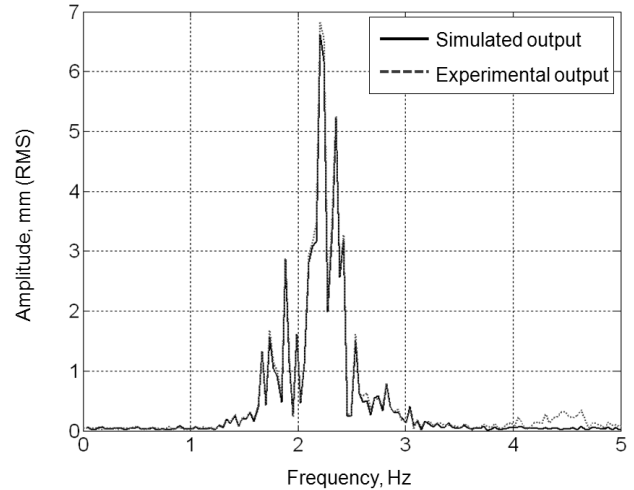


Fig. 10 FFT result of the simulation and experimental output to the random input.

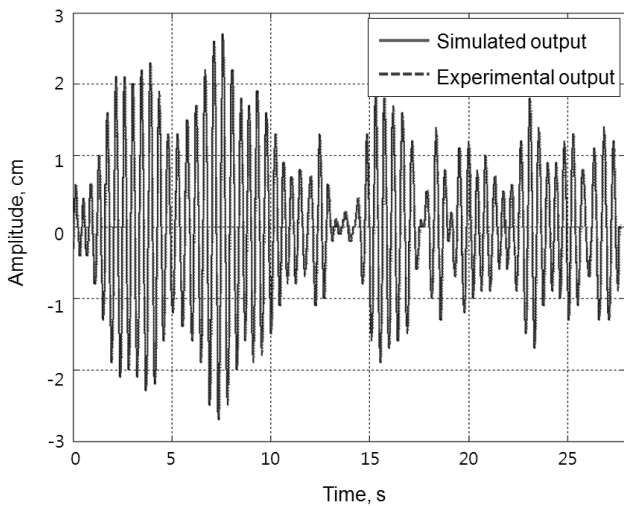


Fig. 9 Response of the compensated system with designed PID controller to the random input.

출하기 위하여 설정 값과 실험값의 RMS(root mean square) 값을 이용하여 위치제어 % 오차를 산출하고 개발된 시스템의 위치제어 성능을 비교하였다. 또한 FFT(fast fourier's transform)을 이용하여 주파수 대역별 위치제어 오차를 구하고 성능을 비교하였다. 랜덤 신호에 대한 실제 시스템의 추종 결과 RMS 값은 9.534 mm로 실제 입력신호 RMS 값인 9.991 mm와는 0.376 mm의 오차를 보이며, RMS 오차를 백분율로 환산한 % 오차는 3.79%로 개발 목표에서 설정한 위치 제어 오차 범위 5%를 만족하는 것으로 분석되었다. 또한 시뮬레이션의 결과 값도 실제 시스템의 결과 값과 매우 유사한 형태로 나타났으며, RMS 오차는 약 4.03%로 나타났다. FFT를 이용하여 구한 실제 시스템의 주파수 대역별 최대 위치제어 오차는 2.35 Hz에서 0.37 mm로 % 오차로 환산할 경우 5.15%였다. 또한 시뮬레이션의 경우는 동일 주파수에서 위치제어 오차는 0.18 mm, % 오차는 2.53%로 나타났다. 이는 당초 시

스템의 개발 목표인 위치제어 오차 5%를 만족하는 것으로 분석되었다. 그림 10은 랜덤 입력 신호에 대한 시스템의 위치제어 성능을 시뮬레이션 값과 실험값을 비교한 것이다.

5. 요약 및 결론

본 연구 농용트랙터의 운전좌석의 실내 성능 평가를 위한 1축 가진 시험장치와 평가 방법에 관한 내용이 명시되어 있는 관련규정 ISO 5007과 EEC 78/764에 의거하여 시험장치를 설계하고 이를 정밀 구동 및 제어 할 수 있는 PID 기반 유압 서보 시스템의 위치 제어시스템을 개발하기 위하여 수행되었으며, 이를 위하여 1축 가진 시험기를 유압 서보 시스템-부하계로 단순화한 수학적 모델을 수립하고 이를 바탕으로 가진 시험기의 개발과정에서 구성된 유압 시스템 및 제어 시스템의 안정성 판별 작업과 최적의 제어 파라미터를 구하는 작업을 수행하였다. 또한 수학적 모델을 이용한 시뮬레이션 결과와 실제 유압 서보 시스템의 성능을 비교 평가함으로써 설계된 PID 제어기의 성능이 개발 목표를 만족하는지 확인하였다. 각각의 연구 결과에 대하여 요약하면 다음과 같다.

- (1) 농용 트랙터용 운전좌석의 승차진동 실내 평가 및 좌석진동 시험장치 설계와 관련된 규정인 ISO 5007과 EEC 78/764를 분석하였고, 관련 규정에 명시되어 있는 시험장치 구성 및 형태를 만족하는 PID 제어방식의 1축 가진 시험기를 설계 및 제작하였다.
- (2) 유압펌프, 서보밸브 및 부하계와 같은 1축 가진 시험기 구성 요소들을 단일 시스템 요소(lumped system component)로 나누어 각각 요소들에 대한 기본적인 수학적 모델들을 수립하고 이를 이용하여 플랜트의 전달함수를 유도하였으며 다음과 같았다.

$$G(s) = \frac{X_p(s)}{I(s)} = \frac{17.3577}{s(s^2 + 36.1834s + 250.0353)}$$

- (3) 1축 가진 시험기를 구동하는 유압 서보 시스템의 PID 제어기 설계는 Ziegler - Nichols 튜닝규칙 및 제어기 전달함수 영점 위치 변화 기법을 사용하였으며, 그 결과 시스템의 응답 성능은 최대 오버슈트는 5.19%로 상승시간은 0.0756 s, 정착시간은 1.5 s 이내를 만족하는 것으로 분석되었다.
- (4) 1축 가진 시험기의 위치제어 성능 분석을 위하여 시뮬레이션 모델에서 얻은 결과 값과 실제 시스템에서 얻은 결과 값을 비교 분석한 결과, 펄스, 사인, 랜덤 입력 모두에 대하여 개발된 시스템은 당초 시스템의 개발 목표인 제어 오차 5%를 만족하는 것으로 분석되었다.

참 고 문 헌

1. Council directive. 1978. 78/764/EEC: On the approximation of the law of the Member States relating to the driver's seat on wheeled agricultural or forestry tractors. Council Committee, European Union.
2. International Organization for Standardization. 2003. ISO 5007: Agricultural wheeled tractors - operator's seat - Laboratory measurement of transmitted vibration. International Organization for Standardization, Geneva, Swiss.
3. Jun, S. B. 2005. Development of 2Axis Simulator with Road Load Data Application. Master dissertation. Graduate school, Chunnam National University, Daejeon, Korea.
4. Kim, H. J. and K. H. Ryu. 2004. Development of a toroidal CVT controller for agricultural tractor (2): PID controller. Journal of KSAM 29(5):407-418.
5. Kim, H. S. 1991. Study on the Tracking Control of Load Pressure in Electro-hydraulic Servo System using Variable Structure System Theory. Master dissertation. Graduate school, Seoul National University, Seoul, Korea.
6. Lee, D. G. 1990. Study on the Tracking Control of a Single-rod Hydraulic Cylinder using Sliding Mode. Ph.D dissertation. Graduate school, Seoul National University, Seoul, Korea.
7. Lee, S. S., J. H. Mun, K. S. Lee, W. Y. Park, C. H. Lee and H. Hwang. 2005. Development of automatic leveling mechanism and response properties for the slope tractor. Journal of Biosystems engineering 30(1):1-7.
8. Son, K. H. 1992. Study of Position Control of Hydraulic Cylinder using Electro Hydraulic Servo Valve. Master dissertation. Graduate school, Chungnam National University, Daejeon, Korea.
9. Yoo, S. N., K. H. Ryu and J. G. Park. 1989. Electronic - hydraulic hitch control system for agricultural tractor - position control. Journal of KSAM 14(3):168-180.