

<학술논문>

# 정량적 피드백 이론을 이용한 유압 로드 시뮬레이터에 관한 힘 제어계 설계

김진완<sup>†</sup> · 현동길\* · 김영배\*\*  
(2007년 2월 9일 접수, 2007년 9월 27일 심사완료)

## Design of Force Control System for a Hydraulic Road Simulator Using Quantitative Feedback Theory

Jin Wan Kim, Dong Ji Xuan and Young Bae Kim

**Key Words :** Hydraulic Road Simulator(유압 로드 시뮬레이터), Force Control System(힘 제어계), Hydraulic Servo System(유압 서보 시스템), Quantitative Feedback Theory(QFT: 정량적 피드백 이론), Robust Control(강인 제어), Uncertain Plant(불확실 플랜트)

### Abstract

This paper presents the road simulator control technology for reproducing the road input signal to implement the real road data. The simulator consists of the hydraulic pump, servo valve, hydraulic actuator and its control equipment. The QFT(Quantitative Feedback Theory) is utilized to control the simulator effectively. The control system illustrates a tracking performance of the closed-loop controller with low order transfer function  $G(s)$  and pre-filter  $F(s)$  for a parametric uncertain model. A force controller is designed to communicate the control signal between simulator and digital controller. Tracking specification is satisfied with upper and lower bound tolerances on the steep response of the system to the reference signal. The efficacy of the QFT force controller is verified through the numerical simulation, in which combined dynamics and actuation of the hydraulic servo system are tested. The simulation results show that the proposed control technique works well under uncertain hydraulic plant system. The conventional software (Labview) is used to make up for the real controller in the real-time basis, and the experimental works show that the proposed algorithm works well for a single road simulator.

### 1. 서론

자동차 진동에 기인하는 피로하중은 이용자의 안정성 및 승차감과 친밀한 연관성이 있다. 피로하중을 연구하기 위하여, MTS 와 Schenck Co.는 실험실에서 실제 도로 진동을 재현하는 다이내믹 로드 시뮬레이터를 개발하여 왔다. 다축 로드 시뮬레이터는 경제적인 이유도 있지만 제어의 확실

성, 정확성, 안정성 때문에 유압 시스템이 활용된다. 유압 서보 시스템은 비행기, 우주선, 그리고 자동차 제어 시스템에 폭넓게 사용되고 있다. PID 제어기와 FRF(주파수 응답 함수) 신호 재현기는 유압 제어에 널리 사용되고 있다. Ziegler-Nichols 튜닝 알고리즘은 PID 제어기의 게인 튜닝에 사용되고 있으며 복소수의 해석은 FRF신호 발생기에 이용되어진다.<sup>(1)</sup> 이것들은 유일하게 플랜트가 선형 시 불변(LTI) 시스템으로 가정되어질 때 사용이 가능하고, 많은 반복 계산을 하게 된다. 그러나, 로드 시뮬레이터에 주로 사용되는 유압 서보 시스템은 차량의 비선형 현가장치 요소인 부상, 볼 조인트, 스프링 그리고 댐퍼도 있지만 서보 밸브의 변위와 하중의 변화에 따라 본래의 시스템 불확실

<sup>†</sup> 책임저자, 회원, 전남대학교 대학원 기계공학과  
E-mail : pilot-kim@hanmail.net  
TEL : (062) 530-0209, FAX : (062) 530-1689

\* 전남대학교 대학원 기계공학과

\*\* 전남대학교 기계시스템공학부

성을 가지게 된다. 따라서, PID 와 FRF 방법은 폭 넓게 실제 산업에 사용되지만, 새로운 제어 방법은 비선형 특성만큼 불 확실한 시스템 파라미터들을 고려할 필요성이 있다.

1980년대부터 강인 제어 연구는 제어 공학자들 사이에 열렬한 주제로 여겨져 왔고 그리고 여전히 많은 연구들은 이 방향에서 행해져 왔다. 강인 제어 연구 중에, LQG/LTR 기법,  $H_2/H_\infty$  기법,  $\mu$  기법 및 Quantitative Feedback Theory(QFT)는 주요한 주제이다.  $H_2/H_\infty$  와  $\mu$  기법은 전달함수의 놈(norm)값을 이용하고, QFT는 크기와 위상의 정보를 포함한 복소수에서 전달함수를 해석한다. 1990년, Chait. Y.는 전달함수 행렬의 크기만을 사용하는  $H_2/H_\infty$  기법,  $\mu$  기법보다 크기와 위상을 사용하는 QFT가 설계조건에 근접하는 제어기를 설계한다고 제안하였다.<sup>(2)</sup> 1972년, Horowitz는 플랜트 불확실성과 외부의 외란들을 강인하게 제어할 수 있는 QFT를 재 정립하였다.<sup>(3,4)</sup> 그러나, 그의 방법은 고 주파 영역의 불확실성을 처리하는데 반복 설계의 문제가 있었다. 1976년, Shaked는 이 문제 해결하기 위해 불확실성 다변수 플랜트를 거의 대각선 형태로 변형하는 이론을 정립하였다.<sup>(5)</sup> 그러나 이 방법도 최소의 대역폭을 가진 루프 전달함수들을 찾기 위해 반복 설계를 하여야 하는 단점을 가졌다. 1982년, Horowitz는 다중 입출력(MIMO) LTI를 위해 고정점 이론을 이용하여 QFT를 보완 설계 하였다.<sup>(6)</sup> 1986년, Yaniv는 훨씬 간단하고 반복 설계를 줄일 수 있는 방법<sup>(7)</sup>을 제시하였으나 루프 전달함수의 역 변환을 필요로 하기 때문에 차수가 클 경우 수치해석에 문제점이 발생하였다. 1988년, D'Azzo와 Houpis는 앞서 언급한 문제를 해결하기 위해 QFT 해석과 설계를 정립하였다.<sup>(8)</sup> 1993년, Borghesani는 Matlab Toolbox 제작 목적으로 종래의 QFT를 컴퓨터 프로그램으로 만들었다.<sup>(9-11)</sup> 1998년, 박 명수는 다변수 정량적 피드백이론을 이용한 기존의 설계방법을 유지하면서 루프 전달함수의 역 변환 없이 직접식 다 변수 정량적 피드백 이론의 안정성 및 성능의 경계조건들을 계산하는 방법을 제안하였다.<sup>(12,13)</sup>

정량적 피드백 이론(QFT)에서 가장 중요하게 강조되는 것은 플랜트에 존재하는 불확실성과 외란에 대해 강인성을 보장할 수 있는 폐환 제어계의 주파수 영역에서 실제적인 설계 방법이다. QFT 설계 특징은 최소의 대역폭을 갖는 저 차수의 제어기를 설계하고, 크기와 위상을 함께 고려하여 불확실성과 외부 외란에 대하여 니콜스 선도를 이

용한 루프 형성(Loop shaping)의 결과로 최적의 제어기가 얻어진다. 이 과정에서 강인 안정여유와 추종 성능인 경계 조건들을 만족하는 공칭 루프 및 제어기의 전달함수가 결정된다.

본 논문에서는 다축 유압 서보 시스템의 분산 제어를 미래에 사용하기 위해 단축 유압 시뮬레이터 제어에 역점을 두었다. 다축 시뮬레이터는 문제없이 단축 유압 시스템으로 분산 제어할 수 있다. 그런 이유로, 단 하나의 작동기에 대한 강인 제어는 대부분은 다축 제어를 위해 중요하게 여기며 현재 이 방향으로 연구가 이루어진다.

본 논문의 구성은 다음과 같다. 2장에서는 단축 로드(Road) 시뮬레이터의 유압 서보 시스템에 대한 수학적 모델링을 확립하였고, 3장에서는 QFT 이론을 다루었다. 4장에서는 QFT루프 형성법을 이용한 2자유도 단축 로드 시뮬레이터의 힘 제어계를 설계 하였다. 5장에서는 스텝 입력과 랜덤 수 입력에 대한 다양한 시뮬레이션을 하고 그 결과를 그래프로 표현하였다. 6장에서는 그것의 실제 실험 결과를 나타내었다. 마지막으로, 7장에서는 결론을 맺었다

## 2. 단축 로드 시뮬레이터의 수학적 모델링

유압 서보 시스템은 전류를 입력 받아 서보 밸브를 개폐하여 유압펌프에서 가해진 작동유의 압력으로 유압 작동기를 구동하여 시편에 힘(부하)을 준다. 단축 로드 시뮬레이터의 수학적 모델링을 위하여 다음과 같은 가정들을 세운다.<sup>(8,14,15)</sup>

- 1) 시스템의 공급 오일 압력( $P_s$ )과 배출 오일 압력( $P_e$ )는 일정하게 압력이 유지된다.
- 2) 서보 밸브의 Orifice 개구면적은 valve spool 변위에 대하여 비례특성을 갖는다.
- 3) 실린더 각 격실 내의 압력 분포는 균일하고, 작동 유체의 온도와 밀도는 일정하다.
- 4) 공동현상(cavitation)은 발생하지 않는다.
- 5) 서보 밸브는 임계 중립 밸브(critical center valve)이며 대칭적이다.

모델링의 구성은 유압 서보 밸브, 유압 작동기는 오리피스 유량 방정식과 연속적인 유량 방정식, 작동기에서 출력되는 부하(힘)으로써 3 가지로 구분하여 수학적 모델링을 한다.(참조 Fig. 1)

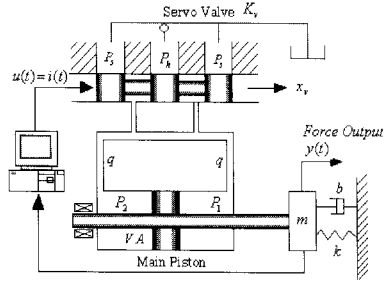


Fig. 1 Hydraulic servo system

입력전류  $i$ 와 밸브 스톱의 변위  $x_v$ 에 전달함수를 2차 시스템으로 근사화 할 수 있다.<sup>(16)</sup>

$$\frac{X_v(s)}{I(s)} = K_v \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\xi\omega_n s + \omega_n^2} \quad (1)$$

$I$ : input current,  $X$ : displacement of valve spool,  $K_v$ : valve gain  
 $\omega_n$ : natural frequency of flapper,  $\xi$ : damping ratio

서보 밸브의 고유진동수 ( $\omega_n$ )는 유압실린더의 고유진동수보다 훨씬 크기 때문에 서보 밸브의 특성들이 무시될 수 있어 다음과 같이 1 차계로 간략화 할 수 있다.

$$x_v = K_v i \quad (2)$$

부하 유도 압력( $P_L$ )은 각 실린더 면에 대한 압력 차로 의미한다. 그리고 역학적인 표현은 다음과 같다.

$$P_L = P_1 - P_2, \quad P_h = P_1 + P_2, \quad P_2 = \frac{P_h - P_L}{2} \quad (3)$$

오리피스를 통과하는 유량은 다음과같이 주어진다.

$$\begin{aligned} q_h &= c w x_v \sqrt{\frac{2g}{\gamma}(P_h - P_2)} = c w x_v \sqrt{\frac{g}{\gamma}(P_h + P_L)} \\ q_s &= -c w x_v \sqrt{\frac{2g}{\gamma}P_2} = -c w x_v \sqrt{\frac{g}{\gamma}(P_h - P_L)} \\ q &= q_h - q_s = c w x_v \sqrt{\frac{g}{\gamma}(\sqrt{P_h + P_L} + \sqrt{P_h - P_L})} \end{aligned} \quad (4)$$

$q$ : rate of flow of hydraulic fluid through the valve  
 $q_h$ : rate of flow of high pressure,  $q_s$ : rate of flow of sump  
 $P_L$ : load pressure,  $c$ : orifice coefficient,  $w$ : port width  
 $g$ : gravitational acceleration constant,  $\gamma$ : specific gravity

부하 반력을 고려하여,  $q$ 에 대한 연속적인 유량 방정식은 스톱 밸브 변위  $x_v$ 와 부하 압력  $P_L$ 함수로 표현할 수 있다.

$$q = f(x_v, P_L) \quad (5)$$

유량( $q$ )를 동작의 기준점 부근에서 선형화하면,

$$q = \left( \frac{\partial q}{\partial x_v} \right)_0 x_v + \left( \frac{\partial q}{\partial P_L} \right)_0 P_L = C_x x_v - C_p P_L \quad (6)$$

$$\text{where, } C_x = 2c w \sqrt{g P_h / \gamma}, \quad C_p = c w x_{v0} \sqrt{g / \gamma} / \sqrt{P_h}$$

오리피스에서 발생되어지는 비압축성 성분, 피스톤 주위의 누설 계수, 오일의 압축성을 고려하여 더욱 정밀한 해석을 할 수 있다.

$$q = q_o + q_c + q_l = A \rho \dot{y} + \frac{\rho V}{K_B} \dot{P}_L + L P_L \quad (7)$$

$$C_x x_v = A \rho \dot{y} + \frac{\rho V}{K_B} \dot{P}_L + (L + C_p) P_L$$

$q_o$ : incompressible component

$q_c$ : compressible component,  $q_l$ : leakage component

$A$ : piston area,  $\rho$ : density

$K_B$ : bulk modulus of the hydraulic oil

$V$ : volume of fluid under compression

$L$ : the leakage coefficient of the whole system

작동기에서 출력되는 힘의 방정식은,

$$F = n_F A P_L \quad (8)$$

$F$ : force of output

$n_F$ : the force conversion efficiency of the unit

$A$ : the area of the main actuator piston

발생된 힘은 부하질량, 마찰과 변위에 작용하므로 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$F = M \ddot{y} + B \dot{y} + K y = n_F A P_L \quad (9)$$

$M$ : load mass,  $B$ : damping friction coefficient

$K$ : stiffness coefficient

식 (1)부터 식 (9)까지 모두 조합하면, 다음과 같은 방정식이 얻어진다.

$$\begin{aligned} C_x K_v i &= \frac{\rho V M}{K_B n_F A} \ddot{y} + \left[ \frac{\rho V B}{K_B n_F A} + (L + C_p) \frac{M}{n_F A} \right] \dot{y} \\ &+ \left[ A \rho + \frac{\rho V K}{K_B n_F A} + \frac{B}{n_F A} (L + C_p) \right] y + \left[ \frac{K}{n_F A} (L + C_p) \right] y \end{aligned} \quad (10)$$

그러므로, 입력  $I$ 와 출력  $Y$ 의 최종 방정식이 얻어진다.

$$P(s) = \frac{Y(s)}{I(s)} = \frac{C_x K_v}{a s^3 + b s^2 + c s + d} \quad (11)$$

$$a = \frac{\rho V M}{K_B n_F A}, \quad b = \left[ \frac{\rho V B}{K_B n_F A} + (L + C_p) \frac{M}{n_F A} \right]$$

$$c = \left[ A \rho + \frac{\rho V K}{K_B n_F A} + \frac{B}{n_F A} (L + C_p) \right], \quad d = \left[ \frac{K}{n_F A} (L + C_p) \right]$$

$a, b, c, d$ 의 파라미터들은 유압의 압축성, 누설, 전자기적인 서보 메커니즘, 오리피스의 비선형 요소를 포함한 불확실한 실린더 특성들을 나타낸다. 이러한 파라미터들은 상수로 표현할 수 없기 때문에

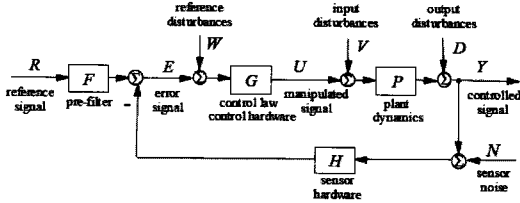


Fig. 2 The single loop feedback system

변화하는 파라미터의 경계들을 결정해야만 한다. 구성 요소들을 명확히 하기 위해 다른 논문들과 부품 사양들로 파라미터들을 참조하여,<sup>(18)</sup> 이 파라미터 경계들을 계산 하였다. (Fig. 1 과 식 (11,12) 참조.)

### 3. QFT 이론

본 연구에서는 Fig. 2 와 같이 MISO(Multi-Input Single-Output) 구조의 2 자유도 제어 시스템에 적용된 설계이론이다.

Horowitz(1963)에 의해 처음 제안된 QFT 는 플랜트  $P(s)$ 에 존재하는 불확실성과 외란에 대해서 요구된 계통의 제어 성능을 보장하기 위한 주파수 영역에서의 강인 제어기 설계 이론이다. 요구되는 되먹임 양은 계통의 설계 사양으로 주어지는 강인 안정 여유, 추적 사양과 외란 제거 사양에 의해 조합된 경계 조건들과 플랜트의 파라미터에 포함된 불확실성 집합에 의해서 조정된다.<sup>(6,10,12-14)</sup> 이 세가지 특성들은 진폭과 위상을 포함한 복소 평면에서 확실한 경계들을 가진다. 플랜트의 파라미터 변화에 따라 형성된 템플릿이 구성되어지는 불확실한 플랜트는 니콜스 선도에서 세가지 경계 위에 만족하는 설계가 되어져야 한다. QFT 를 이용한 제어기의 설계 목적은 주어진 제어성능을 만족하는 제어기  $G(s)$ 와 전 필터  $F(s)$ 를 설계하는 것이며, 설계 과정은 다음과 같다.

#### 1) 설계 사양

상승 시간, 과도 응답 그리고 정착 시간과 같은 특징적인 설계 사양들은 시간 영역에서 주파수 영역으로 변환한다. 또한, 강인 안정 조건과 추적 경계 조건으로 주어지는 추적 사양과 외란 제거 사양을 포함 한다.

#### 2) 플랜트 템플레이트(Plant Templates)

플랜트의 불확실성을 니콜스 선도에서 나타내는 것이 필요하다. 플랜트 템플레이트는 가능한 플랜트 파라미터의 변동에 전부를 포함한 플랜트의 주

파수 응답을 표현한 그래프적인 경계이다.

#### 3) 경계 조건

일반적으로 경계들은 다음과 같이 표현된다.

i) 강인 안정성의 여유(Stability margin),

$$\left| \frac{PG}{1+PG}(j\omega) \right| \leq M_p, \omega \geq 0, P \in \mathbf{P} \quad (12)$$

$P$ : Uncertain plant,  $G$ : feedback controller,  $M_p$ : peak response

ii) 추적 사양(Tracking specification),

$$T_U(j\omega) \leq \left| F \frac{PG}{1+PG}(j\omega) \right| \leq T_L(j\omega), \quad (13)$$

$T_U$ : upper bound,  $T_L$ : lower bound  $F$ : pre\_filter

iii) 외란 제거 사양(Disturbance rejection specification)

플랜트 템플레이트에 의해서 합성되는 경계 조건을 계산할 필요가 있다. 이 경계 조건들에 의해서 결정할 공칭루프 전달함수의 주파수 응답인 루프 형성을 위한 최종 경계 조건이 니콜스 선도에 서 주어진다.

#### 4) 루프 형성(Loop shaping)

요구되는 경계 조건들을 니콜스 선도에 나타내고, 불확실한 템플릿은 언급한 경계들 위에 조건에 맞는 루프 전달함수를 결정할 수 있다. 이러한 절차를 루프 형성이라고 불리운다. 최적의 설계를 위해 강인 안정여유를 나타내는 U-궤적에 근접하고, 합성된 최종 경계 조건들을 만족하는 공칭 루프 전달 함수  $L_0(s)$ 가 결정된다.

#### 5) 제어기 설계

루프 형성의 결과로 얻어진 공칭 루프 전달함수는 Fig. 2 로부터  $L_0(s) = G(s)P_0(s)$  이므로 제어기 전달함수  $G(s) = L_0(s)/P_0(s)$  를 구할 수 있다.  $P_0(s)$  는 공칭 플랜트(Nominal plant)이다

#### 6) 전 필터(Pre-filter) 설계

추적 사양 조건에 맞는 주파수 대역을 통과시키는 입력 필터를 설계한다.

### 4. 로드 시뮬레이터의 힘 제어기 설계

Fig. 2 와 2 장의 결과를 고려하여, 로드 시뮬레이터는 4 개의 파라미터 집합 모델로 구성된다.

$$\mathbf{P} = \left\{ P(s) = \frac{359.6}{as^3 + bs^2 + cs + d} \right\} \quad (14)$$

$a, b, c, d$  는 불확실한 파라미터를 나타낸다. 서보 밸브의 스톱 변위와 부하 질량에 따른  $a, b, c, d$  의 파라미터 변동 범위는 다음과 같다.

$$a=[2.147e-6 \sim 6.135e-6], b=[0.01333 \sim 0.06777]$$

$$c=[0.03647 \sim 0.05131], d=[0.01904 \sim 0.03388]$$

로드 시뮬레이터의 최대 작동 주파수는 약 50Hz 이므로 이산 주파수는 다음과 같이 선정한다.

$$\omega = [0.01, 0.1, 0.5, 1, 3, 5, 10, 20, 30, 50]$$

언급한 불확실한 파라미터와 작동 주파수 범위가 포함된 플랜트 템플릿들은 Fig. 3 과 같이 니콜스 선도위에 나타내었다. Fig. 3 에서, 수직축은 위상각, 수직축은 크기(dB)이다. 플랜트는 50Hz 에서 미소한 위상 변화를 보임으로써 선정한 주파수 대역은 적절함을 알 수 있다.

상한 경계 조건은  $M_p = 1.2$ (Overshoot =20%),  $t_s = 1.84\text{sec}$ ,  $t_r = 0.343\text{sec}$ , 하한 경계 조건은  $M_p = 0.987$ (Overshoot =0%),  $t_s = 1.85\text{sec}$ ,  $t_r = 1.02\text{sec}$  으로

하여, 식 (13)과 Fig. 4 에 나타낸 것과 같이, 시간 영역으로 설계하였다. 각 경계들의 대응되는 부분은 식 (15),(16)처럼 주파수 영역으로 변환할 수 있다.

$$T_U(j\omega) = \frac{0.6584(j\omega + 30)}{(j\omega)^2 + 4(j\omega) + 19.752} \quad (15)$$

$$T_L(j\omega) = \frac{8400}{(j\omega + 3)(j\omega + 4)(j\omega + 10)(j\omega + 70)} \quad (16)$$

Fig. 5 는 모든 경계 조건들을 만족하는 최종 루프 형성 결과를 나타 내었다. 루프 형성은 U-레직의 인터셉트이며, 모든 주파수 범위에서 경계 조건들을 만족하였다.

Fig. 5 의 결과를 이용하여, 로드 시뮬레이터의 최종 힘 제어기  $G(s)$  설계는 2 차 전달함수로 식 (17)과 같이 설계 하였다. 이것은, 설계자의 노력이 필요로 하는 힘든 과정이다.

$$G(s) = \frac{0.0565(s^2 + 1.66s + 1)}{s(s/1600 + 1)} \quad (17)$$

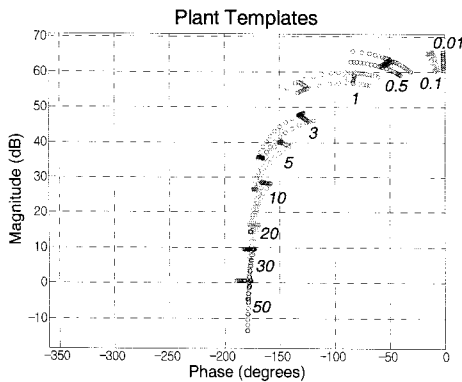


Fig. 3 Plant Template

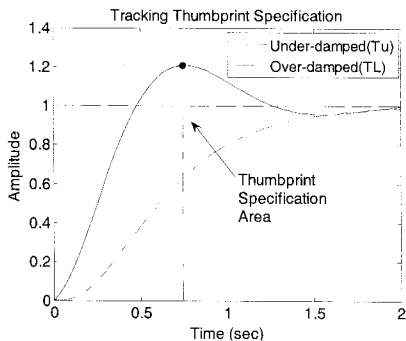


Fig. 4 The Tracking Thumbprint Specification

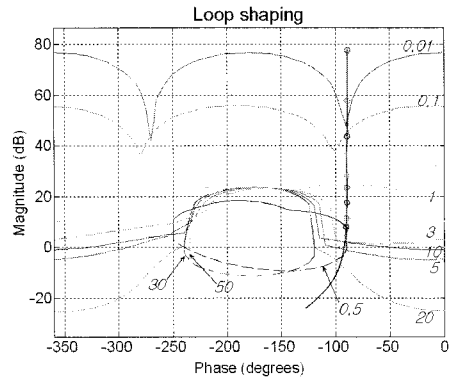


Fig. 5 Loop shaping

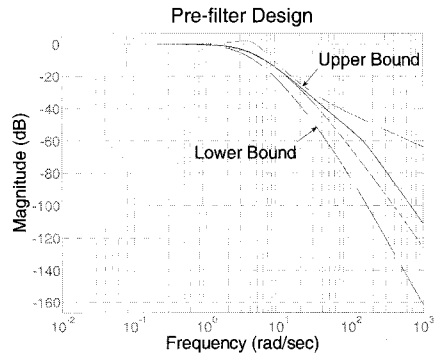


Fig. 6 Pre-filter design

마지막으로, Fig. 6 과 같이 전 필터는 실린더의 작동하는 범위를 고려하여 설계하였다. Fig. 6 을 고려한, 전 필터  $F(s)$  설계는 식 (18)과 같이 설계 하였다.

$$F(s) = \frac{1}{(s/4 + 1)(s/5 + 1)} \quad (18)$$

$H_2/H_\infty$  기법,  $\mu$  기법과 같은 다른 강인 제어기는 일반적으로 고차 전달 함수의 제어기로 설계되기 때문에 QFT 를 이용한 제어기의 설계 특징은 불확실한 모델을 Fig. 5 와 Fig. 6 과 같이 추종 성능을 만족하는 저 차수 전달함수의 제어기와 Pre\_filter 설계에 있다. 또한, 불확실한 파라미터들로 구성된 유압 로드 시뮬레이터에 QFT 를 적용한 제어기 설계는 처음 이루어졌다.

### 5. 시뮬레이션 결과

첫째로, 설계된 제어기가 설계목적에 타당 하는지 알 수 있도록 공칭 플랜트에 스텝응답을 실험하였다. Fig. 7 에 보여진 것과 같이, 스텝 응답은 과도 응답 없고, 0.01s 에 매우 빨리 수렴함을 알 수 있었다.

다음은, 2 장의 식 (11)과 4 장의 식 (14)에 의하여, 불확실한  $a, b, c, d$  계수들은 입력 전류( $i$ )와 부하 질량( $M$ )의 변화에 따라 시스템 변화에 대응하는 제어기의 강인성을 점검하는 시뮬레이션을 하였다. 4 가지 경우를 선정하였다. 경우 1 은 공칭 플랜트( $P_0$ ) 조건이며, 경우 2 는 계수  $a$  의 변화에 의한 것이며, 경우 3 은 계수  $b, c, d$  가 변화할 때 이며, 마지막, 경우 4 는  $a, b, c, d$  모두 변화할 때이다. 이 4 가지 실험 조건을 Table 1 에 나타내었다.

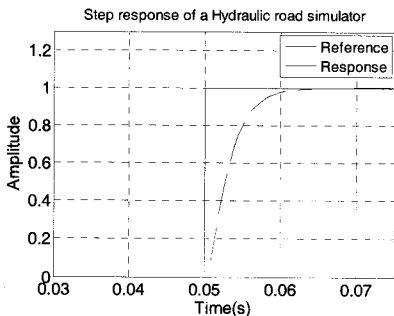


Fig. 7 Step response of  $L_0(s)/1+L_0(s)$

Table 1 Parameter Variation of Plants

	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4
$a$	2.147e-6	6.135e-6	2.147e-6	6.135e-6
$b$	0.01333	0.01333	0.06777	0.06777
$c$	0.03647	0.03647	0.05131	0.05131
$d$	0.01904	0.01904	0.03388	0.03388

각 경우에 랜덤 입력을 사용하였으며 결과는 Fig. 8 ~ 11 과 같다.

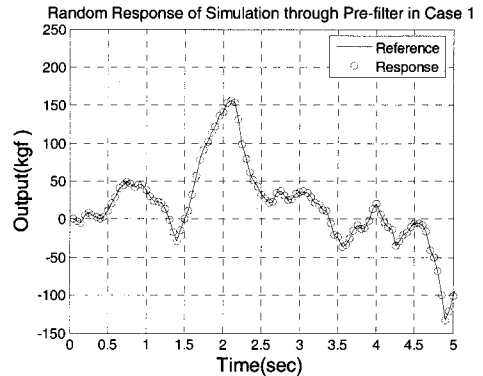


Fig. 8 Random response of  $F(s)L_0(s)/1+L_0(s)$  in case 1 of Table 1

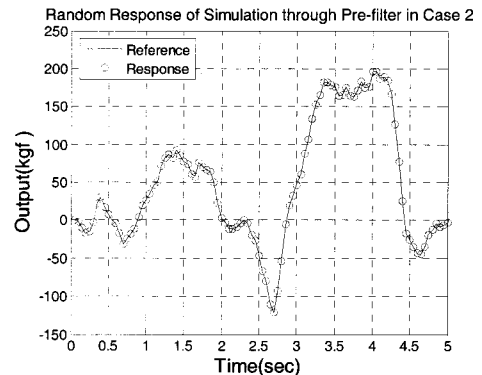


Fig. 9 Random response of  $F(s)L_0(s)/1+L_0(s)$  in case 2 of Table 1

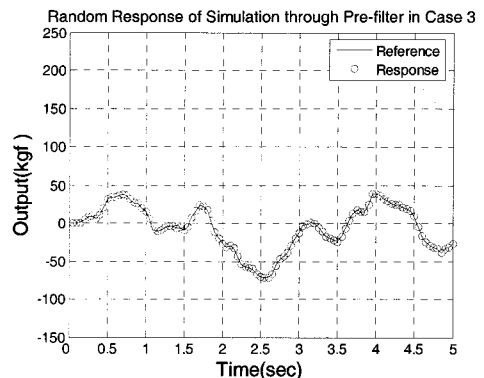


Fig. 10 Random response of  $F(s)L_0(s)/1+L_0(s)$  in case 3 of Table 1

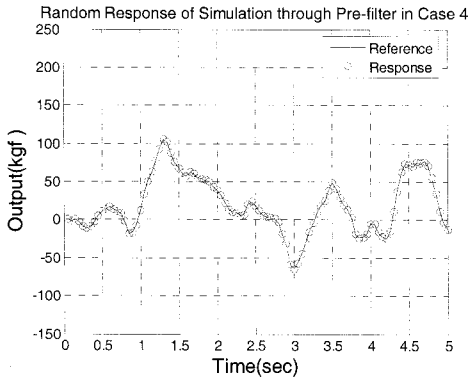


Fig. 11 Random response of  $F(s)L_0(s)/1+L_0(s)$  in case 4 of Table 1

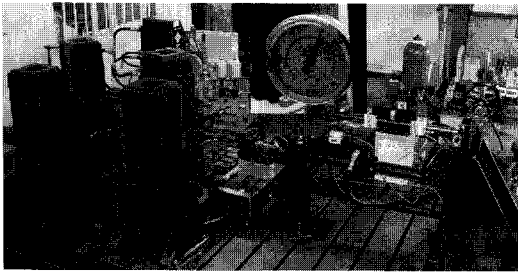


Fig. 12 The Real Plant of Dynamic Road simulator

위의 결과들로부터 설계된 제어가 비선형 요소와 유체 누설로 불확실한 모델링 오차들 때문에 약간의 계수 변화들을 가지는 것 조차도 강인하다고 우리는 결정할 수 있었다.

## 6. 실험 결과

로드 시뮬레이터의 입력 신호는 도로 파동을 가지는 신호이다. 이 신호는 일반적으로 도로와 차량의 속도에 따라 약 2Hz ~ 40Hz이다.<sup>(17)</sup> 본 실험에서는 랜덤 가진 신호 주파수 대역을 최저 2Hz에서 최대 40Hz까지를 채택 하였다. Fig. 12는 단축 QFT 힘 제어를 위한 실험 장치이다. Fig. 13은 실험장치의 다이어그램이다.

시험은 국내에 시판된 중형 차종의 하나인 전륜 현가장치(부싱과 볼 조인트 포함)를 사용하였고, 힘 제어는 유압 작동기의 로드 끝부분에 볼 조인트를 통해 가해 졌다. 로드 끝부분 동일 선상에 로드 센서가 부착되었다. 실린더에 150bar의 공급 압력이 가해졌다.

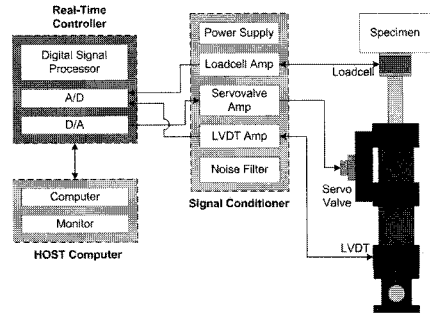


Fig. 13 Schematic diagram for the experiment rig

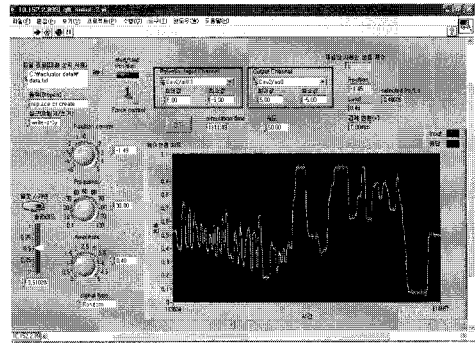


Fig. 14 Designed Software using Labview

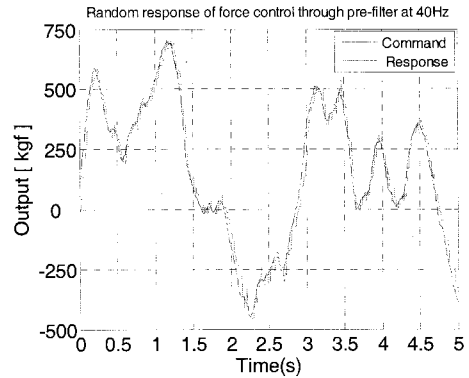


Fig. 15 Random Response of Force Control through Pre-filter at max 40Hz.

실시간 제어를 위해 Labview software 를 이용하여 GUI(Graphic User Interface)를 만들었다. Fig. 14는 GUI 결과를 나타내며 랜덤 입력 신호에 대한 제어된 실린더 응답 결과를 확인할 수 있다. 실제 실험 결과가 2Hz-40Hz 까지 잘 추종함을 알 수 있었다.

여러 가지 실험 조건들로 실험하면서 입출력 신호들을 저장한 후에, Fig. 15 에 최대 40Hz 에서 결과의 일부를 나타내었다. 그림에서 보면, 실선은 랜덤 입력 신호이며, 점선은 실린더 출력 응답

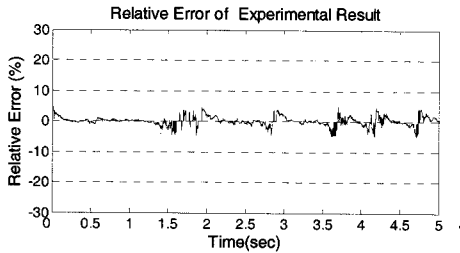


Fig. 16 Relative Error of Experimental Result

이다. 주된 주파수는 2Hz 이고 최고 40Hz 까지의 성분이 포함된 랜덤과 입력을 잘 추종함을 알 수 있다. 또한, 오차율도 1% 내외이다.(Fig. 16 참조)

## 7. 결론

유체의 압축성, 유체의 누설, 전자적인 서보 구성 요소 그리고 기계적인 연결의 비선형성과 같은 불확실한 파라미터들을 가진 단축 로드 시뮬레이터의 작동에 대한 강인한 제어를 설계하였다. 안정성, 추종성, 외란의 제거 사양과 같은 설계 경계 조건들은 크기와 위상을 수반한 QFT 알고리즘에 의하여, 강인한 제어기는 근사한 파라미터 불확실성 아래에 설계 되어졌다. 제어기 설계 목적은 실시간 제어 방법에서 효율적인 저차수 전달함수이다. 시뮬레이션과 실제 실험 결과들은 고안한 방법이 최대 40Hz 내에서 1% 내외의 오차로 유압 로드 시뮬레이터가 제어되는 것을 보여 주었다. 그러므로, 설계한 제어기는 미래에 다축 로드 시뮬레이터 제어에 대한 기초로 활용할 수 있을 것이다.

## 후 기

실험 장치의 제공과 기술적 도움을 주신 주식회사 JKS(정광 기공 시스템)에게 감사드립니다.

## References

- (1) Ziegler, J.G. and Nichols, N.B., 1942, "Optimum Settings for Automatic Controllers," *ASME Trans.* 64, pp. 759-768.
- (2) Chait, Y. and Hollot, C.V., 1990, "A Comparison Between  $H_\infty$  Methods and QFT for a single-loop Plant with Both Parametric Uncertainty and Performance Specifications," *Recent Development in Quantitative*

- Feedback Theory, ASME WAM Config.*, O.D.I. Nwokah, ed., pp. 33-40.
- (3) Horowitz, I.M., 1963, "Synthesis of Feedback Systems," Academic Press, New York.
- (4) Horowitz, I.M. and Sidi, M., 1972, "Synthesis of feedback systems with large plant ignorance for prescribed time-domain tolerance," *Int.J. Control*, 16(2), pp. 287-309.
- (5) Shaked, U., Horowitz, I.M. and Glode, S., 1976, "Synthesis of Multivariable Basically Non-interacting Systems with Significant Plant Uncertainty," *Automatica*, Vol. 12, pp. 61-71.
- (6) Horowitz, I.M., 1982, "Improved Design Technique for Uncertain Multi Input Multi Output Feedback Systems," *Int.J. Control*, Vol. 36, No. 6, pp. 977-988.
- (7) Yaniv, O. and Horowitz, I.M., 1986, "A Quantitative Design Method for MIMO Linear Feedback Systems Having Uncertain Plants," *Int.J. Control*, 43, pp. 402-421.
- (8) D'Azzo, J.J. and Houpis, C.H., 1988, "Linear Control System Analysis," McGraw-Hill Inc..
- (9) Horowitz, I.M., 1992, "Quantitative Feedback Theory(QFT)," QFT Publication, 4470 Grinnell Ave., Boulder, Colorado, 80303.
- (10) Borghesani, C., 1993, "Computer Aided Design of Robust Control Systems Using the Quantitative Feedback Theory," M.S. Thesis, Mechanical Engineering Department, University of Massachusetts, Amherst, MA.
- (11) Chait, Y. and Yaniv, O., 1993-2003, "Quantitative Feedback Theory Toolbox User's Guide," Terasoft Inc..
- (12) Park, M.S., 1994, "A New Approach to Multivariable Quantitative Feedback Theory," Ph.D. Thesis, Uni. of Massachusetts, Amherst, MA.
- (13) Park, M.S. and Lee, J.W., 1998, "Direct Multivariable Quantitative Feedback Theory," *Trans. of the KSME (A)* Vol. 22, No. 3, pp. 562-568.
- (14) Zang, R., Alleyne and Prasetyawan, E., 2002, "Modeling and  $H_2/H_\infty$  MIMO Control of an Earthmoving Power Train," *ASME, J. of Dynamic System, Measurement Control*, 124(4), pp. 625-636.
- (15) Katsuhiko, O., 2002, "Modern Control Engineering," Prentice Hall, Inc..
- (16) Thayer, W.J., 1965, "Transfer Functions for Moog Servo valves," Moog Inc..
- (17) Jeong, S., Kim, J. and Ryu, S., 2001, "A Study on Operational Software Development and Calibration of Multi-axis Vibrating Testing Device," *Transactions of KSAE*, 9(2), pp. 143-151.
- (18) Lee, S.R., Kim, H.Y. and Moon, Y.J., 1994, "Study for the Design of Hydraulic Load Simulator," *Trans. of the KSME*, Vol. 18, No. 1, pp. 44-52.