

## 전자석 작동기를 이용한 유연 외팔보의 능동 진동 제어를 위한 제어기 설계에 관한 연구

### A Study on the Controller Design for Active Vibration Control of flexible Cantilever Beam using Electromagnetic Actuators

최수영\*, 정준홍, 박기헌  
(Sooyoung Choi, Joonhong Jung, and Kiheon Park)

**Abstract** : This paper is concerned with the active vibration control of flexible cantilever beam system using electromagnetic force actuator. The main objective of this paper is to propose the control algorithms and to implement the experimental setups for active vibration control. Dynamic equations of the electromagnetic actuator and the beam are combined to find the transfer function from the electromagnetic actuator to the laser sensor. The final transfer function is determined by considering only the first and second modes, and experiments confirm that this model works well. Several control algorithms are proposed and implemented on the experimental setups to show their efficacy. These include a PID control design, an optimal  $H_2$  control design, and a fuzzy PID control design. Effectiveness and performance of the designed controller were verified by both simulation and experiment results.

**Keywords** : active vibration control, flexible cantilever beam, PID controller,  $H_2$  controller, Fuzzy-PID controller, electromagnetic actuator

#### 1. 서론

항공기나 우주 구조물, 기계시스템에 대한 경량화 추세의 증가로 유연화를 수반하여 큰 진폭의 진동을 발생시켜 구조적 불안정을 초래할 수 있으므로 과도한 진동과 구조물의 변형에 대한 능동적인 제어가 요구된다. 능동 진동 제어는 구조물이 감지기(sensor)로부터 획득한 환경 및 자극에 대한 정보를 제어부에서 해석, 분석하여 작동기(actuator)를 통해 적절한 대응을 함으로서 구조물 설계의 목적인 안정성, 정속성, 정확성 등을 유지하는 것을 총칭하는 것이다. 지금까지 능동 진동 제어를 유연 구조물에 적용한 연구 [1-7]는 제어 대상물에 작동기와 감지기를 부착시키는지의 여부에 따라 크게 접촉식 형태와 비접촉식 형태로 나누어질 수 있으며, 접촉식에 사용되는 작동기 및 감지기의 재료로는 형상기억 합금, 전자기 유체, 압전체 등이 주로 사용되어져 왔다. 그 중에서도 압전체는 신호 대 잡음비가 좋아 감지기로서의 감도가 좋고, 온도 변화에도 덜 민감하며, 간편성과 효율성에서 우수하여 가장 많이 사용되고 있다[1,2]. 그리고 비접촉식에 사용되는 재료로는 전자석이 주로 이용되며 그것은 접촉식에 사용되는 재료들이 유연 구조물에 접촉되어 있으므로 비접촉식 제어 방법이 요구되는 자기부상 시스템, 자기 베어링 등과 같은 구조물의 진동 감쇠에서는 적용에 한계가 있기 때문이다. 일반적으로 전자석은 철심의 재질과 코일의 두께에 따라 각기 다른 전자력을 발생시키며 유도 전류 손실(eddy current loss), 자화력(magnetic

field intensity)과 자속 밀도(magnetic flux density)에 의한 히스테리시스(hysteresis) 등의 비선형성이 존재 하지만 제한된 영역에서 동작하는 경우 이러한 비선형 요소들은 선형화를 통하여 시스템의 분석과 제어에 적용할 수 있다. 전자석을 이용한 연구는 Ellis[8]가 원형 톱의 횡 진동의 감쇠에 관한 연구를 수행하였고, Hong Su[9]는 시스템의 절대 위치, 절대 속도 및 상대 위치 등의 제어 변수에 대하여 전자기 작동기의 동적 특성이 진동절연 성능에 미치는 영향에 관한 연구를 하였다. Matsuda[5]와 Okada[6]는 전자석 작동기를 사용하여 강철판의 능동 진동 제어에 대하여 다루었다. 또한 신응수[10]는 전자기력으로 작동되는 저가의 방진 시스템을 개발하여 PID제어와 최적제어를 적용하고 동시에 비선형 제어법칙인 퍼지 제어와 모델 추종 제어를 적용하여 응답을 구하였으며, 손태규[11]는 지반 가진을 받는 1자유도 진동계의 능동 제진을 위하여 전자석 작동기를 이용하고 최적제어와 피드포워드(feedforward) 제어 이론을 적용하여 이론적인 결과와 실험적인 결과를 비교 분석하였다. 본 논문에서는 유연 구조물에 효율적인 능동 진동 제어 방법들을 연구하고 가장 기본적인 유연 구조물의 형태인 외팔보(cantilever beam)에 대하여 능동 진동 제어 실험을 수행한다. 외팔보 시스템에서는 작동기로 전자석을 사용하고, 감지기로는 레이저 감지기를 이용하여 능동 진동 제어 실험을 한다. 전체적인 외팔보 시스템의 전달함수를 자유 진동 방정식에 의한 모달 해석(modal analysis) 방법과 전자석 작동기와 보의 역학 방정식을 조합하여 구한다. 효과적인 능동 진동 제어를 위해 여러 제어 기법들 중에서 고전 제어 방법 중의 하나이며 실제 산업현장에서 가장 보편적으로 널리 쓰이는 PID 제어 기법과 기준입력의 추종, 외란 및 측정잡음의 영향 제거에 효율적인 최적 제어기법인  $H_2$

\*책임저자(Corresponding Author)

논문접수 : 2003. 4. 3., 채택확정 : 2003. 7. 1.

최수영 : 삼성전자 스토리지사업부(sy2022@dreamwiz.com)

정준홍, 박기헌 : 성균관대학교 정보통신공학부

(nelcast@mail.skku.ac.kr/khpark@yurim.skku.ac.kr)

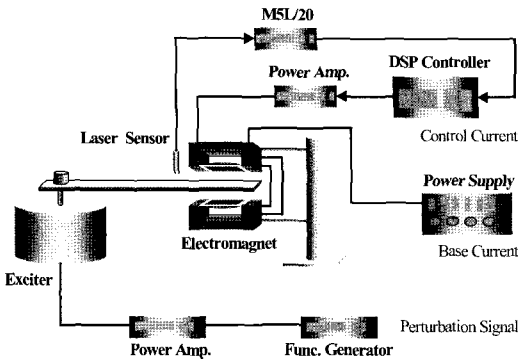


그림 1. 능동 진동 제어 시스템.  
Fig. 1. An active vibration control system.

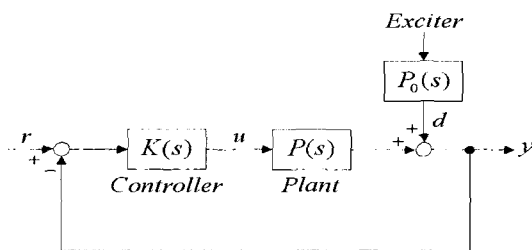


그림 2. 피드백 제어 시스템의 모델링.  
Fig. 2. The modeling of the feedback control system.

제어 기법을 제안하고 실험에 적용하며, 비선형성이나 큰 지연시간을 갖는 시스템에서 다른 제어기들에 비하여 보다 강인하고 매개변수의 변화에 덜 민감한 반응을 보이는 퍼지 PID 제어 기법을 적용한다. 또한 외팔보 시스템의 능동 진동 제어를 위해 제안한 각 제어기의 성능을 시뮬레이션과 실험 결과로부터 서로 비교하여 분석하고, 가장 효율적인 진동 제어 알고리즘을 제시하고자 한다.

II. 외팔보 시스템의 모델링

능동 진동 제어를 위한 전체 시스템의 구성도를 그림 1에 나타내었다. 본 실험의 제어 목적은 전자석 작동기의 입력 전류를 제어하여 외팔보의 감쇠를 증가시켜 주는데 있으며, 외팔보의 굽힘 변위를 레이저(Laser) 감지기로 측정하였다.

실험 장치의 피드백 제어 시스템 모델은 그림 2에 나타내었으며 그림에서  $u$ 는 전자석의 입력 전압이고,  $y$ 는 감지기가 위치하고 있는 곳에 발생하는 외팔보의 변위, 즉 변위 감지기의 출력 전압을 나타낸다.

본 연구의 제어 목적은  $y(t)$  값을 0으로 유지하는 것이므로 기준입력  $r$ 은 0으로 생각한다. 가진기(exciter)가 동작되면 외팔보에 진동 변위가 생기는데 이러한 입출력 관계는 가진기 입력을 부하 외란의 형태로 모델링하여 표현하였다. 플랜트  $P(s)$ 는 전자석의 입력 전압으로부터 레이저 감지기의 출력 전압까지의 전달함수를 나타내는데, 전자석에서 발생한 전압이 외팔보에 어떤 방식으로 진동을 발생시키는 지에 대한 역학 관계를 포함한다. 이 전달 함수를 정확히 구하는 것이 능동 진동 제어기의 설계에서 가장 핵심적인

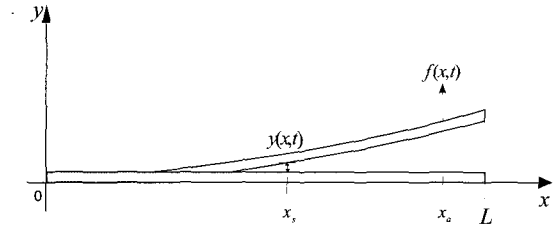


그림 3. 고정-자유단의 보.  
Fig. 3. The clamped-free beam.

내용 중의 하나이다. 먼저 보(beam)에 가해지는 힘  $f(t)$ 로부터 굽힘 변위  $y(t)$ 까지의 전달함수  $P_v(s)$ 를 구하고, 다음으로 전자석 구동기의 입력 전압으로부터 보에 가해지는 전자력까지의 전달함수  $P_m(s)$ 를 구하여 최종적으로  $P_v(s)P_m(s)$ 로서 전달함수  $P(s)$ 를 구한다.

1. 보의 전달함수  $P_v(s)$

단위길이 당 가해지는 횡방향의 힘을  $f(x, t)$ , 굽힘 변위를  $y(x, t)$ 로 표기하는 그림 3과 같은 한쪽은 고정되어 있고 다른 끝단은 자유로운 외팔보를 고려하자.보의 횡방향 진동에 대한 모델은 다음과 같은 미분방정식으로 잘 알려져 있다[12].

$$-EI \frac{\partial^4 y(x, t)}{\partial x^4} + f(x, t) = m \frac{\partial^2 y(x, t)}{\partial t^2} \quad (0 < x < L) \quad (1)$$

모달 해석에 의해 이 방정식의 해를 다음과 같이 놓을 수 있으며,

$$y(x, t) = \sum_{r=1}^{\infty} Y_r(x) \cdot q_r(t) \quad (2)$$

여기서  $Y_r(x)$ 는 보의  $r$ 번째 모드 함수를 나타내며,  $q_r(t)$ 는 시간 함수를 나타낸다. 모드 함수는 (3),(4),(5)와 같으며  $L$ 과  $m$ 은 각각 보의 길이와 단위길이 당 질량을 표시한다.

$$Y_r(x) = \frac{C_{1r}}{(\sin \beta_r L - \sinh \beta_r L)} \cdot \{ (\sin \beta_r L - \sinh \beta_r L)(\sin \beta_r x - \sinh \beta_r x) + (\cos \beta_r L + \cosh \beta_r L)(\cos \beta_r x - \cosh \beta_r x) \} \quad (3)$$

$$C_{1r} = \frac{1}{\sqrt{m}} \sigma_r, \quad \sigma_r = \frac{(\sinh \beta_r L - \sin \beta_r L)}{(\cosh \beta_r L + \cos \beta_r L)} \quad (4)$$

$$\beta_1 L = 1.87510407, \quad \beta_2 L = 4.69409113, \dots \quad (5)$$

모드 함수  $Y_r(x)$ 는 다음의 직교정규(ortho-normal) 성질을 가진다.

$$\int_0^L m Y_r(x) Y_s(x) dx = \delta_{rs} = \begin{cases} 0, & r \neq s \\ 1, & r = s \end{cases} \quad (6)$$

$$\int_0^L Y_s(x) EI Y_r^{(4)}(x) dx = \omega_r^2 \delta_{rs}, \quad \omega_r = \beta_r^2 \sqrt{\frac{EI}{m}} \quad (7)$$

위에서  $EI$ 는 보의 굽힘 강성을 나타내며, (2)식을 (3)식

에 대입하면 다음의 식을 얻게된다.

$$m \left( \sum_{r=1}^{\infty} Y_r(x) \cdot \ddot{q}_r(t) \right) + EI \left( \sum_{r=1}^{\infty} Y_r^{(4)}(x) \cdot q_r(t) \right) = f(x, t) \quad (0 < x < L) \quad (8)$$

이제  $Y_n(x) (n=1,2,3,\dots)$ 를 (8)식의 양변에 곱하여 0에서 L까지 적분을 하면

$$\sum_{r=1}^{\infty} \int_0^L m Y_r(x) Y_n(x) \ddot{q}_r(t) dx + EI \sum_{r=1}^{\infty} \int_0^L Y_r^{(4)}(x) Y_n(x) q_r(t) dx = \int_0^L Y_n(x) f(x, t) dx \quad (9)$$

이 되는데 여기에 (6)과 (7)를 이용하면

$$\sum_{r=1}^{\infty} \int_0^L m Y_r(x) Y_n(x) \ddot{q}_r(t) dx = \ddot{q}_n(t) \quad (10)$$

$$EI \sum_{r=1}^{\infty} \int_0^L Y_r^{(4)}(x) Y_n(x) q_r(t) dx = \sum_{r=1}^{\infty} \left\{ \int_0^L EI Y_r^{(4)}(x) Y_n(x) dx \right\} q_r(t) = \omega_n^2 \cdot q_n(t) \quad (11)$$

이 되고 이 결과를 이용하여 (9)를 정리하면

$$\ddot{q}_n(t) + \omega_n^2 \cdot q_n(t) = H_n(t), \quad n=1, 2, \dots \quad (12)$$

$$H_n(t) = \int_0^L Y_n(x) \cdot f(x, t) dx \quad (13)$$

의 모드별의 독립적인 식을 얻게 된다. 실제 시스템에서 존재하는 감쇠효과를 고려하여 (12)에 감쇠항을 넣으면

$$\ddot{q}_n(t) + 2\zeta_n \omega_n \cdot \dot{q}_n(t) + \omega_n^2 \cdot q_n(t) = H_n(t), \quad n=1, 2, \dots \quad (14)$$

의 식을 얻게 되며 작동력이 작용하는 보의 위치  $x = x_a$ 에서 전달함수  $P_v(s)$ 를 얻기 위해  $f(x, t)$ 를 다음과 같이 놓는다.

$$f(x, t) = \delta(x - x_a) f_0(t) \quad (15)$$

(15)를 (13)에 넣으면  $H_n(t) = Y_n(x_a) f_0(t)$ 가 되고 따라서,

$$Q_n(s) = \frac{F_0(s) \cdot Y_n(x_a)}{s^2 + 2\zeta_n \omega_n s + \omega_n^2} \quad (16)$$

가 된다. 여기서  $Q_n(s)$ 와  $F_0(s)$ 는 각각  $q_n(t)$ 와  $f_0(t)$ 의 라플라스 변환을 나타낸다. (2)로부터  $x = x_a$ 에서의 굽힘 변위는 다음과 같으며,

$$y(x_s, t) = \sum_{n=1}^{\infty} Y_n(x_s) q_n(t) \quad (17)$$

(17)를 라플라스 변환하면 다음의 식과 같다.

$$Y(x_s, s) = \left( \sum_{n=1}^{\infty} \frac{Y_n(x_s) Y_n(x_a)}{s^2 + 2\zeta_n \omega_n s + \omega_n^2} \right) \cdot F_0(s) \quad (18)$$

이제 전달함수  $P_v(s)$ 는 다음과 같이 얻을 수 있으며,

$$P_v(s) = Y(x_s, s) / F_0(s) = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{Y_n(x_s) Y_n(x_a)}{s^2 + 2\zeta_n \omega_n s + \omega_n^2} \quad (19)$$

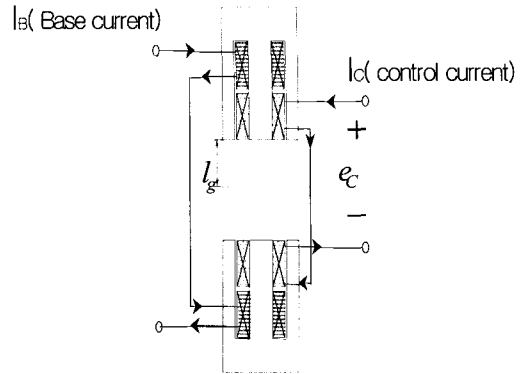


그림 4. 푸시-풀 형태의 전자석.

Fig. 4. The push-pull type electromagnet.

본 논문에서는 단지 1차 모드와 2차 모드에 대해서만 고려하게 되므로 다음과 같은 식을 얻게된다.

$$P_v(s) = \frac{Y_1(x_a) Y_1(x_s)}{s^2 + 2\zeta_1 \omega_1 s + \omega_1^2} + \frac{Y_2(x_a) Y_2(x_s)}{s^2 + 2\zeta_2 \omega_2 s + \omega_2^2} \quad (20)$$

### 2. 전자석의 전달함수 $P_m(s)$

히스테리시스(hysteresis)의 비선형 현상을 피하기 위하여 푸시-풀(push-pull) 형태의 전자석[6]을 직접 제작하였으며, 효과적인 제어를 위해서 그림 4에서 보이는 것처럼 코일(coil)을 기준 코일과 제어 코일로 분리하여 감았다.

또한 2개의 전자석 양쪽의 기준 코일의 연결 방향은 같으며, 제어 코일의 연결 방향은 반대 방향이다. 제어 입력 전류  $i_c(t)$ 와 보에 작용하는 전자력  $f_0(t)$  사이의 입출력 관계식을 얻기 위해 참고문헌[6]을 참조하였으며 다음의 관계가 성립한다.

$$f_0(t) = \frac{2 \mu_0 S_g N_B N_c I_B}{l_g^2} \cdot i_c(t) \quad (21)$$

여기서  $\mu_0, S_g, N_B, N_c, I_B$ 와  $l_g$ 는 각각 자유공간의 투자율, 전자석의 단면적, 기준 코일의 권선수, 제어 코일의 권선수, 기준 코일에 흐르는 전류와 전자석과 외팔보와의 간극 거리를 나타낸다. 전자석 회로는 다음의 (22)로 모델링되기 때문에

$$e_c(t) = R_c i_c(t) + L_c \frac{di_c(t)}{dt} \quad (22)$$

전달함수  $P_m(s) = F_0(s) / E_c(s)$ 는 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$P_m(s) = k \cdot \frac{2 \mu_0 S_g N_B N_c I_B}{l_g^2} \cdot \frac{1}{L_c s + R_c} \quad (23)$$

여기서  $k$ 는 모델링의 불확실성을 조절하는 상수이며 실험적으로 결정하였다.

### 3. 전체 시스템의 전달함수

방정식 (20)과 (23)을 조합하여, 전체 전달함수  $P(s)$ 를 구하면 다음과 같으며

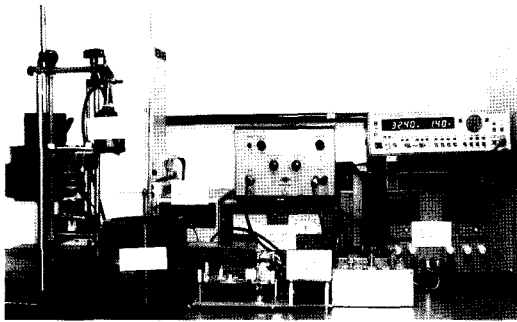


그림 5. 전체 실험 장치.

Fig. 5. The experimental setup.

$$P(s) = k \cdot k_L \cdot \frac{2 \mu_0 S_g N_B N_c I_B}{l_g^2} \cdot \frac{1}{s + \frac{R_c}{L_c}} \cdot \left( \frac{Y_1(x_a) Y_1(x_s)}{s^2 + 2 \zeta_1 \omega_1 s + \omega_1^2} + \frac{Y_2(x_a) Y_2(x_s)}{s^2 + 2 \zeta_2 \omega_2 s + \omega_2^2} \right) \quad (24)$$

여기서  $k_L$ 은 레이저 감지기의 이득을 나타낸다. 위의 방정식에서 대부분의 매개변수들은 실제 실험 시스템으로부터 측정하여 구하였다. 중요한 매개변수  $\omega_1, \omega_2, \zeta_1, \zeta_2$ 와  $k$ 는 (24)의 전달함수를 이용하여 시스템을 시뮬레이션 한 신호와 실제 시스템의 신호를 비교하여 실험적으로 결정하였다. 계단 함수(step function)와 정현파(simusoidal) 신호가 과도상태와 정상상태 응답을 비교하기 위한 시험 입력으로 각각 사용되었으며, 이러한 과정을 거쳐 우리가 최종적으로 얻은 전달함수는 다음과 같다.

$$P(s) = 581.795 \frac{1.4925}{s + 334.3} \cdot \left( \frac{1.3072}{s^2 + 10.178s + 41445} + \frac{-1.4451}{s^2 + 63.27s + 1601200} \right) \quad (25)$$

여기서,  $\zeta_1 = \zeta_2 = 0.025, \omega_1 = 203.58 [rad/sec], \omega_2 = 1265.39 [rad/sec]$ 이다. 위에서 구한 플랜트  $P(s)$ 는  $iw$ 축에 매우 근접한 극점(pole)을 가지고 있으며 또한 우평면 영점(zero)을 가지고 있는 비최소위상(nonminimum phase) 시스템 이어서 제어하기가 매우 까다로운 시스템임을 알 수 있다.

III. 실험 장치 구성

능동 진동 제어를 위한 전체 시스템의 실험 장치를 그림 5에 나타내었다. 본 실험의 제어 목적은 외팔보의 진동이 생겼을 경우 전자식 작동기의 입력 전류를 제어하여 외팔보의 감쇠를 증가시켜 짧은 시간 내에 진동을 멈추게 하는데 있으며, 외팔보의 굽힘 변위는 레이저 감지기로 측정하였다. 진동 제어 실험에서 제어 알고리즘을 제어대상에 적용하는 경우에 샘플링 시간이 매우 중요하며, 이를 위해 본 논문에서는 32bit 부동 소수점 연산이 가능한 Texas Instrument사의 고성능 DSP (TMS320C31)가 내장된 dSPACE사의 ds1102장비를 이용하여 피드백 제어 알고리즘을 샘플링 시간이 0.001초에서 적용하였다.

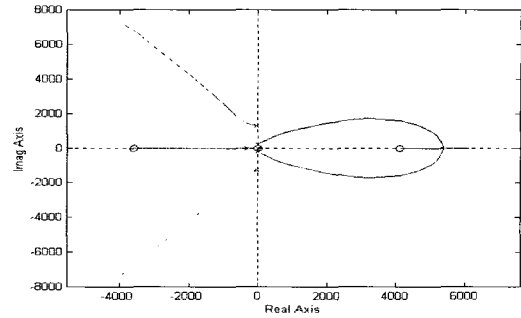


그림 6. PI 제어기의 근궤적도.

Fig. 6. The root locus diagram with a PI controller.

Graham&white Instruments사의 M5L/20형의 레이저 감지기를 이용하여 보의 굽힘 변위를 1mm당 1V의 출력 전압으로 측정하여 관측하였다. 외팔보에 정현파 입력 가진 실험을 위해 Hameg사의 HM8130 함수 발생기(function generator)를 이용하여 주파수를 생성시키고, 생성된 신호가 B&K사의 2706형 전력 증폭기를 거쳐 B&K사의 4809형 가진기(exciter)에 입력되도록 하였다. 실험에 사용된 보의 길이 0.15m, 두께 0.001m, 폭 0.015m의 탄소강이며, 전자석은 효과적인 제어를 위해서 기준 코일과 제어 코일로 분리하여 제작하였다. 전자석의 재료로는 탄소강을 사용하였는데 다른 금속에 비하여 열전도율이 낮고, 자속 밀도의 투과율이 낮기 때문에 열에 안정하고, 일정한 전자력을 발생시킬 수 있는 장점이 있다. 전자석 코어(core)의 형태는 막대(bar) 형태가 아닌 E자 형태의 코어를 이용하였는데 이는 누설되는 자속의 양을 최소화하기 위해서이다. 전자석의 제어를 위한 전력 증폭 회로는 Apex사의 PA01 전력 연산 증폭기를 이용하여 직접 제작하였다.

IV. PID 제어기 설계

본 장에서는 앞 장에서 구한 전체 시스템의 전달함수를 이용하여 페루프 시스템의 진동 감쇠를 개선시키는 PID 제어를 설계한다. 일반적으로 PID 제어기는 구조가 간단하고 견실성이 우수하며 현장 운전자에게 익숙하다는 장점 때문에 현재 산업현장에서 가장 널리 사용되고 있다. 본 논문에서 제어 대상으로 하는 외팔보 시스템은 (25)의 전달함수에서 보는 것처럼 5개의 극점 중에서 4개가  $iw$ 축 근처에 위치하며, 2개의 영점 중에서 1개가 실수축의 우반 평면에 존재하는 비동위치(Noncollocated) 진동 제어 시스템의 특이한 형태를 가진다. 일반적으로 비동위치 형태의 시스템이 작동기와 감지기의 위치가 동일한 동위치(Collocated) 형태의 시스템에 비하여 제어하기가 어려운 것으로 알려져 있다[13]. 다음과 같은 PID 제어기 구조 형태를 고려하여 제어를 설계하였으며, 여기서  $K_p$ 는 비례 이득,  $K_I$ 는 적분 이득, 그리고  $K_D$ 는 미분 이득을 나타낸다.

$$C(s) = K_p + K_I \cdot \frac{1}{s} + K_D s \quad (26)$$

처음에는 PI 제어기 형태만을 고려하여 진동의 감쇠를

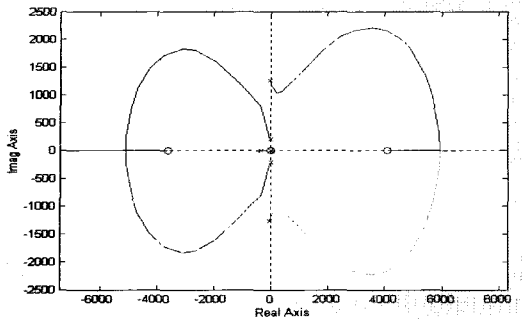


그림 7. PID 제어기의 근궤적도.  
Fig. 7. The root locus diagram with a PID controller.

개선시키려 하였으나 피드백 시스템이 안정화됨에도 불구하고 감쇠 효과를 개선시키지 못하였다. PI 제어기의 제한성은 그림 6에서 보이는 것처럼 PI 제어기의 근궤적을 보면 알 수 있다. 근의 궤적이 제 1모드 극점에서 출발하여 바로 오른쪽으로 이동하여 피드백 시스템의 감쇠 개선을 방해한다.

이에 비해 그림 7에서 보이는 것처럼 PID 제어기의 근궤적은 제 1모드 극점으로부터 출발하여 왼쪽으로 가게 되는데 이것이 감쇠를 증가시킨다. 또한 제 2모드 극점의 영향은 작기 때문에 근궤적의 위치가 좌반평면에 머무는 한 중요하지가 않다. 근궤적 해석을 통해서 PI 제어기뿐만 아니라 어떠한 분수(proper) 제어기에 대해서도 극점의 수가 영점의 숫자보다 많거나 같기 때문에 감쇠의 개선이 좋지 못하다는 것을 알 수 있다. 여러 번의 시행 착오를 거쳐 시뮬레이션과 실험을 통하여 PID 계수 값을 구하였으며 계수 값들은 다음과 같다.

$$K_p=0.1, K_I=0.01, K_D=0.007 \quad (27)$$

**V.  $H_2$  제어기 설계**

일반적으로 실제 시스템을 제어하기 위해 제어기를 설계하는 경우에 실제 플랜트와 공칭 모델사이에는 모델링 오차가 존재한다. 이러한 오차의 존재 하에서도 안정도를 유지시켜주는 강인 안정도(robust stability)에 중점을 둔 제어기 설계 기법이  $H_\infty$  제어 기법이며, 시스템의 성능(performance) 최적화에 중점을 둔 제어기 설계 기법이  $H_2$  제어 기법이다. 본 장에서는 외부 섭동에 의해 진동이 발생하는 경우에 진동을 효과적으로 억제할 수 있으며, 기준 입력의 추종, 외란 및 측정잡음의 영향 제거에 효율적인  $H_2$  제어기를 설계한다.  $H_2$  제어기 설계 기법에 대하여 간략히 설명하면 다음과 같다.

먼저 그림 8과 같은 구조를 가지는 표준 모델에서 입력력 관계를 나타내면

$$\begin{bmatrix} z \\ y \end{bmatrix} = G \begin{bmatrix} w \\ u \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} G_{11} & G_{12} \\ G_{21} & G_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} w \\ u \end{bmatrix} \quad (28)$$

$$u = Ky \quad (29)$$

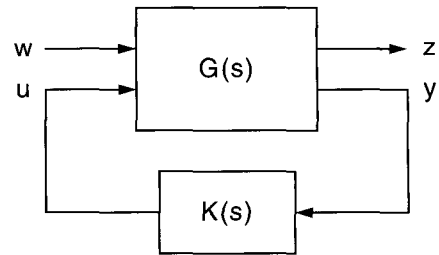


그림 8. 표준 모델.  
Fig. 8. Standard model.

이 된다. 여기서,  $w$  : 외부 입력 신호(외란, 측정잡음, 기준 입력 등),  $u$  : 제어기 입력 신호,  $z$  : 조정하고자 하는 신호(오차, 또는 플랜트 입력 등),  $y$  : 측정 신호이다. 그리고 표준 플랜트  $G(s)$ 가

$$G \cong \begin{bmatrix} A & B_1 & B_2 \\ C_1 & D_{11} & D_{12} \\ C_2 & D_{21} & D_{22} \end{bmatrix} \quad (30)$$

으로 주어질 때  $H_2$  설계를 하기 위한 플랜트에 대한 가정은 다음과 같다.

- i :  $(A, B_2)$ 는 가안정하고,  $(A, C_2)$ 는 가검출하다.
- ii :  $D_{12}$ 는 전열 계수(full column rank)를 갖고,  $D_{21}$ 은 전행 계수(full row rank)를 갖는다.
- iii :  $\begin{bmatrix} A - j\omega I & B_2 \\ C_1 & D_{12} \end{bmatrix}$ 는 모든  $\omega$ 에 대하여 전열 계수를 갖는다.
- iv :  $\begin{bmatrix} A - j\omega I & B_1 \\ C_2 & D_{21} \end{bmatrix}$ 은 모든  $\omega$ 에 대하여 전행 계수를 갖는다.
- v :  $D_{11}, D_{22} = 0$

위와 같은 가정이 만족되면  $w$ 에서  $z$ 까지의 페루프 전달함수는

$$T_{zw} = G_{11} + G_{12}K(I - G_{22}K)^{-1}G_{21} \quad (31)$$

으로 표시할 수 있고, 이 때 그림 8의 시스템을 내부적으로 안정화시키며 전달행렬  $T_{zw}$ 의  $H_2$  노름(norm)을 최소화시키는 제어기  $K(s)$ 가  $H_2$  제어기인데, 이 제어기의 공식과 계산 알고리즘은 참고 문헌[14]을 이용하여 구하였다.

그림 9는 제어기  $K(s)$ 가 포함된 피드백 시스템의 표준화 플랜트(Generalized Plant)모델[15]의 블록도이며,  $P(s)$ 는 앞의 2.1절에서 구한 실제 시스템의 전달함수이다.  $u, r, m, d$ 는 각각 제어 입력, 기준 입력, 측정 잡음, 외란(disturbance)을 나타내며,  $z_1, z_2$ 는 조정 변수를 나타낸다. 진동을 억제하고 외란을 제거하기 위해  $W_1$ 에서  $W_7$ 까지의 가중치 함수(weighting function)를 두게 되며, 새로운 플랜트(plant)모델인  $G(s)$ 에 대하여  $H_2$  제어기  $K(s)$ 를 설계한다. 먼저 시스템의 보다 나은 능동 감쇠 효과를 얻기 위

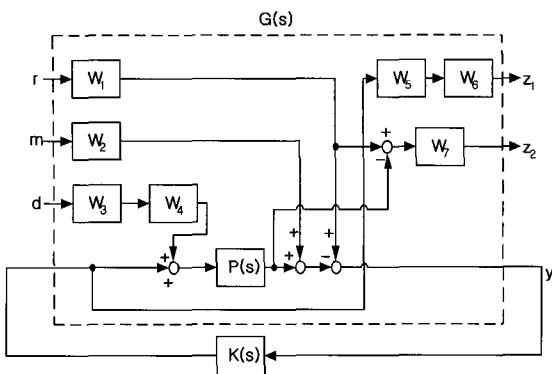


그림 9. 표준화 플랜트 모델의 블록도.  
Fig. 9. Block diagram of the GP model.

해 외팔보의 속도를 피드백 하였으며 이를 위해 플랜트의 전달 함수에  $s$  항을 첨가 시켜 제어기를 설계하였다. 본 연구의 진동제어 시스템은 여러 가지 외란 요소에 대하여 외팔보의 변위를 0으로 유지하는 조정(regulating)문제이므로 기준 입력  $r$ 을 0으로 생각 할 수도 있으나 과도 현상 반응을 개선시키기 위해  $r$ 에도 저주파 성분의 가중치  $W_1$ 을 두었다. 외란과 측정 잡음의 조정은 서로 상반 관계(trade-off)에 있으나 일반적으로 외란은 저주파 성분이 많고, 측정 잡음은 고주파 성분이 많다는 특징을 지니고 있으므로 이러한 특징이 반영되도록 가중치를 적절히 변화시키며 시뮬레이션을 통하여 제어기를 설계하였다.  $W_2, W_3, W_6$ 와  $W_7$ 은 대응되는 입출력 변수의 영향을 조정할 수 있는 상수 가중치 항이다. 외란 요소를 제거하기 위해  $W_4$ 에 저주파 필터(lowpass filter)형태의 가중 함수를 두었으며, 가중치  $W_3$ 의 값을 30~3000까지 바꾸어 가며 제어기를 설계하였다. 처음에는  $z_1$ 의 가중치 함수  $W_5, W_6$ 은 고려하지 않고(즉  $W_5 = W_6 = 1$ ) 피드백 제어기를 설계하였는데 그 실험 결과는 제 1모드의 고유주파수인  $f_1 = 32.4\text{Hz}$ 의 정현파 신호를 가진기에 가하는 경우 우수한 감쇠효과를 확인할 수 있어 제 1모드에 대한 감쇠 제어가 잘되고 있음을 알 수 있었다. 그러나 모든 주파수 성분을 가지고 있는 임펄스 형태의 입력을 가한 경우에는 임펄스에 의한 진동이 멈춘 후에도 미세한 진동이 계속되었다. 이러한 현상은 우리가 사용한 플랜트의 전달함수  $P(s)$ 가 시스템에 가장 크게 영향을 미치는 1차와 2차 모드까지만 고려하여 모델링을 하여 구한 것이어서 고차 모드의 가진에 의한 스펙오버 현상이 나타나는 것으로 생각되었다. 스펙오버는 제어 신호가 모델링 때에 고려되지 않았던 고차의 진동 모드나 혹은 가제어하지 않은 진동 모드를 가진시켜 구조물의 진동이 발생되는 현상을 의미한다. 이러한 현상을 없애기 위하여 여러 가중치 함수를 변화시키며 제어 실험을 관찰한 결과  $W_5$ 와  $W_6$ 가 가장 영향을 크게 미침을 알 수 있었다.  $W_5$ 와  $W_6$ 는 고차모드를 가진시키는 제어신호를 직접 조정할 수 있는 가중치 함수로서 이 값들을 변화시키는 경우 스펙오버 현상을 막을 수 있었다.  $W_5$ 는 1차 및 2차 모드를 포함하

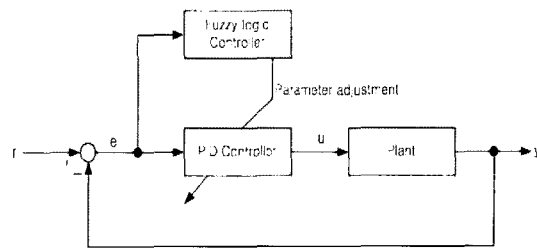


그림 10. 퍼지 PID 제어 시스템.  
Fig. 10. Fuzzy PID control system.

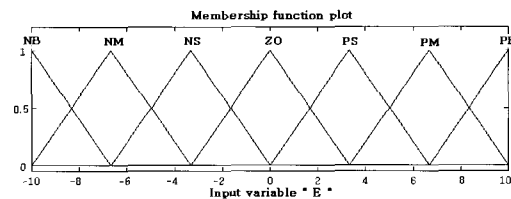


그림 11. 오차(E)의 소속 함수.  
Fig. 11. Membership function of the error.

는 저주파 필터로서 다른 모드보다 20%의 가중치를 더 주는 효과를 있게 한다. 최종적으로 구한 가중치는 다음과 같다.

$$W_1 = \frac{1}{s+0.01}, W_2 = 0.1, W_3 = 300, W_4 = \frac{10}{s+10}, W_5 = \frac{s+1800}{s+1500}, W_6 = 20, W_7 = 1000 \quad (32)$$

### VI. 퍼지 PID 제어기 설계

PID 제어기는 강한 비선형성이나 큰 지연 시간을 갖는 시스템의 경우에 적절한 PID 이득을 결정하는 것은 매우 어려운 일이며 초기 동조(tuning) 후에도 시스템의 비선형성과 시변특성에 의하여 제어 성능이 저하되기 때문에 지속적인 재동조가 필요하다[16]. 이러한 PID 제어기의 단점을 개선하기 위하여 기존의 제어기법이 적용되기 어려운 복잡한 시스템이나 비선형 시스템에 다양하게 적용되어 다른 제어기에 비하여 보다 강인하고 매개변수의 변화에 덜 민감한 반응을 보이는 퍼지 제어 기법이 사용된다. 본 장에서는 PID 제어기의 이득값을 시행착오적인 방법에 의하여 찾는 기존의 방법에 퍼지 제어 기법을 도입하여 출력값에 따라 실시간적으로 동조시킴으로써 기존 PID 제어기의 응답성능을 개선한 퍼지 PID 제어기를 설계한다. 먼저 퍼지 PID 제어 시스템을 그림 10에 나타내었다.

퍼지화를 위하여 외팔보의 진동 변위를 측정하여 진동을 하는 경우와 하지 않을 때와의 오차(E), 그리고 오차의 변화량(DE)을 퍼지 집합으로 사용하였으며 우선 이 값들은 -10~10사이의 값으로 양자화(quantization)하여 퍼지 입력으로 사용하였다. PID 이득 조절을 위한 소속함수는 그림 11, 12, 13에 나타내었다. 그림 11과 그림 12에는 오차(E)와 오차의 미분값(DE)에 대한 소속함수를 나타내었으며 -10~10의 값으로 양자화하여 사용하였다.

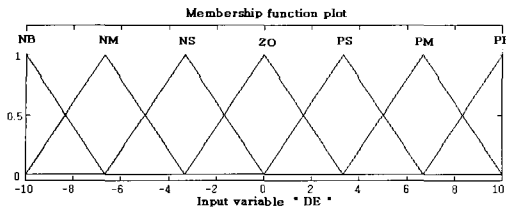


그림 12. 오차의 변화량(DE)의 소속 함수.  
Fig. 12. Membership function of DE.

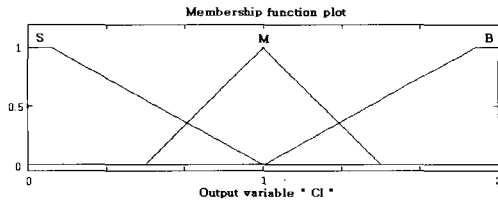


그림 13. 제어입력(CI)의 소속 함수.  
Fig. 13. Membership function of CI.

그림에서 언어변수의 의미는 각각 NB(Negative Big), NM(Negative Medium), NS(Negative Small), ZO(Zero), PS(Positive Small), PM(Positive Medium), PB(Positive Big)을 나타낸다. 그림 13에는 퍼지 출력, 즉 PID 제어기의 파라미터 동조를 위한 출력에 대한 소속함수를 나타내었다.

언어변수는 S(Small), M(Medium), B(Big)의 세가지로 구성되며 퍼지 출력값은 PID 제어기의 각 파라미터에 대하여 0-2의 값으로 곱해지게 된다. 만약 비례 이득 조절을 위한 퍼지 출력이 크면 비례제어에 해당하는 PID 제어기에서의 파라미터 값이 커져 비례제어의 효과가 크게 나타난다. 따라서 각각의 퍼지 출력은 설정된 PID 이득값을 현재의 출력값에 따라 실시간으로 동조시킬 수 있게 된다. PID 제어기의 파라미터 동조를 위한 퍼지 제어 규칙은 각각 과도 상태와 정상 상태로 나뉘어서 조절하게 된다. 과도 상태에서는 상승시간에 영향을 많이 미치는 비례(P) 이득을 크게 설정하여 주고 적분(I) 이득, 미분(D) 이득을 작게 설정하여 초기 응답속도를 보다 빠르게 개선하고 오버슈트(overshoot)를 감소시키거나 억제하도록 설계하였다. 그리고 정상 상태에 도달할수록 비례 이득을 감소시키고, 적분 이득과 미분 이득을 서서히 증가시켜 정상 상태 오차의 감소 효과를 기존의 PID 제어기보다 빠른 응답속도와 정확한 제어가 되도록 설계하였다. 표 1에는 비례 이득 동조를 위한 퍼지 제어 규칙을 나타내었고, 표 2에는 적분 이득과 미분 이득 동조를 위한 퍼지 제어 규칙을 나타내었다.

표 1에서 보듯이 비례 이득에 관한 퍼지 출력은 오차가 클 경우, 즉 외팔보 시스템이 과도하게 진동하고 있는 경우에는 그 값이 B(Big)의 값을 가져 보다 빠른 상승시간을 요구함을 알 수 있으며 오차와 오차의 미분값이 0인 경우, 즉 외팔보 시스템의 진동이 거의 상쇠 된 경우에는 비례 이득이 적게 인가됨을 알 수 있다. 마찬가지로 적분 이득과 미분 이득은 비례 이득과 상반되게 동작하며 진동이 거의 상쇠 된 경우에 그 값이 크게 바뀔 수 있으며 이는 정상

표 1. P-이득 동조를 위한 퍼지 제어 규칙.  
Table 1. Fuzzy tuning rules for P-gain Tuning.

E \ DE	NB	NM	NS	ZO	PS	PM	PB
NB	B	B	B	B	B	B	B
NM	B	B	B	B	M	M	M
NS	B	B	M	M	S	S	S
ZO	M	M	S	S	S	M	M
PS	S	S	S	M	M	B	B
PM	M	M	M	B	B	B	B
PB	B	B	B	B	B	B	B

표 2. I-이득과 D-이득 동조를 위한 퍼지 제어 규칙.  
Table 2. Fuzzy tuning rules for I-gain and D-gain tuning.

E \ DE	NB	NM	NS	ZO	PS	PM	PB
NB	S	S	S	S	S	S	S
NM	S	S	S	S	M	M	M
NS	S	S	M	B	B	M	M
ZO	M	M	B	B	B	M	M
PS	M	M	B	B	M	S	S
PM	M	M	M	S	S	S	S
PB	S	S	S	S	S	S	S

상태 오차의 감쇠효과를 가져오게 된다. 본 연구에서는 일반적으로 많이 이용되고 있는 맘다니(E.H.Mamdani)가 제안한 Min-Max 직접법에 의하여 추론을 수행하였으며[17], 퍼지 출력을 얻기 위한 비퍼지화는 퍼지 추론에 의한 출력값의 소속함수값으로부터 가장 유연한 결과값을 가지는 것으로 알려져 있는 무게 중심법(Center of gravity)을 사용하여 구하였다. PID 제어기의 비례 이득( $K_p$ )과 미분 이득( $K_d$ ) 그리고 적분 이득( $K_i$ )은 퍼지 제어기에서 계산되는 퍼지 출력을 이용하여 다음과 같은 계산을 통하여 동조되게 된다. 퍼지 출력 비례 이득  $K_p'$ 와 미분 이득  $K_d'$  그리고 적분 이득  $K_i'$ 를 이용하여 실제 PID 제어기의 동조에 사용되는 비례 이득  $K_p$ 와 미분 이득  $K_d$  그리고 적분 이득  $K_i$ 는 다음의 식으로 조정된다.

$$K_p = K_{pmin} + K_p' K_{pref} \tag{33}$$

$$K_i = K_{imin} + K_i' K_{iref} \tag{34}$$

$$K_d = K_{dmin} + K_d' K_{dref} \tag{35}$$

(33),(34),(35)에서 각각의 이득에 대한  $K_{min}$ 과  $K_{ref}$ 는 4장에서 구한 PID 제어기 이득 값을 이용하여 결정한다. 따라서 퍼지 출력을 이용하여 (33),(34),(35)를 계산함으로써 PID 제어기의 파라미터를 실시간으로 동조할 수 있으며 기존의 PID 제어기보다 빠른 응답과 정상 상태 오차를 감소시킬 수 있다.

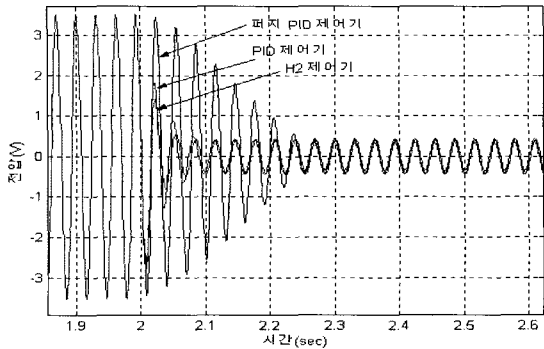


그림 14. 1차 모드 주파수의 정현파 가진기 입력 응답.  
 Fig. 14. The response to the sinusoidal exciter input of the first mode frequency.

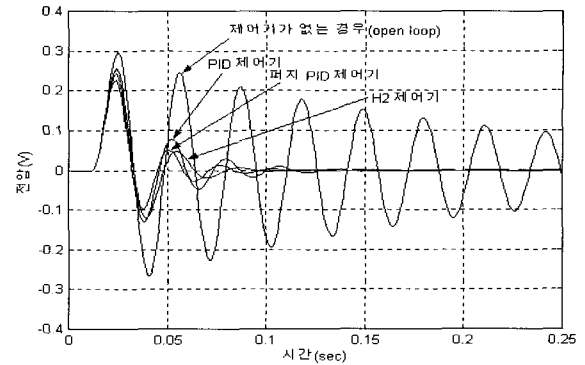


그림 16. 제어기가 동작한 경우의 임펄스 응답.  
 Fig. 16. Impulse response of the designed controller is operated.

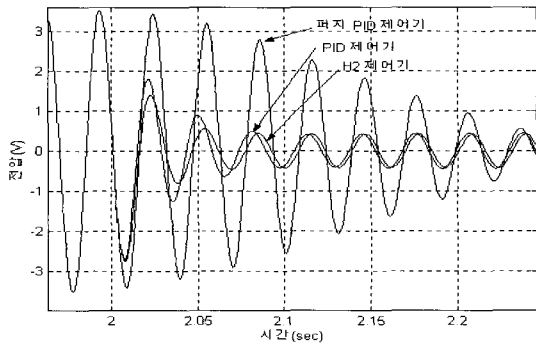


그림 15. 1차 모드 주파수의 정현파 가진기 입력 응답.  
 Fig. 15. The response to the sinusoidal exciter input of the first mode frequency.

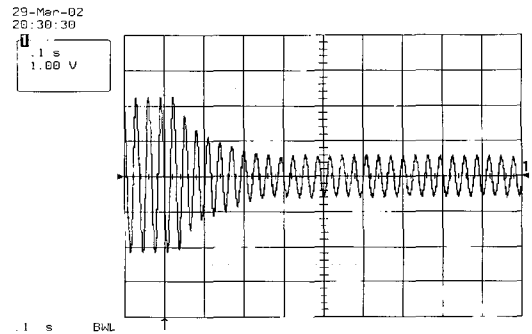


그림 17. 1차 모드 주파수의 정현파 가진기 입력 응답(PID 제어기가 t=0.12초에서 동작한 경우).  
 Fig. 17. The response to the sinusoidal exciter input of the first mode frequency(The PID controller is switched on at t=0.12sec).

**VII. 설계된 제어기의 비교 분석**

이 장에서는 외팔보 시스템의 능동 진동 제어를 위해 앞에서 제안한 제어기의 성능을 시뮬레이션과 실험 결과로부터 서로 비교하여 분석한다.

**1. 시뮬레이션 결과 비교**

유연 구조물의 대표적인 형태인 유연 외팔보 시스템의 능동 진동 제어를 위해 설계한 PID 제어기, 퍼지 PID 제어기,  $H_2$  제어기를 모델링된 외팔보 시스템에 적용하여 시뮬레이션 결과를 서로 비교하였다. 외부의 주기적인 부하 외란에 대하여 제어기가 동작하는 경우를 시뮬레이션하기 위해 보의 1차 모드 주파수인 32.4Hz를 정현파 가진기 입력으로 외팔보 시스템에 인가한다. 그림 14는 1차 모드 주파수 정현파 가진기 입력에 대하여 설계된 3가지 제어기가 2초에서 동작한 경우의 시뮬레이션 응답을 함께 나타내었다. 그림 15는 그림 14를 부분 확대한 것으로 그림에서 보는 것처럼 제어기가 2초에서 동작하는 경우에 정상 상태에 도달하는 시간이 PID 제어기는 0.18초,  $H_2$  제어기는 0.15초이다. 하지만 퍼지 PID 제어기의 경우는 0.27초가 걸려 다른 제어기에 비해 주기적인 외부의 부하 외란에 대하여 늦게 반응하는 것을 알 수 있다. 그림 16은 모든 주파수 성분을 가지고 있는 임펄스 입력을 외팔보 시스템에 가한 경우에, 제어기가 동작하지 않는 개루프(open loop)에서의 응답과

본 논문에서 설계한 PID 제어기, 퍼지 PID 제어기,  $H_2$  제어기가 0.2초에서 동작한 경우에 임펄스 응답을 함께 나타낸다. 그림에서 보는 것처럼 제어기가 없는 경우에는 진폭의 최대 크기가 0.3(V), 정상상태에 도달하는데 시간이 1.1초 걸리는 것을 알 수 있다. 그러나 제어기가 동작한 세 가지 제어기의 경우에 진폭의 최대 크기가 PID 제어기의 경우는 0.24(V), 퍼지 PID 제어기는 0.23(V),  $H_2$  제어기는 0.26(V)로 줄었다. 또한 안정화 시간이 PID 제어기는 0.21초, 퍼지 PID 제어기는 0.14초,  $H_2$  제어기는 0.13초로 짧아지는 것을 알 수 있다.

**2. 실험 결과 비교**

본 논문에서는 실험을 크게 2가지로 나누어 수행을 하였다. 첫 번째는 지속적인 부하 외란 형태의 가진기 입력이 발생하는 경우로 외팔보에 가장 크게 영향을 미치는 1차 모드 주파수의 정현파 신호를 가진기에 가한 상태에서 플랜트에 제어기가 동작하는 경우에 대한 진동 감쇠 효과를 확인하는 것이다. 두 번째는 순간적인 외부의 힘에 의해 진동이 발생할 때 진폭의 크기와 안정화 시간이 자유 진동 때보다 제어기를 동작시키는 경우에 효과적으로 줄어드는 지에 대해 알아보는 것으로 0.01초 동안의 임펄스 전압을



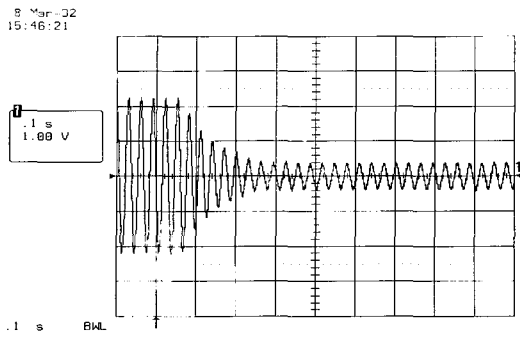


그림 18. 1차 모드 주파수의 정현파 가진기 입력 응답( $H_2$  제어기가  $t=0.16$ 초에서 동작한 경우).

Fig. 18. The response to the sinusoidal exciter input of the first mode frequency(The  $H_2$  controller is switched on at  $t=0.16$ sec).

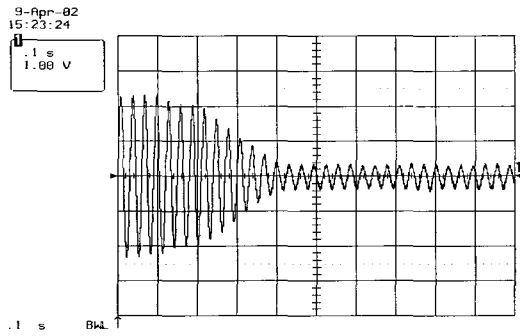


그림 19. 1차 모드 주파수의 정현파 가진기 입력 응답(퍼지 PID 제어기가  $t=0.1$ 초에서 동작한 경우).

Fig. 19. The response to the sinusoidal exciter input of the first mode frequency(The Fuzzy PID controller is switched on at  $t=0.1$ sec).

전자석 작동기에 가하였다. 그림 17,18,19는 1차 모드 주파수의 정현파 가진기 입력에 대하여 PID 제어기,  $H_2$  제어기, 퍼지 PID 제어기가 응답한 실험 결과이다. 표 3은 1차 모드 주파수의 정현파 신호를 가진기에 가한 경우에 설계된 3가지의 각 제어기가 응답한 실험 결과를 비교한 것이다. 표에서 보는 것처럼 진동이 발생한 후에 과도 상태에서 정상 상태로 가는데 걸리는 안정화 시간이  $H_2$  제어기의 경우에 0.24초로 가장 빨랐으며, 퍼지 PID 제어기가 0.32초로 가장 늦음을 알 수 있다. 또한 진동 감쇠 비율은 퍼지 PID 제어기가 83%이고,  $H_2$  제어기는 82%로 비슷하였으며, PID 제어기는 73%로 가장 작게 나타났다.

그림 20은 외팔보 시스템에 임펄스를 가했을 때 제어기가 없는 개루프에서의 임펄스 응답이다. 그림 21,22,23은 PID 제어기,  $H_2$  제어기, 퍼지 PID 제어기의 임펄스 응답 실험 결과이다. 표 4는 외팔보 시스템에 임펄스 입력을 가한 경우에 제어기가 없는 경우의 임펄스 응답과 제어기가 동작하여 응답한 실험 결과를 비교한 것이다. 자유 진동 때의 경우인 개루프에서 안정화 시간이 0.76초 걸리던 것이

표 3. 1차 모드 주파수 가진 실험 결과 비교.

Table 3. The experimental result comparison of the sinusoidal exciter input of the first mode frequency.

제어기 종류	안정화 시간	진동 감쇠 비율
PID 제어기	0.28초	73%
퍼지 PID 제어기	0.32초	83%
$H_2$ 제어기	0.24초	82%

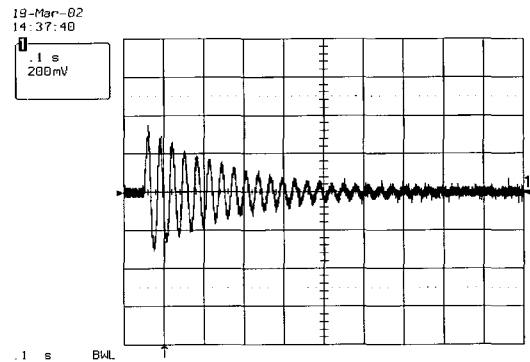


그림 20. 개루프에서의 임펄스 응답.

Fig. 20. Impulse response at open loop.

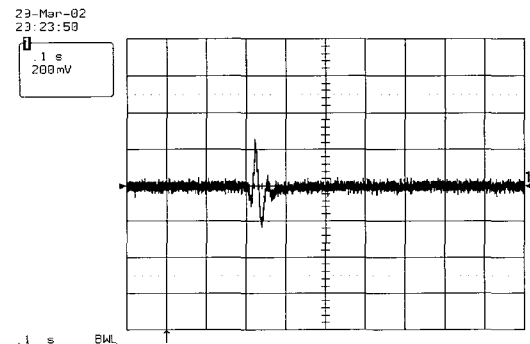


그림 21. PID 제어기의 임펄스 응답.

Fig. 21. Impulse response of the PID controller.

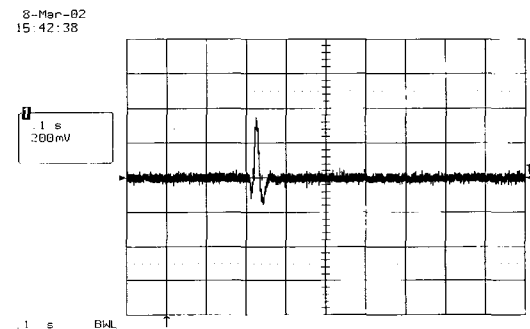


그림 22.  $H_2$  제어기의 임펄스 응답.

Fig. 22. Impulse response of the  $H_2$  controller.

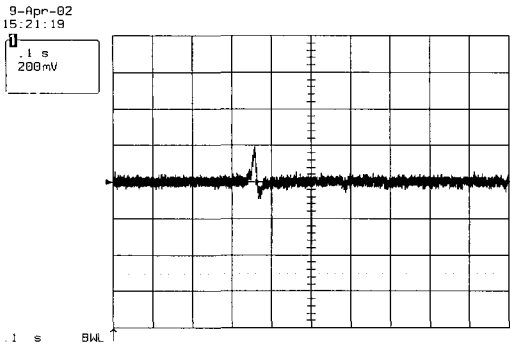


그림 23. 퍼지 PID 제어기의 임펄스 응답.

Fig. 23. Impulse response of the Fuzzy PID controller.

표 4. 임펄스 응답 실험 결과 비교.

Table 4. The experimental result comparison of the impulse response.

제어기 종류	안정화 시간	진폭의 최대 크기
제어기가 없는 경우	0.76초	0.36(V)
PID 제어기	0.08초	0.26(V)
퍼지 PID 제어기	0.06초	0.2(V)
$H_2$ 제어기	0.08초	0.34(V)

PID 제어기와  $H_2$  제어기는 0.08초 걸리며, 퍼지 PID 제어기는 0.06초 걸렸다. 또한 개루프의 경우 진폭의 최대 크기가 0.36(V)이던 것이 PID 제어기는 0.26(V),  $H_2$  제어기는 0.34(V), 퍼지 PID 제어기는 0.2(V)로 줄었다.

3. 결과에 대한 고찰

외팔보 시스템의 시뮬레이션과 실험 결과로부터 본 논문에서 제안하여 설계한 PID 제어기,  $H_2$  제어기, 퍼지 PID 제어기의 세가지 형태 모두 효과적인 능동 진동 제어가 이루어졌음을 알 수 있다. 임펄스 응답의 경우에 설계된 3가지 제어기의 경우에 대한 응답 모두가 제어기가 동작하지 않은 개루프에서의 응답보다 시뮬레이션과 실험 결과에서 안정화 시간이 빨라지고 진폭의 크기가 줄어들었다. 1차 모드 주파수를 시스템에 가진 시키는 시뮬레이션과 실험 결과에서도 외팔보의 진동을 효과적으로 감소시켰다. 특히 실험 결과로부터 임펄스 응답의 경우에 퍼지 PID 제어기가 다른 제어기에 비해 안정화 시간이 0.02초 정도 빨랐으며, 진폭의 최대 크기가 0.2(V)로 크게 줄었다. 임펄스 입력 신호의 경우는 모든 주파수 성분을 가지게 되며, 퍼지 PID 제어기의 경우에 이러한 순간적인 외부 힘에 의해 발생하는 진동에 대해 강인한 성능을 보였다. 그 이유는 본 연구의 제어대상인 외팔보 시스템의 경우에 전자석과 같은 비선형성이 존재하는데 이러한 시스템에 대한 퍼지 PID 제어기의 강인한 특성 때문으로 생각된다. 또한 1차 모드 고유주파수 가진 실험의 경우에  $H_2$  제어기가 안정화시간이 0.24초로 가장 빠르게 응답하였으며, 진동 감소 비율은 퍼지 PID 제어기의 경우와 비슷하게 나타났다.  $H_2$  제어기의 경우는 가

중치를 조절함으로써 다양한 형태의 제어기를 설계할 수 있기 때문에 특정한 주파수의 외란에 대하여 진동이 발생하는 경우에 다른 두 제어기에 비해 훨씬 효과적으로 진동을 배제시킬 수 있었다.

VII. 결론

본 논문에서는 대표적인 유연 구조물의 형태인 전자석을 작동기로 이용한 외팔보 시스템에 대하여 능동 진동 제어를 위한 제어 기법을 제안하고 실험하였다. 본 연구에서 다룬 외팔보 시스템은 5개의 극점 중에서 4개가  $ju$ 축에 근접해 있으며, 2개의 영점 중 한 개가 양의 실수 축에 위치하고 있는 비동위치 진동 제어 시스템의 특별한 형태로 일반적으로 제어하기가 어려운 시스템으로 알려져 있으나 이를 실험을 통하여 능동 진동 제어를 효율적으로 수행하였다. 또한 제작한 전자석의 제어 입력으로부터 외팔보의 굽힘 변위까지의 전달함수를 모달 해석적으로 구하였고, 1차 모드와 2차 모드를 고려한 최종적인 전달함수를 실험적으로 구하였다. 모델링을 통해 구한 전달함수를 시뮬레이션과 실제 실험에 적용하여 모델이 잘 적용됨을 확인하였다. PID 제어기를 설계하여 외팔보의 진동 감소를 효과적으로 개선하였으며, 근계적 해석을 통해 능동 진동 제어에 있어서 PI 제어기뿐만 아니라 분수(proper) 제어기의 경우에 제어 시스템의 진동 감소를 개선시킬 수 없으며, PID 제어기가 필수적임을 제시하였다. 최적 제어 기법의 하나인  $H_2$  제어기를 설계하여 외팔보의 능동 진동 실험에 적용하였는데,  $H_2$  제어기는 일반적으로 기준 입력의 추종이나 외란 및 측정잡음의 영향 제거에 효율적인 것으로 알려져 있다. 특히  $H_2$  제어기 설계 시에  $s$ 항을 플랜트에 첨가시켜 제어기를 설계하였는데 진동 제어를 위해 제어기를 설계하는 경우에 매우 중요하게 고려하여야 할 것이며, 이를 통해 발생하는 진동을 효율적으로 감소시킬 수 있었다. 기존의 능동 진동 제어에 있어 많은 연구에서 퍼지 제어기를 유연 구조물에 적용하였지만, 본 논문에서는 퍼지 제어기의 비선형 시스템에 대한 강인한 특성을 도입하고 PID 제어기의 이득값을 실시간적으로 동조시키기 위해 퍼지 PID 제어기를 제안하였다. 제안한 제어기를 비선형성이 강한 전자석을 작동기로 이용한 외팔보의 능동 진동 제어 실험에 적용하여 퍼지 PID 제어기의 강인한 성능을 확인하였으며, PID 제어기의 이득값을 실시간적으로 동조시켰다. 또한 제안한 PID 제어기,  $H_2$  제어기, 퍼지 PID 제어기를 외팔보 시스템의 능동 진동 제어 실험에 적용하여 진동 감소 효과와 제어기의 성능을 검증하였으며, 설계된 제어기를 서로 비교 분석하였다. 퍼지 PID 제어기는 시스템에 순간적인 외부 힘에 의해 발생하는 진동에 대해 강인한 성능을 보였으며,  $H_2$  제어기는 지속적으로 외부에서 시스템에 가장 크게 영향을 미치는 1차 모드 고유주파수의 외란이 시스템에 가해져 진동이 발생하는 경우에 이를 효과적으로 배제시켰다. 본 논문과 관련하여 앞으로 더 연구되어야 할 내용으로는 시스템의 외부 진동에 대하여 강인하게 대처할 수 있는 강인 제어 기법인  $H_\infty$  제어기나 진동 외란의 출처를 아는

경우에 폭 넓은 외란 제거에 매우 효과적으로 알려진 피드포워드(feedforward) 제어기에 대한 연구들이 계속적으로 연구되어져야 할 과제로 생각된다. 그리고 이후에 전자석을 작동기로 사용하는 비접촉식 형태의 보 구조물에 대한 응용 연구나 보 구조물보다 형상이 좀 더 복잡한 유연 구조물의 능동 진동 제어에 본 연구의 결과들이 좋은 자료로 활용되리라 본다.

#### 참고문헌

- [1] J. J. Dosch, D. J. Inman, and E. Garcia, "A self-sensing piezoelectric actuator for collocated control," *Journal of intelligent Material Systems and Structures*, vol. 3, pp. 166-185, Jan 1992.
- [2] N. W. Hagood, and A. Von Flotow, "Damping of structural vibrations with piezoelectric materials and passive electrical networks," *Journal of Sound and Vibrations*, vol. 146, no. 2, pp. 243-268, 1991.
- [3] I. N. Kar, T. Miyakura, and K. Seto, "Bending and torsional vibration control of a flexible plate structure using  $H_{\infty}$  based robust control law," *IEEE Transactions on Control System Technology*, vol. 8, no. 3, pp. 545-553, May 2000.
- [4] F. Khorrarni, I. J. Zeinoun, J. J. Jr. Bongiorno, and S. Nourbakhsh, "Application of  $H_2$  design for vibration damping and pointing of flexible structures with embedded active materials," *Proceedings of American Control Conference*, Seattle, WA, pp. 4178-4182, June 1995.
- [5] K. Matsuda, M. Yoshihashi, Y. Okada, and A. C. Tan, "Self-sensing active suppression of vibration of flexible steel sheet," *Journal of Vibration and Acoustics*, vol. 118, pp. 469-473, July 1996.
- [6] Y. Okada, K. Matsumoto, and K. Matsuda, "Vibration control of thin steel sheet using flux feedback magnetic actuator," *MOVIC '98*, Zurich, Switzerland, vol. 3, pp. 1057-1062, August 1998.
- [7] G. L. C. M. Abreu, and J. F. Ribeiro, "Active control of flexible structures using adaptive fuzzy controller and piezoelectric patches," *IFSA World Congress and 20th NAFIPS International Conference*, vol. 3, pp. 1764-1769, 2001.
- [8] R. W. Ellis, and C. D. Mote, "A feedback vibration controller for circular saws," *Journal of Dynamics Systems, Measurement and Control*, vol. 107, pp. 14-48, 1979.
- [9] Su. Hong, S. Rakheja, and T. S. Sankar, "Vibration-isolation characteristics of an active electromagnetic force generator and the influence of generator dynamics," *Journal of Vibration and Acoustics*, vol. 112, pp. 8-15, 1990.
- [10] 신응수, 정규원, 이용호, 박종성, "전자석 작동기를 이용한 미소진동의 능동제어," 충북대학교 생산 과학 기술연구소 논문집, 제 12 권, 제 1 호, pp. 297-304, 1998.
- [11] 손태규, 김용규, 유원희, 박영필, "전자기력을 이용한 능동제진에 관한 연구," 대한 기계학회 논문집, 제 18 권, 제 5 호, pp. 1169-1181, 1994.
- [12] Meirovitch Leonard., *Elements of vibration analysis*, McGraw-Hill, 1986.
- [13] A. Preumont *Vibration control of active structures*, Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, 1997.
- [14] The Math Works, Inc., *MATLAB & SIMULINK User's Guide For Microsoft Windows*, 1996.
- [15] J. C. Doyle, K. Glover, P. P. Khargonekar, and B. A. Francis, "State space solutions to standard  $H_2$  and  $H_{\infty}$  control problems," *IEEE Transactions on automatic control*, vol. 34, pp. 831-847, 1989.
- [16] Z. Y. Zhao, M. Tomizuka, and Isaka, "Fuzzy gain scheduling of PID controllers," *IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics*, vol. 23, no. 5, pp. 1392-1398, 1993.
- [17] C. C. Lee, "Fuzzy logic in control systems : fuzzy logic controller-part I · II," *IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics*, vol. 20, no. 2, pp. 404-435, March/April 1990.
- [18] 최수영, "전자석과 압전체를 이용한 유연 구조물의 능동 진동 제어에 관한 연구," 성균관대학교 공학 박사 학위 논문, 2002.



**최수영**

1969년 9월 21일생. 1997년 성균관대학교 전기공학과 졸업. 동대학원 석사(1999), 동대학원 박사(2003). 2003년~현재 삼성전자 스토리지사업부 개발팀 개발그룹 선임연구원. 관심분야는 진동제어, 최적제어 및 강인제어.



**정준홍**

1975년 1월 14일생. 1996년 성균관대학교 전기공학과 졸업. 동대학원 석사(1998), 1998년~현재 동대학원 정보통신공학부 박사과정. 관심분야는 네트워크 제어시스템, 강인제어.



**박기현**

1955년 7월 5일생. 1978년 서울대학교 전기공학과 졸업. 동대학원 석사(1980), Polytechnic Univ 박사(1987). 1990년~현재 성균관대학교 정보통신공학부 교수. 관심분야는 진동제어 및 산업용 네트워크제어, 최적제어 및 강인제어, 다

변수제어.