

논문 2006-43SC-2-1

압전체를 이용한 평판 진동체의 H_2 제어기 설계

(H_2 Controller Design of the Plate Vibration System using Piezoceramics)

이 재 호*, 김 준 국**, 정 준 홍***, 박 기 현*

(Jeaho Lee, Joonkook Kim, Joonhong Jung, and Kiheon Park)

요 약

본 논문에서는 압전세라믹 가진기와 검출기를 부착한 평판 진동 시스템을 구축하고 이를 효과적으로 제어하기 위한 H_2 제어기 설계기법을 제시한다. 본 논문의 실험에서 사용한 평판 시스템은 2개의 입력과 2개의 출력이 있는 다변수 시스템이며 정확한 전달행렬을 구하기 위하여 시스템 식별 실험을 수행하였다. 시스템 식별로부터 얻어진 평판 진동 시스템의 상태 공간 모델을 이용하여 H_2 제어기를 설계하고, 설계된 H_2 제어기의 제어 성능은 시뮬레이션과 실제 실험을 통해 입증하였다.

Abstract

This paper is concerned with H_2 control design for active vibration control of a plate vibration system. We construct a plate vibration system with a plate, PZT ceramics actuators and sensors. The plate vibration system is MIMO system and its transfer matrix is obtained by system identification experiments. We design a H_2 controller using the state space model obtained from system identification. Effectiveness and performance of the designed controller are verified by both simulation and experiment results.

Keywords : plate vibration system, system identification, generalized plant, H_2 controller

I. 서 론

최근 산업분야의 모든 제품에 고품질을 요구하는 추세에 따라 기계적인 진동을 억제하는 기술은 그 수요가 점점 커지고 있다. 또한 제조공정의 불안정에 의한 불량품 발생을 방지하기 위해서 생산기계는 물론 제작과

정에서 발생하는 진동의 최소화도 요구되고 있다. 과거에는 진동을 감소시키는 방법으로 최적의 설계 변수를 선정하는 수동제어 방법이 주로 연구되었으나, 최근에는 피드백 루프를 이용하는 능동제어에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다. 압전체를 이용한 진동 제어 연구는 1980년대 Swigert와 Bailey^[1]가 인공 위성체의 안테나 굽힘을 제어하는 데에 압전체를 도입하였고, Fanson과 Caughey^[2]는 진동 변위 되먹임을 사용하는 PPF (positive position feedback) 제어 방법을 제안하였고 외팔보에 PZT ($PbZrTiO_3$) 압전 가진기와 센서를 부착하여 진동 제어를 수행하였다. Hanagud 외 2인^[3]은 최적 진동제어 알고리즘을 개발하였고, 김승한 외 2인^[4]은 압전필름을 이용한 Bang-Bang 제어기를 제안하였다. Korrami 외 2인^[5]은 H_2 제어기법을 진폭 감소에 적용하였으며, 최수영^[6]은 외팔보에 전자석과 압전체를 이

* 정회원, 성균관대학교 전자전기공학과
(Department of Electronics and Electrical Engineering, Graduate School, SungKyunKwan University)

** 정회원, 삼성전기 WS사업부
(Semco, Department of Wireless Solution)

*** 정회원, 한전 KDN 전력 IT 연구원
(R&D Department, Korea Electric Power Data Network)

※ 이 논문은 산업자원부의 지원에 의하여 기초전력연구원(R-2003-B-070-0-00) 주관으로 수행된 과제임
접수일자: 2005년9월2일, 수정완료일: 2006년3월14일

용하여 PID 제어기, H_2 제어기, 그리고 퍼지 PID 제어기를 설계하여 각각의 제어기의 제어 성능을 비교 분석하였다.

본 논문에서는 평판 진동 시스템의 저주파 진동 모드를 효율적으로 제어하기 위한 H_2 설계 기법을 제안하였다. 진동 제어를 위한 H_2 설계는 참고문헌 [5],[6]에서도 사용되었으나 제어 대상이 단입력 단출력 시스템 형태인 외팔보이므로 제어기 설계가 비교적 단순하다. 평판 제어기에 대한 LQG 제어는 황진권 외 3인^[7]에 의해 다루어 졌는데 모든 변이 고정된 경우의 평면체를 대상으로 하였다. 본 논문에서는 한 변만 고정된 평면체에 대한 다입력 다출력 제어기의 설계를 다루었다. 모든 변이 고정된 경우와는 달리 한 변만 고정된 평면체의 모드해석은 해석적으로 구해지지 않으므로 개략식을 이용하게 된다. 본 논문에서는 개략식을 기본으로 하여 실험을 통한 시스템 식별법을 이용하여 전달함수를 구하였고 저차 진동 모드를 효과적으로 제어할 수 있도록 가중치 함수를 설정하는 방법을 제시하였다. 또한, 시뮬레이션과 실험을 수행하여 자유진동 때와 제어기를 동작 시켰을 때의 진폭 감소 효과와 안정화 시간을 비교 관찰하여 제시한 설계 방법의 유효성을 입증하였다.

II. 시스템 식별법을 이용한 모델링

본 논문에서는 평판의 가진과 평판의 진동의 변위를 측정하기 위한 장치로 대표적인 접촉식 형태인 압전체를 사용하여 평판 진동 시스템을 구축하였고, 시스템을 구성하는데 필요한 보조 장비로 파워앰프, 전압증폭기, 필터 그리고 dSPACE 장비를 추가적으로 구성하였다. 전체적인 평판 진동 시스템은 그림 1과 같이 구성이 되

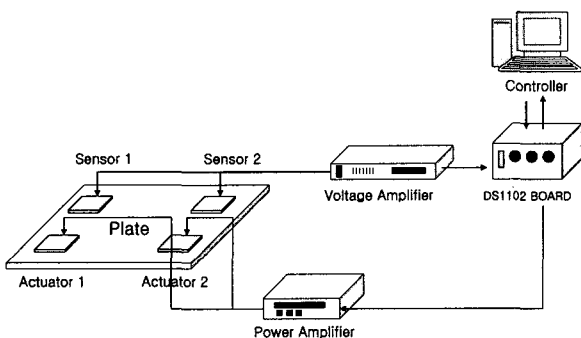


그림 1. 평판 진동 시스템의 구성

Fig. 1. The structure of the plate vibration system.

고, 실제 시스템의 구성도는 그림 2와 같다.

평판 진동 시스템의 효율적인 제어를 수행하기 위해 시스템을 정확하게 모델링 하는 것이 중요하다. 이 시스템은 입력과 출력이 각각 2개인 MIMO(multi-input multi-output) 시스템이며, 평판의 비선형적인 요소, 평판에 가진기와 검출기를 부착하기 위해 사용된 접촉제에 의한 시스템 특성변화, 가진기와 검출기의 부착 위치, 그리고 각종 평판의 물리량 등 시스템에 미치는 물리량의 정확한 계측이 불가능한 복잡한 시스템이다. 이런 복잡한 요소들을 포함하는 시스템의 경우에는 물리법칙을 적용하여 시스템의 모델을 정확하게 구하는 것은 매우 어려운 일이다. 본 연구에서는 그림 1의 평판 진동체에 대하여 모드 해석법을 통하여 선형 전달특성을 구하고 이를 바탕으로 시스템 식별 실험을 수행하여 최종적인 전달함수를 구하였다. 해석적으로 구한 전달 특성은 앞에서 언급한 여러 불확실성 요소 때문에 실제 평판이 나타내는 물리적 특성과 다소 차이가 있으나 이 결과를 이용하여 시스템 식별 실험을 계획하고 실험 결과의 정확성을 판단하는데 있어서 중요한 역할을 하므로 역시 중요한 과정이다. 본 연구에서 구한 방식은, 평판에 대한 진동 방정식을 세우고 갤러킨 방식을 적용한 개략적인 모드 해석을 통하여 선형 전달 특성을 구하였는데 자세한 과정은 참고문헌 [8]을 참조 바란다.

평판 진동 시스템의 식별은 인간이 진동에 있어서 가장 민감하게 반응하고 불쾌감을 느낄 수 있는 저 주파수 대역의 진동 모드 중 진동 변위가 가장 크게 나타나는 세 개의 고유 진동 모드만을 고려하여 수행하였다. 시스템 식별을 진행하기 위해 가장 먼저 입력신호를 생성하고 생성된 입력신호를 실제 시스템의 입력

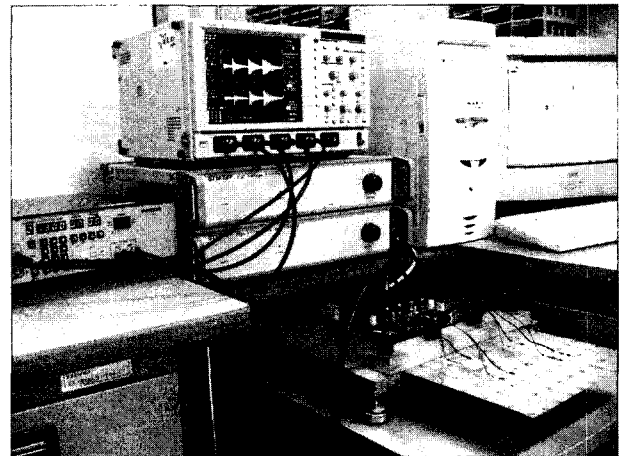


그림 2. 실제 시스템 구성

Fig. 2. The structure of the real system.

에 인가하여 입/출력 자료를 수집하였다. 여기서 생성된 입력신호는 시스템구조가 MIMO 시스템이기 때문에 서로 다른 두개의 PRBS(pseudo random binary signal) 신호이다.^{[9],[10],[11]} 입/출력 자료수집은 MATLAB의 SIMULINK 블록도와 32bit 부동 소수점 연산이 가능한 Texas Instrument사의 고성능 DSP(TMS320C31)가 내장된 dSPACE사의 ds1102를 이용하였으며, 시스템 식별은 SITB (system identification tool box)에서 제공하는 GUI (graphic user interface)를 사용하였다. 또한 평판 진동 시스템이 MIMO 시스템이기 때문에 MIMO 시스템에 가장 적합한 상태 공간 모델을 선택하였고, 식별 방법으로는 일반적인 모델 구조에 적용할 뿐만 아니라 실제 시스템이 모델 구조 내에 포함되어 있으며 정확한 모델을 구할 수 있는 PEM

(predictin errors identification method)방법을 선택하였다.^{[12],[13]}

추정된 상태 공간 모델의 모델 검증은 두 가지 방법으로 수행하였다. 그림 3과 4는 1차적인 모델 검증 방법으로 검출기 1과 2에서의 실제 시스템의 출력과 시뮬레이션 출력의 추정성능을 나타낸 그래프이며, 각각의 추정성능은 90%이상으로 추정성능의 우수성을 입증하였다.

그림 5는 자기 상관관계와 상호 상관관계를 이용하여 추정 모델의 추정 성능을 검증하는 2차적인 방법이다.^{[9],[10]} 아래의 그래프들을 살펴보면, 모든 상관관계 그래프가 99%의 신뢰구간 안쪽에 존재하므로 추정된 시스템이 실제 시스템을 잘 추정했음을 알 수 있다.

최종적으로 시스템 식별을 통해 얻어진 상태 공간 모델의 차수는 21차이다. 이런 고차 시스템을 제어하기 위한 목적으로 제어를 설계할 때 제어가 매우 복잡하게 되며 제어기 설계에 많은 어려움을 겪게 된다. 따라서 모델 축소를 통해 시스템 차수를 줄인다면 간단하게 제어를 설계할 수 있다. 시스템 식별과 8차 시스템으로 축소된 모델의 이산 상태 공간 모델은 식(1)과 같다.

$$\begin{aligned} x(k+1) &= Ax(k) + Bu(k) + Ke(k) \\ y(k) &= Cx(k) + Du(k) + e(k), \quad k=1, 2, 3, \dots \end{aligned} \quad (1)$$

이산 상태 공간 모델에 대한 시간에 연속인 전달함수로 변환한 식은 다음과 같다.

$$G(s) = \begin{bmatrix} G_{11}(s) & G_{12}(s) \\ G_{21}(s) & G_{22}(s) \end{bmatrix} = \frac{1}{D(s)} \begin{bmatrix} N_{11}(s) & N_{12}(s) \\ N_{21}(s) & N_{22}(s) \end{bmatrix} \quad (2)$$

여기서, 분자와 분모의 다항식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} D(s) &= s^8 + 53.58s^7 + 1.703e^6s^6 + 6.199e^7s^5 + 9.522e^{11}s^4 \\ &\quad + 1.945e^{13}s^3 + 1.811e^{17}s^2 + 1.029e^{18}s + 2.825e^{21} \\ N_{11}(s) &= 0.09971s^8 + 36.48s^7 - 1.886e^5s^6 + 1.445e^8s^5 - 3.032e^{11}s^4 \\ &\quad + 1.227e^{14}s^3 - 9.576e^{16}s^2 + 3.014e^{19}s - 1.953e^{21} \\ N_{12}(s) &= 0.6747s^8 - 76.67s^7 + 1.119e^6s^6 - 7.698e^6s^5 + 5.713e^{11}s^4 \\ &\quad + 4.02e^{13}s^3 + 9.397e^{16}s^2 + 1.327e^{19}s + 2.96e^{20} \\ N_{21}(s) &= -0.6198s^8 + 48.2s^7 - 6.368e^5s^6 + 2.642e^8s^5 - 1.275e^{11}s^4 \\ &\quad + 1.779e^{14}s^3 + 2.032e^{16}s^2 + 2.872e^{19}s + 1.856e^{21} \\ N_{22}(s) &= -0.4637s^8 + 1029s^7 - 4.386e^5s^6 + 1.194e^9s^5 - 1.325e^{11}s^4 \\ &\quad + 3.749e^{14}s^3 - 1.683e^{16}s^2 + 2.064e^{19}s - 4.506e^{20} \end{aligned}$$

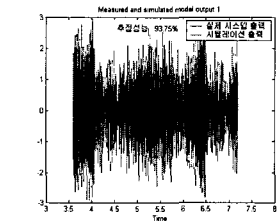


그림 3. 검출기 1에서의 측정치와 추정치
Fig. 3. Outputs of measurement and estimation at sensor 1

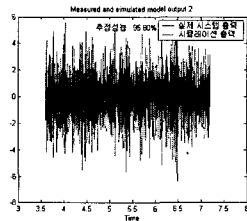
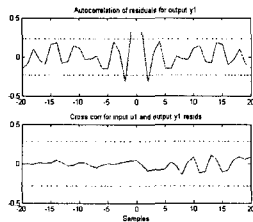
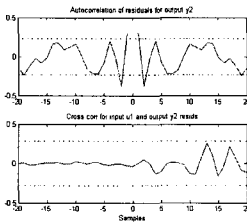


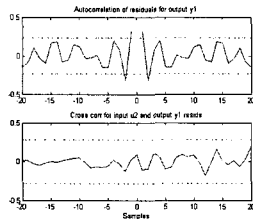
그림 4. 검출기 2에서의 측정치와 추정치
Fig. 4. Outputs of measurement and estimation at sensor 2



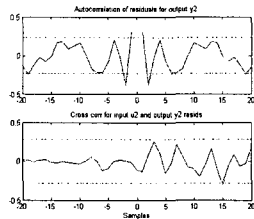
(a) 가진기 1과 검출기 1에 대한 상관관계



(b) 가진기 1과 검출기 1에 대한 상관관계



(c) 가진기 2와 검출기 1에 대한 상관관계



(d) 가진기 2와 검출기 2에 대한 상관관계

그림 5. 각 가진기와 검출기 사이의 상관관계
Fig. 5. The correlations of between each actuators and each sensors.

III. H_2 제어기를 이용한 평판 진동 제어

시스템 식별법으로 유도된 상태 공간 모델은 무수히 많은 진동 모드 중 시스템에 가장 크게 영향을 미치는 저 주파수 영역의 세 개의 고유 진동 모드만을 고려하여 얻어졌다. 이와 같이 세 개의 고유 진동 모드만을 고려한 이유는 모든 진동 모드가 고려된 모델을 구하는데 큰 어려움이 따르고 모델링을 하더라도 모델링의 오차가 크게 나타나기 때문이다. 세 개의 진동 모드에 대한 제어기를 설계하는데 있어 가장 큰 문제점이 되고 있는 것이 스피로버(spillover) 현상이다. 이 현상은 제어기의 주파수 대역 내에 또는 그 이상의 영역에 원하지 않는 다수의 진동 모드가 존재하여 제어 성능을 저하 시키는 현상을 말하며, 일반적인 제어기(PID 제어기)를 이용하여 MIMO 시스템의 스피로버 현상을 제거하는 것은 매우 어렵다. 본 장에서는 외부 섭동에 의해 진동이 발생하는 경우에 진동을 효과적으로 억제할 수 있으며, 기준 입력의 추종, 외란 및 측정 잡음에 대한 영향 제거에 효율적인 H_2 제어기를 설계하고 설계된 제어기를 평판 진동 시스템에 적용하여 제어기의 제어 성능을 시뮬레이션 및 실험으로 입증하고자 한다.

그림 6은 평판 진동 제어 시스템의 일반적인 블록도이다.

위의 시스템은 $F(s)$, $C(s)$, $G(s)$, $H(s)$ 의 전달 행렬로 표시되는 4개의 부시스템(sub-system)과 각 부

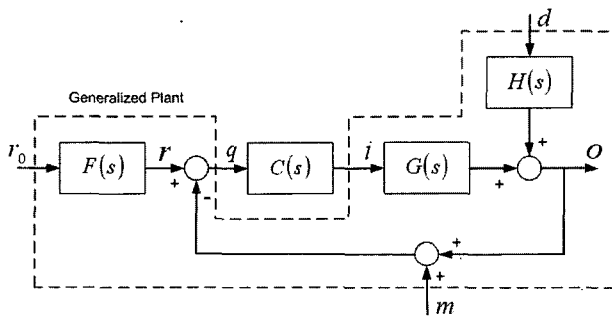


그림 6. 평판 진동 제어 시스템의 블록도
Fig. 6. Block diagram of the plate vibration control system.

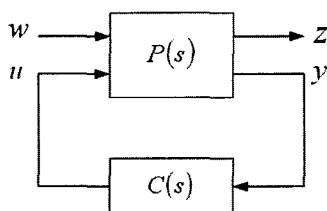


그림 7. 표준 모델
Fig. 7. The standard model.

시스템을 연결하는 변수들로 구성되어 있다. 여기서, r_0 는 기준입력이며, $F(s)$ 는 기준입력에 대한 가중치 함수, $C(s)$ 는 제어기, $G(s)$ 는 평판 진동 시스템의 전달 행렬, d 는 외란, $H(s)$ 는 외란에 대한 가중치 함수, 그리고 m 은 검출기의 측정 잡음을 나타낸다. 위의 그림 6에서 제어기 $C(s)$ 를 분리시킨 후, 시스템의 나머지 부분을 모두 포함하는 큰 블록을 표준 플랜트 (generalized plant)라고 가정한다. 이런 표준 모델은 그림 7과 같이 나타낼 수 있다.^[6]

평판 진동 제어 시스템의 표준 모델에 대한 각 변수들을 정의하면 다음과 같다.^{[6],[14],[15]}

- 외부 입력($w(s)$) : 기준입력($r_0(s)$), 외란($d(s)$), 측정 잡음($m(s)$)
- 조정 변수($z(s)$) : 오차($e(s) = r(s) - o(s)$), 플랜트의 입력($i(s)$)
- 측정 변수($y(s)$) : 측정 신호($q(s)$)
- 제어 입력($u(s)$) : 플랜트의 입력($i(s)$)

$$w(s) = \begin{bmatrix} r_0 \\ d \\ m \end{bmatrix}, \quad z(s) = \begin{bmatrix} e(s) \\ i(s) \end{bmatrix},$$

$$y(s) = q(s), \quad u(s) = i(s) \tag{3}$$

이와 같은 변수들을 이용하여 그림 7과 같은 구조를 가지는 표준 모델의 입출력 관계식을 나타내면 식(4)와 식(5)와 같이 표현할 수 있다.^[16]

$$\begin{bmatrix} z(s) \\ y(s) \end{bmatrix} = P(s) \begin{bmatrix} w \\ u \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_{11}(s) & P_{12}(s) \\ P_{21}(s) & P_{22}(s) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} w \\ u \end{bmatrix} \tag{4}$$

$$u(s) = C(s) \cdot y(s) \tag{5}$$

그리고 표준 플랜트 $P(s)$ 를 상태 공간 표기법으로 나타내어 다음과 같이 정의한다.

$$P(s) \cong \left[\begin{array}{c|cc} A & B_1 & B_2 \\ \hline C_1 & D_{11} & D_{12} \\ C_2 & D_{21} & D_{22} \end{array} \right] \tag{6}$$

w 에서 z 까지의 페루프 전달함수는 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$T_{zw} = P_{11} + P_{12} C(I - P_{22} C)^{-1} P_{21} \tag{7}$$

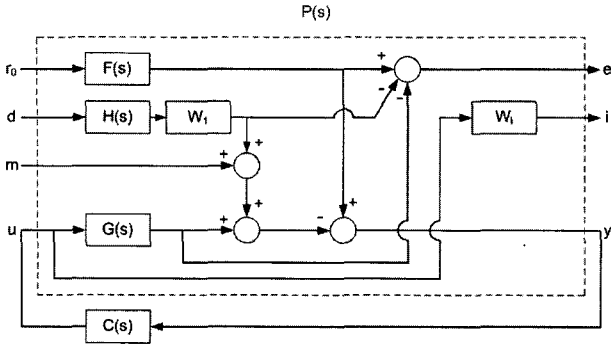


그림 8. 표준 플랜트 모델의 블록도
Fig. 8. Block diagram of the generalized plant model.

이 때 그림 7의 시스템을 내부적으로 안정화시키며 전달 행렬 T_{zw} 의 H_2 노음을 최소화시키는 제어기 $C(s)$ 가 H_2 제어기가 된다.

이러한 변수의 정의 하에 평판 진동 시스템에서 발생하는 스피로버현상과 외란을 제거하고 각 검출기의 잡음 크기에 대한 영향을 최소화하며, 제 1 고유 진동 모드에 대한 가중치를 부여하기 위해 W_1 에서 W_7 까지의 가중치 함수(weighting function)를 두어, 그림 7을 그림 8과 같은 표준 모델^{[14],[15]}로 재구성하였다. 그리고 그림 6의 각각의 부시스템의 상태 공간 계수를 다음과 같이 설정하였다.

$$G(s) = C(sI - A)^{-1}B + D \quad (8)$$

$$H(s) = C(sI - A)^{-1}W_{fm}B_h \quad (9)$$

$$F(s) = C(sI - A)^{-1}W_{fm}B_f \quad (10)$$

여기서, 식(9)와 식(10)에 존재하는 W_{fm} 은 제 1 고유 진동 모드에 대한 가중치 행렬을 나타내며, 이 가중치 행렬을 사용한 목적은 평판의 진동을 유발하는 고유 진동 모드 중 제 1 고유 진동 모드가 시스템에 가장 큰 영향을 미치기 때문에 이 모드에 해당하는 B_h 와 B_f 행렬에 가중치를 부여하여 진폭 감소 효과와 안정화 시간을 최적화하기 위해서이며, 스피로버 현상을 조정하는 가중치 함수로 사용하기 위해서이다.

W_{fm} 행렬 구조에 대한 형식을 정의하기 위하여 B_h 와 $W_{fm} \cdot B_h$ 를 정의하면 다음의 식(11)과 같다. 여기서 B_h 와 B_f 는 시스템 식별에서 얻어진 K 행렬을 사용하였고 B_h 와 $W_{fm} \cdot B_h$ 의 행렬 크기는 각

각 $[8 \times 2]$ 이기 때문에 W_{fm} 의 행렬 크기를 $[8 \times 8]$ 로 정의할 수 있다.

$$B_h = \begin{bmatrix} a_1 & b_1 \\ a_2 & b_2 \\ a_3 & b_3 \\ a_4 & b_4 \\ a_5 & b_5 \\ a_6 & b_6 \\ a_7 & b_7 \\ a_8 & b_8 \end{bmatrix}, \quad W_{fm} \cdot B_h = \begin{bmatrix} a_1 & b_1 \\ a_2 & b_2 \\ W_4 \cdot a_3 & W_5 \cdot b_3 \\ W_6 \cdot a_4 & W_7 \cdot b_4 \\ a_5 & b_5 \\ a_6 & b_6 \\ a_7 & b_7 \\ a_8 & b_8 \end{bmatrix} \quad (11)$$

여기서, $W_{fm} \cdot B_h$ 의 세 번째 행과 네 번째 행은 제 1 고유 진동 모드에 해당하는 행이며, 첫 번째 열은 검출기 1에 대한 고유 진동 모드 열벡터이고 두 번째 열은 검출기 2에 대한 고유 진동 모드 열벡터를 의미한다. 따라서 W_4 와 W_6 는 검출기 1에 대한 W_5 와 W_7 는 검출기 2에 대한 각각의 제 1 고유 진동 모드의 가중치를 나타낸다. W_{fm} 행렬의 제 1 고유 진동 모드에 대한 정의를 하기 위해 B_h 와 $W_{fm} \cdot B_h$ 의 세 번째 행과 네 번째 행을 각각 부행렬(sub-matrix)로 정의하면 다음과 같다.

$$B_{hs} = \begin{bmatrix} a_3 & b_3 \\ a_4 & b_4 \end{bmatrix}, \quad W_{fms} \cdot B_{hs} = \begin{bmatrix} W_4 \cdot a_3 & W_5 \cdot b_3 \\ W_6 \cdot a_4 & W_7 \cdot b_4 \end{bmatrix} = B_T \quad (12)$$

W_{fms} 를 구하기 위해 식(12)을 전개하면 다음과 같다.

$$W_{fms} = B_T \cdot B_{hs}^{-1} = \frac{1}{a_3b_4 - a_4b_3} \begin{bmatrix} W_4a_3 & W_5b_3 \\ W_6a_4 & W_7b_4 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} b_4 & -b_3 \\ -a_4 & a_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{W_4a_3b_4 - W_5a_4b_3}{a_3b_4 - a_4b_3} & \frac{-W_4a_3b_3 + W_5a_3b_3}{a_3b_4 - a_4b_3} \\ \frac{W_6a_4b_4 - W_7a_4b_4}{a_3b_4 - a_4b_3} & \frac{-W_6a_4b_3 + W_7a_3b_4}{a_3b_4 - a_4b_3} \end{bmatrix} \quad (13)$$

식(11)과 식(13)을 이용하여 W_{fm} 를 구하면 다음과 같다.

$$W_{fm} = \begin{bmatrix} 10 & 0 & 0 & 0000 \\ 01 & 0 & 0 & 0000 \\ 00 & \frac{W_4a_3b_4 - W_5a_4b_3}{a_3b_4 - a_4b_3} & \frac{-W_4a_3b_3 + W_5a_3b_3}{a_3b_4 - a_4b_3} & 0000 \\ 00 & \frac{W_6a_4b_4 - W_7a_4b_4}{a_3b_4 - a_4b_3} & \frac{-W_6a_4b_3 + W_7a_3b_4}{a_3b_4 - a_4b_3} & 0000 \\ 00 & 0 & 0 & 1000 \\ 00 & 0 & 0 & 0100 \\ 00 & 0 & 0 & 0010 \\ 00 & 0 & 0 & 0000 \end{bmatrix} \quad (14)$$

그림 8의 표준 플랜트 모델에 대한 각 변수들 사이의 입출력 관계식을 정리하여 식(6)과 같은 형태의 표준 플랜트의 전달행렬을 구해보면 다음과 같이 유도할 수 있다. 조정 변수 $z(s)$ 와 측정 변수 $y(s)$ 에 대한 각각

의 출력식을 유도하면 다음과 같다.

$$e(s) = F(s)r_0 - H(s)W_1d - G(s)u \quad (15)$$

$$i(s) = W_i u \quad (16)$$

$$y(s) = q(s) = F(s)r_0 - H(s)W_1d - m - G(s)u \quad (17)$$

식(15)~(17)를 식(4)와 같이 행렬의 형태로 표현하면 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} e(s) \\ i(s) \\ \vdots \\ q(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F(s) & -H(s)W_1 & 0 & \vdots & -G(s) \\ 0 & 0 & 0 & \vdots & W_i \\ \dots & \dots & \dots & \vdots & \dots \\ F(s) & -H(s)W_1 & -I & \vdots & -G(s) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} r_0 \\ d \\ m \\ u \end{bmatrix} \quad (18)$$

식(18)로부터 표준 플랜트 모델의 전달 행렬 함수를 식(6)와 같이 전달 행렬 표기법으로 표현하면

$$P(s) = \begin{bmatrix} \begin{bmatrix} C \\ 0 \end{bmatrix} (sI - A)^{-1} [W_{fm}B_f - W_{fm}B_h W_1 0] \vdots \begin{bmatrix} C \\ 0 \end{bmatrix} (sI - A)^{-1} (-B) \\ \dots \vdots \dots \\ C(sI - A)^{-1} [W_{fm}B_f - W_{fm}B_h W_1 0] \vdots C(sI - A)^{-1} (-B) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & \vdots & -D \\ 0 & 0 & 0 & \vdots & W_f I \\ \dots & \dots & \dots & \vdots & \dots \\ 0 & 0 & I & \vdots & -D \end{bmatrix} \quad (19)$$

식(19)와 같이 되고 이 식을 정리하면 다음과 같다.

$$P(s) = \begin{bmatrix} \begin{bmatrix} C \\ 0 \end{bmatrix} \\ \dots \\ 0 \end{bmatrix} (sI - A)^{-1} [W_{fm}B_f - W_{fm}B_h W_1 0 \vdots -B] + \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & \vdots & -D \\ 0 & 0 & 0 & \vdots & W_f I \\ \dots & \dots & \dots & \vdots & \dots \\ 0 & 0 & I & \vdots & -D \end{bmatrix} \quad (20)$$

식(20)을 식(6)과 같은 전달행렬 표기법으로 표현하면 다음과 같다.

$$P(s) \cong \begin{bmatrix} A & [W_{fm}B_f - W_{fm}B_h W_1 0] \vdots -B \\ \begin{bmatrix} C \\ 0 \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \vdots \begin{bmatrix} -D \\ W_f I \end{bmatrix} \\ \dots & \dots \vdots \dots \\ C & [0 \quad 0 \quad I] \vdots -D \end{bmatrix} \quad (21)$$

여기서, W_1 은 외란에 대한 가중치이고, $W_i = \begin{bmatrix} W_2 & 0 \\ 0 & W_3 \end{bmatrix}$ 으로 정의할 수 있으며 W_2 와 W_3 는 각각 검출기 1과 검출기 2의 측정 잡음에 대한 가중치이며 W_{fm} 는 위에서 언급한 제 1 고유 진동 모드에 대한 가중치 행렬을 나타낸다.

본 연구의 평판 진동 제어 시스템에서는 각 고유 진

동 모드에 대한 진동 변위를 모드별로 제어하기 위해 가중치 행렬 W_{fm} 을 도입하였으며 W_4 , W_5 , W_6 , 그리고 W_7 의 값을 적절하게 조절하여 제 1 고유 진동 모드에 가중치를 두어 제 1 모드에 대한 과도응답을 개선하여 감쇠효과를 극대화 하였으며 정상상태응답을 개선하여 안정화 시간을 최소화 하였다. 또한 기준입력과 외란에 대한 과도응답을 개선하기 위해 $F(s)$ 와 $H(s)$ 를 적용하였다. 그리고 외란과 측정 잡음의 조정은 서로 상반관계(trade-off)에 있으나 평판 진동에서 나타나는 외란은 저주파 성분이 많고, 측정 잡음은 고주파 성분이 많다는 특징을 지니고 있으므로 이러한 특징이 반영되도록 W_1 , W_2 , 그리고 W_3 를 적절히 조절하여 외란과 측정 잡음에 대한 강인성을 갖도록 하였다. 이런 가중치와 MATLAB에서 제공하는 `dh2lqg` 함수를 이용하여 H_2 제어기를 설계하였다. 최종적으로 구한 가중치는 다음과 같다.

$$W_1=30, \quad W_2=0.19, \quad W_3=0.545, \quad W_4=0.5, \quad (22) \\ W_5=2.1, \quad W_6=0.4, \quad W_7=2.1$$

IV. 시뮬레이션 및 실험 결과

본 연구에서는 앞 절에서 구한 가중치(식(22))를 이용하여 H_2 제어기를 설계하였으며 이 제어기를 평판 진동 시스템에 적용하여 시뮬레이션 및 실험을 수행하였다. 시뮬레이션과 실제 실험 방법은 크게 2가지 접근 방법으로 나뉘며 각 실험 방법은 다음과 같다. 첫 번째는 각 고유 진동 주파수에 해당하는 정현파 신호를 계속해서 가진기에 가한 상태에서 2초 후에 H_2 제어기를 동작시켜 평판의 진동에 대한 진동감쇠 효과를 확인하는 방법이다. 두 번째는 평판을 자유 진동(제어기를 동작시키지 않은 상태(open-loop))할 때와 제어기를 동작(closed-loop)시켰을 때의 안정화 시간을 비교하는 방법이다. 가중치는 이러한 실험을 통해 진폭 감소가 가장 크게 일어나는 수치로 결정하며 가중치 결정에 따른 방법은 시행착오적인 방법을 사용하였다. 또한, 결정된 가중치를 적용하여 시뮬레이션 및 실험 결과를 고유 진동 모드별로 비교 분석하였다.

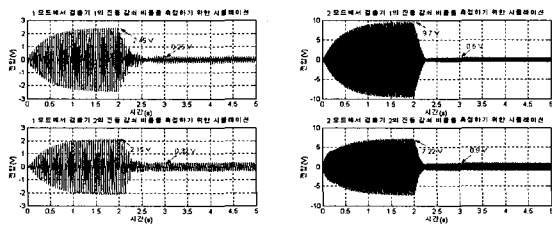
1. 시뮬레이션 결과

그림 9는 각 모드별로 따른 정현파 신호를 가진기에

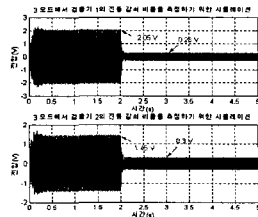
표 1. 각 모드에 대한 평판 진동 시스템의 진폭 감소 비율과 안정화 시간 감소 비율 비교 (시뮬레이션)

Table 1. The comparison of rate of damping of vibration and one of decreasing in stabilization time for the plate vibration system at each modes (simulation)

| 진동 모드 | 진폭 감소 비율 | | 안정화 시간 | | |
|-------|----------|--------|------------------------|-------------------|--------------|
| | 검출기 1 | 검출기 2 | 제어기가 없는 경우 (open loop) | H_2 제어기가 동작한 경우 | 안정화 시간 감소 비율 |
| 1 모드 | 10.21% | 14.89% | 1.7초 | 0.69초 | 59.41% |
| 2 모드 | 5.16% | 12.47% | 1.8초 | 0.26초 | 85.55% |
| 3 모드 | 13.66% | 20.69% | 0.51초 | 0.065초 | 87.25% |



(a) 1 모드 (b) 2 모드

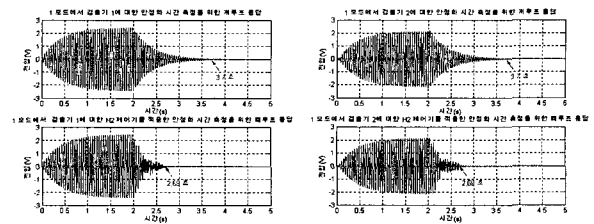


(c) 3 모드

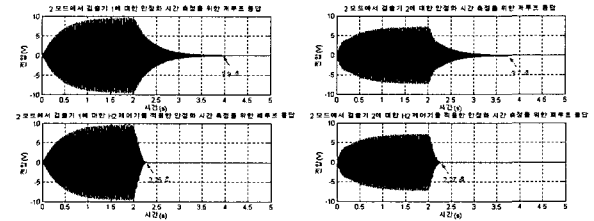
그림 9. 각 모드에 대한 진폭 감소 비율을 측정하기 위한 시뮬레이션 결과 (제어기가 2초에서 동작한 경우)

Fig. 9. The simulation results to measure a rate of damping of vibration at each modes (The controller is switched on at t=2sec).

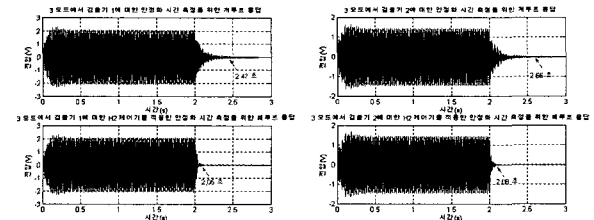
5초 동안 가했을 때 H_2 제어기가 2초에서 동작한 경우 각 검출기에서 얻은 출력 파형이다. 시뮬레이션 결과 3개의 모드에서 제어기를 동작시켰을 경우 20%이하의 진폭 감소 비율을 보임을 알 수 있다. 그림 10은 각 모드별로 평판 진동의 안정화 시간을 측정하기 위한 시뮬레이션으로 제어기가 없는 경우와 H_2 제어기가 동작하는 경우로 나누어 시뮬레이션을 수행하였다. 시뮬레이션 결과 3개의 모드에서 다소 차이는 보이지만 제어기가 동작하는 경우 안정화 시간이 효과적으로 감소함을 알 수 있다. 표 1은 2가지 시뮬레이션 결과를 나타낸 것이다.



(a) 1 모드에서 검출기 1 (b) 1 모드에서 검출기 2



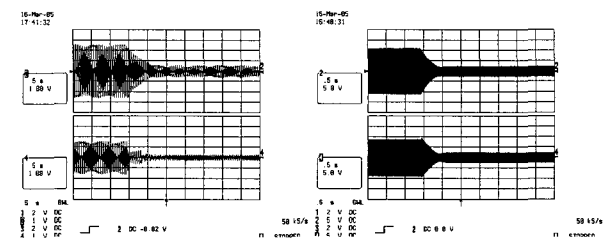
(c) 2 모드에서 검출기 1 (d) 2 모드에서 검출기 2



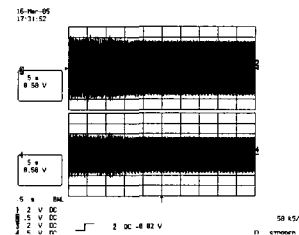
(e) 3 모드에서 검출기 1 (f) 3 모드에서 검출기 2

그림 10. 각 모드에서 검출기들에 대한 안정화 시간 감소 비율을 측정하기 위한 시뮬레이션

Fig. 10. The simulation for measuring rate of decreasing in stabilization time at sensors at each modes.



(a) 1 모드 (b) 2 모드



(c) 3 모드

그림 11. 각 모드에서의 진폭 감소 비율을 측정하기 위한 실험 결과 (제어기가 2초에서 동작한 경우)

Fig. 11. The experimental results to measure a rate of damping of vibration at each modes (The controller is switched on at t=2sec).

2. 실험 결과

평판 진동 제어 실험은 시뮬레이션과 같은 방법으로 수행하였다. 그림 11은 시뮬레이션과 같은 방법으로 각 모드에 따른 제어기가 동작할 때와 동작하지 않을 때의 진폭 감소 비율을 측정하기 위한 실험이다. 그림 12는 각 모드별로 평판 진동의 안정화 시간을 측정하기 위한

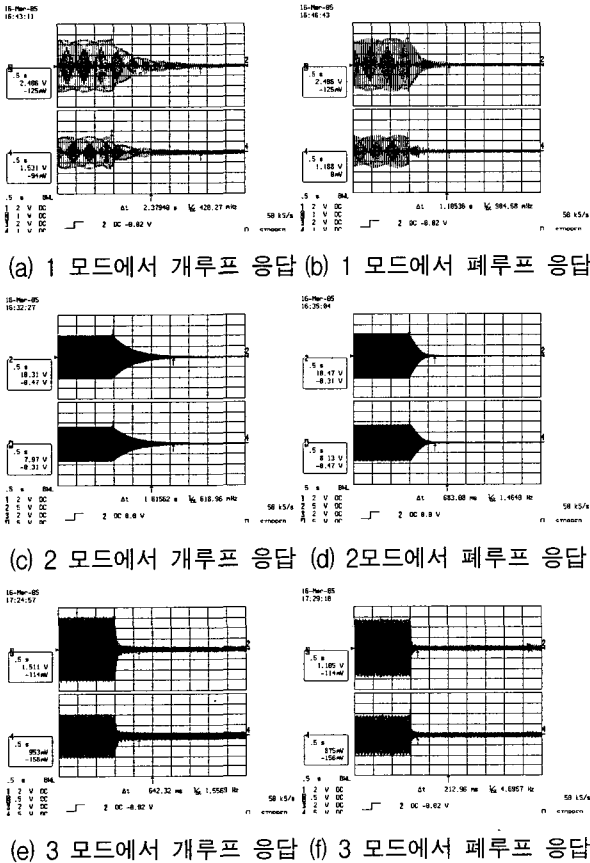


그림 12. 각 모드에서 안정화 시간 측정을 위한 개루프 응답과 폐루프 응답

Fig. 12. The responses to the open-loop and the closed-loop for measuring stabilization time at each modes.

표 2. 각 모드에 대한 평판 진동 시스템의 진폭 감소 비율과 안정화 시간 감소 비율 비교 (실험 결과)

Table 2. The comparison of rate of damping of vibration and one of decreasing in stabilization time for the plate vibration system at each modes (experiment).

| 진동 모드 | 진폭 감소 비율 | | 안정화 시간 | | |
|-------|----------|--------|------------------------|-------------------|--------------|
| | 검출기 1 | 검출기 2 | 제어기가 없는 경우 (open loop) | H_2 제어기가 동작한 경우 | 안정화 시간 감소 비율 |
| 1 모드 | 19.85% | 17.95% | 2.379초 | 1.105초 | 53.55% |
| 2 모드 | 20.36% | 25.56% | 1.615초 | 0.683초 | 57.70% |
| 3 모드 | 83.77% | 80.59% | 0.642초 | 0.213초 | 66.82% |

실험이다. 표 2는 실제 실험에서의 각 고유 진동 모드에 따른 안정화 시간과 진폭 감소를 비교한 표이다. 표에서 보는 바와 같이 1, 2 모드는 우수한 진폭 감소 비율과 안정화 시간을 보인 반면 3모드는 저조한 진폭 감소를 보였다. 이는 1모드와 3모드 사이에 상반관계 때문이며, 본 연구에서 가장 중점을 둔 제어 목적이 시스템에 가장 크게 영향을 미치는 1 모드에 대한 진폭 감소 비율을 최대화 하는 것이기 때문에 1모드에 대한 진폭 감소에 더 많은 가중치를 부여한 이유에서 나타난 결과이다.

3. 시뮬레이션 및 실험 결과에 대한 고찰

평판 진동 시스템의 시뮬레이션과 실험 결과로부터 H_2 제어기의 효과적인 능동 진동 제어가 이루어졌음을 입증하였다. 시뮬레이션과 실험 모두 동일한 방법으로 진폭 감소 비율 실험과 안정화 시간 감소 비율 실험을 수행하였다. 시뮬레이션과 실험으로부터 얻어진 결과를 살펴보면, 시뮬레이션과 실제 실험은 수치상으로도 다소 차이점을 보이지만 서로 비슷한 제어 성능과 시스템 특성을 보임을 알 수 있으며, 각 두 실험 결과상에서 가장 크게 나타난 상이한 점은 진폭 감소에서 시뮬레이션에서는 나타나지 않았던 1 모드와 3모드 사이에 상반관계가 실제 실험에서 발생했다는 것이다. 본 연구에서는 저 주파수 영역에 속하는 3개의 모드만을 고려하여 실험을 수행하였으며 그 중 시스템에 가장 크게 영향을 미치는 1 모드의 진동 억제를 최우선으로 하였다. 이는 자유진동에서 평판 진동의 고유 진동 모드가 증가할수록 안정화 시간이 짧아지는 것을 시뮬레이션과 실험을 통해 확인할 수 있었기 때문이다.

따라서, 이와 같은 점들을 고려한 결과 시뮬레이션과 실험에서 설계한 H_2 제어기가 모두 효과적인 능동 진동 제어가 이루어졌음을 알 수 있다.

V. 결론

본 논문에서는 평판 진동 시스템에서 발생하는 많은 진동 모드 중 시스템에 가장 크게 영향을 미치는 3개의 진동 모드를 고려하여 평판에 나타나는 진동을 제어하기 위한 제어 기법을 제안하고 실험하였다. 평판의 진동을 제어하기 위해 평판 진동 시스템에 대한 수학적인 모델을 시스템 식별법을 이용하여 유도하였고, 이 방법으로부터 얻어진 상태 공간 모델을 이용하여 H_2 제어

기를 설계하였으며, 설계된 제어기의 성능을 분석하기 위해 시뮬레이션 및 실험을 수행하여 그 성능을 입증하였다.

본 연구의 결과들은 저주파수 영역의 3개의 모드만을 고려한 점에서 상위의 고유 진동 모드에 대한 스펙 오버 현상에 다소 영향이 미친다는 점과 가진기의 힘이 부족하여 최적의 진폭 감소와 안정화 시간 감소를 보이지 못한다는 것이 개선될 부분으로 남아있다. 본 연구와 관련하여 앞으로 연구할 내용으로는 압전체의 구동력 향상과 스펙오버 현상에 대한 더욱 체계적인 해결 방안 및 적절한 제어 이론 고안 등이 계속적으로 연구되어야 할 것으로 생각된다.

참 고 문 헌

- [1] Swigert, C. J., and Bailey, R. L., "Electrical Damping of Orthogonal Bending Model in a Cylindrical Mast Theory," *Journal of Spacecraft and Rockets*, vol. 18, pp. 5-10, 1981.
- [2] Fanson, J. L., Caughey, T. K., "Positive Feedback Control for Large Space Structure," *AIAA Journal*, vol. 28, no. 4, April 1990.
- [3] Hanagud, S., Obal, M. W. and Calise, A. J., "Optimal Vibration Control by the Use of Piezo-ceramic Sensors and Actuators," *Journal of Guidance control and Dynamics*, vol. 15, no. 5, pp. 1199-1206, September-October 1992.
- [4] 김승한, 최승복, 정재천, "압전 필름을 이용한 외팔보의 능동 진동제어," *한국항공우주학회지*, 제 21권, 제 5호, pp. 76-87, 1993.
- [5] Khorrami, F., Zeinoun, I. J., Bongiorno, J. J. Jr., and Nourbakhsh, S., "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.
- [6] 최수영, "전자석과 압전체를 이용한 유연 구조물의 능동 진동 제어에 관한 연구," *성균관대학교 공학박사 학위 논문*, 2002.
- [7] Jin Kwon Hwang, Chong-Ho Choi, Chul Ki Song, Jang Moo Lee, "Robust LQG Control of an All-Clamped Thin Plate with Piezoelectric Actuators/Sensors," *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, vol. 2, no. 3, September 1997.
- [8] 박기현, "압전세라믹 액츄에이터를 이용한 진동억제기술에 관한 연구," *전력산업연구개발사업 최종보고서*, 산업자원부, 2005.
- [9] Lennart Ljung, "System Identification Theory for the User," Prentice Hall, Englewood Cliffs, N.J., 1987, 1999.
- [10] Rolf Johansson, "System Modeling and Identification," Prentice Hall, Englewood Cliffs, NJ 07632.
- [11] Lennart Ljung, "System Identification Toolbox For Use with MATLAB".
- [12] Urban Forssell and Lennart Ljung, "Closed-loop Identification Revisited-Updated Version," Report no. LiTH-ISY-R-2021, Department of Electrical Engineering, Linkping University, Sweden, April 1, 1998.
- [13] P. P. J. van den Bosch and A.C. van der Klauw, "Modeling, Identification and Simulation of Dynamical Systems," CRC Press, 1994.
- [14] Kemin Zhou with John C. Doyle and Keith Glover, "Robust and Optimal Control," Prentice Hall, 1995.
- [15] J. C. Doyle, K. Glover, P. P. Khargoneker and B. A. Francis, "State-Space Solutions to Standard H_2 and H_∞ Control Problems," *IEEE Trans. Automat. contr.*, vol. AC-31, pp. 645-648, 1989.
- [16] Jeffrey B. Burl, "Linear Optimal Control," Addison Wesley, 1999.

저 자 소 개



이 재 호(정회원)
 2003년 건양대학교 제어계측 공학과 학사 졸업.
 2005년 성균관대학교 전자전기 공학과 석사 졸업.
 2005년~현재 성균관대학교 전자 전기공학과 박사 과정.
 <주관심분야 : 진동 제어, 최적 제어, 강인 제어, 다변수 제어, 디지털 신호 처리>



김 준 국(정회원)
 2003년 성균관대학교 전자전기공 학과 학사 졸업.
 2005년 성균관대학교 전자전기공 학과 석사 졸업.
 2005년~현재 삼성전기 WS사업부 근무
 <주관심분야 : 무선 네트워크, 진동제어, 강인제 어>



정 준 흥(정회원)
 1996년 성균관대학교 전기공학과 학사 졸업.
 1998년 성균관대학교 전기공학과 석사 졸업.
 2005년 성균관대학교 전기전자및 컴퓨터공학과 박사 졸업.
 <주관심분야 : 네트워크 제어시스템, 진동제어, 센서네트워크, 강인제어>



박 기 현(정회원)
 1978년 서울대학교 전기공학과 학사 졸업.
 1980년 서울대학교 전기공학과 석사 졸업.
 1987년 Polytechnic Univ. 박사 졸업.
 <주관심분야 : 진동제어, 산업용 네트워크, 강인 제어, 다변수 제어>