

다채널 제어알고리즘을 이용한 음향 가진된 밀폐계 평판의 능동진동제어

홍진석*, 박수홍**, 김흥섭***, 오재응****, 정진태*****
(1998년 12월 17일 접수)

Active Vibration Control of Acoustically Loaded Flexible Plate Enclosure Using Multi-Channel Control Algorithm

Jin-Seok Hong, Soo-Hong Park, Heung-Seob Kim,
Jae-Eung Oh and Jin Tai Chung

Key Words: Active Vibration Control(능동진동제어), Filtered-x LMS, Piezo Ceramic Actuator(압전 세라믹 가진기), Multi-Channel Control Algorithm(다채널 제어 알고리즘), Acoustically Loaded Enclosure(음향가진된 밀폐계)

Abstract

This paper presents the multi-channel active vibration control of a flexible plate of the acoustically loaded enclosure. The flexible plate was excited acoustically with sinusoidal and white noise input. The control was performed by two piezo ceramic actuators and two accelerometers. The experimental results were compared with the single channel control results. In the case of white noise input, 20 dB of vibration reduction was achieved below 300Hz frequency range. The experimental results demonstrate that multi-channel filtered-x LMS algorithm is effective than single-channel filtered-x LMS algorithm in active vibration control of plate.

기호설명

b : 평판의 폭
 C : 가진기와 오차센서 사이를 모델링하
기 위한 유한 충격응답필터
 d : (1) 요구 응답
(2) 압전-변형 상수
 D : 평판의 굽힘강성

E_{pzt} : 압전 세라믹의 영률
 e : 오차신호
 h : 평판의 중립축에서 PZT 중심축까지
거리
 J : 제어계의 목적함수
 L : 오차센서의 개 수
 M : (1) 가진기의 개 수
(2) 평판의 합 모멘트
 N, Q : 평판의 합력
 S : 제어 출력 y 로 부터 오차 마이크로
폰 까지의 부가경로
 S_a : 압전 세라믹의 제어 감도
 t_b : 평판의 두께
 t_{pzt} : 압전 세라믹의 두께
 U : 평판과 압전 세라믹의 전체 에너지

* 회원, 한양대학교 대학원 정밀기계공학과

** 회원, 산업기술시험원

*** Georgia institute of Technology, Acoustics and
Dynamics Group

**** 회원, 한양대학교 공과대학 기계공학부

E-mail : jeoh@email.hanyang.ac.kr

TEL : (02)2290-0452 FAX : (02)2299-3153

***** 회원, 한양대학교 공과대학 기계공학부

- V_a : 입력 전압
 W : 가중 벡터
 w : 구조물의 두께 방향 변위
 X : 입력신호 벡터(참조신호)
 y : 제어 출력신호
 ∇ : 오차신호의 기울기 벡터
 μ : 경사하강 알고리즘의 수렴 계수
 ν : 프와송 비
 ρ : 평판의 밀도

1. 서론

구조물에 대한 저주파의 진동은 운송수단, 가전제품, 군용장비, 항공장비와 같은 많은 종류의 경량 유연 구조물에 있어서 지속적인 문제점으로 부각되어 왔다. 특히 거대 우주 구조물에 적용되는 경량의 대형 구조물들은 매우 큰 부피와 구조적인 경감쇠 등으로 기계적으로 매우 유연하기 때문에 외력에 대한 구조응답의 진폭이 커지며, 또한 얇고 면적이 넓은 평판에 이러한 진동이 전달되면 평판의 진동에 의한 방사소음이 발생하게 된다. 일단 진동이 시작되면 낮은 주파수의 진동 및 소음이 장시간 지속되므로 성능과 정숙성에 좋지 않은 영향을 미친다. 이런 바람직하지 않는 진동 및 소음을 제어하기 위하여 많은 연구가 진행되고 있는데 구조물에 감쇠를 증가시키고 질량이나 강성을 추가하는 기존의 수동적 방법은 제어 효율이나 가격 면에서 단점을 갖게 되므로 이에 대한 능동 진동제어(AVC : Active Vibration Control)방법이 최근 활발히 연구되고 있다.^(1~3) 그리고, 능동 진동 제어를 효과적으로 수행하기 위해서는 적절한 가진 시스템이 선정되어야 하는데 기존의 점 가진 시스템의 형태는 높은 감쇄율을 가지고 있으나 지지부에 대한 반작용력을 받는 등의 결점을 가지고 있다. 이러한 이유로 최근 압전 세라믹(PZT : Lead Zirconate - Titanate), 압전 폴리머(PVDF : Polyvinylidene Fluoride)와 같은 압전재료들이 분포 특성, 가격, 효율, 부피 등의 측면에서 기존의 가진 시스템에 비하여 중요한 장점을 가지고 있어 더욱 현실적인 가진기로서 연구되고 있다.⁽⁴⁾ 또한, 구조물에 부착된 압전 재료의 수축, 팽창 운동에 의해 발생된 에너지를

제어력으로 사용하여 진동 혹은 자세 제어에 활용하고 있다.⁽⁵⁾

1994년 Guigou등⁽⁶⁾은 마주보는 2변은 고정되고 다른 2변은 자유로운 평판의 진동제어를 수행했으며 1995년 Pan과 Hansen⁽⁷⁾은 1변이 고정이고 반대 변은 자유로움며 나머지 2변은 단순지지인 평판의 진동을 점 가진기으로써 능동 진동 제어하는 시뮬레이션을 수행하였다. 그러나, 이들 연구에는 가진기의 위치에 대한 최적화문제를 다루고 있지 못하며, 제어대상 평판도 단순지지형태로서 실제 많이 존재하고 있는 4변 고정형태와는 차이를 보이고 있다.

국내에도 최근에 유연한 구조물의 능동 제어에 대한 연구가 진행 중에 있으며 외팔보 및 평판과 같은 구조물에 적용되고 있다.^(8,9)

본 연구에서는 실험적으로 유연한 구조물의 진동 제어기로 분포제어기인 PZT를 사용하고 다채널 filtered-x LMS 알고리즘과 고속의 신호처리보드를 이용하여 백색 잡음 음향 외란 입력을 받는 유연한 평판의 진동을 실시간으로 제어할 수 있는 능동 제어 시스템을 구성하였다. 복잡한 진동형을 갖는 평판의 전역적인 진동저감을 위해서 1개의 센서, 가진기를 사용하는 단일채널 제어알고리즘과 다수의 센서, 가진기를 갖는 다채널 제어알고리즘을 이용한 비교실험을 수행하였다. 또한 최적의 제어효과를 얻기 위하여 압전 가진기의 제어감도를 구하여 압전 가진기의 최적 위치도 구하였다. 실험은 밀폐계에 평판의 고유진동수에 해당하는 정현파 신호와 백색잡음으로 음향 가진하여 평판을 가진하고 평판 위에 PZT 가진기를 부착하여 제어력을 발생시켰다. 그리고 평판 위에 가속도계를 부착하여 오차센서로 사용했다. 동일한 조건에서 단일, 다채널 제어알고리즘을 이용하여 오차센서 위치에서의 진동의 저감량을 비교하여 다채널 제어알고리즘의 적용타당성을 보였다.

2. 다채널 제어 알고리즘

L개의 오차센서와 M개의 가진기를 사용한 제어계의 경우 목적함수를 다음과 같이 평균자승오차로 표현할 수 있다.⁽¹⁰⁾

$$J = \sum_{l=1}^L e_l^2(k), \quad k=1, 2, \dots \quad (1)$$

여기서 $e_l(k)$ 은 l 번째 오차센서의 이산화된 신호이다. 이것은 l 번째 오차센서에서 주음원에 의해 발생하는 $d_l(k)$ 과 각 가진기의 출력의 합과의 차로써 이루어진다.

$$e_l(k) = d_l(k) - \sum_{m=0}^M \sum_{j=0}^{l-1} S_{mj} \sum_{i=0}^{l-1} W_{mi} X(k-i-j) \quad (2)$$

여기서 S_{mj} 는 가진기 m 과 오차센서 l 사이의 전달함수를 모델링 하는 j 차 유한 임펄스 응답 필터계수이며 W_{mi} 는 가진기 m 에 가해지는 i 차 필터계수이다.

이때 참조신호 $X(k)$ 이 $d_l(k)$ 과 상관관계가 있다면 주음원에 의한 목적함수 J 는 줄여질 수 있다. 따라서, 최대경사법에 의하여 목적함수 J 를 최소화하는 수렴계수 변화치는 다음과 같다.

$$\frac{\partial J}{\partial W_{mi}} = 2 \sum_{l=1}^L e_l(k) \frac{\partial e_l(k)}{\partial W_{mi}} \quad (3)$$

따라서, 필터 갱신식은 아래와 같다.

$$W_{mi}(n+1) = W_{mi}(n) - \mu \sum_{l=1}^L e_l(n) \sum_{j=0}^{l-1} S_{mj} X(n-i-j) \quad (4)$$

여기서 μ 는 수렴계수이다.

본 연구에 사용된 다채널 filtered-x LMS 알고리즘은 오차센서와 가진기가 2개이므로 Fig. 1과 같다.

여기서 $\hat{S}_{rs(z)}$ 는 y_s 로 부터 오차센서 e_r 사이의 부가경로 전달함수이다.

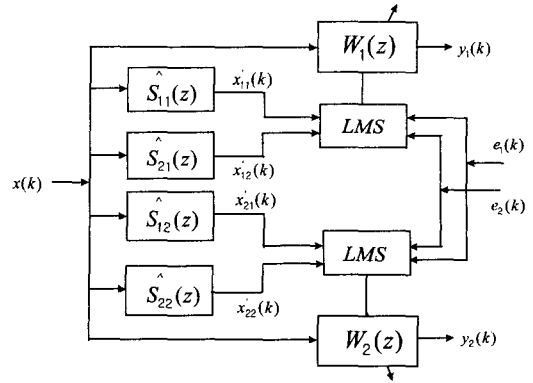


Fig. 1 Block diagram of the multi-channel filtered-x LMS algorithm used in practical implementation of active noise control

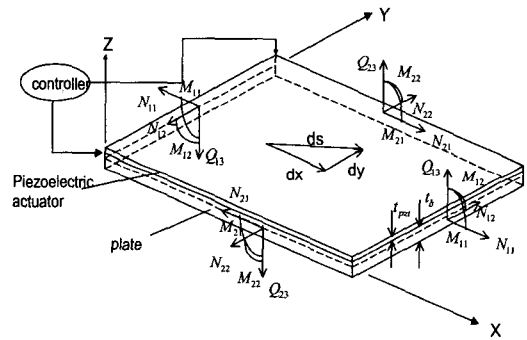


Fig. 2 Plate with piezoceramic

3. 평판에서 압전가진기의 제어감도

Fig. 2는 압전세라믹이 부착된 평판을 나타낸다.

여기서 N_{ij}, Q_{ij}, M_{ij} 는 각방향의 힘과 회전력이다.

이 평판의 지배 방정식은 다음과 같다.⁽¹¹⁾

$$\rho h \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + D \left(\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} \right) + \frac{\partial^2 M_{11}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 M_{22}}{\partial y^2} = 0 \quad (5)$$

여기서, $D = \frac{E_{pzt} t_{pzt}^3}{12(1-\nu^2)}$

식 (5)는 아래와 같이 정리할 수 있다.

$$\rho h \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + D \nabla^4 w = - \left(\frac{\partial^2 M_{11}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 M_{22}}{\partial y^2} \right) \quad (6)$$

$$= K \nabla^2 V_a$$

여기서, $M = (E_{pzt} d_{31} b V_a) (0.5 t_b)$ (12)
 K = 비례상수

그리고 평판의 탄성 및 운동에너지의 합 U는 다음과 같다.

$$U = \frac{1}{2} \int \int_A D \left\{ (\nabla^2 w)^2 - 2(1-\nu) \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} - \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \right)^2 \right) + \frac{1}{D} \rho h \left(\frac{\partial w}{\partial t} \right)^2 \right\} dx dy$$

$$= \frac{1}{2} \int \int_A D \left\{ (\nabla^2 w)^2 - 2(1-\nu) (w_{,xx} w_{,yy} - w_{,xy}^2) + \frac{1}{D} \rho h (w_{,t})^2 \right\} dx dy \quad (7)$$

여기서 $w_{,xx} = \partial^2 w / \partial x^2$ 이다.

윗식 (7)을 시간 미분하면 다음과 같다.

$$\frac{\partial U}{\partial t} = \int \int_A D \left\{ \nabla^2 w \nabla^2 w_{,t} - (1-\nu) (w_{,xxt} w_{,yy} + w_{,yyt} w_{,xx} - 2w_{,xyt} w_{,xy}) + \frac{1}{D} \rho h w_{,t} w_{,t} \right\} dx dy \quad (8)$$

식 (8)에 식 (6)을 대입하여 정리하면 다음과 같다.

$$\frac{\partial U}{\partial t} = \int \int_A K V_a \nabla^2 w_{,t} dx dy + \delta \quad (9)$$

여기서

$$\delta = -D(1-\nu) \int \int_A (w_{,xxt} w_{,yy} + w_{,yyt} w_{,xx} - 2w_{,xyt} w_{,xy}) dx dy$$

그리고 $w(x, y, t) = \sum_{n=1}^{\infty} w_n(x, y) \chi_n(t)$ 라 한다면 압전 가진기의 제어감도 S_a 는 다음 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$S_a = V_a \sum_{n=1}^{\infty} \dot{\chi}_n(t) \int_A \nabla^2 w_n(x, y) dA \quad (10)$$

여기서 $dA = dx dy$

4. 능동 진동 제어 실험 및 고찰

4.1 실험 장치 구성 및 방법

본 연구의 실험 장치 구성도는 Fig. 3과 같다. 실험에 사용된 평판과 PZT 및 밀폐계의 제원을 Table 1에 나타내었다. 밀폐계의 음향가진을 위해 신호 발생기 (sine/noise generator, B&K Type 1054)에서 정현파 및 백색잡음을 발생시킨 후 신호 증폭기 (power amplifier, B&K Type 2706)에서 증폭하여 스피커로 입력하였다. 그리고 진동제어를 발생하는 압전 가진기 부착 위치와 오차신호를 검출하는 가속도계 (accelerometer, B&K Type 4374)의 부착위치를 Fig. 3에 나타내었다. 스피커 가진신호와 압전 가진기 및 가속도계 신호에 300Hz 저주파 통과 필터(lowpass filter : KH 3550)를 걸었다. 제어 신호는 Fig. 1의 알고리즘에 따라 계산된 후 저주파 통과 필터를 거쳐 압전 세라믹 증폭기(PZT amplifier, 최대출력 ± 170V)에 의해 증폭되었다. 오실로스코프(HP 54503A)는 오차 센서신호의 모니터를 위해 사용되었으며, FFT 분석기(FFT analyzer : Scientific Atlanta SA390)는 오차 신호의 주파수 분석을 위해 사용되었으며, A/D 변환기(A/D converter : National Instruments Lab PC-1200)는 오차 신호로 들어오는 시계열 데이터를 저장하기 위해 사용되었다. 제어는 TMS320c30 DSP Board가 장착된 IBM 호환 PC를 이용하여 수행하였다. 밀폐계 평판의 모델링에 사용된 유한 임펄스응답(FIR : finite impulse response) 계수는 150차이고 샘플링 주파수는 1 kHz인 상태에서 적절한 모델링을 수행할 수 있었다. 제어 알고리즘은 어셈블리 언어로 작성됐고 다운로드 프로그램은 C 언어로 작성됐다.

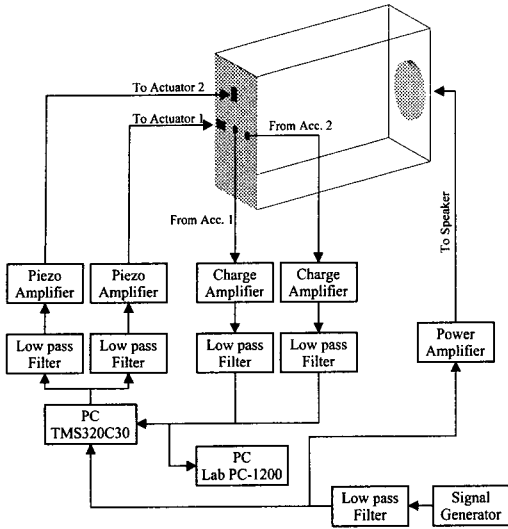


Fig. 3 Experimental apparatus for active vibration control

Table 1 Dimensions of the aluminium plate and PZT

(단위 : m)

Dimensions	Aluminium Plate	PZT
Length	0.59	0.0381
Width	0.39	0.0127
Thickness	0.0004	0.000508

Table 2 Dimensions of the enclosure

(단위 : m)

Dimensions	Enclosure
Height	0.59
Width	0.39
Depth	0.96

4.2 압전가진기의 최적 부착위치

앞에서 계산된 각 모드별 제어감도를 조합하여 Fig. 4 와 같이 압전 가진기 부착 위치별 제어 감도를 얻었다. 따라서 가진기 1은 평판의 중심으로부터 왼쪽으로 0.1 m 떨어진 곳에 횡방향으로 그리고 가진기 2는 평판의 중심으로부터 위로 0.15 m 떨어진 곳에 종방향으로 부착하였다.

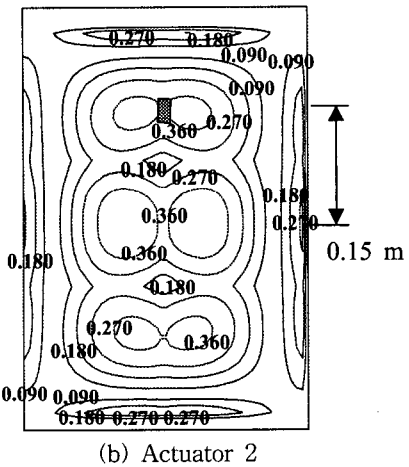
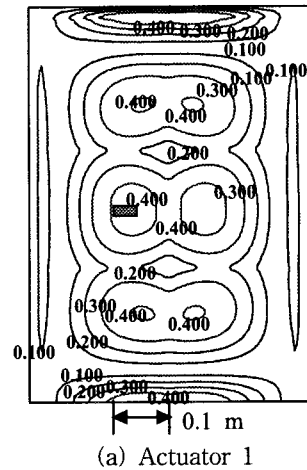
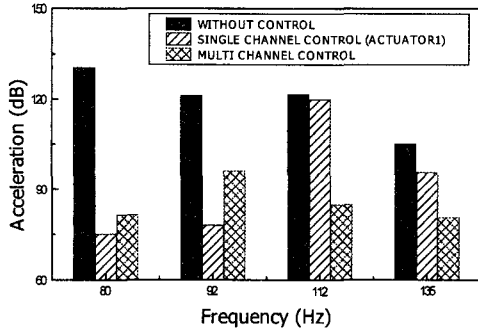


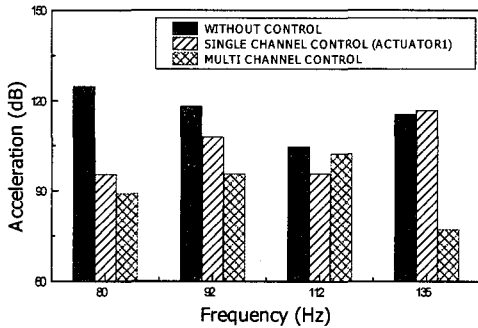
Fig. 4 Optimal locations of piezo actuators

4.3 단일채널 제어와 다채널 제어의 비교

Fig. 5 는 밀폐계 평판의 진동제어를 위하여 주요 공진주파수(80,92,112,135 Hz)에서 정현파 음향 가진 했을 때 가진주파수에서 오차센서 1, 2번에 대하여 각각 제어 전, 단일채널제어(가진기 1)후 그리고 다채널 제어 후의 오차센서들의 신호를 비교한 것이다. Fig. 5를 보면 오차센서 1,2의 신호 크기의 차이가 클수록 단일채널에서는 제어성능이 떨어진다. 그러나 다채널제어에서는 오차센서 1, 2의 신호크기의 차이가 커도 단일채널에 비하여 제어성능이 좋음을 알 수 있다.



(a) error sensor 1



(b) error sensor 2

Fig. 5 Frequency response of error sensors at the sinusoidal excitation frequencies

식 (1)에 의한 각 가진주파수별 제어전후의 목적함수값을 Table 3에 나타내었다. 이 결과로부터 저차 모드인 80, 92 Hz에서는 단일채널 및 다채널제어 모두 제어효과가 좋은 것으로 나타났으며 고차모드인 112, 135Hz에서는 단일채널제어에서는 제어효과가 작으나 다채널제어에서는 좋은 제어효과를 보인다.

밀폐계 평판의 진동제어를 위하여 백색잡음 음향가진 했을 때 오차센서 1, 2번에 대하여 각각 제어 전, 단일채널제어(가진기 1, 가진기 2) 후, 다채널 제어 후의 오차센서신호를 비교하여 보았다.

Fig. 6는 백색잡음 음향가진을 했을 때 오차센서들의 신호들이다. Fig. 6 (a)를 보면 60 Hz 이상 200 Hz 이하의 주파수 대역가운데 가속도레벨이

Table 3 가진주파수별 목적함수값

Excitation Frequency (Hz)	Control Mode	Object Function (m^2/s^4)
80	no control	13.1614
	single channel control	0.003167
	multi channel control	0.00073
92	no control	1.6304
	single channel control	0.07946
	multi channel control	0.006323
112	no control	1.0316
	single channel control	0.63359
	multi channel control	0.016047
135	no control	0.1901
	single channel control	0.20268
	multi channel control	0.00013136

높은 주파수에서 단일채널(가진기 1)제어시 112 Hz를 제외한 주파수 대역에서 제어가 되었으나 다채널 제어시에는 모든 주파수 대역에서 좋은 제어 성능을 보였다.

Fig. 6 (b)를 보면 60 Hz 이상 200 Hz 이하의 주파수 대역가운데 가속도레벨이 높은 주파수에서 단일채널(가진기 2)제어시 오차센서 1의 경우와는 달리 거의 모든 주파수 대역에서 제어가 이루어지지 못한다. 그러나 다채널 제어시에는 모든 주파수 대역에서 좋은 제어 성능을 보였다.

5. 결론

이상과 같이 정현파 및 백색 잡음의 외란 입력을 받는 밀폐계 평판에 압전 세라믹과 다채널 filtered-x LMS 알고리즘을 이용하여 실시간 능동진동 제어를 수행한 결과 다음의 결론을 얻을 수 있었다.

첫째, 본 연구에서 제안한 종·횡방향의 최대 굽힘 모멘트 발생 위치로 압전 가진기의 위치를 최적화 할 수 있었다.

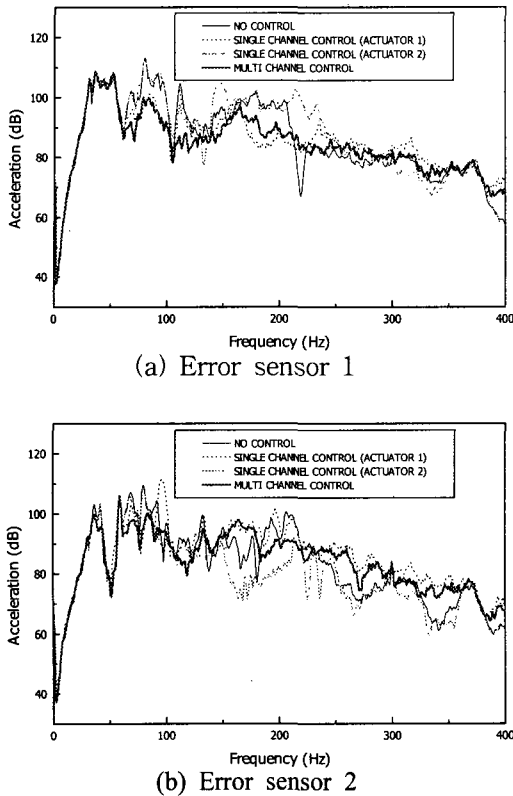


Fig. 6 Frequency response of error sensors for white noise excitation

둘째, 정현파 음향가진의 제어 결과로 단순한 진동형을 갖는 고유진동수 80, 92 Hz에서는 단일 채널제어 및 다채널제어 모두 좋은 제어 성능을 나타내지만, 복잡한 진동형을 갖는 112, 135 Hz에서는 단일채널제어에서는 좋지 않거나 오히려 진동레벨이 증가한 경우도 있다. 그러나 다채널제어에서는 진동형과 무관하게 대부분의 고유진동 주파수에서 20 ~ 50 dB의 진동저감이 있었다.

셋째, 백색잡음 음향가진에서는 단일채널 제어 시 오차센서 2에서는 거의 모든 주파수 대역에서 제어가 이루어지지 않았으나 다채널제어의 경우 전 주파수 영역에서 10 dB이상의 진동저감이 있었다. 이것은 복잡한 진동형을 가지는 평판과 같은 구조물의 진동저감을 위해서 다채널 제어기의 가진기와 센서가 상호 보완적인 작용을 수행하기 때문이다.

참고문헌

- (1) Bas, A. and Poh, S., 1988, "Performance of an Active Control System with Piezoelectric Actuators," *Journal of Sound & Vibration*, No.2, pp. 327~343.
- (2) 신 준, 1994, "자기조정 학습계수 알고리즘을 이용한 소음 진동의 능동제어," 한양대학교 박사 학위 논문.
- (3) Viperman, J. S., Burdisso, R. A. and Fuller, C. R., 1993, "Active Control of Broadband Structural Vibration Using the LMS Adaptive Algorithm," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 166. No. 2, pp. 283~299.
- (4) Mason, Warren P., 1981, "Piezoelectricity, Its History and Applications," *J. Acoust. Soc. Am*, Vol. 70, No. 6.
- (5) Hong, S. Y., 1993, "Active Vibration Control of Adaptive Flexible Structures Using Piezoelectric Smart Sensors and Actuators," Ph.D. Thesis of the Pennsylvania State University, USA.
- (6) Guigou, C., Fuller, C. R. and Wagstaff, P. R., 1994, "Active Isolation of Vibration with Adaptive Structures," *J. Acoust. Soc. Am*, Vol. 91, No. 1, pp. 294~299.
- (7) Pan, X. and Hansen, C. H., 1995, "Active Control of Vibration Power Transmission Along a Semi-Infinite Plate," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 184, No. 4, pp. 585~610.
- (8) Shin, Joon. Kim, Heung-Seob. Park, Soo-Hong Hong, Jin-Seok. Oh, Jae-Eung., 1996 "Active Vibration Control of a Flexible Cantilever Beam Using Filtered-x LMS Algorithm," *Proceedings of KSME*, pp. 93~110
- (9) 박수홍, 홍진석, 김홍섭, 신준, 오재웅, 1998, "Filtered-x LMS 알고리즘을 이용한 음향 가진된 밀폐계 평판의 능동진동제어," 대한기계학회논문집, 제22권 제10호, pp.1792~1797.
- (10) Kuo, Sen M. and Morgan, Dennis R., 1996, *Active Noise Control Systems Algorithms and DSP Implementations*, John Wiley & Sons, p. 160.
- (11) Tzou, H. S., 1993, "A New Distributed Sensor and Actuator Theory For Intelligent Shells," *J. of*

Sound and Vibration, Vol. 153, No. 2, pp. 335~
349.

밀폐계 평판의 외부방사소음 저감," 한양대학교
박사학위 논문.

(12) 박수홍, 1998, "다채널 능동제어기법에 의한