

신경망 제어기를 이용한 열린 박스 구조물의 진동 제어

신윤덕*, 장승익(전남대 대학원 기계공학과), 기창두(전남대 기계공학과)

The Vibration Control of a Opened Box Structure By a Neuro-Controller

Y. D. Shen, S. I. Jang(Mech. Eng. Dept., CNU), C. D. Kee (Mech. Eng. Dept., CNU)

ABSTRACT

Vibration causes noise and makes structure unstable. Especially, due to the effort of lightening, deformation of flexible structure is increased in its shape. Just a little disturbance causes vibration and low damping ratio causes residual vibration lasts long time. In this paper, by using a neuro-controller, which is one of the algorithm of adaptive control, we performed adaptive control of flexible cantilever plate and opened box structure with piezoelectric materials. The proposed adaptive vibration control algorithm, a neuro-controller, is proved in its effectiveness by applying to a opened box structure. The neuro-controller was implemented with DSP, and the real-time adaptive vibration control experiment results confirm that neuro-controller is reliable.

Key Words : Neuro-Controller(신경망 제어기), Piezoelectric Material(압전 재료), Opened Box-Structure(열린 박스 구조물), Adaptive Vibration Control(적응 진동 제어)

1. 서론

박스 구조물은 정적 하중에 대한 안정성과 강성, 진동 특성에 대한 안정성 그리고 충격을 받을 때 에너지 흡수등을 위하여 많이 적용되고 있다. 이러한 특성 때문에 박스 구조물의 기계적인 거동에 많은 관심이 집중 되고 있으며, 특히 경량 구조물의 기계적인 거동에 상당한 관심이 집중되고 있다.

최근 십 여년동안 새로운 감지기와 작동기 연구의 획기적인 진전에 의해, 구조물 제어 설계시 구조물에 감지기 및 작동기를 부착 또는 삽입하여 예상치 못한 외란에도 안정성을 유지하려는 지능 구조물(smart structures)에 대한 연구가 활발히 이루어지고 있다.

유연 구조물의 진동 제어를 위한 작동기와 센서로 사용되고 있는 매체에는 여러 종류가 있는데 이 중에서 PZT(lead zirconate titanate)와 PVDF(polyvinylidene fluoride)는 비교적 가격이 저렴하고 성능에 비해 부피와 질량이 작고, 반작용없이 진동을 가진할 수 있고 진동을 정밀하게 측정할 수 있어, 진동제어를 위한 센서와 가진기(actuator)로도 널리 이용되고 있다.

Bailey 와 Hubbar⁽¹⁾는 PVDF 압전재료를 외팔보 전체에 부착하고 리아프노프(Lyapunov) 제어기법에 의하여 진동이 감소됨을 실험하였다. Dimitriadis⁽²⁾는 PZT 압전체에 의한 단순지지 평판의 진동을 이론적으로 예측하였고 실험으로써 입증하였다. Falangas⁽³⁾는 PZT 압전가진기와 가속도계를 사용하여 고정단 평판의 진동을 제어하였고 Hwang⁽⁴⁾는 평판의 진동제어를 위한 압전감도 함수를 제시하고 진동제어 실험을 통하여 이 압전감도함수의 유용성을 보였다. 이러한 보와 평판 구조물의 진동 제어에 압전재료 사용의 효용성을 보여준 연구 사례들은 많으나 박스 구조물에 대해서는 연구결과가 극히 드물다.

본 연구에서는 두께와 재질이 같은 정사각형 평판이 박스형으로 연결된 열린박스 구조물의 진동특성의 해석방법을 연구하였다. 각각의 판의 경계에서 발생하는 모멘트를 외력으로 간주하면 단일판의 모드를 이용하여 지배방정식의 해를 표현할 수 있으며 모멘트에 대한 연립방정식의 해를 풀어 최종적으로 진동변위를 구하는 방법을 제시하였다. 동적모델링하는데 있어서 두 평판의 공통 끝단을 연결하는 결합부가 강체라는 가정을 하였고 급함과

(bending wave)의 전달만 고려하였다. 그러나 실제로는 비틀림 모드도 존재하나 작은 하중이 작용하는 강체의 진동 해석에서 비틀림모드를 생략하여도 큰 오차가 발생하지 않아서 연산의 간결성을 위해 생략하였다. 실험 모델에 대해 FEM 해석을 수행하였으며 진동제어 실험을 통하여 신경망 제어기의 유용성을 검증하였다.

2. 열린 박스구조물의 운동 방정식과 압전재료의 부착 위치

2.1 열린 박스구조물의 모델링

두께와 재질이 같은 열린박스 구조물은 Fig.1에 보여지는 것과 같다. 박스의 네 평판들은 평판 ABCD를 오른쪽 방향으로 회전하는 형태로 되면 A, B, G, H 네 모서리를 고정하고 인접된 두 평판의 공통 끝단을 연결하는 결합부가 강체이고 경계에서 발생하는 모멘트를 외력으로 간주한다면 박스의 네 평판은 다음과 같은 경계조건을 갖는 단일평판으로 모델링할 수 있다. 즉, 면 ABCD(면 1)는 AB와 CD에서 각각 단순 지지단과 용수철 지지단으로 된 평면으로, 면 CDEF(면 2)는 CD와 EF에서 각각 단순 지지된 평면으로, 면 FEGH(면 3)는 FE와 GH에서 각각 단순 지지단과 용수철 지지단으로 된 평면으로, 면 ABGH(면 4)는 AB와 GH에 각각 용수철 지지단으로 된 단일평판으로 가정된다⁽⁵⁾.

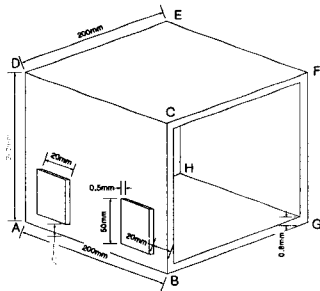


Fig.1 A typical open box

이때 정사각형 평판 i ($i=1,2,3,4$)에서 단순 조화 하중 $F(i\omega t)$ 가 점 $A(x_{ia}, y_{ia})$ 에 작용할 때 평판의 굽힘진동 변위 $W_i(x_i, y_i, t)$ 는 경계에서 발생하는 모멘트를 외력으로 간주하면 다음 식에 의해 지배된다.⁽⁶⁾

$$D_i \nabla^4 W_i - \rho_i \omega^2 W_i = F \delta(x_i - x_{ia}, y_i - y_{ia}) + T_{x0}(y_{ia}) \delta(x_{ia}) + T_{xl}(y_{ia}) \delta(x_{ia} - L_{ix}) + T_{y0}(x_{ia}) \delta(y_{ia}) + T_{yl}(x_{ia}) \delta(y_{ia} - L_{iy}) \quad (1)$$

여기서,

$$D_i = E_i h_i / 12(1 - \mu_i^2)$$

ρ_i : 면 밀도

L_{ix}, L_{iy} : (x_i, y_i) 방향으로의 길이

T_{x0}, T_{xl} : $x_i = 0, L_{ix}$ 에서 발생하는 모멘트

T_{y0}, T_{yl} : $y_i = 0, L_{iy}$ 에서 발생하는 모멘트

E_i : 탄성계수

h_i : 판 i 의 두께

단순 지지단과 용수철 지지단의 경계조건은 다음과 같다.

$$W_i(0, y_i) = 0, EI \frac{\partial W(0, y_i)}{\partial x^2} = 0 \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial x} [EI \frac{\partial^2 W(a, y_i)}{\partial x^2}] = -K_{ie} W(a, y_i)$$

$$EI \frac{\partial W(a, y_i)}{\partial x^2} = 0 \quad (3)$$

여기서, K_{ie} 는 대응되는 평판의 등가용수철 상수이다.

2.2 단일평판의 운동 방정식과 압전체의 부착 위치

압전체는 전기-기계적 에너지 변환이 우수하고 두께 방향에 수직이되는 두 방향으로 등방성(transversely isotropic)이 되는 물질로서, 평판의 일부분에 압전체를 부착하여 외부로부터 전계를 인가하여 굽힘 모멘트 $M(x, y, t)$ 를 발생시킬 수 있다. 압전체에 인가한 전압을 $u(t)$ 라 하면, 평판의 굽힘 모멘트 $M(x, y, t)$ 은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$V(x, y, t) = [H(x - x_1) - H(x - x_2)] \times [H(y - y_1) - H(y - y_2)] \cdot u(t) \\ M_x(x, y, t) = M_y(x, y, t) = -\eta_p V(x, y, t) \quad (3)$$

$$\eta_p = \frac{1}{2} d_{31} Y_1 h_1 (h_1 + h_2)$$

여기서 $V(x, y, t)$ 는 압전체에 인가된 전압분포를 나타내고 $M_x(x, y, t)$ 와 $M_y(x, y, t)$ 는 각기 x 와 y 방향의 굽힘 모멘트이고 η_p 는 인가 전압에 의한 굽힘 모멘트 계수이며, h_1, h_2, d_{31}, Y_1 은 각각 압전체의 두께, 평판의 두께, 전계에 대한 압전변형 계수, 압전체의 영률이며 $H(x)$ 는 단위계단함수이다.

평판의 진동에 대하여 압전체에 평면 응력이 작용하므로 x 와 y 방향의 변형률과 압전체에 발생

되는 전기적 변위 D_3 은 다음과 같다.

$$S_1 = s_{11}^E T_1 + s_{12}^E T_2 \quad (4)$$

$$S_2 = s_{12}^E T_1 + s_{11}^E T_2 \quad (5)$$

$$D_3 = \frac{d_{31} h}{s_{11}^E + s_{12}^E} \left[\frac{\partial \omega^2(x, y, t)}{\partial x^2} + \frac{\partial \omega^2(x, y, t)}{\partial y^2} \right] \quad (6)$$

단순 지지단이 $x=0$ 이고 용수철 지지단이 $x=a$ 인 균일한 얇은 평판의 진동 감쇠비는 매우 작으므로 이를 무시하면, 평판의 국소부에 부착한 압전 가진기에 의한 평판의 진동 변위 $\omega(x, y, t)$ 는 아래의 식으로 주어진다⁽¹⁾.

$$\rho_a h \ddot{\omega}(x, y, t) + \frac{Eh^3}{12(1-\mu)} \nabla^4 \omega(x, y, t) = \nabla^2 M(x, y, t) \quad 0 \leq x \leq a \quad (7)$$

여기서, ρ_a, h, E 및 μ 는 각각 평판의 면 밀도, 평판의 두께, 영률 및 프아송 비로서 고정단과 자유단에서의 경계조건들은 다음과 같다.

$$\omega(x, y, t) = \frac{\partial \omega(x, y, t)}{\partial x} = 0, \text{ for } x = 0 \quad (8)$$

$$\frac{\partial^2 \omega(x, y, t)}{\partial x^2} = \frac{\partial^3 \omega(x, y, t)}{\partial x^3} = 0, \text{ for } x = 1 \quad (9)$$

평판의 진동변위 $\omega(x, y, t)$ 는 무한개의 진동모드들의 합으로 구해지며, 각 진동모드는 시간함수들과 진동형상을 나타내는 고유함수(eigenfunction)의 곱으로 표현할 수 있다.

$$\omega(x, y, t) = \sum_{i=1}^{\infty} \phi_i(x, y) q_i(t) \quad (10)$$

여기서, 첨자 i 는 진동모드의 차수이며, $\phi_i(x, y)$ 는 평판의 i 번째 고유함수이고, $q_i(t)$ 는 평판의 i 번째 고유좌표이다.

고유함수의 직교성(orthogonality)과 경계조건을 이용하면 평판의 진동은 각 진동모드 별로의 운동으로 나타낼 수 있으며 압전체가 부착된 단측 고정 평판의 운동 방정식은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\ddot{q}_i(t) + \omega_i^2 q_i(t)$$

$$= \iint \bar{\phi}_i(x, y) \nabla^2 M(x, y, t) dx dy \quad (11)$$

$$i = 1, 2, 3, \dots$$

여기서 ω_i 는 평판의 i 번째 고유주파수(rad/sec)이고 $\bar{\phi}_i(x, y)$ 는 아래와 같이 정규화된 고유함수이다.

$$\rho_a h \iint \bar{\phi}_i(x, y) \bar{\phi}_i(x, y) dx dy = 1 \quad (12)$$

평판의 $x_1 \leq x \leq x_2$, $y_1 \leq y \leq y_2$ 영역에 부착된 압전 가진기와 센서에 의한 압전 가진식과 센서식은 다음과 같이 정리할 수 있다.

$$\ddot{q}_i(t) + \omega_i^2 q_i(t) = \eta_a \phi_i u(t), \quad (13)$$

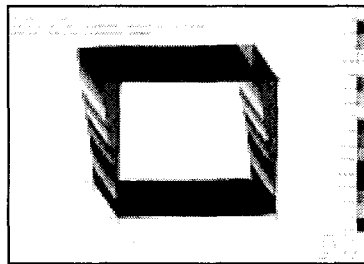
$$V_s(t) = \eta_s \phi_i q_i(t), \quad (14)$$

$$\phi_i = \int_{y_1}^{y_2} \int_{x_1}^{x_2} \nabla^2 \bar{\phi}_i(x, y) dx dy, \quad i = 1, 2, 3, \dots$$

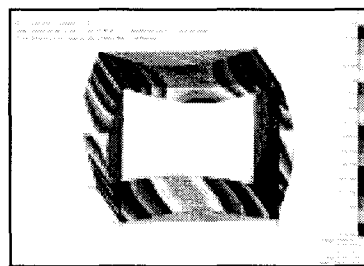
압전 가진식과 압전 센서식에서 고유함수의 Laplacian 을 압전체의 부착면적으로 적분한 값 ϕ_i 의 크기는 i 번째 진동모드에 대한 압전체의 가진 세기를 나타낸다. 압전체의 부착위치를 변경하면서 ϕ_i 의 크기를 조사하면 i 번째 진동모드에 대한 좋은 부착위치를 찾을 수 있다. 이러한 부착위치 선정의 기준으로 고유함수의 2 차 도함수를 이용할 수 있으며, 본 논문에서 이것을 위치감도함수라 한다. 즉, i 번째 진동모드의 위치감도함수는 다음과 같다⁽⁴⁾.

$$\lim_{\substack{\Delta x \rightarrow 0 \\ \Delta y \rightarrow 0}} \frac{1}{\Delta x \Delta y} \int_x^{x+\Delta x} \int_y^{y+\Delta y} \nabla^2 \bar{\phi}_i(x, y) dx dy = \nabla^2 \bar{\phi}_i(x, y) \quad (15)$$

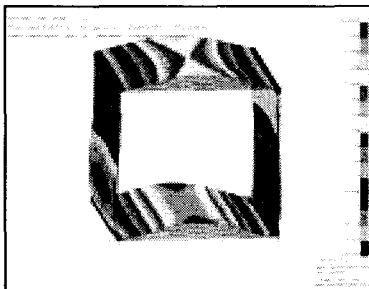
가로와 세로의 길이 비가 1:1 인 열린 박스 구조물의 처음 3 개의 저주파 진동모드의 형상들이 Fig.2 에 나타나 있다. 1 차와 2 차 진동 모드들을 제어대상으로 할 때, 좋은 부착위치는 그림에서 보듯이 고정단 부근이 된다. 이 부착 위치와 더불어, 가진기와 센서를 동일 위치에 배치하는 것도 매우 중요하다. 동일 위치가 아닌 경우에, 제어시스템은 스펴-오버(spill-over)에 의하여 불안정할 수도 있다. 이 동일 위치에 대한 또 다른 장점은 플랜트가 최소 위상 시스템이 되어 다양한 제어 이론을 적용할 수 있다는 것이다.



(a) first mode shape



(b) second mode shape



(c) third mode shape

Fig.2 Mode shape of open box with PZT and PVDF

3. 제어기 설계

신경회로망은 경험과 학습을 통한 사람의 인지 또는 지식 습득 과정을 모방하여 인공적으로 구현한 수학적 모델링으로, 사람의 신경 세포를 하나의 인공 뉴런으로 모델링한 구조이다. 각각의 뉴런(neuron)은 편차(bias)와 연결강도(weight)와 같은 정해진 매개변수를 갖고 전달 함수를 통해 간단한 수치적 연산을 수행하여 출력값이 계산된다. 이러한 뉴런들을 연결하여 신경망을 구성한다

신경망 제어기의 구조는 Fig.3 과 같다. 신경망 제어기로부터 계산된 제어력은 신경망 모델의 입력으로 작용하여 그 제어력에 의한 모델의 출력을 예측한다. 실제 출력값과 비교하여 신경망 모델의 매

개변수들을 학습시키고, 제어기의 매개변수는 모델의 출력이 0 이 되도록 학습시킨다. 본 연구에서는 모멘텀(momentum)이 포함된 오차 역전파 학습 방법을 사용하였다⁽⁷⁾.

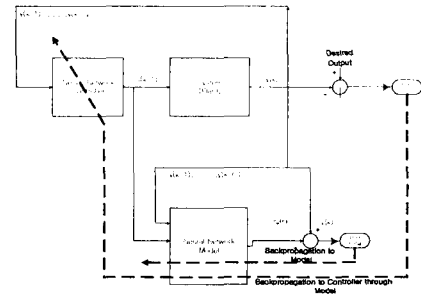


Fig.3 Neural network based controller block diagram

4. 진동 제어 실험

실험을 위하여 Fig.4 과 같이 실험장치를 구성하였다. 구조물은 Fig.1 과 같은 알루미늄 열린 박스 구조물이며 A, B, G, H 네 모서리를 고정하였다.

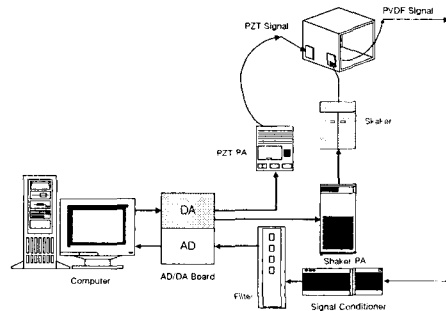


Fig.4 Schematic diagram of the experimental set up

실험에 사용한 작동기용 세라믹과 가진용 세라믹 Digital ECHO 회사의 PZT 세라믹이며, $50 \times 20 \times 0.5 \text{ mm}$, $\epsilon_{33} / \epsilon_0 = 4300$, $E_1 = 330 \text{ GPa}$, $\rho = 7700 \text{ kg/m}^3$, $d_{31} = -402 \times 10^{-12}$ 이다. 감지기로서 사용한 PVDF 압전필름은 Measurement Specialties 사의 DT2-028K 이며, 재료의 물성치는 다음과 같다. $60 \times 12 \times 0.025 \text{ mm}$, $E_1 = 2 \text{ GPa}$, $d_{31} = -23 \times 10^{-12} \text{ m/V}$, $g_{31} = 216 \times 10^{-3} \text{ Vm/N}$, $\rho = 1780 \text{ kg/m}^3$ 이다.

Fig.5 는 B&K4375 가속도계와 B&K3550 FFT 분석기를 사용하여 얻은 주파수 응답곡선이다. Fig.5 의 주파수 응답곡선으로부터 구한 1 차, 2 차, 3 차의 주파수와 FEM 해석을 통해 얻은 1 차, 2 차, 3 차의 주파수는 각각 13.00Hz, 51.75Hz, 80.87Hz; 13.71Hz,

54.11Hz, 80.72Hz 이다.

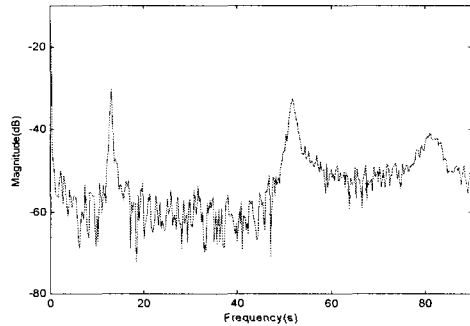


Fig.5 Frequency Response of box attached Piezoelectric materials

동적 특성 실험결과를 바탕으로 첫 번째 주파수에 대한 제어실험을 하였다. 가진 신호와 제어 신호는 고전압 앰프를 통해 증폭되어 압전 세라믹에 부가된다. 제어기는 DSP 보드를 이용하여 구현하였고, PVDF 감지기를 통해 진동 신호를 감지하고 노치 필터를 통해 노이즈를 제거한 신호는 DSP 보드로 입력이 되어 신호 분리 및 제어력 계산을 수행된다.

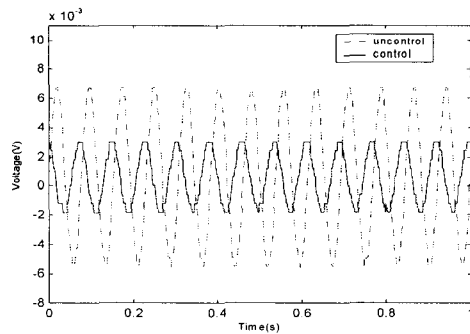


Fig.6 Gap sensor outputs of control and uncontrol

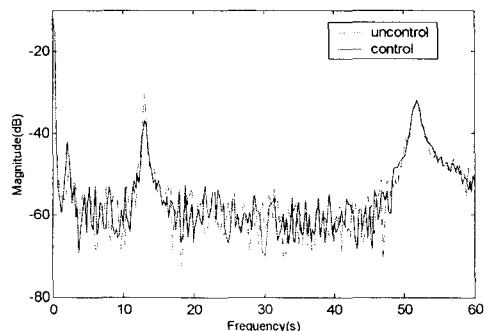


Fig.7 Frequency response function of the first mode control

실험을 통하여 얻은 제어전·후의 진폭의 변화와 주파수응답의 변화은 Fig.6 과 Fig.7 에서 보이는 바와 같다. 1 차 모드 제어에 대한 제어력을 인가 후 13Hz 의 외부 가진에 대해 약 60% 정도의 제어 이득을 보고 있으면 신경망 제어기를 적용한 결과 약 11dB 의 감소효과를 얻을 수 있었다

5. 토의 및 결론

본 논문에서는 열린 박스 구조물의 진동제어를 위한 이론해석방법을 연구하였다. 이 결과는 압전 재료를 부착한 박스 구조물이 이론적인 해석과 이론 모델의 타당성을 입증하기 위해 유용하게 사용될 것으로 보인다. 제작된 열린 박스 구조물에 대해 신경망 제어기를 적용해 본 결과 진동제어를 성취할 수 있음이 입증되었다. 향후 열린 박스 구조물과 단일화한 평판구조물의 모드형상의 비교실험을 수행하여 이론결과를 검증할 예정이다.

참고문헌

1. T. Bailey and J. E. Hubbard, "Distributed Piezoelectric-polymer active vibration control of a cantilevered beam," AIAA Journal of Guidance and Control, Vol. 8, no. 5, pp.605-611, 1985.
2. E. K. Dimitriadis, C. R. Fuller, and C. A. Rogers, "Piezoelectric actuators for distributed Vibration Excitation of thin Plates," ASME Trans. Journal of Vibration and Acoustics, Vol. 113, pp. 100-107, 1991.
3. E. T. Falangas, J. A. Dworak, and S. Koshigoe, "Controlling Plate vibration using piezoelectric actuators," IEEE, Control System Magazine, Vol.15, no. 4, pp. 34-41, 1994.
4. 황진권, 송철기, 최중호, "평판의 진동제어를 위한 압전감도 해석," 제어·자동화·시스템공학 논문지 제 6 권 제 4 호, 2000, pp. 239-246.
5. K. N. Handa, "Analysis of inplane vibration of Box-type structures by a finite element Method," Journal of Sound of Vibration (1972) 21 (1), 107-114.
6. 김현실, 강현주, 김재승, "격자형 구조물내의 진동에너지 전파," 한국소음진동공학회 1994 추계학술대회논문집, pp. 126-131.
7. S. -H. Youn, J.-H. Han and I. Lee, "Neuro-adaptive vibration control of composite beams subject to sudden delamination," Journal of Sound and Vibration (2000) 238(2), pp. 215-231.
8. Tlustý, J., Smith, S., and Zamudia, C., "Operation Planning Based on Cutting Process Model." Annals of the CIRP, Vol. 39, pp. 517 - 521. 1990.