

# 이동질량에 의한 보의 횡진동저감을 위한 모델링 및 압전작동기를 이용한 최적제어

성윤경\*, 류봉조\*\*

## Modeling and Optimal Control with Piezoceramic Actuators for Transverse Vibration Reduction of Beam under a Traveling Mass

Yoon-Gyeoung Sung\* and Bong-Jo Ryu\*\*

### ABSTRACT

The paper presents the modeling and optimal control for the reduction of transverse vibration of simply supported beam under a moving mass. The equations of motion are derived by using assumed mode method. The coriolis and centripetal accelerations are accommodated in the equations of motion to account for the dynamic effect of the traveling mass. In order to reduce the transverse vibration of the beam, an optimal controller with full state feedback is designed based on the linearized equations of motion. The optimal actuator locations are determined with the evaluation of an optimal cost functional defined by the worst initial condition with the trade-off of controlled mode performance. Numerical simulations are performed with respect to various velocities and different traveling masses. Even if the velocity of the traveling mass reaches to the critical speed which can cause the resonance of the beam, the controller with two piezoelectric actuators shows the excellent performance under severe time-varying disturbances of the system.

**Key Words** : Optimal Control (최적제어), Traveling Mass (이동질량), Piezoceramic Actuator (압전작동기), Vibration Control (진동제어)

### 1. 서론

이동 질량하중을 받는 유연 구조물, 예를 들면 고속철도 교량구조물, 천장크레인, 탄환의 레도인 포신 등, 동적해석 및 진동제어에 관한 연구는 공학자 및 기술자들의 많은 관심의 대상이 되어져 왔다<sup>(1,2)</sup>. 그러나, 이와 같은 구조물경량화 및 고속화로 인해 시스템의 안정성문제가 대두된다.

Abdel-Rohman 과 Leipholz<sup>(3)</sup>에 의하여 이동질량에 대한 보의 진동제어에 관한 연구를 하였는데 이들이 이용한 모델은 단순지지보로써, 이동질량에 의해 진동이 유발될 때 하나의 모멘트작동기를 사용 보의 진동제어를 하였다. 그러나, 이들이 사용한 제어기의 구성은 실용화 할 때 제어기 설치가 용이하지 않다. 이와 같이 능동적 진동제어 방법과는 다르게 토목공학 분야에서는 수동적인 제어방

\* 한국원자력연구소, 로봇연구실

\*\* 대전산업대학교, 기계설계학과

법을 사용하였는데 Kwon, Kim 그리고 Lee<sup>(4)</sup>는 이동하중에 따른 보의 진동현상을 2차 감쇠시스템의 파라미터를 수동조정으로 보의 진동을 저감하기 위한 연구가 있었다. 또한, 많은 연구에서 구조물 진동제어를 위하여 2차 감쇠시스템을 이용한 수동적인 제어방법이 사용되어 왔으나 시스템의 고속 및 경량화에 따라 효과적인 제어가 되지 못하였다. 현재까지의 문헌검색에서 나타난 바로는 이동질량에 따른 구조물의 다중입력 다중출력의 능동적 진동제어의 관한 연구가 더 요구된다.

최근에 많은 연구에서 압전소자를 이용한 구조물 제어방법에 많은 관심을 갖게 되었다. 압전소자는 강한 탄성, 선형성, 온도에 민감치 않고, 그리고 구현이 용이하여 연속체 구조물 제어의 작동기 혹은 센서로 사용된다<sup>(6,7,8)</sup>. 제어적인 측면에서는 토크 혹은 힘이 자체 유발되므로 중앙 집중적 제어가 용이하고, 압전소자의 물리적인 성질을 전기적으로 제어 할 수 있어 구조물 진동감쇠 효과를 최대화 할 수 있다. 유연구조물의 진동은 구조물의 위치 좌표에 따라 변위, 속도 및 가속도가 다르므로 구조물의 진동제어를 위해 작동기 및 센서의 위치를 효과적으로 설정하여야 한다. 외팔보에 대해 Joshi<sup>(9)</sup> 혹은 강민식<sup>(10)</sup>은 병치제어 (작동기와 센서가 같은 위치에 있을 때) 시스템의 강건성에 관하여 논의를 하였고, 단순지지보에 대해 Devasia et. al.<sup>(12)</sup>은 이동질량이 없는 경우에 분포 압전작동기의 크기 및 위치에 따른 결정을 위해 수동적인 진동감쇠율을 최대로 하는 방법, 초기상태에서 선형 이차가격함수를 최소화 하는 방법 및 제어성함수의 최소고유값을 최대로 하는 방법들을 비교 논의하였다.

본 연구에서는 이동질량에 따른 구조물 진동을 능동적으로 제어하기 위해, 압전작동기를 이용한 다중입력 다중출력 최적제어기를 제시한다. 먼저, 2장에서는 이동질량을 받는 단순지지보 구조물의 운동방정식을 유도하고 assumed mode method에 의한 연속시스템을 이산화 한다. 3장에서는 최적제어기를 설계하고, 4장에서는 압전작동기의 최적 위치를 구하기 위하여 가격함수를 기술한다. 5장에서는 단순지지보의 시간응답에 크게 영향을 미치는 첫 번째 3개 모우드만을 고려하여 수치적인 해석과 제시된 제어기의 성능을 분석한다. 끝으로, 제시된 제어시스템의 수치결과와 향후계획에 대하여 기술한다.

## 2. 압전작동기를 고려한 수학적 모델

Fig. 1에 이동질량을 갖는 단순지지보의 운동방정식 및 경계조건은 식(1)과 식(2)에 제시된다. 운동방정식을 유도할 때에 다음과 같은 가정을 하였다. 첫째, 이동하중을 받고 있는 대상 보는 Euler-Bernoulli beam으로 하고, 단면과 재질이 일정하고 표면이 매끄러운 단일 경간의 단순지지된 탄성보이다. 둘째, 이동질량은 보와 항상 접촉하여 직선으로 이동하며 마찰은 없는 것으로 간주된다. 셋째, 압전작동기는 단순지지보에 견고히 부착되어 있고 압전작동기의 질량효과는 무시한다.

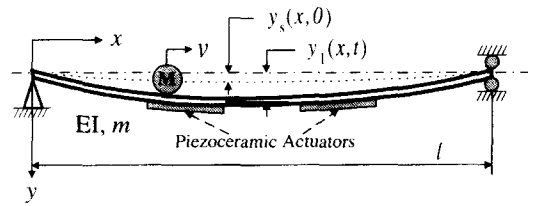


Fig. 1 Schematic diagram for modeling and vibration control of Euler-Bernoulli beam

Fig. 2는 압전작동기의 두께 \$t\$가 단순지지보의 두께 \$h\$에 비해 상대적으로 작은 경우에, 압전작동기의 \$x\$방향의 응력 \$\sigma\_x\$를 \$z\$방향에 대하여 일정하게 분포되어 있다고 가정하여 응력과 변위분포를 나타낸 그림이다<sup>(8)</sup>.

보와 압전작동기 사이의 관계는 식(1)로부터 보에 작용되는 모멘트를 이용한다. 보에 작용되는 모멘트 \$M\_x\$ 관련 식은 식(2)와 같이 나타내지고,

$$\int_0^h \sigma_b z dz = \int_h^{h+t} \sigma_p z dz \quad (1)$$

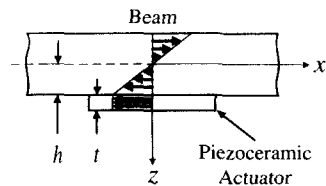


Fig. 2 Strees and strain relation between piezoactuator and beam

식(2)는 시스템 운동 방정식에 포함된다.

$$M_n = C_0 V(t) \quad (2)$$

여기서,

$$C_0 = \frac{2h^2 E_b d_{31}}{3Rt}, R = 1 - \frac{E_b}{K_0 E_p}, K_0 = \frac{3k(2h+t)}{2h^2}$$

이다. 위의 관계식에서,  $h$ ,  $E_b$ ,  $E_p$  와  $d_{31}$  은 각각 보의 두께, 보의 탄성계수, 압전소자의 탄성계수 및 압전상수이다.

이동질량이 보의 위를 이동할 때 가속력에 의한 외부적인 힘과 식(2)를 포함한 운동방정식과 경계 조건은 식(3) 및 (4)와 같다.

$$\begin{aligned} EI \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + m \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} &= mg + Mg\delta(x-vt) \\ -M \left( \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} v^2 + 2 \frac{\partial^2 y}{\partial x \partial t} v + \frac{\partial y}{\partial x} \dot{v} + \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} \right) \delta(x-vt) \\ &+ C_0 V_1(t) [\delta(x-x_1) - \delta(x-x_2)] \\ &+ C_0 V_2(t) [\delta(x-x_3) - \delta(x-x_4)] \end{aligned} \quad (3)$$

$$y(0, t) = \frac{\partial^2 y}{\partial x^2}(0, t) = y(l, t) = \frac{\partial^2 y}{\partial x^2}(l, t) = 0 \quad (4)$$

여기서,  $v$  는 이동질량  $M$  의 이동속도이고  $V_1(t)$  과  $V_2(t)$  는 제어입력 전압을 의미하고  $x_2 - x_1$  과  $x_4 - x_3$  는 압전작동기의 크기를 나타낸다.  $m$  은 보의 단위 길이당의 질량을 나타낸다. 보의 자중에 의한 정적처짐을 고려한 실제변위  $y(x, t)$  는 모드합성법에 따라 다음과 같이 표현된다.

$$y(x, t) = \sum_{n=1}^{\infty} [A_n + q_n(t)] \sin \frac{n\pi x}{l} \quad (5)$$

여기서,  $A_n$  은 정적처짐에 관한 계수이고  $q_n(t)$  는 일반화된 좌표계이다. 식(5)를 이용하고 계산상 편의를 위해, 식(3)의 운동방정식을 무차원화된 식으로 표현하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \ddot{\varphi}_n(\tau) + n^4 \varphi_n(\tau) + 2\mu \sum_{i=1}^{\infty} [ \ddot{\varphi}_i(\tau) - i^2 v_0^2 \varphi_i ] \\ \sin i v_0 \tau + i \{ 2v_0 \dot{\varphi}_i + a_0 \varphi_i \} \cos i v_0 \tau \sin n v_0 \tau \\ = \mu \left[ \frac{\pi}{2} + v_0^2 \sum_{i=1}^{\infty} \frac{[1 - (-1)^i]}{i^3} \sin i v_0 \tau \right. \\ \left. - a_0 \sum_{i=1}^{\infty} \frac{[1 - (-1)^i]}{i^4} \cos i v_0 \tau \right] \sin n v_0 \tau \\ + \frac{2C_0}{\delta \omega_1^2 m l} \left[ \cos \frac{n\pi x_1}{l} - \cos \frac{n\pi x_2}{l} \right] V_1(t) \\ + \frac{2C_0}{\delta \omega_1^2 m l} \left[ \cos \frac{n\pi x_3}{l} - \cos \frac{n\pi x_4}{l} \right] V_2(t) \end{aligned} \quad (6)$$

식(6)의 무차원 매개변수들은 다음과 같이 정의된다.

$$\begin{aligned} \mu &= \frac{M}{ml}, \quad \delta = \frac{4mg l^4}{EI\pi^5}, \quad \tau = \omega_1 t, \\ \varphi_n(t) &= \frac{q_n(t)}{\delta}, \quad v_0 = \frac{v}{v_{cr}} = \frac{\pi v}{\omega_1 l}, \\ a_0 &= \frac{\pi \dot{v}}{\omega_1^2 l}, \quad n^4 = \omega_n^2 = \frac{EI}{m} \left( \frac{n\pi}{l} \right)^2 \end{aligned} \quad (7)$$

식(6)에서 이동질량에 의해 발생하는 외부 교란 항을 다음과 같이 표현한다.

$$d = M_i \ddot{\varphi} + C_i \dot{\varphi} + K_i \varphi \quad (8)$$

식(8)을 사용하여 무차원화된 시스템의 운동방정식은 나타내면 다음과 같다.

$$\ddot{\varphi} + K\varphi = B_s F + f - d \quad (9)$$

여기서,  $F = \{V_1, V_2\}^T$  는 제어입력이다. 그리고, 각 행렬들은 나타내면

$$\begin{aligned} K &= \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 16 & 0 \\ 0 & 0 & 81 \end{bmatrix}, \quad K_t = \begin{bmatrix} K_1 \\ K_2 \\ K_3 \end{bmatrix} \\ f &= \left\{ \frac{\pi\mu}{2} + 2\mu v_0^2 (s v_0 \tau + \frac{1}{27} s^3 v_0 \tau) \right. \\ &\quad \left. - 2\mu a_0 (c v_0 \tau + \frac{1}{81} c^3 v_0 \tau) \right\} \begin{bmatrix} s v_0 \tau \\ s^2 v_0 \tau \\ s^3 v_0 \tau \end{bmatrix} \end{aligned}$$

$$M_t = 2\mu \begin{bmatrix} s^2 v_0 \tau & s 2v_0 s v_0 \tau & s 3v_0 \tau s v_0 \tau \\ s v_0 \tau s 2v_0 \tau & s^2 2v_0 \tau & s 3v_0 \tau s 2v_0 \tau \\ s v_0 \tau s 2v_0 \tau & s 2v_0 \tau s 3v_0 \tau & s^2 3v_0 \tau \end{bmatrix}$$

$$C_t = \begin{bmatrix} c v_0 \tau s v_0 \tau & 2c 2v_0 \tau s v_0 \tau & 3c 3v_0 \tau s v_0 \tau \\ c v_0 \tau s 2v_0 \tau & 2c 2v_0 \tau s 2v_0 \tau & 3c 3v_0 \tau s 2v_0 \tau \\ c v_0 \tau s 3v_0 \tau & 2c 2v_0 \tau s 3v_0 \tau & 3c 3v_0 \tau s 3v_0 \tau \end{bmatrix}$$

$$K_1 = \begin{bmatrix} 2\mu v^{2s} v_0 \tau + 2\mu a_0 c v_0 \tau s v_0 \tau \\ -8\mu v^{2s} s 2v_0 \tau s v_0 \tau + 4\mu a_0 c 2v_0 \tau s v_0 \tau \\ -18\mu v^{2s} s 3v_0 \tau s v_0 \tau + 6\mu a_0 c 3v_0 \tau s v_0 \tau \end{bmatrix}^T$$

$$K_2 = \begin{bmatrix} -2\mu v^{2s} v_0 \tau s 2v_0 \tau + 2\mu a_0 c v_0 \tau s 2v_0 \tau \\ -8\mu v^{2s} s^2 2v_0 \tau + 4\mu a_0 c 2v_0 \tau s 2v_0 \tau \\ -18\mu v^{2s} s 3v_0 \tau + 6\mu a_0 c 3v_0 \tau s 2v_0 \tau \end{bmatrix}^T$$

$$K_3 = \begin{bmatrix} -2\mu v^{2s} v_0 \tau s 2v_0 \tau + 2\mu a_0 c v_0 \tau s 3v_0 \tau \\ -8\mu v^{2s} s 2v_0 \tau s 3v_0 \tau + 4\mu a_0 c 2v_0 \tau s 3v_0 \tau \\ -18\mu v^{2s} s^2 3v_0 \tau + 6\mu a_0 c 3v_0 \tau s 3v_0 \tau \end{bmatrix}^T$$

$$B_s = b_{cof} \begin{bmatrix} c \frac{\pi x_1}{l} - c \frac{\pi x_2}{l}, & c \frac{\pi x_3}{l} - c \frac{\pi x_4}{l} \\ c \frac{2\pi x_1}{l} - c \frac{2\pi x_2}{l}, & c \frac{2\pi x_3}{l} - c \frac{2\pi x_4}{l} \\ c \frac{3\pi x_1}{l} - c \frac{3\pi x_2}{l}, & c \frac{3\pi x_3}{l} - c \frac{3\pi x_4}{l} \end{bmatrix}$$

여기서,  $b_{cof} = 2C_0 / \delta\omega_1 ml$  이고,  $s$  및  $c$ 는 각각  $\sin$  과  $\cos$  함수를 나타낸다. 상태벡터를  $x = \{\varphi, \dot{\varphi}\}^T$  로 정의하고, 식(6)을 다음과 같이 상태방정식으로 표현할 수 있다.

$$\dot{x} = Ax + Bu + D \tag{10}$$

여기서,

$$A = \begin{bmatrix} 0 & I \\ -K & 0 \end{bmatrix}, \quad B = [0, B_s F]^T, \\ D = [0, -d]^T \tag{11}$$

이다. 특히, 이동질량이 보위를 통과 한 후 시스템 운동방정식은  $\mu = 0$  이므로 상태방정식에서 외부교란항  $D$ 는 없어진다.

### 3. 최적 제어기 설계

본 논문에서 이동질량이 보위를 이동할 때 보의 진동을 최소화 하고, 이동질량이 보를 통과 후 보

의 진동을 감쇠시키는 상태벡터귀환 최적제어기를 설계한다. 상태벡터 귀환 최적제어를 구현하기 위하여 먼저 성능지수를 정의하는데 상태벡터와 제어입력을 고려한 이차가격함수는 다음과 같이 정의된다.<sup>(12)</sup>

$$J_c = \int_0^T (x^T Q x + u^T R u) dt \tag{12}$$

여기서,  $Q$ 는 상태벡터에 관련한 대칭양반행렬 (symmetric semidefinite)인 가중행렬이고,  $R$ 은 제어입력에 관련한 대칭양반정행렬 (symmetric definite)인 가중행렬이다. 식(10)에서 비선형항  $D$ 를 제외한 레귤레이터설계를 하면 선형제어법칙을 구할 수 있다.

$$u(t) = -K(t) x \tag{13}$$

제어 법칙 식(13)은 정의한 가격함수  $J_c$ 를 최소화 한다. 그리고, 제어기설계를 정상상태 때로 한정 하면 계인행렬은 다음으로 주어진다.

$$K = R^{-1} B^T P \tag{14}$$

여기서,  $P$ 는 정상상태의 리카티식의 해가된다. 리카티식은 다음과 같고,

$$PA + A^T P + Q - PBR^{-1}B^{-1}P = 0 \tag{15}$$

그리고,  $R, Q, A$ 와  $B$ 는 식(10)와 (12)에 나타난 바와 같다.

### 4. 최적 압전작동기 위치선정

압전작동기의 최적위치 및 크기를 구하기 위해 LQR (Linear Quadratic Regulator)이론을 사용한다. 여기서, Devasia et. al.(12) 이 제시한 가장 좋지않은 (worst case) 초기조건  $x_0$  에 대한 가격함수 최소로 하는 방법을 이용한다. 식(9) 및 식(10)이 안전성 (stbilizability) 와 검출성 (detectability)조건을 만족하면 제어입력  $u(t)$ 에 대한 최적 가격은 다음과 같이 주어진다.

$$\min J_c = x_0^T P x_0 \quad (16)$$

압전작동기의 위치  $x_p$  및 크기  $l_p$  을 구하기 위하여 다음과 같은 식으로 정의 한다.

$$\begin{aligned} \min \max \quad & x_0^T P x_0, \quad x_0 = x_0(T) \quad (17) \\ l_p \in [0, l] \quad & \|x_0\| = 1 \\ x_p \in [l_p/2, l - l_p/2] \end{aligned}$$

여기서,  $P$ 는 리카디식의 해가된다. 작동기의 위치 선정 할 때 모우드의 질집을 제외한 위치에 작동기를 놓으면 진동모드를 제어 할 수 있다.

### 5. 수치해석

이동질량이 정속 ( $\dot{v}=0$ )으로 보 위를 이동하는 경우 이동질량의 크기와 속도에 따른 보의 진동 제어 성능을 비교하였다. 수치해석에 사용된 보는 알루미늄 재질을 사용하였으며, 보의 길이  $l=1m$ , 폭  $b=32mm$ , 두께  $t=4mm$ , 밀도  $\rho=2700kg/m^3$ , 보의 탄성계수  $E_b=6.5 \times 10^{10}Pa$  이다. 또한, 이동질량  $M=70g$  ( $\mu=0.2$ ),  $M=173g$  ( $\mu=0.5$ ) 의 두가지 경우를 선택하였다. 첫번째 3개의 모우드가 단 순시지보의 동적응답에서 우세한 모우드인 것으로 하여 수치해석 하였다. 물론, 연속체시스템은 무한 개의 모우드를 존재하므로 spillover영향은 존재 할 것으로 고려된다. 주어진 보의 고유진동수는  $\omega_1=9.21Hz$ ,  $\omega_2=36.85Hz$  그리고  $\omega_3=82.91Hz$  이다. 압전작동기 영률계수는  $E_p=6.6 \times 10^{10}Pa$ 이고 압전작동기 변형계수는  $d_{31}=-190 \times 10^{-12}m/V$  이다. 보의 밑면에 부착한 압전작동기의 크기는 길이 72.4mm 및 폭 32mm인 것을 선택하고, 압전작동기의 두께에 따라 발생하는 모멘트는 식(2)에서 알 수 있듯이 증폭계수  $C_0$ 에 관계가 있어 두께 2mm로 선정하였다. 상태벡터귀환제어기 설계에서 사용된 가중행렬  $Q$ 와  $R$ 들은 다음과 같다. 상태가중행렬은 속도제어보다 변위제어에 큰 가중치를 부여하였고, 입력가중행렬은 작은 입력 값으로 진동감쇠를 얻기 위하여 작은 가중치를 선정하였다.

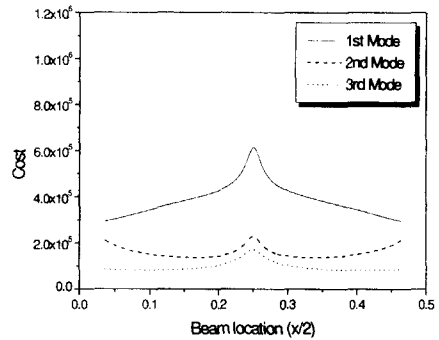


Fig. 3 Cost of each mode

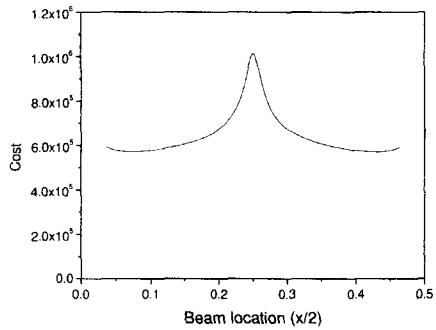


Fig. 4 Combined cost

$$Q = \begin{bmatrix} 10^6 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 10^6 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 10^6 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 10^{-5} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 10^{-5} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 10^{-5} \end{bmatrix},$$

$$R = 50^{-2} \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$$

압전작동기의 최적위치를 결정하기 위하여 식 (16)과 위의 가중행렬  $Q$  및  $R$ 을 사용하였다. Fig. 3과 Fig. 4에서는 2개의 압전작동기를 사용하고 대칭의 관계가 있어 보의 1/2만 나타내었다. Fig. 3에서 나타난 바와 같이 1st 모우드의 제어에 많은 에너지가 요구됨을 알 수 있고, 2nd 및 3rd 모우드에 관한 제어 에너지량은 1st 모우드 보다 작음을 알 수 있다. Fig. 4로 보이는 바와 같이 보 길이에 대해 최적으로 간주할 수 있는 3/8과 5/8의 지점으로 결정하였다.

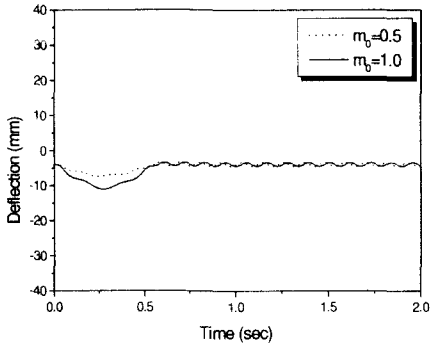


Fig. 5 Uncontrolled time response at the center of beam with  $v_0=0.1$

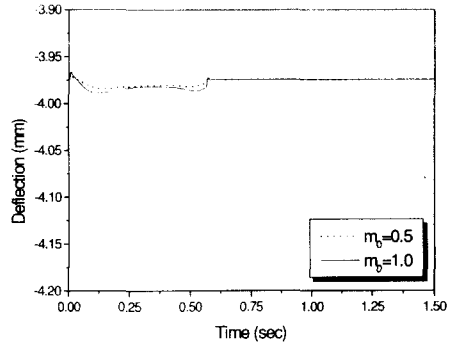


Fig. 8 Controlled time response at the center of beam with  $v_0=0.1$

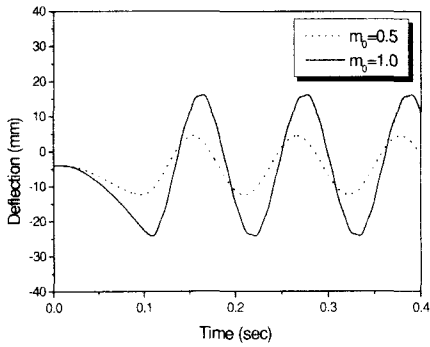


Fig. 6 Uncontrolled time response at the center of beam with  $v_0=0.5$

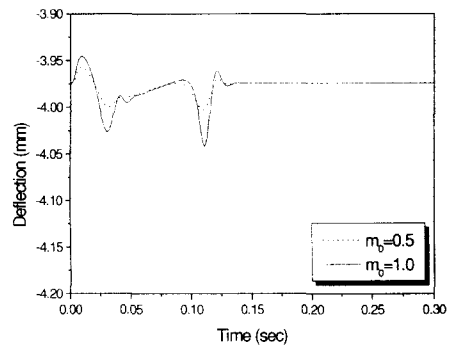


Fig. 9 Controlled time response at the center of beam with  $v_0=0.5$

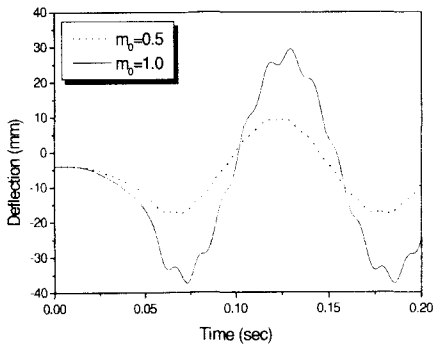


Fig. 7 Uncontrolled time response at the center of beam with  $v_0=1.0$

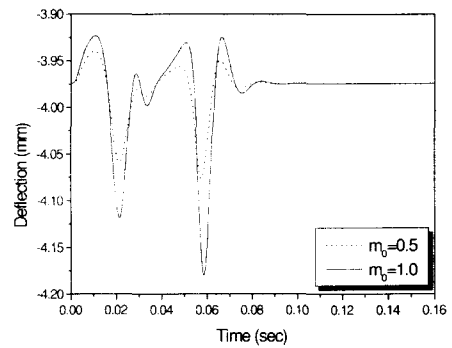


Fig. 10 Controlled time response at the center of beam with  $v_0=1.0$

질량비  $\mu$ 가 0.5 및 1.0, 그리고 속도비  $v_0$ 는 0.1, 0.5 및 1.0 일 때 설계된 최적제어기의 성능을 분석하였다. 이동질량에 따른 단순지지보의 횡진동 제어에서 적용된 제어기 입력전압은 150volts에서 임계속도에서는 최대 750volts까지 이르고, 물론 가중행렬을 조정함으로써 입력전압은 감소 될 수 있으나, 그 결과 횡진동 제어변위는 다소 증가 된다. Fig. 5에서는 보의 중심부분의 최대값이 약 11mm이고, 이동질량이 통과 후에도 잔류진동이 있음을 보여준다. Fig. 6 과 Fig. 7은 Fig. 5에 비해 이동질량의 이동속도가 커짐에 따라 큰 진동을 나타냄을 알 수 있다. Fig. 8부터 Fig. 10까지의 제어되는 동적반응은 본 연구에서 설계한 최적제어기를 사용하여 얻은 것으로 이동질량의 크기나 속도에 크게 관계없이 보의 진동저감제어됨을 알 수 있다. 수치해석을 통하여 보의 아래쪽에 2개의 압전작동기를 부착하고 선형화된 시스템모델을 이용한 최적제어기가 외란에 강건한 제어성능을 보였다.

## 6. 결론

이동질량에 대한 단순지지보의 진동저감제어를 위한 압전작동기 및 이동질량에 따른 가속도효과를 고려한 비선형운동방정식을 제시하였고, 선형화된 시스템모델을 이용하여 최적제어기를 설계하였다. 압전작동기의 최적위치를 결정하기 위해 가장 좋지 않은 (worst case) 초기조건에 대한 가격함수 최소로 하는 방법을 이용하였다. 단순지지보의 아래쪽에 만 압전작동기 부착하고 상태백터귀환 최적제어기를 적용하여 단순지지보의 진동이 제어됨을 보였다. 제시된 제어기가 이동질량의 크기변화나 속도 변화에 따른 관성력 및 외부교란의 영향에 강건함을 보였다.

본 연구에서 제어기설계 때 무시된 비선형 시간변동의 영향을 고려한 비선형제어기의 적용 및 최적제어기와 비교를 위해 실험을 진행되고 있다.

## 참고문헌

1. Oguamanam, D. C. D., and Hansen, J. S., "Dynamic Response of an Overhead Crane system," Journal of Sound and Vibration, 213(5), pp.889-906, 1998.
2. Wilson, J. F. and Bigger, S. B., "Dynamic

- Interactions between Long, High Speed Trains of Air-Cushion Vehicles and Their Guideways," Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, March, pp. 16-27, 1971.
3. Abdel-Rohman, M. and Leipholz, H. H. E., "Automatic Active Control of Structures," Structural Control, Ed by Leipholz H.H.E., North-Holland Publishing Co. & Sm Publications., 1980.
4. Kwon, H-C, Kim, M-C, and Lee I-W, "Vibration Control of Bridges under Moving Loads." Computers & Structures, Vol. 66, No. 4, pp. 473-480, 1998.
5. Wade, B. K., Ganson, J. L. and Crawley, E. F., "Adaptive Structures," Proc. of the 30th SDM conf., Mobile, Alabama, pp. 1-8, 1989.
6. Kwak, M. K. and Sciuilli, D., "Fuzzy-Logic Based Vibration Suppression Control Experiments on Active Structures," Journal of Sound and Vibration, Vol. 191, No. 1, pp. 15-28, 1996.
7. Hanagud, S., Orbal, M. W. and Calise, A. J., 1992, "Optimal Vibration Control by the use of Piezoceramic sensors and actuators," Journal of Guidance, Control and Dynamics, Vol. 15, No. 5, pp. 1199-1206, 1992.
8. Crawley, E. F. and J. D. Luis, "Use of Piezoelectric Actuators as Elements of Intelligent Structures," AIAA Journal, Vol. 25, No. 10, pp. 1373-1385, 1987.
9. Joshi, S. M., "Robustness Properties of Colocated Controllers for Flexible Spacecraft," Journal of Guidance, Control and Dynamics, Vol. 9, No. 1, pp. 85-91. 1986.
10. 강민식, "비병치 유연계의 시간지연 이산제어," 대한기계학회논문집, 제16권, 제6호, pp. 1089-1098, 1992.
11. Lewis, F. L., Applied Optimal Control & Estimation, Prentice-Hall Inc., 1992.
12. Devasia, S, Meressi, T., Paden, B. and Bayo, E., "Piezoelectric Actuator Design for Vibration Suppression: Placement and Sizing," Journal of Guidance, Control and Dynamics, Vol. 16, No. 5, pp. 859-864, 1993.