

하이브리드 마운트를 이용한 빔구조물의 진동제어 Vibration Control of a Beam Structure Using Hybrid Mounts

김승환* 홍성룡* 최승복**

Seung-Hwan Kim, Sung-Ryong Hong and Seung-Bok Choi

Key Words : Hybrid Mount(하이브리드 마운트), Elastic Rubber(탄성고무), Piezostack Actuator(적층형압전작동기), Active Vibration Control(능동진동제어)

ABSTRACT

A hybrid mount featuring elastic rubber and piezoelectric material is devised and applied to the vibration control of a beam structure. The governing equation of the beam structure associated with the hybrid mount is derived. Subsequently, a robust sliding mode controller is designed to attenuate the vibration of the beam structure due to external excitation. The controller is then simulated and control responses such as displacement and transmitted force are evaluated in time and frequency domains.

1. 서론

기계류에서 발생하는 진동을 감소시키기 위해서는 성능이 우수한 마운트의 적용이 요구된다. 기계류의 진동 감쇠에 널리 적용되고 있는 고무마운트(rubber mount)는 강성과 댐핑을 가지는 고무재료로 제작되어 정하중지지와 진동감쇠특성을 동시에 지니고 있다. 또한, 댐핑이 작은 특성으로 인해 고주파수의 비공진주파수 대역에서는 우수한 진동절연성능을 보이지만, 공진주파수 대역에서는 효과적인 진동절연의 한계를 가지고 있다[1]. 이러한 기존 고무마운트의 댐핑이 작은 단점을 보완하기 위하여 제안된 유체마운트(hydraulic mount)는 고무의 강성을 이용하여 정하중을 지지하고, 유체 점성과 관성트랙의 형상을 조절하여 공진주파수대역에서의 우수한 진동절연효과를 얻을 수 있지만, 비공진주파수 대역에서는 진동절연성능이 저하된다[2]. 고무마운트나 유체마운트와 같은 수동형 마운트가 특정 주파수영역에서만 효과적인 진동절연 특성을 갖는 한계를 극복하기 위하여 반능동마운트와 능동마운트에 대한 연구가 활발히 수행되고 있다. 반능동마운트에는 유체마운트에 솔레노이드 밸브나 스텝모터를 적용하여 오리피스 직경을 변화시켜 댐핑을 조절하는 타입과 ER(electrorheological) / MR(magneto-rheological)유체가 전기장/자기장 세기에 의하여 점성이 조절되는 특성을 이용한 ER/MR 마운트가 있다[3,4]. 이러한 댐핑 조절 특성을 이용하는 반능동마운트는 수백 Hz의

고주파수대역에서는 가변댐핑력의 반응속도 제한으로 인하여 효과적인 진동절연을 기대하기 어렵다. 전자기작동기나 서보밸브를 이용하는 능동마운트는 넓은 주파수영역에서 우수한 진동제어성능을 보이지만, 복잡한 구조의 기계적인 구동장치가 필요하다[5]. 최근 널리 연구되고 있는 압전재료(piezoelectric material)는 전기장 부하를 통하여 변위 및 힘 제어가 가능하며, 수십 micro sec의 빠른 응답특성을 가지는 능동재료이다. 이러한 압전재료는 큰 힘을 발생시킬 수 있기 때문에 대형 구조물의 진동제어가 가능하다[6]. 한편, ER 유체와 압전작동기의 장점을 이용한 하이브리드마운트가 제안되어 1 자유도 시스템으로 가정된 엔진의 진동제어에 적용되어 효과적인 진동감소가 확인되었다[7].

본 연구에서는 탄성고무재료와 압전재료를 적층한 압전작동기를 이용한 능동 하이브리드마운트(hybrid mount)를 제안하였다. 탄성고무재료는 정하중 지지기능과 비공진주파수 대역에서의 진동절연효과를 얻기 위한 것이며, 압전작동기는 고주파수의 공진주파수대역에서 미소변위의 진동제어를 수행하는 역할을 한다. 본 연구의 목적은 제안된 하이브리드마운트가 적용된 빔구조물의 작은 크기의 고주파수 진동을 효과적으로 제어하기 위한 것이다. 이를 위하여 탄성고무와 압전작동기가 직렬로 구성된 하이브리드마운트를 설계하였으며, 탄성고무와 압전작동기의 동특성을 실험적으로 도출하였다. 하이브리드마운트가 고려된 빔구조물의 수학적 지배방정식을 유도하였으며, 빔의 탄성진동모드제어를 위하여 외란과 시스템불확실성에 강한 슬라이딩모드제어기(sliding mode controller)와 시스템의 상태변수 추정을 위한 관측기(observer)

* 인하대학교 기계공학과 대학원

** 인하대학교 기계공학과

E-mail : seungbok@inha.ac.kr

Tel : (032) 860-7319, Fax : (032) 868-1716

를 설계하였다. 하이브리드마운트가 적용된 빔의 변위와 마운트의 전달력 제어성능을 컴퓨터 시뮬레이션으로 고찰하였다.

2. 하이브리드 마운트

고무마운트와 압전작동기가 직렬로 구성된 하이브리드마운트의 개략도를 Fig.1에 나타내었다. 하이브리드마운트의 지배방정식을 도출하기 위하여 고무마운트와 압전작동기 각각에 대한 모델링을 수행하였다. 먼저, 고무마운트에는 스프링과 댐퍼가 병렬로 구성된 Kelvin-Voigt 모델을 적용하였다. 일반적으로 고무의 동특성은 지지하중, 가진조건 등에 의하여 변동하는 특성을 갖고 있다. 본 연구에서 이용한 고무마운트의 동특성 도출을 위해 5kg의 질량을 탑재하여 고무의 상단을 조화가진하였고, 고무에 가해지는 힘(F)과 고무의 변형량(X)으로부터 동강성(dynamic stiffness)을 주파수영역에서 구하여 Fig.2에 나타내었다. Kelvin-Voigt 모델로 가정된 고무의 동강성($k_d(j\omega)$)는 다음 식으로 표현된다.

$$k_d(j\omega) = \frac{F(j\omega)}{X(j\omega)} = k_r + j\omega b_r \quad (1)$$

여기서, k_r 과 b_r 은 고무의 강성과 댐핑을 나타낸다. 실험을 통하여 얻어진 Fig.2의 동강성에 식(1)을 적용하여 도출한 k_r 과 b_r 은 각각 61930N/m와 40Nsec/m이다.

본 연구에서 적용한 압전재료는 폴링방향과 전기장방향이 동일하게 제작되었으며, 다음과 같이 압전재료의 전기적인 상태와 기계적인 상태를 나타내는 두 식으로 표현된다[8].

$$D = \epsilon_{33}E + d_{33}T \quad (2)$$

$$S = d_{33}E + \frac{1}{c}T \quad (3)$$

여기서, D 는 전기변위(electric displacement), d_{33} 는 압전전하상수(piezoelectric charge constant), T 는 응력(stress), ϵ_{33} 는 유전상수(dielectric constant), E 는 전기장(electric field), S 는 변형률(strain), c 는 탄성계수(elastic modulus)를 나타낸다. n 개의 압전디스크를 적층한 작동기의 지배방정식은 압전

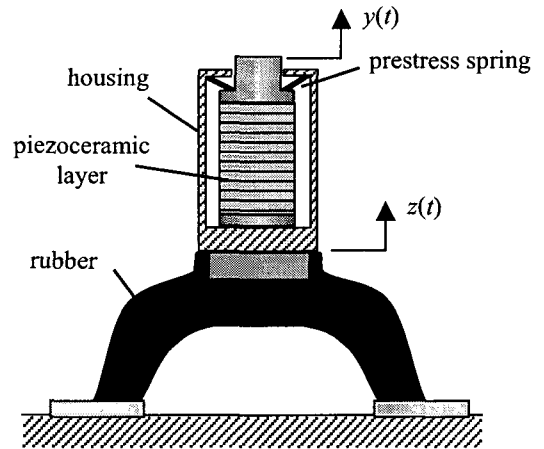


Fig.1 Configuration of the hybrid mount

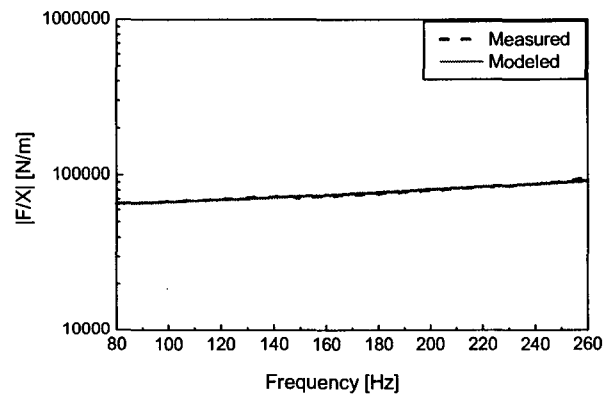


Fig.2 Dynamic stiffness of the rubber mount

재료의 기계적 상태를 나타내는 식(3)을 이용하여 다음과 같이 유도할 수 있다.

$$\begin{aligned} f_p &= AT = AcS - Acd_{33}E \\ &= \frac{Ac}{l}(y-z) - Acd_{33}\frac{n}{l}V \\ &= k_p(y-z) - \alpha V \\ &= k_p(y-z) - f_a \end{aligned} \quad (4)$$

여기서, $k_p = Ac/l$, $\alpha = Acd_{33}n/l$ 이다. f_p 는 적층압전작동기에 가해지는 힘을 의미하며, A 는 압전디스크의 단면적, l 은 압전작동기의 길이, V 는 부하전압, k_p 는 압전작동기의 스프링상수, $f_a (= \alpha V)$ 는 부하전압 V 로 조절되는 힘을 나타낸다. 본 연구에서 제작된 압전작동기의 k_p 와 α 는 각각 66.4MN/m와 2.4N/V이다.

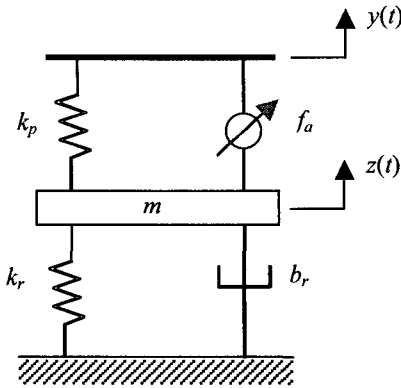


Fig.3 Mechanical model of the hybrid mount

고무와 압전작동기로 구성된 하이브리드마운트의 기계적모델은 Fig.3 으로 나타낼 수 있으며, 이에 기반한 하이브리드마운트의 지배방정식은 다음과 같다.

$$m\ddot{z}(t) + b_r\dot{z}(t) + k_r z(t) + k_p(z(t) - y(t)) + f_a(t) = 0 \quad (5)$$

여기서, m 은 고무마운트 상부와 압전작동기 하부 강체부분의 질량이다.

3. 시스템 모델링

진동제어를 위해 도입된 빔 구조물 시스템을 Fig.4 에 나타내었다. 자유단형 빔은 하이브리드마운트와 고무마운트로 지지된다. 길이 L 인 Euler-Bernoulli 빔으로 가정된 빔구조물의 횡처짐 $y(x, t)$ 에 대한 지배방정식과 경계조건은 다음과 같다.

$$EIy^{(iv)} + \rho\ddot{y} = 0 \quad (0 \leq x \leq l_1 \text{ or } l_3 \leq x \leq L)$$

$$EIy^{(iv)} + \rho\ddot{y} = -F_p(x, t) - F_r(x, t) + F_{ex}(x, t) \quad (l_1 \leq x \leq l_3) \quad (6)$$

$$EIy'''|_{x=0} = 0, \quad EIy''|_{x=0} = 0$$

$$EIy'''|_{x=L} = 0, \quad EIy''|_{x=L} = 0 \quad (7)$$

$$EIy'''|_{x=l_1^-} = (EIy''' + k_r y)|_{x=l_1^+}, \quad EIy''|_{x=l_1^-} = EIy''|_{x=l_1^+}$$

$$EIy'''|_{x=l_3^-} = (EIy''' + k_r y)|_{x=l_3^+}, \quad EIy''|_{x=l_3^-} = EIy''|_{x=l_3^+}$$

$$y(l_1^-, t) = y(l_1^+, t), \quad y'(l_1^-, t) = y'(l_1^+, t)$$

$$y(l_3^-, t) = y(l_3^+, t), \quad y'(l_3^-, t) = y'(l_3^+, t)$$

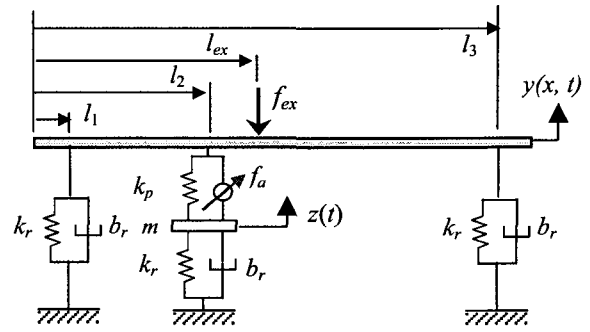


Fig.4 Mechanical model of beam structure with hybrid mount

여기서,

$$F_{ex}(x, t) = \delta(x - l_{ex})f_{ex}(t)$$

$$F_r(x, t) = \delta(x - l_1)f_{b-1}(t) + \delta(x - l_3)f_{b-3}(t) \quad (8)$$

$$F_p(x, t) = \delta(x - l_2)f_p(t)$$

$$f_p(t) = k_p(y(l_2, t) - z(t)) - f_a(t)$$

$$f_{b-j}(t) = b_r \dot{y}(l_j, t) \quad (9)$$

여기서, l_2 는 하이브리드마운트, l_1, l_3 는 고무마운트의 위치이며, ρ 는 빔의 단위길이당 질량, EI 는 굽힘강성, $f_{ex}(t)$ 는 가진력, $f_p(t)$ 는 l_2 에서의 압전작동기의 힘, $f_{b-j}(t)$ 는 l_j 에서의 고무마운트의 댐핑력을 나타낸다. i 번째 모드형상함수 $\Phi_i(x)$ 와 일반화좌표 $q_i(t)$ 를 이용하여, 빔의 각 부분에서의 횡처짐을 다음과 같이 가정할 수 있다.

$$y(x, t) = \sum_{i=0}^{\infty} \Phi_i^{(1)}(x)q_i(t) \quad (0 \leq x \leq l_1)$$

$$y(x, t) = \sum_{i=0}^{\infty} \Phi_i^{(2)}(x)q_i(t) \quad (l_1 \leq x \leq l_3) \quad (10)$$

$$y(x, t) = \sum_{i=0}^{\infty} \Phi_i^{(3)}(x)q_i(t) \quad (l_3 \leq x \leq L)$$

Lagrange 방정식을 통하여 얻어지는 상미분방정식과 식(5)의 하이브리드마운트에 대한 지배방정식을 연계하여, 다음과 같이 빔구조물의 수학적모델을 구성할 수 있다.

$$\ddot{q}_i(t) + 2\zeta_i\omega_i\dot{q}_i(t) + \omega_i^2q_i(t) = \frac{Q_i(t)}{I_i} + \frac{Q_{ex}(t)}{I_i} \quad (11)$$

$$Q_i(t) = -\phi_i(l_2)f_p(t) - \phi_i(l_1)f_{b_1}(t) - \phi_i(l_3)f_{b_3}(t)$$

$$Q_{ex}(t) = \phi_i(l_{ex})f_{ex}(t)$$

$$I_i = \rho \left[\int_0^{l_1} (\Phi_i^{(1)}(x))^2 dx + \int_{l_1}^{l_2} (\Phi_i^{(2)}(x))^2 dx + \int_{l_2}^L (\Phi_i^{(3)}(x))^2 dx \right]$$

$$\ddot{z}(t) + \frac{b_r}{m}\dot{z}(t) + \frac{k_r}{m}z(t) + \frac{k_p}{m}(z(t) - y(l_2, t)) + f_a(t) = 0 \quad (12)$$

여기서, ω_i , ζ_i , I_i 는 각각 i 번째 모드의 고유진동수, 감쇠비, 일반화질량을 나타낸다. $Q_i(t)$ 와 $Q_{ex}(t)$ 는 마운트의 전달힘과 외란에 대한 일반화힘을 표현한 것이다. 따라서, j 번에 위치한 마운트를 통한 베이스로의 전달력 $F_{Tj}(t)$ 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} F_{T1}(t) &= k_r y(l_1, t) + b_r \dot{y}(l_1, t) \\ F_{T2}(t) &= k_r z(t) + b_r \dot{z}(t) \\ F_{T3}(t) &= k_r y(l_3, t) + b_r \dot{y}(l_3, t) \end{aligned} \quad (13)$$

4. 제어기설계

본 연구에서는 제어 시스템의 파라미터 변화와 외란에 대하여 강건한 슬라이딩 모드 제어를 설계하였다. 고주파수대역에서의 우수한 성능을 확인하기 위하여 빔구조물의 2차, 3차 탄성공진모드를 제어모드로 하면, 상태공간상에서 다음과 같은 시스템 모델을 얻을 수 있다.

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{A}\mathbf{x}(t) + \mathbf{B}\mathbf{u}(t) + \mathbf{\Gamma}d(t) \quad (14)$$

여기서,

$$\begin{aligned} \mathbf{x}(t) &= [q_2(t) \quad \dot{q}_2(t) \quad q_3(t) \quad \dot{q}_3(t) \quad z_1(t) \quad \dot{z}_1(t)]^T \\ \mathbf{u}(t) &= [f_a(t)] \\ d(t) &= [f_{ex}(t)] \\ \mathbf{y}(t) &= [y_1(t)] \end{aligned} \quad (15)$$

$$\mathbf{A} = [a_1 \quad a_2 \quad a_3 \quad a_4 \quad a_5 \quad a_6]$$

$$a_1 = \begin{bmatrix} 0 \\ -\omega_2^2 - \frac{k_p}{I_2}(\phi_2^2(l_2)) \\ 0 \\ -\frac{k_p}{I_3}(\phi_2(l_2)\phi_3(l_2)) \\ 0 \\ \frac{k_p}{m}(\phi_2(l_2)) \end{bmatrix}, a_2 = \begin{bmatrix} 1 \\ -2\zeta_2\omega_2 - \frac{b_r}{I_2}(\phi_2^2(l_1) + \phi_2^2(l_3)) \\ 0 \\ -\frac{b_r}{I_3}(\phi_2(l_1)\phi_3(l_1) + \phi_2(l_3)\phi_3(l_3)) \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$a_3 = \begin{bmatrix} 0 \\ -\frac{k_p}{I_2}(\phi_2(l_2)\phi_3(l_2)) \\ 0 \\ -\omega_3^2 - \frac{k_p}{I_3}(\phi_3^2(l_2)) \\ 0 \\ \frac{k_p}{m}(\phi_3(l_2)) \end{bmatrix}, a_4 = \begin{bmatrix} 0 \\ -\frac{b_r}{I_2}(\phi_2(l_1)\phi_3(l_1) + \phi_2(l_3)\phi_3(l_3)) \\ 1 \\ -2\zeta_3\omega_3 - \frac{b_r}{I_3}(\phi_3^2(l_1) + \phi_3^2(l_3)) \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$a_5 = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{k_p}{I_2}(\phi_2(l_2)) \\ 0 \\ \frac{k_p}{I_3}(\phi_3(l_2)) \\ 0 \\ -\frac{k_p + k_r}{m} \end{bmatrix}, a_6 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{1}{m} \end{bmatrix} \quad (16)$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} 0 & \frac{\phi_2(l_2)}{I_2} & 0 & \frac{\phi_3(l_2)}{I_3} & 0 & -\frac{1}{m} \end{bmatrix}^T$$

$$\mathbf{\Gamma} = \begin{bmatrix} 0 & \frac{\phi_2(l_{ex})}{I_2} & 0 & \frac{\phi_3(l_{ex})}{I_3} & 0 & 0 \end{bmatrix}^T$$

하이브리드 마운트에 들어가는 제어입력을 구하기 위하여 다음과 같이 슬라이딩 서피스를 설정하였다[9].

$$s = \mathbf{g}\mathbf{x}(t) \quad (17)$$

여기서, $\mathbf{g} = [g_1 \quad g_2 \quad g_3 \quad g_4 \quad g_5 \quad g_6]$ 는 슬라이딩 서피스의 기울기를 나타내는 벡터이고, 슬라이딩 모드가 존재하기 위한 조건은 다음과 같다.

$$s\dot{s} < 0 \quad (18)$$

식(18)을 만족하는 슬라이딩 모드 제어를 다음과 같이 설계할 수 있다.

$$\mathbf{u}(t) = -(\mathbf{g}\mathbf{B})^{-1} \mathbf{g}\mathbf{A}\mathbf{x}(t) - k \cdot \text{sgn}(s) \quad (19)$$

여기서, k 는 불연속 계인을 나타낸다. 그러나 이와 같은 불연속 제어기는 채터링을 발생시키므로

정해진 경계조건 영역 안에서 불연속 제어기를 연속 제어기로 근사화하여 다음과 같은 포화 함수로 대체한다.

$$sat(s) = \begin{cases} s/\varepsilon, & |s| \leq \varepsilon \\ \text{sgn}(s), & |s| > \varepsilon \end{cases} \quad (20)$$

본 연구에서는 시스템의 상태변수를 추정하기 위하여 전차수상태관측기(full-order state estimator)를 구현하였다. 관측기 설계문제는 실제 상태 $x(t)$ 와 추정상태 $\hat{x}(t)$ 의 오차를 최소화하는 방향으로 추정하는 것이다. 행렬 A , C' 가 관측가능(observable)이면 관측기는 다음과 같은 형태로 나타낼 수 있다[10].

$$\begin{aligned} \dot{\hat{x}}(t) &= A\hat{x}(t) + Bu(t) + L(y'(t) - C'\hat{x}(t)) \\ \hat{x}(t) &= [\hat{q}_2 \quad \hat{q}_2 \quad \hat{q}_3 \quad \hat{q}_3 \quad \hat{z}_1 \quad \hat{z}_1]^T \\ y'(t) &= [\dot{y}_1(t)] \\ C' &= [0 \quad \phi_2(l_2) \quad 0 \quad \phi_3(l_2) \quad 0 \quad 0] \end{aligned} \quad (21)$$

여기서, $L=[L_1 \quad L_2 \quad L_3 \quad L_4 \quad L_5 \quad L_6]$ 은 관측기 게인행렬으로서 $[A - LC']$ 의 고유치는 A 의 고유치보다 충분히 작은 음의 실수값을 갖도록 L 을 선정한다. 관측기를 위한 측정신호는 하이브리드마운트 위치에서의 빔의 속도를 이용하였다. 따라서, 식(17)의 슬라이딩 서피스와 식(19)의 슬라이딩 모드 제어기의 입력은 관측된 상태변수를 이용하여 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned} \hat{s} &= g\hat{x}(t) \\ u(t) &= -(gB)^{-1}gA\hat{x}(t) - k \cdot sat(\hat{s}) \end{aligned} \quad (22)$$

5. 결과 및 고찰

하이브리드 마운트가 적용된 빔 구조물의 진동 제어 성능을 고찰하기 위하여 컴퓨터시뮬레이션을 수행하였으며, 사용된 각종 파라미터는 Table 1 에 나타내었다. 빔(steel, 1500×60×15mm)은 두개의 고무마운트와 하이브리드 마운트에 의해 지지된다. 고무마운트는 빔의 좌단에서 각각 50mm, 1450mm 지점에, 하이브리드 마운트는 400mm 지점에 위치하였다. 정현파형 가진력의 진폭 F_0 는 1N, 가진주파수 영역은 70~220Hz 로 설정하였다. Fig.5 는 빔의 변위를, Fig.6 은 힘전달률을 주파수 영역으로 도시한 것이다. Fig.7 은 3 차공진모드에서의 시간

Table 1 Model Parameters

Parameter	Value	Parameter	Value
ω_2 [rad/sec]	598.7	k_r [N/m]	61930
ζ_2	0.002	b_r [Nsec/m]	40
I_2 [kg]	7.073	g_1	100
$\phi_2(l_1)$	-1.2055	g_2	5.3
$\phi_2(l_2)$	1.0178	g_3	200
$\phi_2(l_3)$	1.2055	g_4	1.4
$\phi_2(l_{ex})$	0.5599	g_5	500
ω_3 [rad/sec]	1173.7	g_6	0.6
ζ_3	0.002	k	600
I_3 [kg]	7.073	ε	0.9
$\phi_3(l_1)$	-1.0356	l_1	-21.99
$\phi_3(l_2)$	0.9246	l_2	29665
$\phi_3(l_3)$	-1.0356	l_3	-5.66
$\phi_3(l_{ex})$	-0.8667	l_4	-9590
m [kg]	0.5	l_5	-26.44
k_p [N/m]	66.4×10^6	l_6	-111759
α [N/V]	2.4		

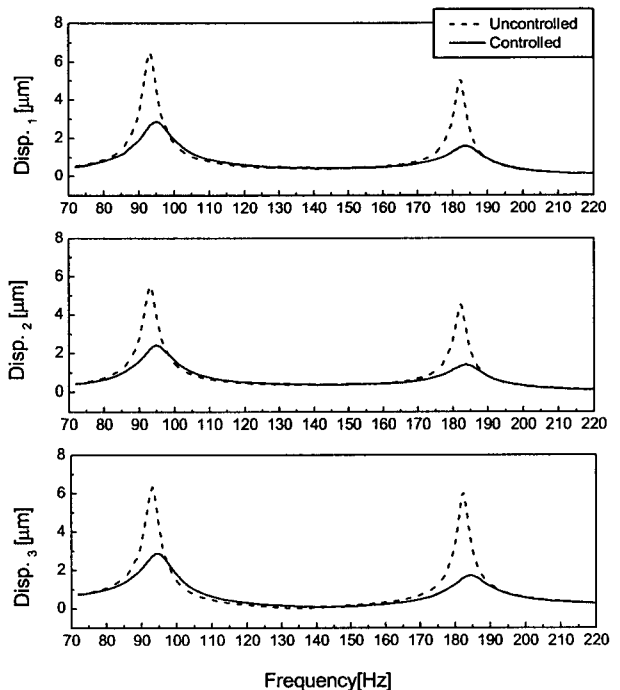


Fig.5 Displacement of beam structure with SMC

응답을 표현한 것으로서, 0.5 초에서 시작된 제어 입력으로 인한 빔의 변위와 마운트의 전달력을 나타내고 있다. Fig.5, 6, 7 에서 나타난 바와 같이, 슬라이딩모드 제어기를 이용하여, 진동제어 수행시

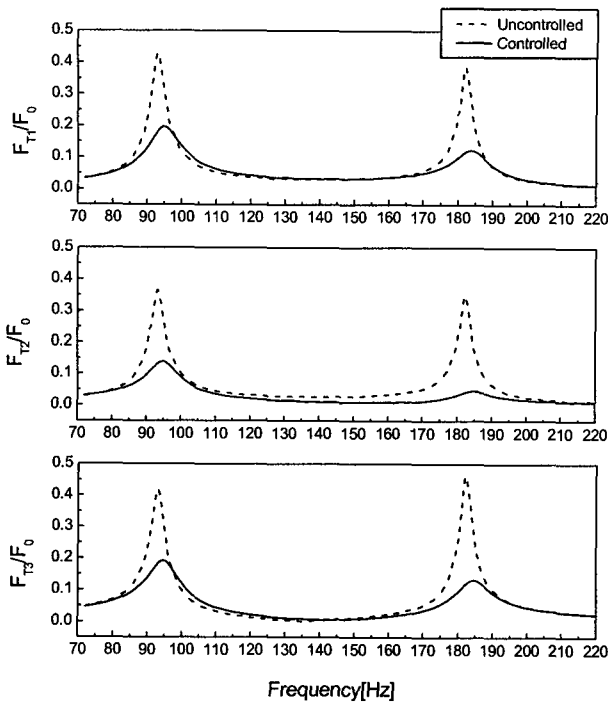


Fig.6 Force transmissibility of beam structure with SMC

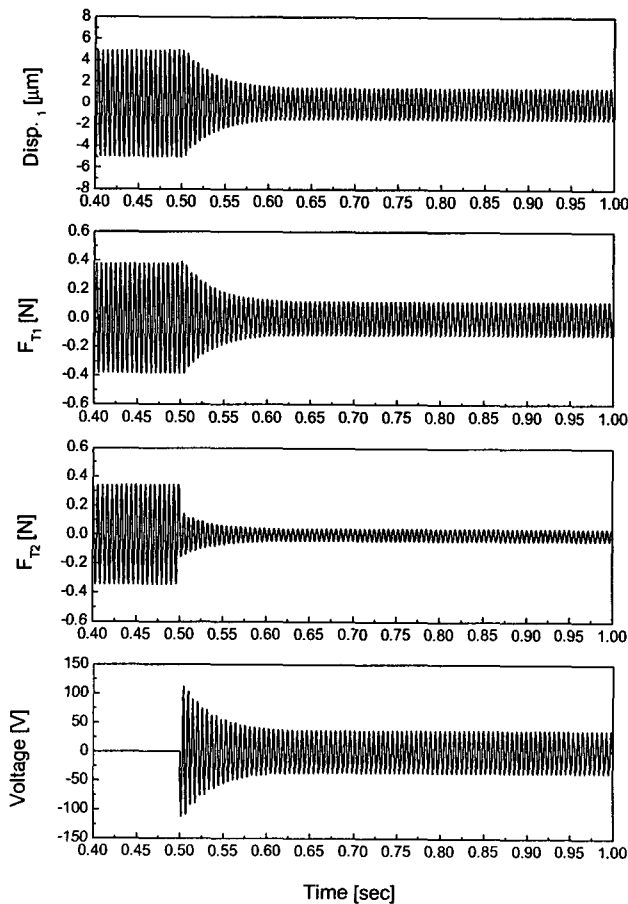


Fig.7 Time response of beam structure with SMC (182.2Hz)

빔의 변위와 고무 및 하이브리드 마운트의 전달력이 효과적으로 감소되는 것을 확인할 수 있다.

6. 결론

본 연구에서는 적층형 압전작동기와 고무를 이용한 하이브리드마운트를 제안하였다. 고무마운트와 압전 작동기의 파라미터를 도출하였고, 하이브리드 마운트의 지배방정식을 유도하였으며, 하이브리드 마운트가 고려된 빔구조물의 동적모델링을 수행하였다. 빔구조물의 진동제어를 위하여, 외란에 강건한 슬라이딩모드제어를 설계하였으며, 빔구조물의 상태변수를 추정하기 위한 관측기를 설계하였다. 하이브리드 마운트를 이용한 빔구조물의 진동제어 효과를 주파수 및 시간영역에서 고찰하였고, 빔의 변위 및 마운트의 전달력이 효과적으로 감소됨을 확인하였다.

참고문헌

- (1) Rivin, E. E., 1984, "Passive Engine Mounts : Some Directions for Further Development", SAE Technical Paper Series 940259.
- (2) Singh, R., Kim, G. and Pavindra P.V., 1992, "Linear Analysis of Automotive Hydro-Mechanical Mount with Emphasis on Decoupler Characteristics", Journal of Sound and Vibration, Vol. 158, No.2, pp.219~243.
- (3) Genesseeus, A., 1993, "Research for New Vibration Isolation Techniques : From Hydro-Mounts to Active Mounts", SAE Technical Paper Series 931324.
- (4) Hong S. R., Choi S. B., Jung W. J., Ham, I. B., and Kim, D.G., 2001, "Vibration Control of an ER Mount Subjected to High Static Loads", Journal of Sound and Vibration, Vol.242, No.4, pp.740-748.
- (5) Mizuno T., Araki K., 1993, "Control system design of a dynamic vibration absorber with an electromagnetic servomechanism", Mechanical Systems and Signal Processing, Vol.7, No.4, pp.293~306.
- (6) Takayoshi Kamada, and Takafumi Fujita, etc, 1997, "Active Vibration Control of Frame Structures with Smart Structures using Piezoelectric Actuators(Vibration Control by Control of Bending Moments of Columns)", Smart Mater. Struct. 6, pp. 448~456.
- (7) Choi S.H., Choi Y.T., Choi S.B., and Cheong C.C., 1996, "Performance Analysis of an Engine Mount Featuring ER Fluids and Piezoactuators", Int. J. of Modern Physics B, Vol.10, pp.3143~3157.
- (8) Sun F.P., Liang C. and Rogers C.A., 1994, "Structural Modal Analysis using Collocated Piezoelectric Actuator/Sensors-an Electromechanical Approach", SPIE, Vol.2190, pp.238~249.
- (9) El-Ghezawi O.M.E., Zinober A.S.L. and Billings S.A., 1983, "Analysis and design of variable structure systems using a geometric approach", Int.J.Control, Vol.38, No.3, pp.657~671.
- (10) Chen Chi-Tsong, 1999, Linear System Theory and Design, Oxford University Press, Oxford, New York.