

<학술논문>

DOI <https://doi.org/10.3795/KSME-A.2017.41.10.915>

ISSN 1226-4873(Print)

2288-5226(Online)

## 플레이트 형태의 구조물에 대한 능동 마운팅 시스템의 모델링 및 해석

홍 동 우\* · 김 병 일\*†

\* 영남대학교 기계공학부

### Modeling and Analysis of Active Mounting System for a Plate-Type Structure

Dongwoo Hong and Byeongil Kim\*†

\* School of Mechanical Engineering, Yeungnam Univ.

(Received March 23, 2017; Revised May 8, 2017; Accepted August 11, 2017)

**Key Words:** Plate-Type Structure(플레이트 구조), Active Mounting System(능동 마운팅 시스템), Passive Mount(수동형 마운트), Piezoelectric Actuator(피에조 액추에이터)

**초록:** 최근 자동차의 진동과 소음을 줄이기 위한 연구가 활발하게 이루어지고 있으나 기존의 연구들은 수동형 또는 능동형 마운트를 포함한 마운팅 시스템의 최적화에 대해서는 주목하지 않았다. 본 연구는 진동·소음원과 리시버 사이에 세 개의 구조적 경로를 가진 능동 마운팅 시스템에 대한 분석적인 연구를 수행하며 실제 시스템에의 적용 가능성을 확인한다. 능동 마운팅 시스템은 피에조 스택 액추에이터와 수동형 마운트가 커플링된 구조를 가지고 있다. 전체 시스템에 대한 동적 모델이 유도되고 각 경로의 스택 액추에이터 입력 힘과 위상이 각 경로의 완전한 절연을 타겟으로 하여 결정된다. 진동 저감 성능이 확인되고 이는 가장 좋은 저감을 가져오는 수동형 및 능동형 경로의 최적화된 결합을 제시한다.

**Abstract:** Recently, studies to reduce vibration and noise of automobiles have been actively conducted. However, previous studies did not concentrate on the optimization of the mount system with passive or active mounts. This study analytically studies an active mounting system with three active structural paths between source and receiver and the feasibility has been verified. Active mounting system has a coupled structure of piezoelectric stack actuators and passive mounts. A dynamic model of the whole system is prepared and the control force and phase of the stack actuators in each path are determined to target full isolation of each path. Its performance on vibration attenuation is investigated and based on it, optimized combinations of passive and active paths for the best attenuation are presented.

- 기호설명 -

$m$  : 질량  
 $\mathbf{M}$  : 질량 관성 행렬  
 $d$  : 모멘트 암  
 $l$  : 길이  
 $w$  : 가진력  
 $W$  : 가진력에 대한 진폭  
 $k^*$  : 복소수 강성  
 $\mathbf{K}^*$  : 복소수 강성 행렬  
 $I$  : 관성 모멘트  
 $\mathbf{H}$  : 컴플라이언스 행렬

$\mathbf{q}$  : 일반 변위 벡터  
 $\mathbf{Q}$  : 진폭 변위 벡터  
 $f$  : 액추에이터 힘  
 $F$  : 액추에이터 진폭  
 $\theta$  : 회전 변위  
 $\beta$  : 위상  
 $\varepsilon$  : 병진 변위  
 $\phi$  : 액추에이터 진폭  
 $\xi^*$  : 마운트에서 병진 변위  
 $\Xi^*$  :  $\xi^*$ 에 대한 진폭  
 $\Pi$  : 변환 행렬  
 $\kappa$  : 동적 강성행렬  
 $\rho^*$  : 액추에이터의 병진 변위에 대한 진폭

† Corresponding Author, bikim@yu.ac.kr

## 1. 서 론

최근 파워트레인의 고효율화 및 경량화 추구, 차세대 파워트레인 개발로 인한 NVH 성능저하 문제를 해결하기 위한 능동형 엔진 마운팅 시스템에 대한 연구 필요성이 대두되고 있다. 또한 자동차 전반적인 구조의 경량화 및 고효율화를 추구하기 때문에 엔진의 가진력 또한 많이 증가 하는 추세이며 이로 인하여 주파수 특성이 매우 복잡해지는 경향을 보이며 기존에 사용하던 방식으로 진동을 저감하는 방식은 한계점을 보이고 있다.

최근 스마트 소재 시스템을 이용한 능동 소음 및 진동 제어에 관한 연구가 많이 이루어지고 있으며 특히 실내 소음을 유발할 수 있는 파워트레인 구조진달 진동을 감쇄시킬 수 있는 능동형 마운트에 대한 연구와 개발이 이루어졌다. Loewy<sup>(1)</sup>는 진동과 소음을 완화하기 위해 스프링과 댐퍼로 구성된 수동형 마운트를 제안 하였고 Kawaguchi<sup>(2)</sup>는 기어 박스 마운트 내부에 유압식 액추에이터를 사용하는 능동 제동 장치를 개발하였다. Sutton<sup>(3)</sup>은 자기변형 액추에이터가 포함된 기어박스 마운트를 시험하였으며 Millott<sup>(4)</sup>는 proof-mass actuator를 사용하여 기어박스 메쉬 소음을 제거하기 위한 능동 소음 제어 시스템을 제안하였다. Baz<sup>(5-7)</sup>는 능동 주기 구조를 제안하고 마운팅 시스템과의 연동 가능성을 연구 하였다. Gemblar<sup>(8-10)</sup>는 감속기의 1차 기어 메쉬 주파수의 저감을 위해 다중 피에조 스택과 filtered-x LMS 알고리즘을 적용하였으나 광대역 주파수 수준의 제어가 어려웠다. 일본의 완성차 업체들은 2000년대 들어와서 능동형 마운트에 대한 개발을 한창 진행 중이다. Sano<sup>(11)</sup>는 유압 및 자기변형 액추에이터를 결합하여 Nissan 디젤엔진용 능동 마운트를 개발하였다. Nguyen<sup>(12)</sup>는 MR (magneto rheological) fluid를 활용한 반능동 마운트를 개발하였으며 이는 낮은 동강성과 높은 정강성을 가진다. Matsuoka<sup>(13)</sup>는 선형 솔레노이드 액추에이터를 장착한 ACM (active control mount)를 개발하여 Honda 차량에 적용하였다. Togashi<sup>(14)</sup>는 Isuzu 차량의 부밍 소음을 줄이기 위하여 유압 액추에이터를 사용한 능동형 마운트를 개발하였다.

기존의 연구들은 능동형 마운트 구조에 대한 수학적 해석 및 제어 전략에 대한 많은 연구들이 이루어져 왔다. 하지만 특정 마운팅 시스템에 대한 최적화 문제, 특정 진동 및 소음 신호에 대한 제어 기법 등 연구 범위가 협소하며 구조 전달진동 저감에 대한 체계적이고 일반적인 연구는 없으며 대부분 진동 저감 성능이 아주 제한적으로 주

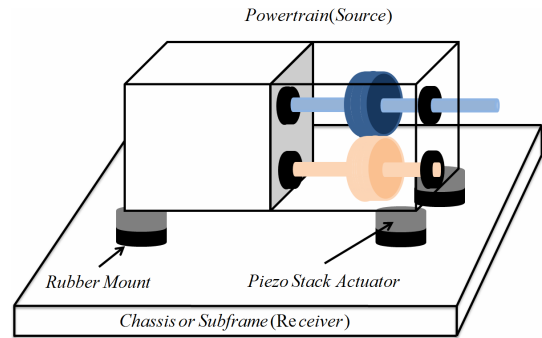


Fig. 1 Powertrain with three mounts

파수 대역에서 파악되는 결과와 다르게 실제 체감되는 진동 소음의 저감이 미미한 것을 볼 수 있다. 또한 기존에 나와있는 능동형 엔진 마운팅 시스템의 경우 대부분이 공압 또는 유압을 사용하는 시스템이며 유체의 특성상 대역폭이 제한될 수 밖에 없고 이로 인하여 최근 파워트레인 동향에 따른 진동 및 소음 신호에 대처하기에는 한계점이 많이 있다. 실제 차량의 엔진과 서브 프레임 사이에는 Fig. 1과 같이 3개의 마운트가 장착된다. 장착된 마운트는 엔진에서 발생하는 진동을 서브 프레임으로 직접적으로 전달하는 것을 방지해준다. 하지만 엔진에서 발생하는 진동을 마운트만으로 줄이는 것에는 한계가 있다.

NVH 성능을 향상시키기 위해서 본 연구에서는 엔진과 서브 프레임 사이에 있는 마운트에 피에조 스택 액추에이터를 결합하여 능동 진동제어 시스템을 구성하고 중/고주파에서의 NVH 성능의 향상을 위한 수치해석 기반 분석을 실시 하였다. 시뮬레이션은 실제 차량에 장착되는 엔진과 같이 3개의 전달경로를 가지는 능동 마운팅 시스템을 모사하여 source-path-receiver에 중점을 둔 포괄적인 수학적 모델을 수립하였다. 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 엔진에서 발생하는 진동과 서브 프레임의 진동이 줄어드는 것을 확인한다.

## 2. 마운팅 시스템 모델링

### 2.1 9자유도 시스템 운동방정식

전체적인 시스템은 Fig. 1을 기반으로 하여 Fig. 2와 같이 모델링을 하였다. 엔진(source)과 서브프레임(receiver) 그리고 사이의 마운트(path)부분을 집중질량 모델링 하였고 평면도, 정면도, 측면도로 나누어 표현 하였다. 평면도는 각 마운트가 존재하는 위치를 나타낸다. 능동 구조 경로에 해당하는 부분은 피에조 스택 액추에이터와 마운트를 결합시킨 부분을 나타낸다.

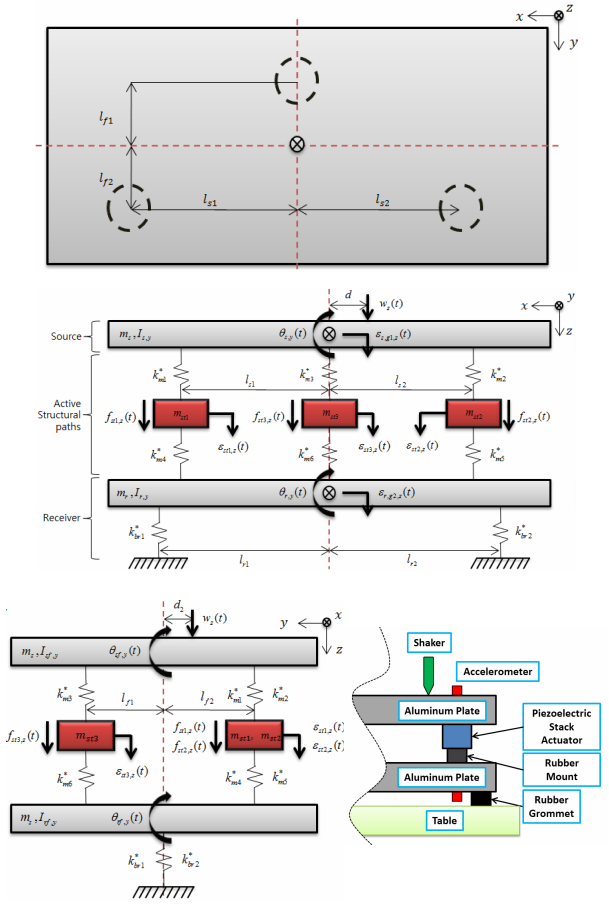


Fig. 2 Source - Active Structural Path - Receiver 3D modeling / Schematic of Active Path

$m_s$  는 source의 질량,  $m_r$  은 receiver의 질량을 나타내고  $m_{st1}$ ,  $m_{st2}$  및  $m_{st3}$  는 각 경로의 액추에이터 질량을 나타내며 마운트의 무게는 무시한다.  $I_{s,y}$  와  $I_{r,y}$  는 정면에서 source와 receiver의  $y$  방향에 대한 관성을 나타낸다.

또한  $I_{sf,x}$  와  $I_{rf,x}$  는 측면 부분에서 source와 receiver의  $x$  방향에 대한 관성을 나타낸다.  $l_{st}$  은 정면의 각 path 사이의 길이를 나타내고  $l_{ri}$  는 receiver 아래의 마운트 사이의 거리를 나타낸다. 또한  $l_{fi}$  는 측면에서의 각 path 사이의 거리를 나타낸다.  $d$  는 정면에서 중심과 가진기와 떨어진

거리를 나타내며  $d_2$  는 측면에서 가진기가 중심과 떨어진 거리를 나타낸다.  $\theta_{s,y}$  와  $\theta_{r,y}$  는 정면에 대한 source와 receiver의 회전운동을 나타내고  $\theta_{sf,x}$  와  $\theta_{rf,x}$  는 측면에 대한 source와 receiver의 회전운동을 나타낸다.  $k_{mi}^*$  및  $k_{bri}^*$  는 각 path 및 receiver에 대한 복소수강성을 나타내며  $\varepsilon_{s,g1,z}$  및  $\varepsilon_{r,g2,z}$  는 각 source 및 receiver에 대한 움직임을 나타낸다.  $\varepsilon_{sti,z}$  는  $i$  번째 액추에이터에 대한 움직임을 나타내며  $f_{sti}$  는  $i$  번째 액추에이터에 대한 힘을 나타낸다.  $w_z$  는 가진기의 힘이다.

움직임은 병진운동은  $z$  방향에서만 일어난다고 가정 하였으며 각 전달경로 별 변위의 차이로 인해 source와 receiver의 회전이 정면 및 측면에서 일어난다. 따라서 전체 시스템은 병진운동 5자유도와 회전운동 4자유도로 총 9자유도이며 9개의 운동방정식이 유도된다. 전체 방정식은 아래의 스프링-질량 운동방정식의 형태로 정리될 수 있다.

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}^* \mathbf{x} = \mathbf{F}(\mathbf{x}) + \mathbf{W}(t) \quad (1)$$

여기서  $\mathbf{M}$  은 질량 관성 행렬,  $\mathbf{K}^*$  는 복소수강성을 가지는 행렬을 나타내며  $\mathbf{F}(\mathbf{x})$  는 각각의 액추에이터의 힘을 포함하는 행렬을 의미하며  $\mathbf{W}(t)$  는 가진기 힘을 나타내는 행렬이다. 일반적으로 물체의 가진 주파수 범위 밖의 진동을 감소시킬 수 있는 방법은 감쇠를 증가시켜 에너지소실을 증가시키는 것이므로 본 논문에서는 강성값과 감쇠값을 모두 포함하는 켈빈-보이트 모델(Kelvin-Voigt model)의 복소수강성을 적용하며  $k + (w\bar{\eta}/k)j$  로 표현된다. 여기서  $\bar{\eta} = (c/k)\omega$  는 손실인자(loss factor)이며 이 관계에 의하여 감쇠값  $c = \bar{\eta}k/\omega$  를 얻을 수 있다. 각각의 변수에 대입된 값들은 Table 1에 상세히 정리하였으며 이는 본 연구내용의 실험적 검증을 위해서 마련된 원리실험 셋업에서 측정된 값들이다. source와 receiver는 알루미늄 플레이트로 제작하였으며 active path는 피에조 액추에이터와 고무 마운트의 조합으로 이루어져 있다.

$$\mathbf{K}^* = \begin{bmatrix} k_{m2}^* + k_{m3}^* + k_{m4}^* & 0 & -k_{m1}^* & -k_{m2}^* & -k_{m3}^* & k_{m3}^* l_{s2} - k_{m1}^* l_{s1} & 0 & k_{m1}^* l_{f1} - k_{m2}^* l_{f1} - k_{m3}^* l_{f2} & 0 \\ 0 & k_{m4}^* + k_{m5}^* + k_{m6}^* + k_{br1}^* + k_{br2}^* & -k_{m1}^* & -k_{m2}^* & -k_{m3}^* & 0 & k_{m5}^* l_{r2} - k_{m4}^* l_{r1} - k_{br1}^* l_{r2} + k_{br2}^* l_{r2} & 0 & k_{m4}^* l_{f1} - k_{m5}^* l_{f1} - k_{m6}^* l_{f2} \\ -k_{m1}^* & -k_{m4}^* & k_{m1}^* + k_{m4}^* & 0 & 0 & k_{m1}^* l_{s1} & k_{m4}^* l_{s1} & -k_{m1}^* l_{f1} & -k_{m4}^* l_{f1} \\ -k_{m2}^* & -k_{m5}^* & 0 & k_{m2}^* + k_{m5}^* & 0 & -k_{m2}^* l_{s2} & -k_{m5}^* l_{s2} & -k_{m2}^* l_{f1} & -k_{m5}^* l_{f1} \\ -k_{m3}^* & -k_{m6}^* & 0 & 0 & k_{m3}^* + k_{m6}^* & 0 & 0 & -k_{m3}^* l_{f2} & k_{m6}^* l_{f2} \\ k_{m3}^* l_{s2} - k_{m1}^* l_{s1} & 0 & k_{m1}^* l_{s1} & -k_{m2}^* l_{s2} & 0 & k_{m4}^* l_{s1}^2 + k_{m5}^* l_{s2}^2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_{m4}^* l_{s2} - k_{m4}^* l_{r1} - k_{br1}^* l_{r2} + k_{br2}^* l_{r2} & k_{m4}^* l_{r1} & -k_{m5}^* l_{r2} & 0 & 0 & k_{br1}^* l_{r1}^2 + k_{br2}^* l_{r2}^2 + k_{m4}^* l_{r1}^2 + k_{m5}^* l_{r2}^2 & 0 & 0 \\ k_{m1}^* l_{f1} - k_{m2}^* l_{f1} - k_{m3}^* l_{f2} & 0 & -k_{m1}^* l_{f1} & -k_{m2}^* l_{f1} & -k_{m3}^* l_{f2} & 0 & 0 & k_{m1}^* l_{f1}^2 + k_{m2}^* l_{f1}^2 + k_{m3}^* l_{f2}^2 & 0 \\ 0 & k_{m4}^* l_{f1} - k_{m5}^* l_{f1} - k_{m6}^* l_{f2} & -k_{m4}^* l_{f1} & -k_{m5}^* l_{f1} & k_{m6}^* l_{f2} & 0 & 0 & 0 & k_{m4}^* l_{f1}^2 + k_{m5}^* l_{f1}^2 + k_{m6}^* l_{f2}^2 \end{bmatrix} \quad (3)$$

**Table 1** System parameters

Variable	Value	Unit
$m_s = m_r$	1.081	kg
$m_{st1} = m_{st3}$	0.067	kg
$m_{st2}$	0.075	kg
$I_{s,y} = I_{r,y}$	16.172	$g\ m^2$
$I_{sf,x} = I_{rf,x}$	5.940	$g\ m^2$
$k_{m1}^* = k_{m2}^*$	$5.46(1 + i0.034)$	$kN\ mm^{-1}$
$k_{m3}^*$	$2.48(1 + i0.036)$	$kN\ mm^{-1}$
$k_{m4}^* = k_{m6}^*$	$0.61(1 + i0.300)$	$kN\ mm^{-1}$
$k_{m5}^*$	$0.53(1 + i0.256)$	$kN\ mm^{-1}$
$k_{br1}^* = k_{br2}^*$	$0.42(1 + i0.300)$	$kN\ mm^{-1}$
$l_{s1} = l_{s2}$	100	mm
$l_{r1} = l_{r2}$	140	mm
$l_{f1} = l_{f2}$	80	mm
$l_{rfi} \quad (i=1-4)$	100	mm
$d$	50	mm
$d_2$	10	mm

운동방정식을 행렬형태로 만들어 간단하게 표현하기 위하여  $\mathbf{M}, \mathbf{K}^*$  행렬과 힘 및 변위벡터는 식(2~4-3)으로 표현된다.

$$\mathbf{M} = \text{diag}(\{m_s, m_r, m_{st1}, m_{st2}, m_{st3}, I_{s,y}, I_{r,y}, I_{s,x}, I_{r,x}\}) \quad (2)$$

$$\mathbf{q}(t) = \{\varepsilon_{s,g1}(t), \varepsilon_{r,g2}(t), \varepsilon_{st1}(t), \varepsilon_{st2}(t), \varepsilon_{st3}(t), \theta_{s,y}(t), \theta_{r,y}(t), \theta_{sf,x}(t), \theta_{rf,x}(t)\}^T \quad (4-1)$$

$$\mathbf{w}(t) = \{w_z(t), 0, 0, 0, 0, w_x(t), d, 0, w_y(t), d_2, 0\}^T \quad (4-2)$$

$$\mathbf{F}(t) = \{0, 0, f_{st1}(t), f_{st2}(t), f_{st3}(t), 0, 0, 0, 0, 0, 0\}^T \quad (4-3)$$

위에서 구한 운동방정식은 source와 receiver의 질량중심 좌표에서 구한 것이다. 하지만 연구에서 관심이 있는 부분은 액추에이터와 마운트가 결합된 부분(마운트 좌표)에서의 결과이다. 따라서 좌표 변환을 위한 행렬을 만들어 주어야 한다. 변환 행렬은 식(5)의 내분점 공식을 사용하여 각각의 위치를 정의하여 준다.

$$X = \frac{Pl_{s2} + Ql_{s1}}{l_{s1} + l_{s2}} = \frac{l_{s2}}{l_{s1} + l_{s2}}Q + \frac{l_{s1}}{l_{s1} + l_{s2}}P \quad (5)$$

$M, K^*$  행렬을 변환된 좌표로 바꾸어 주기 위하

여 식(6)의 변환행렬  $\Pi$ 를 각각 곱하여 식(7)과 같이 운동방정식을 다시 표현할 수 있다.

$$\Pi = \begin{bmatrix} \frac{l_{s1}}{l_{s1}+l_{s2}} & \frac{l_{s2}}{l_{s1}+l_{s2}} & \frac{l_{f2}}{l_{f1}+l_{f2}} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{l_{s1}}{l_{s1}+l_{s2}} & \frac{l_{s2}}{l_{s1}+l_{s2}} & \frac{l_{f2}}{l_{f1}+l_{f2}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{1}{l_{s1}+l_{s2}} & \frac{1}{l_{s1}+l_{s2}} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{-1}{l_{s1}+l_{s2}} & \frac{1}{l_{s1}+l_{s2}} & 0 & 0 \\ \frac{-1}{l_{s1}+l_{s2}} & \frac{-1}{l_{s1}+l_{s2}} & \frac{1}{l_{f1}+l_{f2}} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{-1}{l_{s1}+l_{s2}} & \frac{-1}{l_{s1}+l_{s2}} & \frac{1}{l_{f1}+l_{f2}} & 0 \end{bmatrix} \quad (6)$$

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}^* \mathbf{x} = \mathbf{F}(x) + \mathbf{W}(t) \quad (7)$$

### 2.2 액추에이터 진폭 및 위상 결정

조화 가진력과 액추에이터 응답 사이의 관계를 설정하기 위하여 입력을 식(8~11)로 정의 한다.

$$w_z(t) = W_z e^{i\omega t}, \quad f_{st1}(t) = F_{st1} e^{i(\omega t + \phi_{st1})} \quad (8-9)$$

$$f_{st2}(t) = F_{st2} e^{i(\omega t + \phi_{st2})}, \quad f_{st3}(t) = F_{st3} e^{i(\omega t + \phi_{st3})} \quad (10-11)$$

여기서  $W_z$ 는 가진기의 진폭이고  $F_{sti}$  및  $\phi_{sti}$ 는  $i$ 번째 경로의 액추에이터 진폭 및 위상을 나타낸다. 가진력에 따른 시스템의 거동은 마운트 좌표에서 정의되며 다음과 같이 표현된다.

$$\xi_i^*(t) = \xi_{sm,g1}^*(t) \quad (12)$$

여기서  $\xi_{sm,g1}^*(t)$ 은 source부분의 관성  $g_1$  상에 존재하는  $n$ 번째 액추에이터 위치에서의 움직임을 나타낸다. 각각의 마운트 좌표에서의 움직임은 가진력과 각 경로상에 있는 액추에이터의 영향을 받는다. 따라서 각 경로의 움직임을 진폭에 관한 식으로 정리하면 아래 식(13)로 정의할 수 있다.

$$\xi_n^*(t) = \left( \begin{array}{c} \Xi_{sn,1}^* + \Xi_{sn,st1}^* e^{i\phi_{st1}} \\ + \Xi_{sn,st2}^* e^{i\phi_{st2}} + \Xi_{sn,st3}^* e^{i\phi_{st3}} \end{array} \right) e^{i\omega t} \quad (13)$$

$\Xi_{sn,1}^*$ 은  $n$ 번째 path의 가진력에 의한 진폭을 나타내며,  $\Xi_{sn,sti}^*$ 은  $n$ 번째 path에서  $i$ 번째 액추에이터 힘 대한 진폭을 나타낸다. 동적 강성 행렬은 마운트 좌표에서  $\kappa^* = -\omega^2 \mathbf{M} + \mathbf{K}^*$ 이며 컴플라이언스

행렬은  $\mathbf{H}^* = [\mathbf{K}^*]^{-1}$  로 정의 된다. 컴플라이언스 행렬은 단위하중에 의해 발생하는 변형량을 정의 해주므로 마운트 좌표에서 진폭 및 위상을 계산할 수 있다. 각 위치에 해당하는 변위 진폭 벡터를 식 (14)와 같이 정의한다.

$$\mathbf{Q}^* = \{\Xi_{st1,g1}^* \ \Xi_{st2,g1}^* \ \Xi_{st3,g1}^* \ \phi_{st1}^* \ \phi_{st2}^* \ \phi_{st3}^* \ \Xi_{st1,g2}^* \ \Xi_{st2,g2}^* \ \Xi_{st3,g2}^*\}^T \quad (14)$$

정의된 진폭에 관한 식에 컴플라이언스 행렬과 각 힘을 계산하여 각 경로에서의 진폭을 구할 수 있다. 각 마운트에서의 진폭을 정의하고 관심이 있는 진폭에 대해서 정리하여 주면 아래와 같이 된다.  $n$  번째 경로에 대한 진폭은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \Xi_{sn,1}^* &= (H_{n1}^* + H_{n6}^* d + H_{n8}^* d) W_z \\ \Xi_{sn,st1}^* &= H_{n3}^* F_{st1} \quad \Xi_{sn,st2}^* = H_{n4}^* F_{st2} \quad \Xi_{sn,st3}^* = H_{n5}^* F_{st3} \end{aligned} \quad (15)$$

각 진폭에 대한 위상은 다음과 같이 정의된다.

$$\begin{aligned} \beta_{sn,1} &= \angle(H_{n1}^* + H_{n6}^* d + H_{n8}^* d) \\ \beta_{sn,st1} &= \angle H_{n3}^*, \quad \beta_{sn,st2} = \angle H_{n4}^*, \quad \beta_{sn,st3} = \angle H_{n5}^* \end{aligned} \quad (16)$$

컴플라이언스 요소가 변형량을 가지기 때문에 진폭의 식에서 힘의 성분을 소거하여 주면 위상을 얻을 수 있다. 여기서  $\angle$  는 위상 연산자이며  $\beta_{sn,1}$  은  $n$  번째 경로의 가진기에 의한 진폭의 위상을 의미하며  $\beta_{sn,sm}$  은  $n$  번째 경로에 있는  $m$  번째 액추에이터에 의해 발생한 진폭에 대한 위상을 의미한다. 앞에서 도출해낸 식 (13)의 각 경로의 진폭에 대한 식을 식 (15-16)에서 정의한 크기와 위상의 관점에서 다시 식을 정의한다. 크기와 위상으로 새롭게 정의된 식은 가진기와 액추에이터의 영향을 받아 발생하는 위상 4가지와 액추에이터에서 발생하는 위상 3가지로 나타난다.

많은 위상을 가지고 있기 때문에 운동 제어를 하는데 어려움이 있다. 따라서 위에서 구한 위상들을 이용하여 단일 위상으로 일치 시켜주어야 하며 가진기에 의해 발생하는 위상으로 일치 시켜준다. 이러한 정의를 통하여 가진기에 의해 발생하는 운동에 대하여 경로에서의 위상차 운동을 만들어 낼 수 있으며  $n$  번째 경로에 있는 액추에이터의 영향으로 생기는 위상은  $\beta_{sn,1} = \beta_{sn,st1} + \phi_{st1}$  로 표현된다. 가진기에 의해 발생하는 위상으로 일치시켜 주기 위하여 아래 식 (17) 과 같이 정리하여 준다.

$$\phi_{sm} = \beta_{sn,1} - \beta_{sn,st1} \quad (17)$$

경로 2와 3의 경우도 위와 동일한 방식을 따라서 각의 액추에이터에 대한 위상으로 정리를 하여 주면 된다. 이를 가지고 가진기에 의해 발생하는 위상에 관한 항으로 정리하면 식 (18)과 같이 정의된다.

$$\xi_n^*(t) = \left( \begin{array}{c} |\Xi_{sn,1}^*| + |\Xi_{sn,st1}^*| \\ + |\Xi_{sn,st2}^*| + |\Xi_{sn,st3}^*| \end{array} \right) e^{i(\omega t + \beta_{n,1})} \quad (18)$$

진동의 절연을 위하여 (진폭을 0으로) 진폭에 대한 식의 우변을 0으로 가정하여 각 액추에이터의 진폭  $F_{st1,z}$ ,  $F_{st2,z}$ ,  $F_{st3,z}$  를 계산한다. 진폭을 0으로 가정한 후, 각 진폭을 구하기 위해 정리하여 주면 식 (19)와 같이 정리할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} H_{13}^* & H_{14}^* & H_{15}^* \\ H_{23}^* & H_{24}^* & H_{25}^* \\ H_{33}^* & H_{34}^* & H_{35}^* \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_{st1,z} \\ F_{st2,z} \\ F_{st3,z} \end{Bmatrix} = -W_z \begin{bmatrix} H_{11}^* + dH_{16}^* + dH_{18}^* \\ H_{21}^* + dH_{26}^* + dH_{28}^* \\ H_{31}^* + dH_{36}^* + dH_{38}^* \end{bmatrix} \quad (19)$$

위 식에서 좌변의 행렬에 대한 역행렬을 양변에 곱해주면 각 액추에이터의 힘을 구할 수 있다.

### 3. 시뮬레이션 결과

#### 3.1 시뮬레이션 개요

수학적 모델의 타당성을 판단하기 위해 시뮬레이션을 실시 하였다. 운동방정식을 상태공간 방정식으로 표현하였고 이는 다음과 같다.

$$\dot{\mathbf{x}}'(t) = \mathbf{A}\mathbf{x}'(t) + \mathbf{B}\mathbf{u}(t) \quad (20)$$

$$\mathbf{y}'(t) = \mathbf{C}\mathbf{x}'(t) \quad (21)$$

여기서  $\mathbf{A}$ 는 시스템의 상태 행렬,  $\mathbf{B}$ 는 입력행렬,  $\mathbf{C}$ 는 출력행렬을 나타내며  $\mathbf{M}'$ ,  $\mathbf{C}'$ ,  $\mathbf{K}'$ 는 마운트 좌표로 변환된 값들을 나타낸다.

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} \mathbf{O}_{n \times n} & \mathbf{I}_{n \times n} \\ -\mathbf{K}' & -\mathbf{C}' \\ \mathbf{M}' & \mathbf{M}' \end{bmatrix}, \quad \mathbf{B} = \begin{bmatrix} \mathbf{O}_{n \times n} \\ 1 \\ \mathbf{M}' \end{bmatrix} \quad (22-23)$$

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} \mathbf{I}_{3 \times 3} & \mathbf{O}_{3 \times 3} & \mathbf{O}_{3 \times 3} & \mathbf{O}_{9 \times 9} \\ \mathbf{O}_{3 \times 3} & \mathbf{O}_{3 \times 3} & \mathbf{I}_{3 \times 3} & \mathbf{O}_{9 \times 9} \end{bmatrix} \quad (24)$$

출력  $\mathbf{y}(t)$ 는 각 마운트에 해당되는 source 파트 3개, receiver 파트 3개 총 6개의 출력이다.

$$\mathbf{y}(t) = \{a_{st1,g1} \ a_{st2,g1} \ a_{st3,g1} \ a_{st1,g2} \ a_{st2,g2} \ a_{st3,g2}\}^T \quad (25)$$

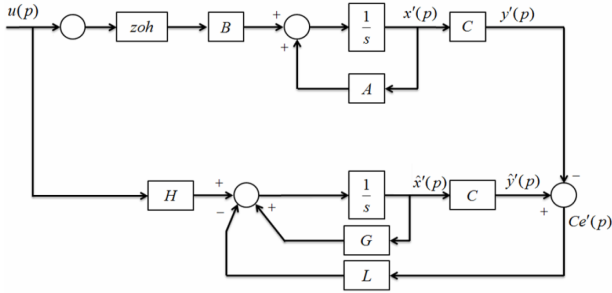


Fig. 3 State observer design

여기서  $a_{sin, gm}$  은  $m$  의 관성을 가진 질량에서  $n$  번 째 경로에서 액추에이터 부분의 가속도를 나타낸다. 입력과 샘플링 주파수는 각  $u(t) = 10 \sin(800\pi t)$  와 15 kHz로 설정하였고 Table 1의 값을 사용하여 나온 결과를 도출 하였다.

3.2 추정기 설계

측정할 수 있는 시스템의 상태는 제한되어 있으나 피드백 제어시스템을 구성하기 위해서는 모든 상태값 (9개)가 필요하므로 Fig. 3과 같이 상태 관측기를 설계하였고 결과에 대한 추정치를 예측하였다.

실제 시스템의 A, B, C 행렬을 사용하여 추정치에 대한 G, H, C 행렬을 만들어 준다. 시스템의 상태공간 방정식은 연속시간에서 정의되었으며 시뮬레이션을 위해 bilinear transformation을 통하여 이산시간행렬로 변환한다. 관측기 게인 L을 적절히 선택하여 추정 출력을 계산하였으며 실제 출력과 추정에 의한 출력을 비교하여 보면 일치하는 것을 볼 수 있다. 따라서 추정기 모델의 타당성을 입증하였으며 이는 피드백 제어 시스템에 활용된다.

3.3.9 자유도 액추에이터제어

3.2절의 결과를 액추에이터를 사용하여 receiver에 전달되는 진동감소 여부를 판단하기 위해 시뮬레이션을 하였다. 액추에이터 신호는 다음과 같이 가정하였다.

$$f_{sm}(t) = F_{sm} \sin(\omega t + \phi_{sm}) \quad (26)$$

시뮬레이션은 액추에이터를 최소한으로 사용하여 최대의 효율을 내는 것을 보기 위하여 각 액추에이터를 번갈아 가며 작동시키며 하였다.

Table 2와 Table 3는 시간영역에 대한 값을 비교한 것이다. 시뮬레이션은 3번째 path를 타겟으로 하였으며, 액추에이터 1과 액추에이터 2를 동시에 사용하는 경우(case 2)와 각 경로에 존재하는 액추

Table 2 Source vibration reduce by active control

	Source 1	Source 2	Source 3
Case 1	0.533	1.514	1.095
Case 2	2.55(378%↑)	3.28 (116%↑)	0.11(89% ↓)
Case 3	2.94 (450%↑)	2.89(91%↑)	0.019 (98% ↓)

Table 3 Receiver vibration reduce by active control

	Receiver 1	Receiver 2	Receiver 3
case 1	0.238	0.370	0.612
case 2	0.078(67% ↓)	0.137(63% ↓)	0.363(41% ↓)
case 3	0.102(57% ↓)	0.166(55% ↓)	0.384(37% ↓)

Table 4 Phase difference between the case without control and the case with control

(degree)	Receiver 1	Receiver 2	Receiver 3
Case 1 and case 2	0.0025	0	0.0025
Case 1 and case 3	0.0025	0	0.0025

에이터를 동시에 사용하는 경우(case 3)에 대한 source와 receiver에서 나타나는 값들이다. Table 2의 결과를 보면 path 3의 source에 대한 진동은 큰 폭으로 줄어드는 것을 볼 수 있다. 이는 path 3의 절연 목적으로 액추에이터의 값들을 계산하였기 때문이다. source의 path 3에 대한 진동이 절연됨에 따라 receiver 진동이 최적으로 나오는 경우는 Table 3에서 볼 수 있다. case 1은 액추에이터를 사용하지 않은 경우이다.

Table 3에서 case 2에 대한 결과를 보면 Receiver 1의 결과가 기존의 결과에 비해 약 67% 감소되는 것을 볼 수 있다. Receiver 2는 기존의 결과에 비해 약 63% 감소되는 것을 볼 수 있으며, 또한 Receiver 3는 기존의 결과에 비하여 약 41% 감소되는 것을 볼 수 있다. case 3의 결과는 Receiver 1에 대한 결과가 기존의 결과에 비해 약 57% 감소되는 것을 볼 수 있다. Receiver 2는 기존의 결과에 비해 약 55% 감소되는 것을 볼 수 있으며, 또한 Receiver 3는 기존의 결과에 비하여 약 37% 감소되는 것을 볼 수 있다. Table 4는 액추에이터 컨트롤이 없는 경우와 액추에이터에 의해 컨트롤 되는 경우 Receiver에서 나오는 출력에 대한 위상차를 나타내는 수치이다. case 1과 case 2의 위상차는 Receiver 1과 Receiver 3에서는 위상차가 0.0025 정도로 아주 미세한 차이를 보이며 Receiver 2에서는 위상차를 보이지 않는 것을 볼 수 있다. 또한 case 1과 case 3에 대한 결과에서도 같은 경향을 보이는 것을 볼 수 있다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 단일주파수에 의한 source와 receiver부의 진동레벨에 대한 액티브 컨트롤의 최적 case선정과 최적 절연 특성연구가 이루어졌다. Source - path - receiver 기반 3차원 모델이 수립 되었으며 이를 바탕으로 각 경로 별 진동을 절연할 수 있는 제어 신호의 진폭과 위상이 계산되었다. 제어 시스템의 구성을 위해 측정되지 않는 모든 상태변수를 추정할 수 있는 관측기가 설계 되었으며 제어 결과가 시뮬레이션을 통해 예측 되었다. 시뮬레이션 결과는 진동절연을 타겟으로 한 source부분의 path 3에 대한 진동이 큰 폭으로 절연 되는 것을 볼 수 있으며, receiver 부분의 진동레벨이 추가적으로 저감될 수 있다는 것을 보였다. 향후 연구는 본 연구 결과의 실험적 검증을 위하여 실험-셋업을 통한 원리실험, source, receiver와 액추에이터간의 상호 관계에 대한 분석, 보다 넓은 범위의 주파수에서 진동 제어를 위하여 실시간 제어 시스템 적용, 그리고 순수한 정현파가 아닌 복잡한 신호를 가하였을 경우에 대한 연구 또한 필요하다. 또한 진동 절연을 위해 세 개의 능동 구조 경로 사이의 상호 작용을 분석하여 시뮬레이션 및 실험 결과를 뒷받침 하는 것이다.

#### 후 기

이 논문은 2016년도 정부(미래창조과학부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 연구임(NRF-2016R1C1B101088).

#### 참고문헌 (References)

- (1) Loewy, R.G., 1984, "Helicopter Vibrations: A Technological Perspective," *Journal of American Helicopter Society*, vol. 29, pp. 4~30.
- (2) Kawaguchi, H., Bando, H. and Niwa, Y., 1996, "The Test Result of AVR (Active Vibration Reduction) System," *The American Helicopter Society 52nd Annual Forum*, pp. 123~136.
- (3) Sutton, T., Elliott, S., Brennan, M., Heron, K., and Jessop, D., 1997, "Active Isolation of Multiple Structural Waves on a Helicopter Gearbox Support Strut," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 205, pp. 81~101.
- (4) Millott, A., Welsh, W., Yoerkie, C., MacMartin, D., and Davis, D., 1998, "Flight Test of Active Gear-mesh Noise Control on the S-76 Aircraft," *Proc. 54th Annual Forum of the American Helicopter Society*, pp. 241~249.
- (5) Baz, A., 2001, "Active Control of Periodic Structures," *ASME Journal of Vibration and Acoustics*, vol. 123, pp. 472~479.
- (6) Asiri, S., Baz, A., and Pines, D., 2005, "Periodic Struts for Gearbox Support System," *Journal of Vibration and Control*, vol. 11, pp. 709~721.
- (7) Asiri, S., Baz, A., and Pines, D., 2006, "Active Periodic Struts for a Gearbox Support System," *Smart Material Structures*, vol. 15, pp. 1707~1714.
- (8) Gembler, W., Schweitzer, H., Maier, R., and Pucher, M., 1998, "Helicopter Interior Noise Reduction by Active Gearbox Struts," *Proceedings of the 54th Annual Forum of the American Helicopter Society*, pp. 37~47.
- (9) Maier, R., Hoffmann, F., and Tewes, S., 2002, "Active Vibration Isolation System for Helicopter Interior Noise Reduction," *8th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference*.
- (10) Hoffmann, F., Maier, R., Janker, P., and Hermle, F., 2006, "Helicopter Interior Noise Reduction by using Active Gearbox Struts," *12th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference*.
- (11) Sano, H., Yamashita, T., Nakamura, M. 2002. "Recent Application of Active Noise and Vibration Control to Automobiles," *Proceedings of Active 2002*, Southampton, UK, pp. 29~42.
- (12) Nguyen, M., 2009 "A Novel Semi-active Magneto-rheological Mount for Vibration Isolation," *University of Toledo, Dissertation*.
- (13) Matsuoka, H., Mikasa, T., and Nemoto, H., 2004, "NV Countermeasure Technology for a Cylinder-On-Demand Engine - Development of Active Control Engine Mount," *SAE Technical Paper 2004-01-0413*.
- (14) Togashi, C. and Ichiryu, K., 2003, "Study on Hydraulic Active Engine Mount," *SAE Technical Paper 2003-01-1418*.