

<논 문>

## ER 유체와 압전작동기를 이용한 엔진마운트의 모델링 및 제어

최승훈\* · 최영태\* · 최승복\*\*

(1995년 4월 1일 접수)

### Modeling and Control of an Engine Mount Using ER Fluids and Piezoactuators

Seung-Hoon Choi, Young-Tai Choi and Seung-Bok Choi

**Key Words** : Engine Mount(엔진마운트), Vibration Isolation(진동절연), Electro-Rheological Fluid(전기유동 유체), Piezoactuator(압전작동기),  $H_\infty$  Control( $H_\infty$  제어)

#### Abstract

This paper presents a new prototype of an engine mount for a passenger vehicle featuring ER (electro-rheological) fluids and piezoactuators. Conventional rubber mounts and various types of passive or semi-active hydraulic engine mounts have their own functional aims on the limited frequency band in the broad engine operating frequency range. However, the proposed engine mount covers all frequency range of the engine operation. A mathematical model of the proposed engine mount is derived using the bond graph method which is inherently adequate to model the interconnected hydro-mechanical system. In the low frequency domain, the ER fluid is activated upon imposing electric field for vibration isolation while the piezoactuator is activated in the high frequency domain. PD control algorithm is utilized to determine control electric field for the ER fluid and  $H_\infty$  control technique is adopted for the piezoactuator. Computer simulation is undertaken in order to demonstrate isolation efficiency of the engine mount over wide operating frequency range.

#### 기 호 설 명

$A_p$  : 상부 및 하부 액실의 피스톤 단면적

$C_i$  : 하부 액실의 컴플라이언스

$C_u$  : 상부 액실의 컴플라이언스

$E$  : 전기장의 세기

$F(t)$  : 엔진 가진력

$F_a(t)$  : 압전작동기의 제어력

$F_{ER}(t)$  : 전기장 부하시 ER유체의 압력 강하로 인한 감쇠력

$F_z(t)$  : 차체에 전달되는 힘

$I_i$  : 전극사이의 유체 이너턴스

$L$  : 전극의 길이

$P_{ER}(t)$  : 전기장 부하시 ER 유체의 항복응력에 의한 압력 강하

$T$  : 압전작동기의 시정수

$V_u$  : 상부 액실의 부피

$b$  : 전극의 너비

$b_i$  : 전극사이의 유체 저항

$b_r$  : 고무의 감쇠계수

$d_{eff}$  : 유효 압전상수

\*인하대학교 대학원 기계공학과

\*\*회원, 인하대학교 기계공학과

- $h$  : 전극사이의 간격  
 $k_a$  : 압전작동기의 강성계수  
 $k_r$  : 고무의 강성계수  
 $m_a$  : 압전작동기의 질량  
 $m_r$  : 엔진과 고무의 질량  
 $\nu_i$  : 전극판 사이를 흐르는 유체의 체적  
 $x_r$  : 엔진의 변위  
 $x_a$  : 압전작동기 상부의 변위

### 그리스문자

- $\dot{\gamma}$  : 전단변형률  
 $\eta$  : ER 유체의 점성계수  
 $\tau_y(E)$  : ER 유체의 항복응력

## 1. 서 론

자동차 기술의 발전단계에 있어서 엔진의 출력이 증가하고 차량의 무게가 가벼워짐에 따라 필연적으로 수반되는 것이 소음과 진동 문제이다. 자동차 엔진은 스스로 회전하고 구동장치(driveline)를 통해 토크를 전달하는 특징 때문에 진동가진원으로 작용한다. 따라서 엔진의 움직임에 기인되는 자동차의 소음과 진동 문제를 해결하기 위해 엔진마운트의 최적위치결정, 우수한 성능의 엔진마운트 설계 및 제어를 위한 연구와 개발이 활발히 진행되고 있다.

엔진마운트는 기본적으로 엔진의 무게를 지지하고, 엔진의 과도한 움직임을 제한하는 기능을 가지고 있다. 또한 엔진의 관성과 엔진마운트의 유연성에 의해 차체에 전달되는 엔진의 가진력을 감소시키며, 적절한 조율(tuning)을 통해 노면으로부터 유발된 차체진동을 흡수하기도 한다. 엔진마운트의 성능요구조건은 가진 주파수 영역에 따라 달라진다. 저주파수 영역(5~30 Hz)에서는 엔진의 요동이 크고, 엔진마운트 시스템의 공진 및 차체의 여러 구조 공진들이 존재하므로, 큰 강성으로 엔진의 움직임을 제한하는 한편 큰 감쇠력으로 차체에 전달되는 충격력을 감소시켜야 한다. 반면에, 고주파수 영역(30~200 Hz)에서는 엔진의 가진폭이 작으므로 보다 유연하고 작은 감쇠력을 갖는 엔진마운트가 요구된다.

전형적인 고무 엔진마운트는 강성계수와 감쇠계수가 가진주파수와 가진폭에 따라 거의 변하지 않

기 때문에 엔진마운트의 성능요구조건을 모두 만족시킬 수 없다. 펠트(felt), 철사망(wire mesh) 성분 등을 이용해서 가진폭에 따라 동적특성이 변하도록 한 엔진마운트도 있으나, 감쇠력과 강성이 동시에 성능요구조건에 맞도록 조절되지는 않는다.<sup>(1)</sup>

고무 엔진마운트의 단점을 보완하기 위해 유체봉입 엔진마운트가 제안되었다. 고무 엔진마운트 내에 유체관을 설치하여 큰 유체 감쇠력이 발생하도록 한 것이다. 고주파수 영역에서는 유체 감쇠력이 발생하지 않도록 하기 위해 분리기(decoupler)를 장착하여 상반된 성능요구조건이 비교적 잘 만족되도록 하였다. 그러나 분리기가 있음에도 불구하고 고주파수 영역에서 전달률이 상승하는 단점이 있으며, 그 특성을 정확히 예측하기가 쉽지 않기 때문에 설계 및 조율시 많은 실험과 시행착오가 요구된다.<sup>(2~3)</sup>

한편, 솔레노이드 작동기 또는 스텝 모터로 유체관의 직경을 변화시켜 설계와 조율의 복잡함을 줄이고 다양한 크기의 유체 감쇠력을 얻는 반능동식(semi-active) 엔진마운트에 대한 연구가 수행되었다.<sup>(4,5)</sup> 그리고, 이러한 기계적 구동 장치를 사용한 것들과는 달리 전기장의 변화에 따라 유체의 유동성질이 급변하는 특성을 가진 전기유동(electrorheological; ER) 유체를 이용한 엔진마운트("ER 엔진마운트")에 대한 실험적 고찰과 이론적 해석이 수행되었다.<sup>(6,7)</sup> ER 엔진마운트는 장치의 소형화 및 우수한 응답성, 자유로운 감쇠력 조절과 적은 전력소모를 특징으로 한다. 그러나 이와 같은 반능동식 엔진마운트는 저주파수 영역에서의 감쇠력 조절이 목표이므로, 고주파수 영역에서의 소음과 진동 문제에 대해서는 아무런 해결책을 제시하지 않았다.

또한 최근에는 빠른 응답속도를 가진 압전작동기(piezoactuator; PA)를 이용한 능동식(active) 엔진마운트가 제안되었다.<sup>(8)</sup> 그러나 압전작동기의 발생변위가 작기 때문에 엔진의 변위가 큰 30 Hz 이하의 저주파수 영역에 대해서는 적용하지 않았다. 따라서 압전작동기는 엔진 변위가 큰 저주파수 영역에서의 진동절연 효과를 보장한다고 볼 수 없다. 또한 실험에 적용된 LMS(least mean square) 제어 알고리즘은 진동절연 문제에 적합한 간단한 제어이론이지만, 모든 주파수 영역에서 최적 성능을 갖도록 하는 것은 어렵고, 시스템 변동에 대해 강건하지도 않다. 이 외에도 Muller에 의해 유체봉

입 엔진마운트와 전자기(electromagnet) 작동기를 조합한 능동식 엔진마운트가 제안되었다.<sup>(9)</sup> 전자기 작동기는 저주파수 영역에서 유체 감쇠력을 보완하고, 고주파수 영역에서 진동절연 기능을 한다. 능동 제어력은 유체를 통해 작용되고, 전달력의 2차(엔진회전수의 2배) 성분만을 제어대상으로 삼았다. 이와 같은 요인들로 인해 Muller가 제안한 엔진마운트는 ER 유체나 압전작동기에 비해 비교적 많은 30~40 watts의 전력을 사용했음에도 불구하고, 전 주파수 영역에서 뛰어난 제어성능을 발휘하지는 못했다.

본 연구에서는 적은 전력소모로 엔진의 전 작동 주파수 영역에서 우수한 진동절연 성능을 발휘할 수 있는 새로운 형태의 엔진마운트를 제안하였다. 이 엔진마운트는 특정주파수 영역에서 고유작동특성을 갖고 있는 ER 작동기와 압전작동기로 구성되어 있으며, 능동제어를 위해 PD(proportional derivative) 제어 알고리즘과  $H_\infty$  제어기법이 각 작동기에 적용되었다. 시스템의 변수변동에 대한 강건성과 전 주파수 영역에서의 효과적인 진동절연 성능을 입증하기 위하여 컴퓨터 시뮬레이션을 수행하였다.

## 2. 모델구성 및 모델링

제안된 엔진마운트는 다양한 크기의 감쇠력을 발생시킬 수 있는 ER 유체와 빠른 응답과 정밀한 위치 제어를 특징으로 하는 압전작동기를 함께 가지고 있으며 그 구조는 Fig. 1과 같다. 전극관을 사이에 두고 나누어진 상부 액실(upper chamber)과 하부 액실(lower chamber)은 ER 유체로 채워져 있다. 상부 액실은 고무와 강체 케이스로 막혀 있으며, 엔진으로부터 압축력이 작용하였을 때 고무의 강체 케이스에 대한 상대운동으로 인해 체적변화가 생기고, ER 유체는 하부 액실로 흐르게 된다. 하부 액실은 다이어프램(diaphragm)에 의해 대기와 차단되어 있으며 상부 액실에서 밀려온 ER 유체를 저장한다. ER 유체는 엔진과 압전작동기 사이에서 내부 작동기(internal actuator)로서 작동되어 고무의 부족한 감쇠력을 보완해 준다. 압전작동기는 강체 케이스의 밑바닥에 부착되어서 제어력을 제공한다.

Fig. 2는 제안된 엔진마운트 내의 에너지 흐름을 보여주는 본드 그래프 모델이다. 본드 그래프 모델링 방법은 에너지 흐름에 따라 시스템을 본드 그래프로 표시한 후, 수학적 모델을 그래프로부터 유

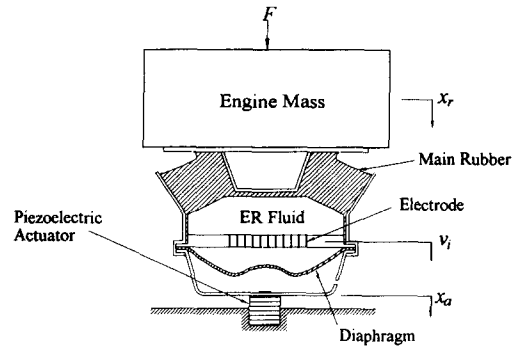


Fig. 1 Configuration of the proposed engine mount

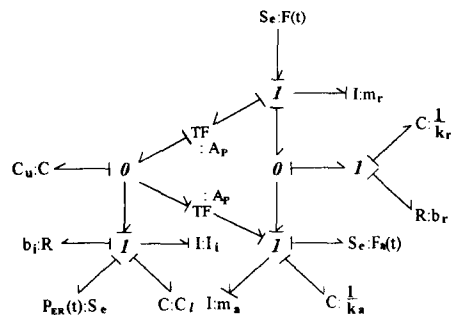


Fig. 2 Bond graph model of the engine mount

도해 내는 것이다. 에너지 관점에서 시스템을 해석하므로, 유체-기계 혼합 시스템의 경우, 일관성 있는 개념과 접근법을 사용하여 지배방정식을 얻을 수 있다.<sup>(10)</sup> Fig. 2에서  $m_r$ ,  $m_a$ ,  $I_i$ 는 각각 엔진과 고무의 질량, 압전작동기의 질량, 전극관 사이를 통과하는 유체의 이너턴스(inertia)이고,  $k_r$ ,  $k_a$ ,  $C_u$ ,  $C_l$ 은 각각 고무의 강성계수, 압전작동기의 강성계수, 상부 액실의 컴플라이언스(compliance), 하부 액실의 컴플라이언스를 나타낸다.  $C_u$ 와  $C_l$ 은 가장자리가 고정된 원형 고무판에 균일한 분포압력이 작용할 때 발생하는 컴플라이언스로 모델링하였다.  $A_p$ 는 상하부 액실의 피스톤 단면적을 나타낸다.  $b_r$ 은 고무의 감쇠계수이고,  $b_i$ 는 충류유동일 때 두개의 고정된 판 사이를 흐르는 유체 저항으로써  $b_i=12\eta L/bh^3$ 과 같이 표현된다. 여기서,  $\eta$ 는 유체의 점성계수,  $L$ 은 유동방향의 전극관 길이,  $b$ 는 전극관의 너비,  $h$ 는 전극관 사이의 간격을 나타낸다.  $F(t)$ ,  $P_{ER}(t)$ ,  $F_a(t)$ 는 각각 엔진으로부터의 가진력, 전기장 부하시 ER 유체의 항복응력에 의한 압력 강하, 압전작동기의 제어력을 나타낸다.

Fig. 2에 주어진 본드그래프를 통해 다음과 같은 운동방정식을 얻을 수 있다.

$$m_r \ddot{x}_r + b_r (\dot{x}_r - \dot{x}_a) + k_r (x_r - x_a) + \frac{A_p}{C_u} (A_p x_r - A_p x_a - \nu_i) = F(t) \quad (1)$$

$$I_i \ddot{\nu}_i + b_i \dot{\nu}_i + \left( \frac{1}{C_u} + \frac{1}{C_l} \right) \nu_i - \frac{1}{C_u} (A_p x_r - A_p x_a) = -P_{ER}(t) \quad (2)$$

$$m_a \ddot{x}_a + b_r (\dot{x}_a - \dot{x}_r) + k_r (x_a - x_r) + k_a x_a - \frac{A_p}{C_u} (A_p x_r - A_p x_a - \nu_i) = -F_a(t) \quad (3)$$

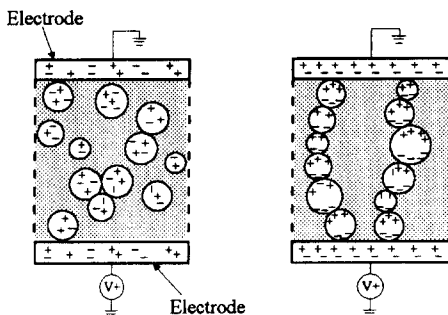
여기서,  $x_r$ 은 엔진의 변위,  $x_a$ 는 압전작동기 상부의 변위이고,  $\nu_i$ 는 전극판 사이를 흐르는 유체의 체적이다. 상부 액실과 하부 액실의 압력차가  $P_{ER}(t)$ 보다 작을 때에는 전극판 사이로 유체의 유동이 발생하지 않으며 ( $b_i = \infty$ ), 이때 식 (2)는 다음과 같이 된다.

$$\dot{\nu}_i = 0 \quad (4)$$

### 3. ER 유체와 압전작동기의 특성

#### 3.1 ER 유체의 특성

ER 유체는 비전도성 유체 속에 전도성 입자가 분산되어 있는 것으로 이러한 ER 유체의 외전상 가장 두드러진 현상은 전기장 무부하시 액체상태가 전기장 부하시 고체상태로 상변화(phase change)하는 것이다. Fig. 3은 전극의 전하와 분산된 입자의 전하 사이에 어떻게 해서 이러한 변화가 일어날 수 있는가를 현상학적으로 보여 준다. 그림에서 보는 바와 같이 전기장 무부하시 분산된 입자의 전하는 양극 혹은 음극이 될 수 있으며 자유로이 운동



(a) No voltage applied (b) Voltage applied  
Fig. 3 Phenomenological behavior of ER fluids

을 한다. 이때 유체는 등방향(isotropic)의 물리적 및 기계적 성질을 갖게 된다. 그러나 전기장 부하시 분산된 입자는 체인형 구조를 형성하게 되며 이 방향(anisotropic)의 물리적 및 기계적 성질을 갖게 된다. 이 체인형 구조로 인해 유체의 운동이 제한되고, 따라서 유체의 모든 유동 성질이 변화한다. 전기장이 무부하 상태로 될 때 유체는 다시 본래의 랜덤(random) 구조를 갖게 된다. 일반적으로 ER 유체의 상변화를 위해 요구되는 전기장의 크기는 약 1.2 kV/mm이나 전류밀도가 약 10  $\mu\text{A}/\text{cm}^2$  이하이기 때문에 상변화를 위해 요구되는 전력은 1watt 이하로 매우 적다. 또한, 반응속도는 1ms 이하이며 최대 반응주파수는 약 12 kHz로 알려져 있다. 부하되는 전기장의 크기는 ER 유체 전도성의 한계, 정밀한 전극 표면가공, 고전압 발생 장치의 소형화에 따른 어려움 등으로 인해 제한을 받게 되며, 본 연구에서는 3 kV/mm를 최대치로 설정하였다.

전기장( $E$ ) 무부하시 ER 유체는 뉴턴이언 유체로 간주되지만 전기장 부하에 따른 ER 유체의 거동 형태는 매우 복잡하다고 할 수 있다. 전기장으로 인한 ER 유체의 공통적인 현상은 빙행(Bingham) 거동을 하며 항복응력( $\tau_y(E)$ )의 크기는 전기장의 크기에 지수적으로 비례한다. 이와 같은 ER 유체의 전단거동식은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\tau = \eta \dot{\gamma} + \tau_y(E) = \eta \dot{\gamma} + \alpha E^x \quad (5)$$

여기서,  $\tau$ 은 전단응력을 나타내며  $\dot{\gamma}$ 은 전단변형률을 나타낸다.  $\tau_y(E)$ 의 비례계수  $\alpha$ 와 멱지수  $x$ 는 ER 유체 입자의 종류, 농도와 온도 등에 따른 고유 특성치로써 실험을 통해 얻어진다. 본 연구에서는 ER 유체를 자체조성하고 Couette형 전기점도시험장치를 사용하여 직접  $\alpha$ 와  $x$ 값을 구하였다.

ER 유체를 이용한 장치는 간단한 밸브에서부터 지능 우주 구조물에 이르기까지 매우 광범위하며 다양하다. 이 중에서 지금까지 가장 활발히 연구 개발되고 있는 분야는 자동차 산업 관련분야인데 그 예로써 ER 엔진마운트 외에 ER 클러치 시스템, ER 속업저버, ER 브레이크 시스템 및 각종 자동차용 ER 밸브 등을 들 수 있다.<sup>(11)</sup>

#### 3.2 압전작동기의 특성

압전성(piezoelectricity)이란 물질에 힘 또는 응

력을 가했을 때 전하가 발생하는 현상을 말하며, 이것을 직접압전효과(direct piezoelectric effect)라고 한다. 반대로 전기장을 물질에 가해 주었을 때 기계적 응력이나 변형이 일어나는 현상은 역압전효과(converse piezoelectric effect)라고 한다. 이와 같은 효과에 의해 기계적에너지가 전기에너지로, 전기에너지가 기계적에너지로 변하게 되는 것이다.

Fig. 4(a)는 전기장이나 외부의 힘이 가해지지 않았을 때 압전재료와 전극 내의 전하 분포를 보여 준다.<sup>(12)</sup> 많은 단위 격자들이 가지고 있는 쌍극자 모멘트의 배열로 인해 분극(polarization)현상이 발생한다. 이것에 의해 양의 전하는 결정의 한 끝에 모이고, 음의 전하는 반대편 끝에 모인다. 이때 Fig. 4(b)와 같이 응력  $\delta$ 로 압전재료를 누르면 재료의 변형이 발생하며, 이 변형은 쌍극자 거리  $d$ 를 변화시켜 분극에 영향을 끼친다. 결국 재료가 압축함에 따라 발생된 작은 분극에 의해 결정 양단의 전류밀도가 증가하게 된다. 만약 양단이 절연되어 있다면 전압차가 발생하고, 양단이 전기적으로 접촉되어 있다면 전자가 한 끝에서 다른 쪽 끝으로 이동한다(Fig. 4(c) 참조). 한편, Fig. 4(d)와 같이 전압이 압전재료에 가해지면, 양단의 전류밀도가

증가한다. 이때 압전재료 내의 음의 전하는 양의 전극으로 끌려 가고, 양의 전하는 음의 전극으로 끌려가서 쌍극자 거리  $d$ 뿐만 아니라, 결정의 길이가 변하게 된다.

입력 전압의 크기가 커질수록 증가하는 비선형성과 히스테리시스, 전극 파괴의 가능성 등으로 인해 입력 전압의 크기가 제한되며, 안정적으로 사용될 수 있는 입력 전압의 크기는 PZT( $\text{Pb}(\text{Zr}, \text{Ti})\text{O}_3$ )의 경우 약 100 V 이내이다. 그러나 양(+), 음(-) 전압의 반복 부하시 PZT내 단위격자들의 분극 방향이 바뀔 때 따라 전하의 재배치가 계속적으로 이루어져 원하는 성능을 얻기가 어렵다. 그러므로 편향(bias) 전압을 50 V 정도 두어 이 전압을 중심으로  $\pm 50$  V의 한계입력전압을 설정해 항상 양(+), 음(-)의 전압부하 상태로 사용하게 된다. 압전작동기는 엔진마운트의 진동절연 이외에도 조중성을 향상시킨 속업저버, 유압제어용 서보밸브 등 많은 응용분야를 가지고 있다.<sup>(13)</sup>

#### 4. 제어 알고리즘 구성

전기장 부하시 ER 유체의 항복응력에 의한 압력 강하  $P_{ER}(t)$ 는 유동방향에 대해 항상 반대방향으로 힘이 작용한다. 따라서 압력 강하  $P_{ER}(t)$ 는 부호함수를 사용하여 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$P_{ER}(t) = 2 \frac{L}{h} \tau_y(E) \cdot \text{sgn}(\dot{V}_u) \quad (6)$$

여기서, 전기장 부하시 발생되는 압력강하  $P_{ER}(t)$ 는 시간지연을 갖는 1차 시스템으로 표현될 수 있다. 참고문헌<sup>(4)</sup>의 실험적 고찰에 의하면, 시스템의 시상수는 8 msec로 발표되었다. 이 시상수로 표현되는 응답시간은 ER 유체의 종류, 온도 및 시스템의 형상에 따라 변할 수 있으나, 100 Hz 이하의 기계적 시스템에 적용하기에는 충분히 빠르다. 또한, 본 연구의 경우, ER 유체는 30 Hz 이하의 저주파수 영역에서만 사용되므로 식 (6)에 시간응답특성을 고려하지 않았다. 한편, 이 압력 강하로 인하여 엔진마운트에서 발생되는 ER 유체의 감쇠력  $F_{ER}(t)$ 는 다음과 같이 주어진다.

$$\begin{aligned} F_{ER}(t) &= A_p P_{ER}(t) \\ &= 2 \frac{A_p L}{h} \alpha E^x \cdot \text{sgn}(\dot{V}_u) \end{aligned} \quad (7)$$

물리적 관점에서 ER 유체와 연계된 제어 목적은

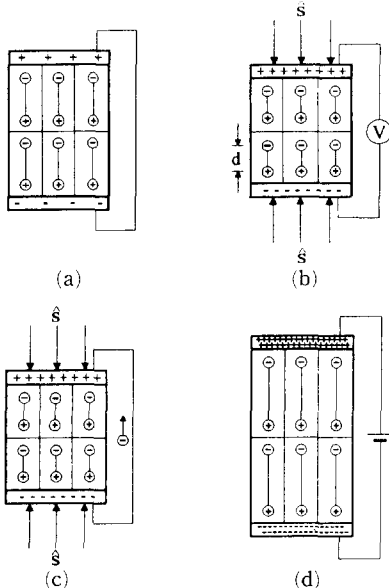


Fig. 4 Characteristics of piezoelectric materials

- (a) No external field
- (b) Pressure applied
- (c) Pressure applied and electrical path present
- (d) External potential applied

엔진의 변위와 속도를 감소시키는 것으로 이는 감쇠력  $F_{ER}(t)$ 에 의하여 성취될 수 있다. 따라서 PD 제어기법을 통하여 감쇠력  $F_{ER}(t)$ 의 크기를 결정하고 이로부터 제어 전기장  $E$ 를 다음과 같이 구할 수 있다.

$$E = \left[ \frac{K_p e + K_d \dot{e}}{A_p} \left( \frac{h}{2L\alpha} \right) \right]^{1/x} \quad (8)$$

여기서,  $e = |x_a - x_r|$ ,  $\dot{e} = |\dot{x}_a - \dot{x}_r|$ 이고,  $x_a$ 는 엔진 변위의 요구치로, 본 연구의 경우  $x_a = 0$ 이다.  $K_p$ 와  $K_d$ 는 각각 비례 및 미분계인을 나타낸다.

한편 고주파수 영역에서 작동되는 압전작동기의 경우,  $H_\infty$  제어 알고리즘을 사용하여 제어기를 구성하였다. 만일 PD 제어기로 두 작동기의 제어입력을 결정한다면 시스템 변동과 외란에 강건하지 못하여 전주파수 영역에서 우수한 성능을 갖기 어렵다. 반면 두 작동기를 모두  $H_\infty$  제어 알고리즘을 사용하여 설계할 경우, 전주파수 영역에서 우수한 진동절연성을 발휘하며, 시스템의 변수변동과 외란에 강건한 제어기를 설계할 수 있다. 그러나 이 경우, 제어기의 차수(order)는 증가되어 실제 실험적 구현이 불가능해지게 된다. 따라서, 본 논문의 경우 저주파수 대역에서는 실현성이 용이한 PD 제어기법을 사용하였으며, ER 유체를 이용한 작동기보다 높은 주파수 영역을 담당하는 압전작동기의 경우, 시스템 변수변동과 외란에 크게 영향을 받기 쉬우므로  $H_\infty$  제어 알고리즘을 사용하여 제어기를 설계하였다.

압전작동기와 연계된  $H_\infty$  제어기를 구성하기 위해 식 (1)~(3)을 다음과 같이 행렬식으로 표현한다.

$$\begin{aligned} M\dot{X} + B\dot{X} + KX &= G_w F(t) + G_u F_a(t) \\ X &= \{x_r, v_i, x_a\}^T \\ G_w &= \{1, 0, 0\}^T \\ G_u &= \{0, 0, -1\}^T \end{aligned} \quad (9)$$

압전작동기만을 사용하여 강건 제어기를 설계하고자 하므로 상기 식에  $P_{ER}(t)$ 를 포함시키지 않았고,  $M, B, K$ 는 각각 엔진마운트 시스템의 질량, 감쇠, 강성행렬을 나타낸다.

감쇠행렬  $B$ 에 포함된 유체 저항  $b_i$ 는 층류유동인 경우에 대해 유도된 것이므로  $b_i$ 가 엔진마운트의 넓은 작동주파수 범위에서 항상 실제의  $b_i$ 를 나타낸다고 볼 수 없다.  $b_i$ 와 같은 불확실한 시스템

파라미터에 대해서 시스템의 안정성과 성능을 보장해 주는 강건한 제어기를 설계하기 위해서는 먼저 불확실성에 대한 모델링이 필요하다.  $b_i$ 가 50%의 덧셈형 불확실성(additive uncertainty)을 갖는다고 가정하면  $B$ 를 다음과 같이 분해할 수 있다.

$$B = B^0 + \Delta B \quad (10)$$

여기서,  $B^0$ 은 공칭(nominal) 행렬이고,  $\Delta B$ 는  $b_i$ 의 불확실성으로 인한 섭동(perturbation) 행렬이다. 불확실성의 구조를 표현하기 위해  $\Delta B$ 를 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned} \Delta B &= M_1 \Delta_1 N_1 \\ M_1 &= \left[ 0, \sqrt{\frac{b_i}{2}}, 0 \right]^T, N_1 = \left[ 0, \sqrt{\frac{b_i}{2}}, 0 \right] \\ |\Delta_1| &< 1 \end{aligned} \quad (11)$$

여기서,  $\Delta_1$ 은 불확실성 섭동으로, 절대값이 1보다 작은 임의의 값을 갖는다. 새로운 변수  $\tilde{z}_1 = N_1 X$ ,  $\tilde{w}_1 = -\Delta_1 \tilde{z}_1$ 를 정의하고, 식 (9)~(11)을 이용하면,  $b_i$ 에 대한 불확실성을 포함한 엔진마운트 시스템은 다음과 같이 표현된다.

$$M\dot{X} + B^0 \dot{X} + KX = G_{\tilde{w}_1} \tilde{w}_1 + G_w F(t) + G_u F_a(t) \quad (12)$$

여기서,  $G_{\tilde{w}_1} = \{M_1\}$ 이고,  $b_i$ 의 섭동으로 인한 유체 저항력이 외란  $\tilde{w}_1$ 로 정의됨을 알 수 있다.

Fig. 5는 엔진마운트 시스템  $P$ 에서  $\Delta_1$ 을 섭동 되먹임(perturbation feedback)으로 끌어낸 블록선도이다. 압전작동기 밑에 로드셀(load cell)을 장착함으로써 병치된(colocated) 시스템을 이루며, 차체에 전달되는 힘을 되먹임 신호( $y$ )로 제어기  $K$ 에 전해줄 수 있다. 제어대상은 차체에 전달되는 힘( $\tilde{z} = F_t(t) = k_a x_a + F_a(t)$ )과 섭동 입력( $\tilde{z}_1$ )이고, 외란은 엔진의 가진력( $F(t)$ )과 섭동 출력( $\tilde{w}_1$ )이다.

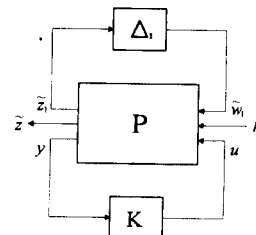


Fig. 5 Block diagram with perturbation feedback

압전작동기는 다음과 같이 구동전압  $u$ 를 입력으로, 발생변위량  $\Delta l$ 을 출력으로 하는 1차 선형 시스템으로 모델링 할 수 있다.

$$\Delta l(s) = P_u(s) u(s) = \frac{d_{eff}}{T_s + 1} u(s) \quad (13)$$

여기서,  $P_u(s)$ 는 압전작동기의 전달행렬이고  $s$ 는 라플라스 변환자(Laplace operator)이다. 또한,  $d_{eff}$ ,  $T$ 는 각각 압전작동기의 유효 압전상수와 시정수를 나타내며, 압전작동기의 발생력은 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$F_a(t) = k_a \cdot \Delta l(t) \quad (14)$$

압전작동기를 1차 선형 시스템으로 묘사했지만, 압전재료의 역압전효과를 이용할 때 히스테리시스가 발생하므로, 이 모델이 압전작동기의 작동 특성을 정확히 나타낸다고 볼 수 없다. 압전작동기가 갖는 히스테리시스는 실제 변형량의 약 15% 이내이므로, <sup>(15)</sup> 압전작동기의 유효 압전상수가 15%의 곱셈형 불확실성(multiplicative uncertainty)을 갖는다고 가정할 수 있다. 따라서 압전작동기의 섭동 모델은 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$P_u = P_u^0 + \Delta P_u = P_u^0 (1 + M_2 \Delta_2 N_2)$$

$$M_2 = N_2 = \sqrt{\frac{3}{20}}$$

$$|\Delta_2| < 1 \quad (15)$$

여기서,  $P_u^0$ 는 공칭값이며  $\Delta P_u$ 는  $P_u$ 의 불확실성으로 인한 섭동값이다. Fig. 6은 불확실성  $\Delta B$ 와  $\Delta P_u$ 를 포함한 시스템의 연결 구조를 보여 준다. 유효 압전상수의 섭동으로 인한 제어입력이 외란  $\tilde{w}_2$ 로 정의되었다.  $P$ 는 압전작동기의 공칭 모델  $P_u^0$ 을 포함한 전달행렬이고, 되먹임 신호  $y$ 에 측정 잡음  $n$ 이 작용한다고 가정하였다. 유효 압전상수의 섭동  $\Delta_2$ 에 입력되는 신호  $\tilde{z}_2$ 와 입력 전압  $u$ 를 제어 대상에 포함시켰다.

따라서, 최종적인 시스템은 5개의 입력( $\tilde{w}_1, \tilde{w}_2, F, n, u$ )과 5개의 출력( $\tilde{z}_1, \tilde{z}_2, \tilde{z}, u, y$ )을 갖는 다변수(multivariable) 시스템이다. 상태변수  $x = \{x_r, \nu_i, x_a, \dot{x}_r, \dot{\nu}_i, \dot{x}_a\}^T$ ,  $w = \{\tilde{w}_1, \tilde{w}_2, F, n\}^T$  그리고  $z = \{\tilde{z}_1, \tilde{z}_2, \tilde{z}, u\}^T$ 를 취하면 이 시스템은 다음과 같은 표준형  $H_\infty$  제어 문제로 표현된다.

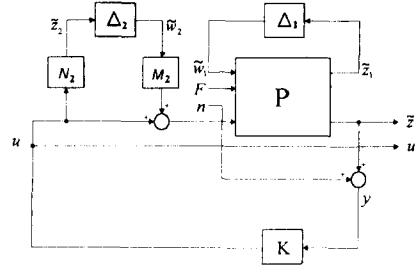


Fig. 6 Interconnection structure of the control system

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + B_1 w + B_2 u \\ z &= C_1 x + D_{11} w + D_{12} u \\ y &= C_2 x + D_{21} w + D_{22} u \end{aligned} \quad (16)$$

여기서,

$$A = \begin{bmatrix} 0 & I \\ -M^{-1}K & -M^{-1}B^0 \end{bmatrix}$$

$$B_1 = M^{-1} \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ G_{w1} & G_u P_u^0 M_2 & G_{w2} & 0 \end{bmatrix}$$

$$B_2 = M^{-1} \begin{bmatrix} 0 \\ G_u k_a P_u^0 \end{bmatrix}$$

$$C_1 = \begin{bmatrix} 0 & N_1 \\ 0 & 0 \\ C_{11} & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}, C_2 = [C_{11} \ 0 \ 0 \ 0], C_{11} = [0 \ 0 \ k_a]$$

$$D_{11} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_a P_u^0 M_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, D_{12} = \begin{bmatrix} 0 \\ N_2 \\ k_a P_u^0 M_2 \\ 1 \end{bmatrix}$$

$$D_{21} = [0 \ k_a P_u^0 M_2 \ 0 \ 1], D_{22} = [k_a P_u^0]$$

또한,  $\tilde{z}_1, \tilde{z}_2, u$ 에 가중치  $\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3$ 를 각각 곱해 줌으로써 주파수 영역에서의 성능 곡선을 적절히 조절할 수 있는 설계 자유도를 얻게 된다.  $H_\infty$  준최적화 알고리즘을 이용한 제어기와  $\mu$ 의 계산은  $\mu$ -analysis and synthesis toolbox<sup>(16)</sup>를 사용하였으며, 가중치의 적절한 조율을 통해 원하는 페루프 전달률 곡선을 나타내는 다음과 같은 7차의 제어기를 얻었다.

$$u(s) = -\frac{2.322e8s^6 + 4.733e12s^5 + 4.513e16s^4 + 4.016e20s^3 + 1.519e24s^2 + 4.186e26s + 1.488e28}{s^7 + 5.465e8s^6 + 3.986e12s^5 + 1.439e16s^4 + 2.946e19s^3 + 2.062e22s^2 + 4.129e24s + 2.125e25} y(s) \quad (17)$$

## 5. 시뮬레이션 결과 및 고찰

시뮬레이션에 사용된 시스템의 매개변수, ER 유체의 특성을 나타내는 비례상수 및 멱지수 그리고 압전작동기의 유효 압전상수 및 시정수들을 Table 1에 나타내었다. Fig. 7은 압전작동기는 작동시키지 않고 ER 유체에만 PD 제어를 통해 결정된 전기장을 공급할 때, 힘전달률( $F_e(t)/F(t)$ ) 곡선을 나타낸 것이다. 유체의 유동에 의존하는 반응동식 제어력만을 발생하는 ER 유체의 특성상, 첫번째 공진점에서 감쇠력을 이용한 진동절연 성능은 우수하나, 고주파수 영역에서는 그 성능의 한계가 있음이 뚜렷이 나타난다.

Fig. 8은 압전작동기를 위해 설계된  $H_\infty$  제어가 시스템의 변수변동에 대해 어느 정도의 강건성

을 가지고 있는가를 보여 주는  $\mu$ 선도이다. 전 주파수 영역에서  $\mu$ 값이 1보다 항상 작으므로, norm)으로 제한된 변수변동 영역 안에서  $H_\infty$  제어기는 항상 강건 안정성을 유지함을 알 수 있다.<sup>(17)</sup>

이와 같은 강건 안정성을 가진  $H_\infty$  제어를 통해 결정된 입력전압을 압전작동기에 공급하여 엔진마운트의 진동절연 성능을 관찰한 결과가 Fig. 9에 있다. 이때에는 ER 유체에 아무런 전기장을 공급하지 않았고, 압전작동기에 공급되는 입력 전압이  $\pm 50$  V를 넘지 않도록 하였다. 압전작동기의 발생 변위량 한계로 인해, 10 Hz 이전까지는 제어효과가 거의 없으나, 10 Hz 이후부터 조금씩 진동절연이 이루어지고(천이구간), 약 25 Hz 이후에는 포화현상 없이 진동절연이 잘 이루어짐을 알 수 있다.

Table 1 Parameters of the engine mount

Parameters	Values
Effective piston area ( $A_p$ )	$32 \times 10^{-4} \text{ m}^2$
Fluid resistance through electrodes ( $b_i$ )	$1.7797 \times 10^7 \text{ N} \cdot \text{s/m}^5$
Damping coefficient of the main rubber ( $b_r$ )	$116 \text{ N} \cdot \text{s/m}$
Compliance of the lower chamber ( $C_l$ )	$3.8907 \times 10^{-8} \text{ m}^5/\text{N}$
Compliance of the upper chamber ( $C_u$ )	$5.3371 \times 10^{-11} \text{ m}^5/\text{N}$
Fluid inertance through electrodes ( $I_i$ )	$4555 \text{ kg/m}^4$
Stiffness of the piezoactuator ( $k_a$ )	$2.1 \times 10^8 \text{ N/m}$
Stiffness of the main rubber ( $k_r$ )	$114 \times 10^3 \text{ N/m}$
Mass of the piezoactuator ( $m_a$ )	$0.043 \text{ kg}$
Mass of the engine and the main rubber ( $m_r$ )	$58.6 \text{ kg}$
Electrode width ( $b$ )	$0.04 \text{ m}$
Electrode gap ( $h$ )	$0.001 \text{ m}$
Electrode length ( $L$ )	$0.01 \text{ m}$
Proportional of the yield stress function ( $\alpha$ )	151.47
Exponent of the yield stress function ( $x$ )	1.8579
Viscosity of the ER fluid ( $\eta$ )	$0.2 \text{ N} \cdot \text{s/m}^2$
Number of electrodes	60
Effective piezoelectric constant ( $d_{eff}$ )	$3.4 \times 10^{-7} \text{ m/V}$
Time constant of the piezoactuator ( $T$ )	$60 \times 10^{-6}$



ER 유체와 압전작동기를 각각 독립적으로 이용해서 진동절연 효과를 살펴본 결과, 저주파수 영역의 진동절연에는 ER 유체가 효과적이고, 고주파수 영역에서는 압전작동기가 더 효과적임을 알 수 있다. 그러므로 ER 유체와 압전작동기를 동시에 작

동시킴으로써 전 주파수 영역에서의 진동절연 성능 향상을 얻을 수 있다. 그러나 ER 유체를 모든 주파수 영역에서 항상 작동시키면 에너지의 소모가 있을 뿐 아니라, 천이구간(10~25 Hz)에서 압전작동기의 과도(transient) 제어효과를 방해한다. 그

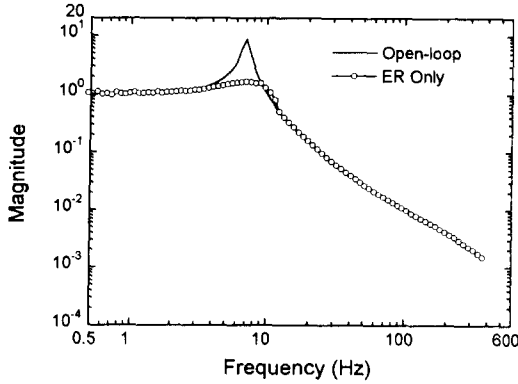


Fig. 7 Transmissibility using the ER fluid only

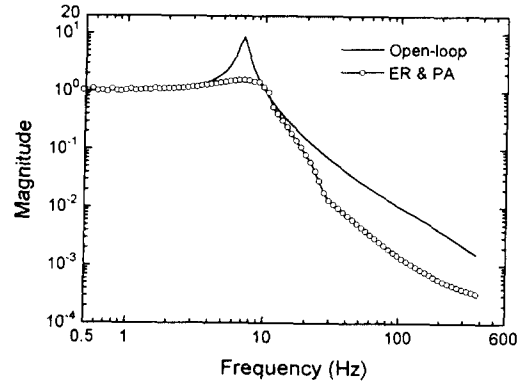


Fig. 10 Transmissibility using both the ER fluid and the piezoactuator

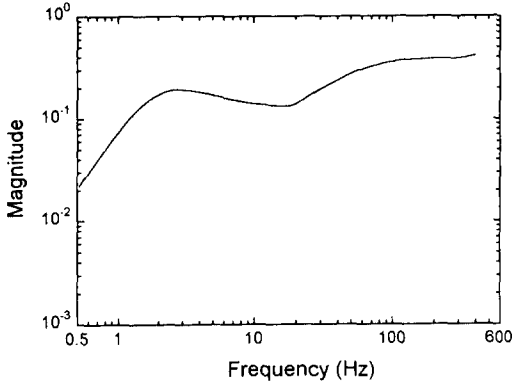
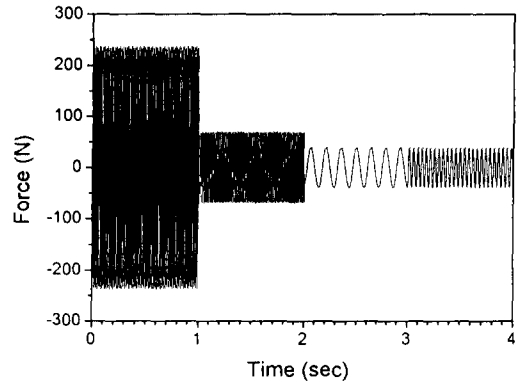


Fig. 8 Robust stability by  $\mu$



(a) Engine excitation force

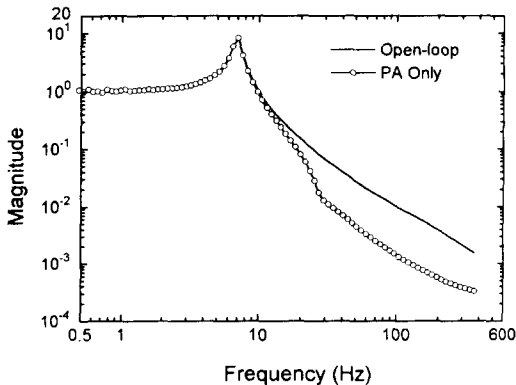
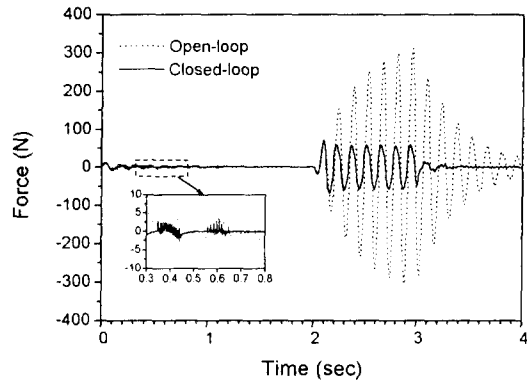


Fig. 9 Transmissibility using the piezoactuator only



(b) Transmitted force

Fig. 11 Time responses of the engine mount

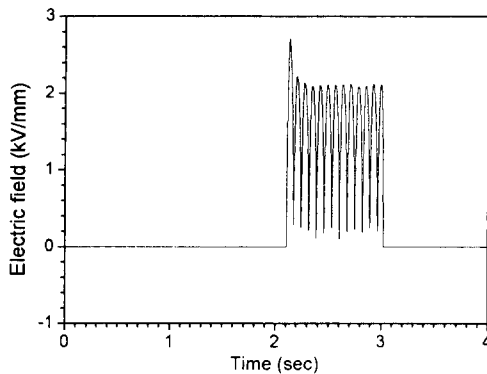
러므로 엔진마운트 고무 상단의 변위가 미리 설정된 한계 이내로 들어오면, ER 유체에 전기장을 공급하지 않음으로써 ER 유체를 큰 변위의 저주파수 영역(10 Hz 이하)에서만 작동시킬 수 있다. 이와 같은 방법을 통해 ER 유체로부터 발생될 수 있는 제어간섭 효과를 제거할 수 있다. 본 연구에서는 전기장의 공급 유무를 결정하는 고무의 한계변위를 0.28 mm로 설정하였다. Fig. 10은 ER 유체와 압전작동기를 함께 작동시켰을 때의 전달률 곡선을 보여 준다. 설정된 전주파수 영역에서 매우 우수한 진동절연 효과가 있음을 명확히 알 수 있다.

Fig. 11(a)는 시간에 따라 변하는 엔진의 가진력을 보여 주며, Fig. 11(b)는 이와 같은 엔진 가진력이 작용할 때, 차체에 전달되는 힘의 크기를 나타낸 것이다. 다양한 형태의 엔진 가진력이 들어오더라도, 즉 자동차의 운전환경에 관계없이, 진동절연이 효과적으로 이루어짐을 알 수 있다. 확대된 그림에서 보는 바와같이 0.4초와 0.6초 부근에서 떨림현상이 나타나며 이는 과도 구간에서의 입력 전

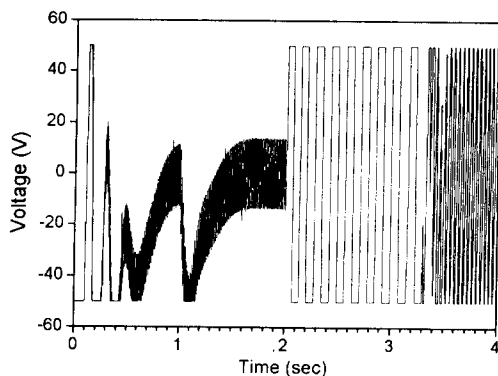
압 포화에 의한 것으로, 약 0.6초 이후의 정상상태 구간에서는 이러한 현상이 발생하지 않는다. Fig. 12는 ER 유체에 공급된 전기장과 압전작동기에 적용된 제어 전압을 나타낸 것이다. ER 유체는 변위가 큰 10 Hz 이하의 저주파수 영역에서만 작동됨을 Fig. 12(a)를 통해 알 수 있으며, Fig. 12(b)로부터 압전작동기에 공급되는 입력 전압이 최대 공급설정치인 50V를 초과하지 않는 것을 알 수 있다. 이것은 Fig. 11(a)에서 알 수 있듯이, 0~2초 동안의 엔진가진력 크기는 2~3초 동안의 가진력에 비하여 크나 가진주파수는 10 Hz 이상의 고주파수 범위대로 이때 발생하는 엔진의 변위는 설정된 고무의 한계변위보다 작아 ER 유체로는 제어전기장이 공급되지 않았기 때문이다. 그러나 2~3초 동안에 입력되는 가진력의 주파수는 엔진마운트 시스템의 공진주파수로 이때 발생하는 엔진의 변위는 설정된 고무의 한계변위보다 커져서 ER 유체로도 제어전기장이 공급되었기 때문이다.

## 6. 결 론

ER 유체와 압전작동기로 구성된 새로운 형태의 엔진마운트를 제안하였고, 제안된 엔진마운트의 수학적 모델은 본드 그래프 방법을 적용하여 도출하였다. ER 유체에 의한 진동절연 성능을 관찰하기 위해, PD 제어기법을 이용하여 결정된 전기장을 ER 유체에만 공급하였다. 이때 저주파수 영역에서 우수한 진동절연 성능향상을 얻었으나, 고주파수 영역에서는 아무런 성능개선이 이루어지지 않았다. 다음에 ER 유체에는 아무런 전기장을 가하지 않고, 압전작동기에  $H_{\infty}$  제어기법을 통해 결정된 전압을 공급하였다. 이때 고주파수 영역에서 우수한 진동절연 성능과 시스템의 불확실성에 대한 강건성과 안정성을 얻었으나, 저주파수 영역에서는 뚜렷한 성능개선이 이루어지지 않았다. 이를 통해 ER 유체는 저주파수 영역에서의 진동절연에 적합하며, 압전작동기는 고주파수 영역에서의 진동절연에 적합함을 알 수 있었다. 따라서, 고무의 임계변위를 이용해 ER 유체는 저주파수 영역에서만 작동시키고, 압전작동기에는 결정된 전압을 항상 공급함으로써, 전 엔진 작동주파수 영역에서 우수한 진동절연 성능을 얻었다. 향후 본 연구에서 유도된 수학적 모델과 해석결과와 실험적 검증을 위한 연구가 진행될 것이다.



(a) Electric field for the ER fluid



(b) Control voltage for the piezoactuator

Fig. 12 Time trajectories of the control inputs

## 참고문헌

- (1) Rivin, E. I., 1985, "Passive Engine Mounts—Some Directions for Further Development," *SAE Technical Paper Series 850481*.
- (2) Bernuchon, M., 1984, "A New Generation of Engine Mounts," *SAE Technical Paper Series 840259*.
- (3) Singh, R., Kim, G. and Ravindra, 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.
- (4) Graf, P. L. and Shoureshi, R., 1988, "Modeling and Implementation of Semi-Active Hydraulic Engine Mounts," *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, Vol. 110, pp. 422~429.
- (5) Smith, S. E. and Hoying, J. F., 1988, "Electronic Motor Mount with Rotary Flow Control Valve," United States Patent, Patent Number 4, 789, 143.
- (6) Morishita, S. and Mitsui, J., 1992, "An Electronically Controlled Engine Mount Using Electro-Rheological Fluid," *SAE Technical Paper Series 922290*.
- (7) 최영태, 김기선, 최승복, 정재천, 전영식, 1994, "전기유동 유체를 이용한 엔진마운트의 모델구성과 성능해석," 한국자동차공학회논문집, 제2권, 제3호, pp. 62~74.
- (8) Ushijima, T. and Kumakawa, S., 1993, "Active Engine Mount with Piezo-Actuator for Vibration Control," *SAE Technical Paper Series 930201*.
- (9) Muller, M., Weltis, U., Law, D., Roberts, M. M. and Siebler, T. W., 1994, "The Effect of Engine Mounts on the Noise and Vibration Behavior of Vehicles," *SAE Technical Paper Series 940607*.
- (10) Karnopp, D. C., Margolis, D. L. and Rosenberg, R. C., 1990, *System Dynamics: A Unified Approach*, John Wiley & Sons, Inc.
- (11) 최승복, 민수홍, 정재천, 1991, "자동차 산업 관련 전기점성유체 이용기술," 한국자동차공학회지, 제13권, 제4호, pp. 1~10.
- (12) Vlack, L. H. V., 1989, *Elements of Materials Science and Engineering-Sixth Edition*, Addison-Wesley Publishing Company.
- (13) Shiozaki, M., Kamiya, S., Kuroyanagi, M. and Matgui, K., 1991, "High Speed Control of Damping Force Using Piezoelectric Elements," *SAE Technical Paper Series 910661*.
- (14) Weiss, K. D., Carlson, J. D. and Coulter, J. P., 1993, "Material Aspects of Electrorheological Systems," *Journal of Intelligent Material Systems And Structures*, Vol. 4, pp. 13~34.
- (15) Takahashi, E., Miyoshi, T., Inoi, T., Maeda, T. and Takada, H., 1990, "Middle-Sized Metal Case Type Piezoelectric Actuator," *NEC Res. & Develop.*, Vol. 99, pp. 39~46.
- (16) Balas, G. J., Doyle, J. C., Glover, K., Packard, A. and Smith, R., 1991,  *$\mu$ -Analysis and Synthesis Toolbox*, The MathWorks, Inc.
- (17) Packard, A. and Doyle, J. C., 1993, "The Complex Structured Singular Value," *Automatica*, Vol. 29, No. 1, pp. 71~109.