

전동식 직접 구동형 능동 엔진 마운트의 설계

Design of Active Control Engine Mount Using Direct Drive Electrodynamic Actuator

박현기† · 이보하* · 이종원**

Hyun-Ki Park, Bo-Ha Lee and Chong-Won Lee

Key Words : active control, engine mount, electrodynamic actuator

ABSTRACT

This paper is focused on design of a new active control engine mount (ACM), which is compact in size and cost effective. The ACM, consisting of an electrodynamic actuator as the active element, flat springs and a sliding ball joint, is different in structure from the previous ACM designs based on the conventional hydraulic engine mount. Dynamic characteristics of the proposed ACM are extensively investigated before a prototype ACM, which meets the design specifications, is built in the laboratory. For cost effectiveness, a feed-forward control algorithm without a feedback sensor is used for reduction of the transmitted force through the ACM from the engine. The prototype ACM is then harmonic-tested with a rubber testing machine for verification of its control performance as well as adequacy of modeling. Experimental results show that the proposed ACM is capable of reducing the transmitted force by 20 dB up to the frequency range of 60 Hz.

기호설명

 A_g : 전자석 자극의 단면적 A_m : 영구 자석의 단면적 F_{active} : 전동식 구동기의 제어력 F_1, F_2 : 마운트 각 경로를 통해 차체로 전달되는 힘들 F_s : 자속 누설 계수 f_s : 자기 저항 계수 I_c : 구동기 코일에 흐르는 전류 K_r : 고무의 주 저장 강성 계수 L_g : 전동식 구동기의 공극 L_m : 영구 자석의 높이 $x(t)$: 엔진 진동 변위 μ_0 : 자유 공간 투자율 $(BH)_{max}$: 영구 자석의 실제 방출 에너지

1. 서론

엔진 마운트의 역할은 엔진을 효과적으로 지지하는 동시에 엔진으로부터 전달되는 진동 및 소음을 줄여서 승차감을 향상시키는 것이다. 엔진 마운트는 그 강성 및 감쇠가 크면 엔진을 효과적으로 지지하지만 마운트를 통한 차체로의 전달력이 커지게 되어 승차감이 나빠지고, 반대로 강성 및 감쇠가 작으면 전달력을 줄여서 진동 및 소음이 줄어들지만 엔진을 효과적으로 지지하지 못하게 되는 상반된 설계조건을 가지게 된다. 따라서 단순한 고무 및 유체를 사용해서는 이와 같은 상호 모순적 설계조건을 충족할 수 없기 때문에 고무 및 유체 봉입 마운트를 기본으로 하고 능동요소를 이용한 능동 엔진 마운트가 개발되고 있다 [1,2,3,4]. 능동형 엔진 마운트는 신뢰도 측면에서 보았을 때 추가로 설치된 에너지 공급원인 능동 구동기의 고장이 발생하는 경우에도 최소한 수동 엔진 마운트의 기능을 발휘해야만 한다. 또한 반대로 엔진이나 차체의 과도 응답이나 제어 방향이 아닌 다른 방향의 외란이 능동 엔진 마운트에 가해지는 경우 능동 구동기에 고장이 발생해서는 안된다.

따라서, 대부분의 능동 엔진 마운트의 경우 수동 구동부에 능동 구동기를 결합한 형태를 가지고 있다. 일반적으로 수동부의 요소로써 그 결합이 용이한 구조를 갖는 유체 봉입 마운트가 사용되어져 왔다. 이와 같이 유체를 통하여 간접적으로 엔진 마운트의 수동부와 능동 구동부를 연결하는 방식은 엔진이나 차체의 과도 응답이 능동 구동기로 직접적으로 전달되는 것을 차단할 수 있을 뿐만

† GS 건설

E-mail : hkpark0110@kaist.ac.kr

* 한국과학기술원 기계공학과

** 한국과학기술원 기계공학과

아니라 구동기의 제어 방향이 아닌 다른 방향의 힘에 의해 구동기에 가해지는 부담이 없다는 장점이 있다. 그러나 유체를 포함하는 구조를 가짐으로써 그 형상이 복잡하며 유체의 유실을 막기 위한 봉입 구조가 추가적으로 필요하게 되어 그 제작이 용이하지 않다는 단점이 존재한다.

본 연구에서는 유체를 이용하지 않으면서도 유체 봉입형의 장점인 과도 응답과 측력에 강건한 힘 전달 구조를 갖는 능동 엔진 마운트를 보이스코일 구동기와 판 스프링, 볼베어링과 고무 마운트 이용하여 설계하고 모형화하며 그 성능을 실험적으로 검증하고자 한다.

2. 능동 엔진 마운트의 설계와 모델링

능동 엔진 마운트의 고장시에도 최소한 수동 마운트처럼 작동할 수 있도록 하기 위해서 고무 마운트의 구조를 기본으로 설계하였다. 그림 1은 주고무와 전동식 구동기로 구성된 능동엔진마운트의 구조를 나타내고 있다. 주고무는 구동기의 운동자에 의해서 직접적으로 가진되며 운동자와 주고무 사이의 볼베어링은 판스프링의 예압에 의해서 수직 방향으로 접촉이 되어 있어서 측력 방향으로 힘이 들어와도 유연하게 견딜 수 있다.

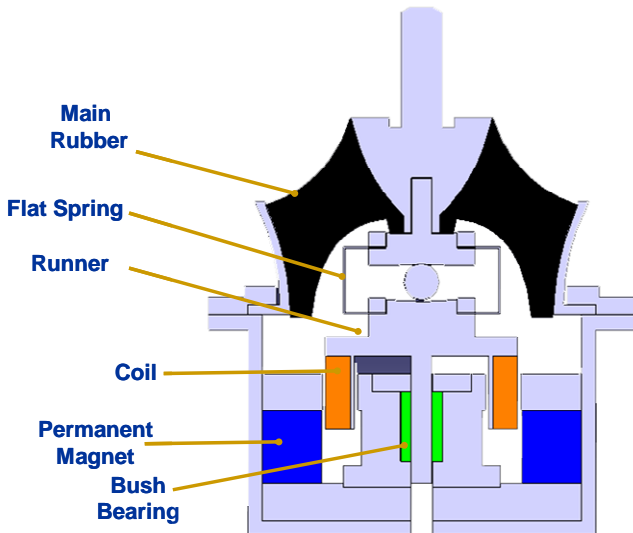


그림 1. 능동 엔진 마운트의 구조

그림 2는 능동 엔진 마운트의 구조를 도식적으로 모형화 한 것이다. $x(t)$ 는 엔진이 발생하는 변위를 나타내고, K_r 은 주고무 부분의 저장 강성 계수(stiffness coefficient), F_{active} 는 전동식 구동기가 발생하는 힘이다. 엔진에서 차체로 전달되는 힘 F_T 는 유체가 없는 고무 마운트이기 때문에 다

음과 같이 간단히 표시할 수 있다.

$$F_T = F_1 + F_2 \quad (1)$$

모형에서 차체로 향하는 힘을 양의 방향으로 두고 각각의 힘 F_1, F_2 를 구하면

$$\begin{aligned} F_1 &= K_r x \\ F_2 &= F_{active} = G_{active} I_c \end{aligned} \quad (2)$$

여기서 K_r 은 주고무 계수, I_c 는 코일의 제어 전류, G_{active} 는 전자식 구동기의 전류 강성 계수이다.

식 (1)과 식 (2)를 결합하면

$$\begin{aligned} F_{active} &= -K_r x + F_T \\ &= -K_r x \quad \text{for } F_T = 0 \end{aligned} \quad (3)$$

위의 식은 전달력을 완전히 상쇄시키기 위해 요구되는 힘이 $x(t)$ 를 측정하거나 추정하는 것으로부터 쉽게 계산되어 질 수 있다는 것을 표현한다.

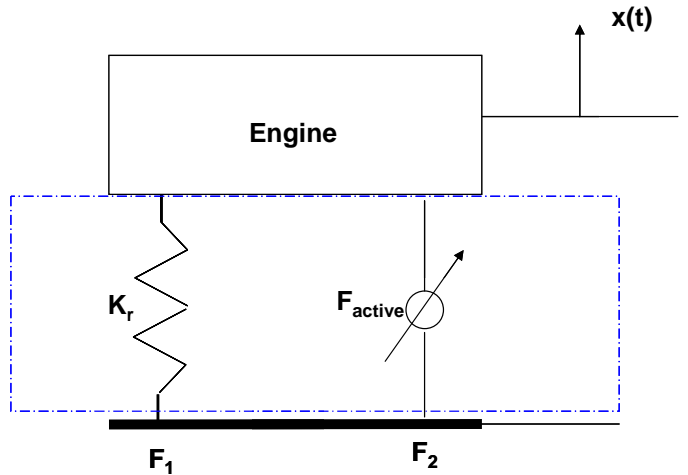


그림 2. 능동 엔진 마운트 해석 모형

3. 전동식 구동기의 설계

전동식 구동기를 설계할 때에는 우선 능동 엔진 마운트의 내부에 설치할 수 있는 크기가 되도록 각 부분의 치수가 결정되어야 하며 그 성능 또한 엔진 마운트를 통한 전달력을 상쇄시키는데 충분한 힘 및 변위 발생 능력과 가용 주파수 대역을 가져야 한다. 중형 승용차용 직렬 4 기통 가솔린 엔진이 600~3000rpm으로 작동할 때 롤 프론트 마운트(roll front mount)와 롤 리어 마운트(roll rear mount)에서 최대 0.1mm의 동적 변위(dynamic displacement)가 발생하므로 이 엔진 진동으로 인한 마운트부의 전달력을 상쇄하기 위한 힘이 필요하다. 고무 마운트의 주강성은 저변

위에서 0.4 kN/mm 의 값을 가지기 때문에 차체로 전달되는 힘은 약 40N 이다. 따라서 엔진이 20~100Hz 로 작동할 때 차체로의 전달력을 상쇄하기 위해 전동식 구동기의 힘은 40N 보다 커야 한다.

본 논문에서 제안하는 능동 엔진 마운트는 전동식 구동기가 엔진에 직접적으로 연결되어 있으므로 엔진의 무게에 의한 정적 변위 및 과도 응답에 의한 낮은 속도의 대 변위 그리고 엔진의 운전에 의해 발생하는 엔진 진동으로 인한 동적 변위를 전동식 구동기가 직접적으로 지탱하여야 하므로 구동기 부의 파손을 막기 위하여 러너의 허용 정적 및 동적 변위를 각각 10mm, 및 ±1mm 가 되도록 설계하였다.

본 논문에 쓰인 자석은 네오뎀 48 계열의 자석으로써 표 1 과 같이 큰 자속을 가지고 있다.

표 1. 영구 자석의 제원

Parameter	Value
Remanence, B_r	1.37~1.42 Tesla
Coercive force, H_c	860~995 kA/m
Maximum energy product, $(BH)_{max}$	358~382 kJ/m ³
Curie temperature	310~370 °C

그림 3 의 자속공극밀도 B_g 는 이론적으로 다음의 식에 의해 결정된다. 공극과 자석에서의 기자력(magneto motive force)이 같다는 조건과 자속(flux)이 전단면에 걸쳐 일정하다는 조건을 적용하면 다음과 같은 식을 얻을 수 있다[5,6,7].

$$B_g = \sqrt{\frac{\mu_0 L_m A_m (BH)_m}{f_s F_s A_g L_g}} \quad (4)$$

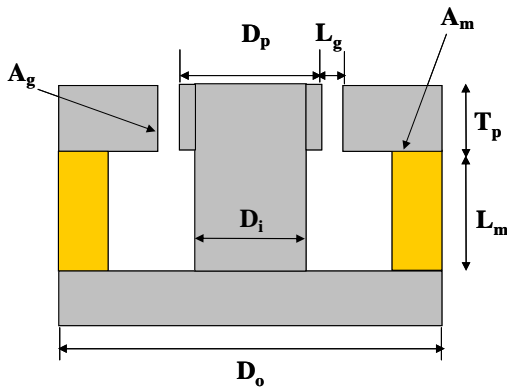


그림 3. 전동식 구동기의 구조 제안된 능동 엔진 마운트의 최종 설계 값은 반

복 계산을 통해 표 2 와 같이 결정했다.

표 2. 시작 능동 엔진 마운트의 설계 변수값

Parameter	Design value
Electrodynamic force, F	42 N
Flux density of gap, B_g	0.4 T
Coil length, l	56 m
Magnet height, L_m	20 mm
Maximum current, I	2 A
Coil turns, N	410
Height of ACM	160 mm
Diameter of ACM	98 mm

4. 판 스프링과 볼 베어링의 설계

전동식 구동기와 엔진 마운트의 수동 부분인 주 고무를 연결하는 구조로써 판 스프링과 볼 베어링을 결합한 형태의 힘 전달 구조를 제안하였다. 이러한 형태의 전달구조는 중앙에 슬립이 가능한 볼 베어링의 상하부의 판스프링을 이용하여 예압을 주어 연결함으로써 측력에 강건한 구조를 갖는 동시에 목적하고자 하는 방향으로의 힘전달을 수행할 수 있다. 이 같은 방법으로 전동식 구동기와 볼 베어링, 주 고무 사이의 접촉을 유지하며 제어력을 전달하기 위해서는 최소한 최대 제어력인 40 N 이상의 힘으로 예압이 가해져야만 한다. 따라서 시작 능동 엔진 마운트에서는 이 40N 에 안전계수 5 를 곱하여 200N 의 힘으로 판 스프링이 구동기와 체결부를 연결해주는 것으로 설계하였다. 판 스프링이 4 곳에서 잡아주기 때문에 판스프링 개당 연결 힘은 50N 으로 결정하였으며, 운동자와 체결부 사이의 압축 응력을 받는 볼 베어링은 스테인리스 강을 사용함으로써 그 허용압축 응력이 충분히 크게 설계하였다.[8].

5. 피드 포워드 제어를 사용한 능동 엔진 마운트의 성능

능동 엔진 마운트의 제어 방법으로 피드 포워드 제어(feed forward control)를 사용하였고 엔진에서 차체로 전달되는 힘을 상쇄하기 위하여 그림 4 와 같은 블록 선도를 구성했다. 엔진의 진동에 의해 차체로 전달되는 힘을 전동식 구동기를 이용하여 크기는 같고 위상은 반대인 힘을 발생시켜

전달력을 상쇄시키는 것이다.

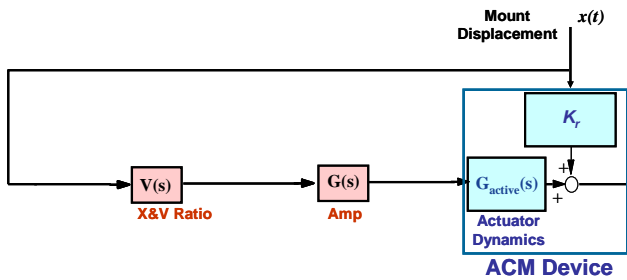


그림 4. 능동 엔진 마운트의 블록 선도

전달력을 상쇄하려면 능동 엔진 마운트의 수동 특성인 고무 강성과 전동식 구동기의 성능을 알아야 하기 때문에 그림 5 와 같이 재료 시험기 (material testing machine)를 이용하여 실험장치를 구성하였다. 능동 엔진 마운트의 수동 강성은 능동 구동기에 제어 입력을 가하지 않은 상태에서 재료시험기의 유압 구동기를 이용하여 가진하고 그 전달력과 가진 변위를 상단에 설치된 힘 센서와 유압 구동기에 설치된 변위 센서를 이용하여 측정함으로써 얻을 수 있다. 그리고 전동식 구동기의 성능은 전동식 구동기에 제어 입력을 가하고 그 전류 신호와 전달력을 동시에 측정함으로써 계산할 수 있다..

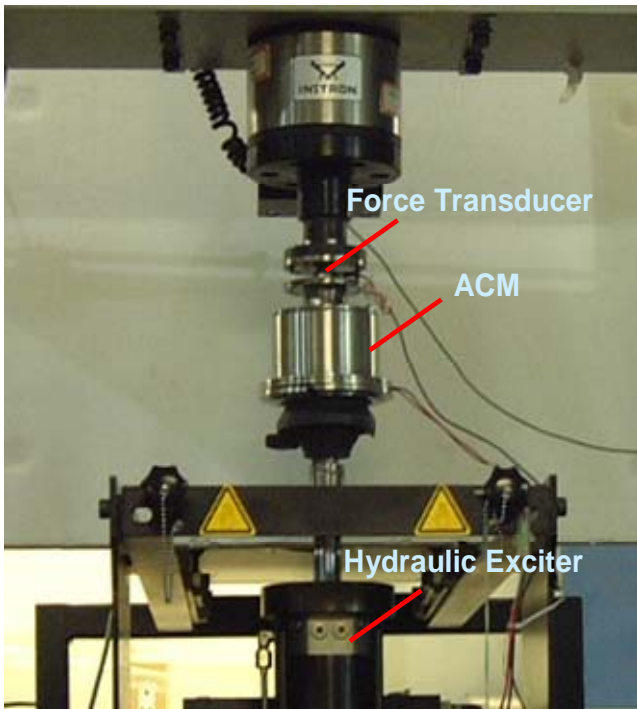
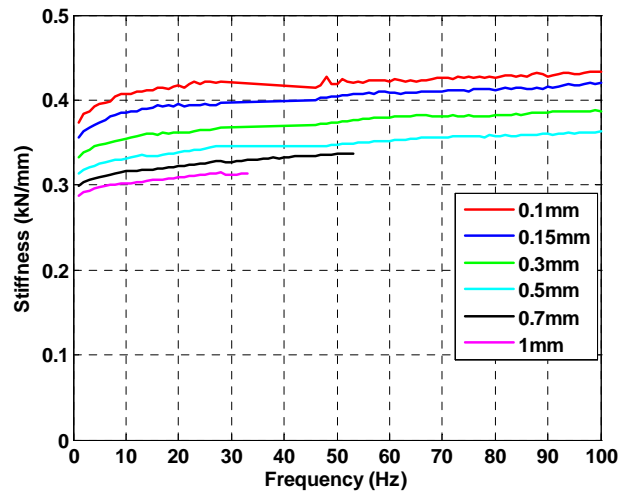


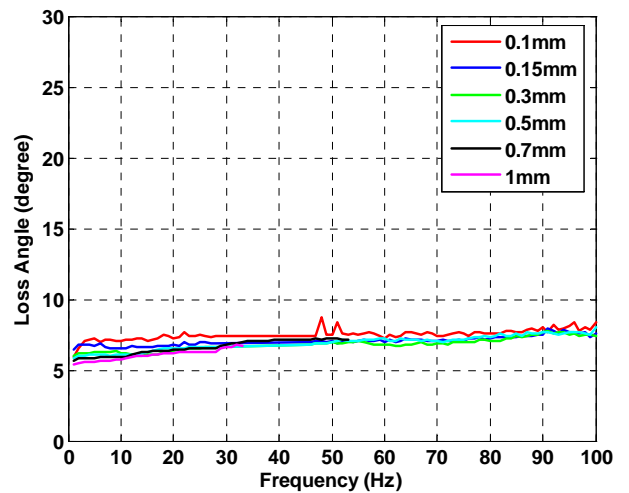
그림 5. 능동 엔진 마운트 성능 실험 장치 구성

그림 6 의 (a)와 (b)는 마운트에 유압 구동기

를 이용하여 조화 입력으로 크기 0.1~1mm, 주파수 0~100 Hz 로 변위 가진했을 때의 강성과 손실각(loss angle)이다. 마운트의 손실각은 작기 때문에 무시하였고 강성은 관심 주파수 영역에서 일정한 것으로 모형화가 가능하다는 것을 알 수 있다. 복잡한 유체 봉입 마운트의 값과 비교해서 열계된 고무 마운트가 간단한 강성 값을 가지는 것은 내부에 유체가 없기 때문이다



(a)



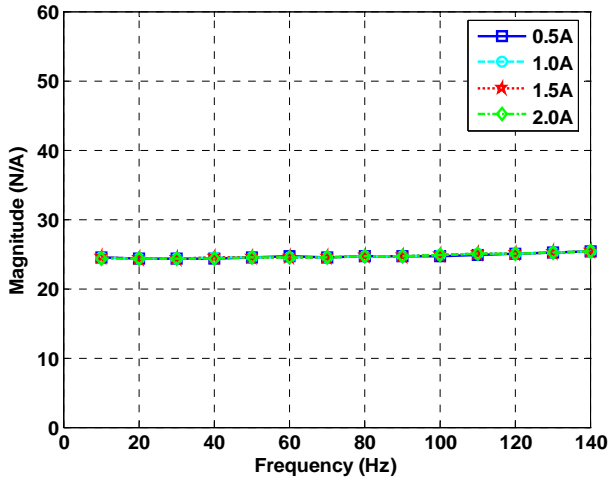
(b)

그림 6. 능동엔진마운트 수동 특성:

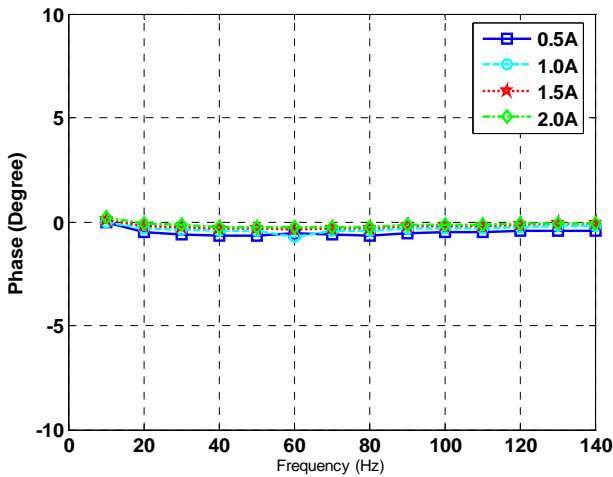
(a) 크기 (b) 위상

전동식 구동기의 성능을 평가하기 위해 엔진 마운트의 양 끝을 재료 시험기에 고정하고 입력으로 조화 전류를 넣고 힘 센서로 전동식 구동기가 발생하는 힘을 측정하였다. 실험하는 동안 입력 전류의 크기는 2 A 까지, 주파수는 140 Hz 까지 변화시켰다. 그림 7 은 전동식 구동기가 입력 전류의 크기와 주파수에 상관없이 입력 전류에 일정

한 값을 발생시키는 것을 나타낸다. 따라서 수동 고무 마운트와 전동식 구동기는 위상 지연이 없고 일정한 값을 가지는 순수한 정적 시스템으로 모형화가 가능하다.



(a)



(b)

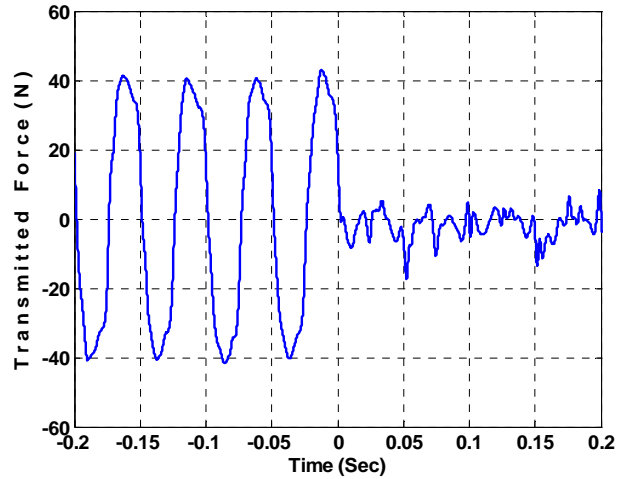
그림 7. 전동식구동기의 전류강성계수(힘/전류)
: (a) 크기 (b) 위상

엔진 마운트의 진동 절연 능력을 평가하기 위해 엔진 마운트를 재료 시험 장치에 고정한 뒤 마운트에 엔진의 진동을 모사하기 위하여 조화 진동을 유압 구동기를 이용하여 발생시켰다. 동시에 그림 4의 블록 선도와 같이 구성된 피드포워드 제어 알고리즘을 사용하여 제어를 수행하였으며 실시간 제어 장치로서 상용으로 사용되는 dSPACE사의 제어기를 이용하였다.

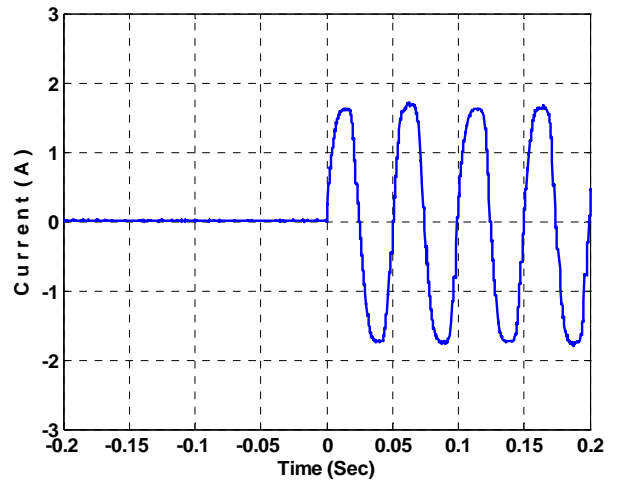
피드포워드 제어기는 조화 외란 정보를 근거로 선형 증폭기에 입력될 제어 전류를 계산한다

[9,10]. 엔진의 진동 크기가 0.1 mm, 주파수는 20 Hz 인 아이들링(idling) 상태로 실험한 결과 그림 8 과 같은 결과를 얻었다. 전달력의 주 조화 성분은 제어 후에 20 dB 이상 감소된다. 제어 후에 남는 고주파 성분은 마운트 내부의 선형 가이드와 운동자 사이의 마찰력과 실험 장비의 마찰력 때문이다.

그림 9 는 주 조화 성분을 사용하여 계산한 제어하기 전의 강성 값과 제어한 후의 강성 값을 비교한 것이다. 제어하기 전의 수동 강성 값은 관심 주파수 영역에서 약 0.4 kN/mm 의 일정한 값을 갖는다. 제어한 후의 능동 엔진 마운트의 강성 값은 그림 9 에서 보는 것과 같이 0.4 kN/mm 에서 0.1 kN/mm 보나 낮은 값으로 변하게 된다.



(a)



(b)

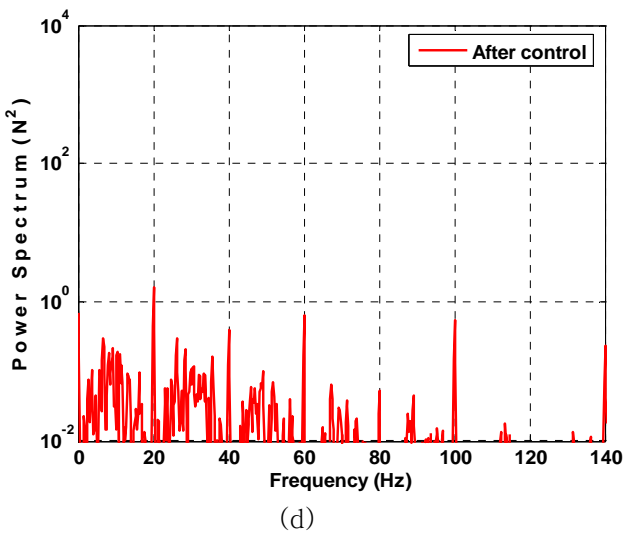
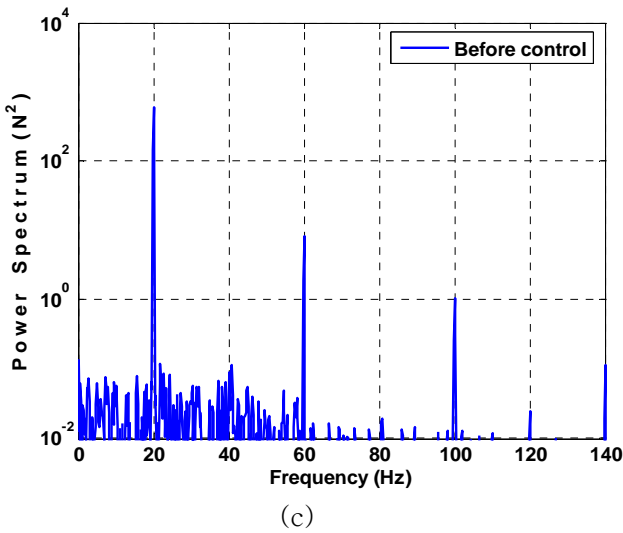


그림 8. 아이들 진동 모사 시의 제어 실험 결과: (a) 전달력, (b) 제어 전류, 제어 전 (c) 및 제어 후(d)의 전달력의 파워 스펙트럼

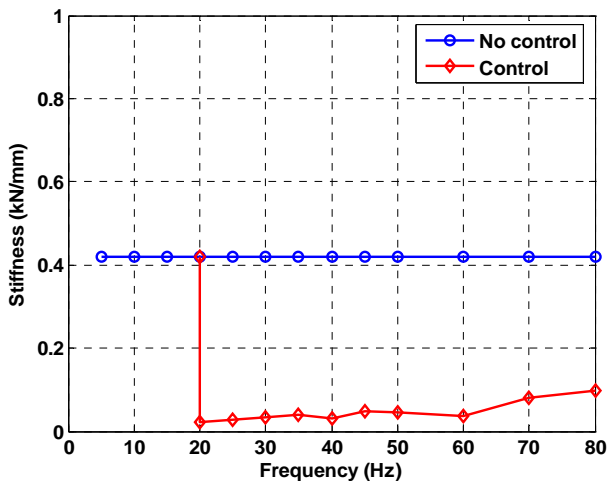


그림 9. 능동엔진마운트의 성능: 등가 강성

6. 결론

본 논문에서 제안된 능동 엔진 마운트는 전동식 구동기에 의해 작동되며 건식 구조를 갖는 힘 전달 구조를 갖는다. 이것의 특징은 동적 모델링과 제어 방법이 종래의 유체 봉입 마운트를 기반으로 하는 능동 엔진 마운트와 비교하여 힘 전달을 위해 유실을 사용하지 않기 때문에 간단하고 효율적인 장점을 갖으면서도 엔진의 무게나 과도 응답 그리고 측력에 의해 발생하는 문제에 대해 강건한 구조를 유지할 수 있다. 진동 절연 성능 평가를 위해 간단한 피드 포워드 알고리즘을 능동 엔진 마운트의 제어에 사용하여 성능 평가를 수행하였으며 그 결과 60 Hz 까지 차체의 전달력을 20 dB 이상 감소시킬 수 있었다.

참고문헌

- (1) Haldenwanger, H. and Klose, P., 1992, "Isolation and Compensation of Vibration by Means of Active Piezo-Ceramic Mount," Proceedings of Advanced Vehicle Control '92, pp.23~27.
- (2) Ushijima, T. and Kumakawa, S., 1993, "Active Engine Mount with Piezo-Actuator for Vibration Control," SAE paper 930201.
- (3) Lee, Y. W. and Lee, C. W., 2003, "Dynamic Analysis and Control of Active Engine Mount System," Journal of Automotive Engineering, Vol.216, p921-931.
- (4) Kim, H. S., 1997, *Design and Dynamic Analysis of Active Engine Mount using Electro-Dynamic Actuator*, MS Thesis, KAIST.
- (5) Lee, H. C., 1991, *Design, Manufacture and Performance Test of an Electrodynamic Exciter*, MS Thesis, KAIST.
- (6) Plonus, M. A., 1987, *Applied Electromagnetics*. McGraw-Hill Book Co.
- (7) Hanselman, D., 2003, *Brushless Permanent Magnet Motor Design*. The Writers' Collective.
- (8) Pilkey, W. D., 1994, *Formulas for Stress, Strain, and Structural Matrices*, Wiley.
- (9) Ogata, K., 1995, *Discrete Time Control Systems*. Prentice Hall.
- (10) Shahian, B., 1993, *Control System Design Using Matlab*. Prentice Hall.