

〈논 문〉

# Linear Oscillatory Actuator를 이용한 구조물 진동의 능동 제어 연구

Application of Linear Oscillatory Actuator to Active Structural Vibration Control

정태영\* · 문석준\* · 정종안\* · 박희창\*\* · 장석명\*\*\*  
T. Y. Chung, S. J. Moon, J. A. Chung, H. C. Park and S. M. Jang

(1997년 1월 20일 접수 ; 1997년 3월 14일 심사완료)

**Key Words** : Active Vibration Control(능동 진동 제어), Linear Oscillatory Actuator(LOA, 리니어 진동 액추에이터)

## ABSTRACT

In this paper the active vibration control system using a linear oscillatory actuator (LOA) is studied to suppress structural vibration. In the LOA, the AC-power-energized armature generates a shift field in an air gap, which produces a oscillating force to the mover in the magnetic field generated by high density permanent magnets. LOA has relatively simple structure with almost maintenance free, compared with a hydraulic actuator. Performance test of the active vibration control system using a LOA is carried out on a steel test structure under base excitation. From this test, it is confirmed that the acceleration level of the test structure is drastically reduced near the resonant region.

## 1. 서 론

구조물의 과도한 진동은 구조부재의 피로파괴, 탑재 장비의 손상 및 기능장애를 초래할 수 있으며, 거주지역의 안락성 및 작업자의 능률 등을 저하시킬 수 있다. 또한 최근의 구조물들은 경량화·대형화 추세 속에 유연성이 증대한 반면 감쇠비는 감소하는 경향으로 인하여 가진력에 대한 진동응답이 과도하게 나타날 수 있다. 따라서 효과적인 진동제어방법이 모색되고 있다. 특히 바람 또는 지진하중을 받는 고층건물, 교량등 대형구조물의 경우에는 복수주파수 성분 및 과도 하중에 유효하고 제진효과 및 안정성이 높은 대용량 능동제어시스템의 개발이 요구되고 있다.

구조물 진동제어에 관한 연구는 미국 및 일본을 중심으로 활발하게 진행되고 있으며<sup>(1~3)</sup>, 국내에서도

여러 종류의 액추에이터를 이용한 능동제어연구<sup>(4~6)</sup>가 진행되고 있다. 실적의 대형 구조물인 경우에는 큰 제어력이 필요하므로 유압식 액추에이터를 이용한 실험적 연구<sup>(7,8)</sup>가 진행되었으나, 유압식 액추에이터는 복잡하고 유지보수등에서 매우 불리한 것으로 알려지고 있다.

본 연구에서는 유압식 액추에이터의 단점을 보완하는 방안으로서 구조물 진동제어용 리니어 진동 액추에이터(Linear Oscillatory Actuator, LOA)를 설계·제작하였다. LOA는 구조가 간단하고 부품의 수량이 적게 소요되어 경제적이며 사후관리가 용이한 장점을 지니고 있다<sup>(9)</sup>. 따라서 이를 이용한 능동제어 시스템을 구성하여 약 500 kg의 시험구조물을 대상으로 제어검증시험을 수행하였다.

## 2. Linear Oscillatory Actuator의 설계

### 2.1 LOA의 지배방정식<sup>(9,10)</sup>

본 연구에서는 여러 종류의 LOA중 선형성이 우수한 코일가동형 LOA를 설계·제작하였다. 코일가동

\*정회원, 한국기계연구원 구조시스템연구부

\*\*한국기계연구원 장비개발실

\*\*\*충남대학교 공과대학 전기공학과

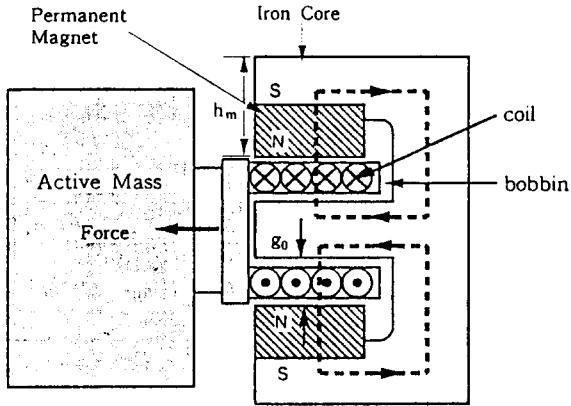


Fig. 1 Voice-coil type LOA

형 LOA는 Fig. 1과 같이 영구자석 또는 직류전류에 의한 전자석으로 이루어진 고정자와 보빈(bobbin)에 코일을 감은 가동자로 구성되어 있다. 고정자는 자계를 형성하고 있으며 형성된 자계내부에 가동자가 존재할 때 가동자 코일에 전류를 인가하면 전자력이 가동자에 발생한다. 따라서 코일에 정현파 또는 구형파의 교번전류를 인가하면 가동자는 왕복운동을 하게 된다. 코일가동형 LOA에서의 추력은 플레밍의 왼손법칙에 따라 영구자석에 의한 자속밀도  $B$ 와 가동자 코일에서의 전류  $I$ 에 의하여 발생한다. 따라서 전류의 방향과 주파수에 따라 힘의 방향과 크기가 달라지므로 전류에 의하여 운동을 제어하게 된다.

코일 가동자에 작용하는 단위길이당 힘은 다음과 같다.

$$\vec{f} \propto \vec{I} \times \vec{B} \quad (1)$$

여기서 가동자가  $x$ 방향으로만 운동을 한다면 식 (1)은

$$F_x = 2lNB_m i = k_E i \quad (2)$$

이 된다.

여기서

$l$  : 자계속에 있는 가동코일의 유효길이

$N$  : 가동자 코일에서의 권선수

$B_m$  : 영구자석 동작점에서의 자속밀도

$i$  : 가동자 코일에 흐르는 전류

$k_E$  : 기전력 상수 ( $=2lNB_m$ )

식 (2)로부터 추력 및 운동방향은 전류의 크기와 방향에 따라 결정됨을 알 수 있다. 가동자의 코일은 자계속에서 운동을 하기 때문에 다음과 같은 유기전압  $e$ 가 발생된다.

$$e = 2lNB_m \dot{x} = k_E \dot{x} \quad (3)$$

여기서  $\dot{x}$ 는 가동자의 속도이다. 따라서 코일에서의 전압방정식은

$$V = Ri + L \frac{di}{dt} + e \quad (4)$$

이며, 여기서  $R$ 과  $L$ 은 각각 코일의 저항과 인덕턴스(inductance)이다.

가동자의 운동방정식은 마찰저항 및 외부의 drag force를 무시하면 다음과 같이 표현된다.

$$m_a \ddot{x} = k_E i \quad (5)$$

이 된다. 여기서  $m_a$ 는 가동자의 질량이다.

일반적으로 전기적 시정수는 기계적 시정수에 비하여 매우 작기 때문에 전기적인 과도상태는 매우 빨리 감소되므로

$$L \frac{di}{dt} \approx 0 \quad (6)$$

이 된다. 식 (3), (4) 및 (5)를 결합한 후 식 (6)을 적용하면 다음과 같은 지배방정식이 유도된다.

$$\ddot{x} + \frac{k_E^2}{m_a R} \dot{x} - \frac{k_E}{m_a R} V = 0 \quad (7)$$

또한 식 (4)에 식 (6)을 적용하면 코일의 전압방정식은 다음과 같이 표현된다.

$$V = Ri + k_E \dot{x} \quad (8)$$

식 (7) 및 식 (8)로부터 공급전류에 따른 가동자의 운동특성 및 가동자의 운동에 의해 코일에 유기되는 전압특성을 알 수 있다.

## 2.2 LOA의 제작 및 동특성파악

LOA를 이용한 진동 능동제어시스템은 구조물의 진후방향 1차진동형이 기반가진력 및 풍력에 의하여 과도한 진동을 보일 때, 이를 효과적으로 제어할 수 있도록 설계하였다. 약 500 kg의 시험구조물의 고유진동수가 15.6 Hz를 고려하여 16 Hz에서 20 kg의 가동자 질량이 약 1 mm 스트로크(stroke)를 갖을 수 있도록 하였다. 자세한 LOA의 설계과정은 참고문헌 (11)에 기술되어 있으며, 코일의 사양 및 권선수등을 결정하는 과정을 간략하게 기술하면 Fig. 2의 흐름도와 같다.

제작한 LOA의 사양은 Table 1에 정리하였다. 설계사양과는 약간의 차이가 있으며, 이는 제작시에 발생하는 문제점을 개선하는 과정에서 생긴 오류이다. 제작한 LOA의 동특성을 조사하기 위해 5~20 Hz범위에서 실험을 수행하였다. 실험은 일정 주파

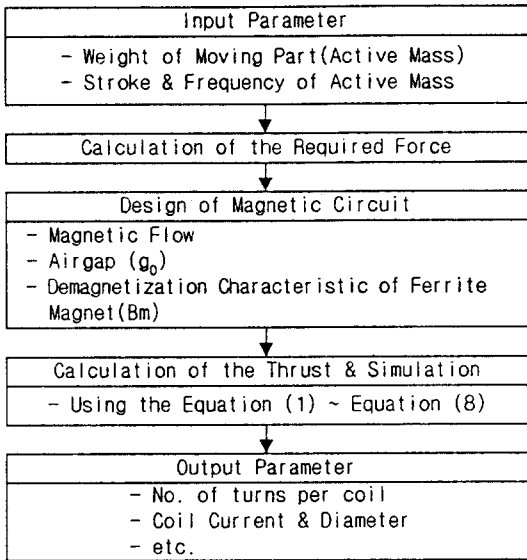


Fig. 2 Flow chart for LOA's design

Table 1 Specification of the active vibration control system using LOA

Unit	Element	Specification
Control Unit	Computer	IBM-PC 486
	A/D & D/A board	DT 2831
	Accelerometer	B&K 4370
LOA	Active mass	23kg
	No. of turns per coil	55turns/layer × 9layers
	Diameter of coil	1.0mm
	Effective length	150mm
	Operating flux density	0.3 tesla
	Current density	5 MA/m <sup>2</sup>
	Magnetic airgap	15mm

수에서 입력전압에 따른 출력 변위전압을 계측하고, 이로부터 선형성의 확인 및 동특성 함수인 전달함수를 도출하였다. 각 주파수에서의 실험결과를 이용하여 곡선근사(curve fitting)한 결과를 전달함수로 나타내면 다음과 같다.

$$T(s) = \frac{1.86 \times 10^3}{s^2 + 1.50s + 376.50} \quad (9)$$

### 3. 구조-제어계의 수학적 모델링

#### 3.1 최적제어 알고리즘<sup>(2,12)</sup>

진동하고 있는 제어 대상구조계의 운동방정식은

다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = \bar{B}u + \bar{H}f \quad (10)$$

여기서  $M$ ,  $C$  및  $K$ 는 구조계의 관성, 감쇠 및 강성 매트릭스이며,  $u$ 와  $f$ 는 각각 제어력 및 가진력 벡터이다. 식 (10)을 상태방정식으로 표현하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{z} = Az + Bu + Hf \quad (11)$$

여기서 상태량 벡터  $z$ 와 계수 매트릭스는

$$z = \begin{Bmatrix} x \\ \dot{x} \end{Bmatrix}, \quad A = \begin{bmatrix} 0 & I \\ -M^{-1}K & -M^{-1}C \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{Bmatrix} 0 \\ M^{-1}\bar{B} \end{Bmatrix}, \quad H = \begin{Bmatrix} 0 \\ M^{-1}\bar{H} \end{Bmatrix}$$

와 같다. 또한 상태량 벡터와 출력벡터  $y$ 와의 관계는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$y = Dz \quad (12)$$

여기서  $D$ 는 출력매트릭스이다.

제어계의 2차 성능지수는 다음과 같이 정의한다.

$$J = \frac{1}{2} \int_0^{t_f} (z^T Qz + u^T Ru) dt \quad (13)$$

여기서 상첨자  $T$ 는 전치 매트릭스를 나타내고,  $Q$  및  $R$ 은 각각 실수값을 갖는 positive semi-definite 및 positive definite 대칭매트릭스이다.

식 (13)의 성능지수를 최소화하면서 제한조건식 (11)을 만족하는 제어이득  $G$ 를 Riccati 방정식으로부터 구할 수 있다. 이 경우 모든 상태량벡터를 feedback시켜야하므로 미지의 상태량을 산정해야한다. 본 연구에서는 출력상태량만을 이용하기 위해서 준최적화 방법<sup>(13)</sup>을 도입하여 산정된 제어이득을 수정하였다. 제어력 및 수정된 제어이득  $G^*$ 는 다음과 같다.

$$u = G^*y \quad (14)$$

여기서

$$G^* = GD^T(DD^T)^{-1}$$

준최적화방법은 대상 제어계의 안정성을 보장하지 못하므로, 수정된 제어이득에 의한 대상 구조계의 안정성을 확인한 후 제어성능검증시험을 수행해야 한다.

#### 3.2 수학적 모델링

제작한 시험구조물의 전후진동을 1자유도로 치환하면 다음과 같다.

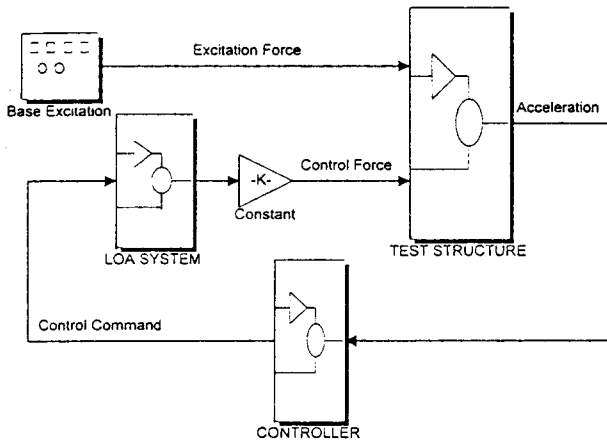


Fig. 3 Schematic diagram for modelling of structure-controller system using a LOA

$$m_s \ddot{x}_s + c_s \dot{x}_s + k_s x_s = -m_s \ddot{x}_b + u \quad (15)$$

여기서  $\ddot{x}_b$  및  $x_s$ 는 각각 기반가속도 및 구조물의 기반에 대한 상대변위이다. 등가질량  $m_s=432$  kg, 등가강성계수  $k_s=4.15 \times 10^6$  N/m이며 등가점성계수  $c_s$ 는 감쇠비를 1.3%로 계산한 결과를 사용하였으며, 이들 수치는 동특성 해석 및 실험으로부터 구한 값들이다.

LOA와 결합된 보조질량의 운동에 의한 관성력 즉, 제어력  $u$ 은 다음의 식과 같다.

$$u = m_a \ddot{x}_a \quad (16)$$

여기서 가동자인 보조질량  $m_a=23$  kg이며,  $\ddot{x}_a$ 는 보조질량의 구조물에 대한 상대 가속도이다.

실제 제어에서는 LOA의 입력전압을 조정함으로써 제어력을 발생시키므로 입력전압과 보조질량의 변위  $x_a$ 와의 관계인 전달함수 (9)를 이용한다. 즉, 식 (15), (16) 및 (9)를 이용하여 모델링을 하고 이로부터 제어이득을 산정하게 된다(Fig. 3 참조).

#### 4. 제어시스템의 구성 및 성능검증시험

##### 4.1 능동제어시스템의 구성

LOA를 이용한 능동제어시스템은 제어장치 및 LOA장치로 구성되어 있다. 제어장치는 구조물의 진동가속도를 측정하는 가속도계와 신호증폭기, 컴퓨터와 신호를 주고받기 위한 A/D & D/A 보드 및 제어 알고리즘등으로 구성되어 있다(Fig. 4 참조). 제어장치에서는 진동하고 있는 구조물의 진동신호를 가속도계로 측정하여 그 신호를 전하증폭기로 증폭시킨 후 A/D변환기를 사용, 컴퓨터에 입력시켜 상

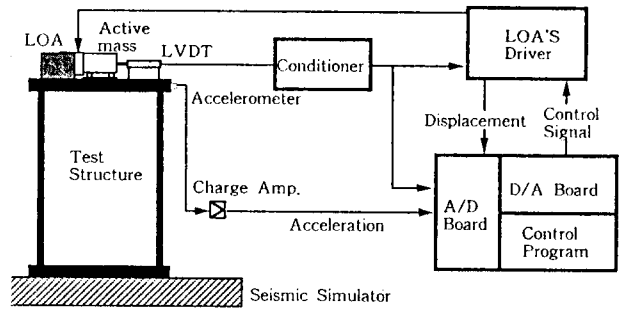


Fig. 4 Configuration of the active vibration control system using a LOA

태량을 연산하고, 제어 알고리즘에 의해 산정된 제어신호는 D/A 변환기를 통하여 LOA 구동기(servo amp.)에 내보낸다. 본 연구에서는 가속도를 측정 한 후 컴퓨터내에서 디지털 필터(filter)를 이용하여 속도 및 변위를 real-time으로 산정하였다. 전하증폭기 내부의 아날로그(analog) 적분회로를 통하여 속도와 변위를 산정할 수도 있으나 구조물의 고유진동수가 매우 낮은 경우 신뢰성이 낮으므로 이 방법을 사용하지는 않았다.

LOA계는 LOA용 구동기, 위치제어용 LVDT 및 직류공급기등으로 구성되어 있다. LOA용 구동기안에는 PID제어가 가능한 회로가 내장되어 있어 LVDT신호를 이용한 inner-closed loop가 형성되도록 하였다. 이는 LOA의 선형성을 높이고 보조질량의 움직임을 항상 안정한 상태에 존재하게 하여 컴퓨터에 의한 outer-closed loop가 보다 효율적으로 형성될 수 있도록 하였다.

##### 4.2 제어성능 검증시험

시험구조물 진동의 능동제어 성능검증시험을 위해서 한국기계연구원에서 보유하고 있는 대형진동대에 제작한 구조물의 하판을 고정하고, 진동대에 가진신호를 입력하여 구조물을 가진하였다. Fig. 5은 시험모습을 보여주고 있으며, 진동대위에는 구조물이, 구조물 상부에는 진동제어용 LOA가 설치되어 있다. 구조물 상부에 LOA의 설치로 인한 질량증가효과로 구조물의 고유진동수가 약 14 Hz로 변경되었음을 확인하였다.

A/D & D/A보드의 성능, 컴퓨터의 연산처리속도 및 시간지연의 영향 등을 고려하고 LOA제어 신호연산이 2msec안에 수행되는 것을 감안하여 A/D 채널간의 샘플링주파수는 50,000 Hz로, triggered scanning 주파수는 500 Hz로 설정하였다. 이는 시험구조

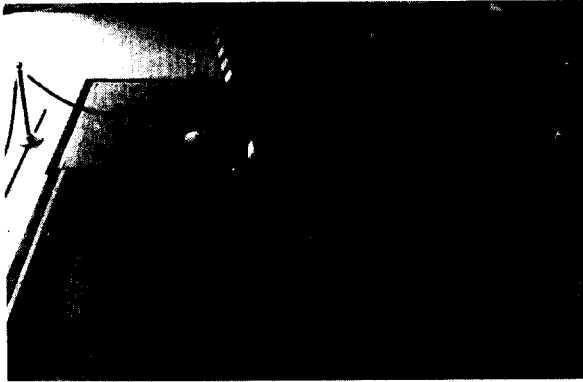


Fig. 5 Experimental set-up

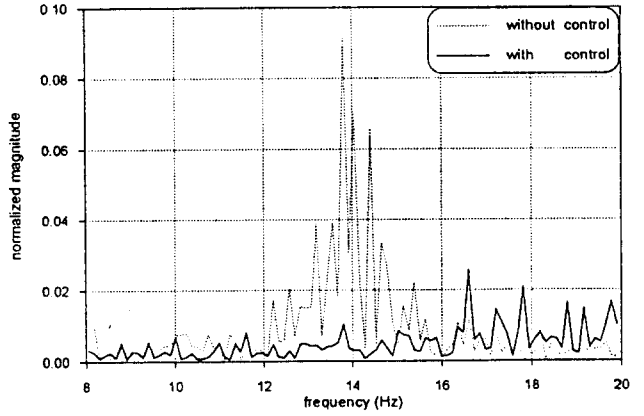


Fig. 7 Performance test result under white-noise base excitation

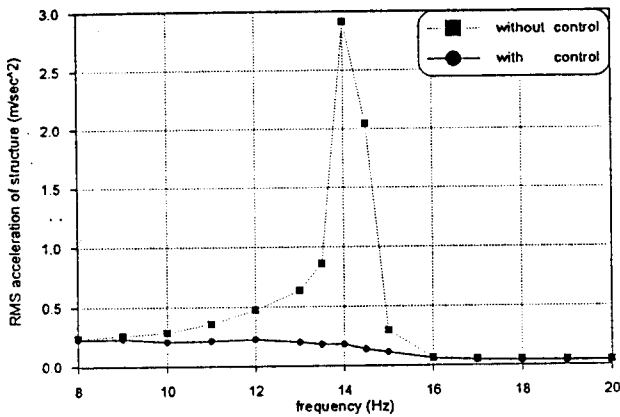


Fig. 6 Performance test result under sinusoidal base excitation

물의 주관심 진동형 고유주기의 약 1/30에 해당한다.

검증시험은 진동대 가진입력신호 주파수를 5 Hz부터 20 Hz까지 0.5 Hz 또는 1.0 Hz단위로 변경하는 정현파 가진시와 백색잡음(white noise) 가진시에 시험을 수행하였다.

시험결과로서 진동대 정현가진 입력주파수에 따른 구조물 진동 제어 전·후의 RMS가속도를 Fig. 6에, 백색잡음으로 가진했을 때의 성능시험결과를 Fig. 7에 나타내었다. 전자의 경우 제어전의 구조물의 진동레벨을 측정한 후 제어후의 진동레벨을 계측하였다. 후자의 경우는 제어전·후의 진동레벨을 5회에 걸쳐 계측한 후 평균화 처리를 수행하였다. Fig. 6 및 Fig. 7로부터 두 경우의 결과는 매우 유사하며, 구조물의 공진구역인 14 Hz근처에서 확실한 진동제어효과를 확인할 수 있다. 진동대 정현가진 입력주파수가 14 Hz일 때 제어전과 후에 구조물에서 계측된 가속도와 보조질량의 변위는 Fig. 8과 같다. Fig.

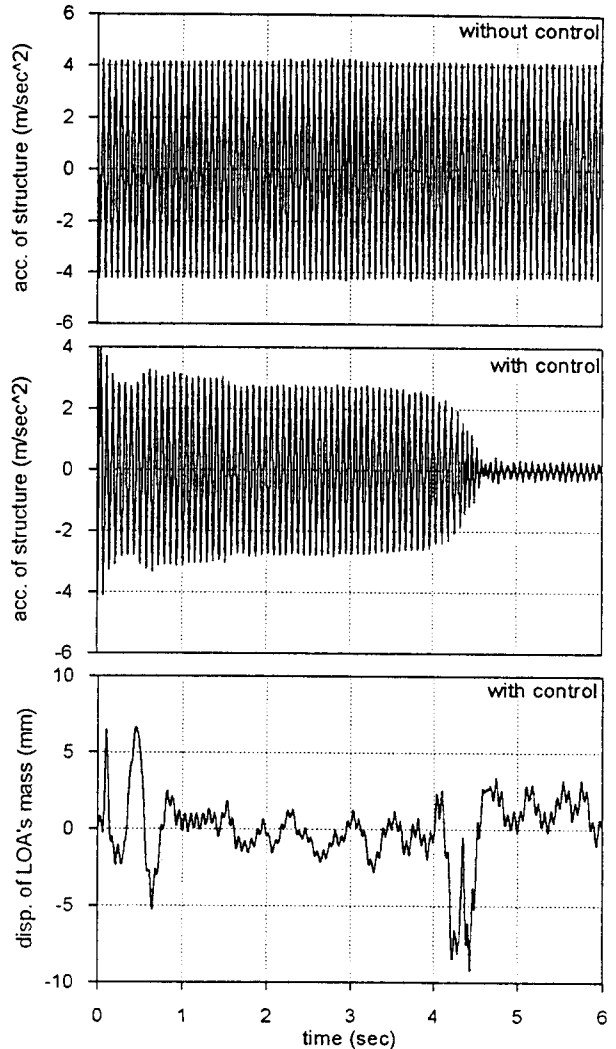


Fig. 8 Time response of the controlled test structure and active mass driver with LOA (Excitation Frequency=14Hz)

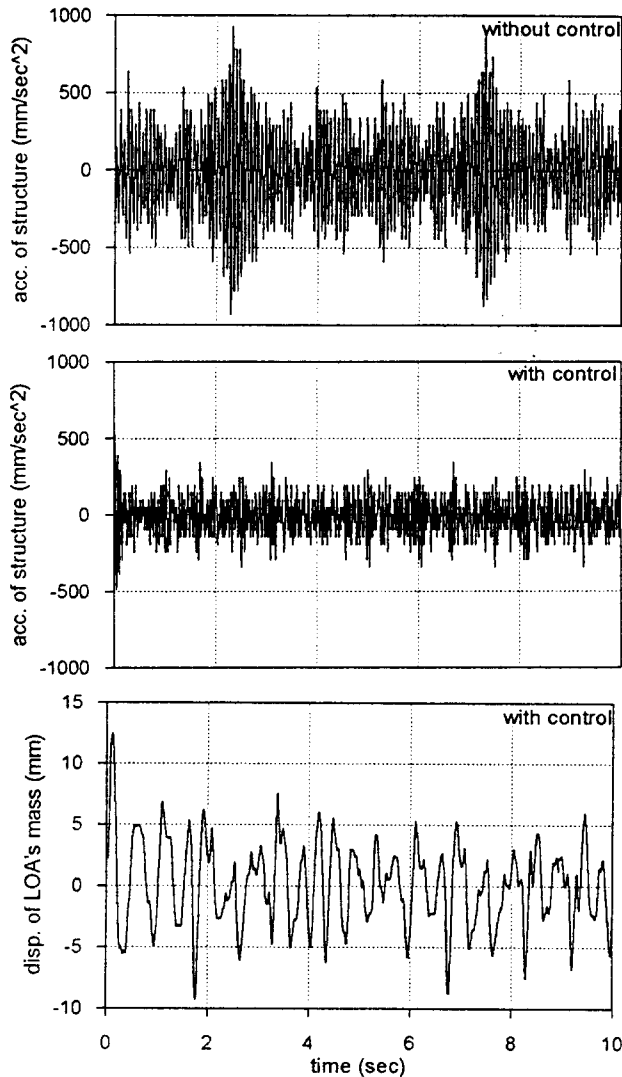


Fig. 9 Time response of the controlled test structure under white-noise base excitation

9에는 백색잡음으로 가진했을 때의 제어전·후의 구조물 응답 시간이력을 나타내었다. Fig. 8로부터 구조물의 진동이 심하여 최고 가속도레벨이 약  $4 \text{ m/s}^2$  일 때, 진동제어효과가 약 4.5초후에 나타남을 확인할 수 있으며, 이는 제어력이 부족하여 제어시작 이전 상태에서 구조물과 LOA의 가동자사이에 상대변위운동이 발생하면서 생기는 관성력을 극복하기 위한 시간이 필요하기 때문인 것으로 사려된다. 반면 진동가속도레벨이 약  $1 \text{ m/s}^2$ 인 Fig. 9에서는 제어력이 충분하여 진동제어효과가 빠르게 나타남을 알 수 있다. 유압식 액추에이터를 이용한 경우의 검증시험<sup>(4)</sup> 결과는 Fig. 10과 같으며, 이 경우에는 제어시작 이전상태의 상대변위운동이 발생하지 않으므로 제어

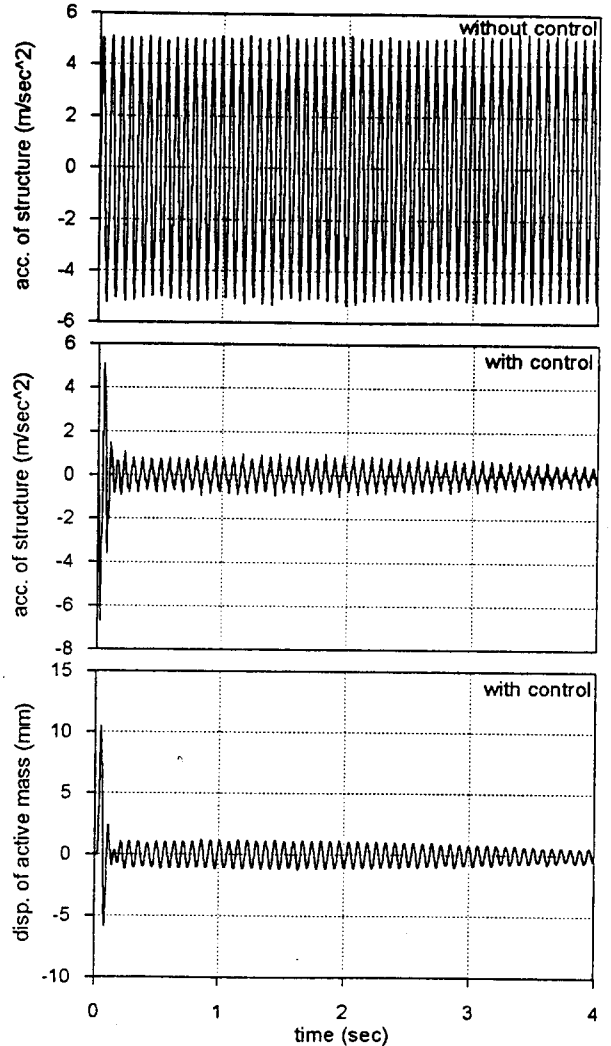


Fig. 10 Time response of the controlled test structure and active mass driver with hydraulic actuator (excitation frequency=13.6Hz)

력이 충분하여 제어시작과 동시에 제어효과가 나타남을 알 수 있었다.

## 5. 결 론

본 연구에서는 구조물 진동제어용 리니어 진동 액추에이터(LOA)를 설계·제작하였고, 이를 이용한 능동제어시스템을 구성하였으며, 이를 시험구조물에 적용하여 제어검증시험을 수행하였다.

본 연구를 통하여 얻어진 연구결과를 요약·정리하면 다음과 같다.

(1) 제작과 검증시험을 통하여 리니어 진동 액추에이터는 유압식 액추에이터에 비해 부품의 수량이

적게 소요되어 경제적이고 사후관리가 용이한 장점이 있음을 확인하였다.

(2) 구조물의 공진주파수 부근에서 뚜렷한 진동제어효과를 확인하였다. 구조물의 유효질량에 약 5%의 보조질량으로 최대 1/10까지 진동제어효과를 확인하였다.

(3) 구조물의 진동레벨이 큰 경우, 제어시작 이전 상태에서 보조질량인 가동자의 구조물과의 상대운동이 발생하며, 이로 인하여 진동제어효과가 늦게 나타남을 확인할 수 있었다. 반면 진동레벨이 상대적으로 작은 경우에는 진동제어효과 빨리 나타남을 확인하였다. 유압식 액추에이터의 경우와 같이 초기상태에서 상대운동을 하지 않는다면 더 좋은 제어효과를 기대할 수 있으리라 사려된다.

(4) LOA는 유압식 액추에이터에 비해 구조가 간단하고 유지보수 측면에서 유리하나 코일에서 발생하는 열의 방출문제 및 대형구조물 적용문제등이 추후 계속 연구되어야 할 것이다.

## 후 기

본 연구는 과학기술처 출연(연) 과제인 “대형구조물 진동의 능동제어장치 연구”의 일부분이다.

## 참 고 문 헌

- (1) Leipholz, H. H. E. and Abdel-Rohman, M., 1986, Control of Structure, Maritus Nijhoff Publishers, Dordrecht
- (2) Soong, T. T., 1990, Active Structural Control: Theory and Practice, Longman Scientific & Technical, New York, N. Y.
- (3) Fuller, C. R., Elliot, S. J. and Nelson, P. A., 1996, Active Control of Vibration, Academic Press
- (4) Moon, S. J. and Chung, T. Y., 1995, “Development of Active Control System for Structural Vibration Using a Hydraulic Actuator,” Transactions of SNAK, Vol. 32, No. 1 (in Korean)
- (5) Cho, D. S., Lee, S. M., and Chung, K. Y., 1995, “A Study to Develop an Active Control System of Ship Vibration Using a Mechanical Actuator,” Transactions of SNAK, Vol. 32, No. 4 (in Korean)
- (6) Ko, W. S., et al., 1996, “A Study on Vibration Control Using Active Dynamics Damper with Linear Electric Motor,” Proceeding of KSNVE conference (in Korean)
- (7) Chung, T. Y., et al., 1996, “Practical Application of the Active Vibration Control System to Ship Superstructure,” Transactions of SNAK, Vol. 33, No. 2 (in Korean)
- (8) Reinhorn, A. M., et al., 1993, “Full-Scale Implementation of Active Control. II: Installation and Performance,” Journal of Structural Engineering, Vol. 119, No. 6
- (9) Nasar, S. A., 1987, Linear Electric Motors: Thoery, Design, and Practical Applications, Prentice-Hall, Inc.
- (10) Schmitz, N. L. and Novotny, D. W., 1965, Introductory Electromechanics, John Wiley & Sons
- (11) Jang, S. M., et al., 1996, “Design of the Voice Coil Type LOA Using FEM Analysis,” KIEE96 Annual Summer Conference, Part A (in Korean)