

SMA 작동기를 이용한 유연외팔보의 능동진동제어

최 승 복,* 정 재 천,* 황 인 수**

Active Vibration Control of a Flexible Cantilever Beam Using SMA Actuators

S. B. Choi,* C. C. Cheong* and I. S. Hwang**

ABSTRACT

This paper experimentally demonstrates the feasibility of using shape memory alloy(SMA) actuators in controlling structural vibrations of a flexible cantilevered beam. The dynamic characteristics of the SMA actuator are identified and integrated with the beam dynamics. Three types of control schemes; constant amplitude controller(CAC), proportional amplitude controller(PAC) and sliding mode controller(SMC) are designed. The CAC and PAC are determined on the basis of physical phenomenon of the SMA actuator, while the SMC is formulated in a mathematical manner. The proposed controllers are implemented and evaluated at various operating conditions by investigating the control level of suppression in transient vibration.

Key words : Shape Memory Alloy(형상기억합금), Active Vibration Control(능동진동제어), Constant Amplitude Control(일정진폭제어), Proportional Amplitude Control(비례진폭제어), Sliding Mode Control(슬라이딩모드제어)

1. 서 론

일반적으로 금속 재료는 비교적 저온에서 외부 응력에 의하여 변형을 받으면 초기에는 탄성 거동을 보이나 곧이어 소성 변형이 일어나 영구 변형을 일으키게 된다. 그러나 몇몇 합금계에서는 소성 변형이 일어난 후에도 특정 온도 이상으로 재료를 가열하면 변형되기 이전의 원래 형상으로 회복되는 현상이 일어난다. 이와 같은 현

상을 형상기억효과(shape memory effect)라 하며, 이 효과를 나타내는 합금을 형상기억합금(shape memory alloy : SMA)이라 부른다. 즉, 형상기억합금이란 일정 온도에서 변형한 재료를 특정한 천이 온도 이상으로 가열하면 원래의 형상으로 되돌아가는 성질을 가진 합금을 말한다.⁽¹⁾⁽²⁾ 이러한 성질을 이용하여 각종 스위치, 커플링 장치, 건물 파괴 시스템, 동력 장치 등 다양한 산업 분야에서 매우 활발한 연구가 진행되어 오고 있으며,

* 인하대학교 기계공학과(정회원)

** 대우자동차 주식회사 기술연구소

1980년 중반부터는 SMA 특성을 이용 유연 구조물의 형상 및 진동 제어에 관한 연구도 시작되었다.

각종 산업 분야에서 구조물의 경량화 기술은 생산성 증가 및 적은 에너지 소모 측면에서 빼놓을 수 없는 매우 중요한 연구 분야이다. 그러나 경량화된 구조물은 매우 유연하고 작은 구조적 감쇠 특성을 갖기 때문에 필연적 진동이 수반된다. 따라서 유해한 진동을 감쇠 시켜 원하는 정확한 위치로 제어하기 위한 능동 진동 제어기의 사용이 필수적이다. 이러한 목적을 위해 출현한 것이 지능 구조물⁽⁵⁾이며 이에 대한 연구로서 전기유동유체 이용⁽⁶⁾, 압전재료 이용⁽⁵⁾ 및 형상기억합금 이용^{(6)~(9)} 등을 들 수 있다. 전기유동유체는 구조물에 포함되어 구조물 자체의 강성과 감쇠를 제어하는 능력이 있으나, 매우 높은 전압 공급을 필요로 하는 단점이 있다. 압전재료의 경우 매우 빠른 반응속도와 넓은 주파수 영역에 걸쳐 효과적인 진동 제어를 수행할 수 있으나, 제어력의 부족으로 비교적 큰 모멘트를 동반하는 진동의 억제에는 적용할 수 없는 단점을 갖고 있다. 그러나, SMA 작동기를 진동 제어에 이용할 경우 비교적 적은 전력 소모로 매우 큰 모멘트 또는 힘이 수반되는 진동을 제어할 수 있는 장점이 있다. 따라서 구조물에 큰 변위를 수반하는 진동이 발생하거나 또는 변위가 그다지 크지 않더라도 큰 발생 모멘트가 필요한 경우 매우 효과적이다. 예를 들어, 유연 로봇팔처럼 선단에 가반 중량(payload)이 동반된 경우 진동의 진폭은 그리 크지 않지만 매우 큰 모멘트를 필요로 하기 때문에 SMA 작동기를 사용하여 제어하는 것이 바람직하다고 할 수 있다. 따라서 본 논문의 목적은 SMA 작동기를 이용하여 선단 질량(tip mass)을 갖고 있는 유연 외팔보의 진동을 능동적으로 그리고 효과적으로 제어하는데 있다.

현재 형상기억합금을 이용한 유연 구조물의 진동 제어는 미국이나 일본에서 주로 연구되고 있다. 최근의 연구들은 SMA 와이어(wire)를 구조물에 삽입하여 모드 형상(mode shape)을 제어하거나 힘을 발생시키는 작동기로서 사용하여 진동 제어를 수행한 것이 대부분이다. 또한 형상기억합금이 갖고 있는 온도변화에 따른 회복력을 이용한 위치 제어⁽⁶⁾, 그리고 형상기억합금의 강성 변화에 의한 복합 재료 전체의 모달특성(modal characteristics) 변화를 이용한 소음레벨제어 연구⁽⁹⁾ 등도 있다. 본 논문과 유사한 주제로 Baz 등⁽⁶⁾이 SMA 작동기를 구조물의 표면에 연결하여 유연 외팔보의 진동 제어를 수행하였다. 그러나 여기에 사용된 제어기는

속도 성분을 이용한 일정 진폭 제어기로서 작동기의 균형(balance)이 맞지 않을 경우 구조물의 치우침 현상이 유발되는 단점이 있다. 또한 유연보의 변위가 어느 정도 작아졌다 해도 (대략 초기 변위의 3%~5%정도의 작은 변위에 왔을 때 제어를 중단해 주는 dead band를 설정하여 그 범위 안에서는 제어가 중지된다) 입력 전류의 양이 일정하므로 조금만 그 범위를 벗어나도 큰 전류가 공급되므로 제진 후반부에 채터링(chattering) 현상을 피할 수 없으며 dead band 안에서는 제어 입력이 전혀 공급되지 않는다.

따라서 본 연구에서는 이러한 단점을 개선하고자 새로운 제어 알고리즘을 제안하여 실험적 연구를 수행하였다. 우선 SMA 작동기 특성을 실험적으로 파악한 후 이를 시스템 모델과 연계하였다. 이를 근거로 세 가지 형태의 제어기; 일정 진폭 제어기(constant amplitude controller; CAC), 비례 진폭 제어기(proportional amplitude controller; PAC), 슬라이딩 모드 제어기(sliding mode controller; SMC)를 구성하였다. 구조물의 치우침 현상을 제거하기 위하여 속도 성분 대신 변위 성분에 근거한 CAC를 구성하였고, CAC의 일정 크기 제어 입력으로 발생하는 채터링 현상을 해결하기 위해 이를 변경한 PAC를 구성하였다. PAC는 제어 변위 크기와 제어 변위 성분에 따라 제어 입력 크기가 결정된다. 나아가서 제어 효율성, 강건성, 그리고 구현 단순화가 입증된 SMC를 최적 슬라이딩 서피스 설계와 연계하여 구성하였다. CAC 및 PAC의 경우가 SMA 작동기의 물리적 현상에 근거하여 결정되는 반면, SMC 설계는 보다 수학적인 모델에 근거하여 구성된다. 이들 세 가지 제어기의 진동제어 효과를 실험적으로 비교 고찰하기 위하여 유연 외팔보의 과도 진동 문제를 다루었다.

2. 시스템 모델링

SMA 작동기가 부착된 유연 외팔보 시스템은 Fig. 1에서 보는 바와 같다. 선단 질량을 갖고 있고 단면이 균일한 외팔보는 x - y 평면상에서 운동하며, y 방향의 진동(bending) 제어를 위해 두개의 작동기가 보의 중립축에 대하여 대칭으로 설치되어 있다. 이러한 보-작동기 시스템의 모델링은 Euler-Bernoulli 보 이론과 연계된 유한 요소 방법으로 쉽게 수행될 수 있다.⁽⁶⁾ 제안된 시스템의 동적 지배 방정식을 유한 요소 형태로

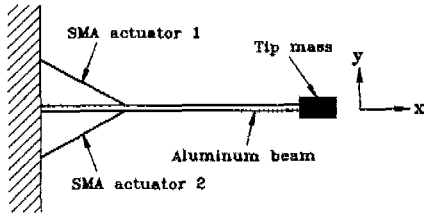


Fig. 1 A cantilever beam with SMA actuators

표현하면 다음과 같다.

$$[M] \{\ddot{u}\} + [K] \{u\} = \{F\} \quad (1)$$

여기서 $[M]$ 및 $[K]$ 는 각각 질량 및 강성 행렬을 나타내며, $\{u\}$ 는 각 노드(node)의 변위벡터를 나타내고, $\{F\}$ 는 일반화된 작동기의 힘벡터이다.

식 (1)로 주어지는 시스템은 연계된(coupled) 미분 방정식으로 표현되어 있기 때문에 각 모드의 진동을 억제하기 위한 제어기 설계에 적합하지 않다. 따라서 각 진동 모드별로 비연계된 미분방정식을 얻기 위해 모달 행렬(modal matrix) $[\Phi]$ 를 통해 식 (1)을 다음과 같이 변환해야 한다.

$$\{\ddot{\eta}\} + [Z]\{\dot{\eta}\} + [\Omega]\{\eta\} = \{f\} \quad (2)$$

여기서 $\{\eta\}$ 는 모달 변위 벡터이며, $[\Omega]$ 는 각 진동 모드의 고유 주파수로 이루어진 모달 주파수 행렬이고, $\{f\}$ 는 모달력(modal force) 벡터이다. 한편 모달 감쇠 행렬 $[Z]$ 는 모든 유연 구조물 시스템에 존재하는 감쇠를 나타내기 위하여 비례 감쇠로 가정하여 첨가된 것이다. 따라서, 유연외팔보 시스템의 변위 측정과 제어력으로부터 모달력 $\{f\}$ 를 구할 수 있으며, 또한 식 (2)로부터 $\{\eta\}$ 를 계산할 수 있고 모달행렬을 이용하면 식 (1)에 주어진 물리적 변위 $\{u\}$ 를 결정할 수 있다.

진동 제어를 성공적으로 수행하기 위해서는 SMA 작동기의 동적 모델, 즉 식 (1)에 주어진 F 의 특성을 정확히 파악해야 한다. 이를 위해 본 연구에서는 실험을 수행하였으며 이로부터 공급 전류와 작동기 발생력 관계를 도출하였다. Fig. 2는 사용된 SMA 작동기에 계단 입력 0.8A의 전류 공급시 발생된 제어력을 나타낸다. 그림에서 보는 바와 같이 발생된 제어력은 지수적 증가를 보이다 일정한 값을 유지하며 입력 전류를 제거하면 일정 지연 시간 이후 다시 지수적 감소 특성을 보인다. 전류 공급에 의해 발생되는 힘을 시간의 함수로 표현하면 다음과 같다.

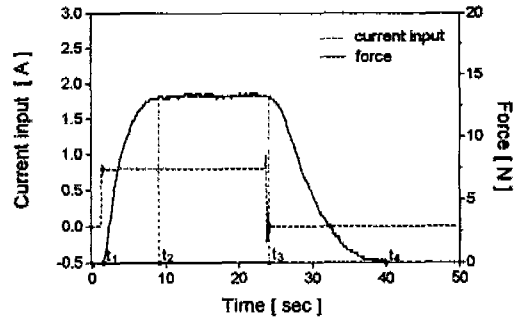


Fig. 2 SMA actuator characteristics

$$F = \begin{cases} 0 & , 0 < t \leq t_1 \\ F_{\max} [1 - e^{-(t-t_1)/\tau_h}] & , t_1 < t \leq t_2 \\ F_{\max} & , t_2 < t \leq t_3 \\ F_{\max} [e^{-(t-t_3)/\tau_c}] & , t_3 < t \leq t_4 \\ 0 & , t > t_4 \end{cases} \quad (3)$$

여기서 F_{\max} 는 작동기가 발생시킬 수 있는 최대 제어력을 나타내며, τ_h 및 τ_c 는 각각 가열시 및 냉각시의 시상수(time constant)를 나타낸다. 이러한 작동기의 동적 지배 변수인 F_{\max} , τ_h , τ_c 등은 입력되는 전류 크기에 의해 달라지며, 따라서 제어기 구현 전에 반드시 실험을 통하여 파악되어야 한다.

전류 공급시 작동기의 동적 거동은 식 (3)의 두 번째 경우로 생각할 수 있으며 이는 1차 선형 모델로 간주할 수 있다. 다시 말하여 SMA 작동기의 시간-힘의 관계는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\tau_h \frac{dF(t)}{dt} + F(t) = K_b I(t) \quad (4)$$

여기서 K_b 는 입력 전류 $I(t)$ 의 영향 계수이다. 따라서 입력 전류와 출력 제어력의 관계는 다음의 전달 함수 형태로 표현할 수 있다.

$$\frac{F(s)}{I(s)} = \frac{K_b}{s\tau_h + 1} \quad (5)$$

본 연구에서는 Baz⁽⁶⁾ 등이 수행한 것과 같이 유연외팔보의 주 진동 모드인 제 1차 굽힘 모드(bending mode)에 대한 제어를 수행하였다. 따라서 식 (2) 및 (5)로부터 다음과 같은 제 1차 모드 제어 시스템 모델을 구성할 수 있다.

$$\ddot{\eta}_1 + 2\zeta_1\omega_1\dot{\eta}_1 + \omega_1^2\eta_1 = k_{b1}I(t) \quad (6)$$

여기서 ω_1 및 ζ_1 은 각각 제 1차 모드의 고유 주파수와 감쇠비를 나타내며, k_{b1} 은 제 1차 모드에 대한 변형된 제어 입력 영향 계수이다. 따라서 입력전류 $I(t)$ 와 연계된 제어기 설계를 통하여 능동 진동 제어를 수행할 수 있음을 알 수 있다.

3. 제어기 설계

3.1 CAC 및 PAC 제어기

Fig. 3은 두개의 SMA 작동기로 구성된 외팔보 구조와 제안된 일정 진폭 제어기(CAC)의 알고리즘 원리를 도식적으로 나타낸 것이다. 작동기 1방향으로 진동이 발생할 경우의 변위 부호를 양(positive)으로 가정하면, 이 때에 발생한 진동을 억제하기 위하여 필요한 힘은 반대 방향으로 작용되어야 한다. 따라서 작동기 2에 필요한 입력 전류를 공급하여 필한 힘을 발생시켜야 한다. 물론 반대 방향으로 진동이 발생할 경우 작동기 1에 전류를 공급하여 필요한 힘을 발생시켜야 한다. 이는 외팔보 선단의 변위 성분(부호)을 측정함으로써 다음과 같은 제어 알고리즘으로 표현될 수 있다.

$$I(t) = -K_1 \cdot \text{sgn}(y_e(t)) \quad (7)$$

여기서 K_1 은 CAC 제어기의 이득(gain)이며, $y_e(t)$ 는 선단 변위이다.

식 (7)에서 보는 바와 같이 CAC 알고리즘에서는 변위의 크기와 관계없이 입력되는 전류는 일정하므로 제

어 말미에 채터링 현상과 더불어 입력 전류의 손실이 크게 된다. 이것은 유언보의 진동이 거의 제진 되었음에도 불구하고 처음의 초기 변위를 제어하기 위한 큰 제어력을 계속 공급하는데서 유발된다. 이러한 채터링 현상을 최소화하려면 변위가 일정치에 도달했을 때 즉, 보에 채터링 현상이 일어나게 되는 변위의 근처에서 제어력을 작게 공급해 주어야 한다. 따라서 입력을 일정하게 주는 대신 변위가 작아졌을 때 변위의 크기를 고려하여 변위에 비례하는 제어력을 공급해 주어야 한다. 이러한 물리적 현상에 근거한 것이 비례 진폭 제어기(PAC)이며 알고리즘을 식으로 나타내면 다음과 같다.

$$I(t) = -K_1 \cdot \text{sgn}(y_e(t)) \quad , \quad y_{e1} < y_e(t) \leq y_0 \quad (8)$$

$$I(t) = -K_1 y_e(t) \cdot \text{sgn}(y_e(t)) \quad , \quad y_e(t) \leq y_{e1}$$

여기서 y_{e1} 은 CAC 입력에서 비례 이득 입력으로 변환되는 시간에서의 선단 변위, y_0 는 보의 초기 변위를 각각 나타낸다. 따라서 y_{e1} 의 크기는 PAC 알고리즘의 제어 효과를 좌우할 수 있는 중요한 설계 변수가 되며, 이는 일반적으로 입력 전류의 크기에 따른 여러 번의 실험을 통하여 결정된다.

3. 2 슬라이딩 모드 제어기

슬라이딩 모드는 가변 구조 시스템의 주요 작동 모드로서 알맞은 불연속 제어기를 사용함으로써 얻을 수 있다.⁽¹⁰⁾ 슬라이딩 모드 하에서 시스템은 변수 변화 및 외란에 대해 매우 강건한 성질을 나타낸다. 제안된 구조물의 동적 지배 방정식 (6)을 상태 방정식으로 표현하면 다음과 같다.

$$\dot{x}_1(t) = x_2(t)$$

$$\dot{x}_2(t) = -\omega_1^2 x_1(t) - 2\zeta_1 \omega_1 x_2(t) + bu(t) \quad (9)$$

$$x(t_0) = x_0$$

여기서 $[x_1, x_2]^T = [\eta_1, \dot{\eta}_1]^T$, $b = k_{b1}$, $u(t) = I(t)$ 이며, x_0 는 초기 시간 t_0 에서 주어진 초기 조건이다. 단일 입력 $u(t)$ 에 대한 슬라이딩 평면을 다음과 같이 설정한다.

$$\sigma = cx_1(t) + x_2(t), \quad c > 0 \quad (10)$$

슬라이딩 평면 $\sigma(x(t)) = 0$ 을 기준으로 양면의 상태 궤적이 모두 이 평면을 향한다면, 상태점이 이 평면상에 머물면서 미끄러지는 슬라이딩 운동이 발생한다. 슬라이딩 평면에서 슬라이딩 운동이 일어나기 위한 조건

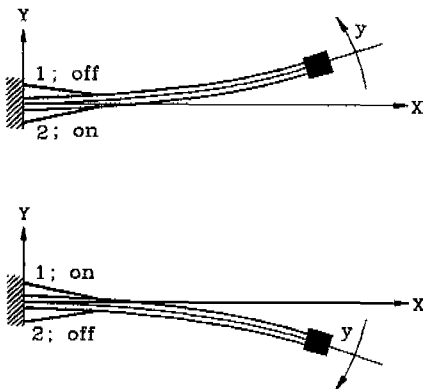


Fig. 3 Energization strategy for the constant amplitude controller

은 다음과 같다.

$$\sigma \dot{\sigma} < 0 \tag{11}$$

따라서 식 (9) 및 식 (10)을 이용하여 등가 제어 입력을 결정하고 슬라이딩 존재 조건 (11)을 만족하도록 제어기 $u(t)$ 를 다음과 같이 설계한다

$$u(t) = -[-\omega_1^2 x_1(t) + (c - 2\zeta_1 \omega_1) x_2(t) + k \cdot \text{sgn}(\sigma)] / b \tag{12}$$

여기서, 불연속 제어 이득 k 는 양의 값을 갖는다. 그러나, 이러한 불연속 제어기의 실험적 구현시 원치 않는 채터링의 증가로 인한 역진동 현상이 발생할 가능성이 있기 때문에 이를 다음과 같은 포화 함수로 대체하여 사용한다.

$$u(t) = -[-\omega_1^2 x_1(t) + (c - 2\zeta_1 \omega_1) x_2(t) + k \cdot \text{sat}(\sigma)] / b \tag{13}$$

여기서,

$$\text{sat}(\sigma) = \begin{cases} \sigma/\varepsilon & : |\sigma| \leq \varepsilon \\ \text{sgn}(\sigma) & : |\sigma| > \varepsilon \end{cases} \tag{14}$$

상기식에서 ε 은 슬라이딩 평면의 경계층 두께이다.

한편, 시스템의 제어 성능을 향상시키기 위하여 슬라이딩 평면 계수 c 를 제어 이득 k 의 값에 대하여 최적으로 구할 수 있다. 슬라이딩 평면의 최적 계수를 설계할 경우 임의로 주어진 요구 고유치를 갖도록 평면 계수를 설정하였을 때보다 우수한 제어 효과를 얻을 수 있다.⁽¹⁰⁾ 이를 위해 식 (12)를 식 (9)에 대입하여 얻은 다음 식을 고려한다.

$$\begin{aligned} \dot{x}_1(t) &= x_2(t) \\ \dot{x}_2(t) &= -cx_2(t) - k \cdot \text{sgn}(\sigma) \\ x_1(t_0) &= v_1, \quad x_2(t_0) = v_2 \end{aligned} \tag{15}$$

상기식의 해는 두 구간에서 얻을 수 있는데 리칭상태 ($t < t_s$, reaching phase)와 슬라이딩 상태 ($t > t_s$, sliding phase)이며, 여기서 t_s 는 슬라이딩 모드가 시작되는 시간이다. 즉,

i) 리칭상태 ($t < t_s$)

$$\begin{aligned} x_1(t) &= k/c(-\exp(-ct)/c - t) - v_2 \exp(-ct) / \\ &\quad c + (-k/c + v_2)/c + v_1 \\ x_2(t) &= k/c(\exp(-ct) - 1) + v_2 \exp(-ct) \end{aligned} \tag{16}$$

ii) 슬라이딩 상태 ($t \geq t_s$)

$$\begin{aligned} x_1(t) &= [k/c^2(\exp((c^2 v_1 + cv_2)/k) - 1) \\ &\quad - v_2/c] \exp(-ct) \\ x_2(t) &= [k/c(1 - \exp((c^2 v_1 + cv_2)/-k)) \\ &\quad + v_2] \exp(-ct) \end{aligned} \tag{17}$$

상기식에서 $t_s = (cv_1 + v_2)/k$ 이다.

우리의 제어 목적은 유연 외팔보의 선단 변위를 되도록 빨리 영(zero)으로 수렴시키는 것이므로 시간에 대한 가중치를 곱한 성능 지수 J 를 다음과 같이 설정한다.

$$\begin{aligned} J &= \int_0^\infty [t^2 x_1^2(t)] dt \\ &= \int_0^{t_s} [t^2 x_1^2(t)] dt + \int_{t_s}^\infty [t^2 x_1^2(t)] dt \end{aligned} \tag{18}$$

따라서, 식 (16)과 (17)로부터 주어진 초기 조건과 제어 이득하에서 J 를 최소화하는 최적 슬라이딩 평면 계수 c 를 결정할 수 있다.

4. 실험 결과 및 고찰

제안된 유연 구조물의 능동 진동 제어를 위하여 Fig. 4와 같은 실험 장치를 구성하였다. 외팔보의 길이는 380mm, 폭은 22.3mm, 두께는 1.13mm이고, Young's modulus가 70GPa을 물성치로 하는 알루미늄 재질로 선택하였다. 그리고 외팔보의 끝단에는 질량 27.6g을 부착하였다. 형상기억합금 와이어 작동기의 직경은 0.36mm이며 변태 온도는 섭씨 38℃이다. 형상기억합금 와이어에 형상기억효과를 주기 위하여 와이어에 축방향으로 5.0%의 초기 소성 스트레인을 부가하였다. 작동기 와이어는 보의 고정단으로부터 120mm 거리에 설치하였으며, 고정단과 작동기의 각도가 22.6° 되도록

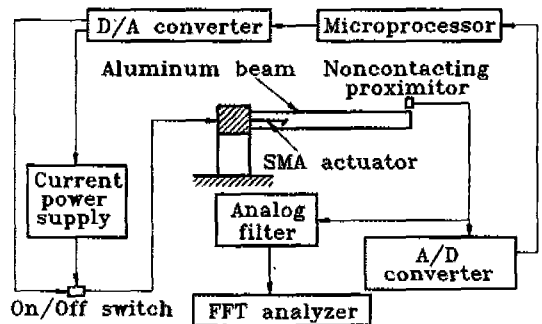


Fig. 4 Experimental apparatus for vibration control

설치하였다. 고정단에는 작동기의 설치중 발생할 수 있는 장력의 편심을 막을 수 있도록 가변 길이 조정 장치인 풀리(pulley)를 장착하였다.

제 1차 진동 모드 형상에 기준을 두어 외팔보의 초기 변위는 5.3mm로 설정하였다. 선단의 변위는 비접촉 변위 센서(noncontacting proximator)를 사용하여 측정하였고, 전류의 크기와 방향의 정보를 이용하는 CAC 및 PAC 제어기에서도 이 변위 센서의 신호를 사용하여 변위 부호와 크기를 결정하였다. 변위 센서의 신호는 A/D 컨버터에 입력되어 제어기로 보내지며, 또한 저주파(low-pass) 필터를 거쳐 나온 신호는 신호 분석기에 저장된다. 제어기에서는 변위 성분의 부호와

크기를 계산하여 전류를 입력하여야 할 작동기를 선정함과 동시에 공급해야 할 전류의 크기를 정하여 D/A 컨버터로 보낸다. D/A 컨버터 하나의 채널에서는 전류 공급기로 출력 전류의 크기에 해당하는 전압을 공급하며, 또다른 하나의 채널에서는 릴레이(relay) 스위치에 전압을 공급하여 결정된 작동기로의 회로를 닫음으로서 원하는 제어를 가능하게 한다. 연산 처리는 PC 486컴퓨터를 사용하였으며 제어 프로그램 내의 모든 샘플링 속도(sampling rate)는 1000Hz로 설정하였다.

Fig. 5는 초기 선단 변형 5.3mm를 부가하여 과도 진동시켰을 경우 CAC 알고리즘의 시스템 응답을 나타낸다. 입력 전류의 공급이 없는 경우 4.1Hz의 제 1차

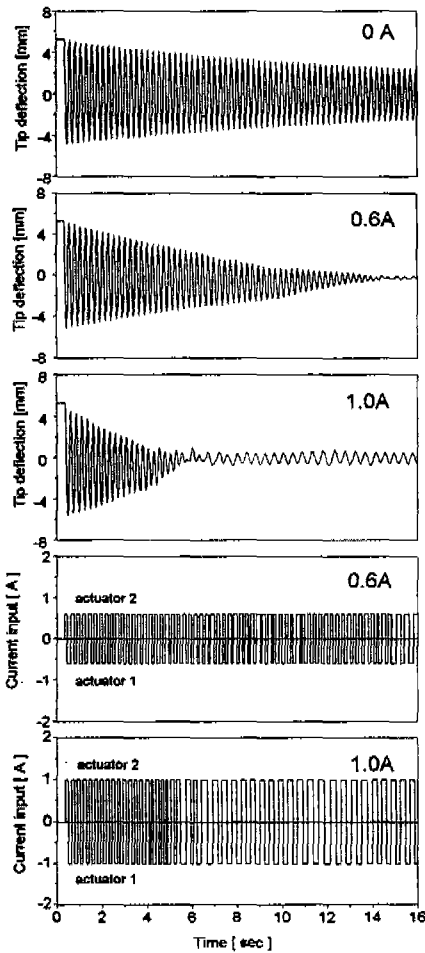


Fig. 5 System responses with the constant amplitude controller

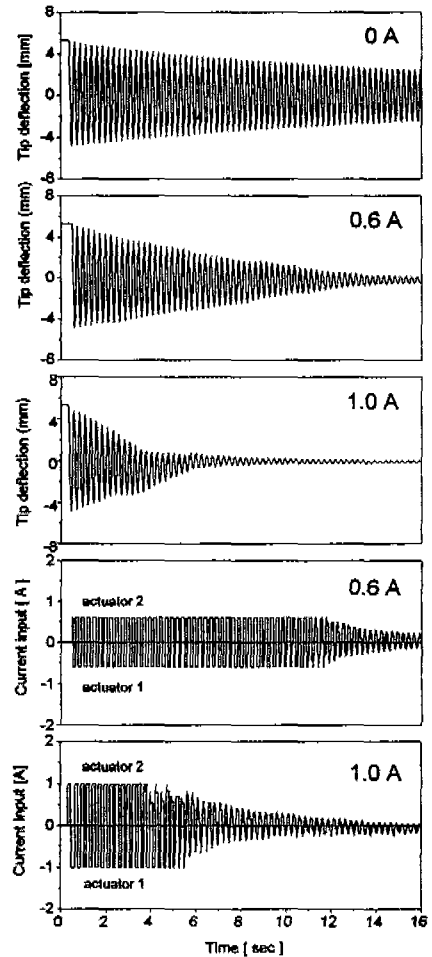


Fig. 6 System responses with the proportional amplitude controller

진동 모드 주파수를 갖고 오직 구조물이 갖고 있는 감쇠에 의해서만 진폭이 감소하는 것을 볼 수 있다. 0.6A의 제어 전류 공급시에는 약 14초에서 진동이 거의 제진되는 것을 알 수 있으며, 1.0A 공급시 제진 시간은 약 5.5초로 더욱 빠르게 진폭이 감소되는 것을 볼 수 있다. 그러나 1.0A 공급시 제진 이후의 큰 채터링 현상이 발생하였으며 이는 제어 전류 입력 응답에서 볼 수 있듯이 제진이 된 이후에도 초기에 결정된 일정 크기의 전류가 계속 공급되기 때문이다. 물론 제어 입력 전류의 증가에 따라 채터링 현상은 더욱 심하게 발생하여 감쇠를 갖고 있는 구조물 시스템의 안정성(stability)을 파괴할 수도 있다.

이러한 바람직하지 않은 채터링 현상을 제거하기 위해 제안된 PAC 알고리즘을 적용한 시스템 응답이 Fig. 6에 나타나 있다. 0.6A 공급시 Fig. 5의 CAC 경우보다 제진 효과가 감소한 것을 알 수 있다. 이는 제어 입력 응답에서 볼 수 있듯이 진폭이 0.7mm(y_{el}) 이하로 될 때 제어 입력도 이에 비례하여 작게 공급되기 때문이다. 그러나 1.0A 공급시 CAC에서 발생했던 채터링 현상은 볼 수 없다. 이는 제어 입력 크기에 대한 진동 제어 효과면에서 그리고 정밀한 위치 제어 측면에서 PAC 알고리즘의 우수성을 입증하는 것이다.

Fig. 7은 슬라이딩 모드 제어를 이용하여 얻은 제

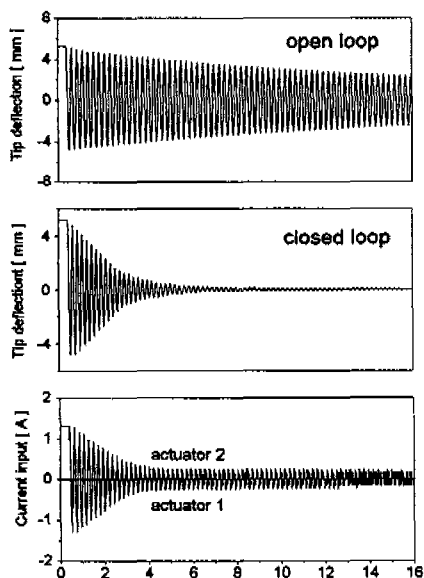


Fig. 7 System responses with the sliding mode controller

어 시스템 응답이다. 불연속 제어 이득 $k=0.7$, 이로부터 얻은 최적 평면 계수 $c=6.9$ 그리고 슬라이딩 평면의 경계층 두께 $\epsilon=0.01$ 을 적용하였다. 최대 입력 제어 전류 1.0A 이하의 공급으로 매우 우수한 진동 감쇠 효과를 보인다. 그리고 진폭 제진 이후의 채터링 현상이 영(zero)으로 수렴되는 것을 볼 수 있으며, 공급되는 전류도 일정한 주기를 갖고 슬라이딩 평면에 대하여 대칭으로 공급되는 것을 알 수 있다.

5. 결론

본 연구에서는 유연 구조물의 능동 진동 제어를 위하여 형상기억합금(SMA) 작동기를 이용하였다. SMA 작동기의 동적 특성을 실험적으로 도출한 후 시스템 지배 방정식과 연계하여 제어를 설계하였다. 일정 진폭 제어기(CAC), 비례 진폭 제어기(PAC), 그리고 슬라이딩 모드 제어기(SMC)를 구성하였으며 이들 알고리즘의 실험적 구현을 수행하였다. 동일한 크기의 최대 입력 전류 공급시 CAC의 경우가 PAC의 경우보다 우수한 제진 효과를 보였으나, 일정 크기 이상의 전류 공급시 바람직하지 않은 채터링 현상이 심하게 발생되었다. 진폭에 따라 제어 입력이 변하는 PAC의 적용으로 이를 효과적으로 제거하였다. 이는 시스템의 안정성 유지와 정밀한 위치 제어 측면에서 매우 중요한 의미를 갖는다. 그리고 구현 용이성이 뛰어난 SMC 적용으로 매우 우수한 진동 제어 효과를 입증하였다. 본 연구의 결과를 토대로 향후 보다 빠른 제진 효과를 얻기 위한 SMA 작동기의 설치 형태 및 수를 비롯, 기하학적 변수에 대한 심도 있는 연구가 계속될 것이다. 또한 정밀한 위치 추적 제어 연구, 그리고 유연 로봇 시스템 적용 등 광범위한 응용 연구가 계속 수행될 예정이다.

후 기

본 연구의 일부는 1994년도 인하대학교 교내 연구비에 의해 수행되었으며, 이에 관계자께 감사드립니다.

참 고 문 헌

1. C. A. Rogers, 1990, "Active Vibration and Structural Acoustic Control of Shape Memory Alloy Hybrid Composites: Experi-

- mental Results", J. Acoustic Soc. Am. Vol.88, No.6, pp.2803~2811.
2. C. M. Jackson, H. J. Wagner, and R. J. Wasilewski, 1972, "55-Nitinol-the Alloy with a Memory:Its Physical Metallurgy, Properties, and Applications", NASA Research Report, No. NASA-SP 5110.
 3. M. V. Gandhi and B. S. Thompson, 1992, "Smart Materials and Structures", Chapman & Hall.
 4. Choi, S. B., Park, Y. K. and Suh, M. S., 1994, "Elastodynamic Characteristics of Hollow Cantilevered Beams Containing an Electro-Rheological Fluid:Experimental Results", AIAA Journal, Vol.32, No.2, pp.438-440.
 5. T. Bailey and J. E. Hubbard Jr., 1985, "Distributed Piezoelectric-Polymer Active Vibration Control of a Cantilever Beam", Journal of Guidance, Control, and Dynamics, Vol.8, No.5, pp.605-611.
 6. A. Baz, K. Imam and J. McCoy, 1990, "Active Vibration Control of Flexible Beams Using Shape Memory Actuators", Journal of Sound and Vibration, Vol.140, No.3, pp.437-456.
 7. A. Baz, T. Chen and J. Ro, 1994, "Shape Control of Nitinol-Reinforced Composite Beams", SPIE, Vol.2190, pp.436-453.
 8. Daniel R. Madill, David Wang, 1994, "The Modelling and L2-Stability of a Shape Memory Alloy Position Control System", Proceedings of IEEE Int. Con. on Robotics and Automation, pp.293-299.
 9. C. Liang, C. A. Rogers and C. R. Fuller, 1991, "Acoustic Transmission and Radiation Analysis of Adaptive Shape-Memory-Alloy Reinforced Laminated Plates", Journal of Sound and Vibration, Vol.145, No.1, pp.23-41.
 10. S. B. Choi and D. W. Park, 1994, "Moving Sliding Surfaces for Fast Tracking Control of Second-Order Dynamical Systems", ASME J. of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol.116, No.1, pp.154-158.