

능동음향진동제어를 위한 센서와 액추에이터의 동위치화 연구

Collocation of Sensor and Actuator for Active Control of Sound and Vibration

이 영 섭[†]

Young-Sup Lee

(2004년 1월 12일 접수 ; 2004년 2월 18일 심사완료)

Key Words : Collocation of Sensor and Actuator(센서 및 액추에이터 동위치화), Smart Structures(지능구조), Active Control(능동제어), Direct Velocity Feedback Control(직접속도 피드백제어)

ABSTRACT

The problem considered in this paper is about the collocation of sensor and actuator for the active control of sound and vibration. It is well-known that a point collocated sensor-actuator pair offers an unconditional stability with very high performance when it is used with a direct velocity feedback (DVFB) control, because the pair has strictly positive real (SPR) property. In order to utilize this SPR characteristics, a matched piezoelectric sensor and actuator pair is considered, but this pair suffers from the in-plane motion coupling problem with the out-of-plane motion due to the piezo sensor and actuator interaction. This coupling phenomenon limits the stability and performance of the matched pair with DVFB control. As a new alternative, a point sensor and distributed piezoelectric actuator pair is also considered, which provides SPR property in all frequency range when the pair is implemented on a clamped-clamped beam. The use of this sensor-actuator pair is highly expected for the applications to more practical active control of sound and vibration systems with the DVFB control strategy.

1. 서론

압전재료등을 이용한 분포 트랜스듀서(distributed transducers)는 경량이며, 부착이 용이하고, 상용화 되어 있는 등의 이유로 구조물의 제어에 광범위하게 이용되어 오고 있다.⁽¹⁾ PVDF와 PZT등과 같은 이런 트랜스듀서들의 분포특성은 제어시 발생하는 스피로버(spillover)를 최소화 시킬수 있는 것으로 알려져 있다. 그래서 이들은 액추에이터, 센서 또는 셀프 센

싱 액추에이터(self-sensing actuator 또는 sensoriac-tuator)로서 특히 능동진동제어 (AVC) 또는 능동 구조음향제어 (ASAC)에 사용 되어 왔다.⁽¹⁾

센서/액추에이터가 비 동위치화된 (non-collocated) 시스템의 경우 더 나은 안정도 (stability)를 추구하면 성능의 저하를 가져오므로 안정도와 성능간의 "적절한 조절"이 필수적이다. 이를 위한 H_2 와 H_∞ 제어 방법은 강인한 안정도와 성능을 제공하는 도구로 알려져 있다.^(2,3)

한편, 음향 및 진동에 대해 능동적 제어기법이 개발된 이래 무수한 연구가 있어 왔으나,^(1,4,5) 실험실 내부를 제외한 실제 상용화되어 폭넓게 사용되는 연구결과는 극히 적은 형편이다.

[†] 책임저자 : 정회원, 한국표준과학연구원
E-mail : yslee@kriss.re.kr
Tel : (042) 868-5705, Fax : (042) 868-5639

이에 대한 이유는 여러가지가 있을 수 있겠으나, 특히 능동제어 시스템의 과다한 센서 및 액추에이터의 요구, 이로 인한 복잡한 다중 입출력의 제어기 그리고 이에 따른 비용 및 증량증대 문제로 인한 바가 크다고 할 수 있겠다.⁽⁶⁾ 또한 다중 입출력 중앙집중식 제어기(centralized controller)의 경우 센서나 액추에이터의 부분적인 오작동이나 고장시엔 전체 제어 시스템의 안정도마저 해질수 있다.

그래서, 본 연구의 궁극적 목적은 실제 산업계가 요구하는 좀 더 단순하면서도 현실성있는 능동제어 시스템을 구현하는데 중점을 두고 있다.

이와같은 단순한 능동제어 시스템이란 저역통과필터(low pass filter)나 디지털 신호처리기(digital signal processor)를 사용하지 않고 아날로그적으로 센서의 신호조정기(signal conditioner)와 액추에이터를 위한 전원공급기(power supply)만으로 구성되도록 하는 것이며 부분적으로 오작동이 되어도 나머지 부분은 정상적으로 작동 가능토록 비중앙집중식 제어기(decentralized controller)를 채택한 모듈라 타입을 갖도록 하는 것이다.

본 연구에서는 이러한 단순화된 시스템의 구현이 가능토록 지능재료를 포함한 센서/액추에이터 쌍에 배치문제에 대해 그리고 단순한 방법의 제어기 설계에 대해 기술한다.

Balas⁽⁷⁾에 의해 동위치화 된 센서/액추에이터 쌍 배치를 통한 직접속도 피드백(direct velocity feedback, DVFB) 제어법이 제안된 이래, 많은 응용에 이 제어기법이 적용되어 왔다.

전통적인 동위치화된 점 센서와 액추에이터 쌍은 특히 DVFB 방식으로 구현될 때 지극히 강인한 능동 피드백제어 시스템을 만들 수 있다. 이 방식은 매우 단순한 제어기로 구성됨에도 불구하고, 이론에 의하면 어떠한 형태의 주 교란(primary disturbance)이 구조물에 작용해도 무조건적으로 안정한 것으로 알려져 있다.⁽⁷⁾

그래서 분포 센서/액추에이터를 가진 지능구조의 개발에 DVFB 제어를 적용하는 것은 많은 연구자의 관심을 끌어 왔다. 이에 따라 동일한 형상을 가진 분포 센서와 액추에이터를 구조물의 양면에 각각 부착한 배치가 구조물의 제어시스템에 적용되어 왔다.⁽⁸⁾

특히 동일한 형상의 압전재료와 같은 분포 센서/액추에이터 쌍이 구조물에 대칭으로 부착된 것을 "매치

(matched)"⁽⁹⁾ 또는 "듀얼(dual)"⁽¹⁰⁾ 이라 부른다. 분포 트랜스듀서를 가진 지능구조의 동적 거동은 전통적인 점 센싱 및 액추에이션의 구조시스템의 그것과는 다른 형태를 보인다.

그러므로 본 논문에서는 우선 2절에서 동위치화된 점 센서/액추에이터 쌍의 특성을 동위치화 되지 않은 쌍과 비교 설명하면서 그 장점을 설명하면서 DVFB 제어에 대한 음향 진동제어에의 적용에 관해 이론적으로 기술한다.

그리고 3절에서는 매치된 분포 센서/액추에이터 쌍에 대해 이론적 해석을 시도하여 동위치화된 점 센서 액추에이터와의 차이점과 DVFB 제어로의 적용 가능성에 대해 논하면서 면내 및 면외운동의 연성문제로 인한 안정도의 한계에 대해 기술한다.

마지막으로 4절에서는 점 센서와 분포 액추에이터 쌍의 배치에 대한 주파수 응답함수를 분석하면서 DVFB에 대한 적용성 및 그 한계를 이론적으로 설명한다.

2. 동위치화 된 점 센서/액추에이터 쌍

2.1 동위치화 된 점 센서/ 액추에이터 쌍

Fig. 1과 같은 외팔보에 설치된 동위치화 및 동위치화 되지 않은 점 센서-액추에이터 쌍에 대해 생각해 보자. 만약 Fig. 1(a)와 같이 임의의 오일러-베르누이 보에 대해 $x_a = x_s$, 위치에 점 액추에이터에 의

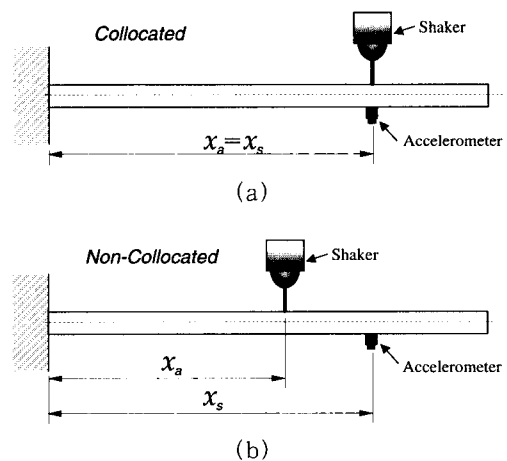


Fig. 1 Point sensor-actuator pair system on a cantilever beam. (a) Collocated pair (b) Non-collocated pair

해 힘이 작용하고, 반대편의 동일한 지점에서 점 센서가 보의 굽힘변형의 속도를 탐지한다면, 그 보의 면외(out-of-plane) 처짐속도 $\dot{w}(x_s, t)$ 는 다음과 같이 표현 된다.

$$\dot{w}(x_s, t) = \sum_{n=1}^{\infty} \phi_n(x_s) \frac{\partial}{\partial t} q_n(t) \quad (1)$$

여기서 $\phi_n(x_s)$ 는 n 번째 굽힘모드 형상이고, $q_n(t)$ 은 그에 대응하는 모드좌표(modal coordinate)이다.

면외 강제진동에 대한 지배방정식은 무한개의 비연성화된 상미분방정식으로 표현된다. 즉,

$$\ddot{q}_n(t) + 2\zeta\omega_n\dot{q}_n(t) + \omega_n^2q_n(t) = \int_0^{L_x} \phi_n(x_a) f(x_a, t) dx \quad (2)$$

이때 $x_a = x_s$ 이고, L_x 는 보의 길이, ω_n 은 n 번째 고유주파수, ζ 는 점성감쇠비, 그리고 $f(x_a, t)$ 의 력함수이다. 식 (2)의 동위치화된 점 센서-액추에이터 시스템은 라플라스 변환후

$$G(s) = \frac{\dot{w}(x_p, s)}{f(x_a, s)} = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\phi_n^2(x_s) s}{M_n [s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2]} \quad (3)$$

로 표현되는데, 여기서 M_n 은 n 번째 모드질량(modal mass)이다.

액추에이터의 가진력에 대한 센서의 처짐속도에 대한 전달함수, 즉 점 모빌리티(point mobility)의 주파수 응답 함수를 주파수 구간 $\omega \in (-\infty, +\infty)$ 에 대해 나타내면 식 (4)와 같이 된다.

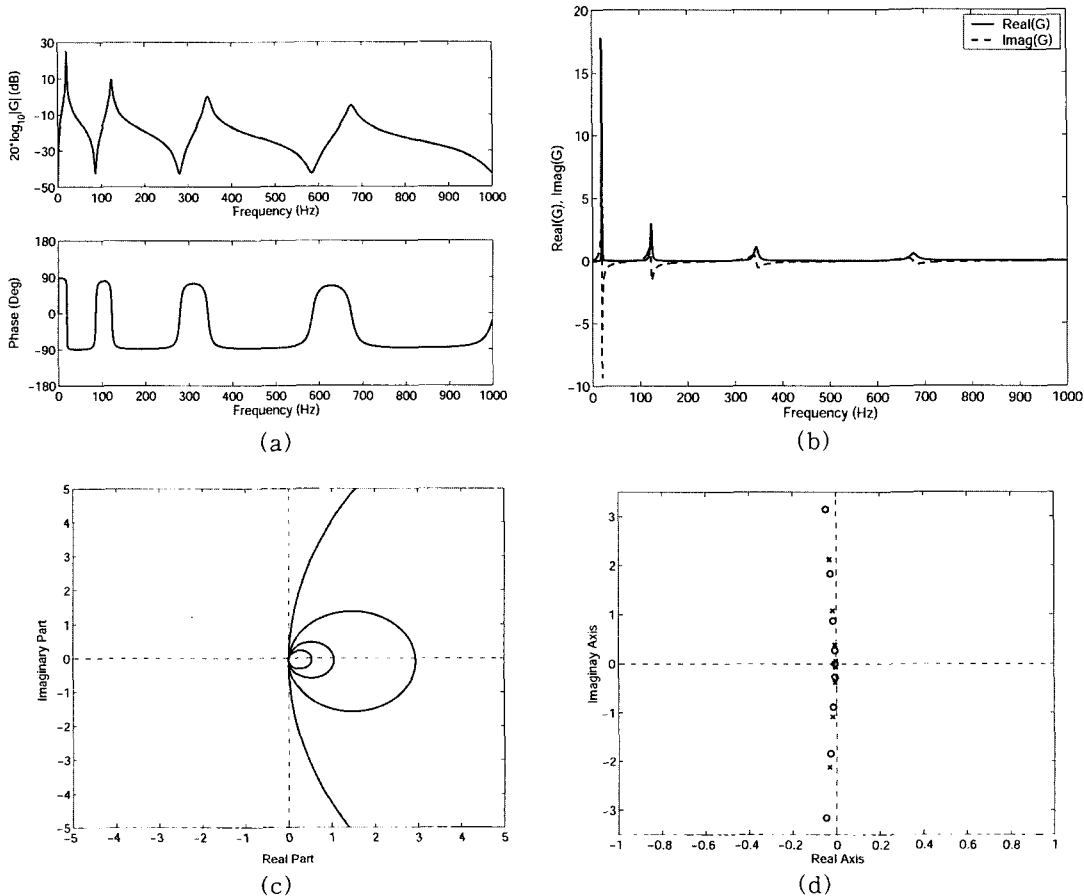


Fig. 2 Sensor-actuator response of a collocated point sensor-actuator pair system (a) Frequency response (b) Real part and imaginary part (c) Polar plot (d) Pole-zero map

$$G(j\omega) = \frac{\dot{w}(x_s, \omega)}{f(x_a, \omega)} = j\omega \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\phi_n^2(x_s)}{M_n[(\omega_n^2 - \omega^2) + j2\zeta_n\omega_n\omega]} \quad (4)$$

그래서, 식 (4)에 주어진 것 처럼, 통상의 shaker 와 같은 점 액추에이터와 가속도계 같은 점 센서를 구조물의 한 지점에 동위치화시키면, Fig. 2와 같은 센서/액추에이터 시스템의 전달함수(transfer function)는 복소 s-평면 상의 허축(imaginary axis)을 따라서 극점(poles)과 영점(zeros)이 교대로 나타나는 특수한 성질을 가지게 된다.⁽¹¹⁾

이 경우엔 Fig. 2(a)에 나타난 것 같이 주파수 응답함수의 크기는 주파수의 증가에 따라 감소하고 공진점 및 반공진점이 주파수에 따라 교대로 나타나며, 위상은 $\pm 90^\circ$ 사이에 항상 위치하는 특성을 보인다.⁽¹²⁾ 그리고, Fig. 1(b)와 같은 동위치화 되지 않은

점 센서와 액추에이터의 경우엔 Fig. 3과 같이 나타난다.

2.2 직접속도 피드백 (DVFB) 제어

한편, 식 (4)의 분모(denominator)에 보인 것과 같이, 그 전달함수는 무한 갯수의 공액복소수 쌍의 극점으로 구성되어 있는데, 이는 특정보의 경계조건, 치수와 재료에 의해 결정되는 진동모드로 인한 공진을 의미한다. 그리고, 식 (4)의 분자(numerator)는 모드형상함수와 결합된 센서와 액추에이터의 위치에 의해 결정되는데, 이것은 시스템의 영점으로 나타나고, 시스템에 대한 입력(액추에이터)과 출력(센서) 간의 위상관계를 지배한다. 그래서 시스템의 최소위상(minimum phase) 여부는 센서와 액추에이터의 위치에 의해 정해진다.

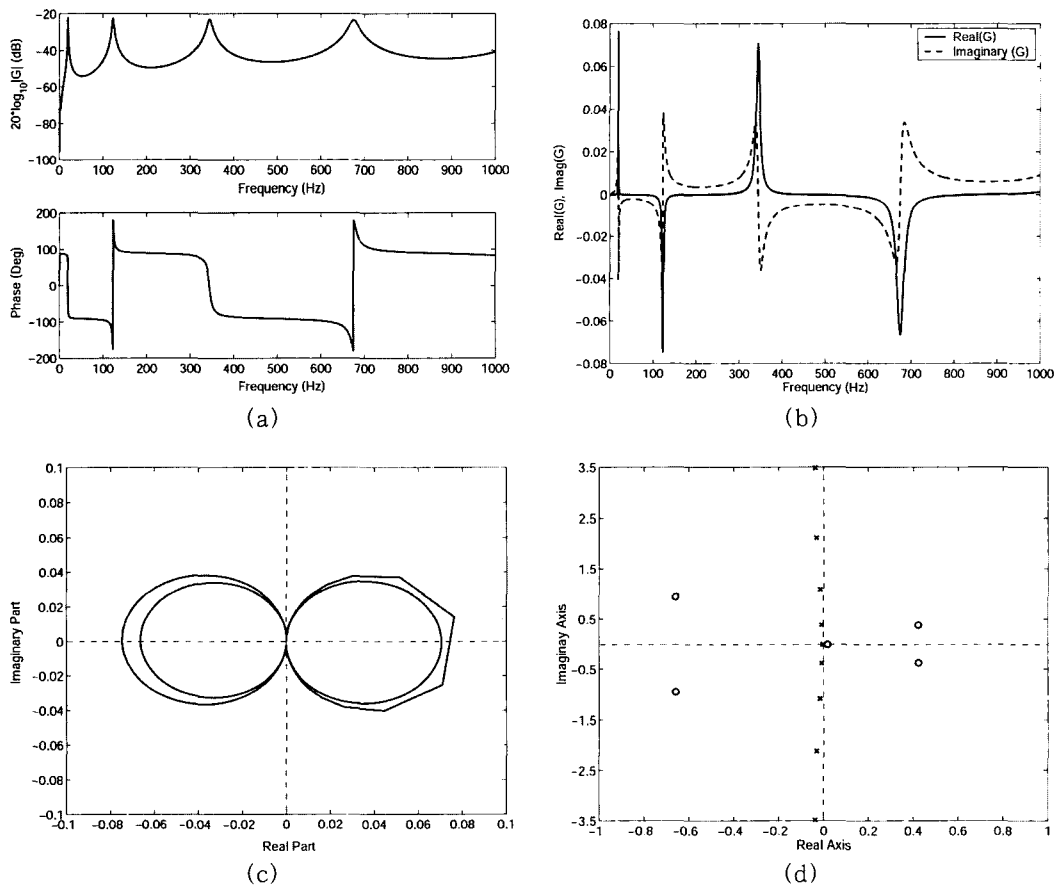


Fig. 3 Sensor-actuator response of a non-collocated point sensor-actuator pair system (a) Frequency response (b) Real part and imaginary part (c) Polar plot (d) Pole-zero map

최소위상 시스템은 “모든 극점과 영점의 공액복소수 쌍이 s-평면상의 허축의 좌측에 위치한 시스템”으로 정의할 수 있다. 그리고 최소위상 시스템은 인과적(causal)이고, 안정적(stable)이며, 시스템의 극점과 영점의 갯수가 동일하면 그것의 역(inverse) 또한 인과적이고 안정적이다.⁽¹³⁾

최소위상 시스템의 특별한 경우로서 완전 양의 정수(strictly positive real, SPR) 시스템이 있는데, 이는 “모든 극점과 영점의 공액복소수 쌍이 s-평면상의 허축의 좌측에 위치함과 동시에 극점과 영점이 상호 교대로 배열되어 있는 시스템”으로 정의할 수 있다. 이 경우엔 위상응답이 ±90 사이에 항상 존재하게 되어 시스템의 주파수응답함수의 실수부(real part)는 모든 주파수에서 항상 양이 된다.⁽¹¹⁾

즉,

$$\text{Re}[G(j\omega)] > 0, \quad \omega \in (-\infty, +\infty) \quad (5)$$

그러므로 일정한 이득(gain)이나 DVFB를 이용하여 무조건적으로 안정한 제어시스템의 설계시 SPR 조건은 매우 중요한 필요사항이 된다.⁽⁷⁾

만약 Fig. 4와 같은 외란제거(disturbance rejection)를 위한 단일 입출력 피드백 제어시스템을 생각한다면, 보에 설치된 센서-액추에이터 시스템은 플랜트 응답(plant response) $G(s)$, 피드백 제어기 $H(s)$ 그리고 외란으로 특징지어진다.

플랜트 $G(s)$ 는 보, 점 액추에이터(secondary source), 그리고 에러 센서(점 속도센서)로 되어 있다.

만약, 이 피드백 시스템이 안정적이면, 에러센서 출력의 스펙트럼 $y(j\omega)$ 는 외란 스펙트럼 $d(j\omega)$ 과는 식 (16)과 같은 관계를 가진다.

$$y(j\omega) = [1 + G(j\omega)H(j\omega)]^{-1}d(j\omega) \quad (6)$$

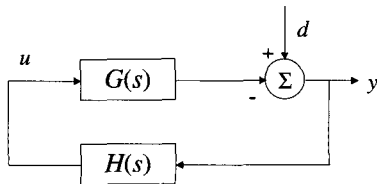


Fig. 4 A single-channel feedback control system for disturbance rejection

이 제어방식에 있어서, 점 액추에이터(secondary source)에 대한 제어입력 $u(j\omega)$ 는 식 (7)처럼 주어진다.

$$u(j\omega) = H(j\omega)[1 + G(j\omega)H(j\omega)]^{-1}d(j\omega) \quad (7)$$

그리고 DVFB 제어에 있어서는 제어기는 일정한 이득이므로, 즉 $H(j\omega) = h$ 로 표현되는데, 이때 h 는 피드백 이득이다.

만약 센서-액추에이터 쌍이 점 동위치화(point-collocated)되 있다면, 플랜트의 주파수응답 $G(j\omega)$ 은 SPR이 된다. 왜냐하면 제어되지 않는 시스템으로 액추에이터에 의해 공급되는 전체 파워는 반드시 양(positive)이기 때문이다.⁽⁶⁾

만약 점 액추에이터와 속도센서가 제어에 이용된다면, $u(j\omega) = f(j\omega)$ 가 되는데 이때 $f(j\omega)$ 는 작용된 힘이고, $y(j\omega) = \dot{w}(j\omega)$ 이다. 주파수가 ω 인 점 조화진동에 의한 기계시스템으로의 시간평균 파워전달(time-averaged power transfer)은 아래와 같이 표현된다.⁽¹⁴⁾

$$\Pi(\omega) = \frac{1}{2} \text{Re}[f^*(j\omega)\dot{w}(j\omega)] \quad (8)$$

여기서 f^* 와 \dot{w} 는 각각 작용된 힘의 공액복소함수 및 처짐속도이다. $\dot{w}(j\omega) = G(j\omega)f(j\omega)$ 이므로, 식 (8)은 다시 쓰면

$$\Pi(\omega) = \frac{1}{2} |f(j\omega)|^2 \text{Re}[G(j\omega)] \quad (9)$$

이 경우엔 시스템이 수동적(passive)이므로, 파워입력이 모든 주파수에서 양이 된다. 그래서 식 (9)에 의해, $G(j\omega)$ 의 실수부 또한 반드시 양이 된다.⁽⁶⁾

제어기는 $H(j\omega) = h$ 와 $h > 0$ 이므로 모든 주파수에서 항상 양의 실수부를 가지도록 설계되었다. 즉, 센서/액추에이터 플랜트와 제어기 FRF는 모두 SPR 조건을 만족하게 되어 Fig. 4의 속도 피드백 제어시스템은 무조건적으로 안정하게 된다.

그러므로 원칙적으로는 에러센서의 신호가 0이 되도록 무한히 피드백 이득을 증가시킬 수 있다. 그러나 실제에 있어서는 반드시 시스템의 개방루프 FRF

$G(j\omega)H(j\omega)$ 가 Nyquist 안정도 조건을 충족하는지 확인해야만 한다.

3. 매치된 분포 센서/액추에이터 쌍

2절에서는 동위치화된 점 센서 및 액추에이터 쌍이

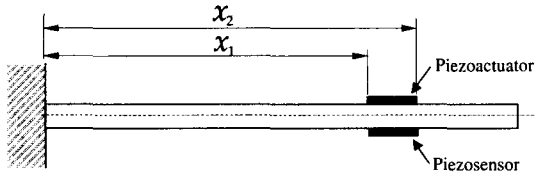


Fig. 5 Matched distributed sensor-actuator pair system on a cantilever beam

SPR 조건을 가짐에 따라 DVFB 적용시 극히 강한 피드백 제어시스템을 보여 주어 음향 및 진동의 능동제어에서 큰 장점이 됨을 알수 있었다.

본 절에서는 점 센서/액추에이터 쌍을 모방하여 지능재료를 이용해 구현한 매치된 분포 센서-액추에이터 쌍도 그러한 SPR 조건을 가질수 있는 지에 대해 검토한다. 즉, 분포 센서와 분포 액추에이터를 동위치화 시켜 뛰어난 안정성을 갖는 DVFB 제어 시스템을 구현시키려는 것이다.

Fig. 5와 같은 외팔보에 매치된 압전 분포 센서/액추에이터 쌍에 대해 생각해 보자.

오일러-베르누이 보 이론에 의해, 보에 부착된 압전 센서는 압전 액추에이터의 기진에 따라 보가 변형되면서 그에 비례하는 출력을 낸다.

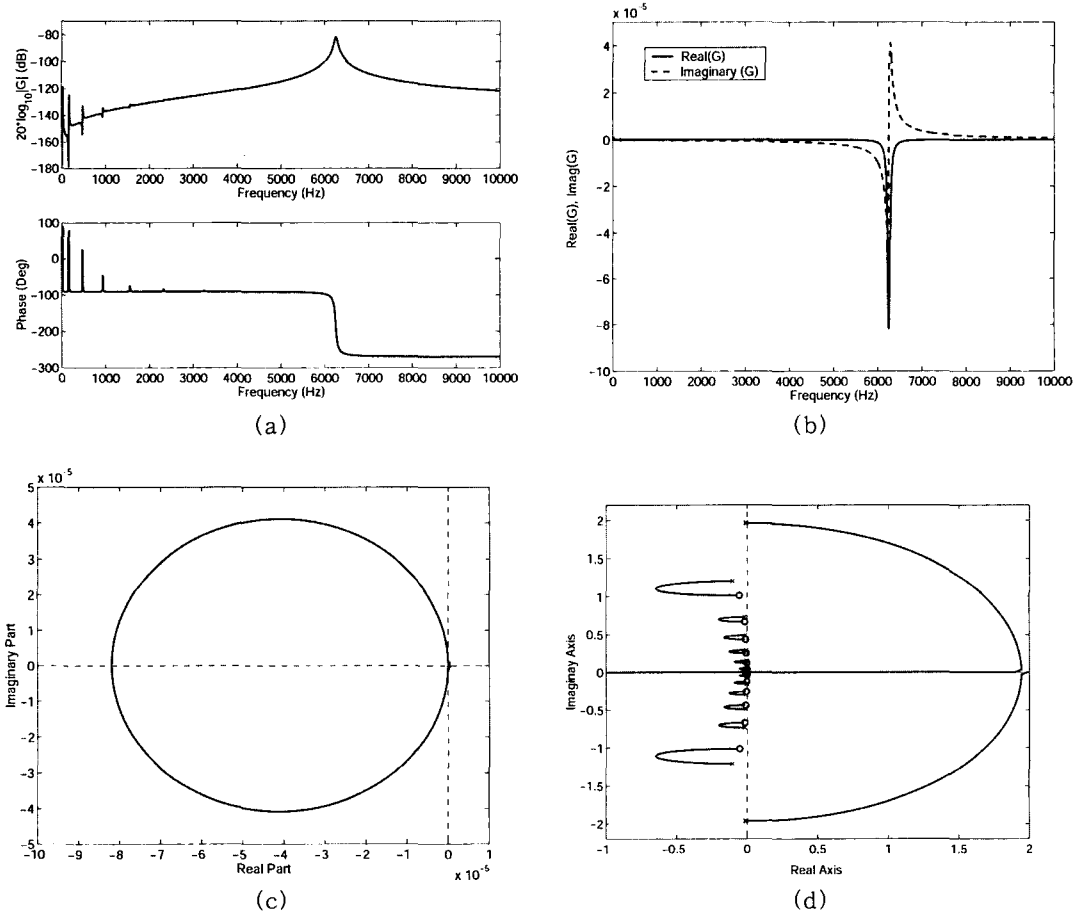


Fig. 6 Sensor-actuator response of a matched piezoelectric sensor-actuator pair system (a) Frequency response (b) Real part and imaginary part (c) Polar plot (d) Pole-zero map with root-locus plot

압전 액추에이터는 면외(out-of-plane) 방향 뿐 아니라 면내(in-plane) 길이방향으로도 보를 가진다. 따라서 길이방향의 변형을 ϵ_x 은 식 (10)과 같이 표현된다.⁽⁸⁾

$$\epsilon_x = \frac{\partial}{\partial x} \left(u - h_{sen} \frac{\partial w}{\partial x} \right) = \frac{\partial u}{\partial x} + \left(-h_{sen} \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right) \quad (10)$$

여기서 u , w 와 h_{sen} 는 보의 길이방향 변위, 굽힘 방향 변위, 그리고 센서로부터 보의 중립축까지의 거리를 각각 뜻한다. 즉, 압전센서의 전체 전하 출력(charge output)은 굽힘운동 전하출력 뿐 아니라 길이방향운동 전하출력 성분도 포함된 형태, $q_{total}(t) = q_o(t) + q_i(t)$, 가 된다는 것이다.

길이방향운동 전하출력 $q_o(t)$ 와 굽힘운동 전하출력 $q_i(t)$ 는 식 (11)과 같이 각각 표현된다.⁽⁸⁾

$$\begin{aligned} q_o(t) &= -e_{31} h_{sen} L_y \int_{x_1}^{x_2} S(x, y) \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} dx \\ q_i(t) &= e_{31} L_y \int_{x_1}^{x_2} S(x, y) \frac{\partial u(x, t)}{\partial x} dx \end{aligned} \quad (11)$$

여기서 e_{31} 은 압전상수, L_y 는 압전센서의 폭, 그리고 $S(x, y)$ 는 압전센서의 형상함수로서 이 경우엔 사각형 패치이므로 1 이다.

그래서, 매치된 센서/액추에이터 쌍을 가진 시스템의 전달함수, 즉 액추에이터의 가해진 전압(voltage) V_3 에 대한 센서의 전하출력의 시간에 대한 미분인 전류출력(current output) $i = dq/dt$ 는 다음과 같이 된다.

$$G_{total} = i_o / V_3 + i_i / V_3 = G_o + G_i \quad (12)$$

이때 G_o 와 G_i 는 각각 면외 및 면내운동에 대한 전달함수이다. Fig. 5의 보에 대응하는 전달함수에 대한 주파수 응답함수들은 일련의 계산과정을 거친 뒤엔 식 (13)과 같이 각각 표현될 수 있다.

$$\begin{aligned} G_o(j\omega) &= j\omega \frac{C_o(j\omega)}{V_3(j\omega)} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\Delta M_{\phi'} [\phi'_n(x_2) - \phi'_n(x_1)]}{[(\omega_n^2 - \omega^2) + 2j\zeta\omega_n\omega]} \\ G_i(j\omega) &= -j\omega \frac{C_i(j\omega)}{V_3(j\omega)} \sum_{m=1}^{\infty} \frac{[\int_{x_1}^{x_2} \psi_m(x) dx]^2}{[(\omega_m^2 - \omega^2) + 2j\zeta\omega_m\omega]} \end{aligned} \quad (13)$$

여기서 $\Delta M_{\phi'} = M(x_2)\phi'_n(x_2) - M(x_1)\phi'_n(x_1)$ 이고, C_o , C_i 는 각각 계수들이며, ϕ 및 ψ 는 각각 굽힘 및 길이방향 모드형상들이다. 또한 $\phi'(x)$ 는 $\phi(x)$ 의 x 에 대한 미분이다.

그래서, 식 (12)에 의해 매치된 센서/액추에이터 쌍은 면내 및 면외라는 두개의 운동이 연성되어(coupled motion) 나타나게 되어 Fig. 6과 같은 센서/액추에이터 응답을 보이게 된다. 즉, Fig 6(a)와 같이 면내운동과 면외운동이 연성이 되어 면외운동이 지배적인 저주파에서는 SPR 특성을 보이나 면내운동이 지배적인 고주파에서는 SPR 특성이 사라지게 된다.⁽⁸⁾ 즉 약 6000 Hz 부근에서 저주파의 면외운동에 비해 약 40 dB가 더 큰 면내공진(in-plane resonance)이 나타나면서 급격한 위상변화를 겪게 된다. 이것은 식 (13)에 표현된 것처럼 면내운동은 면외운동에 대해 180°의 위상차를 가지기 때문이다.

이로 인해 DVFB 제어시 높은 피드백 이득을 적용시키면 높은 크기의 면내진동으로 인해 제어시스템의 불안정을 피할 수 없게 된다. Fig. 6(c)는 이로 인해 개방루프 FRF가 Nyquist point (-1, j·0)를 수월히 감싸게 되어 시스템이 쉽게 불안정 해짐을 보여 준다.

4. 점 센서와 분포 액추에이터 쌍

앞의 3절에서 나타난 매치된 분포 센서/액추에이터 쌍의 문제점에 대한 하나의 대책으로서 Fig. 7에 나타난 것 처럼 외팔보(a cantilever beam)에 부착된 점 센서와 분포 액추에이터 쌍을 고려할 수 있다.

이 배치는 압전센서가 서로 위상이 정반대인 면내 및 면외운동을 동시에 감지하는 특성으로 인한 문제점을 없애기 위해 면외운동만을 감지하는 점 센서인 가속도계를 대신 사용할 경우를 검토하는 것이다. 압

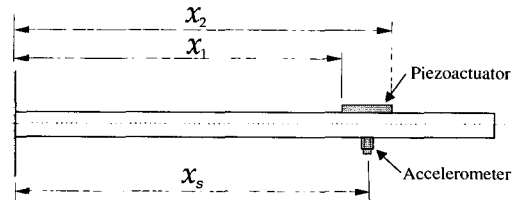


Fig. 7 Point sensor and distributed actuator pair system on a cantilever beam

전패치(patch)의 경우 가해지는 전압에 의해 굽힘모멘트가 패치의 양끝단에 작용하므로 shaker와 같은 점 액추에이터에 의한 면외방향 힘과는 다른 성격을 가진다.

이로 인한 가속도계의 위치인 x_s 에서의 처짐속도를 $\dot{w}(x_s)$ 라고 하면, 이 시스템의 센서/액추에이터 주파수 응답함수는 모든 주파수에 걸쳐 아래와 같이 표현된다.

$$G(j\omega) = \frac{\dot{w}(x_s, \omega)}{V_3(\omega)} = j\omega C_M \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\phi_n(x_s)[\phi'_n(x_1) - \phi'_n(x_2)]}{M_n[\omega_n^2 - \omega^2 + j2\zeta_n\omega\omega_n]} \quad (14)$$

여기서 C_M 은 계수이다. 그래서, 식 (14)를 바탕으로 계산하면, Fig. 8과 같이 외팔보에 대한 점 센서-

분포 액추에이터 시스템의 응답을 구할 수 있다. 이 경우엔 전 주파수에 걸쳐 SPR 특성을 보여 주지 못하고 있는데 이것은 다음과 같이 이론적으로 해석가능하다.

이 외팔보에 배치된 점 센서/분포 액추에이터의 경우 아주 낮은 주파수의 첫번째 굽힘모드를 제외한 모든 주파수에서 양의 실수(positive real) 값을 가지는 SPR 특성을 보이고 있다. 음의 실수값을 갖게되는 모드는 다음과 같이 이론적으로 해석할 수 있다.

이것은 외팔보에 부착된 센서와 액추에이터의 위치에 관련된 것으로 식 (14)의 분자에서 $\phi_n(x_s)[\phi'_n(x_1) - \phi'_n(x_2)]$ 값의 음양에 따라 $G(j\omega)$ 의 첫번째 굽힘모드에서의 실수가 양인지 음인지가 결정된다.

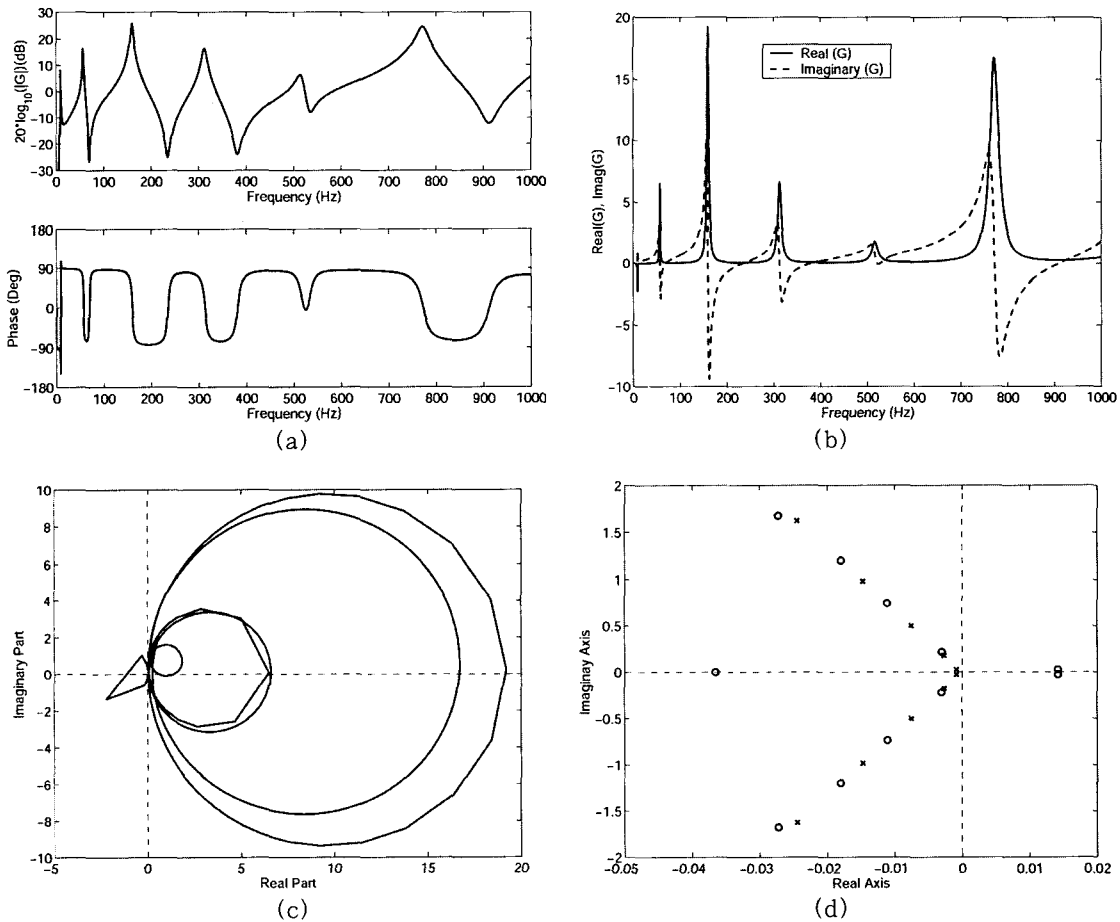


Fig. 8 Sensor-actuator response of a point sensor and piezoelectric actuator pair on a cantilever beam system (a) Frequency response (b) Real part and imaginary part (c) Polar plot (d) Pole-zero map

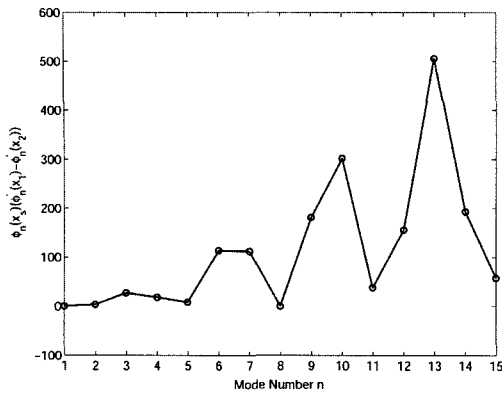
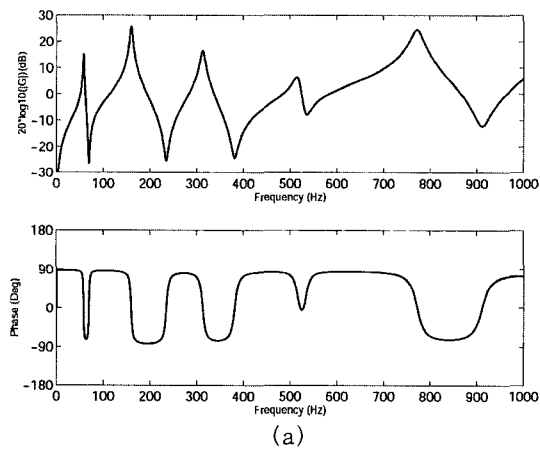
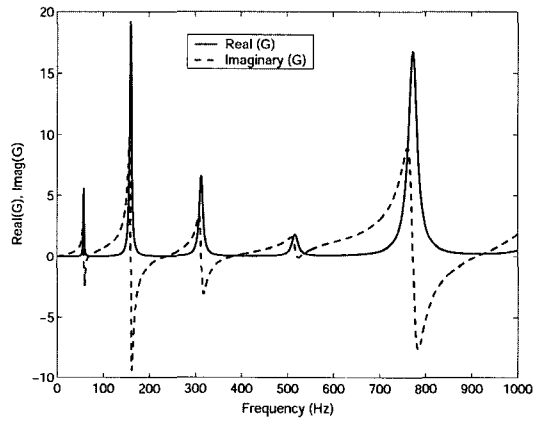


Fig. 9 $\phi_n(x_s)[\phi'_n(x_1) - \phi'_n(x_2)]$ plot against mode numbers in a cantilever beam case

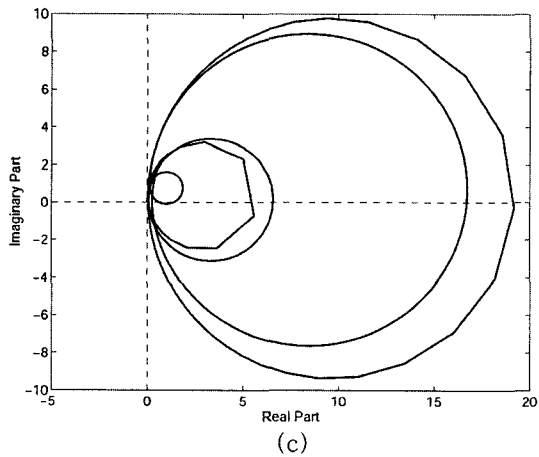
Fig. 9는 $\phi_n(x_s)[\phi'_n(x_1) - \phi'_n(x_2)]$ 을 모드번호에 따른 값의 변화를 나타낸 것으로 오직 첫번째 모드에서만 비록 작은 값이지만 음의 실수가 됨을 보여 주고 있으며 Fig. 8(d)의 극점-영점 맵의 우측에 위치한 영점이 그 첫번째 모드에 기인한 것이다. 그리고 Fig. 9으로 부터 두번째 굵힘모드 이후에서는 모두 양임을 알수 있으며, 이것은 Fig. 8(b)의 $G(j\omega)$ 도 양의 실수값(실선)을 가짐을 보여 준다. 즉, 점 센서-분포 액추에이터의 경우 보의 모드형상함수가 시스템의 영점의 위치에 중요하게 작용하게 된다. 그래서 외팔보의 경우엔 이러한 배치는 DVFB 적용시 높은 피드백 이득이 적용되면 시스템은 쉽게 불안정 해진다.



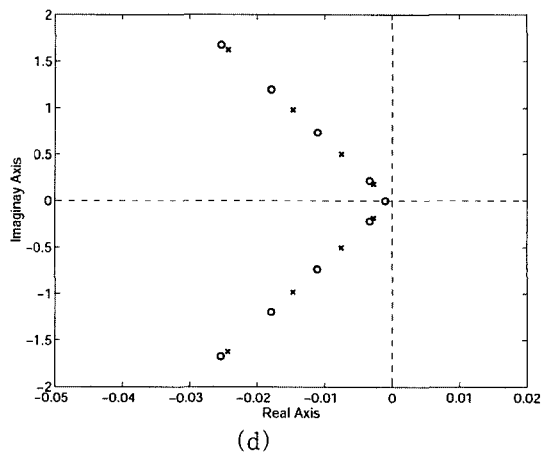
(a)



(b)



(c)



(d)

Fig. 10 Sensor-actuator response of a point sensor and piezoelectric actuator pair on a clamped-clamped beamsystem (a) Frequency response (b) Real part and imaginary part (c) Polar plot (d) Pole-zero map

한편 점 센서-분포 액추에이터의 배치를 양단 고정보 (a clamped-clamped beam)에 적용할 경우 매우 뛰어난 위상응답을 얻을 수 있었다. Fig. 10에 나타낸 것 처럼 Fig. 9의 외팔보의 경우와는 달리 전주파수 대역에 걸쳐 $G(j\omega)$ 는 SPR 특성을 보여 주고 있으며 이것은 양단고정보의 모드형상함수가 외팔보의 그것과는 다르기 때문이다. 그래서 이러한 점 센서-분포 액추에이터의 배치에서는 경계조건에 기인하는 모드형상함수도 센서/액추에이터의 위치와 더불어 시스템의 안정도를 결정적으로 좌우하게 됨에 주목할 필요가 있다.

그러므로 점 센서-분포 액추에이터쌍은 양단고정보의 경우엔 DVFB 제어시 매우 높은 피드백 이득을 적용시킬 수 있으며 이때는 시스템은 이론적으로 무조건적으로 안정하다. 물론 이의 실제 구현시 Nyquist 안정도 판별법에 의한 분석은 필수적이다. 왜냐면 이것은 실제의 센서, 액추에이터, 신호조절기 (signal conditioners) 그리고 제어기 (DVFB의 경우 단순 파워앰프)에서 비록 미소하지만 위상 지연이 발생할 수 있기 때문이다.

5. 결론

본 논문은 능동적인 방법으로 음향과 진동을 제어함에 있어 현실적으로 가능한 3가지 종류의 센서와 액추에이터 쌍의 동위치화 문제에 대해 직접속도 피드백 제어 기법을 연계시켜 성능과 안정도를 기준으로 기술하였는데 다음과 같이 요약할 수 있다.

(1) 동위치화된 점 센서-액추에이터 쌍은 SPR 특성으로 인해 DVFB 적용시 매우 우수한 안정도와 성능을 나타낸다.

(2) 지능구조물을 위한 매치된 분포 센서-액추에이터 쌍은 면내/면외운동의 연성으로 인해 DVFB 적용시 제한적인 안정도와 성능을 나타낸다.

(3) 점 센서-분포 액추에이터 쌍은 외팔보의 경우엔 저주파에서의 불안정한 모드를 가질 수 있으나, 양단고정보의 경우엔 센서-액추에이터 응답함수가 전주파수 대역에 걸쳐 SPR 특성을 가지므로 DVFB 적용시 매우 안정되고 높은 피드백 이득의 적용이 가능하여 이의 능동음향진동제어에의 실제적 활용이 기대된다.

후 기

본 연구는 과학기술부의 국가지정연구실사업 (NRL)인 "스마트구조를 위한 자기감지 기능용 센서 기술 개발" 과제에 대한 연구결과의 일부임을 밝히며 관계자 여러분께 감사드립니다.

참 고 문 헌

- (1) Fuller, C. R., Elliott, S. J. and Nelson, P. A., 1996, Active Control of Vibration, Academic Press.
- (2) Doyle J. C., Francis B. A. and Tannebaum A. R., 1992, Feedback Control Theory, Maxwell MacMillan International.
- (3) Bhattacharyya, S. P., Chapellat, H. and Keel, L. H., 1995, Robust Control: The Parametric Approach, Prentice-Hall.
- (4) Nelson, P. A. and Elliott, S. J., 1992, Active Control of Sound, Academic Press.
- (5) Preumont, A., 2002, Vibration Control of Active Structures: An Introduction (2nd Ed.), Kluwer Academic Publishers.
- (6) Elliott, S. J., Gardonio, P., Sors T. J. and Brennan, M. J., "Active Vibroacoustic Control with Multiple Local Feedback Loops," 2001, Journal of Acoustical Society of America, Vol. 111, No. 2, pp. 908~915.
- (7) Balas M. J., "Direct Velocity Feedback Control of Large Space Structures", 1979, Journal of Guidance and Control, Vol. 2, No. 3, pp. 252~253.
- (8) Lee, Y.-S., Gardonio P. and Elliott S. J., "Coupling Analysis of a Matched Piezoelectric Fluoride Sensor and Actuator Pair for Vibration Control of a Smart Beam", 2002, Journal of Acoustical Society of America, Vol. 111, No. 6, pp. 2715~2726.
- (9) Johnson M. E. and Elliott, S. J., "Active Control of Sound Radiation using Volume Velocity Cancellation," 1995, Journal of Acoustical Society

of America, Vol. 98, No. 4, pp. 2174~2186.

(10) Sun, J. Q., "Some Observations on Physical Duality and Collocation of Structural Control Sensors and Actuators," 1996, Journal of Sound and Vibration, Vol. 194, No. 5, pp. 765~770.

(11) Elliott, S. J., 2001, Signal Processing for Active Control, Academic Press.

(12) Ewins, D. J., 1984, Modal Testing: Theory

and Practice, John Wiley & Sons.

(13) Oppenheim, A. V. and Schafer, R. W., 1989, Discrete-time Signal Processing, Prentice Hall.

(14) Fahy, F., 1985, Sound and Structural Vibration: Radiation, Transmission and Response, Academic Press.