

보의 진동억제를 위한 중앙화 및 비중앙화 제어의 비교 연구

Comparison of Centralized and Decentralized Control for Vibration Suppression of a Beam

이영섭*
Young-Sup Lee

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

ABSTRACT

Direct velocity feedback (DVFB) control with a collocated distributed actuator and point sensor pair is known that it offers a good stability with high performance when the control strategy is applied at the suppression of structural vibration. Also decentralized control method introduced to offer to reduce implementation effort and malfunction due to failure in sensors and actuators of control system has become an important position in DVFB. In this paper, the decentralized control is compared with centralized control in terms of vibrational velocity reduction in a clamped-clamped beam.

1. 서론

능동적 음향/진동 제어기법이 개발된 이래 실제 상용화를 위한 연구는 끊임없이 지속되고 있다.⁽¹⁻³⁾ 직접속도 피드백 (direct velocity feedback, DVFB) 을 이용한 제어기도 그 중의 하나인데⁽⁴⁾, 매우 단순한 제어기로 구성됨에도 불구하고, 이론에 의하면 어떠한 형태의 주 교란이 구조물에 작용해도, 센서와 액추에이터가 동위치화 되었을때, 우수한 안정도와 성능을 가진다고 알려져 있다.^(5,6)

최근들어 이에 대한 연구는 심화되고 있는데, 이것은 실제 산업체가 요구하는 단순화된 제어기가 이 방법으로 가능하다는 장점이 있기 때문이다.^(5,7) 이와같은 단순한 능동제어 시스템이란 저역통과필터나 디지털 신호처리를 사용하지 않고 아날로그적으로 센서의 신호조절기와 액추에이터를 위한 전원증폭기만으로 구성되도록 하는 것이며 부분적으로 오작동이 되어도 나머지 부분은 정상적으로 작동 가능토록 비중앙화 제어기 (decentralized controller) 를 채택한 모듈라 타입을 갖도록 하는 것이다. 이것은 다중 입출력 중앙화 제어기 (centralized controller) 의 경우 센서나 액추에이터의 부분적 오작동이나 고장시엔 전체 제어 시스템의 안정도마저 해칠수 있다는 점과 크게 대조적이다.⁽⁸⁾

본 연구에서는 복수개의 압전 PZT 액추에이터와 속도센서(가속도계)의 쌍이 부착된 보에 대한 능동진동억제를 비중앙화 및 중앙화 제어라는 통해 두가지 방법의 성능을 비교하며 비중앙화 제어기의 필요성에 대해 언급한다.

우선 2 절에서 DVFB 를 적용한 다중채널 능동진동제어 시스템에 관해 기술한다.

그리고 3 절에서는 중앙화 및 비중앙화 제어기의 설계를 위한 구체적 기법에 대해 기술한다.

2. 다중채널 DVFB 제어

Fig. 1 과 같은 알루미늄으로 만든 오일러-베르누이 양단고정보 ($L_s \times B_s \times t_s = 350 \times 20 \times 1$ mm)에 설치된 두 개의 점 센서 (가속도계, PCB 352C66)와 분포 액추에이터 (PZT patch, $L_p \times B_p \times t_p = 50 \times 20 \times 1$ mm, Fuji Ceramics C83H) 쌍에 대해 생각해 보자.

각각의 센서-액추에이터 쌍은 동위치화 (collocated) 되어 있으므로 그 센서-액추에이터 응답은 특정 주파수까지 항상 양의 실수 (strictly positive real, SPR)를 가지게 된다.⁽⁶⁾

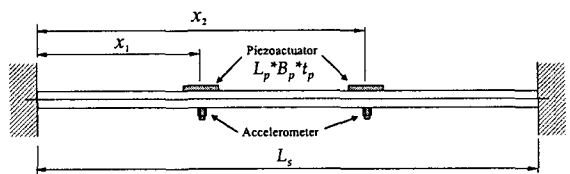


Fig. 1 Two pairs of sensor-actuator on a clamped-clamped beam.

* 한국표준과학연구원
E-mail : yslee@kriss.re.kr
Tel: (042) 868-5705, Fax: (042) 868-5639

그래서 이러한 센서-액추에이터의 배치로서 능동진동억제를 위해 우수한 안정도의 확보가 가능한 DVFB 제어를 적용할 수 있다. Fig. 1의 보에 부착된 좌측 및 우측의 센서-액추에이터쌍을 각각 1번, 2번 이라고 하면, 각 센서의 출력은 아래와 같이 주어진다.

$$\begin{bmatrix} \dot{w}_1 \\ \dot{w}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} G_{11} & G_{12} \\ G_{21} & G_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} V_1 \\ V_2 \end{bmatrix}, \quad (1)$$

여기서, \dot{w}_1 및 \dot{w}_2 는 면외방향의 진동속도이고, V_1 및 V_2 는 압전 액추에이터에 인가되는 전압이며, G_{ik} 는 k 액추에이터에 의한 i 센서의 응답함수인데 액추에이터에 굽힘 모멘트쌍이 존재한다고 보면 다음과 같이 표현가능하다.

$$G_{ik}(j\omega) = \frac{\dot{w}_i(x_s, \omega)}{V_k(\omega)} = j\omega C_M \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\phi_n(x_i)[\phi'_n(x_k - L_p/2) - \phi'_n(x_k + L_p/2)]}{M_n[(\omega_n^2 - \omega^2) + j2\zeta\omega_n\omega]} \quad (2)$$

여기서, M_n 은 n 번째 모드질량 (modal mass), $\phi_n(x_i)$ 는 n 번째 굽힘모드 형상, ω_n 은 n 번째 고유주파수, 그리고 ζ 는 점성감쇠비이다.

Fig. 2는 Fig. 1의 보에 대해 계산된 식 (1)에서 제시된 4가지 플랜트의 센서-액추에이터 응답이다.

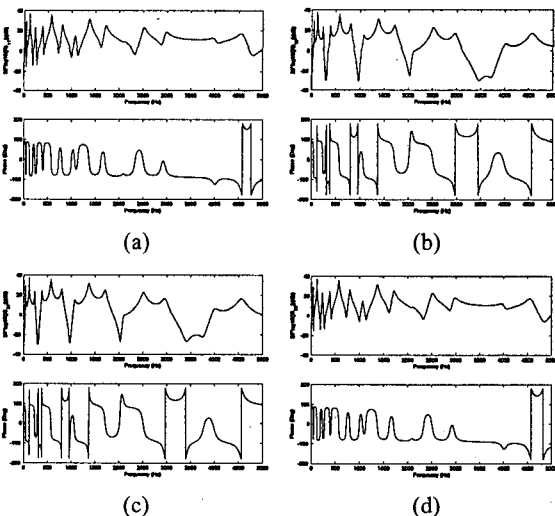


Fig. 2 Frequency response functions of sensors and actuators. (a) G_{11} . (b) G_{12} . (c) G_{21} . (d) G_{22} .

Fig. 2는 각각의 센서와 액추에이터가 독립적으로 작동할 경우 센서와 액추에이터가 동위치화된 G_{11} 및 G_{22} 는 약 4000 Hz 까지는 SPR 특성을 가짐을 알 수있고, 비동위치화된 G_{12} 및 G_{21} 은 SPR 특성을 가지지 못한다. 그러나 K 개의 액추에이터가 동시에 작동할 경우 i 센서의 출력으로 인한 응답함수 G_i 는 다음과 같이 주어진다.

$$G_i(j\omega) = \sum_{k=1}^K \frac{\dot{w}_i(x_s, \omega)}{V_k(\omega)} = j\omega C_M \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\phi_n(x_i) \sum_{k=1}^K [\phi'_n(x_k - L_p/2) - \phi'_n(x_k + L_p/2)]_i}{M_n[(\omega_n^2 - \omega^2) + j2\zeta\omega_n\omega]} \quad (3)$$

Fig. 3은 Fig. 1의 보에 대해 식 (3)으로 구해진 플랜트의 센서-액추에이터 응답 G_i 이다. 비록 Fig. 2에서 G_{12} 및 G_{21} 이 SPR 특성을 가지지 못했으나, G_{11} 및 G_{22} 의 작용으로 약 4000 Hz 까지 SPR 특성을 가짐을 알 수 있다.

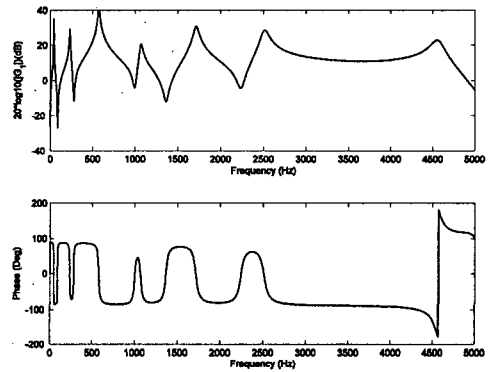


Fig. 3 Frequency response function of G_1 or G_2 .

위와 같은 플랜트 특성을 가지는 Fig. 1의 양단고정보에 대해 두 가지의 제어, 즉 비중양화 및 중양화된 다중채널 DVFB 제어를 적용할 수 있다.

Fig. 4는 플랜트 응답 \mathbf{G} 와 피드백 제어기 \mathbf{H} 를 가지는 다중채널 시스템이 외란 \mathbf{d} 가 작용할때의 센서출력 \mathbf{y} 를 블록 다이어그램으로 나타낸 것이며, 시스템이 안정적이면 아래와 같이 표현할 수 있다.⁽⁹⁾

$$\mathbf{y} = [\mathbf{I} - \mathbf{GH}]^{-1} \mathbf{d}. \quad (4)$$

그리고 압전 액추에이터에 대한 입력벡터 \mathbf{u} 는

$$\mathbf{u} = \mathbf{H}[\mathbf{I} - \mathbf{G}\mathbf{H}]^{-1}\mathbf{d} \quad (5)$$

이다. 여기서 \mathbf{G} 는 센서와 액추에이터간의 전달함수 행렬이고, \mathbf{H} 는 대각행렬로서 만약 일정한 이득 h 를 가진다고 가정하면 $\mathbf{H} = h\mathbf{I}$ 가 된다. 이것을 바탕으로 Fig. 1의 보에 대한 응답을 계산할 수 있다. 그리고 무조건적으로 제어시스템이 안정적이 되려면 플랜트 응답 \mathbf{G} 가 SPR 조건을 그리고 피드백 이득 $h > 0$ 이어야만 한다.

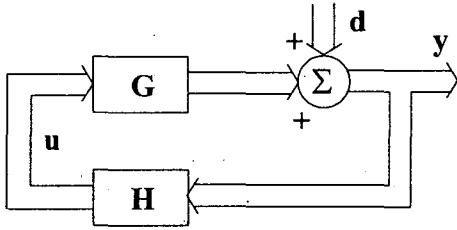


Fig. 4 Multichannel feedback control system.

3. 다중채널 증앙화 및 비증앙화 제어

Fig. 5는 Fig. 1의 보에 대한 비증앙화 및 증앙화 제어의 블록 다이어그램을 보여 주는데, 각 시스템에서 제한된 갯수의 모드에 대해 각 센서 지점에서의 면외속도는 행렬 형태인 $\dot{\mathbf{w}} = \Psi^T \dot{\mathbf{a}}$ 로 나타낼 수 있다. 이때 Ψ 는 모드형태 행렬이고, $\dot{\mathbf{a}}$ 는 모드속도 진폭이다.

그러므로 이 시스템을 상태공간 형태로 나타내면

$$\begin{bmatrix} \dot{\mathbf{a}} \\ \ddot{\mathbf{a}} \end{bmatrix} = \mathbf{A} \begin{bmatrix} \mathbf{a} \\ \dot{\mathbf{a}} \end{bmatrix} + \mathbf{B}_d \mathbf{f}_d + \mathbf{B}_s \mathbf{v}_s, \quad \mathbf{y} = \mathbf{C} \begin{bmatrix} \mathbf{a} \\ \dot{\mathbf{a}} \end{bmatrix}, \quad (6)$$

이때 \mathbf{f}_d 및 \mathbf{v}_s 는 각각 시스템의 외란 벡터와 압전 액추에이터로 인가되는 전압 벡터를 나타내는데, 이 경우 $\mathbf{v}_s = -\mathbf{H}\mathbf{y}$ 로 표현된다. Fig. 5(a)의 비증앙화된 제어기의 경우 이득행렬은 대각행렬인 $\mathbf{H} = [h_1 \ 0; 0 \ h_2]$ 로 주어 지는 반면, Fig. 5(b)의 증앙화된 제어기의 경우 이득행렬은 비대각행렬(non-diagonal matrix)이 된다.

Fig. 5의 두 가지 DVFB 제어법에 대해서 최적화된 피드백 이득 행렬 \mathbf{H} 를 구하기 위해, 시스템의 출력 \mathbf{y} 에 대해 비용함수 J 를 내적(inner product)인

$$J = \mathbf{y}^H \mathbf{y} \quad (7)$$

로 나타낼수 있다.⁽⁹⁾

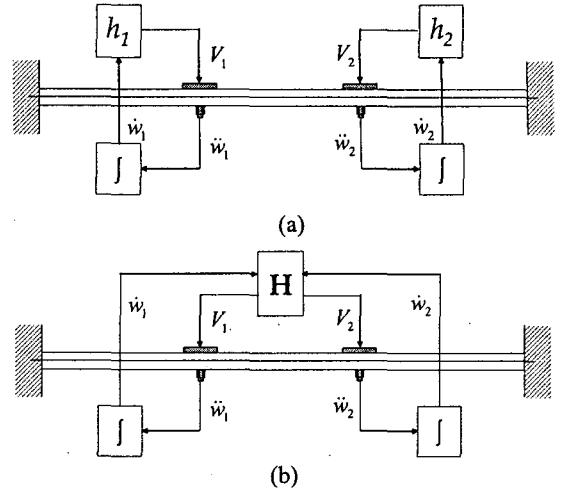


Fig. 5 Two DVFB strategies. (a) Decentralized control. (b) Centralized control.

그리고 Fig. 4에서 $\mathbf{y} = \mathbf{d} + \mathbf{G}\mathbf{u}$ 이므로

$$J = \mathbf{u}^H \mathbf{G}^H \mathbf{G} \mathbf{u} + \mathbf{u}^H \mathbf{G}^H \mathbf{d} + \mathbf{d}^H \mathbf{G} \mathbf{u} + \mathbf{d}^H \mathbf{d} \quad (8)$$

비용함수를 외적(outer product)의 trace 특성을 이용해서 다시 나타내면

$$J = \text{trace}(\mathbf{y}\mathbf{y}^H) \quad (9)$$

가 되며, 압전 액추에이터에 가해지는 전압은 과도하게 적용할 수 없으므로 이를 고려하면 비용함수는 다시 표현하면

$$J = \text{trace}(\mathbf{y}\mathbf{y}^H) + \beta \text{trace}(\mathbf{v}_s \mathbf{v}_s^H) \quad (10)$$

이 되는데, β 는 제어 가중 인자이다.⁽⁹⁾ 이는 또한 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$J = \text{trace}(\mathbf{y}\mathbf{y}^H) + \beta \text{trace}([\mathbf{H}\mathbf{y}][\mathbf{H}\mathbf{y}]^H). \quad (11)$$

플랜트의 응답은 일정하므로 시스템 출력에 대한 비용함수를 최소화시키는 것은 피드백 이득 행렬 \mathbf{H} 의 요소들을 구하는 것이 된다.

4. 결론

본 논문은 양단고정비에 대해 다중채널 직접속도 피드백을 이용한 능동적인 방법으로 진동을 제어하는 것에 관한 것이다. 특히 제어기를 비중앙화 시킬때와 중앙화시킬때의 제어 안정도 및 성능을 분석하고자 하였다.

우선 DVFB 를 적용한 다중채널 능동진동제어 시스템에 관해 기술한 뒤, 중앙화 및 비중앙화 제어기의 설계를 위한 구체적 기법에 대해 기술하였다.

참 고 문 헌

- (1) Fuller C. R., Elliott S. J., and Nelson P. A., 1996, *Active Control of Vibration*, Academic Press.
- (2) Nelson P. A. and Elliott S. J., 1992, *Active Control of Sound*, Academic Press.
- (3) Preumont A., 2002, *Vibration Control of Active Structures: An Introduction (2nd Ed.)*, Kluwer Academic Publishers.
- (4) Balas M. J., "Direct velocity feedback control of large space structures", 1979, *Journal of Guidance and Control*, 2(3), 252-253.
- (5) Lee Y.-S., Gardonio P. and Elliott S. J., "Volume velocity vibration control of a smart panel using a quadratically shaped piezoelectric actuator and a multiple accelerometers arrangement", 2002, *Smart Materials and Structures*, 11(6), 863-873.
- (6) 이영섭, "능동음향진동제어를 위한 센서와 액추에이터의 동위치화 연구", 2004, 한국소음진동공학회논문집, 14(3), 253-263.
- (7) 이영섭, "보의 능동진동제어를 통한 직접속도 피드백의 적용성 연구", 2004, 한국소음진동공학회논문집, 14(7), 619-625.
- (8) 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*, 111(2), 908-915.
- (9) Elliott S. J., 2001, *Signal Processing for Active Control*, Academic Press.