

Filtered Velocity Feedback 제어를 이용한 양단지지보의 능동진동제어

Active Vibration Control of Clamped Beams using Filtered Velocity Feedback Controllers

신창주* · 홍진숙† · 정의봉**

Changjoo Shin, Chinsuk Hong and Weuibong Jeong

Key Words : Active Vibration Control(능동진동제어), FVF(Filtered velocity feedback), Open Loop Transfer Function(개루프 전달함수)

ABSTRACT

This paper reports a filtered velocity feedback (FVF) controller, which is an alternative to direct velocity feedback (DVFB) controller. The instability problems due to high frequency response under DVFB can be alleviated by the suggested FVF controller. The FVF controller is designed to filter out the unstable high frequency response. The FVF controller and the dynamics of clamped beams under forces and moments are first formulated. The effects of the design parameters (cut-off frequency, gain, and damping ratio) on the stability and the performance are then investigated. The cut-off frequency should be selected not to affect the system stability. The magnitude of the open loop transfer function (OLTF) at the cut-off frequency should be small. As increasing the gain of the FVF controller, the magnitude of the OLTF is increased, so that the closed loop response can be reduced more. The enhancement of the OLTF at the cut-off frequency is reduced but the phase behavior around the cut-off frequency is distorted, as the damping ratio is increased. The control performance is finally estimated for the clamped beam. More than 10dB reductions in velocity response can be achieved at the modal frequencies from the first to eighth modes.

1. 서 론

비행기, 자동차 및 여객선 등의 탈 것은 탑승객들이 머무는 객실을 보유하고 있다. 이들은 빠른 시간 내에 목적지를 오가기 위하여 고속으로 이동하게 된다. 이때 진동과 소음이 필연적으로 발생하게 되며, 이것들은 승객들이 불편을 호소할 수 있는 매우 큰 요인 중의 하나이다⁽¹⁾. 따라서 고부가가치의 고성능 장비일수록 진동과 소음의 저감이 매우 중요하다. 진동과 소음 에너지가 전파되는 경로는 크게 구조적인 경로 및 공기를 통한 경로로 나눌 수 있다. 하지만 인체에 불편함을 느끼게 하는 진동과 소음은 주로 구조적인 경로를 통해 전달된다. 따라서 진동과 소음을 저감하기

위해서는 구조물의 진동 크기를 줄이는 것이 효과적이다. 구조물의 진동저감을 위해 사용하는 전통적인 방법은 구조물 재설계 또는 수동적인 감쇠를 주는 것이다⁽²⁾. 구조물 재설계는 많은 비용을 수반하게 된다. 반면 수동적으로 감쇠를 주는 것은 고주파 진동에 대해서 효과적이지만 저주파 대역의 진동 저감에는 효율성이 현저하게 떨어진다. 이것에 대한 대안으로 능동진동제어(Active Vibration Control : AVC)가 있다. AVC는 저주파 대역에서 높은 성능의 진동 저감을 수행할 수 있다⁽³⁾.

AVC를 위해 사용되는 대표적인 제어기법은 Direct Velocity Feedback (DVFB), Positive Position Feedback (PPF) 및 Acceleration Feedback (AF) 등이 있다⁽⁴⁾. DVFB는 skyhook 감쇠를 이용하여 넓은 주파수 대역에서 구조물의 진동을 저감시킨다. 이것은 단순한 비례제어기를 사용하기 때문에 제작비용이 매우 낮다. 하지만 PZT를 이용한 DVFB의 경우 제어기의 성능을 항상 보장할 수는 없다. 그 이유는 모멘트 쌍을 이용하는 PZT의 제어력의 인가 위치와 센서의 위치가 일치하지 않기 때문이다. Elliott⁽⁵⁾과 Balas⁽⁶⁾는 DVFB를 사용할 경우 센서와 actuator가 동일한 지점에서 서로 작동할 때 DVFB와 같이

† 교신저자: 울산과학기술대 디지털기계학부

E-mail : cshong@uc.ac.kr

Tel : (052) 279-3134, Fax : (052) 279-3137

* 부산대학교 대학원 기계공학부

** 부산대학교 기계공학부

단순한 제어기라도 강인한 능동제어 시스템을 구성할 수 있다고 제시하였다. Cannon⁽⁷⁾과 Zhang⁽⁸⁾은 실질적으로 센서와 actuator가 동일한 위치에 있지 않을 경우 시스템은 물리적으로 한계를 가지게 되며 이것이 페루프 시스템의 안정성에 영향을 끼친다고 하였다. Getti⁽⁹⁾는 단순 지지보에서 PZT actuator를 사용 시 DVFB의 한계에 대하여 연구하였다. 그는 센서와 actuator가 인가하는 제어력이 서로 동일한 위치에 서로 상호작용을 일으키지 않기 때문에 제어시스템은 조건적인 안정성을 가지게 된다고 주장하였다. DVFB 제어기의 설계변수는 제어개인 하나뿐이기 때문에 수학적으로 모델링하기 힘든 복잡한 구조물의 안정성을 확보하며 제어하는 것이 매우 어렵다.

또 다른 제어 기법으로 PPF가 있다. PPF는 Fanson과 Caughey⁽¹⁰⁾가 제안하였으며 모달변위에 기반하는 2차 필터 특성을 가지는 제어기이다. PPF 제어기는 특정 모드로 진동하는 구조물을 효과적으로 제어할 수 있다. Friswell⁽¹¹⁾은 PPF 제어기와 출력신호와의 관계를 조사하였다. Kwak⁽¹²⁾은 PPF 제어기의 안정성과 성능 및 설계법에 대하여 고찰하였다. 또한 그는 거대 격자 구조물에 MIMO PPF 제어기를 적용하여 이론 및 실험적으로 구조물의 진동을 저감하였다⁽¹³⁾. PPF는 하나의 특정모드를 목표로 하여 진동저감을 수행하는 제어기이기 때문에 다중모드 제어 시 여러 개의 제어기가 필요하다.

또한, PPF와 유사한 가속도 되먹임 제어 (Acceleration Feedback : AF)가 있다. Juang⁽¹⁴⁾은 AF를 이용한 2차 필터를 제안하였다. Kotnic⁽¹⁵⁾은 AF를 사용하여 유연한 로봇 팔의 끝단을 제어하였다. Preumont⁽¹⁶⁾는 보 구조물에 collocated된 센서와 모멘트쌍에 AF를 적용하여 AF의 특성을 알아보고 단일 주파수에 대한 이론과 실험으로써 진동을 저감하였다. Shin⁽¹⁷⁾은 AF등과 같은 2차 필터의 설계 변수가 제어시스템이 미치는 영향을 조사하였다. 제어기에 적용되는 게인 및 감쇠비가 제어 시스템에 미치는 영향과 2차 필터가 가지는 저역통과 필터의 특성과 유사한 특성을 확인하였다. 하지만 AF 역시 PPF와 마찬가지로 하나의 특정모드를 목표로 제어기를 설계하기 때문에 다중모드 제어 시 여러 개의 제어기가 필요하다.

본 연구에서는 DVFB의 특성과 와 2차 필터 특성을 동시에 가지는 Filtered Velocity Feedback (FVF) 제어기법을 제시한다. FVF 제어기의 개루프 전달함수를 통하여 제어시스템의 안정성을 확인하고 그 성능을 확인한다.

2절에서는 양단 지지보의 지배방정식과 일점 하중 및 PZT actuator가 제공하는 모멘트에 의한 응답에 대하여 수학적 모델을 설명하였다. 3절에서는 FVF 제어기를 수학적으로 표현, 4절에서는 FVF 제어기의 설계 및 성능 평가를 수행하였으며 5절에서 결론을 정리하였다.

2. 양단지지보의 운동지배방정식

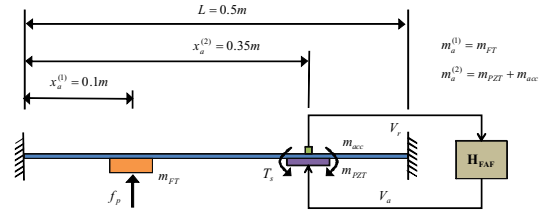


Fig. 1 A clamped beam subjected to a external force and a moment pair.

집중하중과 모멘트쌍이 동시에 입력되는 균일 양단지지보는 Fig. 1과 같이 표현할 수 있다. f_p 의 외란에 의해 보가 거동을 하게 된다. $x_a^{(2)}$ 에 놓인 센서로부터 V_r 신호가 획득된다. 제어기 H_{FVF} 는 입력신호 V_r 를 이용하여 제어신호인 V_a 를 생성한다. 제어신호는 PZT actuator를 작동시키게 된다. 외란에 의한 보의 거동과 PZT actuator에 의한 보의 거동이 중첩되며 그로 인해 보 구조물은 제어가 된다. 보의 거동은 Euler-Bernoulli beam의 운동방정식을 이용하여 식 (1)과 같이 나타낼 수 있다⁽¹⁸⁾.

$$EI(1 + j\eta) \frac{\partial^4 y(x, t)}{\partial x^4} + \rho A \frac{\partial^2 y(x, t)}{\partial t^2} + \left(m_a^{(1)} \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} \delta(x - x_a^{(1)}) + m_a^{(2)} \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} \delta(x - x_a^{(2)}) \right) = f_p(x, t) + \frac{\partial T_s(x, t)}{\partial x} \quad (1)$$

여기서 E 는 Young률, I 는 보 단면의 관성모멘트, η 는 구조감쇠, ρ 는 밀도, A 는 보의 단면적, $m_a^{(1)}$ 는 힘센서의 질량, $m_a^{(2)}$ 는 센서와 PZT actuator 질량의 합, f_p 는 보에 작용하는 집중하중 그리고 T_s 는 보에 작용하는 모멘트쌍이다. 구조물의 거동을 조화응답으로 가정하면 η 는 등가점성 감쇠를 이용하여 $2\zeta_n$ 으로 표현할 수 있다. 보의 변위응답은 모드중첩을 통하여 식 (2)와 같이 나타낼 수 있다.

$$Y(x, \omega) = \sum_{n=1}^N p_n(\omega) \phi_n(x), \quad (2)$$

여기서 N 은 모드중첩 수, p_n 은 주파수별 모달 변위 응답이다. p_n 에 $j\omega$ 를 곱하면 주파수별 모달 속도 응답을 얻을 수 있다. 그리고 ϕ_n 은 모드형상이다. 모드 직교성을 이용하면 식 (1)은 다음과 같이 행렬식으로 나타낼 수 있다.

$$[-\omega^2 \mathbf{I} + j \text{diag}(2\zeta_n \omega_n) + \text{diag}(\omega_n^2)] \mathbf{p} = \Phi^T \mathbf{f} \quad (3)$$

여기서 ω_n 은 구조물의 고유진동수이며 Φ 는 모드형상의 행렬로써 식 (4)와 같다.

$$\Phi = [\phi_1(x), \phi_2(x), \dots, \phi_n(x)]. \quad (4)$$

f 는 모달 힘 벡터이며 식 (5)와 같다.

$$f = \Phi_c^T(x_p) f_p - T_s \frac{\partial \Phi_c^T(x)}{\partial x} \Big|_{x=x_s} \quad (5)$$

여기서 f_p 는 외란으로 작용되는 집중하중의 크기를 나타내며 $x_p = x_a^{(1)}$ 의 위치에서 작용한다. T_s 는 서로 반대반향으로 생성되는 모멘트쌍의 크기이며 $x_s = x_a^{(2)}$ 를 중심으로 양쪽으로 s 만큼 떨어져 작용한다. 식(2)와 식(3)을 이용하면 보의 거동은 식(6)과 같이 나타낼 수 있다.

$$Y(x, \omega) = \Phi(x) p(\omega) \quad (6)$$

3. Filtered Velocity Feedback Control

본 장에서는 Filtered Velocity Feedback Control (FVF)을 제안한다. FVF의 기본 지배방정식은 다음과 같다.

$$\text{Structure : } \ddot{p} + 2\zeta_s \omega_s \dot{p} + \omega_s^2 p = -gq \quad (7)$$

$$\text{Compensator : } \ddot{q} + 2\zeta_c \omega_c \dot{q} + \omega_c^2 q = \dot{p}, \quad (8)$$

여기서 p 는 구조물 모달 변위, ζ_s 는 구조물의 감쇠비, ω_s 는 구조물의 고유진동수 그리고 g 는 제어게인이다. 또한 q 는 compensator 모달 변위, ζ_c 는 compensator의 감쇠비 그리고 ω_c 는 compensator의 cut-off 주파수이다. 구조물에 작용하는 집중하중 외란과 PZT에 발생하는 제어모멘트쌍을 외력으로 표현하기 위하여 구조물의 지배방정식을 다시 쓰면 식 (9)과 같다.

$$\begin{aligned} \ddot{p} + 2\zeta_s \omega_s \dot{p} + \omega_s^2 p \\ = -g \left[\frac{\partial \phi(x_{s1})}{\partial x} - \frac{\partial \phi(x_{s2})}{\partial x} \right] q + \phi(x_p) f_p \end{aligned} \quad (9)$$

FVF 제어기가 적용된 시스템의 블록다이어그램은 Fig. 2와 같다. Fig. 2에서 G 와 H_{FVF} 는 각각 물리좌표계에서 정의되는 플랜트와 FVF 제어기를 나타낸다. G 는 구조물에 부착된 PZT actuator에 단위 전압이 인가될 때 센서에서 측정된 구조물의 속도응답이다. FVF 제어기를 적용하기 위하여 식(9)을 행렬식으로 다시 쓰면 식 (10)과 같다.

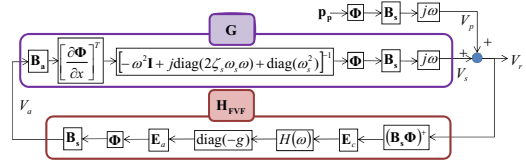


Fig. 2 Block diagram for active feedback control using FVF controller

$$\begin{aligned} [-\omega^2 \mathbf{I} + j \text{diag}(2\zeta_s \omega_s \omega) + \text{diag}(\omega_s^2)] \mathbf{p} \\ = \left[\frac{\partial \Phi}{\partial x} \right]^T \mathbf{B}_a V_a + \Phi^T(x_p) f_p \end{aligned} \quad (10)$$

여기서 B_a 는 actuator의 participation matrix이며 V_a 는 actuator에 인가되는 제어전압이다. B_a 는 V_a 를 actuator 위치에 해당하는 위치를 전치행렬에 전달하는 역할을 한다.

$\left[\frac{\partial \Phi}{\partial x} \right]^T B_a V_a$ 와 $\Phi^T(x_p) f_p$ 는 구조물에 인가되는 제어 모멘트쌍과 집중하중의 합을 모달 벡터로 나타낸 것이다. 식 (10)으로부터 구해진 p 에 $B_s \Phi$ 를 곱하면 센서 위치에서의 보 거동을 알 수 있다. 여기서 B_s 는 센서의 participation matrix이다. B_s 는 후치행렬에서 센서 위치에 해당하는 값을 추출하는 역할을 한다. 따라서 G 는 식 (11)와 같다.

$$\begin{aligned} G(\omega) = \\ j\omega B_s \Phi \left[-\omega^2 \mathbf{I} + j \text{diag}(2\zeta_s \omega_s \omega) + \text{diag}(\omega_s^2) \right]^{-1} \left[\frac{\partial \Phi}{\partial x} \right] B_a \end{aligned} \quad (11)$$

H_{FVF} 는 속도 센서로부터 물리좌표상에서 측정된 전압인 V_r 을 입력받는다. 하지만 FVF 제어기는 구조물의 모달 속도를 입력받아야한다. 이는 Pseudo inverse를 이용하여 V_r 로부터 모달 속도 응답을 추출할 수 있다.

$$j\omega p = (B_s \Phi)^+ V_r \quad (12)$$

식 (12)에 의해 V_r 로부터 구조물의 거동을 정의할 때 적용된 모드중첩 수만큼 구조물의 모달 속도가 도출된다. $i\omega p$ 로부터 제어 모드만을 추출하기 위하여 모드 추출 행렬인 E_c 를 곱한다. 식 (12)와 E_c 로부터 도출되는 제어모드에 해당하는 구조물의 모달 속도응답이 compensator로 입력된다. 식 (8)에서 정의된 Compensator는 식 (13)과 같이 전달함수로 표현된다.

$$H(\omega) = \frac{1}{\omega_c^2 - \omega^2 + j2\zeta_c \omega_c \omega} \quad (13)$$

제어기마다 제어 계인을 적용하기 위하여 $\text{diag}(-g)$ 를 곱하여 준다. 제어기를 통해 생성된 신호는 모달 좌표상에서 정의된 제어 신호로써 실제 구조물을 제어하기 위해서는 물리좌표로 변환되어야 한다. 식 (2)에 의하면 물리좌표 상의 신호는 모드형상과 모달속도의 곱으로 가정하였다. 따라서 제어기가 생성한 모달좌표상의 제어신호를 물리좌표상의 신호로 변환하기 위하여 먼저 제어를 위해 추출되었던 제어모드를 모드 재정렬 행렬인 \mathbf{E}_a 를 통하여 기존의 모달속도응답에 재정렬시킨다. 제어 신호가 적용된 모달속도응답에 물리좌표상의 센서위치를 지정해주는 \mathbf{B}_s 와 모드형상을 곱하므로써 물리좌표상에 정의되는 제어기 신호를 나타낼 수 있다. 따라서 \mathbf{H}_{FVF} 는 식 (14)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\mathbf{H}_{FVF}(\omega) = \mathbf{B}_s \Phi \mathbf{E}_a \text{diag}(-g) \mathbf{H}(\omega) \mathbf{E}_c (\mathbf{B}_s \Phi)^+ \quad (14)$$

V_r 은 외란으로 작용하는 집중하중에 의한 센서 위치에서의 섭동인 V_p 와 actuator 작동에 의한 구조물 응답인 V_s 의 합이다.

$$\begin{aligned} V_r(\omega) &= V_p(\omega) + V_s(\omega) \\ &= V_p(\omega) + \mathbf{G}(\omega) V_a(\omega) \end{aligned} \quad (15)$$

$V_a(\omega)$ 는 \mathbf{H}_{FVF} 와 V_r 에 의해 생성되므로

$$V_a = \mathbf{H}_{FVF} V_r \quad (16)$$

따라서 센서 위치에서 관찰되는 제어된 구조물의 최종 전압인 V_r 및 제어 신호인 V_a 는 다음과 같다.

$$V_r = [\mathbf{I} - \mathbf{G} \mathbf{H}_{FVF}]^{-1} V_p \quad (17)$$

$$V_a = \mathbf{H}_{FVF} [\mathbf{I} - \mathbf{G} \mathbf{H}_{FVF}]^{-1} V_p \quad (18)$$

그리고 제어기의 특성변화를 관찰할 수 있는 개루프전달함수 (OLTF)는 식 (19)과 같다.

$$\text{OLTF}(\omega) = -\mathbf{G} \mathbf{H}_{FVF} \quad (19)$$

식 (19)는 Nyquist 안정성 판별법을 적용하기 위하여 음수 되먹임 제어 (negative feedback control)의 표준 관계식과 비교하여 표현한 것이다.

4. FVF 제어기 설계 및 성능 평가

제어기로서 2차 필터를 사용할 경우 Shin⁽¹⁷⁾은 계인은 전 주파수 대역에 영향을 주는 반면, 감쇠비는 제어기가 설계

된 튜닝모드에만 영향을 준다고 하였다. 또한 2차 필터는 저역통과 필터의 특성과 유사하게 튜닝모드 이하의 주파수 대역에 존재하는 구조물의 응답에 크게 영향을 주는 반면 튜닝모드 이상의 주파수 대역에 존재하는 구조물의 응답에서는 제어기의 roll-off 특성에 의해 영향을 거의 주지 않는다는 것을 가속도 되먹임 제어기를 통하여 확인하였다. FVF 제어기 역시 2차 필터로써 동일한 특성을 가지게 된다. 따라서 FVF 제어기를 고차모드에 튜닝할 경우 그 이하에 존재하는 구조물의 응답들은 FVF 제어기의 영향을 받게 된다. 플랜트 응답을 통하여 actuator가 구조물에 미치는 영향을 파악할 수 있다. 따라서 플랜트 응답을 확인 후 제어기 튜닝 모드 설정한다. 계인은 전주파수 대역에서 응답의 크기에 영향을 준다. 따라서 고차 모드에 튜닝된 제어기의 경우 튜닝 모드 이하에 존재하는 구조물의 응답에 대하여 광대역 제어를 기대할 수 있다. 진동저감효과를 높이기 위해서는 계인을 증가시켜야 한다. 광대역 진동저감을 위한 계인의 증가는 제어기의 튜닝모드에서 과도한 진동저감효과를 수반하게 된다. 과도한 계인이 적용될 경우 그로 인해 actuator가 설치된 지점에서 새로운 경계조건이 형성되게 된다. 이 경우 구조물의 특성이 변하게 된다. 이러한 문제점을 해결하기 위하여 제어기 튜닝모드에 큰 감쇠비를 적용한다. 감쇠비는 튜닝된 모드에만 영향을 준다. 이 경우 광대역 제어를 위해 적용된 매우 큰 계인이 적용되더라도 제어기가 적용된 모드에서는 큰 감쇠비로 인해 제어기 영향은 최소화시킬 수 있게 된다. FVF 제어기 설계과정은 다음과 같이 정리할 수 있다.

- (1) 플랜트 응답을 참고로 하여 진동저감을 원하는 구조물의 최고 고차 모드를 제어기의 cut-off 주파수로 튜닝한다.
- (2) 튜닝된 주파수 이하의 주파수 대역에 존재하는 구조물의 진동을 저감시키기 위하여 제어기의 계인을 설계한다.
- (3) 제어기 튜닝모드에 큰 감쇠비를 적용하여 구조물의 경계조건이 바뀌지 않도록 한다.

Fig. 3은 양단 지지보의 0.7L 위치에서 계산된 플랜트 응답이다. 본 계산에 적용된 물성치는 Table 1과 같다.

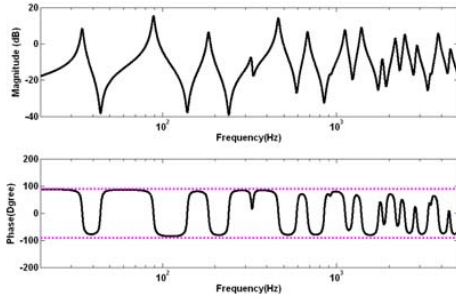


Fig. 3 Calculated plant response at $0.7L$

Table 1. Mechanical properties of the beam.

Parameters	Symbol	Unit	Values
Young's modulus	E	GPa	60
Density	ρ	kg/m ³	2800
Loss factor	η		0.0015
Length	L	m	0.5
Width	b	m	0.03
Thickness	h	m	0.002
Mass of force sensor	m_{FT}	kg	0.006
Mass of PZT	m_{PZT}	kg	0.009
Mass of accelerometer	m_{acc}	kg	0.0025

9차 모드는 다른 모드에 비하여 플랜트 응답의 크기가 작기 때문에 해당 모드에 제어기를 설계할 경우 9차 모드에서는 제어기의 응답특성이 매우 약하게 나타날 것으로 기대할 수 있다. 관심주파수 대역인 6.4kHz 내에 존재하는 플랜트의 모든 위상응답은 $\pm 90^\circ$ 안에 존재하므로 시스템은 안정하다.

Fig. 4는 FVF 제어기의 응답특성을 보이고 있다. FVF 제어기에 적용된 게인은 1×10^9 , 감쇠비는 0.7이다. FVF 제어기는 저역통과 필터의 특성과 유사하게 튜닝 주파수인 1382.8Hz이상의 주파수 대역에서 응답의 크기가 roll-off 되는 특성을 보이고 있다. 이 특성을 통하여 제어 시스템은 고주파 대역에 존재하는 모델링 되지 않은 시스템의 응답으로부터 안정성을 확보할 수 있게 된다. 반면, 제어기가 설계된 주파수에 인접하는 모드일 경우 상대적으로 약한 roll-off 특성이 나타나게 되며 제어기의 위상이 미치는 영향으로 인해 구조물의 응답이 제어전 대비 다소 증가할 수 있을 것으로 판단된다.

Fig. 6은 Nyquist 선도 상에 나타난 양단지지보의 $0.7L$ 위치에서의 개루프 전달함수 응답이다. FVF 제어기가 튜닝된 모드 이하의 주파수 대역에 존재하는 대다수의 응답은 1, 4분면에 존재하며, 해당 모드의 구조물 응답들은 줄어들 것으로 예측된다. 반면, 2, 3분면에 존재하는 응답들 중 $(-1, j0)$ 을 중심으로 하는 단위 원 내부에 포함되는 개루프 전달함수의 응답들이 관찰되는데, 이것은 구조물 제어

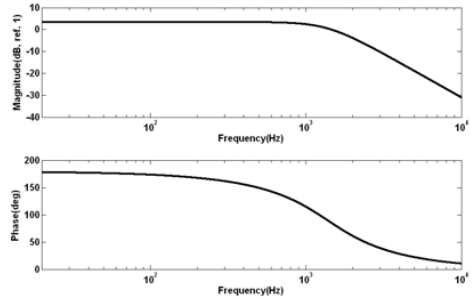


Fig. 4 Response of the H_{FVF} controller

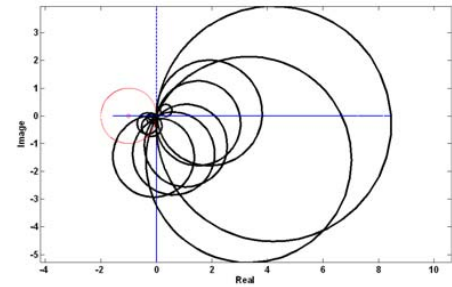


Fig. 6 The open loop transfer function of the sensor/moment actuator pair at $0.7L$ of the clamped-clamped beam

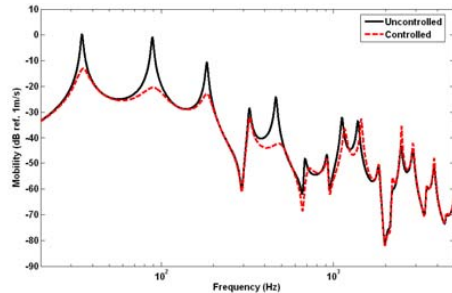


Fig. 7 The controlled mobility of the clamped-clamped beam at $0.7L$

시 해당 모드에서 제어전 대비 응답의 크기가 다소 증가할 것으로 판단된다. 좌반면에 존재하는 대부분의 응답들은 FVF 제어기의 튜닝 모드 이상의 주파수 대역에 존재하는 응답들로 고주파 응답일수록 그 크기가 더욱 작게 나타나고 있다. 이것을 통해 FVF 제어기 튜닝 모드 이하의 주파수 대역에 존재하는 구조물의 응답들은 진동저감이 가능한 것을 예측할 수 있으며 튜닝 모드 이상의 주파수 대역에 존재하는 구조물의 응답들은 2차 필터 특성인 roll-off 효과를 통하여 제어 시스템의 불안정성을 최소화 시킬 수 있을 것으로 판단된다.

Fig. 7은 양단지지보의 0.7L 위치에서 제어 전 응답과 FVF 제어기에 의해 제어된 구조물의 속도 응답이다. 개루프 전달함수에서 예측한 바와 같이 튜닝된 모드 이하의 주파수 대역에 존재하는 구조물 응답들의 진동 크기가 줄어들었다. 4차 모드의 진동 저감 효과가 약하게 나타나고 있는데 이것은 Fig. 3에서 나타난 바와 같이 플랜트의 응답 크기가 매우 작게 나타나는 모드로써 해당 모드의 경우 구조물에 actuator의 가진력이 약하게 작용되기 때문이다. 11차 및 12차 모드의 응답이 다소 증가하는 것을 보이고 있는데 이것은 그 응답이 Nyquist 선도 상에서 좌반면의 $(-1, j0)$ 을 중심으로 하는 단위원 내부에 존재하였기 때문에 나타나는 현상이다. 또한 11 및 12차 모드 (2167Hz, 2451Hz,)는 FVF 제어기의 튜닝모드인 9차 모드 (1382Hz)에 매우 인접해 있기 때문에 제어기의 roll-off 특성에 크게 영향을 받지 못하고 5dB, 7dB 저감효과만 나타났기 때문이다. 하지만 구조물의 진동저감된 응답 중 가장 높은 응답의 크기를 나타내는 1차 모드(-13.16dB)에 비하여 11차 모드(-35.72dB)는 22.56dB 낮게 진동이 발생하므로 11차 모드의 진동 증가는 허용 가능하다.

5. 결론

본 연구에서는 Filtered Velocity Feedback 제어기법을 적용하여 PZT를 이용한 양단 지지보의 능동진동제어를 하였다. 제어시스템에 감쇠력을 제공하는 FVF 제어기를 통하여 제어시스템의 안정성을 확보하였으며 동시에 높은 게인마진 획득이 가능하였다. 구조물의 속도를 입력으로 하는 FVF 제어기는 DVFB와 동일하게 skyhook 댐핑을 제공하기 때문에 cut-off 주파수를 중심으로 저주파 대역에 존재하는 시스템의 응답크기를 줄였다. 반면 고주파 대역에 존재하는 제어시스템의 개루프전달함수 응답들은 Nyquist 선도 상에서 $(-1, j0)$ 을 중심으로 하는 단위원 내부에 존재하여 시스템을 불안정하게 만들 수 있지만, FVF 제어기의 roll-off 특성에 의하여 더 높은 고주파 대역에 존재하는 응답일수록 그 크기가 더욱 줄어들었기 때문에 시스템의 안정성을 확보할 수 있었다. $(-1, j0)$ 을 중심으로 하는 단위원 내에 존재하는 응답의 크기를 줄이므로써 게인마진을 확보할 수 있다. 양단지지보 제어시스템의 안정성 및 높은 게인마진 확보를 위하여 FVF 제어기를 9차 모드에 튜닝한 결과, 1~8차 모드의 구조물 응답의 크기를 줄일 수 있었다.

참 고 문 헌

(1) J. S. Mixson, C. A. Powell, 1984, "Review of recent research on interior noise of propeller aircraft," AIAA/NASA 9th Aeroacoustics Conference.
 (2) Changjoo Shin, Chinsuk Hong, Weui Bong Jeong,

2008, "Active Vibration Control of Cantilever Beams Using PZT Actuators", Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 18, No. 12, pp. 1293~1300.

(3) S. O. Reza Moheimani, Dunant Halim, Andrew J. Fleming, 2003, Spatial Control of Vibration Theory and Experiments, World Scientific.

(4) Andre Preumont, 1997, Vibration Control of Active Structures, Kluwer Academic Publishers.

(5) S. J. Elliott, P. Gardonio, T. C. Soros, M. J. Brennan, 2002, "Active Vibroacoustic Control with Multiple Local Feedback Loops", Journal of the Acoustic Society of America, Vol. 111, Issue 2, pp. 908~915.

(6) M. J. Balas, 1979, "Direct Velocity Feedback Control of Large Space Structure", Journal of Guidance and Control, Vol. 2, pp. 252~253

(7) R. H. Cannon Jr., D. E. Rosenthal, 1984, "Experiments on control of flexible structure with noncollocated sensors and actuators", Journal of Guidance, Control and Dynamics, Vol. 7, pp. 546~553.

(8) Q. Zhang, S. Shelley, R. J. Allemang, 1991, "Active Damping Design of Flexible Structures Based on SISO and SIMO Noncollocated Sensor/Actuator Velocity Feedback", Journal of Dynamic Systems Measurement and Control - Transactions of the ASME, Vol. 113, Issue 2, pp.259~266.

(9) Gianluca Gatti, Micheal J. Brennan, Paolo Gardonio, 2007, "Active Damping of a Beam Using a Physically Collocated Accelerometer and Piezo Electric Patch Actuator", Journal of Sound and Vibration, Vol 303, Issues 3~5, pp. 798~813.

(10) J. L. Fanson, T. K. Caughey, 1987, "Positive Position Feedback Control for Large Space Structures", Proceedings of the 28th Structural Dynamics Conference, Monterey, CA, pp. 588~598.

(11) M. I. Friswell, D. J. Inman, 1999, "The relationship between positive position feedback and output feedback controllers", Smart Materials and Structures, Vol. 8, Issue 3, pp. 285~291.

(12) M. K. Kwak, S. B. Han, S. Heo, 2004, "The stability conditions, performance and design methodology for the positive position feedback controller", Journal of the Korean Society of Noise and Vibration Engineering, Vol. 14, No. 3, pp. 208~213.

(13) Moon K. Kwak, Seok Heo, 2007, "Active Vibration Control of Smart Grid Structure by Multiinput and Multioutput Positive Position Feedback Controller", *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 304, Issue 1~2, pp. 230~245.

(14) Juang, J. N and Phan, M., 1992, "Robust Controller Design for Second-Order Dynamic Systems : A Virtual Passive Approach", *Journal of Guidance, Control and Dynamics*, Vol. 15, No. 5, pp. 1192~1198

(15) P.T. Kotnic, S. Yurkovich, et al., 1988, "Acceleration feedback for control of a flexible manipulator arm", *Journal of Robotic Systems*, Vol. 3, pp. 181~195.

(16) A. Preumont, N. Loix, 1994, "Active Damping of a Stiff Beam-Like Structure with Acceleration Feedback", *Experimental Mechanics*, Vol. 34, No. 1, pp. 23~26.

(17) Changjoo Shin, Chinsuk Hong, Weuibong Jeong, 2010, "Active control of Clamped Beams using Acceleration Feedback Controllers," *Journal of the Korean Society of Noise and Vibration Engineering*, Vol. 20, No. 12, pp. 1190~1199.

(18) L. Meirovitch, 1967, *Analysis Methods in Vibration*, The Macmillan Company.