한국정밀공학회지 제19권 제6호 (2002년 6월)
Journal of the Korean Society of Precision Engineering Vol. 19, No. 6, June 2002.

복합진동계의 진동 인텐시티 능동 제어

김기만*

Active Control of Vibrational Intensity in a Compound Vibratory System

Gi Man Kim*

ABSTRACT

The vibrational intensity and the dynamic response of a compound vibratory system had been controlled actively by means of a feedforward control method. A compound vibratory system consists of a flexible beam and two discrete systems - a vibrating source and a dynamic absorber. By considering the interactive motions between discrete systems and a flexible beam, the equations of motion for a compound vibratory system were derived using a method of variation of parameters. To define the optimal conditions of a controller the cost function, which denotes a time averaged power flow, was evaluated numerically. The possibility of reductions of both of vibrational intensity and dynamic response at a control point located at a distance from a source were found to depend on the positions of a source, a control point and a controller. Especially the presence of a dynamic absorber gives the more reduction on the dynamic response but the less on the vibrational intensity than those without a dynamic absorber.

Key Words : Vibrational intensity(진동 인텐시티), a method of variation of parameters(매개변수변화법), feedforward control method (선먹임 제어기법)

1. 서론

자동차, 비행기, 배 등 대형 구조물에서 정밀 측정기계에 이르는 많은 산업기계장치의 경우 직접 혹은 간접적으로 진동 및 소음에 영향을 받고 있다. 이들 구조물은 진동을 발생하는 진동원(Source)과 그로 인해 생기는 진동 에너지를 전달하는 지지 구조물 (Supporting structure)과 최종 수진부(Receiver)로 구분 할 수 있다. 수진부에 전달되는 진동 에너지의 특성은 진동 응답과 고체전파 소음으로 나타난다. 일반적으로 수진부는 다른 구조물과 연결부위나 진동이나 소음이 문제가 되는 진동원과는 거리를 두고 있는 어느 특정 영역으로 정의 할 수가 있다. 수진부에 미치는 진동 및 소음의 제어는 진동원 또는 수진부 자체의 진동 절연을 통해 이루는 사례를 많이 볼 수 있다. 하지만 진동원과 수진부 이외의 지점 즉 전달 매체에서 제어가

2001년 12월 18일 접수
* 금오공과대학교 기계공학부

가능하다면 경제적으로나 구조적 배치 면에서 이익을 얻을 수 있다고 판단된다.

진동 및 소음 제어에 대한 관심과 연구는 이미 상당한 기간이 흘러 왔으며 많은 결과와 적용 사례가 나왔다. 최근에는 에너지 전달을 분석하여 제어의 목적함수로 사용하는 경우가 많아졌다. Noiseux[1]는 보와 평판에서 에너지를 시간 평균한 크기와 공간상 방향을 나타내는 진동 인텐시티의 측정법을 처음으로 발표하였다. Hambric[2]은 유한요소해석을 적용하여 평판과 보의 파워 흐름을 해석하였다. 특히 저주파수대에서 유한요소 모델의 정확성을 강조하였다. Bouthier[3]은 연속체의 에너지 밀도 지배식을 유도하여 이론적으로 파워 흐름을 예측하였다. 박도현[4]은 두께가 다른 두 평판의 동일 평면 연성관계에서 예측되는 진동파워흐름을 이론적으로 분석하였다. 최재성[5]은 임의의 방향으로 주어진 가진력에 대해 다른 방향으로 연성된 두 평판간의 진동파워흐름을 해석하였다. Enelunda[6]는 탄성 기초에 놓여 있는 무한 길이의 보에 대한 진동 인텐시티를 해석하였다. 프레임(Frame) 구조물과 같은 복합 구조의 파워 흐름[7-11]에 대한 해석도 수행되었다. 프레임의 특성은 여러 단순 구조물의 조합에 의한 파워 흐름의 구도가 1 차원으로 구성되지만 연결 상태에 따라 전체 구조물의 파워 흐름 방향과 크기가 변화 될 수도 있는 것으로 보고되고 있다. Le Bot[12]는 곡선형 보의 에너지 흐름을 이론적으로 해석하였다. Pan[13]은 모든 진동의 형태를 적용하여 무한 탄성 보의 파워 흐름에 대한 제어를 분석하였다. 결론적으로 한 종류의 제어력으로 동일 종류의 진동 파워를 제어하는 것이 효과적이지만 다른 형태 진동 파워의 제어는 아주 미미한 것으로 나왔다. Gibbs[14]는 반무한 및 유한 탄성 보의 횡진동 파워 흐름 제어를 위해 피에조세라믹 센서의 성능을 검증하였다. Pan[15]은 능동 절연기를 사용하여 진동원으로 부터 지지 구조물인 탄성 보에 유입되는 파워 제어를 분석하였다. Schwenk[16]는 횡진동을 겪는 탄성 보의 진동 제어를 진동 인텐시티 제어법과 가속도 제어법을 실험을 통해 비교 분석하였다. 제어점의 위치에 따라 두 제어법의 효과가 달리 나타난 것으로 보였다. 김영식[17]은 혼형 제어기를 적용하여 평판의 진동모드를 조절하여 평판을 통해 전달되는 소음제어를 단순 되먹임제어기의 경우와 비교 분석하였다.

본 연구에서는 단순지지단을 지닌 탄성 보와 1 자유도 진동원의 복합진동계 모델을 적용하여 파워 흐름을 제어하여 제어점의 고체전파소음과 동응답 저감을 이론적으로 실행하였다. 제어점은 진동계간의 연결점이나 제어의 필요성이 강조되는 구조상의 어느 국소 영역을 의미한다. 실제 많은 기계구조물에서는 진동 고립화를 위해 동력 발생장치에 마운트를 사용하고 있다. 따라서 진동원과 지지 보 간에 스프링과 댐퍼를 첨가하여 그들의 운동에 의해 진동원과 탄성 보는 상호작용을 경험하게 만들었다. 진동원의 가진주파수는 단일주파수로 가정하여 제어기법으로 선먹임 제어기법 (feedforward control method)[18]을 적용하였다. 수직방향의 조화가진력에 의한 진동원의 운동은 지지 보에 수직 성분의 진동만을 전하는 것으로 가정하여 탄성 보의 횡진동 운동을 Bernoulli-Euler 이론[19]을 근거로 해석하였다. 최적 제어 조건 구현을 위해 제어점의 진동 인텐시티를 나타내는 목적함수를 평가하였다. 동응답 저감의 효과를 높이기 위해 후반부에 1 자유도 이산계로 가정한 동흡진기를 제어점에 장착하여 그 효과를 분석하였다. Fig. 1은 단순지지대를 지닌 복합진동계의 이론적 모델을 보여 주고 있다.

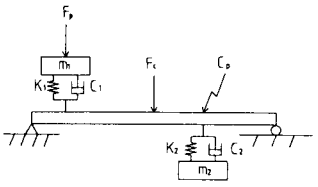


Fig. 1 Theoretical model of a compound vibratory system; the vibrating source (mass m1, spring stiffness K1, damping constant C1), the dynamic absorber(mass m2, spring stiffness K2, damping constant C2), Fp(primary force), Fc(control force), Cp(control point)

2. 제어 기본식 정의

2.1 복합진동계 운동방정식 전개

1 자유도 이산계로 모델링한 진동원의 운동은 가진력과 유연 구조물인 지지 보의 상호작용에 의해 생기는 반력을 고려하여 아래의 방정식으로 정의된다.

$$m_1 \frac{\partial^2 Y(t)}{\partial t^2} + C_1 \frac{\partial Y(t)}{\partial t} + K_1 Y(t) = F_p e^{i\omega t} + D_1 \quad (1)$$

여기서 ω 는 가진주파수, 지지 보의 반력(D_1)은,
$D_1 = \{C_1 W_{,t} + K_1 W\}\delta(x - x_s)$,
W는 보의 변위를 x_s는 진동원의 위치를 ',t' 는 시간에 대한 일차 미분, δ( )는 Dirac delta 함수를 각각 나타낸다. 제어력과 동흡진기를 포함한 보의 운동 방정식은 아래와 같이 나타난다.

$$EI\frac{\partial^4 W(x,t)}{\partial x^4} + \rho A\frac{\partial^2 W(x,t)}{\partial t^2} = D_s + D_a + F_c e^{i\omega t}\delta(x - x_c) \quad (2)$$

여기서 x_c는 제어기 위치를 나타내고 진동원과 동흡진기의 반력(D_s, D_a)은

$$D_s = [\, C_1\{ Y_{,t} - W_{,t}\} + K_1\{Y - W\}]\delta(x - x_s)$$
$$D_a = [\, C_2\{ Y_{,t} - W_{,t}\} + K_2\{Y - W\}]\delta(x - x_a)$$

조화가진력에 의해 진동원과 지지구조물의 운동을 조화운동으로 정의하면 다음과 같다.

$$W(x,t) = w(x)\, e^{i\omega t} \text{ and } Y(t) = y\, e^{i\omega t} \quad (3)$$

여기서 $w(x)$ 와 y 는 각각 지지보와 이산계 진동원의 변위를 나타낸다. 따라서 시간 항을 소거한 식 (2)의 완전해는 제차해(w_h)와 특해(w_p)의 합으로 다음과 같다.

$$w(x) = w_h + w_p \quad (4)$$

여기서 제차해는

$$w_h(x) = H_1 Cos(\beta x) + H_2 Sin(\beta x) + H_3 Cosh(\beta x) + H_4 Sinh(\beta x) \quad (5a)$$

여기서 상수(H_1~H_4)는 단순지지 경계조건에 의해 완전해를 나타내는 식 (4)에서 얻어지고 특해는 매개변수변화법 (a method of variation of parameters)[20] 을 이용하여 다음과 같이 가정한다.

$$w_p(x) = V_1(x)Cos(\beta x) + V_2(x)Sin(\beta x) + V_3(x)Cosh(\beta x) + V_4(x)Sinh(\beta x) \quad (5b)$$

여기서 파동수 $\beta = \sqrt[4]{\frac{\rho A\,\omega^2}{EI}}$, $V_{1\sim4}$는 특해 계수를 나타낸다. 비제차해를 나타내는 특해 식 (5b)는 식 (2)를 만족해야 함으로 매개변수변화법에 의해 식 (5b)를 미분하는 과정에서 얻어지는 조건을[20] 정리하면 특해 계수는 다음과 같이 유도된다.

$$V_1(x) = \frac{1}{2\beta^3}\int^x Sin(\beta x) f(\eta)\, d\eta$$
$$V_2(x) = -\frac{1}{2\beta^3}\int^x Cos(\beta x) f(\eta)\, d\eta \quad (6a\text{-}d)$$
$$V_3(x) = -\frac{1}{2\beta^3}\int^x Sinh(\beta x) f(\eta)\, d\eta$$
$$V_4(x) = \frac{1}{2\beta^3}\int^x Cosh(\beta x) f(\eta)\, d\eta$$

여기서 f(η) 힘함수 (forcing function)를 정의한다. 힘함수는 두 이산계의 반력, 즉 1 자유도계 응답을 대입하여 식 (2)의 우측항을 보의 굽힘강성(EI) 대비로 다음과 같이 나타난다.

$$f(\eta) = \frac{F_p(K_1 + i\omega C_1)\delta(\eta - x_s)}{EI\{(K_1 - m_1\omega^2) + i\omega C_1\}} + \frac{m_1\omega^2(K_1 + i\omega C_1)w(x_s)\delta(\eta - x_s)}{EI\{(K_1 - m_1\omega^2) + i\omega C_1\}} + \frac{m_2\omega^2(K_2 + i\omega C_2)w(x_a)\delta(\eta - x_a)}{EI\{(K_2 - m_2\omega^2) + i\omega C_2\}} + \frac{F_c}{EI}\delta(\eta - x_c) \quad (7)$$

식 (7)을 식 (6a-d)에 대입하여 각 계수를 정리한 후 식 (4)에 단순지지 경계조건을 적용하면 상수 H_1과 H_3 는 영이 되고 최종 해는 계단함수로 정의된 힘의 영향계수를 포함하여 다음과 같이 얻어진다.

$$w(x) = H_2\{Sin(\beta x) + h_{21} M_1(x) + h_{22} M_2(x)\} + H_4\{Sinh(\beta x) + h_{41} M_1(x) + h_{42} M_2(x)\} + F_s(x) + P_c(x) + h_{51} M_1(x) + h_{52} M_2(x) \quad (8)$$

여기서 $$H_2 = \frac{B_3 B_5 - B_2 B_6}{B_1 B_5 - B_2 B_4} \quad (9a)$$

$$H_4 = -\frac{B_3 B_4 - B_1 B_6}{B_1 B_5 - B_2 B_4} \quad (9b)$$

그리고 각 힘의 영향계수는 아래와 같다;

$$M_1(x) = \left[\frac{-m_1\omega^2(K_1 + i\omega C_1)}{2\beta^3 EI\{(K_1 - m_1\omega^2) + i\omega C_1\}}\right] * \{Sin(\beta(x - x_s)) - Sinh(\beta(x - x_s))\}U(x - x_s),$$

$$M_2(x) = \left[\frac{-m_2\omega^2(K_2 + i\omega C_2)}{2\beta^3 EI\{(K_2 - m_2\omega^2) + i\omega C_2\}}\right] * \{Sin(\beta(x - x_a)) - Sinh(\beta(x - x_a))\}U(x - x_a),$$

$$F_s(x) = \left[\frac{-F_p(K_1 + i\omega C_1)}{2\beta^3 EI\{(K_1 - m_1\omega^2) + i\omega C_1\}}\right] * \{Sin(\beta(x - x_s)) - Sinh(\beta(x - x_s))\}U(x - x_s),$$

$$P_c(x) = \left[\frac{-F_c}{2\beta^3 EI}\right]\{Sin(\beta(x - x_c)) - Sinh(\beta(x - x_c))\}U(x - x_c),$$

$$h_{21} = Sin(\beta x_s) + M_2(x_s)Sin(\beta x_a),$$
$$h_{22} = Sin(\beta x_a) + M_1(x_a)Sin(\beta x_s),$$
$$h_{41} = Sinh(\beta x_s) + M_2(x_s)Sinh(\beta x_a),$$
$$h_{42} = Sinh(\beta x_a) + M_1(x_a)Sinh(\beta x_s),$$
$$h_{51} = F_c(x_s) + M_2(x_s)(F_c(x_a) + F_s(x_a)),$$
$$h_{52} = F_s(x_a) + F_c(x_a) + M_1(x_a)F_c(x_s),$$

$$B_1 = Sin(\beta L) + h_{21} M_1(L) + h_{22} M_2(L)$$
$$B_2 = Sinh(\beta L) + h_{41} M_1(L) + h_{42} M_2(L),$$

$$B_3 = -F_s(L) - F_c(L) - h_{51} M_1(L) - h_{52} M_2(L),$$

$$B_4 = -\beta^2 Sin(\beta L) + h_{21} M''_1(L) + h_{22} M''_2(L)$$
$$B_5 = \beta^2 Sinh(\beta L) + h_{41} M''_1(L) + h_{42} M''_2(L),$$

$$B_6 = -F''_s(L) - F''_c(L) - h_{51} M''_1(L) - h_{52} M''_2(L).$$

여기서 ' " ' 은 x 에 대한 2계 미분을 함수 U()는 계단함수를 의미한다. 가진력과 보의 변위에 비례하는 1 자유도 이산계 진동원의 동응답은 다음과 같이 나타난다.

$$y = \frac{F_p + (i\omega C_1 + K_1)w(x_s)}{(K_1 - m_1\omega^2) + i\omega C_1} \quad (10)$$

2.2 목적함수 정의

본 연구에서는 제어점의 고체전파소음과 진동 저감을 위한 최적 제어 조건을 파악하기 위해 파워흐름의 최소화를 위한 목적함수로 진동 인텐시티를 사용하였다. 진동원에서 전달되는 진동 인텐시티의 크기는 시간 평균한 보의 내력과 속도 곱, 즉 파워흐름으로 정의되어 아래의 식으로 나타낸다.

$$I(x) = -i\omega EI\left[\frac{\partial^3 w(x)}{\partial x^3} w^*(x) - \frac{\partial^2 w(x)}{\partial x^2}\frac{\partial w^*(x)}{\partial x}\right] \quad (11)$$

여기서 '*' 은 공액 복소수를 나타낸다. 식 (11)은 실수와 허수로 구분되며 실수는 실제 전달되는 파워(Active intensity)의 크기를 허수는 반향파워(Reactive intensity) 크기를 각 각 나타낸다. 따라서 보의 제어점에 전달되는 파워를 최소화하기 위한 목적함수는 다음과 같이 정의한다.

$$\Pi(x, F_c) = [Real\{I(x_r, F_c)\}]^2 \quad (12)$$

식 (12)를 최소화하는 제어력은 가진력과 위상차를 고려한 복소수 형태로 주어지고 급강하법을 적용하여 아래와 같이 정의 할 수 있다.

$$\nabla_F \Pi \Rightarrow Minimization\ of\ \Pi(F_c \rightarrow F_{optimal}) \quad (13)$$

최적 제어력은 mathmatica의 최소값 판별(FindMinimum) 프로그램을 이용하여 구하였다.

3. 수치 계산 결과 및 고찰

본 연구의 수치 계산에 사용된 기준 값으로 모

든 위치나 변위는 보의 길이(L)의 대비로 표현하였고 힘의 경우는 단위 면적 당 보의 굽힘 강도(EI/L^2)를, 질량은 보의 질량(ρ AL) 대비를 각 각 사용하여 결과를 구하였다. 주파수는 파동수에 보의 길이를 곱한 무차원주파수(α)를 적용하여 모든 결과를 무차원 값으로 해석하였다. 또한 아래의 기준 값을 적용하여 진동 인텐시티의 무차원 크기(VI)를 계산하였다.

$$VI = \frac{Real\{I(x,\ F_c)\}}{(EI)^{3/2}\sqrt{\rho A\ L^6}} \qquad (14)$$

제어점의 동응답에 대한 결과도 진동 인텐시티 제어를 통해 얻어진 최적 제어력을 사용하여 보 길이 대비로 계산하였다. 본 연구에 사용한 물성치 기준 값에 대한 무차원 형태와 값이 Table 1에 기술되어 있다.

Table 1 Reference values of physical properties

	nondimensional expression	value
source mass	$M_1 = \frac{m_1}{\rho AL}$	0.5
source spring stiffness	$k_1 = \frac{K_1 L^3}{EI}$	1000
source damping ratio	ζ_1	0.5
source location	$X_s = x_s/L$	0.2
primary force	$f_p = \frac{F_p L^2}{EI}$	1
dynamic absorber mass	$M_2 = \frac{m_2}{\rho AL}$	0.2
dynamic absorber damping ratio	ζ_2	0.2
dynamic absorber location	$X_a = x_a/L$	0.6
structural damping	ζ	0.01
controller location	$X_c = x_c/L$	
reference point	$X_r = x_r/L$	

3.1 진동 인텐시티 (VI) 저감

제어점에 주어진 값의 크기로 제어 전(before)과 제어 후(after)를 비교하여 진동 인텐시티의 저감 정도를 아래의 식으로 표현하였다.

$$VI\ reduction\ =\ 10\ \ Log_{10}\left|\frac{VI_{before}}{VI_{after}}\right| \qquad (15)$$

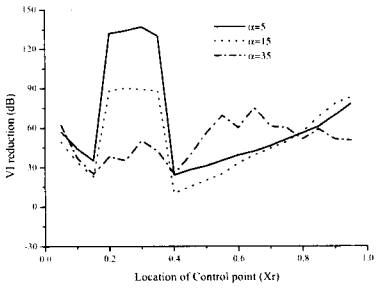


Fig. 2 VI reduction vs. X_r ; X_c=0.4, X_s=0.2

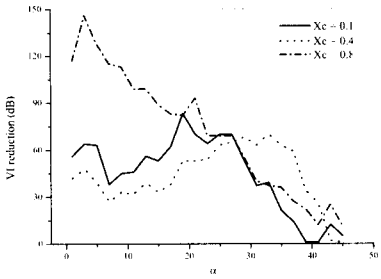
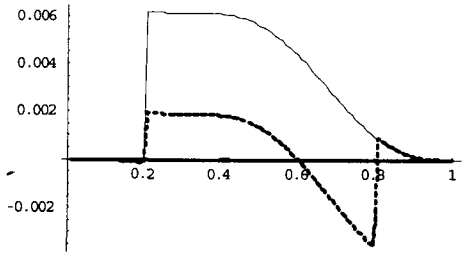


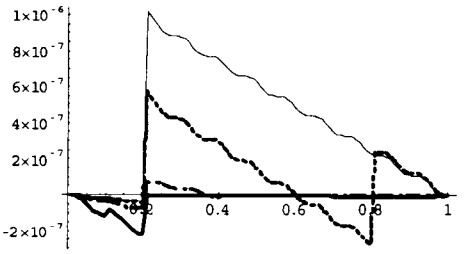
Fig. 3 VI reduction vs. α ; X_r=0.6, X_s=0.2

fig. 2에서 진동원의 위치(X_s)는 0.2, 제어기(X_c)를 0.4에 두고 세 경우의 가진주파수에 대한 제어점 변화에 따른 진동 인텐시티 저감을 조사하였다. 저주파수대(α =5,15)에서는 제어점이 진동원과 제어기 사이에 있을 시 90 - 120 dB 정도의 저감을 경험하는 것으로 나타났다. 이론상 제어점에 파워가 거의 전달되지 않는 것으로 볼 수 있다. 하지만 α =35 에서는 제어점이 제어기 오른쪽에서 더 큰 저감을 보여 주고 있다. 전반적으로 제어점의 위치에 관계없이 30 dB 이상의 저감을 나타내고 있다.
Fig. 3에서는 주파수에 따른 고정 위치(X_r=0.6) 제어점의 진동 인텐시티 저감을 세 경우의 제어기 위치(X_c = 0.1, 0.4, 0.8)에 대하여 조사하였다. X_c = 0.8 의 위치는 제어점이 진동원과 제어기 사이에 있는

경우로 Fig. 2의 결과와 같이 저주파수 영역에서 다른 두 경우의 위치에 비해 저감의 정도가 상당히 크게 나타나고 있다. 진동원, 제어기, 제어점의 위치 순서에 따라 약간의 차이는 있으나 전체적으로 주파수가 커질 수 록 진동 인텐시티의 감소 정도가 줄어들고 있음을 알 수 있다.



(A) α = 5



(B) α = 35

Fig. 4 VI distribution along a beam length; X_r=0.4, X_s=0.2 thin solid(no control), thick solid(X_c=0.1), dash-dot(X_c=0.4), dot(X_c=0.8)

보의 길이에 대한 진동 인텐시티 분포를 Fig. 4에서 보여 주고 있다. 제어점의 진동 인텐시티 제어를 수행 후 보 전체의 진동 인텐시티 분포의 변화를 세 경우 제어기 위치와 제어 전의 경우를 비교하여 보여 주고 있다. 가진력과 제어력이 주어진 위치에서 특이점 현상을 보이며 제어 후의 크기가 제어 전과 비교 해 전반적으로 작아 진 것으로 나타나고 있다. 특히 제어기가 0.1에 있을 때 다른 두 위치에 비해 큰 감소를 경험하는 것으로 판단된다.

3.2 동응답(Dynamic Response; DR) 저감

저주파수대에서 진동계가 가진 될 때 진동은 중요한 제어 인자가 된다. 따라서 진동 인텐시티 제어를 통해 진동 변화를 분석하기 위해 제어점의 동응답 저감 정도를 아래의 식으로 표현하였다.

$$DR\ reduction = 20\ Log_{10}\left|\frac{w(X_r)_{before}}{w(X_r)_{after}}\right| \quad (16)$$

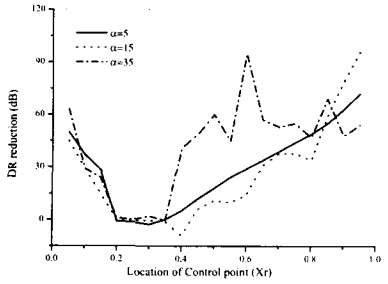


Fig. 5 DR reduction vs.X_r
; X_c=0.4, X_s=0.2

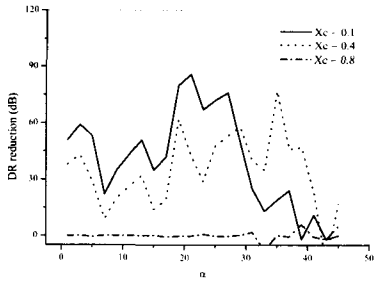
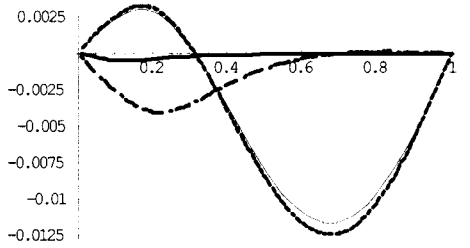


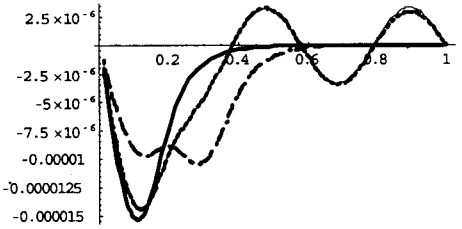
Fig. 6 DR reduction vs. α
; X_r=0.6, X_s=0.2

제어점 위치 변화에 따른 동응답 저감을 Fig.5에서 보여 주고 있다. 세 경우의 주파수대가 비슷한 현상을 보여 주고 있다. 제어점이 진동원과 제어기 사이, 즉 0.2와 0.4 사이에 있을 때는 제어점의 동응답 크기는 거의 변화가 없는 것으로 Fig.2의 진동 인텐시티 저감 경우와 반대의 결과를 나타내고 있다. Fig.6에서는 Fig. 3의 조건하에 구해진 동응답의 저감을 보여 주고 있다. 제어기가 0.8에 위치할 때 이는 제어점이 진동원과 제어기 사이에

있는 경우로 Fig. 5에서 제어점이 0.2 와 0.4 사이에 있을 시 나타난 결과와 같이 제어점이 진동원과 제어기 사이에 위치할 때는 제어점의 동응답 변화는 거의 없는 것으로 확인되었다. 저주파수대에서 제어기가 0.1에 있을 때 동응답 저감이 가장 크게 나타나고 있다.



(A) α = 5



(B) α = 35

Fig. 7 Beam deflection along its length; X_r=0.4, X_s=0.2 thin solid(no control), thick solid(X_c=0.1), dash-dot(X_c=0.4), dot(X_c=0.8)

Fig. 7은 두 주파수에 대한 보의 처짐을 보여 주고 있다. 앞에서 나타난 결과와 같이 제어기가 0.8에 있을 시는 제어 전후의 처짐의 변화가 거의 없는 것으로 나왔다. 하지만 다른 두 위치의 경우는 제어점의 동응답의 저감을 취하기 위해 전체 진동형의 변화가 초래되었음을 알 수가 있다.

3.3 동흡진기 효과 분석

진동계의 구조상 제어기 장착 위치가 극히 제한되거나 진동 저감이 좀 더 필요한 경우를 고려하여 제어점에 동흡진기를 장착하여 진동 인텐시티 목적함수를 해석하였다. 동흡진기는 1 자유도 이산계로 모델링하여 질량, 감쇠비, 위치는 Table 1에 주어진 기준 값으로 사용하였으나 스프링 계수는 동흡진기 고유진동수는 기존 계의 주파수대 보다 작거나 거의 같은 값을 유지하는 것이 최적의 조건임[21]을 고려하여 아래의 식으로 정의하였다.

$$k_2 = \frac{0.99\ \alpha^4 M_2}{1 + M_1 + M_2} \tag{17}$$

식 (17)에 나타나는 스프링계수는 주파수와 동흡진기 질량에 비례한다.

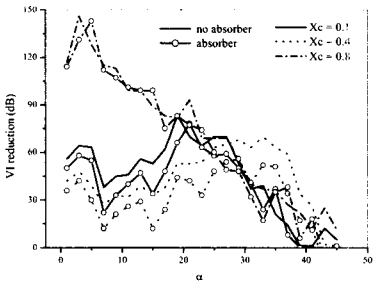


Fig. 8 VI reduction vs. α ; X_r=0.6, X_s=0.2, X_a=0.6

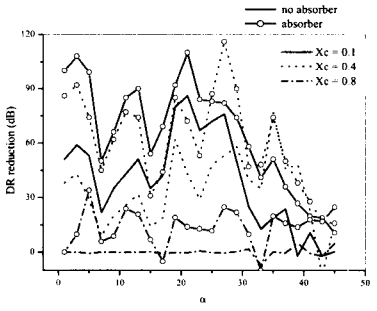


Fig. 9 DR reduction vs. α; X_r=0.6, X_s=0.2, X_a=0.6

Fig. 8은 Fig. 3의 결과를 동흡진기가 있는 경우와 비교하여 보여 주고 있다. 제어기 위치가 0.8인 경우는 차이가 거의 없는 것으로 보이고 다른 두 경우는 동흡진기로 인해 제어점의 진동 인텐시티 저감이 5에서 10 dB 정도가 낮아진 것으로 나왔다. Fig. 9는 Fig. 8과 같은 조건에서 제어점의 동응답을 비교 분석하였다. 전반적으로 10에서 20 dB 정도가 더 감소되었음을 보여준다. 특히 0.8 위치에서도 동응답의 감소가 진동 인텐시티와 같이 가능

한 것으로 확인되었다.

3.4 고찰

본 연구에서는 목적함수로 진동 인텐시티를 사용하여 단일 주파수에 가진 하는 진동원에서 제어점에 전달되는 파워를 최소화하였다. 가진 주파수대를 저,중 영역으로 제한하여 특정 지역에 전달되는 고체전파소음과 진동을 동시에 제어하는데 하나의 목적함수로 어느 정도의 성과를 거둘 수 있는지를 조사하였다. 구조적으로 많은 진동계의 경우 진동원과 제어점의 위치가 먼저 확정이 된 상태에서 차후 설치 될 제어기의 위치에 따라 제어기의 최적 조건을 얻을 수 있는 것으로 판단된다. 또한 동흡진기 사용은 제어점의 동응답 저감에 효과가 크게 나타났으나 진동 인텐시티 저감에는 약간 미미한 것으로 보인다. 따라서 진동과 고체전파소음의 제어에 있어 어디에 가중치를 더 주느냐에 따라 제어기의 위치 선정이나 동흡진기와 같은 부수적인 방법이 고려되어야 한다.

최적 제어 조건으로 제어점의 진동 인텐시티와 동응답에 대한 수치적 평가만을 고려하였지만 전체 구조의 안정성과 경제적인면을 감안하며 제어기에 사용되는 제어력의 크기나 보와 상호작용을 보이는 진동원의 진동특성에 대한 평가도 필요 할 것으로 판단된다.

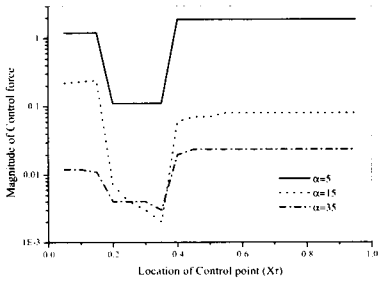


Fig. 10 Magnitude of Control force vs. X_r ; X_c=0.4, X_s=0.2

Fig. 10은 제어력의 크기를 단위 가진력에 대비하여 제어점에 따른 변화를 보여 주고 있다. 주파수가 낮을수록 크기가 커지고 제어점이 진동원과 제어기 사이에 있을 때 작은 제어력이 필요한 것으로 보인다. 특히 저주파수대에서는 위치에 따라 가진력 보다 더 큰 제어력이 필요한 경우도 있음을 알 수 있다.

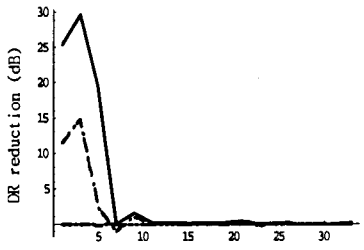


Fig. 11 DR reduction of a Source vs.α ; X_s=0.2, X_r=0.6 thick solid (X_c=0.1), dash-dot (X_c=0.4), Dot(X_c=0.8)

Fig. 11에서는 주파수대에 따른 진동원의 동응답 변화를 식 (16)의 형태로 표현하였다. 제어기가 0.8에 있을 시는 제어점의 동응답과 같이 변화가 거의 없는 것으로 나왔다. 특히 저주파수대에서 제어기 위치가 0.1, 0.4에서는 직접적으로 진동원의 운동을 간섭하는 방법으로 제어점에 전달되는 파워를 최소화하기에 진동원 동응답의 크기가 제어 전에 비해 크게 감소하는 현상을 보여 주고 있다.

4. 결론

본 연구에서는 1 자유도 이산계 진동원과 전달매체인 탄성 보로 이루어진 복합진동계의 고체전파소음과 진동의 변화에 대해 조사하였다. 선먹임제어기법을 사용하여 임의의 점에 전달되는 파워를 최소화하는 최적의 제어력을 구하여 진동 인텐시티와 동응답의 저감 정도를 분석하였다.

진동원에서 전달되는 고체전파소음의 감소는 제어점 위치에 따라 다소 차이는 있으나 모든 영역에서 가능한 것으로 판단된다. 특히 제어점이 진동원과 제어기 사이에 있을 때는 저감 효과가 저주파수대에서 상당히 큰 것으로 나왔다. 동응답에 대한 동시 제어 효과는 제어기가 진동원의 왼쪽이나

제어점과 사이에 있다면 가능한 것으로 본다. 동흡진기의 사용은 동응답에 대해 성공적인 효과를 얻었지만 고체전파소음의 감소는 동흡진기가 없는 경우에 비해 작게 나왔다. 따라서 저주파수대에서 고체전파소음과 진동의 동시 제어를 위해 제어기를 제어점을 기준으로 진동원 반대에 설치하고 동흡진기와 함께 적용하는 것이 최적의 제어 조건으로 나타났다. 또한 제어기 성능에서도 작은 제어력이 필요하고 진동원에 미치는 영향도 거의 없는 것으로 판단된다. 실제 산업 기계 구조물의 많은 경우가 보나 평판의 단일 구성보다는 복수의 조합으로 제작되어 있음을 감안하면 수직력 이외의 굽힘모멘트, 비틀림 또는 인장, 압축력 형태의 가진력과 여러 경계조건을 고려한 차후의 연구가 필요하다고 본다.

후 기

본 연구는 1999-2000 연도 금오공과대학교 중점공모과제 지원으로 수행된 결과입니다.

참고문헌

1. Noiseux, D. J., "Measurement of Power Flow in Uniform Beams and Plates," J. Acoust. Soc. Am., Vol. 47 (1), pp. 238-247, 1970.
2. Hambric, S. A., "Power Flow and Mechanical Intensity Calculation in Structural Finite Element Analysis," Journal of Vibration and Acoustics, Vol. 112, pp. 542-549, 1990.
3. Bouthier, O., Bernhard, R. and Wohlever, C., "Energy and structural intensity formulations of beam and plate vibrations," Structural intensity and vibrational energy flow 3rd international congress on intensity techniques, pp. 37-44, 1990.
4. 박도현, 홍석윤, 길현권, "동일 평면상에서 연성된 직사각형 평판의 진동파워흐름해석," 한국소음진동공학회지, 제8권, 제6호, pp. 1053-1061, 1998.
5. 최재성, 길현권, 홍석윤, "임의의 방향 점가진력에 의한 연성 평판 진동의 파워흐름해석," 한국소음진동공학회지, 제11권, 제6호, pp. 181-192, 2001.
6. Enelund, M., "Mechanical power flow and wave propagation in infinite beams on elastic foundations," Structural intensity and vibrational energy flow 4th international congress on intensity techniques, pp. 231-238, 1993.
7. Horner, J. L., "Prediction of vibrational power transmission in frameworks," Structural intensity and vibrational energy flow 4th international congress on intensity techniques, pp. 239-246, 1993.
8. Beale, L. S. and Accorsi, M. L., "Power flow in two- and three-dimensional frame structures," Journal of Sound and Vibration, Vol. 185(4), pp. 685-702, 1995.
9. Shankar, K. and Keane, A. J., "Energy flow predictions in a structure of rigidly joined beams using receptance theory," Journal of Sound and Vibration, Vol. 185(5), pp. 867-890, 1995.
10. Farag, N. H. and Pan, J., "Dynamic response and power flow in two-dimensional coupled beam structures under in-plane loading," J. Acoust. Soc. Am., Vol. 99 (5), pp. 2930-2937, 1996.
11. Farag, N. H. and Pan, J., "Dynamic response and power flow in three-dimensional coupled beam structures. I. Analytical modeling," J. Acoust. Soc. Am., Vol. 102 (1), pp. 315-325, 1997.
12. Le Bot, A., Ichchou, M. N. and Jezequel, L., "Energy flow analysis for curved beams," J. Acoust. Soc. Am., Vol. 102 (2), pp 943-954, 1997.
13. Pan, J. and Hansen, C. H., "Active control of total vibratory power flow in a beam. I:Physical system analysis," J. Acoust. Soc. Am., Vol. 89 (1), pp. 200-209, 1991.
14. Gibbs, G. P. and Fuller, C. R., "Experiments on active control of vibrational power flow using piezoceramic actuators/sensors," AIAA Journal, Vol. 30 (2), pp. 457-463, 1992.
15. Pan, J., "Active isolation of a vibration source from a thin beam using a single active mount," J. Acoust. Soc. Am., Vol. 94 (3), pp. 1425-1434, 1993.
16. Schwenk, A. E., Sommerfeldt, S. D. and Hayek, S. I., "Adaptive control of structural intensity

associated with bending waves in a beam," J. Acoust. Soc. Am., Vol. 96 (5), pp. 2826-2835, 1994.

17. 김영식, 문찬영, 김인수, "주파수 영역 모델 방법을 이용한 평판 구조물의 능동 소음전달 제어," 한국정밀공학회지, 제18권, 제9호, pp. 71-81, 2001.
18. Burdisso, R. A. and Fuller, C. R., " Theory of feedforward controlled system eigenproperties," Journal of Sound and Vibration, Vol. 153(3), pp. 437-451, 1992.
19. Junger, M. C. and Feit, D., Sound, Structures, and Their Interaction, The MIT Press, pp. 197-201, 1985.
20. Hildebrand, F. B., Advanced Calculus for Applications 2ed, Prentice-Hall, pp. 24-28, 1976.
21. Snowdon, J. C., Vibration and Shock in Damped Mechanical Systems, Wiley, New York, pp. 316-331, 1968.