

< 논문 >

## 제진재의 최적배치를 통한 이차원 공동의 구조기인소음 저감

이 두 호\*

(2006년 6월 5일 접수, 2006년 9월 22일 심사완료)

### Reduction of Structure-borne Noises in a Two-Dimensional Cavity using Optimal Treatment of Damping Materials

Doo-Ho Lee

**Key Words :** Structural-Acoustic Systems(구조/음향계), Optimal Damping Layout(최적제진배치), Fractional Derivative Model(분수차 미분모델), Structure-Borne Noise(구조기인소음)

#### Abstract

An optimization formulation is proposed to minimize sound pressures in a two-dimensional cavity by controlling the attachment area of viscoelastic unconstrained damping materials. For the analysis of structural-acoustic systems, a hybrid approach that uses finite elements for structures and boundary elements for cavity is adopted. Four-parameter fractional derivative model is used to accurately represent dynamic characteristics of the viscoelastic materials with respect to frequency and temperature. Optimal layouts of the unconstrained damping layer on structural wall of cavity are identified according to temperatures and the amount of damping material by using a numerical search algorithm.

#### 기호설명

$\alpha(T)$  : 온도에 따른 이동계수(shift factor)  
 $b$  : 설계변수  
 $c$  : 음속(speed of sound)  
 $E^*$  : 복소 영의 계수(complex modulus)  
 $f$  : 주파수(frequency, Hz)  
 $\Gamma$  : 영역의 경계  
 $H_1$  : 판의 두께  
 $H_2$  : 제진층의 두께  
 $h$  : 판과 제진층 두께비(=  $H_2/H_1$ )  
 $\eta$  : 손실계수(loss factor)  
 $i$  : 단위허수(=  $\sqrt{-1}$ )  
 $k$  : 파수(wave number)  
 $\mathbf{K}$  : 강성행렬(stiffness matrix)  
 $\mathbf{M}$  : 질량행렬(mass matrix)

$n$  : 외향법선벡터(outward normal vector)  
 $\rho$  : 밀도  
 $P$  : 음향응답(acoustic pressure)  
 $\Phi$  : 목적함수(objective function)  
 $\Psi$  : 기본해(fundamental solution)  
 $T$  : 온도(temperature)  
 $U$  : 탄성변형 에너지  
 $v$  : 속도(velocity)  
 $\Omega$  : 영역(domain)  
 $\mathbf{X}$  : 변위(displacement)  
 $y$  : 고유벡터(eigenvector)

#### 1. 서론

진동하는 구조물의 표면에 제진재를 부착하는 것은 구조기인 소음을 제어하기 위한 가장 일반적인 방법의 하나이다. 이러한 수동적인 구조기인 소음의 처리 방법은 제진물질을 부착하는 공정이 간단하고 처리비용도 낮기 때문에 대량 생산되는 많은 분야의 제품에 적용되고 있다. 예를 들어 자동차의 플로어 등에는 방진 및 방음의 목적으로

\* 회원, 동의대학교 기계공학과  
 E-mail : dooho@deu.ac.kr  
 TEL : (051)890-1658 FAX : (051)890-2232

많은 제진쉬트가 부착되어 있다. 유사한 경우를 비행기의 동체나 가전제품의 케이스, 선박의 벽면 등에서 볼 수 있다. 이러한 제품에 있어서 제진재의 부착위치와 양은 제품의 성능뿐만 아니라 경제적인 관점에서 매우 중요하다. 많은 경우에 있어서 구조물의 모든 면에 제진재를 처리하는 것이 진동이나 소음을 줄이기 위한 최적의 방법이 아니며 제진물질의 두께나 부착위치, 부착모양 등의 최적화를 통하여 제진 효율을 크게 높이고 비용을 감소시킬 수 있다.

많은 연구자들이 구조물의 진동을 감소시키는 제진재의 부착위치 최적화나 실내소음을 최소화하는 흡음재 위치의 최적화를 위한 연구를 수행하였다.<sup>(1-5)</sup> 특히 저자 등은 점탄성 물질의 온도와 주파수에 따른 특성변화를 고려하여 진동응답을 최소화하거나 손실계수를 최대화하는 제진재의 최적 처리법을 제시하였다.<sup>(4,5)</sup> 그러나 많은 경우 구조물 표면의 제진 처리는 구조물의 진동뿐만 아니라 구조기인소음을 감소시키기 위한 것이다. 일반적으로 진동 응답을 최소화하는 제진재의 배치는 구조기인 소음을 최소화하는 배치와 동일하지 않다. 음향 응답에 영향을 미치는 진동응답은 음향공동의 특성과도 연관되기 때문이다. 그러므로 구조기인 소음을 감소시키기 위한 제진재의 최적배치 문제는 진동의 응답을 감소시키기 위한 문제와는 별도로 중요한 의미를 가지며 관련 제품의 성능 제고와 비용 감소에 기여할 수 있다. 그러나 구조기인 소음을 감소시키기 위한 제진재의 최적배치에 관한 연구문헌은 찾아볼 수 없다.

그러므로 본 연구에서는 참고문헌<sup>(6)</sup>에서 수행되었던 연구를 구조-음향문제로 확장하여 이차원 공동에서 발생하는 구조기인 소음을 감소시키기 위한 점탄성 제진재의 최적배치 문제에 대한 정식화를 수행하고 수치예제를 통하여 그 유용성을 검증한다. 비구속형 점탄성 물질의 특성이 온도와 주파수에 따라서 변화하는 것을 고려하고 구조음향계의 해석을 위하여 유한요소/경계요소를 혼합한 하이브리드 해석법을 사용한다.

2. 구조-음향계의 해석

구조기인 소음 감소를 위한 제진재 최적배치를 위해서는 구조-음향 연성계의 해석이 필요하다. 본 연구에서는 경계요소법(boundary element method, BEM)을 사용하여 구조음향 연성계를 해석하고 제진재를 포함하는 구조물의 해석은 유한요소법을 사용한다.

2.1 구조음향계의 경계요소해석

구조음향 연성계의 직접경계요소 해석법은 잘 정립된 방법이다.<sup>(6)</sup> 이 절에서는 본 논문에 사용된 경계요소 해석방법을 간단히 요약 설명한다. Fig. 1 과 같이 균일한 등방성 매질의 내부영역 Ω와 닫힌 경계 Γ로 이루어진 구조음향계를 고려하고 정상상태를 가정하면 Helmholtz 방정식은 다음과 같다.

$$\nabla^2 p(x) + k^2 p(x) = 0 \tag{1}$$

여기서  $p(x)$  는 음압(sound pressure)이고  $k$  는 파수(wave number)이다. 음압은 경계  $\Gamma (= \Gamma_p, \Gamma_{v_n}, \Gamma_{z_0})$  에서 다음과 같은 경계조건을 만족한다.

$$\begin{aligned} p(x) &= p_0, & x \in \Gamma_p \\ v_n(x) &\equiv -\frac{1}{i\omega\rho_0} \frac{\partial p}{\partial n} = v_{n0}, & x \in \Gamma_{v_n} \\ z(x) &\equiv p/v_n = z_0, & x \in \Gamma_z \end{aligned} \tag{2}$$

위 식에서  $\omega, \rho_0, n, v_n$  는 각각 각속도, 밀도, 외향법선벡터와 외향법선방향 속도이다. 본 연구에서는 속도경계조건이 부여된 경계  $\Gamma_{v_n}$  만이 구조물과 연성되어 있으며 구조물의 응답에 의해서 경계조건이 결정된다고 가정한다. 또한 음장은 구조물의 운동에 영향을 미치지 않는다고 가정한다.

적절 경계요소법을 사용하여 음향문제를 풀기 위하여 Helmholtz 방정식을 다음과 같은 경계적분 방정식으로 변환한다.<sup>(6)</sup>

$$\begin{aligned} c(\xi)p(\xi) - \int_{\Gamma} p(x) \frac{\partial \Psi}{\partial n}(\xi, x) d\Gamma(x) \\ = - \int_{\Gamma} i\rho_0 \omega v_n(x) \Psi(\xi, x) d\Gamma(x), \xi \in \Gamma \end{aligned} \tag{3}$$

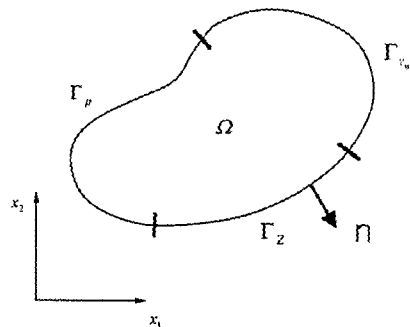


Fig. 1 Two-dimensional structural- acoustic problem

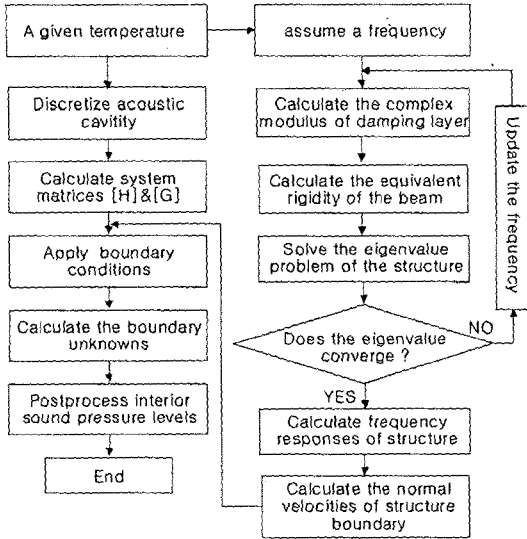


Fig. 2 Analysis flow of structural-acoustic problems

여기서  $c(\xi)$  는 경계의 기하학적 특성에 따라서 결정되는 값이고,  $\Psi$  는 기본해(fundamental solution)이며 자세한 표현식은 참고문헌(6)에서 찾을 수 있다. 경계적분 방정식 (3)의 변수인 음압  $p$  와 입자의 외향법선방향 속도  $v_n$  을 경계요소와 형상함수를 도입하여 이산화한 후 수치적분을 수행하면 다음과 같은 선형대수방정식을 얻을 수 있다.

$$HP = GV_N \quad (4)$$

위 식에서  $H$  와  $G$  는 경계요소법의 시스템 행렬이고,  $P$  와  $V_N$  은 절점에서의 음압과 외향법선방향 속도벡터이다. 경계요소식 (4)에 경계조건을 대입하고 정리하면 식 (4)는 일반적인 대수방정식이 되고, 이 대수방정식을 풀면 경계에 위치한 절점에서의 음압과 속도성분을 모두 알 수 있다.

적분방정식 (3)은 수렴점이 영역 내부에 있는 경우에는 다음과 같은 식으로 변환된다.(6)

$$p(\xi) = \int_{\Gamma} p(x) \frac{\partial \Psi}{\partial n}(\xi, x) d\Gamma(x) - \int_{\Gamma} i\rho_0 \omega v_n(x) \Psi(\xi, x) d\Gamma(x), \xi \in \Omega \quad (5)$$

그러므로 영역내부에서의 음압을 계산하기 위해서는 식(4)로부터 구한 경계에서의 값으로부터 식(5)을 계산하는 후처리는 과정이 필요하다. 자세한 구조-음향계의 해석과정을 Fig. 2에 나타내었다.

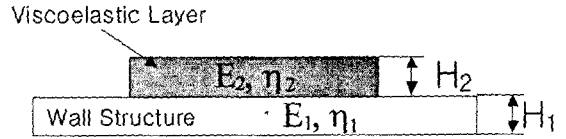


Fig. 3 Unconstrained viscoelastic-damping layer on structure wall

2.2 비구속 제진층을 갖는 판의 유한요소해석  
본 연구에서 다루는 구조-음향 연성계는 음향공동의 경계에 구조요소가 놓여있고, 이 구조요소의 진동에 의해서만 음향공동이 가진 된다고 가정한다. 점탄성 제진층을 갖는 보에 대한 해석은 참고 문헌 [5]의 방법을 따르며 본 논문에서는 간략히 요약 설명한다.

Fig. 3 과 같이 경계벽면 위에 비구속형 점탄성 제진층(unconstrained viscoelastic damping layer)을 갖는 구조요소를 생각한다. 점탄성 물질의 복소계수(complex modulus)는 주파수뿐만 아니라 온도에 따라서도 크게 변한다. 점탄성 물질의 복소계수에 대한 온도 영향은 주파수의 변화량으로 환산할 수 있으며, 주파수 이동양을 나타내는 이동계수(shift factor)  $\alpha(T)$ 는 다음과 같은 Arrhenius 관계식으로 기술될 수 있다.(7)

$$\log(\alpha(T)) = d_f (1/T - 1/T_0) \quad (6)$$

여기서  $d_f$ 은 실험적으로 결정되는 물질상수이며,  $T_0$ 는 절대온도로 표시되는 기준온도이다.

점탄성 물질에 대한 복소계수의 주파수에 따른 변화특성은 분수차 미분모델(fractional derivative model)을 사용하면 주파수 영역에서의 특성을 다음과 같이 표현할 수 있다.(7,8)

$$E^* = E(1 + i\eta) = \frac{a_0 + a_1(i f \alpha(T))^\beta}{1 + c_1(i f \alpha(T))^\beta} \quad (7)$$

여기서 여기서  $i = \sqrt{-1}$  이고,  $E^*, E, \eta$  와  $f$  는 각각 복소계수, 저장계수(storage modulus), 손실계수(loss factor), 주파수이다.  $a_0, a_1, c_1, \beta$  는 실험적으로 정해지는 물질상수이다.

다음으로 감쇠층을 갖는 구조요소의 응답을 해석하기 위하여 Ross, Ungar 과 Kerwin (RUK)의 등가강성법을 이용한다. Fig. 3 과 같이 비구속형 제진층이 피복된 부위의 복소 등가강성  $E^*I$  는 다음과 같이 쓸 수 있다.(9)

$$\frac{E^* I}{E_1^* I_1} = 1 + e^* h^3 + 3(1+h)^2 \frac{e^* h}{1+e^* h} \quad (8)$$

위 식에서  $h = H_2/H_1$ ,  $e^* = E_2^*/E_1^*$  이고  $I$  는 이차면적모멘트이다. 식 (7)과 식 (8)을 이용하면 음향공동의 벽면을 구성하는 제진층을 갖는 구조벽면은 등가강성과 등가손실계수를 갖는 유한요소로 모델링 할 수 있다. 그러므로 단위 두께를 갖는 보요소를 도입하여 구조벽면을 유한요소로 이산화하면 다음과 같은 운동방정식을 얻을 수 있다.

$$M\ddot{X} + KX = F \quad (9)$$

위 식에서  $M$  과  $K$  는 각각 전체 질량행렬과 강성행렬이고  $X$  와  $F$  는 각각 절점에서의 변위벡터와 외력벡터이다. 여기서 강성행렬  $K$  는 점탄성 제진층의 영향으로 복소수 값을 갖는다. 조화가진을 가정하면 실수 고유값 문제를 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$K_r y = \zeta M y \quad (10)$$

여기서  $K_r$  는 강성행렬의 실수부이며,  $y$  는 고유벡터를 의미하고  $\zeta (= \omega^2 = (2\pi f)^2)$  는 고유값을 의미한다.

벽면을 구성하는 구조물의 강제진동응답은 모드중첩법(modal superposition principle)을 이용하면 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$v = \sum_{k=1}^m i\omega a_k y_k \quad (11)$$

여기서  $m$  은 모드 수이고  $y_k$  는  $k$  번째 고유벡터이며  $a_k$  는 모드좌표로 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$a_k = \frac{y_k^T F}{\zeta_k (1 + i\eta_k) - \omega^2} \quad (12)$$

위 식에서  $\eta_k$  는  $k$  번째 모드의 손실계수를 의미하며 점탄성층에 의해서 소실된 에너지와 축적된 에너지의 비율로부터 계산할 수 있다.<sup>(10)</sup> 그러므로 식 (11)을 사용하여 외력에 의한 구조벽면의 속도 성분을 구하고 외향법선방향 속도성분으로 변환한 후, 식 (4)의 경계요소식에 대입하면 식 (4)와 식 (5)에 의하여 경계와 영역내부에서의 음향응답을 구할 수 있다. 자세한 해석 과정은 Fig. 2 에 기술하였다.

### 2.3 수치예제

Fig. 4 와 같이 제진층을 갖는 벽면으로 구성된 이차원 음향공동을 구조음향계의 수치 예제로서 도입하였다. 그림과 같이 음향공동은 사각형 모양이고 밀면을 제외한 3 면은 강체 벽으로 구성되어 있다. 음향공동의 밀면은 양 끝단이 편지지 되어 있고 표면에는 LD-400<sup>(7)</sup>이라는 제진층이 부착되어 있는 알루미늄 판으로 구성되어 있다. 밀면 중앙에는 수직방향으로 단위 힘  $F$  가 작용하고 있다. 판의 두께는 20 mm 이다. LD-400 에 대한 이동계수와 분수차 미분모델로 표현되는 복소계수는 다음과 같다.<sup>(7)</sup>

$$E^* = \frac{338.2 + 2485.0[i \cdot f \alpha(T)]^{0.47}}{1 + 0.12[i \cdot f \alpha(T)]^{0.47}} \text{ MPa} \quad (13)$$

$$\log[\alpha(T)] = 12222 \cdot \left( \frac{1}{T(\text{°C}) + 273} - \frac{1}{288.6} \right) \quad (14)$$

음향공동의 모델링을 위하여 3 절점 이차 경계요소(quadratic boundary element) 프로그램을 개발하였다. 또한 비구속형 제진층을 갖는 벽면을 모델링 하기 위하여 Hermite 3 차 보간함수를 갖는 이차원 유한요소 보헤석 프로그램을 개발하였고, 계산된 구조벽면의 응답을 법선방향 속도성분으로 변환하여 경계요소 해석의 경계조건으로 입력이 되도록 하였다. 개발된 음향경계요소 프로그램은 참고문헌<sup>(11)</sup>에서 상용소프트웨어와 비교를 통하여 결과를 검증하였으므로 본 논문에서는 검증과정을 생략한다. 음향공동의 경계는 벽면당 10 개의 이차요소를 사용하여 총 40 개의 균일하게 분포된 경

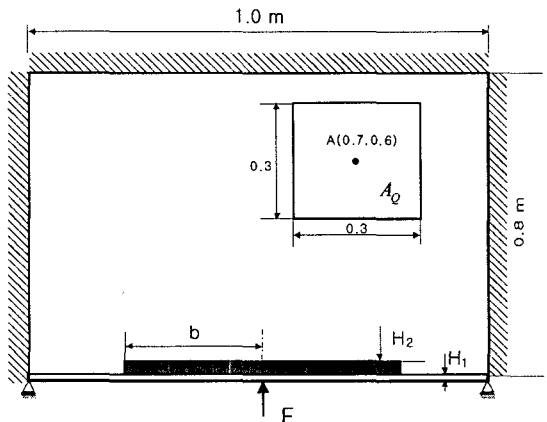


Fig. 4 A rectangular cavity enclosed with a pinned-pinned plate

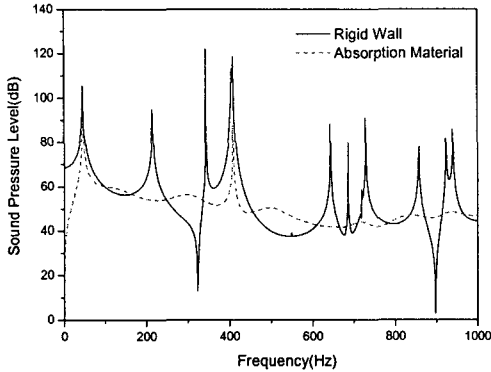


Fig. 5 Calculated interior sound pressure levels at point A

계요소로 모델링 하였으며, 밀면의 구조벽면은 20개의 보요소로 모델링 하였다. 먼저 구조벽면을 제외한 세 면에 흡음재를 설치하지 않은 경우와 흡음재를 설치한 경우의 응답을 비교하여 Fig. 5에 그렸다. 가진 구조벽면의 중앙에 모든 주파수에서 단위크기를 갖는 힘이 입력되는 경우를 가정하였다. 흡음재를 설치하지 않은 경우는 벽면을 강체벽으로 가정하였으며 흡음재를 설치한 경우에 벽면의 어드미턴스 값은 참고문헌 [12]에서와 같이  $0.7(1-i)/\rho c$  을 사용하였다. 제진재를 처리하지 않은 보만을 고려한 경우 관심영역 내의 고유진동수는 각각 45.3, 181.4, 408.1, 725.6 Hz에 나타나지만 보의 중앙을 가진하였기 때문에 가진점이 고유모드 모양상 절점이 되는 두 번째와 네 번째 모드는 강제응답에 거의 기여를 하지 않는다. Fig. 5를 보면 구조벽면을 제외한 삼면에 흡음재를 처리한 경우 강체로 둘러싸인 음향공간에서 나타났던 음향공동모드에 의한 날카로운 피크는 모두 사라진 반면 구조 벽면의 공진에 의한 두 개의 피크는 크기는 조금 줄었지만 피크로서의 형태를 그대로 유지하고 있는 것을 볼 수 있다. 이와 같은 피크는 구조벽면의 직접 가진에 의해 발생하는 것으로서 구조벽면의 진동응답을 줄이는 방법으로 소음의 제어가 이루어져야 한다.

### 3. 제진재의 최적배치

구조음향 연성계에서 구조물에 제진재를 처리하는 목적은 음향공동에서 발생하는 음압  $p$ 를 감소시키는 것이다. 본 연구에서는 외기의 온도가 일정한 온도로 고정되어 있고 일정한 양의 제진재

가 주어진 경우 제진재의 가장 효과적인 부착위치를 결정한다. 점탄성 제진재가 벽면에 균일하게 처리된다고 가정하면, 구조음향문제에 있어서 제진재의 최적배치 문제는 다음과 같이 기술될 수 있다.

$$\begin{aligned} & \text{Find } \mathbf{b} \text{ such that} \\ & \text{minimize } \Phi(\mathbf{p}(f, T), \mathbf{b}) \\ & \text{subject to } \text{volume}(\mathbf{b}) = V_0 \\ & \text{and } \mathbf{b}_L \leq \mathbf{b} \leq \mathbf{b}_U \end{aligned} \quad (15)$$

위 식에서  $\Phi$ 는 목적함수를 나타내고  $\mathbf{b}$ 는 제진재의 배치를 나타내는 설계변수이며,  $\mathbf{b}_L$ 과  $\mathbf{b}_U$ 는 설계변수의 하한값과 상한값이다. 식 (15)의 최적 설계문제에서 등식제한조건은 제진재의 양을 일정하게 유지하기 위하여 도입되었다. 구조기인 소음을 제어하고자 하는 영역을  $A_Q$ 라고 하면 최적배치의 목적은 제어영역에서의 음향에너지를 최소화하는 것이다. 음향에너지는 음압의 제곱에 비례하고<sup>(3)</sup> 제어영역을 등간격인  $Q$ 개의 점으로 이산화한다면 목적함수  $\Phi$ 는 다음과 같은 식으로 정의될 수 있다.

$$\Phi = \sum_{j=1}^Q \int_{f_1}^{f_2} \left( 20 \log \frac{\|p_j\|}{p_{ref}} \right)^2 df \quad (16)$$

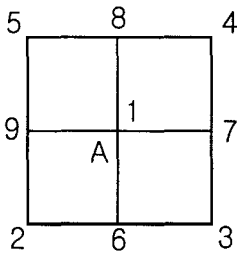
여기서  $\| \cdot \|$ 는 인수의 크기를 나타내고  $p_j$ 는 제어영역내의  $j$ 점에서의 음압이다. 위 식에서 적분항의 제곱은 최적값을 찾는 수치탐색과정 중에 dB 스케일로 나타낸 음압의 크기가 클수록 가중값을 부여하여 탐색과정을 보다 안정적으로 수행하기 위해서 도입하였다.

식 (15)의 최적설계문제는 수학적 계획법을 이용한 수치탐색법으로 풀 수 있다. 본 연구에서는 최적설계 소프트웨어의 하나인 IDESIGN<sup>(13)</sup>을 사용하여 최적해를 구하였으며 해를 얻는데 필요한 목적함수의 설계민감도 값은 전방 유한차분법(forward finite difference method)을 사용하여 계산하였다.

2장의 Fig. 4과 같은 문제에 대하여 음향공동내부의 제어영역  $A_Q$ 에서 첫 번째 피크점에서의 음향에너지가 최소가 되는 제진재의 최적위치를 제안된 방법을 사용하여 구하였다. 여기서 음향공동에 나타나는 첫 번째 피크는 구조벽면의 첫 번째 모드 때문에 나타나는 피크로서 주파수 및 크기가 제진재의 피복위치와 온도에 따라 변한다. 설계변수는 Fig. 4에 나타낸 것과 같이 구조모드의 모양

**Table 1** The variation of the optimal treatment length according to the number of grid points on the control region

No.	No. of Grid Points(Q)	Optimal Length(m)	Remarks (Ref. to Fig. 6)
1	1	0.6717	1
2	4	0.6710	2,3,4,5
3	5	0.6710	1,2,3,4,5
4	9	0.6711	1~9

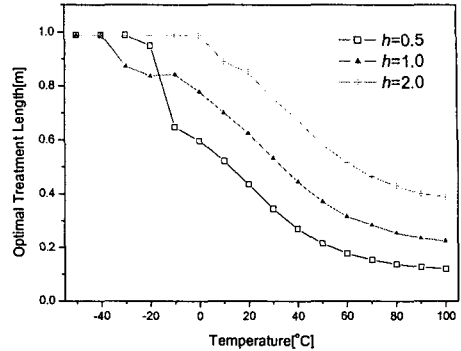


**Fig. 6** Grid points on the control region

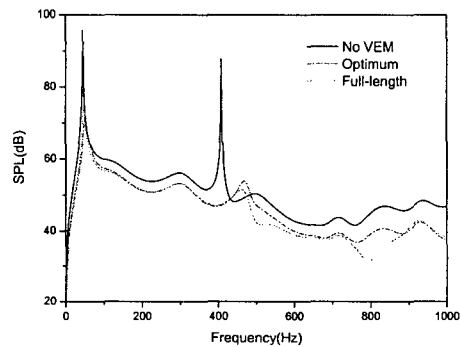
을 고려하여 제진재의 피복길이를 좌우대칭으로 선정하였고 제진층의 높이도 설계변수로 선정한 후 일정한 제진재의 양을 등식제한조건으로 부가하였다. 벽면 구조물의 두께는 2'cm 로 고정하였다. 제진재의 양을 나타내는 척도로서 제진재가 벽면의 50%에 균일하게 도포 되었을 때의 벽면과 제진층의 두께비를  $h$ 로 나타내고 사용한다.

최적설계를 위한 축차진행시 유한요소 및 경계요소의 요소분할이 뒤틀리는 것을 막기 위하여 매 축차 시마다 요소의 수는 10 개로 일정하게 유지하면서 절점의 위치를 이동시켰다. 각각의 온도에 따라서 제진재 부위의 요소수를 정한 후 최적화 과정 중에는 요소 수를 변화시키지 않으면서 절점만을 균일하게 하는 방법으로 요소 재분할을 수행하였다.

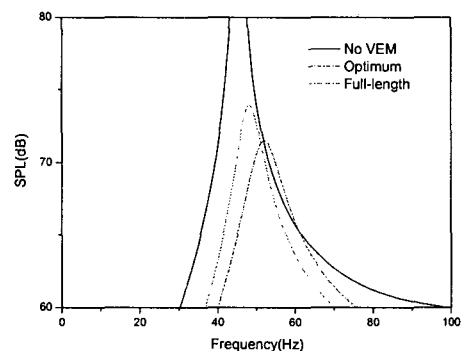
우선 제어영역을 대표하는 적절한 수의 격자수를 결정하기 위하여 제어영역을 Fig. 6 과 같은 격자로 나누고 격자수 Q 에 따른 최적 제진재의 부착길이를 계산하여 Table 1 에 나타내었다. 이 경우 제진재의 온도는 15.6 °C로 고정하였다. Table 1 을 보면 최적부착길이는 격자점의 수에 따라 거의 변하지 않는 것을 볼 수 있다. 이는 첫 번째 구조모드의 주파수에 해당하는 파장의 길이가 소음제어 영역의 길이보다 커서 제어영역 내에서 소음의



**Fig. 7** The optimal damping treatments of the structure according to the amounts of damping material



(a) Responses over the concerned range



(b) An enlarged graph around the first peak

**Fig. 8** The sound pressure levels of the full-length and optimal damping treatments ( $h=1.0$ ,  $T=15.6^{\circ}\text{C}$ )

변동이 크지 않기 때문이다. 이와 같이 도입한 수치예제에서 격자점의 수에 따른 최적 제진재 부착길이의 변화가 무시할 만 하므로 제어영역을 대표

하는 중심점 A 에서의 음압을 기준으로 최적설계를 수행하기로 한다.

제진재의 양을 대표하는 지수인  $h$  가 0.5, 1.0, 2.0 인 경우에 대하여 최적의 제진층 피복위치를 -50 ~ 100°C 의 온도범위에서 제안된 방법으로 구한 후 Fig. 7 에 그렸다. 그림에서 제진재의 양이 일정하므로 제진층 피복의 길이가 짧아지면 두께는 비례하여 두꺼워지는 것에 유의하여야 한다. Fig. 8 에는  $h=1.0$  인 경우에 대하여 A 점에서의 음압을 제진재가 없는 경우 및 제진재를 벽면 전체에 부착한 경우를 최적설계 결과와 비교하여 그렸다. Fig. 7 을 보면 최적의 제진재 배치는 온도와 제진재의 양에 따라서 크게 달라지며 제진재의 양이 일정한 경우 온도가 높아질수록 중앙부분에 집중하여 제진 처리를 하는 것이 효과적임을 보여주고 있다. 이러한 집중현상은 제진재의 양이 적을수록 크게 나타남도 그림에서 볼 수 있다. Fig. 8 을 보면 제안된 정식화 과정을 통해서 얻어진 제진재 최적배치는 단순히 면 전체에 제진재를 부착하는 경우보다 관심영역의 소음을 감소시킬 수 있어 제안된 방법이 최소의 제진재를 사용하여 소음 제어 성능을 최대화하는 효과적인 도구임을 보여주고 있다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 구조음향 연성계에서 이차원 공동의 구조기인 실내소음을 최소화하기 위한 비구속형 제진층의 최적배치 방법을 제안하였다. 구조음향 연성계의 해석을 위하여 구조계는 유한요소법을 사용하고 음향공동의 해석은 경계요소법을 사용하는 혼합방법을 사용하였다. 또한 4 인자 분수차 미분모델과 이동계수를 사용하여 점탄성 제진층의 주파수와 온도에 따른 동특성의 변화를 표현하였다. 제진재의 최적위치 선정문제는 일정한 온도와 제진재의 양이 주어진 경우 관심 제어공간에서의 음향에너지를 최소화하는 최적설계 문제로 정식화 하였다. 최적설계문제의 해는 전방 유한차분법을 이용하여 기울기 정보를 계산하고 수치탐색법을 사용하여 구하였다. 수치 예제로 소음을 최소화하는 이차원 공동 벽면에 처리된 제진층의 최적배치 문제를 주어진 온도와 제진 물질의 양에 따라서 구하였다. 수치예제의 결과는 구조기인 소음을 제진재의 적절한 배치를 통하여 효과적으로 감소시킬 수 있음을 보여주고 있다.

향후의 과제로 제안된 방법의 삼차원 문제로의

확대 적용과 수치탐색과정에서의 효율성을 높이기 위한 해석적인 설계민감도 해석법의 도입이 필요하다.

#### 후 기

본 연구는 한국학술진흥재단(KRF grant No. KRF-2003-003-D00031)의 지원으로 이루어졌으며 관계자 여러분께 감사 드립니다.

#### 참고문헌

- (1) Nakra, B.C., 1998, "Vibration Control in Machines and Structures Using Viscoelastic Damping," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 211, pp.449-465.
- (2) Akanda, A. and Goerchius, G.M., 1999, "Representation of Constrained/Unconstrained Layer Damping Treatments in FEA/SEA Vehicle System Models: A Simplified Approach," SAE Paper No. 1999-01-1680.
- (3) Kim, D.Y., Hong, D.K. and Ahn, C.W., 2004, "Acoustic Control of Optional Space Using Optimum Location of Absorbing Material," *Transactions of the KSNVE*, Vol. 14(10), pp. 1048-1054.
- (4) Lee, D.H. and Hwang, W.S., 2004, "Layout Optimization of an Unconstrained Viscoelastic Layer on Beams Using Fractional Derivative Model," *AIAA Journal*, Vol. 42, No. 10, pp.2167-2170.
- (5) Lee, D.H., 2005, "Optimal Treatment of Unconstrained Visco-elastic Damping Layer on Beam to Minimize Vibration Responses," *Transactions of the KSNVE*, Vol. 15, No. 7, pp.645-651.
- (6) Wu, T.W.(editor), 2000, *Boundary Element Acoustics: Fundamentals and computer codes*, WIT Press, Ashurst.
- (7) Jones, D.I.G, 2001, *Handbook of Viscoelastic Vibration Damping*, John Wiley & Sons, New York.
- (8) Tritz, T., 1996, "Analysis of Four-Parameter Fractional Derivative Model of Real Solid Materials," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 195(1), pp.103-115.
- (9) Nashif, A.D., 1985, Jones, D.I.G, and Henderson, J.P., *Vibration Damping*, John Wiley & Sons, New York.
- (10) Sun, C.T. and Lu, Y.P., 1995, *Vibration Damping of Structural Elements*, Prentice Hall, Inc., London.
- (11) Lee, D.H., 2006, "Damping Layout Optimization to Reduce Structure-borne Noises in a Two-dimensional Cavity," *Proceedings of COSEIK Annual Conference*(4.13-14, Mujou), pp.805-812.
- (12) Nam, K.U., Park, J.B. and Kim, Y.H., 2001, "Quiet Zone Generation by Absorption Materials," *Transactions of the KSNVE*, Vol. 11(2), pp.221-225.
- (13) Arora, J.S., 1988, *Introduction to optimum design*, McGraw-Hill Inc., New York.