

전달손실 최대화를 위한 다층 흡음재-패널 배열 최적설계

Optimization of Multilayered Foam-panel Sequence for Sound Transmission Loss Maximization

김 용 진*. 이 중 석*. 강 연 준**. 김 윤 영†

Yong Jin Kim, Joong Seok Lee, Yeon June Kang and Yoon Young Kim

(2008년 9월 5일 접수 ; 2008년 12월 10일 심사완료)

Key Words : Multilayered Foam-panel Sequence(다층 흡음재-패널 배열), Poroelastic Material(탄성 다공성 물질), Sound Transmission Loss Maximization(전달손실 최대화), Topology Optimization(위상 최적화)

ABSTRACT

Though multilayered foam-panel structures have been widely used to reduce sound transmission in various fields, most of the previous works to design them were conducted by repeated analyses or experiments based on initially given configurations or sequences. Therefore, it was difficult to obtain an optimal sequence of multilayered foam-panel structure yielding superior sound isolation capability. In this work, we propose a new design method to sequence a multi-panel structure lined with a poroelastic material having maximized sound transmission loss. Being formulated as a one-dimensional topology optimization problem for a given target frequency, the optimal sequencing of panel-poroelastic layers is systematically carried out in an iterative manner. In this method, a panel layer is expressed as a limiting case of a poroelastic layer to facilitate the optimization process. This means that main material properties of a poroelastic material are treated as interpolated functions of design variable. The designed sequences of panel-poroelastic multilayer were shown to be significantly affected by the target frequencies; more panels were obtained at higher target frequency. The sound transmission loss of the system was calculated by the transfer matrix derived from Biot's theory.

1. 서 론

다중패널(multi-panel) 구조는 소리의 전달을 차단하기 위한 목적으로 비행기, 선박, 건축물 등 다양한 분야에서 널리 사용되고 있다. 이는 패널 사이에 존재하는 공기층이나 흡음재 층으로 무게를 크게 증가시키지 않으면서 패널의 차음 성능을 크게 향상시킬 수 있기 때문이다. 이러한 다중패널 구조의 음향

학적 거동을 해석하고 나아가 차음 성능을 향상시키기 위하여 패널을 이루는 다양한 물질을 비롯하여 패널과 층간 물질 간의 연성효과 등에 대한 다양한 연구가 이루어져왔다⁽¹⁻⁴⁾. 그러나 기존의 다중 패널에 대한 설계 방법은 주로 반복적인 해석이나 실험에 의존하기 때문에 최적의 설계물을 얻어내기 어려웠다. 예를 들어, 다중패널을 이루는 물질의 양이 일정할 때, 패널과 흡음재 층의 개수 및 각각의 두께와 간격 등에 대한 최적 설계를 위해서는 수행해야 할 해석이나 실험의 수가 너무나 많아지기 때문이다. 따라서 기존의 다중패널 설계방법은 차음 성능에 큰 영향을 끼치는 패널이나 흡음재 층의 개수나 두께, 간격 등의 변수 중 일부를 고정시킨 상태

† 교신저자; 정회원, 서울대학교 멀티스케일설계 창의연구단
E-mail : yykim@snu.ac.kr

Tel : (02)880-7154, Fax : (02)883-1513

* 서울대학교 멀티스케일설계 창의연구단

** 정회원, 서울대학교 차세대자동차연구센터

에서 반복 계산을 수행하므로 획기적으로 차음 성능을 향상시키거나 설계목적에 정확히 부합하는 다층패널을 도출하기 어려웠다.

이에 이 연구는 흡음재와 패널의 전체적인 양을 제한할 뿐, 각 층의 위치와 두께 그리고 패널의 개수에 대한 어떠한 초기 설정도 없이, 흡음재로 채워진 다층패널을 목적에 맞게 설계할 수 있는 새로운 위상최적화⁽⁵⁾ 기반 설계방법을 제안하고자 한다. 위상최적화 기법은 설계영역 내에서 설계목적에 최적으로 부합하는 물질의 분포를 찾아내는 방법이다. 주어진 설계영역을 이산화하여 각 요소에 설계변수를 부여하고 요소의 물성치를 설계변수의 함수로써 표현한다. 이를 물성치 보간 기법(material property interpolation)⁽⁵⁾이라 하는데 설계변수에 값에 따라 해당 요소 내에서의 물질의 존재여부를 표현하게 된다. 이를 바탕으로 목적함수를 최소화하는 설계변수들의 값을 도출함으로써 설계영역 내에서 최적의 물질 분포를 얻어낸다. 이러한 위상최적화 기법은 주로 구조 문제에 적용되어왔으며 최근에는 전자기, 열전달, 유체역학 등의 다물리(multiphysics)분야에서도 적용사례가 늘고 있다.

이 연구에서는 패널-흡음재 층의 최적배열 설계를 1차원 위상최적설계 문제로 정식화 하였다. 수직 입사하는 음파에 대해서 설계하고자 하는 영역을 유한개의 층으로 이산화하고, 각 층이 흡음재 층과 패널 두 상태를 오갈 수 있도록 물성치 보간 기법을 적용하였다. 다층 층의 해석을 위해서는 전달 행렬법⁽⁸⁻¹²⁾을 이용하여 계산 효율을 증대시켰다. 위상최적화 기법을 이용하여 흡음재와 패널의 최적 분포를 얻어내면, 기존의 설계방법과 달리 각 물질의 위치와 두께 그리고 패널의 개수에 대한 초기 설정 없이도 흡음재와 패널로 이루어진 크게 향상된 차음 성능의 다층패널 구조를 설계할 수 있는 것이다.

2. 이론적 배경

2.1 위상최적화 기법의 적용

흡음재-패널 배열 최적설계 문제에 위상최적화 기법을 적용하기 위하여 이 연구에서는 흡음재 층과 알루미늄 패널의 음향학적 거동을 하나의 지배 방정식으로 구현한다. 일반적인 해석 방법에서는 흡음재 층과 패널이 서로 다른 지배방정식에 의해 구현되는

데 이런 방법으로는 흡음재 층과 패널의 최적배열 설계를 구현하기 어렵다. 왜냐하면, 최적화 과정에서 설계영역 내의 층의 상태가 수시로 변하는데 해당 층의 상태를 나타내는 지배방정식 역시 계속해서 바뀌어야만 한다면 그 과정은 너무나 번거롭기 때문이다. 따라서, 이 연구에서는 물성치 보간 기법을 이용하여 설계변수에 따라 흡음재 층으로부터 패널로 연속적으로 변화하는 가상의 층을 구성한다. 아래의 Fig. 1에서 도시한 바와 같이, 기본 상태인 흡음재 층의 물성치를 설계변수의 값에 따라 변화시킴으로써 흡음재의 특성을 없앤 패널을 표현하는 것이다. 특히, 흡음재 층의 흡음 특성만을 제거하는 것이 아닌, 패널을 이루는 물질의 물성치(이 연구에서는 알루미늄 패널을 고려하였다)를 고려하여 흡음재 층으로 패널의 음향학적 특성을 정확하게 묘사하는 것이 중요하다. 물성치 보간 기법에 대해서는 3.1절에서 자세히 다루도록 한다.

최적화를 구현하기 위해서 다층 층에 대한 반복적인 해석이 필요한데, 이 연구에서는 유한 요소법 등과 같이 미분방정식을 직접 풀어내는 방법대신 각 층의 좌우에서 정의되는 물리량 간의 관계를 이용하여 해당 층의 거동을 기술하는 전달 행렬법(transfer matrix method)을 사용하였다. 전달 행렬법의 적용에 대해서는 2.3절에 기술한다.

이러한 모델링을 바탕으로 설계영역의 전체 층에 동일한 설계변수를 부과한 뒤 최적화 알고리즘에 의하여 설계변수들을 반복적으로 개선(update)하여 각

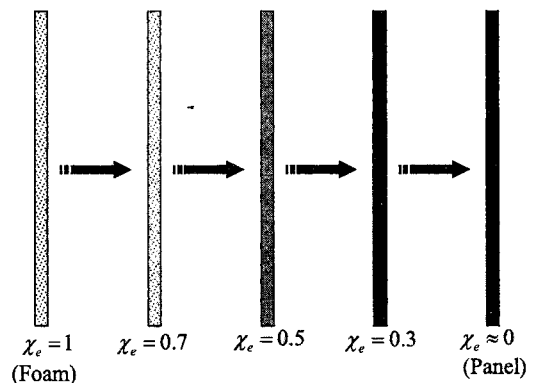


Fig. 1 Conceptual explanation of the material property interpolation between foam layer and aluminum panel with respect to values of the design variable χ_e .

층이 흡음재 층 또는 패널로 수렴하면 흡음재-패널에 대한 최적배열이 완료된다.

2.2 흡음재 해석모델

흡음재와 같은 탄성 다공성 물질(poroelastic material)내에서 전파하는 파동에 대한 이론은 Biot⁽⁷⁾에 의하여 제시되었으며 고체상과 유체상의 거동은 다음의 식 (1)과 같이 연성된(coupled) 지배 방정식으로 표현된다.

$$\begin{aligned}
 & NV^2\mathbf{u} + \nabla[(A+N)e + Q\varepsilon] \\
 &= \rho_1 \frac{\partial^2 \mathbf{u}}{\partial t^2} + \rho_a \frac{\partial^2 (\mathbf{u} - \mathbf{U})}{\partial t^2} + b \frac{\partial (\mathbf{u} - \mathbf{U})}{\partial t} \quad (1a)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & \nabla[Qe + R\varepsilon] \\
 &= \rho_2 \frac{\partial^2 \mathbf{U}}{\partial t^2} + \rho_a \frac{\partial^2 (\mathbf{U} - \mathbf{u})}{\partial t^2} + b \frac{\partial (\mathbf{U} - \mathbf{u})}{\partial t} \quad (1b)
 \end{aligned}$$

식 (1)에서 \mathbf{u} 와 \mathbf{U} 는 탄성 다공성 물질의 고체상과 유체상의 변위를 나타내는 벡터이고, e 와 ε 은 고체상과 유체상의 부피 변형률이다. N 은 전단률을, A 는 첫 번째 Lamé 상수를 나타낸다. Q 는 두 상의 부피변형에 대한 연성을 반영하는 계수이고, R 은 유체상의 체적 탄성률에 해당한다. 탄성 다공성 물질에서 고체상과 유체상의 상대적인 움직임에 의한 관성 효과(inertial coupling)는 ρ_a 로 표현되고, 점성 효과(viscous coupling)는 b 를 통하여 나타낸다. 이러한 계수들은 탄성 다공성 흡음재의 여러 거시적인 물성치들로부터 다음과 같이 결정된다.

$$N = \frac{E_1}{2(1+\nu)} \quad (2a)$$

$$A = \frac{\nu E_1}{(1+\nu)(1-2\nu)} \quad (2b)$$

$$Q = (1-h)E_2 \quad (2c)$$

$$R = hE_2 \quad (2d)$$

$$\rho_1 = (1-h)\rho_m \quad (2e)$$

$$\rho_2 = h\rho_{air} \quad (2f)$$

$$\rho_a = \rho_2(\varepsilon' - 1) \quad (2g)$$

$$b = \sigma h^2 G(\omega) \quad (2h)$$

식 (2)에서 E_1 은 감쇠를 포함하는 고체상의 벌크 영률(bulk Young's modulus)로서 복소수 값을 갖는다. ν 와 h 는 각각 푸아송 비(Poisson's ratio)와 공극률(porosity)을 나타낸다. ρ_m 과 ρ_{air} 는 고체상 및 유체상의 밀도이며, 두 상의 연성작용에 의해서 ρ_1 과 ρ_2 의 유효 밀도(effective density)가 정의된다. 마지막으로 ε' 과 b 는 각각 구조인자(structure factor)와 유동 저항 계수(flow resistivity)이다. 식 (1, 2)에 제시된 물성치에 대한 보다 자세한 기술은 참고문헌 (8, 9)에 제시되어 있다.

2.3 전달 행렬법

전달 행렬법(transfer matrix method)은 시스템의 입력과 출력을 행렬식의 형태로 나타내어 시스템의 특성을 표현하고 연속된 시스템의 특성을 행렬식의 곱으로써 얻어낸다. 이러한 전달 행렬은 흡음재를 포함하는 음향 시스템의 해석을 위해 널리 사용되어 왔으며⁽⁸⁻¹²⁾, 해석 영역이 바뀔 때마다 이산화와 경계조건을 새롭게 정의해야 하는 유한 요소법과는 달리, 해석 영역이 바뀌더라도 단순 곱을 통해서 새로운 전체 영역을 효과적으로 해석할 수 있으므로 이 연구와 같은 다중 층의 해석에 매우 적합하다.

이 연구에서는 수직 입사하는 음파에 대한 1차원 흡음재-패널 배열을 설계하기 때문에 층 양단의 경계 면에서의 음압(p)과 수직 입사 속도(v_n)를 이용하여 전달 행렬식을 다음과 같이 정의한다.

$$\begin{Bmatrix} p \\ v_n \end{Bmatrix}_L = [\mathbf{TM}] \begin{Bmatrix} p \\ v_n \end{Bmatrix}_R \quad (3)$$

식 (3)에서 $[\mathbf{TM}]$ 은 흡음재 층의 전달 행렬을, 첨자 L 과 R 은 층의 좌·우 양단을 나타낸다.

흡음재 층의 전달 행렬은 탄성 다공성 물질의 지배 방정식인 식 (1)로부터 유도할 수 있다. 탄성 다공성 흡음재에서는 두 개의 종파(compressional wave)와 한 개의 횡파(shear wave)가 동시에 전파하는데 각 파수를 k_1 , k_2 , k_t 라고 하면 고체상과 유체상의 x 방향 변위는 다음과 같이 표현된다⁽⁹⁾.

$$u_x = j e^{-jk_y y} \left[\frac{k_{1x}}{k_1^2} C_1 e^{-jk_{1x} x} - \frac{k_{1x}}{k_t^2} C_2 e^{jk_{1x} x} \right]$$

$$\begin{aligned}
 & \left. + \frac{k_{2x}}{k_1^2} C_3 e^{-jk_{2,x}} - \frac{k_{2x}}{k_1^2} C_4 e^{jk_{2,x}} \right] \\
 & + j \frac{k_y}{k_1^2} e^{-jk_y y} \left[C_5 e^{-jk_{n,x}} + C_6 e^{jk_{n,x}} \right]
 \end{aligned} \quad (4a)$$

$$\begin{aligned}
 U_x = j e^{-jk_y y} & \left[b_1 \frac{k_{1x}}{k_1^2} C_1 e^{-jk_{1,x}} - b_1 \frac{k_{1x}}{k_1^2} C_2 e^{jk_{1,x}} \right. \\
 & \left. + b_2 \frac{k_{2x}}{k_1^2} C_3 e^{-jk_{2,x}} - b_2 \frac{k_{2x}}{k_1^2} C_4 e^{jk_{2,x}} \right] \\
 & + j g \frac{k_y}{k_1^2} e^{-jk_y y} \left[C_5 e^{-jk_{n,x}} + C_6 e^{jk_{n,x}} \right]
 \end{aligned} \quad (4b)$$

식(4)에서 계수 C_1, C_2, \dots, C_6 는 파동의 진폭을 나타내고 b_1, b_2 그리고 g 는 연성계수를 나타낸다.

Fig. 2와 같이 x 방향으로 유한한 길이의 다층 층을 고려할 때, 흡음재 층에서의 수직응력 (σ_x, s) 및 전단응력 (τ_{xy})도 C_1, C_2, \dots, C_6 의 선형조합으로 표현된다. 따라서, 흡음재 층의 양 끝에서의 이러한 물리적 변수들은 계수 C_1, C_2, \dots, C_6 을 이용하여 다음과 같은 행렬식으로 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned}
 \{u_x \ u_y \ U_x \ \sigma_x \ s \ \tau_{xy}\}_L^T \\
 = [\mathbf{A}] \{C_1 \ C_2 \ C_3 \ C_4 \ C_5 \ C_6\}^T
 \end{aligned} \quad (5a)$$

$$\begin{aligned}
 \{u_x \ u_y \ U_x \ \sigma_x \ s \ \tau_{xy}\}_R^T \\
 = [\mathbf{B}] \{C_1 \ C_2 \ C_3 \ C_4 \ C_5 \ C_6\}^T
 \end{aligned} \quad (5b)$$

$$\begin{aligned}
 \{u_x \ u_y \ U_x \ \sigma_x \ s \ \tau_{xy}\}_L^T \\
 = [\mathbf{A}][\mathbf{B}]^{-1} \{u_x \ u_y \ U_x \ \sigma_x \ s \ \tau_{xy}\}_R^T
 \end{aligned} \quad (5c)$$

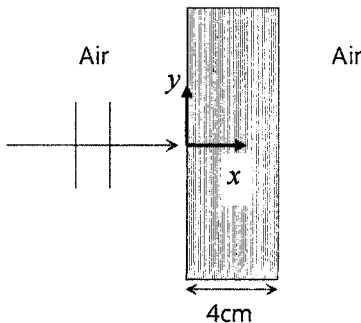


Fig. 2 Design domain of multilayered foam-panel

식(5c)에서 도출한 6×6 전달 행렬식에 흡음재와 공기의 경계 면에서의 경계조건을 적용함으로써 최종적으로 식(3)과 같이 음압과 수직 입자 속도에 대한 2×2 전달 행렬을 도출하게 된다. 자세한 과정은 참고문헌에 자세히 기술되어 있다⁽⁹⁾.

이 연구에서 고려하는 Fig. 2와 같은 다층 층에 대한 총 전달 행렬은 각 층에 대한 전달 행렬의 단순 곱으로써 표현되는데 이는 1차원 음향 시스템에 음파가 수직으로 입사하는 경우 층과 층 사이에서 음압과 수직 입자 속도가 연속이라는 가정에서 비롯된다.

$$\begin{Bmatrix} P \\ v_n \end{Bmatrix}_L = [\mathbf{TM}]_{total} \begin{Bmatrix} P \\ v_n \end{Bmatrix}_R \quad (6)$$

$$[\mathbf{TM}]_{total} = [\mathbf{TM}]_1 [\mathbf{TM}]_2 \cdots [\mathbf{TM}]_n$$

총 전달 행렬을 계산하면 다음과 같은 간단한 공식을 이용하여 전달 계수(transmission coefficient, T) 및 전달 손실(transmission loss, TL)을 구할 수 있다.

$$T = \frac{2e^{jkd}}{TM_{11} + TM_{12}/(\rho_0 c) + (\rho_0 c) \cdot TM_{21} + TM_{22}} \quad (7a)$$

$$TL = 10 \cdot \log_{10} \left(\frac{1}{|T|} \right)^2 \quad (7b)$$

TM_{ij} ($i, j=1, 2$)는 전달 행렬의 성분을 나타내며 k 와 d 는 공기에서의 파수와 다층 시스템 전체의 두께를 나타낸다. ρ_0 와 c 는 공기의 밀도와 공기 중에서의 음파 속도이며, 이를 곱한 값인 $\rho_0 c$ 는 공기의 특성 임피던스(characteristic impedance)가 된다.

3. 물성치 보간 기법과 위상최적화

3.1 물성치 보간 기법

임의의 층의 상태(흡음재 또는 패널)를 나타내는 설계변수 χ 가 1이면 흡음재를, 0이면 패널을 나타낸다고 할 때, 이 연구의 설계문제는 원칙적으로 정수계획법(integer programming) 문제이다. 하지만 설계변수가 0과 1사이의 임의의 실수 값을 갖도록 하면 미분기반의 최적화 알고리즘으로 많은 층을 갖는 흡음재-패널 배열 설계 문제를 다룰 수 있게 된다. 여기서 설계변수가 0과 1사이의 중간 값을 갖는

층은 본질적으로 가상이며 물성치 보간 기법(material property interpolation)을 사용하면 이러한 가상의 상태가 도입된다.

이 연구에서는 흡음재 층에 대하여 물성치 보간 기법을 적용하여 흡음재의 물성치를 가상적으로 변화시킴으로써 식(1)의 Biot 이론에 의하여 표현된 흡음재 층이 패널과 같은 음향학적 거동을 하도록 만든다. 설계변수가 1에서 0으로 가까워짐에 따라 흡음재의 본래 물성치가 패널의 음향학적 거동을 모사할 수 있는 물성치로 변화하는 것이다. (단, 수치적인 불안정을 피하기 위하여 이 연구의 수치예제에서는 패널에 대한 설계변수로 0이 아닌 0.0001의 값을 이용하였다.) 이와 같은 물성치 보간을 구성할 때에는 설계변수가 최소값을 가질 때 해당 층이 패널의 음향학적 특성을 정확히 표현할 수 있도록 해야 하며, 흡음재와 패널이라는 서로 다른 두 상태 사이를 적절한 함수로 보간 해야만 최적화가 끝난 후 설계영역 내의 각 층들이 흡음재 층이나 패널로 제대로 수렴된다.

이 연구에서는 흡음재의 모든 물성치에 대한 보간을 고려하기 보다는 음파가 수직으로 입사하는 경우에 있어 패널의 음향학적 거동을 표현하는데 필요한 최소한의 물성치로서 세 가지를 선정하여 설계변수(χ)의 함수로 표현하였다.

첫 번째로 고려하는 물성치는 식(2)에 나타난 공극률(h)이다. 패널은 고체이므로 흡음재의 유체상이 차지하는 비율을 없애 개념적으로 패널에 가까워지도록 공극률을 설계변수의 함수로 표현한다. 이때, h_{foam} 은 흡음재의 공극률을 나타내고, h_{panel} 은 패널의 개념적인 공극률로서 이 연구에서는 다공패널(perforated panel)을 고려하지 않으므로 0의 값을 가진다.

$$(h)_e = (h_{foam} - h_{panel}) \cdot \frac{\chi_e}{1 + 4(1 - \chi_e)} + h_{panel} \quad (8)$$

이때, 하첨자 e 는 설계영역 내의 e 번째 층을 나타낸다.

두 번째로, 패널의 차음 성능은 질량에 크게 의존하므로 흡음재 층의 고체상 밀도(식(2e)에서 ρ_m)를 다음과 같이 설계변수의 함수로 표현한다. 흡음재 층의 밀도 $\rho_{m,foam}$ 은 폴리우레탄의 밀도이고 패널의 밀도 $\rho_{m,panel}$ 는 알루미늄의 값인 2700 kg/m^3 을 사용

하였다.

$$(\rho_m)_e = (\rho_{m,foam} - \rho_{m,panel}) \cdot \chi_e + \rho_{m,panel} \quad (9)$$

마지막으로 유체상의 점성에 의한 연성을 나타내는 식(1)의 계수 b 를 보간한다. 패널은 점성에 의한 연성 효과를 가지지 않으므로 흡음재로 패널을 표현하고자 할 때 이 계수의 값 b_{panel} 은 0이 되어야 한다.

$$(b)_e = (b_{foam} - b_{panel}) \cdot \chi_e + b_{panel} \quad (10)$$

식(8~10)에서 정의된 세 가지 물성치에 대한 물성치 보간 기법의 유효성 검증을 위하여 두께가 0.5 mm인 흡음재 층을 설계변수 $\chi_e = 1$ 로 설정하고 설계변수 값에 따른 해당 층의 전달손실의 변화를 Fig. 3에 도시하였다. 설계변수의 값이 1로부터 감소할수록 점점 해당 층은 패널의 상태를 향해서 변화하게 되므로 전달손실의 값은 증가하게 된다. 마침내 설계변수의 값이 최소 $\chi_e = 0.0001$ 가 되면 Fig. 3에 나타난 바와 같이 같은 두께의 알루미늄 패널의 전달손실의 값을 제대로 나타내고 있다.

보다 세밀한 비교를 통해서 흡음재 층으로 표현된 알루미늄 패널($\chi_e = 0.0001$)과 실제 알루미늄 패널의 전달손실 값의 차이는 불과 약 0.01 dB 정도임을 확인하였다.

일반적으로 수직 입사의 경우 패널의 두께가 충분히 얇으면 그것의 차음 성능은 오로지 질량에 의하여 나타난다는 점에서, 공극률과 고체상의 밀도

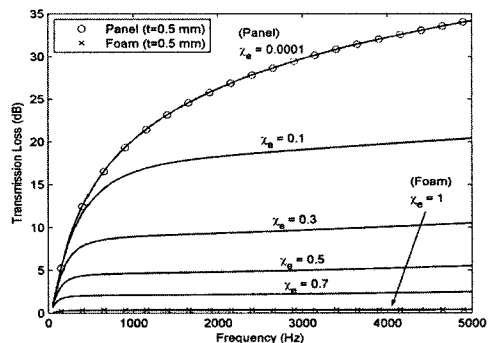


Fig. 3 Transmission loss of an interpolated poroelastic foam layer for various values of the design variable χ_e

를 중심으로 구성한 이 연구의 물성치 보간 기법은 수치적인 검증과 함께 물리적인 타당성을 가진다. 한편, 음파가 임의의 각도로 입사하는 경우까지 고려하여 패널의 차음 특성을 표현하려면 고체상의 탄성 계수 등을 추가적으로 고려할 필요가 있다.

흡음재 층과 패널과의 물성치 보간 기법의 개발에 앞서 흡음재 층과 공기 층 간의 물성치 보간 기법이 제안된 바 있으며 이를 바탕으로 한 흡음재 층-공기층에 대한 목적 주파수에 따른 최적배열에 대한 연구는 참고문헌(6)에서 살펴볼 수 있다.

3.2 배열최적화를 위한 설계문제 정식화

이 연구에서는 전달손실 최대화를 위한 흡음재 층-패널 배열 최적설계 문제를 1차원 배열최적화 문제로 정식화하였다. 최적화를 위한 목적함수와 구속 조건은 아래와 같다.

$$\begin{aligned} & \min_{\chi_e} |T(\chi_e; f_i)| \\ & \text{subject to } \sum_{e=1}^{N_e} \chi_e \geq V_0 \end{aligned} \quad (11)$$

식(11)에서 $|T(\chi_e; f_i)|$ 는 목적 주파수 f_i 에서 설계변수 χ_e 에 대한 목적함수로서 전달손실을 최대화하는 문제를 전달계수 T 의 절대값을 최소화하는 문제로 치환하는데 사용된 함수이다. N_e 는 설계변수의 총 개수로서 설계영역의 이산화된 층의 개수와 같다. 설계변수 χ_e 가 0.0001일 때, 해당 층은 음향학적 패널을 나타내고, 1의 값을 가질 때는 원래의 흡음재 층에 해당하므로 제시된 제한조건은 전체 설계영역에서 흡음재가 차지하는 양이 일정 수준 V_0 이상이어야 함을 의미한다. 즉, 설계영역에서 허용되는 패널의 양이 일정 수준 이하로 제한된다.

최적화 알고리즘이 설계변수를 개선하기 위해서는 설계변수에 대한 목적함수와 제한조건 민감도(sensitivity)를 계산하여야 한다. 식(11)의 목적함수의 경우 전달계수 T 의 설계변수에 대한 민감도를 해석적으로 유도하는 것은 매우 복잡하다. 왜냐하면 앞서 2.3절에서 기술한 바와 같이 전달계수는 각 층의 전달 행렬을 곱한 전체 층의 전달 행렬로부터 계산되고, 각 층의 2x2 전달 행렬은 흡음재 층에 대한 6x6 전달 행렬식으로부터 복잡하게 계산되기 때문이다. 따라서 이 연구에서는 유한 차분법(finite different

method)을 이용하여 설계변수의 변화에 대한 목적함수의 민감도를 수치적으로 계산하였다. 일반적으로 유한 차분법은 계산 양이 많은 단점이 있으나, 이 문제에서는 시스템의 해석을 전달 행렬법으로 수행하므로 계산 양에 있어 어려움을 겪지 않는다.

최적화 알고리즘은 위상최적설계에서 널리 사용되는 MMA(method of moving asymptotes) 알고리즘⁽¹³⁾을 적용하였다.

4. 흡음재-패널 배열 설계 예제

설계영역은 Fig. 2에서와 같이 x방향으로는 유한하고 y 또는 z방향으로는 무한하다고 가정한 다층 시스템이다. 설계영역의 두께는 4 cm이며 총 80개 층으로 이산화하였다. 수직 입사하는 음파에 대해 설계영역 내에서 허용되는 패널의 양은 전체 부

Table 1 Material Parameters of polyurethane foam

Material parameter	Value
Density of solid phase (ρ_m)	552.5 kg/m ³
In <i>vacuo</i> bulk Young's modulus (E_m)	2.2×10 ⁵ Pa
In <i>vacuo</i> loss factor (η)	0.98
Bulk Poisson's ratio (ν)	0.01
Flow resistivity (σ)	67670 MKS Rayls/m
Porosity (h)	0.819
Structure factor (ϵ')	2.57

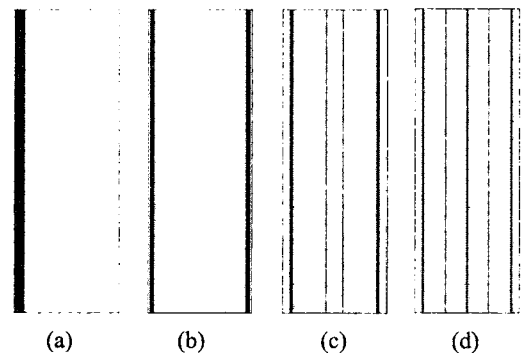
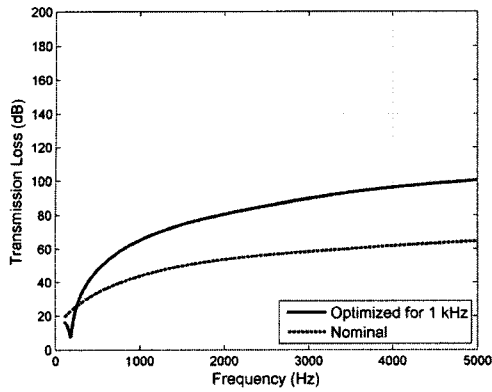
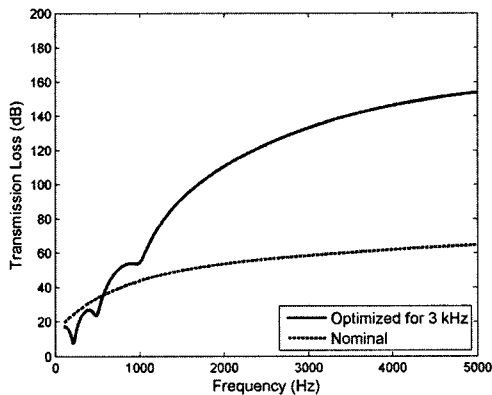


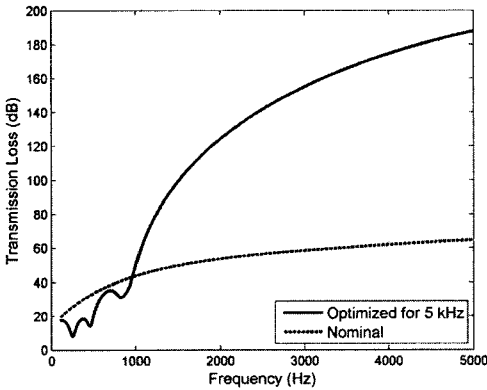
Fig. 4 Comparison of designed foam-panel sequences with a nominal sequence. (a) A nominal sequence with a single panel, (b-d) Designed multilayered foam-panel sequences at a target frequency of 1.0 kHz, 3.0 kHz and 5.0 kHz, respectively



(a)



(b)



(c)

Fig. 5 Comparison of the sound transmission loss of a nominal sequence and the designed multilayered foam-panel sequences for a target frequency of (a) 1.0 kHz, (b) 3.0 kHz, and (c) 5.0 kHz

피의 10% 이하로 제한하였다. 수치 예제에서 사용한 흡음재와 패널의 소재는 각각 폴리우레탄 흡음재와 알루미늄으로, 폴리우레탄 흡음재의 상세한 물성

치는 Table 1에 제시하였다.

이 연구에서 제안한 설계방법으로 여러 목적 주파수에 대해 흡음재 층과 패널의 최적 배열을 설계한 결과를 Fig. 4에 제시하였다. 김정색으로 표시된 층은 패널 ($\chi_e = 0.0001$)에 해당하고, 흡음재 층 ($\chi_e = 1$)은 점이 있는 회색으로 표시하였다. 목적 주파수의 값에 따라 패널의 위치와 두께, 그리고 개수가 다르게 설계되었음을 확인할 수 있다. 이때, Fig. 4(a)의 기준 배열에서 사용된 흡음재와 패널의 양은 설계된 Figs. 4(b)~(d)의 다중패널에 사용된 흡음재 및 패널의 양과 동일하다. Fig. 4의 최적배열 설계 결과에 따르면 목적 주파수가 높아짐에 따라 보다 많은 패널이 설계되었다. 최적화 결과가 모두 좌우 대칭인 이유는 설계영역의 양쪽에 같은 경계조건을 부과하고 모든 층에 대해서 균일한 초기값을 부여한 후 최적화를 시작했기 때문이다.

목적 주파수에 따라 설계된 흡음재 층과 패널의 최적배열에 대한 전달손실을 Fig. 5에 도시하였다. 기본적인 배열(Fig. 4(a))에 비해서 최적 설계된 배열들은 보다 높은 전달손실 값을 나타내고 있다. 또한, 주파수가 높아짐에 따라 최적화된 배열의 성능도 고주파 영역에서 더 높은 성능을 내는 방향으로 달라지는 것을 알 수 있다. 저주파수 대역에서 나타나는 국부적인 전달손실의 감소는 흡음재 층과 패널이 각각 스프링과 질량으로서 작용하여 나타나는 공진(mass-air-mass resonance)에 의한 현상이다.

5. 결 론

2, 3차원 위상최적화에 사용되는 기법을 도입하여 흡음재와 패널로 이루어진 1차원 다중패널에서 목적하는 주파수에 따라 전달손실을 최대화하는 최적배열을 찾는 설계방법을 제안하였다. 위상최적화에서 사용되는 물성치 보간 기법을 흡음재 모델에 적용하여 흡음재 층과 패널의 음향학적 특성을 모두 흡음재 모델로만 구현하였다. 이 기법을 바탕으로 미분 기반 최적화를 수행할 수 있었으며, 해석 효율을 증가시키기 위해서 전달 행렬법을 사용하였다. 제안한 방법을 이용하여 목적 주파수에서 전달손실을 최대화하는 흡음재 층과 패널의 최적배열을 성공적으로 설계하였으며, 목적 주파수가 높아질수록 더 많은 개수의 패널이 나타나는, 물리적으로 의미 있는 결

과를 얻을 수 있었다.

이 연구는 음파가 다중패널에 수직으로 입사하는 경우를 가정하여 진행되었으며, 다중패널 설계에 있어 위상최적화 기법을 적용하여 새로운 설계 방법론을 제시하였다는데 그 의미가 있다. 향후 음파가 임의의 각도로 입사하는 경우 등의 고려를 통하여 보다 보편적인 설계 방법론으로서의 확장이 기대된다. 확장된 설계 방법론을 연구하는 단계에서는 제작과 실험의 수행이 예상된다.

후 기

이 연구는 서울대학교 정밀기계설계공동연구소를 통해 체결된 창의적연구진흥사업(한국과학재단, 과제번호 2008-011)의 지원으로 수행되었습니다.

참 고 문 헌

- (1) London, A., 1950, "Transmission of Reverberant Sound through Double Walls," *Journal of Acoustical Society of America*, Vol.22, No.2, pp. 270~279.
- (2) Mulholland, K. A., Parbrook, H. D. and Cummings, A., 1967, "The Transmission Loss of Double Panels," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 6, No. 3, pp. 324~334.
- (3) Yang, H. S., Kim, M. J. and Jeong, G. C., 2007, "Characteristics of Sound Reduction Index through Small Sized Lightweight Panel," *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*. Vol.17, No.12, pp.1184~1194.
- (4) Cremer, L., Müller, H. A., trans. Schultz, T. J., 1982, *Principles and Applications of Room Acoustics*, Applied Science Publishers, London.
- (5) Bendsoe, M. P. and Sigmund, O., 2003, *Topology Optimization: Theory, Methods and Applications*, Springer, Germany.
- (6) Lee, J. S., Kim, E. I., Kim, Y. Y., Kim, J. S. and Kang, Y. J., 2007, "Optimal Poroelastic Layer Sequencing for Transmission Loss Maximization by Topology Optimization," *Journal of Acoustical Society of America*, Vol.122, No. 4, pp.2097~2106.
- (7) Biot, M. A., 1956, "Theory of Propagation of Elastic Waves in a Fluid-saturated Porous Solid," *Journal of Acoustical Society of America*, Vol. 28, pp. 168~191.
- (8) Allard, J. F., 1993, *Propagation of Sound in Porous Media: Modeling Sound Absorbing Materials*, Elsevier Science, New York.
- (9) Bolton, J. S., Shiau, N.-M. and Kang, Y. J., 1996, "Sound Transmission Through Multi-panel Structures Lined with Elastic Porous Materials," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 191, No. 3, pp. 317~347.
- (10) Allard, J. F., Champoux, Y. and Depollier, C., 1987, "Modelization of Layered Sound Absorbing Materials with Transfer Matrices," *Journal of Acoustical Society of America*, Vol. 82, No. 5, pp. 1792~1796.
- (11) Baird, G. E., Thomas, P. D. and Sang, G., 1996, "The Propagation of Elastic Waves through a Layered Poroelastic Medium," *Journal of Acoustical Society of America*, Vol. 99, No. 6, pp. 3385~3392.
- (12) Song, B. H. and Bolton, J. S., 2000, "A Transfer-matrix Approach for Estimating the Characteristic Impedance and Wave Numbers of Limp and Rigid Porous Materials," *Journal of Acoustical Society of America*, Vol. 107, No. 3, pp. 1131~1152.
- (13) Svanberg, K., 1987, "The Method of Moving Asymptotes: A New Model for Structural Optimization," *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, Vol. 24, pp. 359~373.