

흡음재의 적절한 위치 및 임피던스 선정을 통한 효율적인 실내 소음 제어

Good Choice of Positions and Impedances of Absorptive Materials for Effective Interior Noise Control

조성호*·김양한**

Sung-Ho Cho and Yang-Hann Kim

Key Words : Green's function, Kirchhoff-Helmholtz Integral Equation, Impedance Boundary Condition

ABSTRACT

Some basic guidelines for changing non-uniform boundary condition in an acoustically small cavity are presented. In this paper, modal summation technique is used to represent inside sound field. From this formulation, corner effect is defined and proposed. The corner in a cavity is good position for changing boundary condition effectively. Impedance circle with same absorption coefficient is defined to find appropriate impedance of absorptive material for better noise control performance.

1. 서론

소음 제어를 한다는 것은 파동 방정식과 경계 조건을 만족하는 관심 공간내의 음장을 청취자(수음자)의 입장에서 원하는 형태로 구현함을 의미한다. 다시 말해서, 경계 조건을 만족하는 음파가 파동 방정식으로 표현되는 전파 성질을 통해 청취자 위치까지 도달하는데, 그 도달된 음파가 청취자가 원하는 형태가 되도록 만듦을 의미한다. 이는 음장을 수동적 혹은 능동적으로 제어하기 위해서는, 두 경우 모두 경계 조건의 변경을 통해서 원하는 목적을 획득할 수 있다는 논리에도 동일하다. 이런 관점에서 보았을 때, 경계 조건의 변경은 가장 근본적이면서도 적극적인 소음 제어 대책이라고 이해할 수 있다. 왜냐하면, 파동 방정식을 만족하는 음파를 제어하는 것은, 물리적으로는 오직 경계 조건을 통해서만이 가능하기 때문이다.

경계 조건의 변화는 공간 내의 공명 주파수(resonant frequency)와 공진 모드(resonant mode) 변화를 유도한다. 이는 피리와 같은 관악기의 절묘한 연주가 경계 조건의 변경을 통해서 이루어질 수 있음을 상기하면 쉽게 이해할 수 있다. 일반적으로 수동적인 실내 소음 제어를 한다는 것은 음향 에너지를 열 에너지로 소산시키는 흡음재와 같은 재료를 이용하여, 내부 음압 혹은 음향 포텐셜

에너지 등을 줄이는 것을 말하는데, 이와 같은 목적을 효과적으로 달성하기 위한 방법론을 논리적이고, 물리적인 접근을 통해서 기본 개념을 살펴보는 것이 본 논문의 목적이다.

본 연구에서는 경계 조건의 기하학적인 형상은 변하지 않고, 경계에서의 임피던스(impedance) 혹은 어드미턴스(admittance)의 변화로 인한 영향을 살펴본다. 이는 유한한 임피던스를 가지는 흡음재 패치의 위치를 결정하는 문제와 그 위치에서의 경계 임피던스 값을 결정하는 문제로 나눌 수 있다. 경계에서의 임피던스의 변경으로 인한 내부 음장의 변화를 모드합(modal summation)과 키르히호프-헬름홀츠 적분 방정식(Kirchhoff-Helmholtz Integral Equation)을 통해서 수식화하고, 그 수식의 물리적 의미를 여러 예제를 통해서 살펴봄으로써 흡음재의 부착 위치와 임피던스 선정에 대한 기준을 제시하려 한다.

2. 경계 조건의 일부 변경을 통한 실내 음장의 변화

공동 내부의 경계 조건의 특성이 각 경계면에서 일정한 경우는 경계 조건을 만족하는 파수를 특성 방정식(characteristic equation)으로부터 구하는 것으로 공간해를 구할 수 있다[1]. 이에 비해 경계의 일부가 다른 임피던스로 대체되었을 경우 같은 방법으로는 해를 구할 수 없다. 왜냐하면, 하나의 경계면 상에서 여러 값의 임피던스를 가지기 때문에 대수 방정식의 형태로 파수를 구할 수 없기 때문이다. 한 경계면 내에서의 일부가 다른 임피던스 값을 가지게 되면, 경계에서의 특성을 적분식

* 정회원, 한국과학기술원 기계공학부 기계공학전공
E-mail : shcho617@kaist.ac.kr
Tel : (042) 869-3065, Fax : (042) 869-8220

**정회원, 한국과학기술원 기계공학부 기계공학전공 정교수

의 형태로 나타낼 수 있다. 2 장에서는 경계 조건의 일부 변경이 공동 내부의 고유치와 고유 모드를 어떻게 변경시키는지 수학적으로 유도한다. 이는 임의의 위치와 크기를 가지는 임피던스 패치(impedance patch)를 부착했을 경우의 공동 내부 음향 특성을 예측할 수 있는 이론적인 근거를 제시한다. 또한, 실제 계산 상의 난점과 근사해에 대해서도 고찰한다.

2.1 균일하지 않은 경계 조건을 가지는 직사각 공동의 내부 음장 해석 이론

경계에서의 음향 임피던스의 비균일성(non-uniformity)은 균일한 특성을 가지는 공동에서의 고유 모드와 고유치에 경계 조건 변경의 영향을 가감함으로써 계산될 수 있다[2-5]. 수학적 표현의 단순함을 위해서 경계가 모두 강체인 것으로부터 시작하여, 임의의 위치에 임의의 크기로 임피던스 패치가 부착되어 경계가 비균일해질 때 고유 모드와 고유치는 어떻게 변해가는지를 살펴본다. 혼동을 피하기 위하여 강체 경계 조건인 공동과 그렇지 않은 공동에서의 음향 특성 표기를 표 1 과 같이 정의하고 따르기로 한다.

비균일한 경계로 이루어진 공동 내부 음장의 표현은 키르히호프-헬름홀츠 적분 방정식(Kirchhoff-Helmholtz Integral Equation)으로부터 얻어진다.

$$p_\omega(\vec{r}) = \iint_S \left[G_\omega(\vec{r}; \vec{r}_s) \frac{\partial}{\partial n_s} p_\omega(\vec{r}_s) - p_\omega(\vec{r}_s) \frac{\partial}{\partial n_s} G_\omega(\vec{r}; \vec{r}_s) \right] dS \quad (1)$$

식 (1)에서 p_ω 는 공동 내부 음압, G_ω 는 그

린 함수를 나타내며, 아래 첨자 ω 는 주파수의 함수임을 나타낸다. S 는 적분을 수행할 경계의 면적을 나타내며, $\frac{\partial}{\partial n_s}$ 는 경계에 수직인 방향으로의 미분을 나타낸다. \vec{r} 은 공동 내부의 한 점(field point)을 나타내고, \vec{r}_s 는 경계면상의 한 점(surface point)을 나타낸다. 키르히호프-헬름홀츠 적분 방정식은 경계에서의 음압과 속도가 주어진 경우, 어떠한 그런 함수 G_ω 를 사용하더라도 공간 내의 음압 p_ω 를 구할 수 있음을 의미한다. 이는 디락 델타 함수 형태의 가진에 의한 음압의 크기를 나타내는 그런 함수 G_ω 를 물리적 의미의 선호도에 따라 사용자가 선택하여 결정할 수 있음을 말하고 있다. 예를 들어, G_ω 를 모드합(modal summation)의 형태로 표현하여 비강체 경계 조건을 가지는 공동 내부 음장을 살펴본다면, 각 모드별로 강체 경계 조건의 공동 내부 음장과 비교할 수 있다는 것이다. 본 논문에서는 이러한 사실을 근거로 하여, 강체 경계 조건을 가지는 공동 내부 음장을 모드합의 형태로 표현하고, 이를 이용하여 비강체 경계 조건에서의 내부 음장 변화를 수학적으로 표현한다.

모든 경계가 강체인 공동의 지배 방정식과 경계 조건은 아래와 같이 표현할 수 있다.

$$\nabla^2 \phi_{mnp} + \eta_{mnp}^2 \phi_{mnp} = 0 \quad \text{within } R \quad (2)$$

$$\nabla \phi_{mnp} = 0 \quad \text{on } S \quad (3)$$

R 과 S 는 각각 공동 내부와 경계를 나타낸다. η_{mnp} 는 고유치(eigenvalue)를 나타내고, ϕ_{mnp} 는 고유 함수(eigenfunction)를 나타낸다. 고유 함수

표 1. 강체 경계 조건과 비강체 경계 조건인 공동에서의 기호의 표기

	강체벽 공동	비강체벽 공동
고유 모드	ϕ_{mnp}	ψ_{mnp}
고유치	η_{mnp}	K_{mnp}
지배 방정식	$\nabla^2 \phi_{mnp} + \eta_{mnp}^2 \phi_{mnp} = 0$	$\nabla^2 \psi_{mnp} + K_{mnp}^2 \psi_{mnp} = 0$
경계 조건	$\nabla \phi_{mnp} = 0$	$\nabla \psi_{mnp} = ik \left(\frac{\rho c}{z_s} \right) \psi_{mnp}$
강제 응답	$G_\omega(\vec{r}; \vec{\xi}) = \sum_{m,n,p} \frac{\phi_{mnp}(\omega, \vec{r}) \phi_{mnp}(\omega, \vec{\xi})}{V \Lambda_{mnp} (\eta_{mnp}^2 - k^2)}$	$G_\omega(\vec{r}; \vec{\xi}) = \sum_{m,n,p} \frac{\psi_{mnp}(\omega, \vec{r}) \psi_{mnp}(\omega, \vec{\xi})}{V \Lambda_{mnp} (K_{mnp}^2 - k^2)}$

ϕ_{mnp} 는 직교 성질을 만족하여 식 (4)와 같이 표현할 수 있다.

$$\iiint \phi_{mnp}^2 dV = V\Lambda_{mnp} \quad (4)$$

V 는 전체 공간의 부피를 나타내며, Λ_{mnp} 는 정규화 계수(normalized factor)이다.

식 (2)와 (3)으로 표현되는 강체벽 경계 조건을 만족하는 공동의 강제 응답(forced response)은 그런 함수로서 식 (5)의 해(solution)라고 볼 수 있다.

$$\nabla^2 G_K + K_{MNP} G_K = -\delta(\vec{r} - \vec{r}_0) \quad (5)$$

\vec{r}_0 는 음원의 위치를 나타낸다. 식 (5)의 해는 공간 내의 음원 강도(source strength) 1 인 단극 음원(monopole)이 생성시키는 음장이라고 이해할 수 있다. 이는 식 (2)와 (3)에서 사용된 고유 함수와 고유치를 이용하여 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$G_K(\vec{r}; \vec{r}_0) = \sum_{\substack{m,n,p \\ \neq M,N,P}} \frac{\phi_{mnp}(\vec{r}_0)\phi_{mnp}(\vec{r})}{V\Lambda_{mnp}(\eta_{mnp}^2 - K_{MNP}^2)} \quad (6)$$

식 (1)과 식 (6)를 이용하면, 경계 조건이 일부 변경된 직사각 공동에서의 음장 변화를 표현할 수 있으며 식 (7)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \psi_{MNP}(\omega, \vec{r}) &= \phi_{MNP}(\vec{r}) \\ &+ ik \sum_{\substack{m,n,p \\ \neq M,N,P}} \left[\iint_{S_\beta} \frac{\phi_{mnp}(\vec{r}_s)\beta(\vec{r}_s)\psi_{MNP}(\vec{r}_s)}{V\Lambda_{mnp}(\eta_{mnp}^2 - K_{MNP}^2)} dS_\beta \right] \phi_{mnp}(\vec{r}) \end{aligned} \quad (7)$$

식 (7)에서 β 는 비 어드미턴스(specific admittance)로서 공기의 특성 임피던스(characteristic impedance)를 경계에서의 음향 임피던스 Z_s 로 나눈 값이다. 이는 제어 재료의 특성 중의 하나로서 파동의 입장에서 전파하는 매질에 비해서 경계에서의 임피던스가 얼마나 다른가를 평가하는 값이라 볼 수 있다. 식 (7)을 좀 더 간결하게 표현하면,

$$\begin{aligned} \psi_{MNP}(\omega, \vec{r}) &= \phi_{MNP} \\ &+ ik \iint_{S_\beta} G_{MNP}(\vec{r}; \vec{r}_s)\beta(\vec{r}_s)\psi_{MNP}(\vec{r}_s) dS_\beta \end{aligned} \quad (8)$$

$$G_{MNP}(\vec{r}; \vec{r}_s) = \sum_{\substack{m,n,p \\ \neq M,N,P}} \frac{\phi_{mnp}(\vec{r})\phi_{mnp}(\vec{r}_s)}{V\Lambda_{mnp}(\eta_{mnp}^2 - K_{MNP}^2)}$$

와 같이 표현할 수 있는데, $G_{MNP}(\vec{r}; \vec{r}_s)$ 는 (M,N,P) 번째 모드를 제외한 다른 모드들의 합을 나타내는 값이다. S_β 는 비 어드미턴스가 0(강체벽)인 것에서 β 로 변경된 경계의 면적을 의미한다. 식 (7)과 (8)의 물리적인 의미를 살펴보면, 경

계 조건의 일부 변경을 통해서 직사각 공동의 (M,N,P) 번째 모드의 변화량을 경계 면적 적분의 형태로 표현하였음을 알 수 있다. 그러나, 변화된 음향 모드 $\psi_{MNP}(\omega, \vec{r})$ 를 구하기 위해서는 필연적으로 경계에서의 $\psi_{MNP}(\omega, \vec{r}_s)$ 를 알아야만 하는 파라독스(paradox)에 빠지게 된다. 이는 적분 방정식을 이용하여 표현한 음장이 완전한 형태의 해가 아니라, 지배 방정식과 경계 조건을 모두 포함하는 또 다른 형태의 방정식임을 의미한다. 일반적으로 적분 방정식은 경계 요소법(boundary element method)을 사용하여 풀 수가 있다. 하지만, 주파수가 증가할수록 경계 요소의 크기가 작아져야하고, 그에 따라 방정식을 이산화하여 표현한 행렬의 크기가 기하급수적으로 증가하는 단점이 있다. 따라서, 본 논문에서는 낮은 모드 밀도를 유지하면서도 높은 주파수까지도 계산가능하도록 식 (8)의 근사해를 구하는데 주안점을 둔다. 근사해를 구하는데 사용하는 하나의 방법은 경계에서의 $\psi_{MNP}(\omega, \vec{r}_s)$ 를 강체벽일 때의 $\phi_{MNP}(\omega, \vec{r}_s)$ 의 상수배라고 가정하는 것이다.

$$\psi_{MNP}(\omega, \vec{r}_s) = A_{MNP}\phi_{MNP}(\omega, \vec{r}_s) \quad (9)$$

식 (9)를 식 (8)에 대입하고, 양변에 변분을 취하여 정리하면,

$$A_{MNP} = \left(1 - ik \frac{\iint_{S_\beta} \phi_{MNP}\beta dS_\beta \iint_{S_\beta} G_{MNP}\beta\phi_{MNP} dS_\beta}{\iint_{S_\beta} \phi_{MNP}\beta\phi_{MNP} dS_\beta} \right)^{-1} \quad (10)$$

와 같이 구할 수 있다. 따라서, 변경된 고유 함수와 고유치를 아래와 같이 표현가능하다.

$$\psi_{MNP}(\omega) \approx \phi_{MNP} - ikA \iint_{S_\beta} G_{MNP}\beta\phi_{MNP} dS_\beta \quad (11)$$

$$K_{MNP}(\omega) \approx \eta_{MNP} - \frac{ikA}{2V\Lambda_{MNP}\eta_{MNP}} \iint_{S_\beta} \phi_{MNP}^2 \beta dS_\beta \quad (12)$$

식 (11)과 (12)는 경계 조건의 일부 변경을 통해서 변화된 공동 내부 음장을 나타내는 고유 함수와 고유치를 표현하고 있다. 이는 경계 조건의 변화로부터 발생된 내부 공명 주파수와 모드 함수의 변화량을 정량화한 것이라 볼 수 있다. 그러나, 변경된 고유치와 고유 함수를 계산할 때에는 식 (10)~(12)를 서로 연립하여 풀어야하는 난점이 있음을 주의해야 한다. 본 연구에서는 K_{MNP} 와 G_{MNP} , A_{MNP} 를 수렴할 때까지 반복(iteration) 계산하는 방법을 사용하였다.

3. 흡음재의 적절한 배치를 통한 효율적 실내 소음 제어의 예

이 장에서는 음향학적으로 작은 공동의 수치 모의 실험을 통해서 흡음재의 위치에 따른 내부 음압의 제어 효과에 대해서 살펴본다. 해석 대상이 되는 직사각 공동은 그림 1 과 같다. 해석은 모드 밀도가 낮은 영역에서의 영향을 살펴보기 위한 것이기 때문에, 정확도를 위하여, 약 500Hz 근방의 주파수에서 한 파장당 최소한 6 개의 요소가 포함될 수 있도록 하였다. 흡음재가 부착될 위치들은 4 개의 요소를 포함하는 하나의 영역을 정의하여, 흡음재 패치가 각각 부착될 위치로 정의하였다.

해석에 사용된 공동은 z 방향으로의 길이가 다른 두 방향에 대해 상대적으로 작기 때문에, 2 차원 음장으로도 모사할 수 있다. 해석은 낮은 모드 밀도로 생각할 수 있는 주파수 영역까지 가능하며, 본 논문에서는 기본적인 원리의 설명에 그 목적이 있기 때문에 많은 고유 모드가 나타나기 이전 주파수 영역까지를 해석하였다. 그림 2 는 500Hz 까지의 주파수 응답 함수를 나타낸다. 가진 공동의 (0.01, 0.01, 0.01)m 지점에서 측정은 (0.7, 0.5, 0) m 인 지점에서 했을 때의 모의 실험 결과이다. 총 4 개의 공명 주파수가 있음을 확인할 수 있으며, 반-공명 주파수는 측정점에서의 노드 점으로 이해할 수 있다. 공명 주파수 214.4Hz 에서는 (1,0,0)모드로서 x 방향으로 반파장에 해당하는 정재파가 형성될 때이며, 285.8Hz 에서는 (0,1,0)모드로서 y 방향으로 반파장에 해당하는 정재파가 형성될 때이다. 이 이후의 공명 주파수는 이 기본 공명 주파수의 정수배 혹은 그의 조합으로 나타나는 것으로 이해할 수 있다.

그림 3 은 흡음재를 그림 1 에 나타낸 바와 같이 1~12 위치에 이동시켜 부착하였을 때의 측정 점에서의 음압의 변화를 그린 그림이다. 그림으로부터 알 수 있듯이, 특정 공명 주파수를 제어하기 위한 흡음재의 위치에 일정한 규칙성이 있음을 발견할 수 있다. 이를 좀 더 자세히 살펴보면, 각 공명 주파수에서의 공간 분포 중에 음압이 높은 위치에 흡음재가 부착될 경우에 효율적인 제어가 됨을 알 수 있다. 왜냐하면, 흡음재의 부착을 통한 경계 조건의 변화가 음압의 공간 미분값이 크면 클수록 많이 나타나는데, 이는 음압과 임피던스의 비로 나타낼 수 있기 때문에(식 (1)참고), 결국은 음압이 큰 부분에 흡음재를 부착할 때 그 효과가 최대로 나타나게 된다. 특정 공명 주파수에서는 음압의 분포도 공간상에서 규칙적으로 나

타나게 된다. 하지만, 여러 공명 주파수를 효율적으로 제어하기 위해서는 모든 공명 주파수에서 음압의 최대값을 가지게 되는 공동의 구석에 흡음재가 위치해야만 주파수에 관계없이 항상 좋은 제어 성능을 기대할 수 있다. 왜냐하면, 공동의 가운데(그림 1 에서 예를 들면 6, 7 번 위치)에 흡음재 패치가 위치하게 되면, 특정 모드에서는 노드 근처에 부착된 것이 되어 경계 조건 변경을 통한 제어 효과가 최소로 나타난다. 따라서, 모든 공명 주파수를 효율적으로 제어하기 위해서는 공동의 구석 쪽으로 흡음재를 위치시키는 것이 주파수에 강건하게 제어할 수 있음을 알 수 있다.

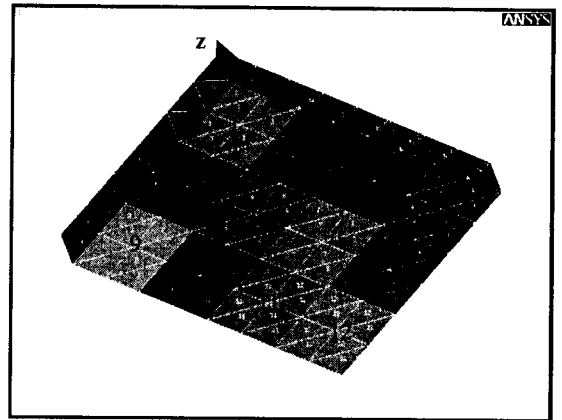


그림 1. 해석 대상 직사각 공동(0.8*0.6*0.1 (m), 숫자는 패치의 위치를 나타내는 번호이다.)

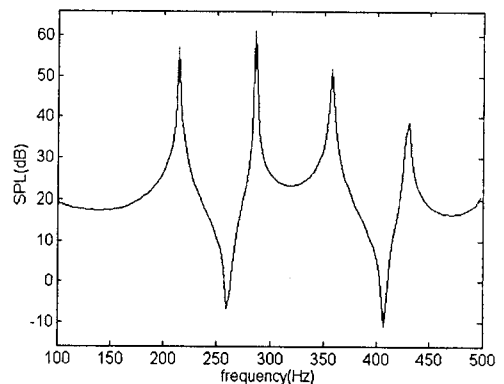


그림 2. 강체벽 경계 조건일 때의 주파수 응답 함수(가진: (0.01, 0.01, 0.01), 수음: (0.7, 0.5, 0), 단위는 m, 214.4Hz: (1,0,0)모드, 285.8Hz: (0,1,0)모드, 357.3Hz: (1,1,0)모드, 428.8Hz: (2,0,0)모드)

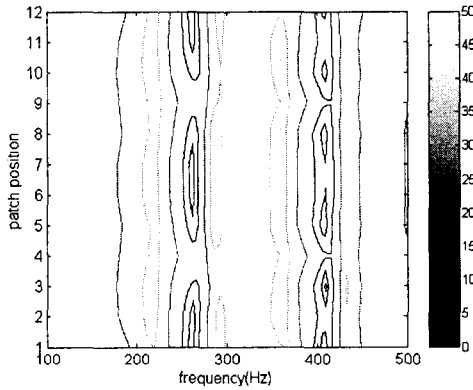
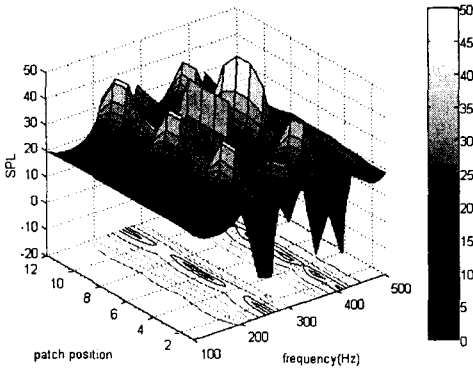


그림 3. 패치의 위치와 주파수 별 수음점(0.7, 0.5, 0)에서의 음압 변화(아래 그림은 위의 3 차원 그래프를 등고선 형태로 나타낸 것이며, 색상막대의 숫자는 dB scale 로 표기)

4. 흡음재의 임피던스 선정을 통한 효율적인 소음 제어의 예

3 장에서는 흡음재의 위치에 따른 실내 소음 제어의 효율성에 대한 설명을 하였다. 그렇다면, 흡음재를 구석에 위치 시킨 상태에서, 같은 흡음률을 가지는 다른 임피던스의 흡음재를 부착시킬 경우에는 어떤 임피던스 값을 가지는 흡음재를 부착할 것인가? 흡음재의 임피던스를

$$z = a + bi, \quad i \text{는 허수단위}$$

로 나타내고, 흡음률 α 와의 관계를 지어보면,

$$\left\{ a - \rho c \left(\frac{2}{\alpha} - 1 \right) \right\}^2 + b^2 = \frac{4(\rho c)^2}{\alpha} \left(\frac{1}{\alpha} - 1 \right) \quad (13)$$

와 같이 나타낼 수 있다. 여기서, ρ 는 공기의 밀도, c 는 음속(wave speed)이다. 이는 원의 방정식 형태임을 알 수 있다. 즉, 특정 흡음률을 가지는

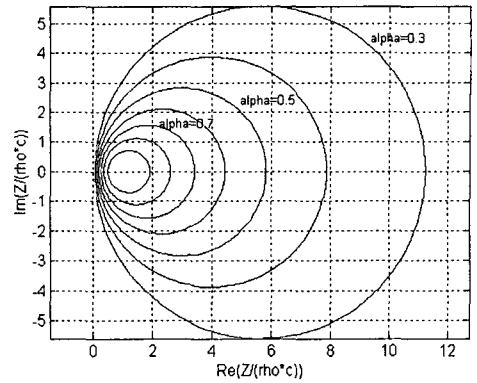


그림 4. 동일한 흡음률의 임피던스 원(가장 작은 원은 흡음률 0.9, 가장 큰 원은 흡음률 0.3 일 때의 임피던스 원)

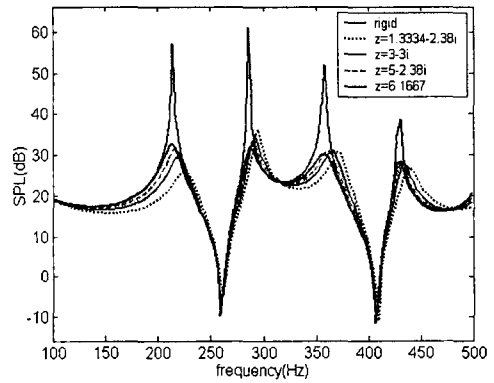


그림 5. 흡음률 $\alpha = 0.55$ 인 흡음재의 임피던스에 따른 주파수 응답 함수

임피던스는 무수히 많이 존재할 수 있다는 것을 말하고 있다. 극한의 경우를 살펴본다면, 흡음률 α 가 1 로 접근할수록 레지스탕스(resistance) a 는 공기의 특성 임피던스 ρc 로 접근하고, 리액턴스(reactance) b 는 0 으로 접근하는 것을 알 수 있다. 이는 물리적으로는 경계에서의 임피던스가 공기 중의 임피던스와 일치하여, 마치 경계가 없이 연속되는 것처럼 파동이 전파하여, 반사파가 생기지 않는 것으로 이해할 수 있다. 이와는 달리, α 가 0 으로 접근하면, a 와 b 는 모두 무한대로 발산하게 되어, 임피던스 부정합(mismatch)이 극대화되는 것으로 이해할 수 있다.

그림 4 는 동일한 흡음률을 가지는 서로 다른 임피던스들을 임피던스의 실수축과 허수축을 통하여 나타낸 것이다. 식 (13)에서 살펴본 바와 같이

중심이 $\left(\rho c \left(\frac{2}{\alpha} - 1 \right), 0 \right)$ 이고, 반지름이

$\sqrt{\frac{4(\rho c)^2}{\alpha} \left(\frac{1}{\alpha} - 1 \right)}$ 인 원의 형태로 나타나고 있음을

알 수 있다. 식 (12)를 통해서 살펴보면, 리액턴스 b 가 양수이면, 공명 주파수가 감소하고, 리액턴스 b 가 음수이면, 공명 주파수가 증가함을 알 수 있다. 이는 1 자유도 진동계의 형태로 흡음재를 모델링한다고 보았을 경우, 리액턴스 b 가 양수라면, 질량에 의한 효과가 더 크다는 것이며, 이는 에너지를 최대 흡수할 때의 공명 주파수가 더 낮아진다는 것으로 이해할 수 있다. 이와 유사하게, 리액턴스 b 가 음수이면, 스프링에 의한 효과가 더 크다는 것이고, 공명 주파수가 더 높아지는 효과가 생긴다는 것을 알 수 있다. 한편, 레지스턴스 a 가 특성 임피던스 ρc 와 동일할 때, 피크 주파수에서의 크기가 최소가 된다. 같은 흡음률을 가지는 임피던스 중에서는 레지스턴스가 작은, 즉 임피던스 원의 허수축에 가까운 것을 선택할수록 피크 주파수에서의 크기가 작아짐을 알 수 있다.

그림 5는 그림 1에서 1번 위치에 흡음재를 부착하고 흡음률 $\alpha=0.55$ 인 4개의 임피던스를 대상으로 경계가 강제일 때의 주파수 응답과의 비교 그림이다. 앞선 설명에서도 말했듯이, 리액턴스가 커질수록 공명주파수의 이동도 많아지며, 레지스턴스가 허수축에 가까울수록 피크 주파수에서의 크기도 작아짐을 알 수 있다. 따라서, 동일한 흡음률의 임피던스 패치 중에서도 리액턴스가 크고, 레지스턴스가 작은 재료를 선택할수록, 더 좋은 소음제어 성능을 기대할 수 있음을 알 수 있다.

5. 결 론

경계 조건의 일부 변경을 통한 소음 제어를 시도할 때의 기본적인 물리적 의미를 설명하였다. 공동 내의 다양한 공명 주파수를 제어하기 위해서는, 음압의 최대값이 항상 위치하는 모서리나 구석이 효과적임을 보이고, 이를 구석 효과(corner effect)라고 정의하였다. 제안된 위치에서의 보다 효율적인 소음 제어를 위해 선택되어야 할 흡음재의 특성을 임피던스 원을 통해서 살펴보았다. 공명 주파수의 이동을 위해서는 리액턴스가 클수록 효과적이며, 레지스턴스가 커질수록 피크 주파수에서의 크기가 작아짐을 보였다.

후 기

본 연구는 한국과학기술평가원(KISTEP)의 국가 지정 연구실(NRL) 사업과 교육부의 두뇌한국 21(BK21) 사업의 지원으로 수행되었음을 밝히며, 지원에 깊이 감사드립니다.

참 고 문 헌

- (1) Philip M. Morse and H. Feshbach, Methods of Theoretical Physics, Chap. 5, McGraw-Hill, 1953
- (2) Philip M. Morse and Richard H. Bolt, "Sound Waves in Rooms," Review of Modern Physics, Vol. 16, No. 2, pp. 69~150, 1944.
- (3) Herman Feshbach, "On the Perturbation of Boundary Conditions," Physical Review, Vol. 65, No. 11, pp. 307~318, 1944.
- (4) Dah-You Maa, "Non-Uniform Acoustical Boundaries in Rectangular Rooms," JASA, Vol. 12, pp.39~52, 1940.
- (5) Herman Feshbach, "The Effect of Non-Uniform Wall Distributions of Absorbing Material on The Acoustics of Rooms," JASA, Vol. 18, pp. 472~487, 1946.