

유한한 판의 음향 전달 손실에 미치는 흡/차음재의 영향

이 종화, 이 정권

한국과학기술원 기계공학과 소음 및 진동 제어 연구 센터

Effects of Sound-proofing Materials on Sound Transmission Loss of Finite Panels

Jong-Hwa Lee and Jeong-Guon Ih

NoViC, Department of Mechanical Engineering, KAIST (e-mail: ihih@sorak.kaist.ac.kr)

요약문

판 구조물의 전달 손실은 효과적인 차음 설계를 위한 필수적인 지표 중 하나이다. 특히, 흡/차음재 부착 등 적층에 의한 차음 성능의 변화 예측이 중요하다. 실제의 차음 구조물은 유한한 크기를 갖게 마련인데, 현재까지는 무한 판 이론에 제한각이나 경계 손실등을 적용하여 그 값을 산출함으로써 판의 유한효과를 고려하였지만, 해석의 임의성으로 인해 일반적인 적용이 어렵다. 이에 본 연구에서는 흡음재가 부착된 유한한 면적을 갖는 적층판의 음향 전달 손실을 임계 주파수 마만의 주파수 대역에 대해 예측하고 흡음재의 부착에 따른 전달 손실의 변화를 관찰하였다. 판은 무한한 강체 배플위에 있다고 가정하였고, 모드 전개법을 응용하여 개개의 판 모드들의 거동을 고려하였다. 여기서 흡음재는 공극질 재료로 가정하여 Biot의 이론을 적용하였다. 해석 결과로부터, 흡음재등이 부착된 적층판에 대해서는 일반적인 제한각의 적용이 어렵고, 그 영향을 충분히 고려할 수 있는 새로운 예측 도구의 필요성을 확인하였다.

1. 서론

판 구조물의 음향 전달 손실은 효과적인 차음 설계를 위해 고려되어야 할 필수적인 지표 중 하나이다. 특히, 현대에 들어서 그 수요가 급증하고 있는 흡/차음재의 부착 등, 적층에 따른 차음 성능 변화의 예측이 중요하다. 1940년대 이후 이론적 혹은 실험적인 방법을 통하여 적층판의 진동-음향 특성에 관한 많은 연구가 이루어졌지만[1], Biot에 의해 공극 재료 (porous material)에 대한 수학적 모델이 제시되기 이전에는 효과적인 예측 이론이 제시되지는 못했다. 즉, 그 이전에는 흡음재 내부를 통하여 1종류의 파동만이 전파될 수 있다는 유효 유체 모델을 사용함으로써 흡음재 자체의 강성과 그에 따른 주파수 특성 변화를 고려하지 못하였다. 1980년대에 Biot의 이론이 음향 전달 모델에 적용되기 시작하면서 임의의 적층 구조를 가진 판의 음향 전달 해석이 이루어졌고, 실험 결과를 비교적 잘 근사하였다 [2]. 하지만, 지금까지의 음향 전달 해석은 주로 무한한 크

기의 판에 제한되어져 왔다. 실제의 판 구조물들은 유한한 크기를 가지고 있기 때문에 이를 고려한 해석이 필요한데, 이러한 판의 유한 효과를 고려하기 위하여 몇가지 방법이 제안되었지만, 일반적인 적용이 어려운 단점을 가지고 있다. 1969년에 제시된 경계손실 (boundary damping) 개념 [3]은 판의 손실 계수를 내부 손실과 함께 경계 조건에 따른 부가적인 손실을 고려한 실 손실 계수 (in-situ loss factor)로 하여 판의 유한 효과를 고려하고자 하는 노력인데, 각각의 경계 조건마다 전체 손실 계수를 실험적으로 구해야 하는 어려움이 따른다. 한편, 최근에 제안된 유한 요소 해석을 이용한 수치적인 방법 [4]은 음파가 판에 수직으로 입사되는 경우만을 고려할 수 있기 때문에 일반적이지 못하며, 수치적인 방법의 대개가 그러하듯이 인자 해석에 어려움이 따른다. 제안된 여러가지 방법중 가장 신뢰성을 확보한 방법은 제한각 (limit angle)을 이용한 방법이라 할 수 있다. 이는 판에 입사된 음파중 그 입사각이 일정한 각을 넘어서는 성분들은 판의 응답에 거의 영향을 미치지 못한다는 가정하에 1967년 Mulholland [5]에 의해서 처음 제안이 되었고, 지금까지도 널리 사용되어지고 있으며, 78°를 사용했을 경우 실험 결과와 가장 잘 일치한다는 것이 알려져 있다. 흡/차음재가 부착되지 않은 단일판에 대해서는 실험에 의해서 그 신뢰성이 확보된 상태이지만, 적층판에 대해서는 그렇지 못하며, 그 적용 가능성도 검증되지 않았다. 이에 본 연구에서는 흡/차음재의 부착에 따른 적층판의 음향 전달 손실의 변화를 살펴보고, 기존의 제한각을 이용한 해석의 적용 가능성을 고찰해 보고자 한다.

2. 유한한 적층판의 음향 전달 손실

유한한 적층판의 간략화된 수학적 모델은 그림 1과 같다. 본 연구에서는 적층에 의한 효과를 보고자 하는 것을 목적으로 하여 그림 1과 같은 2차원 모델을 고려하였다. 여기서 판은 무한한 강체 배플에 단순지지 (simply-supported)되어 있고, 공극질의 흡/차음재료가 고정 부착되어 있다고 가정하였다. 여기서 재료에 관한 해석은 Biot의 모델을 이용하였고, 그에 따른 물성들은

측정 및 산출 결과 [6]를 이용하였다.

이때 판에는 그림 1과 같이 입사각 θ 로 평면음파가 입사되고, 그에 따른 적층판의 응답으로부터 음파가 전달되게 된다. 여기서 입사 음장과 전달 음장의 음압 분포는 Kirchhoff-Helmholtz 적분식을 이용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$p_1(\mathbf{r})_{y=0} = 2p_i(x, y=0, z) - 2 \int \left(p_1(\mathbf{r}_0) \frac{\partial G(\mathbf{r}|\mathbf{r}_0)}{\partial n} - G(\mathbf{r}|\mathbf{r}_0) \frac{\partial p_1(\mathbf{r}_0)}{\partial n} \right) d\mathbf{r}_0, \quad (1a)$$

$$p_3(\mathbf{r})_{y=0} = 2 \int \left(p_3(\mathbf{r}_0) \frac{\partial G(\mathbf{r}|\mathbf{r}_0)}{\partial n} - G(\mathbf{r}|\mathbf{r}_0) \frac{\partial p_3(\mathbf{r}_0)}{\partial n} \right) d\mathbf{r}_0. \quad (1b)$$

여기서 밀집자 1과 3은 각각 입사음장과 전달음장을 의미하고 i 는 입사음압을 의미한다. G 는 2차원 자유음장 Green 함수이며 판과 배플의 표면에서는 수직 변화율이 0이다. 한편, 위의 입사음파에 의한 판의 수직방향 응답변위, w 는 다음의 운동방정식으로 나타낼 수 있다.

$$D \frac{d^4 w}{dx^4} - \rho_p h \omega^2 w = \left(p_1 + \sigma_y + s - \frac{h}{2} \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} \right)_{y=0}. \quad (2)$$

여기서 시간 조화항은 $e^{j\omega t}$ 로 하였고, 이후의 과정에서는 편의상 생략하기로 한다. 식 2에서 D 는 판의 굽힘 강성이고 ρ_p 와 h 는 각각 판의 밀도와 두께를 의미한다. 한편, σ_y 와 s 는 흡음재를 구성하는 2가지의 물질 즉, 고체와 유체의 인장 압력을 의미하고, τ_{xy} 는 고체부의 전단 압력을 나타낸다. 이는 그림 2의 간략화 된 흡음재 모델에 도시되어 있다. Biot의 이론에 의하면, 각각의 압력과 그에 따른 변형율은 다음의 연성된 2개의 파동 방정식의 지배를 받는다.

$$\frac{\partial^2}{\partial t^2} (\rho_{11} \mathbf{u} + \rho_{12} \mathbf{U}) = N \nabla^2 \mathbf{u} + \text{grad}[(A + N)e + Qe], \quad (3)$$

$$\frac{\partial^2}{\partial t^2} (\rho_{12} \mathbf{u} + \rho_{22} \mathbf{U}) = \text{grad}[Qe + Re].$$

여기서 ρ_{11} , ρ_{12} , ρ_{22} 는 흡음재를 이루고 있는 2개의 구성 재료간 관성 상호 작용이 고려된 밀도이고, Q 는 점성에 의한 상호 작용 계수를 의미한다. 또한, A 와 N 은 Lamé 상수를 의미하며, \mathbf{u} 와 \mathbf{U} 는 각각 고체와 유체의 변위 벡터이며, e 와 ϵ 는 변형율을 나타낸다.

한편, 유체와 판, 흡음재간의 경계조건은 다음과 같다.

(1) 유체와 판:

$$\left. \frac{\partial p_1(x)}{\partial n} \right|_{y=0} = \rho_0 \omega^2 w(x), \quad (4a)$$

(2) 판과 흡음재:

$$w(x) = u_y(x, y=0), \quad w(x) = U_y(x, y=0), \quad u_x = -\frac{h}{2} \frac{dw}{dx}, \quad (4b)$$

(3) 흡음재와 유체:

$$-\phi p_2 = s, \quad -(1-\phi)p_2 = \sigma_y, \quad \tau_{xy} = 0, \quad (4c)$$

여기서 ϕ 는 흡음재의 공극률 (porosity)를 의미한다.

식 1, 2, 3에 위의 경계 조건을 적용하여 함께 풀면, 음향 전달 계수, τ 를 구할 수 있는데, 본 연구에서는 판의 유한 효과를 고려하기 위하여 모든 변위 성분을 판의

공진상태에서의 고유 모드로 전개하여 나타낼 수 있다. 즉,

$$w(x) = \sum_{n=1}^{\infty} W_n \phi_n(x). \quad (5)$$

여기서 $\phi_n(x)$ 는 판의 고유 공진 모드를 나타낸다.

한편, Biot의 이론에 의하면 흡음재료내에는 3종류의 파동이 전파될 수 있으므로 양방향으로 진행되는 6개의 파동 성분이 존재하게 되는데, 이들도 식 5와 같이 판의 고유모드를 기본으로 전개하여 나타낼 수 있고, 결국 한 주파수에 대해 W_n 과 함께 6개의 모드 계수가 발생하게 된다. 따라서, 고려하는 모드의 차수를 N 으로 한정한다면 모두 $7 \times N$ 개의 미지 계수가 존재한다. 여기서 판의 모드간 상호작용을 무시하면, 다음의 식 6과 같이 n 번째 모드에 대한 선형방정식을 얻을 수 있고 이로부터 판의 응답 모드 계수, W_n 을 구할 수 있다.

$$\mathbf{A}_n \mathbf{x}_n = \mathbf{P}_n. \quad (6)$$

한편, 입사되는 음파가 평면파임을 가정하면 판 면적에 입사된 음향 파워, Π_{inc} 는 $a \cos \theta 2 \rho_p c_0$ 과 같고, 식 6에서 구한 W_n 을 식 1b에 대입하여 구해진 음압을 이용하면 전달된 음향 파워, Π_{trans} 를 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\Pi_{trans} = \frac{1}{2} \text{Re} \left\{ \int_S \mathbf{p} \cdot \mathbf{v}^* ds \right\}. \quad (7)$$

입사된 음향 파워와 전달된 음향 파워의 비로써 음향 전달 계수가 정의되는데, 식 6과 7로부터 구해진 전달 계수는 특정한 입사각에 따른 값이다. 실제 구조물에서 구조물 표면에 입사되는 음장은 일반적으로 공간적으로 랜덤한 분포를 가지며 특정한 방향성을 갖지 않는 경우가 대부분이다. 따라서 랜덤 입사 투과 계수 (random incidence transmission coefficient)가 입사각에 따른 투과 계수보다는 유용한 값이라 할 수 있다. 랜덤 입사 전달 손실은 물리적으로는 확산음장에 의한 전달 손실을 의미하며, 다음과 같이 입사각에 따른 영향을 평균한 값이다.

$$\bar{\tau} = \int_0^{\pi/2} \tau(\theta) \cos \theta d\theta. \quad (8)$$

3. 결론 및 고찰

그림 3은 단순 지지된 단일 판의 음향 전달 손실을 나타낸다. 위의 모드 전개를 이용하여 계산된 결과와 무한판의 전달 손실에 제한각을 적용하여 계산된 결과를 비교하였는데, 제한각을 90° 로 하였을 경우에 주파수에 따른 경향은 잘 예측하지만, 그 크기는 7dB 정도 낮게 예측함을 알 수 있다. 여기에 제한각을 78° 로 하였을 경우에는 그 크기는 비슷하지만, 주파수에 따른 경향은 물리적으로 예측함을 알 수 있다. 한편, 실제 전달 손실의 측정에 있어서는 일정한 주파수 밴드에 대해 평균된 값이 주로 이용되기 때문에 개개의 모드에 의한 영향을 주파수에 대해 평균할 경우, 그림 3b에서 보는 바와 같이 제한각 (78°)을 사용하였을 경우의 값과 유사해 짐을 예측할 수 있다. 따라서, 단일판의 경우에는 제한각을 이용한 방법이 어느 정도 신뢰도를 확보할 수

있게 된다. 그림 4는 흡음제가 부착된 적층판의 음향 전달 손실을 보여주는데, 단일판의 경우와 비교하였을 때, 제한각에 따른 변화가 크지 않음을 알 수 있다. 한편, 앞서 식 7에 의해 계산된 결과와 비교해 보면, 2가지 제한각을 사용한 경우 주파수에 따른 경향을 잘못 예측하고 있으며, 그 크기도 작게 예측하고 있다. 또한, 흡음제의 부착으로 인해 단일판과는 달리 개개의 모드의 영향이 거의 나타나지 않기 때문에 이를 주파수에 대해 평균을 취하더라도 그 경향은 변하지 않게 된다. 따라서, 적층판의 경우에는 제한각을 적용하여 음향 전달 손실을 예측하는 것은 유용하지 않으며, 새로운 예측 이론이 필요하게 된다.

참고 문헌

[1] L. L. Beranek and G. A. Work, "Sound transmission through multiple structures containing flexible blankets," *J.*

Acoust. Soc. Am. **21**, 419 - 428 (1949).

- [2] J. S. Bolton and N. -M. Shiau, "Oblique incidence sound transmission through multi-panel structures lined with elastic porous material," *11th AIAA Aeroacoustics Conference*, Sunnyvale, CA, 19 - 21, 1987.
- [3] W. A. Ulley and B. L. Fletcher, "Influence of edge conditions on the sound insulation of windows," *App. Acoust.* **2**, 131 - 136 (1969).
- [4] R. Panneton and N. Atalla, "Numerical prediction of sound transmission through finite multilayer systems with poroelastic materials," *J. Acoust. Soc. Am.* **100**, 346 - 354 (1996).
- [5] K. A. Mulholland, H. D. Parbrook and A. Cummings, "The transmission loss of double panels," *J. Sound Vib.* **6**, 324 - 334 (1967).
- [6] 김 정래, 다공질형 흡/차음재료의 음향 물성치 측정 및 흡음률 예측, 석사학위논문, 한국과학기술원 (1996).

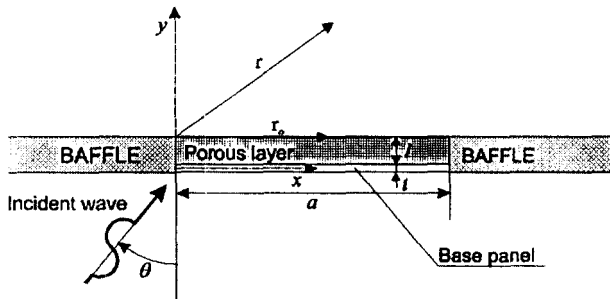


Figure 1. Geometry of the considered structure.

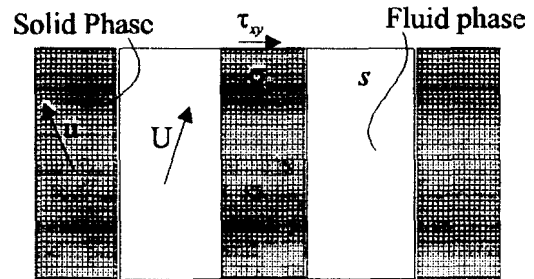


Figure 2. Schematic diagram of porous material.

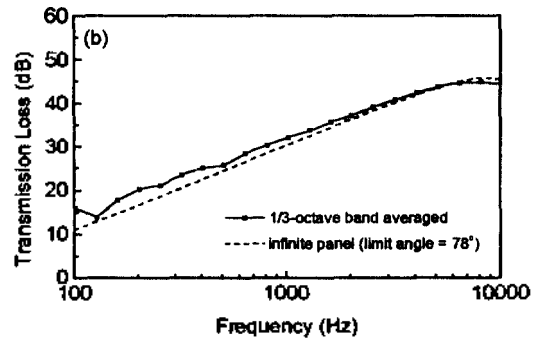
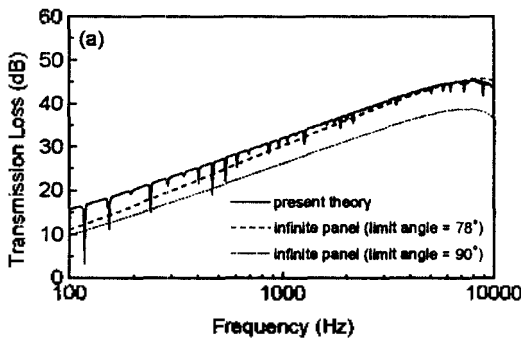


Figure 3. Calculated sound transmission loss of simply-supported finite single steel panel ($a = 1m$, $t = 1mm$). (a) Compared with those of infinite panel predicted by using 2 limit angles, (b) frequency averaged transmission loss vs. that of infinite panel.

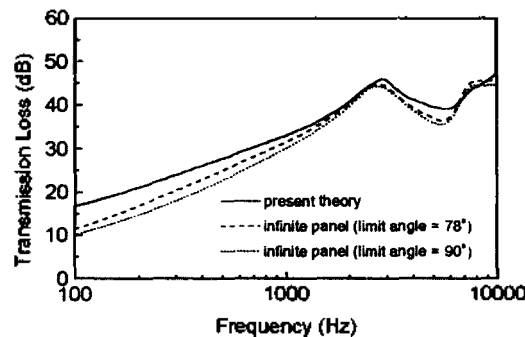


Figure 4. Calculated sound transmission loss of simply-supported finite layered panel of 10 mm thick PU-foam attached 1mm thick steel panel ($a = 1m$, $t = 1mm$) compared with those of infinite panel predicted by using 2 limit angles.