

# 흡음재 내부의 음향전파가 고려된 2 차원 흡음형 소음기의 음향성능 예측

## Prediction of the acoustic performance of the two-dimensional dissipative silencer with the propagation of sound in the absorbent

김 회 전\*, 이 정 권\*\*  
Hoi-Jeon Kim, Jeong-Guon Ih

**Key Words:** Dissipative silencer (흡음형 소음기), Transmission loss (전달손실)

### ABSTRACT

This research is about the sound attenuation in the duct with lining sound absorbing material in it. Many previous researches assumed the property of lining material as locally-reacting. As the thickness of lining material thickens or the upper limit of the interested frequency range goes higher, there is a growing tendency for the experiment results to deviate from the theoretical results based on the locally reacting assumption. In this paper, the acoustic performance of the two-dimensional dissipative silencer with the propagation of sound in the absorbent was derived theoretically and calculated. The effect of increase of sound absorbing material is also considered. These results are compared from the previous results with using the locally-reacting property of sound absorbing material.

## 1. 서 론

공조기기 시스템(HVAC)의 내부에 장착된 흡음형 소음기는 주로 벽면 및 덕트 내에 삽입된 흡음재 내에서 음향 에너지를 열 에너지로 변환시켜 소음을 저감 시킨다. 흡음형 소음기는 그 작동 원리상, 중주파수 이상의 고주파 소음에 대해 효과적이다.

강제조건을 가진 덕트의 내부 벽에 흡음재 처리를 할 경우, 덕트 내부에서 전파되는 모드의 차단 주파수 및 모드형상함수는 처리되는 흡음재에 크게 영향을 받게 된다. 기존의 많은 연구[1-3]가 흡음재의 성질을 locally reacting 으로 가정하여 흡음형 소음기의 성능을 예측하였다.

Scott[4] 과 Kurze[5]등은 흡음재 내부의 음파의 전파를 고려한 2 차원 덕트 내부의 전파상수를 계산하였다. 이 때 전파되는 모드는 내칭모드만이 고려되었다. Kurze[5]의 결과를 보면 덕트 내부에 장착된 흡음재의 특성이 locally-reacting 일 때와 bulk-reacting 일 때 각각 덕트 내부의 음향 감쇠 특성이 달라지는 것을 볼 수 있다. 특히 흡음형 소음기를 통해 덕트 내부의 소음을 제어할 때 가장 중요하게 고려해야 할 음향 감쇠 곡선 상의 피크 주파수 위치가 달라지는 것을 확인할 수 있다.

내부에 처리된 흡음재의 성질을 Locally-reacting

으로 가정하고 직방형 소음기의 전달손실을 이론적으로 예측한 경우와 실제 실험을 통해 전달손실을 측정된 경우[6]에도 Kurze[5]의 결과와 유사한 경향을 나타내고 있다. 또한 흡음재의 두께가 두꺼워지고, 주파수가 높아질수록 이론치와 실험측정치 사이의 차이가 점점 커지는 것을 확인할 수 있다. 이것은 흡음재의 모델링을 locally-reacting 으로 하는 것보다 bulk-reacting 으로 가정하는 것이 위와 같은 조건에서 보다 타당한 가정임을 나타낸다.

본 연구에서는 흡음재 내부의 음파전파를 고려하여 2 차원 덕트 내부의 전파상수를 구하고 이를 통하여 2 차원 단순 확장형 소음기의 음향 성능을 예측할 것이다.

덕트 내부에 장착된 흡음재의 전파상수와 특성 임피던스는 Delaney 와 Bazley 의 실험식을 사용하였다. 이때 흡음재 모델은 일반적으로 사용되는 폴리우레탄 폼의 흡음재의 유동 저항값인, 10,000 mks rayl/m 을 사용하였다.

## 2. 2 차원 흡음재 장착 덕트

### 2.1. 전파상수 및 모드형상함수

흡음재가 윗면 및 아래면에 장착된 2 차원 덕트의 전파상수 및 모드 형상함수를 구하기 위해서는 흡음재의 내부 영역과 공기가 흐르는 덕트 내부 영역에 대해서 각각 서로 다른 파동 방정식을 세

\* 한국과학기술원 기계공학과 박사과정

E-mail : hj.kim@kaist.ac.kr

Tel : (042) 869-3075, Fax : (042) 869-8220

\*\* 한국과학기술원 기계공학과 정교수

위 주어야 한다. 먼저 수식의 간편성을 고려하기 위해서  $x$  축 양의 방향으로 전파되어가는 하나의 모드함수를 고려한기로 한다.

2 차원 흡음형 소음기의 성능을 예측하기 위해서는 덕트 내부 길이 방향으로 전파되는 음파의 전파상수를 구해야 한다. 본 연구에서는 덕트 내부에 장착된 흡음재의 내부에도 음파가 전파된다고 가정하였다. 이 경우, 흡음재의 성질을 Locally-reacting 으로 가정한 기존의 연구[1-3]와 달리 덕트 내부는 물론 흡음재 내부에서도 속도 포텐셜 혹은 음압을 구해야 한다.

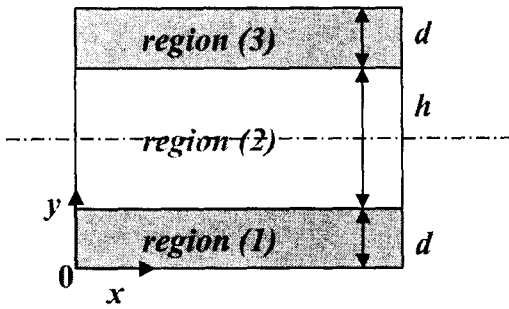


Fig. 1 Longitudinal section of a duct lined with isotropic sound absorbing material.

먼저 그림 1 과 같이 전체 흡음형 덕트를 위 부분에 장착된 흡음재, 덕트 내부, 그리고 아래 부분에 장착된 흡음재 등 총 3 영역으로 나누고, 번호를 아래를 기준으로 1 부터 지정해 나간다.  $m$  영역에 대해서  $x$  축의 양의 방향으로 전파되어 가는  $j$  번째 모드에 해당하는 파동의 속도 포텐셜을 아래와 같이 가정하였다. 여기서 시간에 대한 영향은  $e^{j\omega t}$  항을 사용하였다.

$$\Phi_m(x, y, t) = e^{j\omega t} e^{-j\alpha_m x} A_m (e^{-jk_m x} + B_m e^{jk_m x}). \quad (1)$$

여기서  $m = 1, 2, 3$  이다. 이를 아래의 파동방정식에 대입하면  $x$  축으로 전파되어 가는 전파상수를 구할 수 있다:

$$\left[ \frac{\partial^2}{\partial t^2} - c_m^2 \nabla^2 \right] \cdot \Phi_m = 0. \quad (2)$$

여기서  $m$  은 덕트 내부의 영역을 나타낸다.  $c_1$  과  $c_3$  는 흡음재 내부에서의 음파속도,  $c_2$  는 공기 중에서의 음파속도 그리고  $\Phi_m$  은 영역  $m$  에서의 속도 포텐셜을 나타낸다.

식(1)을 식(2)에 대입하면 흡음재 내부 및 덕트 내부의 공기 영역에서의 전파상수와 진행방향으로의 전파상수의 관계식을 구할 수 있다.

$$\Gamma^2 = \alpha^2 + k_m^2 \quad \text{for } m = 1, 3 \quad (3)$$

$$k^2 = \alpha^2 + k_m^2 \quad \text{for } m = 2 \quad (4)$$

여기서  $\Gamma$  와  $k$  는 각각 흡음재 내부 및 공기 중에서의 전파상수를 나타낸다. 이 때 사용되는 흡음재의 특성 임피던스와 전파상수를 구하기 위해서 Delaney 와 Bazley 의 실험식을 사용하였다. 섬유계열의 흡음재가 아닐 경우에는 임피던스 관을 사용하여 측정된 특성 임피던스와 전파상수를 사용하여도 무방하다.

식(1) 및 식(3,4)에 있는 미지수를 구하기 위해서는 공기영역과 흡음재 영역사이에서의 음압 및 변위 일치 조건을 사용해야 하며, 이는 아래와 같다.

$$\begin{aligned} p_1(x, d, t) &= p_2(x, d, t), \\ p_2(x, d+h, t) &= p_3(x, d+h, t) \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} u_1(x, d, t) &= u_2(x, d, t), \\ u_2(x, d+h, t) &= u_3(x, d+h, t) \end{aligned} \quad (6)$$

또한 흡음재 영역  $y = 0, h+2d$  에서 속도가 영인 강제 경계 조건을 적용하면 양의 진행 방향으로 전파하는 파동의 전파상수에 관한 비선형 방정식을 얻게 된다. 이를 Muller 의 방법을 사용하여 풀게 되면 전파상수를 구하게 되고 이를 식(1-3)에 대입하면  $y$  축 방향으로의 모드함수를 구하게 된다.

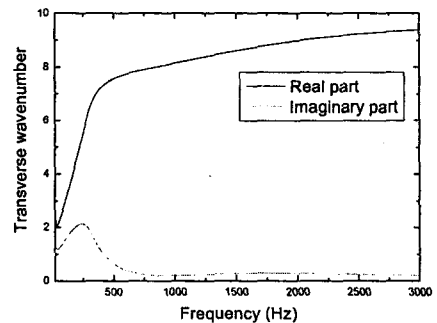


Fig. 2 The propagation constants of the fundamental mode.

### 3. 소음기의 전달 손실 예측

소음기의 전달 손실 (transmission loss)을 구하기 위해서는 소음기 내부에 존재하는 축 방향 파동의 전파상수 및 모드함수를 알아야 한다. 상기의 2 가지를 알게 되면, 소음기의 입구 및 출구와 같은 소음기의 불규칙한 곳에서의 음압 및 속도의 경계조건을 매칭시켜서 소음기의 전달손실을 구한다 [8-9].

본 연구에서는 최소 감쇠 모드인 기본 모드 (fundamental mode)만을 고려하여 소음기의 전달 손실을 예측하였다. 비교적 관심주파수가 낮은 영역에서는 기본 모드만을 고려하여도 소음기의 전달손실의 경향을 적은 오차범위 내에서 예측할 수 있다.

2 장에서 구한 흡음재가 장착된 소음기의 형상은 아래와 같다.

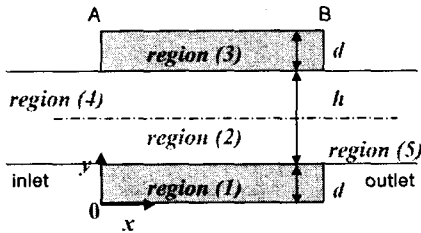


Fig. 3 Geometry of dissipative silencer.

영역 4 및 5 에서는 평면파 가정을 사용하였으므로, 각각의 영역에서의 속도 포텐셜을 다음과 같이 가정할 수 있다.

$$\Phi_4(y) = \cos\left(\frac{m\pi}{h}y\right) \left(a_{4i}e^{-jkx} + a_{4r}e^{-jkx}\right). \quad (7)$$

$$\Phi_5(y) = \cos\left(\frac{m\pi}{h}y\right) a_{5i}e^{-jkx}. \quad (8)$$

여기서 영역 5 의 끝단은 무반사 종단으로 가정하였기 때문에 위와 같이 양의 방향으로 전파되는 파동만을 고려하였다.

소음기가 삽입된 부분인 영역 1~3 에서의 속도 포텐셜은 각각의 영역에서 다음과 같이 정의된다:

$$\psi = \rho_1 \left( e^{-ik_1y} + e^{ik_1y} \right) \text{ for region (1)}$$

$$\psi = \rho_0 \left( \frac{e^{-ik_2y} + \frac{i\rho_1 k_2 \cot(k_1 d) - \rho_0}{k_1}}{\frac{i\rho_1 k_2 \cot(k_1 d) + \rho_0}{k_1}} \right) e^{ik_2(y-2d)} \text{ for region (2)}. \quad (9)$$

$$\psi = \rho_1 \left( e^{-ik_1y} + e^{-2ik_1(h+2d)} e^{ik_1y} \right) \text{ for region (3)}$$

먼저 영역 2 와 영역 4 가 만나는 부분 A 에서의 압력과 속도의 연속 경계 조건은 아래와 같다.

$$\int_{s_i} p_4(0, y) ds_i = \int_{s_c} p_2(0, y) ds_c, \quad (10)$$

$$\int_{s_i} u_4(0, y) ds_i = \int_{s_c} u_2(0, y) ds_c,$$

다음 영역 2 와 영역 5 가 만나는 부분 B 평면에서의 음압과 속도의 연속 경계조건 역시 아래와 같이 주워진다.

$$\int_{s_c} p_2(L, y) ds_c = \int_{s_i} p_5(0, y) ds_i, \quad (11)$$

$$\int_{s_c} u_2(L, y) ds_c = \int_{s_i} u_5(0, y) ds_i$$

식(7-11)을 연립하여 풀면, 미지수  $a_{4i}$ ,  $a_{4r}$  그리고  $a_{5i}$  의 비를 구할 수 있다.  $a_{4i}$  의 크기를 1 로 정하면 소음기의 전달 손실은 아래와 같이 주어진다.

$$TL = -10 \log |a_{5i}|. \quad (12)$$

### 4. 결론

본 연구에서는 흡음재 내부의 음향전파가 고려된 2 차원 소음기의 내부의 전파상수를 구하고 이를 통하여 전달손실을 예측하는 방법에 대해서 기술하였다.

## 후 기

본 연구는 BK 21 과 NRL (National Research Laboratory) 에서 일부 보조를 받았습니다.

## 참고문헌

- (1) M.L. Munjal, Acoustics of ducts and mufflers, (Wiley-Interscience, New York, 1987) p.26-36.
- (2) A. Cummings, "The attenuation of lined plenum chambers in ducts: I. Theoretical models," J. Sound Vib. **61**, 347~373 (1978).
- (3) 김희전, 이정권, 정지훈, "이론적 해 및 경계요소법에 의한 2 차원 흡음형 소음기의 전달 손실치 예측 비교," 소음진동공학회 춘계학술대회, pp. 1001-1004, May, 안면도, 2002.
- (4) R.A. Scott, "The propagation of sound between walls of porous material," Proceedings of the Physical Soc. **58**, 358~368 (1946)
- (5) U.J. Kurze and I.L. Ver, "Sound attenuation in ducts lined with non-isotropic material," J. Sound Vib. **24**, 177~187 (1972).
- (6) H.-J. Kim, J.-G. Ih, C.-M. Park, "Acoustic Performance of the Lined Rectangular Plenum Chamber," Inter-noise2003, pp. 856-861, August 2003, Jeju, Korea.
- (7) A. Cummings and N. Sormaz, "Acoustic attenuation in dissipative splitter silencers containing mean fluid flow," J. Sound Vib. **114**, 239~251 (1987).
- (8) A. Cummings, "Sound attenuation of a finite length dissipative flow duct silencer with internal mean flow in the absorbent," J. Sound Vib. **127**, 1~17 (1988).
- (9) R. Kirby, "Simplified techniques for predicting the transmission loss of a circular dissipative silencer," J. Sound Vib. **243**, 403~426 (2001).