

## 흡음형 방음판넬의 음향특성

황철호 · 정성수\* · 이우섭\* · 김용태\*

한남대학교 기계공학과  
\*한국표준과학연구원 음향 · 진동그룹

(2000년 3월 8일 접수, 2000년 8월 10일 채택)

## The Acoustical Characteristics of an Absorptive Panel

Cheol Ho Hwang · Sung Soo Jung\* · Woo Seop Lee\* · Yong Tae Kim\*

*Department of Mechanical Engineering, Hannam University*

*\*Acoustic and Vibration Group, Korea Research Institute of Standards and Science*

### ABSTRACT

Sound absorption coefficient for the absorptive panels comprized of a perforated plate, an absorbent material and an air gap was measured and compared with theoretical value. The absorptive panels are composed of three basic combinations (a perforated plate + an air gap + an absorbent material, a perforated plate + an absorbent material, a perforated plate + an absorbent material + an air gap). As a result, it is found that the sound absorption for low frequency range is strongly affected by the resonance produced by perforated plate and air gap. And the sound absorption for high frequency depends on the porosity of perforated plate.

---

Key Words : Sound Absorption Coefficient, Absorptive Panel, Perforated Plate

## 요약문

다공판과 흡음재, 그리고 공기층으로 구성되는 방음판에 대한 흡음계수를 측정하고 이론값과 비교하였다. 방음판은 세 가지 기본적인 조합물(다공판 + 공기층 + 흡음재, 다공판 + 흡음재, 다공판 + 흡음재 + 공기층)으로 구성하였다. 실험결과 저주파수 영역의 흡음력은 다공판과 공기층으로 구성되는 공명형 구조물의 공명 흡음에, 그리고 고주파수 영역은 다공판의 기공률에 크게 영향을 받음을 알 수 있었다.

주제어 : 흡음계수, 방음판, 다공판

## 1. 서론

소음저감을 위해 설치되는 구조물 중 흡음재 전면 에 다공판을 설치한 방음판넬이 많이 사용되고 있다. 흔히 볼 수 있는 흡음형 방음벽의 방음판도 이러한 구조로 되어 있다. 다공판을 이용한 공명형 구조물로만 흡음력을 가지기 위해서는 구멍의 직경이 0.001 m 이하인 미세 다공판<sup>1,2)</sup>을 사용해야 된다. 따라서 구멍의 직경이 0.002 m 이상이면 실질적으로 흡음재의 사용이 불가피하게 된다.

다공판 구멍의 음향 임피던스에 대해 많은 이론적 모델<sup>1-5)</sup>들이 제시되었는데, 특히 Maa<sup>1)</sup>는 다공판의 음향 임피던스를 판의 두께, 구멍의 직경, 기공률 등을 변수로 하는 근사식을 제시하였다. 방음판넬의 경우 그 구성 요소들은 다공판, 흡음재 그리고 공기층의 조합으로 구성된다. 따라서 이들 요소들의 조합 순서에 따라서 흡음특성이 다르게 되므로 정확히 흡음특성을 해석해야만 최적의 효율을 얻을 수 있게 된다. 그동안 방음판넬에 대한 몇몇 이론적 해석들이 발표되었는데 Mechel<sup>3)</sup>과 Guignouard 등<sup>4)</sup>의 연구가 비교적 정확한 해로서 평가되고 있다. 그러나 이들의 이론적 해석은 고차항의 음향 모드를 모두 고려하였기 때문에 상당히 복잡하고 계산시간도 많이 소요되어 실용적으로 활용하는 데는 불편함이 있다. 본 연구에서는 일반 방음판넬에 사용되는 구멍 직경이 0.004 m 이상인 다공판, 흡음재, 그리고 공기층으로 구성되는 3가지 기본적인 구조물의 흡음계수를 간단한 방법으로 해석하고 임피던스관법에 의한 측정값과 비교·검증하였다.

## 2. 이론적 배경

다공판의 음향 임피던스( $Z_p$ )에 대한 가장 실용적인 모델은 Maa<sup>1)</sup>에 의해서 제안되었는데, 두께  $t$ , 구멍의 직경  $d$ , 기공률  $p$ 인 다공판에 대한 변수와 주파수  $f$ 로 표현되는 다음의 음향학적 저항( $R_p$ )과 리액턴스( $X_p$ )로 주어진다.

$$Z_p = R_p + jX_p \quad (1)$$

$$R_p = 1.38 \times 10^{-6} \frac{t}{pd^2} (\sqrt{1 + 3293d^2f} + 57.4 \frac{d^2\sqrt{f}}{t}) \quad (2)$$

$$X_p = 0.0185 \frac{tf}{p} (1 + 1/\sqrt{9 + 52682d^2f} + 0.85 \frac{d}{t}) \quad (3)$$

다공판의 두께가 0.001 m, 구멍의 직경이 0.004 m, 그리고 주파수 200 Hz 이상인 경우, 식 (2)와 (3)은 더욱 간단하게 다음 식으로 근사된다.

$$R_p \approx 8 \times 10^{-5} \frac{\sqrt{f}}{p} \left(1 + \frac{t}{d}\right) \quad (4)$$

$$X_p \approx 0.0185 f(t + 0.85d)/p \quad (5)$$

식 (5)에서 괄호 안의 0.85는 이론값<sup>5)</sup>으로 소위 끝 보정(end correction)으로 잘 알려져 있는데 실험 조건에 따라 다를 수 있다. 본 연구에서는 정성수 등<sup>2)</sup>이 실험적으로 결정한 값인 0.5를 채택하였고, 따라서 식 (5)의 리액턴스를 다음 식으로 수정하여

사용하였다.

$$X_p = 0.0185 f(t + 0.5d) / \rho \quad (6)$$

그러면 구멍의 직경이 0.004 m 이상인 다공판의 음향 임피던스는 식 (4)의 저항과 식 (6)의 리액턴스로 표현할 수 있다.

다공판, 흡음재, 그리고 공기층으로 구성되는 가장 기본적인 형태는 Fig. 1과 같이 음이 입사되는 방향으로부터 (a) 다공판 + 공기층 + 흡음재, (b) 다공판 + 흡음재, (c) 다공판 + 흡음재 + 공기층 등 3가지 조합의 구조물이 가능하다. 물론 이들 조합물 뒤는 단단한 벽과 같은 강체로 되어있다고 가정한다. Fig. 1(a) 구조물은 나머지 (b), (c)와 다른 음향특성을 가지게 된다.

Fig. 2(a)는 Fig. 1(a)에 해당되는데, 다공판 뒤 공기층의 두께가 구멍의 직경보다 큰 경우이다. 이 때는 음이 다공판을 지나면서 산란되지만 공기층에서 충분히 재정렬된 후 다시 흡음재에 입사된다. 반면에 다른 두 경우는 다공판을 지나면서 산란된 음이 다시 정렬될 공간이 없이 흡음재를 만나게 되어

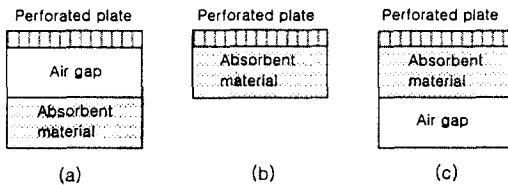


Fig. 1. Three basic combination of absorptive panel. (a) a perforated plate + an air gap + an absorbent material, (b) a perforated plate + an absorbent material, (c) a perforated plate + an absorbent material + an air gap.

Fig. 2. Acoustic stream lines in the absorptive panel.

Fig. 3. Boundary conditions of the acoustic impedances with several absorbent materials.

흡음재와 강하게 상호작용을 함으로서 결과적으로 다공판의 음향 임피던스를 증가시키는 효과를 유발하게 된다. 이 경우 다공판의 음향 임피던스가 얼마나 증가하였는지를 이론적으로 정량화하는 것은 쉽지 않기 때문에 실험적으로 유도하고 있다.

임피던스판내 위의 3가지 기본적인 조합물을 구성한 경우, 다공판 전면에서의 총 음향 임피던스는 다공판의 음향 임피던스와 다공판을 제외한 나머지 조합부분(흡음재 + 강체, 흡음재 + 공기층 + 강체, 공기층 + 흡음재 + 강체)에 의한 임피던스와의 합으로 해석된다. 다공판 자체의 음향 임피던스는 식 (4)와 (6)으로 결정되며, 나머지 조합물들에 의한 음향 임피던스는 다음처럼 해석할 수 있다.

Fig. 3과 같이 임피던스 관내에 서로 다른 음향특성을 가지는 시료들이 여러 개 설치된 경우, 길이  $L_i$  인  $i$ 번째 매질 앞 표면에서의 음향 임피던스  $Z_i$ 는  $i$ 번째 매질의 특성임피던스  $Z_{ci}$ 와 전파상수  $\gamma_i$ , 그리고  $i$ 번째 매질의 바로 뒤 표면에서의 음향 임피던스  $Z_{i+1}$ 과 다음의 관계식<sup>(6)</sup>을 만족한다.

$$Z_i = Z_{ci} \frac{Z_{i+1} \cosh \gamma_i L_i + Z_{ci} \sinh \gamma_i L_i}{Z_{i+1} \sinh \gamma_i L_i + Z_{ci} \cosh \gamma_i L_i} \quad (7)$$

이 경우  $i+1$ 번째 매질이 강체인 경우는  $Z_{i+1} \rightarrow \infty$  가 되므로 다음 식이 된다.

$$Z_i = Z_{ci} \coth \gamma_i L_i \quad (8)$$

식 (7)을 이용하면 흡음재와 공기층의 조합물에 대한 다공판 바로 뒤인  $Z_i$ 에서의 표면 임피던스를 구할 수 있다. 다공판 바로 앞에서의 총 표면임피던스( $Z_0$ )는 다공판의 임피던스( $Z_p$ )와 흡음재와 공기층

의 조합에 의한 임피던스( $Z_i$ )의 합으로 다음 식이 된다.

$$Z_i = Z_p + Z_1 \quad (9)$$

한편, 흡음재를 유리솜으로 선택한 경우 유리솜의 특성임피던스( $Z_c$ )와 전파상수( $\gamma$ )에 대한 이론적 모델은 Miki<sup>7)</sup>의 모델을 사용하면 다음 식과 같다.

$$Z_c = 1 + 0.079 \xi^{-0.632} - j0.12 \xi^{-0.632} \quad (10)$$

$$\gamma/k_0 = 0.18 \xi^{-0.618} + j[1 + 0.122 \xi^{-0.618}] \quad (11)$$

여기서  $k_0$ 는 음의 파수,  $\rho_0$ 는 공기의 밀도,  $\sigma$ 는 상수값을 가지는 유동비저항(flow resistivity), 그리고  $\xi = f\rho_0/\sigma$ 로 표현되는 변수이다.

그러면 구하려는 다공판 구조물에 대한 음의 흡음계수( $\alpha$ )는 다음 식으로 결정된다.

$$\alpha = 1 - |(Z_i - 1)/(Z_i + 1)|^2 \quad (12)$$

### 3. 실험 및 결과분석

#### 3.1. 실험장치 및 방법

실험은 임피던스관내 두 개의 마이크로폰을 사용하여 ASTM E 1050-90 방법<sup>8)</sup>으로 하였으며 Fig. 4에 그 실험장치를 나타냈다. 그림에서 보는 바와 같이 임피던스관의 한쪽 끝에 최대 출력 95 dB를 낼 수 있는 확성기와 그 반대편에 시료를 설치하였다. 음은 신호의 발생 및 주파수 분석이 동시에 가능한 신호분석기(B&K 3550)에서 백색잡음(white noise)을 발생시켜 신호 증폭기(B&K 2706)를 거친 후 시료에 수직 입사시켰다.

다공판은 가공이 용이하도록 아크릴 판을 사용하였다. 실험은 임피던스관내 평면파의 한계 주파수를 고려하여 100~1,600 Hz 구간에서 하였으며, 관내의 음압신호는 출력 전압과 위상이 상호 잘 보정된 두 개의 1/4-인치 마이크로폰(B&K 4187)으로 측정하였다. 실제 실험은 백색잡음으로 하였으나 이론

값과의 비교를 위해 편의상 실험값을 50 Hz마다 부호로 나타냈다.

#### 3.2. 측정 및 결과분석

우선 다공판과 흡음재 조합에 앞서 체적밀도 24 kg/m<sup>3</sup>, 두께 0.05 m인 유리솜만에 의한 흡음계수를 측정하였다. 시료 바로 뒤에 강체를 두는 경우, 유리솜에 대한 흡음계수의 측정값과 Miki의 모델을 이용하여 모형맞춤 방법으로 유리솜의 유동비저항을 구한 결과 8,000 mks rayl/m이었다. 이 값을 사용하여 흡음계수의 이론적 예측값(실선)을 계산하고 실험값(●)과 함께 Fig. 5에 비교하였는데 그림에서 보면 유리솜만에 의한 흡음특성은 1,000 Hz 이상에서 높은 흡음계수를 나타내지만 500 Hz 이하에서는 낮은 흡음력을 가짐을 알 수 있다.

다음은 흡음재를 사용하지 않고 다공판과 공기층만을 사용하는 경우, 즉, 다공판과 강체 사이에 공기층을 두는 공명형 구조물에 대한 흡음계수를 측정하

Fig. 4. Experimental set-up.

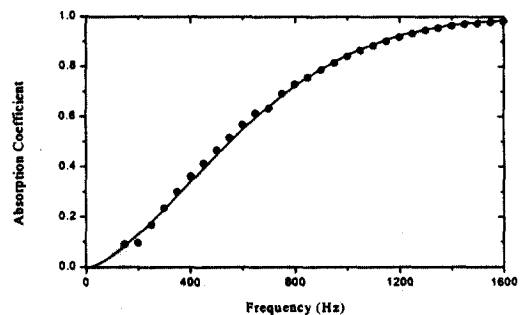


Fig. 5. Absorption coefficient for a glass wool (density: 24 kg/m<sup>3</sup>, thickness: 0.05 m). ●: measured value, —: theoretical value.

였다. 공기층의 두께를  $D$ 로 표시할 경우 이들 공명형 구조물에 의한 흡음계수는 다음 식으로 간단히 표현된다.

$$\alpha = 4R_p / \{ (1 + R_p)^2 + [X_p - \cot(k_o D)]^2 \} \quad (13)$$

Fig. 6은  $t=0.001$  m,  $d=0.004$  m,  $p=4.7\%$ ,  $D=0.026$  m인 경우, 흡음계수의 측정값(●)과 식(4)와(6), 그리고(13)을 이용하여 계산한 흡음계수의 이론적 예측값(실선)을 비교한 것이다. 그림에서 볼 수 있듯이 흡음력이 상당히 낮아 다공판만을 사용하기는 곤란하다.  $p$ 를 5% 정도로 유지하고  $d$ 를 0.01 m까지 변화시키면서 흡음계수를 측정 한 결과, 최대 공명 흡음계수가 0.2 정도로 역시 낮음을 확인하였다. 따라서 흡음재의 사용이 필요함을 알 수 있다.

다음은 Fig. 1(a)의 경우처럼 다공판 + 공기층 + 흡음재 조합 형태인데,  $t=0.001$  m,  $d=0.004$  m,  $p=4.6\%$ ,  $D=0.05$  m인 경우(○)와  $t=0.001$  m,  $d=0.006$  m,  $p=4.7\%$ ,  $D=0.05$  m인 경우(●)의 흡음계수의 측정값과 이론적 예측값(실선)을 Fig. 7에 비교하였다. 여기서 흡음재는 앞서 Fig. 5에서 사용한 유리솜을 사용하였다. Fig. 5의 유리솜만을 사용한 경우에 비하여 300~600 Hz 구간에서의 흡음은 향상되었지만 500 Hz 이상의 주파수 영역에서는 오히려 떨어지고 있다. 이러한 원인을 분석해보면, 우선 저주파수 영역에서 공명흡음의 원인은 다공판과 공기층이 이루는 공명형 구조에 의한 것이다. 실제로 공기층의 두께가 0.05 m, 그리고 흡음재의 두께가 0.05 m이므로 다공판과 강체까지의 거리는 총 0.1 m가 된다. 따라서 다공판과 두께 0.1 m인 공기층이 이루는 공명형 구조에 대해 식(13)으로 계산한 예측값(점선)을 함께 비교하였는데 그림에서 보듯이 400~600 Hz 구간에서 공명흡수 대역이 형성되며 따라서 저주파수에서의 높은 흡음은 다공판과 공기층에 의한 공명이 원인임을 알 수 있다. 한편, 500 Hz 이상에서 흡음이 낮은 것은 다공판의 기공률이 불과 5%이므로 음이 대부분 다공판에서 반사되므로 흡음재에 입사되는 음 양이 줄어들기 때문에 흡음이 낮게 된다.

Fig. 7과 같은 조건하에서  $p$ 를 10%로 증가시킨 경우,  $d=0.04$  m(○)와  $d=0.06$  m(●)일 때의 흡

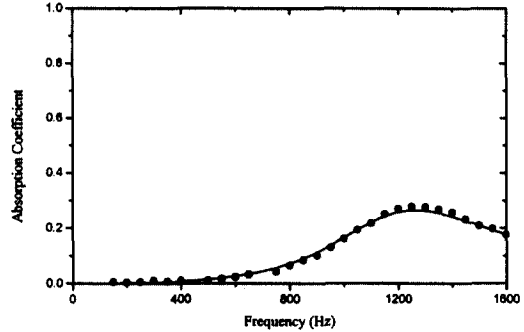


Fig. 6. Absorption coefficient for a perforated plate(thickness: 0.001 m, hole diameter: 0.004 m, porosity: 5%). ●: measured value, —: theoretical value.

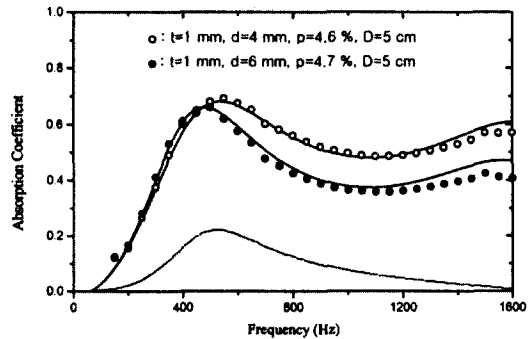


Fig. 7. Absorption coefficient for a perforated plate + an air gap + a glass wool. Symbols are measurements, —: theoretical values, ···: a perforated plate only.

음계수 측정값과 예측값(실선)을 비교하여 Fig. 8에 나타냈다. 기공률이 증가함으로써 흡음재에 입사되는 음 양의 증가로 인해 Fig. 7에 비해 500 Hz 이상에서 흡음력이 많이 향상됨을 볼 수 있다.

다음은 Fig. 1(b)의 형태인 다공판 + 흡음재 조합으로 Fig. 7과 동일한 다공판을 사용했는데  $t=0.001$  m,  $d=0.004$  m,  $p=4.6\%$ 인 경우(○)와  $t=0.001$  m,  $d=0.006$  m,  $p=4.7\%$ 인 경우(●)의 흡음계수의 측정값을 Fig. 9에 나타냈다. 이 결과는 다공판 + 공기층 + 흡음재 조합인 경우보다도 비교적 높은 흡음계수를 나타냄을 볼 수 있는데 이것은 앞서 설명한 것처럼 Fig. 2(b)에서와 같이 다공판을 지나온 평면파가 음장을 재배열할 공간이 없

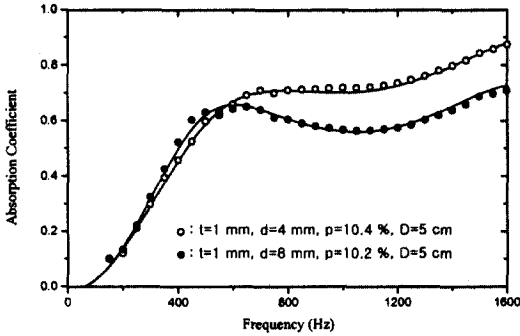


Fig. 8. Absorption coefficient for a perforated plate + a glass wool. Symbols are measurements, —: theoretical values.

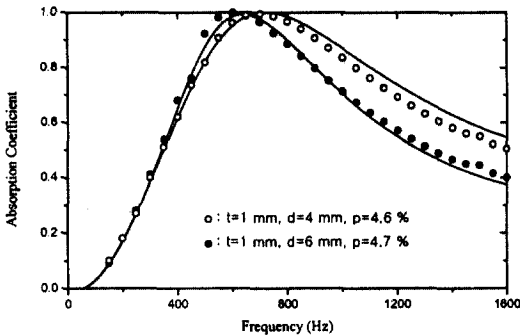


Fig. 9. Absorption coefficient for a perforated plate + a glass wool + an air gap. Symbols are measurements, —: theoretical values.

이 흡음재와 강한 상호작용을 하여 기본모드인 평면파 뿐만 아니라 그 이상의 고차항 모드까지 유발되어 이들의 효과가 곧 다공판의 음향 임피던스의 증가를 가져오기 때문이다.

한편, 음의 산란 정도는 흡음재의 유동비저항에 따라서 다르게 되므로 음향 임피던스는 흡음재의 유동비저항에 의존하는 함수가 된다. 이들 임피던스의 증가량이 얼마나 되는지는 이론적으로 정확히 산출하기 힘들지만 Ingard<sup>5)</sup>에 의하면 저항은 식 (4)에서 괄호 앞 계수인 전체 양에 영향을 주어 (상수 × 흡음재의 유동비저항) 형태를 가지며, 리액턴스의 경우는 식 (6)의 형태에서 괄호안의 끝보정에 영향을 주게 된다. 즉, 저항은 흡음재의 특성인 유동비저항과 직접 연관되며, 리액턴스는 흡음재에 따라서 다르지만 유동비저항의 함수는 아니고 끝보정에 약

간의 영향을 미친다. 이러한 점을 고려하고 흡음계수 측정값들을 이용하면 역으로 음향 임피던스 값을 추정할 수 있다.

우선 식 (6)의 리액턴스에서 끝보정 양을 변화시키면서 실험값을 비교한 결과, 공명흡수의 최대치를 가지는 주파수 위치는 리액턴스에 상당히 민감함을 확인하였고 따라서 이들 공명흡수 주파수를 잘 기술하는 리액턴스의 끝보정 값을 결정하였다. 다음으로 저항은 공명흡수 주파수 위치 결정보다는 전 주파수 구간에서의 흡음계수의 전체적인 값에 민감하기 때문에 실험값을 잘 기술하는 적절한 값을 찾을 수 있었다. 이렇게 찾은 새로운 저항과 리액턴스의 값은 각각 다음과 같다.

$$R_n = 8 \times 10^{-8} \frac{\sigma \sqrt{f}}{p} \left(1 + \frac{t}{d}\right) \quad (14)$$

$$X_n = 0.0185 f (t + 0.55 d) / p \quad (15)$$

위의 식 (14)와 (15)를 사용하여 계산한 흡음계수의 예측값(실선)을 실험값과 함께 Fig. 9에 비교하였는데 잘 일치함을 볼 수 있다. 식 (14)에서 보듯이 저항은 흡음재의 유동비저항  $\sigma$ 에 직접 관련되며 식 (15)의 리액턴스는 괄호 안의 끝보정이 식 (6)에 비해 0.05 증가했다.

한편, 식 (14)와 (15)가 다른 유동비저항을 가지는 유리솜에 대해서도 잘 적용되는지를 확인하기 위하여 체적밀도가  $32 \text{ kg/m}^3$ , 두께 0.05 m인 시료를 사용하여 역시 다공판 + 흡음재 구조에 대하여 실험하였다. 유리솜 뒤에 강체를 둔 경우 흡음계수의 실험값(○)과 예측값(실선)이 잘 일치할 때의 유동비저항은  $12,000 \text{ mks rayl/m}$ 이었으며, 흡음재 바로 앞에  $t=0.001 \text{ m}$ ,  $d=0.006 \text{ m}$ ,  $p=10\%$ 인 다공판을 설치하여 다공판+흡음재 구조로 만든 경우 실험값(●)과 식 (14)와 (15)를 사용하여 계산한 이론값(실선)을 함께 Fig. 10에 비교하였다. 그림에서 볼 수 있듯이 실험값과 이론값이 잘 일치하고 있으며 따라서 식 (14)와 (15)가 적절함을 다시 한번 확인할 수 있다.

다음은 Fig. 1(c)의 형태로 다공판 + 흡음재(유리솜: 체적밀도  $24 \text{ kg/m}^3$ , 두께 0.05 m) + 공기층 조합에 대하여 살펴보았다. Fig. 11은  $t=0.0032 \text{ m}$ ,  $D=0.025 \text{ m}$ 로 고정하고  $d=0.004 \text{ m}$ ,  $p=5.1\%$

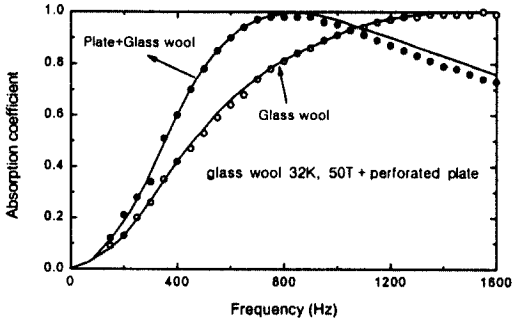


Fig. 10. Absorption coefficient for a perforated plate + a glass wool (bulk density: 32 kg/m<sup>3</sup>, thickness: 0.05 m), and that for glass wool only. Symbols are measurements, —: theoretical values.

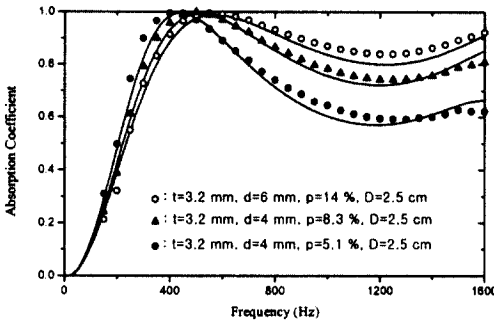


Fig. 11. Absorption coefficient for a perforated plate + a glass wool + an air gap. Symbols are measurements, —: theoretical values.

인 경우(●),  $d=0.004$  m,  $p=8.3\%$ 인 경우(▲),  $d=0.006$  m,  $p=14\%$ 인 경우(o)의 흡음계수의 측정값과 이론적 예측값(실선)을 비교한 것이다. 앞서의 Fig. 9에 비하여 주파수 400 Hz 부근에서 공명 흡수가 발생하는데 이것은 흡음재 뒤의 공기층 때문에 발생하는 것이며, 기공률을 증가시킬수록 고주파수 영역의 흡음계수가 증가함을 역시 볼 수 있다.

지금까지 다공판, 흡음재, 공기층으로 구성되는 기본적인 3가지 조합 구조물에 대한 흡음특성을 살펴 보았다. 본 연구결과 음이 수직입사가 되는 경우, 다공판 + 공기층 + 흡음재 형태는 다른 형태인 다공판 + 흡음재, 그리고 다공판 + 흡음재 + 공기층 구조에 비하여 그 흡음력이 낮았다. 다공판 + 흡음재, 그리고 다공판 + 흡음재 + 공기층 구조는 흡음

력이 비슷하게 좋았지만 후자의 경우는 공기층을 적절히 조절하여 저주파수 영역의 흡음력을 향상시킬 수 있으므로 더 효과적이라고 할 수 있다. 이러한 일련의 결과들은 물론 다공판, 흡음재, 공기층의 조건에 따라 다른 특성을 가지게 되지만 본 연구의 해석을 사용하면 어떤 조건에서도 흡음계수를 예측할 수 있다. 다공판의 두께, 구멍의 직경, 기공률 등 3가지 변수들을 변화시키면서 각 조합물에 대한 흡음계수를 살펴본 결과, 특정 주파수 영역의 흡음력이 증가하면 다른 주파수 영역의 흡음력은 감소하기 때문에 효과적인 감음을 위해서는 소음원의 주파수 특성에 따라서 적절한 조합물과 변수들을 택하는 것이 바람직하다고 사료된다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 다공판, 흡음재, 그리고 공기층으로 이루어지는 3가지 기본적인 방음판 구조물에 대한 음향 흡음계수를 임피던스관법으로 측정하고 상호 비교하였다. 이들 측정값들을 잘 기술할 수 있도록 간단한 이론적 해석을 하였으며, 이론적 예측값과 실험값을 비교한 결과 잘 일치함을 확인하였다. 다공판의 구멍의 직경, 판의 두께, 기공률, 흡음재의 체적밀도 및 두께, 그리고 공기층의 두께 등 각종 변수에 따라서 높은 흡음력을 가지는 주파수 대역이 변화하기 때문에 소음원의 주파수 분석을 선행하고 이들 조합물을 적절히 구성함으로써 소음저감에 최대 효과를 가질 수 있을 것으로 사료된다. 본 연구를 통하여 다공판을 사용하는 음향 흡음계수의 이론적 예측이 가능해졌으므로 각종 사업장이나 도로의 방음벽 등에 실질적으로 활용이 가능할 것으로 기대된다.

#### 참 고 문 헌

1. Maa, D. Y., "Theory and design of micro-perforated panel sound-absorbing constructions," *Noise Control Engineering Journal*, **29**, 77(1987).

2. 정성수, 황철호, "다공판을 이용한 공명형 구조의 흡음특성," *응용물리*, **9**, 616(1996).
3. Mechel, F. P., "Helmholtz resonators with added porous absorbers," *Acoustica*, **80**, 268(1994).
4. Guignouard, P., Meisser, M., Allard, J-F., Rebillard, P., and Depollier, C., "Prediction and measurements of the acoustical impedances and absorption coefficient at oblique incidence of porous layers with perforated facings," *Noise Control Engineering Journal*, **36**, 129(1991).
5. Ingard, U., "On the theory and design of acoustic resonators," *J. Acoust. Soc. Am.*, **25**, 1037(1953).
6. Zwicker, C. and Kosten, C., *Sound Absorbing Materials*, Chap. 1, Elsevier, N.Y. (1949).
7. Miki, Y., "Acoustical properties of porous materials-Modification of Delany-Bazley models," *J. Acoust. Soc. Jpn (E)*, **11**, 19 (1990).
8. ASTM E 1050-90, *Standard Method for Impedance and Absorption of Acoustical Materials using a Tube, Two Microphones and a Digital Frequency Analysis System*, American Society of Testing and Materials, Philadelphia, PA(1990).