

벽면의 임피던스변화에 따른 폐공간 내부에서의

음장특성분석

오재응*, 김상현**, 도종석**

Sound Absorption Effects in a Rectangular Cavity According to the Surface Impedance of Wall

Jae-Eung, Oh Sang-Hun, Kim Joong-Suk, Do

ABSTRACT

Foamed aluminum is well known metallic porous sound absorption material which has excellent properties of light weight and high absorbing performance. For the purpose of finding out the sound field characteristics within a simple closed cubic enclosure with foamed aluminum, analytic and experimental studies are performed. For the first time, the standing wave apparatus is used to measure absorption coefficient and impedance of the foamed aluminum. Next, the sound effects of absorption material in acoustically loaded rectangular enclosure are identified according as the foamed aluminum is to be or not.

1. 서론

차량이나 각종 기계 구조물의 설계, 건축등 산업 전 분야에서 소음을 저감하기 위한 방법으로 흡음재가 널리 이용되고 있다. 특히 차실 내의 소음은 승객에게 불쾌감과 피로감을 주고 있기 때문에, 정숙성의 향상은 차량개발의 중요한 과제가 되고있으며 근래들어 저소음화는 차량의 시장경쟁력을 갖추는 주요 요인중의 하나가 되고 있어 그 의미는 매우 중요하다. 그러나 이러한 소음저감을 위한 설계는 일반적으로 적용할 수 있는 해석적인 방법이 없기 때문에 시행착오적인 방법으로 설계를 함으로써 많은 시간과 경비를 들여야만 했다. 그러므로 설계단계에서 부터 효율적인 흡음효과를 예측할 수 있도록하는 것이 중요하며, 따라서 흡음재료의 표면 임피던스와 흡음율을 예측하고, 물성치의 변화에 따른 흡음재료의 흡음특성을 비교

하여 내부음장의 흡음효과를 예측함으로써 효과적인 흡음대책을 강구할 수 있다.^[1,2,3,4,5]

본 연구에서 사용하는 발포알루미늄 흡음재은 많은 기포를 포함하는 구조로서 경량화와 동시에 음향특성(흡음특성)에 우수한 장점을 가지는 금속 재료이다. 현재 흡음재료로서 일반적으로 사용되는 그라스울은 노화에 의하여 조직이 비산되거나 습기에 의한 흡음율의 저하등이 문제점으로 대두되고 있으나 발포알루미늄의 경우에는 그러한 문제가 없으며 특히 흡음재의 부착으로 내부온도가 상승되어 문제가 발생하는 폐공간의 흡음문제를 해결하는데 있어서 큰 장점을 지니고 있다.^[6]

본 연구에서는 각종 흡음재료의 흡음특성과 그에 따른 흡음효과 예측의 첫단계로서 이론적 모델링과 실험을 통하여 단순 폐공간내에서의 발포알루미늄 흡음재 부착에 의한 음장변화를 알아보는 데 그 목적을 두었다.

본 연구에서는 실험시에 사용된 발포알루미늄 흡음재의 흡음율과 임피던스값을 측정하여 이론적

* 한양대학교 자동차공학과

** 한양대학교 대학원

인 해석시에 적용해 보았으며 이를 통해 재료의 파라미터와 흡음효과와의 관계를 분석하였다. 또한 직육면체 폐공간의 한 면에 폐공간의 외부로부터 음향가진되는 단성 평판을 설치하고 이와 마주 보는 면에 발포알루미늄 흡음재를 부착시켜 내부 음압을 알아보았다. 1차원 적으로 단순화시킨 이론적인 모델링에서는 평판과 흡음벽의 임피던스값을 구하여 경계조건으로 적용하였다.

2. 이론^[7,8,9,10]

2.1 단순폐공간의 1차원 모델링

한 면만이 단성 평판이고 나머지 면들은 강체로 가정한 직육면체의 밀폐된 상자가 있고 평판이 음향 가진되고 있을 때, 외부의 음원이 평판을 거쳐 내부로 전달되는 경우를 Fig.1과 같이 1차원 운동으로 단순화 시켜 모델링하였다.

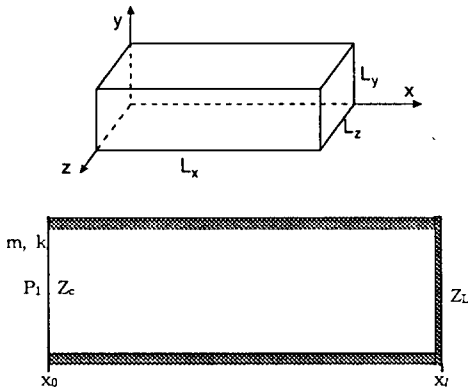


Fig.1 전체 계의 1차원 모델링($c=348 \text{ m/s}^2$, $L_x=0.6\text{m}$, $L_y=0.3\text{m}$, $L_z=0.3\text{m}$)

단순화 시킨 모델의 질량체에 뉴턴의 운동법칙을 적용하면

$$f = P_1 S = M \ddot{x} + Kx + Sp(0) \quad (1)$$

와 같이 된다. 여기서 P_1 은 평판에 입사될 때의 음압, M 은 평판의 질량, K 는 평판의 강성, S 는 평판의 넓이를 나타내며 $p(x)$ 는 폐공간 내부의 음압을 나타내므로 $p(0)$ 는 폐공간 내부의 평판과 접한 곳의 음압이다. 평판이 조화적으로 운동한다면 $x = X e^{j\omega t}$ 라고 가정할 수 있고, 평판의 운동 속도는 평판과 접한 입자의 속도와 같다고 할 수 있으므로 식(1)은 아래와 같이 표현될 수 있다.

$$f = P_1 S = j \left(M\omega - K/\omega + \frac{Sp(0)}{u(0)} \right) u(0) \quad (2)$$

이제 양변을 평판의 면적 S 로 나누면

$$P_1 = (Z_P + Z_C)u(0) \quad (3)$$

와 같이 외부 압력항으로 정리할 수 있다. 이때, 평판의 임피던스 Z_P 와 평판 바로 뒷면에서의 음향 임피던스 Z_C 는 다음과 같이 정의된다.

$$Z_P = j(\omega m - k/\omega) \quad (4)$$

$$Z_C = \frac{p(l)}{u(l)}$$

여기서 m 과 k 는 각각 단위면적당 질량과 단위면적당 강성계수이다.

한편, 이 경우의 1차원 파동방정식과 경계조건은 다음과 같다.

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} = \frac{1}{c} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (5)$$

$$u(0) = \dot{x} \quad (6)$$

$$\frac{p(l)}{u(l)} = Z_L$$

여기서 Z_L 은 평판과 마주보는 벽면의 표면 임피던스를 나타내며 식(5)와 식(6)을 만족하는 압력 $p(x)$ 는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} p(x) &= \frac{\dot{x} \rho_0 c}{\exp(i2k l) - \phi} \\ &\cdot [\exp(i2k l) \exp(-ikx) + \phi \exp(ikx)] \\ &= \dot{x} \rho_0 c \left[\frac{\exp(i2k l) + \phi}{\exp(i2k l) - \phi} \cos kx - i \sin kx \right] \end{aligned}$$

이때

$$\phi = \frac{Z_L - \rho_0 c}{Z_L + \rho_0 c}$$

이 경우 입자의 속도를 식(7)로부터 구하면 다음의 식과 같다.

$$\begin{aligned} u(x) &= \frac{1}{\rho_0} \int \frac{\partial p}{\partial x} dt = \frac{\dot{x}}{\exp(ik l) - \phi \exp(-ik l)} \\ &\cdot [\exp(ik l) \exp(-ikx) + \phi \exp(-ik l) \exp(ikx)] \end{aligned} \quad (8)$$

위의 식(7)과 식(8)의 관계로부터 평판과 접한 폐공간 내부의 음향 임피던스를 구하면 식(9)와 같이 나타낼 수 있다.

$$Z_C = \frac{p(0)}{u(0)} = \rho_0 c \frac{Z_L + i\rho_0 c \tan k l}{\rho_0 c + iZ_L \tan k l} \quad (9)$$

이상의 관계를 이용하여 \dot{x} 항을 소거시키고 정리하면 다음과 같이 정리된다.

$$p(x) = P_1 \frac{\rho_0 c}{Z_P + Z_C} \left[\frac{\exp(i2k l) + \emptyset}{\exp(i2k l) - \emptyset} \cos kx - i \sin kx \right] \quad (10)$$

여기서 Z_P 는 식(4)에 나타난 바와 같이 주파수의 함수이며 Z_C 는 식(9)로부터 평판과 마주보는 벽면의 표면 임피던스 Z_L 로 주어진다. 임피던스값 Z_L 은 마주보는 벽면이 강체라면 무한대가 되고 흡음재를 비롯한 다른 물질이 부착될 때에는 주파수에 따른 함수로 주어지므로 결국 식(10)은 주파수에 관한 내부음압이 된다.

2.2 흡음율과 표면 임피던스

정재파관내에서 시료에 평면파가 수직으로 입사할 때 특정한 점 x 에서의 입사파에 의한 압력과 반사파에 의한 압력은 다음과 같이 주어진다.

$$p_i = A \exp(j2\pi ft) \quad (11)$$

$$p_r = B \exp\left[j\left(2\pi ft - 2\pi f \frac{2x}{c} + \Delta\right)\right]$$

이상의 관계를 이용하여 입사음과 반사음의 관계를 다음과 같은 식으로 나타낼 수 있다.

$$p_r = \frac{B}{A} p_i \exp\left[-j\left(4\pi \frac{x}{\lambda} - \Delta\right)\right] \quad (12)$$

여기서 p_r 은 p_i 와의 위상차가 180° 일 때(즉, $\frac{4\pi x_1}{\lambda} - \Delta = \pi$ 때) 최소값을 갖게 되며 그러므로 정재파관 내에서 음압이 최소가 되는 점 x_1 을 실험을 통하여 구하면 위상각 Δ 를 다음 식

$$\Delta = \left(\frac{4x_1}{\lambda} - 1\right)\pi \quad (13)$$

에서 구할 수 있다.

반사계수 r 은 입사파와 반사파의 진폭비로 정의되므로

$$r = \frac{B}{A} \quad (14)$$

로 정의되고 총 입사된 에너지와 재료에 의해 흡수된 에너지 사이의 비율인 흡음율 α 는 다음과 같이 정의된다.

$$\alpha = 1 - r^2 = 1 - \left(\frac{B}{A}\right)^2 \quad (15)$$

한편 음파가 흡음재로 수직입사할 때 일부에너지는 흡수되고 일부는 반사하게 되는데 이 경우 음파는 강체위에서의 반사와는 달리 흡음재 내부로 어느 정도 침투해서 재료 내부의 가상면상에서 반사한다. 음파의 이러한 성질은 재료 표면의 음향임피던스로서 특성지을 수 있다. 재료 표면 상에서의 음압과 입자속도는 항상 동위상이 아니므로 임피던스값은 복소수로 표현된다. 정재파관에 대해서 재료의 임피던스는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$Z_n = \frac{p_i + p_r}{u_i + u_r} \quad (16)$$

여기서 입사파와 반사파를 다음과 같이 나타낼 수 있으므로

$$p_i = \rho c u_i, \quad p_r = \rho c (-u_r) \quad (17)$$

임피던스는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$Z_n = \left(\frac{p_i + p_r}{p_i - p_r}\right) \rho c = \left[\frac{1 + \frac{p_r}{p_i}}{1 - \frac{p_r}{p_i}}\right] \rho c \quad (18)$$

따라서 입사음압과 반사음압은 다음과 같은 관계식을 얻을 수 있다.

$$p_r = p_i \cdot r \cdot \exp(j\Delta) \quad (19)$$

여기서 Δ 는 입사음압과 반사음압사이의 위상각이다.

식(19)을 이용하여 식(18)로 주어진 임피던스값을 위상각 Δ 와 반사계수 r 로 정리하면 다음과 같다.

$$Z_n = (\text{Re}(Z_n) + j\text{Im}(Z_n))\rho c = \left[\left(\frac{1-r^2}{1+r^2-2r\cos\Delta}\right) + j\left(\frac{2r\sin\Delta}{1+r^2-2r\cos\Delta}\right)\right]\rho c \quad (20)$$

결국 식(13)으로부터 위상각을 구하고 식(19)를 이용하여 실험을 통하여 반사계수 r 을 구하면 식(20)으로부터 재료 표면상에서의 임피던스값을 최종적으로 구할 수 있다.

3. 실험

3.1 주파수에 따른 발포알루미늄 흡음재의 표면 임피던스 측정실험

Fig.2는 발포알루미늄 흡음재의 임피던스와 흡음율을 측정하기 위한 실험장치도를 보여주고 있으며 Fig.3은 실험에 사용된 발포알루미늄 흡음재의 표면을 보여주고 있다. 실험을 위해서는 B&K사의 정재파장치 (Type 4002)를 사용하였으며 발포알루미늄 시료의 두께는 13mm이다. 측정장치외관의 끝단에 발포알루미늄 흡음재를 부착하고 반대 끝단에서 마이크로폰을 삽입하여 식(13)과 식(15)에서 나타낸 것과 같이 음압이 최대, 최소가 되는 점에서 음압을 측정하여 임피던스와 흡음율을 계산하였다. 임피던스와 흡음율의 측정은 100Hz에서 1600Hz의 주파수 범위내의 1/3옥타브 밴드 중심주파수에서 측정하였다. 가진음은 신호 발생기에서 발생시켜 앰프를 통해 증폭하여 입력하였으며 측정된 마이크로폰의 신호는 앰프를 통해 증폭하고 필터를 통과시킨 후 주파수분석기에서 분석하였다.

3.2 발포알루미늄 흡음재 부착시 내부음장 측정 실험

평판과 마주보는 벽의 전 면에 발포알루미늄 흡음재를 부착시키고 폐공간의 외부에 스피커를 위치시킨 후 백색잡음으로 가진하였다. 내부의 음압 측정은 상자의 한 쪽 벽면에 작은 구멍을 내어 상자 내부로 마이크로폰을 삽입시킨 후 그 위치를 길이 방향을 따라 이동시키면서 수행하였다. 실험시에 스피커의 음압가진은 104dB 이었으며 마이크로폰을 통해 들어오는 신호는 주파수 분석기를 통하여 분석하였다. 다음 Fig.4는 발포알루미늄 흡음재 부착에 따른 내부음장의 측정 실험장치도이다.

4. 결과 및 고찰

4.1 발포알루미늄 흡음재의 표면 임피던스

발포알루미늄의 기포율에 의한 영향을 보면 기포율의 정도가 흡음율과 관계된다. 이것은 기포율이 높은 발포알루미늄은 기포가 크고 표면의 요철도 크므로 발포알루미늄 표면에서의 음파의 난반사가 크게되어 음파의 간섭이 커지기 때문에 흡음율이 높게 되는 것으로 알려져있다.

실험을 통하여 얻어진 발포알루미늄 흡음재의 표면임피던스값과 흡음율을 Table 1에 나타내었다. 측정된 결과는 1/3 옥타브밴드에서 분석하였

다. Fig.5에서는 주파수에 따른 흡음율을 나타내었으며 Fig.6은 임피던스값을 나타내었다. 그림에서 알 수 있듯이 재료의 흡음율은 주파수가 증가함에 따라 대체적으로 증가하는 것을 볼 수 있으나 표면 임피던스는 주파수가 증가함에 따라 감소하고 있다. 이런 경향은 주파수가 증가함에 따라 공기입자의 운동속도도 증가하게 되고 이 운동 입자들이 발포알루미늄 흡음재 내부의 미세공간의 벽면과 마찰하면서 손실되는 에너지의 양 또한 증가한 속도만큼 커지기 때문으로 판단된다.

4.2 이론해석결과

실험을 통해서 구한 발포알루미늄 흡음재의 임피던스 값들을 파동 방정식의 경계조건으로 적용하여 발포알루미늄 흡음재 부착에 따른 내부음장을 구하였다. 앞의 실험결과로부터 주파수가 증가함에 따라 흡음재의 흡음율은 증가하고 임피던스는 감소한다는 사실로부터 주파수가 커질수록 음압의 감소량 역시 더 커져야 함을 예측할 수 있었고 이는 Fig.7의 결과에서도 확인할 수 있다. 다음의 Fig.7은 각각 실내에 발포알루미늄 흡음재가 없을 때와 발포알루미늄 흡음재가 있을 때의 내부음압을 주파수와 폐공간 내부의 1차원적인 거리에 따라 나타낸 것이다. 발포알루미늄 흡음재가 없을 때 벽면의 경계조건은 무한대의 임피던스를 사용하였다. Fig.7(a)에 따르면 전체 계를 1차원으로 단순화 시켰기 때문에 평판의 고유진동수들 중에서는 1차만이 나타나고 있지만 밀폐계의 음향 고유진동수는 모두 나타나고 있다. 실험을 통해 측정할 수 있었던 발포알루미늄 흡음재의 임피던스는 최소 100Hz 이상에서만 고려했기 때문에 Fig.7(b)에서는 약 100Hz에서 나타나는 평판의 1차 고유진동수가 정확히 보이지는 않고 있다. Fig.7(a)와 Fig.7(b)를 비교하여 보면 발포알루미늄 흡음재를 부착함에 따라 각각의 고유진동수에서의 피크레벨이 상당히 줄어든 것을 볼 수 있으며 이것은 밀폐계내의 주파수분석결과나 음향 공진주파수에서의 모드형태에서도 쉽게 알 수 있다.

Fig.8은 밀폐계내부 임의의 거리에서의 음압을 주파수 영역으로 나타낸 것이다. Fig.7에서 나타난 것과 같이 각각의 음향고유진동수에서의 피크레벨이 떨어지며 무더지는 것을 볼 수 있다. 또한 밀폐계의 음향고유진동수들이 저주파로 이동되고 있음을 알 수 있다.

다음 Fig.9는 각 음향 공진 주파수에서의 밀폐

계내부의 모드형태를 나타낸 것이다. 그림을 보면 각각의 음향모드들에서 약 15-20dB정도의 감소를 보이고 있으며 발포알루미늄 흡음재를 부착한 경우 각각의 고유모드에서의 고유진동수가 저주파로 이동됨에 따라 각각의 음향고유모드의 파장이 더 넓어지는 것을 볼 수 있다.

4.3 실험결과

밀폐계의외부에서 백색잡음으로 가진시키고 내부의 음장을 측정하는 실험을 통하여 얻어진 결과를 주파수와 폐공간내부의 위치에 대한 함수로 나타낸 것이 Fig.10이다. Fig.10(a)는 발포알루미늄 흡음재가 부착되지 않은 상태에서의 측정된 결과이며 Fig.10(b)는 발포알루미늄 흡음재가 부착된 상태에서의 실험결과이다.

앞에서 설명한 1차원 밀폐계의 이론적 해석결과와는 달리 실제계에서는 100Hz의 평균의 1차고유진동수 뿐만 아니라 그 외의 모드들도 나타나고 있음을 두 그림 모두에서 확인할 수 있었다. 그림에서는 1000Hz이내의 음향 고유모드들이 모두 존재하고 있으며 그 외에도 많은 고유진동수들이 나타나고 있다. 이들 고유진동수들은 이론적 해석결과에서는 나타나지 않았는데 그 이유는 해석에서는 1차원적인 해석을 하였기 때문인 것이다. 주파수에 대하여 위의 두결과들을 함께 Fig.11에 나타내었다. Fig.11의 주파수 분석에 따르면 발포알루미늄 흡음재의 부착에 따라 측정위치별로 각각의 피크치들이 약 15-20dB 가량 감소하는 모습을 볼 수 있으며 각각의 음향모드에 대한 고유진동수가 저주파로 이동된 것을 볼 수 있으나 피크레벨이 감소되어 주파수 이동에 대한 두드러진 특성을 볼 수 는 없었다. 발포알루미늄 흡음재를 부착함에 따라 음향고유진동수가 저주파로 이동되는 것은 발포알루미늄 흡음재에 의한 감쇠의 영향으로 판단된다.

마지막으로 실험에 의한 결과를 x축에 따른 모드형으로 발포알루미늄 흡음재를 부착한 경우와 부착하지 않은 경우를 Fig.12에 나타내었다. Fig.12는 Fig.9에서 나타난 것과 같이 음향고유진동수가 저주파로 이동됨에 따라 파장이 길어진 것을 볼 수 있으며 주파수분석에서 나타난 것과 같이 각 모드에서의 음압레벨이 약 15-20dB가량 감소된 것을 볼 수 있다.

5. 결 론

본 연구에서는 한면에 발포알루미늄 흡음재를 부착한 폐공간이 백색잡음으로 음향가진되는 경우에 폐공간내부에서의 음향특성을 해석적 방법과 실험적 방법을 통하여 비교 분석하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

음압가진되고 있으며 한 쪽 면에 발포알루미늄 흡음재가 부착되어 있는 단순 폐공간의 해석을 1차원으로 단순화 시켜 수직입사파에 대한 발포알루미늄 흡음재의 흡음효과를 알아본 결과 발포알루미늄 흡음재에 의한 흡음효과와 폐공간 및 구조물의 음향 및 진동특성은 정확히 반영하고 있었다. 그러나 해석결과와 실험결과에서의 음압레벨을 정량적으로 비교하여 보면 차이가 나고 있는데 이는 해석시 외벽을 강체로 해석한 이유인 것으로 판단된다.

실험적인 방법을 통해 주파수의 함수로 주어지는 발포알루미늄 흡음재료의 파라미터를 추출하여 이론식에 적용하여 보았으며 또한 이 재료를 실험시에 적용하여 발포알루미늄 흡음재의 부착여부에 따라 비교한 결과 발포알루미늄 흡음재를 부착한 후에 각각의 음향고유모드에서의 음압레벨이 약 15-20dB가량 감소되었다.

6. 참고문헌

1. L.Cremer and M.Heckl, 1988, Structure-Borne Sound, Springer-Verlag Berlin
2. Douglas D. Reynolds, 1981, Engineering Principles of Acoustics, Allyn and Bacon, Inc.
3. W.Lauriks, P.Mees and J.F.Allard, 1992, "The Acoustic Transmission through Layered Systems", Journal of Sound and Vibration, Vol.155, No.1, pp.125-132
4. P.Rebillard, J.F.Allard, C.Depollier, P.Guignouard, W.Lauriks, C.Verhaegen and A.Cops, 1992, "The Effect Of A Porous Facing On The Impedance and The Absorption Coefficient Of A Layer Of Porous Material", Journal of Sound and Vibration, Vol.156, No.3, pp.541-555
5. Wayne B. McDonald, Rimas Vaicaitis and Michael K. Myers, 1978, "Noise Transmission

Through Plate Into an Enclosure”, NASA Technical Paper, 1173

6. 秋山 茂, 伊藤雅夫, 石井榮一, 1991, “發泡アルミニウムの音響特性”, 九州工業技術試験所報告, No.46, pp.45-54

7. Leo L. Beranek and Istvan L. Ver, 1992, Noise and Vibration Control Engineering, John Wiley and Sons, Inc.

8. C. Kearney Barton and Edward F. Daniels, 1978, “Noise Transmission Through Flat Rectangular Panels Into a Closed Cavity”, NASA Technical Paper, 1321

9. 矢野博夫, 鈴木千輝, 橋 秀樹, 石井聖光, 1980, “入射波と反射波の分離による吸音特性の測定法”, 日本音響學會, 建築音響研究委員會資料 AA 80-26

10. F.J.Fahy, 1988, “Sound Intensity”, Elsevier Applied Science

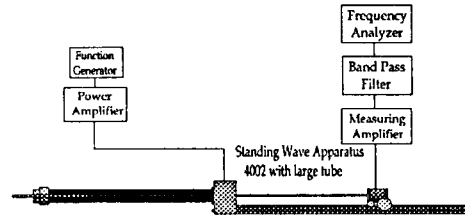


Fig.2 Measurement of absorption coefficient and surface impedance of foamed aluminum

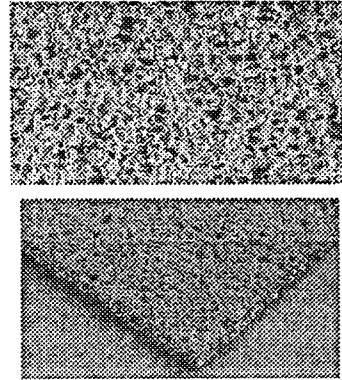


Fig.3 Surface and a sample of the foamed aluminum

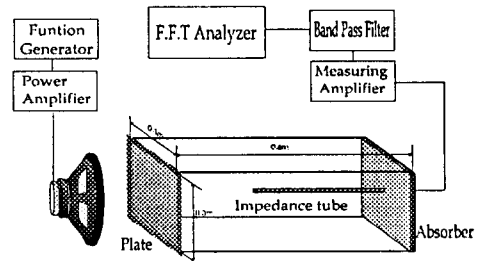


Fig.4 Measurement of sound effects of foamed aluminum in rectangular enclosure

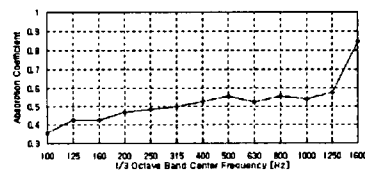


Fig.5 Sound absorption coefficient

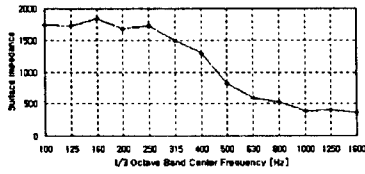
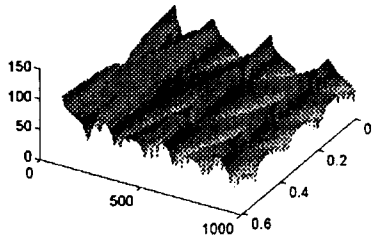
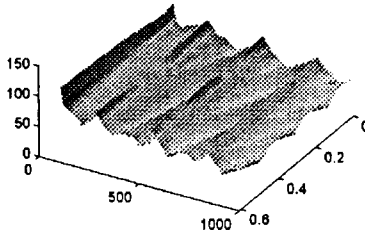


Fig.6 Surface impedance of foamed of foamed aluminum measured in an standing wave apparatus

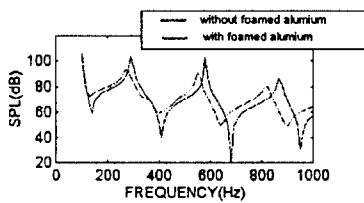


(a) Without foamed aluminum

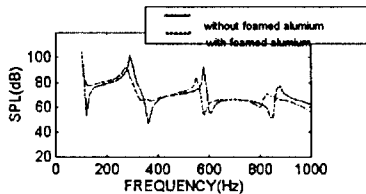


(b) With foamed aluminum

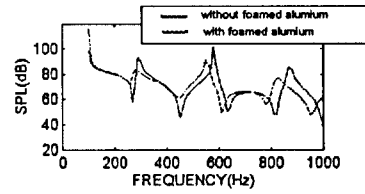
Fig.7 Predicted sound pressure level curves in rectangular enclosure both with and without foamed aluminum



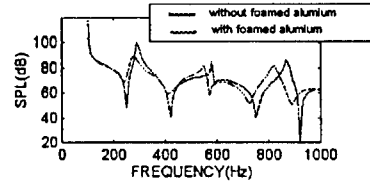
(a) 4cm from an steel plate



(b) 12cm from an steel plate

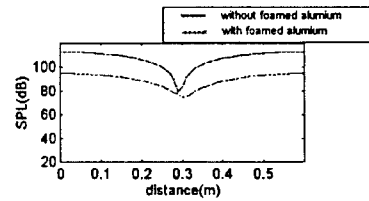


(c) 36cm from an steel plate

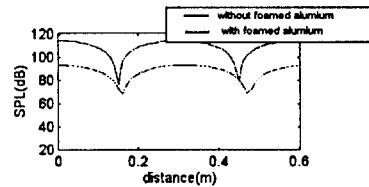


(d) 44cm from an steel plate

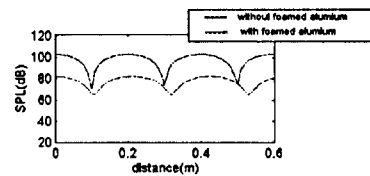
Fig.8 Predicted sound pressure level curves at 4, 12, 36, 44cm from an steel plate



(a) 1st acoustical mode

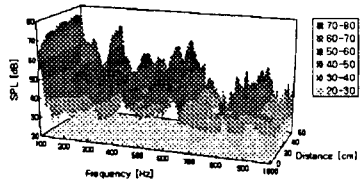


(b) 2nd acoustical mode

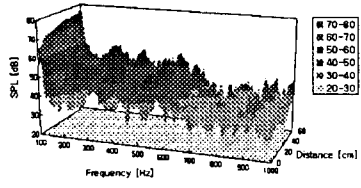


(c) 3rd acoustical mode

Fig.9 Predicted sound pressure level curves through a rectangular enclosure for both with and without foamed aluminum at acoustical modes



(a) Without Foamed Aluminum



(b) With Foamed Aluminum

Fig.10 Measured sound pressure level in cavity both with and without foamed aluminum

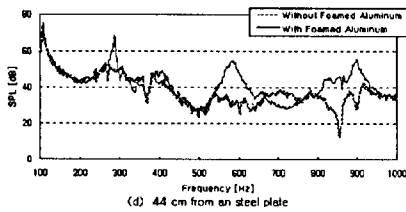
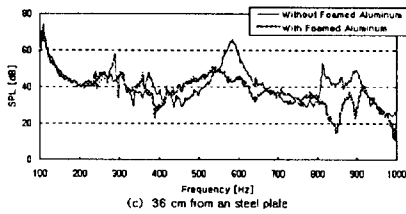
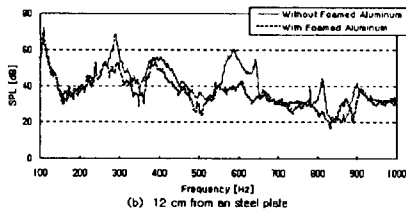
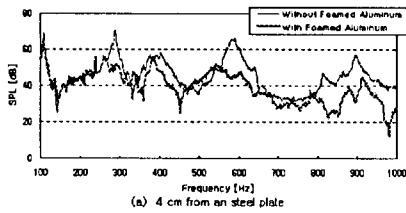


Fig.11 Measured sound pressure level curves at 4, 12, 36, 44cm from an steel plate

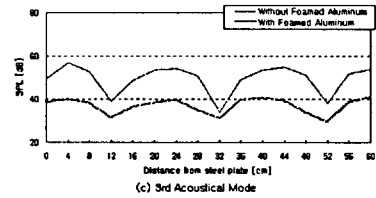
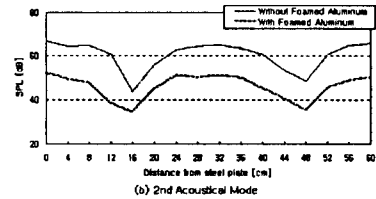
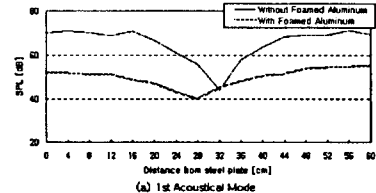


Fig.12 Measured sound pressure level curves through a rectangular enclosure for both with and without foamed aluminum at acoustical modes