

<논 문>

# 음향 가진된 밀폐계의 유연한 평판의 음향 방사 특성에 관한 연구

## Acoustic Radiation Characteristics from Flexible Steel Plate Excited by Acoustic Loading in an Rectangular Enclosure

김상헌\* · 안지훈\* · 오재응\*\*  
Sang-Hun Kim, Ji-Hoon Ahn and Jae-Eung Oh

(1997년 2월 19일 접수 ; 1997년 4월 16일 심사완료)

**Key Words :** Acoustic Intensity(음향인텐시티), Surface Intensity(표면인텐시티), Acoustic Transmission Loss(음향전달손실), Acoustic Fluid(음향유동), Acoustic Radiation Pattern(음향방사패턴), Radiation Efficiency(방사효율)

### ABSTRACT

The experimental and analytical study was conducted to determine the noise transmission characteristics of acoustically loaded steel plate of rectangular enclosure and to investigate the sound radiation characteristics through out the enclosure. The vibrations of acoustically loaded plate give rise to sound radiations and generate the reverberant space that the sound field exists very close to a vibrating plate. Acoustic transmission loss is measured from the incident intensity into the plate and the transmitted intensity through out the plate. Sound radiation patterns are measured from both acoustic intensity technique and surface intensity technique. Those resultant patterns and vibrational modes are vital in understanding the relations between vibration and noise in the near field out of vibrating plate.

### 1. 서 론

기계 구조물의 진동 현상에는 필연적으로 음향 방사 현상이 수반되며, 특히 가전제품, 항공기 및 자동차에는 소비자의 요구뿐만 아니라 환경 규제로 인하여 소음이 문제로 대두되고 있다. 구동력의 소음이 구조물을 가진하여 진동하는 구조물의 경우에 음향이 고체방사음으로 방사되는 경우는 매우 흔한 일이며, 이러한 방사음의 발생원 및 전달 경로를 규명하고자 하는 노력이 다양한 방법으로 시도되어져 왔다.<sup>(1~10,14,15)</sup>

구조물의 칸막이에서의 음의 저감 및 차단을 측정하는 것이 전달계수  $\tau$ 이다. 이것은 입사된 음향파위에 대한 투과된 음향파위의 비를 말한다. 그리고 이

값의 log형태를 전달손실 ( $10 \log(1/\tau)$ )이라 한다. 전달손실의 일반적 측정방법으로 입사되는 음향파위는 음원실에서의 평균자승음압의 공간평균으로 구하며 이때 음원실은 완전한 확산장이어야 한다. 또한 수음실에서도 투과된 음향파위가 측정되며 여기서는 잔향시간도 측정되어야 한다. 이렇듯 종래의 방법에서는 잔향실법을 이용한 실측에 의해 구해지고 있으나 실제로 연구실 등에서는 잔향실법을 이용한 전달손실의 측정은 불가능한 실정이다. 이러한 이유 때문에 때때로 질량법칙을 통한 수학적 전달손실계산법이 사용되기도 하나 이 또한 실제 측정결과와 오차가 크므로 1970년대 중반부터 일본의 건축분야에서는 경험을 토대로한 근사식을 만들어 사용하고 있다. 그러나 이것은 근사식으로서 현장에서 사용은 되고 있으나 연구분야에서의 활용은 거의 없는 편이다. 본 연구에서는 음향인텐시티법을 이용하여 투과된 음향파위를 직접 구하는 방법을 이용하였다. Jacobson과 Ding<sup>(8)</sup>은 종래의 방법과 음향인텐시

\*한양대학교 대학원 정밀기계공학과

\*\*정회원, 한양대학교 공과대학 자동차공학과

티법을 이용한 방법에 의한 전달손실을 측정함에 있어서 발생하는 오차에 대하여 연구를 수행하였다. Wang과 Crocker<sup>(9)</sup> 및 Raju, Forssen, Crocker<sup>(10)</sup>는 평판의 투과손실을 측정하기 위해 음향인텐시티법을 사용하여 그 적용 가능성을 설명하였다. 본 연구에서는 밀폐계내부에서 음향가진된 유동이 밀폐공간을 지나 반대편 평판을 가진하는 입사음의 인텐시티와 투과된 전달음의 인텐시티의 비로 전달손실을 구하고 음향전달특성을 고찰하였다. 이 방법을 사용하면 수음실내에서 확산음장을 형성할 필요가 없으며 따라서 수음실 자체가 필요없는 경우가 된다.

고체방사음의 경우에는 구조물 표면의 진동 속도와 근접한 매질의 입자속도가 동일하다는 가정이 성립되므로, 구조물의 법선 방향 속도와 근접음장의 음압간의 크로스 스펙트럼을 이용하는 표면 인텐시티 방법을 이용하여 주요 소음원을 결정할 수 있다. McGary와 Crocker<sup>(5)</sup>는 디젤엔진의 음향방사를 규명하기 위하여 표면인텐시티법을 사용하였으며 Brito<sup>(6)</sup>와 Kaemmer, Crocker<sup>(7)</sup>도 복잡한 기계류 및 실린더의 진동에 의한 음의 방사를 표면인텐시티법을 이용하여 고찰하였다. 표면 인텐시티법은 여러 음원이 복합된 음장에서 각각의 음원에 대한 음향파위를 구할 수 있으므로 소음원의 순위를 규명할 수 있어서 소음의 저감 대책을 수립하는데 장점이 있으나, 측정 장치의 구조상 진동체 표면의 진동을 측정하기 위한 가속도 센서와 음압을 측정하는 마이크로폰과의 거리 간격이 필연적으로 발생하며, 진동체 표면의 속도를 매질의 입자속도로 근사화시킴으로 인한 위상 오차가 발생할 수 있다. 그러나 실험상에서 위상오차를 최소화할 수 있다면 음향인텐시티법에 의한 방법보다 더 정확한 방법으로 사용될 수 있다.

본 연구에서는 밀폐계내부의 일단에서 음향가진하고 반대편에 위치한 유연한 평판을 통하여 음이 방사되는 경우에 전달손실로부터 평판의 음향전달특성을 규명하였으며 음향인텐시티법과 표면인텐시티법을 이용하여 평판으로부터 방사된 음의 특성을 비교 고찰하여 평판의 진동에 의해 형성된 근접음장의 특성을 분석하였다.

## 2. 이론 해석

### 2.1 음향 인텐시티(Acoustic Intensity)

임의의 시간  $t$ 와 임의의 공간 좌표  $x$ 에서의 순간 음향 인텐시티를 구하기 위해 1차원 정현파 음장의

경우에 있어서 음압을 다음과 같이 나타내었다.

$$p(x, t) = P(x) \cos(\omega t - \phi_p(x)) \quad (1)$$

여기서,  $P(x)$ 는 음압의 진폭이며  $\phi_p(x)$ 는 음압의 위상각을 나타낸다.

입자속도  $u(x, t)$ 는 1차원 운동량 방정식

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \frac{1}{\rho} \nabla p = 0 \quad (\text{단, } \rho : \text{공기 밀도}) \quad (2)$$

을 이용하면, 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$u(x, t) = -\frac{1}{\rho} \int \nabla p(x, t) dt \quad (3)$$

그리고, 음압 구배  $\nabla p$ 는 식 (1)로부터,

$$\begin{aligned} \nabla p &= \nabla P(x) \cos(\omega t - \phi_p(x)) \\ &+ P(x) \nabla \phi_p(x) \sin(\omega t - \phi_p(x)) \end{aligned} \quad (4)$$

가 되고, 이를 다시 식 (3)에 대입하면,

$$\begin{aligned} u(x, t) &= -\frac{1}{\rho} \int \nabla p(x, t) dt \\ &= \frac{1}{\omega \rho} [P(x) \nabla \phi_p(x) \cos(\omega t - \phi_p(x)) \\ &\quad - \nabla P(x) \sin(\omega t - \phi_p(x))] \end{aligned} \quad (5)$$

입자속도는 음압과 동위상의  $P(x) \nabla \phi_p(x)$ 에 비례하는 성분과 음압과 90도 위상차가 있는  $\nabla P(x)$ 에 비례하는 성분으로 이루어져 있는 것을 알 수 있다. 순간 음향 인텐시티는 음압과 입자속도의 곱으로 구할 수 있으므로 식 (1)과 (5)를 이용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} I(x, t) &= p(x, t) \cdot u(x, t) \\ &= \frac{1}{\omega \rho} [P(x) \cos(\omega t - \phi_p(x))] \cdot \\ &\quad [P(x) \nabla \phi_p(x) \cos(\omega t - \phi_p(x)) \\ &\quad - \nabla P(x) \sin(\omega t - \phi_p(x))] \\ &= \frac{1}{\omega \rho} [P^2(x) \nabla \phi_p(x) \cos^2(\omega t - \phi_p(x)) \quad (6) \\ &\quad - P(x) \nabla P(x) \sin(\omega t - \phi_p(x)) \\ &\quad \cdot \cos(\omega t - \phi_p(x))] \\ &= \frac{1}{2\omega \rho} [P^2(x) \nabla \phi_p(x) \{1 + \cos 2(\omega t - \phi_p(x))\} \\ &\quad - \frac{1}{2} \nabla P^2(x) \sin 2(\omega t - \phi_p(x))] \\ &= I_a(x, t) + I_r(x, t) \end{aligned}$$

제 1항의  $I_a(x, t)$ 는 입자속도 중에서 음압과 동위상의 성분과 음압의 곱에 대응하는 순간 인텐시티를 나타내며, 이것의 시간 평균을 액티브 인텐시티

라 한다.

제 2항의  $I_r(x, t)$ 는 입자속도 중에서 음압과 90도 위상차가 나는 성분과 음압의 곱에 대응하는 순간 인텐시티를 나타내며, 이것의 시간 평균은 영으로 된다. 이 순간 인텐시티의 진폭을 리액티브 인텐시티라 한다. 이를 성분별로 다시 나타내면 다음과 같다.

$$I_a(x, t) = \frac{1}{2\omega\rho} P^2(x) \nabla\phi_p(x) \cdot \{1 + \cos 2(\omega t - \phi_p(x))\} \quad (7)$$

$$I_r(x, t) = -\frac{1}{4\omega\rho} \nabla P^2(x) \sin 2(\omega t - \phi_p(x))$$

또한, 식 (6)의 마지막 식과 같이 액티브 인텐시티와 리액티브 인텐시티의 합을 복소 음향 인텐시티라 한다.

$$AI = \frac{1}{2\omega\rho} P^2(x) \nabla\phi_p(x)$$

$$RI = -\frac{1}{4\omega\rho} \nabla P^2(x) \quad (8)$$

따라서, 식 (8)에 나타난 것과 같이 액티브 인텐시티는 위상의 구배에 비례하며, 리액티브 인텐시티는 음압의 2승의 구배에 비례한다. 그러나, 리액티브 인텐시티는 시간 평균이 영이며, 순간적으로 음장내를 왕복하는 에너지의 진폭을 나타내므로, 이는 에너지의 흐름을 나타내는 것이 아니라, 음향 에너지의 축적을 나타낸다<sup>(4)</sup>.

## 2.2 음향 인텐시티법에 의한 전달 손실(Transmission Loss by Acoustic Intensity)

벽면에 음파가 입사할 때, 투과율  $\tau$ 는 입사음의 강도(incident intensity;  $I_i$ )와 전달음의 강도(transmitted intensity;  $I_t$ )의 비로 정의된다.

$$\tau = \frac{I_t}{I_i} \quad (9)$$

이 때, 전달 손실은 다음과 같이 정의된다.

$$TL = 10 \log_{10} \frac{1}{\tau} \quad (10)$$

Fig. 1과 같이 균질평판이 공기 중에 있어서 평판의 음향 임피던스  $Z_a$ 가

$$Z_a = \frac{p}{u_0} \quad (11)$$

로 쓰일 때, 정현평면파가 입사각  $\theta$ 로 입사하면 압력 균형 조건은

$$p_i + p_r = p_t + Z_a u_0 \quad (12)$$

와 같고, 입자속도의 연속성으로부터

$$u_i \cos\theta - u_r \cos\theta = u_t \cos\theta = u_0 \quad (13)$$

로 표현되는데,  $p = \rho c u$ 를 대입하여

$$p_i \cos\theta - p_r \cos\theta = p_t \cos\theta = \rho c u_0 \quad (14)$$

식 (12)와 (14)에서  $p_i$ 을 소거하여 다음의 운동방정식을 얻는다.

$$2p_i - 2p_t = Z_a u_t \cos\theta \quad (15)$$

식 (15)를 변형하면

$$\frac{p_i}{p_t} = 1 + \frac{Z_a \cos\theta}{2\rho c} \quad (16)$$

이 된다. 압력과 인텐시티의 관계로부터 식 (16)을 이용하여 전달률을 표현하면,

$$\frac{1}{\tau} = \left| \frac{p_i}{p_t} \right|^2 = \left| 1 + \frac{Z_a \cos\theta}{2\rho c} \right|^2$$

으로 표현되며, 이것을 이용하여 전달 손실을 구하면

$$TL = 10 \log_{10} \left| \frac{p_i}{p_t} \right|^2 = 10 \log_{10} \left| 1 + \frac{Z_a \cos\theta}{2\rho c} \right|^2 \quad (17)$$

여기서,  $Z_a = i\omega m$ ,  $\theta = 0$ 으로 하면,

$$TL = 10 \log_{10} \left\{ 1 + \left( \frac{\omega m}{2\rho c} \right)^2 \right\} \quad (18)$$

과 같이 되며 수직입사파에 대한 전달 손실의 질량 법칙(mass law)이라한다.

인텐시티를 직접 측정하여 전달 손실을 구할 때, 구조물로 입사하는 입사음의 인텐시티를 측정하는데 있어서 반사음까지 합하여 측정되므로 어려움이 있다. 그러므로, 전 공간에서 음향 에너지가 일정하게 분포된 확산음장에서 입사음의 인텐시티를 계산하는 방법이 이용되고 있다. 내부 공간에서 평균 음압을 구하여 폐공간 내에서 평판으로 입사하는 인텐시티

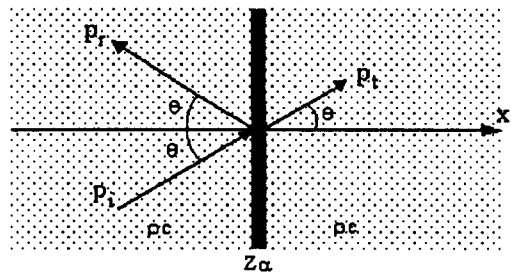


Fig. 1 Wave transmission and reflection

(incident intensity ;  $I_i$ ) 값으로 나타내면 다음과 같다.

$$\langle I_i \rangle = \bar{p}_{rms}^2 / 4\rho c \quad (19)$$

전달음의 인텐시티는 자유음장에서 직접 음향 인텐시티를 측정하여 평판으로부터 외부로 방사되는 전달 인텐시티의 방사 면적에 대한 평균  $\langle I_i \rangle_s$ 을 구하고, 식 (19)를 이용하면, 평판의 전달 손실은 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$TL = 10 \log_{10}(I_i / \langle I_i \rangle_s) \quad (20)$$

### 2.3 표면 인텐시티(Surface Intensity)

이상적인 경우 구조물 표면의 진동 속도와 매우 밀접한 입자속도가 동일하다는 가정이 성립되므로, 구조물의 법선 방향 속도와 음압간의 크로스 스펙트럼을 이용하여 표면 인텐시티를 계산할 수 있다. 표면 인텐시티를 이용은 고체방사음의 측정에서만 적용되며, 이를 위해선 음장의 음압과 진동 표면의 속도를 동시에 측정해야 한다.

$p_M(t)$ 와  $u_M(t)$ 가 측정면 위치에서 한 점의 음압과 속도라 하면, FFT 분석기에 입력되는 신호는 정확한 물리적인 값과는 음압에서  $\Delta t_p$ , 속도에서  $\Delta t_u$ 만큼 시간 지연이 생긴다.

$$\begin{aligned} p_F(t) &= p_M(t - \Delta t_p) \\ u_F(t) &= u_M(t - \Delta t_u) \end{aligned} \quad (21)$$

속도와 음압과의 상호상관함수는 다음과 같이 정의된다.

$$R_{up}(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{2T} \int_{-T}^T u_F(t) \cdot p_F(t + \tau) dt \quad (22)$$

다음과 같이 시간 지연의 차이를 도입하여 상호상관함수를 다시 정의하면,

$$\Delta t = \Delta t_p - \Delta t_u, \quad (23)$$

$$\begin{aligned} R_{up}(\tau) &= \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{2T} \int_{-T}^T u_M(t) \cdot \\ & p_M(t + \tau - \Delta t) dt \end{aligned} \quad (24)$$

식 (24)는  $\tau = \Delta t$ 에서 인텐시티 값과 같으며, 음향 인텐시티와 구분하기 위하여 표면 인텐시티를  $I_s$ 로 나타내면,

$$\begin{aligned} R_{up}(\tau = \Delta t) &= \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{2T} \int_{-T}^T u_M(t) \cdot \\ & p_M(t) dt = I_s \end{aligned} \quad (25)$$

상호상관함수  $R_{up}(\tau)$ 는 크로스 스펙트럼  $G_{up}(f)$ 의 푸리에 역변환과 같으며,

$$G_{up}(f) = C_{up}(f) - iQ_{up}(f) \quad (26)$$

여기서  $G_{up}(f)$ 의 실수부를 코스펙트럼(co-spectrum ;  $C_{up}$ )이라 하고, 허수부를 쿼드스펙트럼(quad-spectrum ;  $Q_{up}$ )이라 한다.

$$R_{up}(\tau) = \int_0^\infty G_{up}(f) e^{i2\pi f \tau} df \quad (27)$$

시간지연  $\Delta t$ 는 위상  $\phi$ 와 다음과 같은 관계가 있다.

$$\Delta t = \phi / 2\pi f,$$

따라서

$$\begin{aligned} I_s &= R_{up}(\tau = \Delta t) = \int_0^\infty [C_{up}(f) \cos \phi \\ & + Q_{up}(f) \sin \phi] df \end{aligned} \quad (28)$$

여기서 위상지연  $\phi$ 가 영이 아니면, 코스펙트럼과 쿼드스펙트럼이 모두 인텐시티에 기여를 하고 있음이 분명하며, 이러한 방법으로 표면 인텐시티의 스펙트럼 분포는 속도와 음압의 크로스 스펙트럼의 실수부가 된다.

가속도계의 가속도 신호를 적분하면 속도에 대한 신호를 구할 수 있으나, 다음과 같이 가속도 신호와 음압의 크로스 스펙트럼을 구하여 인텐시티를 계산하는 것도 가능하다. 진동하는 면에 수직한 표면인텐시티는 Crocker와 Zockel에 의해 다음식과 같이 주어진다<sup>(16)</sup>.

$$\begin{aligned} I_s &= \frac{1}{2\pi} \int_0^\infty \frac{1}{f} [Q_{ap}(f) \cos \phi \\ & - C_{ap}(f) \sin \phi] df \end{aligned} \quad (29)$$

## 3. 실험 및 컴퓨터 시뮬레이션

### 3.1 실험 장치 및 방법

본 연구에 사용된 실험 장치 및 장비를 Fig. 2에

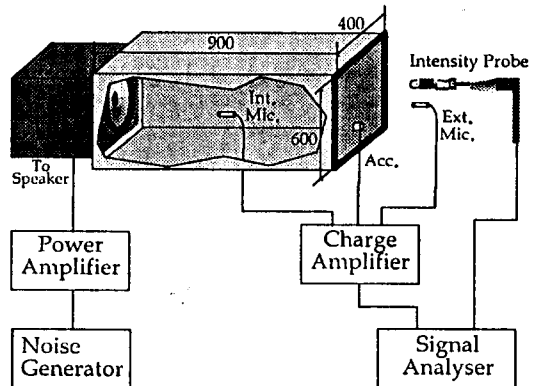


Fig. 2 Experimental setup

**Table 1** Size of enclosure and physical characteristics of the test panel

| Item            | Value   | etc.                    |
|-----------------|---|-------------------------|
| $L_x$           | 0.4 m   | Length in $x$ direction |
| $L_y$           | 0.6 m   | Length in $y$ direction |
| Thickness       | 0.001 m   |                         |
| Young's Modulus | $2.1 \times 10^{11} \text{ kg/sec}^2 \text{ m}$ | Steel                   |
| Poisson's ratio | 0.29  |                         |
| Density         | $7850 \text{ kg/m}^3$                           |                         |
| Element type    | Quad 4 elements                                 |                         |

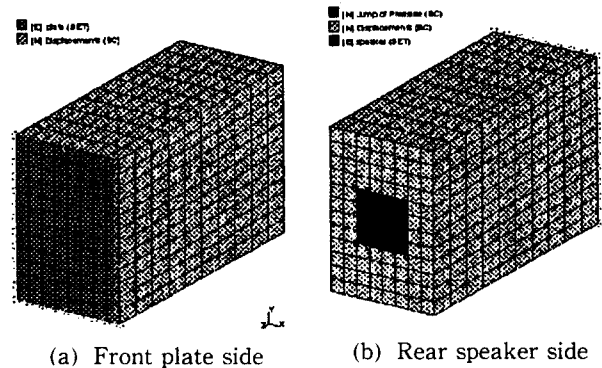
나타내었으며 실험용 밀폐계의 크기 및 사용된 평판의 물성치를 Table 1에 나타내었다.

음향 인텐시티방법을 이용하여 평판의 전달 손실을 구하였다. 음향 공간 내부에서 입사음의 인텐시티를 구하기 위하여 마이크를 임의의 위치로 이동시키면서 시간 및 공간에 대하여 평균하는 방법을 취하였다. 전달음의 인텐시티는 외부에서 측정 점을 일정 간격으로 이동시키면서 각 측정 점에서 시간 평균하였다.

표면 인텐시티를 측정하기 위하여 일정한 간격으로 가속도계를 평판 위에 부착하고 가속도계의 수직 한 위치에서 음압을 동시에 측정하였으며, 가속도계의 신호와 음압 신호의 크로스 스펙트럼을 구하였다.

**3.2** 경계요소법을 이용한 시뮬레이션

본 연구에서는 상용 음향 해석 패키지인 Sysnoise를 이용하여 경계요소 모델링하였으며, 모델은 Fig. 3에 나타내었다.



**Fig. 3** Boundary conditions of plate of acoustic cavity

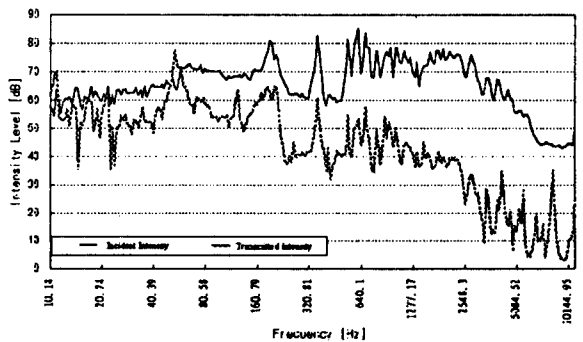
경계조건으로는 각 스피커 부분에 해당하는 절점들에 가진음의 음압을 백색잡음(white noise)으로 가진하였고, 아크릴 상자에 해당하는 부분에는 자유도를 모두 구속하였으며, 평판의 가장자리에 고정 경계조건을 적용하였다. 평판에는 유한요소법에 이용한 물성치를 동일하게 적용하였으며, 유한요소법으로 구한 구조물의 고유모드를 입력하였다.

**4. 결과 및 고찰**

**4.1** 평판의 음향 전달 특성

2.2 절에서 설명한 바와 같이 공간 내부의 평균 음압과 평판에서 방사된 전달음의 인텐시티를 실험을 통하여 측정한 후, 내부의 평균 음압을 인텐시티로 변환하여 식 (20)에 의하여 전달 손실을 구하였다. Fig. 4는 입사음의 인텐시티와 전달음의 인텐시티를 24분의 1 옥타브밴드로 분석, 비교하여 나타내었다. 음향특성은 협대역(narrow band)로 나타내어 피크레벨과 관심주파수를 선택하는 것보다 에너지의 개념을 가지고 옥타브밴드로 분석하는 것이 더 타당하지만 1/1옥타브밴드나 1/3옥타브밴드로 분석하는 경우 너무 넓은 주파수영역을 하나의 중심주파수로 나타내며 이것은 평판등의 음향방사특성의 해석에 필요한 음향모드가 일반적으로 100~200 Hz 이내에서 나타나는 것을 고려하면 정확한 음향모드를 분석하는데 어려움이 있다. 따라서 본 연구에서는 음향모드를 분석할 수 있는 정도의 옥타브밴드로서 1/24 옥타브밴드를 사용하여 분석하였다.

Fig. 4에서 평판을 통과하여 투과된 음은 고주파영역으로 갈수록 전달음의 인텐시티 레벨이 낮아짐을 보이고 있으며 약 500 Hz 이상에서는 30 dB 이상의 저감을 보이고 있다. 이것은 식 (18)에서 보이는 바와 같이 단일벽을 통과한 음의 전달손실은 주파수의 사승에 비례하므로 고주파영역에서는 높은 전달손실



**Fig. 4** Incident intensity and transmitted intensity

을 보이고 있다.

음향 인텐시티법을 이용하여 구한 전달 손실을 Fig. 5에 나타내었다. 질량법칙으로부터 수정된 실제 현장에서 사용되고 있는 근사식의 결과와 비교하여 유사한 경향을 보이고 있음을 알 수 있다. 저주파대역에서 특히, 53 Hz 부근에서 평판을 통과한 음이 오히려 증가하는 것을 볼 수 있는데 이는 음향 공진 모드에서 매우 강한 평면파가 발생한 것이며 그 원인은 밀폐계의 크기가 확산음장을 얻기에는 작기 때문이다. 고주파대역에서 인텐시티 측정에 의한 전달 손실 값이 근사식의 결과와 10 dB정도의 차이가 나타나는데 이는 밀폐계의 재질에 의한 흡음효과 때문인 것으로 판단된다.

#### 4.2 음향 가진시 평판의 진동 특성

밀폐계 내부에서 음향가진된 경우 반대편 평판의 응답특성은 평판만의 기계적 가진에 의한 응답특성과는 다른 특성을 보인다. Fig. 6에서는 임팩트 가진에 의한 평판의 진동 응답특성과 음향가진에 의한 평판의 진동응답특성을 비교하여 보여주고 있다. Fig. 6을 보면 200 Hz 이하의 주파수 대역에서 많은 차이가 있는 것을 볼 수 있다. 임팩트 가진에 의한 진동응답의 경우 200 Hz 이하의 주파수 대역에서 여

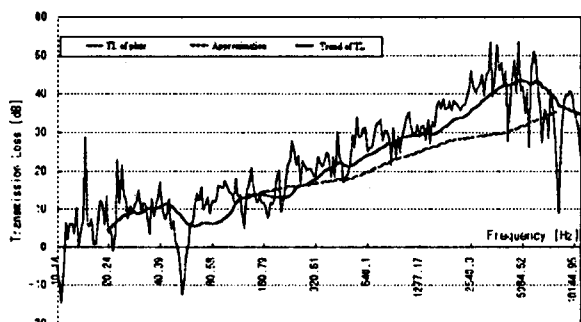


Fig. 5 Transmission loss of plate

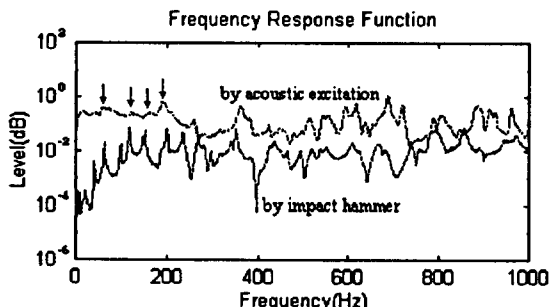


Fig. 6 Frequency response function  
(↓ : acoustical natural frequency)

러개의 고유모드가 있는 것을 볼 수 있으나 음향가진된 경우의 주파수 응답특성을 보면 임팩트 가진에 의해 나타난 고유진동수와 일치하여 공진으로 표현되는 주파수는 약 100 Hz 이상에서 나타나며 100 Hz 이하에서는 약 53 Hz 부근에서 약간 높은 피크를 보이고 있고 이것을 제외하면 거의 균일하게 나타나고 있다. 이러한 현상은 밀폐계의 길이와 파장의 관계로 설명될 수 있다.

일반적으로 저주파나 밀폐계의 1차공진 ( $f_{1,0,0}$ ) 이하의 저주파로 가진되는 음원의 경우에는 밀폐계 내부에서는 균일 압력모드가 적용되며  $L < \frac{1}{10}\lambda$  ( $L$ : 밀폐계의 길이,  $\lambda$ : 가진주파수의 파장)인 경우 이러한 현상이 두드러져 큰 음향에너지를 방사하는 것으로 알려져 있으나<sup>(11)</sup> 본 연구에서의 실험결과  $L < \frac{1}{2}\lambda$ 인 170 Hz 이하의 주파수 영역에서 대체로 큰 음향에너지를 방사하고 있는 것을 볼 수 있으며 이와같이 저주파영역에서의 큰 음향에너지가 근접음장 형성에 지배적으로 영향을 미치고 있음을 알 수 있다.

#### 4.3 음향 인텐시티와 표면 인텐시티에 의한 음향 방사 비교

실험에서 측정된 음향인텐시티로부터 음향을 방사하는 평판에 대하여 면적분을 통하여 음향방사파워를 구하고 Fig. 7에 나타내었다. 또한 평판의 진동속도와 음압의 크로스 스펙트럼을 이용한 표면인텐시티로부터 구한 음향방사파워를 Fig. 7에 함께 나타내어 비교하였다.

Fig. 7을 보면 200 Hz 미만의 음향방사파워가 200 Hz 이상의 파워레벨에 비해 다소 크게 나타나고 있는 것을 볼 수 있다. 이러한 현상은 4.2절에서 설명한 바와같이 폐공간 내부에서  $L < \frac{1}{2}\lambda$  이하 이거나 1차 음향공진모드이하에서 균일 압력모드가 형성되

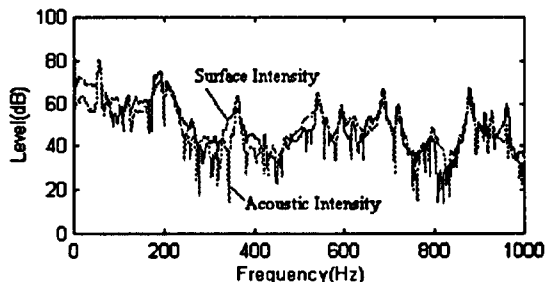


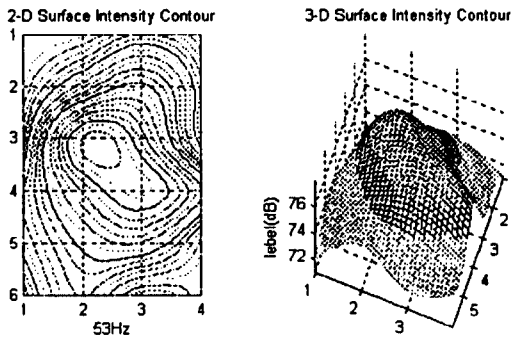
Fig. 7 Comparison of acoustic radiation power levels between acoustic intensity and surface intensity

**Table 2** Sound power levels at different acoustical natural frequencies

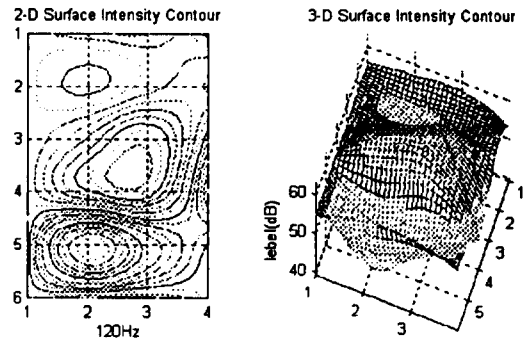
| Acoustical natural frequency | Acoustic intensity | Surface intensity |
|------------------------------|--------------------|-------------------|
| 53 Hz                        | 72.86 dB           | 75.19 dB          |
| 120 Hz                       | 65.0 dB            | 65.1 dB           |
| 208 Hz                       | 72.29 dB           | 71.98 dB          |
| 245 Hz                       | 60.89 dB           | 59.16 dB          |

는 경우 유연한 평판을 통하여 많은 음향에너지가 방사되는 것으로 볼 수 있으며  $L < \frac{1}{8}\lambda$ 가 되는 약 50 Hz 미만에서는 고유진동수가 아닌 주파수에서도 상당히 높게 나타나고 있다. Table 2에서는 각 음향고유진동수에서의 음향방사파워를 보여주고 있다.

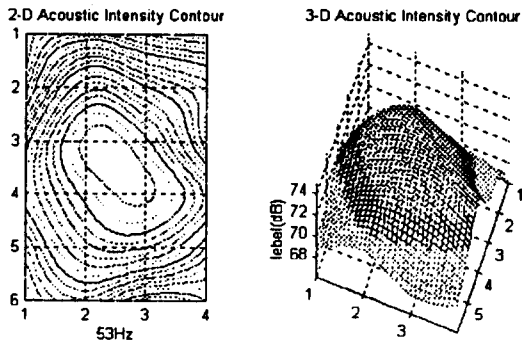
Fig. 7을 보면 1차 음향공진모드로 보이는 53Hz를 기준으로 하여 그 이상의 주파수 영역에서는 음향모드로 보이는 음향고유진동수들에서 높은 방사파워를 보이며 (Table 2참조) 표면인텐시티와 음향인텐시티



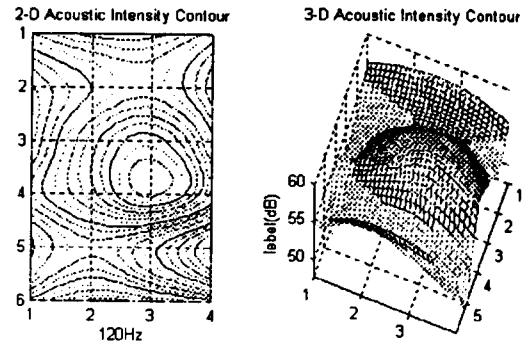
(a) Acoustic radiation pattern by surface intensity



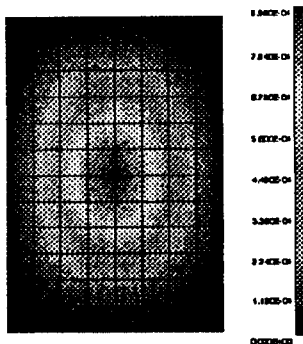
(a) Acoustic radiation pattern by surface intensity



(b) Acoustic radiation pattern by acoustic intensity

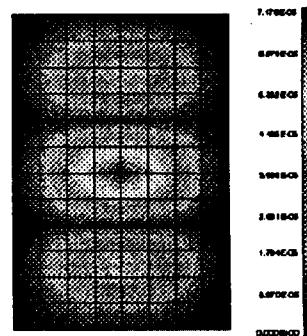


(b) Acoustic radiation pattern by acoustic intensity



(c) Vibration pattern by BEM

**Fig. 8** Comparison of acoustic radiation patterns with vibration patterns at 53 Hz



(c) Vibration pattern by BEM

**Fig. 9** Comparison of acoustic radiation patterns with vibration patterns at 120 Hz

로부터 구한 음향 파워의 특성 및 크기가 거의 일치하고 있는 것으로 보이나 53 Hz 이하의 저주파 영역에서는 표면인텐시티에 의한 방사파워가 더 크게 나타나고 있다.

저주파 대역에서 표면인텐시티에 의한 음향방사파워와 음향인텐시티에 의한 음향방사파워 사이에 차이가 나는 것은 인텐시티 프로브에서의 공기입자 매질의 속도와 평판의 진동속도에서의 차이에 의한 것으로 판단된다.

Figs. 8~11은 각각의 음향고유진동수에서의 음향 방사패턴을 음향인텐시티와 표면인텐시티에 의한 것

으로 구별하여 비교하였으며 참고로 경계요소법에 의해 구한 진동패턴을 함께 나타내었다. 그림을 보면 인텐시티 실험에서 격자의 크기가 BEM해석에서의 격자보다 크고, 실험상에서 발생할 수 있는 오차들 때문에 해석 결과 만큼의 정밀한 방사패턴을 얻을 수는 없었으나 음향 모드별 방사패턴을 비교하기에는 충분하였다.

그림에 나타난 근접음장의 음향특성은 진동에너지가 음향에너지로 변환되는 영역을 의미하며 이 영역은 진동이 음으로 전달되는 초기단계로서 이 전달특

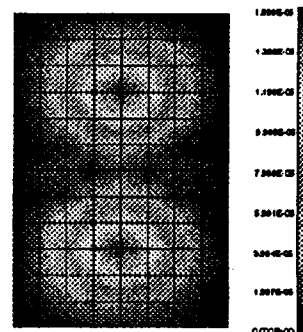
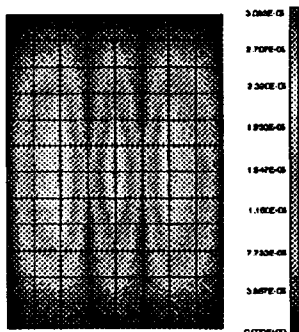
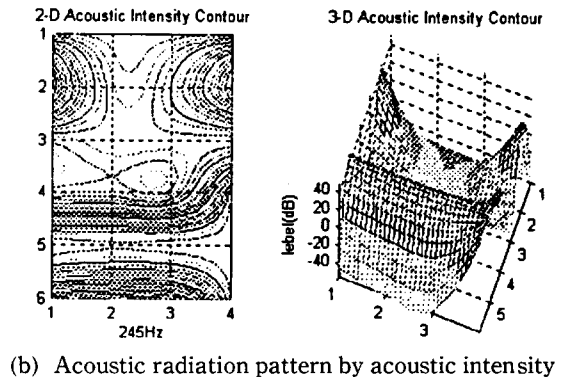
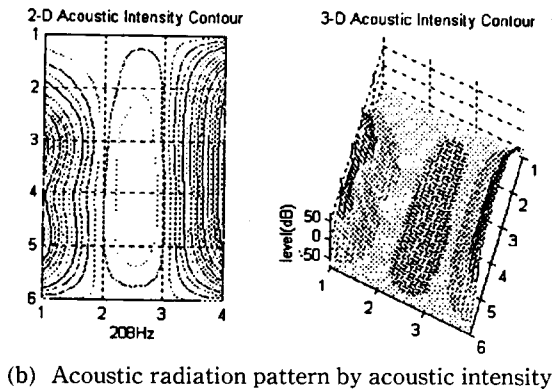
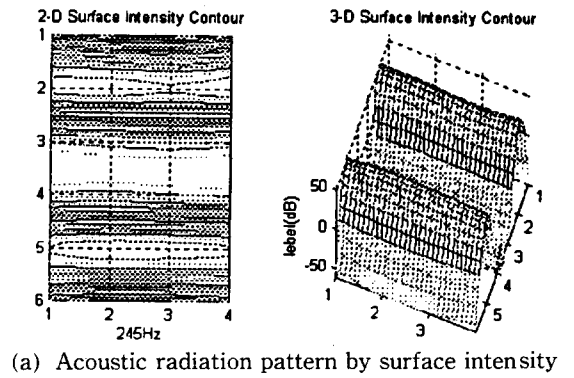
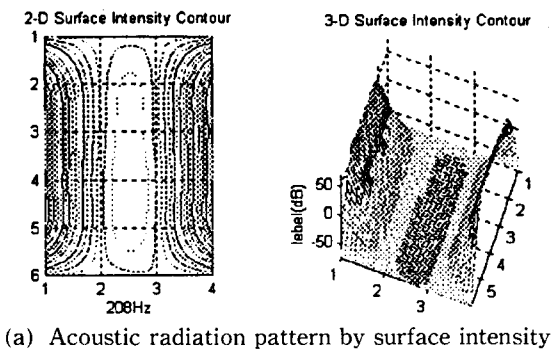


Fig. 10 Comparison of acoustic radiation patterns with vibration patterns at 208 Hz

Fig. 11 Comparison of acoustic radiation patterns with vibration patterns at 245 Hz



성을 경유하여 원거리 음장이 결정된다고 할 수 있다.

Figs. 8~11을 보면 음향인텐시티 및 표면인텐시티의 분포곡선이 크기뿐 아니라 패턴에서도 유사한 것을 볼 수 있으며 각 Fig. (c)의 진동패턴과 비교하면 매우 일치하는 것을 볼 수 있다. 좀 더 정확히 보면 표면인텐시티의 방사패턴이 음향인텐시티의 방사패턴보다 더 굴곡이 명확히 나타나는 것을 볼 수 있다. 이러한 현상은 표면인텐시티의 측정에서는 입자 속도와 음압간의 위상오차를 최소화할 수 있는 경우 방사면의 표면에서의 속도를 정확히 구할 수 있기 때문에 더욱 명확한 인텐시티 패턴을 구할 수 있다.

## 5. 결론

음향 가진된 평판의 진동 특성 및 음향 방사 특성을 살펴 본 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 음향인텐시티법을 이용하여 평판의 전달 손실을 입사음의 인텐시티와 전달음의 인텐시티에 의해 구함으로써 평판의 음향 전달 특성을 규명할 수 있었다.
- (2) 밀폐계 내부에서 음향가진된 경우 반대편의 유연한 평판을 통하여 방사된 음의 특성은 밀폐계 내부의 음향고유모드나 음향 고유진동수에 크게 영향을 받고 있으며  $L < \frac{1}{2}\lambda$ 인 경우 대체로 큰 음향방사파워를 보였으며  $L < \frac{1}{8}\lambda$ 인 주파수 가진에서는 밀폐계 내부에 균일 압력모드가 형성되어 평판을 통하여 많은 음향에너지가 방사되며 이것이 근접음장에 크게 영향을 미치고 있는 것을 알 수 있었다.
- (3) 평판의 진동패턴을 참고로 하여 음향인텐시티 패턴과 표면 인텐시티 패턴을 비교한 경우 거의 유사한 결과를 얻었으며 밀폐계로부터 방사되는 음의 경우 1차 음향 모드 이상에서는 진동의 특성이 근접음장 형성에 직접 기여하고 있음을 알 수 있었다. 또한 평판에서의 진동속도를 정확히 측정해 낼 수 있는 표면 인텐시티법에 의한 방사패턴이 음향 인텐시티법에 의한 방사 패턴보다 더 정확한 방사 패턴을 나타내었다.

## 참고문헌

(1) J. D. Brito, 1979, "Sound Intensity Patterns for Vibrating Surfaces", Ph. D. Thesis, MIT

- (2) J. Y. Chung, 1978, "Cross-Spectral Method of Measuring Acoustic Intensity Without Error Caused by Instrument Phase Mismatch," J. Acoust. Soc. Am., 64, pp. 1057~1059.
- (3) Thierry Loy and Jean-Claude Pascal, 1995, "Statistical Errors in the Estimation of the Magnitude and Direction of the Complex Acoustic Intensity Vector", J. of Acoust. Soc. Am.
- (4) F. J. Fahy, 1987, Sound Intensity, pp. 57~61.
- (5) M. C. McGary and M. J. Crocker, 1981, "Surface Intensity Measurements on a Diesel Engine", Noise Control Engineering, Vol. 16, No. 1, pp. 27~36.
- (6) Brito, J. D., 1976, "Machinery Noise Source Analysis Using Surface Intensity Measurements", Noise Control Engineering 79 Proceedings, pp. 153~160.
- (7) Norbert Kaemmer and Malcolm J. Crocker, 1983, "Sound Power Determination from Surface Intensity Measurements on a Vibrating Cylinder" J. Acoust. Soc. Am. 73. (3) pp. 856~866.
- (8) F. Jacobson and H. Ding, 1996, "Observations on the Systematic Deviations Between the Results of the Conventional Method and the Sound Intensity Method of Measuring Transmission Loss", Inter-noise 96, pp. 2719~2724.
- (9) Yiren S. Wang and Malcolm J. Crocker, 1982, "Direct Measurement of Transmission Loss of Aircraft Structures Using The Acoustic Intensity Approach", Noise Control Engineering Journal, Vol. 19. No. 3 pp. 80~85.
- (10) P. K. Raju, Bjorn Forssen and Malcolm J. Crocker, 1981, "Measurement of Transmission Loss of Panels by the Direct Determination of Transmitted Acoustic Intensity", Noise Control Engineering Journal, Vol. 17. No. 1, pp. 6~11.
- (11) L. L. Beranek and I. L. Ver, 1992, Noise and Vibration Control Engineering: Principles and Applications, Wiley-Interscience
- (12) 오재웅, 조준호, 1995, "유한요소해석을 이용한 평판에서의 진동에너지 전달해석", 한국자동차 공학회논문집 제3권 제4호, pp. 97~104
- (13) 박승철, 1994, "유한요소해석을 이용한 평판 진동체의 음향 방사 파워 예측", 한양대학교 석사 학위 논문

- (14) 오재응, 1983, “충격가진에 의한 진동판의 방사음에 대한 동특성”, 한국음향학회지, 제2권 제1호, pp. 45~58
- (15) G. Chertock. 1964, “Sound Radiation from Vibrating Surfaces”, J. Acoustic. Soc. Am. vol. 36. pp. 1305~1313.
- (16) M. G. Junger, 1986, Sound Structures and Their

Interaction, MIT Press

- (17) L. Cremer, M. Heckl and E. E. Ungar, 1973, Structure-Borne Sound, Springer Verlag, Berlin
- (18) M. P. Norton, 1989, Fundamental of Noise and Vibration Analysis for Engineers, Cambridge Univ. Press.