

<논문>

부분적으로 열린 구조-음향 연성평판의 자유진동해석

오재응* · 이동익**

(1997년 3월 17일 접수)

A Free Vibration Analysis of Sound-Structure Interaction Plate Having a Small Cut-Out

Jae-Eung Oh and Dong-Ick Rhee

Key Words : Sound-Structure Interaction(구조-음향 연성), Rectangular Cavity(직육면체 폐공간), Velocity Potential(속도포텐셜), Natural Frequency(고유진동수), Orthogonal Polynomial Functions(직교다항식), Cut-Out(구멍)

Abstract

In order to investigate the characteristics of sound-structure interaction plate having a cut-out, we modeled a rectangular cavity and the flexible plate of the cavity. Because the particle velocity of air is the same as that of plate on the plate, we could easily redefine vibration equation using the velocity potential. We calculated the natural frequencies of plate using orthogonal polynomial functions which satisfy the boundary conditions in the Rayleigh-Ritz method. For the change of vibration characteristics, the effect of sound-structure interaction is more dominant than that of cut-out size.

기호설명

- a : 직육면체 공간내에서 연성평판과 마주보는 면과의 거리
- b : 직육면체 공간의 폭
- b_1 : z 축으로부터 사각구멍의 가장 가까운 거리
- b_2 : z 축으로부터 사각구멍의 가장 먼 거리
- c : 강성계수
- c_1 : z 축으로부터 사각구멍의 가장 가까운 거리
- c_2 : z 축으로부터 사각구멍의 가장 먼 거리
- D : 강성계수
- DET : 사각매트릭스의 행렬식
- E : 영률
- h : 철판의 두께
- P : 직육면체 공간내의 응답압력
- P_1 : 철판에 가해지는 가진압력

- P_2 : 직육면체 공간내 철판 위의 응답압력
- W : 철판의 변형변위
- ∇^4 : 이중 라플라시안 연산자
- ν : 푸아송비
- ρ : 철판의 밀도
- ρ_0 : 공기의 밀도
- ϕ : 직육면체 공간의 속도포텐셜

1. 서론

현대 산업사회에서 철강 평판재료의 사용은 필수적이다. 이렇게 산업적으로 그 활용도가 높은 평판재료에 대한 진동특성 연구⁽¹⁾는 많이 이루어졌다. 이러한 진동특성을 해석하는 방법으로 FEM, 부분구조합성법⁽²⁾, 감도해석법⁽³⁾ 등의 방법의 연구가 활발히 이루어져 왔다.

한편 평판의 진동이 공기와 같은 매질과 상호작용

*회원, 한양대학교 자동차공학과

**LG전자(주) 리빙시스템연구소

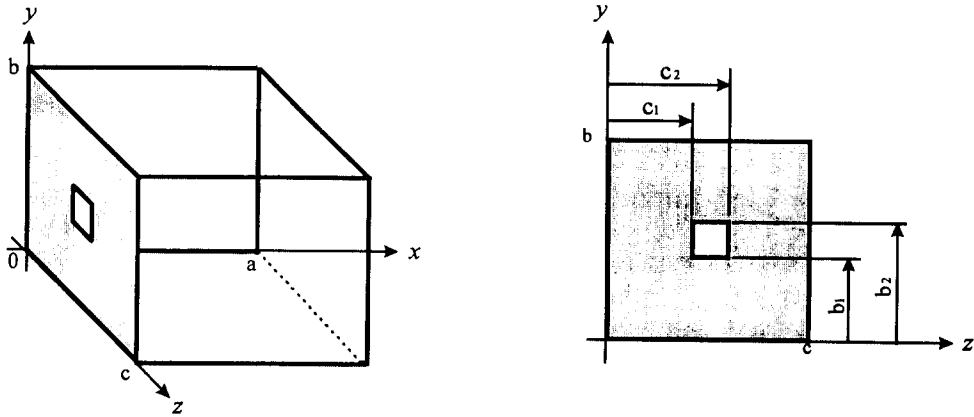


Fig. 1 Model of rectangular cavity with a square cut-out

용을 하며, 막힘이 없는 공간으로 음향을 방사하는 현상에 대한 연구⁽⁴⁾도 이루지고 있다. 그러나 철강 평판재료를 이용하여 기계구조물을 제작하는 경우, 대부분 구조물 결합에 의해 폐공간이 형성되고 이러한 폐공간에 의해 평판의 진동이 구조-음향 연성 현상이 나타나게 된다. 이러한 연구는 저자⁽⁶⁾들에 의해 연구되었다. 그러나 이러한 구조물에 평판에 경우에 따라 원형 또는 4각의 구멍이 필요하게 되고, 이에 따라 구조-음향 연성효과와 함께 구멍의 크기에 따른 평판의 진동특성이 영향을 받게 된다.

이러한 구조-음향 연성에 대한 연구는 1978년 Wayne B. McDonald⁽⁶⁾와 Kearney C. Barton,⁽⁷⁾ 1979년 Vaicatis R⁽⁸⁾에 의해 폐공간 내로의 음향전달현상을 연구하며 이루어졌다. 최근에 연구 동향은 이장명⁽⁹⁾의 FEM과 BEM을 이용한 폐공간 내로의 음향전달현상을 연구하였고, Bokil V. B.⁽¹⁰⁾에 의해 구조-음향 연성된 평판의 모드해석방법이 연구되었다. 한편 Martin V.⁽¹¹⁾에 의해 능동소음제어의 모델링을 좀더 정확히 하기위해 구조 연성계를 고려한 연구도 수행되었다. 한편 평판에 구멍이 있는 경우의 연구는 1994년 Mundkur⁽¹²⁾와 이영신⁽¹³⁾이 수행하였다.

이제까지의 연구 동향을 살펴보면 내용량의 계산기를 요구하는 FEM 등의 방법이 많이 사용되고 있어 물리적 현상을 쉽게 이해, 예측하기 곤란하다. 한편 그 결과를 얻기까지 많은 장비와 수고가 요구된다.

본 연구에서는 철강평판의 진동변위속도와 이와 인접된 공기의 입자속도가 같다는 가정을 도입하여 직육면체의 폐공간내의 속도포텐셜을 구하여 철강

평판 진동에 상응하여 작용하는 압력값을 구하고 이를 평판의 진동방정식에 적용하여 구조-음향 연성계의 진동방정식을 구하였다. 고유진동수를 구하기 위해 경계조건을 만족하는 직교다항식⁽¹⁴⁾을 설정하고 Rayleigh-Ritz 방법⁽¹⁾을 적용하여 구하였다.

연구 결과 구조-음향 연성과 철강평판의 구멍에 의한 철강평판의 고유진동수 변화를 알 수 있었으며, 이 경우에도 경계조건을 만족하는 직교다항식을 이용한 Rayleigh-Ritz 방법이 유용함을 보였다.

2. 이론해석

Fig. 1의 빗금 친 평판의 진동방정식과 직육면체 폐공간내의 음장분포의 지배방정식은 다음과 같다.

$$D\nabla^4 W\{1-H(y, z)\} + \rho h \frac{\partial^2}{\partial t^2} W\{1-H(y, z)\} = P_1 - P_2 \quad (1)$$

여기서

$$H(y, z) = 1 \text{ if } b_1 < y < b_2 \text{ and } c_1 < z < c_2 \\ = 0 \text{ if otherwise} \quad (2)$$

$$\nabla^2 \Phi - \frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2}{\partial t^2} \Phi = 0 \quad (3)$$

여기서,

$$D = \frac{Ek^3}{12(1-\nu^2)} \quad (4)$$

구조물 내에서 음압과 속도포텐셜과의 관계는 다음의 식 (5)와 같다.

$$P(x, y, z, t) = -\rho_0 \frac{\partial}{\partial t} \Phi(x, y, z, t) \quad (5)$$

구조물내 공간의 음장분포는 평판의 진동은 구조물 내의 음장형성과 구멍을 통한 음장형성 2부분으로 나누어 계산하고 그 결과를 중첩하여 구한다. 우선 평판의 진동에 의한 음장을 구한다. 이 경우 평판의 구멍 이외의 매질입자의 속도는 구조물의 경계조건과 같으므로 다음과 같이 정의된다.

$$\frac{\partial}{\partial x} \Phi_p(0, y, z, t) = V(0, y, z, t) \quad (6)$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \Phi_p(a, y, z, t) = 0 \quad (7)$$

$$\frac{\partial}{\partial y} \Phi_p(x, 0, z, t) = 0 \quad (8)$$

$$\frac{\partial}{\partial y} \Phi_p(x, b, z, t) = 0 \quad (9)$$

$$\frac{\partial}{\partial z} \Phi_p(x, y, 0, t) = 0 \quad (10)$$

$$\frac{\partial}{\partial z} \Phi_p(x, y, c, t) = 0 \quad (11)$$

이때 평판의 진동형태를 다음과 같이 가정한다.

$$W(0, y, z, t) = \sum_{q=1}^{\infty} \sum_{r=1}^{\infty} w_{qr} Y_q Z_r \exp(i\omega t) \{1 - H(y, z)\} \quad (12)$$

$$V(0, y, z, t) = W(0, y, z, t) \{1 - H(y, z)\} \quad (13)$$

우선 평판의 진동에 의한 구조물 내부의 음장해석을 위하여 다음과 같이 속도포텐셜 Φ_p 을 식 (14)와 같이 구한다.

$$\Phi_p(x, y, z, t) = \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \Phi_{mn}(x) \cos \frac{m\pi y}{b} \cos \frac{n\pi z}{c} \cdot \exp(i\omega t) \quad (14)$$

식 (14)와 경계조건을 만족하는 속도포텐셜 Φ_p 은 식 (15)와 같다.

$$\begin{aligned} \Phi_p(x, y, z, t) &= \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{C_{mn}}{bc} \\ &\cdot \frac{\int_0^c \int_0^b V(0, y, z, t) \cos \frac{m\pi y}{b} \cos \frac{n\pi z}{c} dy dz}{\sqrt{U^2 - \left(\frac{\omega}{c_0}\right)^2}} \\ &\cdot \left\{ \frac{\cosh \sqrt{U^2 - \left(\frac{\omega}{c_0}\right)^2} a}{\sinh \sqrt{U^2 - \left(\frac{\omega}{c_0}\right)^2} a} \cosh \sqrt{U^2 - \left(\frac{\omega}{c_0}\right)^2} x \right. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} &\left. + \sinh \sqrt{U^2 - \left(\frac{\omega}{c_0}\right)^2} x \right\} \cdot \cos \frac{m\pi y}{b} \cos \frac{n\pi z}{c} \\ &= - \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{C_{mn}}{bc} \\ &\cdot \frac{\cosh \sqrt{U^2 - \left(\frac{\omega}{c_0}\right)^2} (a-x)}{\sqrt{U^2 - \left(\frac{\omega}{c_0}\right)^2} \cdot \sinh \sqrt{U^2 - \left(\frac{\omega}{c_0}\right)^2} a} \\ &\cdot \int_0^c \int_0^b V(0, y, z, t) \cos \frac{m\pi y}{b} \cos \frac{n\pi z}{c} dy dz \\ &\cdot \cos \frac{m\pi y}{b} \cos \frac{n\pi z}{c} \quad (15) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} P_p(0, y, z, t) &= \rho_0 \sum_{p=1}^{\infty} \sum_{r=1}^{\infty} \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{C_{mn}}{bc} \\ &\cdot \frac{\cosh \sqrt{U^2 - \left(\frac{\omega}{c_0}\right)^2} a}{\sqrt{U^2 - \left(\frac{\omega}{c_0}\right)^2} \cdot \sinh \sqrt{U^2 - \left(\frac{\omega}{c_0}\right)^2} a} \\ &\cdot \int_0^c \int_0^b \omega^2 w_{qr} Y_q Z_r \{1 - H(y, z)\} \\ &\cdot \cos \frac{m\pi y}{b} \cos \frac{n\pi z}{c} dy dz \\ &\cdot \cos \frac{m\pi y}{b} \cos \frac{n\pi z}{c} \quad (16) \end{aligned}$$

여기서,

$$U^2 = \left(\frac{m\pi}{b}\right)^2 + \left(\frac{n\pi}{c}\right)^2 \quad (17)$$

$$C_{mn} = \begin{cases} 1 & m+n=0 \\ 2 & m+n=1 \\ 4 & m+n \geq 2 \end{cases} \quad (18)$$

이때 구조물 내부 평판과 인접한 면의 음장분포는 식 (19)와 같이 평판의 변위와 그 형태가 같다고 가정할 수 있다.

$$P_2 = \sum_{q=1}^{\infty} \sum_{r=1}^{\infty} P_{2qr} Y_q Z_r \exp(i\omega t) \quad (19)$$

식 (19)의 양변에 $\cos \frac{m\pi y}{b} \cos \frac{n\pi z}{c}$ 를 곱하고, 적분하여 식 (16)과 비교하여 정리하면 다음의 식 (20)과 같다.

$$\begin{aligned} P_{2qr} &= \rho_0 \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \\ &\cdot \frac{\cosh \sqrt{U^2 - \left(\frac{\omega}{c_0}\right)^2} a}{\sqrt{U^2 - \left(\frac{\omega}{c_0}\right)^2} \cdot \sinh \sqrt{U^2 - \left(\frac{\omega}{c_0}\right)^2} a} \\ &\cdot \omega^2 w_{qr} \{1 - H(y, z)\} \quad (20) \end{aligned}$$

식 (20)을 식 (19)에 대입하여 정리하면 다음의 식 (21)과 같다.

$$P_p(0, y, z, t) = \rho_0 \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{\cosh \sqrt{U^2 - \left(\frac{\omega}{c_0}\right)^2} a}{\sqrt{U^2 - \left(\frac{\omega}{c_0}\right)^2} \cdot \sinh \sqrt{U^2 - \left(\frac{\omega}{c_0}\right)^2} a} \cdot \omega^2 W\{1 - H(y, z)\} \quad (21)$$

다음은 구멍의 형태를 4각으로 가정하고 구멍에 의한 구조물 내의 음장분포를 구한다. 구멍위치에서의 매질의 속도는 다음과 같이 V_h 라 가정한다.

$$\frac{\partial}{\partial x} \Phi_h(0, y, z, t) = V_h \cdot H(y, z) \quad (22)$$

이 경우에 경계조건을 만족하는 속도포텐셜 Φ_h 는 다음의 식 (23)과 같다.

$$\begin{aligned} \Phi_h(x, y, z, t) &= \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{C_{mn}}{bc} \\ &\cdot \frac{\int_{c_1}^{c_2} \int_{b_1}^{b_2} V_h \cos \frac{m\pi y}{b} \cos \frac{n\pi z}{c} dydz}{\sqrt{U^2 - \left(\frac{\omega}{c_0}\right)^2}} \\ &\cdot \left\{ -\frac{\cosh \sqrt{U^2 - \left(\frac{\omega}{c_0}\right)^2} a}{\sinh \sqrt{U^2 - \left(\frac{\omega}{c_0}\right)^2} a} \cosh \sqrt{U^2 - \left(\frac{\omega}{c_0}\right)^2} x \right. \\ &\left. + \sinh \sqrt{U^2 - \left(\frac{\omega}{c_0}\right)^2} x \right\} \\ &\cdot \cos \frac{x\pi y}{b} \cos \frac{n\pi z}{c} \quad (23) \end{aligned}$$

식 (23)을 이용하여 $x=0$ 의 평판위 위치에서의 음압은 다음의 식 (24)와 같다.

$$\begin{aligned} p_h(0, y, z, t) &= \rho_0 \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{C_{mn}}{bc} \\ &\cdot \frac{i\omega \cosh \sqrt{U^2 - \left(\frac{\omega}{c_0}\right)^2} a}{\sqrt{U^2 - \left(\frac{\omega}{c_0}\right)^2} \cdot \sinh \sqrt{U^2 - \left(\frac{\omega}{c_0}\right)^2} a} \\ &\cdot \int_{c_1}^{c_2} \int_{b_1}^{b_2} V_h \cos \frac{x\pi y}{b} \cos \frac{n\pi z}{c} dydz \\ &\cdot \cos \frac{m\pi y}{b} \cos \frac{n\pi z}{c} \\ &= P_1 \cdot H(y, z) \quad (24) \end{aligned}$$

식 (24)의 양변에 $\cos \frac{m\pi y}{b} \cos \frac{n\pi z}{c}$ 를 곱하고, 적분하여 정리하면 다음과 같다.

$$P_1 = \rho_0 \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{i\omega \cosh \sqrt{U^2 - \left(\frac{\omega}{c_0}\right)^2} a}{\sqrt{U^2 - \left(\frac{\omega}{c_0}\right)^2} \cdot \sinh \sqrt{U^2 - \left(\frac{\omega}{c_0}\right)^2} a} V_h \quad (25)$$

이를 다시 식 (24)에 대입하여 정리하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} P_h(0, y, z, t) &= P_1 \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{C_{mn}}{bc} \int_{c_1}^{c_2} \int_{b_1}^{b_2} \cos \frac{m\pi y}{b} \cos \frac{n\pi z}{c} dydz \\ &\cdot \cos \frac{m\pi y}{b} \cos \frac{n\pi z}{c} \exp(i\omega t) \quad (26) \end{aligned}$$

따라서 평판 위에 가해지는 총 음압은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} P_2(0, y, z, t) &= P_p(0, y, z, t) + P_h(0, y, z, t) \\ &= \sum_{q=1}^{\infty} \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{C_{mn}}{bc} \\ &\cdot \frac{\rho_0 \cosh \sqrt{U^2 - \left(\frac{\omega}{c_0}\right)^2} a}{\sqrt{U^2 - \left(\frac{\omega}{c_0}\right)^2} \cdot \sinh \sqrt{U^2 - \left(\frac{\omega}{c_0}\right)^2} a} \\ &+ P_1 \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{C_{mn}}{bc} \int_{c_1}^{c_2} \int_{b_1}^{b_2} \\ &\cdot \cos \frac{m\pi y}{b} \cos \frac{n\pi z}{c} dydz \\ &\cdot \cos \frac{m\pi y}{b} \cos \frac{n\pi z}{c} \quad (27) \end{aligned}$$

이상의 결과를 식 (1)에 대입하여 다음의 식 (28)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} D\nabla^4 W\{1 - H(y, z)\} &+ \rho h \frac{\partial^2}{\partial t^2} W\{1 - H(y, z)\} \\ &+ \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{\rho_0 \cosh \sqrt{U^2 - \left(\frac{\omega}{c_0}\right)^2} (a-x)}{\sqrt{U^2 - \left(\frac{\omega}{c_0}\right)^2} \cdot \sinh \sqrt{U^2 - \left(\frac{\omega}{c_0}\right)^2} a} \\ &\cdot \frac{\partial}{\partial t^2} W\{1 - H(y, z)\} \\ &= P_1 - P_1 \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{C_{mn}}{bc} \int_{c_1}^{c_2} \int_{b_1}^{b_2} \cos \frac{m\pi y}{b} \\ &\cdot \cos \frac{n\pi z}{c} dydz \cdot \cos \frac{m\pi y}{b} \cos \frac{n\pi z}{c} \quad (28) \end{aligned}$$

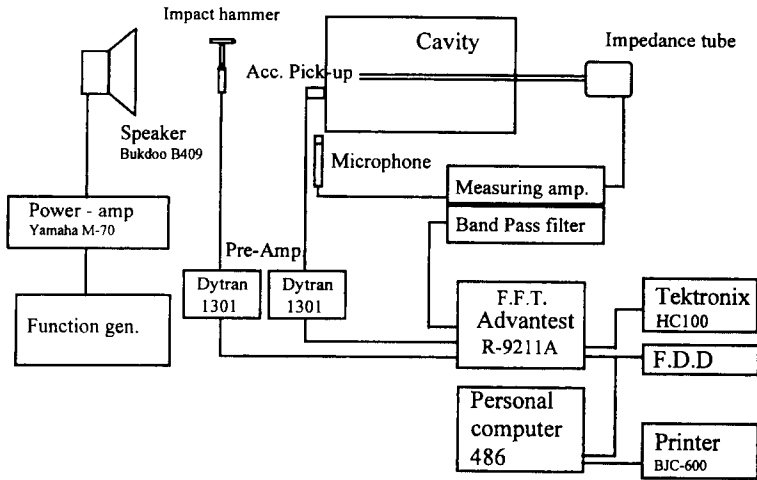


Fig. 2 Block diagram of experimental system

3. 실험

3.1 실험장치

실험에 사용한 시편은 아연도강판(KS-3506)으로 두께는 1 mm로 하였다. 시편의 주요 물성치는 Table 1에 나타내었다. 시편은 4변 고정 조건을 만들기 위해 1변을 320 mm로 하고, 4변을 나사를 이용하여 고정시키는 구조로 20 mm두께의 아크릴 수지로 제작하였다.

실험장치 구성으로 가속도계는 Dytran사의 3101, 충격해머는 Dytran사의 1622, 신호증폭기는 Dytran사의 4105, 주파수분석기는 Advantest사의 R-9211 A, 플로터는 Tektronix사의 HC100으로 하였다. Fig. 2는 실험장치 구성이 완료된 상태를 나타내고 있다.

3.2 실험방법

실험은 평판의 고유진동수가 잘 나타나는 위치를 선정하여 가속도계를 부착하고 충격해머의 가진 위치를 변경하며 실험을 행하였다. 대부분의 경우 모든 곳에서 좋은 응답특성을 얻었으나 특히 4변 근처의 고정된 부위를 가진하는 것이 변형이 쉽게 되는 중앙부 가진하는 것보다 좋은 응답특성을 얻었다.

실험은 우선 평판의 마주보는 면의 아크릴 판재가 제거된, 4각 파이프의 한쪽 끝이 평판으로 고정시킨 형태로 수행하였고, 다음은 한쪽 끝을 평판으

로부터 0.1 m부터 0.6 m 떨어진 위치까지 0.1 m 간격으로 하여, 20 mm 아크릴판재로 막고 실험을 행하였다. 실험의 범위는 폐공간의 음향 공진 범위 를 고려하여 1000 Hz로 하였다.

4. 결과 및 고찰

4.1 이론 해석결과

Table 1에 주어진 물성치를 이용하고, 4변 고정 의 경계조건을 만족하는 직교다항식을 다음과 같이 가정하고 구하였다.

$$X_i = \cosh(k_i x) - \cos(k_i) - \alpha_i \{ \sinh(k_i x) - \sin(k_i x) \} \quad (29)$$

$$Y_j = \cosh(k_j y) - \cos(k_j) - \alpha_j \{ \sinh(k_j y) - \sin(k_j y) \} \quad (30)$$

$$\alpha_n = \frac{\cosh(k_n) - \cos(k_n)}{\sinh(k_n) - \sin(k_n)} \quad (31)$$

여기서, $k_1=4.7300$, $k_2=7.8532$, $k_3=10.9956$, $k_4=14.1372$, $k_5=17.2786$ 이다.

Rayleigh-Ritz 방법을 적용하여, 평판의 진동특성을 해석하여 주파수별 Determinant의 값을 Fig. 3에 나타내었다. 이때 "0"을 지나는 경우의 주파수가 고유진동수를 나타내며, 중근의 경우는 진동모드가 서로 중복되어 있는 것을 의미한다. 특히 5차와 6차의 고유진동수는 실험으로는 분간하기 어렵지만 진동모드가 서로 분리되어 있는 것으로 나타

Table 1 Physical properties of simulation for the cavity having a cut-out

Symbol	Properties
a	0.1 - 0.6, ∞ m
b	0.3 m
c	0.3 m
c ₀	340 m/sec.
E	200 × 10 ⁹ N/m ²
h	0.001 m
ν	0.33
ρ	7700 kg/m ³
ρ ₀	1.21 kg/m ³
Cut-out size	□ 5 × 5-150 × 150 mm × mm ϕ 5 - 150 mm

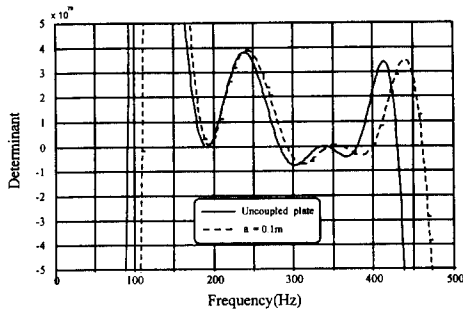


Fig. 3 The calculation of determinant

났다.

구조-음향이 연성되어 있지 않은 경우 1차 고유진동수에 대하여 2.04배, 3.0배, 3.66배, 4.0배의 위치에 피크를 갖는다. 그러나 폐공간이 형성되어 구조-음향이 연성되어 있는 경우 식 (28)의

$$\sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{\rho_0 \cosh \sqrt{U^2 - \left(\frac{\omega}{c_0}\right)^2} a}{\sqrt{U^2 - \left(\frac{\omega}{c_0}\right)^2} \cdot \sinh \sqrt{U^2 - \left(\frac{\omega}{c_0}\right)^2} a}$$

항이 무한대가 되는 경우가 발생된다. 따라서 이 경우에 식 (28)의 determinant의 값이 무한대가 되는 경우가 생긴다. 이것은 ω의 값이 음향공진주파수의 값인 경우이다.

한편 구멍의 크기변화에 따른 평판의 고유진동수 변화를 해석하여 Fig. 4와 Fig. 5에 나타내었다. 그

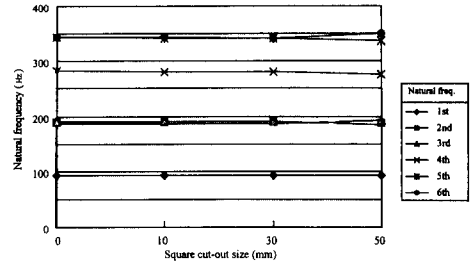


Fig. 4 The change of natural frequencies of plate having a square cut-out

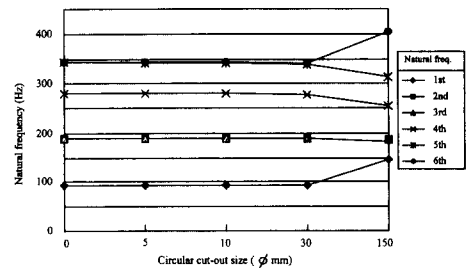


Fig. 5 The change of natural frequencies of plate having a circular cut-out

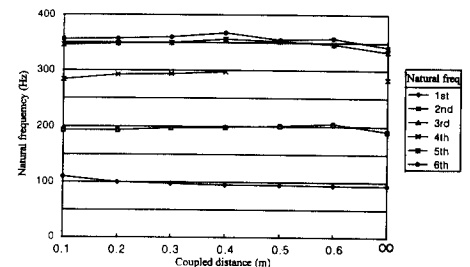


Fig. 6 The change of natural frequency of plate having a 10x10 cut-out (simulation)

리고 구멍의 크기가 가로 10 mm, 세로 10 mm인 경우의 구조-음향 연성된 평판의 고유진동수 변화를 Fig. 6에 나타내었다.

4.2 실험결과

구멍의 크기가 가로 5 mm, 세로 5 mm인 경우의 구조-음향 연성된 평판의 고유진동수 변화를 측정하여 Fig. 7에 나타내었다. 이 실험에서는 5차와 6차의 고유진동수가 분리되지 않고 하나의 고유진동수로 나타났다. 이를 주파수별 응답특성을 Fig. 8에 나타내었다.

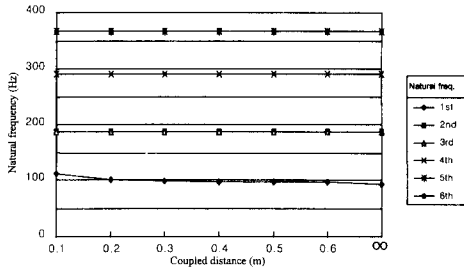


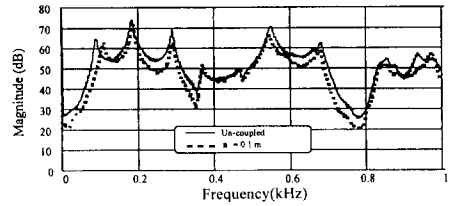
Fig. 7 The change of natural frequency of plate having a 5×5 cut-out due to sound-structure interaction (experiment)

4.3 고찰

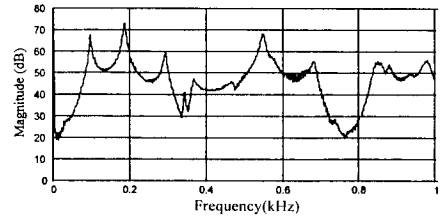
구조-음향 연성되어 있지는 않으나 구멍을 갖는 평판의 자유진동특성은 이를 연구한 논문⁽¹²⁾의 결과와 잘 일치하고 있으며, 실험결과도 매우 잘 일치하고 있다. Fig. 4와 Fig. 5의 실험결과에서 구멍의 모양에 관계없이 면적의 비가 평판 전체의 면적 대비 1% 이하의 경우에는 구멍이 없는 평판의 진동특성과 같음을 알 수 있다. 그리고 구멍이 없는 구조-음향 연성평판의 진동특성 연구⁽⁵⁾의 결과와 Fig. 6과 Fig. 7의 작은 구멍을 갖는 구조-음향 연성평판의 실험결과를 비교하여 보면 잘 일치하고 있다. 이는 작은 구멍을 갖는 평판의 해석에는 구멍을 무시하고 해석하여도 충분히 유용한 결과를 얻을 수 있음을 의미한다.

한편 구멍을 갖는 평판이 구조-음향 연성되어 있는 경우도 연성되어 있지 않은 경우와 마찬가지로, 평판의 1차 고유진동수의 평판과 마주보는 면과의 거리가 가까울수록 커진다. 극단의 경우인 거리가 멀수록 평판 자체의 고유진동수에 수렴하고, 거리가 가까울수록 고유진동수의 증가가 심해져, 벽과 밀착된 경우 고유진동수가 무한대로 되는 것으로 생각할 수 있다. 그리고 1차 고유진동수의 변화가 큰 반면, 2차, 3차의 고유진동수 변화는 거의 없는 것으로 연구되었다. 이러한 연구 결과는 구멍이 없는 평판의 경우의 연구⁽⁵⁾ 내용과 같다.

Fig. 8(a)에서는 평판의 고유진동수 외에 특이한 피크를 관찰할 수 없으나, Fig. 8(b)에서는 0.5m 길이에 상응하는 340 Hz 근처에 음향공진주파수가 관찰되고 있다. 이는 음향에 의한 가진이 평판의 진동에 영향을 미치고 있음을 알 수 있다.



(a) Uncoupled and coupled plates (a=0.1 m)



(b) Coupled plates (a=0.1 m)

Fig. 8 Vibration spectrum of plate having a 5×5 cut-out due to sound-structure interaction (experiment)

5. 결론

본 논문에서 4번 고정된 경계조건과 작은 구멍을 갖는 평판이 직육면체의 채공간과 구조-음향 연성되어 있는 경우에 대하여 경계조건을 만족하는 직교다항식을 가정하고 채공간 내의 속도포텐셜을 구하여, 이를 실험을 수행하여 결과를 서로 비교하였다.

본 논문의 결론은 다음과 같다.

- (1) 충분히 작은 구멍을 갖는 평판의 진동해석은 연성과 관계없이 구멍이 없는 평판의 해석으로 유용한 결과를 얻을 수 있다.
- (2) 작은 구멍을 갖는 평판이 구조-음향 연성되어 있는 경우, 진동의 1차 고유진동수 변화비가 가장 크며, 2차, 3차의 고유진동수 변화비는 거의 없다.
- (3) 구멍의 크기가 평판 전체의 면적에 비하여 충분히 작은 경우, 평판의 진동특성은 모양과 상관 없다.
- (4) 충분히 작은 구멍을 갖는 평판이 구조-음향 연성되어 있는 경우의 음향에 의한 진동 영향은 구멍이 없는 평판의 경우와 같다.

참고문헌

- (1) Werner Soedel, 1981, *Vibrations of Shells and Plates*, Marcel Dekker Inc., pp. 164.
- (2) 長松昭男, 1991, 部分構造合成法, 培風館, pp 116.
- (3) 이정윤, 1992, "설계파라미터 변경에 의한 연속계의 동특성 변화 예측," 박사학위논문, 한양대학교, 서울.
- (4) Frank Fahy, 1985, *Sound and Structure Vibration*, Academic Press
- (5) 이동익, 오재응, 1996, "구조-음향 연성평판의 자유진동해석," 대한기계학회논문집(A), pp. 2546~2551.
- (6) Wayne B. McDonald, 1978, "Noise Transmission Through Plates Into a Enclosure," *NASA Technical Paper 1173*.
- (7) Kearney C. Barton, 1978, "Noise Transmission Through Flat Rectangular Panels Into a Closed Cavity," *NASA Technical Paper 1321*.
- (8) Vaicatis, R., 1979, "Noise Transmission Through Stiffened Panels," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 70, No. 3, pp. 413~426.
- (9) Lee Chang-Myung, 1992, " Application of Finite Element and Boundary Element Methods To a Coupled Shell-Type Acoustic-Cavity System," A Thesis Submitted to the Graduated Faculty of North Carolina State University for Degree of Doctor of Philosophy.
- (10) Bokil, V. B., 1994, "A Technique for the Modal Analysis of Sound-Structure Interaction Problem," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 173, No. 1, pp. 23~41.
- (11) Martin, V., 1994, "Numerical Vibro-Acoustic Modelling of Aircraft For the Active Acoustic Control of Interior Noise," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 176, No. 3, pp. 307~332.
- (12) Mundkur, G. and Bhat, R. B., 1994, "Vibration of Plates with Cut-Outs Using Boundary Characteristic Orthogonal Polynomial Functions in the Rayleigh-Ritz Method," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 176, No. 1, pp. 136~144.
- (13) 이영신, 이윤복, 1994, "2개의 구멍이 있는 4 변 고정, 등방성 정사각형 판의 자유진동해석," 한국소음진동공학회지, Vol. 100, pp. 283~293.
- (14) Timoshenko, 1974, *Vibration Problems in Engineering 4th Edition*, John Wiley & Sons, pp. 424.