

<기술논문>

## 구조-음향 연성평판의 자유진동해석

이동익\* · 오재음\*\*

(1995년 3월 20일 접수)

### A Free Vibration Analysis of Sound-Structure Interaction Plate

Dong-Ick Lee and Jae-Eung Oh

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

#### Abstract

In order to investigate the characteristics of sound-structure interaction problems, we modeled a rectangular cavity and the flexible wall of the cavity. Because the governing equations of motion are coupled through velocity terms, we could redefine them 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. As the result, comparisons of theory and experiment show good agreement. and using orthogonal polynomial functions which satisfy the boundary conditions in the Rayleigh-Ritz method show useful method for sound-structure interaction problems too.

#### 기 호 설 명

- $a$  : 직육면체 폐공간 내부의 평판과 마주대하는 벽면까지의 거리
- $b$  : 직육면체 폐공간의 폭
- $c$  : 직육면체 폐공간의 높이
- $DET$  : 정방행렬의 행렬값
- $E$  : 영률
- $h$  : 강판의 두께
- $P$  : 직육면체 공간 내부의 응답음압
- $P_1$  : 강판의 가진음압
- $P_2$  : 강판 위에서의 응답음압
- $W$  : 강판의 변위
- $\nu$  : 푸아송비
- $\rho$  : 평판의 밀도
- $\rho_0$  : 공기의 밀도

- $\phi$  : 폐공간 내부의 속도 포텐셜함수
- $\nabla^2$  : 이중 라플라스 연산자

#### 1. 서 론

많은 공학자들은 기계 재료의 종류 및 형태에 따른 정적, 동적 특성 연구를 수행해 왔다. 특히 산업적으로 그 활용도가 높은 평판 재료에 대한 진동 특성 연구<sup>(1)</sup>는 많이 이루어졌다. 최근에는 진동 특성을 해석하는 방법도 부분구조합성법,<sup>(2)</sup> 감도해석법<sup>(3)</sup> 등의 방법으로 연구가 활발히 이루어지고 있다.

한편 평판의 진동이 공기와 같은 매질로 상호작용을 하며, 막힘이 없는 공간으로 음향을 방사하는 현상에 대한 연구<sup>(4)</sup>도 이루어지고 있다. 그러나 평판재료를 사용하여 기계 구조물을 제작하는 경우 많은 경우에 구조물간 결합에 의해 폐공간이 형성

\*한양대학교 대학원

\*\*회원, 한양대학교 자동차공학과

되고 이러한 폐공간에 의해 평판의 진동이 구조-음향 연성현상이 발생되고, 이에 따라 평판의 진동 특성도 달라지게 된다.

이러한 구조-음향 연성에 대한 연구는 1978년 McDonald<sup>(5)</sup>와 Barton,<sup>(6)</sup> 1979년 Vaicatis<sup>(7)</sup>에 의해 폐공간 내로의 음향전달현상을 연구하며 이루어졌다. 최근에 연구 동향은 이장명<sup>(8)</sup>의 FEM과 BEM을 이용한 폐공간내로의 음향전달현상을 연구하였고, Bokil<sup>(9)</sup>에 의해 구조-음향 연성된 평판의 모드 해석 방법이 연구되었다. 한편 Martin<sup>(10)</sup>에 의해 능동소음제어의 모델링을 좀더 정확히 하기 위해 구조 연성계를 고려한 연구도 수행되었다.

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

본 연구에서는 직육면체의 폐공간과 같이 폐공간 내의 속도포텐셜을 쉽게 구할 수 있는 경우 상호작용에 의한 압력 값을 구하고 이를 평판의 진동방정식에 적용하여 구조-음향 연성계의 진동방정식을 구하였다. 고유진동수를 구하기 위해 경계조건을 만족하는 직교다항식<sup>(11)</sup>을 설정하고 Rayleigh-Ritz 방법<sup>(12)</sup>을 적용하여 구하였다.

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

## 2. 이론 해석

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

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

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

$$\text{여기서, } D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} \quad (3)$$

직육면체 폐공간의 경계조건을 고려한 속도포텐셜과 매질입자속도의 관계는 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial x} \Phi(0, y, z, t) = V(0, y, z, t) \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \Phi(a, y, z, t) = 0 \quad (5)$$

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

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

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

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

이 때 평판의 진동형태를 다음과 같이 가정한다.

$$W(0, y, z, t) = \sum_{i=1}^{\infty} \sum_{j=1}^{\infty} a_{ij} Y_i Z_j \cdot \exp(i\omega t) \quad (10)$$

$$V(0, y, z, t) = \dot{W}(0, y, z, t) = i \cdot \omega \cdot W(0, y, z, t) \quad (11)$$

$$\dot{V}(0, y, z, t) = d\dot{W}(0, y, z, t) = -\omega^2 \cdot W(0, y, z, t) \quad (12)$$

식 (2)의 속도포텐셜  $\Phi$ 는 경계조건 식 (6)에서 식 (9)를 고려하여 식 (13)과 같이 가정한다.

$$\Phi(x, y, z, t) = \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \Phi_{mn}(x) \cos \frac{m\pi y}{b} \cos \frac{n\pi z}{c} \cdot \exp(i\omega t) \quad (13)$$

운동방정식 (2)와 경계조건 (4)에서 경계조건 (9)까지를 만족시키는 속도포텐셜은 다음과 같다.

$$\Phi(x, y, z, t) = \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \left( -\frac{C_{mn}}{bc} \right) \frac{\cosh \sqrt{U^2 - \left(\frac{\omega}{c_0}\right)^2} (a-x)}{\sqrt{U^2 - \left(\frac{\omega}{c_0}\right)^2} \cdot \sinh \sqrt{U^2 - \left(\frac{\omega}{c_0}\right)^2} a}$$

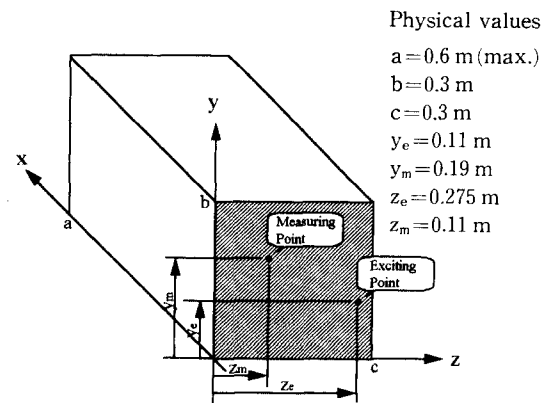


Fig. 1 Rectangular cavity model

$$\begin{aligned} & \cdot \int_0^c \int_0^b V(0, y, z, t) \cos \frac{m\pi y}{b} \cos \frac{n\pi z}{c} dydz \\ & \cdot \cos \frac{m\pi y}{b} \cos \frac{n\pi z}{c} \end{aligned} \quad (14)$$

$$\text{여기서, } U^2 = \left(\frac{m\pi}{b}\right)^2 + \left(\frac{n\pi}{c}\right)^2 \quad (15)$$

$$C_{mn} = \begin{cases} 1 & m+n=0 \\ 2 & m+n=1 \\ 4 & m+n \geq 2 \end{cases} \quad (16)$$

한편 직육면체 폐공간내의 압력분포는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} P(x, y, z, t) &= -\rho_0 \frac{\partial}{\partial t} \Phi(x, y, z, t) \\ &= -\rho_0 \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{C_{mn}}{bc} \\ & \quad \cdot \frac{\cosh \sqrt{U^2 - \left(\frac{\omega}{c_0}\right)^2} (a-x)}{\sqrt{U^2 - \left(\frac{\omega}{c_0}\right)^2} \cdot \sinh \sqrt{U^2 - \left(\frac{\omega}{c_0}\right)^2} a} \\ & \quad \cdot \int_0^c \int_0^b \frac{\partial}{\partial t} V(0, y, z, t) \cos \frac{m\pi y}{b} \cos \frac{n\pi z}{c} dydz \\ & \quad \cdot \cos \frac{m\pi y}{b} \cos \frac{n\pi z}{c} \end{aligned} \quad (17)$$

양변에  $\cos \frac{m\pi y}{b} \cos \frac{n\pi z}{c}$  를 곱하고 적분하여 폐공간 내 평판 윗면의 압력을 구하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} P(0, y, z, t) &= \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{\rho_0 \cosh \sqrt{U^2 - \left(\frac{\omega}{c_0}\right)^2} a}{\sqrt{U^2 - \left(\frac{\omega}{c_0}\right)^2} \cdot \sinh \sqrt{U^2 - \left(\frac{\omega}{c_0}\right)^2} a} \frac{\partial}{\partial t} \\ V(0, y, z, t) &= P_2 \end{aligned} \quad (18)$$

식 (18)을 식 (1)에 대입하여 다시 정리하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} D\nabla^4 W + \rho h \frac{\partial^2}{\partial t^2} W + \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \\ \cdot \frac{\rho_0 \cosh \sqrt{U^2 - \left(\frac{\omega}{c_0}\right)^2} a}{\sqrt{U^2 - \left(\frac{\omega}{c_0}\right)^2} \cdot \sinh \sqrt{U^2 - \left(\frac{\omega}{c_0}\right)^2} a} \frac{\partial}{\partial t^2} W \\ = P_1 \end{aligned} \quad (19)$$

이 경우에 평판의 운동에너지와 위치에너지<sup>(12)</sup>는 식 (20)과 식 (21)의 우변 첫째항으로, 폐공간의 위치에너지<sup>(13)</sup>는 식 (21)의 우변 둘째항으로 나타낼 수 있다.

$$T = \frac{1}{2} \rho h \omega^2 \iint W^2 dydz \quad (20)$$

$$\begin{aligned} V &= \frac{1}{2} D \iint \left[ \left( \frac{\partial^2}{\partial x^2} W \right)^2 + \left( \frac{\partial^2}{\partial y^2} W \right)^2 \right. \\ & \quad + 2\nu \left( \frac{\partial^2}{\partial x^2} W \right) \left( \frac{\partial^2}{\partial y^2} W \right) \\ & \quad \left. + 2(1-\nu) \left( \frac{\partial^2}{\partial x \partial y} W \right)^2 \right] dydz \\ & \quad + \frac{1}{2} \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \\ & \quad \cdot \frac{\rho_0 \cosh \sqrt{U^2 - \left(\frac{\omega}{c_0}\right)^2} a}{\sqrt{U^2 - \left(\frac{\omega}{c_0}\right)^2} \cdot \sinh \sqrt{U^2 - \left(\frac{\omega}{c_0}\right)^2} a} \\ & \quad \cdot \omega^2 \iint W^2 dydz \end{aligned} \quad (21)$$

Rayleigh-Ritz방법을 이용하여  $\omega^2$ 의 값을 구하는 경우, 라그랑지안( $L=T-V$ )을 계수  $a_{ij}$ 로 편미분하여 계수  $a_{ij}$ 에 대한 매트릭스형태로 정리하면 그 관계는 식 (22)와 같다.

$$\left[ \frac{\partial}{\partial a_{ij}} (T-V) \right] \{a_{ij}\} = 0 \quad (22)$$

식 (21)의 매트릭스  $\left[ \frac{\partial}{\partial a_{ij}} (T-V) \right]$ 의 행렬값의 값이 "0"인 경우에 물리적으로 의미있는 결과를 얻을 수 있다. 이를 식 (23)에 나타내었다.

$$DET \left[ \frac{\partial}{\partial a_{ij}} (T-V) \right] = 0 \quad (23)$$

### 3. 실험

#### 3.1 실험장치

실험에 사용한 시편은 아연도 강판(KS-3506)으로 두께는 1mm로 하였다. 시편의 주요 물성치는 Table 1에 나타내었다. 시편은 4번 고정조건을 만들기 위해 1번을 320mm로 하고 4번을 나사를 이용하여 고정시키는 구조로 20mm 두께의 아크릴 수지로 제작하였다.

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

#### 3.2 실험방법

실험은 평판의 고유진동수가 잘 나타나는 위치를

Table 1 Main parameters

Notations	Physical properties	
h	0.001	m
a	0.1~0.6, $\infty$ m	
b	0.3	m
c	0.3	m
E	$200 \times 10^9$	N/m <sup>2</sup>
$\rho$	7700	kg/m <sup>3</sup>
$\nu$	0.33	
$\rho_0$	1.21	kg/m <sup>3</sup>
C <sub>0</sub>	340.0	m/sec

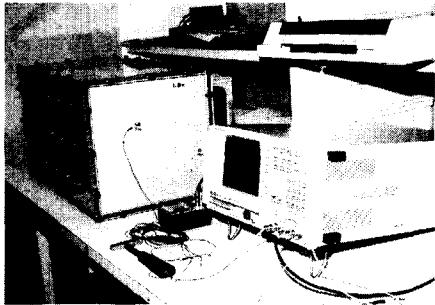


Fig. 2 The experimental set-up

선정하여 가속도계를 부착하고 충격해머의 가진 위치를 변경하며 실험을 행하였다. 대부분의 경우 모든 곳에서 좋은 응답특성을 얻었으나 특히 4변근처의 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 평판으로부터 0.1m부터 0.6m 떨어진 위치까지 0.1m 간격으로 하여, 20mm 아크릴 판재로 막고 실험을 행하였다. 실험의 범위는 폐공간의 음향공진 범위를 고려하여 1000 Hz로 하였다.

#### 4. 결과 및 고찰

##### 4.1 이론 해석결과

Table 1에 주어진 물성치를 이용하고, 4변 고정

의 경계조건을 만족하는 직교 다항식을 다음과 같이 가정하고 구하였다.

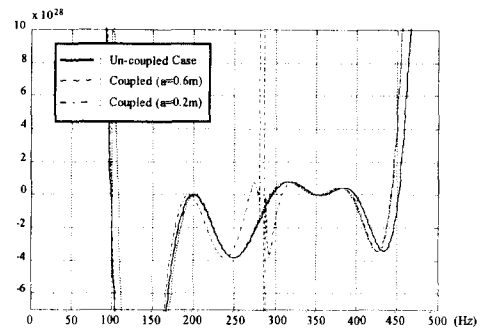
$$Y_i = \cosh(k_i y) - \cos(k_i y) - \alpha_i \{ \sinh(k_i y) - \sin(k_i y) \} \quad (24)$$

$$Z_j = \cosh(k_j z) - \cos(k_j z) - \alpha_j \{ \sinh(k_j z) - \sin(k_j z) \} \quad (25)$$

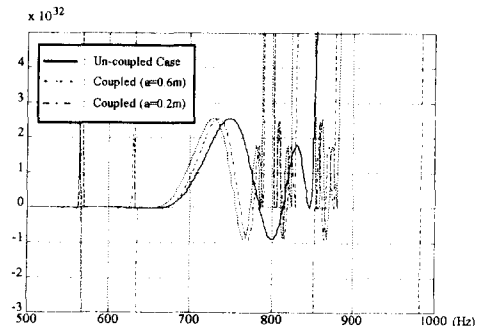
$$\alpha_n = \frac{\cosh(k_n) - \cos(k_n)}{\sinh(k_n) - \sin(k_n)} \quad (26)$$

여기서,  $k_1=4.7300$ ,  $k_2=7.8532$ ,  $k_3=10.9956$ ,  $k_4=14.1372$ ,  $k_5=17.2786$ 이다. 구조-음향이 연성되어 있지 않은 경우와 연성이 되어 있는 경우에 대해 10차까지의 고유진동수를 구하여 Table 2에 정리하였다. 계산결과는 Fig. 3의 주파수별 행렬값의 값이 "0"을 지나는 경우가 고유진동수를 나타내며, 중근의 경우는 진동모드가 서로 중복되어 있는 것을 의미한다. 특히 5차와 6차의 고유진동수는 실험으로는 분간하기 어렵지만 진동 모드가 서로 분리되어 있는 것으로 나타났다.

구조-음향이 연성되어 있지 않은 경우 1차 고유진동수에 대하여 2.04배, 3.0배, 3.66배, 4.0배<sup>(14)</sup>의 위치에 피크를 갖는다. 그러나 폐공간이 형성되어



(a) Analysis range : 0~500 Hz



(b) Analysis range : 500~1000 Hz

Fig. 3 The calculation of determinants

**Table 2** Natural frequencies of coupled plate (theory)

a <sub>(m)</sub>	Plate natural frequencies (Hz)										Acoustic natural frequencies (Hz)		
	1st	2nd	3rd	4th	5th	6th	7th	8th	9th	10th	1st	2nd	3rd
0.1	117.2	206.7	206.7	297.7	349.0	357.2	394.0	443.0	550.8	556.3	-	-	-
0.2	107.3	201.9	201.9	294.3	346.4	354.6	392.2	442.4	557.0	561.1	850.0	-	-
0.3	103.5	200.2	200.2	292.3	344.0	352.1	389.3	438.6	562.0	562.0	566.6	-	-
0.4	101.5	198.0	198.0	289.6	339.9	347.5	380.4	437.6	562.3	564.5	425.0	950.0	-
0.5	101.1	196.4	196.4	284.7	343.0	348.6	398.6	446.1	562.0	564.9	340.0	680.0	-
0.6	99.1	195.2	195.2	268.5	350.0	357.6	393.7	442.7	570.8	571.2	283.3	566.6	850.0
Infinite	98.1	199.5	199.5	296.5	350.7	360.3	398.6	451.6	574.4	574.8	-	-	-
Results of ref. (13)	98.3	197.9	197.9	296.2	360.7	362.4	-	-	-	-	-	-	-

구조-음향이 연성되어 있는 경우 식 (20)의

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

대가 되는 경우가 발생된다. 따라서 이 경우에 식 (23)의 행렬값의 값이 무한대가 되는 경우가 생긴다. 이것은  $\omega$ 의 값이 음향공진주파수의 값인 경우이다. 계산결과 1000 Hz 이하의 범위에서  $a=0.6$  m의 경우 283 Hz와 566 Hz 근처에 음향공진주파수가 존재한다. 이러한 결과가 Fig. 3에 나타나 있다.  $a=0.2$  m의 경우는 850 Hz 근처에 음향공진주

파수가 존재한다.

**4.2 실험결과**

실험의 결과를 Table 3에 정리하였다. 실험에서는 5차와 6차의 고유진동수가 분리되지 않고 하나의 고유진동수로 나타났다. 연성되지 않은 Fig. 4에서 음향공진주파수에 해당하는 주파수에 피크가 존재하지 않는다.  $a=0.6$  m의 Fig. 5에서 1차 고유진동수가 103.5 Hz로 이동되고, 2차 이상의 고유진동수는 변화가 없었다. 음향공진주파수에 해당하는 283 Hz, 566 Hz, 850 Hz 근처에 피크가 측정

**Table 3** Natural frequencies of coupled plate (experiment)

a <sub>(m)</sub>	Plate natural frequencies (Hz)										Acoustic natural frequencies (Hz)		
	1st	2nd	3rd	4th	5th	6th	7th	8th	9th	10th	1st	2nd	3rd
0.1	118.2	202.5	202.5	306.2	361.7	361.7	422.2	470.0	578.7	578.7	-	-	-
0.2	111.2	200.0	200.0	306.2	363.2	363.2	-	471.7	579.5	579.5	853.2	-	-
0.3	110.0	203.2	203.2	307.7	372.2	372.2	-	470.5	587.2	587.2	566.6	-	-
0.4	108.7	203.2	203.2	307.7	372.2	372.2	-	471.2	588.7	588.7	424.5	-	-
0.5	107.7	202.2	202.2	305.5	372.0	372.0	411.0	471.2	583.2	583.2	336.7	666.5	-
0.6	103.2	197.5	197.5	297.7	361.2	361.2	400.0	464.2	578.2	578.2	282.5	566.7	857.2
Infinite	99.0	198.5	198.5	297.7	360.0	360.0	395.0	461.2	573.5	573.5	-	-	-

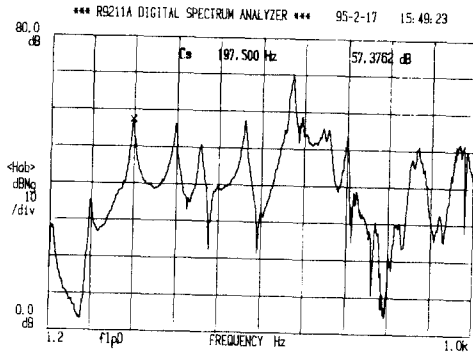


Fig. 4 Frequency response function of the un-coupled plate.

Exciting point :  $y_e=0.11$  m,  $z_e=0.275$  m  
 Measuring point :  $y_m=0.11$  m,  $z_m=0.275$  m

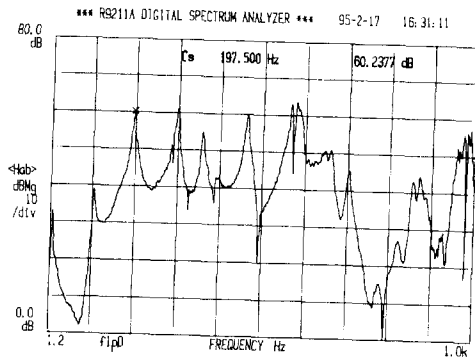


Fig. 5 Frequency response function of the plate ( $a=0.6$  m).

Exciting point :  $y_e=0.11$  m,  $z_e=0.275$  m  
 Measuring point :  $y_m=0.11$  m,  $z_m=0.275$  m

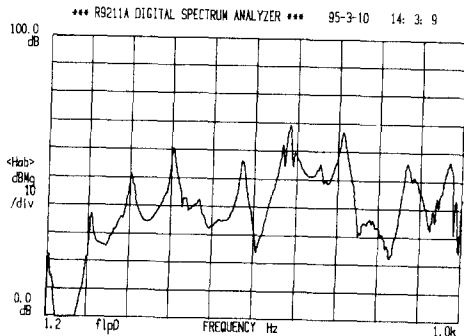


Fig. 6 Frequency response function of the plate ( $a=0.5$  m).

Exciting point :  $y_e=0.11$  m,  $z_e=0.275$  m  
 Measuring point :  $y_m=0.11$  m,  $z_m=0.275$  m

되었다. 0.3 m의 정4각형 단면에 부합하는 음향공진주파수는 566 Hz로 중복되어 나타난다.  $a=0.2$  m의 Fig. 6의 경우는 1차 고유진동수가 109.5 Hz로 이동되고 2차 이상의 고유진동수는 변화가 거의 없었다. 또한 0.2 m에 상응하는 음향공진주파수가 850 Hz이고, 0.3 m의 정4각형 단면에 부합하는 음향공진주파수는 566 Hz이다.

### 4.3 고찰

평판의 자유진동 특성을 구한 결과는 무차원화하여 고유진동수를 구한 논문<sup>(15)</sup>의 결과와 잘 일치하고 있으며, 실험과도 매우 잘 일치하고 있다. Fig. 4는 구조-음향과 연성되지 않은 상태이므로 폐공간의 음향공진주파수 성분의 피크가 나타나지 않고 있다. 그러나 구조-음향이 연성되어 있는 경우에는 Fig. 5와 Fig. 6의 경우와 같이 평판의 고유진동수와 폐공간의 음향공진주파수 성분이 함께 나타나고 있다. 이것은 구조-음향이 연성되어 있는 경우 폐공간의 형태 특성에 따라 영향을 받는 것을 의미한다. 이러한 결과는 속도포텐셜을 이용하여 쉽게 구할 수 있으므로 결국 구조-음향 연성계의 문제는 폐공간 내의 속도포텐셜을 구하는 것이 매우 중요한 과제가 되는 것을 의미한다.

한편 충격해머를 이용한 주파수 응답특성실험에서 음향공진주파수의 영향이 나타나 있다. 이는 평판의 진동현상을 규명하는데 충격해머 사용이 충분히 가능하며, 평판의 충격가진에 의해서도 음향공진현상이 평판의 고유주파수로 측정되는 것을 나타낸다.

구조-음향이 연성된 경우에 있어서도 폐공간내의

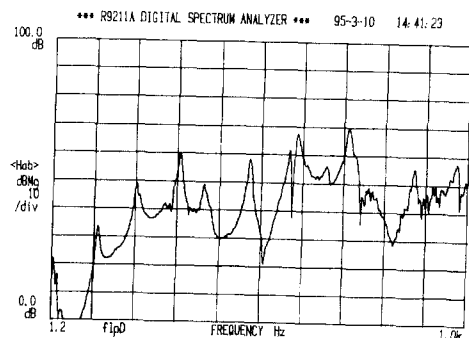


Fig. 7 Frequency response function of the plate ( $a=0.2$  m).

Exciting point :  $y_e=0.11$  m,  $z_e=0.275$  m  
 Measuring point :  $y_m=0.11$  m,  $z_m=0.275$  m

각 변의 길이가 길수록 음향공진주파수가 낮아지는 것을 실험을 통하여 확인하였으며, 이는 당연히 폐공간의 크기가 클수록 음향공진주파수가 낮아지는 것을 반영하고 있다.

구조-음향이 연성된 경우 간격변화에 따라 주어지는 폐공간에 의한 1차 음향공진주파수보다 평판의 1차 고유진동수가 충분히 낮은 경우 평판의 1차 고유진동수의 변화비는 평판과 마주보는 면과의 거리가 가까울수록 커진다. 극단의 경우인 거리가 멀수록 평판 자체의 고유진동수에 수렴하고, 거리가 가까울수록 고유진동수의 증가가 심해져, 벽과 밀착된 경우 고유진동수가 무한대로 될 것이다. 이러한 현상은 간격이 가까우면 가까울수록 음향에 의해 평판에 가해지는 반력이 커지고, 이는 평판의 운동을 방해하려하므로 평판의 강성 계수가 커지는 것과 같은 효과가 있게 된다.

평판의 2차 고유진동수의 변화는 2차, 3차 진동모드의 대칭적 특성상 평판의 변형에 의한 운동에너지와 위치에너지의 변화가 각각 상쇄되므로 그 변화가 거의 없는 것으로 판단된다.

이러한 결과는 경계조건이 다른 4변 단순 지지된 평판의 구조-음향이 연성된 경우의 고유진동수 변화를 구한 논문<sup>(9)</sup>의 결과에서도 1차 고유진동수의 변화가 큰 반면, 2차, 3차의 고유진동수 변화는 거의 없는 것으로 연구되었다.

## 5. 결 론

본 논문에서 4변 고정된 경계조건과 평판이 직육면체의 폐공간과 구조-음향 연성되어 있는 경우에 대하여 경계조건을 만족하는 직교다항식을 가정하고 폐공간내의 속도포텐셜을 구하여 이를 실험을 행하여 결과를 서로 비교하였다.

본 논문의 결론은 다음과 같다.

(1) 속도포텐셜을 이용한 방법이 구조-음향 연성된 평판의 운동방정식을 하나의 수식으로 나타낼 수 있음을 알았다.

(2) 구조-음향 연성된 경우 1차 고유진동수 변화비가 가장 크며, 2차, 3차의 고유진동수 변화비는 거의 없다.

(3) 구조-음향 연성된 경우 간격변화에 따라 주어지는 폐공간에 의한 1차 음향공진주파수보다 평판의 1차 고유진동수가 충분히 낮은 경우 평판의 1차 고유진동수의 변화비는 평판과 마주보는 면과의

거리가 가까울수록 커진다.

## 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) 이정운, 1992, “설계파라미터 변경에 의한 연속체의 동특성 변화 예측,” 박사학위논문, 한양대학교.
- (4) Frank Fahy, 1985, “Sound and Structure Vibration,” Academic Press.
- (5) Wayne B. McDonald, 1978, “Noise Transmission Through Plates Into a Enclosure,” *NASA Technical Paper 1173*.
- (6) Kearney Barton, C., 1978, “Noise Transmission Through Flat Rectangular Panels Into a Closed Cavity,” *NASA Technical Paper 1321*.
- (7) Vaicatis, R., 1979, “Noise Transmission Through Stiffened Panels,” *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 70, No. 3, pp. 413~426.
- (8) Chang-Myung Lee, 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 Pilosophy.
- (9) Bokil, V. B., 1994, “A Technique for the Modal Analysis of Sound-Structure Interaction Problems,” *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 173, No. 1, pp. 23~41.
- (10) 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.
- (11) Timoshenko, 1974, *Vibration Problems in Engineering 4th Edition*, John Wiley & Sons, pp. 424.
- (12) Timoshenko, 1974, *Vibration Problems in Engineering 4th Edition*, John Wiley & Sons, pp. 495.
- (13) Richard E. Sonntag, 1976, *Fundamentals of Classical Thermodynamics*, John Wiley & Sons,

pp. 64.

(14) Robert D. Blevins, 1979, *Formulas for Natural Frequency and Mode Shape*, Van Nostrand Reinhold Company, pp. 261.

(15) 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.

## 부 록

속도포텐셜  $\Phi$ 를 식 (a)와 같이 가정한다.

$$\begin{aligned} \Phi(x, y, z, t) &= \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \Phi_{mn}(x) \cdot \cos \frac{m\pi y}{b} \cos \frac{n\pi z}{c} \cdot \exp(i\omega t) \quad (a) \end{aligned}$$

식 (a)를 식 (2)에 대입하고 정리하면 다음 식 (b)와 같다.

$$\begin{aligned} &\sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \left( \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \right) \Phi_{mn}(x) \\ &\cos \frac{m\pi y}{b} \cos \frac{n\pi z}{c} \cdot \exp(i\omega t) \\ &= \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \left[ \frac{\partial^2}{\partial x^2} - \left\{ \left( \frac{m\pi}{b} \right)^2 + \left( \frac{n\pi}{c} \right)^2 \right\} \right] \Phi_{mn}(x) \\ &\cos \frac{m\pi y}{b} \cos \frac{n\pi z}{c} \cdot \exp(i\omega t) \\ &= \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2}{\partial t^2} \Phi_{mn}(x) \cos \frac{m\pi y}{b} \cos \frac{n\pi z}{c} \\ &\cdot \exp(i\omega t) \quad (b) \end{aligned}$$

식 (b)를 만족시키는 일반 해는 식 (c)와 같다.

$$\begin{aligned} \Phi_{mn}(x) = &\left\{ A_{mn} \cosh \sqrt{U^2 - \left( \frac{\omega}{c_0} \right)^2} x \right. \\ &\left. + B_{mn} \sinh \sqrt{U^2 - \left( \frac{\omega}{c_0} \right)^2} x \right\} \quad (c) \end{aligned}$$

따라서

$$\begin{aligned} \Phi(x, y, z, t) &= \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \Phi_{mn}(x) \cos \frac{m\pi y}{b} \cos \frac{n\pi z}{c} \cdot \exp(i\omega t) \\ &= \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \left\{ A_{mn} \cosh \sqrt{U^2 - \left( \frac{\omega}{c_0} \right)^2} x \right. \\ &\left. + B_{mn} \sinh \sqrt{U^2 - \left( \frac{\omega}{c_0} \right)^2} x \right\} \end{aligned}$$

$$\cdot \cos \frac{m\pi y}{b} \cos \frac{n\pi z}{c} \cdot \exp(i\omega t) \quad (d)$$

$x$  값이  $a$ 인 경우  $V=0$ 인 경우의 경계조건으로부터 계수 값을 구한다.

$$\begin{aligned} &\sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \sqrt{U^2 - \left( \frac{\omega}{c_0} \right)^2} \left\{ A_{mn} \sinh \sqrt{U^2 - \left( \frac{\omega}{c_0} \right)^2} a \right. \\ &\left. + B_{mn} \cosh \sqrt{U^2 - \left( \frac{\omega}{c_0} \right)^2} a \right\} \\ &\cdot \cos \frac{m\pi y}{b} \cos \frac{n\pi z}{c} \cdot \exp(i\omega t) = 0 \quad (e) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} B_{mn} = &\frac{C_{mn}}{bc \sqrt{U^2 - \left( \frac{\omega}{c_0} \right)^2} \exp(i\omega t)} \\ &\cdot \int_0^c \int_0^b V(0, y, z, t) \\ &\cos \frac{m\pi y}{b} \cos \frac{n\pi z}{c} dy dz \quad (f) \end{aligned}$$

$$A_{mn} = - \frac{\cosh \sqrt{U^2 - \left( \frac{\omega}{c_0} \right)^2} a}{\sinh \sqrt{U^2 - \left( \frac{\omega}{c_0} \right)^2} a} B_{mn} \quad (g)$$

$x$  값이 0인 경우의 경계조건으로부터 계수 값을 구한다.

$$\begin{aligned} &\sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \sqrt{U^2 - \left( \frac{\omega}{c_0} \right)^2} B_{mn} \cos \frac{m\pi y}{b} \cos \frac{n\pi z}{c} \\ &\cdot \exp(i\omega t) = V(0, y, z, t) \quad (h) \end{aligned}$$

따라서

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



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