

<논 문>

모드 확장 기법을 이용한 평판의 진동·소음 해석

Noise and Vibration Analysis of a Flat Plate by using Modal Expansion Technique

김 관 주* · 이 봉 노**

Kwanju Kim and Bong-No Lee

(1998년 3월 18일 접수 ; 1998년 7월 8일 심사완료)

Key Words : Fluid-Structure Interaction(구조물-유체의 상호작용), Finite Element Method (유한요소법), Experimental Modal Analysis(실험적 모드해석), Modal Expansion Technique (모드 확장 기법), Sound Radiation(음향방사)

ABSTRACT

To predict the radiating noise from the vibrating surface, it is required to know the velocity distribution of vibrating surface exactly as possible as it can. Although it can be obtained by finite element method, their accuracy is limited by the uncertainty of preparing input data such as material properties, damping, excitation, and the actual boundary conditions. Experimental values are accurate but are seldom available as many as the data points compared to FEM mesh. Therefore, hybrid method of experiment and finite element method, called modal expansion technique, is investigated for the preparation of accurate and detail velocity distribution. The sound radiation of this plate is analyzed by boundary element method at specified frequencies and for the verification of this scheme, related experiment is performed. In high frequency range above 2000 Hz, piezo-electric material is used as an actuator.

1. 서 론

진동하는 표면으로부터 방사되는 소음을 정확하게 예측하기 위해서는 진동표면의 속도분포를 정확하게 알아야 한다. 이러한 진동표면의 속도분포는 유한요소법을 사용하여 구할 수도 있으나, 유한요소해석에 의해서 얻어진 해는 전적으로 사용자가 모델링을 어떻게 하였는가에 따라 달라지게 된다. 여기에서 모델링이란 연속체를 유한 개의 요소로

분할하는 과정은 물론, 실제의 가진력이나 댐핑계수, 경계조건 등을 수학적으로 표현하는 과정을 모두 포함한다. 그러나 실제문제에 있어서 가진력이나 댐핑, 경계조건 등을 정확하게 수학적으로 표현할 수 있는 문제는 그렇게 많지 않다. Lim, Steyer⁽¹⁾는 수송기계에서의 수백 Hz영역의 진동, 소음 현상을 예측하기 위하여 유한요소해석 방법과 실험적 모드해석을 단계별로 수행하여 차실 내에서의 고체전달음을 계산하였다. von Estorff, Homm, Bartels⁽²⁾는 한쪽 끝이 고정되어 있는 평판의 진동에 의한 음향방사 문제를 해결하기 위하여, 유한요소 해석에 의한 평판의 고유 형상을 계산하였고, 이 자료를 경계요소법의 입력 자료로 해서

* 정회원, 홍익대학교 공과대학 기계공학과

** 홍익대학교 대학원 기계공학과

임의의 지점에서 음압을 예측하였다. Burroughs, Carroll, Cuschieri⁽³⁾는 보강재가 부착된 평판의 소음 방사문제를 실험과 이론해를 이용하여 계산하였다.

본 논문에서는 진동하고 있는 평판으로부터 방사되는 소음을 실험적인 방법과 수치 해석적인 방법에 의해서 계산하여 각 방법에 의한 결과를 비교하였다. 그리하여 수치 해석적인 방법에 의해 계산한 결과의 신빙성을 검토하였다. 실험적인 방법에서는 진동·소음 해석 시에 기본이 되는 평판의 고유주파수를 모드시험을 통해 구하였고, 여기에서 구한 고유주파수와 다른 여러 주파수로 평판을 가진하였을 때 평판 위에서의 음향세기(sound intensity), 음압레벨(sound pressure level)을 측정하였다. 평판의 가진은 2 kHz 이하에서는 가진기(exciter)를, 2 kHz 이상에서는 압전소자(piezo-electric material)를 이용하였다.

수치 해석적인 방법에서 경계조건은 전술한 이유에 의해서 실험을 통하여 구하였으며, 그 과정을 살펴보면 다음과 같다. 첫 번째로 FFT 분석기와 가속도계를 이용하여 평판 표면에서의 정확한 가속도를 측정한다. 여기에서 측정된 가속도는 평판의 단순조화운동 가정에 의해 변위와 단순히 $-\omega^2$ 의 대수적인 관계가 있으므로 쉽게 변위로 바뀔 수 있다. 두 번째로 유한요소법(finite element method)을 사용하여 그 구조물의 진동모드를 구한 후, 첫 번째 과정에서 구한 실험데이터와 유한요소해석에 의해 구한 진동모드를 통해 평판표면에서 속도분포를 구한다. 마지막으로 음향해석 프로그램인 SYSNOISE⁽⁴⁾에 속도경계를 적용하여 평판의 진동에 의해서 방사되는 소음을 계산한다.

이러한 해석방법의 장점은 첫째, 경계조건을 실험을 통하여 구하였기 때문에 그 시스템의 동적 거동을 무엇보다도 정확하게 묘사했다는 것이다. 둘째, 경계요소법(boundary element method)을 이용하여 구조물 및 기계요소가 방사하는 소음을 쉽게 계산할 수 있을 뿐만 아니라, 가진조건과 구조변경에 따른 영향을 쉽게 예측할 수 있다는 점이다. 본 논문에서 수행한 평판의 진동에 의한 방사 해석 및 실험에 대한 절차는 Fig. 1과 같다.

2. 평판의 진동

2.1 충격시험(Impact Test)

본 연구에서 사용된 평판은 가로, 세로, 두께가 각각 550mm, 450mm, 3mm 인 사각 평판으로 재질은 일반 강(鋼)이다. 실험장치로는 FFT 분석기(8 Channel HP3565A⁽⁵⁾), 가속도계(PCB 社), 충격해머(PCB 社), PC 등이 사용되었다. 실제의 평판은 6개의 지지보에 의해 지지되고 있는데, 이 부분은 용접을 통하여 견고하게 고정시켰다. 가속도계는 Fig. 2와 같이 7번 위치에 고정시켰으며, 충격해머로 평판 위의 25점을 가진시키면서 각 점에 대한 주파수 응답함수를 구하였다.

실험에서 구한 25개의 주파수 응답함수와 상용프

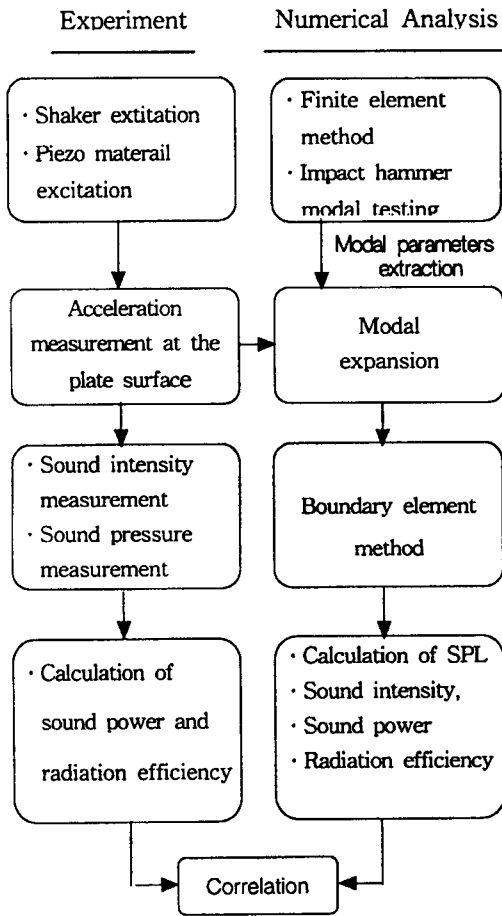


Fig. 1 Flow chart of plate radiation analysis by modal expansion technique

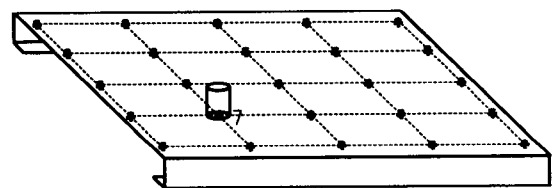


Fig. 2 Measurement points on the flat plate

Table 1 Modal parameters of plate

Mode	Natural Frequency	Modal Damping
1	64.57 Hz	2.92 %
2	81.35 Hz	1.55 %
3	126.0 Hz	0.95 %
4	164.4 Hz	0.90 %

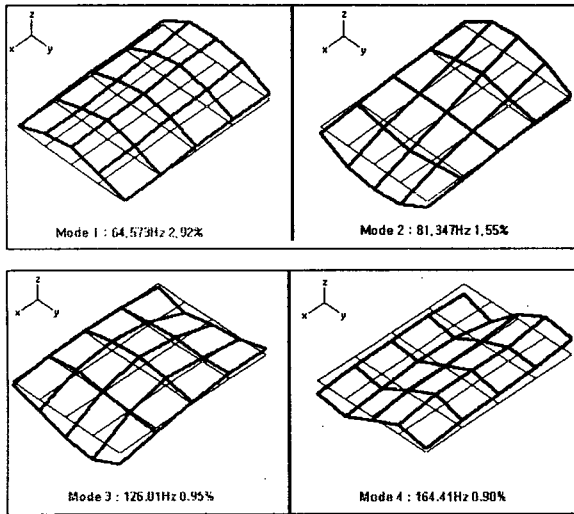


Fig. 3 Mode shapes of the plate

로그그램인 LMS CADA-PC 1.4⁽⁶⁾를 이용하여 평판의 모달변수들을 구하면 Table 1과 같다. Fig.3은 LMS CADA-PC 1.4를 이용하여 구한 평판의 모드형상(mode shape)을 보여준다.

2.2 유한요소해석

평판은 I-DEAS⁽⁷⁾를 이용하여 모델링하였다. 실제로 평판을 받치고 있는 기둥은 폭이 3cm인 중공 사각튜브인데, 해석의 간편성을 위해 이 부분은 빔 요소를 사용하여 모델링 하였다.

해석에 사용된 요소는 4절점 4각형 요소 2268개, 빔 요소 228개이며, 절점의 수는 2587개이다. 물성치는 일반 강(鋼)의 물성치인 $E = 200 \text{ GPa}$, $\rho = 7830 \text{ kg/m}^3$, $\nu = 0.29$ 를 사용하였다. 해석에 사용된 평판의 유한요소모델은 Fig. 4와 같으며, 부여된 경계조건은 바닥면에서의 Z방향 변위를 0으로 고정시켰다. 고유진동수와 모드형상은 상용 프로그램인 NASTRAN⁽⁸⁾을 사용하여 구하였다. Fig. 5는 유한요소해석을 통하여 구한 평판의 첫 번째 고

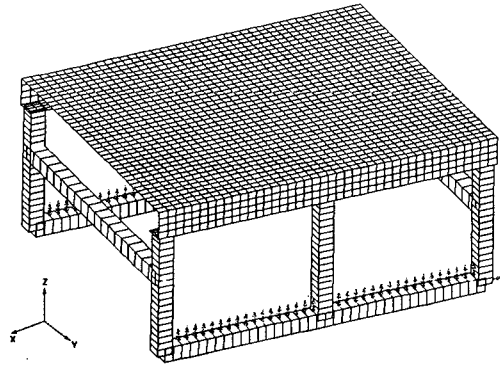


Fig. 4 Finite element model of the plate

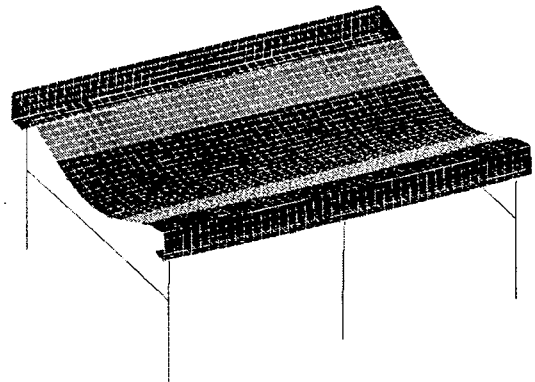


Fig. 5 First mode shape of plate by FEM

Table 2 Comparison of the natural frequencies

Mode number	By experiment	By FEM	Relative error
1	64.57 Hz	65.34 Hz	+1.19%
2	81.35 Hz	80.30 Hz	-1.29%
3	126.0 Hz	123.1 Hz	-2.30%
4	164.4 Hz	152.2 Hz	-7.42%

유진동수와 모드형상을 보여준다.

실험결과와 유한요소해석 결과를 정리하면 Table 2와 같으며, 주파수가 증가할수록 상대오차가 증가하며, 실험치가 큰 것을 알 수 있다.

3. 평판의 진동에 의한 소리의 방사

이론적으로 무한평판은 임계주파수-음파의 파장과 굽힘파(bending wave)의 파장이 같아지는 주파수-를 기점으로 그 이하에서는 소리를 방사하지

못하고 그 이상에서는 소리를 방사하게 된다. 무한평판의 이러한 결과는 가진주파수가 임계주파수보다 상당히 높은 경우 유한평판에 역시 적용될 수 있다. 임계주파수 이하에서는 무한평판은 소리를 방사하지 못하지만, 유한평판은 경계면 등과 불연속면의 존재로 고유진동수를 갖게 되고, 또 이러한 경계면 효과 등에 의해서 소리를 방사하게 된다. ⁽⁹⁾ 이때 방사되는 소리의 양과 방사효율(radiation efficiency)은 평판의 크기와 경계조건에 따라 크게 달라지게 되며, 경계면 근처에서 평판의 속도가 0인 경우 해석과 실험은 잘 일치한다고 알려져 있다.

등방성 재료인 경우 임계주파수는 재료의 물성치와 평판의 두께에 의해서 결정되며, 그 식은 다음과 같다.

$$f_c = \frac{c^2}{2\pi} \left(\frac{12\rho(1-\nu^2)}{Eh^2} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (1)$$

여기에서 c 는 공기중에서의 음속, ρ 는 재료의 밀도, ν 는 재료의 포아송비, E 는 재료의 영률, h 는 평판의 두께를 나타낸다. 두께 3 mm의 철판의 경우 식 (1)을 이용하여 임계주파수를 구하여 보면 임계주파수는 약 4000 Hz 이다.

⁽¹⁰⁾ 본 연구에서는 평판의 음향파위를 결정하기 위하여 음향세기를 측정하였다. 주파수 대역에서 음향세기는 2개의 마이크로폰 신호의 크로스 스펙트럼(cross spectrum)의 허수부분과 다음과 같은 관계식이 있다.

$$I = -\frac{1}{\rho\omega\Delta r} \text{Im}(G_{AB}) \quad (2)$$

여기에서, ρ 는 공기의 밀도, ω 는 각주파수, G_{AB} 는 크로스 스펙트럼, Δr 는 두 마이크로폰 사이의 거리이다.

3.1 실험을 통한 평판의 소음측정

평판으로부터 방사되는 소음을 측정하기 위해 가진기(exciter)를 사용하였다. 가진은 평판의 세 번째 고유주파수인 126 Hz로 하였으며, 가진기와 평판사이에 힘변환기(force transducer)를 연결하여 가진기에 걸리는 힘을 측정하였다. ^{(11),(12)} 평판이 방사하는 음향파위를 계산하기 위해 두 개의 마이크로폰을 이용하여 음향세기를 측정하였으며, 측정 방법으로는 이산점 평균방법(discrete point average)을 이용하였다. 이 때 마이크로폰은 평판의 표면으로부터 약 5 cm 떨어진 곳-근접장에 위치

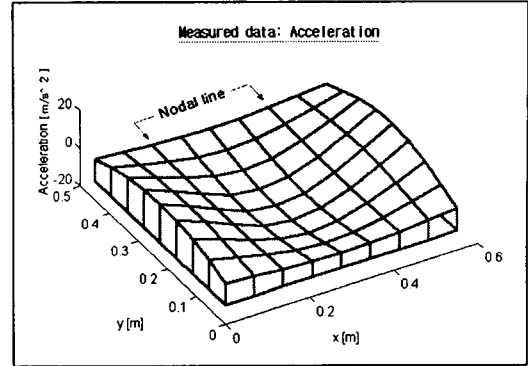


Fig. 6 Acceleration distribution on the plate

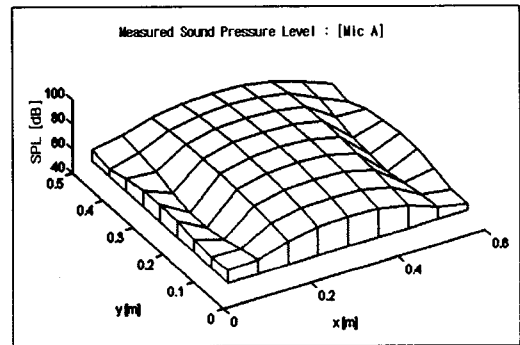


Fig. 7 Measured sound pressure level by plate at 126 Hz

-에 위치하고 있으며 별도의 지그를 만들어 고정시켰다. 측정은 평판 위 81점에 대해서 이루어졌다. 또한 방사효율을 실험적으로 결정하기 위해서 가속도계를 이용하여 평판의 표면에서의 진동량을 측정하였다.

Fig. 6은 평판이 세 번째 고유주파수인 126Hz로 가진될 때 평판의 가속도 분포를 보여주고 있다. 최대 진동가속도는 평판의 자유단의 중앙에서 발생하며 그 크기는 $+14.4 \text{ m/s}^2$ 이고, 같은 시간에 평판의 중앙부는 -9.75 m/s^2 의 가속도를 가지고 진동하고 있다. Fig. 7은 평판 위 5cm 지점의 81점에 대한 음압레벨을 3차원적으로 그린 것이다. 이 경우 최대음압레벨은 최대 진동변위가 일어나는 자유단의 중앙부에서 발생하지 않고 평판의 중앙에서 발생하고 있는데 이는 자유단에서 평판이 주위의 공기입자를 효과적으로 진동시키지 못한 것에 기인한다고 생각된다. Fig. 8은 평판의 소음을 측정함에 있어 가진기에서 발생하는 소음이 전체 소음에 얼마만큼의 기여를 하는지를 알아보기 위해 가진기와 평판을 분리하고 똑같은 조건하에서 측정한 평판 위 5cm 지점에서의 음압레벨을 나타낸다. Fig.

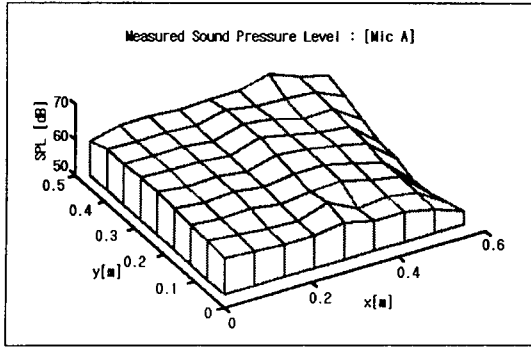


Fig. 8 Measured SPL by an exciter at 126Hz

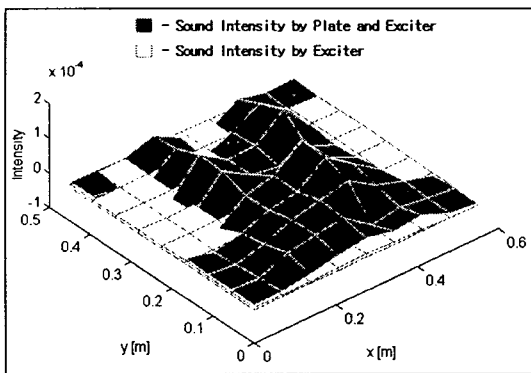


Fig. 9 Measured sound intensity at 126 Hz

7의 경우 최대, 최소, 평균 음압레벨은 각각 86.1 dB, 53.4 dB, 79.0 dB이고, Fig. 8의 경우는 각각 67.1 dB, 53.7 dB, 64.2 dB이므로 이 경우 암소음의 영향은 거의 무시할 수 있었다. 또한 Fig. 8을 살펴 보면 가진기에서 발생하는 소음은 대체적으로 평판의 모든 부분에서 대체적으로 평탄하게 측정되고 있음을 알 수 있다. Fig. 9는 역시 평판 위 5cm에서 가진기와 평판이 함께 만드는 음향세기와 가진기만이 만드는 음향세기를 보여주는데 가진기에 의해 발생하는 음향세기는 그 크기가 상대적으로 매우 작음을 알 수 있다.

4. 경계요소법과 모드 확장 이론을 이용한 평판의 소음예측

4.1 모드 확장 이론

진동하고 있는 표면으로부터 방사되는 소음을 정확하게 예측하기 위해서는 진동표면의 속도분포를 정확하게 알아야 한다. 일반적으로 컴퓨터 시뮬레이션의 장점은 다양한 해석결과를 볼 수 있다는 것이고, 실험의 장점은 정확한 값을 측정할 수 있다는 점이다. 진동표면의 속도분포를 유한요소해석

만을 통하여 구하고 이 데이터를 이용하여 구조물로부터의 소음을 예측하는 방법은 신뢰성에서 문제가 있으며, 반대로 다양한 해석결과를 보기 위해 BEM mesh에 실험데이터만을 넣는 것도 실험데이터 수의 제한으로 신뢰할 수 없다. 따라서 실험과 컴퓨터 해석의 장점만을 살린다면 보다 좋은 결과를 얻을 수 있을 것이라고 기대된다.

모드 확장 이론에 의하면 절점 i 의 j 방향으로의 변위 u_{ij} 는 m 개 모드의 선형 조합으로 표현될 수 있다.

$$u_{ij} = \sum_{k=1}^m a_k \phi_{ijk} \quad (3)$$

여기에서 u_{ij} 는 절점 i 의 j 방향으로의 변위를, a_k 는 모드 k 의 기여도(modal participation factor)를, ϕ_{ijk} 는 모드 k 에 해당하는 절점 i 의 j 방향으로의 변위를 나타낸다. 윗식에서 u_{ij} 는 실험을 통하여 얻어지는 데이터이고, ϕ_{ijk} 는 유한요소 해석을 통하여 얻어지는 데이터이며 각 모드들은 하나의 열(column)에 위치하게 된다. 이를 행렬식으로 나타내면 다음과 같다.

$$\begin{pmatrix} u_{13} \\ u_{23} \\ u_{33} \\ u_{i3} \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} \phi_{131} & \phi_{132} & \phi_{133} & \cdot & \phi_{i3k} \\ \phi_{231} & \phi_{232} & \phi_{233} & \cdot & \phi_{i3k} \\ \phi_{331} & \phi_{332} & \phi_{333} & \cdot & \phi_{i3k} \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \phi_{i31} & \phi_{i32} & \phi_{i33} & \cdot & \phi_{i3k} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \\ \cdot \\ a_k \end{pmatrix} \quad (4)$$

만약 모드 k 의 기여도인 a_k 가 알려진다면 구조물 표면에 수직인 방향의 속도 $v_{n,i}$ 는 단순히 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$v_{n,i} = \sum_{k=1}^m (i\omega a_k) \cdot \phi_{n,ik} = \sum_{k=1}^m b_k \cdot \phi_{n,ik} \quad (5)$$

4.2 모드 확장 이론을 이용한 경계요소해석

3.1절과 같은 조건하에서 평판 위의 25점에 대한 가속도를 측정하였으며, 이 값을 3차원 공간상에 나타내면 Fig. 10과 같다.

아래 그림에서 가속도가 양인 부분은 측정점 위치에서 가진력과 가속도가 같은 위상을 가지고 움직이는 것을 말하고, 음수인 부분은 가진력과 가속도가 반대의 위상을 가지고 운동하는 것을 나타낸다. 즉, 이 경우 평판의 중심부가 아래로 운동하고 있을 때, 평판의 양쪽 끝단은 2개의 절선(nodal line)을 경계로 위로 운동을 하게 되는데 이는 평

판의 3차 진동모드를 나타낸다.

방금 구한 평판 위 25점에서의 진동가속도 데이터와 유한요소해석을 통해서 구한 진동모드를 이용하고, 여기에 모드 확장 이론을 적용하면 각 모드의 기여도 a_k (modal participation factor)는 Fig. 11과 같다. 그림에서 살펴보면 예상하였던대로 3번째 모드의 기여도가 다른 모드들의 기여도보다 매우 큼을 알 수 있다. Fig. 12는 모드 확장을 이용해서 구한 평판표면에서의 속도 경계조건을 보여주는데, 3번째 모드의 기여도가 가장 크기 때문에 속도분포 역시 3번째 진동모드와 매우 유사함을 알 수 있다.

Fig. 13은 음향해석 프로그램인 SYSNOISE 5.3을 이용하여 계산한 평판 위 5cm에서 음압레벨을 보여주고 있는데, 이 그림과 Fig. 7을 비교하면 음압레벨의 분포뿐만 아니라 그 값도 거의 일치하고 있음을 알 수 있다.

이상에서 평판의 3번째 고유진동수인 126 Hz에 대하여 실험결과와 모드 확장을 이용한 경계요소해석의 결과를 비교해 보면 Table 3과 같다.

전술한 바와 같이 두께가 3mm이고 재질이 강

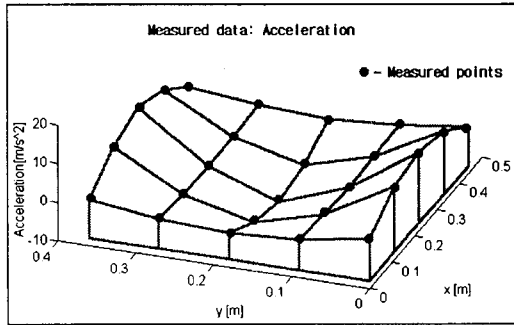


Fig. 10 Measured acceleration data on the plate at 126Hz

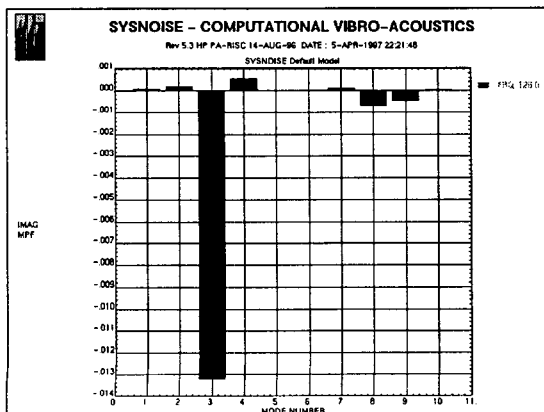


Fig. 11 modal participation factor a_k

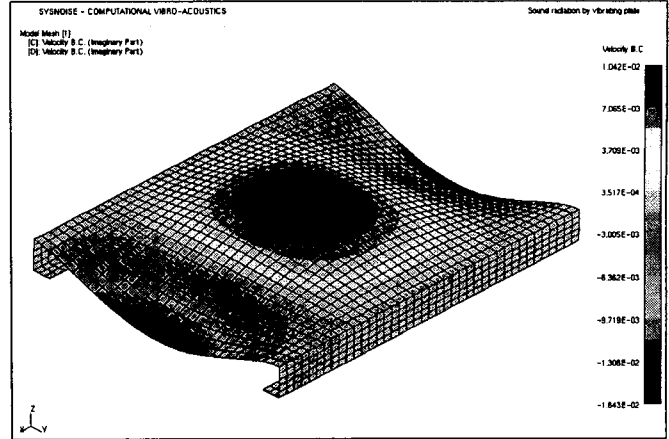


Fig. 12 Velocity boundary condition on BEM mesh

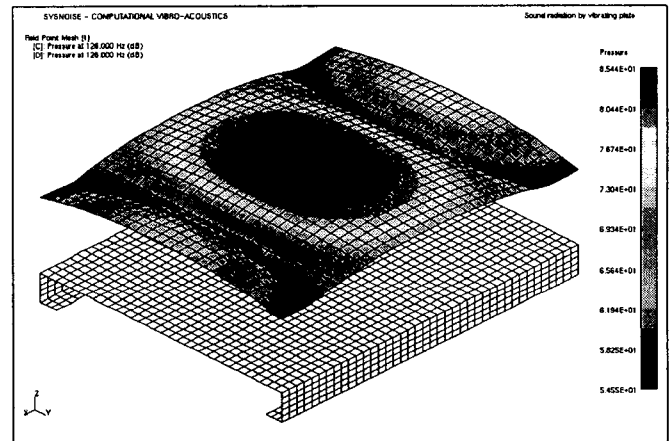


Fig. 13 Contour of calculated sound pressure level on field point mesh

Table 3 Comparison of measurements and BEM results

	Max. SPL [dB]	Min. SPL [dB]	Sound power [W]	Radiation efficiency [σ]
BEM	85.4	54.6	2.77×10^{-6}	4.55×10^{-4}
Experiment	86.1	53.4	3.96×10^{-6}	6.51×10^{-4}

(鋼)인 평판의 경우, 평판의 진동에너지가 음향에너지로 바뀌는 비율이 갑자기 커지는 임계주파수는 약 4 kHz이다. 이 경우 126 Hz가 비록 평판의 고유진동수라 할지라도 이 주파수는 임계주파수보다 훨씬 낮은 값이기 때문에 방사효율은 매우 작게 나타나고 있다. 음압레벨은 실험값과 모드 확장에 의한 경계요소해석 값이 매우 잘 일치하고 있다.

5. 여러 주파수에 대한 평판의 진동 · 소음 해석

5.1 2000Hz 이하에서의 평판의 진동 · 소음 해석

지금까지는 가진기를 이용하여 평판의 세 번째 고유주파수인 126 Hz로 평판을 가진하였을 때 평

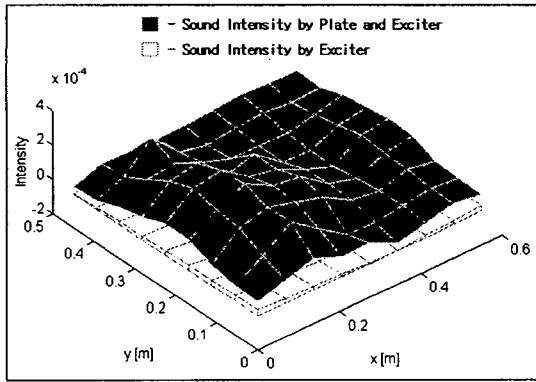


Fig. 14 Measured sound intensity at 500 Hz

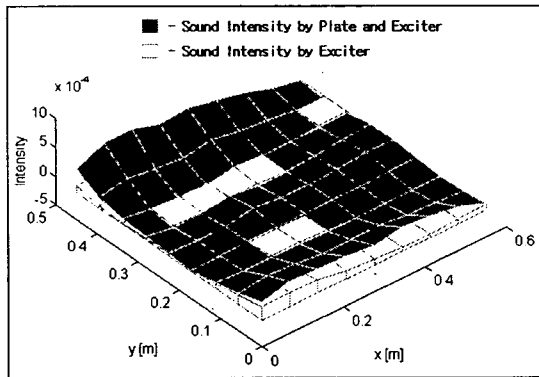


Fig. 15 Measured sound intensity at 1000 Hz

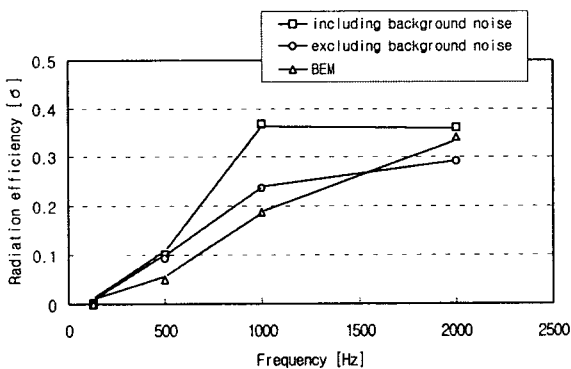


Fig. 16 Radiation efficiency versus frequencies in shaker excitation case

판의 진동 · 소음 실험과 모드 확장을 이용한 경계 요소해석 결과를 비교하여 보았다. 똑같은 과정의 실험을 500 Hz, 1 kHz, 2 kHz에 대하여 수행하였는데 1 kHz, 2 kHz의 경우에는 음향세기 측정시 유한차분 근사오차를 줄이기 위해 12 mm 스페이서(spacer)를 사용하였다.

Fig. 14는 가진기로 평판을 500 Hz로 가진할 때 평판 위 5 cm에서 측정된 81점-가로, 세로로 각각 9점-의 음향세기 값을 보여준다. 그림을 살펴보면 음향세기는 주로 평판의 경계면 쪽에서 작은 값을 가지고 평판의 가운데 쪽에서 큰 값을 가짐을 알 수 있다. 이 경우에도 역시 측정된 음향세기에 가진기에서 발생하는 암소음이 얼마만큼의 기여를 했는지를 알아보기 위해 평판과 가진기를 분리하고 똑같은 위치에서 음향세기를 측정하였으며, 그 값은 상대적으로 매우 작은 것을 알 수 있다. Fig. 15는 가진주파수가 1 kHz일 때 음향세기를 보여주는데, 이 경우 가진기로부터 발생하는 음향세기가 상당히 큰 값을 가지는 것을 알 수 있다. 또한 음향에너지는 주로 평판의 경계면에서 발생하고 있는 것을 알 수 있다. Fig. 16은 가진기를 사용하여 평판을 2 kHz 이하로 가진할 때 평판의 방사효율을 나타낸다. 그림을 살펴보면, 1 kHz에서 가진기의 암소음을 무시하면 경계요소 해석결과와 실험결과의 오차가 상당히 커짐을 알 수 있으나, 가진기로부터 발생하는 음향세기를 보정하면 두 결과가 비교적 잘 맞고 있음을 알 수 있다. 또 방사효율은 주파수 높아짐에 따라 약간씩 증가되고 있는 경향을 보인다.

5.2 압전재료(piezo-electric material)를 이용한 평판의 진동 · 소음 해석

본 실험에서 액튜에이터로 사용된 압전재료는 Fig. 17과 같이 Bimorph 형태로 되어 있다. 구조를 살펴보면 중앙 부분에 복합재료(composite material)가 들어가 있고, 그 윗면과 아랫면에 압전재료가 얇게

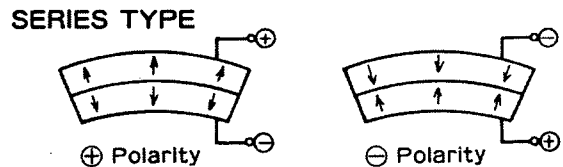


Fig. 17 Series type Bimorph piezo-electric material

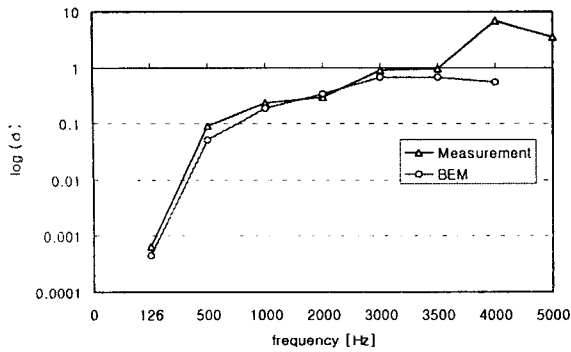


Fig. 18 Radiation efficiency versus in piezo-material excitation case

적층되어 있는 형태이다. 극성은 윗면이 (+), 아랫면이 (-)로 되어 있다. 외부 전압이 압전재료의 극성방향과 똑같은 방향으로 가해질 경우 윗면의 압전재료는 인장변형을 하게 되고 아랫면의 압전재료는 수축변형을 하게 된다. 반대로 외부 전압이 압전재료의 극성방향과 반대방향으로 가해지는 경우 윗면의 압전재료는 수축변형을 하게 되고 아랫면의 압전재료는 인장변형을 하게 된다. 이러한 원리로 압전재료에 교류가 가해지면 압전재료는 액츄에이터의 역할을 하게 된다.

본 연구에서 사용된 압전재료는 FUJI CERAMICS CO., LTD의 ZIT20X100R-S C82 이다. 압전재료는 평판의 중앙부분의 아래쪽에 에폭시를 이용하여 견고하게 부착하였다. 실험은 3 kHz, 3.5 kHz, 4 kHz, 5 kHz에 대하여 평판 위의 81점에 대한 가속도 측정과 함께 음향세기를 측정하였다. 음향세기측정시 공간평균은 소인측정방법(swept measurement)을 사용하였으며, 시간평균은 2분씩 5회 측정한 값을 산술평균하여 사용하였다. 이 경우에도 압전재료가 만드는 압소음의 크기를 확인하기 위해 압전재료를 평판에서 분리시킨 후, 평판 위에서 음향세기를 측정하여 보았는데 대상소음과 압소음의 크기는 음압레벨로 약 30dB, 음향세기로 약 1000배 이상의 값 차이를 보였다. 실험결과를 정리하면, 두께가 3mm 인 평판의 임계주파수 근처인 4 kHz에서 방사효율이 급격히 높아지는 현상을 볼 수 있으며, 그 보다 높은 주파수에서는 다시 방사효율이 낮아지고 있음을 알 수 있다. 임계주파수보다 낮은 주파수에서 실험에 의한 값과 모드 확장에 의한 경계요소 해석값은 대체로 잘 일치하고 있음을 알 수 있었다. 그러나 임계주파수 이상의 주파수에서 경계요소해석값과 실험값은 상당한 오차를 보이는데, 확인해 본 결과 이것은

임계주파수 이상의 고주파 영역에서는 평판의 한쪽 방향으로 아홉점 정도만의 가속도를 측정해 가지고는 평판 내에서 실제로 전달되고 있을 파동의 위상변화를 측정할 수 없는데 기인한 것이다. Fig. 18은 주파수에 따른 평판의 방사효율을 보여준다.

6. 결 론

본 논문에서는 구조물의 음향방사특성을 예측하기 위해 모드 확장이라는 방법을 이용하였다. 이 방법은 경계요소해석시에 필요한 속도경계조건을 만들기 위해 실험데이터와 유한요소해석을 통해 구한 진동모드를 같이 이용하는 방법으로서 모든 구조물이 모달거동을 보인다는 이론에 근거하고 있다. 이 방법이 구조해석에 의해서 속도경계조건을 만드는 방법보다 좋은 점은 실험데이터 하나하나에 이미 구조물이 가지고 있는 댐핑이나 하중조건, 그리고 여러 가지 실제 경계조건이 포함되어 있어 좀더 정확한 값을 제공한다라는 것이다. 해석의 신빙성을 확인하기 위해서 실험을 병행하였으며, 임계주파수보다 낮은 주파수에서 실험에 의한 값과 모드 확장에 의한 경계요소 해석값은 대체로 잘 일치하고 있음을 알 수 있었다. 그러나 임계주파수 이상의 주파수에서 경계요소해석값과 실험값은 상당한 오차를 보이는데, 확인해 본 결과 이것은 임계주파수 이상의 고주파 영역에서는 평판의 한쪽 방향으로 아홉점 정도만의 가속도를 측정해 가지고는 평판 내에서 실제로 전달되고 있을 파동의 위상변화를 측정할 수 없는데 기인한 것이다. 또한 고주파로 평판을 가진시키기 위해 사용한 압전재료는 넓은 주파수 범위에서 액츄에이터로서의 역할을 충분히 수행하였다.

후 기

본 연구는 한국과학재단의 특정기초연구비지원으로 연구되었으며, 관계자 여러분께 감사드립니다.

참 고 문 헌

- (1) T. C. Lim, G. C. Steyer, 1992, "Hybrid Experimental-Analytical Simulation of Structure-Borne Noise and Vibration Problems in Automotive Systems", SAE, Paper No. 920408.
- (2) O. von Estorff, A. Homm, and F. Bartels,

1991. "Numerical and Experimental Study of Noise Generated by a Vibrating Plate", International Conference on Spacecraft Structure and Mechanical Testing.
- (3) C. Burroughs, G. Carroll, and J. Cuschieri, 1994. "Evaluation of Structure-Borne Noise Prediction Techniques", Noise-con. 94.
- (4) NIT, 1997. "SYSNOISE Rev 5.3 User's Manual".
- (5) Hewlett Packard, 1990. "HP 3566A/3567A Operating Reference".
- (6) LMS, 1994. "LMS CADA-PC User Manual".
- (7) SDRC, 1993. "I-DEAS Master Series 1. Student Guide".
- (8) UAI, 1994. "UAI/NASTRAN User's Guide".
- (9) L. Cremer, M. Heckl, 1996. "Structure-Borne Sound", Academic Press.
- (10) B & K, 1988. "Intensity Measurements".
- (11) B & K, 1993. "음향 인텐시티".
- (12) S. J. Yang, A. J. Ellison, 1985. "Machinery Noise Measurement", Clarendon Press.