

네 변이 고정된 평판의 진동 및 방사 소음 예측에 관한 연구

A Study on Prediction of Vibration and Sound Radiation by Plate With Four Edges Clamped

심현진*· 이정윤**· 오재응***

Hyoun-Jin Sim, Jae-Eung Oh and Jung-Yoon Lee

Key Words : Plate Vibration(평판 진동), Sound Radiation(음향방사), Natural Frequency(고유 진동수)

ABSTRACT

In recent years, several studies of the practical application of active sound and vibration control have been developed to plate to plate response with various boundary conditions. This study considers vibration and sound radiation for the clamped rectangular plate. The radiation of a sound from rectangular plate can be calculated that the velocity of a vibrating plate is analyzed. The vibration formulation is based on a variation method for the vibration of the plate, and assumes no damping, no fluid loading of the structure. And the plate is excited by harmonic point force. The radiation of sound from plate is analyzed in the far field, and is calculated from the Rayleigh integral. The prediction results of vibration and sound level have proved with FEM or BEM.

기 호 설 명

- a, b : 평판의 폭 및 길이
- $w(x, y, t)$: 평판의 횡방향 변위
- D : 평판의 굽힘 강성
- E : 탄성 계수
- $f(x, y, t)$: 평판의 외부 가진력
- h : 평판의 두께
- ∇^2 : Laplacian
- $p(x, y, z)$: 평판 위 공간에서의 음압

먼저 진동하는 평판의 표면으로부터 진동 분포를 알아야 한다. 그러나 음향을 예측 및 평가 시에 다양한 경계 조건을 가진 평판에서 해를 얻기가 어렵기 때문에 주로 단순 지지 평판을 대상으로 한 연구가 많이 이루어지고 있는 실정이다.

일반적으로 평판의 진동을 해석하는 데 있어서 경계 조건이 복잡하여 일반 해를 구하기 어려운 경우에는 변분법을 이용하여 해를 구하고 있다. 이러한 방법 중 일반적으로 평판의 진동을 해석하는데 있어서 많이 사용되는 이론은 Kirchhoff₍₁₎의 이론이다. 그는 또한 평판의 진동의 해를 얻기 위해서 가상 변위 법을 도입하였고, 주파수 식을 제안하였다. 그리고 Galerkin₍₂₎은 가상 일의 원리를 단순화시키고 일반화하여 구조물에 변분법을 적용하여 진동 문제를 해결하고자 하였다. Galerkin 방법은 Vlasov₍₃₎가 복잡한 평판의 진동 문제를 해결하는 데 사용하면서 널리 사용되게 되었다.

본 연구에서는 고정 경계 조건을 가진 평판에 대해서 음향 방사를 예측하고자 한다. 먼저 평판의 진동을 예측하기 위해서 Vlasov의 방법을 이용하여 해석적으로 고유 진동수와 가진에 의한 평판의 응답을 구하여 본다. 그리고 얻어진 결과를 유한 요소 법에 의해 얻어진 결과와 비교 검증한 후 위에서 얻은 평판의 속도 분포를 Rayleigh 적분식에 대입하여 저주파 영역에서 평판의 음향 방사를 예측하고자 한다. 그리고 경계 요소 법을 통하여 얻어진 음압 결과와 비교하여 향후 능동 소음 제어 시에 음압 성능 예측에 대해서 적용 가능성을 검토하고자 한다.

1. 서 론

기계 구조물에 발생하는 진동 현상에는 반드시 소음을 방사하는 현상이 수반되며, 쾌적한 환경의 중요성의 증대로 이러한 방사 소음을 예측하고 소음을 저감하기 위한 연구가 계속 진행되어 왔다.

최근 능동 소음 제어 및 진동 제어에 관한 연구가 많이 진행되면서 다양한 경계 조건과 가진 조건 하에서 평판의 진동 특성 및 음향 방사 특성을 규명하기 위한 연구가 많이 이루어지고 있다.

이러한 연구에서는 평판의 음향 특성을 알기 위해서 먼저 평판의 진동을 해석하는 것이 필수적이다. 그러므로 정확한 음장을 예측하기 위해서는

* 한양대학교 자동차공학과
E-mail : jiny9438@freechal.com
Tel : (02) 2294-8294, Fax : (02) 2299-3153

** 경기대학교 기계 시스템 디자인 공학부

*** 한양대학교 기계공학부

2. 이론

2.1 평판의 진동

평판의 진동은 소음을 발생시키는 주된 원인이 된다. 그러므로 정확히 소음을 예측하기 위해서는 먼저 진동하는 평판의 표면으로부터 진동 분포를 정확히 예측하는 것이 필요하다.

본 연구에서 사용된 평판은 네 변이 고정된 경계 조건을 가진 얇은 평판이다. 여기서 평판의 운동 방정식은 댐핑을 고려하지 않은 평판이 외부 힘에 의해서 가진 되고 있다는 가정 하에서 평판의 운동방정식을 아래와 같이 나타내었다.

$$D \left(\frac{\partial^4}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4}{\partial y^4} \right) w(x, y, t) + \rho h \frac{\partial^2 w(x, y, t)}{\partial t^2} = f(x, y, t) \quad (1)$$

여기서 w 는 평판의 횡방향 변위, D 는 평판의 굽힘 강성, h 는 평판의 두께, f 는 외부 가진력이다.

그리고 평판이 임의의 주파수를 가진 외력에 의해 조화 운동을 한다면 평판의 변위 w 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$w(x, y, t) = W(x, y)e^{i\omega t} \quad (2)$$

또한 평판에 작용하는 외력도 아래와 같이 표시할 수 있다.

$$f(x, y, t) = F(x, y)e^{i\omega t} \quad (3)$$

위의 평판의 운동 방정식을 시간과 공간에 대하여 변수 분리하여 정리하면 다음과 같다.

$$D \left(\frac{\partial^4}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4}{\partial y^4} \right) W(x, y) - \rho h \omega^2 W(x, y) = F(x, y) \quad (4)$$

위 식에서 변위 W 를 기하 경계 조건을 만족하는 형상 함수의 무한 급수 형태로 표현하면,

$$W(x, y) = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} W_{mn} \phi_{mn}(x, y) \quad (5)$$

이다. 여기서 $\phi_{mn}(x, y)$ 는 경계조건을 만족하는 적절한 형태의 빔의 고유함수의 곱으로 표현할 수 있다.

$$\phi_{mn}(x, y) = X_m(x)Y_n(y) \quad (6)$$

여기서 빔 함수 $X_m(x)$ 은 길이가 a 인 진동하는 빔의 m 번째 모드를 나타낸다. 유사하게 $Y_n(y)$ 는 길이가 b 인 빔의 n 번째 모드를 나타낸다.

그리고 $X_m(x)$ 과 $Y_n(y)$ 은 아래와 같다.

$$X_m(x) = C_1 \sin \frac{\lambda_m}{a} x + C_2 \cos \frac{\lambda_m}{a} x + C_3 \sinh \frac{\lambda_m}{a} x + C_4 \cosh \frac{\lambda_m}{a} x$$

$$Y_n(y) = C_1 \sin \frac{\lambda_n}{b} y + C_2 \cos \frac{\lambda_n}{b} y + C_3 \sinh \frac{\lambda_n}{b} y + C_4 \cosh \frac{\lambda_n}{b} y$$

$$(7a), (7b)$$

여기서 경계 조건이 양단 고정인 경우에 있어서는

$$X_m(0) = 0, X_m'(0) = 0, X_m(a) = 0, X_m'(a) = 0 \quad (8)$$

이고,

$$C_2 = -C_4 = -1, \quad C_1 = -C_3 = \frac{\cosh(\lambda_m) - \cos(\lambda_m)}{\sinh(\lambda_m) - \sin(\lambda_m)} \quad (9)$$

이다. 그리고 λ_m 는 $\cosh(\lambda_m)\cos(\lambda_m)=1$ 를 만족하므로 수치적으로 구할 수 있다. $Y_n(y)$ 은 위와 같은 방법으로 구해진다.

또한 외력 F 도 변위와 같은 방법으로 표현될 수 있다.

$$F(x, y) = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} F_{mn} \phi_{mn}(x, y) \quad (10)$$

그리고 F_{mn} 은 Fourier 급수 전개에 의해서 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$F_{mn} = \frac{\int_0^a \int_0^b F(x, y) X_m(x) Y_n(y) dx dy}{\int_0^a X_m^2(x) dx \int_0^b Y_n^2(y) dy} \quad (11)$$

식(4)를 가상 일의 원리를 적용하여 변분 방정식으로 표현하면 다음과 같다.

$$\iint [D \nabla^2 \nabla^2 W(x, y) - \rho h \omega^2 W(x, y) - F(x, y)] \delta W dx dy = 0 \quad (12)$$

여기서 가상 변위는 아래와 같다.

$$\delta W = \sum_{i=1}^{\infty} \sum_{j=1}^{\infty} \delta W_{ij} \phi_{ij}(x, y)$$

식(12)에 식(5)와 식(10)을 대입하면 아래와 같은 식이 얻어진다.

$$D \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} W_{mn} \int_0^a \int_0^b \phi_{ij} \nabla^2 \nabla^2 \phi_{mn} dx dy - \rho h \omega^2 \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} W_{mn} \int_0^a \int_0^b \phi_{ij} \phi_{mn} dx dy - \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} F_{mn} \int_0^a \int_0^b \phi_{ij} \phi_{mn} dx dy = 0 \quad (13)$$

그리고 위 식을 식(6)과 식(11)으로 표현하면,

$$D \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} W_{mn} \int_0^a \int_0^b [X_m^{(4)} Y_n X_i Y_j + 2 X_m'' Y_n'' X_i Y_j + X_m Y_n^{(4)} X_i Y_j] dx dy - \rho h \omega^2 \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} W_{mn} \int_0^a \int_0^b X_m Y_n X_i Y_j dx dy = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\int_0^a \int_0^b F(x, y) X_m Y_n dx dy}{\int_0^a X_m^2 dx \int_0^b Y_n^2 dy} \int_0^a \int_0^b X_m Y_n X_i Y_j dx dy \quad (14)$$

여기서 빔의 고유함수 $X_m(x)$, $Y_n(y)$ 과 $X_i(x)$, $Y_j(y)$ 는 직교성을 가지고 있다.

$$\int_0^a X_m(x) X_n(x) dx = \int_0^a X_m''(x) X_n''(x) dx = 0$$

$$\int_0^b Y_m(y) Y_n(y) dy = \int_0^b Y_m''(y) Y_n''(y) dy = 0 \quad \text{if } m \neq n \quad (15)$$

고유 함수 간의 직교성의 원리를 적용하면, 식(14)는 다음과 같이 정리된다.

$$D \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} W_{mn} (I_1 I_2 + 2I_3 I_4 + I_5 I_6) - \rho h \omega^2 \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} W_{mn} I_2 I_6 \quad (16)$$

여기서 $\iint F(x, y) X_m Y_n dx dy$

$$I_1 = \int_0^a X_m^{(4)} X_m dx, \quad I_2 = \int_0^b Y_n Y_n dy, \quad I_3 = \int_0^a X_m X_m dx$$

$$I_4 = \int_0^b Y_n Y_n dy, \quad I_5 = \int_0^a Y_n^{(4)} Y_n dy, \quad I_6 = \int_0^b X_m X_m dx \quad (17)$$

그리고 경계 조건이 양단 고정인 경우에 있어서 식(17)에서의 결과 값은 아래 표로 정리될 수 있다.

Table 1 Values of I series according to m, n

λ	I_1	I_2	I_3	I_4	I_5	I_6
λ_1	500.564/a ³	b	-12.3026/a	-12.3026/b	500.564/b ³	a
λ_2	3803.54/a ³	b	-46.0501/a	-46.0501/b	3803.54/b ³	a
λ_3	14617.6/a ³	b	-98.9048/a	-98.9048/b	14617.6/b ³	a
λ_4	39943.9/a ³	0.99999b	-171.586/a	-171.586/b	39943.9/b ³	0.99999a
λ_5	89216/a ³	0.99924b	-264.311/a	-264.311/b	89216/b ³	0.99924a
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮

지금까지 결정되지 않은 평판의 변위계수 W_{mn} 는 식(16)에서 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$W_{mn} = \frac{\iint F(x, y) X_m Y_n dx dy}{[D(I_1 I_2 + 2I_3 I_4 + I_5 I_6) - \rho h \omega^2 I_2 I_6]} \quad (18)$$

그리고 외부 가진력을 (x_0, y_0) 위치에서 점 가진력이라고 하면,

$$F(x, y) = F \delta(x - x_0) \delta(y - y_0) \quad (19)$$

로 나타낼 수 있고

$$W_{mn} = \frac{\int_0^a \int_0^b F \delta(x - x_0) \delta(y - y_0) X_m Y_n dx dy}{D(I_1 I_2 + 2I_3 I_4 + I_5 I_6) - \rho h \omega^2 I_2 I_6}$$

$$= \frac{F X_m(x_0) Y_n(y_0)}{D(I_1 I_2 + 2I_3 I_4 + I_5 I_6) - \rho h \omega^2 I_2 I_6} \quad (20)$$

으로 나타낼 수 있다.

따라서 점 (x_0, y_0) 에서 조화 가진력을 받고 있는 평판의 동적 응답은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$W(x, y) = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{F X_m(x_0) Y_n(y_0)}{D(I_1 I_2 + 2I_3 I_4 + I_5 I_6) - \rho h \omega^2 I_2 I_6} X_m(x) Y_n(y) \quad (21)$$

그리고 임의의 점 (x, y) 에서 평판의 수직 방향의 속도는

$$v(x, y, t) = i \omega W(x, y) e^{i \omega t} = \omega W(x, y) e^{i(\omega t + \pi/2)} \quad (22)$$

이다.

또한 평판의 고유 진동수는 아래와 같다.

$$f_{mn} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{D(I_1 I_2 + 2I_3 I_4 + I_5 I_6)}{\rho h I_2 I_6}}$$

(23)

2.2 평판의 진동에 의한 음향 방사 예측

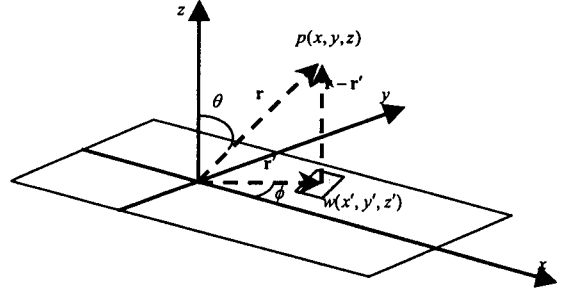


Fig. 1 Geometry of a rectangular plate

진동하는 평판이 무한한 강체로 막혀 있는 면의 중앙에 놓여 있다고 가정하면, 평판의 진동에 의해 방사되는 음압은 Rayleigh 적분식에 의해 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$p(x, y, z) = \frac{i \omega \rho}{2\pi} \iint_S \dot{w}(x', y', 0) \frac{e^{-ik|r-r'|}}{|r-r'|} dx' dy' \quad (24)$$

위 식은 기계적으로 가진되는 진동 표면의 분포를 알고 있을 때 방사되는 음장을 예측하는 데 유용하다.

여기서 식(24)에서 경계 조건이 고정단인 경우에는

$$p(x, y, z, t) = \frac{-\omega^2 \rho}{2\pi} \iint_S \dot{w}(x', y', t) \frac{e^{-i[(\omega/c)\sqrt{(x-x')^2 + (y-y')^2 + z^2}]}{\sqrt{(x-x')^2 + (y-y')^2 + z^2}} dx' dy'$$

$$= \frac{-\omega^2 \rho}{2\pi} e^{i \omega t} \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{P X_m(x_0) Y_n(y_0)}{D(I_1 I_2 + 2I_3 I_4 + I_5 I_6) - \rho h \omega^2 I_2 I_6}$$

$$\times \iint_S X_m(x') Y_n(y') \frac{e^{-i[(\omega/c)\sqrt{(x-x')^2 + (y-y')^2 + z^2}]}{\sqrt{(x-x')^2 + (y-y')^2 + z^2}} dx' dy' \quad (25)$$

이 된다.

특히 Rayleigh 적분식은 원거리 음장을 예측하는데 충분한 정확성을 가지고 있으므로 원거리 음장에 대해 적용해보면, 먼저 거리는

$$R = |r - r'| = \sqrt{(x-x')^2 + (y-y')^2 + z^2}$$

$$\approx r \left(1 - \frac{x}{r} x' - \frac{y}{r} y' \right) = (r - x' \sin \theta \cos \phi - y' \sin \theta \sin \phi)$$

이다. 그리고 원거리 음장에서 음압은

$$p(r, \theta, \phi, t) = \frac{-\omega^2 \rho}{2\pi r} e^{i \omega t} e^{-ikr} \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} W_{mn} \times \int_0^a \int_0^b X_m(x') Y_n(y')$$

$$\times \exp \left[i \left(\frac{\alpha x'}{a} \right) + i \left(\frac{\beta y'}{b} \right) \right] dx' dy' \quad (26)$$

이고, 여기서

$$\alpha = k a \sin \theta \cos \phi, \quad \beta = k b \sin \theta \sin \phi$$

이다,

식 (26)에서 적분 부분은 다시 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$p = \frac{-\omega^2 \rho}{2\pi r} e^{i\omega t} e^{-ikr} \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} W_{mn} \times D_m \times D_n \quad (27)$$

식(27)에서 $P_m(x)$, $P_n(y)$ 은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} D_m &= \int X_m(x') \times \exp\left[i\left(\frac{\alpha x'}{a}\right)\right] dx' \\ &= -2a\lambda_m^2 \frac{[\lambda_m \cos \lambda_m - \lambda_m \cosh \lambda_m + i\alpha \sin \lambda_m - i\alpha \cos \lambda_m]}{[(\alpha^4 - \lambda_m^4)(\sin \lambda_m - \sinh \lambda_m)]} \\ &\quad - 2ae^{i\alpha} \lambda_m^2 \frac{[-i\alpha \cosh \lambda_m \sin \lambda_m + i\alpha \cos \lambda_m \sinh \lambda_m + \lambda_m \sin \lambda_m \sinh \lambda_m]}{[(\alpha^4 - \lambda_m^4)(\sin \lambda_m - \sinh \lambda_m)]} \end{aligned} \quad (28a)$$

$$\begin{aligned} D_n &= \int Y_n(y') \times \exp\left[i\left(\frac{\beta y'}{b}\right)\right] dy' \\ &= -2b\lambda_n^2 \frac{[\lambda_n \cos \lambda_n - \lambda_n \cosh \lambda_n + i\beta \sin \lambda_n - i\beta \cos \lambda_n]}{[(\beta^4 - \lambda_n^4)(\sin \lambda_n - \sinh \lambda_n)]} \\ &\quad - 2be^{i\beta} \lambda_n^2 \frac{[-i\beta \cosh \lambda_n \sin \lambda_n + i\beta \cos \lambda_n \sinh \lambda_n + \lambda_n \sin \lambda_n \sinh \lambda_n]}{[(\beta^4 - \lambda_n^4)(\sin \lambda_n - \sinh \lambda_n)]} \end{aligned} \quad (28b)$$

식(27)에서 보면 원거리에서 음압은 평판에서 측정점까지 거리뿐만 아니라 방향에 의존한다. 이것은 음압이 방향성을 가지고 있다는 것을 의미한다. 여기서

$$D_{mn}(\theta, \phi) = D_m D_n$$

이라 하면, 음압 p 는 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$p = \frac{-\omega^2 \rho}{2\pi r} e^{i\omega t} e^{-ikr} \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} W_{mn} \times D_{mn}(\theta, \phi) \quad (29)$$

위 식으로부터 평판의 진동에 의한 음압 분포는 기하학적인 차원과 진동의 각 모드에 대한 기여도, 방향성, 그리고 주파수에 의해 결정된다는 것을 알 수 있다.

3. 시뮬레이션 및 실험 결과

3.1 평판의 진동 및 음압 측정

본 연구에서 사용된 평판은 가로, 세로, 두께가 각각 590mm, 390mm, 0.3mm 인 사각 평판으로 재질은 일반 강판이다. 경계 조건을 구현하기 위해서 8 개의 보를 이용하여 견고하게 고정시켰다.

가진기로 평판을 가진하고 평판의 응답을 파악하기 위해서 가속도계를 설치하여 평판의 가속도를 평판의 각 점에 대해서 이동하며 측정하였다. 여기서 가진 위치는 평판의 진동 모드에 영향을 주지 않는 곳을 선택하였다. 그리고 평판과 가진기 사이에 힘을 측정할 수 있도록 힘 변환기를 연결

하였다. 평판의 소음을 측정하기 위해서 마이크로폰은 1kHz(94dB)에 대해서 보정을 한 후 설치 하였다.

본 연구에서의 실험 장치는 아래와 같다.

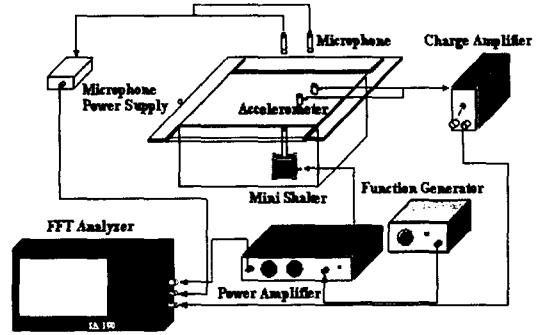


Fig. 2 Experimental setup

3.2 평판의 진동 및 소음의 해석

아래의 Table 은 실험에서 사용된 평판에 대해서 C-C-C-C 경계 조건을 갖는 직사각형 평판에 대해서 유한 요소 해석과 위에서 얻어진 식을 통하여 얻어진 결과, 그리고 실험 결과를 나타내고 있으며, 여기서는 8 차까지 구한 고유 진동수의 값을 나타내고 있다.

Table 2 Natural frequency of a rectangular plate

No	Analytic Sol (Hz)	FEM (Hz)	Experimental (Hz)
1	13.28 (1,1)	13.25(1,1)	12
2	20.43(2,1)	20.34(2,1)	19
3	32.48(3,1)	32.34(3,1)	30
4	32.63(1,2)	32.58(1,2)	-
5	39.33(2,2)	39.14(2,2)	37
6	49.16(4,1)	48.98(4,1)	45
7	50.62(3,2)	50.35(3,2)	47
8	61.83(1,3)	61.91(1,3)	58

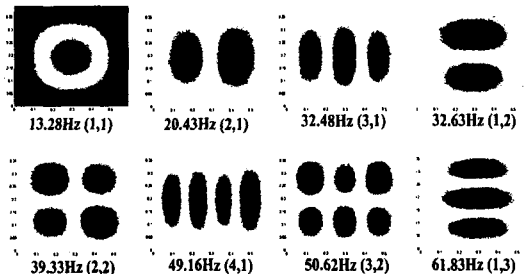


Fig. 3 Mode shapes of a C-C-C-C plate

위의 결과를 정리하면 본 연구에서의 해석적인 결과와 유한 요소법을 이용한 결과 값은 차이가 거의 없었고, 실험 결과와 비교 시 주파수가 증가하면 상대적인 오차가 증가하고 있다. 이것은 해석적인 방법에서 댐핑을 고려하지 않았기 때문이다.

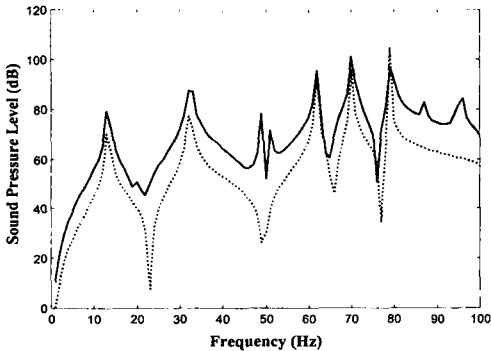


Fig. 4 Sound pressure level ($x=0.295, y=0.195, z=1$).
Comparison sound radiation:
(a) Estimated by Rayleigh's integral method ———
(b) BEM analysis ·····

위의 결과는 해석적인 방법으로 얻어진 진동 분포를 Rayleigh's 적분식에 적용한 결과와 경계 요소법을 통하여 얻어진 음압을 비교하여 도시한 것이다. 음압이 대체적으로 일치하는 경향을 보이고 있으나 30Hz 주변에서는 (3,1)모드와 (1,2)모드는 주파수의 차이가 거의 없다. 그러나 (3,1)모드에서는 노드 선이 중앙에 나타나지 않았기 때문에 진동에 의한 음향의 방사가 잘 이루어져 피크가 나타나지만 50Hz 주변에서는 (4,1)모드와 (3,2)모드에서는 중앙에 노드선이 존재하기 때문에 피크의 차이가 발생하였을 것이라고 여겨진다.

4. 결론

네 변이 고정된 평판의 진동 특성 및 음향 방사 특성을 예측해 본 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 본 연구에서 사용된 네 변이 고정된 평판에서 해석적인 방법을 통하여 얻어진 고유 진동수와 모드 형상을 유한 요소법을 통해 얻어진 결과와 실험에 구한 결과와 비교하여 보았다. 그 결과 유한 요소법에 의한 결과와는 거의 일치함을 볼 수 있었다. 그러나 실험 결과와 비교 시 해석적인 방법에서는 평판의 댐핑을 고려하지 못하였고, 실험에서는 시스템의 실제 경계 조건이 완벽한 고정단 조건을 구현하지 못한 결과로 인하여 오차가 기인한 것으로 볼 수 있다.

2) 또한 해석적인 방법을 통하여 얻어진 평판의 속도를 Rayleigh의 적분식에 적용하여 음압을 예측하였으며, 얻어진 식을 통하여 음장이 평판의 기하학적인 차원과 진동의 각 모드에 대한 기여도, 방향성에 의해 결정된다는 것을 알 수 있었다.

그리고 시스템에 해석적인 방법을 적용하여 예측된 음압을 경계 요소법을 통하여 얻어진 결과와 비교하여 본 결과가 대체로 일치하고 있음을 알 수 있었다.

참고 문헌

- (1) Rudolph, S., 1974, Theory and Analysis of Plate and Vibration Control Engineering, Prentice hall. New Jersey.
- (2) A. W. Leissa, 1973, "The free vibration of rectangular plates", Journal of Sound and Vibration, pp.257-293.
- (3) Jorge P. Arenas, 2003, "On the vibration analysis of rectangular clamped plates using the virtual work principle", Journal of Sound and Vibration, pp.1-7.
- (4) Takahagi. T., Nakai. M, 1995, "Near field sound radiation from simply supported rectangular plates", Journal of Sound and Vibration, pp.455-471.
- (5) Zijie, F., 2001, "Transient vibration and sound radiation of a rectangular plate with viscoelastic boundary supports", Int. J. Numer. Meth. Engng, pp.619-630.