

---

 論 文
 

---

大韓造船學會論文集  
 第35卷第4號 1998年 11月  
 Journal of the Society of  
 Naval Architects of Korea  
 Vol. 35, No. 4, November 1998

## Assumed Mode Method를 이용한 보강판의 진동인텐시티 해석

조대승\*, 김사수\*, 정상민\*\*

### Structural Intensity Analysis of Stiffened Plate Using Assumed Mode Method

by

Dae-Seung Cho\*, Sa-Soo Kim\* and Sang-Min Jung\*\*

#### 요 약

본 연구에서는 보강재와 구조부재의 내부손실이 진동에너지 흐름에 미치는 영향을 파악하기 위하여 assumed mode method와 모드해석기법을 이용하여 점 가진된 평판과 보강판에 대한 진동인텐시티 해석을 수행하였다. 이때, 중첩모드수에 따른 진동인텐시티 해석 결과의 수렴성과 기진원으로부터 입력되는 파워를 진동인텐시티로 추정할 경우의 정확도에 대해서도 검토하였다. 일련의 수치해석 결과로부터 중첩모드수가 충분할 경우 진동인텐시티를 이용하여 추정된 기진원의 입력파워는 5%이내의 오차를 나타내고, 면의 기진력을 받는 판 구조물의 진동에너지는 전단력 성분에 의해서 지배적으로 전달됨을 확인하였다. 아울러, 구조부재의 내부손실 효과와 보강재의 진동에너지 흐름 차단 효과는 저차 공진주파수에서는 작고, 고차 공진주파수 및 비공진 주파수 영역에서 큼을 확인하였다.

#### Abstract

Structural intensity of plates experiencing bending vibration is analytically evaluated using the modal analysis based on assumed mode method. To evaluate the convergence of structural intensity according to the number of superposition modes, the power obtained by structural intensity integration over the closed curve containing the excitation source is compared with the power injected into plates. The effect of power reduction due to the material internal loss is evaluated using the intensity around a localized damping point. In addition, the dominant component among internal forces in the power transfer by the bending vibration of plates and the change of power flow due to stiffener are also investigated.

---

발 표 : 1998년도 대한조선학회 춘계학술대회('98. 4. 23)

접수일자 : 1998년 6월 8일, 재접수일자 : 1998년 9월 29일

정회원, 부산대학교 조선해양공학과, 기계기술연구소 연구원

\*\* 부산대학교 대학원 조선해양공학과

## 1. 서론

구조물에 작용하는 내력과 이에 대응하는 진동 속도와의 곱으로 정의되는 진동인텐시티(structural intensity)를 파악하면 기진원으로부터 구조물에 입력되는 파워와 진동에너지 흐름의 지배적인 경로 등을 알 수 있으므로 구조물 진동을 효율적으로 제어할 수 있다.

진동인텐시티에 관한 연구는 1970년에 Noiseux[1]가 보와 평판의 횡진폭과 회전진폭을 가속도계를 이용하여 측정하고, 파동방정식을 이용하여 진동인텐시티를 구하는 방법을 처음으로 제시하였다. 그 후 Pavic[2], Fahy 등[3]과 Verheij[4]는 인접한 다수 위치에서의 진폭을 측정하고, 시간 또는 주파수 영역에서 구조물의 내력 파악에 필요한 진동변위의 공간미분항을 유한차분법으로 근사하는 방법 등을 제시하였다. 상기 방법은 특정 지점에서 진폭의 공간미분항을 구하기 위해서 보의 경우 4군데, 판의 경우 16군데에서의 진폭 측정이 요구될 뿐만 아니라 유한차분에 의한 진폭의 공간미분 계산결과가 측정오차에 매우 민감하므로 정밀한 실험이 요구된다. 한편, Saijyou 등[5]은 근접장 음향 홀로그래피(near-field acoustical holography)를 측정하고 K-space filtration을 이용하여 진폭의 고차 미분항을 구하는 방법을 제시하였다.

선박, 해양구조물 등과 같은 대형 구조물의 기본 부재로 사용되는 보강판의 경우 이의 고유진동 또는 강제진동응답 해석에 관한 많은 연구[6~11]가 수행되었으나 진동인텐시티에 관한 연구는 Zhang 등[12]이 레이저진동 측정계를 이용해서 보강판의 진동인텐시티를 측정하고, 무한 보강판에 대한 해석 결과와 비교한 연구 사례와 Saijyou 등[5]이 근접장 음향 홀로그래피 측정방법을 이용하여 몰수 보강판의 진동인텐시티를 실험적으로 파악한 사례가 있고, 그 밖의 연구사례는 찾아보기 어렵다. 한편, 대형 구조물에 대한 진동인텐시티 해석은 3차원 유한요소법을 적용하여 수행할 수는 있으나, 현재까지 이에 대한 적합한 모델링방법 등이 정립되어 있지 않을 뿐만 아니라 보강판과

같이 대형 구조물을 구성하는 주요 국부 구조에서의 진동에너지 전달 현상에 대한 물리적 규명이 미흡하다.

본 연구에서는 선박 및 해양구조물의 주요 부재인 보강판에서의 진동에너지 전달에 대한 물리적 현상을 규명하고자 유한요소법과 동일한 에너지법을 이용하는 assumed mode method를 이용한 모달해석(modal analysis) 기법을 적용하여 점 가진된 평판과 보강판의 진동인텐시티 해석을 수행하였다. 이때, 구조부재의 내부손실과 국부감쇠 효과를 고려하였으며, 음향방사효과는 무시하였다. 진동인텐시티 해석 결과의 정확도 검증은 가진점을 내부에 포함하는 임의 폐곡선상에서의 진동인텐시티로 구한 진동파워와 가진점에서의 기진력과 진동 속도로 구한 입력파워를 비교하여 수행하였다. 또한, 모달해석에 의한 진동인텐시티 해석에 있어서 중첩모드수에 따른 해석 결과의 수렴정도를 비교·검토하였다. 한편, 면외 하중을 받는 판 구조물의 전체 진동에너지 전달에 있어서 전단력, 굽힘모멘트 및 비틀모멘트 성분에 의한 기여도와 보강판에서 보강재가 진동에너지 흐름에 미치는 영향에 대해서도 고찰하였다.

## 2. Assumed Mode Method를 이용한 보강판의 진동해석

### 2.1 직사각형 보강판의 고유 진동해석

직사각형 보강판의 변위는 일반적으로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\eta(x, y, t) = \sum_m \sum_n A_{mn}(t) X_m(x) Y_n(y) \quad (1)$$

여기서,  $X_m, Y_n$ 은 각각 판의 길이 및 폭 방향으로의 경계조건을 만족하는 진동파형 함수이고,  $A_{mn}(t)$ 는 일반 좌표(generalized coordinates)이다. 등방성 박판이론을 적용하고, 보강판을 판-보 조합체로 취급하는 보강재 효과 집중 모델링 방법을 이용하면 직교 보강판의 변형에너지  $V_t$ 와 운동에너지  $T_t$ 는 다음과 같이 산출된다[13].

$$\begin{aligned}
 V_t = & \frac{D}{2} \int_0^a \int_0^b [(\nabla^2 \eta)^2 \\
 & - 2(1-\nu) \left\{ \frac{\partial^2 \eta}{\partial x^2} \frac{\partial^2 \eta}{\partial y^2} - \left( \frac{\partial^2 \eta}{\partial x \partial y} \right)^2 \right\}] dx dy \\
 & + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{m} \int_0^a \left\{ EI_x \left( \frac{\partial^2 \eta(x, y_i, t)}{\partial x^2} \right)^2 \right. \\
 & + GJ_x \left( \frac{\partial^2 \eta(x, y_i, t)}{\partial x \partial y} \right)^2 \Big\} dx \\
 & + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{n} \int_0^b \left\{ EI_y \left( \frac{\partial^2 \eta(x_i, y, t)}{\partial y^2} \right)^2 \right. \\
 & + GJ_y \left( \frac{\partial^2 \eta(x_i, y, t)}{\partial x \partial y} \right)^2 \Big\} dy
 \end{aligned} \tag{2}$$

$$\begin{aligned}
 T_t = & \frac{\rho h}{2} \int_0^a \int_0^b \left( \frac{\partial \eta}{\partial t} \right)^2 dx dy \\
 & + \frac{\rho}{2} \sum_{i=1}^{m} \int_0^a A_x \left( \frac{\partial \eta(x, y_i, t)}{\partial t} \right)^2 dx \\
 & + \frac{\rho}{2} \sum_{i=1}^{n} \int_0^b A_y \left( \frac{\partial \eta(x_i, y, t)}{\partial t} \right)^2 dy
 \end{aligned} \tag{3}$$

여기서,

$\rho$  : 재료 밀도

$h$  : 판 두께

$A$  : 보강재의 단면적

$E$  : Young's modulus

$$I = I_0 + \frac{She^2}{1-\nu^2}$$

$I_0$  : 조합중립축에 대한 보강재만의 단면 2차 모멘트

$S$  : 판 플랜지의 유효폭

$e$  : 판-보 조합 중립축으로부터 판두께 중앙까지의 거리

$GJ$  : 보강재의 비틀강성

$\nu$  : Poisson's ratio

$$D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} : \text{평판의 단위 폭당 굽힘강성}$$

$nx, ny$ : 각각  $x, y$  축에 평행한 보강재의 개수

$a, b$  : 각각  $x, y$  방향 판의 치수

상기의 에너지 산식을 외력이 작용하지 않는 비감쇠계에 대한 Lagrange 운동방정식[14]

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T_t}{\partial \dot{A}_{mn}} \right) - \frac{\partial T_t}{\partial A_{mn}} + \frac{\partial V_t}{\partial A_{mn}} = 0 \tag{4}$$

에 대입하고, 조화운동을 가정하면

$$[K]\{A(t)\} = \omega^2 [M]\{A(t)\} \tag{5}$$

와 같은 고유치문제가 도출되므로 보강판의 비감쇠 고유원진동수  $\omega_{mn}$ 와 일반좌표  $A_{mn}(t)$ 를 구할 수 있다.

### 2.2 국부감쇠와 내부감쇠를 갖는 직사각형 보강판의 강제진동응답

조화기진력이 가해진 직사각형 보강판의 강제진동응답  $\eta(x, y, t)$ 는

$$\eta(x, y, t) = \tilde{\eta}(x, y, \omega) e^{j\omega t} \tag{6}$$

와 같이 나타낼 수 있다. 여기서, 진폭  $\tilde{\eta}(x, y, \omega)$ 은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\tilde{\eta}(x, y, \omega) = \sum_m \sum_n \Phi_{mn}(x, y) \tilde{q}_{mn}(\omega) \tag{7}$$

여기서,  $\Phi_{mn}$ 과  $\tilde{q}_{mn}(\omega)$ 는 각각  $(m \times n)$  모드에서의 정규모드와 일반좌표를 나타낸다.

보강판의 임의 위치  $(x_d, y_d)$ 에 임피던스  $\tilde{z}$ 인 국부감쇠가 있고,  $(x_F, y_F)$  위치에 조화 점기진력  $\tilde{F} e^{j\omega t}$ 이 작용하는 경우에 일반좌표  $\tilde{q}_{mn}(\omega)$ 는 다음과 같이 산출된다[15].

$$\tilde{q}_{mn}(\omega) = \frac{[\tilde{F} \Phi_{mn}(x_F, y_F) + \tilde{R} \Phi_{mn}(x_d, y_d)]}{\omega_{mn}^2 - \omega^2} \tag{8}$$

여기서, 국부감쇠 임피던스  $\tilde{z}$ 와 감쇠적용점에 서의 변위  $\tilde{\eta}(x_d, y_d)$ 에 의존하는 힘  $\tilde{R}$ 은

$$\tilde{R} = -j\omega \tilde{z} \tilde{F} \frac{\sum_m \sum_n \frac{\Phi_{mn}(x_F, y_F) \Phi_{mn}(x_d, y_d)}{\omega_{mn}^2 - \omega^2}}{1 + j\omega \tilde{z} \sum_m \sum_n \frac{\Phi_{mn}^2(x_d, y_d)}{\omega_{mn}^2 - \omega^2}} \quad (9)$$

와 같다. 한편, 구조부재의 내부손실 효과는 모달 손실계수(modal loss factor)  $\zeta_d$ 를 이용하여 식(8)과 식(9)의 비감쇠 고유원진동수  $\omega_{mn}^2$ 을  $(1 + j\zeta_d)\omega_{mn}^2$ 로 치환하면 고려할 수 있다. 여기서,  $j = \sqrt{-1}$ 이다.

### 3. 직사각형 보강판의 진동인텐시티 해석

진동인텐시티는 구조물에 작용하는 내력과 이에 대응하는 진동 속도와의 곱으로 정의된다. 따라서, 면외력이 작용하는 직사각형 보강판의  $x$  방향으로의 순간 진동인텐시티(instantaneous structural intensity)  $I_x(x, y, t)$ 는 전단력  $Q_x$ , 굽힘모멘트  $M_x$  및 비틀모멘트  $T_x$ 를 이용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$I_x(x, y, t) = Q_x \frac{\partial \eta}{\partial t} + M_x \frac{\partial^2 \eta}{\partial x \partial t} - T_x \frac{\partial^2 \eta}{\partial y \partial t} \quad (10)$$

여기서,

$$Q_x = D' \frac{\partial}{\partial x} \{ \nabla^2 \tilde{\eta}(x, y, \omega) \} e^{j\omega t}$$

$$M_x = -D' \left\{ \frac{\partial^2 \tilde{\eta}(x, y, \omega)}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 \tilde{\eta}(x, y, \omega)}{\partial y^2} \right\} e^{j\omega t}$$

$$T_x = D' (1 - \nu) \frac{\partial^2 \tilde{\eta}(x, y, \omega)}{\partial x \partial y} e^{j\omega t} \quad (11)$$

이고,  $D' = D(1 + j\zeta_d)$ 이다. 동일한 방법으로  $y$  방향 진동인텐시티 성분을 정의하면 임의 점에서의 순간 진동인텐시티 벡터는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\vec{I} = \vec{I}(x, y, t) = I_x(x, y, t) \vec{i} + I_y(x, y, t) \vec{j} \quad (12)$$

여기서,  $\vec{i}$ ,  $\vec{j}$ 는 각각  $x$  축 및  $y$  축 방향의 단위벡터이다.

한편, 주기  $T$  동안의 시간평균 진동인텐시티  $\langle I_x(x, y, \omega) \rangle$ 와  $\langle I_y(x, y, \omega) \rangle$ 는

$$\langle I_x(x, y, \omega) \rangle = \frac{1}{T} \int_0^T I_x(x, y, t) dt$$

$$= \frac{j\omega D'}{2} \left[ \frac{\partial}{\partial x} (\nabla^2 \tilde{\eta}) \tilde{\eta}^* - \left( \frac{\partial^2 \tilde{\eta}}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 \tilde{\eta}}{\partial y^2} \right) \frac{\partial \tilde{\eta}^*}{\partial x} - (1 - \nu) \frac{\partial^2 \tilde{\eta}}{\partial x \partial y} \frac{\partial \tilde{\eta}^*}{\partial y} \right] \quad (13)$$

$$\langle I_y(x, y, \omega) \rangle = \frac{1}{T} \int_0^T I_y(x, y, t) dt$$

$$= \frac{j\omega D'}{2} \left[ \frac{\partial}{\partial y} (\nabla^2 \tilde{\eta}) \tilde{\eta}^* - \left( \frac{\partial^2 \tilde{\eta}}{\partial y^2} + \nu \frac{\partial^2 \tilde{\eta}}{\partial x^2} \right) \frac{\partial \tilde{\eta}^*}{\partial y} - (1 - \nu) \frac{\partial^2 \tilde{\eta}}{\partial x \partial y} \frac{\partial \tilde{\eta}^*}{\partial x} \right]$$

와 같이 표현할 수 있다. 여기서, 상첨자 \*는 공액 복소수를 나타낸다.

상기 진동인텐시티 산식의 실수 부분은 진동에너지의 전달을 나타내는 성분으로서 액티브 인텐시티라 하며, 허수부분은 리액티브 인텐시티라고 한다.

### 4. 진동인텐시티를 이용한 입력파워 추정

보강판과 같은 구조물에서의 진동인텐시티는 단위 폭당 파워 흐름으로 정의된다. 따라서, 임의 폐곡선상에서의 진동인텐시티를 알면 폐곡선 내부에서 외부로 유출 또는 유입되는 파워  $P_{SI}(\omega)$ 를 다음과 같이 산정할 수 있다.

$$P_{SI}(\omega) = \oint_c \vec{I} \cdot \vec{n} ds \quad (15)$$

여기서,  $\vec{I}$ 와  $\vec{n}$ 는 각각 폐곡선상에서의 진동인텐시티 벡터와 단위 법선벡터를 나타낸다. 따라

서, 구조물에서 가진점을 내부에 두는 폐곡선상의 진동인텐시티를 계측하면 가진원으로부터 입력되는 파워를 추정할 수 있다[16].

한편, 가진원에 의하여 구조물에 입력되는 순간 파워  $P_{in}(t)$ 는 외력  $\tilde{F}e^{j\omega t}$ 이 작용하는 지점에서의 속도  $\tilde{v}(x_F, y_F)e^{j\omega t}$ 로부터

$$P_{in}(t) = [Re\{\tilde{F}e^{j\omega t}\}] \cdot [Re\{\tilde{v}(x_F, y_F)e^{j\omega t}\}] \quad (16)$$

와 같다. 또한,  $\tilde{F}$ 와  $\tilde{v}$ 는 복소량이므로 시간평균 입력파워  $\langle P_{in} \rangle$ 는

$$\langle P_{in} \rangle = \frac{1}{T} \int_0^T P_{in}(t) dt = \frac{1}{2} Re\{\tilde{F} \tilde{v}^*\} \quad (17)$$

와 같이 구할 수 있다.

### 5. 수치해석 결과 및 고찰

Assumed mode method와 모달해석을 이용한 진동인텐시티 해석의 타당성 검토를 위한 수치계산 대상물은 Fig. 1에 보인 바와 같이 국부 감쇠를 갖는 사변 단순지지 직사각형 평판과 이의 중앙부에 보강재가 있는 보강판으로 하였다. 수치해석에 사용된 재료의 물성치와 가진력  $\tilde{F}$  및 국부 감쇠의 임피던스  $\hat{z}$ 는 Table 1에 나타내었다.

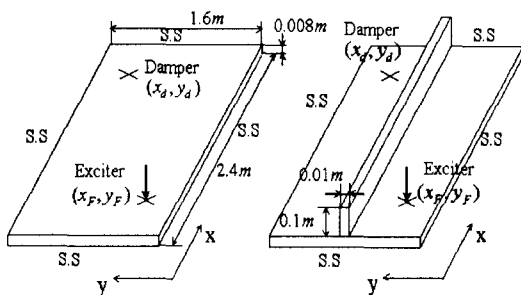


Fig.1 Plates adopted for the structural intensity analysis

Table 1 Material properties, exciting force magnitude and point damping impedance

Young's modulus		$2.1 \times 10^{11} N/m^2$
Mass density		$7800 kg/m^3$
Poisson's ratio		0.3
Modal loss factor		0.001
Exciting force	Magnitude	100 N
	Position	(0.3 m, 0.4 m)
Damping impedance	Magnitude	$50 N \cdot s/m$
	Position	(2.0 m, 1.2 m)

#### 5.1 고유진동해석

고유진동해석에 있어서 진동파형  $\eta(x, y, t)$ 은 경계조건이 사변단순지지임을 고려하여 평판과 보강판 모두

$$\eta(x, y, t) = \sum_m \sum_n A_{mn}(t) \sin \frac{m\pi x}{a} \sin \frac{n\pi y}{b} \quad (18)$$

로 설정하였다.

판의 길이 및 폭 방향으로의 중첩모드수를 각각 25개로 하였을 경우의 고유진동수 해석 결과는 Table 2에 나타내었다. 이때, 평판의 고유진동수는 정확한 진동파형을 사용하였으므로 엄밀해와 일치

Table 2 Natural frequencies of the unstiffened and the stiffened plates (unit: Hz)

Mode	Unstiffened plate	Stiffened plate	
		AMM <sup>1)</sup>	FEM <sup>2)</sup>
1	11.13	27.15	27.14
2	21.41	34.79	34.63
3	34.26	46.06	45.78
4	38.54	55.74	55.68
5	44.53	63.94	63.54
6	61.66	72.89	72.83
7	62.52	72.97	72.86
8	72.79	88.33	87.79
9	83.07	95.41	95.22
10	85.64	119.33	118.64
11	93.34	124.79	124.49
12	100.20	127.33	125.55

1) AMM: Assumed mode method

2) FEM: Finite element method

Table 3 Convergence of natural frequencies in the stiffened plate according to the number of superposition modes (unit: Hz)

Mode	No. of superposition modes				
	5×5	10×10	15×15	20×20	25×25
1	27.224	27.166	27.153	27.151	27.150
4	56.238	55.852	55.766	55.753	55.744
7	73.646	73.128	73.009	72.989	72.974

한다. 보강판에 대해서는 비교·검토 목적으로 범용 유한요소해석 프로그램인 ANSYS[17]를 이용하여 판 및 보 요소로 모델링한 보강판의 고유진동수 해석 결과도 함께 나타내었는데 assumed mode method에 의한 결과와 1.4%이내의 차이를 나타내어 양자간의 부합성이 매우 양호함을 알 수 있다. 한편, 보강판의 대표적인 모드에서의 중첩모드수의 변화에 따른 고유진동수의 수렴정도는 Table 3에 나타내었다. 이로부터, 보강판의 고유진동수는 각 방향별로 25개의 중첩모드를 사용한 결과를 기준으로 저차 5개의 모드만을 사용한 결과가 1%이내의 차이를 나타냄을 알 수 있다.

5.2 강제진동해석

구조부재의 내부손실 효과만을 고려한 보강판 가진점에서의 진동응답을 진동파형 가정함수를 이용한 모달해석방법으로 구한 결과를 Fig. 2에 나

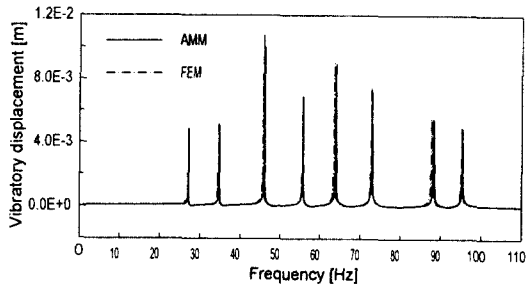
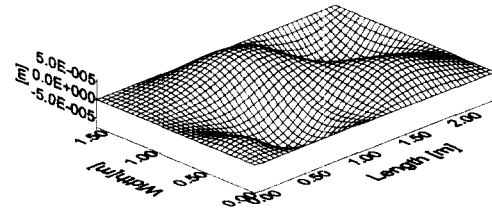
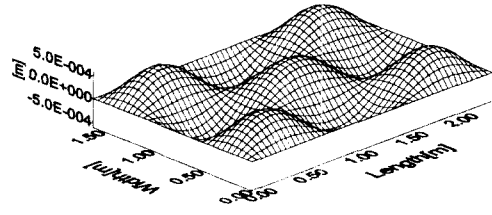


Fig.2 Vibratory response at exciting point of stiffened plate without the localized damping

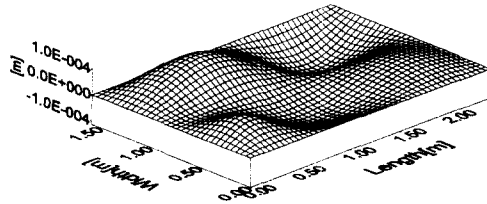


(a) Exciting frequency: 50Hz

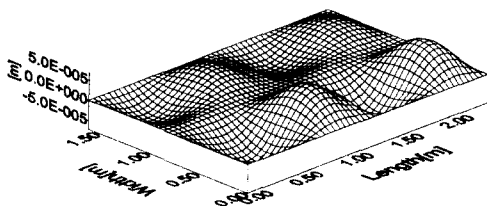


(b) Exciting frequency: 100Hz

Fig.3 Vibratory displacement of the unstiffened plate



(a) Exciting frequency: 50Hz



(b) Exciting frequency: 100Hz

Fig.4 Vibratory displacement of the stiffened plate

Table 4 Convergence of time averaged input power according to the number of superposition modes at the exciting point

(unit: Watt)

No. of superposition modes	Unstiffened plate		Stiffened plate	
	50Hz	100Hz	50Hz	100Hz
(5×5)	0.027267	4.916534	0.041759	0.041940
(10×10)	0.027368	4.913895	0.043023	0.028051
(15×15)	0.027400	4.913472	0.043491	0.026411
(20×20)	0.027406	4.913312	0.043457	0.026114
(25×25)	0.027410	4.913213	0.043478	0.025941
(30×30)	0.027413	4.913154	0.043463	0.025917
(35×35)	0.027414	4.913117	0.043454	0.025877
(40×40)	0.027414	4.913097	0.043452	0.025862

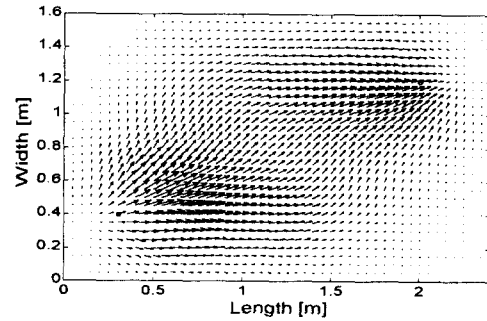
타내었다. 이에는 해석 결과의 정확도 검증을 위하여 범용 유한요소해석 프로그램인 ANSYS를 이용하여 구한 결과도 함께 나타내었는데 양자간의 부합성이 양호함을 확인할 수 있다.

내부손실 효과와 국부감쇠 효과를 모두 고려한 평판과 보강판 전체 영역에 대한 강제진동해석 결과는 기진주파수가 50 Hz, 100 Hz인 경우에 대해서만 Fig. 3과 Fig. 4에 나타내었다. 이때, 판의 길이 및 폭 방향으로 각각 저차 25개의 중첩모드를 이용하였다.

중첩모드수에 따른 진동응답의 수렴도는 기진주파수 50 Hz와 100 Hz에서 기진력 크기와 가진점의 진동속도를 이용해서 산정한 시간평균 입력과위로 검토하였으며, 그 결과는 Table 4에 나타내었다. 이로부터, 평판 및 보강판의 입력과위는 중첩모드수를 40×40로 하면 충분히 수렴함을 알 수 있다. 또한, 평판의 경우 5×5, 보강판의 경우 50Hz에서 15×15, 100Hz에서 약 25×25의 중첩모드수를 사용하여 산출한 입력과위는 중첩모드수 40×40인 경우와 1% 이내의 차이를 나타냄을 알 수 있다.

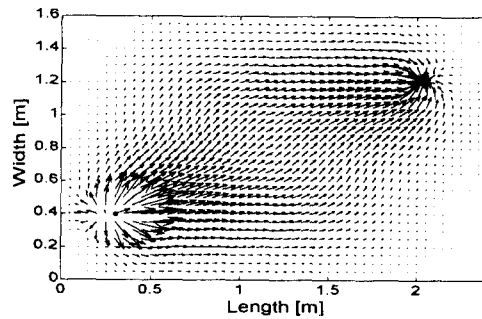
5.3 진동인텐시티 해석

진동인텐시티 해석에 있어서 중첩모드수에 따



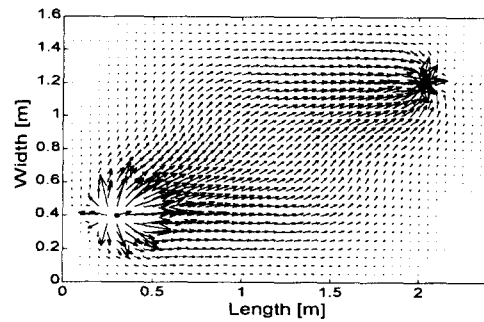
$$I_{max} = 0.0475(W/m)$$

(a) No. of superposition modes: 5×5



$$I_{max} = 0.0800(W/m)$$

(b) No. of superposition modes: 15×15



$$I_{max} = 0.1039(W/m)$$

(c) No. of superposition modes: 25×25

Fig.5 Time averaged structural intensity of the unstiffened plate at 50 Hz

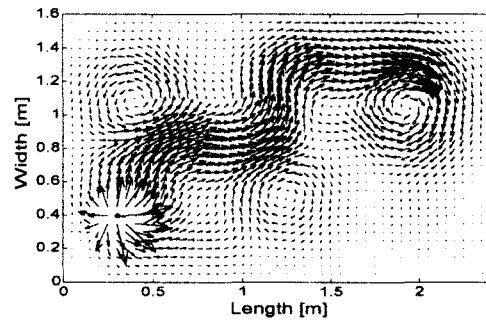
른 영향을 고찰하고자 평판에 대해서 기진주파수가 50 Hz이고, 중첩모드수가 5×5, 15×15, 25×25인 경우의 진동인텐시티 해석 결과를 Fig. 5에 나타내었다. 이때, 진동 인텐시티 벡터의 크기는 선형적으로 나타내었다.

상기 진동인텐시티 해석 결과로부터 진동과위는 평판의 대각선을 기준으로 대칭 형상을 이루면서 가진 위치로부터 국부감쇠 위치로 전달됨을 알 수 있고, 중첩모드수에 따라 진동인텐시티의 크기 차이가 심함을 알 수 있다. 또한, 진동에너지 흐름은 중첩모드수를 증가시킬수록 명확하게 나타나지만 내력의 변화가 심한 가진 및 국부감쇠 위치는 중첩모드수가 15×15인 경우에도 정확하게 나타나지 않음을 알 수 있다.

한편, 기진주파수가 100 Hz인 경우의 평판의 진동인텐시티는 중첩모드수가 25×25인 경우의 결과만을 Fig. 6에 나타내었다. 이로부터, 100 Hz에서의 진동인텐시티는 그 크기가 매우 크고, 국부적인 와류 형태를 나타냄을 알 수 있다. 이는 상기 주파수가 12차 모드의 고유진동수인 100.20 Hz와 거의 일치하므로 공진에 의한 현상이라고 사료된다.

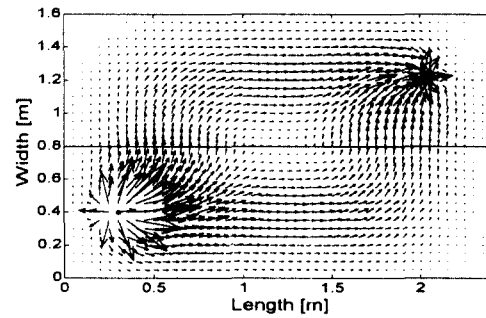
Fig. 7에는 중첩모드수가 25×25이고, 기진주파수 50 Hz, 100 Hz인 경우의 보강판의 진동인텐시티 해석 결과를 나타내었다. 이로부터, 보강판의 경우 50 Hz에서는 기진원으로부터 유입된 진동에너지의 대부분이 보강재를 거쳐 국부감쇠점으로 전달되나, 100 Hz에서는 보강재를 통과하는 진동에너지가 매우 적음을 알 수 있다.

면외하중이 작용하는 보강판에서 전단력, 굽힘모멘트 및 비틀림모멘트 성분들의 진동인텐시티 기여도를 확인하고자 중첩모드수가 25×25이고, 기진주파수가 50 Hz인 경우의 각 성분별 진동인텐시티를 Fig. 8에 나타내었다. 이로부터, 진동인텐시티는 전단력에 의한 성분이 가장 크고, 비틀림모멘트에 의한 성분이 가장 작음을 알 수 있다. 다만, 보강재 부근에서는 굽힘모멘트 성분의 진동인텐시티가 지배적임을 확인할 수 있다.



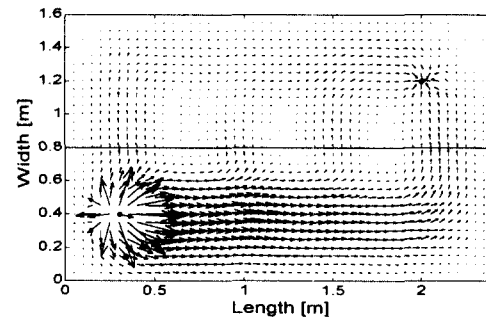
$$I_{\max} = 18.0483(\text{W/m})$$

Fig.6 Time averaged structural intensity of the unstiffened plate at 100 Hz (No. of superposition modes: 25×25)



$$I_{\max} = 0.1686(\text{W/m})$$

(a) Exciting frequency: 50 Hz

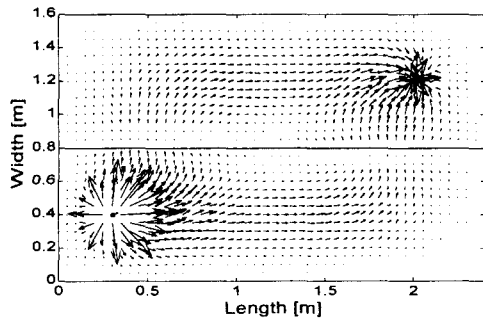


$$I_{\max} = 0.0894(\text{W/m})$$

(b) Exciting frequency: 100 Hz

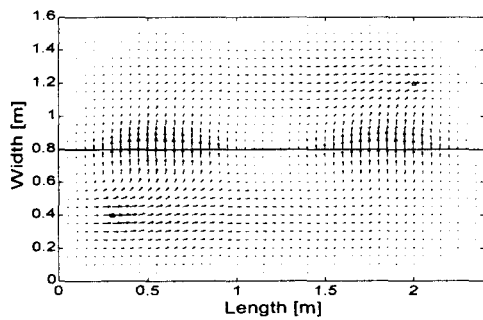
Fig.7 Time averaged structural intensity of the stiffened plate (No. of superposition modes: 25×25)





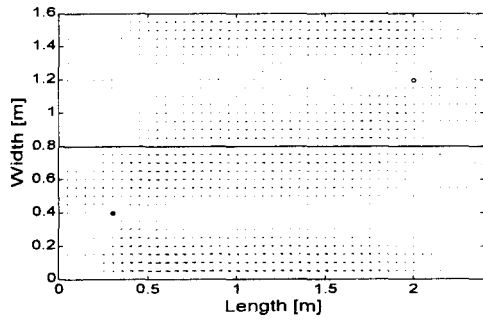
$$I_{\max} = 0.1475(\text{W/m})$$

(a) Shear force component



$$I_{\max} = 0.0380(\text{W/m})$$

(b) Bending moment component



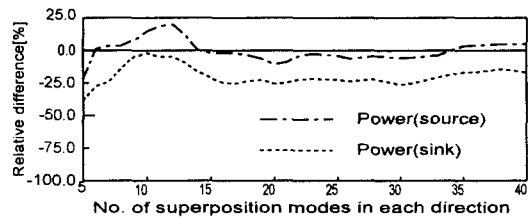
$$I_{\max} = 0.0137(\text{W/m})$$

(c) Twisting moment component

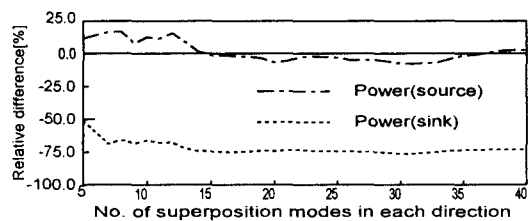
Fig.8 Components of time averaged structural intensity in the stiffened plate at 50 Hz(No. of superposition modes: 25×25)

#### 5.4 진동인텐시티를 이용한 파워 추정

진동인텐시티를 이용한 파워 산정시에 중첩모드 수에 따른 수렴도를 파악하고자 보강판에서 가진 원으로부터 유입되는 파워  $P_f$ 와 국부감쇠점으로 소산되는 파워  $P_d$ 를 계산하였다. 이때, 파워 계산을 위한 폐곡선은 가진점 또는 국부감쇠점을 중심으로 하되 반지름이 0.2 m 인 원으로 설정하였으며, 10° 간격의 진동인텐시티 값을 이용하였다. Fig. 9에 중첩모드수가 40×40인 경우에 진동속도를 이용해서 산정한 가진점에서의 입력파워  $P_{ref}$ 에 대한  $P_f$ 와  $P_d$ 의 상대편차를 나타내었다. 이로부터, 진동인텐시티로 산정한 가진점에서의 파워  $P_f$ 는 입력파워  $P_{ref}$ 와 비교하여 중첩모드 수가 22×22 이상에서 상대편차 7%이내임을 알 수 있다. 또한, 고유진동해석 또는 강제진동해석 결과와는 달리 중첩모드수를 증가하여도  $P_f$ 와  $P_d$ 의 값이  $P_{ref}$  값을 기준으로 약 ±5% 이내로 동요함을 알 수 있다. 이는 상기 파워 추정에서 사용된 힘 및 속도성분 중에서 기여분이 가장 큰 전단력과 속도의 평균값을 나타낸 Fig. 10에서 알

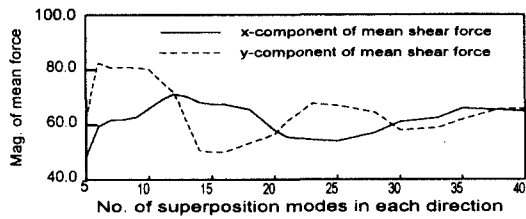


(a) Exciting frequency: 50 Hz

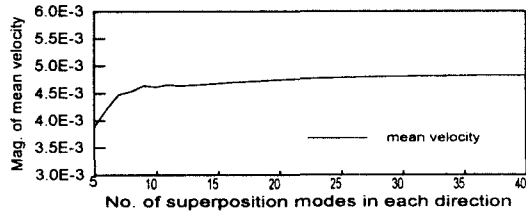


(b) Exciting frequency: 100 Hz

Fig.9 Estimated power using structural intensity in the stiffened plate



(a) Magnitude of mean shear force



(b) Magnitude of mean velocity

Fig.10 Magnitudes of mean shear force and its corresponding mean velocity in according to the number of superposition modes

수 있듯이 진동변위의 공간 미분항을 이용하여 산정한 힘 성분이 동요하기 때문인 것으로 판단된다.

한편, 기진주파수 50 Hz에서 국부감쇠점 주위의 진동인텐시티를 이용해 추정된 파워  $P_d$  와 가진점에서 구한 입력파워  $P_{ref}$  의 상대편차는 약 17% 정도이나, 100 Hz인 경우에는 약 73% 정도로서 현저하게 작음을 알 수 있다. 이는 상대적으로 고주파수인 100 Hz에서 구조부재의 내부손실로 인해 소산되어지는 진동에너지가 많기 때문인 것으로 판단된다.

중첩모드수가 25×25인 경우에 기진주파수를 1 Hz에서 250 Hz까지 1 Hz 간격으로 변화시키면서 보강판의 입력파워  $P_{ref}$  와 진동인텐시티를 이용하여 추정된 파워  $P_f$  및  $P_d$  를 비교한 결과는 Fig. 11에 나타내었다. 이로부터, 상기 주파수 대역에서 가진점 주위의 진동인텐시티를 이용하면 입력파워를 비교적 정확하게 추정할 수 있음을 알 수 있다. 또한, 공진주파수에서의 국부감쇠점 파워는 입력파워와 비교하여 100 Hz 미만에서는 2dB

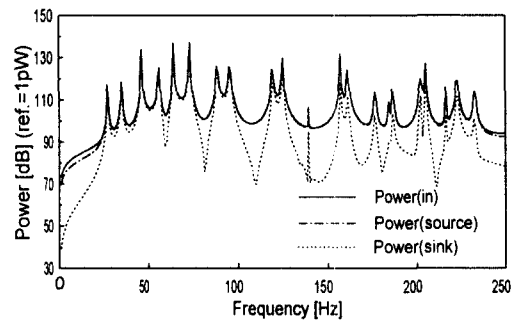


Fig.11 Estimated time averaged power using structural intensity in the stiffened plate (No. of superposition modes: 25×25)

미만의 차이를 나타내나, 그 이상의 주파수 영역에서는 7 dB ~ 15 dB의 차이를 나타내어 상대적으로 고차 진동형에서 구조부재의 내부손실 및 보강재에 의한 파워 저감효과가 큼을 알 수 있다. 한편, 대부분의 반공진주파수(anti-resonance frequency)에서는 구조부재의 내부감쇠로 인하여 국부감쇠점 파워가 입력파워보다 매우 작음을 알 수 있다.

## 6. 결론

본 연구에서는 assumed mode method를 이용한 모달해석으로 평판과 보강판의 진동인텐시티를 해석하는 방법을 소개하고, 일련의 수치실험을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 모달해석에 의거하여 정도 높은 진동인텐시티 해석을 수행하기 위해서는 고유진동해석 또는 강제진동해석의 경우보다 많은 중첩모드수가 요구된다. 이는 진동인텐시티 계산에 필요한 내력을 진동변위의 공간미분항을 이용해서 계산하기 때문이다.

(2) 중첩모드수가 충분할 경우 진동인텐시티를 이용하여 계산한 기진원의 입력파워는 약 5% 이내의 오차를 나타내었다.

(3) 면외 집중 기진력이 가해진 평판 및 보강판의 진동에너지는 전단력 성분에 의해 지배적으로

전달되었다. 또한, 보강재를 통과하는 진동인텐시티는 굽힘모멘트 성분이 지배적이다.

(4) 보강판에 있어서 구조부재의 내부손실 효과와 보강재에 의한 진동에너지 흐름의 차단효과는 저차 공진주파수 영역에서는 작았고, 고차 공진주파수 영역 및 비공진주파수 영역에서 컸다.

#### 참 고 문 헌

- [1] Noiseux, D. U., "Measurement of Power Flow in Uniform Beams and Plates", Journal of the Acoustical Society of America, 47(1), pp.238-247, 1970.
- [2] Pavic, G., "Measurement of Structure Borne Wave Intensity, Part I : Formulation of the Methods", Journal of Sound and Vibration, 49(2), pp.221-230, 1976.
- [3] Fahy, F. J. and Pierri, R., "Application of Cross-Spectral Density to a Measurement of Vibration Power Flow between Connected Plates", Journal of the Acoustical Society of America, 62(5), pp.1297-1298, 1977.
- [4] Verheij, J. W., "Cross Spectral Density Methods for Measuring Structure Borne Power Flow on Beams and Pipes", Journal of Sound and Vibration, 70(1), pp.133-139, 1980.
- [5] Saijyou, K. and Yoshikawa, S., "Measurement of Structural and Acoustic Intensities using Near-field Acoustical Holography", Journal of Applied Physics of Japan, 35, pp.3167-3174, 1996.
- [6] 김극천, 이기표, 이현엽, "보강판의 접수진동", 대한조선학회논문집, 17권 2호, pp.11-16, 1980.
- [7] 김극천, 김형만, "선체갑판의 국부진동에 대한 방진설계에 관한 연구", 대한조선학회논문집, 18권 1호, pp.1-7, 1981.
- [8] 한성용, 김극천, "탄성지부가물 또는 집중질량을 갖는 보강판의 진동해석", 대한조선학회논문집, 23권 1호, pp.23-32, 1986.
- [9] 조대승, 김극천, "전달매트릭스법 및 유한요소-전달매트릭스 결합방법에 의한 구조계의 동특성 감도해석", 대한조선학회논문집, 29권 1호, pp.143-157, 1992.
- [10] 정정훈, 정태영, 김극천, "Timoshenko보합수 성질을 갖는 다항식을 이용한 Mindlin판유추 구조계의 진동해석", 대한조선학회논문집, 29권 1호, pp.158-172, 1992.
- [11] 이종문, 김극천, "Mindlin판 특성함수를 이용한 직사각형 후판의 진동해석", 대한조선학회논문집, 33권 2호, pp.85-95, 1996.
- [12] Zhang, Y. and Mann, J. A. III, "Examples of using Structural Intensity and the Force Distribution to Study Vibrating Plates", Journal of the Acoustical Society of America, 99(1), pp.354-361, 1996.
- [13] Troitsky, M. S., Stiffened Plates - Bending, Stability and Vibrations, Elsevier Scientific Publishing Co., 1976.
- [14] Meirovitch, L., Analytical Methods in Vibrations, Macmillan Publishing Co., 1967.
- [15] Gavric, L. and Pavic, G., "A Finite Element Method for Computation of Structural Intensity by the Normal Mode Approach", Journal of Sound and Vibration, 164(1), pp.29-43, 1993.
- [16] Gavric, L., Carlsson, U. and Feng, L., "Measurement of Structural Intensity using a Normal Mode Approach", Journal of Sound and Vibration, 206(1), pp.87-101, 1997.
- [17] ANSYS User's Manual for Revision 5.1, Swanson Analysis System Inc., 1994.