

유한요소법을 이용한 선체 국부 구조물의 진동인텐시티 해석

이동환*, 조대승**

Structural Intensity Analysis of Local Ship Structures Using Finite Element Method

Dong-Hwan Lee* and Dae-Seung Cho**

요 약

구조물의 진동인텐시티를 파악하면 진동에너지 전달경로와 소산기구 및 주된 기진원의 위치 등을 규명할 수 있어 구조물 진동의 효율적 저감 대책을 수립할 수 있다. 본 연구에서는 선박, 해양 구조물 등과 같은 대형 복잡한 구조물의 진동인텐시티를 유한요소법으로 해석할 경우 적절한 모델링 기법을 마련하고자 선체의 기본 부재인 평판과 보강판에 대해 유한요소 모델링을 달리 하면서 진동인텐시티 해석을 수행하고, 그 결과를 고전적 근사해법인 assumed mode method에 의한 결과와 비교·검토하였다. 이로부터 유한요소법을 이용하여 판 구조물의 진동인텐시티 크기 및 방향을 정확하게 산정하기 위해서는 고유진동 또는 강제진동 해석의 경우보다 세밀한 유한요소 모델링이 요구되지만 진동에너지 전달경로 규명 등을 위한 정성적 해석은 강제진동해석을 정확하게 할 수 있는 정도의 유한요소 모델로도 가능함을 확인하였다. 아울러, 두께가 다른 평판 구조물, L-자형 판 구조물 및 3차원 box-girder에 대한 진동인텐시티 해석을 수행하여 다양한 선체 국부 구조물에 있어서의 진동에너지 전달 현상을 고찰하였다.

※Keywords : structural intensity(진동인텐시티), local ship structure(선체 국부구조), finite element(유한요소), mode superposition method(모드중첩방법)

Abstract

The interest in evaluation of structural intensity arises for practical reasons, because net energy flow distribution offers information of energy transmission path, positions of sources, and sinks of vibration energy. In this paper, structural intensity analysis of local ship structures using finite element method(FEM) is carried out. The purpose of this analysis is to evaluate the relative accuracy

접수일자: 2001년 5월 15일, 승인일자: 2001년 7월 20일

*태광산업(주) 전자연구소 연구원 (E-mail: prius@taekwange.com)

**정회원, 부산대학교 조선해양공학과 조교수 (E-mail: daecho@hyowon.pusan.ac.kr)

according to mesh fineness. The structural intensity of unstiffened and stiffened plates varying their mesh fineness is analyzed and the results are compared with those obtained by the assumed mode method. As results, the proper mesh size in qualitative/quantitative structural intensity analysis of plate structures is proposed. In addition, the propagation phenomenon of vibration energy is investigated for the thickness-varying flat plate, L-type plate, and box-girder structures.

1. 서 언

구조물에 작용하는 내력과 이에 대응하는 속도의 곱으로 정의되는 진동인텐시티(structural intensity)를 파악하면 기진원으로부터 구조물에 입력되는 파워와 진동에너지 흐름의 지배적인 경로 및 이의 소산기구 등을 알 수 있으므로 구조물 진동을 효율적으로 제어할 수 있다(Alfredsson 1996).

선박, 해양구조물 등과 같은 대형 구조물의 기본 부재로 사용되는 판 구조물의 진동인텐시티에 관한 연구는 Zhang/Mann(1996)이 레이저 진동측정계를 이용해서 보강판의 진동인텐시티를 측정하고, 무한 보강판에 대한 해석 결과와 비교하였으며, Saijyou /Yoshikawa(1996)은 근접장 음향 홀로그래피 측정 방법을 이용하여 물수 보강판의 진동인텐시티를 파악하였다. 한편, 조대승 등(1998, 1999)은 고전적 근사해법인 assumed mode method(AMM)를 이용하여 평판, 보강판에 있어서 구조부재의 내부 손실효과와 보강재의 진동에너지 흐름 차단효과를 규명하고, 면외 기진력을 받는 보강판의 진동에너지는 전단력 성분에 의해 지배적으로 전달됨을 파악하였다.

상기의 연구들은 복잡한 대형 구조물의 진동인텐시티를 파악하기에는 적합하지 않다. 이는 실험적 방법의 경우 다수의 지점에 대한 내력 측정이 용이하지 않고, 고전적 근사해법의 경우에는 적용 대상 구조물이 제한적이기 때문이다. 한편, 3차원 유한요소법의 경우 이론적으로는 대형 구조물에 대한 진동인텐시티 해석이 가능하나 현재까지는 이에 적합한 모델링 방법 등이 정립되어 있지 않을 뿐만 아니라 주요 국부 구조에서의 진동에너지

전달 현상에 대한 물리적 규명이 미흡하다.

본 연구에서는 선박 및 해양구조물과 같이 복잡한 구조물에 대한 진동인텐시티 해석을 유한요소법으로 수행할 경우 진동에너지 흐름의 정량적 또는 정성적 평가에 적합한 유한요소 모델링 방법을 정립하고자 범용 유한요소 해석 프로그램인 ANSYS(1994)를 이용하여 기본 부재인 평판과 보강판에 대해 유한요소의 크기를 달리 하면서 고유진동, 강제진동 및 진동인텐시티 해석을 수행하고, 그 결과를 AMM에 의한 결과와 비교·검토하였다. 또한, 두께가 서로 다른 판이 수평으로 연결된 판 구조물과 두 개의 평판이 L-자형으로 결합된 판 구조물 및 선체구조와 유사한 box-girder의 진동에너지 전달 양상을 고찰하였다.

2. 유한요소법을 이용한 진동인텐시티 해석

2.1 2차원 유한요소의 진동 인텐시티

2차원 유한 요소의 변위 및 내력에 대한 부호 정의를 Fig.1에 나타내었다. 진동 인텐시티는 구조물에 작용하는 내력과 이에 대응하는 속도와의 곱으로 정의되므로 2차원 판 구조물에 원진동수 ω 인 면외력 $F e^{j\omega t}$ 이 작용할 경우 좌표 (x, y) 에서의 정상상태 순간 진동인텐시티 $\dot{I}(x, y, t)$ 는 다음과 같이 정의된다(Hambric 1990, Williams 1991, Gavric/Pavic 1993).

$$\dot{I}(x, y, t) = I_x(x, y, t)\dot{i} + I_y(x, y, t)\dot{j} \tag{1}$$

여기서,

$$I_x(x, y, t) = N_x \dot{u} + N_{xy} \dot{v} + Q_x \dot{w} - M_x \dot{\theta}_y + T_x \dot{\theta}_x \quad (2)$$

$$I_y(x, y, t) = N_y \dot{v} + N_{yx} \dot{u} + Q_y \dot{w} + M_y \dot{\theta}_x - T_y \dot{\theta}_y \quad (3)$$

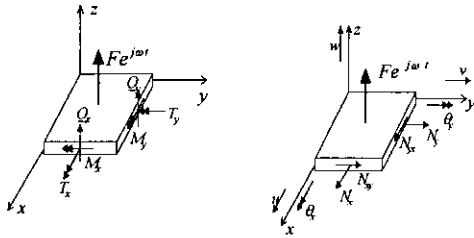


Fig.1 Coordinate system

이고, 상첨자 \cdot 는 시간미분을 나타내며, \hat{i} 와 \hat{j} 는 각각 x 축 및 y 축 방향의 단위벡터이다. 한편, 주기 τ 동안의 시간평균 진동인텐시티 $\langle I_x(x, y, \omega) \rangle$ 와 $\langle I_y(x, y, \omega) \rangle$ 는

$$\begin{aligned} \langle I_x(x, y, \omega) \rangle &= \frac{1}{\tau} \int_0^\tau I_x(x, y, t) dt \\ &= \frac{j\omega}{2} (N_x u^* + N_{xy} v^* + Q_x w^* - M_x \theta_y^* + T_x \theta_x^*) \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \langle I_y(x, y, \omega) \rangle &= \frac{1}{\tau} \int_0^\tau I_y(x, y, t) dt \\ &= \frac{j\omega}{2} (N_y v^* + N_{yx} u^* + Q_y w^* + M_y \theta_x^* - T_y \theta_y^*) \end{aligned} \quad (5)$$

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

상기 진동 인텐시티 산식의 실수 부분은 진동 에너지 전달을 나타내는 성분으로 액티브 인텐시티 (active intensity)라 하며, 허수 부분은 리액티브 인텐시티(reactive intensity)라고 한다.

2.2 2차원 유한요소의 진동속도와 내력 산정

본 연구에서는 유한요소법에 의거한 진동인텐시티 산정에 요구되는 각 절점의 진동속도를 범용 유한요소 해석 프로그램인 ANSYS(1994)를 이

용하여 모드중첩방법(mode superposition method)으로 강제진동해석을 수행하여 구하였다. 한편, 내력은 ANSYS의 응력 계산결과를 이용하여 다음과 같은 탄성거동을 하는 유한요소에 대한 ANSYS의 내력 계산식을 이용하여 산정하였다.

축력 및 면내 전단력

$$\begin{aligned} N_x &= \frac{t(\sigma_{Tx} + 4\sigma_{Mx} + \sigma_{Bx})}{6} \\ N_y &= \frac{t(\sigma_{Ty} + 4\sigma_{My} + \sigma_{By})}{6} \\ N_{xy} &= \frac{t(\sigma_{Txy} + 4\sigma_{Mxy} + \sigma_{Bxy})}{6} \end{aligned} \quad (6)$$

면의 전단력

$$\begin{aligned} Q_x &= \frac{t(\sigma_{Tzx} + 4\sigma_{Mzx} + \sigma_{Bzx})}{6} \\ Q_y &= \frac{t(\sigma_{Tyz} + 4\sigma_{Myz} + \sigma_{Byz})}{6} \end{aligned} \quad (7)$$

굽힘모멘트

$$\begin{aligned} M_x &= \frac{t^2(\sigma_{Tx} - \sigma_{Bx})}{12} \\ M_y &= \frac{t^2(\sigma_{Ty} - \sigma_{By})}{12} \end{aligned} \quad (8)$$

비틀림모멘트

$$T_x = T_y = \frac{t^2(\sigma_{Txy} - \sigma_{Bxy})}{12} \quad (9)$$

여기서,

- σ_T : 유한요소의 단면 상부에서의 응력
- σ_M : 유한요소의 단면 중앙부에서의 응력
- σ_B : 유한요소의 단면 하부에서의 응력
- t : 요소 두께

한편, 유한요소 해석시 응력 값의 정확도는 일반적으로 Gauss 적분 점에서 가장 높다. 이에 본 연구에서는 절점 응력 σ_k 을 Fig.2에 보인 바와 같이 절점에 가장 가까운 Gauss 적분점에서의 응력으로 산정하되 해당 절점을 공유하는 유한요소가 다수인 경우에는 다음과 같이 각 요소 응력의 평균값으로 산정하였다.

$$\sigma_k = \frac{1}{n_k} \sum_{i=1}^{n_k} \sigma_{ik} \quad (10)$$

여기서,

σ_{ik} : 절점 k 에 가장 인접한 l 번째 요소의

Gauss 적분점에서 응력

n_k : 절점 k 를 공유하는 유한요소 개수

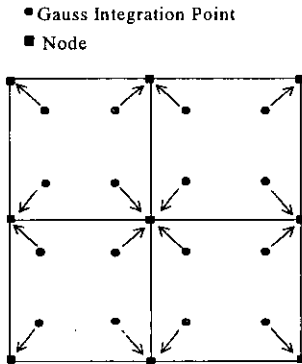


Fig.2 Estimation of nodal stress using the stresses of Gauss integration points

3. 기진원의 입력파워

기진원으로부터 구조물에 입력되는 순간파워 $P_{in}(t)$ 는 외력 $F e^{i\omega t}$ 이 작용하는 지점에서의 변위 $u(x_F, y_F) e^{i\omega t}$ 로부터

$$P_{in}(t) = \text{Re}[F e^{i\omega t}] \cdot \text{Re}[\dot{u}(x_F, y_F) e^{i\omega t}] \quad (11)$$

와 같이 산정된다. 여기서, $\text{Re}[\]$ 는 복소변수의 실수부를 나타낸다. 또한, F 와 u 는 복소량이므로 주기 τ 동안의 시간평균 입력파워 $\langle P_{in} \rangle$ 는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\langle P_{in} \rangle = \frac{1}{\tau} \int_0^\tau P_{in}(t) dt = \frac{1}{2} \text{Re}[F \dot{u}^*] \quad (12)$$

본 연구에서는 기진력이 일정할 경우 진동응답 속도에 따라 달리 산정되는 입력파워를 이용하여 강제진동 해석 결과의 정확도를 평가하였다 (Hambric 1990).

4. 수치해석 결과 및 고찰

4.1 균일 두께 판 구조물

유한요소 크기에 따른 판 구조물의 진동인텐시티 해석 정확도를 고찰하고자 Fig.3에 보인 바와 같이 국부 감쇠를 갖는 사변 단순지지 직사각형 평판과 이에 직교 보강재가 부착된 판 구조물에 대해 일련의 수치해석을 수행하였다. 수치해석에 사용된 재료의 물성치와 기진력 F 및 국부 감쇠의 임피던스 ζ 는 Table 1에 나타내었다.

진동인텐시티 해석에 요구되는 강제진동해석은 범용 유한요소 해석 프로그램인 ANSYS를 이용하여 수행하였다. 이때, 판 요소는 전단변형 및 회전관성 효과를 고려할 수 있는 shell43으로 모델링하였으며, 직사각형으로 모델링한 각 유한요소의 길이 대 폭 비는 1~1.33이 되도록 하였다. 또한, 보강재는 보강재 효과 집중모델링 방법을 적용하여 beam4 요소로 모델링하였다. 한편, 유

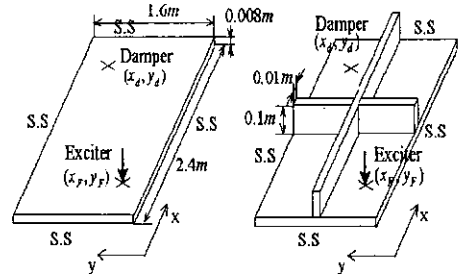


Fig.3 Bare and cross-stiffened plates having uniform thickness

Table 1 Material properties, exciting force and point damping impedance

Young's modulus		$2.1 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$
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·s/m
	Position	(2.0 m, 1.2 m)

한요소 해석결과의 정확도는 진동파형 $w(x, y, t)$ 를

$$w(x, y, t) = \sum_{m=1}^{25} \sum_{n=1}^{25} A_{mn}(t) \sin \frac{m\pi x}{a} \sin \frac{n\pi y}{b} \quad (13)$$

여기서, a, b :판의 길이와 폭

$A_{mn}(t)$: 진폭

로 설정하고, 고전적 근사해법인 AMM으로 해석한 결과(조대승 등 1998)와 비교·평가하였다.

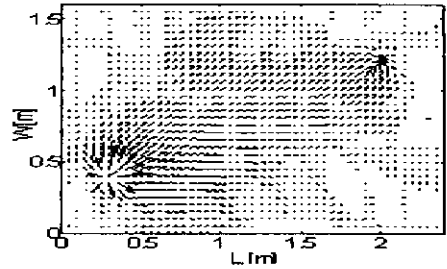
4.1.1 균일 두께 평판

해석 대상 평판의 전체 면적 A_p 에 대한 각 유한요소의 면적 A_e 이 0.0651%일 때 기본고유진동수와 동일한 주파수로 가진한 경우의 진동인텐시티 해석결과를 Fig.4에 나타내었다. 이에선 정확도 검증 목적으로 AMM에 의한 결과도 함께 나타내었는데 양자간의 진동파워 흐름 양상은 거의 일치하나 진동인텐시티의 크기는 다소간의 차이를 나타냄을 확인할 수 있다.

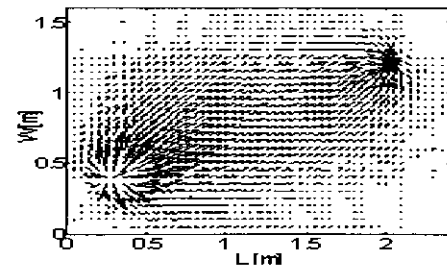
Fig.5에는 각 유한요소의 크기를 전체 판 면적의 4.166%~0.0163%로 변화시키면서 기본 고유진동수와 동일한 주파수로 가진한 경우의 최대 진동인텐시티 해석 결과를 AMM에 의한 결과와 비교하여 나타내었다. 이에선 비교·검토 목적으로 고유진동수 및 기진원으로부터 유입되는 입력 파워에 대한 계산결과도 함께 나타내었다. 상기 결과로부터 진동인텐시티 크기를 정확하게 산정하기 위해서는 고유진동 또는 강제진동해석 보다 훨씬 상세한 유한요소 모델링이 요구됨을 확인할 수 있다. 이는 진동인텐시티 해석에 요구되는 내력을 진동변위의 공간미분항을 이용하여 계산할 뿐만 아니라 절점에서의 응력 계산 정확도가 낮기 때문인 것으로 사료된다.

4.1.2 직교 보강판

Fig.3에 나타난 직교 보강판에 대해 기본 고유진동수와 동일한 주파수로 가진된 경우에 유한요소 크기에 따른 진동인텐시티 해석 결과를 AMM에 의한 결과와 함께 Fig.6에 나타내었다.



(a) Total structural intensity (FEM, $A_e/A_p=0.065\%$): $f_n=11.12$ Hz



(b) Total structural intensity (AMM): $f_n=11.13$ Hz

Fig.4 Time averaged structural intensity of the unstiffened plate excited at its fundamental natural frequency f_n

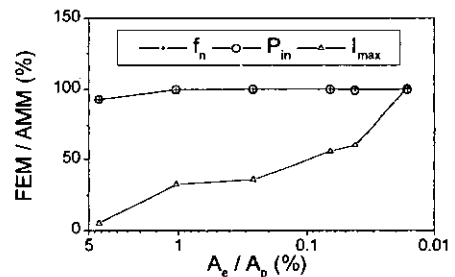
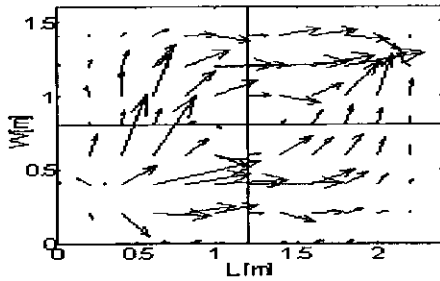
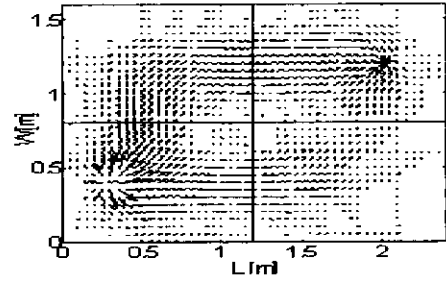


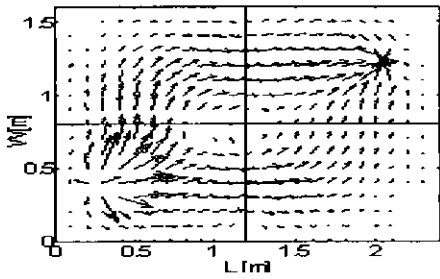
Fig.5 Convergence of fundamental natural frequency f_n , input power P_{in} and maximum structural intensity I_{max} of the unstiffened plate excited at f_n according to mesh fineness



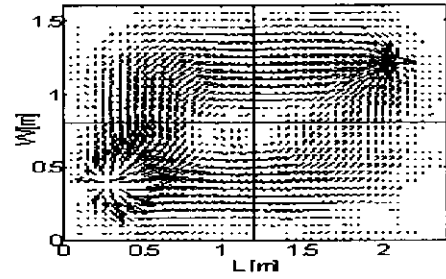
(a) Total structural intensity (FEM, $A_e/A_p=1.040\%$): $f_n=45.58$ Hz



(c) Total structural intensity (FEM, $A_e/A_p=0.065\%$): $f_n=46.08$ Hz



(b) Total structural intensity (FEM, $A_e/A_p=0.260\%$): $f_n=45.99$ Hz



(d) Total structural intensity (AMM): $f_n=46.94$ Hz

Fig.6 Time averaged structural intensity of the cross-stiffened plate excited at its fundamental natural frequency f_n

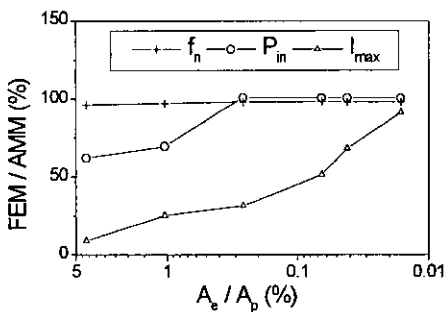


Fig.7 Convergence of fundamental natural frequency f_n , input power P_{in} and maximum structural intensity I_{max} of the cross-stiffened plate excited at f_n according to mesh fineness

또한, Fig.7에는 고유진동수, 입력파워 및 최대 진동인텐시티를 AMM에 의한 결과와 비교하여 나타내었다. 이로부터 진동인텐시티의 크기를 정확하게 산정하기 위해서는 매우 상세한 유한요소 모델링이 요구되나, 진동에너지의 전달경로 및 이의 소산기구를 파악할 수 있는 진동인텐시티의 분포는 입력파워 즉, 강제진동응답해석을 비교적 정확하게 할 수 있는 유한요소 모델링 수준으로도 정성적인 분석이 가능함을 확인할 수 있다.

4.2 두께가 다른 평판 구조물

두께가 서로 다른 평판이 동일 평면상에서 결합되어 있는 경우의 진동인텐시티 전달양상을 고찰하기 위하여 Fig.8에 보인 바와 같이 4.1.1절에의 수치계산 대상구조물과 판의 두께만 차이가 나

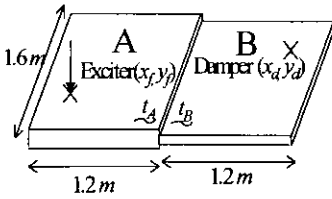


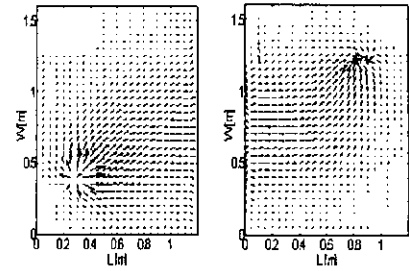
Fig.8 Thickness-varying flat plates

는 판에 대한 진동인텐시티 해석을 수행하였다. 기진점과 국부 감쇠기가 위치한 판의 두께가 각각 16 mm, 8 mm인 경우와 8 mm, 16 mm인 경우의 기본고유진동수인 16.47 Hz로 가진하였을 때의 진동인텐시티 해석 결과를 Fig.9에 나타내었다. 이로부터 동일한 고유진동수를 가지는 판 구조물에 있어서 기진원이 위치한 판의 강성이 큰 경우에 입력파워 및 진동인텐시티 크기가 훨씬 적을 뿐만 아니라 이에 연결된 강성이 낮은 판으로 전달되는 진동파워의 절대값도 작음을 확인할 수 있다. 따라서, 강성이 서로 다른 판 구조물에 기진원을 설치할 경우 기진원을 강성이 강한 부분에 설치하는 것이 타당하다고 판단한다.

4.3 직각으로 결합된 판 구조물

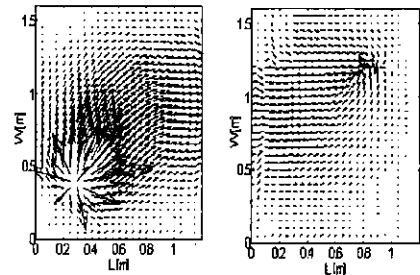
선박과 같이 3차원 판 요소로 구성되는 구조물에 있어서 판의 기하학적 결합형태가 진동에너지 흐름에 미치는 영향을 고찰하고자 Fig.10에 보인 바와 같이 8 mm 두께를 갖는 동일한 크기의 두 판이 직각으로 결합된 구조물의 진동인텐시티 해석을 수행하였다. 수치계산에 있어서 판의 모든 경계는 단순지지로 설정하였으며, 100 N 크기를 갖는 기진력이 수평 판의 중앙에 작용하고, 50 N·s/m의 임피던스를 갖는 국부 감쇠기가 수직 판의 중앙에 위치한 것으로 간주하였다. 판의 재질 및 모드손실계수는 4.1절의 수치계산대상물과 동일하게 하였다.

상기 구조물의 기본고유진동수인 21.39 Hz로 가진할 경우의 진동변위와 진동인텐시티 해석 결과는 Fig.11과 Fig.12에 각각 나타내었다. 이로부터 수평으로 위치한 판의 진동변위는 기진점에 대해 대칭 형상을 나타내나 진동파워는 국부



$P_{in} = 4.125 W, I_{max} = 32.33 W/m$

(a) $t_A = 16 mm, t_B = 8 mm$



$P_{in} = 104.42 W, I_{max} = 662.69 W/m$

(b) $t_A = 8 mm, t_B = 16 mm$

Fig.9 Time averaged structural intensity of the thickness-varying flat plate excited at its fundamental natural frequency 16.47 Hz

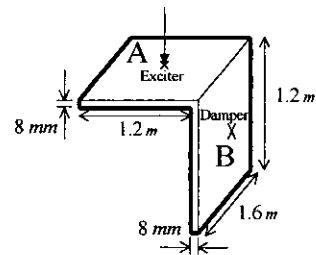


Fig.10 L-type plate structure

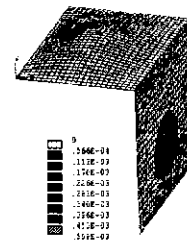
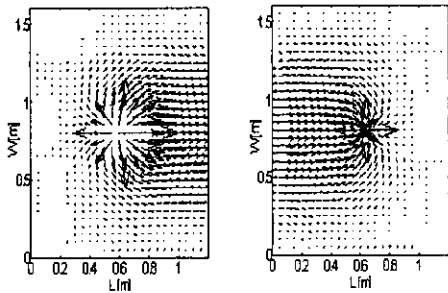
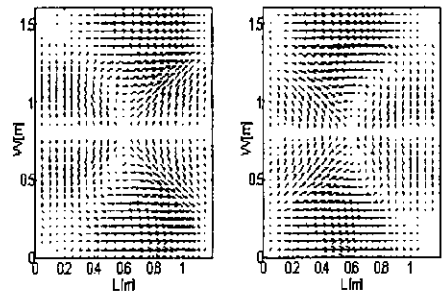


Fig.11 Vibratory displacement of L-type plate structure at 21.39 Hz



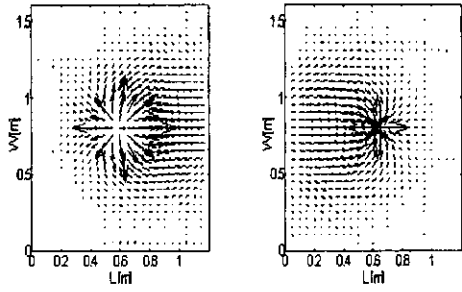
$I_{max} = 348 W/m$

(a) Total structural intensity



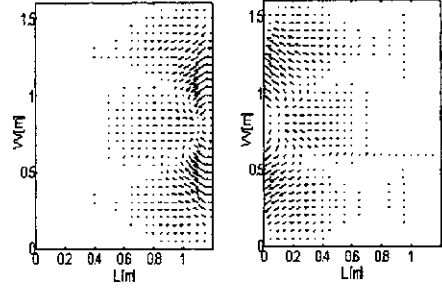
$I_{max} = 5.26 W/m$

(d) Twisting moment component



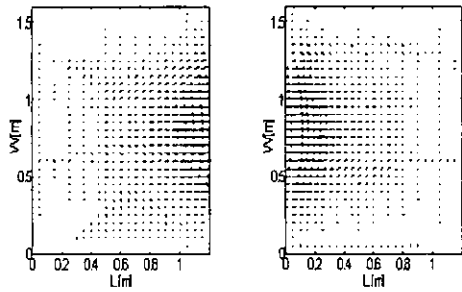
$I_{max} = 333.4 W/m$

(b) Shear force component



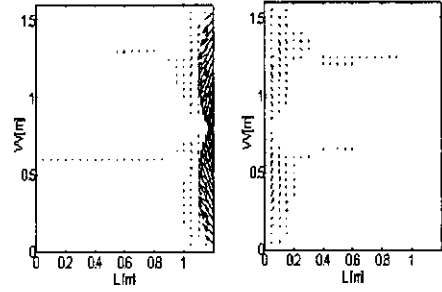
$I_{max} = 0.00136 W/m$

(e) In-plane axial force component



$I_{max} = 85 W/m$

(c) Bending moment component



$I_{max} = 0.0267 W/m$

(f) In-plane shear force component

Fig.12 Time averaged structural intensity of the L-type plate structure excited at its fundamental natural frequency 21.39 Hz

감쇠기가 취부된 수직판 방향으로 흐르고 있음을 확인할 수 있다. 또한, 기진점이 위치한 수직 판의 진동인텐시티는 전단력에 의한 성분이 지배적이나, 수평 판에서 수직 판으로의 진동 파워 전달은 굽힘 모멘트 성분의 기여도가 가장 높음을 확인할 수 있다. 한편, 비틀모멘트 및 면내력 성분의 진동인텐시티의 크기는 매우 작고, 면내력 성분에 의한 진동인텐시티는 결합부에서 반사 현상을 나타냄을 확인할 수 있다.

4.4 Box-Girder 구조물

선박과 같은 구조물에서의 진동인텐시티 흐름 양상을 고찰하기 위하여 Fig.13에 보인 바와 같이 이중저 및 횡격벽을 갖는 box-girder 구조에 대한 진동인텐시티 해석을 수행하였다. 경계조건은 중앙면에 대한대칭 조건으로 하였으며 재료의 물성치 및 모드손실 계수는 4.1절의 수치계산 대상물과 동일하게 하였다. 진동인텐시티 계산을 위한 유한요소 모델은 Fig.14에 나타내었다.

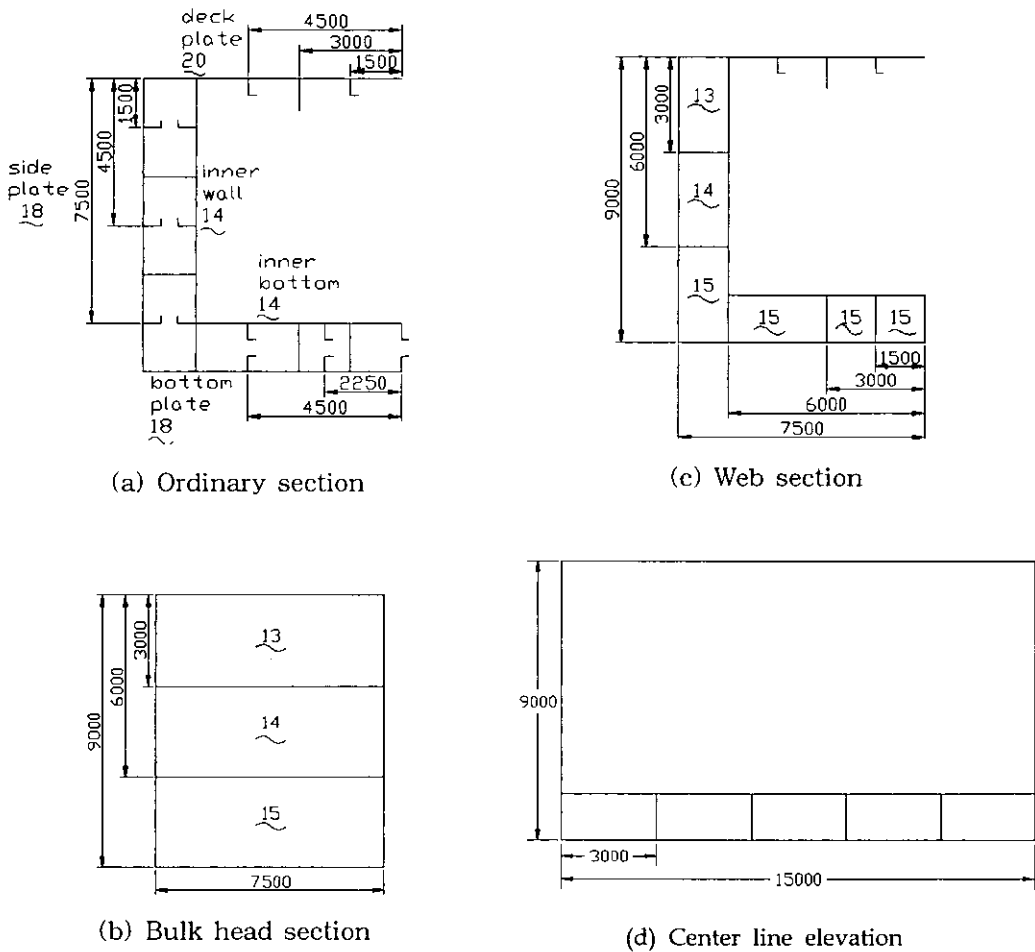


Fig. 13 Box-girder structure(unit: mm)

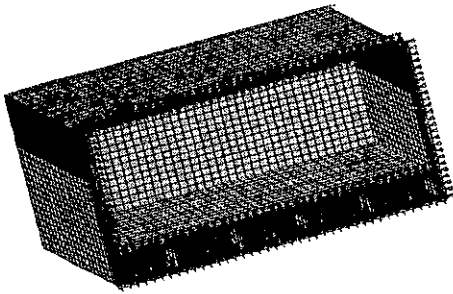


Fig.14 Finite element model and symmetry boundary condition

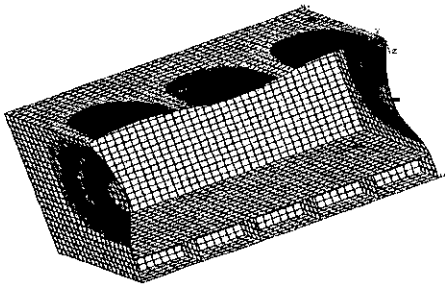


Fig.15 Mode shape at 2.47 Hz

상기 구조물의 고유진동수가 2.47Hz인 경우의 고유진동형은 Fig.15에 나타내었다. Fig.16에는 상기 고유진동수와 동일한 주파수를 갖고 크기가 1000 N인 점 가진력이 inner bottom의 중앙부에 수직방향으로 작용할 경우의 진동인텐시티 해석 결과를 나타내었다. 이로부터 가진점에서 나온 진동인텐시티는 그 대부분이 상대적으로 강성이 강한 web를 거쳐 bottom plate, side plate, bulkhead 등으로 전달됨을 확인할 수 있다. 이는 web에 걸리는 내력이 상대적으로 크기 때문인 것으로 판단된다. 한편, inner bottom과 bulk head와의 결합부에서는 진동에너지 전달 경로의 급격한 변화로 인하여 진동인텐시티가 일부 반사되는 현상을 나타내었다.

5. 결 론

본 연구에서는 선박 및 해양구조물의 기본 구조

인 판 구조물에 대한 진동인텐시티 해석을 유한요소법으로 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 유한요소법을 이용하여 판 구조물의 진동인텐시티 크기를 정도 높게 해석하기 위해서는 고유진동해석 또는 진동변위 해석 경우보다 훨씬 상세한 유한요소 모델링이 요구된다. 다만, 진동에너지 흐름의 정성적 파악은 강제진동응답해석을 비교적 정확하게 할 수 있는 유한요소 모델링 수준으로도 가능하다.

(2) 면의 기진력을 갖는 기기류를 강성이 서로 다른 평판 구조물에 설치할 경우 강성이 강한 부분에 기진원을 설치하는 것이 진동 유기 입력파워와 인접 판 구조물에 전달되는 진동파워를 줄일 수 있다.

(3) 면의 집중 기진력이 가해진 평판 구조물의 진동에너지는 전단력 성분에 의해 지배적으로 전달된다. 그러나, 직각으로 결합된 판 구조물에 있어서 기진된 판에 결합된 판의 진동에너지는 결합부의 굽힘모멘트 성분에 의해서 지배적으로 전달된다.

(4) 판 및 보로 구성된 box-girder 구조물에서의 진동에너지의 대부분은 상대적으로 국부강성이 강한 web가 부착된 부분에 의해 전달된다.

(5) 선박 및 해양구조물과 같이 복잡한 판 구조물의 진동인텐시티 해석을 효율적으로 수행하기 위해서는 진동인텐시티 가시화를 위한 후처리기의 개발이 요구된다.

후 기

본 연구는 부산대학교 학술연구조성비(4년 과제)의 지원에 의해 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

참 고 문 헌

정상민, 조대승, 김사수, 임채완, 이동환, 1999.2, "집중부가물이 보강판의 진동파워 흐름에 미치는 영향에 대한 수치실험적 고찰", 대한조선학회 선박구조연구회 논문집, 13(1),

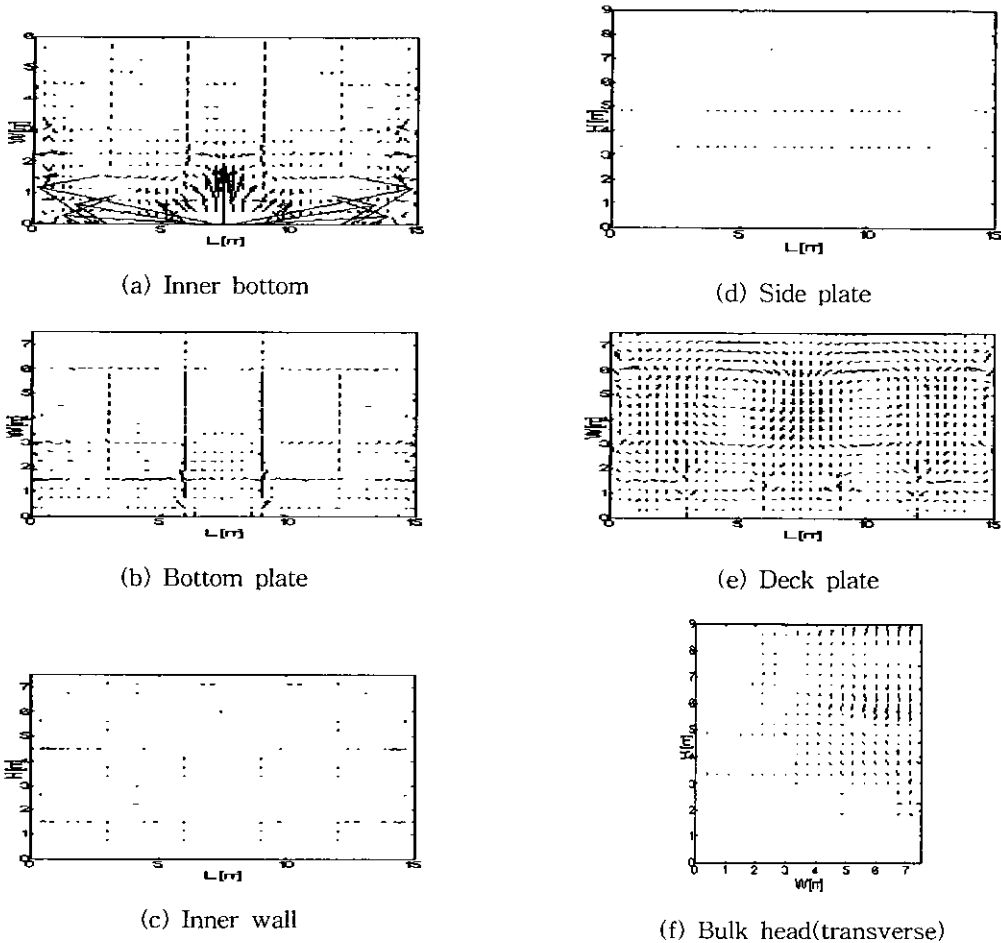


Fig. 16 Time averaged structural intensity of the box-girder structure excited at its natural frequency 2.47 Hz

- pp.195-207.
- 조대승, 김사수, 정상민, 1998.11, "Assumed Mode Method를 이용한 보강판의 진동인텐시티 해석", 대한조선학회 논문집, 35(4), pp.76-86.
 - Alfredsson K. S., Josefson B. L. and Wilson M. A., 1996, "Use of the Energy Flow Concept in Vibration Design", *Journal of AIAA*, 34(6), pp.1250-1255.
 - ANSYS, 1994, *User's Manual for Revision 5.5*, Swanson Analysis System Inc.
 - Gavric L. and Pavic G., 1993, "A Finite Element Method for Computation of Structural Intensity by the Normal Mode Approach", *Journal of Sound and Vibration*, 164(1), pp.29-43.
 - Hambric S. A., 1990, "Power Flow and Mechanical Intensity Calculations in Structural Finite Element Analysis", ASME, *Journal of Vibration and Acoustics*, 112, pp.542-549.
 - Saijyou K. and Yoshikawa S., 1996,

"Measurement of Structural and Acoustic Intensities using Near-field Acoustical Holography", *Journal of Applied Physics of Japan*, 35, pp.3167-3174.

- Williams E. G., 1991. "Structural Intensity in Thin Cylindrical Shells", *Journal of the Acoustical Society of America*, 89(4), pp.1615-1622.
- Zhang Y. and Mann J. A. III, 1996. "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.



〈 이 동 환 〉



〈 조 대 승 〉