

< 논 문 >

임의의 방향 점가진력에 의한 연성 평판 진동의 파워흐름해석
Power Flow Analysis of Vibration of Coupled Plates Excited by a
Point Force In an Arbitrary Direction

최재성* · 길현권** · 홍석윤***

J.-S. Choi, H.-G. Kil and S.-Y. Hong

(2001년 5월 21일 접수 : 2001년 8월 10일 심사완료)

Key Words : Power Flow Analysis (파워흐름해석), Coupled Plate (연성평판), Point Force with an Arbitrary Direction (임의의 방향 점가진력), Out-of-plane Vibration (면외진동), In-plane Vibration (면내진동), Vibrational Energy Density (진동 에너지밀도), Vibrational Intensity (진동 인텐시티)

ABSTRACT

The power flow analysis (PFA) has been performed to analyze the vibration of coupled plates excited by a point force in an arbitrary direction. The point force generates the out-of-plane vibration associated with flexural waves and the in-plane vibration associated with longitudinal and shear waves. The energy governing equation for each type of waves was introduced and solved to predict the vibrational energy density and intensity generated by the out-of-plane and in-plane components of the point force in an arbitrary direction. The wave transmission approach was used to consider the mode conversion at the joint of the coupled plates. Numerical results for vibrational energy density and intensity on the coupled plates were presented. Comparison of the results by PFA with exact results showed that PFA can be an effective tool to predict the spatial variation of the vibrational energy and intensity on the coupled plates at high frequencies.

1. 서론

복합구조물의 진동을 줄이고 또한 방사되는 소음을 줄이기 위해서는 진동에너지의 공간적 분포와 에너지 흐름의 경로를 알기 위한 해석이 필요하다. 진동에너지 해석을 위하여 일반적으로 저주파수 영역에서는 유한요소해석법⁽¹⁾이 그리고 고주파수 영역에서는 통

계적 에너지해석법⁽²⁾이 널리 사용되고 있다. 유한요소 해석법의 경우는 진동수가 증가하게 되면 진동장 형성하는 파동의 파장이 작아지므로 구조체를 더욱 작은 요소로 나누어야 한다. 따라서 고주파수 영역에서의 적용은 많은 계산 시간을 요하게 된다는 단점이 있다. 통계적 에너지해석법의 경우에는 복합구조물 각 요소의 진동에너지에 대한 공간적인 전체 평균값만을 제공하게 된다는 단점이 있다.

유한요소법과 통계적 에너지해석법의 한계점들을 보완하기 위한 여러 근사법들 중에서 최근에 국외에서 연구가 활발히 진행되고 있는 파워흐름해석법 (Power Flow Analysis, PFA)을 들 수가 있다. 이 방법은 Belov 등⁽³⁾에 의하여 제안되었으며, 진동에너지 흐름 형태에 따른 고유의 에너지지배방정식을 정

* 정회원, 한국건설안전기술원
E-mail : phdr007@orgio.net
Tel : (02) 571-1851, Fax : (02) 577-7974

** 정회원, 수원대학교 기계공학과

*** 정회원, 서울대학교 조선해양공학과

립하고 해석함으로써 진동에너지의 공간적인 분포와 전달 경로 등을 제시할 수 있는 방법이다. 이러한 파워흐름해석법은 주로 고주파수 대역에서 적용되어지나, 중주파수 영역에까지 확대 적용될 수 있는 방법으로 인식되어 왔다.⁽⁴⁾ 이러한 파워흐름해석법에 대한 적용은 보 및 연성보의 진동과 평판의 면외진동의 적용에 제한되어 왔다.⁽⁴⁻⁷⁾ 국내에서도 파워흐름해석법에 대한 연구가 시작되어, 평판의 면내진동과 연성평판의 진동을 해석하기 위하여 파워흐름해석법의 적용이 이루어지고 있다.^(8,9)

파워흐름해석법을 적용하여 효과적으로 복합구조물의 진동을 해석하기 위해서는, 진동 형태로서는 면외 및 면내진동을 그리고 가진력 형태로서도 임의의 방향을 갖는 가진력을 다룰 수 있어야 한다. 본 논문에서는 복합구조물로서 연성 평판을 고려하고, 파워흐름해석법을 이용하여 임의의 방향을 갖는 가진력에 의한 진동을 해석하였다. 면외진동을 이루는 굽힘파와, 면내진동을 이루는 종파와 전단파에 의한 진동에너지 전달을 고려하였으며, 연결지점에서 발생하는 이들 파동들간의 파동변환을 고려하기 위하여 파동전달법^(10,11)을 이용하였다. 이러한 파워흐름해석법을 적용하여 임의의 방향 점가진력의 면외 및 면내 성분에 의하여 발생하는 진동 에너지밀도 및 진동 인텐시티에 대한 근사해를 구하였다. 또한 근사해를 엄밀해와 비교함으로써 파워흐름해석법에 대한 검증을 수행하였다. 이러한 해석 결과로써, 파워흐름해석법은 고주파수 영역에서 진동하는 연성평판의 진동 해석에 효과적으로 적용될 수 있음을 보였다.

2. 파워흐름해석법에 의한 진동해석

2.1 연성평판의 진동

Fig. 1과 같이 두 평판이 임의의 각을 이루면서 연결되어 있는 연성평판을 고려하고, 가장자리는 모두 단순 지지되어 있다고 가정한다. 그리고 (x_0, y_0) 의 위치에서 ϕ 의 각도를 갖고 작용하는 조화 가진력에 의한 진동을 고려한다. 가진력 벡터는 다음과 같이 고려될 수 있으며

$$\mathbf{F}(t) = F_x(t) \mathbf{e}_x + F_z(t) \mathbf{e}_z \quad (1)$$

여기서 $F_x(t) = F_{x0} e^{i\omega t}$ 와 $F_z(t) = F_{z0} e^{i\omega t}$ 는 가진력 벡터의 면내 및 면외 성분을 각각 나타낸다.

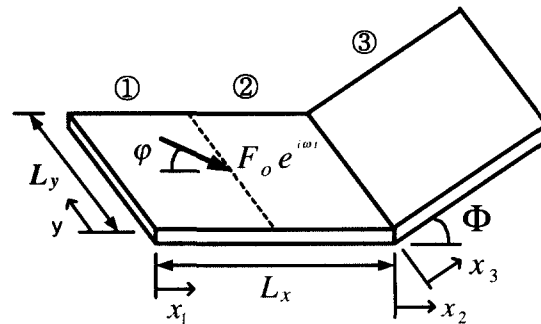


Fig. 1 Coupled plate excited by a point force in an arbitrary direction

연성 평판의 경우 면내 가진력 성분에 의해서는 면내 진동을 발생시키는 종파와 전단파가 발생하며, 연결점에서 파동 변환에 의하여 면외진동을 발생시키는 굽힘파가 발생한다. 그리고 면외 가진력 성분에 의해서는 면외 진동을 발생시키는 굽힘파가 발생하며, 연결점에서 파동 변환에 의하여 면내진동을 발생시키는 종파와 전단파가 발생한다. 가진력이 작용하는 위치와 연결점을 기준으로 하여 연성평판을 세 영역, 즉 ①, ②, ③으로 표시하면(Fig. 1), 각 영역에서는 종파, 전단파, 굽힘파가 동시에 존재한다. 각 영역에서 진동 에너지밀도와 진동 인텐시티에 대한 엄밀해를 구하기 위해서는 연성 평판의 진동 변위를 여러 방향으로 전파하는 파동들에 의한 영향의 합으로 가정하고, 가진 조건 및 경계조건으로부터 각 파동의 크기를 구함으로써 진동 변위, 나아가서 진동에너지밀도 및 진동 인텐시티를 구할 수 있다. 또한 Fig. 1과 같은 연성평판의 진동에너지밀도와 진동 인텐시티를 구하기 위해서는 본 논문에서 제안되는 파워흐름해석법을 적용할 수 있다.

2.2 진동 에너지지배방정식

평판의 면외진동은 굽힘파의 전파에 의하여 형성되며, 면내진동은 종파와 전단파의 전파에 의하여 형성된다. 각 파동에 대한 진동 에너지지배방정식을 유도하기 위해서는 다음의 가정을 고려한다. 굽힘파의 경우 내부에너지가 작다는 가정 하에서, 종파와 전단파의 경우에는 파동들간의 연성 또한 무시함으로써 다음과 같은 에너지지배방정식을 얻을 수 있다.^(6,8) 단일 주파수 ω 의 진동에 대하여

$$-\frac{c_{gj}^2}{\eta\omega} \nabla^2 \langle \tilde{e}_j \rangle + \eta\omega \langle \tilde{e}_j \rangle = 0 \quad (2)$$

여기서 $\langle \tilde{e}_j \rangle$ 는 j 파동 [$j=1$ (종파), s (전단파), f (굽힘파)]이 갖는 진동 에너지밀도의 시간(한 주기) 및 공간(한 파장)에 대한 평균값을 의미한다. 그리고 η 는 구조감쇠에 의한 내부에너지 손실계수, c_{gj} 는 해당 파동의 에너지 전파 속도를 나타낸다. 각 파동에 대한 진동 인텐시티 벡터는 진동에너지 밀도를 이용하여 다음과 같이 표현된다.^(6,8)

$$\langle \tilde{q}_j \rangle = -\frac{c_{gj}^2}{\eta\omega} \nabla \langle \tilde{e}_j \rangle \quad (3)$$

여기서 각 파동에 대하여 식 (2)와 (3)에서 동일한 내부손실 계수가 포함되는데, 다음과 같이 설명될 수 있다. 진동에너지지배방정식을 유도하기 위해서, 진동에너지의 내부손실을 고려하여 탄성계수를 복소 탄성계수 $E(1+i\eta)$ 로 고려하게 된다.⁽⁴⁻⁶⁾ 이 경우 내부손실계수가 충분히 작은 경우에는 각 파동의 파수를 다음과 같이 고려할 수 있다. 예로써 x 축 방향 파수 성분은 각 파동에 대한 분산 관계로부터 굽힘파의 경우 $k_{xf}(1-i\frac{\eta}{4})$, 종파와 전단파의 경우 $k_{xl}(1-i\frac{\eta}{2})$, $k_{xs}(1-i\frac{\eta}{2})$ 로 각각 근사적으로 표현될 수 있다.^(5,6) 파수의 허수 값은 감쇠를 의미하는데 각 파동의 경우 각각 $-\frac{\eta}{4}k_{xf}$, $-\frac{\eta}{2}k_{xl}$, $-\frac{\eta}{2}k_{xs}$ 값을 갖는다. y 축 방향 파수 성분 또한 각 파동에 대하여 $k_{yf}(1-i\frac{\eta}{4})$, $k_{yl}(1-i\frac{\eta}{2})$, $k_{ys}(1-i\frac{\eta}{2})$ 로 근사화될 수 있다. 이와 같이 각 파동들이 감쇠에 해당되는 다른 값을 갖게 되지만, 진동 에너지 지배방정식을 유도하게 되면, 각 파동에 관련된 에너지 전파속도 c_{gj} 를 고려하는 경우 식 (2)와 (3)에서처럼 동일한 η 값이 포함된다.

2.3 연성평판의 파워흐름해석

진동 에너지밀도 일반해는 식 (2)의 에너지지배방정식으로부터 다음의 과정에 의하여 구할 수 있다. Fig. 1의 연성평판에서 x 축에 평행한 경계선 $y=0$ 와 $y=L_y$ 을 따라 각 파동에 대한 입력 파워가 없다고 가정하면, 각 영역에서 진동 에너지밀도 일반해는 cosine 급수로 다음과 같이 나타낼 수 있다. m 영역

($m=1,2,3$)에 대하여

$$\langle \tilde{e}_j \rangle_m = \sum_{n=0}^{\infty} E_{njm}(x_m) \cos k_{ny}y \quad (4)$$

여기서 $k_{ny} = n\pi/L_y$ 이다. 식 (4)를 식 (2)에 대입하고 $\Phi = \eta\omega/c_{gj}$ 를 고려하면, 다음과 같은 관계식을 얻는다.

$$-\frac{d^2 E_{njm}(x_m)}{dx_m^2} + (k_{ny}^2 + \Phi_j^2) E_{njm}(x_m) = 0 \quad (5)$$

또한 $\lambda_{nj} = k_{ny}^2 + \Phi_j^2$ 를 고려하면 식 (5)의 해는 다음과 같이 표현된다.

$$E_{njm}(x_m) = A_{njm}^+ e^{-\lambda_{nj}x_m} + A_{njm}^- e^{\lambda_{nj}x_m} \quad (6)$$

그러므로 각 파동의 에너지 밀도는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\langle \tilde{e}_j \rangle_m = \langle \tilde{e}_j \rangle_m^+ + \langle \tilde{e}_j \rangle_m^- \quad (7)$$

여기서

$$\langle \tilde{e}_j \rangle_m^+ = \sum_{n=0}^{\infty} A_{njm}^+ e^{-\lambda_{nj}x_m} \cos k_{ny}y \quad (8)$$

$$\langle \tilde{e}_j \rangle_m^- = \sum_{n=0}^{\infty} A_{njm}^- e^{\lambda_{nj}x_m} \cos k_{ny}y \quad (9)$$

첨자 $+$ 와 $-$ 는 $+x$ 와 $-x$ 방향으로의 에너지 전달을 의미한다. 식 (7)을 각 영역에 대한 식 (3)에 대입하면, 진동 인텐시티의 일반해도 다음과 같이 표시된다.

$$\langle \tilde{q}_{ix} \rangle_m = \langle \tilde{q}_{ix} \rangle_m^+ - \langle \tilde{q}_{ix} \rangle_m^- \quad (10)$$

$$\langle \tilde{q}_{iy} \rangle_m = \langle \tilde{q}_{iy} \rangle_m^+ - \langle \tilde{q}_{iy} \rangle_m^- \quad (11)$$

여기서

$$\langle \tilde{q}_{ix} \rangle_m^+ = \frac{c_{gj}^2}{\eta\omega} \sum_{n=0}^{\infty} A_{njm}^+ \lambda_{nj} e^{-\lambda_{nj}x_m} \cos k_{ny}y \quad (12)$$

$$\langle \tilde{q}_{ix} \rangle_m^- = \frac{c_{gj}^2}{\eta\omega} \sum_{n=0}^{\infty} A_{njm}^- \lambda_{nj} e^{\lambda_{nj}x_m} \cos k_{ny}y \quad (13)$$

$$\langle \tilde{q}_{iy} \rangle_m^+ = \frac{c_{gj}^2}{\eta\omega} \sum_{n=0}^{\infty} A_{njm}^+ k_{ny} e^{-\lambda_{nj}x_m} \sin k_{ny}y \quad (14)$$

$$\langle \tilde{q}_{iy} \rangle_m^- = -\frac{c_{gj}^2}{\eta\omega} \sum_{n=0}^{\infty} A_{njm}^- k_{ny} e^{\lambda_{nj}x_m} \sin k_{ny}y \quad (15)$$

가진점에서 점가진력의 면외 성분에 의하여 굽힘파에 파워가 전달되며, 또한 면내 성분에 의하여 종파와 전단파에 파워가 전달된다. 각 파동에 전달되는

파워의 시간 평균값을 고려하고, 크기를 Π_l, Π_s, Π_f 로 각각 표시하면, 입력 파워는 다음과 같이 표현된다. 각 파동에 대하여

$$\Pi_j \delta(x-x_0) \delta(y-y_0) = \sum_{n=0}^{\infty} \Pi_{nj}(x) \cos k_{ny} y \quad (16)$$

여기서

$$\Pi_{nj}(x) \begin{cases} = \frac{\Pi_j}{L_y} \delta(x-x_0) & (n=0) \\ = 2 \frac{\Pi_j}{L_y} \cos k_{ny} y_0 \delta(x-x_0) & (n \neq 0) \end{cases} \quad (17)$$

가진력에 의하여 각 파동에 전달되는 입력 파워는 가진력 작용 위치에서의 각 파동과 관련된 임피던스 (Z_f, Z_l, Z_s)를 이용하여 다음과 같이 표시할 수 있다. 면외진동을 발생시키는 굽힘파의 경우,

$$\Pi_f = \frac{1}{2} F_{x0}^2 \operatorname{Re} \left\{ \frac{1}{Z_f} \right\} \quad (18)$$

여기서 Re 는 해당 값의 실수값을 나타낸다. 면내진동을 발생시키는 종파와 전단파의 경우

$$\Pi_l = \frac{1}{2} F_{x0}^2 \operatorname{Re} \left\{ \frac{1}{Z_l} \right\}, \quad \Pi_s = \frac{1}{2} F_{x0}^2 \operatorname{Re} \left\{ \frac{1}{Z_s} \right\} \quad (19)$$

그리고 주파수가 증가할수록 유한 평판의 임피던스는 무한 평판의 각 파동에 대한 임피던스 값으로 다음과 같이 근사될 수 있다.^(2,8)

$$\operatorname{Re} \{ Z_f \} = 8 \left[\frac{E \rho h^4}{12(1-\nu^2)} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (20)$$

$$\operatorname{Re} \{ Z_l \} = \frac{8Eh}{(1-\nu^2)\omega} \quad (21)$$

$$\operatorname{Re} \{ Z_s \} = \frac{8Gh}{\omega} \quad (22)$$

여기서 E, G, ν 는 종탄성계수, 전단탄성계수 그리고 Poisson비를 나타내고, ρ 와 h 는 밀도 및 평판의 두께를 나타낸다.

진동에너지 밀도와 진동 인텐시티의 해를 구하기 위해서는, 각 영역에서 세 종류의 파동(굽힘파, 종파, 전단파)을 고려하여야 한다. 따라서 총 18개의 미지수 A_{njm}^+, A_{njm}^- ($j=l, s, f$ 그리고 $m=1, 2, 3$)를 결정하여야 한다. 이들 미지수들은 다음과 같은 경계 조건들을 이용하여 결정할 수 있다. 먼저 y 축에 평행한 모서리 $x_1=0$ 와 $x_3=L_x$ 에서 외부로부터 입력되

는 파워가 없다는 조건으로부터 다음의 6개의 관계식들을 얻는다. $j=l, s, f$ 에 대하여

$$\langle \tilde{q}_{ix}(0, y) \rangle_1 = 0, \quad \langle \tilde{q}_{ix}(L_y, y) \rangle_3 = 0 \quad (23)$$

또한 파워가 입력되는 위치, 즉 영역 ①과 ②의 경계선에서는 에너지 밀도의 연속성과 파워의 평형 조건을 다음과 같이 만족하여야 한다. 그러므로 $x_1=x_0$ 혹은 $x_2=x_0-L_x$ 에서는 각 파동에 대하여 다음과 같은 6개의 관계식을 얻는다.

$$\langle \tilde{e}_j \rangle_1 = \langle \tilde{e}_j \rangle_2 \quad (24)$$

$$\langle \tilde{q}_{ix} \rangle_2 = \langle \tilde{q}_{ix} \rangle_1 + \Pi_j \delta(y-y_0) \quad (25)$$

평판요소간의 연결부에서는 파동들간의 연성이 발생하므로 파동들간의 연성에 의한 에너지 투과와 반사 현상을 나타내기 위한 경계조건을 고려하여야 한다. 이를 위하여 파동을 고려한 방법인 파동전달법^(10,11)을 적용할 수 있다. 영역 ②와 ③ 사이의 연결점으로부터 영역 ②로 전달되는 파동 j 가 갖는 파워는 $j=l, s, f$ 에 대하여,

$$\begin{aligned} \langle \tilde{q}_{ix} \rangle_2^- &= r_{22fj} \langle \tilde{q}_{fx} \rangle_2^+ + r_{22lj} \langle \tilde{q}_{lx} \rangle_2^+ + r_{22sj} \langle \tilde{q}_{sx} \rangle_2^+ \\ &+ \tau_{32fj} \langle \tilde{q}_{fx} \rangle_3^- + \tau_{32lj} \langle \tilde{q}_{lx} \rangle_3^- + \tau_{32sj} \langle \tilde{q}_{sx} \rangle_3^- \end{aligned} \quad (26)$$

그리고 영역 ③으로 전달되는 j 특성 파동이 갖는 파워는

$$\begin{aligned} \langle \tilde{q}_{ix} \rangle_3^+ &= \tau_{23fj} \langle \tilde{q}_{fx} \rangle_2^+ + \tau_{23lj} \langle \tilde{q}_{lx} \rangle_2^+ + \tau_{23sj} \langle \tilde{q}_{sx} \rangle_2^+ \\ &+ r_{33fj} \langle \tilde{q}_{fx} \rangle_3^- + r_{33lj} \langle \tilde{q}_{lx} \rangle_3^- + r_{33sj} \langle \tilde{q}_{sx} \rangle_3^- \end{aligned} \quad (27)$$

와 같이 표현할 수 있다. 여기서 r_{mni} 은 영역 m 에서 입사하는 i 특성 파동이 연결점에서 반사 후 j 특성 파동으로 변환됨을 고려한 파워반사계수를 나타낸다. 또한, τ_{mni} 은 영역 m 에서 연결점을 향하여 입사하는 i 특성 파동이 영역 n 로 투과한 후 j 특성 파동으로 변환됨을 고려한 파워투과계수를 나타낸다. 따라서 식 (26)과 (27)로부터 세 파동을 각각 고려하면 6개의 식들을 얻는다. 결과적으로 식 (23)~(27)로부터 18개의 식들을 이용할 수 있으므로 18개의 미지수 A_{njm}^+, A_{njm}^- ($j=l, s, f$, 그리고 $m=1, 2, 3$ 에 대해서)를 구할 수 있다.

파워반사계수와 파워투과계수들은 파동전달법을 이

용하여 구할 수 있다. 파동전달법을 이용하여 파워반사계수와 파워투과계수를 구하기 위해서는, 연결점에서의 평판들을 (준)무한평판으로 치환한다. 그리고 주어진 크기를 갖는 특정 파동의 입사를 가정 한 후, 연결점의 경계조건을 이용하여 반사파와 투과파의 크기를 구한다. 그리고 입사파의 파워에 대한 반사파의 파워 (혹은 투과파의 파워)의 비로써 파워반사계수 (혹은 파워투과계수)를 구한다. 파동전달법의 적용은 참고문헌 (10)과 (11)을 참고 할 수 있다.

3. 계산 결과 및 분석

연성평판에 대한 진동 에너지밀도와 인텐시티를 예측하기 위하여, Fig. 1에서와 같이 원진동수 ω 를 갖고 $x_0=1.5$ m, $y_0=2.5$ m의 지점에 작용하는 조화 가진력에 의하여 발생하는 연성평판의 면외 및 면내 진동을 고려하였다. 조화 가진력의 방향으로 $\psi=45^\circ$ 를 고려하고 단위 크기를 갖는 가진력 벡터의 면외

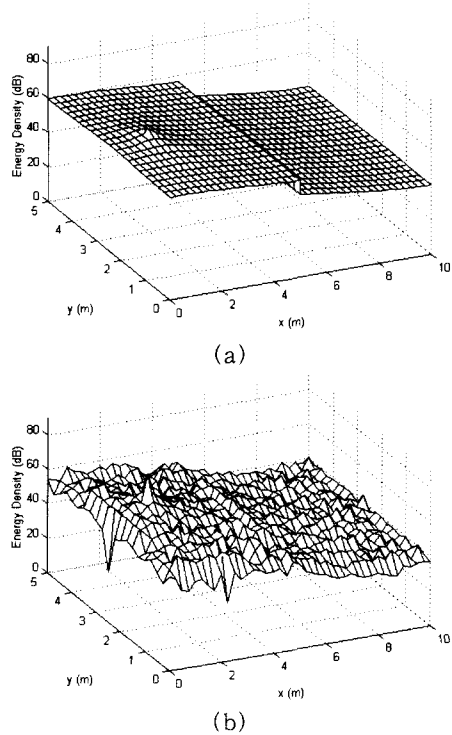


Fig. 2 Energy density distribution on a coupled plate excited by an out-of-plane point-force component at $f=1000$ Hz and $\eta=0.05$. (a) PFA solution and (b) exact solution.

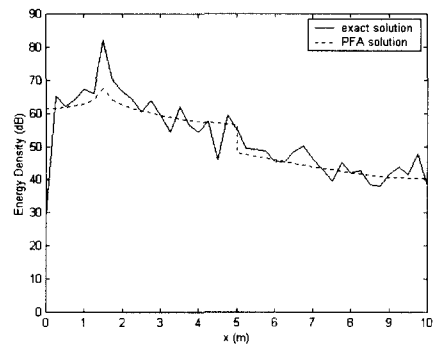


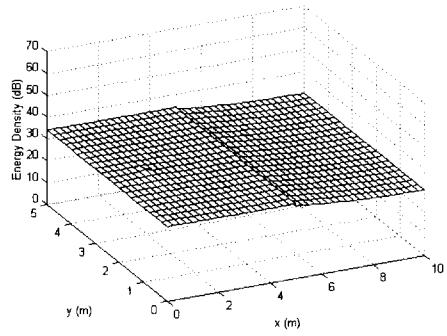
Fig. 3 Energy density distribution along $y=2.5$ m on a coupled plate excited by an out-of-plane point-force component at $f=1000$ Hz and $\eta=0.05$.

성분과 면내 성분을 고려하였다. 또한 각 평판의 크기는 가로 및 세로 각각 5 m, 두께 0.01 m이며 재질은 알루미늄으로 고려하였고, 두 평판의 연성 각도는 90° 를 고려하였다.

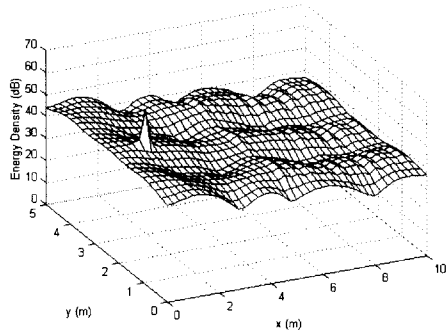
수치 계산으로서는 파워흐름해석법에 의하여 연성 평판에 대한 진동 에너지밀도와 인텐시티에 대한 근사해를 구하였다. 또한 엄밀해를 2.1절에서 언급된 방법으로 구한 후 근사해와 비교하였다. 연성 평판의 진동 주파수로서는 1000 Hz와 5000 Hz를 고려하였고, 손실계수는 $\eta=0.05$ 및 0.01을 고려하였다.

Fig. 2와 3은 손실계수 $\eta=0.05$ 를 갖는 연성평판에서 주파수 1000 Hz의 면외 가진력 성분에 의하여 발생하는 진동 에너지 밀도의 공간적 분포와 가진점을 포함하여 $y=2.5$ m를 따라 가로지르는 위치에서 엄밀해와 파워흐름해석법에 의한 근사해를 비교하고 있다. Fig. 2(b), 3에서 엄밀해의 경우 공간상의 국부적인 변화를 잘 예측하고 있다. 그런데 고주파수 진동 응답의 경우 공간상에서 국부적으로 매우 급격하게 변하게 되고, 실제 구조물을 모델화 하는 경우 해석 모델의 작은 치수 변화에도 매우 민감하게 변하게 된다. 그러므로 국부적인 진동 응답을 관찰하는 것보다는 공간상에서의 전반적인 분포를 관찰하는 것이 더욱 바람직하다. Fig. 3에서 보면, 파워흐름해석법에 의한 근사해가 가진점 주위의 근접장을 제외하고는 연성 평판 각 요소에서 진동에너지의 전반적인 분포를 잘 예측함을 알 수 있다. 가진력에 의하여 파워가 입력되는 지점로부터 멀어질수록 진동에너지가 전반적으로 감소하고 연결된 평판 요소에서 더욱 감소됨을 알 수 있다. 그리고 가진점에서는 파워흐름해

석법에 의한 근사해가 엄밀해와의 차이를 보여주는데, 파워흐름해석법에서는 전파성 파동만을 고려하고 근접장 파동인 감쇠파를 고려하지 않기 때문이다.



(a)



(b)

Fig. 4 Energy density distribution on a coupled plate excited by an in-plane point-force component at $f=1000$ Hz and $\eta=0.05$. (a) PFA solution and (b) exact solution.

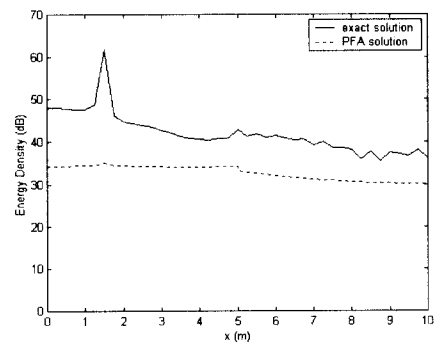
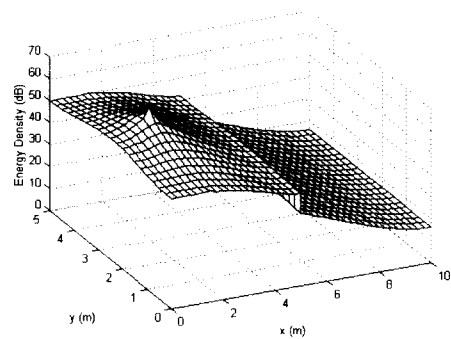


Fig. 5 Energy density distribution along $y=2.5$ m in the coupled plate excited by an in-plane point-force component at $f=1000$ Hz and $\eta=0.05$.

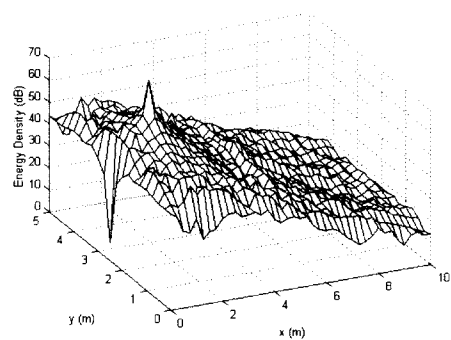
Fig. 4와 5는 손실계수 $\eta=0.05$ 를 갖는 연성평판에서 주파수 1000 Hz의 면내 가진력 성분에 의하여 발생하는 진동 에너지 밀도의 공간적 분포와 가진점을 포함하여 $y=2.5$ m를 따라 가로지르는 위치에서 엄밀해와 파워흐름해석법에 의한 근사해를 비교하고 있다. Fig. 5에서 보면, 면외 가진력 성분에 의한 결과인 Fig. 3과는 다르게 파워흐름해석법에 의한 결과의 경우 가진점의 위치 및 전반적인 진동 에너지 분포에 대한 예측결과의 정확도가 떨어짐을 알 수 있다. 이러한 현상에 대한 이유는 다음과 같이 고려될 수 있다. 면내 가진력 성분은 주로 면내진동을 발생시키며, 면내 진동은 주로 면내 파동인 종파에 의하여 발생한다. 주파수 1000 Hz에서의 종파의 파장은 약 $1.1L_x$ 에 해당하며, 종파의 파장만을 고려한다면 1000 Hz는 저주파수 영역에 속한다고 볼 수 있으며, 이러한 저주파수 영역에서는 파워흐름해석법에 의한 결과의 오차가 증가하게 된다.

Fig. 6과 7은 손실계수 $\eta=0.05$ 에 대하여 주파수 5000 Hz에서 면외 가진력 성분에 의하여 발생하는 진동 에너지 밀도의 공간적 분포와 가진점을 포함하여 $y=2.5$ m를 따라 가로지르는 위치에서 엄밀해와 파워흐름해석법에 의한 근사해를 비교하고 있다. 파워흐름해석법에 의한 근사해가 가진점을 제외한 에너지밀도의 공간 분포 값을 잘 예측하고 있다. Fig. 8은 Fig. 6에서의 진동 에너지밀도에 대한 각 파동의 기여도를 보여 주고 있다. 면외 가진력 성분에 의해서는 굽힘파에 의한 에너지밀도는 가진점에서 최대 값을 갖음을 알 수 있다. 또한 Fig. 8(b)와 (c)로부터는 종파와 전단파의 에너지 밀도는 연결지점에서 최대 값을 갖음을 알 수 있다. 이러한 현상은 종파 및 전단파에 의한 에너지 흐름은 연결지점으로부터 파동 변환에 의하여 발생함을 보여준다. Fig. 9는 주파수 5000 Hz에서 면외가진력 성분이 발생시키는 인텐시티의 공간적 분포를 보여준다. 파워흐름해석법에 의한 근사해가 엄밀해와 비교하여 가진점으로부터 시작하여 전체 연성 평판에 걸친 진동 에너지 흐름 경로를 잘 예측하고 있음을 알 수 있다.

Fig. 10과 11은 손실계수 $\eta=0.05$ 에 대하여 주파수 5000 Hz에서 면내 가진력 성분에 의하여 발생하는 진동 에너지밀도의 공간적 분포와 가진점을 포함하여 $y=2.5$ m를 따라 가로지르는 위치에서 엄밀해와 파워흐름해석법에 의한 근사해를 비교하고 있다.

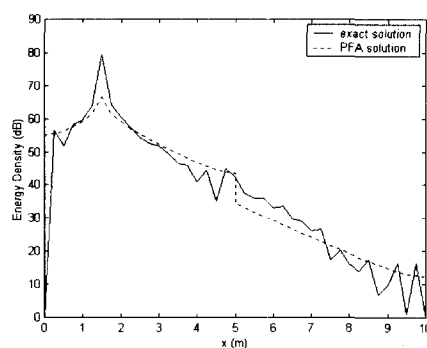


(a)

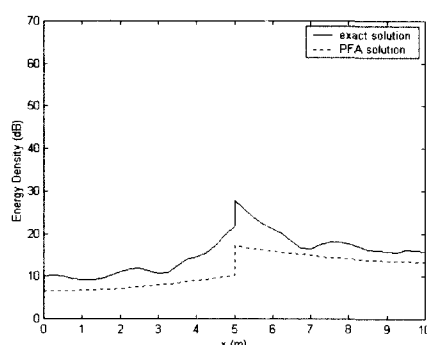


(b)

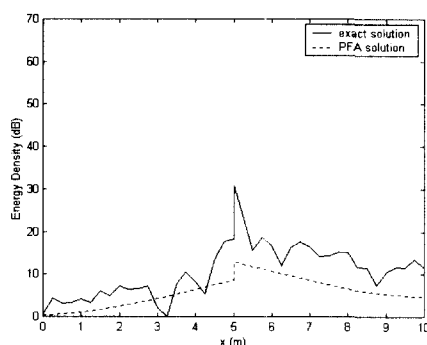
Fig. 6 Energy density distribution on a coupled plate excited by an out-of-plane point-force component at $f=5000$ Hz and $\eta=0.05$. (a) PFA solution and (b) exact solution.



(a)



(b)



(c)

Fig. 8 Contribution of each type of waves to energy density distribution along $y=2.5$ m on a coupled plate excited by an out-of-plane point-force component at $f=5000$ Hz and $\eta=0.05$. (a) flexural wave, (b) longitudinal wave and (c) shear wave.

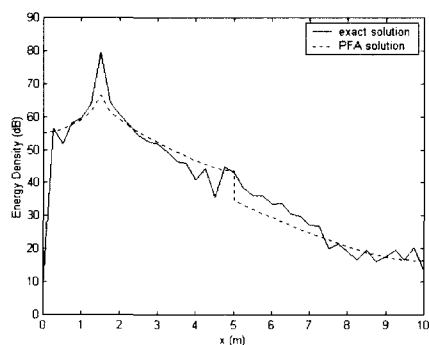
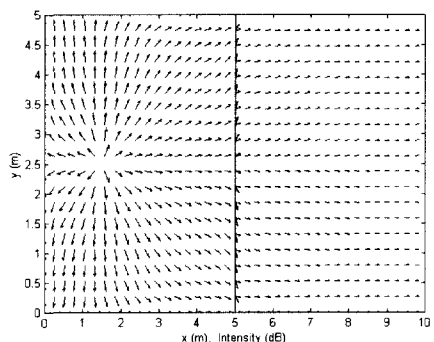
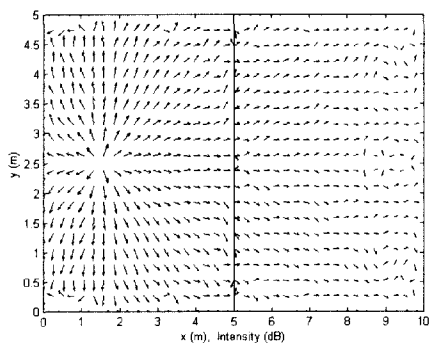


Fig. 7 Energy density distribution along $y=2.5$ m on a coupled plate excited by an out-of-plane point-force component at $f=5000$ Hz and $\eta=0.05$.

Fig. 11에서 보면 가진점뿐만이 아니라 연결 지점에서 파워흐름해석법에 의한 근사해가 엄밀해와의 차이를 크게 보여주고 있다. 이러한 차이의 발생 원인은 파워흐름해석법에서 연결지점에서의 파동 변환을 고려하기 위하여 준무한 평판으로 가정하기 때문이다. 이러한 차이는 주파수가 증가하여 평판의 길이에 비하여 종파의 파장이 작아질수록 줄어들게 된다. Fig. 12는 Fig. 11에서의 에너지밀도에 대한 각 파동의 기여도를 보여 주고 있다. 면내 가진력 성분에는 주로 면내 진동을 이루는 종파와 전단파에 의한 에너지밀도(Fig. 12(b), (c))는 가진점에서 최대 값을 갖고, 연결 지점에서 불연속적인 분포를 갖음을 알 수 있다. 또한 Fig. 12(a)로부터는 파동 변환에 의하여 발생하는 굽힘파에 의한 에너지 밀도가 연결지점에서 최대값을 갖음을 알 수 있다. 이러한 현상은 굽

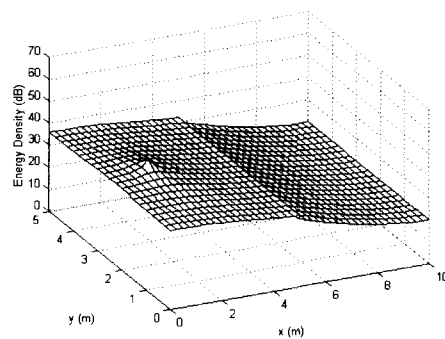


(a)

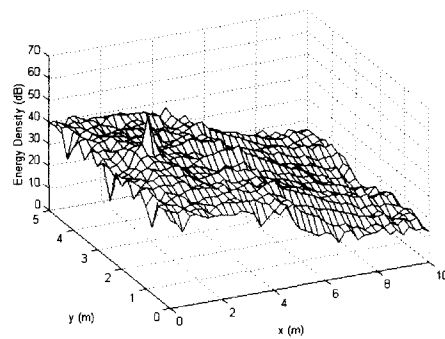


(b)

Fig. 9 Intensity on a coupled plate excited by an out-of-plane point-force component at $f=5000$ Hz and $\eta=0.05$. (a) PFA solution and (b) exact solution.



(a)



(b)

Fig. 10 Energy density distribution on a coupled plate excited by an in-plane point-force component at $f=5000$ Hz and $\eta=0.05$. (a) PFA solution and (b) exact solution.

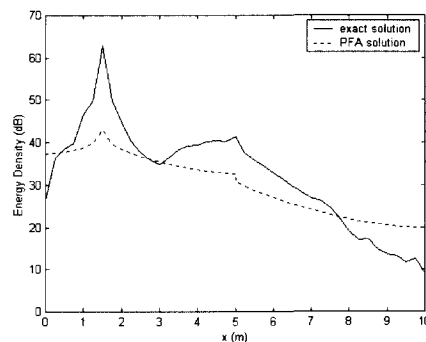
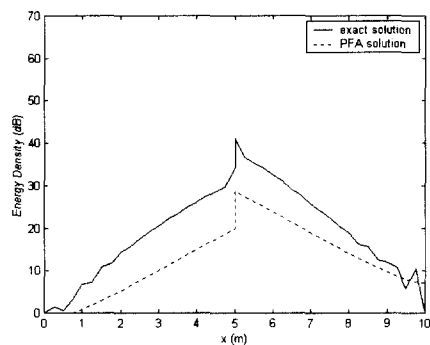


Fig. 11 Energy density distribution along $y=2.5$ m in the coupled plate excited by an in-plane point-force component at $f=5000$ Hz and $\eta=0.05$.

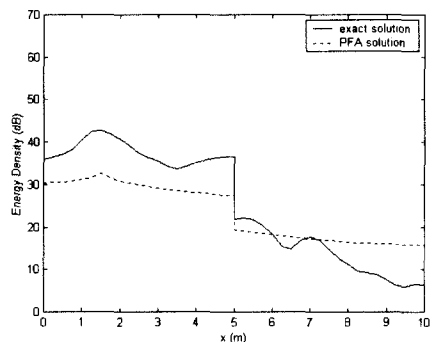
힘과에 의한 에너지 흐름은 연결지점으로부터 파동 변환에 의하여 발생함을 보여 준다. Fig. 13은 주파수 5000 Hz에서 면내가진력 성분이 발생시키는 인텐시티의 공간적 분포를 보여준다. 파워흐름해석법에 의한

근사해가 엄밀해가 보여주는 국부적인 진동 인텐시티까지 잘 나타내주고 있지는 못하지만, 전반적인 경로를 나타내고 있음을 알 수 있다.

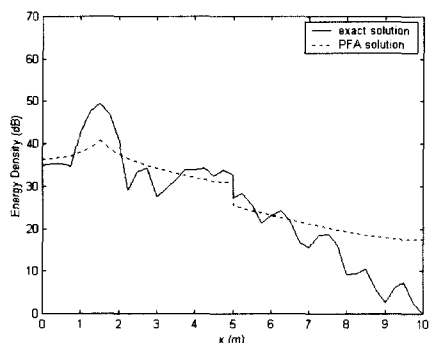
Fig. 14~17는 주파수 5000 Hz에서 손실계수 $\eta=0.01$ 로 고려한 경우에 대한 결과를 보여준다. Fig. 14와 15는 면외 가진력 성분에 의하여 발생하는 전체 진동장에 대한 진동 에너지밀도의 공간적 분포와 $y=2.5$ m를 따라 가로지르는 위치에서 엄밀해와 파워흐름해석법에 의한 근사해를 비교하고 있다. Fig. 14와 15로부터 손실계수 $\eta=0.01$ 에 대한 파워흐름해석법에 의한 결과가 $\eta=0.05$ 인 경우(Fig. 6, 7)보다 정확도가 떨어지나, 진동 에너지의 전반적인 공간 분포를 잘 예측하고 있음을 알 수 있다. Fig. 16과 17은 면내 가진력 성분에 의하여 발생하는 진동 에너지밀도의 공간적 분포와 가진점을 포함하여



(a)

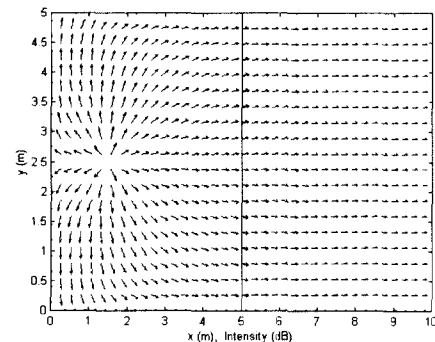


(b)

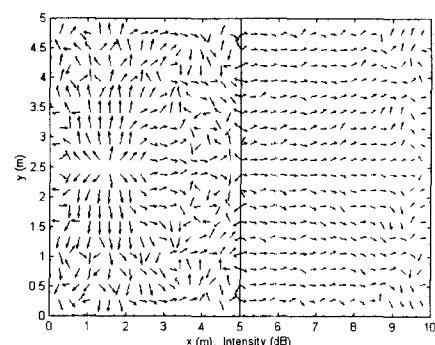


(c)

Fig. 12 Contribution of each type of waves to energy density distribution along $y=2.5$ m on a coupled plate excited by an in-plane point-force component at $f=5000$ Hz and $\eta=0.05$. (a) flexural wave, (b) longitudinal wave and (c) shear wave.

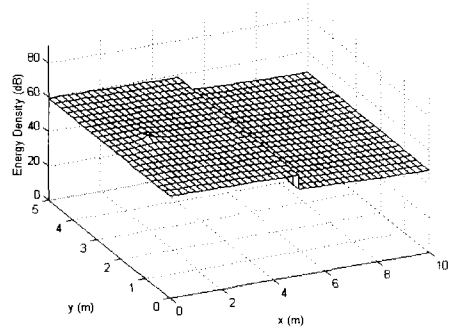


(a)

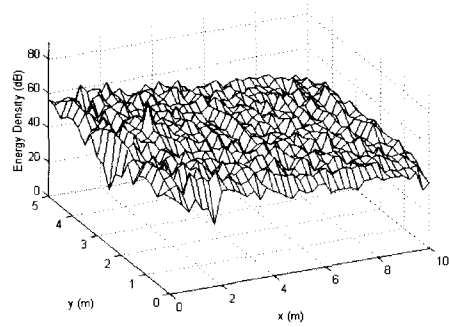


(b)

Fig. 13 Intensity on a coupled plate excited by an in-plane point-force component at $f=5000$ Hz and $\eta=0.05$. (a) PFA solution and (b) exact solution.

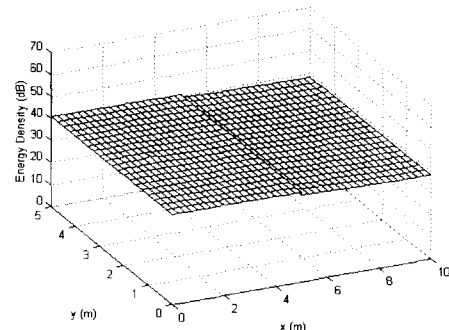


(a)

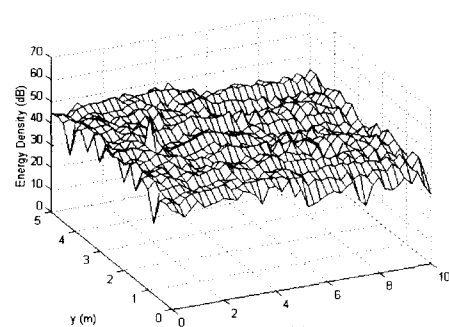


(b)

Fig. 14 Energy density distribution on a coupled plate excited by an out-of-plane point-force component at $f=5000$ Hz and $\eta=0.01$. (a) PFA solution and (b) exact solution.



(a)



(b)

Fig. 16 Energy density distribution on a coupled plate excited by an in-plane point-force component at $f=5000$ Hz and $\eta=0.01$. (a) PFA solution and (b) exact solution.

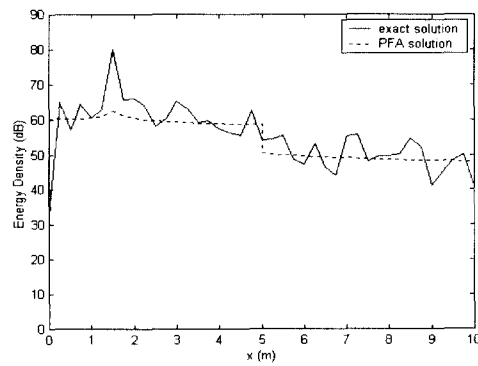


Fig. 15 Energy density distribution along $y=2.5$ m on a coupled plate excited by an out-of-plane point-force component at $f=5000$ Hz and $\eta=0.01$.

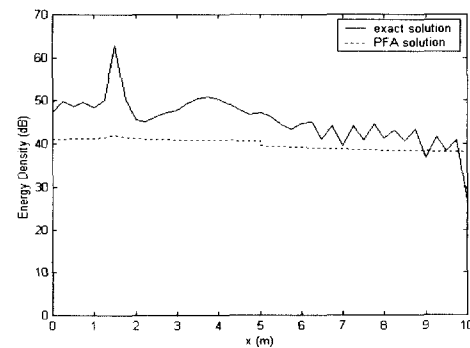


Fig. 17 Energy density distribution along $y=2.5$ m in the coupled plate excited by an in-plane point-force component at $f=5000$ Hz and $\eta=0.01$.

$y = 2.5 \text{ m}$ 를 따라 가로지르는 위치에서 엄밀해와 파워흐름해석법에 의한 근사해를 비교하고 있다. 파워흐름해석법에 의한 결과와 엄밀해를 비교하는 경우가진점뿐만이 아니라 연결 지점에서 상당한 오차가 발생하고 있음을 알 수 있다. 같은 주파수에서 $\eta = 0.05$ 에 대한 결과 (Fig. 6~13)와 $\eta = 0.01$ 에 대한 결과 (Fig. 14~17)를 비교하여 보면, 손실 계수 값이 줄어들수록 가진 지점으로부터 진동에너지의 감소율이 줄어들음을 알 수 있다.

본 절에서의 결과들로부터 주파수가 낮거나 내부손실계수가 작게 되면 파워흐름해석법에 의한 결과의 정확도가 감소하는 것을 알 수 있다. 파워흐름해석법에서는 입력 파워를 무한 평판의 임피던스를 이용하여 계산하고, 연결지점에서 파워투과계수를 계산하기 위하여 도입된 파동전달법이 각 평판을 준무한 평판으로 가정하고 있다. 일반적으로 주파수가 높고 내부감쇠가 증가할수록 해당 구조물의 진동 특성은 무한 구조물의 특성과 가까워진다. 그러므로 주파수가 증가하거나 내부 손실계수가 증가할수록 파워흐름해석법에 의한 결과의 정확도가 증가하게 된다. 본 논문에서는 주파수와 내부손실에너지 값의 변화에 따른 파워흐름해석법의 정확성을 살펴보기 위하여, 연성 효과가 큰 연결 각도 즉 90° 로 고정하였다. 다른 연결 각도에 대한 분석은 참고문헌 (12)를 참고할 수 있다. 그리고 해석 모델인 연성 평판의 경계 조건은 단순지지로 고려하였다. 엄밀해를 위한 해석의 경우 단순지지 경계 조건이 고려되지만, 파워흐름해석법의 경우 연성 평판의 경계면으로부터 입력파워가 없다는 경계조건만을 고려하게 된다. 즉 연성 평판이 실제적으로 갖는 경계조건에 관계없이, 예로써 단순지지 또는 자유지지든 같은 조건을 적용하게 된다. 이러한 가정은 고주파수 영역에서나 내부손실계수가 큰 경우 근사적으로 적용될 수 있다.

점가진력에 의하여 각 파동에 전달되는 입력파워를 고려하고, 연성 평판 경계로부터 입력 파워가 없다는 경계조건을 고려하였다. 또한 연결지점에서 발생하는 파동들간의 파동변환을 고려하기 위하여 파동전달법을 이용하였다. 이러한 파워흐름해석 방법을 제시하고, 적용함으로써 점가진력의 면외 성분과 면내 성분에 의하여 각각 진동하는 연성 평판의 진동 에너지밀도와 진동 인텐시티의 공간적 분포를 구하였다. 또한 엄밀해를 구하여 파워흐름해석법에 의한 근사해와 비교하였다.

파워흐름해석법에 의한 결과의 정확도는 주파수가 높거나 내부손실계수가 클수록 증가하는데, 이는 무한 평판의 특성이 입력 파워와 연결 지점에서의 파동변환을 고려하는데 적용되기 때문이라 예상된다. 또한 일반적으로 많이 고려되는 면외 가진력 성분에 의한 진동의 경우, 고주파수 영역에서는 파장이 짧은 굽힘파에 의하여 주로 발생되므로, 파워흐름해석법을 적용하여 연성 평판의 진동 에너지의 전반적인 공간 분포를 효과적으로 예측할 수 있다. 그러나 면내 가진력 성분에 의한 진동의 경우, 굽힘파 보다 파장이 매우 큰 종파에 의하여 발생하게 된다. 그러므로 같은 주파수에서는 면외 및 면내 가진력 성분에 의한 진동을 비교하는 경우 면내 가진력 성분에 대한 파워흐름해석법에 의한 결과의 정확도가 상대적으로 감소하게 된다. 이러한 점들을 고려하는 경우 파워흐름해석법은 고주파수 영역에서 진동하는 연성평판의 공간상의 전반적인 진동 에너지 분포와 진동 파워의 전달 경로를 예측하기 위하여 유용하게 사용될 수 있으리라 기대된다. 특히 고주파수 영역에서 진동하는 복잡한 평판 복합 구조물의 경우, 파워흐름해석법 적용에 대한 연구가 이루어진다면, 해당 구조물의 고주파수 진동 응답과 진동 인텐시티의 공간적인 분포를 예측하는 방법으로 활용될 수 있을 것이다.

4. 결 론

본 연구에서는 입의의 방향을 갖는 점가진력에 의하여 가진되는 연성 평판의 진동을 해석하기 위하여 파워흐름해석법을 적용하였다. 면외 진동을 발생시키는 굽힘파와 면내 진동을 발생시키는 종파와 전단파를 고려하여, 각 파동에 해당하는 에너지지배방정식을 도입하였다. 에너지지배방정식의 해를 구하기 위하여

후 기

본 연구는 수중음향특화연구센터 연구과제의 일부 분으로서 국방과학연구소의 지원으로 수행되었습니다.

참 고 문 헌

- (1) Zienkiewicz, O.C., 1977, The Finite Element

- Method, 3rd ed. McGraw-Hill, London S.A. Hambric.
- (2) Lyon, R.H., 1975, Statistical Analysis of Dynamic Systems: Theory and Applications, MIT Press.
- (3) Belov, V.D., Rybak, S.A., and Tartakovskii, B.D., 1977, "Propagation of Vibrational Energy in Absorbing Structures", J. Soviet Physics Acoustics, Vol. 23, No. 2, pp. 115~119.
- (4) Nefske, D.J., and Sung, S.H., 1989, "Power Flow Finite Element Analysis of Dynamic Systems : Basic Theory and Application to Beams", Trans. of ASME, J. Vib. Acoustics, Stress and Reliability in Design, Vol. 111, pp. 94~100.
- (5) Cho, P.E., and Bernhard, R.J., 1993, "A Simple Method for predicting Energy Flow Distributions in Frame Structures", 4th International Congress on Intensity Techniques, pp. 347~354.
- (6) Bouthier, O.M., and Bernhard, R.J., 1992, "Models of Space-Averaged Energetics of Plates", AIAA J., Vol. 30, No. 3, pp. 616~623.
- (7) Bouthier, O.M., and Bernhard, R.J., 1995, "Simple Models of the Energetics of Transversely Vibrating Plates", J. Sound & Vibration, Vol. 182, No. 1, pp. 149~164.
- (8) 길현권, 최재성, 홍석윤, 1999, "평판 내면진동의 파워흐름해석", 한국소음진동공학회 춘계학술대회 논문집, pp. 503~511.
- (9) 박도현, 1999, "연성된 평판 및 상자형 구조물의 진동 파워흐름해석", 서울대학교 대학원 석사논문.
- (10) Cremer, L., Heckl, M., and E.E. Ungar, 1973, "Structure Borne Sound", Springer-Verlag, Berlin.
- (11) 김현실, 강현주, 김재승, 김상렬, 1995, "SEA를 이용한 구조물의 소음 진동 해석", 한국소음진동공학회 추계학술대회논문집, pp. 44~49.
- (12) 최재성, 2001, "임의 방향 점가진력에 의한 평판 복합구조물의 진동 파워흐름해석", 수원대학교 대학원 석사논문.