

# 동일 평면상에서 연성된 직교이방성 평판의 진동파워흐름해석

## Vibration Power Flow Analysis of Coupled Co-planar Orthotropic Plates

송 지 훈\* · 박 도 현\*\* · 홍 석 윤† · 길 현 권\*\*\*

Jee-Hun Song, Do-Hyun Park, Suk-Yoon Hong and Hyun-Gwon Kil

(2010년 8월 6일 접수 ; 2010년 9월 3일 심사완료)

**Key Words :** Power Flow Analysis(파워흐름해석법), Wave Transmission Approach(파동진달법), Orthotropic Plate(직교이방성평판), Power Transmission Coefficient(파워투과계수), Power Reflection Coefficient(파워반사계수)

### ABSTRACT

In this paper, the power flow analysis(PFA) method was developed to predict the vibrational responses of coupled co-planar orthotropic plates in frequencies ranging from medium to high. To cover the power transmission and reflection at the joint of the orthotropic plates, the wave transmission approach is applied with the assumption that all the incident waves are normal to the joint. Through numerical analyses, the power flow energy density and intensity fields of coupled co-planar orthotropic plates were compared with those of classical modal solutions by changing the frequency and internal loss factor, and they show good agreement in terms of the global decay and the attenuation patterns of the energy density.

### 1. 서 론

동적 구조물은 일반적으로 한가지 해석 기법을 통해 모든 주파수 대역에서의 진동 현상을 효과적으로 예측할 수는 없다. 저주파 대역에서의 진동 해석에는 기존의 고전 이론을 바탕으로 한 유한요소법(finite element method, FEM)이 널리 적용되고 있다. 그러나, 유한요소법의 경우 주파수가 증가할수록 주파수와 공간의 미소 변화에도 진동 변위가 민감하게 변하기 때문에 구조물을 더욱 작은 요소(element)로 나누거나 절점(node)의 수를 증가시켜야 하므로 중·고주파 대역에서 많은 계산시간을 요

하는 단점이 있다. 고주파 대역에서는 통계적 에너지해석법(statistical energy analysis, SEA)이 널리 사용되고 있으나 통계적 에너지해석법의 경우 가진 되는 모드수가 많아야 하는 제한조건 때문에 가진 주파수폭이 좁고 모드밀도가 크지 않은 중주파수 대역에서의 해석에는 적합하지 못하며 구조물 각 요소(subsystem)내에서의 에너지의 공간적인 분포를 알 수 없으므로 구조요소내의 부분적인 감쇠치리나 파워입력 등을 고려하기가 힘들다는 단점이 있다.

이를 위해 최근에는 다양한 근사 기법들이 연구되고 있으며 대표적으로 Belov 등<sup>(1)</sup>이 제안한 파워흐름해석법(power flow analysis, PFA)은 파동접근법(wave approach)을 기초로 하며 고주파 대역에서의 통계적 에너지해석법의 단점을 보완하고 개선하기 위해 제안되었다. Nefske와 Sung<sup>(2)</sup>은 파워흐름해석법을 보의 횡진동에 적용하였고 Wohlever와 Bernard<sup>(3)</sup>는 보의 횡진동과 종진동에 대한 에너지

† 교신저자; 정회원, 서울대학교 조선해양공학과  
E-mail : syh@snu.ac.kr

Tel : (02)880-8757, Fax : (02)888-9298

\* 정회원, 전남대학교 조선해양공학전공

\*\* 정회원, 대우조선해양 선박해양연구소

\*\*\* 정회원, 수원대학교 기계공학과

지배방정식을 제시하였다. Bouthier와 Bernard<sup>(4-6)</sup>는 막막(membrane)과 평판의 횡진동에 대한 에너지 지배방정식을 제시하여 파워흐름해석법을 2차원 구조물의 진동문제에 확장하였다. 박도현<sup>(7)</sup> 등은 평판의 면내파(in-plane wave)에 대한 에너지 지배방정식을 유도하고 임의의 각으로 연결된 평판 구조물을 대상으로 진동에너지의 분포와 전달 경로를 살펴보았다. 송지훈<sup>(8)</sup> 등은 평판 구조물의 진동 파워흐름해석을 위한 비보존 조인트를 개발하였다.

그러나 현재까지 대부분의 파워흐름해석법에 대한 연구는<sup>(2-12)</sup> 등방성 재료의 구조요소에 대해서 주로 연구되어 왔다. 그래서 선박, 자동차 및 항공기와 같은 대부분의 동적 복합 구조물을 구성하는 보강재가 부착되어 있는 평판요소와 복합재료로 이루어진 평판요소의 진동 해석에 한계를 가지고 있었다.

이 논문에서는 중·고주파수 대역에서 진동하는 직교이방성 평판요소로 이루어진 복합구조물의 진동에너지 밀도와 진동파워흐름의 분포를 알아보기 위해, 동일 평면상에서 동적 특성이 서로 다른 직교이방성 평판요소들로 나란히 연결된 구조물에 대하여 파워흐름해석법을 적용하였다. 이때 직교이방성 평판요소간의 임피던스 차이에 의한 진동파워의 반사와 투과를 고려하기 위해 파동전달법(wave transmission approach)<sup>(9)</sup>을 도입하였다. 구해진 에너지 밀도와 파워는 진동변위로 표현되는 직교이방성 평판의 횡진동 운동방정식으로부터 얻어지는 고전해와 비교하였고 이로부터 파워흐름해석법의 유용성과 더불어 가진주파수와 내부손실계수 등이 결과에 미치는 영향을 살펴보았다.

## 2. 연성된 직교이방성 평판의 파워흐름해석

### 2.1 에너지 지배방정식의 급수해

Fig. 1은 동일 평면상에서 동적 특성이 서로 다른 두 개의 직교이방성 평판이 나란히 연결된 평판구조물이 가장자리가 모두 단순지지되어 있고 한 평판에 단일주파수의 횡방향 점가진력  $F e^{j\omega t}$ 이 작용하고 있는 경우를 보여준다. 이때 직교이방성 평판구조물 전체를 파워가 입력되는 위치와 평판요소간의 연결부분을 기준으로 세 영역(①, ②, ③)으로 나누면 각 영역에서의 에너지지배방정식은 다음과 같다.

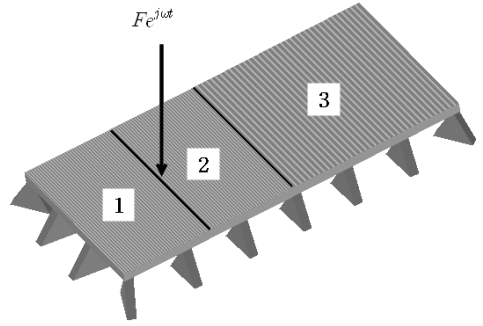


Fig. 1 Coupled orthotropic plates with simple supports and external harmonic load

$$-\left( \frac{c_{gxi}^2}{\eta_i \omega} \frac{\partial^2}{\partial x_i^2} + \frac{c_{gyi}^2}{\eta_i \omega} \frac{\partial^2}{\partial y^2} \right) \langle \bar{e}_i \rangle + \eta_i \omega \langle \bar{e}_i \rangle = 0 \quad (1)$$

그리고 각 영역에서의 에너지 전달 관계식은 다음과 같다.

$$\langle \bar{q}_i \rangle = - \left( \frac{c_{gxi}^2}{\eta_i \omega} \frac{\partial}{\partial x_i} \vec{i} + \frac{c_{gyi}^2}{\eta_i \omega} \frac{\partial}{\partial y} \vec{j} \right) \langle \bar{e}_i \rangle \quad (2)$$

여기서  $i$ 는 영역 ①, ②, ③을 나타내고  $\langle \bar{e}_i \rangle$ 와  $\langle \bar{q}_i \rangle$ 는 해당 영역  $i$ 에서의 에너지 밀도와 인텐시티의 원거리영역 성분으로서 시간과 공간에 대한 평균값이다.  $c_{gxi}$ 와  $c_{gyi}$ 는 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$c_{gxi} = 2 \left[ \frac{\omega^2 D_{xi}}{m_p} \right]^{1/4}, \quad c_{gyi} = 2 \left[ \frac{\omega^2 D_{yi}}{m_p} \right]^{1/4} \quad (3)$$

식 (1)의 일반해를 구하기 위하여 직교이방성 평판 구조물의 가장자리가 모두 단순 지지되어 있다면 가장자리로부터 흘러나가는 파워가 없다고 가정할 수 있으므로 에너지 밀도해를 다음과 같이 Lévy의 단일급수해(Lévy-type solution)<sup>(13)</sup>의 형태로 표현할 수 있다.

$$\langle \bar{e}_i \rangle = \sum_{n=0}^{\infty} E_{in}(x_i) \cos \left( \frac{n\pi}{L_y} y \right) \quad (4)$$

여기서  $E_{in}(x_i)$ 는 영역  $i$ 에 해당하는 에너지 밀도의  $n$  차 급수항의 계수로서  $x_i$ 의 함수이다. 식 (4)를 식 (1)에 대입하면 다음과 같이  $E_{in}(x_i)$ 에 관한

관계식을 얻는다.

$$-\frac{c_{gxi}^2}{\eta_i \omega} \frac{\partial^2 E_{in}(x_i)}{\partial x_i^2} + \left\{ \frac{c_{gyi}^2}{\eta_i \omega} \left( \frac{n\pi}{L_y} \right)^2 + \eta_i \omega \right\} E_{in}(x_i) = 0 \quad (5)$$

여기서  $n$ 차 급수항의 계수  $E_{in}(x_i)$ 를 다음과 같이 가정한다.

$$E_{in}(x_i) = \exp(\phi_{in} x_i) \quad (6)$$

$\phi_{in}$ 은 식(6)을 식(5)에 대입함으로써 다음과 같이 얻어진다.

$$\phi_{in} = \pm \left[ \left( \frac{\eta_i \omega}{c_{gxi}} \right)^2 + \left( \frac{c_{gyi}}{c_{gxi}} \right)^2 \left( \frac{n\pi}{L_y} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (7)$$

한편, 영역 ①과 ②사이의 경계에 존재하는 조화점가진력에 의한 입력파위는 (4)식과 마찬가지로 다음과 같이 단일급수의 형태로 표현할 수 있다.

$$\pi_{in} \delta(y - y_o) = \sum_{n=0}^{\infty} \Pi_n \cos\left(\frac{n\pi}{L_y} y\right) \quad (8)$$

여기서  $\Pi_n$ 은 입력파위의  $n$ 차 급수항의 계수를 의미하고 다음과 같이 얻어질 수 있다.

$$\Pi_n = \begin{cases} \frac{\pi_{in}}{L_y} & (n=0) \\ \frac{2\pi_{in}}{L_y} \cos\left(\frac{n\pi}{L_y} y_o\right) & (n \neq 0) \end{cases} \quad (9)$$

### 2.2 파워에 대한 경계조건

식(1)로부터 각 영역  $i$ 에서의 에너지 밀도해를 얻기 위해서는 파워에 대한 경계조건이 필요하다. 먼저 직교이방성 평판 구조물의 가장자리로부터 흘러나가는 파워가 없다고 가정으로부터 Fig. 2의  $x_1=0$ 와  $x_3=L_x$ 인 경계선에서는 다음과 같은 경계조건을 적용할 수 있다.

$$\langle \bar{q}_{x1} \rangle|_{x_1=0} = 0, \quad \langle \bar{q}_{x3} \rangle|_{x_3=L_x} = 0 \quad (10)$$

그리고 입력파위가 존재하는 영역 ①과 ②사이의

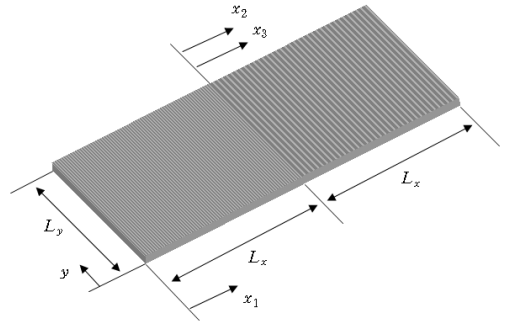


Fig. 2 Dimensions of coupled orthotropic plates

경계선( $x_1 = x_o$  혹은  $x_2 = x_o - L_x$ )에서는 다음과 같이 에너지 밀도의 연속성과 파워의 평형 관계를 만족해야 한다.

$$\langle \bar{e}_1 \rangle|_{x_1=x_o} = \langle \bar{e}_2 \rangle|_{x_2=x_o-L_x} \quad (11)$$

$$\langle \bar{q}_{x2} \rangle|_{x_2=x_o-L_x} - \langle \bar{q}_{x1} \rangle|_{x_1=x_o} = \pi_{in} \delta(y - y_o) \quad (12)$$

한편, 직교이방성 평판간의 실제적인 연결 부분인  $x_2=0$ 인 경계선에서는 두 평판간의 특성 차이에 의한 파워의 부분적인 투과와 반사를 고려해야 한다. 파워투과계수와 파워반사계수를 이용하여 평판간의 연성 조건은 다음과 같이 얻어질 수 있다.

$$\langle \bar{q}_{x2} \rangle|_{x_2=0} = \gamma_{22} \langle \bar{q}_{x2} \rangle|_{x_2=0} + \tau_{32} \langle \bar{q}_{x3} \rangle|_{x_3=0} \quad (13)$$

$$\langle \bar{q}_{x3} \rangle|_{x_3=0} = \tau_{23} \langle \bar{q}_{x2} \rangle|_{x_2=0} + \gamma_{33} \langle \bar{q}_{x3} \rangle|_{x_3=0} \quad (14)$$

여기서  $\tau_{23}$ 와  $\tau_{32}$ 는 파워투과계수를 의미하고  $\gamma_{22}$ 와  $\gamma_{33}$ 은 파워반사계수를 가리킨다. 식(13), (14)의 경계 조건을 이용하기 위해서는 파워투과 및 반사계수를 알아야 한다.

### 2.3 파워투과계수 및 파워반사계수

직교이방성 평판의 횡진동에 대한 운동방정식은 다음과 같다.

$$D_{xi} \frac{\partial^4 w_i}{\partial x_i^4} + 2\sqrt{D_{xi} D_{yi}} \frac{\partial^4 w_i}{\partial x_i^2 \partial y^2} + D_{yi} \frac{\partial^4 w_i}{\partial y^4} + m_{pi} \frac{\partial^2 w_i}{\partial t^2} = 0 \quad (15)$$

여기서  $i$ 는 영역 ② 또는 ③이다. 만약 직교이방성 평판에 존재하는 진동과가 평면파라고 가정하면  $w_i$ 를 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$w_i = \alpha_i \exp\{j(k_{xi}x + k_{yi}y - \omega t)\} \quad (16)$$

식(16)을 운동방정식인 식(15)에 대입하면 다음과 같이 파수에 대한 분산 관계식을 얻을 수 있다.

$$\sqrt{D_{xi}} k_{xi}^2 + \sqrt{D_{yi}} k_{yi}^2 - \sqrt{m_{pi}} \omega^2 = 0 \quad (17)$$

$$\sqrt{D_{xi}} k_{xi}^2 + \sqrt{D_{yi}} k_{yi}^2 + \sqrt{m_{pi}} \omega^2 = 0 \quad (18)$$

여기서 식(17)은 굽힘파의 원거리 영역 성분에 대한 분산 관계식이고 식(18)은 굽힘파의 근접장 영역 성분에 대한 분산 관계식이다.

식(17)을  $k_{yi}^2$ 의 범위에 따라  $k_{xi}$ 에 대해 정리하면 다음과 같다.

$$k_{xi} = \pm \left[ \sqrt{\frac{m_{pi} \omega^2}{D_{xi}}} - \sqrt{\frac{D_{yi}}{D_{xi}}} k_{yi}^2 \right]^{1/2} = \pm k_{fi} \quad (19)$$

$$\left( k_{yi}^2 \leq \sqrt{\frac{m_{pi} \omega^2}{D_{yi}}} \right)$$

$$k_{xi} = \pm j \left[ \sqrt{\frac{D_{yi}}{D_{xi}}} k_{yi}^2 - \sqrt{\frac{m_{pi} \omega^2}{D_{xi}}} \right]^{1/2} \quad (20)$$

$$\left( k_{yi}^2 \geq \sqrt{\frac{m_{pi} \omega^2}{D_{yi}}} \right)$$

한편 식(18)로부터  $k_{xi}$ 를 표현하면 다음과 같다.

$$k_{xi} = \pm j \left[ \sqrt{\frac{m_{pi} \omega^2}{D_{xi}}} + \sqrt{\frac{D_{yi}}{D_{xi}}} k_{yi}^2 \right]^{1/2} = k_{ni} \quad (21)$$

영역 ②와 ③을 반무한 평판으로 가정하고 영역 ②에서 두 평판 사이의 경계선으로 진동과가 입사할 경우에는 경계선으로부터 반사파와 투과파가 생

성된다. 이를 고려하여 영역 ②와 ③에서의 변위  $w_2$ 와  $w_3$ 를 각각 나타내면 다음과 같다.

$$w_2 = I_{f2} \exp(jk_{f2}x) + R_{f2} \exp(-jk_{f2}x) + R_{n2} \exp(k_{n2}x) \exp(jk_{y2}y - j\omega t) \quad (22)$$

$$w_3 = T_{f3} \exp(jk_{f3}x) + T_{n3} \exp(-k_{n3}x) \exp(jk_{y3}y - j\omega t) \quad (23)$$

두 평판 사이의 경계선에서는 다음과 같이 변위와 기울기의 연속성을 만족해야 한다.

$$w_2 = w_3, \quad \frac{\partial w_2}{\partial x_2} = \frac{\partial w_3}{\partial x_3} \quad (24)$$

한편 힘과 모멘트의 평형 법칙도 만족해야 한다.

$$V_{x2} = V_{x3}, \quad M_{x2} = M_{x3} \quad (25)$$

여기서  $V_{xi}$ 와  $M_{xi}$ 는 평판의 횡 방향에 대한 수직 전단력과 굽힘모멘트이고 다음과 같이 각각 변위를 사용하여 표현할 수 있다.

$$V_{xi} = - \left\{ D_{yi} \frac{\partial^2 w_i}{\partial x_i^3} + (2 - \sqrt{\nu_{xi} \nu_{yi}}) \sqrt{D_{xi} D_{yi}} \frac{\partial^3 w_i}{\partial x_i \partial y^2} \right\} \quad (26)$$

$$M_{xi} = - \left\{ D_{xi} \frac{\partial^2 w_i}{\partial x_i^2} + \sqrt{\nu_{xi} \nu_{yi}} \sqrt{D_{xi} D_{yi}} \frac{\partial^2 w_i}{\partial y^2} \right\} \quad (27)$$

한편 파동에 의해 전달되는 단위 길이당 파위의 주기에 대한 시간 평균값은 해당 파동의 진폭이  $A$ 라고 할 때 다음과 같이 얻어진다.

$$\langle P_x \rangle = k_{fi} \omega^2 \sqrt{m_{pi} D_{xi}} |A|^2 \quad (28)$$

따라서 파워반사계수  $\gamma_{22}$ 와 파워투과계수  $\tau_{23}$ 는 각각 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$\gamma_{22} = \frac{|R_{f2}|^2}{|I_{f2}|^2} \quad (29)$$

$$\tau_{23} = \sqrt{\frac{m_{p3} D_{x3}}{m_{p2} D_{x2}}} \frac{k_{f3}}{k_{k2}} \frac{|T_{f3}|^2}{|I_{f2}|^2} \quad (30)$$

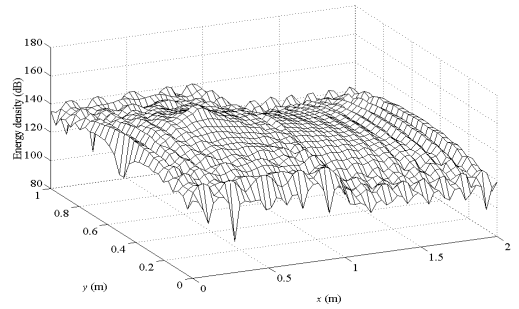
한편  $\gamma_{33}$ 과  $\tau_{32}$ 는 영역 ③에서 경계선으로 입사하는 경우에 대해 동일한 과정으로 구할 수 있다.

### 3. 계산 결과 및 분석

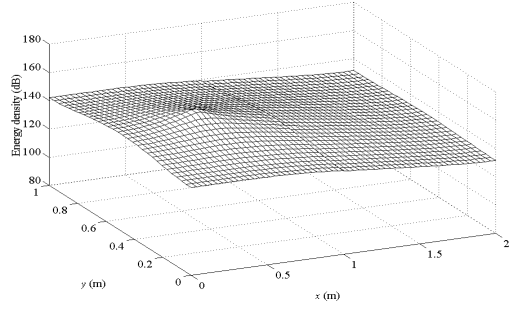
두개의 알루미늄 직교이방성 평판요소로 구성된 구조물이 Fig. 1처럼 가장자리가 모두 단순지지되어 있고 횡방향 점가진력이 왼쪽 평판 내에 단일주파수로 작용하는 경우 파워흐름해석법을 적용하여 이로부터 얻어진 결과(PFA solution)들을 가진주파수와 내부손실계수 등을 변화시키면서 평판의 횡진동 운동방정식에서 유도된 고전해(classical solution)와 비교해 보았다. Fig. 2에서 보는 바와 같이 직교이방성 평판의 가로 및 세로 길이는  $L_x = L_y = 1$  m이고 두께는  $h = 1$  mm로 고려하였다. 직교이방성 평판의  $y$  방향 굽힘 강성인  $D_y$ 의 크기는 영역 ①, ②, ③에서 모두 같고( $D_{y1} = D_{y2} = D_{y3}$ ),  $x$  방향 굽힘강성인  $D_x$ 의 크기는 영역 ①, ②에서는  $D_y$ 의 크기보다 10배 작고( $D_{x1} = D_{x2} = 10 \times D_{y1}$ ), 영역 ③에서는  $D_y$ 의 크기보다 20배 작다( $D_{x3} = 20 \times D_{y3}$ ) 가정하였다.

먼저 Figs. 3, 4는 가진주파수가 1000 Hz이고 내부손실계수가 0.2일 때 진동에너지 밀도의 공간적인 분포와 파워의 전달경로를 나타낸 것이다. Fig. 3(a)와 Fig. 3(b)는 운동방정식으로부터 얻어진 에너지 밀도의 고전해와 이 논문에서 개발된 파워흐름해석법의 에너지 지배방정식으로부터 얻어진 에너지 밀도의 근사해를 관찰할 수 있는데 두 결과를 비교해보면 파워흐름해석법을 이용한 근사해가 고전해의 전반적인 공간 분포를 잘 예측하고 있음을 알 수 있다. 고주파수의 진동 응답은 일반적으로 공간상의 변화가 심하고 실제적인 문제에서 대단히 불확실하게 나타나기 때문에 응답의 국소적인 변화보다 구조물 전반에 걸친 변화를 살피는 것이 더욱 바람직하다<sup>(3-5)</sup>.

한편 가진력에 의해 구조물 내부로 입력된 진동 파워는 다양한 경로를 통해 전달된다. 고주파 영역에서 효과적인 제진 설계를 하기 위해서는 진동파워의 지배적인 경로를 예측하는 것이 중요하다. Fig. 4(a)와 Fig. 4(b)의 결과들을 살펴보면 파워흐름해석법이 진동파워의 지배적인 전달경로 예측에 유용하게 사용될 수 있음을 할 수 있다.

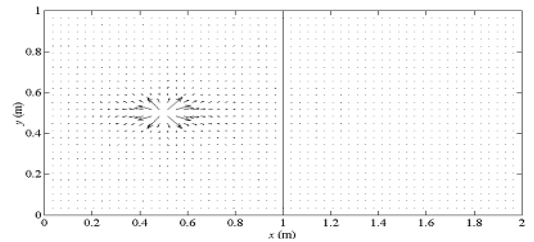


(a) Classical solution

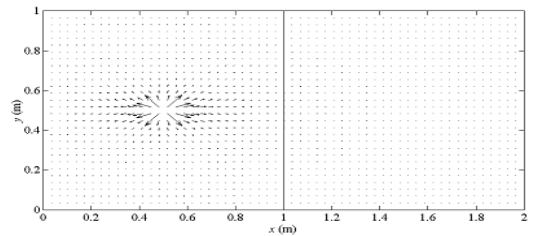


(b) PFA solution

**Fig. 3** The energy density distributions in coupled orthotropic aluminum plates with  $D_{y1} = D_{y2} = D_{y3}$ ,  $D_{x1} = D_{x2} = 10 \times D_{y1}$  and  $D_{x3} = 20 \times D_{y3}$  when  $f = 1$  kHz and  $\eta = 0.2$

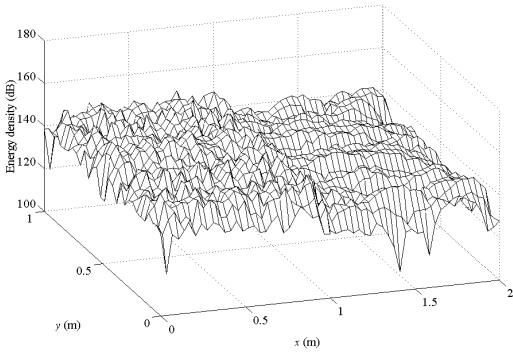


(a) Classical solution

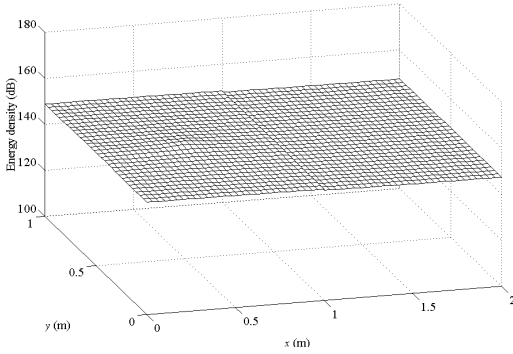


(b) PFA solution

**Fig. 4** The intensity fields in coupled orthotropic aluminum plates with  $D_{y1} = D_{y2} = D_{y3}$ ,  $D_{x1} = D_{x2} = 10 \times D_{y1}$  and  $D_{x3} = 20 \times D_{y3}$  when  $f = 1$  kHz and  $\eta = 0.2$



(a) Classical solution

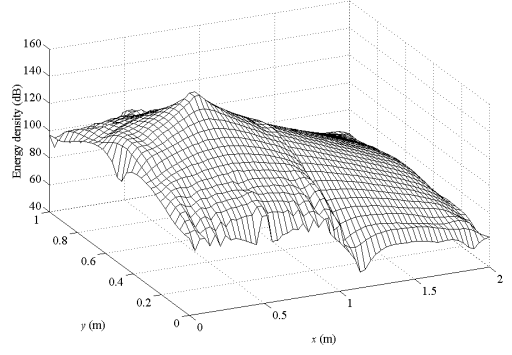


(b) PFA solution

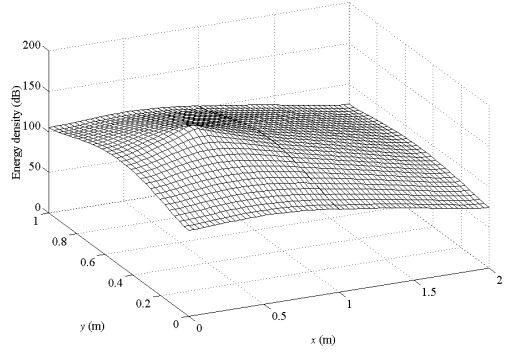
**Fig. 5** The energy density distributions in coupled orthotropic aluminum plates with  $D_{y1}=D_{y2}=D_{y3}$ ,  $D_{x1}=D_{x2}=10 \times D_{y1}$  and  $D_{x3}=20 \times D_{y3}$  when  $f=10$  kHz and  $\eta=0.01$

Fig. 5는 가진주파수를 10000 Hz로 증가시키고 내부손실계수를 0.01로 감소시킨 경우의 진동에너지 밀도의 공간적인 분포를 나타낸 것이다. Fig. 5(a)와 Fig. 3(a)의 비교를 통해서 고전해의 경우 내부손실계수가 감소함으로써 진동에너지 밀도의 국부적인 값의 변화는 내부손실계수가 큰 경우에 비해서 더욱 심해진 것을 알 수 있다. 또한, Fig. 3의 경우보다 내부손실계수를 감소시켜서 에너지 밀도의 전반적인 변화가 심하지 않음을 확인할 수 있다. Fig. 3~4의 경우와 마찬가지로 Fig. 5의 경우도 파워흐름해석법을 통한 근사해가 고전해의 전반적인 에너지 분포를 잘 예측함을 알 수 있다.

Fig. 5의 경우와 가진주파수를 동일하게 적용하고 직교이방성 평판의 내부손실계수가 0.2로 증가하면 Fig. 6에서 보듯이 파워흐름해석법을 통한 에너지 밀도의 근사적인 분포와 고전해의 전반적인 에너지 분포가 더욱 잘 일치함을 관찰할 수 있다. 또한,



(a) Classical solution



(b) PFA solution

**Fig. 6** The energy density distributions in coupled orthotropic aluminum plates with  $D_{y1}=D_{y2}=D_{y3}$ ,  $D_{x1}=D_{x2}=10 \times D_{y1}$  and  $D_{x3}=20 \times D_{y3}$  when  $f=10$  kHz and  $\eta=0.2$ .

내부손실계수가 증가하면 에너지 밀도의 전반적인 공간 변화가 더욱 뚜렷해지는 것을 확인할 수 있다. 한편, 평판의 굽힘 강성이  $x$ 방향과  $y$ 방향에 대해서 다른 값을 가지므로 등방성 평판의 경우와 달리 에너지 밀도가 가진 위치를 중심으로 굽힘강성이 큰방향으로 잘 전달되는 것을 알 수 있다. 특히, Fig. 5에서 보듯이 감쇠가 큰 경우에 이러한 경향을 더욱 뚜렷하게 관찰할 수 있다.

#### 4. 결 론

이 논문에서는 단일주파수로 가진되고 평판의 굽힘 강성이  $x$ 방향과  $y$ 방향에 다른 직교이방성 평판 요소들로 연성된 복합구조물의 진동에너지의 분포와 진동파워의 전달경로를 예측하기 위해 파워흐름해석법을 적용해보았다. 아울러 평판요소간의 연성으로 인한 진동파워의 부분적인 투과와 반사를 고

려하기 위해 파동전달법을 도입하여 수직으로 입사하는 파동의 파워투과계수를 이용하였다. 구해진 결과들은 직교이방성 평판의 횡진동 운동방정식으로부터 유도된 고전해와 비교하였고 이로부터 파워흐름해석법이 중·고주파 대역에서 연성된 직교이방성 평판구조물의 진동에너지 분포와 진동파워 전달경로의 예측에 유용하게 사용될 수 있음을 확인하였다. 파워흐름해석법은 에너지를 기본 변수로 하기 때문에 구조요소내의 지배적인 파워의 전달경로를 쉽게 파악할 수 있어서 구조물의 제진설계에도 효과적일 것으로 예상되었다.

직교이방성 평판으로 구성된 복합구조물들은 임의의 각을 가지고 여러면으로 연성된 경우가 보다 일반적인 특성을 보여주므로 향후 이에 대한 연구가 이루어져야 할 것으로 생각된다.

## 후 기

이 논문은 2009년도 전남대학교 학술연구비 지원에 의하여 연구되었습니다.

## 참 고 문 헌

(1) Belov, V. D., Rybak, S. A. and Tartakovskii, B. D., 1977, "Propagation of Vibrational Energy in Absorbing Structures," Soviet-Physics Acoustics, Vol. 23, pp. 115~119.

(2) Nefske, D. J. and Sung, S. H., 1989, "Power Flow Finite Element Analysis of Dynamic Systems : Basic Theory and Application to Beams," J. Vib. Acoustics, Stress and Reliability in Design, Vol. 111, pp. 94~100.

(3) Wohlever, J. C. and Bernhard, R. J., 1992, "Mechanical Energy Flow Models of Rods and Beams," J. Sound Vib., Vol. 153, No. 1, pp. 1~19.

(4) Bouthier, O. M. and Bernhard, R. J., 1992, "Models of Space-averaged Energetics of Plates," AIAA J., Vol. 30, No. 3, pp. 616~623.

(5) Bouthier, O. M. and Bernhard, R. J., 1995,

"Simple Models of the Energetics of Transversely Vibrating Plates," Journal of Sound and Vibration, Vol. 182, No. 1, pp. 149~164.

(6) Bouthier, O. M., Bernhard, R. J. and Wohlever, J. C., 1990, "Energy and Structural Intensity Formulations of Beam and Plate Vibrations," 3rd Inter. Con. on Inten. Techniques, pp. 37~44.

(7) Park, D.-H., Hong, S.-Y., Kil, H.-G. and Jeon, J.-J., 2001, "Power Flow Models and Analysis of In-plane Waves in Finite Coupled Thin Plates," Journal of Sound and Vibration, Vol. 244, pp. 651~668.

(8) Song, J.-H. and Hong, S.-Y., 2008, "Development of Compliant and Dissipative Joints in Coupled Thin Plates for Vibrational Energy Flow Analysis," Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 18, No. 10, pp. 1082~1090.

(9) Cho, P. E., 1993, "Energy Flow Analysis of Coupled Structures," Ph.D. Dissertation, Purdue University.

(10) Hwang, D.-W., Hong, S.-Y., Seo, S.-H. and Kwon, H.-W., 2007, "Transient Power Flow Analysis of Beam and Plate," Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 17, No. 7, pp. 624~631.

(11) Lee, J.-Y., Kil, H.-G., Song, J.-H. and Hong, S.-Y., 2009, "Power Flow Analysis of Vibration of a Plate Covered with a Damping Sheet," Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 19, No. 5, pp. 530~536.

(12) Kim, S.-H., Hong, S.-Y., Kil, H.-G. and Song, J.-H., 2010, "Vibro-acoustic Analysis of Adjoined Two Rooms Using 3-D Power Flow Finite Element Method," Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 20, No. 1, pp. 74~82.

(13) Gorman, D. J., 1982, "Free Vibration Analysis of Rectangular Plates," Elsevier, New York.