한국해양공학회 2000년도 춘계학술대회 논문집 PP. 89~94

심재의 수직 및 전단 변형을 고려한 알루미늄 하니컴코아 샌드위치 평판의 진동특성 해석

손충열* · 김익태** · 변효인***

Effect of Normal and Shear Strains in Core Material on Vibrational Characteristics of Aluminum Honeycomb Core Sandwich Plate

CHOONG-YUL SON, IK-TAE KIM, HYO-IN BYUN

KEY WORDS : 알루미늄(Aluminum), Honeycomb core(하니컴 코아), Vibration(진동), Structural Damping(구조 감쇠), 고유진동수(Natural Frequency), Loss Factor(손실계수), Mode Shape(모드형상)

ABSTRACT: Because the structural elements used in the automobile, astronautic and ship industries are put in dynamic loading environments, much interest is given to the damping of the structural elements, as well as high flexural rigidity and strength per density. Therefore, in this study, the structural damping value of the aluminum honeycomb sandwich plate(AHCP) has been experimentally extracted, and directly applied to the finite element, for the dynamic analysis of the plate considering the structural damping. The analysis results of this theory was compared with the results of the actual modal analysis method. It was observable that the two analyses concurred, establishing the structural damping and analysis method of the AHSP.

1. 서 론

알루미늄 기지 금속 복합 재료는 우수한 기계적 성질 및 질량감소에 효과적이어서 자동차 산업, 항공우주산업 및 조선산업 등에서 구조재료로 개발되고 있으며, 그 응용범위가 확대되고 있다. 특히, Honeycomb Core를 가지는 알루미늄 샌드위치는 횡방향으로의 우수한 에너지 흡수능력, 내화구조, 피로 저항성 및, 2차 모멘트 증가로 인한 높은 강성 때문에, 현대사회의 발달된 수송수단에서의 요구조건인 경량화, 고기능화, 고속화를 만족시킬 수 있는 구조방식이다.

일반적으로, 높은 강성을 가진 재료는 감쇠 기능이 많이 저하되고 우수한 감쇠 특성을 가진 재료는 강성이 낮은 특성을 가지고 있지만 복합 재료는 이러한 단점을 극복할 수 있는 장점이 있고 적응성이 뛰어나 많이 응용되고 있다.

위와 같은 장점에 비하여 복합재료의 경량화로 인한 유연성의 증가는, 예상하지 못한 돌발적인 환경에 직면했을 때 안전성에 크게 위협을 줄 수 있으며, 비록 공진은 피했다 하더라도, 지속적인 미세 진동으로 인하여 사람에게 불안감이나 불쾌감을 줄 수 있다.

따라서, 본 연구에서는 이론적으로 구하기 힘든 구조감쇠 값을 실험적으로 추출하고, 이를 구조감쇠를 고려한 Plate의 동적 해석을 위한 유한 요소 해석에 직접 응용하였다. 이 이론해석 결과를 모우드 해석에 의한 실험 결과 치와 비교하여 서로 잘 일치함을 고찰함으로서, 실험데이터를 이론 해석에 직접 응용할 수 있는 해석 기법을 정립하고자 한다.

또한, 샌드위치 평판을 연구할 때, 대부분의 연구는 삽입된 Core의 두께가 얇다는 가정으로 수직변형율(Normal Strain)을 무시하고 전단변형율(Shear Strain)만을 고려하여 해석이 수행되어 왔다. 하지만 생활환경의 고급화로 소음에 대한 관심이 높아짐에 따라 진동에 대한 해석도 저주파수 뿐만 아니라, 고주파수까지 필요하게 되었다. 그리고 구조물의 강성 및 감쇠를 증가시키기 위하여, Core의 두께가 커짐에 따라 기존의 연구에서 가정되어온 Core의 수직변형율을 무시하는 것은 해석상의 큰 오차를 발생시킬 수 있다. 그래서 샌드위치 평판을 설계 할 때나 진동해석을 할 때 Core의 수직 방향 변형율의 영향이 전체 진동특성에 얼마나 영향을 미치는지를 파악할 필요가 있다.

2. 이 론 해 석

2.1 샌드위치 평판에 대한 가정

상면재와 하면재 사이에 전단변형 및 법선변형을 하는

* 인하대학교
** 홍익대학교
*** 인하대학교 대학원

심재가 삽입된 샌드위치 판의 동특성 해석을 함에 있어 아래와 같은 가정을 기초로 한 다음 해밀톤의 원리를 이용하여 운동방정식을 유도 하였다.

ⓐ 각 적층판은 균질한 등방성 재질(Homogeneous and Isotropic Material)로 구성.

ⓑ 각 층의 변위는 그 평판의 두께에 비하여 작다고 가정

ⓒ 면재의 전단변형 및 회전 관성 효과는 미소함으로 무시

ⓓ 심재의 횡방향변위는 면재의 횡방향변위에 의해 두께 방향으로 선형적으로 결정되며, 심재와 면재의 접착부위에서 변위와 횡(z 축)방향 응력에대한 연속성은 유지.

ⓔ 심재는 상하면재 사이에서 전단응력과 수직응력을 전달하는 선형스프링 및 횡방향으로 질량관성이 있다.

ⓕ 면재의 관성효과는 횡(z 축) 방향으로만 존재하며 종(x, y 축)방향으로의 관성 효과는 무시한다.

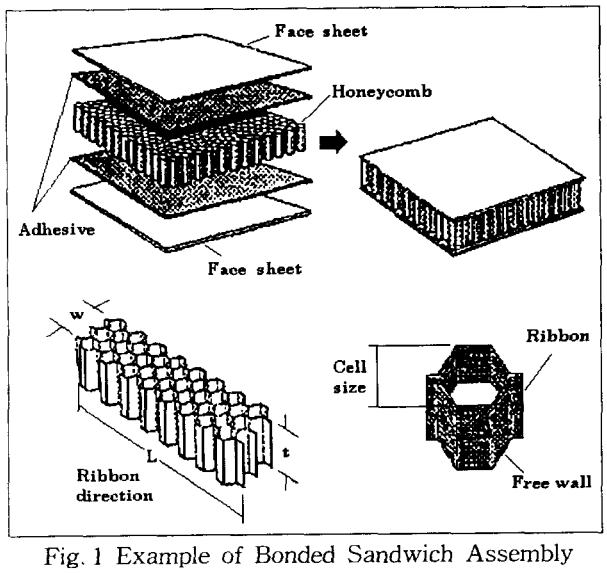

Fig. 1 Example of Bonded Sandwich Assembly and Honeycomb Terminology

2.2 샌드위치 평판의 운동 방정식

앞의 가정들에 의해 상면재와 하면재의 횡방향 변위를 w_{uf}, w_{lf}, x축 방향 변위를 u_{uf}, u_{lf}, y축 방향 변위를 v_{uf}, u_{lf}라 하면,

$$u_i(x,y,z,t) = u_i(x,y,t) - z_i \frac{\partial w_i(x,y,t)}{\partial x} \tag{1}$$

$$v_i(x,y,z,t) = v_i(x,y,t) - z_i \frac{\partial w_i(x,y,t)}{\partial y} \qquad i = uf, lf \tag{2}$$

여기서, z_i, u_i, v_i 는 상하면재의 중심선에서 각각 z축 방향으로의 좌표, x방향의 변위, y축 방향의 변위를 의미하며 t는 시간을 나타낸다. 상면재와 하면재의 횡방향 변위 w_{uf}, w_{lf} 를 독립변수로 간주하며, 심재의 횡방향 변위 $w_c(x,y,z_c,t)$ 는 가정 ⓓ에 의하여 w_{uf} 과 w_{lf} 로 다음과 같이 결정된다.

$$w_c(x,y,z_c,t) = \left(\frac{w_{uf}(x,y,t) - w_{lf}(x,y,t)}{h_c}\right) z_c + \frac{w_{uf}(x,y,t) - w_{lf}(x,y,t)}{2} \tag{3}$$

2.2.1 해밀톤 원리(Hamilton's Principle)의 적용

해밀톤의 원리를 적용하기 위한 샌드위치 판의 운동에너지 T, 변형에너지 U, 비보존력이 한 일 W 는 다음과 같다.

먼저, 샌드위치 판의 운동에너지 T는 다음과 같다.

$$T_i = \frac{1}{2}\int \rho_i \dot{w}_i^2 \, dV_i \qquad , i = uf, ul, c \tag{4}$$

상하면재의 변형에너지 U_i 는

$$U_i = \frac{1}{2}\int (\sigma_{ix}\varepsilon_{ix} + \sigma_{iy}\varepsilon_{iy} + \tau_{ixy}\gamma_{ixy})\, dV_i \qquad i = uf, ul \tag{5}$$

심재의 변형에너지 U_c는

$$U_c(w) = \frac{1}{2}\int (\sigma_{cz}\varepsilon_{cz} + \tau_{cyz}\gamma_{cyz} + \tau_{czx}\gamma_{czx})\, dV_c \tag{6}$$

샌드위치판에 하중 q 가 작용할때 비 보존력이 한일 W 는 $W = -\int_A q\, w\, dA$ (7)

여기서 A는 하중이 작용한 평판의 면적이다.

2.2.2 Fixed Boundary 샌드위치 평판에서의 Rayleigh-Ritz 방법적용

해석을 보다 단순화 시키기 위하여 $\nu_{uf} = \nu_{lf} = \nu$ 라 가정하고 Rayleigh-Ritz 방법을 적용하기 위하여, 면재의 종방향 변위 w , 굽힘 후 변형한 각변위 Ψ_x , Ψ_y 의 형상함수를 각각 다음과 같이 두었다.

$$w(x,y,t) = \sum_{i=1}^{\infty}\sum_{j=1}^{\infty} a_{mn} \sin\frac{m\pi x}{a} \sin\frac{n\pi y}{b} \sin\omega t \tag{8}$$

$$\Psi_x(x,y,t) = \sum_{i=1}^{\infty}\sum_{j=1}^{\infty} b_{mn} \cos\frac{m\pi x}{a} \sin\frac{n\pi y}{b} \sin\omega t \tag{9}$$

$$\Psi_y(x,y,t) = \sum_{i=1}^{\infty}\sum_{j=1}^{\infty} c_{mn} \sin\frac{m\pi x}{a} \cos\frac{n\pi y}{b} \sin\omega t \tag{10}$$

여기서, Ψ_x , Ψ_y 는 평판의 처짐각을 나타내는 형상함수이므로, 등방성 재료의 경우 형상 함수의 계수인 b_{mn}, c_{mn} 는 서로 같다

본 연구에서는 샌드위치 평판의 횡방향 진동에 관심이 있으므로 위 식에서 ϕ_x , ϕ_y 를 소거하고, w_{uf} 과 w_{lf} 가

같다($w_{if} = w_{ff} = w_0$)고 가정하면, 즉 심재의 수직방향 변형율을 무시하면 (m,n) 모드에서의 고유 진동수를 얻는다. 즉,

$$\omega_{mn} = \frac{1}{2}\sqrt{\sum_{i=1}^{3} f_i + \frac{\sqrt{\sum_{i=4}^{16} f_i}}{a^2 b^2 (\rho h)^* (\rho I)^*}} \tag{11}$$

여기서,

$$f_1 = 2(khG)^* \left\{ \frac{(\frac{m\pi}{a})^2 + (\frac{n\pi}{b})^2}{(\rho h)^*} + \frac{1}{(\rho I)^*} \right\}$$

$$f_2 = \frac{D^*}{(\rho I)^*} \left\{ (\frac{m\pi}{a})^2 + (\frac{n\pi}{b})^2 + \frac{2mn\nu\pi^2}{ab} \right\}$$

$$f_3 = \frac{T^*}{(\rho I)^*} (\frac{m\pi}{a} + \frac{n\pi}{b})^2$$

$$f_4 = 4\, a^4 b^4 ((khG)^*)^2 ((\rho h)^*)^2$$

$$f_5 \quad 4a2b^2 D^* (khG)^* \pi^2 ((\rho h)^*)^2 (b^2 m^2 + a^2 n^2 + 2abmn\nu)$$

$$f_6 = (D^*)^2 \pi^4 ((\rho h)^*)^2 (b^2 m^2 + a^2 n^2)^2$$

$$f_7 = 4(D^*)^2 \nu \pi^4 ((\rho h)^*)^2 \{a^2 n^2 + b^2 m^2 + abmn\nu\} abmn$$

$$f_8 = 16\, a^3 b^3 m n ((khG)^*)^2 \pi^2 (\rho h)^* (\rho I)^*$$

$$f_9 = -4\, D^* (khG)^* \pi^4 (\rho h)^* (\rho I)^* (b^2 m^2 + a^2 n^2)^2$$

$$f_{10} = -8\, D^* (khG)^* \nu \pi^4 (\rho h)^* (\rho I)^* (b^2 m^2 + a^2 n^2)\, abmn$$

$$f_{11} = 4 ((khG)^*)^2 \pi^4 ((\rho I)^*)^2 (b^2 m^2 + a^2 n^2)^2$$

$$f_{12} = 4\, a^2 b^2 (khG)^* \pi^2 ((\rho h)^*)^2 T^* (bm + an)^2$$

$$f_{13} = 2\, D^* \pi^4 ((\rho h)^*)^2 T^* \{(b^2 m^2 + a^2 n^2)^2 + 2(b^2 m^2 + a^2 n^2)\, abmn\}$$

$$f_{14} = 4\, D^* \nu \pi^4 ((\rho h)^*)^2 T^* (bm + an)^2\, abmn$$

$$f_{15} = -4(khG)^* \pi^4 (\rho h)^* (\rho I)^* T^* (b^2 m^2 + a^2 n^2)^3$$

$$f_{16} = ((\rho h)^*)^2 (T^*)^2 \pi^4 \{(b^2 m^2 + a^2 n^2) + 2\, abmn\}^2$$

2.3 감쇠손실계수

이력감쇠(Hysteric Damping) 혹은 구조감쇠(Structural Damping) 개념을 도입한다. 구조감쇠를 포함하는 계의 경우 감성력과 점성력을 다음과 같이 나타낸다.

$$(k + ih)x$$

즉, 윗식의 허수부는 크기가 변위에 비례하는 감쇠력이 존재함을 보여준다.

이 구조감쇠를 포함하는 계의 운동 방정식은

$$M\ddot{x} + (k + ih)x = f(t) \tag{12}$$

$f(t) = F_0 e^{iwt}$ 그리고 $x(t) = x_0 e^{iwt}$ 일 때 운동방정식은

$$(-w^2 m + k + ih) x_0 e^{iwt} = F_0 e^{iwt} \tag{13}$$

$$x(t) = \frac{F_0 e^{iwt}}{(-w^2 m + k + ih)} \tag{14}$$

$$\therefore \tan\phi = \frac{h}{(k - w^2 m)}$$

비감쇠 고유진동수 w_n 은 최대 변위를 얻게 되는 가진 진동수와 일치 한다.

즉, $$\frac{[w]}{F_{0MAX}} = \frac{1}{h} \tag{15}$$

이며 최대 변위는 진동수와 무관한다.

복소수 강성을 다시 쓰면

$$(1 + i\eta)kx$$

이때, 진동수가 w 이고 진폭(F_0)이 1인 경우의 변위 응답, 리셉턴스는

$$\alpha(iw) = \frac{1/k}{[1 - (w/w_n)^2 + i\eta]}$$

$$\therefore \tan\phi = \frac{\eta_n}{1 - (w/w_n)^2} \tag{16}$$

이 식을 다시 w, w_n 의 함수 관계로 나타내면,

$$w^2 = w_n^2 (1 + i\eta_n) = w_n^2 [1 - \frac{\eta_n}{\tan\phi}] \tag{17}$$

여기서 η는 구조 감쇠의 손실계수(Loss Factor)를 의미한다. 위 식을 η_n에 대하여 풀게 되면 다음과 같은 n번째 모우드에 해당하는 손실계수를 구할 수 있게 된다.

$$\eta_n = \left(1 - \left\{\frac{w}{w_n}\right\}^2\right) \tan\phi \tag{18}$$

3. Aluminium Honeycomb Core Sandwich Plate의 구조 및 진동 특성

3.1 재료 및 실험방법

이번 연구에서 사용한 재료로는 면재로서 알루미늄 6061과 5083을 사용하였으며, 심재로는 알루미늄 하니컴 코아를 사용하였다. 설계의 타당성 및 물성치 연구를 위해, 본 연구에 선행되어진 1997년의 굽힘 및 좌굴 실험을 통하여 샌드위치 구조물로서의 역할이 입증된 시편의 물성치를 아래 Table. 1 , Table. 2 , Table. 3에서 나타내었다.

Material	Young Mod. E(kg/mm^2)	Ult. Tens. Strength σ_U(kg/mm^2)	Yield Strength σ_y	Elongation (%)
A5083H321	7,245	37.4	27.3	13
A6061T651	7,031	29.5	24.6	12

Table 1. Mechanical Properties of Face

Items	Cell Size	Density	Cell Size	Density
	12.7	41	19.2	28
Foil Thickness	0.0635		0.0635	
0.2% Yield Stress	19.4		19.4	
Ult. Tens. Streng.	20.9		20.9	
Elongation, %	4		4	
Comp. Streng.	0.11		0.066	
Shear Streng., L	0.109		0.064	
Shear Streng., W	0.071		0.027	
Shear Mod., L	20.999		18.247	
Shear Mod., W	13.456		4.077	
Young Mod.	7.040		7.0	

Density : kg/m^3 * Stress, Strength, Modulus kg/mm^2

Table 2. Mechanical Properties of Core

SPEC	Faces	Core
6T12	A5083H321(6t)	A3003H19 (20t), Cell Size 12.7 mm
4T19	A6061T651(4t)	A3003H19 (20t), Cell Size 19.2 mm

6T12 : Face Thickness 6t, Core Cell Size 12.7mm

Table 3. Dimensions of Specimen

위에서 제시한 면재와 심재로 조합된 1200×1000*mm*의 진동 시편을 제작하여 Fig. 2과 같이 가로 6개, 세로 7개로 분할하였다. 하지만 평판의 Fixed Boundary Condition에서 자유진동 실험 시 Jig 조건에 의하여 평판의 4변 모두 5*mm* 씩 고정되므로 평판의 Dimension은 1100×900 *mm* 라고 볼 수 있다.

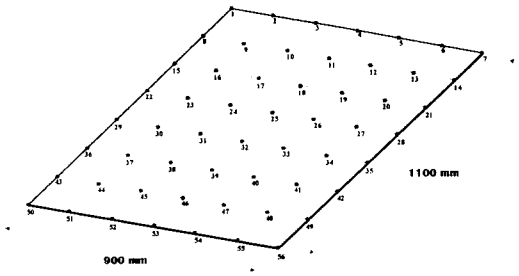

Fig. 2 AHCS 평판의 요소 분할 상태

42개의 Element, 56개의 Nodes로 나눈 후 Force Transducer를 연결하여 Multi-Sine Input를 입력한 후 FFT 3550으로 Date를 받아 들여 Modal Analysis Package Program 인 STAR-Modal로 해석을 수행하였다.

실험 장비의 Specification은 Table. 4 에서 보여준다. Fig. 3는 진동 실험 장비의 Setting를 보여주는 Diagram이다.

Accelerometer		Force Transducer		Vibration Exiter	
Type	4384	Type	8200	Type	4809
Upper Freq. Limit	12.6 kHz	Tens. / Comp.	1000 N / 5000 N	Max. B. Table Accel. Peak	736 m/s^2
Trans. Sensitivity (at 30 Hz, 100ms^2)	Maximum 1.1%	Charge	4 pC/N	Max. Disp	8 mm
Ref. Sensitivity	0.985 pC/ms^2	-	-	First. Re. Freq	20 kHz

Table. 4 실험장비의 Specification.

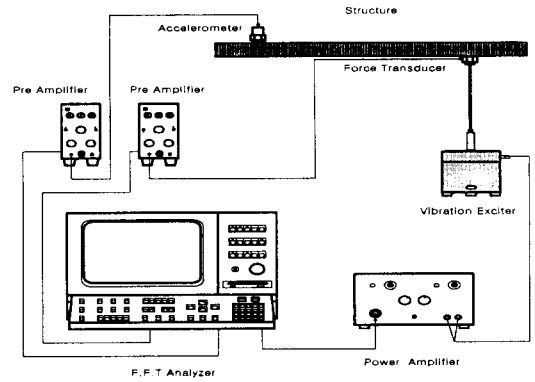

Fig. 3 실험장비 setting.

3.2 진동실험 결과 및 분석

진동신호 분석기인 F.F.T Analyzer 및 Modal Analysis Program인 STAR Modal을 사용하여, 실험을 통하여 얻어진 Data를 분석하였고, 실험결과에 대한 타당성 검증 및 비교분석을 위하여 FEM Package Program인 ANSYS를 사용하였다. 진동실험결과, ANSYS해석 및 이론해석결과의 비교는 아래의 Table. 5에서 볼 수 있으며, Fig.4 Fig. 5에서 그래프로 확인할 수 있다. Fig. 6은 시험을 통하여 STAR에 의해 얻어진 4T19P시편의 Mode Shape이고 Fig. 7 은 ANSYS해석에 의한 4T19시편의 Mode Shape을 보여준다.

	SPEC	Natural Frequencies (Hz)			
		(1,1)Mode	(2,1)Mode	(1,2)Mode	(2,2)Mode
Ex. Data	6T12	161.0 Hz	244.0 Hz	350.0 Hz	446.5 Hz
	4T19	154.0 Hz	240.0 Hz	315.0 Hz	429.2 Hz
ANSYS	6T12	164.5 Hz	244.0 Hz	353.7 Hz	464.5 Hz
	4T19	157.9 Hz	234.2 Hz	330.0 Hz	429.2 Hz
Analytical Solution	6T12	149.7 Hz	233.6 Hz	351.4 Hz	427.9 Hz
	4T19	148.8 Hz	228.5 Hz	317.6 Hz	419.6 Hz

Table. 5 AHCS 평판의 고유진동수 비교.

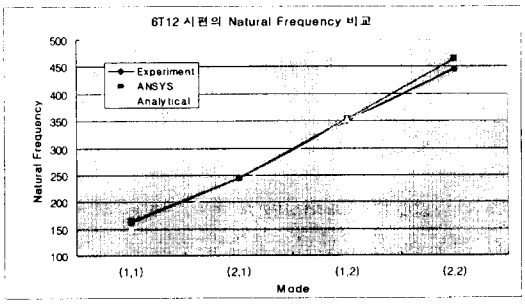

Fig.4 6T12 시편의 Natural Frequency 비교

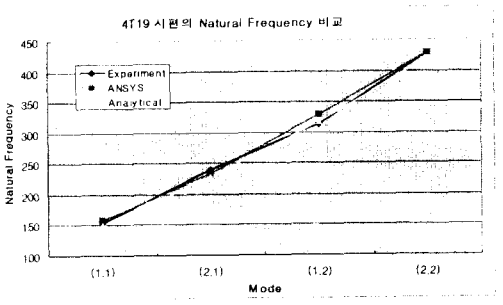

Fig. 5 4T10 시편의 Natural Frequency 비교

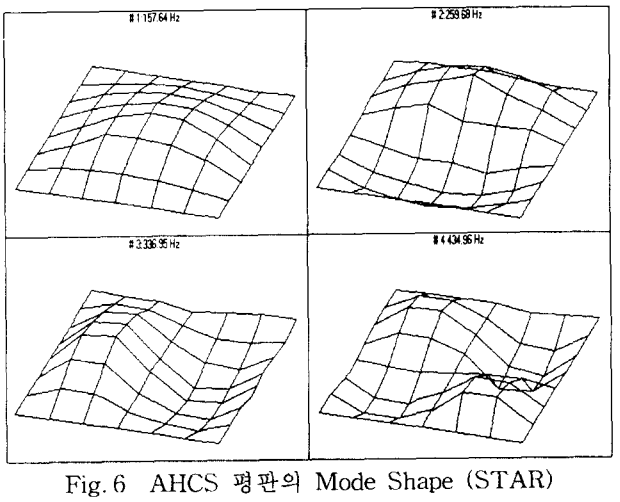

Fig. 6 AHCS 평판의 Mode Shape (STAR)

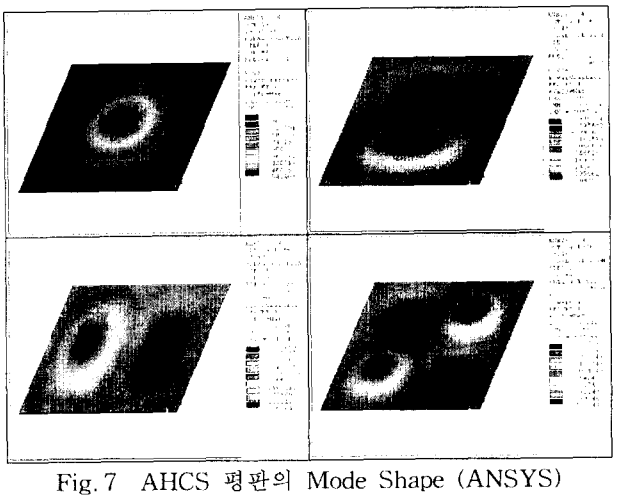

Fig. 7 AHCS 평판의 Mode Shape (ANSYS)

3.3 감쇠 손실계수

감쇠손실계수는 가장 일반적으로 사용되는 반대역 방법을 사용하여 구하였다. 즉, 공진 주파수의 Peak에서 y-축의 FRR 크기를 데시벨(dB)로 표시하여 Peak값에서 3 dB 떨어진 지점의 주파수를 반대역 주파수로 정하여 반대역 주파수의 차이를 공진 주파수로 나누어 감쇠손실 계수를 구하였다.

감쇠손실계수에 2π 를 곱하여 재료의 감쇠 용량을 구할 수 있다. 실험으로 구한 각 시편의 감쇠손실계수를 Table. 6에 표시하였으며, Fig. 8, Fig. 9에서 시편의 감쇠손실계수의 비교를, 실험치와 ANSYS 결과의 비교를 Fig. 10, Fig. 11에 나타내었다.

	SPEC	Modal Loss Factor			
		(1,1)Mode	(2,1)Mode	(1,2)Mode	(2,2)Mode
Experimental	6T12	0.01948	0.01536	0.01183	0.004545
	4T19	0.01298	0.01253	0.01246	0.009389
ANSYS	6T12	0.09886	0.04452	0.00655	0.000856
	4T19	0.05763	0.02434	0.00376	0.002236

Table. 6 AHCS 평판의 Modal Loss Factor

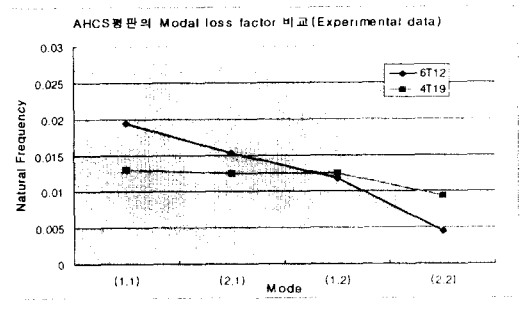

FIg. 8 AHCS 평판의 Modal Loss Factor(Ex. Data)

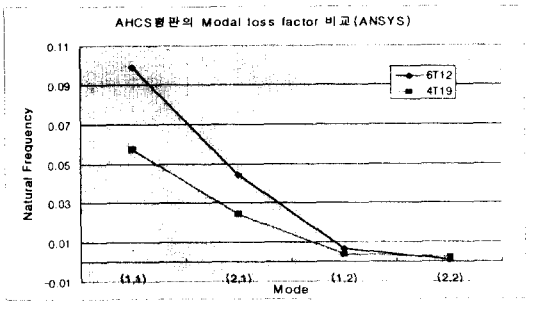

FIg. 9 AHCS 평판의 Modal Loss Factor(ANSYS)

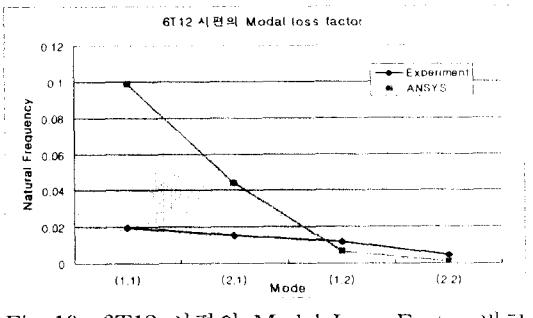

Fig. 10 6T12 시편의 Modal Lass Factor 비교

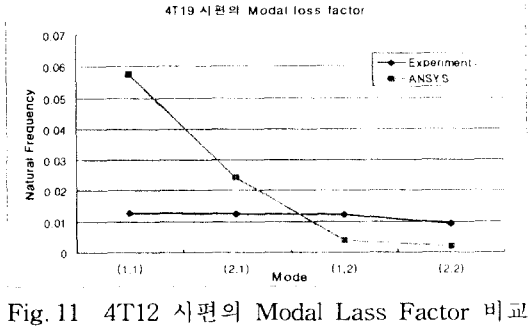

Fig. 11 4T12 시편의 Modal Lass Factor 비교

3.4 심재의 수직 변형율에 의한 진동 특성

심재의 전단 변형율만 고려할 때, 즉 수직방향 변형율을 무시 할 때의 샌드위치 평판의 고유 진동수를 W_s라하며, 전단 변형율과 수직방향 변형율을 모두 고려 할 때의 고유 진동수를 W_{ns} 라 하고, 2개의 고유진동수를 비교하여 수직 방향 변형율의 효과를 파악한다.

	SPEC	Natural Frequencies (Hz)			
		(1,1)Mode	(2,1)Mode	(1,2)Mode	(2,2)Mode
Ex. Data	6T12	161.0 Hz	244.0 Hz	350.0 Hz	446.5 Hz
	4T19	154.0 Hz	240.0 Hz	315.0 Hz	429.2 Hz
W_s	6T12	164.5 Hz	244.0 Hz	353.7 Hz	464.5 Hz
	4T19	157.9 Hz	234.2 Hz	330.0 Hz	429.2 Hz
W_{ns}	6T12	162.2 Hz	238.7 Hz	352.6 Hz	460.0 Hz
	4T19	153.5 Hz	232.9 Hz	328.5 Hz	428.9 Hz

Table. 7 수직 및 전단 변형을 고려한 고유진동수

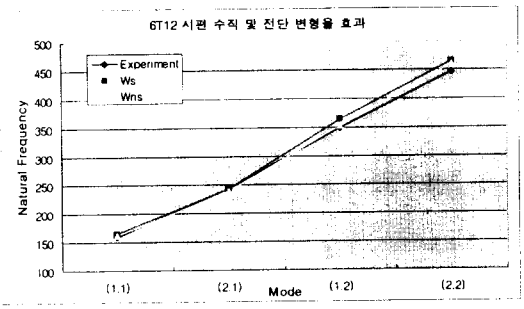

Fig.12 6T12 시편의 수직 및 전단변형에 따른 고유진동수

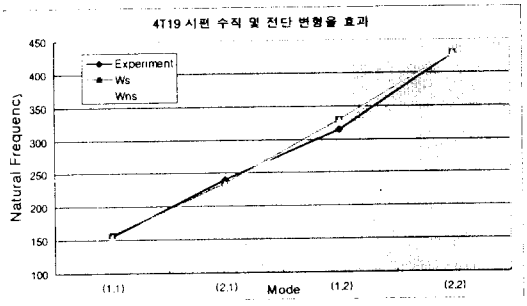

Fig.13 4T19 시편의 수직 및 전단변형에 따른 고유진동수

4. 결 론

본 연구에서는 각각 다른 두께의 면재와 밀도가 다른 심재를 갖는 Aluminum Honeycomb Core Sandwich 구조에 대하여 동일크기의 시편을 제작하여 ANSYS 해석 결과와 진동 특성을 비교하였다.

고유진동수에 있어서는 면재가 두껍고, 심재의 밀도가 높은 6T19 시편의 Frequency가 높게 나오는 것을 볼 수 있다. 그러나 감쇠 손실값도 높게 나온 것은 감쇠 효과에는 심재의 밀도가 크게 영향을 미치는 것을 알 수 있었다.

즉, 고유진동수는 면재의 두께로 결정되고, 감쇠 손실값은 심재의 밀도가 커짐에 따라 증가하므로, 심재의 밀도가 높을수록 고유진동수는 감소함을 알 수 있다.

또한, 각 시편의 실험결과와 ANSYS 결과를 비교 할 때, 고유진동수는 유사하나 감쇠 손실 값은 경향은 유사하지만, 편차가 심하게 나타났다. 이는 샌드위치 판에서 고유진동수는 면재의 두께로 대부분 결정되지만 감쇠 손실값은 심재에 의해서 결정되므로 제작상 심재의 관리, 예를 들면 정적 변형율 및 접착 정도의 오차, 그리고 실험시 Jig에서의 Core Crashing 등의 오차에 의한 것으로 판단된다.

심재의 수직변형을 고려하여 고유진동을 해석한 결과 전단변형만을 고려한 고유진동수보다 실험 결과치에 잘 일치 하였다. 이는 저차 모우드에서는 심재의 수직 변형율이 고유진동수에 영향을 주지 못하나 고차 모우드로 갈수록 수직 변형율이 고유진동수에 영향을 주는 것을 알 수 있었다.

참 고 문 헌

[1] K. G. McConnell, "Vibration Testing", John Wilwy & Sons, Inc, 1995.

[2] MIL-STD-401B, "Sandwich Constructions and Core Materials ; General Test Methods", 26 Sept, 1967.

[3] MIL-C-7438G, "Core Material, Aluminium for Sandwich Construction", 26, Feb, 1986.

[4] J.K. Paik, Y.W. Lee and M.S. Chun, "A Study on the Behavior of Aluminium Honeycomb Sandwich Panel", Proc. of SNAK, April, pp.75-79, 1996.

[5] Werner Goldsmith and Jerome L. Sackman, "An Experimental Study of Energy Absorption in Impact on Sandwich Plates", Int. J. Impact Engng., Vol. 12, No. 2, pp.241-262, 1992.

[6] Y. Kaneko, K. Takeuchi and K. Aokage, "Design and Construction of a Seawater Survey Ship Built Using Aluminium Honeycomb Panels", FAST'93, pp.449-460. 1993.

[7] X. Chen, H. L. Chen and X. L. Hu, "Damping Prediction of Sandwich Structures by Order Reduction Iteration Approach", Journal of Sound and Vibration, 222(5), pp. 803-812, 1999