

論文

노즈 페어링 구조용 복합재 평판의 음향 하중 저감 특성

박순홍^{*,+}, 공철원^{*}, 장영순^{*}, 이영무^{**}

Acoustic Loads Reduction of Composite Plates for Nose Fairing Structure

Soon-Hong Park^{*,+}, Cheol-Won Kong^{*}, Young-Soon Jang^{*}, and Yeong-Moo Yi^{**}

ABSTRACT

Acoustic load generated by rocket propulsion system is one of major dynamic loads during lift-off phase so that it causes the structural failure and electronic malfunction of payloads. Acoustic loads can be greatly reduced by an appropriate acoustical design of nose fairing structures. This paper deals with the acoustical design of the nose fairing structure for launch vehicle. It is well known that a honeycomb sandwich structure is a poor sound insulator because of its high specific stiffness. In this paper, the sound transmission characteristics of four kinds of honeycomb structures for noise fairing were investigated by means of numerical and experimental ways. In order to estimate transmission loss, infinite plate theory by Moore and Lyon and statistical energy analysis (SEA) method were used. The predicted results showed a good agreement with measured ones. These enabled us to determine a proper core material for nose fairing, which shows good sound insulation performance per weight.

초 록

위성 발사체의 추진 기관에 의한 음향 하중은 이륙시 작용하는 주요한 동적 하중 중 하나로서, 이에 의한 위성이나 탑재물의 파손이 보고되고 있다. 위성이나 탑재물에 작용하는 음향 하중의 강도를 저감하기 위해서는 노즈 페어링의 구조 설계시 차음 성능을 고려한 설계가 필요하다. 특히 복합재 구조의 경우 금속재 구조에 비해 비강성이 커서 음향 하중의 차음 측면에서는 불리하다. 본 논문에서는 위성 발사체의 노즈 페어링용 복합재 평판의 차음 특성을 살펴보았다. 노즈 페어링 구조로 사용 가능한 4종의 복합재 구조에 대하여 무한판 이론 및 통계적 에너지 해석법(SEA)을 이용하여 차음 성능을 평가하였다. 해석 결과를 토대로 두 종류의 복합재 평판을 제작하여 이에 대한 차음 성능을 측정하고 예측치와 비교를 수행하였다. 이를 바탕으로 무게 대비 차음 성능이 우수한 노즈 페어링용 복합재 구조를 선정할 수 있었다.

Key Words : 복합재 평판(composite plate), 노즈 페어링(nose fairing), 음향 하중(acoustic loads), 음향 투과 손실(sound transmission loss)

1. 서 론

위성 발사체는 필요한 추진력을 얻기 위하여 매우 강력한

제트 추진 기관을 사용한다. 추진 기관에서 발생하는 소음의 강도는 인류가 만들어낸 소음 중 가장 큰 것으로서 음향 하중에 기인한 진동에 의해 위성 등의 탑재물이 손상을 입고,

*+ 한국항공우주연구원 우주발사체기술실 구조그룹, 교신저자(E-mail:shpark@kari.re.kr)

* 한국항공우주연구원 우주발사체기술실 구조그룹

** 한국항공우주연구원 우주발사체기술실

임무 실패로 이어지는 경우가 인류의 우주 개발 초기에는 60% 정도에 이르렀다[1]. 위성 발사체는 위성 등의 탑재물을 궤도 진입시까지 안전하게 보호할 수 있도록 노즈 페어링 구조를 사용하여 탑재물을 보호한다. 발사체가 대형화 될수록 추진 기관의 추진력이 커지게 되는데, 음향 하중은 추진력에 비례하여 커지게 되므로, 발사체가 대형화 될수록 페어링의 차음 성능이 설계의 중요한 인자가 된다.

위성 발사체의 노즈 페어링의 경우 최근에는 금속재를 대체하여 경량이면서 상대적으로 강성이 큰 복합재 구조를 사용하고 있다. 특히 노즈 페어링이 경량화 되면서 금속재를 사용하는 경우에 비해 차음 측면에서 더욱 불리하게 되었다. 따라서, 적절한 코어(core) 및 면재(face sheet)의 선정을 통하여 주어진 무게 조건하에서 가장 좋은 차음 특성을 가지는 복합재 구조를 결정하는 일은 노즈 페어링 설계에 있어 매우 중요하다.

복합재 샌드위치 구조물의 차음 특성에 대한 연구는 1950년대 말에 본격적으로 시작되었다. Kurtze 등[2]은 등방성 면재 및 등방성 심재로 구성된 샌드위치 판넬의 임피던스(impedance)를 해석적으로 구하였는데, 샌드위치 구조물의 운동을 굽힘 운동(bending motion)과 전단 운동(transverse shear motion)으로 나누었다. 굽힘 운동의 경우 심재는 단순한 스페이스(spacer)의 역할을 수행하며, 면재에 굽힘파(flexural wave)가 전파하는 모델을 사용하였으며, 전단 운동의 경우에는 면재에는 굽힘파가, 심재에는 전단파(shear wave)가 전파하는 모델을 제안하였다. Dym 등[3]은 등방성 심재를 사용한 무한 샌드위치 구조물의 투과 손실을 이론적으로 유도하였으며, 샌드위치 구조물이 대칭 모드(symmetric mode) 및 비대칭 모드(anti-symmetric mode)를 가질 때 투과 손실이 급격히 줄어든다는 것을 보였다.

적층한 면재를 사용한 샌드위치 구조물의 차음 특성은 참고 문헌[4]에서 다루고 있는데, 적층 방법에 따라 일치 효과에 의한 투과 손실 커브의 딥(dip)이 감소할 수 있음을 밝혔다. 만약 방향별 탄성파의 전파 속도가 유사한 경우는 등방성 면재로 가정하여도 무리가 없으며, 페어링 외피의 경우도 프리 프레그를 적층하여 사용하는 경우 등방성으로 가정할 등가 물성을 적용하여도 음향 투과 특성의 해석에 무리가 없음을 보였다.

본 논문에서는 KSLV-I의 노즈 페어링용 복합재 구조 설계를 위하여 복합재 구조물의 차음 특성을 예측하였다. 총 4종의 복합재 평판을 대상으로 하였으며, 무한 크기의 복합재 평판의 음향 투과 특성을 이론적으로 예측해보고[5], 유한 크기의 복합재 평판의 경우는 통계적 에너지 해석법(statistical energy analysis, SEA) 방법[6]을 사용하여 예측하였다. 예측한 결과를 바탕으로 하여 2종의 복합재 평판을 제작한 후 차음 성능 측정 시험을 수행하여 예측 방법에 대한 검증을 수행하였고, 4종의 복합재 평판 중 무게 대비 음향 하중 차단 특성이 우수한 재료를 선정할 수 있었다.

2. 복합재의 차음 특성

2.1 음향 투과 손실의 정의

Fig. 1과 같이 임피던스 Z_W 로 표현될 수 있는 구조물에 입사한 음파는 매질의 음향 임피던스 Z_0 와 구조물의 임피던스 Z_W 의 부정합에 의해 반사 및 투과되는 현상이 발생한다. 특히 음파의 투과 현상은 입사한 음파에 의해 구조물이 가진되고, 이 구조물이 진동하여 음파를 방사하는 현상으로 볼 수 있는데, 입사파의 에너지에 대하여 얼마만큼의 에너지가 투과하느냐에 따라 구조물의 차음 특성이 결정된다. 즉, 입사파의 에너지에 비해 투과파의 에너지가 작을수록 구조물은 좋은 차음 특성을 지녔다고 할 수 있다.

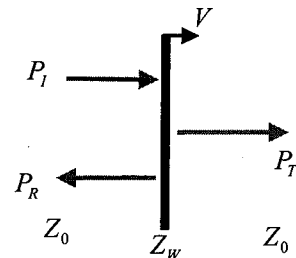


Fig. 1 Sound transmission of plane waves.

임의의 구조물의 차음 특성을 표현하기 위한 척도로는 음향 투과 손실(transmission loss, TL)이 널리 사용된다. 음향 투과 손실은 입사한 음파의 음향 파워에 대해 투과한 음향 파워의 비, 즉 $|\tau|^2 = |P_T/P_I|^2$ 을 데시벨(decibel) 단위로 표현한 값으로서 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$TL = 10 \log_{10} \frac{1}{|\tau|^2} \quad (1)$$

구조물이 전혀 차음을 수행하지 못하는 경우, 즉 입사파의 음향 파워와 투과파의 음향 파워가 같으면 투과 손실은 0 이 되고, 구조물이 완벽하게 차음을 수행하는 경우, 즉 투과파의 음향 파워가 0 이 되면, 투과 손실은 무한대의 값을 가진다. 일반적인 구조물의 투과 손실은 0 이상의 값을 가지며, 주파수에 대한 함수이다. 투과 손실은 음향 매질의 임피던스와 구조물의 임피던스로 표현할 수 있는데, 음파의 가진에 의한 구조물의 진동 속도를 V 라 할 때, 입사하는 음파의 입장에서 본 임피던스는 $2P_I = (2Z_0 + Z_W) V$ 의 운동 방정식으로 표현할 수 있으며, 투과하는 음파의 입장에서 본 임피던스는 $P_T = Z_0 V$ 의 운동 방정식으로 표현할 수 있다. 두 운동 방정식으로부터 투과 손실은 다음 식과 같이 표현할 수 있다.

$$TL = 10 \log_{10} \left| \frac{2Z_0 + Z_w}{2Z_0} \right|^2 \quad (2)$$

이 식을 좀 더 해석에 용이한 물리량으로 표현하기 위해 질량벽을 가정하면, 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$TL = 10 \log_{10} \left[1 + \left(\frac{\omega m}{2Z_0} \right)^2 \right] \quad (3)$$

여기서, $Z_w = j\omega m$ 이며, m 은 차음재의 단위 면적당 질량을, ω 는 각주파수(radian frequency)를 나타낸다. 식 (3)에서 쉽게 알 수 있듯이 주파수 또는 단위 면적당 질량이 두 배가 되면 투과 손실이 6 dB 증가하게 됨을 알 수 있는데, 이를 질량 법칙(mass law)라 하며, 특정 주파수에서 좋은 차음 특성을 얻기 위해서 가장 손쉬운 방법은 차음재의 질량을 증가 시키는 것임을 보여준다.

2.2 균질한 등방성 구조물의 차음 특성

금속재 등과 같은 유한한 크기의 균질한 등방성(homogeneous isotropic) 구조물의 차음 특성은 주파수에 따라 Fig. 2와 같이 나타남이 잘 알려져 있다[7].

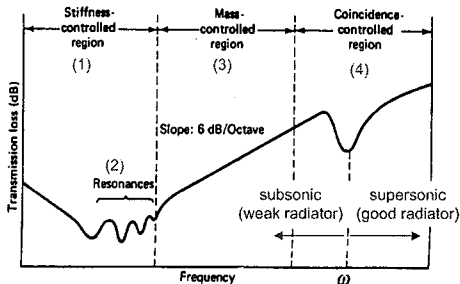


Fig. 2 Transmission loss of homogeneous isotropic structures[7].

투과 손실 선도는 주파수에 따라서 크게 네 부분으로 나누어 볼 수 있는데, 앞서 설명한 바와 같이 구조물의 임피던스에 의해 결정된다. 간단한 예로서 구조물을 질량-댐퍼-스프링 요소로 가정하여 살펴보기로 하자. 강성이 지배하는 (1)영역에서는 임피던스가 k/ω 형태이므로, 주파수가 증가함에 따라 투과 손실이 감소한다. 구조물의 공진이 존재하는 (2)영역은 공진에 의해 음향 방사 에너지가 커지므로 투과 손실이 감소하게 되는데, 구조물의 댐핑을 증가시켜 투과 손실을 증가시킬 수 있다. 한편 공진 주파수 이상의 (3)영역에서는 임피던스가 $m\omega$ 형태로서 앞서 설명한 질량 법칙이 적용되는 영역이다. 그 이상의 주파수 영역, 즉 (4)영역에서는 입사하는 음파의 파장과 구조물에 형성되는

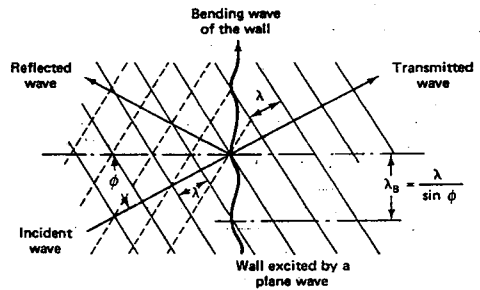


Fig. 3 Coincidence effect[7].

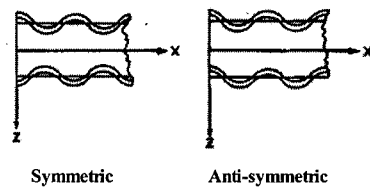


Fig. 4 Symmetric and anti-symmetric mode of sandwich structure.

굽힘파의 파장이 일치하는 주파수가 존재하는데 이를 일치 효과(coincidence effect, Fig. 3참조)라 하며, 투과 손실이 급격히 감소하는 현상을 보인다.

2.3 복합재 구조물의 차음 특성

복합재 구조물에 대한 차음 특성의 해석은 면재 및 심재에 각각 다른 탄성파가 유발되므로 이론적인 해석이 간단하지는 않으며, 다양한 해석 모델이 제안되어 왔다. 특히 이론적 해석은 무한히 큰 평판의 경우에만 유효하므로, 유한한 크기의 복합재 구조물의 투과 손실 예측에 있어서는 저주파수 영역에서 부정확한 예측치를 보여준다. 그러나, 유한한 구조물의 경우 저주파수 영역에서는 유한 크기 효과(finite size effect)에 의해 무한판 이론에 의한 예측치보다 더 큰 투과 손실치[5]를 보이므로, 보수적인 설계에는 큰 무리가 없다.

직교 이방성 심재를 사용한 샌드위치 구조물의 차음 특성[5]은 Fig. 4와 같은 대칭 모드 및 비대칭 모드에 대한 파 임피던스를 구하여 이론적으로 예측할 수 있다.

샌드위치 구조물의 대칭 모드에서의 임피던스를 Z_s , 비대칭 모드에서의 임피던스를 Z_a 라 하면 파워 투과 계수는 다음 식과 같이 표현할 수 있다[5].

$$|\tau(\theta, \phi)|^2 = \left| \frac{(\rho_0 c_0 / \cos \theta)(Z_s - Z_a)}{(Z_s + \rho_0 c_0 / \cos \theta)(Z_a + \rho_0 c_0 / \cos \theta)} \right|^2 \quad (4)$$

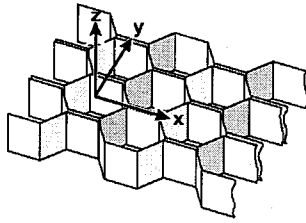


Fig. 5 Axis definition of core material.

여기서 θ 는 평면과의 입사각을 나타내며, $\rho_0 c_0$ 는 공기의 특성 임피던스(characteristic impedance)이다. 참고로 수직 입사의 경우 θ 는 0의 값을 가진다. 실제의 경우 입사파는 랜덤한 방향을 가지고 샌드위치 구조물에 입사하므로, 평균 파워 투과 계수를 구하는 것이 필요하다. 랜덤 입사 조건의 평균 파워 투과 계수는 다음 식과 같이 구할 수 있다. 여기서 $\theta_i = 78^\circ$ 경험적인 값으로 실제 시험 결과와 가장 유사한 값을 주는 것으로 알려져 있다[8].

$$|\bar{\tau}|^2 = \int_0^{2\pi} \int_0^{\theta_i} |\tau(\theta, \phi)|^2 \sin \theta \cos \theta d\theta d\phi / \int_0^{2\pi} \int_0^{\theta_i} \sin \theta \cos \theta d\theta d\phi \quad (5)$$

식 (5)를 살펴보면 $Z_s=0$ 혹은 $Z_c=0$ 조건에서 공기의 임피던스에 비해 구조물의 임피던스가 매우 크기 때문에 파워 투과 계수가 1이 되어 투과 손실이 0 dB에 근접하게 됨을 볼 수 있다. 즉, 샌드위치 구조물의 대칭 모드 혹은 비대칭 모드가 발생할 때 급격히 투과 손실이 감소함을 보여주며, 페어링 외피의 차음 설계시 관심 주파수 대역에서 이러한 현상이 발생하지 않도록 하여야 좋은 차음 특성을 얻을 수 있다.

복합재 평판의 이론적인 차음 성능을 예시하기 위해 질량만 있는 이상적인 평판과 질량 및 굽힘 강성이 고려된 균질한 등방성 평판의 투과 손실과 비교해 보았다. 평판의 크기는 무한히 크다고 가정하였으며, 세 가지 평판의 질량은 모두 8.67 kg/m^2 으로 동일하게 하였다. 랜덤 입사를 가정하였으며 균질한 등방성 평판의 굽힘 강성은 복합재 면재의 강성과 동일하게 하였다. Table 1에 복합재 평판의 투과 손실 예측에 사용된 물성을 나타내었는데, 면재의 물성은 프리프레그 적층 후 등가 강성을 적용하였다. 심재의 좌표축 정의는 Fig. 5와 같으며, x 방향의 길이는 무한하다고 가정하였다. 참고로 좌표축과 코어의 주축 방향이 일치하지 않는 경우에는 예측한 투과 손실이 다소 달라지는데 [5], 이는 무한판 가정의 한계로 볼 수 있으며, 랜덤 입사시 유한판의 투과 손실 예측에 있어서는 큰 차이를 보이지 않는다. 본 논문에서는 좌표축과 코어의 주축 방향이 일치한다고 가정하였다.

Table 1 Material properties of sandwich panels with orthotropic core

Facesheet material		Orthotropic core material	
mass per unit area	3.73 kg/m ²	Ezz	3.7e8 Pa
Poisson ratio	0.05	Exz	1.0e6 Pa
Youngs Modulus	6.37e9 Pa	Eyz	3.1e6 Pa
thickness	6.3 mm	density	16 kg/m ³
		thickness	76.2 mm

*Exx, Eyy 및 off-diagonal 항은 무시할 만큼 값이 작음.

Fig. 6에 각각의 이론치 계산 결과를 나타내었다. 동일 질량의 경우 복합재 평판의 차음 성능이 가장 떨어지는 것을 알 수 있다. 급속재 평판 등의 균질한 등방성 평판의 경우와는 달리 복합재 평판의 투과 손실은 주파수 영역의 두 부분에서 급격히 감소하는 경향을 보이고 있다. 먼저 3000 Hz 부근의 투과 손실 선도의 덩은 일치 효과에 의한 것이다. 이 때 평판은 Fig. 4의 비대칭 모드 형상, 즉 단판과 유사한 거동을 보이며, 일치 효과가 최초로 발생하는 임계주파수(critical frequency)는 평판의 전단 강성이 클수록 저주파수 영역에서 발생한다. Fig. 2에서 볼 수 있듯이 임계 주파수 이상의 영역에서는 구조물을 진행하는 파(wave)의 속도가 공기 중의 음파의 속도보다 커서 평판이 음파를 잘 방사할 수 있는 조건이 되어 차음 성능이 저하된다. 한편 7930 Hz 부근에서의 투과 손실 선도의 덩은 면재가 단순 질량 요소의 역할을, 심재가 스프링 역할을 하는 이중벽 공진(double wall resonance) 때문이다[5]. 특히 허니콤 코어를 사용하는 샌드위치 구조물의 투과 손실 선도에서는 흔히 이중벽 공진 주파수가 고주파수 영역에 존재하는데, 이는 코어의 축강성이 매우 크기 때문이다. 이중벽 공진 이상의 주파수 영역에서는 대칭 모드에 의한 투과 손실 저감이 발생한다.

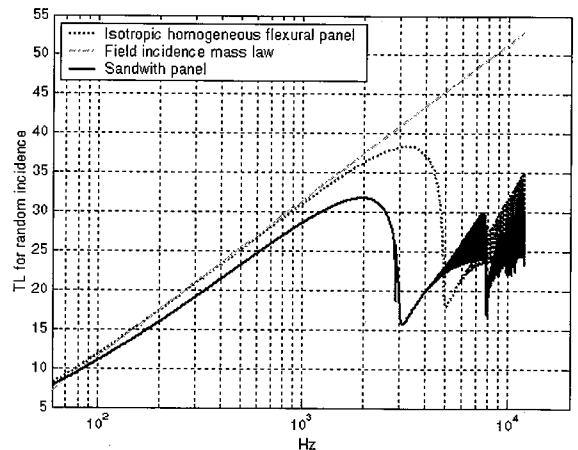


Fig. 6 Transmission loss example of sandwich panels.

3. 페어링 외피용 복합재의 투과 손실 해석

3.1 무한 크기의 평판에 대한 해석 결과

무한 복합재 평판에 대한 투과 손실 예측 이론을 적용하여 4종의 복합재 평판의 차음 특성을 예측해 보았다. Table 2에 적용한 코어 및 면재의 물성을 나타내었다. 노즈 페어링 외피용 면재는 공통으로 사용하였고, 4종의 코어를 사용하였다. 면재는 KSR-III 노즈 페어링에 사용된 것과 동일한 카본/에폭시 프리프레그를 적용하였다. 4종의 코어의 재료 및 적용 두께는 각각 구조 및 공력 하중 조건을 만족하는 사양으로 선정된 것으로, 유리섬유/페놀 허니콤 코어 계열 2종, 알루미늄 허니콤 코어 계열 2종을 선정하였다. 물성은 HEXCEL 사의 자료를 참조하였다.

Fig. 7은 무한판 이론에 의해 차음 특성을 예측한 결과이다. 일치 효과에 의한 임계 주파수(300~400 Hz 부근) 이하의 저주파수에서는 단위 면적당 질량이 가장 큰 코어 2를 사용한 복합재 평판이 투과 손실이 높으나 다른 코어를 사용한 복합재 평판에 비해 그 차이는 크지 않다. 참고로 200 Hz에서 코어 2를 사용한 복합재 평판의 투과 손실은 코어 4를 사용한 복합재 평판보다 1.2 dB 크다. 또한 글라스 허니콤 계열의 코어를 사용한 복합재 평판이 전단 강성이 알루미늄 허니콤 계열의 코어를 사용한 것보다 작기 때문에 임계 주파수가 더 높은 곳에 존재함을 알 수 있다. 즉 전단 강성이 낮은 코어를 사용하면 저주파수 차음 영역을 확장할 수 있음을 보여준다. 그러나 임계 주파수 이상의 고주파수 영역에서는 전단 강성이 큰 알루미늄 허니콤 계열의 코어를 사용한 복합재 평판이 더 좋은 차음 특성을 보여준다. 앞서도 언급하였지만 축 강성이 크기 때문에 이중벽 공진 주파수는 관심 주파수 영역(100~4000 Hz) 밖에 존재한다.

Table 2 Material properties of sandwich panels for nose fairing

	Thickness	Mass per unit area	Ezz	Exz	Eyz	Material
	mm	kg/m ²	MPa	MPa	MPa	
Core 1	25.00	1.8	296	48.3	103	Glass
Core 2	25.00	2.4	434	124	131	Glass
Core 3	25.00	1.92	1020	482	262	AL
Core 4	25.00	1.64	1275	296	117	AL
	Thickness	Mass per unit area	E			Material
	mm	kg/m ²	GPa			
Face sheet	1.60	5.12	60.7			Carbon/Epoxy
Adhesive film		0.8				

Transmission loss(Theory)

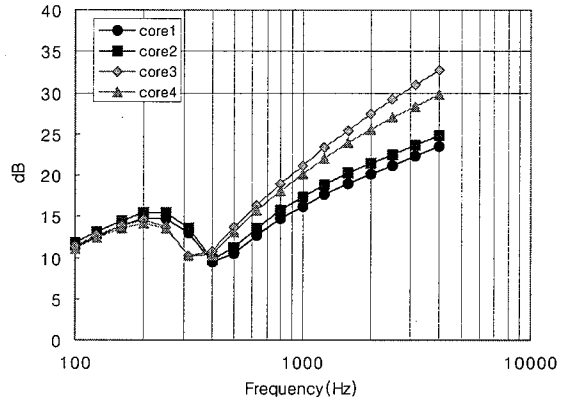


Fig. 7 TL curves of 4 sandwich panels for nose fairing (theory).

3.2 유한 크기의 평판에 대한 해석 결과

실제 구조물의 크기는 유한하므로, 유한 크기의 평판에 대한 차음 특성의 예측이 필요하다. 유한한 크기의 평판의 경우는 임피던스를 이용한 이론적인 접근이 어렵기 때문에, 통계적 에너지 해석법[6]을 사용하여 무한 평판의 결과와 비교하였다. SEA에 의한 해석은 상용 프로그램인 AutoSEA를 이용하여 수행하였다. 해석 모델의 크기는 차음 성능 시험용 시편 크기인 1.9x1.5 m²으로 하였으며 물성은 Table 2와 동일하게 적용하였다.

Fig. 8은 SEA를 이용한 4종의 샌드위치 평판의 투과 손실 예측 결과이다. 해석 주파수 밴드로 옥타브 밴드를 사용하였고, 신뢰성 있는 최저 주파수 밴드는 63 Hz 이다. 최저 주파수 밴드는 최소 3개 이상의 모드가 존재하는 주파수 밴드로 하였다.

250 Hz 이하의 저주파수 영역에서는 단위 면적당 질량이 가장 큰 코어 2를 사용한 샌드위치 평판의 투과 손실이 코어 4를 사용한 경우에 비해 1 dB 정도(200 Hz 옥타브 밴드 대역 기준) 크다. 그러나, Table 2에서도 알 수 있듯이 코어 2를 사용한 경우는 코어 4를 사용한 경우에 비해 무거우며 고주파수 영역에서는 오히려 투과 손실이 저하됨을 고려한다면 코어 4를 사용한 복합재 평판이 오히려 노즈 페어링 외피용으로 적절하다. 한편 SEA 해석은 무한 평판의 경우(Fig. 7)와는 달리 옥타브 밴드를 사용하여 주파수별 투과 손실을 평균한 개념이므로, 코어에 따른 전단 강성의 차이에 의한 임계 주파수 변화가 명확하지는 않다. 그러나 250 Hz 옥타브 밴드에서 투과 손실의 감소 및 증가가 이루어지므로, 이론 예측 결과와 종합해 보았을 때 이 대역에 임계 주파수가 존재함을 알 수 있다. 임계 주파수

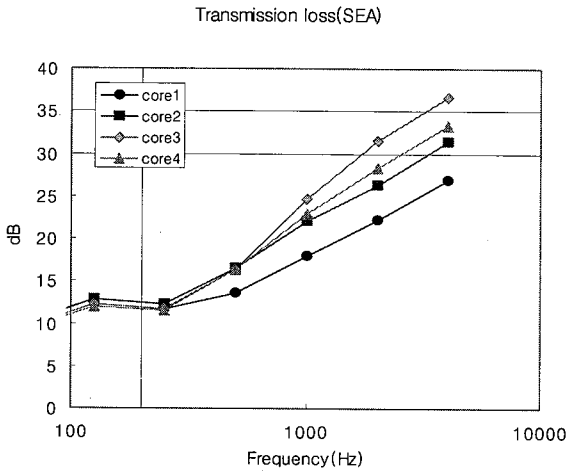


Fig. 8 TL curves of 4 sandwich panels for nose fairing (SEA).

이상의 영역에서는 코어 3, 4의 알루미늄 허니콤 코어를 사용한 페어링 외피가 차음 특성이 좋을 수 있다.

4. 실험 및 해석 결과와의 비교

4.1 시편 및 실험 방법

해석 결과의 검증을 위하여 Table 3에 나타낸 바와 같이 2종의 복합재 평판을 제작하였다. 4종의 해석 대상 중 심재의 소재가 서로 다른 것 중 가벼운 코어 2종을 선택하였다.

Table 3 Specification of test specimen

시편	Test ID	무게(kg)	크기(m ²)	면밀도(kg/m ²)
Al-core Honeycomb Sandwich Panel(core 4)	A1	18.0	1.90x1.50	6.32
Glass-core Honeycomb Sandwich Panel(core 1)	B1	19.1	1.90x1.50	6.70

투과 손실의 측정을 위해 한국 기계 연구원(KIMM) 음향 연구 그룹의 흡차음 시험용 잔향실을 이용하였다. 차음 시험은 ASTM E90-24, ISO 140/3-1978에 규정된 방법으로 수행하였다. Fig. 9에서 볼 수 있듯이 시편을 음원실과 수음실 사이에 설치한다. 음원실에서 무지향성 음원을 사용하여 소음 신호 발생기에서 출력한 소음을 발생시키며, 수음실에서 시편을 투과한 소음을 측정하여 그 차이를 평가하여

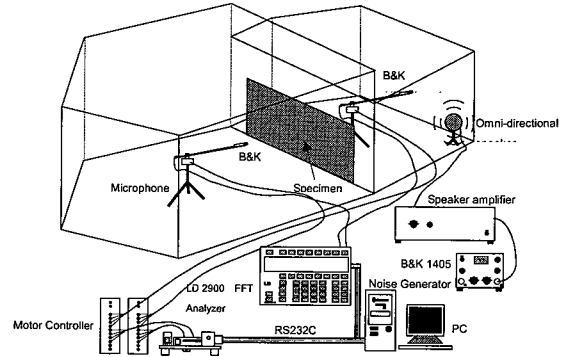


Fig. 9 Reverberation chamber for TL measurement (KIMM).

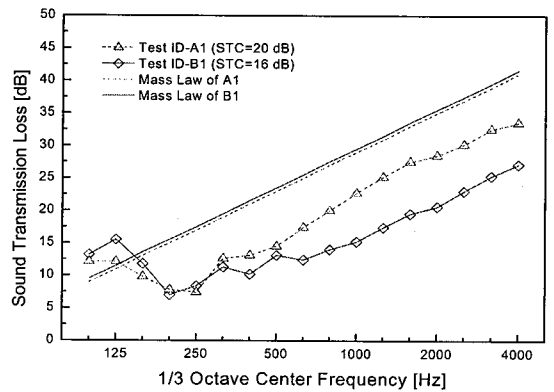


Fig. 10 Measurement results of TL for 2 sandwich panels.

시편의 차음 성능을 측정한다. 이 때 투과 손실은 다음 식으로부터 계산할 수 있다.

$$TL = SPL_{source} - SPL_{receiving} + 10 \log(S/A) \quad (6)$$

여기서, 시험 시편의 면적(S)에 의한 영향과 시편의 흡음 성능(A)에 의한 영향을 배제하기 위해 보정항을 사용하게 되며, 차음 성능 측정 이전에 반드시 수음실에서 흡음률을 측정하기 위한 시험이 수행된다.

4.2 시험 결과 및 해석 결과와의 비교

Fig. 10은 코어 4를 사용한 복합재 평판(A1)과 코어 1을 사용한 복합재 평판(B1)의 투과 손실 측정 결과이다.

200 Hz 이하의 저주파수 대역에서는 글라스/페놀릭 코어를 사용한 B1의 차음성능이 최대 3dB 정도 앞서지만 임계주파수 이상의 영역(즉, 200 Hz 이상)에서는 알루미늄 코어를

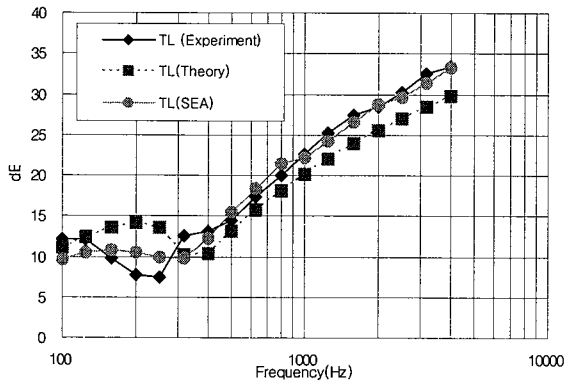


Fig. 11 Comparison between predicted and measured TLs (core 4).

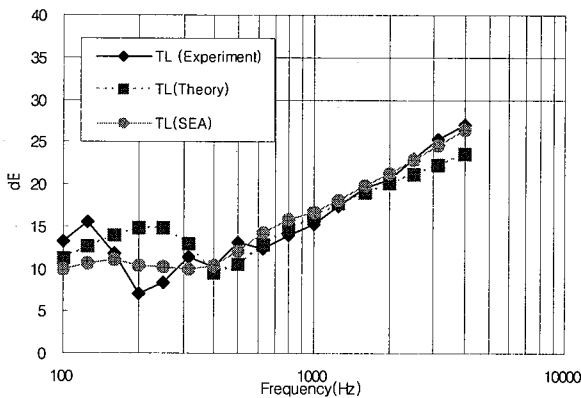


Fig. 12 Comparison between predicted and measured TLs (core 1).

사용한 A1의 차음 성능이 크게 앞서는 것을 볼 수 있다. 참고로 차음 성능의 대표적인 표기법인 STC (sound transmission class)로 표기하면 약 4dB 앞서는 것을 알 수 있다. 한편, 랜덤 입사 질량 법칙에 의한 투과 손실 예측치에는 두 평판의 투과 손실이 크게 못 미치는 결과를 보여 주고 있는데, 이는 심재의 전단 강성이 상당히 크기 때문에 일치 주파수가 저주파수에서 발생하기 때문이다.

Fig. 11, 12는 무한판 이론과 통계적 에너지 해석법을 이용한 투과 손실 예측치와 시험에 의한 측정치의 비교 결과를 보여주고 있다.

무한판 이론에 의한 예측의 경우 300 Hz 이상의 주파수 영역에서 측정치와 3 dB 이내의 오차 범위의 투과 손실치를 보여주는 것을 볼 수 있다. 일치 주파수의 경우 A1의 경우는 예측치가 315 Hz, 측정치가 250 Hz이며, B1의 경우, 예측치가 400 Hz, 측정치가 200 Hz로 나타났다. 일치

주파수의 예측치가 측정치보다 크게 나타난 것은 예측시 사용한 정적 전단 강성이 실제의 동적 전단 강성에 비해 크다는 것을 보여주며, 정확한 일치 주파수의 예측을 위해서는 동적 전단 강성값이 필요함을 알 수 있다. 한편 무한판 이론에 의한 일치 주파수 이하의 저주파수 예측은 시편 크기의 제한으로 측정치와 잘 맞지 않음을 볼 수 있다. 통계적 에너지 해석법에 의한 예측은 무한판 이론에 의한 예측보다 측정치에 더 근사한 값을 보여주고 있는데, 이는 시편의 크기가 고려되고, 약 300Hz 이상의 주파수 영역에서는 모드 밀도가 높아 통계적 에너지 해석법의 가정들이 잘 맞기 때문이라 볼 수 있다.

5. 결론

복합재 샌드위치 평판의 음향 하중 저감 특성을 살펴 보았다. 면재와 심재의 운동 형상에 따라 대칭 모드 및 비대칭 모드가 발생하며, 이 때 음향 하중 저감 특성이 급격히 감소한다. 특히 심재의 축강성이 크지 않은 경우 면재와 심재가 질량-스프링-질량 시스템으로 거동하는 이중벽 공진 주파수가 관심 주파수 영역에 발생하는데 이때도 음향 하중 차단 특성이 저하된다. 심재의 전단 강성이 작을수록 일치 효과에 의한 투과 손실의 저하가 발생하기 시작하는 임계 주파수가 높아지므로 차음이 가능한 저주파수 대역이 증가한다. 또한 단위 면적당 질량이 클수록 저주파수 대역의 차음이 유리하다. 한편 임계 주파수 이상의 영역에서는 전단 강성이 클수록 차음이 유리한 경향을 보인다.

KSLV-I 페어링 외피용 샌드위치 구조 선정을 위한 4종의 복합재 구조물에 대하여 차음 특성을 예측하고, 이중 2종을 제작하여 차음 성능 측정을 수행하였다. 임계 주파수 이하의 영역에서는 질량이 가장 큰 평판이 차음 성능이 좋으나, 그 효과는 그리 크지 않았다. 그리고, 코어별 전단 강성의 차이에 의한 임계 주파수의 차이도 크게 나타나지는 않았다. 한편 임계 주파수 이상의 영역에서는 알루미늄 허니콤 계열의 코어가 차음 특성이 우수함을 알 수 있었으며, 시험에서도 이와 동일한 결과를 얻었다. 이와 같은 결과를 종합하여, 질량이 가벼우면서도 임계 주파수 이상 영역의 특성이 우수한 코어 4(알루미늄 허니콤)가 노즈 페어링 구조용 복합재 심재로 유리함을 알 수 있었다.

참고문헌

- 1) S. Griffin, S. Lane, and D. Leo, "Innovative Vibroacoustic Control Approaches in Space Launch Vehicles," *Proceedings of InterNoise 2000*, 2000, Paper IN2000/737.

- 2) G. Kurtze and B. G. Watters, "New Wall Design for High Transmission Loss or High Damping," *J. Acoust. Soc. Am.*, Vol 31, No. 6, 1959, pp. 739-748.
- 3) C. L. Dym, and M. A. Lang, "Transmission of Sound through Sandwich Panels," *J. Acoust. Soc. Am.*, Vol. 56, No. 5, 1974, pp. 1523-1532.
- 4) A. Ordubadi and R. H. Lyon, "Effect of Orthotropy on the Sound Transmission through Plywood Panels," *J. Acoust. Soc. Am.*, Vol 65, No. 1, 1979, pp. 133-139
- 5) J. A. Moore and R. H. Lyon, "Sound Transmission Loss Characteristics of Sandwich Panel Constructions," *J. Acoust. Soc. Am.*, Vol. 89, No. 2, 1991, pp. 777-791.
- 6) R. H. Lyon and R. G. DeJong, *Theory and Application of Statistical Energy Analysis*, 2nd Edition, RH Lyon Corp., 1998.
- 7) J. D. Irwin and E. R. Graf, *Industrial Noise and Vibration Control*, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, NewYork, 1979, Chap 7.
- 8) I. Ver and C. Holmer, "Interaction of Sound Waves with Solid Structures," *Noise and Vibration Control*, McGraw-Hill, New York, 1971, Chap. 11.