

# 단순화된 위성체의 통계적 에너지 해석법을 이용한 음향-진동 연성 해석

## Vibro-acoustic Analysis of Simplified Satellite Model by Using the Statistical Energy Analysis Technique

°정철호\*·이정권\*·문상무\*\*·김홍배\*\*

°Cheol-Ho Jeong\*·Jeong-Guon Ih\*·Sang-Moo Moon\*\*·Hong-Bae Kim\*\*

**Key Words :** satellite model (위성체), statistical energy analysis (통계적 에너지 해석법), vibro-acoustic analysis (음향-진동 해석), high frequency analysis(고주파 해석).

### ABSTRACT

At the lift-off condition, the combustion and jet noise of launch vehicle produces a severe acoustic environment and the acoustic loads may be damaging to payload and equipments. Prediction of the acoustic environment is thus needed to support the load-resistive design and test-qualification of components. Currently, such a high frequency problem is usually dealt with by using the SEA technique, for which the assumptions should match reasonably well with the vibro-acoustic condition of system. The subsystems of SEA model was composed of 16 flat plates, 8 L-shaped beams, and 2 acoustic cavities. The frequency range was 400 Hz - 4 kHz considering the modal parameter. The experiment was performed in a high intensity acoustic chamber, in which the diffuse acoustic field was assured. By comparing the SEA analysis and the experiments, the error less than 5 dB was observed.

### 1. 서론

다목적 실용위성의 구조체는 위성체 시스템 요구조건과 발사체 제한조건을 만족시키면서 다른 부분체 및 탑재체 등을 기계적으로 일정하게 유지시키는 역할을 수행한다. 이 과정에서 구조체는 위성체의 제작단계로부터 임무완수까지 모든 주위의 환경을 견딜 수 있어야 한다. 발사이전 안정성을 검증하기 위한 위성체 음향-진동시험은 발사시 소음 형태로 발생하는 압력변화에서 위성체가 구조적으로 안전한가를 확인하는 것이다. 발사시의 위성체가 노출되는 압력장에서의 중-고주파수에 대한 해석에는 기존의 모드기법 (finite element method, boundary element method 등)들이 적합하지 않기 때문에 통계적 에너지 해석법 (statistical energy analysis; SEA)를 사용하여 해석을 수행하였다.

### 2. 통계적 에너지 해석법

#### 2.1 통계적 에너지 해석법의 기본 원리 요약

SEA [1-5]는 구조체의 진동 (혹은 음향)에너지를 주 해석변수로 하고 있으며, 전체구조를 이루

는 여러 개의 하부구조를 개별적인 에너지 저장체로 가정하고 각 하부 구조간의 에너지 교환 과정을 해석하여 외부입력에 대한 응답을 예측하게 된다. 즉, 전체 시스템을 하부시스템의 결합으로 간주하고 정상상태에서 각 세부시스템에 유입 및 유출되는 파워가 같다는 파워 평형을 기본 원리로 하고 있다. SEA의 기본적인 가정은 다음과 같다:

- (1) 모드에너지의 균등성 (equi-partition of modal energy),
- (2) 모드간의 비관계성 (modal incoherence),
- (3) 다수 모드 계로 확장함의 유효성,
- (4) 구조물간의 약결합 (weak coupling),
- (5) 광대역 가진 (broad-band white noise).

이외에도 주파수 대역 범위가 중심주파수에 대해 충분히 좁아야 하고, 하부계들을 잔향계로 여길 수 있을 정도의 감쇠율의 존재 등의 가정이 있다.

구조를 여러 개의 하부 구조(subsystem)로 나누고 각 하부구조의 에너지를  $E$ ,  $i$ -번째 하부구조에서  $j$ -번째 하부구조로 전달되는 파워를  $\Pi_{ij}$ 라 하면 다음과 같다:

$$\Pi_{ij} = \omega \eta_j E_i - \omega \eta_i E_j. \quad (1)$$

단일 하부 구조에서는 내부 에너지 손실을  $\omega \eta E$ 와 같은 형태로 가정하고 각 하부 구조로 유입되는 파워와 유출되는 파워가 같다고 가정하면 파워 평형식은 다음과 같다:

$$\Pi_{i,in} = \Pi_{i,dis} + \Pi_{ij}. \quad (2)$$

이를  $N$ 개의 하부구조로 확장하면 다음과 같다:

\*한국과학기술원 기계공학과 소음 및 진동제어 연구센터

\*\* 한국항공우주연구원 우주시험연구그룹

$$\omega \begin{bmatrix} \left( \eta_1 + \sum_{i=1, i \neq 1}^N \eta_{1i} \right) n_1 & \cdots & -\eta_{1N} n_1 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ -\eta_{N1} n_N & \cdots & \left( \eta_N + \sum_{i=1, i \neq N}^N \eta_{Ni} \right) n_N \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{E_1}{n_1} \\ \vdots \\ \frac{E_N}{n_N} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Pi_{1,1m} \\ \vdots \\ \Pi_{N,1m} \end{bmatrix} \quad (3)$$

2.2 통계적 에너지 해석 인자

SEA 의 해석 인자 (parameter)로는 입력 파워, 모드 변수, 감쇠 손실 인자, 연성 손실 인자가 있는데, 이들은 총합 구조의 에너지, 혹은 각 하부 구조의 에너지와 에너지의 교환 과정을 묘사하기 위한 인자들이다. 다음은 본 연구에 사용된 이론적, 실험적인 해석 인자들이다.

2.2.1 입력 파워 (input power)

위성체의 발사시 위성체가 받는 입력 파워는 음압에 의한 파워로 이론적으로 다음과 같다:[1]

$$\Pi_{pin} = \frac{c_a^2 \sigma_{rad} \langle p_a^2 \rangle}{4\pi f^2 \delta \bar{f}_p \rho_p h_p} \quad (4)$$

2.2.2 모드 변수 (modal parameter)

모드 변수에는 모드 수 (mode count), 모드 밀도 (modal density), 모드 중첩 인자 (modal overlap factor)가 있다. 모드 수는 일정 주파수 대역내에 들어있는 공진 모드의 수이고 모드 밀도는 단위 주파수당 들어있는 모드의 수, 그리고 모드 중첩 인자는 주파수 대역내에서 모드가 중첩된 정도를 나타낸다. 균일한 구조에 대한 무한 구조의 이론적인 모드 밀도는 다음과 같다:

$$n(f) = \frac{L}{\sqrt{2\pi f \kappa c_L}}; \text{ for beam, flexural wave} \quad (5a)$$

$$n(f) = \frac{A}{2\kappa c_L'}; \text{ for plate, flexural wave} \quad (5b)$$

$$n(f) = \frac{4\pi f^2 V}{c_0^3}; \text{ for acoustic wave} \quad (5c)$$

일반적으로 실험적으로 가진점 모빌리티를 측정하여 모드 변수를 구할 수 있다. 모빌리티의 실수부인 컨덕턴스 (conductance;  $G$ )는 다음과 같이 정의된다:[1]

$$\bar{G}_{dp} = \frac{1}{4M\delta\bar{f}} \quad (6)$$

2.2.3 감쇠 손실 인자

감쇠 손실 인자의 경우 실험적인 방법이 유일

한 방법으로 일반적으로 두가지의 측정법이 알려져 있다.

첫째, 감쇠율 방법 (decay rate method)이 있다. 이 방법은 식 (7)과 같은 손실 인자와 감쇠율의 관계를 이용한다.

$$\eta = \frac{DR}{27.3f} \quad (7)$$

두번째 방법은 구조의 주파수 응답 함수를 구한 후, 파워가 반이 되는 대역폭 (half power bandwidth)을 이용하는 방법이다.

$$\eta = \frac{\Delta f}{f_n}; \text{ for } \eta < 0.3. \quad (8)$$

2.2.4 연성 손실 인자

이론적으로 연성 손실 인자  $\eta_{ij}$ 는 다음과 같다:

$$\eta_{ij} = \frac{\tau_{ij} c_{g,i}}{\omega L_i} \quad (9)$$

실험적으로는 이미 감쇠 손실 인자를 알고 있는 하부구조와 결합시켜 그 하부구조로 들어가는 파워는 모두 감쇠된다는 파워 평형식을 사용하면 다음과 같이 구할 수 있다 .

$$\eta_{12} = \frac{\eta_2 E_2}{E_1 - \frac{\delta f_2}{\delta f_1} E_2} \quad (10)$$

3. 단순화된 위성체에 대한 SEA 해석

3.1 단순화된 위성체

단순화된 위성체 모델은 KOMPSAT-II 모델에서 광학 망원경을 제외한 부분을 단순한 보와 평판으로 이상화 시킨 모델로 실제 크기의 1/5로 제작하였다. 평판은 두께 2 mm, 보는 L자 모양의 두께 3 mm 알루미늄으로 제작되었다.

3.2 HIAC에서의 가진 및 측정

소형 고강도음향실 (high intensity acoustic chamber; HIAC)은 바퀴부분을 제외하고 높이 1400 mm, 가로 1000 mm, 세로 1150 mm의 직육면체 형상이며 두께 30 mm의 아크릴로 제작되었다. HIAC의 한쪽 벽면에는 우퍼와 혼이 장착되어 있고, 신호 발생기에서 나온 신호가 equalizer와 증폭기를 거쳐 두개의 스피커로 인가된다. 일반적인 음향진동시험의 특성상 1/3 옥타브 밴드에서의 음압 레벨이 일정하도록 equalizer를 조정하였다.

단순화된 모델을 HIAC 내에 매달면 모든 평판

은 음향 가진을 받게 되며 이는 방사시 위성체가 받는 가진과 비슷하게 된다. 실험장치는 Fig. 1과 같다. HIAC 내부에서 측정된 60개의 음압의 평균 값은 Fig. 2와 같으며 최대값과 최소값의 차이가 6 dB로 나타난다. 가속도 응답 측정 주파수는 400 Hz-4 kHz, 1/3 옥타브 밴드로 측정하였다.

### 3.3 통계적 에너지 해석 조건

해석에는 상용 프로그램인 AutoSEA™를 사용하였다. SEA 해석 모델은 Fig. 3과 같다.

#### (1) 하부구조

2 mm 평판의 개수는 16개, 평판의 연결시 사용되는 L 모양의 보는 9개, 그리고 음향 공간은 2개이다.

#### (2) 통계적 에너지 해석법 적용 하한 주파수 결정

SEA 결과의 신뢰성은 모드수에 의존한다. [6] 여러 평판 중에서 가장 작은 평판에서 모드 수가 1인 대역은 800 Hz 대역이고, 모드 수가 3이상인 밴드는 2000 Hz 이상이다. 음향 공간에 대해서는 모드 수가 1인 경우는 800 Hz 대역이므로 하한 주파수는 800 Hz로 결정하였다. 그렇지만 모드 수에 따른 해석 결과의 정확성을 알아보기 위하여 400 Hz 대역부터 해석과 실험을 수행하였다.

#### (3) 감쇠 손실 인자의 산정

앞서 언급한 반파워 대역폭 방법과 감쇠율 방법 중 전자는 단일 모드에 대한 감쇠 손실 인자를 산정하는 방법이므로 SEA의 광대역, 공진 성분 응답의 가정에 적합하지 못하다. 감쇠율 방법은 관심있는 대역에서 랜덤 가진하다가 가진을 제거하는 방법으로 구하고자 하는 대역내 모든 모드의 영향을 고려할 수 있다. 감쇠 손실 인자 산정 실험에서 한점을 가진하고 가속도는 두 점에서 측정하였고, 랜덤 가진과 사인 소인을 이용하여 측정된 8개의 데이터를 평균한 결과는 Fig. 4와 같이 나타난다. 이 방법을 사용할 경우, 가진이 제거된 후에도 가진기나 측정장치가 하부구조에 붙어 있기 때문에 측정장치의 감쇠가 더해져서 연고자 하는 하부구조의 감쇠 손실 인자보다 더 크게 나타나게 된다. Fig. 4에서 회색 띠는 볼트로 연결된 알루미늄 평판의 기존 실험 데이터이다 [1]. 여기서도 기존의 경험적인 감쇠 손실 인자보다 측정된 감쇠 손실 인자들이 조금 더 크게 나타나는 것을 알 수 있다. 그리고 기본적으로 고주파수에서의 실험적으로 산정한 감쇠 손실 인자는 20% 정도의 오차를 포함하고 있음을 주지하여야 한다 [1].

#### (4) 가진조건

실제 방사시 위성체가 받는 가진과 유사하게, 모든 면에서의 음향 가진을 받으며 AutoSEA™에서 음향 가진은 확산 음향장 (diffuse acoustic field)

으로 나타낼 수 있다. 해석 주파수 범위는 400 Hz-4 kHz이며 1/3 옥타브 해석을 수행하였다.

## 4. SEA 해석 결과 및 결론

측정된 감쇠 손실 인자를 이용한 해석 결과는 Fig. 5 와 같이 나타난다. SEA 해석 결과에서 bottom plate 를 제외한 다른 평판들의 해석 결과는 그 차이가 0.1 dB 이내로 거의 비슷하게 나타나며, bottom plate 는 다른 평판들 보다 약간 작게 나타난다. HIAC에서의 실험 결과에서는 bottom plate 는 다른 평판 보다 약간 작게, upper side plate 의 경우에는 약간 크게 나타나고 있다.

모드 수가 1 보다 작은 800 Hz 이하의 대역에서는 평판들에서의 응답이 최대 15dB 로 크게 다르므로, 모두 비슷하게 나타나는 SEA 해석 결과와 비교하면 오차가 크게 나타난다. 하지만 1 kHz 대역 이상에서는 모드 평판의 응답이 수렴하며, 그 경향과 진동량은 SEA 해석 결과와 거의 일치한다. 1 kHz 이상인 경우 최대 오차는 5dB 정도로 나타난다.

대부분 주파수 영역에서 SEA 해석 결과가 실험치보다 작게 나타나고 있다. 이러한 과소응답의 이유 중 하나는 앞서 언급하였듯이 측정을 통하여 얻어진 감쇠 손실 인자가 과대평가된 값이기 때문이다. 본 연구는 위성체 구조에 대한 SEA 의 적용성을 검증하는 기초 연구로 실험적-SEA 는 적용하지 못하고 있지만, 향후 실험적으로 정해진 연성 손실 인자를 고려하면 해석의 정확성을 더 높일 수 있을 것으로 예상된다.

## 후 기

본 연구는 한국항공우주연구원의 다목적 실용 위성 2 호 종합조립 및 시험기술개발 2 차년도 연구의 일부분으로 BK21 Project 및 NRL 에서 일부 지원 받아 수행되었습니다.

## 참고문헌

- [1] R. H. Lyon, R.G. Dejong, *Theory and Application of Statistical Energy Analysis*, 1995, Butterworth-Heinemann.
- [2] L. Cremer, M. Heckl, E.E. Ungar, *Structure-Borne Sound*, 1988, Springer-Verlag: Berlin.
- [3] R. H. Lyon, G. Maidanik, "Power flow between linearly coupled oscillators," *J. Acoust. Soc. Am.* **34**, 640-647 (1962).
- [4] F. J. Fahy, "Statistical energy analysis: a critical review," *Phil. Trans. Roy. Soc.*, **A346**, 431-447 (1994).
- [5] F. J. Fahy, W. G. Price (ed), *Statistical Energy Analysis, Proc. IUTAM Symp.*, 1999, Kluwer Academic Publishers.
- [6] F. J. Fahy, A. D. Mohammed, "A study of uncertainty in applications to coupled beam and plate systems, part I: computational experiments," *J. Sound Vib.* **158**, 45-67 (1992).

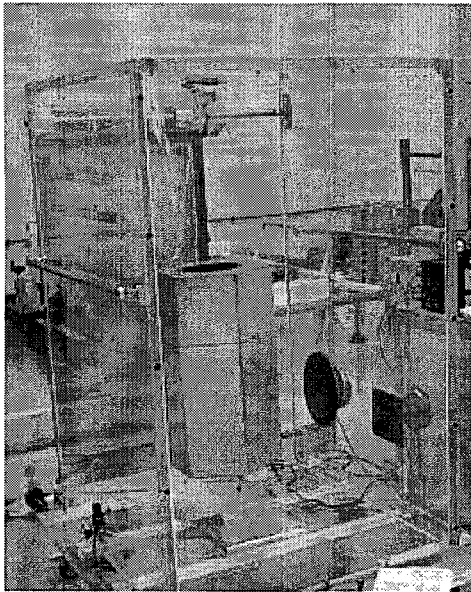


Fig. 1. Experimental setup

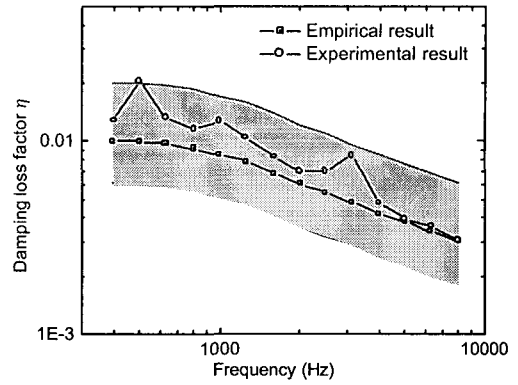


Fig. 4. Damping loss factor of the plate

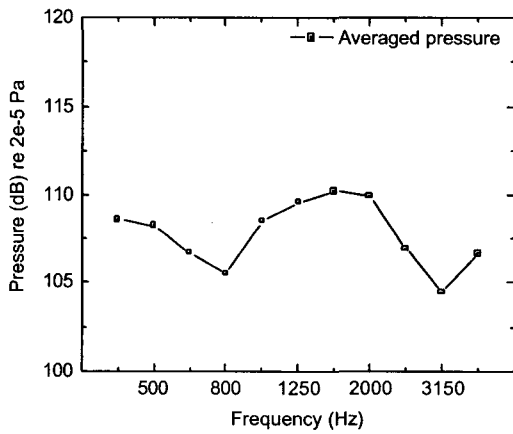


Fig. 2. Diffuse acoustic field pressure level

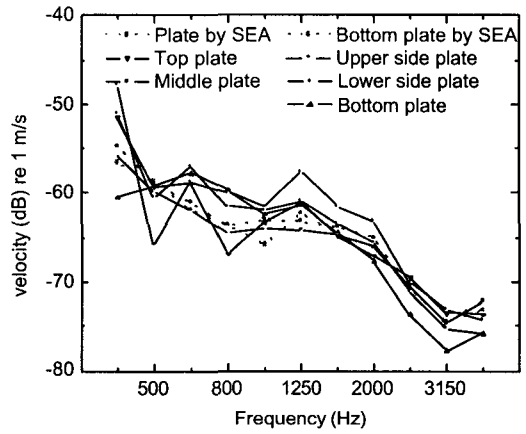


Fig. 5. Comparison of vibration level of plates between analysis result and experimental result with experimentally determined damping loss factor

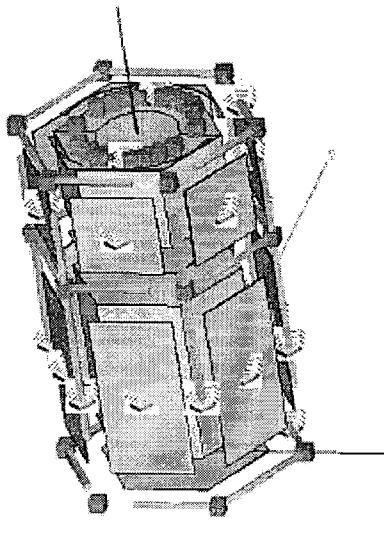


Fig. 3. SEA model of simplified satellite