

# 음향 가진에 의한 위성 안테나의 진동해석

최항석\*, 차호철\*, 조영훈\*, 함명래\*, 박종흥\*\*, Horst Stockburger\*\*\*

## Vibration Analysis of Composite Satellite Antenna by Acoustic Excitation

Hang Suk Choi\*, Ho Cheol Cha\*, Young Hoon Cho\*, Myung Rae Ham\*,  
Jong Heung Park\*\*, and Horst Stockburger\*\*\*

**Key Words** : Satellite Antenna, Power Spectral Density, Random Vibration, Frequency Response Function, Acoustic Load

### ABSTRACT

Acoustic vibration analysis has been performed using random vibration analysis module of MSC/NASTRAN to evaluate the safety of the composite satellite antenna structure under the acoustic pressure from the launch vehicle. It was found that maximum  $3\sigma$  stress by acoustic excitation was less than allowable stress.

### 1. 서론

위성 탑재용 안테나는 위성 본체 내부에 위치하는 다른 탑재체들과는 달리 외부로 돌출되어 있어 발사 및 운용 시 극심한 기계적 하중을 받게 되는 구조물로 태양전지판과 더불어 위성체 구조 중 최우선적으로 기계적인 성능 고려가 필요한 구조물이다. 이러한 통신 위성 탑재물들은 한번 발사되면 오작동 발생시 수리가 불가능하므로 극심한 하중조건에서도 구조적 안정성이 보장되어야 한다.

위성이 발사 단계에서 접하게 되는 하중 조건은 발사체의 가속에 의한 준정적 하중, 천이성 저주파 진동, 그리고 발사체의 추진 시스템에 의한 소음 하중 등이 있다. 특히 위성안테나의 반사판과 같이 질량 대 표면적 비(Area/Mass Ratio)가 큰 구조물은 소음 하중에 의해 상당한 영향을 받게 된다. 발사체의 추진 시스템에 의한 이러한 음향 하중은 불규칙 진동(Random Vibration) 현상을 야기시키며 구조물이 파손에 이르게 할 수 있다.

이에 본 연구에서는 음향하중에 의한 불규칙 진동해석을 수행하여 주파수에 따른 안테나 구조물의 최대 가속도(3Grms)와 최대응력(3σrms)을 구

하고, 이들이 위성안테나의 안전성에 미치는 영향을 알아 보고자 하였다.

### 2. 재료 및 유한요소모델

#### 2.1 안테나 구성

안테나 구조는 경량화 및 열적 치수안정성을 위하여 주로 복합재료 샌드위치 구조물이 사용되며 본 연구에서 사용된 재료를 Table 1 과 Table 2 에 각각 정리하였다. 현재 개발 중인 Ka-band 안테나 구조물은 심재(Core)로 Hexel 사의 알루미늄 재질의 퍼포레이트 코어(Perforated Core)와 면재는 Toray 사의 강성이 강화된 우주용 M60J/Vicotex 직조형 프리프레그와 M40J/Vicotex 단방향 프리프레그가 사용되었다. 안테나 구조물 중 주반사판과 부반사판은 제작 특성상 FLEX 심재와 직조 형태의 프리프레그가 사용되었으며 타워패널부분에는 Hexagonal 형태의 심재와 단방향 프리프레그가 적용되어 사용되었다. 직조형태인 M60J/Vicotex 프리프레그와 단방향 프리프레그인 M40J/Vicotex 의 두께는 각각 0.125mm, 0.1mm 를 갖는다. 그 이외에 위성 본체와 연결되는 마운트 브라켓, 부반사판과 연결되는 Fitting 그리고 Feed 부분과 연결되는 브라켓 등은 7075 계열의 알루미늄을 사용하였다.

\* 대한항공/ 항공기술연구원

\*\* 한국전자통신연구원/ 통신위성개발센터

\*\*\* Astrium/ Earth Observation & Science Div.

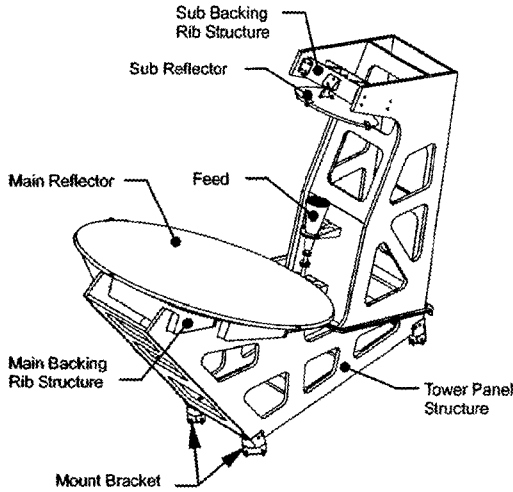


Fig 1. Ka-band Antenna System Configuration

Table 1. Face sheet Materials and Lay-up Sequence

			(mm)
Main Reflector	M60J/M18 Cloth	[0°] <sub>3</sub>	.375
Sub Reflector	M60J/M18 Cloth	[0°] <sub>2</sub>	.25
Reflector Backing Rib	M60J/M18 Cloth	[0°] <sub>2</sub>	.25
Tower Panel	M40J/Vicotex Tape	[0°/60°/-60°] <sub>8</sub>	.60

Table 2. Honeycomb Cores

Reflector	HEXEL Flex-Core 5056/F40-.0014p, 2.1PCF	12.7
Reflector Backing Rib	HEXEL 3/16-5056-.0007p, 2.0PCF	12.7
Tower Panel	HEXEL 3/16-5056-.0007p, 2.0PCF	12.7

## 2.2 유한 요소 모델

안테나의 반사판과 Feed 부분은 전기적 특성에 의해 배치되었으며 그 외 구조물의 기하학적 형상은 구조적 특성에 따라 결정되었다. Pre/Post Processor 인 MSC/PATRAN 을 이용하여 작성한 안테나의 유한 요소 모델은 Fig 2 와 같으며 9058 개의 절점과 8205 개의 요소로 구성되어 있다. 구조 모델링의 기하학적 형상은 중립면을 기준으로 적용하였으며 주로 사용된 요소는 Shell, Bar 그리고 'tting 부위 모델링을 위한 Rigid Bar 등이 있다.

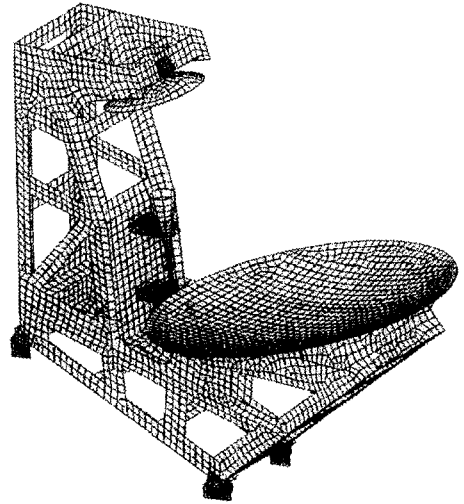


Fig 2. FE Model for Ka-band Antenna System

Shell 요소는 하니콤 샌드위치 구조 모델링에 사용되었으며 면재는 면내 하중 및 굽힘 하중을 지지하고, 횡전단 하중은 전적으로 하니콤 코어에 의해 지지 되는 것으로 모델링하였다. 또한 안테나 구조의 중량을 실제 구조물의 중량과 일치시키기 위하여 하드웨어, 접착제, 그리고 MLI, 블랭킷 (Blanket) 등 열적 하드웨어 등을 비구조적 질량 (NSM: Non Structural Mass)으로 유한 요소 모델에 반영하였다. 안테나 구조물에 반영된 비구조적 질량은 4.34kg 이며 비구조적 질량이 포함된 안테나의 전체 중량은 13.72kg 이다. 이와 같은 탑재형 안테나는 위성 본체에 4 개의 마운트 브라켓에 의해 고정 지지 된다. 마운트 브라켓 당 4 개의 볼트로 본체와 연결되는데 이 연결 점을 위성안테나의 경계 조건으로 사용하였다.

## 3. 음향하중 해석

### 3.1 음향하중조건

음향파에 의한 하중은 일반적으로 음압(Sound Pressure)으로 나타나는데 이를 기술하기 위하여 음압 수준(SPL: Sound Pressure Level, unit:dB)을 주로 사용한다.

$$SPL = 20 \times \log \left[ \frac{P}{P_{ref}} \right] \quad (1)$$

여기서, P 는 음압, P<sub>ref</sub> 는 기준압력(2×10<sup>-5</sup>Pa)이다. 이러한 음향하중은 일반적으로 정해진 발사체에 대해 시험을 통해 구한 통계적 자료가 설계 조건으로 사용된다. 본 연구에서는 무궁화 위성 3 호에 적용된 음향 하중 조건을 사용하였으며 이를

Table 3에 나타내었다. 식 (1)에서의 음압 P는 1/3 옥타브 밴드내의 밴드 폭 사이의 평균 제곱근 값으로서 음압 수준과  $P_{ref}$ 로부터 구해진다.  $P_s$ 를 하중(음압) 파워 스펙트럴 밀도(Pressure Power Spectral Density)라 한다면 주파수 밴드 내의 음압 P와의 관계는 다음과 같은 관계식으로 표현된다.

$$P_s = \frac{P^2}{\Delta f} \quad (2)$$

여기서,  $\Delta f$ 는 주파수 밴드 폭을 나타내며 정리된 압력 파워 스펙트럴 밀도는 다음 식과 같다.

$$P_s = \frac{(2 \times 10^{-5} \times 10^{20})^2}{(f_h - f_l)} \quad (3)$$

여기서,  $f_h$ 와  $f_l$ 은 주파수 밴드 폭 내의 최대주파수와 최소주파수이다. 관계식에 의해 변환된 파워 스펙트럴 밀도를 주파수의 함수로 Fig 3에 나타내었다.

### 3.2 음향하중 해석방법

일반적으로 음향 가진(Excitation)에 의한 구조물의 진동 해석은 불규칙 진동해석의 일종으로 분류되며 그 기본적인 차이는 가진의 입력 위치의 차이를 들 수 있다. 전자의 경우는 가진 입력이 구조물의 표면에 작용하며 후자의 경우는 가진 입력이 기저에 작용한다. 이러한 차이로 인하여 MSC/NASTRAN를 이용해 불규칙 진동해석을 수행시 Large Mass에 의한 기저 가진을 가하게 되지만 음향 가진에 의한 진동해석의 경우에는 위성 본체와의 경계조건이 그대로 이용된다. 또한 불규칙 진동에서 가하는 1G의 단위 사인(Sine) 하중 대신 1Pa의 단위 사인 음압 하중이 가해진다.

모든 음압 하중은 구조물의 바깥쪽 패널에 작용한다고 가정하여 분포하중(PLOAD4)으로 모델링하였다. NASTRAN에서 불규칙 진동 해석은 주파수 응답 해석과 연관되어 진행되는데 본 연구에서는 Sol 111의 모달 주파수 응답 해석이 사용되었다. 또한 모달 주파수 응답 해석에서는 모달 댐핑 값(TABDAMP1)이 필요하며 그 값으로 0.0167을 사용하였다. 불규칙 하중임을 지정하기 위해 RANDOM과 RANDPS 카드를 사용하였으며 주파수에 의한 하중(음압)의 크기 분포와 주파수에 대한 하중의 파워 스펙트럴 밀도를 입력하기 위하여 TABLED1과 TABRND1 카드를 사용하였다. 그리고 TABLED1으로 입력된 음압은 RLOAD1카드에 의해 동적 하중이 작용된다. 작용된 하중과 경계조건에 의해 NASTRAN의 계산 과정을 거치면 필요한 출력 값을 얻을 수 있다.

Table 3. Acoustic Sound Pressure Level (Qualification)

25	123	-2	+4
31.5	125	-2	+4
40	127	-2	+4
50	129.5	-2	+4
63	132	-1	+3
80	134	-1	+3
100	134.5	-1	+3
125	135.5	-1	+3
160	136.5	-1	+3
200	137.5	-1	+3
250	138.5	-1	+3
315	139	-1	+3
400	139	-1	+3
500	139	-1	+3
630	136	-1	+3
800	136	-1	+3
1000	134	-1	+3
1250	132	-1	+3
1600	128	-1	+3
2000	126	-1	+3
2500	124	-4	+4
3150	123	-4	+4
4000	122.5	-4	+4
5000	121	-4	+4
6300	116.5	-4	+4
8000	117	-4	+4
10000	119	-4	+4
Overall	148.3		
Duration	120 seconds		

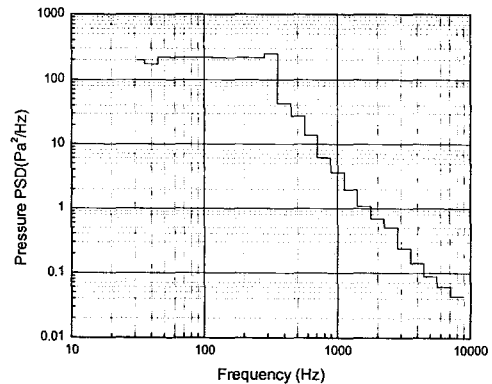


Fig 3. Pressure PSD with respect to Frequency

불규칙 진동 해석에서는 특정 주파수에서의 결과가 아닌 해석 주파수 전 영역의 평균 제곱근(RMS: Root Mean Square)에 해당하는 결과를 이용한다. 해석 결과로 나오는 평균 제곱근(RMS) 값은 일반적으로 시그마( $\sigma$ )로 표시하며 통계학적 접근 방법에 따라 결과를  $3\sigma$ 로 적용할 경우 최대값의 99.7%는  $3\sigma$ 를 초과하지 않게 된다. 따라서 해석 과정은 평균 제곱근값에 3배를 취하여 수행하였다.

### 3.3 음향하중 해석결과

Fig 4는 음향 가진에 의한 위성 안테나의 가속도 Grms를 나타내고 있으며 주반사판 끝에서 가장 크게 나타나며 그 크기는 89.9Grms를 나타내고 있다. Table 4는 가속도가 가장 크게 발생하는 위치에서 위성체 좌표축에 따른  $3\sigma$  가속도를 보여주고 있다. 그러나 가속도가 가장 크게 걸리는

부분에서 응력이 가장 크게 걸리지는 않는다. Fig 5와 Fig 6은 각각 요소력(Shell Force)과 요소 모멘트(Shell Moment)를 나타낸다. 얻어진 요소력과 요소 모멘트는 층별 응력을 계산하는데 사용된다. 구조물의 안전성을 조사하기 위해, 계산된 응력은 Tsai-Wu 파손식, Intracell Buckling, Face Wrinkling, 및 재료의 압축, 인장, 전단허용응력과 비교하였다. 그리고 하니콤 코어의 전단응력도 최소 허용 전단응력과 비교하였다. 알루미늄 부분은 Rigid Bar에서 얻을 수 있는 MPC Force와 Moment를 이용하여 상세 해석을 수행하였다. Table 5는 계산된 구조물의 안전 여유(Margin of Safety)를 나타내며 결과로부터 안테나 구조물은 음향 하중에 의해 안전하다는 것을 확인하였다.

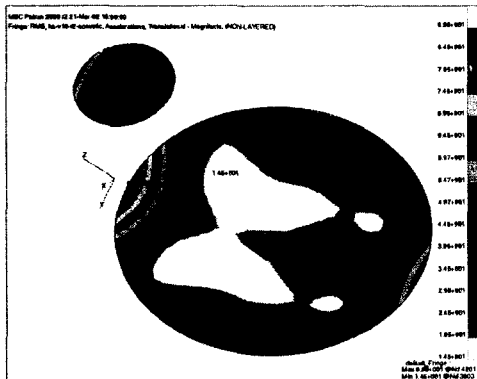


Fig 4. Acceleration Grms (Magnitude Max 89.9Grms)

Table 4. Acoustic Response Level

Main Reflector Tip	262.35	7.88	62.06
Sub Reflector Tip	120.39	6.74	160.58

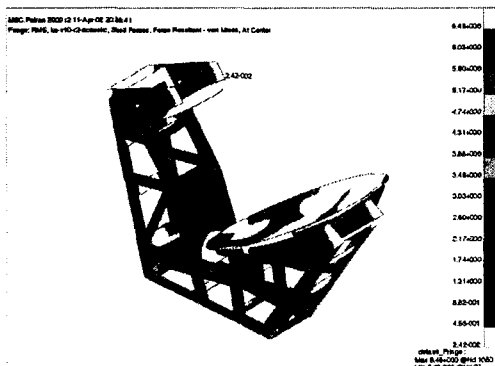


Fig 5. Result of Shell Force ( $1\sigma_{Max}=6.46N/mm$ )

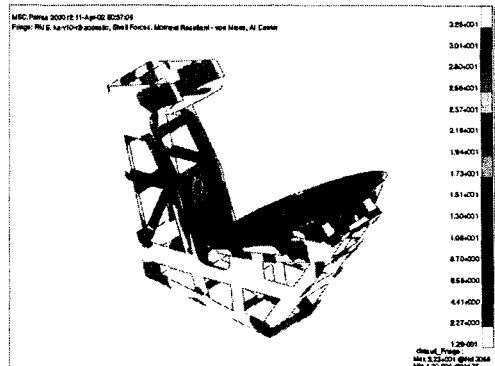


Fig 6. Result of Shell Moment ( $1\sigma_{Max}=32.2N.mm/mm$ )

Table 5. Summary of Minimum Margin of Safety

Component	Failure Mode	Margin of Safety
Tower Panel Facesheet	Face Wrinkling	+High
Tower Panel Core	Shear Ultimate	+4.30
Main Reflector & Rib Facesheet	Face Wrinkling	+3.92
Main Reflector & Rib Core	Shear Ultimate	+1.29
Sub Reflector & Rib Facesheet	Face Wrinkling	+7.45
Sub Reflector & Rib Core	Shear Ultimate	+4.57
Mount Bracket	Bearing Failure	+High
Fitting-Sub Reflector to Backing Rib	Bearing Failure	+High

#### 4. 결론

본 연구에서는 MSC/NASTRAN을 사용하여 위성 안테나에 작용하는 음향 하중에 의한 불규칙 진동해석을 수행하였다. 해석 결과로부터 구해진 최대응력은 재료의 허용응력 보다 작다는 사실로부터 구조물의 신뢰성과 안전성을 검증하였다. 또한 차후에 수행할 음향 하중에 의한 인증 시험을 거쳐 해석 결과의 신뢰성을 확보할 예정이다.

#### 참고문헌

- (1) John C. Forgrave, Kin F. Man & James M. Newell "Acoustic and Random Vibration Test Tailoring for Low-Cost Missions"
- (2) Payload Vibroacoustic Test Criteria, NASA Technical Standard, NASA-STD-7001, 1996
- (3) 정순완, 송준영, 김승조, 이상현, "음향 가진에 의한 과학위성 1호 태양전지판의 진동해석", 한국항공우주학회지 제 29권 제 4호, 2001, pp.110-115
- (4) Johns Robert. M., Mechanics of Composite Materials, McGraw-Hill, 1975