

Thruster Control Unit 하우징, PCB의 정적 및 진동 해석

김지훈*, 정호락**, 전상운***, 최형돈****

The Static and Dynamic Analysis of the Housing and PCB of Thruster Control Unit

Ji-Hun Kim*, Ho-Lak Jung**, Sang-Woon Jeon***, Hyung-Don Choi****

Abstract

This Paper deals with the static and dynamic analysis of the housing and PCB of TCU(Thruster Control Unit) for KSLV-I(Korea Space Launch Vehicle-I). TCU should pass the environment test simulating the flight environment of KSLV-I. The most important tests are the vibration and the shock tests. In this research, we proposed a design standard about the vibration and the shock environment and then verified TCU housing and PCB design met the standard. Based on the analytical results, the TCU housing was redesigned to meet the design standard. The new design is supposed to pass the environment test.

초 록

본 논문은 KSLV-I의 추력기 제어기로 사용되는 TCU(Thruster Control Unit)의 하우징과 PCB의 정적 및 진동해석에 관한 것이다. KSLV-I(Korea Space Launch Vehicle-I)에 장착되는 전자유닛들은 KSLV-I의 비행환경을 모사하는 환경시험을 통과하여야만 비행환경에서 기능 및 성능에 문제가 없다는 가정 하에 장착이 된다. 이 중 가장 문제가 되는 진동 및 충격시험에 대한 설계기준을 제시하였으며 설계된 하우징과 PCB가 이 설계 기준에 타당한지를 검토하였다. 설계기준을 만족하기 위해서 하우징을 재설계하였으며 검토결과 주어진 환경시험에 파손되지 않고 정상 작동할 것이라는 결론을 얻었다.

키워드 : 로켓(rocket), 정적 해석(static analysis), 진동 해석(dynamic analysis), 추력기(thruster), TCU(Thruster control unit), 전자박스(electronic box)

* 유도제어그룹/jihun@kari.re.kr

*** 유도제어그룹/swjeon@kari.re.kr

** 유도제어그룹/hlj@kari.re.kr

**** 유도제어그룹/hdchoi@kari.re.kr

1. 서 론

KSLV-I의 이륙 및 비행 시 엔진의 연소, 공력 작용으로 인한 가속도 및 진동이 발생한다. 또한 엔진 점화, 단 분리 및 파이로 구동에 의한 충격도 발생하게 된다. 이와 같은 환경에서도 TCU는 정상적으로 작동할 수 있어야 한다. 이를 위해서 전자소자들이 마운팅되는 PCB 및 PCB가 장착되는 하우징 설계 시 이러한 비행환경을 고려하여야 한다. [1]

TCU 하우징의 경우 진동가진 시 무게 중심에 작용하는 동적 하중은 Bending Stress, Torsional Stress 그리고 Buckling Stress가 발생하게 하며 이로 인해 하우징은 파손의 가능성을 가지고 있다. 이를 방지하기 위해서는 하우징 설계 시 적절한 강도를 가지는 재질 선정 및 충분한 강성을 가지도록 형상을 설계하여야 한다.

PCB의 경우 대부분의 소자 결합은 크랙된 Solder Joint, 크랙된 Seal 혹은 파손된 전기적인 리드 와이어들이다. 이러한 결합들은 전자소자 모체, 전기적인 리드 와이어 그리고 PCB 사이의 상대적인 운동으로 인한 동적인 스트레스에 기인한다. 동적 스트레스의 주요 요인으로는 진동, 가속도, 충격, 온도 변화 등이 있으며, 이를 방지하기 위해서 PCB 설계 시 상대적인 운동이 각 소자들의 허용 변위 이하가 되도록 설계되어야 한다.

상대적인 운동이 심한 진동 환경에서 소자들이 살아남기 위해서는 소자의 크기, 보드의 공진 주파수, 가속력, 소자의 장착방법, 리드와이어의 스트레인 릴리프 타입, 소자의 위치, 진동의 지속 시간 등 여러 가지 요소들을 고려하여야 한다. 특히 상대적인 운동은 일반적으로 PCB와 하우징과의 공진 현상이 발생되었을 때 심하므로 하우징과 PCB의 고유진동수를 고려한 설계가 요구되며, 전자소자의 배치 및 장착 방법과도 밀접한 연관이 있다.

본 논문에서는 TCU 환경시험 항목 중 랜덤 진동, 정현파 진동, 반정현파 충격 시험에서 전자소자 파손 여부를 검증하고 가속도 시험에서의

하우징의 파손여부를 검증하려고 한다. 이를 위해서 TCU의 하우징 및 PCB 설계안에 대해서 정적 및 진동해석을 수행하여 전자소자 및 하우징 파손 여부를 수행하려고 한다.

2. 본 론

2.1 정적, 진동 설계 요구조건

표 1은 정적 및 진동 설계 시 요구되는 조건을 나타낸다. 정적인 해석시 가속도는 외국 인공 위성 설계규격을 보면 무게에 따라 그 값을 달리 한다. 여기서는 최대값인 50g로 하였다. 하우징은 이러한 가속도값에서 파손이 발생되지 않아야 하며 하우징을 체결하는 하드웨어 역시 파손되지 않아야 한다. 하우징이 마운팅되는 발사체 베이의 설계 규격은 고유주파수 80 Hz 혹은 100Hz 정도로 설계가 된다. 그러므로 하우징과 베이와의 공진현상을 피하기 위해서는 200Hz이상의 하우징 고유주파수가 되도록 하우징은 설계되어야 한다.

표 1. 정적 및 진동 설계 요구조건

항 목	조 건
정적 해석	- x, y, z축 50g 인가 시 하우징의 스트레스는 하우징 및 하드웨어 강도이하 일 것
주파수 해석	- 하우징 고유주파수 200Hz 이상 일 것 - 하우징, PCB의 주파수 차이는 2배 이상 일 것(Octave Rule)
충격 및 진동 해석	- PCB 최대 처짐이 소자의 해당 시험의 허용 처짐량 이하 일 것

TCU와 같은 전자기기의 진동시험 시 기능 및 성능의 실패는 PCB에 장착되는 소자가 각 소자에 허용되는 변위이상으로 동적 변위를 받을 때 Solder Joint의 파손으로 기인한다. 소자의 동적 변위는 소자에 가진되는 가속도에 비례하며 또한 PCB의 고유주파수의 제곱에 반비례한다. 그러므로 소자에 가진되는 가속도를 최소화하고 PCB의 고유주파수 값을 증가시키는 것이 요구된다. 소자에 가진되는 가속도는 입력 가속도 대비해서

하우징과 PCB의 고유주파수에서 증폭이 되므로 그 값이 상당히 증가하게 된다. 그러므로 하우징과 PCB의 고유주파수를 Octave Rule에 의해 분리하도록 설계하여야 하며 이를 통해서 소자에 가해지는 가속도 값을 감소시킬 수 있다.[2] 소자의 허용변위는 소자의 패키지 타입, 크기, 장착 위치, PCB의 크기, 두께와 관련이 있으므로 허용 변위를 최대한 크게 하도록 각 값들을 조정하여야 한다.

2.2 이론적인 배경[2][3][4]

많은 유한요소 해석과 전자시스템의 진동시험을 통해서 다양한 전자소자들의 피로수명은 이러한 전자소자들을 지지하고 있는 PCB의 동적인 변위와 관련이 있으며 식 (1)를 만족하는 소자는 랜덤 진동환경에서 약 20,000,000 stress 반복하중에 견딜 수 있다. 랜덤 진동 가진 시 실제 보드 중간의 변위는 식 (2)와 같다. 즉 RMS 가속도 값에 비례하고 보드의 고유주파수의 제곱에 반비례한다. 표 2는 식 (1)에 사용되는 변수를 설명하고 있다. 허용 변위값을 최대로 할수록 큰 가속도에도 견딜 수 있으므로 이를 크게 하기 위해서는 장착 소자의 패키지를 DIP type이나 LCC type을 적용하는 것이 좋다. 또한 PCB상의 부품의 배치를 가운데 보다는 지지부에 가깝게 배치해야 한다.

$$\delta_{allow} = \frac{0.28d}{C_{tr}\sqrt{L}} \quad (\text{mm}) \quad (1)$$

$$\delta_{max} = \frac{248.92G_{rms}}{f_n^2} \quad (2)$$

여기서, δ_{allow} : 소자의 허용 변위, δ_{max} : PCB 최대 변위량, G_{rms} : 가속도, f_n : PCB 고유주파수

보드에 가해지는 가속도값을 식 (3)과 같다. 가속도의 값은 랜덤 진동커브의 면적과 연관이 있

으며 보드의 랜덤 진동커브의 주요성분은 하우징과 보드의 고유주파수에서의 성분이다. 가진되는

표 2. Factor Table

d	Length of PCB Edge Parallel to Components
L	Length of Electronic Component
T	Thickness of PCB
C	Constants for Electronic Component Type
	1.00: Standard Dual In-line Package
	1.26: Side-brazed Dual In-line Package
	1.26: Pin Grid Array with Two Parallel Rows
	1.00: Pin Grid Array with Perimeter Wires
r	Relative Position Factor for Component on PCB
	1.000: Component at Center of PCB
	0.707: Component at 1/2 Length and 1/4 width on PCB
	0.500: Component at 1/4 Length and 1/4 width on PCB

가속도값은 RMS 값으로 실제 순간 가속도값은 표준정규분포를 따르며 실제 3 시그마 수준까지 기대되므로 실제 가해지는 가속도값은 RMS값에 3배를 해준다.

$$G_{rms} = 3 \sqrt{\frac{\pi}{2} P_s f_{npcb} Q_{hsq} f_{npcb} Q_{pcb} + \frac{\pi}{2} P_s f_{nhsg} Q_{pcb} f_{nhsg} Q_{hsq}} \quad (3)$$

여기서, P_s : Power Spectral Density, f_{npcb} : PCB 고유주파수, Q_{hsq} : PCB 고유주파수에서 하우징의 Q, Q_{pcb} : PCB의 Q, f_{nhsg} : 하우징 고유주파수, Q_{pcb} : 하우징 고유주파수에서 PCB의 Q, Q_{hsq} : 하우징의 Q

$$\delta_{max} = \frac{248.92G_{in}Q}{f_n^2} \quad (4)$$

여기서, G_{in} : 가속도 입력

또한 식 (1)을 만족하는 소자는 정현파 진동환경에서 약 10,000,000 stress 반복하중에 견딜 수 있으며, 정현파 진동 시 발생하는 최대 동적 변위는 식 (4)와 같다.

반정현파 충격의 경우 허용 PCB의 변위는 앞의 식 (1)이 사용되나 소자의 파손이 랜덤 진동, 정현파 진동과는 달리 반복스트레스에 의한 피로 파괴가 아니며 TCU의 소재가 연성인 알루미늄으로 응력집중이 급격히 감소하므로 보정계수 6을 식 (1)에 곱하여 사용한다. 발생하는 최대 변위는 식 (5)와 같다. A는 충격 증폭 factor로 관련 문헌을 통해서 얻을 수 있다.

$$\delta_{\max} = \frac{248.92 G_m A}{f_n^2} \quad (5)$$

2.3 하우징, PCB의 설계 및 모델링

그림 1은 하우징 초기설계안을 나타낸다. 하우징은 크게 중간의 Main Frame, Upper Cover, Lower Cover로 나눌 수 있다. Main Frame의 앞면부는 외부 하네스와 연결하기 위해서 커넥터가 장착이 되며 이를 위해 Hole이 가공된다. 커넥터 사이사이와 각 측면은 무게감소를 위해서 주된 두께인 10mm에서 7mm을 깎도록 설계하였다. 강성증대를 위해서 2~5mm 두께의 Rib를 두었다. 하우징은 초기설계안 이전 설계 사양을 4 Piece가 아니라 3 Piece로 하여 강성을 증대시켰다. 재질은 KSR-III PCU의 알루미늄 주물을 적용하지 않고 AL6061을 적용하여 댐핑의 증가로 전달률을 감소시키도록 하였다. 장착용 Lug를 4개로 설계하였으며 강성증대를 위해서 Lug에 Gusset을 두었다. 모델링한 결과 무게는 2.27kg이다. 모델링은 Pro Engineer를 사용하였다.

그림 2는 Pro Mechanica의 AutoGen을 이용하여 하우징의 Mesh를 Generating 한 것이다. 7787개의 Tetra Element로 나누며 각 Edge에 대해서 3차, 5차의 다항식을 이용하여 요소를 나눈다. Upper Cover와 Lower Cover를 각각 Main Frame에 Rigid Connection하였다. Rigid Connection은 실제 접촉하는 부분의 요소가 같은 노드를 사용하도록 한다. 하우징의 바운더리

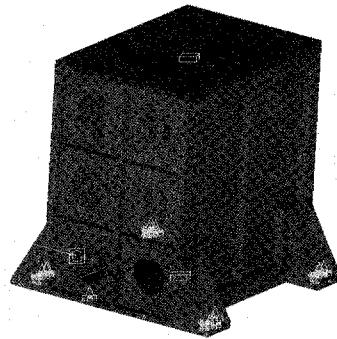


그림 1. 하우징 초기 설계안

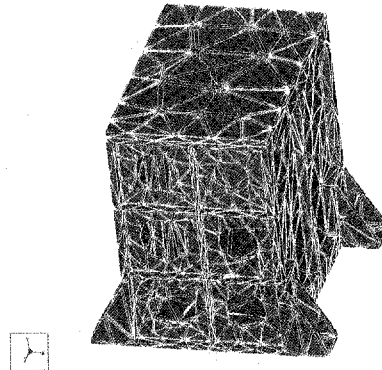


그림 2. 하우징 Mesh Generation

조건은 장착되는 Bay와 접하는 밑면의 Y방향을 구속하였으며 볼트 머리 부분의 면적 만큼 Y 방향을 구속하였다. 마운팅 홀의 X, Z 방향 전면적을 구속하였다.

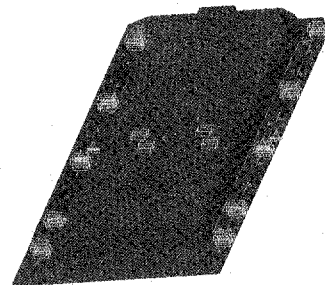


그림 3. PCB 모델링

그림 3은 PCB를 모델링한 그림이다. PCB 기판, Thermal Bar 그리고 Frame으로 구성이 된다. 3개의 부품은 Bolt로 체결이 되는 것으로 Bolt의 체결 효율에 따라서 연결조건이 달라진다. 여기서는 3 part의 연결부분인 Bolt Hole을 Rigid Connection으로 연결하였다.

M5로 인장강도가 18.5kN, 전단강도가 15.3kN으로 각각 최대주응력과 최대전단응력이 작용한다고 하면 각각 4.06과 5.55의 M.S를 가진다. 즉 하우징 자체와 마운팅용 볼트는 50g의 가속도값에 대해서 안전하다고 판단할 수 있다.

2.4 하우징의 정적 해석

하우징의 각 x, y, z 방향에 대해서 50g의 가속도를 주어서 정적 해석을 수행하였다. 표 3은 해석에 의해서 얻어진 각 방향에 대한 최대 주응력, 전단응력, Von mises 응력값을 나타낸다.

표 3. 50g 정적 하중 시 하우징 응력

단위:kg/mm ² ·sec ²	x 방향	z 방향	y 방향
최대 Von mises 응력	695	8509	1617
최대 주응력	699	9603	1457
최대 전단응력	341	1983	932

응력의 최대값은 y방향 하중 시 가장 크게 나타난다. 하지만 Main Frame과 Lower Cover 연결부분에서 발생하는 응력집중에 의해서 나타나는 값으로 무시할 수 있다. 그림 4는 z 방향으로 50g를 주었을 때 하우징에 나타나는 응력분포를 나타내고 있다. 각 방향에 50g의 가속도를 주었을 때 이 방향에 대해서 가장 큰 값이 나타난다. 이 방향으로 하우징의 무게 중심에 50g의 가속도가 주어졌을 때 y방향 조건 대비해서는 벤딩 모드가 발생하며 x방향 조건 대비해서는 같은 벤딩 모드가 발생하더라도 가로와 세로의 기하학적인 차이 때문에 더 큰 응력이 작용한다. 기하학적인 차이라는 것은 M.O.I 값이 작고 중립축으로부터의 최대 거리가 멀다는 것이다. 해석을 통해서 구한 최대값을 볼트의 인장, 전단강도 및 하우징 자체의 안전계수를 구하는 데 사용하였다.

AI의 항복응력은 2695kg/mm²·sec²이고 최대 Von mises 응력이 1617kg/mm²·sec²이므로 항복에 대한 Safety Factor 1.25를 적용하면 M.S(Margin of Safety)는 0.33이다. 체결용 Bolt는

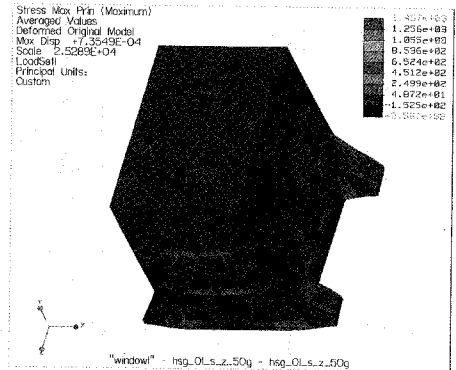


그림 4. Z 방향 가속도 50g시 응력분포

2.5 PCB, 하우징의 모드 해석

그림 5는 CPU의 모드해석결과이다. 배치된 부품은 무게만을 고려해서 보드에 등분포되게 모델링을 했다. 그러므로 각 보드의 모델링에서의 차이점은 PCB의 중량에만 있다. CPU보드 부품의 무게는 196g, Analog 보드 부품의 무게는 174g, Valve 보드 부품의 무게는 262g이다.

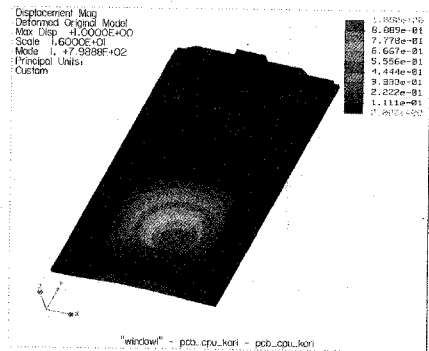


그림 5. CPU 보드의 모드 해석

표 4는 각 모드별 모드해석결과 나온 모드별 고유주파수이다. 각 보드에서의 모델링 차이는 장착되는 부품의 무게차이 밖에 없으므로 무게가 가장 가벼운 아날로그 보드의 1차 고유주파수가 가장 낮고 무게가 가장 무거운 valve 보드의 고유주파수가 가장 높았다.

표 4. 각 PCB별 고유주파수

	1st mode	2nd mode	3rd mode	4th mode
CPU 보드	799	956	1487	1721
아날로그 보드	834	997	1549	1795
Valve Drive 보드	717	853	1339	1544

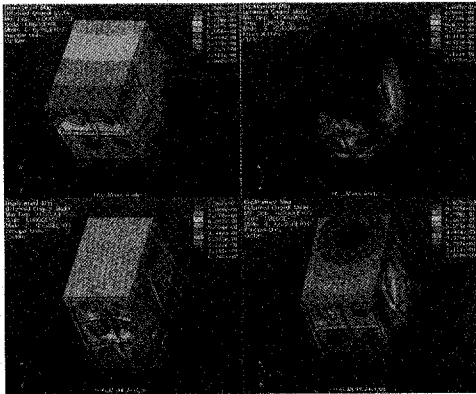


그림 6. 초기 설계한 하우징의 모드 해석

그림 6은 초기 설계한 하우징의 모드해석 결과이다. 4개의 모드를 볼 수 있으며 각각의 고유주파수는 1381Hz, 1649Hz, 2101Hz, 2210Hz이다. 그림 6의 좌측 상단 그림이 첫 번째 모드를 보여주고 있다. 커넥터가 체결되기 위해서 홀이 가공된 앞면의 제일 높은 부분의 고유벡터가 가장 크게 나타난다. 고유주파수 799, 834, 717Hz인 PCB와의 주파수비가 0.59, 0.60, 0.52로 Octave Rule

을 만족하지 않고 있다. 그래서 하우징에 대한 고유주파수를 증가시키기 위해서 재설계를 수행하였다.

그림 7은 재설계된 하우징의 모드해석 결과를 보여주고 있다. 초기설계안 대비 지지용 Gusset을 45mm에서 90mm로 증가시켰다. 또한 장착용 Lug를 2개 더 추가 하였으며 커넥터 연결부의 Rib를 사각형에서 원형으로 변경하였다. 무게는 2.76kg이고 고유주파수는 1628, 1851, 2388, 2814Hz이다. 초기 하우징 설계안 인 1381Hz 대비해서 247Hz가 증가하였다. 또한 PCB의 고유주파수인 799, 834, 717Hz로 주파수비가 0.49, 0.51, 0.44로 Octave Rule을 만족하고 있다. 무게는 0.51kg 증가하였다.

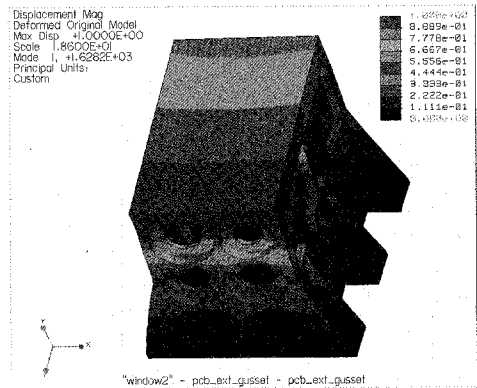


그림 7. 재설계한 하우징의 모드 해석

2.6 Safety Margin 해석

모드해석을 통해서 얻어진 하우징과 PCB의 고유주파수를 바탕으로 랜덤 진동 가진 시 보드 소자의 파손여부를 검토하였다. 보드에 가해지는 가속도의 RMS값은 식 (3)과 같이 구할 수 있다. P_s 는 하우징에 가해지는 PSD 랜덤 진동 입력값으로 환경시험 조건에 따라 $0.273G^2/Hz$ 이고 하우징 및 각 보드의 전달률 Q 는 식 (6)에 따라서 구한다. C 값은 하우징 및 Board의 댐핑과 연계된 값으로써 여기서는 2를 적용하였다. 보드

에서 하우징 고유주파수에서의 Q값 혹은 하우징에서 보드의 고유주파수에서의 Q값은 식 (7)을 통해서 구할 수 있다. 식 (7)은 lightly damped system 이라는 가정하에 유도된 식이다.

$$Q = C\sqrt{f_n} \quad (6)$$

$$Q = \frac{1}{1 - R_\Omega^2} \quad (7)$$

여기서, $R_\Omega = \frac{f}{f_n}$: 주파수 비

표 5는 CPU 보드, Analog 보드, Valve Drive 보드의 Q값 및 최대 동적 변위를 보여주고 있다. Q값은 수식을 통해서 알 수 있듯이 고유주파수가 가장 큰 Analog 보드가 가장 크며 하우징에서 PCB 고유주파수에서의 전달률 $Q_{hsqatf_{pcb}}$ 와 PCB에서 하우징 고유주파수에서의 전달률 $Q_{pcbathsg}$ 은 하우징과의 주파수 이격이 가장 큰 Valve Drive 보드가 가장 적다. 그러므로 Grms 이 가장 작은 것은 Valve Drive 보드이다. 하지만 실제 소자의 파손과 직접적인 연관이 있는 최대 동적 변위는 Valve Drive 보드가 가장 크다. 식 (2)와 같이 고유주파수의 제곱에 반비례하고 가진되는 가속도 RMS값에 비례하므로 Valve Drive 보드가 가속도값은 적으나 고유주파수가 상대적으로 적어서 가장 큰 최대 동적 변위를 가지고 있다.

표 5. 각 PCB별 최대 동적 변위

	하우징	CPU 보드	Analog 보드	Valve Drive 보드
고유주파수 (Hz)	1628	799	834	717
Q	81	57	58	54
$Q_{hsqatf_{pcb}}$	-	1.317	1.355	1.24
$Q_{pcbathsg}$	-	0.317	0.356	0.241
G_{rms}	-	625	658	553
δ_{max} (mm)	-	0.244	0.235	0.268

크기가 1인치를 넘는 각 보드들의 주요소자들에 대한 허용 동적 변위와 위에서 구한 최대 동적 변위를 가지고 M.S를 구하였다. 허용 동적 변위는 식 (1)을 통해서 구할 수 있다. M.S는 식 (8)과 같으며 Safety Factor는 1.4로 하였다. 소자의 Package는 모두 DIP 및 LCC Type이므로 C값은 1이며 PCB는 3종류 모두 10층 기판으로 두께 $t = 2\text{mm}$ 이다. 소자의 PCB 상에서의 위치에 따라서 r값을 설정하였다. L은 소자의 lead wire를 포함한 길이로 하였다. d값은 PCB의 길이로 PCB의 크기는 $160 \times 100(\text{mm})$ 이므로 각 방향에 대해서 계산하였다.

$$M.S = \frac{\ell_{allow}}{\text{SafetyFactor} \times r \times \ell_{max}} - 1 \quad (8)$$

검토 결과 M.S가 음수가 되는 부품은 총 3가지이다. CPU 보드의 CPU(U2), FPGA(U12), Analog 보드의 OPA404(U6)이다. 모두소자의 크기가 크고 평행한 보드의 Edge 길이가 100mm인 부분이며 PCB Board상의 위치 값이 1 혹은 0.707을 가진다. 특히 Analog 보드의 U6의 경우 부품의 배치가 부품의 길이가 긴 부분의 경우 긴 PCB와 평행하지가 않고 짧은 부분의 PCB의 모서리와 평행하여 마진이 음수값이 나왔으며 이 부품의 경우는 장착되는 방향만 바꾸어주면 된다. CPU 보드의 U2, U12와 같은 경우는 위치 인자의 값을 줄이는 방향으로 부품의 위치를 변동시켜주어야 한다. Safety of Margin을 고려하지 않을 경우 모두 최대 동적 처짐이 허용 동적 변위이하가 되므로 주어진 관계식을 만족하므로 20만 번의 스트레스 반복에 안전하다고 판단할 수 있다. 20만 번의 스트레스 반복이 주어지는 물리적인 의미는 PCB 중에서 Valve Drive 보드의 고유주파수가 가장 크고 소자는 PCB의 Fundamental 고유주파수의 영향을 가장 많이 받으므로 식 (9)와 같이 6.66시간까지 99.7%의 확률을 가지고 파손이 발생되지 않는다고 보장할 수 있다.

$$T_{failure} = \frac{20,000,000}{f_{burstpb}} = \frac{20,000,000}{834 \text{ Hz}} = 6.66 \text{ hr} \quad (9)$$

표 6은 랜덤 진동, 정현파 진동 및 반정현파 충격 하중이 가해졌을 때 소자가 받는 최대 가속도를 나타낸 것이다. 랜덤 진동 조건이 가속도 조건에서 가장 심한 조건으로 이것만을 만족하면 다른 항목도 만족할 수 있음을 보여주고 있다.

표 6. 각 진동 및 충격 조건에 따른 최대 가속도

	랜덤 진동	정현파 진동	반정현파 충격
G	658	392	132

2.7 하우징 설계 초기안 및 개선안 비교

표 7, 8은 초기설계안과 개선한 설계안의 비교를 위해서 검토한 값들을 보여주고 있다. 하우징의 고유과수 증가로 인해서 최대 변위가 증가함을 확인할 수 있다. 또한 이를 통해서 M.S가 더욱 영에 가까워지고 있다. 하지만 음의 마진을 가졌던 것은 역시 음의 마진을 가졌다. 즉, Octave Rule 뿐만 아니라 소자의 배치도 필히 고려되어야 함을 보여주고 있다.

표 7. 초기안과 개선안 동적 최대 변위 비교 (*:초기안)

	하우징	CPU 보드	Analog 보드	Valve Drive 보드
f_n (Hz)	1628	*1381	799	834
Q	81	*74	57	58
$Q_{hsat/pcb}$	-	1.317	*1.503	1.355
$Q_{pcb/athsg}$	-	0.317	*0.503	0.356
G_{rms}	-	625	*679	658
δ_{max}	-	0.244	*0.265	0.235

표 8. 초기안과 개선안 M.S 비교

소자번호	개선설계안 하우징 적용 시		초기설계안 하우징 적용 시		이름
	δ_{allow}	M.S	δ_{allow}	M.S	
U2	0.325	-0.04	0.325	-0.12	CPU
U12	0.317	-0.07	0.317	-0.14	FPGA
U6	0.305	-0.07	0.305	-0.15	OPA404

표 9는 하우징의 설계변경으로 인한 물리적인 의미의 변경 사항을 검토하였다. S-N Curve의 기울기 부분은 식 (10)과 같이 표현이 된다. PCB 설계시 지수 $b=6.4$ 를 적용하고 20,000,000 사이클 (N2) 동안 파손이 되지 않기 위한 허용 변위(Z2)은 최대 허용 변위인 아날로그 보드의 U6 값인 0.305505이다. 하지만 이 부품의 실제 최대 변위는 0.258이므로 안전계수를 곱하여 구하면 0.3612(Z1)이다. 이 값들을 통해서 이 설계사양에 대한 사이클은 6,847,251이면 아날로그보드의 고유과수를 이용하여 실제 사용가능시간을 구해보면 2시간 17분을 얻을 수 있다. 개선된 사양에 대한 허용 사이클은 초기안의 허용 변위 대신 넣어주면 되고 이를 통해서 구한 허용 사이클은 12,446,522이며 사용가능 시간은 4시간 9분이다. 이를 통해서 하우징의 고유과수를 증가시켜서 얻을 수 있는 것은 2시간동안 더 사용할 수 있다는 것이다.

$$N_1 Z_1^b = N_2 Z_2^b \quad (10)$$

표 9. 초기안과 개선안 사용 가능 시간 비교

	개선설계안 하우징 적용 시	초기설계안 하우징 적용 시
동적 최대 변위	0.235	0.258
허용 사이클	12,446,522	6,847,251
사용 가능 시간	4hr 9min	2hr 17min

환경시험 시 TCU가 거치는 시험 중에서 가속도 시험, 정현파진동 시험, 랜덤진동 시험, 반정현파 시험의 시험 소요시간은 1시간 미만이므로 설계된 TCU의 하우징 및 PCB는 20 Grms이하의 조건이라면 파손되지 않는다고 결론을 내릴 수 있다. 하지만 20,000,000 사이클의 반복하중을 보장하기 위해서는 PCB의 재설계를 통한 소자의 재배치가 요구된다.

3. 결 론

TCU에서 실시되는 환경시험 항목인 가속도, 랜덤 진동, 정현파 진동 및 반정현파 충격시험에 대해 해석적인 방법을 통해서 TCU 부품 및 하우징 파손 여부를 검증하였다. 검증을 위한 정적 및 진동 설계 요구조건을 수립하였으며 이를 만족하도록 하우징 및 PCB 설계가 수행되었다. 만족하지 못하는 하우징의 초기설계안에 대해 설계적인 개선이 이루어졌으며 이에 대해 재해석이 수행되었다.

하우징 초기설계안에 대한 정적인 해석을 수행하였다. 하우징에 대해서는 50g의 가속도시 각 축에 대해서 발생하는 최대응력을 구하였다. 이 값을 바탕으로 하우징의 파손과 체결 볼트 파손을 검토한 결과 안전한 것으로 사료된다.

하우징 및 PCB에 대해서 모드 해석을 수행하였다. 해석결과 CPU 보드, Analog 보드, Valve Drive 보드의 고유주파수는 799Hz, 834Hz, 717Hz 였다. 가장 무게가 가벼운 Analog 보드의 고유주파수가 가장 컸다. 초기설계안 하우징의 고유주파수는 1381Hz 였으며 각 보드와의 주파수비가 0.59, 0.60, 0.52로 설계요구조건인 Octave Rule을 만족하지 않았다. 설계요구조건인 Octave Rule을 만족시키기 위해서 고유주파수가 1381Hz 인 하우징 초기설계안의 Lug 개수를 2개 증가시키고 Gusset의 높이를 45mm에서 90mm로 2배 증가시켰다. 이를 통해서 고유주파수는 1628Hz 로 247Hz 증가하였다.

각 전자소자에 대해서 Margin 해석을 수행하였다. 그 결과 초기설계안의 하우징 적용 시

CPU, FPGA 그리고 OPA404가 음의 Margin이었다. 개선안의 하우징 적용시 고유주파수 증가로 최대 변위가 감소함을 확인할 수 있었다. 세 개 소자의 Margin of Safety 는 0보다 작았지만 초기설계안보다는 많이 나아졌다. 양의 마진을 가지기 위해서는 Octave Rule을 통해서 뿐만 아니라 소자의 배치도 필히 고려되어야 함을 알 수 있었다. 각 시험에 따른 최대가속도를 구한 결과 랜덤 진동이 658G, 정현파 진동이 392G, 반정현파 충격이 132G 였다. 랜덤 진동이 가장 열악한 환경으로 이것만을 만족하면 다른 시험에 대한 규격도 만족함을 확인하였다.

비록 음의 마진을 가지고 있지만 양의 마진을 가지는 것은 피로의 개념으로써 20,000,000 사이클동안 소자의 파손에 대해서 보장을 해주는 것이다. 초기 설계안과 개선안 하우징에서의 아날로그 보드의 동적 최대 변위는 0.258과 0.235mm 이다. 그러므로 이 값에 대한 허용되는 사이클은 12,446,522와 6,847,251이다. 이 값을 아날로그 보드의 고유주파수로 나누면 랜덤 진동에서 TCU의 소자는 4시간 9분과 2시간 17분동안 99.7%의 확률로 파손되지 않고 정상 작동한다고 보장할 수 있다. 실제 환경시험 시 TCU가 거치는 시험 중에서 가속도 시험, 정현파진동 시험, 랜덤 진동 시험, 반정현파 충격시험의 시험 소요시간은 1시간 미만이므로 설계된 TCU의 하우징 및 PCB는 20 Grms이하의 조건이라면 파손되지 않을 것으로 사료된다.

참 고 문 헌

1. 조광래 외, 소형위성발사체(KSLV-I) 개발사업 (I), 과학기술부, 2003.
2. Dave S. Steinberg, Vibration Analysis for Electronic Equipment, Second Edition, John Wiley & Sons, 1988.
3. Meirovitch L., Analytical Methods in Vibration, Macmillan, New York, 1968.
4. Singiresu S. Rao, Mechanical Vibration, Addison Wesley, 1986.