

인공위성용 능동가압형 추진제 탱크의 응력 해석

한근조* · 심재준** · 최진철**

Stress Analysis of Pressurization Type Propellant Tank in the Satellite

G. J. Han*, J. J. Shim**, J. C. Choi**

ABSTRACT

Design parameters which used to analyze the stress distribution on the tank wall were defined to develop the propellant tank and obtain optimal values. 1/4 modeling of total tank was selected to calculate the stress distribution with respect to the variation of the support lug location and the tank wall thickness and 1/2 modeling was selected for the stress distributions with respect to the variation of fuel outlet location. Actually, 350psi was applied as static load and 12 gravity as a dynamic load during launching on the internal tank wall.

The structural analysis was done with respect to attaching condition of the tank in the satellite. Also the effect of the variation of the propellant outlet location from 0° to 25° on the stress distribution was investigated. The equivalent stress distribution and optimal parameters induced from analysis results of the each condition will be used as the fundamental data to design the propellant tank.

초 록

인공위성용 추진제 탱크를 개발하기 위해 여러 설계인자를 설정하여 각 인자가 탱크 벽면에 미치는 응력분포영향을 구하고, 또한 최적의 인자값을 구하기 위해 각 인자의 변화에 따라서 구조해석을 수행하였다. 탱크 지지부 위치와 탱크 벽면 두께 변화에 따른 탱크 벽면에 미치는 응력분포 영향을 고찰하기 위해 1/4 모델을 설정하였고, 연료배출구의 위치변화(경사각도)에 따른 응력분포는 1/2 모델을 설정하여 해석을 하였다. 탱크에 작용하는 하중은 연료압력에 의해 발생하는 정하중(350psi)을 가하며 또한, 발사시 발사체로부터 전달되는 최대동하중(12g)을 고려하였다. 그리고, 탱크가 인공위성에 장착될 때에 발생하는 다양한 장착조건에 대해서 구조해석을 수행하였고, 추진제 배출구 각도가 0°에서 25°까지 변화할 때 탱크 벽면에 미치는 응력분포영향을 구했다. 그래서 각 조건에서 구한 상당응력분포와 인자의 최적값은 추진제 탱크를 설계하기 위한 기초적인 자료로 활용하고자 한다.

*동아대학교 기계공학과(Donga Univ. Dept. of Mechanical Eng.)

**동아대학교 기계공학과 대학원(Donga Univ. Dept. of Mechanical Eng. Graduate)

***한라중공업 우주항공연구소(Hallal Eng. & Heavy Industries, Aerospace Research Center)

1. 서 론

우주분야 추진제 저장용 탱크는 수십년동안 Ti-6Al-4V계 티타늄 합금을 단조하여 만들어 오고 있다. 이 티타늄 탱크는 제작비용이 고가이나 유사한 성질을 가지는 스테인레스 스틸이나 알루미늄 같은 재질로 만들어진 탱크보다 대단히 가벼워 탱크의 무게를 줄일 수 있으므로 위성체 발사 단가를 절감할 수 있고, 또한 재질의 구조적 강성이 매우 우수하여 단위질량당 용량이 큰 탱크를 제작할 수 있는 장점이 있다.

능동가압방식의 탱크는 추진제와 가압기체를 분리시키기 위해 탄성체인 다이어프램을 두 반구사이에 끼운 다음 양반구와 다이어프램 지지링을 특수용접한다. 가압기체가 추진제를 밀어내어 연소실에 분출토록 하는 이 방식은 단일추진제 시스템에 많이 쓰이고 있다. 또한 MMH (Monomethylhydrazine) 연료 및 NTO(Dinitrogen tetroxide) 산화제를 쓰는 자동점화성 이중 추진제 시스템에도 연료 및 산화제의 제조 비용이 고가인 데다가 장기저장이 불가능하지만 능동가압방식탱크가 이용되고 있다.

추진제 탱크는 자체 무게를 최소화 하면서도 추진제에 의해서 가해지는 압력과 발사시나 가혹한 우주환경을 받게되는 동하중을 견디도록 설계되어야 하며, 인공위성이 수행되는 임무기간동안 추진제의 안정적인 공급이 필수적으로 이루어져야 한다. 하지만 탱크의 설계자료는 선진국의 기술이전의 거부로 한국내에서는 전무한 상태이며 향후 우주산업을 발전시켜야 할 우리나라로서는 기초적이거나 자체 설계 자료의 축적이 불가피하다. 따라서 본 해석에서는 탱크 주요부의 응력해석을 통해 무게를 최소화하면서도 견고한 구조를 설계하고자 한다. 이를 위해 우선 탱크 지지부의 위치변화에 따른 탱크 벽면에 미치는 응력분포를 해석하기 위해 전체형상의 1/4을 모델링하였으며, 연료배출구의 위치변화에 따른 탱크벽면의 응력해석을 위해서 연료배출구를 중심으로 탱크의 형상을 1/2 모델링하였다.^{1)~4)}

본 연구에서는 인공위성을 움직이는 추진제의 한 부분인 추진제 탱크를 설계하기 위해서 우선, 각종 해석 인자를 정의하고 유한요소법에 의해서 각 인자에 따라서 구조해석을 수행하여 탱크벽면의 응력분

포와 최적의 인자를 도출하고자 하였다.

2. 본 론

2.1 추진제 탱크의 형상

인공위성의 추진제 탱크 형상은 매우 다양하여, 구형상, 타원체 형상, 원통형 중간부와 양쪽 끝이 반구인 형상, 원통형 중간부와 양쪽 끝이 타원체형상등으로 크게 나열할 수 있다. 또한 탱크를 인공위성에 장착하기 위한 부위의 형상에 따라서 보스(boss)장착, 스커트(skirt)장착, 다중 방사 핵대형 지지부(radial girth lug)장착, 보스와 핵대형 지지부 조합장착, 전체 핵대형 플랜지(flange) 장착등으로 구분되며, 또한 탱크의 연료 주입구와 배출구(port)의 위치와 형상도 다양하다. 본 연구에서 적용되는 탱크는 구형상이며, 다중 방사 핵대형 지지부 장착 방식으로 Fig. 1에 추진제 탱크의 형상을 나타내고 있다.⁵⁾

추진제 탱크는 성형(Forming)에 의한 티타늄 단조품을 기계가공한 후 생성된 반구 두 개를 상하로 위치시키고, 전자빔 용접을 하여 형상이 완전한 구가 되도록 하였으며, 질소 압축개스와 추진제를 각각 흡입 및 배출하기 위한 밸브부가 용접된다. 또한 두 개의 반구가 용접되는 적도선 아래 부분에는 추진제탱크를 구조물에 고정시키기 위한 지지부(lug)가 부착되며, 내부에는 가압 질소 압축개스와 추진제를 분리하기 위한 격막(diaphragm)이 삽입되고, 이 격막을 탱크에 고정시키기 위한 격막고정링(diaphragm retaining ring)과 격막지지링(supporter)이 반구 용접부 주위에서 적도를 따라 내부에서 용접된다. 이와 같은 가장 일반적인 탱크의 구조는 Fig. 2에 나타나 있다.^{6)~7)}

지지부는 탱크를 인공위성에 고정시키기 위한 부분으로 지지부의 가운데 긴 형태의 원(장공)을 통하여 인공위성 지지 구조물에 볼트로써 고정된다. 또한 격막은 연료인 추진제와 질소 압축개스에 화학적으로 큰 저항성을 가지며, 일반적인 인공위성의 평균 수명인 7~10년 동안 고압의 팽창에 견딜 수 있는 특수한 고무로 제작된다. 그리고, 격막 고정링과 격막 지지링에 의해 기계적으로 체결된다.

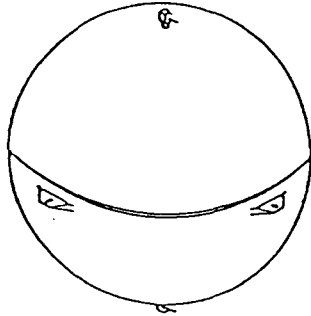


Fig. 1. General propellant tank shape

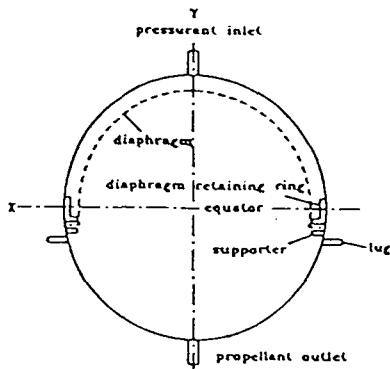


Fig. 2. Structure of the propellant tank

2.2 추진제 탱크 재질

추진제 탱크는 추진제인 하이드라진(hydrazine, N_2H_4)과 추진제에 압력을 가하기 위한 질소압축개스를 저장하기 위한 압력용기로서 밀도에 대한 인장강도비가 크고, 연성이 매우 우수한 특성을 지닌 재질을 사용하는데, 일반적으로 티타늄 합금이 많이 이용된다. 이 티타늄합금은 이상의 특징 이외에 내식성과 내부식성이 매우 강하며, 낮은 열팽창계수를 가지고 있어 온도 변화에도 뛰어난 저항성을 가지고 있다. 이 재료의 기계적 성질은 다음의 Table 1에 나타나 있다.

Table 1. The mechanical property of Ti-6Al-4V

Elastic modulus	E	113.8×10^3 MPa
Poisson's ratio	ν	0.342
Density	ρ	4428.784×10^{-9} kg/mm ³
Yield stress	σ_y	1,069 MPa

2.3 해석 인자(parameter) 정의

인공위성 추진제 탱크가 추진제 개스와 압축 질소 개스로 가득 채워졌을 때 정적으로 받는 하중은 2.414MPa(350psi)이다. 그러나 인공위성을 적재한 발사체가 발사되어 수직상승할 때 최고로 받게 되는 동하중은 12g(gravity)에 이르므로 탱크 자중 및 연료, 가압제 무게에 의한 추가 부하를 받게 된다. 우선 이러한 하중조건을 고려하여 인공위성 추진제 탱크를 시험할 때는 미국의 TRW Space & Electronics Group사의 정적시험규정에 따라 6.896MPa (1000psi)를 가압하여 안전성을 측정하므로, 본 연구에서는 압력 실험하중인 6.896MPa (1000psi)를 탱크내부에 균일하게 가한다.

그리고 해석시간을 줄이기 위하여 가능한 대칭경계조건을 부가하여 해석을 수행하였다. 또한, 추진제 탱크는 구형 탱크 중심방향으로 미소의 병진 변위와 회전변위의 움직임은 허용될 수 있는 볼트(bolt)로써 고정되어 있으나, 본 연구에서는 지지부 구멍의 원주 방향에 위치한 모든 절점에 대해 x, y, z 방향 변위를 모두 구속하여 다음과 같이 세가지의 설계해석인자를 선정하였다. 이때, 탱크를 지지하는 구조체는 강체인 것처럼 가정하였다.

2.3.1 지지부의 위치변화(s)

탱크의 외측벽면에 부착되는 지지부의 중심 상단부에서 적도(equator)까지의 상대적 위치를 변화시키면서 탱크벽면에 미치는 응력의 영향을 평가하여 최소의 상당응력이 발생하는 지지부와 격막 고정링과 격막 지지링과의 최적상관위치를 도출하고자 한

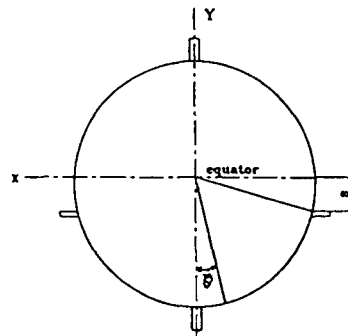


Fig. 3. The lug location parameters and propellant outlet parameter θ

다. 추진제 탱크의 적도부에서부터 지지부까지의 상대적 위치를 설계 파라메타 s 로 Fig. 3에 정의하고, 그 값은 용접부에 가장 가까이 근접한 11.85mm로부터 5개 모델(I, II, III, IV, V)을 설정하여 해석을 수행하였다.

2.3.2 탱크 벽면의 두께변화(t)

우주·항공에서 가장 중요하게 설계에 반영해야 되는 점은 무게를 최소화하여야 한다. 모든 구조물에서 두께를 보강하면, 안전도는 향상되므로 무한정 탱크의 두께를 증가시키면 강도상에는 문제가 발생하지 않으나, 무게가 무거워지므로, 적절한 두께의 선택은 매우 중요하다. 우선 지지부의 위치변화에 따른 해석을 위하여 모든 모델에서 탱크벽면의 두께를 1.0mm로 균일하게 해석을 하여, 최적의 설계 인자를 가지는 모델을 도출하고, 또한 최대상당응력이 나타나는 부분 즉, 취약부분의 두께를 증가시켜 보강하고, 그외부분의 두께는 삭감하여 해석을 수행한다. 하지만 두께뿐만 아니라 얼마나 넓은 부분을 선택하여 두께에 변화를 줄 것인지도 고려할 것이다. 그리고, 전체 두께와 보강두께와의 급격한 두께 차로 인해 발생하는 응력의 집중을 방지하기 위하여 각각의 보강두께 보다 얇고 전체 초기두께보다는 두꺼운 두께를 가지는 완충부를 두고, 그로 인해 발생하는 최대상당응력을 고찰하여 최적의 모델을 찾고자 한다. 두께 변화를 주기위해 탱크의 분할한 영역(취약부, 완충부, 초기부)을 각각의 설계 파라메타로 정의하고 Fig. 4에 나타나 있다.

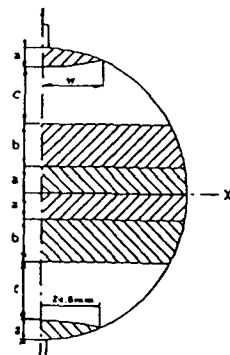


Fig. 4. Dimension of divided zone with the variable thickness

2.3.3 추진제 배출구의 위치변화(θ)

이상에서 해석을 수행하기 위하여 연료배출구와 압축가스 주입구는 최상단과 최하단에 상하대칭적으로 위치하도록 모델링하였다. 그러나 추진제 배출구의 위치 변화에 따른 탱크벽면에 미치는 응력분포 영향을 연구하기 위하여 탱크를 반으로 모델링하고, 최하단에 있는 추진제 배출구(propellant outlet)의 위치를 0° 에서부터 임의로 5° 씩 반시계방향으로 25° 까지 변화시키면서 각각의 모델에 대해서 구조해석을 수행한다. 이때 발생하는 최대상당응력과 발생 지역, 그리고 각 모델에 따른 탱크벽면의 응력분포 변화에 따라서, 배출구 구멍의 위치변화에 따른 응력변화에 대한 관계를 설정한다. 추진제 배출구 위치변화에 따른 설계 파라메타 정의는 Fig. 3에 나타나 있다.

2.4 추진제 탱크의 모델링

탱크가 원이므로 대부분 구좌표계를 사용하였고, 지지부에서는 직각좌표계를 사용하여 탱크의 형상을 모델링한 후에 각각에 따라서 다른 요소 종류(element type)로 메시하였다. 탱크 벽면에는 셸요소(shell element)를 사용하였고, 지지부와 격막고정링과 격막지지링은 솔리드요소(solid element)를 사용하였다.^{5,8)~9)} 메시는 요소의 한변의 크기가 40mm보다 작게하였고, 가능한 사각형요소가 사용되도록 하였다. 또한 사용된 요소의 수는 셸요소(1830개)와 솔리드요소(251개)를 사용하여 모두 2081개 사용하였으며, 절점(node)의 수는 2081개를 사용하였다.

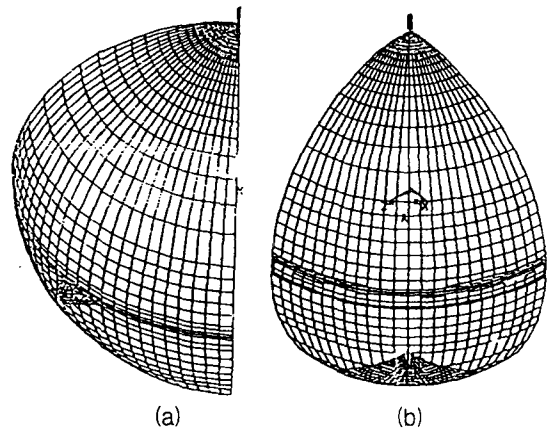


Fig. 5. Meshed shape of the propellant tank

메시(mesh)된 형상은 Fig. 5에 나타나 있다.

본 연구에서는 범용 유한요소해석 프로그램인 ANSYS5.0을 사용하여 해석을 수행하였고, 탱크벽면의 두께는 상수값으로 대입하였다.

2.5 탱크에 작용하는 하중조건의 변화

2.5.1 수직력이 작용할 때 응력상태

발사체가 발사되어 지구 중력을 벗어나고자 할 때 가해지는 수직방향 중력가속도에 의한 하중은 탱크의 자중 16lb의 12배인 192lb와 추진제 하이드라진 무게 160lb의 12배인 1920lb로 발생한다. 이런 형태의 하중은 본 연구에서 사용한 해석프로그램에서는 밀도를 환산하여 Fig. 6에서와 같이 수직하중으로만 변환하여 적용되고, 적용되는 수직력이 작용하는 면은 하반구에 작용하므로 이것을 수직상당밀도로 정의된 ρ_v 를 구해보면, 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \rho_v &= \frac{12(m_t + m_p)}{V_t} \quad (1) \\ &= \frac{12(3.5 + 72)}{2\pi(284.5)^2(1.1)} \\ &= 1.62 \times 10^{-3} (kg/mm^3) \end{aligned}$$

$$V_t = 2\pi r^2 t$$

ρ_v : 수직상당밀도

$m_t = \rho_t V_t$: 탱크 반구 자체 질량 (3.5kg)

m_p : 추진제(하이드라진) 질량(72kg)

V_t : 탱크 반구 자체 체적($0.82 \times 10^6 mm^3$)

r : 탱크 반경(284.5mm)

t : 탱크 벽면 평균두께

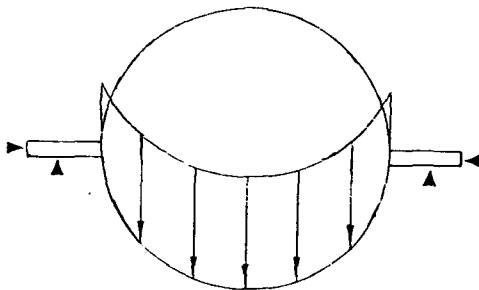


Fig. 6. Force condition of vertical acceleration (12g) in the tank wall

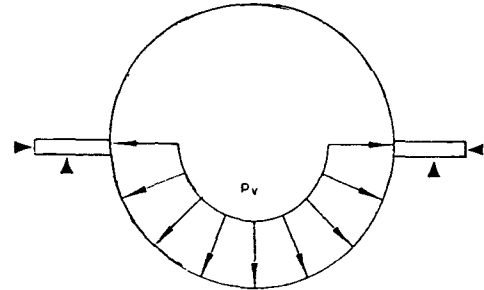


Fig. 7. Force condition of normal acceleration (12g) in the tank wall

이 상당밀도 값은 하반구의 상당밀도이고 상반구의 밀도는 Table 1에 나타난 값의 12배 값인 $5.2 \times 10^{-5} kg/mm^3$ 를 대입한다.

다음에 12g 수직방향가속도에 의한 작용 압력이 Fig. 7에 나타난 바와 같이 면에 수직으로 작용하는 경우에 대하여 해석하여 보면 작용압력이 구해진다.

$$\begin{aligned} P_v &= \frac{12(W_t + W_p)}{A_t} \quad (2) \\ &= \frac{12(3.5 + 72)9.8}{2\pi(284.5)^2} \\ &= 1.75 \times 10^{-2} (N/mm^2) \end{aligned}$$

$$A_t = 2\pi r^2$$

P_p : 12g 작용시 하반구 내면에 작용하는 수직압력

W_t : 하반구 탱크 벽면 자체 무게

W_p : 추진제 자체 무게

A_t : 하반구 내면 표면적

2.5.2 측력이 작용할 때

측방향으로 동하중계수는 중력가속도의 4배인 4g가 작용하는 것으로 간주하고 강도해석이 요구된다. 따라서 4g에 의한 동하중이 측방향으로 작용하는 경우는 수직력이 작용하는 경우와 마찬가지로 측방향 상당밀도 ρ_l 를 구하여 Fig. 8과 같이 적용시킨다. 측방향 동하중계수 4g는 수직 동하중계수 12g의 1/3이므로

$$\rho_l = 5.4 \times 10^{-4} kg/mm^3 \quad (3)$$

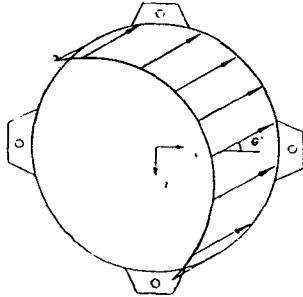


Fig. 8. Force condition of axial direction acceleration(4g) in the tank wall

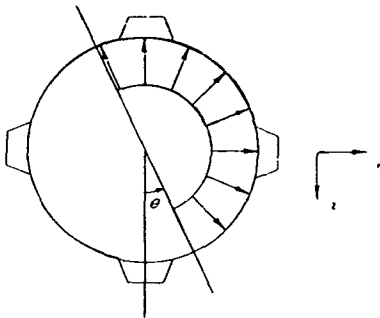


Fig. 9. Force condition of normal direction acceleration(4g) in the tank wall

가 얻어진다.

이 측방향동하중 작용방향이 Fig. 8에서 나타난 바와 같이 오른쪽으로 향하는 x축과 이루는 각 θ 가 0° 에서 45° 까지 9° 간격으로 변화할 때 발생하는 응력을 해석하였다.

2.5.3 수직력과 측력이 조합되어 작용할 때

앞절에서 수직방향 가속도 12g와 측방향 가속도 4g에 대하여 해석하였는데 이 두 가속도가 동시에 작용할 때는 위 두 결과를 중첩시킨 결과와 같을 것이다. 오른쪽으로 향하는 x축과 이루는 각 θ 가 0° 에서 45° 까지 9° 간격으로 변화할 때 발생하는 응력을 해석하였다.

3. 결 과

3.1 지지부의 위치변화

지지부만의 변화에 따른 탱크 벽면의 응력분포 영

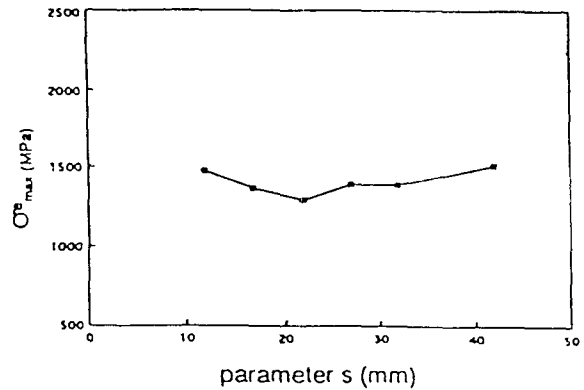


Fig. 10. The relationship between the maximum equivalent stress and the parameters

향을 얻기 위해 탱크의 전체 두께는 우선 1mm로 균일하게 가정하고 해석을 수행하였고, 모든 모델에서 공통적으로 지지부 주위의 탱크벽면에서 최대상당응력이 발생하였다. 높은 응력은 셀요소와 육면체 요소가 결합되는 얇은 탱크 벽면과 지지부의 용접부 주위에서 발생하였는데, 이것은 균일한 탱크벽면에 지지부와 격막 지지링과 같은 벽면 보다 상대적으로 두꺼운 솔리드 요소가 부착됨으로써 급격한 두께변화로 인한 응력집중의 효과가 나타나는 것 같다. 그리고, 최고점에 있는 압축개소 주입구 보다 최저점에 있는 추진제 배출구에서 더 큰 상당응력이 발생하였는데, 이 값은 최대상당 응력보다는 약 17%정도가 작았다.

Fig. 10에서 나타난 바와 같이 지지부가 적도부에서 약 21.85mm 떨어진 모델(모델III)에서 최대상당응력(σ_e)이 가장 작은 값으로 나타나고 다시 s가 커질수록 증가함을 알 수 있다.

3.2 탱크 전체 벽면의 두께변화

설계 파라메타 s의 변화에 따른 해석결과에서 구한 최적 model III은 탱크벽면의 두께를 1mm로 모두 균일하게 하여 해석하였고, 두께변화에 따른 최대상당응력을 고찰하기 위하여 탱크벽면의 전체두께를 변화시키면서 해석을 수행하였다. 그 결과로 얻어진 최대상당응력값이 항복응력 보다 낮은 최소의 두께 1.25mm를 얻을 수 있으며, 이 때 발생하는 최대상당응력은 992.5MPa로써 항복응력값 1069MPa보다

약 76.5 MPa이 작았다.

그리고 두께가 얇을 때 응력분포가 최대상당응력이 발생하는 점 주위로 폐곡선이 나타나지만 두께가 두꺼워지면 폐곡선이 없어지고 최대값은 일정한 곡선상에서 넓게 나타남을 알 수 있다. 또한 두께 변화가 일정하게 증가함에 따라 최대상당응력의 변화도 일정하게 감소함을 알 수 있었다.

3.3 취약부의 두께변화

보강부와 탱크벽면사이의 두께차를 고려한 완충부(Bt)의 값을 1.1mm로 고정한 후 취약부의 두께를 1.1mm에서 1.5mm로 0.1mm씩 증가시키면서 각 모델에 대한 응력분포를 구조해석을 하였다. 우선 모델 III의 최대상당응력 발생지역이 적도부로부터 떨어진 거리가 28.55mm이므로 지지부 주위 취약부에 대한 크기인 a를 35mm, 40mm, 45mm로 하여 해석을 하였고, 또한 추진제 배출구와 압축가스 주입구 주위의 취약부에 대한 크기는 경도중심에서부터 폭 w를 24.8mm로 고정하여 해석을 하였다.

결과는 Fig. 11에서 나타난 바와 같이, 취약부의 두께가 1.1mm이고 보강영역폭 a가 40mm일때는 최대상당응력이 1239MPa로서 보강되지 않을때 최대상당응력 1292MPa보다 4%정도 감소하는 데 그쳤으나 1.2mm로 두께를 더 늘렸을 때는 최대상당응력이 134MPa이 감소하여 약 10%정도의 보강효과를 얻었다. 그리고 다시 1.3mm로 두께를 증가시켰을 때 최대상당응력이 54MPa이 감소하여 또 다시 4% 정도 보강효과를 얻었으나 1.4mm, 1.5mm로 증가시

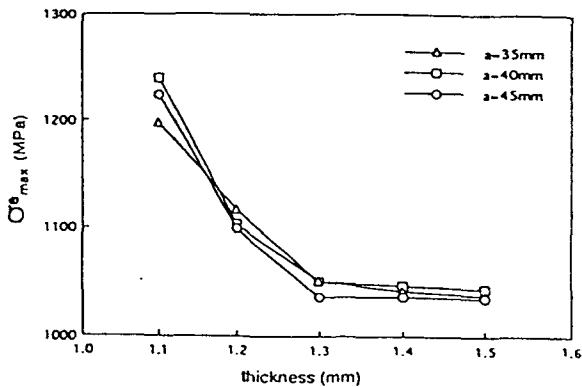


Fig. 11. The relationship between the equivalent stress and the weak zone thickness

켰을 때는 보강효과는 미미하게 얻어졌고 최대상당응력 발생지점도 지지부밀인 보강영역과 완충영역의 경계부근에서 발생했다. 보강영역의 폭이 35mm일 때와 45mm일때에도 유사한 결과를 얻을 수 있었다.

3.4 완충부의 두께변화

취약부의 두께는 1.5mm로 고정한 후 두께차를 고려한 완충부의 두께를 1mm에서 1.2mm로 증가시키면서 구조해석을 수행하였고, 또한 완충부 면적의 크기 변화에 대한 응력변화를 고찰하기 위해서 b를 60mm와 40mm로 변화시켜 최대상당응력값과 응력분포에 대해 해석을 수행하였다. 해석한 결과는 Fig. 12에서 나타난 바와 같이 최대상당응력은 1mm에서 1.06mm로 변화할 때 63MPa의 값이 감소하여 이때 가장 낮은 최대상당응력의 값을 나타내었고, 다시 두께가 증가하면 값도 증가함을 알 수 있었다. 두께가 1mm일 때는 지지부 주위에서 큰 상당응력이 발생하지만 두께가 1.06mm일 때는 전반적으로 두께가 1mm인 지점 이외에 취약부등 넓은 부분에 분포되어 발생하였고, 또한 최대상당응력도 가장 낮게 발생하였다. 그러나, 다시 두께가 두꺼워지면 큰 상당응력분포가 작아지고 지지부 주위와 두께차가 많이 발생하는 지점인 취약부에서 집중적으로 발생하고 최대상당응력도 다시 증가하는 것을 알 수 있었다. 또한, 완충부 면적의 크기에 대한 영향을 연구하기 위하여 정의한 두 모델에서는 뚜렷한 변화가 발생하지 않았다.

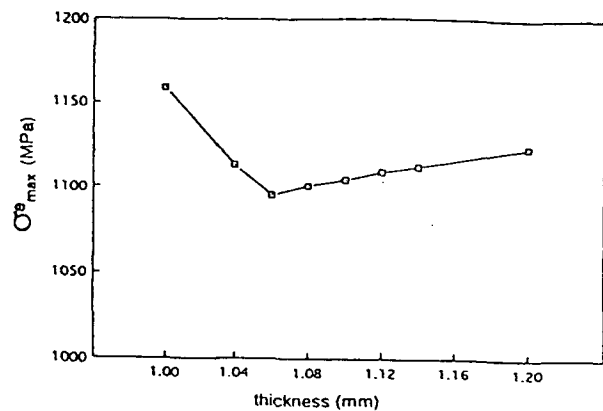


Fig. 12. The relationship between the equivalent stress and the transitional zone thickness

3.5 취약부와 완충부의 최적두께변화

이전의 해석에서 완충부 두께가 1.06mm, 취약부 두께가 1.20mm일 때 최대 상당응력이 최소가 되는 최적의 두께비를 가지며 탱크벽면 최소 두께 1.0mm에 대하여 6%, 20%가 더 큰 것이다. 그러므로 탱크 벽면두께를 1.0mm이내에서 조금씩 증가시키고, 또한 같은 비율로 완충부와 취약부 두께를 변화시켜 발생하는 최대상당응력이 항복응력보다 작아지는 값은 초기부 두께가 1.025mm, 완충부의 두께가 1.087mm, 취약부의 두께가 1.230mm일 때이다. 그리고, 전체 두께변화에서 구한 최적모델($t=1.25\text{mm}$)의 탱크 전체 중량은 2.0241kg이나, 최적 두께비변화에서 구한 탱크전체 중량은 1.820kg이므로 약 10.07%의 무게 감소효과를 얻을 수 있었다.

3.6 추진제 배출구의 위치변화 (θ)

이전의 작업에서는 전체 탱크를 1/4만 모델링하여 해석을 수행하여 소정의 결과를 얻을 수 있었으나, 현재 수행하고 있는 추진제 배출구의 위치 이동에 따른 탱크 벽면에 미치는 응력분포해석에는 적용할 수 없으므로 1/2로 모델링하여 한 축에 대해서만 대칭경계조건을 부과하였고, 또한 추진제 배출구의 위치이동에 대한 전체적인 모델링의 동일성을 부여하기 위해 추진제 배출구를 중심으로 메시가 이루어지게 하였다. 그리고 추진제 배출구가 탱크 벽면에 수직이 되게 부착하여 배출구 중심에서 어느 한 쪽에서 응력 집중이 발생하는 것을 방지하였다.

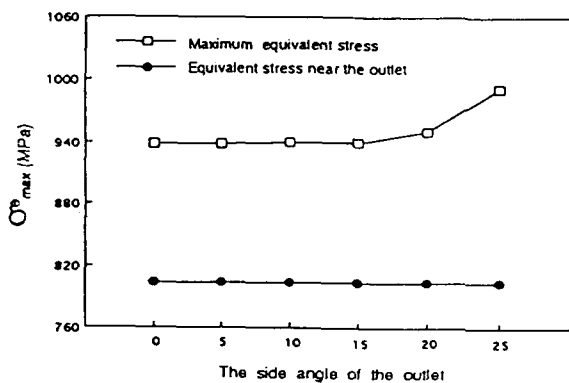


Fig. 13. The relationship of the maximum equivalent stress and the maximum in the vicinity of the outlet with respect to the outlet angles with the uniform wall thickness

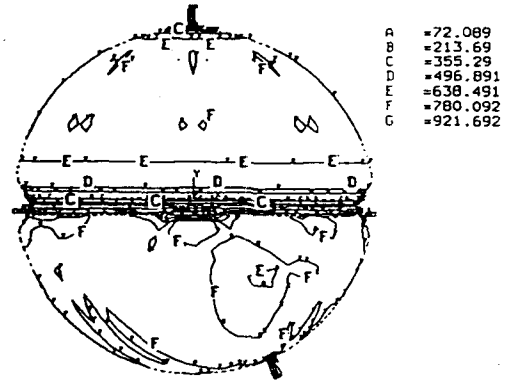


Fig. 14. The maximum equivalent stress distribution with respect to the outlet angle, 25° with the uniform wall thickness

우선 탱크의 두께를 최적 두께인 1.25mm로 전체를 일정하게 하여 추진제 배출구의 위치를 0°에서 25°까지 5°씩 변화시키면서 해석을 수행하였다. 이때는 Fig. 13에 나타난 바와 같이 propellant outlet의 위치변화시에 약 15°까지는 전체 응력크기에는 큰 영향이 없었으나 탱크 벽면의 응력분포에는 영향을 미쳤다. 그러나, 20°에서부터는 응력집중부에 대한 영향이 크게 작용하여 갑자기 최대상당응력값이 증가한 것을 알 수 있다.

3.7 수직력, 측력이 작용할 때 응력상태

3.7.1 수직력이 작용할 때 응력상태

수직력이 Fig. 6에서 처럼 작용할 때, 발생하는 최대상당응력은 탱크 적도 위 격막 고정링의 위쪽의 탱크벽면 근처에서 1038Mpa이 얻어졌다. 또한 수직력이 Fig. 7에서 처럼 작용할 때에는 최대상당응력이 탱크 적도위 격막고정링 위쪽의 탱크벽면 근처에서 1036Mpa이 얻어졌다.

3.7.2 측력이 작용할 때

이 측방향동하중 작용방향이 Fig. 8에서 나타난 바와 같이 오른쪽으로 향하는 x축과 이루는 각 θ 가 0°에서 45°까지 9°간격으로 변화할 때 발생하는 응력을 해석하였다. θ 방향으로 작용하는 측력의 반대방향 반구의 밀도로는 원래 밀도의 4배인 $1.7 \times 10^{-5} \text{ kg/mm}^3$ 를 대입하여 해석하면 발생하는 상당응력분포는 Fig. 15과 같이 나타나고 최대상당응력은 격막

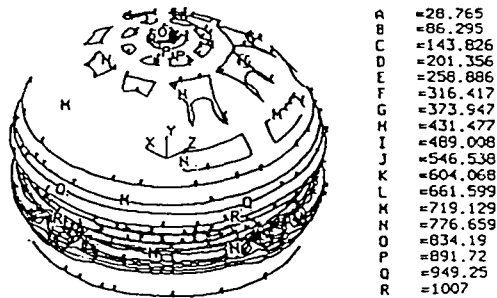


Fig. 15. The maximum equivalent stress for the lateral acceleration 4g with angles 45°

Table 2. The maximum equivalent stress for the lateral acceleration with angles θ

θ	maximum equivalent stress
0°	1036 MPa
45°	1037 MPa

고정링 바로 위쪽의 탱크벽면 근처에서 얻어지고 그 값은 1037MPa이 나타난다.

또한 Fig. 9에서 처럼 측면하중이 발생할 때 나타나는 상당응력해석은 θ 가 0° 일 때와 45° 일 때 해석을 수행하였고, 발생하는 최대상당응력은 지지부 근방에서 1037MPa이 나타나고 Table 2에 나타난 바와 같이 발생하였다.

3.7.3 수직력과 축력이 조합되어 작용할 때

중력 방향과 구면에 수직인 방향에 대한 해석결과가 거의 같으므로, 두 방향중 중력 방향만 축력과 조

Table 3. The maximum equivalent stress for the combined acceleration with angles 0° ~45°

θ	최대상당응력
0°	1039 MPa
9°	1039 MPa
18°	1039 MPa
27°	1040 MPa
36°	1040 MPa
45°	1040 MPa

합하여 해석을 수행하였으며, Table 3에 표현된 각도는 축력이 xz평면상 경사각도를 나타내고 있다. 해석한 결과, 각도에 따른 최대상당응력은 Table 3에 나타난 바와 같다. 이상과같이 수직력에 의한 응력분포영향에 비해, 내부에서 발생하는 액체유동에 의해 발생하는 축력의 영향은 매우 미미한 것으로 나타나고 있다.

3. 결 론

1. 내압을 받는 구형의 고압용기가 여러 개의 강성체와 함께 결합되어 지지될 때 강성체들은 상호간 거리가 가까울수록 발생 응력이 작아지고, 또한 지지부는 적도부에 위치할 때 보다 약간 하단에 위치할 때 발생응력이 작아진다.
2. 지지부의 위치가 적도부로부터 26.55mm(모델 III)에 위치했을 때, 최대상당응력은 적도부로부터 28.55mm 아래에서 발생한다. 또한 압축가스 주입구와 추진제 배출구 주위에서도 최대상당응력의 약 83% 정도로 큰 응력이 발생하였다.
3. 탱크 전체의 두께를 변화시켰을 때 최적두께는 1.25mm이며, 이때 총 질량은 2.024kg이다. 하지만 초기부, 완충부, 취약부(t, At, Bt)의 최적두께비인 1 : 1.06 : 1.2 를 유지하면서 두께를 변화시켰을 때의 최적 두께는 1.025mm, 1.087mm, 1.23mm이며, 총 질량은 1.820kg이 되므로 약 10.07%의 무게 감소효과를 얻을수 있었다.
4. 탱크 벽면 두께를 1.25mm로 균일하게 하고 추진제 배출구 경사도를 변화시킬 때 초대상당응력은 0°에서 15°까지는 940MPa정도이나 그 이후부터는 증가하기 시작하고 추진제 배출구 옆의 상당응력은 큰 변화가 없다.
5. lug구멍 주위를 고정하고 수직 가속도 12g가 작용할 때 최대상당응력이 1038MPa이 발생하고 그때의 하중이 하반구 내면에 수직으로 작용한다고 가정하면 1036MPa이, 축방향으로 4g 가속도가 작용할 때는 1037MPa, 측면구 내면에 수직으로 작용할 때는 1036MPa이 발생하고 수직가속도 12g와 축방향가속도 4g가 조합되어 작용할 때는 축방향 각도에 따라 큰 변화없이 1040MPa정도가 발생하였는데 가속도가 작용하지 않고 내압

1000psi만 작용할 때 발생하는 최대상당응력 1035MPa과 비교하면 수직, 측방향 가속도의 영향은 0.5%이하로 나타났다.

참 고 문 헌

1. L. S. Ong, "Peak Stress and Fatigue Assessment at the Saddle support of a Cylindrical Vessel", Trans. of ASME, J. of Pressure Vessel Technology, Vol. 117, No. 4, pp.305~311, 1995.
2. V. N. Skopinsky, N. A. Berkov, "Stress Analysis of Ellipsoidal Shell with Nozzle under Internal Pressure Loading", Trans. of ASME, J. Pressure Vessel Technology, Vol. 116, No. 4, pp.431~436, 1994.
3. Krupka, V., "Analysis for Lug or Saddle-supported Cylindrical Pressure Vessels", First International Conference on Pressure Vessel Technology, part 1, pp.491~500, 1969.
4. V. N. Skopinsky, "Numerical Stress Analysis of Intersecting Cylindrical Shells", Trans. of ASME, J. of Pressure Vessel Technology, Vol. 115, No. 3, pp.275~282, 1993.
5. Herrmann, L. K., and Campbell, D. M., "A Finite Element Analysis for the Shells", AIAA Journal, Vol. 6, No. 10, pp.1842~1847, 1968.
6. KOMPSAT Propellant Tank Equipment Specification, 1995.
7. Ballinger. I. A., Lay. W. D. and Tam. W. H. "Review and History of PSI Elastomeric Diaphragm Tanks", AIAA pp.95~2534, 1995.
8. Hartley Granin. Jr., "Fundamentals of the Finite Element Method", Waveland Press, pp.107~142, 1991.
9. Stepan P. Timosenko. and S. Wolnowsky-Kriger, "Theory of Plate and Shell", McGrawHill, pp.553~554, 1996.