



# IMO C형 LCO2 화물창의 구조 건전성 평가

김준<sup>1</sup>·박규식<sup>2</sup>·김응수<sup>3</sup>·차인환<sup>4</sup>·정준모<sup>1,†</sup>  
인하대학교 조선해양공학과<sup>1</sup>  
포스코 철강솔루션연구소<sup>2</sup>  
포스코 강구조연구소<sup>3</sup>  
(주)HD현대미포 구조설계부<sup>4</sup>

## Structural Safety Assessments of an IMO Type-C LCO2 Cargo Tank

Kim Joon<sup>1</sup>·Park Kyu-sik<sup>2</sup>·Kim Eungsoo<sup>3</sup>·Cha Inhwan<sup>4</sup>·Choung Joonmo<sup>1,†</sup>  
Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Inha University<sup>1</sup>  
Steel Solution R&D Center, POSCO<sup>2</sup>  
Steel Structure Research Group, POSCO<sup>3</sup>  
Hull Initial Design Department, HD Hyundai Mipo Co., Ltd. (GRC)<sup>4</sup>

This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

This study aims to evaluate the structural safety of the International Maritime Organization (IMO) Type-C independent tank of a medium range liquefied CO<sub>2</sub> (LCO<sub>2</sub>) carrier developed by a Korean shipbuilder. The evaluation process followed the Det Norske Veritas rules and the International Code for the Construction and Equipment of Ships Carrying Liquefied Gases in Bulk (IGC code) in terms of allowable limit, applied loads, and load cases. A total of nine load cases were considered for ultimate limit state (ULS), accidental limit state (ALS), and hydrostatic pressure test (HPT) conditions. Thermal and mechanical loads were applied to most load cases. The analysis results revealed membrane stress exceeding allowable limits in stress concentration areas around the dome for ULS and HPT cases. This study provides foundational data for LCO<sub>2</sub> tank design and supports the development of safer and more efficient LCO<sub>2</sub> carriers.

**Keywords** : IGC code(IGC 코드), Type-C tank(C형 탱크), LCO<sub>2</sub>(액화이산화탄소), Ultimate limit state(극한한계상태), Accidental limit state(사고한계상태), Hydrostatic pressure test(정수압 테스트)

## 1. 서론

탄소 중립 이행의 중간 단계로서 carbon capture & storage (CCS) 기술이 주목받고 있다. CCS는 대량의 이산화탄소를 배출하는 산업 시설에서 이산화탄소를 포집한 뒤 압축과 수송을 거쳐 육상 또는 해양 저장소에 저장하는 일련의 과정을 포함한다. 이러한 과정에서 포집된 이산화탄소를 안전하고 효율적으로 운반할 수 있는 액화 이산화탄소(liquefied CO<sub>2</sub>, LCO<sub>2</sub>) 운반선의 필요성이 증가하고 있다. 그러나 LCO<sub>2</sub>는 LNG, 암모니아, 액화수소 등에 비해 상대적으로 높은 비중을 가지고 있고, 이를 운반하기 위한 탱크 및 지지 구조 설계에 특별한 주의가 요구된다.

국제해사기구(International Maritime Organization, IMO)는 다양한 독립형 탱크 시스템을 정의하고 있으며, 이 중 C형 독립형 탱크(type-C independent tank)는 2bar 이상의 고압을 견딜 수 있도록 설계되어 2차 방벽이 필요하지 않은 것이 특징이다. 반면 A형 및

B형 탱크는 상대적으로 낮은 압력 조건에서 운용되며, 누출 방지를 위한 2차 방벽이 요구된다 (IMO, 2014). 특히 A형 탱크는 완전한 2차 방벽이 필요하고, B형 탱크에는 구조적 안정성을 위해 부분적인 2차 방벽을 추가해야 한다.

C형 탱크는 원통형 또는 구형의 독립형 압력 용기로 설계되어 구조적으로 단순하면서도 내구성이 뛰어난 형태를 가진다. 이로 인해 기존 선박 구조를 크게 변경하지 않고도 쉽게 적용할 수 있어 LCO<sub>2</sub> 운반에 매우 적합하다. 반면, 멤브레인형 탱크 (membrane type tank)는 얇은 금속판을 1차 방벽재로 사용하며, 1차 방벽재와 선체 사이에 복잡한 단열 시스템이 요구된다. 이러한 멤브레인형 탱크는 저압 환경에서 주로 사용되며, 설치와 유지 관리가 더 복잡한 편이지만, 많은 양의 액체 화물 적재가 가능하므로 대형 액화가스 운반선에 널리 사용된다.

C형 탱크는 고압 운송이 가능하기 때문에, LCO<sub>2</sub>와 같이 상대적으로 높은 증발 가스 압력을 가지는 가스 운송에 유리하다.

이로 인해 C형 탱크는 LCO2 운반선에서 안전하고 효율적인 선택지로 부각되고 있다.

기존 연구들은 IGC 코드의 요구사항을 반영하여 C형 탱크의 설계 및 구조 강도 평가를 진행해왔다. Heo et al. (2017)은 IGC 코드에 따른 설계 압력 조건 하에서 탱크 외판 두께 및 좌굴 강도에 대한 유한 요소 해석을 수행하였다. Kim et al. (2019)은 9% 니켈강을 이용한 C형 LNG 탱크의 초기 설계 단계에서 구조 안전성을 수치적으로 평가하였다. Jung et al. (2016)은 모형 탱크를 통해 압력에 따른 탄성 거동을 분석하였으며, Park et al. (2021)은 열전달 해석을 포함한 구조 강도 평가를 통해 피로 수명에 미치는 열적 영향을 연구했다. Lee et al. (2018)은 극저온 환경에서 열응력과 내부 압력에 의해 발생하는 변형을 실험적으로 분석하였다.

본 연구에서는 MR급 (medium range) LCO2 운반선의 C형 탱크를 대상으로, IGC 코드에 명시된 극한한계상태(ultimate limit state, ULS)와 사고한계상태(accidental limit state, ALS) 및 정수압 테스트 (hydraulic pressure test, HPT)에서의 구조 강도를 평가함으로써 설계의 안전성을 입증하고자 한다. 이를 통해 향후 LCO2 운반선 설계에 중요한 기초 데이터를 제공하며, C형 탱크의 설계 가이드라인 확립에 기여할 수 있을 것으로 기대된다.

## 2. 설계 기준

IGC 코드는 액화가스를 운반하는 선박의 구조적 안전에 대한 기준을 명확히 규정한다. 이 단락에서는 C형 탱크에 적용되는 주요 요구사항을 설명한다.

### 2.1 설계 압력

IGC 코드는 C형 탱크 설계 시 기존의 압력 용기 설계 원칙과 파괴 역학 및 균열 전파 이론을 통합하도록 규정하고 있다. 이는 증발 가스로 인한 내부 압력 상승이 탱크의 균열 및 폭발을 유발할 수 있기 때문에 설계 입력의 결정이 중요한 요소로 작용하기 때문이다. IGC 코드에 따르면 C형 탱크의 최소 설계 증기 압력은 0.2MPa로 설정되어 있으며, 이는 사용 기간 동안 탱크 외판의 표면 결함이 외판 두께의 절반을 초과하지 않도록 제한하려는 목적을 가지고 있다.

C형 탱크 구조 내부에 적용되는 설계 내부 압력은 아래의 식 (1)과 식 (2)를 통해 계산되는 내부 증발 가스 압력  $P_0$ 와 식 (3)으로 계산되는 선박 운동에 기인하는 화물의 가속도를 고려한 내부 액체압  $P_{gd}$ 의 합으로 정의된다. 내부 액체압은 선박의 가속도 및 중력을 모두 고려한 합성 가속도 및 이를 반영한 수두 높이를 이용하여 계산된다. Fig. 1에 나타난 것과 같이 탱크 내 특정 위치  $i$ 에서 액체와 접하는 경사선에 직교하는 거리  $Z_{\beta_i}$ 가  $i$ 에서의 수두 높이가 된다.

### 2.2 가속도

IGC 코드는 파랑에 의한 독립형 탱크의 무게중심에서 발생하는

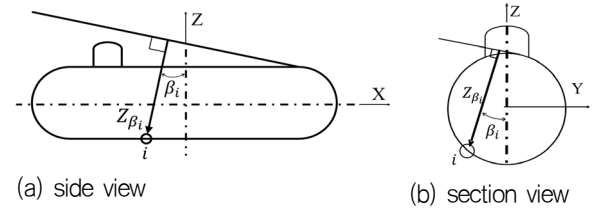


Fig. 1 Determination of liquid height

$$P_0 = 0.2 + AC(\rho_r)^{1.5} \quad (1)$$

$$A = 0.00185 \left( \frac{\sigma_m}{\Delta \sigma_A} \right)^2 \quad (2)$$

$$P_{gd} = \alpha_{\beta_i} Z_{\beta_i} \frac{\rho}{1.02 \times 10^5} \quad (3)$$

가속도 성분에 대한 계산식을 제공한다. 이 식은 북대서양 해역의 해상 상태를 항해하는 길이 50m 초과 선박에 작용하는  $10^{-8}$ 의 확률 수준의 선박 운동 가속도 성분이다. 각 가속도 성분은 중력 가속도에 대한 비율이며 방향에 따라 달라진다. 식 (4)로 계산되는 종방향 가속도는 중동요 (pitching)에 의해 발생하며 중력 가속도의 종방향 성분을 포함한다. 식 (5)로 계산되는 횡방향 가속도는 횡동요 (rolling)로 인한 중력 가속도의 횡방향 성분을 포함한다. 반면, 식 (6)으로 계산되는 수직 가속도는 중력 가속도를 포함하지 않는다. 가속도 계산에 사용되는 상수  $a_0$  및  $A_1$ 는 식 (7)-(8)과 같다. 여기서 C는 탱크의 높이 (h), 탱크 너비 (B)의 75%, 탱크 길이 (L)의 45% 중 가장 큰 값이다.

$$a_x = \pm a_0 \sqrt{0.06 + A_1^2 - 0.25A_1} \quad (4)$$

$$a_y = \pm a_0 \sqrt{0.6 + 2.5 \left( \frac{x}{L_0} + 0.05 \right)^2 + K \left( 1 + 0.6K \frac{z}{B} \right)^2} \quad (5)$$

$$a_z = \pm a_0 \sqrt{1 + \left( 5.3 - \frac{45}{L_0} \right)^2 \left( \frac{x}{L_0} + 0.05 \right)^2 \left( \frac{0.6}{C_B} \right)^{1.5} + \left( \frac{0.6yK^{1.5}}{B} \right)^2} \quad (6)$$

$$a_0 = 0.2 \frac{V}{\sqrt{L_0}} + \frac{34 - (600/L_0)}{L_0} \quad (7)$$

$$A_1 = \left( 0.7 - \frac{L_0}{1200} + 5 \frac{z}{L_0} \right) \left( \frac{0.6}{C_B} \right) \quad (8)$$

### 2.3 요구 외판 두께

각 선급에서는 C형 탱크의 외판 최소 두께 요구치를 규정하고 있다. DNV-RU-SHIP (DNV, 2021)에 근거하여 실린더형 셀 두께, 원추형 셀 두께, 반구형 셀 두께는 식 (9)–(11)을 만족해야 한다.

$$s_{cy} \geq \frac{p_c D_o}{20\sigma_1 v + p_c} + c \quad (9)$$

$$s_{co} \geq \frac{p_c D_c}{20\sigma_1 v - p_c} \frac{1}{\cos\alpha_c} + c \quad (10)$$

$$s_{sph} \geq \frac{p_c D_o}{40\sigma_1 v + p_c} + c \quad (11)$$

### 2.4 좌굴 강도

실린더형 셀/콘형 셀 및 반구형 셀에 대하여 좌굴 안전도를 평가를 식 (12)–(15)에 의거하여 평가한다 (DNV, 2023). 이 식들에서  $P_{ed}$ 는 IGC 코드 (IGC, 2014)가 규정한 좌굴 강도를 평가하기 위한 외부 압력이며, 식 (20)을 통해 계산된다.

DNV 선급은 좌굴 강도의 지표로서 최소 좌굴 압력을 제공한다. 식 (16)–(17)은 각각 실린더형 셀 및 콘형 셀에 대하여 탄성 좌굴에 상응하는 압력, 막 항복(membrane yield)에 상응하는 압력이다. 또한 식 (18)–(19)를 이용하여 반구형 셀에 대하여 탄성 좌굴 및 막 항복에 상응하는 압력이 계산된다.

$$\frac{P_{cy1}}{P_{ed}} \geq 4.0 \quad (12)$$

$$\frac{P_{cy2}}{P_{ed}} \geq 3.0 \quad (13)$$

$$\frac{P_{sph1}}{P_{ed}} \geq 3.0 \quad (14)$$

$$\frac{P_{sph2}}{P_{ed}} \geq 3.0 \quad (15)$$

$$P_{cy1} = \frac{2E}{(n^2 - 1) \left[ 1 + (n/Z)^2 \right]^2} \frac{t}{D} + \frac{2E}{3(1 - \nu^2)} \left[ n^2 - 1 + \frac{2n^2 - 1 - \nu}{(n/Z)^2 - 1} \right] \left( \frac{t}{D} \right)^3 \quad (16)$$

$$P_{cy2} = \frac{R_c t}{R} \quad (17)$$

$$P_{sph1} = 0.24E \left( \frac{t}{R} \right)^2 \quad (18)$$

$$P_{sph2} = 2 \frac{R_c t}{R} \quad (19)$$

$$P_{ed} = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 \quad (20)$$

## 3. 유한 요소 해석

### 3.1 대상 선박 및 탱크 제원

본 연구의 대상 선박인 12,000m<sup>3</sup> LCO2 운반선의 제원을 Table 1에 제시하였다. 본 논문에서 사용된 모든 치수는 선박의 구조 흡수(scantling draft)를 이용하여 무차원화 되었다. 선박의 종방향, 횡방향, 수직방향 원점을 각각 중앙부(midship), 중심선(centerline), 기선(baseline)으로 할 때, 원점에 관한 탱크의 질량 중심은 길이 방향 2.758, 폭 방향 0.678, 높이 방향 0.878에 위치한다.

탱크의 주요 제원을 Table 2에 제시하였다. Fig. 2에 도시된 것과 같이 C형 탱크는 1개의 실린더형 셀, 1개의 원추형 셀, 그리고 2개의 반구형 셀로 구성되며, 상부에 1개의 펌프 돔(dome), 하부에 1개의 섬프(sump)로 구성된다. Fig. 2(d)에 도시된 것과 같이 선체 지지점에서 2개의 대형 링 보강재(ring stiffener)와 1개의 소형 링 보강재로 내부재가 구성된다.

IGC 코드에 정의된 외부 설계 입력에 대해 DNV 선급 (DNV, 2023)에 따라 C형 탱크의 좌굴 강도 평가를 실시하였다. 이를 위하여 적용된 진공 방출 밸브 압력 ( $P_1$ )은 0.025MPa로 설정되었으며, 압력 방출 밸브 압력 ( $P_2$ ) 및 환경 조건에 따른 외부 압력 ( $P_4$ )는 고려되지 않았다. 탱크의 기계적 압축으로 인한 압력 ( $P_3$ )은 0.005MPa이 적용되었다. 따라서  $P_{ed}$ 는 0.03MPa이었으며, 식 (12)–(15)를 이용하여 좌굴 강도를 평가한 결과가 Table 3에 제시되었으며 모든 탱크 구성 부재는 좌굴 강도 기준을 만족하였다.

Table 1 Nondimensional principal dimensions of LCO2 carrier

Item	Value
Rule length	15.604
Breadth	2.933
Depth	1.578
Block coefficient	0.732
Ship speed	5.833

Table 2 Nondimensional dimensions of LCO2 tank

Item	Value
Length	4.422
Distance between saddles	2.222
Target volume	0.038
Inner radii of cylinder shell and after hemisphere shell	0.600
Inner radius of forward hemisphere shell	0.389

Table 3 Buckling strength assessments

Component	$P_{cy1}$	$P_{cy2}$	$P_{sph1}$	$P_{sph2}$	Judge
Cylindrical and conical	2.317	1.326			Pass
Forward hemispherical			0.860	5.993	Pass
After hemispherical			0.785	5.724	Pass

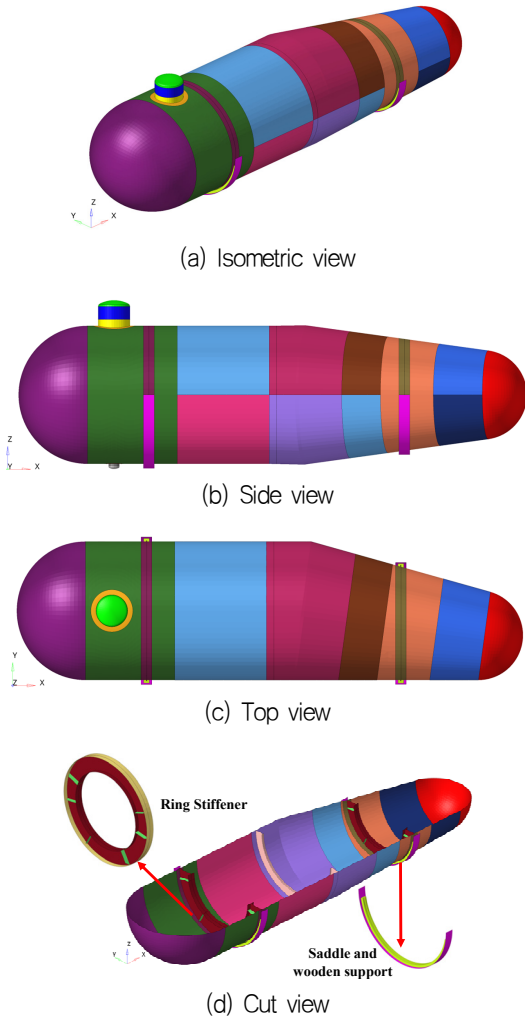


Fig. 2 Structures of LCO2 tank

### 3.2 유한요소해석 모델링

C형 탱크의 응력 해석을 위하여 HyperMesh (Altair, 2021)를 이용하여 유한요소 모델을 개발하였다. 대상 탱크는 저온 화물인 LCO2를 저장하기 때문에 열 하중에 의해 발생하는 응력을 필수적으로 고려해야 한다. 따라서 탱크는 열-기계적 하중을 동시에 평가할 수 있는 삼각형 및 사각형 셸 요소(S3RT & S4RT)로 모델링되었다.

ABS (2022)는 탱크의 기하학적 형상을 충분히 표현하도록 요소 크기를 작게 설정하도록 권고한다. 돔의 둘레는 약 7850mm였으며,

Table 4 Mechanical properties

Item	Ni-Mn alloy	Wood
Tensile strength (MPa)	770.0	n/a
Compressive strength (MPa)	n/a	102.5
Yield strength (MPa)	690.0	n/a
Young's modulus (GPa)	206.0	3.0
Density (ton/m <sup>3</sup> )	7.85	1.35
Poisson's ratio	0.3	0.4
Thermal expansion coefficient(°C <sup>-1</sup> )	1.08×10 <sup>-5</sup>	n/a

Table 5 Boundary conditions applied to tank support structures

Location	Constraints
After saddle	Fully fixed
Forward saddle	Fully fixed
After wooden support	Fully fixed
Forward wooden support	$U_y = 0$

돔의 둘레는 80개의 요소로 돔의 진원을 충분히 표현할 수 있다고 가정하여 100mm를 대꽃값으로 적용하였다. 불연속적인 형상으로 인하여 구조적 취약부로 예상되는 펌프 돔, 섀프, 내부 대형 링 보강재 주변은 이중 덧판으로 용접되었기 때문에, 보수적인 평가를 위하여 모재와 덧판의 용접선을 따라 절점 병합을 시켰지만 모재와 덧판 사이의 절점들은 병합되지 않았다.

탱크를 직접 접촉하여 지지하는 반목은 고체 요소 (C3D8)로 모델링되었다. 반목을 지지하는 새들 (saddle)은 사각형 셸 요소 (S4RT)로 모델링되었다.

본 해석에 요구되는 소재별 물성치가 각각 Table 4에 제시되었다. 탱크에 사용된 소재는 니켈-망간 합금강(P690QL2)이었으며, 반목의 물성은 조선소 표준을 준용하였다 (Brimel et al. 2020; Namari et al., 2021).

탱크와 반목 사이에는 접촉 조건이 부여되었으며, 마찰계수는 DNV 선급의 가이드에 따라 0.2가 적용되었다. 반목과 새들 사이에 변위 구속 조건(tied contact)이 부여되었다.

Table 5에 제시된 바와 같이 선미 방향 및 선수 방향 2개의 새들은 선체에 완전히 구속된다고 가정하여 6자유도 변위가 구속되었다. 탱크는 선미 방향 지지점에서 구속되고, 선수 방향 지지점에서 이동이 구속되지 않기 때문에, 선미 방향 반목은 6자유도 변위가 구속되었다. 반면, 선수 방향 반목은 y-방향 변위만 구속하여 탱크의 종방향 운동을 허용하였다.

### 3.3 하중 조건

하중 조건은 한계 상태별로 ULS, ALS, HPT로 분류되었다. ULS는 황천에서의 선박의 동요로 인하여 탱크 내부에서 유발된 유체 동압을 고려하기 위한 한계 상태이다. ALS는 선박의 충돌 사고 등으로 인한 침수 사고를 고려하기 위한 한계 상태이다. HPT는 C형 탱크 제작

과정에서 시행하는 정수압 테스트로 설계 증발 가스 압력의 1.5배에 상응하는 내부 압력을 가정하였다.

IMO (2014)와 DNV (2023)에서 제시하는 방법에 따라 본 연구에서는, 하중 케이스는 ULS 5개, ALS 3개, HPT 1개로 세분화되어 총 9개의 하중 케이스가 고려되었다.

Table 6에 제시된 바와 같이, 모든 하중 케이스에는 자중이 포함되었으며, ALS LC5 및 HPT LC6을 제외하고 모든 케이스에 대하여 LCO2의 저온을 고려한 열하중이 포함되었다. 탱크 주변 온도를 20°C의 상온으로 가정하고 CO2의 액화 온도를 -35°C로 가정할 때 55°C의 온도차를 열하중으로 가정하였다.

식 (1) 및 식 (3)을 이용하여 각 하중 케이스에 대해 내부 증발 가스 압력 및 화물에 의한 동압력을 계산하였으며, 이를 Table 6에 제시하였다. 식 (4)–(6)을 이용하여 각 방향에 대한 가속도를 계산하여 Table 6에 제시하였다.

### 3.4 유한요소해석 기법

응력 해석에 Abaqus/Standard (Simulia, 2024)를 이용하여 구조 해석이 수행되었다. 본 연구에서 탱크에는 어떠한 경계조건도 적용되지 않았기 때문에, 탱크의 강제 운동으로 인하여 수렴성을 높이기 위한 특별한 기법이 요구되었다. 이를 구현하기 위하여 Table 7의 다단계 해석 (multiple step analysis)이 선박의 운항 중 하중케이스에 대하여 수행되었다. 여기서 ALS LC5, HPT LC6은 선박의 운항 중 하중 케이스에 해당되지 않으며, 각 하중 케이스에 요구되는 하중이 사용되었다.

다단계 해석을 위하여 첫 번째 단계에서 탱크의 수직 변위를 제외하고 모든 변위를 완전 고정하고 탱크와 반목이 접촉할 때까지 수직 변위를 부여하였다. 그리고 탱크 자중을 동시에 작용시켰다. 두 번째 단계에서 탱크의 자중을 유지한 채 탱크의 모든 경계 조건을 제거하고, 열하중을 부여하여 열응력 해석을 수행하였다. 세 번째 단계에서 자중과 열하중을 유지한 채 액체 화물로 인한 동압을 작용시켰다. 네 번째 단계에서 탱크의 자중, 열하중, 화물 동압을

Table 7 Multiple steps

Step	BC	Gravity	$\Delta T$	$P_{gd}$ & $a$	$P_0$
Step-1	✓	✓	n/a	n/a	n/a
Step-2	n/a	✓	✓	n/a	n/a
Step-3	n/a	✓	✓	✓	n/a
Step-4	n/a	✓	✓	✓	✓

유지한채 탱크 내압을 부여하였다.

### 3.5 허용 응력

C형 탱크의 설계에서는 IGC 코드에 따른 허용 응력 기준을 적용하며, 각 응력 성분이 설정된 한계를 초과하지 않아야 한다.  $f$ 는 참조 허용 응력으로써 식 (21)에 의하여 결정된다. Table 8에 IGC 코드에서 규정한 허용 응력 계산에 사용되는 재료 별  $A_0$ 와  $B_0$  최솟값이 제시되었다.

$$f = \min\left(\frac{R_m}{A_0}, \frac{R_e}{B_0}\right) \quad (21)$$

IGC (IGC, 2014)는 탱크의 응력을 두가지 기준에 의하여 구분한다. 첫째 기준에 따라 면내 응력을 굽힘 응력과 막 응력으로 구분한다. 두 번째 기준에 따라 일차 응력 (primary stress)과 이차 응력 (secondary stress,  $\sigma_g$ )로 구분한다. 일차 응력은 가해진 하중에 의하여 유기한 응력이며, 이차 응력은 주변 구조물과의 구속에 의하여 유발된 응력을 의미한다. IGC (IGC, 2014)는 일차 막 응력을 일차 공칭 막 응력 (primary general membrane stress,  $\sigma_m$ )와 일차 국부 막 응력 (primary local membrane stress,  $\sigma_L$ )로 구분한다. 항복을 초과할 정도의 큰 응력이 발생하여도 응력이 재분포하지 않아야 일차 공칭 막 응력으로 간주된다. 일차 공칭 응력은 다시 일차 공칭 막

Table 6 Load cases with applied loads

Limit state	LC	Filling	Condition	Loading direction	Gravity (g)	Pressure (MPa)			Temp. (°C)	Acceleration $a$ (g)		
						$P_0$	$P_{gd}$	$P_h$		$\Delta T$	$a_x$	$a_y$
ULS	LC1-1	Full	Dynamic	Longitudinal forward	1.0	1.9	0.1226	n/a	55	0.228		
	LC1-2	Full	Dynamic	Longitudinal afterward	1.0	1.9	0.1226	n/a	55	0.228		
	LC2-1	Full	Dynamic	Transverse port-side	1.0	1.9	0.1860	n/a	55		0.772	
	LC2-2	Full	Dynamic	Transverse starboard-side	1.0	1.9	0.1860	n/a	55		0.772	
	LC3	Full	Dynamic	Vertical downward	1.0	1.9	0.1448	n/a	55			0.738
ALS	LC4-1	Full	Collision	Longitudinal forward	1.0	1.9	0.1457	n/a	55	0.5		
	LC4-2	Full	Collision	Longitudinal afterward	1.0	1.9	0.1238	n/a	55	0.25		
	LC5	Empt	Flooding	n/a	1.0	n/a	n/a	0.095	n/a			
HPT	LC6	Full	Static	n/a	1.0	2.85	n/a	n/a	n/a			

응력과 일차 공칭 굽힘 응력 (primary general bending stress,  $\sigma_b$ )로 구분된다. 탱크 셀에서 발생한 응력은 주로 일차 공칭 막 응력으로 간주되며, 두께 단차가 있는 셀 인터페이스, 셉트나 돔 주변의 불연속부에서의 응력은 일차 국부 막응력과 이차 응력을 포함한다. Table 9-11에 IGC 코드에 기반한 각 하중 케이스의 허용 응력이 제시되었다.

Table 8  $A_0$  and  $B_0$  values for calculating the allowable stress

Parameter	Nickel steels and carbon-manganese steels	Austenitic steels	Aluminum alloys
$A_0$	3	3.5	4
$B_0$	1.5	1.5	1.5

Table 9 Allowable stress criteria for ULS

Structure	Criteria	Allowable stress (MPa)
Shell	$\sigma_m \leq f$	256
	$\sigma_m + \sigma_b \leq 1.5f$	385
Ring stiffener	$\sigma_m + \sigma_b \leq 1.5f$	385
Shell interface, dome & sump	$\sigma_m + \sigma_b + \sigma_g \leq 3.0f$	770

Table 10 Allowable stress criteria for ALS

Structure	Criteria	Allowable stress (MPa)
Shell	$\sigma_m + \sigma_b \leq 1.5f$	385
Ring stiffener		
Shell interface, dome & sump	$\sigma_m + \sigma_b + \sigma_g \leq 3.0f$	770

Table 11 Allowable stress criteria for HPT

Structure	Criteria	Allowable stress (MPa)
Overall tank	$\sigma_m < 0.9R_e$	621

Table 12 Stress unity for ULS

load case	Tank shell		Ring stiffener	Shell interface, dome, & sump
	$\sigma_m$	$\sigma_m + \sigma_b$		
LC1-1	0.987	0.875	0.638	0.733
LC1-2	0.987	0.875	0.638	0.732
LC2-1	1.019	0.898	0.651	0.755
LC2-2	1.024	0.898	0.651	0.756
LC3	0.994	0.881	0.657	0.738

Table 13 Stress unity for ALS

load case	Tank shell & Ring stiffener	Dome & sump
LC4-1	0.884	0.742
LC4-2	0.875	0.732
LC5	0.084	0.044

Table 14 Stress unity for HPT

load case	Tank members
LC6	1.087

### 4. 해석 결과

본 연구에서는 다축 응력 상태에 대하여 방향별 막 응력을 도출하기 보다는 보수적 평가를 위하여 von Mises 등가 응력을 막 응력으로 간주하였다. 실린더형 셀, 내부 보강재, 돔, 셉트, 그리고 링 보강재에 대하여 응력을 관찰하였다. 셀 요소의 두께 중심에서의 응력을 일차 공칭 막 응력으로 간주하였다. 두께 양표면에서의 응력과 두께 중심에서의 응력의 차이의 최대값에 절대값을 취하여 일차 공칭 굽힘 응력으로 사용하였다.

ULS, ALS, HPT 해석의 대표 하중 케이스에 대해 응력 분포를 Figs. 3-5에 제시되어 있으며 허용 응력으로 발생 응력을 나눈 유니티 (unity)를 Table 12-14에 제시하였다. 가장 큰 유니티는 LC6에서 발생하였으며, 일반 운용 하중 조건에서는 돔 개구부를 제외한 부위에서 허용 응력을 초과하지 않았다.

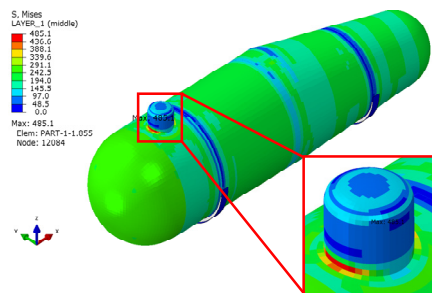


Fig. 3 von Mises stress distribution for ULS LC2-1

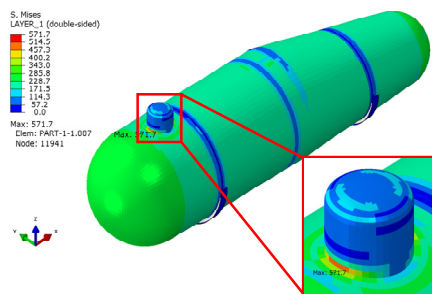


Fig. 4 von Mises stress distribution for ALS LC4-1

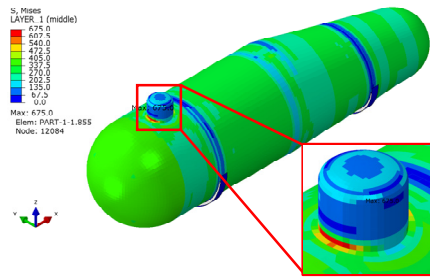


Fig. 5 von Mises stress distribution for HPT LC6

## 5. 결론

본 연구는 C형 탱크를 기반으로 한 12,000m<sup>3</sup> LCO<sub>2</sub> 운반선의 구조적 안전성을 평가하고, 초기 설계 단계에서 활용 가능한 설계 및 평가 방법론을 제시하였다. IGC 코드와 DNV 규정을 준수하여 증발 가스 압력, 액체 화물 하중, 열하중, 가속도등 다양한 하중을 고려한 하중 조건을 생성하여 유한요소해석을 수행하였다.

해석 결과 대부분의 구조 요소가 허용 응력 기준을 충족하였으나, 돔 주변부와 같은 특정 영역에서 응력 집중 현상이 확인되었다. 이 부분에 돔과 실린더 셸이 만나면서 구조적 불연속부가 형성되었기 때문에 응력의 구배가 선명히 발생하였다. 특히 본 연구에서는 횡방향 하중 및 정수압 테스트 조건에서 돔 주변부에서 응력이 허용 기준을 초과하여 해당 부분의 설계에 주의가 필요하다는 결과를 강조한다. 이러한 응력 집중을 완화하기 위해서는 두께의 증가가 가장 손쉬운 방법이지만, 향후 기하학적 불연속의 해소를 위하여 돔의 형상을 실린더 보다는 콘 형태로 변경하는 등의 방안이 필요하다.

본 연구는 LCO<sub>2</sub> 운반을 위한 C형 탱크 설계의 기초 데이터를 제공하고 설계 안전성을 확인하기 위한 가이드라인을 제시하였다. 이러한 연구는 LCO<sub>2</sub> 운반선 설계의 현실적 적용 가능성을 높이고, 안전성과 효율성을 동시에 향상시키는 데 기여할 것이다.

LCO<sub>2</sub> 운반선에는 운항 중 파랑의 영향과 적하역 과정에서 반복 하중이 발생하기 때문에 피로 평가를 통해 구조물의 장기적 안전성을 검증하는 것이 필수적이다. 향후 연구에서는 다양한 운항 조건을 반영한 피로 해석과 응력 집중 부위의 설계 최적화를 중점적으로 다룰 필요가 있다.

## 후 기

이 연구는 해양수산부가 지원하는 한국해양과학기술진흥원(KIMST)의 해양수산기술개발사업(No. 202202103)의 지원을 받아 수행되었음.

## Nomenclature

$A_0$	Strength coefficient
$A$	Factor for calculating design vapor pressure
$A_1$	Correction factor for surge acceleration

$a_0$	Factor for calculating acceleration
$a_x$	Longitudinal acceleration
$a_y$	Transverse acceleration
$a_z$	Vertical acceleration
$B$	Moulded breadth of ship
$B_0$	Strength coefficient
$C$	Tank dimension constant
$C_b$	Block coefficient
$c$	Corrosion margin
$D$	Effective length or diameter of the stiffener
$D_c$	Internal diameter at the large end of the cone
$D_o$	Outer diameter of tank
$E$	Young's modulus
$f$	Allowable stress
$g$	Gravitational acceleration
$h$	Tank height
$K$	Correction factor for calculating acceleration
$L$	Tank length
$L_0$	Length of the ship for determination of scantlings as defined in recognized standards
$n$	Integral number of waves for elastic instability
$P_0$	Design vapor pressure
$P_1$	Setting value of vacuum relief valves
$P_2$	The set pressure of the pressure relief valves
$P_3$	Shell compression from insulation, shell weight, corrosion, and external pressures.
$P_4$	External pressure due to head of water for pressure vessels or part of pressure vessels on exposed decks
$P_{cy1}$	External pressure corresponding to elastic instability of cylindrical shell
$P_{cy2}$	External pressure corresponding to membrane yield of cylindrical shell
$P_{ed}$	Design external pressure
$P_{gd}$	Internal liquid pressure
$P_{sph1}$	External pressure corresponding to elastic instability of spherical shell
$P_{sph2}$	External pressure corresponding to membrane yield of spherical shell
$P_y$	Pressure corresponding to a general membrane yield
$p_c$	Calculated pressure
$R$	Outer radius of spherical shell
$R_e$	Yield strength

$R_m$	Tensile strength
$s_{co}$	Minimum shell thickness of conical shell
$s_{cy}$	Minimum shell thickness of cylindrical shell
$s_{sph}$	Minimum shell thickness of spherical shell
$t$	Net thickness of plate
$V$	Design vessel speed
$v$	Joint efficiency
$x$	Longitudinal distance from amidships to the center of gravity of tank
$y$	Transverse distance from amidships to the center of gravity of tank
$Z$	Coefficient equal to $0.5\pi D/L$
$Z_{\beta i}$	Liquid height
$z$	Vertical distance from ship's baseline to the center of gravity of tank
$\alpha_c$	Half apex angle of the section
$\beta_i$	Resulting acceleration
$\nu$	Poisson's ratio
$\rho$	Cargo density
$\rho_r$	Specific gravity of cargo
$\sigma_b$	Primary general bending stress
$\sigma_L$	Primary local membrane stress
$\sigma_m$	Primary general membrane stress
$\sigma_t$	Nominal design stress at calculating temperature
$\sigma_y$	Secondary stress
$\Delta\sigma_A$	Allowable dynamic membrane stress

## References

ABS, 2022. Guidance notes on strength assessment of independent Type C tanks.

Altair, 2021. HyperWorks User Manual [Online], Available at: [https://support.altair.com/csm?id=altair\\_product\\_documentation](https://support.altair.com/csm?id=altair_product_documentation) [Accessed 01 January 2025].

Brinnel, V., Schaffrath, S., Münstermann, S., and Feldmann, M., 2020. Efficient, scale-bridging simulation of ductile failure in a burst test using damage mechanics. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 188, pp.104242.

DNV, 2021. Rules for classification Ships Part 4 Chapter 7 Pressure equipment.

DNV, 2023. Rules for classification Ships Part 5 Chapter 7 Liquefied gas tankers.

Heo, K.H., Kang, W.S. and Park, B.Q., 2017. Consideration

for IMO type C independent tank rule scantling process and evaluation methods. *Special Issue of the Society of Naval Architects of Korea*, pp.93–104.

International Maritime Organization, 2014. International code of the construction and equipment of ships carrying liquefied gases in bulk (IGC Code). Resolution MSC.370(93), adopted on 22 May 2014.

Jung, W.D., Kim, T.W., Kim, J.H., Lee, D.Y., Chun, M.S., and Lee, J.M., 2016. Measurement of real deformation behavior in C-type LNG mock-up tank using strain gage. *Journal of Ocean Engineering and Technology*, 30(2), pp.117–124.

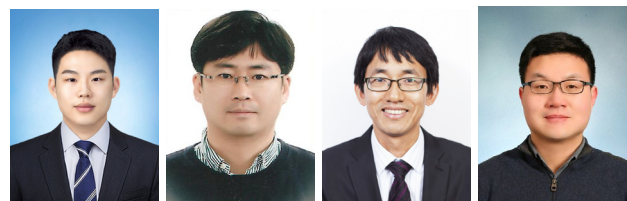
Kim, B.E., Park, J.Y., Lee, J.S., and Kim, M.H., 2019. Study on the initial design of an LNG fuel tank using 9 wt.% Nickel Steel for Ships and Performance Evaluation of the Welded Joint. *Journal of Welding and Joining*, 37(6), pp.555–563.

Lee, D.H., Bae, J.H., Cha, S.J., Kim, T.W., Kim, S.K., and Lee, J.M., 2018. Feasibility study for design of cryogenic liquefied gas storage tank for small ship. *Journal of the Korean Society of Marine Engineering*, 42(7), pp.546–553.

Namari, S., Drosky, L., Pudlitz, B., Haller, P., Sotayo, A., Bradley, D., Mehra, S., O'Ceallaigh, C., Harte, A.M., El-Houjeyri, I., Oudjene, M., and Guan, Z., 2021. Mechanical properties of compressed wood. *Construction and Building Materials*, 301, p.124269.

Park, Y.I., Cho, J.S., and Kim, J.H., 2021. Structural integrity assessment of independent type-C cylindrical tanks using finite element analysis: Comparative study using stainless steel and aluminum alloy. *Metals*, 11(10), pp.1632.

Simulia, 2024. SIMULIA User Assistance 2024 [Online], Available at: [https://help.3ds.com/2024/English/DSSIMULIA\\_Established/SIMULIA\\_Established\\_FrontmatterMap/DSDocHome.htm?contextscope=all&id=3f9a18d3ead9476ebf4da30949547bb5](https://help.3ds.com/2024/English/DSSIMULIA_Established/SIMULIA_Established_FrontmatterMap/DSDocHome.htm?contextscope=all&id=3f9a18d3ead9476ebf4da30949547bb5) [Accessed 01 January 2025].



김준

박규식

김응수

차인환



정준모