

CNG 및 CO₂ 겸용 수송을 위한 압력용기 개념 설계에 대한 연구

김영훈

경남대학교 조선해양IT공학과

Study on Conceptual Design of Pressure Vessel to Transport CNG and CO₂

Young-Hun Kim

Department of Naval Architecture, Ocean and IT Engineering, Kyungnam University, Changwon, Korea

KEY WORDS: Pressure vessel 압력용기, CNG(Compressed natural gas) 압축천연가스, CO₂ 이산화탄소, Container type 컨테이너형, Maritime transport 해상수송

ABSTRACT: Recently, there has been an increase in the demand for natural gas as a source of clean energy, which has increased the demand for LNG carriers. However, LNG carriers require a capital investment to obtain equipment for the regasification process, which prevents fires and explosions. Thus, on account of NIMBY, a CNG carrier is suggested that eliminates the need for regasification equipment. Meanwhile, carbon dioxide emissions are more and more regulated by international conventions such as the Kyoto Protocol. Because of this, CO₂ carriers have also received international attention as a methodology to transport and store CO₂ cargoes. Several vessels or tanks to transport and store CO₂ gas have been studied in various countries. This paper proposes a conceptual design for a 20ft container shaped tank to effectively transport small cargoes of CO₂ and CNG. The proposed pressure vessel or tank will be carried by a conventional containership or special cargo ship. The influences of the design parameters for proposed pressure vessel or tank. Including the materials, scantlings, and shape of the pressure vessel, are studied theoretically and computationally.

1. 서 론

최근 고유가에 따라 천연가스의 수요가 증가하고 있어 LNG (Liquified natural gas)선 신조수요도 더욱 증가되었다. LNG선은 기체상태의 천연가스를 -163°C로 냉각시켜 액화상태로 수송하여 재기화 설비를 선박 내에 설치하거나 육상에 설치해야 한다. 이러한 재기화설비 비용을 절약하고 NIMBY(not in my back yard)로 인한 안전성측면에서 천연가스를 고압가스로 수송하는 CNG 수송에 대한 관심도 높아지고 있다. LNG선에 비해 화물수송량은 절반 수준이나 재기화설비비용 절약, 중소 유전의 활용에 효율적이어서 개념설계의 연구가 진행되고 있다. 또한 온실가스인 CO₂의 배출량을 감축하기 위해 국제적으로 대책이 강화되고 있다. 기후변화협약 및 교토의정서에 따라 강제적인 온실가스 감축을 진행하고 있어 교토의정서 1차 의무 감축기간이 종료되는 2012년 이후를 위한 대책이 요구된다. 이와 관련하여 CO₂ 처리과정에서 해상수송 및 심해저 저장을 위한 CO₂ 운반선(Chirkowski,

et al, 2006)에 대한 연구도 선진국을 중심으로 진행되고 있다. 최근 저온의 상온 또는 낮은 고압형태로 CO₂를 액화하여 수송하는 방식에 대한 연구가 활발하다(Chang, 2009).

이러한 관점에서 CO₂ 화물창은 거의 선체 일체형이거나 선체에 탑재되는 거대 압력탱크로서 연구되고 있다. 세계 각지에서 발생하는 CO₂의 회수과정에서 관련 업체는 CO₂ 회수 및 저장설비를 갖추어야 한다. 그러나 업체 규모별로 회수 용량 및 방법에 따라 회수용 탱크의 설치비용도 달라지기 때문에 적절한 저장 규모와 저장방식이 필요하다.

본 연구에서는 소량 단위의 CO₂를 효율적으로 저장, 수송할 수 있는 CO₂ 압력탱크에 대한 개념설계를 하고자 한다. 또한 화물수송의 효율성을 높이기 위하여 CNG수송 및 CO₂ 수송을 위한 컨테이너형 압력탱크의 개념설계를 제안하고자 한다. 이를 위해 CNG와 CO₂의 화물특성을 토대로 압력탱크의 구조설계이론에 따른 설계변수를 재질별로 비교 분석하여 CNG와 CO₂ 겸용 압력탱크의 개념설계의 방향을 제안하고자 한다.

Received 14 January 2013, revised 21 January 2013, accepted 5 February 2013

Corresponding author Young Hun Kim: +82-10-8321-1065, younghun@kyungnam.ac.kr

© 2013, The Korean Society of Ocean Engineers

Table 1 The material properties of natural gas

	Natural Gas			
	Methane	Ethane	Propane	N-Butane
Molecular formula	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀
Molecular weight (g/mol)	16.04	30.10	44.09	58.12
Boiling point(°C)	-161.5	-88.6	-42.2	-0.5
Critical temperature (°C)	-82.6	32.5	96.7	152
Critical pressure (bar)	44.5	46.9	41.2	36.8
Liquid(1 atmospheric pressure at critical temp.	0.425	0.450	0.580	0.605
Specific gravity Gas(1 atmospheric pressure, 0°C, air=1)	0.554	1.040	1.522	2.006
gas/liquid volume ratio (1 atmospheric pressure, 0°C)	595	-	292	227

2. 압력탱크 수송화물 기술

2.1 CNG 및 CO₂ 물성치 특성

천연가스의 주성분은 메탄(Methane)으로 가스전에서 산출되는 가스전 가스 또는 건성가스와 유전에서 원유와 함께 산출되는 수반가스 또는 습성가스가 있다. 액화천연가스(LNG)는 대기압의 -163°C를 설계기준으로 설정하기 때문에 초저온의 기술적 문제를 고려한다. 이에 반해 CNG는 상온에서 압력을 최대 200bar로 높여 고압만이 기술적 문제가 된다(CTYS, 2003). 압축천연가스(CNG, Compressed natural gas)는 천연가스를 150~200bar의 고압으로 압축하여 부피를 1/200~1/250로 축소하고 저장하는 가스로 LNG에 비해 초기설비자금이 적게 소요되며 재액화과정의 사고 위험성도 없어 최근 각국에서도 많은 관심을 가지고 있다(CTYS, 2004).

한편, 기후변화 정부간 위원회(IPCC, Intergovernmental panel on climate change) 보고서에 의하면, CO₂는 일반 환경 조건 하에서는 기체 상태이나 5.18bar(삼중점 압력) 이하에서 고체상태의 CO₂를 가열하면 즉시 기체상태로 변환된다. CO₂는 -56.5°C~31.1°C(삼중 및 임계 온도) 사이에서 압축에 의해 기체에서 액체로 변화되며, 31.3°C 및 73.9bar 보다 높은 온도에서 CO₂는 초임계상태로 기체의 성질을 보인다. CO₂는 천연가스에 비해 더 밀도가 높고 점성적이나 비폭발성이며, 물에 용해될 때 상대적으로 더욱 활성화되는 특징을 가지고 있다.

2.2 CNG 및 CO₂ 화물수송선 기술동향

CNG수송선은 LNG선에 비해 비효율적이나 LNG 생산비용과 재기화 공급비용 등 전체적인 가치사슬의 비용측면에서 LNG수송선의 경제적 대안으로 부상하고 있다. 특히 가스전 수익성이 부족한 중소규모의 비개발 가스전 또는 이미 석유의 채굴이

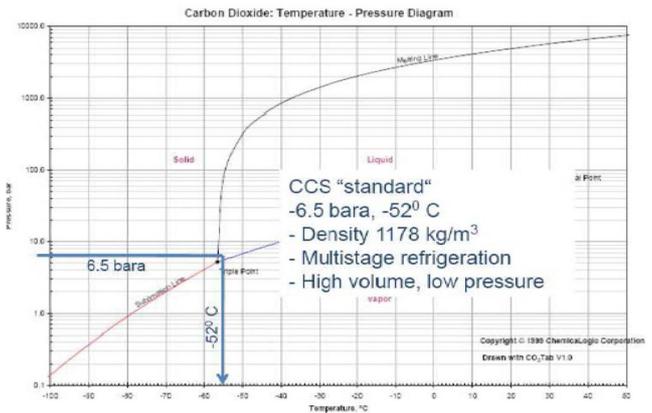


Fig 1 The status of material properties of CO₂

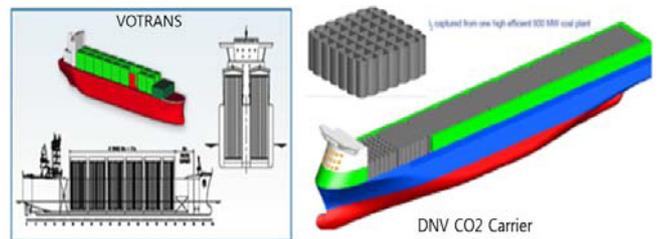


Fig 2 The conceptual design of CNG and CO₂ carriers

완료된 유정의 가스 개발에 효율적인 것으로 보고 있다.

최근 CNG 수송선 개념설계를 보면 압력탱크 형상은 크게 실린더 형상과 실타래 형상이며 Fig. 2와 같다.

한편, CO₂수송선은 육상에서 발생한 CO₂를 분리·회수하여 상온 보다 높은 압력조건(또는 운송에 적합한 조건)에서 액화시킨 액화CO₂를 해양격리 대상 해역으로 수송하는 것으로 화물의 수송상태가 기존의 LPG와 유사하므로 대체로 LPG운반선의 관련 기술을 활용하여 개념설계를 하고 있다.

3. 압력탱크의 구조해석 이론

3.1 구조형상에 따른 응력-변형

3.1.1 원통형과 구형 압력탱크

원환 인장력 F 가 작용할 때, 압력탱크의 단위응력 σ_2 는, $\sigma_2 = \frac{F}{A} = \frac{qr}{A}$ 여기서 A 는 수직단면, q 는 원주방향 단위길이, r 는 반경이다. 원주방향 변형도는 $e = \frac{\sigma}{E} = \frac{qr}{AE}$ 이 된다. 원통형 압력탱크에 작용하는 압력을 p , 두께를 h 라 하면, 원주응력(Hoop stress)은 $\sigma_2 = \frac{pr}{h}$, 축응력(Longitudinal stress)은 $\sigma_1 = \frac{pr}{2h}$ 이다. 압력탱크의 내압시 반경방향 신장량에 이축 응력 및 변형도 관계를 적용하면, 반경방향 신장량은 $\delta = \frac{pr^2}{2hE}(2-\mu)$ 이 되고, 구형 압력탱크의 반경방향 신장량은 $\delta = \frac{pr^2}{2hE}(1-\mu)$ 이 된다. 여기서 μ 는 포아송비이다.

3.1.2 구각 조합형 압력탱크

등방성 재료의 구각은, 응력의 평행조건식(Harvey, 1985)으로부터, 내압 p , 구각의 반지름 r_1, r_2 , 두께 t_1, t_2 일 때, $\sigma = \frac{pr}{2t} = \frac{pr_1}{2t_1} = \frac{pr_2}{2t_2}$, $\frac{r_1}{r_2} = \frac{t_1}{t_2} = \frac{\sin\beta}{\sin\alpha}$ 이고 반경방향 변형량은 $\delta_1 = \frac{pr_1^2}{2t_1 E} \sin\alpha(1-\mu)$ 이 된다. 조합부의 두께가 H 인 보강판 변형량은 $\delta_2 = \frac{pr_1^2 \sin\alpha \cos\alpha}{HE}(1-\mu)$, 접촉면에서 $\delta_1 = \delta_2$ 이므로 원형보강판의 두께는 $H = t_1 \cos\alpha + t_2 \cos\beta$ 가 된다. 단면이 A 인 원주링 보강재의 원주응력과 반경방향 변형량은, $\sigma_3 = \frac{(pr_1 \cos\alpha + pr_2 \cos\beta) r_1 \sin\alpha}{2A}$, $\delta_3 = \frac{(pr_1 \cos\alpha + pr_2 \cos\beta) r_1^2 \sin^2\alpha}{2AE}$ 가 된다. 또한 $\delta_1 = \delta_3$ 이므로 원주링 보강재 단면적 $A = \frac{t_1 \sin\alpha (r_1 \cos\alpha + r_2 \cos\beta)}{1-\mu}$ 가 된다. 원통형 압력탱크 원형단면의 조합시 각도 α, β 는 압력탱크 단면이 구각 조합형과 동일하므로 $A = \frac{r_1 t_1}{1-\mu} \sin(\alpha+\beta)$ 가 된다. 그러므로, 각 $\sin(\alpha+\beta)$ 에 대한 A 의 최적화 각도는 $\alpha + \beta = \pi/2$ 이고 $\sin\alpha = \cos\beta, \sin\beta = \cos\alpha$ 가 된다. 결국 이것을 만족하는 최적의 각은 $\alpha = \beta = 45^\circ$ 이다.

3.2 압력탱크 설계기준

미국기계학회(ASME, American society of mechanical engineers)의 압력용기 설계기준에 의해 압력탱크의 최소두께를 설계기준으로 압력용기(Shell) 두께 및 Head부의 치수를 결정할 수 있다(ASME, 1992). 설계온도는 원칙적으로 평균금속온도 보다 작지 않아야 하며, 각 재질별 최대허용인장응력 등급의 최대온도를 넘는 것은 허용되지 않는다(KIER, 1990). 설계압력은 압력용기의 최소허용 두께나 용기의 다른 부분 두께를 결정하는데 사용된다.

3.2.1 내압을 받는 압력탱크의 두께결정

원통형 Shell의 최소두께 또는 최대 허용압력은 다음에서 제시된 것 보다 큰 두께 또는 적은 압력을 가져야 한다.

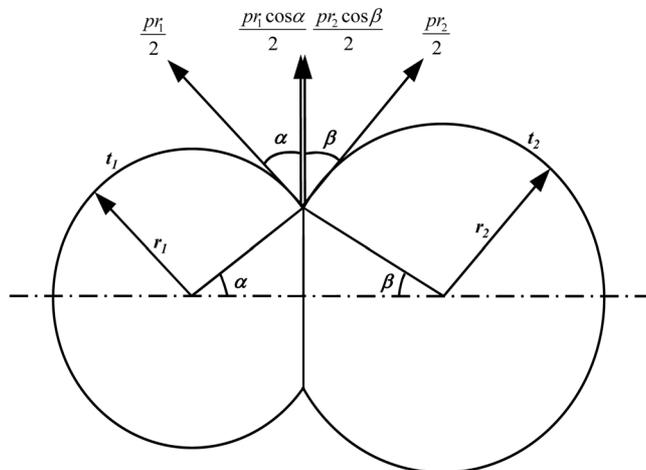


Fig. 3 Force acting at the juncture of intersecting spheres

① 원주응력(Circumferential stress): 두께가 내경의 1/2을 초과하지 않고, 또는 P 가 $0.385SE$ 를 넘지 않으면 적용된다. 원통형 Shell의 최소두께 t 는, $t = \frac{PR}{SE-0.6P}$. 설계압력 P 는

$P = \frac{SEt}{R+0.6t}$, 그리고 R_0 가 원통형 Shell의 외부반경(in)일 때, $t = \frac{PR_0}{SE+0.4P}$ 또는 $P = \frac{SEt}{R_0-0.4t}$ 가 된다. 여기서 S 는 최대허용응력, E 는 용접효율이다.

② 길이응력(Longitudinal stress): 두께가 내경의 1/2을 초과하지 않고, 또는 P 가 $1.25SE$ 를 넘지 않으면 적용된다. t 는, $t = \frac{PR}{SE+0.4P}$ 또는 $P = \frac{2SEt}{R-0.4t}$ 가 된다.

③ 구형 셸(Spherical shell): 전체적으로 구형인 용기의 동체 두께가 $0.356R$ 을 초과하지 않고, 또한 P 가 $0.665SE$ 를 초과하지 않으면 $t = \frac{PR}{2SE-0.2P}$ 또는 $P = \frac{2SEt}{R+0.2t}$ 가 된다. R_0 일 때, $t = \frac{PR_0}{2SE+0.8P}$ 또는 $P = \frac{2SEt}{R_0-0.8t}$ 가 된다.

3.2.2 내압을 받는 압력용기 헤드부의 형상에 따른 두께 결정

① 타원형 경판(Ellipsoidal heads): Minor axis 길이의 절반이 경판 스커트 내경의 1/4과 동일한 반타원형 접시형 경판의 요구된 두께는 다음에 의해 결정된다. 대체로 $D = 4ht$ 인 타원형 경판은 $0.17D$ 의 너클 반경과 $0.90D$ 의 구형반경을 가진 것이다. $t = \frac{PDK}{2SE-0.2P}$ 또는 $P = \frac{2SEt}{KD+0.2t}$ ($K=1$), D_0 (in) 경판 스커트의 외경인 경우, $t = \frac{PD_0 K}{2SE+2P(K-0.1)}$ 또는 $P = \frac{2SEt}{KD_0-2t(K-0.1)}$, 여기서 $K = \frac{1}{6} \left[2 + \left(\frac{D}{2h} \right)^2 \right]$

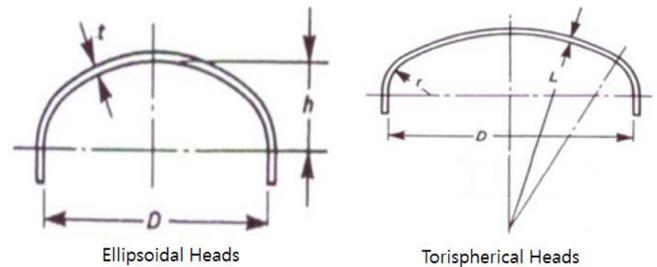


Fig. 4 The shapes of head in the cylindrical vessel

② 접시형 구형경판(Torispherical heads)

너클 반경 r 이 크라운 내측 반경 L 의 6%이고, 크라운 내측 반경이 스커트의 외경과 동일한 경우 접시형 구형 경판의 요구된 두께 t (in)는 다음 식에 의해 결정된다.

① $\frac{L}{r} = 16 \frac{2}{3}$ 일때, $t = \frac{0.885 PL}{SE-0.1P}$ 또는 $P = \frac{SEt}{0.885L+0.1t}$
 ② $\frac{L}{r} < 16 \frac{2}{3}$ 일때, $t = \frac{PLM}{2SE-0.2P}$ 또는 $P = \frac{2SEt}{LM+0.2t}$
 그리고 L_0 이 접시형 구형경판의 크라운부 외경인 경우 두께는, $t = \frac{PL_0 M}{2SE+P(M-0.2)}$ 또는 압력은 $P = \frac{2SEt}{L_0 M - t(M-0.2)}$ 가 된다.

4. 압력탱크 구조설계 파라미터 평가에 의한 개념설계

4.1 설계기준을 고려한 전제조건

본 연구에서는 20ft급 컨테이너에 적재 가능한 원통형 압력탱크로 재질별 적재능력, 구조형상 및 구조안전성을 검토하여 CNG 및 CO₂ 수송에 대한 실용 가능성을 평가한다. 본 연구의 전제 조건으로는, ①천연가스는 중소가스전의 활용, 재기화설비 비용 절감측면에서 고려하여 상온의 고압상태로 수송하고 CO₂에 대해서는 수송효율성 측면에서 액화상태로 수송할 수 있도록 압력탱크를 개념적으로 설계한다. ②압력탱크의 수송효율성은 소제, 실린더 횡단면 형상, 경관 형상 등 설계 파라미터의 비교, 분석을 통해 방향성을 검토한다(Table 2 참조). 여기서 탱크의 횡단면이 1개의 원형단면인 경우가 Case 1이고 횡단면이 4개의 원형단면으로 조합된 경우가 Case 2이다.

4.2 압력탱크의 설계 파라미터 비교

4.2.1 경관(Head) 형상이 일정할 때 횡단면 형상에 따른 수송효율성 비교

ASME 설계기준 적용시 Shell과 Head의 두께는 이론적으로 다른 치수를 갖는다. Table 3에서 보는 바와 같이 경관 형상이 일정할 때 화물적재능력 및 수송효율성은 Case 1과 Case 2에서 유사하게 보여주고 있다. 그러나 Case 2는 Case 1에 비해 더 많은 화물을 적재할 수 있으나 압력탱크의 자체중량도 16~20% 정도 높게 나타나고 있다. Case 2의 압력탱크 중량 증가는 Head와 Shell의 형상유지를 위한 보강재로서 Diaphragm을 두고 있기 때문이다.

Head 형상이 동일한 경우에는, Table 4에서 보는 바와 같이 Case 2의 Head와 Shell의 두께가 Case 1에 비해 작다. 그러므로 압력탱크가 선박에 탑재되어 운송되는 점을 감안해 볼 때 경관형상이 일정할 때는 Case 2 보다는 Case 1이 수송효율측면에서 유리하다.

Table 2 The design parameters to design pressure vessels

Design parameter	Parameter matters for comparison
Inner pressure condition	- 200 bar to transport natural gas - 58 bar to transport liquid CO ₂
Shape of head	- Ellipsoidal Heads, Torispherical Heads
Thickness of shell and head	- The condition when the thickness is different between shell and head by design criteria - The condition when the thickness is same between shell and head artificially
Shape of cross section	- One circular section type (Case 1) - Mixed section type with 4 circle (Case 2) : head and shell are reinforced with diaphragm
Materials	- Mild steel(E-grade), X70, X80, Al 5083-H321, Al 7175-T66

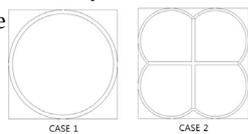


Table 3 The comparison of weights according to sectional types at ellipsoidal head

		Weight of pressure tank(A), kg			Cargo weight(B), kg	B/A
		head	shell	total		
Case 1	Mild steel	11209.6	40742.6	51952.2	16803.1	0.32
	X70	6432.7	21416.7	27849.4	20487.6	0.74
	X80	5743.4	18906.2	24649.7	20976.7	0.85
	Al 5083-H321	4235.6	15817.7	20053.4	15698.2	0.78
Case 2	Al 7175-T66	2152.3	7118.6	9270.8	20771.6	2.24
	Mild steel	10234.0	51916.6	62150.6	19734.3	0.32
	X70	5548.7	26925.9	32474.6	24053.9	0.74
	X80	4919.5	23728.0	28647.5	24611.2	0.86
	Al 5083-H321	3939.2	20238.4	24177.6	18395.7	0.76
	Al 7175-T66	1848.9	8940.6	10789.5	24377.9	2.26

Table 4 The comparison of the weight of pressure tank according to sectional shape

	Weight of pressure tank(kg)		Cargo weight(kg)		Total weight(kg)		Case2/Case1
	Case1	Case2	Case1	Case2	Case1	Case2	
Mild steel	51952.2	62150.6	16803.1	19734.3	68755.3	381884.9	1.19
X70	27849.4	32474.6	20487.6	24053.9	48337	56528.5	1.17
X80	24649.7	28647.5	20976.7	24611.2	45626.4	53258.7	1.17
Al 5083-H321	20053.4	24177.6	15698.2	18395.7	35751.6	42573.3	1.19
Al 7175-T66	9270.8	10789.5	20771.6	24377.9	30042.4	435167.4	1.17

Table 5 The comparison of transport efficiency according to head types at case 1

		Weight of pressure tank(A), kg			Cargo weight (B), kg	B/A
		head	shell	total		
Ellipsoid al head	Mild steel	11209.6	40742.6	51952.2	16803.1	0.32
	X70	6432.7	21416.7	27849.4	20487.6	0.74
	X80	5743.4	18906.2	24649.7	20976.7	0.85
	Al 5083-H321	4235.6	15817.7	20053.4	15698.2	0.78
Torisphe rical head	Al 7175-T66	2152.3	7118.6	9270.8	20771.6	2.24
	Mild steel	6077.1	39724.9	45802.0	15003.6	0.33
	X70	3207.1	21678.7	24885.8	18690.0	0.75
	X80	2829.9	19231.8	22061.7	19189.5	0.87
	Al 5083-H321	2349.2	15250.8	17600.0	13927.8	0.79
	Al 7175-T66	1065.7	7226.2	8292.0	18979.8	2.29

4.2.2 압력탱크 횡단면이 일정할 때 Head 형상에 따른 수송효율성 비교

경관의 형상 변화에 따른 수송효율성은, Case 1 상태를 기준으로 나타내는 Table 5에서 보는 바와 같이 경관 형상에 관계없이 유사하게 나타나고 있다. 그러나 타원형 경관 압력탱크의 총 중량이 접시형 구형경관 압력탱크에 비해 10~13% 정도 크기 때문에 타원형 경관의 선박 탑재 수송효율성이 유리할 것으로 보인다.

설계기준에 따른 Shell과 Head의 이론적 두께를 보면, 타원형 경관에서는 Shell의 두께가 Head의 두께 비해 크게 나타나는데 반해 접시형 구형경관에서는 Shell의 두께 보다 Head의 두께가 더 크게 나타나고 있다. 즉 타원형 경관에 비해 Head부분의 응력집중이 접시형 구형경관에 더욱 크게 나타나기 때문인 것으로 보인다.

Table 6 The comparison of thickness of shell and head

	Ellipsoidal head (mm)		Torispherical head (mm)	
	Shell thickness	Head thickness	Shell thickness	Head thickness
	Case 1			
Mild steel	178.17	165.02	178.17	250.62
X70	89.80	86.33	89.80	132.51
X80	78.87	76.18	78.87	117.02
Al 5083-H321	207.04	189.49	207.04	286.30
Al 7175-T66	83.43	80.432	83.43	123.51
Case 2				
Mild steel	107.93	99.97	107.93	151.82
X70	53.49	51.43	53.49	78.93
X80	46.89	45.29	46.89	69.57
Al 5083-H321	126.12	115.43	126.12	174.40
Al 7175-T66	49.64	47.86	49.64	73.48

4.2.3 Shell과 Head의 두께 변화에 따른 화물적재능력 비교

접시형 구형경관을 갖는 압력탱크의 이론적 적재능력을 보면, 연강 보다 강성이 좋은 고장력강이나 알루미늄합금이 효과적이다. 설계기준 이론식에 의한 최소 Shell과 Head의 두께가 달라서 연결부위에 구조형상의 급격한 변화로 응력집중이 발생할 수 있다.

동일한 두께로 조정시 구조적 안전성측면에서 Shell과 Head 두께 중 두꺼운 것을 택해야 한다. 이에 따른 소재별 중량변화는 Table 7과 같은데, Shell의 두께가 커짐에 따라 압력탱크의 자체 중량은 30~40% 증가하여 실린더 내경이 줄어 화물적재중량은 8~15% 정도 감소하여 적재능력이 나빠지게 된다. 그러므로 이런 경우 직접적인 구조해석을 통해 치수 보정이 필요하다고 본다.

4.3 타원형 경관의 실린더형 압력탱크의 구조해석

4.3.1 전제조건 및 해석모델

기준의 20ft급 컨테이너에 적재 가능한 CNG 및 CO₂ 겸용 수

Table 7 Cargo capacity at same thickness both of shell and head

	Mild steel	X70	X80	Al 5083-H321	Al 7175-T66	
Pressure tank weight (kg) (A)	shell	53912.2	31351.8	28029.5	20265.7	10497.9
	head	6077.1	3207.2	2829.9	2349.2	1065.7
	total	59989.3	34558.9	30859.4	22614.9	11563.7
Cargo weight (kg) (B)	12834.9	17211.3	17844.7	11665.4	17577.6	
Total weight (kg)	72824.2	51770.2	48704.1	34280.4	29141.3	
Loading efficiency (B/A) Index		0.21	0.50	0.58	0.52	1.52
		100.0	232.8	270.3	241.1	710.5
Shell thickness (mm)	250.6	132.5	117.0	286.3	123.5	
Head thickness (m)	250.6	132.5	117.0	286.3	123.5	

송 가능한 압력탱크의 개념설계로 앞서 검토한 Case 1과 Case 2의 개념적 모델을 개발하여 구조안전성을 평가하였다. 동 형상 모델의 구조해석은 GeniE/Sestra/Xtract를 이용하였다. 압력탱크의 압력은 CO₂의 상온에서 액화상태인 58.5bar로 하였고, 허용응력은 안전계수 2로 사용하며, Shell 및 Head의 최소두께는 설계기준에 의해 계산된 것을 이용하였다. Case 2의 경우 실린더형의 조합각도는 45도로 하였다. 재질별 물리적 특성은 Table 8과 같이 Case 1과 Case 2에 동일하게 적용하였다. 실린더형 압력탱크의 해석모델은 Fig. 5와 같으며, 경계조건으로는 모델의 대칭조건을 이용하여 길이방향 및 원주방향의 경계조건을 대칭적으로 설정하였다.

Table 8 The material properties at the case 1 and case 2

	Mild steel	X70	X80	Al 5083-H321	Al 7175-T66
Pressure (bar)	58.5	58.5	58.5	58.5	58.5
Yield Stress (N/mm ²)	235	482	551	200	520
Allowable Stress (N/mm ²)	118	241	276	100	260

4.3.2 해석결과 및 평가

(1) Shell 요소와 Head 요소의 두께를 동일하게 한 경우

설계기준에 의한 이론적 계산시 Shell 요소와 Head 요소의 두께(Table 9 참조)가 달라서 응력집중 가능성 및 실제 제작상의 어려움이 있어 큰 두께로 동일하다고 가정하여 구조해석을 수행하였다. 즉 Case 1과 Case 2에서의 두께를 Shell 두께로 가정하였다.

해석 결과 Case 1의 경우 재질에 관계없이 shell 요소는 허용응력 이내의 응력분포를 보이거나 Head 요소에는 Head 중앙에 응력집중이 발생하여 허용응력을 초과한다. Case 2의 경우 최대 변형량은 Head부에서 발생하고, 응력은 Mild-steel, X70 및 Al-5083-H321은 head 중심부에서, X80과 Al7175-T66은 Head와 실린더의 조합부분에서 발생하였다(Table 8, Table 10, Fig. 6 참조).

Table 9 The scantling of materials at the case 1 and case 2

	Mild steel	X70	X80	Al 5083-H321	Al 7175-T66
Outer radius (mm)	1118	1118	1118	1118	1118
Inner radius (mm)	1063	1091	1094	1054	1093
Case 1 Average radius (mm)	1091	1105	1106	1086	1106
Shell thickness (mm)	54.58	26.88	23.54	63.91	24.93
Head thickness (mm)	53.28	26.56	23.0	62.13	24.66
Outer radius (mm)	662	658	658	663	660
Inner radius (mm)	629	642	644	625	643
Average radius (mm)	645	650	651	644	651
Case 2 Breadth of diaphragm (mm)	46	22	20	54	21
Length of diaphragm (mm)	1826	1839	1841	1821	1840
Shell thickness (mm)	32.296	15.823	13.850	37.885	14.672
Head thickness (mm)	31.526	15.635	13.705	36.832	14.510

Table 10 The results of case1 at same thickness both of shell and head

		head				
		Mild steel	X70	X80	Al 5083-H321	Al 7175-T66
Case 1	Shell thickness (mm)	54.575	26.877	23.540	63.908	24.931
	Head thickness (mm)	54.575	26.877	23.540	63.908	24.931
	Max. displacement (mm)	2.045	4.244	4.979	4.838	13.174
	Max. stress (N/mm ²)	145	254	291	131	277
Case 2	Shell thickness (mm)	32.296	15.823	13.850	37.885	14.672
	Head thickness (mm)	32.296	15.823	13.850	37.885	14.672
	Max. displacement (mm)	1.215	2.461	2.915	2.801	7.595
	Max. stress (N/mm ²)	153	279	326	136	310

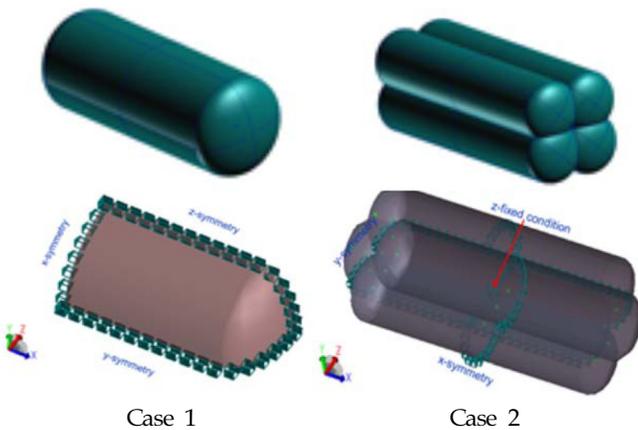


Fig. 5 Computational models and boundary conditions each cases

(2) Shell 요소와 Head 요소의 두께를 보정한 경우 수치해석 결과를 토대로 각 Case에 대해 허용응력 이상의 응력을 보이는 Shell 요소, Head 요소 및 보강판에 대해 두께를 보정하여 허용응력 범위 내에서 응력을 받도록 하였다. 그 과정은 시행오차 방식으로 Table 11과 같은 결과를 얻었다. 한편 치수 보정을 통해 허용응력 범위 내로 응력을 받는 구조적 안정성이 된 경우 압력탱크와 화물적재 중량 등을 알아보면 Case 1과 Case 2 모두 압력탱크 자체의 중량은 다소 증가하고 화물적재중량은 감소하여 전체 중량은 다소 증가하게 된다(Table 12 참조).

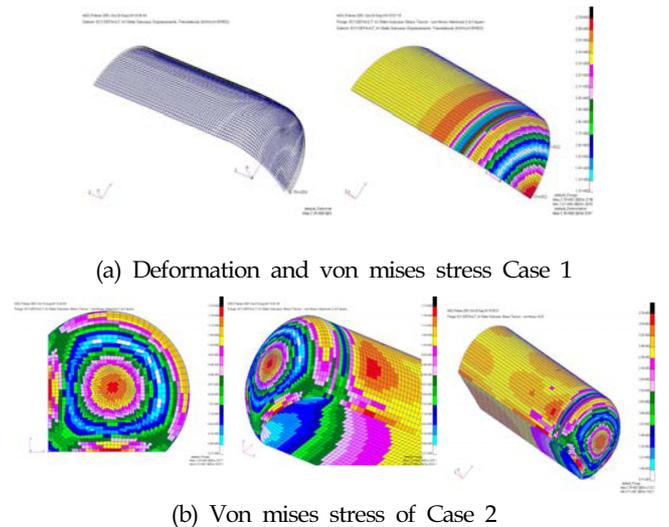


Fig. 6 The computational results of deformation an stress at Case 1 and Case 2

4.3.3 해석결과의 평가

20ft급 컨테이너에 적재 가능한 압력탱크를 연강, 고장력강 및 알루미늄합금 등의 재질에 대해 단일 원형 및 4개의 원형조합 실린더형의 압력탱크에 대해 다음과 같은 구조해석 결과를 얻었다. CNG 관련 연구(Kim et al, 2005)는 이미 진행되어 여기서는 CO₂화물을 중심으로 평가하였다.

상온(20도)에서 CO₂의 액화상태를 유지하는 58.5bar에서 자중 및 액화 CO₂의 하중이 작용하는 경우 구조안정성을 확보하기 위해서는 Mild steel과 Al 5083-H321의 두께가 X70, X80 및 Al 7175-T66에 비해 증가되어 압력용기의 무게가 증가될 뿐만 아

Table 11 The results after modifying material sizes

	Mild steel	X70	X80	Al 5083-H321	Al 7175-T66
Case 1					
Shell thickness (mm)	55.575	26.877	23.540	63.908	24.931
Head thickness (mm)	80	30	30	100	30
Max. displacement (mm)	1.414	3.859	4.038	3.002	11.191
Max. stress (N/mm ²)	112	236	268	95	256
Case 2					
Shell thickness (mm)	40	20	20	45	20
Head thickness (mm)	45	20	20	55	20
Max. displacement (mm)	0.864	1.968	2.053	1.855	5.263
Max. stress (N/mm ²)	118	223	226	100	227
Allowable stress (N/mm ²)	118	241	276	100	260

Table 12 Cargo capacity at the different thickness between shell and head (case 1)

	Mild Steel	X70	X80	Al 5083-H321	Al 7175-T66
Pressure tank weight (kg) (A)	19470.4	8982.2	8171.7	7712.1	3035.4
Cargo weight (kg) (B) (Initial weight)	21351.2 (22077.7)	22923.8 (23408.5)	23045.3 (23572.0)	20858.1 (21639.8)	22994.6 (23503.8)
Total weight (kg) (Initial weight)	40821.6 (39525.0)	31906 (32150.1)	31217 (31244.0)	28570.2 (28522.6)	26030 (26399.5)
Loading efficiency (B/A)	1.10	2.55	2.82	2.70	7.57
Index	100	233	257	247	691
Shell thickness (mm)	55.575	26.877	23.540	63.908	24.931
Head thickness (mm)	80	30	30	100	30

니라 액화 CO₂를 적재할 수 있는 적재공간을 줄이는 결과를 가져와 상대적으로 수송효율이 낮다. 적재능력을 보면, 고장력강(X70, X80)과 알루미늄 합금재(Al 5083-H321)의 무게당 적재가능 무게가 2배 이상 증가하여 운송측면에서 고장력강 및 알루미늄 합금재의 압력용기가 유리함을 알 수 있다. 재질별 변형량을 보면, Table 11에서 보는 바와 같이 Mild steel은 다른 재료에 비해 가장 적는데 반해 Al 7175-T66은 Mild steel 재질에 비해 변형량이 6배, 고장력강 및 Al 5083-H321 보다 3배 정도로 높아 구조안전성면에서 불리하다.

Shell 요소와 Head 요소의 두께 차이가 발생하여 접합부분에

응력집중을 없애기 위해서는 테이퍼 형태의 두께 변화가 요구되는데 그 정도는 Case 2에 비해 Case 1에서 크게 나타나기 때문에 Case 1가 불리하다. Case 2의 경우 실린더 및 Head의 두께를 동일하게 보정하면 제작작업성 측면에서 효율적인 것으로 보인다.

5. 결 론

본 연구를 통해서 CNG와 CO₂액화화물을 겸용으로 수송하는 컨테이너 탑재형 압력탱크에 대한 ASME 설계기준에 개념설계 및 전산구조해석을 통해 다음과 같은 결과를 얻을 수 있다.

(1) 동일한 Head 형상일 때, 실린더의 횡단면 형상에 따른 압력탱크 중량당 화물적재 중량의 비율은 유사하나 탱크중량과 화물중량을 더한 총중량측면에서는 단일 원형단면일 때가 4개 원형 조합일 때 보다 적기 때문에 선박탑재 수송측면에서 유리하다.

(2) 동일한 실린더 횡단면 형상일 때, Head 형상이 타원형인 경우가 접시형 구형에 비해 적재효율은 2~3% 정도 우수하며, 특히 선박탑재 수송효율성 측면에서는 타원형의 총중량이 10~13% 정도 적기 때문에 접시형 구형에 비해 유리하다.

(3) 컨테이너 적재하는 실린더형 압력탱크의 형상은 단일 원형의 횡단면과 타원형 경판의 형태로 구성하는 것이 수송효율측면에서 유리하다

(4) 압력탱크의 Head 요소와 Shell 요소의 치수는 초기 설계 기준에 의해 설정하고 직접구조해석을 통해 응력 및 변형량을 검토하여 치수 보정과정을 허용범위 내로 치수 및 형상을 결정해야 한다. 내압 58bar~200bar 범위 내에서 소재 선정은 압력탱크 단위중량당 화물적재 중량인 수송효율성과 총중량을 동시에 검토되어야 한다. 허용응력을 만족하기 위해 두께의 증가가 발생하는 데 그 정도가 연강에 비해 고장력강, 알루미늄합금이 적기 때문에 컨테이너 탑재용 압력탱크의 소재는 고장력강이나 알루미늄합금이 적절하다.

(5) 그러나 고장력강이나 알루미늄합금의 단위중량당 가격이 연강에 비해 매우 높기 때문에 컨테이너 탑재형 압력용기의 최적설계는 구조적 안전성 뿐만 아니라 비용측면을 고려하여 수행되어야 한다.

향후에는 본 연구를 바탕으로 비용측면의 실용 가능성을 평가하기 위하여 동일한 CNG나 CO₂의 수송시 선박일체형 압력탱크와의 수송효율성 비교 검토가 필요하다.

후 기

본 연구는 2010학년도 경남대학교 교내연구비 지원으로 수행된 연구결과 중 일부임을 밝히며, 연구비 지원에 감사드립니다.

참 고 문 헌

American Society of Mechanical Engineers (ASME), 1992. Boiler & Pressure Vessel Code Section VIII, Division 1
Chirkowski J., Cole S., Dowie C., 2006. The Conceptual Design

- of a CO₂ Carrier for EOR and CO₂ Storage.
- Chang D.J., 2009. Safety and Reliability Issues for Carried-based CCS: Liquefaction, Transportation, and Temporary Ocean Storage. DNV user conference.
- Harvey, J.F., 1985. Theory and Design of Pressure Vessels. van Nostrand Reinhold Company, New York.
- Kim, Y.H., Kim, J.Y., Lee, J.W., Song, J.Y., 2005. A Conceptual Design and Structural Efficiency Evaluation of 20ft Container Shape CNG Tank. the Society of Naval Architects of Korea, 42(5), 142-150.
- Korean Institute of Energy Research(KIER), 1990. Explanation of ASME Boiler & Pressure Vessel Code.
- RRC for Transportation System of Yellow Sea, Inha University(CTYS), 2003. Structural Efficiency Evaluation of LNG/CNG Carriers of Membrane Type(Report).
- RRC for Transportation System of Yellow Sea, Inha University(CTYS), 2004. Structural Safety Evaluation of the AL-Alloy LNG/CNG Tank(Report).