

20피트 컨테이너형 압축천연가스탱크의 개념설계 및 구조효율성 평가

김영훈^{†*}, 김종엽^{**}, 이재욱^{***}, 송재영^{****}

목포대학교 기계선박공학부*
인하대학교 황해권수송시스템연구센터**
인하대학교 기계공학부***
세스텍****

A Conceptual Design and Structural Efficiency Evaluation of 20ft Container Shape CNG Tank

Young Hun Kim^{†*}, Jung Yeob Kim^{**}, Jae Wook Lee^{***} and Jae Young Song^{****}

Dept. of Naval Architecture & Marine Engineering, Mokpo National University*
RRC for Transportation System of Yellow Sea, Inha University**
School of Mechanical Engineering, Inha University***
SESTEK(Structural Engineering System & Technology)****

Abstract

Recently, the gas transportation system for CNG(Compressed Natural Gas) has been developed and several innovative approaches are presented from the aspects of commercial demand. In this study, a new type of 20ft container shape CNG tank with two and four cylinder intersections by using the intersecting spheres has been proposed. And the structural analysis of CNG tank with Mildsteel, API High Tensile Steel, Al-alloy and FRP has been carried out to compare the different types of pressure vessels of materials used. The analysis result shows that the proposed intersectional cylindrical type of CNG tank can be applied to the gas transportation system. And further study on the commercial analysis and associated equipments should be carried out for the practical applications.

※Keywords : Compressed Natural Gas(압축천연가스), Pressure Vessel (압력용기), Intersecting Sphere(조합형 구각), CNG Tank(압축천연가스탱크), Cylinder Intersection(실린더의 조합)

1. 서 론

최근 세계적으로 청정에너지인 가스수요가 증가하는 가운데 2005년 5월부터 “대기중 가스 소각 금지 법안 (IAPP)”에 따라 대기중 소각이 금지되므로 천연가스를 채집하여 가공 처리과정을 통해서 천연가스를 에너지원으로 사용하는 것이 바람직하다.

현재 천연가스는 -163℃의 액화천연가스(LNG, Liquefied Natural Gas) 상태로 운송하기 때문에 액화 및 재기화 설비가 필요하다. 그러나 최근 천연가스를 액화하지 않고 압축 운송하는 개념으로 압축천연가스(CNG, Compressed Natural Gas) 수송용 탱크 개발이 추진되고 있다. 압축 천연가스의 저장방식으로는 150~200 bar로 압축할 수 있는 수천 개의 소형가스용기방식과 파이프를 원통형 디스크 형태로 제작한 방식이 개발되고 있다.

본 연구에서는 항만시설, 트럭 등 기존의 해상 및 육상운송수단으로 이용되는 20ft급 컨테이너를 활용하기 위해 동 컨테이너 내에 적재 가능한 CNG탱크를 개념설계하고 구조효율성을 평가하여 실용성을 검토해 보고자 한다.

2. 압력용기 형상에 따른 응력과 변형

2.1 원통형 압력용기

두께가 반경에 비해 작은 압력용기가 내압을 받을 경우, 단위길이당 원통형 압력용기의 축응력 (Longitudinal Stress: σ_1)과 원주응력(Hoop Stress: σ_2)은,

$$\sigma_1 = \frac{pr}{2t}, \quad \sigma_2 = \frac{pr}{t} \quad (1)$$

여기서 p 는 내압이고 t 는 용기의 두께이다. 압력용기의 반경방향 신장량은,

$$\delta = \frac{pr^2}{2tE} (2 - \mu) \quad (2)$$

2.2 구각조합형 압력용기

구각조합형 압력용기 구조는 응력의 평형상태를 이루는 중립면에서 조합된다. 등방성 재료로 이루

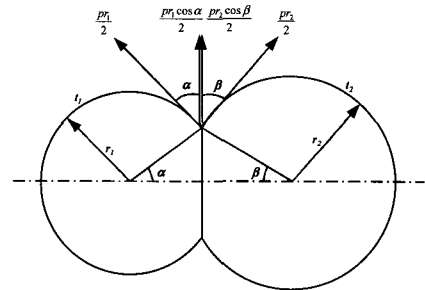


Fig. 1 Force acting at the juncture of intersecting spheres

어진 구각의 경우 응력의 평행 조건식(Harvey 1985)으로부터

$$\sigma = \frac{pr}{2t} = \frac{pr_1}{2t_1} = \frac{pr_2}{2t_2} \quad (3)$$

$$\frac{r_1}{r_2} = \frac{t_1}{t_2} = \frac{\sin \beta}{\sin \alpha} \quad (4)$$

구각이 조합된 경우 반경 방향의 변형량은

$$\delta_1 = \frac{pr_1^2}{2t_1E} \sin \alpha (1 - \mu) \quad (5)$$

이며, 조합부의 두께가 H 인 보강판 변형량은

$$\delta_2 = \frac{pr_1^2 \sin \alpha \cos \alpha}{HE} (1 - \mu) \quad (6)$$

접촉면에서 $\delta_1 = \delta_2$ 이므로 원형보강판의 두께는

$$H = t_1 \cos \alpha + t_2 \cos \beta \quad (7)$$

만약, 단면이 A 인 원주링 보강재의 원주응력과 반경방향 변형량은,

$$\sigma_2 = \frac{(pr_1 \cos \alpha + pr_2 \cos \beta) r_1 \sin \alpha}{2A} \quad (8)$$

$$\delta_3 = \frac{(pr_1 \cos \alpha + pr_2 \cos \beta) r_1^2 \sin^2 \alpha}{2AE} \quad (9)$$

$\delta_1 = \delta_3$ 이므로 원주링 보강재의 단면적은,

$$A = \frac{t_1 \sin \alpha (r_1 \cos \alpha + r_2 \cos \beta)}{1 - \mu} \quad (10)$$

원통형 압력용기 원형단면의 조합시 각도 α .

β 는 압력용기 단면이 구각 조합형과 동일하므로 식 (4), (7), (10) 으로부터

$$A = \frac{r_1 t_1}{1 - \mu} \sin(\alpha + \beta) \quad (11)$$

그러므로, 각 $\sin(\alpha + \beta)$ 에 대한 A 의 최적화 각도는 $\alpha + \beta = \pi/2$ 이고 식(4)에서 $\sin \alpha = \cos \beta$, $\sin \beta = \cos \alpha$ 가 된다. 결국 이것을 만족하는 최적의 각은 $\alpha = \beta = 45^\circ$ 이다.

3. 압력용기의 설계(ASME 1992)

3.1 압력용기의 Shell 두께결정

① Circumferential Stress (Longitudinal Joints)

두께가 내경의 1/2을 초과하지 않고, 또는 P 가 $0.385SE$ 를 넘지 않는 경우

$$t = \frac{PR}{SE - 0.6P} \quad (12)$$

② Longitudinal Stress (Circumferential Joint)

두께가 내경의 1/2을 초과하지 않고, 또는 P 가 $1.25SE$ 를 넘지 않는 경우

$$t = \frac{PR}{SE + 0.4P} \quad (13)$$

③ Spherical Shells

구형 용기의 두께가 $0.356R$ 을 초과하지 않고, 또한 P 가 $0.665SE$ 를 초과하지 않는 경우

$$t = \frac{PR}{2SE - 0.2P} \quad (14)$$

3.2 압력용기의 타원형 Head 두께결정

Minor axis 길이의 절반이 경판 Skirt 내경의 1/4과 동일한 반타원형 접시형 경판의 경우

$$t = \frac{PD}{2SE - 0.2P} \quad (15)$$

3.3 압력용기의 재질

최근 압력용기의 재질은 강재, 시합금재 및 복합재료 등 다양하다. 본 연구에서는 Table 1과 같이 연강(Mildsteel), 고장력강(High Tensile Steel)인 API X70과 X80, 알루미늄 합금재인 Al 5083-H321, Al 7175-T66 그리고 복합재료로는

Table 1 Mechanical and physical properties

Type	Yield Strength	Mod. of Elasticity	Poisson's Ratio	Density
	[MPa]	[GPa]	-	[kg/m ³]
Mildsteel (E-grade)	235	210	0.3	7850
X70	482	210	0.3	7850
X80	551	210	0.3	7850
Al 5083-H321	228	71	0.33	2660
Al 7175-T66	520	72	0.33	2800
FRP	120	8.2	0.19	1505

평균 유리함유량이 40%인 초프트스트랜드 매트와 로빙글로우드의 혼합의 Polymer Concrete FRP를 재질로 한 CNG압력용기를 대상으로 구조효율성을 비교 평가한다.

4. CNG 압력용기의 구조안전성 평가

4.1 압력용기의 모델

한 개의 원통형 압력용기 및 원통형 압력용기가 결합된 조합형 원통 압력용기의 개념설계 및 구조 효율성 평가를 통해 실용 가능성을 평가하였다. 일반적으로 20ft 컨테이너형 프레임구조에 Fig. 2와 같이 한 개의 실린더형 압력용기(Case 1)와 2~4개로 조합된 실린더형 압력용기(Case 2, 3)를 탑재하는 개념이다. 원통의 조합시 두 실린더의 접선과 실린더의 중심각을 45° 로 가정하였다. 20ft Container의 규격은 높이×폭×길이×총중량이 $2243\text{mm} \times 2236\text{mm} \times 5624\text{mm} \times 30480\text{kg}$ 이다.

4.2 해석모델 및 경계조건

4.2.1 Cylinder형 압력용기 (Case 1)

Cylinder형 압력용기는 일반적으로 사용되는 형상으로 내압의 증가에 비례하여 두께가 커지게 되므로 제작상의 제한을 받는다.

압력용기에 작용하는 압력은 200 bar로 하였으며 허용응력은 안전계수 2를 사용하여 항복응력의

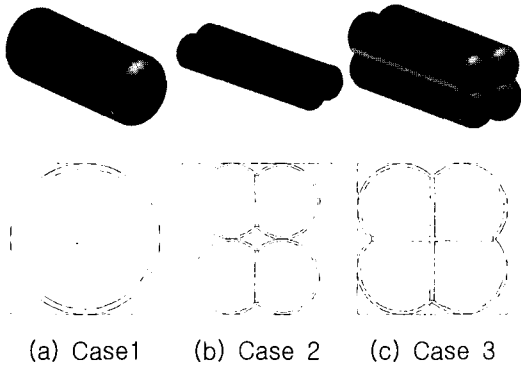


Fig. 2 The shape and section view of proposed pressure vessels

절반으로 하였다. Cylinder형 압력용기의 외경은 20ft Container 단면 길이로 하여 Shell 요소와 Head 요소의 최소두께를 설계기준에 의해 계산하였다. Head 요소는 적재 채적을 증가시키기 위해 반구형 대신 타원형 타입을 사용하였다.

4.2.2 2-Cylinder 조합형 압력용기(Case 2)

구각의 조합을 응용해 20ft Container에 2개의 Cylinder를 조합한 압력용기를 2개 적재할 수 있도록 하는 개념이다. Shell 요소의 외경은 20ft Container 단면 길이의 절반으로 하고 Case 1과 같은 내부 압력 및 허용응력 조건 하에서 Shell 요소와 Head 요소의 두께를 계산하였다. 두 개의 Cylinder가 조합된 2-Cylinder 조합형 압력용기의 경우, 원형 단면의 조합된 각도를 우선 결정하였다. 이때 사용된 재질 및 치수는 Case 1의 Mildsteel를 대상으로 외경의 절반을 사용하였다. Table 2에서 보인 바와 같이 조합된 각도가 45°인 경우 실린더의 조합에 의해 기하학적인 보강판의 두께는 수식에 의한 계산값과 일치함을 알 수 있다. 두 실린더의 조합시 조합각도가 작아지면 겹쳐지는 부분의 길이가 작아지는 대신에 압력용기의 내압에 의해 발생하는 외향 하중을 견디기 위해 보강판의 두께는 상대적으로 커져야 한다. 반대로 조합각도가 커지면 겹쳐지는 부분의 길이가 커지게 되나 외향 하중이 작게 되어 보강판의 두께는 작아지게 된다.

Table 2 The thickness of diaphragm with respect to intersecting angles

Intersecting Angle[deg]	Thickness of Diaphragm[mm]	
	Geometrical	Numerical
30	103	154
40	116	136
45	126	126
50	139	115
60	178	89

그러므로 조합각도가 45° 일 때, 두 실린더의 겹쳐지는 길이와 보강판의 두께가 일치하게 되어 압력용기의 내압의 작용시 응력 집중을 발생하지 않는다. 또한 조합각도는 앞 절에서 보인 바와 같이 보강판의 단면적, 즉 길이와 두께를 고려해 볼 때 45°가 가장 적합한 것으로 계산된다.

앞의 조합각도의 결과에 따라 Case 2의 조합각도는 45°로 하여, 각 재질에 따른 Shell과 Head 그리고 보강판의 치수는 Table 3과 같다.

4.2.3 4-Cylinder 조합형 압력용기 (Case 3)

네 개의 실린더를 조합한 압력용기의 경우는 Case 2를 두 개 합친 형상과 유사하다. 각 실린더 단면의 조합은 Case 2와 같으므로 Case 2와 같이 조합 각도를 45°로 하였으며, 내부압력과 허용응력 조건은 동일하다.

4.2.4 경계조건

여러 형상 및 재질별 압력용기의 구조효율성을 비교하기 위한 구조해석은 MSC PATRAN/N ASTRAN을 이용하였으며 사용요소는 4 Node Shell 요소인 CQUAD4를 사용하였다.

구조 해석용 모델의 형상은 대칭조건을 고려하여 Case 1과 Case 3의 경우 전체 형상의 1/8을 모델링 하였으며 Case 2는 전체 형상의 1/4로 모델링 하였다. 즉, 압력용기의 길이는 설계시 중요 인자가 아니므로 일부분의 길이에 대해서만 해석한다. 설계압력은 200 bar를 적용하였다.

4.3 해석결과 및 평가

Table 3 Comparison of the scantlings according to material properties of each case

		Mildsteel	X70	X80	Al 5083 -H321	Al 7175 -T66	FRP
Pressure [bar]		200	200	200	200	200	200
Yield Stress [N/mm ²]		235	482	551	228	520	120
Allowable Stress [N/mm ²]		118	241	276	114	260	60
Case 1	Outer Radius [mm]	1118	1118	1118	1118	1118	1118
	Inner Radius [mm]	940	1028	1039	935	1035	789
	Shell Thickness [mm]	178	90	79	183	83	329
	Head Thickness [mm]	165	86	76	169	80	287
Case 2	Outer Radius [mm]	559	559	559	559	559	559
	Inner Radius [mm]	470	514	520	467	517	395
	Thick. of Diaphragm [mm]	126	64	56	130	59	233
	Length of Diaphragm [mm]	728	759	763	726	761	674
	Shell Thickness [mm]	89	45	39	91	42	164
	Head Thickness [mm]	83	43	38	85	40	143
Case 3	Outer Radius [mm]	677	666	665	678	665	697
	Inner Radius [mm]	569	612	617	567	616	492
	Thick. of Diaphragm [mm]	153	76	66	157	70	290
	Length of Diaphragm [mm]	1763	1808	1814	1760	1811	1682
	Shell Thickness [mm]	108	53	47	111	50	205
	Head Thickness [mm]	100	51	45	103	48	179

4.3.1 Shell 요소와 Head 요소의 두께를 동일하게 한 경우

우선 Head 요소의 두께는 설계기준에 의해 이론적으로 계산을 하면 Shell 요소의 두께에 비해 작게 나온다. 이런 경우 Shell 요소와 Head 요소의 결합시 두께 차이로 인한 응력집중이 발생하고 또한 실제 제작상의 어려움도 발생하게 된다. 그러므로 본 연구에서는 우선 Head 요소의 두께를 Shell 요소의 두께와 동일하다고 가정하고 구조해석을 수행하였다. 즉, 예를 들면 한 개의 실린더형 압력용기(Case 1)의 경우, Mildsteel의 Shell 요소의 두께는 178mm이고, Head 요소의 두께는 165mm로 계산되었으나 Shell 요소와 Head 요소의 두께를 동일하게 178mm로 가정하였다.

해석결과 Case 1의 경우 FRP를 제외하고 재질에 관계없이 Shell 요소는 허용응력 이내의 응력분포를 보이거나 Head 요소에는 Head 중앙부분과

Shell 요소의 조합부분에서 응력집중이 발생하여 허용응력을 초과하였다. 특히 Head의 중앙부분에서 가장 큰 값을 보이고 있으며 각 재질에 대하여 허용응력이 초과하는 부분은 비슷한 성향을 보인다. FRP의 경우 Head의 두께증가로 인하여 Head부의 중앙부에서만 응력집중을 보이고 있다.

Case 2의 경우 Shell 요소와 Head 요소에서 허용응력을 초과하였다. 응력집중이 발생하는 부분은 Shell 요소와 Shell 요소의 조합 부분 중 Head 요소와의 경계부 이전 발생하였으며 보강판은 허용응력 이내의 응력분포를 나타냈다. Head 요소는 Shell 요소와의 경계부와 중앙부에서 응력집중을 보이고 있고, Head 요소의 조합 부분 중 중앙부에서 최대 응력집중을 보이고 있다. FRP는 Head부의 조합 부분 중 중앙부에서만 허용응력을 초과하였다. 또한, 허용응력이 초과하는 부분은 Case 1의 경우와 같이 FRP를 제외하고 각 재질

Table 4 Analysis results after thickness compensation of each case

		Mildsteel	X70	X80	Al 5083 -H321	Al 7175 -T66	FRP
Pressure [bar]		200	200	200	200	200	200
Yield Stress [N/mm ²]		235	482	551	228	520	120
Allowable Stress [N/mm ²]		118	241	276	114	260	60
Case 1	Average Shell Thick. [mm]	178	90	79	183	83	329
	Average Head Thick. [mm]	235	135	120	240	125	335
	Max. Displacement [mm]	0.83	2.29	2.76	2.23	7.26	11.20
	Max. von Mises Stress [N/mm ²]	116	239	270	114	263	60
Case 2	Average Shell Thick. [mm]	89	45	39	91	42	164
	Max. Shell Thick. [mm]	95	55	50	95	50	164
	Average Head Thick. [mm]	110	70	60	115	65	164
	Max. Head Thick. [mm]	140	90	85	140	85	200
	Max. Displacement [mm]	0.56	1.31	1.61	1.42	3.97	8.42
	Max. von Mises Stress [N/mm ²]	118	241	277	114	262	59
Case 3	Average Shell Thick. [mm]	108	53	47	111	50	205
	Max. Shell Thick. [mm]	108	60	50	111	55	205
	Average Head Thick. [mm]	130	80	70	135	75	205
	Max. Head Thick. [mm]	145	90	80	150	85	215
	Max. Displacement [mm]	0.60	1.37	1.68	1.66	4.17	8.75
	Max. von Mises Stress [N/mm ²]	117	232	276	113	255	60

에 대하여 비슷한 성향을 보인다.

Case 3은 Mildsteel과 Al 5083-H321은 Head 요소에서 X70과 X80 그리고 Al 7175-T66은 Head 요소와 Shell 요소에서 허용응력을 초과하였다. FRP를 제외한 각 재질에 대하여 Head 요소에서 허용응력을 초과하는 부분은 비슷하며, 응력집중이 발생하는 부분은 Head 요소에서 Shell 요소의 경계부와 중앙 부분이며 특히 Head 요소와 보강판이 만나는 부분에서 가장 큰 값의 응력 집중을 보이고 있다. FRP는 Head 요소와 보강판이 만나는 부분에서만 허용응력을 초과하였다.

4.3.2 Shell 요소와 Head 요소의 두께를 보정한 경우

앞 절의 수치해석 결과, 각 Case에 대하여 허용응력 이상의 응력분포를 나타내는 부분이 발생하였다. 따라서 Shell 요소, Head 요소 및 보강판

이 모두 허용응력 범위 내에서 응력을 받을 수 있도록 허용응력 이상의 응력분포를 나타내는 부분에 대해 두께를 일부 보정하였다.

Case 1의 경우, Head 요소의 응력분포가 허용응력을 초과하므로 Head 요소 전체의 두께를 증가시켜 허용응력 이내의 값을 갖도록 하였다. 이때 Shell 요소의 응력은 허용응력 이내의 응력 값을 나타내므로 두께를 증가시키지 않았다. Table 4에서 보는 바와 같이 구조해석 결과 Shell 요소와 같은 두께를 갖는 Head 요소의 두께가 각 재질에 따라 다소 차이가 있으나 약 40~60mm정도, FRP 재질의 경우 약 6mm정도 증가하였으며 허용응력 이내의 응력분포를 보이고 있다.

Case 2는 응력집중이 발생한 Shell 요소의 조합부분과 Head 요소에 대하여 두께를 증가하였다. 먼저 Head 요소의 두께를 증가시켜 Head 요소의 중앙부분에 대한 응력을 허용응력 범위 내로

낮추었으며, Head 요소의 조합부에 대하여 다시 두께를 증가시켰다. Shell 요소의 경우, Head 요소의 경계부 이전 부분의 허용응력을 초과하는 조합부분에 대하여 두께를 증가시켜 모델 전체의 응력을 허용응력 이내로 하였다. Table 4에서 보듯이 Head 요소의 두께는 각 재질에 따라 약 20~35mm, Shell 요소의 두께는 FRP 재질은 변화 없이 각 재질에 대하여 약 4~11mm 정도 증가하였다. 보강판은 두께의 변화 없이 허용응력 범위 내로 만족할 만한 응력분포를 보이고 있다.

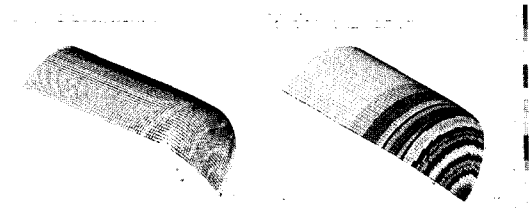
Case 3은 Head 요소 전체의 두께를 Shell 요소의 두께와 같게 증가시켜 구조해석을 수행한 결과, Head 요소의 응력분포는 Shell 요소와의 경계부와 중앙부, Head 요소와 보강판의 조합부에서 허용응력 이상의 값을 보였다. 우선, Head 요소 전체와 보강판과의 조합부에 대한 Head 요소의 두께를 증가시켜 Head 요소 전체의 응력을 허용응력 이내로 낮추었다.

Shell 요소의 경우, Mildsteel과 AI 5083-H321 및 FRP는 허용응력 이내의 값을 보이거나 X70과 X80 및 AI 7175-T66은 Head 경계부 이전에서 허용응력을 초과하는 응력분포를 보이며 특히 Shell 요소와 보강판의 조합부에서 응력집중이 발생하였다. 따라서 Head와의 경계부 이전의 Shell 요소와 보강판과 Shell 요소 경계부의 허용응력 이상의 부분에 대하여 두께를 증가시켜 수치해석을 수행한 결과, 모델 전체의 응력분포는 허용응력 이내의 값을 보였다.

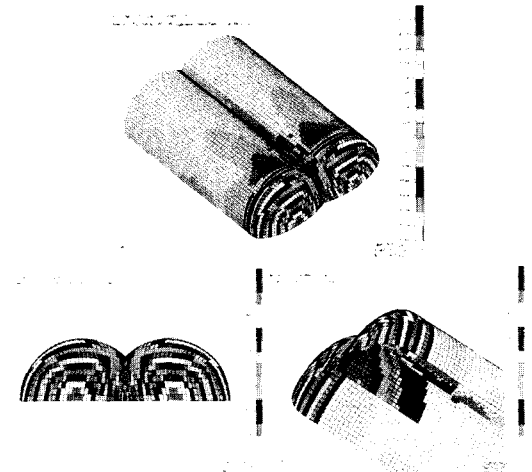
Table 4에서 보는 바와 같이 Head 요소의 두께는 각 재질에 대하여 약 10~15mm 정도 증가하였고, Shell 요소의 두께는 Mildsteel과 AI 5083-H321 및 FRP는 변화가 없으며 고장력강 X70, X80과 AI 7175-T66에 대해서는 약 5~7mm 정도 증가하였다. 보강판은 Head 요소와 Shell 요소의 두께 변화 이전과 같이 허용응력치 이내의 값을 보이고 있다.

Fig. 3은 X80 재질의 각 Case 별 Shell 요소와 Head 요소의 두께를 보정한 후의 수치해석 결과를 보이고 있다.

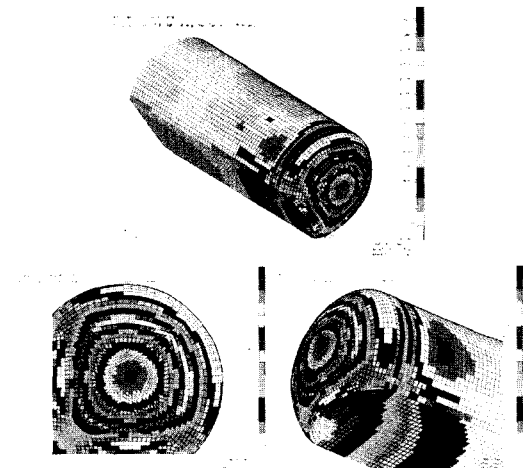
4.3.3 해석결과의 평가



(a) Deformation and von Mises stress Case 1



(b) von Mises stress of Case 2



(c) von Mises stress of Case 3

Fig. 3 Simulation results of X80

기존의 20ft급 컨테이너에 적재가 가능한 압력용기를 연강, 고장력강 및 알루미늄 합금재 등의 재질에 대해 실린더형 압력용기(Case 1), 2-실린더 조합형 압력용기(Case 2), 4-실린더 조합형

Table 5 Capacity index of pressure vessels

		Mildsteel	X70	X80	Al 5083 -H321	Al 7175 -T66	FRP
Case 1	Total Pressure Vessel Weight [ton]	52.0	27.8	24.6	18.0	9.3	16.6
	Total Gas Weight [ton]	2.2	2.7	2.7	2.1	2.7	1.5
	Index (when Mildsteel=100) [%] (Total Gas Weight/Total Pressure Vessel Weight)	100	227	263	284	692	214
Case 2	Total Pressure Vessel Weight [ton]	47.3	25.1	22.2	16.4	8.4	15.3
	Total Gas Weight [ton]	2.0	2.5	2.6	2.0	2.5	1.3
	Index (when Mildsteel=100) [%] (Total Gas Weight/Total Pressure Vessel Weight)	100	231	269	284	706	205
Case 3	Total Pressure Vessel Weight [ton]	62.2	32.5	28.6	21.6	10.8	20.6
	Total Gas Weight [ton]	2.6	3.1	3.2	2.5	3.2	1.7
	Index (when Mildsteel=100) [%] (Total Gas Weight/Total Pressure Vessel Weight)	100	233	270	284	711	201

압력용기(Case 3) 등 형상에 따른 구조해석 결과를 보면 다음과 같다.

우선 재질측면에서 보면, 동일한 단면형상을 갖는 압력용기에 동일한 내압이 작용하는 경우, Table 5에서 보이듯이 Mildsteel의 압력용기 종량당 천연가스 적재 가능 중량을 100으로 할 때 고장력강(X70, X80)과 알루미늄 합금재(Al 5083-H321, Al 7175-T66)의 압력용기 종량당 적재가능 가스 중량이 2배 이상 증가하며 이러한 경향은 압력용기의 단면형상에 관계없이 나타나고 있다.

허용응력 내에서의 재질별 변형량을 보면, 연강이 가장 작은 반면, Al 7175-T66과 FRP는 다른 재질에 비해 최대 변형량이 3배 이상 높아 구조효율성면에서 불리하다고 판단되므로 결국 재질측면에서는 고장력강인 X70, X80이 가장 유리하다고 판단된다.

각 재질에 대해 Shell 요소와 Head 요소의 두께 차이로 인한 접합부분의 응력집중을 없애기 위해서는 테이퍼 형태의 두께 변화가 요구되는데 그 정도는 재질측면에서 Shell 요소와 Head 요소의 두께가 다른 재료에 비해 상대적으로 작은 고장력강이, 단면형상에서는 Case 1보다는 Case 2, Case 3이 유리하다.

압력용기 단면형상에 의한 효과를 보면, 단일형 실린더에 비해 조합형 실린더 구조가 천연가스의 압력이 허용응력 내에서 작용하면 압력용기의 천연가스 적재량을 증가시킬 뿐만 아니라 압력용기의 두께를 약 40%가량 줄일 수 있어 재료비 측면에서 4개의 실린더를 조합한 구조가 유리하다고 판단된다.

그러므로 상기의 재질과 압력용기의 단면형상 등을 종합적으로 고려해 볼 때, 압력용기의 구조 안전성 및 천연가스 적재량측면에서는 X70, X80, Al 7175-T66을 재질로 압력용기의 단면형상을 4-실린더 조립형으로 제작하는 것이 20ft 컨테이너 내에 적재되어 운송하기에 적합하다고 판단된다.

한편, 현존 자체중량을 포함해 컨테이너 하역설비를 활용할 수 있는 최대중량이 30ton 규모이기 때문에 기존의 컨테이너를 포함하여 압력용기와 천연가스의 총중량이 30ton 수준을 유지해야 한다. 즉, 실용성 측면에서 총중량을 줄이면서 천연가스의 적재량 및 운송효율성 등을 높이기 위해서는 40ft 컨테이너(인하대학교 황해권수송시스템연구센터 2003, 인하대학교 황해권수송시스템연구센터/세스텍(주) 한국해사기술 2004) 보다는 20ft 컨테이너에 압력용기가 적재되어야 한다.

5. 결 론

본 연구에서는 CNG화물 탱크에 대한 개념설계 후 각 재질별 구조 효율성을 검토한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

기존의 해상 및 육상운송시스템에서 이용되는 20ft 컨테이너를 이용하여 CNG를 수송하기 위해서는 단일의 실린더형태 보다는 실린더형을 4개로 조합하는 것이 구조효율성 측면에서 유리하다. 즉 실린더의 두께를 줄이고 체적을 크게 할 수 있게 하기 때문이다. 실린더의 조합시 최대의 체적을 확보하기 위해서는 두 실린더의 접선과 실린더 중심과의 각도는 45도가 최적이다.

재질의 구조강도를 고려한 용기의 무게, 가격등 구조 형상의 경제성을 고려해 볼 때, Si합금재보다 고장력강이 유리하다.

향후 CNG탱크수송 컨테이너선과 관련한 건조비용과 운항경제성, 컨테이너 적하시 충격하중 및 동적하중을 고려한 구조효율성이 연구되어야 하며, CNG적하관련 장비류에 대한 설계 검토도 이루어져야 할 것이다.

참 고 문 헌

- 인하대학교 황해권수송시스템연구센터, 2003, 멤브레인 형식 LNG/ CNG 운반선의 구조안정성 평가, 인하대학교 황해권수송시스템연구센터 연구보고서.
- 인하대학교 황해권수송시스템연구센터, 세스텍, (주) 한국해사기술, 2004, 알루미늄 합금 LNG/CNG 탱크의 구조안정성 평가, 인하대학교 황해권수송시스템연구센터 연구보고서.
- ASME, 1992, Boiler & Pressure Vessel Code Section VIII, Division 1, New York.
- Harvey, J.F., 1985, Theory and Design of Pressure Vessels, Van Nostrand Reinhold Company, New York.



< 김 영 훈 >



< 김 중 엽 >



< 이 재 욱 >



< 송 재 영 >