

강도안전성을 고려한 LPG 용기의 최적화 설계에 관한 연구

정남인, 김청균

홍익대학교 기계시스템디자인공학과

A study on the optimized design of a LPG gas cylinder concerning a strength safety

Nam In Jeong, Chung Kyun Kim

Department of Mechanical and System Design Engineering, Hongik University

1. 서론

대부분의 에너지가 난방취사용과 차량 연료 두 가지 정도로 쓰이는 것과 달리 LPG가스는 청정성 및 사용의 편리성 등 여러 장점으로 인해 여러 분야에서 널리 쓰이고 있다. 특히 우리나라는 1970년과 1980년대에 LPG와 도시가스가 국민들에게 널리 확대 보급되었으며, 2006년 기준으로 LPG소비는 9168만 배럴로 전년에 비해 3.6%가 증가하였고 올해도 그 사용량은 꾸준히 증가할 것으로 보인다.

하지만 LPG 가스사용이 증가하면서 안전사고가 증가하였고 이에 따라 LPG가스 용기의 안전성(safety)을 중요시하게 되었다. 따라서 용기에 다양한 하중과 내압이 주어졌을 때 용기의 구조적 안전성에 대한 정확한 평가와 예측이 필요하다. 현재는 용기 제작 시 용접에 관한 규격부터 재료의 선정, 재충전용 용접 강제 LPG용기의 정기검사 및 시험에 관련된 규격이 KS B 6211[1], KS D 3533[2], KS B ISO 10464[3], KS B ISO 4706[4]등에 명시되어 있지만 이 규격들이 과도한 보수성을 내포하고 있어 이에 대한 보완의 필요성이 대두되고 있다. 또한 사용 시 가해질 수 있는 단순한 외부의 국부 집중하중에 대한 강도안전성 평가도 필요하다.

본 논문의 목적은 내압이 작용하는 LPG가스 용기와 국부하중이 가해질 때 용기의 안전성 판단과 또 이를 바탕으로 다구찌 법(Taguchi method)을 이용해 용기 설계의 최적화를 시행하고자 한다. 2장은 모델의 물성치와 유한요소모델에 대해 기술하였고 3장은 해석결과에 대한 응력분포에 대해 알아보겠다. 마지막으로 4장에서는 다구찌 법을 이용한 용기의 최적설계를 하였다.

2. 해석모델

2-1. 물성치(Material Property)

일반적으로 사용되는 LPG용기의 용량은 20kg, 50kg이다. 두 개의 종류 모두 body plate, end plate-UPR(upper round), end plate-LWR(lower round), protentor-valve, sirte, neck ring, valve 로 구성된다. 이 중에서 용기의 구조적 안전성에 영향을 미치는 부분은 body plate와 skirt이다. 따라서 본 논문에서는 20kg 용기를 body plate와 Skirt로 단순화 시켜 모델을 구현하였다. 이때 재료의 물성치(Material Property)는 KS규격으로 SS400인 ASTM A283 steel, Grade D를 사용하였고 그 값은 Table1과 같다.

Table 1 Material properties of A 283 Steel, Grade D

Density (g/cc)	σ_u (MPa)	σ_y (MPa)	Young's Modulus (kgf/cm ²)	Poisson's ratio
7.82	415~495	230	2.1 x 10 ⁶	0.33

Fig. 1 Typical finite element mesh and boundary conditions of LPG gas cylinder

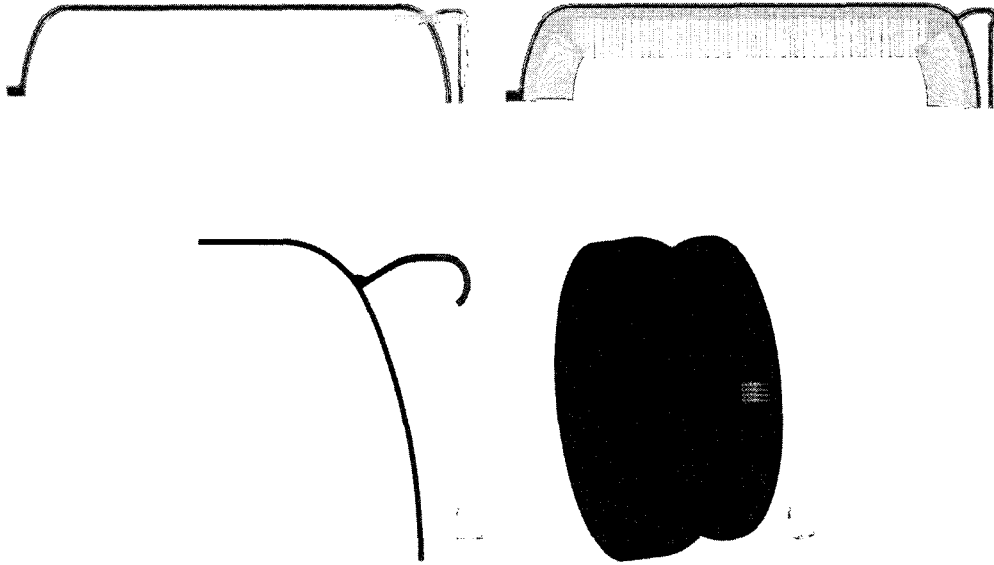


Fig. 2 Typical finite element mesh and boundary conditions of end plate-LWR and skirt

2-2. 유한요소모델(Finite Element Model)

LPG가스 용기의 안전성을 계산하기 위하여 상용 유한요소 해석(Finite Element Analysis: FEA) 프로그램인 MSC. Marc를 사용하였다. Fig. 1은 용기의 유한요소모델과 그에 따른 구속조건이다. 해석에 사용된 유한요소모델은 대칭성을 고려했으므로 용기의 1/4만을 해석하였다. Fig. 2는 용기를 이동시킬 때 국부 집중하중이 주어질 때 모델이며 이는 해석에 영향을 미치지 않는 윗부분의 영향을 배제하고 용기의 하단부만 고려하였다.

본 해석에서는 내경에 비해 두께가 매우 얇은 압력 박판용기이지만 end plate-LWR와 skirt의 용접부에서의 응력집중을 고려해 shell요소 대신에 QUAD4[6]요소를 사용하였으며, 국부 집중하중이 작용할 때는 3D요소인 HEX8[6]을 이용하였다.

3. 결과 및 고찰

3-1. 내압에 대한 안전성 평가

외부의 하중이 가해지지 않는 LPG가스 용기에 내압을 8, 18.6, 24.5, 34.5kgf/cm²로 증가시키면서 응력이 가장 많이 발생하는 부분을 관찰하였다. 이 압력은 차례대로 일반 사용 압력, 내부에 가스가 최대로 충전되었을 때의 압력, 안전변위가 열릴 때 압력, 수압테스트 기준 압력이다. 내부에 가스가 최대로 충전되면 용기가 받는 최대 응력은 203.7MPa로 이 재료의 항복응력(yield strength) 230MPa의 88.5%되는 압력이다. 또 안전변위가 열릴 때 용기 내부에 24.5kgf/cm²의 압력이 작용하고 최대 268.3MPa의 응력을 받게 된다. 이 값은 이미 항복 응력을 넘은 응력으로 장시간 이 상태가 유지가 된다면 용기는 소성변형을 할 것이다. 수압테스트를 할 때는 용기 내부에 34.5kgf/cm²의 압력을 30초간 주는데 이 때 용기는 최대 377.9MPa의 응력을 받게 된다. 이 시점에서는 인장강도의 평균 455MPa에 83%정도 미치는 압력으로 수압테스트를 한 용기를 사용하는 것은 매우 위험하다. Fig. 3은 수압테스트를 했을 때 응력이 가장 많이 발생하는 용기의 상단부와 하단부의 contour분포이고 Fig. 4는 각각의 내압에서 각 요소의 응력 분포를 node의 위치에 따라 나타낸 것이다.

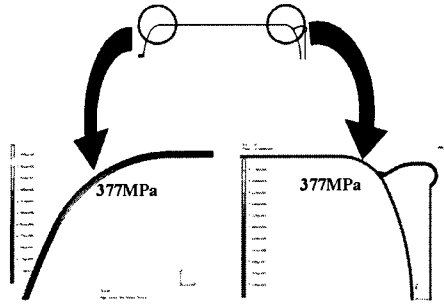


Fig. 3 Contour of von Mises stress under hydraulic test pressure loading

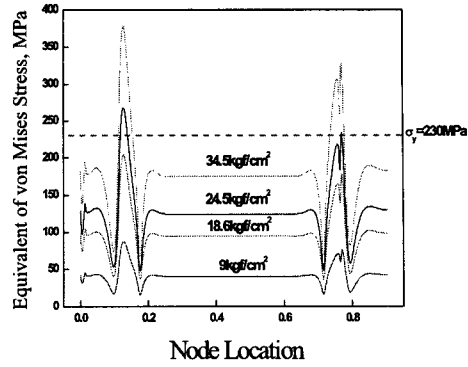


Fig. 4 Distribution of equivalent von Mises stress

3-2. 국부 집중하중에 대한 안전성 평가

내압이 작용할 때는 body의 곡면부분에서 응력이 집중된다. 또 LPG가스 용기를 이동시킬 때 국부적 집중하중이 쉽게 걸릴 수 있는 용기 하단부와 body와 skirt의 용접부분은 좀 더 면밀한 해석을 해야 한다. 따라서 LPG가스 용기 하단부에 해당하는 부분에 국부적인 집중하중을 주어 강도안전성에 대해서 알아보겠다. 용기에 가해지는 집중하중은 Fig. 5와 같이 4개의 위치에 주었으며 각각의 위치에서 3-1의 안전성 평가 해석과 마찬가지로 내압이 증가할 때의 응력변화를 보았다.

Fig. 6은 각각의 위치에서 내압이 증가할 때 분포하는 Equivalent von Mises stress변화이다. Fig. 6을 통해서 모든 위치에서 24.5kgf/cm²진 까지는 항복강도를 넘지 않아 안전하지만 수압 테스트 압력인 34.5kgf/cm²이 작용할 때는 290MPa와 300MPa사이의 응력을 받았다. 이는 모두 항복강도와 인장강도(ultimate strength)사이의 응력이며 이 압력이 작용할 때 용기는 탄성영역을 넘어 소성영역에 있다. 또 Fig. 7은 국부하중의 모든 위치에 대해 내압이 18.6kgf/cm², 24.5kgf/cm², 34.5kgf/cm²인 모델의 응력분포를 node의 위치에 따라 나타낸 그래프이다. Fig. 7을 통해서 수압테스트 압력인 34.5kgf/cm²일 때 모델의 곡면부에서 항복응력을 넘는 것을 알 수 있다.

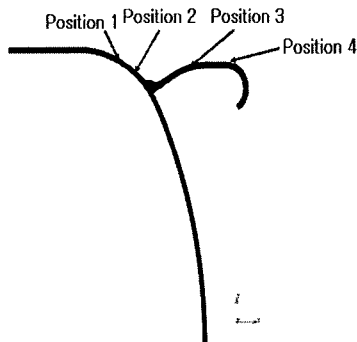


Fig. 5 The location of concentrated force

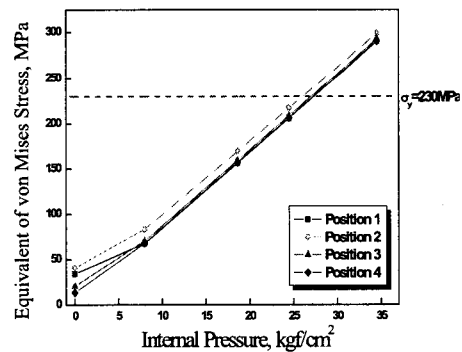


Fig. 6 Equivalent von Mises stress obtained from FE results for four different position of force with each internal pressure

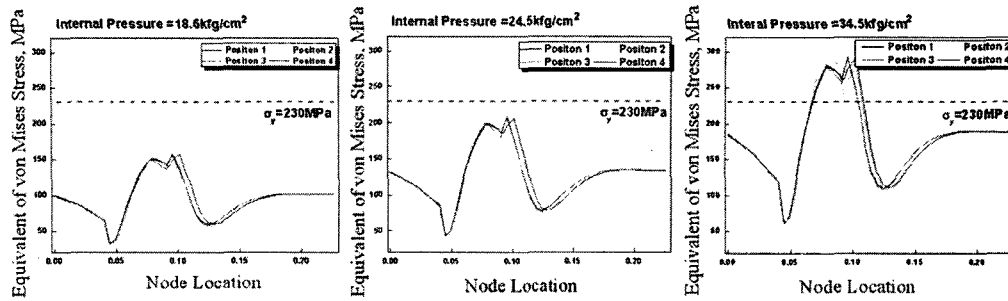


Fig. 7 Comparison of distributed equivalent von Mises stress at each internal pressure based on every location of concentrated force

4. 다구찌 법을 이용한 LPG가스 용기의 최적화

4-1. LPG가스 용기의 설계 인자

이러한 사실을 토대로 각각의 위치에 국부하중이 작용할 때 응력이 가장 많이 발생하고 변형률(strain)이 가장 커서 강도안전성을 위한 최적화 설계가 필요한 부분을 설정해 보았다. 수압테스트 압력 일 때 4개의 위치 중에서 가장 위험한 부분은 최대 응력이 298MPa인 body와 skirt부분의 용접부와 가까운 position 2이다. 또 이때의 변형률은 1.279×10^{-3} 이다. Fig. 8은 LPG가스 용기의 설계인자 및 위치를 나타낸 그림이다. 응력이 본체의 곡선부에 많이 분포되었고 body와 skirt의 용접부 주변에서 최대 응력이 분포되어 위험하다. 응력분산을 위해 body와 skirt의 두께, 중심으로부터 용접부까지의 거리, body의 곡률반경을 다구찌 법의 인자로 잡았으며 Table 2는 각 인자에 대한 수준을 나타낸 표이다. 여기서 회색으로 된 셀의 값은 용기의 기본 값이다.

Table 2 Factors and levels for Taguchi method

		t1[mm]	t2[mm]	d[mm]	R[mm]
LEVEL	1	2.5	3.2	147.5	53
	2	2.2	2.8	142.5	59
	3	2.8	3.4	152.5	56

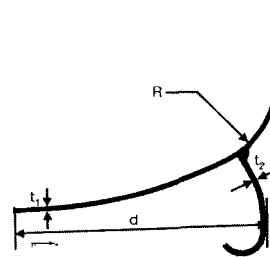


Fig 8. Factors for Taguchi method

Table 3 Analysis layout of orthogonal array table of $L_9(3^4)$

	t1	t2	d	R
1	2.5	3.2	147.5	53
2	2.5	2.8	142.5	59
3	2.5	3.4	152.5	56
4	2.2	3.2	142.5	56
5	2.2	2.8	152.5	53
6	2.2	3.4	147.5	59
7	2.8	3.2	152.5	59
8	2.8	2.8	147.5	56
9	2.8	3.4	142.5	53

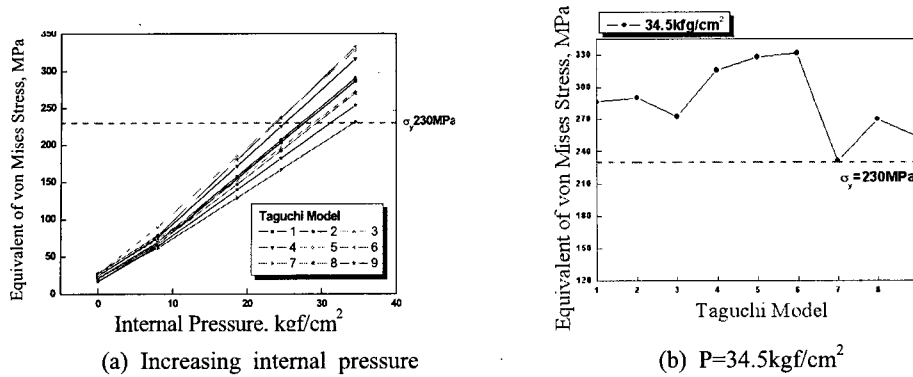


Fig. 9 Equivalent von Mises stress for each Taguchi model

4-2. 다구찌법과 직교배열표

다구찌법은 특성치의 산포(dispersion)를 통해 설계와 실험의 최적조건 기준을 정한다. 이때 특성치의 산포가 가장 작은 조건을 최적조건으로 결정하게 되며, 특성치의 산포는 SN비를 통해 알 수 있다. 특성치의 값이 작으면 좋은 경우에 사용하는 망소특성을 적용하였다. SN비가 클 때 특성치에 대한 인자들의 영향도가 크며 이를 이용하여 각 인자들이 설계에 미치는 영향을 간이 분석법을 통해 관찰하였다. 또 각 인자들이 특성치 값에 미치는 기여율을 계산하였다.

4-3. 최적화모델 선정 및 SN비

Fig. 9는 Table 2의 직교배열표로 만든 9개의 모델에 작용하는 내압이 변할 때 최대응력값들을 그래프에 나타낸 것이다. 대부분의 경우 수압테스트 기준 압력인 34.5kgf/cm²에서 항복응력을 넘어갔지만 모델 7번은 최대응력이 230.1MPa로 가장 낮았다. 하지만 이 모델은 body의 두께 t_1 이 두꺼워지고 곡률반경 R도 크므로 용기가 무겁게 되고 재료도 많이 필요하게 되어 경제적이지 못하다.

Table 4는 직교배열표로 만든 9개의 모델의 Equivalent von Mises stress에 대한 SN비를 나타낸 표이다. SN비가 클수록 우수한 모델이다. 따라서 SN비가 가장 작은 7번 모델이 우수하다고 볼 수 있겠다. Table 5는 각 인자가 특성치에 미치는 기여율을 나타낸 표이다. 응력에 대한 기여율이 가장 높은 것은 body의 두께인 t_1 이며 약 61%의 영향을 미친다. 다음으로 크게 영향을 미치는 인자는 중심부에서 용접부까지의 거리인 d가 17%이고 그 영향은 가장 큰 영향에 비해 작다.

Table 4 S/N ratios of LPG gas cylinder

Model Number	SN ratio
1	-49.148553859
2	-49.268900635
3	-48.720070713
4	-50.001983838
5	-50.320124608
6	-50.425377512
7	-47.279756595
8	-48.636920914
9	-48.103510924

Table 5 Affection ratio in LPG cylinder

Factor	Affection ratio (%)
t_1	61.091
t_2	16.306
d	17.171
R	5.432
sum	100

하지만 일반적인 사용압력 8kgf/cm^2 에서 안전변위가 열리는 압력 24.5kgf/cm^2 까지만을 고려한다면 항복응력을 넘는 모델 4,5,6을 제외하고 경제적이며 안전한 모델은 1번과 2번이다. 이 모델들은 두께가 얇고 용기가 가벼워 재료도 적게 소비되는 이유로 경제적인 측면에서 우수한 모델이다.

5. 결론

본 논문에서는 LPG가스 용기의 강도안전성 및 최적설계에 관련하여 유한요소법과 다구찌법을 통해 접근해 보았다. 용기 내부에 작용하는 압력이 증가할수록 body의 곡면부분에서 응력이 집중되었으며, 수압테스트 압력 내에서는 항복응력을 넘는 큰 응력을 받기 때문에 모델의 최적화가 필요하다. 용기 하단부의 body의 두께와 곡면반경, 중심부에서 body와 skirt의 용접부까지의 거리, skirt의 두께를 다구찌법을 이용해 직교배열표로 9개의 모델을 작성하였다. 수압테스트 압력 내에서도 항복응력을 넘지 않는 강도안전성이 우수한 모델은 7번이다. 기여도가 가장 높은 body의 두께가 두껍고 곡률반경이 커서 응력을 잘 분산시킬 수 있기 때문이다. 하지만 모델 1번과 2번은 수압테스트의 압력이 아닌 안전변위가 열리기 전까지 압력 내에서는 용기의 무게와 재료의 질량을 고려한 경제적인 모델로 선정할 수 있겠다. 수압테스트 압력인 34.5kgf/cm^2 에서 응력을 잘 분산시키고 변형이 적으며 경제성이 고려된 모델에 대한 최적화 연구가 향후에 더 이루어져야 할 것이다.

6. 참고문헌

1. KS B 62111, REFILLABLE WELDED STEEL GAS CYLINDERS FOR LIQUEFIED PETROLEUM GAS.
2. KS D 3533, STEEL SHEETS, PLATES AND STRIP FOR GAS CYLINDERS.
3. KS B ISO 10464, Gas cylinders -Refillable welded steel cylinders for liquefied petroleum gas (LPG) -- Periodic inspection and testing.
4. KS B ISO 4706, Refillable welded steel gas cylinders.
5. Kyoung Seok Oh, Chung Kyun Kim, "A Study on strength safety and optimized design of a valve body for a LPG gas cylinder". Proceedings of '06 KIGAS Spring Conference, (2006)
6. MSC.Marc Volume B: Element Library, MSC, Inc., USA. 2005