



## 유한요소법을 이용한 노치가 형성된 수소저장용기 TYPE 1의 거동 특성 연구

†조승현 · 김상현\* · 김운태\*\* · 최하영

동양미래대학교 기계공학과 교수, \*동양미래대학교 기계공학과 전문학사과정,

\*\*동양미래대학교 기계공학과 학사과정

(2023년 6월 5일 접수, 2023년 6월 24일 수정, 2023년 6월 25일 채택)

### A Study on the Deformation Characteristics of the hydrogen storage vessel(TYPE 1) with Notches using FEM

†Seunghyun Cho · Sang Hyun Kim · Yun Tae Kim · Ha Young Choi

Department of Mechanical Engineering, Dongyang Mirae University, Seoul, Korea

(Received June 5, 2023; Revised June 24, 2023; Accepted June 25, 2023)

#### 요약

본 논문에서는 가스압력을 고려할 때 수소가스 저장용기(Type 1)의 거동특성을 평가하기 위해 ISO 18119의 노치형상에 따라 수소가스 저장용기에서 발생한 VMS(von Mises stress)을 유한요소법으로 해석하였다. 해석결과에 따르면 길이방향 노치에서 발생한 최대 VMS가 원주방향 노치보다 높게 발생하였다. 또한, 저장용기의 거동시 발생한 응력을 VMS와 재료의 항복강도 비인 응력비로 분석하였다. 해석결과에 따르면 노치가 길이방향으로 형성된 저장용기의 경우 가스압력 50 MPa에서 저장용기 내부와 외부가 각각 0.85와 0.50로 증가하였으나 1보다 낮게 분석되었다.

**Abstract** - In this paper, in order to evaluate the deformation characteristics of the hydrogen gas storage vessel(Type 1) when considering gas pressure, the VMS generated in the hydrogen gas storage vessel according to the notch shape of ISO 18119 was interpreted as a FEM(Finite Element Method). According to the analysis results, the maximum VMS generated in the longitudinal notch was higher than the transverse notch. In addition, the stress of the storage vessel was analyzed by the stress ratio, which is the yield strength ratio of the material to the VMS generated.

According to the analysis results, in the case of a storage vessel with a notch formed in the longitudinal direction, the inside and outside of the storage vessel increased to 0.85 and 0.50 at a gas pressure of 50 MPa, respectively, but were analyzed to be lower than 1.

**Key words** :hydrogen storage vessel, TYPE 1, notch, deformation, stress, FEM

#### 1. 서론

저탄소 친환경에너지의 수요증가로 인해 수소관련 산업은 비약적 발전이 기대되는 분야이다. 수소관련 기업은 441개인데 이중 수소가스를 저장·충전·운송하는 기업이 약 5.4%이다(한국수소산업협회, 2016

년). 수소가스를 저장하는 용기는 현재 강철이나 알루미늄 등 금속소재로 제작되는 Type 1을 기본으로 용기의 경량화를 위해 복합재와 플라스틱 적용 방식에 따라 Type 2, Type 3, Type 4로 구분된다.

Type 1과 같은 금속재료의 안전성에 관한 연구는 피로수명을 기반으로 한 수명예측에 관한 논문들이 있는데 복합재 용기의 압축 잔류응력을 고려하거나 용기내 크랙의 진전을 통한 수명을 예측하는 연구들 [2-3]과 Type 1과 유사한 크롬-몰리브덴강(SCM420)

†Corresponding author:coolsh@dongyang.ac.kr  
Copyright © 2023 by The Korean Institute of Gas

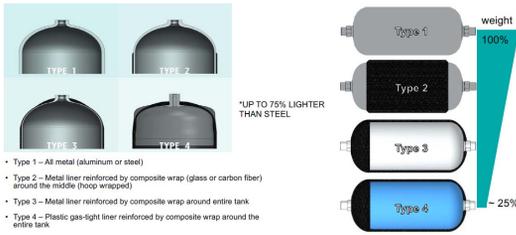


Fig. 1. Structure of hydrogen gas tank types[1].

의 피로수명을 예측한 연구가 발표되었다[4]. 또한, 압력조건에서 유한요소법을 이용한 VMS 해석결과를 수명예측에 적용하거나[5-6] 소성변형을 에너지밀도를 이용한 피로수명을 예측하는 등 수치해석 방식의 연구가 활발하게 진행되고 있다[7]. 또한, 온도조건의 영향으로 초저온 온도에 따른 용기의 열거동 특성을 유한요소법으로 예측한 연구논문이 발표된 바 있다 [8-9].

심리스(Seamless) 실린더의 안정성을 규정한 ISO 18119는 UT결합 검사 및 벽 두께 설계에 대해 노치가 있는 시편의 평가를 규정하고 있다[10]. 노치는 사각형상으로 실린더 내부의 길이방향과 원주방향, 외부의 길이방향과 원주방향으로 생성되며 노치의 형상 치수가 지정되어 있다. 이러한 ISO 18119는 노치에 의해 수소가스 저장용기의 두께가 가스압력을 고려할 때 적절하게 설계되어 있는지 즉, 수소가스 저장용기의 내구성은 적정인지 평가하는데 적용할 수 있다.

따라서, 본 논문에서는 ISO 18119에 의해 노치가 형성된 수소가스 저장용기 Type 1의 두께가 적절하게 설계되어 있는지 판단하기 위해 유한요소법을 이용해 저장용기에서 발생한 응력을 계산하였다. 이러한 연구결과는 노치에 의한 수소가스 저장용기 Type 1의 안정성을 판단하는 기초 데이터로 활용될 것이다.

## II. 이론적 배경

본 논문에서 수소가스 저장용기의 안정성을 예측하기 위해 해석한 VMS의 이론적 배경은 다음과 같다.

### 2.1. 최대 전단 변형에너지설

정수압 상태 즉,  $\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3 = p$  인 경우에는 응력이 아무리 커도 항복을 일으키지 않으므로, 이러한 응력성분에 의한 변형에너지는 항복에는 기여하지 않을 것이다. 그러나 그 외의 응력성분인 편차응력(deviatoric stress)성분에 의한 변형에너지만이 항복과 관련이 있다고 생각하고 유도된 것이 본 가설이다. 이 가설은 von Mises의 항복조건(von Mises yield crite-

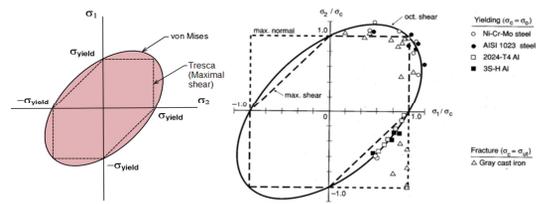


Fig. 2. Plane stress failure for three criteria[11].

리온)으로도 알려져 있다.

$$\sigma_Y = \sqrt{3}\tau_Y$$

$$= \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_{11} - \sigma_{22})^2 + (\sigma_{22} - \sigma_{33})^2 + (\sigma_{33} - \sigma_{11})^2 + 6(\sigma_{12}^2 + \sigma_{23}^2 + \sigma_{31}^2)]} \quad (1)$$

$\sigma_Y$  : 인장항복강도

$\tau_Y$  : 전단항복강도

$\sigma_{11}, \sigma_{22}, \sigma_{33}$  : 주응력

$\sigma_{12}, \sigma_{23}, \sigma_{31}$  : 전단응력

식 (1)은 최대 전단 변형에너지설에 따른 항복응력 식이다. 주응력과 전단응력을 모두 고려한 응력과 재료의 항복강도와 비교해 소성변형의 발생여부를 판단하는 것이다.

일반적으로 연성이 있는 금속재료의 항복 실험결과는 Tresca 항복조건 및 von Mises 항복조건 사이에 오는 경우가 많으며, 대체적으로는 von Mises 항복조건에 더 가깝다. von Mises 항복조건은 실험결과와 잘 맞으며, 3개의 주응력의 크기를 계산하지 않아도 좋은 면이 있으나, 식이 비선형이라는 특성이 있다.

### 2.2. ISO 18119

인장강도가 950 MPa 미만이고 취성 가스를 포함하지 않는 실린더의 경우(ISO 11114-1 참조), ISO 18119에서 노치깊이 D는 시편의 최소 측정 벽 두께의 10% ( $\pm 1\%$ )가 되어야 하고, 시편의 노치는 벽 두께가 최소 측정 벽 두께의 115%를 초과하지 않는 위치에서 측벽에 위치해야 한다. 단, 노치 깊이는 0.2 mm 이상 1 mm를 초과해서는 안된다. 규정에는 노치의 길이(L), 깊이(D), 폭(W), 실린더 두께( $t_{mc}$ )를 지정하고 있다.

1 outer notch

2 inner notch

D depth of the notches: 5% ( $\pm 0.75\%$ )  $t_{mc}$  or 10% ( $\pm 1\%$ )  $t_{mc}$ , in mm

L length of notches: 50 mm

$t_{mc}$  minimum measured wall thickness of the calibration specimen, in mm

W width of the notches:  $\leq 2D$ , in mm

### III. 해석 모델

#### 3.1. 유한요소 모델

Fig. 4(a)~(d)는 유한요소 해석에 사용된 저장용기의 단면도와 메쉬가 생성된 해석모델을 보여주고 있다. 노치가 형성된 수소가스 저장용기는 중심위치 1,000 mm를 축대칭 모델로 1/4 형상만을 고려하였고 6면체 메쉬를 생성하였다. 저장용기는 크롬 몰리브덴강인 SA372 재료로 내경은 444.8 mm, 두께는 57 mm이다. 해석에 사용된 저장용기의 재료특성값은 Table 1과 같다. 항복강도는 최소 485 MPa로 알려져 있는데, 논문에서는 Fig. 5와 같이 참고문헌에서 제시한 772 MPa(112,000 psi)을 적용하였다[12].

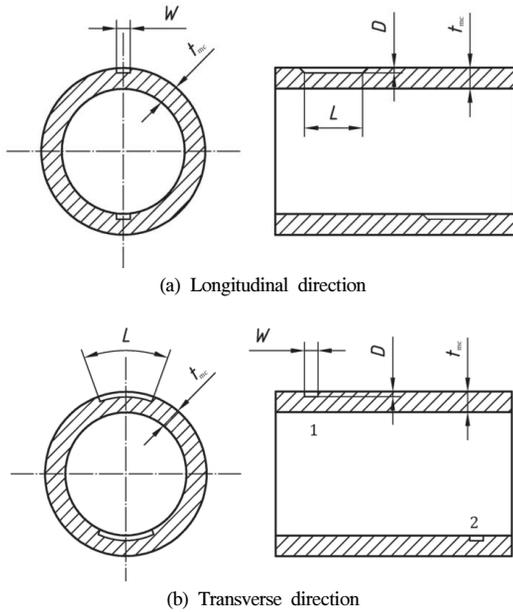


Fig. 3. Notch geometry of ISO 18119[10].

Table 1. Material characteristics of gas vessel

Material characteristics	Value
Elastic modulus, GPa	200
Yield strength, MPa	Min. 485
Density, kg/m <sup>3</sup>	7,850

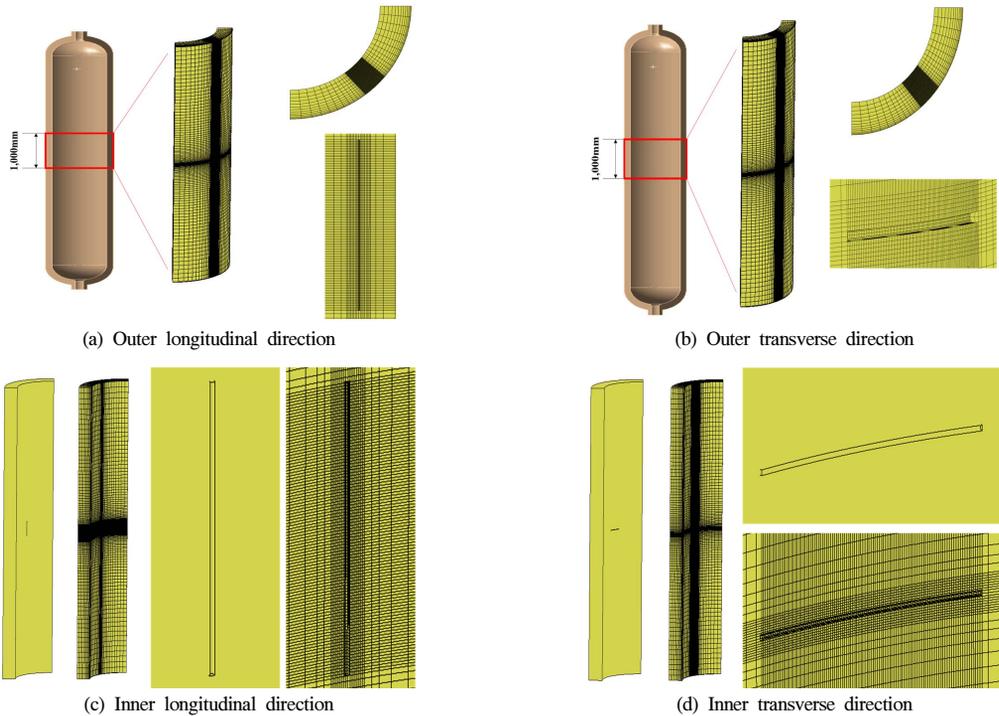


Fig. 4. Finite Element Modeling.

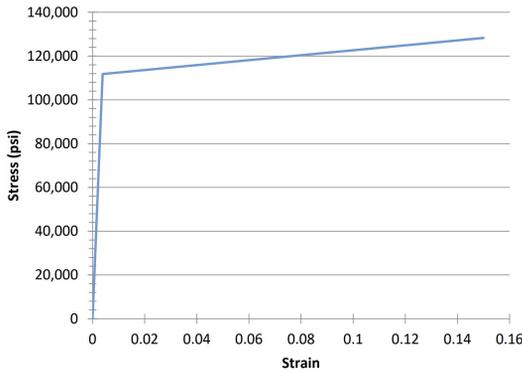


Fig. 5. Material curve for the A 372 Grade J steel class 70 liner[12]

Table 2. Notch geometry

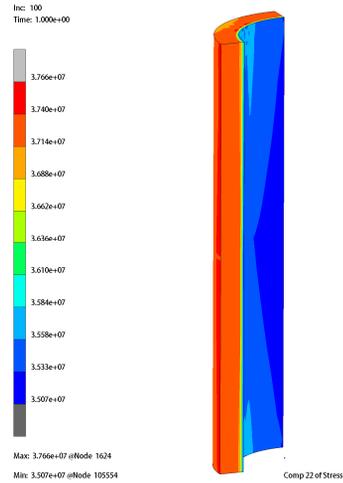
	L(mm)	D(mm)	W(mm)
Longitudinal direction	50	1	1
Transverse direction	50	1	1

### 3.2. 해석 조건

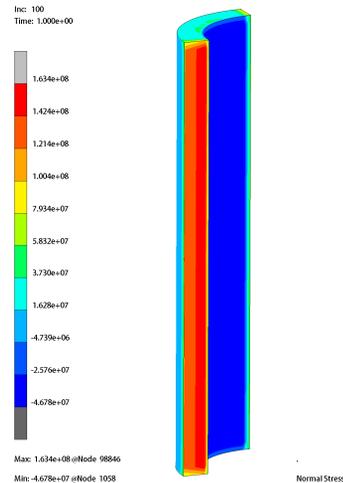
노치형상에 따른 수소가스 저장용기의 거동특성을 해석하기 위해 노치 형상은 ISO 18119에서 규정하고 있는 인장강도 950 MPa 이하 소재로 Table 2와 같이 설계하였다. 이때 노치 깊이의 코너는 가공성을 고려하여 R 0.3으로 가정하였다. 가스압력은 운영 압력 (Operating pressure)인 50 MPa과 수압 평가 압력 (Hydro test pressure)인 72.3 MPa인 2종류를 해석하였는데 가스압력은 저장용기 내부에 균일하게 가해지며 노치가 저장용기 내부에 형성되어 있는 경우에는 노치의 내부표면에도 균일하게 가해진다고 고려하여 상용 소프트웨어인 MSC/MARC로 유한요소 해석을 수행하였다[13].

## IV. 해석 결과

노치의 형상에 의한 저장용기의 거동특성을 해석하기 전에 가스압력 50 MPa이 가해질 때 노치가 없는 저장용기의 거동특성을 해석하였다. Fig. 6(a),(b)는 가스압력 50 MPa이 가해질 때 저장용기에서 발생한 길이방향과 원주방향의 응력을 나타낸 결과이다. 해석결과에 따르면 노치 없는 압력용기의 동일한 표면 위치에서 발생한 축방향 응력과 원주방향 응력은 각각 37.4 MPa과 62.4 MPa로 원주방향의 응력이 약 1.7배 높게 발생하였다. Fig. 6은 VMS 해석결과를 보여



(a) Longitudinal direction

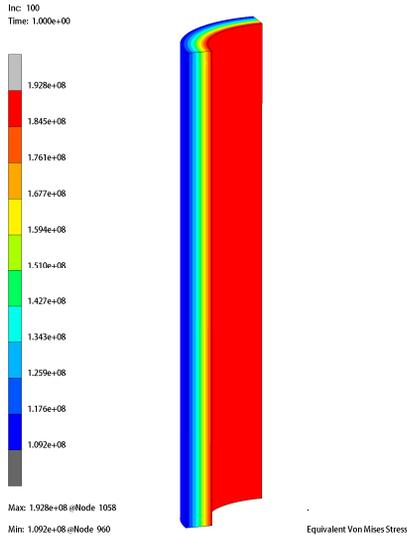


(b) Transverse direction

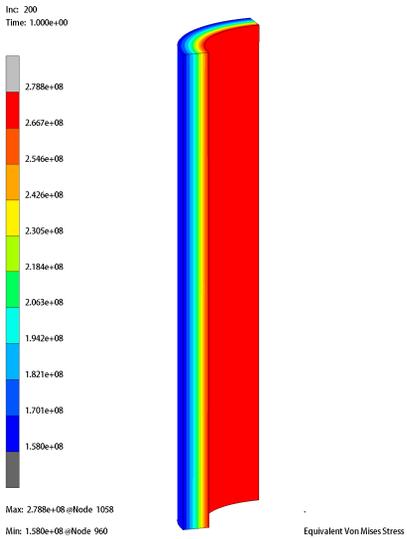
Fig. 6. Stress distributions on longitudinal and transverse direction of gas vessel without notch under gas pressure of 50 MPa.

주고 있다. 저장용기 내부표면에서 최대 약 193 MPa의 응력이 발생하였고 외부표면에서 최대 약 109 MPa의 응력이 발생하여 내부표면의 von Mises 응력이 약 1.9배가 높게 발생하였다.

Fig. 7(a),(b)는 각각 가스압력이 50 MPa과 72.3 MPa이 가해졌을 때 저장용기에서 발생한 VMS 분포를 보여주고 있다. 최대 VMS는 각각 193 MPa과 279 MPa이 저장용기 내부표면에서 균일하게 발생하고 있으며 두께방향으로 감소하여 외부표면에서 가장 낮은 109.2 MPa과 158 MPa이 발생하였다.



(a) Gas pressure of 50 MPa

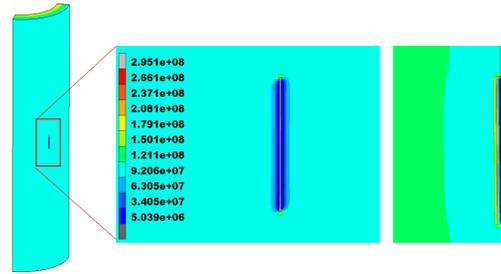


(b) Gas pressure of 72.3 MPa

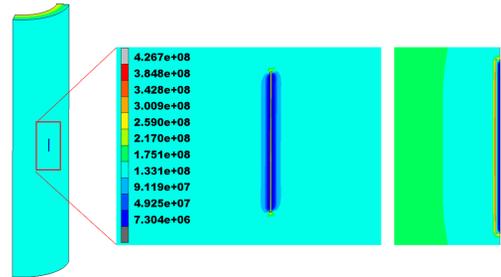
**Fig. 7.** von Mises Stress distributions on gas vessel without notch under gas pressure

Fig. 8과 Fig. 9는 각각 가스압력이 50 MPa와 72.3 MPa가 해졌을 때 저장용기의 외부와 내부표면에서 최대 응력이 발생한 길이방향 노치의 VMS 분포를 보여주고 있다. 가스압력이 50 MPa와 72.3 MPa일 때 저장용기 외부표면의 노치에서 발생한 VMS는 각각 295 MPa와 426 MPa이며 내부표면의 노치에서 발생한 VMS는 각각 501 MPa와 558 MPa이다.

Fig. 10과 Fig. 11은 각각 가스압력이 50 MPa과

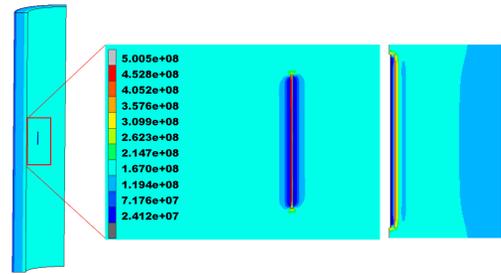


(a) Gas pressure of 50 MPa

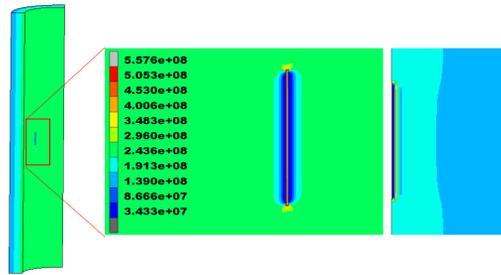


(b) Gas pressure of 72.3 MPa

**Fig. 8.** von Mises Stress distributions on outer surface of gas vessel to the longitudinal direction under gas pressure.

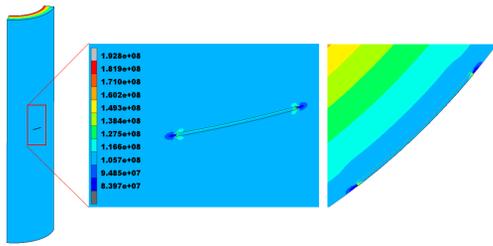


(a) Gas pressure of 50 MPa

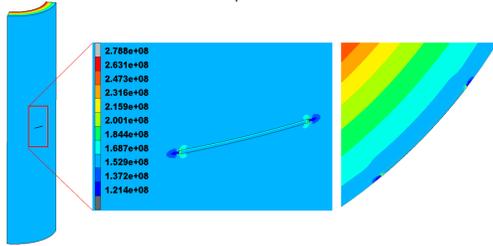


(b) Gas pressure of 72.3 MPa

**Fig. 9.** von Mises Stress distributions on inner surface of gas vessel to the longitudinal direction under gas pressure.

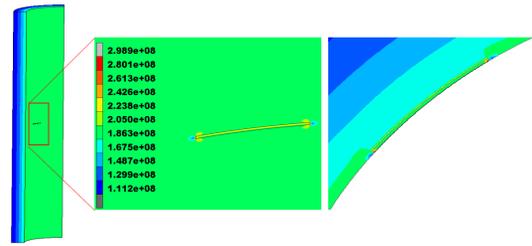


(a) Gas pressure of 50 MPa

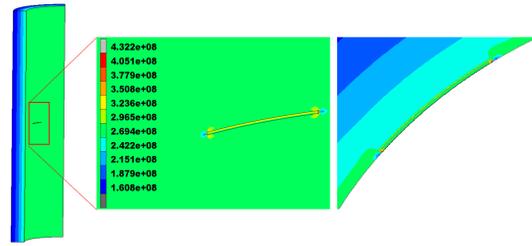


(b) Gas pressure of 72.3 MPa

**Fig. 10.** von Mises Stress distributions on outer surface of gas vessel to the transverse direction under gas pressure.



(a) Gas pressure of 50 MPa

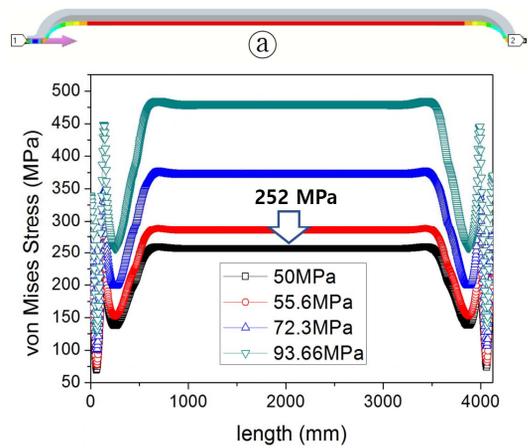


(b) Gas pressure of 72.3 MPa

**Fig. 11.** von Mises Stress distributions on inner surface of gas vessel to the transverse direction under gas pressure.

72.3 MPa가 가해졌을 때 저장용기의 외부와 내부표면에서 최대 응력이 발생한 원주방향 노치의 VMS 분포를 보여주고 있다. 가스압력이 50 MPa와 72.3 MPa일 때 저장용기 외부표면의 노치에서 발생한 VMS는 각각 193 MPa와 279 MPa이며 내부표면의 노치에서 발생한 VMS는 각각 299 MPa와 432 MPa이다. Fig. 8~Fig. 11의 결과로부터 길이방향 노치에서 발생한 최대 VMS가 원주방향 노치보다 높게 발생한 것을 알 수 있다. 이와 같은 결과는 저장용기에서 발생하는 응력은 원주방향보다 길이방향으로 될 경우 즉, 노치 방향이 길이방향일 때 저장용기의 원주방향 응력에 더 큰 영향을 받기 때문이다.

Fig. 12는 수소가스 저장용기 전체 모델링을 대상으로 가스압력의 크기에 따라 길이방향 ①으로 분석한 VMS 분포를 보여주고 있다. 가스압력 50 MPa가 가해질 때 저장용기 중심부에서 발생한 최대 VMS는 약 252 MPa이다. 이것은 동일한 가스압력에서 본 논문에서 수행한 저장용기 길이 1,000 mm 모델링에서 발생한 최대 VMS 193 MPa보다 약 1.31배가 높은 수치이다. 가스압력에 따른 저장용기의 변형을 고려한 VMS는 전체 모델링에서 높게 발생하는 것이 합리적이고, 항복강도 이하의 VMS는 선형적으로 비례하기 때문에 저장용기의 내구성 해석에서 발생한 VMS의 1.31배가 발생한다고 가정하여



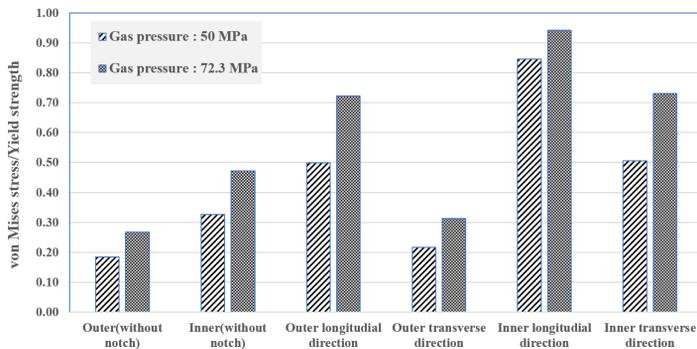
**Fig. 12.** von Mises Stress distributions on gas vessel with full modeling under gas pressure[14].

분석하였다. 해석결과에 VMS와 전체 모델링의 VMS를 고려해 1.31배를 한 수정된 VMS는 Table 3과 같다.

Fig. 13은 수소가스 저장용기에서 발생한 VMS가 Table 3과 같이 해석결과와 1.31배가 발생한다고 가정했을 때 가스압력 50 MPa와 72.3 MPa에서 발생한 VMS( $\sigma_{VMS}$ )와 항복강도( $\sigma_{Yield}$ ) 772 MPa의 비율을

**Table 3.** Modified VMS considering full modeling of Vessel

Gas pressure (MPa)	Notch	Position	VMS (MPa)	Modified VMS (MPa) (=VMS×1.31)
50	Without	Outer surface	109	142.8
		Inner surface	193	252.8
	With	Outer surface to longitudinal direction	295.5	387.1
		Outer surface to transverse direction	128.25	168.0
		Inner surface to longitudinal direction	500.5	655.7
		Inner surface to transverse direction	298.9	391.6
72.3	Without	Outer surface	158	207.0
		Inner surface	278.8	365.2
	With	Outer surface to longitudinal direction	426.7	559.0
		Outer surface to transverse direction	185.5	243.0
		Inner surface to longitudinal direction	557.6	730.5
		Inner surface to transverse direction	432.2	566.2



**Fig. 13.** Comparison of VMS/Yield strength of gas vessel under gas pressure.

비교한 결과이다. 노치가 형성되지 않은 저장용기에서 발생한 응력비( $\sigma_{VMS}/\sigma_{Yield}$ )는 가스압력 50 MPa에서 최대 VMS가 발생한 내부표면에서 약 0.33과 0.18로 이 수치는 가스압력 72.3 MPa에서 약 0.47과 0.27로 증가하지만 매우 안정적이다.

노치가 형성된 저장용기의 경우 가스압력 50 MPa에서 최대 VMS가 발생하는 노치에서 길이방향의 응력비( $\sigma_{VMS}/\sigma_{Yield}$ )는 저장용기 내부와 외부가 각각 0.85와 0.50로 크게 증가하였고 가스압력 72.3 MPa에서는 각각 0.94와 0.72로 다시 증가하였다. 그

러나 노치가 형성된 저장용기에서 발생한 VMS가 항복강도보다 낮게 발생하였다. 그러나 실제 수소 가스에 의해 저장용기 재료의 항복강도가 감소하고 [15], 수소이온 침투로 인한 수소취성 현상도 있기 때문에 [16] VMS와 항복응력과의 비교는 수소에 의해 변화된 재료의 항복강도를 고려해 재분석할 필요가 있다.

## V. 결론

본 논문에서는 가스압력을 고려할 때 수소가스 저장용기의 적정 두께를 평가하기 위해 ISO 18119의 노치형상에 따라 수소가스 저장용기에서 발생한 VMS를 운영 압력인 50 MPa과 수압 평가 압력인 72.3 MPa 조건에서 유한요소법으로 해석하였다. 해석결과에 따르면 길이방향 노치에서 발생한 최대 VMS가 원주방향 노치보다 높게 발생하였다. 이와 같은 결과는 저장용기에서 발생하는 응력은 원주방향인 길이방향보다 크기 때문에 노치형상이 원주방향과 수직방향으로 될 경우 즉, 노치방향이 길이방향일 때 저장용기의 원주방향 응력에 더 큰 영향을 받기 때문이다. 또한, 본 논문에서는 저장용기의 적정 두께를 판단하기 위해 VMS( $\sigma_{VMS}$ )와 항복강도( $\sigma_{yield}$ )의 응력비( $\sigma_{VMS}/\sigma_{yield}$ )로 분석하였다.

해석결과에 따르면 노치가 형성되지 않은 저장용기에서 발생한 응력비( $\sigma_{VMS}/\sigma_{yield}$ )는 가스압력 50 MPa에서 최대 VMS가 발생한 내부표면에서 약 0.33과 0.18로 매우 낮고, 노치가 길이방향으로 형성된 저장용기의 경우 가스압력 50 MPa에서 저장용기 내부와 외부가 각각 0.85와 0.50로 증가하였으나 1보다 낮게 분석되었다. 이러한 결과로부터 저장용기의 두께는 적정하게 설계되었다고 판단할 수 있으나 본 논문에 적용된 항복강도는 수소가스에 의해 낮아질 수 있기 때문에 향후 시험평가를 통해 변화된 재료의 항복강도를 고려해 적정 두께 여부를 재평가할 필요가 있다.

## 감사의 글

본 연구는 2023년도 산업통상자원부의 재원으로 한국에너지기술평가원(KETEP)의 연구비 지원으로 수행되었으며, 지원에 감사를 드립니다 (NO. 20215810100040).

## REFERENCES

[1] The GVR, worldwide NGV statistics, (2010)

- [2] Park J. S., Jeung S. S., and Chung J. H., "Cycling life prediction method considering compressive residual stress on liner for the filament-wound composite cylinders with metal liner", *Composites Research*, 19(1), 22-28, (2006)
- [3] Hu Y. D., HU Z. Z., and CAO S. Z., "Theoretical study on Manson-Coffin equation for physically short cracks and lifetime prediction", *Science China Technological Sciences*, 55, 34-42, (2012)
- [4] Kwak D. H., Roh H. R., Kim J. K., and Cho S. B., "A Study on Fretting Fatigue Life Prediction for Cr-Mo Steel(SCM420)", *KSPE*, 24(1), 123-130, (2007)
- [5] Prashant N. and Abhay U., "Fatigue Analysis of 6300 Liters Pressure Vessel By Using Cyclic Service", *IJMTER*, 1740-1745, (2014)
- [6] Kim C. K. and Cho S. H., "Finite Element Analysis of Stress Behaviour Characteristics in Gas Pressure Vessels", *KIGAS*, 17(3), 58-64, (2003)
- [7] Wee S. U., Seok C. S., Koo J. M., and Lee J. M., "Prediction of Low-Cycle Fatigue Life of In738LC Using Plastic Strain Energy Density", *J. Korean Soc. Precis. Eng.*, 36(4), 401-406, (2019)
- [8] Kim C. K. and Cho S. H., "FE Analysis on the Design Safety of Inner Tank Bottom Plate in Terms of Cryogenic Temperature Loadings", *KIGAS*, 8(3), 8-15, (2004)
- [9] Kim C.K., Cho S. H., Suh H. S., Hong S. H., Lee S.R., Kim Y.G., and Kwon B.G., "On the Leakage Safety Analysis of 9% Nickel Type LNG Storage Tank with Thermal Resistance Effects", *KIGAS*, 9(1), 1-9, (2005)
- [10] International Standard ISO 18119 ; Gas cylinders — Seamless steel and seamless aluminium-alloy gas cylinders and tubes — Periodic inspection and testing
- [11] N.E. Dowling, Mechanical Behavior of Materials, Second Edition, p.257, p.261, Prentice Hall Inc.
- [12] Low cost hydrogen storage at 875 bar using steel liner and steel wire wrap, Project Performance Period: 9/15/2014 -08/31/2018, WireTough Cylinders, LLC, December 17, (2018)
- [13] MSC/MARC 2022, user's manual, (2022)
- [14] Seunghyun Cho, Sung Kwang Byon, Yun Tae Kim, Ha Young Choi, "A Numerical Analysis on the Stress Behavior Characteristics of a Pressure Vessel for Hydrogen Filling by FEM", *KIGAS*,

- 26(3), 38~44, (2022)
- [15] Darya Rudomilova, Gerald H. Luckeneder, “Techniques for investigation of hydrogen embrittlement of advanced high strength steels”, *Corrossion Reviews*, 36(5), 413-434, (2018)
- [16] Harshad Kumar Dharamshi Hansraj Bhadeshia, “Prevention of Hydrogen Embrittlement in Steels”, *ISIJ International*, 56, 24-36, (2016)