

## 복합모델을 이용한 CNG 복합재 압력용기 최적설계

### Optimal Design for CNG Composite Vessel Using Coupled Model with Liner and Composite Layer

배준호<sup>1</sup>, 이현우<sup>2</sup>, 김문생<sup>1</sup>, 김철<sup>2,✉</sup>

Jun Ho Bae<sup>1</sup>, Hyun Woo Lee<sup>2</sup>, Moon-Saeng Kim<sup>1</sup>, and Chul Kim<sup>2,✉</sup>

<sup>1</sup> 부산대학교 기계공학부 (School of Mechanical Engineering, Pusan Nat'l Univ.)

<sup>2</sup> 부산대학교 기계기술연구원 (Research Institute of Mechanical Technology, Pusan Nat'l Univ.)

✉ Corresponding author: chulki@pusan.ac.kr, Tel: 051-510-2489

Manuscript received: 2012.4.27 / Revised: 2012.6.21 / Accepted: 2012.6.29

*In this study, CNG composite vessel is analyzed by using coupled model with liner and composite layer. For the coupled model, a method using theoretical analysis and FEA is suggested: elastic solution for laminated tube is used for theoretical analysis of the composite vessel, FEA is performed to the model of CNG composite vessel in actual conditions. On the basis of these results, optimal thickness and winding angle of the composite layer considering the material properties and thickness of the liner are determined. The results of theoretical analysis and FEA are compared with those carried out in previous studies for verifying the suggested analysis method.*

Key Words: CNG Composite Vessel (천연가스 복합재 압력용기), Coupled Model (복합모델), Liner (라이너), Composite Layer (복합재층), Bursting Pressure (파열압력), FEA (유한요소해석)

#### 1. 서론

섬유강화 복합재료(FRP)는 일반 금속재료에 비해 비강성(Specific stiffness)과 비강도(Specific strength)가 높고 내식성과 내피로성 등이 우수한 기계적 성질을 나타내므로 구조물의 경량화가 요구되는 여러 산업분야에서 널리 사용되고 있는 추세이다.<sup>1,2</sup> 이러한 복합재료의 제조 공법 중 필라멘트 와인딩 공법은 실린더 형태의 구조물 제작에 매우 유리한 특성을 가지고 있으므로 경량화 · 고내압이 요구되는 압력용기에 응용되고 있다.<sup>3-5</sup>

복합재료를 이용하여 제작되는 필라멘트 와인딩 압력용기는 기존의 금속압력용기에 비해 무게가 가벼우면서 강한 내식성을 가지고 있다. 또한,

파괴 양상에 있어서 기존의 금속 압력용기의 경우 급격한 폭발 형태인 반면, 필라멘트 와인딩 압력용기는 내부 기체의 누출 형태의 파괴가 이루어지기 때문에 파괴 안정성 대한 장점을 가지고 있다.

금속 라이너(Liner)에 복합재료(Composite material)를 보강한 구조의 압력용기는 라이너의 실린더 부분만 후프 와인딩(Hoop winding)으로 보강되는 형태 (Type II)와 라이너의 돔(Dome)부까지 헬리컬 와인딩(Helical winding)으로 보강되는 형태 (Type III)로 나뉘어 사용되고 있다. 현재 개발되어 사용되고 있는 자동차용 CNG(Compressed Natural Gas) 압력용기의 경우, Fig. 1 과 같이 실린더 부분만 후프 와인딩 되어있는 Type II 구조이며, 복합재료의 적층각도는 90°이다.



Fig. 1 CNG composite vessel for vehicle (Type II)

기존의 CNG 복합재 압력용기에 대해 복합재층 자체에 대한 응력 해석 및 물성치 평가에 대한 연구와 라이너 돔 부분의 형상설계<sup>2,3</sup> 등과 같은 독립적 관점에서의 연구들은 활발히 이루어지고 있으나, 라이너와 복합재층(Composite layer)을 동시에 고려 또는 연계한 복합모델(Coupled model)에 대한 응력해석 및 최적설계에 관한 연구는 부족한 실정이다. 그로 인해, 라이너의 물성치와 두께가 고려된 최적의 복합재층의 두께를 결정하기 어려웠으며, 이는 복합재층의 과도한 두께로 인한 복합재의 낭비를 유발 할 수 있는 요인이 된다. 실제 Fig. 2 에서와 같이 복합재층 자체의 파손 보다는 라이너 층의 파손에 따른 복합재층의 와인딩된 섬유 사이로 가스누출에 의한 연쇄적인 파열이 주를 이루며, 돔 부분의 갑작스런 파손도 발생하고 있으므로 이에 대한 원인 분석 및 개선을 위한 해석 기법의 확립이 필요한 실정이다.



Fig. 2 Failures of composite layer and dome part in the vessel

본 연구에서는 등방성 물질(Isotropic material)과 직교이방성 물질(Orthotropic material)로 각각 가정 한 라이너와 복합재층으로 이루어진 다층 구조의 복합모델에 대한 이론적 해석 및 FEA 를 이용한 해석기법을 제시하고, 해석 결과를 바탕으로 라이너의 물성치 및 두께가 고려된 복합재층의 최적의 두께 및 적층각도를 결정하였다. 또한, 기존 연구

에서의 CNG 복합재 압력용기 파열실험 결과<sup>3</sup>와 본 연구에서 제시한 해석기법에 의한 결과를 비교·고찰 하여 신뢰성을 검증하였다.

## 2. 이론적 해석

### 2.1 응력 해석

적층 튜브구조의 복합재에 대한 이론적 해석에는 Herakovich 등에 의해 제시된 단층 구조(Single layer)의 원형 실린더에 대한 탄성해법(Elastic solution)<sup>6,7</sup> 과, 이를 바탕으로 다층 구조로 확장시킨 적층 원형 실린더 모델(Laminated tube)의 탄성해법이 있다.<sup>6</sup>

복합모델을 이용한 복합재 압력용기의 이론적 해석을 위하여 Fig. 3 과 같이 적층 구조의 원형 실린더 모델(Laminated tube)을 사용하였다. 하중 조건은 오직 실린더의 내부에 축 대칭의 일정한 내압( $P_i$ ) 만이 작용하며 온도 변화는 고려하지 않았다. N 개의 층으로 이루어진 적층 구조이며, 실린더 내부 반경은  $R_i$ , 외부 반경은  $R_o$  이다. 복합재층은 직교이방성 물질로, 층과 층의 접촉 조건은 완전 접착(Perfect bonding)으로 가정하였다.

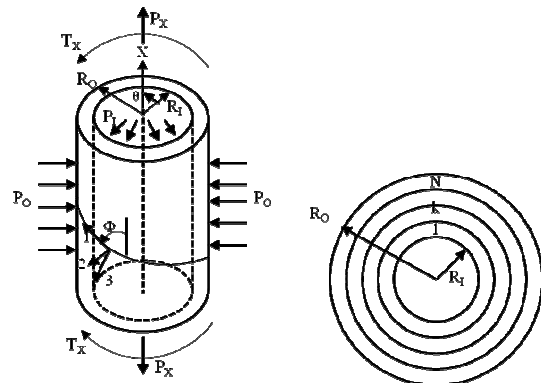


Fig. 3 Theoretical model for laminated tube

직교이방성 물질의 킴플라이언스 행렬(Compliance matrix)에 대하여 역행렬을 통하여 강성계수 행렬(Stiffness coefficients matrix)을 구하면 식 (1)과 같다.

식 (1)은 재료주좌표계(Principal material coordinate 1, 2, 3)에 대한 식이므로, 축방향에 대해 섬유가  $\phi$  의 각도로 보강된 층의 전체 원통 좌표계(Global cylindrical coordinates)에 대한 강성계수 행렬은  $\phi$

$$\begin{Bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \\ \tau_{23} \\ \tau_{31} \\ \tau_{12} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} & 0 & 0 & 0 \\ C_{12} & C_{22} & C_{23} & 0 & 0 & 0 \\ C_{13} & C_{23} & C_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & C_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \varepsilon_3 \\ \gamma_{23} \\ \gamma_{31} \\ \gamma_{12} \end{Bmatrix} \quad (1)$$

만큼의 좌표 변환을 통해 식 (2)와 같이 얻어진다.<sup>6</sup>

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_\theta \\ \sigma_r \\ \tau_{x\theta} \\ \tau_{xr} \\ \tau_{x\theta} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{C}_{11} & \bar{C}_{12} & \bar{C}_{13} & 0 & 0 & \bar{C}_{16} \\ \bar{C}_{12} & \bar{C}_{22} & \bar{C}_{23} & 0 & 0 & \bar{C}_{26} \\ \bar{C}_{13} & \bar{C}_{23} & \bar{C}_{33} & 0 & 0 & \bar{C}_{36} \\ 0 & 0 & 0 & \bar{C}_{44} & \bar{C}_{45} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \bar{C}_{34} & \bar{C}_{55} & 0 \\ \bar{C}_{16} & \bar{C}_{26} & \bar{C}_{36} & 0 & 0 & \bar{C}_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_\theta \\ \varepsilon_r \\ \gamma_{x\theta} \\ \gamma_{xr} \\ \gamma_{x\theta} \end{Bmatrix} \quad (2)$$

여기서,  $x$  는 축방향,  $\theta$  는 원주방향,  $r$  은 반경방향이다.

적층 원형 실린더 모델(Laminated tube)의 탄성해법을 통해  $\lambda$ ,  $\Gamma$ ,  $\Omega$  를 아래 식 (3)과 같이 정의하였고, 이를 통해 구해진 응력 성분들을 아래 식 (4)에 나타내었다.<sup>6</sup>

$$\begin{aligned} \lambda &= \sqrt{\frac{\bar{C}_{22}}{\bar{C}_{33}}} \\ \Gamma &= \left( \frac{\bar{C}_{12} - \bar{C}_{13}}{\bar{C}_{33} - \bar{C}_{22}} \right) \\ \Omega &= \left( \frac{\bar{C}_{26} - 2\bar{C}_{36}}{4\bar{C}_{33} - \bar{C}_{22}} \right) \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \tau_{x\theta} &= \{\bar{C}_{16} + (\bar{C}_{26} + \bar{C}_{36})\Gamma\}\varepsilon_x^0 + \{\bar{C}_{66} + (\bar{C}_{26} + 2\bar{C}_{36})\Omega\}\gamma^0 r \\ &\quad + (\bar{C}_{26} + \lambda\bar{C}_{36})A_1 r^{\lambda-1} + (\bar{C}_{26} - \lambda\bar{C}_{36})A_2 r^{-\lambda-1} \\ \sigma_x &= \{\bar{C}_{11} + (\bar{C}_{13} + \bar{C}_{12})\Gamma\}\varepsilon_x^0 + [(\bar{C}_{12} + 2\bar{C}_{13})\Omega + \bar{C}_{16}]\gamma^0 r \\ &\quad + (\bar{C}_{12} + \lambda\bar{C}_{13})A_1 r^{\lambda-1} + (\bar{C}_{12} - \lambda\bar{C}_{13})A_2 r^{-\lambda-1} \\ \sigma_\theta &= \{\bar{C}_{12} + (\bar{C}_{22} + \bar{C}_{23})\Gamma\}\varepsilon_x^0 + [(\bar{C}_{22} + 2\bar{C}_{23})\Omega + \bar{C}_{26}]\gamma^0 r \\ &\quad + (\bar{C}_{22} + \lambda\bar{C}_{23})A_1 r^{\lambda-1} + (\bar{C}_{22} - \lambda\bar{C}_{23})A_2 r^{-\lambda-1} \\ \sigma_r &= \{\bar{C}_{13} + (\bar{C}_{23} + \bar{C}_{33})\Gamma\}\varepsilon_x^0 + [(\bar{C}_{23} + 2\bar{C}_{33})\Omega + \bar{C}_{36}]\gamma^0 r \\ &\quad + (\bar{C}_{23} + \lambda\bar{C}_{33})A_1 r^{\lambda-1} + (\bar{C}_{23} - \lambda\bar{C}_{33})A_2 r^{-\lambda-1} \end{aligned} \quad (4)$$

미지수의 개수는  $2N+2$  ( $\varepsilon_x^0, \gamma^0, A_1^{(k)}, A_2^{(k)}$ )이며, 미지수를 얻기 위하여  $2N+2$  개의 연립방정식이 필요하다. 여기서  $\varepsilon_x^0$  는 균일 축 변형율(Uniform axial

strain),  $\gamma^0$  는 단위 길이 당 비틀림 각도(Angle of twist per unit length),  $A_1^{(k)}$  과  $A_2^{(k)}$  는 적분 상수이다.

### 2.2 연립방정식

필요한 연립방정식은 축방향 힘과 토크에 대한 평형방정식, 내부 및 외부 표면에서의 수직응력에 대한 경계조건, 그리고 층 사이 경계면에서의  $2(N-1)$ 개의 연속 조건들로부터 얻어진다.

#### 1) 축력 (Axial force)

내경이  $R_i$ , 외경이  $R_o$  인  $N$  개의 층으로 된 적층 튜브에서의 축력 ( $P_x$ )에 대한 식은 아래와 같다.

$$P_x = \int_{R_i}^{R_o} 2\pi\sigma_x r dr = 2\pi \sum_{k=1}^N \int_{r_{k-1}}^{r_k} \sigma_x^{(k)}(r) r dr \quad (5)$$

여기서,  $r$  은 반경,  $\sigma_x$  는 축 방향 응력,  $k$  는 각 층 ( $1, \dots, N$ )을 나타낸다.

#### 2) 토크 (Torque)

내경이  $R_i$ , 외경이  $R_o$  인  $N$  개의 층으로 된 적층 튜브에서의 토크 ( $T_x$ )에 대한 식은 아래와 같다.

$$T_x = 2\pi \int_{R_i}^{R_o} \tau_{x\theta} r^2 dr = 2\pi \sum_{k=1}^N \int_{r_{k-1}}^{r_k} \tau_{x\theta}^{(k)}(r) r^2 dr \quad (6)$$

여기서,  $\tau_{x\theta}$  는 축과 원주방향에 대한 전단응력을 나타낸다.

#### 3) 경계조건 (Boundary Conditions)

내부 표면,  $r = R_i$  ( $k = 1$ )에 균일한 압력 ( $P_i$ ) 만이 작용하는 적층 원통 구조에서는 단층 구조일 때와 동일한 경계조건을 가지며 아래의 식 (7)로 표현된다.

$$-P_i = \{\bar{C}_{13}^{(1)} + (\bar{C}_{23}^{(1)} + \bar{C}_{33}^{(1)})\Gamma^{(1)}\}\varepsilon_x^0 + [(\bar{C}_{23}^{(1)} + 2\bar{C}_{33}^{(1)})\Omega^{(1)} + \bar{C}_{36}^{(1)}]\gamma^0 R_i \\ + (\bar{C}_{23}^{(1)} + \lambda^{(1)}\bar{C}_{33}^{(1)})A_1^{(1)} R_i^{\lambda^{(1)}-1} + (\bar{C}_{23}^{(1)} - \lambda^{(1)}\bar{C}_{33}^{(1)})A_2^{(1)} R_i^{-\lambda^{(1)}-1} \quad (7)$$

외부 표면,  $r = R_o$  ( $k = N$ )에서의 경계조건은 아래와 같으며 외부 표면에 작용하는 압력 ( $P_o$ )는 식 (8)로 표현된다.

$$-P_o = \{\bar{C}_{13}^{(N)} + (\bar{C}_{23}^{(N)} + \bar{C}_{33}^{(N)})\Gamma^{(N)}\}\varepsilon_x^0 + [(\bar{C}_{23}^{(N)} + 2\bar{C}_{33}^{(N)})\Omega^{(N)} + \bar{C}_{36}^{(N)}]\gamma^0 R_o \\ + (\bar{C}_{23}^{(N)} + \lambda^{(N)}\bar{C}_{33}^{(N)})A_1^{(N)} R_o^{\lambda^{(N)}-1} + (\bar{C}_{23}^{(N)} - \lambda^{(N)}\bar{C}_{33}^{(N)})A_2^{(N)} R_o^{-\lambda^{(N)}-1} \quad (8)$$

4) 경계면 응력과 변위의 연속조건 (Traction and displacement continuity requirements)

각 층의 경계면에서는 반경방향 응력에 대한 연속성을 나타내는 식 (9)와 반경방향 변위에 대한 연속성을 나타내는 식 (10)을 만족해야 한다. N 개의 층으로 이루어진 적층 구조에서는 N-1 개의 경계면이 존재하며, 각 경계면에서의 연속성에 대한 식은 총 2(N-1)개 이다. 따라서, 식 (5)-(8)과 연속성에 대한 식으로부터 2N+2 개의 미지수를 계산할 수 있다.

$$\sigma_r^{(k)} = \sigma_r^{(k+1)} \quad (\text{interfaces } k = 1, N-1) \quad (9)$$

$$w^{(k)} = w^{(k+1)} \quad (\text{interfaces } k = 1, N-1) \quad (10)$$

2.3 파손여부 판단

라이너는 Von-Mises 최대 유효응력과 항복응력 (840 MPa)을 비교하여 파손여부를 판단하며, 와인딩된 복합재층의 경우에는, 현장 경험을 토대로 E-glass/epoxy 복합재 자체가 파손에 견딜 수 있는 응력 상태의 약 12% 수준의 응력 상태에서 섬유 사이의 가스 누출이 발생하여 파열된다고 가정하였다. 이에, 복합재층의 경우 파열이 일어나는 Tsai-Hill 값 1 의 12% 수준인 0.12 를 파열이 일어나는 값으로 정하였다.

Von-Mises 유효응력과 Tsai-Hill 값은 식 (11)과 식 (12)에 의해 각각 계산된다. 이방성 계수들은 식 (13)과 같이 정의되고, S, Q, R 은 각 방향의 전단 강도이며, X, Y, Z 는 각 방향으로의 항복 강도이다.<sup>6,8,9</sup>

$$(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2) = 2\sigma_e^2 \quad (11)$$

$$(G+H)\sigma_1^2 + (F+H)\sigma_2^2 + (F+G)\sigma_3^2 - 2H\sigma_1\sigma_2 - 2G\sigma_1\sigma_3 - 2F\sigma_2\sigma_3 + 2L\tau_{23}^2 + 2M\tau_{13}^2 + 2N\tau_{12}^2 = 1 \quad (12)$$

$$\begin{aligned} 2N &= \frac{1}{S^2} & 2L &= \frac{1}{Q^2} & 2M &= \frac{1}{R^2} \\ 2H &= \frac{1}{X^2} + \frac{1}{Y^2} - \frac{1}{Z^2} \\ 2G &= \frac{1}{X^2} - \frac{1}{Y^2} + \frac{1}{Z^2} \\ 2F &= -\frac{1}{X^2} + \frac{1}{Y^2} + \frac{1}{Z^2} \end{aligned} \quad (13)$$

2.4 이론적 해석 결과

2.4.1 기존 CNG 압력용기의 응력해석

내부 표면에 내압(25.872 MPa)이 작용할 때, 3 장

에서 제시하는 Table 5 의 물성치 및 형상 조건을 2.1~2.3 장의 이론적 해석기법에 적용하면 라이너 부분의 응력은 아래 식 (14)과 같이 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} \tau_{x\theta} &= 0 \\ \sigma_x &= 0.003962 \\ \sigma_\theta &= 0.384419 + 0.009595 r^{-2} \\ \sigma_r &= 0.384419 - 0.009595 r^{-2} \end{aligned} \quad (14)$$

90°로 감겨진 복합재층 역시 Table 6 의 물성치 및 형상 조건을 2.1~2.3 장의 이론적 해석기법에 적용하면 아래 식 (15)을 얻는다.

$$\begin{aligned} \tau_{x\theta} &= 0 \\ \sigma_x &= -0.009748 + 0.103748r^{0.992140} - 0.000042r^{-2.992140} \\ \sigma_\theta &= -0.003979 + 0.448015r^{0.992140} + 0.000308r^{-2.992140} \\ \sigma_r &= -0.003979 + 0.224891 r^{0.992140} - 0.000155 r^{-2.992140} \end{aligned} \quad (15)$$

식 (14), (15)을 통해 계산된 라이너와 복합재층에서의 최대 응력값들을 Table 1 에 나타내었다.

Table 1 Maximum stresses in the liner and E-glass/epoxy (single layer 90°)

	Liner (34CrMo4)	E-glass/epoxy (single layer 90°)
$\tau_{x\theta}$	0	0
$\sigma_x$	3.962 MPa	-3.764 MPa
$\sigma_\theta$	791.638 MPa	145.312 MPa
$\sigma_r$	-22.800 MPa	-7.141 MPa

내압을 증가시켜가며 동일한 계산과정을 통하여 유효응력 및 Tsai-Hill 값을 구하였으며 이를 Table 2 에 나타내었다.

Table 2 의 결과를 토대로, 고압가스 안전관리 기준인 상용압력의 1.25 배의 내압(25.872 MPa)에서, 기존 CNG 복합재 압력용기의 라이너 부분의 유효응력은 801.392 MPa (< 840 Mpa 항복응력), Tsai-Hill 값은 0.026983 (< 0.12)으로 파열이 일어나지 않음을 보여준다. 40.872~50.872 MPa 의 내압이 작용할 경우, 라이너 부분의 유효응력은 항복응력보다 큰 약 1,268~1,586 MPa 의 응력분포는 나타내었으나, 복합재층 부분에서는 Tsai-Hill 값이 0.12 보다 작은 약 0.06~0.08 의 Tsai-Hill 값을 나타내었다. 이에, 라이너에서는 파손이 일어나지만 가스누출에 따른 복합재층에서의 파열은 일어나지 않는 것으로 판단

Table 2 Theoretical effective stresses in the liner and E-glass/epoxy (single layer 90°) according to the internal pressures

Internal pressure	Liner (34CrMo4)	E-glass/epoxy (single layer 90°)
	Von-Mises effective stress	Tsai-Hill value
25.872 MPa	801.392 MPa	0.026983
40.872 MPa	1268.419 MPa	0.062136
50.872 MPa	1586.510 MPa	0.083579
55.872 MPa	1745.602 MPa	0.111937
60.872 MPa	1894.387 MPa	0.133533

된다. 내압을 55.872~60.872 MPa 로 증가시킬 경우, 라이너의 유효응력은 약 1,745~1,894 MPa 로 파손이 발생하고, 복합재층의 Tsai-Hill 값이 파열 발생 Tsai-Hill 값 0.11~0.13 를 나타내므로 복합재 섬유사이로의 가스 누출이 발생하여 파열이 일어날 것으로 사료된다.

**2.4.2 복합재층의 적층각도에 따른 응력해석**

적층 각도에 따른 복합재 압력용기의 응력 해석을 수행하였다. 기존 모델의 적층각도인 90°를 기준으로 적층 각도를 5°간격으로 변화시켜가며 라이너 부분과 복합재층 부분의 응력 해석 및 파손 여부를 분석하여 그 결과를 Table 3 에 나타내었다.

Table 3 Failure criteria (Von-Mises and Tsai-Hill) of the liner and E-glass/epoxy according to the winding angles

	Liner (34CrMo4)	E-glass/epoxy
	Von-Mises effective stress (Y.S : 840 MPa)	Tsai-Hill value
90°	801.392 MPa	0.026983
85°	801.229	0.309881
80°	816.026	1.173282
60°	874.933	4.773171
45°	939.141	2.775747
30°	993.297	0.704279

Table 3 에 의하면 기존 복합재 압력용기(적층각도 90°)에서의 최대 유효응력(801.392 MPa)보다 낮

은 응력을 가지면서 복합재층의 파손도 일어나지 않는 적층각도는 85°임을 알 수 있다. 80°의 적층각도에서는 복합재층의 파손, 60°와 45°의 적층각도에서는 라이너와 복합재층에서 모두 파손, 30°의 적층각도에서는 라이너 부분의 파손에 따른 복합재층의 섬유 사이로 가스누출에 의한 파열이 예상된다.

**2.4.3 복합재층의 적층두께에 따른 응력해석**

최적의 적층 각도 85°인 복합재층에 대해 기존의 적층 두께인 6 mm 부터 5.4 mm, 5 mm, 4 mm 일 때의 해석결과를 기존 모델과 비교하여 Table 4 에 나타내었다. 압력용기에 관한 안전관리기준에 근거하여 상용압력의 1.25 배(25.872 MPa)를 가했을 때, 라이너와 복합재층 모두가 항복응력 이하의 안전항응력값을 가지는 복합재층의 두께들 중에서 최소 두께를 최적값으로 결정하였다.

Table 4 Failure criteria (Von-Mises and Tsai-Hill) according to thicknesses and winding angles of composite layer by theoretical analysis

Case	Liner (34CrMo4)	E-glass/epoxy
	Von-Mises effective stress (Y.S : 840 MPa)	Tsai-Hill theory
90° (6 mm)	801.392 MPa	0.026983
(5.4 mm)	826.354	0.024506
(5 mm)	839.592	0.023194
(4 mm)	867.804	0.021288
85° (6 mm)	801.229	0.309881
(5.4 mm)	815.702	0.313618
(5 mm)	828.819	0.316840
(4 mm)	857.039	0.392458

Table 4 에 의하면 기존 모델 (90°)의 경우, 적층 두께가 5.4 mm 일 때, 안전하였으며, 5 mm 에서는 항복응력에 거의 근접한 응력을 나타내며, 4 mm 에서는 항복응력보다 큰 응력을 나타내어 파손될 것으로 사료된다.

최적의 적층각도 85°의 경우, 적층두께 5.4 mm 와 5 mm 에 대하여 모두 항복응력보다 낮은 응력을 나타내어 안전한 것으로 사료되며, 두께가 4 mm 인 경우에는 파손될 것으로 판단된다.

### 3. 유한요소 해석

#### 3.1 모델링 및 경계조건

실제 사용되고 있는 자동차용 CNG 고압 용기와 동일한 형상 및 치수를 Fig. 4 에 나타내었다. 해석 모델은 축 대칭 모델 (총 요소의 수: 5188 개) 을 사용하였으며, 돔 부분과 실린더 부분으로 구분된다. 또한, 경계조건은 실제 자동차용 CNG 복합재 고압용기에 적용되는 조건과 동일하게 Table 5 에 나타낸 물성치를 갖는 라이너(34CrMo4) 내부 표면에 축 대칭의 균일한 내압 25.872 MPa 을 적용하였고, 복합재층(E-glass/epoxy)의 물성치는 Table 6 에 나타내었다. Fig. 5 는 상기의 조건으로 모델링을 수행한 결과를 보여준다.

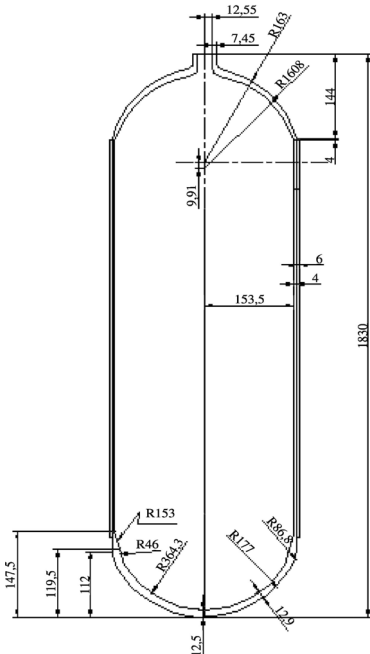


Fig. 4 Dimensions of the CNG composite vessel

Table 5 Material properties of the liner (34CrMo4)

Density, $g/cm^3$	Elastic modulus $E$ , GPa	Shear modulus $G$ , GPa
7.85	199.92	80.0
Poisson's ratio $\nu$	Yield strength MPa	Shear strength MPa
0.25	840.84	600 MPa

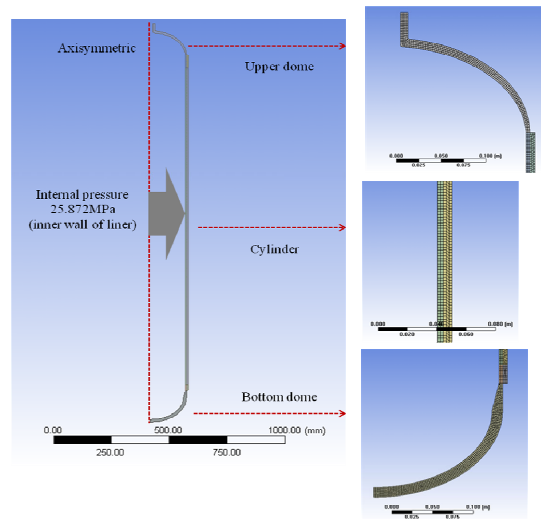


Fig. 5 Numerical model with axisymmetric condition

Table 6 Effective properties of unidirectional composite (E-glass/epoxy)

Density $g/cm^3$	Axial modulus $E_1$ , GPa	Transverse modulus $E_2$ , GPa
2.10	39	8.6
Poisson's ratio $\nu_{12}$	Poisson's ratio $\nu_{23}$	Shear modulus $G_{12}$ , GPa
0.217	0.366	3.8
Shear modulus $G_{23}$ , GPa	Axial tensile strength $X_T$ , MPa	Transverse tensile strength $Y_T$ , MPa
3.26	1080	39

#### 3.2 유한요소 해석 결과

##### 3.2.1 기존 CNG 압력용기의 유한요소해석

3.1 장의 유한요소 해석조건을 토대로 기존 CNG 복합재 압력용기 (Type II)에 대한 FEA 를 수행한 결과를 Fig. 6~8 에 나타내었고, 이론적 해석결과와의 비교를 Table 7 에 나타내었다.

Table 7 은 라이너의 실린더 부분에서는 약 6%, 복합재층에서는 약 9%의 오차 범위 내에서 비교적 잘 일치함을 보여준다. 복합재층의 축방향의 항복강도(39 MPa)와 반경방향의 항복강도(39 MPa) 는 원주방향의 항복강도(1,080 MPa)에 비해 매우 낮으며, 이론적 해석에 의한 축(Axial) 방향 응력(-3.76 MPa)과 반경(Radial)방향 응력(-7.14 MPa)은

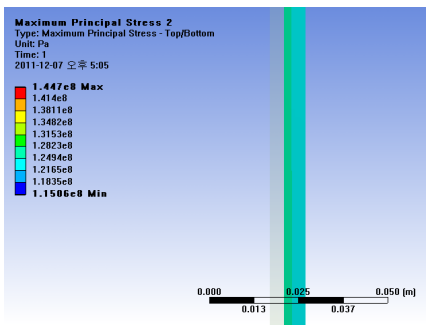


Fig. 6 Hoop stress at cylinder part of the composite layer in existing design condition (E-glass/epoxy; 90°, 6 mm)

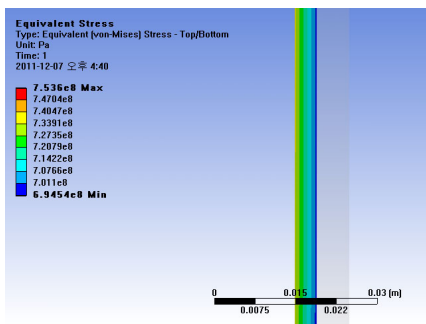


Fig. 7 Von-Mises stress at cylinder part of the liner in existing design condition (E-glass/epoxy; 90°, 6 mm)

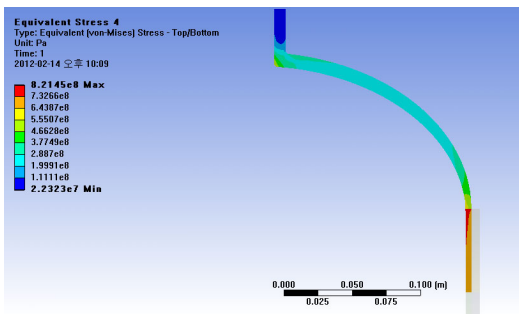


Fig. 8 Von-Mises stress at upper dome part of the liner in existing design condition (E-glass/epoxy; 90°, 6 mm)

FEA 에 의한 축 방향 응력(-1.27 MPa)과 반경방향 응력(-5.35 MPa)과의 작은 응력차이(약 2 MPa)에도 각 방향의 항복응력이 적용되는 Tsai-Hill 식 (12)~(13)의 특성 상 복합재층의 오차가 더 크게 나타남을 알 수 있다.

Table 7 Comparison between theoretical result and FEA result at cylinder part of the liner in existing design condition (E-glass/epoxy; 90°, 6 mm)

Liner (34CrMo4) Von-Mises effective stress		E-glass/epoxy (single layer 90°)		
Theory	FEA	Theory	FEA	
801.39 MPa	753.68 MPa	Hoop stress	145.31 MPa	144.7 MPa
		Axial stress	-3.76 MPa	-1.27 MPa
		Radial stress	-7.14 MPa	-5.35 MPa
		Tsai-Hill value	0.02698	0.02974

라이너의 돔 부분에 대하여 FEA 해석을 수행한 결과를 Table 8 에 나타내었다. 돔과 실린더 부의 연결 부분에 응력 집중이 나타났으며, 위쪽 돔 부분이 821.45 MPa 이고, 아래쪽 돔 부분은 818.53 MPa 이다.

Table 8 Stress distribution of dome parts in the liner

	Dome parts of the liner	
	Upper dome	Bottom dome
Connection part between dome and cylinder	821.45 MPa	818.53 MPa

### 3.2.2 복합모델의 유한요소해석 및 고찰

최적의 적층각도 85°, 복합재층의 두께 5 mm 를 가지는 CNG 복합재 압력용기에 대한 FEA 를 수행하고, 그 결과를 Table 9 에 이론적 해석결과와 비교하여 나타내었다.

FEA 결과, 라이너 부분의 유효 응력은 814.21 MPa, Tsai-Hill 값은 약 0.26939 로 안전함을 알 수 있었다.

Table 9 Comparison between theoretical result and FEA result in optimal design condition (85°, 5 mm)

Liner (34CrMo4) Von-Mises (MPa)		E-glass/epoxy Tsai-Hill	
Theory	FEA	Theory	FEA
828.819	814.21	0.31684	0.26939

또한, 기존 연구에서의 CNG 복합재 압력용기 파열실험 결과에 의하면 약 61.8 MPa (618 bar)에서 파열이 일어났으며,<sup>3</sup> 본 연구에서 제시한 해석기법에 의한 결과와 비교하여 Table 10 에 나타내었다.

Table 10 Comparison of the bursting pressures obtained by theoretical analysis, FEA and previous bursting test

Theoretical analysis	FEA	Previous bursting test
55.872~60.872 MPa	60.872 MPa	61.8 MPa

이론적 해석 및 FEA 에 의한 파열 압력은 각각 55.872 MPa, 60.872 MPa 로, 기존 연구의 파열압력 (실험결과) 61.8 MPa 과 비교하여 약 1.5%~9.5%의 오차를 나타내므로 비교적 잘 일치한다. 이에 본 연구에서 제시한 CNG 복합재 압력용기에 대한 해석기법은 신뢰성이 있음을 알 수 있다.

#### 4. 결론

본 연구에서는 CNG 복합재 압력용기에서 라이너와 복합재층을 함께 고려한 복합 모델에 대한 이론적 해석 및 FEA 를 이용한 해석 기법을 제시하고, 제시된 해석 기법을 바탕으로 라이너의 물성치 및 두께가 고려된 복합재층의 최적의 적층 각도 및 두께를 결정하고, 기존 연구에서 파열 시험을 수행하여 측정된 파열압력을 비교함으로써 해석기법의 신뢰성을 검증하였다.

(1) 라이너와 복합재층이 함께 고려된 복합모델에 대한 해석기법을 제시하고, 복합재층의 최적의 적층각도(85°) 및 두께(5 mm)임을 알 수 있었다.

(2) 적층 각도를 85°, 복합재층의 두께를 5 mm 로 할 경우, 고압가스 안전관리기준에서 요구하는 내압(25.872 MPa)에서 안전하다.

(3) 본 연구에서 제시된 이론적 해석에 의한 파열압력(55.872 MPa) 및 FEA 에 의한 파열압력 (60.872 MPa)은 기존 연구에서의 파열압력 (실험 결과) 61.8 MPa 과 비교하여 약 1.5%~9.5%의 오차를 나타내므로 비교적 잘 일치한다.

본 논문에서 제시한 CNG 복합재 압력용기에 대한 이론적 해석과 FEA 를 이용한 해석 기법은 다양한 조건 하에서의 복합재 압력용기 연구에 널리 적용될 수 있을 것으로 사료된다.

#### 참고문헌

1. Fukunaga, H. and Chou, T.-W., "Simplified Design Techniques for Laminated Cylindrical Pressure Vessels under Stiffness and Strength Constraints," *Journal of Composite Materials*, Vol. 22, pp. 1156-1169, 1998.
2. Kim, E. S., Kim, J. H., Park, Y. S., Kim, C., and Choi, J. C., "Development of an Automated Design System of CNG Composite Vessel using Steel Liner Manufactured by D.D.I Process," *J. of the KSPE*, Vol. 20, No. 1, pp. 205-213, 2003.
3. Choi, J. C., Kim, C., and Jung, S. Y., "Development of an automated design system of a CNG composite vessel using a steel liner manufactured using the DDI process," *Int. J. Adv. Manuf. Technol.*, Vol. 24, pp. 781-788, 2004.
4. Rosato, D. V. and Grove, C. S., "Filament Winding: its development, manufacture, applications, and design," *John Wiley & Sons Inc.*, pp. 216-248, 1964.
5. Lark, R. F., "Recent Advances in Lightweight Filament-Wound Composite Pressure Vessel Technology," *ASMEPVP-PB-021*, pp. 17-50, 1977.
6. Herakovich, C. T., "Mechanics of Fibrous Composites," *John Wiley & Sons Inc.*, pp. 58-61, 314-316, 362-379, 1998.
7. Fung, Y. C., "Foundations of Solid Mechanics," *Prentice-Hall*, p. 114, 1965.
8. Hill, R., "The Mathematical Theory of Plasticity," *Oxford University Press*, 1950.
9. Tsai, S. W., "Strength Theories of Filamentary Structures, in: Schwartz, R. T. and Schwartz, H. S. (Eds.), *Fundamental Aspects of Fiber Reinforced Plastic Composites*," *Wiley Interscience*, pp. 3-11, 1968.