

필라멘트 와인딩 복합재 CNG 압력용기의 최적설계

윤영복*, 조성원*, 하성규†

(2000년 12월 30일 접수, 2001년 10월 27일 심사완료)

Optimal Design of Filament Wound Composite CNG Pressure Vessel

Young Bok Yoon, Sung Won Cho and Sung Kyu Ha

Key Words : Composite Pressure Vessel(복합재 압력용기), Filament Winding(필라멘트 와인딩), Optimal Design(최적 설계)

Abstract

The optimization is performed to reduce the mass of CNG pressure vessel reinforced with composite materials in the hoop direction. An axisymmetric shell element which takes into account the layered liner and hoop composite materials is thus developed and incorporated into a program Axicom. The accuracy of the program is then verified using the 4 noded element in ANSYS. Three different cases of optimization are then performed using the Axicom: (1) uniform hoop thickness, (2) varying hoop thickness, and (3) varying the ply angles and accordingly the thickness. Compared with a traditional method, cases (2) and (3) were found to be very effective in reducing the thickness and cost of the hoop composite materials by about 80% without sacrificing the safety factors.

1. 서론

필라멘트 와인딩(Filament Winding) 공법은 섬유 Strands 또는 Filament 를 회전하는 일정 형상의 맨드렐에 감은 후 이를 경화시켜 복합재 구조물을 제작하는 방법이다. 따라서 필라멘트 와인딩 공법은 실린더 형태의 구조물의 제작에 매우 유리한 특성을 가지고 있다.⁽¹⁻⁵⁾ 특히 전세계적으로 공해물질의 배출규제가 강화됨에 따라 필요성이 대두되고 있는 차량용 CNG 압력용기의 제작에 널리 응용되고 있다. 복합재료를 이용하여 제작되는 필라멘트 와인딩 압력용기는 재래식 금속 압력용기에 비해 무게가 가벼우면서도 같은 용적의 기체를 담을 수 있으며 또한 강한 내식성을 가지고 있기 때문에 장기간 사용에 유리하다. 또한 파괴 양상에 있어서 금속 압력용기의 경우에는 급격한 폭발 형태인 반면, 필라멘트 와인딩 압력용기는 내부

기체의 누출 형태의 파괴가 이루어지기 때문에 파괴안전성의 특징을 가지고 있다.⁽⁶⁾

이러한 금속라이너에 복합재료를 보강한 압력용기는 라이너의 실린더부분만 후프 와인딩(hoop winding)으로 보강되는 형태와 라이너의 돔부까지 후프 와인딩과 헬리컬 와인딩(helical winding)보강되는 형태로 나뉠 수 있다.⁽⁷⁾ 금속 라이너의 실린더부분만을 보강하는 압력용기의 경우, 기존의 설계에서는 먼저 금속 라이너의 두께를 결정한 다음, 실린더부와 돔부의 접합부에서 반경 방향의 변위 차로 인한 응력 집중 현상이 최소화되는 복합재의 두께를 결정하게 된다. 그러나 이렇게 결정된 복합재의 두께는, 굽힘 응력이 작용하지 않는 실린더 중앙 부분에 있어서는 오히려 과도한 두께가 되며 이는 복합재의 낭비를 유발할 수 있는 요인이 된다. 또한 기존의 설계에서는, 필라멘트 와인딩 공법의 특성으로 인해 복합재료의 적층각도를 90° 로 고정하였다.⁽⁸⁻¹²⁾ 그러나 실린더 중앙에서의 면내 함응력은 1:2 의 비율로 작용하기 때문에 복합재료의 최적의 적층각도는 90° 가 아니며 따라서 복합재료의 두께를 더욱 줄일 수 있는 여지를 남겨놓고 있다.

* 한양대학교 대학원 기계설계학과

† 책임저자, 회원, 한양대학교 기계산업공학부

E-mail : sungha@hanyang.ac.kr

TEL : (031)400-5249 FAX : (031)501-0754

복합재료는 금속 라이너에 비해 상당히 고가이기 때문에 복합재료의 과도한 사용은 CNG 압력용기의 제작비에 매우 큰 영향을 미칠 수 있다. 따라서 본 연구에서는 일정한 두께의 후프 와인딩으로 보강하는 방법과 달리 돔과 실린더의 접합부를 더욱 두껍게 보강하는 방법과 와인딩의 적층각도를 고려하는 방법을 도입하여 복합재료의 질량을 최소화하고자 한다. 이를 위해 본 연구에서는 내압을 받는 차량용 복합재 필라멘트 와인딩 압력용기의 해석을 위한 유한요소해석 프로그램 Axicom 을 개발하였다. Axicom 은 Microsoft Excel 프로그램 상에서 작동되며 ISO(International Organization for Standardization) 규정의 모든 종류의 압력용기의 해석이 가능하도록 구성되어 있다. Axicom 은 구조물의 두께와 섬유 방향을 각 요소의 중심에서 요소의 국부 좌표계로 정의함으로써, 각 부분에서의 두께 및 섬유방향의 변화를 모두 고려할 수 있으며, 또한 여러 개의 적층을 하나의 등가 탄성계수를 가지는 층형태(layerwise element) 요소를 사용하였다. 개발된 프로그램을 사용하여 금속 라이너의 두께, 복합재료의 두께와 적층각도, 보강재의 형상 등을 설계 변수로 하고 복합재료의 질량을 목적함수로 선정하여 최적 설계를 수행하였다.

2. 최적설계 정식화

일반적인 복합재료 보강 압력용기를 설계할 때는 먼저 라이너의 두께를 결정한 후 복합재의 두께를 결정하게 된다. 그러나 이러한 설계의 경우 압력용기 재료비용이 전혀 고려되지 않는다. 복합재료는 경우 일반적으로 철이나 알루미늄 같은 금속재료에 비하여 고가이므로 전체 압력용기 질량을 유지하며 안전도에 영향이 없는 한, 복합재료의 사용량을 최소화시키는 것이 비용 측면에서 유리하다.

본 논문에서는 기존의 설계방식에서 설계된 압력용기의 전체 질량과 안전도를 유지하면서 최소의 복합재료 사용량을 갖는 최적의 보강재(후프) 두께 및 형상을 설계하고자 한다. 이러한 목적을 위하여 Fig. 1, 2, 3 에서 보는 바와 같이 세 가지 경우를 선정하였으며 기존의 설계방식에 의해 설계된 압력용기의 무게를 초과하지 않는 범위 기준과 최대 강도비가 1 이하여야 한다는 강도 설계기준을 부여하였다. 그리고 복합재 사용량을 최소화하기 위해 복합재료 전체중량을 목적함수로 설정하였으며, 이상 세 가지에 대한 정식화는 다음과

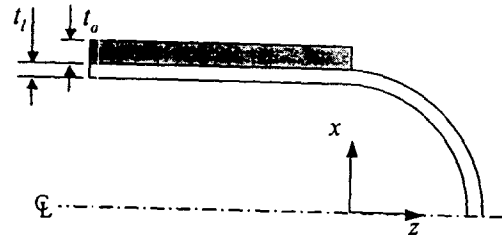


Fig. 1 Design model of case I

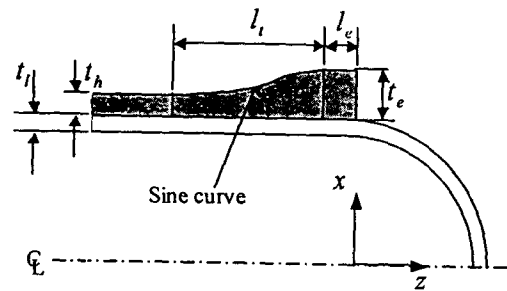


Fig. 2 Design model of case II

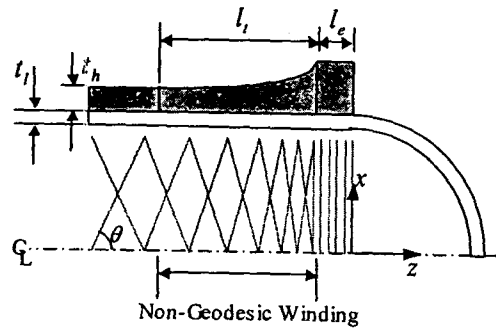


Fig. 3 Design model of case III

같다. (13,14)

Case I :

- Find t_1, t_h
- Minimize m_h
- Subject to $m_h < m_0$
- $R < 1$

Hoop thickness

$$t_h(z) = t_0 \text{ for } z < 0$$

Ply angle

$$\theta(z) = 90^\circ \text{ for } z < 0$$

(1)

Case II :

Find t_l, t_h, t_e, l_r, l_e
 Minimize m_h
 Subject to $m_r < m_0$
 $R < 1$

Hoop thickness

$$t_h(z) = t_e \quad \text{for } -l_e < z < 0 \quad (2)$$

$$t_h(z) = t_0 + \frac{t_e - t_0}{2} \sin\left(\frac{\pi}{l_l} z - \frac{\pi}{2}\right)$$

$$\text{for } -(l_l + l_e) < z < -l_e$$

$$t_h(z) = t_0 \quad \text{for } z < -(l_l + l_e)$$

Ply angle

$$\theta(z) = 90^\circ \quad \text{for } z < 0$$

Case III :

Find $t_l, t_h, t_e, l_r, \theta$
 Minimize m_h
 Subject to $m_r < m_0$
 $R < 1$

Hoop thickness

$$t_h(z) = t_e \quad \text{for } -l_e < z < 0 \quad (3)$$

$$t_h(z) = t(z) \quad \text{for } -(l_l + l_e) < z < -l_e$$

$$t_h(z) = t_0 \quad \text{for } z < -(l_l + l_e)$$

Ply angle

$$\theta(z) = \theta \quad \text{for } -l_e < z < 0$$

$$\theta(z) = \theta(z) \quad \text{for } -(l_l + l_e) < z < -l_e$$

$$\theta(z) = 90^\circ \quad \text{for } z < -(l_l + l_e)$$

3. Non-geodesic winding 이론

실린더 중앙에서는 접합부에 발생하는 굽힘의 영향이 거의 존재하지 않으며, 면내 합응력 N_s, N_ϕ 만이 1 : 2 의 비로 작용하게 된다. 이러한 하중 하에서는 적층각도가 90° 가 아닌 임의의 값에서 최적의 적층각도를 갖게 됨은 주지의 사실이다. 따라서 90° 의 적층각도를 갖는 복합재료의 보강은 실린더에서 과도한 안전성을 갖게 하는 과도 설계가 될 수 있다. 그러나 기존의 설계에서는 복합재 와인딩의 적층각도를 90° 로 고정하여 설계가 이루어져왔다. 이는 돔부와 실린더부의 접합부에서는 적층각도가 90° 가 되어야 하는 필라멘트 와인딩의 공법의 특성과 가장 최적으로 안정화된 와인딩인 측지(geodesic)궤적을 유지하기 위해서는 와인딩 각도가 변하지 않아야 한다는 특성에 기인한다. 그러나 마찰력을 고려하여 와인딩 할 경우에는 적절한 와인딩 각도의 변화가 가능하며

따라서 실린더 중앙에서는 임의의 적층각도를 가지며 실린더와 돔부분의 접합 부분에서는 90° 로 와인딩 하는 것이 보다 적절한 설계라 할 수 있다. 반경이 일정한 실린더부에서 와인딩 각도를 변화하기 위해서는 와인딩 각도의 변화와 마찰력과 의 관계가 고려되어야 하며 이는 다음과 같은 식으로 나타낼 수 있다.^(2,17)

$$-k = \frac{r \cos \theta \, d\theta}{\sin^2 \theta \, dz} \quad (4)$$

식 (4)에서 θ 는 와인딩 각도이며 k 는 미끄럼 경향(slippage tendency)이다. 즉 이는 미끄럼 경향의 값이 마찰 계수보다 작은 범위에서 적층각도의 변화를 임의로 조정할 수 있음을 의미한다. 이러한 제한 조건을 만족하는 와인딩 경로는 무수히 존재하기 때문에 본 연구에서는 일정한 미끄럼 경향을 가지는 와인딩 경로를 사용하였다. 즉, $k = const.$ 인 조건을 사용하였다. 또한 Fig. 4 에서 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$r d\phi = \tan \theta \, dz \quad (5)$$

식 (5)를 (4)에 대입하여 적분하면 다음 식을 얻을 수 있다.

$$\sin \theta = \frac{r \sin \theta_0}{r + \sin \theta_0 k z} \quad (6)$$

식 (6)을 이용하면 k 를 일정하게 유지하였을 때 의 z 방향에 따른 적층각도의 변화를 구할 수 있다.

와인딩 각도가 변화하게 됨에 따라 적층각도 또한 변화하게 된다. 기존의 연구에서는 적층두께와 와인딩 각도와 의 관계로 다음 식을 사용하였다.

$$r t \cos \theta = const. \quad (7)$$

여기에서 t 는 적층두께를 의미한다. 따라서 적

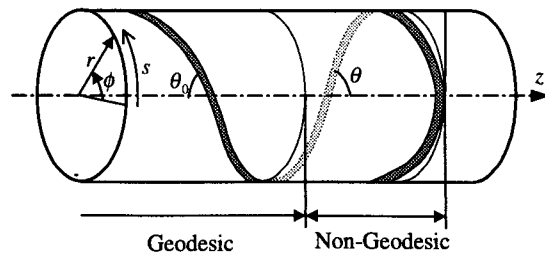


Fig. 4 Winding reverse on a cylinder

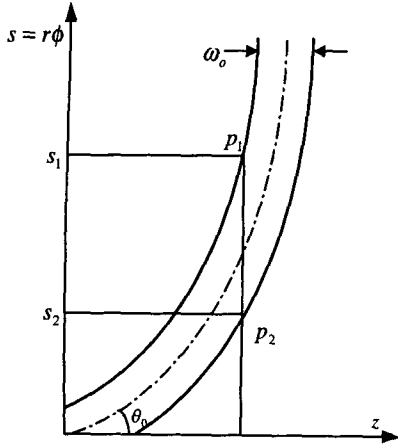


Fig. 5 Nongeodesic fiber path from $\theta = \theta_0$ to $\theta = 90^\circ$

층각도가 커질 수록 적층두께는 두꺼워지는 현상을 잘 반영하고 있다. 그러나 식 (7)을 사용하면 와인딩 각도가 90° 에 가까워질 수록 적층두께가 무한대로 수렴하기 때문에 위 식을 적용하기에 어려움이 있다. Fig. 5 는 Fig. 4 에서 와인딩 각도가 변화하는 영역의 실린더를 펼친 그림이다. 화이버가 초기 각도 θ_0 에서 90° 까지 변화하는 경로가 나타나 있다. 적층두께는 축과 평행한 선을 그렸을 때에 만나는 점 $p_1(z_1, s_2)$ 와 $p_2(z_1, s_2)$ 가 이루는 길이와 비례하게 된다. s_1 와 s_2 의 좌표는 헬리컬 적층각도 θ_0 , 적층각도 θ , 그리고 화이버 폭 ω_0 에 의해 결정되며 관계식은 식 (8)과 같다.

$$s_1 = \frac{r}{k} \left(\ln \frac{1 + \cos \theta_1}{\sin \theta_1} - \ln \frac{1 + \cos \theta_0}{\sin \theta_0} \right) + \frac{\omega_0}{2} \cos \theta_1$$

$$s_2 = \frac{r}{k} \left(\ln \frac{1 + \cos \theta_2}{\sin \theta_2} - \ln \frac{1 + \cos \theta_0}{\sin \theta_0} \right) - \frac{\omega_0}{2} \cos \theta_2$$

(8)

where

$$\theta_1 = \sin^{-1} \left(\frac{1}{\omega_0} \left(-z - \frac{r}{k \sin \theta_0} \right) - \sqrt{\left(z + \frac{r}{k \sin \theta_0} \right)^2 + \frac{2\omega_0 r}{k}} \right)$$

$$\theta_2 = \sin^{-1} \left(\frac{1}{\omega_0} \left(z + \frac{r}{k \sin \theta_0} \right) + \sqrt{\left(z + \frac{r}{k \sin \theta_0} \right)^2 - \frac{2\omega_0 r}{k}} \right)$$

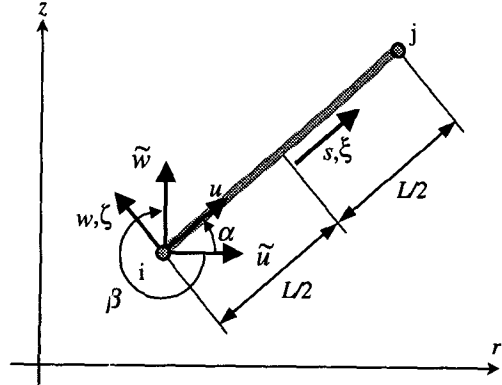


Fig. 6 Axisymmetric shell element with 2 nodes and 3 degree of freedoms in local and global coordinate system

4. 구조해석 이론

4.1 유한요소 해석 이론

최적설계를 수행하기 위하여 구조해석이 수행되어야 하며 압력용기의 구조해석 이론은 다음과 같다. 일반적인 압력용기는 축대칭 셀 문제이다 따라서 2 절점, 6 자유도의 다층 축대칭 셀 요소를 도입한다. 요소변위 u 는 3 자유도(u, w, β)를 가지는 변위벡터이며 기준 좌표계 변위 \tilde{u} 와 다음과 같은 관계가 성립한다.

$$\tilde{u} = \begin{Bmatrix} \tilde{u} \\ \tilde{w} \\ \tilde{\beta} \end{Bmatrix} = T u$$

(9)

여기서 T 는 다음과 같이 정의되는 좌표변환행렬이다.

$$T = \begin{bmatrix} \cos \alpha & -\sin \alpha & 0 \\ \sin \alpha & \cos \alpha & -0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

(10)

여기서, α 는 Fig. 6 에서와 같이 기준 좌표계와 지역 좌표계가 이루는 각도이다. 변위 u 는 형상 함수를 사용하여 절점 변수항으로 정의하면 다음과 같다.

$$u = \begin{Bmatrix} u \\ w \\ \beta \end{Bmatrix} = \sum_{i=1}^2 N_i a_i$$

(11)

식 (11)에서 a_i 는 각 절점에서 3 자유도(u, w, β)를 가지는 절점 변위이고, N_i 는 각 절점에서의 등매개 형상함수이며 다음과 같다.

$$N_i = (1 + \xi_i \xi) / 2, \quad \xi = 2s/L, \quad \xi_i = \mp 1 \quad (12)$$

여기서, s 는 경선 방향 좌표이다.

변형률-변위 관계식은 다음과 같다.

$$\tilde{\epsilon} = \begin{Bmatrix} \epsilon_s \\ \epsilon_\phi \\ k_s \\ k_\phi \\ \gamma \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} du/ds \\ (u \cos \alpha - w \sin \alpha) / r \\ d\beta/ds \\ (\beta \cos \alpha) / r \\ dw/ds - \beta \end{Bmatrix} \quad (13)$$

여기서 ϵ_s 와 ϵ_ϕ 는 경선 및 원주방향의 변형률이고, k_s 와 k_ϕ 는 경선 및 원주방향의 곡률이며 γ 는 횡전단 변형률이다. 그러므로, 변형률-변위 관계식과 식 (13)을 이용하면 요소 변형률의 증분과 변위의 증분 사이에는 다음식이 성립한다.

$$d\tilde{\epsilon} = \sum_{i=1}^2 \tilde{B}_i da_i \quad (14)$$

여기서 변형률 행렬 \tilde{B}_i 는 다음과 같다.

$$\tilde{B}_i = \begin{bmatrix} \frac{dN_i}{ds} & 0 & 0 \\ N_i \frac{\cos \alpha}{r} & -N_i \frac{\sin \alpha}{r} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{dN_i}{ds} \\ 0 & 0 & N_i \frac{\cos \alpha}{r} \\ 0 & \frac{dN_i}{ds} & -N_i \end{bmatrix} \quad (15)$$

합응력과 변형률의 관계는 아래와 같다.

$$\tilde{\sigma} = \begin{Bmatrix} N_s \\ N_\phi \\ M_s \\ M_\phi \\ Q \end{Bmatrix} = \tilde{D} \tilde{\epsilon} \quad (16)$$

식 (16)에서 N_s, N_ϕ 는 경선, 원주방향의 합응력이며 M_s, M_ϕ 는 이에 대응하는 굽힘 모멘트이며 Q

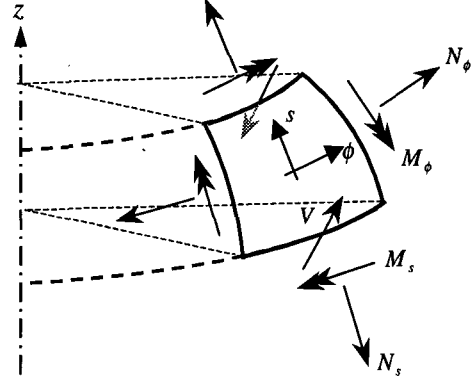


Fig. 7 Membrane resultant forces, bending moments and shear force resultant

는 횡전단력이며 Fig. 7에 나타내었다.

필라멘트 와인딩으로 구조물을 제작하는 경우에는 그 공법의 특성으로 인해 적층각도가 항상 $+\theta/-\theta$, 즉 angle-ply 로 이루어진 적층으로 구성되기 때문에 적층 복합재는 직교 이방성의 특성을 갖게 된다. 따라서 행렬 \tilde{D} 는 아래와 같이 구성된다.

$$\tilde{D} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & B_{11} & B_{12} & 0 \\ A_{12} & A_{22} & B_{12} & B_{22} & 0 \\ B_{11} & B_{12} & D_{11} & D_{12} & 0 \\ B_{12} & B_{22} & D_{12} & D_{22} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & A_{55} \end{bmatrix} \quad (17)$$

식 (17)에서 행렬 \tilde{D} 를 구성하는 요소 강성행렬 A, B, D 는 각 층에서 물성치를 적분하여 구해진다.

$$\begin{Bmatrix} A \\ B \\ D \end{Bmatrix} = \sum_{k=1}^n \int_{\zeta_{k-1}}^{\zeta_k} \bar{Q}^k \begin{Bmatrix} 1 \\ \zeta \\ \zeta^2 \end{Bmatrix} d\zeta \quad (18)$$

$$A_{55} = \frac{5}{4} \sum_{k=1}^n \int_{\zeta_{k-1}}^{\zeta_k} \bar{Q}_{55}^k \left[1 - \left(\frac{\zeta}{t/2} \right)^2 \right] d\zeta \quad (19)$$

여기서, k 는 적층 번호를 나타내고, ζ_k 와 ζ_{k-1} 는 k 번째 적층 판의 윗면과 아래면을 각각 뜻하고 n 은 적층된 전체 층의 각각 개수를 나타내며, t 는 층의 두께를 나타낸다. 그러나 중립축은 전체 적층의 중심이 아니라 라이너의 중심에 위치하여야 하므로 A, B, D 행렬은 평행축 정리를 사용하여 다음과 같이 변형된다.⁽¹⁶⁾

$$\begin{aligned} A &= A_i + A_c \\ B &= B_i + B_c + hA_c \\ D &= D_i + D_c + 2hB_c + h^2A_c \end{aligned} \quad (20)$$

첨자 i, c 는 각각 라이너와 복합재를 의미하며 h 는 금속 라이너와 복합재를 포함한 중심과 복합재 중심 사이의 거리를 의미한다. \bar{Q}^k 는 k 번째 적층판의 적층판축 강성행렬이며, 이는 플라이축 강성행렬 Q 를 적층 각도에 의해 변환시켜 얻을 수 있다.

$$\bar{Q} = J^{-1}QJ \quad (21)$$

식 (21)에서 J 는 좌표변환행렬이며 다음과 같다.

$$J = \begin{bmatrix} c^2 & s^2 & cs \\ s^2 & c^2 & -cs \\ -2cs & 2cs & (c^2 - s^2) \end{bmatrix} \quad (22)$$

여기서 $s = \sin\theta$, $c = \cos\theta$ 를 나타낸다.

4.2 파손해석 이론

위의 과정을 통해 구해진 적층판축(off-axis) 변형률 $\bar{\varepsilon}$ 는 물성치 식의 변환 행렬 J 에 의해서 플라이축(on-axis) 변형률 ε 으로 변환 된다.

$$\varepsilon = J\bar{\varepsilon} \quad (23)$$

식 (23)에서 구해진 플라이축 변형률 ε 과 플라이축 강성행렬 Q 을 이용하면 각 층에서의 응력 σ 을 구할 수 있다.

$$\sigma = \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_{xy} \end{Bmatrix} = Q\varepsilon \quad (24)$$

플라이축 강성행렬 Q 는 재료의 물성치로 구성된다. 구해진 플라이축 응력 σ 는 각 층의 재료의 파손여부를 평가하는 데 이용되며 적용된 Tsai-Wu 파손기준은 다음과 같다.⁽¹⁶⁾

$$\sigma^T \tilde{F}\sigma + F\sigma R - R^2 = 0 \quad (25)$$

식 (25)를 풀면 강도비 R 을 구하게 되며 다음과

같다.

$$R = \frac{F\sigma + \sqrt{(F\sigma)^2 - 4(\sigma^T \tilde{F}\sigma)}}{2} \quad (26)$$

강도비 R 은 1 보다 크면 재료가 파손됨을 뜻하며, 1 보다 적은 경우, 가령 0.5 이면 구해진 응력을 재료의 파손 전까지 두 배 만큼 더 증가시킬 수 있음을 의미한다. 식 (26)에서 강도 변수 \tilde{F}, F 는 재료의 강도 항으로 정의되며 다음과 같다.

$$\tilde{F} = \begin{bmatrix} \frac{1}{XX'} & -\frac{1}{2}\sqrt{\frac{1}{XX'}\frac{1}{YY'}} & 0 \\ -\frac{1}{2}\sqrt{\frac{1}{XX'}\frac{1}{YY'}} & \frac{1}{YY'} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{S^2} \end{bmatrix} \quad (27)$$

$$F = \left[\frac{1}{X} - \frac{1}{X'} \quad \frac{1}{Y} - \frac{1}{Y'} \quad 0 \right] \quad (28)$$

여기서, X, X' 는 종 방향 인장, 압축 강도이고, Y, Y' 는 횡 방향 인장, 압축 강도이며, S 는 종 방향 전단 강도이다.

5. 결과

5.1 프로그램 검증 결과

위의 이론을 바탕으로 하여 복합재 CNG 압력 용기 전용 해석 프로그램 Axicom 이 개발되었다. 프로그램의 검증을 위하여 상용프로그램인 ANSYS 의 4 절점 평면요소를 이용하여 Axicom 해의 정확도를 비교 검토하였다.⁽¹⁸⁾ 프로그램 검증을 위한 검증모델로는 Fig. 8 에 도시된 복합재료 압력용기를 선정하였다. 실린더 내부 반경(r_c)과 외부 반경(r_o)은 150 mm 로 설정하였다. 실린더부를 감싸고 있는 복합재료의 두께와 내부 라이너의 두께는 각각 5 mm, 3 mm 로 가정하였다. 보강에 사용된 복합재료는 E-glass/Ep.로 가정하였으며 라이너 금속재료는 Steel 로 가정하였다. 내부에 가해지는 내압은 10 MPa 로 가정하였다. 사용된 복합재료와 금속재료의 물성치는 Table 1 에 나타내었다.

검증모델을 통하여 계산된 결과를 Fig. 9, Fig. 10 에서 나타내었다. Fig. 9 에는 반경방향의 변위를, Fig. 10 에는 각각 강도비를 도시하였다. 각각의 그래프에서 점선은 ANSYS 의 결과를, 실선은

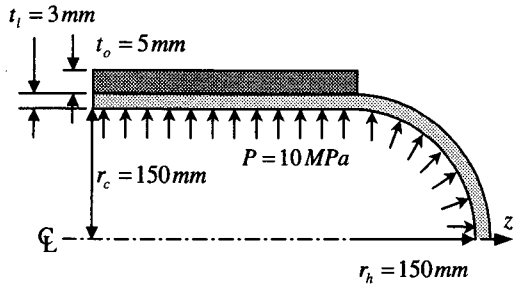


Fig. 8 Pressure vessel model for verification

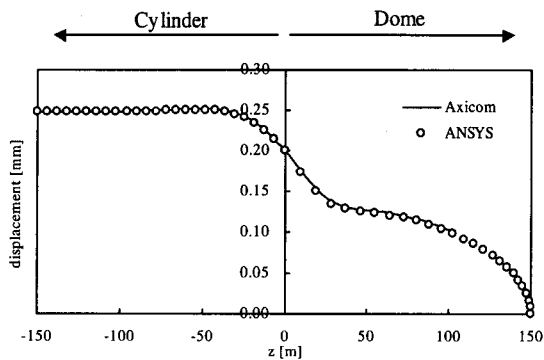


Fig. 9 Distribution of radial displacement in each results, Axicom and ANSYS

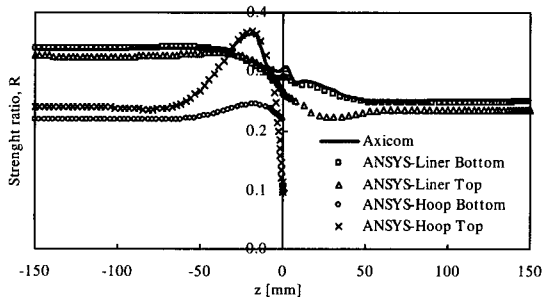


Fig. 10 Distributions of strength ratios in each results; Axicom and ANSYS

Axicom의 결과를 나타낸 것이다. 좌표는 실린더 중심축을 z 축으로 설정하였으며 실린더부와 돐부의 교차점을 z=0으로 설정하였다. 강도비는 금속 라이너의 윗부분과 아래 부분, 복합재 후프의 윗부분과 아래 부분에서 각각 산출한 결과이다. ANSYS의 경우 각 부분의 결과를 나타내었으며 Axicom에서는 각각의 네 부분의 결과 중 최대 값을 Fig. 10에 표시하였다. 도시된 바와 같이 변위 결과 비교와 강도비의 결과 비교에서 각각의 결과가 잘 일치함을 알 수 있다.

Table 1 Material Properties of steel, E-glass/Epoxy and T300/5208

	Steel	E-glass/Ep.	T300/5208
E_x [Gpa]	196.00	38.60	181.00
E_y [Gpa]	196.00	8.27	10.30
E_s [Gpa]	76.00	4.14	7.17
ν	0.29	0.26	0.28
X [Gpa]	1035	1062	1500
X' [Gpa]	1035	610	1500
Y [Gpa]	1035	31	40
Y' [Gpa]	1035	118	246
S [Gpa]	620	72	68

5.2 최적설계 결과

설계 모델은 실린더부만 복합재로 보강된 CNG 압력용기를 선정하였으며 금속 라이너의 재료는 고강도 강철, 복합재료는 T300/N5208을 선정하였다. 실린더의 길이는 1,000 mm, 실린더의 반경은 150 mm로 설정하였고 구형의 돐부의 반경은 150 mm로 설정하였다. 사용된 재료의 물성치는 Table 1에 주어졌다. 최적 설계 시 사용된 알고리즘으로는 수정된 실행 가능 방향법(modified feasible direction method)를 사용하였다.

본 연구에서는 기준 데이터로 라이너의 두께를 결정한 후 복합재의 두께를 결정하는 일반적인 방법으로 실린더를 먼저 설계하였다. 먼저 ISO 규정에 의거하여 26 MPa를 라이너에 적용했을 때 최대 강도비가 1을 넘지 않도록 라이너의 두께를 결정한다. 라이너의 두께를 결정한 후 복합재의 두께를 결정하는 일반적인 방법으로 실린더를 먼저 설계하였다. 먼저 ISO 규정에 의거하여 26 MPa를 라이너에 적용했을 때 최대 강도비가 1을 넘지 않도록 라이너의 두께를 결정한다. 라이너의 두께를 결정한 후 복합재가 보강된 실린더가 47 MPa의 압력에서 파손되지 않도록 복합재료의 두께를 결정하게 된다. 이와 같은 설계방식으로 설계한 결과 압력용기 전체 질량은 53.76kg이며, steel의 단가를 352 원, T300/N5208의 단가를 27,000 원으로 가정하였을 경우, 총 재료비는 466,308 원이다. 여기서 구하여진 전체질량 53.76 kg은 다음의 최적설계 수행시 구속조건으로 설정되며 이를 m_0 라 하였다.

각각의 경우에 대한 최적설계를 수행한 결과를 Table 2에 나타내었다. 각 최적설계의 수렴을 위한 반복 계산은 각각 11, 25, 26 회이다. 여기서 Cost는 압력용기 제작에 사용된 재료비이다. 최적설계

Table 2 Optimization results for the three cases

	t_l [mm]	t_o [mm]	t_c [mm]	l_c [mm]	l_r [mm]	\square [degree]	m_h [kg]	Cost[₩]
Reference	3.80	9.53	-	-	-	90.00	16.79	466,308
Case I	4.85	3.69	-	-	-	90.00	6.42	190,137
Case II	5.10	1.43	1.49	2.00	151.4	90.00	2.91	96,107
Case III	5.13	1.39	-	2.84	102.2	87.96	2.83	94,184

Case I의 경우를 수행한 결과 금속 라이너의 두께는 4.85 mm로 증가하였고 복합재의 두께가 3.69 mm로 감소하였다. 따라서 복합재료의 질량이 16.79 kg에서 6.42 kg으로 감소하였고 전체 재료비는 190,137 원으로 59.2% 감소하였다. Case II의 경우, 최적설계 수행 결과 복합재의 두께가 2.91 mm로 더욱 감소하였으며 전체 재료비는 96,107 원으로 Case I에 비하여 79.4% 감소함으로써 이 경우는 매우 효율적인 설계가 됨을 알 수 있다. Case III의 최적설계 수행 결과 최적의 각도는 87.96°로 90°와 큰 차이가 없으며 Case II의 경우에 비하여 Case III의 경우에는 복합재의 두께가 2.83 mm로 감소하였으며 전체 재료비는 94,184 원으로 질량감소 효과를 크게 나타내지 못하였다.

6. 결론

일반적으로 복합재료 보강재 압력용기의 설계시 사용되는 기존의 방법은 제작에 드는 재료비용이 고려되지 않았다. 복합재료는 일반 금속 재료에 비해 고가이므로 복합재료가 과도하게 사용되는 것을 방지하는 것이 중요하다.

본 연구논문에서는 압력용기의 제작시 재료비용을 획기적으로 저감하는 새로운 설계방법을 제안하였다. 먼저, 복합재료와 금속 라이너의 두께를 같이 고려하는 방안을 제안하였고 다른 방법으로 복합재 보강재의 형상을 변화시켜 사용되는 복합재료의 질량을 감소시키는 방안을 제안하였다. 또한 이러한 일련의 경우를 해석, 최적설계하기 위하여 복합재 압력용기 전용 해석 프로그램을 개발하였다.

참고문헌

- (1) Peters, S. T., Humphery, W. D. and Foral, R. F., 1991, "Filament Winding Composite Structure Fabrication," *SAMPE*.
- (2) Mallick, P. K. and Newman S., 1990, *Composite Materials Technology, Process and Properties*, Hanser Publishers, pp. 193-210.
- (3) Lubin, G., 1982, *Handbook of Composites*, Van Nostrand Reinhold, pp. 449-478.
- (4) Mallick, P. K., 1988, *Fiber-Reinforced Composites, Materials, and Manufacturing, and Design*, Marcel Dekker, Inc., pp. 351-361.
- (5) Bader, M. G., Smith, W., Isham, A. B., Rolston J. A. and Metzner, A. B., *Process and Fabrication Technology*, Technomic Publishing Company, Inc., Lancaster, Pennsylvania, pp. 193-206.
- (6) 권진희, 주상건, 홍창선, 유성호, 조원만, 1992, "필라멘트 와인딩 압력용기의 비선형 유한요소 해석," 한국항공우주공학회지, 제 20 권, 제 4 호, pp. 71-81.
- (7) <http://www.iso.ch>
- (8) 이동건, 하성규, 1996, "알루미늄-복합재 적층 압력용기의 최적설계," 대한기계학회 추계학술대회 논문집, 고체 및 구조 역학 부문, pp. 89-128.
- (9) Doh, Y. D. and Hong, C., 1995, "Progressive Failure Analysis for Filament Wound Pressure Vessel," *Journal of Reinforced Plastics and Composites*, Vol. 14, pp. 1278-1306.
- (10) Fukunaga, H. and Chou, T. W., 1998, "Simplified Design Techniques for Laminated Cylindrical Pressure Vessels under Stiffness and Strength Constraints," *Journal of Composite Materials*, Vol. 22, pp. 1156-1169.
- (11) 김창완, 황운봉, 박현철, 신대식, 박의동, 1996, "강도를 고려한 원통형 복합재료 구조물의 최적설계," 대한기계학회지, 제 20 권, 제 3 호, pp. 775-787.
- (12) Li Yongsheng, 1992, "Sensitivity Analysis in Shape Optimization Design for a Pressure Vessel," *International Journal of Pressure Vessel & Piping*, Vol. 49, pp. 387-397.
- (13) Arora, J. S., 1989, *Introduction to Optimum Design*, McGraw-Hill Book Company.
- (14) Vanderplaats, G. N., 1984, *Numerical Optimization Techniques for Engineering Design*, McGraw-Hill Book Company.
- (15) Zienkiewicz, O. C. and Taylor, R. L., 1991, *The Finite Element Method*, Vol. 2., McGraw-Hill Book Company.
- (16) Tsai, S. W., 1998, *Composite Design*, Thick Composite.
- (17) Bratukhin, A. G. and Bogolyubov, V. S., 1995, *Composite Manufacturing Technology*, Chapman & Hall.
- (18) 1994, ANSYS User's Manual (Rev.5.1), Swanson Analysis System, Inc.