

# 소형 복합재료 고압력 용기에 대한 비선형적 구조거동에 관한 연구

황경정\* · 박지상\* · 정재한\* · 김태욱\*

## A Study on the Nonlinear Structural Behavior of a High-Pressure Filament Wound Composite Vessel

Kyung-Jung Hwang\*, Ji-Sang Park\*, Jae-Han Chung\*, Tae-Wook Kim\*

**Key Words:** Filament Winding, Composite Pressure Vessel, Aluminum Liner, FEM

### Abstract

Structural behavior of high-pressure composite vessels of TYPE 3 (full-wrapped over a seamless aluminum liner) was studied through numerical simulations based on 3D nonlinear finite element method. Under high-pressure loading, a TYPE 3 composite vessel shows material nonlinearity due to elastic-plastic deformation of aluminum liner, and mismatch of deformation at the junction of cylinder and dome causes geometrical nonlinearity. Finite element modeling and analysis technique considering this nonlinearity was presented, and a pressure vessel of 6.8L of internal volume was analyzed. Design specification to satisfy requirements was determined based on analysis results.

### 1. 서 론

일반적으로 가정용 및 산업용 연료용기, 가압용기 및 자동차용 LNG 저장용기, 우주 발사체용 로켓 추진제 용기 등에 적용되는 압력용기는 사용 재료와 제작 방법에 따라 Table 1과 같이 분류된다. Type 1은 금속재 압력용기, Type 4는 복합재 압력용기이며, Type 2, 3는 금속재 라이너(liner)위에 복합재료를 필라멘트 와인딩한 hybrid 압력용기이다. 필라멘트 와인딩 성형기법을 통하여 제작되는 복합재 압력용기는 복합재료의 우수한 비강도, 비강성도로 인하여 재래식 금속재 압력용기에 비해 40~60% 정도의 중량으로 설계/제작이 가능하며, 뛰어난 내식성과 내피로특성을

가진다. 또한 파손시 금속재 압력용기가 폭발 형태의 급격한 파괴가 발생하는 반면, 필라멘트 와인딩 복합재 압력용기의 경우, 급격한 파괴 이전에 내부 유체 누출 형상의 파손이 많기 때문에 파손 안전성이 우수한 특성을 갖는다.

Table 1 압력용기의 일반적인 분류

	Type 1	Type 2	Type 3	Type 4
Material	Metal	Metal + Composite	Metal + Composite	Composite
Remarks		Only Hoop Winding	Hoop & Helical Winding	

필라멘트 와인딩 복합재 압력용기는 크게 돔, 실린더 그리고 돔과 실린더의 접합부(junction part), 금속재 보스(boss) 등으로 나눌 수 있는데, 그 구조적 특성 상 설계/해석에 몇 가지 기술적

\* 한국기계연구원 복합재료그룹

어려움이 있다. 특히 돔 부위는 라이너의 곡률과 와인딩 각도가 연속적으로 변화하기 때문에 유한 요소해석을 위한 모델링에 많은 시간과 노력이 소요된다. 또한 내압 하중 하에서 돔과 실린더의 변위 불일치로 인해 그 구조 거동이 기하학적 비선형 거동을 보이기 때문에 비선형 해석이 필수적이다. 돔과 실린더의 접합부는 구조적으로 가장 취약한 부분이면서 와인딩 시 두께가 가장 얇아지는 부분이므로, 이에 대한 구조적 보완도 반드시 고려되어야 할 사항이다. 특히 소방관용 산소 압력용기와 같이 저장 물질의 누출이 치명적인 압력용기에 대해서는 누출 위험을 극복하기 위하여 Type 2, 3와 같이 금속재 라이너를 사용하게 되는데, 이러한 금속재 라이너는 구조재료로서의 역할을 일정부분 분담함과 동시에 내압 하중에 따른 재료의 비선형적 거동이 나타나기 때문에 이를 충분히 고려하여 효율적이며 체계적인 설계/해석이 수행되어야 한다.

본 연구에서는 수지가 함침된 강화섬유를 필라멘트 와인딩 성형기법을 통하여 알루미늄 라이너 전체에 헬리컬(Helical) 와인딩을 수행한 후에 실린더 부분에 후프(Hoop) 와인딩을 수행하여 제작하는 풀랩(full-wrapped) 압력용기(Type 3)에 대해 금속재 라이너를 고려한 설계/해석 및 필라멘트 와인딩 성형기술을 연구하였으며, 이를 바탕으로 6.8L의 내용적을 가지는 압력용기에 대해 비선형적 구조거동을 고려한 설계/해석을 수행하였다.

## 2. 복합재 압력용기 설계

### 2.1 설계 요구조건 및 사양

본 연구에서는 개발하고자 하는 복합재 압력용기는 내용적(volume) 6.8L, 중량 4kg내외이며, 설계요구조건은 Table 2, 3과 같다. 주요 설계 요점은 파열압력(930bar)에서 복합재 섬유에 걸리는 응력이 섬유의 인장 파단 강도(2000MPa)와 같고, 최대응력이 실린더의 후프층에서 발생하도록 하여 파열압력 작용 시 실린더부분에서 파열이 되도록 유도하는 것이다. 또한 중량 및 내용적 요구 조건을 만족시키며, 자기 처리 후 최고 충전압력 내에서는 라이너의 변형이 탄성영역 내에 있도록 한다. 압력용기 재료는 메탈 및 복합재로 구성되어 있으며, 메탈은 알루미늄 라이너, 복합재로는 섬유, 수지, 접착제로 구성된 분류할 수 있다. 본 연구에서 사용된 재료로서 라이너는 Al6061, 복합재로는 carbon/epoxy를 사용하였으며, 이때 섬유 및 수지는 조사자료를 바탕으로 물성

치, 가격, 수급용이성(Delivery)을 선정기준으로 최종 재료를 선정하였다.

Table 2 내압 요구조건

내압 요구조건	압력, bar(MPa)
최고충전압력	310 (31)
내압시험압력	517 (51.7) = 최고충전압력×5/3
자기 압력	565 (56.5) = 내압시험압력×1.1
파열 압력	930 (93.0) = 내압시험압력×1.8

Table 3 강도 요구조건

강도	요구조건
파열압력	내압시험압력의 1.8배 이상 최고충전압력의 3배 이상
최고충전압력에서의 응력	파열압력에서의 응력의 3/10 이하
최종파열 위치	실린더 부위

### 2.2 Type 3 압력용기의 설계

초기 설계 단계에서는 필라멘트 와인딩 시 미끄러짐을 고려한 돔 부분의 최적 형상 결정이 중요하며 이를 위하여 여러 변수들을 변화시키면서 반복적인 해석을 수행하게 된다. 특히 Type 3 압력용기는 다층의 헬리컬 층으로 구성되므로 필라멘트 와인딩이 진행됨에 따라 돔 부분 표면 형상이 변화하게 되므로 이를 고려하여 와인딩 각도가 결정되어야 한다.

일반적으로 헬리컬 와인딩에서 필라멘트 와인딩 각도는 다음 식으로 표현된다.

$$r \sin \alpha = \text{const} \quad (1)$$

여기서  $r$  은 압력용기 종축에서 돔표면까지의 거리이고,  $\alpha$  는 필라멘트와 자오선이 이루는 각도로서 Fig. 1과 같이 정의된다.

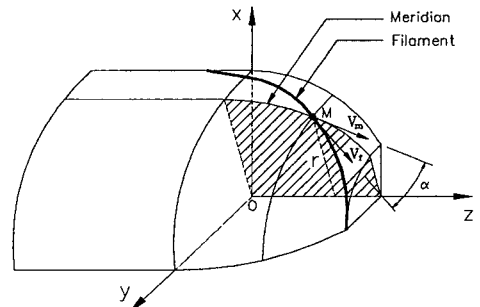


Fig. 1 압력용기 주요 치수 정의

돔 형상은 등장력돔 이론에 따라 다음 두식을 동시에 만족하는 형상으로 결정된다.

$$2 + \frac{rr''}{1+r'^2} = \tan^2 \alpha \quad (3)$$

$$\frac{r^2 \sqrt{1+r'^2}}{\cos \alpha} = \text{const} \quad (4)$$

등장력 돔에서 돔의 두께는 임의의 단면을 지나는 섬유 양은 동일하다는 조건으로부터 다음 식으로 결정된다.

$$t = t_c \frac{r_c \cos \alpha_c}{r \cos \alpha} \quad (5)$$

이상의 식으로부터 돔형상의 좌표와 임의의 지점에서의 두께 및 섬유방향은 원통반경, 보스반경, 원통에서의 두께 등의 함수로 결정된다. 6.8L 용기에 대한 돔형상과 두께 분포는 Fig. 2와 같다.

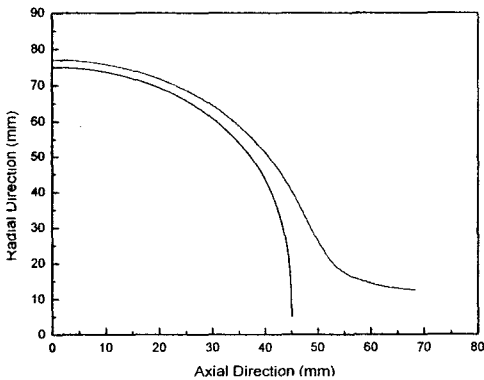


Fig. 2 6.8L 압력용기 돔 형상

### 3. 복합재 압력용기 유한요소 해석

#### 3.1 유한요소 모델링

본 연구에서는 상용 유한요소(FEM) 프로그램인 ABAQUS에서 제공하는 고체요소(3D Laminated Solid Element)에 주기적 대칭 조건(cyclic symmetry)을 부과하여 3차원 유한요소 해석을 수행하였다. 또한 라이너의 소성 변형 사이클을 고려하여 재료의 비선형 해석과 함께 돔과 실린더 부의 변형 불일치를 고려하여 기하학적 비선형 해석을 수행하였다. 필라멘트 와인딩에 의한 적층은 각 지점별 균형적층으로 가정하여 와인딩 횟수에 따라 구분하여 모델링 하였다. 반

복적인 설계를 통하여 산출된 최적 돔 형상 및 와인딩 패턴으로부터 유한요소 해석용 프로그램인 ABAQUS에 사용할 수 있도록 몇 가지 변환 절차를 거친 후, 유한요소 모델 및 property 생성에 이용하는 방법을 취하였다. 압력용기 설계/해석의 전체적인 해석 절차는 다음과 같이 크게 세 부분으로 나눌 수 있다.

- 최적 돔 형상 및 와인딩 패턴 생성
- 유한요소 해석
- 결과분석 및 Drawing

유한요소 모델링은 다음과 같은 조건으로 수행하였다.

- 해석부위 : 가장 취약하다고 예상되는 부위 (하단 돔 부분)
- Cyclic Symmetric Condition 사용: Element Topology를 고려하여 3° Modeling
- 3D Laminated Solid Element 사용
- Liner의 소성거동 고려
- Geometry Non-linear 해석

Fig. 3은 유한요소 해석을 위한 모델링 부위 및 유한요소 모델을 보여주고 있으며, Fig. 4는 유한요소 모델에서 알루미늄 라이너 및 복합재 헬리컬(helical)층 및 후프(Hoop)층에 대한 세부 유한요소 모델을 보여주고 있다. 유한요소(FEM) 해석을 위해 가해야 할 하중은 재료의 비선형적 소성 거동을 고려하기 위하여 자진 처리에 필요한 자진압력을 가한 후 파열압력까지 압력을 작용시키는 하중순서(Loading Sequence)를 취하였다.

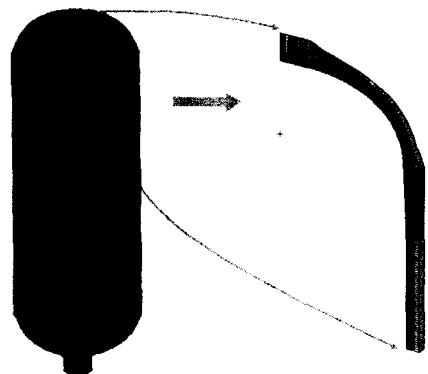


Fig. 3 모델링 부위 및 유한요소 모델

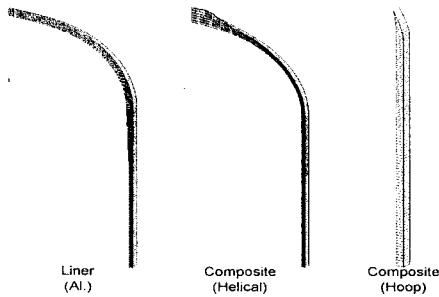


Fig. 4 세부 유한요소(FEM) 모델

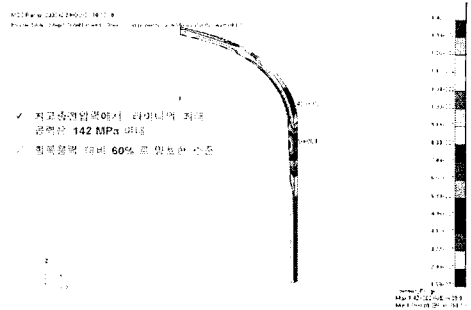


Fig. 6 자긴처리 후 최고충전압력(310bar)에서의 라이너 응력 분포

### 3.2 유한요소 해석 결과 및 분석

본 연구에서 설계된 6.8L 복합재 압력용기에 대한 유한요소 해석 결과, Fig. 5는 최고충전압력(310bar)에서의 변형 양상(deformed shape)을 보여주고 있다. 실린더와 돔 부분에서 전체적으로 균일하게 부푸는 변형을 확인할 수 있다.

Fig. 6은 자긴압력(565bar) 처리 후 최고충전압력(310bar)에서의 라이너 응력 분포(stress distribution)를 보여주고 있다. 자긴 처리 후부터 최고충전압력까지의 라이너 거동은 응력-변형을 곡선(stress-strain curve)을 따르게 되는데, 소성 변형 후에 하중을 제거 한 후 다시 하중을 가하게 되면 라이너의 재료는 변형경화(stress hardening) 현상을 보이게 되고, 그 결과 최고충전압력에서 라이너 최대응력이 항복응력 대비 60% 이내로 양호한 수준으로 나타났다.

Fig. 7은 파열압력(930bar)에서의 라이너 응력 분포(stress distribution)를 보여주고 있다. 그 결과 파열압력에서의 라이너의 최대 응력은 270MPa 이내로 파단강도(290MPa)의 93% 수준을 나타내고 있다.

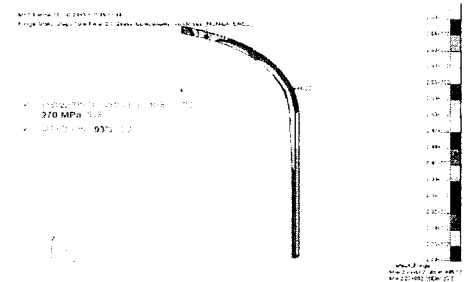


Fig. 7 파열압력(930bar)에서의 라이너 응력 분포

Fig. 8은 파열압력(930bar)에서의 라이너 위치에 따른 변형을 분포(strain distribution) 그래프를 보여주고 있다. 그 결과 파열압력에서의 라이너의 최대 변형율은 3.5% 미만으로 파단변형율(8%)의 44% 수준으로 파열압력까지 라이너는 안전한 수준을 유지하는 것으로 나타났다.

Fig. 9는 자긴 처리 후의 최고충전압력(310bar)에서의 복합재 응력 분포를 보여주고 있다. 그 결과 최고충전압력에서의 복합재 최대응력은 671MPa 이내로써 파단강도 대비 33% 이내로 나타났다. 이때 최대 응력은 실린더 부위에서 나타남을 알 수 있다.

Fig. 10은 파열압력(930bar)에서의 복합재 응력 분포를 압력용기 위치에 따라 나타낸 그래프를 보여주고 있다. 그 결과 파열압력에서의 복합재 최대 응력은 2050MPa 정도로 파단강도와 거의 일치함을 알 수 있다.

이상의 결과와 같이 본 연구에서 개발하고자 하는 압력용기는 설계요구조건을 모두 만족하는 결과를 나타냈으며, 6.8L 압력용기에 대한 최종 형상은 Fig. 11과 같다.

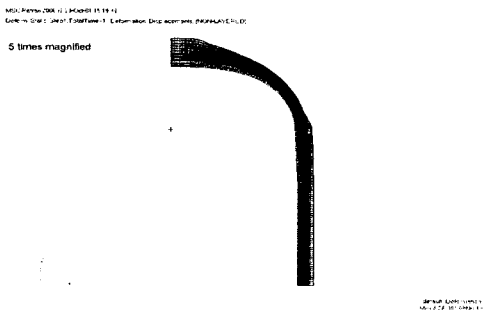


Fig. 5 최고충전압력(310bar)에서의 변형 양상 : 5 times magnified

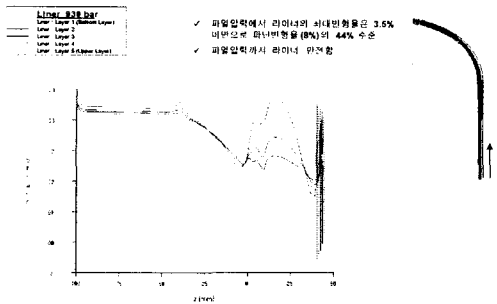


Fig. 8 과열압력(930bar)에서의 라이너 변형을 분포

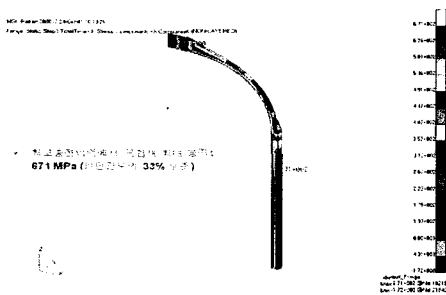


Fig. 9 최고충전압력(310bar)에서의 복합재 응력 분포

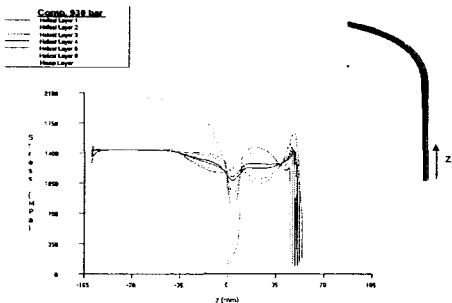


Fig. 10 과열압력(930bar)에서의 복합재 응력 분포

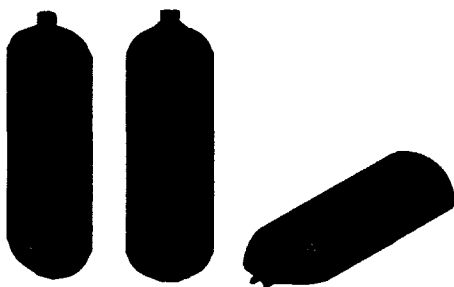


Fig. 11 6.8L 압력용기 최종 형상

## 4. 결론

본 연구에서는 알루미늄 라이너에 필라멘트 와인딩을 수행한 풀랩(full-wrapped) 복합재 압력용기(6.8L, Type 3)에 대해 금속재 라이너를 고려하여 전체적인 설계/해석을 수행하였다. 설계/해석 시 등장력도 이론에 의해 와인딩 형상 및 패턴을 산출하고, 내압의 변화에 따른 복합재 압력용기의 비선형적 거동해석을 위해 와인딩 각도의 계산과 함께 기하학적 비선형 및 재료 비선형을 고려하여 유한요소 해석을 수행하였다.

이상의 설계/해석 결과 본 연구에서 개발하고자 하는 압력용기는 각각의 설계하중에 따른 응력 및 변형률 수준이 모두 설계요구조건을 만족하는 것으로 나타났다.

## 참고문헌

- [1] G. S. Ger, D. G. Hwang, W. Y. Chen and S. E. Hsu, "Design and Fabrication of High Performance Composite Pressure Vessels," Theoretical and Applied Fracture Mechanics, Vol 10, 1998, pp. 157-163
- [2] B. S. Azzam, M. A. A. Muhammad, M. O. A. Mokhtar and F. A. Kolkailah, "A Finite Element Presentation of an Optimum Design for the Filament-Wound Composite Pressure Vessels," 40th International SAMPE Symposium, May 8-11, 1995
- [3] B. S. Azzam, M. A. A. Muhammad, M. O. A. Mokhtar and F. A. Kolkailah, "A Theoretical and Design Analysis of the Filament-Wound Composite Pressure Vessels," Science and Engineering of Composite Materials, Vol. 4, No.2, 1995, pp73-87
- [4] J. D. Carvalho, M. Lossie, D. Vandepitte and H. V. Brussel, "Optimization of Filament - Wound Parts Based on Non-geodesic Winding", Composite Manufacturing, Vol. 6, 1995, pp. 79-84
- [5] 김철웅, 박재성, 홍창선, 김천곤, "두께 방향의 와인딩 각도 변화를 고려한 필라멘트 와인딩된 압력탱크의 해석", 한국복합재료학회지, 제13권, 제2호, 2000, pp51-60