

복합재료 수소 압력용기의 탄소성 해석

도기원[†] · 한훈희* · 하성규**

Elasto-plastic Analysis of a hydrogen pressure vessel of Composite materials

Ki Won Do, Hoon Hee Han and Sung Kyu Ha

Key Words : autoprettage pressure(자긴 압력), elasto-plastic analysis(탄소성 해석), pressure vessel(압력용기)

Abstract

To improve the durability of a hydrogen pressure vessel which is applied high-pressure, it needs the autofrettage process which induces compressive residual stress in the Aluminum liner. This study presents the elasto-plastic analysis to predict the behavior of structure accurately, and the Tsai-Wu failure criterion is applied to predict failure of pressure vessel of Aluminum liner and composite materials. Generally, plastic analysis is more complex than elastic analysis and has much time to predict. To complement its weakness, the AxicomPro(EXCEL program), applied radial return algorithm and nonlinear classical laminate theory (CLT), is developed for predicting results with more simple and accurate than the existing finite element analysis programs.

기호설명

- N_s : 경선 방향의 면내 합응력
 N_ϕ : 원주 방향의 면내 합응력
 R : 실린더의 반경
 $\bar{\epsilon}$: 적층판축 변형률
 ϵ : 플라이축 변형률
 $\Delta \epsilon$: 변형률 증분
 Q : 플라이축 강성행렬
 R : 강도비
 C^{ep} : 탄소성 강성계수
 σ^{lr} : 시도응력

1. 서론

최근 석유 소비량 증가에 따른 대체연료의

[†] 회원, 한양대학교 기계공학과
E-mail : tmxmfkdzj@hanyang.ac.kr
TEL : (031)400-4066 FAX : (031)407-1034

* 한양대학교 기계공학과

** 한양대학교 기계공학과

필요성과 환경 오염을 줄이고자 하는 인식에 따른 공해물질의 배출규제가 강화됨에 따라 무공해 자동차에 대한 필요성이 어느 때보다 증대되고 있다. 미래의 대체 에너지원으로 활발한 연구가 진행 중인 수소가스의 경우, 수소연료전지 자동차의 상용화를 위해서는 수소저장기술 개발의 실용화가 가장 큰 관건이다. 수소가스는 고압의 상태로 저장되어 사용되므로, 이러한 수소가스를 자동차의 연료로서 저장 탑재하기 위해서는 높은 내압강도와 기밀성을 가지는 동시에 경량인 용기의 개발이 필요하다.

섬유강화 복합재료는 비강성, 비강도 등이 높아 우수한 기계적인 성질을 가지기 때문에 경량화가 요구되는 구조물에 대한 적용이 용이하여 이에 대한 연구 또한 활발해지고 있다. 이러한 복합재료의 여러 제작 방법 중 필라멘트 와인딩 공법은 실린더 형태의 구조물 제작에 매우 유리한 특성을 가지고 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. 따라서 금속 압력용기의 단점을 보완하기 위해 알루미늄 라이너에 복합재료를 보강한 다층구조로 수소 압력용기를 제작하게 된다.

내부의 알루미늄 라이너는 가스의 누출을 막기 위한 기밀유지의 기능을 하고, 외부는 주로 필라멘트 와인딩 공법을 이용하여 내압강도 유지에 필요한 복합재료층을 형성한다.

고압이 걸리는 압력용기의 내구성을 향상시키기 위해, 알루미늄 라이너를 갖는 복합재 압력용기의 제조공정에는 가압되지 않은 상태에서 라이너가 압축잔류응력 하에 있도록 하는 자긴처리공정을 하게 된다. 자긴처리 시 압력용기에 작용하는 내압이 항복강도를 넘어서면 용기의 안쪽 알루미늄 라이너는 탄성 영역을 넘어 소성 변형을 하게 된다. 이러한 라이너의 탄소성 변형을 포함한 비선형적인 거동을 예측하기 위해 비선형 유한요소해석을 수행하였다.

본 연구에서는 설계변수가 구조물 강도에 미치는 영향을 파악하기 위해 Tsai-Wu 파손이론을 사용하였고, 자긴처리 시에 필요한 자긴압력과, 실제 사용하게 되는 상용압력을 가압함에 따라 변화하는 탄소성 응력과 변형률을 계산하여 원하는 결과값을 얻을 수 있도록 하는 AxicomPro (EXCEL 프로그램)를 개발하였다. 그리고 이 프로그램을 통해 예측한 결과와 상용해석 프로그램 ANSYS 10.0 의 결과 비교를 통해 타당성을 검증하였다.

2. 구조 해석 이론

2.1 해석 조건

2.1.1 압력용기 형상

해석을 위해 사용한 압력용기는 압력용기의 네 가지 종류 중 하나로써 라이너의 실린더 부위를 복합재가 싸고 있는 형태인 type II이다.

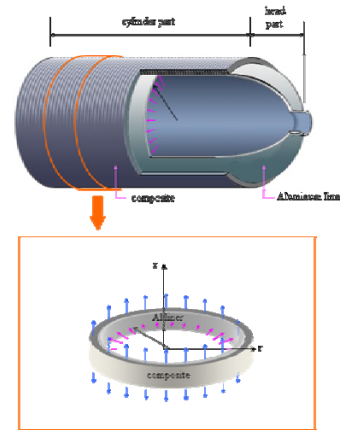


Fig. 1 Type II Hoop wrapped cylinder

내압을 받고 있는 압력용기에서 라이너를 둘러싸고 있는 복합재의 두께는 매우 얇기 때문에 평면 응력 상태로 가정할 수 있다. 따라서 Fig.2 에서 보는 바와 같이 실린더부에서 경선 방향과 원주 방향의 면내 합응력이 1:2 의 비율을 가지게 된다.

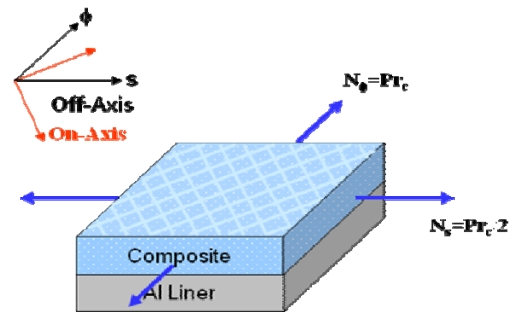


Fig. 2 Structural analysis of pressure vessel based on the membrane analysis

그림 2 에서 N_s 와 N_ϕ 는 각각 경선 및 원주 방향의 면내 합응력을 의미한다. 실린더부의 면내 합응력은 다음과 같다.

$$N_s = \frac{pr_c}{2} \quad (1)$$

$$N_\phi = pr$$

여기에서 rc 는 실린더의 반경이다.

2.1.2 유한요소 모델 및 경계조건

이를 이용하여 Fig.3 과 같이 유한요소 해석을 위한 모델을 만들었으며, 해석을 위한 경계조건은 식 (2)와 같은 대칭 경계조건을 사용하였다.

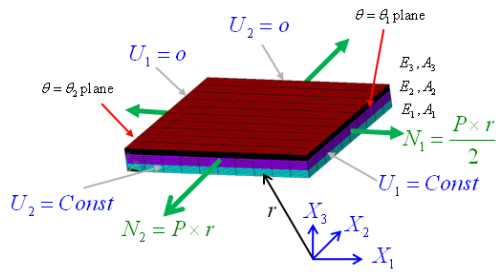


Fig. 3 finite element model for FEM

$$\begin{Bmatrix} U_r \\ U_\theta \\ U_z \end{Bmatrix}_{\theta=\theta_1} = \begin{Bmatrix} U_r \\ U_\theta \\ U_z \end{Bmatrix}_{\theta=\theta_2} \quad (2)$$

2.1.3 재료의 물성치

압력용기의 라이너에 사용되는 알루미늄은 Al 6061-T6 을 사용하였으며 물성치는 다음과 같다.

Table 1 Material properties of Al 6061-T6

Property	Symbol	Aluminum (6061-T6)	Unit
Elastic modulus	E	69.0	GPa
Shear modulus	Es	26.0	GPa
Poisson's ratio	v	0.33	-
Yielding strength	X _{yield}	270	MPa
Ultimate strength	X _{ult}	310	MPa
Elongation at break	E _{break}	12	%
Density	ρ	2700	Kg/m ³

그리고 라이너의 실린더 부위를 감싸는 복합재로는 T700_12K 탄소섬유와 에폭시 수지(Vf = 65%)를 사용하였다.

Table 2 Material properties of composite

Property	Symbol	Graphite T700/Ep	Unit
Longitudinal modulus	E ₁	148.0	GPa
Transverse modulus	E ₂	3.8	GPa
Poisson's ratio	v	0.38	-
Longitudinal Tensile strength	X	2250	MPa
Transverse Tensile strength	X'	1470	MPa
Longitudinal Compressive strength	Y	80	MPa
Transverse Compressive strength	Y'	120	MPa
Shear strength	S	80	MPa
Density	ρ	1610	Kg/m ³

2.1.4 하중 조건

압력용기의 거동을 예측하기 위해 가한 하중으로 자긴압력, 0 압력, 상용압력, 파열압력 순으로 가압하였으며, 그 순서와 크기는 Fig.4 와 같다.

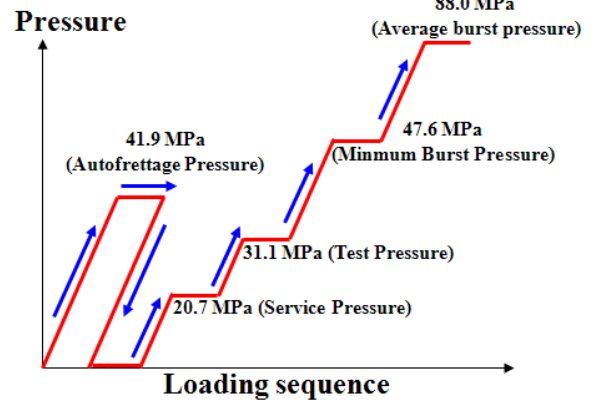


Fig. 4 Loading sequence

2.2 파손 해석 이론

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

$$\epsilon = J\bar{\epsilon} \quad (3)$$

식 (3)에서 구해진 플라이축 변형률 ϵ 과 플라이축 강성행렬 Q 를 이용하면 각 층에서의 응력 σ 를 구할 수 있다.

$$\sigma = \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_{xy} \end{Bmatrix} = Q\epsilon \quad (4)$$

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.

$$\sigma^T \tilde{F}\sigma + F\sigma R - R^2 = 0 \quad (5)$$

식 (5)를 풀면 강도비 R 을 구하게 되며 다음과 같다.

$$R = \frac{F\sigma + \sqrt{(F\sigma)^2 - 4(\sigma^T \tilde{F}\sigma)}}{2} \quad (6)$$

강도비 R 은 1 보다 크면 재료가 파손됨을 뜻하며, 1 보다 적은 경우, 가령 0.5 이면 구해진 응

력을 재료의 파손 전까지 두 배 만큼 더 증가시킬 수 있음을 의미한다. 식 (6)에서 강도 변수 $\tilde{\mathbf{F}}, \mathbf{F}$ 는 재료의 강도 향으로 정의되며 다음과 같다

$$\tilde{\mathbf{F}} = \begin{bmatrix} \frac{1}{XX'} & -\frac{1}{2}\sqrt{\frac{1}{XX'}\frac{1}{YY'}} & 0 \\ -\frac{1}{2}\sqrt{\frac{1}{XX'}\frac{1}{YY'}} & \frac{1}{YY'} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{S^2} \end{bmatrix} \quad (7)$$

$$\mathbf{F} = \begin{bmatrix} \frac{1}{X} - \frac{1}{X'} & \frac{1}{Y} - \frac{1}{Y'} & 0 \end{bmatrix} \quad (8)$$

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

2.3 비선형 고전 적층판 이론

2.3.1 고전 적층판 이론

복합 적층판의 거동을 예측하기 위한 고전 적층판 이론에서는 해석을 위해 다음과 같은 기본적인 세 가지의 가정을 필요로 한다.

- (1) 복합 적층판이 인장이나 압축 및 전단만을 받는 경우에는 적층판의 두께 방향으로 변형률이 일정하다.
- (2) 인접한 적층판은 일체거동을 하므로 각 플라이의 변형률이 같으며, 또한 적층판의 변형률과 같다.
- (3) 탄성계수는 각 플라이마다 서로 다르며, 따라서 응력은 각 플라이마다 다른 값을 갖는다.

즉, 평면응력상태의 경우에 k 번째 플라이의 응력(σ_{ij}^k)을 적층판 축으로 나타내면

$$\sigma_{ij}^k = \bar{Q}_{ijkl}^k \epsilon_{kl}^k \quad (9)$$

혹은

$$\begin{pmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{pmatrix}^k = [\bar{Q}_{ijkl}^k] \begin{pmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{pmatrix}^k \quad (10)$$

로 표시된다. 여기에서 σ_{ij}^k 는 적층판 축 x, y 에 관하여 표시된 k 번째 플라이의 응력 성분을 나

타내며, ϵ_{ij}^k 는 적층판 축 x, y 에 관하여 표시된 k 번째 플라이의 변형률 성분을 나타낸다.

이상과 같은 가정 하에서 복합 적층판의 문제를 해석하는 방법을 고전 적층판 이론(CLT : Classical Lamination Theory)이라고 부른다.

복합 적층판에 작용하는 응력의 합과 굽힘 및 비틀림 모멘트는 각각 적층판의 두께 방향으로 적분하여 다음과 같이 계산할 수가 있다

$$N = \int \bar{\sigma} dz \quad (11)$$

$$M = \int \bar{\sigma} z dz$$

여기에서 $\bar{\sigma}$ 는 적층판 축방향 응력을 의미한다.

2.3.2 비선형 고전 적층판 이론

구조물에 상대적으로 큰 외력이 작용하면 연성 재료의 경우에는 항복이 일어나게 된다. 따라서 재료는 탄성 영역을 넘어 소성 변형을 하게 되고, 응력-변형률 선도는 Fig.5 에서 보는 바와 같이 더 이상의 선형성이 나타나지 않게 되어 소성 영역에서의 비선형성을 고려한 해석이 필요하다.

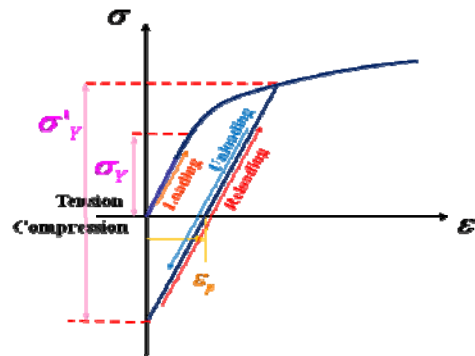


Fig.5 nonlinear stress-strain curve

재료 비선형 또는 기하학적 비선형성을 고려한 해석의 경우, 강성행렬이 비선형 항을 포함하고 있으므로 일반적으로 반복해석을 통해 문제를 구간마다 선형화하여 이를 연속적으로 해를 구하게 된다. 본 연구에서는 해를 구하기 위해 변위에서의 접선을 강성행렬로 사용하는 접선강성법(Newton-Raphson Method)을 사용하여 식을 전개하였다.

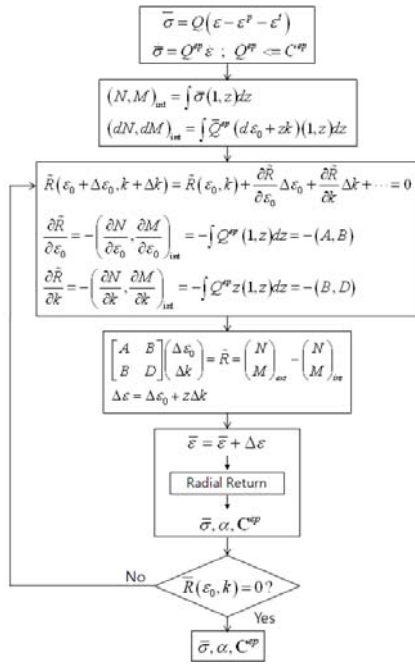


Fig.6 Force equilibrium (Newton-Raphson method)

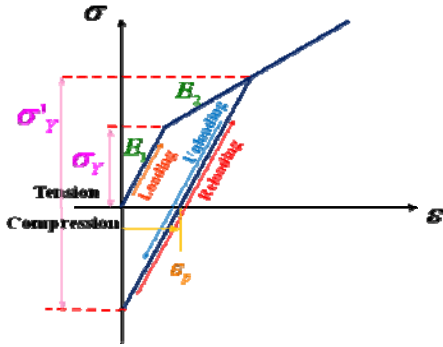


Fig.7 bi-linear stress-strain curve

표 3 에서 보는 바와 같이 탄성 변형률 증분 및 소성 변형률 증분 계산을 위해 radial return 알고리즘을 사용하였으며, 이 과정에서 소성 변형 과정을 Fig.7 과 같이 선형경화(linear-isotropic hardening)로 가정하였다. radial return 알고리즘의 내용은 다음과 같다.

1. Compute trial stress

$$\boldsymbol{\varepsilon}_{n+1} = \boldsymbol{\varepsilon}_n + \Delta \boldsymbol{\varepsilon}$$

$$\mathbf{e}_{n+1} = \boldsymbol{\varepsilon}_{n+1} - \frac{1}{3} t_r [\boldsymbol{\varepsilon}_{n+1}] \mathbf{1}$$

$$\mathbf{S}_{n+1}^t = 2\mu(\mathbf{e}_{n+1} - \mathbf{e}_n^p) \quad ; \quad \boldsymbol{\sigma}_{n+1}^t = K t_r [\boldsymbol{\varepsilon}_{n+1}] \mathbf{1} + \mathbf{S}_{n+1}^t$$

2. Check yield condition

$$K(\alpha_n) = \sigma_Y + H' \alpha_n + \frac{H'}{A} (1 - e^{-A \alpha_n})$$

$$f_{n+1}^t = \|\mathbf{S}_{n+1}^t\| - \sqrt{\frac{2}{3}} K(\alpha_n)$$

IF $f_{n+1}^t \leq 0$ THEN SET $(\bullet)_{n+1} = (\bullet)_{n+1}^t$

EXIT

ENDIF

3. Compute \mathbf{n}_{n+1} & $\Delta \gamma$

$$\Delta \gamma = \frac{F_{n+1}^t}{2\mu + \frac{2}{3} H'}$$

$$\mathbf{n}_{n+1}^t = \frac{\mathbf{S}_{n+1}^t}{\|\mathbf{S}_{n+1}^t\|}$$

$$\alpha_{n+1} = \alpha_n + \sqrt{\frac{2}{3}} \Delta \gamma$$

4. Update plastic strain & stress

$$\mathbf{e}_{n+1}^p = \mathbf{e}_n^p + \Delta \gamma \mathbf{n}_{n+1}^t$$

$$\boldsymbol{\sigma}_{n+1} = K t_r [\boldsymbol{\varepsilon}_{n+1}] \mathbf{1} + \mathbf{S}_{n+1}^t - 2\mu \Delta \gamma \mathbf{n}_{n+1}^t$$

5. Compute consistent elasto-plastic tangent moduli

$$\mathbf{C}_{n+1}^p = K \mathbf{1} \otimes \mathbf{1} + 2\mu \boldsymbol{\theta}_{n+1} + \left[\Pi - \frac{1}{3} \mathbf{1} \otimes \mathbf{1} \right] - 2\mu \bar{\boldsymbol{\theta}}_{n+1} \mathbf{n}_{n+1}^t \otimes \mathbf{n}_{n+1}^t$$

3. 결과

본 연구에서는 복합재료 수소 압력용기의 해석을 위해 상용 유한요소 해석 프로그램인 ANSYS 10.0 을 이용하여 유한요소 해석을 실시하였다. 유한요소 해석에 사용된 재료의 물성치는 고전 적층판 이론을 토대로 하여 정하였다. 그리하여 유한요소 해석 결과와 AxicomPro 결과와의 비교를 통하여, 해석 결과의 타당성을 검증하였다.

그림 7-8 은 각각 알루미늄 라이너, 복합재료(적층각도 $90^\circ, 12^\circ$)에서 사용압력의 크기에 따른 응력의 변화를 나타낸 것이다

참고문헌

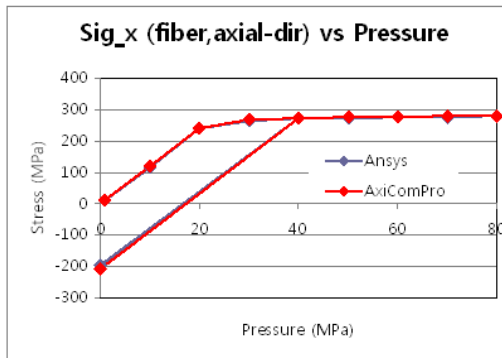


Fig.8 stress distribution of Al6061-T6

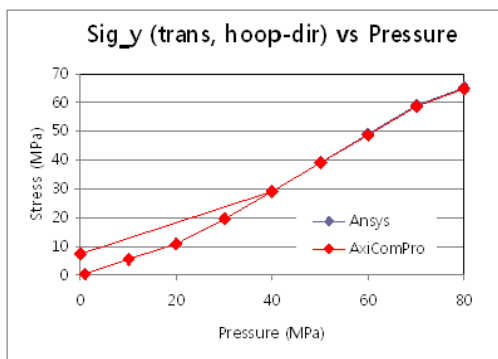


Fig.9 stress distribution of composite (ply angle - 90 deg.)

그림에서 보는 바와 같이 자긴처리 과정에서부터 사용압력이 가해지는 동안 ANSYS 에서의 해석 결과와 AxiComPro 에서의 결과가 일치함을 확인할 수 있다.

4. 결론

고압이 걸리는 압력용기의 내구성을 향상시키기 위해 필요한 자긴처리 과정에서 압력용기의 안쪽 알루미늄 라이너는 탄성 영역을 넘어 소성 변형을 하게 된다. 이러한 비선형적인 거동을 예측하기 위해 주로 사용되고 있는 비선형 유한요소해석은 탄성 영역에서의 해석에 비해 해석 시간이 오래 걸리게 되는 단점이 있다. 대체로 정확한 결과를 얻고자 할수록 결과를 얻는데 걸리는 시간은 더 길어지게 된다.

본 연구에서는 복합 적층판 이론과 소성 이론을 가지고 radial return 알고리즘을 이용하여 설계자가 얻고자 하는 정확한 결과값을 보다 간단하고 빠르게 얻을 수 있도록 하는 EXCEL 프로그램인 AxiComPro 를 개발하였다.

- (1) R. M. Brannon, 2000, Geometrical interpretation of radial and oblique return methods, plasticity 2000
- (2) Sing C. Tang et al, 2001, "Application of the radial return method to compute stress increments from Mroz's hardening rule", ASME
- (3) Peters, S. T., Humphery, W. D., and Foral, R. F., 1991, "Filament Winding Composite Structure Fabrication," SAMPE
- (4) Mallick, P. K., and Newman S., 1990, "Composite Materials Technology, Process and Properties," Hanser Publishers, pp. 179-210
- (5) Lubin, G., 1982, "Van Nostrand Reinhold," Handbook of Composites, pp. 449-478
- (6) Mallick, P. K., 1988, "Fiber-Reinforced Composites, Materials, and Manufacturing, and Design," Marcel Dekker, Inc., pp. 351-361
- (7) Michael G. Bader, Wilburn Smith, Allan B. Isham, J. Albert Rolston and Arthur B. Metzner, "Process and Fabrication Technology," Vol. 3 Technomic Publishing Company, Inc. Lancaster, Pennsylvania. pp. 193-206
- (8) J. H. Kweon, S. G. Joo, C. S. Hong, S. H. Yoon and W. M. Cho, 1992, "Nonlinear Finite Element Analysis of Filament Wound Pressure Vessels" Journal of the Korean Society for Aeronautical & Space Sciences Vol 20-4
- (9) Y. B. Yoon, S. W. Cho and S. K. Ha, 2002, "Optimal Design of Filament Wound Composite CNG Pressure Vessel", Journal of the Korean Society of Mechanical Engineers A, Vol. 26-1, pp.23~30
- (10) Y. D. Doh, C. S. Hong, 1995, "Progressive Failure Analysis for Filament Wound Pressure Vessel", Journal of Reinforced Plastics and Composites, Vol. 14, pp.1278~1306
- (11) Hisao Fukunaga, Tsu-Wei Chou, 1998, "Simplified Design Techniques for Laminated Cylindrical Pressure Vessels under Stiffness and Strength Constraints", Journal of Composite Materials, Vol. 22, pp.1156~1169
- (12) C. W. Kim, W. Hwang, H. C. Park, D. S. Shin and E. D. Park, 1996, "Optimal Design of Cylindrically Laminated Composite Shells for Strength" Journal of the Korean Society of Mechanical Engineers A, Vol. 20-3, pp. 775~787
- (13) Li Yongsheng, 1992, "Sensitivity Analysis in Shape Optimization Design for a Pressure Vessel," International Journal of Pressure Vessel & Piping, Vol. 49, pp.387~397
- (14) Arora, J. S., 1989, Introduction to Optimum Design, McGraw-Hill Book Company
- (15) Vanderplaats, G. N., 1984, Numerical Optimization Techniques for Engineering Design, McGraw-Hill Book Company
- (16) Tsai, S. W., 1998, "Thick Composites," Composite Design.