

論文

금속재 라이너를 갖는 복합재 압력용기의 라이너 압축잔류응력을 고려한 반복수명 예측 방법에 대한 연구

박지상^{*+}, 정상수^{*}, 정재한^{**}

Cycling life prediction method considering compressive residual stress on liner for the filament-wound composite cylinders with metal liner

Ji-Sang Park^{*+}, Sang-Su Jeung^{*}, Jae-Han Chung^{**}

ABSTRACT

In manufacturing process of composite cylinders with metal liner, the autofrettage process which induces compressive residual stress on the liner to improve cycling life can be applied. In this study, a finite element analysis technique is presented, which can predict accurately the compressive residual stress on the liner induced by autofrettage and stress behavior after. Material and geometrical non-linearity is considered in the finite element analysis, and the Von-Mises stress of a liner is introduced as a key parameter that determines pressure cycling life of composite cylinders. Presented methodology is verified through fatigue test of liner material and pressure cycling test of composite cylinders.

초 록

금속재 라이너를 갖는 복합재 압력용기는 라이너의 반복 수명 향상을 위해 제조 공정 중 라이너가 압축잔류응력을 갖도록 하는 자긴처리 공정을 적용할 수 있다. 본 연구에서는 자긴처리에 의한 라이너의 압축잔류응력과 이후의 응력 거동을 정확히 예측할 수 있는 유한요소해석 기법을 제시하고, 이러한 해석 결과를 바탕으로 복합재 압력용기의 반복 수명을 예측할 수 있는 방법을 제안한다. 재료 및 기하학적 비선형성을 고려한 3차원 비선형 유한요소해석을 통해 라이너의 응력 거동을 정확히 예측하고, 압력용기의 반복수명을 결정짓는 파라미터로 금속재 라이너의 폰미세스 응력을 도입한다. 라이너 재료에 대한 피로 시험과 복합재 압력용기 시제품에 대한 반복시험을 통해 제안된 방법의 타당성과 유효성을 입증한다.

Key Words : 복합재 압력용기(Filament-Wound Composite Cylinder), 유한요소법(FEM), 압력반복수명(Pressure Cycling Life)

1. 서 론

복합재 압력용기는 항공우주·방산 분야에서 로켓모터케이스나 항공기, 발사체 등에 탑재되는 고압기체 저장 용기로 개발

되어 제한적으로 사용되어 왔으나, 근래에는 공기호흡기용이나 차량용 고압기체 저장 용기로 적용되면서 민수용으로도 그 적용 범위가 크게 확대되고 있다[1-2].

항공우주·방산 분야에 적용되는 고압 용기들은 충전반복사

*+ 한국기계연구원 신기술재료연구본부 복합재료팀 교신저자(E-mail:Jspark@kmail.kimm.re.kr)

* 한국기계연구원 신기술재료연구본부 복합재료팀

** (주) 이노캡

용 횡수가 매우 제한적이기 때문에 설계 시 반복수명보다는 파열압에 중점을 두어 설계되어 왔다.⁽³⁾⁻⁽⁶⁾ 그러나 민수용으로 사용되는 고압 용기는 장기간에 걸쳐 반복 사용되는 경우가 대부분이어서 설계 시 반복수명 또는 피로수명이 중점적으로 고려되어야 한다.

복합재 압력용기에서 라이너는 내압을 지탱하는 비중은 그리 높지 않지만 기밀유지라는 중요한 기능을 갖고 있다. 그러나 금속재 라이너는 피로 특성에 있어서는 섬유강화 복합재에 비해 매우 취약하기 때문에 반복사용에 의한 복합재 압력용기의 파손모드는 라이너 균열에 의한 누출이다. 즉, 라이너의 피로 거동이 복합재 압력용기의 반복수명을 결정짓는 중요한 역할을 하게 되는 것이다.

따라서 금속재 라이너를 갖는 복합재 압력용기의 제조공정에서는 가압되지 않은 상태 (영 압력 상태)에서 라이너가 압축잔류응력 하에 있도록 하는 자긴처리 공정을 적용하여 라이너의 반복수명을 개선하는 방법이 사용된다.⁽⁷⁾

자긴처리에 의해 라이너에 부가되는 압축잔류응력의 크기와 분포는 이후 복합재 압력용기가 사용압으로 반복가압 될 때 라이너에 발생하는 인장응력 수준과 결과적인 라이너의 반복수명에 결정적인 영향을 미친다. 그러나 이러한 라이너의 구조적 거동은 외부를 보강하고 있는 복합재의 강성과 자긴압력의 수준에 의해 복합적으로 결정되기 때문에 단순한 해석적 방법으로는 예측이 어렵다. 또한 자긴처리 시 라이너는 탄성영역을 넘어 소성 변형을 겪게 되고, 이후의 반복가압에서 이전의 소성 변형량이 영향을 미치기 때문에 경로의존적 해석 절차가 요구된다. 또한 라이너의 응력 분포는 3차원적인 복잡한 응력분포를 갖기 때문에 응력분포를 정확히 예측하였다더라도 반복수명을 결정하는 응력 파라미터를 선정하는 것도 쉽지 않은 문제다.

본 연구에서는 우선, 자긴처리와 이후 반복가압에서 라이너의 응력분포를 정확히 예측할 수 있는 유한요소해석 기법이 제시된다. 여기서는 라이너의 탄소성 거동과 복합재 압력용기의 기하학적 비선형성을 모두 고려하며, 필라멘트 와인딩 복합재 구조의 재료 이방성과 방향성을 정확히 반영할 수 있는 3차원 비선형 해석기법이 도입된다. 또한 자긴처리에 의한 압축잔류응력의 효과를 정확히 고려하기 위한 경로의존적 해석 절차가 적용된다.

다음으로는, 라이너의 응력분포로부터 복합재 압력용기의 반복수명을 결정하기 위한 실험적, 해석적 방법이 제안된다. 라이너의 반복수명을 결정하는 파라미터로 폰미세스 응력을 도입하고, 라이너에서 채취한 시편에 대한 피로시험을 통해 얻어진 라이너 재료의 피로강도와 비교하여 복합재 압력용기의 반복수명을 예측할 수 있는 기법이 제시된다. 해석적으로 예측된 결과와 복합재 압력용기의 반복시험 결과를 비교하여 제안된 방법의 타당성과 유효성을 입증한다.

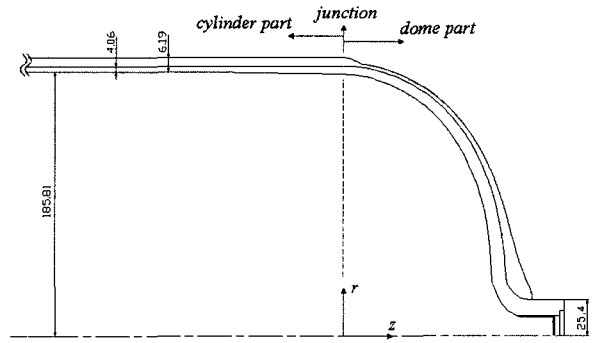


Fig. 1 Cross section of composite cylinder.

Table 1 Filament winding pattern

	winding angle (degree)	thickness (mm)
Helical_1	12.5	1.02
Helical_2	15.0	0.47
Helical_3	16.0	0.47
Hoop	90.0	4.23

2. 복합재 압력용기의 유한요소해석

2.1 복합 용기의 제원 및 특성

본 연구에서 다루고 있는 용기는 사용압 20.7 MPa, 내용적 70 liter 급의 천연가스차량용 복합재 압력용기로서, Al6061-T6 소재의 이음매 없는 알루미늄 라이너에 T700급 탄소섬유/에폭시를 헬리컬 및 와인딩을 번갈아 감아 풀업된 형식이다. Fig. 1은 단면 형상과 치수를 나타낸 것으로, 실린더 부에서 라이너 두께는 4.06 mm, 복합재 층의 두께는 6.19 mm 이며 용기 외경은 392 mm 이다.

복합재 와인딩 패턴은 Table 1과 같다. 와인딩 각도는 실린더 종 방향이 0° 원주방향이 90° 이며 헬리컬 층의 각도와 두께는 실린더부에서 돔으로 진입하는 지점까지의 각도와 두께를 의미한다. 돔 부분에서는 헬리컬 층의 각도는 진입각도로부터 90° 까지 연속적으로 변해가며, 두께는 직경이 줄어감에 따라 증가된다.

돔 부분에서 헬리컬 층의 각도 α 는 돔 자오선과 이루는 각으로 정의되며, 돔 표면상의 최단 경로를 지난다는 가정으로부터 다음 식으로 표현된다.

$$r \sin \alpha = \text{const} \tag{1}$$

여기서 r 은 압력용기 중심 축 z 에서 돔 표면까지의 거리이다.

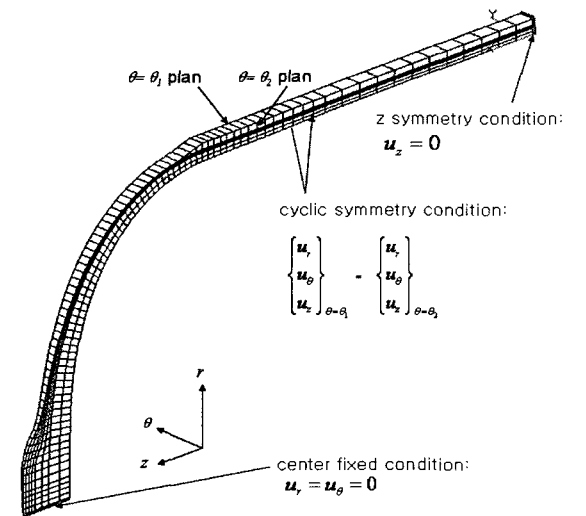


Fig. 2 Single point and multi-point constraints for finite element model of composite cylinder.

돔 부분에서 헬리컬 층의 두께는 z 축에 수직인 임의의 단면을 지나서 점유의 양이 동일하다는 조건으로부터 다음과 같이 유도된다.

$$t = t_c \frac{r_c \cos \alpha_c}{r \cos \alpha} \quad (2)$$

2.2 유한요소 모델링 및 해석 절차

필라멘트 와인딩 복합 용기는 축대칭 구조로 생각할 수도 있지만, 헬리컬 층의 존재로 인해 엄밀하게는 주기적 축대칭 특성을 갖는다. 이러한 특성을 고려하여 유한요소 모델링에서는 Fig. 2와 같이 전체 모델의 일부 중심각만을 모델링하고 원주방향으로 주기적 대칭 조건을 부가한다. 이는 r-q-z 원통 좌표 상에서 동일 (r, z) 좌표의 절점끼리 변위가 같도록 하는 다점구속조건을 부가함으로써 구현할 수 있다.

그 밖의 변위 경계 조건은 Fig. 2와 같으며, 하중 조건은 라이너의 내면에 균일 압력을 가하여 내압 조건을 부가한다. 유한요소해석에는 상용프로그램인 ABAQUS가 사용되었으며, 모델링에 사용된 요소는 3차원 고체요소로 20절점의 2차 변위 요소이며 직교이방성 강성을 갖는다.

금속재 라이너를 갖는 복합재 압력용기는 자기처리 과정에서 라이너가 탄성역을 넘어 소성 변형을 일으키며 다시 영 압력 상태로 돌아왔을 때 압축잔류응력 상태에 놓이게 된다. 이 압축잔류응력이 라이너의 피로거동에 결정적인 영향을 미치기 때문에 유한요소 해석에서는 이러한 잔류응력의 영향을 고려할 수 있는 해석 기법을 도입한다. 여기서 알루미늄 재료의 구성 방정식은 탄성-완전소성으로 가정한다. Fig. 3에서와 같은 단계로 재료 및

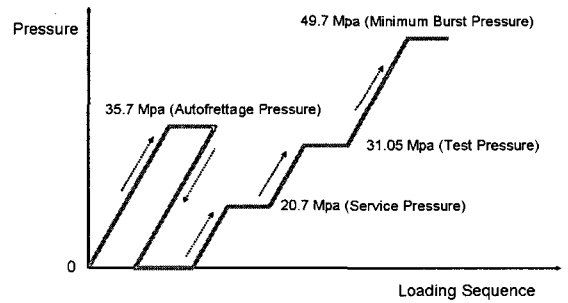


Fig. 3 Analysis sequence considering plastic deformation by autofretage of liner material.

기하학적 비선형 해석을 수행하여 자기처리에 의한 라이너의 압축잔류응력의 영향을 평가하고 해석에 반영한다. 이를 해석 구간 별로 나누어 설명하면 다음과 같다.

- Step 1: Loading up to autofretage pressure
- Step 2: Unloading to zero pressure
- Step 3: Loading up to cycling (service) pressure
- Step 4: Loading up to minimum burst pressure

2.3 유한요소해석 결과

복합재 압력용기의 반복수명을 결정하는 인자는 반복 사용 압에서의 라이너 응력 분포와 크기이다. 사용압에서 라이너 응력분포는 자기처리 시 라이너의 소성변형의 크기와 복합재 층과 알루미늄 라이너의 상대적 강성 비에 의해 결정된다. 자기처리 시 라이너의 총 변형률은 탄성 변형율과 소성 변형율의 합으로 다음과 같이 표현된다.

$$\epsilon_t = \epsilon_e + \epsilon_p \quad (3)$$

복합재 층이 존재하지 않는다면 자기압력이 제거되었을 때 라이너에는 ϵ_p 만큼의 영구 변형이 남을 것이다. 반대로 복합재 층의 강성이 라이너의 강성에 비해 극단적으로 큰 경우를 가정하면, 자기압력이 제거되고 영 압력이 되었을 때 복합재 층의 탄성 복원력에 의해 용기는 자기처리 이전으로 완전히 복원되므로 (즉, $\epsilon_t = 0$) 라이너에는 $\sigma = E\epsilon_p$ 만큼의 압축응력이 유발된다. 실제 현상은 자기처리 후 영 압력 상태에서 라이너에 발생하는 압축응력과 복합재 층의 인장응력이 평형을 이루는 상태가 되며 라이너에는 $E\epsilon_p$ 보다는 작은 압축응력이 발생하게 된다.

Fig. 4는 자기압에서 변형 모습이며, Fig. 5는 자기압을 제거하고 다시 영 압력 상태로 돌아왔을 때 변형모습인데, 자기압에서 일으킨 소성변형으로 인해 자기압을 제거한 후에도 라이너에 변형이 남아 있음을 알 수 있다. 이 상태에서 복합재 층은 인장응력 상태, 라이너는 압축 응력 상태에 있게 된다.

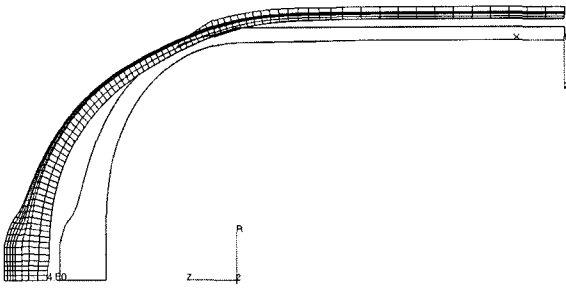


Fig. 4 Deformed shape under autofrettage pressure (35.7 MPa); 10 times magnified.

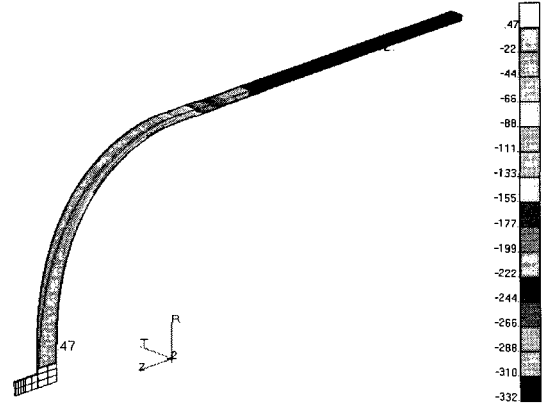


Fig. 7 Minimum principal stress at 0 pressure after autofrettage.

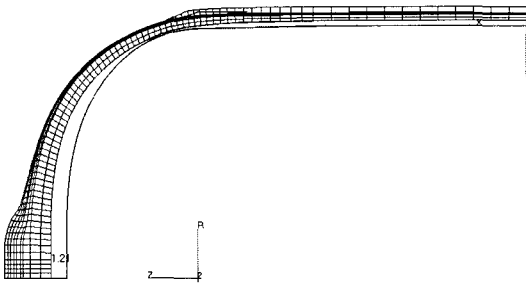


Fig. 5 Residual deformation after autofrettage at zero pressure; 10 times magnified.

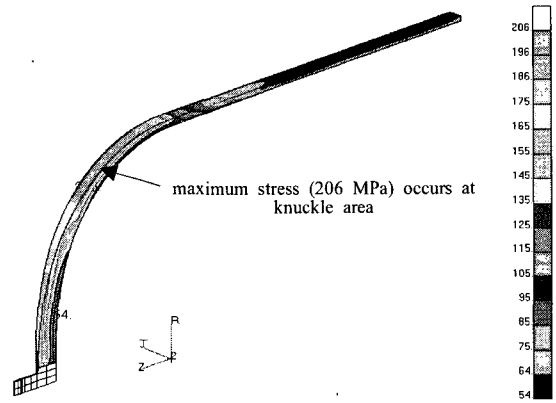


Fig. 8 Von-Mises stress at service pressure after autofrettage.

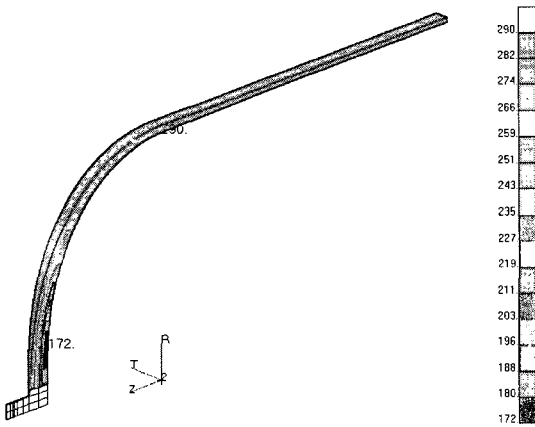


Fig. 6 Von-Mises stress at autofrettage pressure (35.7MPa).

Fig. 6은 자기압에서 라이너의 폰미세스 응력 분포를 나타낸 것인데, 실린더 부분은 항복응력 290 MPa을 넘어 완전히 항복되어 있으며 돔 부분도 너클부 아래까지 항복되어 있음을 알 수 있다. Fig. 7은 자기처리 후 영 압력 상태에서 압축 주응력 분포를 나타낸 것인데 모든 영역에서 압축응력 상태에 있어 자기처리의 효과로 라이너에 충분한 압축응력이 유도되었음을 알 수

있다. Fig. 8은 반복수명을 결정하는 사용압력에서 폰미세스 응력 분포를 나타낸 것이다. 실린더에서 돔 쪽으로의 연결부를 바로 지난 너클부에서 최대응력 206 MPa이 발생하고 있어 압력 반복 시험에서 이 부분이 가장 취약하며 라이너의 반복수명을 결정할 것으로 예측할 수 있다. 반면 실린더 부는 자기처리에 의해 발생한 높은 압축잔류응력의 효과로 60 MPa의 비교적 낮은 응력 수준을 보이고 있다.

라이너의 반복수명을 결정할 것으로 예상되는 너클부의 응력 이력을 보면 Fig. 9와 같다. 여기서 폰미세스 응력은 양의 스칼라 양이지만 물리적 의미를 명확히 하기 위해 주응력 성분들이 압축 응력인 경우 폰미세스 응력을 음수로 나타내었다. Fig. 10은 같은 위치에서 복합재 층의 응력 이력을 나타낸 것이다. Fig. 11과 12는 같은 방법으로 실린더부에서 라이너와 복합재 층의 응력 이력을 나타낸 것이다. 실린더 부에서는 자기 처리의 효과가 크게 나타나 자기처리 후 압축 잔류응력의 크기가 매우 크며, 따라서 사용압에서 라이너의 응력은 상대적으로 낮은 수준이다. 반면 너클부에서는 자기처리 시 소성 변형이 충분히

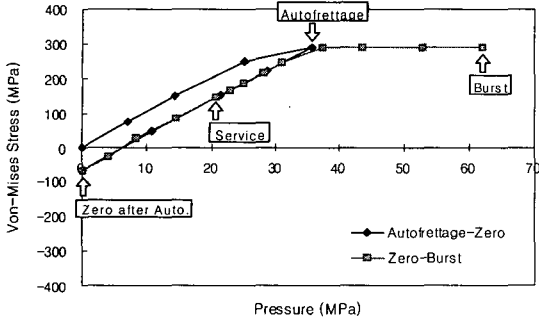


Fig. 9 Stress history of liner around knuckle part.

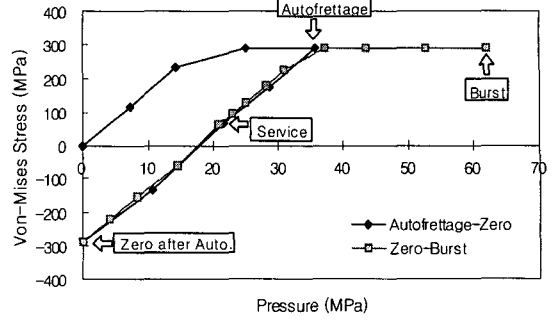


Fig. 11 Stress history of liner at cylinder part.

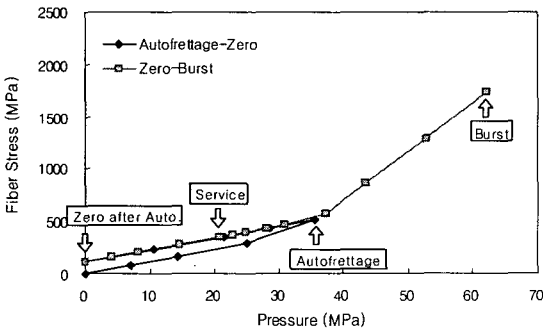


Fig. 10 Stress history of composite helical layer around knuckle part.

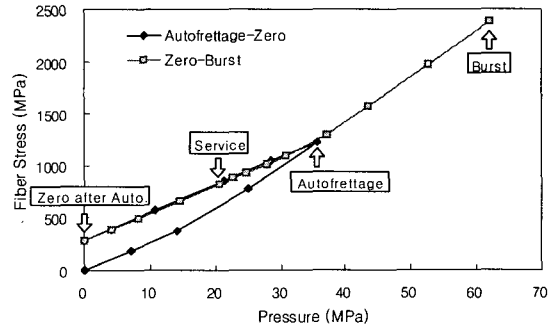


Fig. 12 Stress history of composite hoop layer at cylinder part.

크지 못해 영 압력에서 라이너의 압축 잔류응력은 높지 않은 수준이며, 따라서 사용압에서 응력 수준이 실린더 부에 비해 높다.

너클부의 압축잔류응력 수준을 높여주기 위해서는 자간압을 더 높여주어야 할 것이다. 그러나 지나치게 높은 자간압력은 실린더부에 과도한 소성변형을 일으키고 영 압력 상태에서 다시 압축 항복을 일으켜 결과적으로 실린더부의 반복수명에 오히려 부정적인 영향을 미치게 된다. 실린더부의 응력 이력 Fig. 11을 보면 자간 후 영 압력 상태에서 압축잔류응력 수준은 압축항복 직전 수준이다. 이는 본 해석에서 적용된 자간압력 수준이 복합 용기의 반복 수명을 최대화할 수 있는 최적 수준임을 의미한다.

3. 복합재 압력용기의 반복수명 예측 및 검증

복합재 압력용기에 대한 유한요소 해석결과로부터 반복시험 압력인 사용압에서 라이너의 너클부에 발생하는 최대응력이 복합재 압력용기의 피로수명을 결정할 것임을 예측할 수 있었다. 본 장에서는 유한요소 해석 결과와 라이너 재료의 피로강도 데이터로부터 복합용기의 반복수명을 예측하고 이를 복합재 압력용기의 압력 반복시험을 통해 검증한다.

3.1 라이너 재료 피로시험

라이너 재료의 피로 강도 데이터를 얻기 위해 라이너로부터 ASTM E8에 따라 도그본 형상의 쿠폰 시편을 절취하여 피로 시험을 수행하였다. 응력 사이클의 최소값은 0이며 최대값은 사용압에서 복합재 압력용기에서 라이너 너클부의 응력 수준을 고려하여 180~220 MPa 수준에서 시험을 수행하였으며, 따라서 응력비 R은 0이다.

시험 결과를 Fig. 13에 나타내었는데 응력과 사이클 수를 모두 로그 단위로 표현한 것이다. 알루미늄의 S-N 선도는 전형적으로 로그-로그 선도에서 선형으로 나타나며 다음 식 (4)와 같이 표현된다.

$$\sigma = m_1 N_f^{m_2} \tag{4}$$

본 라이너 재료에 대한 피로시험 결과에서 최적화 된 상수 값은 $m_1 = 3238$, $m_2 = -0.2757$ 이다.

3.2 복합재 압력용기 반복수명 예측

유한요소 해석으로부터 반복시험 압력인 사용압에서 라이너의 최대응력은 너클부에서 발생하며 그 크기는 206 MPa

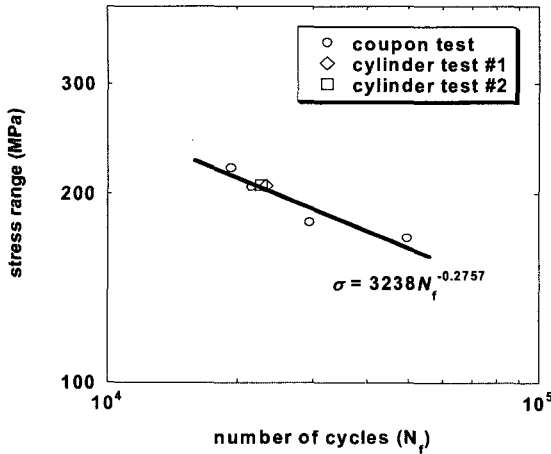


Fig. 13 Fatigue test results of liner coupon specimen.

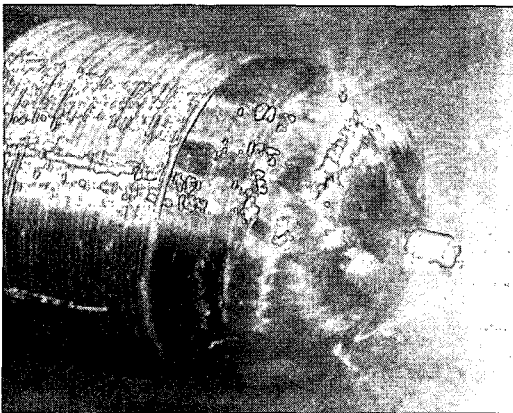


Fig. 14 Leak around knuckle part after failure by pressure cycling test of composite cylinders.

수준이었다.

쿠폰 시험에서 얻어진 라이너 재료의 S-N 선도 식 (4)에 최대응력 206 MPa를 대입하여 예측된 복합 용기의 반복수명은 21,854 cycles 이다. 또한 파손 발생 위치는 최대응력 발생 위치인 너클부로 예측할 수 있다.

3.3 복합재 압력용기 반복시험

복합재 압력용기에 대한 반복시험은 2장에서 전술한 제원으로 동시에 제작된 2개의 시료에 대해 수행되었다. 반복가압 조건은 0~20.7 MPa 사이의 압력을 분당 3회의 가압속도로 반복하였다.

Fig. 14는 압력 반복시험에 의해 복합재 압력용기에 파손이 발생한 후에 파손모드를 보인 것이다. 너클부에서 라이너 균열에 의한 누출 모습을 보여주고 있는데 유한요소 해석에서 예측했던

Table 2 Pressure cycling test results of composite cylinders

Test article	Number of cycles to failure	Failure mode
cylinder #1	23,264	leak around knuckle
cylinder #2	22,720	leak around knuckle

위치와 잘 일치하고 있다. 결과의 반복 수명은 Table 2와 같다. 전절에서 유한요소 해석과 라이너 재료의 S-N 선도를 이용하여 예측된 수명과 매우 정확히 일치하고 있음을 알 수 있다.

4. 결론

본 연구에서는 금속재 라이너를 갖는 복합재 압력용기에 대해 반복 수명을 결정하는 금속재 라이너의 응력 거동을 정확히 예측할 수 있는 유한요소 해석기법을 제시하였다. 또한 유한요소해석을 통해 얻은 라이너의 응력 분포와 라이너 재료에 대한 S-N 선도로부터 복합재 압력용기의 반복수명을 예측할 수 있는 방법이 제시되었으며, 그 타당성을 복합재 압력용기에 대한 압력반복시험을 통해 입증하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 복합재 압력용기의 반복수명에 결정적인 영향을 미치는 라이너의 응력 거동은 3차원유한요소 모델링 기법과 경로의 존적 증분 해석 절차를 도입하여 정확히 예측할 수 있었다.
- 2) 금속재 라이너를 갖는 복합재 압력용기의 반복수명은 자기 처리에 의한 라이너의 압축잔류응력과 이에 따른 반복 사용압에서 라이너의 응력 수준에 의해 결정되며, 3차원 응력성분의 조합으로 표현되는 폰미세스 응력이 반복 수명과 가장 밀접한 인자이다.
- 3) 유한요소해석을 통해 얻은 라이너의 폰미세스 응력 분포와 라이너 재료에 대한 단순인장 피로시험에서 얻어진 피로강도로부터 복합재 압력용기의 반복수명과 파손모드를 정확히 예측할 수 있었다.

후 기

본 연구는 과학기술부의 지원으로 수행하는 21C 프론티어 사업(수소에너지사업단)의 일환으로 수행되었습니다.

참고문헌

- 1) B. S. Kim et al, "Developing of Composite CNG pressure Vessels," ICCM-11, Int'l Conf. on Composite Materials, Gold Coast, Australia, July 14-18, 1997, pp. 401-418

- 2) D. V. Rosata and C. S. Grove, "Filament Winding : Its Development, Manufacture, Application, and Design," *INTERSCIENCE PUBLISHERS*, 1984.
- 3) D. E. James and A. Y. James, "Graphite Epoxy Pressure Vessel Dome Reinforcement Study," *32nd International SAMPE Symposium*, April, 1987.
- 4) X. K. Sun, S. Y. Du and G. D. Wang, "Bursting Problem of Filament Wound Composite Pressure Vessels," *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, Vol. 76, 1999, pp. 55-59.
- 5) Mohammad Z. Kabir, "Finite Element Analysis of Composite Pressure Vessels with a Load Sharing Metallic Liner," *Composite Structure*, Vol. 49, 2000, pp. 247-255.
- 6) T. K. Kwang, S. K. Jung, Y. D. Doh, W. M. Cho and B. Jung, "The Performance Improvement of Filament Wound Composite Pressure Vessels," *SAMPE 2000*, May 21-25, 2000, pp. 1427-1438.
- 7) 박지상, 김태욱, 정재한, "대체연료 차량용 Type3 복합재 압력용기 개발 및 인증," 한국수소 및 신에너지 학회, 2004, 추계학술대회, 2004. 10.
- 8) J. P. Jeusette, G. Laschet. P. Chaptentier and Ph. Delco, "Finite Element Analysis of Composite Revolution Structure Wound by Wide plies," *Composite structure*, Vol. 8, 1987, pp. 221-237.
- 9) J. De Carvalho, M. Lossie, D. Vandepitte and H. Van Brussel, "Optimization of Filament-Wound part Based on Non-geodesic Winding," *Composites Manufacturing*, Vol.6, No. 2, 1995, pp. 79-84.
- 10) Y. D. Doh, C. S. Hong, "Progressive Failure Analysis for Filament Wound Pressure Vessel," *Journal of Reinforced Plastics and Composites*, Vol. 14, 1995, pp. 1278-1306.