

자긴가공된 압력용기의 잔류응력 평가 및 피로수명 예측

송경진* · 김은겸* · 고승기**

* 군산대학교 기계융합시스템공학부

Residual Stress Estimation and Fatigue Life Prediction of an Autofretted Pressure Vessel

Kyung Jin Song*, Eun Kyum Kim* and Seung Kee Koh**

* School of Mechanical Convergence System Engineering, Kunsan Nat'l Univ.

(Received February 24, 2017 ; Revised April 21, 2017 ; Accepted May 2, 2017)

Key Words: Autofretting(자긴가공), Overstrain Level(자긴가공도), Pressure Vessel(압력용기), Residual Stress(잔류응력), Finite Element Method(유한요소법), Fatigue Life(피로수명)

초록: 외경에 홈이 존재하는 자긴가공된 압력용기의 피로 파손은 외경 홈에서의 피로균열 발생과 전파에 의해 발생한다. 자긴가공된 압력용기의 피로수명을 예측하기 위하여 유한요소법을 이용하여 자긴가공에 의한 잔류응력해석을 수행하였으며, 피로시험을 통하여 재료의 피로특성을 구하였다. 압력용기의 수명은 압력용기 외경 홈 모서리에서 응력 및 변형률 집중에 의한 피로균열의 생성수명과 전파수명의 합으로 총 수명이 계산되었다. 본 연구에서 80% 자긴도의 압력용기가 424 MPa의 반복적인 내압을 받을 때 압력용기의 수명은 2,598 사이클로 예측되었다.

Abstract: Fatigue failure of an autofretted pressure vessel with a groove at the outside surface occurs owing to the fatigue crack initiation and propagation at the groove root. In order to predict the fatigue life of the autofretted pressure vessel, residual stresses in the autofretted pressure vessel were evaluated using the finite element method, and the fatigue properties of the pressure vessel steel were obtained from the fatigue tests. Fatigue life of a pressure vessel obtained through summation of the crack initiation and propagation lives was calculated to be 2,598 cycles for an 80% autofretted pressure vessel subjected to a pulsating internal pressure of 424 MPa.

1. 서 론

반복적으로 높은 내압을 받는 압력용기는 고압 발생장치, 중화학공업, 원자력 발전소의 반응로, 병기산업 등의 여러 분야에서 사용되는 압력용기의 한 종류로 중요한 기계부품이다.⁽¹⁾

내압을 받는 압력용기의 내경에서 최대인장접선응력이 발생하므로 일반적으로 내경에서 균열이 형성된다. 이러한 압력용기의 내경에서 발생하는 큰 인장접선응력에 대응하기 위해서 내경부근에서 압축잔류응력을 유도하는 자긴가공이 수행된다.⁽²⁾ 이처럼 내경에서의 접선방향 압축잔류

응력은 반복적인 내압을 받는 압력용기의 내경에서 균열의 형성 및 전파를 지연시키는 역할을 하게 된다.^(3,4)

그러나 압력용기의 외경에 노치나 균열 등과 같은 기하학적불연속이 존재할 경우, 자긴가공에 의하여 외경에 발생하는 인장잔류응력은 반복적인 내압에 의하여 발생하는 인장응력과 동시에 작용하게 되므로 불연속부에서 응력이 집중되어 피로균열의 생성과 전파를 촉진시킴으로써 압력용기의 피로수명이 감소되는 문제점이 발생하게 된다.⁽⁵⁾

본 연구에서는 228 MPa, 324 MPa, 424 MPa의 다양한 내압을 반복적으로 받으며, 외경에 홈(groove)을 지니고 있는 자긴가공된 압력용기의 피로수명을 평가하기 위하여 유한요소법을 이용

† Corresponding Author, skkoh@kunsan.ac.kr

© 2017 The Korean Society of Mechanical Engineers

한 응력해석과 피로시험, 그리고 수명예측을 수행하였다.

2. 잔류응력 해석

2.1 내압에 의한 응력분포

내경(2a)과 외경(2b)이 각각 157.4 mm, 284.5 mm인 Fig. 1과 같은 두꺼운 실린더에 Tresca 항복조건을 적용할 때 P_i 의 내압이 작용할 때 실린더에 발생하는 접선방향응력은 다음과 같은 Lamé의 해가 얻어진다.⁽⁶⁾

$$\sigma_{\theta} = \frac{P_i a^2}{b^2 - a^2} \left[1 + \frac{b^2}{a^2} \right] \quad (1)$$

위 식에서는 응력-변형률 관계, 변형률-변형관계와 경계조건을 이용해서 미분평형방정식을 풀이하여 실린더의 끝단의 조건, 즉 막힌 실린더 혹은 뚫린 실린더에 무관하게 얻어진다.

압력용기에 작용하는 내압이 228, 324, 424 MPa 경우, 식 (1)을 이용하여 얻어진 이론적 응력분포와 ABAQUS 유한요소해석 프로그램을 이용하여 얻어진 응력분포를 비교하였다. Fig. 2는 2차원 8점요소(2-dimensional 8-node element)인 CPE8R를 사용하여, 총 4,302개의 요소와 13,261개의 절점으로 구성된 유한요소망이며, 해석결과는 Table 1과 같다. Fig. 3에서의 A, A'은 외경에서 홈이 없는 내경 및 외경 위치를 의미하며, B, B'은 각각 외경 홈이 있는 경우의 내경과 외경에서 위치를 의미하며, C'는 외경 홈 선단(root)의 위치를 나타낸다. Table 1에서 홈이 없는 부위 A, A'점의 유한요소해석결과는 이론적 응력분포와 2% 내의 오차를 보이며 매우 정확히 일치함을 확인할 수 있다.

2.2 자진가공에 의한 잔류응력 분포

반복적인 높은 내압에 의하여 실린더 내벽에 발생하는 큰 인장접선응력을 누그러뜨려 실린더 내벽에서의 탄성강도를 증가시킴으로써 균열발생 및 진전, 파손을 방지하기 위하여 자진가공방법이 사용된다.^(1,2) 자진가공은 매우 높은 내압을 제거할 때 발생하는 두께에 따라 불균일한 탄성회복정도에 의해 내벽에 큰 압축잔류응력을 유도하는 방법이다.⁽⁷⁻⁹⁾ Fig. 1과 같은 두꺼운 실린더의 큰 내압을 작용시켜 반경이 $r = c$ 까지 소성변형이 이루어진 후 압력이 제거되었을 때 자진가공

Table 1 Theoretical and finite element stress analysis results due to internal pressure loadings

Pressure, P_i (MPa)	Tangential stress for FEM (MPa)					Theoretical stress (MPa)	
	A	A'	B	B'	C	A	A'
228	420.2	205.1	378.2	425.3	871.1	429.5	201.5
324	597.2	291.5	537.4	604.4	1237.9	610.3	286.3
424	781.5	381.5	703.2	790.5	1266.3	798.7	374.7

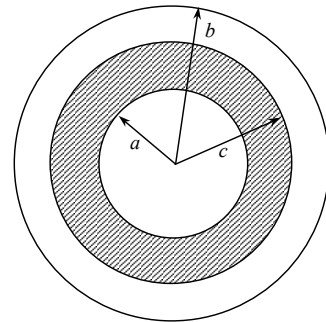


Fig. 1 Partially autofrettaged pressure vessel

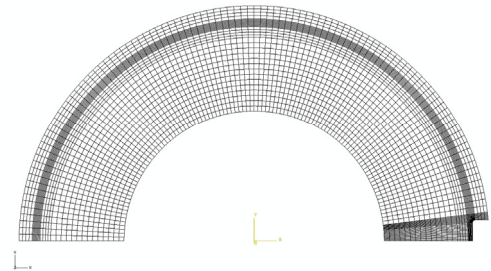


Fig. 2 Finite element mesh of a pressure vessel

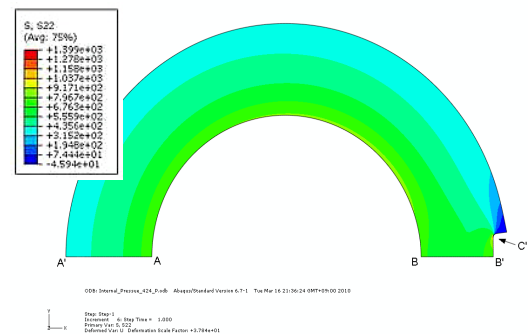


Fig. 3 Tangential stress distributions in a pressure vessel with an internal pressure of 424MPa

잔류응력장에 대한 해석은 내경(a)과 탄소성 반경(c)에 각각 T_a , T_c 의 열하중(thermal loading)을 부과하여 발생하는 온도구배에 의한 열응력 해석을 이용하여 시뮬레이션될 수 있다.⁽⁵⁾ 이러한 열하중에 의한 온도구배는 다음과 같다.

Table 2 Finite element stress analysis results due to different autofrettage loading conditions

Autofrettage level(%OS)	Thermal loading, $T_a(^{\circ}\text{C})$	Tangential stress for FEM(MPa)					Theoretical stress (MPa)	
		A	A'	B	B'	C	A	A'
100	498.8	-973.7	684.3	-1040.1	1006.9	1304.7	-994.4	679.1
80	419.9	-979.6	450.9	-1072.2	933.0	1298.6	-960.9	442.2
70	377.5	-932.1	350.4	-1003.9	726.2	1266.2	-917.8	344.2
50	285.8	-780.9	184.9	-818.8	383.4	782.9	-773.7	181.6
20	126.1	-391.2	31.4	-397.6	65.1	133.4	-390.8	30.8

$$T = T_a - \frac{T_a - T_c}{\ln(c/a)} \ln \frac{r}{a} \quad \text{for } a \leq r \leq c$$

$$= T_c \quad \text{for } c \leq r \leq b \quad (2)$$

이러한 온도구배에 의한 열응력분포는 열탄성 해석으로부터 다음과 같이 얻어진다.⁽⁶⁾

$$\sigma_{\theta}^A = \frac{\alpha E}{2(1-\nu)} \frac{T_a - T_c}{\ln(c/a)} \left\{ \frac{a^2}{b^2 - a^2} \left(1 + \frac{b^2}{r^2} \right) \left[\frac{c^2 - b^2}{2b^2} - \ln \frac{c}{a} \right] + \left[\frac{b^2 + c^2}{2b^2} - \ln \frac{c}{r} \right] \right\} \quad \text{for } a \leq r \leq c$$

$$= \frac{\alpha E}{2(1-\nu)} \frac{T_a - T_c}{\ln(c/a)} \left(1 + \frac{b^2}{r^2} \right) \left[\frac{c^2}{2b^2} + \frac{a^2}{b^2 - a^2} \left\{ \frac{c^2 - b^2}{2b^2} - \ln \frac{c}{a} \right\} \right] \quad \text{for } c \leq r \leq b \quad (3)$$

잔류응력장은 열하중을 부과하여 얻어지는 열응력해석으로부터 계산할 수 있다. 본 연구에서도 다음의 관계로부터 얻어지는 내경과 탄소성 반경에서의 온도를 계산하여 열하중을 부과함으로써 얻어지는 열응력으로부터 자진가공 잔류응력을 해석하였다.

$$\sigma_{ys} = \frac{\alpha E}{2(1-\nu)} \frac{T_a - T_c}{\ln(c/a)} \quad (4)$$

유한요소응력해석으로부터 얻어진 압력용기의 접선방향 자진가공 잔류응력 분포는 Fig. 4와 같다. 응력해석결과는 Table 2와 같으며, A, A'점 (Fig. 3 참조)에서 유한요소해석결과는 이론치와 2%의 오차범위 내에서 잘 일치하고 있다.

3. 잔류응력 측정

자진가공에 의하여 압력용기에 유도된 잔류응력을 측정하기 위하여 압력용기 부위에서 실제 시편을 채취한 후 X선 회절기(XRD)를 이용하여 잔류응력을 측정하였다. 측정은 압력용기의 내경

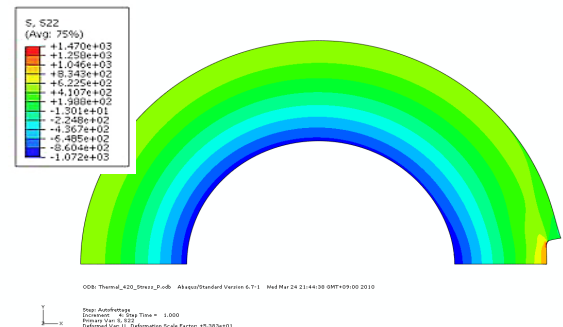


Fig. 4 Tangential residual stress distributions in a pressure vessel with 80%OS

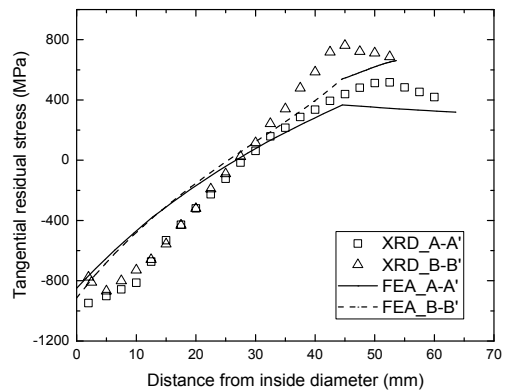


Fig. 5 Measured residual stress distributions along thickness compared to FEA results

으로부터 외경까지 반경방향으로 진행하면서 접선방향성분의 잔류응력을 측정하였다. 접선방향 잔류응력은 Fig. 5와 같이 내경으로부터 2 mm 떨어진 곳에서 약 800~950 MPa의 압축 잔류응력값을 나타내고 있다.

외경에 흠이 있는 경우 잔류응력분포는 Fig. 5에서 확인할 수 있듯이 노치가 없는 경우(A-A')와 유사한 분포를 보이다가 외경으로 갈수록 외경 노치(B-B')에 의한 응력집중현상으로 차이가 발생하였다. 이러한 현상은 Fig. 5에서 유한요소해석 결과에서도 확인할 수 있다. 측정 잔류응력의 절대적 크기는 내경과 외경에서 유한요소해석

결과보다 더 크게 얻어졌으나 유사한 경향성을 나타내면서 내경 부위에서는 압축잔류응력, 외경 부위에서는 인장잔류응력이 각각 얻어졌다. 압력 용기의 탄소성반경은 약 53 mm로서 자긴도는 약 75~85% 범위에 있는 것으로 예측하며, 본 연구에서는 80% 자긴도를 지닌 압력용기로 가정하여 응력해석 및 수명평가를 수행하였다.

4. 압력용기 소재의 피로파괴특성

압력용기의 피로수명예측을 위하여 반복하중에 대한 소재의 피로특성 평가가 요구된다. 압력용기의 파괴거동은 압력용기 내경에 존재하는 균열이 반복적인 내압에 의하여 진전하여 임계균열길이에 도달했을 때 파단하는 경우와 압력용기 외경에 흠과 같은 기하학적 불연속형상이 있을 때 흠에서 응력집중에 의하여 균열이 발생하고 진전하여 파단에 이른다. 따라서 반복하중에 의한 국부응력과 국부변형률의 응답거동을 나타내는 저주기 피로시험이 수행되었다.

단순인장시험을 위하여 Fig. 6과 같은 형상의 인장시편을 사용하여 변위제어상태에서 표점거리가 12.5 mm인 신장계를 부착하여 0.25 mm/min의 변위속도로 인장하였다. 단순인장시험으로 통해 얻어진 기계적 특성은 Table 3과 같다.

저주기 피로시험은 인장시편과 동일한 형상의 시편을 사용하여 수행되었다. 변형률 제어상태에서 변형률비($R = \epsilon_{min}/\epsilon_{max}$)를 -1로 하였으며 시편에 반복적인 인장-압축 변형을 작용하였으며 시편에 작용하는 변형률 속도를 유지하기 위해서 삼각과 형태로 설정하여 모든 시편에 0.01/sec로 일

Table 3 Mechanical properties of tube steel

Young's modulus, E (GPa)	208
0.2% offset yield strength, σ_{ys} (MPa)	1,221
Tensile strength, σ_u (MPa)	1,267
Fracture strain, ϵ_f (%)	44.8
Fracture stress, σ_f (MPa)	1,634
%Elongation, EL(%)	13.6
Reduction in area, RA(%)	36

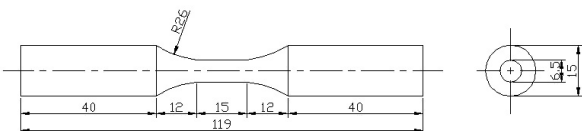


Fig. 6 Tensile and low-cycle fatigue test specimens (unit: mm)

정하게 유지하였다.

반복적인 하중을 받는 재료의 응력과 변형률 응답은 저주기 피로실험으로부터 다음과 같은 반복응력-반복변형률 선도로 표현하며 다음의 식으로 나타낼 수 있다.⁽¹⁰⁾

$$\frac{\Delta\epsilon}{2} = \frac{\Delta\epsilon_e}{2} + \frac{\Delta\epsilon_p}{2} = \frac{\Delta\sigma}{2E} + \left(\frac{\Delta\sigma}{2K'}\right)^{1/n'} \quad (5)$$

여기서 n' 는 피로변형률 경화지수, K' 는 피로강도계수, $\Delta\epsilon/2$ 는 총변형률 진폭, $\Delta\epsilon_e/2$ 는 탄성변형률 진폭, $\Delta\epsilon_p/2$ 는 소성변형률 진폭, $\Delta\sigma/2$ 는 응력 진폭을 의미하며 식 (5)의 n' , K' 값은 지수관계를 이용하여 로그-로그 선형회귀해석을 통하여 구했으며, 또한 식 (5)의 $\Delta\epsilon/2$, $\Delta\epsilon_e/2$, $\Delta\epsilon_p/2$, $\Delta\sigma/2$ 값은 소재의 안정된 중간수명에서의 히스테리시스 루프로부터 구하였다.

변형률-수명 곡선은 각 변형률 진폭과 저주기 피로수명과의 관계로 나타낼 수 있다. 탄성성분과 소성성분은 각각 Basquin과 Manson-Coffin식으로 나타낼 수 있다.⁽¹⁰⁾

$$\frac{\Delta\epsilon}{2} = \frac{\Delta\epsilon_e}{2} + \frac{\Delta\epsilon_p}{2} = \frac{\sigma_f'}{E}(2N_f)^b + \epsilon_f'(2N_f)^c \quad (6)$$

Table 4 Low-cycle fatigue properties

Fatigue strength coefficient, σ_f' (MPa)	1821
Fatigue strength exponent, b	-0.077
Fatigue ductility coefficient, ϵ_f'	0.413
Fatigue ductility exponent, c	-0.726
Cyclic strength coefficient, K' (MPa)	2000
Cyclic strain hardening exponent, n'	0.106
Elastic modulus, E (GPa)	203

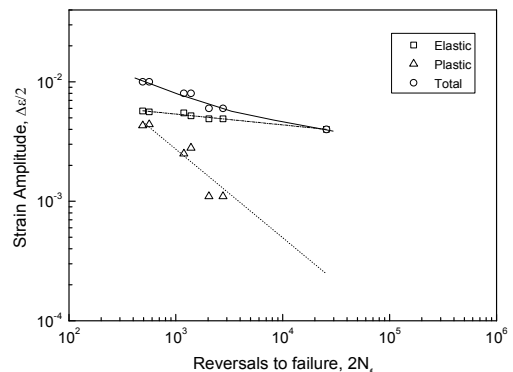


Fig. 7 Low-cycle fatigue life curves

여기서 $2N_f$ 는 파단까지의 역전회수(reversals), σ_f' 는 피로강도계수, b 는 피로강도지수, ϵ_f' 는 피로연성계수, c 는 피로연성지수를 의미하며, 저주기 피로실험 결과를 로그-로그 선형회귀해석하여 각각의 값은 Table 4와 같으며 압력용기 재질의 변형률-수명곡선은 Fig. 7과 같다.

5. 압력용기의 피로수명예측

압력용기의 피로수명은 피로균열의 생성수명과 생성된 균열의 전파수명의 합으로 표현되지만 균열생성수명이 지배적이므로 이를 피로수명으로 정의할 수 있으며, 이러한 피로균열생성수명은 압력용기의 보수적인 안전수명으로 평가할 수 있다.⁽¹¹⁾ 따라서 피로균열생성수명을 예측하기 위해서는 균열발생이 예상되는 취약부위인 압력용기 외경 홈 모서리 선단에서의 국부변형률을 탄소성 응력해석으로부터 결정한 후 균열생성수명에 대한 평가는 저주기 피로특성치로 표현되는 변형률-수명곡선식을 이용하여 계산되어진다. 피로손상 해석에 널리 사용되고 있는 변수는 Morrow, SWT, 그리고 변형률에너지밀도(strain energy density)이며 각각 다음 식으로 표현된다.⁽¹⁰⁾

$$\frac{\Delta\epsilon}{2} = \frac{\sigma_f' - \sigma_m}{E} (2N_f)^b + \epsilon_f' (2N_f)^c \quad (7)$$

$$\sigma_{\max} \cdot \epsilon_a = C (2N_f)^\gamma \quad (8)$$

$$\Delta W^t = \kappa_u \cdot N_f^\alpha + C_u \quad (9)$$

따라서 압력용기의 피로수명은 저주기 피로실험으로 얻어지는 피로거동으로부터 피로손상변수와 수명과의 관계식을 결정하고, 탄소성 유한요소 응력해석으로부터 얻어지는 국부변형률 및 국부응력을 이용하여 예측이 가능하다.

평균응력효과를 고려하는 대표적인 피로손상변수인 SWT 변수와 수명과의 관계는 식 (8)에서 C 와 γ 는 압력용기 소재의 저주기 피로시험 결과에 대한 선형회귀분석으로부터 각각 105.4 MPa, -0.358로 얻어졌다.

한편 압력용기의 유한요소응력해석으로부터 얻어진 압력용기 외경 홈 모서리에서의 국부응력과 국부변형률 응답은 Fig. 8과 같이 나타낼 수 있으며, 자진가공 잔류하중 상태①와 내압 하중 상태

Table 5 Local stress/local strain histories and predicted fatigue crack initiation lives for internal pressure loading of 228 MPa

OS(%)	100		80	
	Local stress (MPa)	Local strain	Local stress (MPa)	Local strain
①	1304.7	0.0178	1298.6	0.0111
②	1364.3	0.0487	1353.4	0.0406
③	-90.1	0.0414	-101.1	0.0334
Amplitude	727.2	0.0036	727.2	0.0036
Predicted life(cycle)	11,320		11,617	

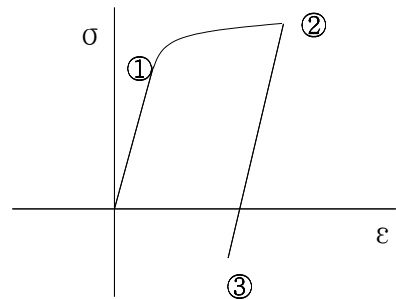


Fig. 8 Local stresses and local strains at the groove root

②, 그리고 내압이 제거된 하중 상태③를 표시하고 있다.

압력과 자진도에 따른 각 하중상태에서의 국부응력과 국부변형률, 그리고 응력해석결과와 식 (8)의 SWT 피로손상변수를 이용하여 228 MPa의 반복적인 내압을 받을 때 압력용기의 피로균열 생성수명 예측결과는 Table 5와 같다.

압력용기 외경 홈에서의 피로균열 전파수명은 각각 내압과 자진가공에 의한 하중을 받고 있으므로 각각의 하중에 대한 응력세기계수를 계산한 후 중첩시켜 자진가공된 압력용기 외경균열에 대한 응력세기계수를 구할 수 있다.⁽¹²⁾ 특히 자진가공 잔류응력에 의한 응력세기계수는 압력용기에 잔류응력을 유도하기 위하여 압력용기 내외경에 각각 서로 다른 온도를 부과하는 열하중 유사법을 이용하여 구할 수 있다. 자진가공된 압력용기 외경의 직선균열(straight-fronted crack)에 대한 각각 내압과 자진가공 잔류응력에 의한 응력세기계수, K_{IP} , K_{IR} 은 다음과 같다.⁽¹³⁾

$$K_{IP} = \sigma_{ODP} \sqrt{\pi c} f_P \left(\frac{c}{W} \right) \quad (10)$$

Table 6 Coefficients for correction factor in stress intensity factor equations

Loading type	A ₁	A ₂	A ₃	A ₄
Pressure	0.93	2.61	-1.16	1.90
100%OS	-0.49	1.41	-1.53	0.13
80%OS	0.75	3.88	-9.96	5.61
50%OS	1.23	-3.57	21.39	-22.69

$$K_{IR} = \sigma_{OD_R} \sqrt{\pi c} f_R \left(\frac{c}{W} \right) \quad (11)$$

위에서 σ_{OD_P} 와 σ_{OD_R} 는 각각 내압과 자긴가공에 의한 외경에서의 공칭응력을 나타낸다.

$$\sigma_{OD_P} = 2P_i \frac{a^2}{b^2 - a^2} \quad (12)$$

$$\sigma_{OD_R} = \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_{ys} \left\{ \frac{\rho^2}{2b^2} + \frac{a^2}{b^2 - a^2} \left[\frac{\rho^2 - b^2}{2b^2} - \ln \frac{\rho}{a} \right] \right\} \quad (13)$$

또한 $f_P(c/W)$ 와 $f_R(c/W)$ 은 각각 내압과 자긴가공 하중에 의한 응력세기계수의 보정계수 (correction factor)이다.

$$f \left(\frac{c}{W} \right) = 1.12 + A_1 \left(\frac{c}{W} \right) + A_2 \left(\frac{c}{W} \right)^2 + A_3 \left(\frac{c}{W} \right)^3 + A_4 \left(\frac{c}{W} \right)^4 \quad (14)$$

각 하중형태에 따른 응력세기계수의 보정계수, $f(c/W)$ 의 각 계수, A₁, A₂, A₃, A₄는 Table 6과 같다.⁽⁸⁾ 불안정 파단이 발생하는 임계균열길이, c_f 는 균열선단에서의 응력세기계수가 압력용기 소재의 파괴인성치와 동일할 때 발생하므로 다음의 식을 이용하여 계산할 수 있다.

$$\Delta K = K_P + K_R = K_{IC} = 131 \text{ MPa}\cdot\text{m}^{1/2} \quad (15)$$

즉,

$$\sigma_{OD_P} \sqrt{\pi c_f} f_P \left(\frac{c_f}{W} \right) + \sigma_{OD_R} \sqrt{\pi c_f} f_R \left(\frac{c_f}{W} \right) = K_{IC} \quad (16)$$

압력용기 외경균열 진전에 의한 압력용기수명, N_P 는 다음의 Paris의 균열진전속도식 (R=0.5)을 이용하여 얻어질 수 있다.⁽¹⁰⁾

$$\frac{dc}{dN} = C(\Delta K)^m, \quad C=1.07 \times 10^{-11}, \quad m = 3.02 \quad (17)$$

Table 7 Final crack size of pressure vessel

Pressure(MPa)	228		324		424		
	OS(%)	100	80	100	80	100	80
Final crack size, c_f (mm)	13.4	14.9	10.2	11.7	10.0	10.0	

Table 8 Predicted total fatigue lives of pressure vessel

Pressure, P_i (MPa)	Autofrettage level, OS(%)	Crack initiation life, N_i (cycle)	Crack propagation life, N_p (cycle)	Total life, N_f (cycle)
228	100	11,320	6,125	17,445
	80	11,617	7,805	19,422
324	100	4,152	165	4,317
	80	4,246	1,206	5,452
424	100	2,538	0	2,538
	80	2,598	0	2,598

위 식을 적분하면 피로균열전파수명, N_P 는 다음과 같이 얻어진다.

$$N_P = \int_{c_i}^{c_f} \frac{1}{C(\Delta K)^m} dc = \frac{1}{C} \int_{c_i}^{c_f} (\Delta K)^{-m} dc \quad (18)$$

식 (18)에서 작용하중에 의한 응력세기계수 진폭은 다음과 같이 계산된다.

$$\begin{aligned} \Delta K &= K_{\max} - K_{\min} \\ &= (K_{IR} + K_{IP}) - K_{IR} \\ &= K_{IP} \\ &= \sigma_{OD_P} \sqrt{\pi c} f_P \left(\frac{c}{W} \right) \end{aligned} \quad (19)$$

따라서 Paris식을 적분하여 얻어진 자긴가공된 압력용기의 피로균열 전파수명은 초기균열길이, c_i 를 압력용기 외경 홈의 깊이 10 mm로 가정하였을 때 Table 7과 같다. 압력용기의 피로균열 생성 수명과 전파수명을 합하여 얻어지는 총 피로수명은 Table 8과 같다.

6. 결론

(1) 자긴가공 하중과 반복적인 내압에 의한 압력용기에 발생하는 응력분포해석을 위하여 탄소성 유한요소 응력해석이 수행되었다. 압력용기 외경에 위치한 홈 모서리 선단에서 응력집중현상으로 매우 큰 크기의 인장 자긴가공 잔류응력과 반복적인 내압에 의한 인장 응력이 발생하여 피로균열 발생 및

전파에 의한 파단이 예상되었다.

(2) X-선 회절법을 이용하여 측정된 압력용기 잔류응력은 외경 홈의 존재 여부에 따라 차이가 있었으며, 약 80%의 자긴도를 지닌 압력용기에서의 이론적인 잔류응력분포와 매우 유사하게 나타났다.

(3) 유한요소 응력해석으로부터 반복적인 내압에 의하여 압력용기 외경 홈에서 국부적인 소성 변형이 발생함을 확인하였으며, 80% 자긴도의 압력용기가 424 MPa의 반복적인 내압을 받을 때 2,598 사이클의 피로수명이 얻어졌다.

참고문헌
(References)

(1) Harvey, J.F., 1991, *Theory and Design of Pressure Vessels*, Van Nostrand Reinhold.

(2) Franklin, G. J. and Morrison, J. L. M., 1960, "Autofrettage of Cylinders : Prediction of Pressure /External Expansion Curves and Calculation of Residual Stresses," *Proceeding of Institution of Mechanical Engineers*, Vol. 174, No. 35, pp. 947~974.

(3) Davidson, T.E., Eisenstadt, R. and Reiner, A.N., 1963, "Fatigue Characteristic of Open-End Thick-walled Cylinders Under Internal Pressure," *Journal of Basic Engineering*, pp. 555~565.

(4) Morrison, J.L.M., Crossland, B. and Parry, J.C.S., 1960, "Strength of Thick Cylinders Subjected to Repeated Internal Pressure," *Journal of Engineering for Industry*, pp. 143~153.

(5) Lee, S. I. and Koh, S. K., 2002, "Residual Stress Effects on the Fatigue Life of an Externally Grooved Thick-Walled Pressure Vessel," *Int. J. Pressure Vessels and Piping*, Vol.79, No. 2, pp. 119~126.

(6) Timoshenko, S. P. and Goodier, J. N., 1970, *Theory of Elasticity*, McGraw-Hill, New York.

(7) Park, J. H., Lee, Y. S., Shim W. S., Kim, J. H., Cha, K. U. and Hong, S. K., 2008, "Autofrettage Analysis of Compound Cylinder with Power Function Strain Hardening Model," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A*, Vol. 32, No. 6, pp. 488~495.

(8) Kim, J. H., Shim, W. S., Lee, Y. S., Cha, K. U. and Hong, S.K., 2009, "A Study on Residual Stress Analysis of Autofrettaged Thick-walled Cylinders," *Journal of the Korean Society for Precision Engineering*, Vol. 26, No. 12, pp. 110~116.

(9) Kim, J., Shim, W., Yoon, Y, Lee, Y., Cha, K. and Hong, S., 2010, "A Study on the Residual Stress Evaluation of Autofrettaged SCM440 High Strength Steel," *J. Korean Soc. Propulsion Engineers*, Vol. 14, No. 4, pp. 39~45.

(10) Ellyin, F., 1997, *Fatigue Damage, Crack Growth and Life Prediction*, Chapman & Hall.

(11) Koh, S. K., 2006, "Residual Stress Evaluation and Its Effects on the Fatigue Life of an Autofrettaged Tube," *Key Engineering Materials*, Vol. 321, pp. 699~702.

(12) Lee, E., Lee, Y., Yang, Q., Kim J., Cha, K. and Hong, S., 2009, "A Study on the Fatigue Life of Autofrettaged Compound Cylinder," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A*, Vol. 33, No. 4, pp. 296~309.

(13) Koh, S. K and Na, E. G., 1999, "Fatigue Crack Growth Life of Thick-walled Cylinder with an External Radial Creak," *Int. J. Fatigue*, Vol. 21, pp. 135~146.