

<학술논문>

DOI:10.3795/KSME-A.2009.33.4.296

자긴가공된 이중후육실린더의 피로수명에 관한 연구

이은엽* · 이영신[†] · 양추명* · 김재훈* · 차기업** · 홍석균**
(2009년 1월 5일 접수, 2009년 2월 3일 수정, 2009년 2월 9일 심사완료)

A Study on the Fatigue Life of Autofrettaged Compound Cylinder

Eun-Yup Lee, Young-Shin Lee, Qui-Ming Yang, Jae-Hoon Kim, Ki-Up Cha and Suk-Kyun Hong

Key Words: Autofrettage(자긴가공), Compound Cylinder(이중후육실린더), Fatigue Life(피로수명), Baushinger Effect(바우싱거효과)

Abstract

Thick-walled cylinder with high pressure have had wide application in the armament industry. In the thick-walled cylinder, fatigue crack is generated at inner radius and developed toward the outer radius. To prevent generation of fatigue crack, the autofrettage process had been used. The compressive residual stress induced by the autofrettage process extends loading pressure and fatigue life of the thick-walled cylinder. In this study, the residual stress of single and compound cylinder by the autofrettage process was evaluated. The analytical compressive residual stress of single cylinder was good agreement with experimental result at inner radius. The analysis on the residual stress of compound cylinder was conducted. The compressive residual stress at inner radius was increased with the overstrain level. And fatigue life of the compound cylinder with initial crack was evaluated. The considered initial crack shape was straight and semi-elliptical. The fatigue life was extended with the overstrain level. The fatigue life of the compound cylinder with semi-elliptical crack was longer than straight crack. The suitable way to extend fatigue life of the compound cylinder was proposed.

1. 서 론

화포는 지상화력의 주체로서 가장 경제적인 투발 수단으로 인식되고 있다. 그 중에서도 자주포분야는 첨단기술이 적용됨으로써 획기적인 성능향상이 이루어졌으며 현재도 자주포에 대한 연구개발이 활발하게 이루어지고 있다. 자주포는 사

정거리의 증가와 빠른 발사속도를 갖기 위하여 포신 내부에서의 압력이 증가하는 방향으로 발전하고 있다. 이런 포신은 이전부터 자긴가공(autofrettage)하여 사용하고 있다. 자긴가공을 함으로써 사용압력, 내구력 및 피로수명을 증가시킬 수 있다.

반복적으로 높은 내압과 온도에 노출되는 후육실린더는 내경에서부터 피로균열이 발생하여 진전함으로써 파손에 이르게 된다.⁽¹⁾ 이 때 자긴가공에 의한 압축잔류응력은 내경부에서의 균열발생을 억제하고 지연시켜 피로수명을 향상시키는데 기여한다.

후육실린더의 자긴가공에 관한 연구는 국내에서 1977년에 김천옥과 이영신이 처음으로 단일후육실린더에 대해 스웨이징 방법을 이용해 자긴가공하여 그 결과를 탄소성해석과 비교하여 잘 일치함을 보였다.⁽²⁾ 그리고 이영신, 박재현, 이은엽 등은 이중후육실린더에 대해 연구하여 자긴가공률이 높아지면

[이 논문은 2008년도 재료 및 파괴부문 춘계학술대회 (2008. 5. 29.-30., 충북대) 발표논문임]

† 책임저자, 회원, 충남대학교 기계설계공학과
BK21 메카트로닉스사업단장
E-mail : leeys@cnu.ac.kr

TEL : (02)821-6644 FAX : (042)821-8906

* 충남대학교 기계설계공학과

BK21 메카트로닉스사업단

** 국방과학연구소

내경에서의 압축잔류응력이 증가하고 바우싱거효과가 크게 나타남을 보였다. 또한 이중후육실린더는 단일후육실린더보다 내경에서 더 큰 압축잔류응력을 가짐을 보였다.⁽³⁻⁶⁾ Huang은 단일후육실린더를 재료의 인장-압축 응력선도에 기반하여 바우싱거효과를 반영하는 자긴가공모델을 제안하였고 실험을 통해 잔류응력분포가 실험결과와 잘 일치함을 보였다.⁽⁷⁾ 고승기는 선박용 디젤엔진의 연료관에 대해 연구하여 승압시간 및 압력유지시간의 증가가 잔류응력에 미치는 영향이 작으며 동일한 압력으로 자긴가공을 할 경우 잔류응력분포에 미치는 영향 작음을 실험을 통해 입증하였다.⁽⁸⁾ Swardt와 Troiano는 유한요소해석을 수행하여 바우싱거효과가 반영된 단일후육실린더의 잔류응력해석을 실시하였다.^(9,10) 이송인은 외경에 홈이 있는 단일후육실린더에 대하여 파괴역학적인 방법을 이용하여 피로수명을 평가하여 외경에 이중홈이 있는 것이 단일홈이 있을 때보다 더 긴 피로수명을 갖는 것을 보였다.⁽¹¹⁾ 고승기는 포열 내경의 피로균열에 의한 피로수명을 파괴역학적인 방법을 이용하여 초기균열에 의한 피로수명을 예측하였다.⁽¹²⁾ Petitpas 등은 사격시 열과 압력에 의한 포신 내부의 균열진전에 대해 유한요소해석을 수행하였다.⁽¹³⁾ Jahed 등은 응력확대계수를 이용하여 70% 자긴가공된 단일후육실린더의 피로수명에 관한 연구를 수행하였다.⁽¹⁴⁾

이상에서와 같이 단일후육실린더의 자긴가공과 피로수명에 대해 이론해석, 실험, 유한요소법을 이용한 연구가 활발하게 이루어졌으나 아직까지는 국내에서 이중후육실린더의 자긴가공과 피로수명에 관한 연구는 미미한 실정이다.

피로수명 향상을 위해 적용하는 이중후육실린더를 설계 적용하는데 있어 자긴가공에 의한 잔류응력을 정확하게 예측하는 것은 매우 중요하다. 또한 내경에 균열이 있을 때 손상허용설계의 관점에서 피로수명예측 기법 개발이 절실히 필요하다.

본 연구에서는 이중후육실린더의 잔류응력과 내경에 초기 균열이 있을 때의 피로수명을 예측하여 이중후육실린더의 피로수명 설계에 대해 연구하였다.

2. 이중후육실린더의 잔류응력해석

본 연구에서는 박재현의 연구결과⁽⁴⁾를 적용하여 동일한 내·외반경을 갖는 단일 및 이중후육실린더에 대하여 연구하였다. 해석에는 von Mises

항복조건을 적용하였다.

2.1 재료 및 응력-변형률선도

본 연구에서는 AISI 4340⁽⁶⁾ 고강도강을 이용하여 잔류응력에 대해 연구하였다. 잔류응력예측은 완전탄소성모델과 가공경화모델을 이용하여 결과를 비교하였다. 두 모델의 가장 큰 차이는 응력-변형률선도의 단순화 정도의 차이이다.

Fig. 1의 응력-변형률선도는 Fig. 2처럼 크게 O-A, A-B, B-D, D-E의 네 구간으로 나누어진다. O-A, B-D 구간은 선형탄성구간이고 A-B, D-E 구간은 변형률경화구간이다. 변형률경화구간은 가공경화와 바우싱거효과를 포함하고 있다. AISI 4340강의 기계적 물성치는 Table 1과 같다.

2.2 열박음 응력(σ^s)

이중후육실린더는 크기가 다른 두 개의 실린더를 열박음을 통해 만들어진다. 내반경 r_i 와 외반경 $r_m + (\delta/2)$ 를 갖는 내부실린더와 내반경 $r_m - (\delta/2)$ 와

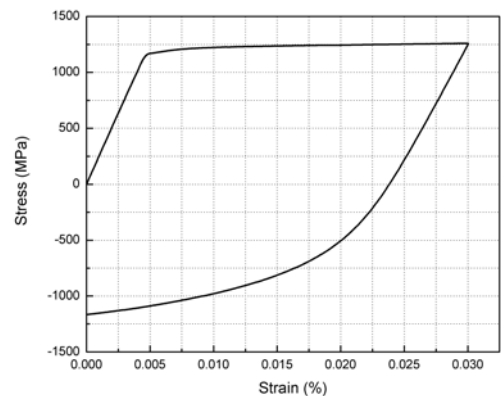


Fig. 1 Stress-strain curve of AISI 4340

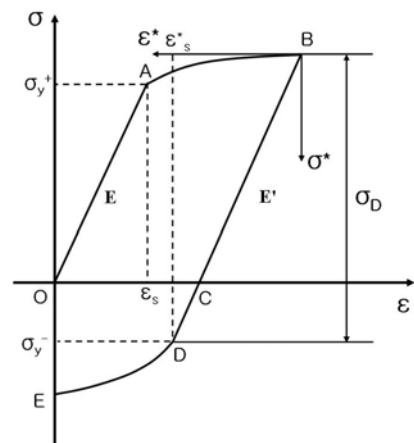


Fig. 2 General tensile-compressive stress-strain curve of material⁽⁷⁾

Table 1 Mechanical properties of AISI 4340⁽⁶⁾

Young's modulus, E (GPa)	205
Tensile strength, σ_u (MPa)	1,272
Yield strength, σ_y (MPa)	1,180
Poisson ratio, ν	0.29
Hardness, HRB	109.6

외반경 r_o 를 갖는 외부실린더가 결합하여 Fig. 3(a)와 같은 열박음 공차 ‘ δ ’를 갖는 이중후육실린더가 만들어진다.

이중후육실린더는 열박음 공차에 의하여 접촉면 압력이 발생하는데 다음의 식을 이용하여 계산할 수 있다.⁽¹⁵⁾

$$Ps = \frac{\delta}{r_m} \cdot \frac{1}{\frac{1}{E_1} \left(\frac{r_i^2 + r_m^2}{r_m^2 - r_i^2} - \nu_1 \right) + \frac{1}{E_2} \left(\frac{r_m^2 + r_o^2}{r_o^2 - r_m^2} + \nu_2 \right)} \quad (1)$$

여기서 E_1, E_2 는 내부실린더와 외부실린더의 탄성계수이고 ν_1, ν_2 는 프와송비이다. r_i 는 내반경, r_o 는 외반경, r_m 은 두 실린더의 접촉면까지의 거리인 중간반경이다.

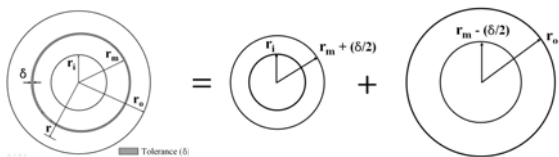
이중후육실린더에서 이 압력은 내부실린더에서는 외압으로, 외부실린더에서는 내압으로 작용한다. 접촉면 압력에 의해 발생하는 잔류응력은 다음의 식을 사용하여 계산한다.

내부실린더($r_i \leq r \leq r_m$)에서의 열박음응력 분포는 식 (2)와 같다.

$$\sigma_r^{s1} = -\frac{E\delta}{2r_m} \frac{r_o^2 - r_m^2}{r_o^2 - r_i^2} \left(1 - \frac{r_i^2}{r^2} \right) \quad (2a)$$

$$\sigma_\theta^{s1} = -\frac{E\delta}{2r_m} \frac{r_o^2 - r_m^2}{r_o^2 - r_i^2} \left(1 + \frac{r_i^2}{r^2} \right) \quad (2b)$$

외부실린더($r_m \leq r \leq r_o$)에서의 열박음응력 분포는 식 (3)과 같다.



(a)Compound cylinder (b)Inner cylinder (c)Outer cylinder

Fig. 3 Shrink fit process of compound cylinder considering tolerance

$$\sigma_r^{s2} = \frac{E\delta}{2r_m} \frac{r_m^2 - r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \left(1 - \frac{r_o^2}{r^2} \right) \quad (3a)$$

$$\sigma_\theta^{s2} = \frac{E\delta}{2r_m} \frac{r_m^2 - r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \left(1 + \frac{r_o^2}{r^2} \right) \quad (3b)$$

여기서 σ_r, σ_θ 는 반경방향과 원주방향 응력성분이다.

2.3 완전탄소성모델을 이용한 잔류응력해석

Fig. 4는 이중후육실린더의 단면형상이며 ρ 는 소성영역의 반경으로 형상정보는 다음과 같다.

$$r_i=78\text{mm}, r_m=117 \text{ mm}, r_o=156 \text{ mm}, \delta=0.1 \text{ mm}$$

응력-변형률선도는 Fig. 5처럼 단순화정도가 심하며 바우싱거효과와 가공경화가 잔류응력예측에 반영되지 않는 반면에 항복응력과 탄성계수만을 잔류응력예측에 사용하므로 단순 인장-압축선도를 사용하여 계산할 수 있는 장점이 있다. 자긴가공된 이중후육실린더의 잔류응력은 재료는 탄성-완전소성 거동과 탄성제하(elastic unloading)를 가정한다.

소성영역과 탄성영역에서의 반경방향응력(σ_r^p)은 다음의 식을 이용하여 계산한다.

$$\sigma_r^{p1} = \left(\frac{2}{\sqrt{3}} \right) \sigma_y \left[\ln \frac{r}{\rho^2} - \frac{1}{2} \left(1 - \frac{\rho^2}{r_o^2} \right) \right] \quad (4a)$$

for $r_i \leq r \leq \rho$

$$\sigma_r^{p2} = \left(\frac{2}{\sqrt{3}} \right) \sigma_y \frac{\rho^2}{2r_o^2} \left(1 - \frac{r_o^2}{r^2} \right) \quad (4b)$$

for $\rho \leq r \leq r_o$

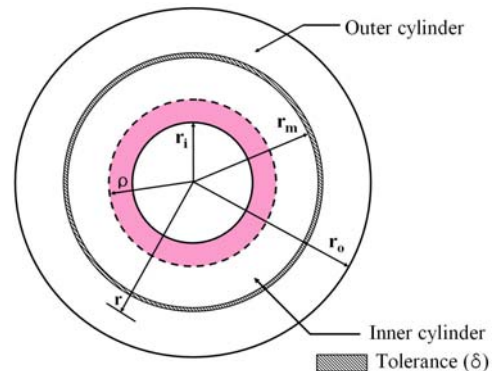


Fig. 4 The Cross section of compound cylinder using elastic-perfectly plastic model

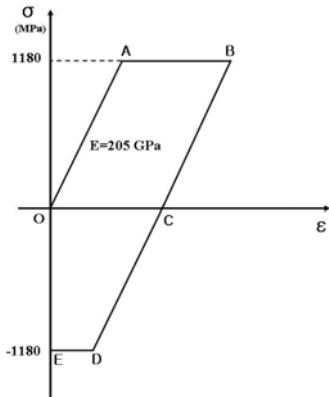


Fig. 5 Stress-strain curve of elastic-perfectly plastic model

소성영역과 탄성영역에서의 접선방향응력(σ_θ^p)은 다음의 식을 이용하여 계산한다.

$$\sigma_\theta^{p1} = \left(\frac{2}{\sqrt{3}} \right) \sigma_y \left[\ln \frac{r}{\rho} + \frac{1}{2} \left(1 + \frac{\rho^2}{r_o^2} \right) \right] \quad (5a)$$

for $r_i \leq r \leq \rho$

$$\sigma_\theta^{p2} = \left(\frac{2}{\sqrt{3}} \right) \sigma_y \frac{\rho^2}{2r_o^2} \left(1 + \frac{r_o^2}{r^2} \right) \quad (5b)$$

for $\rho \leq r \leq r_o$

자긴압력을 제거할 때 발생하는 반경방향 및 접선방향의 탄성회복응력($\sigma_r^e, \sigma_\theta^e$)은 다음과 같다.

$$\sigma_r^e = \frac{-P_i r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \left(1 - \frac{r_o^2}{r^2} \right) \quad \text{for } r_i \leq r \leq \rho \quad (6a)$$

$$\sigma_\theta^e = \frac{-P_i r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \left(1 - \frac{r_o^2}{r^2} \right) \quad \text{for } \rho \leq r \leq r_o \quad (6b)$$

이중후육실린더의 잔류응력은 식 (2) ~ (6)을 소성영역이 내부실린더에 있는 경우($r_i \leq \rho \leq r_m$)와 외부실린더에 있는 경우($r_m \leq \rho \leq r_o$)로 나누어 접선 방향 및 반경방향의 잔류응력을 구하며 조건에 따른 중첩식은 식 (7)과 같다.

$$\sigma_r^A = \sigma_r^p + \sigma_r^e + \sigma_r^s \quad (7a)$$

$$\sigma_\theta^A = \sigma_\theta^p + \sigma_\theta^e + \sigma_\theta^s \quad (7b)$$

2.4 가공경화모델을 이용한 잔류응력해석

Fig. 6은 이중후육실린더의 단면으로써 ρ_L 은 부하시 소성영역의 반경이고 ρ_U 는 제하시 소성영

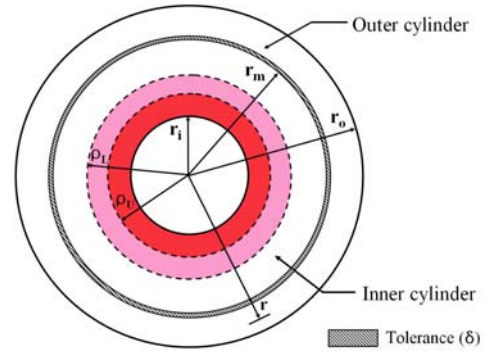


Fig. 6 Cross section of compound cylinder using elastic-perfectly plastic model

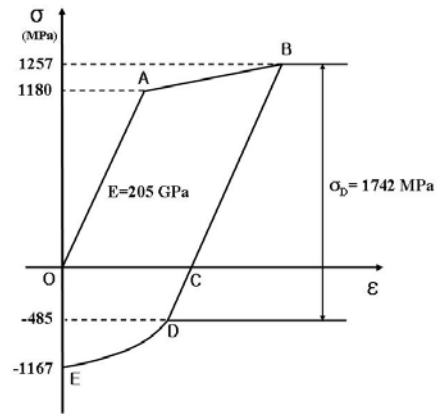


Fig. 7 Stress-strain curve of strain hardening model

역의 반경이다. 이중후육실린더의 형상정보는 완전탄소성모델과 같다. 가공경화모델은 Fig. 7처럼 재료의 응력-변형률선도와 비슷하게 커브피팅을 한다. 인장시 항복응력(σ_y^+)과 압축시 항복응력(σ_y^-)의 차이로 인한 바우싱거효과와 가공경화를 잔류응력에 반영한다.

Fig. 7의 응력-변형률선도는 O-A, A-B, B-D, D-E의 네 구간으로 나누어지고 각각 4개의 식으로 표현한다.

Fig. 7의 응력-변형률선도는 O-A, A-B, B-D, D-E의 네 구간으로 나누어지고 각각 4개의 식으로 표현한다.

(1) 부하상태 (O-A-B 구간)

선형탄성구간 (O-A구간)

$$\sigma = E\epsilon \quad (\epsilon \leq \epsilon_y) \quad (8)$$

가공경화구간 (A-B구간)

$$\sigma = A_1 + A_2\epsilon^{B_1} \quad (\epsilon \geq \epsilon_y) \quad (9)$$

Table 2 Calculation parameters of AISI 4340

σ_y (MPa)	E (GPa)	A ₁ (MPa)	A ₂ (MPa)	B ₁	σ_D (MPa)	E' (GPa)	A ₃ (MPa)	A ₄ (MPa)	B ₂
1,180	205	1,165	3,384	1.00	1,742	178	0.49	3,826	0.44

(2) 제하상태응력선도 (B-D-E 구간)

선형탄성구간 (B-D구간)

$$\sigma^* = E' \epsilon^* \quad (10)$$

가공경화구간 (D-E구간)

$$\sigma^* = A_3 + A_4(\epsilon^*)^{B_2} \quad (\epsilon^* \geq \epsilon_y^*) \quad (11)$$

여기서 A₁, A₂, A₃, A₄, B₁, B₂는 재료선도의 커브피팅을 통해 얻는 파라미터를 말하며 이를 Table 2에 정리하였다. 또한 본 연구는 2차원 모델을 이용하여 평면응력해석을 실시하였다.

2.4.1 부하시의 응력해석

부하시의 응력해석은 Fig. 2의 좌표축 $\epsilon O\sigma$ 를 사용하였으며 부하 시의 응력분포는 다음과 같은 식을 이용하여 구할 수 있다.

(1) 소성영역 ($r_i \leq r \leq \rho_L$)

$$\sigma_r^{L1} = \frac{2}{\sqrt{3}} A_1 \ln\left(\frac{r}{r_i}\right) + \frac{\sigma_y - A_1}{\sqrt{3} B_1} \rho_L^{2B_1} \left(\frac{1}{r_i^{2B_1}} - \frac{1}{r^{2B_1}}\right) - P_a \quad (12a)$$

$$\sigma_\theta^{L1} = \frac{2}{\sqrt{3}} A_1 \left[\ln\left(\frac{r}{r_i}\right) + 1\right] + \frac{\sigma_y - A_1}{\sqrt{3} B_1} \rho_L^{2B_1} \left[\frac{1}{r_i^{2B_1}} + (2B_1 - 1) \frac{1}{r^{2B_1}}\right] - P_a \quad (12b)$$

여기서 P_a 는 자긴가공 압력이다.

(2) 탄성영역 ($\rho_L \leq r \leq r_o$)

$$\sigma_r^{L2} = \frac{\sigma_y}{\sqrt{3}} \rho_L^2 \left(\frac{1}{r_o^2} - \frac{1}{r^2}\right) \quad (13a)$$

$$\sigma_\theta^{L2} = \frac{\sigma_y}{\sqrt{3}} \rho_L^2 \left(\frac{1}{r_o^2} + \frac{1}{r^2}\right) \quad (13b)$$

2.4.2 제하 시의 응력해석

제하시의 응력해석은 Fig. 2의 좌표축 $\epsilon^* O\sigma^*$ 를 사용하였다. 제하시의 응력해석 절차는 부하시의 응력 해석과정과 같으며 부하 시의 응력분포는 다음과 같은 식을 이용하여 구할 수 있다.

(1) 소성영역 ($r_i \leq r \leq \rho_L$)

$$\sigma_r^{U1} = \frac{2}{\sqrt{3}} A_3 \ln\left(\frac{r}{r_i}\right) + \frac{\sigma_D - A_3}{\sqrt{3} B_2} \rho_U^{2B_2} \left(\frac{1}{r_i^{2B_2}} - \frac{1}{r^{2B_2}}\right) - P_a \quad (14a)$$

$$\sigma_\theta^{U1} = \frac{2}{\sqrt{3}} A_3 \left[\ln\left(\frac{r}{r_i}\right) + 1\right] + \frac{\sigma_D - A_3}{\sqrt{3} B_2} \rho_U^{2B_2} \left[\frac{1}{r_i^{2B_2}} + (B_2 - 1) \frac{1}{r^{2B_2}}\right] - P_a \quad (14b)$$

(2) 탄성영역 ($\rho_L \leq r \leq c$)

$$\sigma_r^{U2} = \frac{\sigma_D}{\sqrt{3}} \rho_U^2 \left(\frac{1}{r_o^2} - \frac{1}{r^2}\right) \quad (15a)$$

$$\sigma_\theta^{U2} = \frac{\sigma_D}{\sqrt{3}} \rho_U^2 \left(\frac{1}{r_o^2} + \frac{1}{r^2}\right) \quad (15b)$$

2.4.3 잔류응력해석

잔류응력분포는 소성영역이 내부실린더에 있는 경우($r_i \leq \rho \leq r_m$)와 외부실린더에 있는 경우($r_m \leq \rho \leq r_o$)로 나누어 접선 방향 및 반경방향의 잔류응력을 구하며 조건에 따른 중첩식은 식 (7)과 같다.

$$\sigma_r^A = \sigma_r^L - \sigma_r^U + \sigma_r^S \quad (16a)$$

$$\sigma_\theta^A = \sigma_\theta^L - \sigma_\theta^U + \sigma_\theta^S \quad (16b)$$

Fig. 8은 잔류응력해석 결과를 종합한 것이다. 자긴가공률이 높아질수록 내반경에서의 압축잔류응력과 외반경에서의 인장잔류응력이 증가하였다. 바우싱거효과에 의한 내반경에서의 압축잔류응력의 감소는 자긴가공률 30 % 이상에서부터 나타났다. 따라서 30 % 이상 자긴가공을 할 경우 가공경화모델을 이용하여 잔류응력을 예측해야 보다 실제에 가까운 잔류응력예측이 가능한 것으로 사료된다. 그러나 30 % 이하의 자긴가공을 할 경우에는 두 모델간의 차이가 크게 나타나지 않으므로 인장실험에 의한 응력-변형률선도로부터 얻어진 잔류응력 계산이 가능한 완전탄-소성모델을 이용하는 것이 더 빠르고 쉽게 계산이 가능하도록 한다.

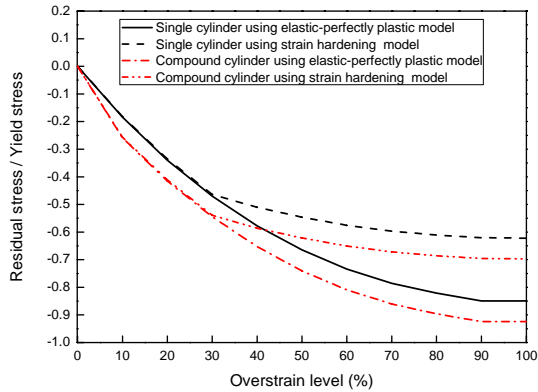


Fig. 8 Compressive residual stress at internal radius under various overstrain level

2.5 기존연구와의 비교고찰

Huang⁽⁷⁾은 30CrNiMo8으로 만든 단일후육실린더에 대해 자긴가공실험을 실시하였다. 30CrNiMo8은 합금강으로써 탄성계수는 207 GPa, 항복응력은 960.7 MPa로써 AISI 4340강과 같이 고강도강에 속하는 금속이다. 단일후육실린더는 36 % 자긴가공하였으며 내·외반경의 크기와 자긴가공압력(P_a)은 Table 3에 정리하였다. P_{acr} 은 임계자긴가공압력이다. 30CrNiMo8으로 만든 단일후육실린더에 대해 본 연구에서의 계산식을 이용하여 잔류응력을 예측하였으며 이 결과를 Huang⁽⁷⁾의 실험결과와 비교하였다.

Fig. 9는 잔류응력예측결과를 비교한 그래프로서 실험결과는 내반경에서 외반경방향으로 갈수록 차이가 남을 보였다. 그러나 내반경부근에서의 잔류응력예측을 중요하게 보는 관점에서 봤을 때 가공경화모델을 이용한 잔류응력예측이 유용함을 알 수 있다. 완전탄-소성모델을 이용한 예측결과는 내반경에서 실험결과와 약 150 MPa 차이가 났다. 이것은 바우싱거효과가 반영되지 않아 내반경부근에서의 압축잔류응력의 감소를 잔류응력예측에 반영하지 못했기 때문이다. 따라서 실험결과에 근접한 결과예측을 위해서는 바우싱거효과를 고려하는 것이 유용함을 알 수 있다.

2.6 설계변수의 변화에 따른 잔류응력해석

이중후육실린더는 냉각효율 및 구조적 안전성을 위해 다양한 형상으로 제작될 수 있다. 내·외부 실린더의 두께가 다르거나 열박음 공차 변화 시 잔류응력은 변화한다. 따라서 본 절에서는 내·외부실린더의 두께와 열박음 공차가 변화할 때 잔류응력의 변화에 대해 가공경화모델을 이용하여 연구하였다.

Table 3 Radius and autofrettage pressure⁽⁸⁾

r_i (mm)	r_o (mm)	ρ_L (mm)	ρ_U (mm)	P_a (MPa)	P_{acr} (MPa)
19.3	43.7	28	20.6	740	658

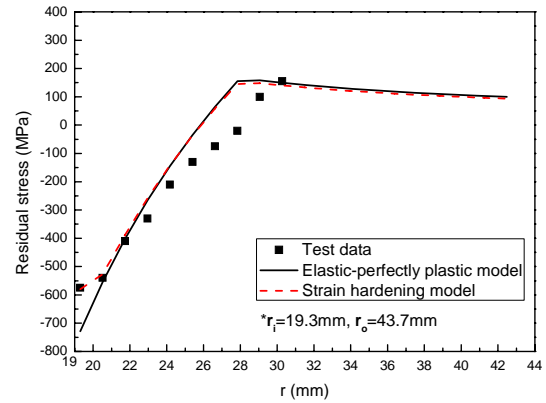


Fig. 9 Residual stress distribution of single cylinder under 36 % overstrain level⁽⁷⁾

2.6.1 내부실린더의 두께 변화에 따른 잔류응력
내부실린더의 두께가 변할 경우 접촉면 압력이 변화하여 잔류응력에 영향을 미친다. 따라서 중간반경을 이중후육실린더 두께의 20, 40, 60, 80 %에 해당하는 93.6, 109.2, 124.8, 140.4 mm로 변화시켜가며 잔류응력의 변화를 예측하였다.

내부실린더의 두께변화 시 접촉면 압력이 증가하였고 이는 Jahed⁽¹⁶⁾의 연구 결과와 일치한다. Fig. 10은 내부실린더의 두께변화 시 잔류응력을 나타낸 그래프이다. 100 % 자긴가공 시 내부실린더의 외반경이 117 mm 일 때의 압축잔류응력은 950 MPa이다. 외반경이 93.6 mm일 때는 압축잔류응력이 약 80 MPa 증가하고, 외반경이 140.4 mm로 증가하면 약 70 MPa 감소한다. 이것은 내부실린더의 두께가 감소함에 따라 증가한 접촉면응력이 내부실린더에서는 압축잔류응력을 증가시킨다.

2.6.2 외부실린더의 두께 변화에 따른 잔류응력

외·내부실린더의 두께가 변할 경우 접촉면 압력이 변화하여 잔류응력에 영향을 미친다. 따라서 외반경을 이중후육실린더 두께의 100, 150, 200 %에 해당하는 156, 195, 234 mm로 변화시켜가며 잔류응력의 변화를 예측하였다.

외부실린더의 두께변화 시 접촉면 압력이 증가하였고, 이는 Jahed의 연구 결과와 일치한다.⁽¹⁶⁾

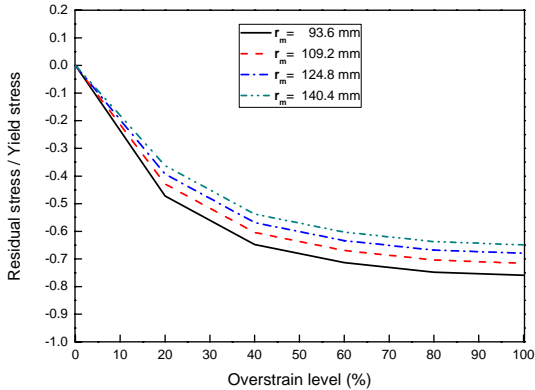


Fig. 10 Compressive residual stress at internal radius under various overstrain level

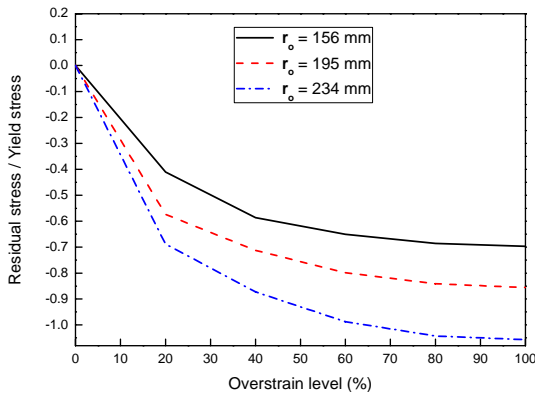


Fig. 11 Compressive residual stress at internal radius under various overstrain level

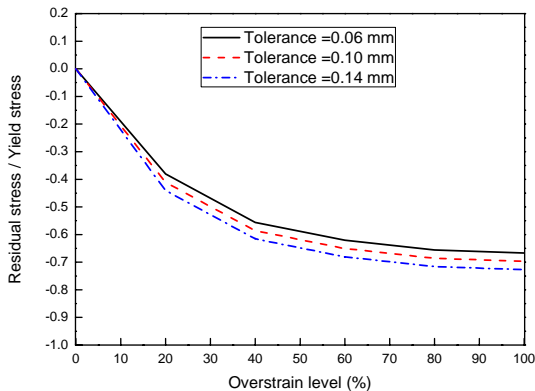


Fig. 12 Compressive residual stress at internal radius under various overstrain level

Fig. 11에서 보듯이 100 % 자진가공된 이중후육실린더의 외반경이 156 mm에서 234 mm로 증가하면 내반경에서의 압축잔류응력은 51 % (490 MPa) 증가하였다.

2.6.3 열박음 공차의 변화에 따른 잔류응력 열박음공차가 변할 경우 접촉면 압력이 변화

하여 잔류응력에 영향을 미친다. 따라서 열박음 공차를 0.06, 0.10, 0.14 mm로 변화시켜 가며 잔류응력해석을 실시하다. 열박음 공차가 증가하면 접촉면응력은 증가하였고 이는 Gamer의 연구 결과에서도 볼 수 있다.⁽¹⁷⁾

Fig. 12에 보듯이 100 % 자진가공 시 열박음 공차가 0.10 mm에서 0.06 mm로 감소하면 내반경에서의 압축잔류응력은 40 MPa 감소하였고 0.14 mm로 증가하면 40 MPa 증가하였다.

3. 이중후육실린더의 피로수명해석

3.1 개요

높은 내압(707 MPa)을 받는 이중후육실린더는 기계적·열적 거동과 화학적 반응에 의해 내반경에서부터 피로균열이 발생한다. 이 피로균열은 반복적인 내압에 의해 외반경방향으로 진전하여 이중후육실린더를 파괴되도록 한다. 피로수명은 피로균열이 발생할 때까지의 균열개시수명(설계수명)과 피로균열이 성장하여 파괴에 이르는 균열진전수명의 합으로 평가한다. 여기에서의 균열진전수명은 아래의 Paris 식을 적분하여 평가한다.⁽¹⁸⁾

$$\frac{da}{dN} = C(\Delta K)^m, \Delta K = K_{max} - K_{min} \quad (17)$$

여기서 C, m은 균열진전특성을 나타내는 재료상수이며, ΔK는 응력확대계수 진폭이다. 또한 a는 균열길이를 말한다.

본 장에서는 파괴역학적인 방법을 이용하여 내반경에 초기균열이 있을 때의 균열진전수명을 손상허용설계의 관점에서 평가하였다.

3.2 응력확대계수

응력확대계수는 균열 선단에서 주어진 점의 응력과 변형도를 나타내는 변수로써 공칭응력 σ와 균열길이 a에 의해 결정되며 다음과 같은 식으로 표현한다.

$$K = \sigma \sqrt{\pi a} Y(a/W) \quad (18)$$

여기서 Y(a/W)는 구조물의 기하학적 형상을 고려한 수정함수로써 본 논문의 연구대상인 후육실린더에 대해서는 참고문헌에서 인용하여 보정계수 1.12를 사용하였다.⁽¹⁹⁾

바우싱거효과를 고려하여 피로수명예측을 할 경우, 자진가공압력에 의한 응력진폭(σ_N^R)은 후육실린더 내반경에서의 압축잔류응력이다. 2장에서

수행한 가공경화모델을 이용한 잔류응력해석 결과를 Table 4와 같으며 직선 및 반타원형 균열의 응력확대계수 계산에 사용하였다.

3.2.1 직선균열

내반경에서의 균열길이가 두께에 비해 짧다고 가정하고 von Mises 항복조건을 이용하여 잔류응력을 계산하면 100 % 자긴가공된 후육실린더 내반경의 직선균열에 대한 응력확대계수는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \Delta K &= K_{\max} - K_{\min} = K_P + K_R & (19) \\ &= 1.12 \Delta\sigma \sqrt{\pi a} = 1.12 (\sigma_N^P + \sigma_N^R) \sqrt{\pi a} \end{aligned}$$

여기에서 σ_N^P 는 내압(P)에 의한 응력진폭이며 σ_N^R 은 가공압력에 의한 응력진폭이다.

(1) 단일 후육실린더

$$\begin{aligned} K_I &= 1.12 \times (1885 - 847) \sqrt{\pi a} & (20) \\ &= 1.12 \times 1038 \sqrt{\pi a} = 1163 \sqrt{\pi a} \end{aligned}$$

(2) 이중 후육실린더

$$\begin{aligned} K_I &= 1.2 \times (1857 - 950) \sqrt{\pi a} & (21) \\ &= 1.12 \times 907 \sqrt{\pi a} = 1016 \sqrt{\pi a} \end{aligned}$$

위의 과정을 반복하여 계산된 직선균열에 대한 $K_I / \sqrt{\pi a}$ 값은 Table 5와 같다.

3.2.2 반타원형균열

내반경에서의 균열길이가 두께에 비해 짧다고 가정하고 von Mises 항복조건을 이용하여 잔류응력을 계산하면 100 % 자긴가공된 후육실린더 내반경의 반타원형균열에 대한 응력확대계수는 다음과 같다.

$$K = 0.7 \times 1.12 (\sigma_N^P + \sigma_N^R) \sqrt{\pi a} \quad (22)$$

Table 4 Residual stress using strain hardening model

Overstrain level (%)	Residual stress (MPa)	
	Single cylinder	Compound cylinder
100	-847	-950
90	-846	-948
80	-832	-934
70	-813	-916
60	-784	-887
50	-744	-846
40	-696	-798
30	-632	-734
20	-457	-559
10	-248	-350

일반적으로 내반경에서 발생한 균열은 반타원형으로 성장한다. Kendall은 후육실린더 내반경에는 대부분 반타원형 균열이 발견되고 장반경과 단반경의 비는 0.6~0.8임을 보였고 이를 보정하기 위한 형상계수(shape factor)로 0.7을 제안하였다.⁽²⁰⁾

위의 계산과정을 반복하여 계산된 반타원형균열에 대한 $K_I / \sqrt{\pi a}$ 값은 Table 6과 같다.

3.3 임계균열길이

후육실린더의 내반경에서 발생한 균열은 진전을 하다 임계균열길이(a_f)에 다다르면 불안정한 파단을 발생시킨다. 따라서 균열진정수명은 초기 균열길이에서 임계균열길이까지 균열이 전파하는 동안만 수명으로 한다. 파단은 균열선단에서의 응력확대계수가 재료의 파괴인성치와 동일할 때 발생한다. 따라서 재료의 파괴인성치가 $131 \text{ MPa} \sqrt{m}$ 일 때 임계균열길이를 구하기 위한 식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.⁽¹²⁾

Table 5 $K_I / \sqrt{\pi a}$ value of straight crack

Overstrain level (%)	$K_I / \sqrt{\pi a}$	
	Single cylinder	Compound cylinder
100	1163	1016
90	1164	1018
80	1180	1033
70	1201	1054
60	1233	1087
50	1278	1132
40	1332	1186
30	1404	1257
20	1600	1453
10	1834	1687

Table 6 $K_I / \sqrt{\pi a}$ value of semi-elliptical crack

Overstrain level (%)	$K_I / \sqrt{\pi a}$	
	Single cylinder	Compound cylinder
100	814	711
90	815	712
80	826	723
70	840	738
60	863	761
50	895	792
40	932	830
30	983	880
20	1120	1017
10	1284	1181

Table 7 Critical crack length under various overstrain level

Overstrain level (%)	Straight crack (mm)		Semi-elliptical crack (mm)	
	Single cylinder	Compound cylinder	Single cylinder	Compound cylinder
100	4.0	5.3	8.2	10.8
90	4.0	5.3	8.2	10.8
80	3.9	5.1	8.0	10.4
70	3.8	4.9	7.7	10.0
60	3.6	4.6	7.3	9.4
50	3.3	4.3	6.8	8.7
40	3.1	3.9	6.3	7.9
30	2.8	3.5	5.7	7.1
20	2.1	2.6	4.4	5.3
10	1.6	1.9	3.3	3.9

(1) 직선균열

$$\Delta K = K_P + K_R = K_{IC} = 131 \text{ MPa} \sqrt{m} \quad (23)$$

(2) 반타원형균열

$$\Delta K = 0.7 \times (K_P + K_R) = K_{IC} = 131 \text{ MPa} \sqrt{m} \quad (24)$$

위의 계산식을 이용하여 자긴가공률에 따른 임계균열길이를 Table 7에 정리하였다.

3.4 피로수명예측

후속실린더의 피로수명은 Paris에 의한 균열진전속도식을 적분하여 평가한다. 식 (17)을 적분하면 다음과 같다.

(1) 직선균열

$$N = \int_{a_i}^{a_f} \frac{da}{C(\Delta K)^m} = \frac{1}{C(1.12\Delta\sigma_N\sqrt{\pi})^m} \frac{a_f^{(1-\frac{m}{2})} - a_i^{(1-\frac{m}{2})}}{1-\frac{m}{2}}$$

(2) 반타원형균열

$$N = \int_{a_i}^{a_f} \frac{da}{C(\Delta K)^m} = \frac{1}{C(0.7 \times 1.12\Delta\sigma_N\sqrt{\pi})^m} \frac{a_f^{(1-\frac{m}{2})} - a_i^{(1-\frac{m}{2})}}{1-\frac{m}{2}}$$

여기서 C, m은 균열진전특성을 나타내는 재료상수이며 그 값은 각각 $C = 4.24 \times 10^{-12}$, $m = 3.2$ 이다.⁽¹²⁾ 초기균열길이는 0.1 mm에서 1 mm까지 고려하는 것이 일반적이다. 따라서 본 연구에서 초기균열의 길이는 0.1 mm에서 0.1 mm 단위로 1 mm까지 적용하여 각각 피로수명해석을 수행하였다.⁽¹⁶⁾

Fig. 13은 0.1 mm의 초기 균열이 있을 때 자긴가공률에 따라 수명을 나타낸 그래프로써 자긴가공률이 증가함에 따라 피로수명도 함께 증가하였다.

직선균열의 경우 완전자긴가공된 이중후속실린

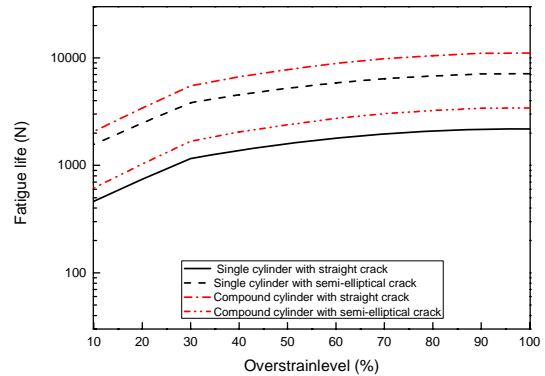


Fig. 13 Fatigue life with initial 0.1 mm crack length under various overstrain level

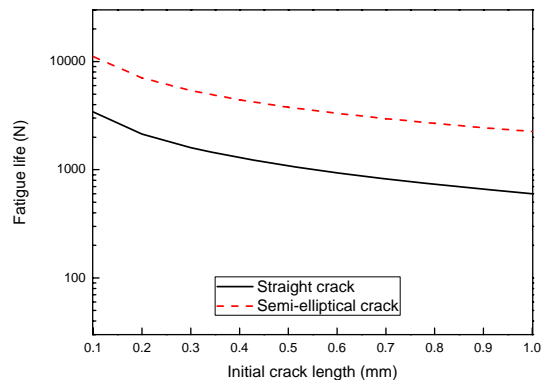


Fig. 14 Fatigue life with 100 % overstrain level under various initial crack length

더는 50 % 자긴가공된 이중후속실린더보다 약 1.4배 긴 수명을 갖는 것으로 나타났다.

또한 이중후속실린더는 단일후속실린더보다 1.3~1.6배 긴 수명을 갖는 것으로 나타났다. Fig. 14는 초기균열의 길이 변화에 따라 이중후속실린더의 피로수명을 나타낸 그래프로 초기 균열길이가 길어짐에 따라 수명이 감소하는 것으로 나타났다. 직선균열의 경우 균열길이가 0.1 mm에서 1 mm로 증가하면 피로수명은 17 %로 감소였다. 또한 반타원형균열은 직선균열에 비하여 약 3.2~3.8배 긴 수명을 갖는 것으로 나타났다.

3.5 기존연구와 비교고찰⁽¹²⁾

본 연구에서는 단일후속실린더의 피로수명 예측을 기반으로 하여 이중후속실린더의 피로수명 예측하는 방법을 사용하였다. 기존 연구결과 중 본 연구내용과 비슷한 고승기의 피로시험 연구결과와 비교 고찰하였다. 고승기⁽¹²⁾는 70 % 자긴가공된 단일후속실린더에서 재료를 채취하여 C형

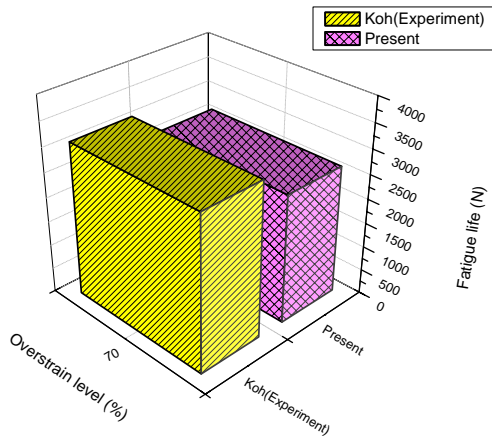


Fig. 15 Fatigue life under initial 0.4 mm semi-elliptical crack and 70 % overstrain level

시험편을 제작하였다. C형 시험편에 0.4 mm의 초기균열(precrack)을 만들어 균열길이가 12 mm까지 진전할 때까지 수명을 측정하였다. 이 실험조건에 맞추어 피로수명을 예측하여 비교하였다.

Fig. 15는 피로시험의 결과를 비교한 것으로서 시험결과는 3151 cycles로써 예측을 통해 얻어진 수명 2624 cycles에 비해 1.2배 긴 수명을 갖는 것으로 나타났다. 실험과 예측 사이에는 20 %의 오차가 있었으며 두 모델간의 형상 및 물성의 차이도 기여를 한 것으로 사료된다. Table 8은 고승기와 본 연구에서 사용한 단일후육실린더의 모델간 차이점을 비교하였다.

3.6 설계변수의 변화에 따른 피로수명

본 연구의 2.6절에서 가공경화모델을 이용하여 내부실린더와 외부실린더의 두께 그리고 열박음 공차의 변화가 있을 때 이중후육실린더 내반경에서의 잔류응력을 예측하였다. 이 잔류응력해석 결과는 본 절에서 바우싱거효과를 반영하는 피로수명해석에 사용하였다.

3.6.1 내부실린더의 두께 변화에 따른 피로수명

2.6.1항의 잔류응력 해석결과를 이용하여 3.2절에서 3.4절까지의 계산과정을 반복하여 직선 및 반타원형 균열에 대한 피로수명을 예측하였다.

Fig 16은 100 % 자긴가공된 이중후육실린더에 0.1 mm의 초기균열이 있을 때의 피로수명을 나타낸 것이다. 중간반경이 140.4 mm에서 93.6 mm로 감소하였을 때 피로수명은 증가하는 것으로 나타났다.

Table 8 Comparison between Koh⁽¹²⁾ and present

Models	Inner radius (mm)	Outer radius (mm)	Yield stress (MPa)	Young's modulus (GPa)
Koh ⁽¹¹⁾	77.8	155	1189	206
Present	78	156	1180	205

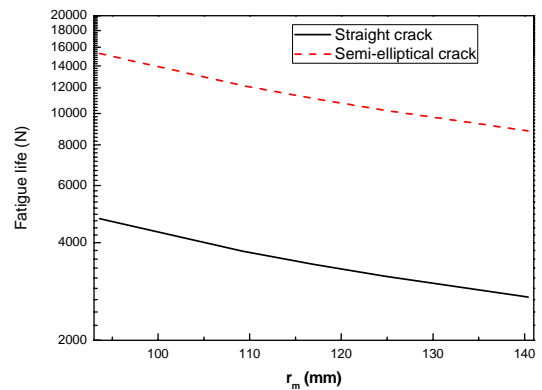


Fig. 16 Fatigue life under with 0.1 mm initial crack length and 100 % overstrain level under various middle radius

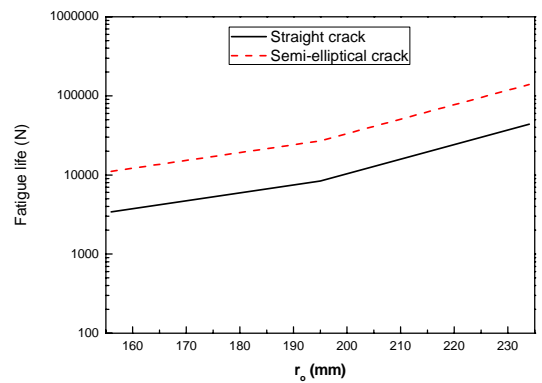


Fig. 17 Fatigue life under with 0.1 mm initial crack length and 100 % overstrain level under various outer radius

중간반경이 117 mm에서 93.6 mm로 감소하면 피로수명은 직선균열의 경우 38 % (1317 cycles) 증가하였다. 또한 중간반경(r_m)이 117 mm에서 140.4 mm로 증가하면 피로수명은 21 % (707 cycles) 감소하였다. 이와 같은 피로수명의 변화는 각각 9 %의 잔류응력 증가, 7 %의 잔류응력감소로 인한 것으로 사료된다. 또한 반타원형균열은 직선균열에 비하여 약 3.2배 긴 수명을 갖는 것

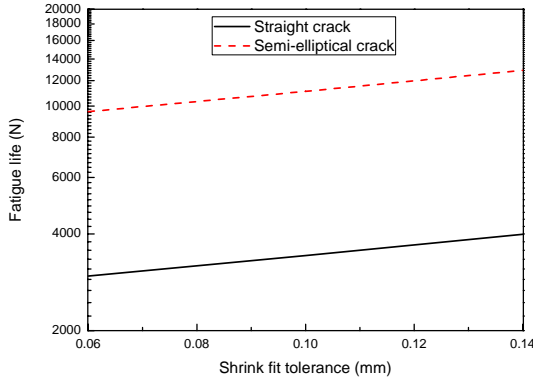


Fig. 18 Fatigue life under with 0.1 mm initial crack length and 100 % overstrain level under various shrink fit tolerance

으로 나타났다.

3.6.2 외부실린더의 두께 변화에 따른 피로수명
2.6.2항의 잔류응력 해석결과를 이용하여 피로수명을 예측하였다.

Fig 17은 100 % 자긴가공된 이중후육실린더에 0.1 mm의 초기균열이 있을 때의 피로수명을 나타낸 것이다. 외반경이 156 mm에서 234 mm로 증가하였을 때 피로수명은 증가하는 것으로 나타났다.

외반경이 156 mm에서 234 mm로 증가하면 피로수명은 직선균열의 경우 약 11.8배 증가하는 것으로 나타나 490 MPa의 압축잔류응력 증가가 피로수명에 큰 영향을 미침을 확인할 수 있었다. 또한 반타원형균열은 직선균열에 비하여 약 3.2배 긴 수명을 갖는 것으로 나타났다.

3.6.3 열박음 공차의 변화에 따른 피로수명

2.6.3항의 잔류응력해석결과를 이용하여 피로수명을 예측하였다.

100 % 자긴가공된 이중후육실린더에 0.1 mm의 초기균열이 있을 때의 피로수명을 Fig 18에 나타내었다. 열박음 공차가 0.06 mm에서 0.14 mm로 증가하면 피로수명은 증가하는 것으로 나타났다.

열박음 공차가 0.1 mm에서 0.06 mm로 감소하면 피로수명은 직선균열의 경우 약 14 % (467 cycles) 감소하였다. 그리고 열박음 공차가 0.1 mm에서 0.14 mm로 증가하면 피로수명은 약 17 % (567 cycles) 증가하였다. 또한 반타원형균열은 직선균열에 비하여 약 3.2배 긴 수명을 갖는 것으로 나타났다.

4. 결과 및 고찰

피로수명해석을 통해 얻어진 이중후육실린더의 피로수명을 규격서에 제시된 수명을 기준으로 하여 제작 시에 발생할 수 있는 초기균열과 운용중에 발생하는 피로균열에 의한 피로수명을 판단하였다. 또한 60 % 자긴가공된 이중후육실린더에 대하여 설계변수의 변화 시의 피로수명을 비교하여 규격서에 제시된 피로수명을 확보하는 방법에 대해 연구하였다.

4.1 포신의 수명

본 연구에서의 단일 및 이중후육실린더는 자주포의 포신을 기반으로 하여 사용하였다. 계산방법은 탄종별, 장약별 마모량이 다르기 때문에 포신의 피로 및 마모수명 판단을 화포별 최대장약 1발에 해당하는 발사 탄수를 기준으로 수명을 계산한다. 포신의 수명은 최대장약을 기준으로 1,000발이다. 따라서 1,000발 사격 후에는 포강의 마모로 인하여 정확도가 떨어지므로 포신을 교체해야 한다.⁽²¹⁾

4.2 이중후육실린더의 피로수명 설계

이중후육실린더의 피로수명을 규격서에 제시된 수명과 비교하기 위하여 3장에서의 바우싱거효과를 고려한 피로수명 해석결과를 이용하였다. 초기균열의 길이는 3장의 연구결과 중에서 0.5 mm의 초기균열이 있을 때의 피로수명을 사용하였다.⁽¹⁶⁾

Fig. 19는 60 % 자긴가공된 이중후육실린더에 0.5 mm의 초기균열이 있을 때의 피로수명을 비교한 것으로서 이중후육실린더는 직선균열은 30 % 이상, 반타원형균열은 20 % 이상의 자긴가공을 하면 1,000 cycles을 넘는 것으로 나타났다. 따라서 이중후육실린더 설계 시 20 % 이상의 자긴가공을 하면 0.5 mm 이하의 초기 균열이 있는 경우 균열에 의한 피로파괴로부터 안전하다.

60 % 자긴가공된 이중후육실린더에 0.5 mm의 초기 균열이 있을 때, 중간반경(r_m)이 변화할 때의 피로수명을 Fig. 20에 나타냈다. 반타원형균열은 중간반경(r_m)이 93.6 mm에서 140.4 mm까지 변화하여도 0.5 mm 이하의 초기균열에 대해 1,000 cycles 이상의 피로수명을 갖는 것으로 나타났다. 그러나 직선균열은 약 105 mm 이상에서는 피로수명이 1,000 cycles 이하로 낮아지는 결과를 보였다. 따라서 60 % 자긴가공된 이중후육실린더의

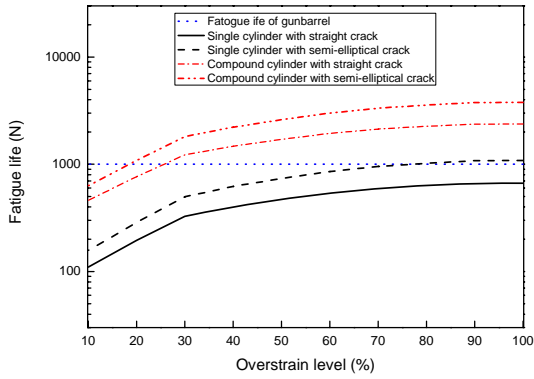


Fig. 19 Fatigue life with initial 0.5 mm crack length under various overstrain level

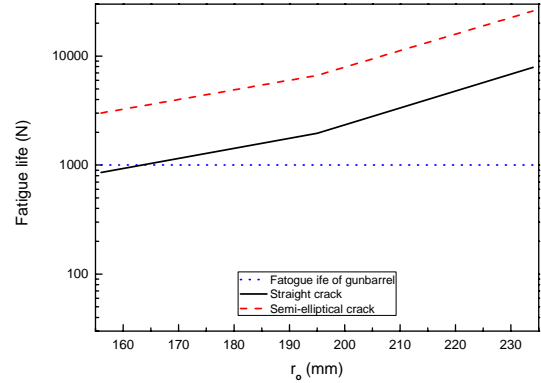


Fig. 21 Fatigue life prediction with initial 0.5 mm crack length and 60 % overstrain level under various outer radius

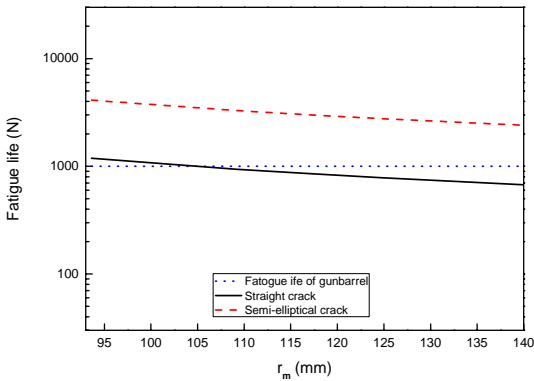


Fig. 20 Fatigue life prediction with initial 0.5 mm crack length and 60 % overstrain level under various middle radius

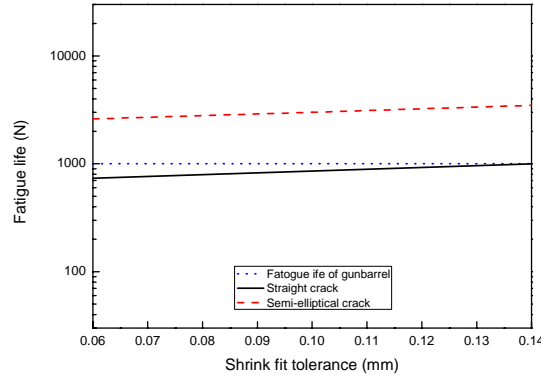


Fig. 22 Fatigue life with initial 0.5 mm crack length and 60 % overstrain level under various shrink fit tolerance

내부실린더의 두께를 39 mm에서 27 mm이하로 변화시키면 0.5 mm 이하의 초기 균열이 있는 경우 균열에 의한 피로파괴로부터 안전하다.

60 % 자진가공된 이중후육실린더에 0.5 mm의 초기 균열이 있을 때, 외반경이 변화할 때의 피로수명을 Fig. 21에 나타냈다. 반타원형균열은 외반경이 156 mm에서 234 mm까지 변화하여도 0.5 mm 이하의 초기균열에 대해 1,000 cycles 이상의 피로수명을 갖는 것으로 나타났다. 그러나 직선균열은 약 163 mm 이하에서는 피로수명이 1,000 cycles 이하로 낮아지는 결과를 보여 외반경을 163 mm로 증가시키면 0.5 mm 이하의 초기균열에 의한 피로파괴에서 안전하다. 그러나 외반경이 증가하면 이중후육실린더의 부피가 증가하므로 피로수명 이외의 관점에서 이 부분을 고려해야 할 것이다.

60 % 자진가공된 이중후육실린더에 0.5 mm의 초기 균열이 있을 때, 열박음공차를 변화시켜가

며 피로수명을 예측하여 그 결과를 Fig. 22에 나타냈다. 반타원형균열은 열박음공차가 0.06 mm에서 0.14 mm까지 변화하여도 0.5 mm 이하의 초기 균열에 대해 1,000 cycles 이상의 피로수명을 갖는 것으로 나타났다. 그러나 직선균열은 0.14 mm에서 피로수명이 999 cycles로써 열박음 공차를 0.14 mm를 초과하도록 설계하여야 0.5 mm 이하의 초기균열에 대해 안전하다.

5. 결 론

본 연구에서는 자진가공된 이중후육실린더의 피로수명에 관하여 연구하였으며 주요 결과는 다음과 같다.

(1) 단일 및 이중후육실린더에 대해 잔류응력해석을 실시하였다. 그 결과 자진가공률이 높아질수록 내반경에서의 압축잔류응력과 외반경에서의

인장잔류력이 동시에 증가하였다.

(2) 이중후속실린더의 설계변수가 변화할 때의 잔류응력을 예측하여 내부실린더의 두께가 감소하고 외부실린더의 두께가 증가하면 내반경에서의 압축잔류응력이 증가하는 결과를 보였다. 또한 열박음공차가 증가하면 내반경에서의 압축잔류응력과 외반경에서의 인장잔류응력이 동시에 증가하였다.

(3) 단일 및 이중후속실린더의 잔류응력해석 결과를 피로수명해석에 사용하여 바우싱거효과를 반영하는 피로수명예측을 하였다.

(4) 피로수명해석 결과 자진가공률이 높아지고 열박음공차가 커질수록 피로수명이 증가한다. 또한 내부실린더의 두께가 얇아질수록, 외부실린더의 두께가 두꺼워질수록 피로수명이 증가한다.

(5) 60 % 자진가공된 이중후속실린더에 0.5 mm의 초기균열이 있는 것을 가정하여 피로수명해석을 수행하였다. 포신의 기본수명인 1,000 cycles을 증가시킬 수 있는 방법에 대해 연구하여 이중후속실린더의 설계변수의 변화를 제시하였다.

후 기

본 연구는 방위사업청과 국방과학연구소의 지원으로 수행되었으며, 이에 대해 깊이 감사드립니다.(계약번호 UD060011AD)

참고문헌

- (1) Underwood, J.H. and Troiano, E., 2003, "Critical Fracture Process in Army Cannons: A Review," *Trans. of the ASME, Journal of Pressure Vessel Technology*, Vol. 125, No. 3, pp. 287~292.
- (2) Kim, C.W. and Lee, Y.S., 1977, "Elastic-plastic Analysis of the Autofrettage Process by a Mechanical-push Swaging," *Trans. of the KSME*, Vol. 1, No. 1, pp. 40~47.
- (3) Lee, Y.S., Park, J.H., Kim, J.H., Cha, K.U. and Hong, S.K., 2007, "Bauschinger Effect's Influence on the Compound Cylinder Containing an Autofrettaged Layer," *Key Engineering Materials*, Vol. 345-346, pp. 149~152.
- (4) 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. of the KSME(A)*, Vol. 32, No. 6, pp. 488~495.
- (5) Park, J. H., Lee, Y. S., Kim, J. H., Cha, K. U. and Hong, S. K., 2008, "Machining Effect of the Autofrettaged Compound Cylinder under Varying Overstrain Level," *Journal of Material Processing Technology*, Vol. 201, No.1-3, pp.491~496.
- (6) Lee, E.Y., Lee, Y.S., Kim, J.H., Cha, K.U. and Hong, S.K., 2008, "Autofrettage Process Analysis of a Compound Cylinder Based on the Elastic-Perfectly Plastic and Strain Hardening Stress-Strain Curve," *The 5th International Conference on Advanced Materials and Processing(ICAMP-5)*, Abstract Book, p. 473.
- (7) Huang, X.P., 2005, "A General Autofrettage Model of a Thick-Walled Cylinder Based on Tensile-Compressive Stress-Strain Curve of a Material", *Journal of Strain Analysis*, Vol. 40, No. 6, pp. 599~607.
- (8) Koh, S.K., Seo, W.J., Seo, K.S., Choi, H.S., 2007, "Autofrettage of Fuel Injection Pipe for Diesel Engine," *Proceeding of Spring KSME Conference*, pp. 1823~1828.
- (9) Swardt, R.R., 2003, "Finite Element Simulation of the Sachs Boring Method of Measuring Residual Stresses in Thick-Walled Cylinders," *Trans. of the ASME, Journal of Pressure Vessel Technology*, Vol. 125, pp. 274~276.
- (10) Troiano, E, Underwood, J.H. and Parker, A.P., 2006, "Finite Element Investigation of Bauschinger Effect in High-Strength A723 Pressure Vessel Steel," *Trans. of the ASME, Journal of Pressure Vessel Technology*, Vol. 128, pp. 185~189.
- (11) Lee, S.I., Kim, J.Y., Chung, S.H. and Koh, S.K., 1998, "Fatigue Crack Propagation Life Evaluation of an Autofrettaged Thick-Walled Cylinder," *Trans. of the KSME(A)*, Vol. 22, No. 2, pp. 321~329.
- (12) Koh, S.K., 2006, "Residual Stress Evaluation and Its Effects on the Fatigue Life of an Autofrettaged Tube," *Key Engineering Materials*, Vols. 321-323, pp. 699~702.
- (13) Petitpas, E. and Campion, B., 2003, "Crack

- Propagation in a Gun Barrel Due to the Firing Thermo-Mechanical Stresses," *Trans. of the ASME, Journal of Pressure Vessel Technology*, Vol. 125, pp. 293~298.
- (14) Jahed, H., Farshib, B. and Hosseini, M., 2006, "Fatigue Life Prediction of Autofrettage Tubes using Actual Material Behaviour," *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, Vol. 83, pp. 749~755.
- (15) Ugural, A.C. and Fenster, S.K., 1995, *Advanced Strength and Applied Elasticity(Third Edition)*, Prentice Hall, N.Y.
- (16) Jahed, H., Farshi, B. and Karimi, M., 2006, "Optimum Autofrettage and Shrink-Fit Combination in Multi-Layer Cylinders," *Trans. of the ASME, Journal of Pressure Vessel Technology*, Vol. 128, No. 2, pp. 196~200.
- (17) Gamer, U. and Lance, R.H., 1983, "Residual Stress in Shrink Fits," *Int. J. Mech. Sci.*, Vol. 25, No. 7, pp. 465~470.
- (18) Anderson, T.L., 2005, *Fracture Mechanics (Third Edition)*, CRC Press.
- (19) Rooke, D.P. and Cartwright, D.J., 1976, *Compendium of Stress Intensity Factors*, London Her Majesty's stationery office.
- (20) Kendall, D.P., 1986, "A Simple Fracture Mechanics-Based Method for Fatigue Life Prediction in Thick-Walled Cylinders." *Trans. of the ASME, Journal of Pressure Vessel Technology*, Vol. 108, pp. 490~494.
- (21) <http://www.dapa.go.kr>