

< 학술논문 >

DOI <http://dx.doi.org/10.3795/KSME-A.2016.40.2.175>

ISSN 1226-4873(Print)
2288-5226(Online)

클러치 스냅링부 파괴 예측을 위한 구조응력기법 연구§

김주희* · 명만식** · 오창식*** · 김윤재****†

* 육군사관학교, ** 삼성전자, *** 한국원자력안전기술원, **** 고려대학교

A Study of Structural Stress Technique for Fracture Prediction of an Auto-Mobile Clutch Snap-Ring

Ju Hee Kim*, Man Sik Myeong**, Chang Sik Oh*** and Yun Jae Kim****†

* Korea Military Academy, ** Samsung Display, *** Korea Institute of Nuclear Safety, **** Korea Univ.

(Received September 6, 2015 ; Revised October 16, 2015 ; Accepted November 6, 2015)

Key Words: FE Analysis(유한요소해석), Structural Stress(구조응력), Clutch Snap-Ring(클러치 스냅링)

초록: 복잡한 기계장치에 대한 내구신뢰성 평가는 단순한 응력해석을 통해 피로수명을 예측하는 것이 일반적인 방법이다. 하지만 기존 방법은 유한요소 해석 시 여러 가지 요인에 의해 일관된 응력해석 결과를 얻기 어려워 해석자에 따라 상이한 수명을 예측하는 단점을 지닌다. 하지만 구조응력을 기반으로 하는 내구신뢰성 평가 기법은 이러한 단점을 보완하여 보다 합리적인 결과를 제공해 준다. 구조응력기법은 유한요소 모델의 요소 수와 요소 형태에 무관하게 일관된 응력결과를 제공하기 때문에 신뢰성이 높은 내구도 평가 결과를 얻을 수 있다. 해석조건 및 환경에 독립적인 결과를 제공해 주는 구조응력은 최근 대형선박 설계 및 각종 기계장치의 피로수명 예측에 종종 활용되고 있어 보다 깊이 있고 체계적인 연구가 필요하다. 따라서, 본 연구에서는 (a) 유한요소모델의 형태에 상관없이 요소에 독립적인 구조응력 산출기법을 제시하고, (b) 이를 이용하여 자동차 클러치 스냅링부의 구조응력 산출하여 피로파괴를 예측하고자 한다.

Abstract: The endurance reliability assessment of a highly complex mechanism is generally predicted by the fatigue life based on simple stress analysis. This study discusses various fatigue life assessment techniques for an automobile clutch snap ring. Finite element analyses were conducted to determine the structural stress on the snap ring. Structural stress that is insensitive in regards to the mesh size and type definition is presented in this study. The structural stress definition is consistent with elementary structural mechanics theory and provides an effective measure of a stress state that pertains to fatigue behavior of welded joints in the form of both membrane and bending components. Numerical procedures for both solid models and shell or plate element models are presented to demonstrate the mesh-size insensitivity when extracting the structural stress parameters. Conventional finite element models can be used with the structural stress calculations as a post-processing procedure. The two major implications from this research were: (a) structural stresses pertaining to fatigue behavior can be consistently calculated in a mesh-insensitive manner regardless of the types of finite element models; and (b) by comparing with the clutch snap-ring fatigue test data, we should predict the fatigue fractures of an automobile clutch snap ring using this method.

- 기호설명 -

τ_{xy} : Shear stress (전단응력)

- σ_S : Structural stress (구조응력)
- σ_M : Membrane stress (막응력)
- σ_B : Bending stress (굽힘응력)
- σ_x : Axial stress (축방향응력)

1. 서론

복잡한 기계장치에 대한 내구신뢰성 평가는 단순한 응력해석을 통해 피로수명을 예측하는 것이 일반적인 방법이다. 하지만 기존 방법은 유한요소 해석 시 다양한 요인에 의해 일관된 응력해석 결과를 얻기 어려운 단점을 지니고 있다. 또한 응력 불연속부

§ 이 논문은 2015년도 대한기계학회 재료 및 파괴부문 춘계학술대회(2015. 4. 2-3., 서귀포KAL호텔) 발표논문임.

† Corresponding Author, kimy0308@korea.ac.kr

© 2016 The Korean Society of Mechanical Engineers

에서의 응력집중현상은 구조물의 실제 내구성을 평가하기 위한 참조응력으로 사용하는데도 제한사항이 많은 것으로 알려져 있다. 구조응력을 기반으로 하는 내구신뢰성 평가 기법은 이러한 단점을 보완하여 보다 합리적인 결과를 예측할 수 있는 기법으로 최근 대형 선박 설계 및 각종 기계장치의 피로수명예측에 활용되고 있다. 구조응력 기법은 유한요소 모델의 요소 수와 요소 형태에 무관하게 일관된 응력결과를 제공하기 때문에 신뢰성이 높은 내구도 평가결과를 제공한다.⁽¹⁻³⁾ 또한 구조물 파괴의 직접적인 원인이 되는 인장응력과 굽힘응력으로부터 구해지기 때문에 재료파괴의 물리적현상을 잘 반영한다고 볼 수 있다.

따라서, 본 연구에서는 요소형태에 독립적인 구조응력의 물리적 특징을 확인하고, 복잡한 형태의 자동차 클러치 스냅링부의 구조응력을 산출하여 피로시험을 통해 확인된 스냅링부 파괴와의 상관관계를 통해 구조응력기법의 효용성을 제시하고자 한다.

2. 구조응력

2.1 구조응력 개념⁽⁴⁻⁹⁾

각종 구조물의 피로파괴는 주로 응력이 집중되는 불연속부 또는 용접 연결부 등에서 발생한다. 이러한 구조물의 피로설계는 Fig. 1에서 보는 바와 같이 주로 공칭응력(Nominal stress) 및 핫스팟 응력(Hot Spot stress, HSS)이 사용되고 있다.⁽⁴⁻⁹⁾ 그러나 이러한 공칭응력과 핫스팟 응력은 유한요소 해석 시 주어진 해석조건에 따라 결과값이 상이하기 때문에 일관성 있는 결과를 도출하는 참조값으로 사용하기에는 부적절하다.

Fig. 1에서 응력집중부로부터 멀리 떨어진 원거리의 길이방향의 응력이 공칭 응력(NS)이며, 불연속부의 응력집중 효과를 반영하기 위해 응력분포로부터 외삽한 응력이 핫스팟 응력(HSS)이다. 현재까지 개발된 피로강도곡선은 대부분 공칭응력을 기준으로 하기 때문에 구조물의 형상변화에 따른 응력집중 현상을 제대로 반영하지 않는 단점을 지니고 있다.

핫스팟 응력(HSS)은 불연속부의 응력집중현상을 고려하지 않는 공칭응력의 단점을 보완하기 위해 창안된 방법이다. 이는 공칭응력보다 다소 높은 값을 가지며, 불연속부의 가상적인 응력을 추정하는 것이다. 구조물에서의 균열은 주로 불연속에서 발생하는 것에 기인하여 응력 집중부(Hot Spot)로부터 일정거리 떨어진 지점으로부터 외삽법(Extrapolation)을 이용하여 구하고, 이를 바탕으로 피로수명을 산정하는 방법이다. 일반적으로 식 (1)과 같이 정의된다. 여기서 $\sigma_{Nominal}$ 은 공칭응력을

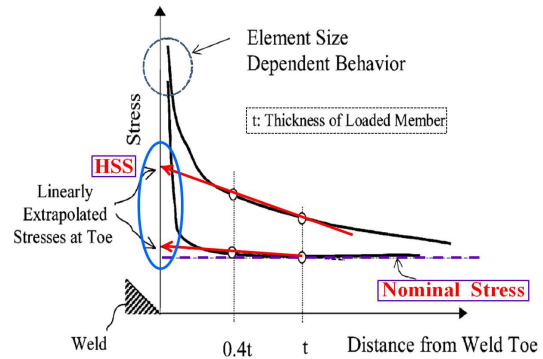


Fig. 1 Concept of nominal stress and hot spot stress(HSS)

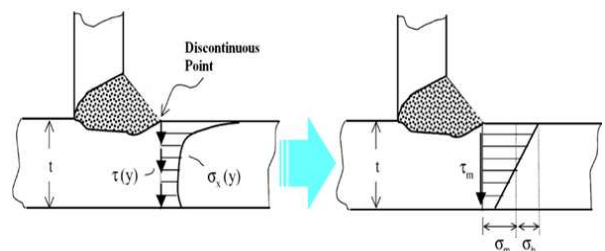


Fig. 2 Concept of structural stresses for thickness direction at discontinuity⁽⁵⁾

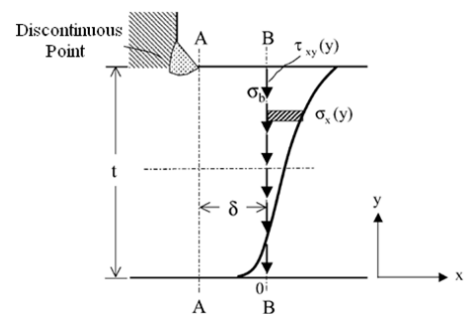


Fig. 3 Structural stresses for direction⁽⁵⁾

나타내며, K_S 는 구조적 형상변화로 인한 응력집중 계수이다.

$$\sigma_{HSS} = K_S \sigma_{Nominal} \tag{1}$$

이는 일반적으로 응력 불연속부로부터 0.4t~1.0t 또는 0.5t~1.5t 의 일정거리에서 형상 불연속부까지 선형적인 외삽법을 이용하여 구한 결과와 일치한다. 하지만 Fig. 1에서 보는 바와 같이 유한요소 해석 시 요소크기에 따라 응력 해석 결과값이 달라 공칭응력과 마찬가지로 피로파괴를 예측하는 객관적인 참조 값으로 부적절하다고 볼 수 있다.

이러한 문제점을 해결하기 위해 기본 구조역학의 평형조건을 이용하여 유한요소해석 시 요소크기 및 형태에 거의 영향을 받지 않는 구조응력 (Structural Stress, SS) 방법이 제안되었다.

Fig. 2는 스팟 용접으로 접합된 불연속부의 두께 방향 국부응력분포와 이를 공칭응력과 굽힘응력으로 구분한 구조응력의 기본 개념을 보여주고 있다. 구조응력은 응력집중부의 국부응력과 상당하는 응력으로 막응력(Membrane Stress, σ_m)과 굽힘응력(Bending Stress, σ_b)으로 나누어 이들의 합으로 정의된다.

Fig. 3에서 보는 바와 같이 구조응력은 가정되는 크랙면 또는 참조면(단면 A-A)으로부터 일정한 거리 δ 만큼 이격된 하나의 요소(element)에서 구조역학이론에 입각한 평형조건을 만족해야 한다. 여기에서 국부 응력분포는 유한요소해석을 통해 얻어진다.

실제로 불연속부나 노치 주변은 응력집중에 대한 특이성으로 인해 국부응력이 유한요소 해석 시 요소 크기에 민감하지만, 요소구조역학의 맥락에서 평형조건을 부과하면 요소크기에 민감성을 제거하거나 최소화 할 수 있다. 이것은 응력 집중부 부근에서 국부 응력 집중은 평형을 유지하는 응력 분포에 의해 지배를 받기 때문이다. 이 점이 구조응력의 큰 장점이라고 말할 수 있다. 따라서 이러한 구조역학적 평형조건을 이용한 구조응력은 다음과 같이 정리된다.

$$\sigma_s = \sigma_M + \sigma_B \quad (2)$$

여기서, 막응력은 두께방향의 인장응력성분인 σ_x 분포의 평균값으로 정해지며, 수학적으로 식 (3)과 같이 두께방향 응력의 적분값을 두께 t 로 나누어준다.

$$\sigma_M = \frac{1}{t} \int_0^t \sigma_x dx \quad (3)$$

굽힘응력은 균열단면 A-A와 일정한거리 이격된 단면 B-B에서의 모멘트 평형식으로부터 얻어진다. 식 (4)는 $y=0$ 인 단면 A-A에서의 모멘트 평형에 관한 식이다(Fig. 2). 이 식으로부터 식 (5)와 같이 굽힘응력에 관한 식을 얻을 수 있다.

$$\left(\frac{t^2}{2}\right)\sigma_M + \left(\frac{t^2}{6}\right)\sigma_B = \int_0^t \sigma_x(y) \cdot y dx + \delta \int_0^t \tau_{xy}(y) dx \quad (4)$$

$$\sigma_B = \left\{ \int_0^t \sigma_x(y) \cdot y dx + \delta \int_0^t \tau_{xy}(y) dx - \left(\frac{t^2}{2}\right)\sigma_M \right\} \left(\frac{6}{t^2}\right) \quad (5)$$

여기서 τ_{xy} 는 단면 B-B에서의 전단응력성분이다. 만약, 요소크기(δ)가 작거나, 횡방향 전단력이 무시할 만큼 작으면, 식 (4)와 (5)에서 막응력과 굽힘응력의 적분표현은 Fig. 3의 단면 A-A에서

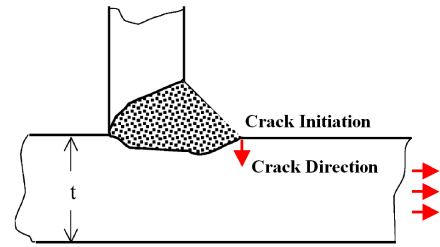


Fig. 4 Selection of the predicted generation crack face

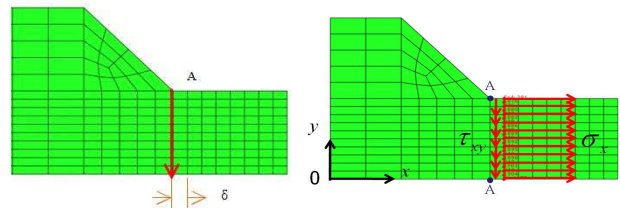


Fig. 5 Stress extraction at crack face⁽¹⁰⁾

직접 계산할 수 있다.

2.2 구조응력 계산과정

구조응력은 유한요소 해석 결과를 바탕으로 크랙 예상지점으로부터 두께방향의 응력 성분으로부터 구해진다. 구조물이 특정 하중 조건하에 있을 때, 파괴의 주요 원인은 인장응력과 전단응력에 의해 파괴가 이루어진다. 특정 면에 대한 인장응력은 막응력과 상응하는 응력이고, 전단응력은 굽힘응력과 상응하는 응력이다.

구조응력을 산출하기 위해서는 어느 지점에서 구조응력이 최대일 것인지 예측하는 경험적인 요소가 중요하다. 즉, 주어진 대상물의 형상과 하중 조건에 따라 크랙 발생 예상지점을 예측하여 응력 추출 지점으로 선정해야 한다는 것이다. 일반적으로 크랙 발생은 구조물의 응력집중부와 일치한다. 하지만 응력집중부라 할지라도 파괴의 시작을 수반한다는 확신은 없다. 다만 이론적으로 최대 응력점에서 파괴의 시작이라는 단순 역학적 관계와 다양한 실험을 통한 경험적인 요소를 통해 크랙 예상지점, 즉 파괴 시작점에 대한 선정이 이루어지는 것이다. 파괴지점 선정이 정확해야 구조물의 피로수명평가에 적합한 구조응력을 추출 할 수 있다. Fig. 4는 구조물 형상과 하중조건에 따라 예상 파괴지점을 선정한 것을 보여준다. 하부 판재에 인장력이 가해지면 용접에 의한 불연속 부에서 응력 특이현상이 발생하여 상대적인 변형이 발생하고 이로 인해 전단응력이 발생하여 가장 취약한 부분으로 균열이 진행되게 된다.

유한요소 메쉬 생성 시에는 Fig. 5와 같이 결정된 크랙 면에 대해 두께방향으로 일직선의 격자를

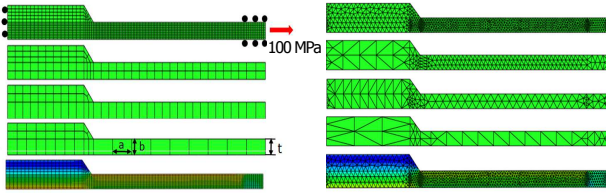


Fig. 6 2D Element size and type for sensitivity analysis

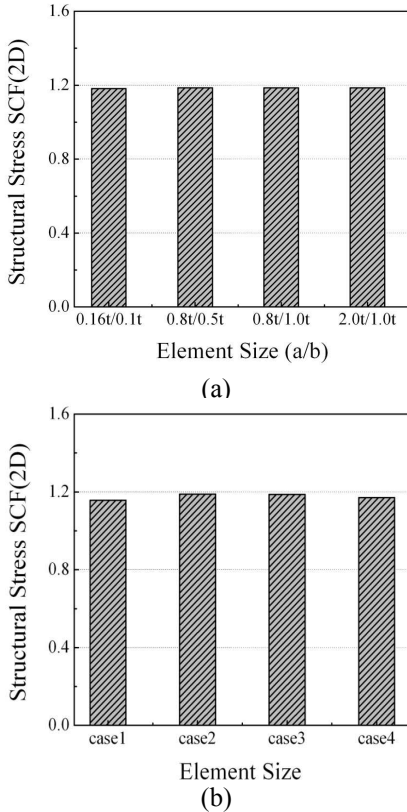


Fig. 7 Structural stress SCF of 2D sensitivity analysis; (a) rectangular element, (b) Triangular element

형성하도록 해야 한다. 그 이유는 크랙진전 방향에 대한 전단응력과 전단응력에 수직인 방향의 막응력을 구해주기 위해서이다.

구조응력은 크랙 예상면에서 일정거리(δ) 이격된 노드에서 응력성분을 추출하여 앞에서 제시된 식 (3), (4)로 구해진다. 크랙 예상면에 수직인 응력 성분은 막응력 성분이며, 크랙 예상면(A-A)과 평행한 응력은 전단응력으로 굽힘 효과를 수반한다.

Fig. 6은 구조응력 산출을 위해 유한요소 해석결과로부터 추출해야 하는 인장응력(σ_x)과 굽힘 효과를 수반하는 전단응력($\sigma_y(2D) = \tau_{xy}(3D)$)으로 작용하는 y 방향 응력 성분을 보여주고 있다.

2.3 구조응력 요소 독립성 검증(2D)

구조응력은 유한요소 해석으로부터 얻어진다. 공칭응력과 핫 스팟 응력에 비해 큰 매력은 요소크기

와 종류에 영향을 받지 않는다는 것이다. 본 연구에서는 앞에서 제시한 응력 집중부를 가진 판재 구조물에 대해 요소 민감도 분석을 실시하였다. 먼저 2차원 유한요소해석에서 주로 사용되는 사각형 메쉬와 삼각형 메쉬에 대한 민감도 분석을 실시하였다. Fig. 6에서 보는 바와 같이 판재 용접 구조물에 하중 100MPa의 인장력을 부여하여 요소 크기(element size) 및 요소 형태(element type)에 따른 구조응력 변화를 확인하였다. 메쉬 크기(a/b)는 0.16t/0.1t ~ 2.0t/1.0t 범위에서 다양하게 비교하였다(0.16t/0.1t = case1). 자유요소(free mesh)인 삼각요소도 마찬가지로 다양한 요소 크기를 적용하였다. Fig. 7은 (a) 사각요소와 (b) 삼각요소에 대한 구조응력 민감도 해석 결과를 나타내고 있다. x 축은 요소 크기를, y 축은 구조응력 응력집중계수(Stress Concentration Factor, SCF)로 아래 식으로 구해진다.

$$SCF = \frac{\text{Structural Stress}}{\text{Nominal Stress}} = \frac{\sigma_m + \sigma_b}{100\text{MPa}} \quad (6)$$

그림에서 볼 수 있듯이 구조응력은 요소의 크기와 무관하게 일정한 값을 가짐을 알 수 있으며, SCF = 1.18을 기준으로 약 0.5%(사각 요소) ~ 2.4%(삼각 요소) 오차 범위 내에서 항상 일정한 값을 가짐을 확인하였다.

참고로 유한요소 해석 결과 구조응력은 약 118.5 MPa 임이 확인되었으며, 막응력은 약 100 MPa 이고, 굽힘응력은 약 18.5 MPa 이다.

2.4 구조응력 요소 독립성 검증(3D)

Fig. 8은 3차원 육면체 요소(hexahedral element)와 사면체 요소(tetrahedral element)를 사용한 유한요소 해석 모델을 보여주고 있다. 마찬가지로 구조응력은 메쉬 크기 0.16t/0.1t ~ 2.0t/1.0t 범위에서 다양하게 비교하였다(0.16t/0.1t = case1). 사면체 요소도 마찬가지로 다양한 크기에 대한 민감도 해석을 수행하였다. Fig. 9는 3차원 유한요소해석 결과로 SCF = 1.18을 기준으로 약 0.4%(육면체 요소) ~ 1.9%(사면체 요소) 오차 범위 내에서 일정한 값을 가짐을 확인하였다. 따라서 2차원 해석과 마찬가지로 3차원 해석에서도 요소 크기와 종류에 상관없이 동일한 구조응력 결과를 얻을 수 있음을 확인하였다.

따라서, 유한요소 해석 시에 구조응력 추출 지점과 정확한 요소 분할만 주의하면(크랙의 진행방향으로 요소를 분할해야 함), 요소 크기 및 형태에 상관없이 동일한 구조응력 결과를 얻을 수 있음을 확인하였다.

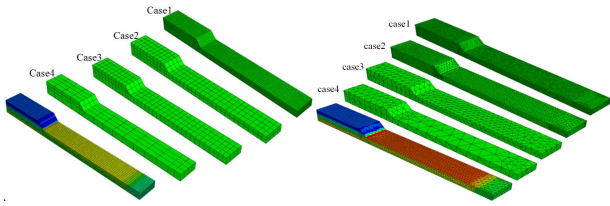


Fig. 8 3D Element size and type for sensitivity analysis

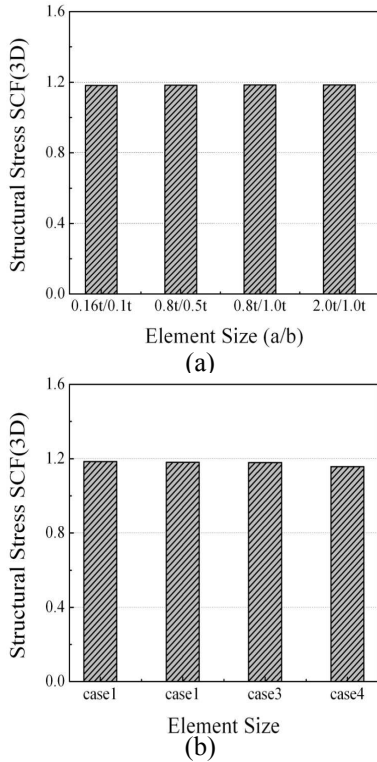


Fig. 9 Structural stress SCF of 3D sensitivity analysis; (a) hexahedral element, (b) Tetrahedral element

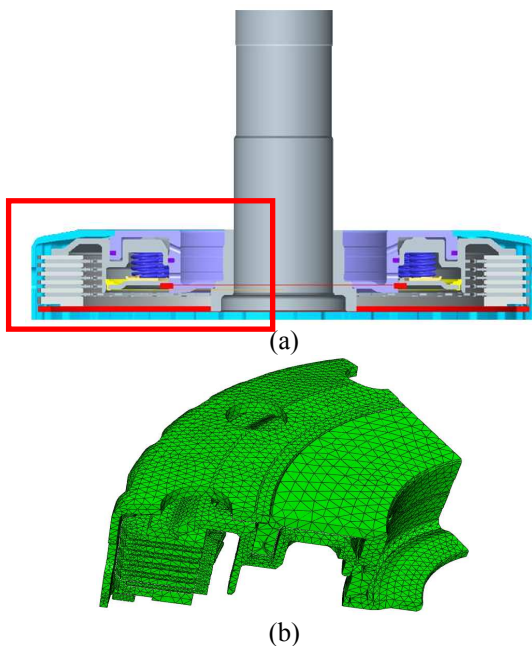


Fig. 10 Geometry of clutch drum and FE model

Table 1 Material properties of clutch

Material	Elastic Modulus (GPa)	Poisson's Ratio (MPa)	Yield Strength (MPa)	Tensile Strength (MPa)	Applied Component
S45C	210	0.29	510	709	Piston
SCR420H	210	0.29	850	1048	Inner-drum Mid-drum
SAPH440	210	0.29	474	474	Outer-drum
STEEL	210	0.29	-	-	The others

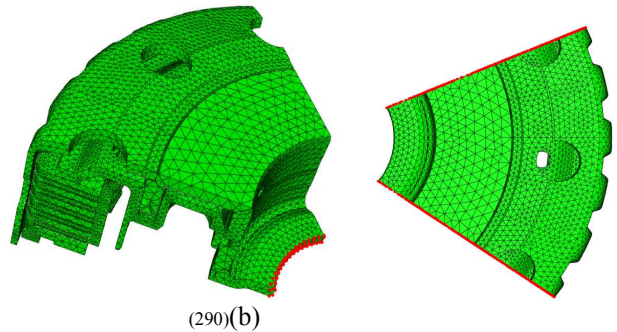


Fig. 11 Boundary conditions of the clutch drum

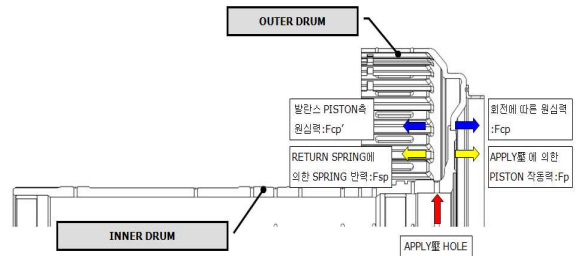


Fig. 12 Load of the clutch drum

3. 유한요소해석

3.1 형상 및 모델링

Fig. 10은 유한요소 해석을 위한 클러치 드럼의 형상과 이를 통해 유한요소로 모델링된 메쉬 형상을 보여준다. 형상 모델링은 ABAQUS 6.9 상용 프로그램을 이용하였으며 형상 최적화에 따른 해석 효율성을 확보하기 위해 사면체 요소(Free mesh)를 사용하였다.

3.2 재료물성

자동차 클러치 구성품의 재료는 4 가지로 구성되어 있으며, 각각의 재료물성은 Table 1 과 같다.

3.3 경계조건

클러치 드럼은 Mid-drum 과 Outer-drum 으로 구성되어 있으며, 이중 Mid-drum 은 Inner-drum 에 고정되어 있다. 또한 Mid-drum 과 Outer-drum 은 용

Table 2 Load values of the clutch drum

Classification	Value
Apply Pressure	16 bar
Force of Piston (F _P)	21,243.2 N
Reaction Force of Spring (F _{SP})	1667 N
Centrifugal Force of Rotation (F _{CP})	3,400 N
Centrifugal Force of Balance Piston (F _{CP} ')	2,851 N

접으로 연결되어 있다. 따라서 전체모델의 경계조건은 Mid-drum 과 Inner-drum 접촉부에 z 방향(축방향) 대칭 조건을 부여하였다. 또한, 모델은 전체의 1/6모델이므로 원주방향(y)으로 cyclic symmetry 조건을 부여하였다. 부여된 경계조건은 Fig. 11과 같다.

3.4 하중조건

클러치 드럼의 전체 구성요소가 접촉에 의한 하중전달이 이루어지고 있기 때문에 접촉조건(Contact condition)을 부여해야 한다. 유한요소해석을 위한 하중은 Fig. 12 및 Table 2와 같이 부여된다. 실제 피로 실험에서는 회전이 없는 상태에서 실험이 실시되기 때문에 원심력 F_{CP}'와 F_{CP} 는 고려하지 않는다. 피스톤에 작용하는 압력(Apply pressure)은 16 /20/22 bar 를 부여하여 클러치 스냅링 부위가 파괴될 때까지 피로 실험을 수행하였다.

3.5 모델 단순화

앞서 밝힌 바와 같이 클러치 드럼의 전체모델은 많은 접촉조건을 포함하여 해석의 오류와 해석시간의 비효율성이 발생하기 때문에 모델의 간략화가 요구된다. Table 3은 모델 간략화 과정에서 필요한 해석조건을 보여준다. 표에서 보는 바와 같이 대부분의 구성품은 제외되고 파괴 예상지점인 드럼부에 대한 정확한 하중만 계산함으로써 해석의 효율성을 최대화 할 수 있다.

기본적으로 자동변속기 클러치 전체 형상의 1/6 모델인 원주방향 cyclic symmetric 모델을 사용하였다. 구성요소는 크게 드럼부와 디스크/플레이트부, 그리고 스냅링부로 나눌 수 있다. 전체모델은 이들 구성요소 전체를 포함한 것을 말하며, 단일모델은 클러치 구성요소 중 Outer-drum 만을 이용한 모델을 말한다. 유한요소 해석 시 전체모델과 단일모델의 해석시간은 각각 22,902s, 2,443s 가 소요되어 CPU Time 을 기준으로 약 10 배 이상 향상되는 것을 확인하였다.

Table 3 Change of analysis conditions according to model simplification

Main component	Detail	Condition of Analysis
Drum part	Mid drum Outer drum Piston	Contact, Axi-symm F _P F _{SP}
Disk & Plate part	Disk 1~5 Plate 1~5 Reaction Plate	Contact
Snap ring part	Snap ring	Contact

Simplification of Geometry & Boundary Condition

Main component	Detail	Condition of Analysis
Drum part	Outer drum	Pressure of snap ring Axi-symm

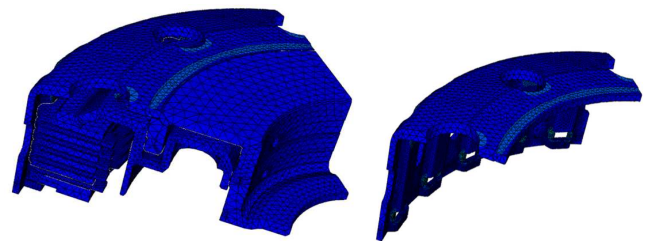


Fig. 13 FE results of full and unit model

4. 유한요소해석 결과

4.1 구조응력 결과 비교

Fig. 13은 클러치 드럼부 전체모델과 단일모델에 대한 유한요소 해석 결과를 보여준다. 전체모델의 경우 피스톤의 압력과 스프링의 반력을 고려하였으며, 단일 모델의 경우 이를 환산하여 클러치 스냅링부에 직접 압력을 가하였다. 단일모델의 하중계산은 다음과 같다.

먼저 피스톤에 작용하는 힘을 작용압력으로부터 구하고, 이를 드럼 접촉부 면적을 통해 드럼부 작용 압력을 계산한다(작용압력 16 bar 에 대한 하중).

$$\text{피스톤 작용 힘} : 1.60054\text{MPa} \times 8194.248\text{mm}^2 = 13,115.22\text{N}$$

$$\text{드럼부 작용 압력}(P) = \frac{13,115.22\text{N} - 1,667\text{N}}{14.75\text{mm}^2 \times 30\text{개}} = 25.87\text{MPa}$$

Fig. 14는 전체모델과 단일모델의 구조응력 결과를 비교한 그림이다. 스냅링 파괴 예상지점에서부터 구조응력을 비교한 결과 응력분포는 유사하지만 상대적인 크기는 전체모델보다 낮은 비보수적 값이 도출되었다.

Table 4 Final analysis conditions of simple model

Main component	Detail	Condition of Analysis
Drum part	Outer drum	Pressure of Disk Axi-symm
Snap ring part	Snap ring	Contact

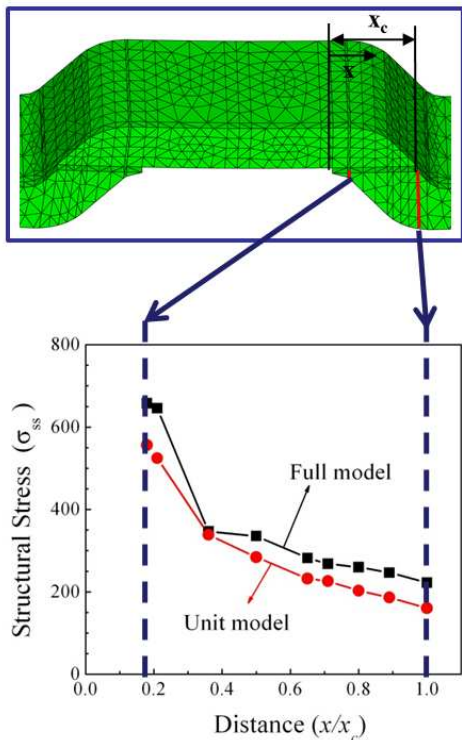


Fig. 14 Comparison of Structural stress distributions of full and unit model

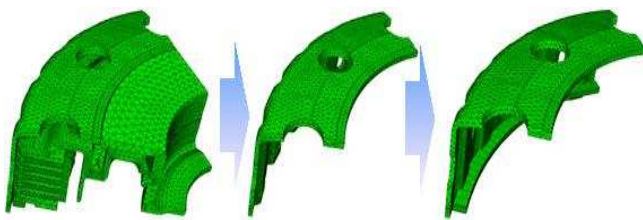


Fig. 15 Simplifying Procedure of the clutch snap-ring FE model

이는 클러치 드럼 내부 구성품에 의한 굽힘 효과가 단일모델에서는 미미하게 반영된 결과로 판단된다. 따라서 굽힘 효과를 보다 현실적으로 반영하기 위해 스냅링을 포함하여 모델을 단순화하였다. Table 4는 최종해석모델에 적용된 구성품과 해석조건을 보여준다. 우리는 이를 단순모델로 정의한다.

또한 모델 간략화를 통해 선정된 단순모델을 대상으로 스냅링부에 적용된 하중조건은 다음과 같

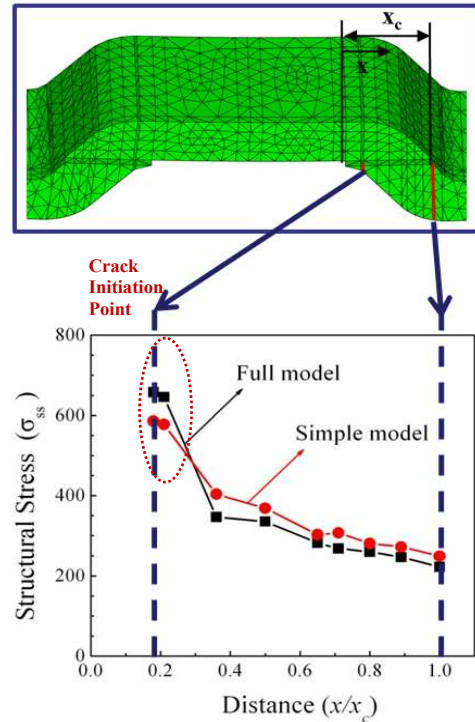


Fig. 16 Comparison of Structural stress distributions of full and simple model

이 계산된다. 마찬가지로 피스톤에 작용하는 힘은 동일하며 디스크와 스냅링이 접촉하는 면적을 고려해야 한다.

$$\text{스냅링 작용 압력}(P) = \frac{13,115.22\text{N} - 1,667\text{N}}{2605\text{mm}^2} = 4.395\text{MPa}$$

결과적으로 클러치 드럼부의 해석 간략화를 요약하면 Fig. 15와 같다. 전체모델은 전체 클러치 드럼의 1/6모델이며 단일 모델은 클러치 드럼의 outer drum 만 해석대상으로 선정된 모델이다. 앞에서 확인한 바와 같이 단일모델로 간략화 하는 것은 해석결과에 대한 오차로 적절성이 부족하여 최종적으로 단순모델을 도입하였다.

단순모델에 대한 유한요소해석 결과는 Fig. 16과 같다. 단일모델과 비교 시 구조응력 경향과 오차는 충분히 개선되었으며 전체적으로 보수적인 결과를 얻을 수 있었다. 또한 해석과정에서 많은 접촉조건을 생략함으로써 해석의 효율성을 높일 수 있었다.

4.2 하중별 구조응력

최종 선정된 단순모델을 대상으로 클러치 드럼 내에 작용하는 하중별(16, 20, 22bar) 구조응력을 계산하였다. 참고로 모델 단순화를 위해 적용된 클러치 드럼은 기능개선 소요에 의해 부분적인 디

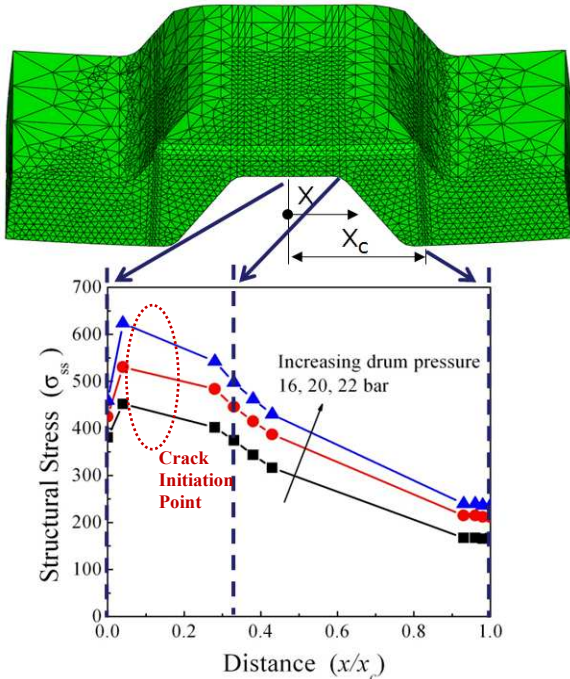


Fig. 17 Comparison of Structural stress distributions of loading conditions

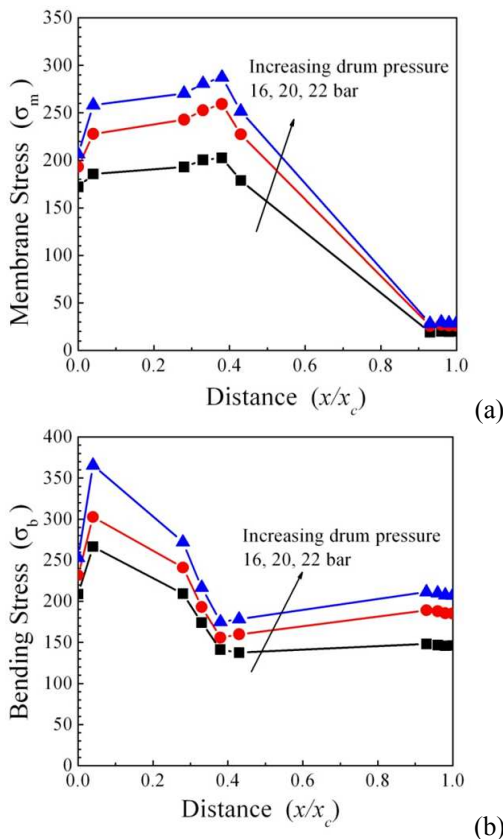


Fig. 18 Comparison of (a) membrane and (b) bending stress distributions of loading conditions

자인 변경이 있었지만 본 연구의 논리적 전개에는 영향을 미치지 않음을 밝힌다.

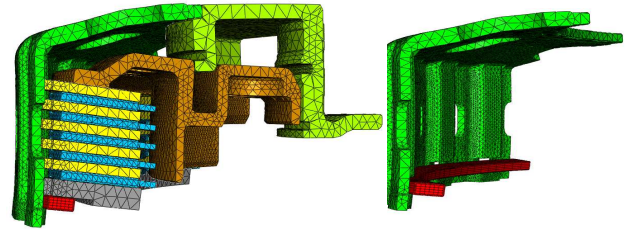


Fig. 19 FE simulation results of full and simple model

하중별 구조응력을 계산한 결과는 Fig. 17에서 보는 바와 같다. 전체적으로 중앙부에서 최대 구조응력이 발생함을 확인하였고, 압력증가에 따라 구조응력은 선형적으로 증가하였다. Fig. 18(a), (b)는 구조응력 계산을 위해 추출되는 막응력(σ_x)과 굽힘응력(τ_{xy}) 성분을 보여준다. 마찬가지로 압력 증가에 따라 각 응력성분도 선형적인 증가함을 알 수 있다.

단순모델의 해석시간은 CPU Time 기준으로 전체모델보다 약 30% 감소한다(전체모델 : 22,902s, 단순모델 : 16,284s). 비록 단일모델에 비해 해석시간의 효율성은 감소했지만 Fig. 16에서 보는 바와 같이 보다 정확한 구조응력을 예측함을 확인할 수 있다. 실제로 평균 구조응력은 오차는 약 2.5% 수준이다. Fig. 19는 전체모델과 단순모델의 유한요소 해석 결과 형상을 보여준다. 그림에서 보는 바와 같이 클러치 드럼 끝단의 굽힘 현상이 적절히 묘사되고 있다.

5. 유한요소해석 및 시험결과 연관성

앞에서 살펴본 구조응력의 결과는 클러치 드럼 스냅링 홈부의 중앙에서 균열이 발생하여 파괴가 발생한다는 것을 암시한다. 이는 실제 피로 실험에서 파괴발생 경향을 확인함으로써 구조응력의 타당성을 검증할 수 있다.

이를 위해 클러치 드럼부의 구조응력-수명 곡선을 얻기 위해 실시된 피로시험 결과와 유한요소해석 결과를 상호 비교해 보았다. 실제 피로실험에서는 회전하지 않는 상태에서 압력만 가해지기 때문에 작용 압력과 스프링 반력 1667 N 만을 적용하여 실험이 수행되었다.

구조응력은 크랙의 발생지점 및 크랙진행방향과 관련된 변수로서 구조응력 최대지점에서 파괴가 발생한다는 물리적 의미를 갖는다. Fig. 20(a)는 피로실험을 통해 발생된 스냅링 홈부의 파괴 형상을 보여준다. 구조응력의 결과가 암시해 주는 것과 같이 스냅링 홈부의 중앙에서 균열이 발생하여 전파되는 것을 확인할 수 있으며, 이는 구조응력

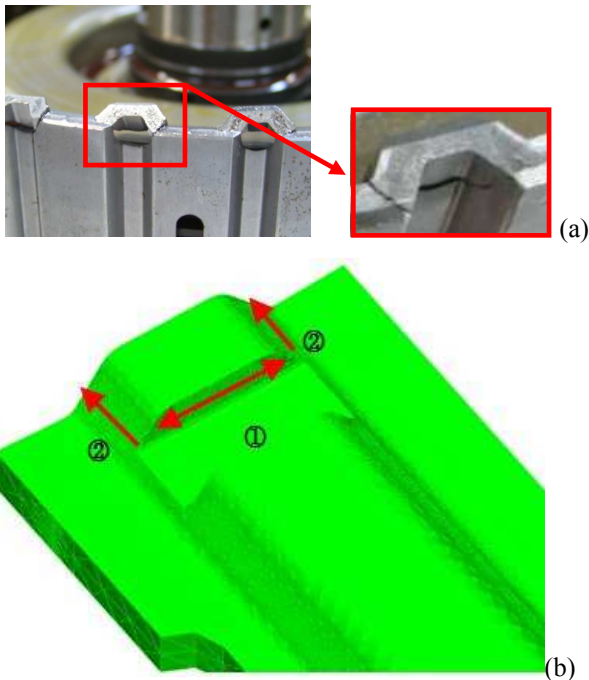


Fig. 20 Fracture of clutch snap-ring

이 스냅링 홈부의 중앙에서 최대값이 나오는 것과 일치함을 알 수 있었다.

따라서 Fig. 20(b)와 같이 구조응력의 최대 지점인 ①에서부터 균열이 시작되어 상대적으로 두께가 얇은 ②번 방향으로 파괴가 발생함을 확인하였다.

6. 결 론

구조응력을 이용한 클러치 스냅링부 내구성 해석기법은 기존의 공칭 응력과 핫스팟 응력을 이용한 내구 해석에 비해 보수성을 보완한 새로운 구조해석 기법이다. 특히, 유한요소해석으로부터 산출되어야 하는 공칭 응력과 핫스팟 응력에 비해 유한요소 메시의 영향을 받지 않는 구조응력은 해석결과의 일관성을 유지할 수 있다는 장점을 지니고 있다.

본 연구에서는 이러한 구조응력의 개념과 결과도출을 위한 합리적인 절차를 제시하였으며, 특히 복잡한 자동차 클러치 드럼의 내구 신뢰성 평가를 위해 유한요소해석으로부터 구조응력을 산출하여 피로시험결과와 상호 연관성을 확인함으로써 새로운 내구신뢰도 평가 기준을 제시하였다.

후 기

이 논문은 미래창조과학부의 재원으로 한국연구

재단의 지원을 받아 수행된 선도연구센터 지원 사업입니다(NRF-2007-0056094).

이 논문은 2015 년 육군사관학교 (재)육사발전기금의 연구활동 지원으로 연구되었습니다.

참고문헌

(References)

- (1) Fricke, W. and Kahl, A., 2005, "Comparison of Different Structural Stress Approaches for Fatigue Assessment of Welded Ship Structures," *Marine Structures* 18, pp. 473~488
- (2) Kyuba, H. and Dong, P., 2005, "Equilibrium-Equivalent Structural Stress Approach to Fatigue Analysis of a Rectangular Hollow Section Joint," *International Journal of Fatigue* 27, pp. 85~94
- (3) Kang, H. T., Dong, P. and Hong, J. K., 2007, "Fatigue Analysis of Spot Welds Using a Mesh-Insensitive Structural Stress Approach," *International Journal of Fatigue* 29, pp. 1546~1553
- (4) Poutiainen, I., Tanskanen, P. and Marquis, G., 2004, "Finite Element Methods for Structural Hot Spot Stress Determination-a Comparison of Procedures," *International Journal of Fatigue* 26, pp. 1147~1157
- (5) Dong, P., 2001, "A Structural Stress Definition and Numerical Implementation for Fatigue Analysis of Welded Joints," *International Journal of Fatigue* 23, pp. 865~876
- (6) Battelle Procedure, 2007, "Fatigue Analysis of Floating Offshore Steel Structures."
- (7) Kim, J. H., Kang, S. W., Kim, M. h., Kang, J. K. and Hu, J. H., 2006, "A Study for Fatigue Strength Evaluation of Longi-web Connection using Structural Stress Method," *KWS 2006-Autumn*, pp. 32-34
- (8) Jang, Y. W., Kang, S. W., Kim, M. H., Kim, H. S. and Baek, Y. M., 2006, "A Study of Fatigue Strength Improvement Evaluation of Weld Toe Grinding Technique Using Structural Stress," *KWS 2005-Spring*, pp. 259~261.
- (9) Lee, J. O., Lee, Y. S., Lee, H. S., Jun, J. T., Kim, J. H. and Kim, C. G., 2008, "Structural Analysis on the Heavy Duty Diesel Engine and Optimization for Bearing Cap," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A*, Vol. 32, No. 5, pp. 402~410.
- (10) ABAQUS Version 6.7, 2008, User' s Manual, Dassault Systemes