論文

DOI:10.5139/JKSAS.2011.39.4.306

근사모델을 사용한 손상허용해석

장병욱*, 임재혁**, 박정선***

Damage Tolerance Analysis Using Surrogate Model

Byung-Wook Jang*, Jae-Hyuk Im** and Jung-Sun Park***

ABSTRACT

The damage tolerance analysis is required to guarantee the structural safety and the reliability for aircraft components. The damage tolerance method, which evaluate the life considering the initial crack, considers a fatigue design model of the aircraft main structure. The fatigue crack growth life should be calculated in damage tolerance analysis and the inspection time to define the replacement cycle. In this paper, the damage tolerance analysis is performed for a turbine wheel which has complex geometry. The equation of the stress intensity factor for complex geometry is hard to know, so that they are usually processed by finite element analysis which takes long time. To solve this problem, the stress intensity factors at specified crack are obtained by the FEA and the crack growth life is evaluated using the surrogate model which is generated by the regression analysis of the FEA data. From the results, the efficiency of the crack growth life calculation and the damage tolerance analysis could be increased by taking the surrogate model.

초 록

항공기 부품에 대한 손상허용해석은 구조적 안전성 및 신뢰성 보장을 위해 면밀히 평가되어야 한다. 손상허용해석은 항공기 주구조의 피로 설계기법으로 초기균열의 존재를 고려하여 피로수명을 산정한다. 따라서 손상허용해석에서는 피로 균열성장 수명의 계산이 요구되며, 이를 바탕으로 부품의 점검시간 및 교체주기를 결정한다. 본 논문에서는 형상이 복잡한 터빈 휠에 대하여 손상허용해석을 수행하였다. 형상이 복잡한 구조의 균열성장 수명평가 시에는 주요 변수인 응력확대계수의 식을 알기 어려워, 이를 유한요소해석으로 계산하므로 많은 시간이 요구된다. 이러한 문제를 해결하고자 특정 균열길이에 대한 응력확대계수를 유한요소해석으로 계산하고, 생성된 데이터의 회귀분석을 통해 응력확대계수의 근사모델을 생성하였다. 균열성장 수명은 근사모델의 적분으로 계산하였으며, 근사모델을 사용하여 균열성장 수명평가와 손상허용해석의 효율을 높일 수 있었다.

Key Words : Damage Tolerance(손상허용), Fatigue Life(피로 수명), Crack Growth(균열 성장), Stress Intensity Factor(응력확대계수), Regression Analysis(회귀분석)

† 2011년 1월 10일 접수 ~ 2011년 3월 29일 심사완료

* 정회원, 한국항공대학교 대학원

** 정회원, 한국항공우주연구원

*** 정회원, 한국항공대학교 항공우주 및 기계공학부
교신저자, E-mail : jungsun@kau.ac.kr
경기도 고양시 덕양구 화전동 200-1

1. 서 론

일반적으로 피로수명은 피로 균열생성 수명과 균열성장 수명으로 구분 할 수 있으며, 저하중에서는 균열생성 수명이 전체수명의 대부분을 차지

Fig. 1. Damage Tolerance and Inspection Interval

하는 반면, 고하중에서는 균열성장 수명이 피로 수명의 대부분을 차지한다[1]. 항공기 부품의 균열성장 수명은 구조물의 안전성과 신뢰성을 보장하기 위하여 설계시부터 상세히 고려되고 있으며, 특히 항공우주 부품의 손상허용설계에서는 점검시간 산정과 부품 교체주기의 결정을 위하여 면밀히 평가되고 있다. 손상허용설계에서는 재료 내에 존재하는 결함 및 제작중에 생긴 결함 또는 사용중 발생한 손상에도 구조가 수명기간 동안 적절한 강도를 유지하도록 설계하며, Fig. 1과 같이 수명분포 특성을 고려하여 균열성장 수명 내에서 검사주기를 산정한다. 따라서 손상허용해석에서는 초기 균열생성 이후 잔여 수명에 대한 평가가 중요하며, 파괴역학적 개념을 도입하여 균열성장 수명을 평가한다[2].

피로 균열성장 수명평가의 기본이론은 선형탄성파괴역학(linear elastic fracture mechanics, LEFM)이다. 선형탄성파괴역학은 균열전단의 응력을 부재 중 균열의 영향을 받지 않는 곳에서의 응력, 부재의 형상, 균열의 크기 및 위치를 통하여 설명하며, 1900년대 중반부터 Griffith, Irwin 등의 학자들에 의해 정립되어 발전되었다[3]. 선형탄성파괴역학에서 균열의 진전속도는 부재에 작용하는 응력, 균열길이 및 형상의 함수인 응력확대계수에 선형적으로 비례해 증가하며, 피로 균열성장 수명은 균열 진전속도식의 적분을 통해 계산한다. 한편, 가변진폭하중 하에서는 하중의 상호작용에 따른 순서효과로 인장하중에서도 균열이 진전하지 않는 균열닫힘(crack closure)이 발생되며, 수명산정시에 이에 대한 고려가 필요하다. Wheeler, Willenborg, Newman은 과대하중에서 균열전단에 발생된 소성영역에 따른 균열

닫힘 및 지연에 관한 연구를 수행하였으며, 하중 상호작용이 균열의 전파에 미치는 영향을 파괴역학적으로 수식화하였다[4,5].

본 논문에서는 근사모델을 사용하여 형상이 복잡한 터빈 휠에 대한 손상허용해석을 수행하였다. 손상허용해석에서는 균열성장 수명의 평가가 요구되며 이를 위해서는 응력확대계수의 계산이 필요하다. 형상이 복잡한 구조의 균열성장 수명 평가시에는 주요 변수인 응력확대계수 식을 파악하는데 어려움이 많으며, 이를 유한요소해석으로 계산하므로 많은 계산시간이 요구된다. 또한 응력확대계수는 정의된 균열길이에 대한 값으로 주어지기 때문에 균열성장 수명 계산의 효율이 크게 떨어진다. 따라서 본 논문에서는 해석으로 생성된 응력확대계수의 회귀분석을 통하여 근사모델을 생성하였고, 손상허용해석에 사용하여 효율성을 증가시킬 수 있음을 고찰하였다.

II. 본 론

2.1 피로 균열성장

피로 균열의 성장은 Fig. 2와 같이 균열성장 속도의 특성에 따라 세 영역으로 구분된다. 먼저 영역 I과 영역 III에서의 균열성장속도는 측정이 곤란하거나, 거동이 매우 불안하기 때문에 일반적인 균열성장해석에는 고려되지 않는다. 대부분의 균열성장 수명평가에 적용되는 선형탄성파괴역학의 개념은 영역 II에 관계되며, 이 영역에서의 균열성장속도 곡선은 로그그래프 상에서 직선에 가깝다. 많은 연구 결과 균열성장거동을 나타내기 위한 다양한 식들이 제안되었으며, 식 (1)과 같이 적용이 간단한 Paris 식이 가장 널리 사용

Fig. 2. Fatigue Crack Growth Rate Curve

$$\frac{da}{dN} = C(\Delta K)^m \quad (1)$$

되고 있다. 여기서, da/dN 은 균열성장속도, C 와 m 은 재료상수, ΔK 는 응력확대계수범위(stress intensity factor range)이다. 일정진폭하중에서 응력확대계수범위는 식 (2)와 같이 정의된다.

$$\Delta K = K_{\max} - K_{\min} \quad (2)$$

식 (2)에서 $K_{\max}$ 는 일정진폭 하중이력 내의 최대 응력확대계수이고, $K_{\min}$ 은 최소응력확대계수이다. 응력확대계수는 식 (3)과 같이 정의되며 σ 는 부재에 작용하는 응력, a 는 균열길이, $f(g)$ 는 부재의 기하학적인 형상에 의존하는 계수이다.

$$K = f(g)\sigma\sqrt{\pi a} \quad (3)$$

작용하중이 단순하고 부재의 형상이 복잡하지 않을 경우 응력확대계수는 균열길이, 하중조건, 구조형상 등을 변수로 하는 간단한 식으로 표현된다. 하지만 형상이 복잡하고 작용 하중에 의한 응력-변형률 관계가 비선형적인 경우에는 유한요소법과 같은 수치해법으로 계산한다.

가변진폭 하중에서는 과대하중의 작용으로 발생된 균열선단 소성영역의 영향으로 균열의 성장이 지연되는 균열단합이 발생한다. 균열단합 하에서는 일정 크기 이상의 인장응력에서만 균열이 성장하는데, 이를 균열열림응력(crack opening stress, σ_{op})이라 한다. 균열열림응력은 식 (4)와 같은 균열열림응력확대계수(crack opening stress intensity factor, K_{op})와 식 (5)와 같이 정의되는 유효응력확대계수범위(effective stress intensity factor range, ΔK_{eff})를 통하여 균열성장 수명 평가에 적용된다[6].

$$K_{op} = f(g)\sigma_{op}\sqrt{\pi a} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \Delta K_{eff} &= K_{\max} - K_{\min} \quad \text{for } (K_{op} < K_{\min}) \\ \Delta K_{eff} &= K_{\max} - K_{op} \quad \text{for } (K_{op} \geq K_{\min}) \end{aligned} \quad (5)$$

현재까지 균열열림응력을 계산하기 위한 여러 방법들이 제안되었으며, 본 논문에서 Newman의 균열단합모델을 사용하여 작용하중에서의 균열열림응력을 계산하였다. Newman의 모델은 단순시편을 기준으로 정식화된 이론으로 균열열림응력은 식 (6)과 같이 정의된다[7]. 식 (6)에서 σ_o 는 재료의 항복응력과 극한응력의 평균, $f(g)$

는 시편의 형상에 따른 계수, α 는 부재의 두께 효과를 고려하기 위한 계수로 평면응력 조건에서 $\alpha=1$, 평면변형률 조건에서 $\alpha=3$ 으로 사용된다.

$$\begin{aligned} \frac{\sigma_{op}}{\sigma_{\max}} &= A_0 + A_1 R + A_2 R + A_3 R \quad \text{for } R \geq 0 \\ \frac{\sigma_{op}}{\sigma_{\max}} &= A_0 + A_1 R \quad \text{for } R < 0 \end{aligned} \quad (6)$$

$$A_0 = (0.825 - 0.34\alpha + 0.05\alpha^2)[\cos(\pi\sigma_{\max}f(g)/2\sigma_o)]^{1/\alpha}$$

$$A_1 = (0.415 - 0.071\alpha)\sigma_{\max}f(g)/\sigma_o$$

$$A_2 = 1 - A_0 - A_1 - A_3$$

$$A_3 = 2A_0 + A_1 - 1$$

$$R = \sigma_{\min}/\sigma_{\max}$$

균열성장 지연을 고려할 경우 식 (1)은 식 (7)과 같이 나타낼 수 있으며, 응력확대계수가 균열길이에 대한 식으로 표현될 경우에 균열성장 수명(N_{growth})은 초기균열길이(a_i)와 과단균열길이(a_F)에 대하여 식 (8)과 같이 적분으로 계산한다.

$$\frac{da}{dN} = C(\Delta K_{eff})^m \quad (7)$$

$$N_{growth} = \int_{a_i}^{a_F} \frac{1}{C(\Delta K_{eff})^m} da \quad (8)$$

유한요소해석으로 응력확대계수를 산정할 경우 응력확대계수는 균열길이에 대한 값으로만 주어지기 때문에 식 (8)과 같이 적분으로 수명을 계산할 수 없다. 이런 경우 균열성장 수명은 초기균열길이와 과단균열길이 사이를 일정한 균열증가폭(Δa)을 가지는 n 개의 구간으로 나눈 후 정해진 균열길이에서의 해석결과를 이용하여 식 (9)와 같이 각 구간에서의 계산된 수명의 합으로 전체 균열성장 수명을 평가한다.

$$\begin{aligned} N_{growth} &= \sum_{i=1}^n N_i \\ &= \sum_{i=1}^n \frac{(a_F)_i - (a_I)_i}{C(\Delta K_{eff})_i^m} = \sum_{i=1}^n \frac{\Delta a}{C(\Delta K_{eff})_i^m} \end{aligned} \quad (9)$$

결과적으로, 균열길이증가폭을 무한히 작게 할 경우 식 (8)과 식 (9)의 결과는 같아진다. 하지만 이러한 방법은 균열증가폭에 따라 계산된 수명 값이 크게 변하고, 균열길이증가폭을 작게 할 수

록 균열모델의 유한요소해석에 많은 시간이 필요하기 때문에 자칫 비효율적일 수 있다. 따라서 본 논문에서는 해석의 효율성을 높이고자 터빈 휠에 대하여 유한요소해석으로 응력확대계수를 산정하고, 유효응력확대계수범위를 계산한 후 회귀분석을 통해 근사모형을 생성하여 수명평가에 사용하였다.

2.2 터빈 휠의 손상허용해석

2.2.1 해석 모델

본 논문에서는 형상이 복잡한 터빈 휠에 대한 손상허용해석을 수행하였다. 사용된 모델은 가스 터빈엔진의 APU용으로 Fig. 3과 같이 스칼롭(scallop) 형상을 가진 원심형(radial type) 터빈 휠이다. 모델의 외경은 약 177mm이고, 스칼롭에서의 최대 두께는 약 4.5mm이다. 스칼롭 형상은 터빈 휠의 무게를 줄이고 성능을 향상시키기 위한 목적으로 채용된다[8]. 원심형 터빈 휠은 성능적인 면에서는 장점이 있지만 열용량(thermal capacitance) 크고, 고온의 연소가스에 직접적으로 노출됨으로 구조적으로 취약한 부분이다. 특히 스칼롭 부분에서는 고온에 의한 열하중 및 노치효과(notch effect)로 인해 응력이 집중되며 이로 인해 균열 발생의 가능성이 높다[9]. 따라서 본 연구에서는 스칼롭 주위에 생성된 균열에 대하여 손상허용해석을 수행하였다. 터빈 휠의 소재는 니켈기 초합금(nickel based superalloy)인 In-713LC로 본 연구에서는 해석에 필요한 재료물성 및 피로 균열성장 특성 데이터를 획득할 수 없어 유사한 특성을 가진 In-718의 데이터를 사용하였다. 해석에 사용한 In-718의 온도에 따른 탄성계수(elastic modulus), 열팽창계수(thermal expansion), 항복응력(yield stress) 데이터는 Table 1과 같다.

Fig. 3. Turbine Wheel Model

Table 1. Mechanical Properties of In-718

Temp (°C)	Elastic Modulus (GPa)	Thermal Expansion	Temp (°C)	Yield Stress (MPa)
93	206	1.06e-5	21	750
204	203	1.19e-5	538	760
315	198	1.26e-5	649	785
426	193	1.31e-5	760	760
537	187	1.35e-5	871	580
648	180	1.40e-5	982	285

2.2.2 하중이력

수명평가를 위해서는 작동 중 구조에 작용되는 하중의 변화를 나타내는 하중이력의 정의가 필요하다. 터빈 휠에는 고온 연소가스에 의한 열하중과 고회전에 의한 기계적 하중이 반복적으로 작용된다. 사용된 APU용 터빈 휠의 경우 작동시간은 약 1000초이고, 엔진 시동 전 동체실내의 온도조절, 2개 엔진의 시동 등의 임무를 수행한다. 임무 중 터빈입구온도(turbine inlet temperature, TIT)와 스칼롭에서의 온도변화는 Fig. 4와 같다. 터빈 휠의 최대회전속도는 58000RPM으로 APU의 작동 특성에 따라 작동과 동시에 최대회전속도까지 증가하여 일정하게 유지되고 작동종료(shut down) 후에 완전히 정지하게 된다. 본 논문에서는 Fig. 4와 같은 하중이력에 대하여 동력공급이 시작되는 0초에서부터 작동종료 후 터빈의 냉각이 끝나는 2000초까지를 1 사이클(cycle)로 정의하고 계산 수명의 단위로 사용하였다.

Fig. 4. Load Cycle of Turbine Wheel

2.2.3 구조해석 결과

작동 중 스칼럽 주위에서 응력의 변화를 파악하기 위하여 열하중 및 원심력에 대한 터빈 휠의 구조해석을 수행하였다. 열하중에 대하여 구조의 점진적인 반응을 평가하기 위해서는 과도해석(transient analysis)이 요구된다. 하지만 데이터의 부족으로 이를 수행하지 못 했으며, 터빈 휠의 작동 시간 중 스칼럽에서의 온도변화가 심한 11개 시점을 선정하여 정상상태해석(steady state analysis)을 수행하였다. 구조해석은 Abaqus를 사용하였으며, 모델은 전체적으로 10절점 삼각요소로 생성하고 응력의 집중이 예상되는 스칼럽에는 20절점 육면체요소를 사용하여 요소를 조밀하게 하였다. 하중은 각 시점에서의 과도열전달해석(transient thermal analysis)의 결과로 얻은 온도분포를 절점마다 입력하고, 회전속도를 기계적 하중으로 부과하였다. 구조해석 결과 열하중의 영향으로 스칼럽 부분에서 응력집중 현상이 발생되었으며 작동시간에 따른 스칼럽 부분에서의 최대응력 변화를 그래프로 나타낸 것은 Fig. 5와 같다. 결과에서 알 수 있듯이 정상상태해석의 영향으로 모든 해석지점의 응력이 인장으로 나타났으며 최대응력은 약 517MPa로 평가되었다.

2.2.4 균열모델

유한요소법으로 응력확대계수를 계산 할 시에는 균열모델이 필요하다. 균열모델의 생성을 위해서는 초기균열의 형상, 위치, 진행방향 및 초기균열과 파단균열의 길이가 정의되어야 한다. 터빈 휠의 경우 치수에 비해 두께가 두꺼워 3차원 균열에 대한 응력확대계수의 계산이 요구된다. 따라서 논문에서는 균열의 형태를 동일 균열길이에서 가장 큰 응력확대계수가 발생하는 관통(part through) 균열로 고려하여 가장 극한 조건에서 해석을 수행하였다. 균열의 위치는 최대응

Fig. 5. Structural Analysis Results

Fig. 6. FE Crack Model

력 지점으로 하는 것이 일반적이며 터빈 휠 스칼럽 코너부분을 균열위치로 하고 진행방향은 균열의 진전에 따라 최대응력이 발생하는 방향으로 하였다. 초기균열은 비파괴검사법의 분해능을 고려하여 산정한다. 하지만 초기균열을 작게 설정할 경우 수명이 과도하게 평가됨으로 초기균열은 구조특성에 따라 충분히 길게 설정하도록 권고되고 있다[10]. 따라서 초기균열길이는 $a_i = 1\text{mm}$ 로 하였고, 파단균열길이는 터빈 휠 모델 재료의 임계응력확대계수(critical stress intensity factor, K_{IC})인 $50\text{MPa}\cdot\text{m}^{1/2}$ 에 해당되는 $a_F = 6\text{mm}$ 로 하였다[11]. 균열모델은 균열길이에 따른 응력확대계수의 근사모델 생성을 위하여 초기균열과 파단균열 사이를 $\Delta a = 0.5\text{mm}$ 씩 증가하여 모두 11개를 생성하였다. 균열모델은 Fig. 6과 같이 균열선단을 원통형으로 모델링한 후 20절점 육면체요소로 생성하였으며, 균열선단에서의 특이성을 고려하기 위하여 1/4 point collapsed element를 적용하였다[12]. 균열모델의 해석은 상용 유한요소 프로그램인 Abaqus의 J-윤곽선적분(J-contour integral)을 사용하였으며, 파괴모드는 열림모드(opening mode) Mode I만을 고려하였다.

2.2.5 균열모델의 해석 결과

생성된 11개의 균열모델에 대하여 구조해석과 동일한 하중조건을 부과하여 해석을 수행하고, 균열선단에서의 응력확대계수를 평가하였다. 해석결과 균열주변에서의 응력분포는 Fig. 7과 같으며, 균열선단에서 재료의 항복강도 이상의 응력이 발생되고 그 영역의 크기는 균열의 길이가 증가함에 따라 팽창되었다. 엔진 작동의 한 블록 작동시간에 대하여 각 균열길이에서의 응력확대계수의 변화를 그래프로 나타낸 것은 Fig. 8과 같다. 결과 값은 균열선단에서 취한 20개의 응력

Fig. 7. Crack Model Analysis result

Fig. 8. Stress Intensity Factor Results

확대계수 데이터의 평균을 사용하였다. 그래프에서 알 수 있듯이 응력확대계수는 균열길이에 비례하여 증가하였으며, 최대값은 스캘럽의 최고온도 시간인 295초, 360초 및 작동종료 시간인 930초에서 발생되었다. 또한 온도 상승구간인 20초 지점에서도 다소 높은 응력확대계수가 발생되었는데 이는 정상상태해석으로 인해 열응력이 과도한 영향을 미친 것으로 보인다. 따라서 20초 지점에서의 데이터는 해석에 반영하지 않았으며, 각 균열에서 K_{max} 만을 고려하여 수명을 계산하였다. 하중이력 중 과대하중이 작용하는 경우에는 하중의 순서효과에 의한 균열단합 현상을 고려할 필요가 있다. 터빈 휠의 경우 정상상태해석의 효과로 Fig. 5에서와 같이 전체응력이 모두 인장으로 평가되기는 했지만, 295초 이후에 발생된 응력이 지배적으로 작용되는 것을 알 수 있다. 따라서 터빈 휠의 작동 후반부에 작용된 과대 하중에 의해 생성된 균열전단의 소성영역이 다음 작동시 균열의 성장을 지연시킬 것으로 예

Fig. 9. K_{max} , K_{op} , ΔK_{eff} Results

상되며, 이러한 효과를 고려하기 위해 Newman의 균열단합 모델을 사용하여 균열열림응력을 계산하고 이에 따른 균열열림응력확대계수와 유효응력확대계수범위를 계산하였다. 해석에 사용한 각 균열길이에서의 최대응력확대계수, 균열열림응력확대계수 및 유효응력확대계수범위의 계산 결과는 Fig. 9와 같다. 유효응력확대계수범위는 각 균열길이에서의 최소응력확대계수가 균열열림응력확대계수 보다 적게 평가되어 식 (10)의 식으로 계산하였다.

$$\Delta K_{eff} = K_{max} - K_{op} \quad (10)$$

계산 결과 균열열림응력과 균열열림응력확대계수는 균열의 증가에 따라 선형적으로 증가하는 양상을 보였으며 하중조건에 대하여 균열열림응력은 약 120MPa, 균열열림응력확대계수는 최대응력확대계수의 약 20%로 계산되었다.

2.2.6 응력확대계수의 근사모델 생성

응력확대계수가 균열길이에 대한 식으로 표현될 경우에 균열성장 수명은 식 (8)과 같이 적분으로 계산할 수 있다. 그러나 유한요소해석으로 응력확대계수를 산정할 경우에는 응력확대계수의 식을 알 수 없기 때문에 식 (9)와 같은 근사식으로 수명을 평가한다. 이러한 방법은 해석시간이 많이 요구되기 때문에 비효율적일 수 있으며, 본 논문에서는 유한요소해석으로 응력확대계수를 계산한 경우에 대하여 수명평가의 효율을 높이고자 유효응력확대계수범위의 근사모델을 사용하였다. 근사모델은 Fig. 9에서와 같이 계산된 유효응력확대계수범위 데이터를 회귀분석하여 생성했으며, 적합도가 높은 지수, 2차 다항식, 3차 다항식 모델로 생성하였다. 생성된 근사모델의 적합도는 결정계수(coefficient of determination, R^2)를 사

용하여 평가하였다. 결정계수는 $0 \leq R^2 \leq 1$ 의 범위에 있는 값으로, 1에 가까울수록 근사모델이 본래의 데이터를 잘 표현하여 신뢰도가 높음을 의미한다. 각 회귀방법에 따라 생성된 근사모델

$$\Delta K = 18.624e^{0.1336x} \quad (11)$$

$$\Delta K = -0.0061x^2 + 3.9948x + 16.534 \quad (12)$$

$$\Delta K = 0.0963x^3 - 1.0178x^2 + 7.1067x + 13.904 \quad (13)$$

Fig. 10. Exponential Model

Fig. 11. Second Order Polynomial Model

Fig. 12. Third Order Polynomial Model

은 각각 식 (11) ~ 식 (13)과 같으며, 생성된 근사모델의 결과는 Fig. 10 ~ Fig. 12와 같다. 근사모델들의 결정계수는 지수모델은 0.9844, 2차 다항식 모델은 0.9969, 3차 다항식 모델은 0.9992 이상으로 계산 데이터들을 충분히 신뢰성 있게 표현하였다.

2.2.7 균열성장 수명 평가

생성된 유효응력확대계수범위의 근사모델을 사용하여 터빈 휠의 균열성장 수명을 산정하였다. 수명평가는 지수, 2차 다항식, 3차 다항식 모델 각각에 대하여 수행하였으며, 식 (8)과 같은 균열성장속도식의 적분으로 계산하였다. 수명평가에 필요한 Paris 계수는 1000°F 에서의 In-718 피로 균열성장 데이터로부터 생성된 $C=1.0 \times 10^{-10}$, $m=3.0$ 을 사용하였다[13]. 수명 계산의 결과는 Table 2와 같다. 결과에서 알 수 있듯이 각 모델에서 근소한 차가 존재했지만 대체적으로 2210 cycles (1230hours)로 유사한 값을 구할 수 있었다. 해석에 사용된 APU 터빈 휠의 경우 요구 피로수명이 약 3000cycles (1660hours)로 균열성장 수명이 다소 길게 평가되었는데 이는 파단균열을 길게 설정한 것과 정상상태해석에 의한 응력평가 및 피로 균열성장 물성의 오차로 사료된다. 터빈 휠의 점검주기는 미군의 엔진수명관리 프로그램 (Engine Structural Integrity Program, ENSIP)을 기준으로 산정하였다[14]. 수명관리프로그램에서 엔진부품의 경우 점검주기를 잔여 수명의 1/2로 권고하고 있다. 따라서 터빈 휠의 점검주기는 1105cycles (615 hours)로 산정하였다.

본 연구에서 사용된 근사모델의 효율성을 평가하기 위하여 유한요소해석으로 얻은 응력확대계수 데이터를 직접 사용하여 식 (9)로 수명을 계산한 경우에 대하여, 초기균열과 파단균열 사이를 나눈 구간의 수를 증가시키면서 수명을 계산하여 비교하였다. 이때 구간의 수가 5개, 10개, 20개인 경우의 수명은 유한요소해석 결과로 생성된 응력확대계수 데이터를 사용하여 계산했고, 50개, 100개로 나눈 경우에는 균열모델의 생성에 어려움이 많아 적합도가 가장 높은 3차 다항식

Table 2. Life Assessment Results

Surrogate Model	R^2	Life(cycles)	Life(hours)
Exponential Model	0.9844	2231	1239
2nd Polynomial Model	0.9969	2218	1232
3rd Polynomial Model	0.9992	2207	1226

Fig. 13. Life Comparison Results

근사모형에서 데이터를 추출하여 사용하였다. 수명계산의 결과는 Fig. 13과 같다. 결과에서 확인할 수 있듯이 초기균열과 파단균열 사이를 나눈 구간의 수가 적을수록 수명이 높게 평가되고, 증가할수록 평가 수명이 줄어드는데, 이는 각 균열 구간에서 응력확대계수가 과소평가되어 나타난 결과이다. 또한 근사모형을 사용하여 계산된 수명은 구간을 50개로 이상으로 나누었을 때의 결과와 유사함을 알 수 있다. 따라서 근사모형을 사용할 경우 그만큼의 해석시간을 줄일 수 있어 손상허용해석을 효과적으로 수행할 수 있음을 알 수 있었다.

III. 결 론

본 논문에서는 근사모형을 사용하여 형상과 하중조건이 복잡한 터빈 휠에 대한 손상허용해석을 수행하였다. 이를 위하여 터빈 휠의 하중이력에 대한 구조해석을 수행하였으며, 균열모형을 생성하고 유한요소해석으로 응력확대계수를 평가한 후 생성된 데이터를 사용하여 균열열림응력확대계수와 유효응력확대계수범위를 계산했다. 근사모형은 유효응력확대계수범위에 대한 지수, 2차 다항식, 3차 다항식의 모델로 생성하여 균열성장 수명평가에 사용하였다. 균열성장 수명평가 결과 파단균열 길이의 설정과 정상상태해석 및 피로균열 데이터로부터 야기된 오차로 인해 수명은 다소 길게 평가되었다. 하지만 근사모형을 사용해 적분형태로 수명을 계산함으로써 근사모형이 터빈 휠과 같이 응력확대계수의 일반식을 획득할 수 없는 경우의 균열성장 수명평가에 효과적으로 적용될 수 있음을 알 수 있었다. 또한 해석방법의 비교를 통해 근사모형의 사용이 균열모형의 해석시간을 줄일 수 있어 균열성장 수명평가 및 손상허용해석의 효율을 증가시킬 수 있음을 결론지었다.

참고문헌

- 1) Bannantine, J. A., Comer, J. J., and Handrock, J. L., *Fundamentals of Metal Fatigue Analysis*, Prentice Hall, 1989.
- 2) Farmer, T. E., "Damage Tolerance Concept for Advanced Engine", *AIAA, ASME, SAE and ASEE, Joint Propulsion Conference, 24th*, AIAA-1988-3165, 1988, pp. 6~10.
- 3) Anderson, T. L., *Fracture Mechanics: Fundamental and Applications*, Third edition, CRC Press, 2005.
- 4) Wheeler, O. E., "Spectrum Loading and Crack Growth", *Trans. ASME, J. Basic Eng.*, Vol. D94, 1972, pp. 181~186.
- 5) Willenborg, J., Engle, R. M., and Wood, H. A., "A Crack Growth Retardation Model Using an Effective Stress Concept", *AFFDL TM-71-1-FBR*, 1971.
- 6) Elber, W., "The Significance of Fatigue Crack Closure. Damage Tolerance in Aircraft Structure", *ASTM STP*, Vol. 486, 1971.
- 7) Newman, J. C., "Advances in Fatigue Life Prediction Methodology for Metallic Material", *NASA TM-107676*, 1992.
- 8) Willson, D. G., *The Design of High-Efficiency Turbomachinery and Gas Turbine*, Fourth edition, MIT Press, 1989.
- 9) 김경희, 김현재, 전승배, 김춘택, "스캘럽 형상을 가진 래디얼 터어빈 휠 균열진전 평가", 제 1회 헬기심포지움, 2007.
- 10) Federal Aviation Administration Advisory Circular, AC-29.571, Fatigue Tolerance Evaluation of Metallic Structure, 2005.
- 11) Mercer, C., Soboyejo, A.B.O. and Soboyejo W.O., "Micromechanisms of Fatigue Crack Growth in a Forged Inconel 718 Nickel-Based Superalloy", *Material Science and Engineering A*, Vol. 270, Issue 2, 1999.
- 12) ABAQUS Theory Manual Ver. 6.9, SIMULIA Corp, 2009.
- 13) U.S. Department of Transportation, Federal Aviation Administration, DOT/FAA/AR-00/64, Turbine Rotor Material Design, 2000.
- 14) Department of Defense Handbook, MIL-HDBK-1783, Engine Structural Integrity Program(ENSIP), 1999.