

X선 회절과 유한요소법을 이용한 터빈 블레이드의 파괴기구에 관한 연구

김성웅* · 홍순혁** · 전형용*** · 조석수**** · 주원식†

(2002년 1월 9일 접수, 2002년 5월 10일 심사완료)

A Study on the Failure Mechanism of Turbine Blade using X-Ray Diffraction and FEM

Sung Woong Kim, Soon Hyeok Hong, Hyoung Yong Jeon,
Seok Swoon Cho and Won Sik Joo

Key Words: X-ray Fractography(X-선 파면해석), Stress Intensity Factor(응력확대계수), Turbine Blade(터빈 블레이드), Fatigue Fractured Surface(피로파면), Plastic Zone Depth(소성역깊이), FEM (유한요소법), Contact Stress(접촉 응력), Goodman Diagram(Goodman 선도)

Abstract

The failure analysis on fractured parts is divided into the qualitative method by naked eyes and metallurgical microscope etc. and the quantitative method by SEM and X-ray diffraction etc. X-ray fractography can be applied to contaminated surface as well as clean surface and gain the plastic deformation and the residual stress near the fractured surface. Turbine blade is subject to cyclic bending force by steam pressure and suffers fatigue damage according to the increasing operating time. Therefore, to clean up the fracture mechanism of torsion-mounted blade in nuclear plant, the fatigue and the X-ray diffraction test was performed on the 12%Cr steel for turbine blade and the fractured parts. The correlation of X-ray parameter and fracture mechanics parameter was determined, and then the load applied to actual broken turbine blade was predicted. Failure analysis was performed by contact stress analysis and Goodman diagram of torsion-mounted blade.

1. 서론

파손된 사고 부품에 대한 파면 해석은 크게 육안이나 금속 현미경등에 의한 정성적 평가 방법과 주사식 전자 현미경(SEM)이나 X선 회절등에 의한 정량적 평가 방법으로 분류할 수 있다. 이러한 평가 방법중 X선 회절은 파면 근방의 결정격자 변형율을 기초로 하여 파괴시의 거시적인

역학 조건의 파악이나 파괴 기구에 관한 정보를 추정할 수 있을 뿐만 아니라 고강도강, 주철등과 같이 무특징 파면이나 연성 재료라도 스트라이에이션(Striation)이 생기기 어려운 균열진전속도가 느린 영역에서의 파면등과 같이 파면의 요철 형상을 정보로 하는 주사식 전자 현미경에 의한 방법으로서 해석이 어려운 경우의 정량적 해석 방법으로서 프랙토그래피(Fractography)의 확고한 영역을 차지하고 있다.⁽¹⁾

발전소용 터빈 블레이드는 비틀림 하중, 원심력, 반복 굽힘하중이 중첩되어 복잡한 하중 양식을 보이고 있다. 이러한 하중양식 중 터빈의 증기 압력에 의한 반복 굽힘하중은 피로 파손을 일으킬 수 있는 사이클 의존형 하중으로서 가동 초기 정상적 운전율 유지하더라도 운전시간이 증가함에 따라 터빈 블레이드에 균열이 발생하여 성장하고 있어

* 동아대학교 대학원 기계공학과
** 회원, 부경대학교 CAD/CAM Lab.
*** 한국철도차량(주) 중앙연구소 기초연구팀
**** 회원, 삼척대학교 기계·정밀기계·자동차공학부
† 책임저자, 회원, 동아대학교 기계·산업시스템공학부
E-mail : wsjoo@mail.donga.ac.kr
TEL : (051)200-6844 FAX : (051)200-7656

터빈의 안전성에 치명적인 위험 요소가 되고 있다. 따라서, 이에 대한 파손 해석이 절대적으로 필요하나 기존의 전자현미경을 이용하면 거의 무특징 파면이 형성되어져 있어 파괴를 일으키는 응력 크기를 추정하는 데 큰 어려움이 있다.⁽²⁾

한편, X선 프랙토그래피는 파면 근방에서의 결정구조를 거시 및 미시적으로 검출함으로써 잔류응력과 소성변형률을 결정할 수 있을 뿐만 아니라 파괴 파라미터에 대하여 일정한 관계를 가지고 있어 파손된 부품에 대한 원인 분석을 수행하는 데 매우 유용하다. 이하에서는 X선 프랙토그래피를 이용하여 파손된 부품에 대한 파손 해석을 수행한 연구 결과를 나타내었다.

Chiaki⁽³⁾ 등은 자동차용 컨넥팅 로드(Connecting rod)에 대하여 X선 잔류응력에 의한 정량적 해석을 수행하여 파괴를 일으킨 실제 작용응력을 구함으로써 실기 파손부품에 적용할 수 있음을 밝혔다. 또한, Kazuyuki⁽⁴⁾ 등은 파손된 기어에 대한 파면해석에 X선 프랙토그래피를 적용하여 피로 파손을 일으킨 부하응력을 추정하였다.

이상의 연구 결과를 기초로 본 연구에서는 원자력 발전소에 설치 가동 중인 비틀림 마운트형 터빈 블레이드의 파손 원인을 구명하고자 저압 터빈 블레이드 실기 부품 재료인 12% Cr강의 피로균열성장거동을 기초로 파면상 및 파면하의 X선 파라미터의 변화로부터 소성역 크기를 검토하고 부품의 파괴시 최대응력확대계수 K_{max} 및 응력확대계수범위 ΔK 를 추정하여 구한 실제 작용 응력과 상용 유한요소프로그램을 이용한 비선형 접촉해석에서 구한 작용 응력을 서로 비교함으로써 부품의 파손 원인을 구명하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 재료 및 시험편

실험에 사용한 재료는 원자력 발전소용 축류형 증동 저압 터빈에서 사용되는 12% Cr강이다. Table 1은 12% Cr강의 화학적 조성을 나타낸 것이고 Table 2는 저압 터빈이 사용되는 저압 터빈 입구 온도인 252℃와 출구 온도인 33.3℃를 모의한 12% Cr강의 인장시험 결과를 나타낸 것이다.

피로시험편의 재료는 파손된 저압 터빈 블레이드의 건전부에서 채취하였으며 Fig. 1에 형상과 치수를 나타내었다.⁽⁵⁾

Table 1 Chemical composition of 12% Cr steel.(wt.%)

C	Si	Mn	Ni	Cr	Mo	V	P	S
0.21	0.50	0.55	0.55	12.0	1.0	0.3	0.025	0.02

Table 2 The mechanical properties of 12% Cr steel

Temp. (°C)	Yield strength σ_{ys} (MPa)	Tensile strength σ_s (MPa)	Poisson's ratio ν	Elongation ϵ (%)	Young's modulus E (GPa)
20	670	790	0.29	26.4	203
252	596	745	0.288	10.8	202

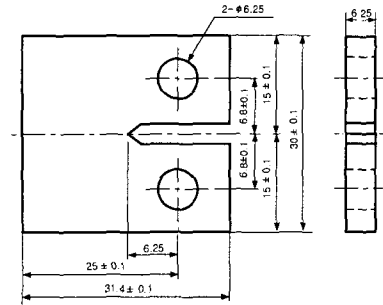


Fig. 1 Geometry and dimension of specimen

2.2 피로실험

파손해석을 수행하기 위한 피로시험은 정격하중이 49 kN인 유압 서보식 피로시험기 (Shimadzu EHF-EB5-10L)를 이용하였다. 실험은 일정하중범위방법으로 실시되었으며 하중반복속도는 10Hz로 설정하였다.⁽⁶⁾ 파괴역학 파라미터로 사용하는 응력확대계수 K 는 균열 길이 a 및 작용하중에 의하여 결정되며 다음 식 (1)로 결정한다.⁽⁵⁾

$$K = \frac{P}{BW} \frac{(2+a)}{(1-a)^{3/2}} \quad (1)$$

$$(0.886 + 4.64a - 13.32a^2 + 14.72a^3 - 5.6a^4)$$

단, $a = a/W$

a : 균열길이, W : 시험편폭, B : 시험편 두께

2.3 X선 회절실험

본 실험에서 잔류응력을 측정하기 위하여 사용한 장치는 X선 회절장치(X-ray diffractometer, Rigaku MSF-2M)이며, 잔류응력은 X선 입사각을 0°, 15°, 30°, 45°의 4점 입사에 의해 $\sin^2\psi$ 법으로 산출하였다. X선 조사면적은 발산각도를 조절하는 발산슬릿(Divergence slit)을 이용하여 직경 2 mm로 설정하였다. Table 3은 X선 파라미터를 측정하기

위한 X선 회절조건을 나타낸 것이다.

Fig. 2는 12% Cr강의 피로파단면과 터빈 블레이드 루트 파면에 대한 X선 잔류응력 측정의 모식도를 나타내고 있다. X선 조사면적은 직경 2 mm의 원형으로 하였다.

파면상의 X선 파라미터 측정은 두께방향의 파단 중앙부에서 X선을 조사하여 균열성장방향으로 파면상의 잔류응력을 측정하였다. 파면상의 소성역깊이는 피로시험편의 경우 최대응력확대계수 $K_{max} = 19.94, 23.69, 27.44 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$ 위치에서 구하였으며, 파손된 터빈 블레이드의 경우 균열기점 부분과 균열성장부분 및 급속파단부분의 파단면을 순차적으로 전해연마하면서 파단면의 X선 잔류응력을 측정하여 깊이에 따른 X선 잔류응력이 변화되지 않는 위치를 소성역 깊이로 결정하였다.

Table 3 X-ray diffraction condition of 12% Cr steel

Test condition	Parallel-beam method
Diffraction angle	156.40°
Characteristic X-ray	Cr- K_{α}
Diffraction plane	(211)
Filter	V
Tube voltage	30 kV
Tube current	8 mA
Irradiated area	ϕ 2 mm
Soller slit	1°
Time constant	5 sec

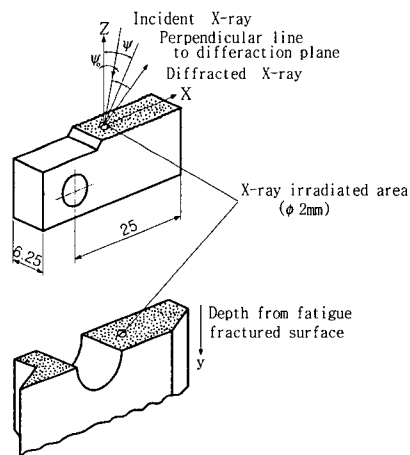


Fig. 2 Schematic illustration of X-ray irradiated area on fatigue fractured surface of 12% Cr steel

3. X선 회절에 의한 파손해석

3.1 잔류응력과 응력확대계수범위의 관계

피로파면의 잔류응력 σ_r 과 파면상의 소성역 깊이 ω_y 를 추정하는 것으로부터 파면형성시의 최대 응력확대계수 K_{max} 의 예측이 가능하고 실제 부품의 파면에도 적용되고 있다. 그러나 균열진전속도와 관계가 있는 응력확대계수범위 ΔK 에 대해서는 정량적인 추정은 부족한 실정이다. 이것은 ΔK 와 대응하는 반복소성역 깊이가 매우 미소하고 파면거칠기에 근접하여 측정의 어려움이 그 원인이라 생각된다. 하지만 파면상의 잔류응력은 부품 재료의 고유한 특성을 가지고 있으므로 잔류응력의 분포를 수식화하면, 파면상의 잔류응력 측정으로부터 ΔK 의 예측이 가능해진다. 따라서, 12% Cr강의 파면상의 잔류응력 분포를 Fig. 3과 같이 한 곡선으로 표시하여 다음 식 (2)와 같이 근사시킬 수 있다.

$$\sigma_r = -154.06 \log \Delta K + 279.9 \quad (2)$$

위 식은 실험 부품에 대해서 잔류응력과 응력확대계수범위의 관계식을 정립한 후 피로파면상의 임의의 위치에 X선을 조사하여 잔류응력 σ_r 을 측정하면 응력확대계수범위 ΔK 의 추정이 가능하다는 것을 의미한다.

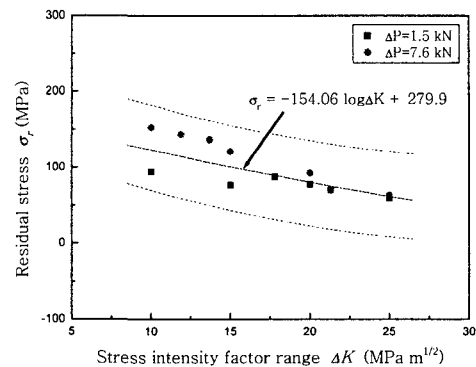
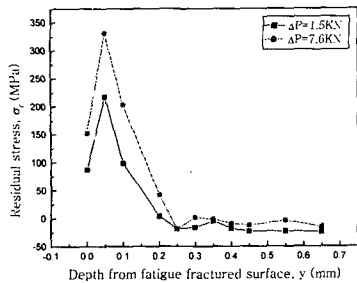


Fig. 3 Master curve of residual stress on fatigue fractured surface of 12% Cr steel

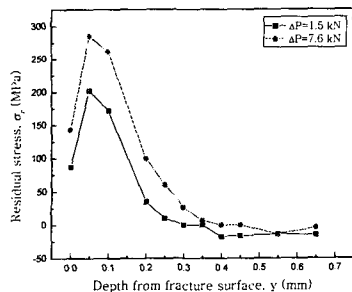
3.2 피로파면하의 X선 파라미터의 변화

3.2.1 파면하의 잔류응력 분포

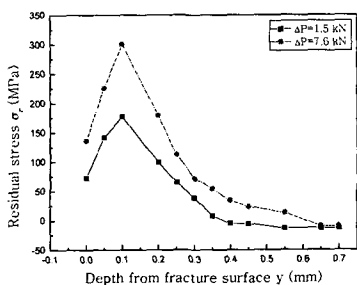
파면하의 잔류응력 σ_r 를 파면으로부터의 깊이 y 에 대하여 Fig. 4 (a), (b), (c)에 나타내었다. 그림에서 알 수 있듯이 파면하의 잔류응력은 파면 내부로 들어감에 따라 인장잔류응력은 초기에 증가하다가 점차 감소하고 있으며, 하중폭이 증가할수록 동일 K_{max} 에서 잔류응력이 크게 나타나고 있다.



(a) $K_{max} = 19.94 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$



(b) $K_{max} = 23.69 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$



(c) $K_{max} = 27.44 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$

Fig. 4 Residual stress plotted against the depth from fatigue fractured surface of 12% Cr steel

이러한 결과는 $\Delta K = K_{max}(1-R)$ 가 동일 K_{max} 에서 저하중폭 쪽이 크기 때문에 이것이 역항복에 의한 압축변형으로 작용하여 반복소성 변형과 크랙단합이 크게 작용하기 때문이라 생각된다. 파면하의 소성역 깊이는 잔류응력이 감소하여 거의 일정하게 되는 값으로 결정할 수 있는데, 본 연구의 경우는 Fig. 4 (a), (b), (c) 모두 잔류응력이 초기 잔류응력 σ_{r0} 에 해당하는 지점인 0.25 mm, 0.45 mm, 0.70 mm을 소성역 깊이로 각각 결정하였다.

3.2.2 소성역 깊이 ω_y 와 최대응력확대계수

K_{max} 의 관계

본 연구에서는 하중폭 1.5 kN, 7.6 kN에서 각각의 최대응력확대계수 K_{max} 에 대하여 잔류응력 σ_r 이 재료의 초기 잔류응력 σ_{r0} 로 되는 파면깊이를 최소소성역 깊이 ω_y 로 하고, 측정된 소성역 깊이 ω_y 와 (K_{max}/σ_{ys}) 와의 관계를 Fig. 5에 나타내었다. 여기서 σ_{ys} 는 Table 2에서 나타낸 것과 같이 596 MPa이고, 최소소성역깊이 ω_y 는 소규모 항복조건하에서 (K_{max}/σ_{ys}) 의 제곱에 비례하여 증가하고, 다음 식 (3)과 같은 관계가 성립한다.

$$\omega_y = \alpha (K_{max} / \sigma_{ys})^2 \quad (3)$$

본 실험에서 α 값을 최소자승법으로 구하여 보면, $\alpha = 0.040$ 이 된다.

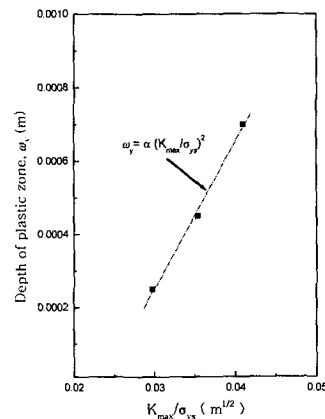


Fig. 5 Relationship between plastic zone depth and maximum stress intensity factor to yield strength

이 값은 Levy⁽⁷⁾ 등의 유한요소해석값인 $\alpha = 0.15$ 나, von Mises의 항복조건에 의한 평면변형률 조건하에서의 균열면 수직방향의 소성역치수 $\alpha = 0.132$ 보다는 작은 값으로 나타나고 있다.⁽⁸⁾

α 값은 재료 특성에 의존하므로 실험적으로 구하며⁽⁹⁾ 항복점이 높은 강이 낮은 강보다 크게 되는 경향이 있으며, 본 실험에서도 α 가 0.040으로 S48C에 대한 α 값 0.126보다 작게됨을 알 수 있다. 따라서 식 (3)에서 알 수 있듯이 파면아래의 잔류응력 분포에서 구한 최대소성역치 ω_y 로부터 최대응력확대계수 K_{max} 을 추정할 수 있다.

3.3 터빈 블레이드 피로파면의 정량해석

Fig. 6은 파손된 터빈 블레이드 루트에서의 균열성장방향과 잔류응력 측정 지점을 나타내었다. 측정위치는 터빈 블레이드에 작용하는 하중의 형태를 고려하여 균열기점부분 3지점, 균열성장부분 3지점, 급속파단부분 3지점을 각각 측정하였다. Fig. 7는 파손된 터빈 블레이드 파면상의 잔류응력 분포를 나타내었다. 피로파면에서의 잔류응력 분포의 특성은 크게 고강(경)도재료와 같이 최대응력확대계수 K_{max} 혹은 응력확대계수범위 ΔK 의 증가와 함께 증대하는 경우와 저강(경)도재료와 같이 역으로 감소하는 경우로 크게 나누어진다. 본 연구에 사용된 12% Cr강의 실기부품 피로파면의 경우는 후자와 유사한 경향을 나타내고 있다. 또한 파면은 CT 시험편과 같이 단순 일축 피로하중의 경향과는 다른 상이한 분포 특성을 보이고 있다. 이러한 경향은 터빈 블레이드에 작용하는 힘이 원심력과 증기압력 및 비틀림등 운전 조건이 복잡한 하중 형태와 실제 핀 구멍 양쪽 측면으로 파면이 형성되기 때문이라 생각된다. Fig. 8은 파손된 터빈 블레이드의 파면을 깊이 방향으로 전해연마하여 구한 잔류응력을 나타낸 것이다. 터빈 블레이드 파면이 전해연마됨에 따라 잔류응력은 급격히 감소되었고 대략 $\omega_y = 600 \mu\text{m}$ 부근에서 잔류응력이 거의 0에 가까워짐을 알 수 있었다. 이러한 ω_y 를 식 (3)에 대입하여 터빈 블레이드에 가해진 최대응력확대계수 K_{max} 을 구하면 $73 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$ 를 얻을 수 있다. 파면의 작용 응력을 추정하기 위하여 터빈 블레이드 핀 구멍 내면을 균열기점부로 하는 표면균열

과 핀 구멍과 루트 측면이 교차되는 편측균열의 두 경우를 고려할 수 있으며, 표면균열길이 2a, 깊이 방향의 균열길이 b의 표면균열을 가진 구조물이 동일한 인장응력 σ 를 받는 경우 응력확대계수 K는 Newman⁽¹⁰⁾이 제안한 식 (4)로 나타낼 수 있다.

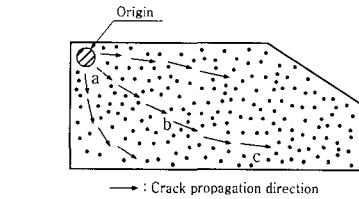
$$K = \sigma \sqrt{\pi b} \frac{M}{\phi} \tag{4}$$

단, t : 균열이 존재하는 판 두께

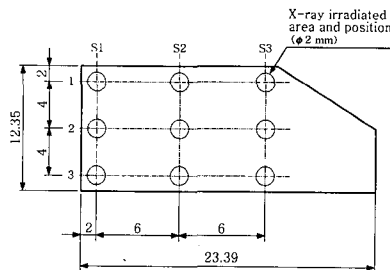
$$M = (1.13 - 0.09\beta) + \left\{ -0.54 + \frac{0.89}{(0.2 + \beta)} \right\} \gamma^2 + \left[0.5 - \frac{1}{(0.65 + \beta)} \right] + 14.0(1 - \beta)^{24} \gamma^4$$

$$\phi^2 = 1 + 1.464 \beta^{1.65}, \beta = \frac{b}{a}, \gamma = \frac{b}{t}$$

X선을 조사한 균열기점부의 위치에서 균열형상을 측정된 결과 $a = 0.009 \text{ m}$, $b = 0.0045 \text{ m}$ 였으며 판두께 t는 터빈 블레이드 루트의 두께 $t = 0.01235 \text{ m}$ 로 하였다. 루트 파단부의 소성역치에 기초하여 구한 최대응력확대계수 K_{max} 로부터 측정 위치에서의 최대 응력을 $\sigma_{max} = 632.6 \text{ MPa}$ 로 추정할 수 있었다.



(a) Crack propagation direction



(b) Residual stress measuring position

Fig. 6 Crack propagation direction and measuring position of residual stress in root area of fractured turbine blade

한편 길이 c 의 편축균열을 가진 구조물이 동일한 인장응력 σ 을 받는 경우의 응력확대계수 K 는 식 (5)으로 주어진다.

$$K=1.12\sigma\sqrt{\pi c} \quad (5)$$

식 (5)에서 균열길이 c 는 0.0045 m로 가정한다. 소성역 깊이에서 구한 최대응력확대계수 K_{max} 로부터 측정 위치에서의 최대응력 σ_{max} 을 548.2 MPa로 추정할 수 있었다. 또한 터빈 블레이드 루트 과단면의 면적 400 mm²을 적용하면 파손된 실기부품에 부하된 최대하중은 253 kN이 된다. 이 값들은 부품의 설계응력 보다 큰 값으로 평가되어 허용응력을 벗어나고 있다. 위의 두 경우 균열을 가정해서 구한 작용응력의 추정값은 표면 균열의 경우가 더 큰 값으로 추정된다.

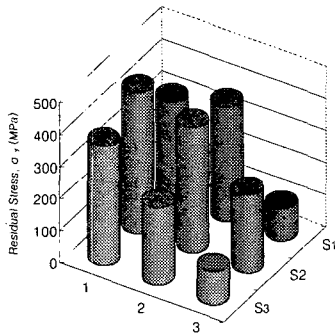


Fig. 7 Residual stress distribution in root area of fractured turbine blade

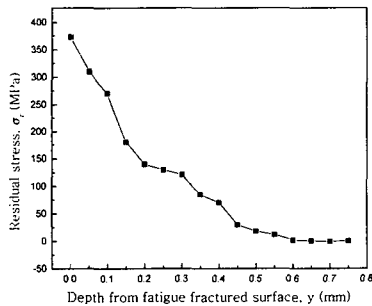


Fig. 8 Relation between residual stress and depth from fractured surface in root area of turbine blade

4. 유한요소해석 및 고찰

4.1 모델링

터빈 블레이드는 축과 일체형인 로터와 핀에 의해 연결되어 가동된다. 해석을 위한 유한요소 모델링은 파손된 저압 터빈 3단 블레이드의 접촉 응력 분포를 구하기 위하여 Ansys Ver 5.6의 유한요소 프로그램을 사용하였다. Fig. 9은 저압 터빈 3단 블레이드의 유한요소 모델이다. 해석에 사용된 요소는 8절점 요소(3-D structural solid element)로서 각 절점에서 X, Y, Z 축 방향의 3 자유도를 가지고 있다. 해석에 사용된 유한요소모델 요소의 수는 23,582개이고 절점의 수는 22,738개이다.

4.2 경계와 하중조건

Fig. 10는 터빈 블레이드에 작용된 하중과 경계 조건을 나타내고 있다. 저압 터빈 3단 블레이드에 작용하는 하중은 증기압력 260 kPa과 회전속도 1800 rpm에 대한 원심력 및 비틀림 마운트에 대한 비틀림 변위 0.3209° 이다.⁽¹¹⁾ 증기압력 방향은 증기가 터빈 블레이드에 들어 와서 나가는 익형의 중앙을 기준으로 블레이드의 면에 접선방향으로 3단계로 나누어 설정하였다.

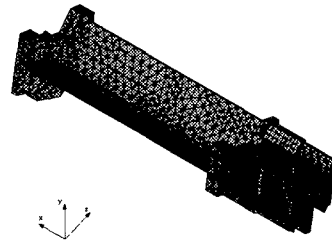


Fig. 9 Finite element modeling of turbine blade

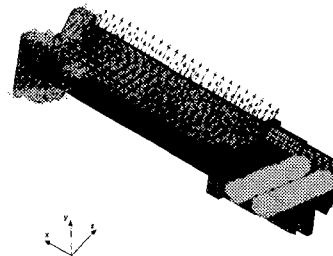


Fig. 10 Boundary condition and load condition of turbine blade

또한, 경계조건은 터빈 블레이드와 로터 사이에 장착되는 핀을 고려하여 핀의 모든 자유도를 구속하였으며, 핀과 핀 구멍 내면에 접촉경계조건을 주었다. 비틀림 마운트에 의한 비틀림 변위는 이웃 블레이드와 상대 구속점을 형성하는 것을 고려하여 쉬라우드 바깥면에 대해 원심력 방향을 제외한 Y방향과 Z방향의 병진변위를 구속하였다.

4.3 해석결과

터빈 블레이드에 작용하는 최소응력은 로터의 회전으로 인한 원심력과 비틀림 마운트로 인한 비틀림 변위에 의하여 발생된다. 따라서 4.2절의 하중조건 중 증기압력에 의한 조건을 생략하면 최소응력을 구할 수 있다. Fig. 11은 상술의 조건을 고려하여 비선형 접촉해석한 결과를 나타낸 것으로 핀 구멍 근처에서 발생하는 최대응력은 von Mises 응력으로 297 MPa이다. 이하에서 서술되는 응력들은 von Mises 응력으로 나타낸다.

Fig. 12는 4.2절의 하중조건과 경계조건을 이용하여 터빈 블레이드에 대한 비선형 접촉해석 결과를 나타낸 것이다. 그림에서 핀 구멍 근방의 최대 요소 응력은 635 MPa이다. 또한, 터빈 블레이드에 가해지는 응력진폭은 169 MPa이고 평균 응력은 466 MPa이므로 핀 구멍에 발생하는 최대 응력에 대한 최소응력의 비인 응력비는 0.47이다.

Fig. 13는 12% Cr강에 대한 피로한도선도인 Goodman선도⁽¹²⁾에 터빈 블레이드의 정상작동조건 하에서 비선형 접촉해석한 조건 즉, 평균응력 466 MPa과 응력진폭 169 MPa을 각각 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있는 것처럼 비선형 접촉해석에서 구한 평균응력과 응력진폭이 피로내구선도 경계영역에 위치하고 있어 피로강도의 관점에서 위험영역에 존재하는 것으로 생각되어지며 또한, 실기 터빈 블레이드의 각 장소에서의 표면 거칠기 분포는 설계에서 제시하고 있는 최대높이 거칠기가 25 μm 이나 파손된 터빈 블레이드의 최대높이거칠기는 39 μm 로 설계값 보다 14 μm 를 벗어나고 있다. 이러한 표면거칠기는 표면 노치로 작용하여 어닐링 재료에서는 4 μm 이상, 경도가 높은 강 경우 1 μm 이상이 되면 피로 한도에 영향을 미치게 된다.⁽¹³⁾ 특히, 터빈 블레이드에 존재하는 표면거칠기 중 피로균열이 발생되어 전파된 지역의 표면거칠기가 가장 크므로 응력집중도가 가장 크게 되어 비틀림 하중과 원심력 및 굽힘응력에 의한 응력분포를 설계응력 보다 훨씬 더 크

게 할 것으로 생각된다. 한편, 표면거칠기가 터빈 블레이드의 피로한도에 미치는 영향에 대한 구체적인 실험 결과는 없으나 0.33%C 탄소강을 이용한 피로시험결과에 의하면 황삭 정도로 기계가공된 시험편이 경면 연마된 시험편에 대하여 피로한도를 대략 21%정도 낮추고 있다.⁽¹⁴⁾ 따라서, 상술의 양진피로한도 450 MPa을 이러한 기준에 적용하면 양진피로한도가 355.5 MPa로 감소하게 되어 Fig. 13에서 피로한도영역은 감소하게 되어 파손해석 및 유한요소해석에 의한 응력조건이 파손영역으로 이동하게 된다.

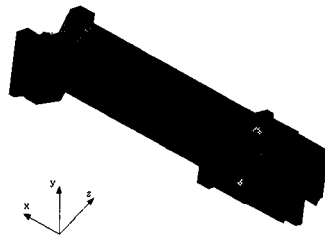


Fig. 11 Distribution of von Mises stress in turbine blade under centrifugal force and torsional force

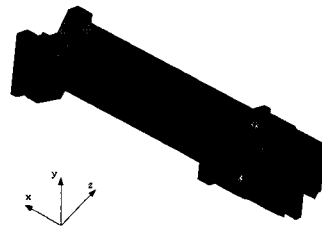


Fig. 12 Distribution of von Mises stress in turbine blade under normal working condition

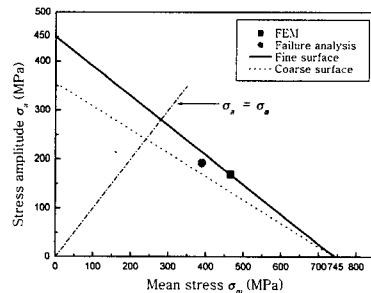


Fig. 13 Goodman diagram of turbine blade

이러한 결과는 파손해석에 사용한 12% Cr강의 피로 시험편이 경면 연마하여 실험된 것에 비하여 실제 파손된 터빈 블레이드는 황삭 정도의 가공과 터빈 블레이드 핀 구멍과 핀의 접촉상태로 인한 과도한 응력집중 현상이 발생되기 때문으로 생각된다. 따라서 터빈 블레이드에 존재하는 과도하게 거친 표면거칠기 및 접촉상태는 피로파손에 중요한 역할을 하는 것으로 생각된다.

5. 결론

본 연구는 원자력 발전소 저압 터빈에 사용하는 비틀림 마운트형 터빈 블레이드의 파손 원인을 구명하고자 실기부품 재료인 12% Cr강에 대한 피로균열성장실험과 X선 회절실험 및 유한요소법을 이용한 비선형 접촉해석을 수행하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

(1) 피로균열진전실험에서 얻어진 파면에서의 잔류응력은 최대응력확대계수 K_{max} 및 응력확대계수범위 ΔK 가 증가할수록 감소하였으며, 파면상의 잔류응력과 응력확대계수범위와의 관계는 다음 식으로 근사시킬 수 있었다.

$$\sigma_r = -154.06 \log \Delta K + 279.9$$

(2) 파면의 소성역깊이 ω_y 는 파면상의 잔류응력에 의해 결정되고, 최대응력확대계수 K_{max} 와 항복강도 σ_{ys} 와의 사이에는 다음 식의 관계식을 얻었다.

$$\omega_y = 0.0402(K_{max} / \sigma_{ys})^2$$

(3) 터빈 블레이드 파면의 X선 프랙토그래피에 의한 응력해석 결과 작용된 최대응력은 632.6 MPa이고, 하중은 253 kN로 추정되었다.

(4) 터빈 블레이드 파손해석 및 유한요소해석 결과 피로한도선도에 적용하면 외부 영역에 존재하고 있어 표면거칠기와 접촉상태는 피로파손에 중요한 영향을 미친 것으로 추정 되었다.

후 기

본 연구는 2001년도 삼척대학교 자체학술연구비에 의하여 수행되었으며 이에 관계자 여러분에게 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Cho, S.S., Jang, D.Y. and Joo, W.S., 1999, "A Study on Residual Stress for Fatigue Fracture Surface in General Purpose Structural Steel using X-ray Diffraction," *Transactions of the KSAE*, Vol. 7, No. 8, pp. 248~261.
- (2) Choi, W. S., Lee, D. W., Hong, S. H., Cho, S. S. and Joo, W. S., 2000, "A Study on Failure Analysis of Turbine Blade using AFM and FEM," *Proceedings of the KSPE Autumn Annual Meeting*, pp. 489~493.
- (3) Chiaki Tsubouchi, Takeshi Horikawa, 2000, "Analysis of Connecting Rod Fatigue Fracture Surface by X-Ray Fractography," *J. Society Material Science, Japan*, Vol. 49, No. 10, pp. 1143~1147.
- (4) Kazuyuki Matsui, Yukio Hirose, Akiyoshi Chadani and Keisuke Tanaka, 1990, "Application of X-Ray Fractographic Technique to Actual Failure Analysis," *J. Society Material Science, Japan*, Vol. 24, No. 4, pp. 117~128.
- (5) ASTM Standards E647-93, 1994, "Standard Test Method for Measurement of Fatigue Crack Growth Rates," ASTM Standards Sec.3, Vol. 03.01, pp. 591~596.
- (6) Shimadzu, 1993, "EHF-EB5-10L Type Operation Manual," Shimadzu Corporation, pp. 54~55.
- (7) Levy, N., Marcal, P. V., Ostengren, W. J. and Rice, J. R., 1971, "Int. T. Fracture." 7, p. 143.
- (8) Lee, D. N., 1991, "Mechanical Metallurgy," Munundang, p. 240.
- (9) J. Soc. Mat. Sci., Japan, 1982, "X-Ray Fractographic(Fracture Surface Analysis by X-ray Diffraction Techniques)," *Material*, Vol. 31, pp. 244~250.
- (10) Newman, J. C. Jr. and Raju, I. S., 1979, "NASA Technical Paper," 1578.
- (11) KEPCO KNTC, 1995, "Turbine," Yemoon, pp. 141~161.
- (12) Sung, L. W. and Joo, W. S., 1998, "Machine Element Design," Samsung Co., pp. 28~29.
- (13) Oh, S. W. and Cha, Y. H., 1998, "Mechanical Metallurgy," Wonchang, pp. 145~146.
- (14) Collins, Jack A., 1993, *Failure of Materials in Mechanical Design*, Willy interscience publication, pp. 207~213.