

## 저압터빈 최종단 블레이드 손상해석<sup>§</sup>

송기욱\*<sup>†</sup> · 최우성\* · 김완재\* · 정남근\*

\* 한국전력공사 전력연구원

### Damage Analysis for Last-Stage Blade of Low-Pressure Turbine

Gee Wook Song\*<sup>†</sup>, Woo Sung Choi\*, Wanjae Kim\* and Nam Gun Jung\*

\* Korea Electric Power Corporation, Research Institute

(Received June 18, 2012 ; Revised September 30, 2013 ; Accepted October 3, 2013)

**Key Words:** Steam Turbine(증기터빈), Low Pressure Turbine Blade(저압터빈 블레이드), Low-Cycle Fatigue (저주기 피로), Stress Analysis(응력해석)

**초록:** 증기터빈의 터빈 블레이드는 발전소 핵심설비 중 하나로, 로터의 디스크에 결합되어 회전함으로써 증기 에너지를 기계적 에너지로 변환시켜주는 역할을 하고 있다. 최근 터빈의 잦은 기동정지로 인해 블레이드 회전에 따른 원심하중이 반복적 작용하고 이에 따른 저압 증기터빈 최종단 블레이드의 손상이 자주 보고되고 있다. 본 논문에서는 터빈 블레이드에 발생하는 손상을 분석하여 블레이드에 발생하는 저주기 피로수명을 평가하였다. 증기터빈 최종단 블레이드의 균열발생 수명을 결정하기 위해 유한요소법으로 계산한 탄성응력에 Neuber's rule을 적용하여 진변형을 진폭을 계산하였으며, 예측된 수명과 블레이드 실제 기동정지횟수가 잘 일치됨을 보였다.

**Abstract:** A steam turbine blade is one of the core parts in a power plant. It transforms steam energy into mechanical energy. It is installed on the rim of a rotor disk. Many failure cases have been reported at the final stage blades of a low-pressure (LP) turbine that is cyclically loaded by centrifugal force because of the repeated startups of the turbine. Therefore, to ensure the safety of an LP steam turbine blade, it is necessary to investigate the fatigue strength and life. In this study, the low cycle fatigue life of an LP steam turbine blade is evaluated based on actual damage analysis. To determine the crack initiation life of the final stage of a steam turbine, Neuber's rule is applied to elastic stresses by the finite element method to calculate the true strain amplitude. It is observed that the expected life and actual number of starts/stops of the blade were well matched.

#### - 기호설명 -

- $\sigma$  : 응력 범위
- $\Delta\epsilon$  : 변형률 범위
- $E$  : 탄성계수
- $K$  : 주기강도계수
- $n$  : 주기경화지수
- $b$  : 피로강도지수
- $c$  : 피로연성지수
- $\sigma'$  : 피로강도계수
- $\epsilon'_f$  : 피로연성계수
- $\epsilon_p$  : 소성변형률

#### 1. 서 론

증기터빈은 증기의 운동에너지를 기계적인 에너지로 변환하여 발전을 고속으로 회전시키고 전력을 생산하는 발전소의 주요설비 중 하나이다. 대형 증기터빈의 최종단 블레이드는 포화증기의 온도조건에서 3600rpm으로 회전하며 끝단부위의 빠른 원주속도에 의한 침식과 습증기에 의한 부식에 의해 장기사용시 재료의 내구강도가 저하된다. 또한 고속회전으로 인한 높은 원심응력 및 굽힘응력을 받고 있어 블레이드 파손사례들 중 대부분을 차지하고 있다.<sup>(1)</sup>

증기터빈 블레이드의 주요파손 원인은 오랜 운전기간동안 증기내 불순물의 농축에 의해 피트(pit)가 발생되고 균열로 성장하는 부식피로 및 응력부식균열(Stress Corrosion Cracking, SCC)과

<sup>§</sup> 이 논문은 대한기계학회 에너지 및 동력공학부문 2013년도 춘계학술대회(2013. 5. 31., 영흥에너지파크) 발표논문임.

<sup>†</sup> Corresponding Author, gwsong@kepri.re.kr

© 2013 The Korean Society of Mechanical Engineers

원심력과 굽힘응력에 의한 고주기 및 저주기 피로 등이다. 따라서 블레이드의 조기파손방지 및 안전성 확보를 위해서는 피로강도 및 수명에 대한 정확한 평가가 필요하다.<sup>(2)</sup>

최근 높은 기동정지 이력을 가지고 있는 복합화력 증기터빈의 최종단 블레이드에서 균열발생이 보고되고 있다. 최종단 블레이드를 새로 교체하는 비용은 로터 교체비용의 30%에 이르고 있어 균열발생은 설비의 안전성에 대한 우려와 함께 높은 경제적 손실을 가져온다.

본 논문에서는 저압터빈 최종단 블레이드에 발생된 균열의 원인을 조사하기 위하여 파면분석과 응력해석을 수행하였다. 파면에서 나타난 스트라이에이션(striation)으로 피로가 균열원인임을 파악하고, 블레이드에 대한 응력해석으로 균열발생부에 고응력이 작용함을 확인 하였다. 또한 저주기 피로해석을 통하여 균열발생 수명이 터빈의 실제 기동정지횟수와 잘 일치됨을 보였다.

## 2. 소재 및 균열

### 2.1 재료의 기계적 특성

저압터빈 최종단 블레이드는 총 길이가 851mm로서 Fig. 1의 형상과 같다. 블레이드 사용재질은 AISI 403SS로 화학적성분은 Table 1과 같다.

### 2.2 균열형상

저압터빈 최종단 블레이드는 면적이 가장 넓고, 무게가 무거워 블레이드 루트 부위에서 원심응력이 크게 발생하므로 대부분의 손상이 블레이드 루트 부위에서 발생한다.<sup>(3)</sup>

저압터빈의 블레이드 루트부는 로터 디스크와 핑거핀(finger-pin)의해 결합되어 있는 부위가 가장

취약하다고 알려져 있으나, 최근에는 핑거필렛(finger fillet)에 발생된 결함이 자주 보고되고 있다. 블레이드에 대한 초음파 검사에서 이상신호가 검출되어 확인한 결과 Fig. 1과 같은 결함을 핑거필렛(finger fillet)에서 확인할 수 있었다.

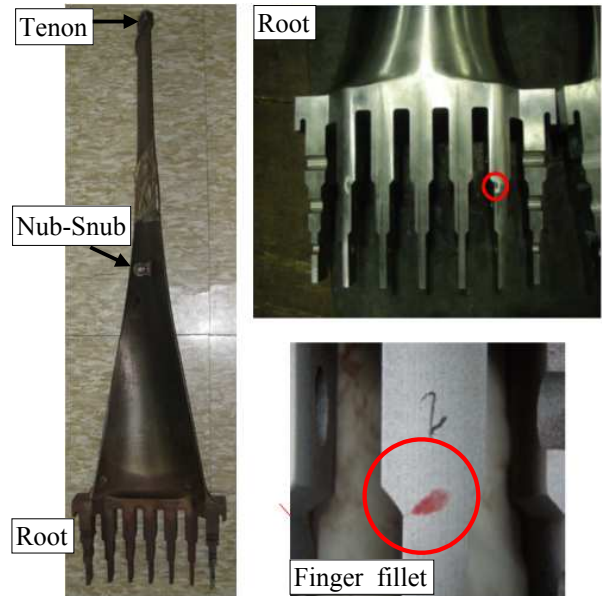


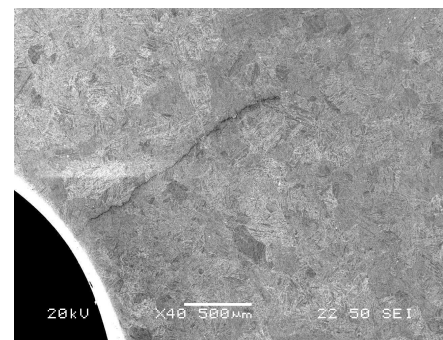
Fig. 1 Indications of defect in finger fillet observed through penetrant testing

Table 1 Chemical composition (wt%)

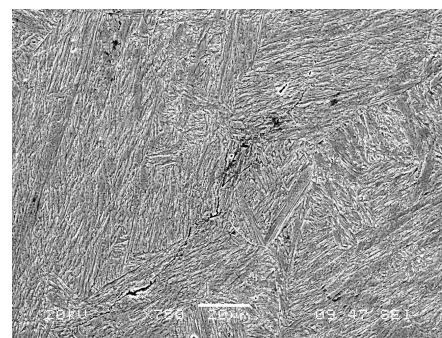
C	Ni	Cr	Mo	Mn	Si	P
0.12	0.22	12.34	0.15	0.42	0.18	0.02

Table 2 Mechanical properties

Tensile Strength (MPa)	0.2% Yield Strength (MPa)	Elongation (%)	Reduction of Area (%)
930.8	758.5	21	70



(a) x40



(b) x750

Fig. 2 The typical morphology of the crack

결합은 응력이 집중되는 핑거필렛(finger fillet)의 두께변화부에 발생되었음을 Fig. 1에서 확인할 수 있다. Fig. 2는 균열발생 부위의 전자현미경사진이다. 균열이 표면에서 발생되어 내부로 전파되었으며, 결정의 내부를 통과하는 입내균열임을 보여주고 있다.

### 3. 손상원인 분석

#### 3.1 파단면 분석

균열이 발생한 핑거필렛(finger fillet) 부위를 본체로부터 절단한 후 균열을 개방하여 파단면을 관찰하였다. Fig. 3은 균열의 파단면으로 표면에

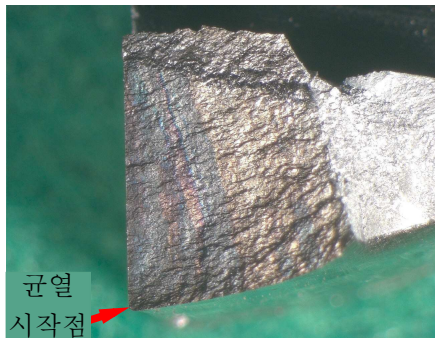
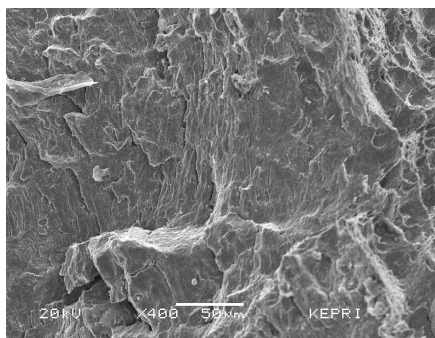
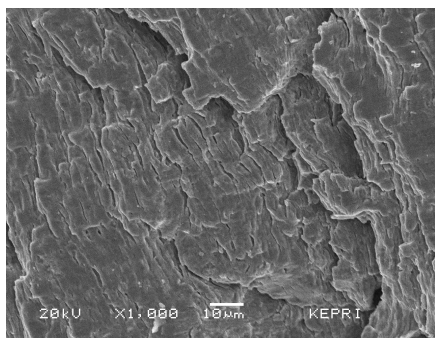


Fig. 3 The appearance of the crack surface



(a) x400



(b) x1000

Fig. 4 The fracture surface of the crack

변색된 부분을 보여주고 있다. 균열시작점으로 부터 내부로 반원형 띠 형태의 변색부위를 가지고 있으며, 운전시 균열내부로 증기가 침투하여 부식이 발생된 것으로 보여진다. 변색 농도의 차이는 균열성장에 따른 부식시간차에 의한 것으로 균열이 한번에 빠르게 성장하지 않고 서서히 진행되었음을 알려주고 있다.

Fig. 4(a), (b)는 파단면을 전자현미경으로 관찰한 사진이다. 파단면은 연성파면 형태를 보이고 있으며 부분적으로 스트라이에이션(striation)도 나타나고 있다.

Fig. 4(b)는 스트라이에이션 부분을 확대하여 촬영한 사진이다. 이 사진에서 스트라이에이션 형상을 명확하게 관찰할 수 있으며 균열 상하면의 눌림에 의하여 파면이 약간 뭉개져 있는 것도 확인할 수 있다. 이를 통해 균열이 저주기 피로에 의해 발생성장 하였음을 알 수 있다.

#### 3.2 응력해석

저압터빈 최종단 블레이드는 기동정지에 의한 피로하중을 받으며 정상운전시에는 고속회전에 의한 원심력이 주요 하중으로 작용하고 있다.<sup>(4)</sup>

응력해석은 Abaqus 프로그램을 사용하여 정상 운전 상태에서 수행하였다. 약 110만개의 선형 사면체 요소를 사용하여 구조물간 접촉 및 기하학 비선형을 고려한 정적 탄성조건으로 해석하였다. 6단 블레이드 최종단의 증기 온도는 최고 65°C 이하의 낮은 온도이므로 열-변위 해석은 수행하지 않았다. 현장조사를 통해 블레이드 루트부와 핀, 디스크의 접촉부위는 운전 중 완전하게 접촉하고, 타이 와이어(tie-wire) 러그부는 느슨한 접점으로 힌지처럼 거동하는 것으로 가정하였다.

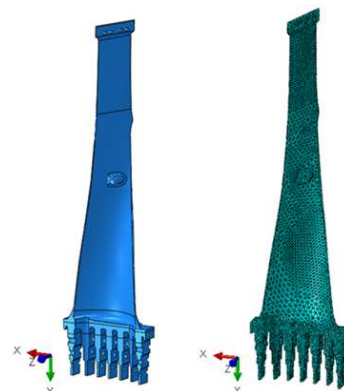


Fig. 5 FEM mesh of blade

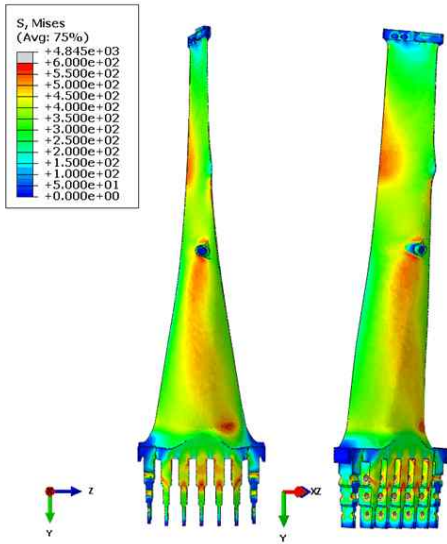


Fig. 6 Distribution of steady stresses in the blade

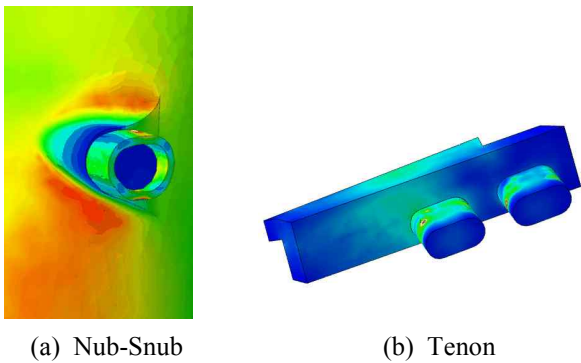


Fig. 7 Distribution of steady stresses in the tenon and snub of blade

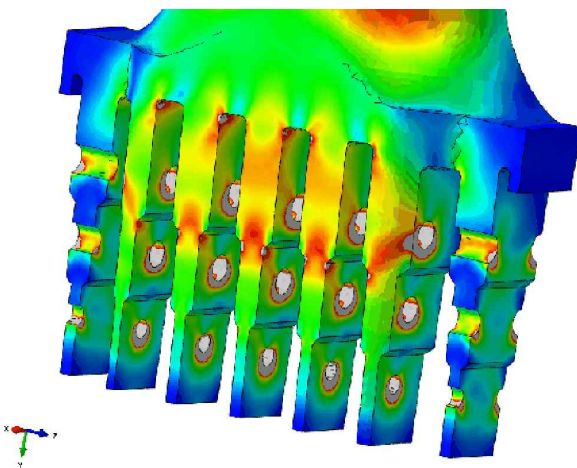


Fig. 8 Distribution of steady stresses in the blade root

Fig. 6의 블레이드 응력해석결과는 리딩엣지부, 스너부와 루트부에서 높은 응력이 작용함을 보여주고 있다. Fig. 7은 불연속 형상에 의한

스너부와 상부 테넨부의 응력집중 상태를 보여주고 있다. Fig. 8은 원심하중에 의해 블레이드 루트부에 가장 높은 응력이 발생하였으며, 특히 결함이 발생된 핑거필렛 부위에 가장 높은 응력이 작용함을 보여준다. 루트부의 핀홀부위는 하부로 압축응력이 작용하고 있다.

3.3 피로손상 예측

기동정지 시 최대응력이 발생하는 블레이드 핑거필렛부에 피로손상이 발생되며, 최대응력이 국부적으로 탄성응력을 초과하므로 저주기 피로수명을 예측하기 위해서는 최대응력을 Neuber's rule에 의해 진응력과 진변형률로 변환해야한다.<sup>(4)</sup> 식 (1)은 Neuber 법칙을 나타낸 식으로 식 (1)에 의해 정의되는 쌍곡선은 식 (2)의 반복응력-변형률 곡선 위에 놓여야 한다. 식 (2)를 식 (1)에 대입하면 식 (3)을 얻을 수 있으며, 식 (3)에서 진응력 및 진변형률을 구할 수 있다.<sup>(5)</sup>

$$\sigma \Delta \epsilon = (K \Delta S)^2 \tag{1}$$

$$\Delta \epsilon = \frac{\Delta \sigma}{E} + 2 \left( \frac{\Delta \sigma}{2K} \right)^n \tag{2}$$

$$\frac{\Delta \sigma^2}{2E} + \Delta \sigma \left( \frac{\Delta \sigma}{2K} \right)^n = \frac{(K_f \Delta S)^2}{2E} \tag{3}$$

Fig. 9는 AISI 403SS 재료의 저주기 피로시험에서 얻어진 피로수명곡선이다. 피로수명곡선은 식

Table 3 Summary of calculated steady stresses

Tip Linkage (MPa)	Finger Fillet (MPa)	Airfoil Leading edge (MPa)	Airfoil Trailing edge (MPa)
663	1282	668	740

Table 4 Material constants for fatigue<sup>(2)</sup>

Cyclic Hardening Exponent [n]	Cyclic Hardening Coefficient [K](MPa)	Fatigue Ductility Coefficient [ε <sub>f</sub> ']	Fatigue Ductility Exponent [c]
0.128	1056	0.38	-0.579

Table 5 Calculated fatigue life

von-Mises Stress	True Stress	Plastic Strain	Life
1282	949	$1.928 \cdot 10^{-3}$	4590

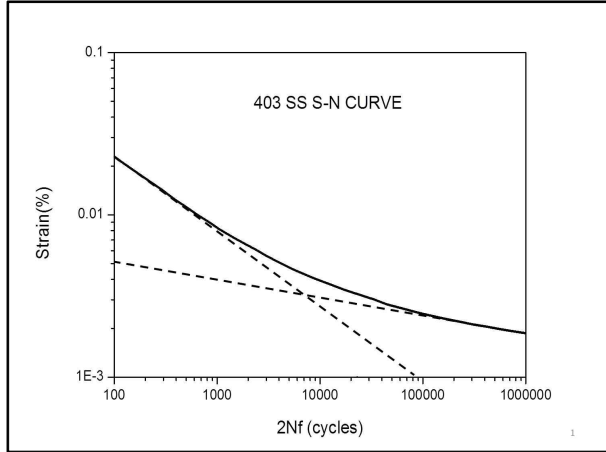


Fig. 9 Fatigue life curve with AISI 403SS<sup>(2)</sup>

(4)의 Coffin-Manson 방정식의 형태로 나타내어 변형률로부터 저주기 피로수명을 구할 수 있다.<sup>(6)</sup> 식 (4)의 Coffin-Manson 방정식의 재료상수는 피로수명 곡선을 탄성과 소성영역으로 구분한 후 식 (5)와 식 (6)의 선형 방정식으로 가정하고 최소자승법을 사용하여 구할 수 있다.

$$\Delta\epsilon = \frac{\sigma'}{2} (2N_f)^b + \epsilon'_f (2N_f)^c \quad (4)$$

$$\frac{\Delta\sigma}{2} = \sigma'_f (2N_f)^b \quad (5)$$

$$\frac{\Delta\epsilon_p}{2} = \epsilon'_f (2N_f)^c \quad (6)$$

Table 5는 블레이드 핑거필렛부에 발생된 최대 응력을 사용하여 식 (3)에서 진응력, 소성변형률 그리고 피로수명을 계산한 결과이다. 식 (6)을 사용하여 예측된 블레이드의 피로수명은 4590회이며, 균열발생 시 저압터빈의 실제 기동정지 횟수가 4999회로서, 해석에 의한 피로수명계산 결과

가 블레이드 피로수명을 매우 잘 예측하고 있다.

#### 4. 결론

저압터빈 최종단 블레이드에 발생한 균열의 발생원인을 조사하기 위해 파단면 분석과 응력해석을 수행하고 블레이드에 발생하는 저주기 피로수명을 평가하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 파면분석 결과를 통해 핑거필렛 부위의 균열은 기동정지에 의한 저주기 피로손상이 축적되어 발생된 피로균열임을 확인하였다.

(2) 응력해석결과 정상 운전상태에서 원심력에 의해 균열이 발생된 블레이드 루트부 핑거필렛 부위에 1,282MPa의 높은 응력이 발생되었다.

(3) 피로손상해석에 의해 계산된 블레이드의 피로수명은 4590회로 균열발견 시의 저압터빈의 기동정지 횟수 4999회와 잘 일치하였다.

#### 참고문헌

- (1) Hwang, J. H., Jung, H. W., Kim, C. S., Kim, J. K., 2005, "Reliability Assessment of Steam Turbine Blade Steel Used by Stochastic Analysis Model," *Spring Conference of KSME*, pp.611~616.
- (2) Dewey, R. 2000, "Guidelines for Reducing the Time and Cost of Turbine Generator Maintenance Overhauls and Inspections," EPRI Report 1001070.
- (3) Mukhopadhyay, N. K., Chowdhury. G. S., Das, G., 1998, "An Investigation of The Failure of Low Pressure Steam Turbine Blades," *Engineering Failure Analysis*, Vol. 5, No. 3, pp.181~193.
- (4) Mestaneck, P. 2008, "Low Cycle Fatigue Analysis of a Last Stage Steam Turbine Blade," *Applied and Computational Mechanics*, Vol.2, No.1, pp.71~82.
- (5) Julie, A. B., Jess, J. C., James, L. H., 1990, "Fundamentals of Metal Fatigue Analysis," Prentice-Hall Inc.
- (6) Kim, H. and Kang, Y., 2010, "Crack Evaluation and Subsequent Solution of The Last Stage Blade in a Low-Pressure Steam Turbine," *Engineering Failure Analysis*, Vol.17, pp.1397~1403.