

<용용논문>

DOI <http://dx.doi.org/10.3795/KSME-A.2015.39.7.713>

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

저압터빈 블레이드의 피로손상 해석

윤희철* · 우창기** · 황재곤**

* 인천대학교 기계공학과, ** 한전 KPS

Fatigue Damage Analysis of a Low-Pressure Turbine Blade

Hee Chul Youn^{*}, Chang Ki Woo^{**†} and Jai Kon Hwang^{**}

^{*} Dept. of Mechanical Engineering, Incheon Nat'l Univ.,

^{**} KEPCO Plant Service & Engineering Co., Ltd.

(Received October 8, 2014 ; Revised January 26, 2015 ; Accepted May 2, 2015)

Key Words: Steam Turbine(증기터빈), Blade(블레이드), Fatigue(피로), Frequency Analysis(주파수해석), Harmonic Response Analysis(조화응답해석), Finite Element Method(유한요소법), Notch(노치)

초록: 저압터빈 최종단 블레이드는 발전설비의 대용량화에 따라 대형화 되고 있으며, 터빈을 구성하는 모든 블레이드 중 상대적으로 그 크기가 가장 크다. 그 결과 블레이드는 매우 높은 원심력과 낮은 고유진동수 특성을 가지며 그에 따른 각종 손상이 발생하게 된다. 최근 국내에서 가동연수 증가와 잦은 기동정지에 따른 저압터빈 최종단 블레이드의 손상이 자주 보고되고 있어, 본 연구에서는 유한요소법을 이용하여 원심력에 의한 응력해석, 응력경화효과에 따른 고유진동수 해석 및 조화응답해석을 수행 하였다. 그 결과 예측된 블레이드의 에어포일 선단부 최대 피로응력의 위치와 실제 균열의 발생위치가 일치 함으로써 피로손상에 의한 결과임을 확인하였고, 노치에 의한 등가피로한도가 노치피로한도에 접근하였다.

Abstract: The sizes of the final blades of a low-pressure (LP) steam turbine have been getting larger for the development of high-capacity power plants. They are also larger than the other blades in the same system. As a result, fatigue damage is caused by a large centrifugal force and a low natural frequency of the blade. Recently, many failure cases have been reported due to repeated turbine startups and their prolonged use. In this study, the causes and mechanism of failure of a LP turbine blade were analyzed by using a finite element method to calculate the centrifugal force, the natural frequency of a stress-stiffening effect, and the harmonic response. It was observed that the expected fatigue damage position matched the real crack position at the airfoil's leading edge, and an equivalence fatigue limit approached a notch fatigue limit.

- 기호설명 -

σ_f : 피로응력
 σ_a : 응력진폭
 σ_m : 평균응력
 σ_{ys} : 항복응력
 S_e : 피로한도

S_e : 노치피로한도
 S_u : 인장강도
 S_n : 등가피로한도
 K_t : 이론응력집중계수
 K_f : 피로노치계수
 ρ : 노치저부반경
 a_p : 재료상수
 a : 타원의 장반경
 b : 타원의 단반경

† Corresponding Author, woerwck@incheon.ac.kr

© 2015 The Korean Society of Mechanical Engineers

1. 서 론

증기터빈은 석탄화력발전소 및 복합화력발전소의 중요설비 중 하나로 증기 운동에너지를 기계적 회전 에너지로 전환시켜주는 역할을 한다. 기술의 발전과 더불어 발전설비의 대용량화도 가속되고 있으며, 그 결과 저압터빈 최종단 블레이드 또한 대형화 되고 있다. 설비 대용량화를 실현시키기 위해서는 반드시 긴 블레이드를 필요로 하며 저압터빈 최종단 블레이드는 플랜트 출력의 10% 전후를 담당함으로써 플랜트 성능을 크게 좌우하는 중요부품 중 하나이다. 그러나 이러한 블레이드는 터빈을 구성하는 모든 블레이드 중 상대적으로 그 크기가 가장 큼으로써, 매우 높은 원심력과 낮은 고유진동수 특성에 따라 발생된 내부 응력으로 인해 다양하고 복잡한 각종 손상 발생원을 내포하고 있다. 최근 국내 발전설비의 가동연수 증가와 잦은 기동-정지에 따라 증기터빈 주요설비의 가동중지 사례가 빈번히 발생되고 있고, 그 중 대부분의 손상원인이 저압터빈 블레이드에서 기인하고 있다.

본 연구에서는 복합 화력발전소 저압 스팀터빈의 최종단 블레이드 선단부 손상원인을 분석하기 위해 정상운전 중 원심력에 의한 응력상태와 이때 고유진동수 변화를 유한요소 프로그램인 ANSYS와 CATIA 프로그램으로 상호 비교 검증하여 해석하였고, 마지막으로 운전 중 원심력에 의한 응력경화효과와 그에 따른 조화응답해석을 수행하여 블레이드 손상 기점, 응력의 종류, 크기 및 조화주파수를 찾아내었다. 또한 저압터빈 최종단 블레이드 특유의 문제점인 침식(erosion) 현상이 피로 파괴에 있어 노치피로한도에 미치는 영향에 대해 연구하였다.

Table 1 Chemical composition (wt%)

C	Mn	Si	Cr	Ni	Mo	W	V
0.25	1.00	0.50	12.50	1.00	1.20	1.20	0.30

Table 2 Material property

Density (Kg/m ³)	Young's Modulus (GPa)	Poisson's Ratio
7780	2.17	0.32

Table 3 Mechanical property

Tensile Strength(MPa)	Yield Strength(MPa)	BHN
965	758	293-341

2. 소재 및 손상개요

180MW 용량의 저압터빈 블레이드 재질은 분광 분석을 통하여 ASM TYPE 422 로 확인하였으며, 그에 따른 화학적 성분, 물성치 및 기계적 성질은 Table 1, 2, 3 과 같다. Table 3 에서 BHN(Brinell Hardness Number)은 293~341 이며, Fig. 1 은 손상된 저압터빈 블레이드의 모습으로 에어포일 선단(leading edge) 팁(tip)으로 부터 130 mm 하부 지점에 위치한 크랙의 모습과 증기 침식에 의한 모재의 감육 및 파단면을 보여주고 있다.

3. 손상원인 분석

3.1 해석 Case 및 유한요소 모델링

정상 운전 중 블레이드에 작용하는 응력은 크게 정적인 정상응력과 동적인 진동응력으로 구분된다. 정적응력은 다시 원심력에 의한 인장, 굽힘, 편심 및 비틀림 응력이 있고, 증기력에 의한 굽힘응력



Fig. 1 Defect detected in airfoil's leading edge

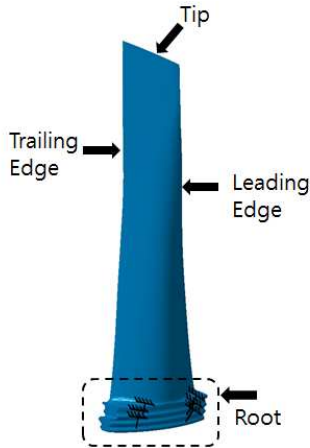


Fig. 2 Steam turbine LP last stage blade model

이 있다. 진동응력은 증기 가진력과 공진응력, 전기적 가진력과 공진응력 및 자력진동응력이 있으며 본 연구에서는 원심력에 의한 응력, 증기력에 의한 응력 및 증기 가진력과 공진응력에 대해 선형탄성해석을 수행하였다.

해석의 신뢰성을 검증하기 위한 방법으로 2 개의 범용 유한요소 프로그램(ANSYS, CATIA)을 사용하였으며, 각각의 프로그램 특성에 따라 메쉬는 사면체/육면체 요소(element), T4/T10 절점(node) 조합을 사용하여 크기를 감소해가며 개별 해석한 후 응력 및 고유진동수가 수렴하는 최적의 메쉬로, ANSYS 는 절점 및 요소를 86,444/26,695 개, CATIA 는 512,622/318,577 개로 생성하였다. 두 모델링의 메쉬가 끝나면 경계조건, 하중조건에 있어 Fig. 2 와 같이 블레이드 루트(root)부를 완전 고정조건으로, 하중은 회전반경과 회전속도를 고려하여 원심력을 부가 하였고, Table 2 와 같이 재료 물성치를 각각의 모델에 동일하게 적용하였다.⁽⁶⁾

3.2 원심력과 증기력에 의한 응력해석

해석결과 Fig. 4 와 같이 원심력에 의한 응력분포가 두 프로그램간 유사하여 에어포일(airfoil) 컨벡스부(convex side) 최대응력은 ANSYS 442 MPa, CATIA 439 MPa의 결과값을 나타내었고, Table 4, 5 에서 고유진동수의 결과값 또한 유사함으로써 해석의 신뢰성을 검증하였다.

원심력과 증기력에 의한 응력분포에 있어 Fig. 3 과 같이 저압터빈 최종단 블레이드는 반동단으로서 루트부에서 선단부로 갈수록 에어포일의 두께가 변화하고 각 단면의 회전 각도도 제각각 변한다. 또한 각 단면의 에어포일 형상 안에서 리딩에지와 트레일링에지의 두께도 다르므로써 Fig. 4, 5 와 같이 응력분포 결과를 나타내었다.^(1,4)

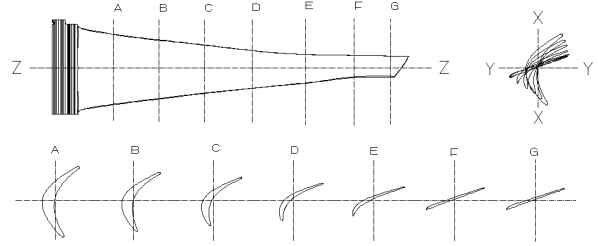


Fig. 3 Last stage blade section

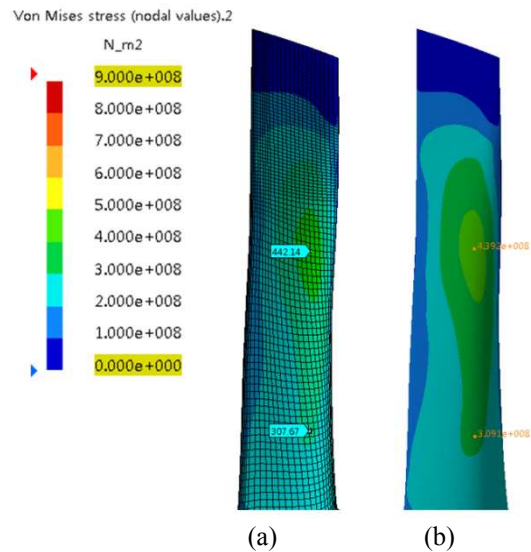


Fig. 4 Stress distribution of centrifugal force in blade convex side ; (a) Ansys, (b) Catia V5

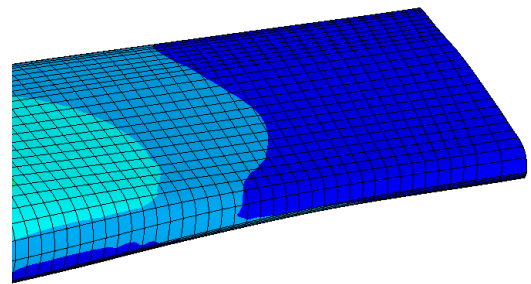


Fig. 5 Stress distribution in airfoil's leading edge

파손의 기점부는 에어포일 선단부 팁으로부터 130 mm 하부 지점이며, 이 위치에서 원심력에 의한 응력이 Fig. 5 과 같이 130 MPa 발생하였다.

정적인 응력 중 원심력에 대한 영향과 증기력에 대한 영향을 비교해 봄으로써 블레이드에 미치는 중요 하중에 대해 검토하였다. 블레이드 1 개에 작용하는 증기력에 대해 다음과 같이 계산하였다. 저압터빈 최종단 블레이드가 플랜트 출력의 10% 내외를 담당하므로 180MW 출력의 저압터빈 최종단 블레이드가 담당하는 힘은 피치반경에서 원주

방향으로 500N 의 힘이 작용하는 것으로 계산되었다. (<부록> 참조) 노즐 토출각(30°)의 방향을 고려하여 재해석한 결과 Fig. 6 와 같이 에어포일 선단 팁하부 지점에 최대응력 42 MPa이 발생하였다. 이러한 결과로 에어포일에 가해지는 주 하중은 증기력 보다 원심력의 영향을 크게 받는 것으로 판단할 수 있고 추후 해석 시 원심력만을 정적인 하중으로 부여하였다.⁽¹⁾

3.3 원심력을 고려한 고유진동수 해석

블레이드의 고유진동수는 가진 주파수와 일치될 때 공진을 일으키고, 이때 큰 응력값은 블레이드 파괴를 야기시키는 주요 원인이 된다. 이러한 이유로 블레이드 에어포일 손상의 원인을 분석하기 위해선 진동에 의한 피로응력을 고려하여야 하며 반드시 고유진동수 해석이 필요하다. 고유진동수는 여러 하중 조건하에서 변화가 발생되며 그에 따른 조화응답해석 결과가 달라지기 때문에 정하중에 대한 강성변화 값을 정확히 반영하여 해석을 하여야 한다. 3.2 절에서 해석한 바와 같이 저압터

빈 최종단 블레이드에 부여된 주 하중은 회전에 의한 원심력으로서 원심력으로 인한 강성변화 결과값을 고유진동수 해석 시 초기 입력값으로 대입하여 해석을 수행하였다.

Table 4 는 원심력이 작용하지 않는 조건으로 6 차 모드까지의 고유진동수 해석결과를 나타내며 두 프로그램간의 해석오차는 ANSYS 대비 CATIA 프로그램의 결과값이 +0.1% 이내의 오차값을 가짐으로써 해석의 유효성을 검증할 수 있었다.

Table 5 는 원심력을 가정하여 해석한 결과이며, Table 4 와 비교하면 모드별 주파수가 상승되었음을 알 수 있다. 이러한 원인은 원심력에 의한 응력경화효과에 따른 것이며, Fig. 7 은 터빈 회전증가에 따른 고유진동수의 증가를 그래프로 나타내고 있다. 해석오차는 ANSYS 대비 CATIA 프로그램의 결과값이 +0.28 ~ +5.56% 차이를 나타냄으로써 해석의 유효성을 검증하였다.

Table 4 Natural frequency (Non Stress-stiffening effect)

Mode	ANSYS	CATIA	Difference (%)
1	79.93	80.00	+0.09
2	166.25	166.37	+0.07
3	270.36	270.63	+0.10
4	335.57	335.82	+0.07
5	555.29	555.51	+0.04
6	589.96	590.24	+0.05

Table 5 Natural frequency (Stress-stiffening effect)

Mode	ANSYS	CATIA	Difference (%)
1	135.89	143.45	+5.56
2	214.87	219.45	+2.13
3	312.13	313.38	+0.40
4	412.69	414.24	+0.37
5	617.18	619.55	+0.38
6	632.21	634.00	+0.28

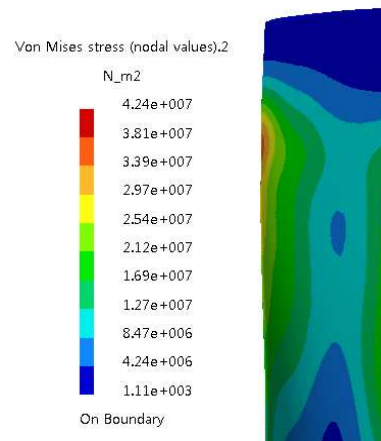


Fig.6 Stress distribution of steam force (Pressure side)

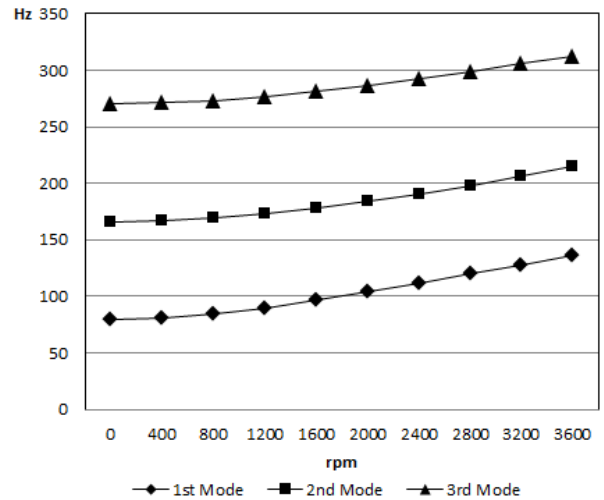


Fig.7 Increased natural frequency

블레이드 모드형상은 크게 회전원주방향 및 축방향 X, Y 의 밴딩 모드, 반경방향 Z 축으로 회전하는 트위스트 모드가 존재하며, 이때 각 모드형상에 의해 응력집중 위치가 다르게 발생하고 작용 위치에서 가진력에 의한 조화응력이 에어포일 손상의 주응력이 된다. 최종단 블레이드의 모드형상을 Fig. 8 에 나타내었으며 Mode 1, 2 는 밴딩 모드,

Table 6 Stress distribution in the airfoil (pressure side)

Mode No.	Non Stress-stiffening effect	Stress-stiffening effect
1		
2		
3		
4		
5		
6		

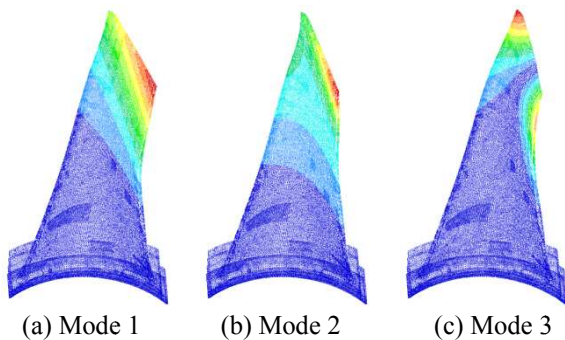


Fig.8 Mode shape of blade

Mode 3 은 트위스트 모드형상이다.

Table 6 는 원심력을 감안한 고유진동수 해석 시 원심력의 유무에 따른 모드별 응력의 상대적 분포 및 변화를 보여주고 있다. Table 6 과 Fig. 8 의 결과 실제 블레이드 선단부 크랙 발생기점과 응력집중이 3 차 모드와 일치되어 조화응답해석 시 3 차 모드의 세부적인 해석을 수행하였다.

3.4 주파수 응답해석

원심응력을 고려한 고유진동수 증가와 그에 따른 응답해석은 최종적으로 CATIA 프로그램을 통해 수행 하였다. 원심력 및 고유진동수 해석을 위한 모델링과 경계조건은 동일하게 유지하였고, 가진력은 블레이드에 작용하는 증기력을 부여 하였다. 응답 주파수 범위는 100~440Hz 에서 10Hz 간격으로 설정하였고, 크랙이 발생하는 에어포일 선단부 응력집중 위치 부근에 임의의 절점을 선택하여 가진에 의한 응답응력을 해석하였다. Fig. 9 는 1, 3 차 고유진동수 근처에서 큰 응답응력이 나타나고 있음을 보여주고 있다.

에어포일 선단 응력집중부위 모드형상은 Table 6 에서 3 차 모드의 트위스트 모드임을 알 수 있고 이때의 고유진동수는 313.38 Hz이다. Table 7 과 Fig. 10 은 가진력에 대한 조화응답해석 결과로 블레이드 에어포일 선단부 팁으로부터 130 mm 위치에서 최대응력이 발생되고 있으며, 이때 고유진동수는 3 차 모드, 조화주파수는 5X 이다.

Table 7 Result of harmonic response

Excitation [Hz]	2X	3X	4X	5X	6X	7X
Response Stress[MPa]	16	11	14	42	16	4

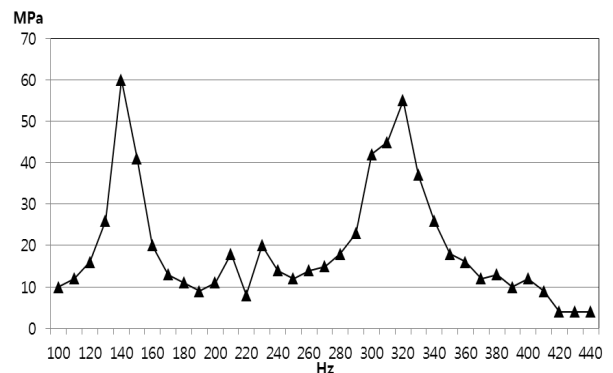


Fig. 9 Harmonic response with the unnotched blade

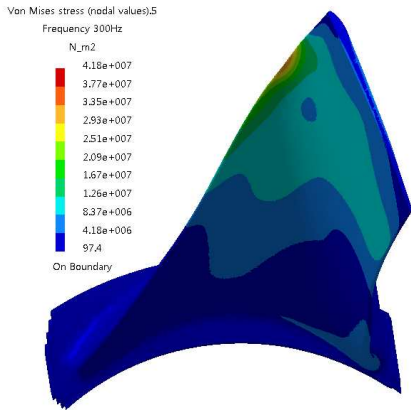


Fig. 10 Harmonic response stress (5X)

3.5 수명 평가

피로응력과 항복응력에 대해 $\sigma_i / \sigma_{ys} < 1$ 인 탄성 영역 한도에 있으므로 S-N 선도를 적용하여 수명평가를 수행하였다. 같은 응력 진폭하에서 평균응력이 크면 클 수록 피로파괴에 도달하는 시간은 짧아지므로 정상운전 중 블레이드 에어포일 선단 부에 작용하는 응력에 대해, 원심력에 의한 평균응력과 증기력에 의한 가진응력을 응력진폭으로 하여 Goodman 식 (1)을 이용하여 피로한도를 구할 수 있다.

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_u} = 1 \quad (1)$$

피로한도 S_e 대신에 해당 수명을 주는 등가피로한도 S_n 으로 대치하여 계산하면 49 MPa 임을 알 수 있었다. 그러나 이러한 결과값은 S-N 선도에서 피로한도 600 MPa보다 낮음으로써 피로 손상은 일어나지 않는다. 그러나 블레이드의 손상 원인 중 침식, 부식, 산화 및 외부물체(FOD) 충돌 등에 따른 노치영향, 응력집중 현상과 크랙진전에 대한 연구들이 알려져 있다.^(3,6) 저압터빈 블레이드 특유의 문제점으로 물방울에 의한 침식(erosion)이 있다. 운전 중 작동증기는 저압터빈 최종단으로 갈수록 압력이 낮아지기 때문에 노즐 뒷면(trailing edge)에 물방울이 모이게 되며, 유체이동에 따라 이탈되어 블레이드 에어포일 선단(leading edge)에 큰 상대속도로 충돌한다. 그 결과 블레이드 모재를 침식시키며 시간이 경과됨에 따라 점점 성장하여 노치로 작용하게 된다. 노치의 형상은 침식에 의해 손상된 부분을 3D 스캔 데이터를 이용하여 반경 2.16 mm로 측정되었다.

피로파괴 시 노치의 영향은 응력집중과 블레이드의 피로한도를 감소시켜 작은 피로응력에도 손상을 가져오는 원인이 됨으로써 추가적으로 노치

Table 8 Mechanical property

Fatigue limit (10 ⁸ cycle) S_e (MPa)	Stress concentration factor [K_t]	Notch bottom radius [ρ] (mm)
600	3	50

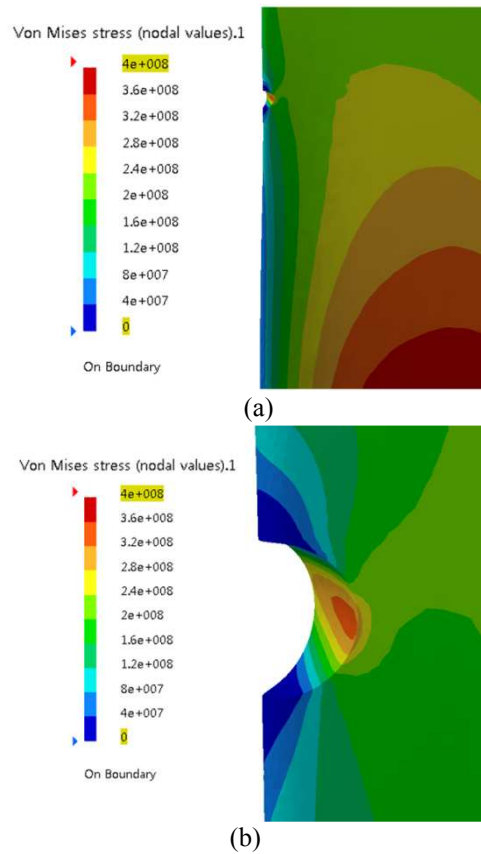


Fig. 11 Stress distribution at notch

영향에 의한 응력해석을 수행하였다.

Fig. 11(a)는 원심력이 작용하는 상황에서 노치부가 존재함으로써 에어포일 선단부위의 응력 분포를 나타내고 있고 (b)는 노치 안에서 응력 분포를 나타내고 있다. 응력집중에 따른 피로파괴 기점 및 진행방향은 Fig. 11(a),(b) 결과와 같이 블레이드 컨케이브(concave side)일 것으로 예측되었으며 실제의 균열방향과도 잘 일치된다. 따라서 원심력에 의한 노치부 최대응력은 335 MPa이 되며 수명평가 시 이 값은 평균응력으로 작용하게 된다.

노치 존재에 따른 주파수 응답해석을 수행하여 Fig. 12, 13 과 같은 결과값을 얻었으며, 응답 최대응력은 3.4 절 Fig. 10 과 Table 7 에서 노치가 없었을 시 42 MPa에서, 노치가 존재할 때 218 MPa로 크게

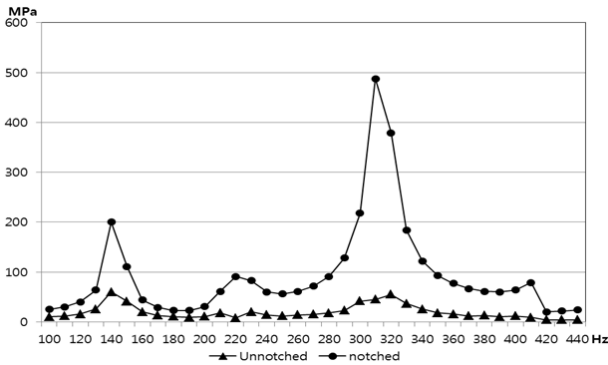


Fig.12 Harmonic response with the notched & unnotched blade

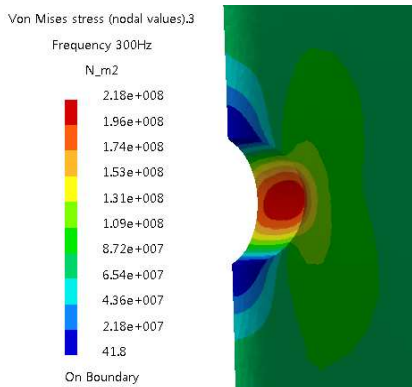


Fig. 13 Harmonic response stress at the notch (5X)

상승함을 알 수 있었다.

응력집중계수는 반원형(a=b) 노치로 가정하여 식 (2)에 의해 3 이 된다. 또한 노치를 고려한 S-N 선도를 얻기 위해 수정 Juvinal 접근법을 사용하며 500BHN 이하 철 금속에 사용되는 재료상수 식 (4)를 피로노치계수 식 (3)에 대입하여 식 (5)로부터 노치피로한도를 구할 수 있다. 이때 피로노치계수는 이론응력집중계수보다 항상 작거나 같아야 하는 조건을 만족하고 있다.

$$K_t = 1 + 2 \frac{a}{b} \tag{2}$$

$$K_f = 1 + \frac{K_t - 1}{1 + a_p / \rho} \tag{3}$$

$$a_p = \left[300 \div S_{U(ksi)} \right]^{1.8} \div 10^3 (in) \tag{4}$$

$$S_{e'} = S_e / K_f \tag{5}$$

Fig. 14(a),(b)는 크랙 발생한 부위의 노치와 노치저부를 나타내고 있으며 노치저부 반경을 50 μm로 하여 식 (3)에 대입, 계산하면 수명 단축 정도를 표시하는 피로노치계수 K_f 는 1.67 이 되고, 식 (5)를 사용하여 노치영향에 의한 노치피로한도가 359 MPa로 낮아짐을 알 수 있다.

노치에 의한 블레이드 선단부의 평균응력값은 335 MPa이고 주파수 응답에 의한 응력값은 218 MPa 이므로 식 (1)에 의해 등가피로한도의 값이 334 MPa 이된다. 이 값은 노치가 없을 시 등가피로한도 49 MPa보다 약 6.8 배 증가한 값이며 노치피로한도 359 MPa에 근접함으로써 피로균열 발생 가능성이 높음을 알 수 있다.

4. 결론

저압터빈 최종단 블레이드의 에어포일부 손상원인을 규명하기 위해 정상운전조건을 부여하여 유한요소해석을 수행하고 다음과 같은 결론을 얻었다.

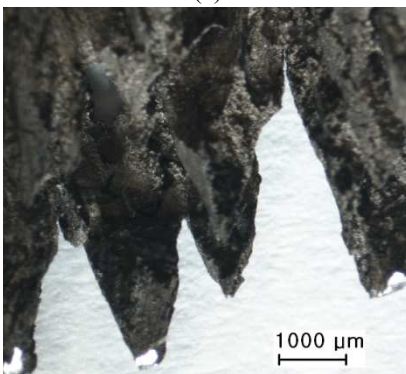
(1) 정상운전상태에서 저압터빈 블레이드는 원심력을 받음으로써 원심력을 받지 않을 때 보다 고유 주파수가 상승하고 응력분포가 변화 하였다.

(2) 파면의 비취마크 및 구조-고유진동수-주파수 응답 해석을 통해 최대응력 발생위치와 실제 에어포일 선단부에 발생한 손상의 위치가 일치함으로써 손상의 종류가 피로파괴임을 확인하였다.

(3) 주파수 응답해석 결과 에어포일 선단 팁으로부터 130 mm 떨어진 지점에서 침식에 의한 노치



(a)



(b)

Fig.14 Notch of the airfoil's leading edge

와 증기 가진력에 의한 5X 조화 주파수에 의해 최대응답응력이 발생되었다.

(4) 유한요소해석 결과, 블레이드 선단은 원심력, 노치효과 및 조화응력으로 등가피로한도를 상승시켜 노치피로한도에 근접하고 있음을 알았다.

참고문헌

(References)

- (1) Song, G. W., Choi, W. S., Kim, W. J. and Jung, N. G., 2013, "Damage Analysis for Last-Stage Blade of Low-Pressure Turbine," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. B*, Vol. 37, No. 12, pp. 1153~1157.
- (2) Yun, T. j., Kim, D. H., Kim, D. H., Park, L. and Suk, J. I., 2010, "Structural Evaluation and Life Assessment of 5MW Power Generation Gas Turbine Blade," *KSME 2010 Spring Annual Meeting*, pp. 556~561.
- (3) Lucjan, Witek., 2011, " Numerical Stress and Crack Initiation Analysis of the Compressor Blades After Foreign Object Damage Subjected to High-cycle Fatigue," *Engineering Failure Analysis* 18, pp.2111~2125.
- (4) Kim, H. J., and Kang, Y. H., 2010, "Crack Evaluation and Subsequent Solution of the Last Stage Blade in a Low-pressure Steam Turbine," *Engineering Failure Analysis* 17, pp.1397~1403.
- (5) Wang, W. Z., Xuan, F. Z., Zhu, K. L. and Tu, S.T., 2007, "Failure Analysis of the Final Stage Blade in Steam Turbine," *Engineering Failure Analysis* 14, pp. 632~641.
- (6) Yoon, K. B., Ma, Y. W., Kim, Y. I., Cha, S. J. and

Kim, Y. J., 2005, "Failure Analysis of Gas Turbine Compressor Blades," *KSME 2005 Spring Annual Meeting*, pp. 185~190.

- (7) Hou, J., Wicks, B. J. and Antoniou, R. A., 2002, "An Investigation of Fatigue Failures of Turbine Blades in Gas Turbine Engine by Mechanical Analysis," *Engineering Failure Analysis* 9, pp. 201~211.
- (8) Yoo, K. B., Hyun, J. S., Song, G. W. and Kim, J. H., 1999, "Life Evaluation and Nondestructive Diagnosis of Low-Pressure Turbine Blade for Nuclear Power Plant," *KSME 1999 Spring Annual Meeting*, pp. 913~918.
- (9) Kattus, J. R., 1973, *Aerospace Structural Metal Handbook*, Vol. 2, Code 1403, pp. 1~17.

부록

(Appendix)

- 증기력에 의한 회전력

$$F = \frac{75 \times 60 \times P_B}{\pi \times D \times N} [Kg_f]$$

- 블레이드 1 개당 전달동력

$$P_B = \frac{0.1 \times P}{0.7355 \times Z} [PS]$$

- 증기터빈출력 $P = 180 \times 10^3 [KW]$
- 블레이드 개수 $Z = 106 [개]$
- 블레이드 회전직경 $D = 1.8 [m]$