

증기터빈 저압 L-1단 블레이드-디스크 연성 진동 특성 분석

Vibration Analysis for the L-1 Stage Bladed-disk of a LP Steam Turbine

이 두 영† · 배 용 채* · 김 희 수* · 이 옥 룬* · 김 두 영*

Doo-Young Lee, Yong-Chae Bae, Hee-Soo Kim, Yook-Ryun Lee and Doo-Young Kim

(2009년 8월 25일 접수 ; 2009년 12월 2일 심사완료)

Key Words : Turbine Blade(터빈 동익), Modal Analysis(모드 분석), Nodal Diameter(노달직경), Interference Diagram(간섭선도), Fatigue(피로)

ABSTRACT

This paper studies causes of the L-1 blade damage of a low pressure turbine, which was found during the scheduled maintenance, in 500 MW fossil power plants. Many failures of turbine blades are caused by the coupling of aerodynamic forcing with bladed-disk vibration characteristics. In this study the coupled vibration characteristics of the L-1 turbine bladed-disk in a fossil power plant is shown for the purpose of identifying the root cause of the damage and confirming equipment integrity. First, analytic and experimental modal analysis for the bladed-disk at zero rpm as well as a single blade were performed and analyzed in order to verify the finite element model, and then steady stresses, natural frequencies and corresponding mode shapes, dynamic stresses were calculated for the bladed-disk under operation. Centrifugal force and steady steam force were considered in calculation of steady and dynamic stress. The proximity of modes to sources of excitation was assessed by means of an interference diagram to examine resonances. In addition, fatigue analysis was done for the dangerous modes of operation by a local strain approach. It is expected that these dynamic characteristics will be used effectively to identify the root causes of blade failures and to perform prompt maintenance.

1. 서 론

터빈 블레이드는 터빈에 유입된 증기의 열에너지를 기계적 에너지로 변환하는 역할을 담당하며, 블레이드가 손상되면 이에 의한 과급 사고로 인해 발전소에 막대한 손실을 초래할 수 있다. 이러한 블레이드 기계적 손상의 대표적인 원인은 고주기 피로를 유발하는 진동에 의한 손상으로 알려져 있다^(1,2).

터빈 블레이드 진동 특성은 설계시 안정적인 터

빈의 운전을 위해 반드시 고려되어야 하고, 운전에서 따른 손상, 설비 개선 등에 의한 블레이드의 교체, 정비 후에도 이에 의해 발생할 수 있는 진동 특성 변화에 따른 영향을 분석하는 것이 필요하다^(3,4). 특히 발전소의 계획정비기간 중 발견되는 크랙에 대한 진동 특성 측면에서의 원인 규명을 위해서는 상당한 시간과 자원이 요구되어, 실제적으로 정확한 원인 규명 보다는 신속한 정비에 초점을 두게 되는 경우가 대부분이다. 이로 인해 동일 손상의 재발과 이에 따른 과급 사고의 위험을 안고 있다.

터빈 블레이드의 교체나 이상 진단을 위해 현장에서 수행할 수 있는 하나의 개별 블레이드에 대한 고유진동수 측정은 기존 블레이드의 진동 특성과

† 교신저자; 정회원, 한전전력연구원
E-mail : dylee@kepri.re.kr
Tel : (042)865-5623, Fax : (042)865-5627
* 한전전력연구원

간단히 비교함으로써 블레이드의 진동 특성이 사용 가능한 허용치 범위에 존재하는지를 확인할 수 있지만, 진동 특성의 작은 변화가 블레이드 루트가 디스크에 체결된 상태인 블레이드-디스크계의 진동 특성에 미치는 영향을 확인할 수 없는 한계를 가지고 있다^(5,6). 한편 블레이드-디스크계의 연성 진동 특성을 분석하는 가장 효과적인 방법으로 운전 중 스트레인게이지를 이용한 원격측정법(straingage telemetry test)이 알려져 있지만, 시험 비용 및 설비 신뢰성의 측면에서 단점을 갖고 있다⁽⁷⁻⁹⁾.

따라서 실험적 모드 분석과 해석의 상호 보완에 의한 특성 분석이 선호되는데, 이 연구에서도 운전 중 블레이드-디스크계의 진동 특성을 분석하기 위해서 유한요소법에 의한 해석을 수행하였고, 해석에 사용된 유한요소 모델을 검증하기 위해 단일 블레이드에 대한 모드 시험과 블레이드와 디스크가 결합된 블레이드-디스크의 정지 중 모드시험을 수행하여 동일 조건에서의 해석결과와 비교하였다.

운전 중 블레이드-디스크계의 진동 해석을 비롯한 정응력, 동응력 해석 등은 터빈 블레이드 전용으로 개발된 유한요소해석 소프트웨어를 사용하였다⁽¹⁰⁾. 이 프로그램은 유한요소 모델의 생성에 있어 에어포일, 커버, 루트 등의 블레이드 각 요소의 치수를 파라미터로 정의하여 이용하는 특징을 가지고 있다. 단일 블레이드에 대한 해석 모델은 상기 프로그램에서 생성된 유한요소 모델을 변환하여 사용하였고 상용 유한요소코드 ANSYS를 사용하여 해석을 수행하였다.

최종적으로 블레이드-디스크의 운전 중 증기력과 공진을 조사하기 위해서 가진주파수와 고유진동수의 일치여부와 함께 증기력이 가해지는 가진형태와 고유모드를 또한 고려하는 간섭선도(interference diagram)를 활용하였다.

2. 정지 중 블레이드-디스크 진동 분석

2.1 손상 형태 및 단일 블레이드 모델링

이 논문은 정비기간 중 발견된 500 MW 용량의 화력발전용 터빈의 저압터빈 L-1단 블레이드의 손상 원인을 진동 특성 분석을 통해 규명하는데 있다. Fig. 1에서와 같이 크랙은 L-1단 블레이드 후의(trailing edge) 타이와이어홀 상부 20 mm 지점에서 시작되었으며, 약 23 mm의 길이로 에어포일을

관통한 상태이다.

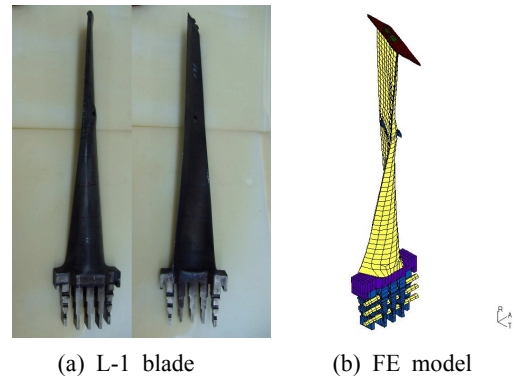
이 터빈은 500 MW용량으로 7단 고압터빈, 5단 중압터빈 및 6단의 저압터빈 두 개로 구성되어 있다. L-1단의 블레이드는 총 133개이며, 길이 530.86 mm, 피치지름은 1978.7 mm이다. Fig. 2(a)와 같이 디스크와 체결되는 루트는 radial entry finger pin type이며 5개의 핑거(finger)와 6개의 핀홀(pinhole)을 가지고 있다. 에어포일 상부에는 커버의 고정을 위한 2개의 테논이 있으며, 4개 또는 5개의 블레이드를 하나의 그룹으로 묶는 커버가 있다. 블레이드 중간부에는 에어포일을 관통하는 타이와이어홀이 있고 이 구멍을 통해 타이와이어가 커버와 동일하게 블레이드 그룹을 형성한다.

3차원 형상 측정을 통해 획득한 에어포일 단면, 루트 등의 치수를 이용하여 터빈 블레이드의 형상을 모델링하여 생성한 유한요소 해석 모델을 Fig. 2(b)에 나타내었다.

유한요소 모델은 8절점 육면체 요소 및 6절점 프



Fig. 1 Crack of a L-1 blade



(a) L-1 blade

(b) FE model

Fig. 2 LP L-1 blade

리즘 요소이며, 디스크를 포함한 2410개의 요소와 5843개의 절점으로 이루어져 있다. 블레이드의 순환대칭(cyclic symmetry) 구조는 커버, 타이와이어, 디스크의 접선방향 양 측면에서 동일 위치의 절점이 커플링되어 구현되었다.

2.2 단일 블레이드 모드 해석 및 시험

블레이드 루트 및 커버가 고정되지 않은 자유경

Table 1 Weight and C.G. comparison

Item	Calculation	Measurement	Difference
Weight [kg]	4.624	4.590	0.73 %
CG [mm]	218.870	217.229	0.76 %

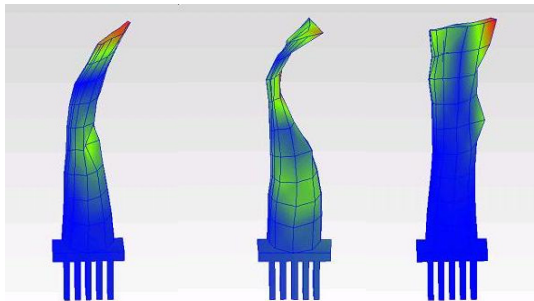
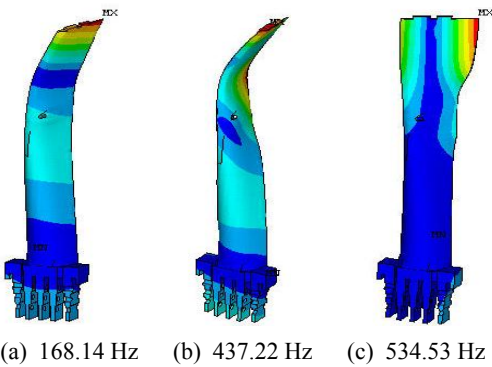


Fig. 3 Mode shapes of the L-1 blade, (a)/(b)/(c) calculation, (d)/(e)/(f) measurements

Table 2 Modal results for the single blade

No	Natural frequency [Hz]			Shape
	Calculation	Measurement	Difference	
1	168.14	169.20	-0.6 %	1st bending
2	437.22	429.73	1.7 %	2nd bending
3	534.53	536.35	-0.3 %	Twist

계조조건에서의 단일 블레이드에 대한 모드시험 및 해석을 유한요소 모델의 검증에 위해 수행하였다. 시험에 앞서 실물과 해석 모델의 중량과 무게중심을 비교하였다. Table 1과 같이 오차가 1% 이내로 양호한 것을 확인할 수 있다.

단일 블레이드에 대한 모드 시험은 임팩트 햄머를 이용하여 45개(5×9)로 구성된 각 절점을 순차적으로 가진하고, 블레이드 팁 중앙에 고정된 위치에서의 가속도 응답을 측정하였다.

Fig. 3과 같이 첫 세 개의 기본 모드형상은 1, 2차 굽힘 및 비틀림 모드의 순서로 나타났으며, Table 2에 정리한 바와 같이 고유진동수도 잘 일치하였다.

2.3 정지 중 블레이드-디스크 모드 시험 및 해석

블레이드에 가해지는 원심력과 증기에 의한 하중을 고려한 운전 상태에서의 최종 진동 특성 해석에 앞서, 정지 중 블레이드-디스크에 대한 모드 시험은 블레이드와 디스크가 연성된 수치해석 모델의 정도를 검증하는 가장 효과적인 방법이다.

이 정지 중 블레이드-디스크 시험은 가진을 위해 임팩트햄머를 사용하였고, 이에 따른 가속도 응답을 측정하였다. 임팩트 지점을 한 곳에 고정하고, Table 3 및 Fig. 4와 같이 가속도계를 각 위치마다 이동하

Table 3 Measurement point setup

No. of Total blades	Blades per group	No. of group	Measurement points per group
133	4 or 5	29	8



Fig. 4 Modal test for L-1 bladed-disk

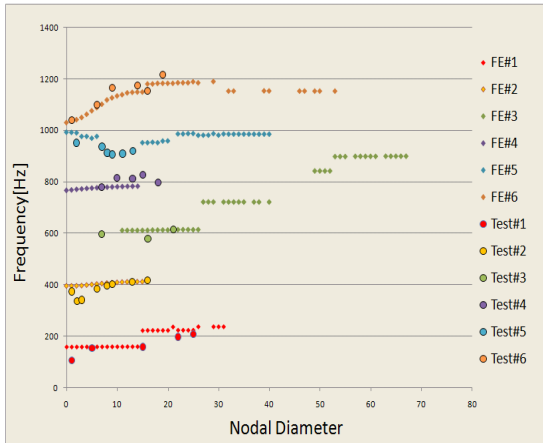


Fig. 5 Interference diagram from zero-rpm test and calculation

며 측정하였으며, 다축센서를 사용하여 각 측정점에서는 축방향과 접선방향의 2개의 자유도를 측정하였다.

모드 시험 및 해석 결과의 비교는 간섭선도를 이용하였다. 간섭선도는 노달 직경의 변화에 따른 고유진동수의 변화를 표시하며, 공진 평가에 있어서 고유진동수뿐만 아니라 고유형상을 또한 고려한다는 특징이 있다.

L-1단 블레이드-디스크 시험 및 해석 결과를 나타낸 Fig. 5는 노달직경의 구분이 상대적으로 명확한 낮은 구간에서의 결과를 표시한 것으로 비교적 잘 일치하는 것을 확인할 수 있다. 정지 중 해석에 적용된 블레이드 루트와 디스크의 고정 상태는 두 요소가 체결용 핀과 접촉을 유지하는 동일 절점에서의 자유도를 서로 커플링하여 나타낸 것으로, 선형 모드 해석을 위해 접촉면에서 자유도 커플링에 의한 경계조건이 실제 상태를 비교적 잘 나타내는 것으로 여겨진다.

3. 정응력 해석

블레이드-디스크계의 정응력 해석에 있어 고려되어야 하는 하중으로 터빈의 회전에 따른 원심력과 증기 유동에 의한 하중을 들 수 있다.

회전속도 3600 rpm의 원심력이 적용되었으며, 증기 유동에 의한 하중은 관통유동해석(through-flow analysis)⁽¹⁰⁾에 의해 Table 4와 같이 계산되었고, 이

Table 4 Aerodynamic forcing to blades

Node	Axial(N/mm)	Tang(N/mm)
32, 41, 50	7.24	18.13
275, 284, 293	13.56	22.36
545, 554, 563	13.57	15.61
788, 797, 806	13.01	11.29
1058, 1067, 1076	15.28	4.41

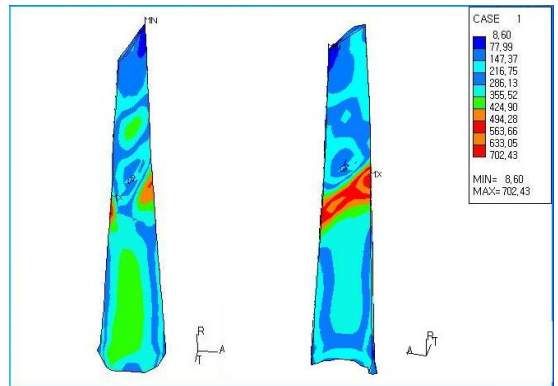


Fig. 6 Airfoil steady stress contour

같은 진동 해석 모델의 에어포일 각 절점에 자동으로 변환되어 입력되었다.

에어포일의 최대 정응력(von Mises equivalent stress)은 Fig. 6에서 나타낸 바와 같이 전익(leading edge) 타이와이어홀 하부에서 발생하고 그 크기는 702 MPa이다. 크랙이 발생한 후의 타이와이어홀 상부 약 20 mm 지점의 응력값은 179 MPa로 L-1단 블레이드 재질의 항복응력에 비해 매우 낮은 값을 보이고 있으며, 따라서 정하중이 크랙 발생의 직접적인 원인은 아닌 것으로 말할 수 있다.

4. 운전조건의 블레이드-디스크 진동 해석

운전 중 터빈 블레이드-디스크계의 공진 평가를 위해서 연성 진동 해석을 수행하고 고유진동수와 모드 형상을 계산하였다. 터빈 정지 상태와는 달리 터빈 운전시에는 원심력과 증기력의 외부 하중이 추가된다. 운전 중 진동 해석에서는 터빈의 회전속도인 3600 rpm의 원심력과 정상상태에서 가해지는 증기력이 추가되었고, 하중에 의한 응력이 구조물의 강성을 증가시키는 응력의 강성보강효과(stress stiffening effect)가

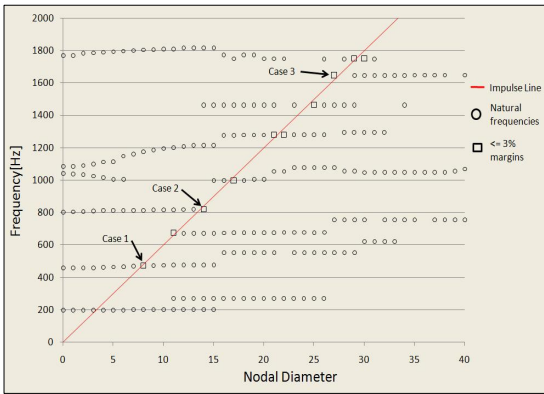


Fig. 7 Interference diagram at 3600 rpm

Table 5 Modes of L-1 bladed-disk

Mode	Frequency[Hz]	Shape
1	196.9	Axial
2	458.5	Axial
3	802.5	Tangential

Table 6 Modes less than 3 % frequency margin

Case	Nodal dia.	Natural frequency[Hz]
1	8	471.91
2	14	818.77
3	27	1646.5

Table 7 Maximum dynamic stress

Case	Max. Stress [MPa]	Location
1	5.19	Leading edge/above tiewire
2	7.34	Trailing edge/below tiewire
3	4.54	Airfoil tip/ pressure side

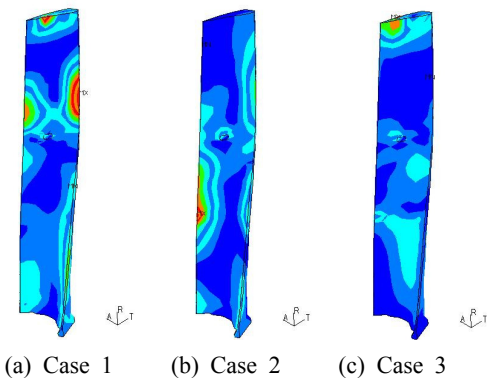


Fig. 8 Dynamic stress distribution

고려되었다. 블레이드 루트의 디스크 체결에 대한 경계조건은 두 요소가 운전 중 체결용 핀과 접촉을 유지하는 표면에서 절점의 자유도를 서로 커플링함으로써 표현하였다.

블레이드-디스크와 같은 구조물의 경우 공진이 일어나기 위해서는 가진주파수가 고유진동수와 일치해야 할 뿐만 아니라 가진력의 분포가 또한 모드 형상과 일치하여야 한다. 이러한 공진에 대한 평가는 간섭선도에 의해 용이하게 수행될 수 있다. 간섭선도는 일정한 운전속도에서 노달직경(nodal diameter)의 변화에 따른 고유진동수의 변화를 나타내고 있으며, 좌측 하부 원점으로부터 표시되는 운전속도의 기울기를 갖는 대각선의 임펄스라인(impulse line)과 고유진동수가 일치하거나 근접한 경우 공진의 가능성이 있는 것으로 판정할 수 있다.

L-1단 블레이드-디스크계의 3600 rpm 운전속도에서의 계산된 주요 고유진동수의 특징을 Fig. 7에 나타난 간섭선도에서 볼 수 있다. Table 5에 나타낸 바와 같이 노달직경이 0인 경우의 블레이드-디스크계의 고유진동수와 모드를 살펴보면, 196.9 Hz 및 458.5 Hz에서 축방향모드를, 802.5 Hz에서 접선방향모드를 보인다. Fig. 7의 간섭선도에서 네모 표식은 3600 rpm의 임펄스라인과 주파수여유율이 3% 이내인 모드를 나타내고 있다.

5. 동응력 및 피로해석

이 연구에서는 고유진동수와 임펄스라인의 차이를 나타내는 주파수여유율이 3% 이하인 공진의 가능성이 있는 진동 모드에 대해 조화 가진 해석을 수행하여 동응력을 계산하고, 이 중에서 동응력의 크기가 큰 Fig. 7에 표시한 3개의 경우에 대해서 그 결과를 분석하였다. 3개의 경우에 대한 고유진동수와 노달직경은 Table 6과 같다.

터빈 블레이드에 운전 중 부가되는 대표적 동하중으로 증기력의 변동을 들 수 있으며, 조화가진 응답을 구하기 위한 가진 주파수 성분은 축계 회전속도, 노즐통과주파수 및 조화성분으로 가정되고, 가진력의 크기는 정상상태에서 블레이드에 작용하는 증기력의 일정비로 가정하여 해석을 수행하였다^(2,11).

동응력(σ_d)은 공진응력(σ_r)으로부터 아래의 식으로 계산할 수 있는데, 고유진동수와 가진주파수간의

주파수비(η) 및 임계감쇠비(ζ)에 따라 달라진다. 이때 동하중의 변동은 증기력이 갖는 정하중의 2%로 가정하고, 감쇠는 통상적인 0.2%를 적용하였다.

$$\sigma_d = \frac{2\zeta\sigma_r}{\sqrt{(1-\eta^2)^2 + (2\zeta\eta)^2}} \quad (1)$$

상기한 공진의 가능성이 있는 3개의 모드에 대한 동응력 해석 결과는 Table 7과 같다. 에어포일의 최대 동응력의 크기는 Fig. 8에서 볼 수 있듯이 정응력에 비해 매우 작은 정도이고, 그 위치는 전·후익 및 상부 팁 등으로 달라지는 것으로 나타났다. 동응력 결과로부터 L-1단 블레이드 후익 타이와이어 상부의 크랙의 발생 위치와 연관된 것은 Case 1의 경우로 볼 수 있다. 비록 최대동응력이 발생한 위치는 아니지만 후익 타이와이어홀 상부 약 30~60 mm 부분에서 3.37 MPa로 다른 모드에 비해 큰 동응력 수치를 보여주고 있다.

상기 기술한 정응력과 세 가지 경우의 동응력 결과를 각각 적용하여 국부 변형률 방법에 의해 피로 해석을 403A Fe Low C-12Cr강의 피로 물성치를 이용하여 수행하였다. 크랙발생시점($2N_f$)과 변형률($\Delta\epsilon/2$)의 관계는 다음과 같이 Morrow-Socie의 식으로 나타내어진다⁽¹²⁾.

$$\frac{\Delta\epsilon}{2} = \left(\frac{\sigma'_f - \sigma_M}{E} \right) (2N_f)^b + \epsilon'_f (2N_f)^c \quad (2)$$

여기서, b : Fatigue strength exponent
 c : Fatigue ductility exponent

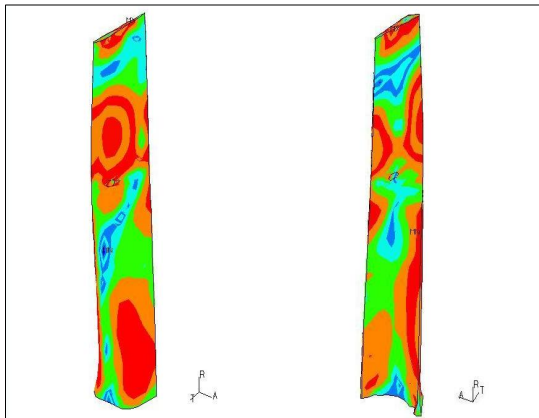


Fig. 9 Damage contour for the case 1

ϵ'_f : Fatigue ductility coefficient
 σ'_f : Fatigue strength coefficient
 E : Modulus of elasticity
 σ_M : Mean stress

Fig. 9는 Case 1을 적용한 경우의 손상(damage) 분포를 나타낸 것으로 에어포일 전반에 매우 작은 값을 보여주고 있어 변동 하중에 의한 크랙의 발생 가능성은 매우 낮은 것으로 판단할 수 있다. 이 결과로부터 블레이드 에어포일에 미치는 정하중에 의한 응력과 마찬가지로, 동하중에 의해서 L-1단 에어포일 후익의 크랙이 발생했다고 보이지는 않는다. 따라서 L-1단 블레이드에 발견된 크랙은 일차적으로 증기물방울(droplet)이나 부식, 침식에 의한 흠집 등의 초기 결함이 형성된 후, 471.91 Hz의 고유진동수가 가진되어 크랙의 진전에 영향을 미친 것으로 판단된다.

6. 결 론

발전용 터빈 블레이드의 손상에 대한 원인 규명을 위해 블레이드-디스크에 대한 정응력, 진동모드, 동응력 해석을 수행하였다. 해석을 위한 유한요소 모델의 유효성은 단일 블레이드에 대한 모드시험과 함께 블레이드-디스크에 대한 정지 중 모드시험을 수행하여 해석 결과에 의한 고유진동수 및 모드형상과 비교하여 검증하였다.

운전속도에서 터빈 블레이드-디스크의 연성 진동 해석을 수행하고, 간섭선도에 의해 공진 가능성이 큰 3개의 진동 모드를 결정하여 이에 대한 동응력 및 피로특성을 분석하였다.

이 연구의 저압터빈 L-1단 블레이드-디스크 해석 결과를 통하여, 에어포일에 발생한 크랙은 증기물방울, 부식 또는 침식에 의해 초기 결함이 발생하였고, 고유진동수가 가진되어 크랙의 진전에 영향을 미친 것으로 판단된다.

한편 이 연구 결과는 발전소 계획예방정비 기간 중 수행되는 터빈 블레이드 점검 시, 손상이 발생할 수 있는 주요 부분을 사전에 집중적으로 점검함으로써 미연에 사고를 예방하고, 향후 손상 발생시 진동 특성과의 상관성을 신속히 분석함으로써 손상 원인을 규명하는데 효과적으로 활용될 것으로 기대된다.

후 기

이 연구는 한국남동발전(주), 한국남부발전(주), 한국중부발전(주) 및 한국서부발전(주)의 전력기술연구개발협약에 의한 연구비 지원으로 수행되었으며 이에 감사드립니다.

참 고 문 헌

(1) McCloskey, T. H., Dooley, R. B. and McNaughton, W. P., 1999, "Turbine Steam Path Damage: Theory and Practice," EPRI, Palo Alto.

(2) Rao, J. S., 1991, "Turbomachine Blade Vibration," John Wiley & Sons, New York.

(3) Lam, T. C., Rieger, N. F. and McCloskey, T. H., 1988, "Turbine Blade Life Assessment and Improvement," Proceedings of the American Power Conference, Vol. 50, pp. 191~203.

(4) Kim, H. S., Bae, Y. C. and Lee, H., 2005, "Identification of Failure Cause for 300 MW LP Turbine Blade," Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 15, No. 9, pp. 1100~1107.

(5) Shiga, M., 1989, "Vibration Characteristics of Grouped Steam Turbine Blades," JSME International

Journal, Series III, Vol. 32, No. 4, pp. 592~596.

(6) Tsai, G. C., 2004, "Rotating Vibration Behavior of the Turbine Blades with Different Groups of Blades," Journal of Sound and Vibration, Vol. 271, pp. 547~575.

(7) Rieger, N. F., 1989, "The Relationship between Finite Element Analysis and Modal Analysis," Sound and Vibration Magazine, Acoustical Publications, Bay Village, pp. 36~40.

(8) Orsagh, R. F. and Roemer, M. J., 1994, "Examination of Successful Modal Analysis Techniques Used for Bladed-disk Assemblies," Technical Report, Impact Technologies, New York.

(9) Lee, D. Y., Bae, Y. C., Kim, H. S. and Lee, Y. R., 2009, "Vibration Analysis of a Low Pressure Turbine Bladed Disk in 500 MW Fossil Power Plants," The Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 125, No. 4, Pt. 2 of 2, pp. 2624~2625.

(10) Stress Technology Incorporated, 2002, "Blade-ST & STELLA Manual," Rochester, New York.

(11) Gandy, D., 2005, "Combustion Turbine F-Class Life Management," EPRI Technical Report 1011490, EPRI, Palo Alto.

(12) Rao, J. S., 2000, "Turbine Blade Life Estimation," Alpha Science International Ltd., Pangbourne.