

진동 해석을 통한 300 MW급 저압터빈 블레이드의 손상 원인 규명

Identification of Failure Cause for 300 MW LP Turbine Blade through Vibration Analysis

김희수* · 배용채* · 이현*

Heesoo Kim, Yongchae Bae and Hyun Lee

(2005년 6월 27일 접수 : 2005년 8월 12일 심사완료)

Key Words : Steady Stress(정응력), Dynamic Stress(동응력), Modal Analysis(모달 해석), Interference Diagram(안전 선도), Nozzle Passing Frequency(노즐 통과 주파수)

ABSTRACT

The failure of blades frequently happened in the 300 MW LP(low pressure) turbine until now and they are maintaining the blades periodically during outage. So the blade-disk system is analysed by FEM in order to identify the main cause of failure of blade row. It is found that the stress of root's hole is highest in comparison with other parts from the result of the steady stress analysis. Also, the two dangerous frequencies which is related to the resonance condition are found in the interference diagram. One is 1,316 Hz. The other is 2,981 Hz which is related to the 1 nozzle passing frequency. The dynamic stress analysis is performed to identify more accurate root cause for failure of blade row. It is confirmed that the dynamic stress of the former is higher than one of the latter. From these results, it is concluded that the former has deeply something to do with the failure of blades more than the latter. Based on versatile investigation and deliberation, the change of blade's grouping is determined to avoid the resonance condition with the operating speed. After the blade grouping is changed, the former frequency vanish completely but the latter is still in existence in the interference diagram. Fortunately, It is confirmed that the dynamic stress of the new blade grouping is lower than one of the old blade grouping. 2 years has passed since modification and the LP turbine is operated well without failure so far.

1. 서 론

발전소에서 운전되고 있는 증기터빈 블레이드는 발전소 핵심 설비 중 손상이 많이 발생하는 부품으로서, 발전소 운전 신뢰성 증진 및 유지 정비비용 절감 측면에서 반드시 고려해야 할 사항이다. 증기터빈 블레이드의 진동 점검은 계획예방정비기간 중에 가진

시험을 통해 고유진동수만을 확인하고 있으며, 피로 및 유체 유동에 의한 진동 영향, 손상 메카니즘, 수명 예측 등을 정확하게 규명하지 못하고 있는 실정이다. 그러나 거의 모든 화력발전소에서는 터빈 블레이드 손상 사고가 빈번하게 발생되고 있으며 향후 고장 발생이 예상되나 이의 원인을 근본적으로 규명하지 못하고 제작자의 일방적인 주장에 끌려가고 있다. 터빈 블레이드 손상으로 인하여 블레이드의 일부가 탈락되는 경우, 인근의 블레이드에도 큰 피해를 주게 되어 즉시 터빈-발전기를 정지해야 하며 열효율 손실도 커 설비 운영에 막대한 지장을 초래하고 있다. 이 논문에서는 300 MW급 저압터빈 1단 블레이드의 파손 원

* 책임저자 : 정희원, 한국전력공사 전력연구원

E-mail : hskim@kepri.re.kr

Tel : (042) 865-5427, Fax : (042) 865-5444

* 정희원, 한국전력공사 전력연구원

인 규명을 위한 진동 해석 및 진단 기술을 개발하여 현안 문제를 해결한 사례를 기술하였다.

2. 증기터빈 블레이드의 손상 모드 분석

국내외 증기터빈 블레이드 손상 사고를 분석하여 보면 터빈 블레이드 중에서 저압터빈 블레이드의 손상 사고가 총 손상의 약 70% 이상의 비율로 발생되고 있으며 특히 진동에 의한 손상 모드가 중요한 요인으로 작용되고 있다. 증기터빈 블레이드는 고온 고압의 조건 하에서 증기에 포함된 습분과 불순물 등으로 인하여 침식 등의 손상을 받는다.⁽⁴⁾ 더욱이 터빈 기동 정지 및 회전 시 발생하는 진동으로 인한 저주기, 고주기 피로는 증기 터빈 블레이드의 주요 손상 원인이 된다. 따라서 증기터빈 블레이드 사고는 발전소 불시 정지를 유발시키는 원인 중의 하나로 분류되고 있다. 터빈 블레이드는 30년 이상 사용될 수 있도록 설계되어 있으나 운전 중 발생하는 여러 가지 원인으로 인하여 갖가지 손상의 형태를 가진 고장이 발생하고 있다.⁽⁶⁾ 국내에서 운전되고 있는 터빈 블레이드의 손상 사고는 빈번히 발생되고 있으며 이들 증기 터빈 블레이드의 손상 원인은 물 유입에 의한 대형 사고도 있겠으나 주로 응력 부식을 비롯하여 피로, 열응력, 진동 등을 들 수 있다. Fig. 1은 국내에서 운전되고 있는 터빈 블레이드 266건에 대한 고장 현황('73~'97)을 나

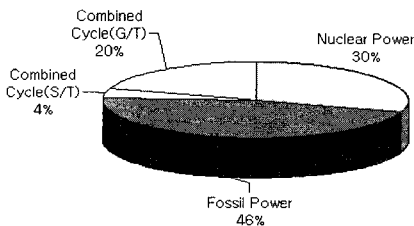


Fig. 1 Failure of turbine blade due to sources of electricity

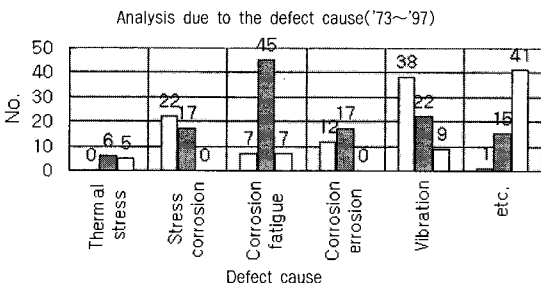


Fig. 2 Classification of turbine blades due to failure cause

타낸 것으로서 기력 및 원자력 발전소에서의 블레이드 고장이 76%를 점유하고 있는 것을 알 수 있다. Fig. 2는 고장 원인 별로 분석한 결과로서 부식 피로 및 진동이 터빈 블레이드 고장의 주요 원인임을 알 수 있다. 이러한 증기 터빈 블레이드의 손상은 대부분 저압터빈의 최종 두 단(L-0,1)에서 일어나므로 이들에 대한 특별한 관리가 요구된다. 또한 증기 터빈 블레이드의 손상은 복합 화력 발전소의 경우와 달리 발전소 운전 연수에 관계없이 계속 고장이 발생되므로 터빈 블레이드의 고장 진단 및 최적의 정비 대책을 수립하는 것은 발전소 운전 신뢰성 증진 및 경제성 제고 측면에서 시급한 일이라고 할 수 있다.

터빈 별 고장 현황은 저압터빈의 동익 손상이 90% 정도를 점유하고 있으며 저압 동익 중에서 L-0과 L-1단이 90건으로 70% 이상을 차지하는 것으로 조사되었다. 최근 들어 500 MW급 표준화력 발전소의 저압터빈 4단 블레이드 커버에서 균열이 자주 발생되고 있으며 현재 커버 및 테논부의 치수 변경을 통하여 정비를 수행하고 있다. 손상 발생 부위별로 보면 블레이드 베인이 45%, 루트 및 핀이 30%, 테논, 슈라우드 및 타이 와이어가 25% 정도를 차지하는 것으로 분석되었다.^(7,8)

3. 저압터빈 1단 블레이드 진동 특성 해석

300 MW 저압터빈 1단 블레이드에서는 Fig. 3과 같이 동익의 루트부가 절손되는 사고가 발생되어 블레이드 파손의 정확한 원인 규명을 위해 블레이드 진동 해석을 수행하였다. 저압터빈 1단 블레이드의 제원은

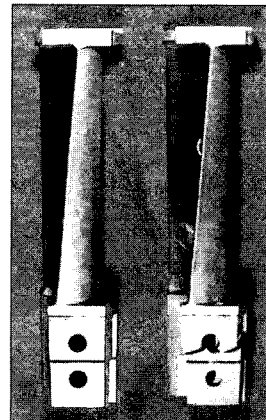


Fig. 3 Failure of 1st stage for LP turbine of 300 MW

동익이 140개, 정익은 54개, 재질은 B50A332D이며 각 블레이드 7개가 1그룹으로 구성되어 있다. 한국중공업에서는 노즐을 통과하면서 발생하는 가진 주파수(NPF)와의 공진이 블레이드 루트부 파손원인으로 판단하여 Fig. 4와 같이 블레이드의 그룹핑을 기존의 7개에서 10개로 변경하는 방안을 추진하였다. 그러나 본문의 모달 및 동응력 해석 결과를 바탕으로 추론한 결과는 NPF(54X)와의 공진보다는 20 N.D와의 공진이 블레이드 루트부 파손의 직접적인 원인이라는 결론을 얻을 수 있었다.

3.1 3차원 유한 요소 해석

Fig. 5에는 저압터빈 1단 블레이드의 유한 요소 해석 모델을 나타내었다. 이를 위해, 루트, 에어포일과 테논을 포함한 블레이드의 형상을 측정하였으며 디스크와 카버의 제원은 현장의 도움을 받아 모델링하였다.

3.2 열역학적 해석

저압터빈 1단에 대해서는 설계 데이터를 제공받을 수 없었기 때문에, 1단 블레이드에 대해서는 열역학적

해석을 통해 각 단의 출력과 압력차를 계산하였다. 열평형 선도로부터, 저압터빈 로터의 유량은 628,680 kg/hour이다. 2개의 저압터빈이 있으며 크로스 오버 파이프를 거쳐 다시 2개로 분리되어 증기가 공급되므로 순수하게 저압터빈 1단에 유입되는 유량은 $628,680/4=157,170$ kg/hr이다. 저압터빈 1단 전과 2단 후(1차 추기 지점)의 매개변수는 열평형 선도에 나타나 있다. Table 1에는 설계 조건에서의 제원이다. 증기력을 계산하기 위해서, 저압터빈 1단의 전후에서 변수를 반드시 알아야 한다. 몰리에 선도를 이용하여 이러한 변수를 계산하였다.

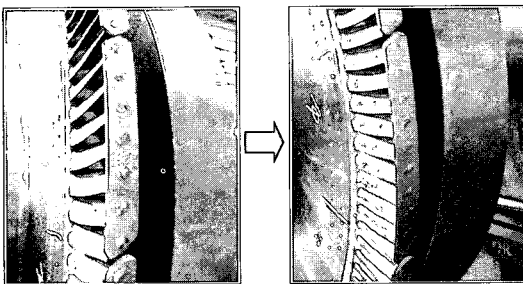
Fig. 6의 몰리에 선도에서 이 두 지점을 연결하면, 1단과 2단에서의 증기 팽창 과정을 근사적으로 계산

Table 1 Known parameters from the heat balance chart

Items	Unit	Value
Flow rate for LP 1 & LP 2 row	kg/hr	157,170
Pressure before stage LP 1	MPa	0.448
Enthalpy before stage LP 1	kJ/kg	2,960.5
Pressure before stage LP 2	MPa	0.1226
Enthalpy before stage LP 2	kJ/kg	2,714.3

Table 2 Steady steam bending force

Axial force (N/blade)	Tangential force (N/blade)	Resultant force(N/blade)
49.88	71.96	87.56



7 blades/group 10 blades/group

Fig. 4 Modification of blade grouping

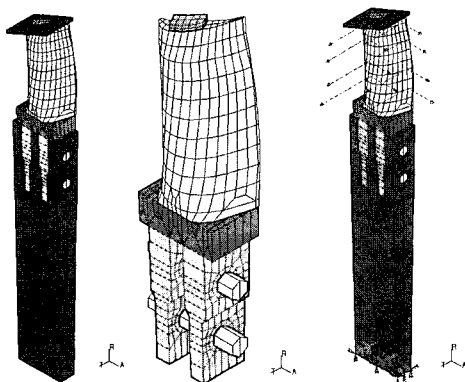


Fig. 5 LP-1 blade FE model

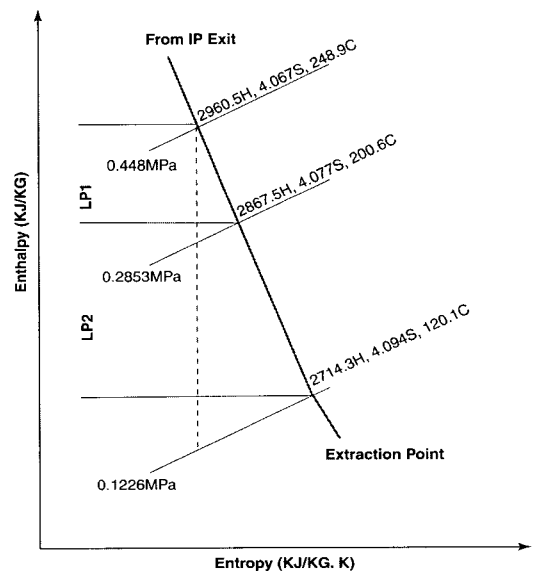


Fig. 6 Mollier Diagram showing thermal parameters for LP 1 and LP 2 stage

할 수 있다. 두 단 사이에 동일한 압력 차가 발생한다고 가정하면, 1단과 2단 사이의 압력은 Fig. 6에 나타난 두 지점의 평균이 되며 압력을 알고 있으면, 물리어 선도로부터 파워를 얻을 수 있다. 또한, 버켓 이후의 속도 손실을 무시한다면, 1단에 생성된 파워는 다음 식을 통해 계산할 수 있다.

$$P = \frac{(h_0 - h_2)Q}{3600}$$

$$= \frac{(2960.5 - 2867.5) \cdot 157170}{3600} = 4060.2 \text{ (kW)}$$

$$\Delta p = (p_0 - p_2)\Omega = (0.448 - 0.2853) \times 0.1$$

$$= 0.01627 \text{ (MPa)}$$

3.3 정상 응력 해석

블레이드 그룹에 대해 3차원 선형 탄성 해석을 수행하였으며 온도는 고려하지 않았다. Fig. 7에 정상 응력에 대한 결과를 나타냈으며 블레이드 루트부의 첫 번째 구멍에서 최대 응력이 327.8 MPa, 에어포일에서의 최대 응력은 에어포일의 바닥에 위치한 리딩 에지에서 105.8 MPa이었으며 그밖에 응력이 높은 곳은 테는 지역이며 131.7 MPa이었다.

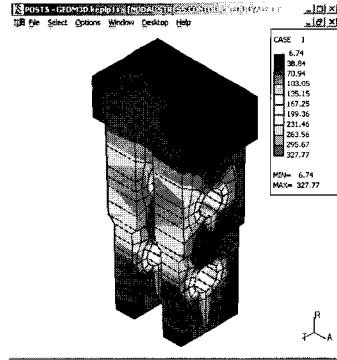
블레이드 재료는 403 steel과 비슷한 물성치를 가지고 있다. 403 steel의 항복 강도는 대략 580 MPa이므로, 위에서 언급한 블레이드의 최대 응력은 항복 강도 보다 훨씬 아래에 위치하고 있다. 따라서 저압 터빈 1단에서는 응력에 있어서는 문제가 없다는 것을 알 수 있다.

3.4 모달 해석

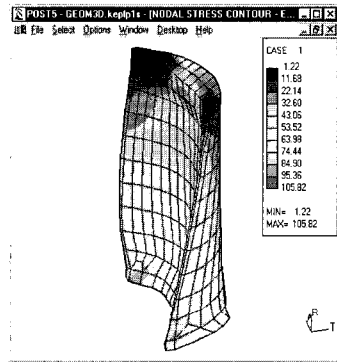
블레이드는 대칭 구조이기 때문에 고유진동수와 진동모드를 계산하기 위해 "cyclic symmetry solution method"를 사용하여 모달 해석을 수행하였다. 안전 선도는 캠벨 선도와 달리 고유진동수 및 위상을 모두 고려하기 때문에 임펄스 라인과 근접 및 교차하는 지점은 공진이 발생하게 된다. 따라서 그 지점에 대해 반드시 동응력 해석을 수행하여 블레이드의 기계적 건전성을 확인하여야 한다.

(1) 0 rpm에서의 모달 해석

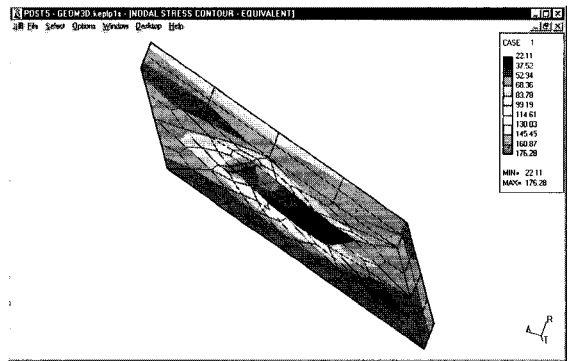
Table 3에는 블레이드 그룹핑이 7개와 10개일 경우에 대해, 0 rpm에서 5 nodal diameters 까지의 주



(a) Root



(b) Airfoil



(c) Cover

Fig. 7 Steady stress on the blade

Table 3 Natural frequencies of LP 1 blade row at 0 rpm

N,D No.	7 Blades/group		10 Blades/group	
	Axial	Tangential	Axial	Tangential
0	401.24	1014.80	402.05	979.01
1	405.19	1034.20	405.96	1119.60
2	421.68	1056.00	422.53	1434.10
3	460.95	1066.50	462.54	1782.00
4	528.81	1071.80	532.63	2079.70
5	619.01	1075.20	627.70	2301.80

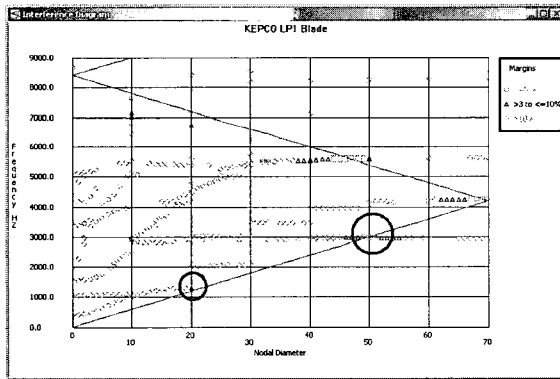
파수를 정리하였다. 표에서 보는 바와 같이 블레이드 그룹핑의 개수는 주로 접선 방향의 진동 모드의 주파수를 변화시키는 반면, 축 방향 모드의 주파수에는 거의 영향을 미치지 않고 있음을 알 수 있다.

(2) 3,600 rpm에서의 모달 해석

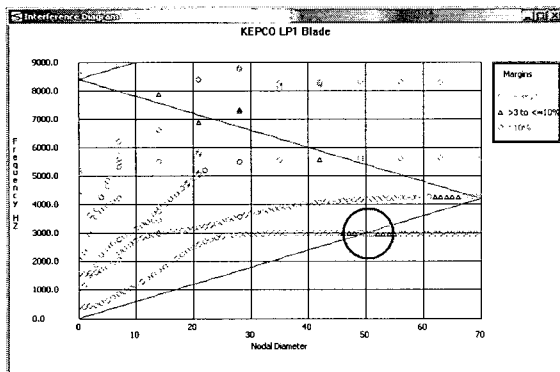
Fig. 8은 3600 rpm에서의 안전선도이며 Table 4는 7블레이드 그룹핑에서의 위험한 고유진동수를 정리하였다. 주파수의 안전도를 평가하기 위해서는 가진원을 고려하여야 하며 Fig. 8(a)에서, 가장 위험한 모드를 원으로 표시하였다. #33 모드는 20X 운전 속도와 근접하고 #99 모드는 1NPF(노즐수가 54이므로

Table 4 Dangerous modes for 7 blade / group arrangement

Mode No.	Freq.	Mode shape description	Order of Excitation	Margin (%)
33	1316.0	20 N.D, Axial	20	9.7
99	2981.2	54 N.D, Tangential	54	8.0



(a) 7 blades per group arrangement



(b) 10 blades per group arrangement

Fig. 8 Interference diagram at 3600 rpm

54X 운전 속도)와 공진 가능성이 있다. 정확한 원인 규명을 위해 이러한 두 모드들에 대해 동응력 해석을 수행하였다.

10개의 블레이드 그룹핑에 대해 운전속도 3600 rpm에서 모달해석을 수행하였다. Fig. 8(b)에는 10개의 블레이드 그룹에 대한 안전 선도를 나타내었다. 그림에서 알 수 있듯이 위험한 모드는 #83 mode이며 이 모드의 주파수는 1 NPF(노즐수가 54이므로 54X 운전속도)와 근접하고 있다.

3.5 동응력 해석

가장 위험한 모드는 안전 선도로부터 예측할 수 있다. 이 모드들에 대한 동응력은 고주기피로의 주요 원인이다. 그 외 다른 모드들의 동응력은 상대적으로 작아서 파손에 미치는 영향을 무시할 수 있다. 따라서 안전선도에서 알 수 있는 유일한 위험 모드를 동응력 해석 계산에서 고려하였다.

(1) 7개의 블레이드로 그룹핑된 경우

Fig. 8과 Table 4에 나타나 있듯이 가진될 수 있는 두 모드가 있어 동응력 해석을 수행하였다. 저압터빈 1단 블레이드에 대해서는 Table 5의 데이터를 이용하여 해석하였다. Fig. 9에는 #33 모드에 대해, 블레이드 그룹에서 4개의 블레이드에 대한 동응력을 나타내었다

#33 모드에 대한 가장 큰 동응력은 블레이드 루트의 핀 구멍에 위치하고 있으며 6.86 MPa이었다. 최대 정상 응력도 같은 위치에 위치하고 있다. 따라서 파손이 일어난다면, 이 위치가 가장 위험한 곳이라고 예측할 수 있다.

NPF에 의해 야기될 수 있는 #99 모드에 대한 동응력 분포는 Fig. 10에 나타내었다. 최대 동응력은 단지 1.30 MPa이며 #33 모드보다 훨씬 작다. 최대 응력의 위치는 에어포일의 출구 에지 부분이다. 저압터빈 블레이드 사고에 의하면, 파손은 블레이드 루트부의 상부 핀 구멍에서 조사되었다. 따라서 파손 원인은 파손 위치에서 보다 큰 동응력을 갖는 20 nodal diameter mode인 33번 모드에 의한 파손일 확률이

Table 5 Data used for dynamic stress analysis

Mode No.	Frequency (Hz)	Excitation Frequency (Hz)	N.D	Damping ratio
33	1316.0	1320	20	0.002
99	2981.2	3240	54	0.002

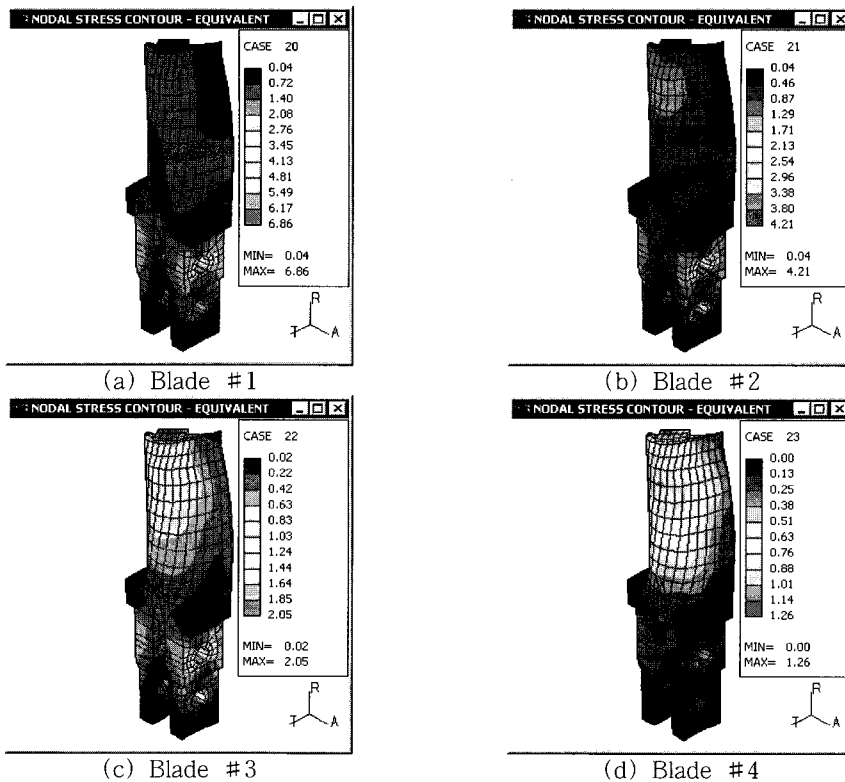


Fig. 9 Dynamic stress for mode #33

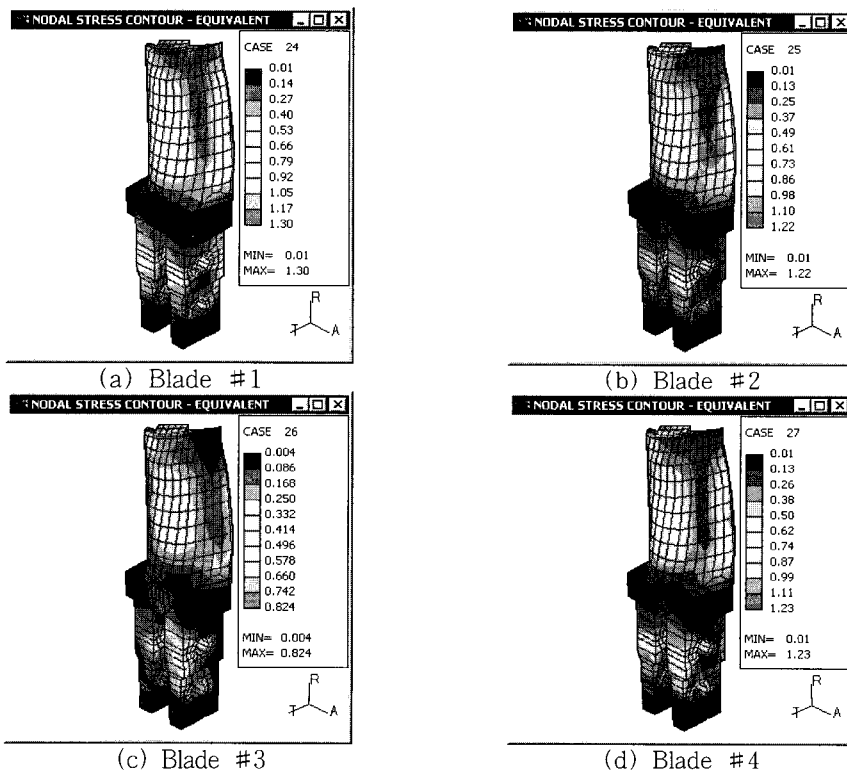


Fig. 10 Dynamic stress for mode #99

높다고 예측할 수 있다.

(2) 10개의 블레이드로 그룹핑된 경우

Fig. 8에서 알 수 있듯이, 블레이드를 10개로 그룹핑한 후, 20 nodal diameter mode는 가진원과 멀리 떨어져 있다. NPF에 의해 가진될 수 있는 유일한 공진 모드는 54 nodal diameter mode(mode #83)이다. Fig. 11에는 mode #83에 대한 동응력 분포를 나타내었다.

Fig. 11에 나타나 있듯이, 7개로 구성된 블레이드

그룹핑보다 큰 동응력이 형성됐으며 54 nodal diameter mode에 대한 최대 동응력은 2.95 MPa이었다. NPF에 의해 야기된 동응력이 블레이드 파손의 직접적인 원인이라면, 10개로 블레이드를 그룹핑하는 것은 사태를 더욱 악화시키는 결과를 가져오게 된다. 그러나 블레이드 파손에 대한 문제는 블레이드를 10개로 그룹핑을 변경하면서 해결되었다. 이것은 블레이드 파손의 주원인이 NPF에 의한 공진보다는 20 N.D.와의 공진을 제거함으로써 블레이드 루트부

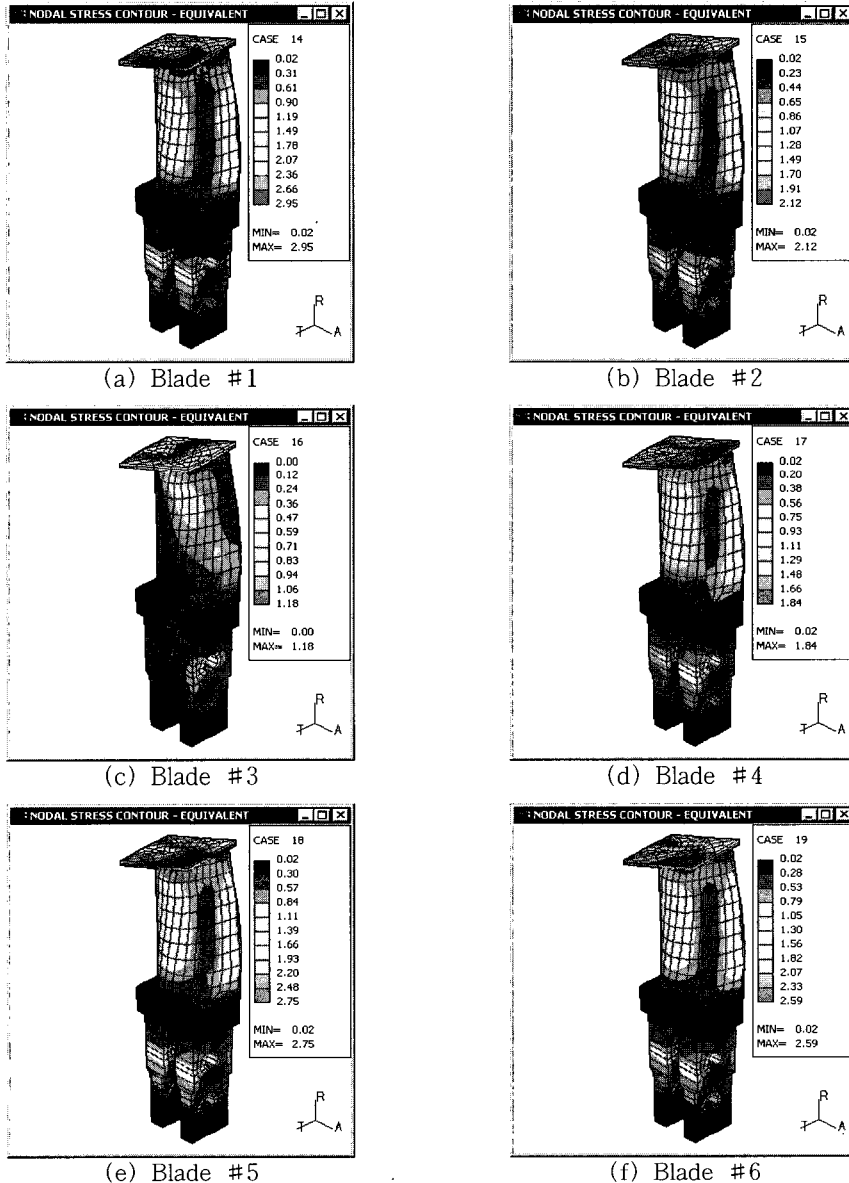


Fig. 11 Dynamic stress for mode #83

의 동응력이 감소되어 블레이드 파손이 발생하지 않았다는 증거로 해석할 수 있다.

5. 결 론

블레이드 파손 사고의 원인을 규명하기 위해 300MW급 저압터빈 1단 블레이드-디스크를 모델링하여 진동 해석을 수행한 결과는 다음과 같다.

(1) 최대 정상 응력은 블레이드 루트에 있는 상부 핀 구멍에 위치하고 있으며 응력 크기는 327.8 MPa이다. 최대 정상응력은 여전히 403 재료의 항복강도보다 낮으므로 저압터빈 블레이드 1단에 대한 정상응력은 문제가 없음을 예상할 수 있다.

(2) 블레이드 그룹핑 변경 전의 공진 가능성이 있는 2개의 위험 주파수를 공진 영역에서 분리시키기 위해 블레이드 그룹핑 변경을 시도하였다. 변경 전(7 블레이드/그룹핑), 블레이드 루트부 손상의 주원인으로 추정되는 #33 모드(1,316 Hz)를 블레이드 그룹핑 변경(10 블레이드/그룹핑)을 통해 가진원과의 공진을 제거함으로써 루트부의 과도한 동응력 발생을 저감시킬 수 있었다.

(3) 블레이드 그룹핑 변경 후에도, 1 NPF($54 \times 60 = 3,240$ Hz)에 의해 가진될 수 있는 54 N.D.(2,983

Hz)는 여전히 존재하며 변경 전보다 동응력의 크기는 증가하였다. 그러나 블레이드 파손의 주원인인 1,316 Hz(20X)를 제거함으로써 현재까지 블레이드 파손 사고 없이 잘 운전되고 있다.

참 고 문 헌

(1) Kim, H. S., 2003, etc., Identification of the Root Cause for Blade Damage, Inter-Noise.

(2) Campbell, W., The Protection of Steam-Turbine Disk Wheels from Axial Vibration, ASME

(3) Rieger, N. F., The Relationship between Finite Element Analysis and Modal Analysis, J. of Sound and Vibration

(4) McCloskey, T. H., 1999, etc, Turbine Steam Path Damage: Theory and Practice, EPRI Report.

(5) 하현천 외 2인, 2001, 증기터빈 블레이드의 공진 방지를 위한 실험 연구, 한국소음진동공학회논문집, 제 11 권, 제 3 호, pp 410~415.

(6) 한국중공업, 1993, 터빈 발전기 공급계약서.

(7) 한국전력공사, 1997, 발전소 터빈 블레이드 신뢰도 확보 대책.

(8) 한국전력공사, 1999, 터빈 설비 신뢰성관리 세미나.