

복합화력발전소 가스터빈 압축기 블레이드에 대한 손상원인 고찰

Fracture Mechanism of Gas Turbine Compressor Blades in a Combined Cycle Power Plant

양 경 현*·송 오 섭†·조 철 환*·윤 완 노*·정 남 근*
Kyeong-Hyeon Yang, Ohseop Song, Cheul-Wan Cho,
Wan-No Yun and Nam-Geun Jung

(2010년 8월 10일 접수 ; 2010년 10월 8일 심사완료)

Key Words : Combined Cycle Power Plant(복합화력발전소), Compressor Blade(압축기 블레이드), High Cycle Fatigue(고주기 피로), Nozzle Passing Frequency(노즐 통과주파수)

ABSTRACT

Gas turbine compressor blades used in a combined cycle power plant are possibly damaged and fractured during their operation. There are two possible causes of the failure of compressor blades; one is a defect of material quality which can be detected through some microscopic inspections for the fracture section, the other is high cycle fatigue problem caused by vibration and can be diagnosed by carrying out dynamic characteristics analysis for the blades. In this paper, in order to determine the cause of the failure of compressor blades in a combined cycle power plant, examination of the fracture section and the propagation mechanism of the crack via stress analysis are performed. Dynamic characteristics analysis via FRF estimation is also performed to identify the cause of failure.

1. 서 론

복합화력발전소의 압축기와 터빈에서 사용되는 블레이드는 유체의 유동에너지를 기계적 에너지로 변환하는 역할을 담당하고 있다. 이는 발전소의 안정적인 운영과 보수비용에 매우 큰 영향을 미치는 중요 요소이기 때문에 블레이드 손상에 의한 사고는 막대한 손실을 발생시키기도 한다. 따라서 설계 당시 높은 안정성을 확보하기 위해 반드시 진동 특성을 고려해야 하고, 장기간 사용에 의한 손상이나 설비개선에 따른 교체 후에도 진동 특성변화에 의해 발생할 수 있는 영향까지도 검토되어야 한다⁽¹⁾.

특히 복합화력발전소는 전력수요에 따라 발전량을 조절하기 쉽다는 장점으로 잦은 기동, 출력변동, 정지 등의 과정이 이루어지고 있어 다른 형식의 발전소 기기에 비해 과도상태에 자주 노출될 수 있기 때문에 진동 측면의 고려가 더욱 필요하다.

가스터빈 압축기 블레이드의 경우 설계 오류에 의해 1, 2차 고유진동수와의 공진으로 인한 손상문제가 가끔 대두되고 있기는 하나, 공진 회피의 문제는 기본적으로 설계에 반영되어 제작되고 있다. 따라서 보통의 경우 1, 2차 고유진동수와의 공진에 의한 블레이드 손상사고는 나타나기 힘들며, 오히려 그 이상의 높은 주파수 영역에서의 설계 결과가 정확하게 반영되지 않았을 경우 블레이드가 공진의 영향을 받을 수 있는 확률은 충분히 존재하게 된다. 그러나 그러한 주파수 범위에서 블레이드가 공진의 영향을 받게 되더라도 재질결함이나 제작결함과 같

† 교신저자; 정희원, 충남대학교 기계공학과
E-mail : songos@cnu.ac.kr
Tel : (042)821-5650, Fax : (042)822-5642

* 정희원, 한국전력공사 전력연구원

은 초기 결함이 없는 상태에서는 고주기피로(high cycle fatigue)가 영향을 미친다 하더라도 손상이 발생하기는 어려운 것으로 보고되고 있다⁽²⁾.

압축기 블레이드는 최초 건전한 상태에서 사용되었다 하더라도 장기적으로 사용시간이 지남에 따라 외부에서 신속하게 유입되는 습분이나 염분에 의하여 침식작용이 확대되는데⁽³⁾ 이러한 현상이 압축기 루트부에 형성될 때 응력집중이 발생할 수 있는 조건을 형성한다. 이렇게 발생한 결함으로 응력이 집중되는 현상을 완화시키고자 루트부의 형상을 변경하는 추세이다.

따라서 이 논문에서는 손상사고가 발생한 압축기 블레이드에 대하여 손상원인을 밝히고자 손상부의 미시적인 조사를 통한 문제점 제거와 진동측면의 실험을 기반으로 한 구조 해석적 방법을 활용하여 고주기 피로에 의하여 균열이 진행될 수 있었음을 제시하고자 하였다. 블레이드에 대한 동적 특성을 파악하는데 가장 유용한 방법으로 회전중인 블레이드에 스트레인지지를 고정 부착하고 측정하는 방법이 있지만 많은 비용지출과 시험 결과에 대한 신뢰성 확보가 불확실하다^(4,5)는 단점을 갖고 있기 때문에 이 연구에서는 사고발생 압축기 블레이드의 신속한 진동특성 검토를 위해 실험적인 블레이드 모드 해석을 기반으로 한 결과와 유한요소 해석 결과와의 비교를 통해 오차요소를 줄이고, 운전상태의 진동특성 변화를 검토하였다.

2. 분석대상의 개요

2.1 가스터빈 발전원리 및 압축기 개요

Fig. 1은 가스터빈 발전원리를 보여주고 있다. 축류 압축기가 3600 rpm으로 회전하면서 외부로부터 유입된 공기를 압축하여 연소실로 보내는 역할을

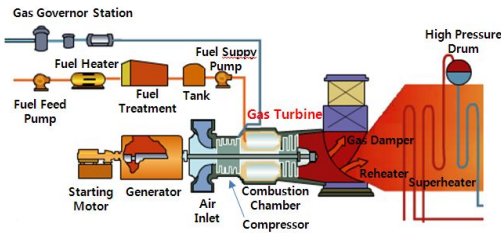


Fig. 1 Schematic diagram of power generation via gas turbines

하게 된다. 연소실 내에서 압축된 공기와 연료가 적정하게 혼합되어 연소되어 고온 고압의 기체가 팽창하면서 터빈과 발전기 축을 회전시킨다. 이러한 과정에서 화학적인 연소에너지가 전기에너지로 변환되어 전기를 생산하게 된다. 또한 가스터빈에서 연소된 열이 배열회수 보일러로 보내져 열교환을 통해 생성된 증기가 증기터빈을 회전시켜 발전에 투입되어 발전 효율을 극대화하게 된다^(6,7).

이 논문의 대상설비는 air foil 모양의 다수 블레이드가 원형 디스크에 부착되어 회전하며 공기를 밀어서 가속시키는 원리로 되어 있다(Fig. 2). 이렇게 공기에 운동에너지를 전달하는 부분을 동익이라고 하며, 운동에너지를 압력으로 전환시키는 부분이 정익(노즐)이라고 한다(Fig. 3). 일반적으로 air foil은 유동의 각도를 효율적으로 변화시키기는 하지만, 유동방향을 크게 바꾸기 위해서 블레이드 유동 각도를 너무 크게 하면 유동이 블레이드 표면을 따라가지 못하고 박리 현상이 발생하여 성능이 급격히 떨어진다. 따라서 축류압축기는 단당 압력비가 크지



Fig. 2 The Compressor rotor of a gas turbine

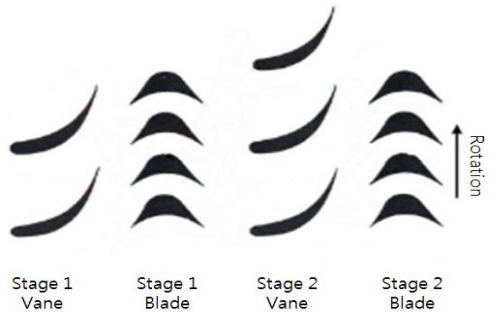


Fig. 3 The sectional diagram of gas turbine blades

못하다. 그러나 형태상 축류압축기는 다단으로 연결하기 쉬우므로 단수를 증가시켜 높은 압력비를 얻을 수 있는 원리로 구성 되는데⁽⁸⁾ 이 논문의 대상 압축기도 총 18단의 구조를 가지고 있으며, 문제의 대상은 제 5단(동익 49개, 정익 70개)이다.

2.2 압축기 동익 손상 사고의 개요

가스터빈 정상운전 상태에서 압축기 베어링 케이싱의 진동이 지속적으로 높아지는 현상이 감지되어 가스터빈을 비상 정지하고 내시경 검사를 통해 압축기 내부를 점검한 결과 압축기 블레이드가 손상된 것을 발견하게 되었다. 정지 직전의 운전상황에서 진동 상승이외에 특별한 문제점은 발견되지 않았다.

Fig. 4는 손상된 압축기 블레이드와 로터 일부를 보여주고 있다. 분해 결과 5단 이후 압축기 블레이드와 vane이 모두 손상을 입었으며, 그 중 1개 블레이드의 airfoil root 부위가 절손된 상태인 점을 고려하면 이 블레이드의 파단조각이 후류측 경로를 거치면서 다른 블레이드에도 영향을 준 것으로 보인다.

이 논문의 관심대상인 블레이드는 GT11N 기종의 압축기 5단 블레이드로서 이전부터 airfoil root 부위가 절손되는 사고가 자주 발생되었으며, 모두 leading edge의 root 부위에서 시작되어 급격하게 진전 파단된 양상을 띠고 있는 특징이 있었다.

그러나 손상되기까지 일정시간 운전되었으며, 손상없이 운전되는 다른 블레이드가 존재하고 있는 점으로 볼 때 설계문제 이외에 다른 요인이 있을 수 있다는 의문이 제기되었다.



Fig. 4 Damaged compressor blades

3. 손상해석

3.1 파단면 육안 검토

Fig. 5는 블레이드의 파단면을 보여주고 있다. 균열은 leading edge에서 trailing edge쪽으로 초기 균열기점과 균열진전, 그리고 최종 파단으로 진전된 모습을 확인할 수 있다. 즉 초기 결함으로 보이는 시작점에서 문제가 시작되어 외력에 의한 응력이 작용된 것으로 보이는 줄무늬 형태가 나타났다가 결국 파단된 것으로 보인다⁽⁹⁾.

3.2 파단면의 미시적 분석

블레이드의 초기 손상원인을 확인하고자 파손된 블레이드의 파단면을 Figs. 6~7과 같이 EDS(energy dispersive spectrometry; X-선 분광분석) 및 SEM(scanning electron microscopy; 주사전자현미경) 분석을 실시하였다.

Fig. 6에서 보면 EDS를 통해 균열기점 표면에 Cr, Fe, Cu, Si 산화물과 Cl이 검출되었으며, pit 중앙 부위는 석출물(Cr, Zn, Fe 화합물)이 존재하고, pit 주변 골부위에 산화물이 분포하고 있다. 블레이드가

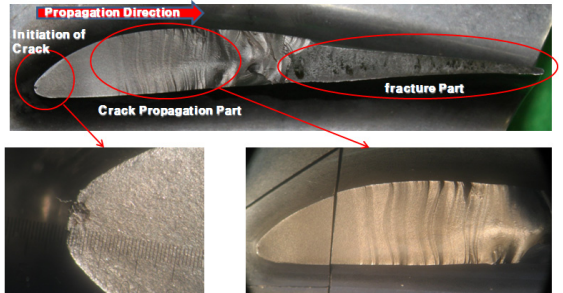


Fig. 5 Cracked face on a compressor blade

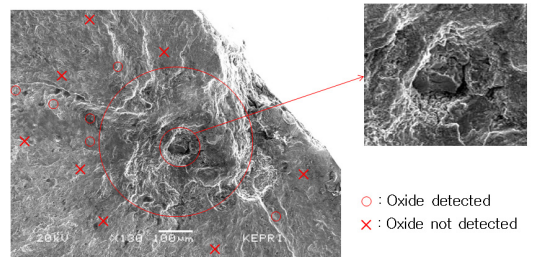


Fig. 6 EDS analysis for a cracked face of the damaged blade

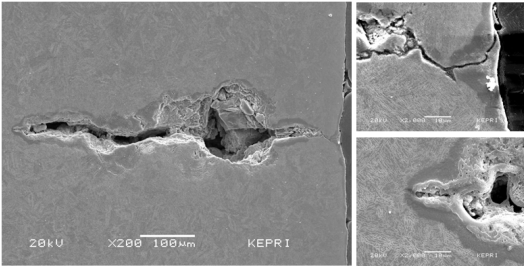


Fig. 7 SEM analysis for a cracked face of the damaged blade

상은 또는 상온보다 다소 높은 환경에서 사용되는 점을 감안할 때 검출된 산화물은 압축기 사용 중 생성된 물질이 아니며 pit 주변 양쪽의 골부분에서 산화물이 검출된다는 것은 이미 결함이 존재하고 있었다는 증거이다.

Fig. 7의 SEM 분석결과에서도 중앙에 형성된 pit 형상 내면에 석출물 형태의 결정체가 존재하고 있는 것을 확인할 수 있다. 또한 입구 미세균열의 형태를 보면 응력에 의한 균열 진전 형태가 아닌 것으로 판단된다⁽¹⁰⁾.

따라서 블레이드 파단면에서 발견된 석출물 형태의 산화물과 그 주변의 미세균열은 블레이드 사용 환경과 내부에서의 분포가 평면 형태이면서 두께가 급격히 변화되는 부위인 점을 고려할 때 블레이드 제작 당시 단조 온도 불균일 등으로 결함이 발생한 것으로 판단되었다.

4. 진동분석

4.1 블레이드의 모드해석

Fig. 8은 압축기 블레이드에 대한 고유진동수를 측정하기 위한 시험장치에 5단 블레이드의 예비품을 고정한 모습이다. 블레이드 root가 압축기 로터에 결합되는 방식과 동일한 형태로 제작되었으며, 조립된 블레이드의 고정방법은 고정지그 밀부분에 설치된 유압장치의 유압력에 의해 고정하도록 되어 있다. 이 장치를 활용하면 유압력이 변화할 때 블레이드 고유진동수가 상승하다가 일정한 힘에 도달하면 그 이상의 힘으로 블레이드를 고정하더라도 고유진동수가 변하지 않게 되므로 구조해석 결과와의 비교 검토 시 동일한 원리를 적용할 수 있어 결과에 대한 높은 신뢰성을 가질 수 있게 된다^(11,12).

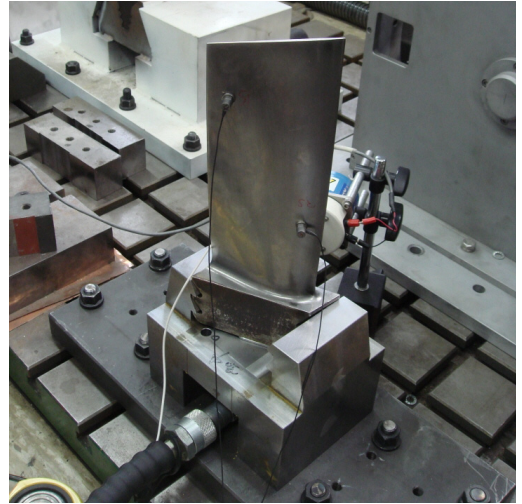


Fig. 8 Fixture for a test blade

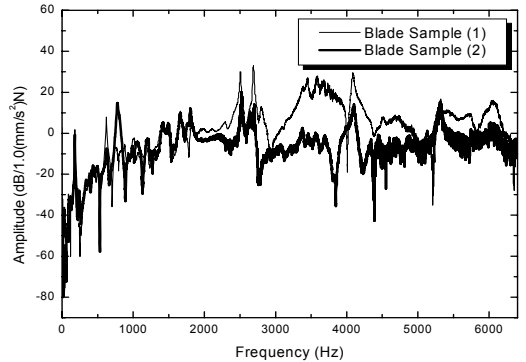


Fig. 9 FRF chart of blade sample (1) and (2) for the 5th stage

Table 1 Natural frequencies of sample blades

5th stage blade (1) (Hz)	5th stage blade (2) (Hz)	5th stage blade (1) (Hz)	5th stage blade (2) (Hz)
180	180	2504	2520
621	627	2799	2776
740, 791	778	2689	2698
1401	1416	3585	3568
1661	1660	4086	4102

시험방법은 random signal(white noise)의 형태로 진동가진기에 연결된 stick을 통해 블레이드 하단부위를 가진하도록 한 후 FRF 응답을 얻었다.

Fig. 9는 고정장치를 통해 두 블레이드에 대하여 측정된 FRF 차트를 보여주고 있다. 두 블레이드가

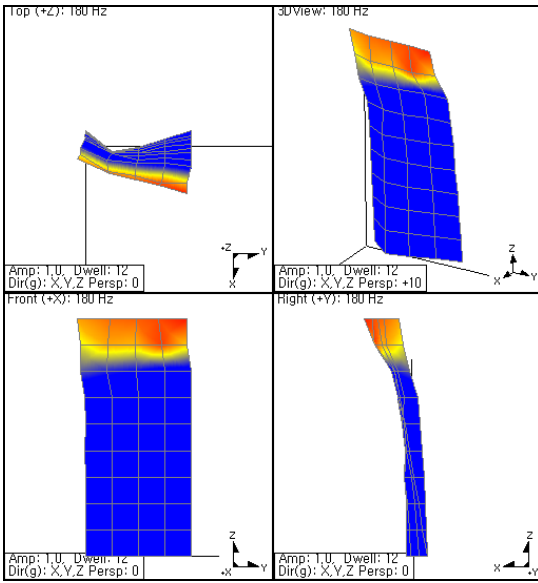


Fig. 10 The mode shape at 180 Hz

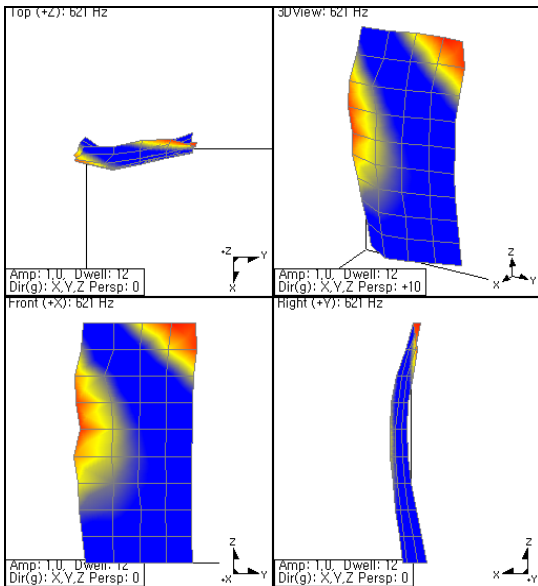


Fig. 11 The mode shape at 621 Hz

거의 유사한 고유진동수를 나타내고 있음을 확인할 수 있다.

Table 1은 시험대상 블레이드들에 대한 FRF 측정차트로부터 특성주파수 일부를 정리한 내용이다. 블레이드간 주파수 특성이 유사한 위치에서 나타나고 있음을 확인할 수 있다. Fig. 10과 11은 블레이드의 모드해석을 통해 180 Hz와 621 Hz에서 각각

나타나는 flap-wise mode와 edge-wise mode⁽²⁾를 보여주고 있다.

4.2 유한요소 모델의 동특성 분석

(1) 고유진동수 해석

블레이드에 대한 3차원 유한요소 모델링과 동특성 해석을 위해 상용 프로그램인 ANSYS를 이용하여 solid45 요소가 적용된 별도의 블레이드부와 root부를 구현하였다(Fig. 12). 모델에 대한 물성치는 Table 2와 같다.

블레이드의 고정조건을 시험조건과 동일한 상태로 만들어 주기 위해서는 로터와 반경방향으로 접촉상태를 유지하도록 해야 하나 주파수 영역에서는 비선형 접촉상태를 구현할 수 없으므로 로터와 블레이드 접촉부분에 대한 커플링 작업을 통해 선형 접촉과 같은 효과를 응용하였다.

해석 작업은 우선 고정상태의 실험결과와 동일한 결과를 얻을 수 있도록 식(1)에서 감쇠부분과 외력을 제외할 경우 블레이드를 고정하지 않은 상태에서 자유진동 결과를 얻을 수 있다. 여기서 실험상태를 구현하기 위해 외력 항에 대하여 유압력을 적용하고, root부와 블레이드부의 커플링 상태를 조합함으로써 실험결과를 모사한 결과를 얻을 수 있다.

또한 회전상태를 고려한 모델의 수치해석은 블레이드의 beam 요소와 관성요소, 재질로부터 주어지는 강성요소 등의 조합으로부터 식(1)과 같이 표현될 수 있다.

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F^a\} \quad (1)$$

여기서,

- [M] : Structural mass matrix
- [C] : Structural damping matrix
- [K] : Structural stiffness matrix
- { \ddot{u} } : Nodal acceleration vector
- { \dot{u} } : Nodal velocity vector
- {u} : Nodal displacement vector
- { F^a } : Applied load vector

Table 3은 앞선 실험결과를 바탕으로 블레이드가 root부와의 접촉상태를 모사한 결과(0 RPM)와 회전상태(3600 RPM)에서의 블레이드 고유진동수 상승결과를 보여주고 있다. 또한 가장 가까운 조화성분과의

Table 2 Material properties for the FE model

Density [kg/m ³]	Modulus of elasticity[GPa]	Poisson's ratio
8,000	193	0.3

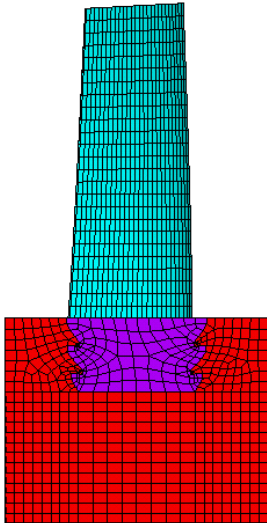


Fig. 12 FE model

Table 3 Natural frequencies for the FE model

At 0 RPM (Hz)	At 3600 RPM (Hz)	Nearest harmonic frequency (Hz)	Gap to N.H.F. (%)
177	227	240	5.4
628	660	660	0.0
764	795	780	1.9
1345	1364	1380	1.2
⋮	⋮	⋮	⋮
4208	4234	4200	0.8

근접성을 비율로 제시하였다. 회전력을 고려한 해석 결과(3600 RPM)를 살펴볼 때 첫 번째 고유진동수를 제외하고는 회전속도의 조화성분에 거의 근접하고 있음을 보여주고 있다. 해석 오차를 고려하더라도 블레이드가 회전상태에서 배수성분과의 공진에 의해 고사이클 피로를 유발할 수 있는 충분한 조건이라고 할 수 있다. 또한 Fig. 13은 블레이드 유한요소모델에 대하여 정지 중 고정상태에서부터 3600 RPM(60 RPS)까지 단계적으로 회전력이 적용되었을 때 나타난 고유진동수 변화를 보여주고 있다. 이 그림에서도 첫 번째 고유진동수를 제외한 나머지 고유

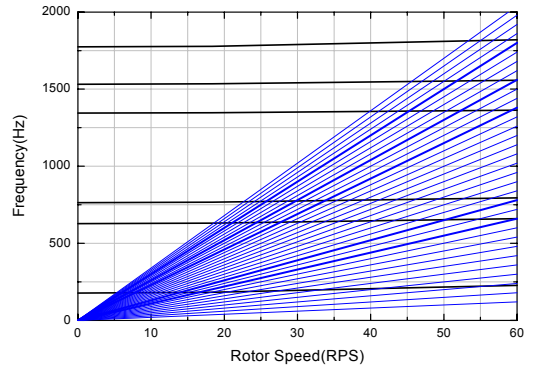


Fig. 13 Campbell diagram for the FE model

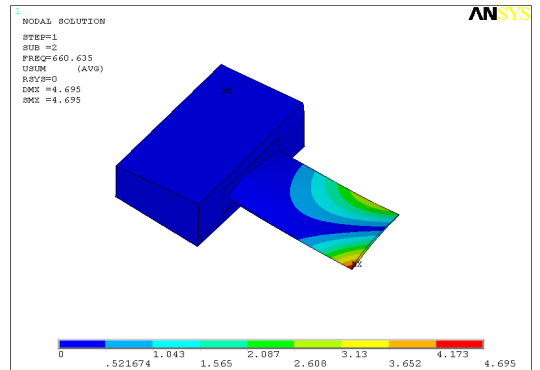


Fig. 14 A mode shape for 2nd mode(660 Hz) of the FE model at 3600 RPM

진동수 부분이 회전속도의 조화성분과 근접하는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 14는 고정상태에서 628 Hz로 나타났던 고유진동수가 3600 RPM의 회전력을 적용했을 경우에 660 Hz로 상승한 경우의 고유진동모드(edge-wise mode)를 보여주고 있다. 이것은 앞선 시험 결과 중 621 Hz에서 나타나는 고유진동모드와 일치하고 있어 원심력의 효과로 인한 고유진동수 상승이 블레이드 공진의 영향 범위로 이동시키고 있음을 확인할 수 있다.

(2) 주파수별 가진시 응력집중 위치분석

블레이드 유한요소 모델에 대하여 3600 RPM으로 회전중 주파수 응답해석을 위해서는 주파수별로 모델 상단부위에 단위 하중(1kg)을 적용함으로써 주파수응답 결과를 확인하게 된다. 이 때 주파수 응답과 함께 최대 응력집중 위치를 파악하게 됨으로써 대상

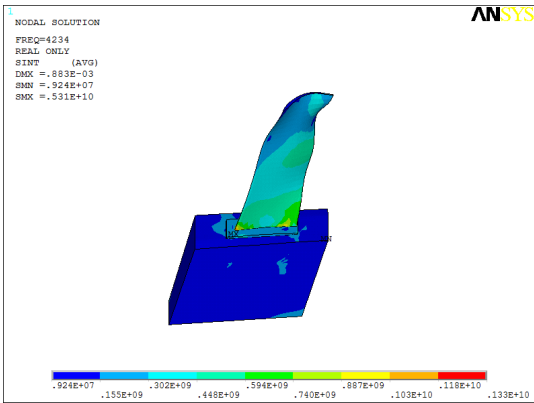


Fig. 15 Stress distribution at 4234 Hz

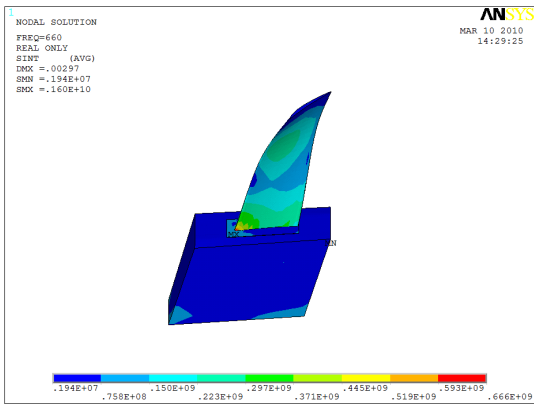


Fig. 16 Stress distribution at 660 Hz

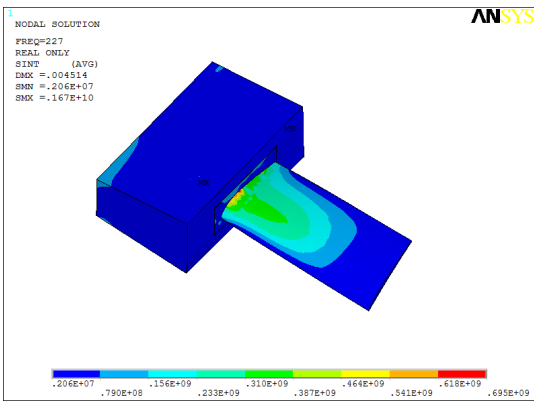


Fig. 17 Stress distribution at 227 Hz

부품의 손상에 미치는 영향 정도를 확인할 수 있다.

Figs. 15~17은 각각 227 Hz, 660 Hz, 4234 Hz에서의 진동모드와 응력집중 분포를 보여주고 있다.

227 Hz에서는 루트의 증상부위에 분포되어 있으나 660 Hz와 4234 Hz에서는 루트의 air foil부위로 집중되고 있어 블레이드의 최초 결함부위와 동일한 위치에 분포하고 있음을 확인할 수 있다. 특히 4200 Hz는 블레이드가 회전하면서 공기가 노즐(정익)을 통과하는 주파수이다. 5단에서의 노즐의 수량이 70개이므로 60 Hz의 70배수이다. 시험결과와 차이점이 발생하고는 있으나 정상 가동 중에 공기의 유동에 의한 노즐 통과주파수가 상시 존재하고 있으므로 블레이드 거동의 경향을 볼 때 이 영역에서 블레이드 동적거동의 영향이 루트부위에 영향을 줄 수 있을 것이라 판단된다.

유한요소 모델을 통하여 나타난 결과를 토대로 분석해 볼 때, 정상 회전속도에서 고유진동수 변화 결과는 2차 이상의 고유진동수 성분이 회전속도에 대한 조화성분과의 여유가 매우 적어 high cycle fatigue를 발생하는 조건을 가지고 있으며, 일부 진동 모드에서는 블레이드 루트부의 air foil에 응력을 집중시킬 수 있는 모드가 발생함으로써 최초 결함부위를 기점으로 손상 메커니즘의 진행에 영향을 주었다고 할 수 있다.

5. 결 론

이 논문에서는 복합화력발전소의 가스터빈 압축기에 대한 손상원인을 밝히고자 손상부에 대한 파단면 분석과 정상 가동 중 나타나는 동특성을 분석함으로써 분석결과를 도출하였다.

손상부의 미시적인 재질분석을 통해 균열부의 시작은 사용조건의 온도보다 매우 높은 열간 단조 등의 제작과정에서 발생된 결함인 것을 입증하였다. 또한 초기 결함위치로부터 외력에 의한 응력이 집중되면서 균열이 진전되다가 결국 파단된 것을 입증하기 위해 블레이드에 대한 구조적 특성분석을 통해 공진 영향에 의한 high cycle fatigue가 작용된 것임을 규명하였다.

만약 블레이드의 제작시 초기결함이 없었다면 단 순히 고차 모드의 공진에 의해서 블레이드가 손상되는 일은 발생하지 않았을 것이다. 다만 블레이드의 응력이 집중되는 위치에 초기결함이 존재하였고, 블레이드의 조건이 공진현상을 포함한 상태로써 정상상태보다 응력이 다소 높게 작용되어 균열이 진

행되었다고 할 수 있다. 따라서 향후 블레이드 초기 결함문제를 확인하는 문제 뿐 만 아니라 고주파의 영향 또한 설계단계에서 검토되는 것이 블레이드 건전성 확대를 위해 필요할 것으로 판단된다.

참 고 문 헌

- (1) 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.
- (2) Scheibel, J. and Dewey, R., 2007, "Status on R0 Compressor Blade Failure Investigation," EPRI Report.
- (3) Boyce, M. P., 2002, "Gas Turbine Engineering Handbook - Second Edition," Gulf Professional Publishing, pp. 407~435.
- (4) Rieger, N. F., 1989, "The Relationship between Finite Element Analysis and Modal Analysis," Sound and Vibration Magazine, Acoustical Publications, Bay Village, pp. 36~40.
- (5) Orsagh, R. F. and Roemer, M. J., 1994, "Examination of Successful Modal Analysis Techniques Used for Bladed-disk Assemblies," Technical Report, Impact Technologies, NewYork.
- (6) Hawthorne, W. R. and Olsen, W. T., 1960, "Design and Performance of Gas Turbine Plants," Princeton Univ. Press, Vol. 2, pp. 563~590.
- (7) Boyce, M. P., 2002, "Gas Turbine Engineering Handbook - Second Edition," Gulf Professional Publishing, pp. 3~57.
- (8) Hong, Y. S., 1995, "Basic Theory of Gas Turbine," Chung Mun Gak, pp. 189~219.
- (9) ASM Handbook Committee, 1975, "Ductile-to-Brittle Fracture Transition," Failure Analysis and Prevention, pp. 44~56.
- (10) Choi, B. H., 1996, "Metal Fracture Diagnosis," Jinyoungsa, pp. 31~61.
- (11) Yang, K. H. and Song, O. S., 2009, "Variation of Dynamic Characteristics of a Low Pressure Turbine Blade with Crack Length," Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 19, No. 12, pp. 1281~1288.
- (12) Yang, K. H., Cho, C. H., Bae, C. H., Kim, G. Y., Lee, W. R. and Song, O. S., 2006, "Study on Change of Dynamic Characteristics According to Cracked Condition in Turbine Blades," Proceedings of ICSV 13, RS08, pp. 468~475.