

100 MW급 가스터빈 1단 블레이드의 피로파괴 발생 원인

윤희철^a, 우창기^{a*}

Cause of Fatigue Failure of the First Blade of 100-MW Gas Turbine

Hee-Chul Youn^a, Chang-Ki Woo^{a*}^a Department of Mechanical Engineering, Incheon Nat'l University, 119, Academy-ro, Yeonsu-gu, Incheon 22012, Korea

ARTICLE INFO

Article history:

Received	3	September	2015
Revised	10	October	2015
Accepted	13	October	2015

Keywords:

Fatigue failure
Finite element method
Gas turbine blade
Modal analysis
Harmonic response analysis

ABSTRACT

Many failures have been reported in gas turbine facilities owing to repeated startups and prolonged use of the turbines. In this study, the causes and mechanism of fatigue failure in the first blade of a gas turbine were analyzed using a finite element method to calculate the centrifugal force, bending force, and a modal analysis based on the stress-stiffening effect and harmonic response under the operating conditions. The results show that, fatigue damage was caused by the resonance conditions encountered, in which the first natural frequency declined along with an increase in the metal temperature of the blade. The position of the expected fatigue damage was shown to match the actual position of the cracking at the root area of the blade, which was on the concave side. In addition, the equivalence fatigue stress was observed to approach the fatigue limit.

1. 서론

국내 100 MW 발전용 가스터빈은 전력수급에 있어 첨두부하를 담당하며, 가동연수 증가와 잦은 기동-정지에 따른 다양한 고장 사례를 나타내고 있다. 특히 가스터빈 블레이드와 같은 고온 부품은 소모성 부품으로 간주되어 설비의 안정적 운영을 위해 일정시간 사용 후 정기적으로 교체되고 있으며, 전적으로 해외수입에 의존하고 있는 실정이다. 가스터빈 제작사들은 레이저 엔 블레이드(razor & blade) 전략에 의해 낮은 건설비용으로 초기 국내시장 진입 후, 고가의 소모성 부품들을 장기적으로 독점, 공급함으로써 시장을 지배하고 있다. 따라서 가스터빈 부품 중 가장 기술 집약적이며 고가의 부품인 터빈 블레이드의 설계, 제작 및 수명평가 기술에 대해 아직까지 국내기술은 선진 제작사에 비해 뒤쳐져 있는 것이 현실이다.

가스터빈 설비에 있어서 블레이드의 파괴는 동일단 전체 블레이드 및 후단 블레이드의 연속적 파손을 발생시켜 대형 발전사고의 원인이 되므로, 파괴원인을 정확히 파악하고 그에 따른 대책수립 및 정기적 예방 점검을 시행하여 설비의 건전성 확보 및 사고예방을 하여야 한다.

그동안 가스터빈 설비의 블레이드 손상에 대해 많은 연구가 진행되어진바 윤기봉 등은 압축기 블레이드에 있어, 부식 또는 외부 이물에 의한 손상부의 노치효과가 피로수명의 급격한 감소 원인임을 밝혔고^[1], 윤완노 등은 압축기 블레이드에서 발생하는 반경방향의 균열원인에 대해 블레이드의 9차 고유진동수가 NPF(nozzle passing frequency)에 근접하여 공진에 의해 균열이 발생함을 밝히었다^[2]. 또한 송기욱 등은 저압터빈 최종단 블레이드 루트 팽거부 크랙 발생이 기동-정지에 의한 저주기 피로손상 원인임을 밝히었고^[3], 이때의 반복횟수를 계산하였다.

* Corresponding author. Tel.: +82-32-835-8939

Fax: +82-32-835-0793

E-mail address: woerwck@incheon.ac.kr (Chang-Ki Woo).

본 연구는 발전용 100 MW급 가스터빈 1단 블레이드 루트(root)부에 발생한 크랙의 발생 원인을 규명하고자 고유진동수 측정과 유한요소해석을 수행하였다. 해석 시 정상운전조건을 고려하여 원심력과 연소 밴딩력에 의한 구조해석, 응력강성효과와 온도상승에 따른 모달해석, 마지막으로 조화응답해석을 통해 블레이드 1차 고유진동수와 10X 구동주파수와의 공진이 크랙 발생 원인임을 규명하였다.

2. 손상현상

2.1 블레이드 기계적 특성

크랙이 발생한 가스터빈 1단 고온 블레이드의 형상은 Fig. 1과 같으며, 재질은 IN738LC로서, 화학성분, 물성치 및 기계적 특성은 Table 1, 2와 같다.

2.2 가스터빈 설비 및 운전

Table 3은 가스터빈의 운전조건 및 설비규격으로, 정격회전속도 3,600 rpm까지 도달시간, 이후 정격출력 도달까지의 시간 및 정상 운전 중 1단 블레이드의 온도상승(730°C)에 대한 정보를 포함하고 있다.

2.3 균열형상

본 연구대상인 1단 블레이드는 전체 81개로 구성되어 있으며,

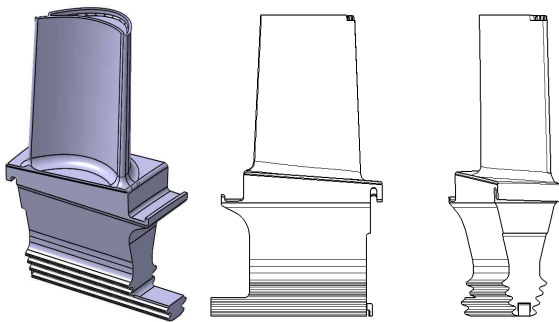


Fig. 1 Gas turbine 1st stage blade

Table 1 Chemical compositions of IN738LC (wt.%)

Cr	Co	Al	Ti	W	Ta	Mo	Nb	Zr	Ni
16	8.5	3.4	3.4	2.6	1.75	1.75	0.85	0.12	Bal.

Table 2 Material & Mechanical properties

Density [kg/m ³]	Young's Modulus [GPa]	Poisson's Ratio	Tensile Strength [MPa]	Yield Strength [MPa]	Elongation [%]
8100	210	0.29	1,078	978	3.50

육안검사 및 형광침투탐상에 의한 점검 중 2개 블레이드에 대해 Fig. 2와 같이 동일위치, 동일형상의 크랙을 확인하였다. 크랙의 길이는 최대 80 mm이고, 위치는 블레이드 루트부 컨케이브(concave)측 첫 번째 퍼트리(firtree)와 생크(shank)부의 연속부에서 발견되었으며, 개구변위는 L/E(leading edge)측과 T/E(trailing edge)측 중간이 가장 크고 양측으로 갈수록 미세함으로써 중앙부에서 발생한 크랙이 양측으로 진전된 것으로 추정할 수 있었다.

3. 손상원인 분석

3.1 고유진동수 측정

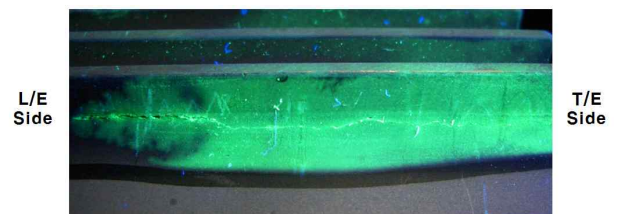
가스터빈의 정상운전 중 고속, 고온의 블레이드 동특성을 알기 위해선 운전 중 스트레인 게이지를 이용한 원격측정방법(strain telemetry test)과 해석적 방법이 알려져 있다. 원격측정은 시험의 고비용과 측정을 위한 부품의 가공 및 변경으로 설비 신뢰성이 저하된다는 단점이 있어, 범용 유한요소해석 프로그램인 ANSYS를 이용하여 해석하기로 하였다. 또한 해석의 신뢰성을 검증하기 위해선 측정결과와 해석 결과가 상호일치 하여야 하므로 먼저 Fig. 3과

Table 3 Operating conditions of the gas turbine facility

Item	Unit	Spec.
Output	MW	100
Revolution	rpm	3,600
1st inlet temp.	°C	1,100
1st blade metal temp.	°C	730
0 → 3,600 rpm	Min.	12
0 → 100 MW	Min.	8



(a) Visual inspection



(b) Fluorescent penetrate inspection

Fig. 2 Crack in the 1st blade

같이 크랙이 없는 블레이드의 자유상태 고유진동수를 측정하였다.

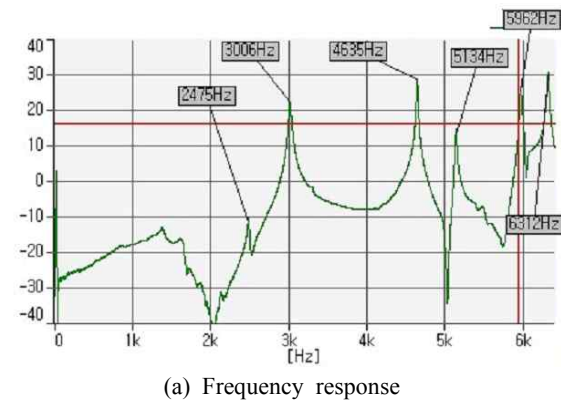
1단 블레이드의 자유상태 고유진동수 측정에 있어 Fig. 3과 같이 에어쿠션 위에 블레이드를 위치시키고, 에어포일(airfoil)팁 축방향과 원주방향에 가속도센서를 각각 부착하여 임팩트 햄머를 루트부에 타격, 응답값을 측정하였다. 측정된 결과에서 2개의 가속도 센서 고유진동수 측정값을 상호비교하고, Fig. 4(a)에서 측정된 1~6차 고유진동 피크점과 이때 (b) 그래프에서의 180° 위상각 변화를 확인하여 측정결과의 신뢰성을 확보하였다.

3.2 모델링 및 모달해석

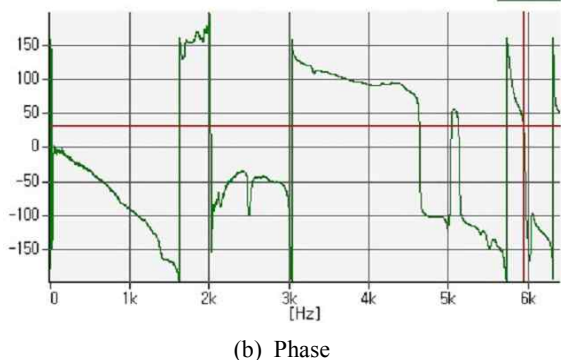
해석의 기초가 되는 가스터빈 1단 블레이드의 모델링은 Catia



Fig. 3 Measurement of the free frequency



(a) Frequency response



(b) Phase

Fig. 4 Monitoring of free frequency

V5 프로그램을 이용하여 생성하였고, 유한요소해석 프로그램인 ANSYS R15에서 모달해석을 하기 위해 모델링을 불러들였다. 불러들인 모델링의 메쉬 생성에 있어, 블레이드는 내부 28개 냉각유로를 포함하고 있으므로 매우 조밀한 메쉬로 나뉘야 했으며, 해석의 정확도를 높이기 위해 고유진동수 결과값이 수렴할 때 까지 반복해서 메쉬를 작게 나누었다. 또한 차후 크랙손상 부위인 퍼트리(fir tree)부의 구조해석 및 주파수응답해석 결과의 응력분포 정확성을 높이기 위해 Fig. 5와 같이 생성된 메쉬를 다시 1/2 크기로 나눈 결과, 절점(node) 247,697개, 요소(element) 152,352개로 생성하였다. Table 4와 같이 고유진동수 해석결과가 측정결과와 ±1% 이내의 오차를 가짐으로써 해석에 의한 신뢰성을 확보하였고, 모달 해석을 위해 사용된 모델링과 메쉬는 이후 실제 운전조건을 고려한 응력, 모달 및 주파수 응답해석에도 동일하게 사용하였다.

3.3 정상운전조건 구조 및 모달해석

정상운전 중 블레이드는 로터휠에 장착되어 원심력에 의해 구속된다. 따라서 블레이드 루트부와 로터휠의 접촉구속 경계조건을 현실화하기 위해 Fig. 6과 같이 로터휠에 대해 3D 모델링하고, 휠의 양면은 대칭, 저부는 고정으로 경계조건을 부여하였다. 정상운전 중 블레이드의 주요 작용하중인 원심력과 연소력에 있어, 원심력의 부여 방법은 로터 축 중심으로 부터 회전반경 거리만큼 블레이드의 좌표를 이동하여 분당 3,600 회전으로 설정하였고, 연소력은 출력을 감안한 계산으로 축방향 4,823 N과 원주방향 4,055 N으로 가

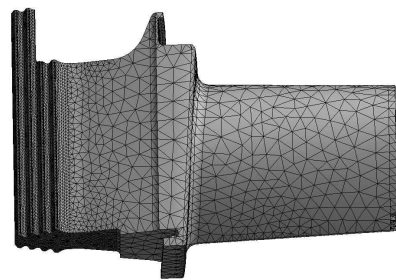


Fig. 5 3D Modeling & Mesh

Table 4 Natural frequency

Mode	Measurement [Hz]	FEM analysis [Hz]	Difference [%]
1st	2,475	2,492	0.69
2nd	3,006	3,018	0.40
3rd	4,635	4,604	-0.67
4th	5,134	5,101	0.64
5th	5,962	5,988	0.44
6th	6,312	6,282	-0.48

정하여 부여하였다.

블레이드에 작용하는 원심력과 연소력은 응력강성효과(stress stiffening effect)를 발생시켜 고유진동수의 상승을 가져오지만, 출력증가에 따른 블레이드 메탈온도는 상승하여 Table 5와 같이 고온에서 탄성계수의 저하가 발생하며 고유진동수가 낮아진다. 따라서 정확한 고유진동수 해석을 위해 구조해석의 결과를 모달해석과 연계하고, Table 6과 같이 조건별 고유진동수 결과를 나타내었다. 로터휠과 블레이드는 Case 1~3 모두 고정된 것으로 구축하고, Case 1의 경우 온도는 상온, 터빈로터는 정지조건, Case 2의 경우 온도는 상온, 회전속도는 3,600 rpm 회전조건, Case 3의 경우 온도는 730°C, 회전속도 3,600 rpm 회전조건으로 해석하였다. 예상과 같이 Case 1, 2의 비교에서 Case 2는 원심력과 연소력에 의한 응력강성효과로 Case 1의 고유진동수보다 증가 되었으며, Case 2, 3의 비교에서 블레이드 온도상승은 고유진동수를 하락 시키었다. 중요한 사항은 고유진동수 하락률이 응력강성효과에 의한 상승률보다 크므로써 운전상태의 가스터빈 1단 블레이드의 고유진동수 변동은 온도에 의해 더 크게 지배받고 있음을 알 수 있었다. 또한 정상운전조건인 Case 3에 있어, 4, 5차 고유진동수 2,283 Hz, 3,317 Hz는 노즐통과주파수(NPF: nozzle passing frequency) 2,880 Hz와 각각 +20.0%, -15.2% 공진 여유율을 가짐으로써 제

작사의 블레이드 설계 여유율 $\pm 5.0\%$ 이상이므로 노즐통과주파수와 공진에 대해 안전한 것으로 계산되었다.

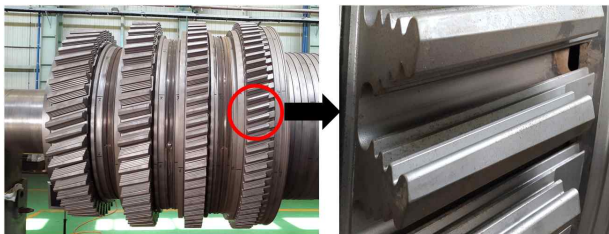
가스터빈의 정상상태 운전조건에 대해 구조해석을 수행한 결과 원심력 및 연소력에 의한 루트부 응력분포는 Fig. 7과 같이 고르게 발생되고 있어 블레이드와 휠의 체결방식이 응력을 고르게 분포시킬 수 있는 안정적 설계임을 간접적으로 유추할 수 있었다. 세부적으로 퍼트리(fir tree)의 첫 번째 산 접촉점에서 크랙 발생 부위의 응력은 365~409 MPa의 분포를 보였고, 2~4번째 산의 접촉부에서 573~612 MPa를 나타내었다. 따라서 크랙 발생 부위의 응력이 미발생부 응력보다 작으므로 원심력과 연소력은 블레이드의 크랙 발생 원인이 아닌 것으로 판명되었다.

위와 같은 구조해석 결과로 인해 추가적으로 진동에 의한 크랙 발생 가능성에 대해 모달해석한 결과, Fig. 8과 같은 1~6차까지의 고유진동수별 응력분포를 나타내었다.

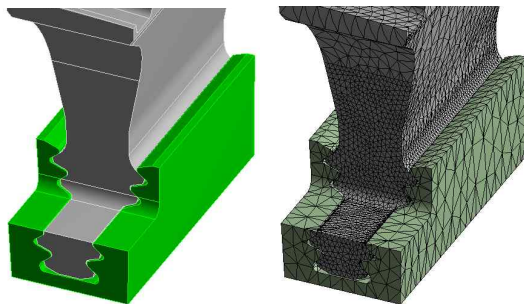
Fig. 8의 1차 고유진동모드의 응력분포결과에서 실제 블레이드의 크랙 발생위치와 최대응력 발생위치가 일치함으로써 이때의 진동모드와 응력이 블레이드의 크랙 발생 주요 원인임을 추정할 수 있었고, 따라서 가진력에 의한 1차 고유진동수에 대한 강제진동 응답해석을 통해 응답응력을 계산하였다.

3.4 조화응답해석

3.3절에서 수행한 모달해석의 각 모드별 응력분포 결과에서 연소가스 변동력에 의한 강제진동 응답해석을 수행하였다. Fig. 9에서 회전력의 증가와 출력증가를 위한 시간경과에 따라 각 고유



(a) Turbine rotor wheel of the 1st stage



(b) Assembly of blade and wheel

Fig. 6 Blade and Wheel modeling

Table 5 Young's modulus of IN738LC according to the temperature

Temperature [°C]	Young's Modulus [GPa]
20	210
730	162

Table 6 Shift of the natural frequency

Mode	Case 1	Case 2	Case 3
1st	610.3	624.9	562.2
2nd	1,491.3	1,496.9	1,363.8
3rd	2,315.1	2,322.0	2,067.7
4th	2,558.1	2,569.2	2,283.0
5th	3,723.1	3,730.0	3,317.2
6th	4,761.5	4,766.5	4,260.9

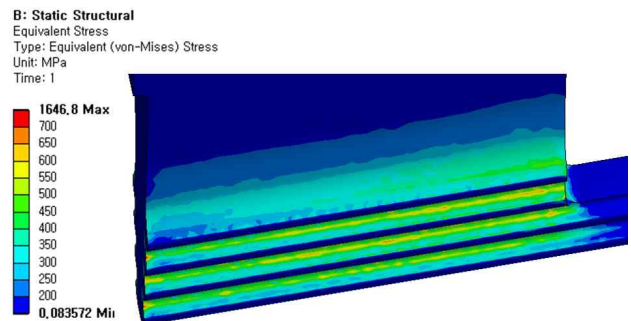


Fig. 7 Static structural analysis of the blade's root

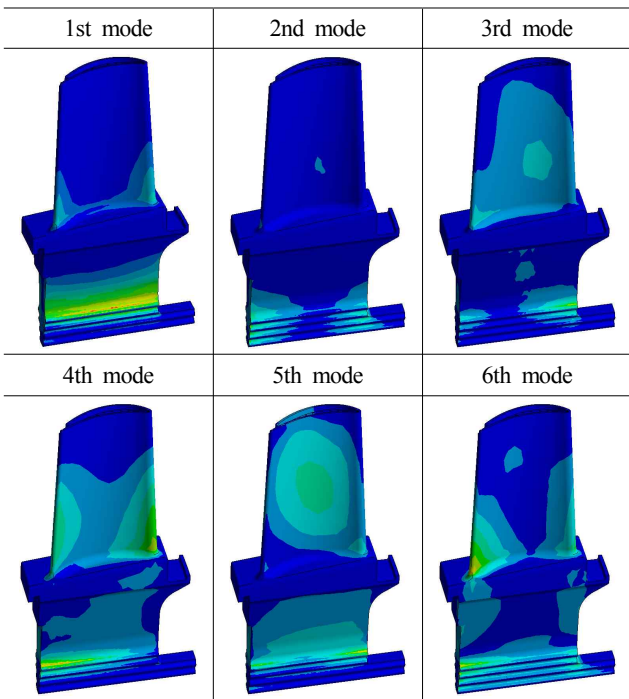


Fig. 8 Stress distribution according to the mode shapes

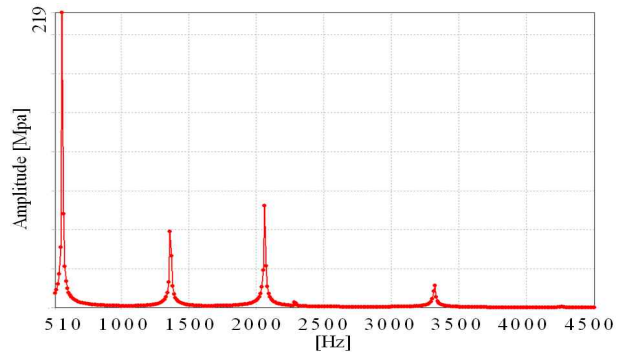
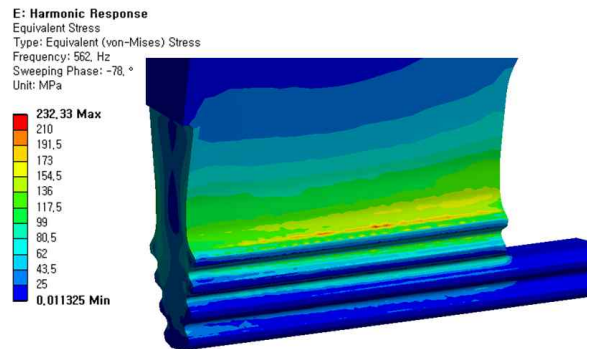


Fig. 10 Harmonic response (500~4,500 Hz)



(a) Stress distribution in the root

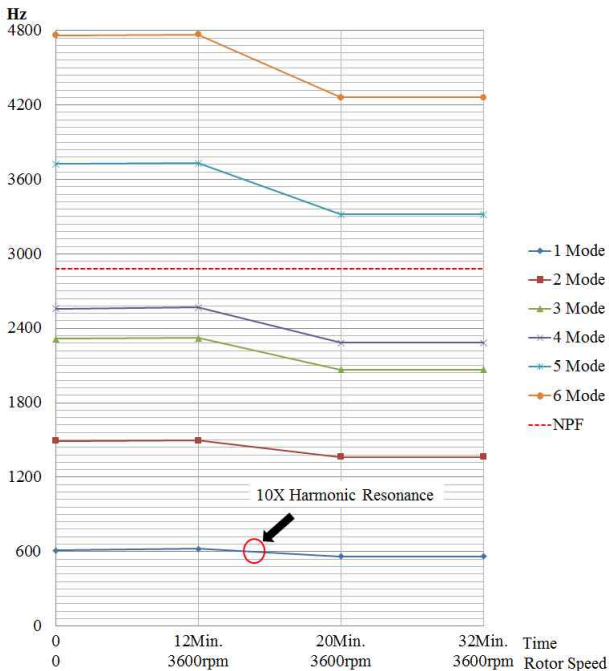
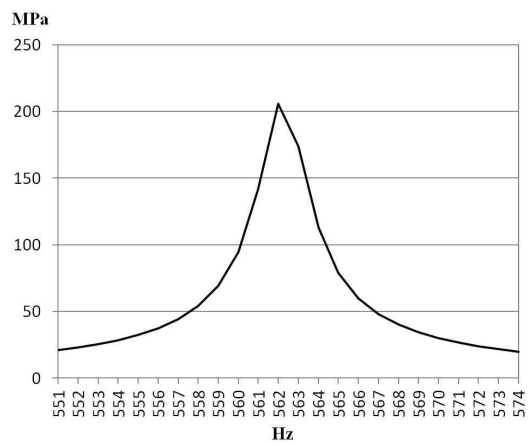


Fig. 9 Shift of natural frequency according to the time

진동수의 변화상태를 나타내었고, 블레이드 고유진동수는 원심력의 증가에 따라 증가하고, 출력 증가에 따른 온도증가에 따라 감소함을 알 수 있었다. 특히 1차 고유진동수 변화에 있어 온도 증가에 따른 고유진동수 감소 시 조화주파수 600 Hz(10X)를 통과함을 알 수 있었다. 따라서 승속 후(3,600 rpm) 온도 변화에 따른 1차 고유진동수 변화에 대한 조화주파수 응답응력 해석을



(b) Frequency response stress at the 562 Hz

Fig. 11 Harmonic response in the 1st natural frequency

수행하였다.

복잡한 냉각유로를 가지고 있는 고온 블레이드의 정확한 해석을 위해 많은 절점과 요소로 나눈 메쉬는 해석 시 대용량 데이터를 처리하기 위한 하드웨어의 고성능과 소요시간을 필요하게 되므로, 1차로 1~6차 고유진동수 범위인 500~4,500 Hz까지 10 Hz의 간격으로 조화응답해석을 수행하여, 그 결과를 Fig. 10에 나타내었다. 1차 해석결과 1차 모드의 최대응력발생 부위가 실제 블레이드의 크랙 발생 위치와 일치함을 확인하였고, 1차로 562 Hz 진후 주파수에 대해 1 Hz 간격으로 정밀 응답응력해석을 수행한

Table 7 Fatigue limit from S-N curve of IN738¹⁷⁾

Temperature [°C]	Fatigue limit [MPa]	Temperature [°C]	Fatigue limit [MPa]
24	359	650	331

결과, Fig. 11과 같이 562 Hz에서 최대 응력이 219 MPa로 계산되었다.

3.5 수명 평가

정상출력을 위한 연료소비 증가결과 연소온도증가로 인해 블레이드 에어포일부의 온도는 730°C까지 상승할 수 있지만, 루트부는 연소가스와 직접적으로 접촉하지 않고, 또한 약 350°C의 쿨링에어(cooling air)로 인해 에어포일 부분보다 온도가 낮음을 알 수 있다. 따라서 ASMH(aerospace structural metals handbook)에서 온도에 따른 IN738 재질 S-N 곡선의 피로한도는 Table 7과 같으므로 피로한도의 범위를 331~359 MPa로 설정 하였다. Goodman 식(1)에서 원심력과 연소력에 의해 발생된 응력을 평균응력으로, 연소가스 변동력에 의한 응답응력을 응력진폭으로 하여 피로한도 대신 해당 수명을 주는 등가피로응력으로 계산하면 336 MPa로, 운전 중 블레이드의 온도 650°C에서 IN738재질 S-N곡선의 피로한도 331 MPa를 넘어서고 있으므로 크랙 발생 가능성이 높음을 알 수 있다.

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

σ_a : 응력진폭

σ_m : 평균응력

S_u : 인장강도

S_e : 피로한도

4. 결론

구조체의 설계 신뢰성은 실험과 해석, 두 가지 결과값을 상호 비교 검증함으로써 확보할 수 있다. 따라서 본 연구대상인 100 MW급 가스터빈 1단 블레이드의 균열발생 원인을 규명하기 위해 실제 블레이드의 고유진동수 측정과 모달해석 결과를 상호 비교 검증 하였다. 그 결과 모달해석 및 이후 정상운전상태 해석의 기초가 되는 모델링과 메쉬의 신뢰성을 검증하고 해석한 결과 다음과 같다.

블레이드의 고유진동수는 정상운전 시 원심력과 연소력에 의한 응력강성효과로 상승하고, 반대로 출력증가에 따른 블레이드 온도

상승으로 하락함을 검증하였는 바, 가스터빈 블레이드의 고유진동수 변화폭은 온도에 의해 크게 지배받는 것을 알았다.

운전상태의 구조해석 결과 최대응력이 실제 블레이드의 크랙 발생 위치와 상이함으로써 원심력과 연소력은 크랙 발생 원인이 아님을 확인하였고, 모달해석과 조화응답해석을 추가적으로 수행 하였다. 모달해석결과 4, 5차 고유진동수 2,283 Hz, 3,317 Hz는 노즐통과주파수(NPF) 2,880 Hz와 각각 +20%, -15.2% 공진 여유율을 가져, 설계 여유율 $\pm 5\%$ 이상 됨으로써 공진에 안전한 것으로 계산되었다. 따라서 NPF 공진에 의한 크랙 발생 가능성도 배제되었다.

1~6차까지의 모드해석결과 1차 모드의 응력 집중부가 실제 크랙 발생위치와 동일함으로써 크랙 발생 원인임을 유추할 수 있었고, 조화응답해석 결과 응답응력은 219 MPa로 나타났다. 이때 원심력과 연소력에 의한 평균응력은 365 MPa이므로 Goodman식을 이용하여 등가피로응력을 계산한 결과 336 MPa로서, 운전 중 블레이드의 온도 650°C에서 IN738재질 S-N곡선의 피로한도 331 MPa를 넘어서고 있으므로 이러한 피로응력에 의해 크랙 발생 가능성이 높음을 알 수 있다.

연구대상 가스터빈 기동특성에 있어 블레이드는 기동 스타트 후 12분 후에 3,600 rpm까지 승속 되고, 20분 후에는 100 MW의 출력을 내며 블레이드의 온도는 상승, 포화된다. 이때 터빈 로터의 속도는 3,600 rpm으로 변화가 없으나, 블레이드 1차 고유진동수는 온도상승에 의해 624 Hz에서 562 Hz로 변동하고, 이때 구동조화주파수 10X(600 Hz)를 통과하며 공진이 발생, 실제 크랙 발생 부위에 336 MPa의 피로응력을 발생시킨다. 따라서 가스터빈 1단 블레이드의 루트부 크랙은 공진에 의한 고주기 피로파괴임을 규명 하였다.

후 기

이 논문은 2015년도 인천대학교 자체연구비 지원에 의해 수행되었습니다.

References

- [1] Yoon, K. B., Ma, Y. W., Kim, Y. I., Cha, S. J., Kim, Y. J., 2005, Failure Analysis of Gas Turbine Compressor Blades, KSME, Spring Annual Meeting, 185-190.
- [2] Yun, W. N., Kim, J. S., 2010, Investigation of High Cycle Fatigue Crack of the Gas Turbine Compressor Blade Using Finite Element Analysis, KSPE, 27:12 107-112.
- [3] Song, G. W., Choi, W. S., Kim, W. J., Jung, N. G., 2013, Damage

- Analysis for Last-stage Blade of Low-pressure Turbine, *KSME*, 37:12 1153-1157.
- [4] Lee, D. Y., Bae, Y. C., Kim, H. S., Lee, Y. R., Kim, D. Y., 2005, Vibration Analysis for the L-1 Stage Bladed-disk of a LP Steam Turbine, *KSNVE*, 20:1 29-35.
- [5] Lucjan Witek., 2011, Numerical Stress And Initiation Analysis of the Compressor Blades after Foreign Object Damage Subjected to High-cycle Fatigue, *Engineering Failure Analysis*, 18:8 2111-2115.
- [6] Rao, 1990, *Mechanical Vibrations*, WILEY, Massachusetts, 138-175.
- [7] John L. Shannon, Jr., 2001, *Aerospace Structural Metals Handbook*, PURDUE, Code 4217 103-125.