

# 증기터빈 블레이드의 파손방지를 위한 동특성 해석

김효진\* · 박정용\*

## Dynamics Analysis for Preventing Failures of Steam Turbine Blade

Hyo-Jin Kim\*, Jung-Yong Park\*

*Key Words: Blade(블레이드), Failure(파손), Damage Mechanism(손상 메카니즘), Finite Element Method(유한요소법), Modal Analysis(모드 해석), Dynamic Stress(동적 응력)*

### ABSTRACT

The blade failures are identified as the leading cause of unplanned outages for steam turbine. Most investigations of the failures are limited to material tests, chemical analysis of deposits, and possibly examination of material specimens. But to correct a blading problem requires more than positive identification of the mechanisms involved. An analytic procedure capable of predicting stress and dynamic characteristics of turbine blades is presented to increase steam turbine availability by decreasing blade failures. Finite element method is used to model and predict natural frequencies, steady and dynamic stresses of turbine blades. The procedure is illustrated by the case study. This procedure is used to guide, and support the plant manager's decision to avoid a costly, unplanned outage

### 1. 서 론

화력 발전소의 가동년수가 증가함에 따라 터빈 설비의 주요 부품 손상에 따른 잦은 사고로 인하여 가동 중지 사례가 빈번하게 일어나고 있다.<sup>(1)</sup> 그 중 저압 터빈 블레이드에 대한 사고가 많이 발생하고 이에 따른 안전성 확보와 사고 예방에 상당한 관심이 집중되고 있다. 터빈 블레이드(동익)의 파손은 사고 파급 확대와 출력감소, 효율저하, 복구기간 및 비용증대로 인한 경제적 손실을

초래한다. 블레이드는 그 설계나 제조에 있어서 많은 기술적인 노력이 경주되었다. 그러나 사용 수량이 많기 때문에 아직도 파손사고 발생건수가 다른 부품에 비해 많다(터빈 손상 발생건수의 23%). 블레이드는 고속회전 상태에서 운전되고, 운전 중에 원심력 등의 정적인 힘(steady state force)과 진동에 의한 동적인 힘(dynamic state force)이 작용한다. 따라서 블레이드의 파손사고는 대부분의 경우 매우 복잡하며, 파손의 원인은 피로파괴, 부식피로, 응력부식, 침식, 제작 및 조립 불량, 운전과실, 설계불량 등으로 분류할 수 있다.

\* 한국중공업(주) 기술연구원

지금까지 대부분의 블레이드 파손해석은 금속학적인 분석을 수행하여 파손원인을 정성적으로 규명하고 있다. 블레이드 파손의 재발을 방지하기 위해서는 파손원인을 정량적으로 규명하여야 한다. 따라서 본 연구에서는 파손 블레이드에 대한 금속학적인 해석과 병행하여, 회전체인 블레이드 동특성 해석을 수행하여 파손원인을 정량적으로 규명하였다. 또한 블레이드의 손상사례를 설계 관점에서 분석하였다. 수행한 파손해석은 파손이 일어났던 H발전소 증기터빈 저압 터빈 마지막 단 블레이드이다. 복잡한 형상과 경계조건인 블레이드를 해석하기 위해 유한요소법을 사용하였으며, 원심력으로 인한 정상상태 응력과 진동에 의한 동적 응력을 구하였다. 동특성 해석을 통하여 파손부위에 동적 응력 집중에 인한 파손임을 확인하였으며, 파손방지 방법을 제시하였다.

## 2. 손상 메카니즘

블레이드의 손상은 회전체 특성상 지속적으로 발생할 수 있고 대형 2차 손상으로 확대될 수 있는 특징을 가지고 있다. 따라서 손상 메커니즘에 대한 올바른 이해가 필요하다.

일반적으로 운전속도 8배 이상의 고유 진동수를 가지는 블레이드는 고유 진동수에 의한 공진이 발생하여도 블레이드 자체에 큰 영향을 주지 않는다. 그러나 블레이드의 고유 진동수가 운전속도의 6배 이하인 블레이드는 3~6배의 축방향 진동 주파수를 가진다. 이러한 수준의 고유 진동수를 가지는 블레이드에서 공진이 발생하면, 블레이드 및 디스크에 심각한 고주기 피로손상이 발생한다. 저압 터빈 마지막 두 단이 이에 속한다. 따라서 블레이드에서 발생하는 사고의 대부분은 피로에 의한 절손사고이다. 이러한 사고 중에는 장시간 사용후에 나타나는 것이 있다. 이런 의미에서는 하나의 경년열화 현상이라고 할 수 있다. 특히, 침식(erosion)을 동반하거나 노치가 될 만한 요소가 블레이드에 존재하고 진동응력이

집중하면, 균열의 생성과 진전으로 파손에 이른다. 설계시에는 운전속도에서 공진을 피할 수 있는 고유 진동수를 가지도록 광범위한 연구 및 시험이 요구된다.<sup>(2)</sup>

저압 터빈 마지막 단 블레이드는 설계상 습증기에서 사용되기 때문에 물방울에 의한 침식과 부식에 관련된 파손이 일어난다.<sup>(3)</sup> 물방울에 의한 침식을 방지하기 위해서 블레이드 선단부 증기 입구 배면 쪽에 침식 차폐막(erosion shield)을 통상적으로 붙이고 있다. 침식 차폐막으로는 코발트를 주성분으로 하는 경질 합금인 스텔라이트(stellite)를 사용한다. 부식에 관련된 파손을 분석하면 다음과 같다. 터빈 블레이드의 표준적인 재료는 12~13% Cr강으로 제조자에 따라 합금 첨가 원소에 차이가 있으나, 블레이드 재료 그 자체로서는 증기가 고순도인 경우 만족스러운 재료이다. 그러나 증기의 순도가 떨어지고 복수기(condenser) 누출이나 정수계(demineralizer system)의 고장으로 증기가 오염되면 과잉 알카리, 염화물(acid chloride), 황화물(sulfate) 등이 블레이드의 견습 교차부에 석출하게 된다. 특히, 공기유입, 과잉 공기하에서의 터빈 정지로 증기에 존재하는 산소는 피팅(pitting)을 촉진시킨다. 활성적인 피팅이 형성되면 12 Cr강의 피로 강도를 공기 중에서의 1/5로 감소시키기도 하여 부식피로의 위험성이 높아진다. 부식에 관련된 파손중 블레이드 진동에 의한 균열은 부식피로에 의한 균열이며, 정상상태의 원심응력이 주 요인이면 응력부식 균열(stress corrosion cracking)로 구분한다. 이와 같은 부식에 관련된 파손은 설계상 습증기가 존재한 저압 터빈 마지막 블레이드에서 일어난다.

손상사례를 살펴보면 다음과 같다. 97년 5월 현재 운전중인 국내 화력 발전소의 블레이드(동익) 손상 발생은 128건이며 손상사례는 Table 1과 2에 보인 바와 같다.<sup>(4)</sup> 앞에서 언급한 블레이드 설계와 손상 메카니즘을 통하여 손상사례를 분석하면, 진동설계가 까다로운 저압 터빈 마지막 두 단 L-0 단과 L-1 단에 손상 빈도가 전체의 70%를 차지하고 있으며, 특히 습증기가 존재

한 마지막 단 L-0의 손상 빈도가 높음을 확인할 수 있다.

금속학적 분석은 파손원인을 정성적으로 분석하고 있다.

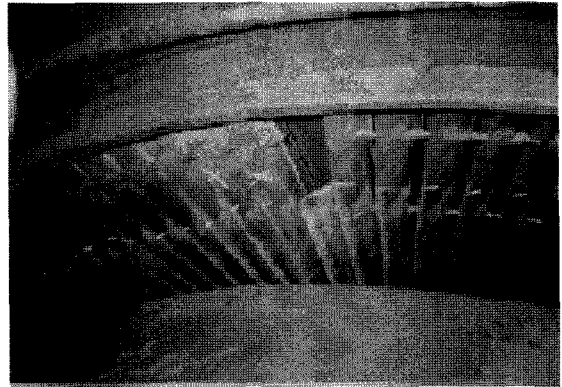
Table 1 Number of steam turbine blade failures by blade type

HP	IP	LP					Total
		L-4	L-3	L-2	L-1	L-0	
10	6	7	7	8	31	59	112
7.8%	4.7%	87.5%					

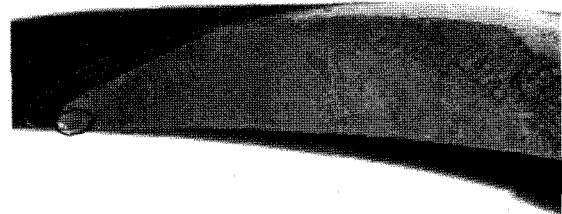
Table 2 Number of steam turbine blade failures by cause

type cause	HP	IP	LP	total no.	%
(corrosion) fatigue	3	1	43	47	36.7
stress corrosion cracking	1	3	37	41	32.0
design	4		17	21	16.5
operation	2	1	3	6	4.7
degradation			5	5	3.9
erosion			4	4	3.1
unknown		1	3	4	3.1
total no.	10	6	112	128	100%

본 연구에서 수행한 블레이드 파손해석으로써, H발전소 블레이드 금속학적 파손원인 분석은 다음과 같다. 파손된 블레이드는 Fig. 1의 (a)에 보인 바와 같이 저압 터빈 마지막 단이다. 파면을 광학현미경으로 관찰하면, Fig. 1의 (b)에 보인 바와 같이 파면에서 피로손상의 특징인 비치마크가 관찰된다. 따라서 피로 균열에 의한 파손임을 알 수 있고, 균열 시작점의 관찰과 분석으로써 균열 생성 원인을 확인할 수 있었다. 이와 같은



(a) Last stage



(b) Fracture surface

Fig. 1 Blade failure

### 3. 동특성 해석

파손원인을 정량적으로 산출하기 위해서는, 블레이드의 동특성을 분석하고 동특성에 따른 응력을 정확히 산출하여야 한다. 이와 같은 동특성 해석 결과는 블레이드의 손상을 방지하고 설계수명의 연장에 활용할 수 있다. 복잡한 형상과 경계조건인 블레이드를 해석하기 위해 유한요소법을 사용하였다. 블레이드에 유한요소법의 응용은 블레이드 파손원인을 정량적으로 분석하고, 블레이드 수명에 영향을 미치는 여러 변수들을 고찰하여 블레이드 파손방지에 기여할 수 있다. 블레이드의 화학적 조성비 및 기계적 성질은 Table 3과 4에 보인 바와 같다.

Table 3 Chemical composition

C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo	V	Cu
0.19	0.26	0.47	0.04	0.02	0.39	13.2	0.74	0.02	0.09

Table 4 Mechanical properties

Data \ Temp(°C)	100	200	300	400	500
Density(Kgf/m <sup>3</sup> )	0.28				
Thermal Cond. (10 <sup>3</sup> ×Kgf-m/s-m-°C)	6.37	6.63	6.88	7.13	7.38
Young's modu. (10 <sup>11</sup> ×Pa)	1.99	1.90	1.81	1.73	1.62
Specific Heat (Kgf-m/Kgf-°C)	71.30	54.22	58.06	61.05	4.27
Co. of Thermal Exp. (α×10 <sup>6</sup> )	5.52	5.60	5.77	6.03	6.36

### 3.1. 유한요소 모델링

블레이드 유한요소해석을 위해서는 블레이드 형상 데이터가 필요하다. 그러나 각 발전소마다 이들 데이터를 보유하지 않음으로 3차원 측정기를 사용하여 해석하고자 하는 H 발전소의 저압 터빈 마지막 단 블레이드를 실측정하여 데이터를 획득하였다. 이 데이터를 바탕으로 Fig. 2에 보인 바와 같이 유한요소 모델링을 하였다. 해석에는 8절점 3차원 요소를 사용하였으며, 요소(element)의 개수는 1782개이다.

### 3.2. 정상상태 응력

블레이드의 정상상태 운전인 3600rpm 회전시 블레이드에 가해지는 주된 힘은 회전에 의한 원심력이며 정상상태 응력을 유발한다. 증기에 의한 곱힘 하중은 원심력에 비해 10% 미만이므로 무시한다. 원심력에 의한 블레이드 모델의 지배

방정식은 다음과 같다.<sup>(5)</sup>

$$[K_e]\{U_e\} = [F_e] \quad (1)$$

여기서  $K_e$ 는 요소 강성행렬,  $U_e$ 는 요소절점 변위벡터,  $F_e$ 는 요소절점의 힘벡터를 나타낸다. 단에 대한 블레이드들은 같은 응력 분포이므로, 이 방정식은 한 개의 블레이드에 대한 해석이다.

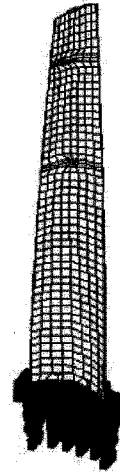


Fig. 2 Finite element model

### 3.3. 고유진동 모드 해석

고유 진동수와 상응하는 모드 형태(mode shape)는 다음과 같은 운동방정식으로 나타낸다.

$$[M]\{\ddot{U}\} + [K]\{U\} = 0 \quad (2)$$

여기서  $[M]$ 는 질량행렬,  $\{\ddot{U}\}$ 는 가속도행렬,  $[K]$ 는 강성행렬,  $\{U\}$ 는 변위행렬을 나타낸다.

### 3.4. 동적 응력 해석

블레이드에 작용하는 동적 응력은 조화 가진 패턴에 의해서 생긴다. 조화 가진(harmonic

excitation)은 증기 유동과 블레이드의 회전력에 의해서 유기되며, 조화 응답 해석에서의 기본식은 다음과 같다.

$$[M]\{\ddot{U}\} + [C]\{\dot{U}\} + [K]\{U\} = \{F(t)\} \quad (3)$$

여기서 [M]은 질량행렬, [C]는 감쇠행렬, [K]는 강성행렬,  $\{\ddot{U}\}$ 는 가속도 행렬,  $\{\dot{U}\}$ 는 속도행렬,  $\{U\}$ 는 변위행렬,  $\{F(t)\}$ 는 증기에 의한 가진력 행렬을 나타낸다. 각 자유도의 실제변위가 계산되며, 변위가 계산되면 강제조화 가진하에서의 계의 응력을 산출한다.

#### 4. 해석 결과 및 고찰

정상상태일 때의 응력은 Fig. 3에 보인 바와 같다. 베인부(vane section)를 살펴보면 대략 전체적으로 균일한 약 345 MPa 응력을 나타내고 있다. 이는 진동을 고려하지 않고 회전에 의한 원심력만을 고려했기 때문에, 응력이 집중되지 않고 균일한 분포의 응력을 나타낸다. 터빈은 증기의 열에너지를 다이어프램(diaphragm)에서 분출하는 속도에너지를 바꾸어, 블레이드에 충돌시켜 기계에너지를 토크(torque)로써 로터를 돌리는 구조로 되어 있다. 그러므로 블레이드에는 증기력과 회전에 의한 여진력(exciting force)이 가해진다. 고압 터빈 블레이드에서는 증기력이, 저압 터빈 블레이드에서는 회전수가 블레이드의 공진에 큰 영향을 미친다. 저압 터빈에서 이 공진을 피하기 위해서는 고유 진동수와 블레이드 회전수와의 관계를 파악해야 한다. 이 관계를 나타낸 것이 캠벨 선도(campbell diagram)이다. H 발전소 저압터빈 마지막 단 블레이드의 고유진동 모드 해석 결과, 캠벨 선도는 Fig. 4에 보인 바와 같다.

캠벨 선도는 블레이드 속도가 0에서 3600 rpm으로 증가함에 따른 블레이드 고유진동수의 변화를 나타내며, 회전수의 정수배 차수들과의 공진

이조를 나타내고 있다. 이 때 블레이드의 고유진동수는 공명되는 진동수의 5% 범위 내에 있으면 공진을 일으키므로 피해야 한다.<sup>(6)</sup> 정상운전 상태인 3600 rpm에서 고유진동수 453 Hz는 캠벨 선도로부터 Fig. 5에 보인 바와 같이 한 그룹에 속해 있는 블레이드들의 비틀림 모드가 회전수 8차 성분에 근접함을 알 수 있다. Fig. 5에서 좌표축의 A는 증기가 들어오는 방향, R은 블레이드 길이 방향, T는 블레이드의 회전방향을 의미한다. 이 때 동적 응력이 크게 작용하며, 응력 분포는 Fig. 6에 보인 바와 같다.



Fig. 3 Steady stress distribution

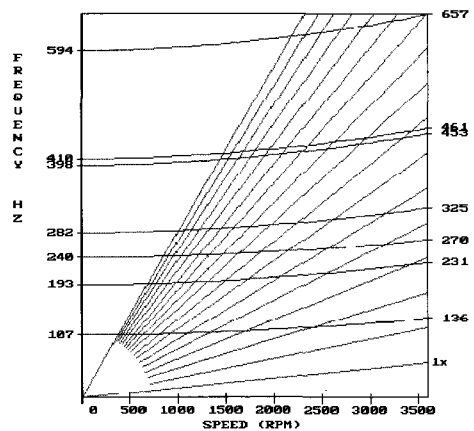


Fig. 4 Campbell diagram of blade

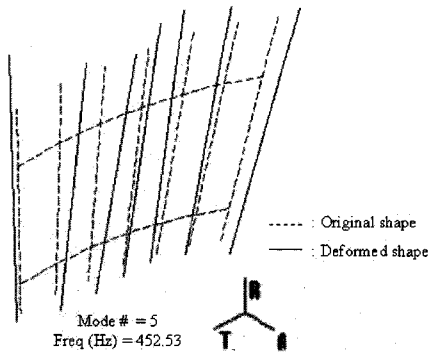


Fig. 5 Torsional mode

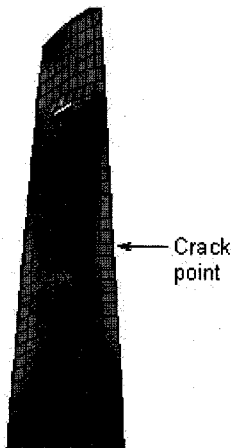


Fig. 6 Dynamic stress distribution

Fig. 6은 H 발전소 저압터빈 마지막 단 블레이드의 진동으로 인한 동적상태일 때의 응력분포이다. 이 동적 응력은 블레이드가 1회전하면서 다이어프램의 노즐 수 만큼 증기 흐름에 의한 힘변동에 의해서 발생한다. 응력분포는 응력집중이 생기는 타이와이어 (tiewire)를 제외하고 균열이 발생한 부위인 차폐막 끝단 (블레이드 팁으로부터 200mm 지점)에서 최대응력 23MPa이 작용한다. 그러므로 균열생성 지점에서 동적응력이 집중됨을 확인할 수 있고, 동적응력이 집중된 부위에 초기결함이 존재하면 파손이 일어남을 알 수 있다. 즉, 동적응력이 집중되는 부위에 초기결

함이 존재하면, 고주기 피로로 파손됨을 파면관찰을 통하여 확인하였다. 침식을 방지하기 위한 차폐막이 부착된 부위의 끝단은 용접시의 초기 결함의 가능성이 크고, 운전중에는 꾸준히 침식에 의한 손상을 받고 있다. 따라서 이와 같은 취약한 부위는 동적 응력이 집중하지 않도록 동특성을 변경하거나, 침식 차폐막을 길게 부착하여 초기결함을 억제함으로써, 블레이드의 파손을 예방할 수 있다.

## 5. 결 론

본 연구에서는 블레이드의 손상사례를 설계 관점에서 분석하였으며, 파손 블레이드에 대한 금속학적인 해석과 병행하여, 회전체인 블레이드 동특성 해석을 수행하여 파손원인을 정량적으로 규명하였다. 수행한 파손해석은 파손이 일어났던 H발전소 저압 터빈 마지막 단 블레이드이며, 원심력으로 인한 정상상태 응력과 진동에 의한 동적 응력을 구하였다. 동특성 해석을 통하여 파손부위에 동적 응력 집중에 의한 파손임을 확인하였으며, 파손방지 방법을 제시하였다.

## 참고문헌

- (1) 하정수, 1997, "블레이드의 손상해석 및 수명평가 기술," 터빈 블레이드 신뢰성 확보 기술 발표회 강연집, pp. 81-98.
- (2) 김효진, 1998, "터빈의 설계수명 연장을 위한 수명평가 기술," 대한기계학회 재료 및 파괴 부문 학술대회 논문집, pp. 5-10.
- (3) Tsubouchi, K., 1990, "An Evaluation of Water Droplet Erosion for Advanced Large Steam Turbine," PWR-Vol. 10, pp. 245-251.
- (4) 한전 정비기획실, 1997, "통계로 본 기력터빈 동익 고장현황 및 대책," 터빈 블레이드 기술

발표회 강연집, pp. 9-20.

- (5) Omprakash, V., Lam, T., Gruwell, D., and McCloskey, T. H., 1994, "Life Extension Strategies of Cracked Disk Attachment for Low Pressure Steam Turbines," PWR-Vol.

26, pp. 159-164.

- (6) Roemer, M. J., Hesler, S. H., and Rieger, N. F., 1994, "On-Site Modal Testing of Low Pressure Turbine Blade Rows," Sound and Vibration, May.