

저압 터빈용 Finger 형 블레이드의 공진 방지를 위한 개선 및 시험

하현천, 이동진, 류석주, 정희찬

Modification and Testing to Prevent the Resonance in a Finger-type Low Pressure Turbine Blade

Hyun Cheon Ha, Dong Jin Lee, Seok Ju Ryu and Hee Chan Chung

ABSTRACT

This paper describes the experience gained from the treatments for prevention of blade failure occurred in the low-pressure turbine. Some cracks due to high cycle fatigue were found at the blades in low-pressure turbines after long time operation. Such failure was mainly caused by the resonance of the blade with the vane passing frequency excitation. If a natural frequency of the blade exists near the excitation frequency, a resonant vibration can occur and leads to a large amount of stress which may cause fatigue failures in turbine blades. To avoid the resonance of the blade, some modifications have been performed and full-scaled mockup testing has been done to confirm the verification for modification. Test result shows that enlarging the span cover is very useful to change the natural frequency of the grouped blades effectively.

1. 서론

터빈 블레이드의 신뢰성은 터빈발전기의 유용성(availability)에 가장 크게 영향을 미치는 인자이다. Dewey¹⁾의 조사 결과에 의하면, 이러한 사실을 반증하고 있으며 나아가 터빈 블레이드의 손상 중 약 75%가 특별히 저압 터빈 블레이드의 파손이 차지하고 있음을 지적하고 있다. 이런 블레이드의 손상은 경우에 따라 전체 시스템의 강제적 기동정지를 초래하고 교체와 보수에 수 주일을 소모하게 된다. 따라서 블레이드의 제작사와 운전자측 모두 터빈 블레이드의 신뢰성 향상에 상당한 중점을 두고 있는 실정이다.^{2),3)}

블레이드 파손의 주된 원인으로서는 고진동에 의한 고주기 피로균열(high cycle fatigue crack)인 경우 또는 가진주파수와 블레이드의 고유진동수와와의 공진에 의한 것이라고 알려져 있다.⁴⁾

블레이드의 파손을 방지하기 위해서 공진영역 운전에 견딜만 한 충분한 강도의 블레이드를 설계하거나 공진이 발생하지 않도록 블레이드를 튜닝(tuning)하는 방법이 있는데 상황에 따라 한가지 또는 두가지 방법을 다 사용하기도 한다. 예를 들어 저압 터빈의 경우, 상대적으로 active length가 긴 마지막 단 쪽 블레이드는 일반적으로 처음 몇 번째 고유진동수에 대해서는 튜닝을 하지만 고차모드 공진에 대해서는 공진에 견딜 만큼 충분한 강도를 갖도록 설계된다. 반면에, 고유진동수가 더 높은 소형 블레이드는 정확한 고유진동수 예측이 어렵기 때문에 공진모드 운전에서 견디도록 강도를 더 증시하게 된다.⁵⁾ 위의 두 가지 방법 외에 블레이드 커버의 길이 조절을 통한 신뢰성 향상 방법 등이 있다.^{6),7)}

본 논문에서는 저압 터빈용 소형 finger type 블레이드가 공진에 의해 파손된 사례에 대해 진동 특성 분석을 통해 그 원인에 대해 규명한다. 또한,

분석 결과에 따른 여러 가지 개선안을 도출하였고 제시된 의견에 대한 검증을 위해 실제 형상과 크기가 동일한 시험용 mockup test rig를 제작하여 수행한 진동 시험 결과를 비교함으로써 실증 효과를 확인 한다.

2. 블레이드의 손상 원인 분석

2-1. 터빈 구조

블레이드의 손상이 발생한 화력 터빈-발전기의 개략적인 구조는 Fig. 1과 같이, 고압터빈, 중압터빈, 2기의 이중흐름(double flow)방식 저압터빈과 발전기가 직렬식으로 배열된 정격출력 280 MW, 운전 속도 3,600 rpm의 발전용 설비이다. 저압터빈은 가운데 중기 입구부를 중심으로 대칭형의 5개 단(stage)이 배열되어 있다. 절손이 발생된 블레이드는 첫번째 단으로 54개의 노즐(nozzle)과 140개의 pinned finger type 블레이드로서 한 개의 커버당 7개의 블레이드로 그룹화 되어 있는 7-buckets group이다. 이 터빈은 약 20년 전에 설치된 터빈으로 그동안 동일형의 다른 터빈에서도 블레이드가 손상되어 왔었다.

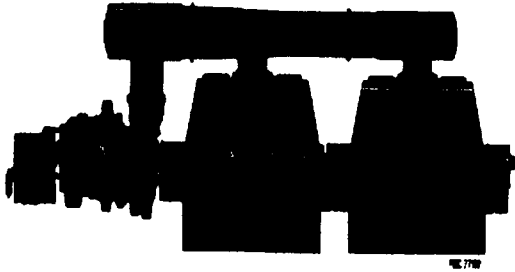


Fig. 1 Configuration of the conventional fossil turbine-generator system

2-2. 손상 해석(Failure Analysis)

육안과 비파괴검사(ultrasonic testing)에 의해 나타난 블레이드의 루트부(root) 균열(결함) 지시 형상이 Fig. 2에 나타나 있다. 루트부 핀구멍(pin hole) 부위에서 균열이 발생되었으며, 로터가 회전함에 따라 원심력이 작용하는 반경방향에 수직으로 핀구멍의 측면을 관통한 상태이다.

과단면 분석에 앞서, 블레이드 재료의 규격 만족여부를 조사하기 위해 과단부를 대상으로 블레이드의 화학성분을 분석하였으나, 재료는 문제가 없는 것이 확인되었다.

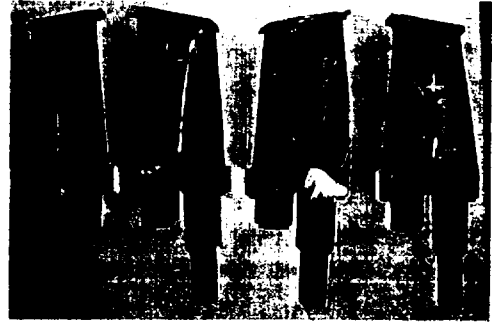


Fig. 2 Cracked blades

과단면에 대한 손상 분석결과, 블레이드의 절손 원인은 전형적인 고주기 피로균열(fatigue crack)의 한 것으로 판명되었다. 또한 커버(cover 또는 shroud)내의 7개 블레이드가 동시에 같은 반복하중을 받은 것이 아니라 개개의 블레이드가 단독으로 반경방향 반복하중을 받은 흔적이 나타났으며, 이것이 핀구멍에서 균열을 생성시킴으로써 피로파손에 이르게 한 주요 원인으로 사료되었다.

3. Modal Testing 및 공진과의 관계 규명

3-1 단일 블레이드의 진동 특성

손상이 발생된 블레이드의 진동 특성을 파악하기 위해 자유경계조건인 단일 블레이드와 로터 휠에 조립되고 커버가 씌워진 상태의 그룹화된 블레이드 각각에 대해 충격 시험(impact hammer test)을 실시 하였다. 자유 경계 조건하에 단일 블레이드의 진동 시험 결과로서 고유진동수는 Table 1과 같다.

Table 1. Natural frequencies of single blade

| Unit: Hz | | | |
|----------|------|------|------|
| 1 차 | 2 차 | 3 차 | 4 차 |
| 2124 | 2948 | 3492 | 3872 |

여기서 터빈 내의 중기가 고정부의 노즐을 통과하는 진동수 즉, 노즐통과주파수(NPF; Nozzle Passing Frequency)는 이론적으로 노즐수량(54개) × 운전속도(60 Hz) = 3,240 Hz로 계산되고, 실제의 운전 시에는 중기의 온도상태와 원심력에 의해 약간의 증감이 있다.

3-2 Grouped 블레이드의 진동 특성

로터의 휠에 블레이드를 조립하고 한 커버당

7 개의 블레이드가 그룹으로 된 상태에서 충격 시험을 실시하였다. 이 때 로터의 축(axial) 방향과 회전방향의 접선(tangential) 방향, 그리고 비틀림(torsional) 방향의 변위를 각각 구분하여 고유진동수와 고유모드(mode)를 규명하였다. 일반적으로 알려져 있는 그룹화된 블레이드의 진동 특성은 1 차 접선방향모드(fundamental tangential mode)의 고유진동수가 가장 낮고, 그 다음 그룹화된 블레이드의 축방향 모드(axial group modes), 2 차 형태의 그룹 접선방향 모드(secondary type tangential group modes), 그리고 그룹 비틀림 모드(torsional group modes) 순으로 배열되며, 각 그룹 모드는 고립된(isolated) 여러 개의 피크(peak)로 이루어져 있다.⁸⁾

여기서, 전체 주파수 영역을 관찰하기 보다는 관심의 대상인 노즐통과주파수를 포함하는 1.5 ~ 4.5 kHz 의 영역에서 고유진동수와 고유모드를 구분하였으며, 그 결과는 Fig.3 과 같다. 이 그림에서 보면, 본 블레이드의 그룹 진동모드가 노즐통과주파수(3,240 Hz) 근처의 기본적으로 공진영역에서 운전되고 있음을 알 수 있다. 즉, 노즐통과주파수에 인접한 3,260 Hz 부근에 고유진동수가 존재하고 있음을 알 수 있다. 이 때, 한 개의 그룹 블레이드에서 진동 모드의 (+)와 (-)가 교차하는 절점(nodal point)이 2nd와 3rd 사이, 5th와 6th 사이에 있음을 알 수 있다. 이는 원천적으로 블레이드의 설계에 문제가 있었다고 판단된다. 3,260 Hz 부근에서 접선방향, 축방향, 비틀림 모드에서 동시에 나타나는 것은 블레이드의 형상적인 특성상 비틀림(twisted), 테이퍼지고(tapered), 기울어져(slanted) 있기 때문에 실험적으로 정확한 모드의 구분이 어려워 발생된 현상이다.

3-2 파손과 공진과의 관계

블레이드의 파손과 공진 모드와의 연관성 규명을 위해 동일 터빈의 타 발전소에 대해서도 손상 이력을 조사하였다. 타 발전소에서도 동일 위치 즉, 저압터빈 첫번째 단의 블레이드가 절손된 사례가 있음이 확인되었다. Table 2 는 절손이 발생된 블레이드의 수량을 진동모드 절점(nodal point)과 관련하여 나타낸 표이다.

Table 2. Numbers of cracked blades

| 구 분 | Unit: each | |
|-------|---|---|
| | 2 nd /3 rd or 5 th /6 th blades | Others (1 st , 4 th , 7 th) |
| A 발전소 | 2 | 0 |
| B 발전소 | 8 | 0 |
| C 발전소 | 5 | 0 |

이 표에서 알 수 있는 바와 같이, 절손된 블레이드의 파손 원인이 공진 현상과 매우 밀접한 관계가 있음을 알 수 있다. 즉, 절손된 모든 블레이드가 진동 모드의 (+)와 (-)가 교차하는 절점이 존재하는 부근의 블레이드에서만 발생되었다. 이는 모드 절점에 인접하는 블레이드의 루트 부에 큰 동하중이 작용하기 때문으로 판단된다.

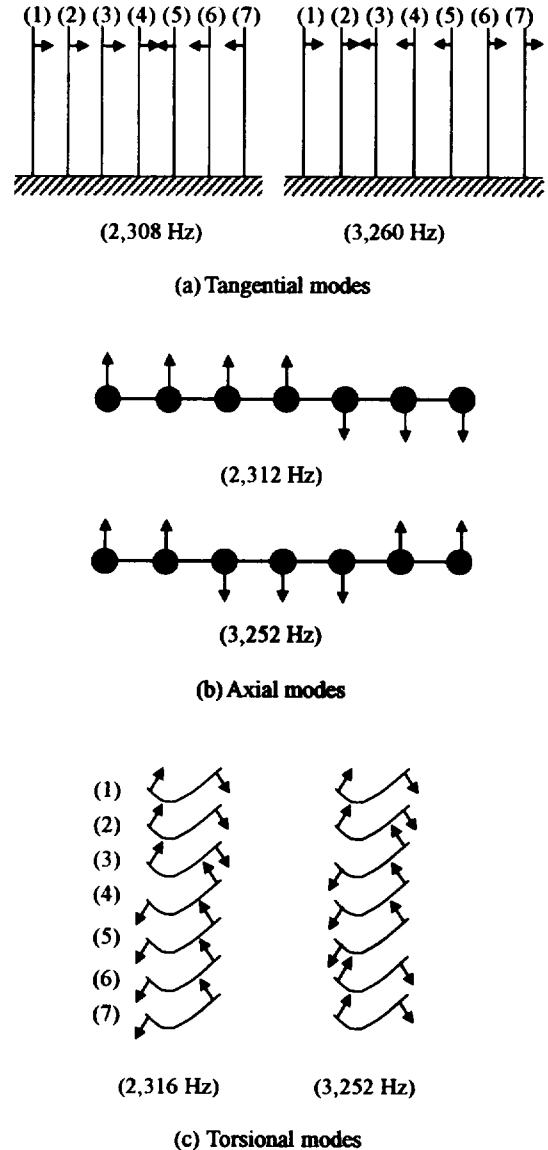


Fig.3 Natural frequencies and mode shapes of the 7-buckets group

4. 공진회피 대책 및 결과

앞에서 언급했듯이, 블레이드의 절손 손상이 근원적으로 블레이드의 고유진동수와 노즐통과주파수가 일치하는 공진현상에 의한 것임이 확인되었다. 따라서 향후 블레이드의 파손을 방지하기 위해서는 공진현상을 회피하도록 적절한 대책을 마련해야 한다. 노즐통과수와의 공진에 대한 회피방법으로는, 노즐통과수 변경, 그룹 블레이드의 고유진동수 변경 등이 있다. 노즐 통과주파수를 변경시키려면, 노즐 수 또는 블레이드 수를 변경시켜야 하는데 이렇게 하려면, 터빈 개조에 많은 비용이 소요된다. 이 외에 공진에 의한 고주기 피로를 충분히 견디도록 블레이드의 재질을 좋게하는 방법도 있으나, 이는 현실적으로 바람직하지 않다. 본 연구에서는 블레이드 루트 부 변경, 조립 방법 개선 등을 검토하였다. 특히, 설계 변경에 대해서는 이의 검증에 위해 실제 조건과 동일한 형상과 크기를 갖는 mockup wheel을 제작(Fig.4 참조)하여 shop에서 진동시험을 실시 하였다.

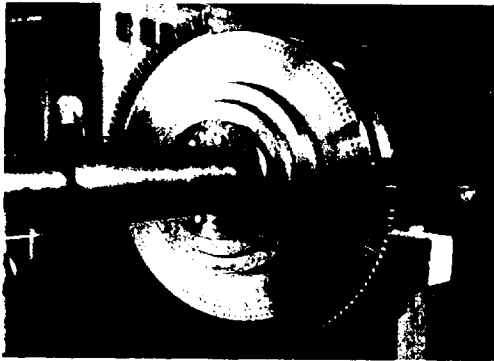


Fig.4 Mockup test wheel

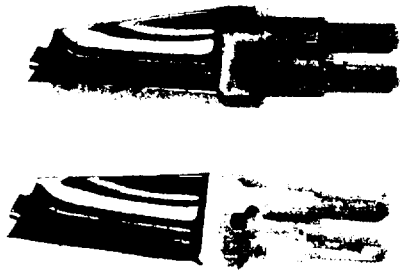


Fig.5 Conventional (upper) vs slot type (lower) bucket

4.1 루트 부 변경

기존 블레이드의 고유진동수를 낮추기 위해 Fig.5와 같이 루트 부에 지름 약 10mm의 슬롯(slot)을 가공하였다. 개선한 슬롯타입 단일 블레이드만의 진동특성은 기존의 conventional type에 비해 고유진동수가 명백히 약 150 Hz 정도 낮아진다. 그러나, 이것이 휠에 조립되면, tight 조립과 커버 그룹핑에 의해 그 효과가 거의 없어지며, 고유진동수 차이가 20 Hz 내외(uncertainty에 의한 오차한계 범위 이내)로서 공진영역 회피에 적합한 대책이 아닌 것으로 나타났다.

4.2 Long Span Cover 적용

기존의 방식은 7개의 블레이드가 1개의 커버로 조립되어 있었으나, 고유진동수 변경을 위해 1개의 커버에 10개의 블레이드가 조립되는 long span cover를 적용하였다(Fig.6 참조).

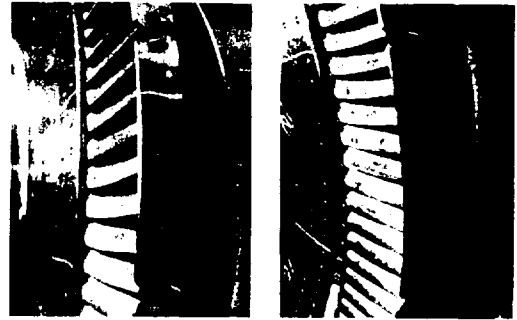


Fig.6 7-buckets group (left) vs 10-buckets group (right)

Fig.7과 8은 10-buckets group 블레이드의 주파수 응답함수(FRF)와 고유진동수와 진동모드를 나타낸 그림들이다. Fig.3의 7-buckets group 블레이드와 비교하여 보면, 동일 진동모드에서의 고유진동수가 전체적으로 낮아짐을 알 수 있다. 특히, 7-buckets group 블레이드에서 공진 문제가 되었던 3차 모드의 고유진동수가 약 3,250 Hz에서 2,600 Hz로 줄어든 반면, 7-buckets group 블레이드에서 나타나지 않았던 4차 모드가 3,640 ~ 3,652 Hz 부근에서 나타난다. 즉, long span cover를 적용함으로써 블레이드 파손의 원인이 되었던 노즐통과주파수(3,240 Hz) 부근의 고유진동수를 노즐통과주파수보다 상당히 높은 영역(3,640 Hz, 12.3%의 공진 여유율)으로 이동시킬 수 있음 알 수 있다. 따라서 long span cover 적용이 기존 제품에 대한 큰 설계 변경 없이 공진 회피에 충분한 효과가 있는 것으로 판단된다.

5. 결론

중기 터빈용 finger type 블레이드의 절손에 대한 원인 분석과 실시한 대책으로부터 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. Finger type의 소형 블레이드의 고유진동수가 노즐동과주파수와 일치하여 공진이 발생하면, 루트부에 과도한 반복하중이 작용함으로써 고주기 피로 균열에 의해 루트부가 파손되어 진다.
2. 공진에 의한 블레이드의 파손은 그룹 모드의 절점과 관련되어 나타난다. 즉, 그룹 진동 모드의 (+)와 (-)가 교차하는 절점의 인접 블레이드의 루트부에서 파손이 발생한다.
3. 블레이드의 고유진동수를 낮추기 위해 루트부에 slot 가공을 한 결과, 단일 블레이드의 경우 고유진동수가 낮아지나, 조립된 상태에서는 고유진동수의 변화가 거의 없다.
4. Long span cover 적용하여 한 그룹의 블레이드 수를 7개에서 10개로 증가 시킴으로써 블레이드의 고유진동수를 효과적으로 변경시킬 수 있다.

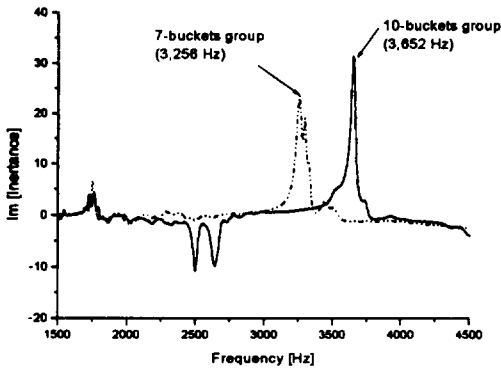


Fig. 7 Comparison of FRF between 7-buckets group and 10-buckets group

참고 문헌

- (1) Dewey, R. P., McCloskey, T. H., and Rieger, N. F., 1983, "Analysis of Steam Turbine Blade Failures in the Utility Industry", *ASME paper* 83-JPGC-PWR-20.
- (2) Donato, V., Bannister, R. L., and DeMartini, J. F., 1981, "Measuring Blade Vibration of Large Low Pressure Steam Turbines", *Power Engineering*, March.
- (3) P.F. Rozelle, D. H. Evans, and B. B. Seth, 1989, "Development and Application of a Blade Vibration Monitor", *ASME Publication PWR*, Vol. 7, pp. 37-45
- (4) Ortolano, R. J., La Rosa, J. A., and Welch, W. P., 1981, "Long Arc Shrouding—A Reliability Improvement for Untuned Steam Turbine Blading", *Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Power*, Vol. 103, pp. 522-531
- (5) Meinrad Gloger, Karl Neumann and Heinz Termuehlen,

1986, "Design Criteria for Reliable Low-Pressure Blading", *ASME paper* 86-JPGC-PWR-42., pp. 1-9.

- (6) Ortolano, R. J., Burton, W. A., and McCloskey, T. H., 1986, "Design and Field Evaluation of L-1 Blades Using Long-Arc Shrouding", *ASME paper* 86-JPGC-PWR-39.
- (7) Ortolano, R. J., 1989, "Continuous-Harmonic Shrouding—A Reliability Improvement for Long Steam Turbine Blading", *ASME Publication PWR*, Vol. 7, pp. 47-54.
- (8) F. L. Weaver 1974, "Turbine Bucket Design", *ASME paper* 74-PET-30, pp. 1-9.

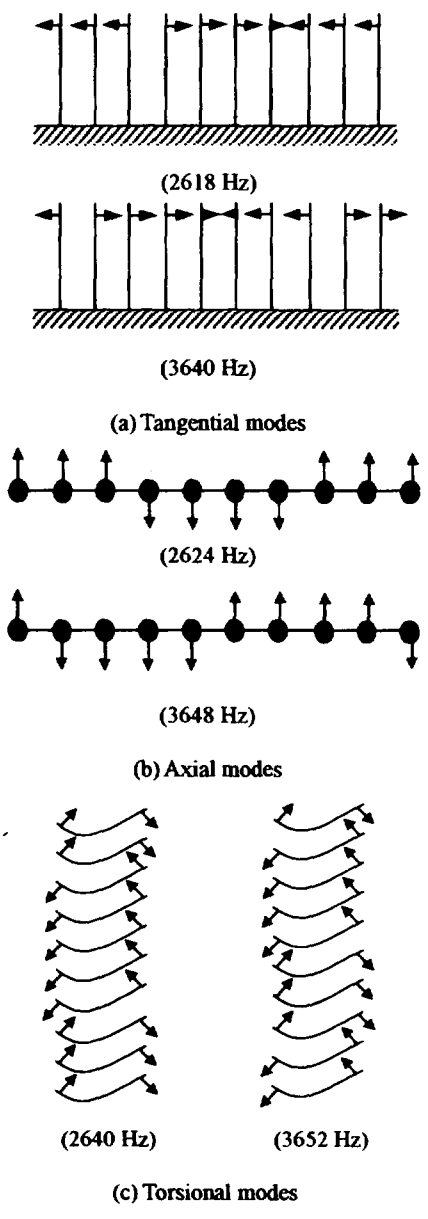


Fig.8 Natural frequencies and mode shapes of the 10-buckets group