

<논 문>

증기터빈 블레이드의 공진 방지를 위한 실험 연구

An Experimental Study for Preventing the Resonance of Steam Turbine Blade

하현천* · 이동진** · 류석주**

Hyun Cheon Ha, Dong Jin Lee and Seok Ju Ryu

(2000년 11월 3일 접수 ; 2001년 5월 8일 심사완료)

Key Words : Steam Turbine(증기터빈), Blade(블레이드), Corrected Nozzle Passing Frequency (수정노즐통과주파수), Resonance(공진), Fatigue Failure (피로파손)

ABSTRACT

This paper describes an experimental analysis for improving the stability of blade failure due to the vibration resonance, which happens in the low-pressure steam turbine. Some cracks due to high cycle fatigue were found in the blades of a low-pressure turbine after long time operation. Impact test showed that such failure was mainly caused by the resonance. In other words, since one of the natural frequencies of the grouped blade is very close to the excitation frequency of the nozzle, the resonant vibration leads to a large amplitude of displacement and results in a large amount of stress that may cause fatigue failures in the blades. It is interesting that the blade failures occur only at blades neighboring with the nodal points of the natural vibration mode whose natural frequency is close to the nozzle passing frequency. The effective methods for increasing the reliability against the blade vibration are a heightening the fatigue limit of the blade using an advanced material and a removing the resonance away from the operating speed. It is well known that the removal of the resonance could be obtained by the installation of different types of shrouds, wires, and links between the blades as well as by the change of the number of nozzles. In the present work, two kinds of modification for avoiding the resonance have been considered: 1) slot-type finger, 2) long span cover. Full-scale mockup tests have been performed in order to confirm the verification for modification in the shop. Test results show that the use of long span cover is very useful to change the natural frequencies of the grouped blade and to avoid the resonance effectively.

1. 서 론

증기터빈은 보일러 또는 원자로에서 만들어진 고온 고압 증기의 열에너지를 운동에너지로 전환시키는 원동기이다. 그 작동 원리는 노즐을 통과한 고속의 고온 고압 증기가 블레이드(moving blade 또는 bucket 이라고 함)에 충돌되면, 충돌 작용 또는 반동 작용에 의해 로터는 운동에너지

를 얻게 된다. 이 때문에 블레이드는 증기의 충돌에 의한 가진력과 회전에 의한 원심력이 작용하게 되므로 운전 중에 많은 응력을 받게 된다.

증기터빈에서 블레이드의 신뢰성은 시스템의 유용성(availability)에 가장 크게 영향을 미치는 인자이다. Dewey⁽¹⁾의 조사 결과는 이러한 사실을 반증하고 있으며, 특히 저압 터빈에서의 블레이드 손상이 터빈 전체 블레이드의 손상의 약 75 %를 차지하고 있음을 지적하고 있다. 이와 같은 블레이드의 손상은 경우에 따라 발전설비 전체 시스템의 강제적 기동정지를 초래하고 교체와 보수에 수주일의 소모하게 되어 운전정지와 보수에 따른 경제적 손실이 막대하다. 따라서 블레이드의 제작사와 운전자측 모

* 정회원, 창원대학교 메카트로닉스공학부
E-mail : turbolink@empal.com
Tel : (055) 279-8046, Fax : (055) 267-3765

** 정회원, 두산중공업(주) 기술연구원

두 터빈 블레이드의 신뢰성 향상에 상당한 중점을 두고 있는 실정이다.^(2,3)

블레이드 파손의 주된 원인으로는 고진동에 의한 고주기 피로균열(high cycle fatigue crack)인 경우 또는 블레이드의 공진에 의한 것이라고 알려져 있다.⁽⁴⁾ 증기터빈 블레이드에서의 공진 현상은 주로 블레이드의 고유진동수와 증기가 노즐을 통과하면서 발생하는 가진원에 해당하는 노즐 통과주파수가 일치하거나 또는 긴 블레이드 등에서는 저차진동 모드 주파수가 로터의 회전 주파수 혹은 그 고조파(harmonic frequency)와 일치하면서 발생된다. 따라서 블레이드의 파손을 방지하기 위해서 공진영역 운전에 견딜 수 있는 충분한 강도의 블레이드를 설계하거나 공진이 발생하지 않도록 블레이드를 튜닝(tuning)하는 방법이 있는데 상황에 따라 한가지 또는 두 가지 방법을 다 사용하기도 한다. 예를 들어 저압 터빈의 경우, 상대적으로 유효 길이(active length)가 긴 마지막 단의 블레이드는 일반적으로 처음 몇 번째 고유진동수에 대해서는 공진을 회피토록 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 외에도 블레이드 커버의 길이 조정을 통한 신뢰성 향상 방법 등이 있다.^(4,6,7)

본 논문에서는 증기터빈의 블레이드가 공진에 의해 파손된 사례에 대해 진동 특성 분석을 통해 그 원인을 규명한다. 또한, 분석 결과에 따라 공진 회피를 위한 개선 방안을 도출하였고, 개선 방안에 대한 검증에 위해 실제 형상과 크기가 동일한 mockup test rig를 제작하여 진동 시험을 실시하였다.

2. 블레이드의 손상 원인 분석

2.1 증기터빈의 구조

본 연구에서 검토된 증기 터빈의 개략적인 구조는, Fig. 1과 같이, 고압 터빈, 중압 터빈, 그리고 이중흐름(double flow)방식의 저압 터빈 등이 직렬로 배열되어 있다. 이 터빈의 정격출력은 280 MW이며, 운전 속도는 3,600 rpm이다. 저압 터빈은 가운데 증기 입구부를 중심으로 대칭형의 5개 단(stage)이 배열되어 있다. 일반적으로 증기 터빈에서 한 개의 단은 증기의 흐름을 안내하는 고정 노즐과 증기를 받아서 일을 하는 회전 블레이드로 구성되어 있다. 블레이드의 절손이 발견된 곳은 이 저압 터빈의 첫번째 단 블레이드의 루트(root)부이다. 이 단은 54개의 노즐(nozzle)과 140개의 블레이드로 조립되어 한 단으로 이루어

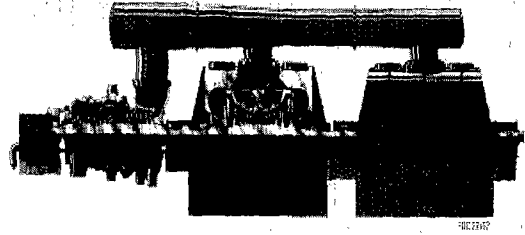


Fig. 1 Configuration of the conventional fossil turbine-generator system



Fig. 2 Cracked blades

져 있으며, 7개의 블레이드가 한 개의 커버로 조립되어 있는 7-buckets group이다. 블레이드의 루트부는 finger type이며, 한 개의 블레이드는 두개의 핀으로 휠에 고정되어 있다.

2.2 손상 해석(Failure Analysis)

파손된 블레이드에 대한 육안 검사와 바파괴 검사(ultrasonic testing)를 통해 블레이드의 루트부에서 균열이 발생한 것이 확인되었다. Fig. 2는 루트부가 절손된 블레이드의 사진이다. 분석 결과, 균열은 루트부 핀구멍(pin hole) 부위에서 발생되었으며, 로터가 회전함에 따라 원심력이 작용하는 반경방향에 수직으로 핀구멍의 측면을 관통한 상태로 예측되었다.

파단 면에 대한 손상 분석 결과, 블레이드의 절손 원인은 전형적인 고주기 피로균열(fatigue crack)에 의한 것으로 판명되었다. 또한 커버(cover 또는 shroud)내의 7개 블레이드가 동시에 같은 반복하중을 받은 것이 아니라 각각의 블레이드가 독립적인 반경방향 반복하중을 받은 흔적이 나타났으며, 이것이 핀구멍에서 균열을 생성시킴으로써 피로파손에 이르게 한 주요 원인으로 사료되었다. 파단면 분석에 앞서, 블레이드 재질의 규격 만족여부를 조사하기 위

해 파단부를 대상으로 블레이드의 화학성분을 분석하였으나, 재료는 문제가 없는 것이 확인되었다.

3. 파손된 블레이드의 진동 시험

3.1 노즐통과주파수

고온 고압의 증기가 노즐을 통과하면서 발생하는 가진주파수를 노즐통과주파수(NPF; Nozzle Passing Frequency)라고 한다. 노즐을 통과한 증기는 노즐 격벽의 영향으로 인해 회전 블레이드에 압력 변동에 의한 교번 하중을 주게 된다. 이 교번 하중 주기의 역수가 노즐통과주파수이다. 다시 말해서, 블레이드는 로터가 1회전하는 동안 노즐 수량만큼의 압력변동에 따른 가진력을 받게 되므로 블레이드에 작용하는 가진주파수는 노즐 수량과 로터의 회전주파수와 곱으로 나타난다. 이러한 원리에 의해, 손상이 발생한 단의 노즐 수량은 54개이고, 로터의 운전속도는 3,600 rpm (60 Hz)이므로 노즐통과주파수는 3,240 Hz가 된다.

실제 운전 중에 블레이드는 고온의 증기에 노출되어 있을 뿐만 아니라, 로터 회전에 의한 원심력을 받고 있기 때문에, 블레이드의 고유진동수는 증기의 온도 상태와 원심력의 크기에 따라 달라진다. 그러나 실제 운전 상태하의 블레이드에 대한 고유진동수를 측정하기란 거의 불가능하기 때문에 우선 정지 상태의 상온에서 블레이드의 고유진동수를 측정한다. 그리고 공진 평가는 증기의 온도 상태와 원심력의 크기를 고려한 고유진동수와 노즐통과주파수를 비교하는 것이 원칙이다. 반면, 산업 현장에서는 사용의 편리성 때문에 증기 온도와 원심력의 크기를 고려한 수정노즐통과주파수(CNPF : Corrected Nozzle Passing Frequency)를 구하여 이것을 상온의 정지상태에서 측정한 고유진동수와 비교하는 방법을 사용하기도 한다. 본 연구에서는 후자의 방법으로 상온의 정지 상태에서 측정한 블레이드 고유진동수와 수정노즐통과주파수를 비교하여 공진 평가를 실시하였다.

일반적으로 길이가 긴 블레이드는 회전속도가 증가함에 따라 고유진동수가 높아지는 경향을 가진다. 그러나 본 연구의 대상과 같이 상대적으로 유효길이가 짧은 블레이드는 원심력이 고유진동수에 미치는 효과는 거의 없다고 할 수 있다.⁽⁸⁾

따라서 본 연구에서는 증기 온도의 영향만 고려하여 수정노즐통과주파수를 구하였으며, 다음과 같이 계산된다.

$$CNPF = NPF \times \sqrt{\frac{E_0}{E_s}} \approx 3,350 \text{ Hz} \quad (1)$$

여기서 E_0 는 상온에서의 블레이드종탄성계수, E_s 는 운전속 온도에서의 종탄성계수이다.⁽⁹⁾ 이 식에서 알 수 있듯이, 고

온의 운전상태에서의 종탄성계수가 상온에서 보다 작기 때문에 결과적으로 수정노즐통과주파수(3,350 Hz)가 노즐통과주파수(3,240 Hz)에 비해 상대적으로 증가된다. 이것은 실제로는 블레이드의 고유진동수가 온도 영향으로 인해 감소되었음을 의미한다.

3.2 파손 블레이드의 진동 특성

손상이 발생한 블레이드의 진동 특성을 파악하기 위해 자유경계조건의 단일 블레이드와 휠(wheel)에 조립된 상태의 그룹 블레이드 각각에 대해 상온 상태에서 충격 시험(impact hammer test)을 실시하였다. 먼저 자유 경계 조건하에서 단일 블레이드의 진동 시험 결과, 1차 고유진동수는 2,124 Hz이며, 2차와 3차 고유진동수는 각각 2,948 Hz와 3,492 Hz로 나타났다. 이것으로부터 노즐통과주파수가 단일 블레이드의 2차와 3차 고유진동수 사이에 있음을 알 수 있다. 조립된 상태의 그룹 블레이드의 진동 특성을 파악하기 위해 한 커버당 7개의 블레이드가 그룹으로 된 상태에서 충격 시험을 실시하였다. 이 때 로터의 축(axial) 방향과 회전의 접선(tangential) 방향, 그리고 비틀림(torsional) 방향의 변위를 각각 구분하여 고유진동수와 고유모드(mode)를 평가하였다. Fig. 3은 충격시험 방법의 한 예를 나타낸 그림으로서 회전의 접선방향 즉, 원주방향 고유진동수와 모드를 평가하기 위해 블레이드 유효길이의 바깥 1/3 ~ 1/4 지점에 부착한 가속도 센서와 가진 지점을 보여주고 있다. 일반적으로 알려져 있는 그룹 블레이드의 진동 특성은 1차 접선방향모드(fundamental tangential modes)의 고유진동수가 가장 낮고, 그 다음 그룹 블레이드의 축방향 모드(axial group modes), 2차 형태의 그룹 블레이드의 접선방향 모드(secondary type tangential group modes), 그리고 그룹 블레이드의 비틀림 모드(torsional group modes) 순으로 나타나며, 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 kHz의 영역에

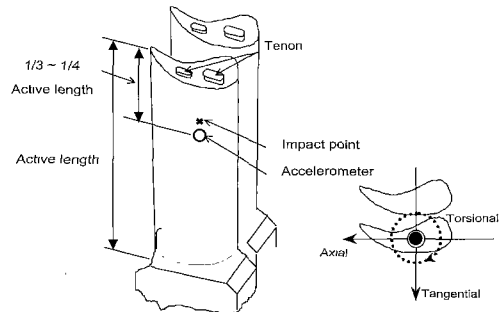


Fig. 3 Experimental apparatus for the impact testing of grouped blades

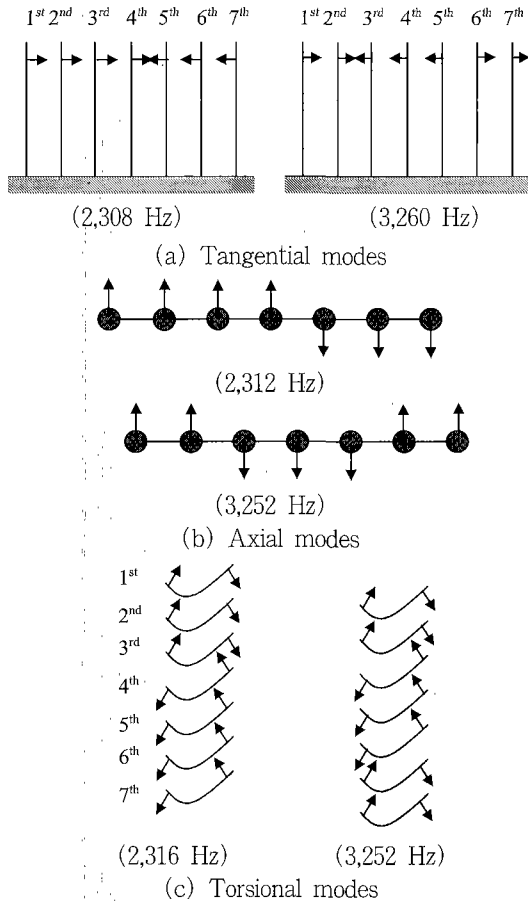


Fig. 4 Natural frequencies and mode shapes of the 7-buckets group

에서 고유진동수와 고유모드를 구분하였으며, 그 결과는 Fig. 4와 같다. 고유진동수와 진동모드 해석결과를 보면, 그룹모드의 고유진동수(3,260 Hz)가 온도를 고려한 수정노즐통과주파수(3,350 Hz)와 매우 근접되어 있어 이 터빈의 블레이드가 거의 공진영역에서 운전되어 왔음을 알 수 있다. 이 때 고유모드는 한 개의 그룹 블레이드에서 진동 모드의 (+)와 (-)가 교차하는 절점(nodal point)이 2nd와 3rd 사이, 5th와 6th 사이에 존재하는 형태를 보인다. Fig. 4에서 3,260 Hz 부근에서 부근 고유진동수가 접선방향, 축방향, 비틀림 모드에서 동시에 나타나는 것은 블레이드의 형상적인 특성상 비틀리고(twisted), 테이퍼지고(tapered), 기울어져(slanted) 있기 때문에 실험적으로 정확한 모드의 구분이 어려워 발생한 현상이다.

블레이드의 파손과 공진 모드와의 연관성 규명을 위해 동일 형식의 서로 다른 세 곳의 터빈에서 발생한 블레이드의 파손 사례를 분석한 결과, 절손된 블레이드의 위치가 고유모드와 밀접한 관계가 있음이 확인되었다. 다시 말해서, 모든 블레이드의 절손이 모드 절점 부근의 블레이드 즉, 두 번째, 세 번째, 다섯 번째와 여섯 번째의 블레이드

에서만 발생되었다. 이는 블레이드가 공진 영역에서 운전됨으로 인해 모드 절점에 인접된 블레이드의 루트부에서 큰 동하중이 작용되어 이들이 파손되어진 것으로 판단된다.

4. 공진회피 대책 및 시험 결과

4.1 공진회피 대책

증기터빈 블레이드에서 운전 중에 공진이 발생하지 않도록 하기 위해 설계과정에서부터 많은 주의를 기울이고 있다. 우선, 설계 단계에서 노즐통과주파수와 블레이드의 고유진동수를 예측하여 공진이 발생하지 않도록 노즐 수량과 블레이드의 형상을 조정한다. 그리고, 제작 시에는 가공된 블레이드 각각에 대해 진동시험을 통하여 고유진동수를 측정하고, 그 결과로부터 공진 가능성에 대해 검토한다. 앞에서 언급했듯이, 본 연구에서 검토된 터빈에서는 블레이드 절손의 근본적인 원인이 그룹 블레이드의 고유진동수와 노즐통과주파수가 일치하는 공진현상에 의한 것임이 확인되었다. 따라서 본 연구에서는 블레이드의 파손을 방지하기 위해 공진현상을 회피하도록 적절한 대책을 마련하였다.

노즐통과주파수와 공진에 대한 회피방법으로는 노즐통과주파수를 변경시키거나 또는 그룹 블레이드의 고유진동수를 변경시키면 된다. 노즐통과주파수를 변경시키려면, 노즐 수량 또는 터빈 축의 회전수를 변경시켜야 하는데 이렇게 하려면, 터빈의 개조에 많은 비용이 소요된다. 이 외에도 공진에 의한 고주기 피로를 충분히 견딜 수 있는 블레이드의 재질을 사용하는 방법도 있으나, 이는 현실적으로 바람직하지 않다. 본 연구에서는 블레이드 루트 부 변경과 조립 방법 개선을 통해 고유진동수를 변경시키는 대책을 수립하였다. 특히, 설계 변경에 대해서는 이의 검증을 위해 실제 조건과 동일한 형상과 크기를 갖는 mockup test wheel을 제작(Fig. 5 참조)하여 shop에서 진동 모드를 실시하였다.

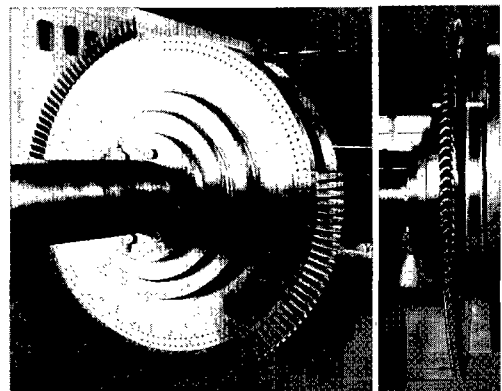


Fig. 5 Mockup test wheel

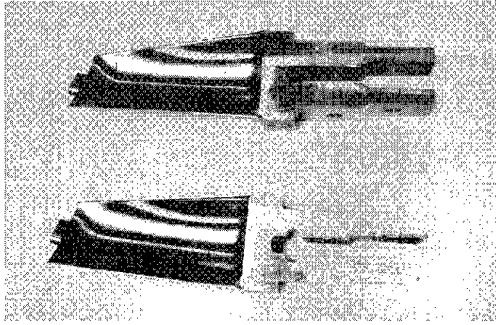


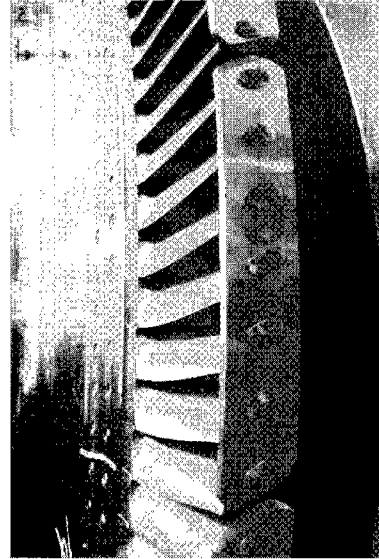
Fig. 6 Conventional (upper) versus slot type (lower) blade

4.2 루트부 변경 및 시험 결과

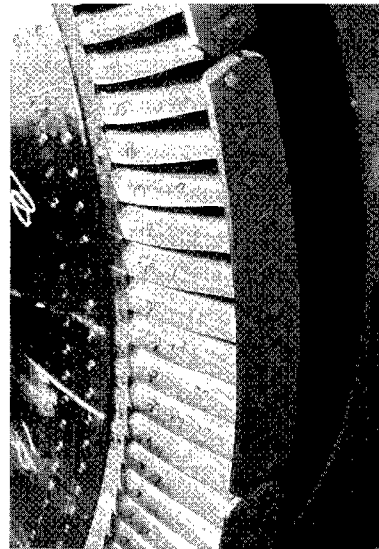
기존 블레이드의 고유진동수를 낮추기 위해, Fig. 6과 같이, 루트 부에 지름 약 10 mm의 슬롯(slot)을 가공하였다. 개선된 슬롯타입 단일 블레이드에 대한 진동 시험 결과, 슬롯타입 블레이드의 고유진동수가 기존의 것에 비해 약 150 Hz 정도 낮아졌다. 그러나, 이것을 휠에 조립하게 되면, tight 조립과 커버 조립에 의해 그 효과가 거의 없으며, 고유진동수 차이가 20 Hz 내의(uncertainty에 의한 오차한계 범위 이내)로서 공진영역 회피에 적합한 대책이 아닌 것으로 나타났다.

4.3 Long Span Cover 적용 및 시험 결과

기존의 방식은 7개의 블레이드가 한 개의 커버로 조립되어 있었으나, 고유진동수 변경을 위해, Fig. 7과 같이, 한 개의 커버에 10개의 블레이드가 조립되는 long span cover를 적용하였다. Fig. 8과 9는 10-buckets group 블레이드의 주파수응답함수(FRF), 고유진동수와 진동모드를 나타낸 그림들이다. Fig. 4의 7-buckets group 블레이드의 진동 특성과 비교하여 보면, 동일 진동모드에서의 고유진동수가 전체적으로 낮아짐을 알 수 있다. 특히, 7-buckets group 블레이드에서 공진 문제가 되었던 3차 모드의 고유진동수는 약 3,260 Hz에서 2,600 Hz로 줄어든 반면, 4차 모드가 3,640~3,652 Hz 부근에서 나타남을 알 수 있다. 즉, long span cover를 적용함으로써 블레이드 파손의 원인이 되었던 수정노즐통과주파수(3,350 Hz) 부근의 고유진동수를 수정노즐통과주파수보다 상당히 높은 영역(3,640 Hz, 약 8.7 %의 공진 여유율)으로 이동시킬 수 있었다. 결론적으로 본 연구의 실험결과로부터 커버의 span 길이가 그룹 블레이드의 고유진동수와 고유모드에 민감하게 영향을 미치는 중요한 변수이며, long span cover 사용이 기존 제품에 대한 큰 설계 변경 없이 효과적으로 공진을 회피할 수 있는 방안을 알 수 있었다.



(a) The 7-buckets group



(b) The 10-buckets group

Fig. 7 Photographs of grouped blades

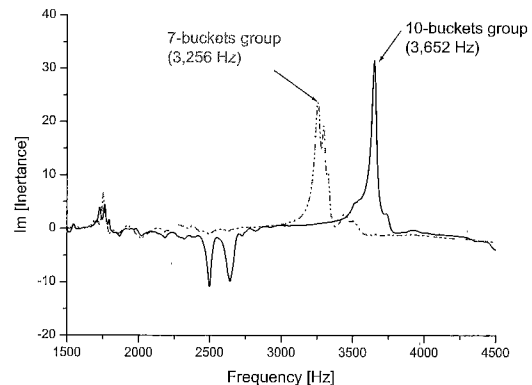


Fig. 8 Comparison of FRF between the 7-buckets group and the 10-buckets group

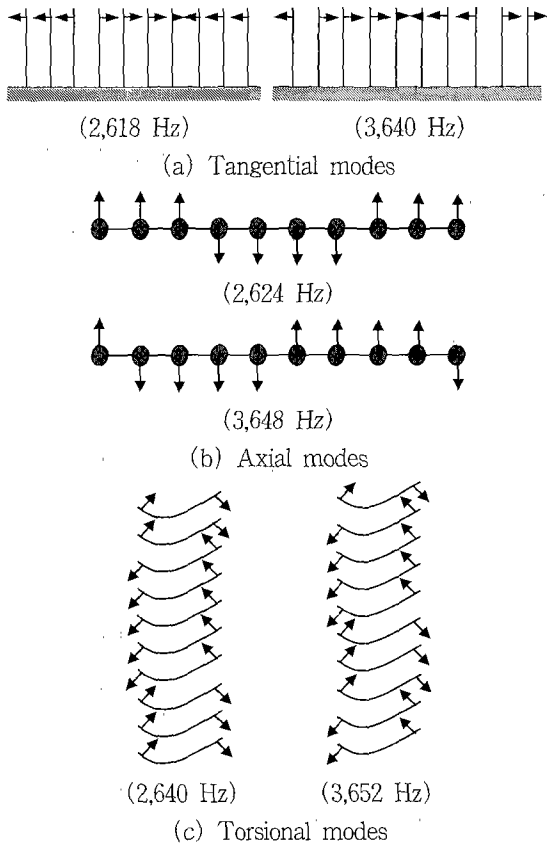


Fig. 9 Natural frequencies and mode shapes of the 10-buckets group

5. 결론

증기터빈용 finger type 블레이드의 파손에 대한 원인 분석과 공진회피를 위해 실시한 대책으로부터 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) Finger type의 소형 블레이드의 고유진동수가 노즐 통과주파수와 일치하여 공진이 발생하면, 루트부에 과대한 반복하중이 작용하게 됨으로써 고주기 피로 균열에 의해 루트부에서 파손이 발생하게 된다.

(2) 공진에 의한 블레이드의 파손은 진동 모드의 절점과 관련되어 나타난다. 즉, 그룹 블레이드의 진동 모드 절점과 인접한 블레이드에서 큰 동하중이 작용하게 되고 이로 인해 이들 블레이드의 루트부가 먼저 파손된다.

(3) 블레이드의 고유진동수를 낮추기 위해 루트부에 슬롯을 가공한 결과, 단일 블레이드의 경우는 고유진동수가 낮아지나, 휠에 커버로 조립된 상태에서는 고유진동수의

변화가 거의 없다.

(4) 커버의 span 길이는 그룹 블레이드의 고유진동수와 고유모드에 민감하게 영향을 미치는 중요한 변수이다.

(5) Long span cover를 적용하여 한 그룹의 블레이드 수를 7개에서 10개로 증가 시킴으로써 그룹 블레이드의 고유진동수를 효과적으로 변경시킬 수 있다.

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) Rozelle, P. F., Evans, D. H., and Seth, B. B., 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: Reliability Improvement for Untuned Steam Turbine Blading", Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Power, Vol. 103, pp. 522~531.
- (5) Gloger, M., Neumann, K., and Termuehlen, H., 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: Reliability Improvement for Long Steam Turbine Blading", ASME Publication PWR, Vol. 7, pp. 47~54.
- (8) Weaver, F. L., 1974, "Turbine Bucket Design", ASME paper 74-PET-30, pp. 1~9.
- (9) Cho, C. W., Yang, K. H., Won, J. B., and Kim, S. H., 2000, "An Experimental Study on the Evaluation of Gas Turbine Blade Integrity", Proceedings of 2000 KSNVE Autumn Conference, pp. 618~622.