

# 가스터빈 블레이드 MODAL TEST를 위한 실험적 방법에 관한 연구

°조철환\*, 양경현\*, 김성휘\*

## An Experimental Study on the Modal Test of Gas Turbine Blade Integrity

Cheul-Whan Cho, Kyeong-Hyeon Yang, Sung-Hwi Kim

### Abstract

In this paper, an experimental method of several modal analyses was devised to identify the vibration characteristics of G/T blade in power plants. Also, it is being applied this method to establish the standard category of natural frequency of new developed blades. So acceptance margin to avoid resonance due to nozzle waking force is being established for new blades. It is expected to improve the availability of G/T blades by using the result of this study.

### 1. 서론

화력발전소 또는 항공기동에 사용되는 터빈은 수 많은 블레이드로 구성되어 있으며, 사용하는 작동유체, 온도, 압력, 출력에 따라 블레이드의 모양은 천태만상이며, 이의 설계는 제작사마다의 비밀로 되어 있어 구체적인 내용을 모르는 상태이다. 이러한 블레이드의 설계적인 여러 가지 고려항목 중 수명에 절대적인 영향을 주는 것은 재료의 강도와 그리고 블레이드의 공진에 의한 진동을 방지하는 설계가 기본으로 되어 있다. 본 실험결과는 여러 가지의 터빈 중에 발전용 가스터빈의 동익 1단 블레이드 2가지 종류에 대한 고유진동수 측정방법, 그리고 고유진동수의 특성에 대한 분석을 실시한 결과이다.

먼저 발전소 가스터빈 블레이드는 다른 터빈과 달

\* 한전전력연구원

리 연소가스가 작동유체이므로 고온, 고압에 견디어야 하며, 연소시의 고온에 대한 냉각을 위하여 압축기에서 나오는 공기를 사용하여 블레이드 개개마다 냉각을 하고 있다. 이러한 블레이드에 작용되는 진동가진력으로는 Shaft가 회전하면서 발생하는 회전 주파수성분과 그 배수인 Harmonic 성분 그리고 가스가 고정익을 통과하면서 회전익과 부딪혀 발생하는 Passing Frequency가 있으며, 터빈 블레이드에서 발생하는 진동은 대부분이 이 2가지의 원인에 의해 공진이 발생되고 있다. 이러한 공진의 원인을 분석하기 위해서는 블레이드의 Modal Test가 선행되어 고유진동수를 알아야 하며, 또 관련 System의 진동 특성도 파악해야 한다. 그러나 가스터빈은 블레이드는 정지중에 블레이드가 Rotor에 완전히 결합되어 있지 않으며, 흔들림이 있는 상태이고 정상적인 회전상태에서 원심력에 의해 결합이 되는 구조로 되어

있어 블레이드 고유진동수를 구하기에는 다른 고정장치를 사용하여야만 가능하다. 또 가스터빈 블레이드는 고온에서 운전되므로 재료의 탄성계수가 변하여 고유진동수가 달라지므로 온도에 따른 보상을 해야한다. 따라서 블레이드가 터빈이 운전되는 상태(원심력 고려)로 근접시키기 위해 블레이드 고정용 JIG를 제작하여, 블레이드 고정조건을 만족시킨 상태에서 고유진동수를 측정 분석하고 운전온도를 고려하여 종합적인 분석이 수행되어야 한다. 본 실험결과는 여러개의 블레이드 고유진동수 편차를 종합적으로 검토하여 실증시험에 의한 자료를 바탕으로 해석을 수행하였다. 해석 수행방법은 재료의 물성치 및 강도에 대한 분석은 제외하고, 여기서는 가진기를 사용한 Modal 해석에 의해 블레이드 고유진동수 분석과 터빈이 회전시 발생하는 여러 가지 진동요소와의 공진관계를 검토하여 블레이드의 건전성을 분석하였다.



FIG. 1 Rotor에 장착되는 블레이드 모양

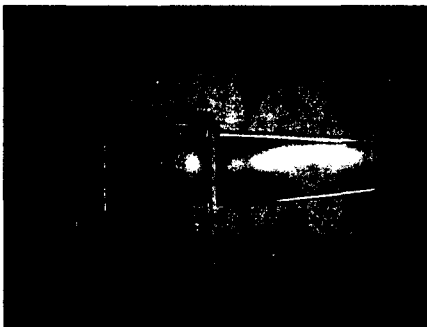


FIG. 2 블레이드 모양(1)



FIG. 3 블레이드 모양(2)

## 2. 블레이드 공진검토를 위한 기본개념

고유진동수는 어떤 물체든지 가지고 있으며, 특히 회전체의 경우 고유진동수와 회전수가 일치할 경우 공진에 의한 기기 파손은 최단기간에 발생되며, Blade 파손 사고시에는 인접한 블레이드 및 다음 단의 블레이드가 손상을 입어 대형사고를 유발하므로 수많은 블레이드중 단1개라도 문제가 발생되어서는 안되므로 주기적인 비파괴 검사와 보수를 통하여 유지관리를 하여야 하는데 이러한 파손사고의 대부분이 설계적인 문제와 재질문제로 발생되고 있다. 그 중에서 설계적인 문제는 공진에 의한 경우가 대부분으로 블레이드 공진문제의 검토를 연구하였다

### 2.1 블레이드 공진의 개념

공진이라 함은 Exciting Frequency( $\omega$ )와 Natural Frequency( $\omega_n$ )가 일치하는 것을 말하나 위 두 진동수비( $\omega/\omega_n$ )가 1에 가까울수록 Blade에 진동응력이 크게 작용되고, 이러한 현상을 공진이라 한다.

Blade의 고유진동수는 회전수에 따라 변하며, 변화상태를 특성화시킨 것이 Campbell Diagram이며 제작사에서 Blade 개발시 Wheel Box Test 또는 FEM Method에 의해 작성하고 있다.

### 2.2 블레이드 고유진동수 분석방법

#### 2.2.1 긴 Blade

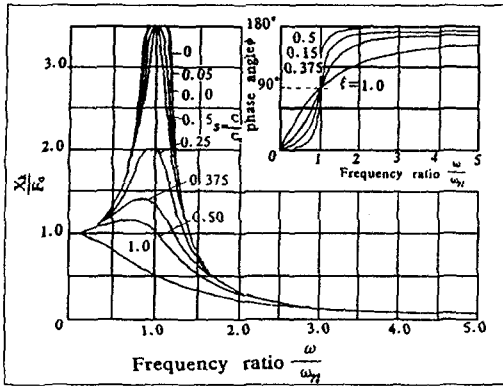


FIG. 4 주파수비와 진동의 관계

긴 Blade에서는 원심력이 대단히 높고 고유진동수가 낮아 공진 발생시에는 에너지가 크므로 이 상태에서 운전하면 피로파손을 쉽게 일으키게 된다. 따라서 긴 Blade에서는 운전중 주 진동 Mode (Blade 접선방향, 축방향 및 비틀림방향)와의 공진을 피하기 위해 Exciting Frequency와의 정해진 Margin을 확보해야 한다.(FIG. 4 참조)

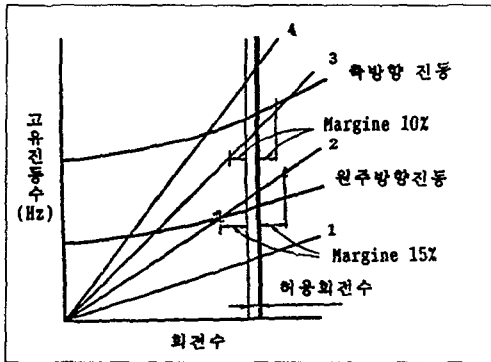


FIG. 5 Campbell Diagram

Campbell Diagram과 Margin Rate : Campbell Diagram은 종축이 Blade의 고유진동수이며 횡축이 Rotor의 회전수이다.

경사직선인 진동수(Hz) = N × Rotor 회전수(rps)의 점을 연결한 것으로서 N은 정수이다. 이것을 차수 직선이라 부른다

이 Campbell Diagram 선도는 Blade실체의 회전진동시험이나 Computer를 이용하여 구할 수 있으며 정지시 고유진동수와 운전시 고유진동수 사이에는 다음과 같은 관계식이 있다.

$$Fr = \sqrt{Fs^2 + BN^2}$$

Fr : 회전시 고유진동수

Fs : 정지시 고유진동수

N : 회전수

B : Blade크기, 구조에 따라 결정되는 정수이며 Blade가 길수록 크다.

Campbell Diagram상의 궤적은 진동 Mode에 따른 주 진동곡선으로 나타나며 공진은 그 차수 직선상에서만 발생되며 공진으로부터 Margin은 다음 식으로 정의된다.

$$Margin = \frac{\text{공진회전수} - \text{정격회전수}}{\text{정격회전수}} \times 100(\%)$$

Campbell Diagram에서 알 수 있듯이 차수와 차수 사이의 간격은 차수가 높아질수록 좁아진다.

여기서 고차의 공진까지 Margin을 확보하는 것은 설계상 불가능하며, 실제의 경우 저차의 고유진동수와와의 공진이 파손의 주 원인이 되는 것을 알게되었으며, 일반적으로 회전수의 5~6배까지의 공진 Mode에 대해 적절한 Margin을 얻을 수 있도록 하고 있다.

### 2.2.2 짧은 Blade

일반적으로 Blade는 수분이 1 Group으로 구성되어 있으며 각 Blade마다 각종 진동형태를 가지고 있으며 고유진동수는 대단히 복잡하게 구성되어 있다. Blade가 짧으면 그 고유진동수는 높아지며 이 경우 회전수와와의 공진보다는 오히려 NPF (Nozzle Passing Frequency)와의 공진가능성이 높다.

- NPF와 Load Factor

Nozzle 출구에 있어서의 증기력은 Nozzle판 출구의 두께와 Nozzle판 표면에서의 마찰 때문에 원주방향으로 일정하지 않고 Blade는 1회전마다 Nozzle판수 × 회전수 만큼의 여진력을 받는다.

그러나 실제 운전중의 NPF는 블레이드의 고유진동수가 온도에 따라 변하므로 상대적인 온도보정이 필요하며 그 관계식은 다음과 같다.

$$NPF_c = NPF \times \sqrt{\frac{E_o}{E_t}} \text{ (Hz)}$$

여기서  $E_0$  = 상온에서의 재료의 종탄성계수  
 $E_t$  = 운전속도(설계온도)에서의 종탄성계수  
 NPF와의 공진시 Turbine Blade에 발생하는 진동 증폭율은  $2\pi\beta/\delta$ 가 된다.

여기서  $\beta$  = 증기력의 불균일 계수  
 $\delta$  = 대수 감쇄율

예를 들면 대수감쇄율  $\delta=0.01$ , 증기력의 불균일 계수  $\beta=0.05$ 일 경우 진동증폭율은  $10\pi$  즉 31.4가 된다. 이것은 NPF와 공진시 정상응력의 31.4배 응력이 생기는 것을 의미한다. 이와 같이 대수감쇄율과 증기의 불균일 계수가 진동, 응력에 큰 영향을 미치므로 가공정도, Blade Root부의 조립상태, Nozzle증기 통로부의 칫수 균일성과 마무리 가공상태가 Turbine Blade 수명에 큰 영향을 미치고 있음을 알 수 있다. 한편 공진시 Blade의 진동응력은 대수감쇄율  $\delta$ 가 영(0)이 되지 않는 한 진폭 즉 진동응력은 무한대가 되지는 않으므로 공진시에 있어서 최대응력을 재료의 피로내구한도(S-N곡선) 이하로 억제 할 수만 있다면 진동에 의한 Blade 파손은 일어나지 않는다.

### 3. 블레이드 고유진동수 측정 장치

가스터빈의 블레이드는 회전시 원심력에 의해 고정되어 있는 형태로서 정지중에는 블레이드가 고정되지 않고 흔들림이 발생하므로, 운전시의 조건과 맞도록 원심력을 계산하여 블레이드 하부에서 유압에 의한 압력으로 운전시의 원심력



FIG. 6 블레이드 고유진동수 측정System

조건에 부합되도록 장치를 만들어 <Fig. 6,7>와 같이 시스템을 구성하였다.

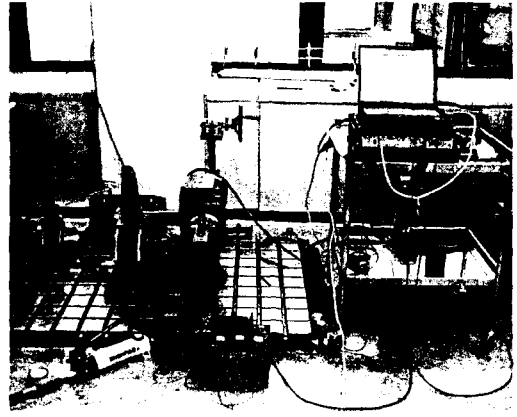


FIG.7 블레이드 고유진동 측정 시스템

Jig 제작의 주안점은 운전시 블레이드가 Rotor에 결합되는 조건에 맞추기 위해 루트부의 상태를 3차원 측정장치로 측정하여 정확하게 가공을 하였고, Jig의 고정상태를 확실하게 하기 위해 내력판에 장착하였으며, 블레이드 루트하부에서 유압력에 의한 압력이 가해지도록 제작하였으며, 통상 Modal Test시 사용하는 Impact Hammer대신 측정의 정밀도를 기하기 위해 가진기를 사용하여 측정하였다.

#### 3.1 고유진동수 측정 방법

일반적인 고유진동수의 측정은 Impact Hammer를 사용하여 수회의 평균으로 측정을 실시하나 이 방법은 Hammer Tip의 종류에 따라 White Noise 발생주파수 범위가 다르고 이에따라 실제로 원하는 주파수범위의 가진이 되었는지 확인이 곤란하다. 또 수회의 평균에 의해서는 측정값의 정밀도를 보장하지 못하므로 가진기를 사용하여 연속적이고, 원하는 주파수 범위를 가진하면서 1000회의 평균을 실시하여 정밀한 고유진동수를 측정할 수 있다 (FIG.10 측정 Chart 참조)

### 4. 블레이드 고정상태에 따른 고유진동수 변화

블레이드 고유진동수 측정장치에 의한 자료는 운전중의 원심력이 고려된 자료로서 압력증가에 따른

고유진동수 변화를 측정하여 완전히 고정된 상태의 고유진동수를 측정하였다. 이 과정 중 블레이드 고정조건 확인을 위하여 유압 잭에 의한 압력을 서서히 상승시키면서 고유진동수 변화상태를 측정한 결과 <Fig. 8,9>와 같이 어느 일정압력 이상에서는 고유진동수 변화가 없는 일정한 값을 나타내었다.

## 6. 결론

본 실험적인 연구에서는 가스터빈 블레이드의 정지중 진동특성에 대한 실험적 분석기법과 가진기를 사용한 시험방법에 대해 기술을 하였으며 공진가능성 검토를 위한 공진여유율 산정에 필요한 정지중 고유진동수 범위를 설정하여 블레이드의 건전성을 확립 할 수 있는 자료를 확보하였다. 이러한 실험결과는 블레이드의 FEM해석에 의한 분석보다 더욱 정확하고 실증 할 수 있는 자료로서 향후 가스터빈 블레이드의 국산화에 필요한 기초자료로 활용 할 예정이다.

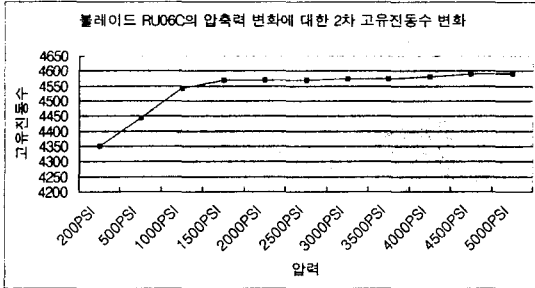


FIG.8 블레이드 고정상태에 따른 고유진동수 변화

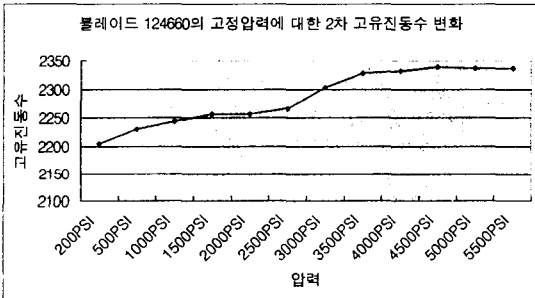


FIG.9 블레이드 고정상태에 따른 고유진동수 변화

## 참고 문헌

- (1) Jens Trampe Broch, 1984, "Mechanical Vibration and Shock Measurement", PP 40~70
- (2) DANIEL INMAN, 1995, "Engineering Vibration", pp 141~163, 200~249.
- (3) J.Daleo and J.Wilson, 1999, "Analysis of a failed westinghouse first stage blade".
- (4) Rion 주식회사, 1983, "진동에 의한 설비진단"
- (5) 日本 三重火力發電所, 1984, "補修實務 訓練"
- (6) 한전 진동전문가그룹, 1994, "진동주파수분석"
- (7) 서울대학교 이장무, 1994, "모달해석의 이론과 응용 제2판", pp 4-2 ~4-34.

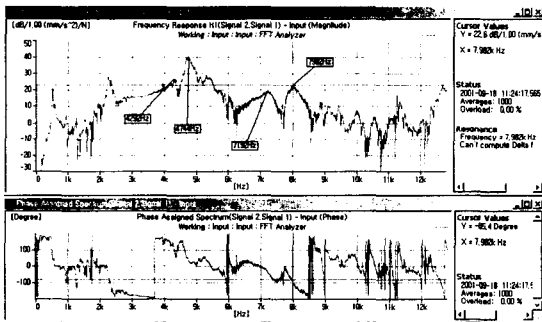


FIG.10 고유진동수 측정 Chart