

# 500 MW 표준화력 저압터빈 Hood의 고진동 해소를 위한 실험적 연구

## An experimental study to reduce high vibration of 500MW standard power plant low pressure turbine hood

조철환†·조성태\*·양경현\*\*

C. H. Cho, S. T. Cho and K. H. Yang

### 1. 서 론

전기를 생산하는 발전산업에서 가장 중요한 기기는 발전기를 회전시키기 위하여 가열증기가 가지고 있는 열 에너지를 기계적 에너지로 변환시키는 장치인 터빈이다. 즉 터빈은 보일러에서 고온 고압으로 가열된 증기를 사용하여 고정익과 회전의 사이에서 열 낙차를 이용하여 회전하는 기계적 에너지로 변환시키는 현존하는 가장 효율 좋고 실용화된 기기라 할 수 있다. 이러한 터빈은 아주 정교한 설계에 의하여 회전체와 고정체사이가 미소한 간격으로 운전되는 기기로서 공급되는 증기가 새지 않도록 밀봉되어 운전된다.

이러한 터빈에는 회전하는 증기터빈을 밀봉하고, 안전을 위해 사용되는 터빈 케이싱이 있으며, 이 케이싱은 내외부에 2개의 케이싱으로 구성되어 있으며, 증기가 원활하게 흐르도록 설계되어 있다. 이러한 터빈 케이싱은 Hood로 불리고 있으며, 이 Hood는 터빈 로터에 의해 회전하는 블레이드에서 발생하는 진동의 영향을 받고 있는 상태이다. 본 논문에서는 이러한 터빈 케이싱 Hood가 운전중 고진동이 발생되어 운전하는 터빈의 기초, 베어링의 이상진동을 유발하고, 고진동에 의한 소음이 발생하는 문제를 연구를 통하여 해결한 실험적 논문을 소개하고자 한다.

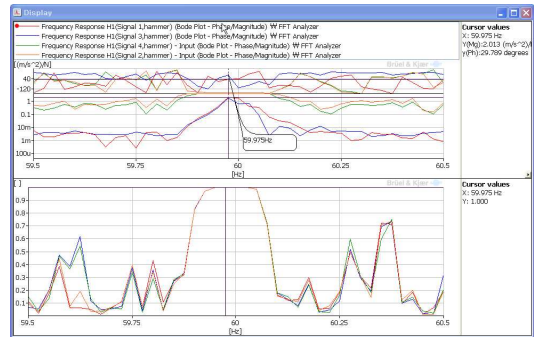
### 2. 운전중 저압터빈 Hood 진동 분석

† 교신저자; 정회원, 한전 전력연구원  
E-mail : chcho@kepco.co.kr  
Tel : (042)865-7550 , Fax : (042)865-7550  
\* 한전 전력연구원  
\*\* 한전 전력연구원

### 2.1 저압 터빈의 운전중 고유진동수 분석

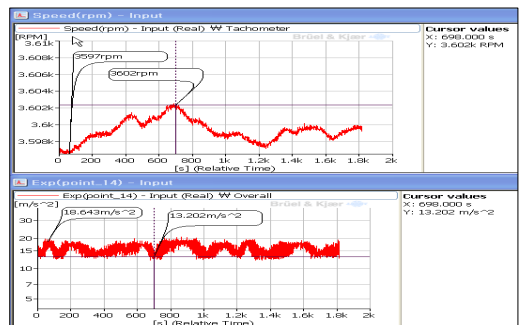
#### (1) Impact Test

고유진동수 분석은 정지중에 실시하는 것이 원칙이나, 시스템의 정지가 불가능하므로 특수한 분석기법을 사용하여 운전중 측정하였으며, 저압터빈 Hood의 고유진동수 특성은 정지중 Cold 상태의 고유진동수와 운전중 Hot 상태 정도에 따라 고유진동수가 다르나 Full Load에서 분석을 실시하였음.



**Fig. 1** Operational Natural Frequency of LP-A 저압터빈의 고유진동수는 측정결과 59.975Hz로 판단되며, 이는 거의 운전 가진주파수와 일치하는 상태로서 완전한 공진상태임.

#### (2) 터빈 속도 변화에 대한 진동 변화 시험



**Fig. 2** Turbine rotational speed changes and changes in hood vibration

운전중 계통주파수(터빈회전수)변화에 따른 Hood의 진동변화를 동시간에 측정 한 것으로서 터빈 회전수 3597rpm(59.95Hz) $\Rightarrow$ 18.643 m/s<sup>2</sup> 대비 3602rpm(60.03Hz) $\Rightarrow$ 13.302 m/s<sup>2</sup>로서, 터빈회전수가 고유진동수 59.975Hz에 근접하면 진동상승이 발생하는 것을 알 수 있다. 따라서 고유진동수는 60Hz이하에 존재함을 알 수 있다.

### 2.2 520MW Full Load 운전중 진동측정치

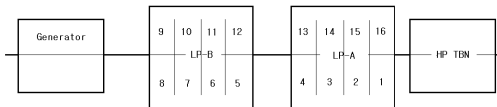


Fig. 3 Measurement Point

Table 1 Vibration Measurement Value( $\mu$ m-PP,60Hz)

위치	진동값	터빈	위치	진동값	터빈
1	132	LP-A 제어실측	13	175	LP-A 창 측
2	254		14	312	
3	223		15	303	
4	118		16	169	

위의 Table 1에서와 같이 터빈 케이싱 Hood에서 공진이 발생되어 300 $\mu$ m-PP이상의 고진동을 유발하고 있는 상태임.

## 3. 저압터빈 Hood 진동 진동해석

### 3.1 저압터빈 FEM 해석 결과

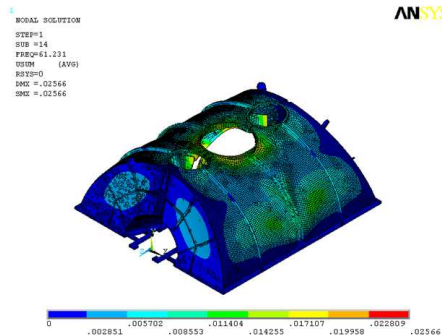


Fig. 4 Resonance mode vibration

터빈 케이싱에 대한 해석 결과 60Hz 부근에서 실제의 진동과 유사한 진동 Mode가 있으며, 실제 운전중의 진동 Mode와 일치하였다.

### 3.2 저압터빈 고유진동수 변경을 위한 대책

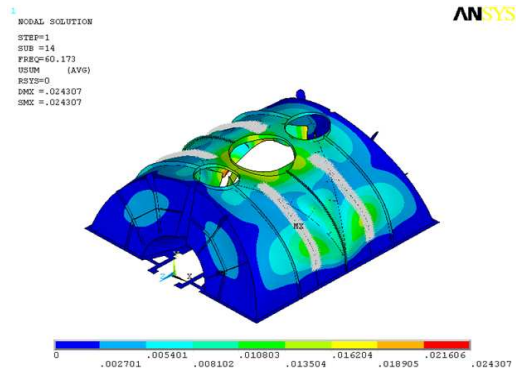


Fig. 5 Vibration mode after Added Mass

터빈 케이싱 Hood의 4개 지점에 부가 질량을 부착하고 진동 Mode를 해석한 결과 원래 고유진동수에 비하여 1.057Hz의 강하효과가 있는 것을 확인하였으며, 이는 공진범위를 벗어나는 수치임.

### 3.3 부가 질량에 의한 대책후 결과

단위 :  $\mu$ m-PP, 주파수 60Hz

위치	진동값		터빈	위치	진동값		터빈
	개선전	개선후			개선전	개선후	
1	132	40.1	LP-A 제어실측	13	175	50.4	LP-A 창 측
2	254	64.5		14	312	89.6	
3	223	54.6		15	303	91.1	
4	118	35.0		16	169	46.4	

질량부가에 의한 고유진동수 변경으로 저압터빈 케이싱 Hood의 진동은 100 $\mu$ m-PP이하로 저하되었음.

## 3. 결론

터빈 케이싱은 원통형 Shell로 구성되어 내부의 강성보강에 의한 고유진동수 상승은 불가능하며, 따라서 질량부가에 의한 고유진동수 저하를 시도하여 공진범위를 벗어나도록 개선을 하였다.

## 후 기

케이싱의 Full Modeling을 통하여 최적의 방안을 도출하였으나, 가장 최소한의 Mass 부가에 의한 Margin이 없는 개선으로 저부하에서는 진동상승이 발생되어 약간의 아쉬움이 있었음.