

스트레인게이지를 활용한 발전소 터빈 및 주증기 배관의 열팽창 측정

나상수*, 정재원, 봉석근, 전동기, 김윤석

Thermal Expansion Measurement of Turbine and Main Steam Piping by Using Strain Gages in Power Plants

Sang Soo Na, Jae Won Chung, Suk Kun Bong, Dong Ki Jun, Yun Suk Kim

Key Words : Strain Gage (스트레인게이지), Pipe Hanger & Support (배관지지장치), Vibration (진동), Turbine Shaft Alignment (터빈 축정렬), Thermal Expansion(열팽창), Experimental Stress Analysis (실험응력해석), Finite Element Method (유한요소법)

ABSTRACT

One of the domestic co-generation plants have undergone excessive vibration problems of turbine attributed to external force for years. The root cause of turbine vibration may be shaft alignment problem which sometimes is changed by thermal expansion and external force, even if turbine technicians perfectly performed it. To evaluate the alignment condition from plant start-up to full load, a strain measurement of turbine and main steam piping subjected to thermal loading is monitored by using strain gages. The strain gages are bonded on both bearing housing adjusting bolts and pipe stoppers which installed in the x-direction of left-side main steam piping near the turbine inlet in order to monitor closely the effect of turbine under thermal deformation of turbine casing and main steam piping during plant full load. Also in situ load of constant support hangers in main steam piping system is measured by strain gages and its results are used to rebalance the hanger rod load. Consequently, the experimental stress analysis by using strain gages turns out to be very useful tool to diagnose the trouble and failures of not only to stationary components but to rotating machinery in power plants.

	기호설명	ϵ_i	측정된 변형률
		E	종탄성계수
		ν	프와송의 비
σ	굽힘응력	A	지지봉의 단면적
Z	단면계수		
P	작용 하중		
L	작용점과 스트레인 게이지까지의 거리		
ϵ_t	가로 변형률		
ϵ_a	축방향 변형률		

1. 서론

발전소 중요설비중 하나인 터빈발전기에서 지난 수년간 터빈전단의 베어링하우징 부위에서 수평방향 고진동이 반복 발생되고 있다. 터빈발전기에서 발생하는 진동의 가장 일반적인 원인 중 하나는 축의 오정렬(misalignment)로 인한 것으로 측정렬은 터빈의 운전 신뢰성에 직접적으로 영향을 미치기 때문에 현장에서 대단히 중요하게 다루지 않으면 안 된다. 그러나 정지상태에서 측정렬이 잘 되었더라도 운전중 온도변화에 의한 열

* 정희원, 한전기공(주) 기술개발원

변형이나 기타 외부 힘에 의해 축정렬 상태가 변하는 경우가 종종 발생한다.

외부 힘으로는 터빈입구에 연결된 배관의 열변형이 과도하게 발생하는 곳에 배관 지지장치가 설치되어 있지 않거나 또는 본래의 기능을 발휘하지 못하면 회전기계의 정렬상태가 정밀하게 유지될 수 없다. 터빈과 같은 회전체를 이동시키는 원인으로서는 배관의 열팽창, 배관 내에 유동하는 유체의 이동에 따른 배관자체의 반력, 배관의 정하중, 배관 지지하중의 불평형 등이 있는 것으로 알려져 있다¹¹⁾. 그러나 발전소 현장에 설치된 회전기계 중에는 노즐부에 작용하는 배관하중과 모멘트 등에 대한 구체적 허용기준이 명시되어 있지 않은 것이 대부분이다.

한편 발전소 고온부의 배관계통 자체는 부정확한 배관 자중계산, 장기간에 걸친 열변형, 정비 및 교체작업, 기기의 노화 및 부식 등 여러 가지 요인으로 배관 지지하중이 변하게 된다. 이러한 하중 재분포(load redistribution)로 지지대상물인 배관에 응력을 집중시켜 수명을 단축시키고 또한 회전체에 불필요한 배관하중을 전달시켜 과도한 진동을 유발시킬 수 있다.

발전소의 경우 한 번 기동을 시작하면 전력수급상 계속해서 운전해야 하기 때문에 중간에 어떠한 시험목적을 위해서 발전소를 다시 정지시킬 수 없으므로 측정하기 전에 완벽한 준비작업이 필요하다.

운전중 측정될 상태변화 및 배관과 지지장치의 부적절한 설치에 따라 배관에서 발생하는 응력은 단순한 육안점검을 통해서만 감지할 수 없으므로 본 논문에서는 스트레인 게이지를 사용하여 정지 상태에서 전부하 운전까지 터빈케이싱과 터빈입구 주증기 배관의 하중변화를 측정하여 터빈에 미치는 영향을 분석하고 주증기 배관 지지장치의 실제하중 측정 및 조정방법에 대해 연구하기로 하였다.

2. 터빈발전기 사양 및 운전조건

발전소 터빈발전기에 대한 구체적 사양은 Table 1과 같다³⁾. 터빈 전단의 지지시스템에 대한 구조는 Fig.1과 같이 케이싱 서포트(3), 축 베어링 하우징(5), 터빈 외부케이싱 지지브라켓(2)으로 이루어져 있으며, 지지장치는 터빈케이싱과 터빈로

터를 지지하고 이들 부품들을 서로 정렬할 수 있도록 해주는 중요한 설비이다. 터빈 케이싱의 온도가 올라감에 따라 케이싱은 수평방향으로 자유롭게 팽창하게 된다.

Table 1. 터빈발전기 사양

구분	형식	속도 (rpm)	출력
터빈	충동, 3단추기, 배압형 터빈	8000	21547 KW
발전기	3상 동기, 공기냉각 방식	1800	25220 KVA
감속기	인블류트 헬리컬기어	N1-8000 N2-1800	23500 KW

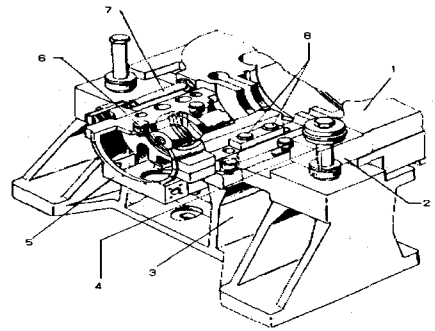


Fig.1 터빈전단 지지시스템 구조

Table 2. 터빈전단 지지시스템 부품명

No	부품명	No	부품명
1	TBN casing	7	adjusting bolt
2	supporting bracket	8	screw bolts
3	casing support	9	TBN casing adjusting element
4	screw bolt	10	cup spring
5	shaft BRG housing	11	center rail
6	BRG housing adjusting element	12	BRG housing/TBN casing adjusting element

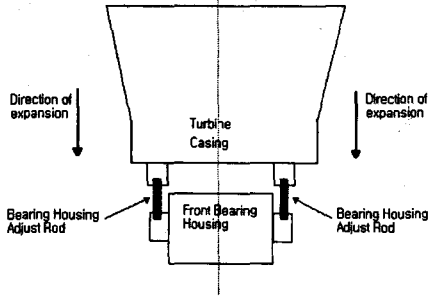


Fig.2 터빈케이싱 및 베어링 하우스 팽창방향

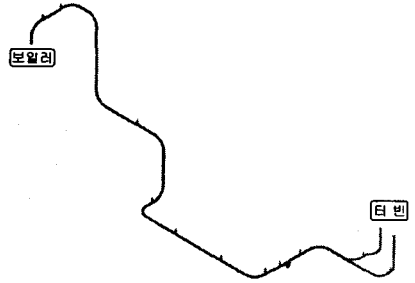


Fig.3 주증기 배관 모델링

3. 측정 방법

3.1 주증기관 응력해석

주증기관은 보일러 측으로부터 직경 200mm 로 이어져 오다가 터빈 측에서 150mm로 작아져서 양쪽으로 고온·고압 증기가 공급된다. Fig.3 은 주증기관을 모델링한 것이다. 입력조건은 Table 3과 같고 주증기관의 모델링과 응력해석은 상용 배관응력해석 프로그램인 ADLPIPE를 사용하였다.

현장에 설치된 보온재 두께는 직경 200mm 배관은 150mm이고 150mm 배관에서는 140mm로 되어 있다. 보일러측 노드와 터빈측 2개소의 노드는 6자유도를 완전히 고정시키는 앵커로 정의하였다. 운전압력과 운전온도를 기준으로 자중해석과 열하중 해석을 수행하였다. 터빈 입구측 배관의 좌우 비대칭으로 인한 모멘트의 영향과 배관 설계서에는 포함되지 않았던 지지장치 추가설치로 배관이 전체적으로 정상설치 때보다 위로 들어 올려져 있는 상태이고 수평방향을 지지하는 가이드나 스톱퍼가 설치되어 있지 않아서 응력해석상에서 수평방향으로 이동하는 현상이 발생하고 있다. 이로 인해 터빈측 배관 플랜지에 이상하중을 가하고 있어 터빈진동의 한 원인이 되고 있다. Fig. 4는 응력해석 결과의 일부분을 나타낸 것이다. 따라서 터빈 입구 양측 배관에 임시 스톱퍼를 설치하여 정지상태에서 운전상태까지의 하중변화를 실험적으로 계측할 필요성이 있다.

Table 3. 주증기 배관 입력 데이터

항 목	입력 데이터		
설계압력	122 kg/cm ²		
운전압력	114 kg/cm ²		
설계온도	533℃		
운전온도	527℃		
배관재원, 재질	직경	200mm	150mm
	외경	216.3mm	165mm
	두께	23mm	18mm
	배관 무게	109.66 kg/m	65.99 kg/m
	보온재 무게	28.91 kg/m	24.9 kg/m
	재질	A335P22 Sch.160	

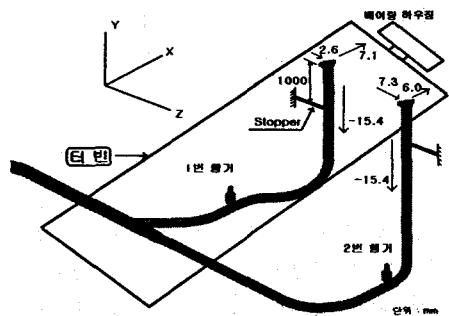


Fig.4 터빈입구 배관의 변위 해석 결과



Fig.5 조정볼트에 스트레인게이지 부착

3.2 조정볼트 변형률 측정

Fig.1과 Fig.2와 같이 베어링하우징은 2개의 조정볼트에 의해 하부 케이싱에 터빈축과 평행하게 견고히 고정되어 있어 터빈케이싱이 팽창하게 되면 베어링하우징도 같이 움직이게 되는 구조이다. 베어링하우징 조정볼트의 변형률을 측정하는 목적은 발전소 기동시 케이싱 팽창에 따른 베어링하우징의 이동상태와 하중상태를 정밀하게 분석하여 터빈 고진동의 원인을 규명하는 데 있다. Fig.5는 터빈베어링 하우징의 조정볼트에 스트레인게이지를 부착한 그림이다. 터빈이 정지상태에서 전부하 운전까지 터빈케이싱의 팽창을 베어링하우징에 전달하는 좌우 2개의 볼트에 인장력과 압축력이 어떤 형태로 작용하는 지 진단하기 위해 스트레인게이지를 볼트직경이 35.86mm 부위에 축 방향으로 부착하였다.

스트레인게이지는 HBWAH-12-250-X-3FG (GL 6.35mm, 저항 120 Ω, GF 2.42±2%)와 CEA-06-125UT-350(GL 3.18mm, 저항 350 Ω, GF 2.09±1%)를 각각 사용하였다.

측정에 사용된 장비는 dAtagate SC16, Digital Module & Data Acq. S/W, Portable Strain Indicator P-3500, Switch & Balance Unit SB-10 등을 사용하였다.

3.3 주증기 배관 스토퍼의 변형률 측정

터빈 정지상태에서 전부하 운전까지 터빈 입구측 주증기 배관이 터빈케이싱에 어떤 형태의 힘으로 작용하는지 진단하기 위해 현장 설치조건을 고려하여 터빈 플랜지 부분에서 1m되는 부분의 주증

기 배관에 스토퍼를 설치하였다. 스트레인게이지는 스토퍼의 볼트 중앙 부분(지름 25.85mm)에 부착하였다.

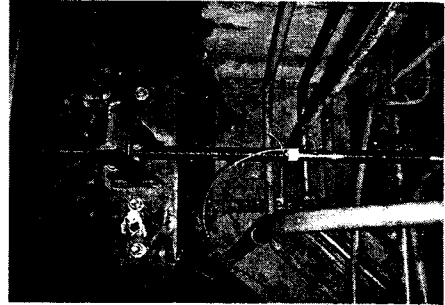


Fig.6 배관 스토퍼에 스트레인게이지 부착

3.4 주증기 배관지지장치 하중측정

주증기 배관에 설치된 배관 지지장치의 하중을 측정하기 위해서는 재료의 탄성계수와 프와송의 비가 필요하다. 일반적으로 데이터 핸드북에 나와 있는 재료 물성치 실험 데이터의 값을 그대로 적용해도 되나 다음의 기본 식을 사용하여 탄성계수와 프와송의 비를 측정하였다.

$$M = \sigma Z \text{ 또는 } M = PL \quad (1)$$

이 식으로부터 $\sigma = \frac{PL}{Z}$ 이 된다. 따라서 종탄성계수 E를 다음 식으로부터 구할 수 있다.

$$E = \frac{\sigma}{\epsilon} \quad (2)$$

프와송의 비는 다음 식과 같이 정의된다.

$$\nu = -\frac{\epsilon_t}{\epsilon_a} \quad (3)$$

현장에 설치된 지지장치의 하중을 정확히 측정하기 위하여 굽힘변형률과 열변형률을 잘 보상하고 수직하중 측정에 잘 맞는 Full Bridge 방식을 사용하였다³⁴⁾.

지지봉에 작용하는 하중크기의 계산식은 다음과 같다.

$$F = \frac{\epsilon_s E}{2(1+\nu)} A \quad (4)$$

지지봉에 작용하는 실제하중의 측정은 스트레인 게이지 선정, 지지봉의 무부하 상태유지, 표면처리 및 게이지 부착, 회로의 검증 및 교정, 재하 등의 순서로 하여 하중을 측정하였다.

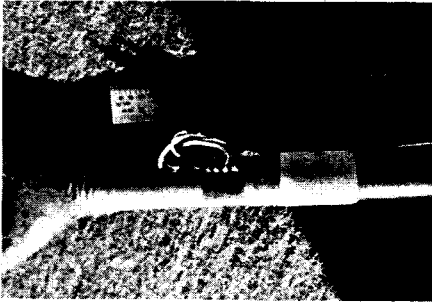


Fig.7 배관 지지봉에 스트레인게이지 부착

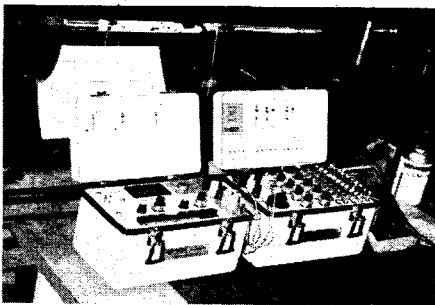


Fig.8 탄성계수 및 프와송의 비 측정

4. 측정결과 및 고찰

4.1 조정볼트의 변형을 측정결과

터빈 케이싱의 축방향 팽창에 따른 베어링 하우징의 팽창모드를 분석하기 위해 좌, 우측 2개의 조정볼트에서 측정한 변형을 결과는 Fig.9와 같다. 초기에는 양쪽 볼트에 인장력(+)이 작용하다가 이후 8200rpm 까지 우측 볼트에 인장력이, 좌

측 볼트에 압축력(-)이 일정하게 작용하고 있다. 그러나 8200rpm 이후부터는 양쪽 볼트에 급격하게 압축력이 작용하고 있고, 계통병입 후에는 좌측 및 우측 볼트가 계속 압축응력을 받고 있다. 결론적으로 터빈 케이싱이 안정적으로 팽창함을 보이고 있다.

4.2 배관 스토퍼의 변형을 측정결과

Fig.4와 같이 초기에 1356kg의 힘으로 스토퍼에 힘을 가한 상태(2번 행거측 배관을 우측으로 당김)에서 터빈 전부하 운전까지의 변화상태는 Fig.10과 같이 초기에는 볼트의 초기하중(preload)으로 인장력을 받은 상태에서 1100rpm까지는 급격히 하중이 감소하게 된다. 이와 같은 결과는 배관이 우측으로 이동하고 있다는 것이다. 이후 8200rpm 이후부터는 일정한 압축력(212kg)을 받고 있다. 즉 배관이 더욱 우측으로 이동되는 것을 보이고 있다. 따라서 정지상태에서부터 운전 상태까지 배관 스토퍼에 작용하는 전 하중은 약 1567kg이 됨을 알 수 있다. 이와 같은 배관의 이동방향은 유한요소해석과 실험결과가 같은 경향을 보인다.

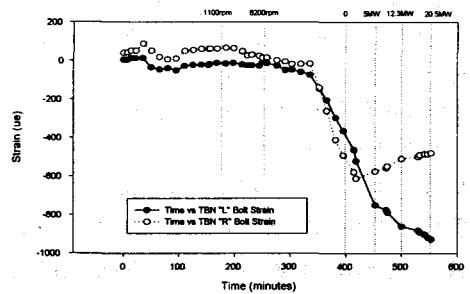


Fig.9 터빈 하우징 조정볼트의 변형을 측정

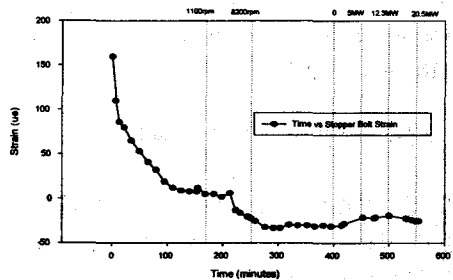


Fig.10 주증기배관 스토퍼 변형을 측정

4.3 배관 지지장치 실제하중측정 결과

실험응력에서 대단히 중요한 탄성계수와 프와송의 비는 현장에 설치된 지지봉에 대해 실험을 통해 얻었다. 지지봉을 측정된 결과 탄성계수 $2.11 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2$ 이고, 프와송의 비는 0.29 이다. 지지장치에 대한 하중계산시 이 값들을 사용하였

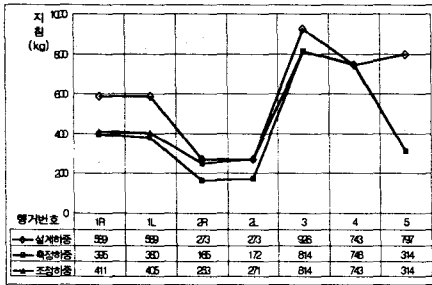


Fig.11 주증기배관 지지장치 실제 하중 측정 결과

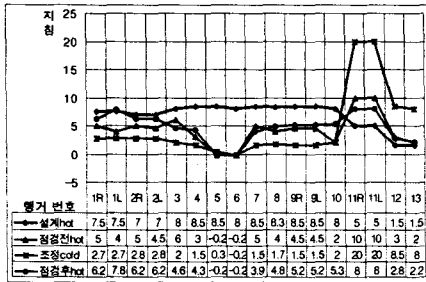


Fig.12 주증기배관 지지장치 이동량 변화 점검

Table 4. 터빈진동 측정자료(단위: $\mu\text{mp} - p$)

구분		측정방향	고압터빈
정비전	축진동	'X'방향	27
		'Y'방향	65
	BRG 케이싱	Horizontal	57
		Vertical	32
	Axial	16	
	축진동	'X'방향	47
'Y'방향		36	
정비후	BRG 케이싱	Horizontal	45
		Vertical	25
		Axial	25

다. Fig.11과 Fig.12는 주증기 배관 지지장치에 대한 현장에서 측정된 하중측정결과와 점검결과를 각각 나타내고 있다.

Table 4는 정비전과 정비후의 터빈 진동값을 각각 측정 비교한 것으로 정비후 고압 터빈 케이싱 부분의 진동이 감소한 것을 나타내고 있다.

5. 결론

- (1) 터빈 전부하까지 2번 행거측 배관 플랜지 인접부분에 작용하는 총 하중은 약 1567 kg 이다.
- (2) 주증기 배관 지지장치의 추가설치 및 가이드 또는 스톱퍼 미설치로 운전중 배관의 이동으로 인해 터빈측 배관 플랜지에 이상하중을 가하여 터빈진동의 한 원인이 되고 있다.
- (3) 발전소 정지상태에서 배관이동의 반대 방향으로 적절한 초기하중을 가하고 조정함으로써 기동시 터빈의 과도한 이동을 방지하고 결과적으로 진동을 감소시킬 수 있다.
- (4) 베어링 하우징 조정볼트에 대한 응력상태를 계측함으로써 터빈케이싱의 움직임을 알 수 있다.
- (5) 스트레인게이지를 사용하여 운전중 터빈 및 주증기 배관의 변형률을 측정함으로써 고진동 발생에 대한 근원적인 문제해결 접근이 가능하다.

참고문헌

- (1) John Piotrowski, 1995, "Shaft Alignment Handbook," Marcel Dekker, Inc.
- (2) Siemens, 1985, "Turbine Operating Instructions"
- (3) Karl Hoffman, 1989, "An Introduction to Measurements using Strain Gages," Hottinger Baldwin Metetchnik Gmbh.
- (4) Jame W. Dally and William F. Riley, 1991, "Experimental Stress Analysis," McGraw-Hill.