

# 스트레스 모델을 이용한 터빈 축계의 비틀림 응력 예측

## Torsional stress prediction of turbine rotor train using stress model

이혁순† · 유성연\*

Hyuk-Soon Lee and Seong-Yeon Yoo

**Key Words** : Torsional stress, Turbine rotor train, Stress model, Electrical disturbance, Torsional fatigue fracture, Torsional vibration

### ABSTRACT

Torsional interaction between electrical network phenomena and turbine-generator shaft cause torsional stress on turbine-generator shaft and torsional fatigue fracture on vulnerable component, but the prediction of the torsional stress is difficult because the torsional stress is occurred instantly and randomly. Therefore continuous monitoring of the torsional stress on turbine-generator shaft is necessary to predict the torsional fatigue, but installing the sensors on the surface of the shaft directly to monitor the stress is impossible practically. In this study torsional vibration was measured using magnetic sensor at a point of turbine-generator rotor kit, the torsional stress of whole train of rotor kit was calculated using rotor kit's stress model and the calculated results were verified in comparison with the measured results using strain gauge at several point of turbine-generator rotor kit. It is expected that these experiment results will be used effectively to calculate the torsional stress of whole train of turbine-generator rotor in power plants.

### 1. 서 론

발전소 운전 중 송전 시스템과 터빈-발전기 사이에서 발생한 전기적 교란 (Electrical disturbance)은 Fig. 1과 같이 터빈-발전기 축계에 비틀림 모드 형상에 따른 비틀림 응력 (torsional stress)을 발생시킨다.<sup>(1)</sup> 과도상태에 따라 발생하는 비틀림 응력이 재료의 허용응력보다 작을 지라도 지속적으로 발생되면 이러한 응력이 누적되어 피로파괴가 발생할 수 있다. 그러나 비틀림 응력의 발생이 일시적이고 산발적으로 발생하기 때문에 이를 사전에 예측하는 것이 어렵다. 그러므로 터빈 운전 중 축계에 작용하는 비틀림 응력을 측정하여 지속적으로 감시하고 발생된 응력을 평가하는 것이 매우 중요하다.<sup>(2)</sup>

축계의 비틀림 응력을 측정하는 방법은 여러 가지가 있으나 축에 직접 센서를 부착하는 접촉식과 센서를 축에 접촉시키지 않고 측정하는 비접촉식이 있다. 접촉식은 축에 직접 접촉하여 축의 스트레인 변동을 측정하므로 매우 정확하나 발전소의 터빈-발전기 축에 접촉식 센서를 사용하기 위해서는 별도의 데이터 수신 시스템이 필요할 뿐 아니라 극히 제한된 부분에만 설치가 가능하여 가동 중인 터빈-발전기에 설치하여 상시적으로 비틀림 응력을 감시하는 것은 사실상 불가능하다.<sup>(3)</sup>

따라서 본 연구에서는 발전소 터빈-발전기 축계에 추가로 설치가 수월한 또는 기존에 설치되어 있는 비접촉식 센서로 축의 어느 한 곳에서 비틀림 진동을 측정하고, 이 값을 바탕으로 축계의 비틀림 모드

† Corresponding Author ; Korea Hydro & Nuclear Power Co., LTD  
Plant Engineering & Management Department  
E-mail : LHS1241@khnpp.co.kr  
Tel : +82-42-870-5671, Fax : +82-42-870-5648

\* Chungnam National University

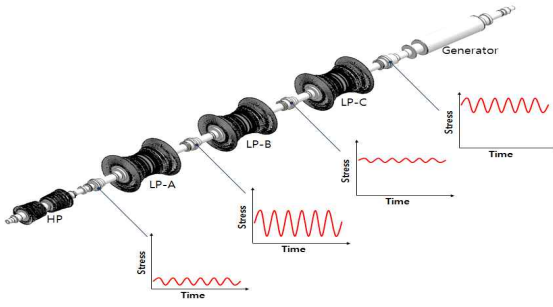


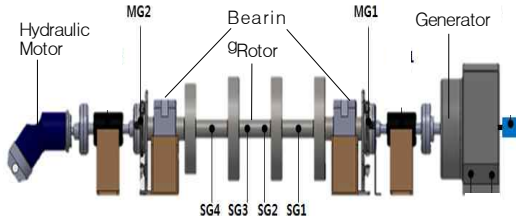
Fig. 1 Stress on turbine-generator rotor train

형상을 이용하여 전체 축계의 응력을 평가할 수 있는지를 확인하였다. 터빈-발전기 모사실험 장치를 제작하고 비접촉식 센서를 사용하여 비틀림 진동을 측정 후 실험장치의 비틀림 모드형상을 이용하여 실험장치 로터의 각 부위의 응력을 계산하였고 계산 결과의 정확성을 접촉식 센서로 측정한 결과와 비교하여 확인하였다.

## 2. 실험장치 구성 및 실험방법

### 2.1 실험장치 구성

접촉식 센서와 비접촉식 센서로 실험장치 로터의 비틀림 진동을 측정할 수 있도록 Fig. 2와 같이 실험장치를 제작하였으며 실험장치의 제원은 Table 1과 같다. 실험장치는 로터를 구동하는 유압모터와 발전기, 로터, 로터를 지지하는 베어링 및 센서들로 구성하였다. 로터는 1개의 고압 터빈 로터와 3개의 저압 터빈 로터를 나타내는 4개의 디스크로 구성하였고 4개의 디스크와 축을 일체형으로 가공하였다. 센서는 비틀림 진동과 비틀림 응력을 측정할 수 있도록 마그네틱 센서와 스트레인게이지를 각각 설치하였다.



MG 1,2 : Magnetic Sensor  
SG 1,2,3,4 : Strain Gauge

Fig. 2 Schematic diagram of rotor kit

Table 1. Data of rotor kit

	Length (m)	Mass (kg)	Mass moment of Inertia(kgm <sup>2</sup> )
Torque Sensor 1	0.17	8.2	0.0029
Gear for Sensor 1	0.044	7.45	0.0287
Rotor	1.0	112.7	1.0106
Gear for Sensor 2	0.044	7.45	0.0287
Torque Sensor 2	0.17	8.2	0.0029
Generator	0.515	39.7	0.1385
Magnetic Sensor	2.65" x 1.368" x 1.05"		
Strain Gauge	13mm x 1.6mm		

### 2.2 실험방법

실험은 실험장치의 속도를 1800rpm으로 유지한 후 3kVA 부하를 주어 실험장치에 비틀림 토크를 유발시킨 상태에서 접촉식 센서와 비접촉식 센서를 이용하여 데이터를 측정하고 5초간의 데이터를 저장하였다. 접촉식 센서로는 스트레인 게이지를 사용하였고 비접촉식 센서로는 마그네틱 센서를 사용하였다. 마그네틱 센서로 취득한 비틀림 진동신호와 실험장치의 스트레스 모델을 이용하여 실험장치 축계의 비틀림 응력을 계산하였다. 이 계산결과와 스트레인게이지로 측정한 비틀림 응력을 상호 비교하여 계산결과를 검증하였다.

## 3. 실험장치의 스트레스 모델

비틀림 진동신호를 이용하여 축계의 응력을 계산하기 위해서는 장치의 정확한 모드형상과 스트레스 모델이 필요하다. Solid Works를 이용하여 Fig. 3과 같이 실험장치 축계의 기하학적 모델을 생성하였고 비틀림 진동 모드의 경우 베어링의 영향이 무시되므로 Free-Free 조건을 적용하여 상용 프로그램인 Ansys로 모달 해석(Modal analysis)을 수행하였다. 실험장치의 비틀림 진동 모드형상과 스트레스모델은 각각 Fig. 4와 5와 같다.

이론적으로 무한의 모든 모드의 응답을 중첩하여야 정확한 시간 이력을 구할 수 있지만 실제로는 응답의 기여도가 큰 몇 개의 모드만을 중첩하여도 충분한 결과를 얻을 수 있다. 터빈-발전기에서 발생하는 비틀림진동은 주로 전력계통의 과도상태로 인한 발전기 공극토크의 변동에 기인하며, 이때 가진주파수는 계통주파수(60Hz)와 그 배수 주파수(120Hz)

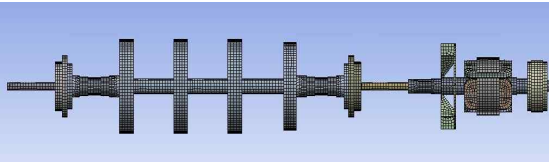


Fig. 3 Rotor kit model

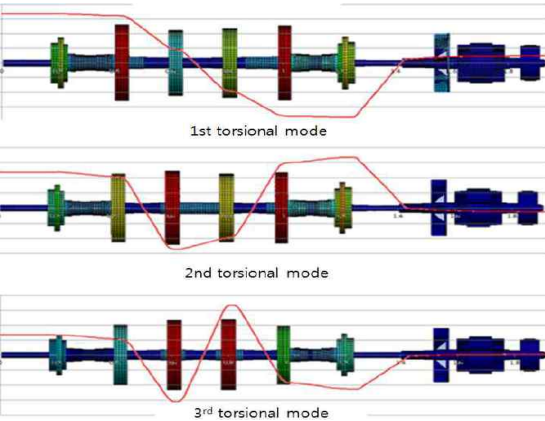


Fig. 4 Torsional Mode Shape of Rotor Kit

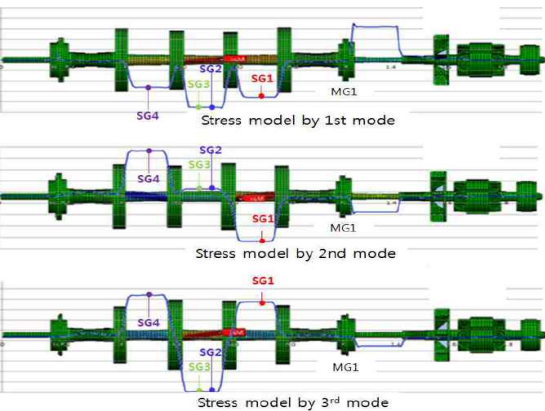


Fig. 5 Stress Model of Rotor Kit

이다. 따라서 계통주파수 및 그 배수 주파수에 근접한 1~3차 모드를 구하고 비틀림 응력계산에 사용하였다.<sup>(4)</sup>

전술하였듯이 발전소에서는 축의 응력을 직접 측정하기가 곤란하여 비접촉식 센서를 사용해야 한다. 비접촉식 센서인 마그네틱 센서의 측정 데이터는 각 변위이다. 따라서 각 변위를 이용하여 축의 응력을 계산하기 위해 비틀림 모드형상과 스트레스 모델을 이용하여 각 모드별 각 변위의 크기에 따른 응력을 구하였다.<sup>(5)</sup> Table 2는 MG1의 위치에서 비틀림 각

변위가 1도일 경우 축의 각 위치에 작용하는 응력의 크기를 나타낸 것이다.

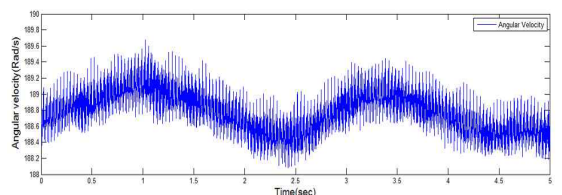
Table 2. Stress vs Angular displacement

	Stress(Mpa)			
	SG1	SG2	SG3	SG4
1st mode	134.8	177.9	177.9	111.2
2nd mode	437.6	56.2	56.5	436.7
3rd mode	456.5	700.3	700.3	525.8

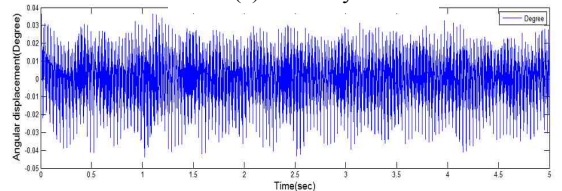
#### 4. 비틀림 진동 측정 및 응력예측

4.1 마그네틱센서를 이용한 비틀림 진동측정  
 마그네틱 센서는 비접촉식 센서로서 직접적으로 토크를 측정하는 스트레인게이지와 다르게 각속도를 측정한다. 각속도는 직접적으로 응력예측에 사용되지 않지만 간단한 신호 처리 과정을 거치면 계산에 필요한 각 진폭을 얻을 수 있다. 속도는 적분을 통해 각 변위를 구할 수 있으며 정속으로 회전하는 성분을 제거하면 비틀림 진동에 의한 각 변위 진폭을 구할 수 있다. Fig. 6 (a)는 마그네틱 센서를 이용하여 MG1의 위치에서 각속도를 측정한 결과이고 (b)는 신호처리 과정을 거친 각 변위이다.

이 신호를 밴드-패스(band-pass) 필터 처리를 거치면 Fig. 7과 같이 차수별 진동모드의 성분별로 나눌 수 있다. 이러한 과정은 실제 비틀림 진동에 각각의 모드가 어느 정도의 비중으로 중첩되어 나타나는지 보여주고 또한 축계의 어느 한 지점에서 차수별 모드의 크기를 안다는 것은 스트레스 모델을 이용하여 전체 응답을 구하는 것을 가능하게 한다.

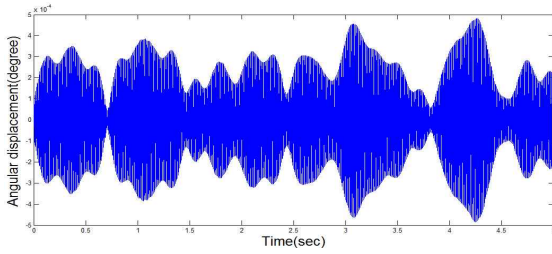


(a) Velocity

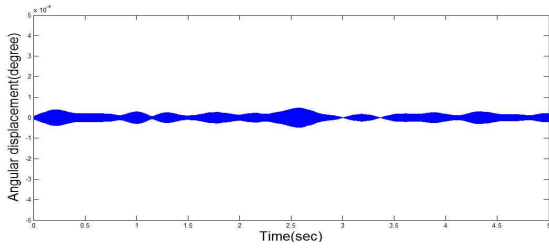


(b) Displacement

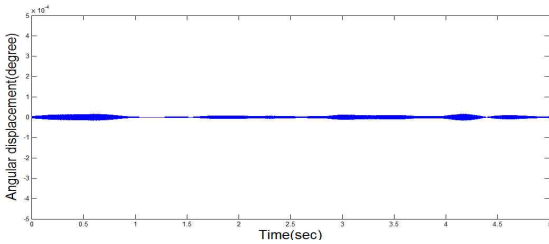
Fig. 6 Angular velocity & Angular displacement



(a) 1st mode



(b) 2nd mode



(c) 3rd mode

Fig. 7 Angular displacement of each mode

#### 4.2 스트레스 모델을 이용한 응력에측

Fig. 7과 같은 모드별 진폭과 축계의 스트레스 모델을 이용하면 축의 다른 위치에서의 응력을 계산할 수 있다. 식 (1)은 MG1에서 측정한 각 모드별 진폭과 Table 2의 스트레스 모델로 구한 축의 각 위치에서의 각변위 vs 응력 값을 이용하여 SG1, 2, 3, 4에서의 응력을 계산한 식이다.

$$\text{Stress(SG1)} = (\text{mode1} * 134.8) + (\text{mode2} * 437.6)$$

$$+ (\text{mode3} * 456.5) + 0.997$$

$$\text{Stress(SG2)} = (\text{mode1} * 177.9) + (\text{mode2} * 56.2)$$

$$+ (\text{mode3} * 700.3) + 0.997$$

$$\text{Stress(SG3)} = (\text{mode1} * 177.9) + (\text{mode2} * 56.5)$$

$$+ (\text{mode3} * 700.3) + 0.997$$

$$\text{Stress(SG4)} = (\text{mode1} * 111.2) + (\text{mode2} * 436.7)$$

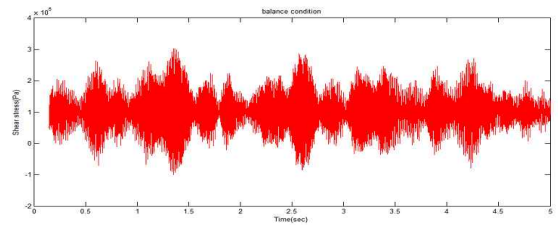
$$+ (\text{mode3} * 525.8) + 0.997 \text{ -----식(1)}$$

여기서, mode1, 2, 3은 MG1에서 측정한 모드별 각변위값이고, mode와 곱해진 숫자는 Table 2의 응

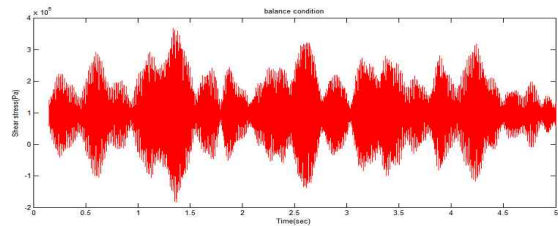
Table 3 Measured Torque of the Shaft

Torque Transducer	
Torque(Nm)	21
Stress(Mpa)	0.997

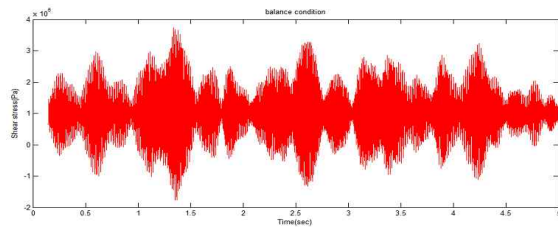
력 값이다. 그리고 수식의 마지막 항은 평균응력이다. 마그네틱 센서의 측정 결과로는 로터에 작용하는 평균응력을 알 수 없으므로 식(1)에는 토크센서로 실측한 결과인 Table 3을 대입하였다. 실제 현장에서는 터빈별 출력과 회전속도로 평균 응력을 계산할 수 있다.<sup>(6)</sup> 식(1)에 따라 계산한 응력신호 및 특성값을 Fig. 8과 Table 4에 표시하였다.



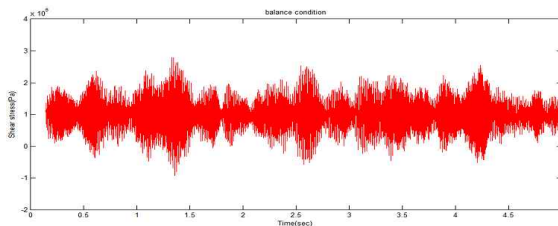
(a) Stress @SG1



(b) Stress @SG2



(c) Stress @SG3



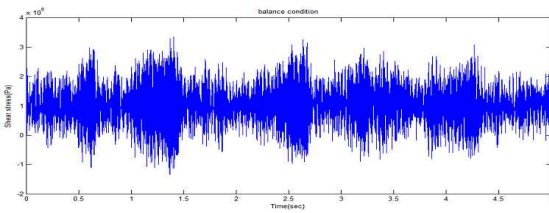
(d) Stress @SG4

Fig. 8 Calculated Stress

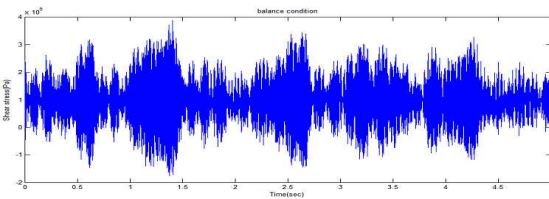
Table 4 Calculated Stress of SG1, 2, 3 and 4

	Stress(Mpa)			
	SG1	SG2	SG3	SG4
RMS	1.19	1.25	1.28	1.12
Max.	3.13	3.67	3.72	2.72

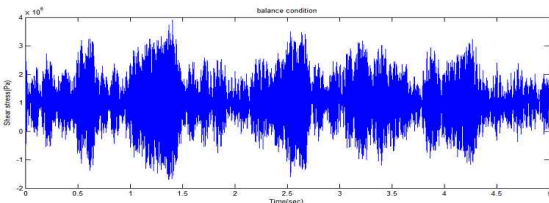
4.3 스트레인게이지를 이용한 비틀림 응력측정  
 마그네틱 센서 측정결과 및 이를 이용한 축의 응력예측의 정확성을 확인하기 위해 마그네틱 센서와 동시에 스트레인게이지를 이용하여 SG1, 2, 3, 4의 위치에서 축의 비틀림 응력을 측정하였다. Fig. 9는 축의 각 위치에서 5초간 취득한 스트레인 신호를 축의 형상정보를 이용하여 응력으로 변환한 후 표시한 응력시간과형이며 Table 5는 응력의 특성값을 나타낸 것이다.



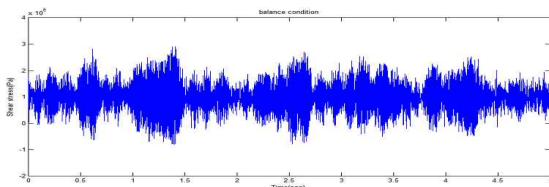
(a) SG1



(b) SG2



(c) SG3



(d) SG4

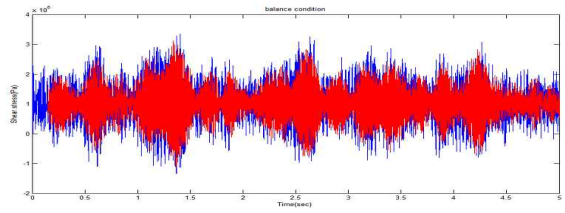
Fig. 9 Stress signal measured by strain gauge

Table 5 Measured Stress of SG1, 2, 3 and 4

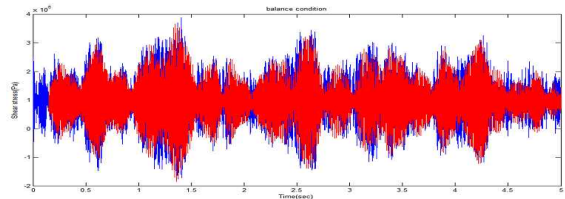
	SG1(Mpa)	SG2(Mpa)	SG3(Mpa)	SG4(Mpa)
Mean	1.01	0.95	1.00	0.98
RMS	1.24	1.30	1.37	1.15
Max.	3.35	3.89	3.90	2.91

4.4 응력의 측정결과와 계산결과의 비교  
 마그네틱 센서 측정결과와 스트레스 모델을 이용한 응력계산결과를 실제 축의 응력을 측정한 결과와 중첩하여 Fig. 10에 나타내었다. 푸른색은 스트레인게이지를 이용하여 측정된 결과이고 붉은색은 스트레스 모델을 이용하여 계산한 결과로 형상이나 크기가 아주 근사함을 확인할 수 있다.

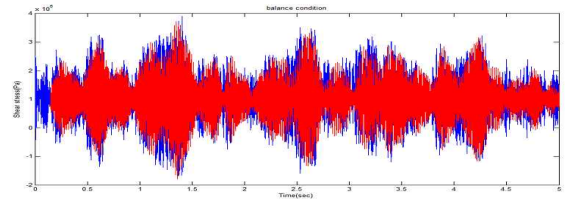
Table 6은 계산결과와 측정결과와 실효값과 최대값을 비교한 것이다.



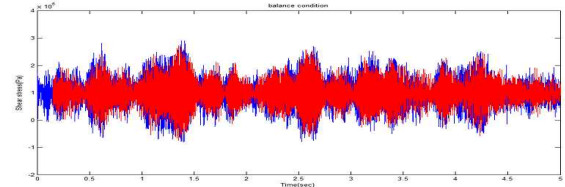
(a) SG1



(b) SG2



(c) SG3



(d) SG4

Fig. 10 Measured and Calculated Stress Signal



Table 6 Stress of SG1, 2, 3 and 4

		SG1(Mpa)	SG2(Mpa)	SG3(Mpa)	SG4(Mpa)
RMS	measured	1.24	1.30	1.34	1.15
	calculated	1.17	1.28	1.28	1.13
	calculated/measured	0.94	0.98	0.95	0.98
Max.	measured	3.35	3.89	3.90	2.91
	calculated	3.13	3.67	3.72	2.72
	calculated/measured	0.93	0.94	0.95	0.93

실효값과 최대값 모두 측정결과보다 계산결과가 다소 적게 나타났으나 모든 위치에서 90% 이상 일치하는 것으로 나타났다.

### 5. 결론

비틀림 진동으로 인한 터빈-발전기 축계의 고장을 예방하기 위해서는 실시간으로 작용하는 비틀림 응력을 감시하고 이로 인한 축의 피로를 평가해야 한다. 그러나 발전소의 터빈-발전기 축계에 접촉식 센서를 부착하고 비틀림 응력을 상시 감시하는 것은 곤란하여 또한 축의 여러 곳에 센서를 추가하는 것도 사실상 불가능하다.

이번 실험에서는 축의 어느 한 지점에서 비접촉식 센서로 취득한 진동데이터와 스트레스 모델을 이용하여 전체 축계의 비틀림 응력 예측하고 실제 측정 결과와 비교하여 매우 정확한 예측이 가능함을 확인하였다.

따라서 이러한 실험결과를 이용하여 실제 발전소의 터빈-발전기 축계의 비틀림 응력을 효과적으로 계산할 수 있을 것으로 판단된다. 기존 발전소에서 설비의 개선이나 센서의 추가 없이도 일반적으로 터빈속도 계측을 위해 사용되는 마그네틱 센서의 신호와 터빈-발전기의 스트레스 모델을 사용하여 전체 축계의 응력을 예측할 수 있을 것으로 기대된다.

### 참 고 문 헌

(1) J. Stein and P. Zayicek., 2005, Steam Turbine 11-Generator Torsional Vibration Interaction with the Electrical Network, EPRI.  
 (2) Hyuk-Soon Lee and Seong-Yeon Yoo, 2013, Effects of Generator Retrofit on Torsional Natural

Frequency of Turbine-Generator Train and Study on Measurement Results, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 23, No. 3, pp.267~273.

(3) Larry S. Dorfman and Miroslav Trubelja, 1999, Torsional Monitoring of Turbine-Generators for Incipient Failure Detection, Sixth EPRI Steam Turbine/Generator Workshop.

(4) ISO, 2009, Mechanical Vibration-Torsional Vibration of Rotating Machinery - Part 1 : Land-based Steam and Gas Turbine Generator Sets in Excess of 50MW, ISO.

(5) The McGraw-Hill Companies, 2004, Torsional Vibration of Turbomachinery.

(6) Kay-Youn Kim, 2002, Coupled Vibration of Steam Turbine Blades and Rotor due to Torsional Excitation by Negative Sequence Currents, master's thesis, Chungnam National University, Taejeon Korea.