

# 발전기 비동기 투입에 의한 터빈-발전기 축계 고진동 해소 사례

## A Case Study Correcting High Vibration of Turbine Generator Shaft System Caused by Synchronization Out-of-phase

정혁진<sup>†</sup> · 이우광\* · 송우석\*\*  
Hyuk-Jin Chung<sup>†</sup>, Woo-Kwang Lee\* and Woo-Sok Song\*\*

(Received August 12, 2020 ; Revised September 11, 2020 ; Accepted September 11, 2020)

**Key Words** : Synchronization Out-of-phase(비동기 투입), Turbine Generator Shaft System(터빈발전기 축계)

### ABSTRACT

This paper presents the diagnosis and cause analysis method for the abnormal vibration of turbine generator shaft system that occur as a result of out-of-phase synchronization of a generator of the power plant. In addition, it introduces the practical example of correcting the generator high vibration to the power generation industry. The torque applied to the shaft system because of the out-of-phase synchronization was calculated, and the change in shaft vibration with respect to applied torque was analysed using the vibration signal analysis. Lastly, various corrective actions are explained for the shaft vibration reduction during planned preventive maintenance. The vibration was finally stabilized by replacing the generator shrunk-on coupling.

### 1. 서 론

터빈 발전기 축계의 비틀림 진동은 발전기 공극에서 유도된 전기-기계적 토크의 변동에 의해 대부분 발생한다. 3상 전류 및 전압이 균형이 잡힌 이상적인 정상 상태에서 동작할 때, 고 조화파(higher harmonics)의 영향은 무시할 수 있고, 발전기 공극에서 축에 가해지는 전자기적 토크는 근본적으로 일정하다고 볼 수 있다. 이는 터빈의 기계적 동력이 발전기와 전력계통으로 전달되는 토크가 변하지 않으며, 이러한 이상적인 조건하에서는 축의 비틀림

진동은 일반적으로 거의 없다. 하지만 발전기 공극 내 자기장의 변화를 초래하는 과도기적 또는 불안정한 전력계통 교란이 발생하면 비틀림 진동을 초래시킨다<sup>(1)</sup>.

과도기적 또는 불안정한 전력계통 교란으로는 송전선로의 지락 및 단락, 전원절체, 선로 보상장치에 의한 차동기 공진, 발전기 비동기 투입 등이 있다.

이 논문에서는 실제 발전소에서 발생한 발전기 비동기 투입에 의한 짧은 시간동안의 과도상태가 발전기 진동 및 구성기기에 미친 영향을 분석하고, 발전기 고진동 원인분석 방법 및 진동 정상화 과정을 기술하고자 한다.

<sup>†</sup> Corresponding Author ; Member, KHNP Central Research Institute, Mechanical Technology Laboratory, Senior Engineer  
E-mail : hyukjin.chung@khnpc.co.kr

\* KHNP Central Research Institute, Mechanical Technology Laboratory, Director General

\*\* KHNP Central Research Institute, Mechanical Technology Laboratory, Senior Engineer

# A part of this paper was presented at the KSNVE 2018 Annual Autumn Conference

‡ Recommended by Editor Yung Cheol Huh

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

## 2. 발전기 비동기 투입 시 영향

### 2.1 발전기 비동기 투입

#### (1) 동기발전기 운전 특성

동기발전기는 기계적인 힘을 교류전력으로 바꾸는 기기로 여기서 “동기(synchronous)”는 발전기에 발생된 전기적 주파수가 기계적 회전에 동기되거나 고정되는 것을 의미한다. 동기발전기의 출력은 식 (1)과 같이 상전압( $V_\phi$ )과 고정자 상의 유기전압( $E_A$ )의 사이각(부하각:  $\delta$ )에 의존함을 알 수 있다<sup>(2)</sup>. 여기서 부하각은 회전자 자속 각속도(터빈 속도)와 고정자 회전자계(계통주파수) 편차이다.

$$P = \frac{3 V_\phi E_A}{X_S} \sin \delta \quad (1)$$

여기서  $V_\phi$ 는 상전압,  $E_A$ 는 고정자 상의 유기전압,  $X_S$ 는 동기 리액턴스,  $\delta$ 는 부하각이다.

#### (2) 발전기 비동기 투입 시 나타난 현상

터빈 회전 주파수와 계통주파수의 위상과 주파수를 동기화하지 않을 경우 부하각의 차이로 출력변화

가 발생하게 된다. 위상차에 의한 비동기 투입은 고장전류를 발생시키고, 주파수 편차에 의한 비동기 투입은 전력동요(power swing) 현상이 나타난다<sup>(3)</sup>.

해당 발전소는 전출력 정상운전 상태에서 스위치야드 차단기의 비정상 동작으로 인해 발전기가 비동기 투입된 후 소내부하운전을 하였다. 발전기 비동기 투입이 발생했을 당시 Fig. 1과 같이 발전모드와 전동기 모드로 진동하는 전력동요 현상이 나타났다.

이 때 발생한 최대 유효전력( $P$ )을 식 (2)을 통해 계산한 최대 토크는 정격토크의 1.39배에 달했다.

$$\tau = \frac{P}{\omega} \quad (2)$$

여기서  $P$ 는 유효출력이고,  $\omega$ 는 터빈의 각속도이다.

### 2.2 터빈-발전기 진동 영향

#### (1) 발전기 비동기 투입전후 진동변화

발전기 비동기 투입이 발생한 발전소는 고압터빈 1대, 저압터빈 3대, 발전기로 구성되어 있으며, 비동기 투입 후 진동변화가 많았던 저압터빈 C와 발전기 베어링의 축 상대 진동 변화는 Fig. 2와 같다.

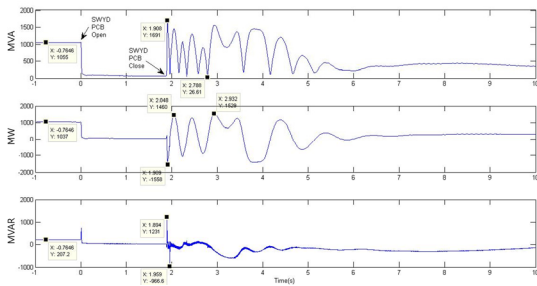


Fig. 1 Power swing at synchronization out-of-phase

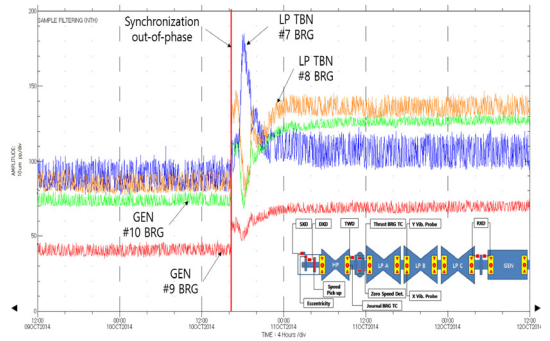


Fig. 2 Vibration change at synchronization out-of-phase

Table 1 Turbine and generator vibration change

100% load operation	Equipment	LP C TBN		Generator	
	BRG	#7	#8	#9	#10
① Before synchronization out-of-phase	Direct	90	80	44	70
	1X	47 ∠ 120	76 ∠ 282	31 ∠ 342	65 ∠ 227
② After synchronization out-of-phase	Direct	103	123	64	127
	1X	76 ∠ 131	113 ∠ 278	59 ∠ 335	120 ∠ 230
Change ② - ①	Direct	13	43	20	57
	1X Amp.	29	37	28	55
	1X Phase	∠ 11	∠ -4	∠ -7	∠ 3

발전기 비동기 투입 시 터빈-발전기 전체 베어링 진동이 스텝 변화했으며, 이 중 저압터빈 C와 발전기 베어링의 변화가 뚜렷하게 나타났다.

Table 1과 같이 전출력 도달 후 1번~7번 베어링 진동은 발전기 비동기 전 상태로 회복되었으나 8번, 10번 베어링은 40  $\mu\text{m}$ ~60  $\mu\text{m}$  정도 상승한 상태로 유지되었다.

(2) 진동신호 분석

가장 큰 진동 변화가 발생한 발전기 10번 베어링의 주파수 분석결과 Fig. 3과 같이 진동 증가의 주성분은 1x(회전주파수 성분: 30 Hz) 성분이었다. 하지만 Table 1에서 보듯이 위상변화가 작아 회전축에서 이탈물이 발생했을 가능성은 낮다.

Fig. 4와 같이 10번 베어링의 선회레도를 보면 비동기 투입 후 형상 변화는 없이 전체적으로 확대되었으며, 축의 절대진동 선회레도 상으로는 예하중(pre-load)을 많이 받고 있는 것으로 나타났다.

특이 사항으로는 발전기 비동기 투입 후 전출력 운전을 계속할수록 진동도 지속적으로 증가하여 계획에 방정비 착수 직전에는 10번 베어링 축 상대진동이 140  $\mu\text{m}$ 까지, 축 절대진동은 240  $\mu\text{m}$ 까지 증가하였다.

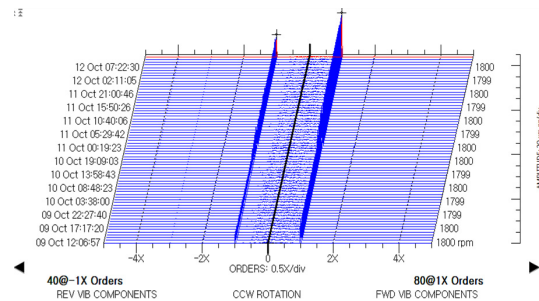


Fig. 3 Full spectrum before and after synchronization out-of-phase

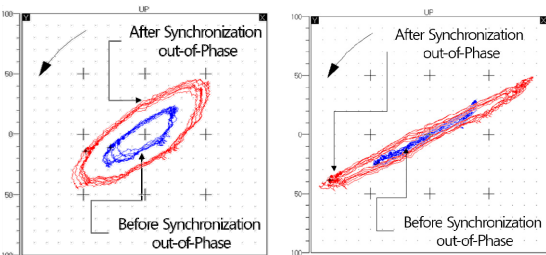


Fig. 4 Design variables of bellows

3. 고진동 원인분석 및 정비내용

3.1 고진동 원인분석

(1) 발전기 비동기 투입에 따른 설비영향

발전기 비동기 투입 이후 전출력 운전 중 발전기 10번 베어링 진동이 지속적인 증가함에 따라 Fig. 5와 같이 토크 충격에 의해 고진동을 초래할 수 있는 요인을 피쉬본(Fishbone) 차트를 이용하여 원인분석을 실시하였다.

주요 추정 원인으로는 발전기 비동기 투입 시 발생한 고장전류에 의한 전기적 손상발생 가능성, 과도한 토크 충격에 의한 발전기 축에 열박음된 커플링의 상태변화나 발전기 케이싱의 기초 지지대 변형, 베어링 안착 및 축정렬 상태 변화, 저압터빈 최종단 동익의 손상 등이 도출되었으며, 이를 바탕으로 계획예방정비 시 점검 및 정상화 작업을 수행하였다.

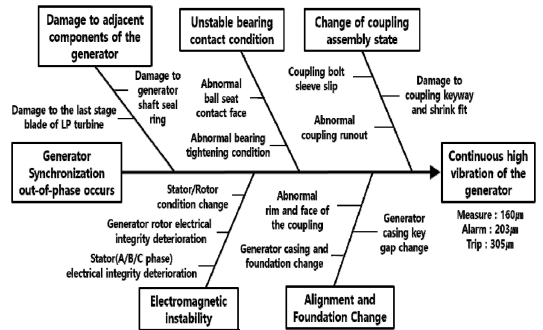


Fig. 5 Fishbone chart for cause analysis

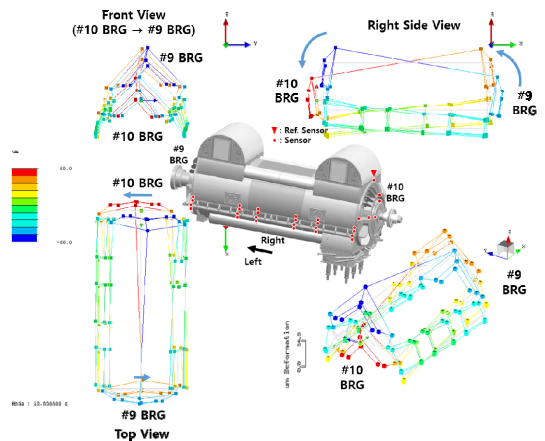


Fig. 6 Operation deflection shape of generator casing

(2) 운전 중 발전기 케이싱 진동특성

발전기 10번 베어링의 진동이 지속적으로 증가함에 따라 원인분석을 위해 발전기 케이싱 진동 특성을 확인하기 위해 운전 중 진동 형상(operation deflection shapes) 분석을 수행하였다. 발전기 케이싱의 진동 거동 파악을 통해 진동 가진원(excitation source) 및 최대 진동지점을 확인하고자 하였다.

케이싱 진동의 주성분은 30 Hz이며, 최대 진동 위치는 9번, 10번 베어링 하우징 수직방향에서 115 μmpp ~ 124 μmpp 정도로 나타나고 있으며, 진동 형상은 Fig. 6과 같이 9번, 10번 베어링 지점이 상하 반대방향으로 움직이고 있는 것으로 나타났다.

발전기 케이싱의 ODS분석을 통해 발전기 회전자 진동 상승으로 발전기 케이싱을 가진시키고 있음을 확인할 수 있었다.

3.2 진동 저감을 위한 정비내용

(1) 계획예방정비 시 점검 및 정비내용

발전기 비동기 투입 이후 첫 번째 착수한 계획예방정비에서 추정원인으로 도출된 사항에 대한 점검이 이루어졌다.

먼저 발전기 고정자 및 회전자에 대한 절연저항 및 권선저항을 점검한 결과 전기적 상태는 이상이 없었으며, 커플링 볼트 및 슬리브에 대한 육안점검 및 내경/외경 치수검사 결과 이상이 없었다. 또한 측정될 상태도 큰 변화가 없었으며, 베어링 상태도 미미한 tilt/twist 흔적이 있었으나 베어링 안착 상태는 특이 사항이 없었다.

가장 뚜렷한 변화는 저압터빈과 발전기가 연결되는 커플링의 런아웃(run-out: 원주 흔들림 공차) 값이 관리기준 대비 3배 이상 증가한 것으로 나타났다.

런아웃 이외에 다른 부분에 대한 점검 및 정비를 완료하고 발전소를 재기동하였지만 재기동 초기에는

진동이 약간 저감된 것 같았지만 운전을 계속할수록 진동이 지속적으로 증가하는 현상이 재현되었다.

한주기 운전 후 착수한 계획예방정비에서도 커플링 런아웃 값은 관리기준 값을 초과하였다. 런아웃 정상화를 위한 커플링 교체 이외의 진동저감을 위한 개선작업이 수행되었다. 발전기 9번, 10번 베어링의 안착상태와 조임량을 최적화하기 위해 베어링 토크시험을 실시하였으며, 발전기 케이싱 기초 지지대의 레벨 측정 및 shim(shim) 조정 작업을 실시하였다.

일반적으로 베어링 조임량은 베어링 링과 케이싱의 구형 안착면(ballseat)에 납선을 이용한 핀치 측정(pinch check)을 하고 있으나 토크시험은 Fig. 7과 같이 베어링 내면에 나무 블록과 지지대를 설치한 후 하중을 인가하여 어느 정도 힘이 가해졌을 때 움직이는 지를 확인하는 시험이므로 정확한 베어링 조임량을 측정할 수 있다.

토크 값은 식 (3)을 이용하여 계산하며, ballseat면을 가공하여 공급사에서 권고하는 범위내로 재조정하였다.

$$T = \left( L - \frac{M}{2} \right) \times D \tag{3}$$

여기서  $T$ 는 베어링 토크(kgf-m),  $L$ 은 지지대를 당기는 힘(lifting load, kgf),  $M$ 은 나무 블록(wooden block)의 중량(kgf),  $D$ 는 베어링 중심에서 당기는 지점까지 거리(m)이다.

또한 발전기 케이싱 기초 지지대의 레벨을 Fig. 8과 같이 측정하여 좌우 레벨을 균일하게 맞추기 위해 shim 조정을 수행하였다<sup>(4)</sup>.

레벨 측정결과 우측(터빈에서 발전기 방향 기준)보다 좌측이 낮게 측정되어 좌측은 shim을 삽입하고 우측은 shim을 제거하는 작업을 하였다.

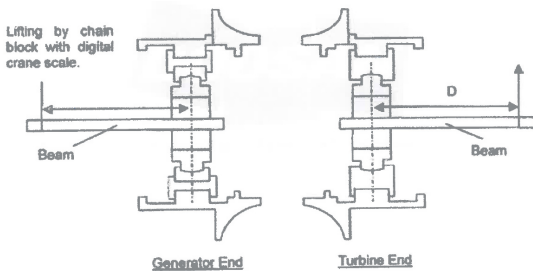


Fig. 7 Torque test for bearing spherical fits

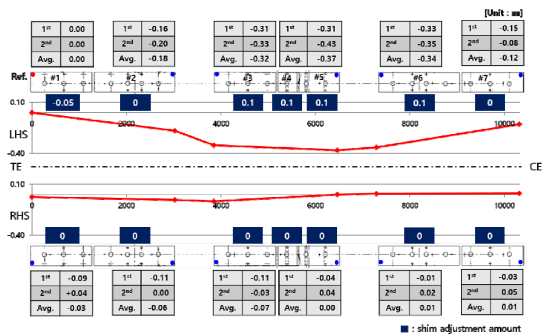


Fig. 8 Generator foundation plate level and shim adjustment

정비를 완료하고 재기동을 하였으나 이전 주기와 유사하게 재기동 초기에는 진동이 저감된 것 같았지만 전출력 운전을 계속함에 따라 점진적으로 진동이 증가하는 현상은 해소되지 않았다.

(2) 발전기 커플링 런아웃 정상화

발전기 고진동 원인인 커플링 런아웃 정상화를 위해 열박음된 커플링을 제거하고 신규 커플링으로 재조립하는 작업이 시행되었다.

커플링 제거 전에 정확한 런아웃 측정을 위해 저압터빈 축과 발전기 회전자를 공급사 공장으로 반출하여 선반에 올려 각 부위에 대한 런아웃 측정을 하였으며, 그 결과 Fig. 9와 같이 발전기 커플링의 수직면(face)이 기울어져 있음을 확인하였다. 최초 납품했을 때 측정된 런아웃 값 대비 138배나 증가된 것으로 나타났다.

(3) 발전기 커플링 변형 원인

대형 발전기 커플링은 회전자에 리테이닝(retaining ring)을 조립을 위해 커플링을 열박음하여 조립해야 한다. 해당 발전기의 커플링 설계 개념은 정상 운전 중에는 열박음부(shrink fit)에서 발생하는 압력에 의해 토크를 전달하지만 비동기 투입과 같은 외란에 의해 정상범위를 초과하는 토크가 발생할 경우 커플링 키(coupling key)가 나머지 토크를 감당하게 된다.

발전기 커플링 변형 원인을 분석하기 위해 비동기 투입 시 발생한 최대 토크와 설계 열박음 토크 용량을 비교하였다.

열박음부에서 전달할 수 있는 토크 용량은 식 (4)

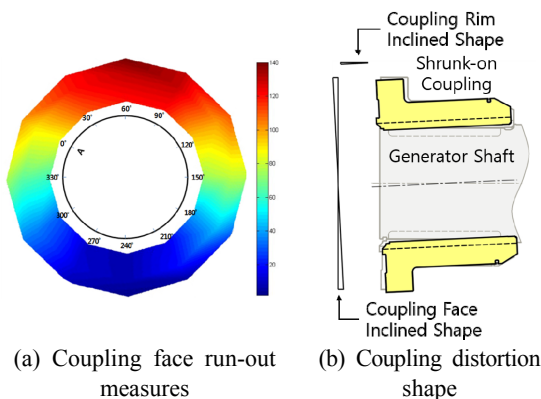


Fig. 9 Run-out of coupling face and distortion of shrunk-on coupling

를 통해 계산할 수 있다.

$$T_{SF} = \mu A_s P R \tag{4}$$

여기서  $\mu$ 는 마찰계수,  $A_s$ 는 열박음부 면적,  $P$ 는 열박음으로 인해 작용하는 압력,  $R$ 은 열박음 후 축의 공칭반경이다.

Fig. 10과 같이 열박음으로 인해 축의 반경방향으로 작용하는 압력( $P$ )은 식 (5)를 통해 계산할 수 있다<sup>(5)</sup>.

$$P = \frac{\delta}{R \left[ \frac{1}{E_o} \left( \frac{r_o^2 + R^2}{r_o^2 - R^2} + \nu_o \right) + \frac{1}{E_i} \left( \frac{R^2 + r_i^2}{R^2 - r_o^2} - \nu_i \right) \right]} \tag{5}$$

여기서  $\delta$ : 반경방향 억지끼움 량,  $E_i$ 와  $E_o$ 는 축과 커플링의 탄성계수,  $\nu_i$ 와  $\nu_o$ 는 축과 커플링의 푸아송비,  $r_i$ 와  $r_o$ 는 축 중심공 반경과 커플링 반경이다.

계산 결과 Table 2와 같이 비동기 투입 시 발생된 토크는 커플링 열박음부에서 충분히 감당할 수 있는 토크였음을 확인할 수 있었다. 하지만 비동기 투입 시 발생한 토크는 열박음 토크 용량의 87%나 될 정도로 상당한 충격이 가해졌음을 알 수 있다.

이와 관련해서 열박음부 상태를 확인하기 위해 Fig. 11의 (a)와 같이 기존 커플링을 상하부로 절단하여 표면을 확인한 결과 열을 가한 커플링을 발전기 축에 삽입하는 과정에서 축 표면의 한 지점에서 굽힘

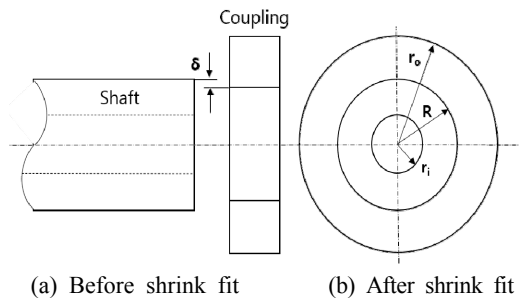
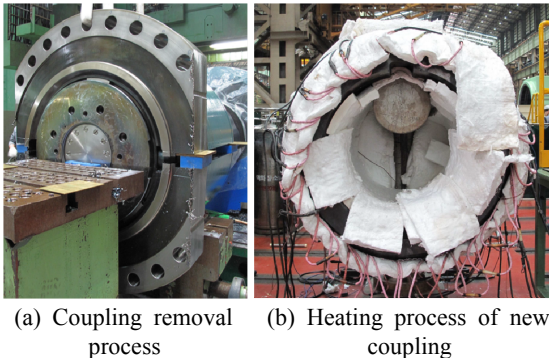


Fig. 10 Shrink fit pressure at coupling

Table 2 Torque caused by synchronization out-of-phase and shrink fit torque

	Shrink fit torque capacity①	Torque caused by synchronization out-of-phase②	Remark (②/①)
Compared with normal operation torqueⒶ	①/Ⓐ=159%	②/Ⓐ = 139 %	87 %





**Fig. 11** Coupling removal and new coupling heating process

**Table 3** Turbine and generator vibration after coupling replacement during rated output operation

Equipment	LP C turbine		Generator	
Bearing No.	#7	#8	#9	#10
Direct	70	60	29	30
1X	58∠273	56∠052	22∠054	8∠0

이 발생한 흔적이 발견되었다. Fig. 9와 같이 커플링 수직면이 기울어진 중심 위치와 굽힘 흔적 위치가 일치함을 확인할 수 있었다.

따라서 발전기 커플링 변형 원인은 비동기 투입 시 발생한 과도한 토크가 내부에 존재한 굽힘 부위로 인해 커플링 내면과 축 표면에서 압력(shrink fit pressure)이 균등하게 분포하지 않음으로 인해 굽힘 지점을 기준으로 커플링을 기울어지게 만들었다.

(4) 신규 커플링 교체 시 주의사항

기존 커플링 제거 시 열박음부의 축 표면에서 발견된 굽힘 흔적에서 보듯이 커플링 삽입이 완료될 때까지 커플링은 원주방향으로 균일하게 열 팽창시키고 반면에 축은 냉각을 시켜서 축과 커플링간 적정 간극이 유지되어야만 커플링 삽입 중간에 고착이 발생하지 않는다.

과거에는 커플링을 가열로에서 열팽창시킨 다음 축에 삽입함에 따라 이동 및 삽입 시간이 길어질 경우 커플링이 냉각되어 중간에 고착이 발생할 가능성이 높았다. 이번 신규 커플링 조립 시에는 이를 방지하기 위해 Fig. 11의 (b)와 같이 세라믹 가열패드(ceramic heating pad)를 이용하여 커플링 열팽창 상태를 지속시킴에 따라 성공적으로 조립할 수 있었다.

4. 결론

발전기 커플링 교체 후 Table 3과 같이 발전기 진동은 정상화 되었다. 발전기 비동기 투입 이후 진동을 정상화하기까지 3년 8개월이 소요되었다.

발전기 비동기 투입에 의해 발생한 토크가 열박음된 커플링을 변형시켜 런아웃을 증가시킬 수 있다는 것을 규명하데 있어 과거 유사사례를 접할 수 없었으므로 커플링 교체이외의 진동저감 방안을 먼저 시도했어야만 했다. 또한 사용 중인 커플링을 제거하고 신규 커플링으로 교체하는 것을 결정하는데도 과거 커플링 교체사례가 없었으므로 발전기 회전자를 운송하고 교체과정에서 발생할 수 있는 여러 가지 위험사항을 고려했어야 했다.

2번의 계획예방정비를 통해 베어링 조립 및 축정렬 상태를 최적화하고 발전기 케이싱 레벨을 개선하여 발전기 진동을 최대한 감소시키려고 하였지만 그 효과가 미미함을 최종 확인하고 나서야 세 번째 계획예방정비 시 커플링을 교체하는 것으로 결정하였다.

이 논문은 발전기 비동기 투입과 같은 전력계통 외란에 의해 발생하는 비정상 토크가 커플링을 변형시켜 고진동을 유발시킬 수 있다는 것과 이를 정상화하는 과정을 제시하였다. 발전 산업계에서 이와 같은 유사사례가 발생할 경우 원인 분석 및 진동 정상화에 이 논문이 도움이 되기를 기대한다.

후 기

발전기 고진동 문제 해결을 위해 노력하신 많은 관계자 분들께 감사드립니다.

References

- (1) ISO Standard, 2009, Mechanical Vibration - Torsional Vibration of Rotating Machinery, ISO 22266-1.
- (2) Chapman, S. J., 2012, Electric Machinery Fundamentals, McGraw-Hill Korea, Seoul, Korea.
- (3) Kwon, O. S., Kim, C. H., Park N. O., G. J. and Chai Y. M., 2005, A Study on the Out-of-Step Detection Algorithm using Time Variation of Complex Power-Part I: The Variation of Complex Power

Trajectory in Complex Plane, Proceedings of the Korean Institute of Electrical Engineers Summer Conference 2005, pp. 310~312.

(4) Han, S. W., Roh, C. W., Yoo, M. S., Kim, I. C., Joo, I. G. and Kim, M. S., 2007, A Case Study on the Vibration by Fluid Induced Instability at Large Steam Turbine-generator, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 18, No. 2, pp. 238~246.

(5) Budynas, R. G. and Nisbett, J. K., 2013, Shigley's Mechanical Engineering Design, 9th Edition in SI Units, McGraw-Hill Korea, Seoul, Korea.



**Hyuk-Jin Chung** received Master in mechanical engineer from Korea Advanced Institute of Science and Technology. He is a senior component engineer at Korea Hydro & Nuclear Power Company - Central Research Institute(KHNP-CRI). He

is charge of the life cycle management of the steam turbine at the nuclear power plants.



**Woo-Kwang Lee** received Master in mechanical engineer from Chung -Nam National University. He is a director manager of Mechanical Technology Laboratory at Korea Hydro & Nuclear Power Company- Central Research Institute(KHNP- CRI).



**Woo-Sok Song** received Bachelor of Engineering in mechanical design engineer from Chung-Nam National University. He is a senior component engineer at Korea Hydro & Nuclear Power Company-Central Research Institute(KHNP-CRI). He

is charge of the life cycle management of the rotating machinery at the nuclear power plants.