

# 대형 터빈-발전기에서의 유체 불안정진동 해소사례

## A case study on the vibration by fluid induced instability at large steam turbine-generator

한승우† · 노철우\* · 김인철\* · 주인국\* · 김명식

Seung-woo Han, Chel-woo Noh, In-chul Kim, In-gouk Joo, Myong-shik Kim

**Key Words** : turbine-generator(터빈-발전기), FRF(주파수응답함수), fluid Induced Instability(유체불안정)

### ABSTRACT

This case study refers to turbine-generator with retrofitted turbine rotor. Vibration problem occurring after the retrofit was mainly due to high vibration from exciter side. However, repeated test run and operation during scheduled maintenance caused high vibration from generator bearing, and post-overhaul test run before turbine vibration correction caused oil whip on the bearing.

This case study shows how to analyze vibration condition of high turbine generator vibration detected during the post-overhaul test run and vibration condition of offline and online data to reflect it on establishing maintenance schedule and overhaul correction procedure.

Vibration data could be acquired during steady load operation or even with varying speed and load. Each data is important for machinery condition evaluation. This case study shows that the vibration data during extreme condition is the key factor in analysis, which helps to find the machinery problem.

### 1. 서론

발전기는 전력을 생산하는 발전소에서 송전 선로에 전력을 공급하는 고속 대형 회전체로 운전 중 설비의 안정성이 우선시되는 중요기기이다. 따라서, 이러한 설비의 운전성능을 보증하기 위한 여러 제한치중에서 진동은 설비의 지속적인 운전 여부 및 설비의 운전 상태에 대한 진단, 분석에 활용되는 중요 관심사항이다.

본 논문은 터빈 로터를 retrofit 한 이후 발전기에서 발생한 진동 현상을 구명하기 위해 다양한 측정 기법을 사용하여 진동 원인을 규명하였으며, 이를 근거로 정비 계획을 수립하고 시행하여 진동을 해소시킨 과정을 기술한 사례이다. 또한 진동 데이터는 일정한 부하로 운전될 때 혹은 속도나 부하가 변화되는 과정에도 취득될 수 있다. 각각의 데이터

는 기기의 상태를 파악하는데 매우 중요하다. 이 사례에서 다루어지는 내용 중 분석 및 해결의 실마리를 제공한 것은 과도상태 때의 진동 데이터이며, 과도상태 데이터가 실제 기기의 문제점을 해결하는데 얼마나 도움을 주는지 잘 보여 준다.

### 2. Data 분석

#### 2.1 측정 개요

##### (1) 설비 사양

발전기는 터빈에 의하여 회전되며 로터에서 발생하는 전자기력을 이용하여 전기를 발생시키는 전기기기이다. 따라서, 기계적인 진동 특성 및 전기적인 특성을 동시에 지니게 된다. 대상 설비는 1,000MW 용량과 1,800rpm의 회전수를 가지는 발전기로, 수소 및 수 냉각 방식을 채용하여 구조물이 일반 소용량 발전기보다는 견고하다.

##### (2) 측정 장비 및 방법

가. 발전기 구조물(#10 베어링)에서 충격시험을 통한 FRF를 측정하였다.

나. 발전기 구조물 전체의 동적특성 규명을 위한 Modal

† 책임저자, 한전KPS 기술연구원  
E-mail : swan@kps.co.kr  
Tel : (031) 710-4397, Fax : (031) 710-4552

\* 한전KPS 기술연구원

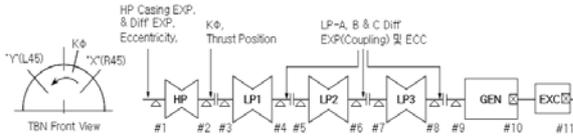
분석을 시행하였다.

다. 발전기 프레임 진동 및 축(rotor)에서의 진동 크기 및 주파수 자료를 연속적으로 취득하였다.

라. 또한 정지과정에서의 발전기 프레임의 위치 변화를 분석하기 위하여, digital level transit을 이용하였다.

마. 사용 장비

- . DM2000 / ADRE/ ADRE Sxp (Bently Nevada)
- . Pulse (B&K)
- . ME'scopeVES (Vibrant Technology, Inc.)

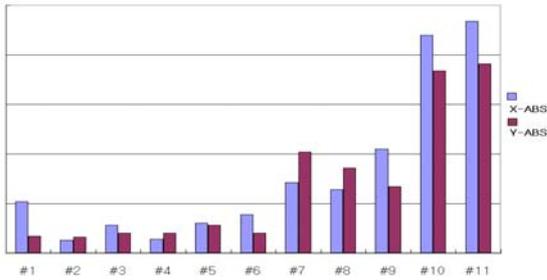


베어링 및 진동센서 설치 위치

## 2.2 진동 측정

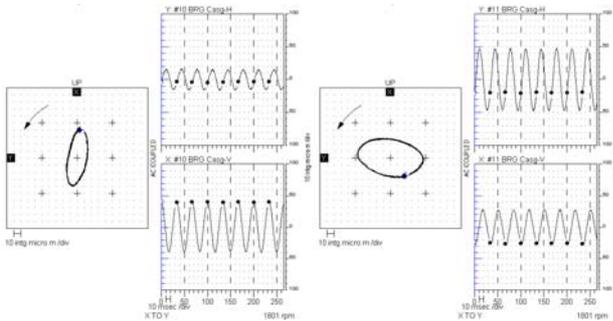
### (1) 운전 중 진동 형태 분석

가. 터빈 발전기의 진동은 출력운전 중 #10, #11베어링 진동이 상대적으로 높게 나타났으며, 계통병입 초기에 가장 높으며 이후 출력 운전 시에는 진동이 감소하였다.



무부하 운전(full speed no load) 축 진동분포

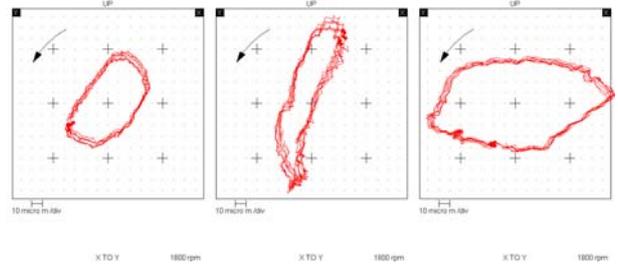
나. 발전기 프레임의 진동은 전체적으로 수직방향에서의 진동 응답이 크게 나타나고, 이는 프레임진동 측정에서 명확히 확인되었다. 이는 수직 방향의 강성이 상대적으로 적다는 것을 의미한다.



무부하 운전중 #10, #11 프레임 진동 orbit-timebase plot

다. 축 진동의 mode 형태는 프레임 진동의 특성을 그대로 가지며, 수직방향의 진동 응답이 상대적으로 크게 나타

났다.

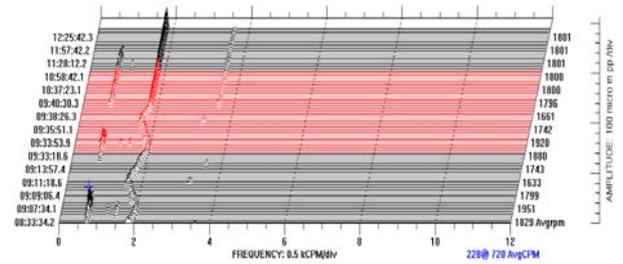


무부하 운전 중 #9, #10, #11베어링 축 진동 orbit plot

### (2) 주파수 분석

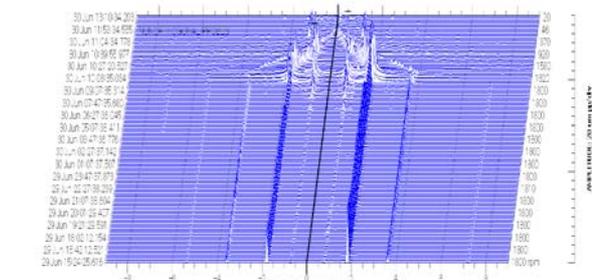
가. 기동 및 운전시 (측정값 :  $\mu\text{m}_{pp}$ )

터빈-발전기 무부하 상태에서 과속도 시험(over speed trip test) 및 계통 병입 후 load-up 과정 중 일시적으로 1,800~1,980 rpm구간에서 oil whip 현상이 발생하였다.



과속도 시험 및 부하운전 waterfall plot (#10베어링)

나. 계획정비를 위한 정지 시에도 진동응답 특성을 파악하기 위하여 과속도 시험을 실시하였으며, 이때에도 1,800~1,900rpm에서 회전동기 성분의 sub-synchronous 성분인 0.416X(750cpm)에서 oil whip 현상이 발생하였다.



계통병해 후 과속도 시험 waterfall plot (#10베어링)

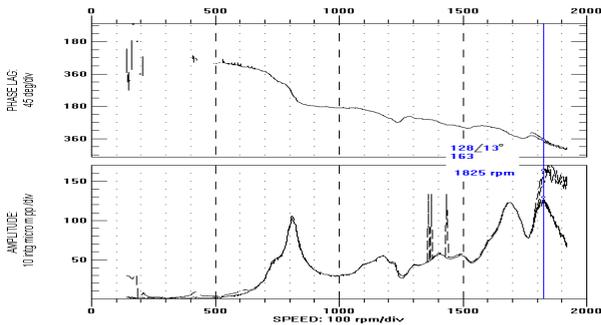
### (3) 정지 과정에서의 주파수(1X) 분석

가. 문제가 되는 #10 베어링의 축 진동에서는 800rpm에서 진동 peak가 나타나고, 이는 발전기 로터의 1차 공진영역으로 분석되었다.

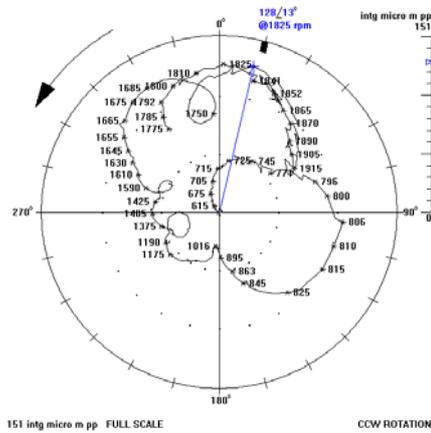
나. 또한 ~1,650rpm 구간에서 나타나는 peak는 발전기 로터의 2차 공진영역으로 분석되었다.

다. 과속도 시험을 위한 회전수 증가시 ~1,830rpm 영역에서 나타나는 또 하나의 진동 peak는 2차 공진영역이 수

평수직 방향의 강성 차이로 인하여 나타나는 현상인 split resonances로 분석되었다.



터빈정지시 bode plot

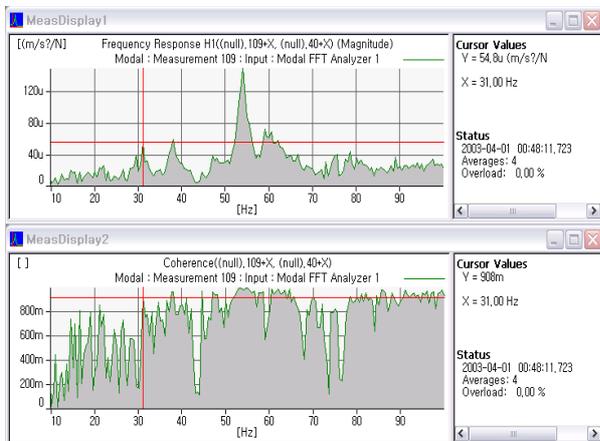


터빈정지시 polar plot

#### (4) FRF 측정결과 분석

가. 정지시 측정한 발전기 케이싱에 대한 FRF시험 결과 31.0Hz(1,860cpm)에서 local resonance 로 보이는 고유주파수 성분이 관찰되었다.

나. 이는 #10 베어링 케이싱에 측정된 Bode Plot에서 나타난 30.41Hz(1,825cpm)와 관련성이 있으며, 이는 운전주파수 (1,800cpm)에 근접한 공진 가능성이 존재하였다.



#10베어링 수직방향 가진 · 응답

### 2.3 과거 이력 검토

발전기 베어링에서 oil whip 현상이 발생하게 된 메커니즘 분석이 필요하였다. 진동 감시시스템에서 제공되는 proximity probe 'X', 'Y'의 gap voltage (shaft centerline plot)에 대한 과거 운전주기별 기록과 발전기 베어링에는 jacking oil pump가 설치되어있어 운전 중에 원형 베어링의 oil wedge pressure의 관련 기록을 조사하였다.

※ 웨지 pr. (kg/cm<sup>2</sup>), gap 전압 (DC volt, “-” 부호생략)

※ 측정(비교) 조건 : 매 정비 주기(~2년)후 기동시

↳ 터닝 : 터빈-발전기 Rolling 1시간 전

↳ 0 : 터빈-발전기 승속 후 1800rpm 도달 직후

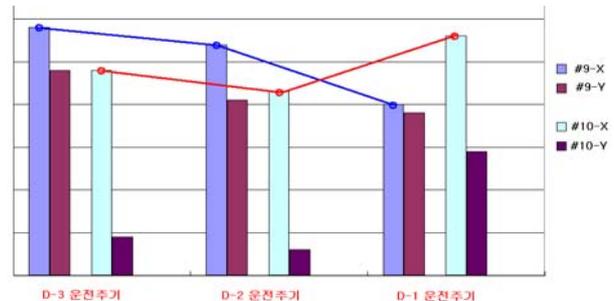
↳ 100 : 발전기 출력 1,000MW 도달 직후

#### (1) 축 중심선(gap) 자료 분석

가. 측정 data

구 분		D-3 주기			D-2 주기			D-1 주기		
		터닝	0%	100	터닝	0	100	터닝	0	100
#9 베어링	X	8.76	7.7	7.2	8.84	8.0	7.6	8.84	9.4	9.0
	Y	9.79	8.1	8.2	10.0	9.0	8.9	10.0	9.4	9.2
wedge Pr.		-	25	30	-	25	30	-	30	30
#10 베어링	X	9.27	8.2	8.2	8.48	8.7	8.7	8.48	8.5	7.4
	Y	11.4	11.6	12.1	10.2	11.6	12.4	10.3	11.0	10.1
wedge Pr.		-	30	30	-	28	29	-	25	25

나. #9, #10베어링의 축 중심위치는 베어링 허용간극 내에서 운전되었으나 무부하 상태 도달이후 시점부터 변화된 경향을 보였으며, 최근 운전시 #10 베어링의 Gap 전압이 감소되었으며 이는 축 위치가 상대적으로 상부에서 운전되는 것으로 분석되었다.

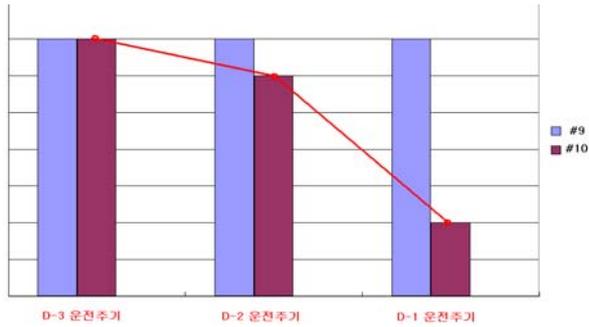


#9, #10베어링 Gap Voltage 변화 추이 (100%부하)

#### (2) 웨지압력 분석

가. 오일 웨지는 저속에서 고 하중의 발전기 로터를 지지하기 위하여 jacking oil pump를 통해 공급된다. 이러한 오일 압력은 운전 중에는 베어링에 미치는 동압력으로 간주된다.

나. 급변 운전주기에서 #10베어링 oil wedge 압력은 전 주기에 비해 약 4.0kg/cm<sup>2</sup>가 낮아진 것으로 조사 되었으며, 이는 상대적으로 베어링에서의 축 하중이 작게 작용되고 있다는 것으로 분석된다. 즉, 축과 베어링 사이의 간극이 크므로 오일 압력이 누설되면서 작게 작용한 결과이다.



#9 및 #10 베어링 oil wedge 압력 변화추이 (100%부하)  
 다. 위 결과로 볼 때, 과거와 달리 alignment 변화 혹은 원형베어링이 ball seat 내에서 축 journal을 기준으로 한 베어링 pad의 안착상태(twist or tilt) 변화 가능성이 있는 것으로 예상할 수 있었다.

### 3. 분석 결과 및 현장 점검

#### 3.1 분석 결과

##### (1) 진동 원인 검토

가. 발전기 #10베어링에서 고 진동이 발생하게 된 내부적 메커니즘 중 하나는 #10베어링에서 유체불안정 현상(0.416X)이 발생됨에 따라 시스템의 고유진동수와 일치하여 oil whip 현상으로 발전된 것으로 판단하였다.

나. 발전기 #10베어링에서 고 진동이 발생하게 된 외부적 메커니즘 중 또 다른 하나는 시스템 고유주파수가 운전주파수(1,800cpm)와 근접되게 측정 되었다는 것이다.

발전기 베어링의 케이싱의 고유주파수가 운전주파수에 근접되어 존재함에 따라, 운전 중 온도변화에 따른 dynamic stiffness의 변화가 진동을 일으키는, 즉 작은 외란(운전변수)에 쉽게 순응하여 운전 중 진동이 변화되고 증폭되는, 베어링 케이싱 공진상태로 판단하였다.

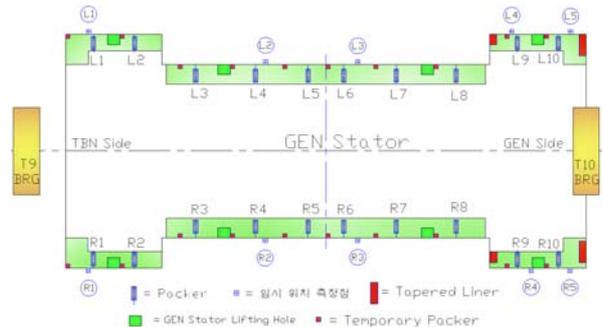
다. 따라서 현재의 발전기는 터빈 로터 retrofit 이후 터빈-발전기 축선에 관계된 발전기 베이스 foot의 elevation 또는 packer와 foot의 접촉상태와 관련된 지지강성 변화에서 원인을 찾게 되었다.

#### 3.2 현장 점검

##### (1) 발전기 측면 packer 삽입

가. 발전기 base는 부분적으로 설치된 packer 위에 놓여져, base 의 접촉 면적이 상대적으로 적은 것이 본 설비의 특성이다. 발전기 stator, rotor의 하중 지지 면적을 증가시켜 상대적인 지지강성을 높이기 위해 temporary packer (adjustable tapered liner type)를 제작 설치하였다.

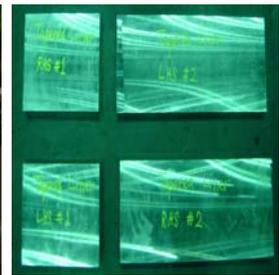
나. temporary packer를 발전기 base 기존 main packer 앞쪽 좌 우측에 각 10개를 설치하였고, 발전기의 열적 팽창에 따른 슬라이딩에 원활한 효과도 기대하였다.



packer 위치



temporary packer



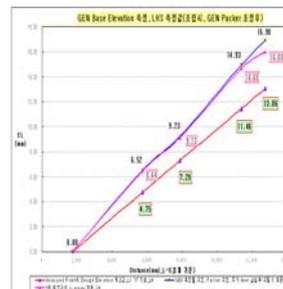
tapered liner

##### (2) 발전기 레벨 점검 및 조정

가. GEN foot base elevation 측정결과 좌측은 0.29mm, 우측은 0.90mm 낮은 상태였다.

나. 좌 우측의 편차를 수정하고 베어링의 부하를 증가시키기 위해, #10 베어링측 베이스에 tapered liner를 좌우 각 2개씩 설치하여 발전기 (#10베어링측) 레벨을 0.70mm를 상부로 올렸다.

다. 또한 tapered liner를 삽입함으로 soft foot 현상도 해소하였으며, 상향 조정 후 아래 그래프와 같이 끝부분이 일직선으로 되지 않은 것은 측정지점이 장기간 운전되면서 국부적으로 변형된 결과이다.



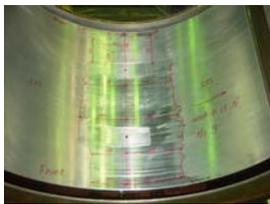
##### (3) #10 베어링 간극 축소

가. 발전기 베어링 liner의 내경 점검결과 front측이 rear 측에 비하여 0.10mm 크게 측정되었으며, bearing babbitt contact 상태가 만족스럽지 않은 것으로 나타났다.

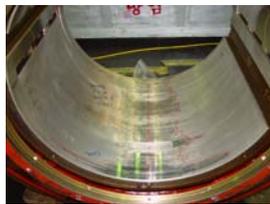
JOURNAL DIAMETER	FRONT	REAR	(DESIGN)
	760.99	760.98	760.971 / 760.997
TOP/BTM 	761.91	760.93	762.00 / 762.076
TOP/BTM 	761.89	762.05	762.00 / 762.076
VERTICAL 	762.18	762.07	762.00 / 762.076
Clearance	1.19	1.09	
Tilt (Oil Gap)	1.29	1.17	1.016 / 1.118

(단위 : mm)

나. 원형 베어링 내경의 vertical clearance는 damping 과 관련이 있으며, 발전기 베어링 하부 bearing babbitt 상태는 사진과 같이 front측에 과부하 및 tilt 현상이 나타났으므로 liner를 신품으로 교체하고 발전기 베어링의 ball seat contact 및 pinch를 수정하였다.



#9 베어링 (lower)



#10 베어링 (lower)

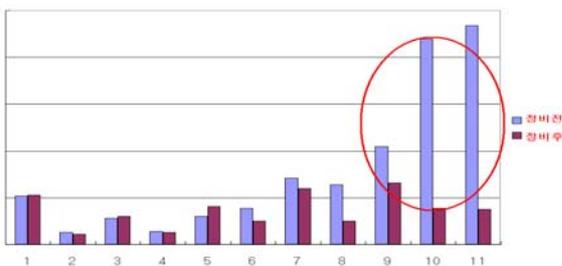
다. 베어링 tilt 현상은 베어링 저널의 축 접촉 면적이 축소되면서, 결과적으로 베어링 유막을 형성하는 면적이 줄어들어 마찰력이 증가하게 된다. 금번 정지시 발전기 로터의 정지 시간(coast down time)도 과거 45분 소요되었던 것이 20분으로 감소되었다.

### 3.3 작업 결과 검토

#### (1) 작업 후 진동감소 비교

가. 정비후 무부하와 full-load 운전시의 진동값이 개선되었다.

나. 특히 무부하 운전시의 진동이 정비 후 현저히 개선되어, ISO 7919-2(1,800rpm, 절대변위기준)를 참고할 때 신규 설치기기에 해당되는 A/B 영역(110μmp-p이하)에서 운전되었다.

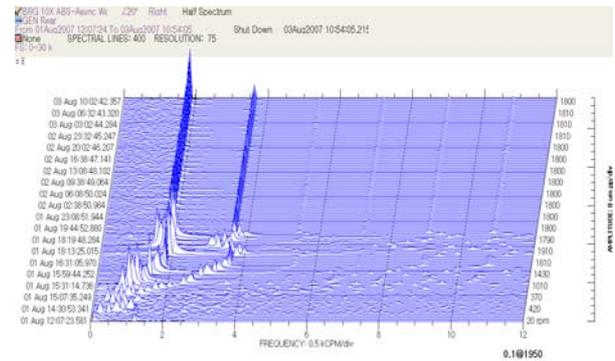


정비 전 · 후 진동 비교

#### (2) 주파수 분석결과

가. 승속 및 과속도 시험 시에도 회전동기 성분인 1X(1,800cpm) 진동과 이와 연동된 2X(3,600cpm) 진동이

나타나는 정상적인 진동 주파수 특성을 보였다.



#10 베어링 축 진동 waterfall plot

#### (3) FRF 결과분석

가. 발전기 #10베어링 casing의 수직방향 FRF 측정결과 31Hz(1,860cpm)에서 발전기 베이스에 tapered liner 및 temporary packer를 추가로 설치한 후 32Hz(1,920cpm)로 고유주파수가 약 1Hz(60cpm) 정도 상승하였다.



Force: #10베어링 상부 / Resp.: #10베어링 하부

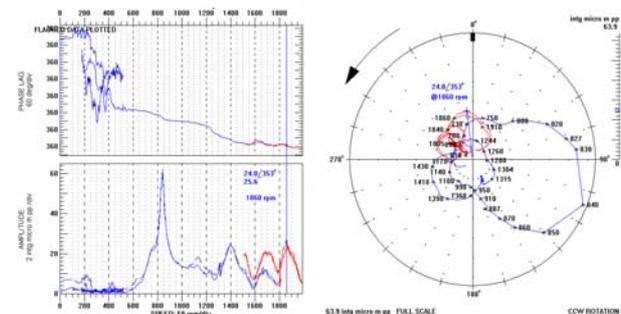
#### (4) 기동시 임계속도 분석 (bode plot)

가. 발전기 #10베어링 casing FRF시험과 마찬가지로 주파수가 상향되었다.

나. 발전기 #10베어링의 1차 임계속도에서 casing의 주파수는 약 25cpm정도 상향되고, 운전주파수(1,800cpm) 이상에서도 44cpm정도 상향된 결과를 보였다.

다. 1차 critical speed에서의 진동 응답이 ~100μmp에서 정비 후 62μmp로 감소되었다.

라. 과속도 시험시 #10 베어링 케이싱 수직방향 plot



#10베어링 bode plot과 polar plot

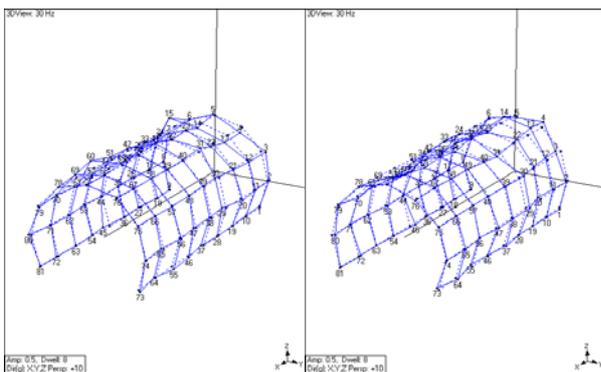
마. 임계속도 변화비교

#10 베어링	정비 전		정비 후
	기동시	정지시	기동시
케이싱 진동	810~820 1,816	810 1,825	840 1,860
축 상대진동	725~740 -	740 -	760 -
축 절대진동	815~825 1,815~	810 1,820	860 1,850

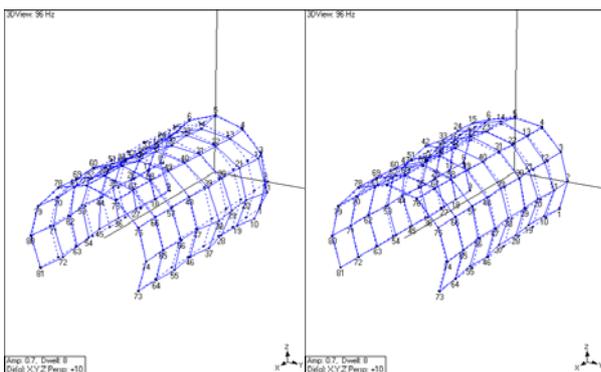
정비 전,후 베어링과 축의 임계속도 비교 (단위: cpm)

(4) Modal 결과분석

가. 발전기 베이스에 tapered liner 및 temporary packer를 추가로 설치한 후 발전기 stator casing(cooler 포함) 전체의 동적특성 규명을 위한 modal 분석을 시행한 결과 운전주파수 30Hz(1,800cpm)에서는 cooler를 포함한 #10베어링 구조물에서만 나타나는 local mode로 분석되었으며, 발전기 stator casing의 global mode는 96Hz(5,760cpm)에서 검출되었다.



운전주파수 30Hz에서의 mode



96Hz에서의 mode(1차)

나. 발전기 베이스에 tapered liner 및 temporary packer를 추가로 설치하기 전 modal 분석이 이루어지지 않았으나, FRF와 modal 결과로 볼 때 운전주파수(30Hz)에서의 local mode에 변화를 가져왔을 것으로 추정되었다.

4. 결론

본 사례는 운전 중 높게 발생하는 진동 문제를 해결하기 위해 다양한 기법을 적용하여 진동을 분석하였으며, 이에 근거한 정비 대책 및 시행을 통해 진동 저감을 이룬 결과 다음과 같은 내용을 알 수 있었다.

가. 발전기에서 발생한 저주파수의 진동은 유체불안정 현상(0.416X) 가운데 하나인 oil whip 현상이었으며, oil whip 주파수는 발전기의 1차 임계속도와 일치하였다.

나. 임계속도의 응답은 시스템의 강성과 관련을 가지며, 베어링 부하 증가를 통해 개선이 가능하다.

다. FRF 시험 및 과도상태(transient state)에서의 진동 분석을 통해, 시스템의 고유주파수 분석이 가능하다.

라. 베어링의 부하 지지능력이 부족하면 오일 웨지 압력(jacking oil back pr)에 변화가 나타난다.

마. 로터의 정지 시간(coast down time or run down time)을 분석하면, 베어링 등에서의 내부 마찰 발생 유무를 판단 할 수 있다.

○ 후기: 본 논문의 진동문제 해결을 위하여 노력하신 많은 분께 감사드립니다.

참 고 문 헌

- (1) ISO Standard : "Mechanical Vibration- Evaluation of Machine Vibration by Measurements on Non-Rotating Parts-," ISO/IS 10816, 1996.
- (2) 봉석근 외, "기계 상태감시 및 진단- 사내교육용", 한전 KPS, 2007.
- (3) Donald E. Bently with Charles T. Hatch, Edited by Bob Grissom, "Fundamentals of Rotating Machinery Diagnostics", Bently Pressurized Bearing Press, 2002.
- (4) ISO Standard: "Mechanical Vibration of Non-Reciprocating Machine-Measurements on Rotating Shafts and Evaluation-," ISO/IS 7919, 1996.
- (5) 한승우, 노철우, Maintenance Engineering Report 기연(설)62202-240 "○○호기 터빈-발전기 진동관련 기술자문 결과보고", 한전KPS 기술연구원, 2007.
- (6) 김인철, 주인국, 김명식, Maintenance Engineering Report 기연(기)62202-231 "○○호기 터빈-발전기 고진동 관련 기술자문 결과보고", 한전KPS 기술연구원, 2007.