◎ 논 문

DOI: http://dx.doi.org/10.5293/kfma.2012.15.6.064
ISSN (Print): 1226-9883

# 25MW급 산업용 가스터빈의 저널과 베어링 손상 보수사례에 관한 연구

김병옥*†· 선경호* · 이안성*

# A Study on Repair Case of Journal and Bearing Damage for 25MW Industrial Gas Turbine

Byung Ok Kim*†, Kyung Ho Sun*, An Sung Lee*

*Key Words : Tilting-pad bearings(틸팅패드 베어링), High-speed Multip-Plane Balancing(고속 다단 밸런싱), Gas Turbine(가스터빈), Journal crack(저널 크랙), Critical speed(위험속도)*

## ABSTRACT

This paper deals with the study on repair case of journal shaft and bearing damage in 25MW industrial gas turbine caused by sudden blackout, operation mistake, and logic abnormal, etc. When a serious accident such as journal and bearing damage in a gas turbine occurs, the domestic local companies having the gas turbine are dependent on manufacturer for all maintenance and repair schedule until now. This case study shows that the damaged gas turbine is normally re-operated itself in domestic by establishing repair schedule in a short period of time, repairing damage journal shaft and tilting pad bearings, and performing rotating test for a reliability check. This paper can be regarded as the important case study of emergency test run experience of the refurbished 25MW gas turbine rotor.

## 1. 서 론

산업용 가스터빈 엔진은 발전용, 기계구동용, 선박추진용, 원유・천연가스 수송용 등으로 다양하게 사용되고 있다. 특히, 발전용은 열병합, 복합화력, 비상발전 등의 여러 발전용 시설에 적용되어 기저, 중간, 첨두부하 등의 다양한 발전부하를 담당하기 위해 사용되고 있다.[1] 플랜트 시설에서 운용하고 있는 가스터빈은 주로 발전용으로 사용하고 있으며, 열을 회수하여 반응열로도 사용하고 있다. 가스터빈은 전력수요에 따라 발전량을 조절하기 쉽다는 장점으로 인해 잦은 기동, 출력변동, 정지 등의 과정이 이루어지고 있으나,[2] 다른 형식의 발전기기에 비해 과도상태에 자주 노출되어 진동측면의 고려가 더욱 필요하다.[3] 대부분의 진동문제에 관한 선행연구들은 압축기와 터빈 블레이드의 진동해석 및 진동원인 분석이나, 베어링 윤활성능 분석 및 로터다이나믹 해석 등 설계・해석적인 측면에서 연구가 수행되었다[4-5]. 최근 국내에서도 소형 가스터빈을 중심으로 자체 설계・제작하여 시운전 중에 있으나, 아직까지는 대부분 운용 중인 가스터빈이 선진 메이커 (GE, Siemens, Mitsubishi 등) 제품이거나 도입 예정에 있다. 국내 가스터빈 운용 실정이 선진 메이커에 의존적이다 보니 여러 가지 원인들로 인해 가스터빈에 치명적인 손상이 발생하였을 때는 보수 및 복구에 많은 어려움이 있다. 트러블에 대한 대처능력이 떨어질 뿐만 아니라 유지・보수의 메이커 의존도가 높아지며, 특히 치명적인 손상으로 설비의 일부가 새로이 설계되거나 교체될 경우 주도권을 메이커에 빼앗겨 막대한 비용을 지불해야 하는 악순환이 계속되고 있다.[6]

본 본문에서는 A사에서 운용 중인 25MW급 가스터빈의 저널(journal)과 베어링 손상이 발생한 사례를 소개하고 하고자 한다. 가스터빈에서 저널과 베어링 손상은 치명적인 손상에 해당하며, 이를 국내 기술로 해결한 사례를 상세히 소개함으로써 향후 가스터빈 유지・보수・복구에 지침을 제공하고자 한다.

* 한국기계연구원 시스템다이나믹스연구실
† 교신저자, E-mail : kbo2612@kimm.re.kr

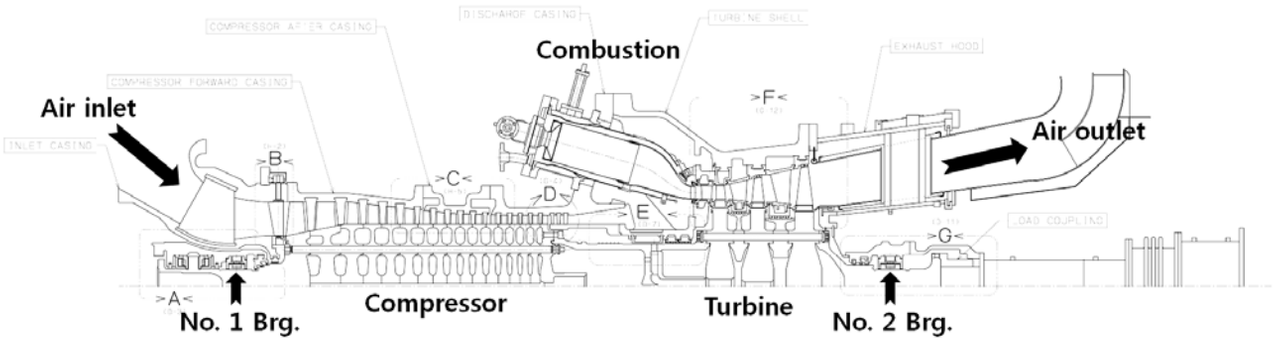



Fig. 1 Layout of 25MW gas turbine

## 2. 가스터빈 모델

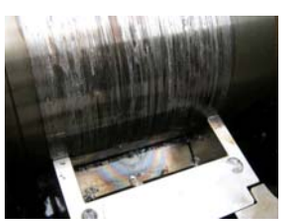
### 2.1 레이아웃 및 손상상태

저널과 베어링 손상사고가 발생한 가스터빈의 개략도를 Fig. 1에 제시하였다. 본 가스터빈은 압축기 17단, 터빈 3단으로 구성되어 있으며, 발전용량은 25MW, 정격속도는 7,280rpm, 로터 총중량은 6,234 kg이다. A사는 가스터빈 콘트롤러의 로직(logic) 보완한 후 터빈의 운전을 시도하였으나, 여러 번의 점화실패 등 여러 가지 원인에 의해서 시동 중 이상진동 및 이음을 감지하였다. 손상유무를 확인하고자 IGV manway를 통해 내시경으로 블레이드 내부를 조사하였으며, 일부 블레이드에 러빙(rubbing) 흔적이 관찰되었다. 러빙의 원인을 베어링 손상으로 판단하여 케이싱을 해체하기로 결정하였다. 해체 후 No. 1 베어링(압축기 측)과 No. 2 베어링(터빈 측)의 손상상태가 매우 심각함을 관찰하였다(Fig. 2 참조).

### 2.2 보수대책

사고 직후 가스터빈 메이커(maker)와 국내 전문가들이 모여 향후 보수방향에 대해 논의하였다. 메이커 입장은 가스터빈 로터를 반출하여 보수하는데 최소 6개월 이상 및 비파괴 검사 후 기준치 이상으로 저널이 손상되었으면 신품으로 교체하는 것을 권고하였으나, A사 입장에서는 여러 가지 문제 등으로 인해 2개월 내에는 발전을 해야 하는 상황이었다. 이러한 이유로 A사는 국내 전문가들과 협의를 거쳐 국내에서 보수하기로 결정하고, 가스터빈 로터를 반출하여 베어링과 저널 재가공을 수행하였다(Fig. 3 참조).

(a) No. 1 bearing & journal (Compressor side)



(b) No. 2 bearing & journal (Turbine side)

Fig. 2 Bearing & journal damage state

Fig. 3 Re-machining of damaged journal

### 2.3 저널부 로터 가공

손상 전 저널부의 실제 치수는 Φ184mm이나 0.5mm 단위로 가공하면서 비파괴 검사를 순차적으로 실시하였다. 메이커에서는 기존 저널 직경의 1%를 넘지 않을 것을 권고하였으나, 비파괴 검사에서 크랙이 계속 발견되어 저널부를 약 2.2%인 Φ180mm까지 가공하였으며, 일부 국부적으로 크랙(crack)이 깊게 발생되어 있어 부분 연마 작업을 수행하였다. 이 부분의 가공은 로터 회전시 저항을 최소화 하기 위하여 일명 '눈물방울(tear drop)' 형태로 가공하였다(Fig. 4 참조). Tear drop의 폭은 최대 약 4mm이며, 깊이는 최대 0.2mm 정도이다.

Fig. 4 Machining of tear drop

## 3. 가스터빈 로터의 회전 테스트

### 3.1 테스트 준비

메이커에서 권고하는 이상의 저널부 직경 감소와 No. 2 베어링 저널부의 tear drop 등이 지지부하 능력 및 윤활성능에 미치는 영향을 검토하는 것은 매우 중요한 이슈였다. 저널부 직경이 감소하면 하중분담 능력이 감소할 수 있고, tear drop은 유막형성을 방해하는 캐비테이션(cavitation)을 유발할 수 있기 때문이다. 실제 장착 전에 이러한 우려사항을 반드시 점검할 필요가 있다. 이를 위해 한국기계연구원(KIMM)에서 보유하고 있는 초고속 회전시험 설비를 활용하여 상기 언급한 사항들을 점검하기로 하였다. 테스트에 앞서 실제 베어링과 유사한 형태의 테스트용 베어링을 설계·제작하였다.

### 3.2 테스트 베어링 설계해석

실제 베어링과 유사한 테스트 베어링을 제작하기 위해서는 베어링 하중값이 요구된다. 메이커에서 제공한 데이터 시트 중에서 가스터빈 로터의 무게중심을 표시한 그림이 있어(Fig. 5 참조), 이를 토대로 베어링 하중값을 계산하였다. 베어링 형식은 실제 베어링과 동일한 틸팅패드(tilting pad) 베어링이며, 패드의 지지형식은 LBP(load between pad)이다. 그 외 설계 파라미터를 Table 1에 제시하였다. 테스트 베어링 제작에 앞서 윤활성능을 파악하기 위하여 제시한 설계 파라미터를 토대로 정·동적 윤활성능 해석을 수행하였다. 저널이 회전할 때 유막형성으로 인한 저널의 부상 정도를 나타내는 편심률(eccentricity ratio, e는 베어링 중심과 저널중심의 거리, $e/C_b$=1이면 저널과 베어링 패드가 접촉, $e/C_b$=0이면 저널과 베어링 중심이 일치)을 Fig. 6에 제시하였다. 테스트 베어링의 경우, 정격속도에서 적정한 편심률을 가지며 운전될 것으로 예측되었다.

또한 베어링의 윤활성능 대표적 인자인 유막평균온도를 Fig. 7에 제시하였다. 해석의 신뢰성을 높이기 위하여 In-house 코드(Code I)와 상용코드(Code II)를 사용하여 해석하였다. 윤활유 공급온도를 40℃, 공급유량을 90l/min으로 가정하였으며, 정격속도에서 60℃ 이하의 매우 양호한 상태임을 예측하였다.

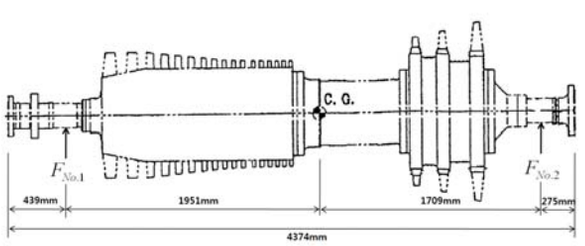



Fig. 5 Center of gravity of gas turbine rotor

Table 1 Specification of the tilting-pad bearings for test

| Design parameters | Applied values | |
|---|---|---|
| | No. 1 Brg. | No. 2 Brg. |
| Axial length, L | 90mm | 110mm |
| Diameter, D | 180mm | 180mm |
| Radial assemble clearance, $C_b$ | 0.14mm | 0.135mm |
| Preload, m | 0.378 | 0.357 |
| Pad arc | 52° | 52° |
| Pivot offset | 0.5 | 0.5 |
| | Bi-direction | |
| Lubricant viscosity | 46 cSt | |
| Load angle(Cartesian coordinate) | 270° | 270° |
| Load(Load on between) | 28,012 N | 33,142 N |

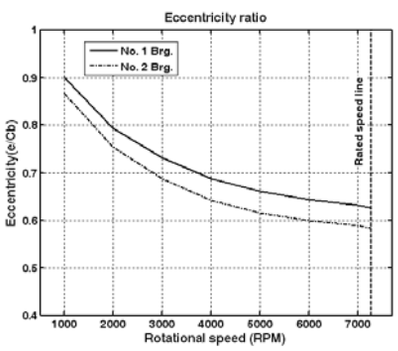
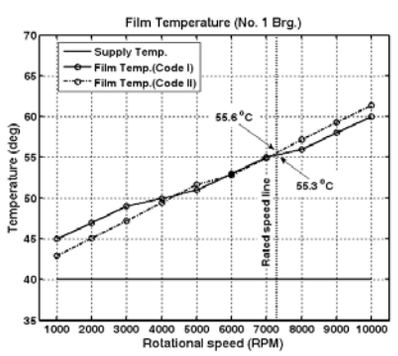
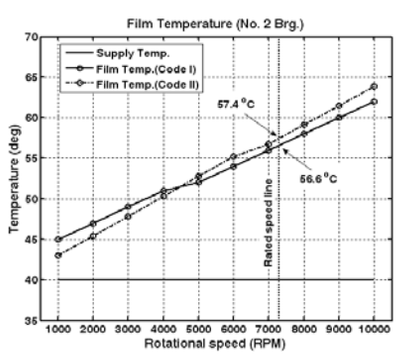



Fig. 6 Eccentricity ratio with rotational speed




(a) Film temp. of No. 1 Brg.



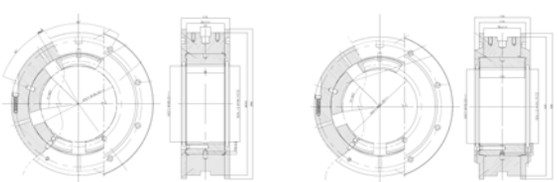

(b) Film temp. of No. 2 Brg.

Fig. 7 Average film temp. of test bearting

### 3.3 회전 테스트

설계・제작된 테스트용 베어링(Fig. 8 참조)을 적용하여 가스터빈 로터의 회전 테스트를 실시하였다. Fig. 9에 회전 테스트를 위한 베어링 및 가스터빈 설치장면을 제시하였다. 정격속도까지의 응답상태를 관찰한 후, 진동레벨이 메이커에서 제시한 규정(1.4mm/s[rms]) 이하)보다 높을 경우는 고속 다단 밸런싱(high-speed multi-plane balancing)을 수행할 예정이다. Fig. 10과 11에 정격속도까지 No. 1 베어링과 No. 2 베어링에서의 동적응답(1X)을 각각 제시하였다. 1차 동적응답의 경우(Fig. 10 참조), No. 2 베어링에서 기준을 초과하는 진동응답이 관찰되었으나, 2차 응답의 경우(Fig. 11 참조)는 모두 진동레벨이 규정 이내의 진동응답을 나타내고 있음을 알 수 있다. 2차 운전의 경우는 1차 운전에서 초기 휨이 보정되고, 블레이드가 안정된 안착이 이루어졌기 때문에 2차 운전에서는 비교적 안정된 응답을 가지는 것으로 판단된다. 추가로 본 가스터빈의 1차 위험속도(critical speed)는 2,200rpm 정도로 추정된다.

Fig. 12는 회전 테스트 시 정격속도에서 각 베어링에 공급되는 윤활량과 유막 평균온도를 대변하는 배출온도를 나타내고 있다. 베어링 윤활 공급유량은 평균적으로 90ℓ/min을 유지하고 있으며, 공급온도는 49℃, 배출온도는 No. 1 베어링과 No. 2 베어링에서 각각 61℃와 63℃이다.



(a) No. 1 Brg (b) No. 2 Brg

Fig. 8 New bearing for the rotating test

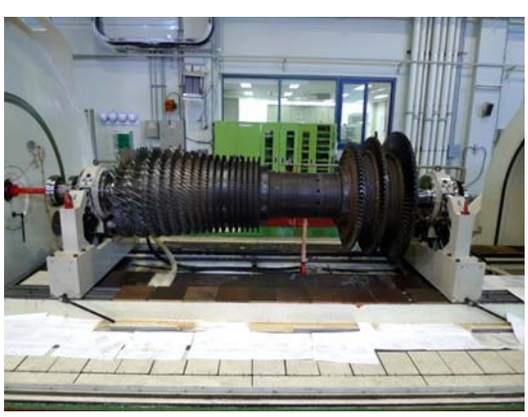


Fig. 9 Installation of gas turbine for rotating test

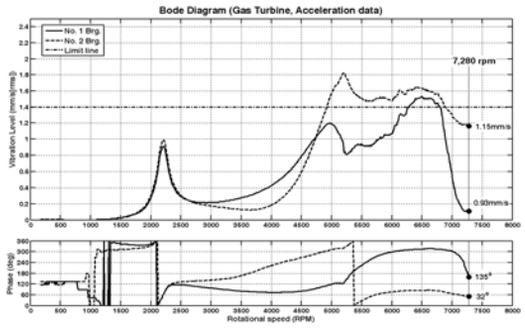



Fig. 10 1st Dynamic response at No. 1 & 2 Brg.

실제 테스트에서는 배출 윤활유의 온도상승으로 인해 공급온도가 점점 상승하기 때문에 Fig. 7에서 예측한 유막온도와는 다소 차이가 있을 수 있다. 윤활유 공급온도를 보정하여 Fig. 13에 공급온도에 따른 유막 평균온도를 제시하였다. 그 결과, No. 1 베어링 유막 평균온도는 약 62-63℃, No. 2 베어링은 약 63-64.5℃로 예측되어 실험치와 매우 유사한 값을 얻었다. 이를 토대로 베어링의 동특성인 강성 및 감쇠계수를 산출하였으며 그 결과를 Fig. 14에 제시하였다.

결과에서 보는 바와 같이 정격속도에서 베어링 강성이 최소 $3.7\times10^{8}$N/m 이상으로 유지하고 있어 동적 윤활 성능에도 문제가 없는 것으로 예측되었다.

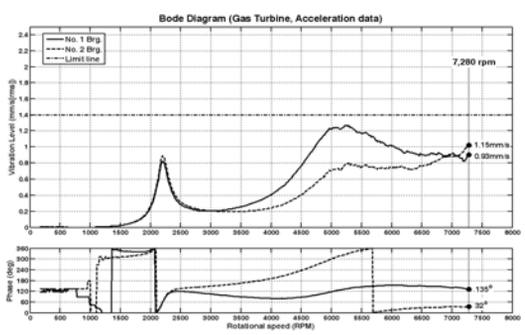



Fig. 11 2nd Dynamic response at No. 1 & 2 Brg.

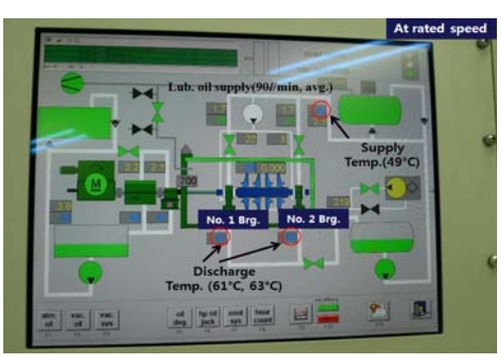
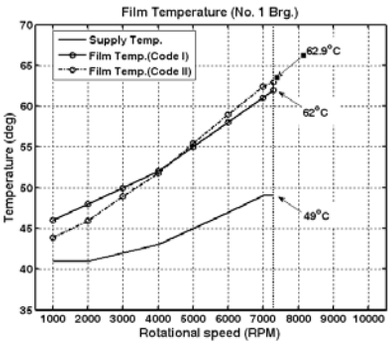
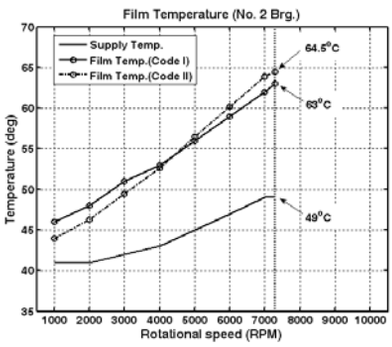



Fig. 12 Condition monitoring at rated speed

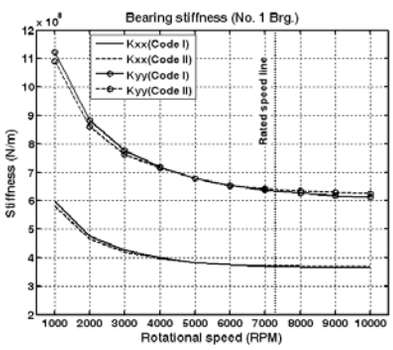



(a) Film temp. of No. 1 Brg.

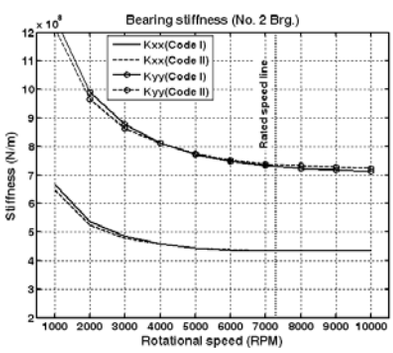



(b) Film temp. of No. 2 Brg.

Fig. 13 Average film temp. compensation of test bearing




(a) Stiffness of No. 1 Brg.




(b) Stiffness of No. 2 Brg.

Fig. 14 Dynamic properties of test bearing

## 4. 현장 테스트

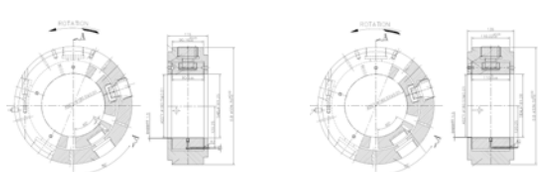
### 4.1 회전 테스트 후기

앞서 언급한 회전 테스트에서는 운전 전 영역에 걸쳐 규정 진동레벨 이하로 진동이 유지되어 안정된 동적거동을 보였다. 테스트 후 베어링과 tear drop의 상태를 육안으로 확인한 결과, 베어링 패드에서의 긁힌 흔적과 베빗 밀림현상 등은 발견하지 못했으며, tear drop도 테스트 전·후 동일한 상태로 유지되어 있었다.

### 4.2 로터 현장 설치 후 테스트

저널 및 현장 베어링(Fig15 참조)을 재가공하여 가스터빈 로터를 설치하였다. 특히, 현장용 베어링은 회전 시험용 베어링과 달리 베어링 패드 arc 각도가 60°로 다소 크며 피봇 옵셋(pivot offset)이 회전방향으로 5%(0.55) 더 이격되어 있어 회전방향이 Uni-direction이다(Fig. 16 참조).

부하를 순차적으로 인가하면서 로터의 전반적인 상태를 모니터링 하였다. 특히 베어링 온도와 진동레벨을 주의깊게 관찰하였다. 설치 후 3개월이 지난 현재까지 각 베어링 온도 및 베어링 하우징에서의 진동레벨을 Table 2에 제시하였다. 현장 베어링의 경우도 해석모델을 수립하여 해석한 결과, No. 1 베어링에서의 예측온도는 62℃로 현장에서 측정한 온도와 거의 유사하나, No. 2 베어링에서의 예측치는 65℃로 현장 측정온도와는 다소 차이가 있었다. 이는 No. 2 베어링측이 터빈 부하에 의해서 베어링 온도가 예측치 보다 상승한 것으로 판단된다. 진동레벨은 ISO 10816[7]에서 제시하는 안정 레벨인 4.5mm/s [rms]보다 매우 낮은 수준으로 유지하고 있어, 보수 후 전반적으로 양호한 상태로 운전되고 있음을 확인하였다. Fig. 17은 현재 가스터빈의 구동상태를 나타내고 있는 모니터링 값을 현장에서 캡쳐한 그림을 나타낸 것이다.



(a) No. 1 Brg (a) No. 2 Brg

Fig. 15 New bearing for the field

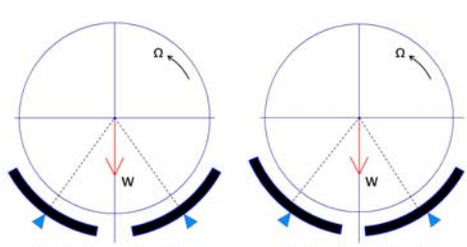



Fig. 16 Comparison of bearing configuration

Table 2 Condition monitoring of bearing film temp. & vibration

| Item | No. 1 Brg. | No. 2 Brg. |
|---|---|---|
| Film (Drain) Temp. | 61℃ | 70℃ |
| | Predicted value: 62℃ | Predicted value: 65℃ |
| Vibration | 2.92mm/s [rms] | 1.56mm/s [rms] |

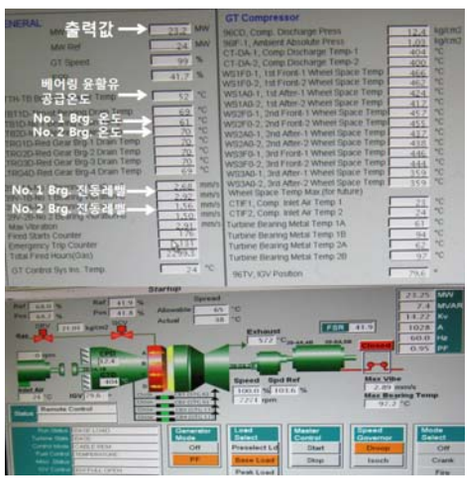



Fig. 17 Condition monitoring of gas turbine

## 5. 결 론

본 연구에서는 급작스런 정전, 조작 실수, 콘트롤러의 로직이상 등 여러 요인에 의해 발생된 가스터빈 로터의 저널과 베어링 손상 보수사례에 대해서 비교적 상세하게 언급하였다. 기존에 이러한 중대 사고가 발생하면, 사실상 가스터빈 운영사는 메이커에 100% 의존적이었고, 모든 보수 일정과 절차들이 메이커에 의해서 좌지우지 되는 상황이었다. 그러나 본 사례는 메이커의 의존도를 탈피하여 국내 터빈 보수 전문집단에서의 저널 정밀가공, 국내 베어링 제작업체에서 틸팅패드 베어링 정밀제작, 그리고 국책연구기관에서의 회전 테스트 등 긴밀한 상호 협조를 바탕으로 단시간에 보수를 수행하여 정상 가동되는 사례를 보여주는 매우 중요한 사례 연구라고 판단된다.

## 참고문헌

(1) 윤태준, 김동화, 김동훈, 박누가, 석진익, 2010, “5MW급 발전용 가스터빈 엔진 터빈 블레이드 구조해석 및 수명평가,” 대한기계학회논문집, Vol. 10, pp. 556~561.

(2) 윤수형, 정대환, 김동섭, 2006, “복합화력 발전용 재열사이클 가스터빈의 운전상태 분석,” 유체기계저널, Vol. 9, No. 6, pp. 35~44.

(3) 양경현, 송오섭, 조철환, 윤완노, 정남근, 2010, “복합화력 발전소 가스터빈 압축기 블레이드에 대한 손상원인 고찰,” 한국소음진동공학회논문집, Vol. 20, No. 11, pp. 1025~1032.

(4) 윤완노, 김준성, 2010, “유한요소해석을 이용한 가스터빈 압축기 블레이드 피로균열 해석,” 한국정밀공학회지, Vol. 27, No. 12, pp. 107~112.

(5) 하진웅, 명지호, 석진익, 이안성, 김영철, 2011, “5패드 틸팅패드 베어링의 설계조건 변화가 소형 가스터빈의 횡진동 특성에 미치는 영향,” 한국소음진동공학회논문집, Vol. 21, No. 8, pp. 752~760.

(6) 김병옥, 이안성, 2009, “API 617 규격에 의거한 프로세스 가스 터보압축기의 로터다이나믹 해석 및 안정성 검토,” 유체기계저널, Vol. 12, No. 5, pp. 47~53.

(7) “기계진동-비회전부의 측정에 의한 기계진동 평가-제4부: 유막 베어링을 갖는 가스터빈 세트”, KS B ISO 10816-4, 2011.