

第 2 章 質量 不平衡 (Mass Unbalance)

1. 發電機 로터의 不平衡 分析

(Analysis of Generator Rotor Unbalance)

Edison 발전소의 Major Overhaul 후 3호기를 현장 발란싱한 결과 일관성 및 반복성이 없는 결과를 갖게 되었다. 여러 가지 중요한 자료의 분석결과 저압 터빈의 Bore Plug가 제자리를 벗어나 저압터빈과 발전기간의 커플링의 "Spacer Gear" Bore안으로 떨어졌다는 결론에 도달하게 되었다. 이 사례는 문제점을 설명하며 불평형의 주원인인 Bore Plug를 설치하는데 이용된 기술을 언급한다.

Edison 발전소는 두 대의 Turbogenerator Set가 있는데 2호기는 335 MW짜리 Steam-Driven, Cross Compound, 13 베어링을 가지는 반면에 3호기는 Tandem Compound, 491 MW Steam-Driven, 12 베어링 유니트이다. 그림 2-1은 3호기의 배치도이다.

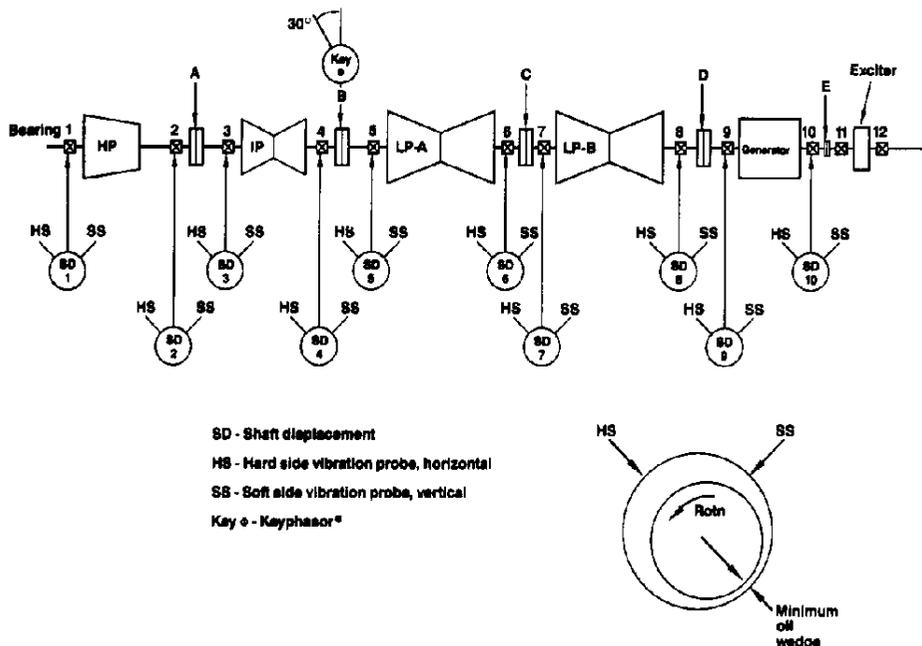


그림 2-1 Turbogenerator Machine Train Diagram

780 — 제2편 진동의 경험 사례

1991. 5. 17일 3호기는 Major Overhaul후 운전이 재개되었는데 정지중 작업 내용은 Bently Nevada 3300 터빈 감시 계측설비를 설치했으며 저압 터빈 로터의 Boresonic 검사와 새로운 Steam Seal 즉 가변간극 Packing을 설치했다.

이 3300 감시 시스템은 X, Y 방향으로 각 베어링에 Dual Probe(Proximity와 속도 변환기)로 구성되었다. 자료가 수집되고 표시되었으며 Bently Nevada System 64를 이용해 저장되었다. 이 시스템은 Online 진단과 Trend 기능을 수행할 수 있는 Computer-Based 감시 시스템이다.

이 시스템을 이용하여 운전원들은 처음으로 유용하고 이해하기 쉬운 형식으로 실시간 진동 자료를 감시하고 수집할 수 있었다. 또한 이 시스템은 운전원들로 하여금 위험한 진동 상태에서부터 유닛을 보호할 뿐만 아니라 입수된 정보로 진동문제를 진단하고 시기적절한 조치를 취할 수 있도록 하였다.

1.1 事例 (Case History)

1991년 5월 20일 3호기가 재가동된후 곧 진동 감시기의 경보 상태는 위험수위가 되었다. 그림 2-2에서 전체 진동치를 볼 수 있으며 #9 베어링이 고진동을 나타내고 있었다.

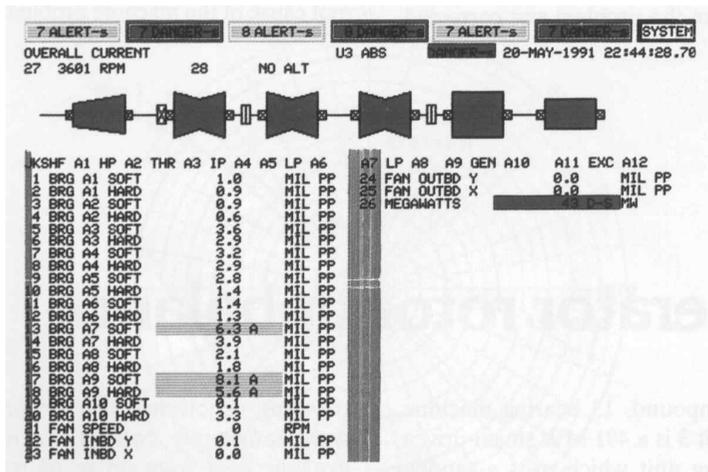


그림 2-2 System 64로 검출한 #7 및 #9 베어링의 전체 진동

동기 즉 1× 주파수 성분(그림 2-3)을 운전원이 보았을 때 #9 베어링이 진동을 일으키는 주원인임을 알 수 있었다. 그들은 1× 진동을 낮출 의도로 불평형 교정 Weight (Balance Shot)를 발전기 로터에 설치하기로 결정하였다.

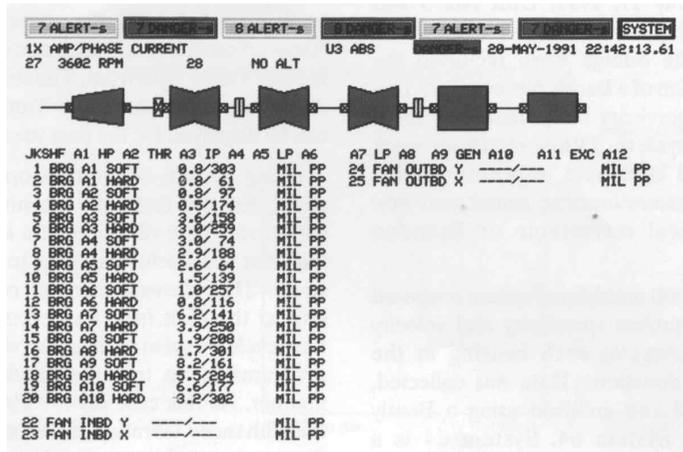


그림 2-3 System 64에 나타난 진폭대 위상 (1x 성분)

5월 23일 Balance Shot을 계산하여 교정 Weight를 발전기 로터내에 설치하였다. 그림 2-4에서 보여주듯이 발란싱 결과 #9 베어링의 1x 진동은 경보치 이하로 내려간 반면에 #10 베어링은 경보상태에 있게되었다. 진동을 허용치 이하로 낮추기 위해 5월 26일 또 다른 Balance Weight를 설치하였다. 이번 Balance Shot는 기대한 대로 이행되었으며 유니트의 전체 진동치가 유익한 효과를 얻게된 것으로 모든 사람들은 느꼈다.

2차 발란싱 후에 이 유니트는 진동과 관계없는 조건으로 정지된 바 있었다. 그런데 재기동시에 발전기 베어링(#10)에서 또다시 고진동이 나타나게 되었는데 이번 진동은 과도상태에서 아주 분명했으며 1x 성분이 우월하였다. 그러나 이번 진동의 주원인은 불평형이라고 생각되지 않았다.

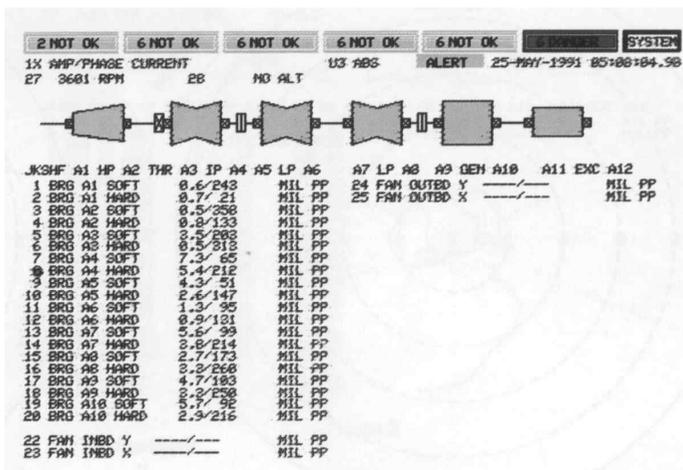


그림 2-4 1차 발란싱후의 진폭대 위상

782 — 제2편 진동의 경험 사례

그림 2-5와 2-6은 터빈과 발전기의 1× 진폭 및 위상의 경향도 인데 이들 그림에서 발전기 베어링(#10)의 진동은 로터의 불평형 때문이 아니라 터빈 Steam Seal Rub(그림 2-5)에 의한 것으로 결론 지었다. 이들 그림은 1× Vector가 어떻게 반대방향으로 나갔다가 다시 원래의 위치로 돌아오게 되었는지를 보여준다. 이것은 어떻게 Steam Seal Rub이 시작되고 없어지는지를 보여주는 하나의 실례이다.

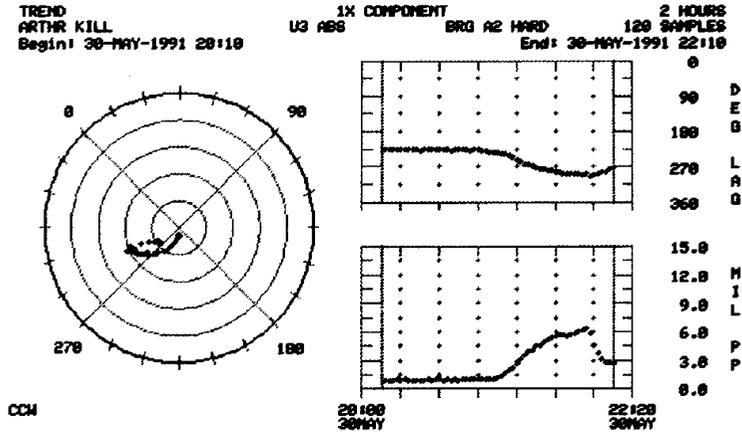


그림 2-5 터빈의 1× 진폭 및 위상 경향도

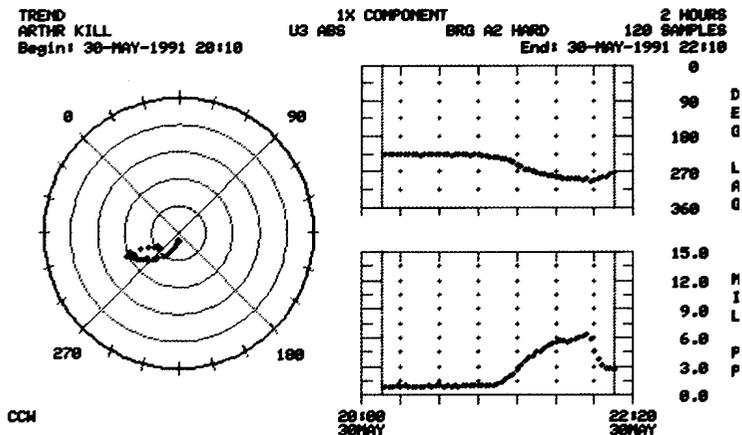


그림 2-6 발전기의 1× 진폭 및 위상 경향도

발전기가 3차 공진속도(그림 2-7)에 부근에서 운전하고 있었기 때문에 심지어는 #2 베어링에서의 어떤 부가적인 가진도 증폭된 응답을 초래할 수 있었다. 이것이 #2 베어링보다 #10 베어링이 Rub에 더 큰 응답을 가지게 된 이유이다.

발전소에서는 여러 가지 공정 변수를 추적하기 위해 System 64를 이용하였다. 부하 변화가 Rub 현상을 일으킨다고 생각하였는데 #10 베어링의 진동과 부하 경향을 비교한 후에는 이러한 생각은 없어지게 되었다.

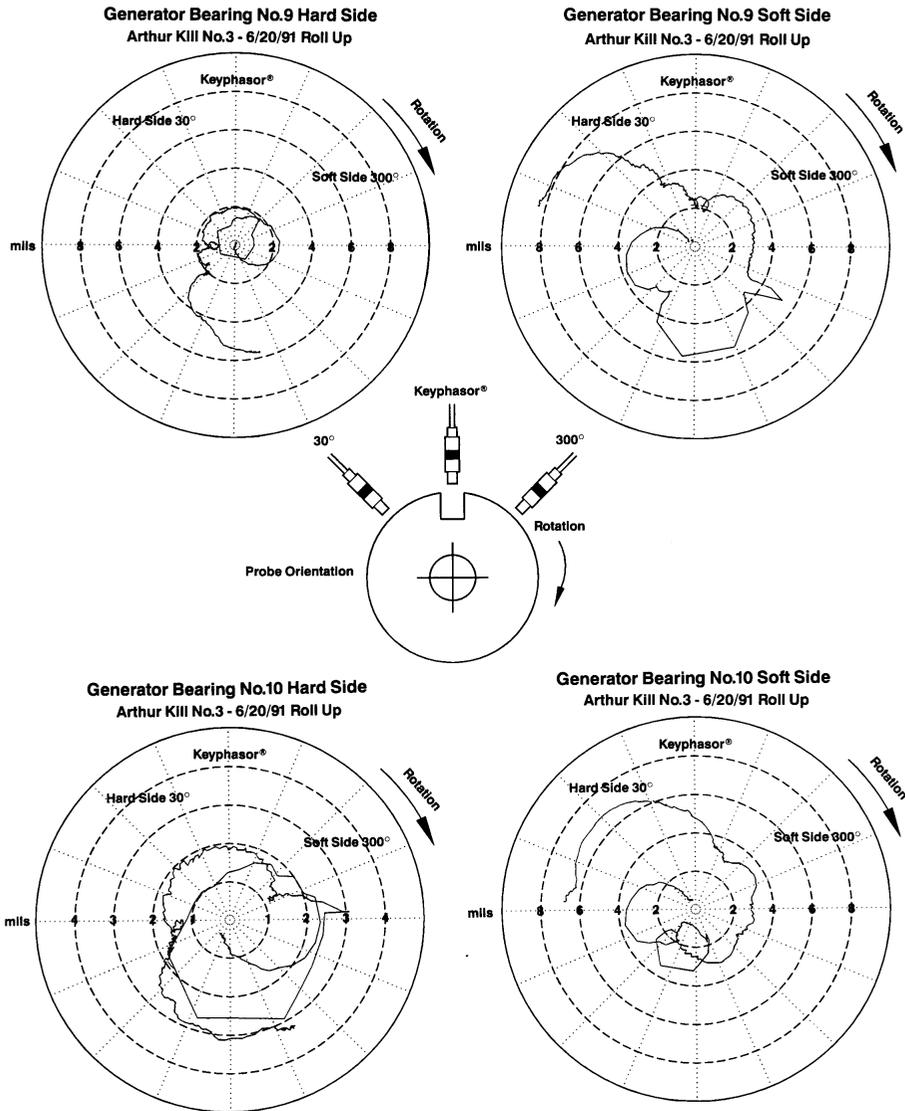


그림 2-7 기동시의 Polar Plot

Rub 작용이 끝난 후에 이 유닛은 비교적 문제없이 운전되었으며 #3 유닛의 과속도 Trip Test 가 6월 17일로 계획되었다. 발전기 로터는 이전의 발란싱 시행결과

784 — 제2편 진동의 경험 사례

만족스럽게 응답하였기 때문에 반경 203 mm에서 여자기와 발전기간의 커플링에 교정 Weight를 취부하므로써 또 한번 Balance Shot이 시도되었다. 여자기 커플링에 비교적 적은 교정 Weight(142 gr)를 취부했는데 그 결과는 완전히 예상 밖이었다. 발전기 진동이 이전의 Balance Sensitivity(그림 2-8)와는 다르게 높은 수준으로 올라갔다.

이것은 이 발전소의 운전원에게 발전기에 잠재한 문제점이 있음을 경고해 주었다. 그래서 이러한 불일치한 결과를 확인하기 위해 6월 20일 또 한번 Balance Shot를 시도하기로 결정하였다. 그 결과 또한 예상한 응답(그림 2-9)과 일치하지 않았다. 이 유니트의 운전조건을 계속해서 감시하면서 발란싱을 계속하기 위한 결정이 내려졌다.

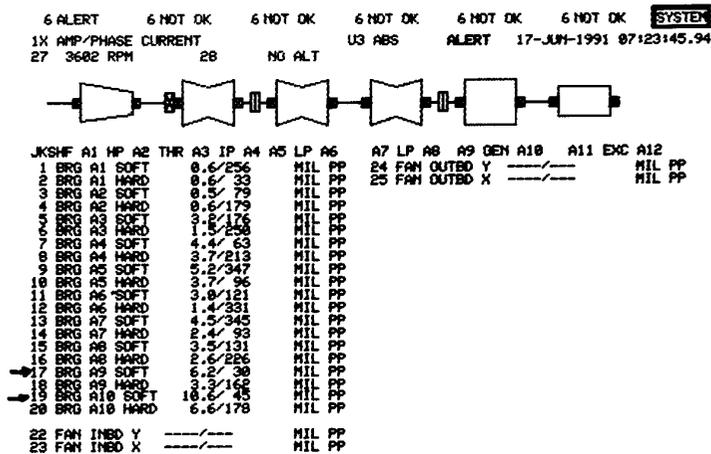


그림 2-8 여자기 커플링의 발란싱 결과(1차)

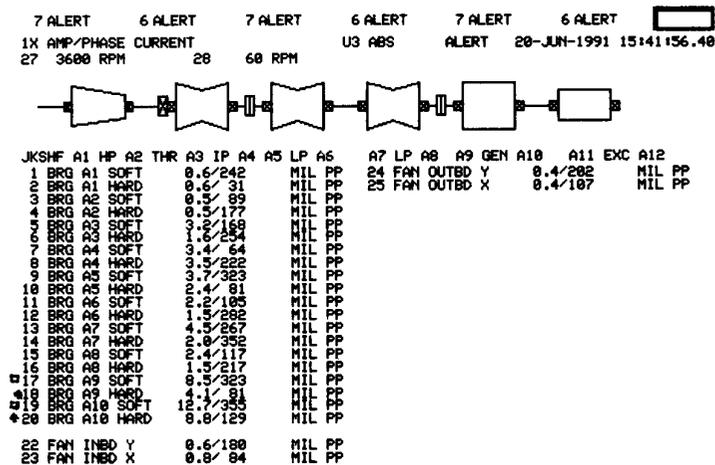


그림 2-9 여자기 커플링의 발란싱 결과(2차)

이 시점에서, 이전의 발란싱 시행으로 얻은 Balance Sensitivity를 관찰할 필요가 있다. 최초의 Balance Shot에서 얻은 Sensitivity 는 155° 에서 $6.4 \text{ gr}/\mu\text{m}$ 였다. 이것은 이러한 형태의 로터에서는 흔히 있는 값이었다. 여자기 커플링에 142 gr을 변화시켰더니 Sensitivity는 105° 에서 $1.33 \text{ gr}/\mu\text{m}$ 가 변했다. 142 gr의 Weight가 56,246 kg 로터에 이러한 크기의 영향을 준다는 것은 거의 불가능한 것처럼 보였다. 이러한 모순점은 6월 20일 Balance Shot에서 확인되었다. 발란싱 결과 Sensitivity가 123° 에서 $2.2\text{gr}/\mu\text{m}$ 였다.

다음 단계는 무엇이 Balancing에 대해 이러한 예측할 수 없는 응답을 발생시켰는가를 찾는 것이었다. 층간 단락의 가능성을 확인하기 위해 발전기에 대한 Flux Test가 시행되었다. 또한 Monitor에서 기록된 과도상태의 자료에서는 발전기 공진이 $1\times$ 진동 Vector를 변화시키는 원인이라고 나타내지 않았다. 다음에 검사할 것은 각 발란싱 시의 Sensitivity 였다. $1\times$ 진동 Vector를 변화시키는 것은 발전기 로터의 Balance Plane에서 406 mm 반경에서 907 gr과 동등한 무게를 가진 불평형의 결과라고 확인하였다. #9 베어링에서 "변동하는 $1\times$ 진동 Vector"는 항상 #10 베어링에 영향을 주기 때문에 변동하는 질량은 발전기 로터의 커플링 끝쪽에 위치한다고 결론 지었다.

유니트를 정지하고 재기동할 때마다 발전기나 저압터빈 "B"의 어떤 내부 부품의 위치가 변동하고 있다는 것이 명백하였다. 철저히 조사를 한 결과 발란싱할 때마다 큰 진동을 일으키는 충분한 질량을 가지는 두 로터의 내부 부품은 저압터빈의 Bore Plug이었음을 알아냈다. 이러한 결론은 6월 18일 과속도 시험중에 수집된 자료에 의해 얻어졌다. 속도와 출력은 일정하게 유지되는 반면에 진동은 큰 계단식 변화가 있었음을 알았다. 이 계단식 변화는 Bore Plug가 빠진 위치와 상응한다. Stress/Strain 분석결과 과속도 상태에서 Bore Plug가 빠질 수 있다는 것이 확인됐다.

1.2 結論 (Conclusions)

1991년 9월 23일 저압터빈과 발전기간의 커플링을 완전 분해한 결과 예상했던 대로 저압터빈 로터의 Bore Plug가 Coupling Spacer Gear의 Bore에서 발견되었다. 그림 2-10은 Bore Plug가 어떻게 커플링 Bore에 조립되는지를 보여준다.

System 64에서 얻은 정보는 이러한 문제를 정확히 진단하도록 하는데 중요한 역할을 하였다. Bore Plug를 재설치한 결과 진동치는 허용수준으로 되돌아 왔다. 이러한 사례는 전통적인 감시 시스템과 함께 연계하여 Computer화된 감시 시스템을 이용하는 것의 중요성을 보여준다.

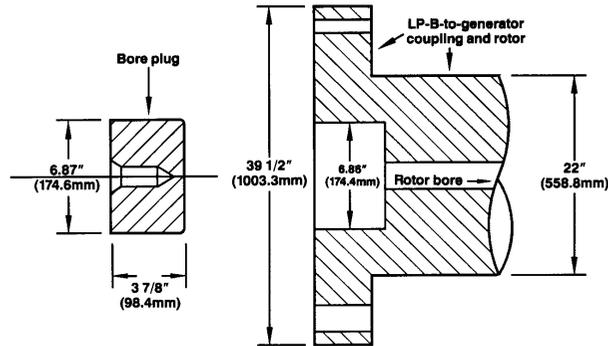


그림 2-10 Bore Plug가 커플링 Bore에 어떻게 조립되는가를 보여주는 그림

2. 軸振動 監視 시스템은 地震式 變換器가 檢出 못하는 問題를 檢出한다 (Shaft Vibration Monitoring Detects Problems which Seismic Transducers do not)

2.1 序論 (Introduction)

이 사례는 1987년에 78 MW급 가스터빈/발전기의 설치후 기동시에 발생한 2가지의 보기 드문 진동 문제를 기록한 것이다

이들 문제점은 베어링 메탈 온도를 감시하기 위한 열전대와 축진동 감시를 위한 와전류 변위 Probe를 사용하여 검출, 확인되었다.

이 사례에서 몇 가지 흥미롭고 중요한 사실이 밝혀졌다.

그중 2가지는 ① 공장 표준으로 베어링 캡에 부착된 지진계식 진동 변환기는 이들 문제에 대해 정보를 발생하지 않았다 ② 회전하는 중공축 안에 있는 어떤 물체는 항상 Shaft와 함께 회전되는 것은 아니며, 만일 이 물체가 갑자기 회전하게 되면 즉각적으로 불평형을 야기하거나 운전원을 당황스럽게 하는 결과를 초래한다는 것이다.

2.2 背景 (Background)

이 기계는 78 MW, 3600 rpm의 산업용 가스 터빈으로서 연소실에 증기분사시 출력이 증대되어 100 MW까지 출력을 낼 수 있는 수소 냉각 방식의 발전기를 구동한다. 터빈은 3개의 레디얼 베어링과 1개의 추력 베어링을 가지는 단일축으로 설계되었다. 또한 발전기 축은 2개의 레디얼 베어링으로 지지되며, 기동시 초기 모멘트를 받는 동안 축을 부상시키기 위하여 1500 psi의 유압 Lifting Pad를 장착한 형식으로 개조되었다. 터빈은 길이 8 ft, 외경 16 inch의 중공 커플링을 통해 발전기와 직접 연결되어 있다.

기본적인 진동 보호 감시 시스템은 제작자가 공급한 그대로 케이싱에 장착하는 지진 계식 진동 변환기를 이용하고 있다. 그러나 사용자의 경험을 근거로하여 5개의 베어링에 반경 방향 축진동을 감시하는 X·Y쌍의 와전류 변위 Pickup를 설치하였으며(교체 시 접근이 어려운 터빈 중앙 베어링에는 여분의 X·Y Probe 쌍이 설치됨), 추력 베어링에 2중의 축방향 변위 Probe, 진동 위상 분석을 위한 Keyphasor Probe를 설치하였다. 베어링 메탈 온도를 감시하기 위하여 한 쌍의 열전대가 각 베어링의 수하부에 장착되었다. 진동, 축방향 위치, 베어링 메탈 온도는 2개의 별도의 컴퓨터 시스템에 의해서 기록될 뿐만 아니라, 배전반에서 지속적으로 감시되고 이상 발생시 경보가 울린다. 가스 터빈과 발전기의 설치가 완료되고, 1987년 1월 기동시험이 시작되었다. 이 시험 운전 기간동안에 2가지의 심각한 문제가 발생했다.

[1] 저속 회전시 발전기 베어링 고장

1월 26일 가스 터빈 과속도 시험후 유니트의 유압 Torque Converter에 문제가 발생되어 터빈 정지중 Slow Roll 상태로 유지하는데 실패했다. 운전원들은 야간에 터빈이 정지되기 전에 적당히 냉각이 되도록, 기동 전동기를 사용하여 유니트를 600 rpm으로 회전시키는 Rapid Crank을 시작했다.

터빈을 기동시키자마자 그림 2-11과 같이 발전기 외측 베어링(BTG21)의 X, Y 축진동 Probe에서 매우 높은 진폭의 진동이 검출되었다.

운전원들이 경보 내용을 조사한 결과, 터빈 회전수는 결코 1000 rpm을 초과하지 않았고 600 rpm에서 유지되었는데도 베어링 메탈 온도는 경보값을 상회하였으므로, 현장의 기동 Engineer들과 협의후 발전기를 정지하게 되었다. 발전기 베어링검사 결과, 베어링 하부에 있는 1500 psi의 유압 Lifting Pad의 부품하나가 풀려 기동시 Lifting Oil이 베어링에 유입되지 못했다는 사실이 발견되었다. 앞에서 언급하였듯이 이 78 MW의 터빈은 100 MW의 발전기와 연결되어 있다. 그런데 기동 전동기와 부속 기기는 발전기 용량에 비하여 작게 설계되었다. 이 문제의 해결책은 기동 전동기가 터빈 축을 잡고 있는 상태에서 최초 몇 바퀴 회전시키는 동안 2개의 발전기 베어링 하부의 Pad내로 유입된 작동유로 훨씬 무거운 발전기 축을 들어올리는 것이다.

그러나 이 Lifting Pad들은 Lift Oil이 없이 매우 낮은 속도에서 로터 중량을 지지할 수 없다. Lift Line의 고장으로 Oil이 Pad에 도달하지 못하자, 베어링 베비트는 가혹한 Wiping 현상이 발생되어, 두께 15 mils 정도의 베비트가 로터 저널 부위에 붙어 있었다. 크게 손상된 베어링은 분해 후 재생을 위해 제작사로 보내졌다. 그러나 축진동 및 베어링 메탈 온도 감시 시스템 때문에 발전기 축은 손상을 입지 않았다. 저널에 붙

788 — 제2편 진동의 경험 사례

어 있던 연질의 베비트는 쉽게 제거되었으며, 예비품 베어링을 설치하여 며칠 후에는 유니트 재기동이 가능해졌다.

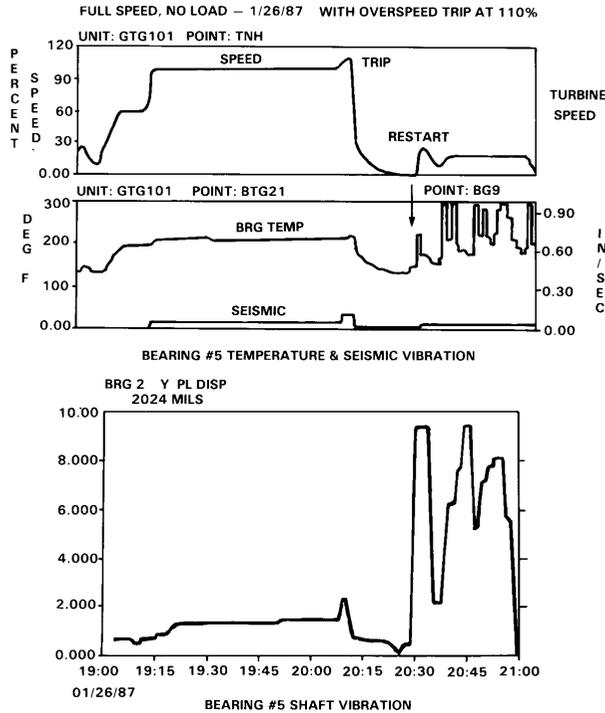


그림 2-11 속도, 발전기 베어링 메탈 온도, Seismic 진동치, 축진동 대 시간.

유니트 재기동시 베어링 온도와 축진동은 매우 높는데 비해, 발전기 베어링 캡에 부착된 지진계식 변환기는 600 rpm의 저속 회전시 어떤 문제점도 지시하지 않았다.

한편 그림 2-11에서 알 수 있듯이 발전기 베어링 캡에 장착된 지진계식 진동 변환기는 어떠한 징후도 나타나지 않았다. 무게 62,000 lb의 발전기 축은 거의 10 mils p-p로 진동을 일으켰지만, 이러한 저속도에서는 육중한 발전기 케이싱은 지진계식 변환기가 문제를 감지할 정도로 충분히 흔들리지 않은 것이 분명하다.

[2] Load Coupling 내부에서 요동하는 물체

터빈/발전기의 기동 시험이 1월초에 시작됐고 1987년 2월까지 계속됐다. 우리는 제작 공장에서 터빈을 시험하는 동안 진동을 분석, 기록하였기 때문에 그 진동의 특성과 여러 개의 임계속도가 어디에 위치해 있는지를 알고 있었다(이 유니트는 계산상으로 7차와 8차 임계속도 사이에서 운전된다). 발전기가 조립된 상태로는 공장에서 운전

시험을 할 수 없고, 최초로 이 발전소에서 78 MW의 가스 터빈에 100 MW 발전기가 연결되어 기동하는 것이기 때문에 이들 자료는 매우 중요한 것이었다.

발전소에서 초기 시험 운전중에 터빈 진동값은 제작공장 시험에서 측정된 것보다도 높았으나, 우리는 이것을 터빈과 발전기가 연결되어 있기 때문인 것으로 판단했다. 우리가 합리적으로 설명하지 못한 것은 기동시마다 진동이 재현성이 없다는 것이었다.

그림 2-12는 1987년 2월 2일에 수집한 3개의 기동시의 진동 경향도이다. 세 번째 기동시 2460 rpm의 임계속도 응답이 사라졌다가, 네 번째 기동시에는 매우 높은 진폭으로 다시 나타났다. 그림 2-13을 보면 진동 위상각이 기동할 때마다 변하는 것을 알 수 있다. 로터 시스템에서 발란스 상태가 변하면 기동시마다 위상각이 변할 수 있다.

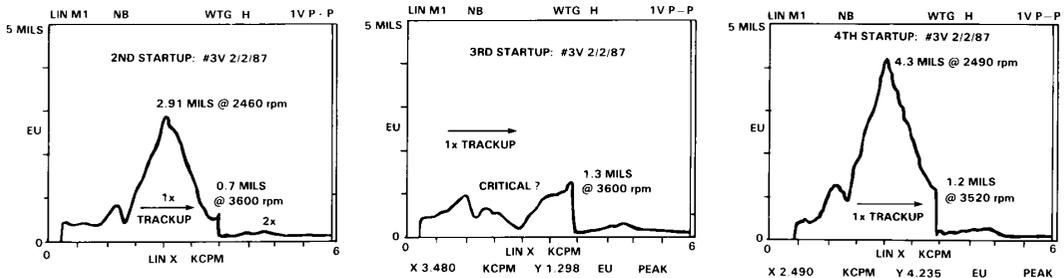


그림 2-12 기동시마다 커플링 내부에서 이물체의 위치가 바뀌면서 재현성이 없는 진동 양상을 보여주는 3개의 기동시 #3 터빈 베어링 1× 축진동 경향.

	TURBINE INLET	#3 BEARING	GEN. BEARING
	1V	3V	5V
RUN #2	315° (-45°)	15° to 25°	225°
RUN #5	270° (-90°)	270° (-90°)	45° to 70°

그림 2-13 2번의 기동시 3개 베어링에서의 축진동 위상각 변화. 이물체는 기동시마다 위치를 바꾸었다.

우리는 무엇인가가 느슨한 곳이 있다고 의심은 했지만 무엇인지는 알 수 없었다. 커플링 플랜지의 볼트(혹시 Rabbet Fit가 느슨한가)에서부터 발전기 축에 부착된 Balance Weight의 위치(혹시 부착된 Weight중의 하나가 풀려 Balancing Groove안에서 움직이는 것이 아닌가)까지 모든 것을 검사했다. 그러나 잘못된 점을 발견할 수 없었다.

790 — 제2편 진동의 경험 사례

그러다가 2월 10일에 정말로 놀라운 일이 발생했다. 유닛을 기동하여 적당한 진동 수준으로 정격 속도에 도달하였는데, 그림 2-14에서와 같이 정격속도에 도달한지 약 40초 후에 5개 베어링의 X, Y Probe에서 진동이 갑자기 뛰었다. 진동은 실제 상황이었으며 발전기 베어링중 하나가 2.5 mils에서 5.5 mils까지 증가되었다. 문제를 정확히 파악하기 위해 속도를 약간 상승시켰다가 감소시킨 다음 유닛을 정지시켰다. 그림 2-14에 나타난 진동 경향을 보면 정지시와 기동시의 로터 응답이 서로 다르다는 것을 알 수 있다. Tape에 기록된 데이터를 분석해 본 결과, 5개 베어링 모두가 같은 순간에 진동치가 뛰었다는 것을 알 수 있었으며, 진동의 주성분은 1×였다. 진동은 그림 2-15에서와 같이 증가한 후 축이 한바퀴 회전하는 동안에 안정되었다. 무엇인가 갑자기 이동되어 로터 불균형이 변화하였는데, 3600 rpm에서 40초를 기다린 다음에 16~17 ms 이내에 발생되었다.

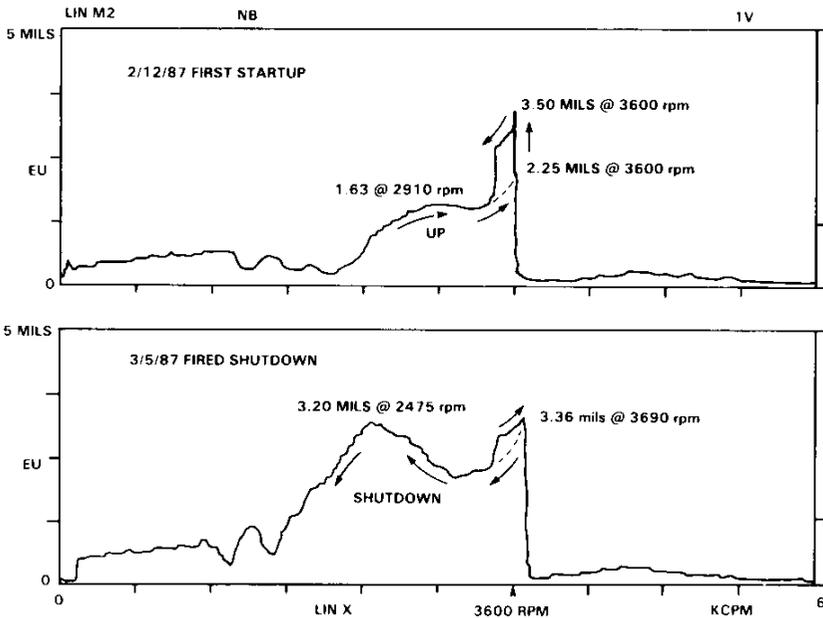


그림 2-14 '87.2.10일 정상적으로 기동되었는데 #3 베어링에서 갑자기 1× 진동이 상승되고(위 그림), 정지중 임계속도(2475 rpm) 통과시 진동이 더 높아짐.

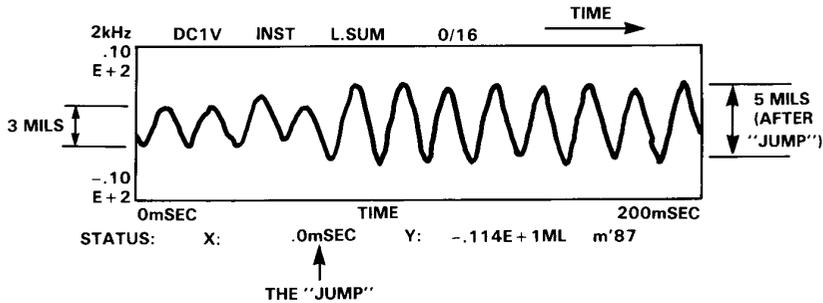


그림 2-15 진동상승은 축이 1회전하는 시간 이내에 발생했다.

이러한 현상이 발생하는 동안 베어링 캡의 지진계식 변환기는 0.28 in/sec를 초과하지 않았고, 대부분 0.15~0.2 in/sec 범위에 있었다. 제작사 추천 경보치는 0.31~0.5 in/sec이고 정지값은 1.0 in/sec인데, 지진계식 변환기는 제작사 설계 제어 시스템에 묶여 있는 방식이기 때문에 진동 신호를 휴대용 분석기에 입력하여 분석하는 것이 불가능하다. 축진동을 감시하는 와전류 Probe가 아니었다면 스펙트럼 데이터를 얻을 수 없었을 것이다.

한번더 철저히 검사한 다음 이 유니트는 2월 17일에 재기동되었다. 데이터 분석결과 문제가 있는 부위는 #3 터빈 베어링과 터빈/발전기 사이에 있는 Load Coupling으로 추정되었다. 2시간 동안의 Slow Roll 상태를 유지하는 동안 미세한 Cold Bow 현상이 나타나기는 했지만, 2월 10일에 측정했던 진동 변화정도를 일으킬 만한 것은 발견되지 않았다. 그러나 2월 17일 기동시에는 정격속도 도달후 40분 후에 진동 변화가 생겼다. 2일간 운전되는 동안 진동은 일정하게 유지되었다.

폐열 보일러 문제를 수리하기 위해 정지한 후, 2월 20일에 재기동하였다. 그런데 이때는 진동치가 낮게 유지되고 뛰지도 않는 놀라운 일이 발생되었다. 3일간 운전되는 동안 진동 변화는 일어나지 않았으며 전반적으로 낮게 유지되었다. 이 현상을 어떻게 설명할 수 있겠는가!

기동시 터빈과 발전기 Alignment 상태는 “Theodolite”를 사용하여 계속적으로 감시되었다. 이러한 Optical Alignment법은 터빈과 발전기에 장착된 표적을 보는 두 개의 Optical 형식의 Transit를 사용했다. 표적의 X, Y, Z Position은 절대 좌표내에서 여러 표적의 Position을 3각 측정할 수 있는 소형 Computer로 Theodolite 센서에 의해 자동 입력된다. 이러한 장비와 컴퓨터 시스템을 이용하여 기동중 가열되는 동안에 발전기와 터빈의 Alignment 상태 변화를 생생하게 감시할 수 있다. 검사 결과 기동중 Alignment

792 — 제2편 진동의 경험 사례

상태는 양호하였으며, 갑작스런 Alignment 변화는 발생되지 않았다.

3월 1일에 마침내 문제의 원인을 발견했다. 폐열 보일러 때문에 다시 한번 정지한 후 기동하기 전에 50 rpm으로 저속회전 도중 운전원은 Load Coupling에서 어떤 소리가 나는 것을 들었다. 무엇인가 중공 커플링 내에서 구르는 소리였다.

발전기축 커플링을 풀고 8 feet 길이의 중공 커플링 내에 내시경을 넣어 점검한 결과 1.75 lb_f의 강과 황동의 Alignment Shim이 발견되어 이것을 끄집어냈다.

이 Shim은 Alignment 작업중에 터빈 Flange에 볼트로 고정되어 있던 것이었다. 다이얼 지시치를 읽기 위해 발전기 로터를 돌릴 때 터빈과 발전기 Flange 면이 분리되었고, Alignment 완료후 Shim이 제거되고 플랜지 면은 볼트로 체결되었다. 분명히 Shim이 볼트로 체결되지 않았기 때문에 중공 Load Coupling내로 떨어졌음이 틀림없다. 누군가 그 사실을 알고 있었는지 모르지만 이것은 보고되지 않았다.

그림 2-17은 터빈 기동시의 두개의 진동 추이를 비교해 준다. 위의 것은 진동이 뛰지 않은 2월 12일 기동할 때이며, 밑의 것은 3월 5일 커플링으로부터 이물체를 제거한 후 측정한 동일 Probe에서의 진동 상황이다. 분명히 커플링 내에 1.75 lb_f의 물체가 있었는데도 2월 12일 기동시는 커플링이 3600 rpm으로 회전할 때 불평형력이 생기지 않았다. 원심력 계산($F=mr\Omega^2$)은 3600 rpm으로 회전되는 커플링의 6.85 inch 내측 반경에서 1.75 lb_f의 무게는 4425 lb_f의 반경방향 불평형력을 발생시킨다는 것을 보여준다. 회전하는 커플링 내에서 어떻게 불평형력을 발생시키지 않았을까?

믿기 어렵기는 하지만 그 질문에 대한 유일한 해답은 때때로 그 물체가 커플링과 함께 회전하지 않았다는 것이다. 아마도 그것은 커플링 내면에서 물체를 끌어올리려는 마찰력이 아주 낮은 부위에서 자중에 의해 물체를 끌어내리는 힘과 정확히 같은 위치에서 평형을 이루면서 미끄럼 운동을 한 것으로 생각된다.

커플링 내부의 내시경 검사 결과 마찰로 인해 내측 표면이 부드럽게 닳은 흔적이 있었다. 그림 2-12의 2월초에 경험한 비반복적인 진동으로 인해 2월 10일 기동에 앞서 이 터빈은 50 rpm에서 14시간 Slow Roll 했다. 그림 2-14와 같이 진동이 뛰는 현상은 2월 10일 기동중에 처음 발생되었다. 커플링이 저속으로 14시간 회전하는 동안 그 Alignment Shim이 안정 위치를 찾아 그곳을 Polishing하여 커플링 내부 표면을 매끄럽게 만든 것으로 생각된다. 터빈의 Thermal Growth를 고려하여 발전기가 더 높게 정렬되기 때문에 커플링은 #3 베어링쪽으로 기울어져 있다. Shim이 발견된 곳은 #3 베어링 옆이었으며, 커플링의 기울기 때문에 그 위치에 계속 위치해 있었다.

유니트 기동시 이 Shim이 커플링 내에서 안정된 평형 상태로 미끄러질때는 1.75 lb_f

의 무게는 매우 무거운 커플링에 비해 무시될 정도의 양이다. 그러나 때때로 어떠한 이유로 인해 그 물체가 갑자기 고정되고 순간적으로 커플링과 함께 회전하게 되면 4425 lbf의 불평형력이 발생할 것이며, 유니트가 정지되어 그것이 미끄러져 내릴때까지 진동이 높게 유지될 것이다. 진동의 비재현성은 그 물체가 커플링과 함께 회전할 때마다 잔류 불평형에 대해 다른 위치에 자리잡은 때문이다. 이 물체가 커플링으로부터 제거된 이후에는 진동은 뛰지 않았고 진폭은 낮게 유지됐으며, 이것이 범인이었다.

축진동 감시결과 지진계식 속도계로는 알 수 없는 기기의 다른 특성을 나타냈다. 예를 들어 그림 2-16에 있는 발전기 진동과 발전기 권선 온도간의 직접적인 상관관계를 주목해보자. 그 상관관계는 진동과 출력을 비교할 때 확연해진다. 우리는 발전기 로터가 단락된 경우를 의심하게 되었으며, 이를 검사하는 방법을 알아내기 위해 노력해왔다. Rotor Bar에 전류가 증가되면 Bar가 균일하게 가열되지 않아 로터가 열적으로 휘게되고 1× 진동이 발생될 것이다. 전류가 줄어들고 Bar가 냉각되면 로터는 다시 곧게 펴지며 진동은 떨어진다. 단락 현상이 있다하더라도 더 악화되지 않는다면 크게 문제되지는 않는다. 장시간에 걸쳐 특정 부하대에서의 진동을 비교해 보면 어떤 변화에 대한 충분한 경고를 얻을 수 있다.

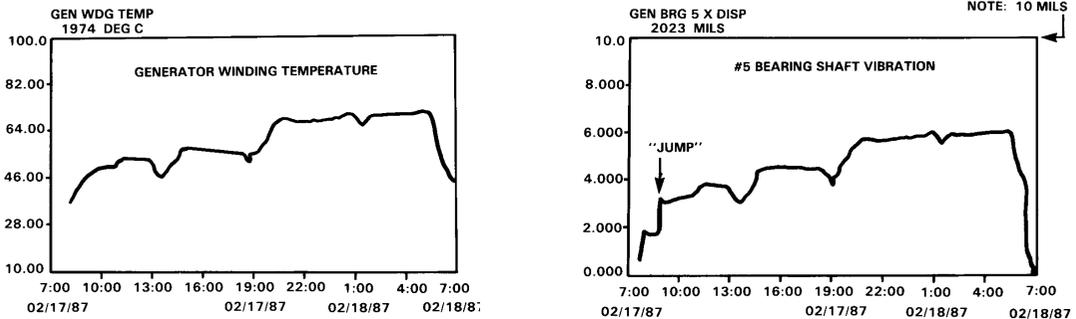


그림 2-16 '87. 2. 17일 기동시 발전기 베어링 축진동은 갑자기 상승하였고, 흥미로운 것은 축진동과 발전기 권선온도(출력)와의 관계임. 이것은 이물체와는 관계없는 것이지만 아마도 층간단락에 의해 나타나는 현상임.

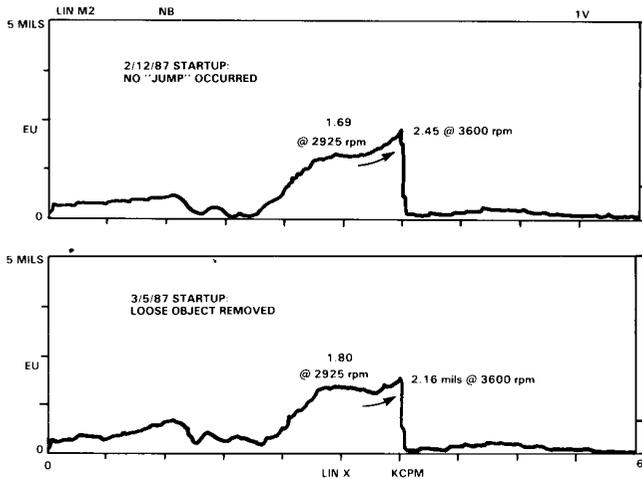


그림 2-17 커플링 내부에 이물체가 들어 있었지만 진동 상승현상이 발생하지 않은 경우('87.2.12)와 이물체가 제거된 후('87.3.5)의 #3 베어링 축진동 비교. 진동 양상이 거의 비슷한 것으로 보아 이물체가 항상 커플링과 함께 회전한 것이 아니라는 사실을 보여줌.

2.3 結論 (Conclusions)

- ① 대형 가스 터빈은 증기 터빈과 원심형 압축기와 유사한 방식으로 진동한다. 가스 터빈에서도 Unbalance, Rub, 이완, Misalignment와 같은 문제가 발생되며, 와전류 Probe를 이용한 축진동 감시 시스템은 Shut Down 보호는 물론 필요한 진단자료를 제공할 수 있다.
- ② 대형 가스터빈 발전기에서 지진계식 진동 측정기는 기기 상태의 측정에 훨씬 덜 민감하여 와전류 Probe가 할 수 있는 진단 데이터를 제공해 주지 못한다.
- ③ 베어링 Whirl이나 Blade Rub 또는 다른 기타 문제가 아닌 갑작스런 불평형이 생기는 고진동이 발생될 때는 Alignment의 변화와는 관계가 없다.
- ④ 발생된 문제가 진동분석가에게는 흥미있는 일이지는 않지만, 기계 설치도중에 기기 내부에 공구나 다른 물체들을 남겨두지 않도록 주의해야 한다.

3. Fan에서 缺陷의 檢出과 矯正 (Detection and Correction of Faults on Fan)

3.1 背景 (Background)

그림 2-18과 같은 200마력 전동기로 구동되는 벨트구동 Fan의 연속되는 문제를

해결해 달라는 요청을 기술지원부서가 받았다. Fan은 약 472 rpm, 전동기는 1185 rpm으로 운전되고 있었다. 수년동안 이 Fan은 여러 번의 손상을 경험한바 있었는데 그중 가장 극적인 예가 3번 있었는데 한번은 Fan 축이 실제로 반으로 절단되었다. 또한 전동기와 Fan 모두 연속적인 베어링과 벨트의 손상을 경험하였다.

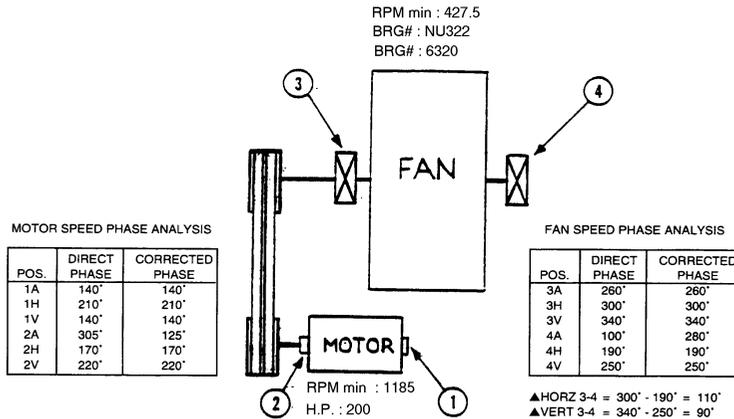


그림 2-18 Fan의 배열도와 위상분석 결과

기술지원팀은 현장에 도착하자 곧 2개의 절단된 축을 포함하여 기계의 손상 부품들을 검사하였다. 손상된 축의 정밀 점검결과 굽힘이나 전단에 의한 분명한 피로 손상 형태를 찾아내지 못했다. 그러나 Fan 베어링의 내외륜들이 한쪽으로만 부하가 집중되는 등 Misalignment 상태를 나타내었다. 다음 내용은 분석 결과의 요약, 권고사항 및 교정조치 전후의 진동 스펙트럼에 관한 것이다.

3.2 結果와 結論 (Results and Conclusions)

진동 측정은 그림 2-18에서와 같이 전동기와 Fan 베어링 하우징 각각에서 행해졌다. 그림 2-19에서 전동기의 외측 베어링에서 축방향으로 (위치: 1A) 측정된 전체 진동이 0.632 in/sec로 크게 나타났다. 놀랍게도 전동기의 운전속도 진동은 약 1192 cpm에서 단지 0.090 in/sec이었으나 탁월 진동은 427 cpm에서 0.585 in/sec로 높았다. 물론 427 cpm 진동의 근원은 Fan의 운전속도 이었다. 따라서 이것은 활차(Sheave)의 Misalignment를 나타내는 전형적인 사례인데, 이러한 Misalignment는 전동기에서 진동을 측정할 때 Fan 운전속도에서 축방향으로 과도한 진동을 일으키곤 한다.

또 다른 놀라운 스펙트럼은 그림 2-20에서 활차측 Fan 베어링(위치 3A)에서의 축방향 진동이다. 여기서 427 rpm Fan 속도에서 진동은 낮았지만 진동이 크게 나타나는 대단히 뚜렷한 300 cpm의 주파수가 있었다. 이것은 벨트 속도(또는 이의 배수)에 의

796 — 제2편 진동의 경험 사례

해 발생된 주파수일 것으로 예상되었기 때문에 현장 사람들로 하여금 전동기와 Fan의 활차에 대한 Pitch 직경 뿐만 아니라 벨트의 길이를 확인하도록 구매 의뢰서를 검토하도록 하였다. 이에 대한 정보를 갖고 벨트 속도를 계산한 결과 약 149.5 rpm 이었다. 따라서 이것은 2× 벨트 손상주파수인 300 cpm의 진동원으로 나타났다. 벨트 결합시 2× 벨트속도 주파수(벨트는 1회전마다 2개의 활차와 접촉하기 때문임)가 우선 발생한다는 것은 통상적인 일이 아니다. 그러나 통상적이지 않은 것이 그림 2-20의 위치 3A에서 결과적으로 나타난 심각한 진동진폭 이었다. 따라서 Fan의 고유 진동수 시험을 하도록 Fan을 정지할 것을 의뢰했다. 전동기와 Fan 베어링 하우징에 대한 수평, 수직 및 축 방향으로 고유 진동수 시험을 행하였다.

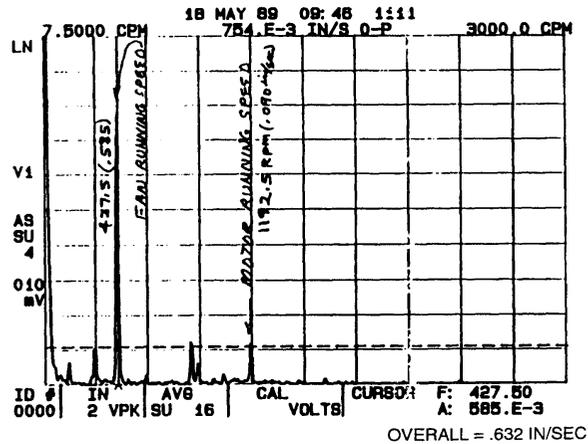


그림 2-19 전동기 외측 베어링 (위치: 1A)의 축방향 진동

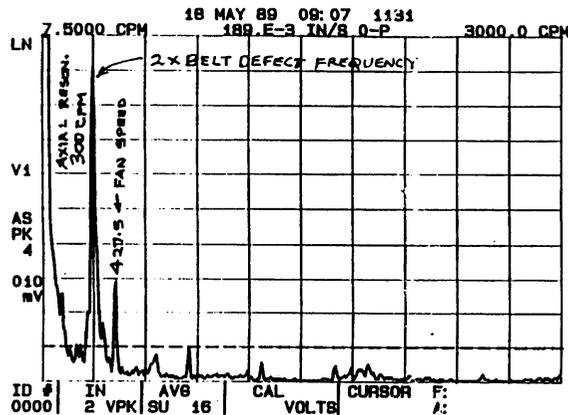


그림 2-20 Fan 내측베어링 (위치 : 3A)의 축방향 진동

놀라울 만한 일은 아니지만 활차측 베어링에서 축방향으로 시험을 했을 때 그림 2-21에서와 같이 뚜렷한 축 방향의 고유 주파수는 315 cpm이었다(2× 벨트 손상 주파수인 300 cpm으로부터 불과 5% 떨어져 있다).

즉 벨트에 조그만 결함이 있어도 공진에 의해 진동은 10~30배나 증폭된다. 또한 벨트 마멸이 심하면 이로 인해 축방향 진폭은 허용치 이상으로 크게 증가한다.

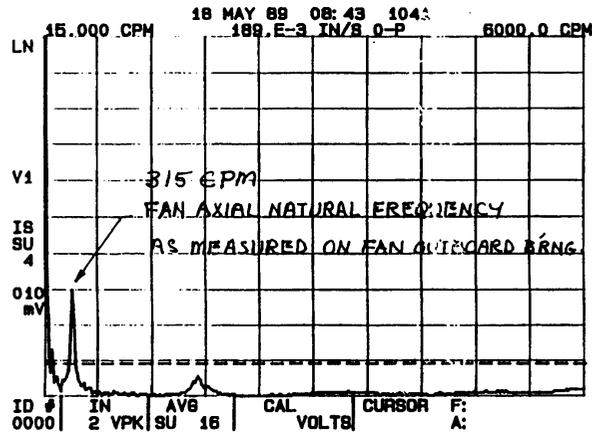


그림 2-21 Fan 내측 베어링에서 축방향 (위치: 3A)으로 시행한 Impulse Test

그림 2-22의 스펙트럼을 보면 같은 활차측 베어링(위치 3H)에서 수평방향으로 취한 425 rpm Fan 속도에서 진동이 0.427 in/sec로 높은 것으로 보아 Fan Wheel이 불평형 상태임을 나타내고 있었다. 흥미롭게도 이 방향에서 취한 스펙트럼에는 2× 벨트 손상 주파수의 진동이 전혀 나타나지 않았지만 Fan의 축방향으로는 상당한 공진문제점이 나타났다. 높은 1×RPM의 Fan 진동의 원인을 확인하기 위하여 위상분석 자료를 수집하였다 (그림 2-18 참조). 위치 3과 4에서 취한 위상자료를 보면 외측 및 내측 베어링 (위치3과 4)간의 수평방향의 위상차이는 약 110°이었고 한편 수직 방향의 위상차이는 약 130°이었다. 수평 및 수직 방향에서의 위상차이가 거의 같고 1×RPM에서 높은 진동을 가지므로 Fan Wheel의 불평형이 예상되었다.

$$[\text{참고}] \quad \text{벨트속도} = \frac{\pi \times \text{Pulley RPM} \times \text{Pulley Pitch경}}{\text{벨트길이}}$$

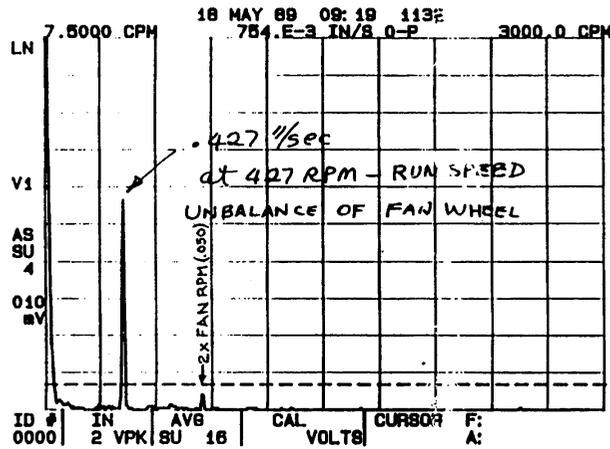


그림 2-22 Fan 내측 베어링에서 수평방향 (위치: 3H)으로 시행한 Impulse Test

3.3 勸告事項 (Recommendations)

- ① 벨트를 교체하고, 전동기와 Fan 폴리 상태를 정밀 점검할 것.
벨트 교체후(필요시 폴리도 교체), 전동기와 Fan 폴리 간의 정확한 측정렬을 시행할 것
- ② 벨트 손상시 2× 벨트속도와 아주 가까운 315 cpm 이상으로 고유 진동수를 올리도록 축방향으로 Fan Frame의 강성을 높일 것, 그러나 고유 진동수를 올릴 때 3×나 4× 벨트 속도와 일치하지 않도록 주의 할 것. 즉 강성 보강시 Frame 고유 진동수가 어떻게 변화하는지 확인하기 위하여 FFT 분석기를 이용할 것.
- ③ 앞의 ①, ② 내용을 완료한 후 5월 18일에 측정한 0.427 in/sec의 1× Fan 속도에서 진동을 상당히 낮추도록 Fan Wheel을 발란싱 할 것.

3.4 矯正作業의 結果 (Results of Corrective Actions)

기술 지원팀은 시험 당일은 물론 시험 이후에도 교정 작업을 시도했다. 우선 축방향의 고유 진동수를 2× 벨트속도(및 3× 벨트 속도이하)로부터 임시로 떨어트리기 위하여 Hydraulic Jack을 축방향으로 설치하였다. 그러나 Frame 그 자체는 고유 진동수를 상당히 변화 시킬 만큼 충분한 구속력을 주기에는 단면이 불충분하였다. 따라서 5월 18일에 전동기와 Fan의 활차간의 거리를 변화시킬 것을 권하였는데 이것은 Frame의 강성이나 고유 진동수를 변화시킬 수는 없지만 벨트 속도를 축방향 고유 진동수와 일치하지 않도록은 할 수 있다.

벨트를 교체하고, 전동기를 Fan으로부터 더욱 이동시켜 중심간의 거리를 크게 한후

6월 22일 다음 시험을 행하였다. 중심 거리의 증가로 인해 벨트속도가 약 150 rpm에서 약 125 rpm으로 낮아졌다. 따라서 2× 벨트속도(250 cpm)나 3× 벨트속도(375 cpm) 어느 것도 Fan Frame의 축방향 공진 주파수인 약 315 cpm과는 근접하지 않았다. 다음으로 6월 22일 기술지원팀은 Fan Wheel 발란싱을 시행하였다.

그림 2-23 및 2-24는 내측(위치: 3H) 및 외측(위치: 4H) Fan 베어링에서의 발란싱한 결과이다. Fan Wheel은 Slow Roll 상태에서는 상당히 불안정하였지만 위치 3H에서 취한 그림 2-23을 보면 현장 발란싱으로 Fan 속도에서 진동이 0.444 in/sec에서 0.052 in/sec로 낮아졌으며 또한 위치 4H에서 취한 그림 2-24를 보면 0.365 in/sec에서 0.052 in/sec로 낮아졌다.

그러나 그림 2-24에서 외측 Fan 베어링 (위치:4H)의 2× Fan 속도에서의 진동 Peak 값은 발란싱 이후에도 감소되지 않았음에 주의하라(실제는 0.241 in/sec로 약간증가). 외측 Fan 베어링을 지지하는 Frame을 검사한 결과 Frame 자체가 균열 된 것이 발견되었다. 이러한 사실을 지적하였고 이 Frame을 교체하거나 용접할 것을 권고하였다.

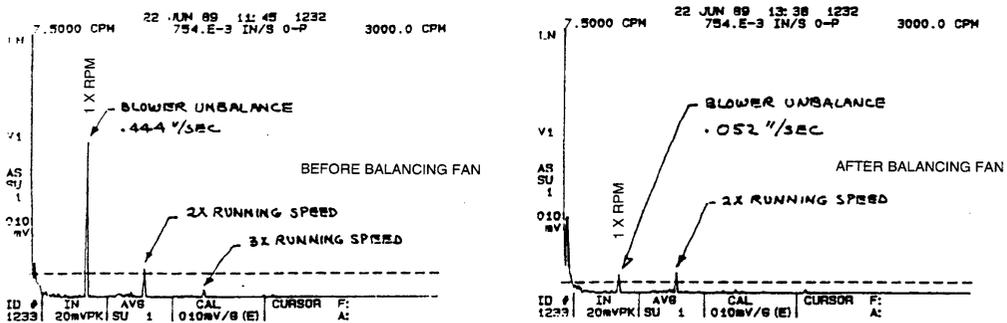


그림 2-23 Fan 발란싱 전후 Fan Pulley 축 베어링에서의 스펙트럼 비교(위치: 3H)

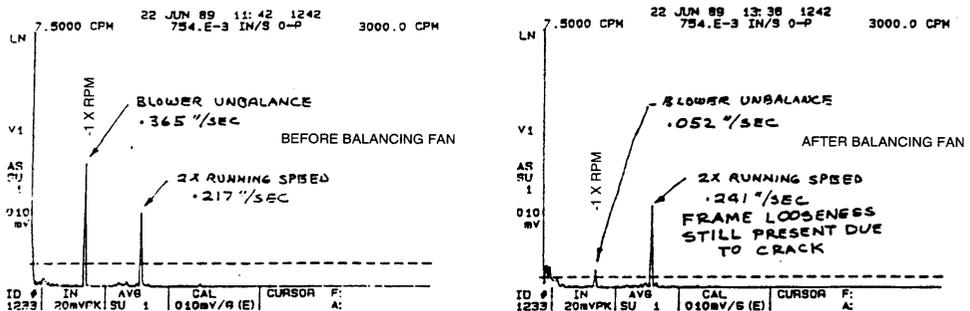


그림 2-24 Fan 발란싱 전후 Fan 외측 베어링에서의 스펙트럼 비교(위치: 4H)

3.5 銲接後 結果 (Later Followup After Welding of Frame)

그림 2-25는 외측 Fan 베어링을 지지하는 Frame을 용접한 후의 스펙트럼이다. 용접후 2×RPM 진동이 0.241 in/sec에서 0.078 in/sec로 낮아졌다. 이 스펙트럼은 원래의 교정작업후에 취한 것이며, 1× Fan 속도에서의 진동은 0.193 in/sec까지 증가하였음에 주의할 것임. 점검결과 이것은 Fan Wheel에서 생긴 것으로 보였다. Fan Wheel에서 1×RPM 진동이 0.20 in/sec 이하인 것은 허용할 만한 값이었고, 2×RPM에서 진동이 상당히 감소된 것은 유익한 것이었다.

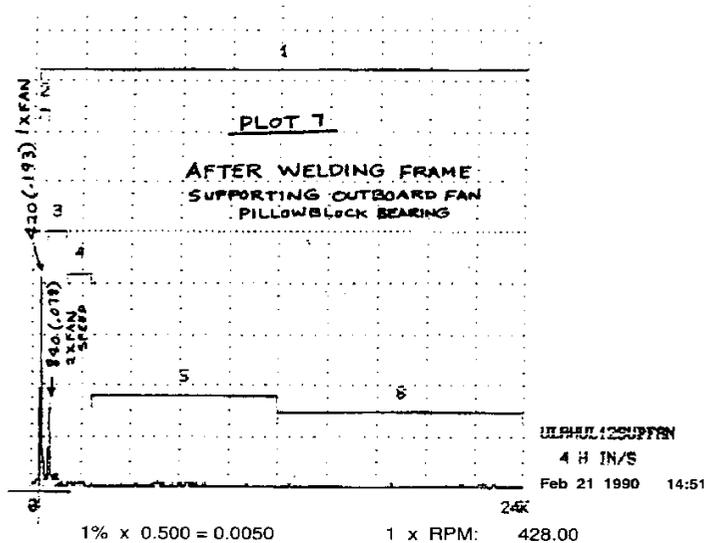


그림 2-25 Fan 외측 베어링을 지지하는 Frame 용접후 스펙트럼

4. 二重 籠型 Fan의 不平衡 (Unbalance of a Double Cage Fan)

4.1 背景 (Background)

HVAC 순환 Fan중 한 대가 진동과 소음 문제를 갖고 있었다. 베어링 교체 및 벨트 조정을 시도하였으나 진동과 소음의 개선이 이루어지지 않아 기술지원팀에게 문제의 근원을 진단 조사해 달라고 의뢰하였다.

4.2 結果 (Results)

이 유닛은 그림 2-26과 같이 벨트로 구동되며 하나의 농형 Fan과 또 하나의 Overhung인 농형 Fan으로 되어있다. 전동기는 1783 rpm으로 또 Fan은 738 rpm으로 회전한다. 수집한 모든 스펙트럼을 보면 Fan 축의 위치 4에서 720 cpm의 진동이 탁월하였고 최대진폭(축방향 및 수평방향)을 나타냈다. Fan의 불평형이 문제이며, 위치

4에서 최대 진폭을 나타내므로 Overhung Fan을 발란싱하는 것이 최상의 결과를 가져올 것이라고 결론 내렸다. 일면 발란싱을 성공적으로 수행하였는데 Weight는 #4베어링에 가까운 Backing Plate상에 Fan Wheel의 내측 끝에 부착시켰다. 그림 2-27에서 보는 바와 같이 발란싱후 위치 4에서 진동치는 720 cpm(Fan 회전속도)에서 1.74 in/sec로부터 0.035 in/sec로 떨어졌다. 위치 4에서 축방향진동은 그림 2-28에서 보는 바와 같이 1.21 in/sec에서 0.448 in/sec로 개선되었다.

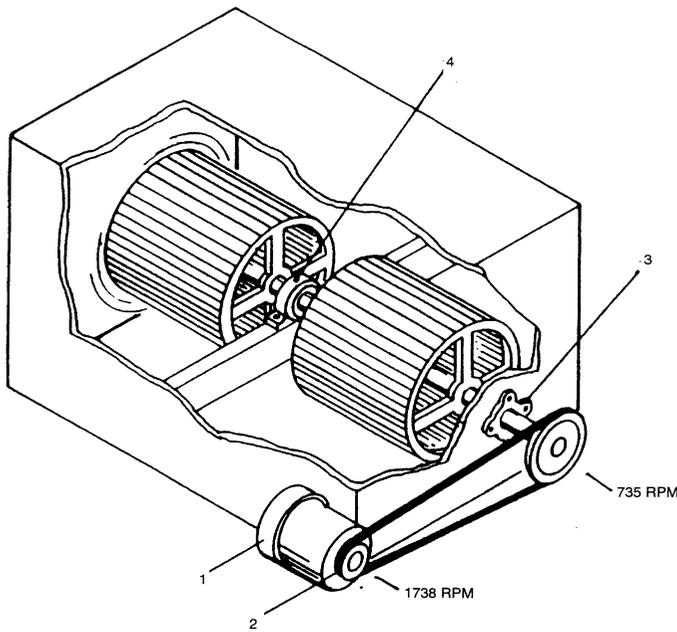


그림 2-26 농형 Fan의 배열도

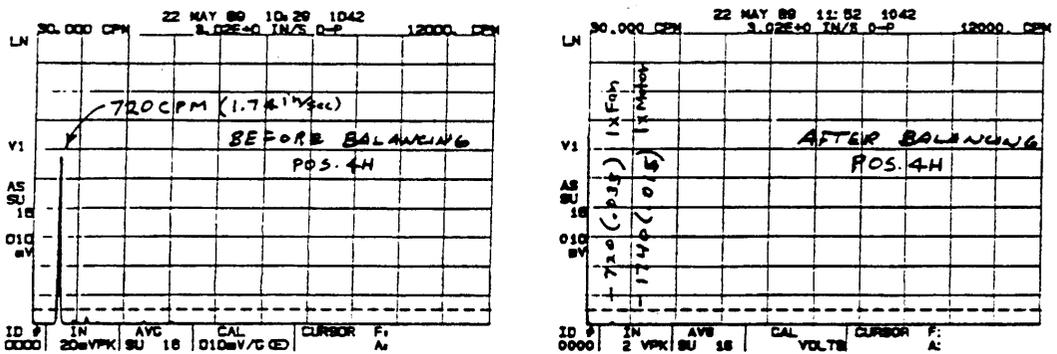


그림 2-27 발란싱 전후의 수평방향(위치: 4H) 스펙트럼

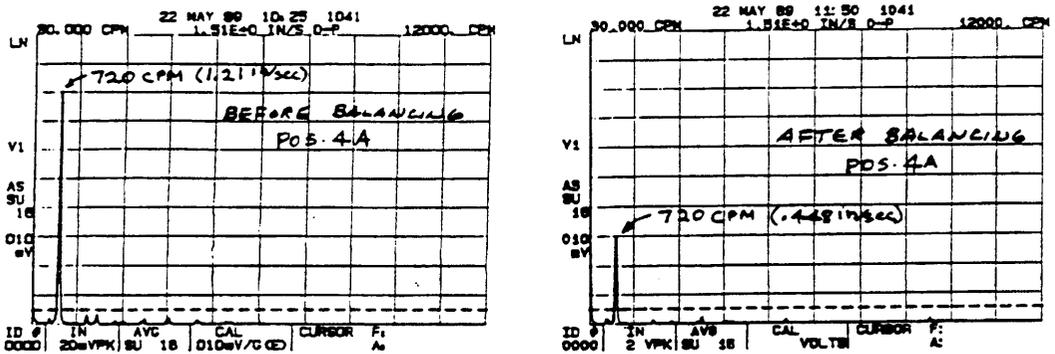


그림 2-28 발란싱 전후의 축방향(위치 4A) 스펙트럼

4.3 結論 (Conclusions)

- ① 주요 문제점은 Fan의 질량 불평형이었다(외측 Fan에 168 gr의 교정 Weight를 부착한 결과 불평형량이 허용치 내로 감소되었다).
- ② 발란싱후 잔류 축방향 진동은 다음 사항에 의한 것이었다.
 - a. 베어링 지지부에서 구조적인 탄성
 - b. 전동기의 가변 피치 활차
 - c. 활차/벨트의 Misalignment
- ③ 진동과 더불어 소음도 개선되었다.
- ④ 단순한 1면 발란싱으로도 복잡한 Fan의 큰 불평형을 원만하게 교정하였다.

4.4 勸考事項 (Recommendations)

- ① 전동기의 가변 피치 활차를 적절한 크기의 고정 피치 활차로 교체할 것
- ② 벨트의 정렬상태와 장력을 규정에 맞게 조정할 것. 그러면 전보다 훨씬 정숙한 운전을 할 것이다.

5. 低壓 터빈에서 Rotor Disk 弛緩에 의한 過渡振動 問題點 檢出

(Detection of Vibrational Transient Problem due to Loose Rotor Disk on a Low Pressure Turbine)

5.1 運轉 狀況 (Operating Status)

고리 원자력 4호기 터빈 발전기는 그림 2-28과 같이 고압터빈, 3개의 저압터빈, 발전기 및 여자가 Tandem Compound 형태로 각 기계간에는 강성 커플링으로 연결

되어 있다. 특히 저압터빈 로터는 Blade가 삽입되는 Disk Wheel은 축에 억지 끼워 맞춤(Shrink Fit) 하는 형식이고, Disk Wheel의 축방향 이동을 방지하기 위한 Thrust Ring 및 Disc Locking Ring이 Thrust Collar에 고정되어 있다.

1990년 12월 14일 Electrical Trip Valve의 "Solenoid on Load Test"중 유니트 Trip 되어 재기동한 결과 #6, 7, 8 베어링 진동이 안정되지 않았고 특히 #7 베어링의 진동 진폭이 최고 219 μm p-p까지 상승(보통은 140~170 μm) 하였다.

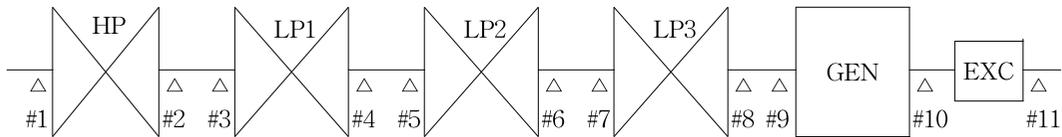


그림 2-28 터빈 개략도

5.2 터빈 諸元 (Turbine Specifications)

- 형식 : Impulse Reaction
- 출력 : 993 MW
- 터빈단수 : HP : 1대 \times 2열 \times 7단/열 = 14단
LP : 3대 \times 2열 \times 8단/열 = 48단
- 추기 단수 : 6단
- 진공도 : 38.1 mmHg abs.
- 회전수 : 1800 rpm
- 최종단 동익 길이 : 1,143 mm
- 중량 : HP 로터 : 58.5 tons
LP 로터 : 168 tons

5.3 振動의 傾向과 特性 (Vibration Trend and Characteristics)

- (1) '90년도 계획예방 정비 검사후 전출력인 990 MW에서(7월 23일) 각 베어링에서의 수직 및 수평방향의 진동값은 대체적으로 운전허용치 이내에 있으나 #6, 7 베어링의 축방향 진동값은 210 및 235 μm p-p으로 이는 C-coupling의 Face Misalignment에 의한 것으로 예상되었다 (표 2-1 참조).
- (2) 계속운전중 '90. 3월 19일 #6, 7, 8 베어링의 반경방향 진동이 10~12 μm p-p 씩 3회에 걸쳐 Step 감소하였고 이때 #6, 7 베어링의 축방향 진동값도 92 및 103 μm p-p로 크게 감소하였다 (표 2-1 참조).

표 2-1 고리 4호기 터빈 발전기의 진동 경향

진 동 기 록												시험일시: _____		
												진동계기:IRD 360		
												상단	IN ∟	μm
일 시												배어링 번호		비 고
												하단	OUT(Rec)	
회전수 / 부하	NO 1	NO2	NO3	NO4	NO5	NO 6	NO 7	NO 8	NO 9	NO 10	NO 11			
90. 7. 23 16:00	12 ∟ 160	13 ∟ 360	14 ∟ 330	22 ∟ 105	27 ∟ 70	60 ∟ 170	50 ∟ 120	64 ∟ 260	30 ∟ 270	22 ∟ 290	24 ∟ 320			
990MW	()	()	()	()	()	()	()	()	()	()	()			
	5 ∟ 145	10 ∟ 300	9 ∟ 225	22 ∟ 100	31 ∟ 45	40 ∟ 230	83 ∟ 75	47 ∟ 215	14 ∟ 165	18 ∟ 265	18 ∟ 210			
	()	()	()	()	()	()	()	()	()	()	()			
	6 ∟	9 ∟	13 ∟	62 ∟	70 ∟	210 ∟	235 ∟	54 ∟	42 ∟	16 ∟	35 ∟			
	()	()	()	()	()	()	()	()	()	()	()			
	∟	∟	∟	∟	∟	∟	∟	∟	∟	∟	∟	MCR 값		
	(14)	(18)	(23)	(36)	(36)	(92)	(74)	(90)	(64)	(35)	(22)			
90. 8. 20 15:00	∟	∟	∟	∟	∟	∟	∟	∟	∟	∟	∟	IRD 360		
990MW	6()	9()	6()	19()	17()	51()	38()	30()	39()	9()	26()			
	∟	∟	∟	∟	∟	∟	∟	∟	∟	∟	∟	"		
	5()	4()	8()	30()	32()	17()	58()	20()	38()	51()	20()			
	∟	∟	∟	∟	∟	∟	∟	∟	∟	∟	∟	"		
	6()	7()	12()	90()	76()	92()	103()	72()	74()	17()	36()			
90. 12. 21 14:00	19 ∟	18 ∟	26 ∟	36 ∟	68 ∟	82 ∟	98 ∟	55 ∟	9 ∟	35 ∟	70 ∟	IRD 360		
990MW	()	()	()	()	()	()	()	()	()	()	()			
	12 ∟	18 ∟	20 ∟	34 ∟	10 ∟	48 ∟	175 ∟	48 ∟	6 ∟	48 ∟	30 ∟			
	()	()	()	()	()	()	()	()	()	()	()			
	11 ∟	14 ∟	22 ∟	88 ∟	80 ∟	380 ∟	400 ∟	85 ∟	75 ∟	23 ∟	14 ∟			
	()	()	()	()	()	()	()	()	()	()	()			
	19 ∟	25 ∟	22 ∟	50 ∟ 46	76 ∟ 41	96 ∟ 130	115 ∟ 96	78 ∟ 265	25 ∟	47 ∟ 333	55 ∟ 349	PC 값		
	(23)	(22)	(27)	(66)	(86)	(106)	(121)	(91)	(22)	(57)	(64)	MCR 값		

(3) '90. 12월 14일 ETV Solenoid On-Load Test중 유니트 Trip 되어 재기동한 결과 출력 450 MW에서 #7 베어링의 수직방향 진동이 219 μm p-p까지 상승하였으나 전 출력시에도 175 μm p-p으로 높게 유지되었다. 한편 #6, 7의 축방향 진동은 다시 380 μm와 400 μm p-p로 증가하였다. 주진동 주파수는 표 2-1에서 보는 바와 같이 1× 진동이 탁월하여 Weight Balancing이 요구되었다.

5.4 Disc Locking Ring의 弛緩 (Loose of Disc Locking Ring)

고진동의 원인이 될만한 C-Coupling의 Misalignment 상태를 점검한 결과 이상 점을 발견하지 못하여 우선 진동치를 저감시키기 위하여 Weight Balancing을 실시할 것을 결정하였다.

과거의 로터 Balance Sensitivity를 이용하여 계산한 결과 LP2 Front Disc 측에 435g $\angle 310^\circ$, LP2 Rear Disc 측에 435g $\angle 130^\circ$ 를 부착시키고 기동하였다.

1차 Balancing 결과의 Sensitivity를 이용하여, 2차 Balancing을 시도코자 Weight 부착위치를 확인한 결과 LP2 Rear Disc측의 Weight의 위치는 처음 취부한 곳과 일치했으나 LP2 Front Disc측은 처음 취부한 위치(310°)와는 달리 435gr $\angle 190^\circ$ 에 위치하고 있음이 확인되었다.

이러한 현상으로부터 과도진동의 근본 원인을 추적하기 위해서는 로터의 구조를 정확하게 알 필요가 있으며 간략하게 설명코자 한다.

그림 2-29(저압터빈 로터의 구조)에서 보는 바와 같이 저압터빈 로터는 Shaft와 Disc가 한 몸체를 이루기 위하여 억지 끼워 맞춤(Shrink-fit)으로 된 Shrunk-on Type이다. 그림 2-29는 반쪽의 로터(1 Flow)만을 나타낸 것으로 디스크의 수는 6개이고, 이 6개의 디스크는 디스크 Locking Ring 및 Thrust Ring에 의해 축방향의 움직임이 제한되고 있다. 즉, 그림 2-29의 세부도면에서 보는 바와 같이 Thrust Ring은 축의 Collar와 함께 전단 6개 디스크의 열팽창으로 인한 Axial 방향의 움직임을 설계 제한치 이내로 유지하도록 되어있다. 축과 디스크사이의 Shrink-Fitting Force는 설계에 의하면, 1800 rpm에서 Bore Hoop Stress로 27.2 tsi(420 N/mm^2)이며 Com Free Speed인 2261 rpm(125.6%)에서는 이 Hoop Stress가 “0”이 되고 디스크는 Shaft에 고정되지 않고 Loose 해진다. 일반적으로 로터가 제작되면 Balancing Shop에서 120% Overspeed Test를 하게끔 되어있다. 비록 120%의 Overspeed (2160 rpm)는 Come Free Speed인 2261 rpm보다 작지만 Overspeed Test중 디스크가 Free되는 것을 방지하기 위해 각 단마다 Dowel Pin이 있어 이를 고정시키고 있고 각단의 Dowel Pin은 180 간격으로 위치하고 있다.

마지막 6단 디스크와 디스크 Locking Ring은 또 하나의 Dowel Pin에 의해 연결되도록 설계되어 있다. 이러한 장치를 구성함으로써 디스크가 Come Free가 되더라도 디스크가 축으로부터 이동을 할 수 없게되어 있다.

한편 디스크 Locking Ring에는 Groove 형 Weight Balancing Hole(공장 발란싱용)과 Trim Balancing용(현장 발란싱용) Hole이 36개 있다.

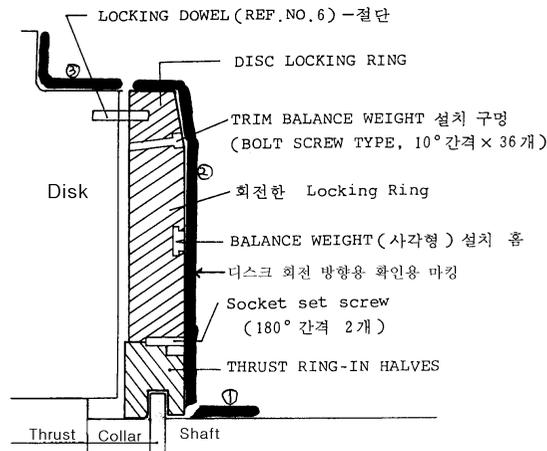
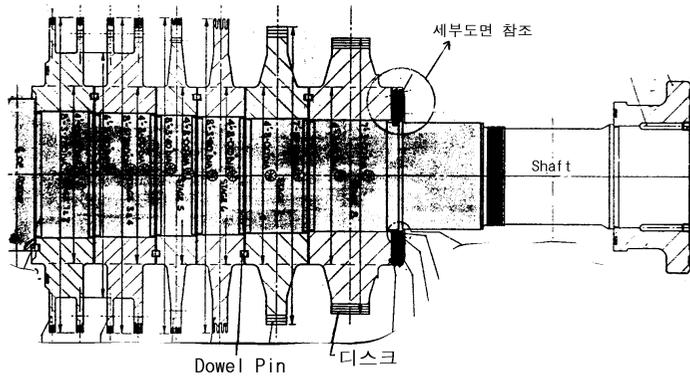


그림 2-29 저압터빈 로터의 구조

현장에서 발란싱할 때 Weight 취부각도 0°는 #1 Trim Balancing Hole을 기준하는 경우와 진동신호의 기준이 되는 축의 위상각 기준(Phase Angle Reference)을 기준으로 하는 2가지 경우가 있다. 따라서 Disc Locking Ring이 축에 억지 끼워 맞춘 경우에는 이 Ring에 Trim Balancing Hole이 있어 Ring이 축으로부터 회전하여도 Weight 취부각도 변화를 알 수 없으므로 반드시 축의 위상각 기준과 비교해 보아야 한다.

앞에서 LP2 Front 디스크 Locking Ring축의 Weight 부착 위치가 변경되었다는 것은 다음 2가지 원인중 하나이다. 첫째는 Weight 부착시에 잘못 실수하여 엉뚱한 위치에 취부한 경우이며 둘째는 디스크 Locking Ring이 축과 같이 회전하지 않고 “Come Free”가 되어 축에 대해 상대적인 회전이 있다고 생각하는 것이다.

즉 디스크가 헛돌고 있다는 것이다. Weight를 잘못 설치할 확률은 Weight

Balancing 경험상 전혀 있을 수 없는 일이기 때문에 첫 번째 가정은 불가능하다. 결과적으로 남은 두 번째 가능성은 디스크 Locking Ring의 회전이다.

디스크 Locking Ring이 회전하려면, 적어도 두 가지 조건이 가능해야 한다. 하나는 6단 디스크에 설치된 Dowel Pin이 절단되어야 하고 또 하나는 억지 끼워맞춤이 풀려서 “Come Free”가 되어야만 한다. 즉 Dowel Pin도 절단되고 “Come Free”가 되어야만 상대 회전이 가능하다는 것을 구조적으로 알 수 있다.

5.5 結論 (Conclusion)

Gland Box를 분해하고 점검한 결과 Dowel Pin의 절단과 Shrink Force의 미달로 인해 Locking Ring이 회전되었음이 확인되었다. 과도진동의 근본원인은 Disc Locking Ring의 회전으로 공장 Balancing시 설치된 Weight의 위치가 계속하여 상대적으로 변화함으로 인해서 새로운 Unbalance를 만들고 이로 인해 비정상적인 고진동 및 저진동을 야기했다는 결론을 얻을 수 있었다.