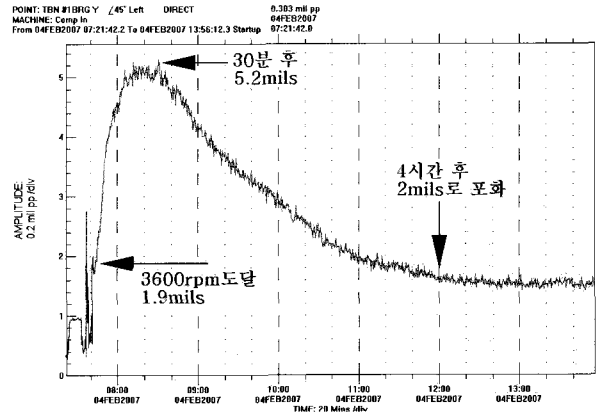


열병합발전소 진동진단 사례



한전KPS(주)
기술연구원 설비진단그룹
선임전문원/김하용
Tel : (031)710-4398



GE 7F 가스터빈의 Thermal growth 진동 Trend

1. 서문

열병합발전설비는 에너지 이용 효율을 높이기 위하여 가스터빈, 증기터빈, 배열회수 보일러, 난방기 등의 많은 기계설비가 설치되는 시스템이기 때문에 일반 화력 발전 플랜트에 비하여 복잡하고, 또한 잦은 기동/정지 때문에 많은 진동문제들이 발생한다. 여기에서는 열병합 발전플랜트의 핵심기계인 가스터빈과 증기터빈에서 주로 발생하는 진동진단 및 교정사례를 소개한다.

2. 가스터빈 Thermal growth 진동

발전용 대형 가스터빈에서 가장 빈번하게 발생하는 진동원인은 아마도 thermal growth 진동일 것이다. Thermal growth 진동은 가스터빈의 고온가스 영향으로 rotor가 열을 받아 변형되는 현상으로 unbalance 성분의 1X 진동을 발생하기 때문에 thermal unbalance라고도 한다. 이 진동의 특성은 운전초기에 가장 크게 발생하며 2~8시간 후면 진동이 포화되어 안정되는 특성이 있다. 아래 진동 trend를 보자

가스터빈-발전기를 기동하여 7시 40분에 3600rpm에 도달하여 계통병입을 실시하였다. 계통병입 당시 진동은 1.9mils(48 μ m)로 양호하였으나 30분 경과 후 진동은 5.2mils(132 μ m)까지 빠르게 증가하였다. 터빈 출력을 base load로 유지한 상태에서 운전을 계속하자 약 4시간 후인 12시경에 진동은 다시 2mils(51 μ m)까지 감소하여 안정된 상태를 유지하였다.

이 진동현상은 대부분의 가스터빈에서 주로 발생하는 thermal growth 진동이다. Thermal 진동이 발생하는 원인은 운전초기 고온가스 영향으로 터빈 rotor가 원주방향으로 부등팽창하기 때문인데 이때 터빈 rotor에 unbalance가 발생하며, 일정 운전시간이 지나면 rotor 온도가 포화되면서 부등팽창이 해소되어 unbalance 성분도 감소하기 때문이다.

Thermal growth 진동은 rotor 온도와 관련된 진동이기에 때문에 warm이나 hot 상태보다 cold 상태에서 기동할 때 온도차이가 크게 발생하게 되므로 진동변화도 크게 발생한다. 이 진동을 교정하기 위해서는 Class II-B급 정비를 실시하여 터빈 및 압축기 디스크를 모두 분해/점검하여 thermal growth가 발생하는 부품을 교체하여야 한다. 현장에서 임시대책으로 field balancing을 절충하여 실시하면 최대 발생하는 진동을 교정하는 효과는 있지만 rotor가 열 변형을 일으키는 현상은 해소되지 않고 계속된다. 즉 thermal growth 진동을 교정하는 근본적인 대책은 열 변형이 크게 발생하는 부품의 교체다.

Thermal growth 현상이 발생하는 부품은 가스터빈 기종에 따라 차이는 있지만 주로 rotor의 turbine section 부분인데 GE 가스터빈의 경우 wheel spacer, Westinghouse 및 MHI 가스터빈의 경우 air separator 부분이다.

Thermal growth가 발생하는 가스터빈일지라도 한번 기동하여 장기간 연속운전하면 큰 문제를 발생하지 않지만 기동/정지 횟수가 증가하면 rotor의 열 응력이 반복적으로 작용하여 결국 고장을 일으키게 된다. Thermal growth가 발생하는 가스터빈은 제작사 또는 진동전문가에게 문의하여 장기적인 교정대책을 수립하여야 갑작스러운 rotor 사고를 방지하고, 터빈 수명을 연장시킬 수 있을 것이다.

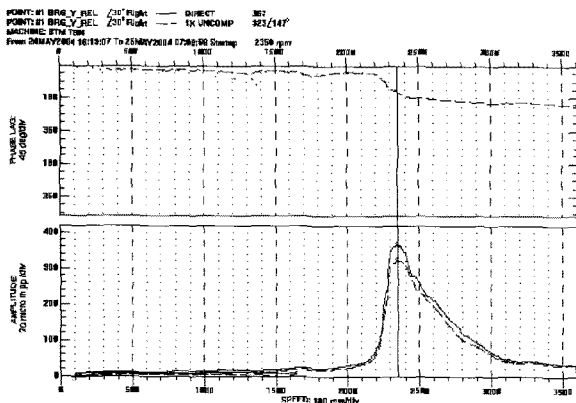
3. 베어링 oil deflector에서 탄화물로 인한 Rubbing(마찰) 진동

3.1 증기터빈의 rubbing 사례

3.1.1 진동 현상

GE 75MW 증기터빈 HP No.1 베어링 oil deflector의 탄화물 생성으로 정지 중 1차 critical speed에서 고진동이 발생한 사례이다.

터빈 기동 중 1차 critical 진동은 80 μ m이하, 72MW 운전 중 진동은 20 μ m 이하로 매우 안정적으로 운전되어 왔다. 그런데 2004년 5월 24일부터 정지 중 1차 critical speed인 2350rpm에서 진동이 367 μ m까지 증가하면서 trip 되는 사고가 발생하였다. 다행히도 기동 중 critical 진동은 80 μ m를 계속 유지하여 기동 및 출력운전에는 문제가 없었지만 정지 중에는 예외 없이 350 μ m 이상을 기록하면서 trip 되었다.



(증기터빈 정지 중 critical speed에서 367 μ m의 고진동 발생)

3.1.2 진동 진단

진동분석 결과 1X 성분의 rubbing 진동으로 판단되었으나 왜 갑작스럽게 그리고 정지 중에만 진동이 증가하는 원인을 쉽게 찾을 수 없었다. 그래서 과거 운전 기록 및 진동 데이터를 조사하고 분석한 결과 몇 가지

문제의 실마리를 찾을 수 있었다.

- 1) No.1 베어링을 지지하는 front standard가 운전 중 우측으로 0.5mm 비정상적으로 이동하는 현상 발생하고,
- 2) 정지 중 고진동 발생 시 베어링 내에서 축 중심선 (shaft centerline)이 상부 방향으로 0.1mm 비정상적으로 거동하고,
- 3) Oil 탱크의 부압(負壓)이 -120mmAq로 정상운전 중인 다른 터빈의 -50mmAq보다 높게 운전되고 있었다.

여기서 주목되는 점은 3) 오일탱크의 부압이었다. 오일탱크 압력을 부압으로 유지하는 까닭은 탱크 내의 오일 베이퍼 방출과 oil deflector에서 누설을 방지하기 위함이다. 그런데 오일탱크 부압이 지나치게 높을 경우 oil deflector에서 누설은 확실하게 방지되지만 대기 중의 먼지가 과도(過度)하게 빨려들어 오면서 일부분의 먼지는 deflector 경계면에 쌓여 그 먼지가 열을 받으면 정도가 높은 탄화물 상태로 변한다. 이 상태에서 터빈을 정지하면 축 휨이 가장 크게 발생하는 1차 critical speed 영역에서 탄화물과 터빈 축이 rubbing을 일으키는 원인이 되기 때문이다.

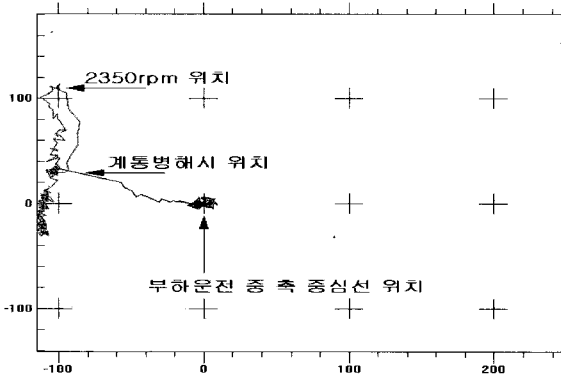
3.1.3 진동교정 및 원인

먼저 오일탱크의 부압을 정상 값인 -50mmAq로 조정 후 5월 26~28일까지 3일간 기동/정지 상태를 점검한 결과 최대 진동이 97 μ m 이하로 양호한 상태를 유지하였다. 또한 정지 중 베어링 내에서 축이 상부 방향으로 0.1mm 부상하던 현상도 동시에 없어졌다. 진동이 양호하므로 오일탱크의 부압을 변경시킨 이외의 특별한 정비작업 없이 1년간 운전을 계속할 수 있었다.

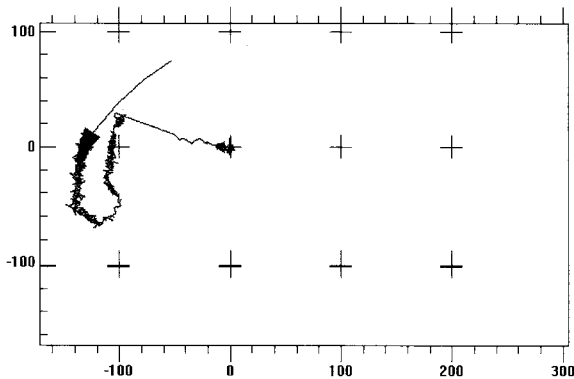
따라서 진동원인은 oil deflector에 생성된 탄화물과의 rubbing이었으며, 진동발생 메커니즘 다음과 같다.

- 1) 출력 운전 중 front standard의 비정상적인 expansion으로 oil deflector와 축사이의 간극이 협소하여지고, 탄화물이 생성되었지만 출력운전 중 진동은 20 μ m 이하로 양호하여 rubbing은 발생하지 않았다.
- 2) 그러나 정지 중 1차 critical speed에서 축 휨이 최대로 발생하는 지점에서 rubbing이 발생하였고, 그 영향으로 고진동 발생과 축의 평균 중심위치가 부상하는 효과가 발생하였다.
- 3) 기동 중 rubbing이 발생하지 않은 원인은 정지

중 발생한 rubbing으로 탄화물이 떨어져나갔기 때문이며, 탄화물은 출력운전 중 다시 생성된다.



계통병해 후 축이 부상하며 진동 발생



부하 조절 후 축 부상 없음(진동양호)

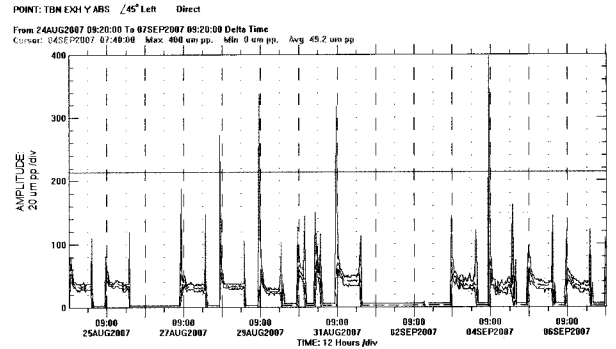
1년 6월 후인 2006년 10월 O/H 공사 중 oil deflector를 점검결과 많은 탄화물질이 생성된 것을 확인할 수 있었다. 일반적으로 탄화물 생성은 오일탱크의 부압이 낮을 경우 발생하기 쉬운데 반하여 이번 사례는 부압이 높은 상태에서 발생한 것이다.

3.2 가스터빈의 Rubbing 사례

3.2.1 진동발생 상황

Westinghouse 100MW 가스터빈 기동 중 배기측 베어링에 생성된 탄화물과 축의 rubbing으로 trip된 원인을 진단하고 교정한 사례이다.

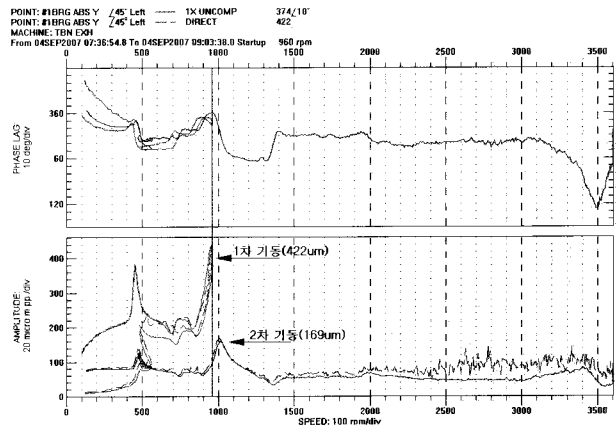
2007년 8월 28일부터 8차례 기동 중 critical speed에서 고진동 발생으로 4차례 trip 되는 사고가 발생하였다. 특이한 것은 cold 상태에서 기동하면 최대 진동이 alarm 설정치인 150 μ m 정도까지만 증가하는데 반하여 warm 상태에서 기동하면 trip 설정치 212 μ m를 초과하는 250~400 μ m의 고진동이 발생하였다. 고진동으로 trip된 후 바로 재기동하면 150 μ m 이내로 정상 기동에 문제가 없었다.



고진동으로 2주간 4차례 trip 된 trend plot

3.2.2 진동 진단

진동 주파수 분석결과 1X 진동성분이며, 고진동은 1차 critical인 960rpm 또는 2차 critical 2500rpm에서 발생하였다. 가스터빈에서 가장 빈번하게 발생하는 thermal growth 현상은 cold 기동하면 진동변화가 더 크게 발생하고, 최대 진동도 계통병입 후에 발생하므로 이 경우는 가능성이 적었다.



2007년 9월 4일 1, 2차 기동 bode plot

2007년 9월 4일 1, 2차 기동 bode plot을 보면 1차 기동 slow roll 진동은 20 μ m, 2차 기동 slow roll 진동은 80 μ m로 증가하였다. 반면에 1차 기동 중 critical 진동은 422 μ m까지 증가하여 trip 되었으며, 2차 기동 최대진동은 169 μ m로 감소하였다. 이러한 원인은 1차 기동 중 심각한 rubbing으로 축 휨이 발생하면서 고진동이 발생하였고, 축 휨이 원상 복구되지 않은 상태에서 2차 기동하자 slow-roll 진동이 높게 발생한 것이다.

2차 기동 slow roll 진동은 80 μ m로 높게 시작하였으나 rubbing이 발생하지 않아 critical speed에서도 진동이 양호한 상태로 3600rpm까지 승속 되고, 정상 출력운전을 할 수 있었다. 비주기적으로 발생하는

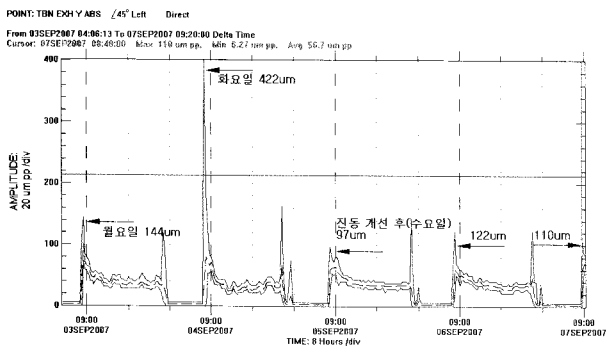
rubbing 진동은 베어링 deflector에서 생성된 탄화물 가능성이 크며, trip 후 재기동하면 rubbing이 발생하지 않은 이유는 1차 rubbing이 발생하면서 탄화물이 떨어져 나가기 때문이다.

- ※ Slow roll : 저속 운전 중 진동진폭과 위상변화가 없는 상태의 진동, 보통 0~300rpm 사이의 진동이다.
- ※ 회전기계의 seal과 축 표면이 마찰을 일으키면 마찰된 축 부위 온도가 급격히 상승하여 열적인 축 휨이 발생하고, unbalance 성분의 1X 진동을 발생한다. 반대로 축이 아닌 로터에 설치된 blade 등의 끝단과 casing이 마찰을 발생하면 축 휨은 발생하지 않고, 진동성분도 1X 진동이 아닌 1/2X 등의 진동을 발생시킨다.

3.2.3 진동교정 및 원인

먼저 오일 탱크의 부압상태 점검결과는 -50mmAq로 정상상태였다. 그렇지만 부압상태를 변화시키면 탄화물 생성조건이 달라질 것으로 예상하고 부압을 더 증가시켜 -100mmAq로 조정하였다. 두 번째로 이 터빈은 정지 상태에서 탄화물이 발생하므로 이를 방지하기 위하여 정지 후 spin cooling 운전을 1회에서 2회로 늘렸다. Spin cooling은 Westinghouse 및 MHI 계열의 가스터빈에서 정지 후 터빈을 냉각시키기 위하여 약 600rpm으로 10~30분간 실시하는 운전이다.

오일탱크 부압 증가와 spin cooling을 2회씩 실시한 9월 5일부터 진동은 122 μ m 이하로 양호하게 개선되었으며, 차기 오버홀 공사 때까지 진동증가 없이 안정적으로 기동할 수 있었다.



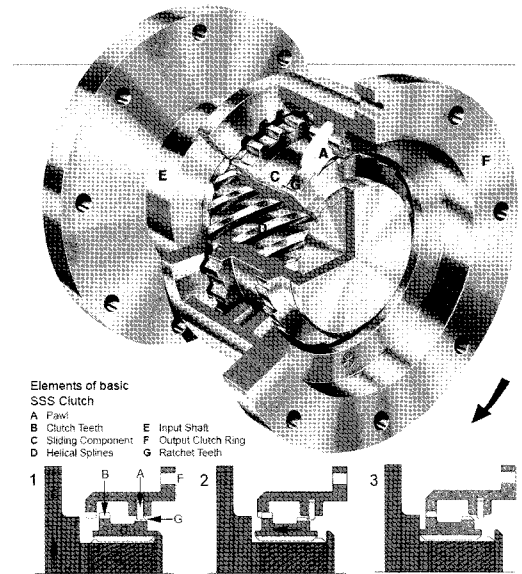
Rubbing 진동교정 전/후 trend plot

4. 증기터빈의 Synchro clutch에 의한 진동

4.1 Synchro clutch 원리

열병합소는 증기터빈의 증기 소요량에 따라서 LP 터빈을 HP 터빈에 연결하거나 분리해서 운전할 수 있는

클러치가 있는데 국내에는 Synchronizing clutch와 3S clutch 두 가지가 설치되어 있다. 두 clutch의 구성품은 차이가 있지만 기계적인 작동 원리는 같다.

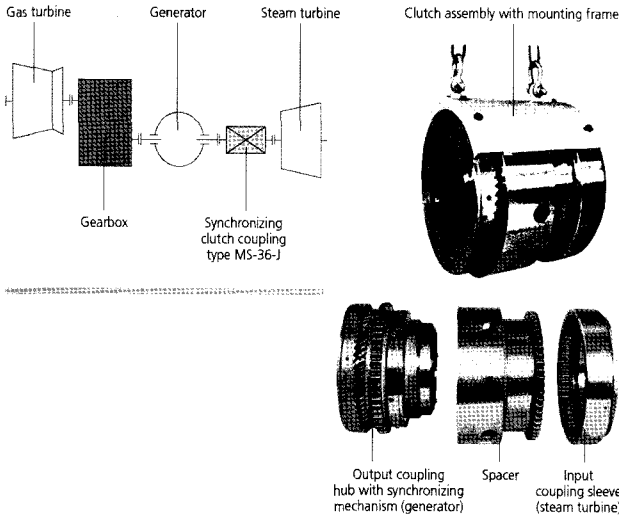


3S clutch 원리 - 영국 SSS Gears Limited 사

이 클러치의 작동 원리는 볼트와 너트의 체결원리와 같은데, 볼트와 너트가 체결되어 같이 회전한다고 가정하자. 그런데 외부에서 너트를 회전하지 못하도록 하면 너트는 볼트를 따라서 체결되는 쪽이나 풀리는 쪽으로 이동될 것이다. 또 외부에서 너트의 회전속도를 볼트보다 높이면 역시 너트는 볼트를 따라서 이동될 것이다. 이 원리를 이용하여 회전하는 HP 터빈에 LP 터빈을 체결하는 것이 synchronizing clutch와 3S clutch이다.

실제 clutch에서 HP 터빈은 볼트 축이 되고, 너트 축은 LP 터빈 축 안쪽에 설치된 sliding component가 된다. HP 터빈이 운전 중이고 LP 터빈은 정지 중이다. 이때 sliding component는 정지된 LP 터빈 축 안에서 HP와 같은 속도로 회전한다. LP 터빈을 기동하여 회전속도가 sliding component보다 빨라지면(즉 HP 보다 빨라지면) 그림의 pawl이 걸쇠 역할을 하여 너트 역할을 하는 sliding component를 정 방향으로 더 빠르게 회전시켜 HP 축에 가공된 헬리컬 기어면을 따라 HP 축으로 이동시킨다. Sliding component가 HP 축으로 이동되면 sliding component와 LP 터빈 양측에 가공된 평기어 이를 통하여 체결되고, 동력이 전달된다. 만약 LP터빈 속도가 낮아지면 다시 sliding component가 역방향으로 회전하면서 두 축이 분리되는 원리다. 그러므로 클러치

가 체결된 후에는 LP 터빈의 속도 증감에 따라 클러치가 분리되는 것을 방지하기 위하여 sliding component를 고정시키는 stopper가 작동하여 안정된 운전이 가능하게 한다.



Synchronizing clutch – 스위스 Renk Maag 사

4.2 Synchro clutch 진동원인

Synchro clutch 진동은 다음과 같은 원인이 복합적으로 작용하여 발생한다.

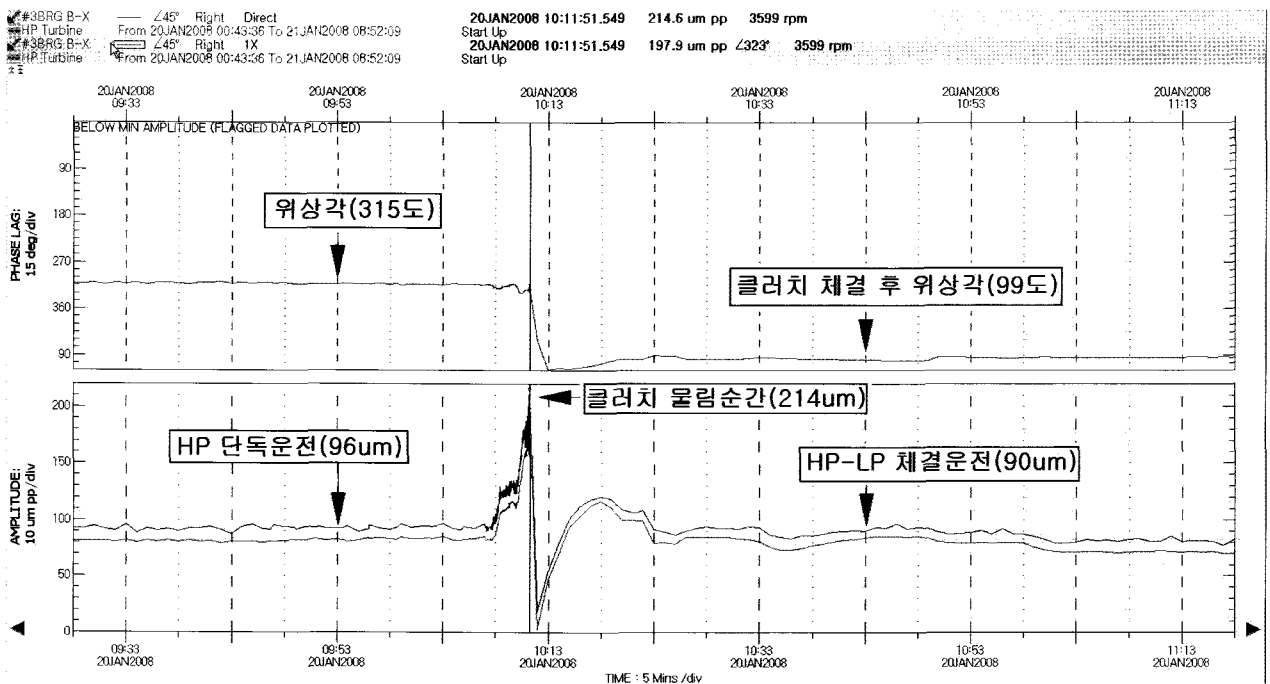
- 1) 클러치 체결/분리 때 충격으로 인한 순간적인 피크 진동 발생

- 2) 클러치 물림 기어 치면의 마모 및 간극증가에 의한 진동
- 3) 축 정렬이 불량할 경우
- 4) 저출력에서 LP 진동이 관성모멘트가 적은 HP 터빈으로 전달되는 현상
- 5) 클러치 내부부품 조립잘못으로 인한 문제 등이 있다.

4.3 ABB 180mw 증기터빈 Synchro 클러치 체결시 마모에 의한 진동

클러치의 기어 물림면 마모가 심하면 체결/분리 시 순간최대 진동이 발생하는데 보통 정상 운전 진동의 1.5~2배가 발생하고 지속 시간은 몇 분간으로 짧다.

아래 그림은 clutch의 기어치면 마모가 심한 상태에서 체결될 때 진동 trend이다. HP 터빈 단독운전 중 진동은 96 μ m로 양호하지만 클러치가 물릴 때 최대진동은 214 μ m까지 약 2배 이상 증가 후 다시 90 μ m로 감소한다. 주목할 점은 물림 전/후 진동 위상각이 315도에서 99도로 변화된 점이다. 물림 전/후 위상각이 이와 같이 반대로 변화될 경우는 마모가 매우 심한 상태이다. 만약 위상각 변화가 크지 않다면 현장에서 절충 balancing을 실시하여 어느 정도 교정이 가능하지만 이 경우에는 balancing 효과를 전혀 기대할 수 없었다. 그래서 이 마모된 클러치는 8개월 후 신제품으로 교체하였다.

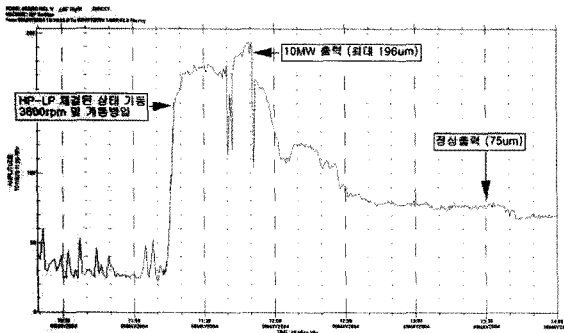


Synchro clutch 물림 때 HP 터빈의 충격진동

4.4 클러치 영향으로 저출력에서 진동

저출력에서는 클러치의 물림 토오크가 부족하여 HP 터빈에서 고진동이 발생한다. 일반적으로 터빈-발전기 배치 순서는 HP-LP-GEN 인데 클러치가 설치된 터빈은 LP-HP-GEN 순서로 관성 모멘트가 가장 적은 HP 터빈이 중간에 설치되어 있다. HP와 LP터빈이 체결된 상태에서 일정출력 이상이 되면 LP의 동력이 HP를 통하여 발전기로 원활히 전달되어 진동문제가 없다. 그러나 HP-LP 터빈이 체결된 상태에서 출력이 10% 이하로 운전될 경우는 클러치의 물림 토오크가 낮아 기어 치면에서 일시적인 이격이 발생하게 된다. 물림 치면의 이격이 발생하면 관성 모멘트가 큰 LP 터빈 진동 모멘트가 적은 HP 터빈으로 전달되어 고진동이 발생한다. 아래 3S 클러치 진동 trend는 저출력 운전 중 발생한 진동사례이다.

저출력에서 발생하는 진동은 클러치가 설치된 터빈의 공통적인 문제점이다. 이 문제를 피하기 위해서는 터빈을 10% 이상 출력에서 운전하여야 하며, 기본적으로 정밀한 측정결과 HP 터빈의 정밀 balancing이 필수적이다.



WH 180MW 중기터빈 3S clutch 영향에 의한 저출력 운전 중 진동

5. Run-out 불량에 의한 진동

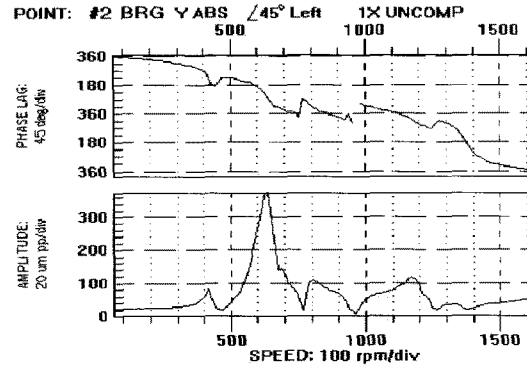
100mw Westinghouse 가스터빈 rotor의 run-out 불량에 의한 unbalance 진동사례이다. 이 터빈은 1995년 설치될 때부터 기동/정지 중 1차 critical speed에서 300~400 μ m의 고진동이 발생하였다. 고진동을 해결하기 위하여 field balancing을 2회 실시하고, 동흡진기를 설치하였으나 진동교정에 실패하고, 2004년 run-out을 수정하고 나서야 비로소 진동이 교정되었다.

5.1 진동 현상

정상 출력운전 중 진동은 100 μ m 이내로 양호하지만

기동/정지 중 1차 critical speed 650rpm에서 진동이 높게 발생하였다.

- 1) 절대 축진동(ABS 진동) 최대 400 μ m
- 2) 상대 축진동(REL 진동) 150 μ m
- 3) 베어링 casing 진동이 250 μ m 발생하였다.



100MW 가스터빈 ABS 진동 Bode plot

5.2 진동 분석

진동 주파수는 unbalance 성분인 1X 진동이다. ABS 축진동은 높는데 반하여 REL 축진동이 낮은 이유는 REL 진동센서가 pedestal 상에 설치되어 pedestal과 축의 상대적인 진동을 측정하기 때문이다. 만약 pedestal 진동이 250 μ m가 아니고 0 μ m라면 REL 진동도 ABS와 같은 400 μ m 발생할 것이다. 따라서 이 터빈은 축의 unbalance 영향으로 축과 pedestal이 과도(過度)하게 진동하고 있었다.

고진동에도 불구하고 운전이 가능하였던 것은 터빈 trip 설정이 REL 진동으로 되어 있고, critical 진동은 높지만 정상 출력운전 진동은 양호하였기 때문이다.

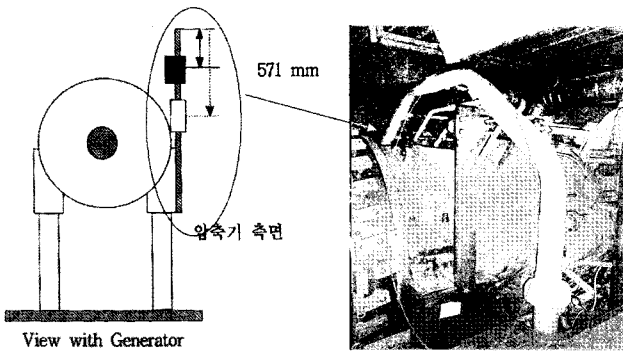
5.3 Weight balancing

가스터빈 1차 critical 진동 mode는 “Bouncing mode”로 축의 굽힘은 발생하지 않고 양 베어링의 pedestal이 동상(static)으로 진동한다. 따라서 rotor의 과도한 ABS 축진동이 pedestal의 1차 고유진동수를 가진시켜 공진을 일으키고 있는 것으로 판단하여 축진동을 교정하기 위한 field balancing을 실시하기로 하였다. 1차 critical 진동을 교정하는 기술은 양 베어링에 같은 중량의 weight를 같은 각도에 부착하거나, rotor 중간위치에 single로 부착하는 static balancing을 실시하여야 한다. 그런데 field balancing은 축 중간에서는 실시할 수 없어 양 베어링 측에서만 2회를 실시하였는데 교정되지 않았다. 양 베

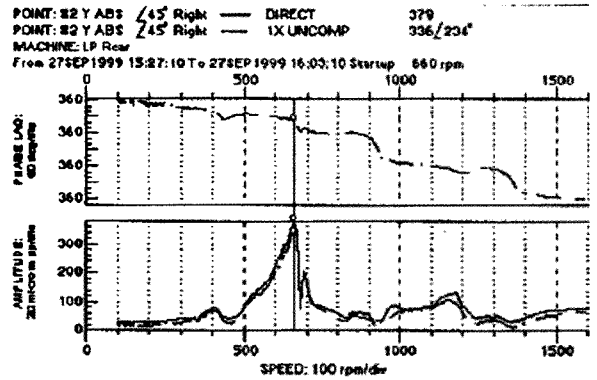
어령에서 실시한 balancing이 효과가 없었던 원인은 마지막에 설명한다.

5.4 동흡진기(Vibration Absorber)설치

Weight balancing으로 진동교정을 실패한 후 진동이 pedestal 공진이므로 동흡진기를 설치하지는 의견이 있었다. 그러나 이 방법은 1차 critical speed 진동을 교정하는데 적용될 수 없는 기술이라는 의견을 제시하였으나 충분한 사전검토 없이 실시되었다. 먼저 FRF 시험이 있었다. 당연하지만 pedestal의 FRF 시험결과 공진점은 750cpm으로 critical 진동이 발생하는 650rpm과 비슷하였다. 그런데 1차 critical speed는 bode plot에서 공진점이라는 사실을 알 수 있으므로 별도의 FRF 시험은 무의미하다. 만약 FRF 시험이 더 정밀하게 이루어 졌다면 이론적으로는 bode상의 1차 critical speed와 일치했을 것이다. Absorber를 설계하여 아래 그림과 같이 압축기 casing에 부착하였다. 부착결과 진동은 미미한 수준의 변화만 있었을 뿐 감소효과가 없었다.



Absorber 설치 도면 및 실제 부착 사진



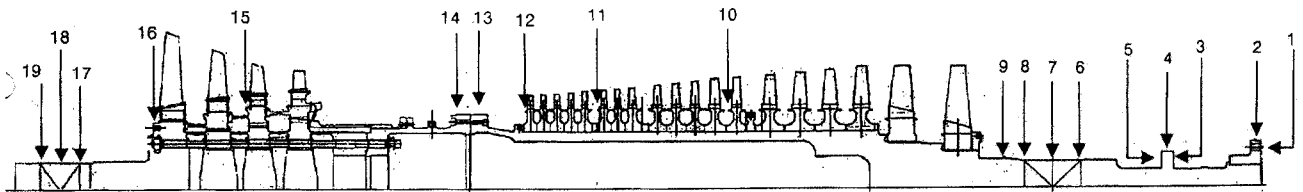
Absorber 설치 후 진동 bode plot

5.5 Run-out 측정 및 교정

Unbalance가 rotor 중간에 있을 경우에도 1차 critical에서는 rotor 휨이 발생하지 않으므로 중간에 교정 weight를 부착하지 않고 양 베어링 측에서 static balancing을 실시하여도 진동이 교정된다. 그러나 휨이 발생하면 unbalance 반대 위치인 rotor 중간에서만 진동이 교정된다. 이러한 이론을 근거로 검토 결과 진동이 교정되지 않는 원인은 rotor 중간지점이 휘어진 상태 즉 rotor run-out 불량으로 예견 되었다. Run-out 불량으로 축이 휨 상태로 운전되기 때문에 이 경우에는 rotor 중간에서만 balancing이 되며, 양단에서 실시하는 balancing은 오히려 진동을 증가시킬 수 있다.

2004년 11월 rotor shop에서 휨 상태를 점검하기 위하여 run-out을 측정하였다. 예상대로 축 중간에서 약 0.14mm가 휘어져 정상상태 0.05mm를 초과하였다.

Rotor 중간지점인 10번 측정위치에서 TIR 값은



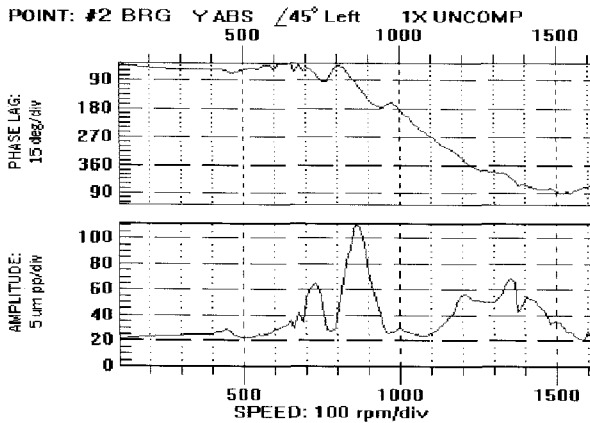
100MW 가스터빈 Rotor Run-out 측정 위치

측정 위치	Turbine Disc					Compressor Disc													
	19	18	17	16	15	14	13	12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
교정 전 TIR	4	2	4	16	32	47	63	70	87	110	4	10	3	8	8	10	11	35	8
교정 후 TIR	3	2	1	11	8	15	20	28	53	52	1	7	2	6	4	6	3	3	2

측정단위: 1/10,000inch

110/10,000inch이고, 휨 값은 TIR 값의 1/2이 되므로 약 5.5mils인 0.14mm이다. (TIR값은 다이얼 게이지로 측정한 total 읽음 값으로 2배가 측정되므로 휨 상태는 2로 나누어야 한다) 이 rotor의 휨 상태를 교정하기 위하여 Class II -A 정비를 실시하여 2.6mils(0.065mm)로 허용치 0.05mm에 가깝게 수정하였다.

Run-out 값 수정 후 1차 critical 진동은 120 μ m 이하로 교정되었다.



교정 후 ABS 진동 Bode plot (120 μ m)

5.6 진동원인 및 검토

진동원인은 rotor 중간의 run-out 불량 즉 rotor 휨으로 판명되었다.

1) Balancing으로 진동이 교정되지 않은 원인

Run-out 불량도 balancing으로 진동교정이 가능지만 반드시 rotor가 휘어진 위치 즉 run-out이 가장 불량한 지점에 교정 weight를 부착하여야 되는데 field balancing으로는 rotor 중간에 weight를 부착할 수 없어 교정에 실패하였다.

2) 동흡진기 설치로 진동이 교정되지 않은 원인

동흡진기 운동 방정식은 다음과 같다.

$$m\ddot{x} + kx + k_a(x - x_a) = f_0 \cos \Omega t$$

$$m_a \ddot{x}_a + k_a(x_a - x) = 0 \text{ 이고,}$$

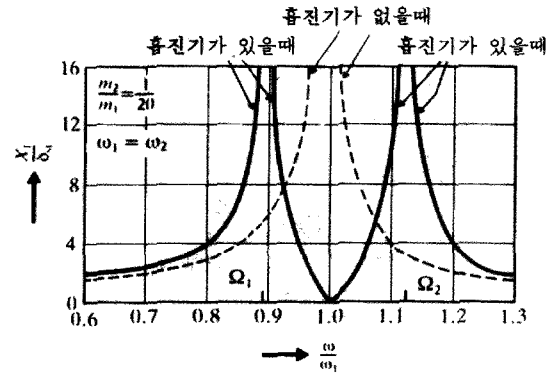
흡진기설치후 새로 생성되는 상/하부 고유주파수는

$$\omega_1^2 = \frac{\omega_n^2 + (\mu + 1)\omega_a^2 - \sqrt{[\omega_n^2 + (\mu - 1)\omega_a^2]^2 + 4\mu\omega_a^2}}{2} \text{ (하부 주파수)}$$

$$\omega_2^2 = \frac{\omega_n^2 + (\mu + 1)\omega_a^2 + \sqrt{[\omega_n^2 + (\mu - 1)\omega_a^2]^2 + 4\mu\omega_a^2}}{2} \text{ (상부 주파수)}$$

위 식에서 동흡진기는 공진점을 없애는 것이 아니고

원래 1개의 공진주파수를 상/하 2개 새로운 공진 주파수(ω_1 및 ω_2)로 분리하여 공진을 회피한다.



흡진기 설치 전/후의 공진점의 변화

그런데 이 rotor의 경우 진동 가진원이 rotor unbalance이기 때문에 absorber를 설치하여 공진점을 상/하로 변경하여도 터빈을 기동하면 새로운 2개의 공진점을 통과하게 되므로 2번의 공진이 발생하게 될 것이다.

그런데 동흡진기 설치 후 진동변화가 없었던 이유는 위 식에서 질량비(μ)가 너무 작았기 때문이다. 질량비는 동흡진기질량÷본체질량인데 이 질량비가 너무 작으면 상/하 2개로 분리되는 주파수 간격이 너무 좁아서 흡진기의 역할을 제대로 할 수가 없다. 일반적으로 실용적인 질량비(동흡진기질량/본체질량)는 5~10%, 최소 3% 이상이 되어야 한다. 가스터빈 질량이 약 200톤을 초과하므로 설치하는 동흡진기 질량도 최소 3%인 6톤 이상이 되어야 한다. 그러나 실제 설치하였던 동흡진기 질량은 0.2톤도 되지 않았기 때문에 동흡진기로서의 역할을 전혀 하지 못하였다. 또 6톤 이상의 동흡진기를 설치하였더라도 기존의 공진점 대신 새로운 2개의 공진점에서 역시 고진동이 발생하였을 것이다.

6. 결론

기계 고장은 원인과 결과의 연쇄 반응으로 나타난다. 회전기계의 진동발생은 기계고장의 결과이며 진동진단은 기계의 고장원인을 찾는 것이다. 기계고장은 여러 가지 문제들이 복합적으로 작용하거나 또는 연쇄반응으로 발생하기 때문에 그 복합적 문제인자들 중 하나 또는 연쇄반응의 고리를 끊어주는 것만으로도 진동교정이 가능하다. 그러므로 진동원인을 진단하고 교정하는 기술은 진동이론 뿐 아니라 기계 부품의 상호작용, 운전, 기계작동 시스템 등의 기술을 알고 있다면 성공할 가능성

이 많을 것이다.

앞장에서 진동의 발생 원인과 교정의 사례를 살펴본 왔는데 제2장 thermal growth 진동 제3장 rubbing 진동, 제4장 Synchro clutch 사례는 터빈 구조와 기계부품의 상호작용을 이해하고 복합적인 문제의 인자 및 연쇄반응을 끊어 줌으로서 해결한 문제이다. 또 제5장 rotor run-out 진동 문제는 rotor balancing과 absorber의 진동이론 그리고 현장경험을 적용하여 근본적인 원인을 제거함으로써 해결한 문제이다.

참고문헌

1. 한전KPS(주) 기술연구원 기술자문보고서
2. 영국 SSS Gears Limited, SSS clutch operating principle
3. 스위스 Renk-Maag GmbH, Synchronizing clutch
4. 회전기계 진동 및 정비 핸드북, 이병준 저
5. Rao 기계진동학, 박노길 저
6. 한국설비진단자격인증위원회 기계설비의 상태감시와 진단

발전소 통풍계통의 가변속 적용 후 진동특성에 관한 연구

- Study on vibration characteristics after applying variable speed control to constant speed fans used in a power plant -



한전전력연구원
엔지니어링 센터
책임연구원/조철환
Te : (042)865-7550

영 주체가 에너지 개선을 위한 대상설비의 공사비를 직접 투자하지 않고 에너지 전문기업이 공사를 직접 수행하고 향후 설비의 에너지 절감액을 통해 투자된 공사비용을 회수해 가는 제도이다.

발전소 설비의 효율개선의 한 일환으로 시도되고 있는 것이 발전소 통풍계통의 통풍기와 냉각수 순환계통의 펌프에 대한 고정속도 제어에서 가변속 제어로 개선 작업이다. 발전소내 자체 전기 소비용량의 상당부분을 차지하는 것이 각종 통풍기와 펌프류이다. 소요량에 따라서 속도를 가변속 제어함으로써 목적하는 적정량의 출력을 얻을 수 있으면서 특히 저속으로 운전하는 시간이 많으면 많을수록 전력비는 이에 3승에 비례하여 절약할 수 있기 때문에 에너지 절약 측면에서는 매우 긍정적인 면이 있다.¹⁾ 그러나 기존 고정속도에서 사용되도록 설계된 설비에 사용자가 원하는 범위사이에서 가변속이 될 수 있도록 설비를 개선하면서 기계적인 문제가 발생하였다. 즉 회전속도의 변화가 구조물과 내부 회전체의 동특성에 영향을 미치게 되어 과도한 진동이 발생함으로써 내부 팬 블레이드 혹은 외부 지지물이나 구조물의 손상으로 대형 사고까지 발생시킨 사례가 나타

1. 서론

최근 석탄을 포함한 유가의 상승으로 인해 전력 생산 단가의 상승이 지속되면서 자원 고갈에 대한 대비와 에너지 절약방안이 대두되고 있다. 그러한 측면에서 발전소와 같이 기존의 설비를 운영하는 입장에서는 연료비 상승으로 인한 손실을 줄이기 위해 설비의 효율을 높이는 방향으로 노력을 기울이고 있다.

현재 에너지산업 관련분야에서는 ESCO(Energy Service Company)사업이라는 것을 통해 에너지 절감을 위해 적극 노력하고 있는 추세이다. 이 사업은 운