

증기터빈용 Synchro Clutch Coupling에서 발생하는 진동에 관한 연구

심응구*, 김영균**, 문승재**, 이재현**

A study on Mass Unbalance Vibration Generated from 200MW Steam Turbine Synchro Clutch Coupling

Eung-Gu Shim*, Young-Kyun Kim**, Seung-Jae Moon**, Jae-Heon Lee**

Key Words : Synchro clutch coupling, Vibration.

Abstract

The vibration of steam turbine is caused by Mass Unbalance, Shaft Misalignment, Oil Whip and Rubbing etc. but in turbine which is normally operated and maintained, the Mass Unbalance component possesses the greatest portion. Our power plant has two steam turbines in capacity of 200MW and 135MW respectively and each turbine is supported by 6 journal bearings. However, we had many difficulties because the vibration amplitude of No 3 and 4 Bearings was high during the start-up and operation mode change of steam turbine. But, with this study, we completely solved the vibration problem caused by the mass unbalance of No 1 steam turbine.

Until a recent date, No 3 and 4 bearings which support high pressure turbine for No 1 steam turbine had shown about 135 μ m in vibration amplitude (sometimes it increased to 221 μ m maximum. alarm: 6mils, trip: 9mils) at base load. After applying the study, they decreased to about 40 μ m maximum. It is a result from that we did not change the setting value of Bearing Alignment and only changed the assembly position of internal parts in Synchro Clutch Coupling Ratchet Wheel which links between high pressure turbine and low pressure turbine, and increased the internal gap and machining of the Pawl stopper surface. In the operation of steam turbine, if the vibration value increases by 1X, we should reduce the vibration of bearing by weight balancing. However, unless the vibration of bearing is declined by the balancing, we will have to disassemble and check the component and find the cause. In this study, We researched the way to lower mass unbalance that is 1X vibration component which has the greatest portion of vibration generated by steam turbine and We got good result by applying the findings of this study.

1. 서론

일반적으로 복합화력 발전소 증기터빈 설비는 A급 계획예방 정비공사(60,000 EOH, 72개월) 및 B급 계획예방정비공사(30,000EOH, 36개월)를 통하여 점검정비를 시행하고 있으며, 이 기간동안 운전 하면서 문제점이 발생하였던 기기 및 부품을 정비 하고 또한 향후 Trouble 이 예상되는 기기는 교체 정비를 시행 한다. 그러나 증기터빈 설비는 회전체로 구성되어 있고 운전중에는 필연적으로 진동이 발생한다.

물론 진동 진폭이 규정치 이내에 있을 때에는 큰 문제가 없 지만, 3,600 RPM으로 회전하면서 기계적인 에너지를 전기적인

에너지로 변환하여 전력을 생산하는 발전기를 구동시켜주는 증기 터빈에서는 항상 진동 증가에 주의를 하면서 운전하여야 한다. 그러므로 계획예방정비공사 기간 중 아무리 터빈 베어링 및 커플 링 Alignment 를 정확히 조정 하였다 하더라도, 거대한 동력전달 과 고속 회전하는 로타가 커플링에서 Alignment가 잘못되어 조 립되면 축진동과 과도한 축응력 발생으로 인하여 피로 파손의 원 인이 되며 이는 Bending Moment 유발로 이어지거나 인접 로타 를 휘게하여 Weight Unbalance를 발생시킨다. 그러므로 증기터 빈에서는 로타를 서로 연결하여 주는 커플링이 매우 중요하다. 특히 00복합화력과 같이 전력생산과 열공급을 목적으로 하여 운 전하는 터빈을 연결하여 주는 Synchro Clutch Coupling은 운전

* 한국남동발전, shimeg@kosep.co.kr

** 한양대학교 대학원 기계공학과

Mode 에 따라 고·저압 터빈 로타가 분리 혹은 연결되어 운전됨에 따라 일반 화력발전소에서 일축으로 연결하여 운전되는 터빈보다도 더욱 진동이 발생할 가능성이 크다.

그러나 정상적으로 운전되는 터빈에서 발생하는 진동 성분은 주로 질량불평형(Mass Unbalance)에 의한 1X 진동이 절대 다수를 차지한다. 물론 로타가 베어링 표면, 래비린스 씰과 같은 고정부와 접촉함으로써 발생하는 로타 러빙, 축정렬 불량과 같은 오정렬에 기인한 2X 진동 및 열적인 휨, Oil Whirl 과 Whip 같은 유체 불안정 등에 의해서도 터빈에 많은 가진력을 유발한다.

그러므로 본 연구에서는 실제 계통에 병입되어 운전되고 있는 00복합화력 제 1호기 증기터빈에서 주로 발생한 질량불평형 성분에 의한 진동을 연구하였다. 특히 제 1호기는 "고압터빈 22단 블레이드 1개가 절손시 발생한 진동", "저압터빈 3단 Last Blade(30") 1개가 절손 되었을 때 발생한 진동", 그리고 2007년 6월 저압터빈 Last Blade를 교체한 후 모드절환 과정에서 나타난 질량 불평형 성분에 의한 진동, 또한 2007년 10월 Synchro Clutch Coupling을 정비한 후 질량 불평형 성분을 낮춤으로써 저감된 진동에 대하여 중점적으로 연구 분석 하였다.

1.1. 증기터빈 설비 및 진동측정 장비 제원

1.1.1. 증기터빈 구성 및 운전모드



(Fig. 1 Steam Turbine Layout)

00복합화력 증기터빈은 Fig.1에서 보는바와 같이 고·저압터빈으로 구성되어 있고 Synchro Clutch Coupling으로 연결되어 운전된다. 터빈 회전수는 3,600rpm이고 출력은 1호기가 200MW로써 가스터빈과 5:1 조합되어 운전되며, 2호기는 135MW로써 가스터빈과 3:1 조합되어 운전되고 있다. 그리고 증기터빈을 구동하여 주는 주증기 압력은 61.2 kg/cm²a, 주증기 온도는 489.8 °C이며 Moving Blade 숫자는 24/2×3이다. 그리고 일반 복합화력과 다른 점은 전력생산과 지역난방 열 생산을 목적으로 하여 터빈을 운전하므로 Synchro Clutch Coupling에 의하여 고·저압터빈이 Engage 혹은 Disengage 될수가 있다. 그러므로 증기터빈 운전모드는 5개가 있고 아래와 같이 그중에 하나를 선택하여 운전하여야 한다.

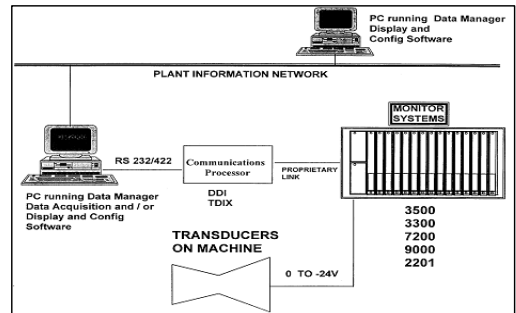
- (1) Mode 1 : HP Turbine Operation + Distric Heater Operation(정상 열공급)
- (2) Mode 2 : Gas Turbine Operation (Simple Cycle)
- (3) Mode 3 : HP + LP Turbine Operation
- (4) Mode 4 : Distric Heater Operation(최대 열공급)

- (5) Mode 5 : HP Turbine + LP Turbine Operation + Distric Heater Operation(가변 열공급)

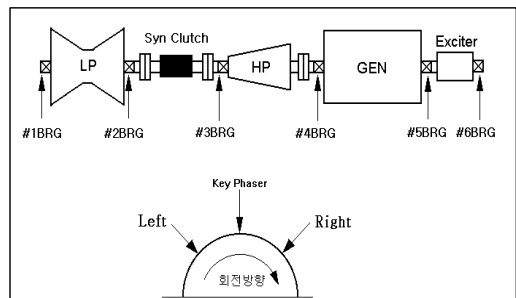
1.1.2. 제 1,2호기 증기터빈 진동측정 장비

증기터빈 설비 진동측정 장비는 Fig 2와 같이 DM2000 System을 이용하여 터빈 베어링 에서 발생하는 진동을 속도계 혹은 변위계를 통하여 DC 전원을 입력받아 DC/AC 값이 조합된 신호를 출력하며 중앙처리장치와 연결되어 정상상태(Steady State)와 과도상태(Transient : Start-Up & Shut- Down)때의 기계 진동값을 자동으로 수집, 저장 또는 처리한다. 그리고 터빈 질량 불평형 성분(1X) 저감을 위한 정확한 Data를 수집을 할 때에는 주로 ADRE 장비를 이용하며 베어링 진동 측정 위치는 Fig. 3 과 같이 6개 베어링에서 측정한다.

- (1) ADRE for Windows(미국 Bently Nevada 사)
- (2) DM 2000(미국 Bently Nevada 사)



(Fig. 2 Schematic diagram for installing DM 2000 System)



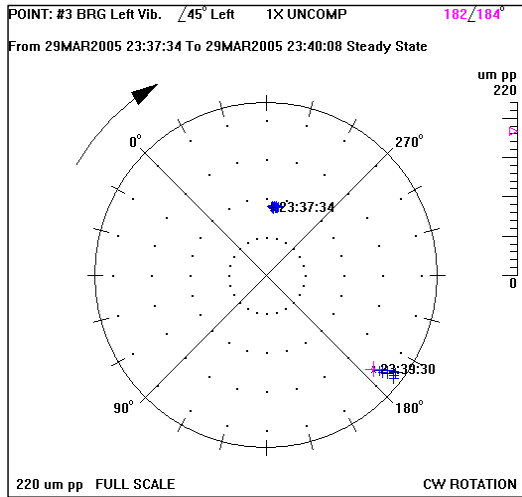
(Fig. 3 Bearing position for vibration measurement)

2. 증기터빈 Mass Unbalance에 의한 베어링 진동 상태 변화

2.1 고압터빈 22단 Moving Blade 1개 절손

2005. 3.29(화) 23:41'분경 터빈출력 130MW (Mode 1, Gas Turbine 5대, 열 출력 420Gcal) 운전 중 제 1호기 고압터빈 22단 Blade 62개 중 1개가 절손(Blade 길이 415mm 중 상부로부터 335mm 지점에서 탈락) 되었고 그 영향으로 23단과 24단 Blade 중 일부가 Dent 되면서 No 3 베어링 1X 진동값이 Fig 4

Acceptance Region 에서 보는바와 같이 $80\mu\text{m}<310^\circ$ 에서 $182\mu\text{m}<184^\circ$ 로 약 126° 의 위상각 변화되었고, No 4 베어링 1X 진동은 $70\mu\text{m}<183^\circ$ 에서 $80\mu\text{m}<28^\circ$ 로 약 155° 의 절대위상각이 변화된 것을 DM 2000 에서 확인 후 현장 점검결과 고압터빈 블레이드 절손 상태 확인하였고, 그후 Fig 5처럼 터빈 22단 손상 블레이드 교체 및 23단 일부 Blade Blending 후 weight Balancing 하였으나 No 3, 4번 베어링 진동상태는 기동 및 모드절환(1↔5)시 높은 상태를 유지 하였다.



(Fig. 4 Vibration vector change of bearing No 3)



(Fig. 5 Photograph before and after replacing high pressure turbine blade)

2.2. 저압터빈 3단 Moving Blade 1개 절손

2006. 8.30(화) 09:30'분경 제 1호기 증기터빈 출력 110MW (Mode 3, Gas Turbine 5대) 운전중 Fig. 6처럼 저압터빈 Left 3 단 Blade 53개중 1개가 절손(Blade 길이 760mm중 상부로부터 140mm 지점에서 탈락)되면서 저압터빈 No 1,2 베어링 Direct 진동이 Fig. 7에서 보는바와 같이 약 $90\mu\text{m}$ 운전중 순간적으로 $170\sim 220\mu\text{m}$ 후 약 20분 유지되다가 09:50분경 No 2 Bearing 진동값이 $232\mu\text{m}$ 초과하여 Unit Trip 되었다. 이는 앞에서 관찰한 고압터빈 블레이드 탈락시 나타나는 현상과 유사하다. 물론 이런 현상은 DM 2000의 각종 Plots 및 Trend에서 확인할 수 있다. 저압터빈 블레이드 절손후 탈락된 Blade 중량을 알기위하여 큰 그릇에 물을 채운후 저울위에 올려놓고 측정된 결과 $3,800\text{g}$ 이었고 예비품 Blade로 탈락된 길이만큼(140mm) 물에 잠기도록 한후 중

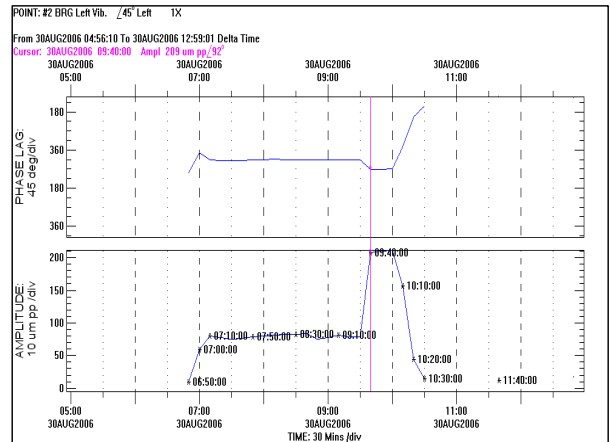
량 측정된 결과 $3,884\text{g}$ 이었으므로 탈락된 Blade 중량은 증가된 중량에 블레이드 재질 비중을 곱하여 계산한 결과 $84\text{g}\times 7.8=655\text{g}$ 이었다. Rotor 중심에서 weight hole 중간까지 평균 직경은 약 470mm, 탈락된 blade 중심까지 반경은 약 1250mm로 중량을 보상하기 위한 반경 계수는 약 2.66이며, 탈락된 blade 중량을 보상할 weight는 $655\times 2.66=1742\text{g}$ 이므로 Blade 탈락 전 unbalance 진동을 고려하여 식(1), (2) 벡터도 및 컴퓨터 Balancing 프로그램을 이용 중량과 부착각도를 수정하여 $1830\text{g}<75^\circ$ 발란싱 하였다. 그 후 정상 운전중 저압터빈 No 1,2 베어링 진동은 약 $80\mu\text{m}$ 정도이고 Mode 3에 의한 기동시, Critical Speed, 계통 병입후 8MW 에서 저압증기가 Admission 할 경우 또는 Mode 절환할 경우에는 진동이 높게 나타났다.

$$F = \frac{W}{g} \cdot r \cdot \omega^2 = \frac{W \cdot r}{g} \left(\frac{2\pi N}{60} \right)^2 \quad (1)$$

$$\text{Rotor Sensitivity} = \frac{\text{Trial Wt. 중량} \times \text{Trial Wt. 반경}}{\text{Trial Wt. 효과 벡터 크기}} \quad (2)$$



(Fig. 6 Photograph before and after replacing low pressure turbine blade)



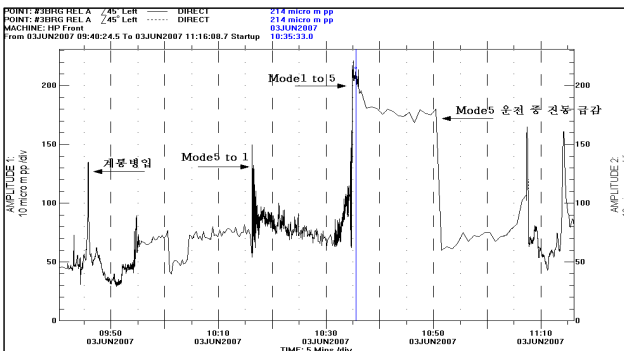
(Fig. 7 Vibration of bearing No 3 When low pressure turbine blade is broken)

3. 증기터빈 Synchro Clutch Coupling 진동 상태 변화

3.1 저압터빈 3단 Moving Blade 전량교체 후 진동

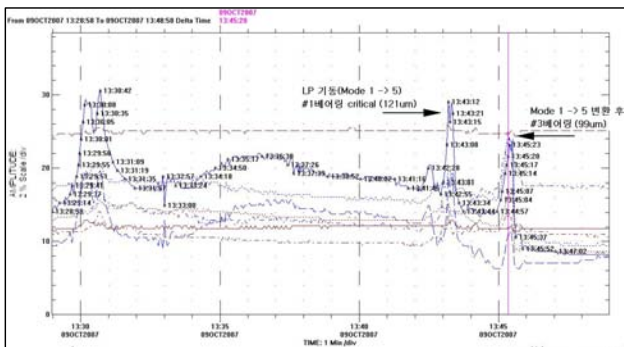
2007. 6.2일 제 1호기 저압터빈 Moving Blade(53개 전량)를

교체후 Mode 3 기동하였으나 1차 Critical Speed에서 저압터빈 No 1 베어링 진동이 174 μ m로 높게 발생하고, 정격속도에서는 고압터빈 No 3베어링 진동이 108 μ m로 다소 높으며 고압터빈 운전 중 저압터빈을 기동하여 Mode 1→5 로 변환하여 Synchro Clutch Coupling 체결시에는 Fig 8처럼 No 3 베어링 진동이 214 μ m로 높게 발생하였다. 진동 진단결과 진동 증가 원인은 Rotor Mass Unbalance에 의한 Synchro Clutch 문제로 판단하여 저압 및 고압터빈 로타에 Weight Balancing을 시행하였으나 Synchro Clutch Coupling 연결상태 불안정으로 진동 증가를 유발하고 커플링 미분리 되었다.



(Fig. 8 Change of vibration condition of bearing No 3 during mode 3 operation)

3.2 Synchro Clutch Coupling 분해정비 후 진동 변화

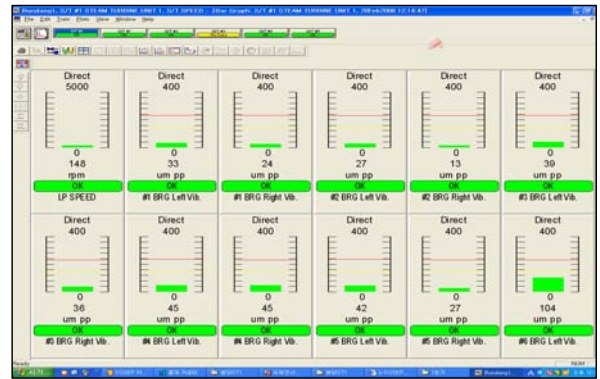


(Fig. 9 Data of mode change test of steam turbine)



(Fig. 10 Appearance of adjusting Synchro Clutch Coupling)

2007년 10월 커플링 정비전 Mode 3 기동시 No 3 베어링 진동은 최대 170~210 μ m으로 높은상태 유지 하였으나, 커플링 정비 후 Mode 3로 운전시 출력 10MW에서 순간적으로 최대 122 μ m이고 10월 9일 1,2차 모드 전환시 순시 최대 99~133 μ m로 양호하였다. 이렇게 No 3, 4 베어링 진동이 저하된 것은 커플링 내부 Ratchet Wheel 과 Carrier 내부간격 조정 및 조립위치 변경(100°), Pawl Stopper 부위 Unbalance량(60g) 저감에 기인하며 이러한 사항은 Synchro Clutch 에서의 1X 성분을 낮추었기 때문이다.



(Fig. 11 Vibration data of steam turbine)

4. 결론

제 1호기 증기터빈 베어링에서 주로 발생한 진동변화는 2005년 고압터빈 블레이드 절손부터 2007년 Synchro Clutch Coupling 내부점검 정비까지 전체 4번에 걸쳐서 큰 진동변화가 있었다. 물론 터빈 베어링 진동 가진력은 질량불평형 (Mass Unbalance) 성분이다. 그러나 1X 성분을 발란싱 하여도 기동 및 모드 전환시에는 수차 발생한다. 이러한 가진력은 고·저압 터빈을 연결하여주는 Synchro Clutch Coupling에서 유발되었으며 내부부품 정비 및 조립위치 변경에 따른 1X 성분을 제거하자 Fig 11에서 보는바와 같이 베어링에서 발생하는 진동 진폭은 놀랄 정도로 저감되었다. 상기에서 고찰한바와 같이 터빈에서 발생한 진동 진폭을 저감하기 위해서 제일먼저 수행할 일은 Unbalance 성분을 줄이는 것 도 중요하지만 더큰 것은 Synchro Clutch Coupling을 사용할 경우 클러치 내부에서 오는 가진력을 근본적으로 제거하는 것이 제일 중요하다.

참고문헌

- [1] 한진 이병준, “현장 기술자를 위한 진동 및 정비핸드북”, 서은기획, (1998), p. 401~403, p. 779~807.
- [2] 양보석, “회전기계의 진동”, 인터뷰전,(2003), p 658~703.
- [3] 한진 권태영, “진동실무”, 한국발전교육원,(2002), p189~203.
- [4] 한진, “정비지침서”, 분당북합화력,(1993), p4~321~4~330.
- [5] ABB, “Maintenance Service Manual”,(1993), 4400.
- [6] 한공 조우택, “진동기술”, 한전기공(주)연수원,(2001) p6~5~55.