플랜트 저널 제4권 제4호(2008) / pp. 56~61

300MW급 증기터빈의 베어링 윤활유 온도조정에 의한 오일휩 제거방법에 관한 연구

황 달 연, 문 승 재*, 이 재 헌*†
한양대학교 대학원 파워엔지니어링공학과, *한양대학교 기계공학부

A Case Study on the Reduction of Noise and Vibration at the Backpass Heat Surface in the Power Plant Boiler

Dal-Yeon Hwang, Seung-Jae Moon*, Jae-Heon Lee*†
Department of Power Engineering, Graduate School of Hanyang University, Seoul 133-791, Korea
**School of Mechanical Engineering, Hanyang University, Seoul 133-791, Korea*

(Recived August 25, 2008; revised October 14, 2008; accepted December 7, 2008)

ABSTRACT : The phenomena of oil whip in steam turbines take place for the unbalance force between a rotor shaft and bearing oil film. The several parameters that affect onset of oil whip have been well known. However, the major parameter of oil whip is shaft mis-alinement. A oil whip causes the high vibration and the shutdown of rotor system. We mostly stop the steam turbine to adjust a shaft re-alinement concerning oil whip. In this case, it needs many costs for maintenance and long shutdown times. In this study, we study and observe the oil whip of the 300MW steam turbine in many years and we conduct the field test for another steam turbine for reducing vibration from oil whip. The results of this study are that a oil whip takes place with a particular rotating speed or a particular turbine output and the oil temperature change is a very effective method for on-line oil whip treatment.

Key words : Oil Whip(오일휩), Journal Bearing(저널베어링), Steam turbine(증기터빈)

1. 서 론

산업현장에서부터 일반생활에까지 광범위하게 사용되고 있는 대부분의 기계류에는 동력 및 에너지의 효율적인 전달을 위해 회전체가 사용되고 있고, 회전체의 마찰손실 및 지지 등을 위해 다양한 형태의 베어링을 사용된다. 베어링은 기계의 회전체 운동을 필요한 범위로 제한함으로써 회전기계가 유효한 운동과 안전한 작동이 되도록 하는 역할을 한다. 그러나 이러한 구속으로 인해 회전체 운동에는 원치 않는 진동과 소음이 함께 발생되며, 이러한 진동 발생 요인의 한 가지 형태인 저널베어링의 오일휩(Oil Whip)은 회전기계의 성능과 수명에 심각한 지장을 초래하기도 한다.

오일휩을 제거하기 위한 방법은 발생 원인에 따라 다양하며, 진동분석을 통해 회전체 평형 조정, 축정렬 조정, 베어링 설치 높이 조정, 베어링 간극 조정, 베어링 형상 변경 등의 다양한 방법을 통해 원인별 최적의 방법을 선택할 수 있다. 그러나 앞서 언급한 방법들은 회전기계를 정지하고 충분한 정비시간이 필요하므로 가동중단에 따른 경제적 손실과 많은 인력이 필요하게 된다. 따라서 이와 같은 손실 발생을 최소화하기 위해서 기계를 정지시키지 않고, 오일휩을 제거하는 좀더 경제적인 방법으로 회전속도 변경, 부하 변경, 베어링 윤활유 압력 또는 온도 변경 등 회전체의 운전조건을 변경시켜 진동을 저감시키

† Corresponding author
Tel.: +82-2-2220-0425; fax: +82-2-2220-4425
E-mail address: jhlee@hanyang.ac.kr

는 방법이 있다.

본 연구에서는 300 MW급 발전용 증기터빈에서 오일휩이 발생한 사례를 분석하여 오일휩을 가장 효과적으로 제거하는 방법을 모색하였다. 또 오일휩에 의하여 비정상적인 진동이 나타난 200 MW급 발전용 증기터빈에서 베어링에 공급되는 윤활유 온도를 실험적으로 조정하여 진동저감 효과를 관찰하였다.

2. 증기터빈 오일휩 발생원인

저널베어링을 가진 증기터빈의 회전체를 가속시키면 베어링 내면과 축의 저널 사이에 공급된 윤활유의 유막은 저널 표면속도보다 50%이하의 평균속도를 갖게 된다. 베어링 내부에서 회전하는 축의 하중은 유막의 반력과 힘의 평형을 유지하면서 일정한 편심 위치에서 안정된다. 그러나 이 베어링 시스템에 외란이 발생하면 축의 편심 위치가 변화되고 축이 이동된 공간으로 윤활유가 유입되면서 유막의 압력도 함께 변동된다. 이러한 경우에 시스템의 감쇠력이 약하다면 축은 안정된 편심위치에 고정되지 못하고 오일휠(Oil Whirl)에 의한 진동이 발생한다. 오일휠은 베어링 부하가 적은 경우, 베어링의 간극이 큰 경우, 윤활유의 점성이나 압력의 변화 및 베어링의 부적절한 설계된의 경우에 주로 발생한다.

Fig. 1은 회전속도 증가에 따라 오일휠과 오일휩이 발생되는 주파수 스펙트럼의 예를 보여준다. 오일휩(Oil Whip)은 오일휠이 축의 고유진동수와 일치하여 진동이 증폭되는 현상으로, 오일휠은 축 회전수에 따라 주파수가 변화되지만 오일휩은 축 회전수가 증가되더라도 일정한 주파수를 유지하게 된다. 오일휩의 발생여부는 대부분 축이나 베어링의 진동을 측정하여 판단할 수 있으며, 오일휠에 의한 진동의 가장 큰 특징은 진동주파수가 축의 회전수의 절반 이하인 점이다.

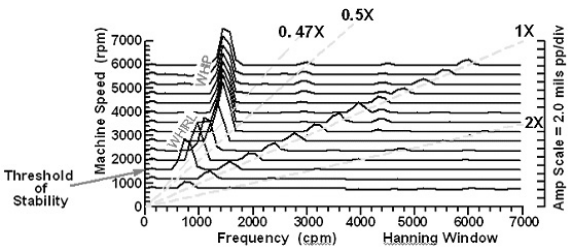

Fig. 1 The Frequency of Oil Whirl and Oil Whip

3. 증기터빈의 오일휩 진동 사례분석

3.1 연구대상 터빈 구조

베어링의 유막 불안정으로 인하여 오일휩이 발생한 사례를 조사한 증기터빈은 현재 발전용으로 가동되고 있는 300 MW급 터빈이다. 이 터빈에 공급되는 증기조건은 고압단에서 압력 170.5 kg/cm^2, 온도 541℃와 중압단에서 압력 36 kg/cm^2, 온도 541℃이며 터빈 축에 연결된 발전기에서 최대 328 MW의 전력이 발생된다. 회전체시스템은 고압단과 중압단 터빈(HP와 IP)이 동일한 축과 케이싱에 설치되어 있고, 저압단 터빈 2대(LP-1과 LP-2)가 각기 다른 축과 케이싱에 설치되어 발전기(GEN)와 여자기(Exciter)에 일렬로 연결된 구조로 되어 있다. 이 터빈의 정격회전수는 3600 rpm이며, 회전방향은 터빈에서 발전기 쪽으로 볼 때 시계방향이다. Table 1은 이 터빈발전기의 사양이며, Fig. 2는 회전체시스템의 축이음과 베어링 구성도이다.

베어링(BRG)은 각각의 터빈과 발전기 축의 좌우

Table 1 Turbine specifications for case study

최대출력	334.9 MW
정격회전수	3600 rpm
주증기압력	170.5 kg/cm^2
주증기온도	541 ℃
복수기진공도	716 mmHg
임계속도	HIP 1650 rpm, LP 1300/2500 rpm
윤활유압력	22 kg/cm^2
제작사	MHI
설치일	2004. 3. 21

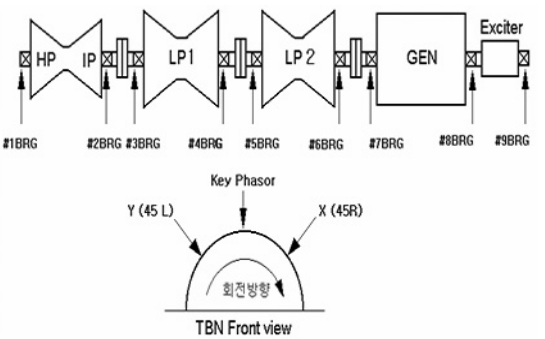

Fig. 2 Shaft coupling and bearing arrangement of the case study turbine

에 설치되어 있고 베어링 번호는 고압터빈에서 여자기 쪽으로 가면서 순차적으로 1번부터 9번까지 붙여져 있다. 베어링 형식은 고압단이 틸팅패드형(Tilting Pad Type)이고 저압단은 원통형(Cylindrical Type)이며 발전기축은 틸팅패드와 원통형이 조합된 형식이다. 윤활유 공급방식은 가압윤활 방식으로 한 대의 펌프에서 분기된 배관에 의해 동일한 압력과 온도로 각각의 베어링에 일정한 유량이 공급된다. 또 각 베어링에는 진동측정 장치가 설치되어 있으므로 실시간으로 축의 진동을 관찰할 수 있다. 이 터빈의 진동은 정상적으로 운전될 때 진폭이 40 ㎛ p-p 이하를 유지하고, 진동관리상의 경보용 진폭은 125 ㎛ p-p, 비상정지용 진폭은 250 ㎛ p-p로 설정되어 있다.

3.2 오일휩 진동 사례조사

2005년 6월부터 터빈을 정지하기 위해 출력을 감소시키면 100 MW이하의 작은 부하영역에서 3번 베어링의 진동이 경보치를 초과하는 현상이 반복적

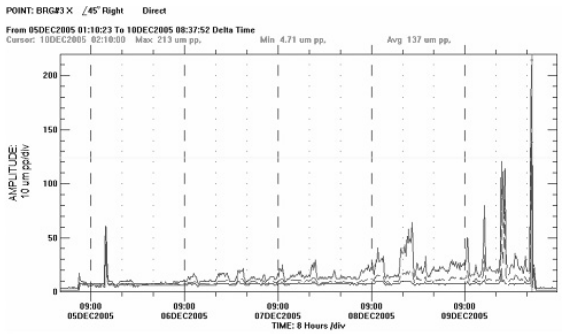

Fig. 3 The vibration trend of #2 bearing by oil whip

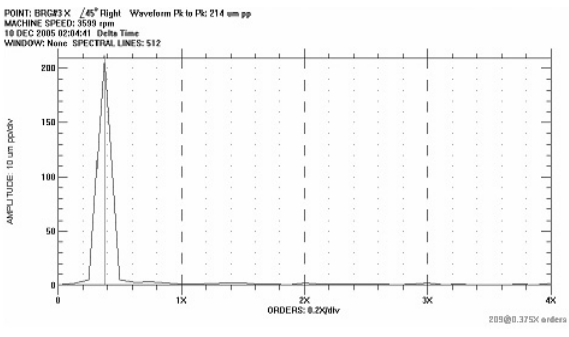

Fig. 4 The vibration spectrum of #2 bearing by oil whip

으로 발생하였다. 이 때 진동진폭은 100~160 ㎛ p-p정도이며 진동주파수는 0.375 X가 우세하게 나타났다. 또 다른 특징은 운전을 시작한지 20시간이 경과하면 베어링 금속온도와 윤활유 배출온도가 같게 되고 그 후부터 윤활유 배출온도가 베어링 금속온도를 상회하는 현상이 관찰되었다. 이러한 온도차는 윤활유 배출온도는 운전시간에 관계없이 일정한 반면 베어링 금속온도는 운전시간 증가와 함께 감소하기 때문에 발생하였다. 베어링 금속온도가 감소하기 시작하면 진동주파수는 1 X성분 외에 0.375 X성분이 조금씩 나타나고 온도차가 약 5.6 를 초과하면 0.375 X성분이 급격하게 상승하였다.

터빈을 정지시킬 때 부하가 작은 영역에서 갑자기 발생하는 높은 진동의 발생원인을 조사하기 위하여 DM2000을 이용하여 주파수를 분석하였다. Fig. 3은 당시 2주간의 진동 변화를 보여준다. 이 그림의 진동진폭은 주파수가 분리되지 않은 총진동(Direct) 값이다. 그림에서와 같이 기동 초기의 과도상태에서 진동은 약간 증가되지만 수 시간 내에 안정된 값을 유지한다. 그러나 시간이 경과됨에 따라 순간적으로 진동이 증가하는 현상이 나타나고 진폭도 점점 증가한다. 특히 터빈을 정지시키는 과정에서 운전제한 경보치를 상회하는 큰 진동이 발생하였다.

Fig. 4는 진동진폭이 갑자기 상승하는 순간 0.375 X성분이 우세하게 나타난 주파수 스펙트럼을 보여준다. 정상적인 운전상태에서 회전체의 불평형 질량에 기인하는 1 X성분이 약 20 ㎛ p-p로 우세하게 나타났으나 전체진동이 증가하는 순간에는 0.375 X성분이 급격하게 증가하였다. 0.375 X성분으로 나타나는 이러한 진동은 유막 불안정에 의한 오일휩, 회전체의 기계적인 마찰, 회전체 부품의 이완 등의 원인으로 나타날 수 있다. 그러나 진폭의 증가와 감소가 매우 짧은 시간에 일어나고 베어링과 축의 상대위치의 변화와 베어링이나 윤활유의 온도변화를 종합적으로 분석해 볼 때 오일휩에 의한 진동으로 판정되었다.

3.3 오일휩 진동 저감방법 검토

오일휩은 베어링 부하가 감소되면서 저널의 편심이 감소하여 유막이 불안정해진 것이 주된 원인이다. 본 연구에서는 진동진폭을 감소시키거나 오일휩을 제거하기 위하여 두 차례에 걸쳐 운전변수를 조정하는 방법을 적용하고 결과를 관찰하였다.

1차 조정방법으로, 베어링 부하 조정, 윤활유 공급 온도 조정 및 터빈케이싱의 열팽창 억제요인을 제거하였다. 베어링 부하를 조정을 통해 오일휩이 일어나는 3번 베어링에의 부하를 증가시키기 위하여 2번 베어링 주변의 보온재를 부분적으로 제거하여 2번 베어링의 부하를 감소시켰다. 이것은 고온증기에 의해 팽창되는 2번 베어링의 높이 증가량을 감소시키는 역할을 한다. 윤활유 온도를 변화시키면 윤활유의 점도 변화에 의해 유막에 작용하는 힘이 변화되는 효과가 있다. 또 터빈 케이싱의 자유로운 열팽창을 유도하기 위한 방법으로 1번 베어링이 설치되어 있는 케이싱 받침대(Front Pedestal) 하부에 그리스를 주입하여 윤활성을 높였다.

2차 조정방법으로는, 베어링 부하 조정과 윤활유 공급온도 조정 및 회전체에 작용하는 힘의 변화를 유도하기 위한 수단을 이용하였다. 베어링 부하를 조정하기 위하여 2번 베어링 받침대 하부를 냉각시킬 목적으로 공기 팬을 설치하였다. 또 3번 베어링 받침대는 열팽창에 의한 높이를 증가시킬 목적으로 베어링 주변에 보온재를 설치하였다. 또 터빈을 정지시킬 때 베어링에 작용하는 외력의 변화량을 줄이기 위하여 주증기와 재열증기의 온도차가 10℃를 초과하지 않도록 운전하였다.

1차 및 2차 조정방법을 증기터빈에 적용하여 시험한 결과를 Fig. 5에 나타내었다. 1차 조정방법을 적용한 결과 운전 중인 터빈의 오일휩 진동이 대폭 감소되었고 정지 과정에서도 과대한 오일휩이 발생하지 않거나 크기가 감소되었다. 2차 조정방법을 적용한 결과 1차 조정의 결과보다 오일휩의 크기가 더욱 감소되었고 터빈을 정지시킬 때에도 과대한 오일휩은 발생하지 않았다.

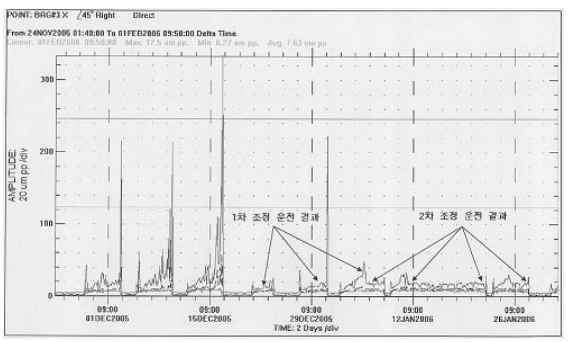

Fig. 5 The vibration of #3 bearing after changing oil temperature

4. 윤활유 온도조정 현장적용 시험

4.1 시험대상 터빈

시험대상인 증기터빈은 정격출력이 200 MW이며 고압단과 중압단이 동일한 축과 케이싱에 설치되어 있고 저압단은 양방향 유동형으로 별도의 축과 케이싱에 설치되어 있다. 터빈 축은 고 · 중압단, 저압단 및 발전기 순으로 연결되어 있다. 고 중압단 축에 윤활유 펌프가 연결되어 있으며 발전기 축에는 여자기가 설치되어 있다. 베어링은 고 · 중압단에 1번과 2번, 저압단에 3번과 4번, 발전기에 5번과 6번이 차례로 설치되어 있다. 또 베어링의 형식은 모두 원통형으로 설계되어 있으나 1번과 2번 베어링은 좌우 간극을 0.2 mm 증가시킨 타원형으로 가공되었다. Table 2는 이 터빈발전기의 사양이며, Fig. 6은 회전체시스템의 축이음과 베어링 구성도이다.

시험대상 터빈은 2007년 11월에 2번 베어링이 손상되어 긴급히 교체한 후부터 이러한 원인으로 큰 진동이 발생하였다. 이 터빈의 진동발생 양상은 터빈을 기동하여 출력을 증가시킬 때에 부하가 낮은 영역에서 0.375 X진동성분이 급격하게 증가하는 전형적인 오일휩 진동이었다.

이러한 오일휩 진동을 근본적으로 제거하기 위해서는 2번 베어링이 설치되어 있는 고압터빈 축을 분

Table 2 Turbine specifications for experiment

최대출력	200 MW
정격회전수	3600 rpm
주증기압력	147 kg/cm^2
주증기온도	540 ℃
복수기진공도	722 mmHg
임계속도	HIP 2100 rpm
윤활유압력	27 kg/cm^2
제작사	Franco Tosi
설치일	1977. 6. 30

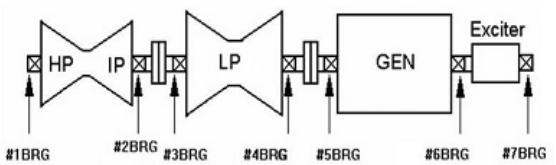

Fig. 6 Shaft coupling and bearing arrangement of the test turbine

리하고 베어링을 재조립하여 각 베어링간의 부하편차를 줄여야 한다. 그러나 축이음을 분리하고 베어링을 재조립한 뒤에 축정렬을 다시 하는 작업이 이루어지기 전까지 응급조치에 의한 운전이 필요하였다. 터빈 운전을 계속하면서 오일휩 진동을 감소시키기 위해서는 앞장에서 검토된 여러 방법 중에서 베어링에 공급되는 윤활유 온도를 조정하는 방법이 가장 간단하고 경제적인 방법이다.

4.2 시험방법

터빈을 기동하여 발전기 출력을 천천히 올리면서 2번 베어링의 진동주파수 스펙트럼을 감시하고, 0.375 X성분이 20 ㎛ p-p이상으로 증가하면 베어링에 공급되는 윤활유 온도를 조정하였다. 윤활유 온도는 40℃가 기준이며 오일휩이 발생하면 42℃까지 1℃ 단위로 증가시켜 0.375 X성분의 진동진폭을 관찰하고, 다시 37℃까지 1℃ 단위로 내리면서 진동진폭을 관찰하였다. 또 온도를 변경시킬 때마다 0.375 X성분이 가장 높아지는 순간의 값을 기록하였다. 여기서 상한인 42℃와 하한인 37℃는 사례연구를 통하여 얻은 경험적인 수치다

4.3 결과 및 고찰

진동이 증가할 때 주파수를 측정해본 결과, 사례조사와 같이 0.375 X성분이 우세하게 나타났다. 오일휩에 의한 비정상적인 진동을 감소시키기 위하여 베어링 유체의 온도를 변경하는 방법을 적용하였다.

시험대상 증기터빈의 오일휩을 감소시키기 위하여 베어링 윤활유의 온도를 변경하며 시험을 수행하였으며 윤활유 온도에 따른 2번 베어링의 진폭을 Fig. 7 ~ 12에 나타내었다. 시험결과 윤활유 온도가 38℃ 일 때 오일휩에 의한 진동이 가장 크게 감소한 것으로 나타났다. 오일휩이 나타날 때 윤활유 온도를 변경하면 베어링 진동의 1 X성분은 변화가 없지만, 0.375 X성분의 진폭은 초기의 31.6 ㎛ p-p에서 60.5 ㎛ p-p까지 증가하거나 9.31 ㎛ p-p까지 감소하는 것을 관찰할 수 있었다. 이러한 결과는 윤활유 온도변화가 점도변화를 초래하고 점도변화는 유막의 평균속도와 동적강성에 영향을 주기 때문으로 추정할 수 있다. 또 윤활유 온도가 증가할 때보다 감소할 때 0.375 X성분의 진폭이 더 크게 감소하는 것은 동일한 조건으로 윤활유가 공급되는 인접 베어링의 편심변화에 의해 2번 베어링의 편심이 증가되었다고 추정할 수 있다.

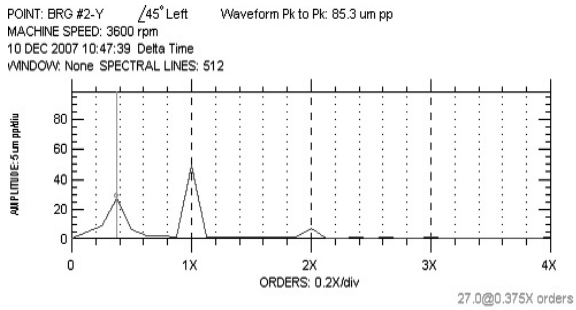

Fig. 7 The Vibration Spectrum of oil temperature 42℃

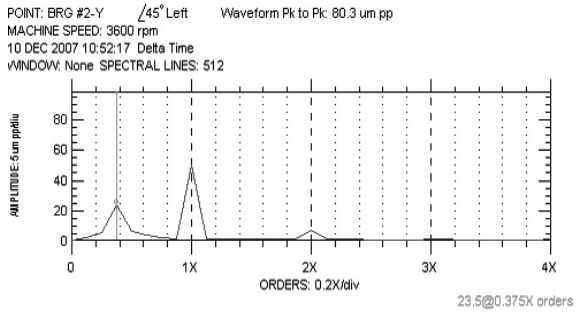

Fig. 8 The Vibration Spectrum of oil temperature 41℃

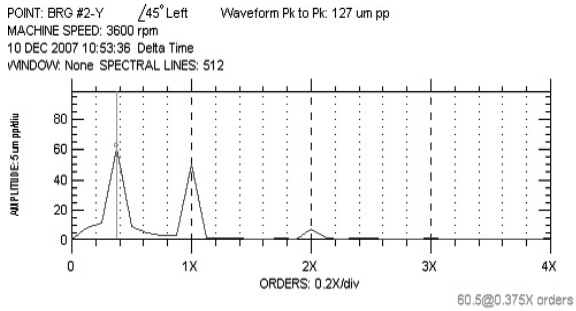

Fig. 9 The Vibration Spectrum of oil temperature 40℃

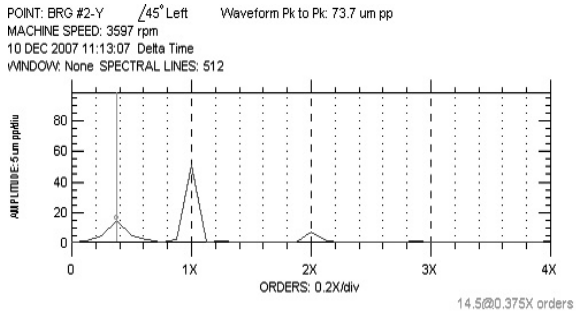

Fig. 10 The Vibration Spectrum of oil temperature 39℃

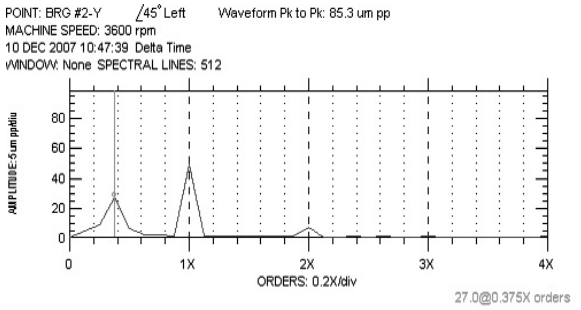

Fig. 11 The Vibration Spectrum of oil temperature 38℃

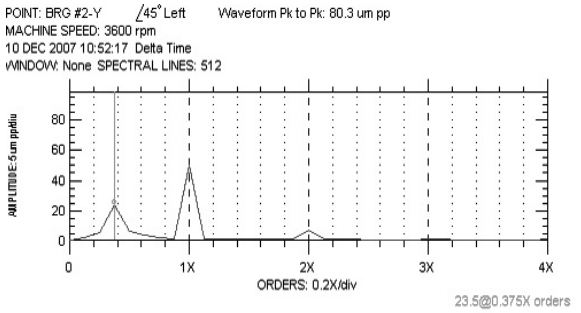

Fig. 12 The Vibration Spectrum of oil temperature 37℃

5. 결 론

본 연구에서는 증기터빈의 오일휩 진동을 가장 경제적으로 저감시킬 수 있는 방법을 찾기 위하여, 현재 가동 중인 300 MW급 발전용 터빈의 오일휩 진동사례를 분석하였다. 또 이러한 목적으로 윤활유 온도를 조정하는 방법을 200 MW급 터빈에 실험적으로 적용하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

첫째, 증기터빈의 원통형 저널베어링에서 오일휩에 의한 진동진폭이 증가할 때 윤활유 공급온도를 변경하면 진폭의 크기도 변한다. 시험결과, 윤활유 공급온도 42℃와 37℃범위에서 0.375 X성분의 진동진폭이 60.5 ㎛ p-p에서 9.31 ㎛ p-p까지 변화되는 것을 확인하였다.

둘째, 모든 베어링에 동일한 온도로 윤활유가 공급되는 증기터빈의 경우, 저널베어링 한 개에서 오일휩에 의한 진동진폭이 증가할 때 윤활유 온도를 낮추는 것이 진폭을 감소시키는데 더 효과적이다. 현장적용 시험결과, 윤활유 공급온도 42℃와 37℃범위에서 0.375 X성분의 진동진폭은 38℃에서 가장 크게 감소하는 것을 확인하였다.

이러한 결과는 윤활유 온도와 점도의 변화에 따라 유막의 평균속도가 감소하고 베어링의 편심율이 증가되었기 때문이다. 따라서 증기터빈에서 오일휩 진동이 발생할 때 베어링에 공급되는 윤활유 온도를 조정하는 것은 가장 간단하면서도 경제적인 방법이라고 할 수 있다.

참고문헌

1. 박성환, 2002, 유막 저널베어링이 회전체시스템에 미치는 진동특성에 관한 연구, 석사학위논문, 경희대학교.
2. 박승헌, 2005, 유체윤활 틸팅패드 저널베어링의 패드 플러터링에 관한 연구, 석사학위논문, 창원대학교.
3. A. El-Shafei, 2007, Some Experiments on Oil Whirl and Oil Whip, Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, Transactions of the ASME(Vol.129 January 2007), pp.144~153.
4. 구재량, 2001, Oil Whip에 의한 터빈의 이상진동, 대한기계학회 2001년 추계학술대회논문집 A, pp. 539~543.
5. Nickolai K. Myshkin & Chung Kyun Kim & Mark I. Petrokovets, 1997, Introduction to Tribology, pp 123~154, Cheong Moon Gak.
6. 정선모, 2003, 윤활공학, pp. 14~46, 동명사.
7. 이병준, 1998, 현장기술자를 위한 회전기계 진동 및 정비 핸드북, pp. 434~442, pp. 891~936, pp. 1143~1178, 서은기획.
8. 윤대현, 2001, 저널베어링으로 지지되는 회전계의 진동특성, 석사학위논문, 동의대학교.
9. Tae-Sul Seo, 1986, A Study on Temperature Characteristics of Plan Journal Bearings, MS thesis, KAIST.
10. 양동순, 1999, 저널베어링으로 지지된 회전체계의 진동특성 연구, 석사학위논문, 충남대학교.