

발전소 급수펌프의 이상진동 원인 규명

손 영 수
한국전력공사 기술연구원



● 1949년생
● 실험적 모드 해석, 회전체 및 구조물 진동 측정 및 분석에 관심을 가지고 있다.

1. 머리말

○○발전소의 터빈발전기 출력은 400MW이며 200MW이상 출력에서는 두대의 보일러 급수펌프를 운전하여 보일러급수를 담당하게 되어있다.

문제의 급수펌프는 No 2 펌프로써 200MW까지의 단독운전시에는 이상진동현상이 발생되지 않으나 200MW이상에서 다른 펌프와 병렬운전 하게 되면 320MW출력범위에서 모터 베어링의 이상진동현상이 발생되므로 다른 정상 펌프의 모터와 교체는 물론 모터기초 보강, 부스터 펌프 임펠러 교체 및 배관계통 점검, 모터와 유체 커플리의 중심 맞추기조정등 가능한 모든 대책을 실시하였으나 해결되지 않으므로 정밀진동진단을 실시하게 되었다.

2. 진동측정장치의 구성

진동측정장치의 구성은 그림 1과 같다.

3. 운전 및 진동특성 조사

(1) 기초를 통한 진동전달관계

문제 펌프의 경우 단독운전시에는 이상진동 현상이 나타나지 않으나 인접한 펌프와 병렬운전하게 되면 이상진동 현상이 발생하게 되므로 No 1이 펌프 200MW운전, No 2펌프 정지

상태에서 기초와 기초사이의 상관값을 조사하여본 결과 0.2이하였으며 이는 기초를 통한 진동전달 가능성이 없음을 뜻한다.

(2) 운전상태와 진동과의 관계

정상펌프와 비정상펌프에 있어서의 단독 및 병렬운전에 따른 진동특성을 조사하였으며 비정상펌프에서 단독운전시와 진동이 급상승하는 300MW에서의 운전특성을 요약하면 그림 2와 같다.

이상의 결과에서 보면 200MW 단독운전시에 비해 300MW 병렬운전시에 상승되는 것은 펌프회전수와 유체(급수)의 온도, 압력등이었으나 유체에 의해 야기되는 문제라면 모터베어링 보다는 오히려 펌프베어링에 이상진동현상이 발생할 가능성이 높은 것으로 생각되었다.

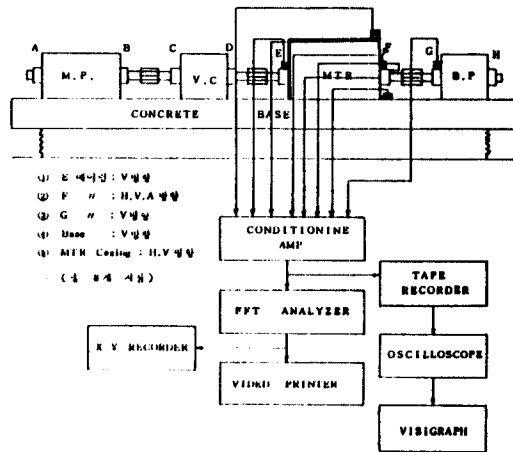


그림 1 진동측정장치의 구성

발전소 급수펌프의 이상진동 원인 규명

항 목	출 력		비 고
	200MW(단독)	300MW(병렬)	
BFP flow	570 T/H	430 T/H	
Pump speed	4800 rpm	5000 rpm	
Motor current	400 A	420 A	
BFP Dis. Pr	140 kg/cm ²	181 kg/cm ²	
Booster P/P Suc. Pr	7.7 kg/cm ²	10.4 kg/cm ²	
Booster P/P Suc. Wtr temp	162 °C	171 °C	
BFP Dis. Wtr. temp	174 °C	180°C	

그림 2 운전상태 및 진동

따라서 본 이상진동문제는 펌프회전수와 관련이 깊을 것으로 보고 이를 확인하기 위해 문체의 펌프를 단독운전하면서 유체 커플링을 이용하여 회전수를 최대한 상승시켜 보았으며 이 결과 펌프회전수가 5000rpm 이상 상승됨에 따라 진동이 급상승됨을 확인할 수 있었다.

(3) 진동 스펙트럼

정상펌프의 진동스펙트럼은 그림 3과 그림 4

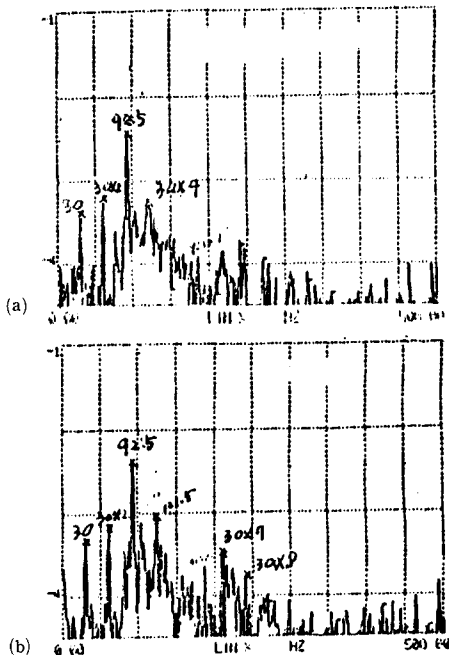
의 결과에서 주진동주파수가 30Hz 및 9.25 Hz임을 알 수 있었으며 이를 변위로 환산하여 그래프로 그리면 그림 3 및 그림 4와 같다.

(4) 진동변위

진동변위의 정상펌프는 그림 5와 같다.

(5) 진동파형

그림 6에서 여러가지 샘플링 시간에서의 진동파형을 조사하였으나 충격파나 Beat파형등



(a) F베어링 200MW 단독운전
그림 3 (b) F베어링 320MW 병렬운전

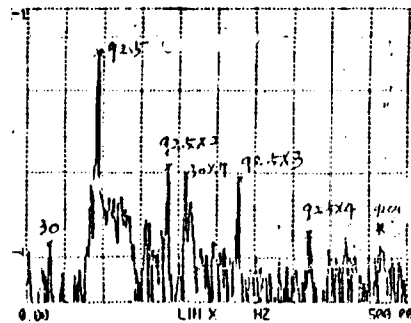


그림 4 F베어링 320MW 병렬운전

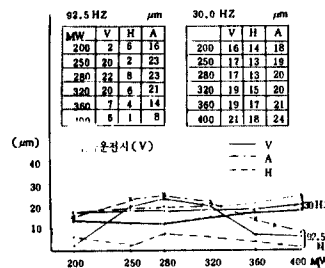


그림 5 F베어링

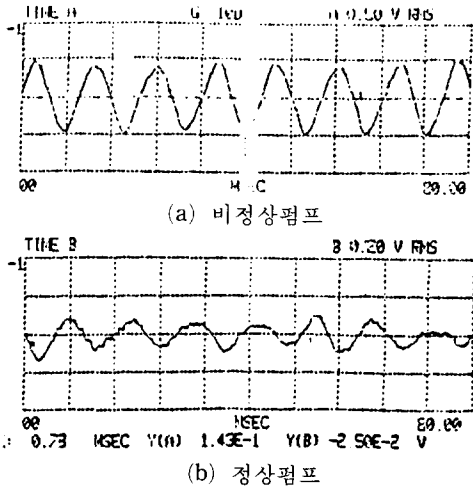


그림 6 F베어링 320MW병렬운전

①/②의 위상차	230 MW	250 MW	280 MW	320 MW	360 MW	400 MW
6-2 EV/FV	62	70	155	156	154	157
6-2 EV/GV	23	28	130	146	135	128
6-2 EV/BaV	100	103	-165	-162	-165	-168
6-1 EV/FV	143	141	142	143	143	148
6-1 EV/GV	120	118	117	116	124	127
6-1 EV/BaV	81	80	83	88	85	82

그림 7 진동위상차

은 나타나지 않았으며, 문제의 320MW근방이 될 수록 정현파형이 되었다.

이는 진동 스펙트럼이나 진동변위 그래프에서도 알 수 있었듯이 92.5Hz성분이 점점 강해지는 것으로 볼 수 있었다.

(6) 베어링에서의 진동위상차.

“E”베어링에 대한 F, G 베어링 및 기초 사이의 진동위상차는 그림 7과 같다.

상기 결과에서 보면 정상펌프의 경우 출력변동에 관계없이 위상차가 거의 일정하나 비정상펌프의 경우 진동이 급격이 상승되는 280MW 부근에서 위상차가 커지는 것을 볼 수 있었다.

(7) 베어링별 진동크기

그림 8은 main 펌프에서 부우스터펌프까지

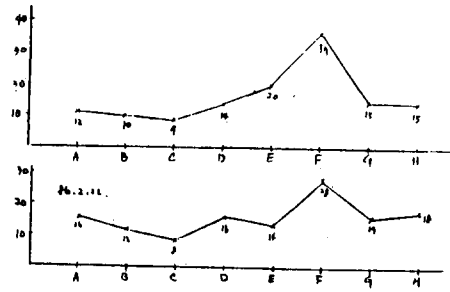


그림 8 진동크기

8개 베어링에 있어서의 진동크기를 비교해본 결과 다른 정상펌프에서도 F베어링에 있어서 진동이 가장 큰 상태임을 알 수 있었으며, 이는 어떤 비정상적인 요인이 있을 경우 F베어링에서 문제가 발생될 소지가 큰 것으로 볼 수 있었다.

4. 검토의견 및 대책

(1) 기초사이의 진동전달관계를 조사한 결과 진동전달이 거의 없는것이 확실하였으며 이결과에 의해 본 진동문제는 No2펌프자체의 문제로 압축할 수 있었다.

(2) 운전상태와 진동과의 관계를 조사한 결과 터빈발전기출력이 300~330MW (main pump speed 5000~5300rpm)에서 진동변위가 피이크로 되는 것을 확인할 수 있었으며 이 진동은 main pump speed와 밀접한 관계가 있는 것을 확인할 수 있었다.

(3) 문제가 되는 진동주파수는 92.5Hz성분이었으며 기타 충격파동의 발생은 없었다.

이 92.5Hz성분은 미지의 주파수로서 이의 발생원에 대해 다음과 같이 조사하였다.

(가) Gear coupling mesh frequency

- 유체 Coupling motor

$$62 \times 30 = 1860 \text{ (Hz)}$$

- Motor-Booster pump

$$52 \times 30 = 1560 \text{ (Hz)}$$

(나) Booster pump passing frequency impeller 수 × 회전수 = 7 × 3 = 210 (Hz)

(다) Motor slot주파수

$$F = \{z(1-s)/p\} + 2f$$

$$= (72(1-0.03)/4) + 2 \times 30 = 78 \text{ (Hz)}$$

여기서 z = slot 수 (72개)

s = slip (약 3%)

f = motor 회전수 (30Hz)

p = 극수 (4극)

(라) 기초 고유진동수 계산

$$F = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{Kv}{M}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{9800 \times 65.8 \times 64}{120000}}$$

$$\approx 3 \text{ (Hz)}$$

· 중량 ≈ 120 tons

— Concrete base 중량

$$\text{비중량} \times \text{체적} = 2.5 \times 30 = 75$$

— 구성기기 중량 ≈ 40 tons

Main pump, Motor, Booster pump 및 유체 커플링

— 기타 배관 ≈ 5 tons

· Spring 상수 = $65.8 \times 64 = 4211$

— 지지 point 수 : 8개소

— 1 point spring 구성 : 8개

— 1개 spring 제원

$$n = 4, \quad d = 24\text{mm}, \quad D = 108\text{mm}$$

$$\ell = 115\text{mm}$$

$$K = Gd^4 / 8nD^3 = 8 \times 10^3 \times 24^4 / 8 \times 4 \times 108^3$$

$$= 65.8 \text{ (kg/mm)}$$

(마) 유체 커플링 1차측 회전수

유체 커플링의 구조는 위와 같으며 문제의 92.5Hz 성분은 main Pump speed와 관계없이 발생하는 것이므로 정속부분인 모터측 유체 커플링 회전수를 구해 보았으며 결과는 그림 9와 같다.

$$165 : 53 = x : 1792 \text{ (rpm)}$$

$$x = 93 \text{ (Hz)}$$

(4) 이상의 결과에서 보면 문제의 92.5Hz 성분은 유체 커플링의 모터측 회전수일 가능성이 가장 높았으며 보수공사시 모터측 유체 커플링 회전체를 다른 정상적인 펌프의 것과 교체하여 운전해 본 결과 진동변위가 10배 이상 감소되어 양호한 상태로 되었다.

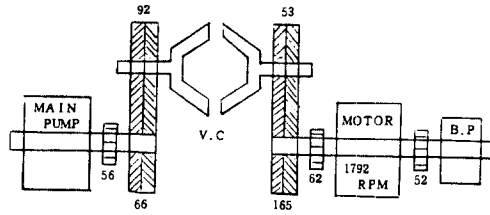


그림 9 커플링 구조도

5. 맺음말

진동원인규명에 있어서 가장 중요한 것은 첫째, 발생경과, 운전기록 및 발생상황을 종합하여 진동원인을 예측하는 것이라 말할 수 있다.

이것은 유사기기에서의 실례조사와 많은 경험이 필요하게 되며 객관적인 자료에 근거한 판단이 되어야함은 물론이다.

둘째, 추정된 것이 맞는지 여부를 확인하기 위한 계측과 판단에 필요한 정보수집과 정리를 하는 것이다.

이를 위해서는 계측의 용이성, 운전계획등을 고려하여 사전에 충분한 검토가 필요하다.

셋째, 판단과 확인작업으로서 진동원인을 제거하지 않고 원인의 요소를 변화시켜 진동의 변화가 이론에 맞는지를 확인하며 예측한 진동원인과 모순되지 않는가를 검토하는 것이다.

마지막으로 대책과 대책실시후의 확인작업이며 원인에 직결된 근본적인 대책이 되어야 할 것이다.

본질적인 문제를 피한 대책은 결국 더 큰 피해를 입을 수 있음을 명심하여야 한다.

이상이 진동진단의 일반적 흐름도이나 복합적인 진동의 경우 판단하기 어려운 경우가 종종 있으며 조사방향이 잘못되었을 경우 방향전환에 주저하지 말아야 한다.

진동진단이란 의사가 환자를 진단하는 것과 같은 이치로서 유능한 의사가 되기 위해서는 끊임없는 노력이 필요하며 현장에서 경험한 것은 정리해 둠으로서 유사문제 발생시 참고자료가 될 수 있을 것이다.