

# 회전기기 성능저하 매커니즘 분석

## Study on the Performance Degradation Mechanism in Rotating Machinery

김성국† · 이도환\* · 이선기\*\* · 김병곤\*\*\*

Seong-Kook Kim, Do-Hwan Lee, Sun-Ki Lee and Byung-Gon Kim

### 1. 서 론

고속 회전기기의 결함 유형에는 여러 가지가 있으며, 발생 빈도수가 높게 나타나는 질량 불평형 결함은 제작 및 설치 등과 같은 문제에서 유발되는 대표적인 1차 결함이고, 위의 결함에 의해 후속적으로 유발되는 베어링 손상, 커플링 파손 및 축 굽힘 결함은 2차 결함인 것으로 알려져 있다. 기존 연구결과들에 따르면, 이들 결함 사이에는 시스템의 구조적인 결함 특성상 스트레스 전이 또는 전달과 같은 상호 연관성이 존재하기 때문에 어떤 하나의 결함 조건 하에서 장시간 운전 시 다른 결함 유형들을 유발하여 시스템의 성능을 점진적으로 저하시킬 뿐만 아니라 최종에는 운전정지와 같은 고장에 이르게 하는 것으로 나타났다. 이는 결함 유형 간에 전달되는 스트레스 매커니즘 분석을 통해서 다른 부위의 결함을 추론하거나 향후 발생 가능한 결함 유형이 예측 가능하다는 것을 의미하며, 회전기기 진단 분야에 매우 중요한 정보를 제공할 것이다. 이에 본 연구에서는 1차 결함 요소인 질량 불평형 조건하에서 스트레스 전이에 의해서 발생하는 후속적인 결함 및 손상 매커니즘을 알아보았다.

### 2. 실험

#### 2.1 실험장치 및 방법

본 연구에 사용된 실험 장치는 Fig.1과 같이 구성되어 있으며, 1차 결함 요소인 불평형질량 조건을 제공하기 위해서 로터에 질량 시편을 체결할 수 있도록 하였다. 실험 시 회전기기의 성능저하를 가속화시키기 위해 회전속도 3600rpm 조건하에서 반경방향 부하 1400N(70g)이 시스템에 가해지도록 하였다. 실험장치에서 사용된 축은 직경

25mm의 STS 304재질이며, 커플링, 베어링은 일반적으로 원전 펌프에서 많이 사용되고 있는 유형과 재질 및 강도 정보에 근거하여 선정 및 제작되었다.

시스템에 전달되는 진동신호는 Fig. 2와 같이 베어링 하우징부에 3축 방향으로 설치된 단축가속도센서(1~25kHz)로부터 5초마다 1초씩(50kS/s) 측정되도록 하였다. 또한 결함 발생 시 시스템을 정지시킨 후 각 부품의 손상 상태를 점검하기 위해 RMS 트립(trip) 조건을 설정할 수 있도록 하였다.

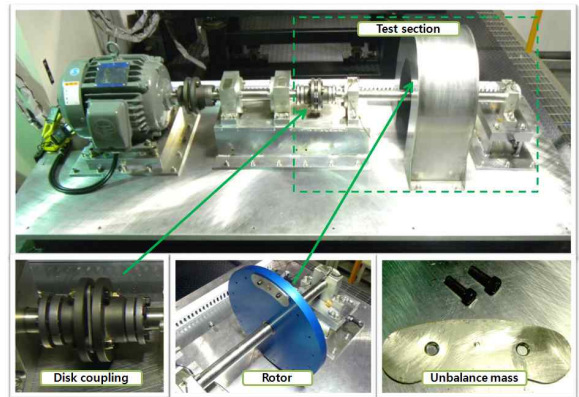


Fig. 1 실험장치

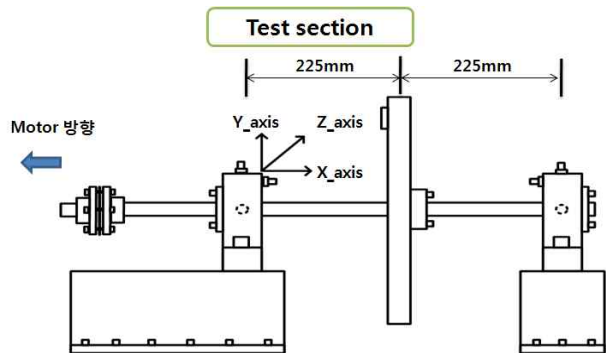


Fig. 2 가속도계 좌표

#### 2.2 실험 결과

실험결과 결함에 의한 시스템 과부하로 운전이 완전히 정지될 때까지 총 85시간 정도가 소요되었으며, 시험간 트립 조건에 따른 경과시간은 다음과 같다.

† 교신저자; (주)엠앤디  
E-mail : skkim@e-mnd.com  
Tel : (042) 861-3823, Fax : (042) 933-3828

\* 한전 전력연구원  
\*\* 한전 전력연구원  
\*\*\* (주)엠앤디

	트립 조건	경과 시간
1차	1g (=9.8N)	78 h
2차	5g	81 h
3차	10g	85 h

Fig. 3은 시간 경과에 따라서 3축 방향으로 각각 측정된 진동신호의 RMS값 변화를 나타낸 것이다. 구간별로 다음과 같은 특성을 보였다.

■ 1단계 (1차 트립 이전 구간)

실험 시작 후 77시간이 경과될 때까지 실험 장치는 큰 진동(RMS값 1g이하) 없이 안정된 운전을 하였다.

■ 2단계 (1차 트립~2차 트립 직전 구간)

2단계 실험 초기 RMS 값이 1g에서 4g까지 상승한 후 큰 폭의 변화 없이 일정하게 나타났다. 1차 트립이 발생한 후 각 부품 상태를 점검한 결과 베어링 내륜과 외륜에서 0.3mm 이하의 작은 구멍들이 다수 확인되었으며 특히 내륜 표면에서는 과도 부하 작용 시 피로에 의한 표면 손상 결함인 스폴링(spalling)이 관찰되었다. 초기 RMS값이 크게 상승한 원인은 스폴링 부위가 불과 강하게 접촉하면서 동반되는 과도 진동에 의해서 유발된 것으로 판단된다. 이외에 축굽힘 및 커플링 손상, 결합나사 풀림 상태 등의 점검 결과 손상 또는 결함은 발생되지 않음을 확인하였다.

■ 3단계 (2차 트립~3차 트립 직전구간)

2단계와 유사하게 3단계 실험 초기에 RMS 값이 8g까지 급격한 변화를 보였다. 이에 각 부품 상태를 점검한 결과 베어링만이 더욱 심하게 손상되었고, 이외에 나머지 부품들에서는 이상이 없는 것으로 나타났다. 이러한 사실로부터 3단계 초기의 급격한 RMS상승 원인 또한 2단계와 마찬가지로 불과의 접촉에 의해 약해진 스폴링 주위에서 박리가 진행되기 때문인 것으로 추정 가능하다.

■ 최종 (3차 트립 시점)

과도한 진동에 의해 더 이상 시스템 운전이 불가능한 상태에 도달한 후 각 부품 상태를 최종 확인한 결과 베어링 내륜 표면만이 완전히 손상되었고 이외에 나머지 부품들에서는 여전히 별다른 손상이 발생되지 않음을 확인하였다.

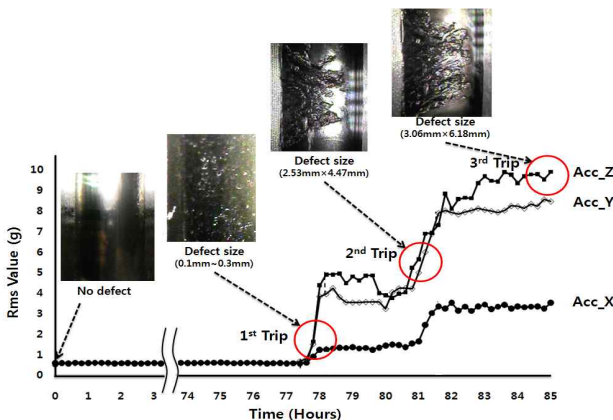


Fig. 3 Trip 단계별 내륜 결함성장 및 rms 변화

위의 실험 결과를 확인하기 위해서 시간 경과에 따른 주파수 분석을 수행하였으며, 그 결과 불평형 또는 축굽힘 결함 등에 의해 나타나는 1X성분과 베어링 내륜 결함에 의해 나타나는 BPFI성분(580Hz)이 지배적인 것으로 확인되었다. 이에 Fig. 4와 같이 두 개 성분의 시간 변화를 살펴본 결과, 베어링 내륜 결함에 의한 BPFI 성분은 점차 증가하나 1X 성분은 큰 폭의 변화 없이 일정하게 유지되는 것으로 나타났다. 이는 앞서 RMS값 변화에서 살펴본 것과 상당히 일치하는 결과로서 지속적인 불평형 결함 운전시 대부분의 스트레스가 베어링부에 전달되고 이외의 부품들에는 크게 영향을 미치지 않는다는 사실을 추정 가능하다. Fig. 5는 3차 트립 직전 신호에 대한 주파수 변환 그래프로서 일반적으로 알려져 있는 심각한 베어링 손상의 주파수 분포가 거의 유사하게 나타남을 확인하였다.

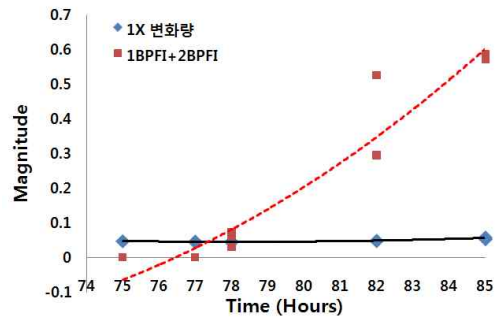


Fig. 4 시간 경과에 따른 Peak 변화

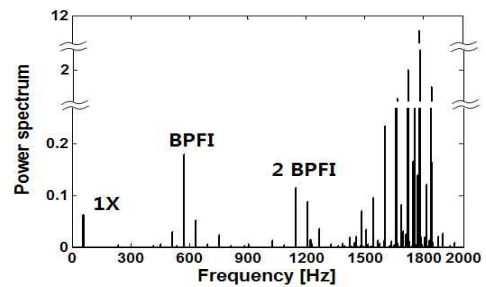


Fig. 5 최종 단계 파워 스펙트럼 분포

### 3. 결 론

본 연구를 통해 얻은 결론은 다음과 같다. 질량불평형 결함 조건하에서 장시간 운전 시 베어링 파손이 지배적으로 발생하며, 베어링 파손으로 인한 운전 정지까지 다른 부품들에서는 결함 또는 손상이 거의 발생되지 않음을 확인하였다. 이로부터 불평형 결함에 의한 스트레스 발생은 베어링 부 손상과는 상당히 밀접한 상관관계가 있으나 그 이외에 나머지 부품 손상 또는 결함 유형들에 대해서는 크게 영향을 미치지 않는 것을 알 수가 있었다.