

500 MW급 석탄화력발전소 증기터빈축 이상진동의 해결방안

안광민*, 유호선**†

*한국중부발전(주), **†승실대학교 기계공학과

Abnormal Vibration of the Steam Turbine Shaft in 500 MW Class Coal-fired Power Plants

Kwang-Min Ahn*, HoSeon Yoo**†

*Korea Midland Power Corp., Boryeong 33439, Korea

**†Department of Mechanical Engineering, Soongsil University, Seoul 06978, Korea

ABSTRACT : During the start-up of 500 MW class coal-fired power plant, abnormal shaft vibration was occurred on bearings installed on both side of high and intermediate pressure steam turbine. Shaft vibration was analyzed to investigate the reason and find the resolution, based on well-known theory in this study. Typical vibration characteristics which occur when rotating parts contact with stationary parts were observed at the analysis of frequency, amplitude and phase angle. The reason of abnormal vibration was assumed to be rub and internal parts wear was observed during repair period. As a result of applying low speed turning and balancing for resolution of abnormal vibration, balancing was more effective for rub removal. So balancing could be excellent resolution in the case of abnormal vibration which is similar to this study.

초 록 : 본 연구에서는 500 MW급 석탄화력발전소 기동 중 고압 및 중압 증기터빈축 양단 베어링에서 발생한 이상진동 현상의 원인을 규명하고 해결방안을 모색하기 위하여 알려진 이론에 근거하여 분석을 수행하였다. 주파수, 진폭 및 위상각 분석결과 접촉에 의해 발생하는 진동의 전형적인 특성이 나타나 이상진동의 원인을 접촉으로 판단하였고 증기터빈을 분해하여 내부부품의 마모를 확인하였다. 이상진동을 해소하기 위하여 저속회전 및 발란싱 방법을 적용하였는데 발란싱이 저속회전보다 접촉현상 해소에 우수하였다. 따라서 본 연구와 유사한 특성의 이상진동이 증기터빈 축에서 발생할 경우 발란싱은 유력한 해결방안이 될 수 있을 것이다.

Key words : 증기터빈(steam turbine), 진동(vibration), 진폭(amplitude), 주파수(frequency), 위상각(phase angle), 접촉(rub), 발란싱(balancing)

1. 서 론

2015년 제7차 전력수급기본계획에 따르면 우리나라 전력소비량은 2029년 656,883 GWh, 최대전력은 1억 1,193

만 kW로 전망되었고 연평균 증가율은 2.2% 수준이다. 이처럼 전력수요가 증가할수록 발전플랜트에서의 고장은 전력공급차질로 이어져 2011년 9월 대규모 정전처럼 심각한 상황을 초래할 수 있다.

연구대상인 증기터빈에서 가장 빈번하게 발생하는 설비 문제는 진동이 정상운전 범위를 벗어나는 이상진동 현상이다. 질량 불평형, 축정렬 불량, 고정체와 회전체간의 간극불량 및 열팽창 차이에 의한 접촉(rub), 베어링 손상 등

† Corresponding Author,
E-mail address: hsyoo@ssu.ac.kr

에 의해 진동이 발생하므로 이상진동이 발생하면 즉시 증기터빈을 정지하고 점검하여 손상확대를 방지해야 한다 (4). 이상진동의 원인은 매우 다양하기 때문에 진동분석을 통하여 정확한 원인을 밝혀내는 것이 중요하고 이를 바탕으로 합리적인 저감방법을 선택해야 한다.

본 연구에서는 보령화력 발전소 7호기 계획예방정비공사 후 최초기동 시 증기터빈축에서 발생한 이상진동의 원인을 진단하고 이의 해결방법에 대해 논하고자 한다.

이상진동의 원인을 분석하기 위하여 진동분석장비를 증기터빈축의 진동 센서에 연결하여 진동의 주파수, 진폭 및 위상각을 검토하고 알려진 이론과 비교하여 원인을 분석하였고 차기 정비기간 중 증기터빈을 분해하여 예측한 진단상황이 실제로 발생하였는지 확인하였다.

진동분석 결과에 의거 이상진동의 원인을 해소하기 위해 저속회전과 발란싱 방법을 시험하였는데 두 방법 모두 증기터빈을 분해하지 않고 적용하는 것이 가능하다. 별도의 작업이 필요없는 저속회전 방법과 증기터빈에 금속을 부착하는 발란싱 방법을 차례로 적용한 뒤 진동의 주파수, 진폭 및 위상각을 분석하여 저속회전과 발란싱 방법이 이상진동 해소에 미치는 영향을 비교하였다.

2. 연구대상 및 방법

2.1 증기터빈축

Table 1은 보령화력 7호기 증기터빈축의 주요 기술자료

<Table 1> Technical data of steam turbine shaft

Item		Technical data
Length	HP turbine	4,369 mm
	IP turbine	3,689 mm
	LP turbine	10,027 mm
Diameter	HP turbine	457 mm
	IP turbine	483 mm
	LP turbine	610 mm
Material	HP turbine	12Cr alloy steel
	IP turbine	12Cr alloy steel
	LP turbine	NiCrMoV
Rated rotational speed		3,600 rpm

이다. 축의 길이 및 직경은 증기의 비체적이 가장 큰 저압 터빈에서 가장 길고 크며 재질을 살펴보면 상대적으로 고온, 고압의 증기를 공급받는 고압 및 중압터빈이 동일하고 저압터빈은 이와 상이하다. 고압, 중압 및 저압터빈은 직렬로 연결되어 동일하게 3,600 rpm으로 회전한다.

2.2 진동측정

진동은 대상물체에서 일어나는 반복적인 흔들림이다. Fig. 1은 조화운동에서 진동의 3요소인 진폭(amplitude), 주파수(frequency), 위상각(phase angle)을 보여주는 그림이다. 진폭은 진동파형에서 상사점과 하사점의 직선거리로서 진동의 심각한 정도를 확인할 수 있다. 주파수는 단위시간 동안의 순환(cycle) 횟수로 주기(period)의 역수와 동일하다. 기계의 진동을 발생시키는 가진력의 주파수와 기계의 흔들림 주파수 즉 진동 주파수가 일치하기 때문에 기계의 진동 주파수를 알면 진동의 원인을 알 수 있다. 위상각은 두 개 진동신호 사이의 시간차를 각도로 표시한 것으로서 본 연구에서는 위상 기준신호(keyphasor signal)와 진동신호(vibration signal) 상사점과의 각도차를 의미한다. 위상각을 알면 회전체에서 진동의 상사점 즉 진폭이 최대가 되는 위치를 알 수 있기 때문에 발란싱 등의 정비가 가능하다.

증기터빈축의 진동을 감시하기 위하여 베어링마다 진동 센서가 설치되어 있다. Fig. 2는 증기터빈 및 베어링의 배

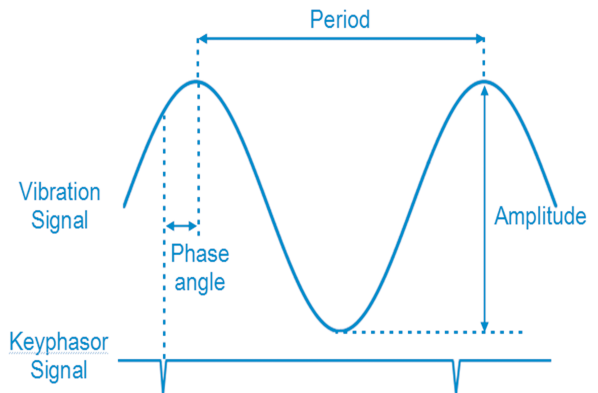


Fig. 1 Display of amplitude, period and phase angle

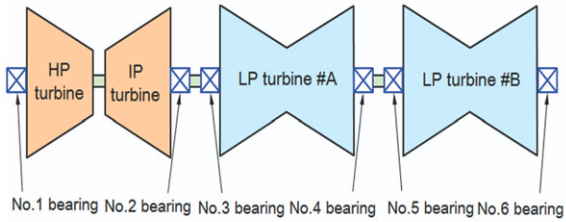


Fig. 2 Composition of steam turbine and bearing

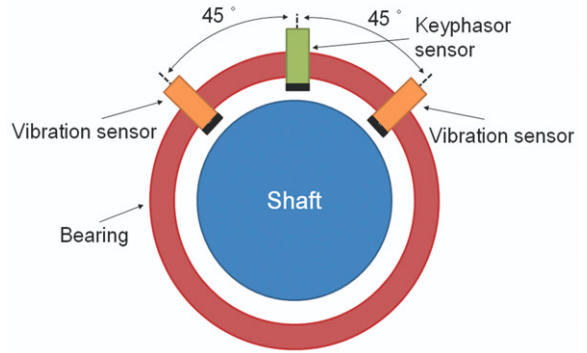


Fig. 3 Position of vibration and keyphasor sensor on bearing

치도이다. 베어링은 고압, 중압, 저압 증기터빈 양단에 총 6개가 설치되어 회전체를 기계적으로 지지해주고 있다.

Fig. 3은 베어링에 설치된 계측기의 위치를 표시한 그림이다. 진동센서는 원주방향으로 90° 간격을 두고 2개가 설치되어 있다. 위상 기준신호 센서(keyphasor sensor)는 진동의 위상각을 측정하기 위해 기준신호를 발생시키는 계측기로서 베어링 상부에 수직으로 설치되어 있다.

본 연구에서는 진동센서에 진동분석장비를 연결하여 주파수, 진폭 및 위상각을 분석하여 이상진동의 원인을 검토하였다.

2.3 발란싱

발란싱(balancing)은 회전체에서 질량불평형점(heavy spot)의 크기와 위치를 찾아내어 이를 제거하거나 동일한 질량을 가진 금속을 질량불평형점 반대위치에 부착하여 불평형을 상쇄시키는 정비방법이다. 여기서 한가지 유념해야 할 점은 질량불평형점과 진폭 최대점 즉 사상점(high spot)이 일치하지 않을 수 있다는 사실이다. 질량불평형점과 사상점은 위치가 같을 수도 있고 다를 수도 있는데 이는 회전속도, 강성 및 진동모드 등 시스템의 특성에 따라 변한다. 그러므로 사전에 이 정보를 알고 있어야 위상각 측정으로 사상점의 위치를 파악하고 이로부터 질량불평형점의 위치를 계산하여 발란싱이 가능해진다.

발란싱에는 증기터빈의 제작사 제공자료를 이용하는 방법과 현장 취득자료를 이용하는 방법이 있다. 전자는 증기

터빈의 특성에 따른 사상점과 질량불평형점의 위치차 및 발란싱용 금속의 진폭감소효과 등 제작사에서 제공한 데이터를 이용하여 발란싱 위치 및 중량을 산출하는 방법이고 후자는 현장에서 시험용 금속을 증기터빈에 부착하여 발란싱을 수행한 후 산출된 영향인자(influence coefficient)를 활용하는 방법이다. 영향인자는 발란싱을 위해 부착한 금속이 진폭과 위상각에 얼마만큼 영향을 주는지를 수치화한 값으로 산출된 영향인자를 활용하면 차후에도 발란싱이 가능해진다.

3. 이상진동 원인분석

3.1 이상진동 현상

보령화력 7호기 계획예방정비공사 후 최초 기동 중 1번, 2번 베어링에서 진폭 경보값을 초과하는 이상진동이 발생하였다. Fig. 4는 증기터빈이 정격속도 도달 후 정지할 때까지 87분 동안 1번, 2번 베어링의 진폭변화를 나타낸 그래프이다. 시간축에서 13분이 지난 후 전력계통과 연결(Synchronizing)되었고 48분에 출력 150 MW에 도달되었다. 진폭은 정격속도 도달이후 상승하기 시작하였고 출력이 증가되는 중에도 계속 상승하여 상승세를 멈추기 위해 58분까지 150 MW로 출력을 유지시켰다. 이후에도 진폭이 상승하여 87분까지 출력을 감소시켰으나 계속된 진폭상승으로 65 MW에서 증기터빈을 정지시켰다. 이때의 1번, 2번 베어링의 진폭은 각각 223 μm , 150 μm 로 나타났다.

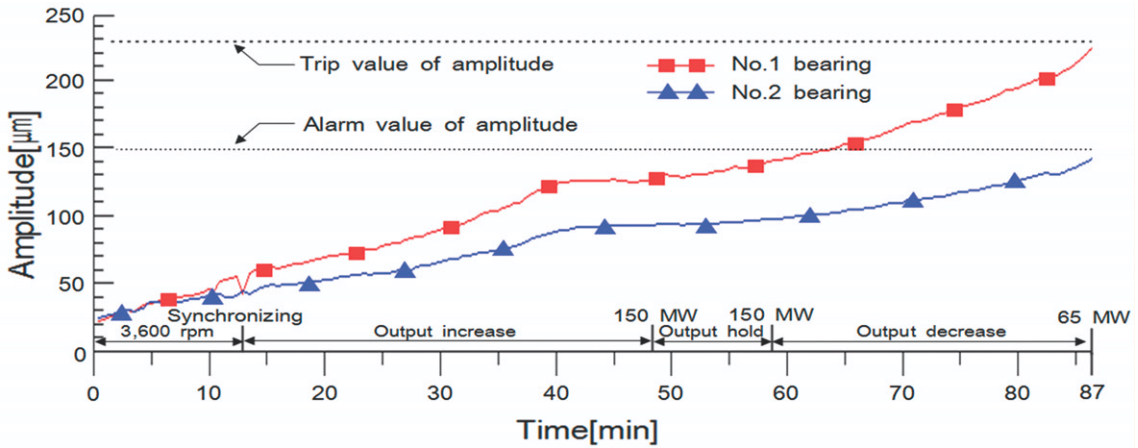


Fig. 4 Trend of shaft vibration amplitude on initial start-up

연구대상의 축진동 진폭 경보(alarm)기준은 152 µm, 정지 (trip)기준은 229 µm이다.

3.2 진동특성 분석

진동분석장비로 취득한 진동 데이터를 분석한 결과, 가장 뚜렷하게 나타나는 특성은 증기터빈의 회전주파수인 60 Hz 즉 1X가 진동에서 지배적으로 나타나고 1X 진폭 및 위상각이 시간의 경과에 따라 비정상적으로 증가한다는 점이다. 여기서 1X는 진동주파수를 차수(order)형태로 표현한 것으로서 회전체의 회전주파수를 뜻한다.

Fig. 5는 시간의 경과에 따른 1X 주파수의 진폭변화를 나타낸 그래프이다. 그래프에서 (a)는 이상진동이 발생한 금번시점, (b)는 이상진동이 발생하지 않은 이전시점의 변화를 나타낸다. (a)를 살펴보면 이상진동이 발생하는 동안 1번, 2번 베어링의 1X 진폭이 시간의 경과에 따라 계속 상승하는 것을 확인할 수 있다. 증기터빈이 정격속도에 도달하여 정지할 때까지의 87분 동안 진폭은 1번, 2번 베어링에서 각각 181 µm, 117 µm 증가하였다. 반면 이상진동이 발생하지 않은 (b)를 살펴보면 증기터빈이 정격속도 도달 이후 87분 동안의 진폭은 1번 베어링에서 6 µm 증가하고 2번 베어링에서 19 µm 감소하였다.

Fig. 6은 시간의 경과에 따른 1X 주파수의 위상각변화를 나타낸 그래프이다. 이상진동이 발생하지 않은 (a)의 변화 선도를 보면 1번, 2번 베어링의 1X 위상각이 시간의 흐름에

따라 지속적으로 증가되고 있다. 증기터빈이 정격속도에 도달하여 정지할 때까지의 87분 동안 위상각은 1번 베어링에서 177°, 2번 베어링에서 161° 증가하였다. 이상진동이 발생하지 않은 (b)의 변화를 보면 위상각은 1번 베어링에서 7° 감소되었고, 2번 베어링에서 12° 감소되었다.

위의 사실로부터 본 연구대상의 1X 진폭 및 위상각 변화가 비정상적임을 확인하였다.

Fig. 7은 회전체에서 접촉이 발생했을 때 1X 진폭 및 위상각의 변화 과정을 설명한 그림이다. 회전체에는 질량불평형점과 상사점이 존재하고 이 두 지점은 회전속도와 강성이 변하지 않는 한 일정한 각도차를 유지한다. 회전체에서 고정체와의 접촉은 상사점에서 발생하는데 접촉이 발생하면 국부적으로 열이 발생하고 로터는 그 방향으로 휘게 되어 질량불평형이 추가된다. 이 질량불평형과 기존의 질량불평형이 합성되어 새로운 질량불평형점이 생기고 이를 기준으로 상사점은 기존의 각도차만큼 위상각이 증가한다. 진폭 또한 최종적으로 합성된 질량불평형이 기존보다 커지기 때문에 상승한다. 이를 주파수와 연관지어 설명하면 질량불평형은 진동에서 회전주파수로 나타나고 회전체에서 접촉이 발생하면 1X 진폭과 위상각이 증가하게 된다¹¹⁾.

위의 이론은 연구대상 증기터빈에서 발생한 이상진동 현상과 일치하므로 증기터빈에서 접촉이 발생하여 이상진동을 유발한 것으로 판단되었다.

실제로 차기 계획예방정비공사 기간 중 고압 및 중압터빈을 분해한 결과, 오일 디플렉터에서 마모가 발견되어 이론

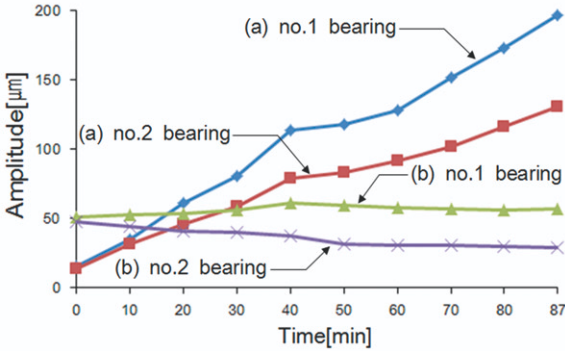


Fig. 5 Change of 1X amplitude

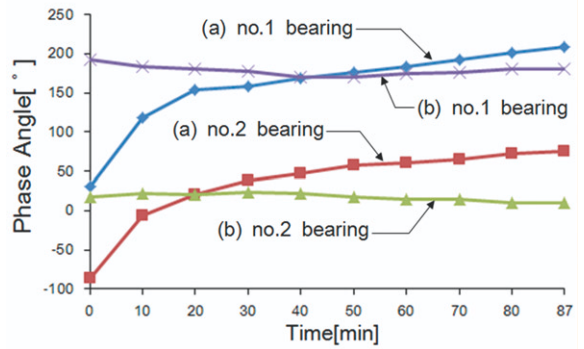


Fig. 6 Change of 1X phase angle

에 기반한 이상진동 원인분석이 실제현상과 일치함을 확인하였다.

Fig. 8은 오일 디플렉터의 마모사진 및 구조도이다. (a)는 접촉에 의해 오일 디플렉터의 끝단부가 마모가 된 사진으로 마모가 되지 않은 (b)의 사진과 비교하면 이를 쉽게 확인할 수 있다. (c)는 오일 디플렉터의 구조도로써 오일 디플렉터는 베어링 바로 옆에 설치되어 베어링으로 외부 오염물질의 유입 및 베어링 오일의 외부누설을 방지해준다.

4. 이상진동 해결방안

4.1 증기터빈 저속회전

회전체와 고정체에 접촉이 발생하면 간섭부에서 마찰열

이 생기고 회전체에 일시적인 변형 즉 휨이 발생하여 이상진동이 발생한다. 따라서 로터를 원상태로 펴주기 위해서 이상진동이 해소될 때까지 로터를 저속에서 회전시킨 뒤 점진적으로 정격 회전속도까지 승속 시켜야하나 그래도 이상진동이 사라지지 않을 경우에는 정지시켜 조치를 취해야한다^[8]. 이를 근거로 증기터빈을 정지시키고 터닝기어로 5 rpm에서 5 시간 동안 저속회전을 시킨 후 재기동하여 진동상태를 확인해 보았다.

저속회전 전의 운전상황과 유사하게 증기터빈이 정격속도 도달 후 1번, 2번 베어링의 축진동 진폭이 지속적으로 상승하여 150 MW에서 출력을 감소시켰으나, 진폭 상승세가 멈추지 않아 65 MW에서 증기터빈을 정지시켰다. 정지할 때 축진동 진폭은 1번 베어링에서 220 μm, 2번 베어링

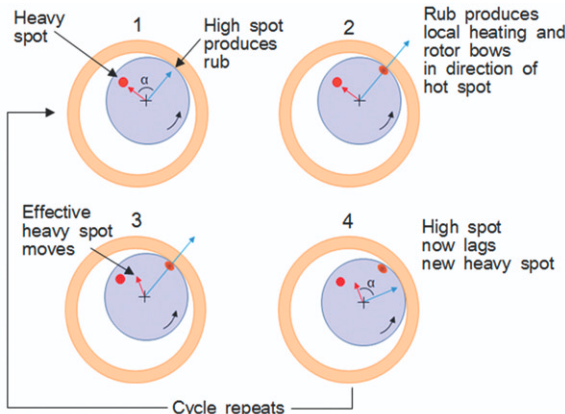


Fig. 7 Increase of 1X amplitude and phase angle due to rub

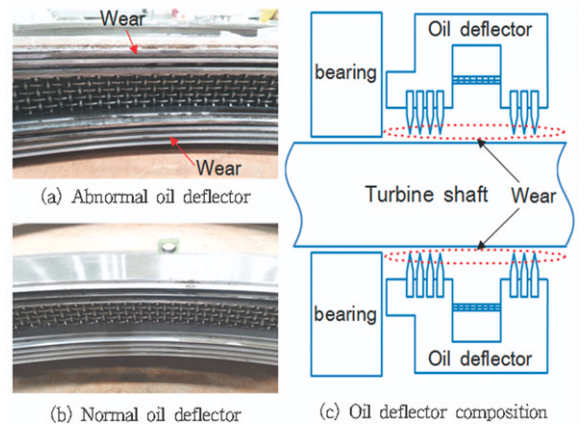


Fig. 8 Oil deflector wear and composition

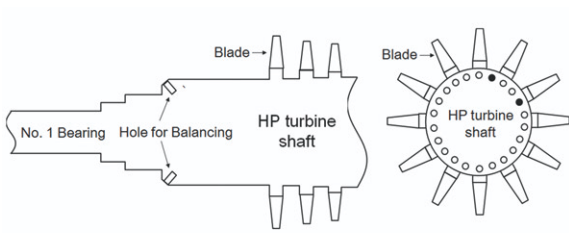


Fig. 9 Balancing of high pressure turbine

에서 130 μm 으로 지시되었다. 이는 저속회전 방법 적용 전의 1번 베어링 진폭 223 μm , 2번 베어링 진폭 150 μm 와 유사하였고 앞서 기술한 바와 같이 진폭상승 추세도 거의 동일하였다.

4.2 증기터빈 발란싱

회전체에서 휨은 운전 중 편심 즉 진동을 발생시킨다. 이러한 휨은 제작결함으로 인한 불평형, 뜨거운 회전체로 차가운 증기나 물의 유입, 가스터빈에서 냉각공기의 부적절한 분포, 회전체의 접촉 등에 의해 야기될 수 있다. 회전체의 발란싱(balancing)은 질량불평형에 의한 동역학적 휨으로 회전체의 휨을 보정할 수 있다²⁾.

회전체에서 질량불평형이 발생하면 진동에서는 1X 주파수로 나타난다. 그러므로 발란싱은 1X 주파수의 진폭과 위상각을 기준으로 산출된다.

Fig. 9(a)는 고압 증기터빈축의 발란싱 홀 위치를 보여주는 단면도이다. 고압터빈의 발란싱 홀은 1번 베어링 측에 원주방향으로 총 22개가 설치되어 있다. Fig 9(b)는 발란싱용 금속을 부착한 위치를 보여주는 그림이다. 발란싱용 금속의 위치 및 중량은 영향인자로 산출하였으며 161 gram의 금속 2개를 Fig. 9(b)와 같이 부착하였다.

발란싱 후 축진동 진폭의 최고값은 출력 215 MW에서 1번 베어링 114 μm , 2번 베어링 39 μm 로 진폭 경보값인 150 μm 미만으로 지시되었다.

4.3 효과분석 및 고찰

동일조건에서 이상진동 해소효과를 비교하기 위해서 최

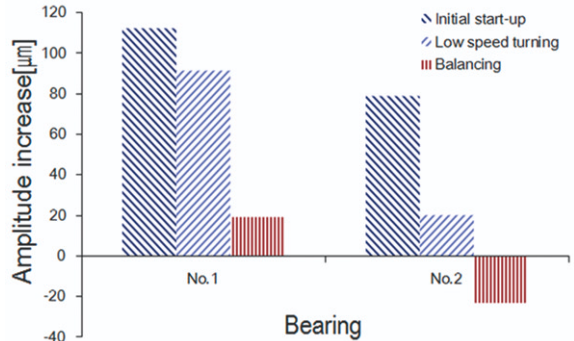


Fig. 10 Comparison of 1X amplitude increase

초기동, 저속회전 및 발란싱 방법 적용 시 공동적으로 도달한 최고출력인 150 MW까지의 1X 진폭 및 주파수 변화량을 비교하였다.

회전체에서 접촉이 발생하면 1X 진폭 및 위상각이 증가한다. Fig. 10은 1X 주파수의 진폭 증가량을 시험단계별로 비교한 그래프로 운전범위는 증기터빈정격 회전속도에서 출력 150 MW까지이다. 1X 주파수의 진폭은 최초 이상진동 발생 시 1번 베어링에서 112 μm , 2번 베어링에서 79 μm 증가했고 저속회전 적용 후에는 1번 베어링에서 91 μm , 2번 베어링에서 20 μm 증가하여 저속회전 적용 전보다 1번, 2번 베어링에서 각각 19 %, 75 % 개선효과가 있었다. 발란싱 방법 적용 후 1X 진폭은 1번 베어링에서 19 μm 증가했고, 2번 베어링에서 23 μm 감소하여 저속회전 적용 후 대비 1번, 2번 베어링에서 각각 79 %, 215 % 개선효과가

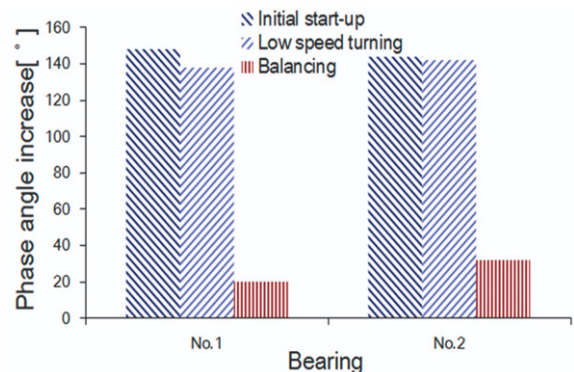


Fig. 11 Comparison of 1X phase angle increase

나타났다.

Fig. 11은 1X 위상각 증가량을 시험단계별로 비교한 그래프로 운전범위는 앞서 설명한 Fig. 10과 동일하다. 최초 이상진동 발생 시 1X 주파수의 위상각은 1번 베어링에서 148°, 2번 베어링에서 144° 증가했고 저속회전 적용 후에는 1번 베어링에서 138°, 2번 베어링에서 142°로 증가하였다. 저속회전방법에 의해 1번, 2번 베어링에서 위상각의 증가는 각각 7%, 1% 개선효과가 있었다. 발란싱 적용 후 1X 주파수의 위상각은 이전대비 1번 베어링에서 20°, 2번 베어링에서 32° 증가하여 저속회전 적용 후 대비 1번, 2번 베어링에서 각각 86%, 77% 개선효과가 나타났다.

회전체 내에서 접촉현상이 1X 진폭 및 위상각의 지속적인 증가로 나타났는데 발란싱 방법이 저속회전 방법보다 1X 진폭 및 위상각의 증가량이 모두 작게 나타나 접촉현상 해소에 있어 저속회전 방법보다 효과가 우수했다.

5. 결 론

500 MW급 석탄화력발전소 기동 중 고압 및 중압 증기 터빈축 양단 베어링에서 발생한 이상진동 현상의 원인을 규명하고 해결방안을 모색하기 위하여 진동을 측정하고 알려진 이론에 근거하여 분석을 수행하였다. 이 결과를 바탕으로 저속회전 및 발란싱을 적용하고 효과를 검토하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 증기터빈 회전주파수의 진폭과 위상각에서 나타난 특성은 회전체와 고정체간의 접촉에 의해 발생하는 진동의 전형적인 형태와 일치하였다. 즉 이상진동의 원인은 접촉(rub)이고, 현상이 발생한 증기터빈을 분해하여 이

점을 확인하였다.

2. 이상진동을 해소하기 위하여 저속회전 및 발란싱 방법을 각각 적용하였을 때 전자는 효과가 미미하여 진폭 상승으로 인해 증기터빈을 정지시켰으나 후자는 접촉 현상이 완화되어 진폭 경보값 미만으로 유지되었다. 따라서 증기터빈에서 본 연구와 유사한 특성의 이상진동이 발생할 경우 발란싱은 유력한 해결방안이 될 수 있을 것이다.

참 고 문 헌

1. Agnieszke Muszynska, 2005, Rotordynamics, Taylor & Francis, pp. 63~68, 567~575.
2. Shrikant Bhawe, 2010, Mechanical Vibrations : Theory and Practice, PEARSON, pp. 274~275.
3. M.W Hubbell, 2011, The Fundamentals of Nuclear Power Generation : Question & Answers, AuthorHouse, pp. 360.
4. Mallick, Amiya Ranjan, 2015, Practical Boiler Operation Engineering and Power Plant, PHI Learning Private Limited, pp. 399.
5. G. Diana, 1994, Diagnostics of Rotating Machines in Power Plants, Proceedings of the CISM/IFTToMM Symposium, pp. 55~59.
6. M.W Hubbell, 2011, The Fundamentals of Nuclear Power Generation : Question & Answers, AuthorHouse, pp. 360. 