

## 第 6 章 共振 問題 (Resonance Problems)

### 1. Blade 共振 加振에 의한 Fan의 損傷

#### (Fan Failures Traced to Blade Resonance Excitation)

한 발전소의 몇몇 냉각탑 Fan Blade가 손상되어, 진동 진폭 및 주파수 성분을 측정하기 위한 조사를 하게 되었다. 조사가 진행되면서 Blade 손상 원인을 정확히 이해하고 진단하기 위해서는 혁신적인 장비를 사용하는 것이 필수적이라는 것이 명백해졌다.

냉각 Fan은 7개의 Blade가 있고, 직경은 11 Meter 이다. 200마력(150 kW), 1785 rpm의 전동기의 수평구동축이 직각 방향의 기어 박스에 연결되어 있으며, 출력 축 속도는 103 rpm이다 (그림 6-1).

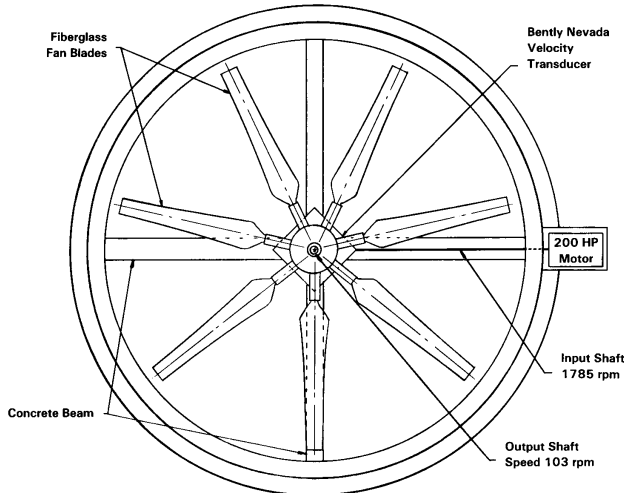


그림 6-1 냉각탑 평면도

초기 데이터는 일반적인 방법으로 수집하였는데, 기어 박스에 입·출력축과 수직방향으로 속도 Pickup을 부착하여 측정하였다.

이로부터 얻어진 진동 스펙트럼은 그림 6-2에서와 같이 가장 큰 진동원으로 721 cpm의 주파수를 나타내었다. Fan 회전속도가 103 rpm이고 Blade가 7개이므로 이 721 cpm은 회전속도에 7을 곱한 Blade Passing Frequency로 생각된다. 이 주파수와 진폭

은 어떤 한 개의 Blade가 아닌 전체 Blade에 의해 생긴다는 점에 주목하여야 한다. 이 정보로부터 무엇인가가 Blade를 가진 시킨다고 단정하게 되었다.

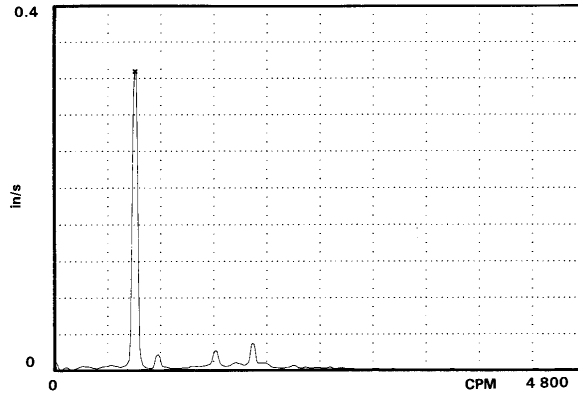


그림 6-2 높은 Blade Passing Frequency가 나타난  
Blade 7개가 있는 Fan의 진동 스펙트럼

각각의 Blade 진동이 정상인지를 알아보기 위하여, 몇몇 냉각탑 Fan Blade의 고유 주파수 즉 공진 시험을 실시했다. Blade를 가진시켜 생기는 고유진동수 및 진폭을 측정하기 위하여 두 가지 형태의 변환기를 사용하였다. 저주파수용 속도 Pickup을 Blade의 중간 부위에 부착하였고, 가속도 Pickup을 Blade 끝에 부착하였다. 이 두 개의 Pickup은 Fan을 통과하는 공기의 흐름과 일치하는 수직 방향으로 부착하였다.

초기 데이터는 Fan이 정적 상태에 있을 때 수집되었다. 각각의 Blade를 약 2 inch 정도 변형될 때까지 잡아당겼다가 놓는 방식으로 가진 시켰다. 속도 및 가속도 Pickup에서 취해진 데이터는 거의 비슷하였으며, 정확성을 위해 여러 번 시행하였다. Bently Nevada 108 Data Acquisition 장비(DAIU)는 10초 간격으로 Sample하도록 프로그램되었다. 가속도 신호는 전기적으로 적분하여 속도값으로 환산하였으며, 108 DAIU내에서 10 : 1의 비율로 감소시켰으며, 데이터는 ADRE 3를 이용하여 컴퓨터로 전달되도록 했다. 그림 6-3은 ADRE 3에서 9개의 Sample을 평균해서 만들어진 것이다. 평균치를 사용하면 계측기로 입력될 수도 있는 기계적, 전기적인 오신호의 영향을 줄일 수 있다. 그림에서 나타난 바와 같이 탁월 주파수는 412~420 cpm대에 있다. 이것이 Fan에 장착된 Blade의 고유 진동주파수이다. 처음에는 이 주파수 성분이 그다지 중요하게 여겨지지 않았지만, 그러나 이번 경우에는 발전소가 이제까지 경험한 Fan Blade 고장과 직접적인 관련이 있다.

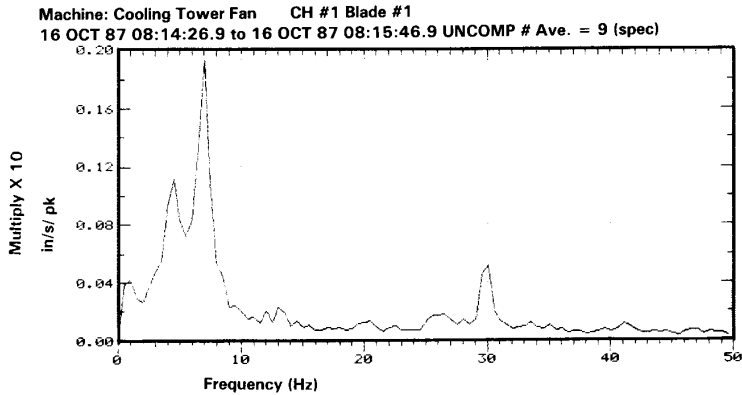


그림 6-3 Blade의 고유공진주파수를 나타내는 진동 스펙트럼

Fan 운전중에 Blade의 진동 형태를 관찰하기 위하여, 가속도 Pickup이 부착된 Blade Tip에서 Fan Hub의 중심까지 선을 연결하였고, Fan Hub에 Battery로 작동되는 Tape Recorder를 부착하였다. Tape Recorder, Signal Conditioners, Battery Pack은 Nema 4X라는 보호 케이스에 설치되었다. Hub의 중앙에 이 장치를 설치하므로써 원심력을 최소화시켰다.

기어 박스 출력축에 Keyphasor Probe를 설치하였으며, 이것은 Fan의 한바퀴당 한번의 기준신호를 제공하였다. Recorded Tape의 데이터를 전송하고 처리하는데 ADRE 3 시스템을 사용하였다.

그림 6-4에서 보여주는 21개의 운전중 데이터는 10초 간격으로 수집된 것이다. Keyphasor 신호가 가속도 신호와 동시에 기록되었기 때문에, 보통  $\times$ 라고 불리는 운전 속도의 배수의 향으로 Plot을 나타내었다(즉,  $1\times$ ,  $2\times$  등...). 08시 23분 29초에 수집된 데이터(그림 6-5)는 21개의 스펙트럼을 평균한 값이다. 이 Plot은 Fan Cell 설계와 관련이 있는  $4\times$  성분이 높게 나타났다.

Fan Cell의 설계는 Blade가 일을 수행할 때 부하를 받게되는(Load up) 정상운전 Mode와 같게 한다. 이러한 Loading Up은 Cell을 통과하는 공기의 움직임에 의한 것이다. 부하를 받은 Blade의 상태는 Blade가 Cell 내에서 4개의 콘크리트 지지빔의 하나를 통과할 때를 제외하고는 일정하다. Blade가 빔의 한 곳에 위치할 땐 공기흐름이 순간적으로 차단된다. 이러한 흐름의 차단은 Blade에 순간적인 무부하 상태를 야기시킨다. 이러한 부하의 상실은 Fan의 1회전당 각각의 Blade에서 4번씩 발생한다. 따라서 각각의 Blade는 Fan 회전속도(103 rpm)의 4배로 가진되므로 412 cpm의  $4\times$  주파수를 발생한다.

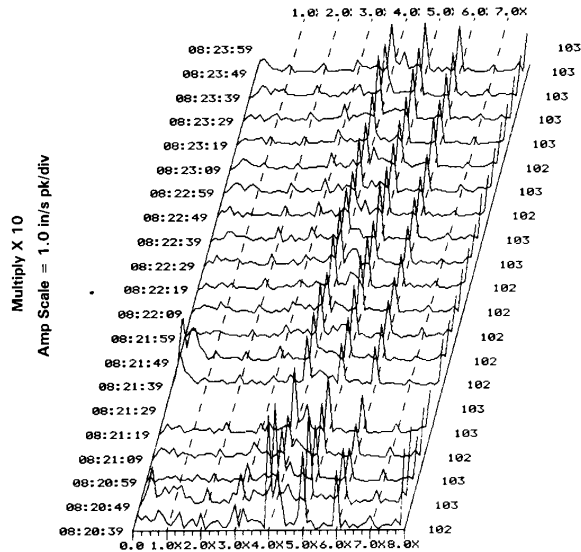


그림 6-4 10초 간격으로 수집된 스펙트럼 Sample을 보여주는 Waterfall 그림.

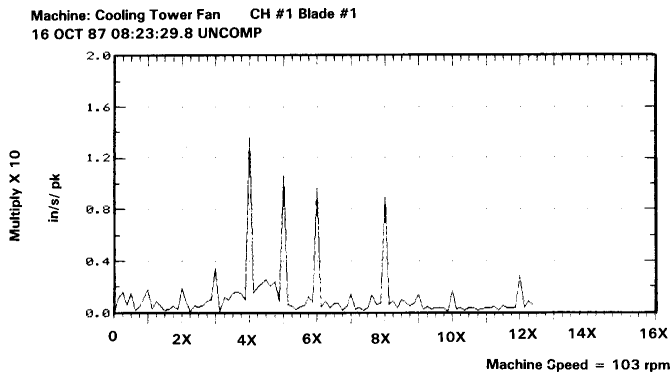


그림 6-5 Fan Cell 설계문제 때문에 4x 주파수 성분이 높게 나타남.

설명한 바와 같이 Fan Cell은 Blade의 고유주파수를 가진 시키는 가진력을 제공하도록 설계되었다. 이것은 가진된 Blade가 높은 진폭으로 진동하는 것을 의미한다. 당연히 이러한 형태의 Blade 가진은 좋지 못하다. 부주의로 이렇게 설치되었다면 이러한 비표준 Blade는 특히 고장나기 쉽다. 확실한 해결책은 Blade의 공진주파수를 변경하는 것이다. 이것은 각 Blade에 Foam을 채우거나 섬유유리 형태로 Blade를 만듦으로써 변경할 수 있다. 이러한 해결책들은 고유주파수를 증가시킬 것이다. 이러한 조치는 제작 방법의 변경 등 광범위한 재작업이 요구되므로, 그 문제에 대한 조사가 더 이루어졌다.

870 — 제2편 진동의 경험 사례

가속도 Pickup의 시간기준 신호와 주파수 스펙트럼을 관찰하여 Fan Blade Hub가 역 방향으로 움직이는 현상(Wobble)이 발견되었다. 그림 6-1에서와 같이 빔 위에 겹쳐진 한 개의 Blade가 무부하 상태가 된 후 다음 Blade가 무부하 상태가 될 때까지 0.02초가 소요되며, 앞서 무부하 상태였던 Blade로부터 약 103도 차이가 난다. 이러한 현상은 Fan 회전 방향과 반대로 움직이는 Hub로부터 측정되었다.

또한 그림 6-6에서와 같이 Timebase 신호상에서 네 번째 진동 사이클의 진폭이 가장 크게 나타나는 것이 주목되었다. 이것은 구동축 바로 밑의 콘크리트 지지대가 다른 3개 지지빔에 비해 두께가 두 배이기 때문인 것으로 밝혀졌다. 이러한 사실은 Fan 출구에서의 Velocity Profile에 설계상의 심각한 결함이 있음을 말해준다. Fan이 운전되면서 공기가 부상되고 동시에 Blade 앞쪽으로 공기를 밀어내게 된다. 이러한 공기 체적은 다른 3개의 빔을 지나칠 때보다도 더 높게 Blade를 밀어 올리는 원인이 된다. 이러한 현상은 설계자에게 커다란 놀라움을 안겨 줄 것이다.

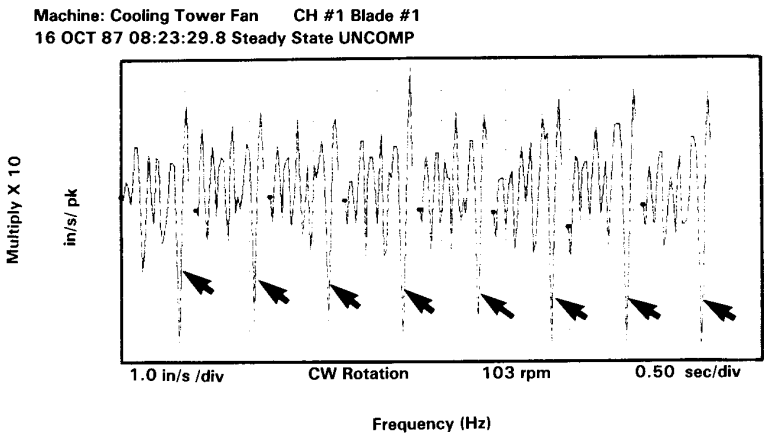


그림 6-6 가속도계가 부착된 Blade의 Timebase 신호. 화살표는 Blade가 다른 것보다 더 두꺼운 지지빔을 지나갈 때이다.

현장에서 이 문제를 해결하기 위하여 10개의 Blade가 설치될 수 있도록 Hub Ring을 수정했다. 10개 Blade를 설치함으로써 두 개의 대칭 Blade가 동시에 무부하 상태로 된다는 것이다. 그림 6-7에서 볼 수 있는 것과 같이 10개의 Blade일 때 진동은 감소되었다.

현재 우리는 냉각탑 제작자에게 Fan 성능과 진동 문제를 고려하여 모든 Fan을 10개 Blade가 장착된 형태로 개선해 달라고 요청하고 있는 중이며, 반면에 Blade 제작자는 Blade 공진주파수를 변화시키려고 유리 섬유를 압축한 형태의 Blade를 시험하고 있다.

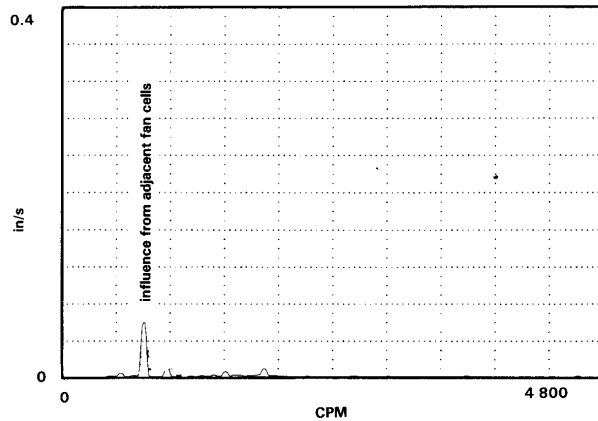


그림 6-7 10개의 Blade를 새로 설치한 후의 진동 스펙트럼

## 2. 垂直펌프 軸 破損에 의한 2×RPM에서의 共振問題 (Resonance Problem at 2×RPM by the Shaft Fractures of Vertical Pump)

### 2.1 背景 (Background)

그림 6-8은 문제의 수직 펌프 설계도이다. 이 펌프 모델은 도시 물처리장에서 많이 사용되어 왔으며, 임펠러 Locking Nut에 가까운 펌프축 단면에서 피로손상을 경험한 바가 많았다. 원래 진동은 Locking Nut가 풀릴 만큼 아주 높았다. 이런 결과로 Locking Nut가 풀리지 않도록 강력한 Loctite Epoxy를 도포하였다. 그러나 많은 펌프들이 임펠러 축이 극심한 피로 손상을 입은바 있다.

따라서 진동을 측정하고, 진동 정도를 평가하고, 잠재적인 문제점들을 진단하고, 진단한 문제점을 해결하기 위한 필요한 권고 사항을 제출해 줄 것을 기술지원 팀에게 연락하였다.

### 2.2 分析結果 (Analysis Results)

그림 6-8에는 전동기와 수직 펌프의 진동측정 위치가 나타나 있다. 이 시스템에서 전동기는 길이가 약 74 inch, 직경이 3.5 inch인 중공축을 구동하고, 이 축은 약 1780 rpm으로 펌프를 구동한다. 가장 높은 진동은 펌프의 위치 3V 및 4V에 있었다. 그림 6-10은 위치 3V에서 바닥과 평행한 수평방향으로 측정된 스펙트럼이다. 여기서 전체 진동은 0.714 in/sec로 높은데 운전속도인 1770 rpm에서의 진동은 겨우 0.181 in/sec인데 반하여 2배의 운전속도 3570 cpm에서는 0.650 in/sec로 높았다. 임펠러는 2개의 베인을 가지고 있다는 사실을 지적하고자 한다.

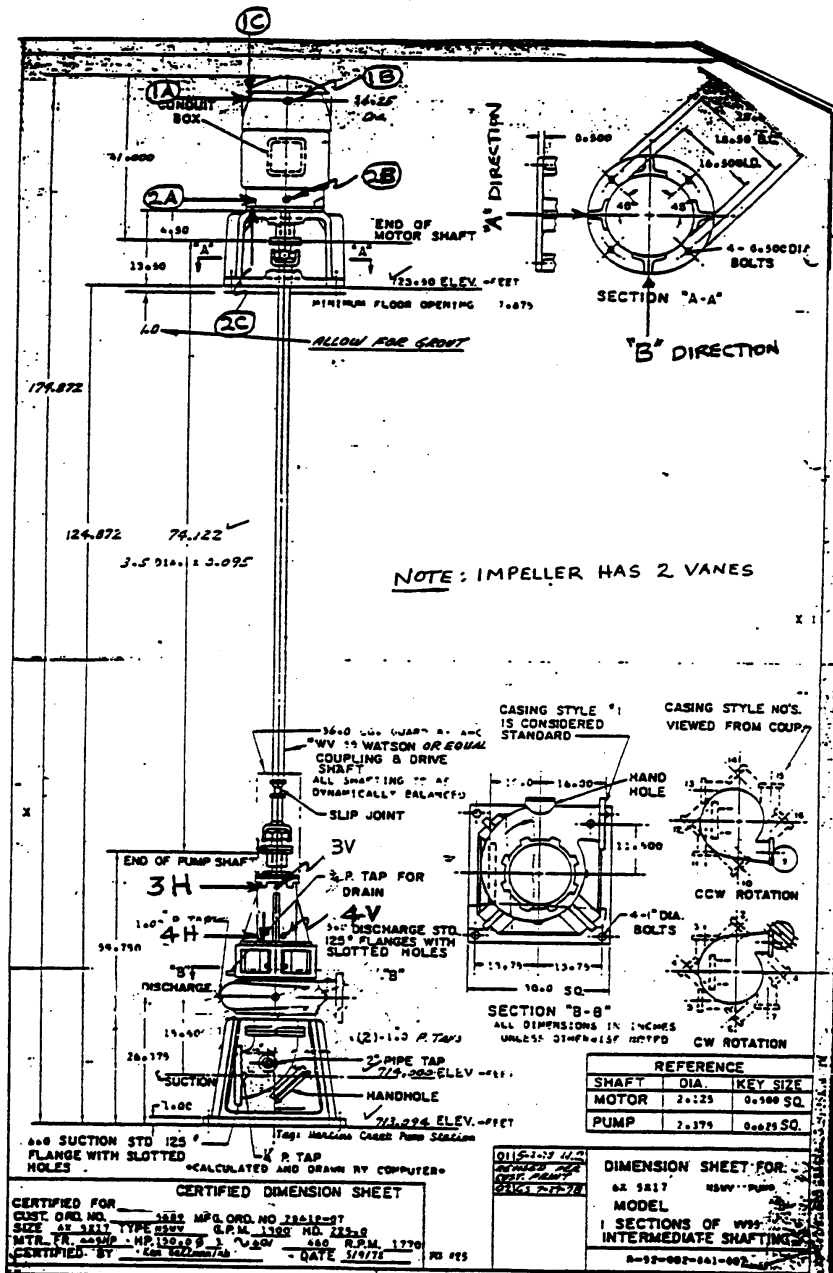


그림 6-8 진동기와 펌프의 측정위치

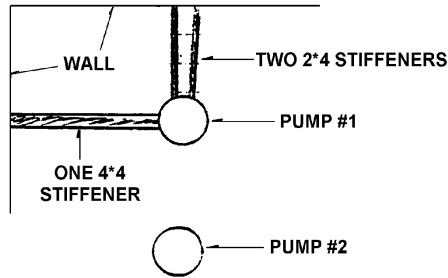


그림 6-9 고유진동수를 높이기 위한 임시의 보강재 설치

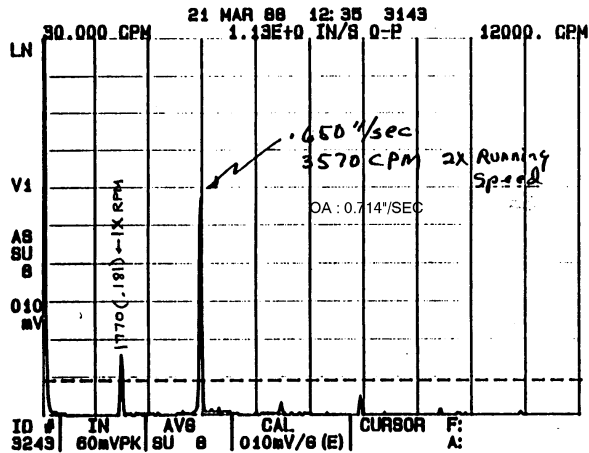


그림 6-10 위치 4V에서 운전중 진동

왜 2×RPM 진동이 탁월한가를 알기 위하여 여러 가지 측정 시험을 하였다. 이 시험중에는 진동기, 축 및 펌프의 충격 고유 진동수 시험이 포함되어 있다. 그림 6-11은 충격 시험의 결과이며, 위치 3V 및 4V와 나란한 수평 방향으로 충격을 가했을 때 취한 값이다. 이의 주요 고유주파수는 3780 cpm으로 베인 통과 주파수인 3570 cpm으로부터 겨우 5.9% 떨어져 있었다. 그림 6-8과 6-11을 보면 2000 cpm 고유주파수는 없는데 이는 위치 3H 및 3V 바로 위에 펌프와 축 부근에 위치한 Safety Guard Screen의 단지 공진이기 때문이다.

고유진동수가 베인 통과 주파수(2×RPM)에 너무 근접해 있기 때문에 이 고유 진동수를 베인 통과 주파수와 멀리 있게 하면 얼마만큼의 진동이 감소될 수 있는지를 확인하기 위하여 간단한 시험을 할 것을 권고하였다. 그림 6-9는 펌프와 구조물 벽 사이에 동쪽과 북쪽에 임시로 강성재를 보강한 것을 나타낸 것이다. 이 강성재는 동쪽벽과 펌프사이에는 4"×4", 북쪽벽과 펌프사이에는 2"×4" 구조물이다.



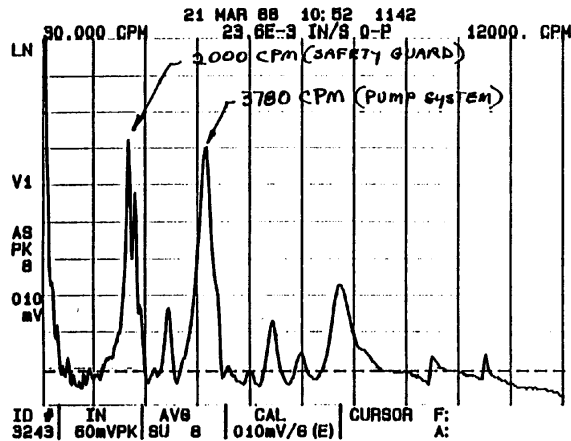


그림 6-11 위치 4H에서 충격 고유 진동수 시형

### 2.3 措置 結果 (Results of Corrective Actions)

그림 6-12는 임시 보강 전후의 결과로써 고유진동수가 얼마나 이동했고 운전중 진동에는 어떻게 영향을 미쳤나를 보여준다. 그림 6-12A는 그림 6-10을 재현시킨 것으로 보강재 설치전의 진동 스펙트럼을 나타낸 것이고, 그림 6-12는 보강후의 진동 스펙트럼으로 고유진동수가 3780 cpm에서 3960 cpm으로 이동된 것을 보여준다. 비록 이 값은 4.8% 더 높게 증가하였지만 보강재 설치후 베인 통과 진동은 0.650 in/sec에서 0.196 in/sec로 떨어졌다. 나중에 영구설계 개선 작업을 시행하여 고유 진동수가 4200 cpm이상 이동하였고 베인 통과 진동도 0.12 in/sec 이하로 되었다. 이 이후에 더 이상의 축 손상 사고가 발생하지 않았다.

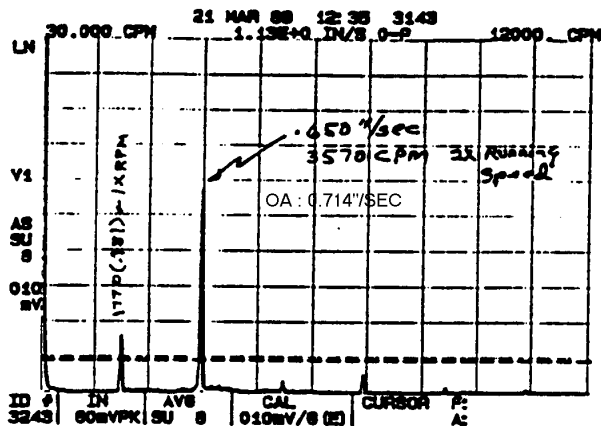


그림 6-12A 위치 4V에서 강성재 보강전의 진동 스펙트럼

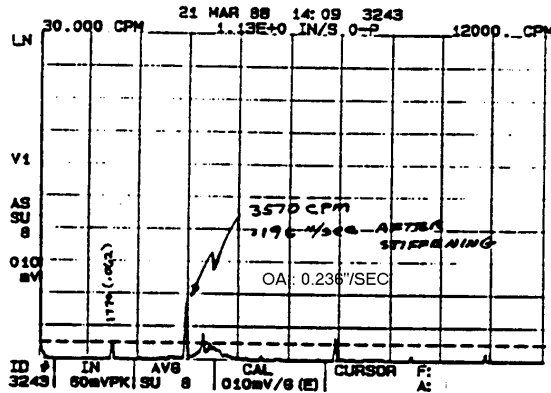


그림 6-12B 위치 4V에서 강성재 보강후의 진동 스펙트럼

### 3. 連結 파이프 共振에 의한 往復動 空氣壓縮機의 振動矯正 (Vibration Correction of Reciprocating Air Compressor due to Attached Piping Resonance)

#### 3.1 背景 (Background)

5, 6호기 2대의 공기 압축기 모두 고진동이 빈번하여 전동기 손상을 가져오는 경우가 많아서 고진동의 원인 규명과 이 문제점의 해결을 위한 권고사항의 수립을 위하여 기술지원팀에 의뢰하였다.

#### 3.2 分析結果 (Analysis Results)

그림 6-13과 6-14는 압축기 시스템의 구성과 진동측정 위치를 나타낸 것이다. 그림 6-13은 위치 10과 12사이의 외벽을 통해 파이프가 통과하는 것을 보여준다. 파이프는 이곳으로부터 공기 저장조에 연결되었다.

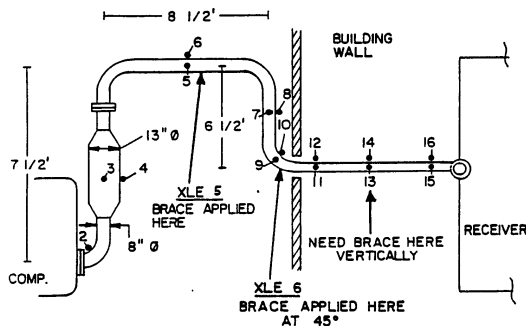


그림 6-13 6호기 압축기의 배관도

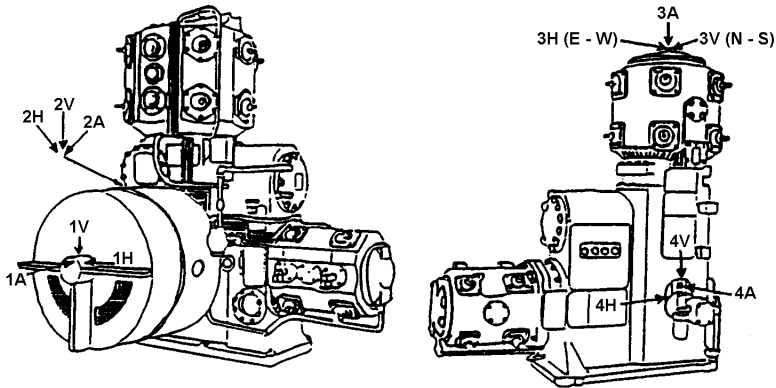


그림 6-14 공기 압축기에서 진동측정 위치

(1) 압축기의 상태

그림 6-15는 6호기 압축기의 위치 3H에서 취한 진동 스펙트럼이다. 이러한 기계에서 2차 왕복동 힘은 1×RPM에서 1차 왕복동 힘이 발생시키는 진동보다 더 큰 진동을 통상 일으키므로 이 그림은 1×RPM보다 2×RPM이 보다 큰 진동을 가지는 이런 형태의 압축기에서의 전형적인 스펙트럼이다. 그림 6-15를 보면 진동은 450 cpm (1×RPM)에서 0.173 in/sec이었고, 900 cpm(2×RPM)에서 0.196 in/sec이었으며 전체 진동은 0.268 in/sec로 이런 형태의 압축기에서는 매우 만족스러웠다.

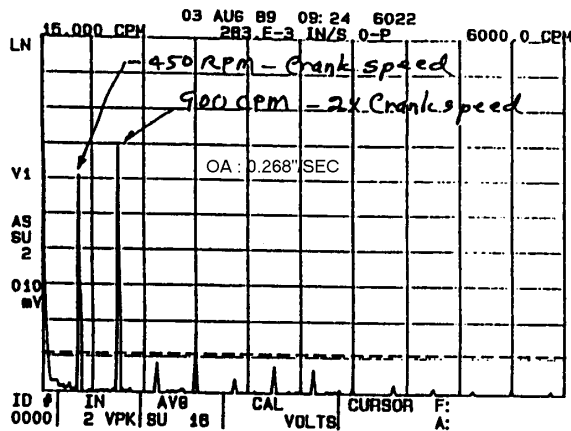


그림 6-15 위치 3H에서의 진동 스펙트럼

이 압축기들은 기계 상태가 좋았고, 적절한 관성 Block과 함께 적절히 설치되었으나 부적절한 경우도 가끔은 발견되었다. 5호기 압축기에서만 압축기와 관성 Block간에

약간의 이완이 있었으나 이때는 이것이 문제가 아니었다. 6호기 압축기의 최대 전체 진동은 위치 3H에서 0.268 in/sec이었으나 이런 형태의 압축기에서 통상 허용치는 0.50 in/sec이다. 압축기와 관성 Block간에 이완이 있는 5호기 압축기는 진동이 0.365 in/sec로 다소 높았으나 아직까지는 허용치 내에 있었다.

(2) 파이핑 진동

6호기 압축기의 배기관외 개략도는 그림 6-13과 같다. 고진동이 6호기와 연결된 Piping에서 발견되었다. 그림 6-16은 파이프가 외벽을 통하여 지나가는 곳에 가까운 위치 9에서 스펙트럼이다. 진동크기는 450 cpm(1×RPM)에서는 0.568 in/sec이고 900 cpm(2×RPM)에서는 1.55 in/sec임에 유의하라. 2×이상의 고조파 진동은 대단히 낮았다.

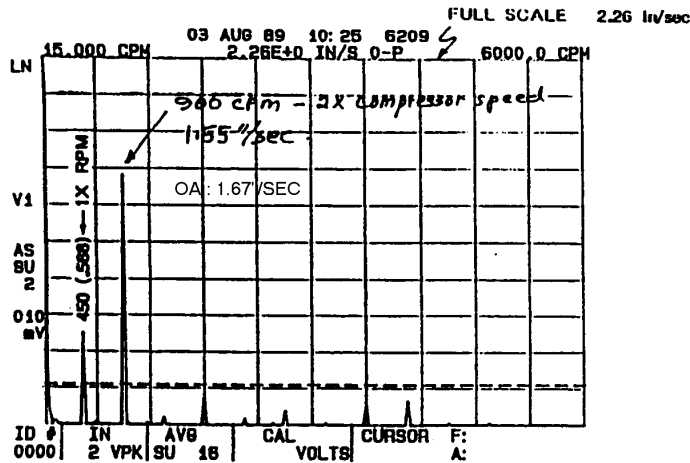


그림 6-16 Bracing전 6호기 배기관 위치 9에서의 진동 스펙트럼

왕복동 공기 압축기와 연결된 Piping은 압축기로부터 Piping으로 전달하는 가진주파수와 공진을 일으키는 일이 있다. 이런 형태의 압축기는 통상 1× 및 2×RPM에서 고진동을 일으키는 일이 있으므로 연결관의 고유진동수를 2개의 탁월 가진 주파수 각각으로부터 멀리 유지시킬 필요가 있다. 압축기의 가진 주파수들은 연결관 구조물의 기계적인 고유진동수를 가진하기도하고, 압축된 공기로 인한 압력 변동도 Piping내에서 음향적인 고유진동수를 가진 시킬 수 있다. 이것은 파이프내에 압력변환기를 설치하고 스펙트럼 분석용 FFT 분석기를 연결하므로써 검출될 수 있다. 따라서 먼저 발생된 기계적 고유 진동수를 점검하고 교정하기로 계획을 수립했다. 그런데도 진동이 계속 유지되면 압력 변동을 점검하기로 하였다.

878 — 제2편 진동의 경험 사례

있을법한 고유진동수들을 찾아내기 위한 시험을 하기 위하여 그림 6-13에 나타낸 각 위치마다 전체 Piping에 걸쳐 충격 고유 진동수 시험을 하였다. 몇 개의 공진점을 찾아냈는데 그 중하나가 벽에 가깝게 위치한 위치 9에서 특별히 탁월하였다. 그림 6-17은 6호기 Piping에서 가장 높은 진동을 가진 위치 9에서의 고유 진동수를 나타낸 것이다. 이 스펙트럼을 보면 파이프 고유 진동수는 870 cpm으로 900 cpm(2× 압축기 속도)의 압축기 주파수보다 겨우 3.3% 아래에 있다. 그림 6-18에서 보는바와 같이 5호기 압축기에서도 유사한 결과를 나타냈다. 여기에서도 가장 높은 진동은 2×RPM에서 0.743 in/sec인데 1×RPM에서는 겨우 0.289 in/sec이었다.

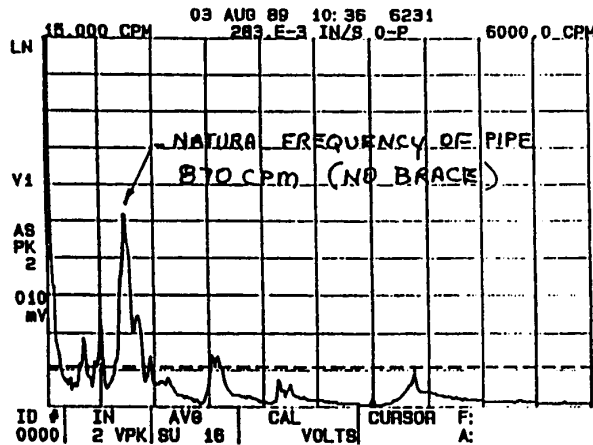


그림 6-17 Bracing전 6호기 배기관 위치 9에서 충격시험

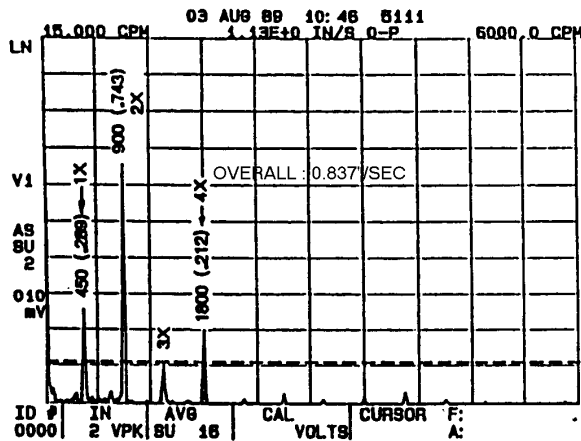


그림 6-18 Bracing전 5호기 배관진동

### 3.3 勸告事項 (Recommendations)

공진이 발생한 바로 그 파이프 위치에 Brace를 설치할 것을 권고하였다. 단지 Brace를 설치하여 공진이 제거된다면 아주 효과적일 것이다. 그러나 구조물이 공진하지 않는다면 Bracing을 추가하므로써 실제로 힘을 증가시키고 이 힘은 손상을 초래할지 모르는 바람직하지 않는 위치로 바뀔 것이다. 따라서 공진이 존재하는가를 확인하는 일이 중요하다. 5, 6호기 압축기 배관에 공진이 존재함이 증명되었기 때문에 임시로 그와 같은 Bracing을 실시하고 그 결과를 평가해볼 것을 추천하였다.

### 3.4 措置 結果 (Results of Corrective Action Taken)

그림 6-19는 6호기 위치 9에서 외벽과 파이프간에 Brace를 설치한 후에 취한 스펙트럼이다. 고유 진동수가 Bracing 이전(그림 6-17)의 870 cpm에서 Bracing 이후(그림 6-19) 675 cpm으로 상당히 감소하여 이동되었다. 통상적으로 구조물과 공진 물체간에 Brace를 설치하면 운전 처짐을 감소시키기 때문에 고유 진동수는 증가하게 된다. 그러나 이 경우에는 Bracing으로 강성이 증가되었을 뿐만 아니라 이 시스템의 외벽의 질량과 연결되었기 때문에 질량도 크게 증가되었다(고유 진동수는 강성을 질량으로 나눈 값 즉  $\sqrt{k/m}$ 에 비례한다). 그림 6-19를 보면 Bracing후의 고유진동수는 675 cpm으로 450 cpm(1×RPM)과 900 cpm(2×RPM)의 중간 위치로 이동되었다(고유 진동수가 이 위치로 이동시키기 위하여 나사로된 봉을 사용하여 Brace Force를 조정하였다).

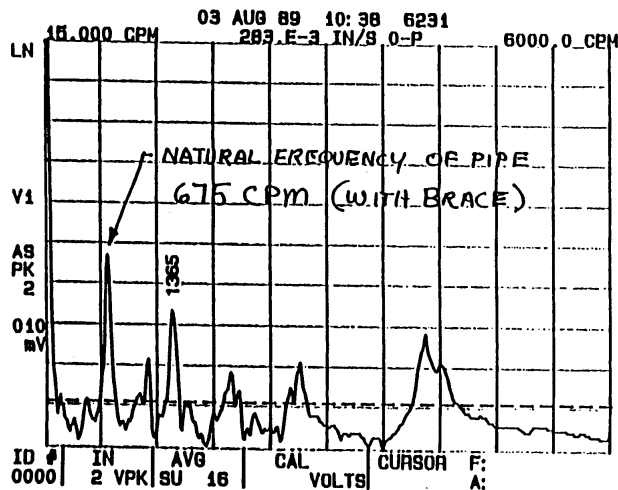


그림 6-19 Bracing 후 6호기 위치 9에서 배기관 충격시험

880 — 제2편 진동의 경험 사례

그림 6-20은 고유 진동수를 공진점으로부터 멀리 떨어지게 이동시키므로써 6호기 진동이 얼마나 감소되었는가를 보여준다. 그림 6-20을 보면 1×RPM(450 cpm)에서 진동은 0.568 in/sec에서 0.085 in/sec로 85%나 감소되었다. 마찬가지로 2×RPM (900 cpm) 진동도 1.55 in/sec에서 0.141 in/sec로 91%나 크게 감소되었다.

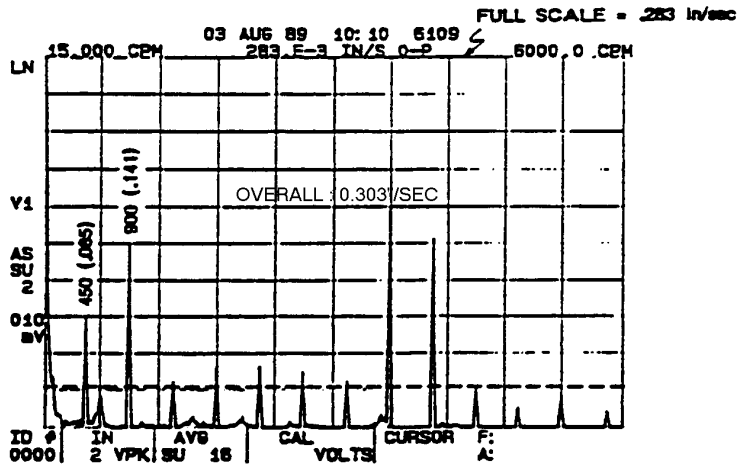


그림 6-20 Bracing후 6호기 위치 9에서 배기관의 진동 스펙트럼

그림 6-18과 6-21을 비교하면 알 수 있듯이 5호기 압축기에 연결된 Piping의 공진 부위를 Bracing 하므로써 성공적인 진동 감소를 가져왔다. 1×RPM에서 진동은 0.289 in/sec에서 0.175 in/sec로 감소되었고 반면에 2×RPM에서 진동은 0.743 in/sec에서 0.232 in/sec로 더 크게 감소되었다.

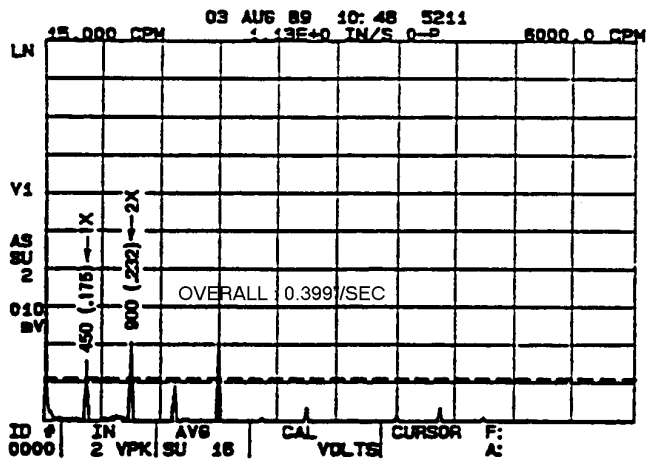


그림 6-21 Bracing후 5호기 배관 진동

이상의 내용을 종합해 보면 Piping 진동은 압축기 속도의 1배 및 2배 주파수에서의 공진을 제거하므로써 감소되었다. 이것은 고유 진동수를 가진 함수로부터 떨어지게끔 Piping의 고유진동수를 변화시켜 얻어진 것이다. 따라서 Bracing은 대단히 유효한 것으로 증명되었고 또한 정확한 해결책이었다.

#### 4. 製紙機 롤에서 共振 蕩의 檢出

##### (Detection of Resonant Whirl on Paper Machine Rolls)

###### 4.1 背景 (Background)

4호기 건조기의 현장 발란싱이 가능한가를 평가하기 위하여 8월 24일에는 Stretch Roll에서 8월 26일에는 Breaker Stack Lead-in Roll에서 진동 측정을 하였다.

###### 4.2 結論 (Conclusions)

###### (1) 4호기 건조기의 Stretch Roll

3호기 및 4호기 건조기의 Stretch Roll의 진동측정을 지지구조물 위에서 실시하였다. 정속하게 운전중이던 3호기 건조기의 Stretch Roll은 4호기 Roll을 평가하기 위한 기준으로 사용되었다. 그림 6-22는 직접 비교를 하기 위해 동일한 Full Scale (0.274 in/sec)을 사용하여 3호기(우 그림)와 4호기(좌 그림) Stretch Roll의 진동 스펙트럼을 비교하고 있다. 4호기 Roll 진동은 3호기보다 약 32배이었다. 베어링에서의 진동값은 지지구조물에서 측정한 그림 6-22에 나타난 값보다 훨씬 높았다. 4호기 Stretch Roll의 대단한 고진동은 수직방향으로 측정한 그림 6-23의 배수 운전속도 조화파들이 나타난 것으로 보아 기계적인 이완 현상에 기인한 것 같았다.

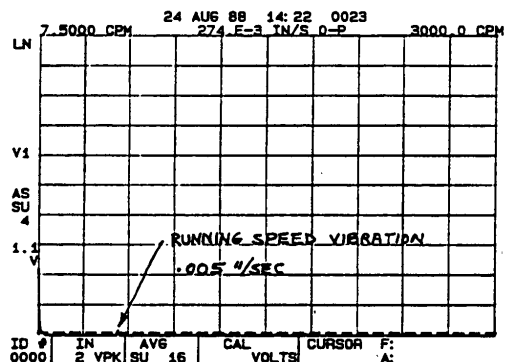
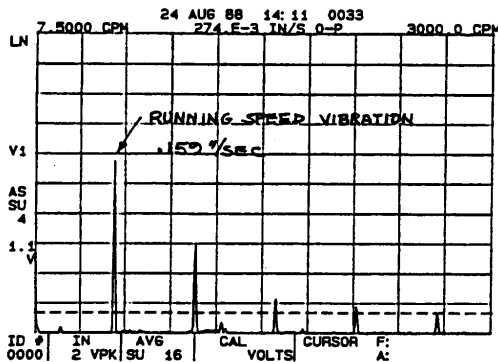


그림 6-22 4호기(좌측)와 3호기(우측) 건조기의 Stretch Roll의 진동 스펙트럼 비교



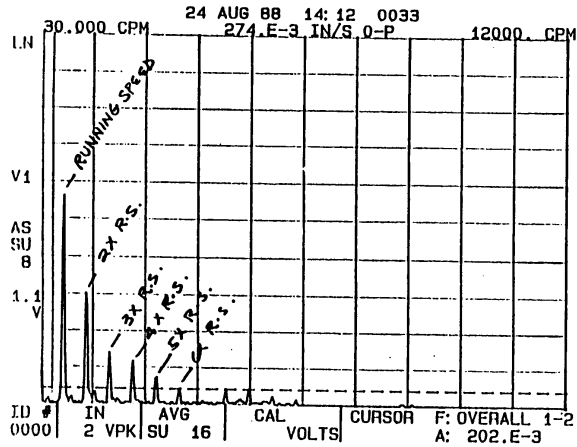


그림 6-23 4호기 Stretch Roll의 진동 스펙트럼

4호기 Roll의 고진동은 Whirl에 의한 것으로 결론 지었다. 즉 공진상태(Roll의 속도가 Roll의 고유진동수와 같다)에서의 운전으로 인한 휨(처짐)이다. 이러한 Roll을 발란싱 하기 위해서는 그림 6-24에서 보는 바와 같이 휨이 발생한 반대쪽에 2개의 Couple Weight를 달아야 한다. 이러한 관점에서 Roll을 현장 발란싱으로 교정하는 것보다 교체할 것을 추천하였다.

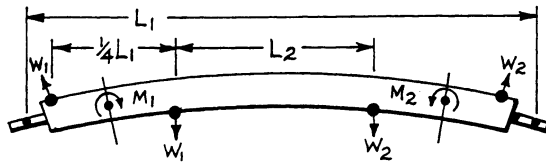


그림 6-24 Stretch Roll의 휨 교정 방법

과거에 Roll Shell로부터 얼마간의 재료를 제거하였기 때문에 이로 인해 3호기 Roll보다 고유진동수가 낮은 것 같다. 이것이 같은 속도로 운전하고 있는 3호기 Roll의 Whirling하고 있지 않은 이유를 설명하는 것이다.

Weight  $W_1$ 과  $W_2$ 는 Whirl을 제거하기 위하여 위치  $M_1$ 과  $M_2$ 에 대하여 Couple 상태를 이룬다. 이 해결책이 Whirl을 제거하기 위한 최선방안이다. 여기서 Whirl이란 응력의 반전이 없는 휨으로 정의한다. 즉 Roll의 임계속도는 운전속도와 같다. Whip은 운전속도 이외의 주파수에서 공진 상태이며 다른 해결책이 요구된다.

### (2) 4호기 Breaker Stack-In Roll

8월 26일 기계정지 과정에서 Breaker Stack Lead-In Roll에서 진동을 측정하였다. 기술지원팀이 0에서 504 rpm까지 Roll 진동을 조사했고, 이것과 질량불평형

( $U=mr\omega^2$ )에 의해서만 발생한 것과 비교하였다. 그림 6-25는 승속중에 얻은 최대진동 추세이다. 그림 6-25에서 주목할 만한 중요한 사항은 약 500 rpm에서 갑작스런 진동 상승이며, 이것은 Roll이 이미 Whirl 상태로 들어간 것을 의미한다. 그림 6-26은 계산한 불평형 곡선을 나타내는 동일한 진동 추세를 확대한 것으로 점선은 165 rpm에서 0.147 in/sec의 진동진폭을 기준한 것이다. 실제 진동 추이와 불평형 곡선을 비교해보면 500 rpm에서 Whirl의 시작과 운전속도 범위에 걸쳐 공진 증폭점이 몇 개 있음을 알 수 있다. 이러한 증폭점들은 구조적인 공진에 의해 원인이 되며 Roll이 발란싱이 잘되어 있을 때는 크게 감소한다. 만일 현재 진동치가 오랫동안 지속된다면 Frame에 구조적 손상이 발생할 것이다.

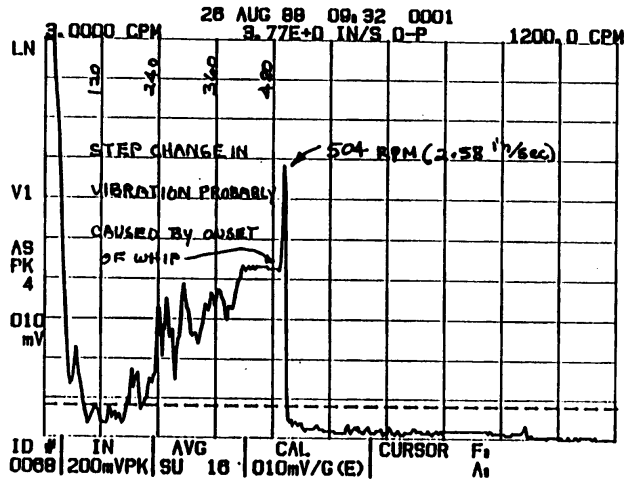


그림 6-25 승속중 Breaker Stack-In Roll의 진동 스펙트럼

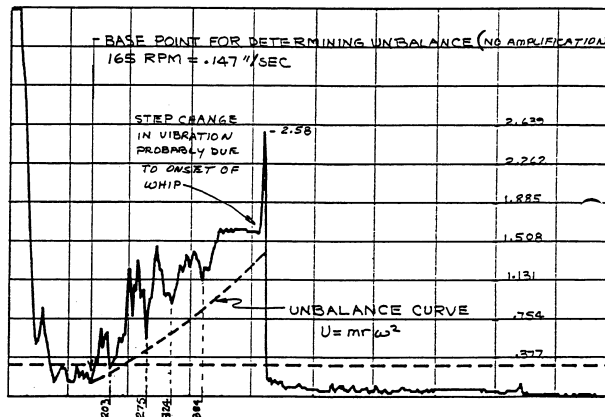


그림 6-26 계산된 불평형 곡선을 나타낸 그림 6-25의 확대도

884 — 제2편 진동의 경험 사례

다음 식과 표 6-1은 그림 6-26의 불평형 곡선을 만드는데 사용되었다.

$$U=mr \omega^2$$

$$mr=U/ \omega^2 = 0.147/0.165^2=5.399$$

표 6-1

RPM	mr $\omega^2$	TRACE VALUE
165	.147	.147
207	.231	.296
275	.408	.571
324	.567	.922
384	.796	1.140
417	.939	1.630
504	1.370	2.580

540 rpm에서 순수한 Roll 불평형과는 많은 거리가 있음에 유의하라. 이것은 공진 진폭의 증폭이 있음을 강력히 시사한다. 이 문제점의 해결은 그림 6-24에서 나타낸 발란싱 절차가 요구된다.

### 4.3 勸告事項 (Recommendations)

4호기 건조기의 Stretch Roll과 Breaker Stack Lead-In Roll은 운전속도에서 Roll 공진에 의한 Whirl 상태이었다. 두 개의 Roll 모두 현장 발란싱을 시도하는 것보다 교체할 것을 권고하였다.

## 5. 遠心 壓縮機에서 심한 로터 共振의 檢出과 矯正 (Detection and Correction of a Serious Rotor Resonance on a Centrifugal Compressor)

### 5.1 背景 (Background)

본 과제의 목적은 전기적인 문제점이 있는가를 확인하기 위하여 원심 공기 압축기에 대한 실시간 진동분석을 하는데 있었다. 이 1호기 압축기는 1035마력, 3580 rpm의 2극 전동기로 구동되며, 전동기 베어링에서 1×RPM 진폭이 1.2 mils이었는데 정지 시 진동이 급격히 떨어진다.

1호기 압축기의 진동 이력은 오랫동안 증가하여 왔다. 따라서 전동기를 분해 청소하였으나 고온으로 전동기가 트립되어 전동기 베어링을 교체하였다. 이때 전동기 축과 커플링이 주저앉아 전동기가 Magnetic Center에 있지 못하게 되었고 진동 수준은 아직

도 높았다(사전에 Soft Foot가 발생했다는 주의를 주어 이후 Shimming 하였으나 충분치 못했다. 또한 현장에서는 Soft Foot에 기인한 진동준위를 줄이기 위하여 계속 고정볼트를 이완 시켰었다). 현장에서 전동기 발란싱을 시도하였으나 성공적이지 못했다. 로터는 Trial Balance Weight의 크기나 위치를 변화시켜도 응답을 하지 않았다. 또한 위상 역시 불안정하였다.

기술지원팀이 1월 27일 이 기계에 대한 실시간 진동분석을 실시하였다. 진단후 전동기 베어링은 교체되었고 진동 크기는 허용치 이내로 유지되었음을 보고했다. 그러나 이 보고서는 진단방법 접근론에 대한 서류로 제출되었다.

다음 내용은 보고서 내용을 요약한 것이다.

## 5.2 結論 (Conclusions)

### 5.2.1 電動機의 電氣的 問題 (Motor Electrical Problems)

우선 부록에 있는 도해 진동 진단표중 “전기적 문제” 항목을 참조할 것.

- ① 전동기의 전기적 상태는 양호하였다. Rotor Bar 통과 주파수와 운전속도에서 Slip 주파수 측대파가 존재하는데 이는 전기적 문제점이 진전되고 있음을 의미하며, 로터와 고정자 간의 가변공극 변화에 의한 것으로 보인다. 그러나 많은 전기적인 진동은 기계적인 문제로 유도 되어왔다. 즉 전동기 베어링의 가변 간극과 후에 언급할 공진 운전은 고정자 내에서 로터 Orbit에 아주 나쁘게 영향을 미칠 수 있다.
- ② 전동기의 전력공급 중단시 운전속도에서 진동의 급속한 감소는 전기적인 문제로 인한 것이 아니었다.

### 5.2.2 전동기 Alignment

- ① 압축기와 연결되는 커플링에서 약간의 Misalignment가 감지되었다. 그러나 다른 것에 비하여 이 문제점은 작은 것이었다.
- ② 전동기 베어링과 하우징 내에서도 Misalignment가 감지되었다.
- ③ 전동기 하우징의 비틀림을 일으키는 Soft Foot가 존재한다. 이로 인해 베어링 얼라인먼트와 전동기의 전기적 진동에 영향을 미친다.

### 5.2.3 共振 (Resonance)

분명히 1호기 전동기에서의 주요 문제점은 전동기 로터와 베어링 지지 시스템 자체의 수평방향 고유 진동수와 운전속도의 공진으로 판명되었다. 고유진동수 시험

결과는 다음과 같다.

- ① 시스템의 고유 진동수는 1×, 2× 및 3× 전동기 rpm 및 그 근방에 존재했다.
- ② 2×와 3×RPM 응답은 수평방향으로 기초를 보강하기 위하여 받침을 용접하므로써 감소되었다.
- ③ 수평 방향의 1×RPM 전동기 공진은 추가 Bracing을 하여도 영향을 받지 않았다. 이것은 수평방향 공진이 전동기 설치대나 기초에 반대되는 것으로서 축과 베어링 및 하우징의 간섭을 통한 조합된 시스템 전체의 응답임을 의미한다. 로터의 고유 진동수가 운전속도 아주 가까이에 있는 것은 흔한 일이 아니기 때문에 이상의 사실은 놀라운 일이었다. 로터 고유진동수가 운전속도와 거의 공진 상태에 있다면 동일한 전동기가 10년 이상이나 성공적으로 운전하여 왔다는 사실을 알고 대단히 당혹스러웠다. 그러나 시험을 완료한후, 고진동은 전동기 베어링 교체후 아주 최근에 시작되었다는 사실을 알았다. 로터 공진 그 자체가 포함되었다는 사실이 너무나 명백하게 나타났으므로 베어링 지지 강성의 변화를 가져온 베어링 교체와 관련 있는 문제가 틀림없이 있었을 것으로 결론 지었다. 이로 인해 고유 진동수가 직접 변화한 것이다.

### 5.3 勸告事項 (Recommendations)

- ① 베어링 간극, 재질선정, 원래 Alignment로부터 설계 변경 내용 및 전동기 하우징의 고정상태 등을 점검 할 것.
- ② 전동기 베어링을 교체하고 베어링과 저널간의 접촉상태가 좋도록 Scraping할 것(최소 80%~90% 접촉). 간극을 주의를 기우려 측정하고 제원에 맞는가 확인할 것.

### 5.4 措置 結果 (Results of Corrective Action)

이상의 권고사항을 수행한후, 문제점들이 전동기의 내측 베어링간극(동일 베어링에서 한쪽 끝은 0.004 “다른 쪽은 0.009”)에 있었음을 확인했다. 이런 사실이 전동기 베어링 지지강성 및 로터 고유진동수에 영향을 미친 이유를 설명했다. 조치후 진동측정결과 전동기 운전속도에서 이전에는 0.315 in/sec 이상이었던 것이 0.045 in/sec로 86%이상 크게 감소하여 베어링과 고유진동수 문제가 성공적으로 해결되었다.

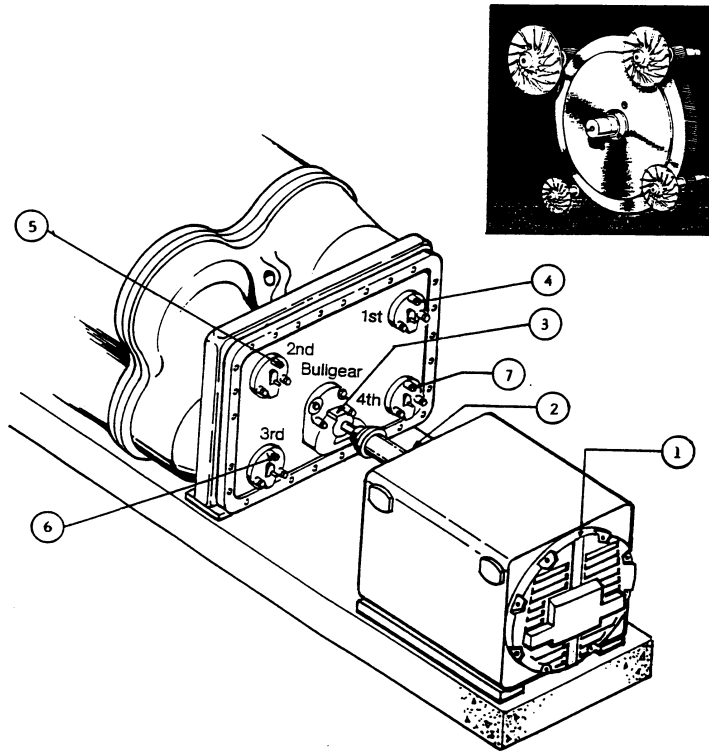


그림 6-27 원심 공기 압축기에 가속도계 설치 위치

표 6-2 베어링 교체후 전동기 진동 (in/sec peak)

위치	3600 cpm			7200 cpm			OVERALL		
	7-27-89	7-27-90	8-2-90	7-27-89	7-27-90	8-2-90	7-27-89	7-27-90	8-2-90
1A	.047	.017	.006	.025	.059	.018	.059	.065	.033
1H	.114	.286	.062	.052	.028	.054	.133	.289	.074
1V	.060	.063	.006	.055	.020	.026	.087	.074	.038
2A	.023	.033	.011	.041	.033	.019	.060	.103	.038
2H	.258	.337	.046	.053	.067	.082	.280	.347	.089
2V	.078	.105	.011	.033	.091	.016	.096	.163	.035

\* 7-27-89 : 전동기 연결상태에서의 측정

7-27-90 : 전동기 단독 운전상태에서의 측정

8-2-90 : 베어링 교체후 전동기 단독운전 상태에서의 측정

표 6-3 위상 대 진동

위치	위상각(도)	위상차(도)	진동
1A	119		.071
2A	162	43	.097
3A	- 71	127	.046
1H	- 143		.150
2H	- 1	142	.492
3H	- 165	164	.021
1V	- 82		.009
2V	- 41	41	.099
3V	85	126	.084

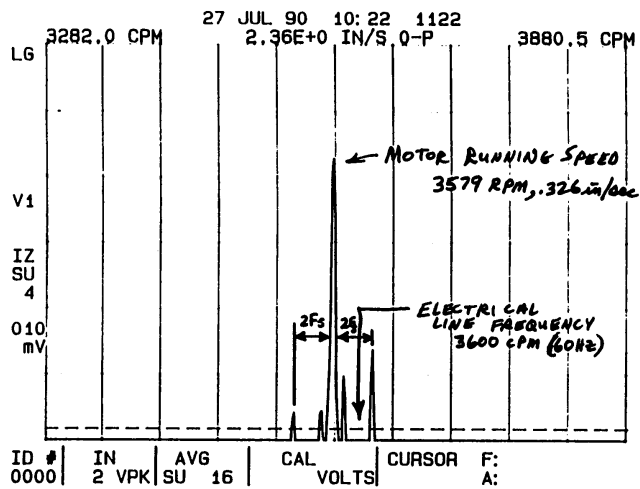


그림 6-28 위치 2H에서 진동 스펙트럼 (전동기 운전속도 주변에 2배의 Slip 주파수에 해당하는 최대파가 있다).

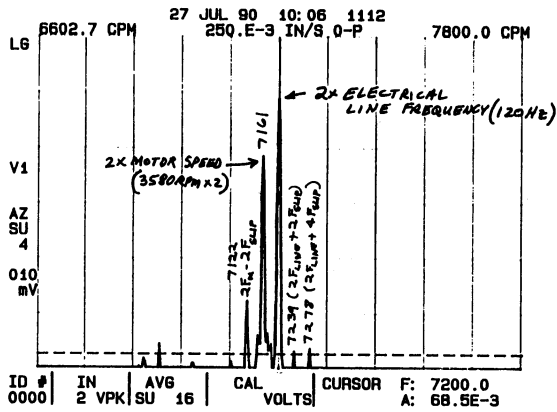


그림 6-29 위치 1H에서 진동 스펙트럼

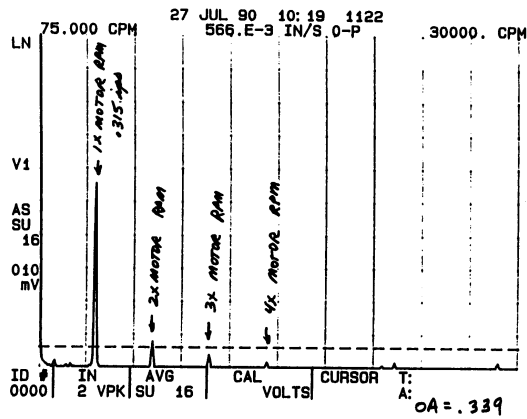


그림 6-30 위치 2H에서 진동 스펙트럼

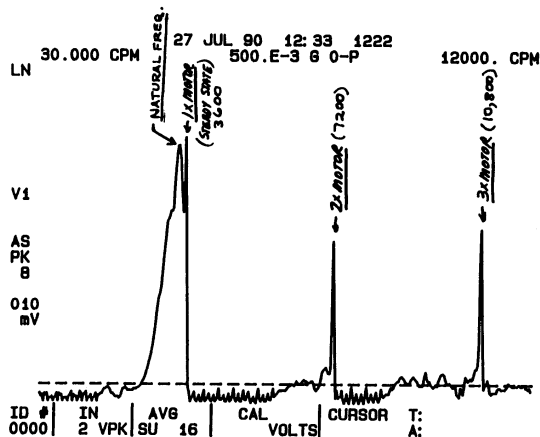


그림 6-31 위치 2H에서 전동기 커플링 연결하고 무부하 상태에서 진동 스펙트럼



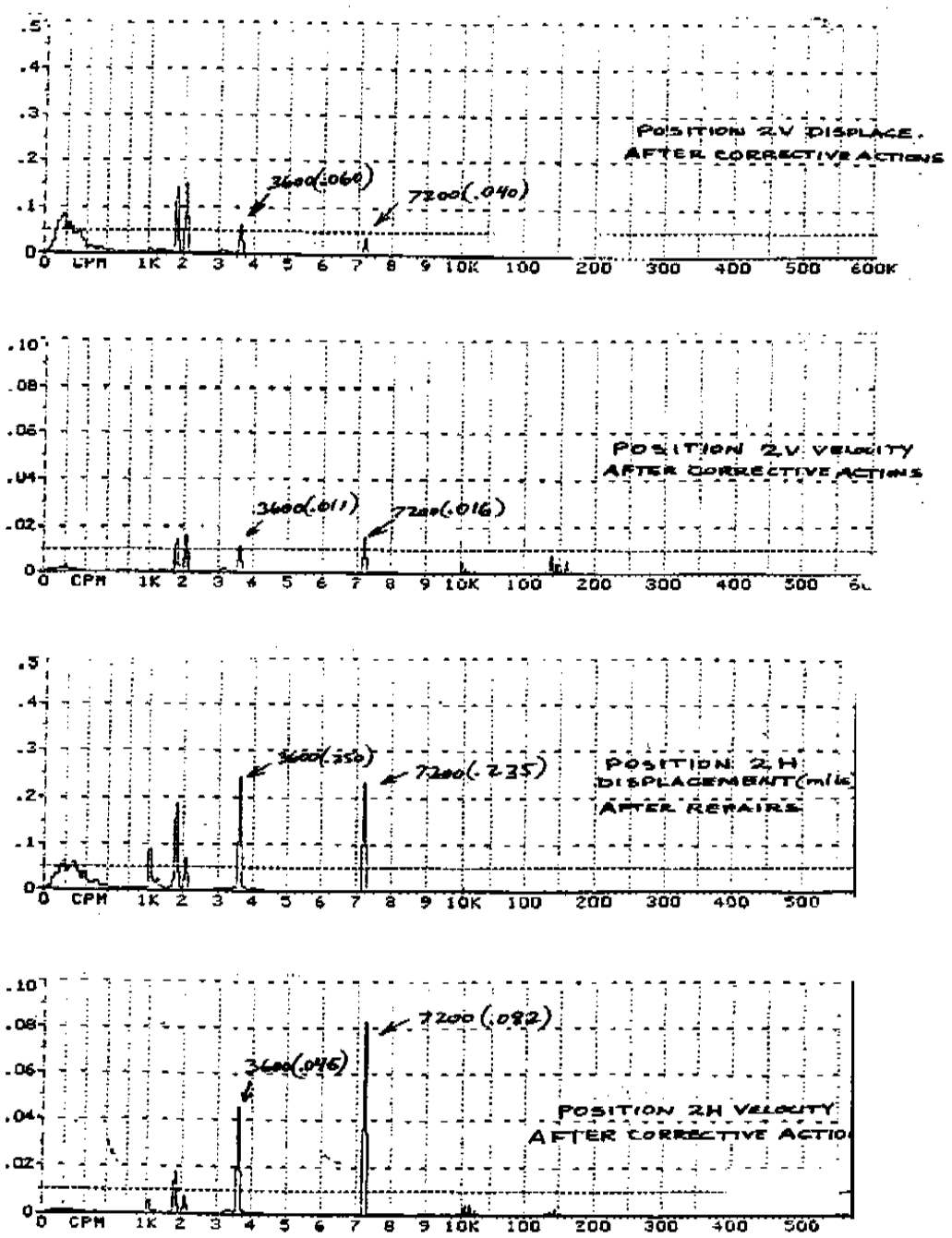


그림 6-32 위치 2V 및 2H에서 교정후 진동 스펙트럼