

## 第 11 章 機械別 振動 特性 및 分析

### (Vibration Characteristics and Analysis of Specific Machinery)

#### 1. 遠心 펌프 (Centrifugal Pumps)

펌프의 임펠러로부터 유출하는 유체는 고속이므로 유체가 펌프 토출구에 도달하기 까지 이 속도 수두를 감소시켜 동압의 대부분을 정압으로 즉 압력 수두를 증가시키는 변환과정이 요구된다. 이 변환을 임펠러에 접하여 설치한 안내깃(Guide Vane 또는 Diffuser)에 의하여 일으키는 것이 터빈 펌프 또는 디퓨저 펌프이고, 와류실(Volute Casing 또는 Spiral Casing)에서 일으키는 것이 Volute Pump이다 (그림 11-1).

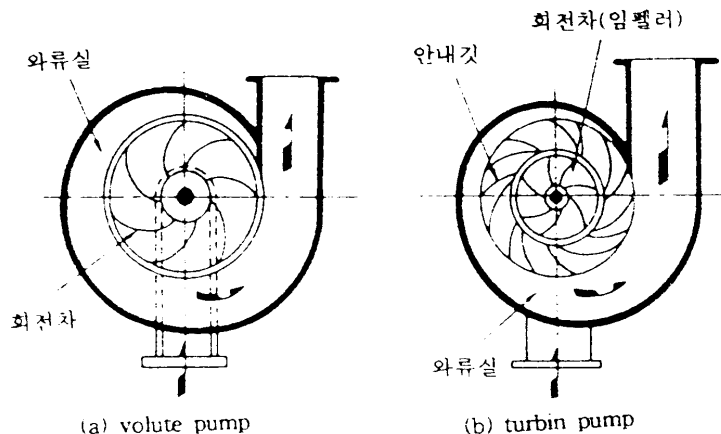


그림 11-1 원심펌프의 단면도

펌프에서 발생하는 진동 요인으로는 불평형 축 및 커플링의 Misalignment, 베어링 손상 및 공진 등이었으나 다음에 언급하고자 하는 것은 원심 펌프에서만 발생하는 진동 요인 들이다.

##### 1.1 水力學的인 힘 (Hydraulic Forces)

대부분의 원심펌프는 고유의 수력학적인 힘에 기인한 진동을 나타내게 되고 이러한 진동은 일반적으로 임펠러 베인의 수와 축의 rpm의 곱과 같은 주파수에서 발생

된다. 이러한 진동은 임펠러 베인이 디퓨저를 지날 때마다 발생하는 펌프 내부에서의 압력 파동으로 인해 발생한다. 만약 임펠러가 펌프 하우징 중심에 위치해 있고 펌프 디퓨저와 정렬이 잘되어 있다면 수력학적인 파동은 평형상태에 있고 고유의 수력학적인 힘으로부터 발생한 진동의 진폭은 최소화 될 것이다. 그러나 문제점은 과도한 수력학적인 힘 때문에 발생하게 된다.

한가지 예로 3,600 rpm 원심 펌프에서 21,600 cpm 주파수에서 비정상적인 높은 진동이 발생하였다. 이 주파수는 수력학적 힘에 의한 것으로 나타내는 임펠러 베인수(6개)에 회전속도(3,600 rpm)를 곱한 것과 같았다. 수력학적인 힘은 펌프 운전시에 필연적으로 발생하는 것이지만 시스템의 어떤 부품이나 지지물의 특정 주파수에서 공진이 발생하지 않는 한 과도한 진동을 일으키지 않는다. 이러한 경우에 공진 측정을 위한 시험을 행하지만 21,600 cpm의 진동 주파수와 상응하는 고유진동수는 구할 수 없다. 이 펌프를 분해 점검한 결과 임펠러와 2개의 디퓨저간의 반경 반향 간극이 약 10 mm 서로 차이가 발생하였는데 이것이 수력학적 힘의 불평형을 일으킨 것이다. 반경반향 간극과 디퓨저 형태를 같게 가공한 결과 진동이 크게 감소하였다.

그러나 경험상으로 볼 때 펌프의 높은 진동은 펌프의 회전요소가 밀집되어 있는 정적 디퓨저와 Cutwater 부품들에서 때때로 발생하게 된다. 경험상으로 베인 끝과 Cutwater간의 간극은 임펠러 직경의 6% 이하이어야만 한다.

그림 11-2의 분석자료는 4700 rpm으로 운전되는 보일러 급수펌프에서 얻은 자료이며 28,000 cpm( $6 \times \text{RPM}$ )에서 진동이 크게 나타남을 알 수 있다. 이는 첫단 임펠러의 베인의 수와 직접 관계되며 수력학적 힘이 진동의 원인이 됨을 나타내고 있다. 이러한 진동은 갑작스럽게 증가하기 때문에 펌프를 정지시키고 분해하여 점검해야 한다. 점검결과 첫단의 부품이 축에 늘어붙어 있었으며 부품을 교체하여  $6 \times \text{RPM}$ 의 주파수에서의 진동을 제거하였다.

그림 11-3의 진동 분석 자료는 그림 11-2에서와 같이 또 다른 보일러 급수 원심펌프로부터 취한 것이다. 이 경우에 진동은 35,000 cpm(펌프의  $7 \times \text{RPM}$ )에서 크게 나타났으며 두 번째, 세 번째, 네 번째 펌프 단의 임펠러 베인의 수를 곱한 것과 같다. 점검을 위해 펌프를 정지시켜야만 했고 점검결과 두 번째 단 디퓨저를 Channel Ring으로 밀봉하는 네곳의 용접부 중에서 바깥 세부분이 파손된 것이 발견되었다. 이것은 디퓨저가 임펠러에 대해 상대적으로 이동하여 수력학적 힘의 증가를 가져온 것이다. 만일 펌프를 계속 운전한다면 네곳의 용접이 파괴되어 과도한 충격을 가하여 어떤 결과를 가져왔을지 모른다.

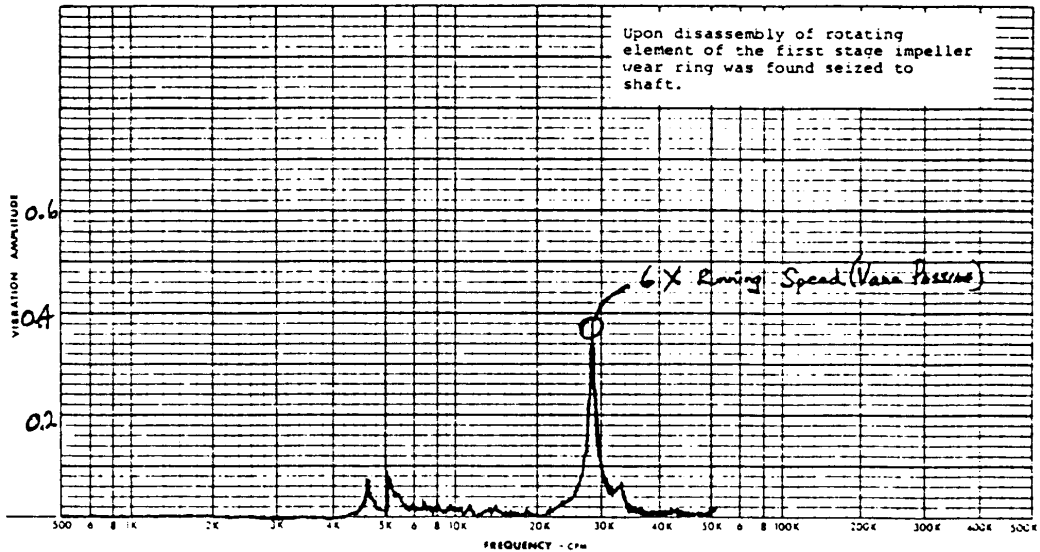


그림 11-2 Wear Ring이 축을 구속하면 임펠러 첫번째 단의 6개 베인에 해당하는  $6 \times \text{RPM}$ 의 진동이 발생한다.

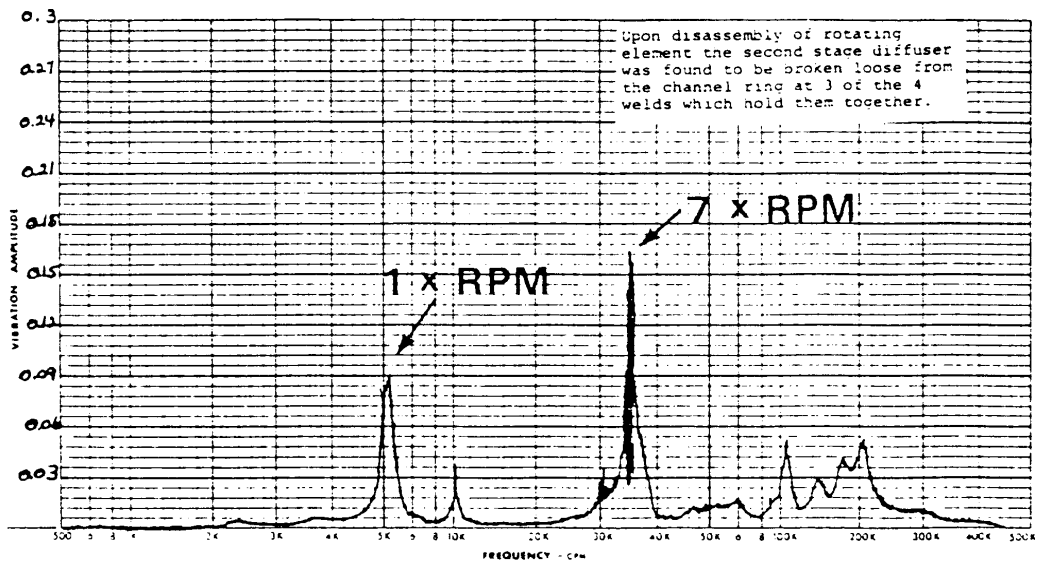


그림 11-3 두번째 단의 디퓨저 이완은 임펠러 2, 3, 4단의 7개 베인에 상응하는  $7 \times \text{RPM}$ 에서 진동을 일으켰다.

## 1.2 空洞現象 (Cavitation)

물뿐만 아니라 일반 유체는 압력을 점차로 증가시켜도 밀도만 약간 증가할 뿐 그 외는 별로 변하는 것이 없다. 이에 반하여 압력을 점차로 감소시켜 어느 일정한 압력까지 내려가면 유체가 기화하기 시작한다. 이때의 압력을 유체의 포화증기압 이라고 하며 이 경우 유체와 기체의 혼합체가 된다. 이와 같이 물이 관내를 유동하고 있을 때 유체의 어느 부분의 정압력이 그때의 유체온도에 상응하는 포화증기압 이하가 되면 부분적으로 증기가 발생하여 공동이 생기는 현상을 케비테이션이라 한다.

공동 현상은 펌프가 설계 용량보다 낮거나 흡입 압력이 낮을 때 발생한다. 또 펌프가 완전히 충수되지 않은 상태일 때 빈 공간을 채우기 위하여 펌프내로 유입되는 유체는 빨려 들어가게 된다. 이로 인하여 상당히 불안정한 거의 진동상태인 공동이 생기며, 고압부로 기포가 이동함에 따라 순식간에 붕괴된다. 이때 심한 충격 작용을 일으키고 충격 압력도 대단히 높다. 고압이 생길 때 기포는 서로 또는 고체 벽에 충돌하여 굉음을 발하고 에너지 손실을 초래한다. 따라서 고체 벽이 가장 심하게 부식되는 곳은 공동이 형성되는 곳이 아니고 붕괴가 발생하는 장소이다.

공동현상은 펌프내의 부품을 파괴시킬 수도 있으며 공동현상이 발생한 펌프는 종종 침식과 유사한 금속 손실을 나타낸다. 가벼운 공동 현상이 있는 펌프라도 운전 효율을 점차로 감소케 한다. 점검을 위해 펌프를 분해했을 때 허브는 펌프 임펠러에 모두 남아있었지만 임펠러 베인은 공동현상에 의해 완전히 침식되었다.

공동현상은 종종 소음을 동반한다. 약한 공동현상은 펌프에 모래가 끼인 듯한 소리를 발생하며 좀더 심한 경우에는 펌프 속에 자갈이 지나 다니는 듯한 소리를 발생시킨다.

밸브나 펌프 또는 관경이 갑자기 변하는 부분에서 유압이 떨어지는 곳에서는 유체중의 가스가 용해되어 지거나 유체가 비등할 수 있다. 이러한 상태도 공동현상이며 불규칙한 진동 진폭과 주파수를 갖는다.

충격에 의한 붕괴로 펌프 하우징, 임펠러 및 관련 펌프 부품들의 국부적인 고유진동수를 가진 시킨다. 이런 붕괴는 펌프나 배관내의 여러 위치에서 임의의 간격으로 발생하기 때문에 이로 인한 진동의 진폭 및 주파수도 불규칙하다. 따라서 펌프 공동현상에 의해 발생한 진동은 넓은 주파수 범위를 가지며 각각의 진폭과 주파수는 지속적으로 변하게 된다. 그림 11-4의 분석 자료는 공동현상에 의한 진동의 전형적인 형태를 나타낸다. 3,600과 7,200 cpm에서의 분명한 Spike는 불평형과 축정렬 불량 가능성이 있는 1×RPM, 2×RPM에서의 정상 상태의 진동을 나타내지만 30,000 cpm과 100,000 cpm 사이에서 발생한 진동은 정상 상태의 진폭과 주파수 특성을 가지지 않고 불규칙하다.

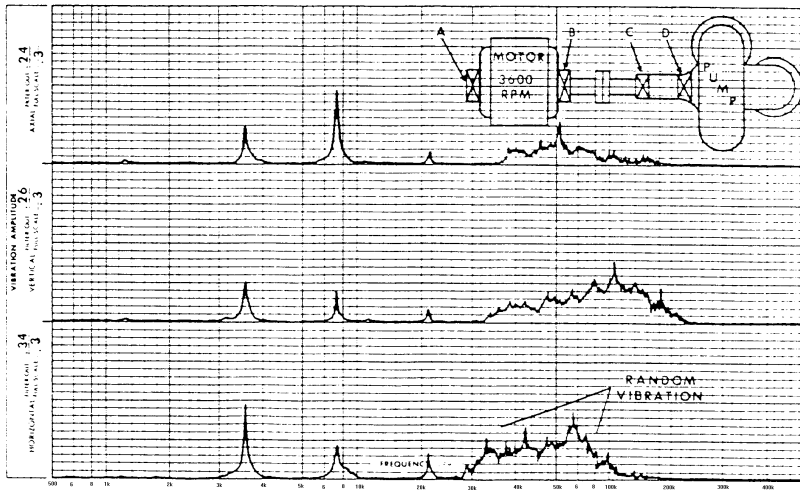


그림 11-4 일반적으로 공동현상, 재순환 그리고 난류 유동은 불규칙적인 소음과 진동을 발생시킨다.

### 1.3 再循環 (Recirculation)

재순환은 공동 현상과 유사한 형태로 나타나며, 대개의 경우 임펠러 직경과 출구축 직경의 비가 클 경우 발생한다. 이러한 펌프는 일반적으로 최고 효율점에서 많이 벗어나서 운전될 수 없는 높은 비효율 속도를 갖는 펌프이다. 재순환은 역유동 현상이고 펌프내에서 국부적인 가열이나 증발 현상을 일으킬 수 있다. 이러한 펌프에서 역유동은 공동 현상과 유사한 불규칙 진동을 유발시킨다. 비록 재순환의 진동현상이 공동 현상의 진동과 유사하게 나타난다 할지라도 재순환은 공동현상과 같이 펌프 부품의 마멸이나 부식을 발생시키지는 않는다. 그러나 재순환으로 발생된 진동은 씰, 베어링, 임펠러 베인 그리고 관련 펌프 부품에 기계적인 손상을 준다.

## 2. 터보 送風機와 터보 壓縮機 (Turboblowers and Turbocompressors)

### 2.1 適用範圍 (Application Range)

송풍기는 작동원리면에서 대별하면 터어보형과 용적형이 있다. 또 송풍기를 압력면에서 분류하면 압력 1 mAq 미만의 송풍기를 Fan, 압력 1 mAq 이상 ~ 10 mAq 미만의 송풍기를 블로워로 칭하고 있다. 흐름의 형태, 날개의 형상으로 분류한 것이 그림 11-5이다. 압력에 따른 분류와 케이싱의 재질이 강판제의 것을 Fan, 주철제의 것

## 502 — 제1편 진동의 기본 기술

을 블로워로 구별하는 것이 보통이다. 그림 11-6은 송풍기 및 압축기의 적용범위를 표시하고 있다.

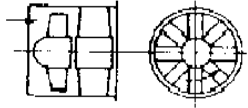
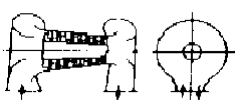
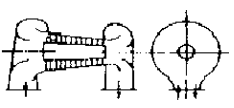
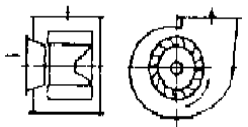
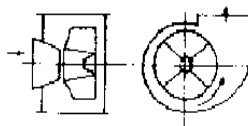
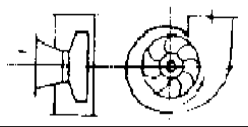
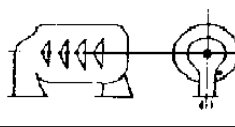
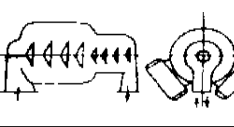
| 명 칭   |     |     | 송 풍 기                                                                              |                                                                                    | 압 축 기                                                                               |
|-------|-----|-----|------------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------|
|       |     |     | Fan                                                                                | 블 로 워                                                                              |                                                                                     |
| 종별 압력 |     |     | 1000 mmAq 미만                                                                       | 1 이상 10 mAq 미만                                                                     | 1 kg/cm <sup>2</sup> 이상                                                             |
| 터보형   | 축류식 | 축류  |   |   |   |
|       |     | 다익  |   | /                                                                                  |                                                                                     |
|       | 원심식 | 래디얼 |   |                                                                                    |                                                                                     |
|       |     | 터보  |  |  |  |
|       |     | 용적식 | 회전식                                                                                | 르츠                                                                                 | /                                                                                   |
| 가동익   | /   |     |                                                                                    |                                                                                    |                                                                                     |
| 나사    |     |     |                                                                                    | /                                                                                  |                                                                                     |
| 왕복식   | 왕복  |     | /                                                                                  |                                                                                    |                                                                                     |
| 왕복    | /   |     |                                                                                    |                                                                                    |                                                                                     |

그림 11-5 송풍기 압축기의 종류

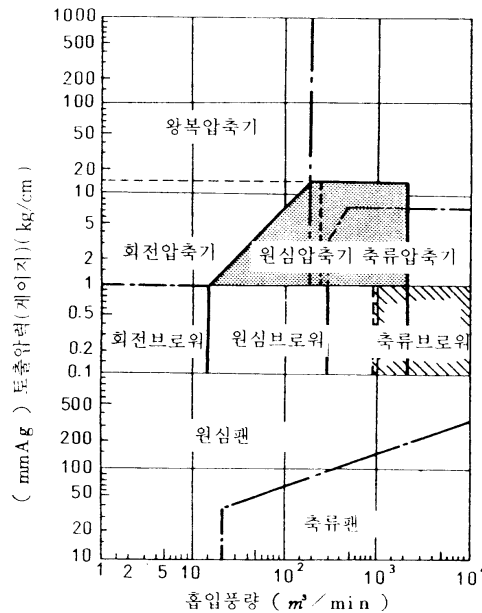


그림 11-6 송풍기, 압축기의 적용범위

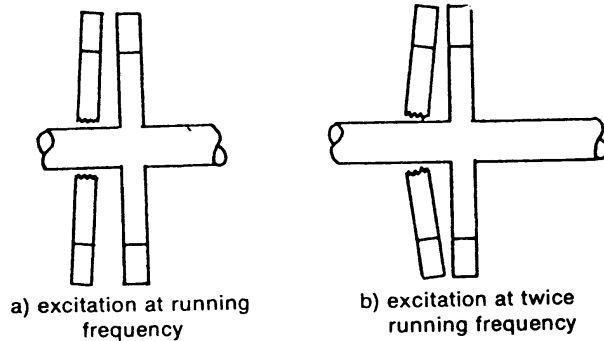
## 2.2 軸流 送風機 및 壓縮機 (Axial Flow Blowers and Compressors)

축류 압축기, 증기터빈 및 대부분의 가스 터빈과 같이 유체의 흐름이 축류식인 Blade를 가지는 기계는 통상 원심식 기계보다 복잡한 진동 특성을 나타내고 있다. Blade 통과 주파수(축 회전 주파수×Blade 수)성분은 가스터빈과 축류 압축기의 진동 스펙트럼에서 뚜렷하게 나타나는데 배수 및 합과 차의 조합으로 나타난다. 일반적으로 증기 터빈 Blade통과 주파수에서는 진폭은 축류 압축기나 가스 터빈에서 발생하는 그것보다 훨씬 작다.

Blade는 회전 주파수에서부터 상류 Blade 나 Nozzle Passing 주파수의 배수까지 광범위한 가진력을 받는다. 또한 Blade는 장착 방법에 따라 각 개별로 또는 그룹별로 많은 고유 진동 주파수를 갖고 있다. 고유 진동 주파수는 가진 되면 과도 응력을 받게되고 결국 손상이 발생된다.

어떻게 그리고 왜 Blade가 손상되는가를 이해하기 위해서는 Blade가 받고있는 가진원을 제일 먼저 알아야 한다. 저주파와 관련하여 먼저 언급하면 Blade나 Nozzle의 간극이 일정치 않으면 Blade 회전 주파수나 혹은 낮은 배수의 주파수를 가진 한다. 예를 들어 비스듬히 설치된 Diaphragm(그림 11-7a)은 간극이 작은 곳에서는 더 큰 힘이 작용하고 간극이 큰 곳에서는 작은 힘이 작용한다. 비스듬히 설치된 Diaphragm의 경

우 Blade는 회전 주파수의 힘의 변화에 영향을 받는다. 만약 Diaphragm이 중심에서 기울어 있으면(그림 11-7b) Blade에 가해지는 힘은 회전당 2번 변한다. 마찬가지로 수평 분할 면에서 발생하는 것과 같은 흐름의 불연속도 회전당 2번 Blade에 맥동을 일으킬 수 있다.



11-7 경사진 Diaphragm에서 발생하는 Blade 가진

지금까지는 회전당 한 번 혹은 두 번의 기본 주파수로 발생하는 정현파 가진을 가정하여 왔다. 그렇지만 가진은 순수 정현파와 상당히 다를 수 있으며 심지어 사각 파형일 수 있다. 이런 경우 Blade 가진은 축 회전 주파수로부터 고조파까지 광범위하게 넓혀질 것이다.

더 높은 주파수의 경우 Blade와 Nozzle 통과 주파수가 고조파임은 물론 분명한 가진 원인이다. Blade 및 Nozzle 통과 주파수를 계산할 때 한 열의 전체 Blade수에 Blade가 설치되지 않은 공간의 수를 더한 것이 기본 주파수를 결정한다. Blade가 없는(빠진) 경우 이유야 어떠하든지 고조파를 발생시키며 Blade 통과 주파수의 진폭에는 영향을 주겠지만, Blade 간격이 변하지 않는 한 기본 주파수는 변하지 않는다. 이러한 이유로 67개의 Blade와 하나의 빈자리(Blade가 조립되었던 곳)가 있는 증기 터빈으로부터 발생되는 Blade 통과 주파수는 보통 생각하는 것처럼 회전 속도의 67배가 아닌 68배가 된다. 같은 이유로 180°에 27개의 개구가 있는 부분 분사 노즐은 회전 주파수의 54배로 Blade를 가진 한다.

그림 11-8은 축류 공기 압축기의 고주파 성분을 나타낸 것으로 37개 Blade가 있는 1~4단에서 발생한 Blade 통과 주파수와 47개 Blade가 있는 5~11단에서 발생한 여러 개의 고조파 및 Blade 통과 주파수들이 탁월함을 나타내고 있다. 측정은 케이싱에 장착된 가속도계로 실시하였으며 이들 성분은 속도, 압력비 및 고정익 각도의 변화에 따라 진폭에 큰 변화가 나타났다.

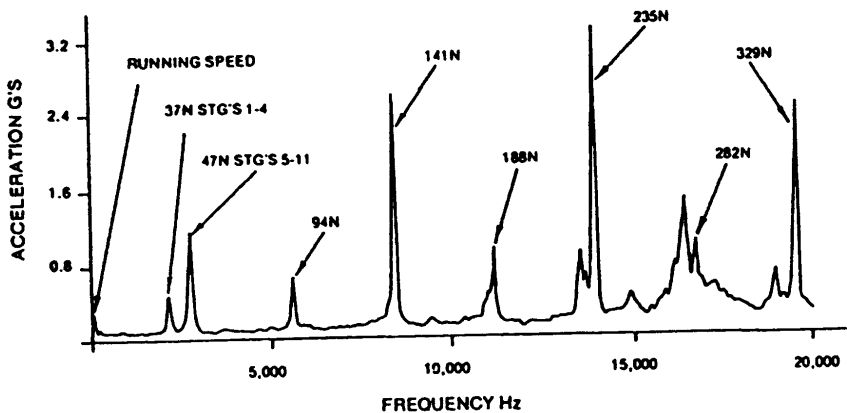


그림 11-8 축류 압축기 케이싱에서 가속도로 측정된 진동 양상

고정익 각도에 대하여는 그림 11-9에 나타내었는데 이는 가변익인 First-Section 고정익이 전 폐 상태에서 전개 상태로 변환에 따라 Stator 및 Rotor의 Blade통과 주파수와 몇 개의 고조파의 진폭이 어떻게 변화하는가를 나타낸 것이다.

그림 11-9에서 큰 진폭 변화가 발생한다는 것은 차후의 분석, 비교 및 경향관리시 고주파 데이터를 기록할 때마다 주의하여야 할 사항이 있음을 나타낸다. 즉 운전 조건이 스펙트럼 상의 진폭에 영향을 주기 때문에 속도, 입구 및 출구 압력, 유량, 밀도 및 고정익 각도 등과 같은 변수들을 함께 기록하여 분석하여야 한다.

그림 11-8에서 고정익 통과 주파수가 없음에 유의하여야 한다. 이것은 축류 기계의 케이싱에서 기록된 고주파 진동 스펙트럼의 전형적인 모양이다. 회전익 통과 주파수는 통상 크게 나타나나 고정익 통과 주파수는 거의 관찰되지 않는다. 이러한 현상은 쉽게 설명될 수 있다. 만약 익 통과 주파수가 각 익을 따라 발생한 압력차나 Wake에 의하여 발생된다면 회전익을 따라 발생한 Wake는 축 회전 속도에 회전익 수를 곱한 주파수(회전익 통과 주파수)로 고정익을 가진 한다. 이 가진은 기계적으로 케이싱에 전달되는데 케이싱에 장착된 진동 변환기의 동작 범위 내에 있다. 마찬가지로 고정익은 고정익 통과 주파수로 바로 다음의 동익을 가진 한다. 그렇지만 이 경우는 베어링 유막에서 큰 감쇠가 발생하여 신호 자체가 진동변환기 동작 범위를 벗어날 만큼 작아진다. 고정익 통과 주파수가 케이싱 진동에서 관찰되면 그 가진력이 상당히 큰 것이므로 손상 가능성이 있다고 생각하는 것이 보다 합리적이다. 그림 11-9와 관련하여 고정익 통과 주파수는 압축기 축에 설치된 가속도계로부터는 검출되었는데 데이터는 Slip Ring을 통하여 측정되었다.

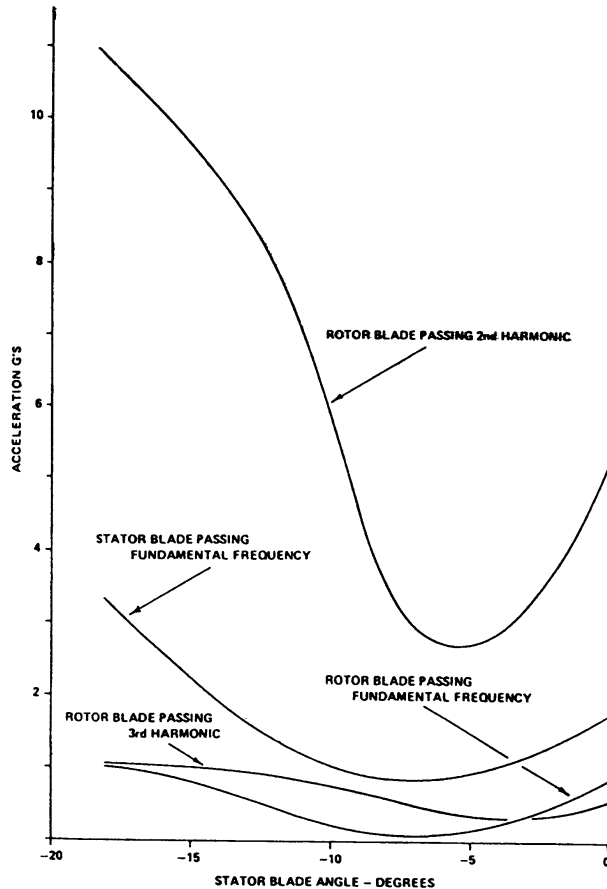


그림 11-9 축류 압축기에서의 고정익 각도 대 Blade 통과 주파수 의 진폭 변화

### 2.3 失速 (Stall)

축류 Fan은 Stall이라는 독특한 특징을 가지고 있다. Stall이란 Fan이 성능한계 곡선을 벗어나 운전될 때 일어나는 공기역학적 현상으로 Blade 주변에서 흐름의 분리가 일어난다. Stall이 발생하면 Fan은 불안정하게 되고 흐름의 분리 현상은 Blade에 피로손상을 주며 정상 성능곡선대로 운전할 수가 없게 하므로 Stall 영역에서의 계속운전은 피해야 한다.

축류 Fan의 설계와 계산은 최고효율을 내도록 설계하나 실제의 운전상태는 그렇지 못하다. 그러면 실제 운전 상태에서의 흐름의 변동은 Blade 주변에서 와류가 발생하여 흐름의 분리현상이 생긴다. 특히 체적유량이 설계치와 비교하여 너무 낮을 때는 흐름의 변동이 축방향으로 흐르지 못하고 반경방향으로 작용한다.

그림 11-10에서와 같이 최대효율 체적유량( $V_{nmax}$ )에서는 균일한 흐름이 흐른다. 그러나 과대유량이 흐를 때나 과소 유량이 흐를 때 흐름의 분리 현상이 발생하고 체적유량이 설계치와 비교하여 낮을 때 Blade 뿌리 및 선단에서 흐름의 분리현상이 발생하여 Blade에 진동 및 피로손상을 야기 시킨다. 이 영역에서 운전하게 되면 수개 또는 전 Blade에서 흐름의 분리가 발생하지만 여전히 규정된 방향의 흐름은 가능하다.

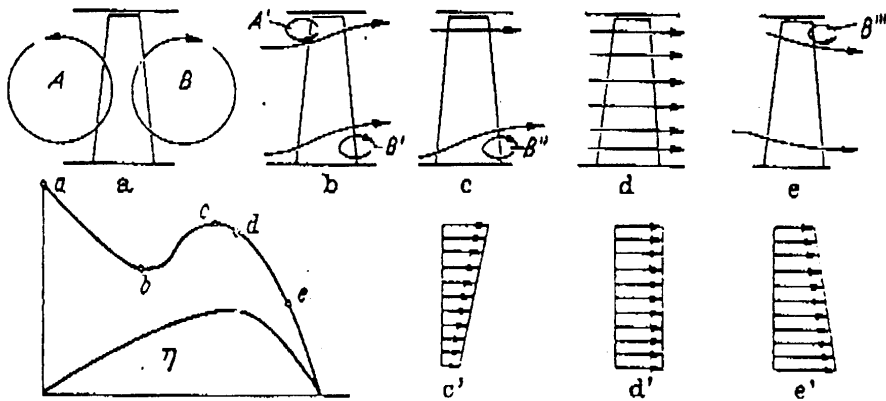


그림 11-10 여러 교축 위치에서 축류 Fan의 특이한 흐름 상태도

그림 11-11에서의 곡선 A는 어느 일정한 Blade Angle에 대한 정상적인 Fan 성능 곡선이다. 각각의 Blade Angle에 대한 성능곡선에서 각각의 Stall Point를 갖고 있으며 점 S로 표시한다. 곡선 C는 모든 Stall Point를 연결한 것이며 일반적으로 Stall Line이라 말한다.

돌출된 곡선 B는 3가지 다른 Blade Angle에 대한 Stall 특성곡선이다. 이 곡선은 Stall 조건하에서 Fan이 운전되는 통로를 나타낸다.

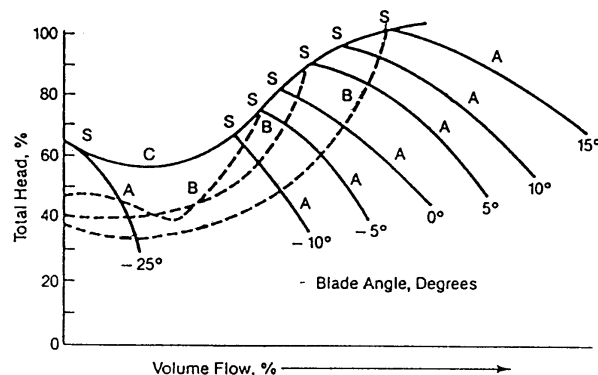


그림 11-11 실제의 Stall 곡선

축류 Fan의 크기가 일정하고 시스템 저항 곡선의 형상이 포물선 일 때 Stall의 발생 가능성은 적다. Fan이 체적용량에 대하여 크기가 커지고 시스템 저항이 상당히 커지거나 Fan이 부적절하게 운전될 때 Stall의 발생가능성은 커진다.

중앙 제어실에서 바라는 실속방지는 설치자의 주관에 달려 있으며 중앙 제어실에서 양정과 체적 또는 Blade Angle의 시각적 확인은 만족한 운전을 위해 반드시 필요하다.

## 2.4 遠心 送風機 및 壓縮機 (Centrifugal Blowers and Compressors)

### 2.4.1 空氣力學的인 힘 (Aerodynamic Forces)

Fan Blade가 공기를 때림으로서 발생된 진동은 Fan Blade 수에 Fan rpm 을 곱한 것과 같은 주파수를 발생시킨다. 대개의 경우 공기역학력에 의한 진동 진폭은 낮게 나타난다. 공기역학 주파수에서 과도한 진동이 나타날 때의 일반적인 원인은 기계 구조물의 공진이며 이미 언급한 공진에 대한 점검이 수행되어야만 한다.

만약 과도한 공기역학 진동이 공진에 의한 것이 아니라면 Fan을 지나는 공기의 흐름을 난류로 바꾸는 장애물을 확인해야만 한다. 예를 들어 공기역학 진동의 높은 진폭은 때때로 냉각탑 Fan에서 발생된다. 이러한 대부분의 Fan은 외부에 설치된 구동 전동기를 가지며 긴 Torque Tube나 구동축으로 Fan 기어박스과 연결되어 있다. 이러한 토오크 튜브는 Fan을 지나는 공기의 원활한 유동을 방해할 수 있으며 공기역학적 맥동은 Fan Blade가 토오크 튜브를 지날 때마다 발생된다. 그 결과 공기역학적 주파수에서 종종 과도한 진동을 발생시키며 블레이드의 통로와 토오크 튜브 사이의 거리는 공기역학적 맥동을 최소화하기 위해 증가시킬 필요가 있다. 원심 Fan에서 만일 로터가 하우징에서 편심되어 있다면 공기역학적 주파수에서 과도한 진동이 발생할 수 있다. 따라서 문제점이 공진인 것을 추적할 수 없으면 이상의 내용을 점검해야 한다.

공기역학적 힘에 기인한 진동은 Fan의  $1 \times \text{RPM}$  주파수에서 발생할 수 있어 불평형 특성과 유사하게 보인다. 각각의 Fan Blade들이 같은 형상이나 치수를 갖지 않는다면 공기역학적 불평형이 나타나게 될 것이다. 일정 공기역학적 하중으로 Fan이 운전한다면 공기역학적 불평형은 정상적인 Balancing 절차를 통해 보정될 수 있다. 그러나 Fan 하중 변화는  $1 \times \text{RPM}$ 의 진동에 상응한 변화를 일으키게 한다. 예를 들어 원심 Fan에 Balancing Weight의 취외 및 취부를 용이하게 하기 위하여 Fan 하우징의 개구부를 제거한 채 Balancing후 다시 취부 하였다. 불행하게도 개구부의 취외를 통한 Balancing 과정은 공기역학적 상태를 현저하게 변화시키며 이로 인해 불평형 진동은 현저하게 증가한다. 이 경우에 정상적인 공기역학적 운전상태 하에서 Balancing을 행

해야만 했다. 만약 Fan이 넓은 범위의 공기역학적 하중에 걸쳐 원활하게 운전되기를 원한다면 블레이드 형상과 치수의 변화에 대한 점검과 수정이 필요하다.

### 2.4.2 亂流 流動 (Flow Turbulence)

진동은 Fan이나 송풍기에서 주로 나타나며 Fan을 지나는 공기의 압력이나 속도의 변화에 기인한다. 일반적으로 공기통로의 예리한 각도변화 또는 단면변화와 같은 구조에서 공기의 흐름을 방해함으로써 난류를 발생한다. 예를 들면 그림 11-12와 같은 원래 설계는 난류유동을 유발시키게 될 것이다. 공기 흐름은 원래의 방향으로 계속 진행하려는 관성을 가지고 있다. 그러나 관로가 90° 꺾이면 원활한 공기유동을 방해하여 이곳에서 난류가 발생한다. 그림 11-12에서 유동 방향을 더욱 점진적으로 변화시킨 배관의 수정 설계를 적용시킨 결과 난류가 덜 나타남을 볼 수 있다. 그림 11-13에서 설명된 바와 같이 배관의 직경이나 단면의 변화가 필요한 곳에서는 갑자기 변화하지 않고 몇 피트 정도로 서서히 변화시켜야만 한다. 일반적으로 Fan과 송풍기에서의 난류유동에 의한 진동은 그림 11-14에서 보는 바와 같이 불규칙한 저주파수의 진동을 발생시킨다. 전형적으로 가진된 주파수 범위는 50 cpm에서 1,800 cpm 또는 2,000 cpm이며 기계나 구조물 또는 덕트의 고유진동수를 나타낸다.

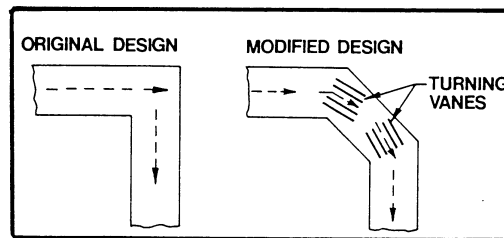


그림 11-12 덕트에서 난류유동에 의한 과도한 진동과 소음을 감소하기 위해 구조변경에 대한 재설계가 필요하다.

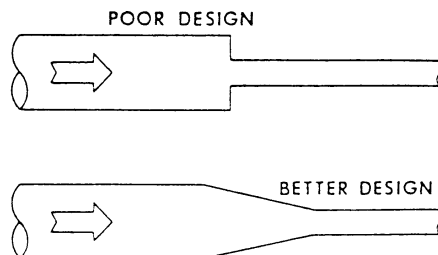


그림 11-13 난류와 공동현상을 방지하기 위해 덕트나 배관의 갑작스런 직경 변화를 피한다.

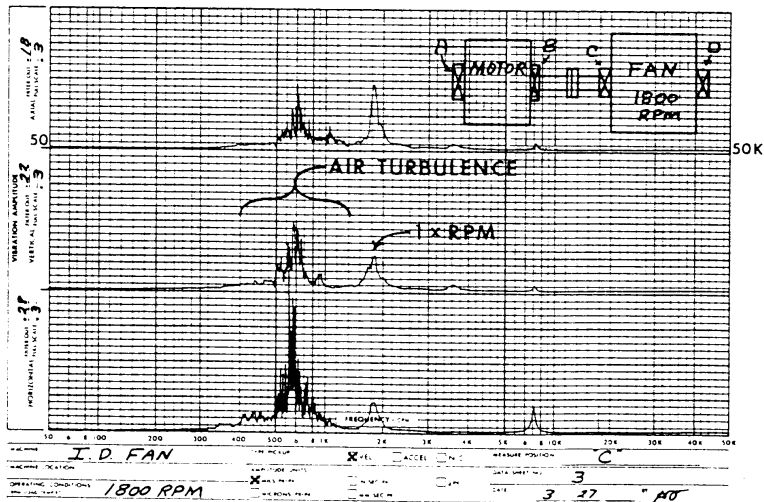


그림 11-14 불규칙한 저주파(400 ~ 1,000 cpm) 진동은 Fan 덕트에서의 난류유동에 의해 공진을 발생시킨다.

### 2.4.3 Surging

송풍기의 규정풍량은 최고 효율점 부근에 선정되는 것이 일반적이나 용도에 따라서는 부분 풍량도 운전범위에 들어갈 때가 있다. 이와 같은 경우에는 서어징이나 선회실속 등이 발생하고 진동의 증대, 기계의 파손에도 연결되고 송풍기의 운전상 지장을 줄 때가 있다.

송풍기계에 있는 토출밸브를 조여주면 운전점은 압력곡선의 우상부분 C점에 이르고 풍량, 압력이 갑자기 맥동을 일으키고 송풍기 본체 및 배관계의 진동이 커진다. 이와 같은 현상을 서어징이라 하며, 압력이 높은 블로워와 압축기에서는 맥동이 상당히 크게되어 시스템 전체가 심하게 진동하고 운전불능 해진다.

서어징에 대해서는 경제적으로 혹은 연구결과로부터 여러 가지의 성질이 분명해지고 있다. 우선 서어징의 발생은 그림 11-15에 표시한 것처럼 압력곡선에 우상부분이 존재한다는 것이 필요조건(충분조건이 아니다)이다. 발생점은  $P_{max}$ 점보다는 다소 소풍량 측의 C점에서 풍량 0(체절점 D)까지의 범위가 서어징의 영역이며, C점을 서어징 한계라 한다. 회전속도에 따른 서어징 한계점들을 연결한 선을 서어징선(Surge Line)이라 한다(그림 11-16). 서어징 한계는 압력고저, 임펠러의 설계, 기종 등에 의해 달라진다.

압력곡선에 우상부분이 없도록 체절점에서 하강하는 곡선(Falling Curve)으로 하면

된다. 그중 하나의 방법으로 날개의 출구각도  $\beta_z$ (원심식의 경우)를 줄이면 된다.

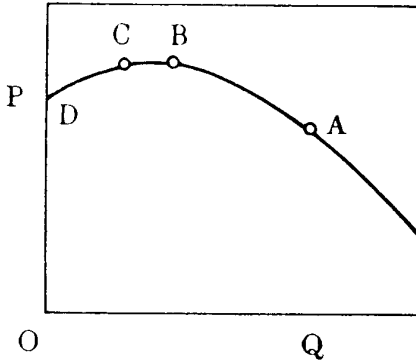


그림 11-15 압력곡선

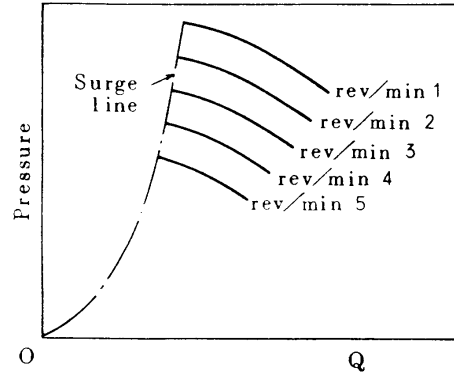


그림 11-16 Surging선

#### 2.4.4 Chocking (Stone-Walling)

압축기 내에서 Choking, 즉 Stone-Walling의 문제점들은 Surging과 반대로 나타나지만 설계 범위를 벗어나 운전되는 결과이다. Choking은 토출 압력이 너무 낮을 때 발생한다. 토출 압력이 낮을 때 속도는 높아지고, 디퓨저 단면에서의 유동속도가 마하 1에 근접할 때 블레이드 사이에 난류유동이나 순환 유동이 발생하게 되어 가스 유동을 막는 효과를 가져온다. 이러한 경우에 압축기 내부의 난류유동에 기인한 진동의 증가와 더불어 효율과 압력비가 현저하게 떨어짐을 볼 수 있다. Choking의 이러한 진동 특성은 기본적으로 Surging시 발생한 특성과 같으며 압력, 질량유동과 같은 다른 운전매개 변수의 점검이 어떤 문제점인지를 규명하는데 필요할 수 있다.

### 3. 蒸氣터빈 (Steam Turbines)

#### 3.1 蒸氣터빈의 構造 (Construction of Steam Turbine)

증기터빈은 노즐이나 고정익(정익)으로부터 고속증기를 회전익(동익)으로 향하여 분출시켜서 회전 동력을 발생시키는 기계이다. 노즐 또는 정익과 동익의 한 쌍을 증기터빈의 하나의 단이라 말하고(압력 단이라 한다), 각 단마다 증기가 갖는 에너지가 기계적인 일로 전환된다.

그림 11-17은 가장 간단한 커티스형 터빈으로써 노즐, 블레이드, 임펠러, 주축, 베어링, 조속기, 증기조정밸브 등 많은 부품으로 구성되어 있다.

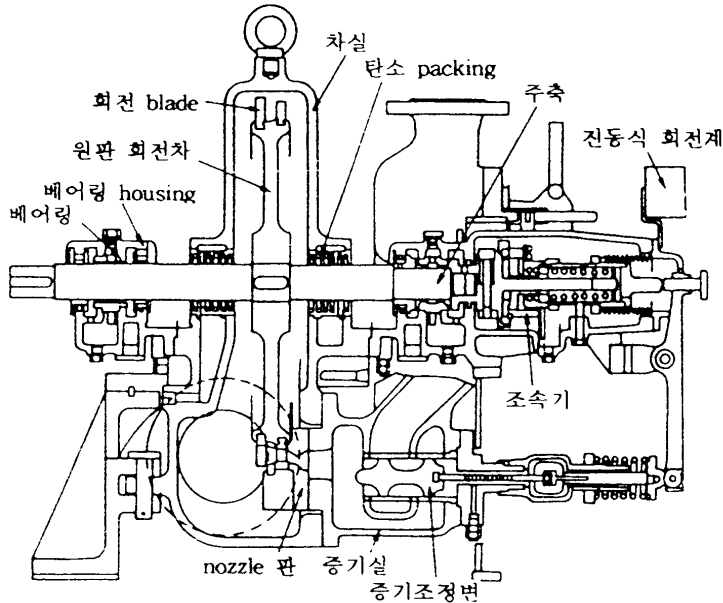


그림 11-17 커티스형 터빈의 예

## (1) Casing

터빈케이싱은 터빈실린더라고도 부르며, 여기에는 Diaphragm이나 Nozzle(충동 터빈) 또는 정익(반동 터빈)이 부착되며 다단인 경우, 고압측과 저압측으로 분류된다. 고압측에는 조속밸브, 노즐실, 노즐, 고압측 축밀봉 Packing, Thrust 베어링, 제 1베어링 및 조속용의 최초의 단 등이 설치되어 있다. 또, 저압측에는 나머지 단, 배기 Hood, 복수기에의 연결부, 저압측 축밀봉 Packing, 제 2베어링 등이 설치되어 있다.

고압부분은 최고의 온도와 압력에 노출되기 때문에, 그 재료로서는  $400^{\circ}\text{C}$ 까지는 탄소수물이, 그리고  $400 \sim 500^{\circ}\text{C}$  정도까지는 탄소 몰리브덴 주물강이, 단조 품에서는 니켈-몰리브덴강이 사용된다. 또한,  $500 \sim 540^{\circ}\text{C}$  사이에서는 저 크롬탄소 몰리브덴강이,  $540 \sim 570^{\circ}\text{C}$  정도의 온도에서는 안정화 스테인레스강이 사용된다. 특히  $500^{\circ}\text{C}$  이상의 온도부에서는 재료의 열화가 심하기 때문에, 그 형상은 가능한 한 간단하게 되도록 설계되고 있다.

## (2) Nozzle

Nozzle은 증기의 열 에너지를 속도 에너지로 변화하는 가장 중요한 부분으로, Nozzle의 형상에 따라서 Divergent Nozzle, Convergent Nozzle이 있다. 그림 11-18은 조립식의 한 예이다. 재료로는 13Cr강, 13Cr-Mo강, 5Ni강등이 사용된다.

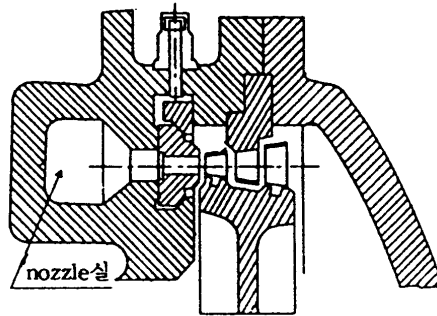


그림 11-18 조립식 Nozzle의 예

### (3) Blade

블레이드는 충동블레이드와 반동블레이드가 있다. 그림 11-19는 충동익이다. 이 경우 익의 상부에는 Tennon이 있고, 그 위에 Shroud를 설치한다. Shroud는 익을 수개 내지는 10개 정도씩 하나의 Group으로 설치한다.

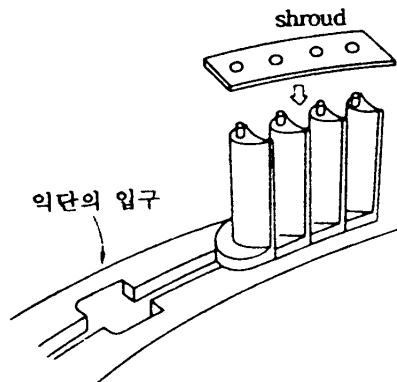


그림 11-19 충동익의 삼입구와 Shroud

### (4) Disk Wheel

Wheel은 1열 또는 수열의 익을 부착하여 고속 회전시키는 것으로 Limb, Disk, Boss의 3가지의 부분으로 이루어진다. 그림 11-20(a)와 같이 축과 일체로 만들어진 것, (b)와 같이 축과 별도로 만들어져서 삽입된 것, (c)와 같이 볼트 또는 용접에 의해서 조립된 것들이 있다.

Wheel은 터빈의 구성부품 중에서 가장 큰 응력을 받는 부분이기 때문에, 적당한 재료의 선택 및 기계가공이 이루어 져야한다. Disk에는 임펠러 양측의 증기압이 평형을 이루도록 하여, 원판 진동의 원인을 제거하기 위해, 평형구멍을 설치하는 것이 있다. Wheel은 제작공장에서 완전하게 Balancing을 잡지만, 현지에 설치한 후에도 공장과

현지와 기초의 차이, 다른 축을 결합한 경우의 Mode의 변화, Alignment의 오차, 베어링 강성의 차이 등의 원인으로 진동이 크게 되는 일이 있기 때문에, 이와 같은 경우에는 현장 Balancing을 한다.

더욱이, 오랜 기간 사용하면 자연적으로 변형이 생기고 불평형을 초래하는 일도 있기 때문에, 사용재료는 충분하게 담금질하고, 내부변형을 제거하는 것이 중요하다. 재료에는 연강, 니켈강, 크롬-니켈강의 단조품을 주로 사용하고, 또 고온부에는 크롬-니켈-몰리브덴강을 사용한다.

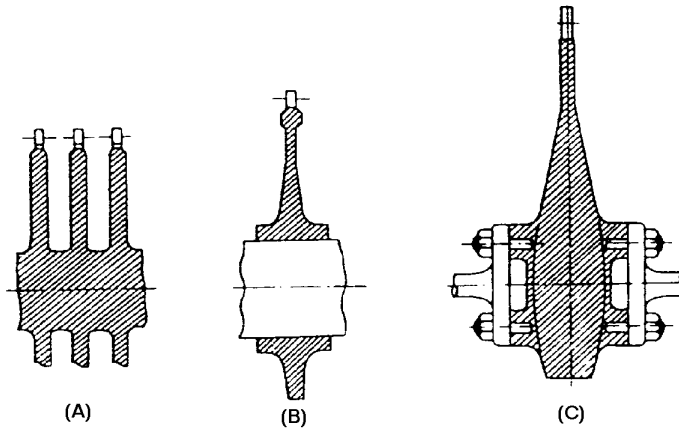


그림 11-20 임펠러

#### (5) Governing Device

발전용이나 생산 공장에서의 대형 터빈은 부하의 변동에 대해서 공급 증기나 압력을 조정하여 회전속도를 최대한 일정하게 유지할 필요가 있다. 조속장치는 이를 위한 것으로 증기의 공급밸브를 좁혀서 압력을 변화시키는 교축조속법과 증기공급량을 조절하는 체절조속법이 있다.

### 3.2 터보機械의 振動特性 (Vibration Characteristics of Turbomachinery)

증기터빈을 비롯하여 원심 압축기, 고속 원심펌프, 터빈 발전기 및 가스터빈과 같은 터보기계에서 발생하는 진동의 일반적 원인으로는 ① 불평형, ② 축정렬 불량, ③ Oil Whirl ④ Rubbing ⑤ Looseness ⑥ 기체 역학 및 수력학적힘 등이 있으나 이미 각 항에서 언급하였고, 이 외에 터보기계에서 발생될 수 있는 문제점에 대하여 기술한다.

#### 3.2.1 内部摩擦 蜚 [Internal Friction(Hysteresis) Whirl]

드문 경우이긴 하지만 Hysteresis 또는 내부마찰 Whirl은 로터의 1차 임계속

도 이상에서 운전되는 터보기계에서 발생한다. 임계속도 이상에서 운전되는 로터는 불평형 Heavy Spot의 반대쪽으로 변형하거나 구부러지는 경향이 있다. 따라서 통상적으로 변형을 제한하려고 작용하는 로터의 내부마찰 댐핑은 역상으로 나타나게 될 것이며, 이러한 내부 댐핑은 로터의 변형을 더욱 증가시키게 된다. 이런 상태는 베어링의 댐핑에 의한 것으로 확인되고 있다. 그러나 정적인 댐핑이 적은 경우는 이는 부적절한 베어링 윤활 때문이며 내부 로터 댐핑이 증가한 경우는 부족한 윤활 커플링 때문이므로 마찰을 촉진시키는 즉 Hysteresis Whirl이 발생할 수 있다. 또한 이러한 상태는 축에 터빈 Wheel의 과도한 억지 끼워 맞춤에 의해 발생되기도 한다.

Hysteresis Whirl에 의한 진동은 앞에서 언급된 오일 Whirl에 의한 진동과 유사하다. 그러나 Hysteresis Whirl은 로터 및 베어링의 1차 임계속도에서 항상 발생한다. 마찰 휠의 주파수는 80%가 로터 rpm의 0%~40%사이, 10%가 로터 rpm의 40%~50%사이, 나머지 10%가 로터 rpm의 50%~100% 사이에서 발생하게 된다. 만일 로터가 3600 rpm에서 운전하고 베어링 및 로터의 1차 임계속도가 2200 cpm이라면 Hysteresis Whirl은 2200 cpm의 주파수에서 발생하게 될 것이다. 오일 휠 주파수는 로터 rpm의 1/2보다 낮기 때문에(42%~47%), Hysteresis Whirl은 오일 휠과 구별할 수 있다. 그러나 아주 심한 진동 문제는 오일 휠 주파수와 Hysteresis 주파수와 일치할 때 발생된다.

때때로 Hysteresis Whirl은 기계 rpm 변화와 진동주파수에 미치는 영향을 점검함으로써 확인될 수 있다. 만약 오일 휠 문제라면 기계 rpm을 변화시키면 오일 휠 진동 주파수의 상응하는 변화를 가져온다. 만일 문제가 Hysteresis Whirl이라면 기계 rpm을 변화 시켜도 Hysteresis Whirl 진동주파수를 변화시키지 않는다. 왜냐하면 이 주파수는 로터 및 베어링의 1차 임계속도에 의해서만 결정되어 지기 때문이다. Hysteresis Whirl이 확인될 때마다 윤활을 포함한 베어링 상태를 세심하게 확인할 필요가 있다. 또한 로터는 로터나 Seal의 마찰, 간섭에 의한 흔적을 확인해야만 한다. Hysteresis Whirl의 또 다른 원인으로 기어 커플링상에서의 마찰이 있다. 부적당한 커플링 윤활, 커플링 마모 및 원래보다 치수가 작은 커플링 등은 Hysteresis Whirl을 일으키게 한다.

### 3.2.2 空氣力學的인 Cross-Coupling (Aerodynamic Cross-Coupling)

공기역학적인 Cross-coupling은 1차 임계속도 이상에서 운전되는 터빈과 원심 압축기에서 종종 발생하며 일반적으로 로터의 휨이나 변형에 의한 로터의 편심에 의해 발생한다. 원심 압축기의 경우에 슬리브 베어링의 유막의 회전과 마찬가지로 압축된 공기나 다른 가스층이 로터의 회전속도 보다 낮은 속도로 회전하게 된다. 이때

로터가 약간 휘어졌다면 로터와 하우징 사이의 회전 가스층은 로터상에 토오크 반력을 발생하게 되어 가스층의 회전속도에서 로터가 Whirl을 일으키게 된다 (그림 11-21). 이러한 Whirl의 발생 주파수는 기계마다 다를 수 있다. 진동은 로터 베어링 시스템의 가장 낮은 고유진동수가 여기될 때 Oil Whirl이나 Hysteresis Whirl 주파수 특성을 갖게 된다. 대부분의 경우에 진동 주파수는 회전속도 주파수 보다 낮게 된다.  $1/2$ ,  $1/3$  또는  $1/4 \times \text{RPM}$ 에서 차동기 공진 주파수들이 가진된 경우들도 있음이 보고되었다.

공기역학적인 Cross-Coupling에 의해 발생된 로터 Whirl은 압축 공기나 가스에 의해 여기되기 때문에 이러한 상태는 기계부하에 의해 영향을 받는다는 것이 논리적으로 보인다. 일반적으로 기계가 높은 부하상태하에 있을 때 이런 상황이 잘 발생하므로 진동에 미치는 영향을 구하기 위하여 부하를 변동시키는 것이 이런 문제를 진단하는데 유용할 수 있다.

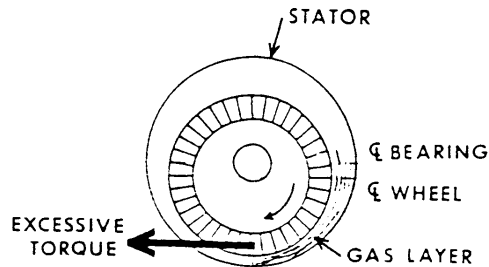


그림 11-21 편심되거나 휘어진 로터는 Whirl을 발생시키는 공기역학적 토오크를 발생시킬 수 있다.

## 4. 往復動 機械 (Reciprocating Machines)

### 4.1 構造 (Construction)

왕복동 기계중의 하나인 왕복동 압축기는 실린더 내에 흡입한 가스를 왕복운동하는 피스톤에 의해서 압축시킨다. 그림 11-22는 대향 평형식 압축기의 구조도이지만 이 방식에서는 크랭크실의 양측에 대칭으로 실린더를 수평으로 놓고, 피스톤이나 피스톤로드 등의 왕복부분의 중량을 같게 하여, 크랭크 위상을  $180^\circ$  변화시켜 왕복동 관성력을 조화시키고 있다.

사용하는 재료는 크랭크 실은 피스톤의 반복력에 대해서 충분한 강도 및 경도를 갖는 형상으로서, 고급 주철을 사용한다. 크랭크축, 커넥팅로드의 베어링에는 White Metal, Kelmet등의 고하중에 견디는 재료가 사용된다. 또한 소형기에서는 크랭크축을 지지하는 주 베어링에는 구름 베어링이 사용되는 일이 있다. 실린더에는 흡입밸브,

토출밸브가 삽입되고, 그 재료는 기체압력에 대해서 충분한 강도와 기밀성을 갖는 고급 주철 등이 사용된다.

피스톤에는 피스톤 링이 삽입되고, 그 재질은 특수주철, 특히 고압에서는 특수합금성의 포러스크롬 도금 등이 사용된다.

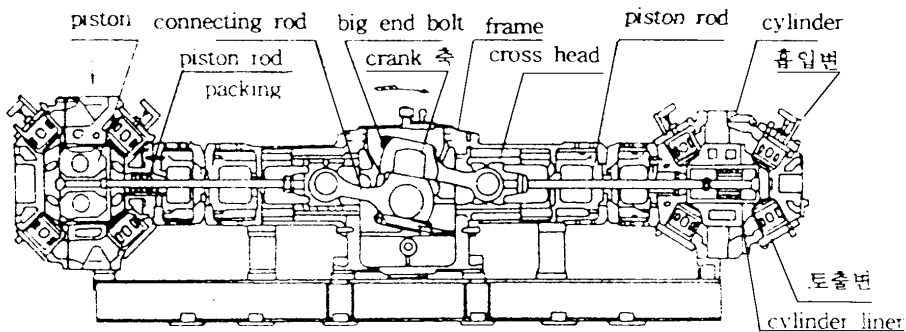


그림 11-22 대향 평형식 압축기의 구조도

## 4.2 振動 特性 (Vibration Characteristics)

진동 진폭대 주파수 분석 기법은 왕복동 펌프, 압축기, 가솔린 및 디젤 엔진 등에서 회전 불평형 문제, 축정렬불량 문제, 이완 등과 같은 역학적인 문제를 진단하는데 아주 효과적인 방법이다. 그러나 왕복운동하는 기계는 왕복운동 성분에 토오크 변동을 유발하는 피스톤의 압력변화 성분이 가해져 종종 고유한 진동을 발생하게 된다. 이러한 고유의 왕복력으로부터 발생한 진동은 일반적인 역학문제와 유사한 특성을 갖는다. 대개의 경우 진동주파수는  $1\times$ 와  $2\times\text{RPM}$ 으로 나타나지만 보다 높은 차수의 주파수는 피스톤의 개수와 그들 상호간의 관계에 따라 나타난다. 예를 들어 6개의 실린더를 가진 4사이클 엔진의 경우 각 크랭크축 회전당 3개의 파형을 갖게 되고 이것은  $3\times\text{RPM}$ 의 주파수에서 진동을 발생시키게 된다. 한편 회전당 4개의 파형을 갖는 8실린더 엔진은  $4\times\text{RPM}$ 의 주파수에서 진동을 일으킨다.

크랭크축의 다른 배수의 rpm에 대한 진동주파수도 대개 왕복 기계에서 흔히 발생하고 있다. 예를 들어 그림 11-23에 나타난 진동신호는 2000 rpm으로 작동하는 6-실린더, 4사이클 디젤엔진에서 구한 것이다. 진동속도를 보면 많은 조화 진동 주파수가 나타나고 있음을 알 수 있다. 이러한 주파수는 왕복동 기계에서 크랭크축의 수배 rpm에서 흔히 발생하고 있으며 만약 진폭이 낮다면 정상적인 상태를 나타낸다. 물론 많은 조화관계의 주파수가 나타나기 때문에 기계나 구조물에서 공진 조건을 가진 시키는 하

나 또는 여러 개의 주파수가 발생할 확률이 높다.

그림 11-23의 분석 자료는  $1/2 \times \text{RPM}$ 의 주파수에서 진동이 나타나고 있음을 보여준다. 또한  $1\frac{1}{2}$ ,  $2\frac{1}{2}$ ,  $3\frac{1}{3}$ ,  $4\frac{1}{2}$ ,  $5\frac{1}{2}$ 의 차수를 갖는 주파수에서도 진동이 있다. 이러한 반차수와 관련된 진동 주파수는 4 행정기관( $720^\circ$ )으로 작동하는 왕복동 압축기와 엔진에서 자주 나타난다. 이러한 기계들은 크랭크축의  $1/2 \times \text{RPM}$ 으로 회전하는 캠축을 가지고 있다. 그러나 일반적으로 4사이클 엔진이나 압축기는 본래 반차수 주파수에서 진동이 나타나게 되며 이러한 진동주파수의 저진폭의 발생은 반드시 문제점을 나타내지는 않는다. 그러나 과도한 진폭은 한 개 이상의 실린더를 가지는 기계의 작동 문제로부터 발생된다. 예를 들어 그림 11-24에서의 진동신호는 점화 플러그 고장으로 한 개의 실린더가 점화되지 않은 8V 엔진에서 측정된 것이다. 주의할 것은 현저한 진동이  $1/2 \times \text{RPM}$ 의 주파수에서 발생한다는 것이다. 이것은 크랭크 축 2회전에 대해 한번의 출력 파형이 나타나지 않았기 때문이다. 그림 11-24의 분석은 불착화 상태를 교정한 후 비교 진동을 나타낸 것이며  $1/2 \times \text{RPM}$ 에서 진동이 나타나지 않음을 알 수 있다. 만약 두 개이상의 실린더에 유사한 작동문제가 나타난다면  $1/2 \times \text{RPM}$  진동주파수보다 더 큰 배수에서 발생하게 된다. 그러므로 보다 높은 진폭이  $\frac{1}{2}$ ,  $1\frac{1}{2}$ ,  $2\frac{1}{2} \times \text{RPM}$  주파수에서 나타나며 각 실린더의 점화, 압축, 연료분사의 문제를 확인해 보아야만 한다.

작동상의 문제는 4행정기관에서  $\frac{1}{2}$ 차수 주파수에서만 진동이 발생한다는 것이다. 2행정기관 엔진과 압축기에서 유사한 작동상의 문제는 단지 크랭크축 rpm의 짝배수에서만 진동이 발생한다.

4사이클 기관에서  $\frac{1}{2}$ 차수와 관련된 주파수가 공진 조건을 가진 시킨다고 보고되었다. 일련의 보고에 따르면 디젤 발전기에서 측정된 현저한 진동은  $4\frac{1}{2} \times \text{RPM}$ 의 주파수에서 발생되었다. 다시 말해  $4\frac{1}{2} \times \text{RPM}$ 에서의 진동은 본래 고유한 것이지만 공진을 유발시키는 기계의 고유주파수와 관련되어 졌기 때문에 과도한 진폭이 발생한 것이다.

비록  $\frac{1}{2}$ 과  $1 \times \text{RPM}$ 의 주파수와 그 조화주파수에서의 진동이 왕복동 기계에서 흔히 발생하지만 이러한 주파수에서의 과도한 진폭은 기계적인 문제나 작동상의 문제를 나타낸다. 불평형이나 축정렬 불량과 같은 기계적인 문제나 그 진동 특성은 이미 논의되어졌다. 높은 차수의 주파수에서 발생할 수 있는 과도한 진동의 작동상 문제의 형태는 로드와 주 베어링의 과도마멸, 피스톤 슬랩, 밸브 크래쉬, Blow-By(Worn ring), 압축불량, 점화불량, 밸브누출, 기화기 또는 연료점화 불량과 같은 문제를 포함하고 있다. 수냉기관의 경우에 연소실에서 냉각제의 누출은 점화불량이나 진동을 발생할 수 있다. 또한 캠 베어링이나 타이밍 기어 그리고 체인 등의 마멸은 높은 진동 주파수를

발생시킬 수 있다.

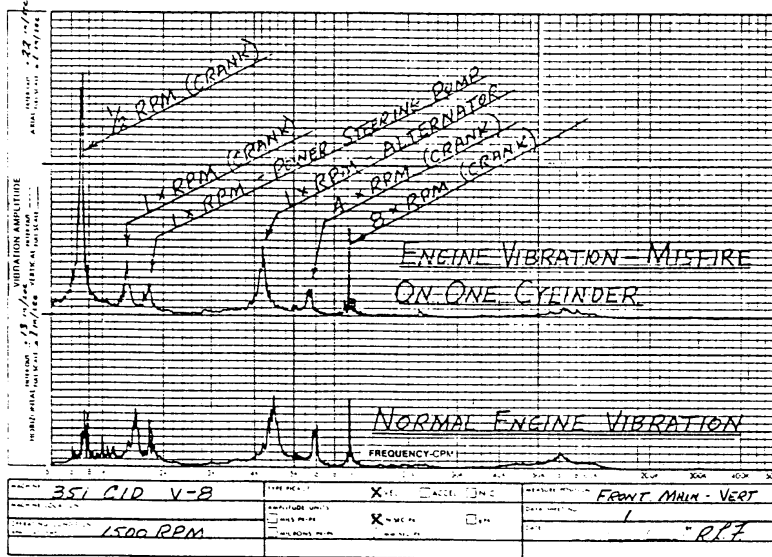


그림 11-23 이러한 트럭엔진 진동에 대한 진동분석은 엔진 rpm의 배수 및 차배수의 주파수로 나타난다.

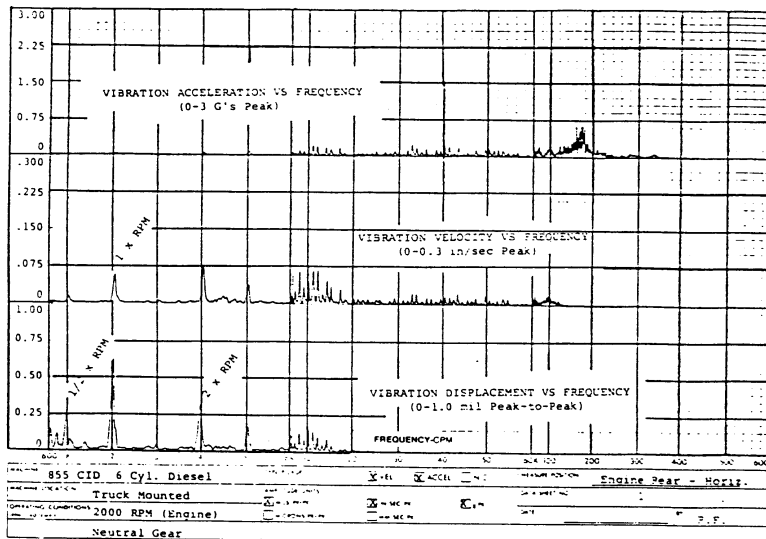


그림 11-24 불착화하는 하나의 실린더를 가진 4행정기관은  $\frac{1}{2} \times \text{RPM}$ 에서 큰 진동이 나타난다.

#### 4.2.1 커넥팅로드 베어링의 마멸 (Worn Connecting-Rod Bearings)

이완 또는 과도하게 마멸된 로드 베어링은 엔진 감속시 현격하게 소음과 진동을 발생시키는 특성을 가지고 있다. 이러한 진동주파수는 베어링에 대한 충격이 커넥팅로드 회전시 상한점(T.D.C)과 하한점(B.D.C)에서 방향이 변하기 때문에 크랭크 축  $2 \times \text{RPM}$ 에서 발생하게 된다.

#### 4.2.2 크랭크 축 주 베어링의 마멸 (Worn Crankshaft Main Bearings)

많은 경우에 주 베어링의 결함에 의한 소음과 진동은 엔진의 가속 또는 감속시 나타난다. 이것은 베어링의 하중이 이러한 상태에서 가장 크게 발생하기 때문이다. 그러나 만약 베어링 공차가 과도한 경우 소음과 진동은 모든 운전조건하에서 감지될 수 있다. 주 베어링에서 과도한 공차에 의한 현저한 주파수는 출력 파형 주파수나 그 배수와 같게 된다. 따라서 6실린더 기관의 진동은 크랭크 축 회전당 3배의 출력 파형이 나타나므로  $3 \times \text{RPM}$ 에서 발생하게 된다. 또한 6, 9 또는  $12 \times \text{RPM}$ 과 같이 출력파형 주파수가 큰 배수에서는 상당한 증가를 보여줄 수 있다. 비교하여 보면 8실린더 기관의 진동은 크랭크축 각 회전당 4 출력파형이 나타나므로  $4 \times \text{RPM}$ 에서 발생한다.

#### 4.2.3 피스톤 Slap (Piston Slap)

피스톤과 실린더와의 과도한 공차에 의해 발생된 피스톤 Slap은 커넥팅 로드 베어링의 과도한 공차에 의한 것과 유사한 진동특성을 나타낸다. 대부분의 피스톤 Slap 진동은 피스톤에 작용하는 압력이 클 때 무거운 하중과 감속시 현저하게 나타난다. 이러한 문제는 엔진에서 나타나는 금속성의 Knocking 소음으로 특징지어 진다. 일반적으로 비록 피스톤 Slap으로 크랭크축의  $\frac{1}{2}$ 이나  $1 \times \text{RPM}$ 에서 진동이 증가할 수도 있지만 주로  $2 \times \text{RPM}$ 의 주파수에서 진동을 발생시킨다.

#### 4.2.4 不平衡 慣性力 (Unbalanced Inertia Forces)

불평형 상태의 왕복(관성)력은 낮은 진폭의 고주파를 수반하는  $2 \times \text{RPM}$ 의 진동주파수를 갖는 펌프, 압축기 및 엔진에서 자주 발생한다. 현대의 4, 6 또는 8실린더 기관의 경우 1차, 2차의 힘과 모멘트는 평형상태를 유지하고 있다. 그러나 만일 Overhaul중에 피스톤이나 커넥팅로드가 원래 부품의 중량과 상당한 무게 변화를 가진 부품으로 교체되었다면 이로 인한 불평형 관성력은 과도진동을 유발할 수 있다.

작동상의 문제와 왕복력은 종종 불평형이나 축정렬 불량 그리고 이완 등에 의해 발생된 진동의 주파수 특성과 유사하게 나타나기 때문에 불평형이나 축정렬 불량 그리고 이완 등에 의한 문제와 이 문제를 구별짓기 위해 추가적인 자료가 필요하다. 이러한 진동에 대한 추가적인 사항은 위상분석, 시간파형 분석, 그리고 모드 형상 분석에 의해

얻을 수 있다.

모드 형상 분석 기법은 기계적인 이완의 원인을 규명하는데 가장 유용하다. 또한 위상 분석은 이완상태를 감지하고 측정렬 불량 문제를 검사하는데 유용하다. 크랭크 축 중심선 상부와 하부에서 측정된 진동의 상대위상차를 이용하여 작동상의 문제와 왕복력에 의해 발생한 불평형 문제와 비틀림 진동 문제를 구별하는 기법이 7장의 진동진단시 위상각 분석 항에서 언급하였다.

불평형 문제나 측정렬 불량 문제와 작동상의 문제의 구별은 작동상의 문제는 왕복운동과 평행한 방향으로 크게 진동이 증가하지만 수직한 방향으로 진동이 적게 작용하는 현상으로 알 수 있게 된다. 일반적으로 불평형이나 측정렬 불량과 같은 기계적인 문제는 반경방향으로 비례적으로 증가함을 알 수 있다.

만약 회전(질량) 불평형이 왕복동기계에서 주된 문제라면 이를 해결하기 위한 Balancing 기법으로 수평과 수직 측정점에서 Balancing 해를 동시에 구하는 것이다. 다시 말하면 수평과 수직방향에서 원래의 불평형 진폭과 위상을 취한다. 그리고 로터에 Trial Weight를 부착하고 수평과 수직방향에서 효과 Vector를 구한다. 이를 이용하여 수평 및 수직 방향에서의 Correction Weight를 계산한다. 만약 이 문제가 불평형만의 문제라면 수평해는 수직해와 같은 값이 될 것이다. 한편, 만일 수평방향과 수직방향의 해가 현저하게 다르다면 이 진동은 단순한 불평형 문제가 아니며 전체적으로 Balancing에 의해 교정될 수 없는 왕복력의 결과이다. 문제점이 이러한 경우라면 적절한 해결책이 있는가를 알기 위해 수평 및 수직방향의 해를 구해야 한다. 왕복동 기계에 대한 추가자료는 시간 파형에 대한 진동을 관찰함으로써 구할 수 있다. 예를 들면 그림 11-25는 6실린더 냉각 압축기의 실린더 헤드에서 측정된 진동의 시간 파형이다. 시간 파형은 흡입 및 토출 밸브의 개폐에서 발생한 진동의 반복 파형을 명백하게 보여주고 있다. 이러한 밸브 작동에 의한 주기적인 진동의 파형은 흡입 밸브의 열림, 흡입밸브의 닫힘, 토출밸브의 열림 및 토출밸브의 닫힘의 결과이다. 각 실린더의 진동 시간 파형을 주의 깊게 비교하여 보면, 밸브가 누출되고 있거나 고착된 경우에 비정상적인 파형 특성을 나타내게 된다. 더욱이 전자기나 비접촉 픽업으로부터 얻은  $1 \times$  RPM의 기준 파형을 중첩함으로써 밸브나 실린더의 결함을 실제로 규명할 수 있게 된다. 이러한 문제는 불평형이나 측정렬 불량과 같이 정현파 형태의 진동을 발생하지 않고 순간 충격 형태의 진동을 발생하기 때문에 피스톤 정현파이나 로드, 주 베어링의 이완과 같은 내부적인 문제를 연구하는데 유용할 수 있다.

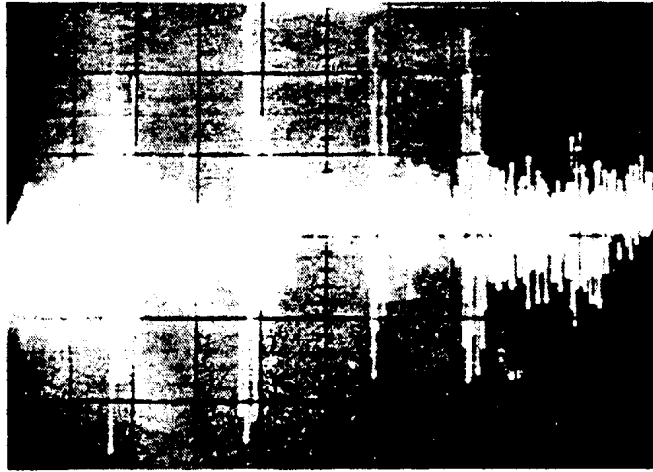


그림 11-25 왕복동 압축기의 시간 파형 분석에서 흡입 또는 토출밸브의 개폐에 의한 진동 충격을 보여주고 있다.

#### 4.2.5 往復動 機械의 엔진 分析器 (Engine Analyzers for Reciprocating Machinery)

성능 분석기는 기계가 효과적으로 운전하고 있는지를 살핌으로서 엔진이나 압축기의 경제적인 운전에 도움을 준다. 성능 분석이 모든 엔진의 문제를 해결할 수 있는 것은 아니지만 왕복동 엔진과 압축기의 문제점이나 또는 어떤 잠재적인 문제에 있어 기계에 결함이 발생하기 전에 주의를 줄 수 있다.

왕복동 기계의 상태는 마력, 압력과 시간관계, 압력과 행정체적, 점화와 진동파형, 또는 점화불량, 밸브누출, 베어링 마멸 그리고 다른 기계적인 문제들을 포함하고 있는 자료의 획득 등을 포함한 효율을 계산함으로써 나타낼 수 있다.

요즘의 전자 성능분석기는 고속으로 분석할 수 있고, 압력/시간 그리고 압력/체적을 오실로스코프 상에 나타낼 수 있을 뿐만 아니라 진동, 점화, 초음파 추적도 또한 나타낼 수 있다. 커벡팅로드의 길이와 행정비를 보다 쉽게 구할 수 있고 압력비를 쉽게 변화시킬 수 있다. 이러한 큰 이점 때문에 많은 전자 성능 분석기가 석유화학과 가스 배관 산업에서 사용되고 있다.

이러한 분석기로 진단한 전형적인 문제점을 그림 11-26에서 11-33까지 나타내었다. 그림 11-26은 실린더 라이너의 마모로 피스톤 링이 덜거덕거리는 가스 기관의 진동(저주파)과 초음파(고주파)를 보여주고 있다.

보다 심각한 문제는 그림 11-27 A~C에 나타내었다. 그림 11-27A에서는 정상적인

전자 신호를 그림 11-27B에서는 초기 결함이 나타난 것을 그림 11-27C에서는 실린더 포트의 노치가 발생한 것을 나타내고 있다.

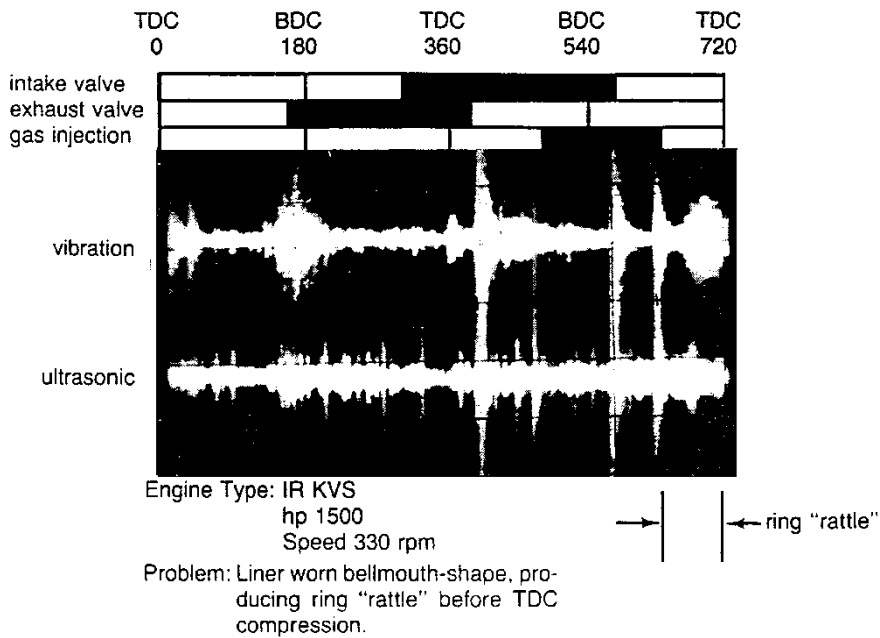


그림 11-26 마멸된 실린더 라이너를 가진 가스엔진의 분석신호.  
TDC 압축 전에 링은 소음을 발생한다.

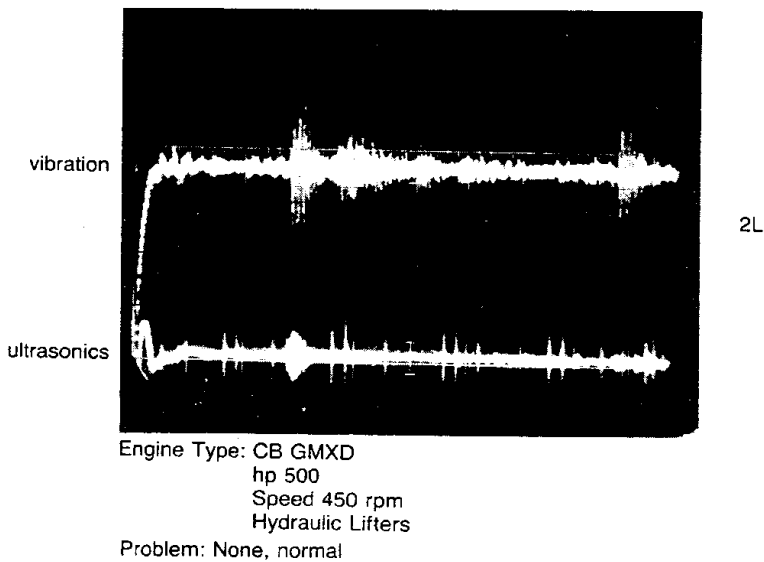


그림 11-27A 정상적인 Port Bridge를 갖는 가스 엔진 분석기 신호

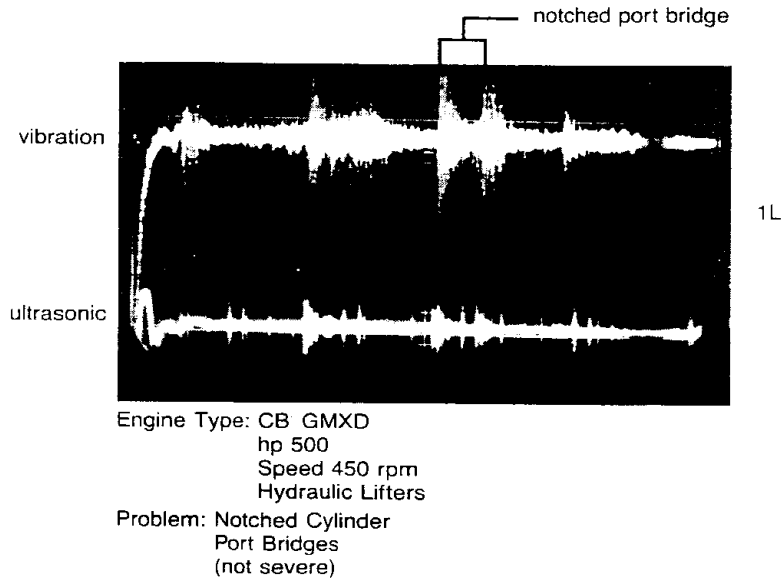


그림 11-27B 약한 노치가 있는 실린더 Port Bridge를 가진 가스 엔진

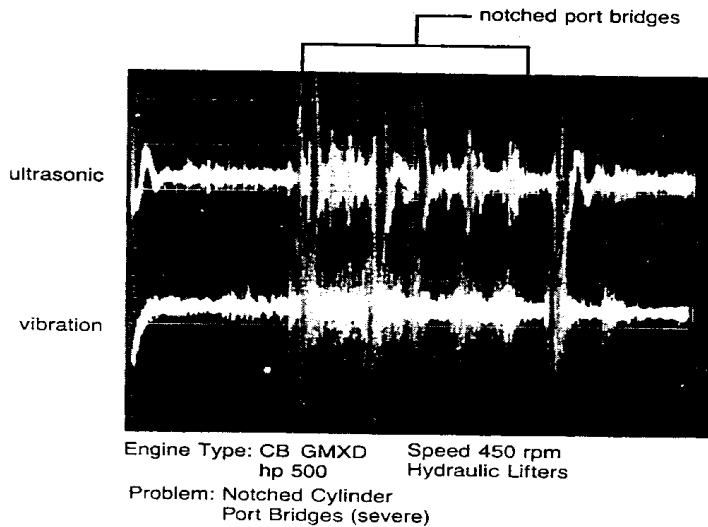


그림 11-27C 심한 노치가 있는 실린더 Port Bridge를 가진 가스 엔진

그림 11-28A는 정상 운전하는 작은 가스엔진에서의 저주파 진동과 고주파의 초음파 신호를 비교한 것이고 그림 11-28B는 실린더 벽이 손상된 경우이다.

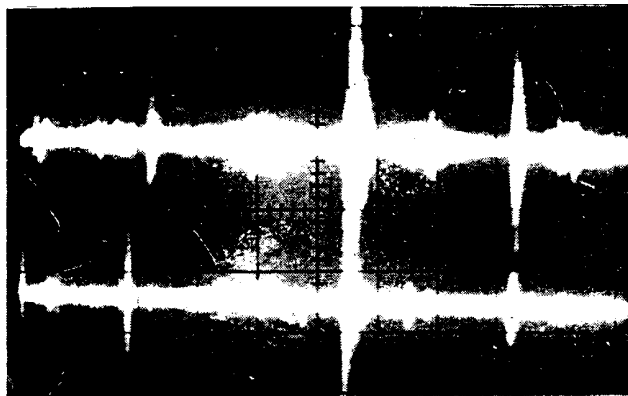
그림 11-29는 마모된 로커암 부상을 가진 실린더 1R과 손상된 피스톤과 실린더 라이너를 가진 실린더 2R에 대한 오실로스코프 Trace를 나타낸 것이다.

실린더 압력과 시간의 관계를 그림 11-30과 11-31에 나타내었다. 그림 11-30A는 실린더 불평형을 나타내고 있다. 연료가 부족한 No.1 실린더는 피크 압력의 낮은 파동을 보여준다. 그림 11-30B에 보인 바와 같이 연료 평형밸브를 조절하여 평균수준보다 피크 점화압력을 높였고, 압력 편차를 감소시켰다.

과도한 소기 압력으로 인한 불착화나 점화불량은 그림 11-31A에서와 같이 피크 실린더 압력의 현저한 편차를 유발한다. 소기 압력을 감소시키면 그림 11-31A에서와 같이 보다 일정한 피크 압력을 나타낸다.

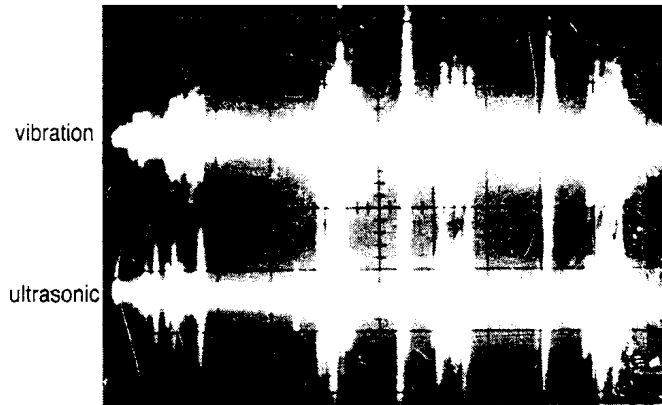
직경 14-inch 왕복동 압축기 실린더의 압력-시간 그리고 압력-체적 곡선을 그림 11-32와 11-33에 나타내었다. 실린더 헤드 끝에 있는 토출 밸브는 손상되었으며, 정상적인 엔진 부하에서는 배기 온도의 현저한 변화는 없었다. 그러나 중간 단락 압력은 현저한 감소를 보였다.

요약하면 진동과 압력 대 체적 분석 기법은 왕복동 기계에서 기계적 및 운전상의 문제를 감지하고 규명하는데 효과적으로 이용될 수 있다. 그러나 왕복동 기계에서 나타나는 많은 문제들은 유사한 진동 특성을 가지므로 실제 원인을 규명하기 위해서는 많은 연구가 필요하다. 만약 만족할 만한 조건하에서 운전되는 기계의 초기 진동과정이나 기본 신호를 구할 수 있다면 결함에 대한 분석과 규명은 크게 향상될 수 있을 것이다. 진동이 점차 증가하게 될 때 새로운 진동신호를 구할 수 있게 되고 주파수 성분들의 변화가 빠르게 나타나는 원래의 기본신호와 비교할 수 있다. 이러한 접근방법은 일반적으로 복잡한 왕복동기계 진동의 분석을 크게 단순화할 수 있다.



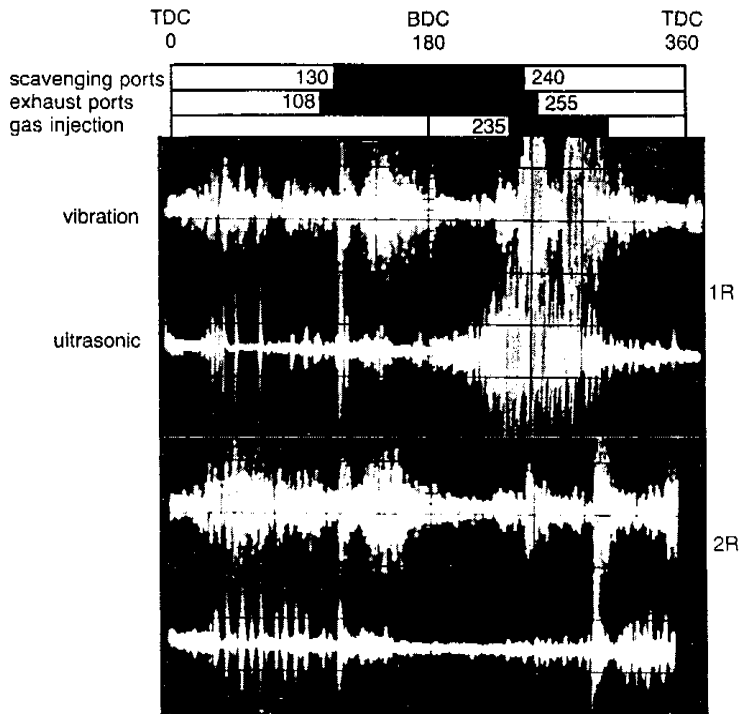
Engine Type: IR SVG, hp 400, Speed 400 rpm  
Problem: None normal

그림 11-28A 균일하게 마멸된 실린더 벽을 가진 가스 엔진



Engine Type: IR SVG, hp 400, Speed 400 rpm  
Problem: Cylinder scuffing

그림 11-28B 손상된 실린더 벽을 가진 가스 엔진



Engine Type: CB GMVH 10, hp 700, Speed 330 rpm  
Problems: No. 1 R, worn rocker arm bushing  
No. 2 R, piston and liner badly scuffed

그림 11-29 마멸된 로커암 Bushing을 나타내는 실린더 1R과 손상된 피스톤과 실린더 라이너를 나타내는 실린더 2R을 가진 가스엔진의 분석 Trace

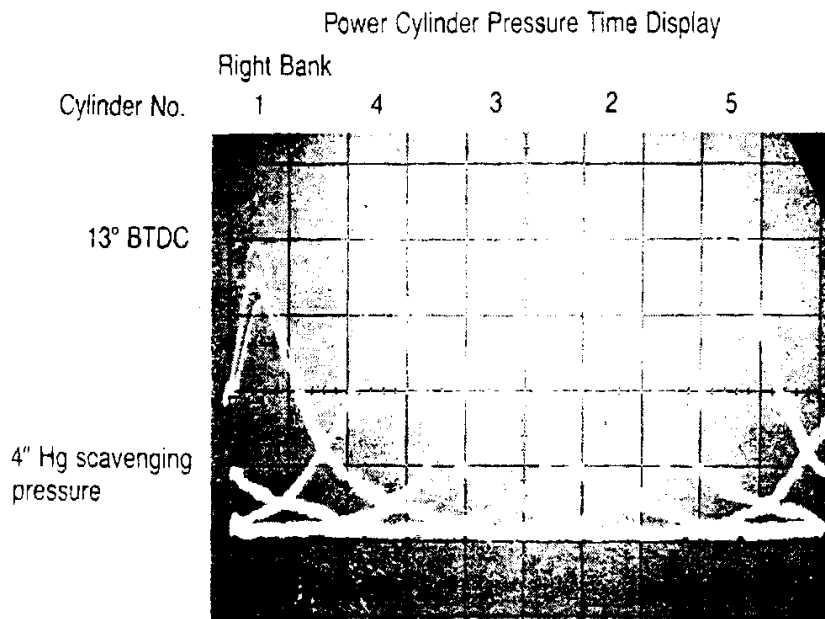


그림 11-30A 연료가 부족한 실린더 NO.1의 가스엔진

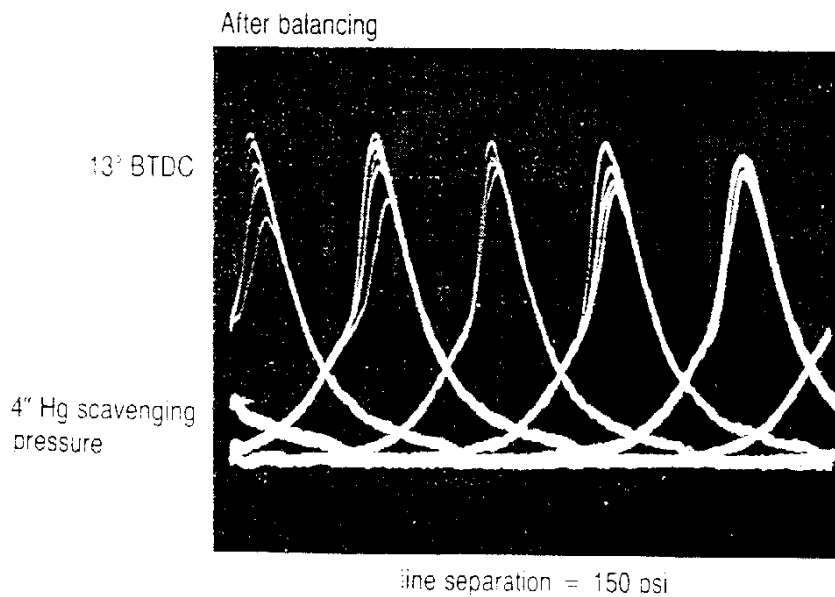


그림 11-30B 적당히 Balancing된 가스엔진

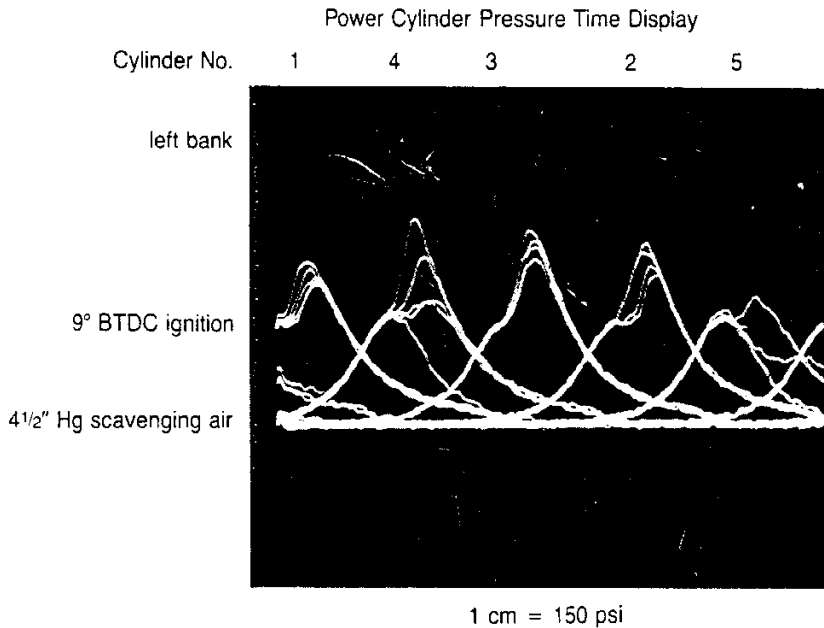
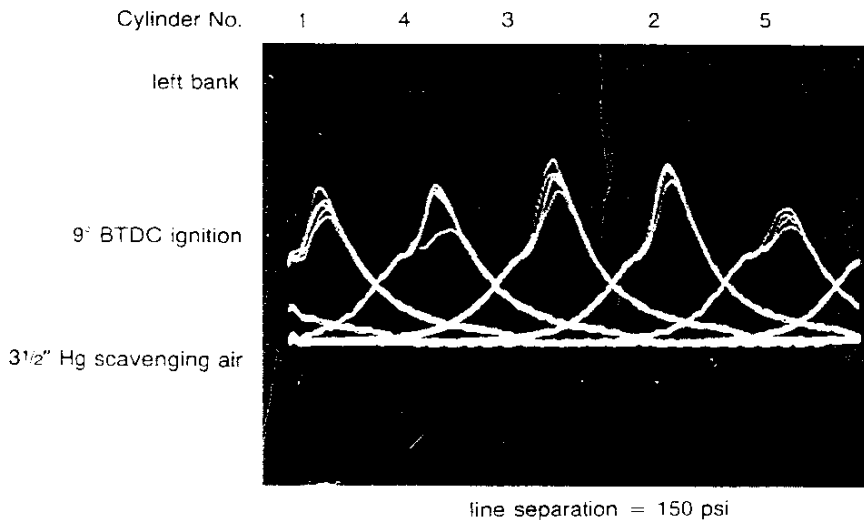


그림 11-31A 과도한 소기 압력에 의한 가스엔진의 점화불량



Engine Type: CB GMVH 10  
hp 700  
Speed 330 rpm

Problem: Lean mixture causing excessive misfiring and soft firing. Note steadier peak pressures when scavenging air pressure is reduced.

그림 11-31B 소기 압력이 감소된 후에 보다 일정한 압력을 나타내는 가스엔진

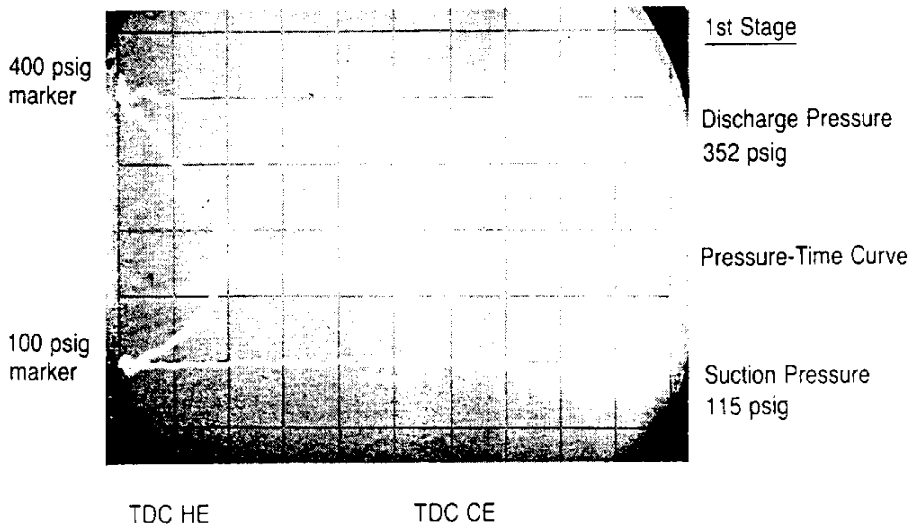
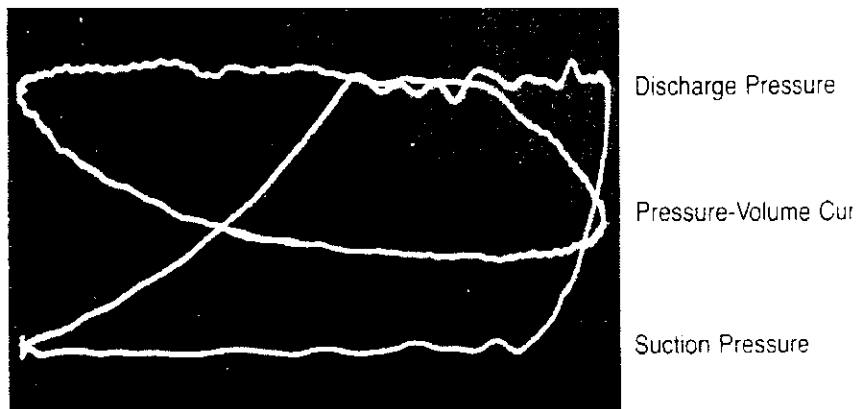


그림 11-32 손상된 토출 밸브를 가진 왕복동 압축기 실린더의 압력-시간 곡선



line separation = 59.3 psi

HE IHP = 182 CE IHP = 205  
HE Vol. Eff. = 0% CE Vol. Eff. = 85%

Compressor: IR KVG 14" cylinder diameter  
Speed 330 rpm

Problem: Failed discharge valve on head end. No significant change in discharge temperature but a significant reduction in interstage pressure. Engine load remained normal.

그림 11-33 중간 단락 압력의 현저한 감소를 보여주는 왕복동 압축기 실린더의 압력-체적 곡선

## 5. 기어 驅動 裝置 (Gear Drivers)

다음과 같은 기어의 문제점들을 진동 분석으로써 알아낼 수 있다.

- 기어 이빨의 마멸
- 이빨의 과도한 부하
- 기어의 편심 및 Backlash
- 균열, 이빨 빠짐 또는 깨진 기어 이빨
- 이빨의 Hunting 문제들

이들 기어의 문제점들에 대해서는 다음에 설명하고 우선 기어에 관한 진동 진단에 대하여 몇 가지 참고사항을 언급한다.

기어를 평가할 때 GMF(Gear Mesh Frequency = 기어 이빨수  $\times$  rpm)의 최소 3.25 배까지의 주파수 범위를 사용해야함을 나중에 언급한다. 만일 GMF를 모를 경우 고속 Pinion의 측대파뿐만 아니라 저속 Bull Gear의 측대파 탐지를 위해 1,600 FFT Line과 최대 주파수로  $200 \times \text{RPM}$ 을 명시하는 것이 좋다. 이것은 기어의 많은 문제가 항상 기본 GMF에서 일어나는 것이 아니고 2배나 3배의 GMF에서도 일어날 수 있다는 데에 기인한다. 실제 이빨 마멸이 가장 먼저 감지되는 가장 빈번한 주파수는  $3 \times \text{GMF}$ 이다. 이것은 각 치차의 맞물림은 3개의 독립적인 Event(즉, 한 개의 이빨이 다른 이빨과 맞물려 돌아갈 때의 미끄럼 작용, 이빨들이 맞물릴 기어의 이뿌리에 다다를 때의 구름작용, 이빨이 빠져 나올 때의 또 다른 미끄럼 작용)를 포함한다는 사실에 기인한다. 이러한 치차 맞물림 작용에 대한 장애로 치차의 맞물림당 3개 Pulse의 주파수를 발생할 수 있다 (즉  $3 \times \text{GMF}$ ). GMF의 3.25배 주파수까지의 데이터 수집은 고주파 측정을 필요로 하기 때문에  $F_{\text{MAX}}$ 가 240,000 cpm(4,000 Hz)을 초과하면 가끔 가속도 스펙트럼을 보아야 한다. 게다가 이러한 고주파수에서 저속 Bullgear의 측대파를 탐지하기 위해서도 1,600 Line FFT 스펙트럼의 사용이 필요하다. 1,600 Line의 FFT 해상도의 사용으로 GMF의 1차나 고조파로부터 측대파를 분리할 수 있다.

기어분석은 최소한 GMF의 3.25배까지 측정을 필요로 하기 때문에 각 기어박스 위치에 2개의 개별 진동변환기 사용을 필요로 한다. 제 1의 변환기는 불평형, Misalignment, 편심, 베어링 마모 등을 탐지하기 위해  $40 \sim 50 \times \text{RPM}$ 까지 측정하는데 사용되고, 제 2의 측정(더 높은 주파수 범위를 가진)은 내재하는 기어마멸을 평가하는데 사용된다. 그러므로 조사 때마다 기어상태의 완전한 평가를 위해 각 위치별로 2개의 다른 주파수 범위를 가지는 2개의 독립적인 측정을 필요로 한다.

기어의 상태를 평가할 때 관심이 되는 주요 주파수의 하나는 GMF이다. 그러나 이

GMF는 베어링 결함 주파수와는 다르다는 것을 아는 것이 중요하다. 맞물려 돌아가는 기어는 얼마간의 진폭을 가지는 GMF를 발생한다. 또한 모든 GMF는 맞물려 돌아가는 기어의 각각 rpm의 간격으로 다소의 진폭을 가지는 측대파를 가진다. 그러나 기어의 상태가 좋고, 축정렬이 잘되어 있으면 GMF와 그 고조파의 진폭이 낮을 뿐만 아니라 특히 측대파의 진폭이 낮다.

그림 11-34는 Bevel 및 Helical Gear가 장착된 직각의 이중 감속 기어 박스를 분석하기 위한 표준 설치도 이다. 여기에 나타난 예는 몇 가지 의견을 피력하기 위해 사용된다.

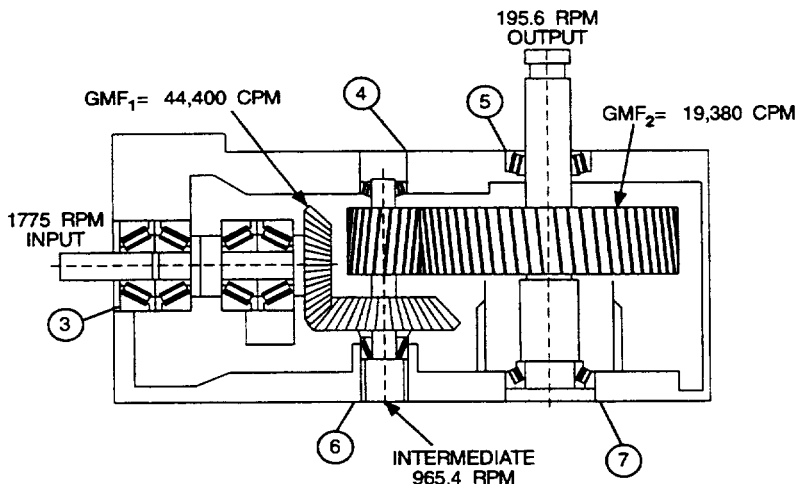


그림 11-34 직각의 이중 감속 Gearbox의 분석용 표준 설치도

- ① 진동 측정은 각 베어링 하우징에서 취해야 한다. 그림 11-34는 4개의 Tapered Roller Bearing(위치 ④~⑦)과 2열 베어링(위치 ③)에서 진동 측정을 하는 것을 나타내고 있다. 중요한 점은 진동변환기는 기어를 지지하고 있는 베어링 지지대에 가능한 가까운 곳에 설치되어야 한다는 것이다. 때로는 베어링으로부터 어느 정도 거리를 가지고 측정하게 된다. 그러나 이 경우 베어링 하우징에 직접 연결되는 Frame 또는 내부 Web가 있으며, 측정은 가능한 이곳에 가까운 곳에서 취했는가를 확인하라.
- ② 측정은 서로 직각을 이루는 세방향(수평, 수직 및 축방향)에서 이루어져야 한다. 왜냐하면 특히 어떤 기어는 부하에 따라 어느 한 방향에서 현저하게 힘을 발생시키기 때문이다.
- ③ 일반적으로 Helical, Herringbone 및 Bevel Gear는 축방향으로 큰 진동이 발생한

다. 따라서 때때로 이들 기어에 있어서는 축방향에서 진동을 측정하는 것이 가장 좋은 방법이다.

- ④ 일반적으로 Spur Gear는 반경 방향으로 측정 평가되지만 특히 Tooth Alignment의 문제가 있는 경우는 축방향의 큰 진동을 가질 수도 있다. 때로는 기어 상태를 평가하기 위하여 아주 높은 주파수 측정도 이루어져야 한다. 적어도  $3 \times \text{GMF}$ 까지는 주파수 평가를 해야 한다. 만일 이빨의 수를 모르면 측정되는 해당 베어링 위치마다 축의 속도를 사용하여  $F_{\text{MAX}} = 200 \times \text{RPM}$ 으로 설정한다.

기본 GMF에서는 낮은 진동이 발생하고 있었지만  $2 \times \text{GMF}$  또는  $3 \times \text{GMF}$ 에서 10배 정도의 진동이 발생하고 있었던 경향이 있다. 따라서 이러한 주파수 영역까지 측정이 이루어지지 않으면 아주 심각한 문제를 빠트리게 보게 된다.

- ⑤ 진동분석자는 기본 GMF이상에서 발생할지도 모를 아주 높은 주파수를 분석하기 위해서는 하나 이상의 가속도계를 사용해야만 하는 경우도 있다. 예로써 기본 GMF가 1,200,000 cpm(20,000 Hz)정도였다면 분석자는 발란스 상태, 축정렬 상태, 기계 이완 등을 검토하였을 것이다. 그리고는 아주 높은 주파수 측정능력을 가지는 특수 가속도계를 가지고 별도로 측정한 값으로 기어의 문제를 검토해야만 했을 것이다. 물론 높은 GMF를 가지나 아주 낮은 rpm(100 rpm이하)으로 운전되는 기계를 검토한다면 이것도 이야기가 된다. 이 경우 낮은 주파수에서의 문제를 위해서는 특별히 낮은 주파수 지진계식 가속도계를 채용해야 하고 또 Gear Mesh 진동 측정을 위해서는 일반 가속도계를 채용해야 한다.

- ⑥ Computer Software를 사용하는 대부분의 PMP Program에서는 저속의 고주파와 GMF간에서 넓게 변화하기 때문에 2개의 다른 주파수 범위를 가지는 2개의 진동 측정이 각각의 기어에서 취해지도록 되어 있다. 이들의 경우 분석자는 불평형, Misalignment, 기계이완, 전기적인 문제 등등을 검토하기 위해서 보다 낮은  $F_{\text{MAX}}$ 를 사용하며, 기어의 건강 상태를 평가하기 위해서는 완전히 다른 일련의 측정을 한다.

- ⑦ 하나의 공통 기어를 가지는 기어들의 주어진 맞물림에 대하여, 그들 기어가 2개 또는 5~6개가 공통으로 맞물려 있으면 GMF는 항상 동일하다.

그림 11-35는 원심 공기압축기의 임펠러 조립축 상에 설치된 4개의 Pinion과 맞물려 있는 큰 Bullgear이다. Bullgear 자체는 4개의 Pinion과 맞물려 돌아가더라도 하나의 공통기어인 Bullgear가 4개의 다른 기어와 맞물려 돌아가기 때문에 하나의 GMF만 있게 된다.

- ⑧ 그림 11-34와 같이 기어의 맞물림각이 다르면 물론 GMF도 다르다. 예를 들면 하나의 축이 한쪽 끝에 맞물려 있는 하나의 기어가 있고 반대쪽 끝에 다른 기어와 맞물려 있는 다른 기어가 있다. 이들 맞물림의 각각은 각기 다른 GMF를 가지게 된다.
- ⑨ 그림 11-34를 참고로 하여 분석자는 각개의 위치, 각 축의 rpm 및 각기 맞물림에서의 GMF를 나타낸 그림을 항상 그려야 한다. 이렇게 하면 분석하는데 많은 도움이 된다.
- ⑩ 다단 기어 박스는 각기의 운전속도 및 GMF를 가지는 몇 개의 개별적인 진동 문제로 다루어져야 한다. 예를 들면 그림 11-34에서 입출력 축속도가 각기 1,775 rpm 및 965.4 rpm일 때 첫 번째 Mesh Frequency는 44,400 cpm으로 분석되어야 한다. 아마도 이 입력축에서의 측정은 보다 낮은 속도의 Gear Mesh와 출력축속도에서의 진동을 가질 것이다. 그러나 모든 경우에 있어 분석자는 다른 물체로부터 전달된 진동에 의하여 가진되어 이 물체에 미치는 공진을 제외하고는 다른 Mesh들로부터 전달되는 진동을 무시해 버려야 한다.

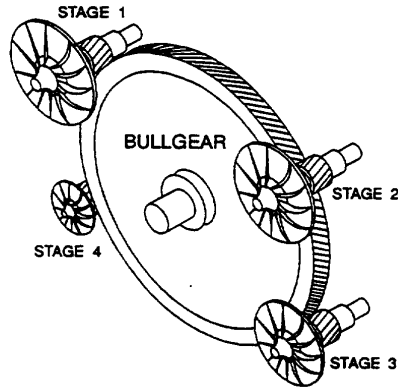
### 5.1 기어 이빨의 磨滅 (Gear Tooth Wear)

그림 11-36은 기어 이빨의 마멸을 나타내는 Spectrum이다. 이 경우 마멸이란 이가 빠졌거나 깨졌거나 또는 균열된 이빨을 뜻하지 않고, 치면에 걸친 표면 손상을 말한다. 마멸된 기어 이빨은 다음과 같은 특성을 가진다.

- ① 기어 이빨의 마멸을 아는 주요한 척도는 GMF가 아닌 기어의 고유 진동수이다. 실제로 기어가 서로 맞물려 돌아갈 때 구동 및 종동 기어 각각에 대해서 뿐만 아니라 이들이 한 조로써도 별도의 기어 고유 진동수들이 있다. 이들 고유 진동수들은 앞에서 언급한 고유 진동수 시험 결과에 의해 알 수 있다. 자연의 모든 물체가 충격을 받으면 그 고유 진동수에서 응답한다. 기어의 경우에 그 고유 진동수들은 손상된 이빨이 맞물리고 빠져 나올 때 충격을 가할 때마다 응답한다. 여기서 중요한 것은 이들 고유 진동수는 손상된 기어의 속도와 상응하는 충격 반복율에 의해 변조된다.
- ② 이빨의 마멸이 심각하면 측대파가 GMF 부근에서 나타날 뿐만 아니라 기어의 고유 진동수 부근에서도 나타난다. 측대파가 GMF 부근에 있는 경우 측대파의 진폭은 GMF 진폭보다 마멸 상태의 보다 좋은 척도이다.
- ③ 기어 마멸 문제가 심각해질수록 시간 파형이 비정현성을 가지는데 이 경우 한조이

상의 측대파가 나타난다.

- ④ 맞물려 있는 하나 이상의 기어의 이빨이 마멸되면 측대파는 손상된 이빨을 가지는 기어들의 속도마다 생기게 된다.



| COMPONENT | #TEETH | RPM    | Hz     |
|-----------|--------|--------|--------|
| Stage 4   | 25T    | 49,270 | 821.13 |
| Stage 3   | 27T    | 45,620 | 760.30 |
| Stage 2   | 32T    | 38,490 | 641.51 |
| Stage 1   | 42T    | 29,325 | 488.75 |
| Bullgear  | 344T   | 3,580  | 59.68  |

$$\begin{aligned}
 \text{GMF} &= \# \text{Bullgear Teeth} \times \text{Bullgear RPM} = \# \text{Stage 1 Teeth} \times \text{Stage 1 RPM} \\
 \text{GMF} &= 344T \times 3580 \text{ RPM} = 29,325 \text{ RPM} \times 42T \\
 \text{GMF} &= 1,231,680 \text{ CPM} = 20,528 \text{ Hz}
 \end{aligned}$$

그림 11-35 4개의 임펠러 Assembly Pinion과 맞물린 공기압축기의 Bullgear

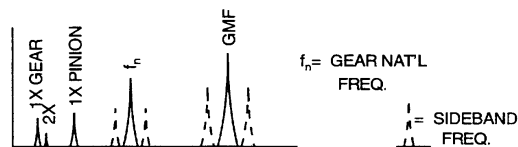


그림 11-36 기어 이빨 마멸을 나타내는 스펙트럼

## 5.2 기어 이빨에 가해진 過負荷

### (Significant Load Imposed on Gear Teeth)

그림 11-37은 과부하가 걸린 기어 이빨을 나타내는 Spectrum이다. GMF 자체는 기어에 가해진 부하에 대단히 민감할 때가 있다. 높은 GMF 진폭은 반드시 기어

건강 상태에 문제점을 나타내지는 않는다. 그러나 만일 부하가 과도하고 오래 지속되면 기어 치면의 피로가 발생하기 시작한다. 따라서 GMF 진폭이 증가하였다 하여 심각한 문제가 생긴 것은 아니다 (특히 측대파 진폭이 낮은 상태로 있고, 기어 고유 진동수가 가진 되지 않는 한).

GMF는 때때로 부하에 대단히 민감하므로 가능하다면 최대 운전부하하에서 매번 진동 측정이 행해져야 한다.

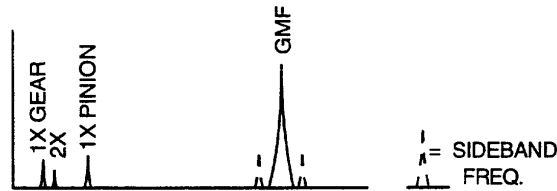


그림 11-37 과부하 기어 상태의 스펙트럼

### 5.3 기어 偏心 및 Backlash (Gear Eccentricity and/or Backlash)

그림 11-38은 심한 기어 편심 또는 Backlash를 나타내는 스펙트럼의 한 예이다. 이 문제점들은 다음과 같은 특징을 나타낸다.

- ① 편심 및 Backlash는 GMF뿐만 아니라 기어 고유 진동수를 가진 시키며, 또한 고유 진동수 및 GMF 근방에 많은 측대파를 발생시킨다.
- ② 편심 기어는 고유 진동수와 GMF를 변조시키며, 이들 주파수에는 편심 기어의  $1 \times$  RPM의 측대파가 생긴다. 편심 기어를 억지로 맞물리게 하면 큰 힘, 응력 및 진동이 발생한다.

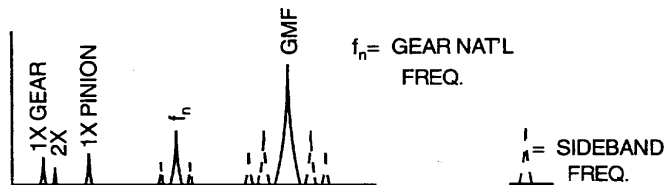


그림 11-38 기어의 편심 및 Backlash를 나타내는 스펙트럼

### 5.4 기어 軸의 誤整列 (Gear Misalignment)

그림 11-39는 항상 거의 고주파 GMF를 가진 시키는 Misalign된 기어를 나타낸다. 기어의 정렬 상태가 나쁘면 때로는 기본 GMF에서 진폭이 작고  $2 \times$  또는  $3 \times$  GMF에서 진폭이 더 높게 나타난다.

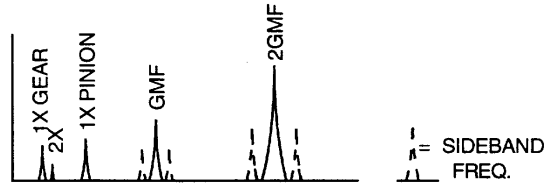


그림 11-39 기어 Misalignment시의 스펙트럼

### 5.5龜裂되었거나 빠졌거나 또는 깨어진 기어 이빨 (Cracked, Chipped or Broken Gear Teeth)

균열되었거나 빠졌거나 이빨이 깨진 기어는 고유 진동수 부근에 기어 rpm의 측 대파를 가지는 고유 진동수뿐만 아니라 이 기어의  $1 \times \text{RPM}$ 에서도 높은 진동을 발생시킨다. 이와 동일한 거동은 현저하게 큰 조각이 떨어져 나간 기어에서도 나타난다. 물론 불평형 기어도 또한  $1 \times \text{RPM}$ 에서 큰 진동을 일으킨다. 따라서 그림 11-40에 나타난 바와 같은 시간 파형은 주요 문제점이 불평형 문제인가 아니면 기어 이빨의 문제인가를 결정하는데 크게 도움이 된다.

많은 경우에 균열됐거나 깨진 기어 이빨은 FFT 스펙트럼에서는  $1 \times \text{RPM}$ 에서 작은 진동을 일으킨다. 그러나 이 기어의 운전 속도 간격으로 현저한 Spike(못 모양으로 뾰족한)를 가지는 시간 파형에서는 10내지 20배 더 높은 진폭을 가질 수 있다.

그림 11-40을 보면 좋은 상태의 이빨은 원만한 정현파를 가지나 (구름 베어링에 결함이 없는 경우)균열이 되거나 이빨이 빠지거나 또는 깨진 이빨은 기어가 물리고 빠질 때마다 현저한 Spike가 생긴다. 시간 파형을 보면 문제점이 기어 이빨에 의한 것인지 또는 볼 베어링 문제와 같은 다른 충격에 의한 것인지 알 수 있다. 구름 베어링의 경우에는 짧은 시간 내에 엄청나게 많은 충격이 있었을 것이다. 즉 고주파수는 상당히 짧은 시간을 가진다. 반면에 기어 이빨에 문제점이 있는 경우는 충격 사이의 시간 간격이 기어의 rpm에 상당하다면 이것은 이빨에 문제점이 있음을 강력히 나타낸다. 예를 들면 그림 11-40에서 600 rpm의 기어가 매 0.1초마다 Spike를 나타냈다면 ( $0.1 \text{ 초/cycle} = 10 \text{ cycle/sec} = 600 \text{ cycle/minute}$ ) 균열되었거나 이빨이 떨어져 나갔거나 또 깨진 기어 이빨임을 강하게 나타낸다.

한 개 이상의 기어가 장착된 축의 스펙트럼이 취해지고, 그 스펙트럼이 문제를 일으키는 기어의 rpm에서 측대파로된 스펙트럼 내에 현저한 시간 파형과 고유 진동수를 나타낸다고 하더라도 축상의 기어가 문제점을 반드시 가지고 있다는 것은 아니다. 이 경우에 있어서 충격 고유 진동수 시험은 기어가 문제점을 가지고 있다는 것을 확인하기 위하여 맞물리는 기어뿐만 아니라 축상의 모든 기어에 대해서도 시행되어야 한다.

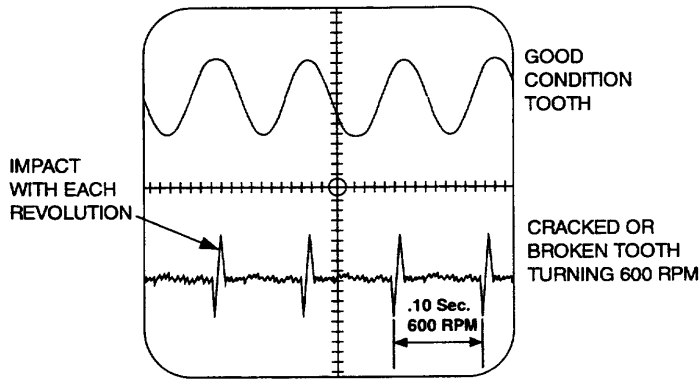


그림 11-40 좋은 상태와 균열 또는 깨진 기어 이빨에 대한 시간 파형의 비교

## 5.6 Hunting Tooth Problems

그림 11-41은 이빨의 Hunting 문제를 나타내는 스펙트럼이다. Hunting Tooth Frequency( $f_{HT}$ )는 현장에서 문제점들이 발생할 때뿐만 아니라 기어의 제작 과정중 또는 취급 부주의에 의하여 문제가 발생했을 때 나타난다. 예를 들면 만일 결함이 기어와 피니언 모두에 나타나 있다면 기어에 결함이 있는 이빨이 서로 접촉할 때마다 Pulse를 발생하게 된다. 대부분의 Gear Ratio는 1:1이 아니기 때문에 이들 2개의 특정 이빨들은 주기적으로 접촉하게 된다. 예를 들면 그림 11-42와 같은 6개의 수 이빨과 7개의 암 이빨을 가지는 Pump Gerotor의 경우를 생각해 보자. 만일 각 기어에 숫자가 찍혀 있다면 기어의 #1 이빨은 매 7회전마다 한번은 맞은편 피니언의 #1 이빨과 만나게 된다. Hunting Tooth Frequency에 대한 실제 공식은 그림 11-41에 있지만 다시 써 보면

$$f_{HT} = \frac{(GMF)(N_a)}{(T_{GEAR})(T_{PINION})}$$

여기서,  $f_{HT}$  = Hunting Tooth Frequency (Hz or cpm)

GMF = Gear Mesh Frequency

= 이빨 수 × rpm (Hz or cpm)

$N_a$  = 주어진 이빨의 결함에서 맞물리는 이빨 수

(각 기어의 이빨의 수에 공통적인 소인수로 이루어짐)

$T_{GEAR}$  = 기어 이빨 수

$T_{PINION}$  = Pinion 이빨 수

이러한 기어 이빨의 반복되는 문제점을 가지는 Gear Set는 통상 구동측으로부터 광

음을 발한다. 이것이 상당히 높은 진동을 유발하지만 주로 600 cpm 이하의 낮은 주파수에서 발생하기 때문에 그냥 스쳐 지나가는 경우가 있다. 이런 소리를 검출하기 위하여 지진계식 가속도계 사용이 필요하다. 그러나 교정하지 않고 놓아두면 기어 이빨을 파손시킬 수 있다.

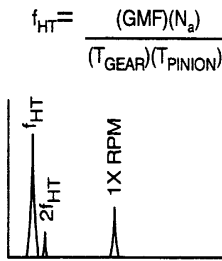


그림 11-41 Hunting Tooth Frequency

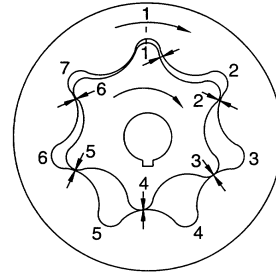


그림 11-42 Gerotor Mechanism의 Schematic Diagram

## 6. 벨트 驅動 裝置 (Belt Drivers)

벨트로 구동되는 기계의 진동은 왕복동 압축기와 같이 근원적으로 고진동이 발생하는 것으로부터 공작기계의 스피들 같이 아주 낮은 진동이 요구되는 것까지 아주 다양하다. 그렇지만 만약 적절한 예방책이 취해지면 대부분의 벨트 구동기계의 진동을 감소시킬 수 있다. 아마도 벨트 구동기계의 진동을 좌우하는 3대 요소는 다음과 같을 것이다.

- 활차의 정렬
- 활차의 동심도
- 활차의 제작 및 부착 방법

만약 이런 요소들을 주의 깊게 고려하면 벨트 구동장치에서 고질적인 고진동 문제가 발생할 이유는 없다. 특별히 진동 분석에 의하여 탐지 가능한 벨트 구동장치의 문제를 논하기 전에 먼저 벨트 구동 장치에 대한 일반적 사항을 언급하고자 한다.

- ① 그림 11-43에서처럼 벨트 방향과 일치하여 반경방향 진동을 측정하는 것이 가장 좋다.
- ② 조절 방식의 V벨트 활차는 심한 진동이 발생하기 쉬울 뿐만 아니라 벨트 및 활차의 손상이 쉽게 발생한다. 이런 장치들은 고질적인 진동 문제를 갖고 있는데 그 이유는 활차면들을 서로 평행으로 유지하기가 불가능하여 회전할 때마다 벨트가 홈에서 부드럽게 끼워지거나 빠지지 못하기 때문이다. 그 결과 벨트 인장력의 변

화가 발생하고 이것이 고진동을 유발하며 벨트와 활차의 마멸을 촉진시킨다.

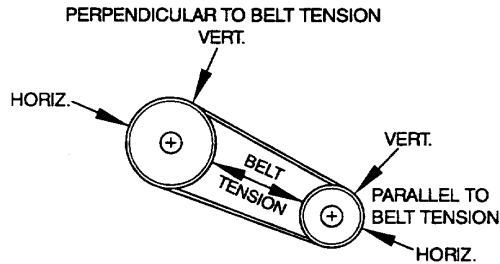


그림 11-43 벨트 구동 장치의 올바른 측정

- ③ 벨트 구동 장치에서 다른 중요 요소는 활차 편심의 총 량이다 (즉 Runout). 불행히도 일반 기계에 사용하기 위하여 구입하는 활차는 거의 항상 일반 회전기기에 사용되는 다른 회전 부품보다 훨씬 큰 편심을 갖고 있다. 그 결과 이것들이 기계에 조립되자마자 이들 자신이 고진동을 발생시키고 심지어 회전할 때마다 벨트의 길이와 인장력의 큰 변화를 유발시킨다.
- ④ V벨트 구동장치들은 실제로 이것들이 불평형, 축정렬 불량, 기계적인 헛거움 등과 같은 다른 기계적 문제들과 반응할 때 자주 고진동원이라는 비난을 받는다. 이런 다른 문제들이 존재하면 벨트 자신은 문제의 근원이 아님에도 벨트에서 고진동을 발생시킬 수 있다.

다음은 진동 분석으로 탐지 가능한 벨트 구동장치의 문제들에 대하여 논한다.

### 6.1 磨減, 弛緩 혹은 不調和 벨트 (Worn, Loose or Mismatched Belts)

벨트 주파수의 조화파들은 그들 모두가 이번 예에서는 구동축과 종동축 회전 rpm보다 아래임을 유의하라. 벨트 주파수(혹은 벨트 rpm)는 다음과 같이 계산된다.

$$\text{벨트주파수} = \frac{(3.142) (\text{Pulley rpm}) (\text{Pulley Pitch Dia.})}{\text{벨트 길이}}$$

상기 공식을 이용할 때 동일 Pulley의 rpm과 피치 직경으로 계산하여야 한다. 두 변수가 동일 풀리에서 취하는 한 어떤 풀리의 값을 사용해도 문제가 없다. 그렇지만 벨트 주파수의 고조파는 이들중 하나 혹은 둘 다보다 높을 수 있다. 낡거나 헐겁거나 부조화된 벨트는 다음과 같은 특성을 나타낸다.

- ① 진동 분석으로 탐지 가능한 낡은 벨트 결함은 균열, 벨트의 부분 탈락, 딱딱하고 연한 점들, 벨트 면의 덩어리 및 포장이나 보관시 변형으로 발생한 벨트의 구부러짐 등이다.

- ② 문제가 낡은 벨트에 기인하면 벨트 회전 주파수의 3, 4배 주파수에서 진동이 발생한다. 때로는 벨트의 2배 주파수에서 뚜렷한 피크가 발생하기도 한다. 어떤 경우에는 기본 벨트 주파수 피크 자체가 나타나지 않을 수도 있다. 더욱이 낡은 벨트는 때때로 차동기 주파수 영역에서 스펙트럼을 들어올려 그림 11-44에서 보여주는 것과 같이 구동부와 종동부 속도를 초과하기도 한다. 각 경우에 낡은 벨트는 불안정한 진동을 발생시켜 만약 이것의 조화파가 구동부 및 종동부 속도 부근에 있을 경우 때때로 구동부나 종동부의 rpm으로 진동하기도 한다.

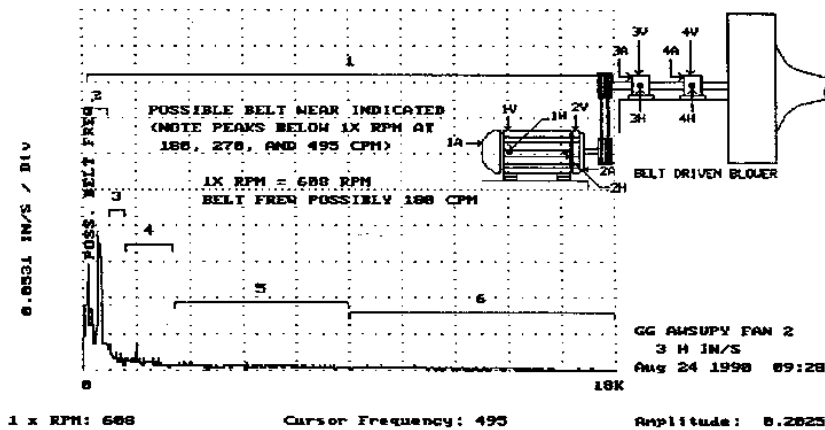


그림 11-44 낡은 벨트의 스펙트럼

- ③ 벨트 결함에 의한 진동은 보통 벨트 인장력과 평행한 방향의 진동진폭이 더 크게 발생한다. 얼마나 많은 진동이 벨트 결함 자체에 기인하는가를 확인하는 방법은 벨트 rpm 진동진폭을 벨트 인장력 방향값과 이의 수직방향 값을 비교하는 것이다.
- ④ 벨트 rpm 고조파를 나타내는 다른 벨트 문제로는 벨트 폭의 변동이 있는데 이는 벨트가 풀리 훔을 타고 내려갔다 올라갔다 하여 벨트 인장력의 변화에 기인한 진동을 발생시킨다.
- ⑤ Loose Cog Belt는  $\#Cog \times rpm$ 에서 고진동이 발생하며 또한 상기 공식으로 계산된 Cog Belt 자체 주파수에서 고진동이 발생한다.
- ⑥ 다중 V 벨트 구동 장치는 만약 그것들이 불균일하게 인장되면 축방향으로 고진동이 발생한다. 이는 추력 베어링의 과도한 마손을 유발할 수 있다. 이런 문제는 때때로 각각의 벨트를 한 Piece로 제작된 다중 벨트로 교체함으로써 해결되기도 한다. 이 벨트를 사용할 경우는 활차의 정렬에 특별히 유의해야 한다.
- ⑦ 마멸, 이완, 혹은 부조화된 벨트는 통상 반경방향으로 가장 큰 진동 진폭이 발생하

는데 특히 벨트 인장력 작용 방향으로 그러하다.

## 6.2 벨트/滑車 整列 不良 (Belt/Sheave Misalignment)

벨트 구동 장치의 가장 큰 진동 발생원 중의 하나는 구동 혹은 종동 활차의 정렬 불량이다. 활차간에 단순히 Chalk Line을 적용하므로써 진폭을 대폭 감소시킬 수 있다. 활차의 축정렬 불량은 다음과 같은 특성이 있다.

- ① 활차 정렬 불량은 일반적으로 대부분 축방향 진동을 발생시키며 따라서 추력 베어링의 마손율을 가속시킨다.
- ② 활차의 정렬 불량은  $1 \times \text{RPM}$ 에서 큰 진동을 발생시키는데 축방향에서 특히 그러하다. 큰 진동이 구동축 rpm에서 자주 발생되나 때로는 종동 rpm에서 발생되기도 한다. 구동과 종동 rpm 진동 진폭비는 데이터를 수집한 위치 및 상대 질량과 구조물의 강도에 따라 다르다.
- ③ 때로는 활차의 정렬 불량의 경우 전동기의 최대 축방향 진동이 Fan rpm에서 발생하고 Fan의 가장 높은 축방향 진동은 전동기 rpm에서 발생하기도 하나 반드시 그런 것은 아니다.

## 6.3 滑車의 偏心 (Eccentric Sheaves)

활차의 편심은 오늘날 벨트 구동 기계의 고진동 발생 주원인 중의 하나인데 이는 기계 구입시 동심도를 엄격하게 규제하지 않음에 기인한다. 활차의 편심은 다음과 같은 특성이 있다.

- ① 편심 및/혹은 불평형 활차는 편심 활차의  $1 \times \text{RPM}$ 에서 고진동을 발생시킨다.
- ② 최대 진동 진폭은 보통 벨트와 같은 방향으로 발생하며 구동부와 종동부 활차 모두에서 발생한다.
- ③ 불평형과는 달리 편심 폴리에 의하여 발생된 반작용력은 폴리의  $360^\circ$ 에 걸쳐 동일하게 발생되지 않는다. 이 힘은 두 축의 중심선을 연결하는 선을 따라 벨트 인장력이 작용하는 방향으로 집중된다. 그 결과 높은 방향성 진동이 발생되기 때문에 측정을 위한 진동 변환기가 베어링의 어느 쪽에 위치하였는가에 따라 수평과 수직 방향의 진동 위상각은 서로 동상이던가  $180^\circ$ 차이가 발생한다. 어떤 경우에는 두 위상각 값이 베어링이 한 선으로 움직이고 있음을 보여준다.
- ④ 본질적으로 힘이 방향성이 있으므로 이에 의하여 발생하는 진동은 Taperlock 볼트에 와셔를 추가하는 Balancing으로 완전히 교정할 수 없다. 그리고 비록 교정된

다고 하더라도 편심된 활차는 벨트 길이와 인장력이 계속 변하는 현상을 유발하여 벨트와 활차의 베어링 및 활차 그 자체의 손상을 촉진시킨다.

#### 6.4 벨트의 共振 (Belt Resonance)

자연에 있는 모든 물체와 마찬가지로 벨트도 고유 진동수를 가지고 있는데 이는 벨트의 강성, 벨트 질량 및 운전중 발생된 벨트의 처짐에 의하여 결정된다. 벨트의 고유 진동수는 간단히 벨트를 당겼다 놓았다 하면서 그 응답을 측정함으로써 알 수 있다. 벨트 공진은 다음과 같은 특징이 있다.

- ① 벨트 고유 진동수는 구동이나 종동기중 하나의  $1 \times \text{RPM}$  가까이 있다. 만약 이렇게 되면 벨트의 고유 진동수로 인해 벨트의 인장측에서 큰 Flapping이 발생한다.
- ② 폴리의 속도가 벨트 공진을 가진할 뿐 아니라 만약 벨트 rpm 고조파수 벨트 고유 진동수와 일치할 때도 이런 현상이 발생한다.
- ③ 벨트 공진 주파수에서 진동 진폭과 위상각은 불안정하다.
- ④ 벨트 고유 진동수는 벨트의 인장 혹은 활차 중심간의 벨트길이를 변경시키거나 중간에 Idler Pulley를 추가하여 변경시킬 수 있다.

#### 6.5 電動機 支持臺나 基礎의 共振에 의한 過度한 電動機 振動

(Excessive Motor Vibration at Fan Speed due to Motor Frame/Foundation Resonance)

벨트 구동기계의 경우 때때로 전동기에 과도한 진동이 발생된다. 그러나 이를 주파수 분석하여 보면 전동기 속도 성분의 진동값은 낮고 Fan 속도 성분의 진동값은 높은 경우가 있다. 이러한 현상은 축방향 및 반경방향 진동중 하나에서 발생할 수 있다. 이것은 종동기의  $1 \times \text{RPM}$  진동이 높은 현상으로 인해, 특별히 전동기에서 한 방향의 진동이 높은 것으로 알 수 있다. 이런 현상이 발생하는 문제의 근본 원인은 때로 전동기 지지대나 기초가 Fan 속도성분 진동에 의하여 가진되는데 있다 (가진에 의한 간단한 고유 진동수 측정시험으로 확인 가능하다). 이 경우 만약 공진으로 확인되면 해결책은 통상 지지대나 기초에 버팀대를 추가하거나 Base에 콘크리트를 추가하여 강성을 증가시키는 것이다.

#### 6.6 Pulley나 Fan Hub의 헐거움 (Loose Pulley or Fan Hub)

폴리나 Fan Hub의 헐거움에 기인한 높은 진동이 벨트로 구동되는 기계에서 때로 발생된다. 이러한 현상은 다음과 같은 특징으로 확인 가능하다.

- ①  $1 \times \text{RPM}$ 에서 특히 큰 진동이 발생하며 또한 몇 개의 회전속도 고조파에서도 높은 진동이 발생한다.
- ② 이러한 현상을 가장 잘 확인할 수 있는 것은 안정되지 않은 위상각이다. 만약 운전이 정상적으로 이루어지면 수평, 수직, 축방향 진동의 위상각은 안정될 것이다. 만약 Set Screw로 고정된 Fan Hub가 헐거워지면 기계 기동시마다 위상각과 진폭이 달라질 것이다. 이러한 경우 Balancing은 임시 해결책밖에 되지 않는다. 한 두 시간 동안은 괜찮겠지만 Fan Hub나 Pulley가 축에서 회전하면 무게 균형이 다시 깨져 진폭 및 위상각이 크게 변할 것이다. 이러한 현상은 풀리나 허브가 Taper Fit으로 되어 있는 상태에서 적절히 축에 당겨져 조여져 있지 않을 때도 발생된다.
- ③ 이러한 경우 해결책은 축에 부착된 모든 회전체를 확실히 고정하는 것이며 Taper Fit의 경우 Taper 각도가 적절히 맞아야 한다.

## 7. 誘導 電動機 (Induction Motors)

### 7.1 電氣的인 問題의 概要 (Introduction to Electrical Problems)

진동분석을 통해 기계적인 문제뿐만 아니라 전기적인 문제를 발견할 수 있다는 것은 대단한 일이다. 그러나 유의할 사항은 전동기에서는 전자력(Electromagnetic Force)을 발생시키는 자속(Magnetic Flux)을 발생시키며, 이것들은 기계적인 힘과 함께 베어링에 의해 지지된다는 것이다. 이 힘은 베어링 하우징에 설치된 Force Transducer에 의해 직접 측정할 수 있으며 또한 가속도계, 속도 Pickup 혹은 비접촉식 변위계에 의해서도 간접적으로 측정할 수 있다. 가속도계는 질량으로 나눈( $f/m$ ) 힘의 비율(Quotient) 즉, 가속도(뉴턴의 법칙에 따라)를 측정한다. 다시 말하면 이들 힘 자체가 기계적으로 발생된 것인지, 전기적으로 발생된 것인지는 문제삼지 않는다는 것이다.

전기적인 문제점들이 어렴풋이 느껴지면 전기적인 상태를 검토하기 위한 진단시험은 전동기의 전출력 상태에서 행하는 것이 바람직하다. 왜냐하면 특히 전자력은 고정자 전류의 공급에 따라 변화하기 때문이다. 전동기 단독운전시 또는 회전기계와의 무부하 운전시는 문제의 증상을 나타내는 진동의 조짐이 잘 나타나지 않으나 기계가 부하가 걸렸을 때 특히 100% 부하 근방에서는 징조가 뚜렷하게 잘 나타난다. 물론 이것은 전자력이 전류의 공급에 직접 비례하기 때문이다.

그림 11-45 및 11-46은 Rotor, Rotor Bar 및 단락환(Shorting Ring 또는 End

Ring)을 부각시켜 유도 전동기의 고정자와 회전자를 나타낸 것이다. 진동분석을 이용하여 다음과 같은 전기적인 문제를 탐지할 수 있다.

- 고정자 편심, 단락권선 및 철심이완,
- 편심 회전자(가변 공극)
- 동기 전동기에서의 문제들
- 직류 전동기에서의 문제들
- 토오크 Pulse의 문제들
- 회전자의 불균일한 국부가열에 의한 열적인 휨
- 이완 또는 깨진 접속기에 의한 전기적인 상 문제들
- 회전자의 문제점들(깨지거나 균열된 Rotor Bar 또는 단락환, Rotor 권선의 단락, Rotor Bar의 이완 등)

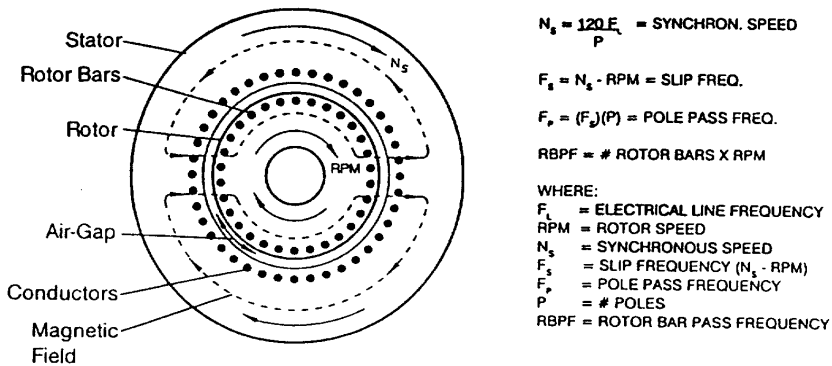


그림 11-45 고정자, 회전자, Rotor Bar 공극 및 자장을 나타낸 유도 전동기

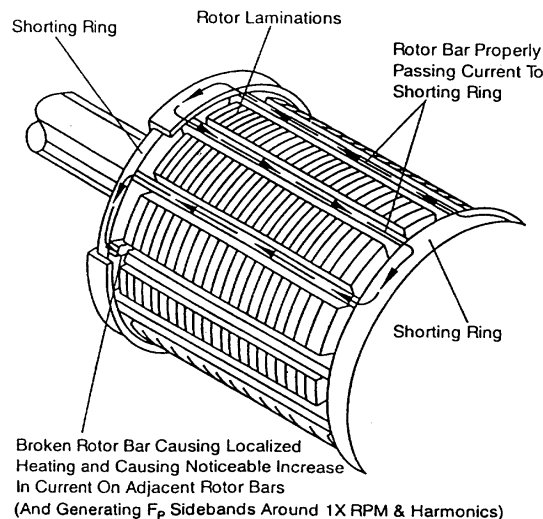


그림 11-46 Rotor Bar 단락환 및 Rotor 권선을 나타낸 Rotor

## 7.2 왜 많은 電氣的인 問題는 電力系統 周波數의 2倍에서 發生하는가? (Why Many Electrical Problems Occur at 2×Line Frequency)

많은 전기적인 문제는 전력계통 주파수(동기 주파수)의 2배 주파수에서 진동이 “정상보다 높은” 진폭을 나타낸다. 한국과 미국에서의 전력계통 주파수는 60 Hz(3,600 cpm)이고 유럽과 다른 지역에서는 50 Hz(3,000 cpm)이다. 그러므로 한국에서의 전기적인 문제에서 나타나는 중요한 주파수는 120 Hz(7,200 cpm)이다.

그림 11-47은 많은 전기적인 문제에 왜 기본 전력계통 주파수 보다 오히려 전력계통 주파수의 두 배가 되는 주파수가 포함되는지를 설명하고 있다. 그림 11-47의 2극 전동기에서 3600 cpm의 고정자 회전자계가 1회전을 하는 동안, 편심 로터에서는 가장 가까운 극을 향하는 자력(Magnetic Pull)이 0에서 최대까지 2번 발생한다. **회전자계는 분당 3600 회전을** 하기 때문에 자력은 분당 7,200번(7,200 cpm) 최대치에 도달하게 된다. 이것을 다른 방법으로 설명하면 로터의 가장 가까운 축이 처음 N극에 의해 끌리고 나서 또 S극에 의해 끌리기 때문에, 힘 자체는 편심에 비례해서 회전자계의 2× 주파수로 변화한다. 그러므로 **로터가 고정자 내에서 편심(편심된 로터나 편심된 고정자 때문에)되었을 때는 항상 7,200 cpm의 진동이 발생한다.** 이러한 현상은 2극이건 아니건 동일하게 발생한다. 만일 1800 cpm 주파수로 여자되는 **4극 전동기가 있다면 4극의 각 극은 그림 11-47의 B와 같이 작은 공극을 통과할 때마다 맥동이 발생하여 1회전당 4번의 맥동이 발생한다.** 즉 4극기에서는 동기 주파수가 1800 cpm이므로 동일하게 7200 cpm의 진동 주파수가 발생한다. 이는 동기 주파수 1200 cpm인 6극 전동기에서도 마찬가지로 전력계통 주파수의 2배인 7200 cpm의 진동 주파수가 발생한다.

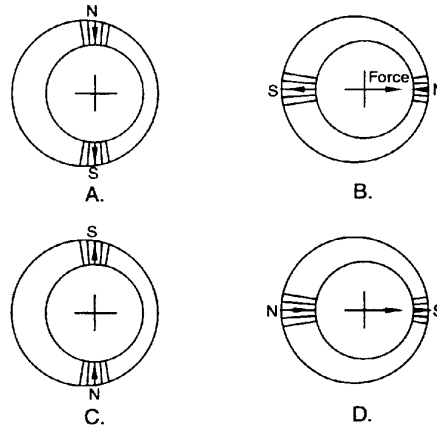


그림 11-47 회전자와 고정자간의 불균일한 공극

다음에는 많은 전기적인 문제에 공통되는 몇 가지 항목에 대하여 정의한다.

(a)  $F_L$  = 전력계통 주파수 (60 Hz = 3,600 cpm)

$$(b) N_s = \frac{120 F_L}{P}$$

여기서  $N_s$  = Slip이 없는 동기속도(rpm)

$$(c) F_s = N_s - \text{rpm}$$

여기서  $F_s$  = Slip Frequency (cpm)

$$(d) F_p = (\# \text{ Poles}) \times (\text{Slip Frequency})$$

여기서  $F_p$  = Pole Pass Frequency

= 전기적인 문제점들의 존재를 나타내는 중요한 축대파 주파수

= 2극인 경우  $2 F_s$ , 정상적인 3,600 rpm 전동기

= 4극인 경우  $4 F_s$ , 정상적인 1,800 rpm 전동기

= 6극인 경우  $6 F_s$ , 정상적인 1,200 rpm 전동기

$$(e) \text{RBPF} = \# \text{ Bars} \times \text{rpm}$$

여기서 RBPF = Rotor Bar Pass Frequency

# Bars = Rotor Bar 수

(f) Air Gap = 전동기의 로터와 고정자 사이의 Gap

(g) Magnetic Center = 고정자와 로터 자계가 평행된 위치 및 로터가 당겨지는 위치

그림 11-48은 고정자 문제점을 나타내는 전형적인 스펙트럼이다.  $2 \times$  전력계통 주파

수 ( $2F_L$ )에서 진동치(0.134 in/sec)가  $2 \times \text{RPM}$ 에서 진동치(0.046 in/sec) 보다 높음에 유의하라. 진동분석기와 자료 수집기(Data Collector)를 사용할 때 좋은 주파수 해상도를 가지려면 전동기의 운전속도 고조파 ( $2$ 극 전동기의 경우는  $2 \times \text{RPM}$ ,  $4$ 극 전동기의 경우는  $4 \times \text{RPM} \dots$ )로부터  $2 \times$ 전력계통 주파수를 분리해야 한다. 즉, 대부분의 선정된 주파수 범위에서 분석기는  $2 \times \text{RPM}$  및  $2F_L$ 에서 각각의 주파수별로 진폭을 나타내지 않고 이른바 7,200 cpm의 1개 주파수만의 진폭을 나타낸다. 이 경우에 FFT Line 수를 증가시키거나, 또는 운전속도 고조파로부터  $2F_L$ 을 분리하기 위하여 그림 11-48에서 보는 바와 같이 7,200 cpm 부근에서의 스펙트럼을 Zooming할 필요가 있다.

예를 들면 운전속도가 3,580.5 rpm인  $2$ 극 전동기를 나타낸 그림 11-48에서 400 FFT Line 및 최대주파수 60,000 cpm을 채용하면 7,200 cpm으로부터  $2 \times$ 운전속도(7,161 cpm)를 분석해 낼 수 없다 (이 경우는 150 cpm 떨어진 주파수들만 분석할 수 있기 때문임). 이 경우 12,000 cpm부터 10배 Zoom을 사용하거나 (3 cpm 해상도를 줌), 또는 예를 들면 3,200 FFT Line (3.75 cpm의 해상도를 줌)을 사용하는 것이 좋다. 그러면 문제점이 기계적인 특성 (운전속도의 고조파)에 의한 것인지 전기적인 특성 ( $2 \times$ 계통주파수)에 의한 것인지 평가할 수 있다.

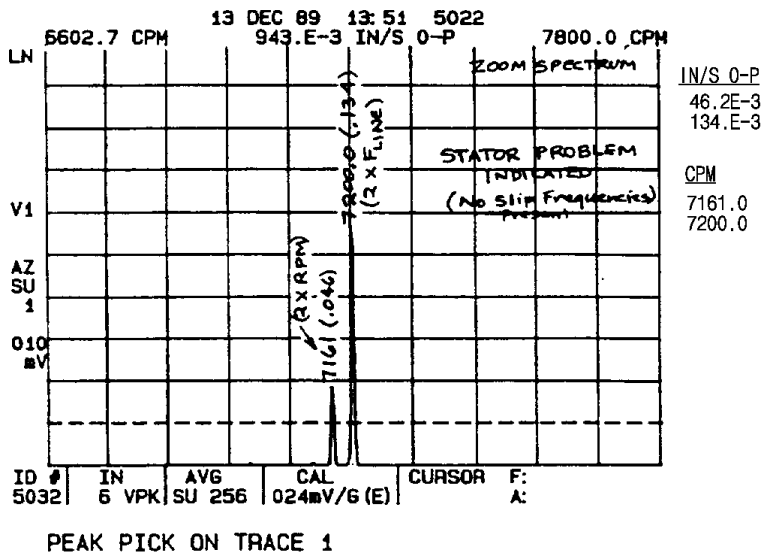


그림 11-48 Stator 문제를 나타내는 Zoom Spectrum

어떤 전기적인 문제점을 알아내기 위하여 운전속도의 고조파 또는 기본 Pole Pass Frequency( $F_p$ ) 주변을 Zooming할 필요가 있을 때 Zoom Spectrum을 작성하는 경우 선형 진폭보다는 Log 진폭을 사용하는 것이 좋다. 만일 Log 진폭을 사용하지 않으면

1×RPM, 계통주파수 또는 2×계통주파수들의 Peak 주변에서 Pole Pass Frequency Sideband들을 쉽게 놓칠 염려가 있다. 이는 진폭은 아주 낮지만 아직도 잠재적인 문제점을 나타낼 수 있기 때문이다.

### 7.3 固定子 問題들 (Stator Problems)

진동 진단 및 분석에 의하여 탐지가 가능한 고정자 고장은 다음과 같다.

- 고정자 편심(로터와 고정자 사이의 공극 차이를 발생시키는 고정자 편심)
- 층간 단락(국부 부식을 유발할 수 있는 층간 절연 문제)
- 고정 불량(고정자에서 고정불량이나 강도 부족)

이런 문제는 다음과 같은 특징을 나타낸다.

- ① 상기의 모든 고정자 문제는 전력계통 주파수의 2배 주파수에서 높은 진동을 발생시킨다. 그렇지만 그것들이 고정자 자체에 기인한 경우이므로 Pole Pass 주파수의 측대파를 발생시키지는 않으며 따라서 회전속도나 Slip 주파수에 의하여 변조되지 않는다. 그림 11-49와 11-50은 심각한 전기적인 문제를 나타낸 경우이다. 그림 11-49는 정기적으로 측정토록 계획된 예방정비(PMP) 과정에서 데이터 수집기로 측정된 스펙트럼이다. Band 3을 초과하는 120 Hz에서 고진폭 5.84 mm/sec(0.23 in/sec)가 있음에 유의하라. 같은 날 이 문제를 좀더 명확히 하기 위하여 실시간 분석기로 측정하여 Zoom한 것이 그림 11-50이다. 이 스펙트럼에서 120 Hz(2F<sub>L</sub>) 성분의 진동이 5.791 mm/sec(0.228 in/sec)이고, 2×RPM 성분은 고작 0.112 mm/sec(0.0044 in/sec)이었다. 전력계통 주파수 2배 부근에 어떤 Pole Pass 주파수의 측대파가 없는 것으로 보아 고정자 문제이다.
- ② 전동기를 새로 혹은 재설치한 경우 전력계통 주파수의 2배 주파수 성분 진동이 0.889 mm/sec를 초과하거나 고정자에 이상이 있는 사용중인 전동기의 진동이 2.54 mm/sec를 초과하는 경우 특별히 유의하여야 한다 (일반적으로 37.29~745.7 kW의 전동기에 적용한다). 이 진동 진폭은 120 Hz(2F<sub>L</sub>)에 피크가 있다. 더욱이 이 전동기가 직접 정밀기계 공구 축을 구동하고 있으면 2F<sub>L</sub> 진동 진폭은 훨씬 낮아 0.381 mm/sec 정도가 되어야 한다 (이러한 진폭은 적어도 60~70% 이하의 부하로 운전되는 유도 전동기에 적용한다).

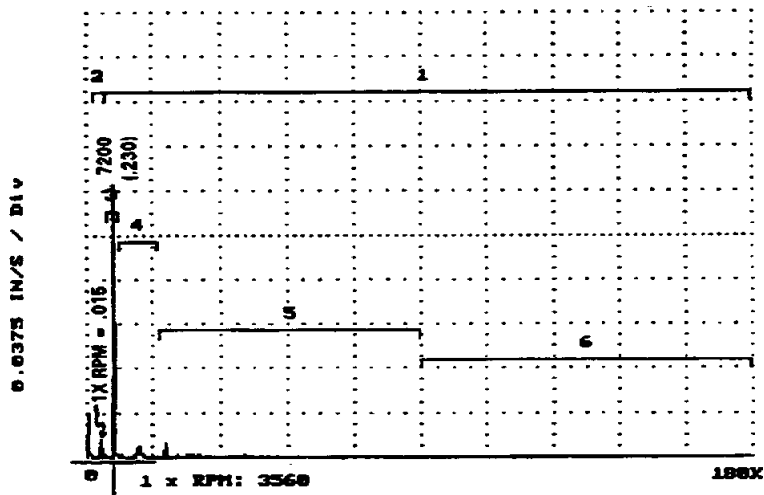


그림 11-49  $F_{MAX} = 50$  rpm을 가지는 스펙트럼

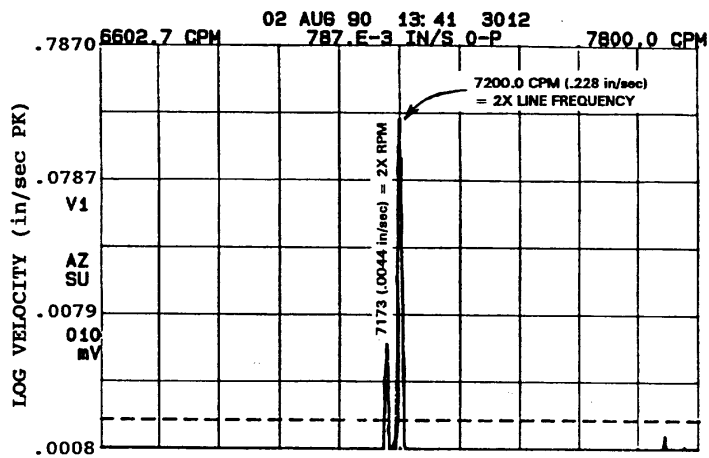


그림 11-50 문제점을 보여주는 Zoom Spectrum

- ③ 고정자의 편심은 회전자와 고정자 사이에 불균일한 공극을 발생시키며 이로 인한 큰 간극차이로 방향성 진동(Directional Vibration)이 크게 발생한다. 가장 큰 전자력은 고정자와 회전자의 최소 간극부에서 발생한다. 그러므로 전자력이 최소에서 최고로 변하면서 전력계통 주파수의 2배(120 Hz) 주파수의 진동을 발생시킨다.
- ④ 공극의 편차는 유도 전동기에서는 5%, 동기 전동기에서는 10%를 초과하지 않아야 한다. 만약  $2F_L$  진동 진폭이 시간에 따라 증가하면 고정자와 회전자 양측에

Marking을 하여 간극을 점검하여야한다. 즉 Mark를 서로 정렬한후 45°씩 로터를 회전하면서 고정자에 표시한 한점에서 공극을 측정한다. 만약 차이가 5% 이상 발생하면 공극의 편차는 로터의 편심에 기인하는 것으로 보아야하며 그 다음 다시 로터를 45°씩 회전시키면서 로터에 표시한 한점에서 측정한다. 만약 이들 간극 측정치간에 편차가 5% 이상 발생하면 고정자가 편심된 것으로 보아야한다.

- ⑤ 철심의 헐거움은 고정자 지지장치의 국부적인 취약이나 헐거움에 기인한다.
- ⑥ 층간단락은 국부적인 불균일한 가열을 초래하여 전동기축의 휨을 유발할 수 있다. 이러한 현상은 운전시간과 더불어 계속 증가하는 열에 기인한 휨을 발생시켜 때로는 고정자가 회전자와 접촉하는 대형 고장을 유발하기도 한다.

#### 7.4 로터의 偏心과 可變 空隙 (Eccentric Rotor and Variable Air Gap)

편심 로터의 경우는 로터 자체가 그 중심선과 일치하지 않는다 (그림 11-51 참조). 그러므로 편심 로터의 경우는 로터와 고정자간의 공극 불균일이 발생하며 이 상태로 회전한다 (이는 고정자 편심에 기인한 변하지 않는 공극과는 반대현상이다). 로터의 편심은 로터 층간단락에 기인한 국부적인 온도상승으로 로터의 휨이 발생하는 현상 혹은 단순히 로터가 진원이 아닌 현상 때문에 발생한다.

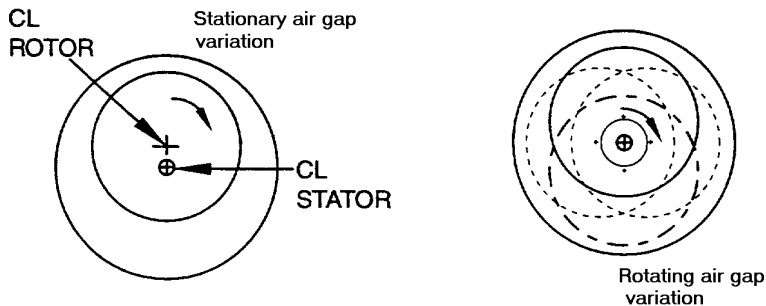


그림 11-51 Stationary & Rotating Air Gap Variation

편심 Rotor는 다음과 같은 특징을 나타낸다.

- ① 로터의 편심은 가장 흔히 전력계통 주파수의 2배 주파수( $2F_L$ )에서 높은 진동이 발생하며 극 통과 주파수(Pole Pass Frequency,  $F_p = \text{\#Pole} \times \text{Slip Frequency}$ )만큼 떨어져 측대파가 존재한다. 즉, 2극기인 3,600 rpm 전동기의 경우 측대파는 Slip 주파수의 2배가 될 것이며 반면 4극 전동기에서는 Slip 주파수의 4배가 될 것이다. 그림 11-52와 11-53은 로터 편심으로 공극이 변하는 전동기의 진동 스펙트럼이다. 광대역 스펙트럼인 그림 11-52는 120 Hz 주파수에서 4.115 mm

/sec(0.162 in/sec)의 진동치를 갖으며 전체진동 값이 7.493 mm/sec(0.295 in/sec)인 것을 나타낸다. 그림 11-53의 Zoom Spectrum은 120 Hz에서 4.216 mm/sec(0.166 in/sec)의 진동이 있고 로터가 편심 되었음을 나타내는 극 통과 측 대파가 뚜렷이 존재함을 보여준다.

- ② 일반적인 용도의 전동기를 새로 혹은 재 설치한 경우에는 전력계통 주파수의 2배 주파수 성분 진동이 0.889 mm/sec를 초과하거나 사용중인 전동기의 진동이 2.54 mm/sec를 초과하는 경우 특별히 유의해야한다. 만약 전동기가 직접 정밀기계 공 구축을 구동하고 있으면 허용  $2F_L$  진동 진폭은 0.381 mm/sec 이하이어야 한다. 이는 약 37.29 kW ~ 745.7 kW 정도 크기의 전동기에 적용된다. 이 진폭은 계통주 파수의 2배 주파수에 해당하는 진폭에만 적용된다는 사실을 분명히 하여야 한다. 이러한 진폭은 적어도 60 ~ 70% 이하의 부하로 운전되는 유도 전동기에 적용한다는 사실에 유의해야 한다.

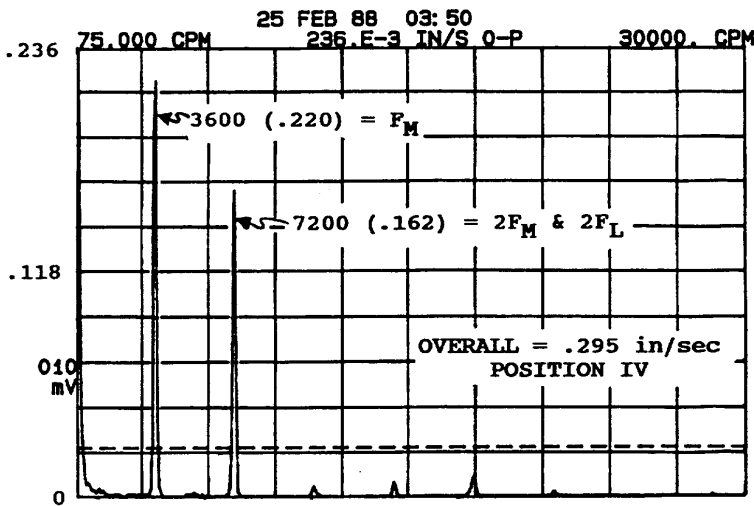


그림 11-52 순환수 펌프에서의 30,000 cpm 스펙트럼

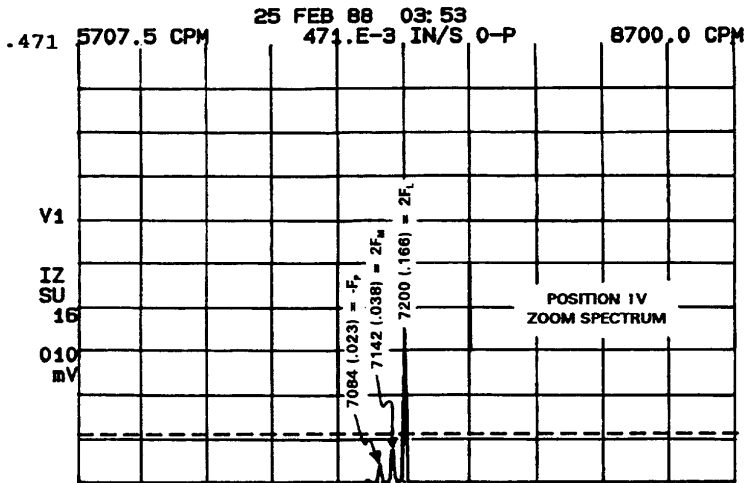


그림 11-53 편심 로터를 나타내는 Zoom 스펙트럼

- ③ 편심 로터의 경우는 전 원주에 걸쳐서 공극을 허용치 이내로 하기 위해서 베어링 하우징 자체를 조정하거나 로터 저널을 가공하여야 한다. 로터의 편심은 심한 축정렬 불량과 같은 기계적 문제로도 발생할 수 있다는 사실에 유의하여야 한다.
- ④  $2F_L$  부근에 극 통과 주파수의 측대파가 발견되어 로터의 편심 징후가 있다고 판단될 경우는 특히  $2F_L$ 의 피크 값이 약 1.778 mm/sec(Alarm 1)를 초과할때 그 경향분석을 실시해야 한다. 만약 그 진폭이 2.54 mm/sec(Alarm 2) 이상 증가하고 또한 극 통과 주파수의 측대파도 같이 증가하면 더욱 특별한 관심을 가져야 하며, 극 통과 주파수의 측대파가  $2F_L$  위와 아래에 존재하면 더욱더 그러해야 한다. 만약 7200 cpm의 진폭과 측대파가 수회 측정하는 동안 변화가 없으면 비록 이들 진폭이 120 Hz에서 4.445 mm/sec에 달한다 할지라도 더 이상의 손상은 진행치 않는 것이다. 이 경우 계속 경향 분석하는 것으로 충분하다. 그렇지만 전동기 자체의 수명은 단축될 것으로 예상된다.
- ⑤ 로터가 편심된 전동기는 그 온도가 상승할수록 더욱 고진동이 발생한다는 사실에 유의하여야 한다. 예를 들어 전동기가 처음 기동되었을 때는 그 진동치가 2.54 mm/sec이었는데 운전 약 10분 후에 진동 진폭이 3.56 mm/sec로 상승하였고 20분 후에는 4.57 mm/sec, 30분 후에는 6.35 mm/sec이었다고 하자. 이는 로터의 어느 한곳이 다른 곳과 상대적으로 다르게 온도가 상승하는 불균일한 가열에 기인할 수 있다. 이를 교정하지 않아 만약 로터가 고정자와 접촉할 정도로 큰 힘이 발생하면 대형 사고로 발전할 수 있다.

## 7.5 로터 問題들 (Rotor Problems)

진동 분석으로 감지할 수 있는 로터 문제들은 다음과 같다.

- 절단/균열이 발생된 Rotor Bar 혹은 단락환
- Rotor Bar와 단락환 사이의 고저항 이음매(Joint)의 불량
- 로터 층간 단락
- End Ring과 접촉 불량을 유발시키는 헐겁거나 Open된 Rotor Bar

이들 문제들에서는 다음과 같은 특징들이 나타난다.

- ① 절단 혹은 균열된 Rotor Bar의 경우 주 관심 영역인  $1 \times \text{RPM}$ 과 그 조화 성분들 부근에 극 통과 주파수의 측대파가 존재하는가 이다 (2극 전동기의 경우 이들 측대파는  $2 \times \text{Slip}$  주파수가 될 것이며 4극기일 경우  $4 \times \text{Slip}$  주파수가 될 것이다). 그림 11-54는 심각한 회전자 문제들을 갖고 있는 2극 전동기의 전형적인 스펙트럼들이다. 처음에 500 Hz 광대역으로 나타낸 스펙트럼(그림 11-54의 A)은 외관상 여러 개의 회전속도 하모닉으로 기계적인 헐거움이 있다는 것을 보여주는 하나 심각한 문제들을 거의 나타내 주지 않았다. 그러나 좀더 세밀히 관찰한 그림 B-D의 Zoom 스펙트럼들은  $1 \times$ ,  $2 \times$ ,  $3 \times \text{RPM}$  부근에 뚜렷한 극 통과 측대파를 보여주고 있다. 이들 스펙트럼들은 모두 균열되거나 절단된 Rotor Bar 혹은 단락환에 문제가 있거나 층간단락의 징후를 나타내는 것이다.

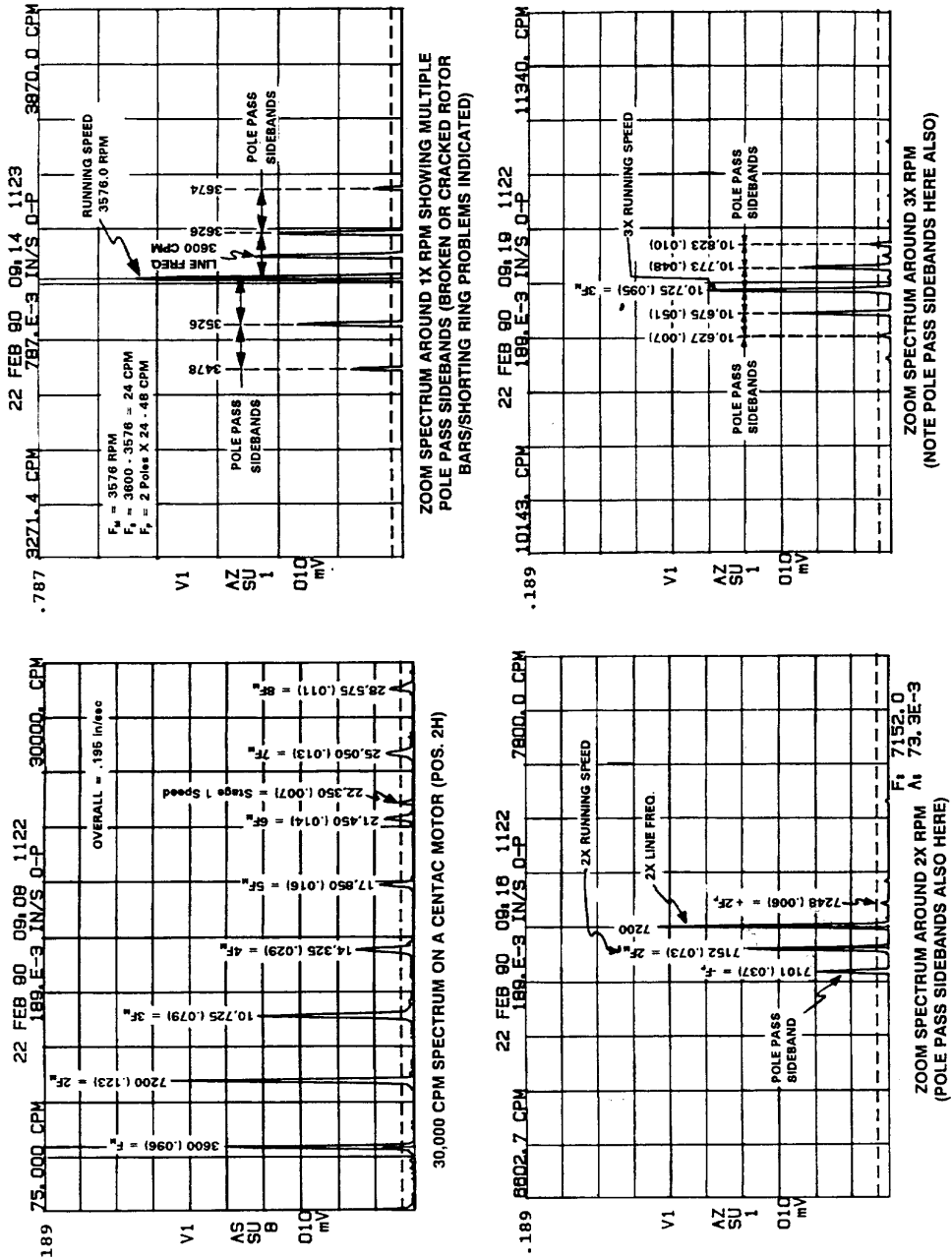


그림 11-54 균열 또는 깨진 Rotor Bar 또는 단락환 문제를 가지고 있는 전동기에서의 Wideband 및 Zoom Spectrum

- ② 그림 11-54에 나타난 것처럼 Rotor Bar가 절단되거나 균열된 경우 혹은 고저항 이음매 불량인 경우  $1 \times \text{RPM}$  부근에서만 아니라 2차, 3차, 4차, 5차를 포함한 회전속도의 고차 조화파 부근에도 극 통과 측대파가 나타난다. 분해점검 결과 이 전동기에서 4개의 균열이 발생된 Bar와 각 단락환의 Scoring(과열에 기인한 것으로 보이는)이 발견되었다.
- ③ Loose/Open Rotor Bar에 기인한 진동에 대한 주 관심 영역은 Rotor Bar Pass Frequency (RBPf)와 이의 하모닉과 같은 고주파에 있다.
- ④ 여기서, 관심은 전동기가 적어도 60~70%이하 부하로 운전되고있는 상황에서 Rotor Bar Pass Frequency(RBPf)나 더 높은 고조파( $2 \times \text{RBPf}$  혹은  $3 \times \text{RBPf}$ )에서 약 0.06 in/sec을 초과하는 진동의 존재 여부이다. 하지만  $2 \times \text{RBPf}$  혹은  $3 \times \text{RBPf}$ 가 2000 Hz를 초과하면 이 경보치는 감소되어야한다. 또한 RBPf와 그 고조파 부근에 있는 측대파는 정확히 계통주파수의 2배( $2F_L$ )가 될 것이다. 주의하여야 할 것은 RBPf 자체가 허용치 이내에 있다 하더라도 주파수 범위를 넓혀보면 RBPf의 진동 진폭의 10배이상 진동이 발견되기도 한다는 것이다 (특히 Rotor Bar와 End Ring 사이에 Arching이 발생할 경우에 그러하다). 예를 들어 그림 11-55는 2개 이상의 Rotor Bar가 Open된 전동기의 스펙트럼이다. 이 전동기에는 57개의 Rotor Bar가 있으며 1793 rpm으로 회전하므로 기본 RBPf는 약 102,200 cpm이며, RBPf에서 진동 진폭이 0.203 mm/sec임을 나타내었다. 그렇지만  $2 \times \text{RBPf}$ 에서 나타난 것은 완전히 달랐다. 그림 11-56의 Zoom Spectrum은  $2 \times \text{RBPf}$ 인 3,406.3 Hz에서 8.636 mm/sec의 과도한 진동진폭이 나타났다 ( $1 \times \text{RBPf}$  값의 약 28배 이상 높다). 유의할 사항은 만약 최대주파수를 기본 RBPf 진동만 측정 가능한 정도로 하여 진동 측정을 시행하였다면 이러한 문제점은 전혀 발견되지 않았을 것이다. 중요한 사실은  $2 \times \text{RBPf}$ 에서 높은 진동 진폭이 존재하며 이것의 부근, 정확히 120 Hz( $2F_L$ ) 간격으로 측대파가 존재한다는 것이다.
- ⑤ 때로는 RBPf나 그 고조파의 진동 진폭이 가장 높지 않을 수도 있다. 대신 전력 계통 주파수의  $2 \times$  주파수 부근에 있는 측대파중 하나의 진폭이 최대일 수 있다.  $2 \times$  전력계통 주파수 (통상 120 cpm  $F_L$ 을 가지는 60 Hz) 간격마다의 측대파중 하나가 가장 높을 것이다. 이런 주파수의 배열은 RBPf와 정확히  $2F_L$  측대파를 포함하고 있으며 Loose 혹은 Open Rotor Bar (60 Hz  $F_L$ 이라면)이거나 공극이 변하고 있음을 나타낸다.

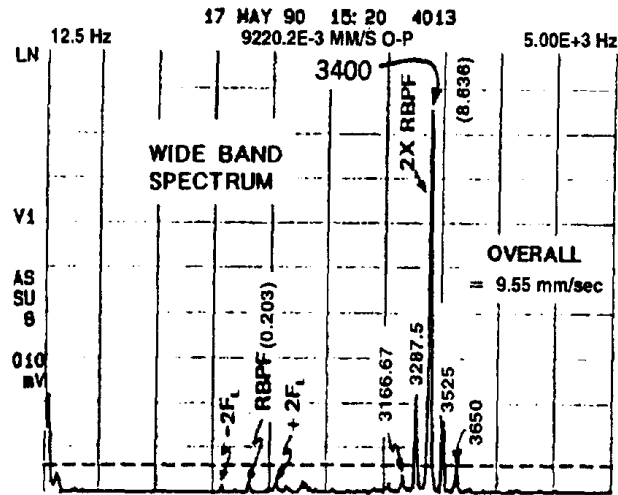


그림 11-55 1× Rotor Bar Pass Frequency에서는 탐지되지 못하고  
2× RBPf에서 탐지된 심각한 Rotor Bar 문제

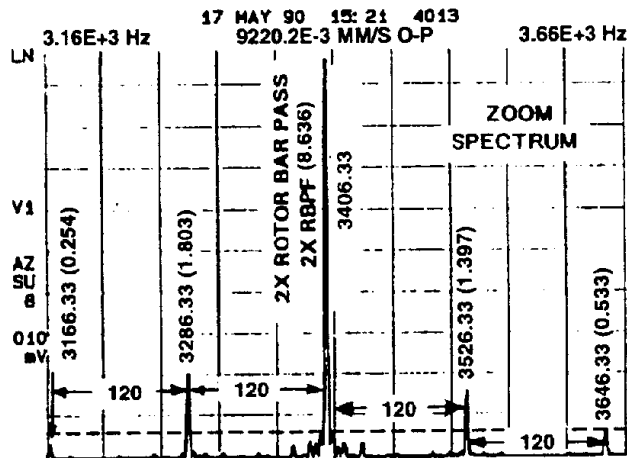


그림 11-56 2× RBPf에서 탐지된 심한 Rotor Bar 문제

참조 : 90. 6. 10일 전동기 수리공장에서는 전동기를 교체해야 할 정도로 2개 이상의

Open Rotor Bar가 생겼다고 확인 전화하였음.

- ⑥ 비록 1× Rotor Bar Pass Frequency 범위에서 관심 진폭이 대부분의 전동기에서 약 1.524 mm/sec로 높을지라도 우선 수행해야 할 업무는 이러한 문제점을 탐지하고, 분해정비를 시행하도록 경솔히 결정하기 전에 그 경향을 분석하는 것이다. 만

약 스펙트럼 상의 값들이 실제 변화하지 않으면 RBPF 진동 진폭이 2.54~3.81 mm/sec이라도 실제 손상은 진행되지 않는 것으로 보아도 된다. 반면, 만약 측정시마다 증가율이 커진다면 긴급 정비를 요할 만큼 상태가 급속히 악화되는 것이다.

- ⑦ 상태감시 프로그램에서 전기적인 문제점들을 감지하기 위하여 각 전동기의 진동 측정시 다음의 두 가지 특별한 경우를 각각 고려하여 분석하여야 한다.

a. 저주파수의 전동기 자체의 전기적인 문제점

$F_{MAX} = 200 \text{ Hz}$  ; 3,200 FFT Lines ; 2 Ave 및 50% Overlap Processing. 이렇게 함으로서 전동기 회전속도 고조파에서와  $2F_L$ 에서 실제 진폭을 구별할 수 있다. 이는 또한 극 통과 주파수( $F_P$ )가  $1 \times \text{RPM}$  이나 심각한 Rotor Bar 문제점인 것을 나타내는 조화파 주변에 있는가를 알 수 있게 한다 (주파수 폭이 오직 200 Hz인 400 Line 스펙트럼은 거의 이들 극 통과 주파수를 보여주지 못하며, 대신 이것은 3개 혹은 그 이상의 피크대신에 이들 회전속도의 고조파에서 단순히 하나의 피크만 보여준다. 다시 말하면 400 Line 스펙트럼으로 측정하였을 때 각 회전속도의 고조파에서 오직 하나의 피크로 나타난 경우에도 실제로는 3개이상의 피크가 존재할 수 있다).

b. 고주파의 Rotor Bar Pass Evaluation의 관점

$F_{MAX} = 6,000 \text{ Hz}$  ; 1,600 FFT Lines ; 8 Ave (2극 이상의 전동기에 대하여는  $F_{MAX}$ 가 4,000 Hz만 되어도  $1 \times$ 와  $2 \times$  RBPF 둘 다 측정 가능하다). 이렇게 함으로서 RBPF와 그 수 배수에서 잠재적인 문제들을 탐지할 수 있다. 비록 Rotor Bar의 개수가 알려져 있지 않다 하더라도 정확히  $2F_L(120 \text{ Hz})$ 과 일정한 간격을 유지하는 다른 주파수를 찾아보아야 한다. 그림 11-57은 좋은 예이다. 경보1(1.524 mm/sec)과 경보2(2.54 mm/sec)영역에 들어간 RBPF의 고진폭 피크에 유의하라. 또한 120 Hz( $2F_L$ ) 측대파가 RDPF를 둘러싸고 있는 것에 유의하여야 한다. 측정자는 만약 그가 2극 전동기에서 이들의 높은 주파수 진동을 측정한다면 응답 특성이 6,000 Hz에 충분한 진동 변환기를 선택하여야 하며 또한 이를 잘 고정하여야 한다.

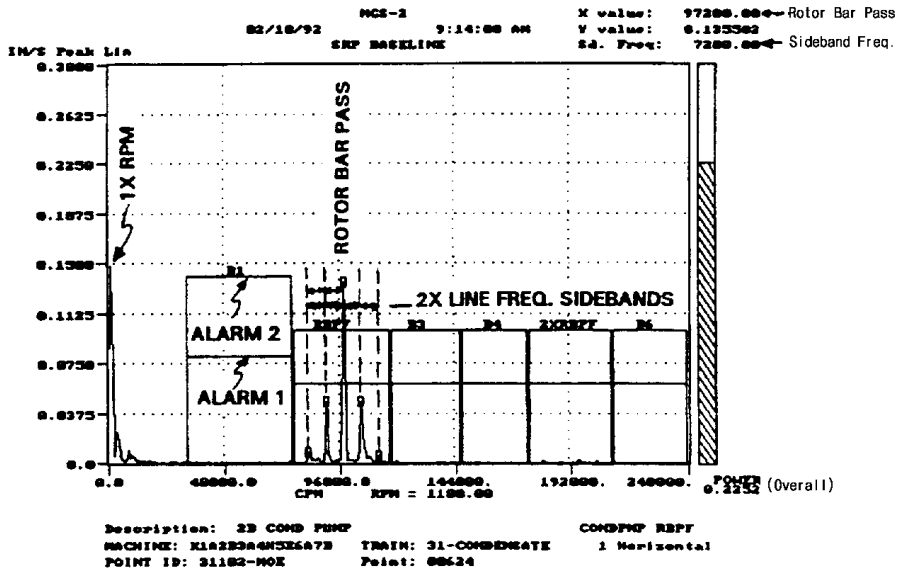


그림 11-57 6극 복수펌프 전동기 (1180 rpm)에 대한 6 스펙트럼  
Alarm Band의 전형적인 설정

## 7.6 로터의 局部 過熱에 의한 熱的인 휨

(Thermal Bow Induced by Uneven Localized Heating of a Rotor)

그림 11-58은 로터가 국부과열로 열적인 휨이 발생할 수 있는 것을 설명하고 있다. 로터의 국부적인 과열은 인접한 여러 개의 적층철심이 서로 단락되면 발생할 수 있고, 이는 적층철심에서 높은 와전류와 Hysteresis 손실에 의해 발생된다. 그밖에 Rotor Bar가 끊어지면 로터에 심각한 국부과열을 발생시킬 수 있다.

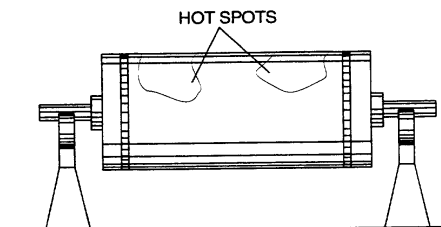


그림 11-58 단락된 로터 적층철심이나 끊어진 Rotor Bar에 의한  
Hot Spot 진전

로터의 국부적인 과열의 결과로 로터는 고정자와 접촉될 정도로 휨 수 있다. 열적인 휨의 문제의 하나는 자체적으로 악화되는 경향이 있을 수 있다는 것이다. 초기에

는 축이 약간 휘고, 축이 휘면 불평형 전자력이 발생되어 더 열이 발생되고, 더 발생한 열은 로터를 더 휘게 한다. 그러므로 이 문제는 대단히 심각하다. 열적인 휨은 아래와 같은 특징을 나타낸다.

- ① 열적인 휨이 Rotor에서 발생할 때 기계를 처음 기동후  $1 \times \text{RPM}$ 에서의 진폭은 열적인 휨이 자체적으로 증가되기 때문에 운전시간에 따라 계속 증가된다. 불평형 스펙트럼과 유사하나 간단한 진동교정으로서는 효과가 없다.
- ② 열적인 휨이 증가하면 진동 스펙트럼은 Slip 주파수의 측대파를 동반한 120 Hz (7,200 cpm)의 높은 진동을 가지는 편심 로터로 나타낼 것이다.
- ③ 열적인 휨의 문제를 더 분명히 말하자면 축방향의 진동위상은 내측과 외측 베어링 사이에서  $180^\circ$ 차가 발생한다. 다시 말해 휨 축의 움직임과 유사하다.
- ④ 필요한 정비 부분을 결정하기 위해 국부 과열된 로터상의 Hot Spot 위치를 찾는 데 적외선 카메라를 사용할 수 있다.

## 7.7 電氣的 相 問題 (接續器 弛緩)

### [Electrical Phasing Problems (Loose Connectors)]

전기적인 상 문제에 나타나는 스펙트럼은 부록으로 편집한 도해 진동 진단표에 있다. 풀리거나 부러진 접속기에 의해 생기는 상 문제는 전력계통 주파수의  $1/3$ 의 간격으로 주변에 측대파를 갖는 2배의 전력계통 주파수에서 1.0 in/sec를 초과하는 고진동을 발생할 수도 있다. 결함있는 접속기가 산발적으로 접촉된다면 특히 문제이다.

그림 11-59 ~ 11-61은 심각한 전기적인 상 문제에 대해 설명하고 있다. 그림 11-59는 냉각 장치를 구동하는 전동기의 외측 베어링으로부터 취한 것이다. 이 전동기는 공급 주파수와 전압에 따라 속도를 변화시킬 수 있는 인버터로 구동된다. 그림 11-59는 정상적인 예지정비 조사중에 파악되었다. 전의 진동치가 0.011 in/sec에서 2월 21일에 1.03 in/sec까지  $2 \times$  전력계통 주파수에서 극적인 변화가 있음에 주목하라. 이 문제가 아직도 남아 있는지 또 이것이 그 스펙트럼 특성상에 어떤 영향을 미치는지를 알기 위해 인버터 주파수를 60 Hz에서 53.1 Hz로 낮추기로 결정하였다. 그림 11-60은  $2 \times$  전력계통 주파수인 6371 cpm( $106.2 \text{ Hz} = 2 \times 53.1 \text{ Hz}$  계통 주파수) 부근의 3200 Line FFT "Zoom"을 보여 주고 있다. 여기서 중요한 것은  $1/3$  전력계통 주파수인 약 1093 cpm(18.2 Hz) 간격의 측대파가 존재한 것이다. 전기적 상 문제로 진단되었고, 추천사항으로 변전소에서 분전반까지, 분전반에서 인버터까지, 인버터에서 전동기까지, 모든 전원선과 접속기를 철저히 점검할 것을 제안했다. 그 이후의 점검시

인버터에서 전동기 사이의 접속기 3개중 1개가 풀려 있었고, 이로 인해 산발적으로 접촉되었음이 밝혀

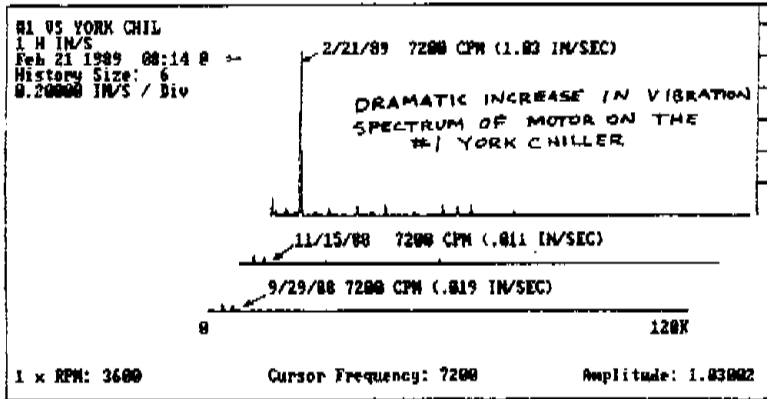


그림 11-59 Refrigeration Chiller의 전동기 진동

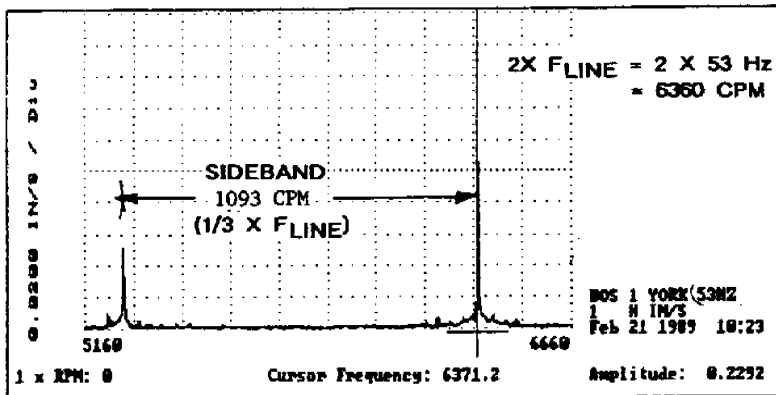


그림 11-60 전기적 상 문제 때문에 발생된 1/3 계통 주파수의 측대파

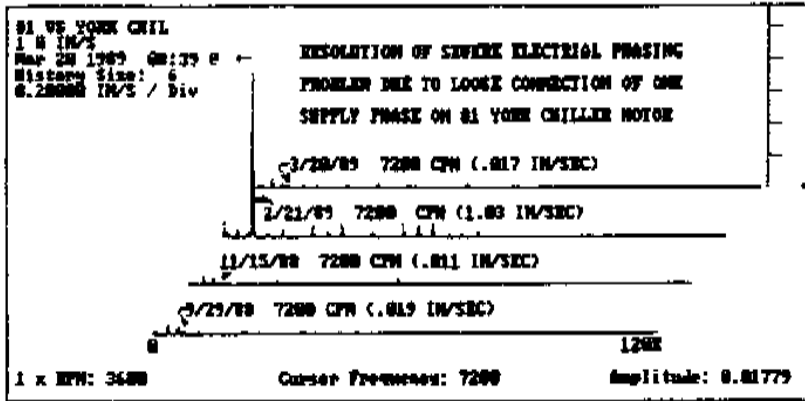


그림 11-61 접속기 수리후의 진동결과  
졌다. 그림 11-61는 풀린 접속기를 수리후의 진동결과이고, 2배의 전력계통 주파수  
(7200 cpm)는 1.03 in/sec에서 0.017 in/sec까지 극적으로 떨어진 것을 나타내고  
있다. 그 이후 예방정비 조사중에도 이 수준으로 유지되고 있었다.

## 7.8 同期 電動機 (固定子 弛緩) [Synchronous Motors (Loose Coil)]

그림 11-62는 고정자 코일이 풀린 문제점을 지닌 동기 전동기의 스펙트럼을 보  
여주고 있다. 이 전동기는 왕복 공기 압축기 구동용이고 약 6개월 간격으로 여러 번  
베어링 손상이 있었다. 그림 11-62에서 스펙트럼은 약 43,200 cpm에서 0.134  
in/sec의 고진동이 나타났고 Zoom 스펙트럼은 그것이 정확히 84×RPM에 일치하는 것  
을 보여주고 있다. 이 동기 전동기는 총 14극, 극당 6개 코일로 되어 있었다. 그러므  
로 코일 통과 주파수 (CPF : Coil Pass Frequency)는 14극 × 6 코일/극 (= 84×  
RPM)과 같다. Zoom 스펙트럼은 CPF에서 높은 진폭뿐만 아니라 전동기의 1×RPM  
간격의 측대파도 나타냈다.

여기서 주요 문제가 고정자 코일이 풀린 것으로 진단되었다. 그림 11-63에 “After”  
스펙트럼은 코일 사이의 공간을 채웠고 극을 정비하여 CPF가 0.134 in/sec에서 0.059  
in/sec까지 떨어져 현저히 개선된 것을 보여 주고 있다.

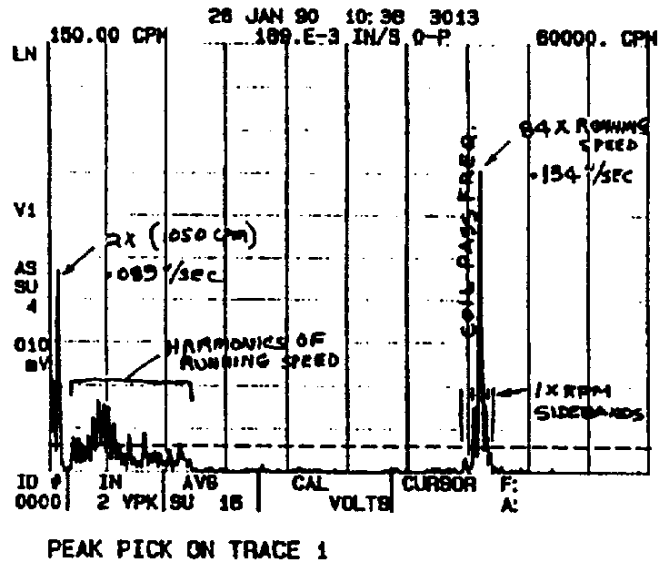


그림 11-62 동기 전동기의 풀린 Coil (Before Spectrum)

(14극×6 Coil/극 = 84×RPM)

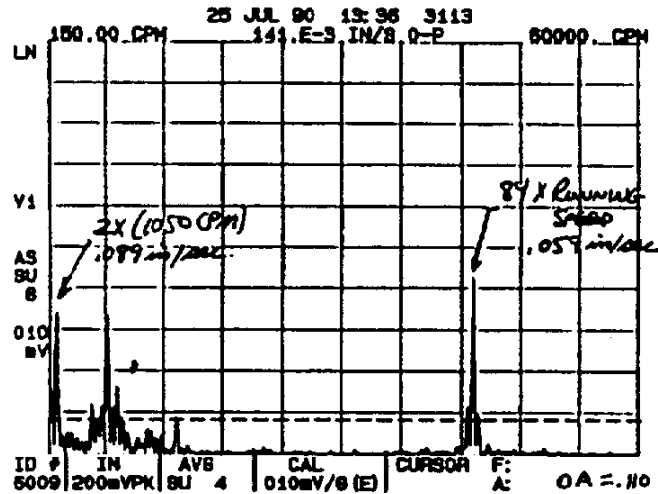


그림 11-63 풀린 Coil의 문제점 해결 (After Repair)

## 8. 直流 電動機 (DC Motors)

17세기부터 전기를 실험적으로 사용하였지만 일반적으로 이용한 것은 19세기 후반부터였다. 이 시기에 직류 전동기가 발명되었으며 이 직류 전동기는 단순히 직류 전원을 일을 하는데 필요한 기계적 에너지로 변환시킨다. 보통 이 기계적 에너지는

Turing Torque와 같은 회전 형태로 발생된다. 직류 전동기는 전 산업 분야에 걸쳐 찾아 볼 수 있으며 승강기, 제지기, 압연기, 직물기, 기관차, 선박, 지하철 등등에 사용된다. 그러므로 직류 전동기는 때론 제조 설비의 핵심이라 할 수 있고, 문제가 발생되면 정비를 해야 한다.

다음 항부터 직류 전동기 자체 문제뿐만 아니라 직류 전동기를 제어하고 있는 제어 계통 문제점들을 찾아내기 위해 진동 분석(결과)을 어떻게 사용해야 하는 지에 대한 정보를 제공할 것이며, 직류 전동기의 구조와 운전 그리고 제어 계통을 간단한 용어로 설명한 다음 여러 문제점을 찾아내는 방법을 계속적으로 설명하겠다.

### 8.1 直流 電動機의 構造와 運轉原理 (DC Motor Construction and Operating Principles)

직류 전동기는 2가지 주요 구성품으로 제작되어 있으며 하나는 End Bell, 브러쉬 및 계자극이 포함된 비회전 부분인 주 프레임이고, 나머지 하나는 전기자, 정류자 및 전기자 도체로 이루어진 전기자 축 장치이다. 그림 11-64에 이 두 장치 및 직류 전동기를 구성하고 있는 다른 기본 구성품이 함께 나타나 있다.

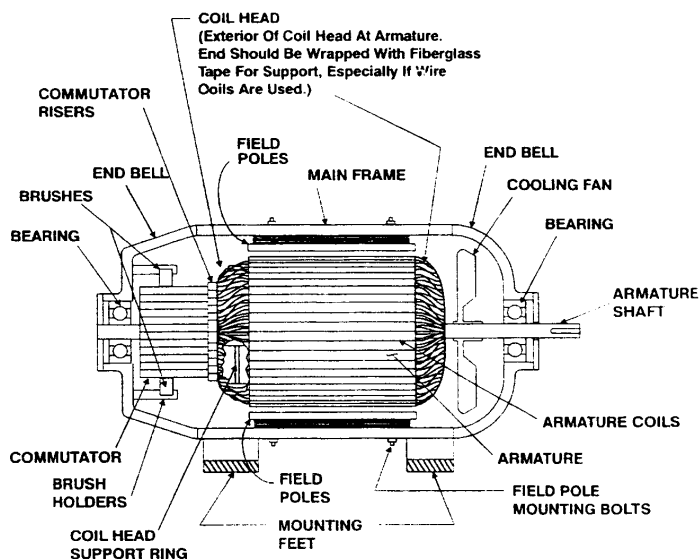


그림 11-64 일반적인 직류 전동기의 구조

#### 8.1.1 주 프레임 (Main Frame)

주 프레임은 그림 11-64에 나타난 것처럼 계자극에 대한 자로(Magnetic Flux Path) 역할을 하는 원통 구조이며 그림 11-65에서 처럼 이 계자극은 프레임 내

부에 볼트로 체결되어 있다. 프레임은 강철 라미네이션 혹은 강판을 말아 고리 형태로 용접하여 만든다. 자동차 시동용 전동기가 강판을 말아 용접하여 만든 것 중 하나이며, 일반적으로 전동기 지지대(다리)는 주 프레임의 구성품으로 간주되지만 End Bell의 구성품으로도 간주될 수 있다. End Bell에는 그림 11-64에서와 같이 전기자 축 베어링뿐만 아니라 브러쉬 홀더 지지대도 이에 속해 있다. 브러쉬 홀더(그림 11-67 참조)는 전동기의 정류자 축(전동기 구동축 반대)에 설치되어 있으며 정류자에 전류를 흐르게 하여 전기자가 회전할 수 있도록 한다.

주계자극은 주프레임 내부에 N, S극 쌍이 마주보게 장착되어 있으며(그림 11-60 참조), 대개 1쌍에서 4쌍의 자극(즉 2~8극)이 설치된다. 교류 유도 전동기와는 달리 자극의 수는 전동기의 회전수와 무관하며 전동기의 물리적인 크기와 연관이 있다(직류 전동기의 회전수는 인가한 전압의 크기에 따라 변한다). 전동기가 커지면 계자극이 많아져야 된다. 계자극은 얇은 강판 라미네이션을 쌓아 Pole Shoe 형태로 만든 후 그림 11-65에서와 같이 이 주위에 구리선(계자 코일)을 감아 만들며, 계자 코일에 에너지를 가하면(전류를 통하면) 계자극이 자화된다. 주계자 코일에는 직권, 분권, 복권 등이 있으며 이 들은 코일의 직경과 감은 횟수로 구별할 수 있다. 직권코일은 직경이 큰 코일이 조금 감겨 있고, 분권코일은 직경이 작은 코일이 많이 감겨져 있다. 반면 복권코일은 양 코일이 다 감겨져 있다. 직권 전동기는 광범위하게 속도를 변동시킬 수 있지만 부하에 민감하다(즉 부하가 증가하면 속도가 떨어지며 부하가 줄어들면 속도가 상승한다). 반면 분권 전동기는 부하 증가에 대해 속도 변동이 거의 없다(전동기의 토오크 영역내에서). 복권 전동기는 직권 및 분권 전동기 특징을 다 지니고 있어 더욱 더 일정 속도를 유지할 수 있고 또한 쉽게, 광범위하게 속도도 조절할 수 있는 장점이 있다. 직권 전동기는 부하가 상실되면 과속되어 전동기가 파괴될 수 있다.

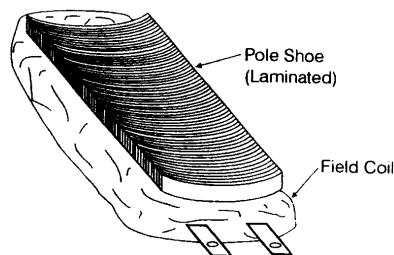


그림 11-65 Pole Shoe와 계자 코일을 가지는 전형적인 라미네이션으로된 자극  
정류자 브러쉬는 직류 전동기 정류자 End Bell에 있는 브러쉬 홀더 내에 장착(그림

11-64 참조)되어 있으며 각 계자극당 하나의 브러쉬 홀더가 설치되어 있다. 브러쉬 홀더는 전동기 케이싱과 전기적으로 격리되어 있으며 브러쉬는 정류자 주변에 정류자편과 잘 접촉되어 정류자가 회전될 수 있게 적절히 설치되어 있다. 브러쉬는 정류자편에 전기를 공급하며 정류자편은 전기자 도체에 전기를 공급하여 전기자 내에 연속적으로 변화하는 전류흐름이 생기게 한다. 이렇게 전류 흐름 방향이 바뀌면 전기자 내의 자계도 바뀌게 되어 전기자가 계자 코일 자극과의 상호 관계에 따라 회전되게 된다. 이 것을 정류라고 하며 이 정류 작용이 진행되는 동안 브러쉬가 순간적으로 동시에 두 개의 정류자편에 접촉되는 때가 많으며 이 때 유효 정류자편에 접촉되어 있는 전기자 코일은 순간적으로 단락 상태가 되어 브러쉬와 정류자면 간에 불꽃을 발생시키게 한다. 보조극(Interpole)을 사용하여 주자극 사이의 자계를 감소시켜 불꽃 발생을 억제한다. 주자극 사이에 위치한 보조극이 그림 11-66에 나타나 있다. 보조극이 주자극 보다도 작다는 것에 주목하라. 대형 직류 전동기나 회전 방향 변경이 필요한 직류 전동기에는 보조극이 있어야 한다.

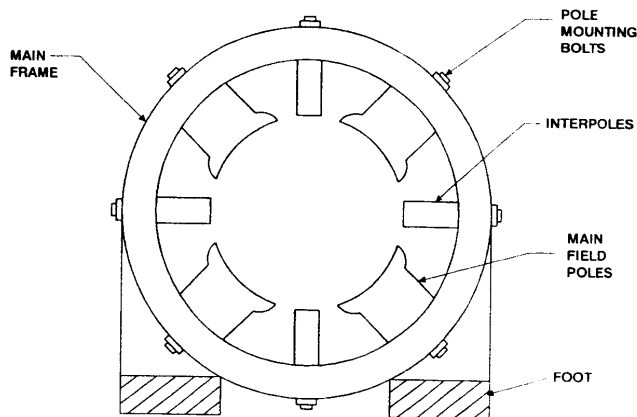


그림 11-66 주자극과 보조극을 나타내는 주 프레임

브러쉬는 주로 탄소나 흑연 탄소로 만들어 정류자면에 스프링으로 눌러 접촉시킨다 (그림 11-67). 사용중 마멸됨에 따라 주기적으로 교체하기 위하여 브러쉬에 쉽게 접근할 수 있도록 되어있다. 브러쉬와 구리재질로 된 정류자편간의 접촉상태가 양호하면 매끈한 산화 구리 피막이 형성될 것이다. 그리고 좋은 운전상태에서는 이 산화구리 피막으로 인해 브러쉬와 정류자의 수명이 늘어날 것이다. 브러쉬의 누름 압력이 부적절하거나, 정류자면이 고르지 않거나, 또는 전동기 부하가 충분치 않으면 브러쉬와 정류자가 과도하게 마멸되며 불꽃이 발생되고 탄소 가루가 발생될 것이다(즉 직류 발

전기의 부하가 적으면 브러쉬 마멸로 생긴 탄소 퇴적물(가루)을 연속적으로 제거하지 못한다). 이런 상태가 되면 전동기 성능과 수명이 저하될 것이다.

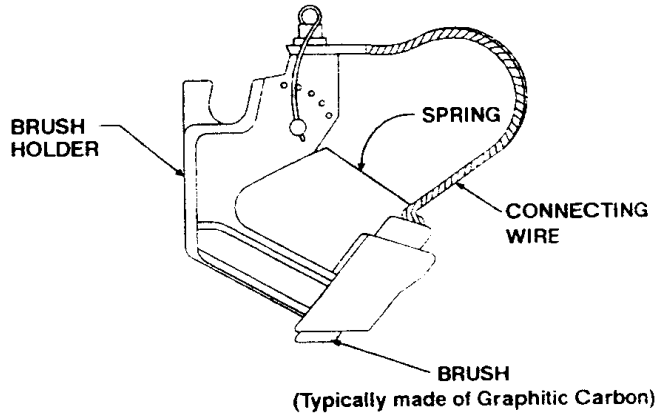


그림 11-67 전형적인 브러쉬와 브러쉬 홀더

### 8.1.2 電機子 裝置 (Armature Assembly)

그림 11-68은 회전자 축, 정류자, 전기자 적층, 도체 권선, 베어링 및 냉각 Fan으로 이루어진 전기자 장치이다. 전기자 적층은 그림 11-67과 같이 끝부위에 여러 개의 슬롯 및 Teeth가 있는 얇은 강철이나 찍어낸 강철판으로 만들며 슬롯내에는 도체 권선이 삽입된다. 전기자 슬롯 수와 Teeth수는 같다. 전기자 슬롯수와 정류자 편수는 언제나 정수배(1, 2, 3 등)이다. 예를 들어 어느 전동기의 전기자 슬롯수가 39 개고 정류자편 수가 117개(이 경우 3배)가 될 수 있다.

정류자는 그림 11-70에서와 같이 많은 뿔 모양의 구리편을 원형으로 조립하여 만든 것이며 마이카 조각으로 각 정류자편(혹은 막대)과 인접편 그리고 Clamping Ring과를 전기적으로 절연시키고 있다. 정류자 장치는 전기자와 아주 작은 공간을 두고 가까이(하지만 닿지는 않음) 장착되어 있으며 각 정류자편의 전기자 끝부위에서 전기자 코일(권선)이 감기기 시작하고 또 끝나는 정류자 Riser 부위이다. 브러쉬 및 정류자편을 통해 전기자 도체 권선에 전류가 흐르면 이 도체 권선이 실제 전동기에서 일을 하는 부분이 된다(그림 11-68 참조). 이런 경로를 통해 전류가 흘러 전기자내에 회전력의 원천인 자계를 형성시킨다. 코일은 구리선이나 구리 Bar로 제작할 수 있다.

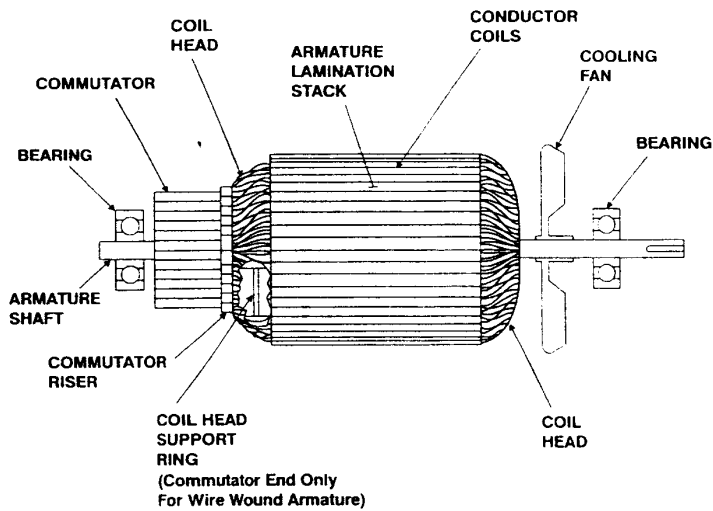


그림 11-68 전형적인 전기자

각 Riser에는 코일이 하나 이상 접속되어 있을 것이며, 각 코일은 Riser에서 감기기 시작하여 전기자 슬롯을 거쳐 지난 다음 역으로 동글게 굽혀져 다른 전기자 슬롯을 통해 되돌아와 다른 Riser에 접속된다. 각 코일이 연결된 Riser와 슬롯이 전기자 주위에 연속되게 설치되어 있기 때문에 코일에 의해 발생된 자계에 의해 회전이 가능하다.

정류자와 전기자 사이 부분을 코일 헤드라고 부르며(그림 11-68참조), 전기자 양끝에 각각 코일 헤드가 있다. 전기자 도체로 동선을 사용한 경우(딱딱한 도체 Bar 사용에 비교할 때) 전기자 코일 헤드를 유리섬유 강화 테이프로 감싸거나 또는 코일을 지지해 주는 기계적 장치(즉 지지 Ring)를 설치하는 것이 특히 중요하다. 이 것은 동선으로 된 코일 헤드 부분이 회전시 무게 불평형으로 인한 원심력에 의해 변형되는 것을 방지하기 위해서이다.

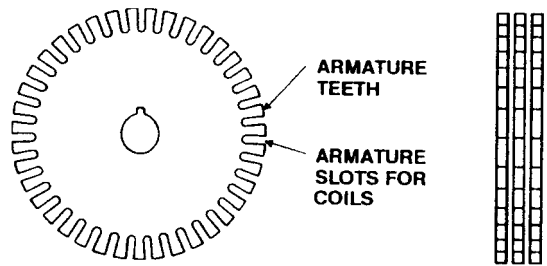


그림 11-69 전형적인 전기자 적층

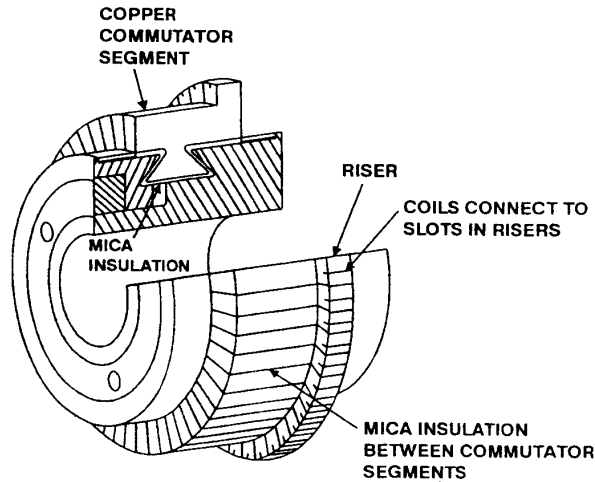


그림 11-70 전형적인 정류자

### 8.1.3 直流 電動機의 運轉 原理 (DC Motor Operating Principles)

그림 11-71은 한 쌍의 정류자편과 계자 코일용으로 영구 자석이 설치되어 있는 단권 직류 전동기이다. 정류자를 통해 브러쉬와 전기자 코일에 전류가 흐르면 전기자는 자화된다. 자화된 전기자의 극성은 전기자의 정류자편 위치에 따라 바뀐다. 즉 전기자가 회전함에 따라 N, S극이 교대로 바뀌게 된다. 이에 따라 계자극의 자계에 의해 전기자의 일부분은 잡아 당겨지고 일부는 밀려서 회전하게 된다. 만일 전기자 극성이 교번적으로 바뀌지 않는다면 회전하지 못할 것이다. 전기자의 S극이 N계자극 중간 부위를 지날 때 전류 방향이 바뀌며, 이 때 전기자의 S극이 N극이 되어 N 계자극에 의해 반발된다. 전기자는 또 다시 반회전을 하게 되어 전기자의 극성 반전이 계속된다. 이와 같은 이유로 전류가 차단될 때까지 전기자는 회전한다.

그림 11-71에서 1의 상태는 전기자 S극이 N 계자극에 끌리고 S 계자극에 밀려 있는 상태를 나타낸 것이다. 2의 상태는 전기자와 정류자가 계속 회전함에 따라 코일에 흐르는 전류 방향이 바뀐 것과 전기자 극성이 S극은 N극으로, N극은 S극으로 바뀐 것을 보여주고 있다. 계속해서 극성이 바뀔에 따라 회전은 계속되게 된다. 직류 전동기의 회전 속도는 전기자나 계자의 전압을 조정하든지 혹은 전기자나 계자 둘 다의 전압을 변경시켜 변화시킬 수 있다. 전동기에 인가하는 직류 전압의 극성을 바꾸면 회전 방향이 바뀐다.

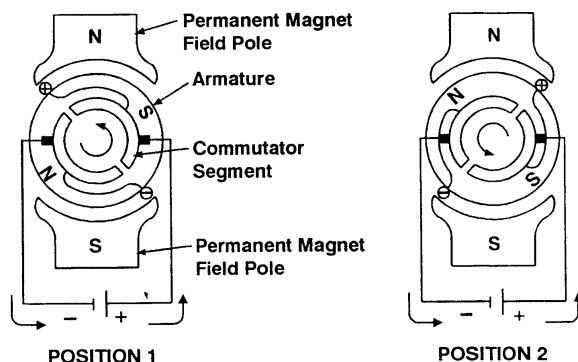


그림 11-71 단권 직류 전동기의 운전

#### 8.1.4 直流 電源 發生 (DC Power Generation)

직류 전동기 초기 개발시 증기 구동 직류 발전기나 Battery로 직류 전원을 공급하였으나 점차적으로 교류가 많이 사용되게 됨에 따라 직류 전원공급원의 수요뿐만 아니라 직류 전기에 대한 수요도 점차적으로 줄어들게 되었다. 직류 전원 공급원이 줄어들게 되자 많은 산업 현장에서는 교류 전동기와 직결된 직류 발전기(MG sets)를 사용하거나 혹은 SCR(Silicon Controlled Rectifier) 회로를 사용하여 자체적으로 직류 전원을 생산하게 되었다.

오늘날 대부분 산업용 직류 전원은 SCR을 사용하여 만들어 낸다. SCR회로는 AC 전원을 DC전원으로 바꿀 수 있는 단순한 정지형 전자 회로이며 MG sets와 비교해 볼 때 움직이는 부분이 없어 상대적으로 유지 관리가 쉽다는 뚜렷한 장점이 있다. 3개의 SCR을 사용하면 반파 직류 전원이 만들어지며 6개의 SCR을 사용하면 전파 직류 전원이 만들어진다 (그림 11-72 참조). 한국과 미국 내에서는 60 Hz 주파수의 AC 전원을 이용할 수 있다. 3상 전원은 그림 11-72와 같이 각각 120° 상차각의 3개의 정형파를 가지고 있다. 3개의 SCR로 3상 전원을 반파 정류하면 단지 (+)부분 파형만 남는다 (그림 11-72 참조). 이것은 직선형인 직류 전류 파형과 유사한 파형이 포함된 전류를 흘리게 한다. 반파 정류된 직류 전류에는 3×60 Hz(3600 cpm), 즉 180 Hz(10,800 cpm)과 같은 비율의 맥동이 발생한다. 이와 같은 주파수 (10,800 cpm)는 반파 정류 회로의 SCR 점호율(혹은 SCR 주파수)로서 진동 측정기를 사용하여 알 수 있다. 6개의 SCR을 사용한 전파 정류회로에서는 6×60 Hz(3600 cpm), 즉 360 Hz(21,600 cpm) 점호율(Firing Rate)이 발생되어 그림 11-72에서와 같이 60° 위상이 빠른 맥동파가 발생된다. 전파 정류는 AC 파형의 (-)부분을 정류하여 (+) 파형으로 바꾸어 주며 파형이

작아 순수한 DC의 직선 파형과 유사한 파형을 발생한다. 그림 11-73에는 단순한 반파 정류 직류 전동기 회로가 그리고 그림 11-74에는 6개의 SCR을 사용한 전파 회로 보기가 있다. 이 두 시스템은 AC 전원을 DC 전원으로 변환시켜 직류 전동기의 속도를 적절하게 잘 제어하기 위함이다. 이런 시스템의 부품들이 고장나면 DC 파형과 전동기의 회전 상태 규칙성에 혼란이 초래될 것이고 이렇게 되면 전동기에는 감지가 될 만큼 진동이 발생될 것이다. 그림 11-74에서 이런 이상 상태를 알 수 있는 중요 요소로 각 SCR이 3600 cpm(60 Hz) 주파수로 점호되어야 하고 또한 각 점호 카드가 점호율의 1/3과 같게 각 AC 위상에 동기를 맞추어야 한다는 것을 알고 있어야 한다는 것이다. 그러므로 SCR이 6개인 경우에는  $6 \times 3600$  cpm 즉 21,600 cpm이, 3개인 경우에는  $3 \times 3600$  cpm 즉 10,800 cpm의 점호율이 될 것이다. 6개의 SCR과 3개의 점호 회로로 구성되어 있는 그림 11-74에서 1상이 상실되거나 점호 카드 하나가 고장나면 점호율의 1/3( $1/3 \times 21,600$  cpm = 7200 cpm)이 줄어들거나 혹은 2개의 SCR( $2 \times 3600 = 7200$  cpm)이 손실된 것과 같아 질 것이다. 그림 11-74에서 1개의 SCR이 손실되면 3600 cpm만큼의 점호율이 줄어들 것이다. 다음 항인 진동 분석을 통한 직류 전동기 문제점 진단에서 추가 설명이 있을 것이다.

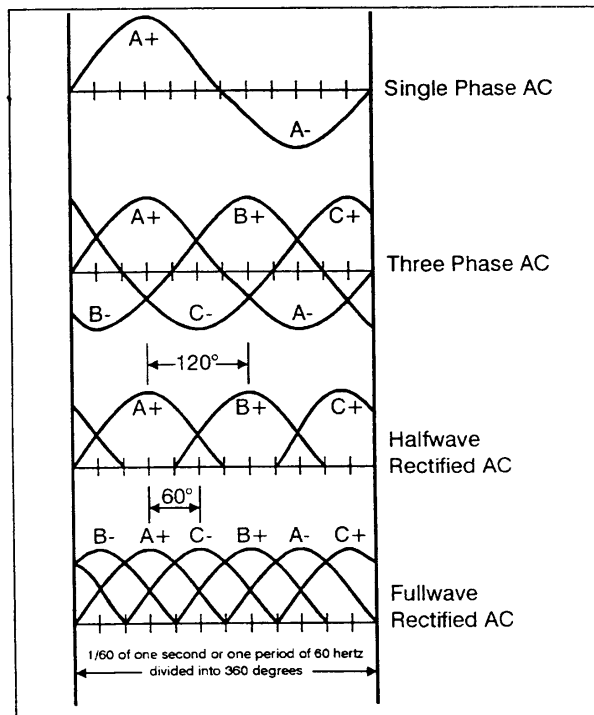


그림 11-72 전기적인 파형들

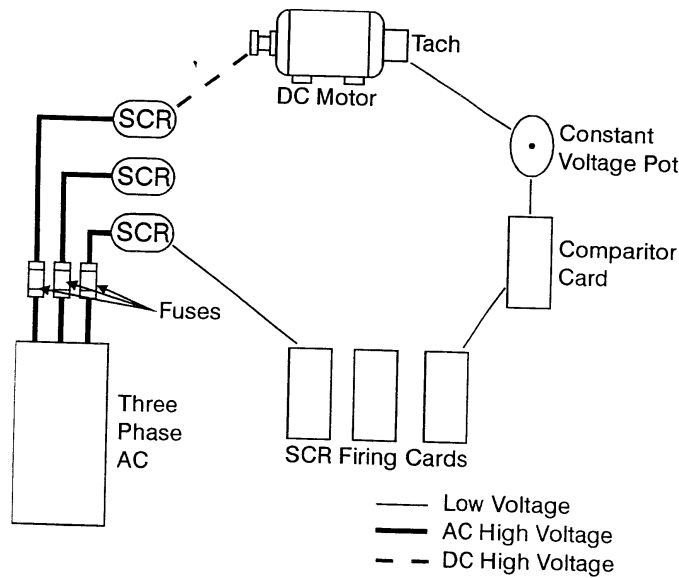


그림 11-73 전형적인 반파 정류회로로 점호 카드당 1개의 SCR씩 3개의 SCR이 장착된 직류발전기 제어도

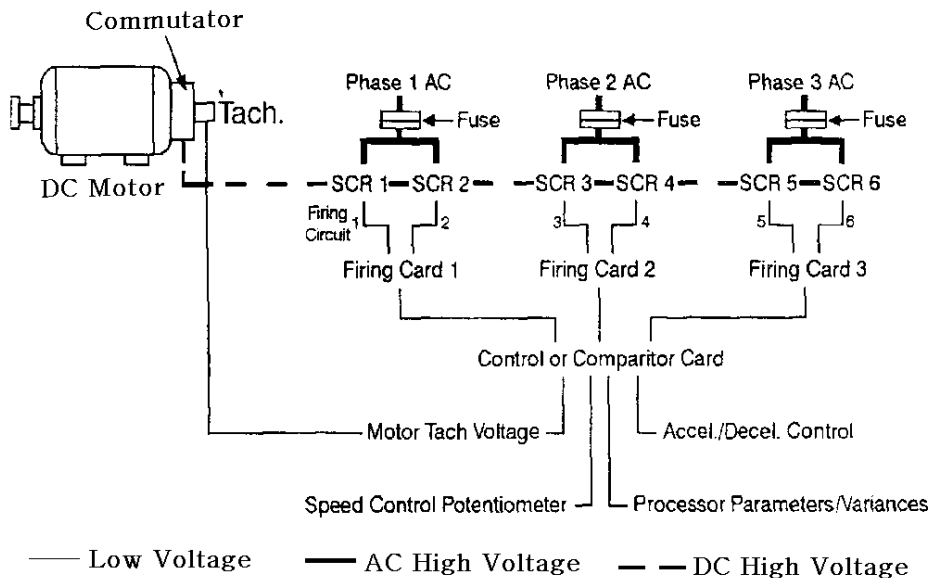


그림 11-74 전파 정류회로로 점호 카드당 2개의 SCR씩 총 6개의 SCR이 장착된 직류 발전기 제어도

8.2 振動 分析을 통한 直流 電動機와 그 制御 系統의 問題點 檢出 (DC Motor and Control Problems Detectable Using Vibration

## Analysis)

그림 11-75에 진동신호의 분석을 통해 알 수 있는 몇 가지 간단한 직류 전동기와 그 제어 계통에서의 문제점을 나타내었다. SCR로 제어되는 직류 전동기의 진동은 SCR 회로 그 자체의 문제점에 극히 민감하다는 것을 아는 것이 직류 전동기 문제점 진단에서는 무엇보다도 중요하다. 그러므로 이 진단 설명 대부분을 전동기 운전에 영향을 끼치는 제어 계통 문제점에 대해 집중할 것이다. 다음에 계속될 진단 부분에서는 속도 스펙트럼 사용을 가정하였다. 하지만 만일 가속도와 같은 다른 변수가 어떻게 주파수에 따라 변화되는지를 고려한다면 이와 동일한 많은 진단 기술에 적용할 수 있을 것이다.

### 8.2.1 분명한 問題點이 없는 直流 電動機의 定常 振動 스펙트럼

#### (Normal Spectrum for a DC Motor with No Apparent Problems)

직류 전동기나 그 제어 계통에서의 문제점을 감지하기 위한 첫 번째 단계는 문제점이 없는 전동기의 정상 상태에서의 진동 스펙트럼을 먼저 알아야 한다. 전원 장치가 SCR 시스템으로 되어있는 직류 전동기의 경우 그림 11-75A에 나타난 진동 스펙트럼처럼 SCR 주파수 크기가 0.05 in/sec peak 정도의 크기를 가지고 있다면 정상 상태로 간주된다. 이 주파수에서 "경보 1" 정도의 크기는 0.1 in/sec peak로 설정할 수 있을 것이다(25 HP 용량에서부터 800 HP까지의 직류 전동기를 일괄하여 통계한 분석을 근거로 함). 물론 베어링 종류와 전동기의 운전속도가 이 경보치에 영향을 미칠 수 있기 때문에 특정 설비에서의 가장 적절한 경보치는 이 SCR 주파수에서의 평균 경보값( $\bar{X}$ )과 표준편차( $\sigma$ )를 계산한 다음에 계산할 수 있다. 대개 약  $\bar{X}+3\sigma$ (3배의 표준편차+평균치)을 "경보 1"의 값으로 설정하고 "경보 2"의 값으로는 "경보 1"의 값보다 약 50% 높게 설정한다. 물론 직류 전동기를 유사한 용량, 부하, 회전 속도, 설치 방법 등으로 분류해 "가족"을 만들어 그룹화 시키는 것이 필요하다. 그래도 매우 높거나 낮은 값은 표준편차에서 제외시켜야 하며 만일 제외시키지 않으면 계산시 중대한 에러가 포함되어 모든 경보값에 대한 경보치 계산에서뿐만 아니라 경보 1(Warning)의 값을 명기할 때와 그리고 경보 2(Fault)에서 Narrowband Envelope 경보값 설정에서도 설정 값이 잘못될 수 있다.

물론 SCR 주파수의 이상적인 크기를 정확히 결정할 수는 없다. 6개의 SCR을 사용한 전파 정류회로의 경우 SCR 주파수는 전력계통 주파수( $F_L$ )의 6배이거나 혹은  $6 \times 3600 \text{ cpm}(60 \text{ Hz}) = 21,600 \text{ cpm}(360 \text{ Hz})$ 이며 여기서  $= 3600 \text{ cpm}$  혹은 60 Hz이다. 3개의 SCR을 사용한 반파 정류회로의 경우 SCR 주파수는 3배의 , 또는  $3 \times 3600$

cpm (60 Hz) = 10,800 cpm(180 Hz)과 같다. 그림 11-76에 전파 정류회로(6개의 SCR) 전원 장치가 되어 있는 직류 전동기의 전형적인 정상상태 진동 스펙트럼이 나타나 있으며 21,600 cpm에서의 SCR 점호 주파수 크기가 0.08 in/sec임에 주목하라(도표의 오른쪽에 있음). 2배의 SCR 주파수(3개의 SCR의 경우 21,600 cpm, 6개의 SCR의 경우 43,200 cpm)에서도 어떤 크기가 나타날 것이지만 매우 작을 것이다(대부분 0.01 ~ 0.02 in/sec 보다 작을 것임). 이  $2 \times \text{SCR}$  주파수에서 진동 스펙트럼의 최대값이 때로 발생한다면 이는 문제가 있다는 것을 나타내는 것이다.  $1 \times$  및  $2 \times \text{RPM}$ 에서의 진폭은 전동기 적용(구동기계)에 따라 다르지만 진동 크기가 정상인 기계적인 원인에 의한 것이며, SCR이나 직류 전동기 쪽의 문제는 아니나 전기자 도체를 코일로 사용한 경우 질량불평형에 의한 코일 Head 부위의 변형에 의해 발생할 수도 있다.

| 고장원인                                      | 그림 | 비고                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                         |
|-------------------------------------------|----|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| A. 정상 스펙트럼                                |    | 대부분의 직류전동기와 그 제어계통에서의 문제점은 진동 분석을 통해 알 수 있다. 전파 정류 방식으로 제어(6개의 SCR 사용)되는 전동기에서는 6배의 전력계통 주파수( $6F_L=360\text{Hz}=21600\text{cpm}$ )에서 진동 신호가 나타나며, 반면 반파 정류 방식으로 제어(3개의 SCR 사용)되는 전동기에서는 3배의 전력계통 주파수( $3F_L=180\text{Hz}=10800\text{cpm}$ )를 발생시킨다. 대개 SCR 점호주파수는 직류 전동기의 진동 스펙트럼상에 나타나지만 크기는 작다. $F_L$ 의 배수주파수에서 다른 Peak치는 나타나지 않음에 주목하라 |
| B. 전기자 권선의 단선 혹은 접지 또는 시스템 조정 불량          |    | 직류전동기의 진동 스펙트럼상에서 1배 혹은 2배의 SCR 주파수에서 진동수치가 높으면 이는 전기자 권선의 단선이나 혹은 제어 계통 조정이 불량한 경우이다. 제어 계통의 문제점이 더 심각한 경우에는 단지 제어 계통의 조정만 적절히 잘하면 상기 주파수에서의 진동치를 낮출 수 있다. 일반적으로 이 주파수에서의 진동치는 1배 SCR 주파수에서 약 0.1 in/sec, 2배 SCR 주파수에서 0.04 in/sec보다 클 것이다.                                                                                               |
| C. 점호카드 불량 혹은 휴즈 소손                       |    | 점호카드 하나가 불량하면 전동기 출력의 1/3을 낼 수 없어 순간적인 속도변동을 계속적으로 되풀이하게 된다. 이와 같이 되면 1/3 혹은 2/3 SCR 주파수(반파정류 제어방식인 경우에는 $1/3 \times \text{SCR 주파수} = 1 \times F_L$ 전파정류 제어방식인 경우에는 $2 \times F_L$ )에서 진동치가 커지게 된다.<br>주의: Card/SCR 구성상태를 Troubleshooting하기 전에 알고 있어야 한다(SCR이 몇 개인지, 점호카드가 몇 개인지 등)                                                        |
| D. SCR 불량, 제어 카드 단락, 접촉부 이완 그리고(혹은) 휴즈 소손 |    | SCR이 불량하거나, 제어카드가 단락 되었다든지 그리고(혹은) 접촉상태가 불량할 경우 전력계통 주파수 및 SCR 점호주파수의 여러 조화주파수에서 뚜렷한 진동치가 발생된다. 대개 6개의 SCR로 제어되는 직류전동기의 경우 1개의 SCR이 불량하면 $F_L$ 및(혹은) $5F_L$ 에서의 진동치가 커진다. 중요한 것은 진동 스펙트럼상에서 $F_L$ , $2F_L$ , $4F_L$ 주파수에서나 $5F_L$ 주파수에서도 진동치가 나타나지 말아야 한다는 것이다.                                                                            |
| E. 비교 카드 불량                               |    | 비교카드가 불량하면 rpm의 동요나 헌팅 등의 문제가 발생할 수 있다. 이는 자속의 일정치를 소멸 및 재발생하게 하며 그림의 측대파는 때론 거의 rpm동요(변화)수와 같다. 이를 감지하기 위해서는 고해상도의 FFT가 필요하다. 이런 측대파는 자속의 발생과 재발생에 의해 생길 수 있다.                                                                                                                                                                            |
| F. 직류전동기 베어링을 통해 전류가 흐른 경우                |    | 대부분 외륜결합 주파수(BPFO) 부근에 묻쳐있는 일련의 여러 주파수를 통해 전기적인 유도로 인한 베어링 Fluting 발생여부를 알 수 있으며 이런 Fluting이 베어링의 내륜 및 외륜 두군데 다 있다해도 감지가 가능하다. 대개 중심이 약 100,000에서 150,000 cpm 부근 범위내에 이런 주파수들이 나타날 것이며 결함 여부를 알기 위해서는 직류전동기 베어링 OB 및 IB 양쪽을 측정할 1,600 Lines 해상도의 180 kcpm 스펙트럼이 필요하다.                                                                      |

그림 11-75 직류 전동기와 그 제어계통의 도해 진동 진단표

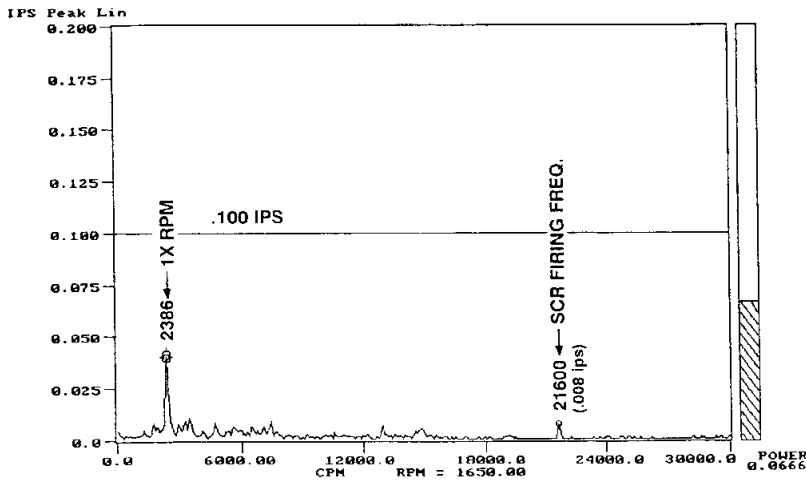


그림 11-76 허용되는 SCR 주파수 진폭을 가지는 정상적인 SCR 회로 스펙트럼

### 8.2.2 電機子 導體切損, 接地 問題 혹은 制御系統의 調整不良 (Broken Armature Windings, Grounding Problems or faulty System Tuning)

그림 11-75B 스펙트럼 형상은 전기자 도체가 끊어진 경우나 접지계통 문제, 혹은 제어 계통의 Tuning 불량 등에 의해 나타나는 전형적인 형상이다. 제어 계통의 Tuning 불량시 SCR 맥동율이 이상해져 정류된 파형에 약간의 상차가 발생한다 (즉, 6개의 SCR을 사용한 전파 정류의 경우 상차가  $60^\circ$ 가 아닌 다른 각이 될 것이며 3개의 SCR을 사용한 반파 정류의 경우는  $120^\circ$ 가 아닌 다른 각이 될 것이다). 단지 SCR Gate 구동 회로 이득조정만으로도 제어 계통 Tuning 문제점을 대부분 해결할 수 있다.  $1 \times \text{SCR}$  주파수 크기가 0.1 in/sec보다 클 경우는 문제가 있는 경우이며, 0.15 in/sec를 넘을 경우는 대부분 조치가 필요한 심각한 경우이다. 0.1 in/sec나 0.15 in/sec의 수치는 단지 진동치가 이 만큼 넘었다는 것을 아는 가이드 수치 역할만 할뿐이다(경보치는 앞 항에서 이야기한 것과 같이 임의의 값을 설정하지 말고 만족스러운 값을 명기해야 한다). 실제 SCR 주파수 진동치 크기는 SCR 회로나 전동기 무게, 베어링 종류 등에 의해서 크게 변한다. 이런 기기에 대해 수급할 만한 설정치를 결정하기 위해서는 그런 종류의 여러 기기에 대해 만족스러운 분석을 실시하여 얻는 것이 가장 좋을 것이다.

만일 SCR Gate 구동 회로의 이득을 조정해도 문제가 해결되지 않는다면 계자 권선의 단선이나 회로 접지 계통의 문제점 등이 원인일 것이며 이런 경우에는 SCR 회로나 혹은 전동기 자체에 문제점이 있을 것이다. 가능한 모든 방법을 동원해서라도 어떤

것이 문제점인지를 찾아내어 적절치 못하고 쓸모 없는 정비를 하지 않도록 한다.

그림 11-77A와 11-77B는 3개의 SCR 및 6개의 SCR을 사용한 회로에서 시스템 튜닝에 문제점이 있을 경우 나타나는 각 진동 스펙트럼 형상이며 여기서 진동치의 크기가 0.1 in/sec를 넘는다는 것에 주목하라. 시스템을 튜닝해도 진동치가 0.1 in/sec이하로 눈에 띌 만큼 감소되지 않으면 다른 문제점이 있는 것으로서 전동기 권선 계통이나 접지 계통을 점검해 보는 것이 필요하다. 어떤 경우 SCR 회로 자체의 Filtering 장치가 취약해 원래부터 SCR 주파수에서의 진동치 크기가 매우 높을 수 있다.

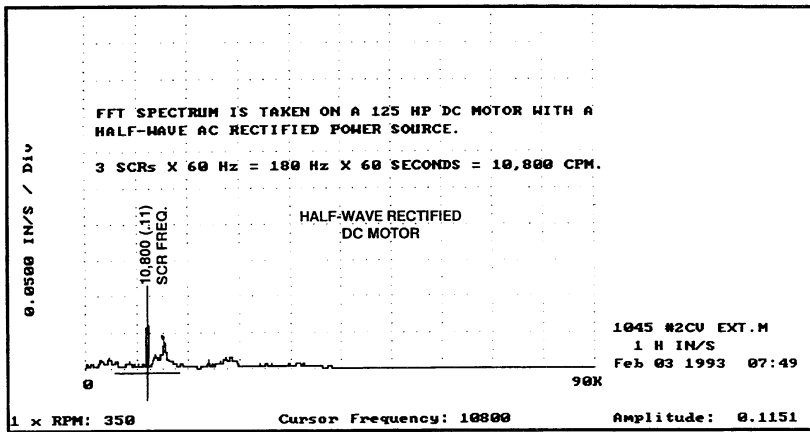


그림 11-77A Tuning이 불량한 반파 정류원 직류 시스템의 FFT 스펙트럼

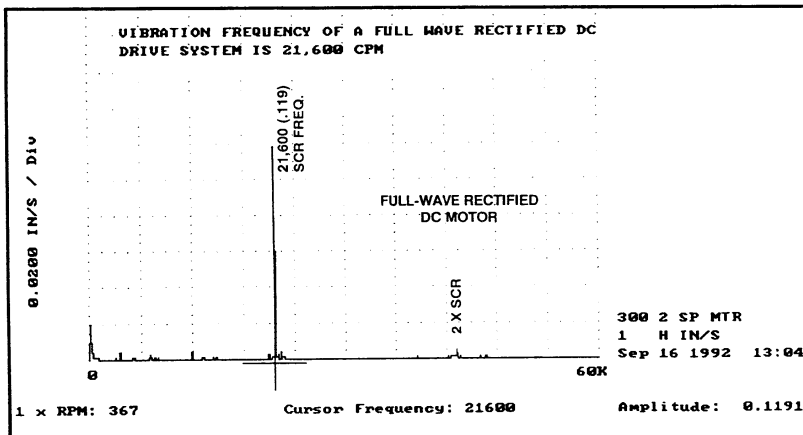


그림 11-77B Tuning이 불량한 전파 정류된 직류 시스템의 FFT 스펙트럼.

### 8.2.3 點狐 카드 불량 및 휴즈 斷線 (Faulty Firing Card or Blown Fuse)

SCR의 점호 카드가 나빠 점호가 되지 않거나 휴즈가 단락된 경우, 혹은 아

## 578 — 제1편 진동의 기본 기술

크 발생이나 회로 접속 이완 등을 야기 시키는 부식된 표면을 통한 휴즈 Holder의 불완전한 접속 등일 경우 점호중 1/3 전력이 손실된다. 이렇게 되면 그림 11-75C에서와 같이 1/3 및 2/3 SCR 주파수에서의 최고 진동치 크기 변화와 전동기의 순간적인 속도 변동이 반복될 것이다.

이런 경우 휴즈나 혹은 점호 카드를 교체하여 조치할 수 있다. 그림 11-78A와 11-78B는 점호카드 접속부가 느슨해져 위와 같은 문제가 있었던 전파정류 설비의 직류 전동기 수리 전·후 진동 스펙트럼 형상이며, 여기서 SCR 점호율이 21,600 cpm임에 주목하라. 이 파형에서의 문제점은 점호 카드 동작이 양호하고 상태가 좋은 직류 전동기에서는 나타나지 않는 7,200 cpm( $2F_L$ ) 및 14,400 cpm( $4F_L$ ) 주파수에서 진동 피크값이 뚜렷이 나타난다는 것이다( $2F_L$  주파수는 전파 정류 설비에서의 1/3 SCR 주파수와 일치하고  $4F_L$  주파수는 2/3 SCR 주파수와 일치한다). 만일 이 설비가 3개의 SCR을 사용한 회로라면 1/3 SCR 주파수 및 2/3 SCR 주파수는 각각 3600 cpm 및 7200 cpm이 될 것이다. 그림 11-78B에서 점호 카드 정비후에는 1/3 SCR 및 2/3 SCR 주파수에서의 진동값이 없어졌음에 주목해야 한다. 바꾸어 말하면 매 사이클마다 하나의 상에 점호를 하지 못하면 1/3 SCR 및 2/3 SCR 주파수에서 두 진동값이 과도하게 나타날 것이므로 직류 전동기 진동 스펙트럼 분석시 둘 중 어느 주파수에서의 진동값도 나타나지 않아야 한다.

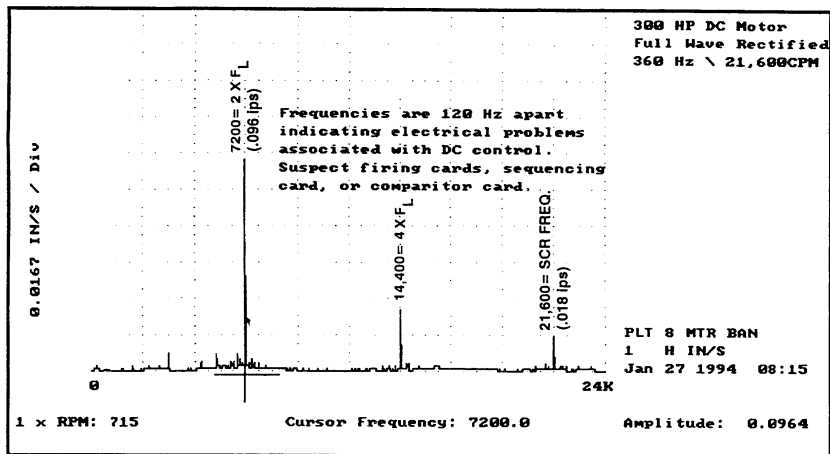


그림 11-78A 점호카드 접속부가 풀린 6 SCR 회로의 FFT 스펙트럼

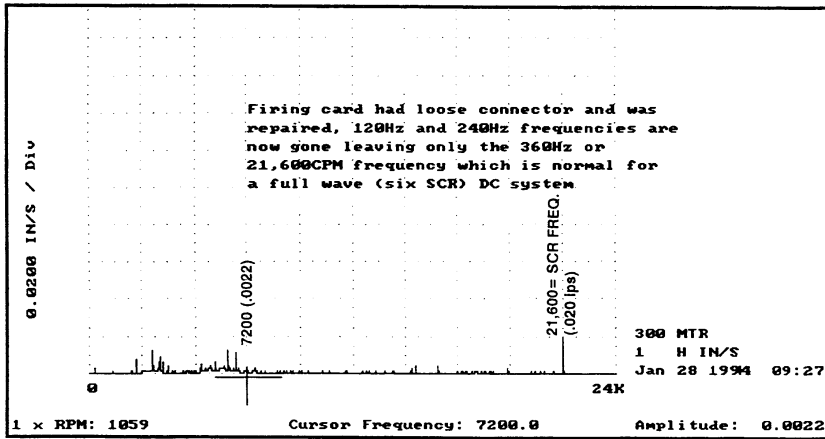


그림 11-78B 점호카드 접속부를 교체한후 6 SCR 회로의 FFT 스펙트럼

#### 8.2.4 SCR 불량, 制御 카드 短絡, 接續部 弛緩 및 휴즈 斷線 (Faulty SCR,

##### Shorted Card, Loose Connections and/or Blown fuse)

그림 11-75D의 경우는 SCR 불량이나 제어 카드 단락 그리고 휴즈 단선 등 일 경우 특징적으로 나타나는 스펙트럼 형상으로 SCR 주파수와 전력계통 주파수와 그 조화 주파수(즉,  $F_L$ ,  $2F_L$ ,  $3F_L$ ,  $4F_L$ ,  $5F_L$ )에서 Peak치가 나타난다는 것에 주목하라. 이런  $F_L$ 의 배(수)주파수는 정상 크기 보다 큰, 하나 내지 2개 정도의 Peak값을 가지고 있다. 여기서 중요한 점은 직류 전동기 분석 스펙트럼에서 그 전동기가 SCR 3개 회로이든 6개 SCR 회로이든지 간에  $F_L$ ,  $2F_L$ ,  $4F_L$  혹은  $5F_L$  주파수에서의 Peak 값이 눈에 될 정도의 크기는 되지 않아야 한다. 이 주파수에서의 정상 크기는 대략 0.005 in/sec 정도 될 것이며, 이 때  $F_L$ 에서  $5F_L$  범위내에서의 Alarm 1의 크기는 0.01 혹은 0.02 in/sec 정도면 된다( $3F_L$ 은 단지 3개의 SCR을 사용한 반파 정류회로일 경우만 적용한다). 오실로스코프를 사용하면 SCR 계통의 다른 여러 문제점뿐만 아니라 위와 같은 문제점을 확인할 수 있다.

휴즈가 단선되지는 않았지만 마멸, 부식, 접촉 불량 혹은 휴즈 설비 소손 등의 원인으로 단지 휴즈가 순간적인 접촉 반복 상태로 유지되어 있었던 경우도 있었으며 그림 11-79A와 그림 11-79B의 스펙트럼 파형은 6개의 SCR을 사용한 직류 전동기에 있어서 휴즈 단선과 제어 카드 불량이라는 복합적 문제가 있었던 설비의 고장 전·후 파형이다. 정비하기 전  $F_L$ (3,600 cpm) 및  $5F_L$ (18,000 cpm)에서의 Peak 값이 각각 0.071 in/sec 및 0.073 in/sec이었다는 점에 특히 주목하라.

## 580 — 제1편 진동의 기본 기술

이 두 주파수가 그림 11-75D와 관련된 문제점들이 발생했을 때 가장 영향을 많이 받은 두 Peak 값일 것이다. 정비 후(그림 11-79B)  $F_L$ 부터  $5F_L$ 까지의 모든 Peak 값이 감소되었음에 주목하라.

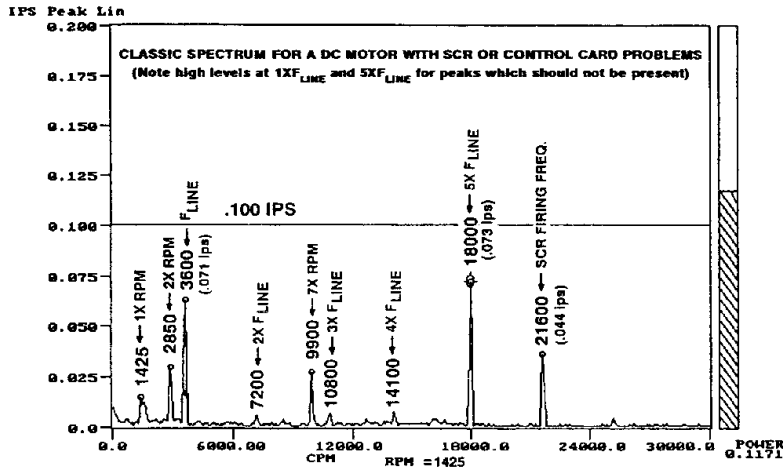


그림 11-79A 6 SCR로 제어되는 회로도에서 범용 합산 증폭 카드 단락 및 휴즈가 단선된 경우의 FFT스펙트럼

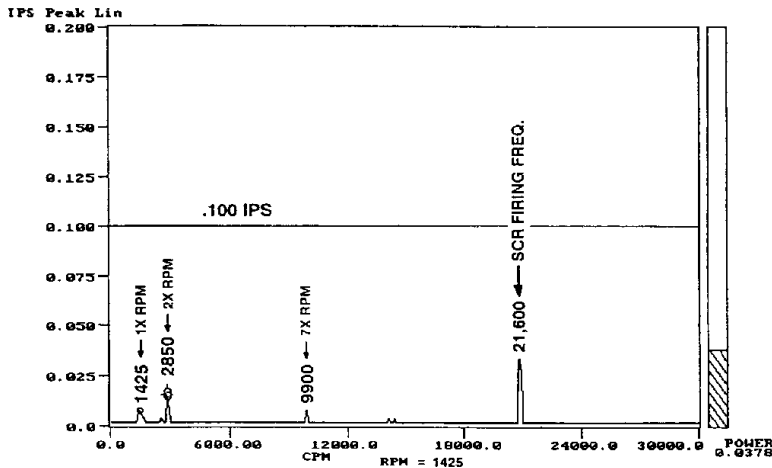


그림 11-79B 6 SCR로 제어되는 회로도에서 단락된 범용합산 증폭카드 및 단선된 휴즈를 교체한 후의 FFT 스펙트럼

### 8.2.5 比較回路 카드의 故障 (Faulty Comparitor Card)

비교회로 카드는 전동기에 장착된 타코메타와 정전압원과의 전압차를 연속적으로 감시하여 직류 전동기의 회전수를 제어하는 데 사용된다(그림 11-73에 예시).

비교회로 카드가 고장나면 속도제어 계통이 이상해져 속도가 동요되거나 헛팅할 것이다. 이렇게 되면 그림 11-75D와 같이 매우 근접한 측대파 Peak 값을 갖는 전형적인 SCR 주파수가 나타날 것이며 따라서 근접한 Peak 값을 구별하여 문제점을 찾기 위해서는 고해상도의 스펙트럼이 필요하다.

이 Peak값들은 rpm 동요수와 같지만 전자계의 발생 및 재발생에 의해서도 영향을 받을 수 있다. 물론  $1 \times \text{RPM}$  Peak값이나 SCR 점호 주파수를 실시간 관측해도 동요 상태를 알 수 있다. SCR 주파수 부근에 있는 이런 측대파 주파수를 나타내려면 상태를 감시하고자 하는 각 직류 전동기 베어링에 대한 3200 Line(해상도)의 FFT가 필요하다. 속도 감지기(타코메타) 근방에 자석을 두면 타코메타 자계의 혼란으로 인해 전동기에 심한 속도 변동이 초래되므로 유의하여야 한다.

그림 11-80A 및 11-80B는 3개의 SCR를 사용한 반파 정류회로에서 비교회로 카드가 고장난 경우의 수리 전·후 스펙트럼 형상이다. 그림 11-80A에서 SCR 주파수 부근에 있는 모든 37.5 cpm 주파수가 동일 주파수의 전동기 속도 동요가 있다는 것을 나타내고 있음을 알아야 한다. 이 값은 비교회로 카드를 교체하기전 이 전동기의 실제 속도 동요값과 거의 일치하고 있었다. SCR 주파수 근접 주위에 있는 모든 측대파 값이 비교회로 카드를 교체한 후에 없어졌음에 주목하라. 상태를 감시하고자 하는 각 직류 전동기에 대해 상기와 같은 문제점(특히 각 전동기 베어링의 수평 방향 진동 문제점)을 찾기 위해서는 최소한 최대 주파수 24,000 cpm(400 Hz)범위까지 표시된 고해상도 (3200 Line) FFT 스펙트럼 파형이 있어야 한다. 그렇지 않고 일반적인 400이나 800 Line 해상도의 스펙트럼 파형으로 이런 비교회로 카드 문제점을 찾는다는 것은 거의 불가능하다.

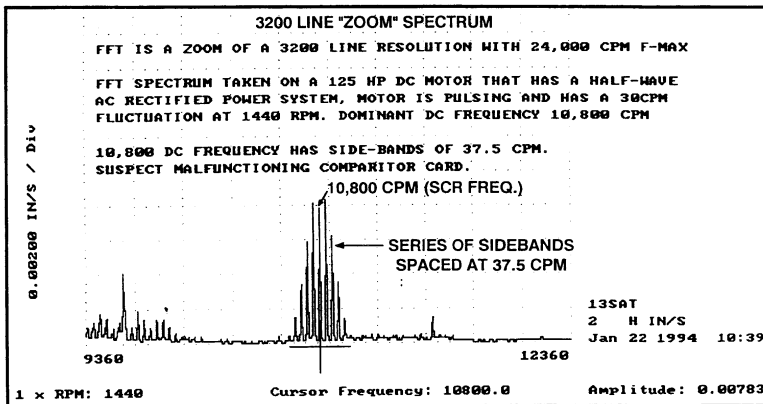


그림 11-80A 3 SCR로 제어되는 회로도에서 비교카드가

불량한 경우의 FFT 스펙트럼

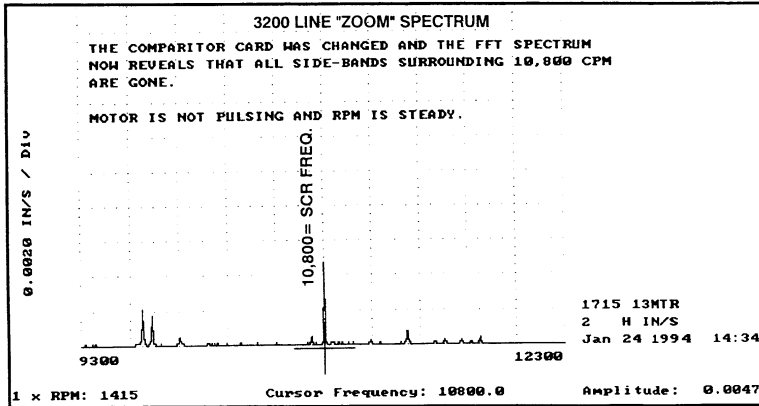


그림 11-80B 3 SCR로 제어되는 회로도에서 불량 비교카드를 교체한 후의 FFT 스펙트럼

### 8.2.6 直流 電動機 베어링에의 電流 흐름

#### (Electrical Current Passage Thru DC Motor Bearings)

전기적 원인에 의한 흠(즉, 베어링 내·외륜상의 파상 무늬 발생)은 특히 구름 베어링이 설치되어 있는 직류 전동기의 고질적인 문제점으로, 이런 흠은 베어링을 통해 회전자 축과 대지간에 발생하고 있는 미세한 방전에 의해 발생된다. 이런 방전 현상의 3가지 가장 확실한 원인 가능성으로 고체 전하, 축전류에 의한 자계 유도, 축과 대지간의 정전 결합(용량성 결합) 등이다.

이것에 의해 결함이 발생되면 대개 그림 11-75F와 같이 중심 주파수가 100,000 cpm에서 150,000 cpm 사이에 있고 외륜 결함 주파수 (BPFO)를 축대파로 갖는 파형이 연속으로 발생할 것이다. 장기간에 걸친 주기적인 진동 조사에 의하면 이것은 연속된 주파수이며, 높은 주파수 속도 스펙트럼 형상으로, 한 주파수에서 다음 주파수까지의 거리가 그 베어링의 외륜 결함 주파수(BPFO)와 같은 범위(영역) 내에서 갑자기 생길 것이다. 아직 베어링에서의 전기적 흠 발생이 확인되지 않은 상태에서 왜 100,000에서 150,000 cpm 이내에 이런 주파수가 몰려 있는 것처럼 보이는 것일까? 그러나 내 외륜의 흠에 의한 이런 BPFO의 차 주파수가 베어링이나 주변 구조물의 고유 진동수를 여기 시킬지 모른다는 것이 사전 증거인 듯 하다. 전송 주파수 그 자체의 근원이 무엇이든지 간에 어떤 경우에서도 위와 같은 그런 BPFO의 차 주파수가 이런 고주파수 구역에서 발생되지 말아야 한다는 것이 중요하다. 그림 11-81은 직류 전동기 구름 베어링에 전식 현상이 발생하였음을 나타내는 2 종류의 스펙트럼 파형이다.

그림 11-81A는 속도 스펙트럼으로 여기에서 베어링 외륜(BPFO)의 차 주파수가 확실히 100,000 ~ 150,000 cpm 주파수 사이에 존재하고 있음을 알 수 있으며, 또한 낮은 스펙트럼 영역에서 1×BPFO, 2×BPFO, 3×BPFO 등의 주파수 크기가 작다는 것을 알아야 한다. 그림 11-81B는 동일 베어링에서의 Spike Energy (g/SE) 스펙트럼 파형이며 여기에 분명히 BPFO 주파수가 존재하고 있음이 나타나 있다. 하지만 Spike Energy 스펙트럼 파형에 있는 BPFO 및 조화 주파수 파형이 계산상 존재가 예상되는 낮은 주파수 구역에 존재(이것은 Spike Energy 스펙트럼 파형의 특징으로 일부러 낮은 주파수원을 Filtering하고 높은 주파수원을 통과시키며 전송주파수도 Filtering하여 차 주파수가 표시되게 한다)하고 있음을 알 수 있다.

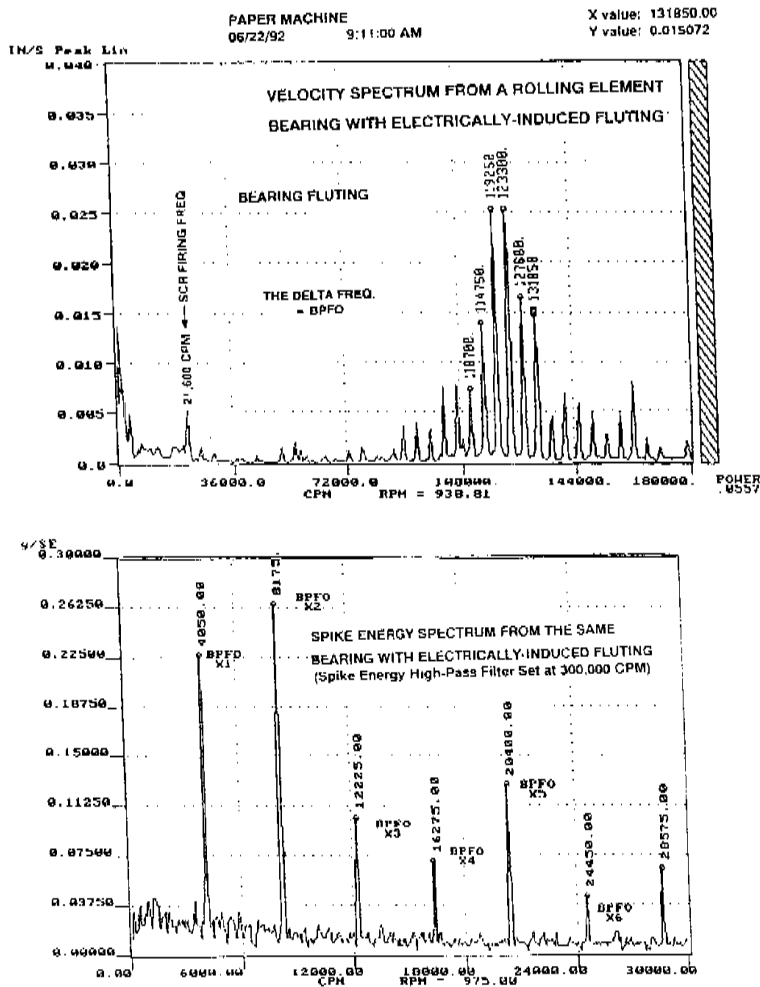


그림 11-81 베어링을 통해 흐른 전류로 말미암아 베어링 외륜에 흠이 생긴 직류

전동기의 외측베어링 부위에서 수집한 속도 및 Spike 에너지 스펙트럼 비교도 또 다시 이와 같은 심각한고 일반적인 전식에 의한 흠 문제가 상태감시 작업중 검출 되면 본 직류 전동기의 내 외측 베어링에서 최소한 180,000 cpm(3000 Hz) 정도의 고 주파수 데이터를 수집해야 한다. 또한 이와 같은 주파수에서 베어링 측대파 주파수를 확인하기 위해서는 해상도가 800 FFT Line은 되어야 한다(전식 흠이 없는 전동기의 경우 이런 고주파 구역에서의 베어링 결함에 의한 측대파 주파수가 발생해서는 안된다는 것을 명심하라).

전기적으로 비도전성인 슬리브를 베어링과 베어링 하우징 사이에 설치하거나 혹은 축 접지 브러쉬 설치 등의 조치로 베어링을 절연시켜 이런 류의 베어링 손상을 방지하거나 손상 발생을 지연시킬 수 있다. 하지만 이런 조치는 접지 브러쉬가 실제 마멸되기 때문에 주의 깊은 감시가 필요하다(또한 비도전성 슬리브를 사용하는 것도 때론 일회용 조치로 간주된다).

### 8.3 公式적으로 立證되지 않은 直流 電動機와 그 制御系統의 診斷技術

(Developing Diagnostic Techniques on DC Motors and Controls not yet Formally Proven)

현재에도 직류 전동기와 그 제어 계통의 문제점 검출 수준은 여전히 초보적인 단계이다. 진동 해석을 통해 더 많은 조건들이 문제점 검출 수단으로 신뢰성이 있다고 증명된 후에는 이 조건들을 그림 11-75 진단 차트에 추가할 수 있을 것이다. 그런 조건중 몇 가지는 다음과 같다.

- (1) 권선형 전기자 코일 헤드 부위를 지지하지 않거나 감싸지 않아 생긴 불평형 - 이런 상태가 되면 정류자 엔드 코일 헤드가 변형되므로 1×RPM에서의 불평형 원인이 된다. 오늘날 대부분 직류 전동기의 엔드 코일 헤드 부위를 유리 섬유 강화 테이프로 지지하거나 감싼다. 하지만 여전히 위와 같은 문제점이 발생할 수 있기 때문에 그 발생 가능성을 알고 있어야 한다.
- (2) 전기자 Teeth 전동기 회전수(Tooth Passing 주파수)와 일치하는 주파수 발생 - 이것은 아마 계자극이 느슨해져 있기 때문인지도 모른다. 많은 직류 전동기의 계자극은 주 프레임에 볼트로 고정되어 있다는 것을 알아야 한다. 장기간에 걸친 늘어남이나 온도 변화 등에 의해 이 볼트 부위가 느슨해 질 수 있으며 이렇게 되면 회전자 Tooth Passing 주파수가 발생된다(교류 전동기의 경우 회전자 도체 Passing 주파수와 유사함). 대개 이완된 볼트를 조이는 것만으로도 이 현상을 조치할 수 있으며 만일 볼트가 너무 느슨해져 있다든지 계자극과 전기자가 서로 접

촉된다든지 하면 큰 사고가 발생할 수도 있다.

- (3) 브러쉬 마멸 - 브러쉬가 마멸되면  $1 \times \text{RPM}$  및 정류자 세그먼트수 rpm (소위 정류자 세그먼트 통과 주파수라 부름)에서 진동이 증가될 가능성이 있다. 미리 수집한 자료로 이런 상황이 예측된다 할지라도 확실히 하기 위해서는 브러쉬 쪽의 문제점이라는 명백한 자료를 더 많이 수집해야 한다
- (4) SCR 게이트의 선이 뒤바뀐 회로 - 직류 전동기 동력원으로 6개의 SCR를 사용한 회로에서 그 SCR 게이트선 중 2개가 서로 뒤바뀐 경우가 있었다. 이와 같이 되었을 경우 두 SCR의 위상이 빗나가게 되어 전동기 3600 cpm(60 Hz) 진동치 크기가 1000%나 커져 0.99 in/sec 까지 상승되게 되었으며, 두 SCR 게이트선을 정상으로 하고 나자 진동이 정상 크기인 0.01 in/sec로 낮아졌다. 여기서도 역시 문제점을 확실히 알기 위해서는 검출 기술을 더 연구해야 한다.
- (5) 직류전원 계자 장치가 있는 교류 동기 전동기 - 최근 동기 전동기의 일부가 SCR 회로로부터 전원을 공급받고 있다는 것이 우리의 주목을 끌기 시작했다. 우리의 주목을 끄는 이유는 일반적으로 SCR을 사용한 회로 및 직류 전동기와 관련이 있는 특정 주파수가 교류 동기 전동기에서 나타난다는 보고서에 의해서이다. 물론 교류 전동기이지만 일반적으로 SCR 전원장치가 된 직류 전동기와 연관이 있는 동일 유형의 문제점을 적용시킬 수 있다는 것을 지금 알 수 있다. 이것은 대개 SCR Tuning에 문제점이 있을 때 나타나는 뚜렷한 SCR 점호 주파수 특징이다. 하지만 위와 같은 문제점이라는 것을 확신하기 전에 더 많은 검토가 있어야 한다.

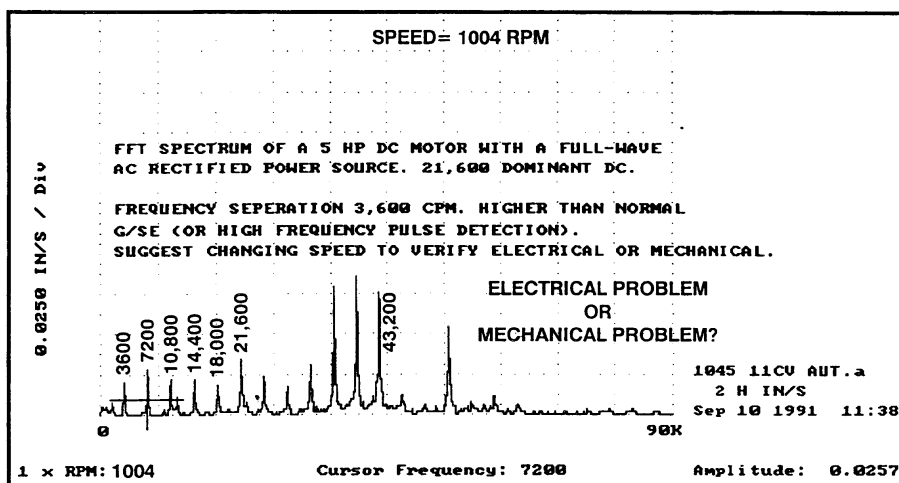
#### 8.4 直流 電動機와 制御 系統 問題點 分析에 있어서 正確한 回轉數 入力の 重要性 (Importance of Inputing Exact rpm in Analyzing DC Motor and Control Problems)

어떤 직류 전동기를 진단할 경우 정확한 회전수를 알아내고 파형을 진동 스펙트럼 형태로 순간적으로 수집하는 것이 가장 중요하다. 직류 전동기는 가변속 장치에 가장 많이 사용되므로  $1 \times \text{RPM}$ 과 관련이 있는 각 주파수들이 변화할 것이다. 다행히 만일 어떤 특정 주파수(혹은 주파수 Set) 발생 원인이 전기적인지 기계적인지 알고 싶으면 회전수만 변경시켜 보면 된다.

만일 주파수가 변하면 이는 특성상 기계적 원인에 의한 것이며, 주파수 변동이 없으면 이는 전기적인 원인 혹은 공진에 의한 것이다(모든 진동이 그 구역내의 주위 기계 설비에 의해 발생하는 것이 아니고 지금 상태를 측정하고 있는 그 기계에서만 발생한

다고 가정했을 경우).

SCR 전원장치가 있는 직류 전동기에서의 문제점이 전기적인지 기계적인지를 rpm을 변화시켜 어떻게 알아내는가에 대한 하나의 사례를 그림 11-82에 예시하였다. 본 사례는 5 HP, 6개의 SCR 전원 장치가 되어 있는 직류 전동기 경우로서 본 건으로 인해 제조 과정에 문제가 되고 있었다. 전동기로부터 수집한 자료에는 그림 11-82A와 같이 많은 3600 cpm의 조화 주파수가 보인다. 이 전동기는 SCR 전원 장치가 되어 있었기 때문에 고장 원인은 진단 차트 그림 11-75D에 해당하는 제어 카드 계통이나 혹은 휴즈 단선 등이 될 수 있었을 것이다. 전기적인 것에 원인이 있다는 것은 전원 주파수(3600 cpm)의 조화 주파수에서 그 특징을 찾을 수 있으며, 또 다른 가능성으로는 전동기에 설치되어 있는 SKF 6208 베어링의 외륜 베어링 결함(BPFO)이었다. 이 베어링의 BPFO 계수는  $3.606 \times \text{RPM}$ 이며 여기에 1004 rpm의 회전주파수(그림 11-82A 파형을 수집했을 때의 속도)를 곱하면 3620 cpm의 외륜 주파수(BPFO)가 산출된다. 고장 원인이 SCR 회로에 있는지 혹은 베어링에 있는지를 알기 위하여 전동기 회전수를 그림 11-82B와 같이 1004 rpm에서 756 rpm으로 25% 감소시켰다. 그림 11-82B에서 차주파수 역시 3600 cpm에서 2700 cpm으로 25% 감소되었음을 알 수 있어, 고장원인이 전기적이 아니라 기계적이라는 것을 알 수 있다. 회전수 756 rpm에서의 새로운 BPFO는  $3.606 \times 756 \text{ cpm} = 2726 \text{ cpm}$ 이며, 만일 고장 원인이 SCR 회로에 있었다면 주파수는 계속 3600 cpm의 조화주파수로 유지되었을 것이며 회전 속도와 비례하여 변하지 않았을 것이다. 그러므로 이와 같이 단순히 속도만 변화시켜서 문제의 원인이 전기적 문제가 아니라 기계적 문제라고 진단하게 되었다.



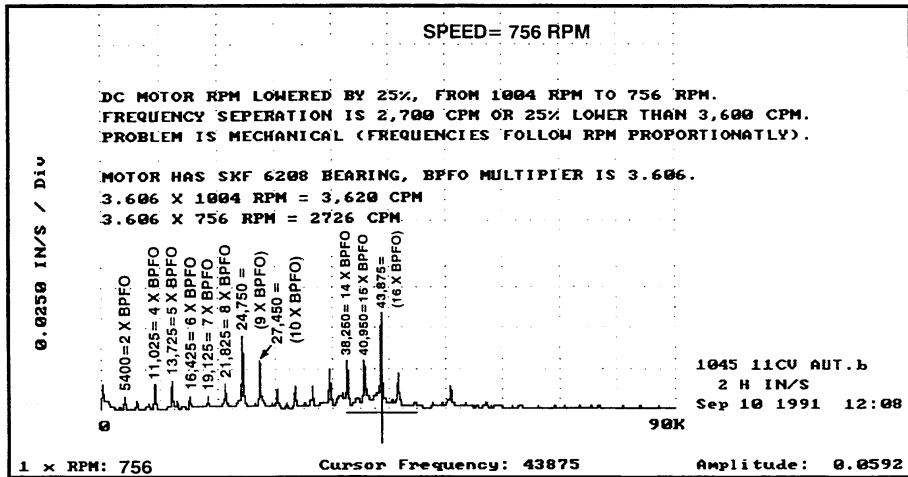


그림 11-82 운전속도를 변경시켜 직류 전동기의 문제점이 전기적인 것보다 베어링에 심각한 문제점이 있다는 것을 확신할 수 있다.

## 9. 垂直 펌프와 電動機 (Vertical Pump and Motor)

### 9.1 垂直 펌프의 動力學 (Dynamics of a Vertical Pump)

#### 9.1.1 概要 (Abstract)

이 내용은 발전소에서 사용되는 전형적인 물 펌프에 대한 분석 결과보고서이다. 로터 시스템을 모델링 하기가 어려워 이 수직펌프의 기계적 특성을 전혀 모르고 있지만, 최근에 개발한 침수 상태에서 이용 가능한 진동 변위 변환기를 사용하면 운전상태하에서도 펌프의 동특성을 측정할 수 있다.

본 내용의 목적은 수직 펌프의 성능과 신뢰도에 미치는 불평형, Misalignment 및 수력학의 영향을 알아 낼 뿐만 아니라 진동 감시 변환기의 선택방법 및 설치 방법을 아는데 있다.

#### 9.1.2 機械 諸元 (Machine Specifications)

수직 펌프와 전동기의 개략도는 그림 11-83과 같다. 이 펌프의 축은 원인 모르게 수년동안 여러 번 손상된 바 있었다.

하부 베어링은 펌프 End Bell에 의해 지지되며 그리스 윤활 방식을 채용한 청동 부싱으로 되어있다. 펌프의 수직 칼럼에 의해 지지되는 중간 베어링은 수 윤활 방식이며 부채꼴 모양의 고무로 되어 있다. 이러한 형태의 베어링을 Cutlass Bearing 또 Bumper라고 부르기도 한다. 축간의 커플링은 강성체결하고 180° 간격으로 떨어진 2

개의 Key를 통하여 동력을 전달한다.

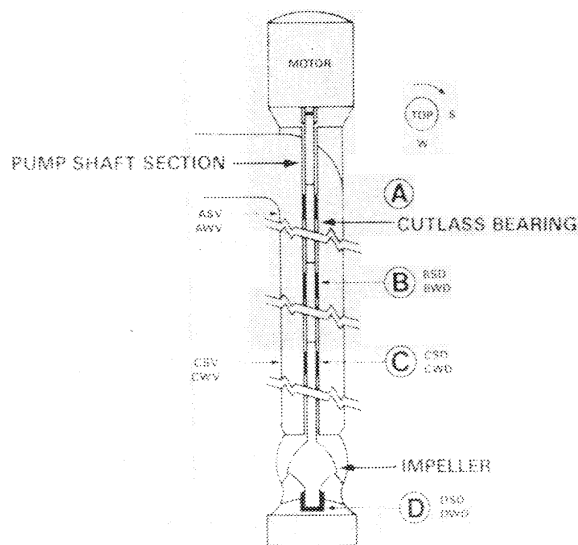


그림 11-83 수직 펌프의 구조도[그림에서 A, B, C 등은 측정점의 수직위치를,  
S(남쪽)

및 W(서쪽)는 수평위치를, D는 변위 검출기, V는 속도 변환기를 나타냄]

이 펌프의 회전수는 720 rpm, 동력은 1,250 BHP, 정격 용량은 6,800 t/h 그리고 정격차압은 43 m이다.

이 펌프는 공동 Header에 연결된 동일한 3대의 펌프중 하나로 유량제어는 각 펌프의 출구측 배관에 있는 제어 밸브에 의해 이루어진다.

9.1.3 變換器 選定 (Transducer Selection)

이 형태의 펌프의 로터 동특성에 관한 정보가 거의 없기 때문에 변위 및 속도 변환기를 각 베어링과 전동기 커플링에 그림 11-83과 같이 설치하였다.

위치 C, D에서의 변환기들은 강물 수위 아래에 있어 방수설계의 변환기 사용이 요구되고 있다. 또한 이들 변환기는 기계적인 보호가 되고, 유체 속의 모래의 마멸 작용에 견디도록 설계되어야 한다. 그림 11-84는 사용하였던 Probe 설계의 개략도 이다.

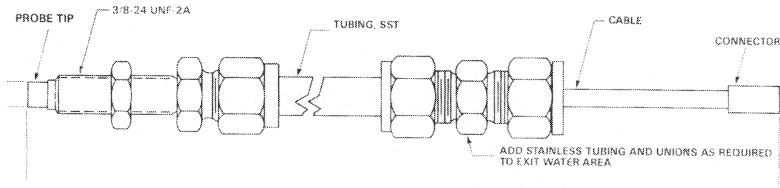


그림 11-84 방수 변위변환기 개략도

#### 9.1.4 靜的 試驗 (Static Testing)

로터 시스템의 길이 방향과 비틀림 공진상태를 알아보기 위해 시험적으로 시험해 보았다. 이 시험은 펌프축, 전동기축 및 임펠러에 수직 방향으로 계측기를 달고 또 계측기가 장치된 가진 해머로 로터 전체를 가진하여 수행되었다. 그림 11-85에 종합한 시험 결과는 다음 항의 현장시험에서 취한 자료와 상관 관계가 있었다. 펌프 속도가 720 rpm일 때 이 시스템은 2차와 3차 사이의 횡방향 공진 상태에서 운전하게 된다.

EPRI 컴퓨터 코드를 사용하여 로터의 횡방향 모드를 모델화 하려 하였으나 베어링 특성을 알기가 어려워 중단되었다.

로터의 1차 비틀림 공진은 690 ~ 765 cpm에서 발생한다. 이 범위는 운전속도를 포함하고 있기 때문에 비틀림 분석은 보증되었다. 전단 응력을 측정하기 위해 원격측정이 가능한 Strain Gauge를 사용하였다. 그 값은 피로한도 훨씬 아래로 아주 낮았고 이는 시스템이 비틀림에 대해서는 충분히 감쇠 되고 있음을 나타낸다.

| 로 터 의 고 유 진 동 수 |       |       |
|-----------------|-------|-------|
| 모 드             | 횡 방 향 | 비 틀 림 |
| 1               | 375   | 690   |
| 2               | 525   | ---   |
| 3               | 975   | ---   |
| 4               | 2325  | ---   |
| 5               | 3375  | ---   |
| 6               | 4275  | ---   |
| 7               | 5475  | ---   |
| 8               | 6600  | ---   |

그림 11-85 로터의 고유 진동수(cpm)

### 9.1.5 現場 試驗 (Field Testing)

Scuba Diver가 펌프 Intake로 수영하여 Weight를 달거나 뗄 수 있도록 하여 펌프를 들어올리지 않고서도 임펠러 Blade에 Balancing Weight를 달수 있도록 펌프 임펠러를 개조하였다. 개조후 공장 Balancing하고 앞서 언급한 변환기들을 조립한 후 케이싱에 설치하였다. 펌프와 전동기의 Alignment에 많은 주의를 기울였다. 펌프의 축방향 위치는 임펠러의 Leading Edge와 Casing간의 간극이 제작자의 제원에 맞도록 조정되었다.

### 9.1.6 不平衡 (Imbalance)

다른 가변 상수는 그대로 두고도 임펠러의 발란스 상태는 변화되었다. 불평형량은 5.7 kg-cm이고, 이로 인한 원심력은 38 kg으로 로터 중량인 453 kg의 약 8.4% 이다. 그림 11-86과 11-87은 하부 및 상부 베어링에서 Balance Weight를 달았을 때와 달지 않았을 때의 Orbit과 Timebase Plot 이다. 하부 베어링(D)에서의 그림은 불평형의 영향을 분명히 보여 주고 있는데 상부 베어링(B)에서의 그림은 큰 변화를 보여주지 않고 있음에 유의할 것.

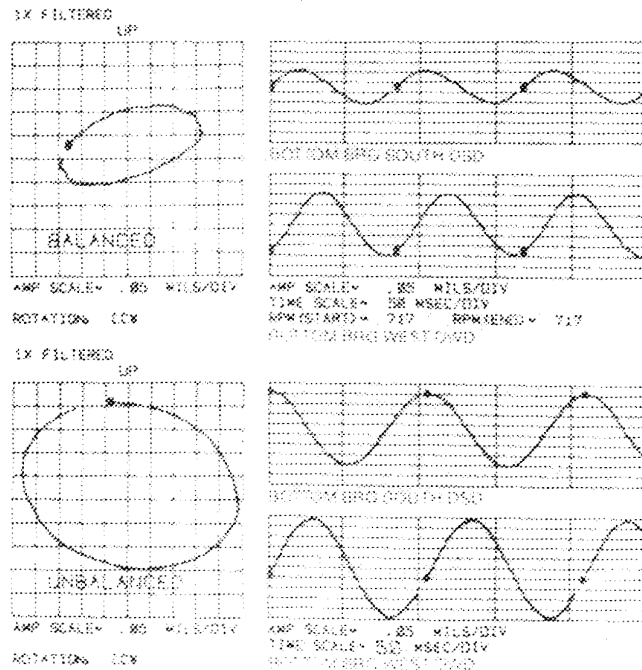


그림 11-86 Balancing Weight 달기 전후의 하부베어링의 Orbit과 Timebase Plot

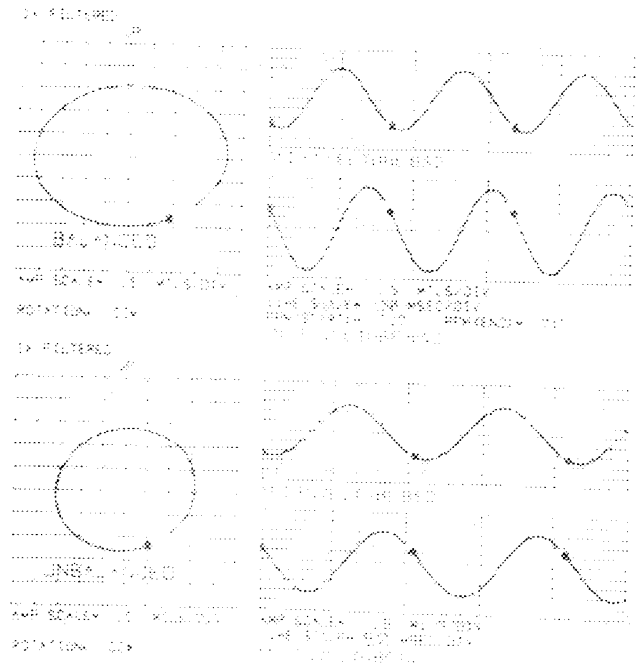


그림 11-87 Balancing Weight 달기 전후의 상부 베어링의 Orbit과 Timebase Plot

### 9.1.7 誤整列 應答 試驗 (Misalignment Response Testing)

전동기의 한쪽 아래에 0.25 mm의 Shim Plate를 넣어 전동기축과 펌프축간의 Alignment를 변화시켰다. Face Alignment 상태는 약  $2^{\circ}$  경사지었고 Rim Alignment는 이런 형태의 커플링에서는 변할 수가 없다. 그림 11-83 위치 B에서의 Orbit과 Timebase 진동치는 그림 11-88에 나타내었다. 두 번째 기동시의 Orbit 모양이 약간 타원이 된 것은 Misalignment에 의한 Preload 때문이다. 동일한 자료의 Spectrum(그림 11-89)에서는 Misalignment가 심하지 않은 것으로 나타나 있다. Misalignment 진동은  $1\times$ 이고 전형적인 강력한  $2\times$  진동은 보이지 않았다. 예상한대로 Preload는 하부 베어링에서는 거의 없었다.

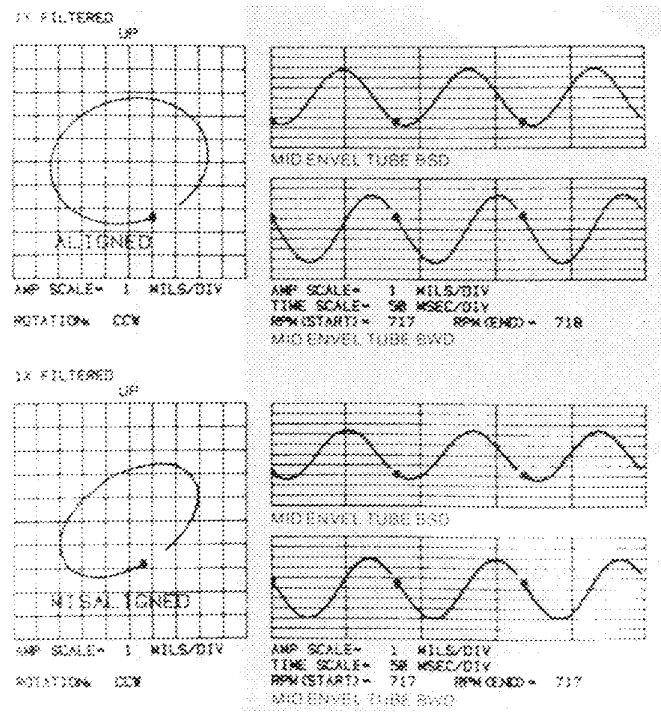


그림 11-88 Misalignment 상태에서 상부 베어링에서의 Orbit과 Timebase Plot

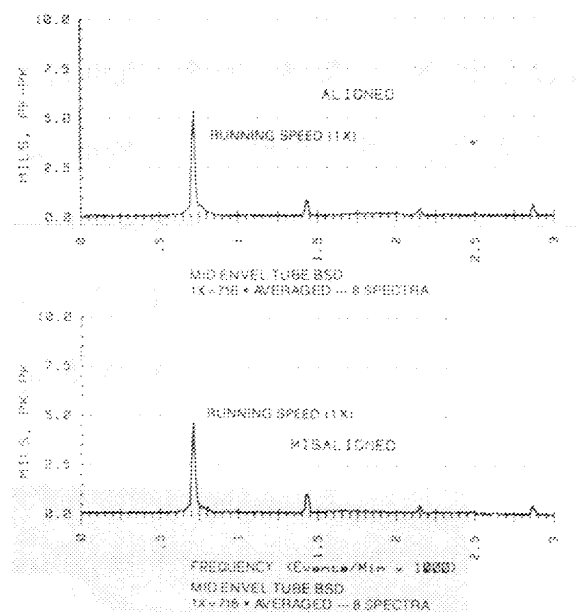


그림 11-89 Misalignment 상태에서 상부 베어링에서의 Spectrum

### 9.1.8 水力學的 應答試驗 (Hydraulic Response Testing)

임펠러의 Leading Edge와 케이싱간의 간극을 설계치인 1.1 mm와 5.1 mm, 두 경우에 대하여 시험하였다. 간극이 큰 경우는 출구 압력이  $1.4 \text{ kg/cm}^2\text{g}$  감소되었는데 이는 재순환량이 많고 효율이 감소되는 것을 잘 나타내고 있다.

설계간극으로 시험한 경우 하부베어링에서의 변위 검출기에서 취한 스펙트럼(그림 11-90)상에 372 cpm의 강력한 차동기 진동 응답이 있음을 알 수 있다. 이 주파수는 펌프축의 횡방향의 1차 고유 진동수이다. 간극이 증가되었을 때 차동기 진동은 보다 덜 안정이 되었고 넓은 주파수 범위에 걸쳐서 발생하였다. 앞에서 발란스 응답 시험에서 관찰한 바와 같이 전동기 근방에 위치한 변환기는 임펠러에서 차동기 진동은 측정할 수 없었다.

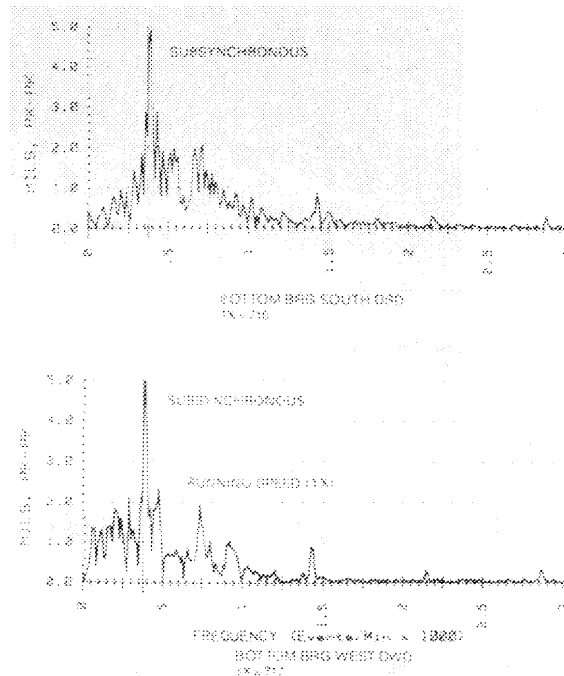


그림 11-90 차동기 진동성분을 보여주는 하부베어링에서의 진동 스펙트럼

수력학적인 응답시험으로 차동기 진동에 의한 1차 공진의 가진이 축 손상의 원인임을 알았다. 축 손상은 금속학적 분석결과 굽힘 피로 손상으로 진단되었다. 그러나 몇 가지 풀지 못한 의문점이 남아 있었다.

- ① 왜 진동은 설계 간극인 경우에 더 높은가?
- ② 왜 최근에는 축 손상 없이 운전되었나?

- ③ 현재 강수위에서는 정격압력이  $6 \text{ kg/km}^2\text{g}$ 인데 왜 출구압력이 겨우  $4.4 \text{ kg/km}^2\text{g}$ 인가?

정비 기록을 재검토한 결과 축 손상의 시작은 임펠러 공급자의 변경으로 인한 것이 드러났다. 근래의 축은 원 제작자로부터 구입하지 않았다. 원 제작자는 Blade Attack Angle의 미묘한 변화가 횡방향의 1차 고유진동수를 재 가진 시킬 수 있다고 지적하였다.

### 9.1.9 結論 (Conclusions)

이 시험으로부터의 주요 2가지 결론은 다음과 같다.

- ① 장축의 수직펌프의 완벽한 진동감시는 임펠러 근처의 축의 운동을 측정하지 않고서는 이루어질 수 없다. 이 펌프는 위치 A에 설치한 변환기를 사용하여 여러 경우에 대하여 분석되었다. 케이싱 변환기들(속도 및 가속도)은 720 rpm으로 운전하는 펌프 축의 1차 공진 주파수에서 발생하는 큰 차동기 진동을 검출하지 못했다.
- ② 수력학적 영향이 불평형이나 얼라인먼트 영향보다 몇 배 더 크게 나타난다. 진단을 할 때는 어떠한 경우에도 수력학적인 자료의 상관 관계를 포함시켜야 한다.

## 9.2 垂直 펌프 電動機에서 不平衡에 의한 共振 增幅 (Resonance Amplification of Unbalance in Vertical Pump Motor System)

수직 펌프에서 시스템의 고유진동수가 운전속도 가까이에 있으면 전동기 상부에 과도한  $1\times$  진동이 발생하는 것을 흔히 경험하게 된다. 일반적으로 공진주파수를 낮추게 되면 진동 증폭 현상이 충분히 방지될 수 있다.

일반적으로 허용 범위내에 있는 수직 전동기의 Rotor 불평형이라도 구조적인 고유진동수가 운전 주파수에 가까이 있으면 공진 증폭 현상이 발생하는 것을 수직 펌프 기계에서 흔히 경험하게 된다. 이것은 흔히 펌프 임계속도 현상(Critical Speed Phenomenon)이라고 잘못 인식되기도 하는데, "임계속도"라는 용어는 회전 요소의 공진에만 적용된다. 여기서 논의하고자 하는 것은 일반적으로 훨씬 더 많이 겪게 되는 전체적으로 조립되어 있는 시스템에서의 구조적 공진 현상에 대해서이다.

만일 회전속도가  $N_1$ 이라면 일반적인 잔류 불평형으로 인한 진동은  $V_1$ 이 될 것이다. 이것에 대해서, 회전 속도가 기계적 공진을 통과할 때의 진동 진폭 대 회전 주파수의 곡선을 나타내는 그림 11-91에서 설명되고 있다. 만일 회전속도가  $N_2$ 의 공진점으로 증가되면 진동은 3배로 증가할 것이다. 그러나 만일 회전 속도가  $N_3$ 의 공진점과 일치

하게 되면, 진동은  $V_3$ 와 같이 정상치의 수배까지 증폭될 것이다.

만일 속도가  $N_3$ 에서 일정하게 유지되고 공진곡선이 우측 또는 좌측의 어느 한쪽으로 이동되면, 진동은 정상수준으로 낮아질 것이다. 그러므로 기계적으로 공진하는 정속 기계의 진동을 낮추는 가장 확실한 방법은 공진 주파수를 변화시키는 것이다. 이러한 목적을 달성하기 위한 방법을 논의하기 전에 전체적인 구조도를 고려해 본다.

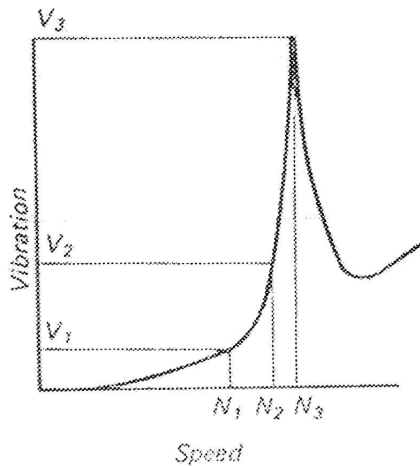


그림 11-91 시스템의 공진과 응답

### 9.2.1 構造的 側面的 考慮 (Structural Considerations)

이러한 과도한 진동은 서로 크게 다른 설계 구조의 차이 때문에 수평형 펌프보다 수직형 펌프에서 더 자주 나타난다. 예를 들어, 용량이 1000 마력인 수평 펌프와 전동기는 보통 육중한 콘크리트 기초 위에 면적이 넓은 Baseplate에 설치된다. 전동기와 펌프의 무게 중심은 기초로부터 약 1~1.2 m 이내에 있을 것이고, 전동기의 횡방향 고유 진동수는 운전 속도보다 훨씬 더 높을 것이다.

탄성 계수(Spring Rate)를 감소시키거나 무게 중심의 높이를 증가시키면 고유 진동수가 감소된다는 것을 염두에 두고, 수직형으로 설계되어 있는 동일 마력의 펌프를 고려해 보자. 펌프는 지지용 기초대 아래에 있으며, 지면 위에 보이는 것은 수직으로 설치된 전동기를 지지하는 Discharge Head 부분뿐이다. 전동기의 무게 중심을 크게 증가시키면 당연히 횡방향 고유 진동수가 감소한다는 것은 분명한 사실이다. 또한 펌프 Head 부분에는 전동기와 펌프사이의 커플링에의 접근이 가능하도록 창이 설치되어 있으며, Discharge Head가 얹혀 있는 지지용 기초대는 취수조 위에 매달려 있는 Discharge Column이 통과하도록 중심부에 구멍이 나 있다. 이와 같이 전동기가 지지

되는 시스템의 횡방향 고유 진동수는 수평으로 설치된 펌프의 고유진동수보다 훨씬 더 낮을 것이다. 만일 고유 진동수가 운전 속도 가까이에 있다면 허용범위내에 있는 전동기 불평형력이 공진 증폭을 일으켜 과도한 진동이 발생할 것이다. 전동기의 온도가 상승하면서 Rotor Bar의 이동으로 생기는 소량의 불평형으로도 공진 증폭에 의해 과도한 진동을 일으키게 된다. 이것이 전동기 회전자의 문제라고 결론을 내리는 것은 틀린 생각이며, 시스템을 재조정하면 진동이 제거될 것이다.

### 9.2.2 Reed 周波數의 測定 (Testing for Reed Frequency)

"Reed Frequency"라는 용어는 펌프 제조업체에서 사용하는 말로서 수직형 펌프 전동기에서 나타나는 고유 진동수를 가리키며 이는 다음과 같은 방법으로 측정할 수 있다.

여자되지 않은 전동기 꼭대기에 속도 변환기를 설치한 다음, 묵직한 나무 망치로 Pickup이 설치된 반대방향(Pickup의 손상을 방지하기 위해)에서 전동기에 충격을 준다. 충격을 주는 위치는 전동기가 운전되고 있을 때와 같은 진동 Mode로 가진 시키기 위하여 전동기의 질량 중심 가까이어야 한다.

이때 생기는 진동은 비교적 짧은 시간동안 지속되지만 분석기의 주파수 측정기에 충분히 기록될 수 있다. 만일 기록계가 최고치에 잠깐이라도 머물러 있으면 이 기록치는 유효한 것이 된다. 그러나 만일 측정기의 기록이 단순히 올라갔다가 즉시 내려온다면 정확한 값을 얻었는지 확신할 수 없다.

만일 주파수 측정기를 사용할 수 없거나 신호 유지 시간이 너무 짧으면, Oscilloscope나 펜을 사용하는 Oscillograph를 사용하여 이 신호를 기록할 수 있다. 주파수는 Sweep Rate나 사이클 수에 의해 결정될 수 있다 (그림 11-92).

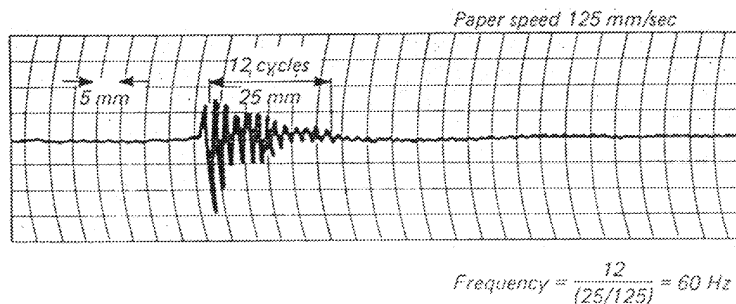


그림 11-92 Motor Impact Oscillogram

만일 충분히 빠른 Sample Time 기능이 있는 FFT 분석기를 사용할 수 있다면, 충격

신호가 감소하는 것을 실시간으로 볼 수 있다. 충격으로 인해 생긴 가짜 신호들은 공진 주파수를 나타내는 신호보다 더 빨리 감소할 것이다. 어떤 계측기들은 감소 과정을 천천히 보여주다가 공진 주파수가 아주 명확하게 나타날 때 화면을 정지시킬 수 있다. 그렇게 되면 분석기 화면으로부터 주파수를 읽을 수 있다. 어떤 방법이 사용되든지 간에 측정 자료는 Discharge Nozzle의 방향과  $90^\circ$  방향에서 수집되어야 하는데, 이것은 펌프 Head의 탄성계수가 두 방향에서 서로 다르기 때문이다.

또 다른 방법은 불평형 Weight를 가진기로 사용하는 아주 작은 마력의 가변속 전동기를 사용하는 것이다. 전동기 위에 설치된 광학, 또는 자석식 Pickup은 속도신호를 제공할 수 있다. 이 장치는 진동 가진기의 축(Axis)과는 수직으로 펌프 전동기 측면에 부착된다. 회전 불평형은 펌프 전동기를 수평 궤도(Orbit)로 움직이게 하며, 이것은 가진기를 재설치할 필요없이 Discharge Pipe와 수평, 수직방향에서 공진 주파수를 가진시킨다. 진동 진폭 대 가진기의 속도 좌표는 전동기-Head-기초대의 공진 주파수를 분명하게 나타낼 것이다.

만일 운전 주파수와 공진 주파수 사이에 어느 정도의 차이가 있다면, 어떠한 공진 주파수를 가지고 있다 하더라도 전동기 회전자의 불평형을 감소시키면 충분히 만족할 만한 수준의 진동을 얻게 될 것이다. 그러나 만일 공진 주파수가 운전 주파수와 정확하게 일치한다면 불평형 위상각이 불안정으로 Balancing이 불가능하다.

### 9.2.3 스프링 作用 및 振動 모드 (Spring Action and Vibratory Mode)

구조물 전체는 그림 11-93에서 보여주는 것과 같이 꼭대기에 질량을 가지고 있는 Stem과 함께 진동한다. 이것은 간단한 스프링-질량계이므로 그림 11-94에서와 같이 두 개의 스프링을 직렬로 연결하여 만든 스프링에 매달린 Weight라고 생각해보자.  $S_1$ 은 좀더 유연한 스프링이고  $S_2$ 는 강성 스프링이다. Weight는 전체 스프링의 변형과 부착된 Weight 질량의 함수인 주파수로 상하 반복운동을 할 것이다. 최대 움직임은 좀더 유연한 스프링인  $S_1$ 에서 일어나며, 스프링  $S_2$ 는 매우 적게 늘어날 것이다.

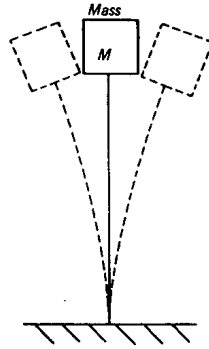


그림 11-93 Reed Mode의 진동

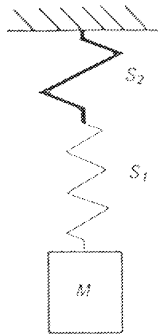
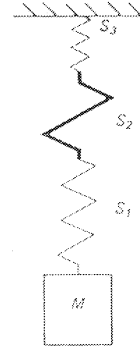


그림 11-94 스프링-질량 계



11-95 낮은 주파수 스프링-질량 계

만일 다른 스프링  $S_3$ 를 그림 11-95와 같이 직렬로 연결한다면 전체 시스템의 고유진동수는 감소할 것이다. 결과는 같기 때문에 스프링의 연결 순서는 중요치 않다. 비록 이 그림은 수직으로 작용하는 스프링-질량계이지만 "한 개의 갈대"처럼 움직이는 스프링-질량계에서도 똑같다.

실제 시스템에서의 스프링은 볼트로 연결되는 전동기와 펌프 Head 설치용 Flange, 펌프 Head, 펌프 Head 기초대 Flange와 기초대 등이며 이것들은 결코 무한 강성이 아니다. 모든 스프링은 직렬로 작용하여 대부분 기초물로부터의 질량 중심 높이와 전동기 질량의 함수인 주파수를 만들어낸다.

만일 기초대에서의 수직방향 측정치가 펌프 Head 기초대 Flange에서의 수직방향 측정치와 거의 같은 크기라면, 기초대가 움직이고 있는 것이며 상당히 큰 스프링 역할을 하고 있는 것이 분명하다. 만일 기초대의 수직 방향 움직임은 없는데 펌프 Head 기초대 Flange가 수직방향으로 크게 움직이고 있으면, 펌프 Head 기초대 Flange가 너무 유연하거나 기초대에 견고하게 체결되지 않았음이 명백하다.

수평방향의 진동 크기 대 펌프 Head와 전동기 측면을 따라 올라가면서 측정한 위치를 그려보면 그림 11-96과 같은 구조물의 운동에 대한 그림을 얻을 수 있다. 곡선의 경사도에 어떤 급격한 변화가 있으면 바로 이 위치에 변형(Flexure)을 나타낸다. 그림에서는 기초대와 펌프 Head의 창에 약간의 변형이 있으며, 최대 변형은 전동기 Mounting Flange에 있다.

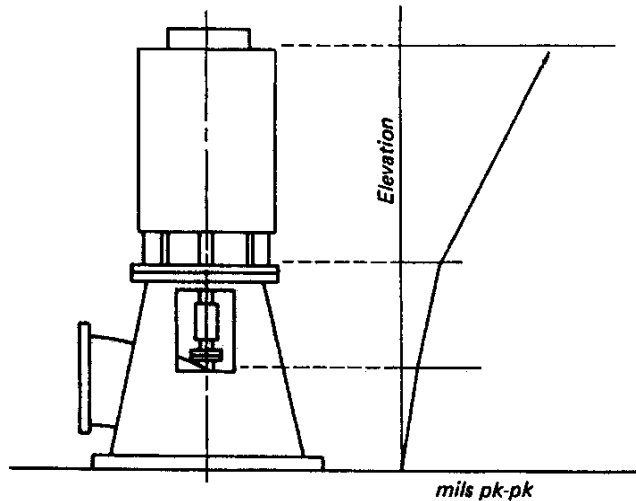


그림 11-96 각 위치별 진동치에 의한 Mode Shape

#### 9.2.4 Reed Frequency 變更 方法 (Methods of Changing Reed Frequency)

만일 Mode Shape 선도가 펌프 헤드의 개구부에서 최대의 기울기 변화를 나타낸다면 펌프 헤드의 강성을 증가시키면 시스템이 효과적으로 하향 조정될 것이다. 용접작업 과정에서 오는 구조상의 비틀림 가능성이 있기 때문에 강성을 증가시키기 위해 보강재를 용접해 붙이는 것은 바람직하지 않을 것이다. 그러나 고유 진동수를 증가시키는 간단한 방법은 개구부에 금속 커버를 설치하는 것이다. 설치할 개구부 커버는 헤드부분의 벽두께와 거의 같도록 하고 원재질과 확실히 접촉이 되도록 동일한 만곡도를 갖도록 조절해야 한다. 개구부 외주에는 다수의 캡스크류를 설치하여 개구부 커버가 헤드 구조물과 한몸처럼 움직이도록 해야 한다. 개구부 면적의 10%보다 크지 않은 커버 중앙에 있는 Inspection Hole은 커버의 설치 효과를 떨어뜨리지 않으면서도 Stuffing Box의 육안 검사를 가능하게 한다.

만일 Mode Shape 선도가 전동기와 펌프사이의 플랜지, 펌프 헤드 기초 플랜지 또

는 기초 구조물의 탄성이 큰 것으로 나타나면 공진 주파수를 낮추는 것을 고려하는 것이 더욱 실용적이다.

구조물의 전체 강성을 감소시키는 것은 이의 Reed Frequency를 낮추게 하는 것이다. 이는 펌프 헤드와 기초 사이의 연결부 또는 펌프 헤드와 전동기 플랜지 사이의 연결부에 Compliance를 더함으로 해서 가능해진다. Mode Shape 선도로부터 결정된 스프링의 위치에 관계없이 어느 위치이든 효과적이다.

첫 번째 위치에 대해서, 탄성중합체(Elastomer) 물질은 기계 작동시의 충격이 주위 바닥으로 전달되는 것을 방지하기 위해서 펀치 프레스 바닥에 흔히 사용되며 또 펀치 프레스가 기초 위에서 움직이는 것을 방지하기 위해서도 흔히 사용된다. 적절한 부하표가 펀치 프레스와 함께 제공되는데 이는 펀치 프레스의 진동 절연을 위해 고안된 것이다. 만일 탄성중합체 물질이 주파수 저감 목적으로 사용된다면 부하표의 값보다 더 부하를 걸어도 된다. 그러나 표에 나와있는 권고사항을 가이드로서 사용할때 설비 무게가 과도하게 탄성중합체를 압축하는 것을 방지하기 위해 펌프 헤드 기초 플랜지와 기초 구조물 사이의 충분한 면적을 가져야 한다. 이 물질은 Oil-Proof이고 수명이 길어 이러한 문제에 대해 영구적인 해답을 제공한다. 실제로, 이러한 접근은 대형의 수평 보일러 급수 펌프에 있어서 시스템의 공진 증폭으로 인한 진동 문제의 완벽한 성공적 해결을 위한 방법으로 사용되어왔다.

만일 Flexible한 Discharge Pipe 커플링을 사용한다면, 펌프 헤드쪽으로 미치는 수평의 추력 수압을 방지하기 위하여 커플링을 가로질러 Tie Rod를 설치하는 것이 필수적이다. 기초 플랜지 고정 너트 아래에 있는 탄성 와셔와 스톨드 및 캡 스크류 주위의 슬리브가 펌프 헤드를 기초 구조물로부터 완전히 격리하고, 기계적 단락을 방지하기 위해 필요하다.

펌프 헤드가 전과 같이 견고하게 설치되지 못했음으로 인해 진동이 상승할 것이라는 우려가 있을 수 있다. 그러나 전체 시스템의 고유 진동수를 바꾸기 위해 탄성중합체 패드를 사용하는 것이기 때문에 진동은 상승하지 않는다. 일단 시스템의 고유 진동수가 운전 주파수로부터 분리되기만 하면 잔류되어 있는 전동기 불평형은 더 이상 증폭되지 않는다. 따라서 진동도 만족스러운 수준까지 감소될 것이다.

몇몇 수직 펌프는 Barrel 위에 설치되기 때문에 펌프 헤드 기초 플랜지와 지지링 사이에 압력 또는 진공 밀봉장치가 필요하다. 여기에 탄성중합체를 사용하는 것은 실용적이지 않다.

주파수 저감 조정을 위한 또 다른 방법은 전동기와 펌프 헤드 사이에 주파수 저감

조정 장치를 설치하는 것이다. 이러한 개념은 1950년대 초기에 Worthington 펌프사의 Meru Berman이 처음 설계했고 특허를 냈다. 간소화된 현대식 방법은 두 개의 강철링으로 구성되는데 그 중의 한 개는 펌프 헤드 볼트에, 다른 하나는 전동기 플랜지에 설치하는 것이다. 두 개의 링은 기계적 구조를 더욱 정밀하게 정렬시키는 더욱 유연성 있는 결합을 위해 그들의 내경쪽에서 체결이 된다 (그림 11-97). Compliant에 의해 전체 시스템의 공진 주파수가 낮아짐을 의미한다. 주파수 저감 조정 방법이 전동기의 진폭을 줄여서 실제로 지지판의 Plate가 휘지 않기 때문에 피로 문제는 없다. 이러한 종류의 주파수 조정 장치는 진동으로 인한 문제를 해결하기 위해서 여러해 동안 사용되어오고 있다.

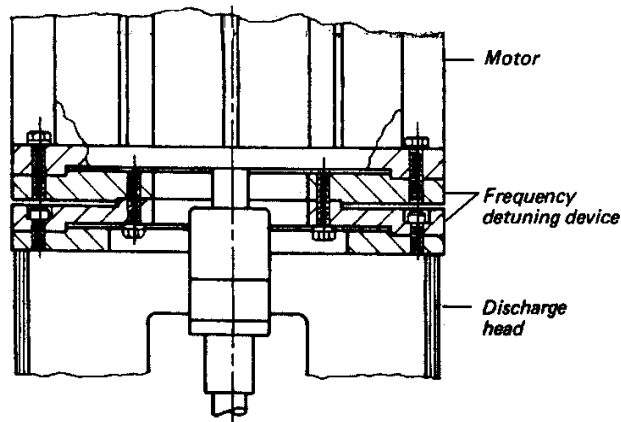


그림 11-97 주파수 De-tuning Device

전체 시스템의 고유 진동수를 낮추는 세 번째 방법은 전동기 상부에 대형 추를 설치하는 것이다. 이렇게 함으로 인해 구동체의 질량을 증가시킬 뿐만 아니라 무게 중심의 높이를 상승시킨다. 이 두 가지 영향은 Reed Frequency를 낮추게될 것이다.

수직 펌프에 있어서 진동의 공진 증폭은 흔히 나타난다. 시스템의 고유 진동수는 기초 구조물 및 펌프 헤드와 전동기 설계에 따라 영향을 받는다. 만일 펌프 헤드가 시스템의 다른 부분보다 탄성이 강하다면 헤드를 더욱 강하게 만들어서 고유 진동수를 조정한다는 것은 곤란할 것이다. 기초 구조물 또는 전동기를 더욱 강하게 만드는 것은 펌프 제조업자의 영역을 벗어나기 때문에 음향 공학적 접근 방법이 시스템을 더욱 부드럽게 만들어 그로 인하여 그 기계의 고유 진동수를 낮춘다.