

## 第 2 章 振動의 媒介變數 (Vibration Parameters)

### 1. 振動 振幅 (Vibration Amplitude)

#### 1.1 振動의 定義 (Definition of Vibration)

진동이란 기계나 기계부품이 정지된 기준위치로부터의 맥동운동이며, 회전요소에 의해 발생하는 기계내부의 동력학적인 힘의 결과로써 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$\text{진동진폭 응답} = \frac{\text{동적인 힘}}{\text{동적인 저항}}$$

즉 진동진폭은 동적인 힘을 동적인 저항 (즉, 허용 진동치를 가지는 기계일지라도 기존 지지물과 기초가 부실하면 상당히 높은 진동을 일으킬 수 있다)으로 나눈 값에 따라 변화한다.

진동은 계에 작용한 내부 또는 외부의 가진 또는 힘에 대한 계의 응답이며, 측정될 수 있는 3가지 중요한 매개변수 즉 진폭, 주파수 및 위상각을 가진다.

진동을 나타내는 가장 간단한 방법은 그림 2-1에서 보는 바와 같이 스프링 끝에 매달린 질량의 운동을 나타내는 것으로 모든 기계에서의 전형적인 경우이다.

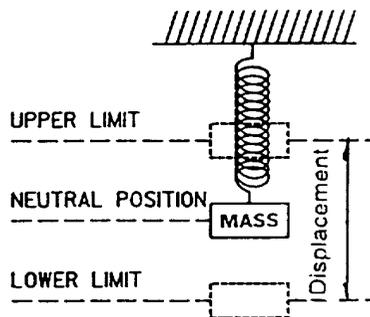


그림 2-1 가해진 힘에 의한 질량의 이동

힘이 질량에 가해져 운동하기 전까지는 진동은 없다. 위로 힘이 가해지면 질량이 위로 이동하고 Spring이 압축된다. 힘을 제거하면 중심점 (Neutral Position) 아래로 스프링이 질량을 정지시키는 곳 즉 이동의 하한치 (Lower Limit)까지 내려온다. 그런

다음 질량은 중심점을 지나 상한치까지 이동하였다가 다시 중심점으로 돌아온다. 이 운동은 힘이 다시 가해지는한 같은 방법으로 계속된다.

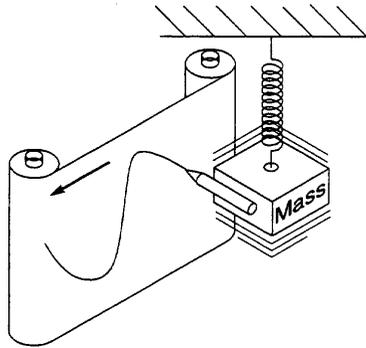


그림 2-2 질량의 진동운동의 모양

질량이 작용한 힘에 의해 반복적으로 응답할 때 만일 Pen이 질량에 부착되어 있고, 그 인접부에 일정한 속도로 이동하는 Strip Chart Recorder가 설치되었다면 진동응답은 그림 2-2에서와 같이 질량의 운동이 기록될 것이다.

## 1.2 調和 運動 (Harmonic Motion)

조화 운동은 진동의 가장 간단한 형태로써 시간의 함수로써 나타내면 이것은 정현 곡선으로 나타내진다 (그림 2-3). 기준 위치에서의 진동체의 순간 운동은 수학적인 방정식으로 나타낼 수 있다.

$$x(t) = X \sin \omega t \quad (1)$$

여기서  $x(t)$ : 운동의 순간 진폭

$X$ : 운동의 최대 진폭

$\omega$ : 각속도

진폭이라는 용어는 종종 잘못 사용되고 있다. 그러므로  $X$ 가 어떤 시간에  $x(t)$ 에 의해 도달될 수 있는 최대값을 나타낸다는 것을 고려할 때  $X$ 를 최대 진폭이라고 부르는 것이 타당하다. 변위로 표현된 운동은 다음과 같이 다시 쓰여질 수 있다.

$$x(t) = X_{\text{peak}} \sin \omega t \quad (2)$$

그림 2-3에서 다음 용어도 정의할 수 있다.

- $T$ 는 주기라고 불리며 신호가 다시 반복하는 데 필요한 시간을 나타낸다 (즉, 파형에서 연속적이고 반복적인 두 개의 점 사이의 시간).

## 20 — 제1편 진동의 기본 기술

- $f$ 는 주파수라고 불리며 이것은  $1/T$ 와 같고 또한  $\omega/2\pi$ 와 같다.  
(주파수 =  $1/\text{주기} = 1/f = \text{cycles/second}$ )
- $\omega t$ 는 진동의 위상이다.

예문에서와 같이 그림 2-3의 수평 경계선이  $5 \text{ ms}(5 \times 10^{-3} \text{ sec})$ 로 나타내면 조화 운동의 주기는  $20 \text{ ms}$ 가 될 것이다 (4 경계선  $\times 5 \text{ ms}$ ). 주기의 역수( $1/20 \times 10^{-3}$ )를 취하면 초당 50 사이클, 보다 일상적인 용어로는  $50 \text{ Hz}$ 의 주파수를 얻게 된다. 이것에 60을 곱함으로써 분당 사이클로 바뀌질 수 있다.

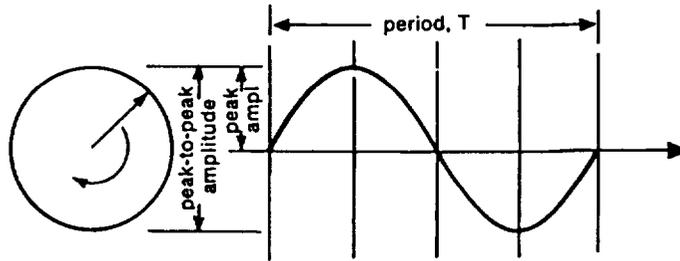


그림 2-3 간단한 조화 운동

### 1.3 振動振幅 (Vibration Amplitude)

#### 1.3.1 振動變位 (Vibration Displacement)

그림 2-1에서 보는 바와 같이 변위란 질량이 상한치에서 하한치까지 진동할 때 이 질량의 전 행정을 말하며 식 (1)로 정의한다. 단위는 통상 microns ( $1 \text{ micron} = 0.001 \text{ mm}$ ) 또는 mils ( $1 \text{ mil} = 0.001 \text{ inch}$ )로 나타낸다.

#### 1.3.2 振動速度 (Vibration Velocity)

그림 2-4에서 진동속도란 질량이 이동(진동)할 때 질량의 속도이다. 그러나 질량의 속도는 계속 변하고 있다. 이동 상한점에서 질량이 반대방향으로 내려오기 전에 정지하여야 함으로 질량의 속도는 영(Zero)이다. 이 속도는 중심점을 지날 때 가장 크다. 이 운동속도는 전 사이클에 걸쳐 계속하여 변화하고 있기 때문에 가장 높은 속도 즉 Peak Velocity를 측정하여 선정된다. 진동속도는 통상  $\text{mm/sec}$ , peak 또는  $\text{in/sec}$ , peak로 표시하며, 진동변위의 시간 변화율이다.

$$v(t) = \frac{dx(t)}{dt} \quad (3)$$

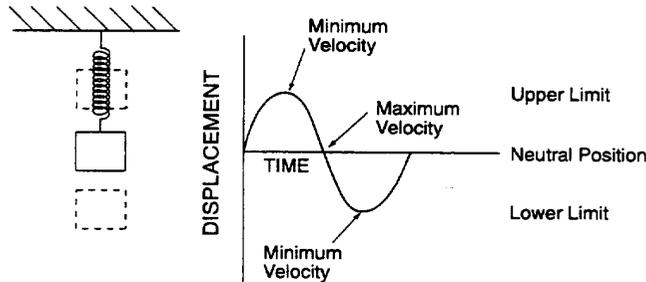


그림 2-4 질량의 속도

### 1.3.3 振動加速度 (Vibration Acceleration)

앞에서 설명한 바와 같이 질량의 속도가 이동의 극한점에서 영에 이른다. 물론 질량이 이동 극한점에서 정지하였다가 다른 이동 극한점으로 이동할 때 속도를 더하기 위하여 가속하지 않으면 안된다. 학술적으로 가속도란 속도의 시간 변화율이다.

$$a(t) = \frac{dv(t)}{dt} = \frac{d^2x(t)}{dt^2} \quad (4)$$

그림 2-5에서 질량의 가속도는 속도가 영인 상한치에서 최대가 된다. 질량의 속도가 증가함에 따라 가속도는 감소한다. 중심점에서 속도는 최대가 되고 가속도는 영이다. 물체가 중심점을 지나 다른 극한점에 달할 때 감속하지 않으면 안된다. 하한치에서 가속은 다시 Peak에 달한다.

진동가속도는 일반적으로 “g's” Peak로 표시하며 g는 지표상에서 중력에 의하여 생긴 가속도이다. 표준중량 가속도 g는  $980.665 \text{ cm/sec}^2 = 386.087 \text{ in/sec}^2 = 32.1739 \text{ ft/sec}^2$ 로 결정되었다.

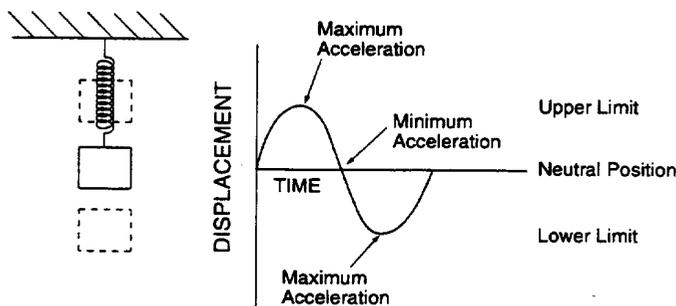


그림 2-5 질량의 가속도

1.3.4 綜合 (Summary)

앞의 방정식들은 속도와 가속도의 일반적인 정의를 나타낸 것이다. 조화 운동의 특별한 경우, 그리고 이 조화 운동의 경우에서만 변위, 속도, 가속도 사이의 관계가 다음과 같이 간략화될 수 있다.

$$x(t) = x_{peak} \sin \omega t \tag{5}$$

$$v = \omega x_{peak} \cos \omega t = v_{peak} \sin \left[ \omega t + \frac{\pi}{2} \right] \tag{6}$$

$$a(t) = -\omega^2 x_{peak} \sin \omega t = A_{peak} \sin [\omega t + \pi] \tag{7}$$

가속도는 그림 2-6에서 보여주는 것과 같이 속도보다 위상각이 90° 앞서며 변위보다 위상각이 180° 앞선다.

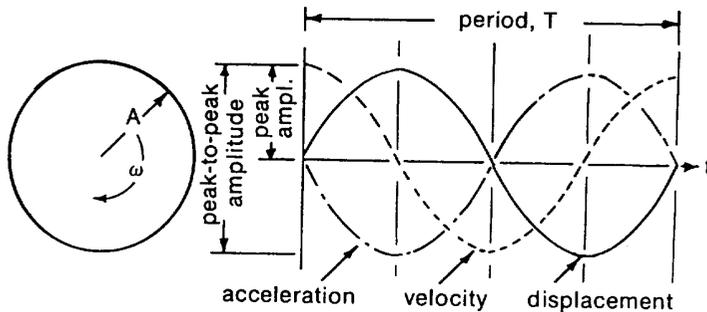


그림 2-6 변위, 속도, 가속도의 관계

앞서 정의한 진폭이라는 용어는 조화 운동의 변위, 속도, 가속도 모두에 적용할 수 있다는 것에 유의하여야 한다. 이것은 종종 사용(또는 잘못 사용)되는 것처럼 변위라는 용어만을 대용하는 것은 아니다.

유의하여야 할 또 다른 사실은 변위에서 속도나 가속도로의 변환, 또는 그 반대로의 변환 결과는 진동 주파수(f)에 좌우된다는 것이다. 일정한 변위 진폭에 대하여 속도 진폭은 주파수에 정비례하여 증가될 것이고, 가속도 진폭은 주파수의 제곱으로 증가할 것이다.

이러한 관계는 또한 그림 2-7에서 보여지는 그네로 직감적으로 설명될 수 있다. 그네의 최대 행정은 같은 상태에서, 변위가 일정하고 주파수가 두 배로 되면 그네는 같은 시간 증분 동안에 두 배의 거리를 움직여야 하므로 속도는 두 배가 되어야 한다. 그네는 매 사이클마다 두 번씩 방향을 바꾸어야 하므로 그네의 방향이 반대로 될 때 생기

는 가속도의 최대치는 주파수의 제곱만큼 증가할 것이다.

주파수에 따른 속도, 가속도 값의 이러한 변화는 대단히 중요한데 왜냐하면 이것이 진동 Severity 기준을 위한 기초가 되며, 특별한 결함을 감지하고 분석하기 위해 가장 적합한 변수를 선택하기 위한 지침을 제공하며, 잘못된 변수가 측정되었을 때 어떻게 경고도 없이 고장이 발생할 수 있는 가를 설명해 주기 때문이다.

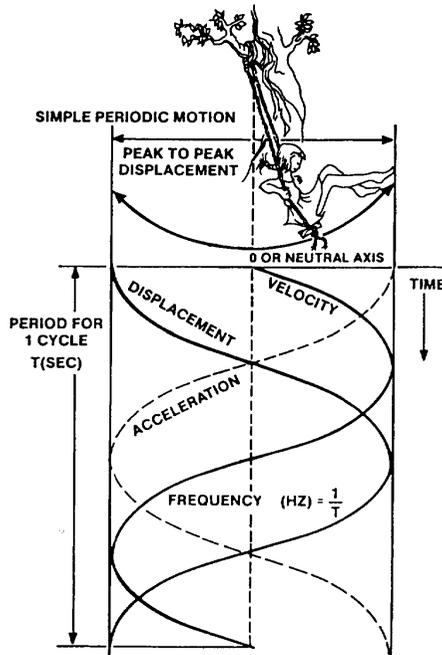


그림 2-7 변위, 속도, 가속도의 관계를 이해하게 해주는 어린이용 그래프

한편 실제진동이 순수한 조화운동(정현파 진동)인 경우에는 변위, 속도 및 가속도간의 관계는 그림 2-8의 공식에 의해 서로 변환시킬 수 있다.

ENGLISH	METRIC
D = Displacement (mils pk-pk) V = Velocity (in/sec pk) A = Acceleration (g pk)	D <sub>m</sub> = Displacement (um pk-pk) V <sub>m</sub> = Velocity (mm/sec pk) A <sub>m</sub> = Acceleration (g pk)
•D = 19.10 × 10 <sup>3</sup> (V) / (CPM) •D = 70.40 × 10 <sup>6</sup> (A) / (CPM) <sup>2</sup> •V = 52.36 × 10 <sup>-6</sup> (D) (CPM) •V = 3.87 × 10 <sup>3</sup> (A) / (CPM) •A = 14.20 × 10 <sup>-9</sup> (D) / (CPM) <sup>2</sup> •A = 0.27 × 10 <sup>-3</sup> (V) / (CPM)	•D <sub>m</sub> = 19.10 × 10 <sup>3</sup> (V <sub>m</sub> ) / (CPM) •D <sub>m</sub> = 1.79 × 10 <sup>6</sup> (A <sub>m</sub> ) / (CPM) <sup>2</sup> •V <sub>m</sub> = 52.36 × 10 <sup>-6</sup> (D <sub>m</sub> ) (CPM) •V <sub>m</sub> = 93.58 × 10 <sup>3</sup> (A <sub>m</sub> ) / (CPM) •A <sub>m</sub> = 0.56 × 10 <sup>-9</sup> (D <sub>m</sub> ) / (CPM) <sup>2</sup> •A <sub>m</sub> = 10.69 × 10 <sup>-6</sup> (V <sub>m</sub> ) / (CPM)

그림 2-8 진동 매개변수의 변환

### 1.4 測定單位 (Measurement Units)

진동치를 설명하기 위해서는 여러 가지 단위가 사용된다. 그림 2-9는 여러 측정 단위간의 관계를 나타내며 진동파형은 정현파인 경우이다.

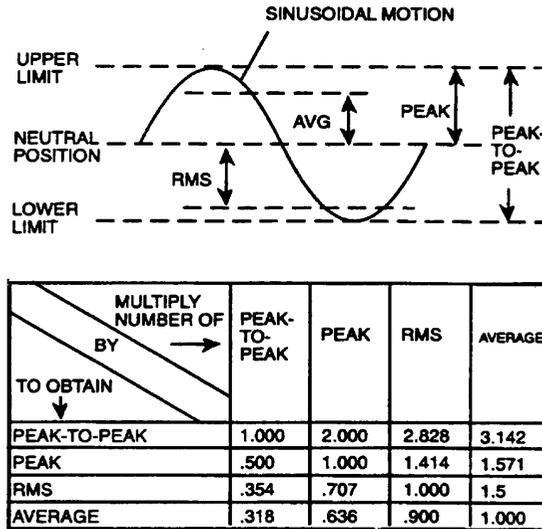


그림 2-9 측정단위 관계

$$RMS = \frac{\pi}{2\sqrt{2}} \times \text{Average} = \frac{1}{\sqrt{2}} \times \text{Peak}$$

$$\text{Peak-to-Peak} = 2 \times \text{Peak} \tag{8}$$

$$\text{Peak} = 1.414 \times \text{RMS} = 1.57 \times \text{Average} \tag{9}$$

$$\text{RMS} = .707 \times \text{peak} = 1.11 \times \text{Average} \tag{10}$$

$$\text{Average} = 0.9 \text{ RMS} = 0.637 \times \text{Peak} \tag{11}$$

Peak-to-Peak 값은 질량의 상한치와 하한치간의 최대행정이며 평균치(Average)는 시간적으로 주기를 가진 파형에서 1 주기 곡선이 이루는 면적을 주기의 길이로 나눈 값이다.

기계 진동의 Severity를 규정짓는데 종종 사용된 것으로 실효치(RMS : Root Mean Square)가 있는데 Peak나 Average Velocity 대신에 Velocity RMS를 사용하는 이유는 전력(AC)을 측정할 때 RMS를 사용하는 이유와 유사하다.

AC전류도 진동속도와 같이 0에서 최고값 (Peak Value)까지 계속하여 변한다. 오직

최고값만 측정하면 사이클의 아주 작은 부분 즉 Peak부의 힘만을 측정하므로 잘못될 경우가 있다. RMS값은 이 변동하는 유효값들을 하나의 총체적인 값으로 나타내기 위한 것이다. 즉 Velocity RMS는 유효속도의 총량을 나타내며 기계질량을 진동시키는데 사용된 힘 즉 에너지를 나타낸다.

RMS Velocity는 진동이 2개 이상의 주파수가 복합되어 있는 경우에 특히 유효하다. 다음은 이것에 대하여 설명한 것이다.

첫째 그림 2-10은 기본진동과 그것의 0.5배 진동진폭 및 3배 주파수를 갖는 동상(In-phase)의 진동을 합성한 것이다. 그림을 보면 기본진동의 Peak 값이 합성진동의 Peak 값과 같다. 그러나 분명히 제3 고조파 진동이 더해졌으므로 진동 Severity가 변했을 것이며 기계에 가해진 에너지도 증가했음에도 Peak 값에는 변동이 없어 운전원으로 하여금 기계운전상태에 변화가 없는 것으로 생각케 한다. 그러나 RMS값으로 측정하면 제3 고조파 진동 때문에 약 12%가 증가한 것으로 나타난다.

둘째로 이번에는 그림 2-11처럼 동상이 아닌 역상의 제 3 고조파 진동을 더하여 (기타조건은 전술과 동일) 그림 2-10과 같이 합성과형의 Peak값이 기본진동의 그것보다 50% 큰 결과를 얻었다.

문제는 그림 2-11의 진동 Severity가 그림 2-10의 그것보다 진동속도 최고값이 정말 1.5배 크냐는 것이다. 그러나 실제로 가해진 에너지는 같다. 따라서 진동 Severity도 같을 수밖에 없다. 이것이 RMS값을 이용하는 이유이다.

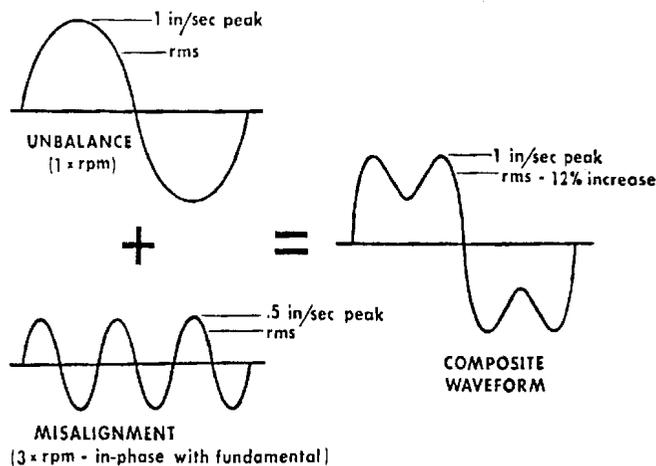


그림 2-10 3×RPM 진동을 더했을 때 Peak Velocity는 기준파형과 합성과형이 같음에도 RMS Velocity는 약 12% 증가함.

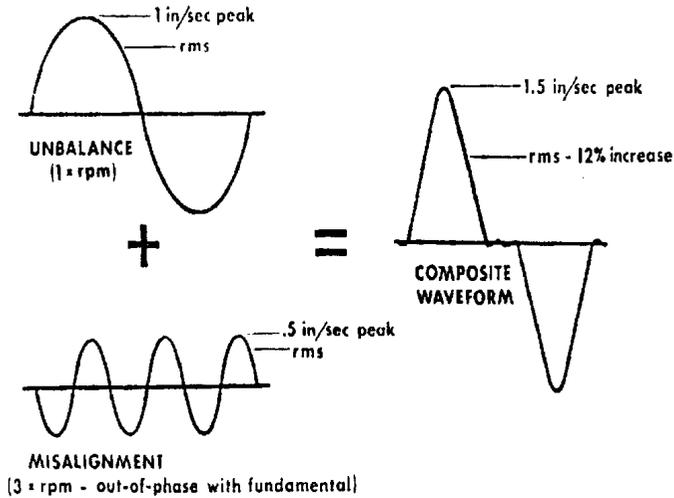


그림 2-11 3×RPM 진동을 역상으로 더했을 때 합성과형의 Peak Velocity는 기준파형의 1.5배가 되었음에도 RMS값은 역시 12%만 증가함.

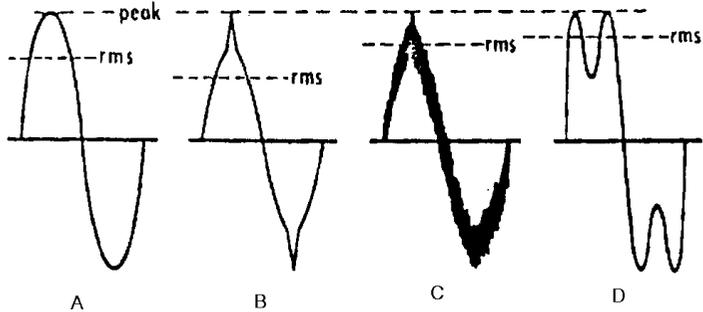


그림 2-12 비록 Peak Velocity가 같아도 RMS값은 다르다.

## 1.5. 振動測定 技術의 比較

### (A Comparison of Vibration Measurement Techniques)

#### 1.5.1 概要 (Introduction)

과거 40~50년간에 걸쳐서 회전기계의 기계적 상태 진단과 문제점을 찾기 위해 여러 가지 진동측정 기술이 널리 사용되어 왔다. 그러나 현재까지도 여러 가지 경우에 어떻게 진동을 측정하는 것이 좋은가? 하는 문제는 완전히 해결되지 않았다. 근본적으로 진동을 측정하는 기술에는 3가지가 있다.

- ① 절대 베어링 진동 측정
- ② 절대 축진동 측정
- ③ 상대 축진동 측정

이중 어느 측정기술이 가장 좋은가 하는 것은 다음 사항을 고려하여 결정하는 것이 좋다.

- ① 베어링의 형식
- ② Rotor 속도
- ③ Rotor와 Case와의 질량비
- ④ 자주 발생하는 고장의 종류
- ⑤ 설치비 및 설치의 난이도

완벽한 기계보호를 위해서는 한가지 기술에만 의존치 않고 2가지 기술로 측정하는 것이 바람직하다.

### 1.5.2 베어링과 軸振動 測定을 決定하는 一般的인 要素

#### (General Factors Determining Bearing and Shaft Vibration)

기계의 진동을 감시하는 목적은 진동 증가시 이상을 경고하기 위한 것이기 때문에 이상 발생시 가장 큰 증가를 나타내는 진동 (베어링 혹은 축)을 측정하는 것이 좋다. 그러나 그 선택은 다음의 설명에서 나타나듯이 반드시 쉽지만은 않다.

그림 2-13은 구름 베어링이 설치된 기계를 나타낸다. 이런 베어링은 그 특성상 반경방향 간극이 매우 작으므로 축과 베어링은 거의 같은 진동을 나타낸다.

즉, 진동과형 비교 그림에서 나타난 것처럼 베어링 진동에 비하여 절대 축진동은 거의 같거나 크지만, 상대 축진동은 그 값이 작다. 따라서 이런 경우는 절대 축진동이나 베어링 진동중 어느 것을 측정하여도 좋다.

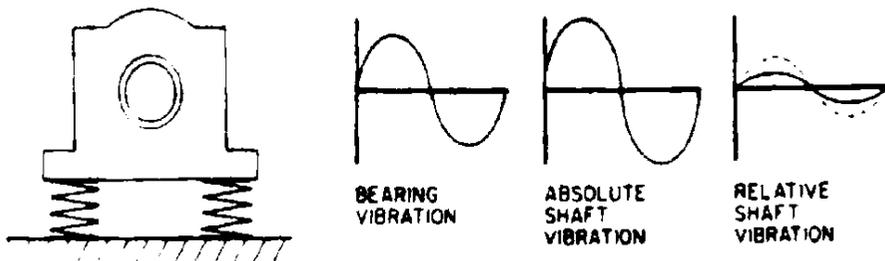


그림 2-13 구름 베어링의 절대 및 상대 축진동

28 — 제1편 진동의 기본 기술

그림 2-14는 무겁고 강한 케이싱 안에 가벼운 중량의 로터가 설치된 기계를 나타낸 것이다. 고속원심압축기는 이런 형식의 좋은 예이다. 여기서 베어링은 Oil로 윤활되는 저널 베어링이다.

이런 경우 로터가 베어링 간극 내에서 과도하게 진동하더라도 기계의 케이싱은 거의 진동치 않는다. 이런 경우는 절대 축진동이나 상대 축진동 (Casing과의)을 측정하는 것이 좋다.

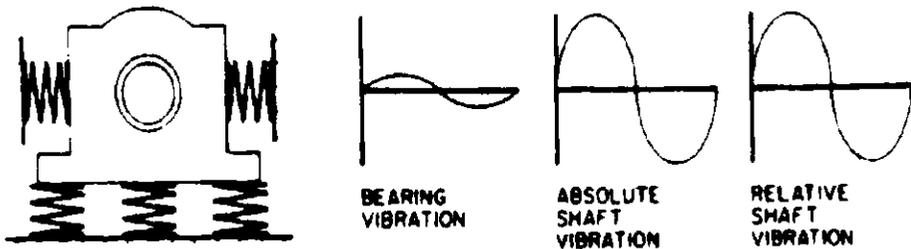


그림 2-14 중량의 Casing과 경량의 Shaft인 경우의 진동

그림 2-15는 기계의 케이싱(지지대)이 상대적으로 강성이 낮은 경우이다. Fan, 블로워, 전동기, 저속펌프, 왕복엔진압축기와 같은 기계가 이런 종류로 꼽힌다.

또한 탄성 진동 절연물 위에 설치된 기계도 이런 류에 속한다. 이 경우 기계의 낮은 강성 때문에 베어링 진동은 절대 축진동보다 약간 낮을 뿐이며 상대 축진동은 낮다. 이런 경우에는 베어링 진동이나 절대 축진동을 측정하는 것이 좋다.

이렇게 기계의 상태에 따라 바람직한 진동측정 기술이 있긴 하나 그 외에 설치비, 진동변환기의 특성 등도 고려해야 한다.

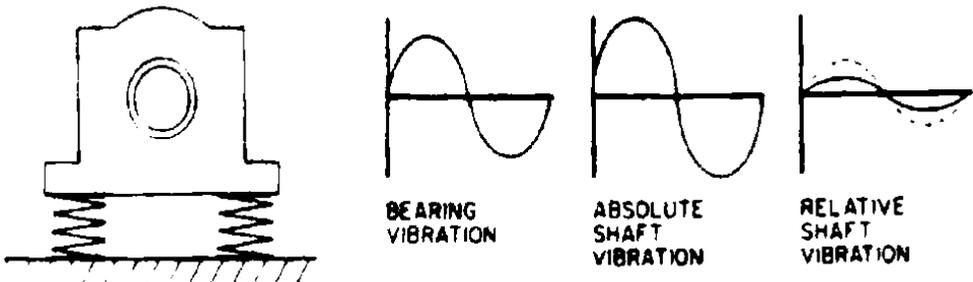


그림 2-15 탄성 진동 절연물 위에 설치된 기계의 진동

### 1.5.3 베어링 振動을 測定하는 理由

#### (Reasons for Measuring Bearing Vibration)

베어링 Cap 진동을 측정하는 가장 큰 장점은 진동변환기의 선택과 설치가 쉽다는 점이다. 베어링이나 구조물 진동 측정시는 보통 속도 또는 가속도 변환기를 사용한다. 영구적인 상태 감시를 하는 경우는 변환기를 베어링에 직접 볼트로 조이거나 Stud로 조립하며, 일시적인 상태감시 및 분석을 하는 경우는 Pick Up을 손으로 잡거나 높은 주파수 진동에 대해서는 Magnetic Base를 사용하여 안전하게 측정할 수 있다.

속도 Pick Up은 선형 진폭응답이 1 Hz에서 5,000 Hz까지 이지만 일반적으로 낮거나 중간 진동 주파수(전형적으로 10 Hz에서 200 Hz까지)의 진동 변위 및 속도를 측정하는데 사용된다. 가속도계는 선형 진폭응답이 전형적으로 10 Hz이상이므로 기어, 구름베어링과 같은 높은 주파수 진동을 상태감시하는데 사용된다. 측정시 변위, 속도, 가속도 진동변환기중 어느 것을 선택할까 하는 것도 중요하다.

그림 2-16은 4500 rpm 원심펌프의 베어링으로부터 측정된 진동을 변위, 속도, 가속도로 나타낸 그림이다. 측정은 동일한 운전조건에서 동일한 측정위치 및 방법으로 실시한 것이다.

변위로 나타낸 것에 의하면 저주파수의 진동은 아주 뚜렷이 나타난 반면 속도로 나타낸 것은 변위에서 뚜렷이 나타났던 저주파수대의 진동이 적게 나타났고, 아주 미세하게 나타났던 중주파수대의 진동이 뚜렷이 나타났다. 그 이유는 주파수가 크면 진동변위가 비록 작더라도 진동속도는 크기 때문이다.

이 중주파수의 진동원인은 베어링 불량, 펌프의 유체력, 주위기어의 진동, 블레이드 공진, 러빙 등일 수 있다.

가속도로 표시한 진동은 350,000 cpm 이상의 고주파수대의 진동이 뚜렷이 나타나며 저주파진동은 거의 나타나지 않고 있다.

이상의 결과를 요약하면 진동의 원인이 저주파수인 경우는 변위로, 중주파수인 경우는 속도로, 또 고주파수인 경우는 가속도 변환기로 측정하는 것이 바람직하다.

그림 2-17은 일반적으로 적용되는 주파수대별 변환기의 사용범위이다.

30 — 제1편 진동의 기본 기술

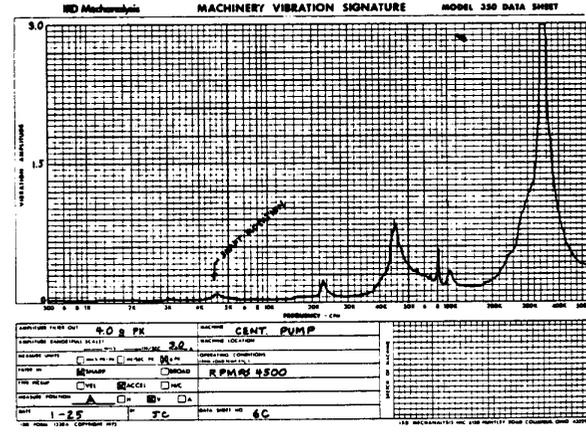
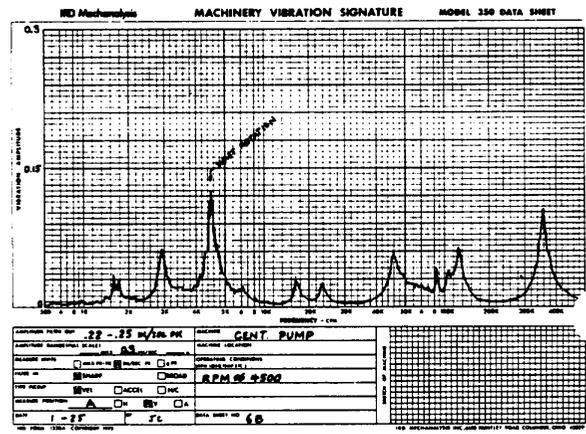
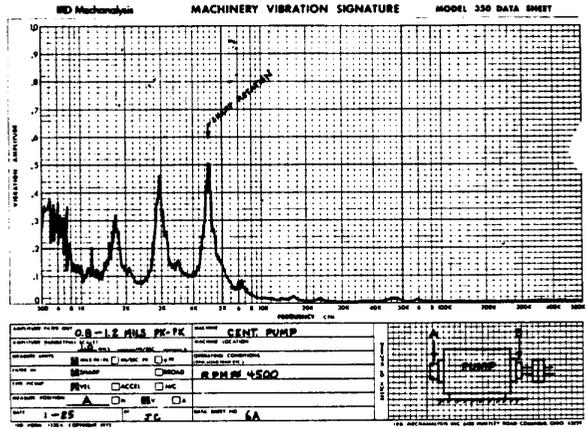


그림 2-16 변위, 속도 및 가속도 값의 비교

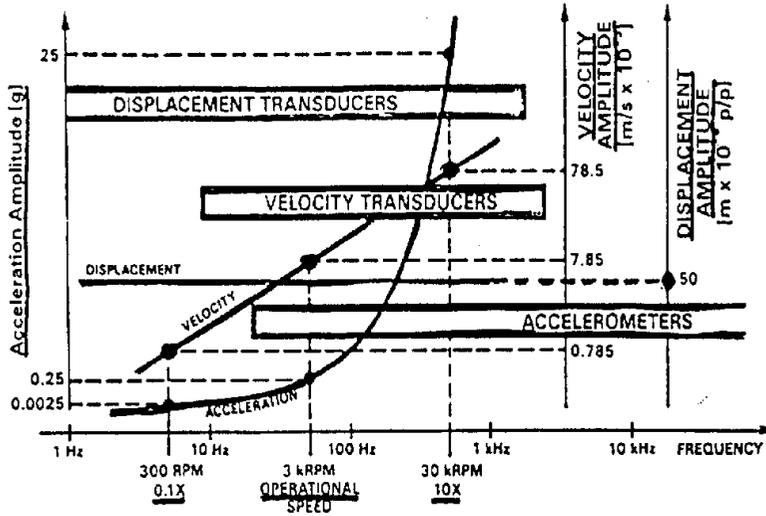


그림 2-17 주파수대별 변환기 사용범위

1.5.4 베어링 振動測定의 不利

(Disadvantage of Measuring Bearing Vibration)

그림 2-14와 같이 Mechanical Impedance가 큰 기계에서는 진동 전달율 (Transmissibility = Shaft/Bearing Amplitude)이 일정하지 않은 경우, 베어링 진동값으로 진단한다는 것은 신뢰성이 없다. 그림 2-18은 150 MW 용량의 증기터빈의 각 베어링에서 측정된 베어링 및 축의 총진동 값을 비교하여 표를 만든 것이다.

BEARING NO.	BEARING AMPLITUDE (mils p-p)	ABSOLUTE SHAFT AMPLITUDE (mils p-p)	SHAFT/BRG AMPLITUDE RATIO
1	0.20	1.20	6:1
2	0.075	0.94	12.5:1
4	0.24	1.60	6.7:1
5	0.48	1.80	3.8:1
6	0.60	2.70	4.5:1

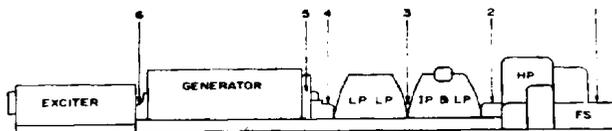


그림 2-18 베어링과 Shaft 진동 비교표

## 32 — 제1편 진동의 기본 기술

축진동 진폭이 베어링 진폭과 비교하여 3.8~12.5배 (평균 6.7배)나 높으며 그 상관관계도 선형적이지 않다. 이런 경우 기계상태를 알기 위해 베어링 진동을 측정하는 것은 바람직하지 않다. 특히 고속회전 기계에서는 베어링 진동보다는 축진동을 측정하는 것이 경험상 좋은 방법이므로 베어링 진동 및 축진동을 병행하여 측정하는 것이 최선의 방법이다.

베어링 진동을 감시함에 있어 또 다른 문제는 위상각의 변화이다. 비접촉식 Pickup과는 달리 베어링 진동을 측정하는 속도형 Pickup에서는 위상각의 변화가 넓은 주파수 범위에 걸쳐서 발생된다. 위상각의 변화로 기계의 공진, 위험속도 등을 측정하는데 혼란을 가져오는 물론 현장 발란싱 작업시 혼동을 야기한다.

### 1.5.5 相對軸振動을 測定하는 理由

#### (Reasons for Measuring Relative Shaft Vibration)

베어링에 대한 축의 상대진동은 일반적으로 그림 2-19와 같이 Noncontact Pickup으로 측정한다. Pickup이 베어링에 설치되어 있어 축과 베어링과의 상대진동을 측정하게 된다. 따라서 상대축진동은 베어링의 진동이 축에 비하여 아주 낮은 경우 유용하며 고속 원심펌프, 압축기, 터보발전기 등의 베어링 손상 감시에 많이 사용된다.

상대축진동 측정의 이점은 첫째로 축이 진동할 수 있는 한계는 베어링 간극이므로 로터의 진동에 의해 베어링이 마모될 위험이 있는지 없는지를 알 수 있다. 둘째로 축과 베어링의 간극 (정확히 표현하면 비접촉식 Pickup 끝에서 축까지의 거리)을 측정할 수 있어 Misalignment 또는 베어링 손상 등 진동의 원인을 진단하는데 크게 도움이 된다. 셋째로 위상각 측정이 정확하여 기계상태 진단 및 발란싱을 쉽게 할 수 있다.

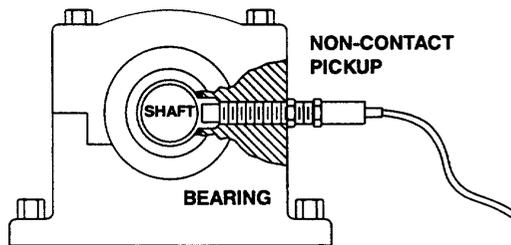


그림 2-19 비접촉식 Pickup의 설치

### 1.5.6 相對軸振動 測定의 不利

#### (Disadvantages of Measuring Relative Shaft Vibration)

상대 축진동 측정의 불리한 점은 기어마모, Blade공진 등과 같은 고주파수의

진동에는 Sensitivity에 한계가 있다는 것이다. 고주파수 진동의 감도에 한계가 있다는 것은 반드시 진동 변환기나 계측기에 결점이 있다는 것이 아니라 예외가 있긴 하나 대부분의 상대축진동의 측정이 변위를 단위로 하여 나타낸다는 것이다. 변위로 나타내면 저주파수의 진동은 뚜렷이 나타나나 고주파수의 진동은 작게 나타나는 것은 이미 언급하였다.

### 1.5.7 絶對軸振動을 測定하는 理由

#### (Reasons for Measuring Absolute Shaft Vibration)

절대축진동 측정은 터빈 발전기에서 오래 전부터 사용되어온 방법으로 그 이유는 베어링의 진동진폭이 축에 비하여 매우 작기 때문이다. 또한 베어링 캡 진동보다 절대축진동이 더욱 선형적이므로 현장 발란싱이 보다 쉽다는 것이다.

절대축진동을 측정하는 가장 일반적인 방법은 그림 2-20과 같은 Shaft Rider를 이용하는 것이다. 한쪽 끝은 마모에 잘 견디는 비금속 Tip이, 다른 한쪽 끝에는 속도형 또는 가속도형 변환기가 설치된다.

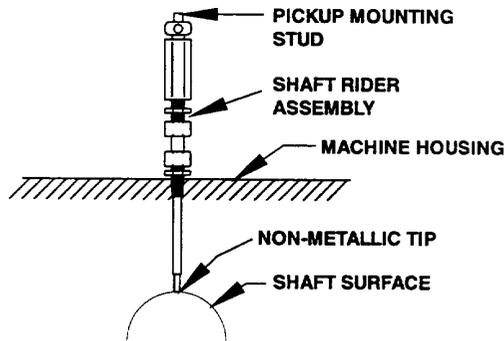


그림 2-20 Shaft Rider Accessory

절대축진동을 측정하는 또 다른 방법은 점차 인기를 얻고 있는 방법으로 비접촉식 Pickup으로부터 측정된 상대축진동과 베어링에 설치된 속도형 혹은 가속도형 Pickup으로부터 측정된 베어링진동을 더하는 것이다. 이런 측정설비를 갖추으로써 상대축진동, 절대축진동 혹은 베어링 진동의 탐지가 가능해지므로 어느 한가지만 측정하는 것보다 신뢰성이 높으므로 설비의 완전한 보호가 필요한 곳에 유용하다.

Shaft Rider의 또 다른 이점은 전기적인 비대칭(Electrical Runout)에 영향을 받지 않는 것이다. 때문에 Shaft Rider는 축의 자장이 문제될 수 있는 대형 전동기나 발전기 혹은 도금된 축을 가진 기계의 진동측정에 사용된다.

### 1.5.8 絶對軸振動 測定의 不利

#### (Disadvantages of Measuring Absolute Shaft Vibration)

축의 절대진동 측정도 또한 여러 가지 문제점이 있다.

- 기계적 비대칭, 흠, 스크래치의 영향을 받는다.
- 일반적으로 변위측정으로 제한된다 (저주파수).
- 축의 Nodal Point를 피하여 측정해야 한다.

또한 Shaft Rider의 사용에 몇 가지 문제가 있다.

첫째로 Probe 한쪽 끝이 축의 표면과 접촉하기 때문에 마모가 불가피하게 발생하며 따라서 주기적으로 육안 점검해야 한다.

둘째로 설치구조상 Probe가 긴 경우가 많기 때문에 Probe 공진주파수가 낮아 측정오차를 발생할 때도 있다.

앞에서 언급한 것처럼 각 측정방법은 장점과 단점을 동시에 갖고 있다. 따라서 어떤 한가지 측정방법만으로는 모든 요구조건을 만족시킬 수 없으며 완전한 보호를 위해서는 여러 가지 측정방법을 병용하는 것이 바람직하다. 그러나 이 경우는 설치비가 비싸지므로 이를 고려해야 할 것이다.

## 2. 振動 周波數 (Vibration Frequency)

### 2.1 振動 周波數의 定義 (Definition of Vibration Frequency)

그림 2-21에서 진동형태의 완전한 하나의 사이클을 완성하는데 필요한 시간을 진동의 주기 (T)라 하고, 진동주기의 역수(1/T) 즉 주어진 시간 동안의 사이클 수를 진동주파수라고 한다. 진동주파수는 통상 매분당 발생하는 사이클의 수(cpm) 또는 Hertz (1 Hertz = 60 cpm)로 나타낸다.

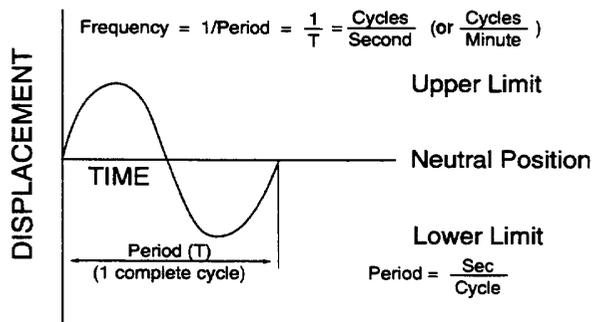


그림 2-21 진동의 주기와 주파수

## 2.2 振動周波數 測定에 의한 情報

### (Information Provided by Vibration Frequency)

어떠한 특별한 문제점을 알아내기 위하여 기계 진동을 분석할 때 진동주파수를 아는 것이 중요하다. 주파수를 얹으로써 어느 부품에 결함이 있으며 문제점이 무엇인가를 알 수 있다.

진동을 유발시키는 힘은 기계 부품의 회전운동에 의해 생긴다. 이 힘은 부품의 회전 속도에 따라서 방향과 진폭이 변화하기 때문에 많은 진동문제들은 회전속도와 밀접한 관계를 가지는 주파수를 갖게 된다. 진동주파수를 알아내고, 이 주파수와 각종기계 부품의 회전속도와의 관계를 지음으로써 결함부품을 찾아낼 수 있다.

모든 문제점들은 기계부품의 회전속도와 일치하는 진동주파수를 나타내지 않고, 각기 다른 진동주파수를 일으킨다는 사실이다. Misalignment와 기계부품의 풀림이 복합적인 경우 여러 개의 다른 진동주파수를 발생시킬 수 있는 반면에 불량한 구동 벨트와 Oil Whirl은  $1 \times \text{RPM}$  보다 작은 진동주파수를 발생시킬 수 있다.

그림 2-22는 대부분의 기계진동이 여러 가지 다른 주파수들로 구성되어 있음을 보여 준다.

복합적인 진동신호 일지라도 때로는 조화적인 주파수를 포함하고 있다. 조화파란 기본 또는 주요 주파수의 정수배인 주파수이다. 통상 기본주파수는  $1 \times \text{RPM}$ 에서 발생한다. 예를 들면  $2 \times \text{RPM}$ ,  $3 \times \text{RPM}$  또는 그 이상의 주파수에서 상당한 진동의 크기가 있음을 볼 수 있다. 이 경우  $1 \times \text{RPM}$ 에서의 주파수를 1차 조화파 (First Harmonics)라고 한다. 그러나 복합적인 진동신호의 주파수들은 기본 주파수와 그 배수 주파수에 반드시 국한되지 않음을 알아야 한다.

복합적인 진동신호의 모든 주파수들이 기계 문제점을 분석하는데 중요하지만 기본주파수와 탁월주파수는 특별히 중요하다. 기본주파수는 회전체의 회전속도와 같은  $1 \times \text{RPM}$  주파수이고, 탁월주파수는 가장 큰 진폭을 가지는 주파수이다. 기본주파수와 탁월주파수는 항상 같지 않다. 탁월주파수가 기본주파수와 다를 때 통상 탁월주파수가 문제점을 보다 잘 나타내고 있다.

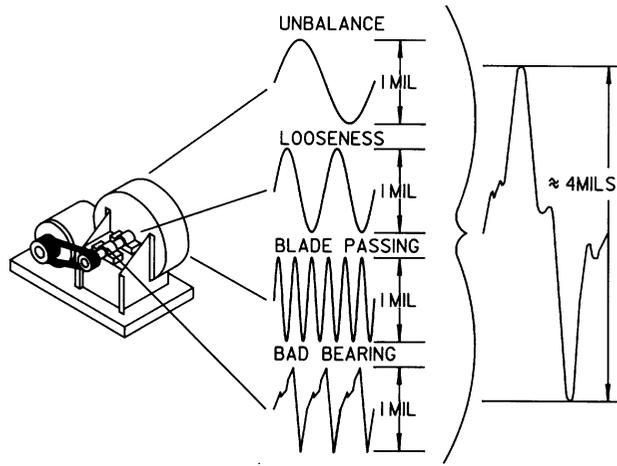


그림 2-22 복합적인 진동주파수

그림 2-23은 진동주파수별 진동치를 측정하여 진동치가 높은 탁월주파수를 찾아내어 진동원인을 분석하는데 사용되는 표이다.

진 동 원 인	탁 월 주 파 수												
	0~40%	40~50%	50~100%	회 전 주파수	2 회 회전 주파수	고 조 파	1/2 회 회전 주파수	1/3 회 회전 주파수	1/4 회 회전 주파수	배 하 전 주파수	기 수 주파수	매 들 주파수	우 운 주파수
1. 초기불평형				90	5	5							
2. 영구굽힘 또는 로우터 부품 결손				90	5	5							
3. 일시적인 로우터 굽힘				90	5	5							
4. 케이싱 변형 - 일시		← 10 →		80	5	5							
4. 케이싱 변형 - 영구		← 10 →		80	5	5							
5. 기초변형		20		50	20						10		
6. Seal Rubbing	10	10	10	20	10	10				10	10	10	
7. 로우터 Rubbing, 축방향		← 20 →		30	10	10				10	10	10	
8. Misalignment				40	50	10							
9. 배관력 (Piping force)				40	50	10							
10. 지어널 및 베어링 편심				80	20								
11. 베어링 손상		20 →		40	20								20
12. 베어링 및 지지대 여기진동(Oil whirl 등)	←10→	←70→					10	10					
13. 베어링 강성비대칭 (수직 - 수평)					80	20							
14. 추력 베어링 손상			90 →										10
조립상 조임 불량에 의한	탁월주파수는 가장 낮은 임계속도 또는 공진주파수에서 나타남												
15. 로우터(Shrink fits)	40	40	10									10	
16. 베어링 Liner		90→										10	
17. 베어링 케이싱		90→										10	
18. 케이싱 및 지지대		50→										50	
19. 치차불량						20						20	60
20. 카플링 불량 또는 손상	10	20	10	20	30	10							
21. 로우터및 베어링계공진				100									
22. 카플링 공진				100									
23. 공진				100									
24. 케이싱에 의한		10		70	10		10						
25. 지지대에 의한		10		70	10		10						
26. 기초에 의한		20		60	10		10						
27. 압력맥동													공진과 결합되면 가장 문제됨
28. 전기적 진동													100
29. 배관 및 기초에 의한 진동전달												90	
30. 발브진동													100
31. 분수조파공진													공기역학근원(seal)을 조사 - 드물다
32. 조파공진													←100 →
33. 마찰에 의한 선회 (Friction whirl)	80	10	10										
34. 위험속도				100									
35. 공진속도				100									
36. Oil whirl		100											공기역학적 로우터부상 (Partial admission 등) 조사
37. 공진선회 (Resonant whirl)		100											
38. 건성마찰에 의한 선회													100
39. 간극불량에 의한 진동	10	80	10										
40. 비틀림 공진				40	20	20						20	
41. 과도비틀림 (왕복동기판, 동기전 동기)				50								50	

그림 2-23 진동원인별 탁월주파수 (숫자는 가중치임)



### 2.3 振動 스펙트럼 (Vibration Spectrum)

그림 2-27(c)와 같이 진동진폭대 주파수를 그린 것이 진동 스펙트럼이다. 그림 2-2에서와 같이 진동을 직접 기록하는 방법은 많은 제약을 가지고 있다. 이를 극복하기 위하여 진동을 전기적인 신호로 바꾸기 위해 진동변환기가 사용된다. 이 전기적 신호는 전자장치를 통하여 변환기가 연결된 분석기 내에서 진동표시기에 전달된다.

진동자료를 구하는 데는 앞서 언급한 직접기록 방법을 사용하는 것은 많은 단점이 있다. 보다 효과적인 방법은 변환기 자체에 의해 감지된 진동을 전기적인 신호로 변환시키는 데 전자장치를 사용하는 것이다. 이러한 기구를 나타낸 것이 그림 2-24이다. 여기서 변환기의 신호는 증폭기를 통하여 기록지에 진동의 운동을 그리는 Pen을 구동시키는 Servo Motor로 전달된다.

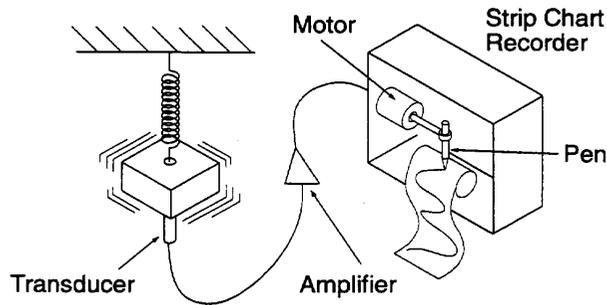
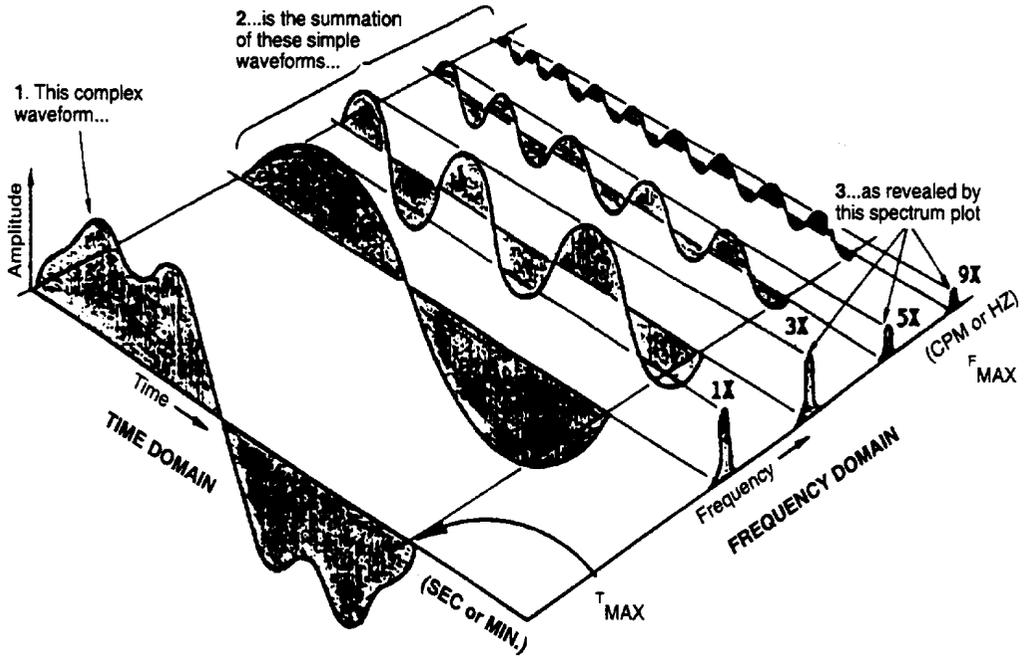


그림 2-24 진동기록의 간접방법

그림 2-24는 진동을 기록하는 대단히 간단한 그림이지만 대부분의 진동은 더욱 복잡한 간접 기록장치가 요구되며 다양한 파형이 복잡하게 결합되어 있다. 그림 2-25는 복잡한 파형들이 어떻게 조합되어 있는가를 보여준다. 각각의 파형(1×RPM, 2×RPM, 3×RPM 등등)을 대수적으로 더해서 전체적인 파형이 이루어지며 이것은 Oscilloscope나 진동분석기에 의해 나타내질 수 있다.

Oscilloscope는 결합된 파형을 보는데 유용하다. 이것은 진동 변환기로부터의 진동 신호를 전자 Beam을 파형으로 바꿀 수 있는 2개의 전자관으로 보내는 기능을 한다. 그림 2-26은 이 과정을 그린 것이다.



$t_{MAX}(\text{sec}) = \frac{(60) (\# \text{ FFT Lines})}{F_{MAX}} = \frac{(60) (\text{Sample Size})}{(2.56) (F_{MAX})}$
$t_{MAX}(\text{cpm}) = \frac{(60) (\# \text{ FFT Lines})}{t_{MAX}} = \frac{(60) (\text{Sample Size})}{(2.56) (t_{MAX})}$

여기서  $t_{MAX}$  = 총 Sampling(진폭의 측정 및 저장) 시간(sec)

Sample Size = Time Waveform을 만드는데 사용되는 Analog to Conversion 수량 (400 Line FFT를 만드는데는 1024개의 Sample이 필요함)

$F_{MAX}$  = Maximum Spectral Frequency of Frequency Span (cpm)

그림 2-25 진동 Spectrum

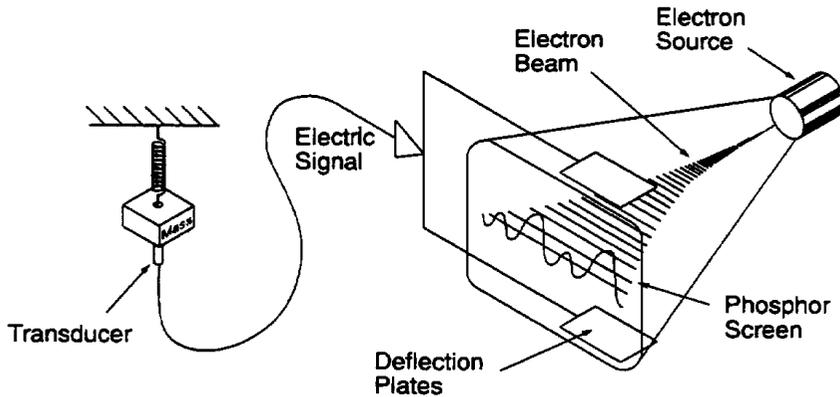


그림 2-26 Oscilloscope에 나타난 진동신호

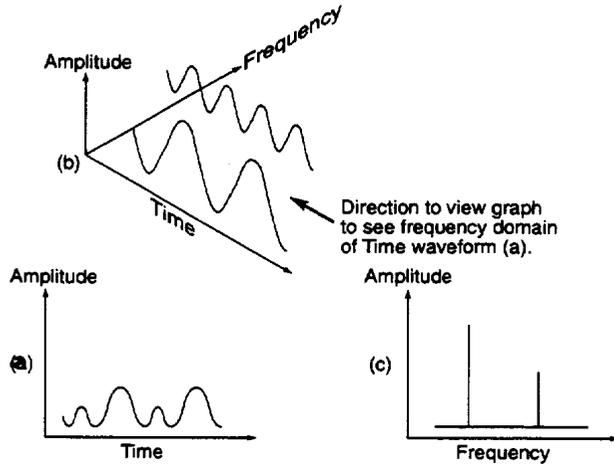
지금까지 나타낸 그림들에서 X축은 시간(sec 또는 min)이고, Y축은 진폭(변위, 속도 또는 가속도)을 나타내었다. 시간영역을 나타내어 사용하면 실제 기계운동이 표시되고 여러 가지 진동변수들이 분석되므로 대단히 정확한 방법이다. 그러나 시간과형 그 자체를 분석하는 일은 다루기 어려울 수 있으며 주파수를 구해야 할 필요가 있을 때는 많은 노력이 요구된다. 여기서 그림 2-24와 2-27에서 보이는 바와 같이 진동주기를 계산하기 위해서는 관심이 있는 어떤 Peak부터 다음 유사한 Peak까지를 구해야 한다. 이 주기(T)는 주파수(F)로 바꾸고 원하는 단위(cpm, cps, Hertz)로 변환시켜야 한다.

이 과정을 단순화하기 위하여 진동계측기는 Fast Fourier Transform (FFT)으로 알려진 기능이 있다. FFT란 시간영역 자료(진폭대 시간)를 주파수 영역 자료(진폭대 주파수)로 바꾸는 Computer(Microprocessor) Transform이다. Fourier는 어떠한 정현파도 조합하여 그림 2-25와 같이 보다 복잡한 다른 파형을 만들 수 있고, 반대로 어떠한 복잡한 파형도 단순한 정현파 성분으로 분리할 수 있다고 언급했다. 그림 2-27은 이것을 나타낸 것이다. 여기서 (a) 시간영역 파형은 시간축에 그려져 있고, (b) 이 시간영역 파형은 정현파형으로 분리되었고 진폭, 시간 및 주파수는 3차원 좌표로 표시되었다. 정현파들이 조합된 파형으로부터 분리되기 때문에 각 정현파의 주파수가 결정되어지고, 정현파들은 주파수축을 따라서 각기 해당 위치에 놓이게 된다. 그림 2-27(c)는 진폭 대 주파수를 나타내는 주파수 영역이다.

시간과형(그림 2-27(a))을 주파수 영역(그림 2-27(c))으로 보면 단순한 정현파는 진폭(높이로 결정됨)과 주파수(주파수축에 따라 그 위치로 결정됨)를 가지는 수직선으로 나타난다. 시간영역 파형을 주파수 영역으로의 표현을 Spectrum이라 한다. 이 Spectrum을 “Signature” 또는 FFT라고도 한다. Spectrum(주파수 영역 표시)은 진동

42 — 제1편 진동의 기본 기술

분석을 하기 위하여 시간파형을 이산 주파수(Discrete Frequency)성분으로 구별하고 분리하는 힘든 과제를 다루는 진동분석가들에게는 유용한 도구이다. 그림 2-28은 진동의 전체적인 변환을 베어링 하우징에 설치된 진동변환기(a), 스프링-질량계(b), 진동의 시간파형(c) 및 주파수 영역에서의 FFT Spectrum으로 동일시하게 나타내고 있다.



- (a) 시간영역 파형
- (b) 시간영역 파형은 단순한 정현파로 분리하고 또 이 정현파를 각 주파수별로 확장한 후의 3차원 그림. 3개의 축은 진폭, 시간 및 주파수이다.
- (c) 시간영역 파형으로부터 전개된 주파수 영역 그림

그림 2-27 시간영역 파형으로부터 전개된 주파수 영역

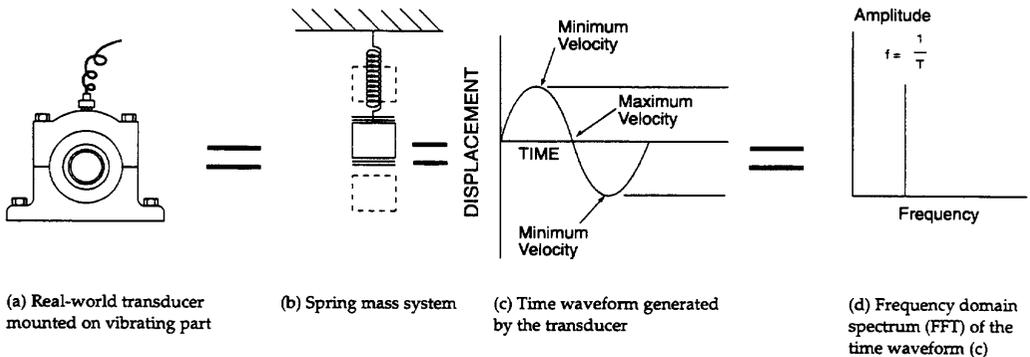


그림 2-28 진동이 FFT Spectrum으로 변환되는 단계

진동을 분석할 때 Spectrum의 모든 Peak들의 진폭 및 주파수 값을 가능한 정확하게 아는 것이 중요하다. 진폭은 문제점의 중대성에 관한 생각을 주며, 주파수는 진동의

근원을 알아내는데 사용된다. 예를 들면 Spectrum의 탁월진동(최대진동)이 1,770 cpm에 있고, 그 기계의 회전속도( $1\times\text{RPM}$ )가 또한 1,770 rpm이라고 하면, 문제점의 근원이  $1\times\text{RPM}$ 에 있다는 것을 알기 때문에 가능성 있는 문제점들을 알게 되고, 동시에 구름 베어링, Blade Pass 또는 대부분의 모든 전기적 문제와 같은 다른 근원의 가능성은 배제할 수 있다.

### 3. 振動 位相角 (Vibration Phase)

#### 3.1 振動 位相角의 定義 (Definition of Vibration Phase)

##### 3.1.1 振動 位相角 (Vibration Phase)

위상각 분석은 문제점의 근원을 진단하는데 강력한 도구이다. 예를 들면 운전속도에서 고진동의 원인이 될 수 있는 많은 문제점들이 있다 (즉, Unbalance, Misalignment, Eccentricity, Bent Shaft, Soft Foot, Cracked/Broken Gear Tooth, Resonance, Loose Hold-Down Bolt 등등). 마찬가지로  $2\times$ 나  $3\times\text{RPM}$ 에서도 고진동을 일으킬 수 있는 여러 문제점들이 있다. 각 진동주파수 ( $1\times$ ,  $2\times$ ,  $3\times\text{RPM}$ )에서 고진동이 발생할 때 문제의 각 베어링에서 위상각을 측정하고 이를 이해하면 진동문제를 보다 쉽게 해결할 수 있다.

위상각이란 진동체 상의 고정된 기준점에 대한 진동체의 어느 부분의 상대적 위치변화이다. 환언하면 두개의 신호사이의 시간 또는 위치관계를 각도로 표시한 것이다. 위상각은 상대운동량이므로 동일한 기준점에 설치한 2개의 질량과 스프링을 가지는 예를 들어본다. 그림 2-29는 서로 동상(In-Phase)인  $0^\circ$ 의 위상각 차를 가지고 동일한 율로 진동하는 2개의 시스템이다.

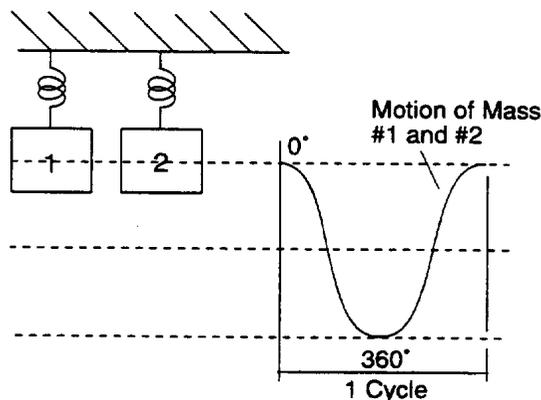


그림 2-29 동상 ( $0^\circ$ 위상차)으로 진동하는 2개의 질량

44 — 제1편 진동의 기본 기술

그림 2-30은  $90^\circ$ 위상차로 진동하는 2개의 질량이다. 즉 Mass #2는 Mass #1보다 1사이클의  $1/4(90^\circ)$ 앞서있다. 이것은 Mass #2의 운동에 대하여 Mass #1이  $90^\circ$ 위상각 지연 (Phase Lag)을 가진다고 한다.

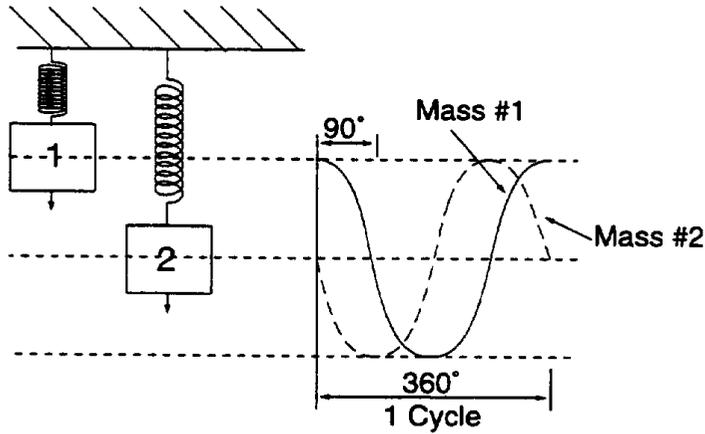


그림 2-30  $90^\circ$ 위상차로 진동하는 2개의 질량

그림 2-31은 역상( $180^\circ$ 위상차)으로 진동하는 2개의 질량이다. 즉 어떤 순간에도 Mass #1이 아래로 이동할 때 동시에 Mass #2는 위로 이동한다.

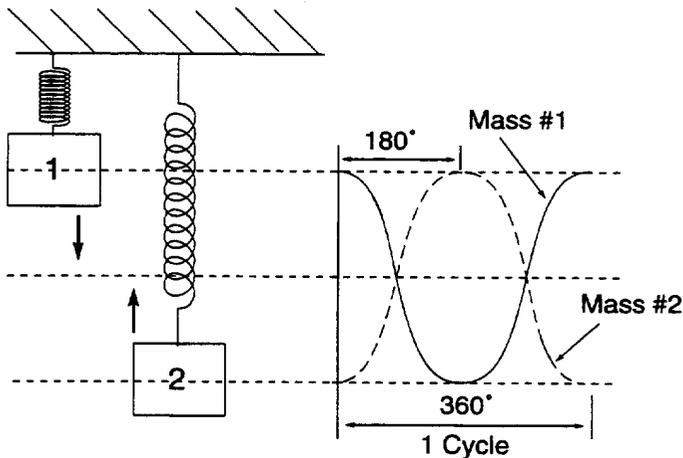


그림 2-31 역상 ( $180^\circ$ 위상차)으로 진동하는 2개의 질량

그림 2-32는 위상각이 기계진동과 어떤 관계를 가지고 있는가를 보여준다. 왼쪽 그림은 베어링 1과 2사이에서  $0^\circ$ 위상차(동상)를 가지며 반면에 오른쪽 그림은  $180^\circ$ 위상차(역상)를 가지고 진동하는 것을 보여준다.

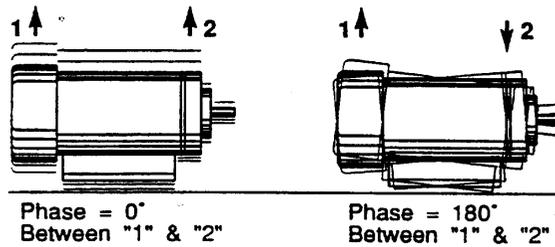


그림 2-32 기계진동에서 사용되는 위상관계

### 3.1.2 相對 位相角 (Relative Phase)

상대 위상각은 하나의 진동신호상의 한 지점으로로부터 다른 진동 신호상의 상응하는 가장 가까운 지점까지의 시간관계를 각도로 표시한 것이다.

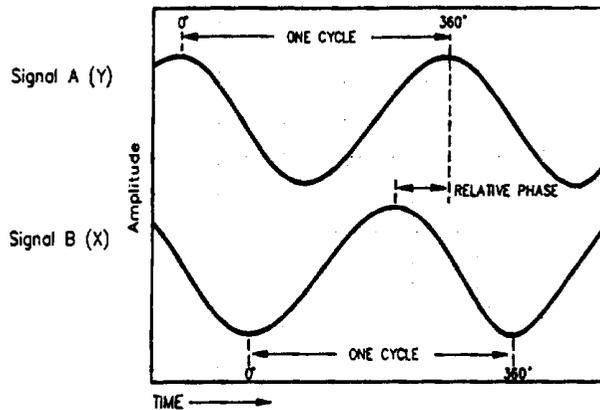


그림 2-33 상대 위상각

다음은 상대 위상각을 측정하는데 사용되는 5가지 규칙이다.

- ① 두개의 진동 신호
- ② 동일한 진동 주파수
- ③ 동일한 단위 (mils, in/s, g's)
- ④ 두 진동신호 각각이 기준 진동신호가 될 수 있다.
- ⑤ 상대위상은 0°와 180°사이에서 앞서거나 (Leading) 또는 지연(Lagging) 된다.

### 3.1.3 絶對 位相角 (Absolute Phase)

절대 위상각은 Keyphasor가 펄스한 후 (1 회전당 1회 기준 펄스 발생)진동신호의 첫 번째 Positive Peak까지의 진동사이클의 각도이다 (그림 2-38~2-40 참조).

절대 위상을 측정하는데 사용되는 법칙은 아래와 같다.

46 — 제1편 진동의 기본 기술

- ① 두개의 진동신호 (단일 진동 주파수로 여파된 진동신호와 기준신호)
- ② 여파된 진동주파수는 기준신호의 정수배이어야 한다.
- ③ 절대 위상각은 기준신호로부터 측정되어지므로 항상 지연 위상 (Lag Angle) 이며, 0°에서 360°사이로 측정된다.
- ④ 0°위치는 기준신호가 발생한 때 기준 진동 변환기 바로 아래에 있는 축상의 지점이다.

3.2 位相角 測定 (Phase Measurements)

위상각을 측정하는 방법에는 다음과 같이 3가지가 있는데 Strobe Light 및 Photocell 방법은 이동용 진동 분석기가 사용되는 곳에 또한 Keyphasor 방법은 영구설비로써 사용된다.

3.2.1 Strobe Light Method

Strobe Light는 Pickup에서 측정한 진동주파수와 같은 비율로 Flash하거나 주파수 조정 Dial로 설정한 비율로 Flash하여, 진동을 일으키는 기계 부분을 시각적으로 정지상태로 만들어 각도를 읽는데 사용된다.

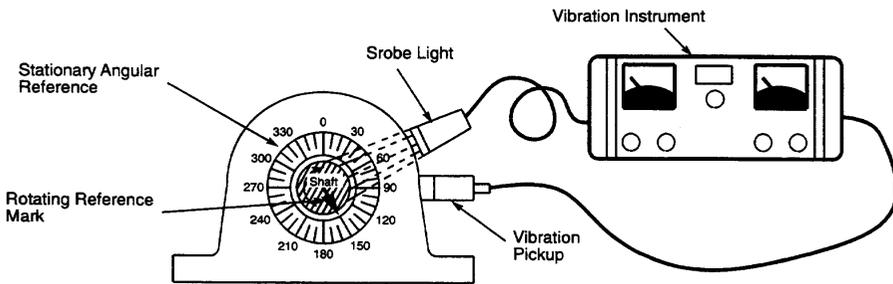


그림 2-34 회전하는 기준표시와 고정의 각 기준을 가지는 위상측정

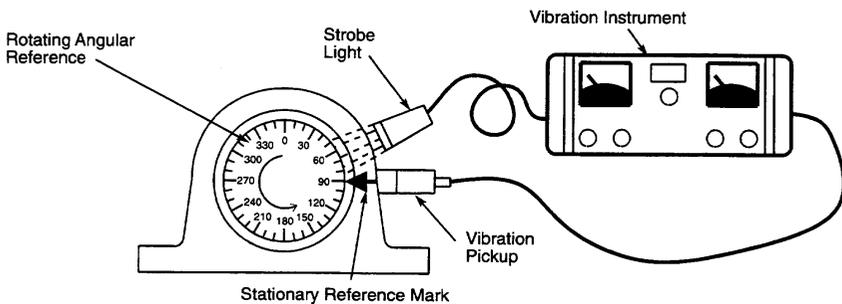


그림 2-35 고정한 기준표시와 회전하는 각 기준을 가지는 위상측정

위상각을 취하기 위해서는 Strobe Light를 먼저 관심이 되는 주파수(통상 축회전 속도)에 조정시킨 다음 진폭 및 위상각을 기록해야 한다. 변환기를 베어링마다 이동시키면서 수평, 수직 및 축방향의 자료를 취한다.

Strobe Light를 이용하는 경우, 변환기를 새로운 위치나 방향으로 이동시킬 때마다 그 위치에 일관성이 없으면 변환기 설치위치와 Strobe Light 설치위치 사이의 각도가 달라지므로 인해 측정상의 오류가 발생하는데 이를 피하기 위해서는 전 베어링에서 항상 일정한 위치에서 측정해야 하므로 고정위치를 표시 해놓는 것이 좋다.

### 3.2.2 Photocell Method

이 방법은 회전체에 부착시킨 반사 Tape에 고정된 Photocell에서 Light Beam을 쏘아 위상각을 측정하는 것으로, Strobe Light 방법이 각도를 읽을 때 오차가 발생할 수 있는 반면에 Photocell 방법은 대단히 정확하게 각도를 측정할 수 있다.

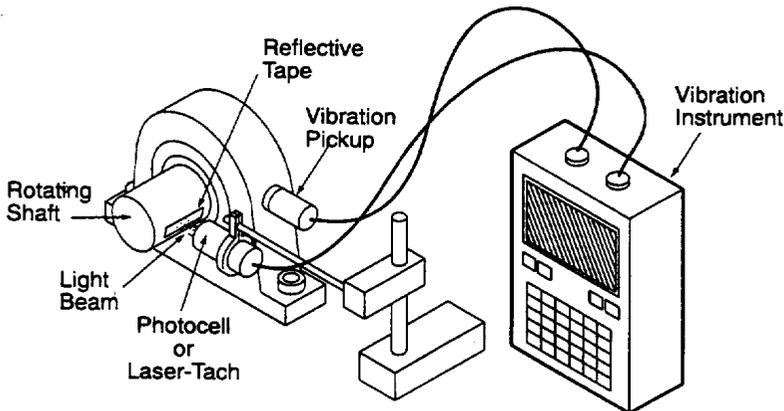


그림 2-36 Photocell을 이용한 위상각 측정

### 3.2.3 Keyphasor Method

Proximity Probe는 일종의 전자기기로써 규정된 전압(-18 V~-24 Vdc)을 인가하면 발진기 회로를 통하여 Radio Frequency가 발생하고, 이 Field내에 금속표면이 있으면 Eddy Current가 발생한다. Probe와 금속표면간의 Gap이 커지면 Radio Frequency의 진폭은 커지고 Eddy Current는 작아진다. 이 원리를 이용하면 Gap, 즉 진동진폭을 측정할 수 있다.

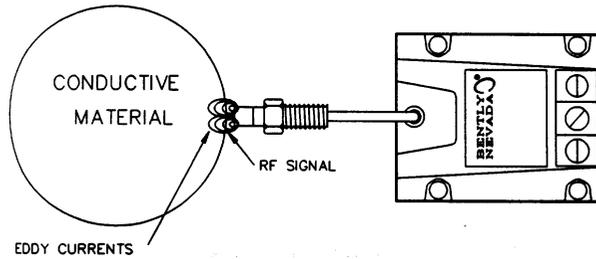


그림 2-37 Proximity Probe의 원리

Proximity Probe를 회전체에 있는 Keyphasor (Shaft Reference 즉 Notch 또는 Projection) 부위에 설치하여 회전체가 회전할 때 Probe와 Keyphasor가 일치하는 순간에 기준 Pulse (Keyphasor Pulse)가 발생한다. 위상각은 Keyphasor Pulse로부터 진동 Probe로 감지한 동적운동 (Vibration)의 첫 번째 Positive Peak까지의 각도이다.

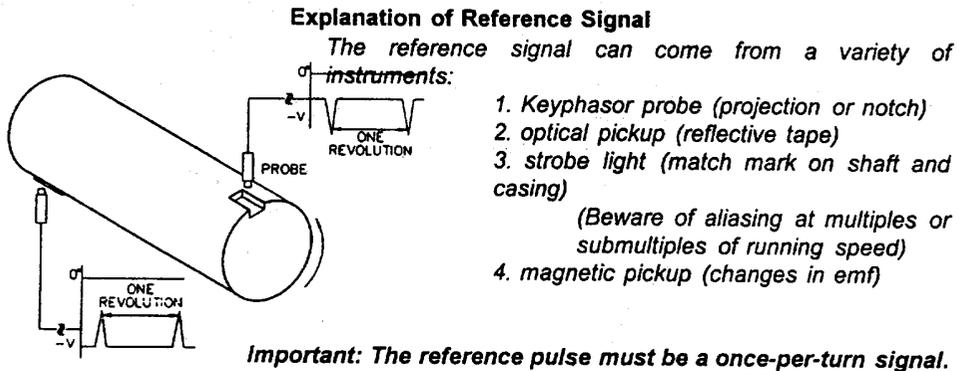


그림 2-38 Keyphasor와 Probe 설치

예를 들어 그림 2-39에 1× 절대 위상각을 측정하는 경우에 측정된 위상각은 Blank Spot의 선단으로부터 첫 번째 진동의 Positive Peak까지이다. 즉 기준신호로부터 진동의 Positive Peak까지이다. 따라서 절대 위상각은 항상 지연각이다.

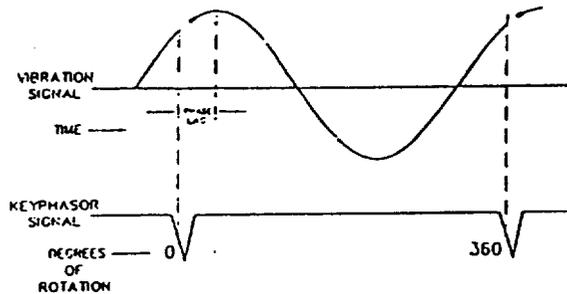


그림 2-39 1× 절대 위상각

다른 진동 주파수들에 대한 절대위상 측정은 앞과 동일한 방법으로 시행된다. 이 예에서는 진동 주파수는  $2\times$ 이다. 이는 축이 1회전하는 동안 (Keyphasor 펄스 대 Keyphasor 펄스) 2개의 완전한 진동사이클이 발생하기 때문이다. 절대 위상각은 Blank Spot의 선단으로부터 진동의 첫 번째 Positive Peak까지의 각도이다. 진동 사이클의 각도를 정확히 측정하는데는 오실로스코프상의 눈금을 이용하면 된다.

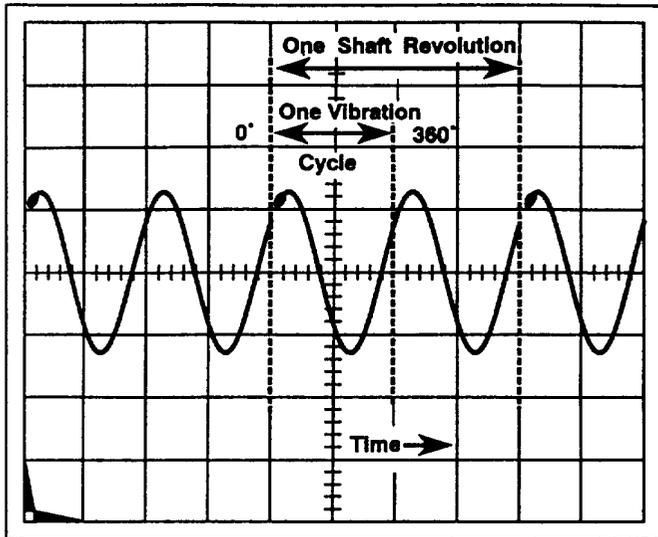


그림 2-40  $n\times$  절대 위상각