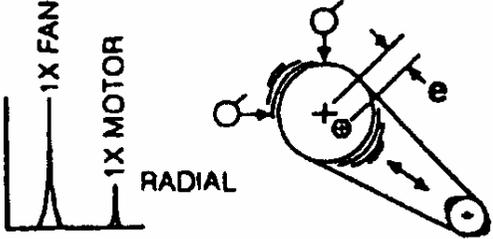
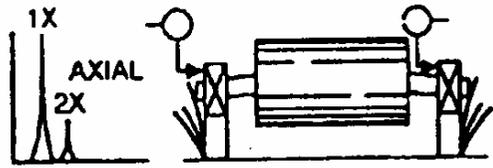
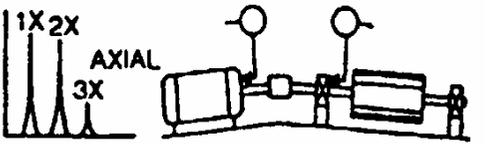
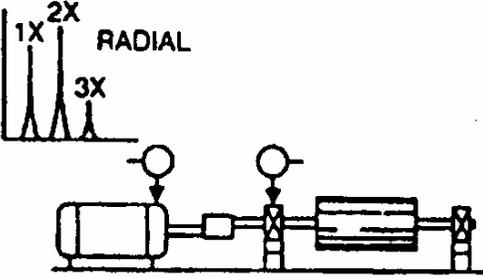
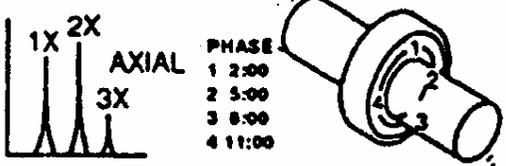
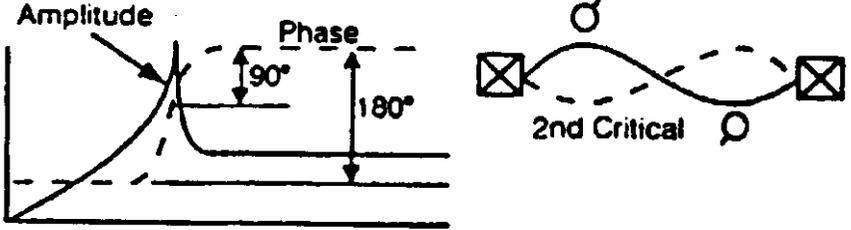


도해 진동진단표 (ILLUSTRATED VIBRATION DIAGNOSTICS CHART)

문제의 근원	전형적인 Spectrum	비 고
MASS UNBALANCE		
A. FORCE UNBALANCE		<p>Force(Static) Unbalance 는 동일축의 양 Bearing 에서 위상은 동상이고 안정된 값을 가진다. 불균형에 의한 진폭은 증가속도의 제곱에 비례하여 상승한다. 1×RPM 진동은 항상 존재하며, 통상 우월한 Spectrum 이다. 이 불형형은 Rotor 무게 중심에 1 면에서 하나의 Balance Weight 만을 취부 또는 제거함으로써 교정될 수 있다.</p>
B. COUPLE UNBALANCE		<p>Couple Unbalance 는 동일축의 양 Bearing 에서 위상은 180° 역상이다. 1×RPM 진동은 항상 존재하며 통상 우월한 Spectrum 이다. 진폭은 증가 속도의 제곱에 비례하여 변화한다. 반경 방향에서 뿐만 아니라 축 방향에서도 진동이 높다. 최소한 2 면에서 Balance Weight 를 달아 교정한다. 180° 위상차는 수직방향에서 뿐만 아니라 수평방향에서도 존재해야 한다.</p>
C. OVERHUNG ROTOR UNBALANCE		<p>Overhung Rotor Unbalance 는 축 방향 및 반경 방향 모두에서 높은 1×RPM 진동을 일으킨다. 반경방향의 위상 값은 일정하지 않는 반면에 축방향의 값은 동상인 경향이 있다. Overhung Rotor 는 Force 및 Couple Unbalance 모두를 가지는 경우가 있다.</p>

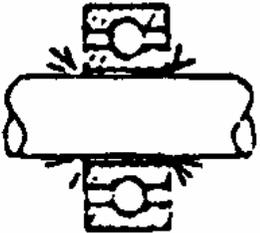
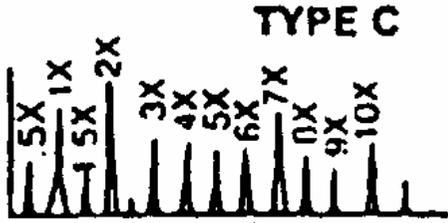
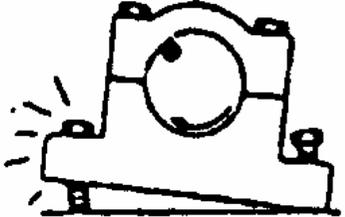
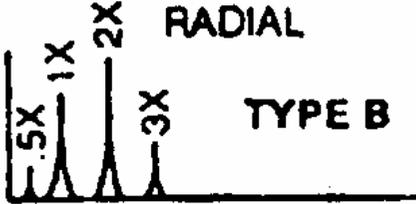
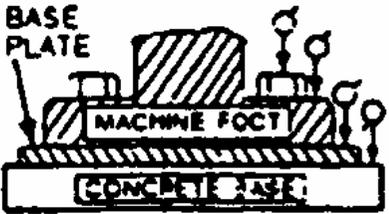
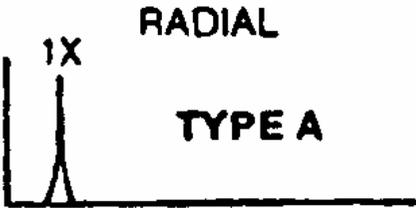
문제의 근원	전형적인 Spectrum	비 고
ECCENTRIC ROTOR		<p>편심은 Sheave, Gear, Bearing, Motor Armature 등의 기하학적 중심선과 회전중심이 어긋났을 때 발생한다. 최대 진동은 2개 Rotor의 중심을 이은 방향으로 편심부품의 1×RPM에서 발생한다. 수평 및 수직방향의 위상 값은 통상 0° 또는 180° 차이가 난다. (서로가 직성 방향 운동을 나타낸다) 편심 Rotor를 Balance 하면 한쪽 방향의 진동은 감소하나 다른 쪽의 반경 방향 진동은 증가한다. (편심량에 따라 다름)</p>
BENT SHAFT		<p>Bent Shaft인 경우는 축방향의 진동이 높고 동일 기계에서 축방향 위상차는 180°역상으로 되는 경향이 있다. 우월한 진동은 통상 축 중심부근이 휨 경우는 1×RPM에 있으나, Coupling 부근이 휨 경우는 2×RPM에 있다. (Transducer는 그림과 같이 동일 방향으로 설치한다)</p>

문제의 근원	전형적인 Spectrum	비 고
MISALIGNMENT		
A. ANGULAR MISALIGNMENT		<p>Angular Misalignment의 특징은 1× 및 2×RPM 모두에서 높은 축방향 진동을 가지며, 위상은 Coupling을 지나면서 180° 역상이다. 그러나 1×, 2× 및 3×RPM 중 어느 것이든 우월한 것은 통상 있는 일이다. 이러한 징조는 Coupling에 문제점이 있다는 것을 잘 나타내는 것이다.</p>
B. PARALLEL MISALIGNMENT		<p>Parallel Misalignment는 진동 징조는 Angular Misalignment와 유사하나 높은 반경방향의 진동을 가지며, 위상각은 Coupling을 지나면서 180° 역상에 접근한다. 1× 보다 2× 진동이 종종 더 높으나, 그 값은 Coupling 형식 및 구조에 따라 다르다. Angular 또는 Parallel Misalignment가 심각하면 보다 높은 Harmonics (4× ~ 8×)에서 또는 기계적인 이완 시에 나타나는 것과 같이 일련의 전 고주파 Harmonics에서 높은 진폭이 발생한다. Misalignment가 심각하면 Coupling 구조에 따라 Spectrum의 모양에 크게 영향을 미친다.</p>
C. MISALIGNED BEARING COCKED ON SHAFT		<p>Cocked Bearing은 상당한 축방향 진동을 일으킬 수 있으며, Twist Motion에 의해 동일 Bearing Housing의 축방향으로 측정된 상하 및 좌우 위상이 거의 180° 차이가 있다. Coupling Alignment나 Rotor Balance로 문제가 해결되지 않는다. Bearing을 취외하여 올바르게 설치해야 한다.</p>

문제의 근원	전형적인 Spectrum	비 고
RESONANCE		
		<p>공진은 강제 진동 주파수가 System 의 고유진동수와 일치할 때 발생하며, 조기 또는 엄청난 손상을 초래할 수 있는 상당한 진폭 증가를 발생 시킬 수 있다. 이것이 Rotor 의 고유진동수이며, 지지대, 기초, Gear Box 또는 Drive Belt 로부터도 발생할 수 있다. Rotor 가 공진 영역에 있으면 큰 위상변화 (공진점에서는 90°, 공진점을 지나서는 180°) 때문에 Balance 는 거의 불가능하다. 때로는 고유진동수를 변화시킬 필요가 있다. 고유진동수는 회전수의 변화로는 변화하지 않는다.</p>

문제의 근원	전형적인 Spectrum	비 고
--------	---------------	-----

MECHANICAL LOOSENESS



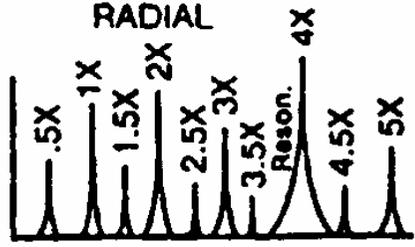
기계적 이완은 그림과 같이 A, B, C 형태가 있다.

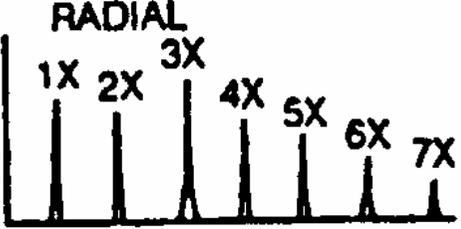
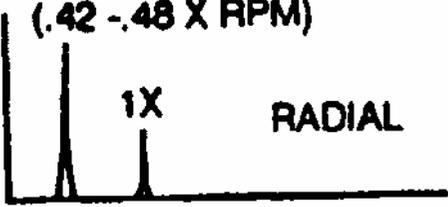
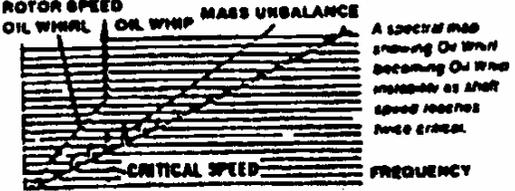
Type A는 Machine Feet, Base Plate 또는 기초의 구조물의 이완/취약에 의하여, Grouting의 변형 및 Base에서 Hold Down Bolt의 이완에 의하여 또한 Base의 Frame의 비틀림 (즉 Soft Foot)에 의하여 원인이 되고 있다. 위상 분석을 해보면 Machine Foot, Base Plate 및 Base에서 수직방향으로 측정된 위상차는 180°에 이른다.

Type B는 Pillowblock Bolt의 이완 및 Frame Structure나 Bearing Pedestal의 균열에 의하여 원인이 되고 있다.

Type C는 Rotor로부터 힘에 의해 많은 Harmonics를 일으키는 부품들의 부적절한 조립에 의해 통상 발생된다. Type C는 Bearing Cap에서의 Liner 이완, 과도한 Bearing의 간극 또는 Shaft에서의 Impeller 이완에 의해 원인이 되기도 한다. Type C의 위상은 종종 불안정하고, 측정치마다 특히 이동시 마다 크게 변한다.

기계적 이완은 큰 방향성이 있고, 한 Bearing Housing에서 반경 방향으로 30°만큼 측정 위치가 바뀌어도 위상차는 상당히 큰 값을 가진다. 또한 기계적 이완은 1/2 또는 1/3×RPM들의 Subharmonics를 발생한다.

문제의 근원	전형적인 Spectrum	비 고
<p>ROTOR RUB</p>		
<p>TRUNCATED FLATTENED WAVEFORM</p> 	<p>RADIAL</p> 	<p>Rotor Rub 는 회전체와 고정체가 접촉할 때 기계적 이완과 유사한 Spectra 를 발생한다. Rub 에는 부분 접촉과 전주접촉이 있다. 통상 일련의 주파수들을 발생하고 때로는 하나 이상의 공진을 일으키기도 한다. 또한 Rotor 의 고유 주파수의 위치에 따라 회전속도의 Subharmonics ($1/2, 1/3, \dots, 1/n$)이 발생하기도 한다. Rotor Rub 는 많은 고주파수 진동을 발생시킬 수 있다. Rub 가 축과 Bearing Babbitt 간의 접촉에 의한 것이라면 대단히 심각하고 짧은 기간동안 발생할 수 있지만, 축과 Seal 과의 접촉 Agitator Blade 와 Tank 변과의 접촉 또는 Coupling Guard 와 Shaft 의 압축이 있을 때는 덜 심각하다.</p>

문제의 근원	전형적인 Spectrum	비 고
SLEEVE BEARINGS		
A. WEAR/CLEARANCE PROBLEMS	 <p>A spectrum plot labeled 'RADIAL' showing seven distinct peaks labeled 1X, 2X, 3X, 4X, 5X, 6X, and 7X, indicating harmonic vibrations.</p>	<p>Sleeve Bearing 이 마모된 후에는 통상 일련의 Harmonics(10~10×RPM)이 발생한다. Wiped Sleeve Bearing 인 경우는 수평방향 진폭에 비하여 수직방향의 진폭이 높다. 과도한 간극을 가진 Sleeve Bearing 은 작은 불균형 및 Misalignment 이어도 정상 간극인 경우보다 큰 진동을 일으킨다.</p>
B. OIL WHIRL INSTABILITY	 <p>A spectrum plot showing a prominent peak labeled '(.42 -.48 X RPM)' and a smaller peak labeled '1X'. The word 'RADIAL' is written to the right of the plot.</p>	<p>Oil Whirl 은 0.42~0.48×RPM 에서 발생하고 때로는 대단히 심각하다. Bearing 간극의 50%를 초과하면 과도한 진동이 발생한다. Oil Whirl 은 진동을 일으키는 유막으로서 정상상태 운전 (Attitude Angle 과 편심율)의 변화로 인해 Oil Wedge 는 Bearing 내에서 축을 밀어낸다. 회전방향으로 불안정한 힘 때문에 Whirl(또는 Precession)이 생긴다. Whirl 은 Whirl Force 를 증가시키는 원심력을 증가시키기 때문에 본질적으로 불안정하다. Whirl 은 유막이 더 이상 축을 지지하지 않도록 하며, 또한 Whirl Frequency 가 Rotor 의 고유주파수와 일치할 때 불안정해 진다. Oil 의 점도, 유압 및 외적인 Preload 의 변화는 Oil Whirl 에 영향을 미칠 수 있다.</p>
C. OIL WHIP INSTABILITY	 <p>A complex spectrum plot with multiple peaks. Labels include 'ROTOR SPEED', 'OIL WHIRL', 'OIL WHIP', 'MASS UNBALANCE', and 'CRITICAL SPEED'. A note on the right states: 'A spectral map showing Oil Whirl becoming Oil Whip as rotor speed reaches force critical.' The x-axis is labeled 'FREQUENCY'.</p>	<p>Oil Whip 은 기계가 2 배의 Rotor 임계속도나 그 이상에서 운전될 때 발생한다. Rotor 가 2 배의 임계속도에 다달았을 때 Whirl 주파수는 Rotor 의 임계속도에 아주 가까워지며, 유막이 더 이상 Rotor 를 지지할 수 없을 정도의 과도한 진동을 일으킨다. Whirl Speed 는 실제로 Rotor 임계속도를 “자동추적(Lock onto)하며, 기계가 더욱 승속할지라도 이 Peak 는 임계속도를 지나치지 않는다.</p>

ROLLING ELEMENT BEARINGS

4 Failure Phases

DOMINANT FAILURE SCENARIO

f_r = Natural Frequencies of Installed Bearing Components

BEARING DEFECT FREQUENCIES:

$$BPFI = \frac{N_1}{2} \left(1 - \frac{B_2}{D_2} \cos \theta\right) \cdot RPM$$

$$BPFV = \frac{N_2}{2} \left(1 - \frac{B_1}{D_1} \cos \theta\right) \cdot RPM$$

$$2SF = \frac{P_1}{2U_1} \left[1 - \left(\frac{B_2}{D_2}\right)^2 \cos^2 \theta\right] \cdot RPM$$

$$2RF = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{B_2}{D_2} \cos \theta\right) \cdot RPM$$

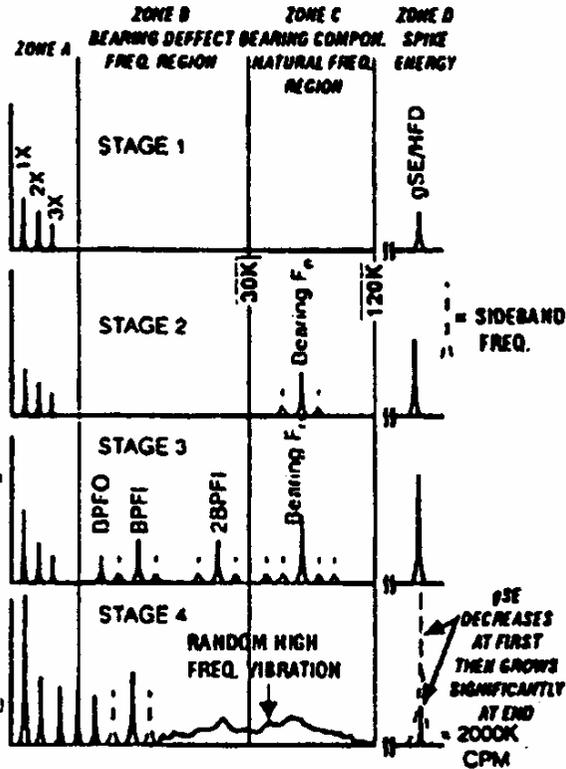
Where:

N_1 = Number of Balls or Rollers

B_2 = Ball/Roller Diameter (in or mm)

P_1 = Bearing Pitch Diameter (in or mm)

θ = Contact Angle (degrees)



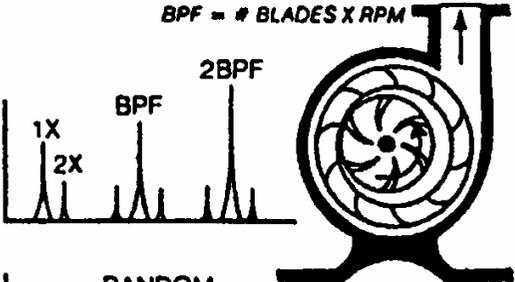
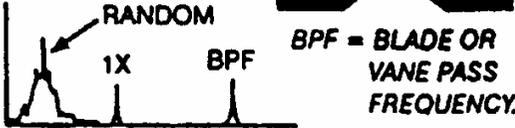
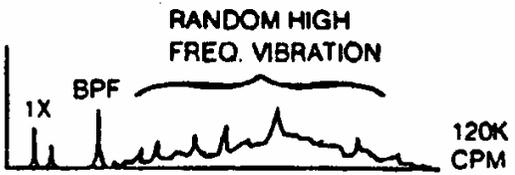
Rolling Element Bearing 의 손상 4 단계

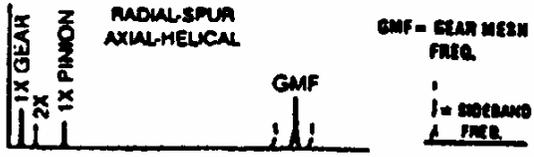
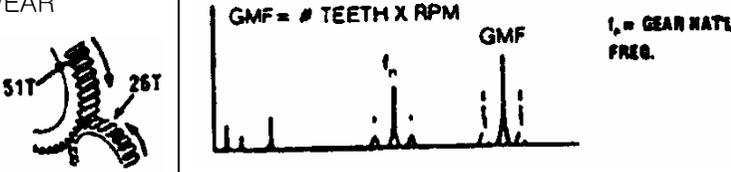
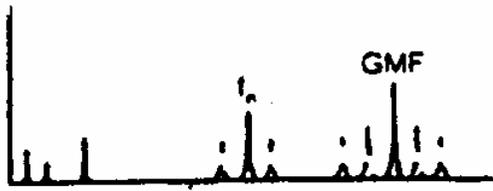
1 단계 : Bearing 문제점의 최초 징조는 대략 20,000~60,000Hz (1,200,000~3,600,000cpm) 범위의 초음파 주파수에서 나타난다. 이들은 Spike Energy (gSE), HFD(g) 및 Shock Pulse(dB)로 구한 주파수들이다. 예에서 Spike Energy 는 1 단계에서는 약 0.25gSE 에서 처음 나타난다. (실제 값은 측정위치 및 기계속도에 따라 다르다)

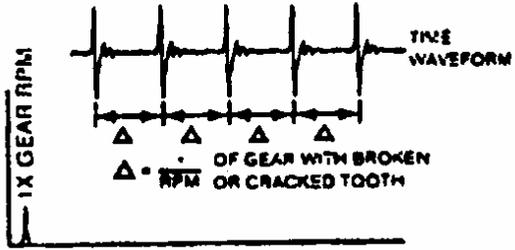
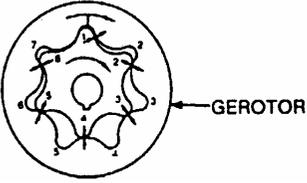
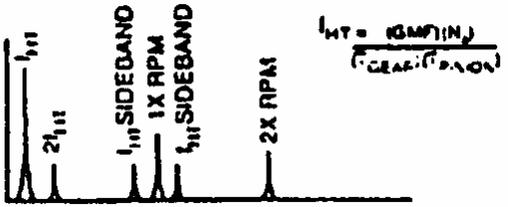
2 단계 : 경미한 Bearing 의 결함은 주로 0.5k ~ 2kHz 범위에서 발생하는 Bearing 부품의 고유주파수 부근에서 시작한다. 측대파 주파수 (Sideband Frequencies)는 2 단계 끝에서 고유주파수 Peak 의 이상 및 이하에서 나타난다. Spike Energy 는 증가한다. (예에서 0.25~0.5gSE 까지)

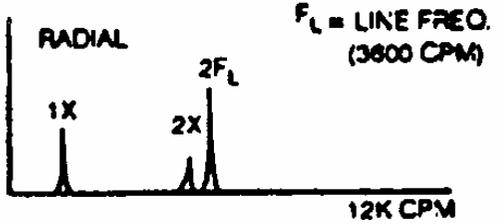
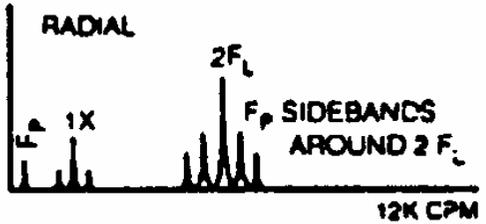
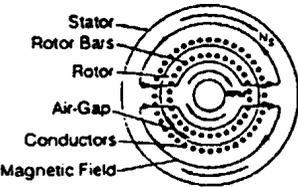
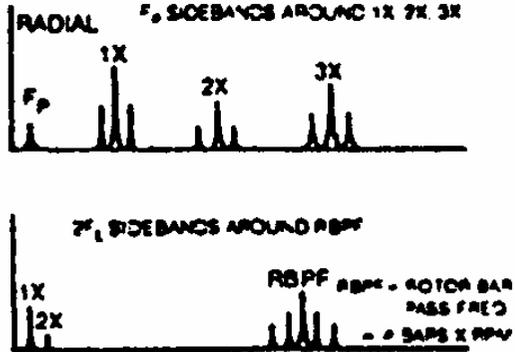
3 단계 : Bearing 의 결함 주파수 및 Harmonics 가 나타난다. 마모가 증가하면 결함 주파수 Harmonics 가 더욱 잘 나타나고, 측대파주파수 부근 및 Bearing 고유주파수 부근 모두에서 그 수량이 증가한다. Spike Energy 도 계속하여 증가한다. (예에서 0.5~1.0gSE) 특히 잘 형성된 측대파 주파수가 Bearing 결함 주파수 Harmonics 를 수반할 때 마모는 통상 육안으로 볼 수 있으며, Bearing 원주까지 확장한다. 이때 Bearing 을 교체한다.

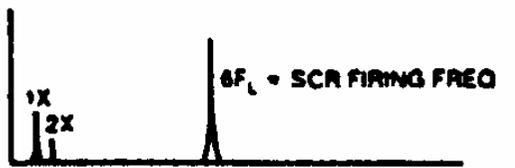
4 단계 : 마지막으로 1×RPM 진폭이 나타난다. 이것은 성장하여 통상 여러개의 회전속도 Harmonics 의 성장 원인이 된다. 이산적인 Bearing 결함과 부품의 고유 진동 주파수들은 실제로 사라지기 시작하며, 불규칙하고, 광대역의 고주파수 Noise Floor”로 바뀐다. 또한 고주파수인 Noise Floor 와 Spike Energy 의 진폭은 실제로 감소하지만 손상직전에 Spike Energy 는 통상 과도한 진폭으로 증가한다.

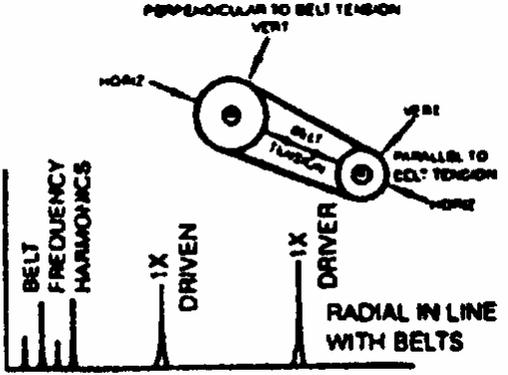
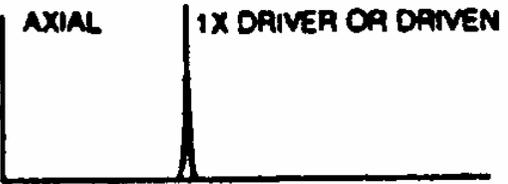
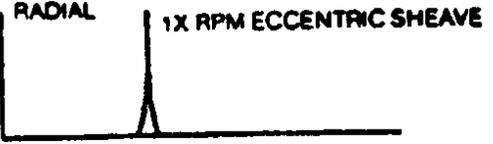
문제의 근원	전형적인 Spectrum	비 고
HYDRAULIC AND AERODYNAMIC FORCES		
A. BLADE PASS & VANE PASS	 <p>$BPF = \# \text{ BLADES } \times \text{ RPM}$</p>	<p>Blade Pass Frequency(BPF) = Blade 수 × RPM.</p> <p>이 주파수는 Pump, Fan 및 압축기에 내재하고 있으며, 통상 문제점으로 있지 않는다. 그러나 회전체인 Vane 과 고정체인 Diffuser 간의 Gap 이 전체에 걸쳐 같게 유지가 안되면 큰 진폭의 BPF(또는 Harmonics)는 Pump 내에서 발생될 수 있다. BPF(또는 Harmonics)는 고진동을 일으키는 시스템의 고유진동 주파수와 일치할 수 있다. 높은 BPF 는 Pipe 의 갑작스런 휨, 난류를 일으키는 장애물 또는 Pump 나 Fan Rotor 가 Housing 내에서 편심되게 위치된 경우 발생될 수 있다.</p>
B. FLOW TURBULENCE	 <p>$BPF = \text{BLADE OR VANE PASS FREQUENCY.}$</p>	<p>난류는 Fan 이나 Duct 를 통과하는 공기의 압력 또는 속도의 변화로 인해 Blower 내에서 발생하곤 한다. 흐름의 장애는 불규칙적이고, 전형적으로 0.83~33.33Hz 범위의 저주파수 진동을 일으키는 난류의 원인이 된다.</p>
C. CABITATION	 <p>$120K \text{ CPM}$</p>	<p>Cavitation 은 통상 불규칙적이고, 때로는 Blade Pass Frequency Harmonics 와 중첩되는 보다 높은 주파수의 광대역 Energy 를 발생한다. Cavitation 은 통상 불충분한 흡입 압력을 나타내며, 교정하지 않고 놓아두면 Pump 내부 부품의 치명적인 손상을 줄 수 있다.</p>

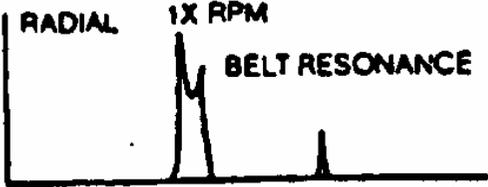
문제의 근원	전형적인 Spectrum	비 고
GEARS		
A. NORMAL SPECTRUM		<p>정상적인 Spectrum 은 1×, 2×RPM 및 Gear Mesh Frequency(GMF)이다. 일반적으로 GMF 는 그 주위에 회전속도의 측대파(Sideband Frequency)를 가진다. 모든 Peak 들은 낮은 진폭이고 어떠한 Gear 의 고유진동 주파수도 가진되지 않는다.</p>
B. TOOTH WEAR		<p>이빨의 마모 징조는 Gear 의 고유진동 주파수 및 나쁜 Gear 의 회전속도 간격으로 있는 측대파 주파수가 발생 되는 것이다. 비록 마모가 심각할 때는 통상 GMF 주위에 높은 진폭의 측대파 주파수가 발생하지만 GMF 는 진폭이 변화 하기도 하고, 변화하지 않기도 한다. GMF 자체보다는 측대파 주파수가 마모 정도를 아는 보다 좋은 척도이다.</p>
C. TOOTH LOAD		<p>GMF 는 부하에 대단히 민감할 때가 있다. 특히 측대파 주파수 진폭이 낮고, 어떠한 Gear 고유 진동 주파수들도 가진되지 않는다면 높은 GMF 진폭은 문제로 삼을 필요가 없다. 분석은 최대운전 부하에서 System 적으로 수행되어야 한다.</p>
D. GEAR ECCENTRICITY AND BACKLASH		<p>GMF 주위의 높은 진폭을 가지는 측대파 주파수는 한 Gear 의 회전이 다른 Gear 의 운전속도를 변조시킬만한 Gear 의 편심, Backlash 또는 축정렬의 불량 이 있음을 나타낸다. 문제점을 가지는 Gear 는 측대파 주파수의 간격에 의해서도 나타내진다. 부적절한 Backlash 는 GMF 와 Gear 고유 진동주파수를 가진시키고 이들은 1×RPM 에서 측대파가 있다. Backlash 가 문제인 경우는 GMF 진폭은 부하 증가와 더불어 감소 하기도 한다.</p>

문제의 근원	전형적인 Spectrum	비 고
F. CRACKED/BROKEN TOOTH		<p>균열 또는 깨진 이빨은 이 Gear의 $1 \times \text{RPM}$에서 높은 진폭을 발생시키며, 회전속도에서 최대파를 가지는 Gear 고유진동 주파수 (f_n)를 가진 시킨다. 또 이것은 Time Waveform에서 가장 잘 검출되는데 Time Waveform은 문제의 이빨이 상대 Gear의 이빨과 결함할 때마다 확실한 Spike를 나타낸다. Impacts(Δ)간의 시간은 문제의 Gear의 $1/\text{속도}$에 상당한다. Time Waveform에서 Impact Spikes의 진폭은 FFT에서 $1 \times \text{Gear RPM}$의 진폭보다 훨씬 높다.</p>
G. HUNTING TOOTH PROBLEMS 		<p>Hunting Tooth Frequency(f_{HT})는 제품 공정중 또는 취급 부주의에 의하여 발생되는 Gear와 Pinion상의 결함을 검출하는데 특히 유용하다. 이것은 높은 진동을 일으키지만 10Hz 이하의 낮은 주파수에서 주로 발생하기 때문에 종종 지나쳐 버린다. 이와 같은 이빨의 반복적인 문제를 가지는 Gear Set은 구동기측으로부터 격렬한 소리가 난다. 최대 효과는 손상된 Pinion과 Gear의 이빨이 동시에 맞물릴때 발생한다. (몇몇 구동기에서는 f_{HT} 공식에 따라서 매 10~20회전시 마다 한번 발생한다.) T_{GEAR} 및 T_{PINION}은 Gear와 Pinion의 이빨수이고, N_a는 주어진 이빨의 조합에 대한 유일한 조합 상태로써, 각 Gear의 이빨수에 공통적인 소인수를 곱한것과 같다.</p>

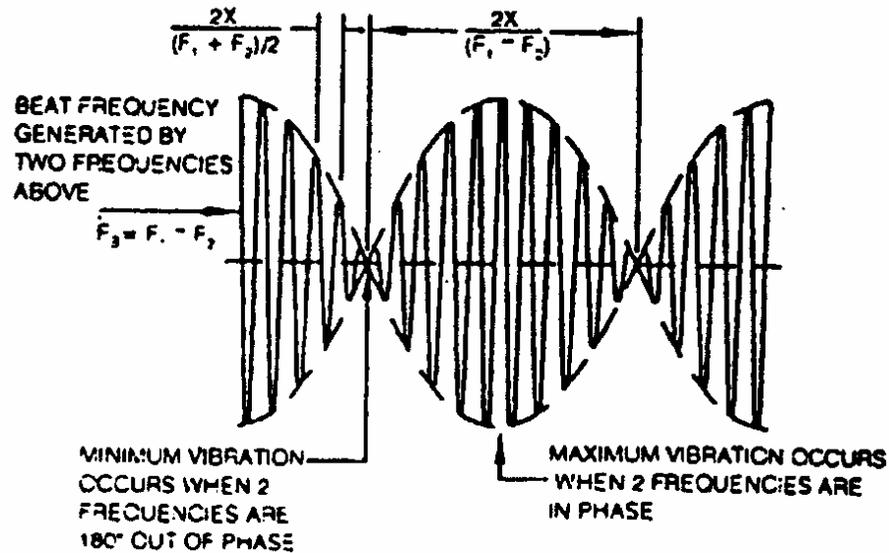
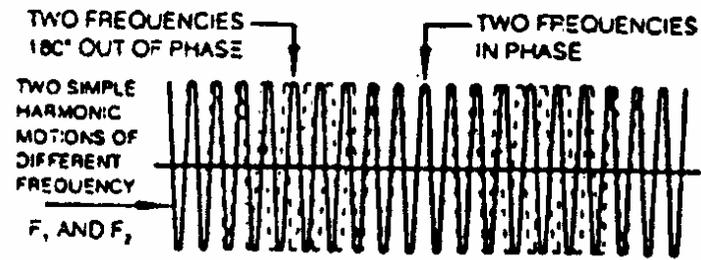
문제의 근원	전형적인 Spectrum	비 고
ELECTRICAL PROBLEMS		
<p>A. STATOR ECCENTRICITY SHORTED LAMINATIONS AND LOOSE IRON</p>		<p>Stator 에 문제가 있으면 2×계통 주파수(2FL)에서 고진동이 발생한다. Stator 편심은 Rotor 와 Stator 간의 Stationary Air Gap 이 발생하며, 대단히 방향적인 진동을 발생한다. Air Gap 의 차는 유도 전동기에서는 5%, 동기 전동기에서는 10%를 초과해서는 안된다. Soft Foot 및 Wraped Bases 는 편심 Stator 가 되게한다. 철심의 이완은 Stator 지지대의 취약 및 이완에 의해 생긴다. 철심이 단락되면 불균일하고 국부적인 가열이 발생하여 축을 휘게 할 수 있다. 이 열에 의한 진동은 운전시간 경과에 따라 상당히 증가한다.</p>
<p>B. ECCENTRIC ROTOR (Variable Air Gap)</p> <p>F_L = Electrical Line Freq. N_s = Syncn. Speed = $\frac{120F_L}{P}$ F_s = Slip Freq. = $N_s \cdot \text{RPM}$ F_p = Pole Pass Freq. = $F_s \cdot X P$ P = # Poles</p>		<p>편심 Rotor 는 Rotor 와 Stator 간에 회전가변 공극이 생겨 진동(통상 2FL 과 회전속도 고조파사이)을 일으킨다. 편심 Rotor 는 회전속도 주위에 Pole Pass Frequency(Fp) 측대파 뿐만 아니라 Fp 측대파에 둘러싸인 2FL 을 발생한다. Fp 는 저주파수에서 스스로 나타난다. (Pole Pass Frequency = Slip Frequency × Pole 수). Fp 의 일반적인 값은 대략 0.3~2.0Hz (20~120CPM)이다.</p>
<p>C. ROTOR PROBLEMS</p> 		<p>균열 또는 깨진 Rotor Bar 나 단락환, Rotor Bar 와 단락환간의 연결불량, 또는 Rotor 철심의 단락은 Fp 를 가지는 높은 1×RPM 진동을 일으킨다. 또한, 균열된 Rotor Bar 는 3×, 4× 및 5×RPM 의 고조파 주위에 Fp 측대파를 발생한다. Rotor Bar 의 이완은 Rotor Bar Pass Frequency(RBPF)와 그 고조파 주위에 2×FL 측대파가 나타난다. (RBPF = Bar 의 수 × RPM) 이 경우 1×RBPF 에서의 진폭은 작고 2×RBPF 에서의 진폭은 높은 경우가 있다.</p>

문제의 근원	전형적인 Spectrum	비 고
D. PHASING PROBLEM (Loose Connector)		<p>이완 또는 깨진 접속부에 의한 상문제(Phasing Problems)가 있으면 $2F_L$에서 과도한 진동을 일으키며 $2F_L$은 그 주위에 $1/3F_L$ 측대파를 가진다. 수정이 안된채로 놓아두면 $2F_L$에서의 진폭은 25.4mm/sec를 초과할 수 있다. 결함 접속부가 오직 산발적으로 접촉되고 주기적이지 않으면 이것은 특히 문제가 된다.</p>
E. SYNCHRONOUS MOTORS (Loose Stator Coils)		<p>동기 Motor에서 Stator Coil이 이완되면 Coil Pass Frequency (CPF = Stator Coil 수 × RPM)에서 높은 진동이 발생한다. (Stator Coil 수 = Pole 수 × Coil 수/Pole). CPF는 $1 \times \text{RPM}$ 측대파로 둘러싸여 있다.</p>
F. DC MOTOR PROBLEMS		<p>SCR (Silicon Controlled Rectifier) Firing Frequency ($6F_L$)와 고조파의 진폭이 정상보다 높으면 DC Motor에 문제점이 있음이 판단된다. 이런 문제점들에는 절단된 Field Winding, 불량한 SCR 및 접속부들이 있다. 이완 또는 절단된 Fuse 및 단락된 Control Card를 포함하는 다른 문제점들은 $1 \times \sim 5 \times$ Line Frequency (60~300Hz)에서 높은 진폭을 발생할 수 있다.</p>

문제의 근원	전형적인 Spectrum	비 고
BELT DRIVE PROBLEMS		
<p>A. WORN, LOOSE OR MISMATCHED BELTS</p>		<p>Belt 주파수 = $\frac{3.142 \times \text{Pully RPM} \times \text{Pitch 직경}}{\text{Belt 길이}}$</p> <p>Timing Belt 주파수 = Belt 주파수 × Belt 잇빨수 = Pulley RPM × 3 Pulley 잇빨수</p> <p>Belt 주파수는 Motor 또는 증동기 RPM 보다 낮다. Belt 가 마모되고, 이완되고 또는 잘못지 않으면 보통 Belt 주파수의 3~4 배가 발생한다. 2×Belt 주파수가 우월한 Peak 인 경우가 많다. 진폭은 보통 일정하지 않고 때로는 구동기나 증동기 RPM 으로 진동하기도 한다. Timing Belt Drive 에서 마모나 Pulley Misalignment 는 Timing Belt 주파수에서 높은 진폭이 나타난다.</p>
<p>B. BELT/SHEAVE MISALIGNMENT</p> 		<p>활차가 Misalignment 되면 축방향으로 1×RPM 에서 고진동이 발생한다. 증동기 RPM 에 대한 구동기 RPM 에서의 진폭비는 상대적인 질량 및 Frame 강성뿐만 아니라 진동 자료가 취해진 곳에 따라 다르다. 활차의 Misalignment 시 Motor 에서 최대 축방향 진동은 Fan RPM 에서 있는 경우가 많다.</p>
<p>C. ECENTRIC SHEAVES</p> 		<p>편심 또는 불균형된 활차는 1×RPM 에서 높은 진동을 일으킨다. 진폭은 Belt 에 평행한 방향에서 가장 높고, 구동기나 증동기 Bearing 에서 모두 나타나야 한다. Taperlock Bolt 에 Washer 를 달아 편심 활차를 Balance 할 수 있다. 그러나 Balance 가 된다해도 편심은 계속 진동을 일으키고 Belt 에는 가역 피로응력이 남아 있다.</p>

문제의 근원	전형적인 Spectrum	비 고
<p>D. BELT RESONANCE</p> 		<p>Belt Resonance 는 Belt 고유 진동 지파수가 Motor 나 구동기 RPM 에 접근하거나 일치하면 고진동을 일으킬 수 있다. Belt 고유진동 주파수는 Belt 인장이나 길이를 바꾸어 변경시킬 수 있다. 이것은 활차나 Bearing 에서 진동 응답을 측정하면서 Belt 를 당기고 풀으므로써 알 수 있다.</p>

BEAT VIBRATION



Beat 주파수는 2 개의 가까운 간격을 가진 주파수로써 동조되었다가 탈조되면서 생긴 결과이다. Wideband Spectrum 을 보면 하나의 Peak 가 상호로 진동하는 것을 볼 수 있다. 이 Peak 를 Zoom 해보면 (Lower Spectrum) 2 개의 가까운 간격을 가진 Peak 를 실제로 볼 수 있다. 이 2 Peak 의 차($F_2 - F_1$)가 Wideband Spectrum 에서 스스로 나타나는 Beat 주파수이다. Beat 주파수는 본질적으로 주파수(약 0.083~1.667Hz)이기 때문에 정상적인 주파수 범위값에서는 일반적으로 볼 수 없다.

최대 진동은 하나의 주파수(F_1)의 Time Waveform 이 다른 주파수(F_2)와 일치할 때 발생한다. 최소 진동은 이들 2 개 주파수의 Waveform 이 180° 위상차가 있을 때 발생한다.

