

第 9 章 共 振 (Resonance)

1. 共振의 定義와 問題點 (Definition and Problems of Resonance)

1.1 固有 振動數, 共振 및 臨界速度의 定義

(Definition of Natural Frequency, Resonance and Critical Speed)

“고유 진동수”, “공진” 및 “임계속도”란 용어는 경험 있는 진동분석자조차도 흔히 호환성 있게 사용한다. 그러나 이들 용어간에는 확실한 구분이 있다. 예를 들면 기계가 공진 주파수에서 운전하고 있을지라도 이것은 임계속도일 수도, 아닐 수도 있다. 다음의 정의는 이들 중요 용어간의 차이를 분명히 하는데 도움이 될 것이다.

1.1.1 固有 振動數 (Natural Frequency)

고유 진동수란 “계의 자유 진동의 주파수이다. 1자유도인 비감쇠계에서의 주파수는 정지 위치로부터 순간마다의 변위에 따라 변동 할 것이다.” 라고 정의하고 있다. 또한 다 자유도계에서는 고유 진동수들은 진동의 정상적인 Mode들의 주파수들이다. 모든 기계와 모든 구조물들은 여러 개의 고유 진동수들을 가지고 있다. 하나 또는 그 이상의 고유 진동수에서 진동하도록 힘이 가해지면 고유 진동수 보다 낮거나 높은 주파수에서 동일한 힘이 가해질 때보다 10배 내지 100배의 동적 응력이 더 발생된다. 그러나 기계가 많은 고유 진동수를 가지고 있다고 해서 반드시 문제가 되는 것은 아니다. 이들이 가진될때만 문제가 된다.

1.1.2 共振 (Resonance)

공진이란 가진 주파수들이 하나 이상의 고유 진동수들과 실제로 일치할 때 발생하는 상태이다. 이들이 로터의 고유 진동수들일 수 있지만 때로는 지지 구조물, 기초 또 심지어는 구동 벨트의 고유 진동수일 수도 있다. 가진 주파수는 불평형, Misalignment, 기계적 이완, 베어링 결함, 기어 결함, 벨트 마멸 등과 같은 근원으로부터 발생된다. 따라서 공진은 1×RPM, 2×RPM, 3×RPM 등을 포함하는 일련의 모든 주파수에서 발생될 수 있다는 사실이다. 공진이란 “특정 가진 주파수에 상응하는 계의 감도에 의한 진동 진폭 및 위상각 변화의 상태이다. 공진은 전형적으로 큰 진폭의 증가와 관련한 위상 변화에 의해 확인된다.” 라고 정의하고 있다.

1.1.3 臨界速度 (Critical Speed)

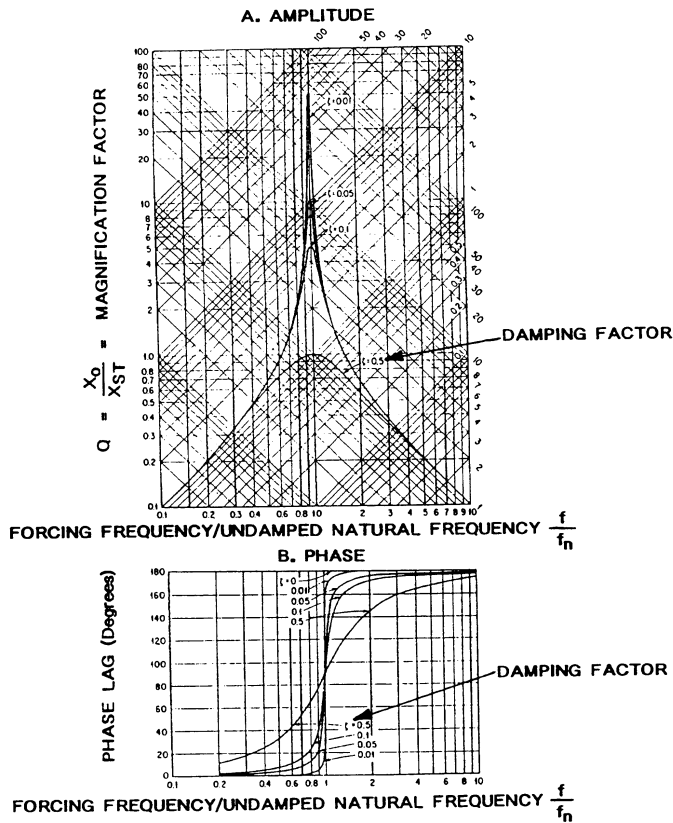
임계속도란 “공진의 특별한 경우로써 그 진동력은 로터의 회전에 의해 발생된 것”이라고 정의하고 있으며, 부언하여 다음과 같이 표현하고 있다. “임계속도 시험은 여기된 고유 진동수들이 기계 속도에 따라 다를 수 있는 강성과 질량의 함수이므로 공진 시험보다는 더욱 복잡할 때가 있다.” 예를 들면 긴 Overhung 로터를 가지는 기계나 일반적인 슬리브 베어링 기계의 경우 임계속도는 강성 또는 Gyroscopic Motion의 변화 때문에 그들의 주파수 위치가 변화될 수 있다(운전속도와는 관계없이 고정된 고유 진동수를 가지는 지지물, 기초 및 구름요소 베어링 기계들과는 달리). 또한 임계속도를 다음과 같이 정의하기도 한다. “일반적으로 높은 진동진폭과 관련한 어떤 회전 속도이다. 또는 계의 고유 진동수에 상응하는 로터의 속도이다.” 일반적으로 좋은 설계 관행이란 기계가 임계속도의 20%(어떤 고유 진동수의 20%가 아님)이내에서 운전하지 않도록 설계되어지는 것이다.

어떤 고유 진동수(로터, 지지물, 기초 및 부가된 구조물의)로부터 최소한 20%이상에서 운전한다는 것은 실질적으로 불가능하다. 그리고 어떤 구조물은 수평, 수직 및 축방향에서뿐만 아니라 이들 3방향 각각에서의 “Rocking Modes”의 6개의 고유 진동수를 가진다. 따라서 요점은 가진되는 모든 공진의 위치, 공진 진동은 얼마나 심한가 또 회전체나 정지체가 공진을 일으키는 시간은 얼마인가를 확인하는 것이다. 궁극적으로 기계나 구조물이 주강, 주철, 알루미늄 또는 낮은 감쇠재로 만들어졌다면 공진 진폭의 증폭을 피하기 위해서는 공진으로부터 대략 10% 정도 떨어져 유지할 필요가 있다. 이 조치만이 쉽게 진동을 10내지 30배 줄일 수 있다.

그림 9-1은 기계가 공진 상태에 들어갈 때 일어나는 상황으로써 위 그래프는 수직축 상의 확대계수(Q)대 수평축 상의 주파수비(f/f_n)를 나타내고 있으며, 아래 그래프에는 위상 지연각 대 동일한 주파수비를 나타내고 있다. 주파수비는 비감쇠 고유 진동수(f_n)에 대한 가진 주파수의 비이다. 이 가진 주파수는 여러 원인에 의해 발생할 수 있으며, 여러 다른 주파수에서 일어날 수 있다. 예를 들면 이것은 $1 \times \text{RPM}$ 은 불평형에 의해서, $2 \times \text{RPM}$ 은 Misalignment에 의해서, 기어 이빨수 $\times \text{RPM}$ 은 기어 Mesh 주파수에 의해서, Blade 수 $\times \text{RPM}$ 은 Blade Pass 주파수 또는 구름 베어링의 결함 주파수에 의해서도 발생할 수 있다. 그림 9-1은 가진 주파수(f)가 계의 고유 진동수(f_n)와 같을 때 즉 $f/f_n=1.0$ 일 때 문제점이 발생하는 것을 보여주고 있다. 문제점이 발생할 때 그림 9-1은 계내의 감쇠량에 따라서 10배 또는 50배까지도 진동이 증폭될 수 있음을 보여주고 있다(낮은 감쇠계는 고유 진동수에서 진동할 때 상당한 증가를 일으킨다).

350 — 제1편 진동의 기본 기술

따라서 이 확대계수(Q)는 기계가 고유 진동수를 통과할 때 얼마나 많은 진동이 증폭되는가에 관계한다. 만일 구조물이 낮게 감쇠된다면(감쇠율=0.01), 그림 9-1에서 진동이 약 50배 더 높게 증폭될 수 있음을 보여준다. 대부분의 기계 구성품 재료의 경우 통상 감쇠율(ζ)의 범위는 대략 0.001에서 0.050까지이다. 그림 9-1을 보면 이것은 대부분의 기계가 공진을 통과할 때 고유 진동수에서 머물도록 하면 진동이 10배에서 50배까지 증가하게 됨을 의미한다. 따라서 이러한 진동은 조기에 또는 심지어는 파괴적인 기계 손상을 쉽게 이르게 할 수 있다.



$$\frac{X_0}{X_{ST}} = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{f}{f_n}\right)^2\right]^2 + \left[2\zeta \frac{f}{f_n}\right]^2}} \quad (\text{Eqn. 6.05A})$$

where:

- X_0 = Dynamic Deflection at Forcing Frequency f (in)
- X_{ST} = Static Deflection Due to Load P (in)
- f = Forcing Frequency (CPM or Hz)
- f_n = Natural Frequency (CPM or Hz)
- ζ = Damping Factor

그림 9-1 공진 증폭 곡선도 및 공진시의 위상 변화

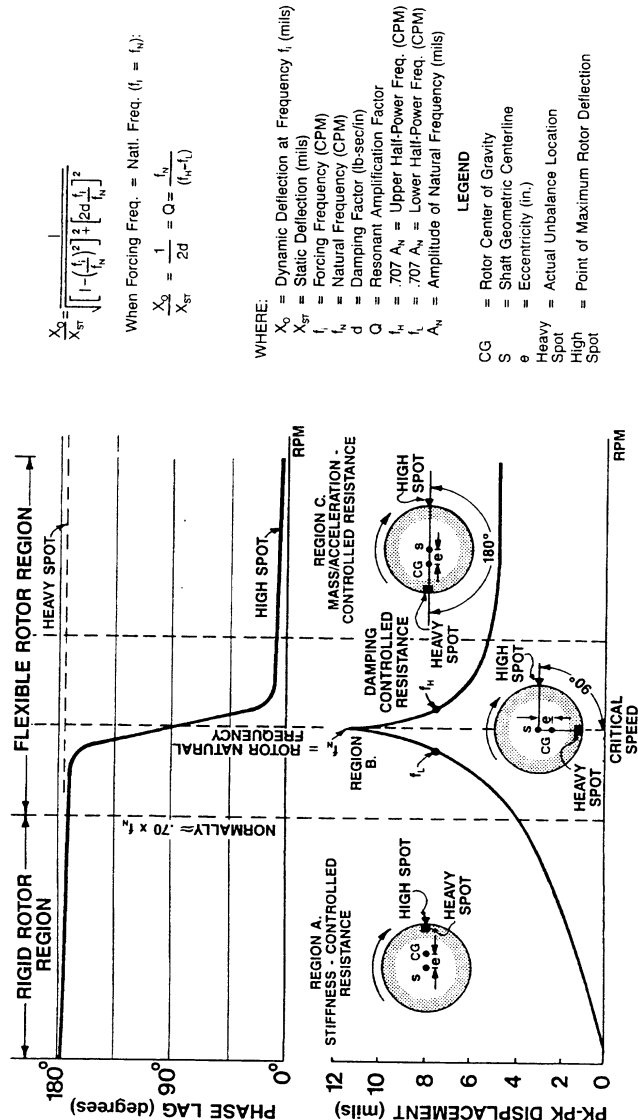


그림 9-2 공진점 및 그 전후에서 진동변위 및 위상 지연각의 변화

1.2 回轉機械의 共振問題 (Machinery Resonance Problems)

진동 분석 관점에서 보면, 지지 구조물, Piping, Ducting, Conduit 등을 가지는 기계들에서 각각의 수많은 Spring-Mass 시스템의 각각의 요소들은 각 자유도마다 강성의 차이를 가지는 다 자유도(수평, 수직, 축방향, Pitch, Roll 및 Yaw)를 가짐으로써 각 자유도마다 다른 공진점 즉 고유 진동수를 가진다. 예를 들면 콘크리트 베이스에

볼트로 체결된 전동기의 단순한 경우를 생각해 보자. 전동기의 강성은 수평방향보다는 수직방향으로 더 클 것이다. 수평 강성과 수직 강성간의 차이로 수직방향에서는 하나의 공진 주파수가, 그리고 수평방향에서는 이보다 낮은 공진 주파수가 생길 것이다. 그리고 축방향의 전동기의 강성은 수평 및 수직방향과도 다르기 때문에 전동기는 축방향으로 다른 공진 즉 고유 진동수를 가질 것이다. 보다 복잡한 물체인 경우에 특정 요소는 동일한 자유도 내에서 다수의 공진 주파수를 가질 수 있다. 예를 들면 그림 9-3은 단순보 즉 양쪽 끝에서 지지하고 있는 축의 1차, 2차 및 3차 공진 Mode를 보여주고 있다. 보다 높은 진동주파수에서도 추가 공진 Mode를 가진시킬 수 있다. 이론적으로 요소는 무한한 공진 Mode를 나타낼 수 있다.

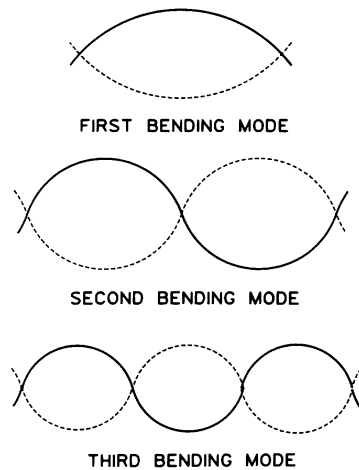


그림 9-3 양쪽 끝에서 지지되고 있는 단순보의 1차, 2차, 3차 공진 Mode.

불평형, Misalignment, 전기적인 문제 등과 같은 비록 작은 문제에서 생기는 여러 가지 가진 주파수를 함께 가지는 수많은 잠재적인 공진 주파수는 조합되어 공진을 일으켜 진동 분석자들에게 빈번하고 공통적인 문제이다. 실제로 전형적으로 발생하는 진동 문제의 40~50%가 공진과 관련된 문제라고 제안되기도 했다.

분명히 공진 문제는 복잡한 시스템에서는 피하기 어렵지만 베이스, 기초, 파이핑 등과 연관된 대부분의 구조적으로 관련된 공진 문제점들은 진단될 수 있으며 쉽게 교정될 수 있다. 그러나 증기터빈, 가스터빈, 다단 원심 펌프나 압축기와 같은 고속 회전기계에서 가진되는 로터의 임계주파수는 어떤 대가를 치르고서라도 피해야 한다. 이러한 문제들이 발생될 때 그 결과는 기계에 가공할 만한 손상을 줄뿐만 아니라 복구하는데 많은 자금과 시간이 소요되며 회전체나 지지 베어링의 재설계가 요구되기도 한다. 이

러한 상황에서는 기계의 구매 및 설치 전에 설비 제작자로부터 "Critical Speed Map"("Interference Map")을 요구할 것을 추천한다.

그림 9-4의 임계속도표(Critical Speed Map)는 이미 알고 있는 로터의 임계속도와 구조적인 공진 (Rigid Mode)을 수직축 상에 나타내고 있다. 대각선은 불평형이나 Angular Misalignment에 의한 $1 \times \text{RPM}$, Off-Set Misalignment에 의한 $2 \times \text{RPM}$, Rubbing이나 내재된 Oil Whirl 경향에 의한 $1/2 \times \text{RPM}$ 등과 같은 회전속도(rpm) 향으로 예상되는 공통적인 가진 주파수를 나타내고 있다. 수평축은 필요한 회전속도를 나타내고 있다. 일단 기계의 회전 속도가 형성되면 임계속도표는 어떤 잠재적인 문제가 구조적 공진 또는 로터 임계주파수의 가진 향으로 있는지 또는 없는지 나타낼 것이다. 그림 9-4의 예에서 7000 rpm에서 압축기를 운전하면 3150 cpm의 Oil Whirl 주파수에서 로터의 1차 임계속도를 가진하게 됨이 아주 분명하다. 일단 문제가 예상되면 축 또는 베어링에서 교정 또는 개선이 이루어질 수 있으며, 또 기계 설치 전에 분명한 문제점을 피하기 위해서 운전속도의 조정이 이루어질 수 있다.

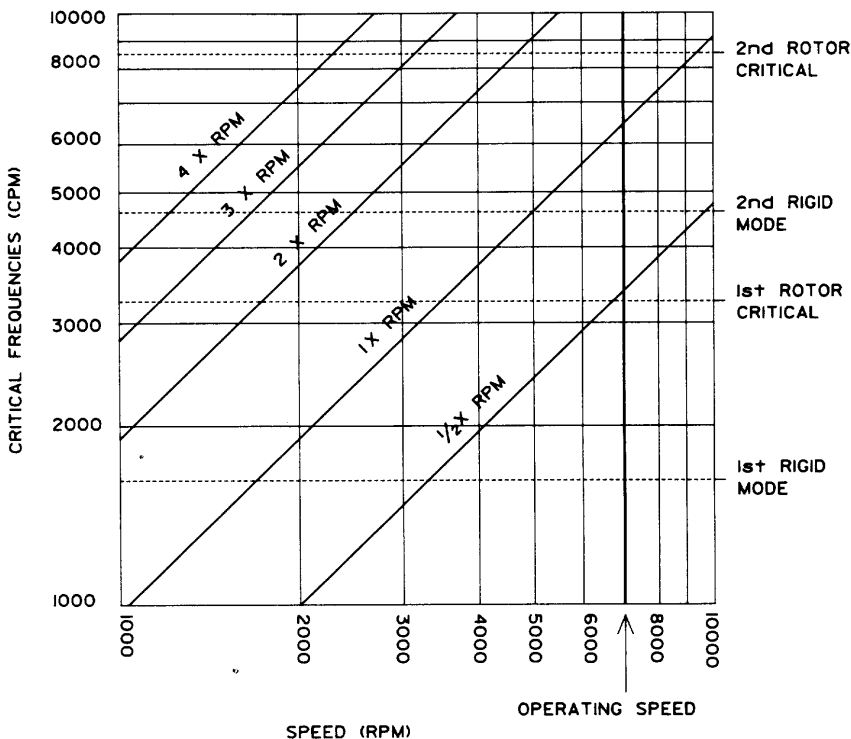


그림 9-4 임계속도표는 기계 설치 및 운전전에 잠재적인 공진이나 로터의 임계 가진력을 아는데 유용하다.

초기에 공진 문제가 없었던 기계를 설치해도 나중에 공진 문제가 발생할 수 있다. 어떤 Spring-Mass 시스템의 고유 진동수는 강성에 따라 다르며 강성은 여러 가지 이유로 인해 변할 수 있다는 사실을 기억하라. 베이스나 기초의 균열, 체결 볼트의 풀림 또는 Grouting의 변형은 고유 진동수를 낮추도록 시스템의 초기 강성을 감소시킬 수 있다. 베어링 간극의 변화는 유효 베어링 강성에 상응하는 변화를 초래할 수 있어 베어링에 의해 지지되는 로터의 임계속도의 변화를 가져온다.

베어링 간극을 감소시키면 베어링 강성이 증가되며 로터의 임계속도가 높아진다. 반면에 마멸에 의해 베어링 간극이 증가되면 베어링 강성이 감소되고 로터 임계속도가 낮아진다. 축의 균열은 축의 강성을 낮추게 하여 축의 임계속도가 낮아진다. 실제로 축의 임계속도의 상당한 감소는 균열된 축의 진단 수단으로 이용된다.

질량이 변화하면 공진 주파수가 변화될 수 있다. 또한 동일한 베이스나 기초 상에 있는 움직이는 기계나 기계 구성품도 이전에는 없었던 공진 문제가 쉽게 일어날 수 있다. 과열되어 Aluminium 로터 Bar가 녹아 내린 대형 유도 전동기의 관심이 가는 예가 있다. Armature는 다시 제작되었고 로터 Bar는 보다 무거운 동 Bar로 교체되었다. 기동시 전동기는 1×RPM에서 아주 높은 진동을 나타내었다. 진동 분석결과 동 Bar의 추가 중량으로 로터 임계속도를 낮춘 것이 판명되었다.

Piping 및 기타 다른 관련 부품의 개조도 시스템의 고유 진동수를 변경시키는 질량 및 강성 모두의 상당한 변화를 초래할 수 있다. 이와 같은 변화는 주의를 기울여 행해져야 한다.

운전속도의 변화도 역시 이전에는 없었던 공진 문제를 일으킬 수 있다. 예를 들면 많은 구형 제지기계 및 공작기계는 생산 수요에 부응하기 위해서 근년에 들어 운전속도를 증가시켰다. 이들 기계중 대부분이 더 높은 운전속도에서 운전하도록 설계되지 않았기 때문에 구조적 공진뿐만 아니라 로터 임계속도의 가진에 의하여 많은 진동 문제가 발생한 바 있다.

1.3 振動 測定時 共振 問題

(Resonance Problems in Vibration Measurement)

진동 측정 관점에서 보면 진동 변환기와 기계 사이에 위치한 Extension Probe나 Magnetic Holder와 같은 어떤 물체는 하나의 Spring-Mass 시스템이며 자기 자신의 고유 진동수를 가지고 있다는 것을 아는 것이 중요하다. 물론 이들 변환기의 Mounting Device의 공진 주파수나 그 부근에서 기계에 의해 발생된 어떤 진동 즉, 불규칙 또는 정상상태 진동이 Mounting Device의 공진에 의해 상당히 증폭될 수 있다.

일상적인 진동 측정 및 분석을 위해 기계에 속도 및 가속도 변환기를 적용하기 위해서 사용되는 가장 일반적인 2가지 Device는 긴 Probe와 Magnetic Holder이다. 긴 Probe는 길이가 9 inch인 알루미늄 Probe로 시험 결과 이 Probe는 약 45,000 cpm(750 Hz)의 고유 진동수를 가지며 40,000~50,000 cpm(667~833 Hz) 사이에서 발생하는 회전기계 진동을 증폭시킨다. 그림 9-5에서 보여주는 진동 진폭 대 주파수 도표는 9 inch Probe를 사용하여 소형 4극 유도 전동기에서 취한 것이며 45,000 cpm(750 Hz)에서 발생하는 큰 진폭은 Probe 공진의 결과이다. 그림 9-6의 진동 분석 자료는 Probe를 사용하였던 곳에서 동일한 전동기 위에 Magnetic Holder를 사용하여 취한 것이다.

그러나 Magnetic Holder를 사용하여 취한 진폭 대 주파수 자료는 Probe를 사용하여 취한 분석 자료에서는 나타나지 않았던 약 120,000 cpm(2000 Hz)에서 큰 진폭을 나타내고 있다. 그림 9-6의 120,000 cpm에서의 진폭 최고점은 Magnetic Holder의 고유 진동수이다. 진동 측정에 사용되는 전형적인 Magnetic Holder의 공진 주파수는 통상 100,000 cpm 범위에 있고, 사용되는 변환기에 따라 90,000~120,000 cpm(1500~2000 Hz) 사이에서 변화한다. 속도 변환기는 일반적으로 가속도 변환기 보다 무겁다. 그 결과 자석으로 고정된 속도 Pick-up은 통상 자석으로 고정된 가속도계보다 낮은 공진 주파수를 가진다.

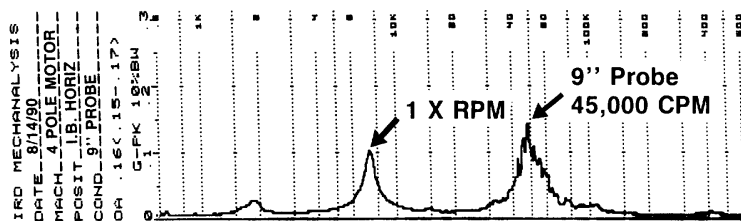


그림 9-5 약 45,000 cpm (750 Hz)에서의 진동 최고점은 9 inch 긴 Probe의 공진에 의한 것이다.

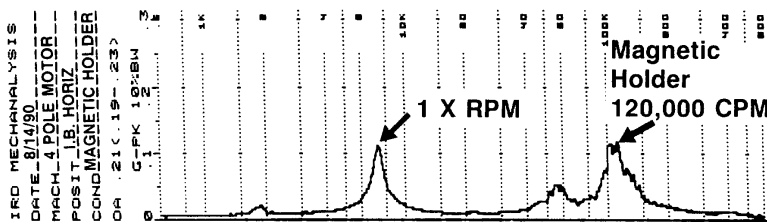


그림 9-6 약 120,000 cpm(2000 Hz)에서의 진동 최고점은 가속도 변환기를 설치하기 위해 사용되는 Magnetic Holder의 공진에 의한 것이다.

물론 기계와 진동 변환기 사이에 사용되는 긴 Probe, Magnetic Holder 또는 Mounting Bracket과 같은 어떤 기구는 자기 자신만의 고유 즉 공진 주파수를 가지고 있어 자료의 정확도에 영향을 미칠 수 있다. 그러나 문제점이 인지되고 이해되는 한 불편함을 적응하는 데는 어려움이 없다.

- ① 예지정비 프로그램용으로 주기적인 진동 측정을 취할 때 변환기 설치 기술을 표준화하라. 비록 Probe나 Magnetic Holder를 사용함으로써 어느 정도 오차는 있다. 일관된 방법으로 값을 취할 때 매번 동일한 기술을 사용해도 기계 상태의 변화에 의해 증가하거나 변화하는데 이는 변환기 설치 방법의 차이 때문은 아니다.
- ② 진동을 분석할 때 큰 진동 진폭이 변환기 설치 기구(Probe, Magnetic Holder 등)의 공진 주파수에서 발생하면 일단 설치방법을 바꿔 보고 다시 자료를 수집하여 진동 특성이 변하는지를 본다. 예를 들면 45,000 cpm에서 큰 진폭이 9 inch Probe를 사용했을 때 나타나면 Probe 대신 Magnetic Holder로 교체하고 다시 자료를 수집한다. Magnetic Holder를 사용했을 때 45,000 cpm 진동이 사라지면 이것은 Probe의 공진에 의한 것이고 무시될 수 있다.

1.4 共振時の 발란싱 (Balancing at Resonance)

발란싱 관점에서 보면 공진 주파수나 그 부근에서 운전하고 있는 로터를 발란싱 한다는 것은 가장 쓸모 없는 일일 수 있다. 문제점은 통상 1회 발란싱과 다음 발란싱의 운전속도의 작은 변화에서 발생한다. 이러한 회전속도의 작은 변화는 유도 전동기에 의해 구동되는 기계나 변속터빈에서는 흔한 일이다. 공진 시스템은 공진을 지나면서 갑자기 180° 위상 변화를 가져오기 때문에 오직 3 또는 4 rpm의 속도 변화라도 감쇠가 적은 시스템에서는 50~60° 또는 그 이상 위상 변화를 줄 수 있다. 위상 오차에 대한 이런 큰 잠재력 때문에 통상적인 기술에 의한 발란싱은 실제로 불가능하다. 발란싱할 때 위상 정확도의 중요성을 나타내기 위해 다음 표는 위상 오차의 여러 가지 정도에 대하여 가장 가능한 불평형 감소율을 나타내고 있다. 이 감소율은 발란스 교정 무게가 정확하다는 가정을 근거로 한 것이다. 만일 발란스 무게가 부정확하면 감소율은 더 줄어들 것이다.

위상오차(각도)	불평형 감소율
7 1/2	8 : 1
15	4 : 1
30	2 : 1
60	없음.

위상 자료의 심한 오차 이외에 발란싱후 운전마다의 작은 량의 속도 변화라도 진동 진폭의 심한 변화를 준다. 공진시 발란싱에 의해 진동 수준이 허용치 이내로 올 수 있다 하더라도 그 해결은 기껏해야 얼마 가지 못할 것이다. 공진시 그 시스템은 아주 소량의 불평형, Misalignment 또는 다른 가진력에 대해서도 대단히 민감하다. 불평형인 경우 마멸, 부식 또는 침전물 생성량이 아주 적을지라도 얼마 후에는 문제점이 다시 나타날 수 있다.

만일 발란싱 시행 중에 필요한 발란스 교정 무게가 로터 무게와 속도에 비하여 너무 작으면 그 문제점은 공진일 수 있다. 문제점이 이런 경우라면 가장 좋은 해결책은 다음에 언급하는 내용과 같이 진동문제가 공진 문제인지를 확인할 수 있는 몇 가지 분석 기술이 있으며 이를 활용하여 교정하는 것이다.

2. 共振의 診斷 (Diagnosing Resonance)

2.1 振幅 對 周波數 資料 比較

(Comparisons of Amplitude Versus Frequency Data)

가능성 있는 구조적 공진의 첫 번째 조짐중 하나는 진동의 커다란 방향적 특성이다. 모든 시스템은 각 위치(각도)마다 강성이 다른 다 자유도를 가지기 때문에 고유 즉 공진 주파수는 위치마다 다르게 된다. 그리고 2개 이상의 방향에서 같은 강성을 가져 같은 공진 주파수를 가질 가능성은 거의 없다. 따라서 구조적 공진이 가진될때 공진은 전형적으로 한 방향에서만 발생하게 되는데 이때 다른 방향의 진폭에 비하여 그 방향에서는 아주 높은 진동진폭을 가진다.

그림 9-7의 진동 분석은 약 1800 rpm(1×RPM)에서 운전하는 전동기 구동 Fan의 외측 베어링에서 취한 것이다. 1800 rpm에서 수평방향의 진동진폭은 수직 또는 축방향의 값보다 거의 8배나 높음에 주의하라. 이 경우 수직 또는 축방향 진폭에 비하여 수평방향의 진폭이 극히 높은 것은 외측 Fan 베어링 Pedestal이 수평방향으로 공진하고 있으며 1800 cpm에서 Fan의 불평형에 의해 가진되고 있음을 강력히 시사하고 있다.

물론 구조적 진동은 어느 방향으로도 발생할 수 있으며 어떤 내재된 가진 주파수도 공진 문제를 여기시킬 수 있다. 3600 rpm으로 운전하는 원심 펌프가 있는데 내측 베어링에서의 진폭이 7×RPM 약 25,200 cpm의 주파수에서 수직방향으로 상당히 높게 나타났다. 또 수직방향의 진동진폭이 수평 또는 축 방향의 진동진폭 보다 5~6배 높은 것으로 보아 공진 문제임을 암시하고 있다. Bump Test를 한 결과 베어링 지지대의 수직방향의 고유 진동수가 실제로 25,200 cpm, 즉 7×RPM 이었다. 이 경우 가진력은

펌프의 7-베인 임펠러에 의해 발생한 내재된 수력학적 진동이었다.

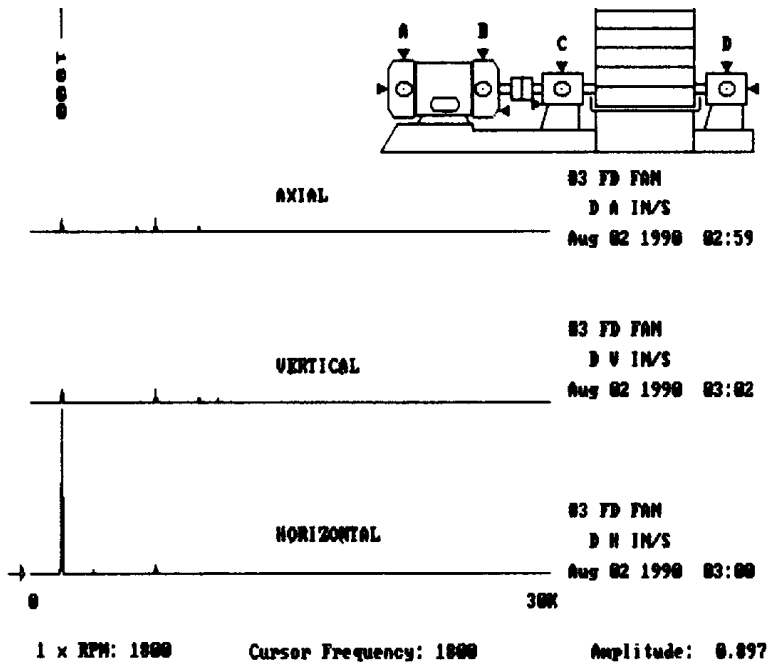


그림 9-7 수평과 수직 및 축방향 진동진폭간의 아주 높은 비율은 수평방향의 공진을 강력히 암시하고 있다.

기계가 큰 방향적 진동 특성을 나타내게 하는 공진 이외에도 다른 문제점들이 있다. 이완, Case 변형, 왕복동력 및 편심과 같은 문제점들도 큰 방향적 진동을 일으킬 수 있다. 그러나 큰 방향적 진동이 검출될 때마다 공진일 가능성이 매우 높으며 통상 다음 절에서 언급한 진단시험을 1회 이상 시행함으로써 확인될 수 있다.

비록 구조적 공진이 전형적으로 큰 방향적 진동 특성을 나타낸다 하더라도 로터의 임계상태가 가진될때마다 지지 베어링에서 이로 인한 진동이 사실상 큰 방향적이지 않을 수 있다. 그러나 베어링에서 수평, 수직 및 축방향 진동을 주의 깊게 비교해 보면 로터의 임계상태를 암시하는 어떤 증상을 알 수 있다. 예를 들면 제1차 로터 임계속도에서 운전하고 있는 그림 9-8의 로터를 생각해 보자. 1차 임계속도에서 로터는 그림에서 보여주는 바와 같이 휠 것이다. 그 결과는 정적 불평형 상태와 동등하며 양쪽 지지 베어링에서 반경방향의 위상 측정치를 비교하면 그림에서와 같이 베어링은 함께 즉 동상으로 진동하고 있음을 볼 수 있다. 또한 로터가 1차 임계속도에서 휘고 있기 때문에 두개 지지 베어링에서 축방향으로 상당히 높은 진동치를 나타낼 것이다. 축 방향의

위상 측정치를 비교하면 베어링은 축 방향으로 거의 180° 역상으로 진동하고 있음을 볼 수 있다. 물론 이러한 증상이 있다 해서 로터가 1차 임계속도에서 운전하고 있다고 결론지을 일이 아니다. 로터가 단순히 물리적으로 휜 상태일 수도 있다. 그러나 이 증상은 가능성을 확인하기 위해서 다음절에서 언급하는 바와 같이 다른 시험을 수행해야 함을 보여준다.

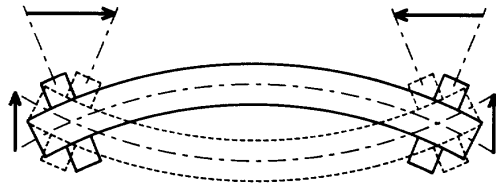


그림 9-8 제 1차 임계속도에서 운전하고 있는 로터는 정적 불평형과 휜 축의 증상을 나타내도록 휜 것이다.

2.2 共振 確認을 위한 衝擊 試驗

[Impact(Bump) Test to Identify Resonance]

공진상태 여부를 진단하는 가장 쉽고 저렴한 시험이 충격시험이다. 이 시험을 위해서는 분석하고자 하는 기계를 정지시켜야 할 필요가 있다.

충격을 받은 어느 물체도 그 고유 진동수에서 진동한다. 좋은 예가 중, Tuning Fork 또는 기타 줄이다. 물론 충격에 의해 가진된 주파수는 감쇠에 의해 소멸된다. 시스템에서 가장 중요한 공진 주파수들을 확인하기 위해서는 주파수 분석을 수행할 시간이 필요하므로 반복된 충격을 가하여 고유 진동수를 유지하게 한다.

충격시험을 하기 위해서는 분석할 기계를 정지하고, 예상되는 공진 위치와 방향에 진동 변환기를 설치한다. 예를 들면 그림 9-7에 나타낸 Fan의 분석 자료를 참고하면, 진동 변환기는 비정상적으로 고진동이 발생하는 Fan의 외측 베어링에 수평 방향으로 설치되어야 한다. 주변 진동원이 문제에 영향을 미칠지 모를 가능성을 배제하기 위해서는, 주변 진동의 진폭 대 주파수 분석이 충격시험 전에 수행되어야 한다. 주변 진동원으로부터의 진동 진폭이 상당히 크면, 성공적인 충격시험이 수행되기 전에 기계를 정지할 필요가 있다.

일단 주변 진동원이 제거되었는지 또는 진동시험 결과 그리 대단하지 않으면 충격시험을 행할 수 있다. 진동 변환기를 설치한 상태로 주변 진동치 보다 훨씬 높은 값으로 진동하게끔 충분한 힘으로 기계에 충격을 준다. 기계에 충격을 주기 위한 적절한 기구는 고무, 생가죽 또는 플라스틱 망치이든지 큰 목재이다. 대장간 망치와 같은 금속제

를 사용하면 국부적인 공진만을 가진시키고 시스템 공진은 가진시키지 않는 경향이 있으므로 사용하지 말아야 한다. 또한 금속재로 타격하면 기계나 그 부품에 과도한 손상을 일으킬 수 있다.

기계에 충격을 가하면 시스템의 고유 진동수가 가진된다. 그러나 감쇠 때문에 공진은 빨리 소멸한다. 이러한 이유로 필요한 주파수 분석을 수행하는데 요하는 시간 동안은 진동을 유지하기 위해 반복적으로 기계에 충격을 가할 필요가 있다. 최상의 결과를 위해서는 공진 주파수를 유지하기 위해서 뿐만 아니라 일관된 진폭에서 공진 주파수를 유지하기 위해서 초당 1내지 2회의 충격을 기계에 가하는 것을 추천하고 있다. 이것은 사용하는 분석 장비(최신의 FFT 분석기)가 자동 진폭범위(Auto-Ranging) 기능을 가지는 경우는 특히 중요하다. 충격 간격간의 시간이 너무 길면 진동진폭이 2개 이상의 자동으로 선정되는 범위에 걸쳐서 변화하기 때문에 진동 자료는 너무 낮은 진폭 눈금 상에 표시된다. 자료가 눈금 밖으로 나타나기 때문에 즉 진폭 눈금이 너무 커서 분석 자료는 상당히 감쇠 되거나 삭제된다.

수동으로 선택할 수 있는 진폭 범위를 가지는 아날로그(Swept Filter) 주파수 분석기가 충격시험용으로 사용되는 경우는, 계측기의 필터 Selector는 먼저 Filter-Out 위치로 전환 되어야 하며 최상의 진폭응답 눈금을 주는 진폭 범위를 선택하도록 수분간 기계에 충격을 가해야 한다. Filter-Out 위치에서 최상의 진폭 범위가 선정된 다음에는 주파수 필터들중 하나에(광대역 또는 협대역 폭) 필터 Selector를 전환할 수 있으며 그 다음에 충격시험 주파수 분석을 수행한다.

변위, 속도 또는 가속도 단위의 진폭으로 충격시험을 할 수 있지만 진동 진폭의 각 매개 변수는 어떤 진동 주파수에서는 응답이 좋고 또 다른 주파수에서는 응답이 나쁘다. 예를 들면 진동 변위는 상당히 낮은 진동 주파수(600 cpm 이하)에서는 일반적으로 응답이 좋다. 그러나 기어 Mesh 주파수나 펌프의 Vane Passing 주파수와 같이 높은 진동 주파수를 무시하는 경향이 있다. 한편 진동 가속도는 높은 진동 주파수에서는 응답이 좋고 낮은 주파수에서는 나쁘다. 일반적으로 진동 속도는 높고 낮은 모든 주파수에서 응답이 좋다.

그림 9-9는 동일한 기계에서 측정 위치는 같으나 측정 매개변수를 다르게 하여 비교하기 위한 충격시험 결과이다. 변위자료는 가속도 충격시험 자료에서는 분명치 않은 아주 낮은 주파수에서 시스템의 공진 주파수를 보여 준다. 한편 가속도 자료는 변위 자료에서는 보여주지 못하는 높은 시스템 공진 주파수를 나타내고 있다. 속도 단위로 취한 충격시험 분석 자료는 낮은 주파수에서뿐만 아니라 높은 시스템 고유 진동수들도

나타내고 있다. 이러한 비교로부터 관심사가 시스템의 낮은 고유 진동수 시험의 경우에는 변위나 속도 측정으로 선택되어야 하고, 60,000 cpm(100 Hz) 이상의 높은 고유 진동수를 확인하려면 가속도 측정이 바람직한 선택임이 분명하다.

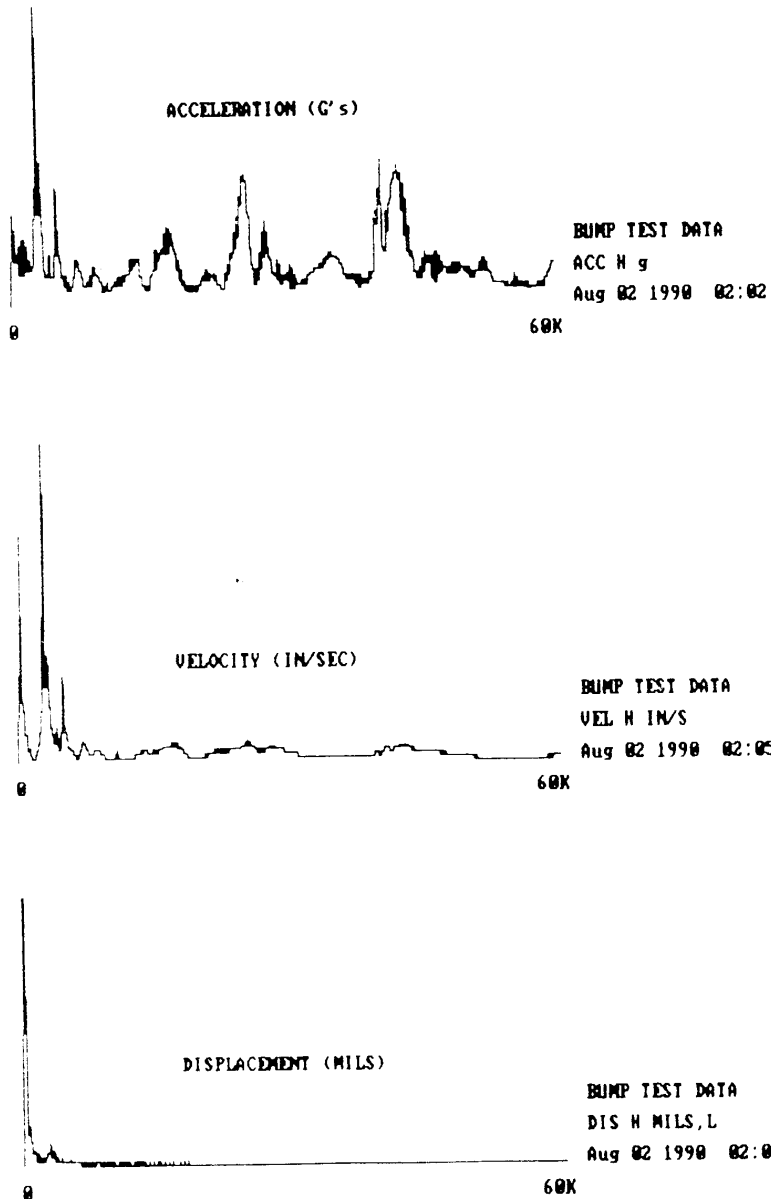


그림 9-9 충격시험시에 예상되는 공진 주파수에 최적의 응답을 주는 진폭 매개변수를 선정한다.

그림 9-10은 전형적인 충격시험의 시간 파형을 나타낸 것이다. 표시된 전체 시간은 대략 8초이며, 5회의 충격을 기계에 준 것이 분명하다. 충격간의 간격은 약 1.6초이며 시스템의 공진 진폭이 감쇠에 의해 충격간에서 소멸되고 있다. 이 그림은 시험 중에 신속한 반복 충격의 중요성을 설명한다.

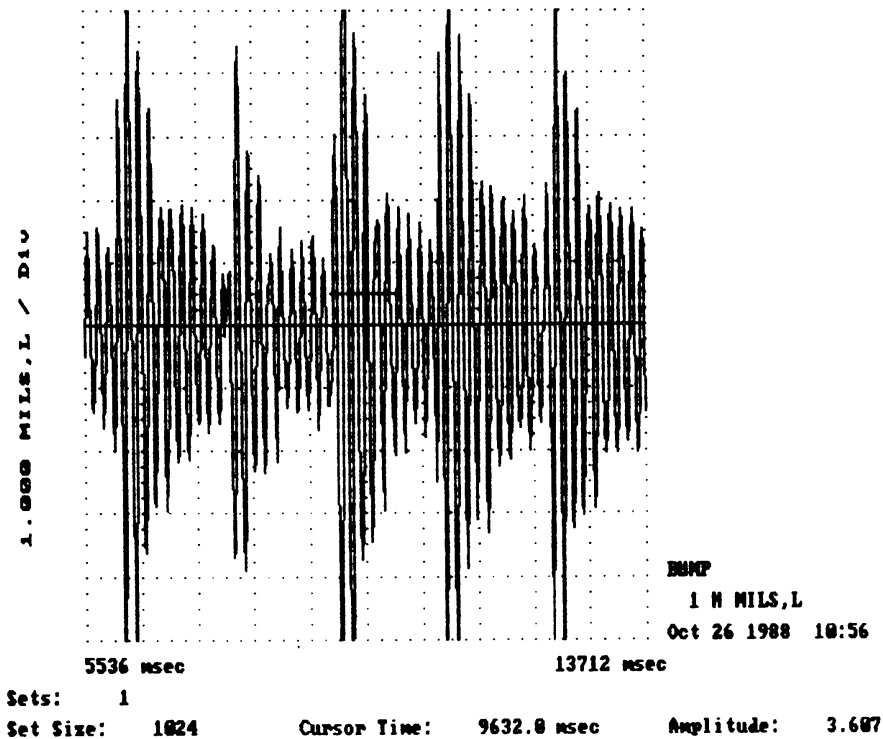


그림 9-10 충격 간격이 1.6초이고 5회의 충격을 가한 충격시험의 시간 파형

그림 9-11의 진동 파형 자료는 그림 9-10으로부터 확대된 것이며 전체 시간은 약 2초이며 기계에 한번의 충격을 가한 결과이다. 시스템의 공진 또는 고유 진동수는 파형으로부터 공진의 사이클간의 시간 간격 즉 주기를 앞으로서 구할 수 있다. 이 예에서 한 Peak는 9.632 sec에서 발생하였고 이보다 앞선 또 하나의 Peak는 9.480 sec에서 발생하였다. 따라서 공진 주파수의 한 사이클당 시간 주기는 0.152 sec이다. 진동 주파수는 주기의 역수이므로

$$\frac{1}{0.152 \text{ sec/cycle}} = 6.58 \text{ cycle/sec}$$

이며, 분당 사이클로 환산하면 다음과 같다.

$$6.58 \text{ cycle/sec} \times 60 \text{ sec/min} = 395 \text{ cycle/min (cpm)}$$

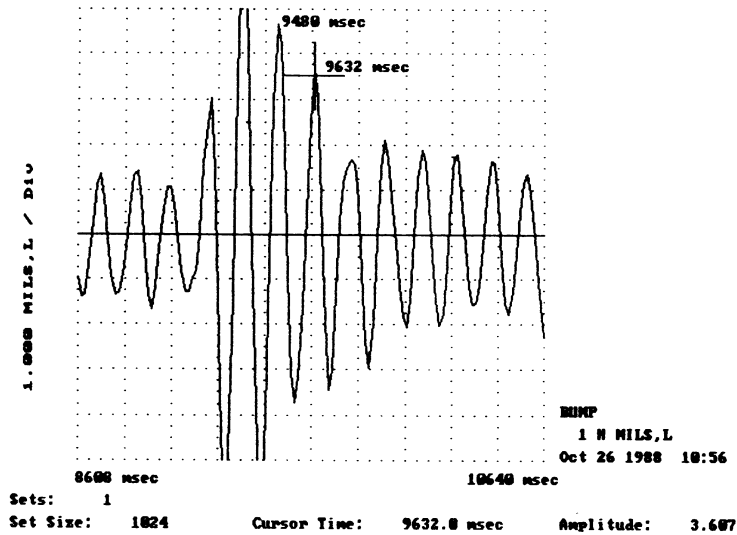


그림 9-11 충격시험에 의한 시스템의 공진 주파수는 파형으로부터 주기를 구하여 이 주기의 역수를 계산한 것이다.

그림 9-12는 앞의 충격시험으로부터의 시간파형 자료와 진폭 대 주파수 분석자료의 시간 파형이다. 주파수 분석자료에서 계산한 고유 진동수가 395 cpm인 것에 주목해야 한다.

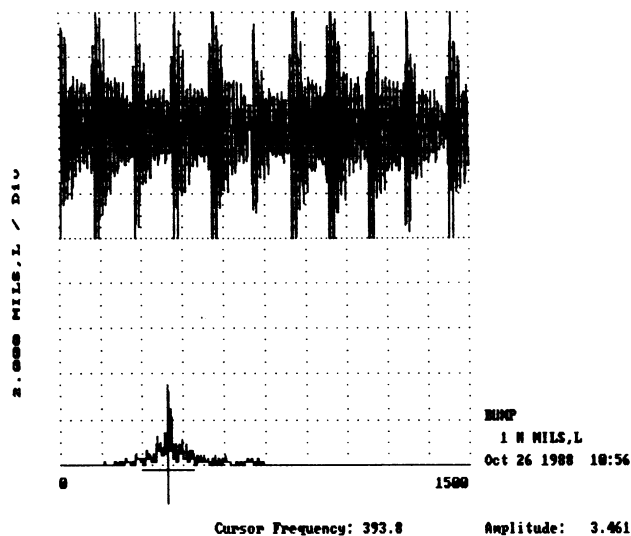


그림 9-12 전형적인 충격시험에서의 시간 파형과 주파수 분석자료

364 — 제1편 진동의 기본 기술

충격시험치를 설명하기 위해서 그림 9-13은 대형 디젤 엔진구동 화물선의 2개의 수직 윤활 펌프를 보여주고 있다. 이 펌프는 125마력의 전동기로 구동되는 용적 Screw 펌프로 약 1200 rpm으로 운전한다. 이 펌프들은 공동 토출 배관에 연결되어 있고 화물선 앞쪽에 있는 윤활유 필터로 연결되는 직경 10 inch의 하나의 파이프를 공급한다.

초기 설치 및 기동후 두 펌프는 아주 높은 진동 진폭이 발생하였다. 문제점을 해결하기 위해서 상세한 진동 분석이 이루어지기 전에 2개의 펌프와 또 화물선 구조물에 Bracing하여 단지 강성을 높여 진동을 저감시키려 하였다. Bracing한 결과 펌프와 전동기의 진동 저감은 고사하고 화물선 구조물에 진동을 전달하는 효과만 가져왔다.

그림 9-14의 진동 분석 결과 펌프의 탁월 진동 주파수는 약 2400 cpm 즉 $2 \times \text{RPM}$ 이었다. 이러한 진동 주파수는 용적 펌프에서는 통상적인 것이며, 정상적인 압력 맥동을 나타낸다. 최대진폭(0.4 in/sec)은 펌프 출구에 직각인 원주 방향의 펌프 상부에서 발생되었다. 그러나 펌프에 연결된 토출관에서는 펌프 출구에 직각인 동일한 방향에서 2.0 in/sec이상 값으로 진동하고 있었음이 나타났다. 극히 높은 진폭과 토출관 진동의 큰 방향성의 특성 때문에 공진 문제가 예상되었다.

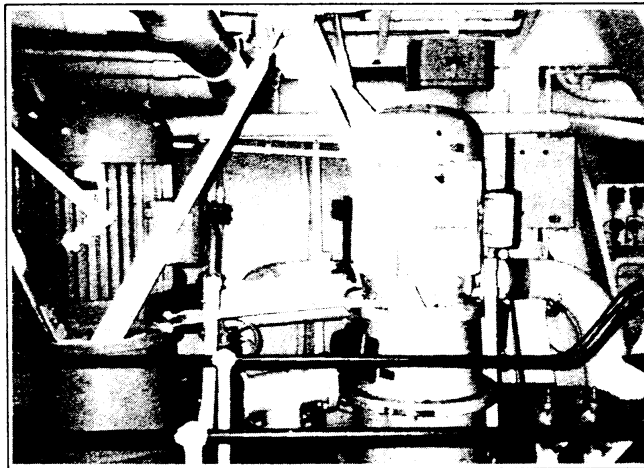


그림 9-13 Bracing으로 2개의 수직 윤활 펌프의 진동 저감이 실패하였다.

공진 시험을 하기 위해서 펌프는 정지되었고 펌프 출구에 직각 방향의 토출관에서 충격시험이 수행되었다. 약 초당 2회 토출관을 고무 망치로 충격을 주었다. 그림 9-14가 그 시험 결과이며, 그 문제점이 토출관의 공진에 의해 발생된 것으로 증명되는 2400 cpm($2 \times \text{RPM}$)에서 가진된 고유진동수를 보여주고 있다. 그림 9-14는 2대 펌프가 정지된 이후 취한 주변 진동의 주파수 분석도 보여주고 있다.

2400 cpm 주파수에서는 어떠한 주변 진동도 없어 문제점이 공진으로 결정되었다. 2400 cpm 주파수에서 충격시험으로 생긴 진동진폭(약 0.03 in/sec) 자체는 중요하지 않음에 염두에 둘 일이다. 공진 주파수에서 여기된 진폭은 오직 충격력에 따라 다르다. 충격시험에서 중요한 사항은 오직 2400 cpm에서 시스템 진동수가 실제로 2400 cpm의 정상적인 가진 주파수와 일치한다는 사실에 주의하는 것이다.

이 사례는 공진 문제를 확인하기 위한 충격시험의 가치뿐만 아니라 파이핑, 덕트, 기초, 주변 진동원 등과 같은 관련 사항들을 포함하는 기계의 폭넓은 진동 분석의 중요성을 설명한다. 이 예는 또한 임의로 하거나 진동분석 자료의 뒷받침 없이 Bracing, Stiffening 또는 구조적 개조를 함으로서 때로는 시간과 자금을 낭비하게 된다는 것을 보여준다.

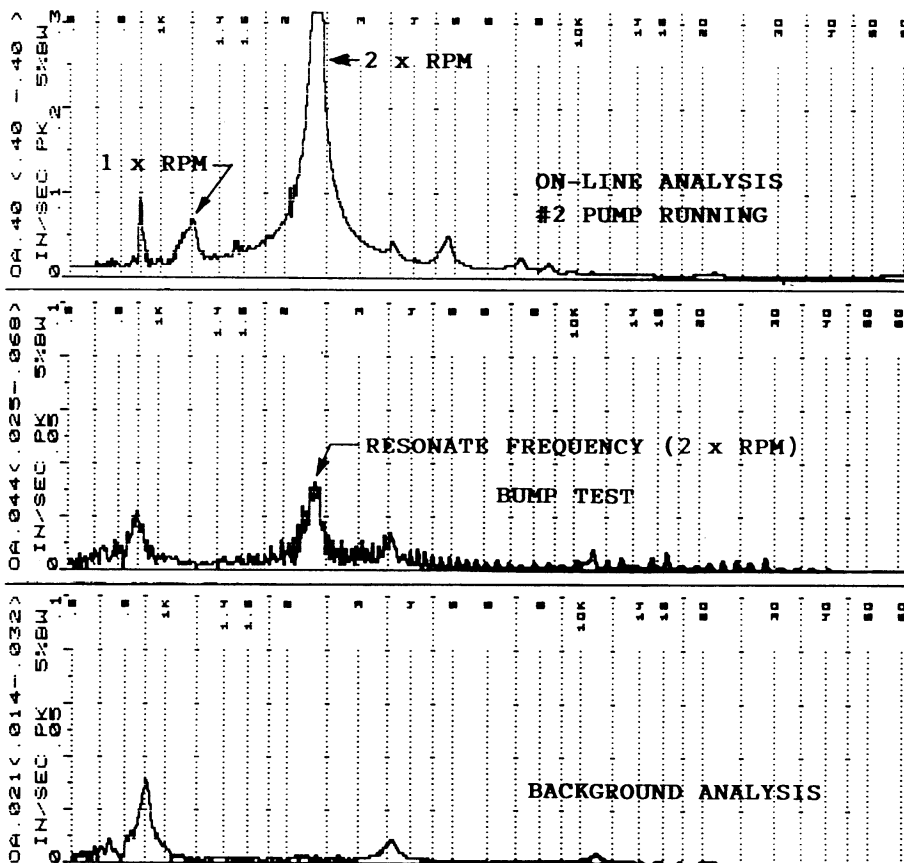


그림 9-14 On-Line 진동분석, 주변 진동분석 및 충격시험 자료 비교 결과 문제점이 공진이었음을 보여준다.

2.3 可變 周波數 加振 (Variable Frequency Excitation)

기계 구조물 및 관련 부품의 공진 주파수를 확인하기 위해 사용되는 충격시험 이외에 보다 정교한 기술이 가변 주파수 가진이다.

상업적으로 공급 가능한 가변 주파수 진동 발생기가 있는데 이것은 기계나 구조물에 부착시켜 넓은 주파수 범위에 걸쳐 조절할 수 있는 강제적인 정상 상태의 진동을 준다. 진동 발생기는 소형 정량 구조물용으로 수십 gr으로부터 대형 산업용 기계용으로는 수십 kg까지 가진력을 주는 여러 가지 크기가 있다. 어떤 유닛은 60,000 Hz(3,600,000 cpm)을 초과하는 가진 주파수를 발생시킬 수 있다.

가변 주파수 진동 발생기에는 수력학식, 전자석식 및 압전식 3가지 형태가 있다. 수력학식 진동 발생기는 수력학식 전동기와 동일한 원리로 동작하며, 통상 가진 주파수를 조절하기 위해서 Control Valve와 외부의 수력 펌프를 사용한다. 수력학식 발생기는 통상 1 Hz(60 cpm) 이하로부터 아마도 1000 Hz(60,000 cpm) 범위에 걸치는 가진 주파수를 가지며 상당히 낮은 주파수용에 사용되며 또한 수백 kg까지 큰 가진력이 요구되는 곳에 사용된다.

전자석식 Shaker는 Audio Speaker와 같은 원리로 동작한다. 구성은 거의 속도 진동 변환기와 같고, 영구 자장 내에 있는 저장성 스프링에 의해 매달린 Coil로 되어 있다. 교류가 Coil에 가전되면 Coil은 교류 입력 주파수로 진동한다. 물론 교류 입력 주파수를 변화시키면 Coil 진동 주파수도 변화한다. 전자석식 Shaker에 의해 발생한 힘의 크기는 교류 입력 크기에 비례한다. 외부의 Audio Power Amplifier는 Shaker를 동작시키는데 필요하다. 전자석식 진동 발생기는 일반적으로 5 Hz(300 cpm)에서 10,000 Hz(600,000 cpm)까지의 가진 주파수를 주는데 사용된다. 가진력은 선정한 Shaker에 따라 다르지만 500 kg을 넘지 않는다.

압전식 진동 발생기는 압전식 가속도계 구성과 거의 같고, 무거운 관성 질량과 Shaker Housing 사이에 압전식 Ceramic Disk가 여러 개 있다. Shaker는 가속도계 변환기와 정반대로 동작한다. 가속도계가 진동을 할 때 그로 인한 압전 Disk에 작용하는 관성력은 이에 비례하는 전하를 발생한다. 압전식 Shaker는 단지 이런 절차를 역으로 하고 있다. 즉 압전 Disk에 전압을 가하면 Disk와 관성 질량이 진동하게 된다. Shaker 주파수는 가압된 전압에 따라 변화하는 Disk의 두께에 의해 결정된다. 따라서 입력 전압을 단지 변화시키면 Shaker 주파수도 조절될 수 있다. 전자석식 Shaker와 같이 압전식 Shaker도 필요한 힘을 발생하는데 필요한 높은 전압을 공급하기 위해서 외부의 Power Amplifier가 필요하다. 압전식 진동 발생기는 일반적으로 200 Hz(12,000

cpm)에서 60,000 Hz(3,600,000 cpm)이상까지 상당히 높은 진동 주파수가 요구되는 곳에 사용된다.

대단히 넓은 범위에 걸쳐 가변 주파수 가진을 줄 필요가 있는 곳에는 전자석식 및 압전식 Shaker를 하나의 Unit로 조합한 Shaker를 구입 사용한다.

수력학식, 전자석식 및 압전식 Shaker는 일반적으로 단일 방향으로 가진력을 주기 때문에 Shaker는 요구하는 방향으로 시스템을 가진 하도록 기계나 구조물에 부착시켜야 한다. 만일 공진 주파수가 다 자유도에 의한 것으로 판명된다면 시험할 각 방향에서의 가진을 주기 위해서는 Shaker를 다시 설치할 필요가 있다. 충격시험에서와 같이 가변 주파수 시험을 수행하기 위해서는 기계를 정지시켜야 한다.

시험중 시스템에 Shaker가 일단 부착되었으면 Shaker의 진동 주파수는 요구하는 주파수 범위에 걸쳐 간단히 조정되며 최대 진동 진폭이 발생하는 주파수들을 눈여겨본다. 이 주파수들은 시스템의 적절한 주파수들이다. 관심이 되는 특정 공진시 Shaker의 진동 주파수를 유지함으로써 축의 처짐 형태를 구하고 공진 하는 시스템의 정확한 부품을 확인하기 위해서 Mode Shape 분석과 같은 공진 구조물의 보다 상세한 분석이 이루어질 수 있다. 이러한 정보는 공진 문제를 해결하기 위해서는 구조적 개선이 반드시 행해져야 한다는 것을 결정하는데 중요하다.

한편 시스템에 가변 주파수가진을 주는 가장 저렴한 수단은 단순히 DC나 SCR 진동기와 같은 가변속도 진동기를 적용하는 것이고 또 불평형력을 일으키기 위해서 진동기 축에 Counter Weight나 불평형된 Pulley를 설치하는 것이다. 불평형량은 시험 중에 시스템을 가진하기 위해 필요한 힘을 주기 위해 조정될 수 있다. 시험중인 구조물에 불평형된 가변속도 진동기를 취부하고, 속도 범위에 걸쳐 단지 운전해 보고, 다시 시스템 공진 주파수들을 확인하기 위해 최대 진동 진폭이 발생한 곳에서의 진동기 속도에 주목한다. 구조물 상의 진동기 위치는 여러 방향에서의 공진 주파수를 구하기 위해서 변화시킬 필요가 있다.

가변 주파수 Shaker를 사용하여 공진 시험을 수행할 때 기계나 구조물에 부착한 Shaker는 구조물에 추가 질량이 가해져 시스템의 진정한 고유 진동수를 낮추게 할 수 있음을 나타내고 있다는 사실을 기억해야 한다. 문제를 최소화하기 위해서는 사용되고 있는 Shaker의 무게는 시스템의 무게에 비하여 가능한한 작게 유지하도록 해야 한다. 예를 들면 Shaker의 무게가 시험중인 시스템의 무게와 같다면 Shaker의 추가 무게는 시스템의 공진 주파수를 약 30% 감소시킬 것이다.

2.4 固有振動數 確認에 Bode Plot 利用 (Using Bode Plots to Confirm Natural Frequency)

Bode Plot은 2개의 직교 좌표 ① 진폭 대 rpm과 ② 위상 지연각 대 rpm으로 구성되어 있다. 기계가 정지시 고유 진동수를 통과할 때 Bode Plot은 2개의 변화 ① 진폭 선도는 최고치를 나타내고 ② 위상 선도는 180° 위상 변화(고유 진동수에서 정확히 90° 변화)를 나타낸다.

Tracking Filter는 진폭 대 rpm과 위상 대 rpm 정보를 기록할 수 있는 "Phase-Locking"기술을 활용하는 것이다. 2-Channel 분석기가 사용되면 진폭 대 rpm 그림이 하나의 Channel에서 그려지고 위상 대 rpm 그림은 다른 Channel에서 그려진다. 그리고 각 최고치는 Reference Pickup이 사용된 그 순간에서의 기계 rpm에 상응하는 바로 그 rpm에서 나타내 진다. Reference Pickup은 회전축에 설치되어 축의 매 회전마다 Voltage Pulse를 준다. Photo Cell 및 Electromagnetic Pickup들은 통상 Reference Pulse를 주기 위해 사용된다. 축상의 기존 Key나 Keyway는 이들에 대한 좋은 목표이다. 아무 것도 이용할 수 없으면 Photocell과 더불어 반사 Tape을 사용할 수 있다.

기준 신호는 축의 rpm에 Tracking Filter를 자동 조정한다. 만일 축 rpm이 변화하면 기준 신호의 주파수도 역시 따라서 변화한다. 이와 같은 방법으로 분석기 필터는 축 rpm에 고정, 즉 동기 된다. 또한 기준 신호는 가속도계로부터의 신호와 비교하기 위해서 고정된 기준을 제공한다. 그 결과는 두개 신호간의 상대 위상값에 비례하는 D.C Voltage이다. 이 D.C Voltage는 위상 대 rpm Plot상에서 상대 위상값 ($0 \sim 360^\circ$)을 나타낸다.

그림 9-15는 표본 Bode Plot이다. 문제의 이 기계는 2개의 심각한 고유 진동수 즉 하나는 대략 2450 rpm에서 또 다른 하나는 4850 rpm에서 고유 진동수를 가지고 있다. 물론 이들 주파수에 상응하는 가진력이 있다면 이는 기계가 공진 상태에 있도록 할 것이다. 이 힘은 정상적인 불평형, Misalignment, 공기 역학적 또는 수력학적 힘, Forces, Torque Pulses, 왕복동 힘, 기계적 이완, Oil Whirl 등일 수 있다. 따라서 바람직하지 않은 파괴적인 진동이 이들로 인해 생길 수 있다.

기동 또는 정지중 고유 진동수를 통과할 때 통상 나타나는 것은 약 180° 의 위상각 변화를 수반한 공진에서 진폭이 최대가 되는 것이다. 그러나 때로는 기록된 자료는 다음 예들에서 설명된 바와 같이 시스템 응답이 어떤 비정상적인 상태를 나타내기도 한다.

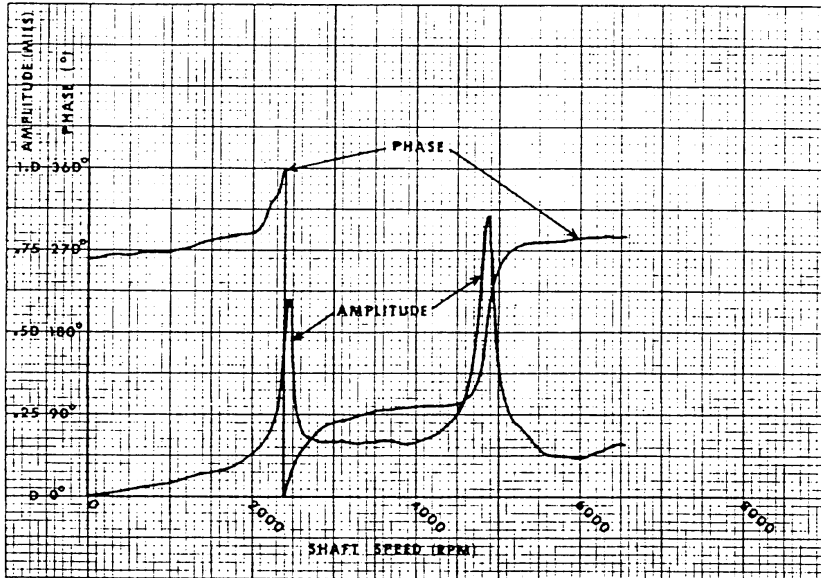


그림 9-15 고유 또는 공진 주파수의 위치를 확인하기 위해 사용된 Bode Plot의 예

비정상적인 Bode Plot의 해석

[예제 1]

그림 9-16을 보면 2개의 공진 속도를 암시하는 약 500 rpm과 1200 rpm에서 2개의 분명한 진폭 Peak가 있다. 그러나 기록된 위상 자료는 보다 낮은 속도(500 rpm)에서의 진폭 Peak에서만 180° 위상 변화 특성을 나타내고 있다. 보다 높은 1200 rpm Peak와 관련한 위상 변화는 실제로 없다. 기록된 자료를 기초로 하여 볼 때 500 rpm Peak는 실제 진짜 공진임을 결론 지을 수 있다. 그러나 1200 rpm Peak는 상응하는 위상 변화가 없으므로 공진이 아니다. 의문점은 “공진에 의한 것이 아닌 그 무엇이 1×RPM 진동의 Peak를 발생시켰는가?”이다.

그림 9-16에서 1200 rpm 진동 Peak의 가능 원인의 하나는 그 주파수에서 심각한 주변진동의 존재에 의한 것일 수 있다. 예를 들면 이 그림은 1800 rpm 전동기를 정지하는 과정중(Coastdown) 그려진 것이고 동시에 주변에 있는 1200 rpm Fan의 운전에 의해 1200 cpm에서 실질적인 주변(암) 진동을 일으키고 있었다고 하자! 분명히 1800 rpm 전동기가 정지할때 결국 1200 rpm을 통과해야만 한다. 이와 같은 상황이 발생할 때 전동기 진동은 1200 rpm에서 진폭 Peak가 발생하도록 Fan으로부터 주변진동이 순간적으로 추가된 것이다.

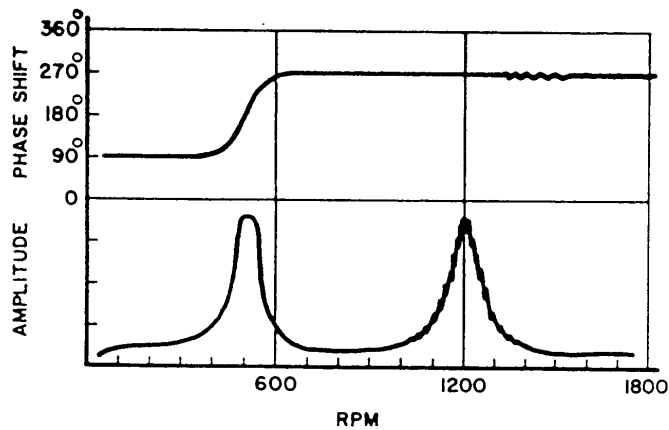


그림 9-16 위상 변화가 없는 진폭 Peak는 통상적으로 Peak 주파수에서 주변 진동의 결과이다.

[예제 2]

그림9-17의 진폭 대 위상각 그림을 보면 진폭 Peak는 약 600 rpm에 있다. 진폭 Peak에 상응하는 180° 위상 변화는 공진으로 판단한다. 한편 약 1300과 1500 rpm 사이에서도 180° 위상 변화가 있지만 공진으로 예상되는 이 속도에서는 진폭 Peak가 없다. 그러나 180° 위상 변화는 실제로 1400 rpm에서 공진이 실제로 있음을 증명하고 있다. 여기서 문제점은 “진폭 Peak없이 어떻게 공진이 있을 수 있는가?” 이다. 공진 시 진폭 Peak가 없다는 것은 다음중 하나의 결과일 수 있다.

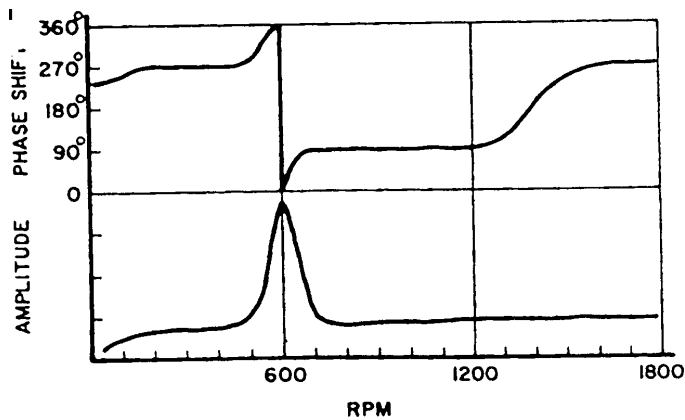


그림 9-17 1300~1500 rpm에서 180° 위상 변화는 진폭 Peak가 발생하지 않아도 공진주파수가 약 1400 cpm에 있음을 나타낸다.

- ① 공진 주파수에 상당하는 가진력이 아주 작거나 그 시스템이 크게 감쇠 된다면 작은 진폭 증폭이 공진에서 발생한다 (그림 9-18참조 : 계의 응답에서 감쇠의 영향).

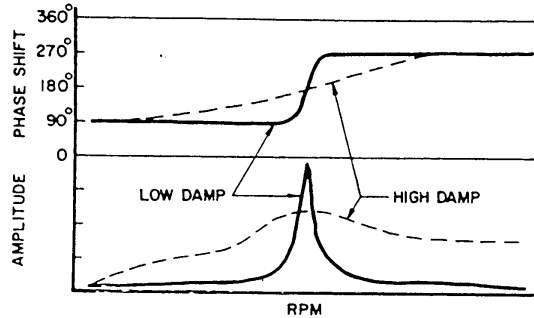


그림 9-18 가진력이 아주 작거나 시스템이 크게 감쇠되면 진동 증폭이 작아진다.

- ② 만일 진동변환기가 공진 시스템의 "Nodal Point"에 위치해 있다면 공진 주파수에 서도 눈에 띄 만한 진폭 증가가 없거나 작을 수 있다. 로터 Shaft나 구조물이 공진을 일으키도록 가진된다면 그림 9-19에서 나타낸 진동 Mode중의 하나라고 가정할 것이다. 각 Mode는 최저의 진폭점인 Nodal Point를 하나 이상 가지고 있다. 물론 진동변환기가 Nodal Point에 위치해 있다면 공진을 통과할 때 눈에 띄 만한 진동진폭의 증폭이 거의 없다. 그러나 위상 그림은 180° 위상 변화 특성을 나타낸다. 이런 상황이 발생하면 진동 변환기 위치를 재조정해야 하고 공진을 확인하기 위해서 Bode Plot을 다시 그려야 한다. 또한 잠재적인 고유 진동수를 놓치는 것을 방지하기 위해서 그림 9-20에서와 같이 여러 위치에서 구조물에 충격을 가해야 한다.

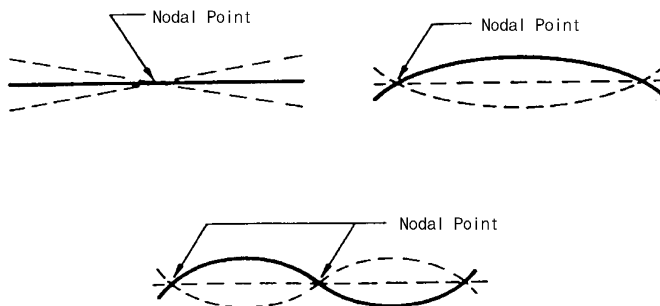


그림 9-19 공진 시스템은 통상적으로 공진시에도 작은 진동을 나타내는 Nodal Point를 가지는 Mode들 중의 하나가 된다.

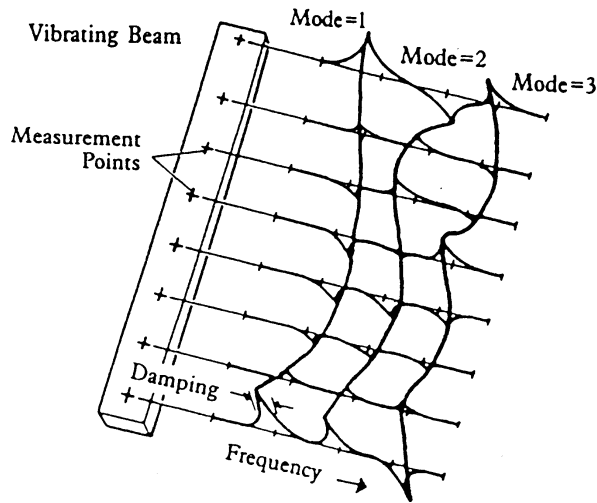


그림 9-20 구조물의 여러 지점에서 몇 가지 Mode로의 가진

[예제 3]

그림 9-21의 진폭과 위상 대 rpm 자료에서 전형적인 공진 진폭 Peak는 대략 900 rpm에서 발생하였다. 그러나 위상 정보를 점검해 보면 진폭 Peak시 위상 변화가 통상 180° 인데 여기서는 360° 이었다. 180° 이상의 위상 변화는 같은 주파수 또는 그 부근에서 공진 상태에 있는 2개의 계가 실제로 있는 것을 나타내며, 이 경우는 2개의 공진 각각이 180° 의 위상 변화를 일으키고 있어 전체 위상 변화가 360° 가 되었음(Closely Coupled Mode라고 함)을 암시하고 있다.

이것은 강성이 다른 즉 고유 진동수가 다른 별개의 베어링 Pedestal을 가지는 대형 Fan에서 흔히 발생하는 경우다. 이러한 경우 시스템의 공진 문제점들 하나만 교정한다고 해서 문제 전체를 해결하지 못한다. 여기서 의문점은 2개의 다른 공진이 있었음에도 왜 진폭 Peak는 2개가 아니었는가? 이다. Bode Plot 작성에 사용되는 계측기와 연합된 Tracking Filter는 기계의 가속 및 감속시 신속한 속도 변화를 탐지할 수 있어야 한다. 부하 운전중인 기계는 운전속도나 정지에 이르는 데 수초정도만 걸린다. 이런 이유로 Tracking Filter 자체는 상당히 광대역이어야 한다. 필터가 얼마나 빨리 정확하게 변화하는 주파수를 추적할 수 있는가는 필터의 대역폭에 직접 관련된다. 물론 Tracking Filter는 신속한 추적을 위해 광대역이어야 하기 때문에 조밀한 간격의 진동 주파수를 분리하는 능력이 부족하다. 이 예는 정확한 진단을 하는데 위상자료의 중요성을 설명한다.

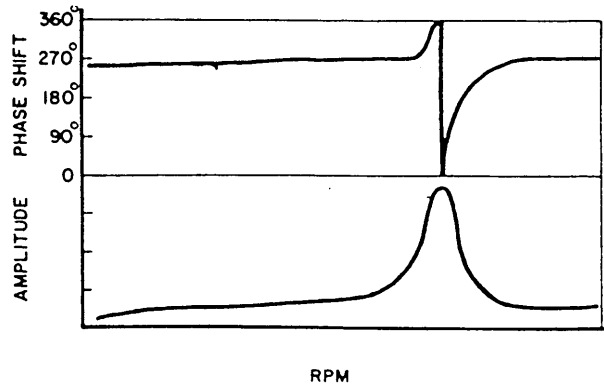


그림 9-21 180° 이상 (360°)의 위상각 변화는 하나 이상의 Spring-Mass 시스템이 있음을 뜻한다.

[예제 4]

그림 9-22를 살펴보면 약 1000 rpm에서 진동진폭은 거의 Zero에 있으나 위상각은 180° 이상(360°) 변화하였다. 예제 3에서와 같이 그림 9-22에서 1000 rpm에서 360° 위상각 변화는 동일한 주파수 또는 그 부근에서 공진 상태에 있는 2개의 Spring-Mass 시스템을 연상하게 한다. 즉 위상차가 180° 다른 진동력을 생기게 하는 불평형 가진력을 가지는 제 2의 공진 요소가 있다. 이 주파수에서 진동진폭의 극감소를 Anti-Node라고도 하며, 이에 대한 원리와 교정 방법은 공진 문제점의 교정 항에서 설명할 것이며 이 원리를 이용하여 절점을 고의로 생기게하는 동흡진기라고 하는 설비를 설계하여 설치하므로써 공진 문제점을 해결한다.

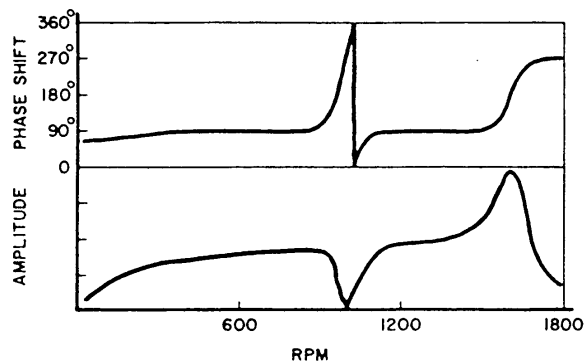


그림 9-22 진동진폭은 극감(Anti-Node)하고 360° 위상 변화를 가지는 Bode Plot

[예제 5]

로터 임계속도를 확인 하고자 비접촉식 즉 Proximity Probe를 사용할 때 그림 9-23과 같은 그림이 얻어질 때가 있다. 이 그림은 Peak 진동과 정상인 180° 위상 변화를 나타낸다. 그러나 약 5000 rpm에서 진동이 극감소 하였고, 이 경우 축의 임계속도 바로 아래에서 발생하였다는 것을 참고해야 한다. 그림 9-23의 진동 극감소는 실질적인 해당 위상 변화를 가지지 않으며 따라서 그림 9-22에서 그려진 절점의 결과와는 다르다. 그림 9-23에서 나타난 진동 극감소의 원인은 통상 Proximity Probe Target 부위에서 과도한 전기적 또는 기계적인 Runout의 결과이다. Proximity Probe는 실제 축진동과 어떤 Runout 즉 저널의 편심을 구별할 수 없기 때문에 Proximity Probe는 Runout과 실제 축진동의 Vector 합에 비례하는 신호를 준다.

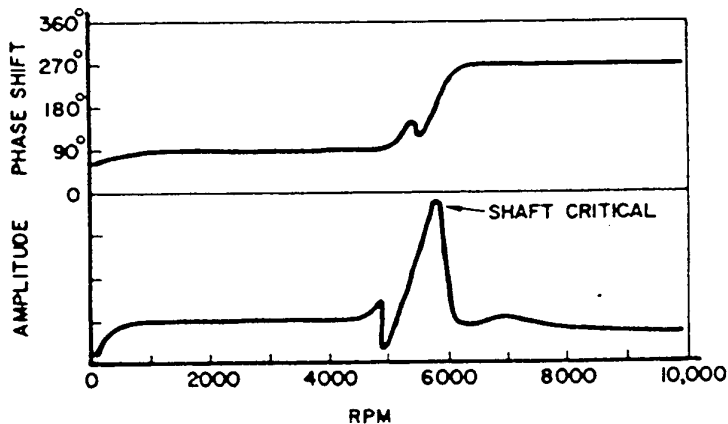


그림 9-23 진동의 극감소는 Proximity Probe의 Target 부위에서의 과도한 Runout의 결과이다.

임계속도 훨씬 아래에서 운전 중일때 축은 강성체라 생각하며 따라서 축진동은 근본적으로 임계속도에 접근할 수록 축의 처짐은 점차로 증가하게 된다. 또한 축의 처짐(실제 축진동)은 불평형의 Heavy Spot을 지연시키기 시작한다. 실제로 임계속도에서 운전할 때 축의 처짐으로 90° 만큼 불평형 Heavy Spot가 지연되고 임계속도 이상에서 운전 할 때는 180° 만큼 지연될 것이다. 여기서 참고해야할 중요한 점은 축이 임계속도를 통과할 때 축진동의 진폭과 위상각이 변화하고 있다는 것이다. 이런 결과로 축진동과 Runout의 Vector 합이 또한 변화하고 있다. 그림 9-23에서 진폭의 극감소는 축진동과 Runout Vector가 순간적으로 역상이 될 때 서로 상쇄된 결과이다. 물론 서로 상쇄 대신에 그림 9-24에서와 같은 그림이 나타나도록 Runout 및 축진동 Vector가 추가

되는 일이 일어날 수도 있다. 어느 경우든 Proximity Probe를 사용할 때 과도한 Runout은 로터 응답의 변형된 그림을 준다는 사실을 참고하는 일이 중요하다. 기록한 자료가 로터의 진짜 응답보다 더 좋거나 더 나쁜 상태를 나타낼지도 모른다. 따라서 응답 측정을 하기 전에 Runout 진폭을 확실히 측정하는 것이 바람직하다. 물론 참 로터 응답의 그림을 얻을 수 있도록 과도한 Runout은 물리적으로 또는 전기적으로 제거되어야 한다.

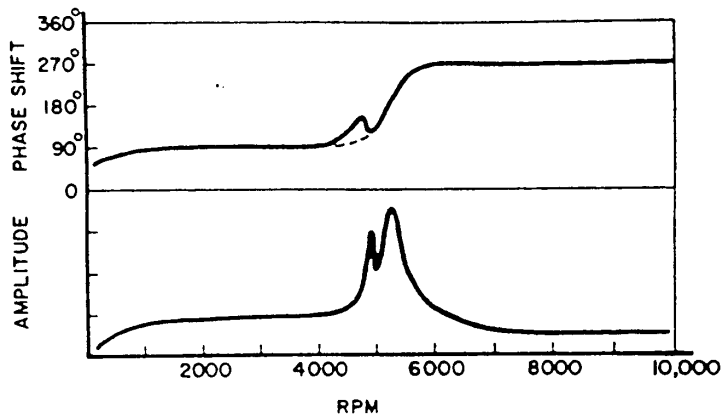


그림 9-24 Runout 및 축진동이 동상으로 Vector 합을 이루는 Bode Plot

[예제 6]

그림 9-25는 기록된 자료가 다소 판단을 흐리게 될 수 있는 경우를 나타낸 것이다. 이 그림에서 의심되는 자료는 6000 및 7000 rpm에서 발생하는 다소 비 통상적인 위상 변화이다. 이들 위상 변화는 진폭 그림에서 나타나지 않은 공진 주파수를 의미하지만 전혀 위상 변화가 아닐 수도 있다. Bode Plot을 얻기 위해 사용되는 Tracking Analyzer는 화면표시와 작도를 하기 위해서는 위상에 비례하는 DC Voltage를 얻기 위해서 2개의 신호가 필요하다. 하나는 기계 축에서의 Keyphasor로 부터의 $1 \times \text{RPM}$ Voltage Pulse이고 다른 하나는 진동 Probe로 부터의 진동 신호이다. 만일 이 신호들 중 어느 하나라도 충분한 진폭을 나타내지 못하면 위상 Voltage는 Zero로 떨어지게 된다. 그림 9-25를 보면 진동 진폭은 6000~7000 rpm사이에서는 상당히 낮음을 알 수 있다. 또한 위상도 역시 6000~7000 rpm사이에서 0° 로 떨어졌다. 그러므로 위상 변화는 참 위상값을 제공하는 충분한 진동 신호의 부재 이외에는 가능성이 없다. 6000~7000 rpm 이하에서 진동진폭은 위상값을 나타낼 만큼 충분히 증가하였다.

이와 같은 위상의 불연속은 흔히 있는 일이다. Bode Plot 작도에 사용되는 대부분

의 Tracking Analyzer는 축 표면의 다듬질 불량, 계측기의 전기적 잡음과 같은 아주 낮은 수준의 잡음으로부터 거짓 Triggering을 제거하기 위한 $1 \times \text{RPM}$ 의 기준 신호에 대해 제한치가 있다. 만일 제한치가 너무 높게 설정되면 $1 \times \text{RPM}$ 의 기준 신호는 위상 자료를 제공하기에 어떤 상황하에서는 너무 낮을 수가 있다. 또한 Bode Plot을 작성할 때 계측기의 진폭범위(눈금)가 공진이나 임계속도에서 발생하는 높은 진폭을 예상하여 정상적인 기계 진동치에 비하여 너무 크게 설정된 것 같다. 따라서 임계속도 위나 아래 속도에서는 진폭은 위상자료를 얻는데 필요한 값 이하이면 된다.

Bode Plot은 기계나 구조물 또는 전 Spring-Mass 시스템의 공진 주파수를 잘 나타내지만 기계의 전체성능에 영향을 미칠 수 있는 다른 진동 주파수에서의 시스템의 응답은 잘 나타내지 못한다. 분석자는 이런 사실을 알아둘 필요가 있다.

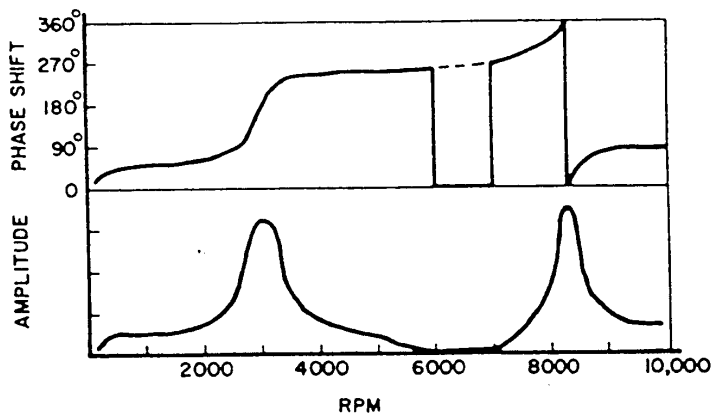


그림 9-25 위상의 불연속은 위상자료를 얻는데 불충분한 진동 진폭신호의 결과이다.

[예제 7]

그림 9-26의 위상도는 자료가 다소 잘못 읽혀질 수 있는 또 다른 상황이다. 속도가 4500에서 6000 rpm 범위에서 갑자기 3회의 360° 위상변화가 있던 것처럼 보인다. 그런데 Bode Plot의 위상부분은 실제로 직각 좌표계에서 그려지는 극을 나타내는 기능임을 기억해 두어야 한다. 위상의 눈금은 눈금의 아래 부분인 0° 에서 시작하여 상부인 360° 까지 걸쳐있다.

물론 이것은 0° 와 360° 가 실제로 같기 때문에 불가능하다. 그러나 눈금을 매기기 위해서는 0° 와 360° 는 통상 0과 전체 눈금 값으로 보여줄 수밖에 없다. 실제로 있어서, 359° 보다 1° 에 더 가까운 위상값은 눈금 아래에 그려질 것이고, 1° 보다 359° 에 더 가까

운 위상값은 위상 눈금의 상부에 그려질 것이다. 따라서 위상각이 $0^\circ(360^\circ)$ 부근에 있으려고 하는 경우에는 통상적인 일이다. 위상이 1° 에서 359° 로 변하면 그림은 위상도의 아래에서 위로 이동해야 하며 이 반대의 경우도 성립한다. 이렇게 위상도가 왔다갔다해서 다소 혼란스럽지만 원인을 이해하면 잘못 해석할 일이 없다.

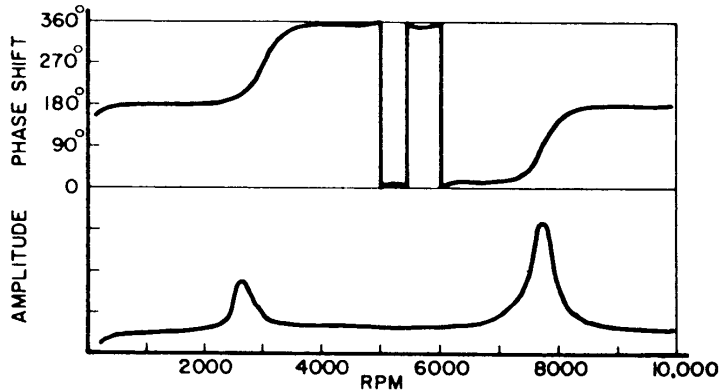


그림 9-26 위상의 불연속은 측정 위상각이 $0^\circ(360^\circ)$ 부근에서 작은 위상 변화의 결과이다.

2.5 Filter In/Out 振幅 對 回轉數 (Filter In/Out Amplitude Versus rpm)

앞서 언급한 각 예에서의 기록된 진동진폭은 $1 \times \text{RPM}$ 에서의 값이다. 이것은 Tracking Analyzer Filter가 축의 기준 Pick-up에 의해 회전속도 주파수에 자동적으로 동기 되거나 조정되어 취해진다. 환언하면 참 Bode Plot은 불평형과 같은 동기 즉 $1 \times \text{RPM}$ 가진에 의해 가진되는 공진 즉 임계속도 주파수만을 나타낸다. 이 Filter-In 진폭 대 회전수 도표는 기계나 구조물의 공진주파수를 나타내지만 이 도표만으로는 전체 기계 성능에 영향을 미칠 수 있는 다른 진동 주파수에 대한 시스템의 응답을 나타내지 않는다. 진동의 어떤 주파수도 공진 주파수를 가진 시킬 수 있으나 Bode Plot은 동기($1 \times \text{RPM}$) 가진에 의해 가진된 것만을 나타낸다.

설명을 돕기 위해 그림 9-27은 3600 rpm 기계의 진동진폭 대 주파수를 나타내고 있다고 하자. 이 예에서 기계는 실제로 2개의 중요한 가진 주파수를 가지고 있는데 하나는 불평형에 의한 $1 \times \text{RPM}$ 에서 발생한 것이고 다른 하나는 Offset Misalignment에 의한 $2 \times \text{RPM}$ 에서 발생한 진동이다. 문제의 기계가 2000 cpm의 공진 주파수를 가지고 있다고 가정하자. 기계 정지중 속도가 2000 rpm에 이를 때 분명히 $1 \times \text{RPM}$ 에서 불평형이 공진을 일으킬 것이다.

또한 기계가 계속 감속하여 $2\times\text{RPM}$ 진동이 2000 cpm 공진 주파수에 이를 때 공진이 다시 일어난다. 이것은 기계 속도가 1000 rpm일 때 일어난다. 환언하면 기계 속도가 1000 rpm일 때 $2\times\text{RPM}$ (2000 cpm) Misalignment 진동이 2000 cpm 시스템 공진을 가진하게 된다. 이 가진된 공진은 이 Mode에서는 Tracking Analyzer Filter가 $1\times\text{RPM}$ 에 자동적으로 조정되고 다른 모든 주파수들을 거부하기 때문에 Filter-In 진폭 대 회전수 도표 상에는 나타나지 않는다. 그 결과 참 Bode Plot은 동기 가진($1\times\text{RPM}$)에 의해 가진된 공진 주파수만을 나타내기 때문에 때때로 오해하게 된다. 물론 기계는 기계 형태에 따라 많은 가진 주파수를 발생할 수 있고 가진된 어떤 진동 주파수도 공진 상태를 야기시킬 수 있다.

Filter-In 진폭 대 회전수의 참 Bode Plot은 항상 전체 시스템 응답의 완전한 그림을 주지 않기 때문에 일반적인 관례는 2개의 진폭 대 회전수 자료 도표를 취하는 것이다. 그중 하나는 불평형에 의해 가진된 공진 주파수를 나타내도록 하는 Filter-In 즉 $1\times\text{RPM}$ 에 동기된 도표이고, 다른 하나는 $1\times\text{RPM}$ 에서 발생하는 주파수 이외의 진동에 의해 가진되는 공진 주파수들도 나타내기 위한 Filter-Out 즉 광대역 진폭 대 주파수 도표이다. 그림 9-28의 2개의 도표는 그림 9-27의 3600 rpm 기계로부터 생성된 동기($1\times\text{RPM}$)와 Filter-Out(광대역) 값간의 비교 도표이다. 동기($1\times\text{RPM}$) 도표는 공진 주파수인 2000 rpm에서만 최대 진폭을 나타냄에 유의하라. 그러나 Filter-Out 즉 광대역 도표에서는 $2\times\text{RPM}$ 가진이 2000 cpm 공진 주파수를 가진했을 때 1000 rpm에서 보다 격렬한 최대 진폭을 발생했다. 이것은 그림 9-27의 $2\times\text{RPM}$ 진동이 보다 높은 초기 진폭을 가졌기 때문에 통상적이지 않은 것이다. Filter-Out 진폭 대 회전수 도표의 값은 이 예로 보아 분명해야 한다.

Filter-In과 Filter-Out의 진폭 대 회전수 비교 도표를 기계 기동 및 정지시에 취하면 두 도표간의 중요한 차이점을 검출하게 된다. 특히 Filter Out 도표에서 나타나는 최대진폭이 Filter-In 도표에서는 나타나지 않는다. 이러한 일이 발생하면 그 원인은 다음 사항중 하나로 추적될 수 있다.

- ① 공진 주파수를 가진시키는 회전속도의 조화파 (또는 분수 조화파). Filter-Out 진폭 도표 상에서 나타나던 추가 최대 진폭이 Filter-In 진폭 도표에 의해 확인된 공진 주파수의 정확히 분수 배수(또는 배수) 주파수에서 발생하기 때문에 이런 것들은 통상적으로 입증될 수 있다. 이것은 그림 9-28에서 설명되었는데 여기서 추가 최대 진폭이 1000 rpm 즉 이미 알고 있는 2000 cpm의 공진 주파수의 반에서 발생된다.

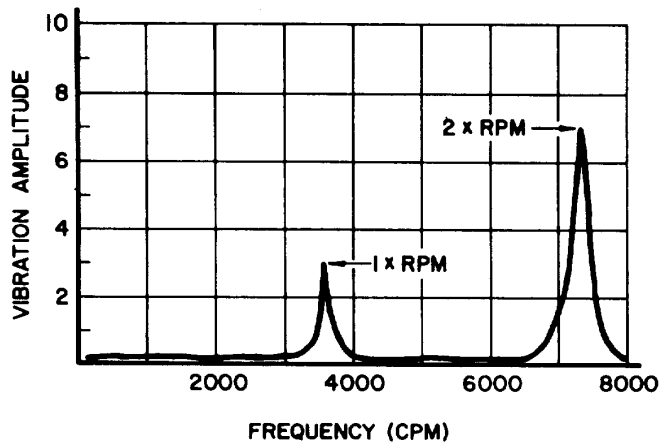


그림 9-27 Bode Plot은 이 그림에서와 같이 기계가 2×RPM 성분과 같은 다른 가진 주파수를 발생할 수 있지만 1×RPM 가진에 의해 가진된 로터의 공진 상태만을 나타낸다.

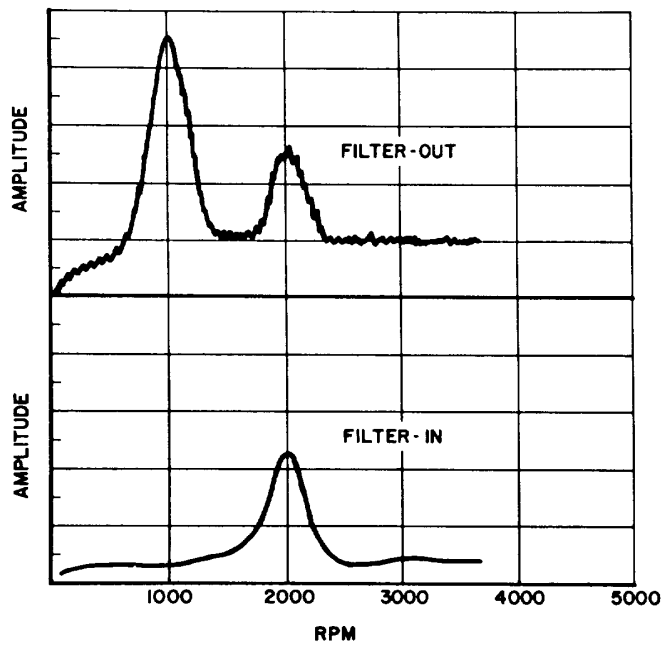


그림 9-28 Filter-In(1×RPM)과 Filter-Out(Broad Band) 비교 도표

물론 조화파(배수) 진동 주파수는 기계의 최대 회전수 이상에 있는 공진 주파수들을 또한 가진한다. 예를 들면 그림 9-27에서 분석된 기계는 6200 cpm에서 공진 주파수를 가진다고 생각해 보자. 이것은 기계의 최고속도 3600 rpm 이상에 있기 때문에 6200 cpm 공진은 정지중에 1×RPM 진동에 의해 가진되지 않을 것이다. 그러나 6200 cpm 공진은 정지 중에 2×RPM 진동이 6200 cpm에 이를 때 가진 될 것이다. 이것은 3100 rpm에서 일어난다. 따라서 Filter-Out 진폭 도표는 3100 rpm에서 추가 최대 진폭을 나타낼 것이다.

- ② 공진주파수를 가진시키는 서로 다른 회전수로 운전하고 있는 각 회전기계는 각기 다른 공진주파수를 가진다. 어떻게 이것이 Filter-Out 진폭 도표에서 추가 최대 진폭을 일으킬 수 있는가를 설명하기 위해서 3.27:1의 감속 기어를 통하여 1100 rpm으로 Fan을 구동하는 3600 rpm의 전동기로 구성된 기계를 생각해 보자. 만일 이 시스템이 공진 주파수를(800 cpm) 가지고 있다면 Filter-In 진폭 대 Fan 회전수의 Bode Plot은 800 rpm에서 최대 진폭을 나타낼 것이다. 그러나 전동기에 의해 생긴 진동은 전동기 속도가 800 rpm에 이를 때 800 cpm 공진을 가진할 것이다. 3.27:1의 기어 감속비를 근거로 하면 전동기가 800 rpm에 이르렀을 때 Fan 속도는 약 245 rpm이 된다. 따라서 Filter-Out 진폭 대 회전수 도표는 Fan 속도 245 rpm에서 추가의 최대 진폭을 나타낼 것이다.

혼돈을 피하기 위해 기계열이 2개 이상의 회전속도를 가질 때는 Filter-In(Bode)과 Filter-Out 진폭 대 회전수 도표 모두를 기계별로 각 회전수마다 작도하는 것이 바람직하다.

- ③ 기동 또는 정지중 특정 속도 범위에서 상승하는 진동의 추가(새로운) 주파수. 이런 상태의 한 예는 어떤 조건하에서 기동 또는 정지중 특정 회전수에서 Oil Whirl 또는 기타 불안정 상태를 가진시키는 원심 압축기나 다른 고속기계에서 볼 수 있다. Oil Whirl 진동 주파수는 1/2 회전수보다 약간 낮기 때문에 순간적 또는 과도적인 Oil Whirl에 의한 진동 증가는 Filter-In 도표상에는 나타나지 않는다. 그러나 Oil Whirl은 Filter-Out 진폭 대 회전수 도표상에서는 추가 최대 진폭이 나타나게 된다.

앞서 언급한 Bode Plot 항에서의 도표들은 여러 가지 중요한 공진 및 임계속도 주파수를 확인하는데 상당히 유용할 수 있음이 분명하다. 그러나 참 Bode Plot은 로터 불평형에 대한 시스템의 응답인 1×RPM에서 발생하는 진동에 의해 가진된

공진 주파수들만 나타낼 것이 분명하다. 물론 진동은 어떤 주파수도 시스템의 공진 또는 임계속도 주파수를 가질 수 있고, 이러한 이유 때문에 Filter-Out 진폭 대 회전수 도표도 시스템의 전체 응답을 평가하는데 중요하다.

2.6 固有振動數 確認에 Polar Plot 利用 (Using Polar Plots to Confirm Natural Frequency)

앞에서 언급한 Bode Plot의 몇 가지 예제에서는 진폭과 위상 대 rpm 도표는 공진과 다른 통상적이지 않은 문제점들을 확인하는데 이용된다고 하였다. Bode Plot은 전형적으로 직각 좌표상에 나타낸다. 이러한 자료를 나타내기 위한 또 하나의 기술이 있는데 이것은 극좌표상에 1×RPM 진폭 대 위상벡터를 그리는 것이다.

2.6.1 Polar Plot을 얻기 위한 計測器 設置 (Setting Up for Polar Plots)

Bode Plot에서와 같이 Tracking Filter를 가지는 계측기가 필요하다. 표준 X-Y Recorder를 구동하기 위해서는 극으로 나타내는 진폭 대 위상 출력 신호가 또한 필요하다.

X-Y Recorder상의 Pen은 Polar 그래프의 중앙점에서 시작해야 한다. 이렇게 하기 위해서는 X-Y Recorder에서 Zero 진폭 신호가 그래프의 중앙에서 Pen이 위치하도록 조정된다. Recorder상의 Full Scale 진폭 제어는 진동진폭이 증가할 때 Pen이 중앙으로부터 원주 방향으로 이동하도록 조정된다. Pen이 중앙으로부터 이동한량은 진동 증가에 비례한다. 진동의 위상은 진동이 증가할 때 Pen이 이동하는 각 방향을 결정짓는다.

2.6.2 Bode Plot에 대한 Polar Plot의 長點

(Advantages of Polar Plots over Bode Plot)

- ① 별도의 진폭과 위상 Plot을 비교하지 않고 불평형 벡터값을 즉시 알 수 있다.
- ② 위상이 0°에서 360°로 변화할 때(그림 9-15에서 2400 cpm 고유 진동수에서 발생함) Bode Plot 상에 나타나는 위상의 불연속과 같은 혼란이 없다.
- ③ 위상값을 유지할 만큼 충분한 진동 신호가 없는 곳에서 진동 진폭이 아주 낮은 값으로 감소되었을 때(그림 9-25 참조) Bode Plot상에 나타나는 위상의 불연속성이 없다.
- ④ Polar Plot은 Single Pen만 필요하기 때문에 Single Pen Recorder가 사용되는 곳에 서만 기계 기동 및 정지중 진폭 및 위상자료가 구해지게 된다.

- ⑤ Proximity Probe를 사용하면 기계적 및 전기적 Runout의 벡터 합이 쉽게 구해진다. Proximity Probe는 상대 축진동을 측정하기 때문에 실제 축진동 진폭은 기계 속도가 최소한 200 또는 300 rpm에 이를 때까지는 발생하지 않는다. 이런 이유 때문에 200 또는 300 rpm 이하에서 검출된 “불평형 징조”는 실제로는 상대 축진동이 아니고 Runout의 결과이다. 일단 낮은 속도에서 Runout Vector가 구해지면 참 불평형 응답을 나타내도록 물리적 또는 전자적으로 이를 제거 또는 Zero화 할 수 있다.

2.6.3 固有 振動數 試驗에서의 Bode Plot과 Polar Plot 比較 (Comparison of Bode and Polar Plots for Natural Frequency Testing)

그림 9-29는 Polar Plot이 Bode Plot과 어떻게 비교되는지를 설명하고 있다. 아래 Bode Plot에서는 2개의 분명한 Peak가 있다. 하나는 약 2400 rpm에서 또 다른 하나는 약 4800 rpm에 있다. 이 Peak들은 공진인가?

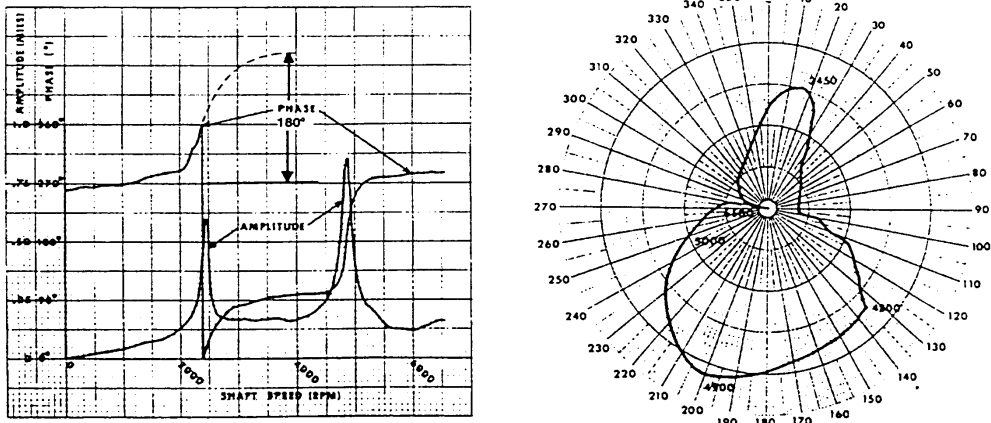


그림 9-29 Bode 및 Polar Plot 비교

4800 cpm에서의 Peak를 보면 위상 대 rpm 그림에서 180° 때문에 공진이라고 결론 짓기는 쉽다. 그러나 2400 cpm Peak도 공진일까? 2400 cpm 밑에서 위상 자취가 그림에서 점선으로 나타난 바와 같이 360° 에서 계속 변화된다면 180° 위상변화를 여기서도 볼 수 있다. 따라서 이것도 공진이다.

비교할 때 Polar Plot의 Orbit이 180° 떨어져 있는가를 주목하라(Unbalance Vector에서). rpm들을 수동으로 기입하여야만 하지만 공진 응답은 분명히 나타내진다.

2.6.4 固有 振動數 및 共振 診斷에 Polar Plot 應用 (Applying Polar Plots to Natural Frequency and Resonance Diagnostics)

Polar Plot은 공진과 관련 있든 없든 문제점들을 진단하는데 사용될 수 있지만 여기서는 공진을 진단 하는데 Polar Plot을 사용하는데 초점을 둔다. 각 베어링으로부터의 Polar Plot들은 최종 분석을 행하는데 비교되며, 각 공진에서 "Mode Shape" 정보를 제공한다.

설명을 위해서 그림 9-30의 2개의 그림은 대형 터빈 기동중 두 베어링에서 취해진 것이라 가정한다. 2개 그림은 1200, 2200 및 3000 rpm에서 진폭 Peak를 나타내었다. 이에 상응하는 위상 변화를 가지는 진폭 Peak들은 3개가 모두 공진 주파수임이 확인된다. 또한 1200 rpm에서 공진 진폭 Peak에 대한 동일한 위상값이 두 베어링에서 나타나고 있다. 이것은 1200 rpm에서의 공진이 그림 9-31에서 나타낸 베어링(구조물)의 1차 강성 Mode임을 암시한다. 또한 이 그림들은 2200 rpm에서 진동 Peak들이 역상(180°)임을 나타내고 있다. 이것은 2200 rpm에서의 공진이 베어링의 2차 Mode임을 나타낸다. 마지막으로 3000 rpm에서 진동 Peak는 2개의 그림 상에서 동일한 위상값을 나타내기 때문에 3000 rpm에서의 공진은 터빈 로터의 1차 Bending Critical 이라는 것을 결론 지을 수 있다. 이와 같은 동일한 정보와 해석을 Bode Plot에서도 취할 수 있지만 Polar 진폭 및 위상도를 사용하면 비교하기가 훨씬 쉽다.

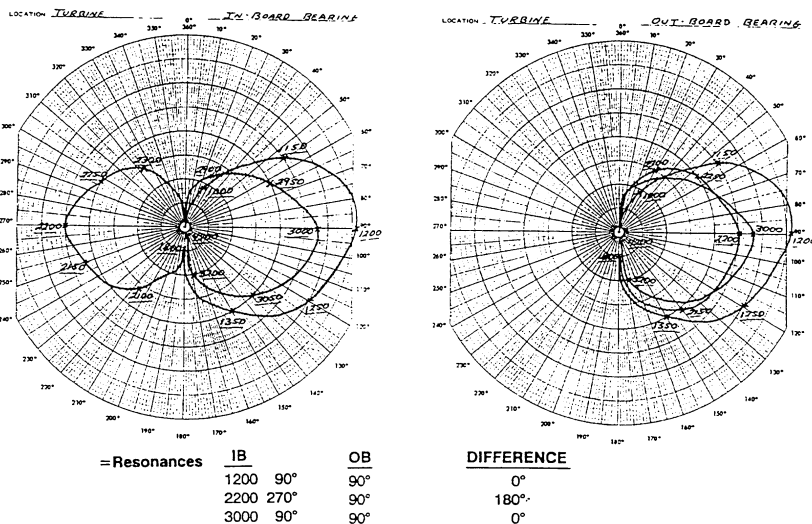


그림 9-30 기계의 각 베어링에서 구한 Polar Plot들은 공진 Mode Shape을 아는데 도움이 된다.

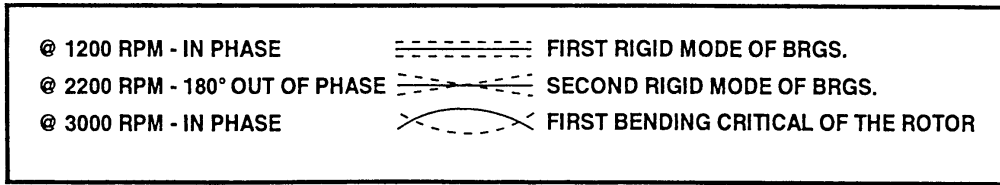


그림 9-31 Rigid(Structural) 및 Bending Resonance Mode Shape

2.6.5 Polar Plot의 制限 (Limitations of Polar Plots)

장점들과 많은 유용한 응용에도 불구하고 Polar Plot은 진폭과 위상 대 rpm Plot과 비교할 때 제한을 가진다. 주요한 제한은 다음과 같다.

- ① Polar Plot이 기동 및 정지중 공진 상태의 유무 및 심각성을 잘 나타내고 있는 반면에 공진이 발생할 때의 rpm을 지시하는 Speed Reference를 제공하지 않는다. 그 결과로 그림 9-29 및 9-30의 견본 그림상에 기입한 것 같은 rpm 값을 수동으로 기록하고 기계 속도를 감시하는 경우도 있다.
- ② Polar Plot은 Unbalance(Synchronous) 진동의 그림이므로 1×RPM에서 발생하는 진동만을 조사하는데 국한된다. 앞서 지적한 바와 같이 심각한 공진 상태는 1×RPM 이외의 진동 주파수들에 의해 가진될 수 있다. 또는 기동 혹은 정지중에 Oil Whirl, Resonance Whirl 또는 Rub와 같은 또 다른 문제들이 발생하여 비동기 진동 주파수를 가진다. 일련의 이러한 문제들의 증거는 총진동 즉 Unfiltered Vibration이 rpm에 대하여 그려질때 볼 수 있다. 이러한 문제들은 Polar Plot을 얻는다고 검출되지 않는다.

2.7 停止 및 起動時 振動 波形 分析

(Coastdown/Startup Time Waveform Analysis)

그림 9-32는 기계 정지중에 취한 장시간 동안의 진동 파형으로써 기계가 공진 또는 임계속도 주파수를 통과했을 때 최대 진동 진폭을 보여주고 있다. 기계가 기동 및 정지하는데 상당한 시간이 걸리므로 보다 긴 시간의 진동 파형이 통상 필요하다. 그림 9-32의 파형은 약 8000 ms(8초)간 나타내고 있으며 이와 같이 긴 시간의 표시로써는 가진되고 있는 공진 또는 임계속도 주파수를 구하기가 어렵다. 그러나 그림 9-33에서 보여준 바와 같이 공진시 짧은 시간을 화상확대(Zooming) 함으로써 공진 주파수의 아주 정확한 추정이 가능하다.

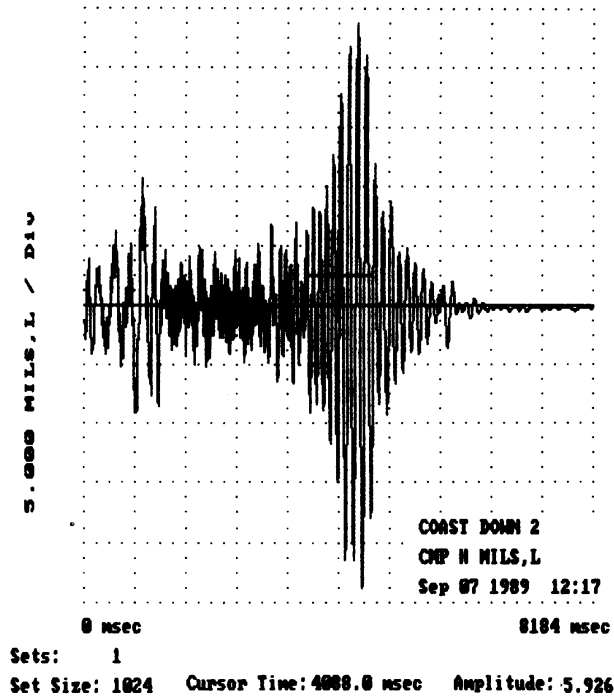


그림 9-32 기계 기동 및 정지중에 취한 장기간의 진동 파형은 어떤 진동 주파수에 의해 가진된 공진 주파수를 나타낸다.

그림 9-33의 파형은 그림 9-32의 파형의 짧은 시간 동안의 것이며 약 1000 ms (1초)동안 최대 공진 진폭시에 중점을 둔 것이다. 계측기 Cursor는 공진의 인접 사이클에 대한 시간 주기를 구하는데 사용되므로 하나의 완전한 사이클의 시간 주기를 알 수 있다. 4536 ms에서 발생한 사이클중 하나와 4392 ms에서 발생한 앞의 사이클에 주목하라. 이들 2개 시간 주기(4536 ms - 4392 ms=144 ms) 간의 차는 공진주파수의 1사이클 동안의 주기이다. 물론 주기의 역수는 진동 주파수이다. $144 \text{ ms/cycle} = 0.144 \text{ sec/cycle}$, $1/0.144 \text{ sec/cycle} = 6.94 \text{ cycle/sec}$. 이것의 cpm 단위 주파수는 $6.94 \text{ cycle/sec} \times 60 \text{ sec/min} = 416 \text{ cpm}$ 이므로 이 기계의 정지 중에 나타난 공진 주파수는 약 416 cpm이다.

기계 기동 및 정지중에 공진주파수를 알기 위해서는 장시간의 진동 파형을 이용하는 것이 대단히 유용하며, 1×RPM에서 발생하는 진동에 의해 가진된 것이 아니고 실제로 가진하는 어떤 주파수에 의해 가진된 공진을 나타내는 Bode 및 Nyquist(Polar) Plot에 비하여 분명한 이점을 가진다.

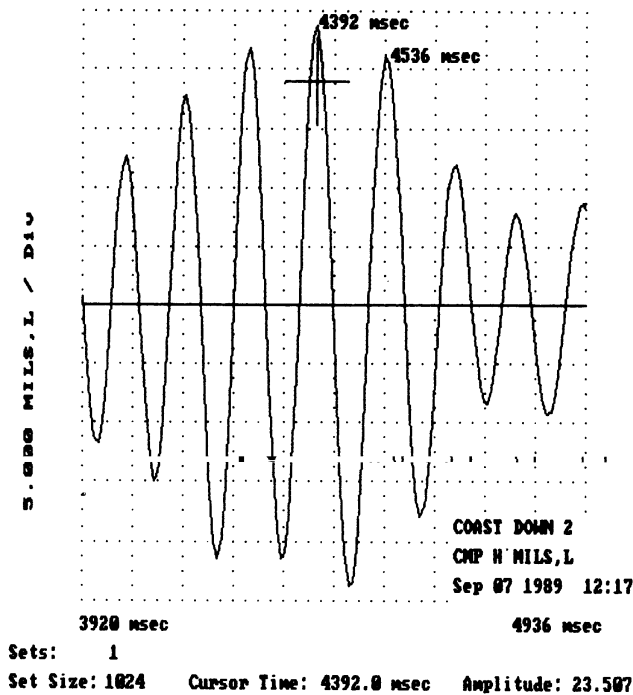


그림 9-33 공진 진폭에 중점을 둔 짧은 기간의 파형을 화상 확대함으로써 공진 주파수의 아주 정확한 예상치를 얻을 수 있다.

3. 共振 및 Rotor 臨界 狀態의 問題点 矯正

(Correcting Resonance and Rotor Critical Problems)

지금까지 회전 기계의 공진 및 Rotor의 임계 상태에서의 문제점을 분석하고 확인하기 위한 몇 가지 기술에 대해 언급하였다. 물론 다음 단계는 문제점이 확실하게 확인된 다음에는 이를 교정하는 것이다. 이 문제점을 교정하기 위한 가능한 선택은 다음과 같다.

- ① 공진 또는 임계속도 주파수에서 가진력을 감소시킨다.
- ② 공진 또는 임계속도 주파수와 일치하지 않도록 가진 주파수를 변경시킨다.
- ③ 고유(공진) 주파수를 변경시키도록 공진 부품의 강성을 변경시킨다.
- ④ 고유(공진) 주파수를 변경시키도록 공진 부품의 질량을 변경시킨다.
- ⑤ 공진 구조물과 연속하여 공진 Spring-Mass 시스템을 추가시켜 Anti-Node를 만든다.

⑥ 공진 시스템의 감쇠를 증진시킨다.

이상의 가능한 해결책의 각각에 대하여 장단점과 더불어 다음 항에서 설명한다.

3.1 共振周波數에서의 加振力 減少

(Reduce the Exciting Force at the Resonance Frequency)

물론 공진은 단지 기계에 내재한 가진력에 의해 발생한 진동의 기계적 증폭이며, 진동 증폭의 정도는 시스템이 가지고 있는 감쇠량에 따라 다르다. 예를 들면 기계의 공진 문제는 통상적으로 허용 가능한 잔류 불평형이나 Misalignment 진동을 10~20배 까지 증폭시키기도 한다. 그러므로 어떤 경우에는 만족스런 운전을 위해 단지 가진력을 정상적인 값보다 조금만 낮추기만 해도 만족한 진동치를 얻을 수 있다. 예를 들면 공진이 1×RPM에서 발생한다면 기계의 불평형이나 Misalignment를 보다 정밀하게 교정하면 가능할 수 있다. 그러나 이와 같은 방법은 특히 Alignment에 영향을 미치는 열적변화 또는 발란스 상태를 약간이라도 변화시키는 마멸, 부식 및 퇴적물 생성에 쉽게 기계가 반응하는 경우는 기껏해야 임시방편에 불과하다. 환언하면 가진력을 감소시켜 공진 문제를 임시 해결할 수는 있을지라도 기계 상태의 조그만 변화에도 얼마 안가서 문제점이 원상으로 되돌아온다.

임시 대책으로 행하는 가진력을 감소시키는 일이 불가능하지는 않지만 많은 경우는 극히 어렵다. 예를 들면 가진력이 불평형이라면 공진시의 발란싱은 대단히 어려울 수 있다. 앞서 언급한 바와 같이 기계가 공진 또는 임계속도 주파수를 통과할 때 가진력과 그로 인한 기계 운동간의 위상 관계는 갑작스런 180° 위상 변화를 가진다. 물론 위상 변화의 변화 속도는 시스템의 감쇠정도에 따라 다르다. 어느 경우에는 기계가 공진 주파수나 그 부근에서 운전 중일 때 기계 회전수의 약간의 변화에도 위상이 크게 변화할 수 있다. 3 또는 4 rpm 변화에도 위상각이 30°~60° 변화한다.

3.2 加振 周波數 變更 (Change the Exciting Frequency)

공진 또는 로터 임계속도 문제점에 대한 또 다른 해결책은 가진력 주파수를 시스템의 공진 또는 임계속도 주파수와 분리시키도록 감소 또는 증가시키는 것이다. 예를 들면 Fan이나 블로워와 같은 벨트 구동 회전 기계에서 기계 성능에 영향을 미치지 않는 한 벨트 Pulley나 Sheave의 직경을 감소 또는 증가시킴으로써 기계 속도를 약간 증가 또는 감소시킬 수 있다.

또한 증기터빈이나 가변속도 전동기에 의해 구동되는 기계는 관련 진동주파수 속도에서 발생하는 공진 문제를 제거하기 위해서 약간 높거나 낮은 회전속도에서 운전한다.

Fan, 블로워 및 펌프에서의 공기역학적 또는 수력학적 진동 특성에 의해 가진된 공진의 경우에는 진동 주파수를 변화시키기 위해 Fan의 Blade 수나 펌프 임펠러의 베인 수를 변화시킬 수 있다. 냉각탑 Fan에서의 공진 문제를 진단한 결과 Fan의 6개 Blade와 상응하는 Fan의 $6 \times \text{RPM}$ 에서의 진동이였다. 더 정밀 점검 결과 전동기와 Fan의 90° 기어 Box간의 긴 구동축도 $6 \times \text{Fan RPM}$ 에서 고유(공진) 진동 주파수를 가지고 있었다. 이 경우의 해결책은 6개 Blade를 가진 Fan을 8개 Blade를 가진 Fan으로 교체하는 것이였다. 이렇게 함으로써 $6 \times \text{RPM}$ 으로부터 $8 \times \text{RPM}$ 으로 공기 역학적 진동 주파수를 증가시켜 공진 문제를 제거하였다. 그림 9-34의 Radiator Cooling Fan은 가진하는 공진 주파수의 가능성을 최소화하도록 자동차 회사에서 설계한 것이다. Fan Blade의 간격이 일정하지 않음에 유의하라. 물론 그 이유는 공진시 진동하는 차량의 어떤 부품을 가진할 수 있는 주기적 정상 상태의 공기 역학적 진동 주파수를 피하기 위한 것이였다. Fan Blade의 불규칙한 간격으로 인해 정상 상태의 공진을 일으키는 이산 주파수의 특성이 없이 보다 불규칙적이며 비주기적인 맥동 진동이 발생하였다. Blade는 불규칙한 간격을 가질지라도 Vector적으로 Balance가 맞도록 설치되였다. 이와 같은 간격이 불균일하게 설치하는 기술은 Milling Cutter의 이빨이 금속절삭 과정에서 주기적이고 정상 상태의 진동이 발생하지 않도록 비대칭으로 배열된 Milling 기계와 같은 공작기계에 사용된다. 또한 이 목적은 공작기계나 피가공 물체의 공진의 잠재력을 최소화하는데 있다.

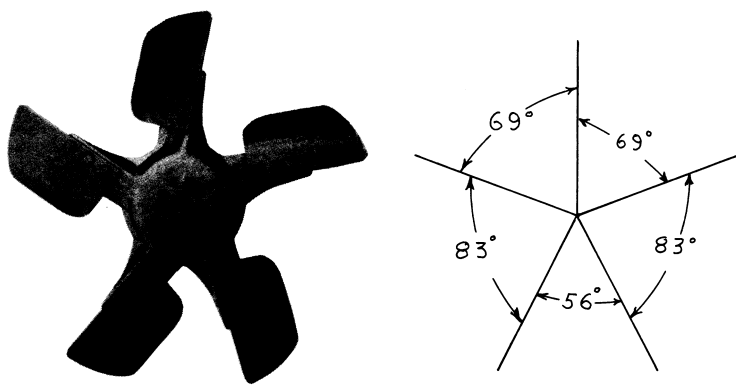


그림 9-34 자동차의 Radiator Cooling Fan의 Blade가 공진을 일으키는 주기적이고 정상 상태의 공기 역학적 진동의 발생을 피하기 위해 불균일한 간격으로 설치되어 있다.

3.3 共振 周波數 變更을 위한 質量 또는 剛性の 變更

(Change Mass or Stiffness to Change the Resonate Frequency)

Spring-Mass 시스템의 고유 진동수는 시스템의 질량과 강성의 조합에 따라 다르다. 따라서 시스템의 고유 즉 공진 주파수는 질량이나 강성을 변경시키면 변경될 수 있다. 강성을 증가시키면 공진 주파수가 증가되고 질량을 증가시키면 공진 주파수가 감소된다. 만족스런 진동 감소를 얻기 위해 필요한 질량 또는 강성 변화의 범위는 얼마간의 시스템의 감쇠량에 따라 다르다. 시스템의 감쇠가 클수록 고유 진동수는 가진 주파수로부터 더 멀리 이동되어야 하며 따라서 질량이나 강성 변화가 더 커져야 한다. 감쇠가 작은 시스템에서는 질량이나 강성의 조그만 변화라도 공진의 실제적인 감소에 영향을 미치게 된다.

구조적인 공진 문제를 교정하기 위해 구조적 질량과 강성을 변화시키는 것이 보다 올바른 방법이다. 값비싼 영구적 해결 방법을 취하기전에 많은 경우에 그 결과를 입증하기 위해서 구조물에 모래주머니, 콘크리트 Block 또는 기타 적절한 무게를 추가 함으로써 임시적인 질량 변화를 피할 수 있다. 한 예에서 질량 변화의 영향을 시험하기 위해서 Fork-Lift Truck이 공진하는 설비 바닥 위에서 운전되고 있었다. Truck에 추가된 질량으로 인해 바닥 진동의 진폭이 크게 감소하였으나 영구적인 해결책이 이루어질 때까지 Truck 운전을 거부하였다.

마찬가지로 나무나 금속 받침대 또는 Jack 등을 추가해도 강성의 일시적인 변화를 피할 수 있다. 해결책이 일단 확증되면 보다 영구적인 받침대를 조립하고 볼트 체결 또는 용접 보강할 수 있다. 그림 9-13에서 이미 언급한 수직 윤활유 펌프의 강성을 높이기 위해 받침대를 설치하여 구조적 개조를 한 경우로 좋은 예이다. 펌프의 강성을 높였지만 시스템의 공진 부품이 펌프 자체가 아니라 토출관이었기 때문에 이렇다 할 진동 감소가 없었다. 이 펌프는 단지 토출관 공진에만 응답하고 있었다. 이 경우는 진동 감소 여부를 확인하기 위해 시간과 비용이 많이 드는 영구 받침대 설치를 하기 전에 그 유효성을 시험하기 위해 임시 받침대를 설치하였더라면 상당히 좋았을 예이다.

3.4 로터의 臨界速度 周波數의 變更

(Changing Rotor Critical Frequencies)

로터의 임계속도 주파수 변경을 위해서 로터의 질량이나 강성을 변경시킨다는 것은 구조적 개조를 하는 것처럼 단순하지 않다. 로터의 개조라 함은 축을 교체한다면 그 임계속도 주파수를 변경시키기 위해서 로터를 완전히 재설계하는 것이다. 또는 로

터의 임계속도 주파수는 지지 베어링의 강성에 의해 다소는 결정지어 지기 때문에 다른 베어링 설계라든가 베어링 간극을 조정함으로서 베어링 강성을 증감시켜 로터 임계속도를 변화시킬 수 있다. 이러한 개조는 임의로 수행해서는 안되며 회전체 역학 분야 전문가의 자문을 구해야 한다.

3.5 共振 振幅 減少를 위한 減衰 增加

(Increase Damping to Reduce Resonance Amplitude)

앞서 언급한 바와 같이 공진점에서는 질량과 강성은 크기가 같고 방향이 반대이어야 서로 소거되며 진동 진폭을 제어 또는 최소화하기 위한 감쇠 성분만 남게 된다. 그리고 공진점에서 발생하는 진동 진폭은 시스템 내에 존재하는 감쇠량에 따라 다르게 된다. 만일 가진 주파수나 공진 주파수의 변경이 불가능하다면 시스템의 유효감쇠를 증가시킴으로써 공진점에서의 진동 진폭을 최소화시킬 수 있다. 다음은 이 가능성에 대한 것이다.

- ① 구름 베어링을 유막베어링으로 바꾼다. 구름 베어링은 감쇠가 아주 작다. 따라서 유막베어링으로 교체하면 공진점에서 진동을 최소화할 수 있는 점성 감쇠가 유효하게 증가된다.
- ② 기계나 구조물을 조립하는데 사용되는 재질을 바꾼다. 예를 들면 용접된 강철로 조립된 기계나 구조물은 주철이나 강력 콘크리트와 같은 구조물에 비하여 상당히 낮은 감쇠를 가진다.

기존 공진 시스템의 감쇠를 증가시킨다는 것은 간단하거나 비용이 적게 드는 일이 아니다. 공진의 가능성은 기계설계 단계에서 고려되어야 하며 조립기술과 재질은 공진 문제의 최적 제어를 주도록 선정되어야 한다.

3.6 動吸振器로 振動 制御

(Controlling Resonance with a "Dynamic Absorber")

그림 9-22는 동일한 공진주파수를 가지는 직렬로된 2개의 Spring-Mass 시스템의 영향인 Anti-Node에 대한 설명이다. 여기서 한 공진시스템이 다른 시스템의 공진을 소거한 경우이다. 시스템이 공진으로 진단되면 2의 공진 Spring-Mass 시스템을 그곳에 부착함으로서 Anti-Node를 고의로 발생시켜 그 진동진폭을 감소시킬 수 있다. 이 기구를 "동흡진기"라고 한다. 예를 들면 그림 9-35의 베어링 페데스탈이 공진 상태라고 진단되었다고 하자. 공진하는 페데스탈과 직렬로 동흡진기를 부착시키면 베어링 페데스탈에 대하여 Anti-Node가 발생하며 공진 진폭이 크게 감소한다.

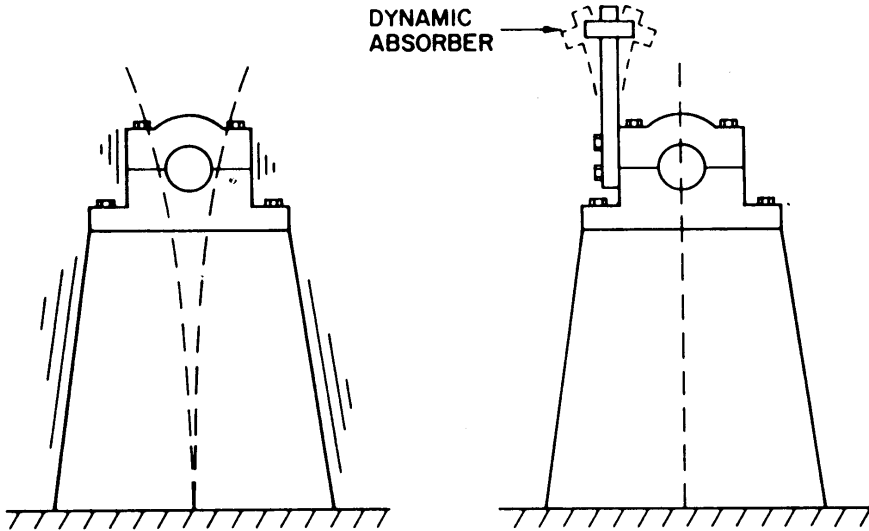


그림 9-35 공진하는 구조물에 조정된 공진하는 Spring-Mass 시스템을 부착시키면 공진을 유효하게 소거하는 Anti-Node가 발생한다.

동흡진기의 원리를 이해하기 위해서 그림 9-36의 Spring-Mass 시스템이 수직 방향으로 공진하고 있으며 불평형력 "U"에 의해 가진되고 있다고 하자. 만일 이 시스템이 공진주파수 이하에서 운전하고 있다면 질량 "A"의 운동은 불평형력과 반드시 동상일 것이다. 또한 시스템이 공진주파수 이상에서 운전하고 있다면 질량 "A"는 불평형력과 180° 역상으로 진동할 것이다. 그러나 시스템이 공진주파수나 그 부근에서 운전하고 있다면 그 시스템은 불평형 가진력과 90° 차이로 진동할 것이다. 환언하면 기계 운동은 공진점에서 불평형력보다 90° 지연된다. Spring-Mass 시스템 "B"가 "A"에 부착되고 동일한 공진주파수로 조정되면 "B"의 운동은 그 가진력보다 90° 지연되어야 한다. 그리고 "B"가 "A"에 부착되어 있기 때문에 시스템 "B"의 가진력은 시스템 "A"로부터의 진동력이다. 그 결과 시스템 "B"의 운동은 시스템 "A"의 운동보다 90° 지연되고 시스템 "A"는 불평형 가진력보다 90° 지연된다. 따라서 시스템 "B"의 운동은 불평형력보다 $180^\circ (90^\circ + 90^\circ)$ 지연된다. 그러므로 시스템 "B"에 의해 발생된 진동력은 불평형 가진력과 180° 역상이며 반대하는 이들 힘 모두가 시스템 "A"에 작용하기 때문에 시스템 "A"의 진동이 크게 감소된다.

동흡진기는 공진을 제어하는 전혀 새로운 수단이 아니다. 여러 해 동안 많은 공진문제에 대한 실제적인 해결책으로 사용되어 왔다.

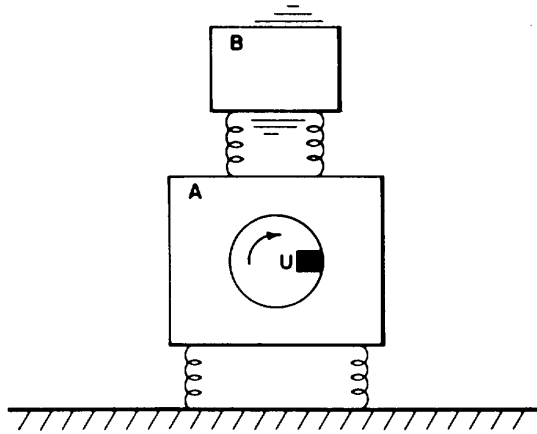


그림 9-36 질량 "B"로 인한 진동력은 불평형 가진력과 180° 역상이다.
질량 "A"에 반대하는 힘들이 작용하므로 시스템 "A"의 진동이 크게 감소된다.

많은 자동차 제작자들도 공진문제를 제어하기 위해서 여러 해 동안 동흡진기를 사용해 왔다. 자동차는 Engine, Transmission, Drive Shaft, Axles 및 기타 회전 부품으로부터 여러가지 가변 가진주파수를 가진 상태에서 넓은 범위의 속도에서 운전해야 하기 때문에 공진 문제를 완전히 피한다는 것은 거의 불가능하다. 예를 들면 한 자동차 제작자는 구동장치에서의 공진 문제를 제어하기 위해서 Transmission Extension Housing에 동흡진기를 볼트로 체결하였다. 다른 예에서는 자동차의 배기가스 촉매 변환기에 동흡진기를 체결하여 배기 시스템의 골치 아픈 공진을 제어하고 있다. 이 두 경우에서 자동차가 공진 상태를 가진시키는 운전속도에 도달할 때마다 동흡진기는 진동을 최소화하도록 가진력에 대항하고 있다.

앞의 예에서 넓은 범위의 속도에 걸쳐 운전해야 하는 기계에서 동흡진기는 공진 상태를 제어하는데 상당히 효과적일 수 있다는 사실이 분명하다. 이 경우에서 공진주파수를 변경시키기 위해 시스템의 질량이나 강성을 증가 또는 감소시키는 것은 이와 같은 변경 작업이 단지 공진주파수를 다른 운전속도로 이동시키는 것이기 때문에 별로 효과가 없다. 또한 동흡진기는 반복적으로 기동, 정지해야 하고 그때마다 구조물의 공진주파수를 통과해야 하는 Sump 펌프, 공장 공기 압축기, 냉방설비 및 제조 공작기계와 같은 기계의 손상을 최소화하기 위해서 유효하게 사용될 수 있다. 진동이 정격운전 속도에서는 조용할지라도 기동 및 정지중에 공진 주파수를 통과할 때마다 높은 진동 진폭을 가지는 기계는 손상 및 영구적인 고장을 당할 수 있다.

동흡진기는 다른 분석 기술로는 불가능한 공진 문제를 확증하는데 유용하다. 예를

들면 Cascade Plot, Bode Plot 또는 Nyquist Plot을 얻기 위해 Coast Down Test를 하기 위해서 기계를 정지하거나 기계 정지 상태에서의 Bump Test를 행하는 것이 불가능한 경우는 기계가 운전 중에도 그 기계에 동흡진기를 임시로 부착시킬 수 있다. 동흡진기가 일단 적절하게 조정되어 진동이 크게 감소하면 그 문제는 진정한 공진 문제인 것이다.

만일 그 진동의 문제가 공진이 아닌 경우 동흡진기를 설치하면 이로 인해 실제로 공진 문제가 발생할 수 있으며 기존 진동을 크게 증폭시켜 Absorber를 추가 설치하기 전보다 더 상태가 악화될 것이다. 임시의 동흡진기는 통상적으로 볼트나 "C" Clamp로 부착시킨다. 임시의 동흡진기가 진동을 크게 감소시키면 보다 영구적인 해결책이 이행될 때까지는 진동을 최소화시키는 곳에 그대로 놓아둘 수 있다.

그림 9-37은 정유 공장의 3000 rpm의 수평 원심 펌프에 부착시킨 동흡진기이다. 이 펌프는 2개의 같은 전동기 구동 펌프중 하나로 펌프 베어링의 수평 방향에서만 높은 진동을 나타내고 있었다. 수평 방향의 진동 진폭은 전형적으로 33~38 mm/sec인 반면에 수직 및 축방향 진폭은 3.8 mm/sec이하이었다. 전동기에서의 진동은 어느 방향에서나 3.0 mm/sec이하이었다. 공장의 설비 및 정비 기술자들에 의하면 이 펌프는 초기 설치 시부터 수평 방향의 진동이 높게 나타났고, 베어링 및 Seal 교체를 약 4주마다 시행하였다.

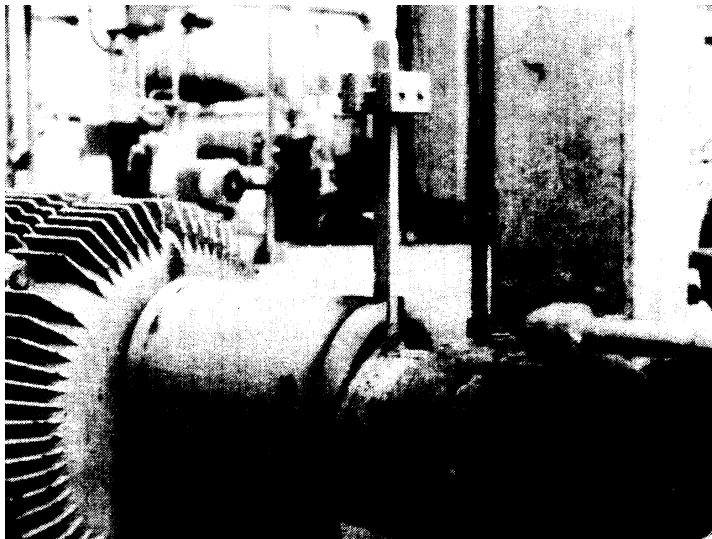


그림 9-37 Dynamic Absorber 설치로 원심 펌프의 공진이 33~38 mm/sec에서 2.3 mm/sec로 크게 감소되었다.

수평 방향 진동 진폭이 수직 및 축방향 진폭의 거의 10배인 것으로 보아 공진 상태인 것을 예측하였다. 진폭 대 주파수 분석 결과 진동 주파수는 3600 cpm 즉 1×RPM인 것을 확인하였다. 공진 시험을 하기 위해서 펌프 1대를 정지하고 고무 망치를 사용하여 펌프 베어링 박스에 수평 방향으로 충격시험을 실시하였다. 충격시험 결과 펌프 베어링 박스의 수평 방향 고유 진동수는 실제로 3600 cpm 이었다. 나중에 다른 동중 펌프도 충격시험한 결과 3600 cpm에서 수평 방향으로 공진하고 있었음이 밝혀졌다.

두 펌프가 모두 공진 상태에 있었음을 확인한 다음 동흡진기를 사용하여 문제 해결을 하려고 방침이 결정되었다. 이 경우 수평 방향의 강성과 고유 진동수를 높이기 위해서 베어링의 수직 지지대를 재설계하여 펌프베어링 박스 상의 수평 방향 강성을 증가시킴으로써 공진 문제는 거의 해결할 수 있었다. 당초의 수직 지지대는 베어링에 대한 수평 방향 또는 반경 방향의 강성이 거의 없었다. 그러나 공장 기술진은 공진 문제를 해결하기 위해서 동흡진기를 사용하기로 하고 그림 9-37과 같이 조립 설치하였다.

동흡진기 설치후 초기에 33~38 mm/sec이었던 진동이 2.3 mm/sec 이하로 두 펌프에서 크게 감소하였다. 이 동흡진기는 여러해 동안 신뢰성에 문제없이 계속 설치한 상태로 놓아두었다

3.7 動吸振器 設計 (Designing a Dynamic Absorber)

공진 문제를 해결하기 위한 동흡진기 설계는 아주 간단하다. 그러나 공진을 일으키는 동적인 힘의 수준은 보통은 모르기 때문에 시행 착오법이 필요하다. 그림 9-38은 전형적인 동흡진기 그림으로 요구되는 고유 진동수(f_n)를 얻기 위해서 길이가 L , 단면의 치수가 b 와 h 인 직사각형 Bar상의 특정 거리(a)에서 필요한 무게의 량(W_2)을 구하기 위해서 필요한 치수와 계산이 기재되어 있다.

만일 공진 주파수가 3600 cpm 이하이면 길이(L)는 전형적으로 더 클 것이며, 3600 cpm 이상이면 길이는 더 작아질 것이다. 한 예로써 3600 cpm 공진 주파수를 해결하기 위해서는 동흡진기가 필요하다고 가정하고, 흡진기 Bar는 길이를 12 inch 크기로 결정되었다고 가정하자. 다음으로 결정되어야 할 치수는 조정 무게(W_2)가 위치하는 길이 " a "이다. " a "의 치수는 보통 무게 위치 조정으로 정확히 요구되는 결과를 얻도록 " L "보다 2~3 inch 작게 한다. 따라서 이 예에서 " a "의 치수를 Bar 자체 길이보다 2 inch 작은 10 inch로 한다.

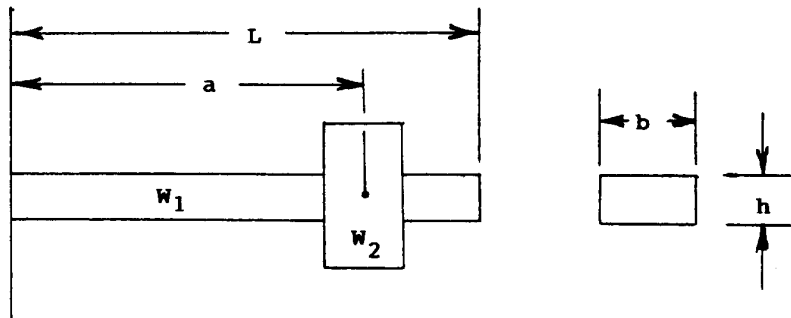
이 Bar의 단면치수 " b "와 " h "가 결정되어야 한다. Bar의 단면은 직사각형이어야 한다. 구조적 공진 문제는 전형적으로 방향성이 있기 때문에 동흡진기는 특정 방향에서

고유 진동수를 가지도록 설계되어야 한다. 예로써 환봉이 사용된다면 봉의 반경 방향 강성은 모든 원주 방향에서 균일할 것이며 환봉은 한 방향으로보다는 원형 또는 원뿔 모양으로 움직일 것이다. 이렇게 하면 공진의 초기 방향에서는 진동 진폭이 감소될 것이지만 원래 공진 문제점의 직각 방향에서 공진 문제가 다시 생겨날 것이다. 만일 동흡진기용으로 정사각형 Bar가 사용되면 똑같은 현상이 일어날 것이다. 실제로는 어떤 직사각형 Bar도 사용될 수 있다. 예를 들어 단면적의 치수가 $b=0.75$ inch, $h=0.50$ inch 인 직사각형 Bar를 초기에 사용해 본다. 물론 다음으로는 동흡진기를 조립하는데 사용되는 재질을 선정하는 것이다. 주어진 L , a , b 및 h 값에 대하여 Bar의 재질이 다른 질량 및 강성의 정도가 다를 것이며, 따라서 고유 진동수도 다르게 된다. 특정 재질의 유효 감성은 탄성계수(Modulus of Elasticity 또는 Young's Modulus)에 따라 다르다. 이것은 재질에 가해진 응력(압축이나 인장)과 이로 인한 변형간의 비를 나타내는 숫자이다. 예를 들면 그림 9-38에서 강의 탄성계수(E)는 29,000,000 psi로 주어졌다. 만일 강이 29,000,000 psi 힘으로 압축되면 이것은 1 inch 거리만큼 압축된다는 뜻이다. 한편 Aluminium은 강만큼 강하지 않아 1 inch 변형을 시키는데 10,000,000 psi만 필요하다. 일반적인 동흡진기 재질의 탄성계수가 참고용으로 그림 9-38에 주어졌다.

Absorber를 제조하는데 다른 재질이 사용될 경우 밀도뿐만 아니라 적절한 탄성계수 수치에 대하여 기술 서적을 참고할 것. 그림 9-38에 나타난 값은 개략치이며 사용되고 있는 재질의 정확한 야금 상태에 따라 10% 정도 변화한다. 그러나 이러한 오차는 그다지 중요하지 않다. 왜냐하면 동흡진기는 재질, 치수 및 실제로 요구되는 공진 주파수와 작은 오차에 대하여 설치한 후 보상하도록 면밀하게 조정될 수 있기 때문이다.

동흡진기의 고유 진동수에 영향을 미치는 다른 요소는 관성 모멘트(I =Moment of Inertia)이다. 흡진기 Bar의 전체 강성과 질량은 선정된 재질뿐만 아니라 " b "와 " h " 치수간의 관계(폭에 대한 두께의 비)에 의해서 결정되기 때문에 이 치수들은 잘 고려되어야 한다. 동흡진기는 전형적으로 방향성의 구조적 공진 문제를 제어하는데 사용되므로 직사각형 Bar에 대한 관성 모멘트가 그림 9-38에 주어졌다. 통상적으로 동흡진기는 가장 낮은 고유 진동수 부근으로 (즉 " h "의 방향으로) 설계되며 그림 9-38에서와 같이 제시된다. 흡진기는 단지 " b "와 " h "를 역으로 하여 보다 강한 방향으로 공진하도록 설계될 수 있다.

DYNAMIC ABSORBER WEIGHT CALCULATION



$$W_2 = \frac{(2.114 \times 10^5) E I}{N_f^2 (3a^2 L - a^3)} - \frac{0.75 W L^4}{3a^2 L - a^3}$$

WHERE: N_f = DESIRED NATURAL FREQUENCY (CPM)

W = WEIGHT PER INCH OF SPRING (lbs) = $\frac{W_1}{L}$

E = MODULUS OF ELASTICITY

STEEL = 29,000,000

ALUMINUM = 10,000,000

COPPER = 16,000,000

IRON = 18,000,000

$$I = \frac{b (h^3)}{12}$$

MOMENT OF INERTIA FOR
RECTANGULAR CROSS-SECTION

"b" and "h" dimensions in inches

W_2 = REQUIRED WEIGHT IN POUNDS (lbs)

DENSITIES: STEEL = 0.282 lbs/in³

ALUMINUM = 0.099 lbs/in³

COPPER = 0.321 lbs/in³

IRON = 0.260 lbs/in³

그림 9-38 동흡진기를 설계하는데 필요한 치수, 값 및 방정식

다음에 나열한 표본 문제점의 치수와 값들을 가지고 3600 cpm 공진 주파수 문제를 해결하기 위해 동흡진기용 무게(W_2)를 구하는데 필요한 계산을 해본다.

재질=탄소강	탄성계수(E)= 2.9×10^7
밀도= 0.282 lb/in^3	$L=12 \text{ inch}$
$a=10 \text{ inch}$	$b=0.75 \text{ inch}$
$h=0.50 \text{ inch}$	$F_n=3600 \text{ cpm}$

문제 해결을 위한 쉬운 방법은 먼저 계산하고 방정식을 푸는데 필요한 모든 값들을 나열한다.

$$I = \frac{b(h^3)}{12} = \frac{0.75(0.125)}{12} = \frac{0.09375}{12} = 7.813 \times 10^{-3}$$

$$F_n^2 = 3600 \text{ cpm}^2 = 1.296 \times 10^7$$

$$a^2 = 10 \times 10 = 100$$

$$a^3 = 10 \times 10 \times 10 = 1000$$

$$W = b \times h \times 0.282 \text{ lb/in}^3 = 0.75 \times 0.50 \times 0.282 \text{ lb/in}^3 = 0.1058 \text{ lb/in}^3$$

$$L^4 = 12 \times 12 \times 12 \times 12 = 2.074 \times 10^4$$

이 값들을 방정식에 대입하면

$$\begin{aligned} W_2 &= \frac{(2.144 \times 10)(2.9 \times 10)(7.813 \times 10)}{(1.296 \times 10^7)(2.6 \times 10^3)} - \frac{1648}{2600} \\ &= 1.419 - 0.634 = 0.785 \text{ lbs} \end{aligned}$$

따라서 길이 12 inch 단면적 가로, 세로가 0.5 inch 및 0.75 inch인 탄소강 Bar의 10 inch되는 거리에 위치한 0.785 lb 무게가 가장 무른 즉 "h"방향으로 3600 cpm의 고유 진동수(F_n)를 가지는 동흡진기가 된다.

0.785 lb의 강 무게는 흡진기 Bar에 이것을 고정시키는데 필요한 모든 볼트, 너트, 와셔를 포함해야 하는 경우는 다소 작은 편이다. 따라서 이 경우에는 보다 실질적인 무게 W_2 (어느 곳에서는 2~6 lb가 됨)를 얻기 위해서는 "L"과 "a"의 치수를 줄이거나 "b"와 "h"치수를 늘리는 것이 좋다.

계산한 결과 W_2 값이 負(-)값인 것이 확인되면 이것은 이미 동흡진기용으로 선정된 Bar가 요구되는 고유 진동수(F_n) 보다 낮은 고유 진동수를 가지고 있다는 것을 의미한다. 이것이 그런 경우라면 흡진기 Bar의 공진 주파수를 증가시키기 위해서는 Bar의 길이를 줄여야 하거나 "b" 및 "h"의 치수를 늘려야 한다.

앞의 예에서 시행착오법은 동흡진기의 실질적인 치수와 무게를 유도하기 위해서 필

요하다는 것이 분명하다. 물론 목표는 공진을 일으키는 원래의 힘과 크기는 같고 위상 각이 반대인 진동력을 발생시킬 수 있는 동흡진기를 만드는 것이다. 적절한 무게와 치수가 계산되고 동흡진기가 설치되고 잘 조정된 이후에도 추가 개조 사항이 필요하기도 한다. 예를 들면 그림 9-39는 그림 9-13으로 설명한 2개의 수직 윤활유 펌프에서 공진하는 토출관이다. 그림 9-14의 Bump Test 자료에서 토출관이 이런 형태의 용적형 펌프에서는 정상적인 압력과 $2 \times \text{RPM}$ 에서 공진하고 있었음을 확인하였다. 이 경우 Piping의 강성을 높이거나 Piping 배열을 바꾸는 대신에 동흡진기를 설치하여 공진 문제 해결을 피하도록 결정지어 졌다. 물론 Piping 배열을 바꾸는 작업은 상당한 정지기간이 소요되는 비용이 많이 드는 교정 방법이다. Piping과 선체간에 받침대를 추가하여 Piping의 강성을 높이면 선체와 Piping의 상대 운동으로 과도한 응력을 발생시키는 특히 거친 바다에서는 문제를 일으킬 수도 있다. 이러한 이유로 동흡진기는 논리적인 해결책으로 생각된다.

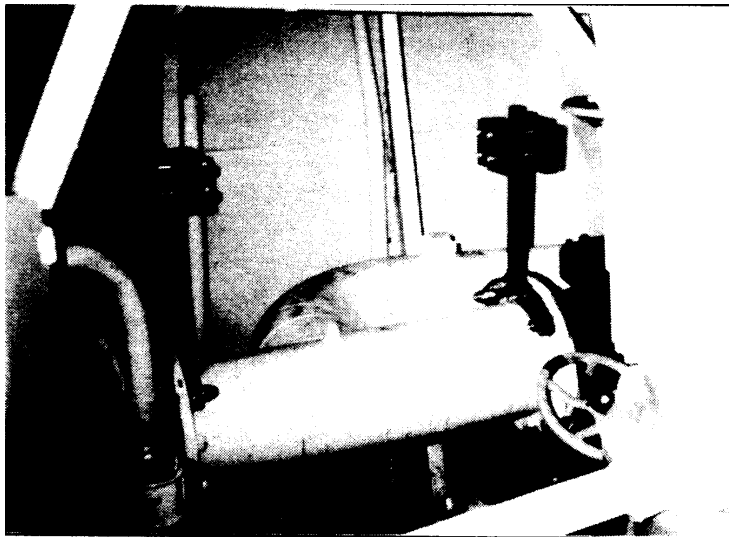


그림 9-39 병렬로 작용하는 2개의 동흡진기는 펌프의 수력학적 압력파로부터의 원래 가진력에 반작용할 만큼 충분한 힘을 발생시키는 것이 요구된다.

첫 번째 시도로써 단면의 치수가 $b=0.75 \text{ inch}$, $h=0.5 \text{ inch}$ 인 단일 동흡진기가 사용되었다. 흡진기가 설치되고 공진 주파로 조정 되었을 때 원래 진동 진폭은 대략 3 in/sec 에서 2.2 in/sec 로 감소되었다. 이 감소는 문제점이 바로 공진이었음을 증명한 것이다. 그러나 일단 조정된 후 동흡진기는 약 5 inch 거리의 상부에서 진동하는 것으

로 나타났다. 환언하면 동흡진기는 너무 작고 충분한 힘을 발생할 수 없어서 원래의 가진력에 대항할 수 없었다. 동흡진기는 설치후 한시간도 못되어 피로로 손상되었다.

이 결과를 근거로 하여 큰 반작용 힘을 내도록 처음 것보다 큰 두 번째 동흡진기가 설계되었다. 필요한 무게(W_2)를 증가시키기 위해서 단면 치수를 $b=0.75$ inch, $h=0.50$ inch에서 $b=1.5$ inch, $h=0.75$ inch로 증가시켰다. 이 대형 동흡진기를 설치 조정한바 토출관 진동이 원래 3.0 in/sec에서 1.6 in/sec로 감소되었다. 이것은 상당한 감소였지만 새로운 흡진기는 수력학적 압력과의 원래 가진력에 반작용할 만큼 충분한 힘을 발휘하지 못할 정도로 아직도 상당히 진동하고 있었다. 그 결과 두 번째와 동일한 흡진기를 그림 9-39와 같이 토출관의 반대편 끝쪽에 부착시켜 첫 번째 흡진기와 병렬로 작용하도록 하였다. 병렬로 작용하는 두개의 흡진기로 토출관 진동은 3.0 in/sec에서 약 0.6 in/sec로 감소되었으며 펌프 진동도 0.6 in/sec에서 0.2 in/sec 이하로 감소되었다. 이 진동 값은 허용치 이내의 값이지만 동흡진기의 크기를 더 증가시키던가 기존 흡진기들과 병렬로 추가 흡진기를 부착시키면 보다 더 진동을 감소시킬 수 있을 것이다.

그림 9-40은 새로 건설된 식품 공장의 바닥 공진 문제를 제어하기 위해 사용된 동흡진기의 흥미로운 예이다. 바닥에 설치된 여러 기계들 중에는 900 rpm에서 운전하는 크게 진동하는 Conveyor가 있었다. 진동하는 Conveyer와 더불어 마루도 900 cpm에서 드디어는 구조물 손상의 원인이 될 수 있는 상당히 높은 진동(19 mils)을 나타냈다. Mode Shape 분석 결과 실제로 마루가 900 cpm에서 공진하고 있음이 밝혀졌다.

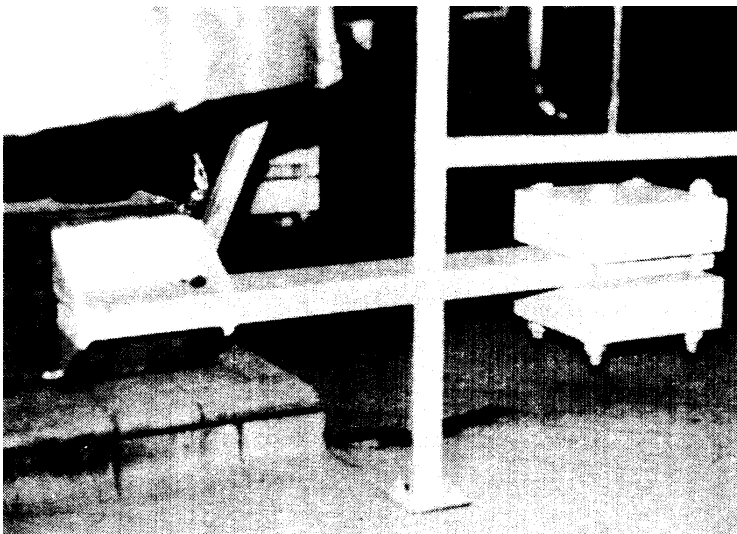


그림 9-40 식료품 공장의 바닥이 공진하는 것을 제어하기 위해 사용된 동흡진기

400 — 제1편 진동의 기본 기술

I-Beam을 추가 설치하며 마루의 강성을 높이는 비용은 약 \$50,000이고 반면에 동흡진기를 설계, 설치(자재비 포함)하는데 드는 비용은 \$4,800로 견적되었다. 이러한 이유로 또한 기계 정지 상태를 피하기 위해서 동흡진기가 설치되었다. 그 결과 바닥 진동은 19 mils에서 1.3 mils로 크게 감소되었다. 그림 9-40의 동흡진기는 탄소강으로 제조되었고 재원은 다음과 같다.

$$L=40 \text{ inch} \quad a=30 \text{ inch}$$

$$b=6 \text{ inch} \quad h=2 \text{ inch}$$

$$W_2=293.5 \text{ lb}$$

앞에서 기술한 내용과 예에서 보면 동흡진기는 공진문제 인지를 확인하는데 뿐만 아니라 공진 문제를 해결할 수 있는 유용한 수단임이 분명하다. 동흡진기의 적용을 고려할 때 다음 사항에 염두를 두어라.

- ① 동흡진기로 사용되는 Bar는 특정 방향으로 공진하도록 단면이 직사각형이어야 한다.
- ② 동흡진기는 공진하는 기계나 구성품에 견고하게 부착시켜야 하고 공진하는 방향으로 진동하도록 해야 한다.
- ③ 조정을 위해 Bar를 따라 무게(W_2)의 위치 (a)를 조정할 때 진동 진폭을 관찰하면서 무게를 한번에 1/16 inch씩 조금씩 이동시킨다. 일단 동흡진기가 공진 주파수에 조정되면 기계나 구조물 진동은 감소(만일 문제가 실제로 공진이라면) 또는 증가(만일 문제가 공진이 아니라면)할 것이다.
- ④ 동흡진기가 일단 조정되고 크게 진동이 감소하면 흡진기 자체의 진동량에 주목하라. 흡진기 진동이 과도하면 흡진기가 너무 작고 또 피로 손상을 입을 것이다. 이것은 크기가 큰 흡진기를 만들거나 병렬로 작용하도록 흡진기를 추가하면 다시 해결될 수 있다.
- ⑤ 만일 동흡진기가 공진 문제에 대한 영구 해결책으로 사용된다면 그 목적에 대하여 현재와 미래의 정비원, 설계원 및 운전원에게 설명되어야 하며 이렇게 하므로써 장비의 정비를 위해서 흡진기를 제거할 필요가 있을때 손상없이 원래 목적대로 다시 설치할 수 있다.