第10章 部品別 振動 特性 및 分析 (Vibration Characteristics and Analysis of Specific Elements)

1. 質量의 不平衡 (Mass Unbalance)

1.1 不平衡의 形態 (Unbalance Types)

그림 10-1(A, B, C, D)과 같이 질량 중심선이 축의 기하학적 중심선과 일치하 지 않을 때 불평형이 발생한다. 모든 회전체에서는 다소의 불평형이 존재하므로 중요 한 것은 해당기계가 정격 회전속도에서의 불평형이 허용치 이내인가를 아는 것이다. 불평형 형태별 특성 및 허용잔류 불평형에 대해서는 Balancing 항에서 설명한다.



그림 10-1(A) Mid Span Static Unbalance



그림 10-1(B) Pair Static Unbalance





1.2 不平衡의 特性 (Unbalance Characteristics)

- ① 1×RPM에서 고진동이 항상 발생한다 (1×RPM 진동이라고 해서 항상 불평형 진동 은 아니다).
- ② 1×RPM에서의 진폭은 통상 전체 진동의 80% 이상이다.
- ③ 진동의 진폭은 축의 기하학적 중심으로부터 질량 중심까지의 거리에 비례한다. 1
 차 임계속도 이하에서는 속도의 제곱에 비례한다.
- ④ 질량 불평형인 경우 모든 원주방향에서 회전력은 균일하며 방향은 계속하여 변화 한다. 따라서 축과 베어링은 거의 진원 Orbit을 가지나 수직 기계의 베어링 강성 은 통상 수평기계의 베어링 강성보다 높기 때문에 타원 Orbit을 가진다. 그 결과 로 수평방향 진동은 수직방향 진동의 2~3배 높다. 수평 대 수직 진동비가 6 대 1 이상이면 통상 다른 문제점 특히 공진 문제가 있음을 나타낸다.
- ⑤ 불평형 진동이 다른 문제점보다 탁월할 때는 수평 및 수직방향에서 위상차는 90° (±30°)를 나타낸다. 이 위상차가 0° 또는 180° 부근이면 편심과 같은 문제점이 있는 경우이다.
- ⑥ 불평형이 심한 경우 수평 및 수직방향의 위상차가 90°를 훨씬 초과하는 경우가 있는데 이때는 전·후 베어링에서 수평방향의 위상차는 수직방향의 위상차와 거의 같아야 한다. 즉 동일 베어링에서 수평 및 수직방향의 위상차를 비교하지 말고, 전후 베어링에서 수평방향의 위상차와 수직방향의 위상차를 비교한다 (그림 10-2 참조).
- ⑦ 불평형 진동이 탁월하면 원주방향의 진동은 축방향 진동보다 훨씬 높다
 (Overhung Rotor인 경우는 제외).
- ⑧ 불평형 상태인 Rotor의 원주방향에서의 위상각은 거의 일정하고 재현성이 있다.
- 9 불평형이 되면 때로는 공진에 의하여 진폭이 증폭된다.
- ⑩ 불평형은 기계 이완이 있는 경우 고진동을 일으킬 수 있다.



TABLE A. PHASE AT 1X RPM FOR A MACHINE WITH DOMINANT FORCE UNBALANCE

DIR.	1	2	3	4
Α	60°	*70°	60°	*80°
Н	30°	25°	30°	40°
· V	120°	110°	120°	135°

* Corrected Phase Values Accounting For 180° Orientation of Accelerometer.

TABLE B.
PHASE AT 1X RPM FOR A MACHINE
WITH DOMINANT COUPLE UNBALANCE

DIR.	1	2	3	4	
Α	60°	*70°	60°	*80°	
н	30°	210°	200°	180°	
V	120°	295°	280°	300°	
' Corrected Phase Values Accounting For 180°					

Orientation of Accelerometer.

TABLE C. PHASE AT 1X RPM FOR A MACHINE WITH SIGNIFICANT DYNAMIC UNBALANCE

DIR.	1	2	3	4	
Α	60°	*70°	60°	*80°	
н	30°	90°	80°	70°	
V	120°	180°	170°	165°	
Corrected Phase Values Accounting For 180°					

Orientation of Accelerometer.

그림 10-2 Force(Static), Couple 및 Dynamic Unbalance를

나타내는 전형적인 위상측정

2. 偏心 로터 (Eccentric Rotors)

2.1 偏心의 定義 (Definition of Eccentricity)

편심이란 회전축으로부터 로터의 기하학적 중심까지의 거리이다. 즉 그림 10-3 에서 편심 로터는 축 중심선이 로터 중심선과 일치하지 않고 있다. 이로 인해 더 무 거운 쪽이 회전 중심선의 한쪽에 치우쳐 있고, 축이 불규칙한 Orbit으로 떨리게 된다. 이것은 본질적으로 불안정하며 진동 문제의 근원이 될 수 있다. 편심 상태는 때로는

Balancing할 수 있으나 변위 운동의 대부분은 그대로 남아 있다. 편심이 심한 경우는 만족스런 Balancing이 불가능한 경우도 있다. 특히 고속 회전기계의 편심을 최소화하 는 것은 대단히 중요하다.



그림 10-3 편심 Rotor들

그림 10-4는 전형적인 편심 로터의 스펙트럼으로 이것은 두 로터의 중심쪽을 향하 여 측정할 때 불평형처럼 1×RPM의 주파수가 탁월하다. 그림 10-3의 편심 Pulley를 가지는 Fan을 구동하는 전동기의 1×RPM 진폭은 특히 벨트 방향으로 측정할 때 Fan 의 1×RPM 진폭보다 훨씬 낮다. 편심은 대단히 높은 방향성 부하를 야기시켜 1× RPM에서의 진동이 편심량에 따라 다르지만 다른 경우보다는 원주방향에서 대단히 높 을 수 있다.

2.2 偏心 로터의 特性 (Characteristics of Eccentric Rotor)

(1) 편심 Pulley

최대진동은 벨트를 당기는 방향에서 또 편심 Pulley의 1×RPM 주파수에서 발생한다.

매순간 편심 Pulley의 위치가 변하므로 계속하여 벨트 당김력이 변화하게 되어 벨트가 전후로 움직이게 된다. 따라서 편심 Pulley를 Balancing으로 교정 한다 해도 이 운동을 크게 조정할 수 없다.



그림 10-4 편심 Rotor의 Spectrum

(2) 편심 기어

최대 진동은 두개 기어의 중심선 방향에서 발생하고, 편심 기어의 1×RPM 주 파수에서 발생하지만 불평형은 아니다. 1×RPM의 높은 진동을 가지는 기어에 서 위상분석으로 그 원인이 불평형인지 또는 편심인지를 구별할 수 있다. 편 심기어는 보다 높은 1×RPM 진동을 일으킬 뿐만 아니라 Gear Mesh 주파수와 그 조화파에서도 높은 진동을 일으킬 수 있다. 이 Gear Mesh 주파수 주변에 편심기어 회전속도 간격으로 측대파(Sideband)가 생길 수 있는데 이 경우 측대 파의 진폭은 보통때 보다 크다. 때로는 이 측대파들이 편심기어의 2×RPM 간 격으로 있는 경우도 있다.

(3) 편심 전동기 Rotor

편심 전동기는 Rotor와 Stator 사이에서 회전 가변 Air Gap이 발생하며, 이로 인해 2× 전력계통 주파수(7200 cpm)와 이와 가장 가까운 회전속도의 조화파 사이에서 진동을 일으킬 뿐만 아니라 2× 전력계통 주파수 주변에 Pole Pass 주파수(Fp = Pole 수량 × Slip Frequency)의 측대파를 발생케 한다. 즉 3580 rpm 전동기의 경우 이것은 2×RPM과 2× 전력계통 주파수 사이에 있고, 1780 rpm 기계의 경우는 4×RPM과 7200 cpm 사이에 있게 된다. 또한 편심 로터 의 운동 그 자체는 Stator Pole과 로터 사이에서 자장의 변화를 일으켜 Stator 와 Rotor사이에서 1×RPM 진동을 유발한다.

(4) 편심 펌프 임펠러(Impeller)

편심 펌프 임펠러는 회전하는 임펠러와 고정부인 디퓨져 베인 사이에서 불균 일한 수력학적인 힘이 발생할 수 있다. 이로 인해 펌프 rpm에서 뿐만 아니라 수력학적인 불평형 때문에 베인 Pass 주파수와 그 조화파에서도 고진동을 일으 킬 수 있다.

- (5) 편심 로터를 Balancing하면 한쪽방향에서의 진동은 감소시킬 수 있으나 다른 원주방향에서는 증가하게 되는 경우가 있다.
- (6) 편심 로터는 한쪽 원주방향에서의 진동을 상당히 높게 한다. 1×RPM에서 고 진동의 원인이 편심에 의한 것인지 불평형과 같이 다른 진동원인에 의한 것인 지를 검출하는데 유용한 도구로써 위상각 분석이 이용된다. 편심에 의한 힘은 상당히 방향적(불평형 문제가 우월한 경우는 수평 및 수직방향의 위상차가 90° 인데 이보다 더 큼)이기 때문에 수평 및 수직방향의 위상차는 대략 0° 또는 180° 차이를 가진다.

3. 굽은 軸 (Bent Shaft)

축의 휨량과 위치에 따라 기계에 심한 진동을 일으킬 수 있다. 편심 로터처럼 Balancing하면 진동을 감소시킬 수도 있으나 휨량이 클 때는 만족스런 Balancing 결과 를 얻을 수 없다. 열처리를 포함하여 여러 기술을 동원하여 휨을 제거하기도 하는데 이 경우 나중에 축의 피로를 가져오는 잔류 응력이 남지 않도록 주의를 해야 한다.

3.1 굽은 軸의 特性 (The Characteristics of Bent Shaft)

- ① 굽은 축으로 인한 Rocking Motion에 의해 높은 축방향 진동이 발생하는 것을 그 림 10-5에 나타내었다. 탁월한 진동은 굽은 부위가 축 중심 부근인 경우는 통상 1×RPM에서 발생하고, 특히 굽은 부위가 커플링 부근인 경우는 2×RPM 성분보다 더 높은데서 발생할 수 있다.
- ② 동일기계(전동기, Fan, 펌프 등)상의 두 베어링간의 축방향 위상변화는 그림 10-5 에서와 같이 휨량에 따라 180°에 이른다. 또한 동일 베어링에서 상하 및 좌우에 서의 축방향 위상각 차이는 180°에 이른다.
- ③ 2×RPM이 2배의 전력계통 주파수(7200 cpm)에 근접해 있지 않다면 1×RPM과 2 ×RPM의 진폭은 통상 일정하다. 높은 전자력 진동이 있는 경우는 2배의 전력계 통 주파수와 2×RPM이 Beat 진동을 일으킬 수 있다.
- ④ 그림 10-6(A)는 축이 베어링에 아주 가까운 곳에서 굽은 경우로 베어링 하우징이 비틀림 운동을 하여 축방향의 위상측정 부위마다 그 값이 크게 차이가 있으나, 그 림 10-6(B)는 정상적인 축이므로 위상차가 없다.
- ⑤ 큰 Runout이 회전체 질량에 있으면 불평형으로 나타나고, 커플링에 있으면 Misalignment로 나타난다.
- ⑥ 굽은 축의 진폭은 속도의 제곱 및 Preload에 따라 변할 수 있다. 축의 불평형이 휨보다 더 큰 문제가 되는 경우에는 축이 1차 임계속도 이하로 감속될 때는 진동 이 갑자기 감소하지만 임계속도 이상으로 승속할 때는 불평형에 의한 진폭은 소량 변한다. 반면에 주요 문제점이 굽은 축인 경우에는 속도가 1차 임계속도 쪽으로 감속될 때 진폭은 다시 큰 값으로 감소한다.
- ⑦ 로터가 두 베어링에서 지지되고, 기본 고유 진동수나 그 부근에서 운전된다면 굽
 은 축의 모양을 나타낼 것이지만 이런 현상은 일시적이다. 기계가 정지되거나 비
 공진 속도에 있으면 다시 펴진다.

⑧ 전기 전동기의 경우 층간 단락과 같은 문제가 발생하면 기계가 열을 받아 축이 휘 게되며 열량에 따라 진동이 점점 상승한다. 이 경우 축이 탄성 한계 내에 있으면 온도가 상온으로 내려가면 다시 펴진다.



그림 10-6(A, B) 축방향의 위상측정

4. 誤整列 (Misalignment)

진동은 Misalignment 정도에 따라 응답하지만 Misalignment의 양과 진동의 양은 1:1의 관계를 갖지 않는다. John Mitchell은 그의 저서에서 다음과 같이 언급하였다. "Misalign된 Flexible Coupling을 가지는 진동의 특성은 Misalignment의 양에 직접 관 계하지 않고, Misalignment를 조절하는 Coupled System의 능력에 따른다. 따라서 축 간의 Offset에 의한 작용 외에 속도, 또는 커플링의 강성을 변화시켜 주어진 Offset 양 을 조절하여 커플링의 능력을 변화시키는 부식 및 찌꺼기와 같은 다른 조건들에 의하 여 영향을 받는다."

Misalignment가 있으면 커플링은 물론 다른 부품의 손상을 일으킬 수 있다. 예를 들면 커플링이 인접한 베어링보다 더 강하면 커플링에는 손상 없이 과도한 힘을 베어 링에 작용하게 한다. 마찬가지로 이와 같은 Misalignment는 기어, 벨트, Sheave, Blading 등을 포함하는 다른 부품에도 나쁜 영향을 미친다.

Misalignment에 의한 가장 큰 반작용은 커플링에 인접한 베어링에서 발생하지 않고 오히려 Free측, 즉 외측 끝 베어링에서 발생할 수 있다. 이것은 커플링으로부터 받는

힘이 커플링에 인접한 시스템을 안정시킬 만큼 강하기 때문이다.

4.1 誤整列시의 軸方向 振動 (Axial Vibration During Misalignment)

불평형과는 달리 Misalignment는 높은 축방향 및 반경방향 진동을 수반한다. 높은 축방향 진동을 일으키는 진동원은 Misalignment 이외에도 다음과 같은 것들이 있 다.

- 1 Bent Shaft
- ② Resonant Whirl 상태의 축
- ③ 축 부위에서 휜 Misaligned 베어링
- ④ 축방향 부품의 공진
- ⑤ 마멸된 Thrust Bearing, Helical Gear, Bevel Gear
- ⑥ Magnetic Center 조정불량에 의한 슬리브 베어링을 가지는 전동기의 난조 (Hunting).
- ⑦ Dynamic Unbalance의 Couple 성분

따라서 축방향의 고진동이 발생한다고 해서 쉽사리 Misalignment에 의한 문제점이라 고 결론지어서는 안된다. 특히 위상각 및 진동 Spectrum을 참고해야 한다.

한편 Misalignment는 높은 축방향 진동을 가진다고 통상 규정짓고 있으나 항상 그렇 지는 않다. 예를 들면 Angular Misalignment에 비하여 Parallel Misalignment 값이 상 당히 큰 경우는 축방향 진동치가 반경방향 진동치의 1/4이 될 수도 있다.

4.2 誤整列시의 半經方向 振動 (Radial Vibration during Misalignment)

수평방향의 Alignment 상태는 양호하나 수직방향의 Alignment가 불량한 경우 반 경방향의 한쪽 진동이 다른 쪽보다 더 높을 수 있다. 수평방향의 Parallel Alignment 상태가 불량하면 수평방향으로 큰 힘이 작용한다고 생각하나 대부분의 경우, 높은 수 평방향의 진폭은 주로 수직방향의 Misalignment의 경우이고, 그 반대인 경우도 성립한 다.

4.3 誤整列의 振動 周波數 (Frequency of Misalignment)

Misalignment인 경우 축방향뿐만 아니라 반경방향으로 작용하는 정상적인 2× RPM 보다 높은 진동이 종종 발생한다. 이 2×RPM 진동은 기계 및 그 구조물 또는 커 플링의 비대칭 강성에 기인한다. 즉, 매회전마다 전후운동을 하는 지지물, Frame, 기 초 및 커플링 자체 강성의 차이가 있기 때문에 2×RPM 진동을 초래한다.

Misalignment는 Spectrum상 기계이완 및 과도한 간극문제로 나타나는 고주파수 진 동을 일으킬 수 있다. 분명한 것은 축방향에서 2×RPM 진동이 높게 나타나는 것이다. 여러 번의 시험결과 Misalignment가 더 심해지면 고주파수 진동이 나타나기 시작한다.

4.4 位相角에 의한 診斷 (Phase is Best Indicator)

1×RPM 및 2×RPM 에서 고진동이 발생할 때 Misalignment 문제에 기인한 것인 가를 가장 잘 알 수 있는 방법은 위상측정이다. 위상각은 다른 진동원이 되는 1× RPM과 2×RPM간을 구별한다. Misalignment 시의 위상각 거동은 다음과 같다.

- ① Misalignment 문제를 확인하는 가장 좋은 방법은 커플링을 지나면서 위상각의 변화를 평가하는 것이다. 한가지 방법은 구동축과 그 커플링이 종동축과 그 커플링에 어떻게 작용하는가를 확인하는 것이다. 커플링 전후로 위상각 차이가 180°(±40~50°)에 접근하면 Misalignment일 때가 많다. Misalignment가 심할수록 위상차이는 180°에 더 가깝다. 마찬가지로 불평형, 편심, 공진 등과 같은 문제가 작을 수록 위상차는 더욱 180°에 접근한다. 다른 한가지는 각 베어링 하우징에서 수평, 수직 및 축방향으로 진동 Spectrum과 위상각을 측정하는 것이다.
- ② 축의 수평방향 Alignment 상태는 좋고 수직방향 상태가 나쁠 때(이의 반대도 마찬 가지), 수평방향의 위상각 차이와 수직방향 위상각 차이가 상당히 다른 것이 일반 적이다. 이러한 특별한 경우 Shaft Orbit은 심한 타원이 되어 Misalignment가 마 치 편심, 공진 또는 이와 유사한 문제점인 것으로 나타난다. 즉, 한쪽의 반경방향 의 진폭이 다른 쪽보다 크게 나타난다. 그러나 기계전반에 걸친 위상차이 검증으 로 Misalignment 문제인 것을 알 수 있다.
- ③ 전동기, 펌프, Fan 등과 같이 하나의 로터상의 위상차를 검토해 보면 심한 Misalignment에 대한 반경방향 위상차는 0° 또는 180°(±30°)이다. 불평형인 경우 는 제멋대로(즉 70° 정도)이다.
- ④ 동일 로터상에서 수평 위상차와 수직 위상차를 비교하면 Misalignment된 기계의 약 90%는 수직 및 수평간의 위상차가 180°에 이른다. 예를 들면 외측 및 내측 베어링간의 수평 위상차가 약 30°이면 수직위상차는 약 210°가 된다. 불평형 로터 는 수평방향에서의 위상차는 수직방향에서 위상차와 거의 같아 Misalignment된 로 터와는 다른 위상특성을 갖는다.

이상을 종합하면 위상은 문제점의 주원인이 유사한 증상을 가지는 다른 문제점과 대 비하여 Misalignment인가를 구별하는 중요한 척도이므로 1×, 2×RPM에서 높은 진동

을 가지는 기계에서는 가능하다면 위상자료를 수집해야 한다. 높은 축방향 진동 및 조화 진동도 Misalignment 인가를 확인하는 좋은 도구이지만 더욱 중요한 것은 위상분 석이다. 예를 들면 위상분석은 Misalignment를 나타내고 있으나 축방향 진동은 그렇 지 않은 경우 위상분석에 더 비중을 두어야 한다.

4.5 Alignment 變化의 監視 (Monitoring Alignment Change)

특히 필수기계를 Alignment할 때 Alignment를 감시하고 또 그것이 어떻게 변화 하는지 관찰하는 것이 도움이 되는 경우가 많고, 이를 행할 때 기계의 각 베어링에서 3방향으로 위상각을 감시하는 것이 특히 중요하다. Thermal Offset (Growth)을 가지 는 대부분의 기계에서는 대기온도로부터 승속시킬 때 초기에는 Misalignment 증상이 나타나고 전출력 운전온도에 이르면 이 증상이 사라진다. 예를 들면 커플링 전후의 위상각 차이가 초기에는 150~180° 근방에 있다가 최종적으로는 0~30°에 가깝도록 떨 어져야 한다. 위상각 이외에도 진동 Spectrum은 어떻게 변화하며, 베어링온도, 지지 물의 다리의 온도 및 유막압력과 같은 진동과 관련 없는 변수들도 감시해야 한다. Alignment를 감시할 때 다음 사항들도 고려되어야 한다.

 $1 \times \text{RPM}$

1차 조화진동은 다른 문제점(불평형, 공진, 편심, 휜축 등)에 의해서도 영향을 받 기 때문에 1×RPM 보다 높은 2~4×RPM의 조화진동도 감시하는 것이 좋다.

2 2×RPM

3600 rpm 기계가 아니라면 1×보다는 2× 성분이 Alignment를 확인하는 좋은 척 도가 된다 (만일 3600 rpm 기계라면, 2×RPM 진폭은 2×Line 주파수와 아주 가 까워 이들 두 주파수를 분리할 수 없는 한 분명한 2× 진폭은 알 수 없게 된다).

3 3×RPM

3× 성분은 Alignment 변화를 확인하는 가장 좋은 척도이다. 1×나 2× 성분보다
 클 필요는 없고 단지 3× 성분이 증가하면 Alignment 변화가 있음을 나타낸다.

4×RPM

1,800 rpm 회전기계인 것을 제외하고는 3×RPM 경우와 같은 유추를 적용한다 (이 경우 4×RPM은 7200 cpm에서 2×Line Frequency에 아주 근접한다).

⑤ Coupling Grid 수량 × RPM 어떤 커플링은 여러 개의 Grid(또는 Segment)를 가지고 있는데 특히 Misalignment 가 심한 경우 이것이 한쪽 커플링상의 Grid 수 × RPM에서 진동을 야기 시킨다.

이러한 경우 커플링 구성품 그 자체가 영향을 받아 Misalignment로 응답하는 곳 에서는 이 주파수는 감시하는데 우수한 좋은 방법이다. 왜냐하면 이것은 Alignment 보다는 불평형, 굽은 축, 편심 및 다른 근원들과는 관련이 거의 없기 때문이다.

4.6 Angular(Face) Misalignment

Angular Misalignment는 그림 10-7과 같은 경우이며 다음과 같은 특성이 있다.

- ① Angular Misalignment는 특히 1× 및 2×RPM에서 높은 축방향 진동을 일으킨 다. 그러나 이들 Peak(1×, 2× 또는 3×RPM)중의 하나가 특히 탁월한 것은 통상적으로 있는 일이다.
- ② 그러나 일반적으로 축방향으로의 2× 또는 3×RPM의 진폭이 1×RPM 진폭의
 약 30%[~] 50%를 초과하면 Angular Misalignment의 징후가 있는 경우다.
- ③ Angular Misalignment인 경우 커플링을 전후한 축방향의 위상이 거의 180° 차 이가 있다 (그림 10-7 참조).



그림 10-7 Angular Misalignment의 스펙트럼과 위상응답

4.7 Parallel(Rim or Offset) Misalignment

Parallel Misalignment는 그림 10-8과 같은 경우이며 다음과 같은 특성이 있다.



- ② Parallel Misalignment인 경우 커플링을 전후한 반경방향의 위상이 거의 180° 차이 가 있다.
- ③ 2×RPM 진폭이 1×RPM 진폭의 약 50%를 초과하면 Parallel Misalignment의 징조
 가 있다. Parallel Misalignment가 심한 경우 2×RPM 진폭이 1×RPM 진폭보다
 큰 경우가 일반적이다.
- ④ Angular 또는 Parallel Misalignment가 심해지면 4~8차 Harmonic을 발생할 수 있다.
 이 경우 심한 Misalignment Spectrum은 기계적인 이완으로 나타날 수 있다.

4.8 軸上에서 비틀린 誤整列된 베어링

(Misaligned Bearing Cocked on the Shaft)

슬리브 또는 구름 베어링이 Misalignment 되었거나 축상에서 비틀린 경우 고진 동과 비정상적인 부하를 일으킬 수 있다. 만일 이 같은 사실이 검출되면, 부품의 조기 손상을 일으키기 전에 빨리 해결해야 한다. 그림 10-9는 이런 경우의 예이고 다음과 같은 특성을 가진다.

- ① 비틀린 베어링은 통상 1×RPM에서 뿐만 아니라 2×RPM에서 상당한 축방향 진 동을 일으킨다.
- ② 그림 10-10에서와 같이 90° 간격으로 4곳에서 축방향의 위상각을 측정하면 상 하, 좌우에서의 위상차는 180°이다.
- ③ 커플링을 정렬한다던가 로터를 Balancing해도 이 문제는 해결되지 않는다.
 이 베어링은 취외하여 올바르게 설치해야 한다.



PHASE 1 2:00 2 5:00 3 8:00 4 11:00

그림 10-10 축상에서 비틀린 베어링을 베어링을 나타내는 축방향 위상

4.9 커플링의 問題點들 (Coupling Problems)

Misalignment 베어링

진동신호나 위상분석으로 문제점이 Misalignment에 의한 것인지 커플링의 문제 점인지 구별하기란 어렵다. 커플링은 형태에 따라 서로 연결된 기계의 응답에 미치는 영향이 다르다. 이 응답에 미치는 또 다른 요소로는 축간의 간격, 축의 직경 및 베어 링 형식 등이 있다. 그러나 문제가 되는 커플링의 특성은 다음과 같다.

- ① 특히 너무 길거나 짧은 Spacer를 가지는 커플링에서 3×RPM 진동은 커플링에 문 제점이 있음을 나타내는 경우가 많다. 이런 경우에 반경방향의 스펙트럼은 분명 하게 괄목할만한 3×RPM 진동을 통상 나타낼 것이고, 축방향의 스펙트럼은 3× 성분보다는 훨씬 높은 진동을 보여줄 것이다. 이런 문제점들은 Spacer를 올바르 게 맞추거나 구동기 또는 종동기를 재 위치시켜 해결된다.
- ② 기어형 커플링의 경우 기어 이빨에서 발생된 마찰력이 기어에 작용한 힘보다 더 커서 커플링이 강성체가 될 때 커플링 잠금(Coupling Lockup)현상이 발생하기도 한다. 만약 윤활이 부족하면 이곳에서 특히 기어이빨의 마찰 용융이 발생될 수 있다. 커플링 잠금현상은 심각한 문제들을 유발할 수 있으며 또한 만약 기어 이 빨들이 함께 용융되었다가 분리되면 커플링 치면에 Pit Mark가 남는다. 커플링의 잠금 상태는 부하가 변하거나 나뭇조각 혹은 망치로 치면 일단 해소된다. 그러나 이 경우 커플링을 가능한 빨리 정밀점검하여 치면의 손상, 윤활 부족 및 축정렬 불량 등 원인을 규명해야 하며 필요시 교체해야 한다.

커플링의 잠금현상은 보통 축방향 및 반경방향 진동을 발생시키는데 통상 축방향 진 동이 더 높게 발생한다. 대부분 1×RPM 진동에 가장 큰 영향을 미친다. 그러나 커플 링 형식에 따라 "Christmas Tree"와 비슷한 모양의 주파수 분포를 나타내기도 하는데 이 경우 2차에서 5, 6차 조화파까지 약 25%의 균일한 감소가 있다.

③ 커플링 이완이 생기면 그림 10-11에서와 같이 측대파가 Blade Pass Frequency 주변에 있게 된다 (Blade Pass와 Mesh Frequency의 측대파가 항상 커플링 이완 을 나타내지는 않는다). 이 현상은 커플링 이완으로 기계를 일정 속도로 구동시키 지 않고 오히려 축속도의 수배 주파수에서 구동 시킴으로써 발생된다. 따라서 커 플링 rpm으로 균등하게 간격을 가진 측대파와 유사한 진동신호는 커플링이 이완 된 상태(축에 불량조립 또는 마멸된 커플링의 부품으로부터)라는 것을 의미할 수 있다.



그림 10-11 Blade Pass Frequency 근방에 커플링 운전속도의 측대파가 나타난 커플링의 이완

5. 機械的인 弛緩 (Mechanical Looseness)

기계적인 이완의 형태는 다음과 같이 3가지로 구분할 수 있으며 이들 각각은 진동 위상 특성과 특징적인 진동 스펙트럼을 가지고 있다. 기계적인 이완 그 자체는 진동 의 원인이 아니다. 그러나 이완은 불평형, Misalignment, 편심, 베어링 문제 등이 존 재하므로써 생기는 결과이다. 이완 문제가 있으면 다른 진동원의 자체 진동보다 더 큰 진동을 야기 시킨다. 따라서 기계적인 이완 문제부터 해결해야 한다.

5.1 構造物과 Base의 弛緩[1×RPM] (Structural Frame/Base Looseness)

이 형태의 이완은 다음과 같은 문제점을 내포하고 있다.

- 기계의 다리, Baseplate, Concrete Base의 구조적인 이완 및 취약
- 열악하거나 또는 손상된 Grouting
- Frame 또는 Base의 변형 (Soft Foot)
- Hold-Down 볼트의 이완

이런 형태의 이완문제는 거의 동일한 진동 스펙트럼을 가지고 있어 불평형이나 Misalignment로 잘못 진단되곤 한다. 따라서 진동 스펙트럼을 잘 관찰하고, 측정방향 간의 상대적인 진폭을 비교하고, 불평형 등과 같은 현상과는 근본적으로 다른 위상특성 을 면밀히 관찰하고 또한 다음에 열거한 다른 특성을 조사하는 것이 중요하다.

① 이 형태의 스펙트럼은 1×RPM의 높은 진동이 우월하고 불평형 또는 편심 로터와

동일한 현상을 가진다.

- ② 높은 진동상태가 하나의 로터에서만 제한적으로 발생하는 경우도 많이 있다.
- ③ 두 개의 다른 위상특성이 발생할 수 있다.
 - 각각의 베어링 하우징에서 수직 및 수평방향 위상각을 비교해보면, 수평(또는 수 직)방향의 값을 한쪽 또는 그 반대쪽에서 취하느냐에 따라 0° 또는 180° 위상차 를 가지는 경우가 있다. 0° 또는 180° 위상차란 그 운동이 상하 또는 좌우로 행 해지는가를 의미한다. 단지 불평형인 경우는 통상 수평 및 수직방향의 위상차 는 대략 90°(±30°)이다.
 - 앞서와 같은 위상특성(수평 및 수직방향의 0° 또는 180° 위상차)이 발생할 때 분 석자는 측정을 베어링 하우징에서만 국한하지 말고 그림 10-12의 Machine Foot, Base Plate, Concrete Base 및 바닥주위도 측정해야 한다. 여기서 비교 되는 진폭 및 위상값은 각 위치에서 1×RPM에서의 값이 상대적으로 동일하게 나타나야 한다. 만일 진폭 및 위상값 차이가 크면 이것은 상대적인 운동을 하 고 있는 것이다. 큰 위상차가 있는 곳에 문제점이 있는 것이다. 예를 들면 그 림 10-12에서 Base Plate와 Concrete Base간에 위상차는 다른 곳과 비교하여 거의 180°의 위상차가 있음을 알 수 있다. 이것은 Base Plate와 Concrete간이 나 또는 균열된 기초간의 Grouting의 원인으로 기계부품의 상대적 운동을 하게 하는 구조물의 이완 또는 취약함이 있음을 나타낸다. 만일 Machine Foot과 Base Plate간의 큰 위상차가 발생하면 Mounting Bolt의 이완, 볼트 나사부의 손 상 및 부적절한 Shim Plate 삽입이 예상된다.
- ④ 그림 10-13은 기계 이완에 의한 높은 1×RPM 진동을 가지는 또 다른 사례이다. 펌프축에 평행한 볼트들이 축방향으로 작용하는 각 펌프 베어링 하우징에 설치되 어 있다. 이 경우 이 볼트들이 이완되면 Misalignment 문제점과 거의 유사한 1× RPM에서 축방향의 높은 진동을 일으킨다. 그러나 이들 볼트들을 조임으로써도 진동은 크게 감소된다.
- ⑤ Soft Foot 또는 Piping Strain에 의한 변형은 마치 불평형인 경우처럼 높은 1× RPM 진동을 초래하는 또 다른 상황을 보여준다. 그러나 이 경우 위상각을 측정 해 보면 불평형인 경우와는 달리 수평 및 수직방향의 위상차가 0° 또는 180°(±30°) 를 나타낸다. 만일 이 문제점이 이완에 의한 것이라기 보다는 변형에 의한 것이 라면 진폭 및 위상값은 Machine Foot, Base Plate 및 Concrete Base가 동일방향

(동일위상)으로 크게 진동하는 것으로 나타난다. 그러나 Foot 볼트중 어느 한 곳 에서만 진폭이 다른 3곳의 볼트에서보다 훨씬 높게 나타날 것이다. 이 Foot 볼트 간의 큰 진폭차는 큰 진동치를 감소시키기 위해 반드시 교정해야 할 Soft Foot임 을 암시한다. 실제로 고진동의 볼트를 약간 풀면 진동이 전보다 훨씬 낮아지는 것을 볼 수 있다.



그림 10-12 기계 이완을 찾기 위한 위상분석



5.2 搖動運動 또는 龜裂된 構造物/베어링 Pedestal에 의한 弛緩 [Looseness

due to Rocking Motion or Structure/Bearing Pedestal (2×RPM)] 2×RPM 이완 현상은 다음과 같은 문제점에서만 발생한다.

- 구조물 또는 베어링 Pedestal의 균열
- Support Leg 길이의 차이로 인한 요동운동
- 베어링 하우징 볼트의 이완

이와 같은 문제는 다음과 같은 특성을 가진다.

- ① 반경방향의 2×RPM에서의 진폭이 1×RPM 진폭의 50% 이상일 때 이런 문제가 제 기된다.
- ② 진폭 및 위상은 다소 일정하지 않다.
- ③ 이와 같은 이완 현상은 불평형이나 Misalignment와 같은 어떤 가진력이 없는 한 통상적으로 발생하지 않는다. 이런 이완 현상이 있으면 Balancing이나 축 정렬

작업으로 진동을 크게 감소시키기 어렵다.

- ④ 이완 문제가 하우징 내에서 베어링의 이완이거나 축상의 부품의 이완이라면 충격 이 가해지지 않는 한 진동은 1× 및 2×RPM에서 그대로 유지될 것이다. 충격이 가해지면 많은 조화파를 일으켜 시간 파형에서 비선형성을 가지게 된다.
 - 5.3 하우징 내에서 베어링의 弛緩 또는 部品간의 不良組立 (Loose Bearing in Housing or Improper Fit between Component Parts) [충격에 의해 비선형성에 의한 고주파 진동]

이와 같은 형태의 이완은 다음과 같은 문제점을 내포하고 있다.

- 하우징 내에서의 베어링 이완
- 과도한 베어링의 내부간극
- 베어링 Cap에서의 Liner 이완
- 로터의 이완
- 축에서 베어링 이완 및 회전

이와 같은 형태의 이완 문제는 다음과 같은 특성을 가지고 있다.

- 때로는 10×에서 20×RPM까지의 고주파 진동을 가진다. 이 고주파 진동은 충격 의 결과이다. 이 충격은 시간 파형에서 비선형성을 일으킨다.
- ② 이 이완은 불평형과는 다른 방향성의 진동을 일으키는 경향이 있다. 이것은 통상 이완 문제가 있는 위치에서 가장 높은 진동을 갖는다. 예를 들면 최고진동은 수 평 또는 수직방향에 있지 않고 이들 사이에 있다.
- ③ 고주파들의 진폭이 심각해지면 1/2×RPM들(0.5×, 1.5×, 2.5× 등) 또는 1/3× RPM들의 간격을 가진 주파수가 발생할 수 있다.
- ④ 분석자는 1/2×RPM들의 진폭이 1×RPM 및 그 조화파에 비하여 상당히 낮을 때도 주의를 기울여야 하며 1/2×RPM 간격으로 Peak가 전혀 없는가를 알아야 한다. 만일 1/2×RPM들의 Peak가 더욱 분명해지면 이완 문제(또는 Rub의 존재)가 더욱 심각해짐을 나타내는 것이다.
- ⑤ 1/2×RPM 진동은 통상 불평형과 Misalignment와 같은 다른 문제점들을 수반한다.
- ⑥ 이런 이완 형태에서의 위상은 통상 다소는 일정하지 않으나 진동 그 자체가 크게 방향적이면 수평 및 수직방향간이 0° 또는 180° 차이로 접근할 수 있다.
- ⑦ 펌프 임펠러의 이완과 같은 경우에는 위상이 기동시마다 변한다. 진폭은 주어진

회전수에서 일정하지만 이것도 기동시마다 변한다. 이와 같은 Rotor (Loose Rotor)는 Heavy Spot이 계속하여 방향이 변하므로 Balancing이 불가능하다.

6. 回轉體의 接觸 (Rotor Rub)

6.1 概要 (Abstract)

회전체의 Rub는 기계의 회전부가 정지부와 접촉할 때 일어나는데, 어느 부분이 서로 접촉하는가, 각 부의 재질 구성, 마찰을 유발하는 회전속도, 회전부와 고정부의 구조적인 강성 및 충격속도 자체 등에 따라 치명적일 수 있다. 회전체 Rub는 다양한 고장을 초래하는데 어떤 경우는 파국적이고 또 다른 경우는 덜한 경우도 있으나 여전 히 심각하다. 이러한 예는 다음과 같다.

[중대 Rub 고장] 베어링 Babbitt과 접촉하는 저널 전동기의 고정자와 접촉하는 Rotor 디퓨져 베인과 접촉하는 임펠러 베인 디퓨져 베인과 접촉하는 임펠러 베인 [경미 Rub 고장] Seal과 접촉하는 축 축과 접촉하는 커플링 Guard Shroud와 접촉하는 Fan 동익

6.2 回轉體 Rub의 特徵 (Characteristics of Rotor Rub)

- Rub가 일어나면 회전체의 강성이 변화하고 따라서 회전체의 고유 진동수도 변화 한다. 회전체가 이전에는 비공진 상태에서 운전되었으나 고유 진동수 변화로 인 하여 공진 상태로 옮겨진다면 이것은 실제적인 문제로 될 수 있다.
- ② 충격은 영입각(Attack Angle) 및 충격속도에 따라 국부적인 마멸과 변형의 원인이 될 수 있다.
- ③ 충격에 의해 큰 힘이 생길 뿐만 아니라 거의 동시에 전기적인 특성에 영향을 줄
 수 있는 큰 회전 토오크를 생기게 하는데, 이것은 때때로 전류량 증가의 원인이
 된다. 물론 Rub가 계속되면 접촉부는 물론 원동기 자체가 손상된다.
- ④ Rub가 일어날 때 마찰계수와 같은 표면 특성과 힘의 크기에 따라 마찰은 회전을 방해한다. 이러한 큰 마찰력은 역세차운동(Backward Precession)으로 알려진 역

선회 운동의 원인이 된다. 이것은 축 회전 방향을 변화시킨다는 의미는 아니지만, 이 역선회운동은 회전속도와 독립한 주파수로 축은 실제로 회전 반대 방향으로 궤 도를 그릴 수 있다는 의미이다.

- ⑤ 전 원주 Rub 발생 전에 보통 부분 Rub가 먼저 일어난다.
- ⑥ 일명 Cascade라 불리는 Waterfall Plot은 반경 방향의 Rub 진단에 아주 유용하다. 예로써 그림 10-14는 부분 Rub을 설명해 주는 Cascade Plot이다. 이 Cascade Plot은 진동 진폭과 주파수가 회전속도에 따라 어떻게 변화하는가를 보여준다. 그 림 10-14를 볼 때 이 그림은 주파수 대비 진폭을 구성한 일련의 단일 스펙트럼이 며, 속도가 증가함에 따라 이 스펙트럼이 어떻게 변화하는가를 보여준다 (1×RPM 은 약 1,500~1,600 rpm에서 고유 진동수를 통과하는데 주의하라). 나중에 1/2× RPM에서의 진폭도 같은 고유 진동수를 통과하는데 이 점에서 1/2×RPM 진폭은 속도가 약 3,600~3,800 rpm일 때의 1×RPM 진폭보다 아주 크다. 이것은 아주 드문 경우이고 1/2×RPM 진폭이 1×RPM 진폭보다 아주 클 경우, 가장 의심해야 하는 것 중에 하나는 Rubbing이다.
- ⑦ 그림 10-15에서 나타낸 축의 Orbit도 Rub를 진단하는데 있어서 아주 유용하다. 이 Orbit은 베어링 내에서의 축자체의 경로를 보여준다. Orbit의 모양은 Rub 본 질 및 가혹 정도, 그리고 예상 주파수 내용의 식별은 물론 현상을 결정하는데 유 용하다.



그림 10-15 분수조화 주파수를 발생하는 작은 힘이 작용하고 있는 부분 Rub

 ⑧ 반경 방향 Rub의 형태에는 부분 Rub와 전 원주 Rub가 있는데, 두 형태 모두 개 별적으로 또는 동시에 일어날 수 있고, 또한 과도한 진동에 의해 발생하고 축이

기하학적인 중심선 상에서 회전하지 않거나 회전부와 고정부 사이의 간극이 불충 분할 경우는 낮은 진동에서도 발생한다.

부분 Rub와 전 원주 Rub 사이에는 공통점이 많이 있는 반면 각 Rub 형태별로 고유한 특성이 있다.

6.3 部分接觸 (Partial Rub)

부분 Rub는 시간의 경과와 더불어 가혹정도 및 지속기간이 증대하기도 하는 일 시적이고 과도적인 고장으로 보통 시작한다. 이러한 Rub 사고의 대부분은 과도적이기 때문에 역방향 선회나 역세차 운동은 보통 일어나지 않는다. Rub를 수정하지 않고 내 버려두면 축을 휘게 하고 더 가혹한 Rub와 회전체 불안정을 유발하는 국부 가열이 일 어난다. 물론 Rub가 심해질수록 축에서 열이 더 발생되어 축은 휘어져 종국에는 파국 적인 사고를 초래한다. 그러므로 형세가 더 심각해지기 전에 부분 Rub를 인식하고 판 단하는 것이 중요하다. 다음은 부분 Rub을 확인하는데 도움을 주는 특징들이다.

- ① 부분 Rub는 차동기 진동(1×RPM보다 낮은 진동)이 주진동 성분이고 또한 현저한 충격 현상이 일어나면 고주파 진동도 일으킨다. 그러나 중요한 사실은 차동기 진 동 자체만 일어나는 것이 아니다. 차동기 진동이 일어나고 있다는 사실이 중요하 고, 그것의 근원을 규명하는 것이 필요하다. 만일 현저한 충격 현상이 일어나면 중주파수에서 고주파수 범위에 있는(속도와 관계없이) 시스템 고유 진동수를 여기 시킬 수 있다.
- ② 만일 차동기 진동이 부분 Rub에 의해 일어나면 보통은 분수 조화파(1/2×, 1/3×, 1/4× 등)를 나타낸다. 분수 조화파가 일어나는 것은 회전체계의 고유 진동수에 대한 상대적인 축속도에 따라 다르다. 일반적으로 축속도가 높을수록 더 낮은 분수 조화파 진동이 일어날 수 있다.
- ③ 반경 방향의 작은 힘에 의한 경미한 Rub가 일어날 때에는 여러 가지 다른 분수 조화파가 동시에 발생할 수 있다. 이러한 응답이 그림 10-15에 보여지는데 1×, 1/2×, 1/3×, 1/4×, 1/5×RPM에 대한 스펙트럼과 Orbit 응답을 나타낸다.
- ④ 반경 방향의 큰 힘에 의한 부분 Rub가 일어날 때에는 가끔 유일한 분수 조화파가 존재하게 되는데, 이 때에는 1/2×RPM이 우세하게 남는다.
- ⑤ 격렬한 충격이 일어나면 이러한 분수 조화파 진동수의 배수들(0.5×, 1×, 1.5×, 2.0×, 2.5× 등)이 고주파 공진 응답과 마찬가지로 나타날 수 있다. 이것은 격렬 한 충격이 일어날 때 FFT 스펙트럼 분석기에서 일어나는 고유한 비선형성 때문이

다 (매끄러운 형태의 시간 파형 대신에 충격 동안에 잘려서 거의 사각 파형을 발 생시켜 FFT 스펙트럼 상에 일련의 운전 속도 Peak를 갖게 된다). Reactor Blade 가 Stainless Steel Tank 벽과 Rubbing을 시작할 때 일어나는 일련의 1/2×RPM 분수 조화파를 가지는 스펙트럼이 그림 10-16이다. 그림 10-17은 9 rpm에서 Rub를 정비 전 후에 취한 스펙트럼을 비교한 것이다.

⑥ 부분 Rub가 일어나는 동안 응답은 크게 방향성이 있어 차동기 진동의 수평과 수 직 방향의 위상 차이가 180°에 이르게 된다. 이것을 그림 10-15에서 보여준다. 1/4×RPM 뿐만 아니라 1/2×RPM에서의 길다란 Orbit의 모양은 수직과 수평 방향 에서 Proximity Probe 진동 위상이 180° 차이가 나서 거의 직선 운동에 가까워진 다.



그림 10-16 34.5 rpm의 Reactor Blade가 Stainless Steel Wall과의 Rub시 포착한 Spectrum(1/2×RPM의 고조파들은 점선으로 표시되었음)



그림 10-17 Rub 문제 해결 전후의 스펙트럼 비교 (9 rpm시)

6.4 全 圓周 接觸 (Full Annular Rub)

전에 언급한 바와 같이 부분 Rub 고장이 지속 기간이 길어져 결국에는 전 원주 Rub로 이끄는 충격일 경우에는 사실상 연속적인 Rub 고장을 일으킨다. 전 원주 Rub는 역세차운동으로 알려진 즉, 축은 같은 방향으로 계속 돌아가지만 궤도는 반대 방향인 역회전 운동의 원인이 된다. 이 역세차 운동은 접촉점에서 반대 방향의 힘을 발생시키는 회전체에 가해진 마찰에 기인한다. 이 힘은 역회전 방향으로 회전 토오크 를 야기시켜 기계 상태에 해로울 뿐만 아니라 에너지 필요조건에 영향을 미친다. 일 반적으로 전 원주 Rub는 다음과 같은 특징이 있다.

① 그림 10-18은 Seal이 축상에서 Rubbing될 때 축의 Orbit과 더불어 전 원주 Rub 가 일어나는 동안 수집한 스펙트럼이다. 이것은 속도가 증가함에 따라 응답이 어 떻게 변화하였는가를 보여준다. 회전체가 2,500~3,500 rpm 이하의 저속에서는 거의 진동이 없는 것이 주목된다. 이 속도에서 회전체는 Orbit에서 보는 바와 같 이 Seal 주위에서 Bouncing을 시작했고, 3,500 rpm의 높은 차수 약 7,000 cpm 에서의 응답은 5,000 rpm에 이를 때까지도 같은 주파수로 남아 있다. 이 7,000 cpm Peak는 회전체와 Seal계의 고유 진동수에 해당되는데, Rubbing하는 동안 Seal에 의해 증가된 강성 때문에 회전체가 Seal과 접촉하기 전의 회전체만의 고유 진동수보다 더 높다. 이 7,000 cpm 주파수는 역세차운동의 속도이다. 즉 이 역 세차운동은 공진 주파수에서 시작하여 속도가 증가하던가 감소하든지 간에 축 회 전속도와 독립하여 같은 주파수 위치에 남는다.



FREQUENCY (EVENTS/MIN x 1000)

그림 10-18 7000 cpm의 Rotor/Seal 고유 진동수를 가진 시키는 약 3500 rpm에서 역세차 운동을 일으킨 충격 Seal Rub

- ② 역세차 운동은 원래 불안정하고 파국적인 회전체 파괴의 원인이 될 수 있다.
- ③ 그러므로 전 원주 Rub는 회전체와 접촉 표면계의 고유 진동수에서 역세차 운동으로 인도하는 계에서의 불평형에 해당하는 1×RPM에서 정방향 세차운동으로 특징 지어진다. 이런 경우에는 1×RPM과 회전체와 접촉 표면의 고유 진동수가 모두 나타나는데 낮은 진폭에서 1×RPM이 종종 있다.
- ④ 역세차 운동을 일으키는 촉매제는 회전부와 고정부 사이의 마찰이다. 마찰 자체 가 비선형이기 때문에 일련의 회전속도 고조파를 발생한다. 여기서 다시 높은 고 조파들은 비선형 시간 파형으로 FFT 스펙트럼 상에서 발생된다.
- ⑤ 그림 10-19에서는 다소 낮은 진폭으로 운전속도의 고조파가 있고 1×RPM에서의 응답이 탁월한 또 다른 형태의 전 원주 Rub을 보여준다.
- ⑥ 그림 10-20과 10-21은 자려 역세차 운동이 1차 임계속도 바로 아래에 있는 속도에서 일어난 전 원주 Rub의 예이다. 역세차 운동은 Runup중에 내내 있고 그림 10-21에서는 Coastdown시에도 계속 일어난다. 역세차 운동이 일어나고 있을 때는 1×RPM에서의 비교 진폭은 매우 낮다.

- ⑦ 전원주 Rub 내내 마찰이 계속해서 발생하기 때문에 많은 운전속도의 고조파를 발생하는 비선형성을 이끌기도 한다.
- ⑧ 전원주 Rub을 초래하는 진동 진폭은 간극과 계의 감쇠에 따라 다르다.



그림 10-19 동기 속도에서 정방향 세차운동에 의해 우세한 전원주 Rub





90° 떨어져 설치된 수평 및 수직 Probe를 가지는 영구 감시 설비들은 Rub가 일어날 수 있는 모든 중요 기계에 추천되며, 이것은 보통 슬리브 베어링이 갖추어진 대형 터 보 기계나 압축기이다. 회전체의 Rub는 이러한 기계에만 한정되지 않고 구름 베어링 이 갖추어진 다소 작은 기계나 설비에서도 일어날 수 있다. 그러므로 기계가 중요 기 계이고 Rub 고장이 일어날 가능성이 있다면 영구 진동 감시장치를 갖추어야 한다. 이 것은 정상운전중에 스펙트럼을 취득할 수 있도록 해주고, 그림 10-14와 같은 Waterfall Spectrum과 축 Orbit Display를 취득할 수 있게 해준다. 또한 이것은 Rubbing이 일어날 때 Rubbing을 탐지하는 기회를 높이는 장기 대책일 뿐만 아니라, 영구 감시 설비들은 측정하지 않아 탐지되지 않는 파국적인 사고, 특히 전체적인 Rub 와 파국적인 파손 고장이 수 초 안에 일어날 수 있는 사고에 대하여 보호해 준다.

7. 流體에 의한 振動 (Flow-Induced Vibration)

불평형, Misalignment, 공진 등과 같은 기계적 진동과는 달리 유체에 의한 진동은 흔히 운전 조건에 많은 영향을 받는다. 즉 이것은 기계의 형식에 따라 부하에 의해 또한 기계에 의하여 수행되는 일에 의해서도 영향을 받는다. 유체에 의한 진동은 다 음의 경우를 포함한다.

- 수력학적 및 공기역학적 힘
- 케비테이션 및 Starvation

- 재순환
- Surge

Choking

• 난류

이들의 각 현상은 극히 높은 에너지를 발생시키므로 적절한 설계와 운전으로 이를 피하여야 한다. 또한 이들은 부하와 기타 운전조건에 따른 특별한 진동 주파수를 발 생시킨다. 다음에 유체에 의한 진동의 각 종류에 대하여 설명한다.

7.1 水力學的 및 空氣力學的 宫 (Hydraulic and Aerodynamic Forces)

펌프, 송풍기, 터빈, 진공 펌프 등을 포함한 여러 가지 형식의 기계는 임펠러가 취급하는 유체(액체나 기체)에 일을 시작할 때 수력학적 혹은 공기역학적 힘을 발생시 킨다. 대부분의 경우에 유체 역학적 혹은 공기역학적 힘으로부터 발생된 진동은 만약 그것이 고유 진동수를 가진 시키지 않는다면 비록 케비테이션으로 알려진 잠재적 파괴 현상이 발생하거나 혹은 임펠러 자체에 의하여 발생된 진동이 과도하게 커져서 고가의 기계부품을 크게 진동시킨다 하더라도 문제가 되지 않는다. 또한 Blade Pass Frequency의 진동이 갑자기 뛰면 기계의 회전부에서 어떤 좋지 않은 상황이 발생하고 있음을 나타내는 것이며 이에 대해서는 다음에 설명한다.

일반적으로 수력학적 혹은 공기역학적 힘은 다음 공식과 같이 발생한다.

Blade (혹은 베인) Pass Frequency = # 베인 × 임펠러 RPM (cpm 혹은 Hz)

이들 힘은 Blade(베인)가 근접한 고정체(디퓨져 베인이나 Discharge Volute와 같은) 를 통과할 때 발생하는 압력 변동 혹은 맥동에 기인한다. 즉 사람이 공간의 고정점에 위치하여 6개의 날개를 가진 펌프 임펠러를 보고 있다면 그는 임펠러가 한 회전할 때마 다 6개의 맥동을 느낄 것이다 (이 경우 회전당 6개의 Event).

수력학적 및 공기역학적 강제 진동의 특징은 다음과 같다.

- ① 만약 임펠러가 하우징 안에서 중심에 위치하지 못하고 디퓨져와 적절히 정렬되지 않으면 Blade Pass Frequency와 그 고조파에서 큰 진동이 발생할 것이다. 예를 들어 만약 임펠러와 디퓨져 베인 사이의 간격이 한쪽은 0.25 inch이고 다른 한쪽 은 0.5 inch이면 일련의 모든 Blade Pass Frequency에 걸쳐서 높은 진동이 발생 할 수 있다. 전 원주에 걸친 간극도 특별한 설계상의 이유가 없는 한 같아야 한 다 (특별한 형식의 펌프와 Fan의 경우 원주 방향의 간극이 다르도록 설계되어 있 다).
- ② Blade Pass Frequency와 그 고조파가 로터나 지지 구조물의 고유 진동수와 일치 하지 않도록 하는 것이 중요하다. 만약 이렇게만 하면 과도한 진동은 발생하지 않을 수 있다.
- ③ 만약 디퓨져 베인을 잡아주는 용접부가 손상되어 디퓨져의 위치가 임펠러와 상대 적으로 변하면 Blade Pass Frequency 진동이 크게 증가한다. 이 상대적 위치 변 화가 수력/공기 역학적 유동에 영향을 주는데 이를 주기적으로 측정하면 진동 스 펙트럼의 경향을 보여주는 Waterfall에서 분명하게 나타난다. 이러한 예를 그림 10-22에 나타내었다. 아래쪽 Plot을 보면 Blade Pass Frequency인 14,310 cpm (16×RPM)의 진동이 한 측정과 다음 측정 사이에 0.01에서 0.1 in/sec로 약 10배 증가했음을 알 수 있다. 디퓨져 용접부 피로에 의하여 그 다음 측정시에는 0.193 in/sec로 약 2배 증가하였다.
- ④ Blade Pass Frequency 진동의 큰 증가는 펌프 Impeller Wearing Ring이 축에 눌 러 붙을 때도 발생될 수 있다.
- ⑤ 어떤 특별한 형식의 Fan은 Blade Pass Frequency 진동이 Damper Setting에 아주 민감하게 발생한다. 다시 말하면 이들 Fan에서 Damper Setting만 바꾸어도 Blade Pass Vibration에 큰 영향을 미친다. 여기에서 만약 진동값이 대부분의 Blower에서 약 0.30에서 0.40 in/sec Peak를 초과하지 않으면 기계 부품에 특별

히 파괴적이지는 않다

⑥ 회전하는 베인과 고정된 디퓨져로 구성된 원심 펌프에서 발생될 수 있는 또 다른 주파수는 Blade Rate Frequency(BRF)로 알려져 있다. Blade Rate Frequency는 회전 및 고정 베인이 서로 일치하는 수 및 율과 관계가 있다. 그것들이 일치할 때 회전 및 고정 베인 사이의 유체(가스 혹은 액체)의 압축에 기인한 Pulse가 발생할 수 있다. 베인의 두 Set 이상이 동시에 일치할 때 발생하는 이들 Pulse는 하나의 회전 및 고정 베인이 서로 일치할 때보다 훨씬 더 클 수 있다. 이것이 서로 공통 분모를 가지도록 회전 베인과 디퓨져의 수를 정하는 것이 좋지 않은 이유 이다. Blade Rate Frequency(BRF)는 다음과 같다.

 $BRF = \frac{ 임펠러 베인 수 \times 디퓨져 베인 수 \times RPM}{K}$

여기서 BRF = Blade Rate Frequency (cpm or Hz)

K = 임펠러 베인 수와 디퓨져 베인 수의 최대공약수
 예를 들어 만약 임펠러 베인의 수가 18개이고 디퓨져 베인의 수가 24개인 기계가
 있다면 K는 6이 되므로 BRF는 다음과 같이 된다.

BRF = <u>18 임펠러 베인×24 디퓨져 베인×RPM</u> = 72×RPM

그러므로 BRF(72×RPM)는 이 경우 BPF(18×RPM)의 4배가 된다. 그리고 위에서 언급한 것처럼 이 기계는 임펠러와 디퓨져 베인의 한 쌍 이상이 서로 일치할 수 있기 때문에 더 높은 맥동이 발생할 수 있다 (이 경우 6개의 임펠러 베인이 0°, 60°, 120°, 180°, 240°, 300°의 각도에서 동시에 반대측 베인과 정확히 일치한다). 대신에 임펠러 베인의 수를 17로 하던가 디퓨져 베인의 수를 25개로 하면 어떤 경우에도 임펠러와 디퓨져 베인의 한 쌍 이상이 서로 일치하지 않기 때문에 기계는 훨씬 낮은 진동으로 운전될 것이다.

7.2 케비테이션 및 Starvation

케비테이션은 원심펌프에서 일반적으로 발생되는 문제이며 펌프 내부부품에 손 상을 줄 수도 있다. 계속적인 케비테이션이 발생하는 펌프에는 임펠러에 심한 Pitting 과 Erosion이 발생한다. 어떤 경우에는 임펠러 베인을 완전히 침식시키기도 한다.

케비테이션은 대부분의 경우 펌프가 과부하나 낮은 흡입압력으로 운전될 때 발생한 다. 본질적으로 펌프의 흡입이 부족하므로 펌프로 유입되는 유체는 그것이 빈 공간을 채우면서 말 그대로 거의 끌려 들어온다. 때문에 거의 진공인 Pocket이 형성되었다가

급격히 파괴된다. 이들 Pocket이 파괴될 때의 충격이 임펠러와 그 주위 부품의 국부 적 고유 진동수를 가진 시킨다. Pocket의 파괴는 부정기적인 간격으로 펌프나 연결 파이프 전체에 걸쳐서 발생되기 때문에 진동의 진폭과 주파수 모두 아주 불규칙하게 발생된다.



그림 10-22 디퓨져 베인(베인이 16개인 Fan)을 안전하게 하는 용접부의

피로에 의한 높은 Blade Pass 진동 발생

케비테이션은 다음과 같은 특징을 나타낸다.

- ① 케비테이션을 나타내는 전통적인 스펙트럼은 약 20,000 cpm에서 120,000 cpm까 지의 주파수 범위에서 무작위의 넓은 에너지 밴드를 갖고 있다. 이것은 특정한 주파수 성분을 갖지 않는 혹은 때때로 Vane Pass Frequency가 포개어 나타난 "White Noise"로 나타나기도 한다. 즉, 수 개의 Blade Pass Frequency 고조파가 때때로 더 높은 주파수의 진동과 함께 나타난다.
- ② 케비테이션이 발생하면 초음파 측정치(Spike Energy, HFD, Shock Pulse 등)를 증가시킨다. 그림 10-23은 케비테이션 문제를 나타내는 스펙트럼이다. 불규칙 광대역 진동뿐만 아니라 펌프 양측 베어링(3H와 4H 둘 다 Spike Energy에서 경보 상태에 있다)에서 높은 Spike Energy가 있음을 유의하여 볼 필요가 있다. 정상적으로 케비테이션은 펌프 양측 베어링에서 높은 Spike Energy를 발생시키는 반면 윤활이나 베어링의 마멸에 의한 경우의 Spike Energy는 오직 문제가 발생한 베어 링에서만 발생한다.
- ③ 케비테이션은 흔히 독특한 소음을 발생시킨다. 가벼운 케비테이션은 통상 모래가 Pumping되는 듯한 소리를 내며, 반면 심한 케비테이션은 실제로 자갈이 펌프를 통과하는 것과 같은 소리를 낸다(그러므로 만약 진동 분석자가 펌프 진동진단 중 이러한 소리를 들었으면 즉시 이를 기록하여야 하며 또한 Data Collector를 사용 하고 있으면 이를 Inspection Code로 입력하여야 한다. 그 다음 사무실로 돌아가 서 무작위의 고주파 진동과 비정상적인 소음의 기록을 보면 진동 진단의 정확성을 훨씬 높일 수 있다).
- ④ Starvation은 케비테이션의 현상을 공기역학에서 사용하는 용어이다. 이것은 케비 테이션과 같이 Fan 용량과 관련하여 공기 유량의 부족을 의미한다. 통상 이것은 Damper Setting과 관계되나 때때로 장비의 부적절한 사용에 기인하기도 한다. 전 형적인 Starvation Spectrum은 거의 케비테이션의 Spectrum과 일치하는데(높은 주파수와 에너지 밴드의 넓음) 이것은 때때로 Fan 자체뿐만 아니라 흡입 및 출구 Duct의 고진동을 발생시킬 만큼 높을 수 있다.



그림 10-23 물 공급 펌프에서의 케비테이션 발전 과정

7.3 再循環 (Recirculation)

펌프의 경우 재순환은 케비테이션의 반대되는 현상이다. 재순환은 펌프가 너무 낮은 유량으로 혹은 너무 높은 흡입압력으로 운전될 때 발생할 수 있다. 이것이 발생 하면 펌프가 과도한 유량을 펌프를 통하여 보내려고 하기 때문에 유체의 일부가 출구 로부터 임펠러로 되돌아온다. 이 때문에 역류가 발생하여 2개 이상의 유체가 반대 방 향으로 유동하여 소음과 진동을 발생시킨다. 재순환은 다음과 같은 특징을 나타낸다.

- 재순환에 의하여 발생된 진동의 스펙트럼은 케비테이션에 의한 진동 스펙트럼과 매우 유사하다. 즉 이것은 무작위의 고주파 진동을 발생시키는데 때로는 Vane Pass Frequency와 중첩되어 나타난다.
- ② 케비테이션과는 달리 재순환은 펌프 부품의 침식이나 마멸을 발생시키지 않는다. 그렇지만 만약 진동이 과도해지면 베어링, Wearing Ring, Valve 등 관련 부품의 손상을 발생시킨다.

7.4 亂流 (Flow Turbulence)

난류는 어떤 원인으로 펌프, Fan, 압축기 혹은 진공펌프 등에서 액체나 기체의 정상적인 유동이 방해를 받을 때 발생한다. 이러한 난류는 Duct나 파이프 등에 직경 의 급격한 변화나 급격한 방향 전환부와 같은 장애물이 존재할 때도 발생할 수 있다. 이러한 문제를 해결하기 위해서는 장애물 제거 즉, 급격한 방향 전환이 이루어지는 곳 에서는 Turning Vane을 설치하고 Duct나 파이프의 단면적이 변해야 하는 곳에서는 직 경이 완만하게 변하도록 하여야 한다.

그림 10-24는 난류를 나타내는 전형적인 스펙트럼이다. 난류는 다음과 같은 특징 을 나타낸다.

- ① 때로는 불규칙한 고주파 진동이 발생되기도 하나 일반적으로 1×이하의 불규칙한 저주파 진동이 발생한다. 문헌에 의하면 난류는 Fan이나 Blower의 경우 기계, 구 조물 혹은 덕트 등의 고유 진동수와 일치하는 약 50 cpm에서 2000 cpm의 범위 에 집중된 불규칙한 저주파 진동을 발생시키며, 펌프의 경우에는 Wearing Ring, Seal 혹은 Balancing Disc, Drum 등의 문제에 의한 수력학적 불안정의 경우에 0.55×에서 0.78× 범위의 진동이 여진 됨을 보여주고 있다.
- ② 난류 진동의 진폭 및 주파수는 불규칙적이며(Erratic) 때로는 맥동 한다.
- ③ 때로는 기계에서의 진동치가 상대적으로 낮음에도 난류에 의하여 발생된 소음은

클 수 있다. 그 이유는 난류 자체의 조건이 기계밖에 존재하기 때문이다.



그림 10-24 Blower에서 발생된 난류 문제

7.5 Surge

고속의 원심 혹은 축류 압축기에서 문제가 되는 가장 중요한 것 중의 하나는 Surge이다. 전형적으로 압축기에서 Surge의 발생은 설계 범위를 벗어난 상태로 운전 하는데 기인하는 경우가 대부분이다. Surge는 출구 압력이 너무 높을 때 혹은 특정 운전속도에서 체적 유량이 설계치와 비교하여 너무 낮을 때 발생한다. Surge가 발생 하면 압축기에서 가스의 유동은 역방향으로 발생한다. Surge 현상이 경미할 때 이러 한 역방향 유동은 오직 Impeller Blade의 경계층에서만 발생한다. 그렇지만 Surge가

심해지면 전 유체의 유동이 역방향으로 되어 출구에서 입구 쪽으로의 흐름이 발생한 다. Surge는 대형 손상을 발생시킬 수 있기 때문에 압축기에서 필히 방지하여야 한 다. 다행히 근래에는 여러 가지 전자제어에 의한 기계 내부의 즉각적인 조정으로 Surge를 방지하는 것이 가능케 되었다. Surge는 다음과 같은 특징을 나타낸다.

- ① 경미한 Surge가 발생하면 수초 내에 Blade Pass Frequency와 이의 조화파를 크 게 증가시킨다. 이 경우 Blade Pass Frequency의 진폭이 2배, 심지어는 3배에 달할 수도 있다.
- ② Surge가 심해지면 전 Spectrum의 진동을 상승시킨다. 즉 Spectrum의 전 "Noise Floor"가 올라가 진폭이 커지며 불규칙한 응답이 넓은 주파수 범위에 걸쳐서 나타 난다. 이는 압축기 내에서 난류가 Impeller Wheel, Rotor Blade, 디퓨져 Blade, Casing, Shaft, 기어 및 기타 부품의 고유진동을 가진 시키기 때문이다. Surge 발생을 방지하지 않으면 짧은 기간 내에 압축기를 파괴시킨다.

7.6 Choking

Choking(때때로 "Stone Walling" 이라고 불려짐)은 압축기에서 Surging의 반대 되는 현상이다. Choking은 출구압력이 너무 낮아 디퓨져 Section에서의 속도가 높아 질 때 발생한다. 유동속도가 Mach 1에 달하면 디퓨져 Blade 사이에 와류가 발생하고 이로 인하여 유체 흐름의 폐쇄 효과가 발생한다. 이렇게 되면 와류에 의하여 진동이 상승할 뿐만 아니라 압축기 효율과 압력비가 크게 감소한다. Choking이 발생하였을 때 진동 스펙트럼은 Surge의 그것과 아주 유사하다. 그러므로 정확한 원인을 규명하 기 위하여 압력, 질량 유량 등의 운전 변수를 점검하여야 한다.

8. 슬리브 베어링 (Sleeve Bearings)

슬리브 베어링은 수력학적 저널 베어링(아마도 기술적으로 더 적당한 이름임),유막 베어링, 평면 저널 베어링이라고 불리기도 한다. 이 베어링은 여러 가지 종류가 있으 며 그림 10-25에 이들중 몇 가지를 보여주고 있다. "수력학적 베어링은 회전축인 저 널과 고정체인 베어링 내면 사이에 유막을 생기게 하면서 운전된다." 그림 10-26은 수력학적 베어링의 압력 분포 단면을 나타내며 회전축에 관하여 어떻게 분포되는가를 보여준다. 이 그림에서 축은 반시계 방향으로 회전하며 최대 압력은 수직축에서 반시 계방향으로 약 15~20에 위치한다는 사실을 주목하라. 이것은 유막베어링에서 일반 적인 사항이다.

10-27은 슬리브 베어링의 안정성이라는 측면에서의 주요 항목중 한지를 설명해 준 다. 베어링 중심과 축 중심과의 Offset이 베어링 편심으로 알려져 있다. 중요한 것은 부하가 감소하거나 속도가 증가함에 따라 편심이 감소한다는 사실이다. 각각의 중심 을 연결한 점선을 주목하라. 그림에서 이 선은 단지 부하 벡터와 중심들을 이은 선 사이의 각인 양태각(Attitude Angle)을 결정하기 위하여 사용된 중심들을 이은 선이다. 이들 두 가지, 편심과 양태각은 베어링 안정성의 주요한 척도이다. 베어링 부하가 감 소되거나 축의 속도가 증가함에 따라 평면 저널 베어링에서 양태각이 증가한다는 사실 에 유의하라. 이 양태각이 증가함에 따라 베어링의 안정성은 감소될 것이다. 축의 불 안정성은 축이 안정된 위치를 유지하도록 베어링이 충분한 Preload를 가하지 못할 때 발생한다.


그림 10-26 수력학적 베어링의 그림 10-27 슬리브 베어링의 주요한 압력분포도그림 설계변수들

축-베어링 시스템이 불안정하기 쉬운 경우, 베어링 부하를 불안정하도록 작용하는 어 떤 외력이 불안정성을 일으키는데 필요한 조건을 제공하게 된다. 불안정성이란 원래의 여진(Stimulus)이 제거된 후에도 남아 있을 수 있는 자려진동을 이끌어 내도록 시스템 내에 있는 여러 요소들이 서로 결합하는 회전체 운동의 상태이다. 보통은 운전속도의 감소만이 회전축을 다시 안정시킨다. 이런 경우 회전축을 다시 정상 운전속도로 복귀 시켜도 좋을 만큼 안정은 되지만 종종 어떤 외란이 다시 시스템을 불안정하게 할 때까 지만 안정된 상태를 유지할 것이다. 불안정성을 억제하는 힘들이 감소되거나 없어지면 진동 진폭이 급격하게 증가될 수 있다. 그러나 운전속도에서의 진폭보다는 훨씬 높긴 하지만 아직은 그 값에서 안정될 수 있다.

이점에서 가장 두드러진 실제 진동은 운전속도보다 낮은 차동기 주파수대에서 일어 나고 있다. 그러므로 슬리브 베어링에서의 진동을 관찰하는데 중요한 항목중의 하나 는 운전속도 아래인 차동기 진동이다. 일반적으로 슬리브 베어링이 장착된 기계에서 차동기 구역에서의 가장 큰 관심은 운전속도의 35%~55% 사이에 집중되어 있다. 그 러나 특별한 문제에 따라서는 운전속도의 20%~80% 까지의 차동기 진동을 일으킬 수 있다. 8.1항부터 8.4항에서는 진동 분석에 의해 검출될 수 있는 슬리브 베어링의 보 다 일반적인 문제들인 슬리브 베어링의 마멸과 간극 문제, Oil Whirl로 인한 불안정성, Oil Whip에 의한 불안정성에 대해 기술한다.

8.1 슬리브 베어링의 摩滅과 間隙問題

(Sleeve Bearing Wear and Clearance Problems)

슬리브 베어링의 마멸은 베어링 Cap 위에 속도 Pick-up을 설치하거나 가속도계 를 설치하여 감지할 수 있다. 그러나 낮은 주파수에서부터 5×RPM까지에서 저널베어 링 상태에 대한 최상의 자료는 아마도 상대 축진동을 읽어내는 비접촉식 Proximity Probe로부터 얻어질 것이다. 이러한 Proximity Probe는 축표면에서 약 40~60 mils 정도만 떨어지게 설치되어 Probe 위치로부터의 축의 운동을 감지한다. 이것으로 운전 속도의 약 4~5배까지의 상태를 나타내는 진동변위를 측정한다. Proximity Probe는 축의 움직임을 직접 관측한다는 것이 중요한 특징이며 베어링 Cap 위에 설치된 가속 도계나 속도 검출계는 반드시 축에서 유막까지 그리고 몇 가지 금속을 통하여 베어링 Cap까지 전달되는 신호를 감지해야 한다.

슬리브 베어링 파손사고는 시스템이 겪게 되는 불안정성의 형태와 특별한 문제에 따

라서는 약 수초, 수분 내에 발생한다는 것이 중요한 사실이다. 그러나 베어링의 악화 가 오랜 기간에 걸쳐서 일어나는 경우에는 유막 특성이 변화하기 시작하고 결국 회전 축의 불안정을 일으키게 될 것이다. 이런 경우 슬리브 베어링의 마멸은 축으로부터 직접 감지되거나 베어링 Cap에서 감지될 수 있다.

Proximity Probe로부터 자료를 취할 때 운전속도의 수배 주파수까지 관찰하는 것이 지극히 일반적이며 중요한 사항이다. 만일 문제가 없는 경우라면 처음의 2 또는 3번 째의 조화 주파수만 나타나게 되며 이 이후의 고조파는 앞의 2 또는 3번째 주파수의 약 1/3만 나타나게 되는 베어링 Cap에서 취해지는 속도 스펙트럼과는 다르다. 그렇 지만 Proximity Probe로부터 얻어진 축진동 자료의 경우에도 조화 주파수는 스펙트럼 Base내로 소멸될 것이다.

다음은 간극이나 마멸의 문제를 가진 슬리브 베어링에서 나타나는 특성들이다.

- 결함을 가지고 있는 슬리브 베어링에서 높은 수준의 진동이 발생하는 것은 일반적 으로 윤활 문제, 부적당한 베어링 부하, 헐거움(하우징에서의 Babbitt의 박리), 또 는 과도한 베어링 간극(마찰이나 화학적 침식에 의한)에 의한 것이다.
- ② 그림 10-28은 약간의 마멸과 간극 문제를 가진 슬리브 베어링에서의 전형적인 스 펙트럼을 보여 주는데 하나는 초기단계의 문제이며 하나는 명백하게 중대한 문제 를 가지고 있는 경우를 보여준다. 초기단계에서 차동기 주파수 진동의 출현에 주 목하라. 이것은 종종 1/2×나 1/3×RPM의 낮은 조화 진동수에서 나타날 것이다. 슬리브 베어링 마멸의 후기단계에서는 스펙트럼이 전형적으로 1×RPM에서 고진동 을 나타내고 특히 3×RPM이하에서 조화 주파수대 진폭은 높여진 기준선 위에 중 첩되어 있는 사실에 주목하라.
- ③ 마찰에 의해 마멸이 발생된 슬리브 베어링은 수평과 수직방향의 진동을 비교해 봄으로써 종종 감지될 수 있다. 보통 정상적인 경우 수평방향 진동은 수직 방향의 진동보다 약간 높은데 이는 구조상 수직방향으로 지지가 더 많이 되기 때문이다. 마찰에 의해 마멸이 발생된 슬리브 베어링은 수평방향의 진동에 비교하여 수직방향의 진동을 비정상적으로 높게 할 것이다.
- ④ 베어링이 마멸되어 과도한 간극을 가지는 경우 종종 2×RPM의 진동을 일으키는 Misalignment의 상태가 될 만큼, 베어링 내에서 축의 위치가 실제로 변화한 상태 에 있게 된다. 종종 과도한 간극을 가진 베어링은 결국에는 축이 베어링이나 Seal과 같은 다른 기계 요소와의 마찰을 일으키게 된다. 이러한 경우에 이것이 회전축의 불안정성을 일으키면서 축이 격렬하게 운동하는데 필요한 외란이 될 수

있다는 점에서 극히 위험하다.

⑤ 과도한 간극을 가진 슬리브 베어링은 약간의 불평형이나 Misalignment 혹은 기계
 적인 이완을 일으키게 하는 또 다른 힘을 주게되며 그것에 의하여 그림 10-28의
 낮은 진동 스펙트럼을 생성한다. 이러한 경우에 베어링이 문제의 근원은 아니지
 만 베어링 간극이 정확하다면 진동 진폭이 훨씬 더 낮아지게 될 것이다.

		1 1	PLOT 1	r r	1-1			
	Sieeve	Bearing	r					
÷ · · ·								
5	3×							

		1 1		1	1 1	PLO	ЭТ 2			1 1		1	
	Sleeve	e Bea	ring v	with	Early	Stage	Wea	r and	l/or Cle	arang	e Pro	blem	s
Ţ	- <u>-</u>	2 X	×		ΓŢ								
0.5		7	5.5	ີຄີ	3.5) Ar	5							
T							1						

		1				PLO	Г Т ТЗ	T	÷	1	1	1		
Sle	eve	Beari	ng in l	ate	Stages	of	Wea	and	l/or C	leara	ince	Pro	blen	าร
\$	5													
											1			
		2x	3X-		×									
					4	- 3		- õ		×	1			
				J	L			J						

그림 10-28 슬리브 베어링의 문제를 나타내는 전형적인 Spectrum들 ⑥ 몇몇 유막 베어링은 추력 베어링 역할을 한다. 이 경우 그들중 대부분은 Pad나 Shoe를 가지고 있다. 물론 정상적으로 운전될 때는 축은 추력 베어링과 접촉하지 않고 유막 위에 떠 있게 된다. 이러한 추력 베어링에서 문제가 발생되면 훨씬 높 은 진동이 발생할 것이다. 이 진동은 종종 1×RPM에서, 특히 축방향 진동이 높게 나타날 것이다. 그러나 추력 베어링에 Pad가 장착되어 있으면 진동은 Pad수× RPM에서 나타날 것이다. 놀랍게도 이러한 소위 Pad Passing Frequency (Pad수 ×RPM)는 종종 축방향 진동보다 더 높은 반경 방향 진동을 일으킬 수 있다. 어떤 경우에도 과도한 수준의 진동이 Pad Passing Frequency나 1×RPM에서 발생되면 추력 베어링을 의심해 보아야 한다. 물론 1×RPM에서 진동이 발생된다면 문제가 불평형에 있는지 추력 베어링에 있는지 의문이 생길 것이다. 만일 이 추력 베어 링이 압축기에 설치되어 있다면, 어느 문제에 원인이 있는가를 알아보기 위하여 수행되는 한가지 시험은 압축기의 전부하에서의 진동자료를 취하여 기계가 무부하 로 운전될 때의 자료와 비교해 보는 것이다. 만일 문제가 추력 베어링에 있다면 부하의 감소에 따라 진동이 크게 감소될 것이다. 그러나 불평형에 원인이 있다면 기계 회전수가 아닌 부하만을 감소시켰을 때 1×RPM 진폭은 거의 차이가 없거나 약간만 있게 될 것이다.

8.2 Oil Whirl에 의한 不安定性 (Oil Whirl Instability)

Oil Whirl은 수력학적 저널 베어링에서 가장 일반적인 차동기 불안정성의 원인이 다. 정상적으로 유막은 베어링을 윤활하고 냉각시키기 위해 저널 주위를 유동한다. 그러면서 유막은 저널 표면속도의 50%보다 약간 낮은 평균속도를 발생시킬 것이다. 이것이 그림 10-29에 나타나 있다. 정상적으로 회전축은 주어진 안정 양태각(Attitude Angle)과 편심위치 만큼 수직에서 벗어나 베어링면에서 약간 들려진 상태에서 유압 분 포도의 꼭대기 부근에 있을 것이다. 들어올려지는 양은 회전체의 속도, 회전체의 중 량, Oil 압력에 좌우된다. 회전축이 베어링 중심에서 편심되어 회전됨으로써 부하지지 압력유막을 생성시켜 주는 Wedge로 Oil을 끌어들이게 된다.

만일 회전축이 급작스러운 Surge나 외부 충격과 같은 외란을 받으면 그것은 회전축 의 평형상태로부터 순간적으로 편심을 증가시키게 된다. 이런 현상이 발생되면 축의 이동으로 인해 비워진 공간으로 추가 윤활유가 즉시 채워지게 된다. 이것이 부하 지 지유막의 압력을 증가시키게 하고 유막과 축 사이에 추가 힘을 생기게 한다. 이러한

경우 유막은 베어링 간극 내에서 회전축이 정방향 원운동을 하도록 또한 Whirling Path내에 있도록 실제로 작용할 수 있다. 만일 시스템에 충분한 감쇠력이 있다면 축 은 안정된 정상상태로 돌아가게 될 것이다. 그렇지 않으면 축은 몇몇 매개변수에 의 해 격렬한 운전상태가 될 수 있는 Whirling 운동을 계속할 것이다.



그림 10-29 평면 베어링에서의 유막

Oil Whirl은 다음과 같은 특성을 나타낸다.

① Oil Whirl은 다음 몇 가지 조건에 의하여 일어날 수 있다.

- 가벼운 동력이나 Preload
- 과도한 베어링 마멸 또는 간극
- Oil 특성의 변화(주로 전단 점성력)
- Oil 압력의 증가
- 부적당한 베어링 설계 (때때로 실제 축부하보다 과잉 설계되었을 경우)
 위의 어떤 조건도 외란이 회전축의 초기 처짐을 일으키게 한 후에나 Oil
 Whirl을 일으킬 수 있다.
- ② 종종 기계는 슬리브 베어링의 상태와는 관계없이 외부의 진동가진력이 시스템 내 로 전달되거나 기계 자체의 원인에 의하여 Oil Whirl을 일으킨다. 이러한 경우에 이들 진동가진력은 그 베어링의 Oil Whirl 주파수와 똑같은 주파수를 일으키며, 축 이 Whirl 운동의 상태에 있도록 조정된 주파수에서의 외란의 크기일 수 있다. 이 러한 진동은 배관과 버팀대와 같은 부착 구조물을 통하여 다른 기기로부터 전달될 수 있다. 만일 이러한 현상이 발생되면 주변기기로부터 이 기계를 격리시키거나 발생시키는 기계 자체를 격리시키는 것이 필요하다.
- ③ Oil Whirl은 일반적으로 통상적이 아닌 축회전 rpm의 40%~48%의 범위에 있는 진동 주파수로 쉽게 확인할 수 있다 (순수한 Oil Whirl은 축회전속도의 43%에서

발생된다는 논문도 있지만 축의 불안정성은 1차 임계속도에서 발생한다).

- ④ 그림 10-30은 축이 회전되기 시작한 후 Oil Whirl이 발달되는 과정을 보여준다. 기계의 회전속도가 약 1,800 rpm에서 회전축이 명확하게 Whirl을 시작하고 약 4,000 rpm에 이르기까지 Whirl 상태가 남아 있는 것에 주목하라. 약 4,000 rpm 인 축의 1×RPM에서 Whirl을 이겨내기에 충분한 힘을 일으키는 공진 상태로 들어 가기 시작하는 것에 주목하라. 그러나 기계가 한번 공진 상태를 통과한후 5200 rpm 이상에서 다시 Whirl 현상이 발생하였다.
- ⑤ Oil Whirl은 진동 진폭이 정상적인 베어링 간극의 50%에 달할 때에 극심한 상태 라고 생각되며 이 시점에서 교정 조치가 취해져야 한다.



- ⑥ 일시적인 교정방법은 Oil 온도(즉 Oil의 점도)를 변화시키거나, 부하를 증가시키기 위해 의도적으로 약간의 불평형이나 Misalignment를 주던가, 지지물을 가열하거나 냉각시켜 일시적으로 축정렬 상태를 변화시키던가, 베어링 측면을 Scraping 하던 가, 윤활 Wedge를 교란시키기 위해 베어링 표면에 홈을 파던가, 오일 압력을 변 화시키는 방법 등이 포함된다.
- ⑦ Oil Whirl 문제를 해결하기 위한 좀더 영구적인 교정방법은 적당한 간극을 가진
 새로운 베어링을 설치하던가, 내부 오일 압력댐을 설치하여 베어링에 Preload를

걸어 주던가, 베어링 종류를 Oil Whirl에 덜 민감한 종류(Axial- Groove 베어링, Lobed 베어링, Tilting Pad 베어링)로 완전히 바꾸는 방법 등이 포함된다. Tilting Pad 베어링은 각각의 Pad가 축이 베어링 내에서 중심을 잡도록 압력을 주는 Oil Wedge를 발생시키고 그것에 의해 시스템의 감쇠력과 전체적인 안정성을 증가시키 기 때문에 가장 좋은 선택 중의 하나가 될 것이다.

8.3 Oil Whip에 의한 不安定性 (Oil Whip Instability)

Oil Whip은 Oil Whirl 현상이 일어나기 쉬운 기계에서 발생될 수 있는데 Oil Whirl 주파수가 시스템의 고유진동수(종종 회전체 평형 고유진동수라고도 함)와 일치하 고 고정될 때 발생된다. 예를 들어 그림 10-30을 다시 참조해 보자. 축의 회전속도 가 9,200 rpm이상으로 증가되자 시스템의 1차 고유진동수인 2×에 이르게 되었다. 이 때 rpm의 약 43%인 Oil Whirl이 시스템의 고유진동수와 일치하게 되었다. 이점에서 Oil Whirl은 갑작스럽게 측면의 정방향으로 세차운동을 하는 축의 차동기 진동인 Oil Whip으로 교체되었다. 이점에서 축의 rpm과 관계없이 Oil Whip 주파수는 동일하게 남아 있다. 기계가 12,000 rpm까지 계속 속도가 증가되어도 Oil Whip 주파수는 결코 변하지 않는 것에 주목하라. 축이 Oil Whip 상태가 되면 가장 유력한 동력학적 인자 는 질량과 강성이 되고 진폭은 베어링 간극에 의해서만 제한된다. 교정되지 않은 상 태로 남겨두면 기계 전체에 중대한 손상을 일으키게 된다.

8.4 Dry Whip

Dry Whip은 윤활작용의 부족이나 불량 윤활유의 사용에 영향을 받는 슬리브 베 어링 기계에서 발생된다. Dry Whip이 발생되면 고정체인 베어링과 회전체인 저널 사 이에 과도한 마찰이 일어난다. 이 마찰은 베어링과 다른 기계 요소에 진동을 일으키 게 된다. 이런 종류의 진동을 Dry Whip이라고 부른다. Dry Whip은 또한 베어링 간 극이 적거나 너무 과도할 때도 일어날 수 있다.

Dry Whip의 상태는 젖은 손가락으로 유리면 위를 문지르는 것과 비슷하다. 이것은 축과 구조 물질, 기하학적 측면과 윤활유의 특성에 따라 독특한 주파수를 일으킬 것이 다. 정상적으로 이 주파수는 건조한 상태로 베어링이 회전하여 생기는 것과 유사한 끽끽거리는 소음과 비슷한 것을 발생시키는 아주 높은 주파수이다. 주파수 성분 그 자체는 기계 회전속도의 정수배가 아니다. Dry Whip이 예상될 때는 파멸적인 손상이 일어나는 것을 막기 위하여 재빨리 대처하는 것이 중요하다. Dry Whip이 의심될 때는 윤활유 자체와 윤활체계가 면밀히 검사되어야 하고 베어링들은 적당한 간극을 가지고

있는지를 확실하게 점검되어야 한다.

9. 구름 베어링 (Rolling Element Bearings)

9.1 구름 베어링의 特徵 (Rolling Element Bearing Characteristics)

슬리브(유체) 베어링 기계와 구름 베어링 기계는 베어링이 기본적으로 서로 다르 기 때문에 각각 다른 감시방식과 진단기법을 요한다. 슬리브 베어링 내에서 축을 지 지하는 얇은 유막은 베어링에 대한 축의 상대적인 움직임을 허용한다. Proximity Transducer는 축의 상대적인 움직임을 측정하기 위해 설계되었기 때문에 슬리브 베어 링의 상대 축진동을 측정하기 위한 가장 적합한 변환기다. 그러나, 구름 베어링은 설 계상 간극이 매우 작기 때문에 베어링에 대한 상대 축진동이 크게 발생하지 않는다. 축에서 발생하는 힘은 구름요소(Rolling Element)를 통해 베어링 외륜에 전달되고, 이 는 궁극적으로 베어링 하우징에 전달된다. 이러한 전달 경로로 인하여, 구름 베어링을 가진 기계의 진동감시에 보통 케이싱(베어링 하우징) 측정 방식을 적용하는 것이 일반 적이다(그림 10-31).

구름 베어링과 슬리브 베어링은 매우 다른 진동특성을 가지고 있다. 구름 베어링에서 발생되는 진동신호는 몇 가지 성분을 포함하고 있으며, 그 성분은 베어링 형상, 구름요 소의 수량과 베어링 회전속도와 관련이 있다. 이와 관련한 진동주파수들은 전형적으로 1내지 7배의 요소 통과율(Element Passage Rate [EPx])이며, 새 베어링에서도 발생되 나 진폭은 대단히 작다. 여기서 요소 통과율이란 구름요소들이 베어링의 내륜이나 외 륜의 한 지점을 통과하는 비율이다. 베어링이 손상됨에 따라 이들 주파수에서의 진폭 은 증가할 것이다. 베어링과 관련한 이 신호들을 관찰하므로써 구름 베어링의 진동문 제를 진단하게 되고 베어링에서 어느 부분이 손상되었나를 알게된다. 이러한 정밀진 단은 분석자들의 신용도를 높여 주지만 관리자 입장에서 보면 베어링의 어느 부분이 손상되고 있는가는 필요하지 않고 다만 기계 손상을 막기 위해서는 언제 베어링을 교 체해야 하느냐가 중요하다. 구름 베어링에서 생기는 주파수 성분은 그것이 기계관리 에 반드시 필수적인 것이 아닐지라도 두 가지 이유에서 예측될 수 있다. 첫째 한 요 소에서의 어떤 결함은 다른 요소의 결함을 발생시키기 때문에 베어링 결함이나 관련 주파수 성분은 변한다. 둘째 계산된 주파수는 유지 보수를 예측하고 일정을 계획하는 데 거의 도움이 되지 않는다. 구름 베어링은 베어링 전체를 교체하므로 베어링 손상 의 정도만을 전체적으로 파악하면 된다. 그럼에도 불구하고, 이러한 주파수들은 때때 로 조기 베어링 고장의 근원을 분리해 장기 유지 보수에 대한 목표 관리를 세우는데

도움을 줄 수 있다. 구름요소 베어링에는 몇 가지 형태(Ball, Cylindrical, Spherical, Tapered 및 Needle)가 있다(그림 10-32). 이들 구름 베어링은 형태에 관계없이 Cage 내에서 보통 고정되는 구름요소에 의해 분리된 내륜 및 외륜을 포함한다. 기계적인 결함은 이러한 구성요소 어디에서든지 진행될 수 있다. 베어링 기본형상과 관계되는 주파수 성분은 베어링이 회전할 때 생성된다.













Cylindrical roller bearing Spherical roller bearing



Tapered roller bearings



그림 10-32 구름 베어링의 형식

9.2 Spike Energy와 Shock Pulse

초음파 계측기는 대략 25,000~100,000 Hz(1,500,000~6,000,000 cpm) 주파수 범위 내에서 에너지 크기를 측정하도록 설계되어있다. 여기에는 Spike Energy와 Shock Pulse가 포함된다. 이들 두개의 변수들은 각각 1970년도에 개발되었고, 설치 된 진동변환기 자체의 공진 주파수에서만 고주파수의 문제점 근원에 대해 기계적 및 전기적으로 응답하도록 설계되어 있다. Spike Energy와 Shock Pulse에 대한 유효범 위는 그림 10-33에 나타낸 바와 같이 5,000~50,000 Hz이다. Spike Energy 측정용 으로 현재 우수한 가속도계는 약 30,000 Hz의 고유주파수를 가진다. 유사하게 Shock Pulse 변환기내에 있는 기준질량은 대략 32,000 Hz의 공진 주파수에서 응답하도록 설 계되어 있다.

이런 기술들은 모두 규정대로 측정한다면 가치 있고, 베어링 마멸의 초기단계를 검 출하는 유용한 도구로써 쓰일 수 있음이 증명되어 있다. 베어링이 처음 마멸하기 시 작할 때 그들은 부품들(구름요소, 베어링 Race 및 Cage) 자신의 고유진동수를 가진하 기 시작한다. 이들 고유진동수들의 한 Set는 500~2,000 Hz(30,000~120,000 cpm) 의 범위 내에 집중되어있다. 다른 한 Set는 SPM 및 Spike Energy 변환기의 고주파수 부근의 초음파 주파수 이내에 있다. 따라서 초기 마멸이 구름 베어링 내에서 시작할 때 베어링 부품들은 충격이 가해지기 시작하여 SPM 및 Spike Energy 변환기의 고유 진동수를 가진하는 것과 같이 자신들의 고유진동수도 가진 한다. 초음파 응답을 발생 시키는 기본적인 결함 Mechanism은 다음 사항을 포함한다.

- ① Misalignment, 과부하, 부적절한 Sealing 및 부적합한 조립에 기인한 피로 또는 과 도한 응력으로부터의 미세조각 및 균열
- ② 불충분한 윤활에 의한 표면의 거칠기
- ③ 베어링을 통하여 전류가 흘러 생긴 경질입자에 의한 Micro Pitting에 의한 표면의 움푹 파임.

Spike Energy의 경우 가속도계는 30,000 ^{Hz}의 설치 고유진동수를 가지도록 설계되 어 왔다. 베어링으로부터의 Sharp Pulse 및 광대역 불규칙한 초음파 가진은 가속도계 설치가 Stud-Mounted, Magnetic-Mounted 또는 Probe-Mounted 어느 것이든지 가속 도계의 고유주파수를 가진하게 된다(분명히 Stud-Mounting은 가장 높은 Spike Energy 크기와 가장 반복성 있는 결과를 준다). 그러나 이들 3가지 Mounting 모두가 Spike Energy 값을 제공한다. 측정자가 Stud로부터 Magnet 또는 Probe Mount로 이동할 때 진동측정 질의 결과에 어떤 일이 발생하는가를 생각하면 다소 의문점이 생긴다. 그러 나 초음파 고유진동수 Set를 나타내는 구름 베어링에서 취한 경험적인 자료에 의하면

이 Set는 "Free-Free" 상태에서나 기계에 설치된 베어링에서나 별 차이가 없음을 보여 주고 있으며 이러한 현상은 Spike Energy의 경우에도 같이 나타난다. 비전문가들은 Spike Energy는 들어오는 초음파 진동이 가속도계의 고유진동수를 가진하고, 이것이 다시 전자적으로 조정되고 여과된 전기적인 전압응답이 발생하여 최종적으로 충격 에 너지로 전환될 때 발생한다고 설명한다. 이 충격 에너지는 들어오는 충격속도에 비례 한다. 이것은 아마도 마찰측정 변수로는 가장 좋은 생각일 것이다.

높은 주파수에서 작용하는 이들 Pulse는 구조물을 통하여 신속하게 전파한다. 베어 링의 경우 이들 탄성파 Energy Pulse는 베어링 및 주변의 구조물을 통하여 철에서의 음파 즉, 탄성파 (17,549 ㎞/hr)의 속도인 거의 4,880 m/sec 속도로 전달한다. 이 충 격파가 2개의 재질 즉, 구성품의 접촉면에서 만날 때 많은 Energy를 상실한다. 이 접 촉면은 Bearing Outer Race와 그 하우징 사이 또는 하나의 기계 부품과 이를 조인 부 품 사이의 영역이다. 이들 초음파가 접촉면과 만날 때 에너지의 일부는 통과하고 또 일부는 반사된다. 반사된 에너지량은 여러 인자들에 따라 다르다. 즉, Pulse의 예리 함, 경계면에서 금속간의 차, 진동 Source들이 어떻게 촘촘히 서로 일치하는가에 따라 다르다. 일반적으로 전형적으로는 에너지의 대략 60%~80%가 각 접촉면에서 반사된 다. 따라서 이것은 측정 초음파 변환기를 가능한한 베어링에 가까이 설치하는 것이 왜 중요한지를 설명하고 있다.

이 에너지 손실은 취약점으로 간주되지만 장점도 가지고 있다. 예를 들면 베어링이 손상 되었을 때 그 진동의 대부분은 이 베어링 내에 존재 할뿐 아니라 다른 구조물이 나 베어링으로도 전달된다. 한편 초음파 에너지는 상당히 국한되어 있어 문제점을 가 지는 특정 베어링을 격리하기가 쉽다.

여기서 Spike Energy와 Shock Pulse는 베어링 마멸에 응답 할뿐만 아니라 다음 사 항들 각각에 대하여 초음파 측정에도 응답한다는 사실을 아는 것이 중요하다.

- 베어링 마멸
- 케비테이션
- 베어링 윤활
- Rotor 또는 Seal Rub
- 벨트의 끽끽거리는 소리 Gear Meshing
- Guard와의 Sheave Rub 증기 및 고압공기의 흐름
- 기계부품의 충격 가진 (예: 왕복동 기계에서의 Valve)

초음파 측정은 이들 모든 문제점들에 응답하기 때문에 보다 널리 사용된다. 어떤 경우에는 그 문제점이 베어링으로부터 기인된 것인지 아니면 위에서 언급한 여러 진동 원에 의해 기인된 것인지 혼동이 된다. 그러나 초음파 에너지는 신속하게 방산 된다

는(대단히 국한된다는) 사실을 알고 있으면 문제점을 진단하는데 도움이 될 수 있다. 예를 들면 펌프의 경우에 만일 Spike Energy가 양쪽 베어링에서 높으면 케비테이션이 나 Seal Rub가 발생하고 있을 가능성이 높다. 만일 운전원이 자갈 소리 같은 것을 듣 는다면 이는 케비테이션의 경우가 매우 유력하다. 한편 동일 펌프에서 Spike Energy 가 그 베어링중 한 곳에서만 높았다면 이 베어링에서 마멸 또는 윤활상의 문제일 가능 성 있음을 시사한다.

마지막으로 초음파 측정은 다음 사항에 대해서는 응답하지 않는다는 것을 아는 것도 중요하다.

• 불평형

• Misalignment

• 전기적인 문제점

- 축의 휨
- 편심 로터

- 공진
- 구조물 이완 또는 취약 맥놀이 진동

Shock Pulse나 Spike Energy가 위의 문제점들에 응답하지 않는 이유는 이 문제들은 보다 낮은 주파수 진동을 일으키는 경향이 있기 때문이다. 그림 10-33에서 보는 바 와 같이 SPM이나 Spike Energy는 유효범위인 5,000 Hz(300,000 cpm) 이하에서는 확 인하지 못하지만 베어링 윤활, 케비테이션 및 Rub와 같은 문제들을 찾아내는데는 대단 히 유용하다.

이러한 기술들도 또한 어느 정도의 불리한 점을 가지고 있다. Shock Pulse의 경우 Bearing Bore와 rpm(또는 베어링 형식과 수량)은 참고기준으로써 반드시 알아두어야 한다. Shock Pulse 계측기는 통상 초음파 측정만 하기 때문에 보다 낮은 주파수의 문 제점을 나타내는 진동값(특히 여과된 진동 스펙트럼)을 얻기 위해서는 또 다른 계측기 가 필요하다. 또한 Shock Pulse 계측기는 예방정비 Software에 아직은 포함되어 있지 않기 때문에 하나의 경향분석도표에서 진동과 Shock Pulse 값들을 직접 비교할 수 있 는 PMP Software에 이 측정치들을 저장하고 경향분석을 하기 원한다면 이 값들은 이들 Program내에 수동 입력시켜야 한다(그러나 SPM은 Shock Pulse 값 자체만을 경향분석 하기 위한 Software는 있다).



그림 10-33 Spike Energy와 Shock Pulse에 대한 일반적인 주파수 응답. Spike Energy의 경우 이의 단점의 하나는 특정 가속계만을 사용하여야 참값을 얻을 수 있고, 증기가 있는 곳에서 Spike Energy 값을 취할 때 증기 자신이 다양한 값을 발 생시킬 수 있다는 것이다.

한편 Shock Pulse와 Spike Energy 값은 측정시마다 동일한 점에서 값을 취해야 한 다(만일 그렇게 하지 않으면 경향분석이 변화해 버린다). 이렇게 함으로써 측정시마다 자료의 정도, 신뢰도 및 반복성을 향상시킨다. 또한 그 값이 Magnet 또는 Stud Mounted 대신 손으로 잡아 취해진다면 측정자에 의해 변환기에 가한 힘으로 다소 더 높게 또는 더 낮게 지시될 것이다. 이 두 경우에 만일 값들을 Stud Mounted 위치에 서 취할 수 있다면 그 경향은 상당히 개선될 수 있을 것이다. Spike Energy 값은 Stud Mount 보다는 못하지만 Magnet Mount를 사용하여도 좋은 반복성을 가진다는 것이 증명되었다.

어느 경우든 초음파 측정은 고속기계나 고주파수 진동원 (구름 베어링, 기어 등)을 가지는 저속기계에 추천되고 있다. 이것은 특히 초기 단계에 때로는 다음 단계에서도 달리 눈에 띄지 않은 많은 문제점을 찾아내는데 대단히 유용하다. 베어링의 경우 이 들 도구중 어느 것도 성능감소 4 단계중 첫 번째 단계에서 문제점을 찾아 낼 수 있다. 마지막으로 이들 초음파 변수의 각각에 대하여 개발된 Severity Chart가 있다. 그림 10-34 및 10-35는 Spike Energy와 Shock Pulse 각각에 대한 Severity Chart 예 이 다.



Unfiltered	Shock	IFD	IRD	Severity Level		
Vibration Velocity	Acoustic Emission	Microlog HFD	Spike Energy	and Alarm Status		
Inches/Second Peak	dB	G-S	G-SE			
1.5+	50+	5.0+	3.0+	Danger (Shutdown)		
.75 - 1.49	40 - 49	3.0 - 4.99	1.50 - 2.99	Very Rough (Alert)		
.4074	30 - 39	1.50 - 2.99	.80 - 1.49	Rough (Alert)		
.2039	20 - 29	.75 - 1.49	.4079	Fair (Acceptable)		
.1019	10 - 19	.3074	.2039	Good (Acceptable)		
.0109	1-9	.0129	.0119	Smooth (Acceptable)		

그림 10-35 구름 베어링을 가지는 기계에 대한 진동과 IFD 일반허용 도표

9.3 High-Frequency Acceleration (HFD)

고주파수 가속도 측정은 초음파 측정과 유사하지만 실제로는 서로 다른 측정이 다. 실제로는 제목에서 의미하듯이 약 30,000 Hz(1,800,000 cpm)까지의 고주파수 범 위에서 일어나는 가속도 진동측정이다. 주로 이 고주파수 측정은 HFD³으로 나타낸다. 그림 10-35는 Spike Energy와 Shock Pulse의 값과 HFD의 값을 비교한 값이다. 일반 적으로 HFD 크기는 Spike Energy 크기의 약 2배 임을 명심하라.

HFD 값을 Shock Pulse와 Spike Energy 값과 구별하는 것은 HFD가 일반적으로 초

음파 측정이 아니고, 단지 구역화한 가속도 측정이라는 것이다. 초기에는 HFD는 약 5,000 Hz와 20,000 Hz 사이로 구분되었다. 최근에는 어떤 제작자는 사용자 스스로 HFD의 하한값을 규정하고, 상한값을 약 30,000 Hz까지 증가시켰다.

이러한 경우 어떤 사용자들은 낮은 차단 주파수를 1,000 Hz에서 5,000 Hz까지 낮게 규정하였고 높은 차단 주파수는 3,000 Hz에서 20,000 Hz까지 높게 규정하였다. 어떤 제작자들은 구름 베어링 상태에서 보다 높은 감도를 취하기 위하여 약 30,000 Hz까지 높은 차단 주파수를 증가시켰다.

여기서 아주 중요한 사항은 분석자는 HDF 측정이 반복적이고 보다 신뢰성을 확보하 기 위하여 의식적으로 동일한 분석기, 변환기 및 변환기 지지대(바람직한 것은 Magnetic, Stud Mount)를 사용해야 한다는 것이다.

9.4 Spike Energy Measurements

Spike Energy란 "짧은 시간 동안에 금속간의 충격 및 구조물을 통하여 전달되는 불규칙 진동에 의하여 생기는 진동 에너지"라고 정의 되어왔다. 다음 내용은 Spike Energy 측정이 구름 베어링의 상태를 평가하는데 얼마나 유용한지를 보여준다.

베어링은 가장 정밀하게 만들어진 부품 중의 하나이므로 좋은 베어링의 진동의 크기 는 다른 기계 부품보다도 아주 낮아야 한다. 베어링 결함 진전의 초기 단계에서는 베 어링 진동은 다른 부품에 의한 진동에 파묻힐 만큼 아주 낮다.

여기서 중요한 점은 진동속도나 가속도의 Overall 즉, Filter Out 측정으로는 베어링 상태가 임계점에 이를 때까지는 결함의 특성을 때로는 보여주지 못한다는 것이다. 그 래서 총진동의 측정이나 감시로는 진전되고 있는 베어링의 문제점들에 대한 충분한 경 고가 되지 못한다.

그림 10-36에서와 같이 베어링 Raceway 또는 Rolling Element 상의 결함은 베어링 부품간에서 간헐적인 충격의 원인이 된다. 이들 짧은 충격은 여러 베어링 부품들의 공진 주파수들을 여기한다.

그림 10-36 결함 베어링에 의한 Spike Energy의 모양

또한 Spike Energy를 측정하도록 진동계를 조정하여 놓으면 5,000 Hz(300,000 cpm)이하의 어떤 잔류 주파수 성분도 배제하는 High-Pass Filter를 받아들인다. 따라 서 기계의 불평형이나 Misalignment와 같은 문제점에 의한 진동 증가로 인하여 Spike Energy 값의 증가 원인이 되지 않는다. 환언하면 이런 계측기의 Spike Energy Mode 는 결함 베어링의 특성인 충격과 불규칙 진동력에 응답하도록 설계되어 있다.

그림 10-37은 기계 표면에 부착한 가속도계이다. 베어링 충격에 의한 에너지는 여 러 통로를 지나 기계 바깥 표면으로 전달된다. 가속도계 Pickup에서 이 신호의 진폭 은 아주 낮지만 Spike Energy 계측기의 특수한 신호처리 회로가 있어 이 신호를 수치 로 전환할 수 있다. 이 값은 g-SE 단위로 표현된다

Oscilloscope 상에서 시간파형으로 베어링 진동을 관찰하여도 특정 베어링 주파수들 을 검출할 수 있다. 그림 10-38의 시간파형은 Inner Raceway상에 이미 알고 있는 결함을 가진 베어링으로부터 취한 것으로 구름요소가 결함부를 통과할 때 화면에서 분 명히 볼 수 있는 Spike를 일으킨다. 그리고 화면의 주기를 기록하면 진동주파수도 쉽 게 구할 수 있다. 이와 같이 진동주파수를 구하면 이것과 베어링의 계산 회전 주파수 와 비교할 수 있다.

Oscilloscope 화면에 나타난 진동신호는 Inner Race상의 결함이 회전하기 때문에 진 폭이 변화하며 따라서 베어링에 설치된 진동 Pickup에 관하여 그 위치도 계속 변화한 다. 진폭의 변화는 규칙적인 정현파로 나타나기도 하고 또한 다소 불규칙하게 나타나 기도 한다.



그림 10-37 베어링 결함은 진동(Spike Energy)을 일으킨다.



그림 10-38 베어링 결함의 Oscilloscope 화면

(1) 측정 절차

Spike Energy의 측정 이력이 없는 기계에서는 베어링 상태의 변화를 Tracking 이나 Trending한 값을 사용한다. Spike Energy 값과 베어링 고장간의 상호관계는 실 경험에 의해 확립되어야 한다. 이 상관관계가 일단 확립되면 실제 베어링 상태를 알아 내기 위한 Spike Energy 측정치의 사용 기준을 가지는 것이 된다.

어떠한 경우에도 Spike Energy 측정 기준치만으로 기계를 정지하는 것은 추천할 수 없다. 가속도나 속도와 같은 다른 진동변수를 적어도 하나를 검토한 후에 판단을 해 야 한다. 그 이유는 기계의 운전조건의 변화에 따라 주기적인 Spike Energy 측정치가 크게 변화할 수 있기 때문이다. 베어링 결함뿐만 아니라 증기량, 난류, 고압 공기량 및 케비테이션도 Spike Energy 신호를 발생시킨다. 따라서 이들 운전변수의 변화도 측정한 Spike Energy 신호들의 변화를 일으킬 수 있다.

예를 들면 베어링에서 Spike Energy 값의 갑작스런 증가는 긴박한 고장을 나타내는 것이라고 믿게 된다. 그러나 진동 가속도나 속도 측정치가 크게 증가하지 않은 것으 로 나타나면 갑작스런 Spike Energy 값의 증가는 베어링의 변형이라기 보다는 기계 운 전상태의 변화(예를 들면 케비테이션)의 결과일 수도 있다.

기계상태를 판단하는 제2의 기준 선택은 기계의 기능에 따라 다르다. 고속기계는 진 동력에 의해 쉽게, 크게 영향을 받으므로 가속도 측정이 훌륭한 지침이 된다. 상대운 동이 운전에 영향을 미치는 저속기계에서는 변위가 Spike Energy에 대한 후비 측정으 로 좋다.

(2) Pickup 설치 방법

Spike Energy 측정치의 정확성 및 반복성을 확실히 하기 위해서는 어떤 필요조 건을 만족시키는 것이 특히 중요하다. 이런 관점에서 Pickup 설치시 사용되는 기술이 특히 중요하다. 그림 10-39는 여러 가지 설치방법을 그린 것이다.



Stud Mounting(또는 강력 접착제로 부착)은 기계표면에 가속도계를 부착시키는 유효 한 방법이다. 이 기술의 주된 이점은 기계로부터 Pickup으로 낮은 진폭, 높은 주파수 진동을 전달하는 최상의 경로가 된다는 것이다. 그러나 이것은 부착을 신속하게 할 수 없기 때문에 주기적 점검용으로는 일반적으로 적합치 않다.

다른 방법으로 Magnetic Holder를 사용하는데 이것은 주기적 점검용으로 사용하기 에는 보다 단순하지만 기계와 가속도계간의 진동 Energy 손실이 다소 있다. 따라서 동일 위치에서 Stud Mounting으로 측정한 Spike Energy 값보다는 낮을 수 있다. 반 복성을 유지하기 위해서는 측정할 때마다 정확히 동일한 위치에 Magnetic Holder를 위치시키도록 주의를 기우려야 한다.

세 번째 방법으로는 Hand-Held Probe를 사용하는 것이다. Spike Energy 값은 통 상 앞의 2가지 방법보다는 낮다. 이것은 주로 Probe의 감쇠 때문이다. 또한 주기적 점검시 값의 반복성은 Probe를 제자리에 일관성 있게 위치시키느냐에 따라 다르다. Hand-Held Probe는 다른 방법을 사용할 때보다도 베어링에 아주 가깝게 위치시킬 수 있는 이점을 가지고 있다.

Pickup 설치방법을 포함하여 동일 조건하에서 값을 취하지 않는 한 동일 위치에서 측정한 Spike Energy 값이라도 비교해서는 안된다.

측정시마다 정확히 동일 위치에 가속도계를 부착시키는 것이 중요하다. 부착되는 가속도계 주위에 Paint로 원을 그려 놓으면 다음 측정시 동일한 위치에 다시 부착하는 것이 쉽다.

측정되는 표면은 청결하고 이물질이 없어야 한다. Paint나 Grease 같은 표면의 재

료는 가속도계 밑에서 Spring 역할을 하므로 공진 주파수를 낮추며 고주파수의 Spike Energy 진폭을 감소시킨다. 또한 표면은 가속도계가 부착됐을 때 떨리지 않도록 평평 해야 한다. Stud Mounting을 사용할 때 그 축이 표면에 직각이 되도록 하여 가속도계 도 표면상부에서 직각이 되도록 해야 한다.

가속도계와 설치표면 사이에 Silicon Grease나 윤활유를 약간 도포 한다. 이렇게 함 으로써 강성 및 비압축성 층이 형성되어 고주파수 진동이 전달된다. Magnetic Holder를 사용할 때 설치표면에 Oil을 약간 도포하면 고주파수 전달이 개선된다.

9.5 구름 베어링의 振動 特性

(Vibration Characteristics of Rolling Element Bearing)

9.5.1 로터의 振動 領域 (Rotor Vibration Region)

로터와 관련된 진동은 보통 축회전 속도의 1/4×에서 3×RPM 범위인 로터 진동영역에서 발생하며, 속도나 변위계로 측정한다. 많은 구름 베어링의 고장은 로터 와 관련된 이상상태(예로 불평형, Misalignment 또는 로터의 불안정)가 직접적인 원인 이 된다. 로터와 관련된 이상상태는 베어링의 과부하 그리고 이로 인한 고장을 방지 하기 위하여 교정되어야 한다. 1,200~3,600 rpm으로 운전되는 대부분의 일반기계들 은 5 Hz~180 Hz(1,300 cpm~10,800 cpm) 사이에서 로터와 관련된 진동신호가 발생 된다. 따라서 진단 시스템은 이러한 주파수 영역을 감시할 수 있어야 한다. 그렇지 않으면 로터와 관련된 고장은 감지되지 않은 채 계속 남아 있을 수 있고, 베어링은 계 속 손상되어 주기적인 교체가 이루어져야 할 것이다.

9.5.2 初期 Spike 領域 (Prime Spike Region)

초기 Spike 영역은 내륜 또는 외륜의 결함 부위를 구름요소가 통과함으로써 발생되는 베어링 주파수를 포함하는 진동 주파수 영역이다. 이들 주파수는 베어링의 형상과 속도에 관계되고 보통 구름요소 통과 주파수의 1내지 7배이다. 이 영역에 있 는 진동은 가속도계, 속도계 및 변위계로 효과적으로 측정될 수 있다. 모든 베어링 고장의 약 90%는 내륜 또는 외륜의 흠과 관련된다. 나머지 10%가 구름요소의 흠 또 는 Cage의 흠과 관련되며 이 경우는 로터 진동 영역 내에 있는 주파수를 발생한다. 탁월한 베어링 고장 주파수 주변의 주파수 대역을 설정하고 로터와 관련한 진동 주파 수를 Filtering함으로써 베어링 상태를 보다 더 잘 감시할 수 있다.

9.5.3 高周波數 領域 (High Frequency [Spike Energy] Region)

고주파수 영역은 5,000 ^{HZ}로부터 25,000 ^{HZ}까지의 주파수를 포함하고 가속 도계로 측정된다. 고주파수 영역 측정은 베어링 고장의 기본변수는 아니다. 만일 베 어링 고장을 발견하기 위해 고주파 영역을 측정한다면 로터진동 영역과 초기 Spike 영 역에서 측정한 것에 대한 보충자료로서만 이용되어야 한다. 세부사항은 앞에서 언급 한 9.2 및 9.3항을 참조할 것.

9.6 缺陷 구름 베어링에서의 振動 스펙트럼 形態 (Types of Vibration Spectra Caused by Defective Rolling Element Bearings)

9.6.1 不規則한 超音波 周波數 (Random, Ultrasonic Frequencies)

대략 5,000 Hz에서 60,000 Hz 범위에 있는 초음파 주파수의 측정은 다양한 기술과 여러 가지 계측기로 행해지는데 여기에는 Spike Energy, HFD 고주파수 가속 도, Shock Pulse 측정 등이 있다. 이들 각각은 최종 손상이 발생할 때까지 설치시부 터 베어링 건강상태를 탐지할 수 있는 초기 손상검출 매개변수이다. 일반적으로 이들 이 주는 전체값은 베어링의 건강상태를 평가할 때 고려되어야 할 정보를 제공한다. 그러나 진동 스펙트럼 자료에서 제공되는 정보에 비중을 더 두어야 한다(그림 10-34 및 10-35 참조).

9.6.2 베어링 部品의 固有 振動數

(Natural Frequencies of Bearing Components)

설치된 구름 베어링 부품의 고유진동수는 대략 500~2,000 Hz(30,000~ 120,000 cpm) 범위에 있다. 구름 베어링의 경우 Raceway 상의 흠에 구름요소가 충 격을 가하여 고유진동수를 발하게 된다. 실제로 베어링 부품의 고유진동수는 30,00 0~120,000 cpm 영역에 있지만 어떤 것은 다른 것보다 훨씬 탁월한 진동을 가진다. 따라서 결함이 미세 크기를 넘어서 진전되면 고유진동수를 가진하기 시작한다. 결함 이 약화됨에 따라 충격력이 더 커져 고유진동수에서의 진폭이 더 크게 응답한다. 결 국, 마멸이 진전함에 따라 고유진동수들 주변에 많은 주파수들이 나타나는데 이들 대 부분은 이들 고유진동수의 1×RPM 측대파이다. 그러나 때로는 Peak 진폭이 1×RPM 측대파가 아니고 베어링 결함 주파수로 일정한 간격을 가지는 경우가 있다.

이들 베어링 부품의 고유진동수에 대한 한가지 중요한 점은 회전속도와 무관하다는 사실이다. 즉, 축이 저속으로 회전하던지 고속으로 회전하던지 간에 고유진동수는 항 상 동일한 주파수를 유지한다. 그러나 진폭은 충격속도에 비례한다. 즉, 회전속도가

증가함에 따라 통상 진폭은 더 커지게 되는 것이다.

9.6.3 缺陷 周波數 (Defect Frequencies)

여러 해에 걸쳐서 구름 베어링 내부의 결함을 찾아내는데 도움을 주는 일련 의 공식들이 개발되었다. 이 공식은 구름 베어링의 Inner Race, Outer Race, Cage 그리고 Ball 자체의 결함을 구분하여 추적할 수 있게 만들어 졌다. 이 식은 베어링의 기하학적 상태와, Ball(또는 Roller)의 개수 그리고 베어링의 회전속도에 근거를 두고 있다. 그림 10-40에 4개의 베어링 결함 주파수에 대한 계산공식을 수록하였다. 이 식들을 자세히 살펴보면 주파수들 간에 서로 독특한 연관관계가 있음을 알 수 있다.

이 공식은 외륜은 고정되어 있고 내륜은 축과 함께 회전하는 경우이다. 만일 축과 함께 외륜은 회전하고 내륜이 고정된 경우라면 앞의 Ball Spin 주파수 공식의 괄호 내 에 있는 (-)부호를 (+)부호로 바꾸면 된다. 이 경우에 N_b×FTF는 BPFO 보다는 BPFI 와 같고 FTF는 약 0.55[~]0.65×RPM 이다.

베어링 치수는 모르지만 Ball이나 Roller의 개수를 알면 다음 공식(그림 10-41)으로 개략적인 주파수를 알 수 있다.

베어링 결함 주파수를 알고 있으므로 해서 얻는 장점은 다음과 같다. 동일 기계에 서 두 가지 형태의 베어링을 채택하고 있는 경우 외측 베어링과 내측 베어링을 분리해 서 평가할 수 있다. 예를 들어서 어떤 기계의 외측 베어링은 6203을 사용하고 있고 내측 베어링은 6204를 사용했다고 가정할 때 이 두 베어링은 서로 완전히 다른 베어 링 결함 주파수(Outer Race 주파수만을 서로 비교해 보면 6203 베어링은 4706 cpm 이고 6204베어링은 5509 cpm)를 나타낸다. 또한 이들 베어링의 어느 부분에서 손상 이 진행되는 지도 판단할 수 있고, 이들 손상이 어떻게 열화되어 가고 있는지도 추적 할 수 있다.

Inner Race Defect = BPFI =
$$\frac{N_b}{2}(1 + \frac{B_d}{P_d} COS\Theta) \times RPM$$

Outer Race Defect = BPFO = $\frac{N_b}{2}(1 - \frac{B_d}{P_d} COS\Theta) \times RPM$
Ball(or Roller) Spin = BSF = $\frac{P_d}{2B_d}[1 - (\frac{B_d}{P_d} COS\Theta)^2] \times RPM$
Cage Defect = FTF = $\frac{1}{2}(1 - \frac{B_d}{P_d} COS\Theta) \times RPM$
 $\Rightarrow 71 \text{ Å}, N_b$ = Ball 이나 Roller의 개수 = BPFI + BPFO
B_d = Ball 이나 Roller의 지름 (mm)
P_d = 베어링 피치 지름(mm)
 $\Theta = 접촉각(Degree)$
BPFO = $N_b \times FTF$
FTF = 0.35 - 0.45×RPM

그림 10-40 구름 베어링 결함주파수 공식

Inner Race Defect = BPFI = $(\frac{N_b}{2} + 1.2) \times RPM$ Outer Race Defect = BPFO = $(\frac{N_b}{2} - 1.2) \times RPM$ Ball(or Roller) Spin = BSF = $\frac{1}{2}(\frac{N_b}{2} - \frac{1.2}{N_b}) \times RPM$ Cage Defect = FTF = $(\frac{1}{2} - \frac{1.2}{N_b}) \times RPM$ 여기서, N_b = Ball이나 Roller의 개수

그림 10-41 구름 베어링 결함 주파수 공식

9.6.4 周波數의 合과 差 (Sum and Difference Frequencies)

베어링에 하나의 결함이 발생하면 결함 주파수가 생기며 열화하기 시작한 다. 결함이 성장하면 베어링 내에 다른 결함을 일으키게 할 수 있다. 이렇게 되면 다 른 주파수가 발생하며 다양한 형태가 생기게 된다. 어떤 주파수들은 다른 주파수와 더해지기도 하고 빼 주기도 한다. 실제로 특정 결함에 대한 기본 주파수는 결코 발생

하지 않는다. 그것이 나타나면 이 결함 주파수는 이미 존재하고 있는 다른 주파수들 에 측대파로써 작용한다. 예를 들면 Cage 주파수 자체는 대략 0.35×에서 0.45×RPM 인 자신의 기본 주파수에서는 통상 발생하지 않는다. 대신 Cage 주파수 자체는 Race 주파수(BPFO 나 BPFI)나 Ball Spin 주파수의 측대파로 나타난다(그림 10-42). 어떤 경우에는 베어링 결함 주파수가 베어링 이외의 다른 진동원에 의해 발생한 주파수들을 변조시키기도 한다.



9.7 缺陷 周波數 特性 (Defect Frequency Characteristics)

(1) 베어링 缺陷 周波數와 다른 振動 周波數와의 差異點

구름 베어링의 결함 주파수는 다른 진동 원인의 주파수와 분리해서 관리해야 한다. 만약 베어링 관련 주파수가 나타났다면 이는 베어링에 문제점이 생기고 있다는 신호라고 보아야 한다. 베어링 문제는 베어링의 파손에 의해 발생할 수도 있지만 때 로는 불충분한 윤활에 의한 금속간의 접촉을 일으키고 있거나, 오일(또는 Grease)에 의한 손상, 베어링에 비정상적인 과다한 외력의 작용 등의 문제일 수 있다. 이때는 베 어링의 수명을 연장시키기 위해 시급히 오일의 보충, 교체, 외력의 해소 등이 조치되어 야 한다. 1×RPM과 같은 공통적인 주파수는 Balance나 Alignment가 양호하든, 양호 하지 않든 간에 항상 나타나게 된다. 베인 펌프에서는 베인 통과 주파수가 어느 정도 의 진동치를 가지고 항상 나타나게 된다.

기어에서는 작은 진폭이라도 기어 이빨 수×RPM의 진동을 항상 수반하게 된다. 그 러나 이러한 주파수들은 항시 문제점이 발생될 때 나타나는 것이 아니라는 점에서 베 어링 주파수와는 구분되어 취급되어야 한다.

즉, 이들 주파수들은 문제가 발생되지 않아도 나타날 수 있으나, 베어링 결함 주파수 는 베어링에 문제가 있어야만 나타나게 된다.

(2) 베어링 결함 주파수는 운전속도의 정수배가 아니다

앞에서 보았던 그림 10-40과 10-41의 식들을 주의 깊게 관찰하면 베어링 결

함 주파수는 운전속도의 정수배가 아님을 알 수 있다. 대부분의 회전체에서 진동 원 인의 대부분은 회전속도의 정수배의 진동주파수로 이루어지며, 주파수가 회전속도의 정수배가 아닌 것은 구름 베어링의 결함, 기어의 결함, Blade의 결함 등에서 한정적으 로 발생된다.

이는 구름 베어링의 규격을 전혀 알 수 없는 기계의 진단 시에 많은 도움을 준다.

(3) 외륜과 내륜의 결함시의 주파수 특성

a. 외륜과 내륜의 주파수의 합 = 베어링 Ball Pass 주파수

그림 10-40과 10-41의 식들을 보면 베어링의 내외륜의 주파수와 Ball의 개수 에 관련하여 흥미 있는 사실을 알 수 있다.

외륜과 내륜의 주파수를 합한 것(BPFO+BPFI)에 rpm을 곱하면 Ball의 개수×RPM과 같다는 것을 알게 된다.

그러나 실제적으로는 GMF(기어 잇빨수×RPM), Blade 통과 주파수와 유사한 Ball 의 개수×RPM 주파수는 거의 나타나지 않는다. 그러나 외륜과 내륜 Race 주파수는 매우 잘 나타난다.

b. 외륜과 내륜의 진폭 관계

일반적으로 Casing에서 진동을 측정할 경우 외륜주파수의 크기는 내륜주파수의 크기에 비하여 더 크게 나타난다. 이것은 진동 변환기가 외륜에 더 가까이 있기 때문이다.

더욱이 내륜 주파수 신호가 진동 픽업에 도달하는 경로를 보면 내륜결함 신호는 회 전하고 있는 구름요소를 통과해야 하고 이때 진동감쇠 및 간섭으로 인하여 외륜 진동 신호에 비하여 작게 나타날 것이다. 이와 반대로 Shaft Rider로 축 진동을 측정하면 내륜 진폭이 외륜 진폭보다 크게 나타나게 된다.

따라서 베어링의 결함이 내륜 한곳에만 있다면 주파수 진단만으로 이들 결함을 찾아 내기가 어렵다. 왜냐하면 진폭이 작게 나타나고 주파수가 계산상의 결함 주파수와 차 이가 있을 수 있기 때문이다(이는 특히 내륜이 축에 끼워져 함께 회전하는 형태의 베 어링에서 많이 발생함).

또 외륜이나 내륜중 한곳에만 결함이 발생했을 경우 단일 Race 주파수만 나타날 것 이다. 그러나 원주 주위에 결함이 생기기 시작하면 Race 주파수에 해당하는 많은 조 화 주파수가 나타난다.

Raceway에 생긴 손상이 점차 커지게 되면, Race 주파수의 진폭은 다소 증가하는 것이 보통이다. 그러나 이들 손상에 대한 보다 큰 척도가 될 수 있는 것은 베어링 주

파수의 조화 성분과(특히 BPFO 주파수), Race 주파수 위·아래에 출현하는 1×RPM의 측대파 주파수들이다.

c. 결함 베어링에서의 측대파 주파수

일반적으로 베어링 문제 발생시, Ball(또는 Roller)이나 Cage로 결함이 진전되 기 전에 처음으로 결함을 나타내는 곳이 Race 부분이다.

즉, 외륜과 내륜의 Race 주파수가 Ball Spin 주파수보다 먼저 나타나게 되며 시간이 경과함에 따라 보통 Cage 주파수는 기본 주파수 단독으로 나타나던가 또는 다른 주파 수의 측대파로 나타나게 된다.

마찬가지로 Ball Spin 주파수도 종종 외륜 또는 외륜의 Race 주파수의 측대파로 나타나게 된다.

구름 베어링에 대한 주파수 분석을 실시할 경우 관심을 두어야 할 부분은 진동의 크기 가 아니라 주파수 성분이다. 사실 베어링 주파수 자체의 크기는 베어링의 상태가 악화됨에 따라(특히 이들 손상이 외륜과 내륜의 Race에서 진행될 경우에) 그 크기가 작아지는 경우 가 많이 있다. 이 경우에 다양한 종류의 손상 주파수가 나타나고 이들 손상 주파수는 1× RPM의 측대파를 가게 된다.

(4) Cage 결함시의 주파수 특성

구름 베어링 문제시 스펙트럼은 고주파로 나타나지만 Cage 주파수는 항상 1×RPM 이하에서 나타난다. 이 범위는 약 0.33×RPM에서 0.48×RPM 정도이지만 대 부분의 결함은 거의 0.35×RPM과 0.45×RPM 사이에서 나타난다(내륜이 축과 함께 회 전하는 경우).

그러나 Cage 주파수는 보통 Cage 기본주파수 단독으로 나타나지는 않으며 종종 Ball Pass 또는 Race 주파수의 측대파로 나타난다.

예로서 그림 10-42를 보면 외륜 결함시(BPFO) Cage 주파수(FTF)가 측대파로 나타 난다.

(5) Ball(또는 Roller) 결함시의 주파수 특성

a. Ball(또는 Roller) 자체의 결함이 발생할 경우 종종 Ball Spin 주파수(BSF) 뿐 만 아니라 Cage 주파수(FTF; Fundamental Train Frequency)도 발생하게 된 다. 또 Ball(또는 Roller)에 심한 손상이 있음에도 불구하고, 기본 Ball Spin 주파수나 그 조화 주파수가 나타나지 않는 경우가 종종 있다. 이런 경우 BSF 는 다른 주파수들의 측대파로 나타난다.

b. Cage가 파손된 경우에도 Ball Spin 주파수가 나타나게 된다.

Ball Spin 주파수가 나타났다고 반드시 Ball(또는 Roller)의 결함이라고 판단할 수는 없다. 그러나 이는 베어링에 문제가 있다는 것을 의미하는 것으로, Cage의 리벳이 파손되어 Ball들이 Cage에서 자유롭게 구르지 못할 때에도 이 주파수가 나타날 수 있다

c. 만약 한 개 이상의 Ball(또는 Roller)이 손상된 경우 나타나는 주파수는 손상 된 Ball의 개수와 Ball Spin 주파수의 곱으로 나타나게 된다.
예를 들어 만약 5개의 Ball이나 Roller에 결함이 있는 경우에 5×Ball Spin 주 파수가 나타나게 된다.

(6) 베어링 결함 주파수에서 진동 허용치

1×진동 성분 중에서 불평형으로 인한 진동값이 얼마나 되는지 판단하기 어렵 듯이, 베어링 결함 주파수에서도 진동 허용범위를 정확하게 판단 하기는 매우 어렵다. 그 한가지 이유로 여러 형식의 수없이 다양한 구름 베어링이 여러 가지 회전체에 채택 되어 사용되어지고 있으며, 진동신호를 검출하는 변환기도 여러 형태로 설치되어 진동 신호를 검출하기 때문이다.

그러나 통상적으로 적용할 수 있는 것은 여러 가지 형태의 다양한 조건을 가진 회전 체라 하더라도, 구름 베어링의 결함주파수 분석시 허용되는 진동 허용치는 1×RPM 진 동 허용치보다는 작아야 한다는 것이다.

그러나 현재로서는 많은 연구소에서 실험한 결과를 종합해 볼 때 베어링 결함 주파 수에 대한 진동 허용치를 제시할 수 있는 절대적인 해답은 아직까지 존재하지 않는다. 그것은 어떤 특정 기계에 설치된 베어링과 이 기계의 운전속도에 달려 있을 뿐 아니 라, 베어링이 손상되는 과정이 같은 기계에서도 항상 일정치 않다는 사실 때문이다.

따라서 구름 베어링의 결함 진단시에는 베어링 결함 주파수가 조화파로 발생되고 있는가를 관찰해야 하며 특히 결함 주파수 주위에 측대파(1×RPM 또는 베어링 결함 주파수의 간격을 가지는 측대파)가 존재하는가를 관찰해야 한다.

(7) 진동 픽업의 부착 위치

진동픽업은 베어링이 부하를 받는 위치에 가능한 한 가깝게 위치시키는 것이 중요하며 특히 반경방향의 하중을 지지하는 베어링에서는 더욱 중요하다. 진동 픽업 을 적정한 위치에 설치하지 않을 경우 실제로 문제가 있는 경우에도 결함 신호를 검출 하지 못하여 진단의 오류를 범할 수 있다.

(8) 부적절한 베어링 부하를 받거나 잘못 조립된 베어링

베어링 주파수는 베어링이 부적절한 부하를 받고 있는지, 설치가 잘못된 것인

지를 판단 하고자 할 때에도 사용된다. 예를 들어 새 베어링을 설치할 때 베어링 하 우징과 베어링 외륜이 과도하게 간섭을 받도록(즉 억지로 끼워서) 조립하였다면 베어링 내부 틈새가 없어지게 되어 베어링 조립후 시운전시 바로 외륜 또는 내륜의 결함을 나 타내는 Ball Pass 주파수가 나타나게 된다. 또 추력 베어링이 거꾸로 조립될 경우 과 도한 진폭의 Race 결함 주파수가 나타나게 된다.

(9) 부적절한 베어링 윤활에 의하여 발생하는 주파수

베어링의 윤활이 부적절할 경우 발생되는 주파수의 특징은 500 Hz(30,000 cpm)와 1,400 Hz(84,000 cpm) 사이에서 여러 개의 Peak가 발생하고 이들 Peak 치간 의 주파수 차는 대략 1×RPM의 범위에 있게 된다.

특히 높은 Spike Energy 또는 Shock Pulse 값이 발견될 경우 윤활 상태를 필히 점 검해 보아야 한다.

만약 동일 축을 지지하고 있는 양단 베어링에서 한쪽 베어링에서만 높은 Spike Energy를 나타내거나 앞에서 기술한 고주파 성분이 나타난다면 이들 성분이 나타나는 베어링에서 윤활이 적절하지 않다고 판단할 수 있다.



- (10) 복렬 볼 베어링에서는 두 종류의 결함주파수를 발생하게 된다
 - a. 단지 한쪽 Raceway에서만 손상이 있게 되면 발생되는 베어링 결함 주파수 는 한쪽열의 볼 개수로 계산하여야 한다.
 - b. 결함이 양쪽 Raceway에서 일어났다고 하면 볼의 총 개수로 결함 주파수를 계산하여야 한다.

이들 결함 주파수는 결함이 한쪽 Raceway에서 일어났든 양쪽 Raceway에서 일어났든지 간에 다른 주파수 주위의 측대파로서 나타난다.

중요한 사실은 Ball의 개수가 외륜, 내륜 및 Ball Spin 주파수 계산에 반드시 필요하다는 것이다.

(11) 구름 베어링이 하우징 내에서 헛돌 때 발생하는 주파수

구름 베어링에서 운전속도의 조화성분 주파수가 많이 보이면, 그것은 베어링 이 축상에서 혹은 하우징 내에서 헐거워졌다는 징후일 수 있으며, 더욱 중요하게 생각 해야할 점은 그 주파수들은 베어링이 축상에서 또는 하우징 내에서 헛돌고 있다는 것 을 나타내는 것일 수도 있다.



9.8 구름 베어링 故障의 原因과 過程 (Causes and Process of Failure in Rolling Element Bearings)

9.8.1 故障 原因 (Causes of Failure)

구름 베어링은 비록 이상적인 설계조건에 따라 운영된다 하더라도, 피로현상 으로 인해 그 수명이 한정되어 있고 고장이 일어나기 마련이다. 구름 베어링 제작업체 는 이러한 사실을 인식하고 있으며, 사용자가 설계범위 내에서 설치해 운영할 때 베어 링이 얼마간 지속될 수 있는 가를 알 수 있도록 설계수명한계(L₁₀/B₁₀)를 개발하였다. L₁₀/B₁₀은 최초의 피로현상이 전개되기전, 90% 신뢰도를 가진 동일한 부하와 속도하에 서 작동하는 동일한 구름 베어링 그룹의 평가 수명으로 정의된다. 불행하게도, 대부분 실제 설치작업은 이상적인 조건에 따라 이루어지지 않으므로 베어링은 설계수명이 다하 기전 조기에 고장난다. 대부분의 베어링 조기고장은 다음과 같은 한 가지 이상의 원인 에 기인될 수 있다.

① 과도한 부하

·정상상태(예, Misalignment 또는 정적 부하)

·동적 상태(예, 불균형 또는 로터 시스템 불안정)

- ② 부적절한 윤활작용(불충분하거나 지나친 윤활)
- ③ 외부 오염
- ④ 부적절한 설치
- ⑤ 부정확한 크기(예, 잘못된 설계)

⑥ 정지중에 진동에 영향을 받음(False Brinelling)

⑦ 베어링을 통해 전류가 통과

9.8.2 故障 段階 (Failure Stages)

구름 베어링은 3가지 고장단계를 거치면서 고장이 진행된다. 각 단계는 고 유한 진동특성을 가지고 있고, 따라서 그것에 맞는 진단과 감시기법이 필요하다.

(1) 초기 고장 단계

초기 고장단계는 베어링 고장의 가장 초기 단계이다. 초기 손상의 대부분은 Race 표면 아래에서 일어나기 때문에, 사람의 눈에는 정상적으로 보이지 않는 머리카 락 균열과 같은 아주 미세한 정도의 흠집에서 발전된다. 베어링에 의해 발생되는 고 주파(7×RPM 이상) 진동 상승이 이 단계에서 나타날 수 있다. 그러나, 온도가 초기 Spike 진동을 이 단계에서 측정한다면, 그 수준은 정상으로 나타날 것이다. 베어링은 보통 이 단계에서 상당한 양의 운전 안전수명을 가지고 있으므로, 이 시점에서 베어링 을 교체하는 것은 비경제적이다.

(2) 고장단계

고장단계에서의 베어링은 사람의 눈에 보일 정도로 결함이 진전된다. 이 단 계에 놓여 있는 베어링은 보통 귀에 들릴 정도의 소리를 내고, 베어링 온도 또한 상승 한다. 베어링과 관련 있는 영역(초기 Spike)의 진동진폭은 쉽게 감지할 수 있는 수준 에 도달한다. 일단 고장단계에 이르면, 베어링을 교체하거나 엄청나게 큰 기계고장을 일으키기 전에 얼마나 오랫동안 베어링이 안전하게 작동될 수 있는지를 평가하기 위해 감시 회수를 늘리는 것이 필요하다. 본 단계는 베어링을 교체하는 경제적인 시기이다. 만일 고장단계에서 베어링을 교체하지 않는다면, 결국 고장의 마지막 단계인 사고임박/ 사고단계에 접어든다.

(3) 사고임박/사고단계

베어링이 이 단계에 도달하면, 베어링 고장이 빨리 진행된다. 베어링에 의해 발생되는 소음이 귀에 들릴 정도로 크게 상승되고, 베어링 온도는 베어링이 과열될 때 까지 상승한다. 마멸이 신속하게 진행되면 베어링 간극이 늘어나는 원인이 되고, 따라 서 베어링에 대한 축진동이 크게 나타난다. 구름 베어링은 축진동을 제한하기 위해 설계되어 있으므로 기계내부에서 마찰을 일으킬 수 있는 가능성으로 인해 베어링이 이 단계에 도달하게 하는 것은 매우 위험할 수 있다. 베어링 관련(초기 Spike) 진동 진폭 은 본 단계에서 상당히 올라 갈 것이다. 고주파 진동 데이터는 이 단계에서 신뢰할

수 없고 그것을 해석하는데 주의해야 한다. 베어링 결함의 "Selfpeening"으로 인해 고 주파 진폭 수준은 자주 이 단계에서 감소하고 베어링이 고장의 초기 단계에 있는 것처 럼 보일 수 있다. 이러한 "Selfpeening" 현상은 특히 저속 기계에서 명백하게 나타난 다.

10. 울림 振動 (Beat Vibration)

울림 진동은 2개의 주파수가 서로 근접하여 있거나, 단일 주파수에서 진폭과 주파 수가 연속적으로 변화할 때 발생할 수 있다. 종종 "울림 진동"은 둘 또는 그 이상의 정상상태의 진동 원인에 의해 서로 근접된 주파수를 생성할 때 발생된다.

예를 들면, 동일한 기초 위에 놓여진 2개의 송풍기가 거의 동일한 속도로 운전중일 경우, 감지될 수 있는 울림 진동이 발생된다. 예를 들어 2개의 송풍기가 각각 900 rpm과 950 rpm로 운전되면, 50 rpm의 울림 진동수 (Beat Frequency)가 발생할 것이 다. 2개의 거의 동일한 주파수를 분리 관찰하기에 불충분한 해상도의 분석기를 통해 관찰하면 상·하로 맥동하는 하나의 Peak를 발견할 수 있다. 예를 들어 기기의 최대 주파수가 60,000 cpm(150 cpm의 해상도)으로 설정되었다면, 분석기는 900 cpm에서 한 개의 Peak를 나타낼 것이다. 이것을 "실시간(Real-Time)"으로 관찰하면, Peak값이 맥동하는 것을 알 수 있다. 화상확대(Zoom)기능을 이용하여 900 cpm에서의 주파수 를 확대하여 보면 2개의 개별적인 Peak값으로 분해할 수 있다. 또한, 낮은 주파수역 의 지진계식 진동변환기를 사용하여 50 cpm의 울림 진동수(Beat Frequency)를 감지 할 수 있다.

가청 울림 진동수는 고정자 또는 회전자에 문제가 있는 유도 전동기에서 종종 발견 된다. 이와 같은 경우, 운전속도의 조화성분은 종종 전력계통 주파수의 2배 부근에서 발생하여 울림을 일으킨다. 예를 들어 3,580 cpm 전동기의 주파수가 편심된 회전자 로 인해 7,200 cpm으로 되면, 그 전동기의 7,160 cpm의 2차 운전속도 조화성분은 2 ×Line Frequency(7,200 cpm)와 함께 울림 진동을 일으키며, 40 cpm의 울림 진동수 를 발생한다.

그림 10-45는 울림 진동수에 대해 보여주고 있다. 그림의 상단부에 2개의 개별적 인 주파수에 대한 시간에 따른 파형이 나타나 있다. 주파수가 각각 조금씩 다르듯이 파형도 조금 다르다는 점에 주목하여야 한다. 주기적으로 각각의 파형은 서로 동일한 위상일 때 동시에 Peak값을 갖는다. 이 점에서 이 두 파형은 서로 가산되어 울림 진 동수의 시간파형은 그림 하단부에서 볼 수 있듯이 최대의 진폭을 갖게 된다. 상단부

의 그림에서의 다른 시간영역에서 180°의 위상차를 갖는 두 주파수의 파형은 서로를 상쇄한다는 점에 주의한다. 하단부 파형에서 이 점에 해당하는 위치의 진폭이 거의 0 에 근접하는 것을 볼 수 있다. 이런 이유로 울림 진동이 발생할 때 맥동하는 소음과 진동을 감지할 수 있는 것이다. 사실상, 하단부의 파형은 2개의 주파수에 의해 생성된 울림 진동수 F_B이다. 그림에서 볼 수 있듯이 울림 진동 주파수 F_B는 두개의 주파수의 차 (F₁-F₂)이다.



그림 10-45 울림 진동수의 모양

그림 10-46은 실제 기계에서의 울림 진동을 보여주고 있다. 이 스펙트럼은 그 출 력이 긴 Jackshaft에 전달되는 커다란 기어박스에서 취해졌다. 구동 전동기로부터 기 어 박스에 전달되는 입력은 1477 rpm이었고 Jackshaft로의 출력은 1395 rpm 이었다 (단지 82 cpm의 차). 주파수역을 더 크게 하여 관찰하면 2개의 개별적인 첨두 주파 수가 하나로 결합되어 크게 맥동하는 것을 볼 수 있다. 그림 10-47은 구동 전동기의 높은 운전속도와 Jackshaft의 낮은 운전속도의 차이에 의한 울림 진동수를 보여주고 있다.



NOTE: BEAT VIBRATION FREQUENCY = MOTOR SPEED - JACKSHAFT SPEED

 $F_{B} = F_{1} - F_{2}$ $F_{B} = 1477 \text{ RPM} - 1393 \text{ RPM}$ BEAT VIBRA. FREQ. = F_{B} = 84 \text{ RPM}

그림 10-46 구동 전동기 (F_B, F₁, F₂는 그림 10-45의 시간파형에서 취한 것임)



그림 10-47 울림 진동에 의한 Jackshaft 및 전동기 속도 주파수에서의 진동

울림 진동수 자체가 문제되는 것은 아니다. 그러나 이것으로 인해 기계의 Balancing 작업이 매우 힘들어지며 특히 Strobe Light 기기를 사용할 경우 더욱 힘들 어지게 된다. 울림이 발생하면 Strobe Light 이미지가 울림 진동수에서 연속적으로 회 전하게 된다. 이 경우 위상 측정이 불가능해지므로 어떤 종류의 Balancing 작업도 수 행할 수 없게 된다.

다른 경우로서 두 대의 기계중 한대만 운전중일때는 엄격한 조건의 진동 한계내에서 운전될 수 있으나 두 대가 동시에 운전되면 두 기계의 진동상태는 경보치 이상이 될 수 있다. 이 경우 한가지 해결방안은 한 대 또는 두 대의 기계속도를 변화시켜 울림 을 방지하여야 한다. 또 다른 해결방안은 각 기계의 하단부에 진동절연 물질을 설치 하여 서로에게 영향을 주는 것을 막아야 한다. 일반적으로 맥동하는 울림 진동수에 의한 진동을 방지하기 위해 서로간의 가진 주파수의 차가 최소한 10% 이상이 되도록 유지하는 것도 좋은 방안이 될 수 있다. 어떤 경우든, 그 차가 150에서 200 cpm 이 내의 주파수차에 의한 울림은 문제가 되지 않는다.



11. 軸 龜裂 (Shaft Crack)

11.1 概要 (Abstract)

기계의 운영 및 설계 경향을 보면 축 균열 문제가 20여년 전보다 오히려 더 증 가하고 있다. 축 균열 발생의 원인은 기계 수명 연장에 의한 장기간 운전, 소형 기계 에서는 빈번한 Cyclic(Peaking) 운전 및 피로 균열의 가능성 증가 등이 있다. 요즘 경 향은 회전기계의 수명을 연장시키기 위하여 20~30년된 낡은 기계를 교체하는 쪽 보 다는 많은 회사들이 기계의 원래 수명 이상으로 운전하기 위하여 수명평가와 검사기술 을 활용하고 있다. 특히 발전소 기계의 운전 실제 상황을 보면 로터에 열적 및 기계 적 응력이 심하게 가해지고 있다. 이러한 실례의 하나는 하루에 2번 이상 기계를 기동, 정지함으로써 생긴다. 이런 식으로 운전되면 어떤 로터는 수명과 관련된 균열을 일으키 게 된다. 지난 10년간의 추세를 보면 1,000째 이상의 대형 터빈 발전기를 설계 제작해

왔는데 Electric Power Research Institute(EPRI)에 의하면 이러한 대형기계는 축 균열 을 포함하는 다양한 이상상태를 일으키기 쉽다고 보고하고 있다.

따라서 많은 축 균열사고가 극적으로 증가해 왔다. 한 기계 제작자의 기록에 의하 면 과거 10여년 동안 발전소 분야에서만 북미지역에서 28건 이상의 사고를 경험하였 다. 설계 결함에 의하여 새 기계나 계획정비를 한 로터에서 발생하는 축 균열로 인하 여 시운전 또는 재가동후 로터의 수명이 조기 단축되는 경향이 있다. 균열은 또한 부 식 손상, 심한 Misalignment에 의한 Preload 및 기타 인자들에 의한 손상 없이도 수만 시간 운전한 로터에서 발생할 수 있다. 이런 문제들은 크건 작건 여러 형태의 기계에 서 발생할 수 있다.

축 균열 사고 빈도가 증가함에 따라 축 균열의 조기검출 필요성이 대두되었다. 그 이 유는 간단하다. 축 균열의 결과는 가공할만 하기 때문이다. EPRI의 보고에 의하면 터빈 축 균열에 의한 정지기간에 구매대체 전력비만 600만불 이상 지불한 회사도 있다 고 한다. 축 균열 진단용 계측기 비용은 10만불 이었다.

11.2 軸 龜裂의 徵候 (Shaft Crack Symptoms)

다른 이상상태도 축 균열 상태하에서 경험하는 유사한 증상을 나타내기 때문에 축 균열을 진단하기 위해서는 적절한 진단 방법이 사용되어야 한다.

축 균열의 2가지 기본적인 징후는 다음과 같다.

- ① 동기속도(1×)의 상대 축 진동진폭 및 위상각 또는 Slow Roll Bow Vector 의 불명확한 변화
- ② 2배 회전속도(2×) 진동의 발생

가장 중요한 징후는 1× 진폭과 위상각 또는 Slow Roll Bow Vector의 변화이며, 의 도한 대로 Balancing이 잘 안된다. 축 균열이 있는 대형 터빈 발전기에서 관찰되어온 이 증상은 축 균열을 나타내는 가장 중요한 척도이다. 1× 진폭 및 위상각의 변화는 비대칭 횡방향 균열에 의한 축의 휨에 의해 발생된다(그림 10-49참조). 이런 상황하 에서 1× 진폭 및 위상각은 더 크게 또는 더 낮게 변화한다.



그림 10-49 횡방향으로 균열된 축의 기본적인 동작상태

두 번째로 중요한 증상은 2× 성분의 발생으로 축의 비대칭에 의해 발생된다. 2× 성분은 수평기계에서 축의 비대칭의 원인이 되는 횡방향 균열과 중력과 같은 정상상태 의 반경방향 부하의 조합에 의해 생긴다. 2× 주파수 성분은 회전속도가 로터 시스템 의 고유 진동수의 1/2영역에 있을 때 특히 탁월하다. 그림 10-50은 Spectrum Cascade Plot과 관련 Orbit을 나타낸 것으로 Bow/Non Linear 응답뿐만 아니라 전형 적인 축 균열 특성을 확인하게 된다.

그림 10-50은 균열된 축을 가진 로터의 정지중 각속도에서의 스펙트럼으로써 균열 된 축에 의한 2가지 형태인 2× 성분이 나타나 있다. 회전속도 (800 rpm)가 공진속도 (1600 rpm)의 1/2일 때 2× 주파수 성분은 공진 성분을 가지고 있다. Orbit은 전형적 인 Inside Loop이다. 이 2×의 운동은 Preload(중력과 같은)와 균열에 의한 축의 비대 칭에 의해 생긴다. 2× 성분은 1× 성분이 비록 작을지라도 존재한다. 회전속도가 공 진속도에 접근함에 따라 축의 휨이 커질 때 정상상태의 Preload는 1600 rpm에서 Orbit에서 보여준 바와 같이 로터의 반작용을 일으킨다. 2×, 3× 및 4× 고조파들도 역시 반작용을 일으킨다. 2× 운동은 1×에 의해 생기며 따라서 커다란 1× Orbit이 발생할 때만 존재한다. 3600 rpm에서 큰 1× 진동이 다시 발생한다(2차 공진). 이것 은 Preload와 함께 2× 주파수 성분을 발생케 한다. 이와 관련한 Orbit도 나타나 있 다.



그림 10-50 균열된 축의 Cascade

11.3 Polar Plot에 의한 軸 龜裂 檢出

(Shaft Crack Detection by the Polar Plot)

Polar Plot은 정상운전 상태하에서 축 균열의 조기경보를 발생하도록 1× 진폭 과 위상각 변화를 감시할 수 있다. 이 변화는 운전속도 및 Slow Roll에서 감시된다. 1× 진동 Vector의 정상운전 범위는 "Acceptance Region (허용구역)"이라고 하는 형태 로 Polar Plot내에서 결정된다(그림 10-51). Pie 모양의 허용구역은 크기와 위상이 각 각 제한치를 갖고 있기 때문에 적용하기 쉽다. 타원형의 허용구역은 초기 조건으로부 터 변한 양에 따라 크기와 위상 제한치가 변한다.

타원형을 지지하는 사람들은 다음과 같이 주장한다 : 이것은 만약 초기 벡터가 아주 작다면 360°에 걸친 위상 변화를 허용하며 정상적인 상태의 측정값 분산을 더 정확히 정의한다.

파이 형상의 허용구역을 지지하는 사람들은 다음과 같이 주장한다 : 위상 제한치가 접근하므로 크기에 있어서 허용 공차를 줄일 필요가 없다.


축 균열을 탐지하는 또 다른 방법은 기본 주파수와 2차 고조파의 Bode Plot 이다. 이 방법은 축 균열이 임계속도에서의 댐핑과 주파수를 변화시킨다는 가정에 기초를 둔 다. 이 방법은 속도에 따른 진동 크기와 위상각의 정상값을 설정하여 이를 기초로 정 상상태로 정의되는 운전 허용범위를 정하여야 한다(그림 10-52). 임계속도에서 진동 크기의 비정상적인 상승에 기인하거나 댐핑의 변화에 의한 진폭 및 위상각의 변화에 기인한 Envelope 이상의 상승은 모두 감지된다.

앞으로는 Pie 모양의 허용구역에 대하여 언급한다. 허용구역으로부터 1× 진동 Vector의 편차는 비록 로터의 다른 불안정성으로 인해 Acceptance Region으로부터 얼마간의 편차를 일으킬 지라도 축 균열의 중요한 경보가 될 수 있다(그림 10-53 참 조).





그림 10-53 축 균열을 감시하는 Polar Plot

1× 진폭 및 위상각 변화는 그 변화가 비대칭 횡방향 균열에 기인한 것인지 또는 부 하,계자전류, 증기조건 또는 다른 운전 매개변수들과 같은 인자들에 기인한 것인지를 결정하기 위하여 2× 기계특성을 포함하여 다른 진동 정보와도 관련하여 분석되어져야 한다.

축 균열 가능성을 더욱 확실히 하기 위하여 기동 및 정지중에 2× 성분에 관하여 허 용구역을 작도할 수 있다. Polar Plot는 허용구역 내에서 2× 성분의 증가를 확인하는 데 사용된다. 축 균열 및 다른 이상상태에 대한 경험에 근거하면 2× 성분에 관한 허 용구역의 최대 진폭이 2 mils Peak-to-Peak이내 이어야 한다. 2× 성분의 상대 변화 가 2 mils를 초과하면 심각한 기계 이상상태를 나타내는 것이다. 2 mils라는 값은 모 든 기계에 대하여 적절한 값이 아님을 알아야 한다. 기계의 종류 및 Proximity Probe 의 위치는 Acceptance Level을 설정할 때 고려되어야 한다.

과거 50년 동안 2× 성분의 특성에 대하여 기술논문에 발표되어 왔지만 최근 축 균 열 예방사례의 1/4만이 이러한 전형적인 현상을 나타내었다. 이 경우 공장 및 제작자 기술자는 상당한 절약을 얻기 위하여 원자력 발전소에서 사용되는 수직 Reactor Coolant Pump에 관한 다음과 같은 정보를 관찰하고 조치를 취하였다.

① 전체 진동치가 증가한다.

② 1× 및 2×의 진동이 크다.

③ 기계를 Balancing한 후에 1× 진동은 크게 감소하였으나 2× 진동은 그대로 있다.

기술자들은 기계의 응답이 불평형이나 Misalignment 등과 같은 다른 가능성 있는 이 상상태에 기인한 것인지 그 여부를 결정하기 위하여 진동 정보를 이용하였다. 다른 가능성 있는 이상상태를 제거한 후에야 기술자들은 축 균열의 가능성이 높음을 알았 다. 기계를 정지하고 검사한 결과 그들의 진단이 옳았음이 확인되었다.

11.4 Orbit에 의한 軸龜裂 檢出 (Shaft Crack Detection by the Orbit)

Orbit 관찰 역시 축 균열을 나타내는데 유용하다. 그림 10-54는 중력과 같은 정상상태의 Preload 뿐만 아니라 균열에 의한 커다란 1× 성분을 가지는 축에 대한 전 형적인 Orbit 형태이다. Orbit 형태는 로터가 매 회전마다 Preload 방향으로 2번 이동 하는 것을 보여준다. 이것이 바로 2× 성분이다. Orbit 형태의 더 이상의 변화는 1× 와 2× 성분간의 위상 지연 관계에 따라 다르다.

이들 Orbit 형태를 검출할 때 다른 기계의 이상상태들은 축 균열이 문제의 근원인지 여부를 알기 위하여 제거되어야 한다. 커다란 1× 성분은 축 균열뿐만 아니라 Misalignment에 의한 Preload도 커다란 1× 및 2× 성분의 원인이 될 수 있다.

열적인 휨이 제거될 때 1× 및 2× 성분도 모두 없어진다. 정상상태의 부하가 제거 될 때만 Orbit는 2× 성분이 없는 1× 성분인 원(Circle)이 된다.

축 균열 검출을 위한 진동 정보를 얻기 위해서는 축 길이 방향으로 위치한 Mode 인 식 XY Proximity Probe와 Keyphasor Reference가 필요하다. 이 Probe들은 축 균열 의 중요한 척도인 축진동 형태 및 낮은 속도에서의 휨의 모양을 관찰할 수 있을 뿐만 아니라 Nodal Point 영역 및 로터의 Mode Shape을 확인할 수 있다. Mode 인식 XY Proximity Probe는 축 균열이 일어나기 쉬운 기계에 대해 연속적으로 상태감시를 하는 데 사용되어야 한다.

기계가 축 균열 증상을 보일 때 어떻게 할 것인가? 앞서 언급한 바와 같이 다른 이 상상태도 축 균열 상태 하에서 나타나는 바와 같은 유사한 증상을 나타낼 수 있기 때 문에 축 균열을 진단하기 위해서는 적절한 방법론이 사용되어야 한다. 최근 2개의 축 균열 예방실적이 이점을 설명하고 있다. 한 기술자가 문제의 원인으로써 불평형을 의 심하였는데 몇 번의 Balancing 시도를 하였으나 원만하게 응답하지 않았다. 증상의 면밀한 분석이 요구된 사항이었다. 종종 Trim Balancing이 곤란하다고 하는 것은 축 균열의 경고신호이다. 문제의 근원을 찾아내는데는 증상의 면밀한 분석이 요구된다.



균열에 의한 축의 휨과 중력과 같은 정상상태의 Preload가 조합된 Orbit 중력과 같은 Preload로부터 주로 발생하는 2× 성분을 가지는 균열된 축의 Orbit

그림 10-54 축 균열시의 Orbit

11.5 Gravity Critical (Forced Resonant 2× Action)

Gravity Critical이란 어떤 주파수로 반복되는 힘에 의한 공진으로 이때 회전속 도는 그 주파수보다 훨씬 아래에 있는 경우이다. 이 회전속도는 거의 항상 공진 주파 수의 1/2이지만 1/3, 1/4, 2/5 등도 가능하나 드물게 관찰된다. 대부분의 경우 입력 성분(반복되는 힘)은 2가지 상태 즉, ① Keyway, Setscrew, Flatspot, 2극 전동기와 발전기 등에서 유래되는 비대칭축 ② 외적인 축의 Misalignment와 같은 Soft Preload 의 조합에 의해 발생된다. 가장 공통적인 경우가 중력 Preload이다. 이것은 수평기계 에서는 실제 상황이지만 중력이란 오직 Preload와 같은 것이라는 위험한 사고를 가지 게 한다. 실제로 베어링에 관한 많은 발표문에서 "Preload Vector의 크기는 일정하고 항상 아래로 향한다."는 것을 가정하고 있다. 그러나 많은 실제 회전기계는 거의 모든 방향으로 Preload를 가하며, 가해질 수도 있다. 비대칭축의 경우 강성이 가장 강한 단 면에서는 Preload 방향으로는 변형이 덜 생기나 가장 취약한 단면에서는 Preload와 마 주치면 크게 변형이 일어난다. 이것이 로터 시스템에서 2배의 회전속도 진동의 원인 이 된다.

여기에 3가지 중요한 정보가 있다.

① 공진 주파수는 보통 3× 또는 수 배× 이지만 회전속도의 2배에 아주 가깝다.

- ② 공진 증폭계수가 4 이하이면 2× 작용은 발생하지만 그 영향은 작다(Q = 4일 때 감쇠계수 ∑=0.125).
- ③ Soft Steady- State 모멘트나 힘은 축을 밀고 있다(축이 휠 이유가 없으면 이러한 작용은 일어나지 않는다).

따라서 다음 사항을 알아두는 것이 좋다.

- 만일 Soft Preload가 없으면 대단히 높은 증폭 계수라도 공진은 회전속도의 1/4, 1/3 또는 1/2에서 나타나지 않는다.
- ② 만일 시스템이 충분히 감쇠 되었다면 작은 Soft Preload는 2× 작용을 일으키지 않는다.

회전기계에서 흔히 적용되고 있는 전형적인 값을 사용하면 그림 10-55에서와 같은 일련의 Orbit이 생성된다. 공진속도를 1.0으로 했을 때 0.4에서 0.6까지 속도비를 적 용한 것임. 이 속도영역에서 관심이 가장 높은 Orbit을 보여준다. 각 그림에서 회전 속도의 Keyphasor Marker가 Orbit상에 나타나며, 그 Orbit은 매 22.5°로 표시되고 회전 방향은 시계방향이다. 이 Orbit들은 모두 2개 벡터의 합으로 구성되고 있다. 하나는 회전속도 ω에서 회전방향으로, 또 하나는 2배의 회전속도 2ω에서 회전방향으로 향하 고 있다. 이 Orbit 특성에 있어 특별히 관심이 되는 것은 2ω 작용이 공진을 통과하고 있는 동안에 High Spot는 Heavy Spot과 일렬로 있던 상태에서 180° 지연되고, Interior Loop 또는 Bump Leading 방향으로 회전한다.



통상 발생하는 전방향 Orbit 상태에서 2× Bump나 Loop는 회전방향과 같은 방향으 로 움직이나 분명한 Leading Action을 일으킨다. 실제로 Vector Filter의 2× 진폭과 위상을 관찰하면 공진 지연이 발생함을 알 수 있다. 2× Bump나 Loop는 180°이상 결코 진행할 수 없다. 최소한의 상황하에서는 대단히 좁은 위상을 지나 나타나고 주 Loop만이 160° 정도 회전(이동)한다. Loop나 Bump의 각도 위치는 1× Bow High Spot과 Keyphasor에 기준한 비대칭축의 각도 위치 즉, Soft Preload Moment의 각도 방향에 직접 관련된다.

종합해 보면 공진속도의 1/2 특히 감쇠가 나쁜(증폭 계수가 높은) 공진에서 Soft Preload 작용으로 다음과 같이 회전기계의 Impedance와 힘의 추가 정보를 제공하게 된다. 2×가 좁은 속도범위를 지나면서 Orbit 상에 안쪽에 Loop나 Bump가 발생한다 (바깥쪽에도 발생할 수 있으나 드물다). 이것은 회전방향으로 이동하며 또 다음 사항 들을 강력히 나타낸다.

- 공진은 2배 회전속도에서 존재한다. 여기서 회전속도는 Bump나 Loop의 위상 이 동의 중간지점이던지 또는 최대 수준이던지 또는 양쪽 모두의 경우이다.
- ② 이 공진은 증폭계수 Q=4.5 이상 감쇠되지 않는다(즉 Q=1/2ζ이므로 감쇠계수 ζ는 0.111 이하).
- ③ 다소의 Soft Preload나 모멘트는 기계에 작용한다.
- ④ 로터 축은 다소간의 비대칭 상수를 가진다.

만일 2×가 넓은 속도 범위에 걸쳐 존재하면 완전히 다른 현상이 발생하고 있다는 것을 알아야 한다. 통상 이것은 Hard 또는 Soft Preload에 1회전당 1회의 작용을 더 한 것이며, 이 작용은 어떤 Radial Bearing이나 윤활 Seal의 Cylinder Mechanism에 의해 Cylinder 내부에서 2× 작용을 일으킨다. 이와 같은 강한 Preload Force와 Moment는 내적 및 외적인 상태량으로부터 발생하지만 대부분은 외적인 Angular 또는 Parallel Misalignment에 의해 원인이된 Preloading이다.

이러한 Mechanism은 1× Polar Plot에는 통상 나타나지 않고 Spectrum과 Time Base도 이런 작용에 대해서는 좋은 척도가 못된다. 그러나 Vector Filter 상에 2×를 Polar Plotting하면 아주 분명하게 나타난다. 실제로 Orbit 상에서 보이지 않을 때라도 이 방법으로는 관찰될 수 있다.

이상의 내용을 종합하면 다음과 같은 결론을 지을 수 있다.

- ① 축의 횡방향 균열이 발생하면 거의 축이 휘게된다.
- ② 운전속도의 2배 또는 그 부근에서 공진이 있으면 강한 2× 운동이 발생한다.
- ③ 운전속도에서는 2×가 발생하지 않는다. 따라서 균열 증상은 1× 진폭과 위상 변 화이다.
- ④ 2× 진폭의 크기는 로터의 감쇠에 따라 다르다. 감쇠가 감소하면 크게 증가한다.
- ⑤ 낮은 진폭의 고주파수(3× 이상)가 축의 비선형성과 비대칭에 의해 스펙트럼상에 나타나면 강성을 높여라.

12. 커플링 (Couplings)

12.1 概要 (Abstract)

터보기계의 커플링 문제점으로 2배의 운전속도 주파수를 가지는 진동이 나타나 고 있다. 때로는 이것이 사실이지만 1× 및 1/2×RPM을 포함하는 다른 주파수들도 나 타난다. 실시간 스펙트럼 분석기 및 축의 Orbit 표시기를 포함하는 분석 장비는 커플 링 문제점인 진동의 근원을 보다 잘 이해하는데 도움을 준다.

대부분의 커플링 문제점들은 축의 Misalignment에 대한 보상능력이 부족하기 때문에 진동을 일으킨다. 이것은 축상에 정적인 우력 또는 Preload의 원인이 된다. 기본 진 동은 구속된 타원형의 Orbit을 가지는 1×RPM이다. 축의 Misalignment 또는 커플링이 피로가 심해지면 베어링의 비선형성 때문에 2×RPM 진동이 증가함과 더불어 Orbit 모 양이 바나나 또는 8자 모양이 된다.

해상도가 높은 실시간 분석기로 1/2×RPM 진동을 조사해 본 결과 일괄하여 Oil Whip이라고 하는 몇 가지 다른 현상이 나타났다. 이들 현상의 하나가 Mathieu Effect 즉, 비선형 강성에 의한 정확히 1/2×RPM 진동이다. 이의 한 예가 축방향 Rub에 의 한 1/2×RPM진동이다. 이것은 커플링에서의 Rubbing에 의해서도 발생할 수 있다.

12.2 잠긴 커플링 (Locked up Coupling)

이 경우는 실질적인 2×RPM 진동을 나타낸다. 커플링은 그리스 윤활방식이고 18,000 HP, 7,500 rpm의 Hot Gas Expander와 기어박스간에 설치된 Gear Type이다. 그림 10-56에서 2×RPM 진동은 20 mils이며, Orbit은 하나의 Keyphasor와 심한 구속 상태의 닫히지 않은 Loop 모양을 하고 있다. 기계를 정지하여 점검한 결과 커플링 이 빨이 서로 용융되어 있었다.

다른 커플링으로 교체하고 기동후 몇일후 상태가 악화되기 시작했다. 정지후 점검 결과 커플링은 전과 마찬가지로 서로 용융되었다. 이 손상은 암 이빨의 뿌리와 수 이 빨의 Crown간의 불충분한 간극이 원인이었다. 이 간극은 Balancing용으로는 통상 작 아야 하지만 600℃ 이상에서 운전되는 이 기계에서는 Female Sleeve에 대한 Male Hub의 열팽창 차이로 간극이 줄어들었다.



12.3 Coupling Rub

이 경우는 앞과 유사한 원인을 가지지만 그 결과는 상당히 다르다. 이 커플링 은 Gear Type이고 연속적으로 윤활되며 기어와 18,000 HP, 4230 rpm의 냉동기의 압 축기 사이에 설치되어 있다. 그림 10-57은 높은 1/2×RPM 진동을 가지나 Orbit은 구 속되지 않음을 보여주고 있다. 이 고장은 정기점검 정비기간 중에 새로운 커플링으로 교체한 후에 발생하였다. 기계를 정지한 후 커플링을 점검한 결과 수 이빨의 Crown 과 암 이빨의 뿌리 사이에 Rubbing 흔적이 있었다. Crown을 Relieving한후 1/2× RPM 주파수가 없어졌다.



12.4 非同心 토-크 튜브 (Non-Concentric Torque Tube)

이 경우는 로터 불평형을 야기 시키는 커플링 제작상의 잘못인 경우이다. 이 기계는 Diaphragm 커플링을 통해 증기터빈으로 구동되는 Overhung 압축기이다. 터 빈은 정기점검을 수행하였고 커플링은 새것으로 교체되었다. 압축기는 어떤 작업도 수행하지 않았다. 이 기계는 기동시부터 저속에서 고진동으로 운전되어 그 원인을 Runout이나 Probe의 Glitch로 가정하였다 (그림 10-58). 축의 Glitch가 아주 작음이 판명됨에 따라 그 가정은 잘못이었다. 700 rpm의 신호를 제거하기 위하여 2-Channel Runout 보상기가 사용되었다. 기계가 운전속도인 4,100 rpm에 도달하자 실제 진동은 700 rpm시와 비교하여 크기는 약간 감소하였고 위상각은 약 135° 변화하 였다 (그림 10-58). 그러나 소위 보상된 Orbit은 상당히 크고 모양은 거의 원형이었 다. 이것은 속도에 따라 증가하려는 불평형을 나타내고 있었다. 압축기는 운전속도 이하에서는 임계상태를 갖지 않고 있어 위상 변화를 고려하지 않았다.



그림 10-58 1×RPM 진동을 나타내는 Off Center Torque Tube를 가지는 기계의 700 rpm과 4,100 rpm에서의 스펙트럼과 Orbit

저속에서 가정했던 Glitch가 변화하였고, 위상이 틀린 방향으로 변화한 것으로 보였 기 때문에 보상된 Orbit으로 Balancing 함으로써 성공적이었다. 보상하지 않은 Orbit (실제 진동)은 운전속도에서 결국은 Balancing 되었다(그림 10-59). 저속에서 고진동 이었던 것이 속도 증가와 더불어 감소되었다.



Balancing 과정에서 취한 자료를 보면 3가지 특이한 점이 있다(그림 10-60).

① 저속에서 진동이 높았으나 계속 감소해 최저가 되었다가 다시 증가하기 시작했다.

② Weight를 변화시킴에 따라 최저진동이 나타나는 회전수가 변화하였다.

③ Weight의 취부 각도를 변화시킴에 따라 최저 진동진폭이 변화하였다.



이 사례는 축과 회전하는 것을 제외하고는 축의 Misalignment인 경우와 유사한 회전 하는 우력에 관한 것이다(그림 10-61). 커플링의 임계상태가 없다고 가정할 때 회전 하는 우력으로 인해 일정한 진폭과 위상으로 1×RPM 진동이 생긴다. 불평형이 있으 면 진폭은 각속도의 제곱에 비례하고 위상각은 일정한 1×RPM 진동이 발생한다. 이 들 두 힘의 벡터합이 진동이며 처음 기동시에는 회전하는 우력에 의한 진폭만이 있고 속도가 증가함에 따라 상대 위상각에 따라 각속도의 제곱에 비례하여 진동이 증가하거 나 감소한다. 회전하는 우력은 비동심 Torque Tube에 의해 발생되었다. 이로 인한 힘은 운전속도에서 불평형력과 평형을 이루어 진동이 극감하였다.

커플링은 동일한 형태의 신품 커플링으로 교체되었고 기동한 결과 진동도 극히 감소 되었다(그림 10-62). 커플링의 볼트 홀이 몸체의 볼트와 잘 맞지 않아 커플링 Torque Tube가 회전 중심으로부터 떨어져 있게 되었다. 이로 인해 커플링의 불평형 이 생기게 되었을 뿐만 아니라 일정한 변형을 가지는 Rotating Spring 역할을 하도록 하였다.



그림 10-62 커플링 교체후 진동 상태

12.5 커플링의 不純物 (Coupling Sludging)

연속적으로 윤활 시키는 기어 커플링의 원활한 운전을 위해서는 청정유가 중요 하다. 이 기계는 터빈과 전동기에 의하여 기어박스를 통하여 구동되는 Overhung 원 심 압축기이다.

이 압축기는 1년 이상 낮은 진동(거의 0.8 mils)으로 운전되어 왔다. Proximity Probe 감시 시스템에 의해 진동이 2.2 mils에서 경보가 발생되었다. 운전원은 경보 발생 이전의 경향을 확실히 알 수 없었지만 그림 10-63과 같이 컴퓨터에 의해서 진동 경향이 나타내졌다. 이 그림에서 보면 4월 한달 동안 진동이 계속 증가 하다가 4월말 에는 증가율이 둔화되었다.



그림 10-64의 진동과 Orbit은 축의 Misalignment에 의한 전형적인 베어링 Preload 양상을 띄고 있다. 이 증상은 가는 타원형의 Orbit과 점진적으로 시간에 따라 증가하 는 것으로 커플링이 불순물로 오염되었음을 확인시켜 주고 있다.



그림 10-64 불순물로 오염된 커플링을 가지는 압축기의 진동 스펙트럼과 Orbit

13. Glitch (Runout)

공장에서는 회전체의 진동진폭을 측정하기 위한 표준 계측기로써 Proximity Probe 나 Eddy Current Probe를 채용해 왔다. 불행하게도 계측기는 축재료의 물리적 및 기 계적 결함에 의해 원인이 된 틀린 값과 실제 진동간의 구별이 불가능하다. 이 틀린 값을 통틀어서 Glitch라고 하며 이는 기계적 및 전기적 Runout의 조합이다.

여기서 논의할 바는 Glitch의 원인을 확인하고, 그 성분의 측정방법을 보여주고, Glitch의 제거방법을 논의하고 제작설비에 적용을 위한 표준방법의 제안이다.

13.1 Proximity Probe

Proximity Probe란 기본적으로 Holder 끝에 있는 Ceramic Tip내에 심어 놓은 작은 Coil 선이다. 이 Coil은 Probe Tip으로부터 발산하는 자장을 생성하는 고주파수 전압이 공급된다. 이 자장 내에 놓여 있는 어떤 도체 표면도 이 힘을 다소간 흡수하 며 Tip에 가까울수록 흡수하는 힘은 더 커진다. Coil로의 RF(Radio Frequency)신호는 Proximitor에 의해 공급되며, Proximitor는 자계의 강도를 전압으로 변환시켜 지시계로 되돌려 보내는 2차적인 기능을 가지고 있다.

Proximitor와 Probe는 지시전압과 목표와의 거리간의 선형관계를 주도록 교정된다. 이 선형관계의 범위는 Probe 형태 및 공급전압에 따라 다르지만 80 mils 정도이다.

이론적으로는 Gap이 50 mils이면 항상 동일한 전압 출력을 나타내야 하는데 불행하 게도 그렇지 않으며 재질이 다르면 크게 다른 전압 출력치를 나타낸다(예를 들면 50 mils Gap에서 4140 Steel은 7 Volt를, Brass인 경우는 거의 11 Volt를 나타낸다). 동 일한 재질이라도 주어진 거리에 대하여 다소 다른 전압출력을 나타낼 수 있는데 이를 전기적인 Runout이라 하며, 이는 잔류자기, 표면경도, 도자성, 미시적 구조, 및 화학적 성분의 편차에 의해 원인이 된다.

반경방향으로 설치된 Probe로부터 취한 지시치는 축 재질로부터 Probe까지의 최소 및 최대 거리간을 전기적으로 측정한 차이이다(Peak to Peak 진폭). 이것은 진동, 전 기적 Runout 및 기계적 Runout으로 이루어진 것이다. 진동과 전기적 Runout이 없다 면 축이 회전하면서 Probe로부터 기록되는 변화량은 편심, 축의 휨 또는 표면가공에 따른 불규칙한 것에 의한 것이다.

13.2 機械的 Runout (Mechanical Runout)

13.2.1 非同心의 表面/割 (Nonconcentric Surfaces/Bows)

불량 가공된 (계란 모양 또는 비동심)축의 표면은 회전체의 회전속도와 일 치하는 주파수를 가지는 정현 모양의 동적 운동을 지시하게 된다. 이와 동일한 모양 의 동적 운동 조건을 생기게 하는 회전체에서의 또 다른 조건은 회전체가 물리적으로 휘었을 때이다.

표면이 불량 가공된 근원은 보통 최종 기계 가공시나 Grinding시 중고품 기계에서 마멸되었거나 결함 있는 베어링에서 또는 마멸된 선반의 중심을 가지는 선반에서 비롯 된다. 회전체의 휨은 제작 과정 중에 로터의 취급 불량으로 통상 발생한다. 이것은 갑작스런 또는 부조화한 힘이 가해진 결과이거나 불량한 지지대를 가진 상태로 로터를

장기간 저장하므로써 발생된다. 부적절하게 지지된 로터는 중력에 의해 영구 처짐 즉, 휘게 된다.

어느 경우든 Runout 상태를 확인하는 가장 간단한 방법은 Proximity Probe 측정 면에서 Runout 모양을 관찰하기 위해 정밀한 Dial Gage를 사용하는 것이다. Dial Gage는 Proximity Probe로 관찰한 바와 같은 기계적인 Runout 유무를 확인하게 된다.

그 근원이 휜 로터에 의한 것인지 단지 비동심의 표면인지를 확인하기 위해서는 추 가 점검이 요구된다.

비동심 로터인 경우 로터를 재가공하여 허용 동심도값 이내에 들도록 해야 한다. Rotor가 휜 경우는 기계적, 열적 또는 양자의 복합적인 방법으로 교정 절차에 따라 펴 야 한다.

13.2.2 表面의 不規則 또는 缺陷 (Surface Irregularities or Imperfections)

표면이 불규칙하거나 결함이 있으면 Proximity Transducer로 관찰한 바와 같은 Runout 상태가 된다. 여기서 언급한 결함이란 Scratch, Dent, Burr 등의 형태를 말한다. 이런 결함은 분명한 기계적 Runout의 문제가 되지만 변형을 주지 않는 충격 은 그 부위를 경화시킬 수 있으며 전기적 Runout의 원인이 된다.

Oscilloscope 상에서 이런 형태의 Runout을 보면 파형 위에 다소 높은 주파수의 Voltage Spike가 중첩된 정현 형태의 동적 운동파형이 나타난다. Voltage Spike의 극 성은 축 표면의 결함 특성에 따라 (+) 또는 (-)가 된다.

일반적으로 표면의 불규칙은 Rotor 제작 과정중 취급 부주의에 의해 생긴다. 동적 운동을 측정하는데 사용되는 축 표면은 잘 보호되어야 한다. 또한 로터 저장을 위한 지지대는 표면의 Scratch, Dent 등이 발생하지 않도록 조심해야 한다. 때때로 축 표 면의 불규칙은 기계 절삭공구에 의해서도 생긴다. 만일 공구가 무디거나 절삭 속도가 너무 빠르면 공구의 떨림이 생겨 축 표면에 작은 물결 무늬가 생길 수 있다.

교정조치로는 축 표면을 재가공하여 진원으로 만들어야 한다. 만일 표면의 불규칙 이 대단히 미미하면 Oil을 적신 Emery Cloth로 표면을 재연마하면 표면의 불규칙을 제 거할 수 있다.

13.3 電氣的 Runout (Electrical Runout)

13.3.1 残留 磁氣 (Residual Magnetism)

일반적으로 Proximity Transducer는 자계가 균일하거나 대칭적이면, 자장

이 있는 곳에서도 만족스럽게 동작한다. 축 표면의 특정 부위에서 자장이 크고, 잔여 표면에서는 자장이 없거나 아주 작으면 전기적 Runout 상태에 있게 된다. 이것은 Proximity Transducer로부터 가해진 자장으로 인해 축 표면에 미치는 감도가 변화하기 때문이다.

Oscilloscope 상에서 이러한 Runout 상태를 관찰해 보면 정현적인 운동이 나타난다. 그러나 정현파는 찌그러지고 4각 파형이 되려고 한다. 잔류자기에 대한 최종점검은 소 형 휴대용 자기 강도계측기를 사용하면 된다. 축 표면 위에 이러한 계기를 고정하고 로 터를 손으로 돌리면 자장의 변화 유무를 확인할 수 있다.

잔류자기로 인한 Runout 문제가 발생하는 경우는 드물다. 그러나 제작 과정중에 적 용된 여러 가지 물리적인 검사 기술로 인하여 잔류자기 문제를 일으킬 수 있다. 잔류 자기가 생성 될 수 있는 가장 일반적인 검사 기술은 Casting, 또는 용접부 또는 다른 제작 과정 이후에 균열을 점검하기 위한 자분탐상 검사이다. 이러한 검사를 하는 중 에 로터에 유기된 자장은 검사 과정이 완료된 후에 중성화되어야 한다. 이렇게 하기 위해서는 극성을 바꾸고 검사시 사용되었던 바와 같은 크기의 전압 전류를 통과시켜야 한다. 이 절차로 로터의 자기특성을 중성화시켜야 한다. 어떤 경우에는 극성의 반전 이 이루어지지 않는다. 즉, 잔류자기가 남는다.

교정 조치로는 잔류자기 시험을 하여 전기적 Runout을 생기게 할만큼 충분한 크기 가 있음이 발견되면 로터를 탈자시킨다.

13.3.2 金屬의 偏析 (Metallurgical Segregation)

전형적으로 축 재질로써의 합금강은 여러 가지 합금재료를 포함하고 있다. 일반적으로 이들 합금의 최종적인 금속학적 성분은 균질의 혼합물이다. 어떤 회전체에 서는 합금강의 미시적인 편석이 일어 날수 있다. Proximity Transducer는 특정 금속에 따라 다른 전압 출력으로 응답하기 때문에 축의 원주 주위에 균질의 금속학적 성분이 결여되면 전기적인 출력이 변화하게 된다.

이런 모양의 Runout을 Oscilloscope에서 관찰하면 전형적으로 높은 전압과 파형상 에 고주파수 Spike가 중첩된 다소의 정현파형을 나타낸다.

교정조치로써는 금속학적 근원으로부터 Runout을 제거할 수 있는 몇 가지 표면 처 리 기술이 있다. 이에 관해서는 다음 항목에서 언급할 것이다.

13.3.3 残留 應力 集中 (Residual Stress Concentrations)

통상적인 Rotor 제작 과정중에 다양한 기계가공 및 표면 처리로 인해 소량의

국부적인 응력 집중이 생길 수 있다. 응력부위가 Rotor의 기계적 특성에 나쁜 영향을 미치지는 않지만 Proximity Transducer로부터 전기적인 Runout을 일으킬 수 있다. Transducer로부터 전압 출력에 영향을 끼치는 변수 중의 하나는 관찰한 축 표면의 저항 성이기 때문에 축 원주 주위의 저항의 어떠한 편차도 전압 변화를 생기게 할 수 있다.

Oscilloscope상에서 이러한 Runout 형태를 살펴보면 파형상에 고주파수 Spike가 중 첩되고 높은 전압을 가지는 정현파형을 불수 있다.

교정조치로써는 이런 근원으로부터 생기는 Runout을 제거할 수 있는 몇 가지 표면 처리 기술이 있다. 이에 관해서는 다음 항목에서 언급할 것이다.

13.3.4 鍛造한 軸 (Forged Shafts)

단조한 축은 잠재적인 전기적 Runout 문제를 나타낼 수 있다. 또 원자재의 질과 단조과정도 중요하다. 열간 단조의 취급도 Glitch 성능에 영향을 미칠 수 있다. Probe 부위의 뜨거운 축을 들어올리는 관례는 부분적으로 축을 급냉 시킴으로써 Glitch 를 생기게 할 수 있다. 2중 Tempering한(증기터빈에서 사용된 바와 같은) 단조한 축은 Glitch가 생길 가능성이 더욱 낮다. 이것은 아마도 강의 보다 균일한 Tempering 때문일 것이다. 축은 야금학적 균일성을 확실히 하는 "초음파 검사"와 같은 규정이나 시험 절차 는 Glitch 성능을 개선하게 할 것이다.

축의 균일한 열처리는 Glitch를 개선할 수 있으나 비균일한 열처리는 Glitch를 야기 시킬 수 있다. Glitch를 최소화하기 위해서는 Tempering이 균일하게 되어야 한다. 이러한 관점에서 열처리하는 동안 축을 회전하면 도움이 된다. 어떤 경우에는 경화기 술이 Glitch를 야기 시킨다.

13.3.5 精削 節次 (Finishing Procedures)

축 반경의 최종 10 mils(250 /m)에 대한 정삭절차는 전기적 Runout에 큰 영향을 미칠 수 있다. 황삭가공후 동심도 확보를 위한 습식 연마는 어려움이 거의 없 을 것으로 생각된다. 특히 최종 5 mils(125 /m)를 정삭하는 동안은 Hotspot이나 Chattering이 생기지 않도록 정삭 이송거리와 냉각 속도가 충분히 제어되는가를 확인 한다. 이 가공 절차가 완료되면 25~35 microinch 정삭가공 상태가 된다. 이 단계에 서 몇 가지 최종 정삭가공 절차중 하나가 사용되는데 이중에는 "Micro" 또는 "Super" Grinding, Honing 또는 Burnishing 등이 있다. Microgrinding은 Glitch를 유발시킨다. Honing은 일반적으로 보다 좋은 방법이다. Burnishing 특히 Diamond Burnishing은 모든 경우에 있어 실질적으로 기존의 Glitch를 감소시킨다. 기계 가공후 탈자 시키는

것은 Glitch를 감소시키는 방법으로 알려져 왔으며 일반적으로 Grinding 이후는 이것이 필요하다.

13.4 Glitch 測定 節次 (Measurement Procedure of Glitch)

- ① 축 Probe 부위에 잔류 자기가 있는가 점검한다. 2.5 gauss 이상이면 5,000 Ampere Turns 이하의 Coil을 사용하여 탈자 시켜야 한다.
- 1 베어링 저널부에 Vee Block이나 Roller 사이에 축을 설치한다. 축 양쪽에 Stopper(또는 Dial Gauge)를 설치하여 축 방향 이동을 방지한다.
- ③ 측정한 부위가 Probe에 의해 실제로 감시되는가를 확인하기 위하여 도면이나 베어 링 하우징으로부터 Probe 위치를 정한다.
- ④ Probe 중심선으로부터 약 0.5 inch 떨어져 Probe 부위의 원주로 띠를 띄운다. 축 직경이 4.5 inch 이하인 경우는 띠에 10° 간격으로 표시를 하고 축 직경이 4.5 inch 이상인 경우는 5° 간격으로 표시를 한다. 띠에 영점은 Thrust Collar Keyway 와 나란하도록 한다.
- ⑤ 축을 돌려 영점이 Test Probe 위치와 나란하도록 하고, 3 ft의 긴 끈의 한쪽 끝을 축의 하부에 접착 Tape로 붙여 고정시킨다. 이 끈은 측정하는 동안에 연속되는 회전으로 축에 감기게 되며, 끈을 풀기 위해 역회전하면 초기 시작점을 알 수 있 게 된다. 이 간단한 절차가 Roller 내에서의 실수를 제한하게 된다.
- ⑥ Dial Gauge를 사용하여 기계적 Runout을 2회 측정한다. 측정은 Probe 중심선 양쪽의 1 inch(1 inch 떨어짐)에서 취한다. 36(또는 72)의 각 측정점에서 값을 계 측기 눈금으로 읽을 수 있는 한 정밀하게 기록한다. 각 위치에서 2회의 값의 평 균을 계산하고, 이들 2개의 평균값중 가장 큰 차이를 가지는 것을 구한다.
- ⑦ 이 최대 차이가 기계적 Runout이며 0.2 mils 또는 최대 허용진동의 25%중 큰 것
 으로 제한하고 있다.
- ⑧ Proximity Probe를 Probe 부위로부터 약 50 mils 떨어지게 설치한다. Proximitor 로부터 RF(Radio Frequency) 신호를 Probe에 보내고, 송신전압을 Digital Voltmeter에 보낸다. 축을 회전시켜 Probe Tip과 영점위치와 나란히 정열 시키고, Voltmeter의 값이 약 7.5 Volt가 되도록 Gap을 조정한다. 축을 돌려 각 위치에서 소수점 2자리 수까지 그 값을 기록한다. 원래 영점으로 축을 되돌려 영점 조정을 다시 한다. 각 위치에서의 평균전압에서 영점에서의 평균전압을 제하여 그 값 앞 에 (+), (-)기호를 기입한다. Volt 단위의 Glitch Runout은 이들 2개의 값들중 최

대 차이를 가지는 것으로 하며 이의 인수 한계치는 0.04 Volt 이다.

- ⑨ Probe의 교정은 200 mV=1 mil 이기 때문에 전압 차이에 5배하면 Glitch 값(mil)
 이된다. 이 Glitch Runout의 인수 한계치는 0.2 mils 이다.
- ⑩ 전기적 Runout은 Glitch Runout (단위 mils)으로부터 각 위치에서 기계적 Runout
 을 제한 것이다. 이들 두 값을 기록하는데 사용되는 부호규약에 따라
 전기적 Runout = Glitch 기계적 Runout
- ① Glitch Runout이 인수 한계치를 초과하면 Probe부위를 Micropeening 또는 Electro Plating으로 처리해야 한다. 처리후에 기계적 및 Glitch Runout 값을 이상 의 ⑥~⑨항을 반복하여 기록한다.
- ② 최종 기록을 수집한 후에는 Probe 부위를 부식 및 기계적 손상으로부터 보호해야 한다.

	PLAIN / THRUST BEARING END								
	MECHANICAL			GLITCH					ELECTRICAL
POSITION	1st	2nd	Avg	Ist	2nd	Avg	Volt	Glitch	Glitch Mils
	Mils/10	Mils/1c	Mils	Volts	Volts	Volts	Diff	Mils	+ Mech.Mils
0				7 ·	7 ·	7 ·			
1									
2									
3									
•									
34									
35									
0									
FIR									
Remarks									
	INCDECTOD								
DATE.	INSPECTOR:								

기계적 및 전기적 Runout 검사 보고서

주)

- ① Thrust Key 위치인 영점으로부터 10°마다 값을 취한다.
- ② 기계적 Runout의 첫째 및 둘째란은 mil/10 단위로 기록한다. 측정은 Probe 중심선에서 양쪽으로 약 0.2 inch 떨어져 시행한다.

- ③ 기계적 Runout의 (+)는 축이 Probe쪽으로 움직이는 것을 의미한다.
- ④ Glitch의 (+)는 축이 Probe로부터 멀어지는 것을 의미한다.
- ⑤ 전기적, 기계적 Runout의 조합 영향이 Glitch이다. 이것은 5배의 전압차이며 단위는 mil이다(1 mil=200 mV).
- ⑥ 전기적 Runout은 기계적 및 Glitch Runout의 합으로 계산된다. 이것은 3, 4항에서 사용된 부호규약 때문에 의한 것이다.
- ⑦ (-)값을 가감할 때 수학적인 규약을 지키는 것에 주의를 기울여야 한다.
- ⑧ Glitch 전압차는 각 위치에서 마다 영점에서의 전압을 제하면 된다.
- ⑨ FIR는 각 란에서의 두 값간의 최대 차이다.

13.5 Glitch 取扱法 (Methods of Dealing With Glitch)

Glitch를 제거하기 위한 전자적인 신호 처리를 전자적 Runout 보상 또는 Runout 공제라고 한다. 그것은 축이 Slow Roll Speed로 회전하는 상태에서 1회전 마다 한 번의 Keyphasor Timing Pulse를 기준한 Glitch 형태를 전자적으로 기억하는 것을 포함하고 있다. 이 신호는 보다 높은 속도에서 변환되고 혼합(진동에 Glitch가 추가)신호에 추가된다. 이 절차로써 그 속도에서 전체 신호로부터 Glitch 신호를 유효 하게 공제하여 실제 진동만을 나타내는 신호를 가지게 된다.

전자적 Runout 보상은 얼른 봐서는 Glitch에 대하여서는 만병통치약처럼 보인다. 그러나 이 기술의 효과를 완전히 이해하기 위하여 몇 가지 잠재적인 문제점들을 고려 해야 한다.

일반적으로 전자적인 Runout 보상을 할 때 만일 (a) Glitch 모양이 Slow Roll로부터 더 높은 속도에 이르기까지 변화하거나 (b) Slow Roll 모양이 완전히 실제 Glitch(예 를 들면 일시적인 Rotor Bow, 저속 진동)에 기인하지 않는다면 두 가지 잘못을 초래 한다. ① 그 속도에서 실제 Glitch 신호 성분은 더 이상 보상되지 않으며 또, ② 보상 회로는 실제 진동 신호 일부를 공제하게 된다. 이들 잘못은 실제 진동 크기 보다 더 높거나 더 낮은 진동진폭을 나타나게 할 수 있다. 기타 잠재적인 문제점들에는 다음 과 같은 것들이 있다.

① 일시적 축의 휨

열적 또는 중력적인 휨으로 인한 신호를 Glitch로 잘못 판단하기 쉽다. 이들 일시적인 휨은 Glitch와는 분명히 다른 현상이다. 일시적인 휨을 Glitch로 잘못 알고 전체 신호로부터 공제하면 측정의 오류를 가져온다. 이들 휨은 Rotor 거동에 영향을

끼쳐 진동 신호로 나타난다. 또한 기동시나 부하 변화시와 같이 일시적인 휨상태가 변화할 때 만일 원래의 휨량이 공제되었다면 잘못된 결과를 초래하게 된다. Rubbing 에 의한 어떤 형태의 열적인 휨은 또한 위상의 변화를 가져올 수 있다. 이것도 공제 된 틀린 Glitch 신호의 원인이 된다.

② 축방향 위치 변화

Probe에 관하여 축의 축방향 위치가 크게 변화하면 Probe는 축의 새로운 부위 를 관찰하게 된다. 새로운 Runout 신호가 기억된 원래 신호와 다르면 심각한 오류를 범하게 된다. 축의 열팽창에 의한 축방향 위치 변화는 0.25~25 mm 변할 수 있다.

③ 축의 변화

예비 로터를 설치할 때 새로운 Glitch 모양을 기억해야 한다. Runout 기억으 로 이전의 모양을 보유하고 있으면 틀림없이 큰 오류를 초래하게 된다.

④ 결선 잘못

진동 변환기의 결선이 잘못되면(예를 들면 수직 및 수평 신호의 바뀜) 틀린 Glitch 신호가 두 개의 변환기로부터 공제된다. 이로 인하여 큰 오류를 범하게 된다. 다른 속도로 회전하는 기계열에서 부적합한 Keyphasor 신호를 사용하여도 오류를 범 하게 된다.

⑤ 시간에 따른 Glitch 모양의 변화

특히 자기적으로 유도된 어떤 형태의 Glitch는 시간에 따라 변한다. 전도성 변 화에 의한 Glitch는 Proximity Probe Gap 거리의 함수에 따라 변화한다. 이들 변화는 보상된 신호의 오류를 가져온다.

⑥ 기준 각도의 변화

커플링 분리시 기준 각도 표시를 잊어버리면 공제된 신호의 위상각은 틀리게 된다. BNC 회사의 Digital Runout Compensator에서는 축 1회전을 256개 Segment 로 나누어 각 Segment는 1.4°씩이다.

⑦ 과도적인 속도 상황

로터의 회전수가 급속히 변화하면(예를 들면 전기 전동기의 기동중) Compensator 의 Tracking(Slew) Rate가 초과되지 않는가를 확인해야 한다. Time Expansion Technique (예를 들면 다속 Tape Recorder의 사용)은 보상의 오류를 피하기 위해 필 요하다.

⑧ 계측기 신뢰도

전기적 Runout 보상은 신호 통로에 전기회로를 추가한다. 이 전기회로의 고장

은 그 Transducer로부터 보상된 신호의 손실이나 찌그러짐의 원인이 되고, 또한 Keyphasor 신호 손실은 이것과 연결된 모든 Channel이 찌그러지거나 기능이 저하된다 (Runout을 보상하는 각 Channel은 연속적으로 작용하는 Keyphasor가 필요하다). Wobulator로 Monitor 교정을 하기 위해서는 "Black Box" Runout 보상기가 교정신호에 무슨 역할을 하는지에 대한 지식이 필요하다. 신뢰도 문제가 가장 중요한 이유는 전 기적 Runout 보상이 기계 진단용으로는 바람직하지만 연속 감시용으로는 추천되지 않 기 때문이다.

9 운전원의 신뢰도

어떤 계측기에 대한 운전원의 신뢰는 그 계측기 기능에 대한 지식이나 시범에 달려 있다. 신호 통로에 "Black Box"가 많을수록 이해와 믿음은 더욱 어렵다. 이상의 조건들중 어떠한 것도 오지시하거나 불필요한 Monitor 경보가 발생하면 그 계측기에 대한 운전원의 신뢰도는 영향을 받을 것이다.

13.6 벡터의 無効化 대 Runout 補償

(Vector Nulling VS. Runout Compensation)

회전체 상에 나타난 Runout 즉, "Glitch" 값을 제거하는데 이용하는 3가지 기술 이 있다. 가장 기본적인 방법은 기계적 또는 전기적 Runout의 근원을 제거하기 위하 여 축의 표면을 처리하는 것이다. 다른 2가지 방법은 축상의 Runout 값을 보상하는 전기적 회로를 채용하는 것이다. 분명히 Runout 근원을 제거하기 위한 축의 처리 방 법이 가장 바람직하다. 왜냐하면 이 방법이 행해지면 진동 신호에서 Runout을 보상해 야 할 아무런 이유가 없기 때문이다.

때로는 어떤 축재질 또는 단조품은 표준 축의 처리에 잘 응답하지 않는데 이는 축이 영구적인 휜 상태이거나 축 표면 처리가 불가능하거나 비현실적인 경우이다. 축의 표 면 처리나 축의 휜 상태를 제거하는 것이 비현실적이라면 2가지 전기적 방법중 하나를 사용한다. 그러나 이 2가지 방법은 사용한 전기회로 측면에서 또 처리된 진동신호의 응용 측면에서 완전히 다르다. 다음은 2가지 방법에 대한 설명과 각각의 정상적인 응 용에 관한 설명이다.

13.6.1 벡터 無効化 (Vector Nulling)--Digital Vector Filter

이 시스템은 Digital Vector Filter의 필수적인 부분이다. 이것은 Slow-Roll Vector 즉, 각기의 공진상태 이후 잔류 불평형으로부터 초래되는 Vector를 무효화하는 수단이 있다. 무효화 작업은 실제 Vector의 공제(위상과 진폭)이지 단순히 전압 억제

회로가 아니다. 무효화 회로는 Filtered 진동 파형에서 작용한다. DVF2에 채용된 Filter는 Rotor의 회전 주파수(1×RPM)로 조정되었기 때문에 무효화 회로는 회전 주파 수와 일치하는 Shaft Runout 부위를 제거한다. 이것은 전형적으로 Probe로 측정하는 면에서 축의 휨이나 비동심(겨란 모양을 한) 축의 상태를 제거하는데 사용한다. 아주 큰 Runout(Scratch, 야금의 불규칙 등)도 DVF2의 Filter 작용을 통하여 제거된다.

무효화 될 수 있는 신호의 전체량은 DVF2상에 진동 범위가 어떻게 선정되었느냐에 달려 있다. 2가지 범위가 사용되는데 1~5 mils 그리고 1~50 mils 이다. 무효화 작 업은 각 범위에 대하여 Full Scale의 20%로 제한된다. 따라서 최대 무효 신호는 낮은 범위에서는 1 mils 높은 범위에서는 10 mils 이다.

일단 초기 Slow-Roll Vector가 무효화되면 이것은 다음에 오는 모든 동적 신호로부 터 자동적으로 공제된다. 이 시스템은 운전속도 범위에 걸쳐서 시스템의 기계적 응답 과 Impedance, 공진(임계속도) 및 증폭계수를 정확히 실행하는 수단을 제공한다. 또 한 Vector의 무효화는 공진 이후에 잔류 불평형 벡터를 보상하기도 한다.

13.6.2 Runout 補償 (Runout Compensation)…Digital Runout Compensator

Digital Runout 보상기는 Slow-Roll 동적 파형을 디지털로 기억하는 능력 을 가지고 있다. 이 계측기는 128 Line, 9-bit, Digital Processing System이다. 초 기 Slow-Roll 파형이 일단 기억되면 이것은 다음에 오는 모든 동적 파형으로부터 공제 된다. Filter를 사용하지 않거나 파형의 사전 조정 작업은 기억기능 이전에 행해지기 때문에 Digital Runout Compensator는 복잡한 형태의 동적 운동 신호를 생산한다. 이 운전으로 전체 동적 신호를 관찰하게 된다.

13.6.3 綜合

2가지 보상 방법중 하나를 선정함에 있어 출력 신호의 최종 응용이 주 고 려 대상이어야 한다. 어떤 형태의 Runout 보상기를 사용하는가에 대한 생각은 하나의 "중요한 규칙"을 고수할 것을 요한다. 「Slow-Roll 속도에서 측정한 Runout 형상이나 Vector는 시간, 축의 속도, 로터의 축 방향 위치, 온도(팽창차) 또는 기계의 운전조건들 의 함수로 변화시켜서는 안된다.」

대형 기계에서는 운전속도까지 공칭상의 축방향 위치 변화와 차동팽창이 발생하면 진동 Probe가 "새로운" 축의 축방향 위치를 관찰하도록 하고 있다. 총 Runout 형태를 고려할 때 이 "새로운"축의 위치는 Slow-Roll에서 관찰한 총 형태와는 전혀 다르다.

Slow-Roll에서 Program되어야 하는 Digital Runout 보상 회로는 축방향 변화는 발생하 지 않는다는 것을 가정한다.

그러나 Vector 무효화는 시스템내의 Filter는 오직 1×Runout Vector만 고려되기 때 문에 총 Runout 형태는 다루지 않는다. 1회전에 1회의 Runout Vector는 Slow-Roll로 부터 운전속도 및 온도까지 거의 변화하지 않는다. 이런 관점에서 Vector 무효화는 Digital Runout 보상에 분명한 장점을 준다. Vector 무효화는 또한 Bode Plot이 작성 될 때 다음 고차의 공진 작용을 관찰하기 위하여 공진속도역을 통과한 후 축 운동의 잔류 Vector를 무효화하는 능력도 제공한다.

따라서 Runout 보상 방법을 선정할 때 훌륭한 기술적 판단이 이용되어야 한다. 정 상적인 기계의 운전 특성 및 출력 진동 신호의 의도적인 사용에 의한 잠재적인 오류의 근원에 주의를 기울여야 한다.

13.7 Glitch 減少 (Glitch Reduction)

Glitch를 감소시키는 방법은 여러 가지가 있고 성공적으로 수행되어 왔다. 각 방법이 소기의 결과를 얻을 수 있기 때문에 어느 방법이 최선이라고 할 수는 없다. 그러나 비용 및 시간을 기준으로 할 때 어느 방법을 선택할 것인가는 말할 수 있다.

① 추가 기계가공

Glitch 측정을 위해 Probe 부위를 점검한 결과 가용 한계치를 초과하면 Probe 부위를 진원 가공할 수 있지만 이것은 더욱 수용 불가의 결과를 초래 할 수 있는 잘못 된 방법이다.

② Polishing 또는 Stoning

① 한과 유사한 방법이지만 아주 무지스럽지는 않다. 그러나 사태를 더욱 악화 시킬 문제점은 계속 안고 있다.

③ Sleeving

축에 슬리브를 강제압입 방법이 사용되어 왔지만 이것은 앞의 ①, ②항과 같이 예견할 수 없는 결과를 초래하는 비용이 많이 드는 방법이다. 이들 2항보다 더 많은 처리가 요구된다.

④ Rolling 또는 Burnishing

이 방법은 Glitch를 허용 한계치 이내로 감소시키는 높은 성공률을 가진다. Probe 부위를 경화시킨 Roller 사이에서 10시간 이상 부하를 준 상태로 Rolling한다. 실제로는 이 절차는 추가적인 처리가 필요 없는 균일한 경화표면을 갖게 된다. 이 방

법은 가장 쉽고 기능도 크게 요구되지 않으나 Probe 부위마다 10시간 이상의 시간이 소요된다.

(5) Micropeening

표면재료가 경화된다는 점에서는 ④와 유사하다. 그러나 표면경화는 그 정도 가 경미하고 재료의 변화를 많이 일으키지 않는다. 따라서 Probe 출력전압의 증가가 요구되는 Probe 주위 위치에서 선별적으로 수행된다. 조작을 잘하고 측정치들이 일정 하면 Glitch를 허용 한계치 이내로 줄일 수 있다. 이 작업은 시간이 소요되고 오류를 범하기 쉽지만 경험 있는 조작자는 일관된 좋은 결과를 얻을 수 있다.

Micropeening의 절차는 다음과 같다.

- (a) 13.4 항에서 상술한 바와 같이 Glitch 전압치를 Micropeening Worksheet상에 기 입한다. 각 위치에서의 전압으로부터 최고 전압을 제한 전압차를 구하고, 이것은 (-)량이 된다.
- (b) Micropeening 계기를 최소 Stroke로 설정하고 최대 전압차를 가지는 위치와 나 란히 축 방향으로 1"길이를 한 줄로 Peening한다. 이 위치에서 전압치 변화량이 첫 번째 값에 비하여 (+)0.04 Volt 인가를 점검한다(이 전압 변화량은 조작자와 Peening 계기에 따라 다르다. 만일 0.04와 다르면 0.04 대신에 다음 설명에서 얻어진 값을 쓴다).
- (c) 전압 차가 0.06 이상인 다른 모든 위치에 Peening한다.
- (d) 다른 일련의 Glitch 전압을 기록하고 그 차를 계산한다.
- (e) 전압 차가 0.04 이상인 모든 다른 위치에 Peening한다.
- (f) 기록을 반복하고 최대 차가 0.04 이하일 때까지 Peening한다.
- (g) 13.4 항의 8~9번에서 설명한 바와 같이 최종값들을 기록한다.
 - 6 Electroplating

Micropeening 기술의 실험 결과에 의하면 선택된 위치에서 Probe 출력전압을 감소시키는 방법은(Micropeening과는 반대 효과) 가장 이점이 큰 것으로 판명되었다. 선택적인 Electroplating 방법은 바람직한 효과를 가지고 있다는 것이 확인되었다. 따 라서 소기의 출력전압을 주도록 Probe 주변의 선택한 위치에 금속의 Flash Coat를 적 용할 수 있다. 또한 이 절차는 조작자의 높은 숙련도와 많은 시간의 소요가 요구된다.

⑦ Micropeening과 Electroplating의 조합

방법 ⑤와 ⑥을 조합하는 방법은 각기 나름대로의 방법보다는 보다 신속하다. 평균 Glitch 전압을 선정하여 평균보다 큰 전압을 가지는 곳에는 Electroplating을, 반면

에 평균보다 낮은 전압을 가지는 곳에는 Micropeening을 시행한다. 허용되는 결과를 얻기 위해서는 극소 위치만을 Plating이나 Peening해야 한다.

이 조합 방법은 또한 요구되는 바와 같이 Peening 위에 Plating을 하거나 Plating 위에 Peening을 함으로써 조작자의 실수도 허용된다.

조합 방법의 절차는 다음과 같다.

- (a) 13.4 항에서 상술한 바와 같이 Glitch 전압치를 Micropeening Worksheet상에 기 입한다. 모든 전압이 0.02 이내에 오도록 계산 또는 어림하여 평균전압을 정한 다.
- (b) 평균전압이 0.02를 초과하는 모든 위치에는 Plating을 해야 한다. 공급된 액체 로 이 부위를 청소 및 Etching하고, 접착 Tape으로 Probe 부위를 바르되 선정한 표시와 나란히 축 방향으로 길이 1 inch 폭 1/8 inch 만큼의 부위는 노출시킨다.
- (c) 최고 전압 위치를 선정하고, 10~18 Volt, 0.5~0.9 Amp로 10초 동안 Nickel Alkaline 수용액으로 이 곳을 Plating한다. 경험상 이것은 그 부위에서 0.1 Volt 만큼 Glitch 전압을 감소시켜야 한다. 실제 전압 변화를 점검하고 Plating Time (예를 들면 0.01 Volt 변화에 1초)을 조정한다.
- (d) 이 Timing을 이용하여 다른 모든 선정한 부위를 Plating한다.
- (e) Glitch 전압을 다시 취하고 소기의 평균전압을 얻도록 필요에 따라 다시 Plating한다.
- (f) Masking Tape을 제거한다.
- (g) 앞의 ⑤항에서 상술한 바와 같이 Micropeening을 한다.
 - * 과도하게 Peening된 부위는 Plating으로 소기의 전압이 회복될 수 있다.
 - * 과도하게 Plating된 부위는 Peening이나 Emery Cloth로 가볍게 문질러 소기의 전압이 회복될 수 있다.
 - 8 Degaussing

균열 부위의 자분탐상을 하거나 자장내에서 작동하므로써 생긴 축의 잔류 자기 는 상당히 큰 전기적 Runout을 일으킬 수 있다. 따라서 Glitch 제거를 하기 전에 모 든 축의 Probe 부위의 잔류자기를 측정하는 것이 중요하다. Bently Nevada에서는 자 장의 강도가 5Gauss인 잔류자기는 0.5 mil정도의 전기적 Runout을 준다고 말하고 있 다. 따라서 2.5Gauss를 초과하는 잔류자기를 나타내는 모든 축은 탈자시켜야 한다. 이것은 Glitch를 완전히 제거하는 과정은 아니지만 운전 중에 잔류자기를 잃는 축 때문 에 Glitch 값이 변하지 않는가를 확인하는데 도움이 된다.

13.8 Probe 部位의 保護 (Protection of Probe Areas)

앞서 언급한 조치중 하나나 또는 조합으로 Glitch를 제거하는 것은 진동 관리하 는데 중요하다. Probe 부위를 처리할 때 부식손상 및 긁힘이 생기지 않도록 보호하는 것이 중요하다.

인수시험과 현장 운전하는 사이에는 많은 주위를 기울이지 않을 수도 있다. 이 경 우에 녹, 긁힘 또는 눌린 자국에 의해 Probe 부위가 손상되었다는 현장 보고서가 많 다. Stoning이나 Polishing으로 손상을 제거하면 소기의 외형은 가질 수 있으나 원래 의 Glitch 값은 완전히 바뀔 것이며 틀림없이 허용 한계치를 초과할 것이다. 그리고 Glitch 제거는 선택적인 Micropeening으로 현장에서 수행해야 하며 불리한 조건을 감 안하면 그 결과는 공장에서 얻을 수 있는 값보다 항상 못하다. 따라서 공장에서 Glitch 처리를 하고 그 값을 취한 후에는 Probe 부위를 Epoxy Resin으로 Coating을 고려해 야 한다. 이 Coating은 기계 수명 동안 남아 있으며 Probe 값에 영향을 주지 않을 뿐 더러 부식 및 모든 미미한 기계적 손상으로부터도 Probe 부위를 보호한다.

13.9 結言 (Conclusions)

- Proximity Probe는 기계 진동 감시를 위한 공업 표준 설비로 받아 들여 왔다. 불 행히도 이들은 반경방향의 참 진동과 회전체에 내재된 Glitch를 구별 할 수 없다.
- ② 따라서 Glitch를 제거하거나 허용 한계치 이내로 감소시키는 것이 관심사이다.
- ③ 축의 잔류자기에 의한 Glitch는 다른 조치를 취하기전에 제거되어야 한다.
- ④ 기계적 Runout이 허용치 이내에 있으면 이것이 Glitch에 미치는 영향은 전기적 Runout을 변화시킴으로써 극복 될 수 있다.
- ⑤ 전기적 Runout은 Burnishing(Rolling) 또는 Micropeening으로 Probe 부위를 경화 시켜 Glitch를 허용치 이내로 오도록 유효하게 변경될 수 있다.
- ⑥ 이곳에서 Burnishing 작업이 시도된 바는 없으나 결과치가 일정하고 더 이상의 조 치가 필요하지 않으면 Burnishing 작업이 아주 경제적이다.
- ⑦ Burnishing이 증명되고 적용될 때까지는 Micropeening이나 Micropeening과
 Electroplating의 조합방법을 공장 및 현장용으로 이용해야 한다.
- ⑧ Glitch 제거를 완료한 후에는 즉시 Epoxy Coating을 Probe 부위에 적용하도록 공 장의 관례를 바꿔야 한다. 이렇게 하면 장기간 표면이 보호되고 최소의 Glitch 값 이 유지된다.