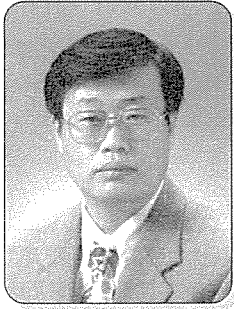


회전체의 진동 분석과 그 대책(III-III)



한전 전력연구원 발전연구실
발전설비지원그룹 과장
조철환
Tel : (042)865-5322

5.2.5. Misalignment에 의한 진동

증기 Turbine의 각 Bearing 진동치가 부하변화시 또는 일정부하 중에도 조금씩 변화되는 수가 있다. 이 원인은 일반적으로 ① 기초대의 변형, ② Casing의 변형, ③ Bearing Metal의 온도차, ④ Pedestal 부의 열 변화, ⑤ 진공도 변화, ⑥ Oil Whipping, ⑦ 불안정한 진동, ⑧ 위험속도역의 변화, ⑨ 위험속도 진동 등으로 Bearing Alignment가 변화를 일으켜 발생하는데 축계의 진동 Mode가 적지마는 변화하기 때문이라고 생각되고 있다.

Steam Turbine으로 Self Aligning Bearing 및 Flexible Coupling을 갖고 있음에도 불구하고 두개의 Shaft와 Bearing을 Aligning하여 진동이 생기지 않도록 한다는 것은 어렵다. 그림 5-5는 3가지의 Coupling Misalignment 경우를 표시한다.

- (1) Angular Misalignment : 2개의 축의 중심선이 각을 이루고 만나는 것.
- (2) Off-Set Misalignment : 축 중심선은 평행이나 서로 떨어진 것.
- (3) Combination Misalignment : Angular 및 Off-Set Misalignment.

Bent Shaft 는 Angular Misalignment와 매우 유사하게 동작하므로 그 특성은 Misalignment에 포함시킬 수 있다.

Flexible Coupling 일지라도 Misalignment는 축 및 원주방향의 진동을 일으키는 축 및 원주방향의 2가지

힘이 생긴다. 이것은 Coupling이 Flexibility 한계내에 있을때라도 변함이 없다. 발생된 두 힘의 크기와 진동량은 Misalignment가 커질수록 증가한다. Misalignment 및 Bent Shaft로 인한 진동의 중요한 특성은 축 및 원주방향 양쪽에 있다는 것이다. 진동주파수는 정상적으로 1 RPM이나 Misalignment가 심각할 때는 2차(2 RPM) 또는 3차(3 RPM) 진동주파수가 된다.

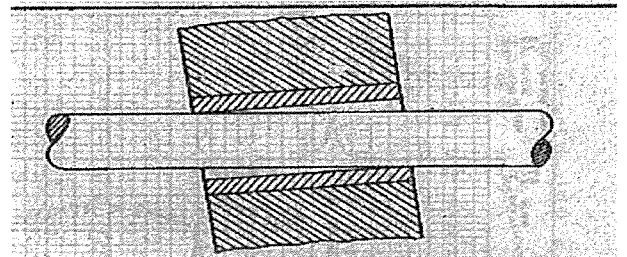


그림 5-4 Sleeve Bearing의 Misalignment

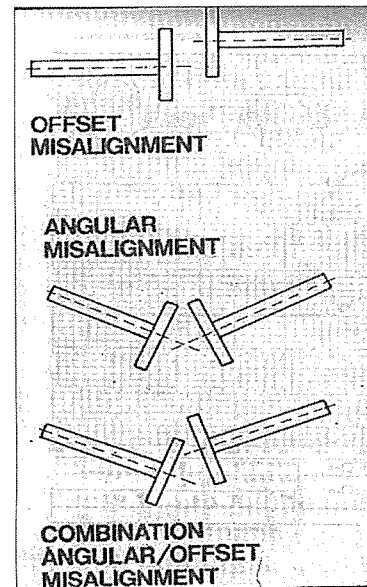


그림 5-5 Misalignment의 형태

Coupling의 동심결합이 되지 않은 Misalignment는 흔히 Coupling Bolt를 조일때 일어난다. 즉, Coupling이 Crank 상태로 조립되었을때 이 Crank로 인하여 Bending Moment가 유발되거나 인접한 Rotor를 휘게 하여 Unbalance가 된다.

이 문제는 Rotor를 Balancing 함으로써 감소시킬 수

있으나 Coupling이 완전히 기준치 이내로 Alignment가 되기 전에는 진동치가 만족할만한 값에 결코 도달할 수 없다.

따라서 Coupling Rim 상의 원주 Runout Check를 하거나 결합한 두 Coupling에 대한 고속진동 Data로부터 실질적인 위상차를 확인함으로써 빨리 진단할 수 있다.

그림 5-4과 같이 축과 Bearing의 평행도가 나쁜 Misalignment도 있다. 이 경우에는 Unbalance가 없는 한 진동은 발생하지 않는다. Unbalance가 있으면 이 힘 때문에 Bearing의 반작용이 생겨 축방향 및 원주방향의 진동이 발생한다. 이 경우 Balance가 되면 축 및 원주방향의 값이 감소한다.

축방향진동은 Misalignment 나 Bent Shaft 여부를 판단하는 좋은 수단이다.

일반적으로 축방향의 진동진폭이 가장 높은 원주(수평 및 수직)방향의 진동진폭의 1/2보다 클 때에는 Misalignment나 Bent shaft가 있음이 예상된다.

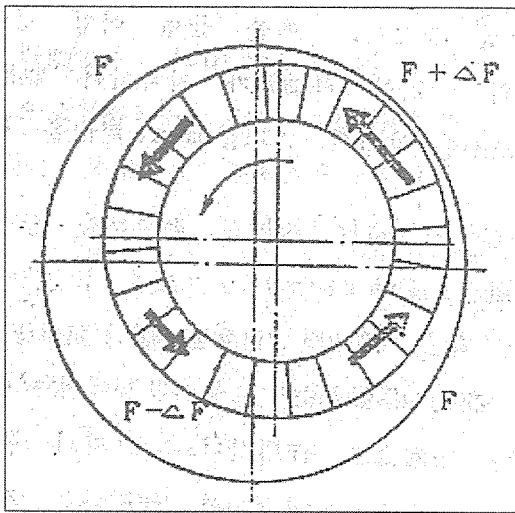


그림 5-6

Wheel과 Nozzle Diaphragm과의 편심에 따른 Steam Force

Blade 외주의 Radial Spill Strip의 Clearance가 터빈에서 그림 5-6와 같이 Wheel의 중심과 Nozzle Diaphragm 중심을 같지 않도록 조립하면 Clearance가 좁고 Steam Leak가 적은 우상측에서는 출력이 크고 반대인 좌하측에서는 출력이 작기 때문에 Rotor는 회전 Torque 외에 $(F + \Delta F) - (F - \Delta F) = 2 \Delta F$ 의 좌상방향의 작용력을 받게 되며 Bearing 내의 축심 이동을 일으키게 된다.

또 마찬가지로 전원주상의 회전 Torque가 불균등하

게 되고 Rotor에 횡방향의 작용력을 부여할 수 있는 가능성으로써 다음과 같은 경우도 생각할 수 있다.

(1) Casing이나 Nozzle Diaphragm의 변형등으로 Diaphragm의 면과 Wheel의 면이 평행되지 않은 상태에서 Diaphragm이 기울게 조립되면 Nozzle 과 Blade의 축방향 간격이 180° 대칭위치에서 좁은곳 즉 고출력 부분과 넓은곳 즉 저출력 부분이 생겨 그림 5-6과 마찬가지로의 경우이다.

(2) Nozzle Plate(정익)의 증기류중 고체입자에 의한 침식이 전원주에 균등하지 않으면 원주상 출력의 차이가 생겨 위와 같은 결과가 된다. 특히 증압초단의 Nozzle Plate는 재열증기 유입부분인 관계로 원주 대등하게 침식되지 않기 때문에 진동대책상으로도 빨리 보수하는 것이 좋다.

Oil Whip이 발생한 Bearing은 부하가 걸리지 않을 만큼 심각하지 않는한 Misalignment 만으로는 거의 진동의 자극을 일으키지 않는다. 만일 이런 상태가 발생하면 대단히 큰 저 주파폭 진동 진폭은 Oil Whip과 같을 것이다. Misalignment가 되면 또한 기존하는 Unbalance 자극에 대한 응답특성이 크게 변화될 것이다. 예를 들면 어떤 경우에 Turbine의 최종 Bearing의 일정한 진동치의 영향이 미치지 않았던 발전기에 약간의 Alignment 변화를 주어도 팔목할 만하게 증가한다.

5.2.6. 자려진동

회전 기계와 같은 진동계는 보통 상태에서는 저항력 즉 감쇠가 운동을 정지하는 방향으로 작용한다. 그러나 운동과 같은 방향 즉 운동을 촉진하는 방향으로 감쇠력이 작용하는 경우 진동 진폭은 시간에 따라 지수적으로 증가한다.

이 현상을 자려진동이라고 하며 운동을 촉진하는 방향으로 감쇠력이 작용하기 때문에 진동을 유지하는 힘은 운동 자신에 따라 주어지고 운동의 정지와 함께 소멸한다.

이것은 돌발적으로 일어나고, 대단히 큰 진폭으로 성장하는 경우도 있고 극히 위험한 진동이다.

또 이 진동은 Unbalance에 의한 진동과는 달리 회전 비동기의 진동과형을 띠는 것이 그 특징이다.

회전기의 자려진동은 일반적으로 Oil Whip, Oil

Whirl, Steam Whirl Shrunken Wheel Disc 등의 내부 마찰 진동이 있고 특히 Oil Whip는 빈번히 발견되는 자러진동이다. 이것은 Bearin Oil Film의 Spring과 감쇠력이 있는 일정한 회전속도 이상이 되면 수직방향, 수평방향의 Balance가 흐트러져 회전축에 자아적인 회전력이 발생하는 것이다.

일반적으로 위험속도 이상에서 생기면 위험속도의 2~3배 근방에서 발생한다. 이 축의 진동수는 회전속도에 관계없고 거의 위험속도와 같다.

1) Oil Whip

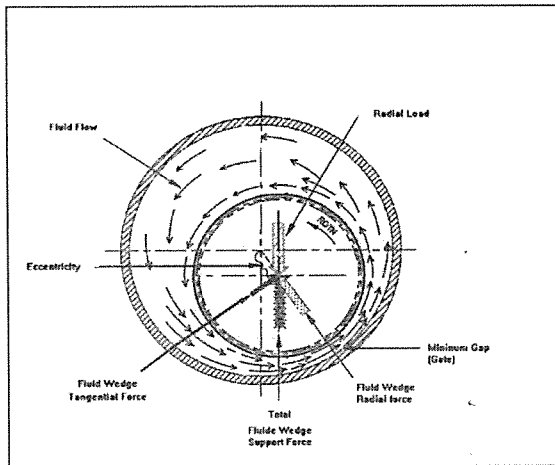


그림 5-7 Oil whip시의 힘의 균형

Oil Whip이란 그림 5-7과 같이 Sliding Bearing 내에서 Journal의 Pumping Action에 의해 가압된 유막압력 작용에 의해 일어나는 일종의 진동이며 Journal의 원주속도, Oil 점도, Bearing의 형상, 원주방향으로 걸리는 Bearing 하중, 및 Journal Attitude Angle 등의 요인이 복잡하게 얽혀 발생한다.

Oil Whip는 통상 운전중에 갑자기 나타났다가 없어졌다 한다. 이로 인한 진동 진폭은 대단히 높으며 (10~15 mil) 진동 주파수는 운전 속도 주파수의 약 1/2 정도(위험속도의 주파수 근방)로써 3,600 RPM Rotor에서는 Oil Whip이 약 1,400~2,000 RPM에서 발생한다. 이 주파수가 1/2 RPM 정도이기 때문에 이 Rotor는 Strobe Light로 비취면 정지한 상태로 나타나지 않고 회전한다.

Oil Whip은 압력이 있는 Oil Wedge가 생성하여 Journal 중량보다 큰 힘으로 들어올리는 힘이 생겨 Journal을 부상하도록 하여 그 결과 순간적으로 압력을 떨어뜨리기 때문에 Journal이 낙하하는 현상이 일정간격으로 반복되는 큰 진동으로 나타난다.

특히 Oil Whip Frequency에 가까운 Rotor 공명이 있을 때 증폭되며, 이 경우 공진주파수는 때때로 Whip Frequency가 된다.

가) Oil Whip의 특징

- (1) Oil Whip는 위험 속도 2배 이상의 회전수에서 발생한다. 여기서 위험 속도란 취급설명서 등에 표시되어 있는 설계상의 값이 아니고 실측의 S-V 곡선 위상도에서 구한 값이라는 점을 유의할 필요가 있다. 이것은 현실적으로는 Bearing Alignment의 변화등으로 변화되고 있기 때문이다.
- (2) 그 선회방향은 축의 회전방향과 같다.
- (3) Oil Whip의 선회진동수(진동주파수)는 회전속도와는 무관하고 위험속도의 진동수(고유 주파수)와 거의 같다. 실제로 Oil Whip 진동수는 반드시 거의 위험속도의 진동수와 일치하는 것이 아니고 그것보다 낮아 정격 주파수의 1/3 정도이다.
- (4) Journal Bearing에서의 Journal 중심의 편심률이 작을수록 Oil Whip이 일어나기 쉽다.
- (5) 그림 5-8과 같이 소멸회전수는 발생회전수보다 얼마간 낮은데에 있고 양자 사이에는 Hysteresis가 있다.

특히 Hysteresis가 위험속도 주파수에서 발생될 때 Hysteresis Whip 또는 Friction Whip 이라고 한다. 예로써 3,600 RPM Rotor의 1차 위험속도가 2,200 CPM 이라면 Hysteresis Whip은 주파수 2,200 CPM에서 발생한다.

Hysteresis Whip의 경우에는 위험속도 이상에서 운전하는 Rotor는 Unbalanced Heavy Spot 반대방향으로 굽으려는 경향이 있다.

그 결과로 굽힘을 못하도록 작용하는 Rotor의 내부마찰 Damping(Hysteresis Damping)은 위치(상태)를 잃어 이 Damping Force로 인해 굽힘을 더 크게 할 것이다. 이런 상태는 Bearing에서 주어지는 Damping에 의하여 억제된다. 그러나 만일 Rotor의 내부마찰 Damping에 비하여 Stationary Damping이 낮으면 사고가 발생하기 쉽다.

Hysteresis Whip이 발생하면 통상적인 해결책은 Bearing과 Structure의 Stationary Damping을 증가시키는 것이다. 즉, Tilting Pad Bearing이나 다른 특수 Bearing으로 교체함으로써 이루어질

수 있다. 또 어떤 경우는 Rotor Damping을 감소 시킴으로써 즉, Gear type Coupling을 Flexible Dish Coupling과 같은 Frictionless Coupling으로 교체함으로써 해결할 수 있다.

- (6) Bearing의 급유온도를 올릴고, Oil 점도를 내리거나 급유량을 줄이면 Oil Whip이 발생하기 어려운 경향이 된다고 말하고 있으나 이와는 반대의 경우도 있다. 급유온도를 올리고 내림에 따른 영향은 연구자의 보고에 따라서도 일정하지 않다.
- (7) Oil Whip은 일종의 자려진동이기 때문에 발생 및 소멸은 돌발적이고 서서히 변화하지 않으며 일단 발생하면 회전수를 올려도 위험속도와 같이 감소하지 않는다.

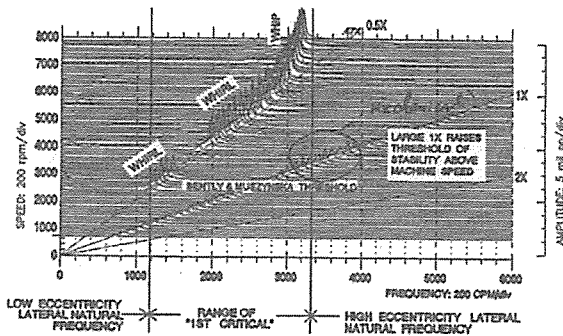


그림 5-8 Oil Whip과 Oil Whirl의 상태

또한 Oil Whirl은 Oil Whip과 같이 유막 압력 작용에 의한 진동이지만 윤활유의 점성력에 의해 진동수는 회전수의 1/2이라고 일컬어지고 있다. 따라서 그림 5-9와 같이 회전수 변화에 대 Oil Whirl의 진동수도 변화되는 점에서 Oil Whip과 구별된다. 그러나 그 원인이나 대책은 Oil Whip과 마찬가지로이다.

나) Oil Whip 원인

(1) Alignment 변화

경년적으로 기초대나 Bearing Pedestal이 상하 좌우로 변형되면 Bearing Alignment가 변형되어 축계의 Flexibility가 적은 인접 Bearing 간에는 Bearing 하중의 변화가 커지고, Bearing 면압(하중)이 소멸된 쪽의 Bearing은 유막압력 작용을 크게 받아 안정성을 잃는다. 한편 Casing 위에 있는 Bearing은 진공도 변화에 의하여 Alignment 변화도 생긴다.

- (2) Bearing Pedestal 및 Sale Plate 간의 Slide 불량 미끄럼 상태가 나빠지면 기동 또는 정지시에 Bearing Pedestal은 수평으로 이동하지 않고 열팽창 혹은 수축하는 Casing의 힘을 받으며 중간 Bearing Pedestal은 전방경사 또는 후방경사 즉, Seesaw 와 같은 움직임을 할 경우가 있고 이것은 당연히 내부에 있는 Bearing의 Alignment를 포용하고 있는 Bearing Pedestal은 Bearing 마저 불안정이 될 정도로 변화되는 수가 있다. 정기 검사 조립시에 Bearing Alignment가 적정치였음에도 불구하고 특히 기동정지 과정에서 불안정한 경우에도 유력한 원인의 하나라고 생각할 수 있다.

(3) 외력에 의한 Whip

정상적으로 완전하게 안정한 기계가 Oil Whip의 진동을 때때로 나타내고 있다. 이것은 외력이 foundation Bolt나 Piping을 통하여 기계로 진동이 전달된다. 만일 이 “Background” 진동이 기계의 Oil Whip 진동 주파수와 같으면 Oil Whip이 발생한다. 이 상태를 외력에 의한 Whip라고 한다. 유사한 방법으로써 정상적으로 안정한 기계가 Oil Whip 주파수와 같은 주파수에서 공진을 일으키고 있는 Foundation이나 Piping의 공진은 Pulsation 또는 난류의 결과이다. 이 상태로부터 생기는 Oil Whip을 Resonant Whip 이라고 한다.

(4) Valve Steam Force

Control Valve나 Extraction Steam Control Valve에 의해 증기량이 제어되는 단락 즉, Nozzle control stage (조정단)는 대부분의 운전 상태에 있어 또는 구조적으로 (Nozzle이 전주에 없는 구조) Blade에 회전력을 주고 있는 Nozzle로부터의 증기력은 전주 균일이 아니다.

그림 5-9는 대형 증기 터빈에 많이 쓰이고 있는 제 1 단 Nozzle control Stage로써 전주 4분할의 증기분출 Section으로 나누어져 있다. 즉, No.1~4 Valve는 각 Section Chamber에 연결되어 있고, 증기 유입 방법에도 달려 있지만 No.1 Valve에서 No.4 Valve로 순차로 Control Valve가 열려 Rotor의 제 1 단 Wheel에 주는 힘은 회전력 이외에 그림과 같이 F1~F4가 작용한다. 전 Valve가 완전히 열려 있을 때를 제외하

고는 이들의 합성력은 Rotor를 그 합성 Vector 방향으로 움직이려 작용한다.

설계상으로는 어떠한 부하대에서도 그 합성력이 상향성이 되지 않는 Valve Opening 순서로 하고 있다. 그러나 다른 불안정한 요인이 있을 때는 하향의 힘이 증가로부터 감소로 이동하는 부하대(그림 5-17 에서는 F3 힘이 증가되는 부하대)나 좌우방향의 성분이 변화할 때는 Oil Whip이 발생하거나 진동이 불안정하게 되는 경우가 있다.

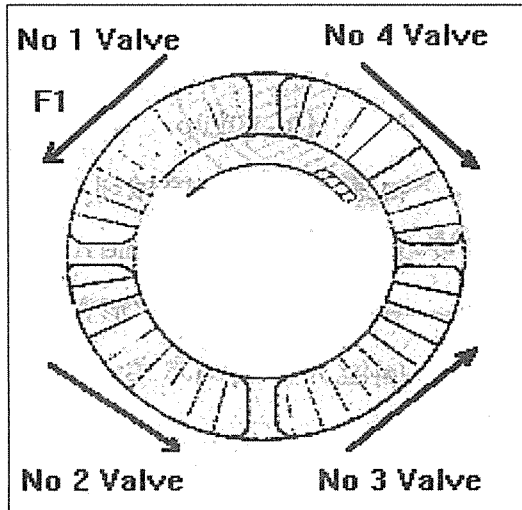


그림 5-9 Valve Stem Force

다) Oil Whip 의 대책

회전수를 위험속도의 2배 이하로 하는 것과 충분한 Bearing 면압을 취하는 것이 최선이지만, 현장에서의 대책은 다음과 같다.

- (1) Bearing 면압(Load)를 올리도록 Alignment를 조정한다.
- (2) Bearing Pedestal의 Sliding 불량에 의하여 이상한 Alignment를 일으키는 Unit일 경우는 Slide 부에 Grease 주입을 충분히 하거나, 그와 같은 Alignment 변화에도 불안정하지 않도록 특수한 Bearing Alignment 값을 적용한다.
- (3) 안전성이 높은 Bearing을 사용
그림 5-10은 Oil Whip의 가능성을 감소시키는 데 유용한 Sleeve Bearing이다. Axial Groove Bearing은 소형 Gas Turbine 및 Turbo Charger 와 같이 보다 작은 Bearing에 사용한다. Three Lobed Bearing은 Oil Whip에 대하여 개선된

Bearing이다. 3개의 각기 Bearing 표면은 Shaft 가 중심에 오도록하는 Oil Film을 형성시킨다. 때로는 Lobe Segment 교차점에 Axial Groove를 만들어 Oil Whip 저항을 증가시킨다. Tilting Pad Bearing은 대형 고속산업용 기계에 널리 쓰인다. Lobed Bearing과 유사한 방법으로 각 Segment나 Pad는 축을 Bearing 중심으로 오도록 하는 Oil Wedge를 형성한다. Tilting을 함으로써 각 Pad가 축을 따르게 되며 System Damping 및 전체 안정도를 높인다.

또 타원형 Bearing일 경우 Bearing 중앙부에 Radial 방향의 홈을 파서 2분할형 Bearing으로 만들어 유막압력 분포상태를 변화시키거나 Bearing 양단을 깎아 유효폭을 채워 면압을 올림으로써 편심률을 크게 안정화시킨다. 또 Drainage나 Leakage Area를 넓게 하여 Oil Wedge 압력을 감소시키거나, 약간의 Unbalance나 Misalignment를 줌으로써 Bearing 에 걸리는 부하를 증가시키는것도 때로는 효과적이다.

- (4) Control Valve의 Opening 순서 혹은 Opening 시작 시간을 바꾼다.
- (5) 일반적으로는 Bearing 급유온도를 높여 점성을 낮춘다. 단, 급유온도를 낮추어 안정화시키는 예도 있다.

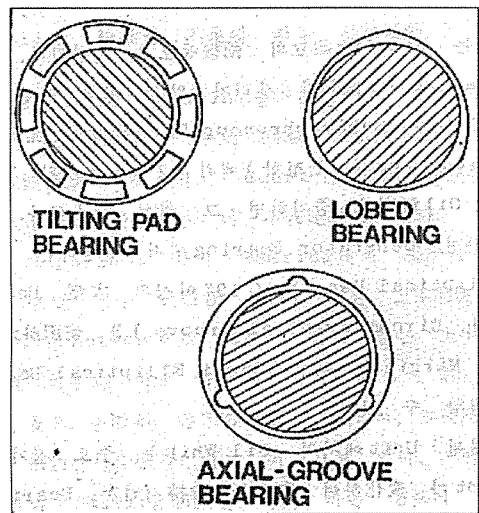


그림5-10 Oil Whip의 생성방지를 위한 특수 Bearing

- (6) Bearing의 급유량을 줄인다. Bearing의 유압을 내리거나 급유 Onfice를 죄인다. 단 대구경

Bearing일 경우 너무 적으면 급유량 부족에 의한 유막진동이 발생하는 수가 있다.

이상 대책중 (5), (6)항은 응급대책용으로 (1) (2) (3)항은 영구대책용으로 적용하지만 (4)항은 적용하는 경우가 드물다.

라) 발전기 Rotor의 Oil Whip

발전기 Rotor의 Oil Whip는 대단히 높은 진폭(8~10mil이상)을 갖으며, First Natural Frequency(통상 900~1,400CPM)와 대단히 근접한 주파수에서 자주 발생한다. 이미 언급한 바와 같이 Oil Whip는 Misalignment, 부적절한 Bearing Clearance, 또는 Bearing조립의 이완등으로 발생한다.

Misalignment가 Bearing이 부하가 걸리지 않을 만큼 심한 경우 Marginal Oil Whip은 Subsynchronous Frequency(발전기의 First Natural Frequency에 근접함)에서 2~6mil의 진동이 나타났다가 Bearing Oil 온도가 증가하면 그 량이 감소한다.

경험에 의하면 Generator Bearing에서 발생하는 Oil Whip는 Grooved Elliptical Bearing(19" 이상의 대형 Bearing에서 Bottom Half에 Circumferential Groove)을 사용하거나 Oil Whip에 대한 큰 Margin을 갖인 Short Elliptical Bearing을 사용함으로써 제거할 수 있다.

그러나 오래된 Unit에서의 Oil Whip은 주로 장기간 사용함으로써 Alignment가 변화하여 안정을 유지시키는 Bearing Load가 불균일하게 되어 발생한다. Oil Whip이 발생하면 다음과 같은 조치를 취하여야 한다.

- (1) 가능하면 Whip Frequency를 알아내기 위하여 주파수 측정을 한다.
- (2) 진동추세를 파악하기 위하여 Chart Record를 분석한다.
- (3) 불안정시 Oil Inlet 온도의 영향을 검토한다.
- (4) 제작자에 문의한다.

또 정확한 측정점자는 다음과 같다.

- (1) Bearing을 점검하고 치수측정을 한다.
- (2) Bearing이 제대로 조립되고 조여졌는지 점검한다.
- (3) (1) (2)항이 정상이면 Coupling을 풀고 Alignment를 점검한다
- (4) (3)항도 정상이면 Bearing Design 개조에 대하여 제작자측과 연락한다.

1) Bearing 급유량 부족에 의한 유압진동

비교적 대구형 Bearing을 사용하고 있는 Rotor에 나타나는 진동으로 전력 진동주파수는 주로 회전 동기 성분으로 Level이 일정치 않은 저주파성분이 혼입되어 Chart상 난점 상태를 띤다. 이 저주파성분이 위험 속도에 접근하면 더 불안정하게 된다.

이 원인은 그림 5-11과 같이 Bearing내에 윤활유가 혼입되는 Journal Bearing일 경우 대구경 Bearing은 상반간격이 크고, Journal의 Pumping Action으로 진동이 되어 있는 상반의 간격에서 공기를 흡수하여 기름과 함께 방안에 감겨들어 Oil Wedge 에서 부분에서 유압으로 찌부러 들고, 급격한 용적변화를 일으키며, 유압 입력변동을 야기시켜 불안정 진동을 발생시킨다고 여겨지고 있다.

이 대책으로는 급유량을 늘이거나 Bearing간격을 작게 하는 방법이 있다.

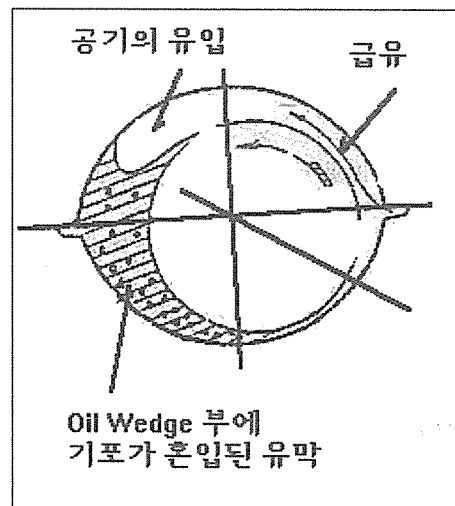


그림 5-11 급유량 부족에 의한 유압

2) 내부마모에 의한 진동

금속재료는 다소라도 내부마찰로 인한 응력과 변형 간에는 Hysteresis현상이 있지만 이 정도로써 그와 같은 Rubbing 진동을 일으키는 원인이라고 하지 않는다. 그러나 축의 일부에 Disk를 열박음하고 부속물을 취부한 경우 그 상태가 안정되지 않을 때는 그와 같은 조립축에 반복 굽힘작용을 줄때 축표면의 섬유는 신축하고, Disk의 내경과 사이에 Slip이 일어나며 마찰도 작용하여 이것이 진동의 원인이 된다고 알려져 있다. 또 Gear Coupling을 갖는 Rotor에 Misalignment가 있는 경우는 당연히 마찰을 일으키고 이것이 크면 여러 종류의 진동이 될 수 있고 Alignment수정에 의하

여 해결하는 예가 있다.

내부마찰에 의한 진동은 Rotor와 같은 방향으로 선회하고 동시에 Rotor 회전수보다 반듯이 낮고, 위험속도 이하에서는 감소하고 이상에서는 진동속도가 위험속도와 일치하여 크게 성장한다.

3) Steam Whirl

Steam Whirl은 고출력의 Flexibility가 커다란 Rotor에 생기기 쉽고 그 주파수는 Rotor 회전수와는 거의 관계없이 거의 일정하며, Rotor의 1차 고유진동수와 같고 Whirl의 방향은 Rotor의 회전방향과 일치한다.

Steam Whirl을 생기게 하는 원인으로 다음 2가지가 고려된다.

- (1) Rotor의 원주표면, 특히 Labyrinth Seal내에 걸리는 정압의 원주방향의 변동에 증기여진력
- (2) Rotor 편심에 따른 Blade Tip Clearance의 원주방향에서의 변화에 의한 Torque Unbalance 특히 고압 Rotor나 배압형 자가용 Turbine Rotor에 있어 발생하기 쉽다고 여겨진다. 그것은 고압증기 밀도가 크기 때문에 압력분포가 생기기 수비고 Rotor가 비교적 가볍기 때문에 이들 힘이 Bearing 하중변화를 초래하며 유막의 여진력과 함께 Oil Whip와 같은 진동을 발생시키는 것이라고 여겨진다.

대책으로는 다음 항목이 유효하다고 되어 있다.

- (1) Rotor나 Bearing의 강성을 증가시켜 Bearing Damping 효과를 크게 한다.
- (2) Labyrinth Packing의 하반측 Clearance를 다소 넓혀 실증기 압력분포에 의한 상향력을 경감시킨다.
- (3) Blade 외주의 Seal Fin(Radial Spill Strip)간격을 조정하여 전주 균일하게 한다.
- (4) Wheel과 Nozzle Diaphragm과의 동심도를 좋게 한다.

5.2.7. 비선형 진동

실제의 기기에는 계의 위치와 복원력의 관계가 반드시 선형으로 되나 다소는 비선형 요소를 갖고 있다.

1) 분수조파 공진(Sharp Harmonic Resonance)

Bearing의 부분 접촉이나 덜거덕거림과 같은 비선형 요소도 있고, Rotor에 Unbalance가 상당히 큰 경우

에 회전수의 정확히 $\frac{1}{2}$ 또는 $\frac{1}{3}$ 진동수의 커다란 진동이 발생하는 일도 있다.

이 경우 회전수를 올리거나 내리도 항상 그 회전수의 정수분수로 회전수에 대응하여 진동수가 변화하는 특징이 있고, 이것이 Oil Whip 등의 다른 저주파수의 진동과 구별하는 수단이 된다.

이와같은 진동을 일으키는 경우 진동계가 있는 고유진동수는 그 진동수 근방에 있기 때문에 분수조파 공진이라고 부른다.

2) 고주파 진동

가) Journal의 진원도 불량에 의한 진동

Bearing 또는 Three Lobed Bearing의 경우 Journal 표면을 잘못 가공하므로써 강성불균형으로 인한 진동 Mode 보다 더 많고 큰 Mode가 생긴다.

이로 인한 진동은 타원 Bearing에서의 Journal에서는 Double Frequency, Three Lobed Bearing에서의 Journal에서는 Triple Frequency가 될 것이다. 제작소에서 Journal 진원도를 엄밀히 측정하게 되므로 이와 같은 현상이 발생하는 경우는 적다

그러나 손상된 Journal을 재 가공할때 타원형이 되지 않도록 특별한 주의가 필요하다. 만일 Triple Frequency($3 \times \text{RPM}$) 진동이 어떤 축에서라도 1mil 이상 나타나면 제작자와 협의하여야 한다. Balancing으로써는 이 문제를 해결할수 없다.

나) Rotor 강성 불균형에 의한 진동

2극 발전기 Rotor와 같이 Coil을 삽입하기 위하여 Rotor에 가공한 Slot로 인하여 그 중심선과 극간방향(Slot가 없는 방향)과의 굽힘강성이 다르기 때문에 큰 진동 Mode를 발생한다. 이로 인한 진동수는 2배의 회전속도 주파수에 있게 되므로 일반적으로 Double Frequency Vibration이라고 한다.

이 진동은 특히 회전수 2배의 강제외력이 가해졌기 때문은 아니고 강제외력은 회전수와 똑같은 정도이나 축의 굽힘강성이 2방향으로 다르기 때문에 축이 회전하면 회전수의 2배의 주파수를 갖으며 굽힘 상성이 시간적으로 변화함에 따라 발생하는 것이다.

이와 같은 진동은 극중심선에 Dummy Slot를 가공하고 축의 강성을 균등하게 하므로써 해결할 수 있다. 제작소에서 잘 가공조립하기 때문에 이런일이 일

어날 가능성은 없으나 Generator Journal에서 Double Frequency 진동이 1mil 이상이 되면 제작자와 협의하여야 한다.

이 문제는 Balancing으로는 해결되지 않는다.

다) 자력에 의한 진동

발전기에서는 Core의 Loose Portion에 작용하는 Magnetic Force로 인하여 큰 진동이 발생하는 경우가 있다. 이 진동은 2배의 Electrical Frequency에서 발생하며 Core로부터 Stator Frame으로 전달되기도 한다

Core 진동은 때로는 큰 Buzzing Sound를 수반하게 되는데 Unit가 동기속도에 있을때 Field Current를 없애주면 이 소음도 사라지기 때문에 쉽게 판단할 수 있다. Balance를 한다해도 이 경우의 진동에는 아무런 영향을 미치지 않는다.

이러한 진동문제는 최신 Unit에서는 Spring Mounted Key Bar를 사용하기 때문에 거의 드물다

라) 기타 2배 주파수 진동

기타 2배 주파수 진동으로는 고정 Wedge의 Alignment 불량 또는 접촉면에 먼진이 있는 경우 비틀림 진동성분에 회전수의 2배 주파수의 진동이 생기기 때문에 이 영향으로 인하여 회전수 2배의 외력이 발생하여 일어나는 경우도 있다.

또 Pedestal에서 진동을 검출하는 발전기에서 전압이 발생하였을 경우 고정자 권선의 불균형 및 기타 전기적 원인에 따라 2배 주파수의 여진동이 발생한다.

분수조파나 배수조파이든 정격회전수의 정수배 혹은 정수분수 부근에 측계의 위험속도가 있는 것은 좋지 않다.

마) 열특성에 기인하는 진동

Thermal Sensitivity란 운전조건 즉 Load, Steam Condition Steam Seal Adjustments, Field Amp, Cold Gas Temp 및 Pr. 및 Bearing Oil Inlet Temp의 변화로 진동의 변화를 설명하는데 사용되는 용어이다. 만일 1×RPM 진동성분이 운전조건의 변화에 따라 2mil 이상의 Vector Length가 변화하면 Thermal Sensitivity에 의한 것이라고 간주되고 있으며, 이 Vector의 변화를 Thermal Vector라고 한다.

그러나 신형 발전기에서는 최초 기동 초기단계에 있어서 No Load와 High Load 사이에서 2~3 mil의

Vector 변화가 생길 수 있는데 이를 Thermal Sensitivity라고 간주해서는 안 된다.

통상 이 Vector 변화는 Rotor Components 즉 Copper, Retaining Ring등의 내려 앉거나 여자를 시켜 증가할때 Field의 열적 불안정 때문에 생긴다.

5.2.8. 공진에 의한 진동

기계를 구성하고 있는 부품은 각각 고유진동수를 가지고 있다. 고유진동수란 말하자면 진동하고 싶어하는 주파수이다. 예를 들어 종을 치게 되면, 종은 그 고유진동수로 진동을 하게 되며 종소리가 서로 다른 것은 고유진동수가 다르기 때문이다.

그러나 고유진동수가 진동하고 싶어하는 주파수라고 하더라도 무한히 진동을 계속하는것은 아니며, 시간과 더불어 진폭은 작아진다. 이것은 진동감쇠 즉, Damping이라 한다.

기계 또는 구성부품의 고유진동수 계산식은 다음과 같다.

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\left(\frac{k}{m}\right)}$$

여기서 f_0 = 고유진동수, m = 질량, k = 스프링 상수 또는 강성계수라 한다.

고유진동수와 회전수 또는 가진 주파수가 일치할 때 공진이라 하며, 진동진폭은 무한대로 될수 있으나, 실제계에서는 감쇠가 있기 때문에 무한대로는 되지 않으며, 다음 그림5-12에서처럼 감쇠계수에 따라서 진폭이 다르게 나타난다.

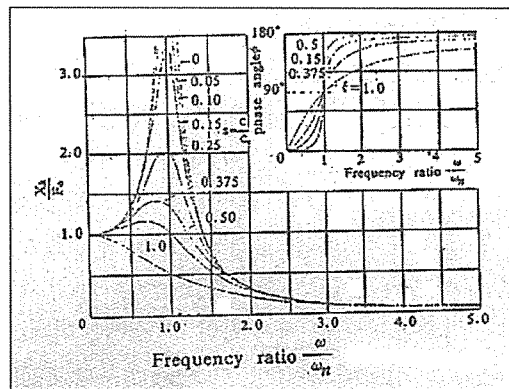


그림 5-12. 주파수비와 진폭비와의 관계

한편, 고유진동수를 측정하는 방법으로는 2 ch의 FFT 분석기를 이용하여, 전달함수(T, F)를 구하는 방법이 있으며, 이 경우 ch A에는 가진에 따른 정보

(FORCE Transducer이용)가 입력되며 ch B에는 주파수 응답정보(가속도계이용)가 들어가게 된다.

작은 구조물의 가진에는 Impulse Hammer등을 이용하나, 큰 구조물의 경우 대형 Exciter를 사용하여야 하며, 가진기가 없거나 1 ch 주파수 분석기 밖에 없을 경우 일반 Hammer등으로 가진하고, 가속도계로 주파수 응답을 측정하여 구할 수도 있다.

수직 설치형펌프에서는 특히 이와 관련되는 진동 문제가 자주 발생되고 있으며, 고유진동수에 영향을 미치는 인자로서는 토출관의 고정부, 기초 또는 모터 고정부의 강성, 흡입소조의 수위등을 들 수 있으며, 설계관행상 SYSTEM의 고유진동수는 회전수에서 ± 20~50% 떨어지겠끔 설계하고 있다.

고유진동수에 기인된 진동문제가 발생할 경우 다음과 같은 대책이 있을수 있다.




	결함 변경		강성 변경	
	m 증가 고유진동수감소	m 감소 고유진동수증가	노 증가 고유진동수증가	노 감소 고유진동수감소
수직 설치 펌프	 Motor 상부에 중량물 설치	경량화 설계가 일반 추세이므로 효과적 적다.	 체적 증가	탄성계를 넣는다.
$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}}$ 	개조 비용이 적다.	일반적으로 간 시행하지 않는 다.	강성증가에 따 라서 진동감소, 가장 좋은 방법 이나 비용, 시간 이 걸린다.	강성저하로 진동은 증가될 수 있지만 공진 배율이 낮아지 므로 진동감소

그림 5-13 고유진동수 변화

린번미러사이클가스엔진 열병합시스템의 開發

본 자료는 일본 열병합발전센터자료에서 발췌 · 번역한 것임.

1. 서론

천연가스연료로 전력과 열을 동시에 공급하는 가스엔진열병합시스템은 에너지절약면(높은 종합효율)과 낮은 탄산가스 배출을 등의 환경친화성 연료로 인하여 급속히 보급되고 있다. 국내에서는平成11년도 말 200만KW가 가동, 大阪가스 관내에서만도 열병합설치대수가 700건을 넘어섰다.

열병합이 설치되어있는 고객으로 볼때 종래에는 전기보다 열수요가 많은 고객에의 보급의 태반을 점하고 있었다. 그러나 근년 가스엔진이나 가스터빈의 기술이 발전되어 높은 발전효율의 열병합기술이 개발됨에 따라 열수요가 비교적 적은 고객도 그의 장점으로 인하여 여러 분야에의 보급이 확대되고 있다. 이런 경향은 금후에도 가속될것으로 예상되며 가스엔진이나 터빈의 발전효율의 향상이 시급한 과제로 대두되고있다.

가스엔진열병합의 출력범위는 주로 100~1000KW이다. 현재 가스엔진은 린번(稀薄燃焼)방식과 스토익(量論比燃焼)방식으로 대별되는데 비교적 저출력은 스토익방식으로, 중대형이 되면 린번방식이 적용된다. 린번방식은 일반적으로 발전효율이 높고 저 NOx인것

이 특징으로서 연소화염의 온도가 낮음으로 엔진 내구성에 우수하다는 특징이 있다.

大阪가스와 미쓰비시중공업은 공동으로 린번방식의 가스엔진미러사이클을 적용, 발전효율이 토크클래스에서는 세계최고인 40%의 가스엔진을 개발하였다. 본 보고서에서 4000시간 이상의 내구시험을 클리어함을 물론平成12년 4월부터 발매를 개시한 280kw 패키지에 관하여 그의 개발의 중요기술 및 성능규격에 대하여 아래에 보고하고자 한다.

2. 요소기술개발

여기서는 금회 개발한 미러사이클가스엔진의 기본인 요소기술에 관하여 설명한다.

2.1 내연기관의 열효율 지배인자

내연기관의 열효율은 아래의 식으로 표현된다.

$$\eta_{th} = \eta_{theory} \times \eta_{gl} \times \eta_{comb} \times (1 - \eta_{cool}) \times \eta_m \times (1 - \eta_{pl}) \quad (1)$$

여기서

η_{theory} : 이론사이클효율 η_{gl} : 연소의 等容度