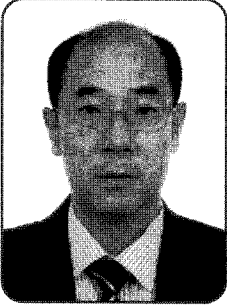


스팀터빈 Rotor 설계와 진동



한진KPS(주) 기술연구원
책임전문원 봉석근
Tel : (031)710-4394

1. 개요

터빈 rotor는 이름에서 알 수 있듯이 팽창된 steam에 의해 만들어진 힘을 발전기에 전달하며 발전기에서 전기를 생산하게 된다.

rotor는 제작사에 따라 몇 개의 형태로 나뉜다. rotor 제작은 운전조건과 blade의 크기, 치수에 따라 영향받는다. rotor의 크기를 결정하는데 있어 힘을 전달하는 torque는 가장 중요한 고려 사항이 된다.

torque에 의하여 rotor에 발생하는 응력은 wheel, blade 그리고 다른 회전하는 요소들의 원심력에 의하여 발생하는 추가적인 응력과 합쳐서 고려되어야 한다.

모든 고속 회전부품과 마찬가지로 rotor는 주의 깊은 dynamic balancing이 요구된다. rotor는 critical speed가 운전속도 가까이 있거나 운전속도의 배수에서 발생하지 않도록 critical speed에 대한 주의 깊은 해석이 필요하다.

rotor는 두 베어링 사이에서 지지될 때 자중에 의해서 sag가 발생한다. 또한 한 개 이상의 rotor가 연결되면 축과 베어링은 sag를 고려한 alignment가 되어야 한다.

2. Rotor의 기능

스팀 터빈의 주요 회전부인 rotor는 다음과 같은 기

능을 필요로 한다.

가. rotor는 자체중량, blade 중량, lacing wire와 shroud band 등의 중량에 의해 유발되는 원심력을 지탱할 수 있어야 한다.

나. rotor는 발전기에 torque를 전달할 수 있어야 하며, 다른 rotor에서 전달되어 오는 torque도 전달할 수 있어야 한다.

다. rotor는 고온과 고압에서 장기간 운전되고 유지될 수 있는 재료로 제작되어야 한다. rotor는 creep와 rupture 둘 다의 결합에 잘 견딜 수 있어야 한다.

라. 운전 중에 rotor와 고정부 사이에는 rubbing이 발생될 수 있다.

rubbing은 국부적으로 매우 높은 온도가 만들어지며 이런 현상에도 rotor는 손상없이 운전될 수 있어야 한다.

마. 많은 rotor가 습도가 높은 곳에서 운전되므로 rotor 재료는 충격과 침식에 잘 견딜 수 있어야 한다.

바. rotor는 화학반응에 견딜 수 있는 재질이어야 한다.

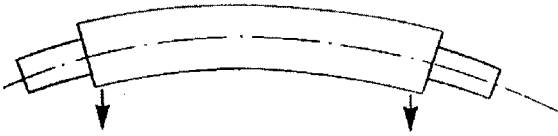
사. rotor는 열적으로 안정적이어야 하며 축 힘에 대한 저항성을 가져야 한다. rotor 표면은 양호한 가공성을 가져야 한다.

3. 축 임계속도 (Critical Speed of Rotor)

축 임계속도는 고유 주파수와 구동주파수가 일치할 때의 속도 영역을 말한다. 특히 대형 터빈-발전기에서 rotor는 1차 임계속도 이상에서 운전되며 때로 2차 임계속도 이상에서 운전될 수도 있다.

가. 1차 임계속도

1차 임계속도에서 과도하게 진동하는 rotor는 static으로 balance를 교정할 필요가 있다. 최근의 3600rpm 발전기의 1차 임계속도는 보통 900rpm~2100rpm의 속도에서 임계속도를 가진다. 1차 임계속도 근처에서 운전하고 있는 rotor의 모양이 [그림 1]에 도시되어 있다.



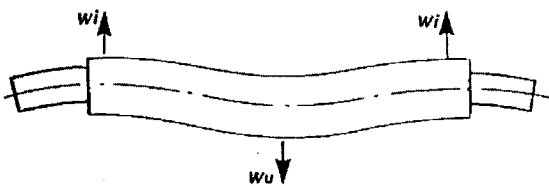
[그림 1] 1차 임계속도 부근에서 운전되고 있는 rotor의 deflection mode

불평형량이 rotor의 양쪽 끝에서 같고 나타나는 위상도 같은 각도를 가질 때의 unbalance 형태를 “static pair” 또는 “pair” 불평형이라고 한다. 가끔 대형 3600rpm 발전기의 static unbalance가 1차 임계속도와 정격 속도에서 동시에 진동이 개선되도록 balancing되지 않는 경우가 있다. 이러한 경우는 body의 중앙에 unbalance가 있는 경우이다

중앙에 unbalance가 있으나 weight hole이 rotor의 양 끝단에만 있는 경우에는 임계속도에서의 진동을 개선시키기 위해서 무거운 weight가 양 끝에 취부된다. 이 경우 rotor가 고속으로 운전되면 weight가 rotor를 휘게 만들며 이러한 경우를 “three loop form”이라고 부른다.

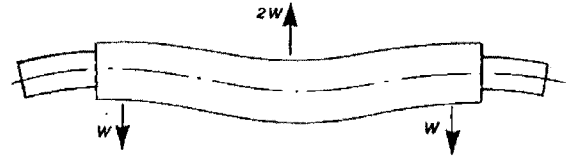
[그림 2]는 “three loop form”을 보여주는데 이 그림에서 “ W_i ”는 balance weight에 기인된 힘을 나타내고 “ W_u ”는 unbalance에 의한 힘을 나타낸다.

이러한 rotor의 완벽한 balancing은 rotor의 중앙 가까이 weight를 부착해야만 가능해진다.



[그림 2] heavy balance weight “ W_i ”는 three loop 형태로 rotor에 작용한다.

rotor 중앙에 weight hole을 설치하기 위해서는 body를 drilling 하거나 body plug를 교체하면 가능한데 최근 제작된 발전기 rotor의 경우에는 중앙에 weight hole을 설치하며 터빈의 경우에는 이미 대부분의 rotor에 설치되어 있다.



[그림 3] three loop unbalance를 교정하기 위한 “body (mid-span) shot” balancing

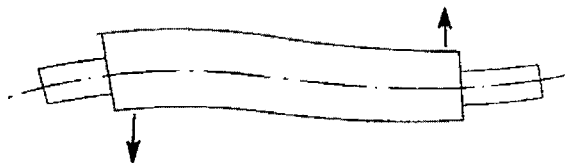
만일 body unbalance가 정격 속도에서 과도하게 진동을 일으키면 static으로 weight를 취부하여 진동을 감소시킬 수 있으나 가끔 1차 임계속도에서 진동이 상승되는 경우가 있다.

역으로 body unbalance 진동을 static으로 교정할 경우 1차 임계속도 진동은 감소하나 정격속도에서의 진동을 증가되는 경우가 있다.

이 경우 임계속도와 정격속도에서의 진동을 절충하여 진동교정을 실시한다. 3600rpm 대형터빈에서는 1차 임계속도는 통상 2000~2500rpm에 있으며 매우 큰 rotor는 1650rpm 이하에 임계속도가 존재하기도 한다.

나. 2차 임계속도

2차 임계속도에서 과도한 진동이 발생되면 “dynamic unbalance”라고 한다. 이러한 rotor는 dynamic이나 coupling balancing이 필요하다. 대형 3600rpm 발전기에서 2차 임계속도는 보통 3000~3400rpm에 존재하거나 3800~4500rpm 사이에 존재한다. ([그림 4] 참조)



[그림 4] 2차 임계속도 근처에서 운전되는 rotor의 deflect shape

이러한 rotor는 balance weight가 베어링 양 끝단에서 180도 떨어져 부착된다. 이 type의 weight 부착을 couple 이라고 부른다.

터빈 rotor의 2차 임계속도는 대형 3600rpm rotor에서는 3000rpm~3400rpm의 범위에 있는 것도 있으나 대부분 3900rpm~6000rpm의 속도 범위에 존재하는 것이 일반적이다.

다. 임계속도의 중요성

임계속도의 해석은 어떤 형태의 weight balance이 필요한가에 대한 가치 있는 정보를 제공해 준다. 또 임계속도에서의 진동에 영향을 주는 balance weight는 정격 속도의 진동에도 영향을 준다.

일반적으로 올바른 balance weight는 정격 속도에서의 진동과 임계속도에서의 진동을 동시에 개선시킨다.

가끔 운전속도에서 진동을 감소시키면 임계속도에서 진동이 상승되기도 하는데 이 경우에는 운전속도나 임계속도의 진동중 과대한 쪽의 진동을 감소시키도록 절충해야 하는 경우도 있다.

rotor 설계 측면에서 각각의 독립 rotor에 대한 축의 임계속도를 대기 온도 기준으로 계산한다. 이는 rotor의 과속도(over speed) 시험시 시험 속도에 도달하기 전에 1차, 2차 임계속도를 잘 통과할 수 있는지를 판단하는데 유용하게 사용된다.

그 다음의 중요한 고려는 축이 연결된 상태에서 위험 속도를 계산하는 것이다. 이때는 다음의 두 factor 때문에 계산이 복잡해진다.

- 1) 베어링의 연성(flexibility)을 정의하기가 어렵다. flexibility는 베어링의 무게와 베어링에 대한 journal의 간극이 함수가 된다.
- 2) 임계속도는 rotor의 탄성계수, 재질온도, rotor의 직경과 길이에 따른 온도변화의 함수가 된다. 그러므로 터빈에서의 온도분포는 운전시 rotor의 임계 속도에 영향을 준다.

임계속도를 계산하기 위하여 사용되는 program은 이러한 요소들에 대해 정확한 계산이 가능하다. 그러나 rotor 제작 중 중요한 factor들의 값이 산출되어야만 계산에 의한 임계속도의 정확성이 높아진다.

□ 임계속도에 영향을 주는 요소

- 1) rotor의 치수
rotor 직경과 길이를 모두 확보해야 한다. 이것은 rotor의 무게와 무게 분포에 대한 계산의 근거가 된다. rotor의 직경은 gyroscopic 효과 때문에 매우 중요하다.
- 2) disk, blade, shroud band 등 rotor의 부착물은 gyroscope, 무게 분포, rotor의 중량에 영향을 끼치므로 rotor에서 이들의 위치는 중요하다. 이들은 어떤 상당한 범위까지는 rotor의 강성(stiffness)에 영향을 주지는 않는다.
- 3) 베어링 span은 임계속도에 영향을 준다. 따라서 최종 베어링 axial position은 주의 깊게 설계되어야 한다.
- 4) 베어링 간극은 베어링 flexibility에 영향을 주므로 중요한 고려 대상이 된다.
- 5) rotor 재질은 재료함수에 영향을 준다. 따라서 재료에 대한 특성이 확보되어야 한다.

만일 시운전시 정격속도에 가깝게 임계속도가 존재하여 과도한 진동이 발생되었다면 field에서 조정이 필요하게 된다. 이 조정은 정격속도로 부터 system의 임계속도를 변화시켜야 하는데 이를 위한 고려 사항은 다음과 같다.

- 1) rotor의 dynamic balance 상태가 면밀히 조사되어야 하며, 만일 unbalance가 과도하면 해소시키는 작업이 필요하다. 가진력(exciting force)이 존재하지 않는다면 임계속도에서 일어나는 진동을 해소시키기가 어렵다.
- 2) 계산된 flexibility가 맞는지 확인하기 위하여 베어링 지지대를 조사한다. 지지대부에 재료 결함이 없는지를 확인하기 위해 용접부나 casing부를 조사한다. 많은 경우 지지대를 보강하여 베어링 지지대의 강성을 조정하는 것이 가능하다. 이는 비교적 쉽게 강성조정이 가능하나 베어링 pedestal에 강성 조정을 할 수 있는 공간이 없다면 조정이 어려워진다.
- 3) 가진력이 발견되면 제거하거나 변경시켜야 한다.

가능성을 가진 원인이 많기 때문에 많은 경우 제거가 어렵거나 불가능해 진다.

- 4) 진동 damping의 변화가 고려될 수 있으나, 터빈에 rubbing이 유발되거나, 바람직하지 않은 효과를 부과하지 않고는 매우 어려운 방법이 된다.
- 5) 베어링 간극이 설계값과 같은지를 확인해야 한다. oil 특성과 운전 온도는 둘 다 oil의 점도에 영향을 미치기 때문에 설계값에 일치하는지를 확인해야 한다.

4. 터빈에서의 진동원인

가. 불평형(Unbalance)

가장 흔한 unbalance의 형태로 Mechanical Unbalance가 있다. 질량 중심이 회전중심과 일치하지 않을 때 발생한다.

일시적(temporary) unbalance는 rotor의 고정 packing에서의 rubbing이나 rotor 원주 방향의 고르지 않은 열전달, 발전기 권선에서의 고르지 않은 열분포 등에 의해 발생한다.

터빈 casing을 설계할 때 thermal distortion이 발생되지 않거나, 최소화되도록 설계하여야 하며 짧은 시간에 매우 큰 unbalance를 일으킬수 있는 rubbing을 방지할 수 있는 충분한 간극을 가지도록 설계하는 것도 중요하다. 일반적으로 온도, 부하, 속도의 수 운전 범위에 걸쳐 진동이 안정된 base 진동값의 50%이상 진동이 변화되지 않는 않는다면 비정상적으로 취급하지 않는다.

나. Rubbing

Rubbing이 진행되고 있는 설비는 balancing 하려고 시도하지 않는다. Rubbing은 일시적으로 불균형 진동을 일으키며, 간극이 rubbing에 의해 확대되면 진동은 정상화된다. rubbing은 통상 shaft의 한부분에서 가혹하게 발생되며 불균일한 온도 팽창에 의해 온도 구배가 발생되어 rotor는 hot point 쪽으로 휘는 현상이 발생하게 된다..

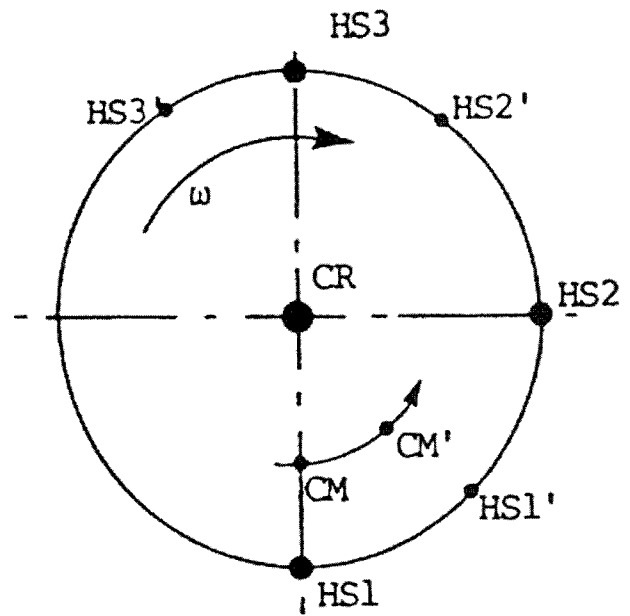
blade cover의 blade seal 이나 spill strip에 의한 rubbing은 터빈 효율을 떨어뜨리거나 손상이 발생되기는 해도 진동을 유발하지는 않는다.

rubbing으로 인한 진동영향은 1차 임계속을 벗어났을 때 보다 1차 임계 근처에서 운전되거나 1차 임계 이하에 있을 때 훨씬 더 심하게 나타난다. 이러한 이유는 high spot의 180° 변화에 기인되는데 보통 터빈은 임계속도 영역을 지날 때 가장 심한 rubbing이 발생된다.

1차 임계속도 이하에서는 질량의 중심점 또는 unbalance point는 ("CM") high spot 과 일직선을 유지하는데 이것을 "HS1"으로 정의한다.([그림 5] 참조) 점차 1차 임계속도에 가까워지면 진동 진폭(휨)은 최대가 되며 high spot은 "HS2"에 접근한다.

high spot의 backward 지연율은 임계속도에서 최대가 된다.

질량 중심은 원래의 질량 중심위치와 휨(bow)에 의한 영향의 복합 작용에 의하여 회전 역방향으로 HS1, HS2, HS3가 HS1', HS2', HS3' 로 변화된다.



CR = 회전축 중심

CM = 질량 중심

CM' = rubbing에 의해 변화된 질량중심

HS1= critical 속도 이하에서의 high spot

HS2= critical에서 high spot

HS3= critical 속도 이상에서의 high spot

HS1' = rubbing으로 질량중심이 변화된 high spot

HS2' = rubbing으로 질량중심이 변화된 high spot

HS3' = rubbing으로 질량중심이 변화된 high spot

[그림 5] 터빈 rotor의 rubbing 상태에서 "high spots" 움직임

[그림 5]로부터 임계속도 아래의 속도 영역에서의 rubbing은 자려(self-stimulating) 진동이며 축의 편심을 급속하게 증가시킬 수 있다. 이러한 현상은 축을 rub에서 bow로 변화시키게 된다.

임계속도 근처에서의 rubbing은 rubbing에 의해 발생된 rotor bow 각도보다 90° 지연되기 때문에 부분적 자기 제한(self limiting) 진동이라고 부른다. 이 제한 factor는 critical 속도에서 높은 진동을 충분히 억제할 만큼 크지 않기 때문에, critical에서의 rubbing은 매우 위험해 질 수 있다.

임계속도 이상에서의 속도 영역에서 발생하는 rubbing은 rubbing 각도가 축 bow 각도와 180° 차이가 발생되므로 진동은 self limiting되는 경향을 가진다. 따라서 진동은 급속히 감소된다.

이 같은 결과는 미소한 rubbing 일지라도 1차 임계속도나 그 이하에서는 매우 심각한 rubbing으로 발전될 수 있으며, 임계속도 이상에서는 높은 진동을 만드는 심각한 rubbing으로 발전하기 어렵다는 것을 의미한다.

높은 부하와 높은 steam flow 상태에서는 축의 hot spot 부분을 냉각하기 때문에 rubbing은 더욱 최소화 된다. rubbing이 발생되면 일반적으로 안정된 운전을 위하여 간극을 넓힐 필요가 있다.

다. 오정렬 (Misalignment)

balancing으로 misalignment에 의해 일어나는 진동을 감소시키는 데에는 한계를 가진다. misalignment는 oil whip, 진동 불안정, 임계속도 영역변화, 임계속도가 폭넓은 영역(예: 500rpm)에 걸쳐 발생하거나 높은 임계속도 진동 등이 발생되면 오정렬의 징후로 의심할 수 있다.

misalignment는 존재하는 unbalance 의 진동 응답 특성을 변화시킨다. 어떤 경우에는 발전기에서의 작은 alignment 변화에 의해 터빈 shaft 진동은 변화가 없으나 터빈 끝단의 베어링 pedestal 진동이 크게 향상된 사례도 있다.

라. Oil Whip

oil whip은 축 원주속도, oil 점도, 베어링 모양, 베어링 부하, 베어링 양태각(attitude angle) 등의 복합 함수에 의한 베어링 oil 유동의 불안정에 의해 발생된다. 통상 oil whip은 운전조건의 변화에 따라 급작스러

운 생성과 소멸을 반복한다. shaft 진동주파수는 보통 0.5X 이다. 3600rpm 터빈에서 whip은 1400cpm~2000cpm의 주파수에서 주로 발생한다.

마. Thermal Instability

thermal instability를 일으키는 원인은 다음과 같다.

- shaft의 heat sensitivity
- shaft core의 물이나 oil
- rotor 부품간의 고르지 않은 열 전달
- disc 나 pin bushing loose
- 부품들의 풀림 또는 맞춤 불량
- 비대칭 통풍
- 발전기 Coil 단락

thermal instability는 운전 상태의 변화에 따른 진동의 변화로 정의되며 이 진동은 항상 1X 주파수에서 발생된다. 부하, steam 조건, field 온도, water seal 조정 또는 다른 변수의 변화는 진동 level의 점진적 변화를 일으킬 수 있다.

운전조건을 1가지씩 변화시키면서 진동상태를 주시하면 원인진단이 가능하다. 가끔 balancing으로 thermal instability에 기인한 진동 변화량을 감소시킬 수 있는 경우도 있다. 여기에서 중요한 개념은 thermal instability에 의해 높은 진동이 발생되었을 때 normal 운전상태에서 허용치 이내의 진동값을 만들기 위해 여러 가지 운전변수를 절충해 조정해 보는 것이다.

바. Core 진동

만일 발전기 core가 loose되면 magnetic force에 기인한 진동이 발생될 것이다. 이 진동은 2X 진동 주파수를 발생시키며 진동은 core로 부터 armature frame에 전달된다. core 진동은 자주 다양한 형태의 소음을 유발한다. 이러한 종류의 진동과 소음은 3600rpm으로 회전하면서 field current가 해제될 때 순간적으로 사라지기 때문에 진단이 비교적 용이하다. balancing은 이러한 진동원인으로 부터 진동을 감소시키기 위한 영향을 주기 어렵다.