

증기터빈의 Rubbing 진동

Vibration Characteristics of Steam Turbine due to the Rubbing

하현천 · 최성필

H. C. Ha and S. P. Choi

1. 서론

유체기계에서 회전체와 고정체 사이의 밀봉 부에서 발생하는 유체의 누설은 유체기계의 효율을 저하시키는 주 요인이 되기 때문에 밀봉기술 즉, 시일 기술은 매우 중요하다. 증기터빈에서는 증기를 밀봉시키기 위해 labyrinth 시일을 사용하고는 있으나, 증기의 누설로 인하여 발생하는 효율 손실은 터빈 효율 손실의 약 30%를 차지한다. Labyrinth 시일의 간극을 작게 하거나 시일 형상을 변경시킴으로써 이러한 누설에 의한 손실을 줄일 수 있다. 그러나, labyrinth 시일은 회전 축의 진동이나 열적 불균형 변형 등에 의해 회전 축과의 rubbing이 발생되고, 이것에 의해 마모가 발생되기 때문에 시일 형상과 간극 조절을 위해서는 세심한 주의와 검토가 필요하다.

최근에는 증기터빈의 효율을 높이기 위해 labyrinth 시일의 간극(clearance)을 가능한 한 작게 설계하고 있기 때문에 rubbing이 발생할 가능성이 더욱 높아지고 있다. 지나친 rubbing은 효율을 저하시킬 뿐만아니라 심각한 진동을 야기시켜 터빈의 운전 정지는 물론, 부품 파손등에 의한 막대한 경제적 손실을 초래하기도 한다.

Rubbing은 그 자체가 진동 원인이 아니고 지나친 질량 불평형, 축정렬 불량(misalignment), 그리고 부적절한 운전 등에 의해 회전부와 정지부가 서로 접촉하면서 발생하는 부차적인 진동 현상이다. 이러한 rubbing에 의한 진동 현상을 설계 단계에서 정확하게 예측하기란 매우 어렵고, 실험적으로 입증하기도 어려운 실정이다. 그러나 고효율 유체기계의 개발과 rubbing 진동 문제에 대한 적절한 진단 및 대책 수립을 위해서는 운전 중에 발생하는 rubbing 진동 현상에 대한 보다 많은 사례 분석이 필요하다.

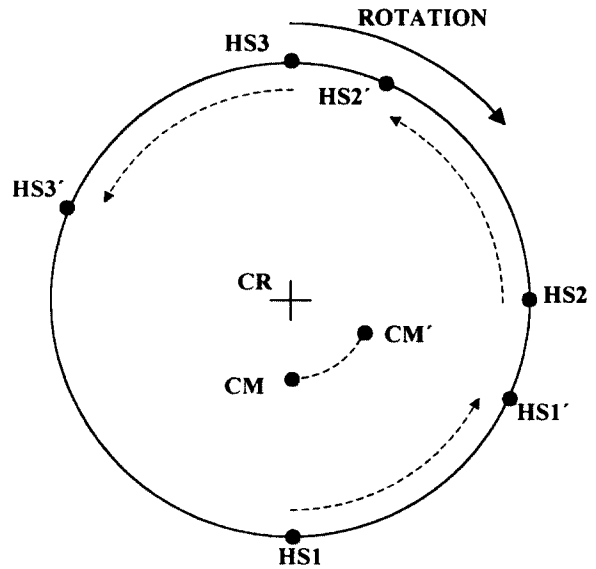


Fig. 1 Change of high spot due to rubbing

본 해설에서는 500 MW 터빈발전기의 고중압 터빈에서 기동 시 rubbing에 의해 과도한 진동이 발생한 사례 분석을 통하여 그 진동 특성을 설명하고자 한다.

2. Rubbing 진동

회전기계의 진동 원인 중의 하나인 rubbing은 회전부와 정지부가 서로 접촉하여 발생하는 진동 현상이다. 터빈발전기에서 회전부는 로터이고, 정지부는 oil deflector, packing 등이다. Rubbing 이 발생하면 축의 표면에 국부적인 마찰열이 발생하여 축의 원주방향으로 온도 구배가 발생한다. 이 온도 구배는 로터를 high spot 방향으로 휘게하여 과도한 진동을 일으키게 된다.

Rubbing에 의한 진동은 1차 위험속도에서 이상에서 운전될 때 보다는 1차 위험속도의 근처, 또는 바로 아래에서 운전될 때 대단히 큰 진동을 야기시킨다.

접수일 : 1999년 2월 3일

하현천, 최성필 : 한국중공업(주) 기술연구원

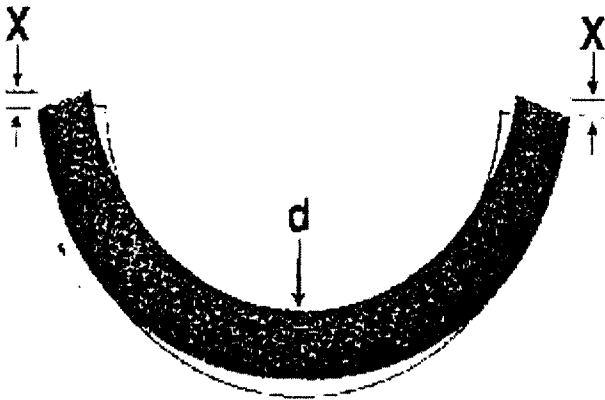


Fig. 2 Thermal distortion of a labyrinth seal

Fig.1은 운전속도에 따른 high spot의 위치를 나타낸 것이다. 여기서, CR는 축의 기하학적 중심, CM은 질량중심을 나타낸다. 로터가 초기 기동 시에는 high spot은 HS1에 위치하게 된다. 로터의 회전속도가 증가되면, high spot은 축의 회전방향과 반대방향으로 움직이며, 회전속도가 1차 위험속도 근처에 도달하면, high spot은 HS2에 위치하게 된다. 이 때 불평형에 의한 진동 진폭은 최대가 되며, HS1과 HS2의 위상 각은, 그림에서 보는 바와 같이, 90°가 된다. 로터의 회전속도가 더욱 더 증가되면, high spot은 HS1으로부터 180° 떨어진 HS3 위치까지 회전방향과 반대방향으로 움직이게 된다. 그런데, 기동 시에 high spot에서 rubbing이 발생한다면, rubbing에 의해 high spot가 국부적으로 가열되고, 로터를 high spot 방향으로 휘게 하는 원인이 된다. 결국 이러한 열적 굽힘(thermal bow)은 로터의 질량 중심 CM을 회전반대 방향으로 움직이게 하고, 질량 중심 CM의 이동에 의해 HS1, HS2, 그리고 HS3 또한 회전반대 방향으로 이동하게 된다. 그리고 어떤 경우에는 로터의 운전속도가 일정하더라도 high spot은 회전방향과 반대방향으로 움직인다.

특히, 1차 위험속도 이하에서 rubbing이 발생하면 질량 중심의 이동뿐만 아니라, 열적 굽힘에 의해 기하학적 중심 CR에서 질량 중심까지의 거리, 즉 편심이 증가하게 된다. 이러한 편심의 증가는 로터의 질량 불평형 양을 증가시켜 과대한 진동 진폭을 야기하고, 이 과대 진동은 더욱 더 심한 rubbing을 발생시키게 되기 때문에 결국에는 rubbing 진동에 의해 기계를 정지시켜야 되는 상황이 초래된다.

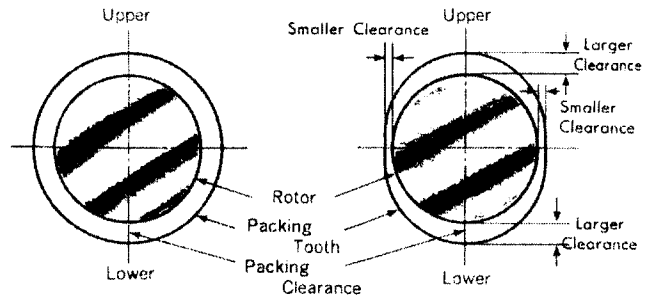


Fig. 3 Elliptical seal

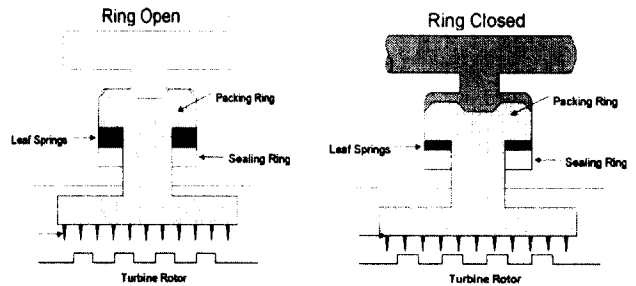


Fig. 4 Variable clearance seal

증기터빈의 기동 시에는 상온의 터빈 내부로 고온의 증기가 유입되기 때문에 터빈의 구성요소들이 열적으로 거의 불평형 상태에 있다. 만약, labyrinth 시일이 열적으로 불평형 상태가 되면, Fig.2에서 보는 바와 같이, 시일이 비정상적으로 변형(thermal distortion)된다. 다시 말하면, 열적 불평형에 의한 안팎의 온도차에 의해 시일이 변형되고, 이것에 의해 곡률 반경이 증가된다. 즉, 시일부의 수직부 간극은 좁아지게 되고, 수평부의 간극은 넓어지게 된다. 결국, 간극이 좁아진 부위에서 rubbing이 발생된다.

증기터빈의 기동 시에 열적 변형에 의해 발생하는 rubbing 진동을 방지하기 위해 최근에는 타원형 시일(elliptical seal) 또는 가변 틈새 시일(variable clearance seal)을 사용하기도 한다. Fig.3은 타원형 시일의 개념도를 보여주고 있으며, 이것은 수직부의 간극은 수평부의 간극 보다 크게 제작되어 있어 열적 변형에 의해 수직부의 간극이 좁아지더라도 rubbing 이 발생하지 않는다. 또한, 기동 시에는 시일의 틈새를 크게 유지하며, 정격 운전속도에서는 틈새를 작게하여 rubbing 진동을 방지하는 가변 간극 시일의 개념도를 Fig.4에 나타내었다.

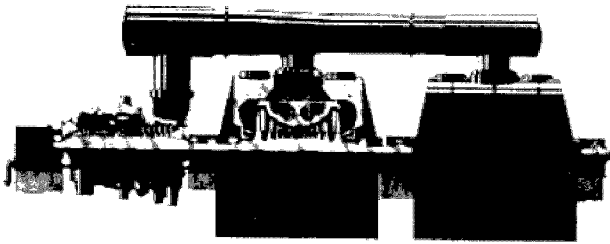


Fig. 5 Schematics of a 500 MW steam turbine

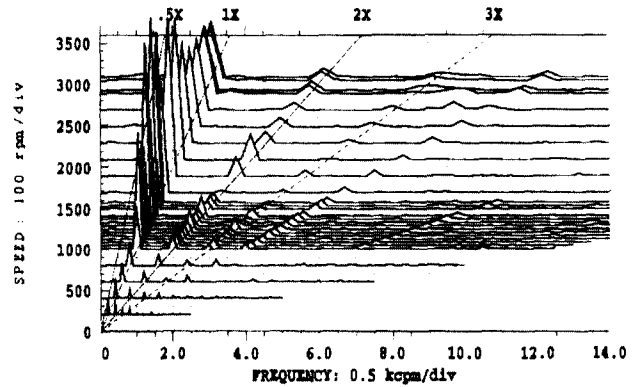


Fig. 8 Cascade @ No.1 bearing

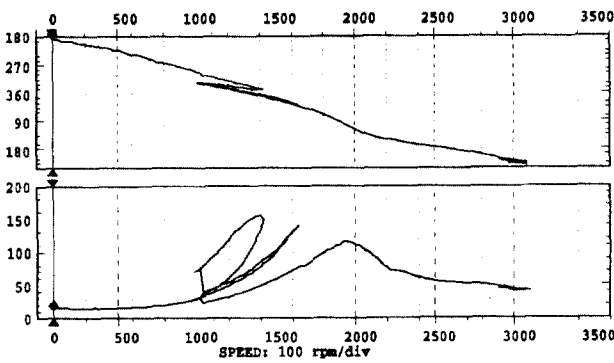


Fig. 6 Bode plot @ No.1 bearing

3. 증기터빈에서의 rubbing 진동 사례

본 사례는 500 MW 급 대형 터빈발전기의 고중압 터빈의 기동 시에 운전 부주의 즉, 고중압 터빈의 열적 불평형(thermal unbalance)에 의해 발생된 rubbing 진동을 분석한 것이다. Fig.5는 500 MW 증기터빈의 개략도를 나타낸 것이다. 터빈의 정격 운전속도는 3,600 rpm 이며, 고중압 터빈, 저압 터빈-A, 저압 터빈-B로 구성되어 있다.

터빈을 수동으로 운전할 경우, 이때는 운전자가 증기 터빈의 모든 조건을 확인하여 열적 평형 상태가 도달 된 후에 속도를 증가시키는 경우로서 이상징후 없이 양호하게 정격 회전속도까지 운전을 수행할 수 있었다. 그러나, 터빈을 자동으로 운전할 경우, 이 때는 모든 조건이 확인되지 않고 일정시간이 경과되면 자동적으로 속도를 증가시키는 경우로서 rubbing에 의한 진동이 자주 발생할 가능성이 있다.

본 사례는 후자 즉, 자동으로 증기터빈을 기동시킬 경우, 고중압 터빈에서 rubbing 이 발생된 경우이다. Fig.6과 7는, rubbing이 발생할 경우에서의, No.1 베어링의 수평방향에 대한 bode 선도와 극선도를 각각 나타낸 그림이다. 이 터빈의 운전 이력은 다음과 같다. 이 그림에서 보는 바와 같이, 1,420 rpm 부근에서 과대 진동이 발생하여 더 이상 승속하지 못하고 정지되는 경우가 자주 발생하였다. 즉, 기동 후 먼저 1,000 rpm에서 정지하여 안정을 취한 후 3,000 rpm 승속 중 약 1,420 rpm 부근에서 155 μm p-p 의 과대 진동이 발생하여 1,000 rpm으로 감속하였다. 다시 1,000 rpm에서 3,000 rpm까지 재승속을 실시하였으나, 이번에는 1,640 rpm 근방에서 진동 진폭이 140 μm p-p까지

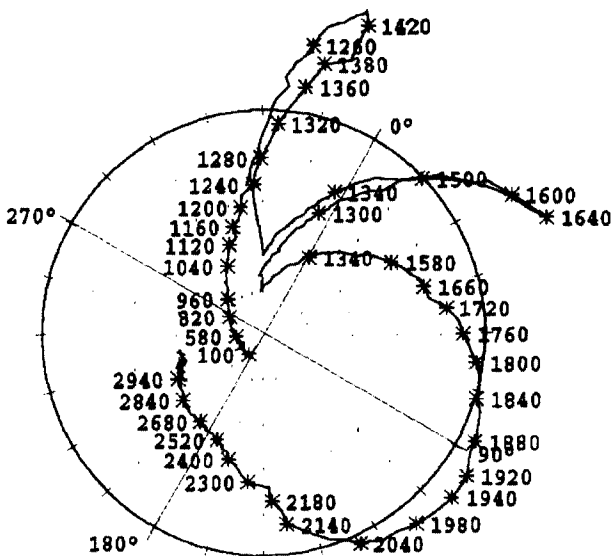


Fig. 7 Polar plot @ No.1 bearing

증가하여 재차 1,000 rpm으로 감속하였다. 또다시 1,000 rpm에서 안정을 취한 후, 재승속을 시도한 결과, 3,000 rpm까지 무리 없이 속도를 높일 수 있었다. Fig.8은 cascade 선도를 보여주고 있으며, rubbing이 발생한 운전속도 영역인 1,500 rpm 부근에서 1x 성분이 가장 탁월하며, $\frac{1}{2}x$, 2x, 3x, ... 성분의 고차 성분은 매우 작았다. 이것으로부터, 과대 진동이 로터 자체의 과대한 질량 불평형에 의한 것으로 추정할 수 있다. 그러나, Fig.6에서 보는 바와 같이, 고중압 터빈의 1차 위험속도는 약 1,940 rpm이며, 1차 위험속도 통과 시의 진동 진폭은 $110 \mu\text{m}$ p-p인 것으로부터 로터의 질량 불평형에 의한 과대 진동은 아닌 것으로 판단되었다. 또한 수동 운전 모드에서는 발생하지 않고 자동 운전 모드에서만 과대 진동이 발생한다는 것과 1차 위험속도 아래에서 과대한 진동이 발생하는 것으로부터 rubbing에 의한 진동 현상으로 판단되었다. 과대 진동 현상이 운전 모드에 민감하다는 사실로부터 자동 운전 모드에서의 각종 운전 파라미터를 검토한 결과, 증기온도가 설계치 온도 보다 약 21°C 낮은 상태에서 터빈이 기동되었음을 알 수 있었다. 결국, 앞 절에서 언급한 바와 같이, 낮은 온도의 증기가 유입됨으로 인해 시일 packing 등의 고정부가 열적 변형(thermal distortion)됨으로써 rubbing 진동이 발생되었다.

물론 고온의 증기 조건하에서 고속으로 운전하는 증기터빈의 경우, 기동 시에는 이러한 rubbing 진동이 종종 발생한다. 특히 초기 기동 시에는 제작 또는 조립오차가 누적되어 고정부와 회전부의 접촉 가능성이 더욱 높기 때문에 rubbing 진동이 일어날 가능성은 더욱 높다. 초기 기동 시에 rubbing 진동이 발생하더라도 운전자들은 당황하지 말고 운전 조건을 잘 점검해서 열적 불평형이 발생하지 않도록 조치한다면, 심각한 조립 불량을 제외하고는, 성공적으로 운전을 수행 할 수 있을 것으로 사료된다.

4. 결 론

지금까지 500 MW 증기터빈의 초기 기동 시에 rubbing에 의한 과대한 진동이 발생한 사례로부터 그 진동 특성에 대하여 설명하였고, 그 진동 특성은 다음과 같다.

1) 증기터빈에서는 기동 시 불충분한 열적 평형으로 인해 시일 packing 등의 고정부가 열적 변형(thermal distortion)됨으로써 rubbing 진동이 발생한다.

2) 1차 위험속도 아래에서 발생한 rubbing에 의한 진동은 질량 불평형에 의한 진동 보다 훨씬 큰 진동을 야기하며, 1x 성분이 가장 탁월하다.

참고문헌

1. A. Muszynsk, "Partial lateral rotor to stator rubs", IMechE, 1984
2. 최연선, 이봉헌, "회전기계의 부분마멸현상에 대한 실험적 고찰", 한국소음진동공학회 1999년도 춘계학술대회논문집, pp. 123~128, 1999
3. John S. Mitchell, "Introduction to Machinery Analysis and Monitoring", Pennwell Books, pp. 195~197, 1993
4. 牧 修市, "振動法による設備診断の實際", 日本フ^oラントメテナンス協會, pp. 280~284, 1993
5. 양보석, "기계건강진단 사례집", 효성출판사, pp 445~446, 1998