

축정렬 불량시 베어링 특성 변화에 따른 발전소 증기 터빈의 동특성 연구

⁰손석만*, 이준신*, 유기완*, 이선기*, 김태룡*

Study of Dynamic Characteristics of Angular Misalignment of High-pressure Turbine in 1000MW Nuclear Power Plant

⁰Sohn Seok-Man, Lee Jun-Shin, Yoo Ki-Wan, Lee Sun-Ki, Kim Tae-Ryong

ABSTRACT

Angular misalignment is one of the important causes for shaft vibration of turbine-generator in 1000MW nuclear power plant. It may cause the plant unexpected shutdown and subsequent accident. The change of dynamic characteristics in journal bearing and rotor due to angular misalignment in high pressure turbine is analyzed. The stiffness/damping coefficients of journal bearing increase as angular misalignment. Subsequently the natural frequency of HP turbine is changed. It was found that the natural frequency may locate near 2 times operating frequency in case of severe misalignment.

1. 서론

터빈-발전기의 축 진동에 있어서 질량불평형 (unbalance)과 축정렬불량(misalignment)은 자주 일어나는 원인으로 이로 인해 일어나는 진동은 베어링, 셸, 커플링과 같은 기계의 주요 부분을 파괴시킬수 있으며, 그로 인해 중대한 사고를 발생시킬 수 있다. 축정렬불량을 제거하기 위하여 두 축간의 완벽한 정렬을 하는 것은 불가능하며 초기에 완벽한 정렬을 한다 할 지라도, 베어링으로 인해 케이싱에 발생하는 열, 윤활시스템, 가스의 압축 그리고 기초의 이동과 같은 다양한 영향으로 인해서 장시간 운전에 걸쳐 정렬을 계속해서 유지할 수는 없다. 그러나, 장주기 무고장 운전을 위해, 적절한 축정렬은 반드시 필요하다.

증기 터빈의 베어링부의 진동치가 부하변화시

또는 일정부하 중에도 조금씩 변화되는 수가 있다. 이 원인은 일반적으로 기초대의 변형, Casing의 변형, Bearing Metal의 온도차, Pedestal 부의 열변화, 진공도 변화, Oil Whipping, 불안정한 진동, 위험속도역의 변화, 위험속도 진동 등으로 축정렬 변화를 일으켜 축계의 진동 모드가 변화하기 때문이라고 생각되고 있다.

축정렬불량은 편심 정렬불량과 편각 정렬불량으로 나뉘어진다. 편심 정렬불량은 그림 1과 같이 회전축의 중심선이 일정한 편차를 가지고 평행하게 off-set 되어 있는 경우로 반경방향의 진동을 발생시키며 정렬불량이 보다 심한 경우 2X 성분이 1X 성분을 초과하게 되며 3X, 4X, ... 등의 조화성분이 발생되는 것이 특징이다. 편각 정렬불량은 그림 2와 같이 두 기계의 축 중심선이 임의의 각을 이

* 한국전력공사 전력연구원(KEPRI)

투면서 서로 결합된 경우로 1X 성분과 2X 성분에서 높은 축방향 진동을 유발시키게 되고 심한 경우에는 2X 성분이 두드러지게 되는 경우도 있다.[1-3]

축정렬 불량에 의한 연구는 주로 커플링의 변형에 관한 모형화와 진동 영향에 대한 연구들이 진행되고 있다. 그러나 이전의 연구들이 고려하지 않았던 베어링에 작용하는 축하중은 회전체 불평형 응답과 고유진동수에 많은 영향을 미치는 것으로 알려져 있다. 따라서, 축정렬불량이 있는 회전체-베어링계를 정확히 묘사하고, 관련된 진동 특성들을 알기 위해서는 베어링에서의 동적 특성을 정확히 묘사해야 한다.[4]

이 연구의 목적은 발전소 증기 터빈에서 편각 축정렬불량이 발생할 때 베어링 동특성 변화를 살펴보아서 회전체 진동 특성 변화를 알아보고자 한다.

2. 베어링 동특성 해석

1000MW급 원자력 발전소의 터빈-베어링은 일반적으로 고부하를 담당하기 위해 타원형 저널 베어링을 사용하고 있다. 편각 정렬불량의 영향을 고려하여 저널 베어링의 동특성을 해석하기 위한 유막두께 h 에 대한 Reynolds식은 다음과 같다.[5-6]

$$\nabla \cdot \left(\frac{\rho k^3}{k_x \mu} \cdot \nabla P \right) = \nabla \cdot \left(\rho h U + \frac{\rho^2 h^3}{k_x \mu} E \right) + \frac{\partial}{\partial t} (\rho h) + \rho V \quad \text{식(1)}$$

여기서, ∇ 은 $\nabla = \frac{\partial}{\partial x} i + \frac{\partial}{\partial y} j$ 와 같이 정의된다.

ρ = 윤활유 밀도, μ = 점도, $h(x, y)$ = 유막 두께, $P(x, y)$ = 유막압력이다.

$$U(x, y) = \frac{1}{2} (U_1 + U_2) = \text{회전방향 유속으로}$$

U_1 은 베어링부(lower surface)의 속도이고,

U_2 는 저널부(upper surface)의 속도이다.

$V(x, y)$ = 수직방향 유속 (diffusion velocity), E = 유체력 (body force), t = 시간이다.

k_x = 축방향 난류 계수,

$$u = U + \frac{\rho h^2}{k_x \mu} E - \frac{h^2}{k_x \mu} \nabla P = \text{회전방향 속도,}$$

$q = \rho g u$ = 유량이다.

이때 편각 정렬불량의 영향을 고려하기 위해 유막두께 h 를 구하는 식은 그림3,4를 고려하여 선형화시키면 식(2)과 같다.

$$h = c - \left\{ e_x + a_y \left(z - \frac{1}{2} L \right) \right\} \cos \theta - \left\{ e_y + a_x \left(z - \frac{1}{2} L \right) \right\} \sin \theta \quad \text{식(2)}$$

타원형 저널 베어링에 대해 적용하면 그림5를 고려하면 식(3)과 같다.

$$h_m = h - e_p \cos(\theta_{piv} + \theta_0 - \theta) \quad \text{식(3)}$$

1000MW급 원자력 발전소의 터빈-발전기 베어링중 편각 정렬불량에 의한 베어링 동특성 변화를 보기 위한 베어링 제원은 표1과 같다.

식(2)와 같은 유막두께 계산식을 이용하여 편각 축정렬 불량의 영향을 고압터빈 베어링에 적용하여 압력분포를 그리면 그림6과 같으며 여기서 기울어진 쪽에서 높은 압력이 작용하고 있다. 터빈 베어링을 해석한 결과는 그림7과 같으며 편각이 증가함에 따라 압력이 커져 강성과 감쇠계수가 증가하는 경향을 보이고 있다.

3. 회전체계 동적 거동 해석

전체 로터-베어링계의 운동방정식은 다음과 같이 표현된다.[7-8]

$$[M]\{\ddot{q}\} + [C]\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = \{Q\} \quad \text{식(4)}$$

여기서, $[M], [C], [K]$ 는 일반화된 전체 관성, 감쇠, 강성행렬이고, $\{q\}$ 와 $\{Q\}$ 는 각각 일반화된 전체 변위 및 힘벡터를 나타낸다. 자이로스코픽 요소는 $[C]$ 에 포함된다.

자유진동 해석을 위해 식은 다음과 같이 상태공간 형태로 표현될 수 있다.

$$\begin{Bmatrix} \dot{q}_2 \\ \dot{q}_1 \end{Bmatrix} = [A] \begin{Bmatrix} q_2 \\ q_1 \end{Bmatrix} \quad \text{식(5)}$$

여기서, $\{q_1\} = \{q\}$, $\{q_2\} = \{\dot{q}_1\}$ 이고, $[A]$ 는 다음의 시스템 특성행렬로 정의된다.

$$[A] = \begin{bmatrix} -[M]^{-1}[C] & -[M]^{-1}[K] \\ [I] & [0] \end{bmatrix} \quad \text{식(6)}$$

고유치 및 고유벡터는 시스템의 특성행렬로부터 계산되어진다.

그림 8은 표준화력 발전소용 터빈발전기를 구성하는 고압터빈 로터의 해석모델을 나타낸다. 로터 모델을 축요소 71개, 13개의 원판요소 그리고 2개의 베어링의 3번과 60번 절점에 위치한다. 운전속도는 1800 rpm이고, 페테스탈의 영향을 고려하였다.

축계는 축본체와 베어링계로 대별되고, 축본체 요소는 분포 질량의 Timoshenko보 요소로 고려하며, 원판 요소는 각각의 부착절점에 집중 질량, 집중 횡관성 및 집중 극관성 모멘트로 부가된다. 베어링계는 스프링과 감쇠기로 모델링하여 나타낸다. 고압터빈에 대해 해석하여 Campbell선도를 그리면 그림9와 같으며 위험속도는 1435rpm으로 계산된다.

4. 편각 정렬불량에 따른 고압터빈 동특성 변화

축정렬 불량시 베어링의 강성 및 감쇠계수 변화에 따른 회전체 진동 특성 변화를 보기 위해 표 3과 같은 표준 원전 울진 3, 4호기 목표 축정렬상태를 이용하였다.

편각 정렬불량의 영향을 고압터빈에 적용하여 1800rpm에서 고유치 변화를 살펴보면 표 4와 같으며 편각이 커질수록 고유치가 증가하고 있으며 특히, 3차 고유진동수에서 기울기가 커질수록 더욱 큰 영향을 보이고 있다. 이것은 베어링 강성치가 고압터빈 로터 자체의 강성치에 비해 높아서 저차 회전체 모드보다 고차 모드에서 더 큰 영향을 가지고 있기 때문이다. 여기서, 기울기 0.07° (베어링 간극내 최대 기울기일 때)일때의 3차 고유진동수는 3589 rpm으로 2X성분(3600 rpm) 근방에 위치

하고 있어 심한 축정렬 불량시 2X성분의 가진이 일어날 때는 공진이 발생할 수 있다.

정상 축정렬 상태를 이용하여 터빈 베어링 #1과 #2에서 축의 수직과 수평 방향 기울기가 0.03° 일 경우 고유진동수 변화가 작아서 위험속도 변화에는 큰 영향을 미치지 않고 있다.

5. 결론

베어링 해석을 통하여 축정렬불량이 1000MW급 원자력 발전소 고압터빈에 미치는 진동 특성을 해석하였다. 해석결과, 편각 정렬불량시 기울어진 쪽에서 높은 압력이 작용하여 강성과 감쇠계수가 증가하고 있으며, 운전속도(1800rpm)에서는 저차 모드에 영향을 미치지 않고 있으나 고차모드로 갈수록 영향이 커지고 있으며, 심한 축정렬불량이 발생할 경우 2X 가진으로 진동이 크게 증가할 수 있음을 보였다.

참고문헌

1. M. Xu and R.D.Marangoni, "Vibration Analysis of a Motor-Flexible Coupling-Rotor System Subject to Misalignment and Unbalance, Part I : Theoretical Model and Analysis", 1994, Journal of Sound and Vibration 176(5) 663-679
2. M. Xu and R.D.Marangoni, "Vibration Analysis of a Motor-Flexible Coupling-Rotor System Subject to Misalignment and Unbalance, Part II : Experimental Validation", 1994, Journal of Sound and Vibration 176(5) 681-691
3. 이영섭, "축어긋남이 있는 회전체-볼베어링계의 모형화와 진동해석", 1998, 한국과학기술원
4. Z. A. Parszewski외, "Effect of bearing alignment on stability threshold and post-stability behaviour of rotor-bearing systems", 1988, IMechE, 311-316
5. Nicholas, John Charles, "A Finite-Element Dynamic Analysis of Pressure Dam and Tilting Pad Bearings", 1977, University of Virginia
6. 한국전력공사 전력연구원, "저널 베어링이 회전

체에 미치는 진동특성 연구 보고서”, 1999

7. 김영철외, “씨일마모가 다단 터빈 펌프 동적 거동에 미치는 영향”, 1997, 소음진동공학회 춘계학술대회논문집, 253-259

8. Chong-Won Lee, “Vibration Analysis of Rotors”, 1993, Kluwer Academic Publishers

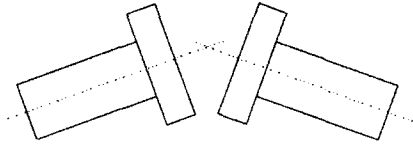


그림 2. 편각 정렬불량

표 1. 베어링 제원

반경	292.1 mm
길이	584.1 mm
공극(clearance)	0.388 mm
부하(load)	593720 N
윤활유	ISO 32
공급유 온도	44 °C
패드 각도	150°
oil groove	2×30°

표 2. 축-베어링계 입력

Beam Model	Timoshenko beam
Density	7830kg/m ³
Young's Modulus	0.21×10 ¹² N/m
Poisson Ratio	0.3

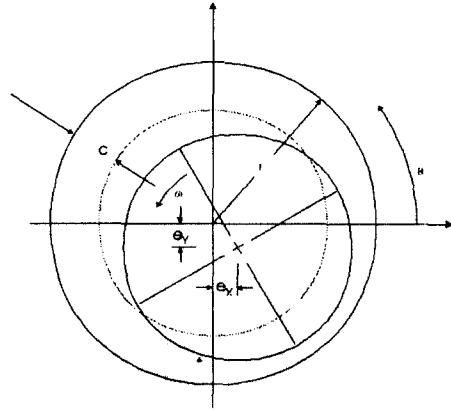


그림 3. 저널 베어링 원주방향 형상

표 3 울진 3,4호기 목표 축정렬치

표 4 1800 rpm에서 수직방향 편각에 의한 고유진동수 변화 (단위 : rpm)

모드	0°	0.03°	0.07°
1차	1429rpm	1430rpm	1430rpm
2차	2287rpm	2288rpm	2283rpm
3차	3367rpm	3379rpm	3589rpm

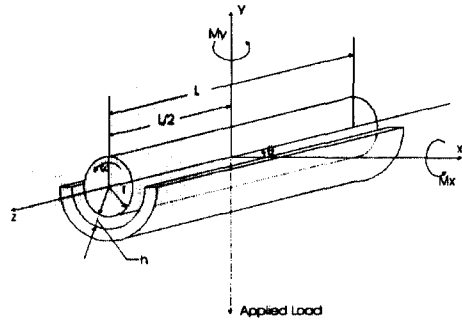


그림 4. 저널 베어링 길이방향 형상

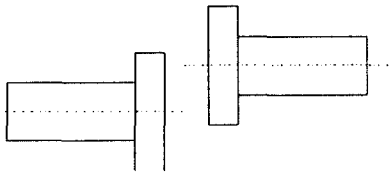


그림 1. 편심 정렬불량

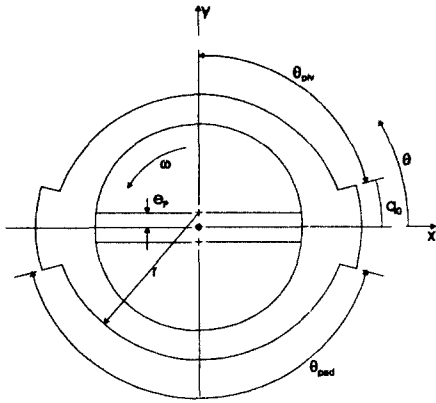
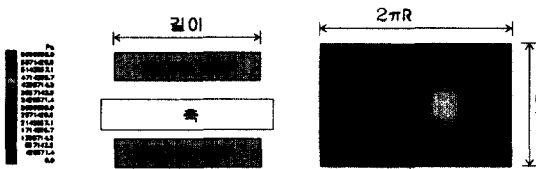
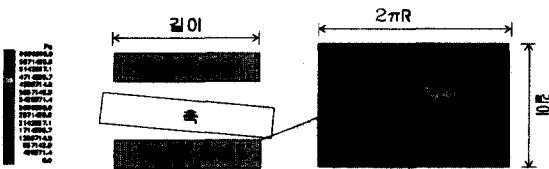


그림 5. 타원형 저널베어링 원주방향 형상

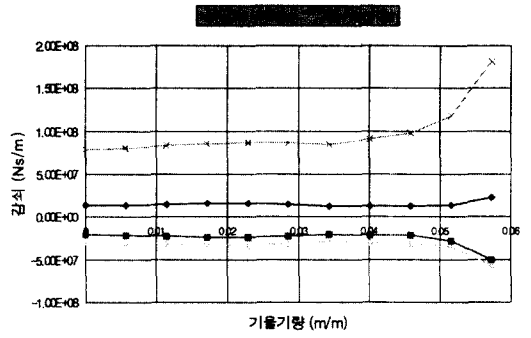


(a) 편각 정렬불량이 없을 때 원주방향 압력분포

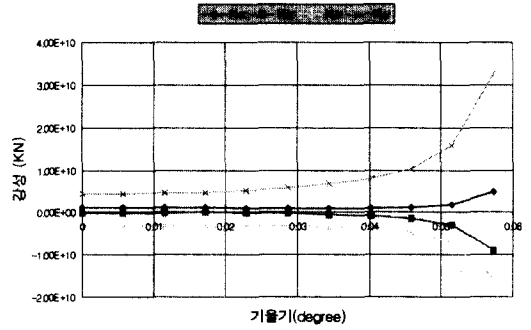


(b) 편각 정렬불량시 베어링 원주방향 압력분포

그림 6. 편각 정렬에 따른 베어링 압력분포



(a) 편각 정렬불량에 따른 강성 변화



(b) 편각 정렬불량에 따른 감쇠 변화

그림 7. 편각 정렬불량에 따른 베어링 동특성 변화

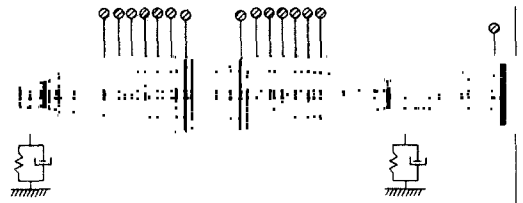


그림 8. 울진 3, 4호기 고압터빈 모델링 형상

Campbell Diagram

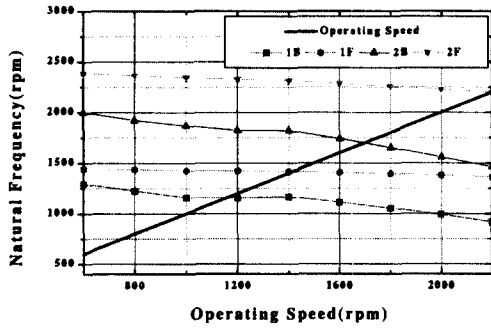


그림 9. 고압터빈 Campbell 선도