

## 5패드 틸팅 패드 베어링의 설계 조건 변화가 소형 가스터빈의 횡진동 특성에 미치는 영향

### Effects of Design Conditions in Five Pad Tilting Pad Bearing on the Lateral Vibration Characteristics of Small Gas Turbine

하진웅†·명지호\*·석진익\*·이안성\*\*·김영철\*\*

Jin Woong Ha, Ji Ho Myung, Jhin Ik Suk,

An Sung Lee and Young Cheol Kim

**Key Words :** Tilting pad bearing(틸팅 패드 베어링), Preload(예압), Pivot offset(피벗 오프셋), Dynamic Coefficients(동적 계수), Whirl natural frequency(선회고유진동수), Unbalance response(불균형 응답), Critical speed(위험 속도), Gas turbine(가스터빈)

#### ABSTRACT

In tilting pad bearing design process, the selection of the proper configuration type of either a Load-Between-Pad (LBP) or Load-On-Pad (LOP) as well as preload and pivot offset conditions is to be carefully considered. Also the bearing needs to be designed in order to be suited for the rotor-bearing system and operating condition. In this paper, it is observed that the dynamic characteristics in a 5 pad tilting pad bearing for the LBP and the LOP configurations are influenced by the variation of preload and pivot offset. In this context, rotor dynamic analysis of the 5MW industrial gas turbine supported by the tilting pad bearing at the front and roller bearing at the rear is carried out based on the dynamic coefficients of the tilting pad bearing investigated. The result shows that two rigid body critical modes experience various changes according to the influence of the tilting pad bearing uniquely applied to one side of this machine. Mainly, the second critical speed, the rigid body mode of conical shape with high whirling in the tilting pad bearing, is significantly changed by preload and pivot offset regardless of the LBP and LOP configurations. And, the first critical mode, the rigid body mode of conical shape with high whirling in the roller bearing, is sensitively affected by preload applied to the LOP configuration and by the its asymmetric dynamic properties.

#### 1. 서론

틸팅 패드 베어링은 동적 안정성 및 신뢰성을 수준 높게 요구하는 터보기계에 널리 사용되고 있으며, 해당 회전체 시스템 및 운전 조건에 적합하도록 설계된다. 따라서, 이러한 베어링 설계를 위해서는

중요 설계 인자들을 정확히 결정할 수 있는 설계 기술 및 경험이 필요하다.

틸팅 패드 베어링의 설계에 있어서 부하 방향에 대한 패드 위치와 패드 수, 베어링 예압, 그리고 피벗 오프셋 등은 심도있게 고려되어야 할 설계 인자이다. 특히, 설계 조건에 따른 동특성 변화에 대한 해석적 연구 및 실험을 통한 비교 검증은 최근까지도 수행되고 있다<sup>(1~3)</sup>. 또한, 그와 같은 베어링 동특성의 변화가 해당 회전체 시스템의 횡진동 특성에 미치는 영향은 중요하게 고려되었고, 지속적으로 연구

† 교신저자; (주)두산중공업 기술연구원  
E-mail : jinwoong.ha@doosan.com  
Tel : (042) 712-2177 , Fax : (042) 712-2299

\* (주)두산중공업 기술연구원

\*\* 한국기계연구원

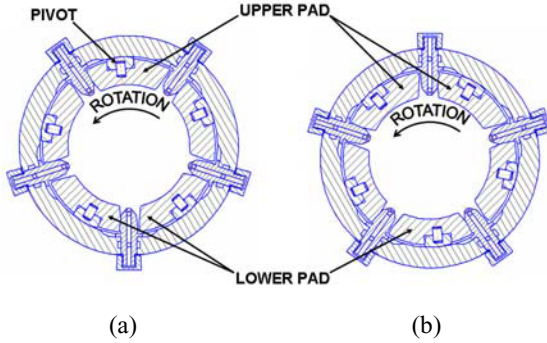


Fig. 1 (a) LBP and (b) LOP configuration tilting pad bearing

Table 2 Bearing design specifications

Description	Value
Shaft diameter	108 mm
Bearing length	55 mm
Number of pads	5
Pad configuration	<b>LBP / LOP</b>
Bearing load	3700 N
Operating speed	12840 rpm
Pad radial clearance (Cp)	0.217 mm
Preload	<b>0 / 0.3 / 0.45 / 0.6</b>
Pivot offset	<b>0.5 / 0.55 / 0.6 / 0.65</b>

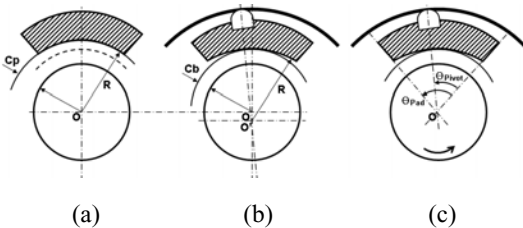


Fig. 2 (a) Pad machined radial clearance, (b) bearing set radial clearance and (c) pivot offset diagrams

가 이루어져 왔다<sup>(4-7)</sup>. 한편, 틸팅 패드로 지지되어 있는 회전체 시스템에 대해 자동화 최적 설계 기법을 적용하여 복잡한 로터다이나믹 요구사항을 효과적으로 만족하며 틸팅 패드 베어링의 최적 구성과 설계 인자를 도출하는 연구도 제시 되었다<sup>(8)</sup>.

본 연구에서는 LBP (Load-Between-Pad)와 LOP (Load-On-Pad)형의 5개 패드로 구성된 틸팅 패드 베어링을 해석 대상으로 하여 예압 및 피벗 옵셋 변화에 따른 동특성의 변화를 고찰하였다. 그리고, 전

방 베어링은 틸팅 패드 베어링으로, 후방 베어링은 롤러 베어링 및 스퀴럴 케이지, 스퀴즈 필름 댐퍼로 지지되는 5 MW급 산업용 가스터빈 엔진에 대해서 틸팅 패드 베어링의 설계 조건 변화에 따른 회전체 시스템의 동특성에 미치는 영향을 살펴보았다. 이를 위해 상용 툴인 Dynamics R4.5<sup>(9)</sup>를 활용하여 로터 다이나믹 모델링을 구성하였으며, 앞서 구한 틸팅 패드 베어링의 동적 계수를 모델링에 반영하여 선회 고유진동수 해석 및 불균형 응답 해석, 위험 속도 해석을 수행하였다.

## 2. LBP와 LOP형 틸팅 패드 베어링 설계

Fig. 1은 본 연구에 사용된 LBP와 LOP형 틸팅 패드 베어링의 기하학적 형상을 나타낸 것이다. 이들 베어링은 동일 베어링이며, 단지 부하 방향이 패드 사이에 위치하는 경우와 패드 상단에 위치하는 경우로 구분된 것이다.

Table 1은 상기의 틸팅 패드 베어링에 대한 주요 설계 치수를 보여주고 있다. 여기서, 예압은 Zero 및 0.3, 0.45, 0.6의 4가지 경우로 변화하는 것을 적용하였다. 이와 같은 예압 변화는 Fig. 2 (a), (b)와 같이 축 중심(O)을 기준하여 패드 가공 중심(O')이 이동함에 따라 나타나며, 식 (1)과 같은 관계에서 패드 가공 틈새(Cp)를 일정하게 유지하고 베어링 조립 틈새(Cb)를 변화시키기에 따라 계산된다.

$$\text{Preload Factor} = 1 - C_b / C_p \quad (1)$$

한편, 피벗 옵셋도 0.5와 0.55, 0.6, 0.65의 4가지 경우로 변화하는 것을 적용하였다. 여기서, 피벗 옵셋 변화는 Fig. 2 (c)와 같이 패드의 leading edge를 기준하여 패드의 각도 내에서 피벗 위치의 각도가 이동함에 따라 나타나며, 식 (2)와 같은 관계에 의해 계산된다. 피벗 옵셋이 0.5인 경우는 패드의 중앙에 피벗이 위치하고 있는 상태를 의미하며, 피벗 옵셋을 증가시키기 위해 피벗의 위치를 패드 중앙에서 축의 회전 방향과 동일한 방향으로 이동하였다.

$$\text{Pivot Offset} = \theta_{\text{pivot}} / \theta_{\text{pad}} \quad (2)$$

### 3. 틸팅 패드 베어링의 동특성 해석

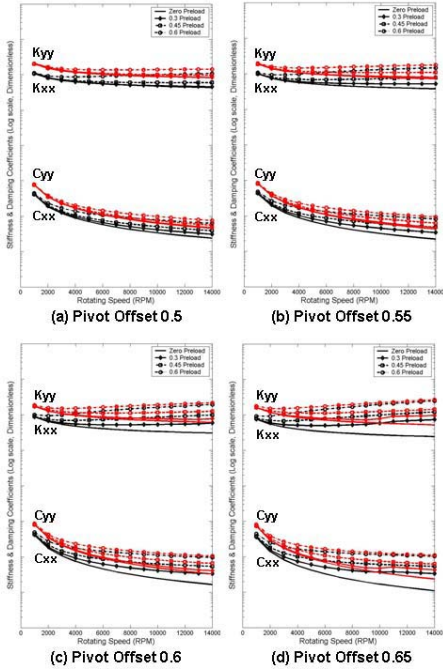


Fig. 3 LBP stiffness and damping coefficients for variation of preload and pivot offset

예압 및 피벗 옵셋에 따른 LBP형 틸팅 패드 베어링의 강성 및 감쇠 계수 변화와 LOP형 틸팅 패드 베어링의 강성 및 감쇠 계수 변화는 각각 Fig. 3과 4에 나타내었다. LBP형의 경우 예압 증가에 따라 모든 강성 및 감쇠 계수 곡선은 격차가 발생되어 더 높아지는 경향을 보였으며, 피벗 옵셋의 증가가 포함되면 그 곡선은 상하로 점차 벌어지는 경향을 나타내었다. 즉, 예압이 Zero인 경우는 피벗 옵셋이 증가함에 따라 강성 및 감쇠 계수 곡선이 더 낮아지며, 예압이 0.6인 경우에는 피벗 옵셋이 증가함에 따라 강성 및 감쇠 계수 곡선이 더 높아짐을 확인하였다. 또한, LOP형의 경우도 LBP형의 경우와 동일하게 예압 증가에 따라 모든 강성 및 감쇠 계수 곡선은 격차가 발생되어 더 높아지는 경향을 보였다. 하지만, 피벗 옵셋의 증가가 포함될 때는 Y방향 강성 및 감쇠 계수 곡선은 상하로 점차 벌어지는 경향을 나타내었으나, X방향 강성 및 감쇠 계수 곡선은 전체적으로 더 높아지는 경향을 나타내었다.

한편, 초기 회전속도 영역에서 강성 및 감쇠 계수 곡선은 LOP형이 LBP형보다 상대적으로 격차가 크고 더 뚜렷한 비등방의 특성을 나타내었다. 그러나, 예압 증가와 함께 피벗 옵셋의 증가가 LOP형의 강성 및 감쇠 계수 곡선의 비등방 격차를 줄어든게 하는 것으로 확인되었다. 또한, 정격 운전속도 영역에서 LBP와 LOP형이 갖는 강성과 감쇠 계수 곡선은 예압 증가와 피벗 옵셋의 증가에 따른 영향으로 점차 등방의 특성으로 변화하며, LBP와 LOP형의 강성 및 감쇠 계수도 거의 같아지는 것으로 파악되었다. 따라서, 회전속도 영역에 따라 시스템의 동특성에 미치는 영향은, 초기 회전속도 영역의 경우 LBP와 LOP형의 구분에 따른 것이 주요하게 작용하며, 그 이후 정격 운전속도까지 증가하면서 예압 및 피벗 옵셋 변화가 주요하게 작용할 것으로 예측되었다.

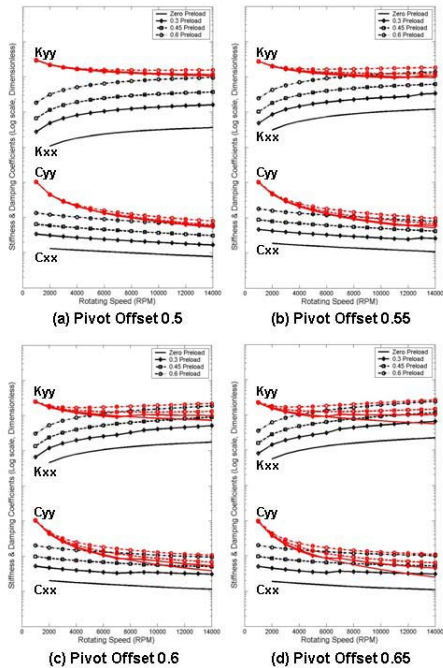


Fig. 4 LOP stiffness and damping coefficients for variation of preload and pivot offset

### 4. 소형 가스터빈의 횡진동 특성 해석

#### 4.1 선회고유진동수 해석

두산에서 개발 중인 5 MW급 산업용 가스터빈,

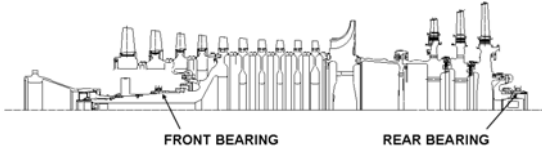


Fig. 5 Cross section schematic of 5 MW gas turbine rotor

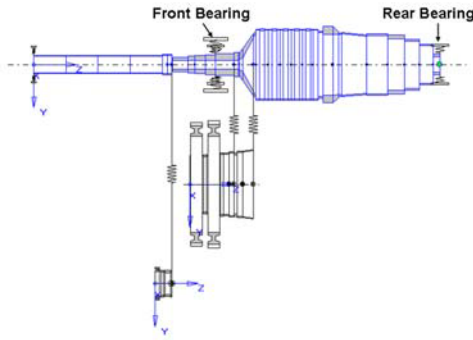


Fig. 6 Rotordynamic modeling of 5 MW gas turbine by using Dynamics R4.5

DGT-5의 로터-베어링 시스템을 Fig. 5에 나타내었다. 콤팩트한 로터 설계를 위해 압축기 로터는 부분 2중 디스크-축의 조립 구조를 적용하고 있다. 그리고, 전방 베어링은 2중 로터 내의 안축 공간을 활용하여 위치하고 있으며, 후방 베어링은 3단 터빈 디스크 후축의 끝단에 위치하고 있다. 즉, 본 로터는 양단에 이중 베어링으로 지지되는 특징을 갖고 있다. DGT-5의 정격 운전속도는 12,840 rpm이며, 감속기와 함께 발전기를 연결하여 전기를 생산하는 목적으로 활용될 예정이다.

Fig. 6은 상용 소프트웨어인 Dynamics R4.5를 활용한 로터다이나믹 모델링을 나타낸 그림이다. 여기서, 로터 축의 빔 요소와 베어링의 링크 요소, 강성 조인트의 링크 요소, 집중 질량 요소 등으로 구성된 모델링 상태를 확인할 수 있다. 그리고, 전방 베어링 모델링에는 예압 및 피벗 옵셋 변화를 고려한 LBP와 LOP형의 틸팅 패드 베어링의 강성과 감쇠 계수를 반영하였으며, 앞서 구한 Fig. 3과 4를 활용하였다. 한편, 후방 베어링 모델링은 스쿼럴 케이지의 시험 결과에 따라 강성 계수를 1.45e7 N/m로, 스쿼즈 필름 댐퍼에 의한 감쇠 계수를 6e3 N-s/m로 반영하였다.

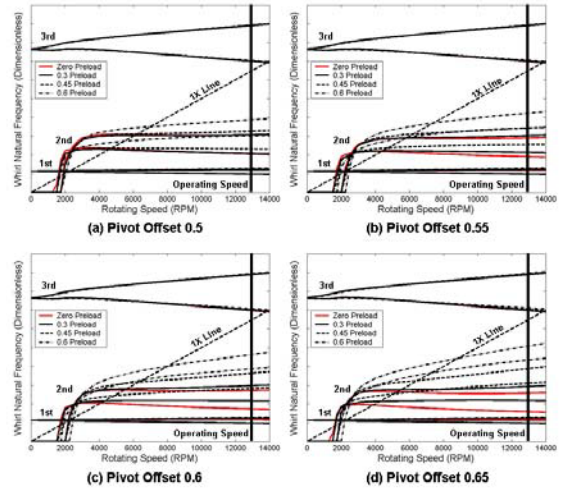


Fig. 7 LBP Campbell diagram for variation of preload and pivot offset

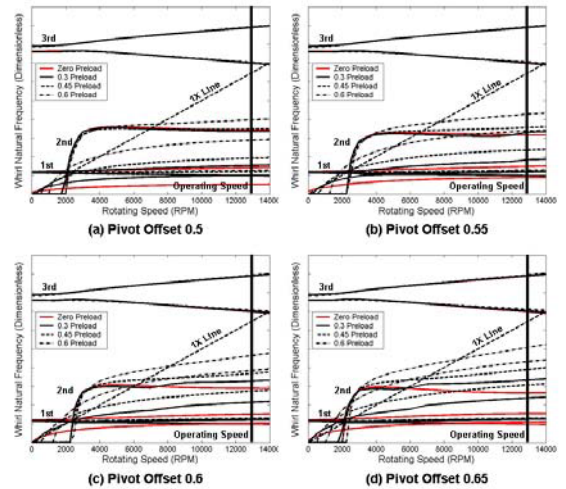


Fig. 8 LBP Campbell diagram for variation of preload and pivot offset

LBP와 LOP형 전방 베어링의 다양한 동특성 조건 변화에 대한 선회고유진동수 해석을 수행하였으며, 그 결과를 Fig. 7과 8에 나타냈다. 여기서, 1차 모드와 3차 모드는 예압 및 피벗 옵셋에 영향을 받지 않고 거의 동일하게 나타났다. 하지만, 2차 모드는 예압 및 피벗 옵셋에 영향을 받아 곡선이 분리되어 나타났으며, LBP와 LOP형의 경우에 따라서도 곡선의 경향은 다르게 나타났다. LBP형의 경우 예



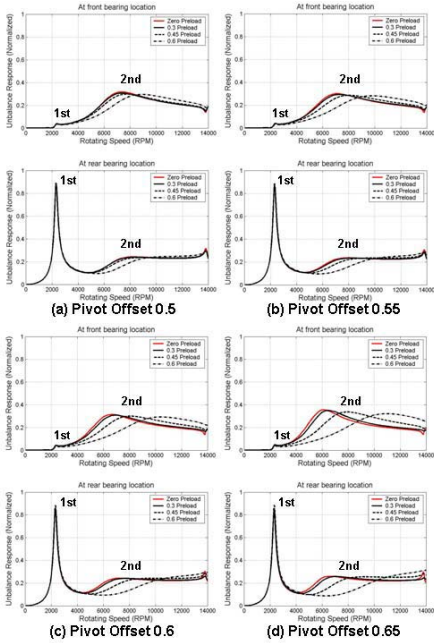


Fig. 9 LBP Unbalance response at front bearing (upper) and rear bearing (lower) for variation of preload and pivot offset

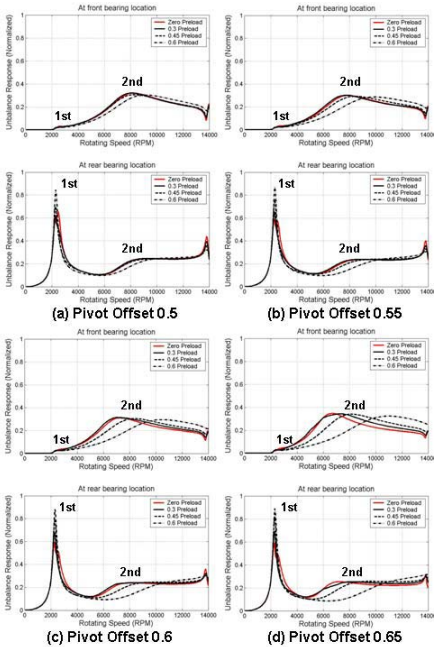


Fig. 10 LOP Unbalance response at front bearing (upper) and rear bearing (lower) for variation of preload and pivot offset

압 증가에 따라 2차 모드 곡선은 격차가 발생되어 더 높아지는 경향을 보였으며, 피벗 옵셋의 증가가 포함되면 그 곡선은 상하로 점차 벌어지는 경향을 나타내었다. 또한, LOP형의 경우도 LBP형의 경우와 동일하게 예압 증가에 따라 2차 모드 곡선은 격차가 발생되어 더 높아지는 경향을 보였다. 하지만, 피벗 옵셋의 증가가 포함될 때는 LOP형의 경우가 LBP형의 경우와 다르게 전방향 선회고유진동수 (Forward whirl natural frequency)가 상하로 점차 벌어지는 경향을 나타내었으며, 후방향 선회고유진동수 (Backward whirl natural frequency)는 전체적으로 더 높아지는 경향을 나타내었다.

한편, LOP형의 경우 초기 회전속도 영역에서 나타난 2차 모드의 전방향 선회고유진동수는 LBP형의 경우의 것보다 높게, 후방향 선회고유진동수는 LBP형의 경우의 것보다 낮게 상승하였다. 이는 LOP형의 초기 회전속도 영역에서 나타난 강성 및 감쇠 계수의 비등방 특성이 상대적으로 전방향 선회고유진동수는 높이고, 후방향 선회고유진동수는 낮추는 영향을 제공한 것으로 해석되었다. 하지만, 예압 증가와 함께 피벗 옵셋이 증가하면 점차 LBP와 LOP형의 2차 모드 선회고유진동수는 거의 같아지게 된다.

#### 4.2 불균형 응답 해석

불균형 응답 해석을 위해 원추형 강성 모드가 쉽게 가진 되도록 압축기 1단 디스크와 터빈 3단 디스크의 양측 위치에 역위상 (Out-of-phase)으로 불균형량이 존재함을 가정하였다. 시험 불균형량은 API 기준을 따라 계산하였으며, 각 위치에 34.5 g-cm와 33.3 g-cm을 부가하였다.

LBP와 LOP형 전방 베어링의 다양한 동특성 조건에 대한 불균형 응답 해석을 수행하였고, 그 결과를 Fig. 9와 10에 나타내었다. 여기서, 전방 베어링 위치에서 불균형 응답(상단)은 2차 위험속도 모드가 주요하게 가진된 것으로 나타났다. 예압 증가에 따라 2차 위험속도 위치가 점차 회전속도가 증가하는 방향으로 이동하고 불균형 응답 형태도 완만해 지는 경향을 보였다. 그리고, 피벗 옵셋의 증가가 포함되면 2차 모드의 공진점 위치는 좌우로 벌어지는 경향을 나타내었다.

한편, 후방 베어링 위치에서 불균형 응답(하단)은

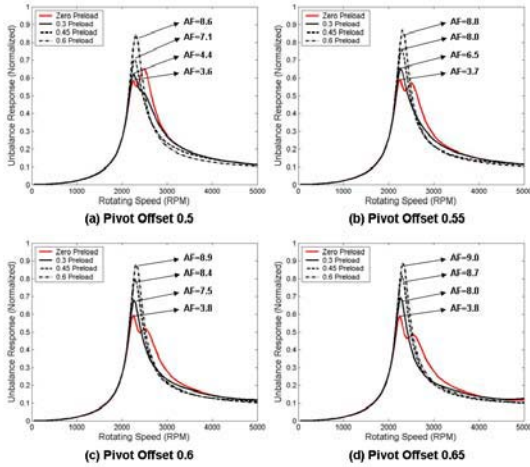


Fig. 11 Detail view of LOP 1st peak response at rear bearing for variation of preload and pivot offset

1차와 2차 위험속도 모드가 가진되어 나타났다. 1차 위험속도 모드는 주로 후방 베어링 지지부가 진동하는 모드이므로 뾰족한 형태로서 상대적으로 높은 불균형 응답을 보였으며, 2차 위험속도 모드는 주로 전방 베어링이 진동하는 모드이므로 진동이 거의 감쇠되어 완만한 형태의 불균형 응답을 나타내었다. 특히, Fig. 11에서 나타난 것과 같이 LOP형의 1차 peak 응답은 예압이 낮은 경우 LBP형의 것보다 낮게 형성되지만, 예압이 증가함에 따라 그 peak가 상승하고 API에서 제시하는 확대 계수(Amplification factor; AF)도 점차 증가하는 것으로 확인되었다. 즉, 1차 위험속도 모드는 주로 후방 베어링 지지부가 진동하는 모드이지만, 앞서 확인된 전방 베어링의 비등방 강성 특성이 예압 증가에 민감하게 반응하여 해당 모드의 진동 특성을 변화시켰고, 이에 따라 1차 peak 응답도 영향을 받은 것으로 예측되었다. 여기서, 피벗 옵셋의 증가가 포함된 경우 1차 위험속도 모드의 불균형 응답 및 AF 값의 상승은 미미하였으며, 예압이 Zero인 경우의 1차 peak 응답에서 작은 분리 현상도 볼 수 있었다.

### 4.3 위험속도와 스트레인 에너지 해석

틸팅 패드 베어링의 설계가 시스템의 1차 위험속도 모드에 미치는 영향을 추가적으로 고찰해 보기 위해 설계 조건에 따라 각 위험속도 모드에서 갖는

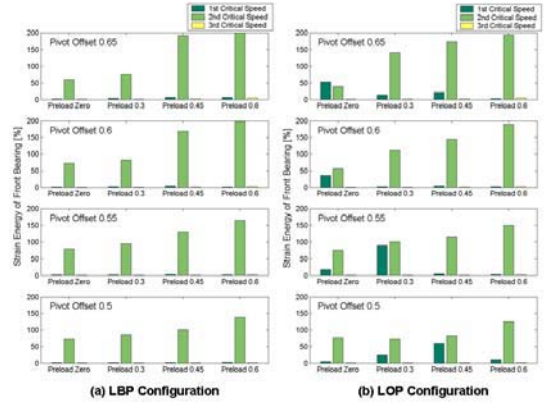


Fig. 12 Comparison of strain energy of LBP and LOP front bearing for variation of preload and pivot offset at each critical speed

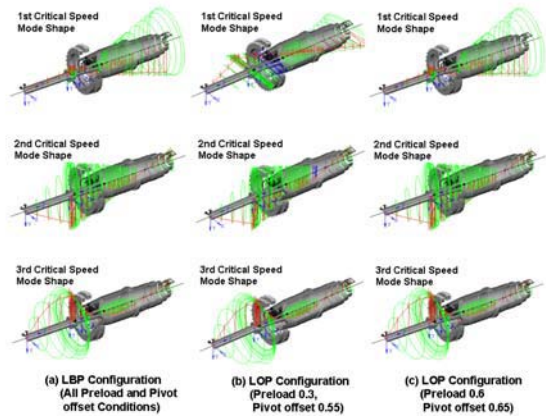


Fig. 13 Comparison of Each critical speed mode shape of LBP and LOP configurations for variation of preload and pivot offset

전방 베어링의 스트레인 에너지 변화를 Fig. 12에 나타내었다. 여기서, LBP형의 경우 모든 조건에 대해 전방 베어링이 2차 위험속도 모드에만 기여하고 있으며, 그 수준은 예압과 피벗 옵셋의 증가에 따라 상승하고 있음을 확인하였다. 하지만, LOP형의 경우 예압이 증가하거나, 피벗 옵셋이 증가함에 따라 그 베어링은 2차 위험속도 모드와 함께, 일부 1차 위험속도 모드에도 기여하고 있는 것으로 나타났다. 특히, 전방 베어링이 1차 위험속도 모드에 가장 크게 기여하는 조건은 예압 0.3과 피벗 옵셋 0.55로 확인되었다. 그리고, 예압과 피벗 옵셋이 동시에 높

계 증가될수록, LBP형의 경우와 같이 1차 위험속도 모드에 제공되는 영향력은 사라지는 것으로 나타났다.

한편, LBP와 LOP형에 대해 예압과 피벗 옵션 적용 조건에 따라 달라지는 모드 형상을 살펴보기 위하여, 각 조건 별 1차~3차 위험속도 모드 형상을 Fig. 13에 나타내었다. 여기서, LBP형의 경우, Fig. 13 (a), 모든 조건에 대해 각 위험속도 모드 형상은 동일하게 나타났으나, LOP형의 경우 1차 위험속도 모드 형상은 예압 및 피벗 옵션 조건에 따라 달라지는 것을 확인하였다. 특히, 예압과 피벗 옵션이 상대적으로 낮게 적용된(전방 베어링의 스트레인 에너지가 1차 위험속도 모드에 가장 크게 기여한 조건인) Fig. 13 (b)의 1차 위험속도 모드 형상은 비등방 특성이 주요하게 나타났으며, 예압과 피벗 옵션이 높게 적용된 Fig. 13 (c)의 1차 위험속도 모드 형상은 LBP형과 동일하게 등방의 특성으로 변화된 것을 볼 수 있었다. 즉, LBP형과 같이 틸팅 패드 베어링이 등방의 충분한 강성 특성을 갖는 경우에는 진동이 억제되며 nodal point를 형성하지만, LOP형의 틸팅 패드 베어링은 비등방 강성 특성에 따라 상대적으로 강성이 낮은 방향으로 진동 억제가 불충분하게 이루어지는 변형된 진동 모드를 형성하였다.

## 5. 결 론

본 연구에서는 예압과 피벗 옵션 조건에 따른 LBP와 LOP형의 5 패드 틸팅 패드 베어링의 동특성의 변화를 관찰하였다. 그리고 전방 베어링에 틸팅 패드 베어링으로, 후방 베어링에 롤러 베어링으로 지지되는 독특한 회전체 시스템에 대해 틸팅 패드 베어링의 설계 변화에 따른 동적 거동의 변화를 조사하였으며, 그 결과를 요약하면 다음과 같다.

1) 틸팅 패드 베어링에서 예압과 피벗 옵션 조건은 동적 계수에 “상승”과 “분배”의 서로 다른 특징의 영향력을 제공하고 있는 것으로 파악되었다. 특히, 비등방의 동적 특성을 갖는 LOP형에 피벗 옵션 조건이 반영된 경우에는 수직과 수평 방향의 동적 계수가 각각 “분배”와 “상승”의 변화 특징을 갖는 것으로 확인되었다.

2) 틸팅 패드 베어링의 동특성 영향은 본 시스템의 2개의 강성 모드 중에서, 그것과 주로 관계된 2차 강성 모드의 변화를 주도하였다. 특히, 초기 회전속도 영역의 경우 LBP와 LOP형의 구분에 따른 것이 그 모드에 주요하게 작용하지만, 그 이후 정격 운전속도까지 증가하면 주로 예압과 피벗 옵션의 조건 변화가 영향을 미치는 것으로 파악되었다.

3) LBP형과 달리, LOP형의 경우에는 예압 및 피벗 옵션의 조건이 동적 계수의 비등방 특성을 등방 특성으로 변화되도록 기여하고 있으며, 그러한 동적 변화는 시스템의 1차 강성 모드에 대해 불균칙적인 변형 유발과 후방 베어링의 불균형 응답에 민감하게 반영되는 특징을 나타내는 것으로 확인되었다.

4) 틸팅 패드 베어링의 설계 조건은 시스템의 강성 모드에 주로 영향을 미치므로, 본 시스템과 같이, 1차 굽힘 모드 아래에서 운전되는 회전체 시스템의 정밀 동특성 설계를 위해서는 동적 특성의 변화 방향을 제시하는 본 연구와 같은 검토가 필요할 것으로 예상된다.

## 후 기

본 연구는 지식경제부 주관 전력산업연구개발사업 “5MW급 고효율 발전용 소형 가스터빈 엔진 개발” 과제의 지원으로 수행되었음.

## 참 고 문 헌

- (1) Lund, J. W., 1964, "Spring and Damping Coefficients for the Tilting-Pad Journal Bearing," Tribology Transactions, 7(4), pp. 342~352.
- (2) Yang, S. H., Park, C. H., Kim, C. S. and Ha, H. C., 2004, "Study on the Prevention of Pad Fluttering with the Variation of Preload in a Tilting Pad Journal Bearing," Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 14, No. 4, pp. 344~351.
- (3) Delgado, A., Vannini, G., Ertas, B., Drexel M. and Naldi, L., 2010, "Identification and Prediction of Force Coefficients in a Five-Pad and Four-Pad Tilting

Pad Bearing for Load-On-Pad and Load-Between-Pad Configurations," Proceedings of ASME Turbo Expo 2010, Paper GT2010-23802, June 14-18, 2010, Glasgow, UK.

(4) Nicholas, J. C. and Kirk, R. G., 1982, "Four Pad Tilting Pad Bearing Design and Application for Multistage Axial Compressors," ASME Journal of Lubrication Technology, 104, pp. 523~529.

(5) Zeidan, F. Y. and Paquette, D. J., 1994, "Application of High Speed and High Performance Fluid Film Bearings in Rotating Machinery," Proceedings of the Twenty-Third turbomachinery Symposium, Texas A&M University, pp. 209~233.

(6) Schmied, J., Fedorov, A. and Grigoriev, B. S., 2010, "Non-Synchronous Tilting Pad Bearing Characteristics," The 8th IFToMM International Conference on Rotor Dynamics, September 12-15, 2010, Seoul, Korea, pp. 143~148.

(7) Lee, A. S. and Kim, C. U., 2010, "A Design Fitting of Journal Bearings to the LPLI Fuel Pump Application," The 8th IFToMM International Conference on Rotor Dynamics, September 12-15, 2010, Seoul, Korea, pp. 1040~1044.

(8) Untaroiu, C. D. and Untaroiu, A., 2010, "Constrained Design Optimization of Rotor-Tilting Pad Bearing Systems," ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 132, 122502.

(9) DYNAMICS R4 User's Guide, Alfa-Tranzit Co., Ltd, Russia..