

상부패드의 형상 변경을 통한 밌 nti-fluttering 틸팅패드 저널베어링” 개발

양승헌*(두산중공업 증기터빈기본설계팀), 나운학(두산중공업 증기터빈기본설계팀)
박희주(두산중공업 기술연구원), 김재실(창원대학교 기계공학과)

Development of Anti-fluttering Tilting Pad Journal Bearing with the Shape Modification of Upper Pad

Seong Heon Yang*(Steam Turbine Design & Eng. Team, DHIC), Un Hak Nah(Steam Turbine Design & Eng.
Team, DHIC), Heui Joo Park(R&D Center, DHIC), Chaesil Kim(Mech. Eng. Dep., CNU)

ABSTRACT

The tilting pad journal bearings have been widely used to support high pressure/high rotating turbine rotors owing to their inherent dynamic stability characteristics. However, fatigue damages in the upper unloaded pads and the break of locking pins etc. by pad fluttering are continuously taken place in the actual steam turbines. The purpose of this paper is to develop a new bearing model that can prevent bearing problems effectively by pad fluttering in a tilting pad journal bearing. A new bearing model which has a wedged groove is suggested from the studies of fluttering mechanism performed by previously research works. The fluttering characteristics of the upper unloaded pad are studied experimentally in order to verify the reliability of a new bearing model. It can be known that the phenomenon of pad fluttering nearly does not occurred in the new bearing model under the various experimental conditions. And it is observed that any kinds of bearing failures by pad fluttering does not detect in the application of acture steam turbines.

Key Words : Fluttering(플러터링), Tilting Pad Journal Bearing(틸팅패드 저널베어링), Shape Modification(형상변경),
Fatigue Damage(피로파손), Film Pressure(유막압력), Film Thickness(유막두께)

1. 서론

증기터빈 및 가스터빈에 대한 최근의 연구 추세는 보다 신뢰성이 우수하고, 고효율의 터빈 시스템을 개발하는데 그 목표를 두고 있다. 이러한 연구 목표를 달성하기 위해 반드시 필요한 핵심 요소 기술 중의 하나로는 운전 조건에 가장 적합한 베어링을 선정하고 설계할 수 있는 기술을 개발하는 것이다.

왜냐하면 베어링은 터빈 시스템의 효율 및 동적 안정성에 지대한 영향을 미치는 핵심 기계요소로서

실제 터빈 시스템에서 발생하는 사고의 대부분이 이들 베어링과 직/간접적으로 관련되어 있기 때문이다.

이에 대해 출력 300 MW 이상의 대형 증기터빈용 저널베어링은 그 사용 초기에는 단순히 축의 하중을 지지하기 위한 목적으로 원형 저널베어링을 설계하여 적용해 왔으나 점차 터빈이 대형화/고속화 되면서 로터-베어링 시스템의 동적 안정성을 확보하기 위하여 다양한 형태의 저널베어링(타원형 저널베어링 및 틸팅패드 저널베어링 등)을 개발하여 설계에 적용하고 있다.

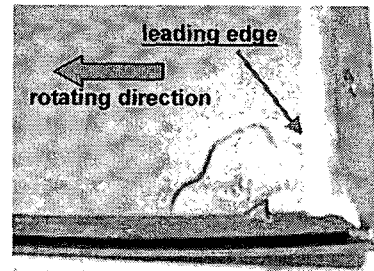
이 중에서도 틸팅패드 저널베어링은 우수한 동적 안정성 특성 때문에 대형 증기터빈의 불안정 요인이 많은 고/중압 로터를 지지하는데 널리 사용되고 있다. 그러나 틸팅패드 저널베어링은 고정형 패드로 설계된 타원형 저널베어링과 달리 구조적으로 유동 상태가 복잡하고, 운전 중 온도 상승과 난류의 영향이 크며 또한 이론해석에 필요한 경계조건을 명확하게 규명하기가 어려워 해석결과의 신뢰성이 타 베어링에 비해 크게 낮은 실정이다.

이러한 문제점들을 극복하기 위해 많은 연구자들은 난류, 온도 상승에 따른 유막의 점도 변화 등을 고려한 3 차원 열/유체 운할해석의 수행 그리고 보다 정확한 해석 결과를 얻기 위한 선단압력의 적용 등 다양한 연구를 수행해 오고 있다.⁽¹⁻⁸⁾ 이와 같은 연구를 통해 개발된 많은 설계 지침과 해석 프로그램들은 틸팅패드 저널베어링에 대한 해석 결과의 정확도를 높여 동 베어링 자체는 물론 이를 적용하고 있는 고속 회전기계의 운전 신뢰성을 증대시키는데 크게 기여해 오고 있다.

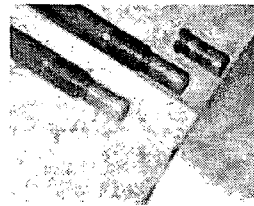
이와 같은 연구 성과에도 불구하고 대형 증기터빈용 틸팅패드 저널베어링에서는 패드 fluttering 현상(아래 정의 참조)에 의한 babbitt metal의 탈락 등과 같은 베어링 파손이 지난 수십 년 동안 지속적으로 발생되고 있다. 그러나 아직까지도 이 문제를 해결할 구체적인 운전 및 설계 개선 방안이 도출되지 않아 베어링 자체의 파손은 물론 동 베어링을 적용하고 있는 터빈 시스템의 안정성이 크게 위협받고 있는 실정이다.

Fig.1 은 실제 화력 발전용 증기터빈을 장기간 운전 후 분해하였을 때 발견되는 틸팅패드 저널베어링의 파손형태를 보여 주고 있다. 파손은 상부 무부하패드(upper unloaded pad)의 babbitt metal의 탈락 현상이며, 패드의 선단 양쪽 가장자리에서 집중적으로 발생한다.

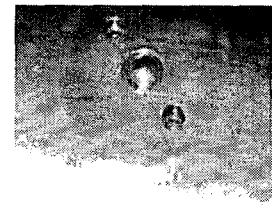
위 현상의 근본 원인으로서는 터빈의 운전 중, 상부패드가 정적평형상태를 유지하지 못하고 진동함으로써 패드와 로터가 상호 충돌하기 때문인데, 이 경우 상부패드의 진동현상을 패드 fluttering 이라 정의한다. 베어링의 운전 중 틸팅패드 저널베어링에서 패드 fluttering 이 발생하게 되면 Fig.1 에서 볼 수 있듯이 상부패드의 babbitt metal의 손상은 물론 패드의 원주방향 미끄럼을 방지하기 위한 locking pin의 절단 그리고 locking pin이 삽입되는 pin hole의 마모 등과 같은 베어링 전체의 손상으로도 확대될 수 있으며, 나아가서는 터빈 시스템의 전체적인 안정성을 크게 저하시키는 요인이 될 수 있다. 왜냐하면 패드 fluttering 으로 인해 탈락된 babbitt metal 들은 베어링의 좁은 틈새로 유입되어 패드는 물론 고속으로 회전하는 저널 표면도 크게 손상시



(a) Fatigue damage of unloaded pad



(b) Break of locking pin



(c) Wear of pinhole

Fig. 1 Failure examples by pad fluttering

킬 수 있기 때문이다.

이와 같은 중요성 때문에 많은 선행 연구자들은 패드 fluttering의 근본 원인을 규명하고 방지대책을 제시하기 위하여 다양한 연구결과들을 제시해 오고 있다.⁽⁹⁻¹⁵⁾ 그러나 지금까지 여러 연구자들에 의해 제시된 많은 방안들은 그 적용에 있어 별도의 장치가 필요해 시스템이 복잡해지거나, 베어링의 특성 변화가 수반되어 부가적인 설계 변경이 요구되거나, 베어링의 운전효율을 향상시키고자 하는 최근의 연구추세에 다소 상반되거나 또는 그 적용에 대해 효과가 크지 않을 가능성이 많으므로 실제 운전 또는 설계에 반영하기 위해서는 세심한 주의 또는 한계가 있다.

본 연구에서는 패드 fluttering 현상을 거의 완벽하게 방지할 수 있는 매우 간단하면서도 효과적인 방안으로서 기존에 제시된 방안과는 차별되는 형상 변경 베어링 모델을 제시코자 한다. 이를 위해서 패드 fluttering 에 대한 전반적인 특성을 측정/분석할 수 있는 베어링 실험장치를 자체 개발하였다. 이를 통해서 1 차적으로 연구단계에서 형상변경 모델에 대한 기술적 타당성을 실험적으로 증명하고자 한다.

연구를 통해 개발된 새로운 형상의 베어링 모델을 실제 증기터빈(500MW, 800MW)에 적용하여 1년간 연속 운전 후 분해/점검하여, 기존 베어링에서 발생된 문제점들이 해결되었음을 실증 검증함으로써 본 연구에서 개발한 “Anti-fluttering 틸팅패드 저널베어링”의 운전 신뢰성을 확보코자 한다.

2. 실험장치

Fig.2 는 본 연구의 목적인 "Anti-fluttering 틸팅패드 저널베어링"을 개발하기 위해 자체 설계/제작한 실험장치의 전체를 보여주는 사진이고, Fig.3 은 실험결과를 취득하기 위한 각종 센서 및 계측장비를 파악할 수 있는 실험장치의 개략도를 보여주고 있다. 본 실험장치는 실험용 베어링, 축과 저널, 하중인가장치, 동력전달장치, 윤활유공급장치, 신호처리장치, 그리고 유압가진장치 등으로 구성되어 있다.

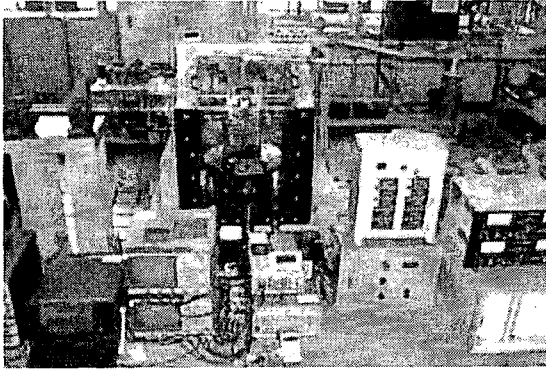


Fig. 2 Photograph of test apparatus

Fig.4 는 실험용 베어링의 기본구조를 보여주고 있다. 실험용 베어링은 실제 500MW 급 화력 발전용 터빈에 사용되고 있는 6-pad LOP(load on pad)형 틸팅패드 저널베어링을 약 80% 정도로 축소 모델링한 것으로서 그 사양은 Table 1 과 같다.

베어링 케이싱에 와전류형 비접촉식 변위센서 2개를 서로 90°의 각도로 즉, 수평 및 수직방향으로 설치하여 운전 중에 저널과 베어링의 상대진동을 측정함으로써 상부패드의 fluttering 현상이 로터-베어링계의 진동에 미치는 영향을 측정할 수 있도록 하였다.

그리고 다양한 실험조건에 대하여 상부패드 각각의 개별적인 fluttering 특성을 보다 엄밀하고 정확하게 취득하기 위하여 3 개의 상부패드(No. 1,2,6) 선단부(leading edge)에 3 개의 가속도 센서를 각각 설치하였다. 이를 통하여 검출되는 전기적 신호를 주파수 분석하여 상부패드 자체의 절대적인 fluttering 특성을 측정할 수 있도록 하였다.

Fig.5 는 상부패드의 선단부에 가속도 센서를 설치한 사진을 보여주고 있다. 가속도 센서에 의한 패드의 자유로운 틸팅이 방해되지 않도록 하기 위하여 패드의 표면 위로 센서가 돌출되지 않도록 주의하여 설치하였다.

Table 1 Physical parameters of a test bearing

Diameter (D)	300.91 mm
Length (L)	149.80 mm
Radial clearance (C_R)	0.45 mm
No. of pads	6
Pad arc (Θ)	54 °
Preload ratio (m)	0
Pivot position	Center
Upper pads	No. 1, 2, 6
Lower pads	No. 3, 4, 5
Width & Thickness of each pad	150.00 mm, 51.00 mm

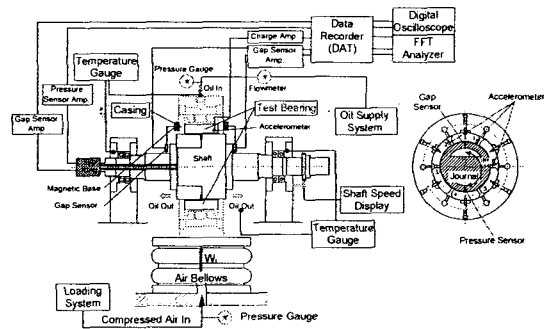


Fig. 3 Schematic diagram of test apparatus

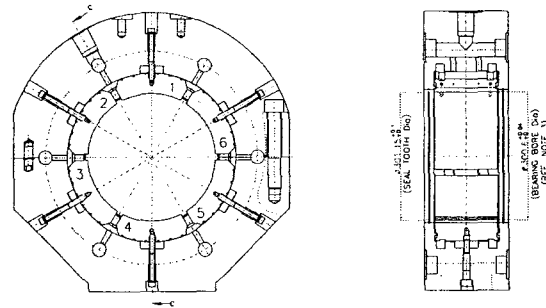


Fig. 4 Test bearing

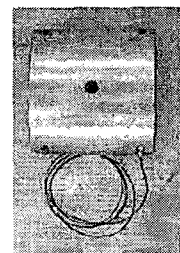


Fig.5 Photograph of accelerometer installed in upper pad

원주방향으로의 유막압력 및 유막두께를 측정하기 위하여 저널면의 중앙에 원주방향으로 압력센서 및 변위센서를 각각 1 개씩 설치하였다. 압력센서와 변위센서 사이에는 180°의 위상차가 발생한다.

3. 실험용 틸팅패드 모델

Fig.6-a 및 Fig.6-b 는 실제로 패드 fluttering 이 발생하는 기존 모델(conventional model)과 패드 fluttering 을 방지하기 위해 본 연구에서 제시하는 형상변경 모델(shape modified model)을 각각 보여주고 있다. 기존 모델 대비 형상변경 모델은 Fig.6-b 에서 볼 수 있듯이 패드 내면의 선단부에서부터 중앙부까지 쐐기 형상(wedge shape)의 홈을 가지도록 별도 가공한 형태이다. 쐐기 형상은 일정폭에 대하여 선단부에서 홈 깊이를 0.3mm 로 하여 패드의 중앙부로 갈수록 서서히 얇아지다가 정확히 중앙부에도달해서는 원래의 내면과 같아지는 형상으로 가공하였다.

Fig.7 은 기존 모델과 형상변경 모델에 대한 3 차원 형상을 각각 보여주고 있다. 형상변경 모델에 대해서는 쐐기형상의 홈을 가지적으로 뚜렷하게 표현하기 위하여 실제보다 과장하여 나타내었다.

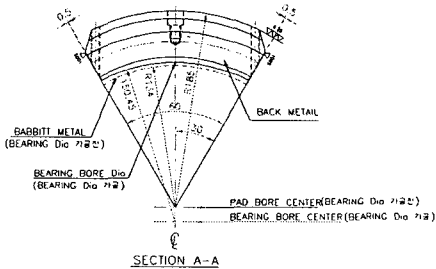
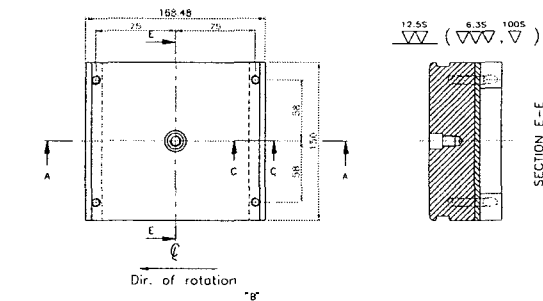


Fig.6-a Conventional model

본 연구에서는 Fig.6 및 Fig.7 에 제시된 2 가지 틸팅 패드 모델에 대하여 동일한 실험조건을 적용하여 패드 fluttering 현상을 측정/분석코자 한다. 이를 통해서 기존 모델 대비 형상변경 모델이 가지는

anti-fluttering 특성을 실험적으로 증명함으로써 1 차적으로 연구단계에서의 검증을 완료하고, 실제 현장에 적용하기 위한 기술적 타당성을 제시코자 한다.

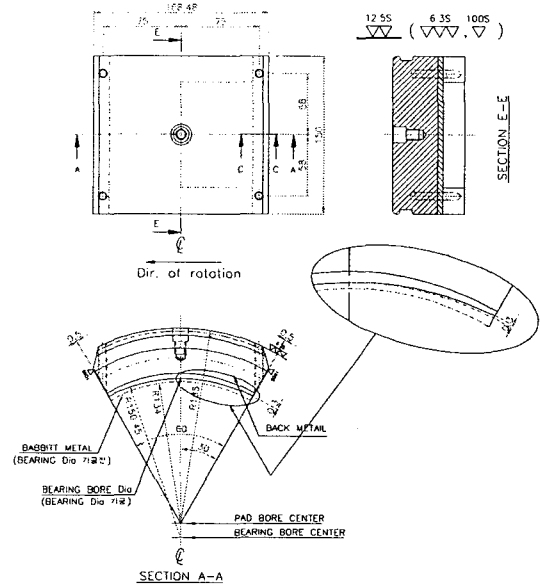


Fig.6-b Modified model

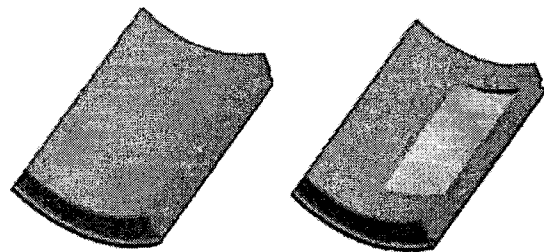


Fig.7 3-Dim. Conventional & Modified model

4. 실험 방법

본 연구에서는 상부패드에 대하여 기존 모델과 형상변경 모델과의 fluttering 특성 차이를 실험적으로 비교/규명하기 위하여 Fig.5 에 제시한 바와 같이 상부패드의 선단부에 설치한 가속도 센서에서 검출되는 전기적 신호를 FFT analyzer 를 이용하여 주파수 분석하였다.

이를 통해서 2 가지 틸팅패드 모델에 대한 각각의 fluttering 주파수, fluttering 진폭 그리고 초기 fluttering 발생속도(incipient pad fluttering velocity) 등을 다양한 실험조건에 대하여 측정/분석할 수 있게 하였다. 이 경우, 가속도 센서로부터 얻어진 신호는

FFT analyzer의 적분기능을 이용하여 진동속도 성분으로 변환하였다. 그 이유는 관심 주파수 대역이 비교적 200Hz 미만의 저주파 영역이므로 가속도 성분으로 표시하면 고주파 성분이 상대적으로 크게 나타나 분석이 어렵게 되며, 변위성분으로 표시하면 2 회의 적분과정에 의한 오차가 발생하여 저주파 성분이 과도하게 나타나기 때문이다.

Fluttering 발생 시, 각 패드에 작용하는 유막압력(film pressure)의 변화 그리고 각 패드들의 유막두께(film thickness) 및 피벗(pivot)에 대한 교번 현상등을 실시간으로 분석하기 위하여 저널면에 180°의 위상차로 설치되어 있는 압력센서와 변위센서로부터 검출되는 전기적 신호를 디지털 오실로스코프를 이용하여 파형을 분석하였다.

그리고 상부패드의 fluttering 현상이 로터-베어링계의 진동 특성에 미치는 영향을 측정하기 위하여 베어링 케이싱에 수평 및 수직방향으로 설치되어 있는 변위센서로부터 검출되는 신호를 FFT analyzer를 이용하여 주파수 분석하였다.

본 연구에서는 기존 모델 및 형상변경 모델에 대한 상부패드의 fluttering 특성을 실험적으로 엄밀하게 비교/평가하기 위해 축의 회전속도(N), 공급유량(Qs), 부하하중(WL) 등의 변화에 따른 Table 2에 제시된 실험조건을 설정하고 연구를 수행하였다.

Table 2 Test conditions of the bearing

Shaft speed (N)	900 ~ 4,600 rpm
Bearing load (WL)	0, 5, 10, 15 kN
Supply oil flow rate (Qs)	50 ~ 170 l/min
Supply oil temperature (Ts)	40 ± 0.5 °C

5. 실험 결과 및 고찰

본 연구에서는 상부패드의 절대적인 fluttering 특성을 규명하기 위하여 패드의 선단부에 가속도 센서를 설치하고 이를 통해서 검출되는 전기적 신호를 주파수 분석하였다. 실험을 수행한 결과, 3 개의 상부패드에서 얻어진 fluttering 특성은 전반적으로 거의 유사한 경향을 보였다. 따라서 본 연구에서는 3 개의 상부패드 중에서 fluttering 특성이 가장 뚜렷하게 관찰되는 No.2 패드에서 얻어진 실험결과를 중심으로 상부패드의 fluttering 특성을 평가하고자 한다.

5.1 기존 모델의 fluttering 특성

Fig.8 은 기존 모델(Fig.6-a)에 대한 실험결과로서 Qs = 70 l/min, WL = 10 kN의 실험조건 하에서 가속도 센서로부터 측정된 No. 2 패드의 fluttering 주파수와 진폭의 변화를 회전속도(N)의 증가에 따라 나

타낸 cascade plot 이다.

회전속도가 증가함에 따라 약 2,000rpm 에서부터 회전동기 진동성분(1X)과 구별되는 sub-synchronous 진동주파수(약 0.4X ~ 0.6X) 성분들이 크게 성장함을 볼 수 있는데, 이것이 패드의 fluttering 진동 성분이다. 이 경우, fluttering 주파수는 회전속도가 증가함에도 불구하고 크게 변하지 않으며 fluttering 진폭은 회전속도가 증가함에 따라 크게 성장하는 자려진동(self-excited vibration)의 경향을 보인다.

Yang^(12,13) 등은 저널에 설치되어 있는 압력 및 변위센서로부터 측정되는 유막압력과 유막두께의 변화를 실시간으로 측정하여 Fig.의 sub-synchronous 진동주파수가 서서히 성장하는 시점에서 상부패드는 정적평형상태를 유지하지 못하고 피벗에 대하여 연속적으로 교번하게 됨을 시각적으로 증명하였다. 이를 통해서 베어링이 장시간 연속운전 될 경우, 상부패드는 고속으로 회전하는 저널과 상호 충돌하여 babbitt metal이 궁극적으로 파손될 수 있음을 보였다.

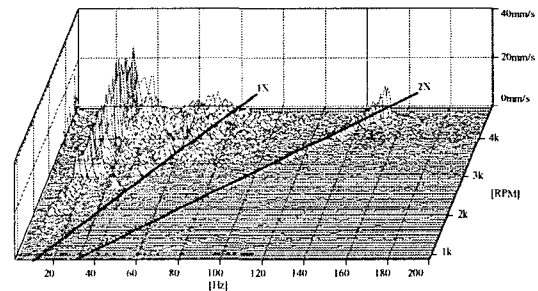


Fig.8 Variation of the fluttering characteristics of the conventional model(No.2-pad) with the shaft speed (Qs=70 l/min, WL=10 kN)

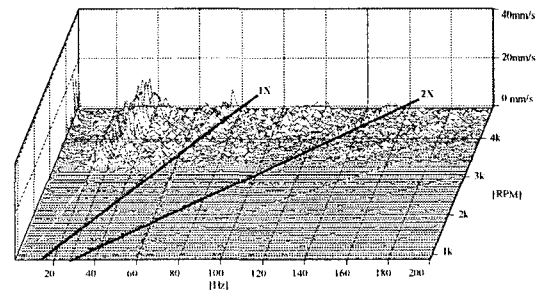


Fig.9 Variation of the vibration of the rotor-bearing system with the shaft speed for the conventional model (Qs=70 l/min, WL=0 kN)

아울러 기존 모델의 상부패드는 부하하중이 감소함에 따라, 공급유량이 증가함에 따라 fluttering 진폭은 크게 감소되며, 초기 fluttering 발생속도는 더 높은 회전속도에서 발생함을 규명하였다.

Fig.9는 기존 모델(Fig.6-a)에 대한 실험결과로서 $Q_s = 70 \text{ l/min}$, $W_L = 0 \text{ kN}$ 의 실험조건 하에서 베어링 케이싱에 수평방향으로 설치된 변위센서로부터 측정된 로터-베어링계의 진동주파수와 진폭의 크기를 나타낸 그림이다. 회전속도가 증가함에 따라 sub-synchronous 진동주파수 성분들이 크게 성장함을 볼 수 있는데, 이 진동 성분들은 바로 상부패드의 fluttering에 의해 로터-베어링계가 가진되어 나타나는 진동성분으로 평가할 수 있다.

5.2 상부패드의 fluttering 발생 개념적 이해

본 연구의 목표는 상부패드의 fluttering 현상을 거의 완벽하게 방지할 수 있는 매우 간단하면서 효과적인 방안으로서 상부패드의 형상변경 모델을 제시하는 것이다. 이를 위해서는 상부패드의 fluttering 발생 메커니즘을 정확하게 이해하는 것이 무엇보다 중요하다.

본 연구에서는 형상변경 모델 개발을 위한 기본 아이디어를 얻고자 선행 이론적⁽¹⁴⁾ 및 실험적^(13,15) 연구를 통해 규명된 패드의 fluttering 발생 메커니즘의 일부 개념적 사항을 기술하고자 한다.

즉, 상부패드는 하부패드와는 달리 패드의 자체 하중 만에 의해 유막압력이 발생되기 때문에 베어링의 운전 중 정적평형상태가 유지 되도록 하기 위해서는 패드의 선단부(leading edge part)에 충분한 동압이 발생되어 패드와 저널 사이의 유막형상이 항상 쐐기형상(wedge shape)을 유지할 수 있어야 한다.⁽⁸⁾

만약 베어링이 운전되는 정격회전속도에서 상부 패드의 선단부에 충분한 동압(hydrodynamic pressure) 발생을 위해 요구되는 적절한 공급유량이 제공되지 못할 경우에는 상부패드의 유막은 쐐기형상을 유지하지 못하고 발산형상(diverged shape)으로 변경되어져, 궁극적으로 패드의 선단부는 회전하는 저널과의 간극이 순간적으로 가까워지게 된다. 이 경우, 연속적으로 공급되는 유량에 의해 패드 선단부에는 반발 압력이 발생되어 유막의 형상은 다시 쐐기형상으로 복원되지만, 불충분한 공급유량에 의한 패드 선단부의 미흡한 동압은 또 다시 상부패드의 유막형상을 발산형상이 되게 함으로써 결국 상부패드는 베어링의 운전 중 연속적으로 교번하게 되는 fluttering 현상을 경험하게 된다.

따라서 공급유량은 상부패드의 fluttering 현상을 제어할 수 있는 주요한 운전변수 중의 하나이므로 Yang^(12,13) 등은 공급유량 증대에 따른 상부패드의

fluttering 특성에 관한 연구를 수행하고, 실제로 상부패드의 fluttering 특성은 공급유량과 밀접한 관계가 있으며, 공급유량의 증대에 따라 fluttering이 발생하는 회전속도가 크게 증가하고 또한 fluttering 진폭이 크게 감소함을 규명하였다.

그러나 fluttering을 방지하기 위한 별도의 과학적인 접근 없이 단순히 공급유량만을 증대시키는 것은 베어링의 운전효율을 향상시키고자 하는 최근의 베어링 개발 방향과 상반되며, 로터의 회전속도가 크게 증가하게 되면 패드면에 작용하는 전단마찰력(shear friction)의 급격한 증가로 인해 fluttering 방지에 한계가 있음을 이론 및 실험연구를 통해서 규명하였다.^(13,14) 따라서 공급유량 증가만을 통한 상부패드의 fluttering 방지 방안은 실제 적용에 있어서 여러 가지 어려움이 따른다.

상부패드의 fluttering 메커니즘 규명을 위한 전단마찰력에 대한 평가는 선행연구⁽¹⁴⁾ 결과에서 자세히 기술하였으므로 생략하기로 한다.

5.3 형상변경 모델의 fluttering 특성

지금까지의 연구결과를 종합해 볼 때, 상부패드의 fluttering 현상을 방지하기 위해서는 패드의 선단부에 충분한 동압이 발생될 수 있도록 하여 베어링의 운전 중, 상부패드의 유막형상이 항상 쐐기형상을 유지할 수 있도록 설계해야 함을 알 수 있다. 본 연구에서는 선행 연구에서 제시된 방안들⁽¹⁰⁻¹⁴⁾과는 차별화되는 새로운 방안으로서 상부패드의 형상변경 모델을 제시하고 이에 대한 fluttering 특성을 평가하고자 한다.

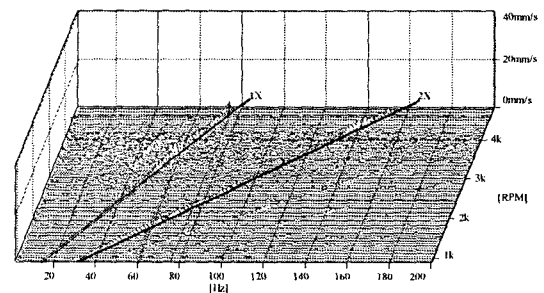


Fig.10 Variation of the fluttering characteristics of the modified model(No.2-pad) with the shaft speed ($Q_s=70 \text{ l/min}$, $W_L=10 \text{ kN}$)

Fig.10은 형상변경 모델(Fig.6-b)에 대한 실험결과로서 기존 모델과 동일한 실험조건($Q_s = 70 \text{ l/min}$, $W_L = 10 \text{ kN}$) 하에서 가속도 센서로부터 측정된 No. 2 패드의 fluttering 주파수와 진폭의 변화를 회전속도(N)의 증가에 따라 나타낸 cascade plot이다. Fig.8의 기존 모델에 대한 실험결과와 비교하면 약

2,000rpm 부근에서 발생하기 시작하여 회전속도의 증가에 따라 진동 진폭이 크게 성장하는 sub-synchronous 진동 성분이 전 회전속도(750 ~ 4,600rpm) 구간에서 거의 확인이 되지 않을 정도로 현저히 낮아졌음을 알 수 있다.

Fig.11 은 형상변경 모델에 대한 fluttering 발생 한계를 확인하고자 $W_L = 10 \text{ kN}$ 에 대하여 공급유량 (Q_s)을 실험 장치의 최저 공급 조건인 40 l/min 로 낮추어 실험한 결과를 보여 주고 있다. 그림에서 볼 수 있듯이 공급유량을 크게 감소시킴으로써 fluttering 의 발생 확률을 크게 높였음에도 불구하고 형상변경 모델에서는 fluttering 현상이 거의 발생하지 않음을 알 수 있다.

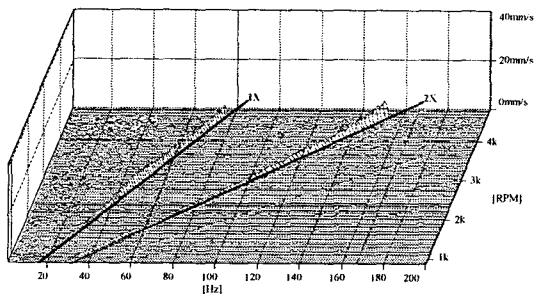


Fig.11 Variation of the fluttering characteristics of the modified model(No.2-pad) with the shaft speed ($Q_s=40 \text{ l/min}$, $W_L=10 \text{ kN}$)

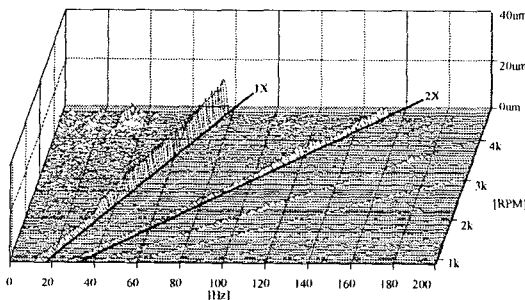


Fig.12 Variation of the vibration of the rotor-bearing system with the shaft speed for the modified model ($Q_s=70 \text{ l/min}$, $W_L=0 \text{ kN}$)

Fig.12 는 형상변경 모델(Fig.6-b)에 대한 실험결과로서 Fig.9 의 기존 모델과 동일한 실험조건($Q_s = 70 \text{ l/min}$, $W_L = 0 \text{ kN}$) 하에서 베어링 케이싱의 수평방향으로 설치된 변위센서로부터 측정된 로터-베어링계의 진동주파수와 진폭의 크기를 나타낸 그림이다. Fig.9 의 기존 모델에 대한 실험결과와 비교하면 상부패드의 fluttering에 의해 로터-베어링계가 가진되어 나타나는 sub-synchronous 진동성분은 거의 측정되지 않음을 알 수 있다. 이는 형상변경 모델에 의

해 상부패드의 fluttering 현상이 방지됨으로써 로터-베어링계를 가진시키는 가진력이 미약해졌기 때문이다.

따라서 상부패드의 fluttering 을 방지하게 되면 베어링 자체의 파손 방지는 물론 로터-베어링계의 불필요한 진동을 감소시킬 수 있게 되어, 회전축계의 전체적인 동적안정성을 크게 향상시킬 수 있음을 실험을 통하여 알 수 있게 되었다.

5.4 형상변경 모델의 fluttering 방지 메커니즘

본 연구에서 제시한 형상변경 모델은 상부패드의 fluttering 현상을 베어링의 전 운전영역에서 충분히 방지할 수 있는 매우 유용한 방안임이 실험을 통해서 증명되었다. 이는 베어링의 운전 중, 소량의 공급유량으로도 상부패드의 선단부에 충분한 동압이 발생할 수 있도록 Fig.6-b 에 제시된 바와 같이 인위적인 썸기형 홈을 패드의 선단부에서부터 중앙부까지 설계/가공하였기 때문이다.

여기서 썸기형 홈의 폭을 패드의 전체 폭에 대하여 약 2/3 정도로 설계한 이유는 Fig.7 의 형상변경 모델의 3 차원 그림에서 볼 수 있듯이 썸기형 홈의 양쪽 가장자리 턱이 일종의 오일 팬스 역할을 하여 썸기형 홈으로 유입되는 공급유량의 측면 누유량을 최소화시킴으로써, 패드의 선단부에 최대한 큰 동압이 발생할 수 있도록 고려한 것이다.

Fig.13-a 및 Fig.13-b 는 기존 모델 및 형상변경 모델에 대하여 $Q_s = 70 \text{ l/min}$, $W_L = 0 \text{ kN}$, $N = 2,400 \text{ rpm}$ 의 동일한 실험조건 하에서 베어링 중앙면의 원주방향으로의 유막압력(p)과 유막두께(h)의 분포를 나타낸 그림이다. 2 장에서 기술하였듯이 변위센서와 압력센서와의 설치각 차이 때문에, 유막압력과 유막두께의 신호 사이에는 180°의 위상차가 존재함을 볼 수 있다.

베어링이 무부하 조건($W_L = 0 \text{ kN}$)에서 운전되는 것은 베어링과 저널이 동심인 상태에서 운전되는 것을 의미하므로, 이론적으로 각 6 개의 패드에 작용하는 유막압력 및 유막두께의 분포는 서로 같아야 한다.

Fig.13-a 는 각 6 개의 패드 형상이 동일한 기존 베어링 모델의 실험결과인데, 상부 및 하부패드에 작용하는 유막압력의 크기와 유막두께의 분포는 각각 거의 비슷한 상태에서 운전되고 있음을 볼 수 있다. 즉, 본 연구를 위해 설계/제작한 베어링 실험장치는 무부하 운전조건을 아주 양호하게 구현할 수 있음을 알 수 있다.

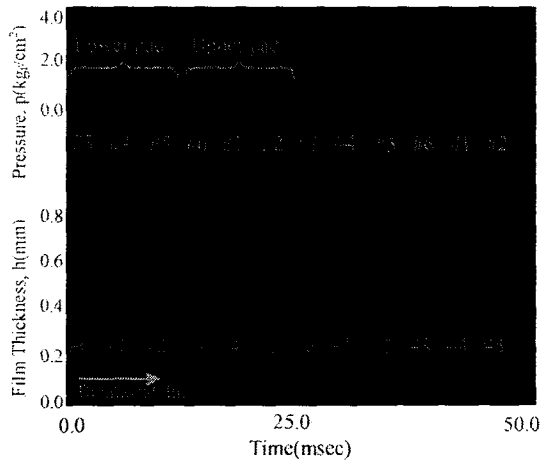


Fig.13-a Circumferential distributions of the film pressure and the film thickness in the mid-plan for the conventional model($Q_s=70\text{ l/min}$, $W_L=0\text{ kN}$, $N=2,400\text{ rpm}$)

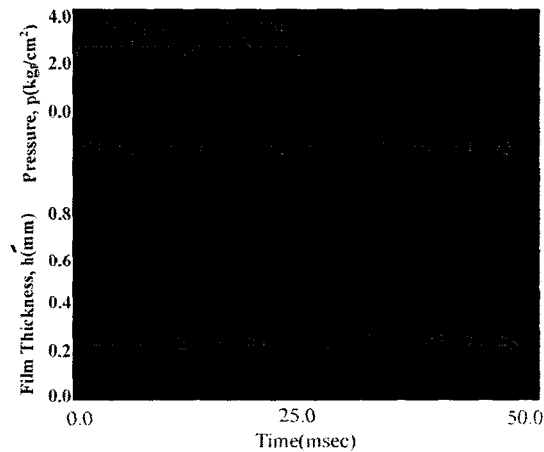


Fig.13-b Circumferential distributions of the film pressure and the film thickness in the mid-plan for the modified model($Q_s=70\text{ l/min}$, $W_L=0\text{ kN}$, $N=2,400\text{ rpm}$)

반면, 형상변경 모델의 경우는 Fig.13-b 에서 볼 수 있는 바와 같이 상부패드에 작용하는 유막압력이 하부패드에 비해 약 2 배 이상의 큰 유막압력이 형성됨을 볼 수 있다. 이와 같은 결과가 나타난 이유는 쉘기형홈에 의해 상부패드의 선단부에 발생하는 유막압력이 기존 모델의 형상을 가진 하부패드의 유막압력에 비하여 훨씬 크게 작용되었기 때문이다.

6. 실제 현장 적용을 통한 실증 검증

본 연구에서는 패드의 선단부에 쉘기형상의 홈

을 가공한 새로운 베어링 모델이 기존 베어링 모델에서 발생하는 패드 fluttering 현상을 충분히 방지할 수 있음을 실험적으로 증명하였다. 이를 통해 형상변경 모델을 실제 현장 적용하기 위한 기술적 타당성을 구축하였다.

따라서 상부패드의 fluttering 에 의해 베어링 과손이 지속적으로 발생해 오고 있는 실제 화력 500MW 급 및 800MW 급 고/중압 터빈용 틸팅패드 저널베어링에 대하여 본 연구에서 개발한 형상변경 모델을 적용하고 1 년간 연속운전을 수행 후 상부 패드의 손상여부를 평가하였다.

Fig.14 는 형상변경 모델을 최초 적용한 화력 500MW 급 터빈용 틸팅패드 저널베어링에 대하여 1 년간 연속운전을 수행 후 분해/점검한 사진이다. Fig.1 에서 제시된 사진과는 달리 상부패드의 양쪽 가장자리에서 발생하는 babbitt metal 의 탈락 및 locking pin 의 절단 등과 같은 손상은 전혀 발견되지 않았음을 볼 수 있다. 물론 800MW 급 터빈에 적용한 형상변경 모델에서도 그 건전성을 확인할 수 있었다.

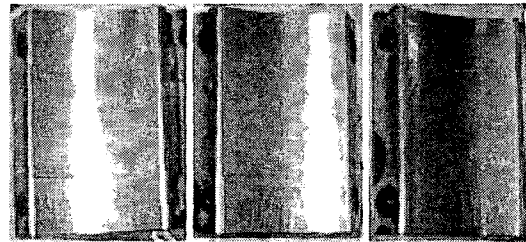


Fig.14 Status of modified bearing model after 1 year operation at the 500MW fossil power plant

결과적으로 본 연구에서 개발한 형상변경 베어링 모델은 기존 베어링의 상부패드에서 발생한 과도한 fluttering 현상에 의해 지난 수십 년간 지속적으로 발생되어 온 베어링의 과손을 거의 완벽하게 방지할 수 있음을 실증 검증함으로써 그 신뢰성을 확보할 수 있게 되었다.

따라서 본 연구를 통해서 개발된 새로운 형상변경 베어링 모델은 향후 설계/제작되는 신규 터빈 및 개보수 터빈용 베어링에 적용 예정이며 “Anti-fluttering 틸팅패드 저널베어링” 이란 제품명을 갖게 된다.

7. 결론

증기터빈용 대형 틸팅패드 저널베어링에서 발생하는 상부패드 fluttering 에 의한 베어링 과손을 방

지할 수 있는 새로운 형상변경 베어링 모델을 개발하기 위하여 실제 베어링과 거의 유사한 베어링 실험장치(6-pad LOP type)를 설계/제작하고, 실험을 수행하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

(1) 기존 베어링 모델의 경우에 대하여 상부패드에 설치한 가속도 센서로부터 얻어진 전기적 신호를 주파수 분석한 결과, 상부패드는 회전속도가 증가함에 따라 sub-synchronous 진동주파수(약 0.4X ~ 0.6X)로 피복에 대하여 연속적으로 교번하는 fluttering 현상이 발생됨을 알 수 있었다. 이 fluttering 현상에 의해 상부패드는 고속으로 회전하는 저널과 상호 충돌하여 장시간 연속운전 할 경우, babbitt metal 이 파손되며 로터-베어링계는 가진되어 큰 진동이 유발될 수 있음을 보였다.

(2) Fluttering 현상을 방지할 수 있는 간단하면서도 효과적인 방안으로서 선행연구에서 제시된 방안과는 차별되는 패드의 선단부에 쉐기형상의 홈을 가지는 형상변경 베어링 모델을 제시하고, 기존 베어링 모델 대비 fluttering 발생 확률을 크게 높이는 실험 조건 하에서도 fluttering 현상은 거의 발생하지 않음을 실험적으로 증명하였다.

(3) 무부하 운전 조건 하에서의 각 패드들에 대한 유막압력 및 유막두께의 분포를 측정/평가하여 형상변경 베어링 모델에 대한 fluttering 방지 메커니즘을 규명하였다. 이를 통해 형상변경 베어링 모델을 현장 적용하기 위한 기술적 타당성을 구축하였다.

(4) 본 연구에서 개발된 형상변경 베어링 모델을 실제 화력 고/중압 터빈에 1년간 연속운전을 수행 후 상부패드의 손상여부를 평가한 결과, 기존 베어링의 상부패드에서 지난 수십년간 발생해 온 베어링 파손은 전혀 발생되지 않음을 실증 검증하였다.

(5) 본 연구를 통해서 개발된 새로운 형상변경 베어링 모델은 특허 출원 되었으며, 향후 설계/제작되는 신규 터빈 및 retrofit 터빈용 베어링에 적용 중이며, "Anti-fluttering 틸팅패드 저널베어링" 이란 제품명을 갖게 된다.

후 기

본 연구는 두산중공업(주)와 산업자원부 지방기술혁신사업(RT104-01-03) 지원으로 수행되었음.

참고문헌

- (1) Wilcock, D. F., and Pinkus, O., "Effects of Turbulence and Viscosity Variation on the Dynamic Coefficients of Fluid Film Journal Bearing," ASME Journal of Tribology, Vol. 107, pp. 256-262, 1985.
- (2) Knight, J. D., and Barret, L. E., "Analysis of Tilting Pad Journal Bearings With Heat Transfer Effects," ASME Journal of Tribology, Vol. 110, pp. 128-133, 1988.
- (3) Hopf, G., and Schuler, D., "Investigations on Large Turbine Bearings Working Under Transitional Conditions Between Laminar and Turbulent Flow," ASME Journal of Tribology, Vol. 111, pp. 628-634, 1989.
- (4) Wilcock, D. F., and Booser, E. R., "Thermal Behavior in Tilting Pad Journal Bearing," STLE Tribology Transaction, Vol. 33, No. 2, pp. 247-253, 1990.
- (5) Booser, E. R., and Missana, A., "Performance of Large Steam Turbine Journal Bearings," ASLE Transaction, Vol. 13, pp. 262-268, 1970.
- (6) Harangozo, A. V., Stolarski, T. A., and Gozdawa, R. J., "The Effect of Differential Lubrication Methods on the Performance of a Tilting Pad Journal Bearing," STLE Tribology Transaction, Vol. 34, pp. 529-536, 1991.
- (7) Dmochowski, W., Brockwell, K., DeCamillo, S., and Mikula, A., "A Study of the Thermal Characteristics of the Leading Edge Groove and Conventional Tilting Pad Journal Bearings," ASME Journal of Tribology, Vol. 115, pp. 219-226, 1993.
- (8) Ha, H. C., Kim, H. J., and Kim, K. W., "Inlet Pressure Effects on the Thermohydrodynamic Performance of a Large Tilting Pad Journal Bearing," ASME Journal of Tribology, Vol. 117, pp. 160-165, 1995.
- (9) McCloskey H. Thomas, "Trouble shooting Bearing and Lube Oil system Problem," Proceeding of 24th Turbomachinery Symposium, The Turbomachinery Laboratory, Texas A&M University, College Station, Texas, 1995.
- (10) Froud Y. Zeidan, Donald J. Paquette, "Application of High Speed and High Performance Fluid Film Bearings in Rotating Machinery," Proceeding of 23rd Turbomachinery Symposium, The Turbomachinery Laboratory, Texas A&M University, College Station, Texas, 1994.
- (11) M. L. Adams, S. Payandeh, "Self-Excited Vibration of Statically Unloaded Pads in Tilting-Pad Journal Bearing," ASME/ASLE Joint Lubrication Conf., Oct. 5-7, No. 82-Lub-31, 1982.
- (12) 양승헌, 김재실, 하현천, "틸팅패드 저널베어링의 패드 Fluttering 특성에 관한 실험적 연구," 한국윤활학회, Vol. 18, No. 5, pp. 357-363, 2002.
- (13) 양승헌, 박희주, 박철현, 김재실, "LOP 형 6-패드 틸팅패드 저널베어링의 상부패드 fluttering 특성 연구," 한국소음진동공학회, Vol. 13, No.6,

pp. 467-473, 2003.

- (14) 양승헌, 박철현, 김재실, 하현천. "에압 변경을 통한 틸팅패드 저널베어링의 패드 fluttering 방지에 관한 연구," 한국소음진동공학회. Vol. 14, No.4, pp. 344-351, 2004.
- (15) Yang, S. H., Park, H. J., Kim C., Ha, H. C., "Experimental Study on Characteristics of the Pad Fluttering in a Tilting Pad Journal Bearing," STLE, 59th Annual Meeting, Toronto, Ontario, Canada, May 17-20, 2004.