

틸팅패드 저어널베어링의 패드 Fluttering 특성에 관한 실험적 연구

양승현[†] · 김재실* · 하현천*

두산중공업(주) 기술연구원
*창원대학교 기계공학과

Experimental Study on the Characteristics of the Pad Fluttering in a Tilting Pad Journal Bearing

Seong Heon Yang[†], Chaseil Kim* and Hyun Cheon Ha*

Research and Development Center, Doosan Heavy Industries & Construction Co.
*Department of Mechanical Engineering, Changwon University

Abstract – The vibration characteristics of the pad fluttering in a fluid film tilting pad journal bearing (4-pad LBP) have been investigated experimentally under the different values of oil supply flow rate, bearing load and shaft speed. The vibration characteristics of the pad fluttering are estimated by measuring the time signal of circumferential distribution of the film thickness and the cascade plot of the response of the relative displacement between the bearing and the shaft. It is shown that the vibration frequency of the pad fluttering has a sub-synchronous frequency and almost does not change by the increase of shaft speed. However the vibration amplitude is increased by the increase of shaft speed. From those experimental results, pad fluttering can be thought of as a self-excited vibration. The incipient pad fluttering velocity is increased by the increase of oil supply flow rate and by the decrease of bearing load. It is observed that the vibration amplitude of the pad fluttering can be decreased by the control of supply oil flow rate effectively. And also It is known that the outbreak of pad fluttering does not concern with the shaft vibration.

Keywords – pad fluttering, spragging, film thickness, vibration frequency, vibration amplitude.

1. 서 론

유체윤활 틸팅패드 저어널베어링은 우수한 동적 안정성 때문에 화력터빈이나 가스터빈 등과 같은 고속 회전기계 시스템의 증기압(steam pressure)이 크고 불안정 요인이 많은 고압 터빈 로터를 구속, 지지하기 위하여 널리 사용되고 있다.

따라서 대형 터빈과 같이 고속, 고하중 하에서 운전되고 있는 회전기계 시스템의 운전효율을 높이고, 안정성을 향상시키기 위해서는 동 베어링에 대한 운전특성을 정확하게 예측할 수 있는 기술 뿐만 아니라 운전 중에 발생하는 각종 베어링의 손상 등과 같은 문제점

을 규명하고 이를 방지할 수 있는 운전 및 설계기술을 개발하는 것이 필요하다.

현재 운전되고 있는 유체윤활 틸팅패드 저어널베어링에서 발생하고 있는 문제점 중에서 특이한 현상 중의 하나로는 spragging으로 정의되는 상부패드(upper pad) leading edge부의 babbitt metal의 손상이다[1,4].

베어링의 운전 중 틸팅패드 저어널베어링에서 spragging 현상이 발생하게 되면 상부패드 자체의 손상은 물론 베어링 전체의 손상으로 확대될 수 있기 때문에 spragging의 근본 원인을 규명하고 방지대책을 수립하는 것은 동 베어링의 지지되는 회전기계 시스템의 안정적인 운전을 도모함에 있어 매우 중요하다.

Zeidan은 spragging이 발생하는 원인으로 운전 중 상부패드가 무부하패드(unloaded pad)가 되어 정적평형

[†]주저자 · 책임저자 : shyang@doosanheavy.com

상태를 유지하지 못함으로써 축진동과 같은 작은 외란에 의해서도 패드가 쉽게 fluttering하여 패드와 로터가 상호 충돌하기 때문인 것으로 평가하였다[2].

그리고 Adams와 Payandeh는 이론해석을 통하여 상부패드가 대부분 로터 회전속도의 0.4~0.5배의 진동수로 진동하기 때문에 일반적인 고정형(fixed type) 저어널베어링에서 로터진동에 의해 야기되는 oil whip과 유사한 sub-synchronous 자려진동(self-excited vibration)의 경향을 보임을 보이고 이를 방지할 수 있는 여러가지 설계변수를 제시하였다[3].

Ha와 Yang은 패드면에 작용하는 전단응력에 의한 피복에서의 모멘트 방향해석을 통하여 spragging의 발생 메커니즘을 규명하고, 실제현장에서 발생한 spragging 사례를 제시하여 그 파손기구를 규명하였다.

아울러 베어링 예압(preload)의 관점에서 이론해석을 통하여 spragging을 방지할 수 있는 유효 예압치를 제시하였다[4].

지금까지의 연구결과를 종합해 보면 패드의 spragging은 베어링의 운전 중 패드가 fluttering 하기 때문인 것으로 판단된다. 따라서 spragging과 같은 문제점을 근본적으로 해결하기 위해서는 무엇보다도 패드의 fluttering에 대한 진동특성을 제대로 규명하는 것이 필수적이다. 그러나 지금까지의 연구결과들은 대부분의 연구가 이론적인 측면에서 정성적으로 이루어졌기 때문에 패드 fluttering의 진동특성에 대한 이해가 부정확하고 이를 설계에 적용하기에는 부족한 실정이다.

본 연구에서는 LBP형 4패드 틸팅패드 저어널베어링의 패드 fluttering의 진동특성, 즉 공급유효율, 부하하중 그리고 속도 변동에 따른 패드의 fluttering 진동주파수, 진동진폭, 초기 fluttering 발생속도(incipient pad fluttering velocity) 그리고 발생원인 등을 실험적으로 규명함으로써 fluttering이 발생되지 않는 베어링 즉, anti-fluttering 틸팅패드 저어널베어링을 개발하는데 필요한 운전 및 설계자료를 제시코자 한다.

2. 실험 장치

Fig. 1은 본 연구의 실험에 사용된 실험장치의 전체를 보여주는 사진이고, Fig. 2는 실험장치의 개략도를 보여주는 사진이다. 본 실험장치는 시험베어링, 축과 저어널, 하중인가장치, 동력전달장치, 유효유공급장치, 신호처리장치, 그리고 유압가진장치 등으로 구성되어 있다.



Fig. 1. Photography of the test apparatus.

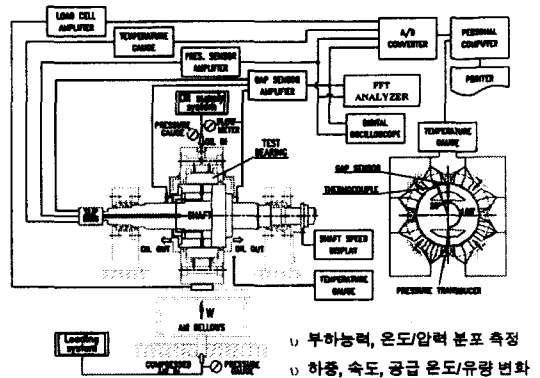


Fig. 2. Schematic diagram of test apparatus.

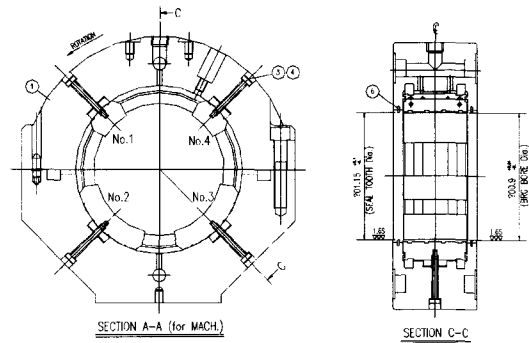


Fig. 3. Test bearing.

Fig. 3은 시험베어링의 기본구조를 보여주고 있다. 시험베어링은 패드가 4개로 구성된 LBP(load between pad)형 베어링이며, 패드는 케이싱 상부에 2개, 하부에 2개로 조립되어 있다. 베어링의 직경은 300.91 mm, 폭은 149.8 mm, 베어링의 간극은 0.450 mm이다. 4개의 패드 중에서 상부패드는 원호각이 27°로, 하부패드는

원호각이 72°로 제작되었으며, 축방향 및 원주방향의 중앙에 피봇홈이 만들어져 있다.

베어링 케이싱에 와전류형 비접촉식 변위센서 2개를 서로 90°의 각도로 즉, 수평 및 수직방향으로 설치하여 운전 중에 저어널과 베어링과의 상대운동을 측정함으로써 패드의 fluttering 진동, 로터-베어링계의 위험속도(critical speed), 축의 궤적 및 편심을 등을 측정할 수 있도록 하였다.

원주방향으로의 유막압력, 유막두께 및 저어널 표면의 온도를 측정하기 위하여 저어널면의 중앙에 원주방향으로 압력센서, 변위센서 및 열전대를 각각 1개씩 설치하였다. 압력센서와 변위센서 사이에는 180°의 위상차가 있다. 이 경우 변위센서는 유막두께 뿐만 아니라 패드의 fluttering 현상을 시각적으로 관찰하는데 이용된다.

베어링에 가해지는 하중은 시험베어링 하부에 설치되어 있는 공기 벨로우즈에 압축공기를 주입하여 공기압의 세기에 의해 하중이 부가되도록 하였다. 시험베어링에 최대 가할 수 있는 하중은 30 kN 정도이다.

축은 최대동력 225 kW인 가변속 DC모터에 의해 구동되며, 저어널의 최대 회전속도는 6600 rpm이다.

신호처리장치로는 각종 센서(압력센서, 변위센서, 열전대 등) 및 앰프, 전압공급장치, 디지털 타코메터, 슬립링, 데이터저장장치, 디지털 오실로스코프, 그리고 PC 등으로 구성되어 있다. 저어널에 설치된 압력센서, 변위센서 및 열전대로부터 감지되는 전기적 신호는 슬립링을 통하여 외부로 검출되게 하였다.

3. 실험 방법

본 연구에서는 패드의 fluttering 진동특성을 실험적으로 규명하기 위하여 저어널면에 설치되어 있는 변위센서는 디지털 오실로스코프를 이용하여 파형을 분석하고, 베어링 케이싱에 수평 및 수직방향으로 설치되어 있는 변위센서는 FFT analyzer를 이용하여 주파수 분석을 하였다. 그리고 축의 회전속도는 디지털 타코메터를 이용하여 측정하였다.

Fig. 4(a)와 Fig. 4(b)는 각각 저어널면에 설치되어 있는 변위센서로부터 검출되는 전기적 신호를 디지털 오실로스코프를 이용하여 나타낸 파형을 보여주고 있다. Fig. 4(a)는 $Q_2=90$ l/min, $W_L=0$ kN, $N=1800$ rpm 인 실험조건 하에서 베어링 중앙면의 원주방향으로의 유막두께(h)의 분포를 나타낸 그림이다. 이 그림에서

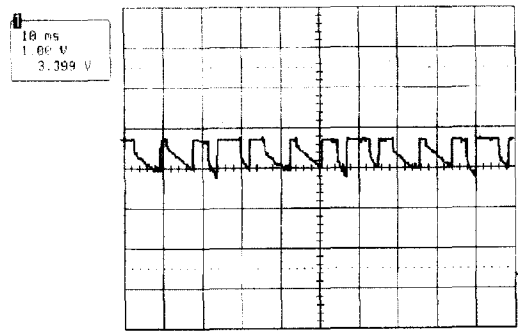


Fig. 4. (a) Circumferential distributions of the film thickness in the mid-plane ($N=1800$ rpm, $Q_2=90$ l/min, $W_L=0$ kN).

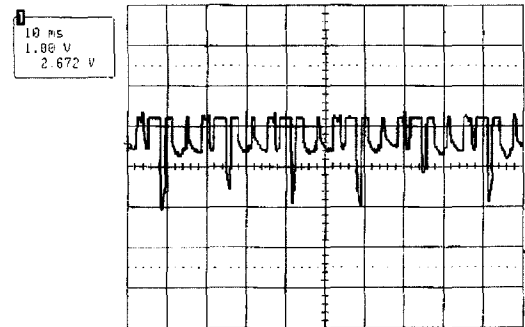


Fig. 4. (b) Circumferential distributions of the film thickness in the mid-plane ($N=3600$ rpm, $Q_2=90$ l/min, $W_L=0$ kN).

패드 면의 형상을 관찰할 수 있는데 각 패드들은 정적 평형상태 하에서 쇄기형상을 유지하며 fluttering 없이 안정하게 운전되고 있음을 알 수 있다.

반면에 Fig. 4(b)는 $Q_2=90$ l/min, $W_L=0$ kN인 실험 조건 하에서 저어널의 회전속도(N)를 3600 rpm으로 증가시킨 경우에 대한 실험결과를 보여주고 있다. 이 그림에서 전체적으로 각 패드들은 fluttering 하고 있음을 관찰할 수 있는데, 특히 No. 1 패드가 크게 fluttering 하고 있음을 알 수 있다. 물론 이 경우 No. 1 패드의 초기 fluttering 발생속도(incipient pad fluttering velocity)는 훨씬 이전의 속도에서부터 발생하였다. 본 연구에서는 패드의 초기 fluttering 발생속도 및 fluttering 성장정도 등을 규명하는 방법으로써 위에서 설명한 방법을 이용하였다.

Fig. 5(a)와 Fig. 5(b)는 베어링 케이싱에 부착된 변위센서로부터 검출되는 전기적 신호를 Fig. 4(a)와

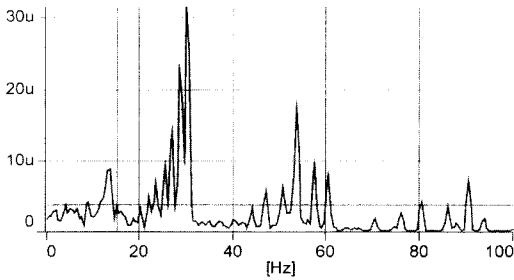


Fig. 5. (a) Spectrum of gap sensor (x-axis) ($N=1800$ rpm, $Q=90$ l/min, $W_L=0$ kN).

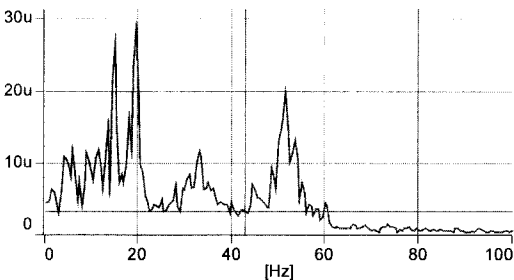


Fig. 5. (b) Spectrum of gap sensor (x-axis) ($N=3600$ rpm, $Q=90$ l/min, $W_L=0$ kN).

Fig. 4(b)의 실험조건에 대하여 FFT analyzer를 이용하여 주파수 분석한 예를 보여 주고 있다. 이들 그림을 보면 회전속도가 1800 rpm으로 운전되는 Fig. 5(a)의 경우는 회전속도 성분이 주 진동주파수(30 Hz)이지만 회전속도가 3600 rpm으로 운전되는 Fig. 5(b)의 경우는 회전속도 주파수(60 Hz) 보다 훨씬 큰 sub-synchronous 주파수 성분이 존재함을 알 수 있다.

바로 이 sub-synchronous 주파수 성분들이 패드의 fluttering 진동주파수 성분이다. 본 연구에서는 디지털 오실로스코프를 이용한 각 패드들의 파형분석과 FFT analyzer를 이용한 로터-베어링계의 주파수 분석을 동시에 수행하여 Fig. 5(b)에서 보여지는 이 sub-synchronous 주파수 성분들이 패드의 fluttering에 의한 진동주파수 성분임을 알 수 있었다. 다시 말하면 회전속도의 증가에 따라 각 패드들의 fluttering이 성장하는 경우에는 sub-synchronous 주파수 성분도 동시에 성장하고, 회전속도를 감소함에 따라 각 패드들의 fluttering이 없게 되는 경우에는 이 sub-synchronous 주파수 성분들도 동시에 없어짐을 확인하였다.

본 연구에서는 축의 회전속도(N), 공급유량(Q), 부하하중(W_L) 등의 변화에 따른 패드의 fluttering 진동특

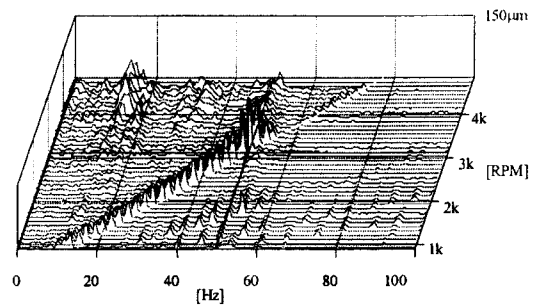


Fig. 6. Variation of the pad fluttering characteristics with the shaft speed (x-axis) ($Q=120$ l/min, $W_L=0$ kN).

성 변화를 실험적으로 규명하기 위해 다음과 같은 실험조건을 설정하고 실험을 수행하였다.

- 저어널의 회전속도(N) : 900~4,600 rpm
- 부하하중(W_L) : 0, 5, 10 kN
- 윤활유의 공급유량(Q) : 60~180 l/min
- 윤활유의 공급온도(T_s) : $40 \pm 0.5^\circ\text{C}$

4. 실험 결과 및 고찰

Fig. 6은 cascade plot으로서 $W_L=0$ kN, $Q=120$ l/min인 상태에서 회전속도의 증가에 따른 수평방향 변위센서로부터 측정된 로터-베어링계의 진동주파수와 진폭의 크기를 나타낸 그림이다. 회전동기 진동성분(1X)을 보면 약 3,000 rpm 정도에서 로터-베어링계의 1차 위험속도가 존재함을 알 수 있다. 회전속도가 증가함에 따라 sub-synchronous 진동주파수 성분들이 크게 성장함을 볼 수 있는데, 특히 약 14 Hz 정도의 진동주파수 성분이 가장 크게 성장함을 알 수 있다.

디지털 오실로스코프를 이용한 파형분석과 FFT analyzer를 이용한 cascade plot 분석을 통해서 14 Hz의 진동성분은 No. 1 패드의 fluttering에 의한 진동주파수 성분임을 규명하였다. No. 1 패드의 fluttering은 1차 위험속도(3,000 rpm)를 지난 3,400 rpm에서 4개의 패드 중에서 최초로 발생되어 회전속도가 증가함에 따라 크게 성장하는 거동을 보인다. 이 실험결과로부터 패드의 fluttering은 축의 과대진동에 의해 영향을 받아 발생되는 것이 아님을 알 수 있다. 그리고 No. 1 패드의 fluttering 진동주파수는 회전속도가 증가함에도 불구하고 거의 일정한 진동주파수로 진동하며, 진동진폭은 회전속도가 증가함에 따라 크게 성장하는 자려진

동의 경향을 보임을 알 수 있다.

이 현상은 원형 또는 타원형 저어널베어링 등에서 발생하는 불안정현상 중에 하나인 oil whip 현상과 외관상으로 비슷한 진동 경향을 보인다. 그러나 진동주파수가 oil whip인 경우에는 1차 위험속도의 0.4~0.5 배인 경향을 보이는데 반해 Fig. 6에서 제시된 No. 1 패드의 fluttering 진동주파수는 1차 위험속도의 약 0.28X 정도인 sub-synchronous 주파수로서 이와는 다름을 알 수 있다. 그러나 패드 fluttering의 진동주파수는 여러가지 운전 및 설계변수 등에 의해서 다양한 진동주파수를 가질 수 있을 것으로 예상되며, 경우에 따라서는 oil whip의 경우에 해당하는 진동주파수도 가질 수 있을 것으로 사료된다. 이와 관련된 연구내용 중의 하나로서 패드의 표면에 가속도 센서를 설치하여 보다 정확한 패드의 fluttering 진동현상을 규명코자 하며, 패드의 fluttering을 발생시키는 원인을 포함한 연구를 보완하여 후에 그 결과를 제시코자 한다.

그리고 패드 fluttering에 의한 진동진폭을 살펴보면, 최대진동진폭이 약 65.5 μm 로써 1차 위험속도에서의 진동진폭인 87.9 μm 에 비해 약 75%에 해당되는 큰 진동을 하고 있음을 알 수 있다. 다시 말하면 패드 fluttering에 의해서 발생하는 진동은 로터-베어링계의 과대진동을 유발시킬 수 있는 하나의 요인이 될 수 있을 것으로 사료된다.

Fig. 7은 Fig. 6과 동일한 실험조건 하에서 공급유량을 180 l/min으로 증가시킨 후 회전속도의 증가에 따른 수평방향 변위센서로부터 측정된 로터-베어링계의 진동주파수와 진폭의 크기를 나타낸 그림이다. 이 실험결과로부터 패드의 fluttering 현상은 거의 발생하지 않음을 알 수 있으며, 디지털 오실로스코프를 통해서 관찰한 바에 의하면 약 4,400 rpm에 이르러 No. 1

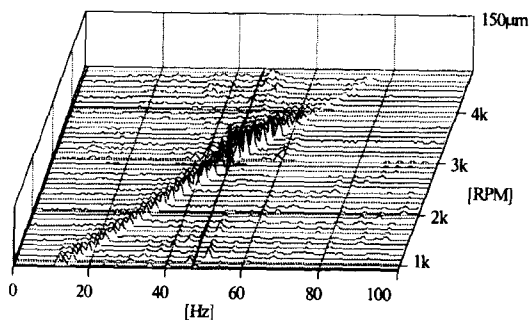


Fig. 7. Variation of the pad fluttering characteristics with the shaft speed (x-axis) ($Q_s=180$ l/min, $W_L=0$ kN).

Table 1. Pad incipient fluttering velocity(V_{ini}) with the supply oil flow rate($W_L=0$ kN)

Q_s (l/min)	60	90	120	150	180
V_{ini} (rpm)	1500	2600	3400	4100	4400

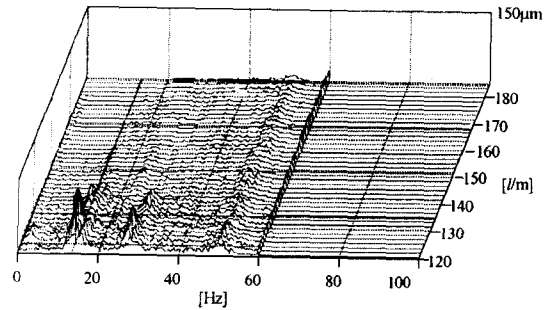


Fig. 8. Variation of the pad fluttering characteristics with the oil supply flow rate (x-axis) ($N=3600$ rpm, $W_L=0$ kN).

패드의 fluttering이 시작되었다. 즉, 패드의 fluttering은 공급유량의 증감에 따라 그 발생속도가 크게 달라짐을 예측할 수 있다.

Table 1은 공급유량의 변화에 따른 No. 1 패드의 초기 fluttering의 발생속도에 대한 실험결과를 보여주고 있다. 이 실험결과로부터 패드의 fluttering은 공급유량이 감소할수록 낮은 속도에서 발생하며 공급유량이 증가될수록 높은 속도에서 발생함을 알 수 있다.

Fig. 8은 $W_L=0$ kN, $Q_s=120$ l/min인 상태에서 회전속도를 3,600 rpm으로 상승시켜 패드의 fluttering을 발생시킨 후 공급유량을 증가($\Delta Q_s=10$ l/min)함에 따른 패드 fluttering의 진동현상을 보여주는 그림이다. 공급유량은 ΔQ_s 을 10 l/min로 하여 최대 180 l/min까지 증가시켰다. 이 경우 각 공급유량에 대해 manual trigger를 이용하여 6번씩 데이터를 취득하였다.

14 Hz 성분은 앞서 설명하였듯이 No. 1 패드의 fluttering 진동주파수이며 27 Hz 성분은 No. 4 패드의 fluttering 진동주파수 성분이다. 공급유량이 140 l/min가 되면 각 패드의 fluttering 현상은 거의 없어지게 됨을 알 수 있다.

Fig. 7, Fig. 8 그리고 Table 1의 실험결과는 적절한 공급유량의 조절을 통해서 패드의 fluttering 현상을 효과적으로 제어할 수 있음을 보였다. 그러나 이 현상에 대한 보다 정확한 규명을 위해서는 보다 많은 실험과 관련 메커니즘 연구가 필요하며, 향후 연구를 보완

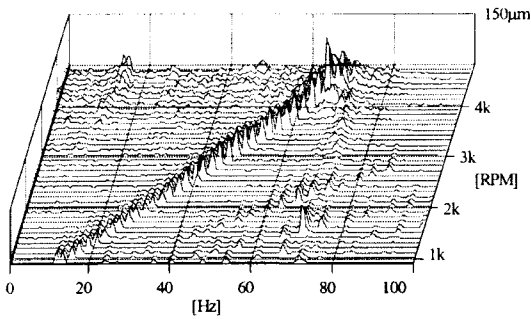


Fig. 9. (a) Variation of the pad fluttering characteristics (x-axis) ($W_L=5$ kN, $Q_L=120$ l/min).

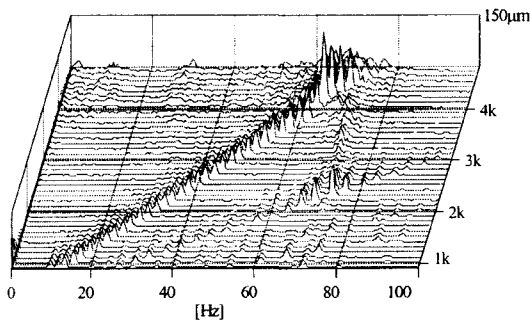


Fig. 9. (b) Variation of the pad fluttering characteristics (x-axis) ($W_L=10$ kN, $Q_L=120$ l/min).

하여 결과를 논하고자 한다.

Fig. 9(a)와 Fig. 9(b)는 부하하중의 증대에 따른 패드 fluttering의 진동특성을 규명하기 위하여 $W_L=5$ kN, $Q_L=120$ l/min와 $W_L=10$ kN, $Q_L=120$ l/min인 상태에서 회전속도 증가에 따른 수평방향 변위센서로부터 측정된 로터-베어링계의 진동주파수와 진폭의 크기를 나타낸 그림이다. 회전동기 진동성분(1X)을 보면 약 4,000 rpm 정도에서 로터-베어링계의 1차 위험속도가 존재함을 알 수 있다.

Fig. 6의 경우와 비교해 볼 때, 1차 위험속도가 약 1,000 rpm 정도 상승하였는데, 이는 베어링의 부하하중의 증대로 인한 유막의 지지강성이 증가되었기 때문이다. 그리고 패드 fluttering에 의한 진동진폭은 1차 위험속도에서의 진동진폭과 비교해 볼 때 현저히 작아졌음을 볼 수 있고, 이 현상은 부하지지하중이 큰 Fig. 9(b)의 경우가 Fig. 9(a)에 비하여 더 뚜렷한 경향을 보임을 알 수 있다. 다시 말하면 부하지지하중이 큰 경우 즉, 편심률이 커질수록 패드의 fluttering에 의한 진동이 로터-베어링계의 진동상승에 미치는 영향은 작아질

Table 2. Pad incipient fluttering velocity(V_{ini}) with the bearing load

W_L (kN)	Q_L (l/min)	
	90	120
0	2600 rpm	3400 rpm
5	2100 rpm	3100 rpm
10	1900 rpm	2900 rpm

것으로 사료된다. 참고로 Fig. 9(a)와 Fig. 9(b)의 경우 실험적으로 구해진 편심율은 각각 0.35와 0.60이다.

그러나 디지털 오실로스코프에 의한 파형 분석에 의하면 부하지지하중이 증대될 수록 패드의 초기 fluttering 속도는 더욱 빨라짐을 알 수 있었다. Table 2는 부하지지하중 및 공급유량에 따른 No. 1 패드의 초기 fluttering 발생속도를 측정된 결과를 보여주고 있다. 이 실험결과로부터 패드의 초기 fluttering 발생속도는 공급유량은 증가할 수록, 편심율은 작아질 수록 높은 속도에서 발생함을 알 수 있다.

5. 결 론

유체윤활 틸팅패드 저어널베어링에 대한 패드 fluttering의 진동특성을 실험적으로 규명하고, anti-fluttering 틸팅패드 저어널베어링을 개발하기 위한 유용한 데이터를 확보하기 위하여 실험장치를 설계/제작하고, 실험을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 패드 fluttering 진동주파수는 회전속도가 증가하여도 거의 일정한 sub-synchronous 주파수로 진동하며, 진동진폭은 회전속도가 증가함에 따라 크게 성장하는 자러진동 현상을 보인다.
2. 적절한 공급유량이 제공될 경우 패드의 fluttering은 로터-베어링계의 1차 위험속도를 통과하는 경우에도 발생하지 않았다. 이 실험결과로부터 패드의 fluttering 발생원인은 축진동의 크기와는 무관함을 보였다.
3. 패드의 초기 fluttering 발생속도는 공급유량이 감소할수록, 부하지지하중이 클수록 낮은 속도에서 발생하며, 공급유량이 증가할수록, 부하지지하중이 작을수록 높은 속도에서 발생한다.
4. 패드의 fluttering이 급격히 성장한 경우라도 공급유량을 증가 시키면 패드의 fluttering 현상은 없어진다. 즉, 적절한 공급유량의 조절을 통해서 패드의 fluttering 현상을 효과적으로 제어할 수 있음을 보였다.
5. 부하지지하중이 작은 경우 즉, 부하하중이 작아질

수록 패드의 fluttering에 의한 진동은 로터-베어링계의 과대진동을 유발시킬 수 있으며 부하지지하중이 큰 경우 즉, 부하하중이 크게 될 수록 패드의 fluttering에 의한 로터-베어링계의 과대진동 가능성은 작아지지만, 패드의 초기 fluttering 발생속도는 점점 낮아진다.

6. 본 연구를 통하여 얻어진 실험결과는 유체윤활 틸팅패드 저어널베어링의 패드 fluttering에 관한 진동특성을 이해하고, 이를 이용한 anti-fluttering 틸팅패드 저어널베어링을 개발하는데 필요한 참고자료로서 매우 유용할 것으로 기대된다.

참고문헌

1. McCloskey, Thomas H., "Troubleshooting Bearing and Lube Oil System Problems," Proceedings of 24th Turbomachinery Symposium, 1995.
2. Zeidan, Foud Y., Paquette, Donald J., "Application of High Speed and High Performance Fluid Film Bearings in Rotating Machinery," Proceedings of 23rd Turbomachinery Symposium, 1994.
3. Adams, M. L., Payandeh, S., "Self-Excited Vibration of Statically Unloaded Pads in Tilting-Pad Journal Bearings," ASME/ASLE Joint Lubrication Conf., October 5-7, 1982.
4. 하현천, 양승헌, "Spragging에 의한 터빈베어링의 손상 및 방지 대책," 1999년도 제30회 추계학술대회 논문집.