

고속 터어보기계용 공기포일베어링에 대한 동특성 해석과 실험적 연구

황 평 · 권성인*

영남대학교 기계공학부, *영남대학교 대학원 기계공학과

Dynamic Characteristics and Experimental Study on the Foil Bearings for High Speed Turbo Machinery

Pyung Hwang and Sung In Kwon*

School of Mechanical Engineering, Yeungnam University

*Department of Mechanical Engineering, Graduate School, Yeungnam University

Abstract—In this study deals with measurement of the vibration amplitudes of rotor-bearing system supported by foil bearing were performed experimentally, and the stability of the system were analyzed by using those results. Considering initial operating friction, compare bearing lubricated with only air and bearing surface lubricated with oil. Analyzing the transient data, the understanding of the characteristics for startup and shutdown of rotor-bearing system are available and the dynamic characteristics of the system also can be analyzed exactly.

Key word—foil bearing, dynamic characteristics, high speed, stability.

1. 서 론

공기역학 베어링은 윤활제가 공기로서 기름에 의한 오염의 영향이 없기 때문에 식품, 약품, 의료 기기 및 액화기 등에 사용이 가능하고, 회전 정밀도가 높을 뿐만 아니라 마찰과 발열이 적기 때문에 초정밀 공작기계와 고정밀도 측정기에 쓰인다. 또한 온도에 대한 적용 범위가 아주 넓어 저온으로는 공기의 액화 온도까지, 고온으로는 축과 베어링 재료가 견딜 수 있는 온도까지 운전이 가능하여 팽창 터어빈, 극저온 회전기, 고온가스의 순환계통, 가스터어빈 등에 쓰일 수 있다. 이러한 장점 이외에도 방사능 하에서 영향이 적어 원자로 관계의 베어링으로도 사용되며, 베어링 틈새가 오일에 비하여 아주 작아 하드디스크의 헤드 부상장치, 레이저 프린터, VTR 드럼에 쓰이는 등 응용범위가 매우 넓다[1-6].

그러나, 고속 터어빈과 액화장치의 주축 등은 고속 회전과 더불어 높은 정밀도를 요구하며 이러한 조건 때문에 베어링의 속도에 대한 한계가 지워진다. 한계의 원인은 자러진동, 불균형 진동, 공진시의 진동, 높은 전단력과 난류천이에 기초한 소비동력 및 발열증대, 초기 구동시의 마찰 등이 있다. 또 공기 베어링은 극소 틈새에 대한 가공 등 아주 높은 가공 정밀도를 요구하게 된다.

특히 고속에서 작동하는 터어보기계에 있어서 저어널 휘(whirl)에 대한 안정성은 매우 중요한 설계 변수 중의 하나이다. 불균형 및 불안정 현상을 방지하고 회전속도를 증가시키고 가공 정밀도의 한계를 극복하기 위해 많은 연구들이 이루어져 왔으며 현재에도 계속적으로 이루어지고 있다. 이러한 노력들로 베어링의 형태를 비진원형으로 바꾸거나, 베어링의 지지부에 오일 댐퍼를 달기도 하며 텀핑패드 형태를 이

용하는 등의 대책이 제시되고 있다. 또한 고속회전시의 불안정 현상과 고온에서 발생하는 열변형 등의 영향을 방지하고 가공 시 요구되는 높은 정밀도를 피하기 위하여 베어링 요소의 탄성변형과 굽힘 저항을 이용한 공기역학 탄성베어링(Aerodynamic elastic bearing)이 개발되었다[4-10].

공기역학 탄성베어링 중 밴드 형식[4,5]은 베어링 판에 걸리는 장력을 이용한 것으로서 굽힘 강성에 의한 영향은 거의 없는 것으로 밝혀져 있다. 현재 이러한 원리를 이용하여 컴퓨터의 마그네틱테이프와 VTR 헤드부에 응용하여 작동기구에 극소의 틈새를 얻고 있다.

다른 형식으로는 판의 굽힘 강성을 이용한 것으로서, 지지된 판에 탄성을 부여하여 다시 외부 판으로 사용한 Hydresil형[5,6], 탄성과 감쇠를 동시에 갖는 외부 받침을 이용한 Kippsegment형[7,8], 그리고 탄성판을 이중으로 하여 각각 4개의 엇갈린 분할 점에서 연결시켜 다활면 효과와 판의 굽힘 강성, 판과 판 사이의 압착에 의한 감쇠효과 및 겹침점이 갖는 강성과 반발력을 제진에 이용한 다엽형(Garrett bearing, Multi-leaf bearing)[5,7-12] 등이 있다.

Walowit, Murray 등은 그들의 연구[15]에서 다엽형 베어링의 해석을 시도하였으며, Oh와 Rohde[10]는 다엽형 저어널 베어링의 이론적인 연구를 수행하였다. 여기서 그들은 하중-처짐 및 마찰 등의 영향을 고려하여 최소유막 두께 등에 관한 연구를 수행하였다. Hunger[8]는 Kippsegment형, 다엽형, Mehrkeil형 등에 대해 유막 압력의 교란을 이용한 베어링의 동특성을 구하였다. 또한 Ehinger[7]는 Kippsegment형과 다엽형 베어링을 이용한 실험으로 베어링의 안정성을 검토한 바 있다. 또한 Hwang[9] 및 Han과 Kim[11]의 연구에서도 다루어진 바 있다. 이러한 선행된 연구에서는 축의 회전수 변화에 따른 베어링의 진동 특성에 대한 연구가 미흡하였으며 실험적인 특성 연구에 대한 부분도 부족하였다.

따라서 본 연구에서는 공기포일베어링(Air lubricated foil bearing)을 지지 시스템으로 하는 축계 시스템을 구성하고 동압으로 지지되는 축의 회전수 증가에 따른 진동을 측정함으로써 회전수와 베어링의 안정성에 대한 특성을 실험적으로 하고, 윤활제가 순수 공기인 경우와 오일이 베어링 표면에 도포된 경우에 대한 비교를 통해 공기베어링의 진동특성을 알아보고자 한다.

2. 공기역학 포일베어링

공기 베어링으로 지지된 축은 압축성 유체인 공기막으로 지지되고 있으므로 오일 베어링에 비해 운전의 안정성이 떨어지고 진동에 대해 약한 결점을 지니고 있다. 기체 베어링에 나타나는 불안정 현상으로는 정압 기체 베어링에 흔히 나타나는 뉴메틱 헤머라 불리는 자력진동과 로터의 부조합에 기인하는 동기진동 및 고속회전 시에 기체막에 대한 동압 효과를 일으키는 whirl로 대별되어질 수 있다[13-15]. 특히 고속터어보기계 등에서는 저어널 whirl에 대한 안정성이 중요한 설계변수 중의 하나이다.

동기진동은 로터의 동적 불균형에 의해 생기는 것으로 로터의 질량과 베어링 강성으로 정해진 공진점을 갖는다. 그러나, 기체 베어링을 사용하여 고속회전기계를 설계할 경우, 설계자에게 가장 심각하게 대두되는 문제는 self-excited whirl이라 불리는 불안정 현상으로 운전 조건에 따라 분류된다. 동압형인 경우에는 whirl이 시작될 때 로터의 선회속도가 회전속도의 약 1/2이 되는 시기를 가르치며 half-frequency whirl이라 부른다. 정압형인 경우는 로터의 선회속도와 회전속도의 비가 외부 굽기압에 따라 다르므로 fractional-frequency whirl이라 불려진다[13]. Self-excited whirl은 로터와 공기막의 상호작용에 기인하는 불안정 현상으로 공진 whirl과는 다르게 whirl이 시작되는 속도를 조금만 지나도 로터의 선회진폭이 급격히 증가하여 저어널 면과 베어링 면 사이의 접촉을 일으킬 가능성이 매우 증가하므로 whirl이 시작되는 속도가 회전기계의 사용영역을 제한하기도 한다.

이와 같이 로터 및 베어링으로 구성된 시스템은 그 불안정 영역 이전에서 구동을 하거나 불안정 영역을 벗어난 영역에서 구동을 해야만 수명 및 정밀도 안정성 등을 보장받을 수 있게 된다. 회전체에 있어 안정한 기계를 설계하기 위해서는 일반적으로 다음의 사항을 고려하여 설계하는 것이 필요하다.

먼저, 로터는 축의 회전방향에 있어서 수평 및 수직의 반경방향 변위에 수직한 방향의 반발력에 대한 cross-coupled stiffness에 의해 불안정해진다. 그러므로 이 힘의 원천을 줄이거나 제거함으로써 안정성을 찾을 수 있다. 다음은 불안정하게 만들려는 반발력에 대한 로터의 민감도는 로터의 유연성(flexibility)의 증

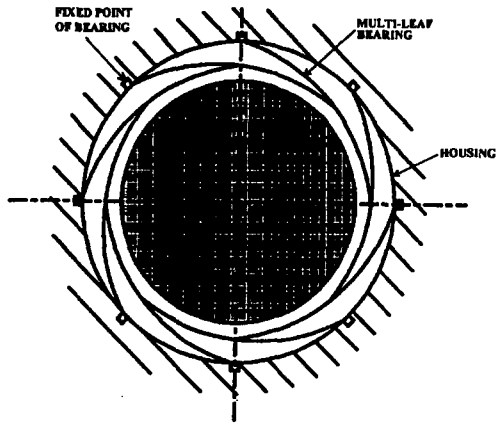


Fig. 1. Geometry of the multi-leaf bearing.

가와 함께 증가하게 된다. 특히 회전속도와 위험속도의 비(ω/ω_c)가 증가하면 할수록 더 민감해진다. 이러한 조건들을 피하기 위해서는 시스템의 강성과 위험속도를 증가시키는 것이 필요하다. 마지막으로 고려되어야 하는 것은 로터의 안정성은 외부 댐핑을 증가함으로써 증가할 수 있다.

위와 같은 사항들을 고려할 때 공기 포일베어링은 특히 로터 지지부의 댐핑을 다른 공기역학 베어링에 비해 강화한 장점을 지니고 있다고 할 수 있다.

Fig. 1은 공기 포일베어링의 기하학적 형상을 보여주고 있다. 이 그림에서 베어링의 박판은 서로 겹치도록 배열되며 배열된 박판은 지지 봉에 의해 베어링 하우징에 고정된다.

하우징에 고정된 판이 서로 겹쳐지는 겹침선에서 마찰에 의한 댐핑의 효과를 가질 수 있으며 또, 판과 하우징 사이의 공간 또한 공기 층에 의한 댐핑의 역할을 담당할 수 있다. 이러한 박판은 속도 변화에 따라 압력이 변화하게 되는 상황에 적절히 대처할 수 있는 능력을 갖고 있다고 할 수 있다. 선행된 많은 연구들 [4-10]에서 이러한 유연 베어링이 고속으로 작동하는 기계에 적당함을 잘 보여주었다.

3. 실험

본 연구에서 사용된 실험장치는 동압 공기 포일베어링 중 다엽형으로 양단에 지지된 강체의 로터로 구성된다. 또한 로터의 축 방향 움직임을 억제하고 드러스트부에 로터가 접촉하는 등의 회전 방해요소를 제거하기 위하여 로터의 양단에 정압형 공기 드러스트

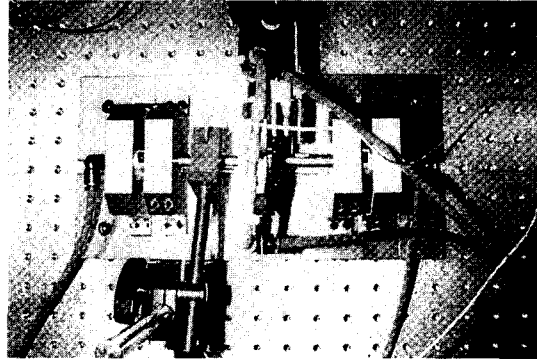


Photo. 1. Bearing system supported by multi-leaf bearing.

베어링을 구성하였다. 로터의 회전은 압축 공기를 블레이드에 분사를 통해 회전력을 줌으로써 고속회전이 가능하도록 하였다.

Photo. 1은 로터와 베어링이 완전히 조립된 상태에서 속도 및 진동 측정을 위한 센서를 위치시킨 상태의 실험장치를 보여준다.

먼저 지지부인 베어링은 Fig. 1에서 보여지는 것과 같은 기하학적 형상을 지니고 있다. 베어링의 직경은 11.00 ± 0.001 mm이며 베어링에 사용된 박판의 두께는 0.04 ± 0.005 mm의 스테인레스 스틸을 사용하였다. 베어링의 폭은 10.0 ± 0.1 mm로 설계 제작하였으며 베어링 하우징의 재질은 SM45C를 이용하였다. 로터의 직경은 10.5 ± 0.001 mm이며 무게는 0.90 kg이다. 로터의 길이는 150 mm이며 표면은 부식방지를 위해 연마를 한 상태이다.

로터의 회전력을 주는 블레이드 부분은 로터를 밀링으로 가공하여 삼각형의 단이 지게 함으로써 급기공으로 유입되는 압축공기를 받아 회전하도록 설계하였다.

드러스트 베어링은 정압형을 사용하고 있으며 6개의 급기공을 통해 양쪽에서 축을 안쪽으로 밀어 넣어 축 방향의 움직임을 제지하고 공기막에 의해 틈새가 발생하게 하여 드러스트 부분과 마찰이 일어나지 않도록 제작하였으며 드러스트 급기공은 직경 0.5 mm이다.

로터의 회전속도 및 위상을 측정하기 위하여 로터의 한쪽에 광반사형 타코메타를 수평과 평행하도록 설치하고 Keyphasor의 역할을 담당할 수 있도록 하였다.

회전속도의 변화에 따른 로터의 진동을 측정하고 분석하기 위하여 비접촉 변위센서를 사용하였다. 비접촉

변위 센서는 로터 중심의 이동을 고려하고 또, 설치 공간을 고려하여 완전한 수평 및 수직 방향으로 설치하지 않고 수평으로부터 30° 만큼 기울어진 상태로 설치하고 두 개의 센서는 서로 90°를 이루도록 하였다.

드러스트 베어링 및 블레이드에 공급되는 압력은 두 대의 공기 압축기를 통해 공급하도록 하였으며 압축기는 공기압의 저하와 함께 자동으로 가동 되도록 하였다. 또한 압축기와 실험장치 사이의 진동의 전달 및 바닥으로부터 전달되는 진동들이 실험장치에 전달되지 않도록 실험장치는 방진 테이블 위에 설치하였다. 전기적 노이즈의 감소를 위해 각각의 장비들은 서로 다른 전원을 사용토록 하였으며 모든 장비들은 충분한 접지를 시킨 상태에서 실험이 가능토록 고려하였다.

Keyphasor 및 두개의 변위센서로부터 받아들여진 신호는 변환기를 통해 실시간 모니터링을 위한 주파수 분석기로 보내어지고, 한편으로는 A/D 변환기를 거쳐 컴퓨터로 입력되도록 구성하였다. 실험이 끝난 후 또 다른 분석을 위해 데이터 레코더에 신호들이 저장 되도록 하였으며 컴퓨터로 보내어진 신호 역시 저장이 가능토록 하였다. 주파수 분석기를 통해 실시간의 주파수를 관찰하고 또 컴퓨터의 회전체 자동 진단 프로그램을 통하여 축의 회전 궤적과 Bode plot 등을 그리게 함으로써 회전속도와 로터의 진동 사이의 관계를 그리도록 설정하였다. 실험장치의 전체적인 개략도는 Fig. 2에서 보여주고 있다.

공기포일베어링으로 지지된 로터-베어링 시스템을 기동하기 위하여 충분한 압축 공기를 확인한 후 먼저 정압 드러스트 베어링에 4기압의 공기압으로 압축 공기를 공급한다. 드러스트 베어링과 로터가 양단에서 충분한 틈새를 가지도록 한다. 그리고, 블레이드에 공급되는 8~9기압의 압축공기를 서서히 공급하여 회전을 시작하도록 한다.

이때 초기에는 베어링과 축의 마찰로 인해 구동이 쉽지 않으나 일단 구동이 되고 난 이후에는 아주 급격한 가속도를 가지므로 주의를 하여야 한다. 로터의 회전이 시작되기 전 단계부터 모든 측정 시스템은 정상적으로 작동이 되고 있어야 함은 물론이다. 속도를 점차 증가시키면서 즉, 블레이드 부의 급기를 점점 늘리면서 로터의 궤적과 스펙트럼 등을 관찰한다. 로터가 고속으로 회전하는 동안 항상 시스템에 다른 이상이 발생하지 않는지를 관찰하고 완전한 불안정 상태에 이르러 실험을 더 이상 수행하지 못하거나 기타 설정된 속도한계나 상황에 이르면 서서히 공기압을 줄여 로터의 회전을 멈추게 하고 드러스트 부분에 공급되던 공기도 중단시킨다.

본 연구에서는 현재 계측장비의 측정 한계까지를 측정범위로 설정하였다. 구동시작 후 약 60,000 rpm 까지 로터의 운동을 측정하고 또 베어링의 영향을 검토하도록 한다.

또한 완전한 고체 마찰에서 구동을 시작하는 경우와 초기 구동시 오일이 베어링의 표면에 도포된 경우를 비교하여 그 영향을 비교하도록 한다.

4. 실험결과 및 고찰

공기역학 포일베어링으로 지지되는 로터-베어링 시스템에 대해 서로 직각으로 설치된 두 개의 비접촉 변위센서를 이용한 실험을 통하여 다음과 같은 데이터를 얻었다.

Fig. 3과 Fig. 4는 Bode plot으로서 속도의 변화에 따른 진폭의 변화와 위상각의 변화를 X, 및 Y 축에 대해 보여주고 있다. Bode plot은 기본적으로 로터의 회전속도의 함수로서 하나의 채널로부터 받아들여진 진동 신호벡터를 XY 형태의 그래프로 전체적인 진동 신호와 회전속도와 동기 성분인 1X, 2X 등의 신호를 보여준다. 이 그래프에서 Y축은 위상각의 변화와 진폭의 변화를 나타내며 X축은 회전속도의 변화를 rpm으로 나타낸다. 때때로 1X Bode plot은 불균형 응답 그래프로 불려지기도 한다. 보정되지 않은 Bode plot에서는 수직축의 변화가 없는 초기 부분을 이용하여 slow-roll vector를 찾아내기도 한다.

또한 Bode plot를 통해 얻을 수 있는 중요한 정보는 공진 속도를 정의할 수 있다는 것이다. 공진 속도는 로터 베어링 시스템의 회전속도가 시스템의 공진 주

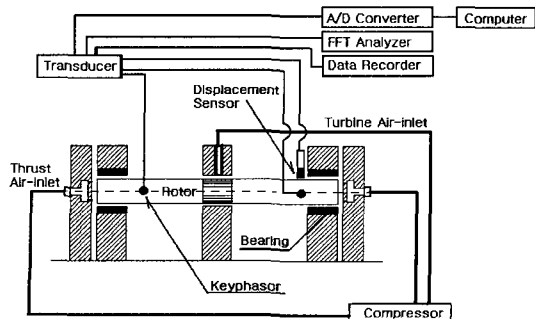


Fig. 2. Schematic diagram of experimental system.

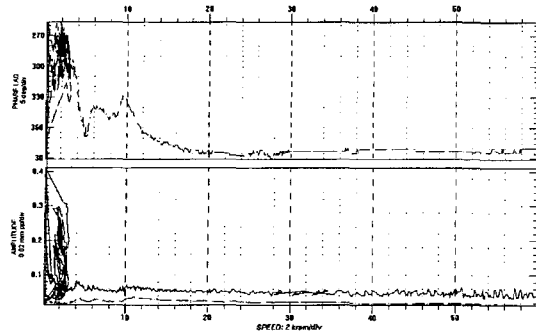


Fig. 3. Variation of phase lag & amplitude about speed (X-axis).

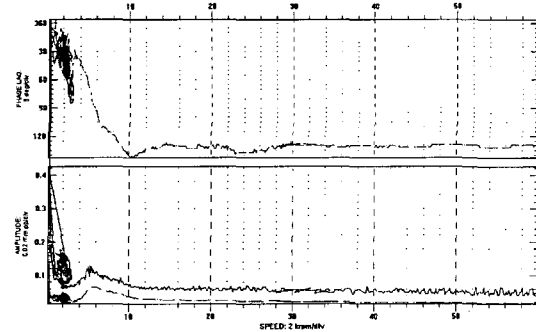


Fig. 4. Variation of phase lag & amplitude about speed (Y-axis).

파수와 만나는 영역을 나타낸다. 로터가 공진 영역에 접근하면 시스템 전체에 진폭이 크게 증가하고 위상 지연도 거의 90°를 넘어서게 된다. 그리고 공진에서는 시스템의 강성이 최소가 된다. 이 영역에서는 진폭을 크게 줄이는 댐핑의 역할이 매우 중요하게 된다.

공기 동압으로 작동된 시스템에서는 초기의 마찰로 인한 불안정과 함께 공진이 상존하고 있어 정확한 위험속도를 찾아내기가 곤란하다. 하지만 5700 rpm 영역에서 하나의 공진이 있음은 확연히 드러나고 있으며, 이 때 Y방향의 진폭은 0.118 mm pp(peak-to-peak)를 보이고 있으며 X방향에 있어서는 split resonance가 나타나고 있다. 이때의 속도는 각각 5700 rpm과 9700 rpm으로 나타나고 있다. 두 그래프 모두에서 볼 수 있듯이 약 3,000 rpm 이하에서 진폭의 변화 양상이 아주 복잡하게 나타나고 있다. 이것은 초기의 마찰로 인해 속도의 증감이 아주 심하게 나타났던 모습을 보여주고 있다. 이때 위상각 역시 상당히 심하게 변화함도 볼 수 있다. 로터가 구동을 시작하면서 가장 큰 진폭을 가지고 있었음을 볼 수 있으며 이때 진폭은 0.4

mm pp(peak-to-peak)를 보이고 있다. 또, Y축의 데이터를 보면 위상각의 변화와 진폭의 변화를 동시에 고려해 볼 때 공진은 5700 rpm 부근에서 발생함을 볼 수 있다. X 축에 대한 이 그림에서는 공진에 대한 정보를 얻기가 상당히 곤란하게 나타나고 있다. Y축에 대한 공진이라고 판단되는 점에서 진폭은 X축은 direct data에 대해서 0.062 mm pp이며 회전과 동기 성분인 1X 성분만을 볼 때 0.022 mm pp이었다. Y 방향은 각각 0.118 mm pp, 0.065 mm pp로 나타났다. 그리고 20,000 rpm을 넘어선 영역에서는 전체 진폭은 0.058 mm pp 이하이며 1X 성분을 고려할 때 0.020 mm pp 이하로 나타났다.

Fig. 5와 Fig. 6은 cascade plot으로 속도에 대한 주파수와 진폭의 크기를 나타내며, 또 회전속도와 동기 성분인 주파수 성분들에 tracking을 해 보여줌으로써 각 속도에 대해 진동에 영향을 미치는 주된 요인들을 알아볼 수가 있다. 이 그래프는 축의 회전속도에 대해 주파수 스펙트럼을 3차원적으로 나열하여 보여줌으로써

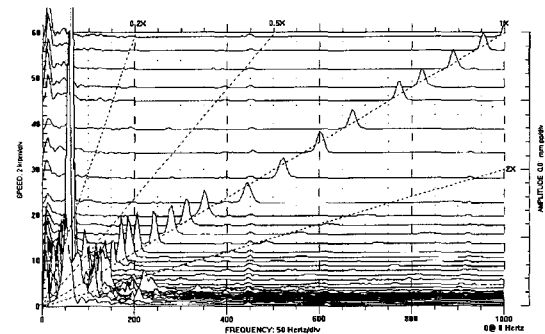


Fig. 5. Cascade plot of rotor-bearing system supported by foil bearing (X-axis).

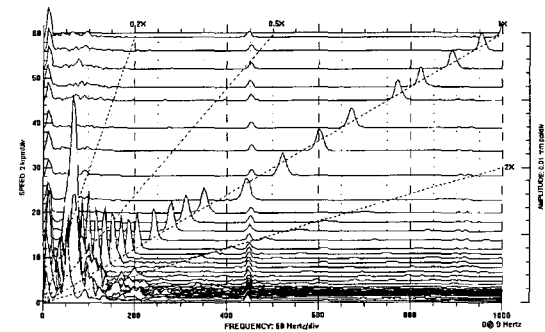


Fig. 6. Cascade plot of rotor-bearing system supported by foil bearing (Y-axis).

기계의 transient 상태 동안의 주파수 변화를 계산할 수 있도록 하고 있다. 이 그림에서도 역시 10,000 rpm 이하에서는 아주 큰 진폭을 가진 불규칙한 성분들이 보여짐으로써 여러 요인들이 복합적으로 작용하고 있음을 알 수 있으며 직접 실험상으로 알 수 있는 가장 큰 요인은 베어링과 로터의 마찰로 인한 것으로 판단되어진다.

Fig. 7과 Fig. 8은 공기 동압으로만 구동되는 포일베어링의 실험 데이터에서 초기의 감속 및 가속이 반복되는 불안정 영역을 제거한 waterfall plot이다. 이 그래프에서 초기의 불안정 영역을 제외한 나머지 영역에서 아주 안정한 상태를 보여주고 있음을 알 수 있다. 또한 오일 베어링의 특징으로 나타나는 whirl이나 whip 현상에 대한 불안정도 전혀 나타나지 않고 있다. 이를 통해서도 공기포일베어링에 있어서 초기의 구동에 대한 불안정을 제거한다면 아주 안정한 시스템을 구축할 수 있음을 보여준다.

공기역학 포일베어링으로 지지된 로터 베어링 시스템에서 교체마찰 상태에서 구동을 시작하는 경우에

대한 실험 결과 구동시 상당한 불안정이 나타남을 보였다. 따라서 이번에는 초기 구동의 마찰을 줄이기 위해 베어링의 표면에 스프린들유를 도포한 다음 선행된 실험과 같은 방법으로 실험을 하였다.

이 경우의 실험 데이터는 앞에서 설명된 공기역학 포일베어링과 비교해 서로 그 특징이 비교될 수 있는 부분에 대해 설명을 한다.

먼저 오일로 윤활 되는 베어링의 가장 큰 특징은 회전속도에 동기 성분인 1X의 반인 0.5X 성분이 whirl을 일으킨 후 공진영역에서부터 whip 현상을 일으켜 회전속도의 변화와는 무관하게 일정한 주파수를 가졌다. 이 현상은 시스템에 불안정 현상을 야기하는 원인이 된다. 본 실험에서도 이러한 현상이 나타나고 있으며 whirl의 구간은 상당히 짧고 whip 현상이 거의 최대 속도에 이르기까지 나타나고 있음을 볼 수 있었다. 이러한 상황을 가장 잘 설명 할 수 있는 그림이 cascade plot이며 Fig. 9와 Fig. 10에 나타내었다.

Fig. 9는 X 방향의 센서로부터 받아들여진 신호를

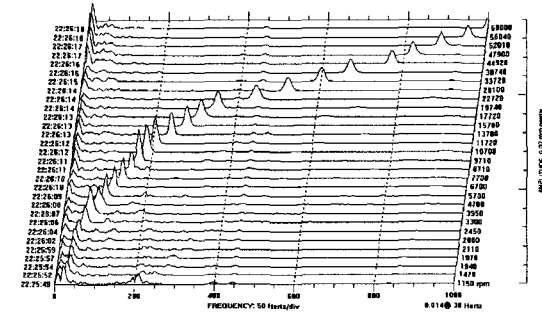


Fig. 7. Waterfall plot of rotor-bearing system supported by foil bearing (X-axis)-removed initial instability region.

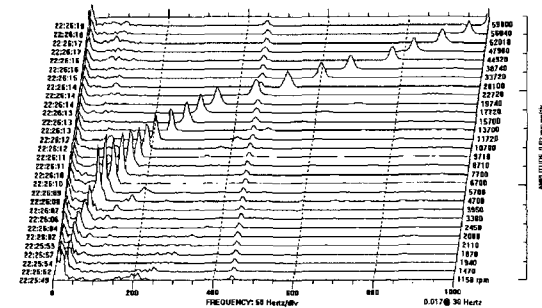


Fig. 8. Waterfall plot of rotor-bearing system supported by foil bearing (Y-axis)-removed initial instability region.

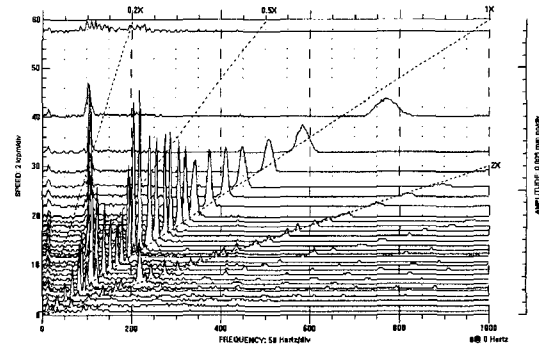


Fig. 9. Cascade plot of rotor-bearing system supported by foil bearing (X-axis).

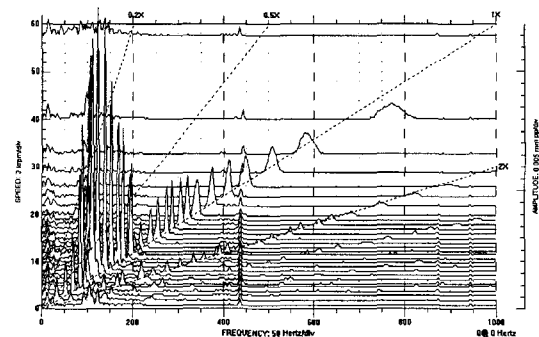


Fig. 10. Cascade plot of rotor-bearing system supported by foil bearing (X-axis).

나타내고 있으며 공진영역에서부터 whip 현상이 일어나고 있으며 이 성분의 주파수는 102 Hz임을 알 수 있다. 또 속도의 증가는 20,000 rpm이상에서부터 매우 급격히 증가하였음도 볼 수 있다.

Fig. 10은 Y 방향의 센서로부터 받아들이는 신호를 분석한 것이며 이 그림에서 볼 때 전체적으로 진폭이 X 방향에 비해 매우 크게 나타나고 있다. 특히 공진영역에서 진폭의 증가를 확연히 볼 수가 있다. 또, 440 Hz에서 일정하게 나타나는 주파수는 수직으로 설치된 두 센서의 상호 간섭으로 나타나는 현상으로 측정되었다.

Fig. 11과 Fig. 12는 Bode plot을 나타낸 것으로 위상각의 변화와 함께 진폭의 변화를 비교 검토가 가능하도록 나타내고 있다. 위상각의 변화는 진폭을 나타내는 진폭과 속도 변화와의 그래프에서 점선으로 나타낸 1X 성분과의 상호관련을 갖고 있다. Fig. 11은 X방향의 진폭변화와 위상각의 변화를 나타내고 있으

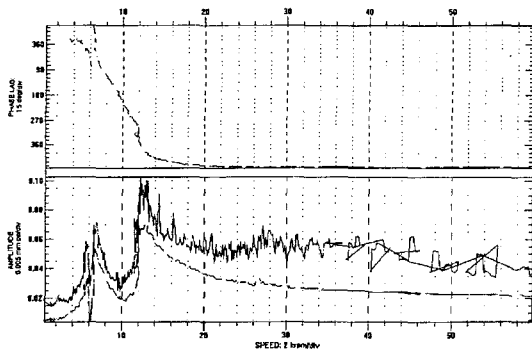


Fig. 11. Variation of phase lag & amplitude about speed (X-axis).

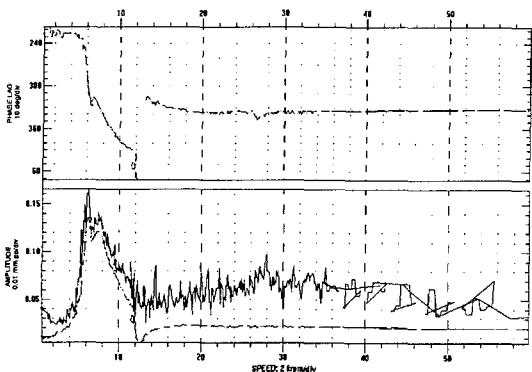


Fig. 12. Variation of phase lag & amplitude about speed (Y-axis).

며, 여기서 split된 공진이 두개 나타나고 있으며 위상각의 변화도 이때 90°를 넘어서고 있다. 또, Fig. 12에서는 하나의 공진영역을 가진 Y방향의 진폭과 위상각의 변화를 보여주고 있으며 X방향의 split 공진과 서로 연관되어 위상각의 변화와 진폭의 변화가 나타나고 있다.

앞서 설명한 모든 그래프에서 X 및 Y방향의 진폭이나, 위상각, 공진이 서로 다르게 나타나는 현상은 당연하다. 베어링이나 로터를 설계 상으로는 X 및 Y가 서로 같은 강성과 댐핑을 가지도록 설계하였을지라도 시스템을 조립하고 또 고정하는 단계에서 시스템의 수직방향의 강성이 수평 방향보다 상당히 크게 된다. 이유는 질량이 상당히 큰 베이스에 고정을 함으로써 수직방향으로 강성이 증가하게 된다.

전반적으로 공기만으로 구동된 시스템과 오일이 도포된 상황에서 구동할 때의 차이는 초기의 마찰에 의한 불안정 현상은 오일이 도포된 경우가 훨씬 안정하며 어느 정도의 속도 증가 이후에는 공기 동압이 더 안정하게 나타나고 있다. 전체적인 진폭의 크기는 차이가 거의 없으나 오일이 포함된 경우에는 whip 현상으로 인한 불안정이 있어 시스템에 문제가 발생할 우려가 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 실험적 방법을 이용하여 공기역학 포일베어링으로 지지된 로터 베어링 시스템의 동적 거동을 측정하였다. 또한, 공기 동압으로 작동하는 경우와 오일이 도포된 경우에 대해 실험을 병행하였다. 이에 대한 해석을 통해 공기 포일베어링의 특성을 파악함으로써 설계된 시스템의 안정영역에 대한 고찰을 하였다. 또, 비교 분석을 통해 공기역학 탄성베어링의 장점을 이해하고 또 보완해야 할 부분에 대한 고찰을 수행하였다.

실험과 그 결과를 통해 다음과 같은 결론을 얻었다.

먼저, 본 실험에 사용된 로터-베어링 시스템의 로터 회전 속도는 60,000 rpm이상이므로 그 사용영역이 저속보다는 고속영역에서 더 안정하게 작동할 수 있다.

두 번째는 실험을 행한 영역 내에서 로터 베어링 시스템의 안정 영역은 36,000~60,000 rpm 사이임을 알 수 있다. 이 구간에서의 시스템 진폭은 0.058 mm pp (peak-to-peak) 이하를 나타내고 위상각의 변화도 거의

없었다. 특히, 1X 성분의 진폭은 0.018 mm pp 이하를 보여주고 있다.

마지막으로 본 연구에 사용된 시스템은 공기 동압만으로 구동하는 것보다 초기의 마찰을 없애기 위한 또 다른 사항들이 고려되어만 한다. 이러한 점은 오일이 도포된 경우의 실험을 통해 잘 알 수 있다.

공기역학 탄성베어링으로 지지된 로터 베어링 시스템은 초기의 베어링과 로터의 마찰에 대한 부분을 충분히 고려하여 설계를 수행함으로써 초기 구동에서의 동력 손실과 불안정성을 극복할 수 있도록 하여야 한다. 공기 동압인 경우와 오일이 도포된 경우를 비교하여 볼 때, 오일이 도포된 경우의 초기 구동은 오일에 의한 윤활이 이루어짐으로 인하여 마찰에 의한 동력 손실이나 마모, 불안정은 어느 정도 해소가 가능하였다. 그러나 1차 공진영역 부근에서 나타나기 시작하는 whip 현상에 대한 요건을 해결하지 않으면 안 된다. 따라서 공기 포일베어링 시스템의 초기 구동 시에 발생하는 불안정성을 해결하기 위하여 포일 표면의 코팅이나 정압방식을 사용하는 것이 보다 안정적인 운전상태를 보여준다.

후 기

본 연구는 1996년도 교육부 학술연구조성비 기계공학분야(ME96-E-23) 지원에 의해 연구되었으며, 지원을 해주신 관계자 여러분께 진심으로 감사 드립니다.

참 고 문 헌

1. Castelli, V. and Elrod, H. G., "Solution of the Stability Problem for 360 Deg. Self-acting Gas-Lubricated Bearing," J. of Basic Eng., Trans. ASME, Vol. 87, pp. 192-212, 1965.
2. Patterson, A. G., "review of Gas-Bearing Gyro Development in the United Kingdom," J. of Lub., Trans. ASME, Vol. 90, pp. 741-752, 1968.
3. Castelli, V. and Pirvics, J., "Review of Numerical Methods in Gas Bearing Film Analysis," J. of Lub., Trans. ASME, Vol. 90, pp. 777-792, 1968.
4. Licht, L., "An Experimental Study of High Speed Rotors Supported by Air-Lubricated Foil Bearing, Part: Rotation in Pressurized and Self-acting Foil Bearing," J. of Lub., trans. ASME, pp. 477-493, 1969.
5. Gross, W. A., Fluid Film Lubrication, *John Wiley & Sons*, 1980.
6. Heshmat, H., Walolit, J. A. and Pinkus, O., "Analysis of Gas-Lubricated Foil Journal Bearings," J. of Lub., trans. ASME, Vol. 105, pp. 647-655, 1983.
7. Ehinger, M., "Experimentelle Untersuchungen Zur Schaffung von Auslegungs-grundlagen fur aero-dynamische Federlager," Diss. Univ. Kaelsruhe, 1983.
8. Hunger, H., "Berechnung der statischen und dynamischen Kennlinien Aerodynamischer Federlager," Diss. Univ. Karlsruhe, 1982.
9. Hwang, P., "A Study on the Static and Dynamic Characteristics of Aerodynamic-Elastic Bearing," Ph. D. Thesis, Seoul National University, 1989.
10. Oh, K. P and Rohde. S. M., "A Theoretical Investigation of the Multi-leaf Journal Bearing," Trans. ASME, Journal Of Applied Mechanics, Vol. 43, No.2, pp. 237-242, 1976.
11. Han, D. C. and Kim, J. I., "Experimental Investigation on the Dynamic Characteristics of a Multi-Leaf Bearing," Journal of KSME, Vol. 10, NO. 3, pp.399-407, 1986.
12. Tripett R. J. and Oh K. P. and Rohde S. M., "Theoretical and Experi-mental Load-Deflection Studies of a Multi-leaf Journal Bearing," ASME Design engineering conference, Chicago, 1978.
13. Eredric F. Ehrich, "Handbook of Rotordynamics," *McGRAW Hill INC.* 1992.
14. Walowitz, J. A. and Anno, J. N., "Modern Developments in Lubrication Mechanics," *John Wiley & Sons*, 1975.
15. "Technical Training: Machinery Diagnostics Course," Bently Nevada, 1992.