

고속터보머신용 고성능/대용량 Air-Foil 베어링
설계기술

Development of Design Technology to Increase Performance
and Load Carrying Capability of an Air Foil Bearing for
High Speed Turbo Machinery

삼성테크윈 파워시스템연구소

과 학 기 술 부

제 출 문

과학기술부 장관 귀하

본 보고서를 “ 고속터보머신용 고성능/대용량 Air-Foil 베어링 설계기술에 관한 연구”과제의 보고서로 제출합니다.

2002. 03.

주관연구기관명 : 삼성테크윈
파워시스템연구소

주관연구책임자 : 김 명 섭

연 구 원 : 박 회 용

“ : 강 석 철

“ : 이 영 섭

“ : 염 병 용

“ : 정 규 강

“ : 고 지 흥

“ : 권 우 성

“ : 성 정 기

“ : 오 인 석

요 약 문

I. 제 목

고속터보머신용 고성능/대용량 Air-Foil 베어링 설계기술

II. 연구개발의 목적 및 필요성

본 과제를 통하여 차세대 고속터보머신의 핵심기술이 될 비접촉 Air-Foil 베어링의 독자 설계기술을 확보하고자 한다. 비접촉 Air-Foil 베어링을 사용함으로써 터보머신의 고속화, 소음/진동저감, Oil-Free를 통한 환경개선을 이룰 수 있다.

III. 연구개발의 내용 및 범위

본 과제 1단계에서 수행되었던 주요 내용으로는 먼저 Multi-leaf 형상의 Air-Foil 베어링에 대해 기존의 설계기술을 이용하여 고속터보머신에 최적화 시키는 연구를 수행하였고, 이를 위하여 총 4개의 Air-Foil 베어링 전용시험기를 개발하였다. 그리고 Air-Foil 베어링의 성능을 보다 향상시키기 위하여 Multi-layer, Bump 형상의 차세대 베어링의 개발에 대해서 연구하였다.

IV. 연구개발결과

로터무게 10kg, 축하중 50kg의 하중을 지지하는 Multi-Leaf 형상의 Air-Foil 베어링을 개발하였고, 이에 대해 7,500cycle의 수명을 확인하였다. 3-Layer를 가지는 Multi-Layer 형상의 Air-Foil 베어링을 개발하여 성공적으로 로터 적용 시험을 끝냈고, Bump 형상의 베어링에 대해서도

기본적인 운용, 성능 시험을 마쳤다.

V. 연구개발결과의 활용계획

시스템 에어컨용 터보형 냉매압축기, 연료전지 자동차에 필수장치인 공기공급장치, 초소형 터보 공기압축기 등의 차세대 터보머신에 이미 적용중이며 이외의 다른 차세대 터보머신에도 사용될 계획이다.

S U M M A R Y

I. Title

Development of design technology to increase performance and load carrying capability of an airfoil bearing for high speed turbo machinery.

II. Objective and Justification

Owing to the potential of operating in oil-free environment and reduced vibration and noise levels, air foil bearing has been received great interest from high speed turbo machinery community. The main purpose of this research is to develop design technology to increase the performance and load carrying capability of a non-contacting air foil bearing. The result of this research will contribute to increase an operational speed, to decrease vibration and noise levels, and to eliminate lubrication oil in the operation of high speed turbo machinery.

III. Contents and Scope

The contents and scope of research performed in the first stage development are as follow:

- (1) Development of multi-leaf type air foil bearing, multi-leaf multi-layer type air foil bearing, and bump type air foil bearing with increased performance, damping, and load carrying capacity.
- (2) Develop the method of Increasing the life of an air foil bearing.

- (3) Design and building of four different air foil bearing test rigs and execution of performance tests

IV. Results

The results of the first stage are as follows:

- (1) Design technology of Air Foil Bearing is developed.
- (2) Air Foil Bearing performance test rig has been designed and built.
- (3) The extensive bearing performance tests has been carried out.
- (4) The load carrying capacity and damping of multi-leaf air foil bearing have been increased by multi-layer technology
- (5) The life of air foil bearing has been increased by using the special coating of solid lubricant.
- (6) The research for the new bump type air foil bearing has been started.

V. Future Plan

The air foil bearing developed through this research has been assembled and operated successfully in the turbo-machinery such as a coolant compressor in the system air-conditioner and an air compressor in the fuel-cell power system.

The applicability of air foil bearing will be increased in accordance with its performance and load carrying capability. The new improved air foil bearing which will be developed in further research will increase its applicability to the next generation turbo-machinery in the near future.

C O N T E N T S

Chapter 1 Introduction	1
1.1 Objectives	1
1.2 Introduction	3
Chapter 2 Development Trends	4
Chapter 3 Major Research Results	6
3.1 AFB Rig Test for Supercritical Rotor	6
3.2 Development of AFB Performance Test rig	27
3.3 Improvement of Damping Performance	45
3.4 Multi-layer Air Foil Bearing	50
3.5 Rotor Rig Test of Multi-layer Air Foil Bearing	58
3.6 Development of the 2nd AFB Performance Test rig	72
3.7 Bump Type Air Foil Bearing	74
Chapter 4 Achievement and Contribution	87
4.1 Achievement	87
4.2 Contribution	88
Chapter 5 Future Plan	89
References	91

목 차

제 1 장 서 론	1
제 1 절 연구개발의 필요성	1
제 2 절 연구개발 개요	3
제 2 장 국내외 기술개발 현황	4
제 3 장 연구개발수행 내용 및 결과	6
제 1 절 Supercritical Rotor의 Air Foil Bearing 적용시험	6
제 2 절 Air Foil Bearing 전용 시험기 개발	27
제 3 절 향상된 Damping을 가지는 AFB 개발	45
제 4 절 Multi-layer Air Foil Bearing 설계 결과	50
제 5 절 Multi-layer Air Foil Bearing-Rotor 적용 시험결과	58
제 6 절 2단계 Air Foil Bearing 시험기	72
제 7 절 Bump Type Air Foil Bearing 설계	74
제 4 장 연구개발목표 달성도 및 대외기여도	87
제 1 절 연구개발목표 달성도	87
제 2 절 대외기여도	88
제 5 장 연구개발결과의 활용계획	89
제 6 장 참고 문헌	91

그림 목차

- 그림 1 Bending-dominated continuous Foil 베어링
- 그림 2 Bending-dominated segmented Foil 베어링
- 그림 3 AFB 시험을 위한 Supercritical Rotor Layout
- 그림 4 1st Rigid Body Mode
- 그림 5 2nd Rigid Body Mode
- 그림 6 1st Bending Mode
- 그림 7 2nd Bending Mode
- 그림 8 Load Capacity of Radial AFB
- 그림 9 Load Capacity of Axial AFB
- 그림 10 Shaft에서의 Runout 측정
- 그림 11 조립된 구성품에서의 Runout 측정
- 그림 12 완전 조립된 Super Critical Rotor의 Balancing
- 그림 13 Gap Sensor #1에서의 Unbalance Response
- 그림 14 Gap Sensor #2에서의 Unbalance Response
- 그림 15 Gap Sensor #2에서의 Unbalance Response
- 그림 16 Front AFB에서의 Bearing Reaction Load
- 그림 17 Rear AFB에서의 Bearing Reaction Load
- 그림 18 Gap Sensor #1에서의 Unbalance Response : 시험
- 그림 19 Gap Sensor #1에서의 Unbalance Response : 시험
- 그림 20 Gap Sensor #2에서의 Unbalance Response : 시험
- 그림 21 Gap Sensor #1에서 확대된 Unbalance Response : 시험
- 그림 22 Gap Sensor #2에서 확대된 Unbalance Response : 시험
- 그림 23 1st Bending Mode : 44,600 rpm
- 그림 24 AFB의 전용 시험기의 로터-베어링 시스템
- 그림 25 AFB 전용 시험기의 전체 Layout
- 그림 26 1차 위험속도 : 5,516 rpm
- 그림 27 2차 위험속도 : 6,417 rpm
- 그림 28 3차 위험속도(1차 벤딩모드) : 146,284 rpm

그림 29 외경100mm-내경60mm Axial Bearing의 성능 곡선
 그림 30 60,000RPM까지의 베어링 온도분포
 그림 31 45,000RPM에서의 진동의 주파수 성분
 그림 32 Order Analysis
 그림 33 전달함수의 복소부와 고유진동수, 증폭계수 측정
 그림 34 20,000RPM에서의 Impact Test 결과
 그림 35 30,000RPM에서의 Impact Test 결과
 그림 36 40,000RPM에서의 Impact Test 결과
 그림 37 50,000RPM에서의 Impact Test 결과
 그림 38 60,000RPM에서의 Impact Test 결과
 그림 39 20,000RPM에서의 Impact Test 결과(무게 1kg 추가)
 그림 40 30,000RPM에서의 Impact Test 결과(무게 1kg 추가)
 그림 41 40,000RPM에서의 Impact Test 결과(무게 1kg 추가)
 그림 42 50,000RPM에서의 Impact Test 결과(무게 1kg 추가)
 그림 43 26,000RPM에서의 하중이 없을 때의 Impact Test 결과
 그림 44 26,000RPM에서 하중1kg일때의 Impact Test 결과
 그림 45 26,000RPM에서 하중2kg일때의 Impact Test 결과
 그림 46 26,000RPM에서 하중3kg일때의 Impact Test 결과
 그림 47 26,000RPM에서 하중4kg일때의 Impact Test 결과
 그림 48 Multi-layer Air Foil Bearing
 그림 49 기존의 Single-layer Air Foil Bearing
 그림 50 Radial Bearing에서의 압력분포
 그림 51 Multi-leaf AFB의 구동 시험결과
 그림 52 Multi-layer Air Foil Bearing
 그림 53 Multi-layer Air Foil Bearing에서의 포일의 겹침
 그림 54 Single-layer 강성 실험 결과
 그림 55 2-layer 강성 실험 결과
 그림 56 3-layer 강성 실험 결과
 그림 57 위험속도 통과를 위한 AFB 시험기
 그림 58 회전체의 강체 모드 1 (Translational Mode)
 그림 59 회전체의 강체 모드 2 (Conical Mode)
 그림 60 회전체의 굽힘모드 (Bending Mode)
 그림 61 Supercritical rotor의 밸런싱 플레인

- 그림 62 변위센서를 이용한 런아웃 측정
- 그림 63 저속에서의 밸런싱을 위한 교정면
- 그림 64 압축공기 유량조절 실패로 인한 Critical Speed 통과
- 그림 65 초기 구동시험 결과
- 그림 66 1차 밸런싱 결과
- 그림 67 런아웃을 제거한 1차 밸런싱 결과
- 그림 68 2차 밸런싱 결과
- 그림 69 최종밸런싱 결과
- 그림 70 런아웃을 제거한 최종 밸런싱 결과
- 그림 71 초기 구동과 각 밸런싱 결과
- 그림 72 런아웃을 제거한 초기 구동과 각 밸런싱 결과
- 그림 73 2단계 에어 베어링 시험기
- 그림 74 테스트 베어링을 장착한 상태
- 그림 75 Order analysis 결과
- 그림 76 하중-변위 곡선(Allied Signal)
- 그림 77 5-wave 베어링의 유한요소형상
- 그림 78 변위량 0.014의 경우 등가응력(kPa)
- 그림 79 4-wave FEM 모델
- 그림 80 4-wave 해석 결과
- 그림 81 직경 50mm Bump FEM 모델
- 그림 82 변위량 0.01의 경우 등가응력(kPa)
- 그림 83 l_{max} 인 경우 Air Foil Bearing의 유한요소 모델링
- 그림 84 l_{min} 인 경우 Air Foil Bearing의 유한요소 모델링
- 그림 85 l_{max} 인 경우 Air Foil Bearing에 걸리는 반력
- 그림 86 l_{min} 인 경우 Air Foil Bearing에 걸리는 반력
- 그림 87 $l_{max}(a)$ 와 $l_{min}(b)$ 인 경우 Foil 에 걸리는 등가응력(kPa)
- 그림 88 직경 24mm 유한요소 모델링
- 그림 89 직경 24mm AFB에 걸리는 반력
- 그림 90 직경 24mm AFB의 등가응력

표 목차

- 표 1 국내외의 기술동향 및 수준
- 표 2 1단계의 고유진동수 비교
- 표 3 2단계의 고유진동수 비교
- 표 4 Radial AFB의 사양과 성능
- 표 5 Axial AFB의 사양과 성능
- 표 6 완전 조립된 Rotor Balancing 수행시 Balancing 반복성 확인
- 표 7 완전조립된 Rotor Balancing 수행시 Plane에 따른 Balancing 결과
- 표 8 입력된 Balancing Plane과 Unbalance 값
- 표 9 Mode Shape에서의 상대적인 크기
- 표 10 Front와 Rear AFB에서의 Static Deflection
- 표 11 Gap Sensor #1과 #2에서의 Unbalance Response
- 표 12 Unbalance Response에서의 Rigid Body Mode와 Bending Mode 분리
- 표 13 각 Mode에 따른 Unbalance Response의 분포
- 표 14 Front와 Rear AFB에서의 Static과 Dynamic Load
- 표 15 Front와 Rear AFB에서의 Rotor의 운동영역
- 표 16 에어 베어링 전용시험기의 측정 Parameter
- 표 17 외경100-내경60mm Axial Bearing의 사양
- 표 18 회전속도 변화에 따른 강성계수와 감쇠계수 : 1.555 kg의 정하중
- 표 19 회전속도 변화에 따른 강성계수와 감쇠계수 : 2.555 kg의 정하중
- 표 20 정하중 변화에 따른 강성계수와 감쇠계수 : 26,000 rpm
- 표 21 보조포일의 형상 자료
- 표 22 Single-layer 베어링 사양
- 표 23 2-layer 베어링 사양
- 표 24 3-layer 베어링 사양
- 표 25 Single-layer 에어 베어링의 동특성

- 표 26 2-layer 에어 베어링의 동특성
- 표 27 3-layer 에어 베어링의 동특성
- 표 28 변위센서를 이용하여 측정된 런아웃
- 표 29 저속에서의 밸런싱 절차
- 표 30 Field Balancing 내용 요약
- 표 31 측정과 해석으로 구한 회전체 고유진동수
- 표 32 베어링 강성계수 변화에 따른 1차 굽힘 위험속도
- 표 33 감쇠계수 변화에 따른 감쇠비의 변화
- 표 34 5-wave 베어링 사양
- 표 35 5-wave 베어링의 변위에 따른 반력 Data
- 표 36 5-wave 베어링의 변위에 따른 강성값
- 표 37 4-wave 베어링 사양
- 표 38 4-wave 강성계산 결과
- 표 39 강성결과 비교
- 표 40 직경 50mm 베어링 사양
- 표 41 직경 50mm 베어링의 변위에 따른 반력 Data
- 표 42 직경 50mm 베어링의 변위에 따른 강성
- 표 43 범프 높이 0.2mm인 베어링 사양
- 표 44 길이에 따른 반력 Data
- 표 45 길이에 따른 강성 Data
- 표 46 직경 24mm 베어링 사양
- 표 47 직경 24mm 강성계산 결과
- 표 48 연구개발목표 달성도
- 표 49 Air Foil Bearing 적용 사례

제 1 장 서론

제 1 절 연구개발의 필요성

고속회전체의 경우, 소형압축기, 차량용 APU, Turbo Expander, 항공용 Air Cycle Machine 등에 응용이 되고 있으며, 이들 고속회전체를 위한 베어링으로서 AFB 설계 기술의 중요성을 인식하여 미국에서는 60년대 말부터 수많은 연구가 NASA를 통하여 계속 되어오고 있으며, 선진국에서는 이미 1970년대부터 AFB를 개발하여 상용화하려는 노력을 해오고 있다. AFB는 윤활제가 공기로서 기름에 의한 오염의 영향이 없고 회전정밀도가 높을 뿐만 아니라 마찰과 발열이 적기 때문에 고정밀도를 요하는 대부분의 소형 로터지지용에 쓰인다. 또한 온도에 대한 적용범위가 넓어 저온으로는 영하 20도까지, 고온으로는 Foil의 코팅과 축, 베어링재료가 견딜 수 있는 온도까지 운전이 가능하다. 이러한 장점 이외에도 방사능 하에서 영향이 적어 원자로 관계의 베어링으로도 사용되며, 베어링 틈새가 아주 작아 PC의 하드디스크, 레이저 프린터, VCR 드럼에 쓰이는 등 기술의 응용범위가 매우 넓다. AFB는 로터와 베어링의 접촉이 없이 운용되기 때문에 접촉식 베어링보다 그 소음이 획기적으로 작아서 앞서 언급된 가전용 및 사무용 기계들에 응용될 수 있는 것이다.

AFB는 하중지지방법에 따라 Radial 베어링과 Thrust 베어링으로 분류되며, 그 종류에는 1개의 foil로 구성되는 Tension-dominated Foil 베어링, 1개의 주 foil과 bump foil로 구성되는 Bending-dominated continuous Foil 베어링(그림1 참조), 여러 개의 foil로 구성되는 Bending-dominated segmented Foil(그림2 참조) 베어링이 있다. 이 중 본 연구에서 개발하고자 하는 AFB는 Multi-Leaf Foil 베어링이라고도 불리는 Bending-dominated segmented Foil 베어링이고, 이것을 보다 개선해서 foil 밑에 스프링을 추가하여 베어링의 강성을 높여주는 방식도 연구하고 있다. 베어링의 구성은 여러 장의 foil로 되어 있으며 foil과 회전하는 로터 사이의 공기에서 발생하는 압력으로 로터를 지지하게 된다. 그리고 초기 구동시의 마찰을 줄이기 위하여 foil에 코팅을 하여 사용하고 있으며, 이 경우 오일을 foil 표면에 도포한 경우에 발생하는 Oil Whip 현상에 의한 불안정성이 없는 장점이 있다.

현재 소음 및 진동특성이 뛰어난 비접촉식 베어링의 일종인 Magnetic Bearing이 국내에서 연구 중에 있다. 하지만 Magnetic Bearing은 특성상 제어를 위하여 고가의 Gap Sensor를 베어링과 같이 설치해야 함으로 그 비용이 너무 비싸고, 구조가 복잡하여 무게측면의 장점이 없고 계속적으로 전원을 공급해주어야 하며 별도의 제어시스템을 개발해야 한다는 단점이 있다. 이에 비해 AFB는 Magnetic Bearing과 같은 비접촉 베어링이지만 저렴한 비용과 간단한 구조, 경량이라는 특징을 가지고 있어 고속회전체를 위한 베어링으로 적합하다. 이러한 AFB를 고속터보머신과 관련 산업 기계들에 적용함으로써 Cost 절감, 무게감소, 크기축소, 조립의 편의성과 같은 장

점을 얻을 수 있지만, 요구수명을 충족시킬 수 있도록 Lift-Off Speed를 낮추는 문제와 적절한 수준의 발열량과 충분한 Load Capacity를 갖기 위한 최적형상 결정문제 등 많은 기술적인 어려움을 극복해야 한다.

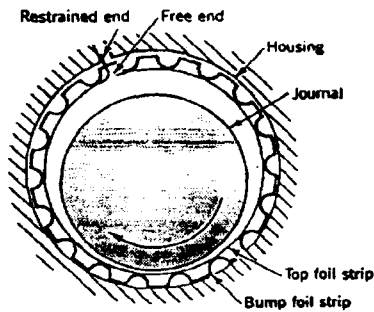


그림 1
Bending-dominated continuous Foil 베어링

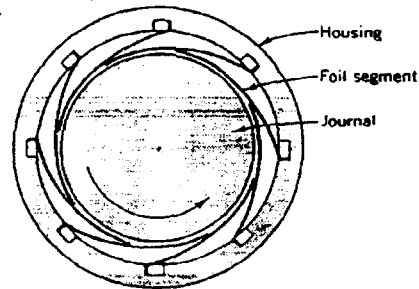


그림 2
Bending-dominated segmented Foil 베어링

AFB는 점차 소형화 고출력화 추세에 있는 터보기계 산업의 로터 지지의 최적의 방안으로서 터보기계 산업의 확대와 함께 적용범위가 일반 산업기계, 가전기계로 확대될 것으로 전망된다. 그리고 관련산업에서 점차적으로 구름베어링을 대체해 나갈 것으로 예측된다. 현재 개발이 진행되고 있는 산업용 압축기와 가전용 압축기 시장의 확대가 향후 두드러질 것으로 판단이 되며 예상되는 사업 규모로는 산업용 압축기가 소형, 환경 친화의 강점으로 기존의 산업용 압축기 시장을 잠식한다면, 목표 시장이 6.9억불에 달하고 있으며, 가전용 압축기 시장은 국내 시장규모 기준으로 2천만불 규모의 목표시장을 기대할 수 있다. 이 외에도 식품, 약품, 의료기계 산업 분야에도 적용이 가능하고, 공작기계, 액화기등의 산업기계등에도 적용할 수 있다. AFB는 지금까지 주로 초소형의 로터를 지지하는 역할을 수행해왔지만, 지속적인 기술의 발달로 고중량 로터 및 극심한 진동, 온도 환경하에서 장수명으로 운영될 수 있게 될 것이다. 앞서 설명되었듯이 AFB는 비용, 크기등 경제적인 측면에서 다른 종류의 베어링에 대해서 뛰어난 장점을 가지기 때문에 앞으로 관련기술이 발전함에 따라서 고속회전체를 이용한 거의 모든 산업분야에 급속도로 널리 응용될 수 있게 될 것이며, 특히 자원이 부족한 우리 나라 경제 및 산업에 미치는 파급효과 또한 클 것으로 기대된다.

가스터빈엔진의 핵심요소인 로터설계/시험 기술은 선진국에서만 보유하고 있는 첨단기술이기 때문에 시험기 개발을 통하여 확보되는 기술을 통하여 고성능 가스터빈 엔진 개발의 초석을 다질 수 있으며 더불어 국가의 위상을 높이는 계기가 될 수 있다. 고속 회전체 기술을 통하여 개발되는 가스터빈 엔진은 다른 동력원에 비해서 저소음, 저공해 특성을 갖고 있다. AFB의 경우 자체적으로 이러한 저소음, 저공해 특성을 가지고 있으므로 가스터빈엔진에 AFB를 장착하는 경우 그러한 장점들을 크

게 배가시켜줄 수 있으므로 근래 들어 전세계적으로 급속하게 확산되고 있으며 여러 가지 법적인 규제 움직임을 보이고 있는 환경보존운동에도 잘 부합할 수 있는 환경 친화적인 첨단기술이라고 할 수 있다.

제 2 절 연구개발 개요

Air-Foil Bearing(이하 AFB)을 설계하기 위해서는 로터의 사이즈에 맞는 foil을 설계하고 이 foil들을 적절하게 배치하여 로터의 무게에 의한 Static Load와 Unbalance Response, Axial Load 및 외부 가진 조건에 의한 Dynamic Load를 견디는 베어링을 설계하는 것이 중요하다. 이와 함께 베어링의 수명에 중요한 역할을 하는 Lift-Off Speed, 로터의 초기구동에 필요한 힘인 Start-up Moment를 설계단계에서 해석하게 된다. 이러한 해석과정은 AFB의 초기형상을 결정하는 기본설계에 이용되지만 그밖에 해석적으로는 규명하기 어려운 AFB의 불안정영역, AFB의 수명, 진동특성 등은 리그시험 또는 엔진시험을 통해서만 확인이 가능하다. 따라서 해석으로 얻은 주요변수들에 대한 결과를 시험을 통해서 검증하고, 경쟁력있는 수명 요구조건(10,000Cycle 이상)을 충족시키는 비교적 큰 무게(10kg 이상)의 터보머신용 고속회전체를 지지하는 고성능 AFB를 개발하는 것이 본 연구의 핵심사항이다.

제 2 장 국내외 기술개발 현황

관련분야에서 국내에서는 삼성테크윈 이외에 몇몇 산업체와 학계에서 실험실 수준의 연구 개발이 진행되어 왔었다. 그 예로 삼성전자에서는 가전용 냉장고, 냉방기에 사용되는 냉매 압축용 소형압축기에 이용될 Radial AFB를 개발하여 98년 하반기에 시험을 수행하였으나 아직 실용화된 단계는 아니며 Thrust AFB 개발에 어려움을 겪고 있는 것으로 알려져 있다. 그리고 한국터보에서는 50KW급 터보 블로어를 위한 Air Foil Bearing을 개발하였으나 아직 제품은 출시되지 않았다.

학계에서는 에어베어링에 관한 연구가 활발하지 못한 실정이며 기초연구단계 수준에 머물러 있는 형편이다. Radial AFB에 대한 학계 연구는 실험실에서 기초연구로 수행된 것으로 산업현장의 회전기계에 적용하기에는 아직 더 많은 연구가 필요하고 반경하중조건, Thrust AFB, 베어링강성 및 감쇠계수, AFB 냉각 시스템에 대한 추가적인 연구와 시험이 필요하며, 장시간 사용을 위한 수명에 대한 연구도 진행되어야 한다.

1단계 과제를 진행하면서 우선 국내의 에어베어링 연구 개발 수준을 진일보시키기 위하여 에어베어링 연구에 관심이 있는 각 대학 연구실과의 기술교류를 확대하여 국내의 에어베어링 연구기반 조성에 기초를 마련하였으며, 한편으로는 고속 대하중용 에어베어링 개발에 주력하여 로터 무게 10 kg 이상을 지지하고 회전속도 70,000rpm까지 지지 가능한 에어베어링을 설계하여 실험실에서 가동에 성공함으로써 국내에서도 대하중용 에어베어링 설계기술을 확보하게 되었다.

그러나 아직 선진국과는 기술격차가 존재하며 향후 연구개발 목표는 이를 극복하여 세계적으로 앞선 기술을 확보하는 것이다. 미국에서는 이미 1970년에 Air Research사에 의해 DC-10에 들어가는 Air Cycle Machine용 AFB를 개발하여 상용화 시켰다. 이 Turbo Machine의 운용속도는 48,000RPM이었다. 최근에는 Hamilton사에서 보잉의 777에 장착되는 ACM용 AFB를 개발하였고, 여기에 사용된 베어링은 30년의 운용시간에 해당하는 36,000번의 Start-Stop Cycle 시험에 통과하였다. 또한 Honeywell (구, Allied-Signal)에서는 에어베어링을 채용한 75kW급의 터보제너레이터 Parallon 75를 개발하여 1999년부터 판매하고 있는 실정이다. 러시아의 Moscow Aviation Institute에서는 직경 16 ~ 64mm의 AFB를 개발하여 실제 터보머신에 적용하여 운영하고 있다. 독일에서도 1970년대부터 공작기계 또는 소형 가스터빈용 AFB에 관한 연구가 본격적으로 수행되고 있으며 Atlas Copco Energas에서는 직경이 60mm되는 초소형 가스터빈을 제작하여 가스액화에 사용하고 있는데 400,000rpm의 회전수를 갖고 있으며 AFB에 의하여 지지되고 있다. 이 외에도 Sunstrand, British Aerospace, ABG-Semca(France) 등에서 AFB를 개발하고 있으며 상세한 국내외의 기술수준은 아래의 표에 정리하였다.

삼성테크윈에서는 1997년부터 Air Foil Bearing 연구에 착수하여 초기에는 로터무게 260g의 소형 터보머신에 적용하여 1,000Cycle의 수명을 확보하는 수준이었지만,

지금은 아래의 표에서 볼 수 있는 바와 같이 로터무게 13kg, 7,500Cycle의 수명과 모터/제너레이터등과 같은 다양한 종류의 터보머신에 적용할 수 있는 대용량/고하중의 베어링을 설계, 제작할 수 있는 수준에 와 있다.

표 1 국내외의 기술동향 및 수준

	회사	운용 Machine	특 징
국 외	AiResearch (미국)	Air Cycle Machine (DC-10)	48,000 RPM(1970)
	Hamilton Standard (미국)	Air Cycle Machine(747)	100,000 시간이상의 MTBF(1987)
	AiResearch (미국)	APU(M1A1 Tank)	사막에서 운용, 100,000cycle 수명
	Honeywell (미국)	터보제너레이터 Parallon 75	대하중용 에어베어링, 40,000시 간 수명
	MAI (러시아)	우주정거장 MIR의 Power Generator	로터의 무게는 11kg
		Turbo Compressor	로터의 직경 25 ~ 60mm
자동차용 Turbo Generator		로터직경 31.6mm	
국 내	서울대학교	100,000rpm, 2.4kg의 로터 시험기	Thrust Bearing 없음
	영남대학교	60,000rpm, 0.9kg의 로터 시험기	Thrust Bearing 없음
	당 연구실	1) 냉각기계(ACM), 100,000RPM 2) 고속발전기(HSG), 60,000RPM 3) 터보형 공기압축기,70,000RPM 4) 냉매압축기, 110,000RPM 5) 공기공급장치, 80,000RPM	- 16~64mm 의 Radial 베어링 40kgf의 Radial Load Capacity - 44~128mm Axial 베어링 80kgf의 Axial Load Capacity - 7,500 Cycle의 수명 - 200도씨의 사용환경

제 3 장 연구개발수행 내용 및 결과

제 1 절 Supercritical Rotor의 Air Foil Bearing 적용시험

Supercritical Rotor에 당사의 Multi-Leaf AFB가 적용 가능한 지를 알아보기 위하여 Supercritical Rotor 시험리그를 준비하였고, 이를 이용하여 실험적으로 검증하고자 하였다. 본 보고서에서는 시험을 수행하기 위한 Rotor의 준비사항(Runout 측정, Rotor Modelling, Balancing 사항)을 요약하였고, 시험결과와 그 분석내용을 정리하였다.

1. Layout

Supercritical Rotor의 AFB 시험을 위한 Rotor의 주요 구성품과 Gap Sensor의 측정 위치, Balancing Plane을 그림 3에 나타내었다.

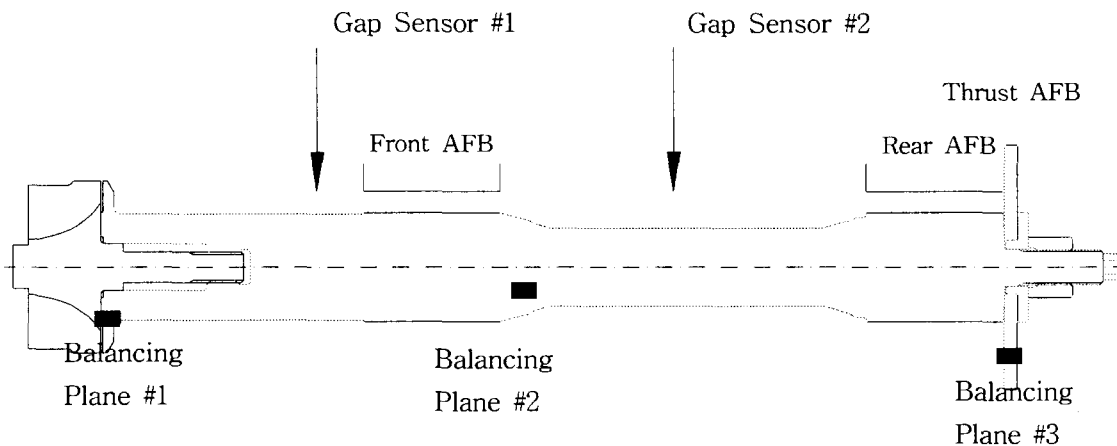


그림 3 AFB 시험을 위한 Supercritical Rotor Layout

그림 3에 나타낸 Rotor의 총길이는 506 mm이고, 무게는 6.36 kg으로 Shaft의 재질은 Type 410(Density 7800 kg/m³, Elastic Modulus 219 × 10⁹ N/m²)이다. 사용된 Radial AFB은 단일 곡률반경이 40 mm 이고, 길이는 55 mm 로 8개 사용되었으며, Journal부의 Shaft 직경은 50 mm 이다. Thrust AFB은 외경이 110 mm 이고, 내경은 70 mm 로 각 면에 12개 사용되었다.

Rotor의 구동은 실험실에 공급되는 압축공기를 이용하여 Charger Wheel을 회전시키게 되며, 공급되는 압축공기의 양을 제어함으로써 회전속도를 제어할 수 있다.

2. Critical Speed Analysis

시험용 Supercritical Rotor에 대한 정확한 해석모델링과 Critical Speed를 예측하기 위하여 제작, 조립된 Rotor에 대한 2단계의 Impact Test를 통하여 고유진동수를 측정하고, 해석결과와 비교하였다.

1단계의 고유진동수 측정은 Wheel Charger와 Main Shaft가 연결된 상태에서 측정되었고, 2단계는 1단계 Rotor에 Thrust AFB가 결합된 상태에서 고유진동수가 측정되었다. 이로부터 실제 운전중의 Critical Speed를 예측할 수 있었다.

표 2 1단계의 고유진동수 비교

1단계: 고유진동수 비교	1st Bending	2nd Bending
해 석	46650 rpm	141498 rpm
시 험	48120 rpm	144480 rpm

표 3 2단계의 고유진동수 비교

2단계: 고유진동수 비교	1st Bending	2nd Bending
해 석	41526 rpm	132416 rpm
시 험	42120 rpm	129060 rpm

그림 3과 같은 Supercritical Rotor를 실제 제작하여 Rotor Modelling과 Impact Test를 수행하여 그 결과를 비교한 바, 표 2, 3과 같이 최대 3%의 오차를 갖는 것으로 나타났으며, 이로부터 Critical Speed와 그 Mode Shape을 다음과 같이 예측할 수 있다. 여기서 각 Radial AFB의 Stiffness는 시험결과로부터 구해진 1.4×10^6 N/m을 이용하였다.

아래의 해석에서 보는 바와 같이 2개의 Rigid Body Mode는 4218 rpm과 7380 rpm에 존재하며, 주관심인 1st Bending Mode의 Critical Speed는 약 44,000 rpm에 있는 것으로 해석되었으며, 2단계의 시험과 해석 차이인 약 600 rpm을 고려한다면 실제 Rotor의 Critical Speed는 44,600 rpm에 있는 것으로 예측된다.

그리고 그림 6에서 Front AFB와 Rear AFB의 위치는 Bending Mode Shape의 Nodal Point에서 많이 떨어졌다는 것을 알 수 있으며, 이것은 Critical Speed 부근에서 운전시 베어링부에 큰 진동과 힘이 발생되어 전달되며, Damping Effect가 커진다는 것을 의미한다.

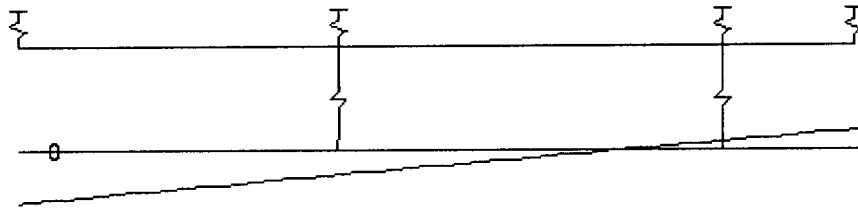


Fig. Mode shape, n = 4218, RPM

그림 4 1st Rigid Body Mode

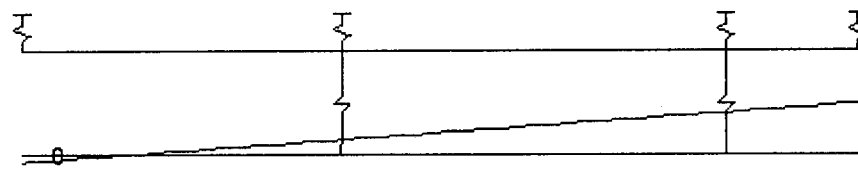


Fig. Mode shape, n = 7388, RPM

그림 5 2nd Rigid Body Mode

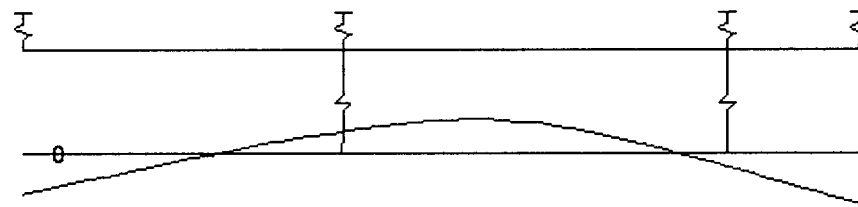


Fig. Mode shape, n = 44089, RPM

그림 6 1st Bending Mode

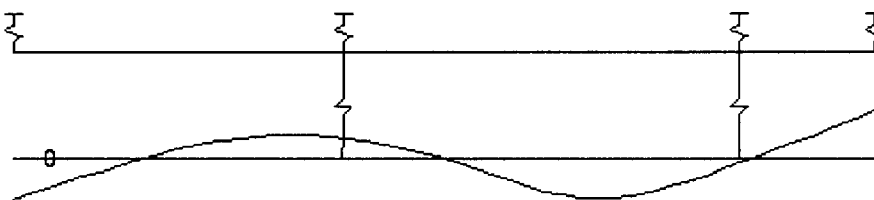


Fig. Mode shape, n = 147533, RPM

그림 7 2nd Bending Mode

3. 사용된 베어링의 사양

사용된 베어링의 사양과 해석에 의한 성능은 다음과 같다.

가. Radial AFB

표 4 Radial AFB의 사양과 성능

직경(mm)	50
폭(mm)	55
포일의 개수	8
포일의 두께(mm)	0.15
코팅의 두께(mm)	0.015
코팅의 마찰계수	0.15
포일의 곡률(mm)	40
Radial Clearance(mm)	0.1
Load Capacity(N)	311.06
Stiffness(N/m)	1.66×10^6
Damping(Ns/m)	469.075
Lift-off Speed	11,000 RPM

Radial Load Capacity of 40mm Radial Bearing(길이 55mm, CL=100um)

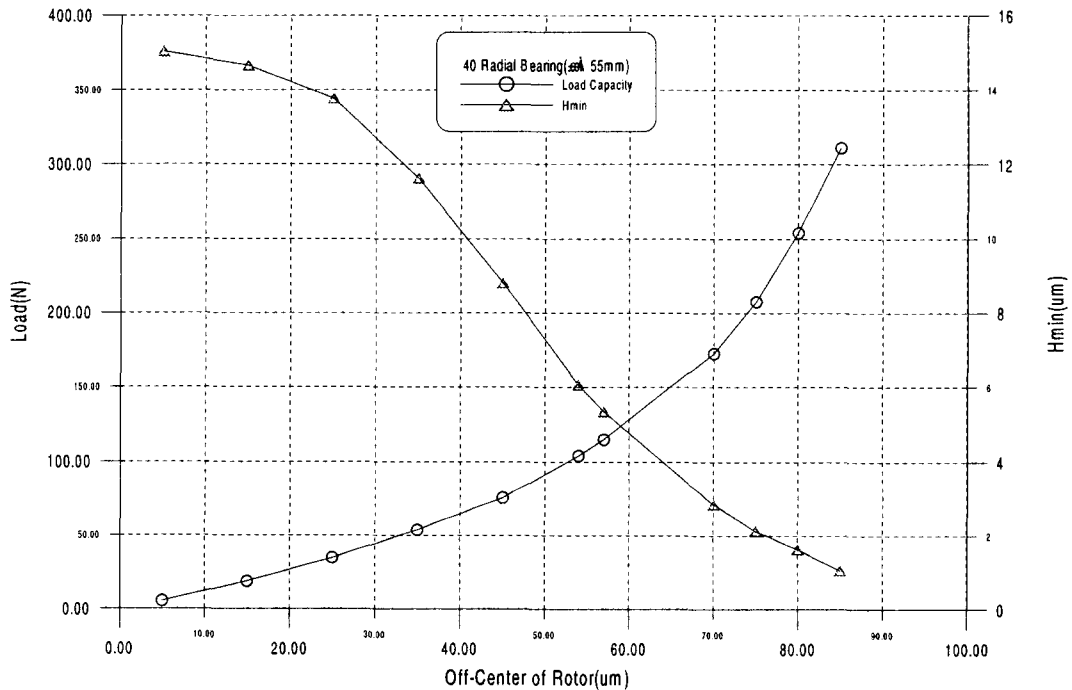


그림 8 Load Capacity of Radial AFB

나. Axial AFB

표 5 Axial AFB의 사양과 성능

외경(mm)	110
내경(mm)	70
포일의 개수	12
포일의 두께(mm)	0.15
코팅의 두께(mm)	0.015
코팅의 마찰계수	0.15
포일의 곡률(mm)	125
Axial Clearance(mm)	0.2
Load Capacity(N)	600
Lift-off Speed	675 RPM

Axial Load Capacity of 110-70mm Axial Bearing(60,000RPM)

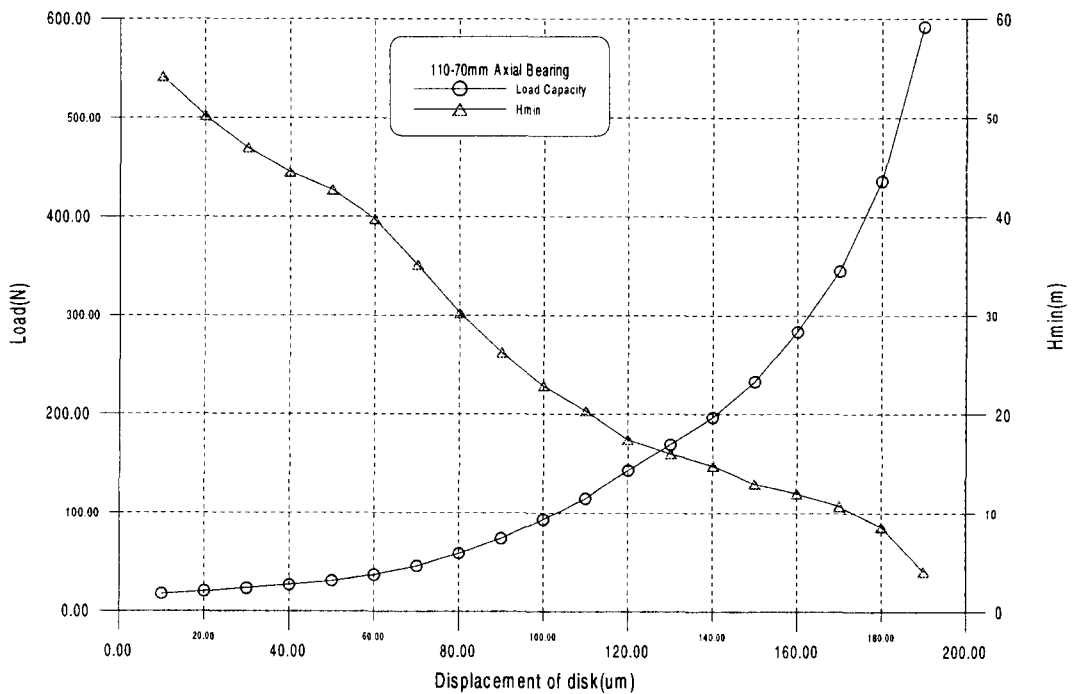


그림 9 Load Capacity of Axial AFB

4. Rotor 준비사항

AFB으로 지지된 Rotor의 Bending Critical Speed를 통과하기 위한 시험을 위하여 Rotor의 구성품의 수를 최소화하였으며, 각 구성품간의 조립을 가급적 열간 조립으로 하여 구성품의 분해/조립에 따른 Runout과 Residual Unbalance의 크기를 최소화하였다.

가. Runout 측정

고속회전체 개발에 있어 Balancing을 수행하기에 앞서 측정되고 확인되어야 하는 것으로 Runout이 있는 데, 그 크기는 직경으로 1/100 mm 이하로 규제되어야 한다. 본 시험에서 Rotor의 Runout측정은 그림 10과 11에서와 같이 Charger Wheel이 조립되기 전·후로 나뉘어져 Runout이 측정되었으며, 대부분의 측정점에서 1/100 mm 이하이었다. 그러나 그림 11의 Charger Wheel과 Thrust AFB에서 다소 Runout이 큰 것으로 측정되었으며, 이 부분에서의 Runout 효과는 Unbalance의 집중으로 나타날 것으로 예상되어 그림 3의 Balancing Plane #1과 3에서 효과적으로 제거될 수 있을 것으로 생각된다.

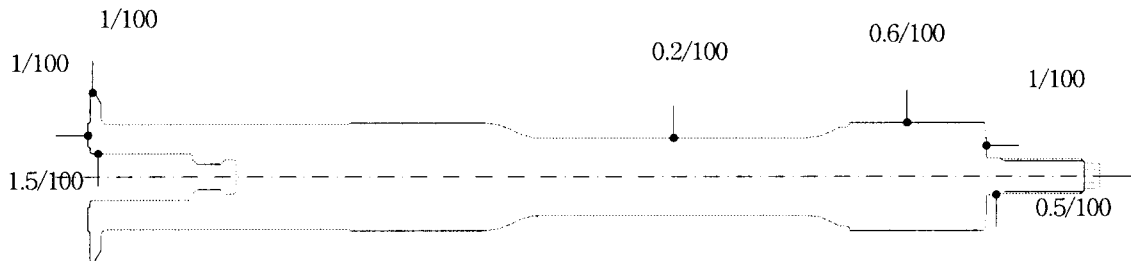


그림 10 Shaft에서의 Runout 측정

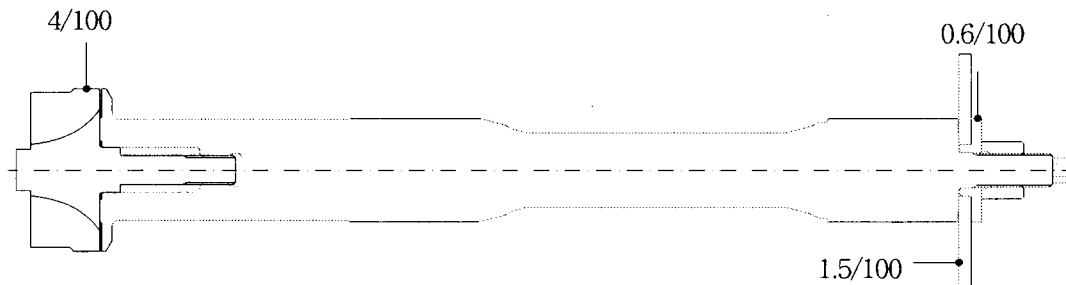


그림 11 조립된 구성품에서의 Runout 측정

나. Balancing 수행

본 시험은 AFB로 지지된 Super Critical Rotor가 안정되게 Critical Speed를 통과하는지를 알아보는 시험으로 진동의 크기는 Rotor의 Unbalance에 의해 가장 큰 영

향을 받게 되며, 안정적인 운전을 위하여 최대 도달 가능한 Balancing을 각 구성품이 조립될 때마다 정확도를 높이기 위하여 반복 수행하였다. 그리고 그림 6의 Rotor Bending Deformation에 의한 영향을 최소화하기 위하여 Balancing Plane을 그림 12와 같이 3개로 나누어 Residual Unbalance의 분포가 Bending Mode를 가진하지 않도록 하였다. Balancing을 위한 회전속도는 2180 rpm 이며, Balancing Machine의 Bearing 지지부는 Radial AFB부의 중심위치이다.

Charger Wheel과는 달리 Thrust bearing은 시험리그 Case 조립시 분해되었다 조립됨으로 Balancing 수행시 Thrust Bearing의 분해/조립에 의한 반복성을 확인하였다.

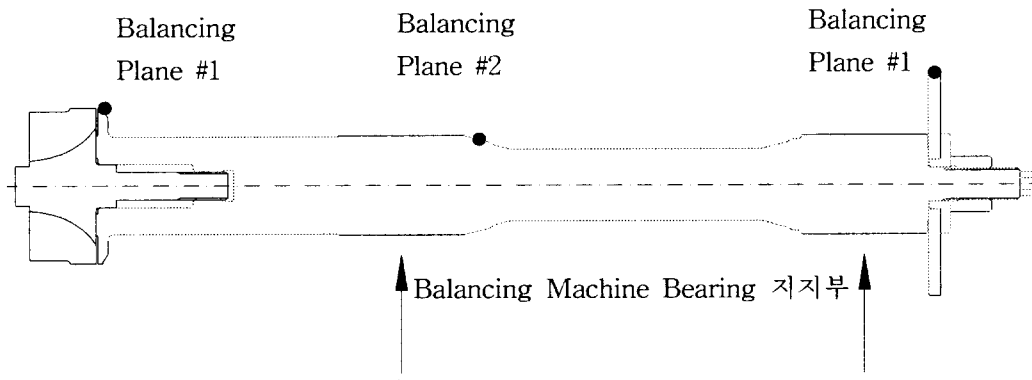


그림 12 완전 조립된 Super Critical Rotor의 Balancing

표 6 완전 조립된 Rotor Balancing 수행시 Balancing 반복성 확인

Balancing Plane	#1	#3	설정값
Initial Unbalance	1.48 g-mm 30 도	22.5 g-mm 212 도	a = 150 mm b = 407 mm c = 33 mm
After Balancing	0.63 g-mm 290 도	0.25~0.50 g-mm 30 도	
1차 분해/조립	0.70 g-mm 290 도	0.43 g-mm 0 도	
2차 분해/조립	측정 안함	0.33 g-mm 180 도	

위의 Balancing 결과로부터 Balancing Plane #1과 3에서는 최대 0.5 g-mm 정도의 Residual Unbalance가 있는 것으로 판단되며, 1st Bending Mode에 의한 진동을 효과적으로 줄일 수 있는 Balancing이 수행된 것으로 생각된다. 참고적으로 Residual Unbalance을 기초로 계산된 60,000 rpm인 회전체에 대해 Balancing Quality는 G 0.5 등급이다. 이러한 판단은 그림 10에서 Shaft의 가공 상태는 Thread 부근인 Balancing Plane #1과 #3을 제외한 부분에서 매우 좋으며, 표 6의 Initial Unbalance에서 보는 바와 같이 조립되는 Charger Wheel과 Thrust Bearing에 의해 Unbalance가 발생됨으로, 대부분의 Residual Unbalance는 Plane #1과 #3에 있는 것

으로 생각된다.

표 7 완전조립된 Rotor Balancing 수행시 Balancing Plane에 따른 Balancing 결과

2차 분해 /조립 후	Balancing Plane			설정값
	# 1	# 2	# 3	
Case 1	0.44 g-mm 240 도		0.45 g-mm 160 도	a=150 mm b=407 mm c=33 mm
Case 2	0.44 g-mm 300 도	0.75 g-mm 150 도		a=150 mm b=190 mm c=185 mm
Case 3		0.37 g-mm 250 도	0.63 g-mm 150 도	a=40 mm b=218 mm c=33 mm

그리고 표 7에서 Case 1보다는 Case 2와 3에서 우측에 위치한 #2와 #3 Plane에서 다소 크게 나오고 #1의 위상이 변하는 데, 이것은 Residual Unbalance에 의해 발생되는 같은 Moment에 대해 Case 1의 Balancing Plane 간의 거리에 비해 짧기 때문에 각 Plane의 Unbalance가 크게 나오고, Static Unbalance 관점에서 이를 보상하기 위해 #1 Plane의 위상이 변하게 된다. 그리고 위의 표로부터 Residual Unbalance의 주요인은 Balancing Plane #3에 있는 것으로 판단되나, Thrust AFB의 분해/조립에 의해 Unbalance가 발생하는 것으로 표 6에서 보는 바와 같이 제거시키기에는 어려움이 있다.

5. Unbalance Response와 Bearing Reaction Load 계산

시험분석을 하기에 앞서 Super Critical Rotor에 대한 Modelling을 이용하여 Residual Unbalance가 Balancing Plane #1과 #3에 있는 것으로 가정하여 Unbalance Response와 Bearing Reaction Load를 계산하였다. 이러한 Unbalance 분포 가정은 4에서 언급한 바와 같이 Turbo Charger와 Thrust Bearing에 의해 큰 Unbalance가 존재할 수 있으며, 그림 10에서와 같이 Shaft의 가공상태가 양호해 Balancing Plane #2에 Unbalance를 분포시키지 않았다. 물론 Balancing을 수행함에 있어 표 6와 같이 Thrust Bearing의 분해/조립에 의한 Unbalance 반복성에 오차가 있어 계산에 입력된 Unbalance 값은 실제 Rotor에 존재하는 Unbalance 값이 아니며, 단순히 Response와 Load값의 크기를 구하기 위한 입력값이다. 그리고 Rotor Modelling에 입력된 Radial AFB의 Stiffness와 Damping Coefficient는 각각 1.4×10^6 N/m와 540 N/m/sec로 6의 시험결과 분석으로 나온 결과값이다. 입력된 Balancing Plane과

Unbalance값은 다음과 같으며, 그림 3의 Gap Sensor #1과 #2에서 Unbalance Response를 Front AFB과 Rear AFB에서 Bearing Reaction Load 값을 계산하였다.

표 8 입력된 Balancing Plane과 Unbalance 값

Unbalance 위치	Balancing Plane #1	Balancing Plane #3
Unbalance 크기	0.44 g-mm 240 도	0.45 g-mm 160 도

가. Unbalance Response

표 8의 Unbalance 분포에 대한 Gap Sensor #1과 #2에서 Unbalance Response를 계산하여 그림 13과 14에 나타내었다. Rotor를 구동하여 10,000 rpm에 도달할 때 까지 2개의 Rigid Body Mode에 의한 진동이 증가하지만 그 크기는 약 0.01 mm 이내로 매우 작아 AFB에는 별 무리가 없을 것으로 생각된다. 그리고 회전속도가 증가하여 Critical Speed의 90%인 약 40,000 rpm에 도달하더라도 그 크기가 0.01 mm 를 넘지 않으며, 그리고 Critical Speed를 통과할 때 Sensor #1에서의 진동크기는 약 0.075 mm 이고, Sensor #2에서는 그 크기가 약 0.150 mm 정도로 1.0 mm 떨어진 Sensor와의 접촉이 일어나지 않을 것으로 판단된다.

그림 15에서의 Unbalance Response에 대한 확대된 그림으로부터 Amplification Factor(Q Factor)는 약 37.5 정도이고, 이로부터 계산된 Damping Ratio(ζ)는 0.0133 정도로 AFB의 Damping Effect가 매우 작은 것으로 나타났다.

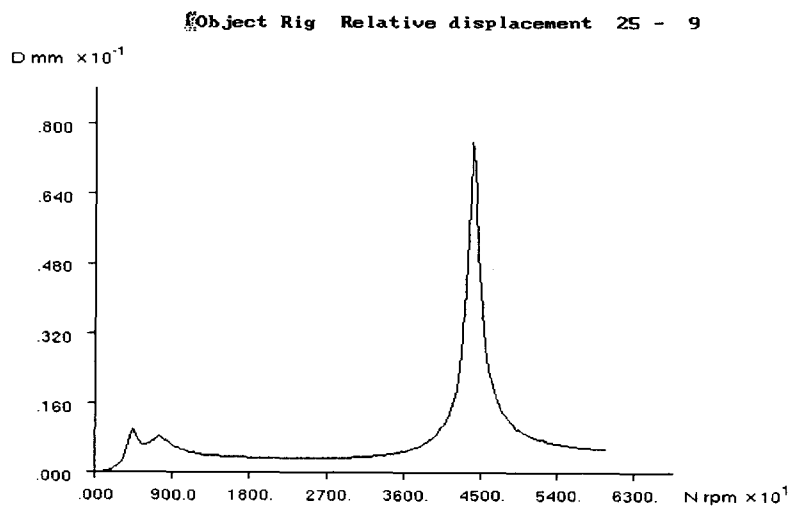


그림 13 Gap Sensor #1에서의 Unbalance Response

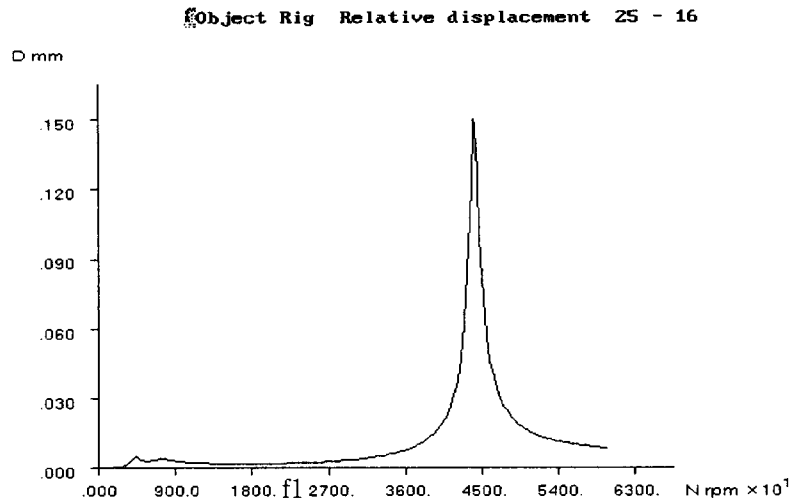


그림 14 Gap Sensor #2에서의 Unbalance Response

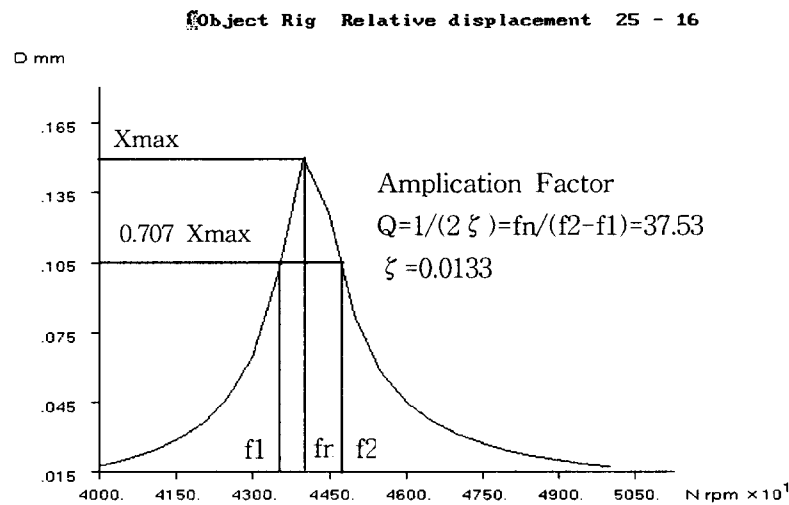


그림 15 Gap Sensor #2에서의 Unbalance Response

나. Bearing Reaction Load

그림 16와 17은 Front AFB과 Rear AFB에서의 Bearing Reaction Load를 나타낸다. 계산결과 Critical Speed의 90% 수준인 40,000 rpm 까지는 Dynamic Load의 크기가 10 N 이하로 매우 안정되며, Critical Speed를 통과할 때 Front AFB에서 약 150 N 정도의 Dynamic Load와 Rear AFB에서는 약 80 N 정도의 힘이 전달되는 것으로 나타났다. 이 값은 현재 개발되고 있는 AFB의 Load Capacity(약 300 N)에 비해 작은 값으로 Bearing이 충분히 견딜 수있는 것으로 생각된다.

그러나 시험결과 분석에서 나온 Damping Coefficient가 예상보다 작은 경우에는 Unbalance Response와 Dynamic Load의 값이 $1/\zeta$ 에 비례하는 형태로 증가하게 된다.

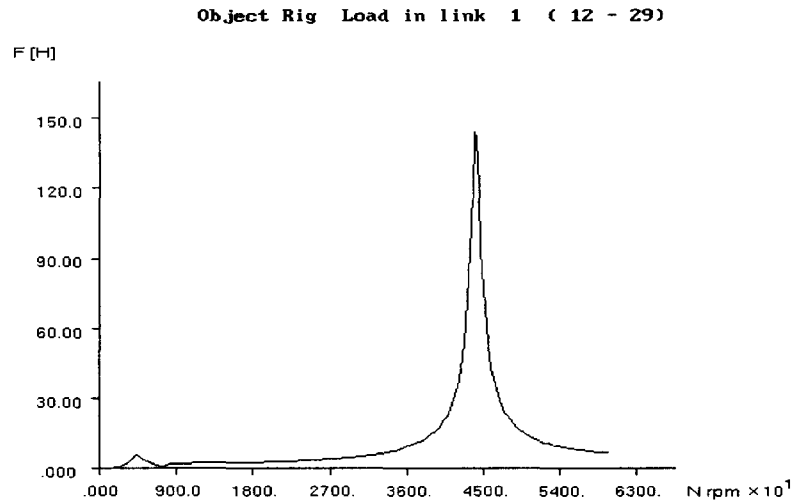


그림 16 Front AFB에서의 Bearing Reaction Load

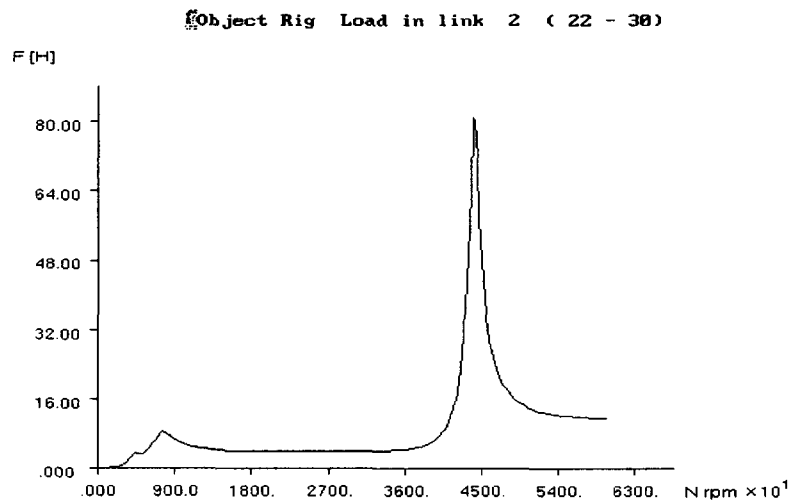


그림 17 Rear AFB에서의 Bearing Reaction Load

6. 시험결과 및 분석

그림 3과 같이 제작된 Rotor에 대하여 4에서 언급된 Runout 확인과 Balancing을 수행한 후, 압축공기를 이용하여 Rotor를 구동시켰다. 회전속도 제어는 공급되는 압축공기의 유량을 이용하였다.

가. 예비시험

Rotor의 Bending Critical Speed를 통과하기에 앞서 Rotor와 시험리그의 안정화를

위하여 25,000 rpm과 40,000 rpm 부근의 회전속도에서 4회 반복시험을 수행하였다. 예비시험결과 공급되는 압축공기량과 진동의 크기가 반복성이 매우 좋았으며, 진동도 매우 안정적이었다. 그림 18에서 왼부분은 Rotor의 Rigid Body Mode와 Rotor Rubbing에 의한 영향으로 진동이 증가한 부분으로 이로부터 구한 AFB의 Radial Bearing Stiffness는 1.4×10^6 N/m 정도이고, Rotor의 Lift-Off Speed는 약 8000 rpm 정도로 생각된다. 이러한 결과들은 반복시험을 통하여 유사한 결과를 얻을 수가 있었다. 그리고 시험결과에서 $1.0 \mu\text{m}$ 정도의 진동신호 변화가 있는데, 이것은 AFB으로 지지된 Rotor 시험에서 공통적으로 측정되는 현상으로 AFB의 특성에 의한 것이라 판단된다.

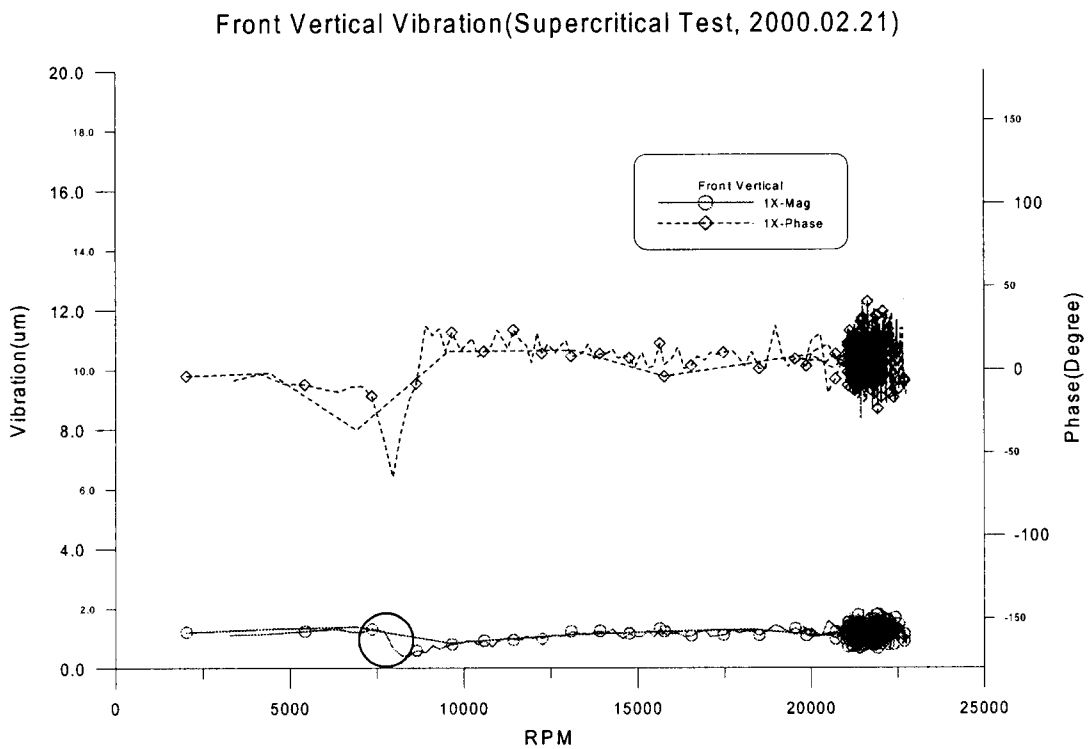


그림 18 Gap Sensor #1에서의 Unbalance Response : 시험

나. Critical Speed 통과 시험

Rotor의 Critical Speed를 통과하기에 앞서 42,000 rpm과 43,000 rpm 까지 운전속도를 증가시키면서 측정점에서의 진동크기를 모니터링하여 진동 증가율을 확인하였고, Critical Speed를 통과하기 위하여 천천히 속도를 증가시키는 것보다는 빠른속도로 회전속도를 증가시키면 진동이 크게 증가하지 않는다는 판단아래 약 42,500 rpm부터 속도를 증가시켜 Critical Speed를 통과하려 하였다. Gap Sensor #1과 #2에서의 Unbalance Response를 그림 19과 20에 나타내었다. 그 결과 42,000 rpm 아래에서는 진동이 안정되고, 그 크기가 작지만 42,000 rpm 이상에서는 진동이 크게

증가하는 것을 알 수 있다.

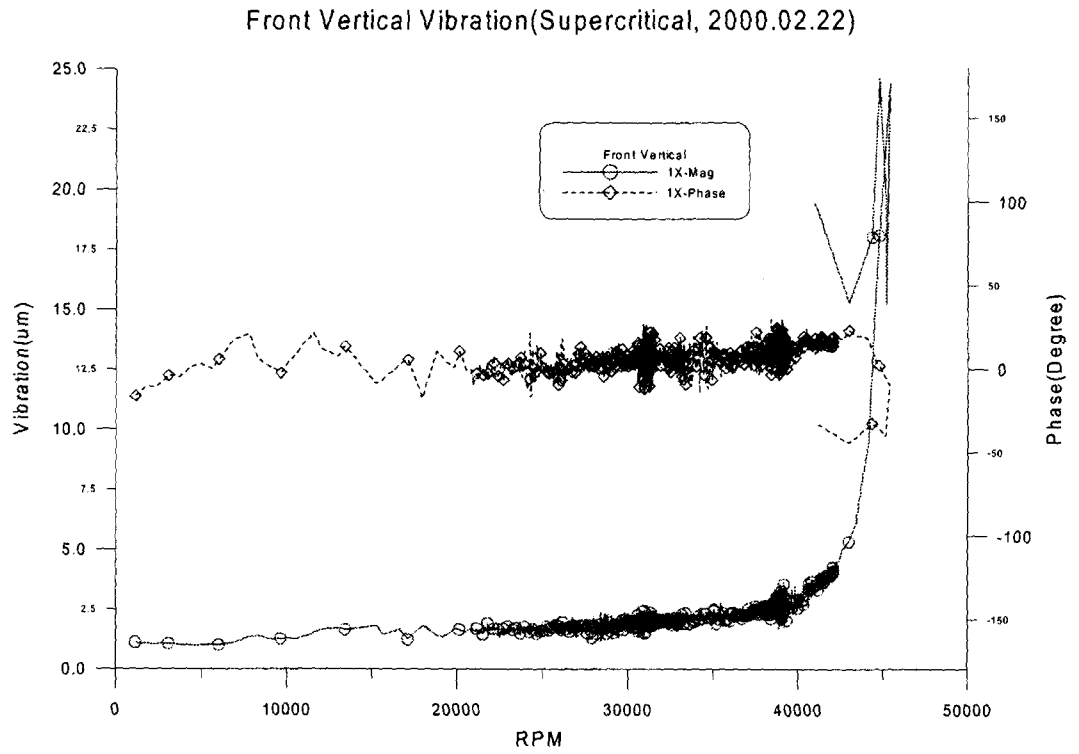


그림 19 Gap Sensor #1에서의 Unbalance Response : 시험

Center Vertical Vibration(Supercritical Test, 2000.02.22)

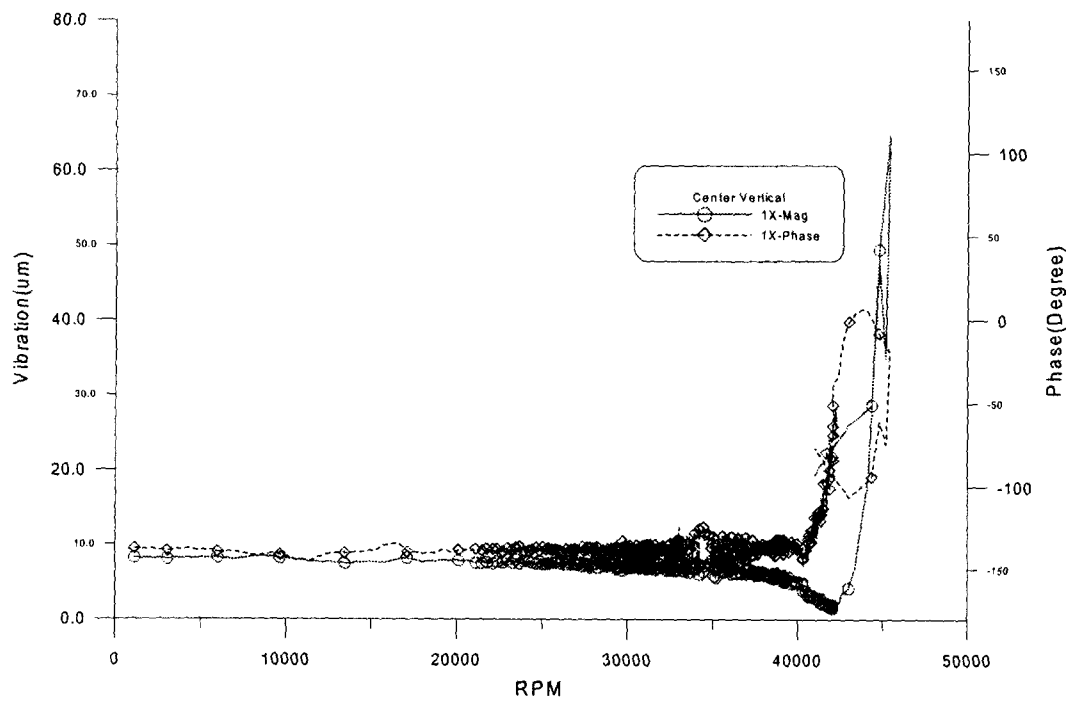


그림 20 Gap Sensor #2에서의 Unbalance Response : 시험

특히 그림 20에서 낮은 회전속도에서 진동이 다소 크게 나오는 데 이것은 진동에 의한 신호가 아니라 Gap Sensor 측정면에서의 Mechanical Runout과 Electric Runout에 의한 진동으로 판단되며, 이것은 그림 20에서 41,000 rpm 이상에서 진동이 감소하는 것으로부터 알 수 있다.

진동의 크기는 그림 6의 Mode Shape으로부터 Gap Sensor #2의 위치에서 진동이 더 크게 증가하는 것으로 나타났으며, 최대 0.066 mm 정도이었다. 그림으로부터 진동은 약 43,000 rpm부터 진동이 갑자기 증가하기 시작하여 그 크기는 45,390 rpm에서 최대가 되었으며, AFB에 Failure가 발생하여 회전이 중지되었다.

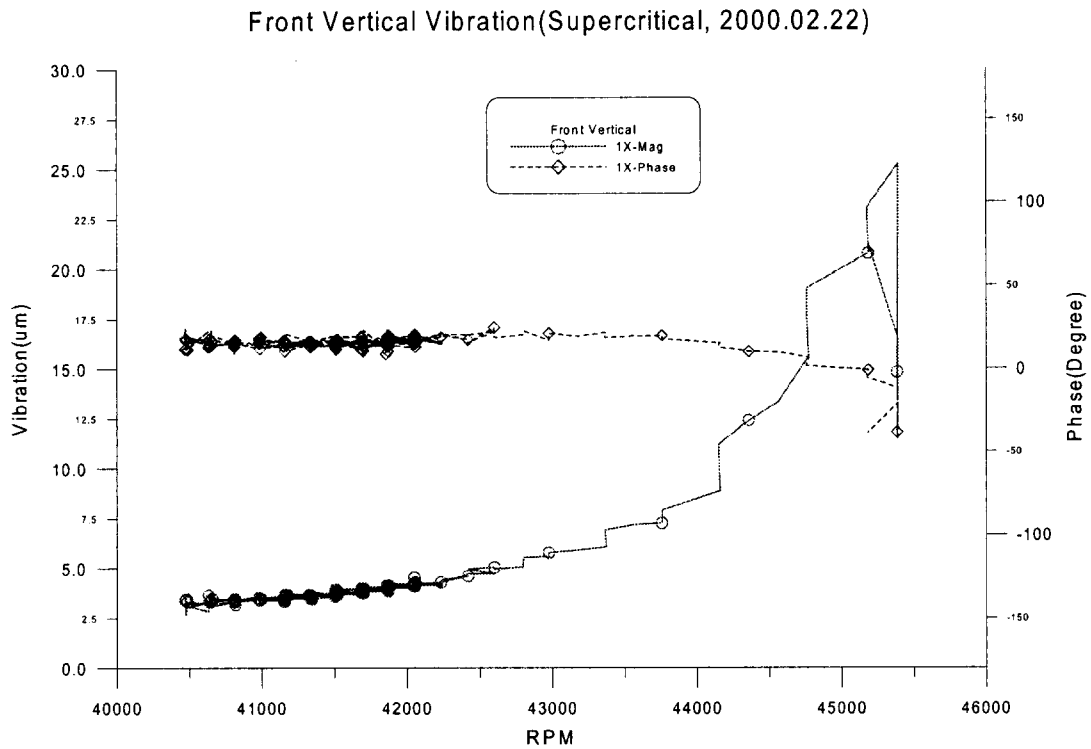


그림 21 Gap Sensor #1에서 확대된 Unbalance Response : 시험

40,000 rpm 이상에서의 진동 신호를 그림 21와 22에 나타내었다. 그림에서 43,000 rpm에서 45,390 rpm 까지의 속도 증가율은 6150 rpm/sec 정도이다. 그리고 Unbalance Response로부터 Failure가 일어난 45390 rpm을 Critical Speed로 그리고 진동을 최대치로 가정하여 그림 15와 같은 방법으로 Amplification Factor를 구하였으며, 그 값은 약 36.0 도이다. 이 값을 이용하여 AFB의 Damping Coefficient를 추정할 수 있으며, 그 값은 약 540 N/m/sec 정도이다. 그러나 이러한 가정은 단순히 Damping Coefficient를 추정하기 위한 가정으로 실제로는 더 큰 진동이 발생되며, 이에 따라 Damping Coefficient는 더 작은 값이라 생각된다. 그리고 그림 6에서 보는 바와 같이 Front AFB과 Rear AFB의 위치는 1st Bending Mode Shape의 Nodal Point으로부터 멀리 떨어진 곳에 위치함으로 Damping Effect는 더 큰 것으로

예상되어 Radial AFB들이 Nodal Point에 가까워지는 경우에는 그 Damping Effect가 더 감소할 수 밖에 없다.

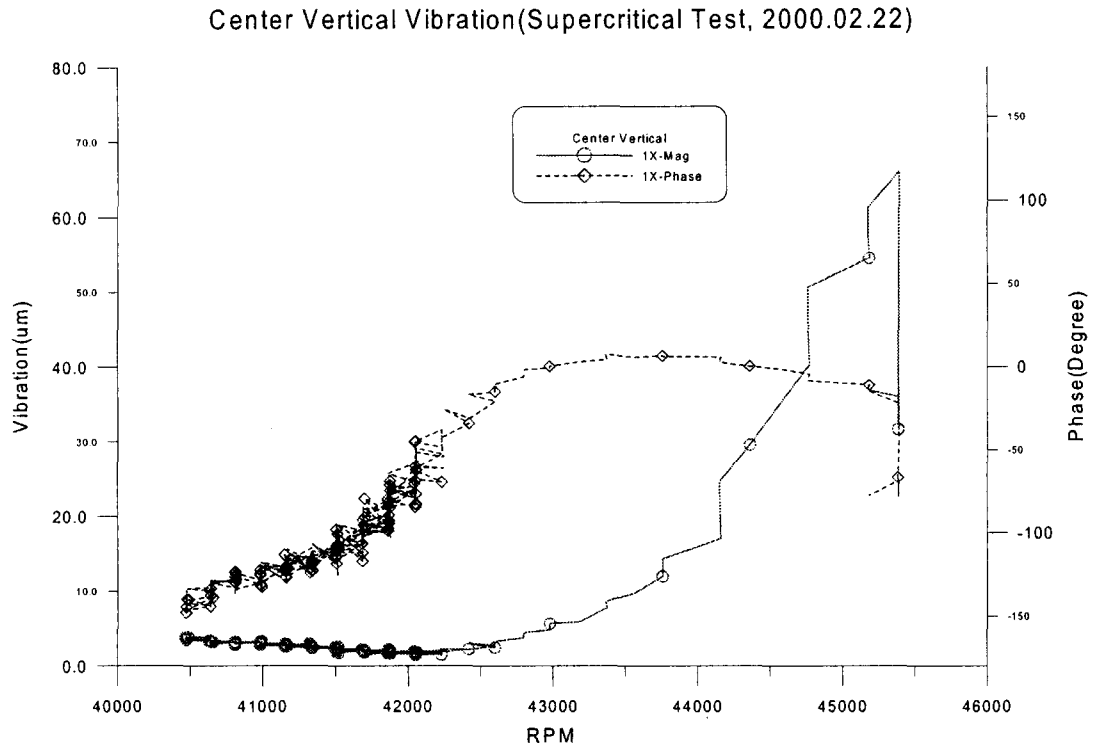


그림 22 Gap Sensor #2에서 확대된 Unbalance Response : 시험

7. AFB에서의 Deflection과 Load 해석

AFB부에서의 진동과 전달되는 힘의 크기를 시험과 해석결과로부터 예측하였다.

가. Critical Speed Analysis

Critical Speed를 통과할 때, Front와 Rear AFB에서의 Deflection과 Transmitted Total Load를 계산하기 위하여 Rotor의 1st Bending Critical Speed에 해당하는 Mode Shape으로부터 Gap Sensor와 각 AFB의 위치, 그리고 상대적인 Response의 크기를 그림 23과 표 9에 나타내었다. 여기서 상대적인 크기란 Rotor가 Critical Speed로 회전할 때, 1st Bending Mode Shape에 해당하는 Response를 보여 주게 되며, 그 Bending Mode에 의한 Response의 크기 비가 Mode Shape의 상대적인 비율로 나타내진다는 것을 의미한다.

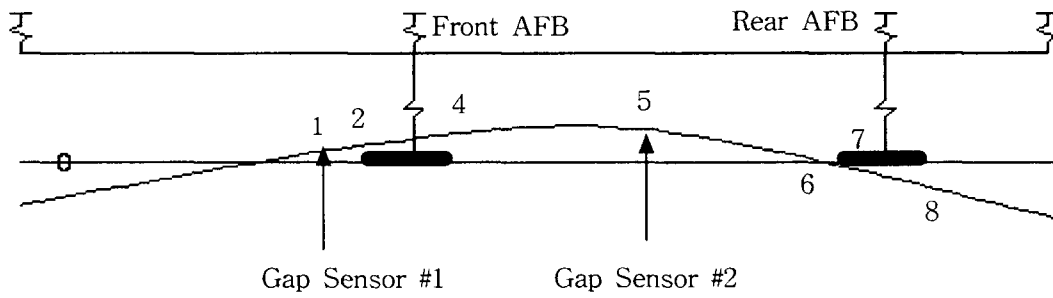


그림 23 1st Bending Mode : 44,600 rpm

표 9 Mode Shape에서의 상대적인 크기

관심 위치	1	2	3	4	5	6	7	8	5/1
상대적인 크기	1.85	2.6	5.2	6.2	7.0	-0.2	-3.15	-5.9	3.78

나. Static Deflection

AFB에서의 Deflection과 Transmitted Load를 구하기 위하여 Rotor의 자중에 의한 Static Deflection과 회전에 의한 Dynamic Response로 구분하여 그 값을 계산하였다. 먼저 Static Deflection은 다음과 같다. Rotor의 자중에 의한 Static Deflection을 AFB의 Stiffness Coefficient($1.4 \times 10^6 \text{ N/m}$)를 이용하여 표 10과 같이 계산하였다.

표 10 Front와 Rear AFB에서의 Static Deflection

	Front AFB	Rear AFB
Static Load	45.60 N	16.77 N
Static Deflection	32.57 μm	11.98 μm

여기서의 Static Deflection은 Dynamic Response가 위와 같은 Deflection을 중심으로 회전한다는 것을 의미한다.

다. Dynamic Response과 Load

시험결과로부터 그림 23의 Front와 Rear AFB에서 Unbalance Response의 크기를 알기 위하여 Gap Sensor #1과 #2에서 저속과 고속에서 측정된 1x 주파수 성분의 크기를 표 11에 나타내었다.

표 11 Gap Sensor #1과 #2에서의 Unbalance Response

회전속도	Gap Sensor # 1	Gap Sensor # 2
저속	1.4 μm 0 도	5.6 μm 223 도
45390 rpm	23 μm 0 도	66 μm 350 도

위의 표에서 저속에서의 Response는 저속에서 Critical Speed의 약 91% 회전속도까지 나타나는 값으로 주로 Conical Mode에 의한 Response이며, 그 영향이 고속에서의 진동에까지 일관성 있게 영향을 미칠 것으로 생각된다. 이러한 점에서 45390 rpm에서의 Response는 Rigid Body Mode와 Bending Mode에 의한 진동으로 나누어지며, 그 구성을 살펴보면 표 12과 같다.

표 12 Unbalance Response에서의 Rigid Body Mode와 Bending Mode 분리

회전속도	Gap Sensor #1		Gap Sensor #2		Bending Mode 의 상대적인 크기
	Total response : 23 μm 0 도		Total response : 66 μm 350 도		
45390rpm	Rigid Body Mode	Bending Mode	Rigid Body Mode	Bending Mode	3.22
	1.4 μm 0도	21.6 μm 0도	5.6 μm 223도	69.5 μm 354 도	

위의 표에서 Bending Mode의 상대적인 크기는 Gap Sensor가 있는 그림 23의 1과 5에서 순수한 Bending Mode에 의한 Response의 상대적인 크기를 나타내는 것으로 약 3.22 이다. 그러나 이 값은 표 9의 Critical Speed Analysis에서 얻은 3.78에 비해서는 작은 값으로 Gap Sensor 측정면의 Runout에 의한 신호(약 1~3 μm 내외), Critical Speed 부근에서 Rigid Body Mode에 의한 영향과 시험에서 발생하는 오차 등에 의해 유발된 것으로 생각된다.

Gap Sensor 측정점인 1과 5에서의 상대적인 크기를 기초로 표 9의 관심 있는 위치에서 상대적인 크기와 각 Mode별 Unbalance Response를 계산하여 표 13에 나타내었다. 45390 rpm에서의 Response를 Rigid Body Mode와 Bending Mode로 분리하여 Rigid Body Mode는 거리에 따른 비례관계로 그리고 Bending Mode는 수정된 상대적인 크기를 이용하여 벡터적으로 계산하여 Unbalance Response를 계산하였다. 표 13에서 상대적인 크기의 수정은 해석으로 얻은 Bending Mode Shape의 형태에 약간의 변화를 가져오게 된다.

표 13 각 Mode에 따른 Unbalance Response의 분포

관심 위치		1	2	3	4	5	6	7	8
상대적인 크기	수정전	1.85	3.6	5.2	6.2	7.0	-0.2	-3.15	-5.9
	수정후	1.85	3.06	4.42	5.27	5.95	-0.17	-2.68	-5.02
Rigid Body Mode		1.4 μm	0.8 μm	1.3 μm	2.3 μm	5.6 μm	9.3 μm	10.4 μm	11.5 μm
Bending Mode		21.6 μm	35.7 μm	51.6 μm	61.6 μm	69.5 μm	-2.0 μm	-31.3 μm	-58.6 μm
Total Unbalance Response at 45390rpm		23 μm	36 μm	51 μm	60 μm	66 μm	11 μm	40 μm	68 μm

이로부터 각 AFB가 있는 3과 7에 전달되는 45390 rpm에서의 Transmitted Dynamic Load는 Response가 조화운동을 한다고 가정하면 다음과 같이 계산될 수 있다.

$$FT = CX' + KX = (jC\omega + K)X$$

$$Abs(FT) = X\{(C\omega)^2 + K^2\}^{1/2} \quad \text{식 (1)}$$

위 식에서 Bearing Stiffness와 Damping Coefficient는 각각 1.4×10^6 N/m와 540 N/m/sec으로 Front와 Rear AFB에 전달되는 Static Load와 Dynamic Load는 다음과 같다.

표 14 Front와 Rear AFB에서의 Static과 Dynamic Load

Front AFB			Rear AFB		
Static Load	Dynamic Load	Max. Total Load	Static Load	Dynamic Load	Max. Total Load
45.6 N	149.1 N	194.7 N (19.9 kg)	16.7 N	116.9 N	133.6 N (13.6 kg)

위의 표에서 보듯이 Front와 Rear AFB에 약 195 N과 134 N 정도의 Load가 발생이 되고 있는데, 이 값은 AFB의 설계치 300 N에 비해 작은 값으로 Transmitted Total Load 관점에서는 AFB에 큰 무리가 없을 것으로 판단된다.

그리고 각 AFB에서의 운동은 표 15의 다음과 같은 영역에서 운동을 하게 된다. 여기서 “-”의 의미는 베어링 중심선을 중심으로 아래에 위치하는 것을 의미한다.

표 15 Front와 Rear AFB에서의 Rotor의 운동영역

	Front AFB			Rear AFB		
관심 위치	2	3	4	6	7	8
Static Deflection	-35 μm	-32.5 μm	-30 μm	-14.5 μm	-12 μm	-9.5 μm
Dynamic Response	36 μm	51 μm	60 μm	11 μm	40 μm	68 μm
Min. Deflection	1 μm	18.5 μm	30 μm	-3.5 μm	28 μm	58.5 μm
Max. Deflection	-71 μm	-83.5 μm	-90 μm	-25.5 μm	-52 μm	-77.5 μm

위의 표에서 Front AFB과 관련된 2, 3, 4에서 4번의 위치가 그리고 Rear AFB과 관련된 6, 7, 8에서 8번의 위치가 Deflection의 크기가 제일 크게 나오고 있는 데, 이것은 AFB의 Air Thickness가 제일 얇은 것을 의미하는 것으로 온도가 제일 높고, Bearing의 Failure가 일어날 가능성이 제일 높은 곳으로 생각된다.

현재 제작된 AFB Journal의 Radial Clearance는 100 μm 이지만 실제 Journal내에서 이동가능한 영역은 80 ~ 90 μm 로, 특히 Front AFB에서는 최대 90 μm 정도의 Deflection에 의해 Foil과의 Rubbing 현상이 일어날 가능성이 상당히 높은 것으로 판단된다. (참고로 AFB으로 지지된 Rotor Systems에서 AFB의 Stiffness는 Static Load를 지지하는 방향으로 크게 되고, 수평방향으로는 작게 되어 위의 표에서 계산된 Max. Deflection 값은 실제 약간 작게 나타날 것으로 예상된다.)

8. 결론 및 개선방향

Super Critical Rotor에 대한 해석과 시험결과로부터 AFB에서의 Deflection과 Transmitted Total Load를 예측하고, 안정한 Critical Speed 통과를 위한 개선안을 제시하였다.

가. 분석결과 Radial AFB의 Stiffness Coefficient는 약 1.4×10^6 N/m 정도이며, Rotor의 Lift-Off Speed는 약 8000 rpm 정도이다.

나. Critical Speed 통과시 약 42,500 rpm부터 회전속도를 증가시켜 통과시키려고 하였으나 45,390 rpm에서 회전이 중지되었으며, 최대 진동치는 66 μm 이다.

다. 진동신호로부터 Amplification Factor는 약 36.0, Damping Ratio는 0.014, 그리고 Damping Coefficient는 최대 540 N/m/sec로 예상되어 AFB의 Damping Effect가 매우 작다.

라. Front와 Rear AFB에서의 Deflection의 크기는 최대 $90\mu\text{m}$ 와 $78\mu\text{m}$ 정도로 AFB Journal내에서 이동 가능영역인 $80 \sim 90\mu\text{m}$ 에 비해 크거나 비슷한 영역으로 특히 Front AFB에서는 Foil과의 Rubbing 현상이 일어날 가능성이 매우 높다.

마. 이러한 Deflection으로 인한 Front와 Rear AFB에서의 Transmitted Total Load는 약 195 N과 134 N으로 설계치 300 N에 비해서는 작은 것으로 판단된다.

바. AFB의 개선방향으로는 Journal내의 Deflection을 감소시키는 방향으로 설계변경과 추가시험을 수행하는 것이 바람직하며, 이를 위하여 동일한 Static Load의 분포와 Stiffness와 Damping Effect를 증가시키는 것이 좋을 것으로 생각된다. 그러나 Dynamic Load 측면에서는 Dynamic Stiffness의 증가로 인한 Deflection은 감소하겠지만, 두 항의 곱인 Dynamic Load 측면에서는 커다란 개선을 기대하기는 어려울 것으로 생각된다. 그리고 AFB 위치에 의한 영향평가를 포함한 이러한 설계변경 사항에 대한 해석적인 접근이 요구된다.

따라서 Rotor가 안정되게 Critical Speed를 통과하기 위해서는 AFB의 Deflection과 Transmitted Load 관점에서 다음과 같은 분석이 필요하다. 먼저 식(1)에서 보는 바와 같이 Load는 Deflection과의 선형관계로 Deflection의 감소는 Load의 감소를 가져오게 한다. 그러나 Deflection을 줄이기 위한 Dynamic Stiffness($=\{(C\omega)^2+K^2\}^{1/2}$)에서의 증가는 결국 Dynamic Load의 증가를 가져오게 됨으로 Load의 커다란 개선은 기대하기가 어렵다.

이런 점에서 Deflection을 감소시키는 방안에 대해 중점적으로 논하면, Deflection을 크게 Static Deflection과 Dynamic Response로 분류할 수 있다. Static Deflection에 대해서는 일단 Rotor의 Weight가 결정된 사항이기 때문에 각 AFB의 Stiffness Coefficient가 동일하다면 동일한 Static Load(=Weight/2)와 Deflection이 발생하도록 하는 것이 중요하다. 그리고 AFB의 Stiffness를 증가시켜 Static Deflection을 감소시키는 것이 Foil과의 Rubbing을 피할 수 있는 하나의 방법이 될 것이다. 물론 AFB의 Stiffness를 증가시키는 것은 식(1)에서 보는 바와 같이 Dynamic Load를 증가시키기는 하지만 Critical Speed부근에서는 Damping Effect에 큰 영향을 받기 때문에 Stiffness 증가로 인한 Dynamic Load의 증가는 크지 않을 것으로 판단된다. 실제로 식(1)에서 $K/(C\omega)=0.55$ 정도로 Stiffness Coefficient를 2배 정도 증가시키면, Static Deflection의 50% 감소와 약간의 Dynamic Response 감소가 있지만 Dynamic Stiffness는 30% 정도 증가하게 된다.

Dynamic Response 측면에서는 AFB의 Stiffness와 Damping Coefficient의 증가로 인한 Response의 감소가 있을 수 있으며, Bending Mode Shape을 고려한 AFB 위치 선정도 영향을 주게 된다. 이러한 인자중에서도 Critical Speed 부근에서는 Damping Effect와 Response가 반비례하기 때문에 Damping Effect를 증가시키는 방안이 가장

효과가 좋을 것으로 판단된다.

Transmitted Load 측면에서는 앞서 언급한 바와 같이 Dynamic Response를 감소시키기 위한 Dynamic Stiffness의 증가는 Load에서 커다란 개선을 기대하기가 어려우며, 이 부분에 대해서는 좀 더 해석적인 방법에 의한 접근이 필요하다. AFB에 전달되는 Load는 Static Load와 Dynamic Load로 분류되는 데, Static Load는 앞서 언급한 바와 같이 동일한 Load를 지지하게 하는 것이 좋으며, Dynamic Load 측면에서는 Dynamic Stiffness의 증가율보다는 Dynamic Response를 더욱 감소시키는 설계변경으로 Load를 줄이는 것이 바람직하다.

따라서 현재 에어 베어링의 정확한 Damping을 확인하고 이를 바탕으로 에어 베어링의 Damping을 증가시켜야 하며, 그러기 위해서는 에어 베어링의 동특성을 측정할 수 있는 전용시험기가 반드시 필요하다. 이런 필요에 의해 다음과 같은 에어 베어링 전용시험기를 개발하게 되었다.

제 2 절 Air Foil Bearing 전용 시험기 개발

기존의 로터시험기에서는 베어링만의 특성을 파악하기 힘들고, 베어링이 로터시스템을 따라야 한다는 단점이 있다. 이러한 단점을 극복하고 Air Foil Bearing만의 특성을 보기 위한 AFB 전용시험기의 개발이 필요하다. 시험기의 개념은 테스트 베어링을 가운데 두는 것과 끝에 두는 2가지에 대해서 검토를 하였고, 이중 로터-베어링 시스템의 안정성이 뛰어나는 것으로 생각되는 테스트 베어링을 가운데 두는 시험기를 먼저 개발하기로 하였다. 이후 이 시험기에 대해서 충분한 안정성과 시험기술을 확보하면 테스트 베어링을 끝에 두는 시험기를 개발할 예정이다.

1. Layout

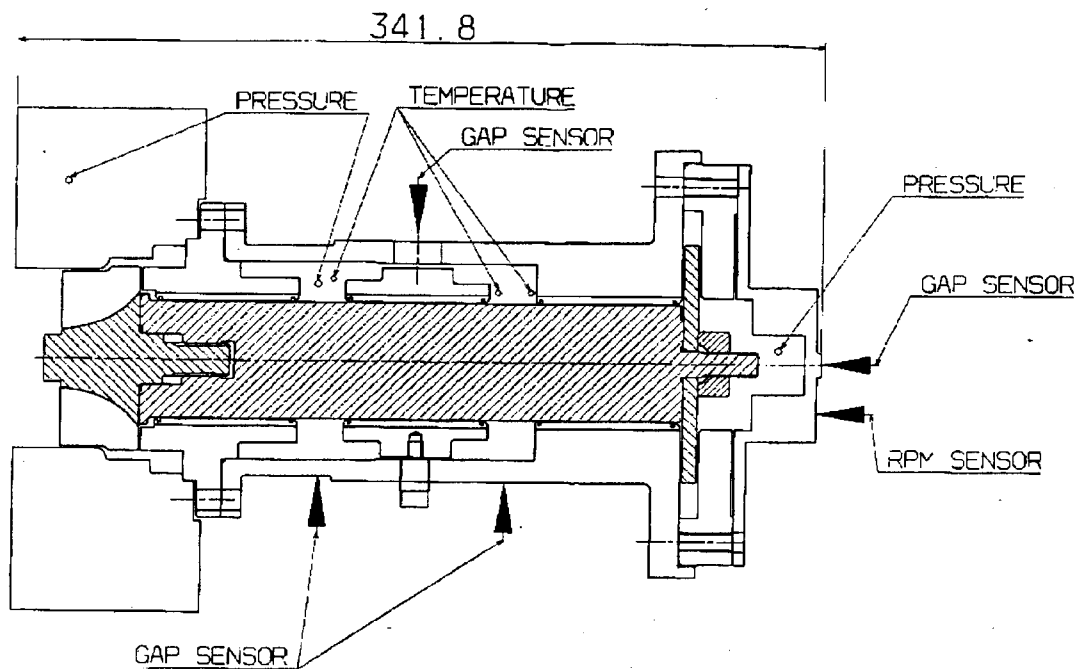


그림 24 AFB의 전용 시험기의 로터-베어링 시스템

시험기는 고속회전을 위한 회전체, 시험용 AFB를 장착하는 하우징, 그리고 이를 지지하는 케이스로 크게 3부분으로 나뉘어진다. 먼저 회전체는 압축공기를 이용하여 약 100,000 rpm까지 회전가능하며, 2개의 Radial AFB와 1개의 Thrust AFB으로 지지되어 있다. 무게는 4.42 kg 이고, 길이는 312 mm 으로 매우 정밀하게 밸런싱 작업이 수행되었다. 하우징은 시험용 AFB를 장착하는 곳으로 직경 50 mm에 길이 60 mm 까지 설치가 가능하며, 추를 이용한 정적하중 시험과 토오크 측정, 그리고 충격시험이 용이하도록 설계되었다. 시험기에서의 측정은 온도, 압력, 그리고 변위센서를

이용한 진동 측정이 가능하며, 오실로스코프와 주파수 분석기를 이용하여 시험을 진행하는 동안 진동신호를 모니터링하였다.

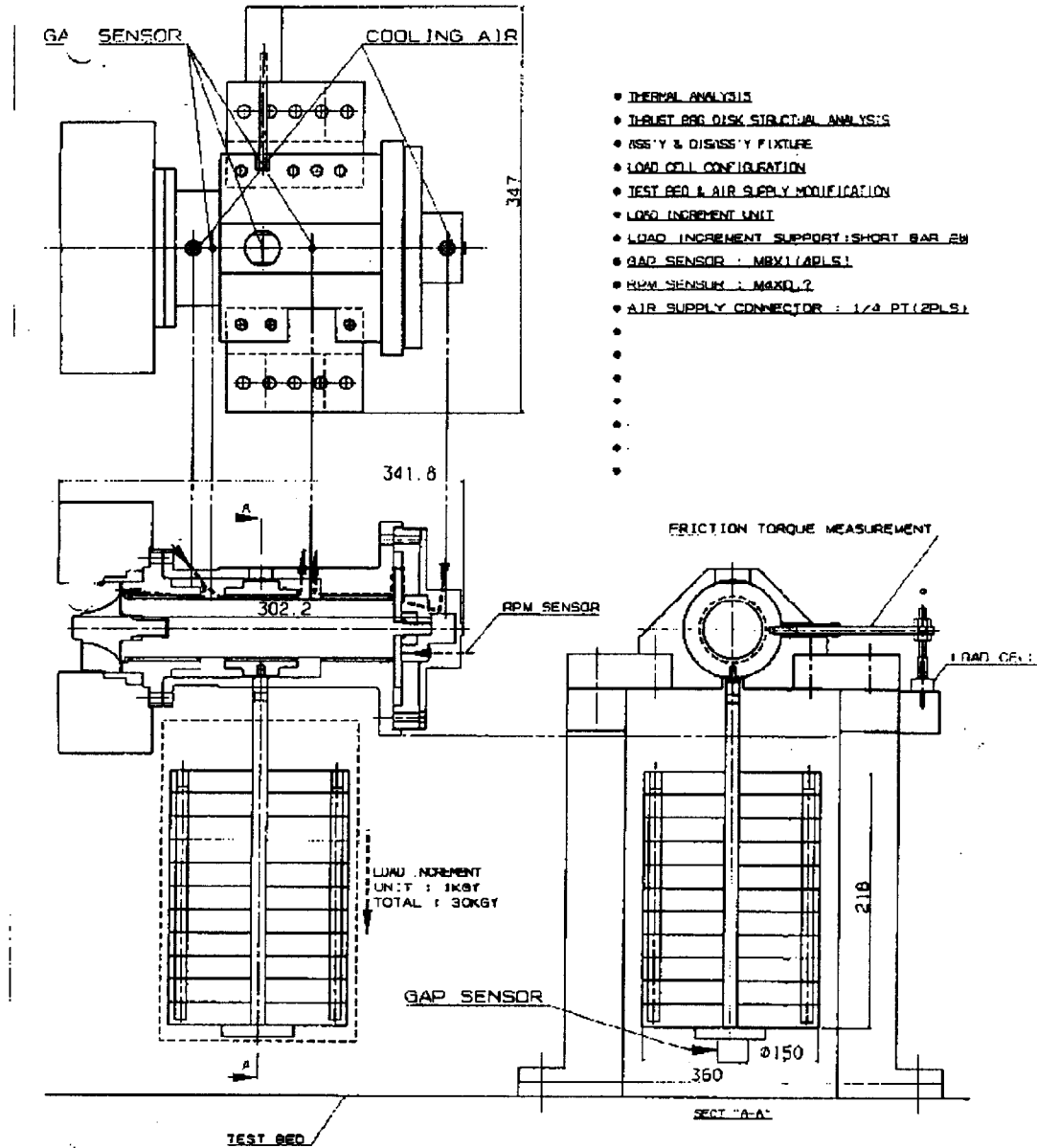


그림 25 AFB 전용시험기의 전체 Layout

보다 자세한 시험장치들과 측정장치들을 그림 25에 나타내었다. 테스트 베어링은 플로팅이 되어 있어 lift가 되면 공기력에 의해 공중에 뜨게 된다. 이 상태에서 각종 시험을 하게되며 측정항목은 Start Moment, Radial Load Capacity, Impact Test를 이용한 베어링의 동특성 등이다

위의 그림에서 시험기의 가운데에 매달려있는 것이 하중을 가해주는 추이다. 후면도에서 시험기의 오른쪽에 붙어있는 로드셀과 바가 Start-up Moment를 측정하기 위한 장치이다.

이 시험기는 100,000RPM까지 운용이 가능하며 시험기에서 측정할 수 있는 각종 Parameter들은 다음과 같다.

가. Load Capacity 측정

위의 그림에서 테스트 베어링에 추를 달아 실제 운용중에서의 Load Capacity를 알 수 있게 하였다. 테스트 베어링은 운용중에 floating이 되므로 이 floating된 케이스에 추를 달면 바로 이 무게가 베어링에 걸리는 하중이 되어 하중 지지능력을 알 수 있다.

나. Start-up Moment

Start-up Moment는 터보머신의 성능중에서 시동성능과 바로 직결되는 아주 중요한 항목이다. 이 Start-up Moment를 작게 해야 기동이 빠르고 장수명을 보장 할 수 있다. 그림에서 시험기의 오른쪽에 바를 이용하여 테스트 베어링 케이스에 로드셀을 연결함으로써 시동시에 베어링 케이스가 회전하려는 힘을 측정하여 Start-up Moment를 알 수 있게된다. 이 Start-up Moment를 측정하면 로터의 Lift-off Speed도 알 수 있게 된다. Rotor가 Lift하게되면 Start-up Moment가 급격하게 줄게 됨으로 이를 통해서 알 수 있다.

다. 베어링 동특성

테스트 베어링의 윗면에는 측정 시편을 달 수 있게 되어있다. 이 측정 시편을 이용하여 Impact Test를 할 수 있고 이렇게 하면 베어링의 동특성 계수를 알게된다. 이에 대한 자세한 방법은 아래에 기술하였다.

2. Instrumentation

시험기에는 시험기를 보호하기 위해서 모니터링하는 Parameter들이 있다. 이들 Parameter들은 센서에서 신호가 나와 디지털 레코더로 실시간으로 저장되며, 그 후 오실로스코프나 Dynamic Signal Analyzer를 통하여 신호를 분석하게 된다. 디지털

레코더는 16Channel을 동시에 8시간을 저장할 수 있다.

시험기에 장착된 각종 측정 Parameter는 다음의 표와 같다.

표 16 에어 베어링 전용시험기의 측정 Parameter

종류	센서	위치	Sensitivity
전방 로터진동	Gap Sensor	전방베어링 후면	1um / mv
후방 로터진동	Gap Sensor	후방베어링 전면	1um / mv
테스트 베어링 진동	Gap Sensor	테스트 베어링	1um / mv
전방 베어링 온도	Thermo Couple	전방베어링 출구 공기	NA
테스트베어링 온도	Thermo Couple	테스트베어링 출구 공기	NA
후방 베어링 온도	Thermo Couple	후방베어링 출구 공기	NA
RPM	Photo Sensor	Axial Disk 면	NA

3. 위험속도 해석(Critical Speed Analysis)

AFB 시험시 예상되는 고유진동수와 시험 가능한 최고 운전속도를 구하기 위하여 하우징을 포함한 시험기에 대한 고유진동수를 해석하여 그 결과를 그림 26, 27 그리고 28에 나타내었다. 그림 26와 27은 회전체의 병진(Translational)과 선회 (Conical) 강체모우드(Rigid Body Mode)를 나타는 것으로 위험속도는 각각 5516 rpm과 6417 rpm으로 낮은 속도 영역에 위치함으로 진동이 크게 증가하거나, 베어링에 손상을 입히지 않을 것으로 생각된다. 그림 28은 회전체의 1차 굽힘모우드 (Bending Mode)로 위험속도가 146284 rpm에 위치하고 있어 약 100,000 rpm정도까지 안전하게 사용할 수 있을 것으로 판단된다. 위의 고유진동수 해석결과로부터 시험기의 회전체는 15,000 rpm부터 100,000 rpm 까지 운전이 가능하다.

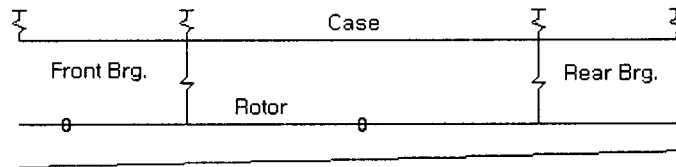


Fig. Mode shape, n = 5516, RPM

그림 26 1차 위험속도 : 5516 rpm

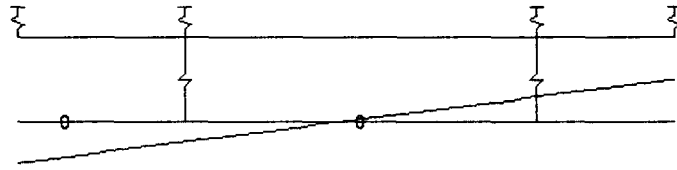


Fig. Mode shape, n = 6417, RPM

그림 27 2차 위험속도 : 6417 rpm

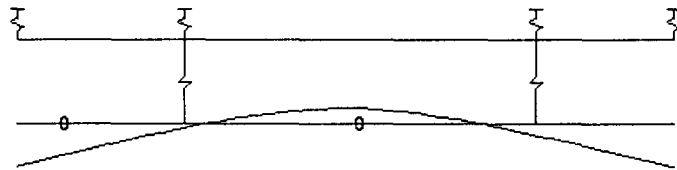


Fig. Mode shape, n =146284, RPM

그림 28 3차 위험속도(1차 벤딩모드) : 146284 rpm

4. 테스트에 사용된 베어링

가. Radial Bearing

Radial Bearing은 Supercritical Rotor에 사용된 베어링과 같은 사양이다.

나. Test Bearing

가운데에 있는 Test Bearing도 서포트 베어링과 같은 직경 50mm-폭55mm 베어링이다.

다. Axial Bearing

삼성테크윈에서 개발한 Axial Bearing은 외경128mm-내경70mm, 외경110mm-내경70mm, 외경100mm-내경60mm의 3종류가 있다. Axial Bearing은 축하중을 잡아주는 중요한 역할을 하지만, 또한 그 면적이 크므로 인해서 발열의 주원인이 되기도 한다.

표 17 외경100-내경60mm Axial Bearing의 사양

외경(mm)	100
내경(mm)	60
포일의 개수	12
포일의 두께(mm)	0.15
코팅의 두께(mm)	0.015
코팅의 마찰계수	0.15
포일의 곡률(mm)	125
Axial Clearance(mm)	0.2
Load Capacity(N)	560
Lift-off Speed	683 RPM

그래서 설계자는 축하중과 발열사이에서 trade-off를 하여야 한다. 발열은 면적과 베어링 틈새, 그리고 RPM에 영향을 받는데 이중 베어링 틈새와 RPM은 고정되어 있으므로, 예상되는 축하중에 맞게 적절한 면적을 가지도록 Axial Bearing의 사이즈를 정해야 한다.

Axial Load Capacity of 100-60mm Axial Bearing(70,000RPM)

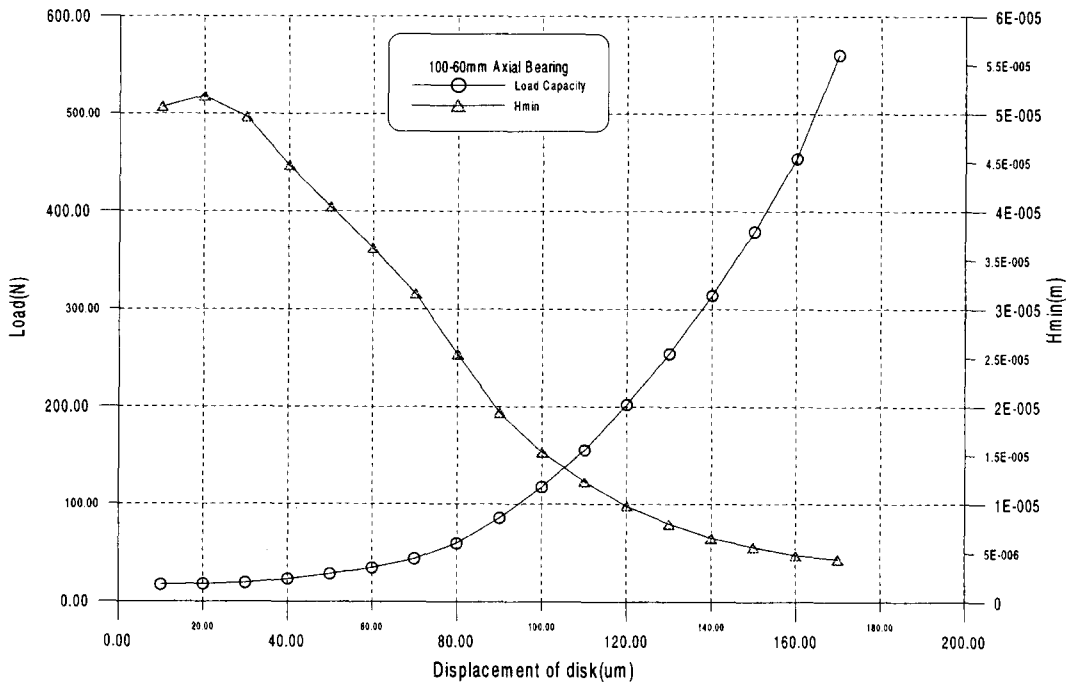


그림 29 외경100mm-내경60mm Axial Bearing의 성능 곡선

에어 베어링 전용시험기는 그 운용영역을 100,000RPM까지 예상하므로 그 속도에서 발열이 상당할것으로 생각하여 축하중 500N정도를 견디는 외경100mm-내경60mm의 Axial Bearing을 설계하여 사용하였다. 위의 그림은 100-60mm Axial Bearing의 성능곡선이다. 110-70mm의 Axial Bearing과 비교했을 때 Load Capacity는 크게 떨어지지 않지만 면적이 줄어 발열은 작을 것으로 예상된다.

4. 시험결과

먼저 기본적인 로터-베어링 시스템의 안정성을 확인하기 위하여 60,000RPM까지 냉각을 하며 진동과 베어링의 온도를 관찰하였다. 베어링의 냉각은 후방에 공기를 강제로 공급하는 방식으로, Axial Bearing을 통하여 Radial Bearing으로 가면서 냉각한다.

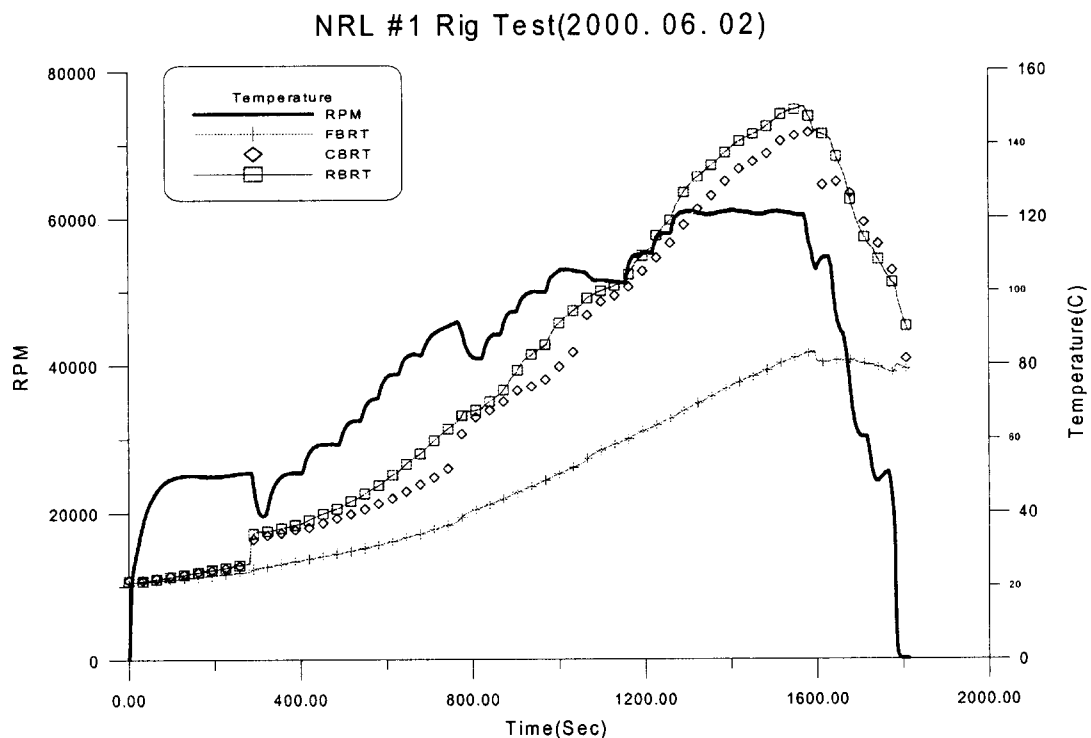


그림 30 60,000RPM까지의 베어링 온도분포

위의 그림에서 후방 베어링의 출구온도가 150도를 기록하고 있다. 이는 Axial Bearing에서의 발열이 주 요인으로 생각하고 있으며 이로 인해 시험을 60,000RPM으로 제한하였다. 실제 발열은 Axial Bearing에서 가장 많이 일어나지만 후방에서 들어오는 냉각공기가 Axial Bearing을 냉각하면서 뜨거운 공기를 가지고 빠져 나옴으로 인해서 후방 Radial Bearing을 통과한 공기가 가장 온도가 높다. 베어링의 한계 온도는 코팅의 한계온도인 200도이다. 위와 같은 수준의 온도는 냉각 공기량을 늘

리고 베어링 케이스에 추가 냉각 슬롯을 가공하면 해결될 것으로 생각한다.

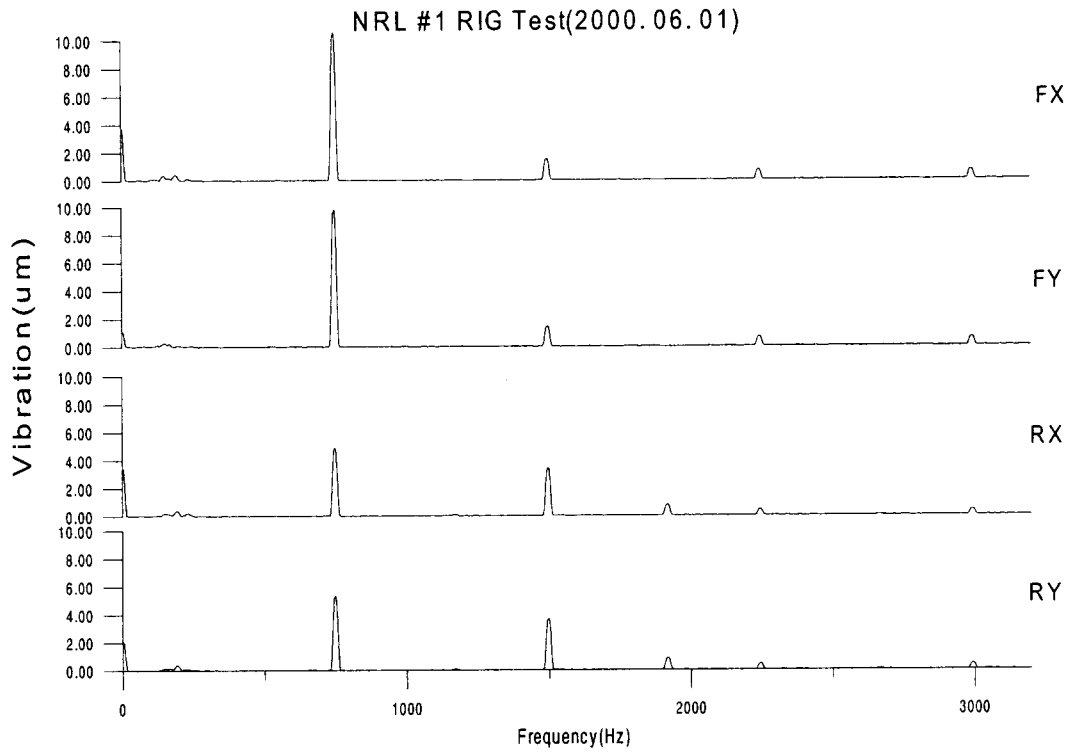


그림 31 45,000RPM에서의 진동의 주파수 성분

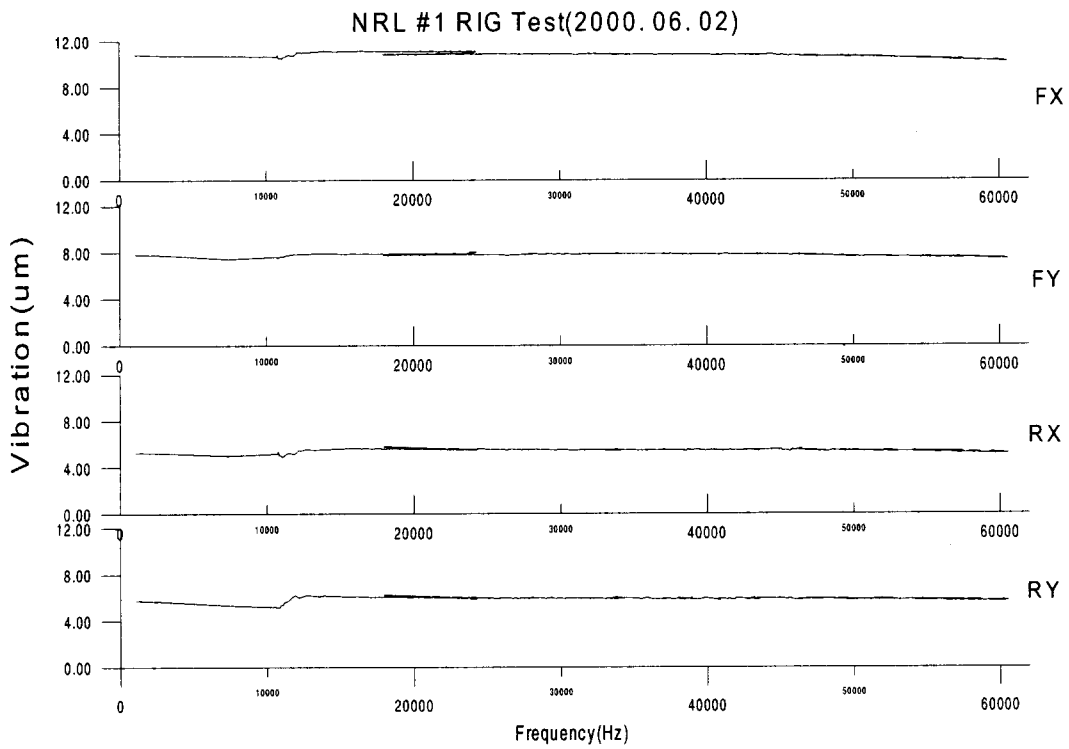


그림 32 Order Analysis

이 시험리그는 Critical Speed가 140,000RPM이기 때문에 냉각만 강화한다면 100,000RPM까지 운용할 수 있을 것으로 생각한다. 다음으로 시험기에 테스트 베어링을 장착하고 우선 45,000RPM까지 운용하면서 진동을 관찰하였다. 위의 진동의 주파수 분석그림에서 보면 전체적으로 진동은 10 μ m를 넘지 않았으며 1X 성분이 지배적이다. 진동의 크기가 크지 않고 안정적인 것을 확인하고 RPM을 60,000까지 올려 시험을 진행하였다. 위의 그림에서 보듯이 전체적인 진동이 60,000RPM까지 가는 중에 변화가 없으며, 일정한 크기를 가지고 있음을 알 수 있다. 주파수 성분과 비교했을 때 1X 성분이 대부분임을 알 수 있으며 그와 다른 성분들은 크지 않다. 위와 같은 시험결과를 바탕으로 60,000RPM까지는 안전하게 시험 할 수 있다는 판단아래 베어링 동특성 시험을 수행하였다.

5. 베어링 동특성 측정

회전기계 설계시 위험속도와 불균형 응답 해석에 이용되는 AFB의 강성계수와 감쇠계수를 실험적으로 구하기 위하여 회전체가 고속으로 회전하는 상태에서 부상된 하우징에 대한 충격시험으로 고유진동수를 측정하였다. 측정은 충격해머를 이용한 하우징에 대한 가진과 이에 따른 하우징에서의 진동신호로부터 전달함수(Frequency Response Function)를 구하였으며, 이로부터 AFB의 강성계수와 감쇠계수를 계산하였다.

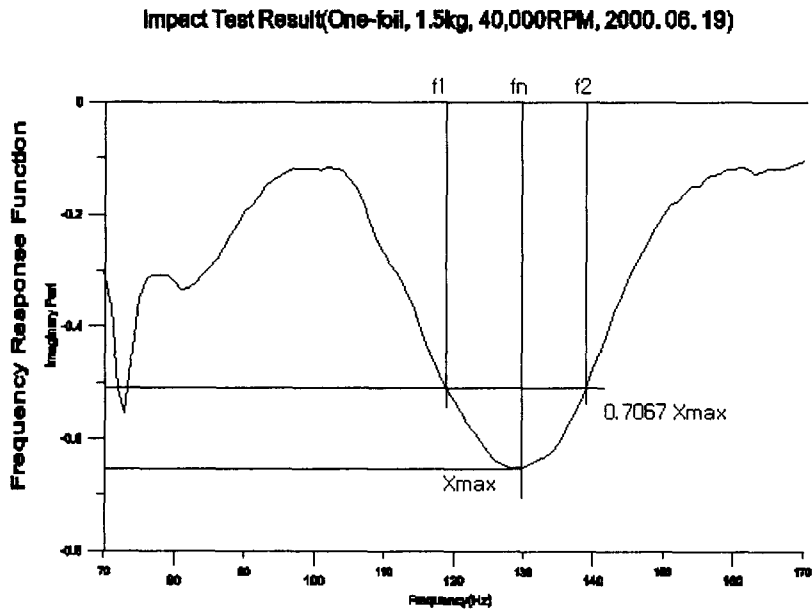


그림 33 전달함수의 복소부와 고유진동수, 증폭계수 측정

그림 33은 회전체가 40,000 rpm으로 회전하는 동안 충격시험으로 구한 전달함수의 복소부로 고유진동수는 130 Hz에 위치한다. 강성계수와 감쇠계수의 계산방법은 하

우징을 회전체에 대한 1자유도계로 가정하여 하우징의 질량을 집중질량(m)으로 하고, AFB를 강성(k)와 감쇠(c)를 갖는 계로 모형화하였다. 따라서 강성계수, k는 전달함수의 복소부에서 고유진동수로부터 그리고 감쇠계수는 증폭계수(Amplication Factor)로부터 계산을 할 수 있다. 표 18은 길이 55 mm, 직경 50 mm의 AFB이 1.555 kg의 하우징에 설치된 상태에서 회전속도 변화에 따른 AFB의 강성계수와 감쇠계수를 나타낸다. 먼저 강성계수 측면에서 그 값은 약 1.02 ~ 1.12 E6 N/m 정도가 되며, 회전속도의 증가에 따라 간극에 형성되는 압력장의 증가로 인하여 강성이 약간 증가하는 것을 알 수 있다. 그리고 감쇠계수에 있어서는 259 ~ 139 N/m/sec로 회전속도의 증가에 따른 그 크기가 감소되는 것을 알 수 있는데, 이것은 점성감쇠와 마찰에 의해 발생하는 감쇠효과에서 대부분이 마찰에 의해 발생되어 회전속도 증가에 따라 감쇠계수가 감소하게 된다는 것을 의미한다.

표 18 회전속도 변화에 따른 강성계수와 감쇠계수 : 1.555 kg의 정하중

회전속도	20,000 rpm	30,000 rpm	40,000 rpm	50,000 rpm	60,000 rpm
강성계수	1.02e6 N/m	1.07e6 N/m	1.04e6 N/m	1.09e6 N/m	1.12e6 N/m
감쇠계수	259 N/m/sec	212 N/m/sec	229 N/m/sec	193 N/m/sec	139 N/m/sec

다음의 그림은 Impact Test에 따른 Frequency Response Function이다.

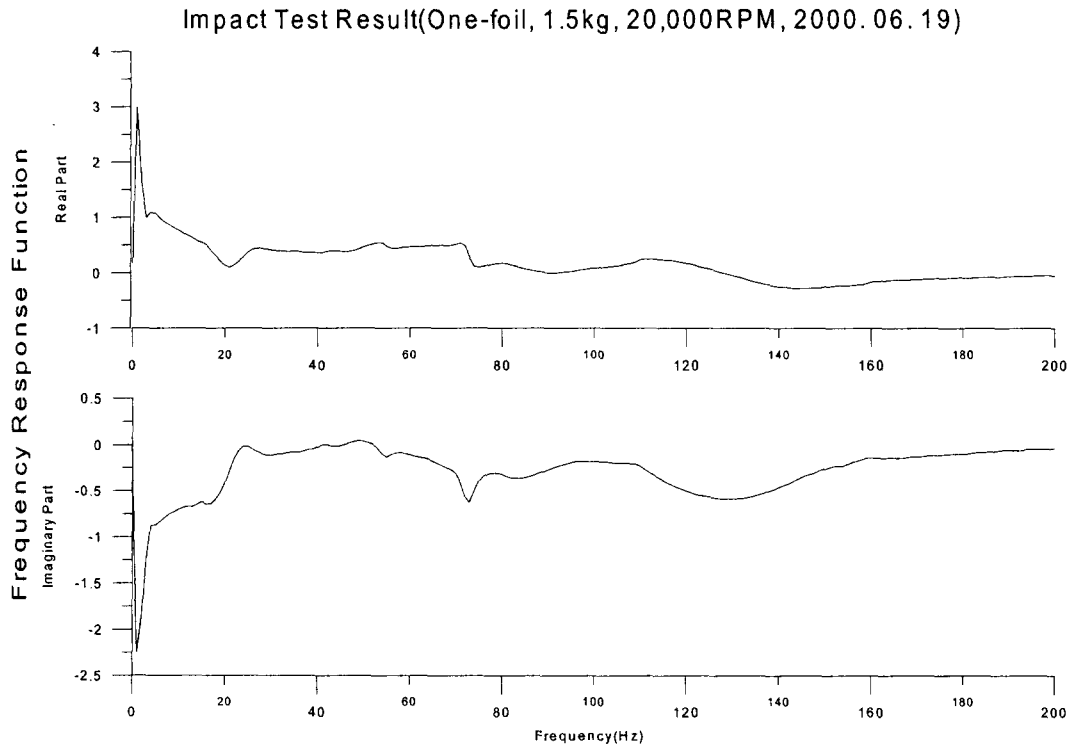


그림 34 20,000RPM에서의 Impact Test 결과

Impact Test Result(One-foil, 1.5kg, 30,000RPM, 2000. 06. 19)

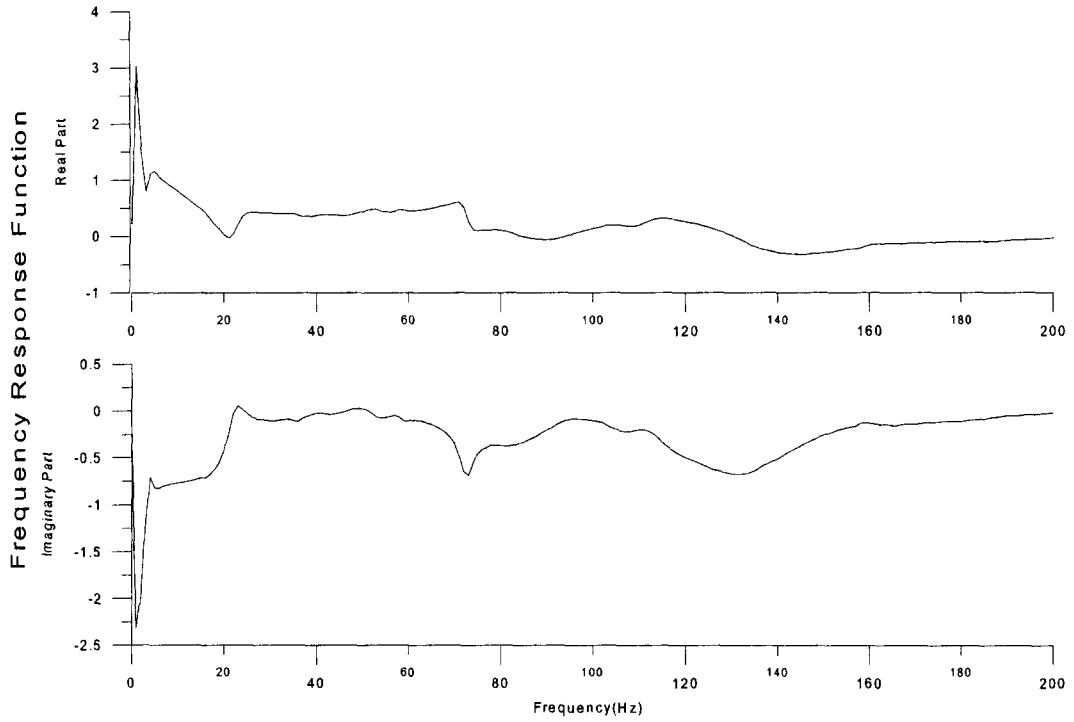


그림 35 30,000RPM에서의 Impact Test 결과

Impact Test Result(One-foil, 1.5kg, 40,000RPM, 2000. 06. 19)

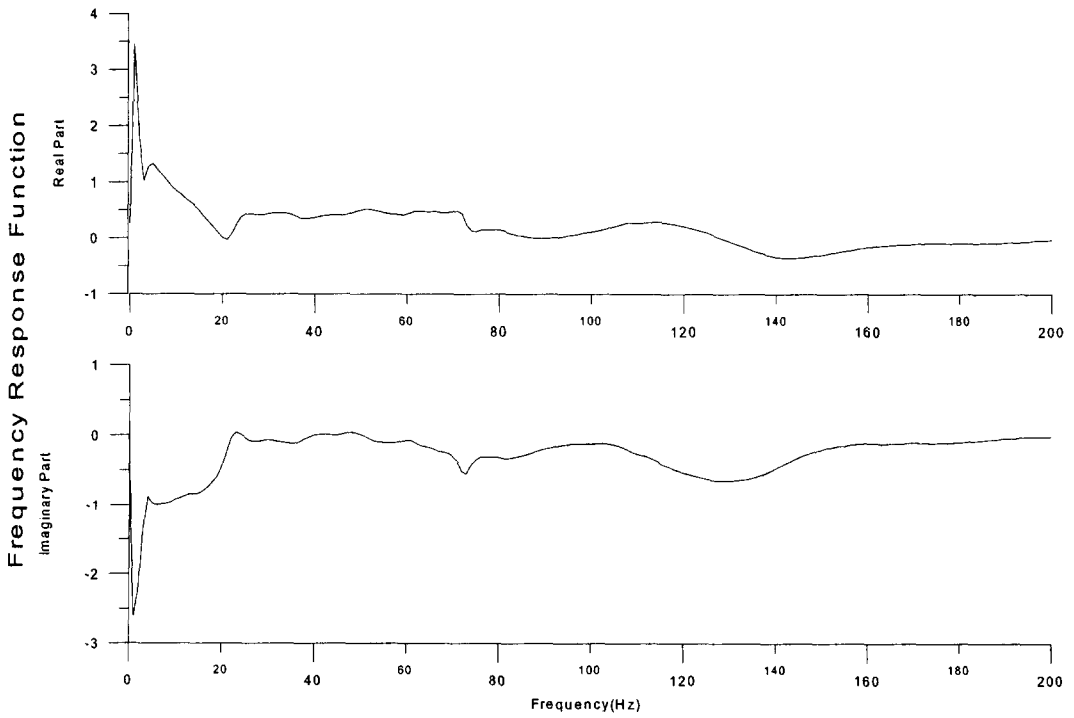


그림 36 40,000RPM에서의 Impact Test 결과

Impact Test Result(One-foil, 1.5kg, 50,000RPM, 2000. 06. 19)

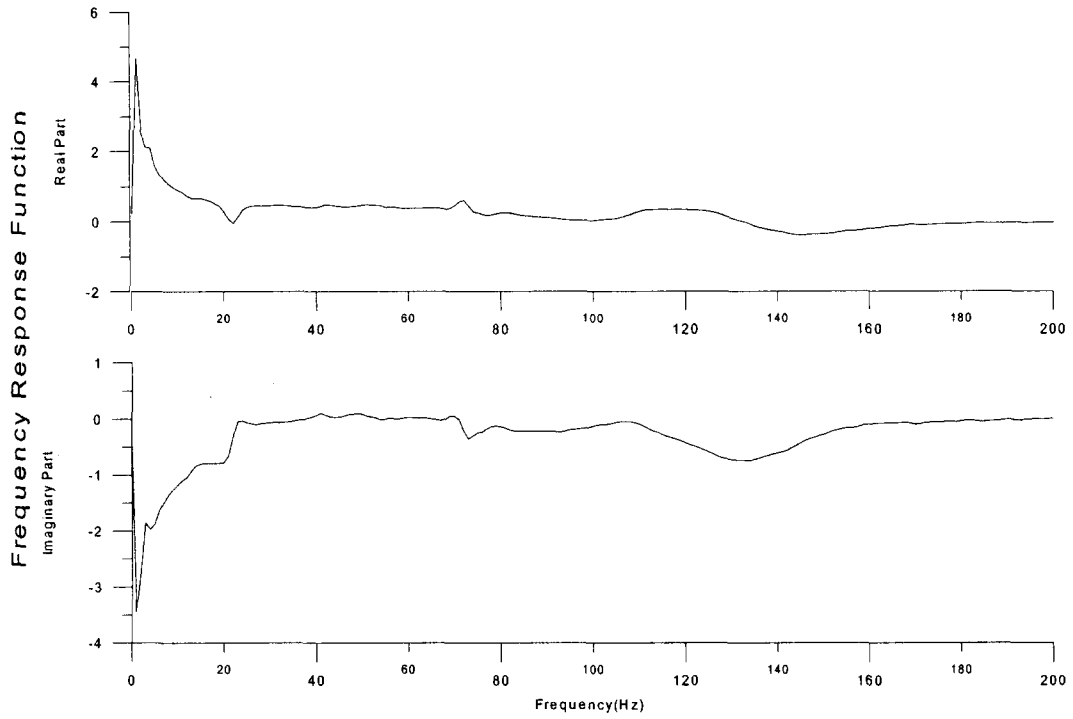


그림 37 50,000RPM에서의 Impact Test 결과

Impact Test Result(One-foil, 1.5kg, 60,000RPM, 2000. 06. 19)

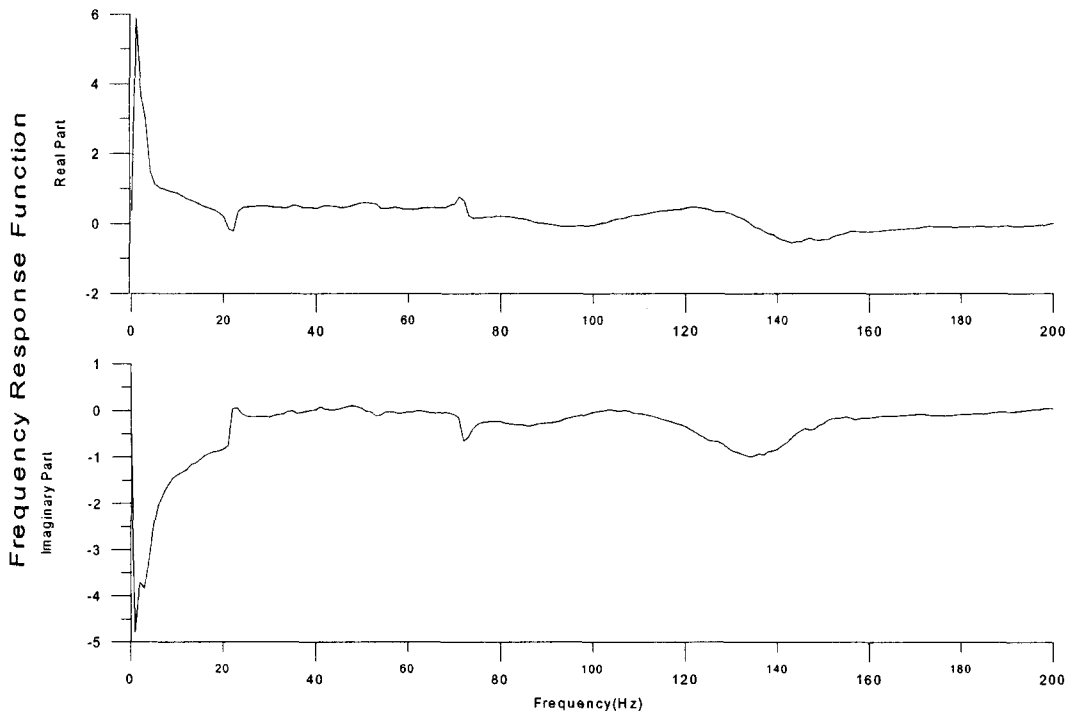


그림 38 60,000RPM에서의 Impact Test 결과

표 19는 하우징에 1kg의 추를 추가한 상태에서 회전속도 변화에 따른 AFB의 강성계수와 감쇠계수를 나타낸다. 계산결과 회전속도 변화에 따라 강성계수의 변화는 표 18의 결과와 마찬가지로 약간씩 증가하지만 표 18과 비교하였을 때 하우징의 무게 증가에 따라 강성이 증가하는 것을 알 수 있다. 그리고 감쇠계수에 있어서는 20,000 rpm을 제외한 회전속도에서 감쇠계수가 감소하지만 표 18의 1.555 kg 하우징에 비해 감쇠계수가 크게 증가하는 것을 알 수 있다. 이것은 하우징의 정하중 증가에 따라 간극에서의 압력 증가로 인하여 강성계수가 증가하고, 점성감쇠 증가로 인하여 감쇠계수가 증가한다는 것을 알 수 있다.

표 19 회전속도 변화에 따른 강성계수와 감쇠계수 : 2.555 kg의 정하중

회전속도	20,000 rpm	30,000 rpm	40,000 rpm	50,000 rpm
강성계수	1.50e6 N/m	1.60e6 N/m	1.60e6 N/m	1.79e6 N/m
감쇠계수	441 N/m/sec	572 N/m/sec	566 N/m/sec	377 N/m/sec

아래의 그림에 무게 1kg을 추가하고 RPM에 따라 Impact Test를 통해 얻은 Frequency Response Function을 나타내었다.

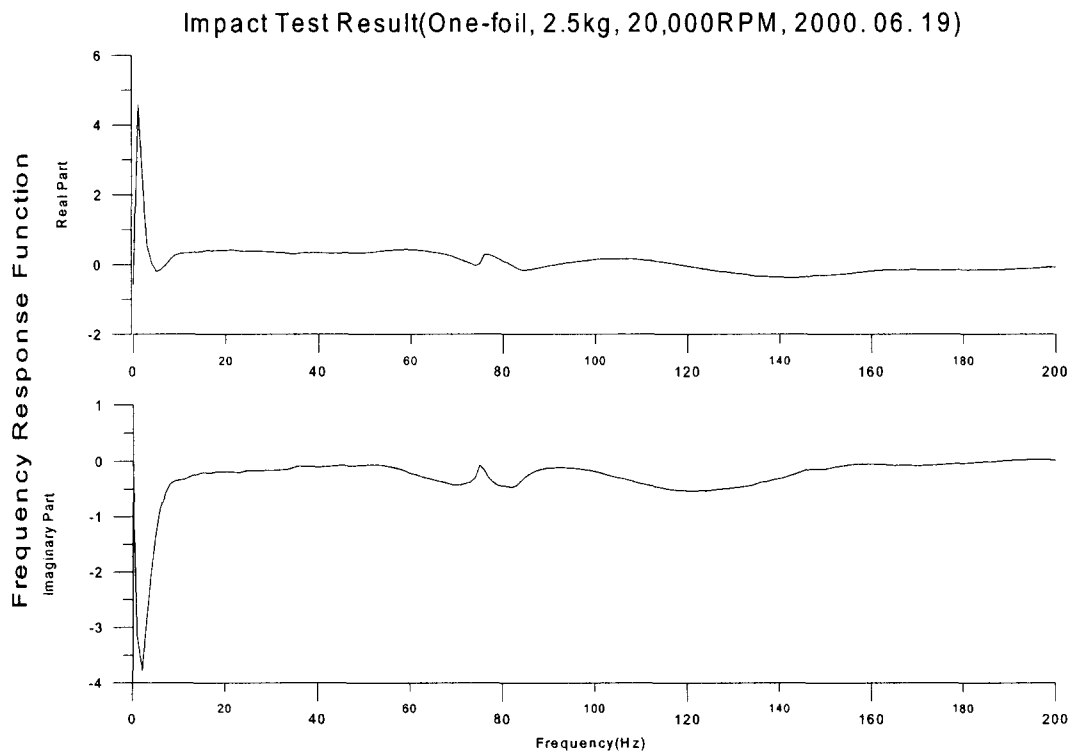


그림 39 20,000RPM에서의 Impact Test 결과(무게 1kg 추가)

Impact Test Result(One-foil, 2.5kg, 30,000RPM, 2000. 06. 19)

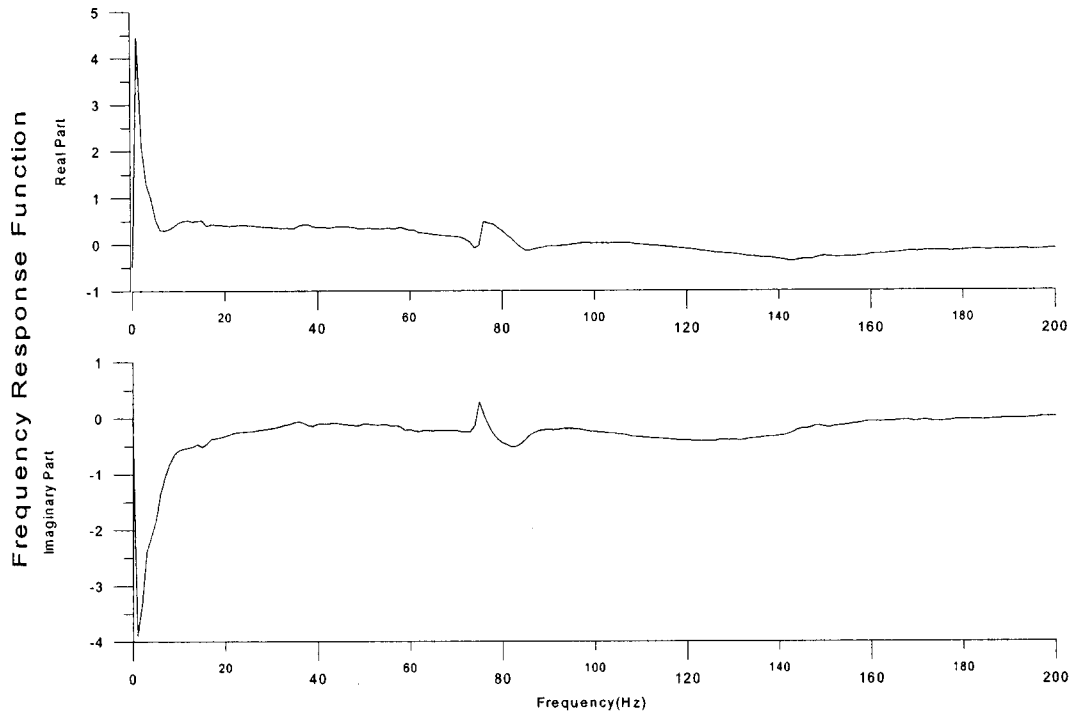


그림 40 30,000RPM에서의 Impact Test 결과(무게 1kg 추가)

Impact Test Result(One-foil, 2.5kg, 40,000RPM, 2000. 06. 19)

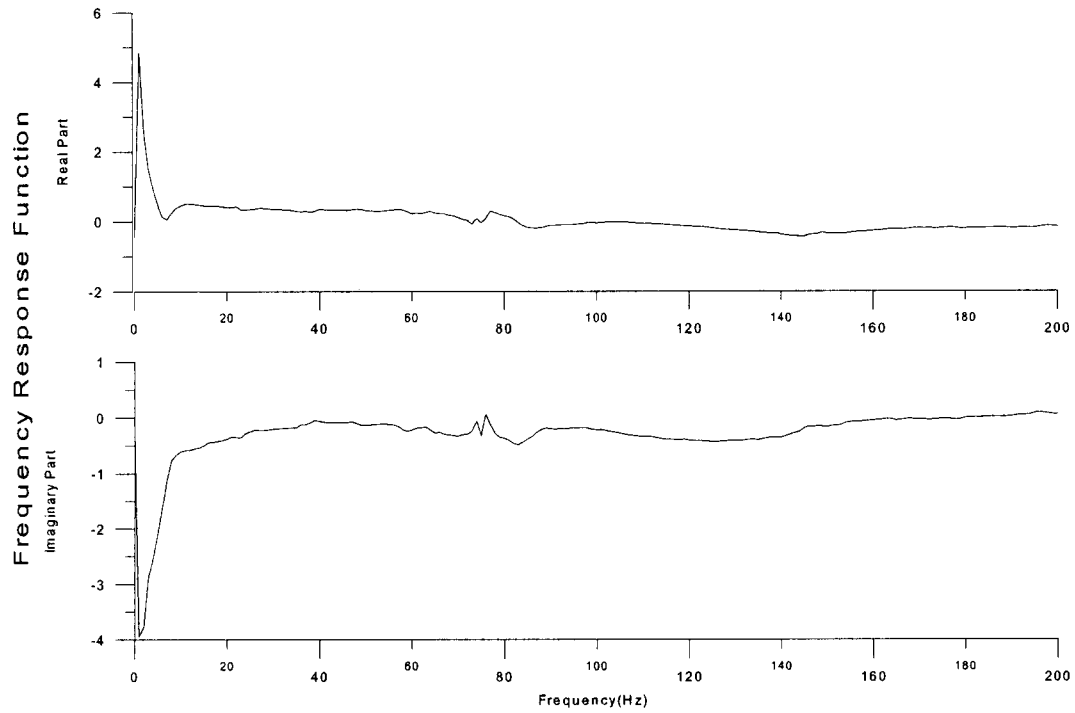


그림 41 40,000RPM에서의 Impact Test 결과(무게 1kg 추가)

Impact Test Result(One-foil, 2.5kg, 50,000RPM, 2000.06.19)

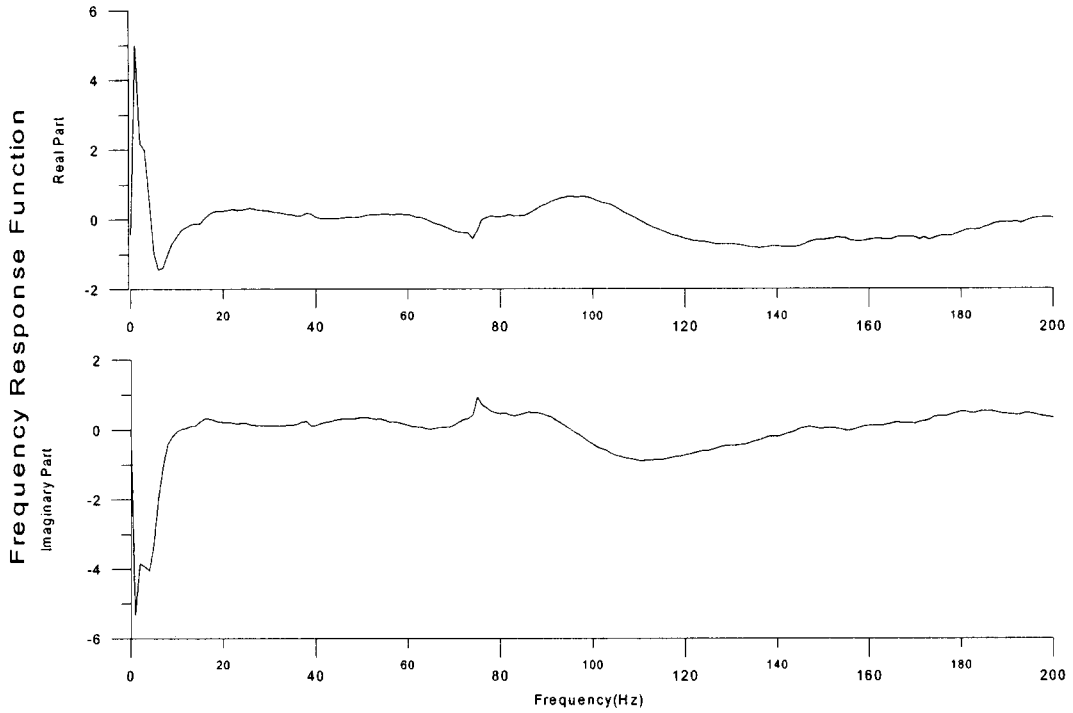


그림 42 50,000RPM에서의 Impact Test 결과(무게 1kg 추가)

표 20은 26,000 rpm으로 회전체가 회전하는 동안 하우징 질량 변화에 대한 강성계수와 감쇠계수 변화를 나타내는 것으로 하우징의 질량 증가에 따라 강성계수는 증가하지만 감쇠계수는 3.555 kg인 경우 약 707 N/m/sec로 최대가 되었다가 다시 감소하는 경향을 보이고 있다. 이것은 정하중 증가에 의해 점성감쇠는 점점 증가하지만 어느 정도 이상 증가하다 감소한다는 것을 알 수 있다.

표 20 정하중 변화에 따른 강성계수와 감쇠계수 : 26,000 rpm

정하중	1.555 kg	2.555 kg	3.555 kg	4.555 kg	5.555 kg
강성계수	1.02e6 N/m	1.40e6 N/m	1.27e6 N/m	1.56e6 N/m	1.70e6 N/m
감쇠계수	235 N/m/sec	514 N/m/sec	708 N/m/sec	665 N/m/sec	405 N/m/sec

이러한 점은 감쇠계수에 있어서 표 18에서는 정하중이 1.555 kg인 경우, 20,000 rpm 부근, 표 19에서는 2.555 kg인 경우, 30,000 rpm 부근, 그리고 표 20에서는 26,000 rpm에서, 3.555 kg 부근으로 하우징의 질량에 따라 감쇠계수가 최대가 되는 회전속도가 변한다는 것을 알 수 있다. 이에 대한 경향을 파악하기 위해서는 추가적인 해석과 실험을 통하여 회전속도와 정하중 변화에 따른 감쇠계수 변화의 관찰이 필요할 것으로 생각된다.

Impact Test Result(One-foil, 1.5kg, 26,000RPM, 2000. 06. 17)

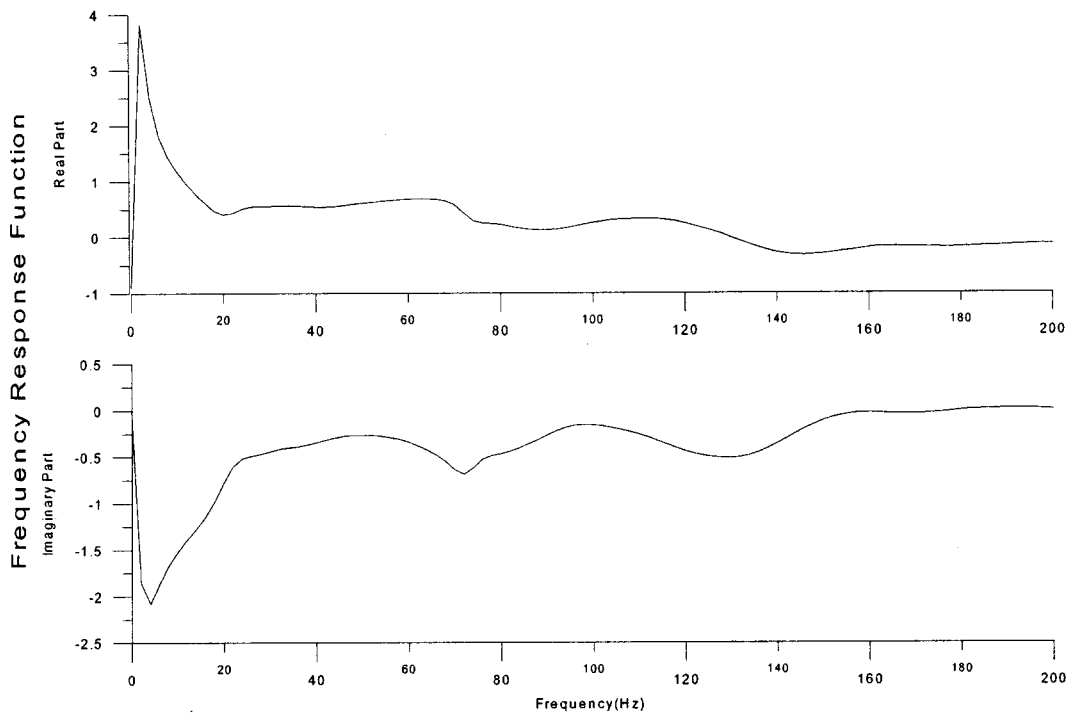


그림 43 26,000RPM에서의 하중이 없을 때의 Impact Test 결과

Impact Test Result(One-foil, 2.5kg, 26,000RPM, 2000. 06. 17)

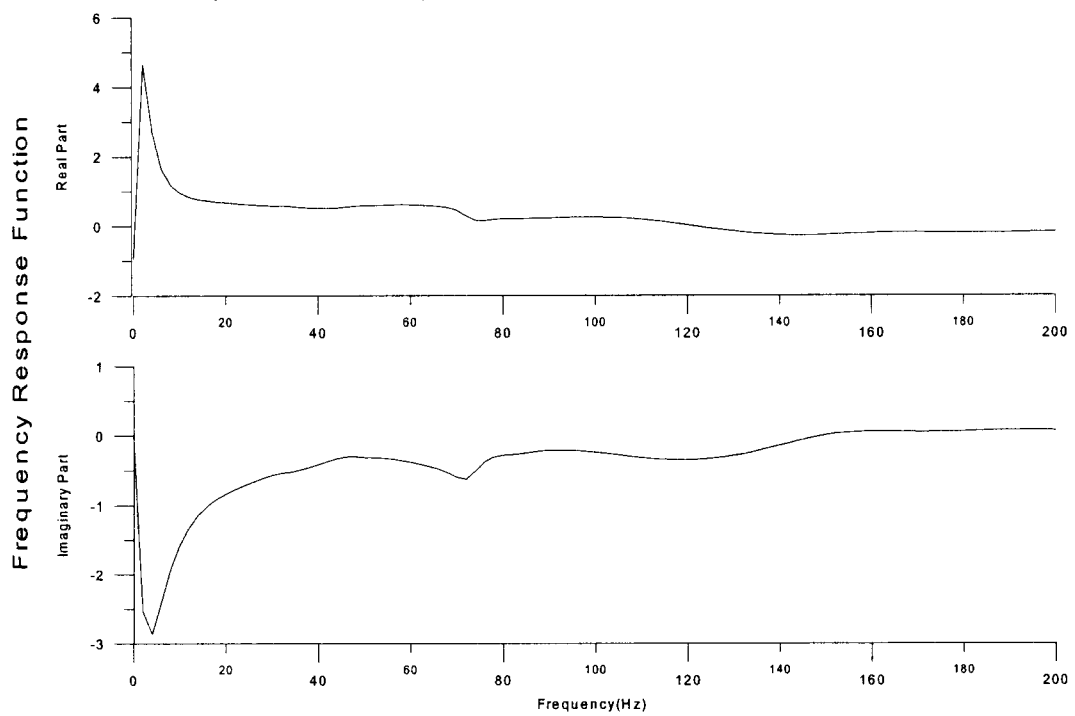


그림 44 26,000RPM에서 하중1kg일때의 Impact Test 결과

Impact Test Result(One-foil, 3.5kg, 26,000RPM, 2000. 06. 17)

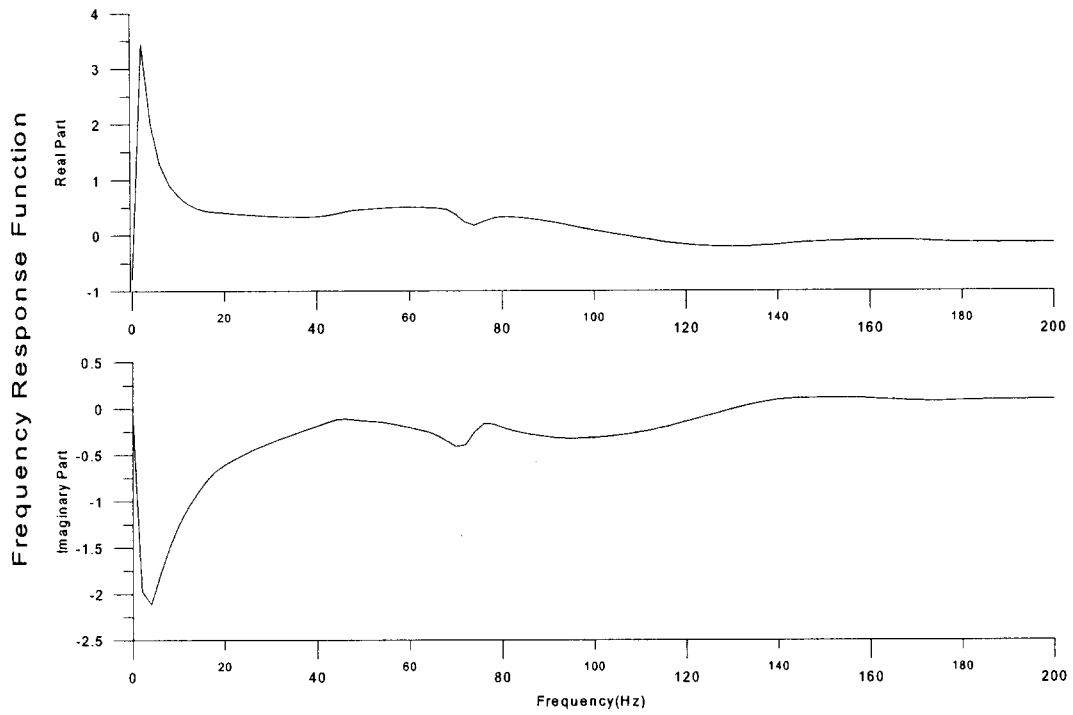


그림 45 26,000RPM에서 하중2kg일때의 Impact Test 결과

Impact Test Result(One-foil, 4.5kg, 26,000RPM, 2000. 06. 17)

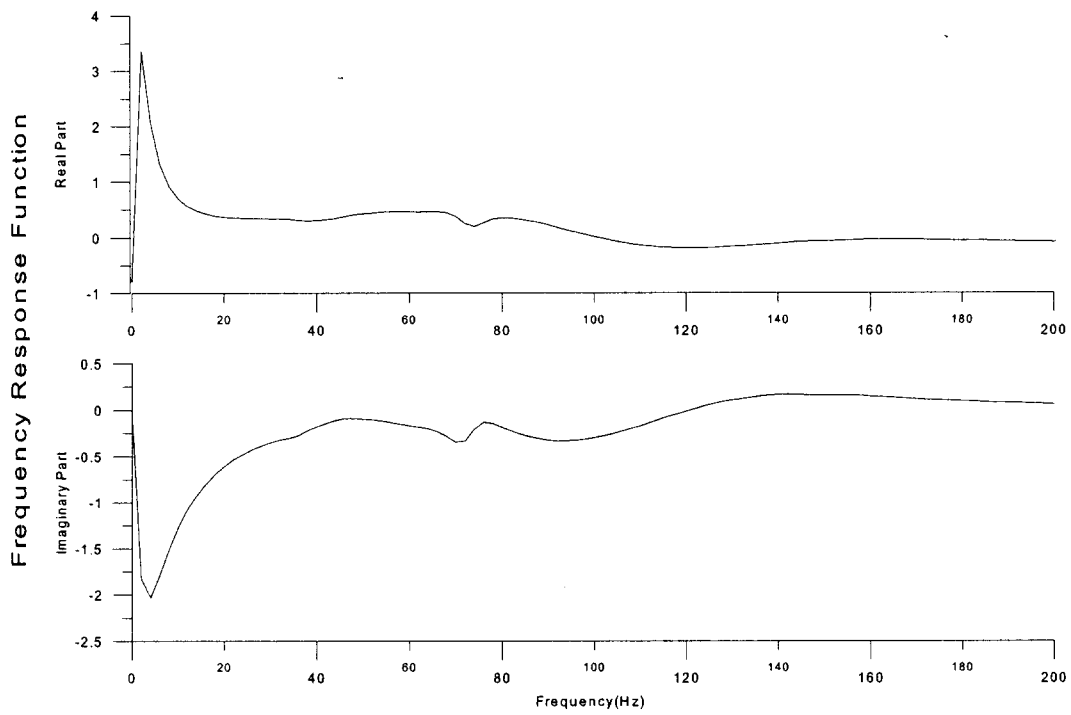


그림 46 26,000RPM에서 하중3kg일때의 Impact Test 결과

Impact Test Result(One-foil, 5.5kg, 26,000RPM, 2000. 06. 17)

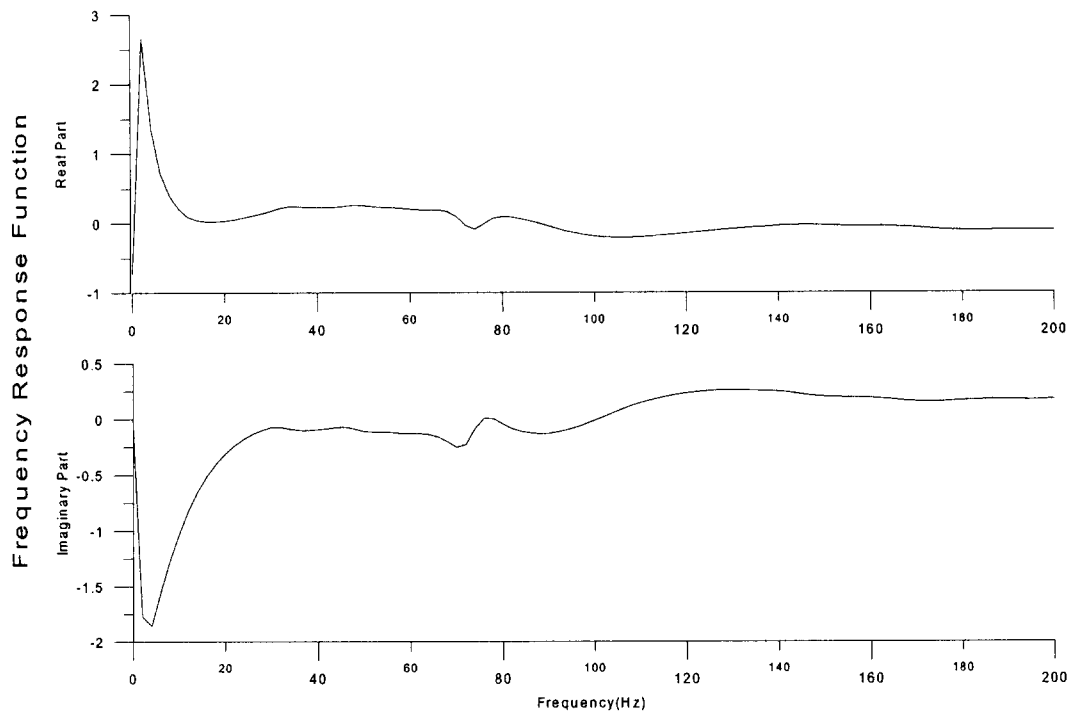


그림 47 26,000RPM에서 하중4kg일때의 Impact Test 결과

제 3 절 향상된 Damping을 가지는 AFB 개발

앞에서의 시험결과에 따르면 기존 AFB의 Damping이 작아 Supercritical Rotor에 적용이 어렵고, 외부진동이나 가진에 약하다. 따라서 기존의 베어링보다 Damping이 큰 새로운 베어링을 설계할 필요가 있다. AFB의 Damping은 Viscous Damping, Friction Damping이 주를 이룬다. 이중 Viscous Damping은 공기에 의한 것으로 공기의 성질이 정해져 있기 때문에 크게 바꾸기는 어렵고 대신 Friction Damping은 포일의 재질이나 마찰면 등을 조절하면 향상될 수 있다. 이에 착안하여 다음과 같은 베어링을 설계하였다.

1. 개선된 AFB의 형상

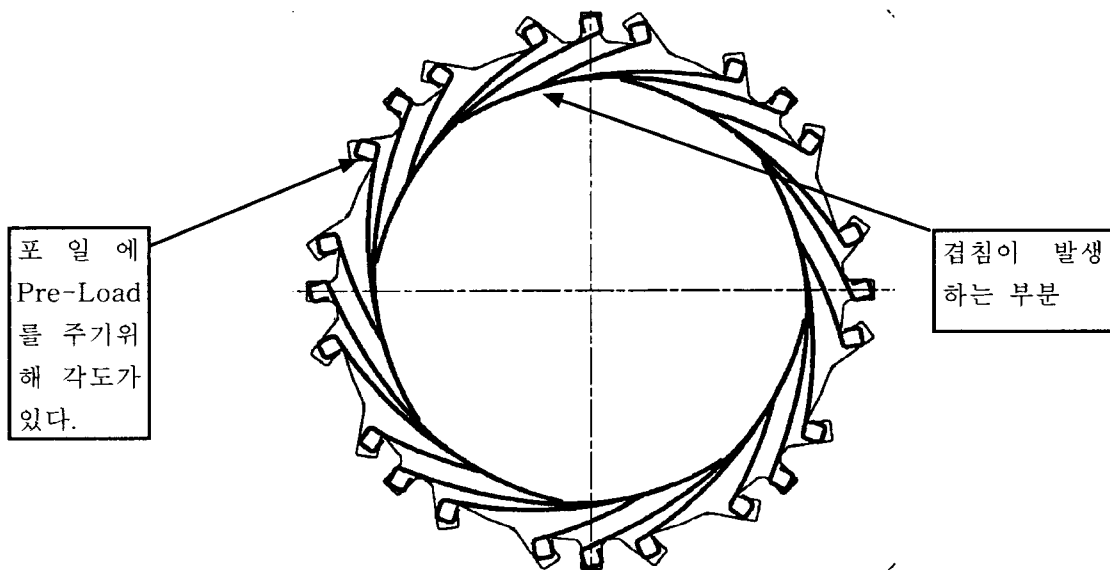


그림 48 Multi-layer Air Foil Bearing

개선된 에어 베어링은 위의 그림과 같은 형상을 가지며 이름을 Multi-layer Air Foil Bearing이라 하였다.

2. Multi-layer AFB의 설계 방향

위의 그림에서 보듯이 기본적인 Damping 향상의 방법은 포일의 겹침이다. 위에서 언급하였듯이 공기에 의한 Viscous Damping은 그 향상이 어려울 것이기 때문에 마찰에 의한 Friction Damping을 키우고자 하는 것이다. Friction Damping을 증가시키기 위해서는 Normal Force와 면의 마찰계수를 크게 하면 되는데 Normal Force를

증가시키기 위하여 길이가 각각 다른 2개의 포일의 주 포일 밑에 장착한다.
아래에 나와 있는 기존의 Single-layer Air Foil Bearing과 비교해보면 그 차이를
쉽게 알 수 있다.

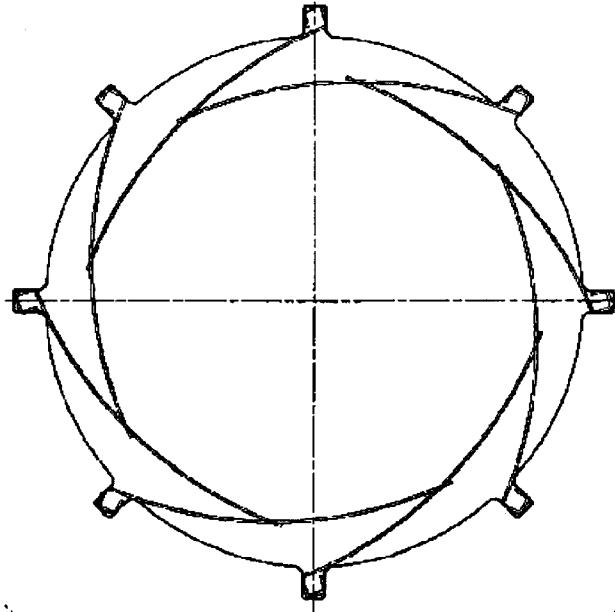


그림 49 기존의 Single-layer Air Foil Bearing

추가되는 보조 포일들은 그 길이가 각각 다르게 제작되어, 장착되면 포일의 끝부분이 같은 지점에서 만나게 되어있다. 이렇게 한 이유는 두 개의 보조 포일들이 만나는 지점이 압력에 의한 힘을 가장 많이 받는 부분이기 때문이다. 이 문제는 베어링의 해석을 통해 베어링 틈새 내에서의 압력분포를 얻어 가장 압력이 높은 부분을 찾은 것이다. 아래의 그림 50에 Radial Bearing의 포일 1개에 대한 대표적인 압력 분포를 나타내었다. 그림에서 보면 포일의 시작에서 80%내외의 지점에서 가장 큰 압력이 발생하고 있는 것을 알 수 있다.

이렇게 함으로서 2개의 포일의 끝 부분이 Normal Force가 가장 큰 위치에 오게 되며, Friction Damping이 커지게 된다. 포일을 장착할 때에는 곡률과 적절한 각도를 가지게 하여 항상 포일의 끝 부분이 닿게 하여야 한다.

그리고 포일의 장착 슬롯에 각도를 주어 장착 후 로터를 조립하면 포일이 케이스 쪽으로 밀리면서 Pre-load를 받도록 하였다. 이렇게 함으로서 베어링의 강성을 높일 수 있는데, 베어링의 강성을 올리면 그에 따른 Damping의 향상도 기대할 수 있다. 물론 포일이 갖는 힘이 너무 클 경우 회전 시에 압력에 의한 Lift-off가 되지 않는 문제도 있으므로 보조 포일들의 강성을 적절히 조절할 수 있어야 한다. 본 연구에서는 주 포일은 0.15mm의 두께를 가지고 보조 포일은 0.1mm의 두께를 가지는

베어링을 계획하고 있다.

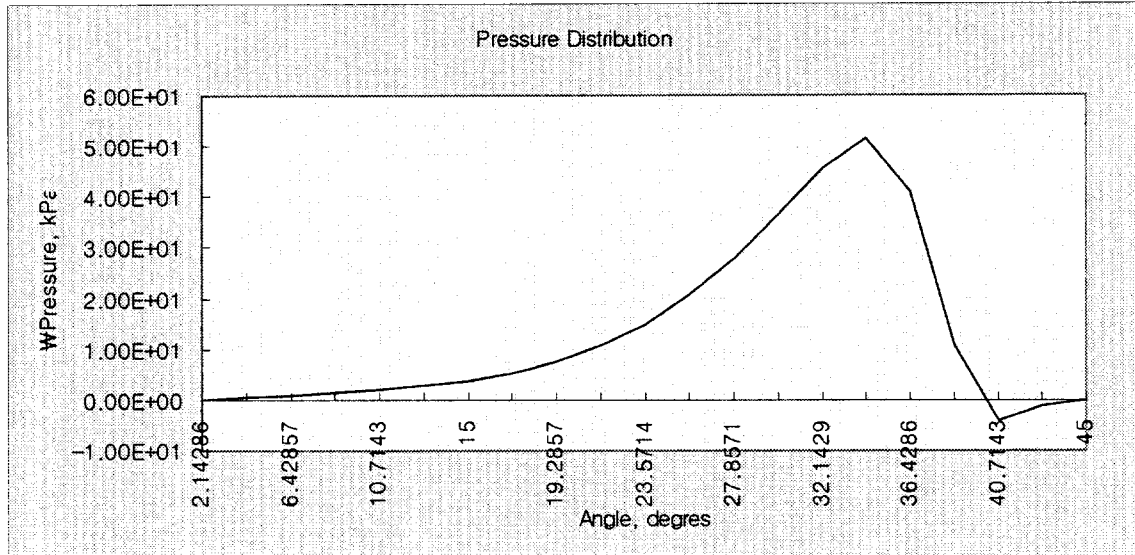


그림 50 Radial Bearing에서의 압력분포

3. 보조 포일의 형상과 코팅

기본적으로 보조 포일은 주 포일과 같은 곡률을 가지게 설계할 수 있다. 그러나 보조 포일의 끝 부분을 위의 주포일과 닿게 하기 위해서는 보조 포일의 곡률을 아주 작게 할 수도 있다.

표 21 보조포일의 형상 자료

	길이(mm)	곡률(mm)	두께(mm)
중간 포일	23.56	40 또는 30	0.15 또는 0.1
짧은 포일	12	40 또는 30	0.15 또는 0.1

보조 포일에는 마찰계수를 크게 하기 위하여 코팅을 하지 않는다. 그리고 필요하면 마찰계수가 큰 코팅을 하여 주 포일의 밑면에서 Friction Damping 효과를 크게 한다.

4. 베어링의 Clearance

Radial Bearing의 Clearance는 베어링의 성능에서 중요한 인자이며, 이에 따라 베어링의 성능과 발열등이 결정된다. 포일이 3장씩 들어가는 Multi-layer AFB에서도 기존의 베어링과 같은 반지름 방향내에서 0.1mm가 되도록 로터와 베어링 케이스를

제작하였다.

5. 구동 시험결과

테스트 베어링을 위와 같은 Multi-layer type으로 제작하고 로터에 조립한 다음 구동시험을 하였다.

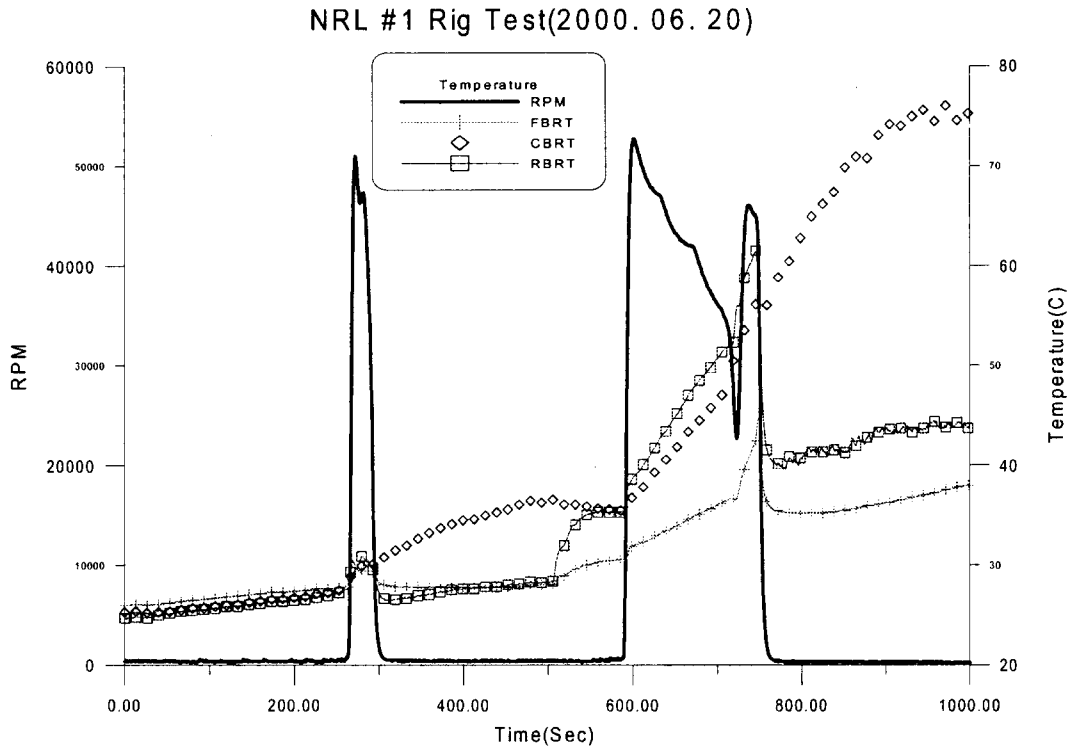


그림 51 Multi-leaf AFB의 구동 시험결과

모든 조건은 Single-layer 베어링에서와 같으며 테스트 베어링만 Multi-layer type으로 바뀌었다. 위의 시험결과에서 알 수 있듯이 초기의 구동 토크가 너무 세기 때문에, 구동하기 위해서 많은 양의 시동공기가 필요하며, 한번 lift가 되고 나면 이때 들어간 많은 양의 공기로 인해 RPM이 순간적으로 올라간다. 그리고 RPM을 낮추면 로터는 그 RPM을 유지하지 못하고 떨어지는 것으로 보아 lift-off speed가 상당히 높은 것을 알 수 있다. 이와 같은 상태라면 터보머신에 적용하기는 어려울 것으로 생각한다.

원인은 다음과 같이 생각할 수 있다.

가. 많은 양의 Pre-load

베어링의 포일에 많은 양의 Pre-load를 주기 위하여 포일의 장착슬롯에 각도를 주었다. 이때 주어진 각도에 따라 Pre-load양이 정해지는데, 그 각도가 너무 커 초기

의 Pre-load를 이기는데 너무 많은 힘이 필요한 것으로 생각한다.

나. 포일의 추가에 따른 강성의 증가

베어링의 틈새에 형성된 압력에 의해 포일들이 로터로부터 떨어져 lift-off가 되는데 3장이 겹쳐져 있는 상태이므로 더 많은 힘이 필요하게 되고 결국 lift-off speed가 높아지게 된다.

위와 같은 문제점들을 해결하기 위해서 다음과 같은 아이디어를 도출하였다.

가. 슬롯의 각도를 줄인다.

포일을 장착하는 슬롯의 각도를 줄여서 Pre-load를 줄여준다. 본 연구에서는 슬롯의 각도가 없는 베어링 케이스를 제작하여 시험할 계획이며, 슬롯 각도와 Pre-load와의 관계에 대해서도 연구할 필요가 있다.

나. 포일의 강성을 줄이기

포일의 강성을 줄이기 위해 포일의 두께를 작게 할 필요가 있다. 현재 쓰고 있는 포일의 두께는 0.15mm인데 이를 0.1mm로 줄여서 시험한다.

위와 같은 방법으로 개선하여 시험한 결과 분명한 Damping의 향상이 있는 것으로 나타났다.

제 4 절 Multi-layer Air Foil Bearing 설계 결과

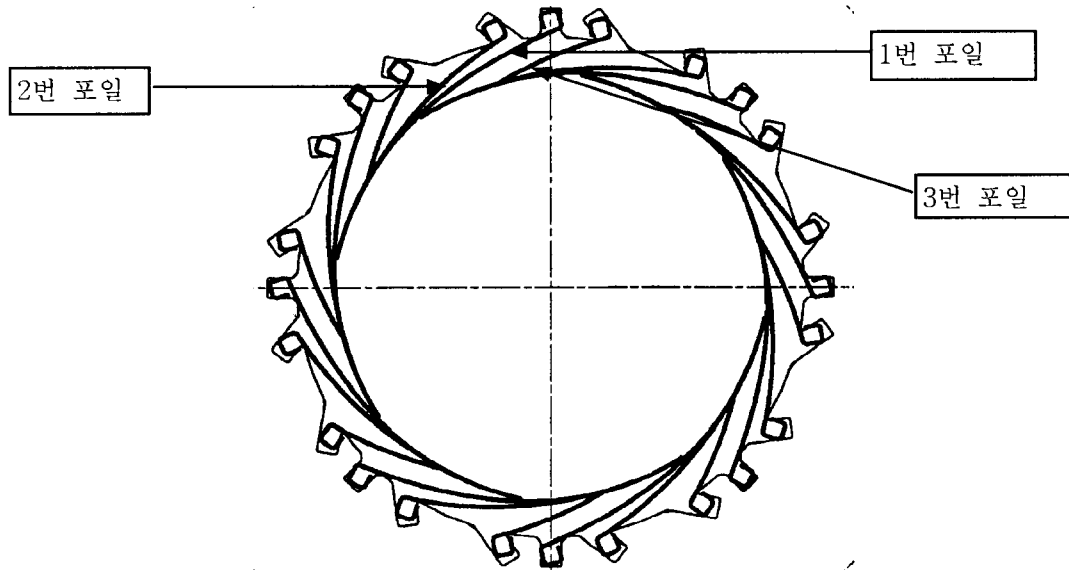


그림 52 Multi-layer Air Foil Bearing

Multi-layer 에어 베어링은 위와 같은 형상을 가지고 있다. 위의 그림에서 보면 포일 1, 2, 3을 겹치는 구조로 만들었는데, 이 겹치는 포일의 길이, 곡률, 두께를 어떻게 조정하느냐에 따라서 베어링의 특성이 바뀌게 된다. 베어링에서 포일이 겹치는 구체적인 형상은 아래의 그림과 같다.

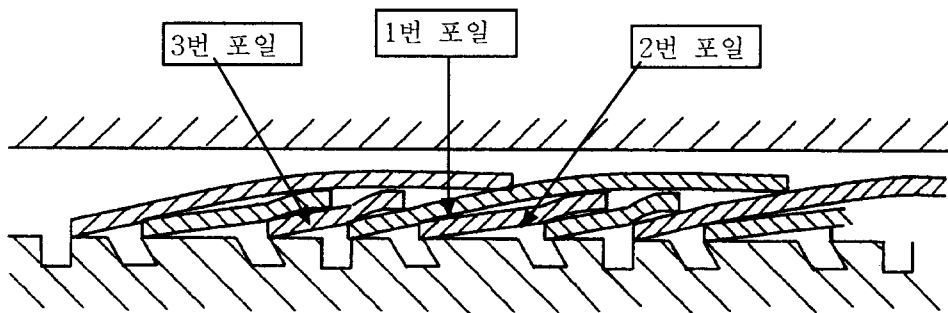


그림 53 Multi-layer Air Foil Bearing에서의 포일의 겹침

그림에서 보면 겹침이 가장 많은 부분은 최대 3장의 포일이 겹치는 것을 알 수 있다.

위와 같은 Multi-layer 에어 베어링에 대해 설계한 결과는 다음과 같다.

표 22 Single-layer 베어링 사양

베어링 구성	치수
직경	50mm
길이	55mm
포일 길이	34.7mm
포일 곡률	40mm
Clearance	100um

표 23 2-layer 베어링 사양

베어링 사양	치수
직경	50mm
길이	55mm
포일 길이	34.7mm
포일 곡률	40mm
포일 두께	0.15mm
Clearance	100um

추가 포일 사양	치수
포일 길이	23.5mm
포일 곡률	40mm
포일 두께	0.15mm

표 24 3-layer 베어링 사양

베어링 사양	치수	추가 포일 사양		추가 포일 사양	
직경	50mm	추가 포일 사양	치수	추가 포일 사양	치수
길이	55mm	포일 길이	23.5mm	포일 길이	12mm
포일 길이	34.7mm	포일 곡률	40mm	포일 곡률	40mm
포일 곡률	40mm	포일 두께	0.15mm	포일 두께	0.15mm
포일 두께	0.15mm				
Clearance	100um				

위의 구성에서 알 수 있듯이 3종류의 베어링이 완성되고 이 각각의 베어링에 대해 베어링의 특성을 알 수 있는 실험을 하였다. 실험은 static test와 동특성 실험으로 이루어진다.

정지 상태에서의 하중-변위 시험, 즉 static test에서는 포일의 강성을 알 수 있다. 에어 베어링에서는 에어의 강성보다 포일의 강성이 월등히 지배적이기 때문에 포일의 강성을 알 수 있으면 베어링의 강성을 알 수 있다. 그리고 주어진 clearance에 대해 하중을 가하다 보면 최대 하중을 알아 낼 수 있다. 따라서 static test에서는 에어 베어링의 주요 parameter를 알 수 있기 때문에, 베어링 운

용시험 전에 하는 매우 중요한 test가 된다

실험은 3가지 베어링에 대해서 각각 실시하였으며, 결과를 아래의 그래프로 나타내었다.

1. 1-layer AFB 실험 결과

Static Stiffness (1 Layer, 50-55, 40radius AFB)

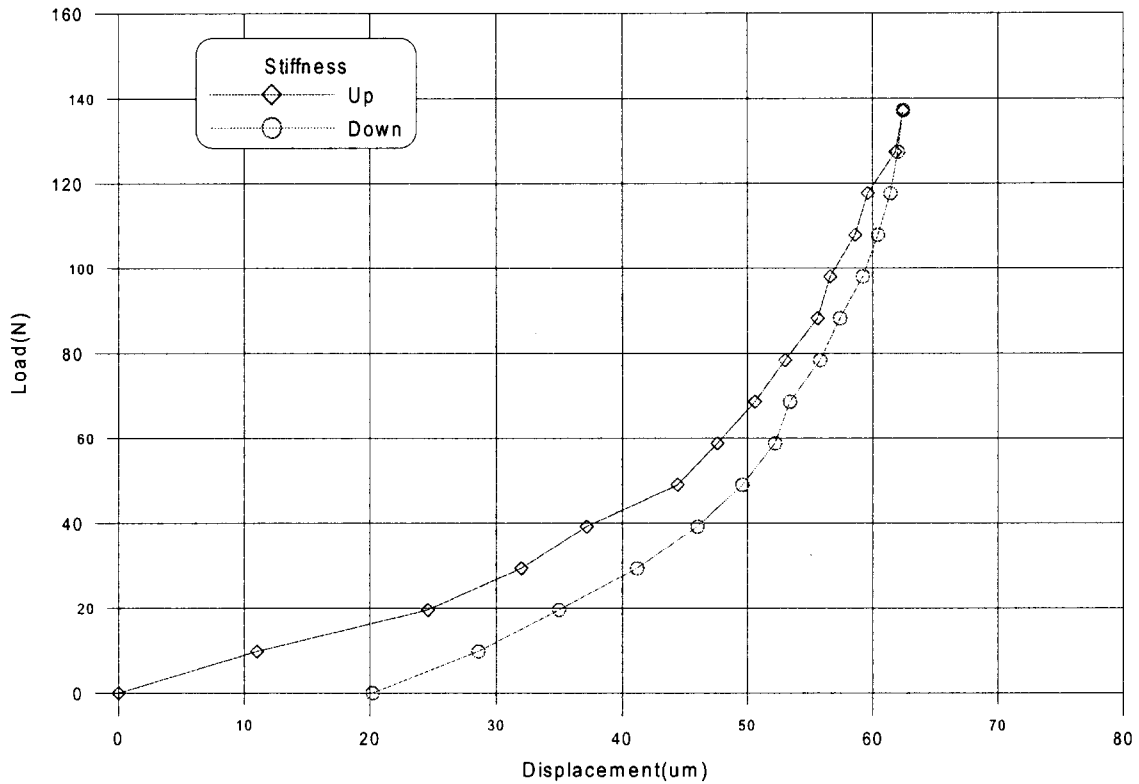


그림 54 Single-layer 강성 실험 결과

실험은 1kg의 추를 1개씩 가하면서 변위센서로 변위를 측정하였다. 베어링의 hysteresis 특성을 알기 위하여 하중을 가했다가, 역으로 제거하면서도 변위를 측정하였다. 위의 그림에서 마름모꼴로 표시된 선이 하중을 가할 때의 변위곡선이고, 동그라미로 표시된 선이 하중을 제거하면서 측정한 변위곡선이다. 위의 그래프를 분석해보면 다음을 알 수 있다.

☞ 최대 하중 : 140N

그래프 상에서 하중을 늘려도 변위가 더 이상 증가하지 않는 마지막 부분이 있다. 이 부분에서는 포일이 케이스에 닿아 더 이상 뒤로 움직일수 없는 상태에 이른것인데, 이렇게 되면 베어링에서는 더 이상의 로드를 받아줄 수 없게 된다. 이때가 허

용할 수 있는 최대 하중이 된다. 위의 그래프에서는 140N 근처에서 기울기가 많이 꺾어지게 되므로 최대 하중에 이르렀다고 볼 수 있다. 물론 이는 회전에 의한 공력적인 힘이 없는 상태이므로 실제 운용중에는 이보다 올라간다.

☞ 강성 : 1.1E6 N/m

AFB의 강성은 비선형성을 나타낸다. 포일의 겹침에 의해서 비선형성이 나타나며, 운용중에는 공력에 의해 비선형성이 나타난다. 따라서, AFB의 강성계산에서는 그래프의 아래쪽에 위치하는 선형구간의 강성을 대표강성으로 얘기하는 것이 일반적이다. 여기서도 하중 49N, 변위 44.4um까지의 구간을 선정하여 강성을 계산하였다.

☞ Hysteresis

하중을 가할 때와 제거할 때의 변위곡선이 차이가 발생하는데, 이는 friction에 의해 발생하는 hysteresis로 운용중에는 댐핑으로 작용한다. 이 면적이 클수록 friction 댐핑이 크다고 볼 수 있다.

2. 2-layer AFB 실험 결과

Static Stiffness (2 Layer, 50-55, 40radius AFB)

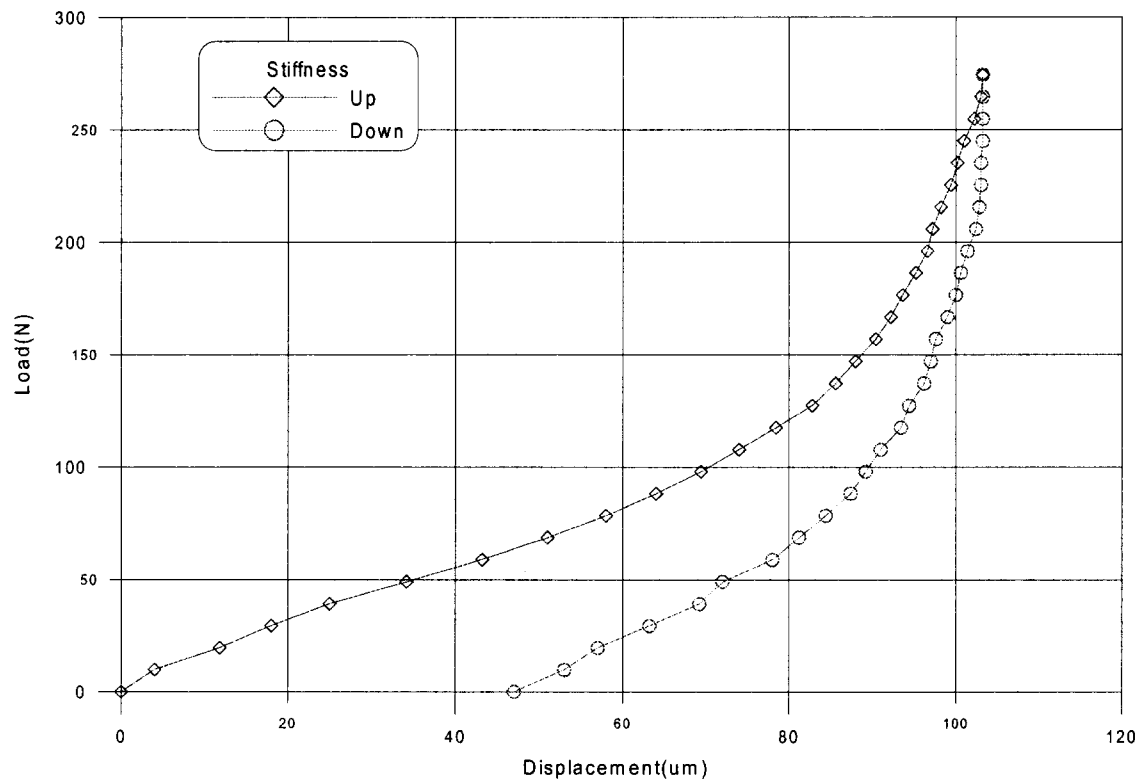


그림 55 2-layer 강성 실험 결과

☞ 최대 하중 : 270N

포일을 2장 겹침으로 인해서 load capacity가 올라가는 것을 알 수 있다.

☞ 강성 : 1.3E6 N/m

위의 경우와 마찬가지로 하중 80N, 변위 60um에 대해서 강성을 계산하였다.

그러나 비선형성이 나타나는 구간에서부터는 하중이 많이 늘어나면서 기울기가 커진다. 따라서 베어링의 강성은 크게 증가된다는 것을 알 수 있다. 위의 최대하중이 1.9배 증가한 것을 보면 이와 같은 사실을 잘 알 수 있다.

☞ Hysteresis

1-layer의 경우보다 hysteresis 선도상의 면적이 더 커서 friction damping이 클 것으로 예상할 수 있다.

3. 3-layer AFB 실험 결과

Static Stiffness (3 Layer, 50-55, 40radius AFB)

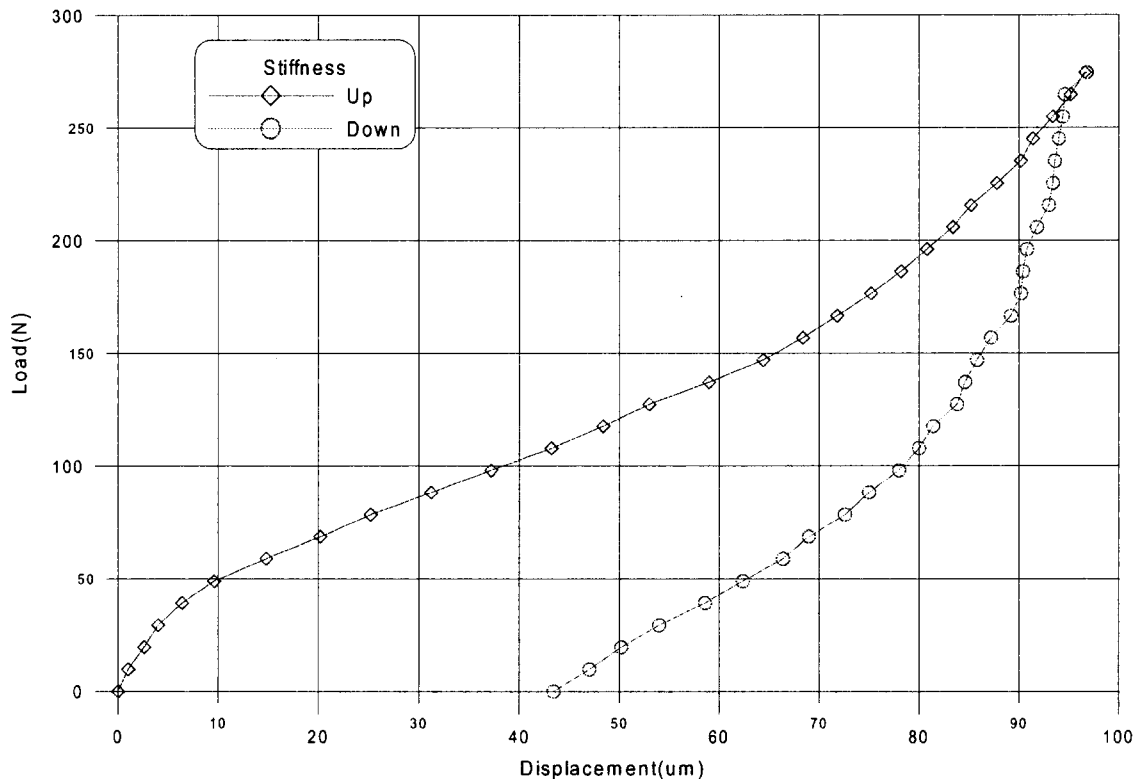


그림 56 3-layer 강성 실험 결과

☞ 최대 하중 : 300N 이상

최대 하중은 300N이상 될 것으로 예상되나 준비된 추의 무게가 한정되어 있어 더 이상 실험을 할 수가 없었다.

강성 : 1.7E6 N/m

Hysteresis

면적은 2-layer 보다 더 커진 것을 알 수 있다.

위의 static test에서 잘 알 수 있듯이 포일의 겹침을 이용한 multi-layer 베어링이 에어 베어링의 성능을 증가시키는 확실한 효과가 있는 것으로 나타났다.

이와 같은 결과를 바탕으로 에어 베어링의 동특성 실험을 진행하였다. 실험방법은 다음과 같다. 시험리그를 가진기 위에 올려 놓은 상태에서 가진시험을 수행하여 주파수 응답함수(FRF)를 구하고, 이로부터 AFB의 강성계수와 감쇠계수를 해석결과와 계산, 비교한다.

- 시험 리그를 가진기 위에서 Random 가진
- 측정 : 가진기의 진동을 입력, 시험기 로터 Sleeve 양끝단에서의 진동을 출력으로 하여 FRF를 구함
- 측정된 진동신호의 고유진동수(ω_n)와 감쇠비(ξ)를 계산
- AFB의 강성과 감쇠계수에 따른 시험리그의 불균형응답으로부터 고유진동수와 감쇠비를 계산
- 실험과 해석결과가 일치하는 강성과 감쇠계수를 구함

4. Single-layer 에어 베어링 동특성 실험 결과

표 25 Single-layer 에어 베어링의 동특성

회전속도	위치	실험		해석	
		고유진동수	감쇠비	강성계수	감쇠계수
17518 rpm	전방	110 Hz	0.094	2.30 E6 N/m	387 N/m/sec
	후방	110 Hz	0.085		334 N/m/sec
20000 rpm	전방	109.5 Hz	0.078	2.30 E6 N/m	292 N/m/sec
	후방	110 Hz	0.068		228 N/m/sec
30000 rpm	전방	107 Hz	0.077	2.20 E6 N/m	285 N/m/sec
	후방	108 Hz	0.062		194 N/m/sec
40000 rpm	전방	105 Hz	0.069	2.10 E6 N/m	235 N/m/sec
	후방	105.5 Hz	0.059		173 N/m/sec
50000 rpm	전방	103 Hz	0.060	2.02 E6 N/m	179 N/m/sec
	후방	103 Hz	0.051		122 N/m/sec
60000 rpm	전방	101.5 Hz	0.048	1.95 E6 N/m	102 N/m/sec
	후방	101.5 Hz	0.040		52 N/m/sec

위의 결과에서 보면 베어링의 강성은 $2E6 \text{ N/m}$ 정도이며 감쇠계수(Damping coefficient)는 200 N sec/m 전후인 것으로 나타났다. 이 값들은 해석치 보다 다소 낮게 나온 값들이며, 볼 베어링에 비하면 상당히 낮은 값들이다. 설계자가 생각하는 에어 베어링의 적절한 강성값은 $1E7 \text{ N/m}$ 이며, 감쇠계수는 $500 \sim 1,000 \text{ N sec/m}$ 이다. 이와 같은 값을 가지도록 하기 위하여 multi-layer type이나 bump type의 에어 베어링을 개발할 필요가 있는 것이다.

5. 2-layer 에어 베어링 동특성 실험 결과

표 26 2-layer 에어 베어링의 동특성

회전속도	위치	실험		해석	
		고유진동수	감쇠비	강성계수	감쇠계수
20000 rpm	전방	137.7 Hz	0.063	$3.6 E6 \text{ N/m}$	265 N/m/sec
	후방	137.3 Hz	0.062		260 N/m/sec
30000 rpm	전방	136.6 Hz	0.054	$3.5 E6 \text{ N/m}$	185 N/m/sec
	후방	135.4 Hz	0.056		200 N/m/sec
40000 rpm	전방	133.8 Hz	0.049	$3.35 E6 \text{ N/m}$	141 N/m/sec
	후방	132.3 Hz	0.057		202 N/m/sec
50000 rpm	전방	132.4 Hz	0.046	$3.25 E6 \text{ N/m}$	115 N/m/sec
	후방	129.6 Hz	0.050		145 N/m/sec
60000 rpm	전방	126.7 Hz	0.047	$3.0 E6 \text{ N/m}$	116 N/m/sec
	후방	126.4 Hz	0.041		62 N/m/sec

6. 3-layer 에어 베어링 동특성 실험 결과

시험방법

- AFB 시험리그에서 시험용 AFB 하우징에 대해 Impact Test를 수행
- 측정 : Impact Hammer의 힘을 입력, 하우징의 가속도 신호를 출력으로 하여 FRF를 구함
- 측정된 진동신호의 고유진동수(ω_n)와 감쇠비(ξ)를 계산
- AFB의 강성과 감쇠계수에 따른 불균형응답으로부터 고유진동수와 감쇠비를 계산
: 불균형의 위치는 하우징으로 하고 하우징에서의 불균형응답을 구함
- 실험과 해석결과가 일치하는 강성과 감쇠계수를 구함

표 27 3-layer 에어 베어링의 동특성

Static Load		34,000 rpm	40,000 rpm	50,000 rpm	60,000 rpm
4.56 kg	강성계수	1.78E7 N/m	1.89E7 N/m	1.93E7 N/m	2.18E7 N/m
	감쇠계수	714 N/m/s	796 N/m/s	806 N/m/s	869 N/m/s
	감쇠비	0.129	0.135	0.136	0.127
5.56 kg	강성계수	1.88E7 N/m	1.97E7 N/m	2.09E7 N/m	2.23E7 N/m
	감쇠계수	706 N/m	804 N/m/s	818 N/m/s	860 N/m/s
	감쇠비	0.117	0.126	0.126	0.122
6.56 kg	강성계수	2.01E7 N/m	2.13E7 N/m	2.39E7 N/m	2.78E7 N/m
	감쇠계수	912 N/m	942 N/m/s	1220 N/m/s	1416 N/m/s
	감쇠비	0.162	0.162	0.201	0.195

위의 결과를 봤을 때 감쇠계수는 포일의 겹침이 많아짐에 따라 증가하는 것을 알 수 있다.

강성계수는 3-layer에서 오히려 줄어드는 것을 볼 수 있는데, 이는 동특성 실험 방법이 아직 정확하지 않기 때문인 것으로 생각한다. 3-layer 베어링의 실험은 가진기를 사용한 방법이 아니라 impact test를 사용하였는데 여기에서 오는 차이로 생각되며 보다 정확한 베어링의 동특성을 파악하기 위한 실험방법을 개발할 필요가 있다.

제 5 절 Multi-layer Air Foil Bearing-Rotor 적용 시험결과

최근 개발되고 있는 고속회전 기계들은 무게 절감과 성능 개선을 위하여 그 크기가 소형화되고 높은 회전수를 갖는 경향이 있으며, 이로 인하여 기계의 운전속도가 회전체의 1차 굽힘 위험속도(Critical Speed) 이상에서 운전하는 경우가 빈번히 발생되고 있다. 이러한 고속회전체에 개발중인 AFB를 장착하여 그 동특성을 파악하고자 탄성회전체(Flexible Rotor)와 AFB로 구성된 시험리그를 제작하여 1차 굽힘위험속도를 통과하는 시험을 수행하였다.

1. 시험리그

그림 57은 위험속도 통과 시험을 위하여 탄성회전체와 AFB으로 구성된 시험기로 압축공기를 이용하여 구동되도록 설계되었다. 회전체의 전체 길이는 520 mm 이고, 무게는 6.58 kg 이며, 시험에 사용된 AFB은 현재 개발중인 3-layer AFB으로 직경 50 mm에 길이는 55 mm 이다.

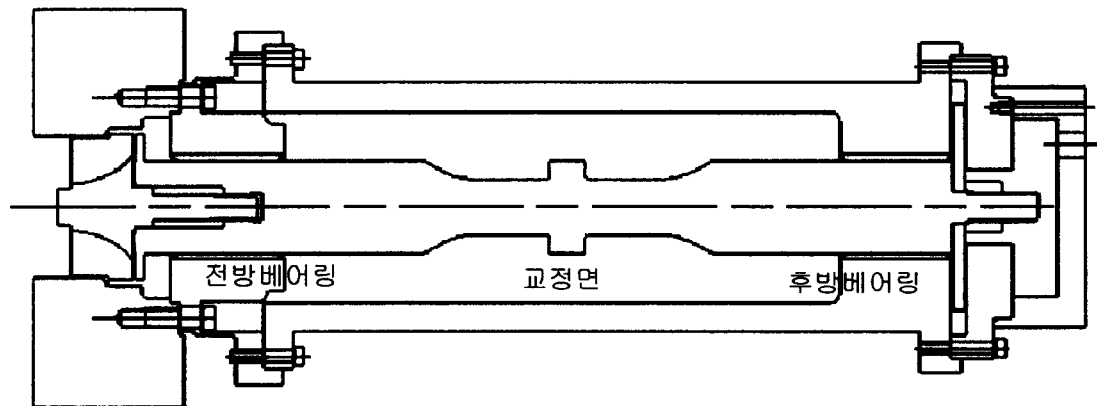


그림 57 위험속도 통과를 위한 AFB 시험기

시험리그에서 진동측정은 변위센서(Gap Sensor)를 이용하여 축 중심부에서 측정되며, 밸런싱을 위한 교정면(Correction Plane)은 센서 측정부의 옆면을 이용하여 1면 밸런싱(Single Plane Balancing)을 수행하였다.

2. Critical Speed Analysis

회전체의 1차 굽힘위험속도는 안전을 고려하여 낮은 속도에 위치하도록 회전체를 설계하였으며, 전방과 후방베어링은 AFB의 감쇠효과(Damping Effect)를 고찰하기 위하여 1차 굽힘모우드의 절점(Nodal Point)에서 약간 떨어진 곳에 위치하도록 하였다. 그림 57과 58은 AFB의 강성계수와 관계 깊은 강체모우드(Rigid Body Mode)로 강성계수를 본 시험결과를 반영하여 $1.7 \text{ E}6 \text{ N/m}$ 로 하여 계산하였으며, 그림 60은

회전체의 1차 굽힘 모우드로 약 32,900 rpm에 위치하는 것으로 계산되었다.

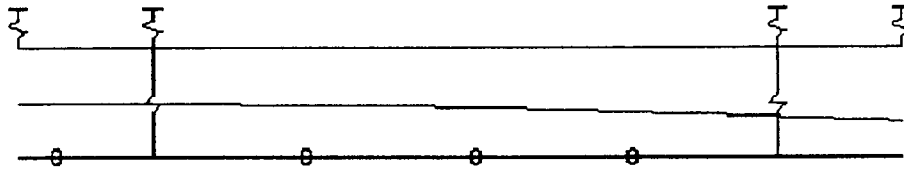


Fig. Mode shape, n = 6778, RPM

그림 58 회전체의 강체 모우드 1 (Translational Mode)

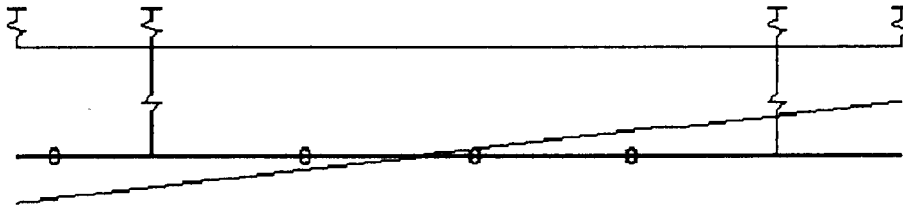


Fig. Mode shape, n = 8137, RPM

그림 59 회전체의 강체 모우드 2 (Conical Mode)

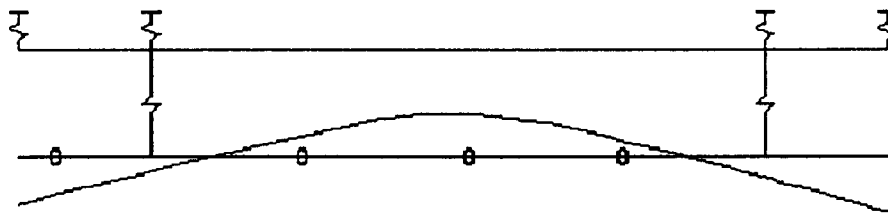


Fig. Mode shape, n = 32925, RPM

그림 60 회전체의 굽힘 모우드 (Bending Mode)

그림 60에서 보면 알 수 있듯이 센서와 교정면의 위치가 회전체에서 제일 민감한 부분으로 진동 측정과 밸런싱의 효과를 명확하게 확인할 수 있을 것으로 생각된다.

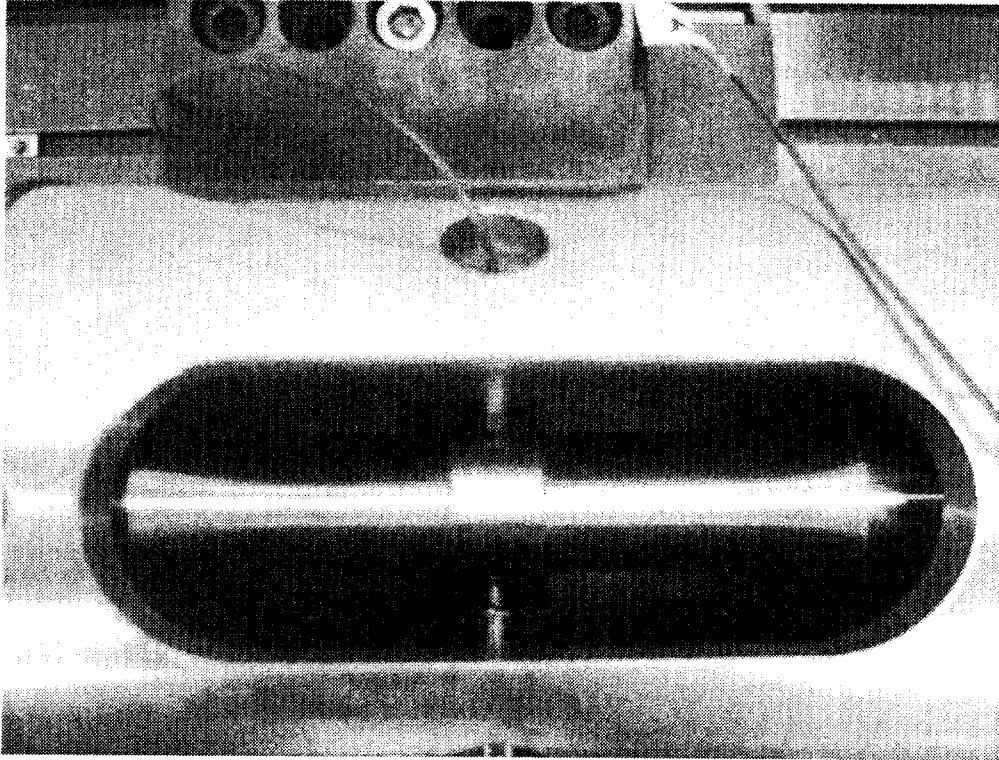


그림 59 Supercritical rotor의 밸런싱 플레인

3. Runout 측정 및 보상

본 시험의 회전체 진동을 측정하기 위하여 변위센서를 이용하였으며, 측정부위의 기계적 및 전기적 런아웃(Mechanical and Electrical Runout)을 최소화하는 작업을 수행하였다. 가공된 회전체 축은 다이얼 게이지로 V-블럭 위에 올려진 상태에서 7 곳에서 측정된 동심도(기계적 런아웃)가 직경으로 7/1000 mm 이하로 매우 가공이 잘 되었다. 그러나 변위센서를 이용하여 측정된 초기 런아웃(기계적과 전기적 런아웃의 합)은 크게 나와 축의 자성을 없애기 위한 작업(Degaussing)을 수행하여 그 런아웃의 크기를 줄였으나 표 28과 그림 62에서 보는 바와 같이 측정부와 전방과 후방 베어링부에서 런아웃이 남게 되었다. 측정은 원주를 11등분하여 측정하였으며, 변위센서의 감도는 $20 \mu\text{m}/100 \text{mv}$ 이다.

표에서 표기된 측정부에서의 런아웃 크기는 밸런싱을 위하여 필요한 1x 성분(1배 회전속도)의 진폭(zero to peak)과 최대점의 위치를 나타낸다. 따라서 정확한 진동 신호를 얻기 위하여 센서에서 측정된 진동신호로부터 측정된 런아웃을 제거하였다. 그림의 표기에서 "Left"는 전방베어링을 "Middle"은 축 중심의 측정부를 그리고 "Right"는 후방베어링을 의미한다.

표 28 변위센서를 이용하여 측정된 런아웃

측정 위치	전방베어링	측정부	후방베어링
1	-1 mv	0 mv	3 mv
2	7 mv	-18 mv	10 mv
3	-5 mv	-31 mv	-15 mv
4	-38 mv	-19 mv	-54 mv
5	-80 mv	-21 mv	-93 mv
6	-120 mv	1 mv	-124 mv
7	-154 mv	42 mv	-147 mv
8	-161 mv	76 mv	-143 mv
9	-133 mv	89 mv	-105 mv
10	-88 mv	103 mv	-57 mv
11	-38 mv	61 mv	-18 mv
1	-3 mv	2 mv	7 mv
런아웃		13.0 μ m 86.6 도	

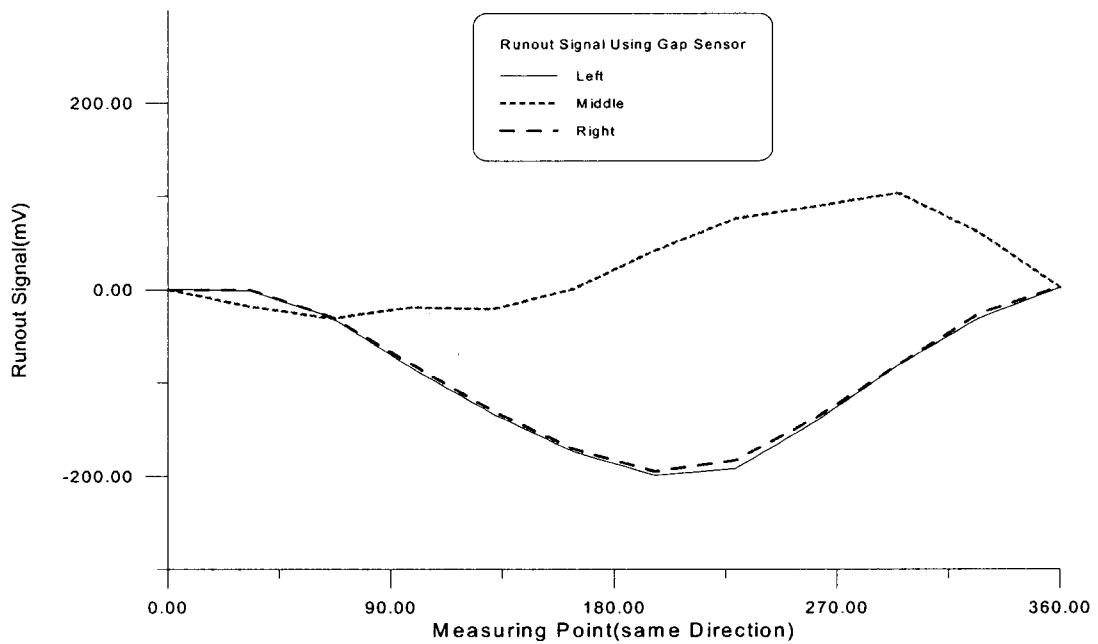


그림 60 변위센서를 이용한 런아웃 측정

4. Low Speed Balancing 내용

회전체의 급힘 위험속도를 통과하는 밸런싱(Field Balancing)을 하기에 앞서 회전체에 대한 저속에서의 밸런싱(Low Speed Balancing)을 표 29와 같이 3단계로 수행하였다. 그림 63은 저속에서의 밸런싱을 위한 교정면을 나타낸다.

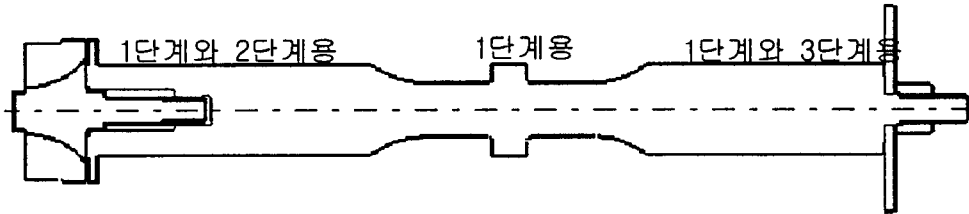


그림 63 저속에서의 밸런싱을 위한 교정면

표 29 저속에서의 밸런싱 절차

단계	회전체	교정면		비고
1단계	축 단품	14.4 g-mm 325도	15.0 g-mm 272도	밸런싱 전
		1.2 g-mm 160도	0.4 g-mm 290도	밸런싱 후
2단계	Air Turbine 조립 후	13.6 g-mm 205도		밸런싱 전
		0.4 g-mm 이하		밸런싱 후
3단계	Axial Disc 조립 후		1.63 g-mm 60도	최종

위의 표에서 축 단품에 대한 밸런싱은 초기 불균형량의 위치가 비슷하기 때문에 3 곳에서 균등하게 불균형량을 제거하였다. 그리고 시험리그 조립을 위하여 밸런싱 후 Axial Disc의 분해/조립을 반복하는데, 이에 따른 불균형량의 변화를 줄이기 위하여 조립시 열간 조립을 수행하였다.

5. 시험내용

가. 시험준비

회전체의 구동은 앞서 언급한 바와 같이 압축공기를 이용하여 Air Turbine을 회전 시키게 되며, 유량조절 밸브를 이용하여 회전속도를 제어하게 된다. AFB 특성상 초기 기동시에는 마찰에 의한 부하가 걸리게 되지만 부상이 되고 난 이후에는 적은 부하가 작용하여 민첩한 속도 제어작업이 필요하다. 회전체의 진동 측정은 모두 3 곳(전방베어링, 축중심부, 후방베어링)에서 이루어지며, 변위 센서를 이용하였다. 그리고 밸런싱을 위한 위상 신호는 광센서(Optic Sensor)를 이용하여 측정되었다. 측정된 진동신호와 위상신호는 모두 테이프 레코더에 기록되었으며, 진동 모니터링

과 밸런싱을 위하여 FFT Analyzer에 입력되어 진동신호가 분석되었다.

나. Field Balancing 방법

회전체에 Field Balancing 방법은 현장에서 이용하기 편한 축중심에서의 진동 측정과 측면에서 밸런싱을 수행하는 영향계수법(Influence Coefficient Method)을 1면 밸런싱(Single Plane Balancing Method)를 이용하였다.

다. 시험결과

회전체에 대한 밸런싱은 금속박판을 교정면에 용접하여 불균형량을 보상하는 방법을 사용하였으며, Trial Weight와 금속박판의 무게를 약 0.01 g 단위로 정확하게 측정하였다. 시험내용을 요약하여 표 30에 나타내었다.

표 30 Field Balancing 내용 요약

시험	Correction	비고
1차 시험		- 시험리그 조립 후 Initial Run
2차 시험		- Overspeed로 인하여 C.S.를 통과 - 내려오면서 약간의 Rubbing 발생
3차 시험		- Balancing을 위한 Initial Run
4차 시험		- Trial Weight(0.12g)을 180도에 부착(반경 20 mm)
Initial Run과 영향계수 계산시 Runout에 의한 신호를 제거하기 위해 13.3 μ m 85도를 모든 시험데이터에서 제거		
5차 시험	- 계산된 Unbalance 양 0.41 g 250 도	- Trial weight 제거하고, 0.22g을 -70도에 부착(위상방향 변경) - 진동이 오히려 증가
6차 시험		- 5차 시험의 Mass를 제거하고, 0.23g을 70도에 부착 (위 값을 Trial Weight로 이용)
7차 시험	- 계산된 Unbalance 양 0.20 g 234 도	- 기존 값에 0.11g을 53도에 추가 (위 값을 Trial Weight로 이용)
8차 시험	- 계산된 Unbalance 양 0.21 g 218 도	- 기존 값에 0.11g을 37도를 추가
Corrected Weight : 0.437g 58도		

그림 64는 시험리그를 준비 한 후 초기 구동시험을 위해 압축공기를 이용하여 기동시키는 순간 유량제어의 실패로 인하여 회전체가 갑자기 급히 위험속도를 통과하는

진동신호를 나타낸 것으로 그 크기가 축 중심에서 최대 0.16 mm가 되었으며, 베어링에 약간의 Rubbing이 발생되었다.

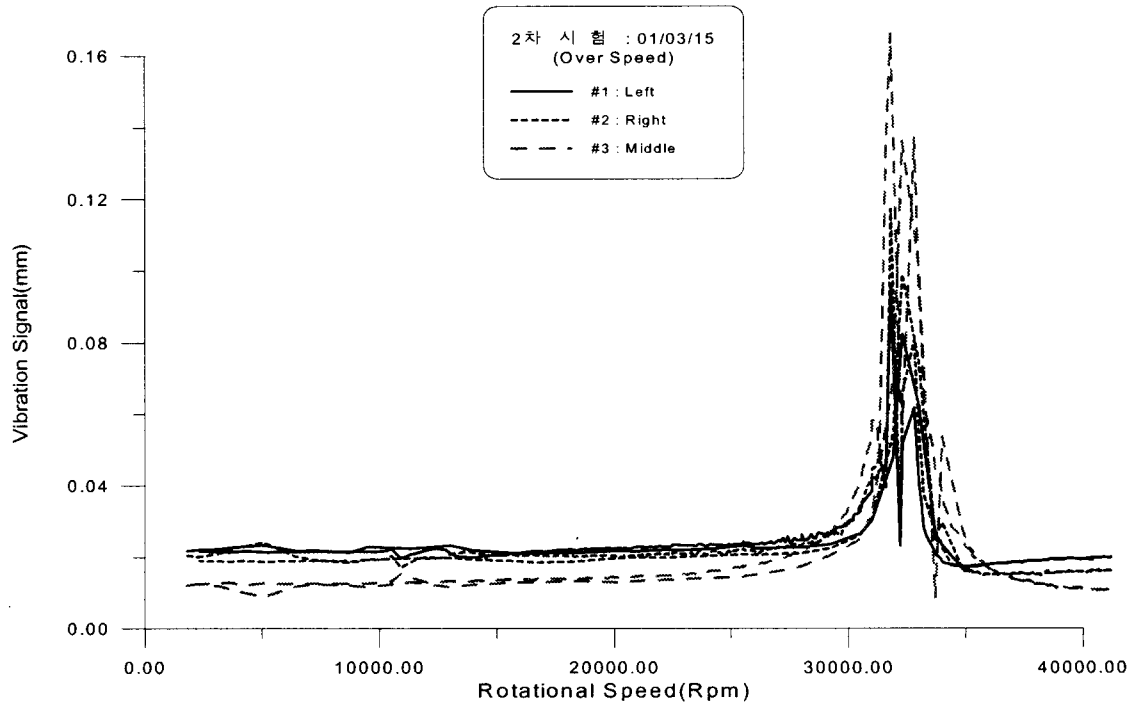


그림 64 압축공기 유량조절 실패로 인한 Critical Speed 통과

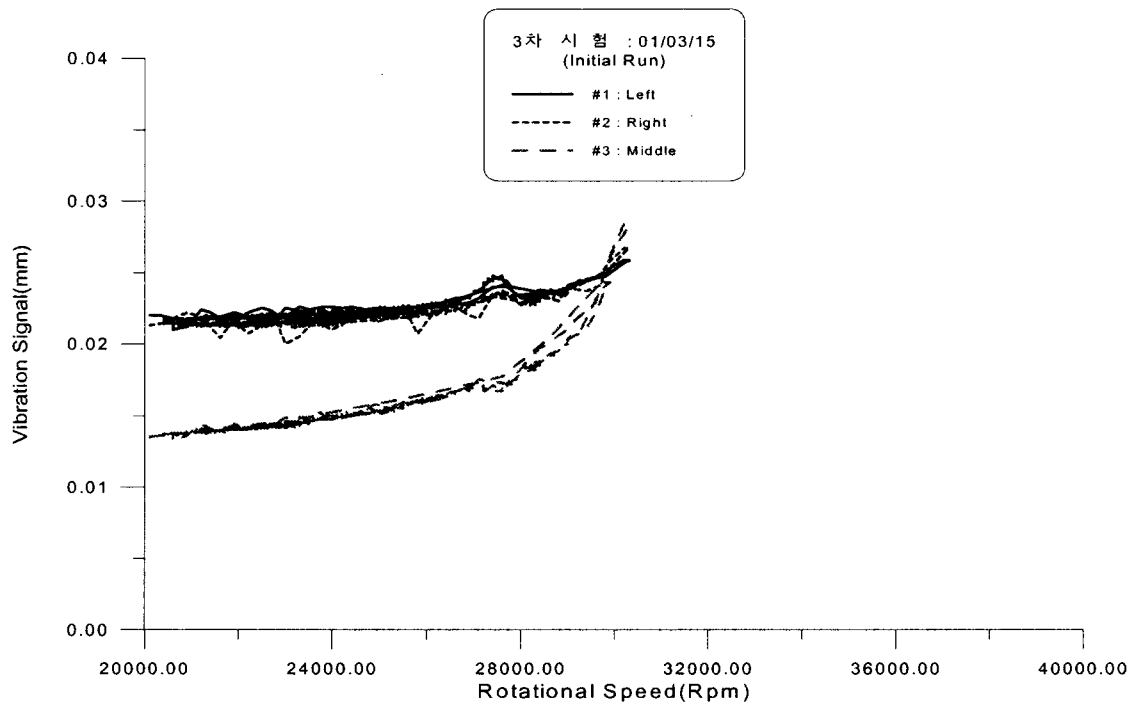


그림 65 초기 구동시험 결과

그림 65는 초기구동시험으로 회전속도 증가에 따라 진동이 증가되어 밸런싱을 위한 진동 신호를 측정하였다.

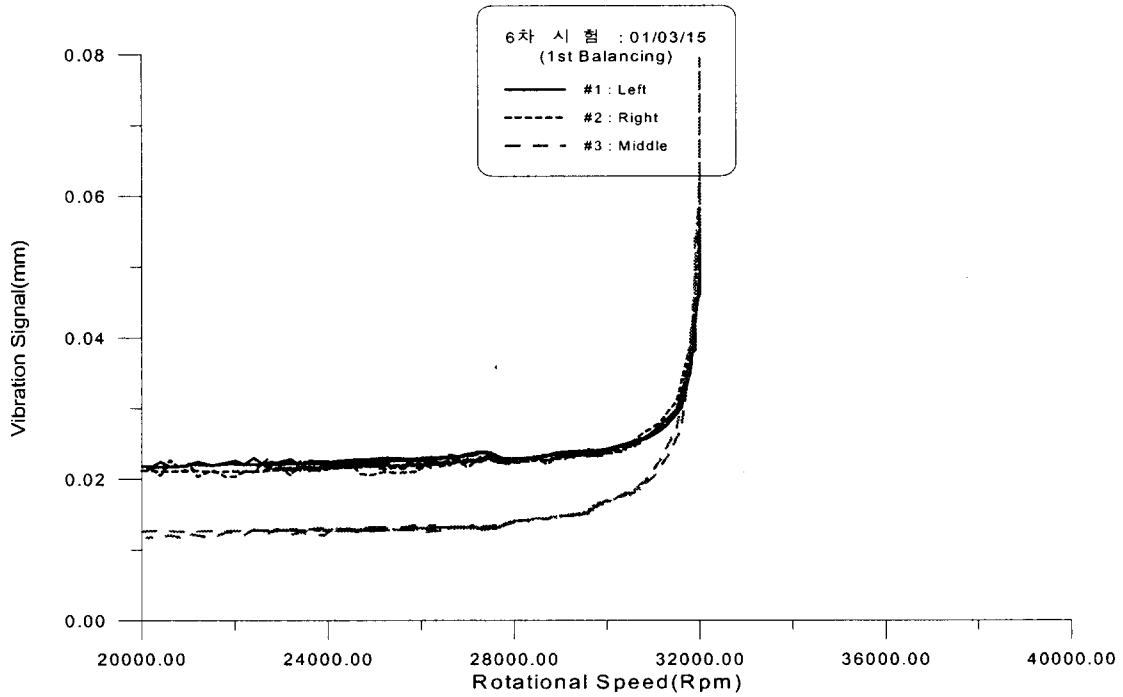


그림 66 1차 밸런싱 결과

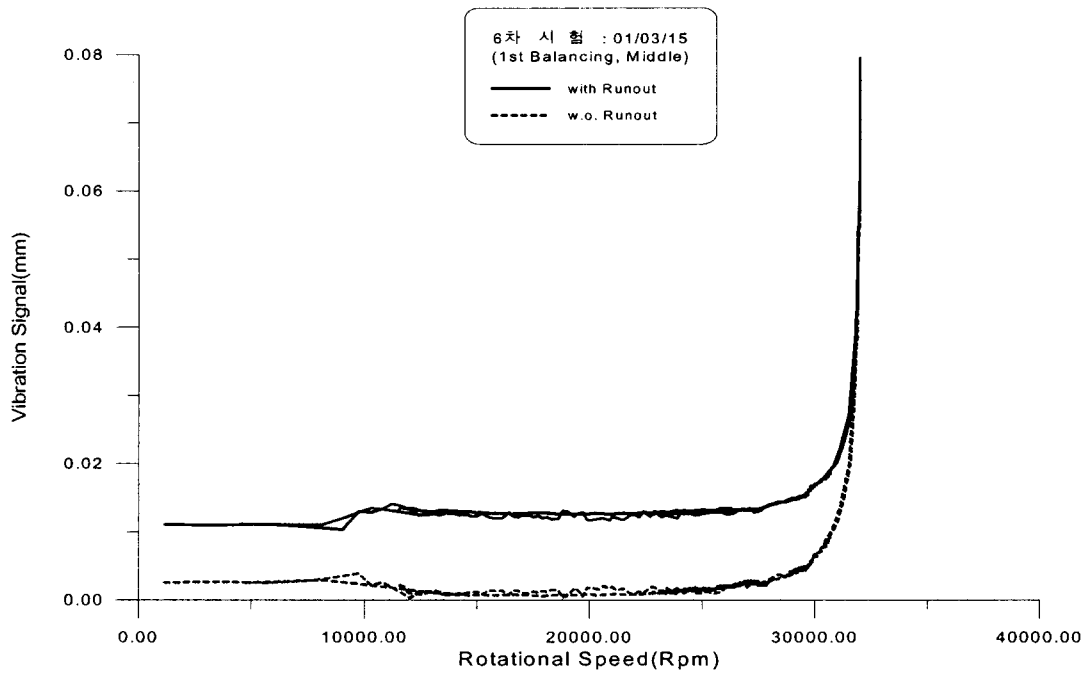


그림 67 런아웃을 제거한 1차 밸런싱 결과

영향계수를 측정하기 위해서 Trial Weight 0.12g을 180도에 붙여 진동을 측정하였

으며(4차시험), 28,000 rpm에서의 진동신호를 이용하여 영향계수와 불균형량을 계산하였다. 이때 사용된 진동신호는 모두 런아웃이 제거된 신호를 이용하였다. 계산된 불균형량을 보상하기 위하여 반대 위치에 금속 박판을 용접하여(5차 시험), 진동을 측정하였다. 그러나 예상되었던 진동 감소는 나타나지 않았으며, 회전방향과 불균형량의 위상관계를 고려하여 위치를 수정하여 다시 용접 작업을 수행하였다. 밸런싱 작업시 수정되는 불균형량은 안전을 고려하여 계산된 값의 약 50 % 정도를 이용하였다. 그림 68은 1차 밸런싱을 한 후 측정된 진동 신호로 급힘 위험속도에 상당히 근접해 있음을 알 수 있다. 진동을 더 줄이기 위하여 29,000 rpm에서의 진동신호를 이용하여 영향계수와 불균형량을 계산하였으며, 불균형량을 보정하였다.(6차 시험) 그림 69는 1차 밸런싱 후 측정된 진동신호에서 런아웃을 제거한 그림으로 25,000 rpm 이하에서의 진동은 매우 작은 것으로 나타나며, 베어링의 감쇠가 작아 위험속도 부근에서 진동이 크게 증가하는 것을 볼 수 있다.

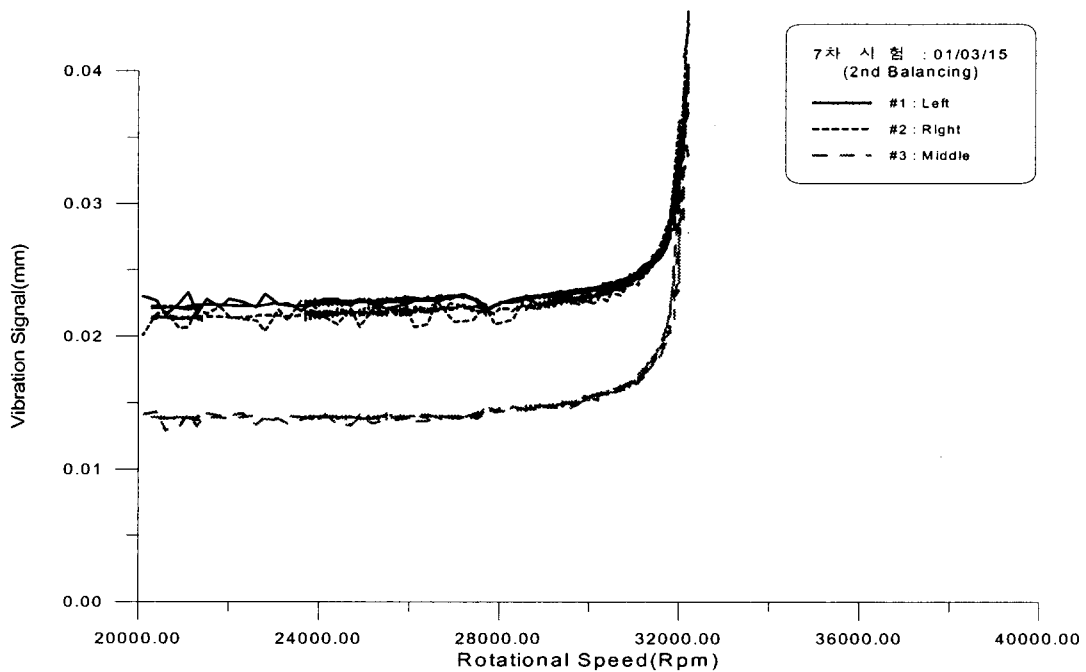


그림 68 2차 밸런싱 결과

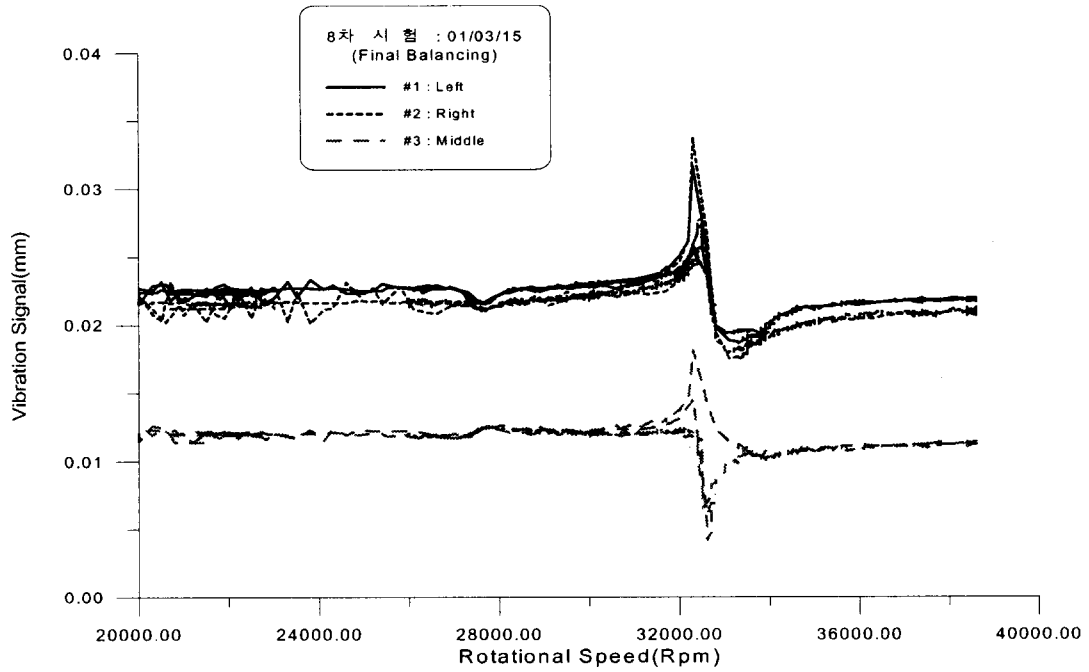


그림 69 최종밸런싱 결과

그림 68은 2차 밸런싱 후 측정된 진동 신호로 최대 32,200 rpm 까지 운전되었으며, 그 크기가 약 40 μm 정도가 되었다. 진동을 더 줄이기 위하여 31,000 rpm에서의 진동신호를 이용하여 영향계수와 불균형량을 계산하였으며, 불균형량을 보정하였다. (7차 시험)

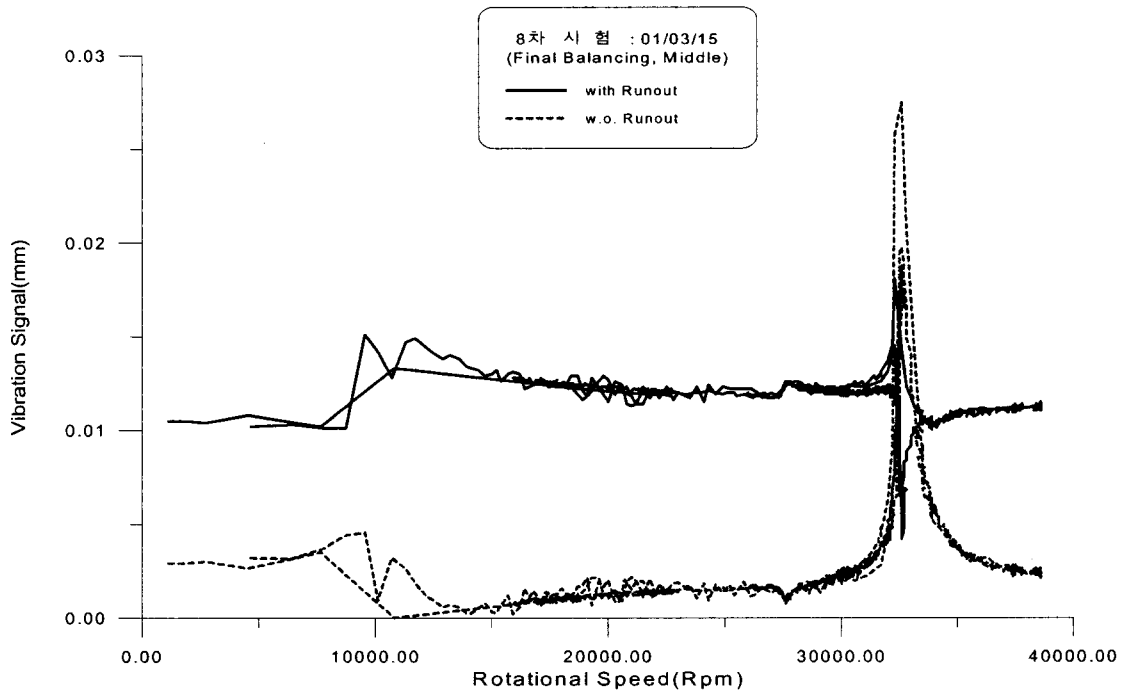


그림 70 런아웃을 제거한 최종 밸런싱 결과

그림 69는 3차 밸런싱(최종) 후 측정된 진동 신호로 안정하게 곱힘 위험속도를 통과하였다. 그림 70은 축중심의 진동신호에서 런아웃을 제거한 신호로 최대 진동의 크기는 약 $25 \mu\text{m}$ 정도로 불균형량에 의한 응답곡선을 명확하게 보여 주고 있다. (8차 시험) 그리고 최대 진동이 나타내는 속도는 32,600 rpm으로 계산으로 구한 32,900 rpm과 일치하는 것을 알 수 있다. 그림 71과 72는 전체 밸런싱과정을 1개의 그래프로 나타낸 것으로 그림 71은 런아웃을 포함한 진동신호를 그리고 그림 72는 런아웃을 제거한 진동신호를 나타낸다. 그림에서 보면 알 수 있듯이 밸런싱을 통하여 진동의 크기를 줄일 수 있었으며, 안전하게 곱힘 위험속도를 통과할 수 있었다. 그리고 표30에서 나타내었듯이 영향계수를 이용하여 계산되었던 초기 불균형량은 0.41 g 250도(반경 20mm) 로 최종적으로 교정된 0.437 g 58도와 비교하였을 때 상당히 정확히 계산됨을 알 수 있다. 이것으로부터 계산으로 구한 불균형량에 비해 약 70 % 의 교정을 하여도 무방할 것으로 생각된다.

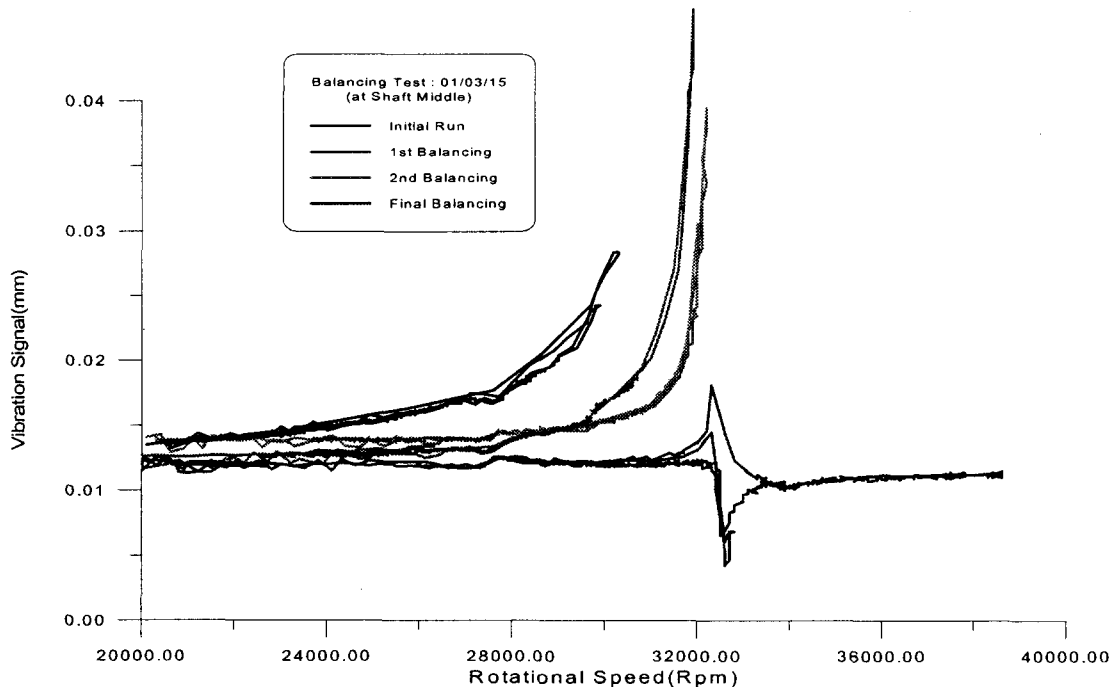


그림 71 초기 구동과 각 밸런싱 결과

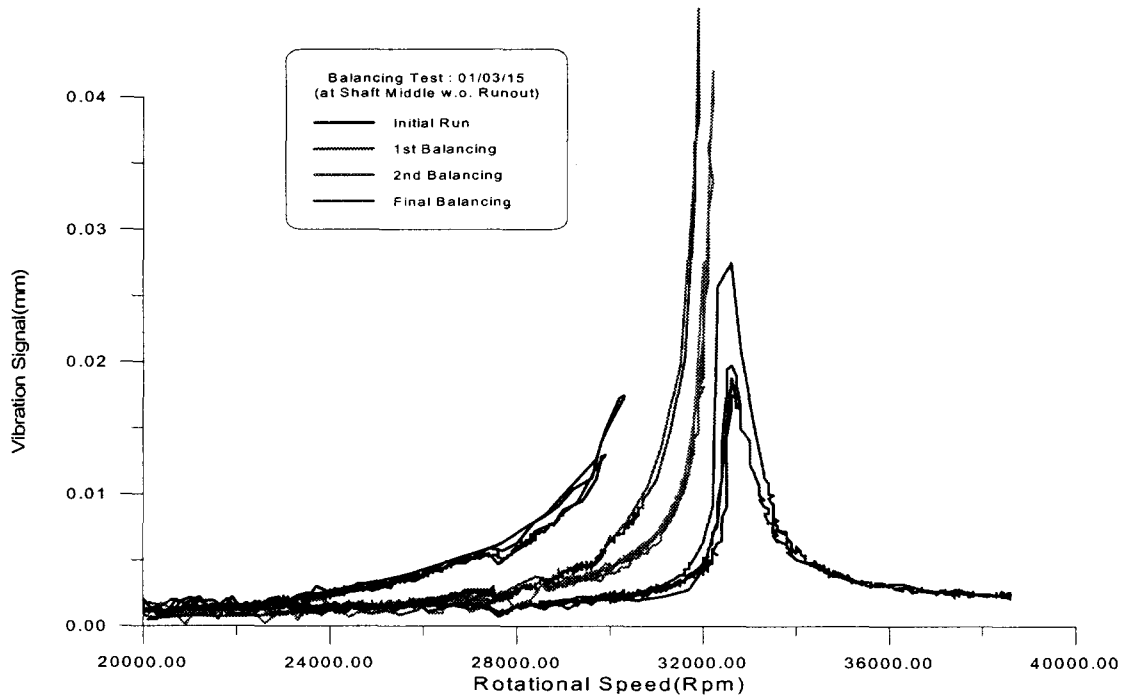


그림 72 런아웃을 제거한 초기 구동과 각 밸런싱 결과

라. AFB 동특성 해석

급힘 위험속도를 통과하는 시험과 해석을 통하여 사용된 AFB에 대한 강성과 감쇠계수가 계산되었다.

- 강성계수 계산

AFB의 강성계수 계산은 표 31과 같이 먼저 회전체에 대한 고유진동수 측정과 해석으로부터 그 차이(약 300 rpm)를 계산한다. 그리고 시험으로부터 구한 위험속도와 베어링의 강성계수를 표 32와 같이 변화시키면서 구한 위험속도를 비교하여 고유진동수 차이 만큼의 위험속도를 발생시키는 강성계수를 찾으면 이것이 바로 AFB의 강성계수가 된다.

표 31 측정과 해석으로 구한 회전체
고유진동수

고유진동수	1차 급힘 고유진동수
해석	31031 rpm
측정	30720 rpm

표 32 베어링 강성계수 변화에 따른 1차 굽힘 위험속도

AFB 강성계수	1차 굽힘 위험속도
측정	32600 rpm
1.5 E6 N/m	32884 rpm
1.7 E6 N/m	32925 rpm
1.8 E6 N/m	32946 rpm
2.0 E6 N/m	32987 rpm
4.0 E6 N/m	33424 rpm
6.0 E6 N/m	33900 rpm

표 32에서 강성계수 변화에 따라 위험속도는 둔감하게 변하는 것을 알 수 있으며, 대략적인 AFB의 강성계수는 1.5 ~ 2.0 E6 N/m 으로 예상된다.

- 감쇠계수 계산

AFB의 감쇠계수는 측정된 진동신호로부터 감쇠비(Damping Ratio)를 구하여 표 12와 같은 감쇠비가 나오도록 하는 감쇠계수를 불균형응답 해석을 통하여 구하면 된다.

표 33 감쇠계수 변화에 따른 감쇠비의 변화

감쇠계수	감쇠비, ζ
측정	0.0083
200 N/m/sec	0.0050
250 N/m/sec	0.0061
300 N/m/sec	0.0072
400 N/m/sec	0.0094
600 N/m/sec	0.0137

표 33에서 보는 바와 같이 위험속도를 통과할 때, 사용된 AFB의 감쇠계수는 약 300 ~ 400 N/m/sec 정도로 예상된다.

6. 결론

- 회전체의 1차 굽힘 위험속도를 통과하는 시험으로부터 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1. 현재 개발중인 3-layer AFB을 이용하여 구성된 탄성회전체에 대해 3번의 밸런싱

을 수행하여 급힘 위험속도를 안전하게 통과할 수 있었으며, 이 때 측정된 최대 진동은 축 중심부에서 약 $25 \mu\text{m}$ 이었다.

2. 시험 후 사용된 AFB에 대한 분해 검사결과 아무런 이상이 없었으며, 지속적인 사용이 가능하였다. 이로부터 개발된 3-layer AFB은 1차 급힘 위험속도를 통과하는 회전체에 대한 제한적인 적용이 가능할 것으로 생각된다.

3. 본 시험을 통하여 사용된 AFB의 강성계수와 감쇠계수를 구할 수 있었으며, 그 크기는 각각 $1.5 \sim 2.0 \text{ E6 N/m}$ 와 $300 \sim 400 \text{ N/m/sec}$ 정도로 생각된다.

4. 회전체 밸런싱에서 사용된 영향계수법은 본 시험에 적절한 밸런싱 방법이라 생각되고, 주파수 분석기를 통하여 나온 진동신호의 크기와 위상으로부터 정확한 불균형량의 크기와 위상을 구할 수 있는 방법을 개발하였다.

5. 변위센서를 이용하여 측정된 진동신호로부터 런아웃을 효과적으로 제거할 수 있었으며, 이로부터 명확한 불균형응답 곡선을 얻을 수 있었다.

제 6 절 2단계 Air Foil Bearing 시험기

베어링 수명시험기를 참고 삼아 테스트 베어링을 쉽게 분해 조립할 수 있고, 저널의 크기를 다양하게 할 수 있는 2단계 에어 베어링 시험기를 제작하였다. 2단계 에어 베어링 시험기는 테스트 베어링이 로터의 끝 쪽에 조립되는 over-hung type의 로터를 채택했다.

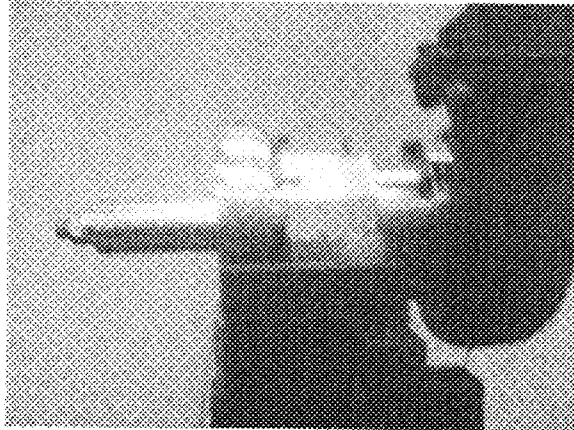


그림 73 2단계 에어 베어링 시험기

시험기의 왼쪽에 테스트 베어링을 장착하기 위한 저널이 보인다.

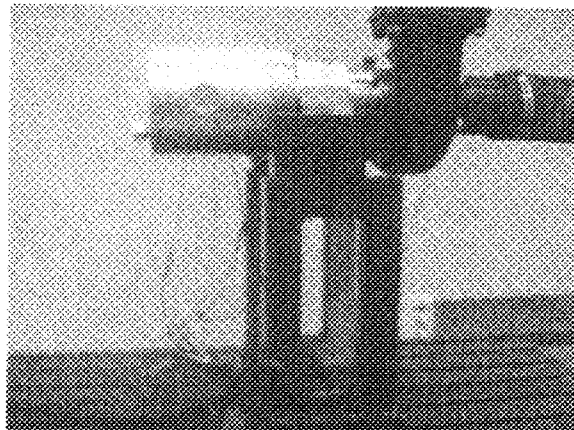


그림 74 테스트 베어링을 장착한 상태

위의 사진은 베어링 저널부분에 베어링 케이스를 장착하고, 바깥 안전 케이스를 조립한 상태이다. 시험은 이 상태에서 진행하게 된다.

Order Tracking analysis of Vibration

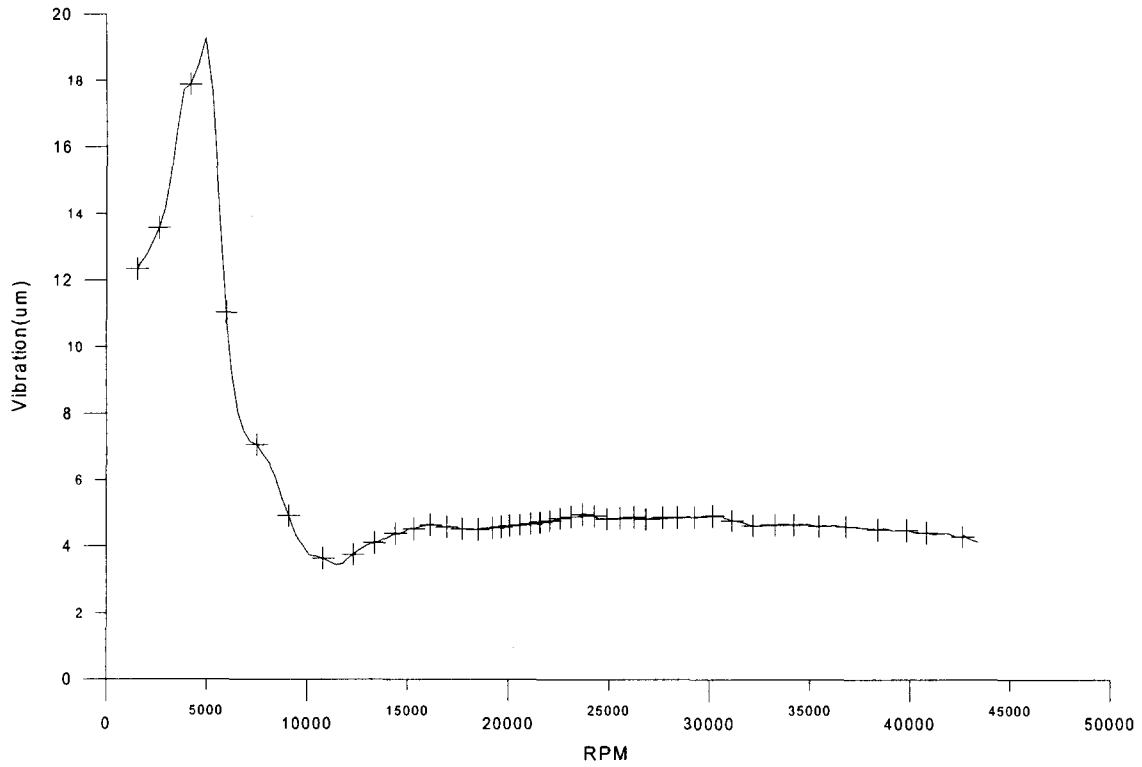


그림 75 Order analysis 결과

테스트 베어링을 장착한 상태에서 45,000RPM까지 운전하고 진동을 측정하였다. 위의 그래프에서와 같이 5,000RPM에서 피크가 생긴 이후 4um 정도에서 안정되게 시험기가 운전되고 있다. 5,000RPM에서의 피크는 rigid-mode에 의해 생긴 피크로 보인다.

2단계 에어 베어링 시험기를 성공적으로 운전함으로써 이후 다양한 사이즈의 베어링에 대해 간편하게 시험할 수 있는 장치를 보유하게 되었다.

제 7 절 Bump type Air Foil Bearing 설계

Multi-layer 에어 베어링의 개발이 성공적으로 진행되었지만 현재의 터보머신들은 보다 가혹한 환경조건에서 운용되며, 베어링으로 하여금 보다 높은 성능을 요구하고 있다.

진동, 충격 등이 그 예이며 이러한 요구 조건들은 베어링의 허용하중, 강성, 댐핑 등을 더 증가시키도록 만들고 있다.

다음은 Allied-Signal사에서 만든 에어 베어링의 하중-변위 곡선이다.

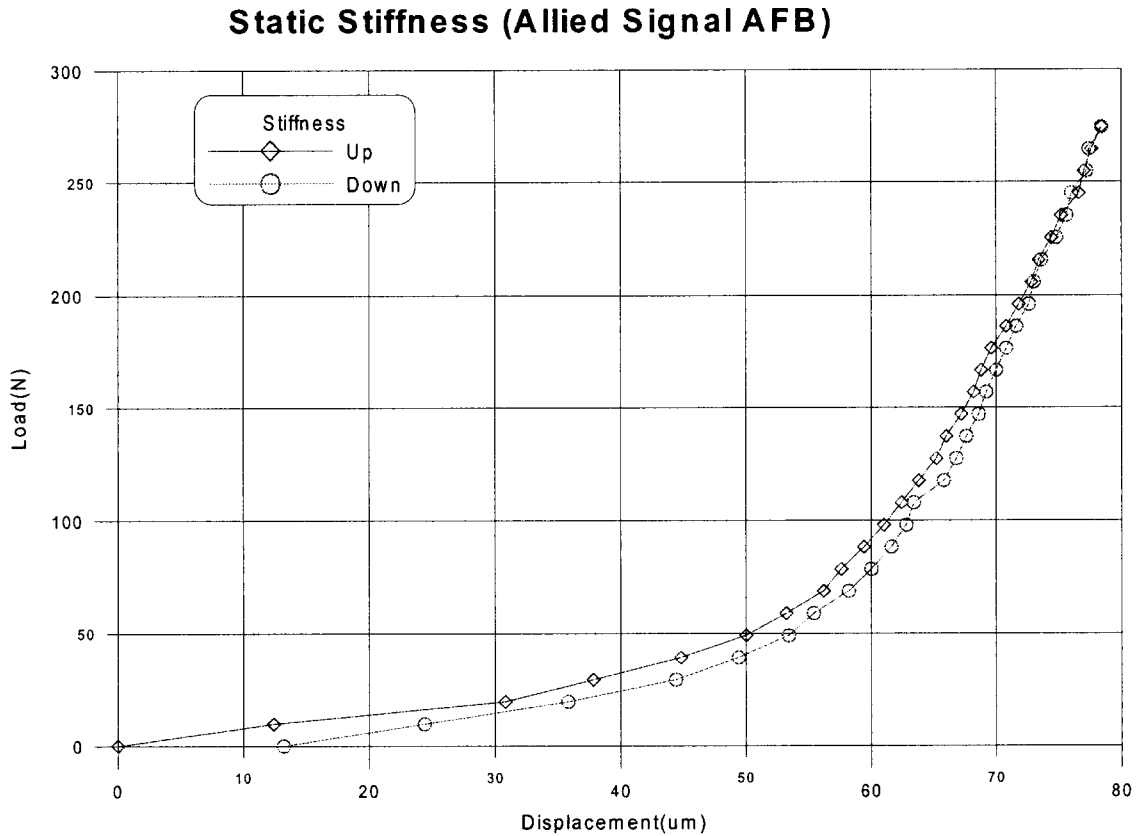


그림 76 하중-변위 곡선(Allied Signal)

Allied Signal AFB의 특징은 메인 포일 밑에 스프링 작용을 할 수 있는 Bump 형상의 보조 포일이 있다. 이 보조 포일이 베어링에 하중이 발생했을 때 작용을 시작하게 된다. 따라서 그래프에서도 보듯이 어느 정도의 하중이 작용하고 나면 그 이후에는 밑에 있는 Bump 포일이 작동하여 일종의 스프링처럼 선형적인 변위를 보이게 된다. 이 부분은 AFB에서 굉장히 중요한 부분으로서 초기에 구동시 즉, 하중이 적게 작용하는 구간에서는 Bump 포일이 작동하지 않음으로서 구동토크를 줄여주고, 운용시에 큰 하중이 발생하여 베어링에 전달될 경우에는 이 Bump 포일이 작동하여

하중을 받아주게 되는 것이다.

☞ 최대 하중 : 450N 예상

300N 이상 될 것으로 생각되며, 전체 clearance가 120um 인데 발생한 변위는 100um 가 안되기 때문에 예상 최대 허용하중은 450N정도가 될 것으로 생각한다.

☞ 강성 : 6.5E5 N/m, 7.7E6 N/m

강성계산은 그래프의 아래 부분인 선형구간을 선정해서 계산하였다. 6.5E5 N/m 그러나 Allied Signal 베어링은 그래프의 뒤쪽부분에서도 선형인 구간이 나타난다. 이 구간이 Bump 형상의 스프링 포일이 작용한 구간인데, 이 구간의 강성은 앞 구간의 10배인 7.7E6 N/m이다.

☞ Hysteresis

Hysteresis는 크지 않은 것으로 나타났다.

Bump type의 에어 베어링은 bump 포일의 스프링 작용에 의해 높은 강성과 높은 허용하중을 가진다. 그리고 bump 포일의 강성은 1E7 N/m 이 가장 적절한 것으로 나타났다. 만약 bump 포일의 강성이 너무 커지면 lift-off speed가 올라가는 단점이 발생한다. 이와 같은 사항들을 바탕으로 bump type의 베어링을 설계하였다. 먼저 bump 포일의 형상을 결정하고 강성을 해석한다. 그 다음 원하는 강성에 맞는 값이 나오도록 wave의 형상을 조정한다.

1. 5-wave의 강성해석 결과

표 34 5-wave 베어링 사양

범프 높이	범프 개수	직경	길이	폭	포일 두께
0.3mm	5개	24mm	14.6mm	30mm	0.08mm

강성을 구하기 위해서 초기 조건으로 변위를 주고 그 변위에 대한 반력을 얻어낸다. 여기서 얻어진 변위와 반력을 이용하여 강성을 계산한다. air foil의 외부는 housing에 의해서 고정되고, 내부는 압축공기에 대해서 힘을 받으므로 그림 77과 같이 유한요소 모델링 하였다.

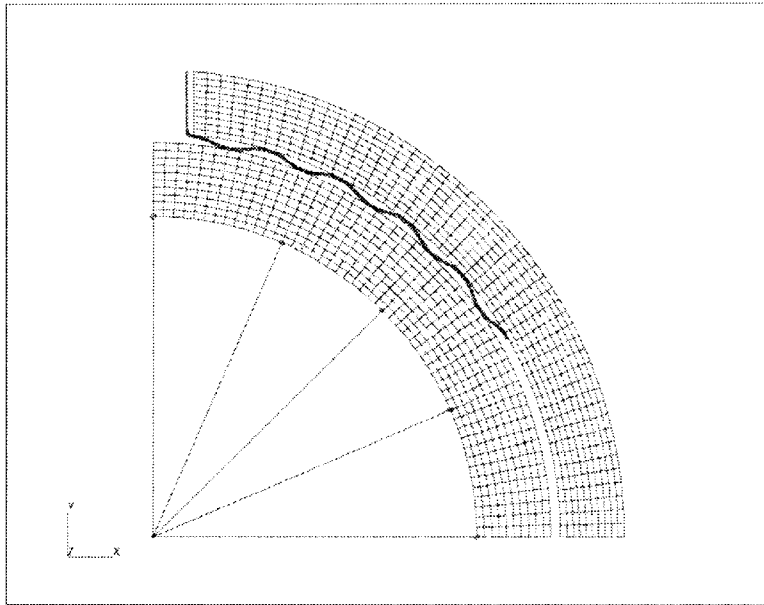


그림 77 5-wave 베어링의 유한요소형상

물성데이터

Inconel x750 ($E=2.01 \text{ MPa}$)

해석결과

강성은 반력과 변위에 대하여 일정하나 air foil의 경우 기하학적 비선형성으로 인하여 강성이 변화한다. $\delta=0.014$, $\delta=0.042$, $\delta=0.071$ 인 경우에 대해서 반력을 구하였다.

표 35 5-wave 베어링의 변위에 따른 반력 Data

변위 δ (mm)	반력 RF ($kg \text{ mm}/\text{sec}^2$)	
	RF_x	RF_y
0.014	5.98×10^5	9.44×10^5
0.042	1.73×10^5	2.71×10^5
0.071	3.02×10^5	4.78×10^5

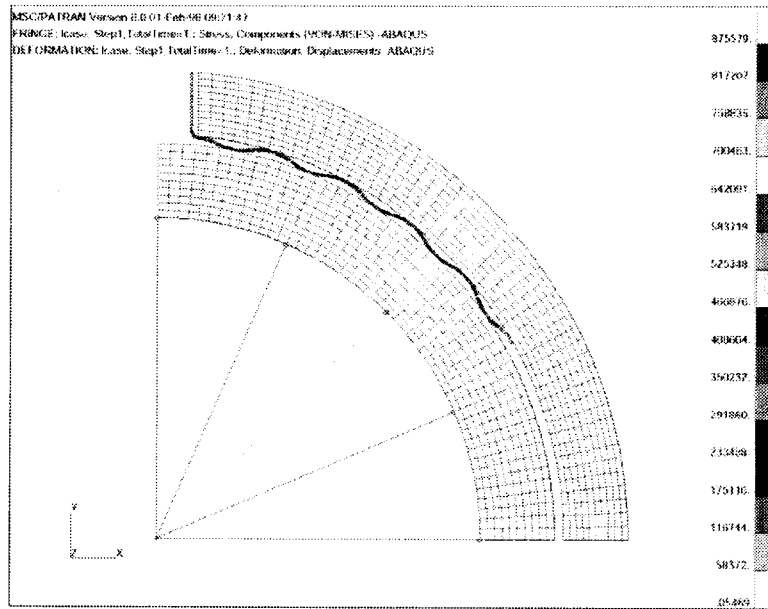


그림 78 변위량 0.014의 경우 등가응력(kPa)

결과

반력이 x 방향과 y 방향의 분력으로 나타나므로 변위 방향으로의 반력은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\vec{F}_\delta = \vec{RF} \cdot \vec{n}$$

강성은

$$k = \frac{\vec{F}_\delta}{\delta} \text{ 과 같이 나타난다.}$$

위의 계산식에 의하여 다음과 같이 강성값을 구할 수 있다.

표 36 5-wave 베어링의 변위에 따른 강성값

변위 δ (mm)	강성 k (N/m)
0.014	7.79×10^7
0.042	7.48×10^7
0.071	7.80×10^7

해석 결과 강성이 7.80×10^7 N/m로 나왔다. 이 값은 설계 요구치인 1×10^7 N/m 보다 높은 값이므로 강성을 줄이는 설계변경을 하였다. Bump wave의 개수를 5개에서 4개로 줄이면 스프링 역할이 줄어들면서 강성이 줄어들 것으로 예상하여 4개로 변경하여 해석하였다.

2. 4-wave의 강성해석 결과

표 37 4-wave 베어링 사양

범프 높이	범프 개수	직경	길이	폭	포일 두께
0.3mm	4개	24mm	14.6mm	30mm	0.08mm

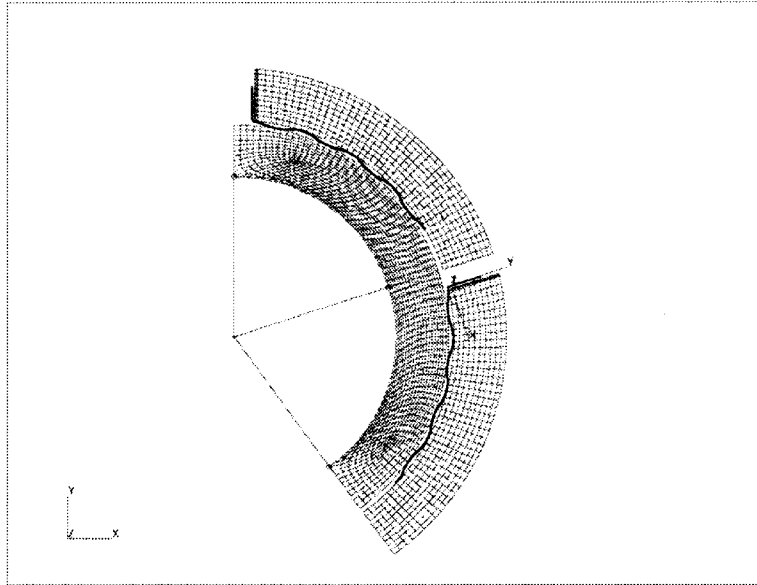


그림 79 4-wave FEM 모델

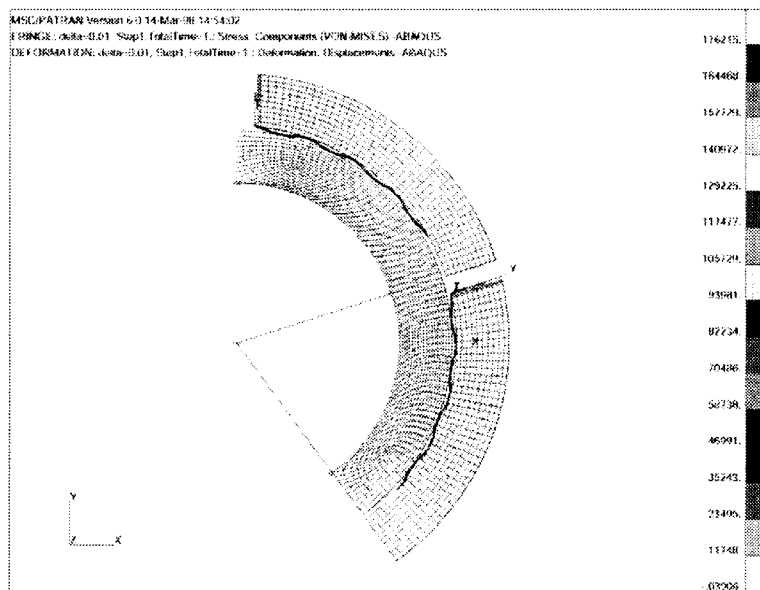


그림 80 4-wave 해석 결과

표 38 4-wave 강성계산 결과

변위 δ (mm)	강성 k (N/m)
0.01	0.691×10^7
0.03	0.821×10^7
0.05	0.843×10^7

표 39 강성결과 비교

변위 δ (mm)	강성 k (N/m)	
	5 wave	4 wave
0.01	7.79×10^7	0.691×10^7
0.03	7.48×10^7	0.821×10^7
0.05	7.80×10^7	0.843×10^7

해석결과 강성이 만족할 만한 결과가 나와 위의 형상을 이용하여 최종 설계형상으로 결정하였다.

3. 직경 50mm bump 포일의 강성해석 결과

표 40 직경 50mm 베어링 사양

범프 높이	범프 개수	직경	길이	폭	포일 두께
0.3mm	4개	50mm	19mm	55mm	0.08mm

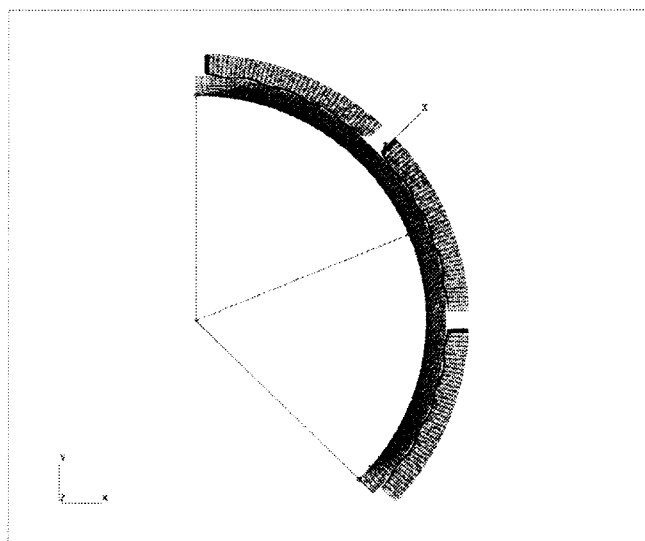


그림 81 직경 50mm Bump FEM 모델

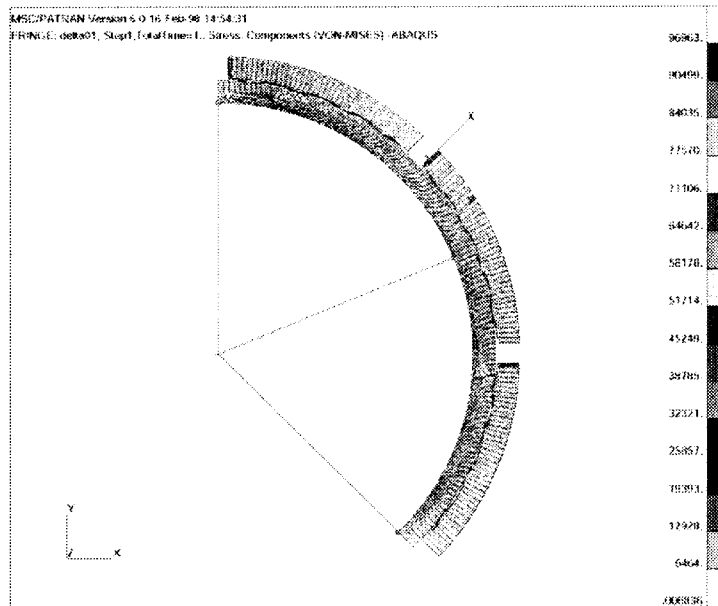


그림 82 변위량 0.01의 경우 등가응력(kPa)

강성은 반력과 변위에 대하여 일정하나 air foil의 경우 기하학적 비선형성으로 인하여 강성이 변화한다. $\delta=0.01$ $\delta=0.03$ 인 경우에 대해서 반력을 구하였다.

표 41 직경 50mm 베어링의 변위에 따른 반력 Data

변위 δ (mm)	반력 RF ($kg\ mm/sec^2$)	
	RF_x	RF_y
0.01	6.54×10^4	2.59×10^4
0.03	22.61×10^4	10.15×10^4

표 42 직경 50mm 베어링의 변위에 따른 강성값

변위 δ (mm)	강성 k (N/m)
0.01	0.70×10^7
0.03	0.83×10^7

4. Bump 포일의 높이가 0.2mm인 경우의 강성해석 결과

표 43 범프 높이 0.2mm인 베어링 사양

범프 높이	범프 개수	직경	길이	폭	포일 두께
0.2mm	4개	50mm	19mm	55mm	0.08mm

foil이 단판스프링과 거동이 비슷하므로 단판스프링의 처짐과 강성을 기준으로하여 모델을 수정하였다.

단판스프링의 경우,

$$\text{처짐량 } \delta = \frac{W^3}{2EI}, \text{ 강성 } k = \frac{W}{\delta} = \frac{2EI}{l^3} \text{ 이다.}$$

E 와 I 의 경우는 정해진 상수이므로 수정할 수 없고, l 은 경계조건 내에서 수정할 수 있는 변위이므로 l 값에 따라서 강성을 변화시킬 수 있다.

l 의 경우 $R=9.14$ 일 때 최대, $R=7.74$ 일 때 최소로 볼 수 있다.

l_{\max} 과 l_{\min} 의 경우 다음과 같이 유한요소모델링을 하였다.

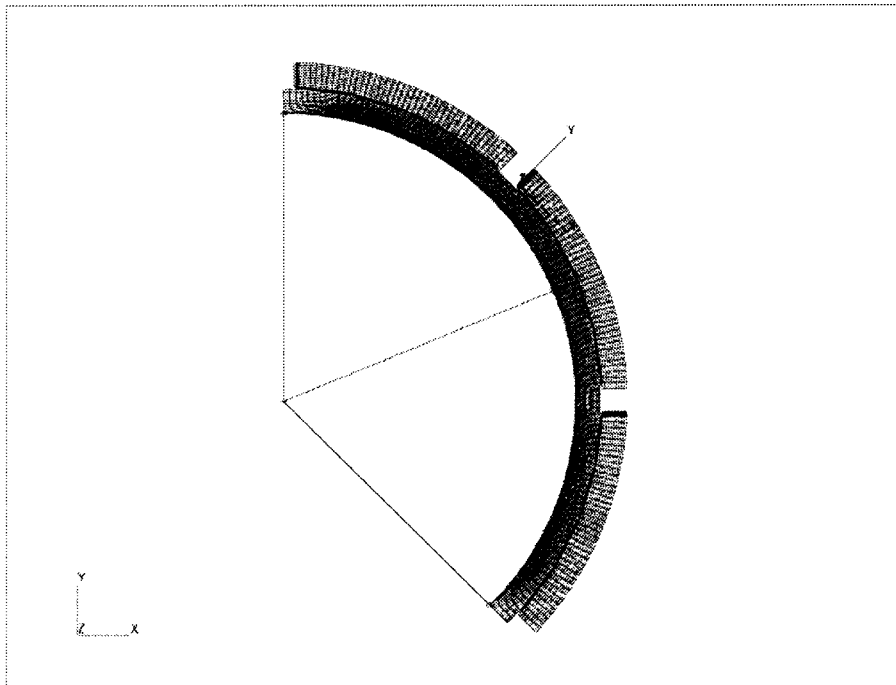


그림 83 l_{\max} 인 경우 Air Foil Bearing의 유한요소 모델링

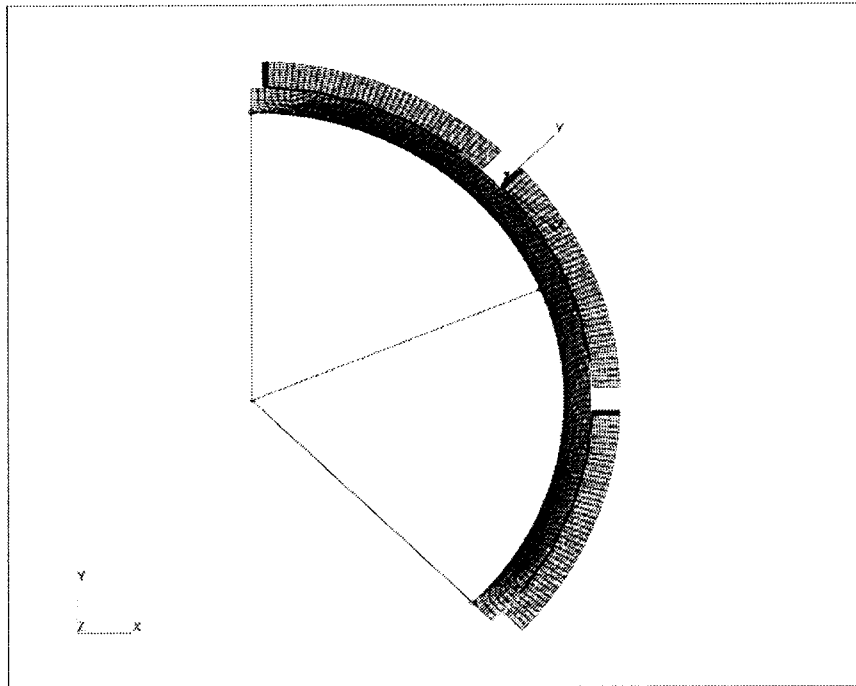


그림 84 l_{\min} 인 경우 Air Foil Bearing의 유한요소 모델링

해석결과

l_{\max} 와 l_{\min} 의 경우에 따라서 반력을 구하면 다음과 같이 나타난다.

표 44 길이에 따른 반력 Data

	길이 l (mm)	wave 반경 (mm)	반력 (N)	
			Rf_x	Rf_y
l_{\max}	19.84428 (17.93666)	9.14	271.95	108.70
l_{\min}	18.08761 (16.17952)	7.74	317.90	130.65

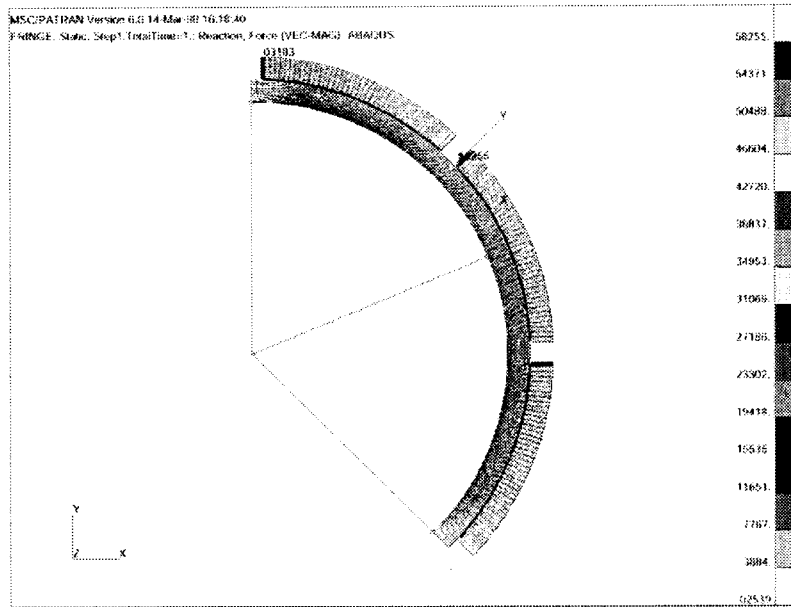


그림 85 l_{max} 인 경우 Air Foil Bearing에 걸리는 반력

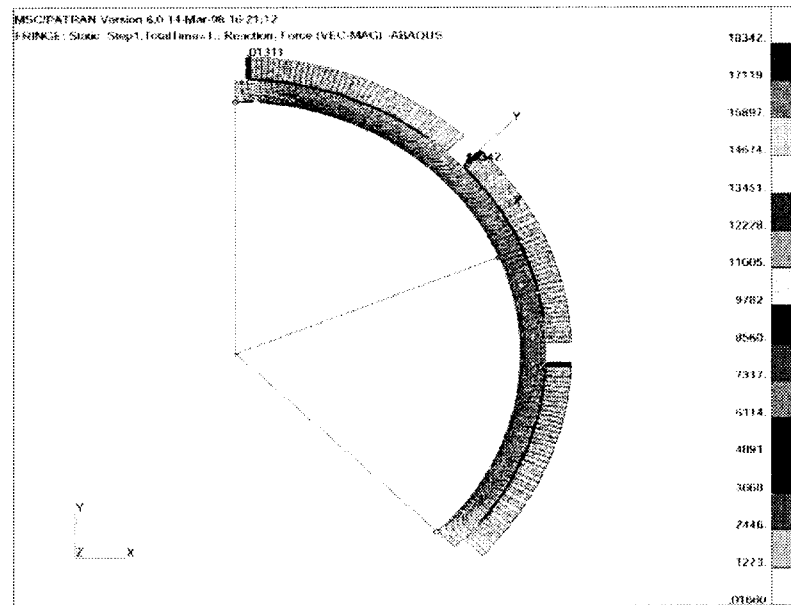


그림 86 l_{min} 인 경우 Air Foil Bearing에 걸리는 반력

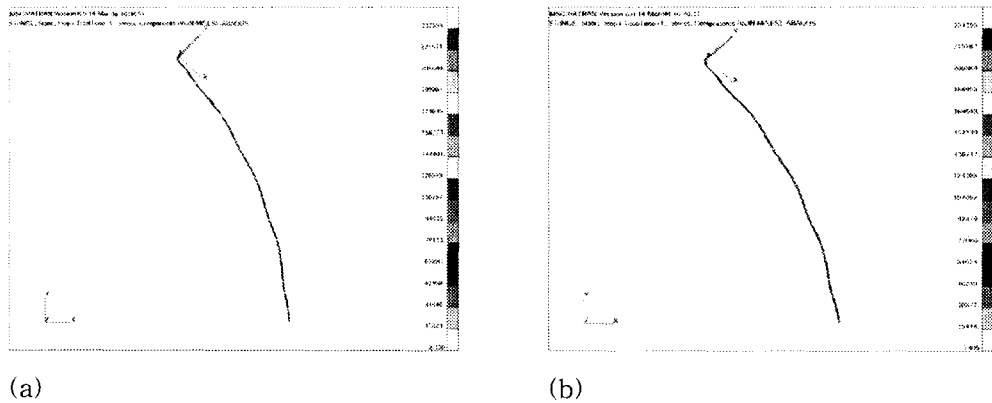


그림 87 l_{\max} (a)와 l_{\min} (b)인 경우 Foil 에 걸리는 등가응력

결과

해석 결과를 이용하여 반력을 계산하면 표 25와 같은 결과를 얻을 수 있다.

표 45 길이에 따른 강성 Data

	길이 l (mm)	강성 k
l_{\max}	19.84428	2.9285×10^7
l_{\min}	18.08761	3.4370×10^7

판스프링의 경우 강성이 l^3 에 반비례한다는 것을 기초로 해석을 수행한 결과, 판스프링과 유사한 형태인 Air Foil의 경우도 전체 길이 l 이 증가할수록 강성이 감소한다는 것을 알 수 있다.

Air Foil의 전체 길이 l 에 영향을 주는 변수로는 Foil의 높이 h 와 wave의 반경 R 이 있다. 높이 h 는 0.3에서 0.2로 변경되었으므로 강성이 더 증가함을 알 수 있다. 길이 l 의 변화에 따라 강성이 변화될 수 있으나, 길이 l 이 최대인 경우에도 강성치가 약 3배 가까이 증가되므로 Foil의 다른 형상을 변화시켜야만 강성치를 더 감소시킬 수 있다.

5. 직경24mm, bump 높이=0.2mm인 경우의 강성해석 결과

표 46 직경 24mm 베어링 사양

범프 높이	범프 개수	직경	길이	폭	포일 두께
0.2mm	4개	24mm	14.6mm	30mm	0.08mm

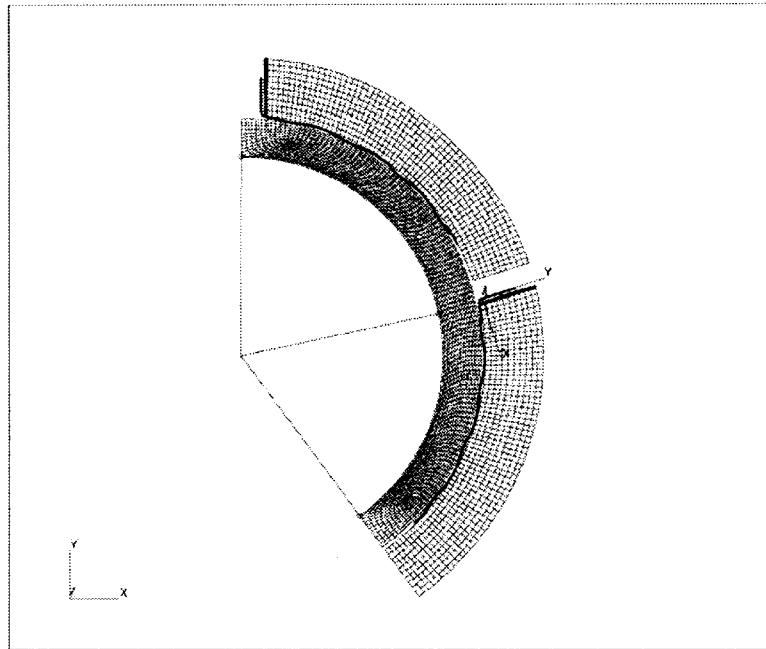


그림 88 직경 24mm 유한요소 모델링

그림 88에서와 같이 AFB에는 $R_x = 2.5456 \times 10^5$, $R_y = 3.3791 \times 10^5$ 으로 계산되었다. 반력 $R_f = 4.2452 \times 10^5$ 이었고 반력을 작용하는 축에 대해 deflection한 결과 $R = R_f \times \cos 35^\circ = 4.2452 \times 10^5 \times \cos 35^\circ = 3.4655 \times 10^5$ 이 되었다.

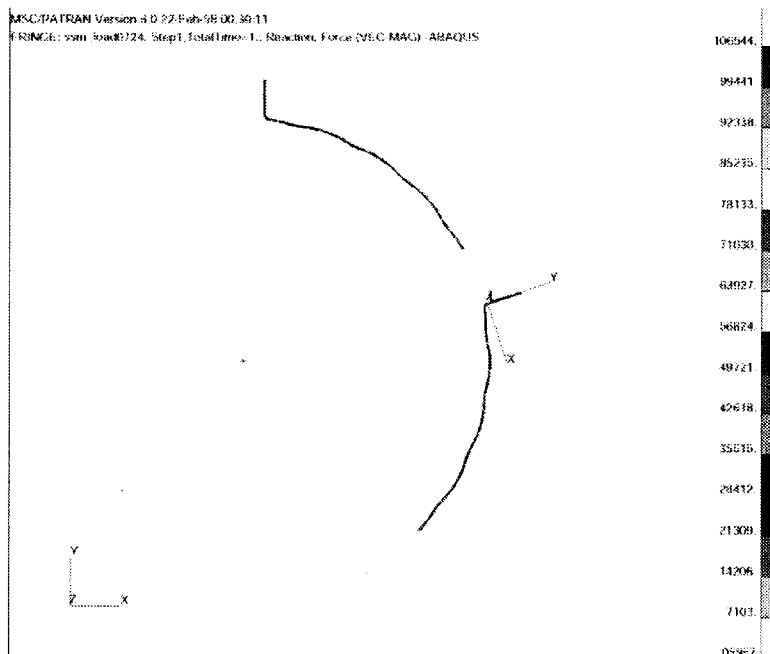


그림 89 직경 24mm AFB에 걸리는 반력

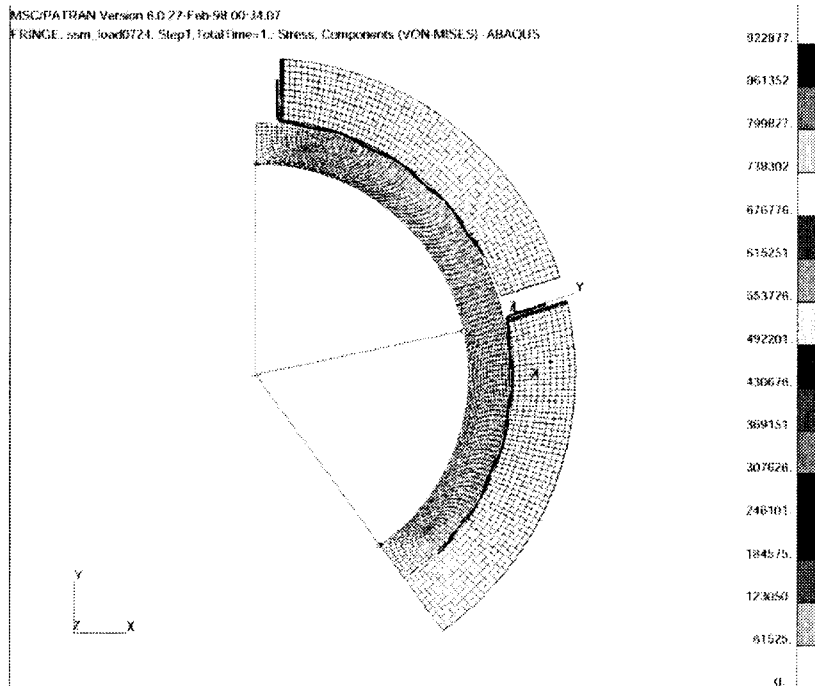


그림 90 직경 24mm AFB의 등가응력

표 47 직경 24mm 강성계산 결과

길이 l	Angle	반력 R	강성 k
14.6 mm	35°	3.456×10^5 (at 18°)	3.456×10^7

wave가 있는 AFB를 직선으로 가정하였기 때문에 정확한 값이라고 단정할 수는 없지만 AFB의 길이가 매우 작으므로 오차를 무시할 수 있다. 따라서 판스프링에 적용된 $\frac{W}{\delta} = k = \frac{48EI}{l^3}$ 의 공식을 이용하여 계산할 수 있다. 위 결과 data에서 반력 $R = 3.465 \times 10^5$, $\delta = 0.01$ 을 대입하여 강성을 계산하면 $k = 3.465 \times 10^7$ 이다. 또 강성은 $\frac{1}{l^3}$ 에 비례하므로 l 이 증가하면 강성은 줄어든다는 것을 알 수 있고 wave의 곡률 반경이 증가할수록 l 또한 증가한다. 따라서 곡률 반경이 증가할수록 강성은 줄어든다고 할 수 있다.

6. 설계 결과

베어링의 강성을 $1E7$ N/m 로 맞추기 위하여 bump의 개수를 4개로 조절하였다. 그 결과 bump 높이 0.3mm, bump 개수 4개에서 유사한 설계결과를 얻을 수 있었다. 베어링의 강성을 보다 높이고 로터의 움직임을 제한하는 목적에서 bump의 높이를 0.2mm로 줄인 경우 $3E7$ N/m의 강성이 나왔다.

제 4 장 연구개발목표 달성도 및 대외기여도

제 1 절 연구개발목표 달성도

Super-critical 로터에 AFB를 적용하여 국내 최초로 운용에 성공하였다. 이전까지의 AFB는 낮은 강성과 감쇠로 인하여 Sub-critical 로터에만 한정적으로 적용되어 왔으나 앞으로는 고속모터를 이용한 다양한 터보머신에 적용할 수 있게 되었다. 이는 전세계적으로 미국의 Miti사에서만 성공한 기술 수준으로 러시아에서는 아직 성공한 사례가 없는 단계이다.

해외에 특허를 신청하여 등록을 획득하였다. AFB에 대한 신기술로 인정받아 해외 12개국에 특허를 출원하여 영국, 대만, 미국에서 특허로 등록되었으며 나머지 9개국에서도 특허심사가 진행중이다. 이 기술은 AFB에 스프링 역할을 하는 구조물을 추가하여 AFB의 강성을 획기적으로 향상시키는 기술이다.

Multi-layer AFB 개발하였다. 이는 Radial AFB의 강성과 감쇠를 증가시키는 기술로서 이 기술을 이용하여 Super-critical 로터의 운용에 성공하였다. 또한 이 기술은 국내 특허 출원 중이다.

그리고, 마지막으로 7,500 cycle의 AFB 수명을 확보하였다. 이전의 코팅보다 내마모성이 월등히 좋은 코팅을 사용하여 AFB의 수명을 7,500 cycle에서 확인하였다. 코팅의 단면을 확대 검사한 결과 코팅의 상태가 좋아 10,000 cycle 까지 AFB의 수명을 확신할 수 있었다. 이는 대부분의 터보머신의 수명을 만족하는 조건이다.

표 48 연구개발목표 달성도

번호	세부연구개발목표 (연구계획서상에 기술된 연구목표)	달성내용	달성도 (%)
1	AFB 개발기술 / 시험설비조사	선진사(미국 Miti, NASA, KMC) 조사	100
2	해외 선진개발사례 연구	미국 Miti, 러시아 MAI 사례 연구	100
3	AFB 및 시험리그 설계/제작	양단 지지형 AFB 시험리그 제작/시험	100
4	로터다이나믹 시험리그 설계/제작	Super-critical 로터 시험리그 제작/시험	100
5	시험리그 운영시스템 설계/제작	AFB-로터 시스템 시험 설비 setup 완료	100
6	AFB 정밀제작 및 조립	AFB 자체 정밀 제작	100
7	AFB 리그시험 및 결과분석	AFB 동특성 시험	100
8	베어링/로터 시스템 시험 및 결과분석	Super-critical 로터 시험리그 제작/시험	100
9	최적설계기준/절차 재정립	Design Practice 작성	100
10	최적설계용 S/W Upgrade	Multi-layer AFB 소프트 웨어 작성	100

제 2 절 대외 기여도

1. 차세대 터보형 냉매압축기에 대한 베어링 솔루션을 제공하였다.

이전까지 터보형 냉매압축기의 가장 큰 난점이었던 고속회전에 적용할 비접촉 베어링에 대해 Air Foil Bearing을 사용하여 고속을 가능하게 하였다.

2. 자동차용 터보차저에 대한 국산화 가능성

디젤 자동차에 사용되는 터보차저는 140,000RPM에 이르는 초고속이다. 이 때문에 국산화가 어려웠으나, Air Foil Bearing을 적용하여 국산화의 가능성을 제시하였다.

3. 고속모터를 이용한 제품화

고속모터와 Air Foil Bearing을 이용하여 모터 업계에서 요구하는 고속모터의 제품화에 대한 가능성을 제시하였다.

4. 대용량의 고속회전체에 대한 베어링 개발

현재의 고속회전체는 점차 고중량, 대용량화 되고있는 추세인데 이에 대해 Bump Type의 Air Foil Bearing을 개발하여 대용량의 고속회전체에도 적용할 수 있다는 사실을 보여 주었다.

5. Air Foil Bearing의 상용화 단계 실현

이전까지 학계에서의 연구와는 달리, 업계에서 요구하는 제품수준의 베어링을 개발하는데 성공하였다. 업계에서 요구하는 수명에 대해서도 7,500Cycle의 확인시험을 거쳤고, 베어링의 제작에 대한 편차도 줄여 Air Foil Bearing의 수준을 상용화 단계까지 끌어 올렸다.

이상과 같은 결과를 정리하면 이전까지는 연구수준의 단계였던 Air Foil Bearing의 설계기술을 제품에 적용할 수 있는 상용화 단계로 만들어, 각 산업체에서 요구하는 고속회전체를 위한 베어링 솔루션으로 제시하였다.

제 5 장 연구개발결과의 활용계획

표 49 Air Foil Bearing 적용 사례

구분	기존 구성품 대비		AFB적용을 위한 개발 필요기술						시장 규모
	상대적 강점	상대적 약점	고온, 장수명coating	high load	저속가능	내충격성	양방향회전	정밀도	
AFB냉매압축기	저소음	성능 대비 가격							○○○
AFB공기공급 장치	경량, 저소음	낮은 turndown ratio							○○○
AFB터보압축기 (100마력이하)	저소음, 저운용비, 속도가변	성능, 가격							○○
AFB터보압축기 (100마력이상)	저소음, 저운용비, 속도가변	성능, 가격	▲	▲▲					○?○
AFB터보차저	저소음, 무고장	고온, 충격	▲			▲▲			○○○
AFB고속 spindle	고속, 무오염	정밀도, 양방향회전		▲▲		▲▲	▲▲▲	▲▲▲	○
AFB원심분리기	저소음, 무오염	저속, unbalance	▲	▲▲	▲▲▲	▲▲▲			○
AFB연사기	무오염, 저소음, 장수명	저속, 양방향회전			▲▲▲		▲▲▲		○?○
microturbine 소형발전시스템	저유지비, 장수명	가격, 성능	▲	▲▲					○○○

AFB는 고속의 운전이 가능하고 윤활유가 필요하지 않은 청정 베어링이면서 저가의 가격을 구현할 수 있는 제품으로 점차 소형화 고출력화 추세에 있는 터보머신 로터 지지의 최적의 방안으로서 터보머신 산업의 확대와 함께 그 적용범위가 보다 확대되리라 전망되며 무게제한이 엄격한 항공용으로 널리 쓰일 수 있다. 당 연구소에서는 본 연구결과로 얻어질 AFB설계기술을 직접적으로 활용하여 향후 개발될 지상용 증소형급 APU 등에 적용하여 선진수준의 경쟁력 있는 제품개발을 하고자 하며, 이와 같이 성공적인 AFB 적용경험을 토대로 유사 용량의 압축기, 터보제너레이터등과 같은 파생상품들을 계속적으로 개발할 수 있을 것이다. AFB는 고속에서의 저소음, 저공해와 같은 특성으로, 터보머신과 같은 특정산업뿐 아니라 정밀을 요하는 공작기계 및 의료기기와 일반 산업기기, 가전기계까지로 빠른 속도로 확대될 것으로 전망된다. 예를 들어 최근에 삼성전자에서 냉장고용 소형 냉매압축기에 이용될 Radial AFB를 개발하여 시험을 수행하였으나 아직 실용화된 단계는 아니며 Thrust AFB 개발에 어려움을 겪고 있는 것으로 알려져 있다. 앞으로 이러한 기술적인 문제들이 여러 분야에서 많이 발생될 것으로 예상되므로, 이러한 기술적인 문제들을 연구결과로 얻어진 시험/설계기술을 직접 이용한 기술협력 또는 기술용역방식을 통해서 해결해간다면 보다 효과적으로 기술이전 및 공유가 이루어질 수 있으리라고 판단된다. 그 예가 위의 표에서 제시한 application들이며, 다음과 같은 특징을 가지고 있다.

1) 터보형 냉매압축기

에어컨 시스템에 들어가는 냉매압축기에 AFB를 적용한다.

냉동기의 4대 구성요소는 압축기, 응축기, 팽창밸브, 증발기로 구성된다.

압축기는 증기를 고온, 고압의 증기로 압축하는데 이용된다.

이와 같은 터보형의 냉매압축기에 AFB를 적용할 수 있는 이유는 다음과 같다.

- Rotor무게가 경량(1kg - 2 kg)임.
- 고속회전인 품목 (80,000 rpm이상)
- 저속회전(6000rpm이하)이 필요치 않음
- 양방향회전이 필요치 않음
- 외부진동, 충격이 크지 않음
- Oil free강점이 부각되는 품목임

터보형의 냉매압축기는 차세대 에어컨 시스템의 핵심 기술사항으로서 앞으로는 모든 에어컨 시스템이 AFB를 채용한 터보형의 냉매압축기를 채택할 것으로 생각한다.

2) 연료전지 자동차용 공기관리장치

연료전지 자동차는 stack에서 산소와 수소가 반응하여 전기를 만들게 되는 데 자동차의 주행에 따라 산소를 포함하는 공기의 흡입량이 조절되어야 하므로 공기관리장치는 연료전지자동차의 성능에 있어 중요한 요소이다.

터보형 공기관리장치인 turbo-compressor는 크기가 작고 무게가 가볍다는 장점이 있다.

선진사에서는 속도 110,000 rpm max, 무게 8.1 kg (모터포함), air foil bearing을 채택한 제품을 개발중에 있다.

3) 디젤 자동차용 터보차저

터보차저는 터빈에 배기가스가 부딪쳐 축을 돌리게 되면 압축기도 함께 돌면서 엔진 연소실 안으로 신선한 공기를 다량 압축, 공급하는 장치로서 저속보다 고속에서 엔진효율 및 출력을 증대시킴

국내생산 : 10만대/년 (카스코제공)

국내총수요 25만대/년 (카스코제공)

세계매출규모: 3000억원 (NHI, Nissan등)

이 application들은 각각의 특성에 맞게 다양한 성능을 요구하고 있으며 이를 만족시키기 위해서는 보다 많은 연구가 필요한 실정이다.

제 6 장 참고문헌

1. H. Heshmat and P. Hermel, 1992, "Compliant Foil Bearings Technology and Their Application to High Speed Turbomachinery", 19th Leeds-Lyon Symposium on Tribology.
2. Paul Robert Trumpler, 1966, "Design of Film Bearings", The Macmillan Company
3. Bernard J. Hamrock, 1994, "Fundamentals of Fluid Film Lubrication", McGraw Hill
4. Rao. J. S., 1983, "Rotordynamics", John Wiley & Sons
5. Giri L. Agrawal, 1997, Foil Air/Gas Bearing Technology ~ An Overview, ASME, 97-GT-347
6. J.F. Walton, H. Heshmet, 1994, "Compliant Foil Bearing for Use in Cryogenic Turbomumps", NASA
7. Robert Nims, 1995, "Development of an Oilless, Gearless, and Bleedable under Armor Auxiliary Power Unit", ASME
8. 한동철, 김재일, 1986, "겹판 공기베어링의 동특성에 관한 실험적 연구", 대한기계학회논문집, 제 10권 제 3호
9. 황평, 권성인, 1998, "고속 터어보기계용 공기포일베어링에 대한 동특성 해석과 실험적 연구", 한국윤활학회지, 제14권 제4호
10. Chris DellaCorte, 1997, "A new Foil Air Bearing Test Rig for Use to 700°C and 70,000 rpm", NASA Technical Memorandum 107405
11. C.Della corte, 1999, "Performance and Durability of High Temperature Foil Air Bearing for Oil-Free Turbomachinery", NASA/TM-1999-209187
12. Hooshang Heshmat, 1999, "Operation of Foil Bearings Beyond the Bending Critical Mode", ASME, 99-TRIB-48

13. H. Heshmat, 1994, "Advancements in the Performance of Aerodynamic Foil Journal Bearings: High Speed and Load Capability", Journal of Tribology