

2. 동력공학 특집기사

과급기 축계의 진동 해석

Vibration Analysis of Turbocharger Shaft System



양 보 석
Bo-Suk Yang

• 부경대학교 기계공학부
(bsyang@pknu.ac.kr)



김 용 한
Yong-Han Kim

• 부경대학교 대학원



석 호 일
Ho-Il Suk

• 부경대학교 대학원



유 광 택
Kwang-Taek Yoo

• (주)STX 기술연구소

1. 서 론



국내 조선산업 관련 업계의 부단한 노력으로 2000년 신조선 수주량 기준 세계시장 점유율 45.8%의 명실공히 세계 1위의 조선국가로서의 입지를 확고히 하고 있다. 이에 반해 핵심 자본재인 디젤엔진을 포함한 조선기자재 산업은 기술경쟁력 열세로 인해 세계시장에 있어서 선도적 역할을 수행하지 못하고 있는 실정이다. 특히, 선박의 대형화, 고속화에 따라 탑재되는 디젤엔진은 지속적으로 고출력화가 요구되고 있으며, 선진 과급기(turbocharger) 제작사들은 이러한 디젤엔진 시장요구에 병행할 수 있도록 고성능 과급기를 지속적으로 개발하여 공급하고 있다. 중대형 디젤엔진용 과급기는 ABB, MAN-B&W가 세계시장의 90%이상을 독점하고 있으며, 국내에서도 현대중공업, 삼성테크윈, STX등에서 이들 선진사의 라이선스 계약에 의한 조립생산을 하고 있으나, 자체 설계 및 성능

분석에 대한 기술은 매우 부족한 실정이다.

산업기술의 발전으로 각종 회전기계들은 더욱 다양하고 가혹한 사용조건 하에서의 운전이 요구되고 있으며, 특히 과급기는 그 중에서도 가장 고속, 고출력화의 요구가 두드러지며, 주로 자동차용 소형엔진, 가스터빈 및 선박용 디젤엔진의 효율을 극대화를 위한 핵심 회전기계이다.

이러한 고성능의 과급기를 개발하기 위해서는 터빈과 압축기 휠(wheel)의 유체역학적 해석(Computational Fluid Dynamics, CFD), 고온 고속하의 열응력 해석(Finite Element Analysis, FEA), 회전체동역학(Rotordynamics)에 의한 진동해석 등에 대한 기본적인 해석 및 설계기술이 요구된다. 이 중에서도 과급기에 대한 진동해석 및 설계 분야가 매우 취약한 부분으로 지적되고 있으며, 디젤엔진용 중·대형 과급기는 대부분 플로팅 링 저널베어링(floating ring journal bearing, FRB)으로 지지되고 있다.

플로팅 링 저널베어링은 이중의 유막 중간에 회전하는 링을 삽입함으로써 회전축이 동일한 회전속도를 갖는 경우에는 상대속도의 감소로 인하여 마찰손실이 줄어드는 장점이 있을 뿐만 아니라, 윤활유량의 상대적으로 많이 요구되기 때문에 열적 특성이 우수하다. 그리고 고속에서의 안정성(stability)을 확보하기 위한 다른 형태의 베어링 시스템에 비하여 가공이 용이하여 경제적이다. 과급기 축계의 진동해석 시에 가장 중요한 역할을 하는 플로팅 링 베어링은 외국의 경우, 1970년대에 여타 저널베어링과 함께 많은 기초적 연구⁽¹¹⁻¹⁶⁾가 수행되었으며 이후로도 꾸준히 발표되어 오고 있으나, 제조사로부터의 핵심 해석기술들은 공개되지 않고 있다. 국내의 경우, 김⁽¹¹⁻¹³⁾ 등에 의한 해석 및 실험연구가 있으나, 실제로 산업계와 연계된 체계적인 연구 개발은 이루어지지 못하였다. 최근 김⁽¹⁴⁻¹⁵⁾ 등에 의해 실제 생산모델에 대해 공급유량과 유막온도를 고려한 성능해석이 수행되었다.

본 해설에서는 플로팅 링 저널베어링의 동특성 해석방법과 과급기 축계의 진동해석 방법에 대해 본 연구실에서 수행된 연구결과⁽¹⁶⁾의 실례를 들어 설명하며, 문제점도 함께 검토한다.

2. 과급기 축계의 진동 해석

2.1 과급기 축계 모델

일반적인 배기터빈식 과급기 축계의 형상을 그림 1에 나타내었다. 압축기 휠과 터빈 휠의 각각에 가스 누설방지용 래버린스 실(labyrinth seal)이 있고, 2개의 반경 베어링(radial bearing)이 내측(in-board type)으로 설치되며, 중·대형의 경우는 축방향의 하중을 지지하기 위한 스러스트 베어링(thrust bearing)이 설치되기도 한다.

유한요소법을 이용한 해석을 위해 축은 그림 2와 같이 유한요소로 분할되고, 압축기 휠, 터빈 휠 등은 원판요소로 모델링한다. 원판 요소들의 질량과 질량 극관성 모멘트 및 횡관성 모멘트는 디스크의 무게중심에 집중하여 작용하는 것으로

고려되며, 베어링력은 베어링 중앙부에서 집중하는 것으로 해석하는 것이 일반적이다.

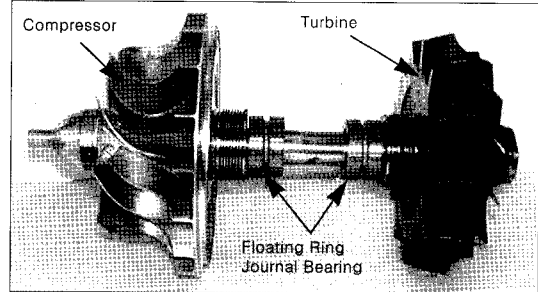


그림 1. 과급기 회전체.

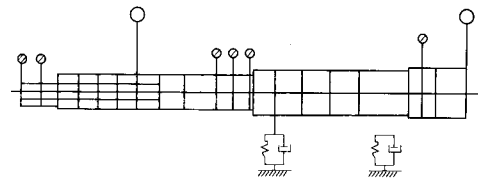


그림 2. 과급기 축계의 유한요소 모델링.

2.2 플로팅 링 베어링(FRB)의 동특성 해석

플로팅 링 저널베어링의 구조는 그림 3과 같은 형태로 저널과 베어링 슬리브(sleeve) 사이에 원통형의 링을 삽입한 형태로 이중의 유막을 형성하고 있으며, 저널의 회전에 의해서 내측 유막이 회전하고, 내측의 유막의 마찰력에 의해서 링도 따라서 회전하며, 근사적으로 링의 회전속도는 저널의 회전속도의 약 1/2 정도이다. FRB의 해석에는 그림 4와 같이 내측 유막과 외측 유막을 가지는 2개의 저널 베어링으로 모델링할 수가 있으며, 내측 유막은 저널과 링으로 이루어지고, 외측 유막은 링과 슬리브로 이루어지는 베어링으로 모델링된다.

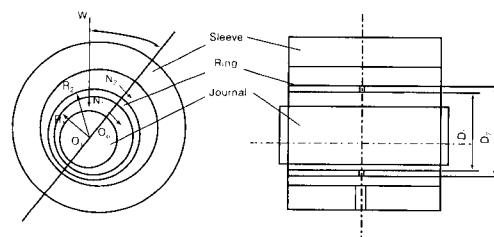


그림 3. FRB의 구조.

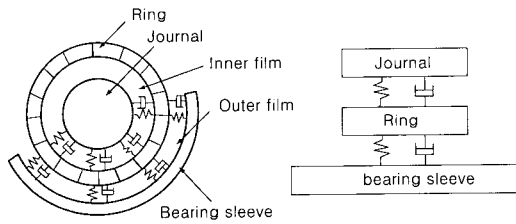


그림 4. FRB의 해석 모델.

그림 5에 일반적인 FRB의 동특성 계수를 계산하는 흐름도(flowchart)를 나타낸다. 외측 유막에서의 임의 저널 속도에 대하여 모멘트 평형식을 이용하여 링의 회전속도와 사이각, 편심률이 계산된다. 그리고 내, 외측 유막에서의 힘의 평형방정식을 이용하여 등가의 강성 및 감쇠계수를 계산함으로써 FRB의 동특성이 계산된다. 내측 유막과 외측 유막의 정특성과 동특성은 비교적 간단한 해석방법으로는 임피던스 방법⁽¹⁾이 있으며, 엄밀하게는 유막에 대한 레이놀즈(Reynolds)식을 유한차분법을 이용하여 계산을 수행하는 것이 일반적이다. 임피던스 방법에 의한 베어링의 동특성 계산은 임피던스 벡터를 이용하여 동특성 계수들을 계산하지만, 유한차분법은 직접적으로 레이놀즈식을 수치적으로 적분하여 동특성을 계산한다. 정확성이나 신뢰성면에서는 유한차분 방법이 좋지만, 임의의 저널 회전속도에 대하여 동특성 계수를 계산하는데 많은 시간이 걸린다는 단점이 있다.

그림 6은 유한차분법에 의해 계산된 FRB의 저널 회전속도(rpm)에 대한 강성계수 및 감쇠계수의 계산 예로서, 터빈축 베어링의 동특성 계수만을 보였으며, 압축기축 베어링도 이와 비슷한 값을 갖는다. 강성계수의 주 강성항인 K_{xx} 와 K_{yy} 는 회전속도의 증가에 따른 변화량이 적으며, 연성항 K_{xy} 는 음의 값으로서 주 강성과 비슷한 크기를 가지며, K_{yx} 는 음의 값에서 점점 감소하여 22,000rpm부터는 양(+)의 값으로 변화된다. 감쇠계수는 전체적으로 감소하는 경향을 보이며 연성항들은 음의 값을 갖는 특징을 보여준다. 일반적으로 강성계수 연성항(K_{xy} , K_{yx})과 감쇠계수 주성분(C_{xx} , C_{yy})이 계의 안정성에 큰 영향을 미치며, 두 연성항의 차($K_{xy}-K_{yx}$)가 커질

수록 불안정화력이 증가하는 경향이 있으므로, 그 변화를 주의 깊게 파악할 필요가 있다.

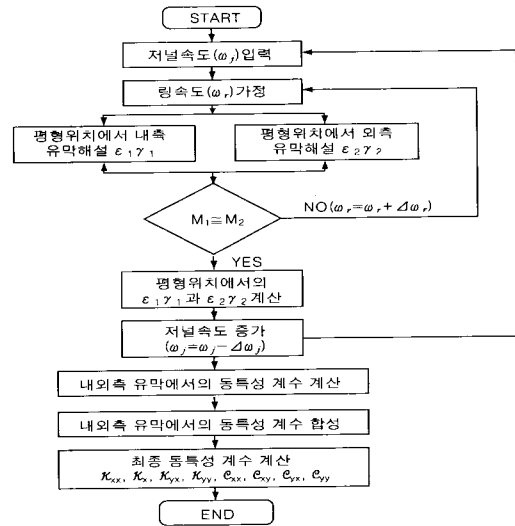


그림 5. FRB 해석의 흐름도.

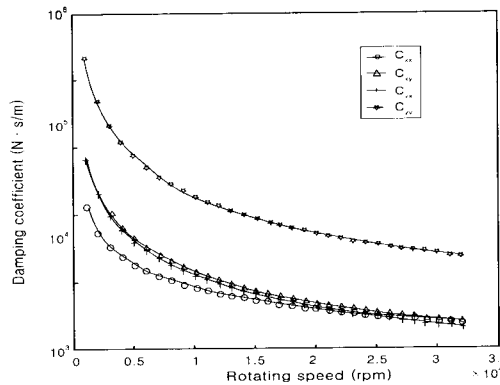
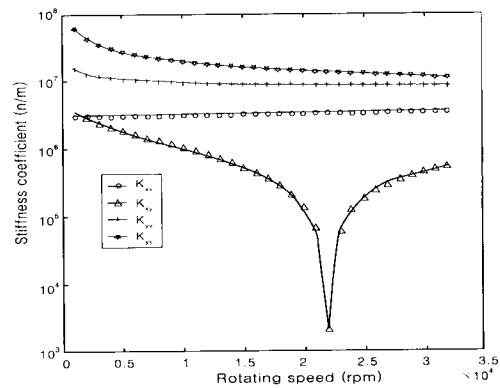


그림 6. 강성 및 감쇠계수.

그림 7은 정적 평형상태에서 특성으로서, 과급기의 회전속도 변화에 따른 편심률과 사이각의 관계를 보여주고 있다. 회전속도가 증가할수록 내측 유막의 편심률은 1에서 0으로 급속히 감소를 하고, 사이각은 0에서 90로 급속히 증가하며, 외측 유막의 편심률은 약 0.75가 되고 사이각은 약 35가 됨을 알 수가 있다. 이것은 저널의 회전속도가 증가함으로써 베어링내의 유막력의 증가로 저널을 떠받치는 힘이 증가하여 내측 유막에서는 고속의 저널이 베어링 중심으로 이동을 하게 되고, 외측 유막에서는 링의 속도가 저널의 속도보다는 느리며, 외측의 틈새가 내측 유막의 틈새보다 크기 때문에 내측 유막에 비하여 편심률은 큰 값을 가지고 사이각은 작은 값을 가짐을 알 수가 있다. 이것은 프로파일링 저널 베어링의 일반적인 특징으로 알려져 있다⁽¹⁷⁻¹⁸⁾.

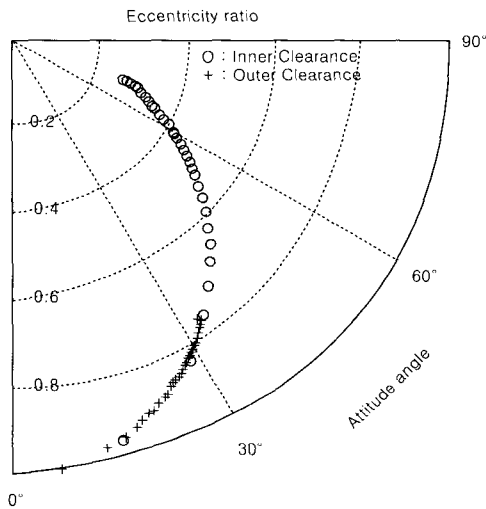


그림 7. 편심률과 사이각의 관계.

그림 8은 틈새비(외측틈새/내측틈새)가 1로 일정하고, 세장비(L/D) 0.5와 1에 대해 정적 평형상태에서 기준 Sommerfeld 수에 대한 편심률의 변화와 링과 저널의 회전속도비를 나타낸다. 세장비가 0.5일 때가 1일 때보다 편심률이 큰 값을 가지고, 세장비에 관계없이 회전속도비는 0.46에서 수렴되어 일정한 값을 가진다. 저널과 링의 회전속도비는 내측 틈새와 외측

틈새의 비에 따라서 결정되고, 틈새비가 클수록 회전속도비는 크게 되고 편심률의 변화는 틈새비의 변화보다는 세장비에 많이 의존하고, 내측 편심률보다는 외측 편심률이 큰 값을 가진다.

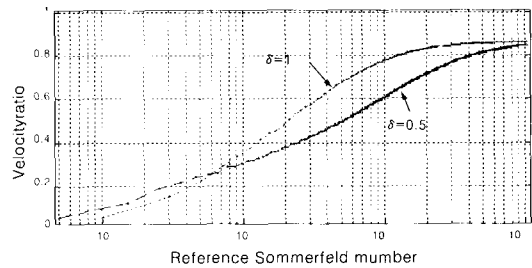
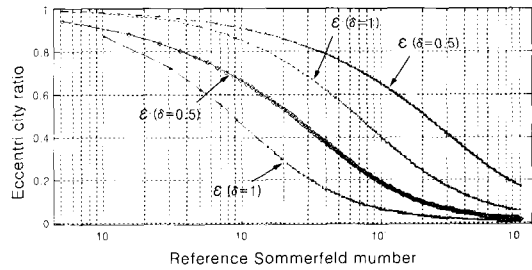


그림 8. 편심률과 회전속도비.

2.3 유한요소법에 의한 진동해석

회전축계의 진동해석은 극히 단순한 계 이외의 유한요소법(finite element method) 또는 전달행렬법(transfer matrix method)이 널리 이용되며, 최근에는 유한요소법이 보다 일반적으로 이용된다. 축계의 진동을 유한요소법에 의해 해석하는 경우는 연속체인 축을 이산화하여 다자유도계로 취급하며 그 운동방정식과 회전축계에 대한 유한요소 행렬은 많은 문헌⁽¹⁹⁻²⁰⁾에 소개되어 있으므로 여기서는 생략하도록 한다.

(1) 고유진동수해석 및 안정성해석

통상 감쇠 진동계의 운동방정식을 복소 고유치해석을 하면, 자유도에 대응하는 실수부와 허수부를 갖는 복소 고유치(complex eigenvalue)가 얻어지며, 허수부는 계의 감쇠고유진동수(damped natural frequency), 실수부는 대수감쇠율(logarithmic decrement)이나 증폭계수(Q-

factor) 또는 감쇠비(damping ratio)의 형태로 변환하여 시스템의 감쇠 정도의 척도로서 사용된다. 이 대수감쇠율이나 감쇠비의 값이 음(-)의 값으로 되면 자유진동의 진폭은 시간에 따라 점점 증폭되어 발산하므로 불안정(unstable)함을 나타내며 안정성 평가의 척도로 이용된다.

그림 9는 저널의 회전속도 변화에 따른 고유진동수의 변화를 나타내는 캠벨 선도(Campbell diagram)로서, 일반적으로 운전속도(operating speed)의 배수가 되는 가진력 성분들을 함께 표현을 하며, 이 가진력 성분과 고유진동수가 일치하는 운전속도를 일반적으로 위험속도(critical speed)라 한다. API 기준에서는 운전속도의 전후 10% 이내에서 가진력 성분과 고유진동수 성분이 만나면 공진의 위험이 있으므로 운전속도를 변경하거나, 축계 설계의 변경을 권고하고 있다. 본 과급기의 경우, 회전수의 증가에 따라 베어링 강성계수의 변화가 크기 때문에 고유진동수도 급격한 변화 양상을 보여주며, 운전속도(28000rpm)에서 충분한 분리여유(separation margin)를 확보하고 있음을 확인할 수 있다. 또한 운전속도까지 약 3개의 위험속도를 통과하지만 주로 후향(backward)의 고유진동수와 공진이 되므로 위험속도를 통과할 때 잔류불평형에 의한 과대한 진동이 발생하지는 않음을 추정할 수 있다.

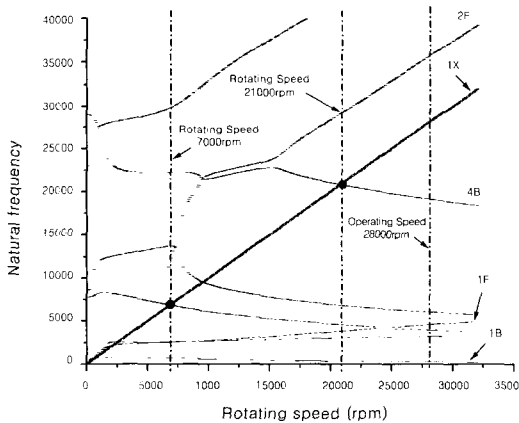


그림 9. Campbell 선도.

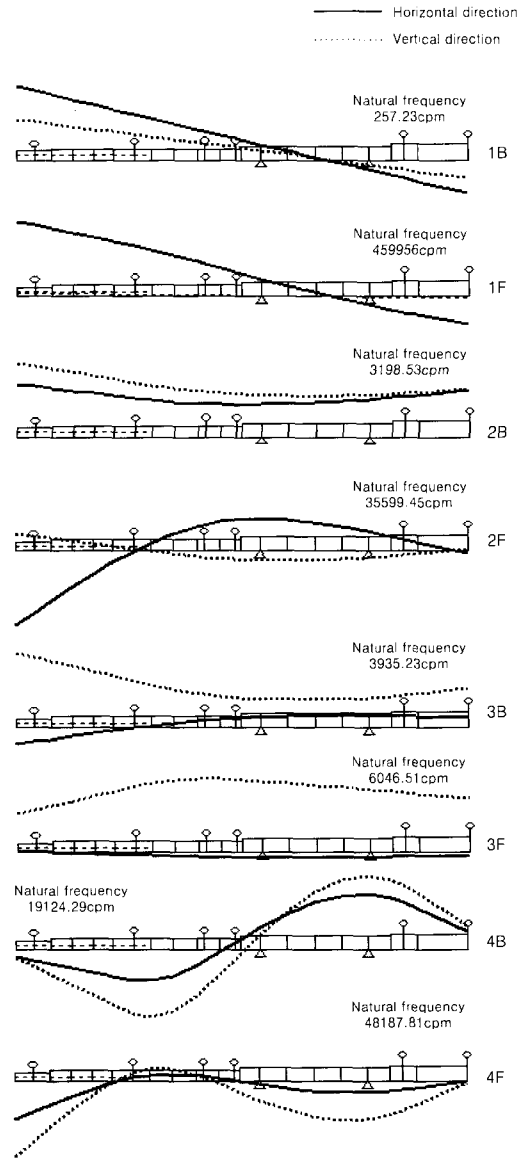


그림 10. Mode shape.

그림 11은 안정성 판별을 위한 감쇠비 선도로서 각 차수의 모드들의 감쇠의 크기를 보여주며 감쇠비가 음(-)의 값이 되면 시스템은 불안정하게 됨을 나타낸다. 본 해석 대상의 경우, 2개의 불안정한 모드가 나타났으며 안정한계속도(stability threshold speed)는 10,600rpm이 된다. 안정화를 위한 방안은 다음절에서 논하도록 한다.

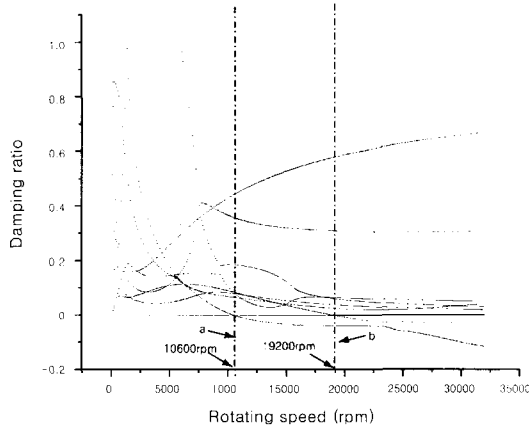


그림 11. 감쇠비 선도.

(2) 불평형 응답 해석

불평형(unbalance)은 회전기계들의 진동의 가장 일반적인 원인중의 하나이며, 재료의 불균질, 회전하는 물체의 기하학적 중심선과 실제 회전 중심선과의 불일치에 의한 편심, 회전체 등방성의 부족, 굽은 회전체 축, 변형 등에 의해서 그 양이 결정된다. 불평형 응답해석이란 중요 절점(터빈과 압축기 휠)에 이 잔류 불평형(residual unbalance)을 부가하여 각 절점에서의 진동응답을 계산하는 것이다⁽²¹⁾. API(American Petroleum Institute) 684⁽²²⁾에서는 허용잔류불평형을

$$U = 6350W/N \text{ (g} \cdot \text{mm)} \quad (1)$$

로 규정하고 있고, 통상적으로 평형잡기(balancing)의 기준값이 된다. 여기서 U 는 최대 허용잔류불평형, W 는 베어링에 가해지는 정하중(kg), N 은 축의 회전속도(rpm)이다. 그리고 API 규격은 베어링위치에서의 진동변위 레벨은 다음 값을 초과하지 말 것을 권장하고 있으며, 변위의 피크값 a 는 μm 의 단위를 가진다.

$$a = 1391/\sqrt{N} \text{ (}\mu\text{m)} \quad (2)$$

API 684 외에 가장 보편적으로 이용되는 기준이 ISO 1940이며, 이 기준은 강제회전체의 질량 대 잔류불평형에 대한 공급될 수 있는 속도를 직접적인 그림으로 회전체 분류를 제공한다.

그림 12는 불평형 응답을 보여주며, 잔류불평형량은 ISO 기준의 평형등급 G2.5를 이용하여 계산된 불평형량을 터빈과 압축기 절점에 역위상(out of phase)으로 부가한 경우이다. 터빈 절점에서 $3.3\mu\text{m}$ 정도가 되며, 전반적으로 불평형 응답은 회전속도에 비해 작은 값을 나타내며 휠과 케이싱과의 간극에서도 충분한 여유가 있음을 알 수 있다.

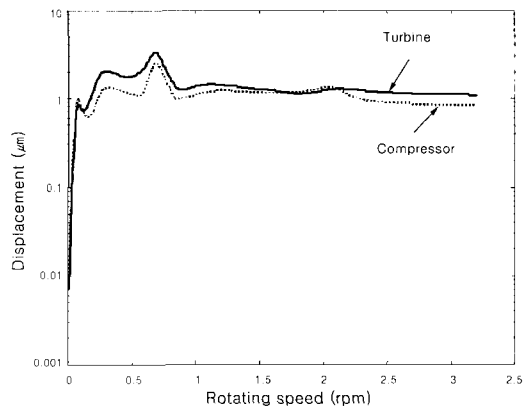


그림 12. 불평형응답.

2.4 안정성 향상을 위한 대책

플로팅 링 저널 베어링으로 지지된 회전축계의 안정성은 베어링의 동특성 계수에 의해 많은 영향을 받으며, 따라서 베어링의 형상 및 윤활유의 점도에 의해 지배됨을 알 수 있다. 회전축계의 불안정한 진동모드가 발생하는 한계속도(threshold speed)를 운전속도영역 이상으로 높이도록 안정성을 향상시키는 설계변경이 요구된다. 이를 위해 일반적으로 고려되는 방법은 Tanaka⁽²³⁾등의 연구결과를 참고하면, 다음과 같이 정리할 수 있다.

- (1) 축의 강성을 증가시킨다.
- (2) 베어링의 길이와 지름의 비인 세장비 (L/D)를 작게 한다.
- (3) 공급되는 윤활유의 점도를 낮춘다.
- (4) 윤활유의 공급압력을 낮춘다.
- (5) 내측 유막의 베어링 평균 면압을 높인다.
- (6) 내측 유막과 외측 유막의 틈새비를 높인다.
- (7) 플로팅 링의 두께비를 증가시킨다.

그러나 위의 각 방법들이 절대적인 것은 아니며, 여러 가지 파라미터들을 총체적으로 검토하여 대책을 세우는 것이 중요하다.

2.5 문제점 및 향후 과제

최근 Tanaka 등의 연구에 의하면, 플로팅 링 저널베어링은 종래의 이론으로 설명할 수 없는 거동을 보이는 것이 보고되었다. 그 하나는 그림 13과 같이 종래의 이론모델의 예측에서는 저널 회전속도가 높은 영역에서 플로팅 링과 저널의 회전속도 비가 각종 설계변수로 결정되는 일정 값에 수렴하는 것에 대해, 현실에서는 그 비가 저널 회전속도의 상승에 따라서 저하하여 가는 것이다. 또, 종래의 이론 모델의 예측에서는 과급기가 정상적으로 운전되는 고속 회전영역에 있어서 oil whip이 발생하여야 하지만, 실제로는 안정하게 회전하고 있는 것이다.

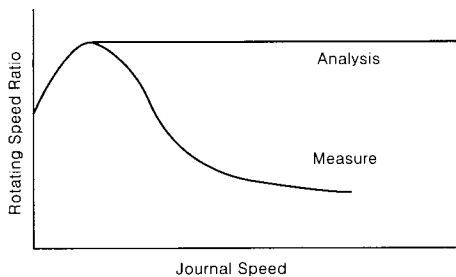


그림 13. 플로팅 링의 회전속도비.

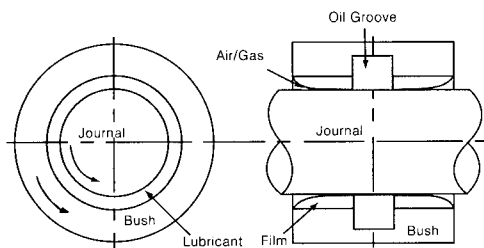


그림 14. 축방향 유막파단 모델.

이 보고에서는 유막에 작용하는 원심력의 작용을 고려하여 수정 Reynolds 방정식을 도출하고, 그림 14에서 나타난 개념도와 같이 Koeneke 등⁽²³⁾이 제안한 축방향 유막파단(axial oil film rupture)모델을 병용하여 플로팅 링 베어링의 정특성 해석을 하고, 동특성을 조사하였다. 그 결과 플로팅 링의 회전속도비가 저널 회전속도의 상승과 함께 점차적으로 저하한다고 하는 실제의 관찰결과를 합리적으로 설명 가능하게 되었고, 유막의 강성계수와 감쇠계수가 종래의 이론예측보다도 저하하여 가는 것을 명확히 확인하였다.

3. 결 언

근래 들어 국내에서도 과급기와 같은 고속 회전체와 이를 지지하는 베어링 시스템에 대한 연구가 활발히 이루어지고 있으나, 그 기술력은 선진국에 비하여 부족한 실정이다. 본 해설에서는 선박용 디젤엔진의 효율향상을 위한 핵심 부품중의 하나인 과급기 시스템에 대한 진동해석 기법과 이를 지지하는 플로팅 링 저널 베어링의 동특성 계수의 평가방법에 대해 개략적으로 설명하였다. 플로팅 링 저널베어링으로 지지된 고속 회전축계에서 발생할 수 있는 불안정성(instability)과 안정성 향상을 위한 방법론을 제시하였으며, 최근에 연구 예를 들어 현재의 과급기 축계의 진동해석상의 문제점들과 향후 전망을 함께 언급하였다.

서언에서도 언급하였듯이, 몇몇 선진외국사에서 그 기술력을 독점하고 있고 국내에서는 고가의 라이선스계약으로 조립, 생산기술만을 확보하고 있는 상황에서 이러한 선박용 핵심부품들에 대한 해석 및 설계기술 확보를 위한 지속적인 투자와 연구개발이 절실히 필요하다고 생각된다. 급변하는 세계시장의 흐름과 기술 후발국의 강력한 추격을 감안할 때, 세계 1위 조선국의 환경을 바탕으로 이제는 과급기와 같은 선박용 핵심설비들의 국산화를 위한 지속적인 노력을 통해 국가경쟁력에도 기여하기를 기대한다.

참 고 문 헌

- [1] D. Childs, H. Moes, H. van Leeuwen, 1977, "Journal Bearing Impedance Descriptions of Rotordynamic Applications", Trans. ASME, J. Lubrication Technology.
- [2] Paul C. Warner, 1963, "Static and Dynamic Properties of Partial Journal Bearings", Trans. ASME, J. Basic Engineering.
- [3] J.F. Booker, 1965, "Dynamically Loaded Journal Bearing: Mobility Method of Solution", Trans. ASME, J. Basic Engineering.
- [4] D.M. Clarke, C. Fall, G.N. Hayden, T.S. Wilkinson, 1992, "A Steady-State Model of a Floating Ring Bearing, Including Thermal Effects", Trans. ASME, J. of Tribology.
- [5] D.M. Clarke, C. Fall, G.N. Hayden, T.S. Wilkinson, 1987, "An Analysis of the steady-State Performance of the Cylindrical-Spherical Floating Ring Bearing", Trans. ASME, J. of Tribology.
- [6] M. Tanaka, Y. Hori, 1972, "Stability Characteristics of Floating Bush Bearing", Trans. ASME, J. of Lubrication Technology.
- [7] F.K. Orcutt, C.W. Ng, 1968, "Steady-State and Dynamic Properties of the Floating Ring Journal Bearing", Trans. ASME, J. of Lubrication Technology.
- [8] C.H. Li, S.M. Rohde, 1981, "On The Steady State and Dynamic Performance Characteristics of Floating Ring Bearing", Trans. ASME, J of Lubrication Technology.
- [9] H.G. Elrod, July, 1981, "A Cavitation Algorithm", Trans. ASME, J. of Lubrication Technology.
- [10] D.F. Wilcock, October 1983, "Load carrying Efficiency of Floating Ring Journal Bearing", Trans. ASME, J. Lubrication, Vol. 105.
- [11] 김경웅 등, 1993, "프로팅 링 저널베어링에 대한 연구", 한국과학재단 연구보고서, 2장.
- [12] Jeong, Y. M., 1992, A Study on the Floating Ring Journal Bearing, Ph. D. Thesis, KAIST.
- [13] 정연민, 김경웅, 1992, "원주방향 급유흡 프로팅링 저널베어링으로 지지된 탄성회전체의 안정성", 대한기계학회논문집, 16권, 12호, pp.2205-2215.
- [14] 김종수, 최상규, 유광택, 1999, "내측유막으로의 공급유량이 플로팅 링 저어널베어링의 성능에 미치는 영향", 한국윤활학회지, Vol. 15, No. 1, pp. 98-107.
- [15] 김종수, 최상규, 유광택, 2001, "유막의 온도변화를 고려한 플로팅 링 저어널베어링의 성능해석", 한국윤활학회지, Vol. 17, No.2, pp.130-137.
- [16] 석호일, 2003, 디젤 엔진용 과급기 축계의 진동해석, 석사학위논문, 부경대학교.
- [17] C.A.J. Fletcher, 1988, "Computational Techniques for Fluid Dynamics, Volume I", Springer-Verlag, pp. 163-215.
- [18] Leung, P.S., 1989, "An Investigation of The Dynamic Behaviour of Floating Ring Bearing Systems and Their Application Turbo-generation", C.N.A.A. Ph. D. Thesis, Newcastle-upon-Tyne Poly-technic, England.
- [19] H.D. Nelson, 1980, "A finite Rotating Shaft Element Using Timoshenko Beam Theory", Trans. ASME, J. Mechanical Design, Vol.102, pp.793-803.
- [20] 양보석, 2002, 회전기계의 진동, 인터비전.
- [21] Hatto Schneider 저, 양보석 역, 1994, "평형잡기 기술", 세종출판사.
- [22] American Petroleum Institute, "Tutorial on the API Standard Paragraphs Covering Rotor Dynamics and Balancing: An Introduction to Lateral Critical and Train Torsional Analysis and Rotor Balancing"
- [23] K. Hatakenaka, M. Tanaka, 1999, "A Modified Reynolds Equation with Centrifugal Force being Considered and Its Application to Dynamic Characteristics of Floating Bush Journal Bearing", Dynamic and Design Conference, JSME.