

<論 文>

유막 베어링에 지지된 탄성회전체의 모드 밸런싱 실험

Experiment on Modal Balancing of a Flexible Rotor Supported on Fluid Film Bearings

정시영* · 이동환** · 김영철** · 제양규***

Si-Young Jung, Dong-Hwan Lee, Young-Cheol Kim and Yang-Gyu Je

(1994년 4월 1일 접수 ; 1995년 5월 29일 심사완료)

Key Words : Modal Balancing(모드 밸런싱), Fluid Film Bearing(유막 베어링), Flexible Rotor(탄성 회전체), Rotordynamics(회전체 동역학)

ABSTRACT

Experiment on the modal balancing of a flexible rotor supported on two kinds of fluid film bearings is performed to verify the modal balancing theory. The fluid film bearings are a tilting pad bearing and a two axial grooved journal bearing. One is inherently stable, but the other is not. The experimental result shows that the modal balancing method is effective for balancing of a high speed flexible rotor system. Besides, the critical speeds and mode shapes measured experimentally are in good coincidence with the results of rotordynamic analysis. Oil whip, which is the instability phenomenon due to fluid film force, is also observed during the experiment.

기 호 설 명

$A\rho$: 단위길이당 질량

a, a' : 불균형 u 의 성분

m : 교정질량

u : 불균형 ($= a + ia'$)

v, v' : 변위 η 의 성분

x : 축방향의 거리

Z : $= \int_0^l \phi_r^2(x) dx$

η : 회전축의 변위 ($= v + iv'$)

θ : 위상각

μ : 감쇠계수

$\phi(x)$: 모드의 특성치

Ω : 회전속도

ω : 고유 주파수

1. 서 론

회전동력을 이용하는 펌프, 압축기, 터보 엔진 등 각종 회전기계의 개발 단계 및 운전중 발생하는 문제점 가운데 회전체의 진동 문제가 빈번히 발생한다. 회전기계의 진동 원인은 다양하지만 대부분의 경우는 회전체의 불균형으로 인하여 발생한다. 불균형이란 회전체의 회전중심과 무게중심의 불일치를 지칭한다. 불균형은 재질의 불균일, 결함, 가공오차, 마모, 설계상의 불균일 형상 및 진동 모드의 변형 등 다양한 원인으로 부터 발생한다. 이러한 불균

*인하공업전문대학 항공기계과

**한국기계연구원 회전체 연구그룹

***K & J(주)

형을 수정 보완하여 허용 기준치 이하로 감소시키는 기술을 밸런싱이라 한다^(1~3).

회전체 밸런싱은 1차 위험속도의 약 70% 이하에서 운전하여 회전체의 모드 변형을 고려할 필요가 없는 강성 밸런싱과 1차 위험속도 이상에서 운전하여 회전체의 모드 변형까지 고려해야 하는 탄성 밸런싱으로 구분할 수 있다. 강성 밸런싱은 이미 상품화되어 있는 밸런싱 전용 기계를 이용함으로써 손쉽게 현장에서 밸런싱을 완료할 수 있다. 그러나 탄성 밸런싱은 보편화하기 어렵고 고도의 밸런싱 기술을 필요로 하기 때문에 현장에서는 제한적으로 이용되고 있으나 최첨단 고속 회전기계 개발에는 반드시 필요한 현장 기술이다.

탄성회전체의 밸런싱 방법에는 모드 밸런싱법(modal balancing method)^(4~10)과 영향계수법(influence coefficient method)^(11~14)이 있다. 일반적으로 사용되고 있는 영향계수법은 회전체의 동역학적 지식없이 밸런싱을 수행할 수 있어 사용이 용이하지만 많은 양의 진동 측정값을 필요로 하기 때문에 상당량의 시험운전을 해야 하는 커다란 단점이 있다. 그러나 모드 밸런싱은 회전체의 동역학적 정보를 바탕으로 최소의 밸런싱 평면과 진동 측정값을 이용하기 때문에 최소의 시험운전으로 밸런싱을 완료할 수 있는 효과적인 밸런싱 기법인 반면에 회전체의 동역학적 해석 결과를 기초로 밸런싱 조건들을 결정하기 때문에 보편화하기 어려운 단점도 있다. 따라서 모드 밸런싱은 여러 개의 위험속도 위에서 운전하는 고속 탄성회전체에 적합한 밸런싱 기법이다.

본 연구에서는 2종류의 유막 베어링(틸팅 패드 베어링과 2축흡 저어널 베어링)에 의해 지지된 고속 탄성회전체를 설계 제작하여 2차 위험속도까지 모드 밸런싱 실험을 수행하고자 하며 또한 실험 회전체의 동역학적 해석과 실험적 결과의 비교 검토 및 유막 베어링에 의해 발생하는 회전체의 불안정현상도 실험적으로 보여주고자 한다.

2. 탄성회전체의 모드 밸런싱

모드 밸런싱은 회전체의 동역학적 이론을 이용하여 효과적으로 밸런싱하는 방법으로써 모드 밸런싱에 관한 이론을 참고문헌 (4)~(10)에 따라 간략히 서술하면 다음과 같다.

단위길이당 일정질량 $A\rho$ 를 갖는 원형 단면 회전축에 관한 불균형 u 와 변위 η 는 각각 다음과 같이 정규 모드로 표현할 수 있다.

$$u = u(x) = \sum_{r=1}^{\infty} u_r \cdot \phi_r(x) \quad (1)$$

$$\eta = \eta(x, t) = \sum_{r=1}^{\infty} \eta_r \cdot \phi_r(x) \quad (2)$$

여기서

$$\eta_r = \frac{u_r e^{-i\theta r}}{\left[\left(\frac{\omega_r^2}{\Omega^2} - 1 \right)^2 + 4\mu_r^2 \frac{\omega_r^2}{\Omega^2} \right]^{1/2}}$$

$$\theta_r = \tan^{-1} \left(\frac{2\mu_r \omega_r \Omega}{\omega_r^2 - \Omega^2} \right) \quad (3)$$

위 식은 회전축의 회전속도 Ω 가 점차 증가하면 순차적으로 위험속도 $\omega_1, \omega_2, \dots$ 에 도달할 때마다 매우 큰 축변형이 발생하며 그 변위는 오직 하나의 모드로 이루어져 있음을 나타내고 있다. 따라서 각 위험속도에서 각 모드의 불균형 u_r 을 최저 모드부터 순차적으로 제거함으로써 변위를 최소화할 수 있다. 이러한 밸런싱 방법을 모드 밸런싱이라 한다. 한편 회전축 전 구간에 걸쳐 $x = x_i (i=1, 2, \dots, p)$ 에 교정질량 $m_i (i=1, 2, \dots, p)$ 를 p 개의 밸런싱 평면 위 r_i 에 부착하면 불균형 $u'(x)$ 은 식 (1)로부터 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$u'(x) = \sum_{r=1}^{\infty} \left[\left\{ u_r + \frac{m_1 r_1}{A\rho Z} \phi_r(x_1) + \frac{m_2 r_2}{A\rho Z} \phi_r(x_2) + \dots + \frac{m_p r_p}{A\rho Z} \phi_r(x_p) \right\} \cdot \phi_r(x) \right] \quad (4)$$

여기서 아래 첨자 r 은 r 번째 모드를 나타내며 p 는 밸런싱 평면을 표시한다.

탄성회전체를 밸런싱하기 위하여 회전축 전 구간에 걸쳐 밸런싱 교정질량을 분배하는 것은 현실적으로 불가능하므로 특정 위치에 특정량의 밸런싱 교정질량을 부착하여 각 모드를 순차적으로 밸런싱하는 방법이 일반적이다. Fig. 1에서 보여주는 첫번째 모드의 불균형 u_1 을 제거하기 위해 $x = x_1$ 에 위치한 한 개의 밸런싱 평면을 선택하여 교정질량 m_1 을 r 위치에 부착하면 가장 효과적으로 밸런싱을 수행할 수 있을 것이다. 즉

$$u_1 + \frac{m_1 r}{A\rho Z} \phi_1(x_1) = 0 \quad (5)$$

여기서 최소 크기의 교정질량을 사용하기 위해 $\phi_1(x_1)$ 값이 최대인 지점을 밸런싱 평면으로 선택하는 것이 바람직할 것이다. 또한 첫번째 모드에 이용된 교정질량이 두번째 모드 밸런싱에 영향을 주지 않도록 첫번째 모드 밸런싱 평면이 두번째 모드의 절점 ($\phi_2(x_1) = 0$)과 일치하면 더욱 바람직하다. 이와 같

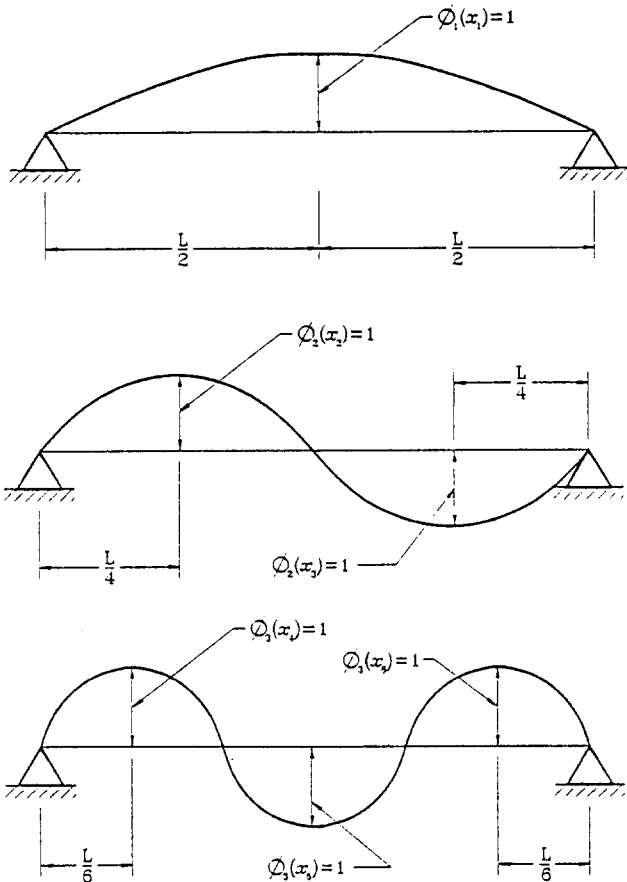


Fig. 1 First three modes of a shaft

이 한 개의 밸런싱 평면에 식 (5)를 만족하는 교정질량 m_1 을 부착함으로써 첫번째 모드 밸런싱을 완료한다.

앞에서 설명한 방법으로 첫번째 모드 밸런싱을 완료하면 두번째 위험속도에서 두번째 모드 밸런싱을 실시한다. 이때 두번째 모드 밸런싱을 위하여 1개의 밸런싱 평면을 선택하면 이미 완료한 첫번째 모드의 밸런싱 상태가 파괴된다. 또한 두번째 모드에서 발생하는 최대 진폭이 2개 지점에서 발생하므로 2개의 교정질량 m_2 와 m_3 그리고 2개의 밸런싱 평면을 선택하여 두번째 모드를 밸런싱하는 것이 효과적이다. 이미 밸런싱을 실시한 첫번째 모드의 평형을 파괴하지 않도록 하기 위해 첫번째 모드는 $\phi_1(x)$ 와 두번째 모드의 교정질량 m_2 와 m_3 사이에는 다음과 같은 관계를 유지해야 한다.

$$m_2\phi_1(x_2) + m_3\phi_1(x_3) = 0 \quad (6)$$

교정질량 및 시험질량의 비율은 위 식에 의하여 결정되며 두번째 모드의 밸런싱 평면도 최대 처짐이

발생하는 지점을 선정함으로써 최소 크기의 교정질량으로 효과적인 밸런싱을 실시할 수 있다. 한편 두번째 모드의 불균형 u_2 를 제거하기 위한 관계식은 다음과 같다.

$$u_2 + \frac{m_2r}{A\rho Z}\phi_2(x_2) + \frac{m_3r}{A\rho Z}\phi_2(x_3) = 0 \quad (7)$$

세번째 모드 밸런싱을 실시하기 위해 최대 진폭이 예상되는 x_4, x_5, x_6 에 위치한 3개의 밸런싱 평면을 선택함이 바람직하며 밸런싱 속도도 세번째 위험속도까지 상승시킨다. 세번째 모드 불균형 u_3 를 제거하기 위해서는 다음과 같은 관계식을 만족해야 한다.

$$u_3 + \frac{m_4r}{A\rho Z}\phi_3(x_4) + \frac{m_5r}{A\rho Z}\phi_3(x_5) + \frac{m_6r}{A\rho Z}\phi_3(x_6) = 0 \quad (8)$$

세번째 모드 밸런싱으로 인하여 부착된 교정질량이 이미 완료한 첫번째와 두번째 모드 밸런싱 상태를 파괴하지 않기 위한 조건식은 다음과 같다.

$$m_4\phi_1(x_4) + m_5\phi_1(x_5) + m_6\phi_1(x_6) = 0 \quad (9)$$

$$m_4\phi_2(x_4) + m_5\phi_2(x_5) + m_6\phi_2(x_6) = 0 \quad (10)$$

네번째 모드 및 그 이상의 모드 밸런싱도 앞에서 서술한 방법으로 수행할 수 있다. r 번째 모드 밸런싱은 r 번째 모드의 불균형 u_r 를 제거하기 위해 r 개의 적절한 밸런싱 평면 지점을 선택한 후 r 개 방정식의 해를 산출하는 것이다. 단 r 번째 모드의 새로운 교정질량이 이미 밸런싱을 실시하여 이룬 $r-1$ 개의 모드 평형상태에 아무런 영향을 주지 않도록 해야 한다. 이와 같은 조건은 각 모드 밸런싱에 필요한 교정질량 및 시험질량간의 비율을 결정해주므로 영향계수법과는 달리 많은 시험운전이 불필요하다. 그러나 적절한 밸런싱 평면과 속도를 결정하기 위하여 회전체에 관한 동역학적 해석이 선행되어야 한다.

3. 유막 베어링-회전체 실험장치

3.1 실험 회전체 구성 및 측정장치

축 양단에 2개의 유막 베어링에 의하여 지지되어 있는 탄성회전체의 구성 및 측정장치 개략도를 Fig. 2에서 보여 주고 있다. 3개의 디스크가 2개의 유막 베어링 사이에 장착되어 있고 회전축은 2단 멤브레인(2-stage membran) 커플링으로 AC 스피들 모터와 연결시켰다. 모터의 제어장치를 이용하여 최대속

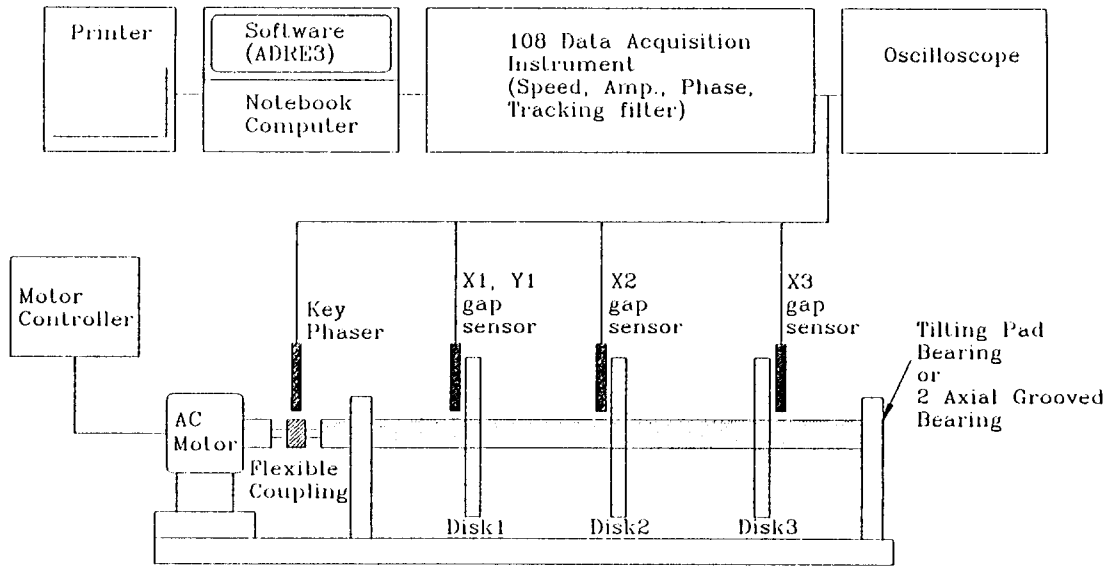


Fig. 2 Schematic diagram of the test rig and measuring system

도 및 상승, 하강속도를 조절하였다. 탄성 실험회전체의 기타 사양은 Table 1에 수록하였으며 실제 모습은 Fig. 3과 같다.

탄성회전체의 레이디얼 베어링으로 2종류의 유막 베어링, 즉 5패드구조된 틸팅 패드 베어링과 2축흡 저어널 베어링을 사용하였다. 2종류의 유막 베어

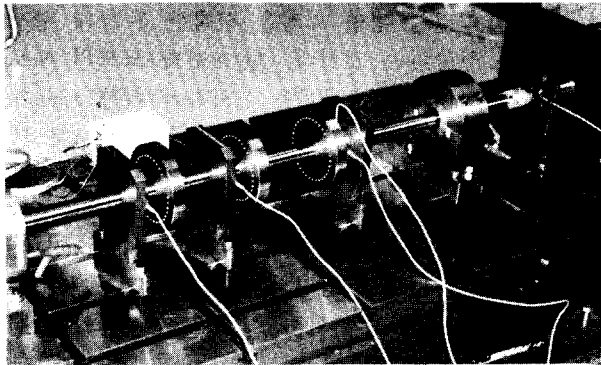


Fig. 3 Rotor test rig

Table 1 Dimensions of a rotor system

내 용	주요 치수 및 사양
축계 재질	SM45C
회전체 치수	Disk 160φ×25 3EA, Shaft φ30×1170, 18.3 kg
커플링	2-Stage Membrain Flexible Coupling
윤활방식	Submerged(터어빈유 32Cst)

링에 관한 중요 치수는 Table 2에 수록하였다. 틸팅 패드 베어링은 외국 전문생산업체에서 주문 제작하였으며 2축흡 저어널 베어링은 인천동(LBC 4C)으로 국내에서 자체 제작하였다. 유막 베어링의 윤활유는 터빈유(32 cst)를 사용하였으며 유막 베어링을 윤활 유 속에 완전히 잠기도록 설치하여 외부의 윤활 공급장치 없이 스스로 윤활하도록 하였다.

Fig. 2에서 보여주듯이 탄성 회전체의 진동 변위를 측정하기 위하여 회전체 진동측정 전용기기(108 data acquisition instrument), 오실로스코프, 개인용 컴퓨터, 프린터 및 5개의 비접촉식 변위센서를 사용하였다. 5개의 변위센서 중 1개는 key phaser 신호로 사

Table 2 Dimensions of fluid film bearings

종 류	주요 치수 및 사양
1. Tilting pad bearing	D=30 mm, L=15.8 mm(L/D=0.53)
	Preload=0.0 Offset=0.5
	C _p =45 μm Load=90 N
	Oil ν=32 Cst Load On Pivot
	5pads 재질=steel babbitted 제작=Orion Co.(미국)
2. Two axial grooved journal bearing	D=30 mm, L=24 mm(L/D=0.8)
	Preload=0.0 Offset=0.0
	C _p =50 μm Load=90 N
	Oil ν=32 Cst Groove angle=10°
	재질=인천동(LBC 4C) 제작=국내 자체 제작

용하였고 나머지 4개의 변위 센서는 회전체의 선회케도 측정 및 밸런싱에 필요한 변위 측정에 사용하였다.

회전체 진동 측정 전용기기 내에서 1X tracking 필터를 사용함으로써 회전속도와 같은 주파수 성분의 변위와 필터를 통과하지 않은 순수 변위를 측정하였다. 5지점의 측정신호는 일정한 크기의 회전속도가 상승할 때마다 동시에 자동적으로 회전체 진동 측정기기 내부에 일시 저장된다. 진동 측정기기에 저장된 모든 데이터는 다시 컴퓨터로 옮겨진 후 회전체 진동용 소프트웨어로 분석함으로써 회전체의 동특성을 잘 나타내는 여러가지 선도 즉 bode 선도, cascade 선도 및 polar 선도 등을 작성하였다.

3.2 실험 회전체의 동역학적 해석

유막 베어링-회전체의 동역학 해석을 통하여 실험 회전체의 위험속도와 진동 모드를 파악함으로써 모드 밸런싱에 가장 적절한 회전속도와 밸런싱 평면 및 측정 지점 선택에 관한 중요한 정보를 얻을 수 있을 것이다.

유막 베어링에 의해 지지된 실험 회전체의 위험속도 해석에 필요한 틸팅 패드 베어링과 2축흡 저어널 베어링의 강성과 감쇠계수를 산출하기 위해 유막 베어링의 동특성계수 전산 프로그램을 이용하였다.^(15,16) 유막 베어링의 동특성계수 산출과정에서는 윤활유 유동을 층류로 가정하였고 유막 압력에 관한 경계 조건은 레이놀즈 조건을 적용하였다. 또한 항등 점성해를 기초로 하였으며 기타 자세한 유막 베어링의 치수는 Table 2에 수록한 수치를 사용하였다.

틸팅 패드 베어링은 각 패드를 한 지지점에 지지시켜 자유로이 기울어지도록 설계 제작함으로써 유막 두께가 감소하는 활면을 크게 증가시킨 유막 베어링이다. 더욱이 모든 패드가 회전축의 운동에 따라 움직이므로 연성 강성계수(K_{yz}, K_{zy})와 연성 감쇠계수(C_{yz}, C_{zy})가 존재하지 않는다. 따라서 많은 유막 베어링 중 가장 안정성이 우수한 유막 베어링이다. 그러나 설계 제작이 어렵고 고가인 단점을 갖고 있다.

2축흡 저어널 베어링은 틸팅 패드 베어링과 달리 연성 강성계수와 연성 감쇠계수가 크게 존재하고 있다. 연성 계수는 회전체를 불안정한 상태로 만드는 주요 원인으로 매우 커다란 진동을 발생시킨다. 윤활유 공급 통로로 이용되는 2개의 축흡이 원주 방향의 윤활유 유동을 약간 저지하지만 그 효과는 미흡

하여 2축흡 저어널 베어링은 오일 휠(oil whirl)과 오일 휩(oil whip)과 같은 불안정한 현상을 유발시킬 수도 있다.

이와 같은 2종류의 유막 베어링의 강성 및 감쇠계수를 이용하여 실험 회전체의 위험속도와 모드를 해석하였다. Fig. 4는 틸팅 패드 베어링에 의해 지지된 실험 회전체의 감쇠 위험속도 선도이다. 회전체의 불균형에 의해 가진되는 동기(synchronous) 주파수 선분과 선회속도 선분과의 교차점이 회전체의 감쇠 위험속도를 나타낸다. 선분 위에 적은 숫자는 감쇠지수(damping exponent) 대신에 대수감소(logarithmic decrement) δ 를 나타낸다. 즉,

$$\delta = -\frac{2\pi\lambda}{\omega} \quad (11)$$

여기서 λ 와 ω 는 실험 회전체 운동방정식의 고유치($s = \lambda \pm i\omega$)에서의 실수부와 허수부를 말하며 δ 값이 1보다 크면 그 모드의 진동은 크게 감쇠함을 의미한다. Fig. 4로 부터 틸팅 패드 베어링에 지지된 회전체의 첫번째, 두번째 위험속도는 각각 1860 rpm, 8120 rpm이며, 각 위험속도에서 대수감소 δ 값이 1보다 작으므로 이 두 모우드는 크게 진동할 것임을 알 수 있다.

Fig. 5는 2축흡 저어널 베어링에 의해 지지된 회전체의 감쇠 위험속도 선도이다. 이 선도로 부터 회

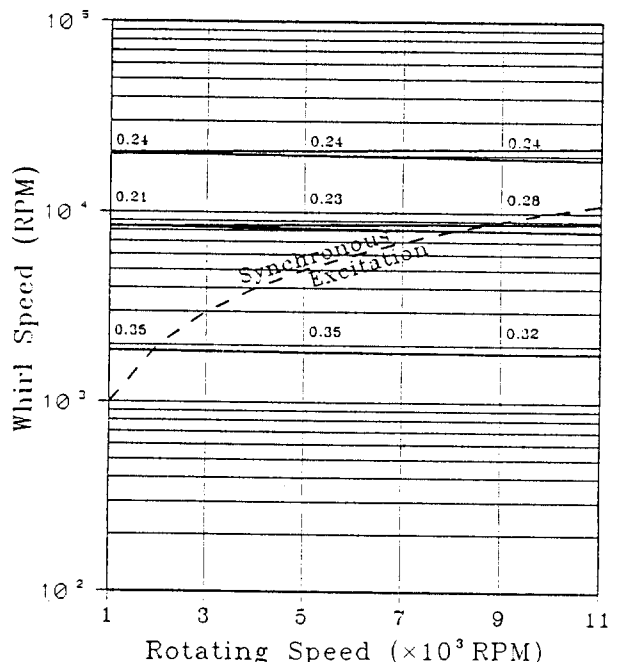


Fig. 4 Damped critical speed map of a tilting pad bearing-rotor system

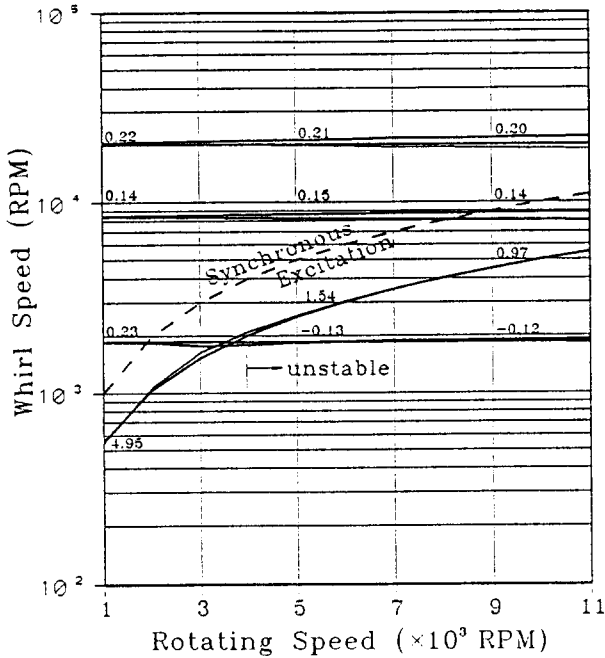


Fig. 5 Damped critical speed map of a 2 axial grooved journal bearing-rotor system

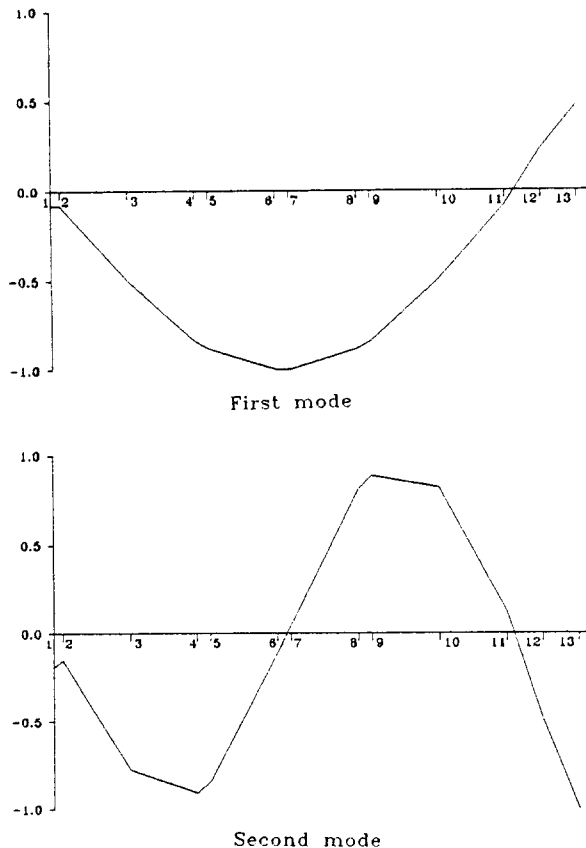


Fig. 6 First two mode shapes

전체의 실질적 첫번째, 두번째 위험속도는 각각 1870 rpm과 8170 rpm이며 각 위험속도에서 δ 값이 1보다 작으므로 이 두 모드는 가진되어 쉽게 측정할 수 있을 것이다. 그러나 틸팅 패드 베어링의 경우와 달리 첫번째 고유 모드는 불균형의 동기(synchronous) 주파수에 의해 가진되지 않으며 δ 값도 커서 첫번째 고유 모드는 나타나지 않는다. 또한 두번째 고유 모드는 약 4000 rpm에서 감쇠기능을 잃어 대수 감소 δ 값이 음의 값으로 변화하여 불안정해진다. 즉 2축흡 저어널 베어링의 윤활유 유동으로 인하여 발생하는 불안정 현상인 오일 휩(oil whip) 현상이 발생함을 예측할 수 있다. 회전속도 4000 rpm의 약 46.8%가 실험 회전체의 첫번째 위험속도와 일치하는 것이다. 따라서 2축흡 저어널 베어링에 의해 지지된 회전체는 4000 rpm 이상으로 회전시키는 것이 불가능하며 밸런싱도 첫번째 모드 밸런싱만을 수행할 수 있을 것이다.

Fig. 6은 실험 회전체의 첫번째, 두번째 위험속도에서의 모드 형상을 보여 주고 있다. 첫번째 모드 밸런싱 평면으로 회전축의 최대 변위 발생 지점인 Node 6 또는 7을 선택하는 것이 바람직할 것이며 두번째 모드 밸런싱 평면으로는 Node 4와 5 및 Node 8과 9 중에서 각각 한 평면씩을 선택하는 것이 바람직할 것이다.

4. 모드 밸런싱 실험 및 결과

4.1 모드 밸런싱 절차

앞에서 서술한 모드 밸런싱 이론을 기초로 탄성회전체의 첫번째, 두번째 모드 밸런싱 절차는 다음과 같이 설명할 수 있다.

(1) 저속에서 실험 회전체의 runout을 측정한다. runout 데이터는 변위센서 설치위치와 회전축 표면의 형상 중심과의 편심량 및 회전축의 기존 굽힘량으로 발생하는 측정거리의 측정 오차를 말한다. 그러므로 밸런싱에 필요한 모든 진동 측정값에서 runout값을 제거한 후 밸런싱 해석을 한다.

(2) 첫번째 모드에서 최대 변위 지점(disk 2: 참조 Fig. 2)을 밸런싱 평면으로 설정한 후 시험질량을 부착하지 않고 첫번째 위험속도 부근에서 진폭과 위상각을 측정한다.

(3) 시험질량을 부착한 후 같은 속도, 같은 지점에서 다시 진폭과 위상각을 측정한다. 시험질량을 부착할 때는 위상각을 참조하여 항상 회전체 진폭이 감소하도록 적절한 위치에 부착한다.

(4) 앞에서 측정된 2가지의 측정값으로 영향계수법에 따라 교정질량을 계산한 후 교정질량을 밸런싱 평면에 부착함으로써 첫번째 모드 밸런싱을 완료한다.

(5) 두번째 모드를 밸런싱하기 위하여 두번째 모드에서 2개의 최대 변위지점을 밸런싱 평면으로 설정한다. 일반적으로 두번째 모드는 짜인 파형을 갖으므로 disk 1과 disk 3지점(참조 Fig. 2)이 최대 변위지점이 된다. 시험질량을 부착하지 않고 두번째 위험속도 부근에서 2개의 지점 중 한 지점의 진폭과 위상각을 측정한다.

(6) 2개의 시험질량을 앞에서 설정한 2개의 밸런싱 평면에 서로 180°만큼 떨어지게 부착한 후 다시 같은 속도, 같은 지점에서 진폭과 위상각을 측정한다. 시험질량을 선정할 때는 이미 밸런싱을 완료한 첫번째 모드의 균형을 유지해야 하므로 2개의 시험질량(m_2^t 와 m_3^t)은 식(6)의 조건에 의하여 다음과 같은 비율을 유지해야 한다.

$$\frac{m_3^t}{m_2^t} = -\frac{\phi_1(x_2)}{\phi_1(x_3)} \quad (12)$$

여기서 $\phi_1(x_2)$ 와 $\phi_1(x_3)$ 는 첫번째 모드의 변위이므로 일반적으로 양의 값을 갖기 때문에 시험질량의 비율은 항상 음의 값을 갖는다. 음의 값은 2개의 시험질량의 부착위치가 서로 180°만큼 위상차이가 발생함을 의미하는 것이다. $\phi_1(x_2)$ 와 $\phi_1(x_3)$ 의 값은 이론적으로 또는 실험적으로 구할 수 있다.

(7) (5)와 (6)에서 얻은 측정값과 영향계수법에 따라 1개 지점의 교정질량이 산출되며 나머지 교정질량은 시험질량의 비율에 따라 계산하여 부착함으로써 두번째 모드 밸런싱도 완료한다.

4.2 틸팅 패드 베어링에 지지된 회전체

앞에서 설명한 모드 밸런싱 절차에 따라 틸팅 패드 베어링에 의해 지지된 실험 회전체를 모드 밸런싱하였다. Fig. 7은 모드 밸런싱 전후에 3개 지점(X1, X2, X3: Fig. 2 참조)에서 측정된 진폭의 변화를 보여 주고 있다. Fig. 7의 진폭은 회전속도와 같은 주파수 성분만을 측정된 값이다. 본 그림으로부터 틸팅 패드 베어링에 의해 지지된 실험 회전체의 1차와 2차 위험속도가 각각 1800 rpm과 8280 rpm임을 알 수 있으며 위험속도 해석 결과인 1860 rpm과 8120 rpm에 매우 근접하고 있다.

첫번째 모드 밸런싱은 1차 위험속도보다 작은 1720 rpm에서 실시하였으며 첫번째 모드의 최대 변위 지점인 X2(disk 2)를 밸런싱 평면으로 선택하였

다. 시험질량 6.67 g을 반경 60 mm 원주 선상 150°에 부착한 후 다시 측정된 진동값을 이용하여 교정질량을 계산하였다. 즉 교정질량 7.4 g을 120°에 부착하여 첫번째 모드 밸런싱을 완료하였고 Fig. 7에서 보여주듯이 1차 위험속도(1880 rpm)에서의 진폭을 현저히 줄일 수 있었다.

두번째 모드 밸런싱을 실시하기 위해 2개의 밸런싱 평면, 즉 X1과 X3(disk 1과 disk 3)을 밸런싱 평면으로 선택한 후 2차 위험속도 부근인 7720 rpm까지 상승시켜 X1에서 진동을 측정하였다.

X1과 X3에서 측정된 첫번째 모드 진폭의 비율을 기초로 하여 2개의 시험질량 4.82 g과 5.12 g을 반경 60 mm 원주 선상 280°와 100°에 부착한 후 다시 측정된 진동값을 기초로 교정질량을 산출하였다. 교정질량 1.7 g과 1.8 g을 각각 260°와 80°에 부착함으로써 두번째 모드 밸런싱도 완료하였다. Fig. 7에서 보여주듯이 2차 위험속도(8280 rpm)에서 X1과 X3 지점의 진폭이 크게 감소하였음을 알 수 있다. 이와 같은 모드 밸런싱 실험 결과를 Table 3에 정리하였다. Fig. 8은 모드 밸런싱 완료 후 작성한 polar 선도로써 회전체의 위험속도와 진폭 및 위상각의 변화를 보여 준다.

4.3 2축용 저어널 베어링에 지지된 회전체

Fig. 9는 2축용 저어널 베어링으로 지지된 회전체의 3개 지점, X1, X2, X3에서 모드 밸런싱 전후에 측정된 진폭 변화를 보여 주고 있다. 본 그림으로부터 회전체의 1차 위험속도는 1900 rpm이며 약 4400 rpm에서 회전체의 진동이 불안정함을 알 수 있다.

첫번째 모드 밸런싱은 1차 위험속도보다 작은 1665 rpm에서 실시하였으며 첫번째 모드의 최대 변위 지점인 X2(disk 2) 지점을 밸런싱 평면으로 선택

Table 3 Modal balancing results (tilting pad bearing)

실험 번호	밸런싱 회전속도 (rpm)	측정 위치	진동 측정치 (mag/phase)	교정질량 (g·mm/deg)	비 고
1	1720	×2	22.4/335°		mag : [mils] peat to peak (1x filtered) phase : [deg]
2	1720	×2	1.1/231°	444/120°	
3	7720	×1 ×3	5.49/113° 5.83/298°		1차 위험속도 1880 rpm
4	7720	×1 ×3	0.81/315° 0.59/141°	102/260° 108/80°	2차 위험속도 8280 rpm

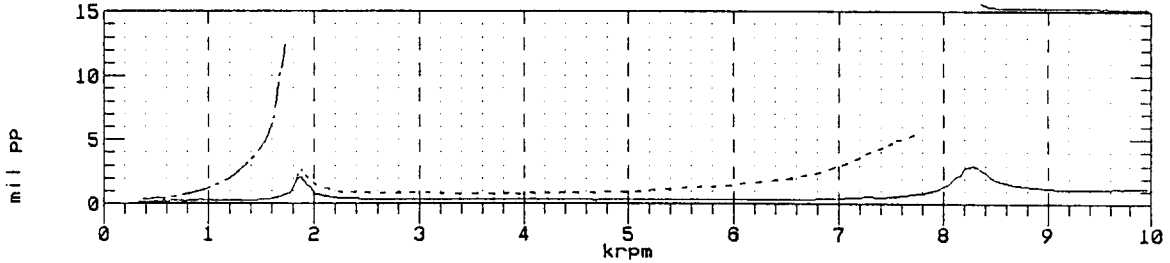
COMPANY : KIMM Rotordynamics
 PLANT : 3 Rotor, L=117cm
 JOB REFERENCE: Tilting pad, LOP
 MACHINE TRAIN: Modal balancing

PLOT No. _____

----- : Before the 1st modal balancing
 : After the 1st modal balancing
 _____ : After the 2nd modal balancing

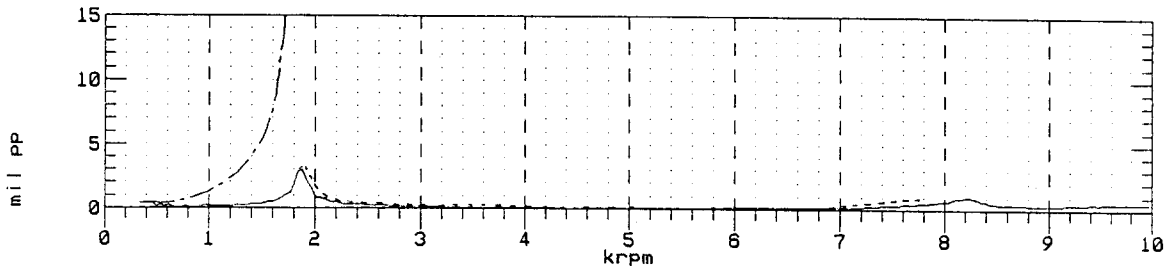
Machine: Ch# 2 x1
 SR: 1.3 @ 312 360 rpm
 20 DEC 94 15:07:23.7 to 20 DEC 94 15:09:32.3 Startup

1X Filtered Comp



Machine: Ch# 3 x2
 SR: 1.7 @ 321 360 rpm
 20 DEC 94 15:07:23.7 to 20 DEC 94 15:09:32.3 Startup

1X Filtered Comp



Machine: Ch# 4 x3
 SR: 0.9 @ 316 360 rpm
 20 DEC 94 15:07:23.7 to 20 DEC 94 15:09:32.3 Startup

1X Filtered Comp

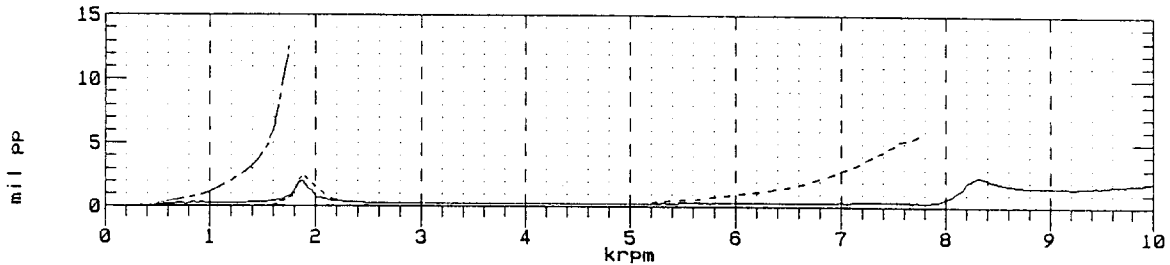


Fig. 7 Response before and after modal balancing (tilting pad bearing)

하였다. 시험질량 6.68 g을 반경 60 mm 원주 선상 240°에 부착하여 측정된 진동값을 기초로 하여 교정 질량을 산출하였다. 교정질량 8.15 g을 210°에 부착하여 첫번째 모드 밸런싱을 효과적으로 완료하였다. Fig. 9에서 보여주듯이 1차 위험속도(1900 rpm)에서 진폭이 현저히 감소하였다. 첫번째 모드 밸런싱 결과는 Table 4에 요약하였다.

두번째 모드 밸런싱을 실시하기 위해 2개의 밸런싱 평면 즉, X1과 X3을 선택한 후 2차 위험속도

Table 4 Modal balancing results (2 axial grooved bearing)

실험 번호	밸런싱 회전속도 (rpm)	측정 위치	진동 측정치 (mag/phase)	교정질량 (g·mm/deg)	비고
1	1650	×2	13.1/58°		mag : [mils] peak to peak (1x filtered) phase : [deg] 1차 위험속도 1900 rpm
2	1650	×2	0.8/214°	489/210°	
3	4400	×2	Oil whip 발생		

COMPANY : KIMM Rotordynamics
 PLANT : 3 Rotor, L=117cm
 JOB REFERENCE: Tilting pad, LOP
 MACHINE TRAIN: Modal balancing

PLOT No. _____

Machine: Ch# 2 x1
 SR: 1.3 @ 312 360 rpm
 20 DEC 94 15:07:23.7 to 20 DEC 94 15:09:32.3 Startup

1X Filtered Comp

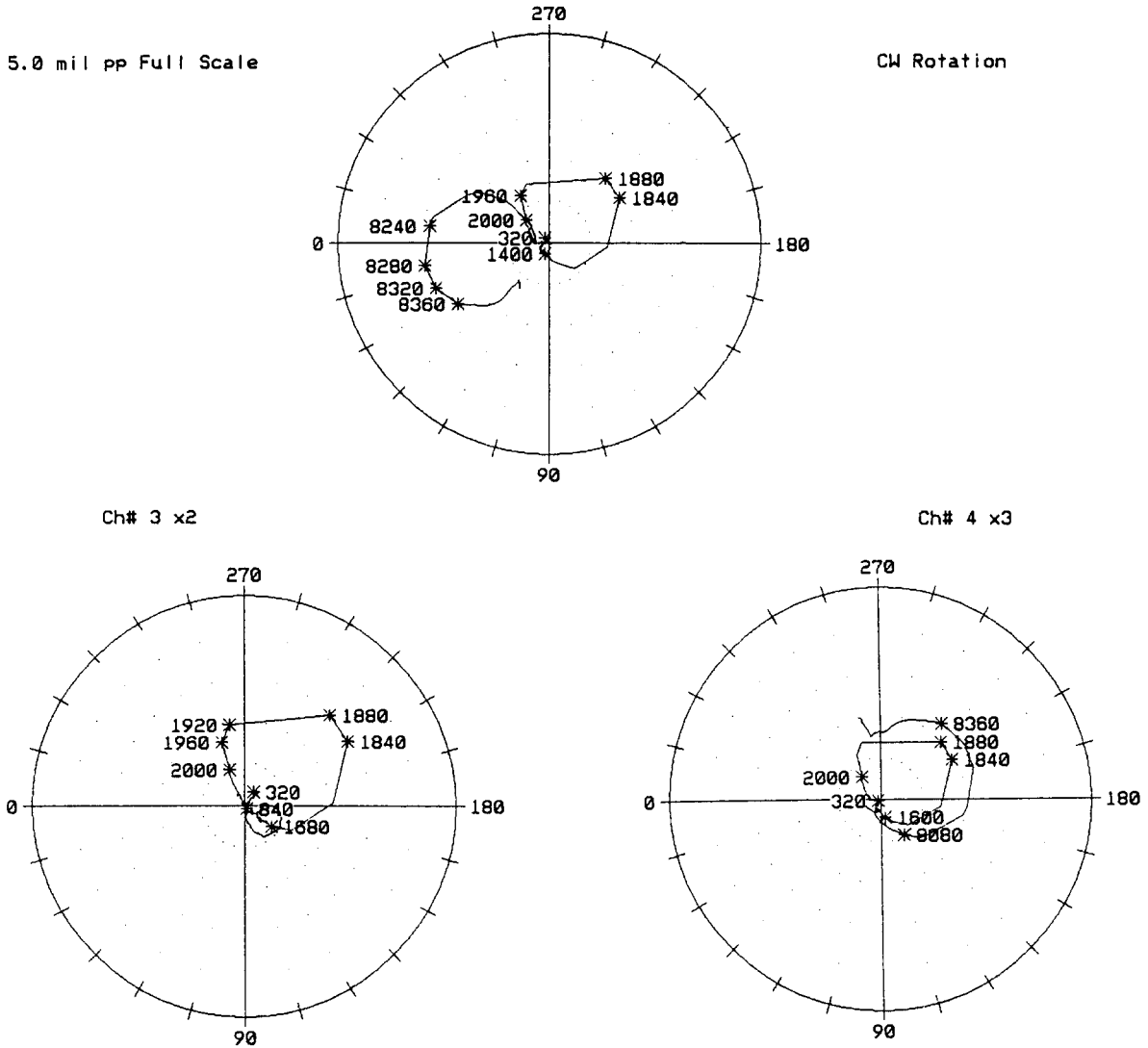


Fig. 8 Polar plot (tilting pad bearing)

(8170 rpm)까지 상승시켜야 한다. 그러나 회전속도 상승 중 약 4400 rpm에서 회전체가 갑자기 불안정하였다. (Fig. 9 참조) 이미 동역학적 해석을 통하여 회전체가 4000 rpm에서 불안정하다는 것을 예측한 바 있다. 이러한 불안정 현상이 2축흡 저어널 베어링의 유막력으로 인하여 발생하는 오일 휩(oil whip) 현상 인지를 파악할 필요가 있었다. 그리하여 tracking

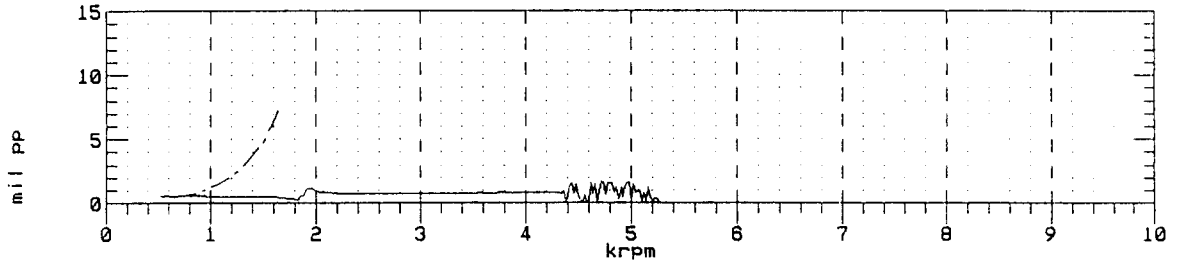
필터를 통과하지 않는 순수 진동 신호와 cascade 도표를 Fig. 10에 작성하였다. Fig. 10에서 보여 주듯이 진동 측정값이 4400 rpm에서 갑자기 매우 크게 나타났으며 진동신호의 주파수도 일정하였다. 진동 주파수는 불안정현상 발생 회전속도인 4400 rpm의 43.2%에 해당하는 31.7 Hz(약 1900 rpm)이었다. 즉 2축흡 저어널 베어링의 유막력에 의해 회전체의 첫

COMPANY : KIMM Rotordynamics
 PLANT : 3 Rotor, L=117cm
 JOB REFERENCE: 2 axial grooved
 MACHINE TRAIN: Modal balancing

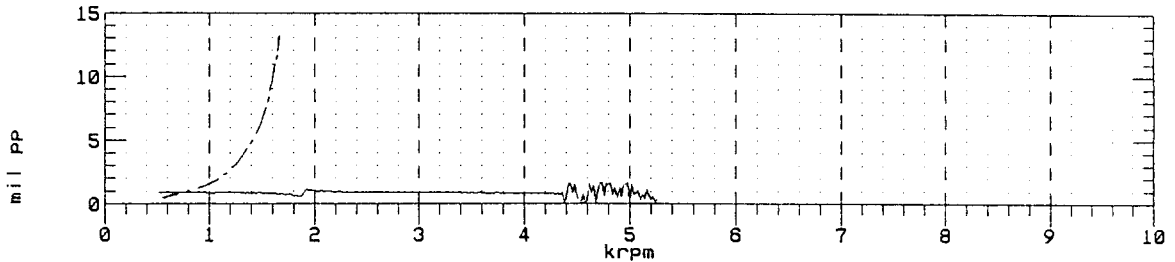
PLOT No. _____

— : Before the 1st modal balancing
 — : After the 1st modal balancing
 Note : Oil Whip at 4400 rpm

Machine: Ch# 2 x1
 SR: 1.43 @ 33 360 rpm
 10 JAN 95 12:31:40.3 to 10 JAN 95 12:32:54.4 Startup 1X Filtered Comp



Machine: Ch# 3 x2
 SR: 1.7 @ 29 360 rpm
 10 JAN 95 12:31:40.3 to 10 JAN 95 12:32:54.4 Startup 1X Filtered Comp



Machine: Ch# 4 x3
 SR: 1.1 @ 37 360 rpm
 10 JAN 95 12:31:40.3 to 10 JAN 95 12:32:54.4 Startup 1X Filtered Comp

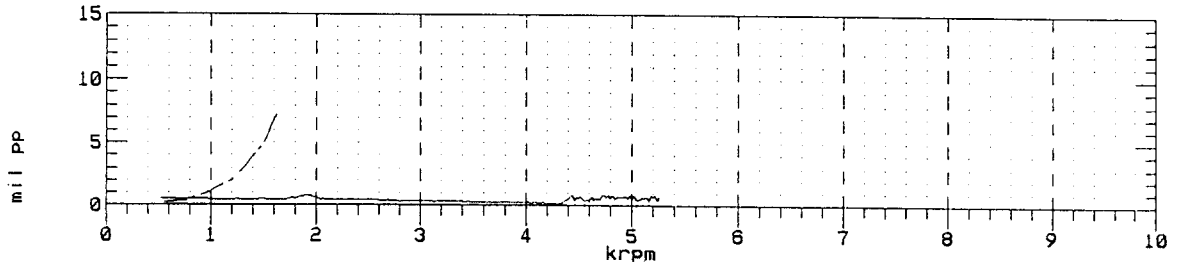


Fig. 9 Response before and after modal balancing (2 axial grooved journal bearing)

번째 모드가 공진하는 현상인 오일 휩(oil whip) 현상을 알 수 있었다. 그러나 오일 휩 이전에 발생하는 오일 휘(oil whirl) 현상은 발생하지 않았다. 오일 휩은 1차 위험속도의 2배 이하 속도에서 발생하는 회전체의 불안정 현상으로 회전속도의 0.38~0.49배의 변환 주파수 성분을 갖으며 최종적으로 오일 휩 현상으로 전환된다. 오일 휩은 오일 휩보다 진폭이 작고 유막의 일정한 형태의 흐름으로 인하여 발생하는 진동현상이기 때문에 오일 휩이 발

생하지 않은 원인은 이러한 유체의 흐름을 방해하는 축방향의 2개 홈이 존재하기 때문으로 예측된다.

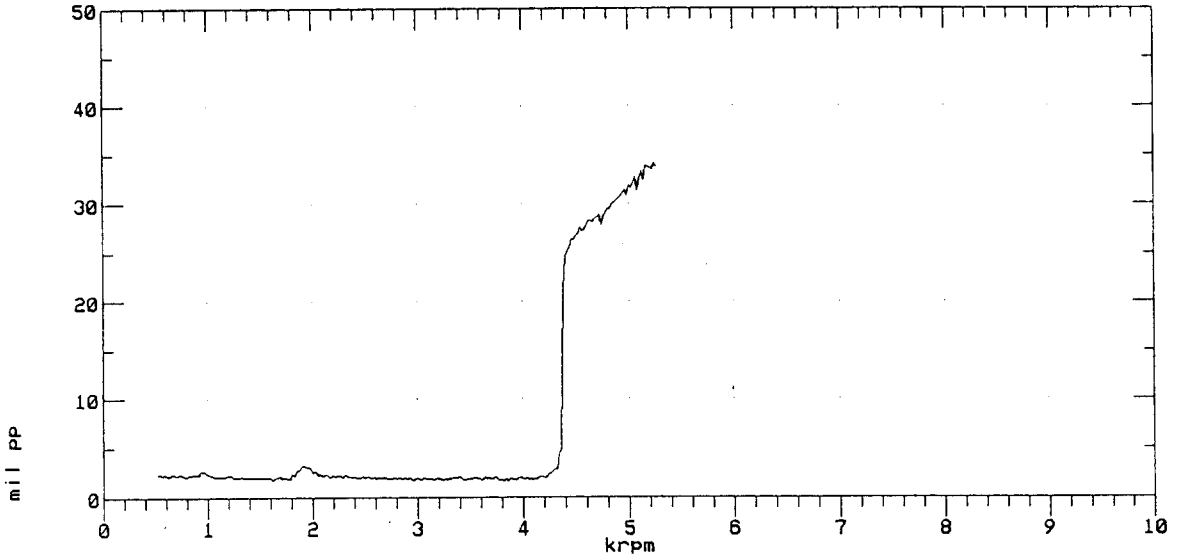
이와 같이 2축홈 저어널 베어링으로 인하여 매우 큰 진동이 발생하였기 때문에 4400 rpm 이상으로 회전체를 상승시키는 것은 매우 위험한 운전이며 또한 오일 휩 현상은 벨런싱으로 해결할 수 없는 문제이다. 앞 절에서 보여 준 바와 같이 안정성이 우수한 유막 베어링 즉, 틸팅 패드 베어링을 사용함으로써

COMPANY : KIMM Rotordynamics
 PLANT : 3 Rotor, L=117cm
 JOB REFERENCE: 2 axial grooved
 MACHINE TRAIN: Modal balancing

PLOT No. _____

Machine: Ch# 2 x1

10 JAN 95 12:31:40.3 to 10 JAN 95 12:32:54.4 Startup



Machine: Ch# 2 x1
 10 JAN 95 12:31:43.7 to 10 JAN 95 12:32:52.9 Startup

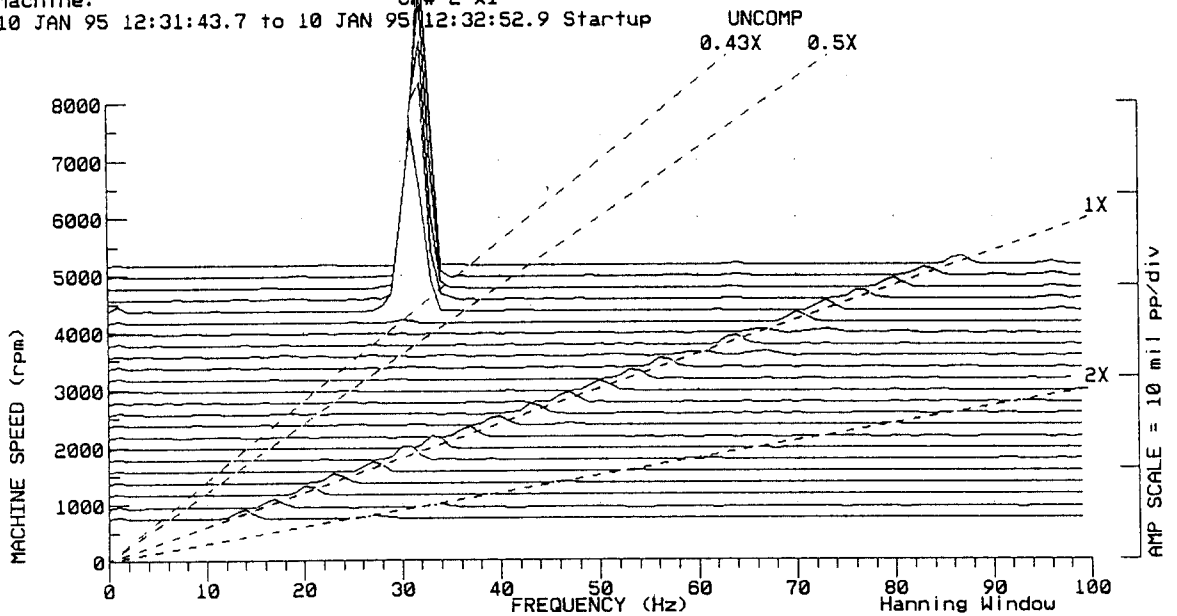


Fig. 10 Direct response and cascade plots (2 axial grooved journal bearing)

이러한 오일 뒹 현상을 방지할 수 있다.

5. 결 론

본 연구에서는 동역학적으로 안정성이 우수한 틸

팅 패드 베어링에 의해 지지된 탄성 회전체와 안정성이 불량한 2축 홈 저어널 베어링에 지지된 탄성 회전체를 설계 제작하여 모드 밸런싱 실험을 수행하였다. 틸팅 패드 베어링에 의해 지지된 회전체 경우는 2차 모드까지 밸런싱을 효과적으로 완료하였다. 그

러나 2축흡 저어널 베어링에 의해 지지된 회전체의 경우는 1차 모드만을 밸런싱할 수 있었으며 2차 모드 밸런싱은 불가능하였다. 4400 rpm에서 발생한 불안정 현상인 오일 휩으로 인하여 4400 rpm 이상 회전하는 것이 불가능하였기 때문이다. 한편 회전체의 동역학적 해석 결과와 실험 측정값은 잘 일치하였다. 더불어 본 연구가 고속화와 경량화를 추구하는 최첨단 고속 회전기계의 진동 문제 해결에 기여할 수 있는 현장 밸런싱 기술로 국내에서도 활용할 수 있기를 기대한다.

후 기

본 연구는 과기처 기관 첨단 과제인 “터보기계 설계 기술개발” 연구의 일부이며, 관계자 여러분께 감사드립니다.

참 고 문 헌

- (1) Vance, J. M., 1988, “Rotordynamics of Turbomachinery,” John Wiley & Sons, Inc., New York.
- (2) Darlow, M. S., 1989, “Balancing of High-Speed Machinery,” Springer-Verlag New York Inc., New York.
- (3) Parkinson, A. G., 1991, “Balancing of Rotating Machinery,” Proc. Instn. Mech. Engrs. Vol. 205, pp. 53~66.
- (4) Bishop, R. E. D. and Gladwell, G. M. L., 1959, “The Vibration and Balancing of an Unbalanced Flexible Rotor,” J. Mechanical Eng. Science, Vol. 1, No. 1, pp. 66~77.
- (5) Bishop, R. E. D. and Parkinson, A. G., 1972, “On the Use of Balancing Mechines for Flexible Rotors,” J. of Eng. for Industry, Trans. ASME, Vol. 94, No. 2, pp. 561~576.
- (6) Darlow, M. S., Smalley, A. J. and Parkins, A. G., 1981, “Demonstration of a Unified Approach to the Balancing of Flexible Rotors,” J. of Eng. for Industry, Vol. 103, pp. 101~107.
- (7) Gnielka, P., 1983, “Modal Balancing of Flexible Rotors Without Test Runs: An Experimental Investigation,” J. of Sound and Vib., Vol. 90, No. 2, pp. 157~172.
- (8) Parkinson, A. G., Darlow, M. S. and Smalley, A. G., 1980, “A Theoretical Introduction to Development of a Unified Approach to Flexible Rotor Balancing,” J. of Sound and Vib., Vol. 68, No. 4, pp. 489~506.
- (9) Saito, S. and Azuma, T., 1983, “Balancing of Flexible Rotors by the Complex Modal Method,” J. of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design, Vol. 105, pp. 94~100.
- (10) 함중석, 1986, “복소수 모드를 고려한 밸런싱 방법에 대한 연구,” 한국과학기술원 기계공학과 석사학위논문.
- (11) Goodman, T. P., 1964, “A Least Square Method for Computing Balance Corrections,” J. of Eng. for Industry, Trans. ASME, Series B, Vol. 86, No. 3, pp. 430~438.
- (12) Lund, J. and Tonnesen, J., 1972, “Analysis and Experiment on Multiplane Balancing of a Flexible Rotor,” J. of Eng. for Industry, Trans. ASME, pp. 233~242.
- (13) Tonnesen, J., 1974, “Further Experimentals on Balancing of a High-Speed Flexible Rotor,” J. of Eng. for Industry, pp. 431-440.
- (14) Tessarzik, J. M., Badgley, R. H. and Anderson, W. J., 1972, “Flexible Rotor Balancing by the Exact Point Speed Influence Coefficient Method,” J. of Eng. for Industry, Trans. ASME, Vol. 94, No. 1, pp. 431-440.
- (15) Nicholas, J. C. and Allaire, P. E., 1976, “A Finite Element Analysis of Tilting Pad Bearing Coefficients Using the Pad Assembly Method,” Report No. ME-543-123-7, University of Virginia, ROMAC.
- (16) Someya, T., 1989, “Journal-Bearing Databook,” Springer-Verlag Berlin.