

## 회전 유연 디스크의 비 접촉 진동 억제

### Non-contact Vibration Suppression of a Rotating Flexible Disk

엄요한<sup>†</sup>, 이호렬<sup>\*</sup>, 이성호<sup>\*\*</sup>, 임윤철<sup>\*\*\*</sup>

Yo-Han Um, Ho-Ryul Lee, Sung-Ho Lee, and Yoon-Chul Rhim

#### Abstract

Current information storage devices read/write data on the rotating disk. The axial vibration of a rotating disk should be suppressed for the successful operation of the device. Information storage devices widely used in these days adopt relatively thick disk which is stiff enough to suppress axial vibration under allowable limit. However, the thickness of the disk is going to be thinner and thinner as the small form factor of the devices is getting preferred by the consumer. In this study, a stabilizer system, which is composed with 8 air bearings, is proposed for suppressing the axial vibration of a 95 $\mu$ m thick PC disk in a non-contacting manner. The performance of the stabilizer system is simulated by numerical computation and then confirmed its results through a series of experiment. A thin and flexible disk has various vibration modes when it rotates in high speed. The stabilizer system generates positive as well as negative pressure due to the rotation of flexible disk so that the force due to the pressure distribution pushes and pulls rotating disk in a non-contacting manner. The balance between positive and negative pressure forces can be obtained by adjusting the area and the slope of the air bearing surface. The axial vibration of the flexible disk of 120mm diameter is suppressed successfully from over 1000 $\mu$ m to 30 $\mu$ m peak-to-peak value at the rotational speed of 5,000rpm.

**Key Words :** flexible disk, axial vibration suppression, non-contact, stabilizer design

#### 기호설명

- $\rho_a$  : density of the fluid
- $\rho_d$  : density of the disk
- $\mu$  : viscosity of the air
- $\omega$  : angular velocity of the disk
- $\theta$  : rotating angular coordinate
- $r_a$  : inner radius of the disk
- $r_b$  : outer radius of the disk
- $E$  : Young's modulus of the disk
- $\nu$  : Poisson's ratio of the disk
- $h$  : thickness of the disk
- $d$  : thickness of the air film (=gap size)
- $\Omega$  : angular velocity
- $P$  : pressure generated in the gap
- $U_a$  : disk velocity in x-direction
- $V_a$  : disk velocity in y-direction

#### 1. 서론

현재 정보저장기기 시장은 하드 디스크로 대표되는 자기저장장치와 CD 또는 DVD 로 대표되는 광학식 정보저장장치가 주도하고 있다. 이들 대부분은 회전하는 디스크에 정보를 읽고 쓰는 방식이며 고용량, 고속 정보전송의 실현을 위해 트랙밀도 및 디스크 회전속도가 가파르게 증가하는 추세이다. 그런데 이를 위해서는 디스크의 진동을 효과적으로 저감하는 기술이 필수적이다. 특히 차세대 광학식 정보저장장치들은 짧은 파장의 광원과 높은 개구율(numerical aperture)을 갖는 렌즈를 사용하는 추세인데 이러한 경우 디스크의 미세한 진동조차도 성능에 큰 영향을 미칠 수 있다.

정보저장 매체로 95 $\mu$ m 의 두께를 갖는 PC(Poly-carbonated) 제질의 유연 디스크를 채택할 경우에는 유동장과 탄성원판 사이의 복잡한 상호작용으로 인해 디스크의 진동이 특히 활발하다. 이를 효과적으로 저감시키기 위해서는 고속으로 회전하는

<sup>†</sup> 연세대학교 기계공학부 대학원

E-mail : johny81@yonsei.ac.kr

<sup>\*</sup> 연세대학교 기계공학부 대학원

<sup>\*\*</sup> 삼성전자 TN 사업부

<sup>\*\*\*</sup> 연세대학교 기계공학부

논문접수일 (2005년 4월 6일)

디스크의 거동에 대한 정확한 이해가 필요하며 비접촉 형태의 안정기 개발이 필요하다.

회전하는 유연 디스크에 대한 연구 중 수치해석적인 관점에서 이루어진 연구로는 Eversman 등[1]이 회전탄성 원판의 기본 방정식에 먹급수 전계를 소개하고 회전 강도 파라미터의 변화 양상을 관찰한 것을 비롯하여 Benson 등[2]과 Yasuda 등[3]은 공기중에서 회전하는 디스크의 동적 불안정을 간단한 수학적인 모델로 규명하고자 하였으며 Naganathan [4]의 경우 회전 디스크의 진동 모델과 레이놀즈 방정식의 연성해석을 통하여 벽 근처에서 회전하는 매우 얇은 디스크의 회전 안정성에 대한 연구를 수행하였다. 또한 실험적인 관점에서 이루어진 연구로는 Aman 등[5,6]이 반구형 안정기를 사용하여 회전 유연 디스크의 진동억제를 성공적으로 수행하였다. 그러나 안정적으로 회전하는 디스크의 회전면이 심하게 왜곡되는 상황이어서 정보저장기기에 바로 적용하기에는 적절치 못하다고 판단된다.

본 연구에서는 고속으로 회전하는 유연 디스크의 축방향 진동 저감을 기준면으로부터의 심한 왜곡 없이 비접촉식으로 수행하기 위하여 공기베어링 개념을 이용한 안정기(stabilizer)를 제안하고 수치해석과 실험을 통하여 그 성능을 확인하였다.

## 2. 연구 대상

### 2.1 유연디스크

본 연구에서는 Fig. 1 과 같은 직경 120mm, 두께 95 $\mu$ m 의 PC 재질로 제작된 디스크를 모델로 선택하였다. 얇은 두께로 인해 회전축 방향 강성이 반경 방향 강성에 비해 매우 작은 특징이 있으며, 회전에 의하여 발생하는 유동장과 특정 조건에서 강하게 연성되어 유동에 의한 동적 불안정(flutter)이 발생하는 특징을 갖는다.

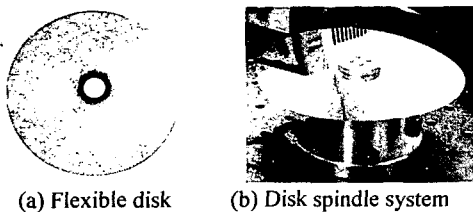


Fig. 1 Research subjects

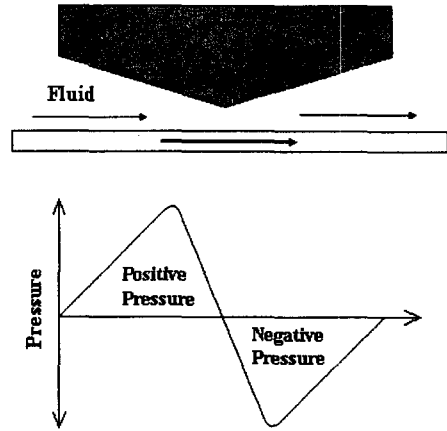


Fig. 2 Converging-diverging pad describing air-bearing concept

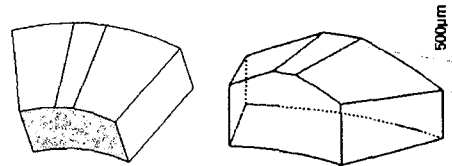


Fig. 3 Air bearing

### 2.2 안정기(Stabilizer)

안정기는 회전하는 디스크 아래에 위치하며 8개의 공기베어링 표면을 통해 양압과 음압을 발생시켜 디스크의 축방향 진동을 비접촉식으로 억제할 수 있도록 설계되었다. 공기베어링 표면이 양압과 음압을 형성시키는 원리는 일반적인 베어링에서와 같이 Fig. 2 의 Converging-diverging pad에 의한 압력분포곡선을 통해 알 수 있다. 그림에서 보듯이 Converging-diverging pad 와 마주보는 경계면이 일정한 속도로 움직이면 점성에 의해 공기가 간극 사이로 흐르게 된다. 이 때 간극이 점점 좁아지는 Converging 영역에서는 양압이 형성되고, 간극이 점점 커지는 Diverging 영역에서는 음압이 발생한다. 이러한 압력분포는 레이놀즈 방정식을 사용하여 구할 수 있다.

Figure 3 은 본 연구에서 사용된 공기베어링이다. 형상은 디스크의 곡률과 일치하는 부채꼴이며 반경방향 폭은 25mm 이다. 표면은 압력발생 부분, 압력유지부분 과 압력감소부분의 3 부분으로 나뉘져 있으며 각각의 사이 각은 (20°, 8°, 15°)이다. 이는 수치해석을 통해 디스크의 진동을 가장 효과적으로 억제할 수 있는 형상을 찾은 결과이다. 압력유지부분(ridge)은 평탄하며 이 영역의 높이는

15.5mm 이고 회전 디스크의 기준면으로부터 0.5mm 아래쪽에 위치한다. 이 영역 좌우 면은 미세하게 경사져서 각각 양압과 음압을 형성하게끔 되어있는데 바깥쪽 호의 좌우 양 끝 단은 가운데 평면과 0.5mm 의 높이 차가 있다. 경사진 양 면은 평면이므로 안쪽 호의 높이 차는 바깥쪽 호의 높이 차보다 작다.

### 3. 수치 해석

#### 3.1 해석 방법

수치해석은 크게 두 가지 영역에서 이루어진다. 디스크의 진동은 선형 판 이론에 따른 진동방정식을 유한차분법을 적용하여 계산하였으며, 디스크와 베어링간의 상호작용은 레이놀즈 방정식을 이용한 유한요소법으로 계산하였다. 먼저 디스크에 대한 면진동 방정식은 다음과 같다.

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \sigma_r \frac{\partial w}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \sigma_\theta \frac{1}{r} \frac{\partial w}{\partial \theta} \right) - \frac{D}{h} \nabla^4 w + \frac{P}{h} = \rho_d \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} \quad (1)$$

여기서  $w$  는 디스크의 축방향 변위를 나타내며  $P$  는 디스크에 작용하는 외력이고  $\sigma_r, \sigma_\theta$  는 원심력에 의한 응력으로서 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} \sigma_r &= \frac{\rho_d \Omega^2}{8} \left[ (1+\nu) (r_a^2 + r_b^2 \Gamma) - (3+\nu) r^2 + (1-\nu) \Gamma \frac{r_a^2 r_b^2}{r^2} \right] \\ \sigma_\theta &= \frac{\rho_d \Omega^2}{8} \left[ (1+\nu) (r_a^2 + r_b^2 \Gamma) - (1+3\nu) r^2 - (1-\nu) \Gamma \frac{r_a^2 r_b^2}{r^2} \right] \quad (2) \\ \Gamma &= \frac{-(1+\nu)r_a^2 + (3+\nu)r_b^2}{(1-\nu)r_a^2 + (1+\nu)r_b^2}, \quad D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} \quad (3) \end{aligned}$$

식(3)에는 디스크의 형상과 재질에 의하여 결정되는 상수  $\Gamma$  와 디스크의 굽힘 강성을 나타내는 변수  $D$  를 정리하였다.

식(1)에서 면진동을 유발시키는 가진력인  $P$  는 베어링부에서의 압력에 의해 결정되며 이러한 압력

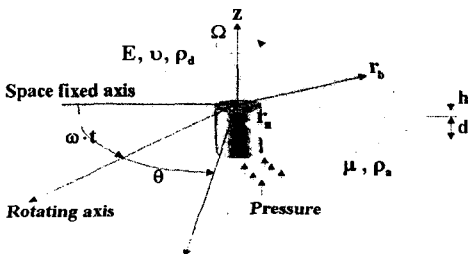


Fig. 4 Schematic of the fluid-disk model and coordinate system

분포를 계산하는 레이놀즈 방정식은 식(4)와 같다. 회전하는 유연디스크의 표면으로부터 베어링 표면까지의 거리인 간극  $d$  는 디스크의 수직방향 변위  $w$  에 의해 결정되며, 디스크의 면속도는 회전 중심으로부터의 거리에 따라 식(5)와 같이 결정될 수 있다.

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} \left( d^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( d^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) \\ = 6\mu U_o \left( \frac{\partial d}{\partial x} \right) + 6\mu V_o \left( \frac{\partial d}{\partial y} \right) + 12\mu \left( \frac{\partial d}{\partial t} \right) \quad (4) \end{aligned}$$

$$U_o = R\omega \sin \theta = \sqrt{x^2 + y^2} \cdot \omega \cdot \left( -\frac{y}{\sqrt{x^2 + y^2}} \right) = -\omega y$$

$$V_o = R\omega \cos \theta = \sqrt{x^2 + y^2} \cdot \omega \cdot \left( \frac{x}{\sqrt{x^2 + y^2}} \right) = \omega x \quad (5)$$

수치해석방법을 정리하면 유한차분법을 사용하여 면진동 방정식 (1)으로부터 디스크의 변위량을 구하고 이를 기초로 유한요소법을 사용하여 압력 분포를 식 (4)로부터 구한다. 압력분포는 다시 디스크 방정식에서 외력으로 입력되어 새로운 변위를 출력하며 이러한 계산이 시간의 진행과 더불어 반복 계산되므로 4<sup>th</sup> Ringe-Kutta 방법을 사용하여 계산된다. Figure 5 는 수치해석의 진행단계를 나타낸 플로우 차트이며 Table 1 에는 수치해석에서 사용한 조건을 정리하였다. Figure 6 는 해석에 사용된 디스크와 베어링 시스템의 격자계이다. 디스크 모델링에서 사용된 격자의 수는 414 개이며 베어링의 경우는 전체가 576 개이다.

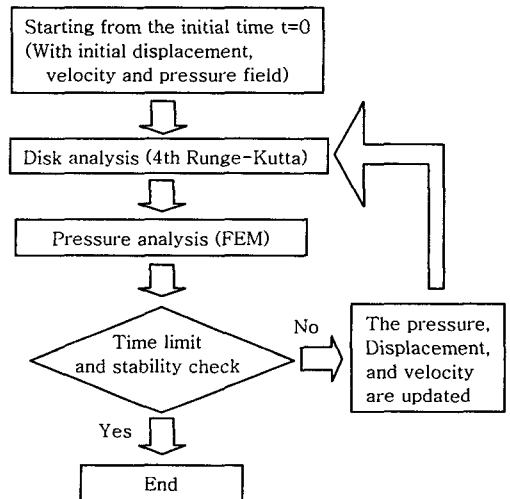


Fig. 5 Flow chart for numerical simulation

Table. 1 Analysis conditions

|                  |             |
|------------------|-------------|
| Initial Gap Size | 500 (μm)    |
| Rotational Speed | 5000(rpm)   |
| Time Step        | 0.0003(sec) |

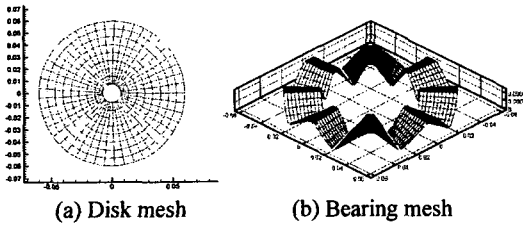


Fig. 6 Mesh generation of the fluid-disk system

3.2 해석 결과

Figure 7 은 정상상태에 도달하였을 경우의 베어링 표면에서의 압력분포이다. 예상대로 경사진 표면에서 양압과 음압이 뚜렷이 발견된다. 위치마다 양압과 음압이 구별되는 이러한 압력분포는 이후 실험에서 확인 되듯이 베어링 개수만큼 반복되는 표면의 굴곡을 만든다. 또한 축방향으로 척력과 인력을 동시에 가함으로써 디스크의 위치를 힘의 평형을 이루는 특정 높이에 고정시키는 역할을 한다. 압력분포가 정확한 주기성을 보이지 않는 이유는 격자 수의 한계인 것으로 추정된다.

실제로 유연 디스크는 회전 시 공기와의 상호작용 등 여러 가지 이유에 의해서 활발한 진동을 보인다. 그러나 편진동 방정식인 식(1)은 공기와의 상호작용을 반영하는 항이 생략되어 있기 때문에 주변 공기로부터의 감쇠 또는 주변 공기에 의한 가진 등을 반영한 결과를 얻을 수 없다. 베어링에서의 압력을 구하는 식(4)도 1-D Reynolds 방정식으로서 디스크 회전에 따라 발생할 수 있는 반경방향 유동성분에 의한 영향은 고려되지 않았다. 따라서 실험에서 구한 결과와 수치해석의 결과에는 그러한 오차가 있음을 예상할 수 있다.

Figure 8 은 양압 부근에서 굴곡진 디스크 면의 언덕부분 정점에서의 변위 변화양상을 나타낸다. 정확한 계산 위치는 반경방향 58mm 지점,  $\theta$ 방향으로는 ridge 영역에서 약 1mm 회전반대 방향으로 이동한 위치이다. 그림에서 알 수 있듯이 0 초에서 기준면( $z=0$ )에 위치한 디스크가 베어링에서 발생하는 압력에 의해 큰 폭으로 상승하다가 0.1 초를 지나면서 36 m 정도의 높이로 수렴되며 3~4 m 정도의 진폭으로 진동(Round-off error)한다. 이러한

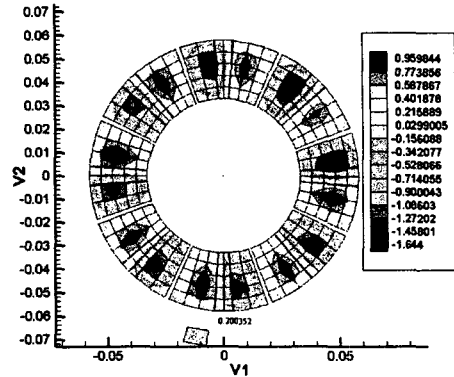


Fig. 7 Pressure distribution by numerical analysis

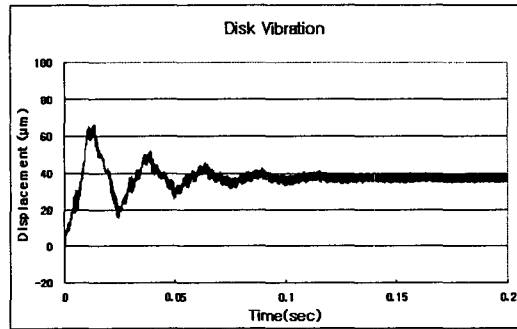


Fig. 8 Disk vibration calculated by numerical analysis

결과는 공기 베어링에 의해 형성된 압력분포가 디스크를 특정 높이에 고정시킬만한 힘을 가질 수 있음을 보여주며 디스크의 축 방향 진동을 비접촉 방식으로 억제할 수 있음을 보여준다.

4. 실험

4.1 실험장치 및 방법

Figure 9 는 디스크 진동량 측정을 위해 구성한 실험장치의 개략도이다. 디스크의 변위측정은 Laser Doppler Vibrometer(LDV)를 사용했다. Figure 10(a)는 실제 공기베어링 8 개를 원주방향으로 설치하여 전체 안정기를 조립한 모습이고 10(b)는 LDV의 측정위치를 보여준다. Figure 11 은 전체 실험장치의 모습이다. 스피들 모터는 방진테이블에 고정되어 있으며 콘트롤러에 의해 5,000rpm 으로 회전한다. 스피들 모터 끝단에 유연디스크를 설치하며 안정기 조립체는 수직 스테이지에 의해 위, 아래로 이동이 가능하다. 디스크가 스피들 모터에 의해 회전하기 시작하면 수직 스테이지를 이용해

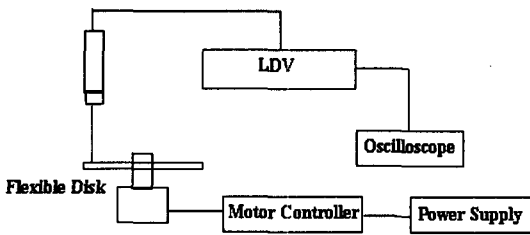


Fig. 9 Configuration of measurement system

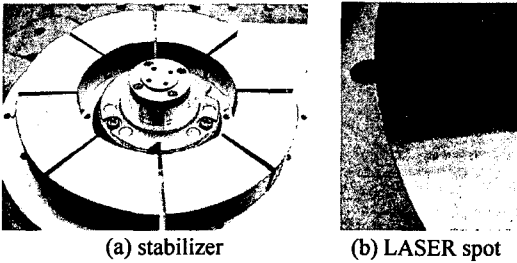


Fig. 10 Stabilizer with 8 air bearings and measuring spot on disk surface

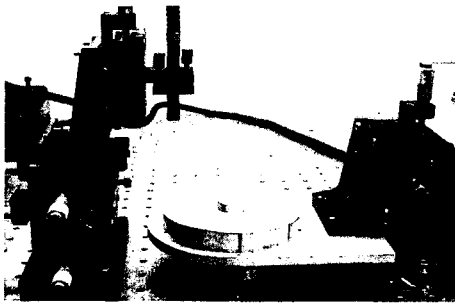


Fig. 11 Measurement system

안정기를 디스크에 접근시킨다. 안정기의 공기 베어링 표면과 회전 디스크 사이의 거리가 특정 값에 도달하면 디스크의 진동이 현저하게 감소하며 이때 LDV 로 디스크의 축방향 진동량을 측정한다.

#### 4.2 실험결과

유연 디스크의 외경 부근은 Fig. 12(a)에서 보이는 바와 같이 5,000rpm 으로 회전하는 상태에서 1mm 이상 진동하며 이는 실험에 사용된 LDV 의 측정 범위를 초과하므로 정확한 양은 측정하지 못하였다. 이 때 수직 스테이지를 이용해 안정기를 회전하는 디스크 쪽으로 접근시키면 점차 진동이 감소하다가 안정기에서 발생하는 양압과 음압 및 회전디스크의 강성 등이 균형을 이루게 되면서 진동이 급격히 줄어들게 된다.

Figure 12(b)는 안정기에 의해 회전하는 디스크가 안정기에 의해 진동이 억제되었을 때 공기베어링

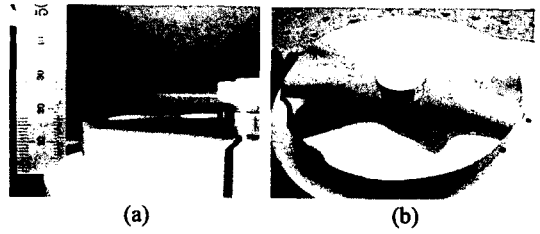


Fig. 12 (a) Free vibration without stabilizer, (b) Vibration suppressed mode with stabilizer

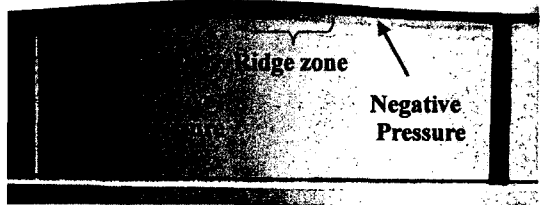


Fig. 13 Stable mode of disk vibration

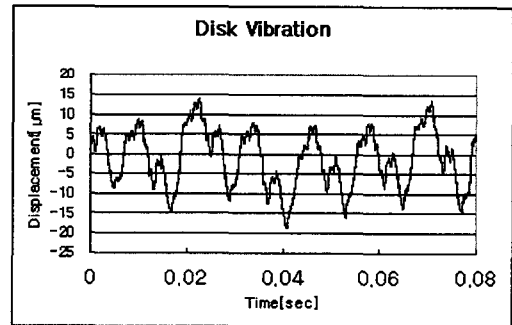


Fig. 14 Disk vibration measured with LDV

의 형상을 따라 sine 파 형태의 미세한 굴곡이 생긴 모습이다. 이것은 Fig. 13 에서도 볼 수 있듯이 공기 베어링의 경사에 의해 발생한 양압과 음압에 기인한 현상이다.

Figure 14 는 디스크가 안정된 상태에 들어갔을 때 반경방향 58mm 지점 (Figure 8 의 계산지점과 동일한 지점)에서의 진동량을 측정된 결과이다. 5,000rpm 회전에 따른 약 12ms 에 해당하는 주기성을 관찰할 수 있으며 약  $\pm 15\mu\text{m}$  의 진동폭을 관찰할 수 있다. 이 결과는 안정기를 설치하기 전의 진동폭과 비교하면 약 1.5% 이하의 수치이다.

#### 5. 결론

본 논문에서는 유연디스크의 축 방향 진동을 억제할 수 있는 안정기의 형상을 제안하고, 수치해

석과 실험을 통해 진동량을 측정하여 그 성능을 확인하였다.

수치해석에서는 베어링에 의해 형성된 양압과 음압이 힘의 평형을 이루는 특정 높이에서 디스크의 위치가 고정되며 수치적 외란(Round off error)에 의해 약  $\pm 4\text{m}$ 의 진폭으로 진동하는 결과를 얻었다. 이는 본 연구에서 제안한 안정기 시스템이 회전하는 유연디스크의 진동을 비접촉으로 억제할 수 있음을 뜻한다.

실험에서는 수치해석과 같은 조건에서 약  $\pm 15\text{m}$ 의 진동폭을 관찰할 수 있었다. 이는 안정기가 설치되지 않은 상태에서의 진동폭에 비해 1.5% 이하의 수치로서 본 연구에서 제시하는 안정기가 비접촉 방법으로 디스크의 축방향 진동을 효과적으로 억제할 수 있음을 실험적으로 보여준다.

안정기에 사용된 공기베어링의 형상계수들은 디스크의 재질, 두께, 크기 및 운전조건 등에 따라 다르며 본 연구에서는 특정조건에 대하여 디스크의 축 방향 진동을 기준면 상에서 억제할 수 있는 안정기의 형상을 제시하였다는 점에 의미를 둘 수 있다.

## 후 기

본 연구는 한국과학재단 지정 정보저장기기연구센터와 Ricoh의 공동지원에 의하여 이루어졌으며 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

## 참고문헌

- [1] W. Eversman and R. O. Dodson, Oct. 1969, "Free Vibration of a Centrally Clamped Spinning Circular Disk," AIAA Journal, Vol.7, No.10, pp.2010-2012
- [2] R. C. Benson and D. B. Bogy, September 1978, "Deflection of a Very Flexible Spinning Disk Due to a Stationary Transverse Load," ASME Journal of Applied Mechanics, Vol.45, pp.636-642
- [3] K. Yasuda, T. Torii, and T. Shimizu, 1992, "Self-Excited Oscillations of a Circular Disk Rotating in Air," JSME International Journal, Series III, Vol.35, No.3, pp.347-352
- [4] G. Naganathan, S. Ramadhayani and A. K. Bajaj, 2003, "Numerical Simulation of Flutter Instability of a Flexible Disk Rotating Close to a Rigid Wall," Journal of Vibration and Control, Vol.9, pp.95-118
- [5] Y. Aman, N. Onagi, S. Murata, K. Uchida, 2003, "Effect of Stabilizer in Reducing Effects of Axial Runnout on a Flexible Optical Disk," ISOM03, Nara Japan, pp.98-99
- [6] Y. Aman, N. Onagi, S. Murata, K. Uchida, 2004,

"Aerodynamic Stabilization for a Flexible Optical Disk by Triangular Arranged Stabilizer System," ISOM04, Jeju Korea, pp.86-87