

고속 하드디스크 드라이브 스피들 모터를 위한 공기 동압 베어링 기술

박 노 열*, 황 태 연*
(*삼성종합기술원 정밀기계 LAB)

1. 서 론

최근의 정보저장기기 제품의 고성능화에 있어서 그 성능을 좌우하는 핵심 기계부품의 하나가 회전체와 베어링으로 이루어진 스피들-모터라 할 수 있다. 제품의 고성능화가 진행됨에 따라 회전체는 고속화, 고정도화, 우수한 진동특성 그리고 상품화를 위한 저가격화 등이 요구되고 있다. 특히, 스피들 모터가 고속화되면서 불평형 자기력이 회전정도와 진동특성에 미치는 영향에 대한 연구^[1]가 진행되고 있으나, 이러한 기계적 특성에 가장 큰 영향을 미치는 것은 베어링으로 고성능의 요구 조건들을 만족시키기 위해, 일찍이 1980년대 들어와서 일본 및 미국을 비롯한 선진 연구기관에서는 스피들-모터의 회전체 지지에 (유체/공기) 동압 베어링을 적용하기 위한 연구와 개발이 왕성하게 이루어져 왔다.^{[2],[3],[4]}

고속 디지털 복사기에 사용되는 레이저 스캐너의 회전속도는, 1993년에 이미 20000 RPM의 고속회전을 넘어, 1995년에는 30000 RPM에까지 이르는 초고속·고성능의 상품화를 달성하였으며,^{[4],[5]} 이는 공기 동압 베어링의 상품화 개발에 의해 가능했다고 할 수 있다. 금후에도 복사기용 레이저 스캐너의 회전속도는 더욱 고속을 요구하고 있으며 이는 단순히 공기 동압 베어링 지지의 스피들-모터 시스템만이 아닌 소음, Windage Loss 그리고 열변형 문제까지 새로운 차원의 연구가 요구될 정도이다.

한편 HDD에 사용되는 기록매체의 회전 지지에 있어서는 단순히 고속회전을 지지해야 한다는 측면이 아닌, 또 다른 차원에서 (유체/공기) 동압 베어링의 지지가 요구되고 있다. HDD의 고밀도화를 실현하기 위해서는 고속회전과 더불어 더욱 안정된 회전특성이 요구되고 있다는 것이다. 즉 회전매체의 회전운동에 따른 Runout 특성, 그 중에서도 NRRO(Non-Repeatable Runout)특성을 얼마나 향상시킬 수

있는가 하는 점이다. 이는 HDD에 있어서 가장 지양되어야 할 TMR(Track-Misregistration)을 일으키는 가장 중요한 원인이다. 볼 베어링 지지인 경우, NRRO 진동의 주원인으로는 볼 베어링을 구성하고 있는 볼, 내륜, 외륜이 서로 접촉하며 회전하면서 전달하는 각 요소의 형상 오차와 결합을 들 수 있다. 따라서 이러한 회전특성 악화의 주원인을 근본적으로 해결하기 위해서는 비접촉 회전지지의 스피들 모터를 개발하는 것이 필요하다. 발표된 연구 결과들에 의하면 유체 동압 베어링 지지의 경우에 있어서의 NRRO 진폭 값은 정밀한 볼 베어링 지지의 경우보다 3~4배 정도 작아짐을 알 수 있다.^[6]

그러나, 유체 동압 베어링의 적용에 있어서는 유체의 윤회 마찰에 의한 성능변화, 누설방지설계에 따른 구조의 복잡화, 고가격화 등을 고려하는 설계가 이루어져야 하기 때문에, 이러한 문제점들을 해결하면서 회전체의 비접촉 지지를 가능하게 하는 공기 동압 베어링 지지의 스피들 모터 시스템 설계가 더욱 유효하다고 할 수 있다.

한편, 공기 동압 베어링으로 가장 보편적으로 연구되어 왔던 Spiral Grooved Type(혹은 Herringbone Grooved Type)의 공기 동압 베어링은 무엇보다도 고속 회전시의 안정성 확보를 위한 것이었고, 이러한 형상의 베어링의 경우 충분한 부하용량과 강성을 발휘하기 위해서는 어느 이상의 고속회전이 요구된다. 이는 베어링 면에 가공되어 있는 Groove로 인한 평균 틈새의 증가에 따른 베어링 부하의 감소분을 Groove의 Pumping작용에 의한 부하용량의 증가분으로 보충하기 위해서 고속회전이 필요한 것이다. 이론해석에 의하면 HDD용 스피들 모터의 사양을 고려하면 약 2~3만 RPM 정도 이상인 경우에 Groove에 의한 Pumping효과로 부하용량의 증가가 기대된다고 할 수 있다.

10Gbit/inch²의 고밀도 HDD를 실현하는데 있어서도 스피들 모터의 회전 속도는 15,000 RPM 이상이 요구되지 않는다. 따라서 고속 회전체의 지지에 유효했던 Groove Type



의 공기 동압 베어링을 대체하면서 회전체의 비접촉지지를 가능하게 하는 새로운 형식의 공기 동압 베어링이 필요하게 되었다. 본 논문에서는 베어링의 종류별로 일반적인 성능을 비교 및 HDD용 스피들 모터의 요구 특성 검토를 통해 동압 베어링의 필요성을 보이고, 고속 회전용 베어링으로 부상하고 있는 유체 동압 베어링과 공기 동압 베어링의 비교를 통해 공기 동압 베어링의 해결 문제를 알아 보았으며, Waved Type 공기 동압 베어링의 형상 최적화 및 샘플 제작을 통해 고속, 고성능 HDD 스피들 모터에의 적용 가능성을 보이고자 한다.

2. HDD 스피들 모터에 요구되는 진동 특성

그림 1에서는 HDD에서 요구되는 반경방향의 NRRO 진폭 값의 연도별 경향을 나타낸다. 우측의 횡축은 HDD의 기록밀도 증가에 따른 Track Pitch값을 나타내고 좌측의 횡축은 그에 따라 요구되는 Track Pitch의 10%에 상당하는 NRRO값을 나타낸다. 통상 HDD의 기록밀도는 2000년에 10Gbit/in²를 예상하고 있으며 그 경우에 2만5천TPI(Track per inch)와 40만 BPI(Bit per Inch)의 사양을 예측하고 있다. 2만5천 TPI의 경우 1 μ m의 Track Pitch가 되고 각 track의 양단의 TMR 20%에 순수하게 기계적인 회전 특성은 그에 1/2로 설정하게 되어 NRRO의 진폭 값은 0.05 μ m이하가 요구되게 되며, 요구되는 TPI가 증가할수록 NRRO의 진폭 값은 더욱 작은 값이 요구되어 진다.

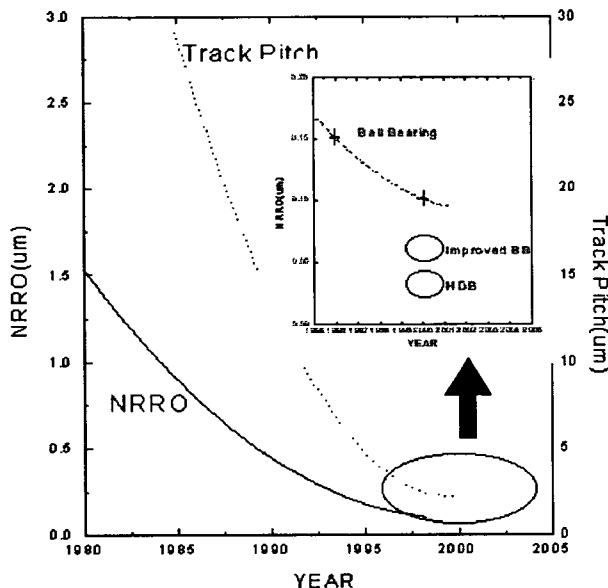


그림 1. HDD의 고밀도화에 따른 Track Pitch의 감소와 그에 따른 NRRO진폭 값의 감소 경향

3. 스피들 모터의 베어링 구조

볼 베어링으로 지지되는 스피들 모터에 있어서 가장 중요하게 요구되는 것은 성능, 신뢰성, 내구성이다. 그 다음은 NRRO, 소음, 볼 베어링 결합 주파수에서 야기되는 공진 현상 등의 해결이다. 현재까지 이러한 문제를 어떻게 해결할 것인가 하는 해결책은 아직까지 정확하게 제시되고 있지 않다. 최근 하드디스크 드라이브(HDD)의 고속 회전(10000rpm, 15000rpm 이상)을 실현하기 위해 세라믹 볼 베어링을 적용하는 개발을 시도하고 있는 경우가 있지만, 볼 베어링으로 지지되는 시스템의 문제를 완전히 해결했다고 볼 수는 없다. 특히 고성능의 HDD에 적용에 있어서는 더욱 어려움이 있다.

반면에, 동압 베어링을 적용한 스피들 모터의 개발 시도는 상당한 장점을 가지고 있다고 할 수 있다. 즉, 스피들 모터의 NRRO, 소음, 고속회전 나아가 스피들 모터 구조체의 Damping 기능에 따른 내충격성 등에서 강점을 보이고 있다.

표 1은 일반적인 베어링의 성능 비교표로, 스피들 모터가 고속화되면서 저진동의 안전한 동작을 위해선 동압 베어링의 적용이 필수적임을 알 수 있다.

표 1. 베어링의 성능 비교

베어링 종류	점속 베어링		비점속 베어링				
	구름 베어링	미끄러 베어링	유체 베어링			자기 베어링	
			동압 베어링	정압 베어링			
윤활재	Grease	Oil	Oil	Air	Oil	Air	Air
회전정도	Jitter	△	×	◎	◎	◎	◎
	Run-out	○	×	◎	◎	◎	○
부하용량	◎	△	○	×	◎	△	○
마찰 Torque	○	×	△	◎	×	◎	◎
Acoustic Noise	△	○	◎	◎	○	○	◎
고속운전	○	×	◎	◎	△	◎	◎
수명	△	×	○	◎	○	◎	◎
가격	○	◎	△	△	×	×	×

◎ 매우 양호, ○ 양호, △ 보통, × 열세

저장기기용 소형 스피들 모터에 적용할 수 있는 동압 베어링에는 크게 3가지로 구분할 수 있는데, 유체 베어링을 적용하는 경우, 공기 베어링을 적용하는 경우, 유체 베어링과 공기 베어링을 조합하는 경우이다. HDD의 회전 속도 10,000rpm이하에서는 유체 베어링을 적용하는 스피들 모터의 개발이 가장 왕성하게 이루어 지고 있지만, 회전 속도가 10,000rpm을 넘어 15,000rpm, 20,000rpm에 이르게 되면 윤활 유체의 특성 변화와 윤활 유체의 점성을 극복해야 하는 스피들 모터의 구동 토크 등의 새로운 문제가 제기된다. 한편, 공기 베어링으로 지지되는 경우, 적어도 이러한 문제는 쉽게 해결되지만, 고속 회전체를 지지하기 위한 베어링 강성을 충분히 얻을 수 있는가 하는 점과 이를 얻기 위한 고정밀 가공 기술이 어디까지 가능한가 하는 점을 고려해

⚡ 고속 하드디스크 드라이브 스핀들 모터를 위한 공기 동압 베어링 기술 ⚡

야 한다. 그리고 HDD용 스핀들 모터용으로 유체베어링의 강점과 공기 베어링의 강점을 상호 보완하는 유체베어링과 공기 베어링이 조합된 구조가 제시된 바가 있다.

표 2와 표 3은 유체 동압 베어링과 공기 동압 베어링의 장·단점을 비교한 것인데, 결국 공기 동압 베어링의 단점인 10,000~15,000rpm에서의 고강성 유지, 저가격화 및 내마모성 향상을 도모한다면 공기 동압 베어링은 고속 HDD 스핀들 모터용으로 적용성이 우수함을 알 수 있다.

표 2. 유체 동압 베어링의 장·단점

유체 동압 베어링(Hydrodynamic Fluid Bearing/ Incompressible Fluid)의 장·단점	
장점	- 베어링부품의 유리한 공차 관리
	- 공기 동압 베어링에 비해 큰 부하용량
단점	- 기동/정지 시에도 윤활이 이루어짐
	- 고속회전 지지 가능
특성	- NRRO 특성 향상 (블베어링 대비; 비접촉지지)
	- Sealing 설계 필요
단점	- 복잡한 형상, 구조 (Cost)
	- 유체의 Cavitation에 의한 불안정 가능성
특성	- 발열(마찰열 등)에 따른 윤활 유체 특성의 변화
	- 높은 소비전력

표 3. 공기 동압 베어링의 장·단점

공기 동압 베어링(Hydrodynamic Air Bearing/ Compressible Fluid)의 장·단점	
장점	- NRRO 특성 향상
	- 저소음
단점	- Sealing이 필요없고, 적은 부품수
	- 간단한 형상/구조 및 적은 소비전력
특성	- 제한없는 회전속도
	- 사용유체의 선정 유리 (공기)
단점	- 마찰열 등에 따른 온도특성의 변화가 거의 없음
	- 적은 베어링 강성
특성	- 어려운 표준화
	- 까다로운 가공정도(공차관리)
단점	- 까다로운 조립정도
	- Ceramic가공이나 표면 Coating 등의 특수가공 필요

4. 공기 동압 베어링

4.1 해석 모델링

4.1.1 공기 동압 베어링을 지배하는 REYNOLDS EQUATION

공기 동압 베어링은 식(1)과 같이 Reynolds Equation으로 수식화를 할 수 있는데,

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3 \rho}{\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{h^3 \rho}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) = \alpha \left\{ \frac{\partial}{\partial x} [\rho h (u_1 + u_2)] + \frac{\partial}{\partial y} [\rho h (v_1 + v_2)] \right\} \quad (1)$$

공기 동압을 발생하는 공극 내에서의 공기는 정상상태 (Steady State)의 Newtonian Fluid라 가정한다.

$$\tau = \mu \frac{\partial u}{\partial z}, \quad \tau = \mu \frac{\partial v}{\partial z} \quad (2)$$

(2)식에서 u 와 v 는 각각 X, Y Direction의 속도성분이다. 해석에 사용되는 Control Volume에 작용하는 Inertial Terms, Body Forces, Z Direction Components는 무시한다. 이때, Control Volume에 적용되고 있는 Momentum Equation을 이용하면

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial z} \right) \quad \frac{\partial p}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial z} \right) \quad (3)$$

으로 나타낼 수 있다.

그리고, Z Direction(축 방향)으로의 경계조건을 이용하여 Z Direction으로 2차 적분하여 u 와 v 를 계산하고 질량 보존의 법칙으로 부터 상기 (1)식의 Reynolds Equation을 얻을 수 있다.

$$M_x = \rho \int_0^h u dx = -\frac{\rho}{12\mu} h^3 \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\rho}{2} h (u_1 + u_2) \quad (4)$$

$$M_y = \rho \int_0^h v dx = -\frac{\rho}{12\mu} h^3 \left(\frac{\partial p}{\partial y} \right) + \frac{\rho}{2} h (v_1 + v_2)$$

(4)식에서 M_x 와 M_y 는 각각 X, Y Direction의 공기유량을 나타낸다.

이때, 좌변 항은 마찰력 있는 유체의 유동에 따라 Control Volume에 작용하는 전단력을 나타내며, 우변의 1 번째 항은 압축성유체가 속도방향으로의 미세 변동 등에 따라 압축되어 나타나는 Squeeze 효과를 나타낸다. 그리고, 우변의 2, 3번째 항은 유체의 유동속도 방향으로 틈새의 변동에 따라 압축되어 나타나는 즉 틈새의 Wedge Effect에 의해 발생하는 압력에 따른 Drag Force 등을 각각 나타낸다.

4.1.2 공기 동압 베어링의 베어링 특성 정의

4.1.2.1 압력분포(Pressure Distribution)

공기 동압이 발생하는 Clearance내의 임의의 Mesh($N \times M...$) point에서의 압력과 국소Clearance(Local Clearance)로 Discretizing하여 상기의 Reynolds Equation을 정적 압력 성분과 동적 압력성분으로 분리하고, 정적 압력성분은 유한 차분법으로 선형화 한다. 선형화된 정적압력에 대한 Matrix 형태의 연립방정식을 Column Method를 사용하여 해를 구하면 각각의 Mesh Point에서의 압력을 구할 수 있다.

4.1.2.2 부하용량(Load Capacity)과 Friction Torque

부하용량(Load Capacity)은 공기 동압 베어링 형성면에서 발생하는 압력분포를 압력에 수직인 베어링면적으로 면적분하면



$$\int \int_A P_{ij} \cos \theta_{ij} dA_{ij} \quad \int \int_A P_{ij} \sin \theta_{ij} dA_{ij} \quad (5)$$

구할 수 있고, 이는 베어링의 반경방향과 원주방향의 베어링 반력으로 계산할 수 있다.

Friction Torque는 공기 동압 베어링 부하용량의 반경방향 성분에 유체마찰계수를 곱하고 베어링의 반경을 다시 곱하여 계산할 수 있다.

$$T_f = \mu \times F_r \times \frac{1}{2} d_s \quad (6)$$

공기베어링은 축 방향으로 2개소에 설치되며, 베어링 부에서의 마찰 일량으로 나타낼 수 있다.

$$W_n = \mu' \times F_r \times v, \quad W = \sum_{n=1}^2 W_n / 2 \quad (7)$$

4.1.2.3 Dynamic Stiffness(Stiffness & Damping)

정적 압력분포를 구하는데 있어서 이는 각 Mesh Point에서의 압력과 Clearance는 각각 미세 변동분을 갖고 있다고 할 수 있으며, 이는

$$P = P_{static} + \Delta P_{dynamic}, \quad H = H_{static} + \Delta H_{dynamic} \quad (8)$$

으로 나타낼 수 있다. 그리고 Clearance의 변동분 ΔH 의 X, Y축 성분을 각각 x, y라 하고 이를 Laplace 변환된 형식으로 나타내면

$$\overline{\Delta P}_{dynamic} = E_1(x, y, s) \overline{x} + E_2(x, y, s) \overline{y} \quad (9)$$

라 할 수 있다. Perturbation Method에 의해 분리된 동적 압력 식은 선형화된 형태가 되어, 직접 E_1, E_2 를 변수로 하는 Matrix 형식의 연립방정식을 Column Method로 풀면 $E_1(ij), E_2(ij)$ 를 얻을 수 있다. 이를 다시 X, Y축 방향으로 면적분하면 복소수형태의 Dynamic Stiffness를 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} Z_{xx} &= \int E_1 \cos \theta dA, & Z_{xy} &= \int E_2 \cos \theta dA \\ Z_{yx} &= \int E_1 \sin \theta dA, & Z_{yy} &= \int E_2 \sin \theta dA \end{aligned} \quad (10)$$

이 때 Dynamic Stiffness는 $Z_{ij} = K_{ij} + iB_{ij}$ 의 복소수형태이고 실수부가 공기 동압 베어링의 강성특성을, 허수부가 공기 동압 베어링의 감쇠 특성을 나타낸다고 할 수 있다.

4.2 공기 동압 베어링의 종류

4.2.1 Grooved 공기 동압 베어링

4.2.1.1 Grooved Cylindrical Type

회전체의 반경방향 지지를 위하여, 기본적으로 회전축 방향으로 원통형상의 고정축을 둘러싸고 있는 회전체 내면의

원통으로 구성되어 있다. 고속회전에 따른 동압 발생효과를 향상시키기 위해 Groove가 가공되어 있는데, 이는 고정축의 외측표면에 가공하는 경우와 회전체의 원통형 내측표면에 가공하는 경우가 있다.

Groove는 원주방향으로 일정 폭 비를 가지며 일반적으로 10개 내외가 된다. (원주방향으로 Groove가 가공된 폭과 가공되지 않은 폭의 비는 1:1 정도이다.) 또 Groove는 회전축 방향을 기준으로 원통의 끝단에서 중심 방향으로 임의의 각도로 기울어져 축 방향 임의의 길이까지 가공되며 이때 Groove깊이는 수 μm 로 가공된다. 공기 동압 베어링을 성립시키는 원통의 축 방향 중앙위치에서 끝단으로 상기 기울기의 반대방향으로 기울어지는 Groove가 회전축 방향 임의의 길이까지 가공된다. 이러한 원통 상단 한 쌍의 Groove는 원통하단에도 같은 형식으로 가공되어 있다. 이러한 구조는 결국 반경방향으로 상 하단 2개소에서 지지하게 된다. 그림 2는 일반적인 Groove Type의 Journal부를 나타 낸 것이다.

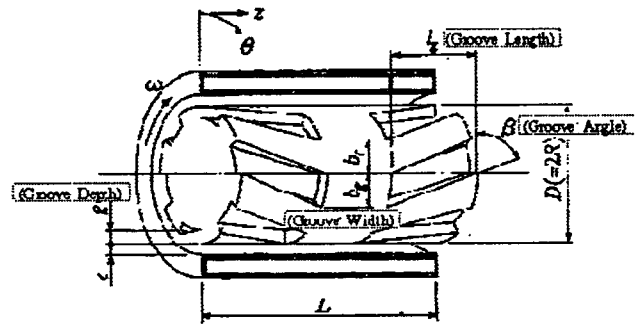


그림 2. Grooved 공기 동압 베어링 Journal부

4.2.1.2 Grooved Thrust(Flat) Type

회전체의 축 방향을 지지하기 위하여, 기본적으로 회전축 방향으로 원판형상의 고정부와 회전원판으로 구성되어 있다. 고속회전에 따른 동압 발생효과를 향상시키기 위해 Groove가 가공되어 있는데, 이는 고정부에 가공하는 경우와 회전원판에 가공하는 경우가 각각 있다.

Groove는 원주방향으로 일정한 폭비를 가지며 일반적으로 10개 내외가 된다. (원주방향으로 Groove가 가공된 폭과 가공되지 않은 폭의 비는 1:1 정도이다.) Groove는 회전축을 기준으로 원판의 끝단에서 중앙방향으로 임의의 각도로 기울어져 회전중심 방향 임의의 반경까지 가공되며 이때 Groove깊이는 수 μm 로 가공된다. (Groove의 기울어짐이 Spiral Curve를 따르는 경우와 회전중심으로부터 반경위치가 가까워짐에 따라 일정한 Groove폭비를 유지하며 적당 위치에서 반대방향으로 기울어지는 Herringbone형의 2가지가 있다.) 축 방향 지지는 회전원통의 상단과 하단에 각각 설치되어 적당 위치에서 평형을 이루도록 축의 상하 양단 2개소에 설치되는 것이 일반적이다. 그림 3은 Grooved Thrust (Flat) Type과 Cylindrical Type이 함께 있는 공기 동압 베어링의 개략도를 나타낸 것이다.

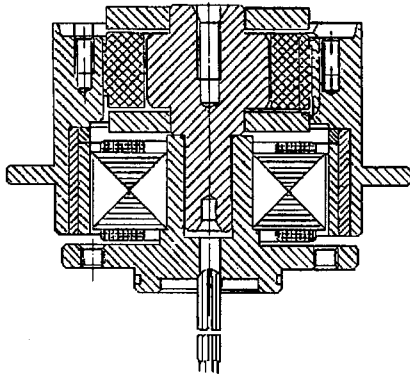


그림 3. Grooved Cylindrical Type과 Grooved Thrust (Flat) Type

4.2.1.3 Grooved Hemispherical Type

회전체의 반경 방향과 축 방향을 동시에 지지하기 위하여, 기본적으로 회전축 방향을 중심으로 한 반구형의 고정부와 이를 감싸는 구조의 반구형 내측면의 회전체로 구성되어 있다. 고속회전에 따른 동압발생 효과를 향상시키기 위해 Groove가 가공되어 있는데, 이는 반구형 고정부의 표면에 가공하는 경우와 회전하는 반구형상의 내측면에 가공하는 경우가 각각 있다. Groove는 원주방향으로 일정한 폭비를 가지며 일반적으로 10개 내외가 된다. (원주방향으로 Groove가 가공된 폭과 가공되지 않은 폭의 비는 1:1 정도이다.) Groove는 회전축을 기준으로 반구의 중앙부에서 끝단으로 임의의 각도로 기울어져 회전중심 중앙에서 임의의 각도까지 가공되며 이때 Groove깊이는 수 μm 로 가공된다. 회전체 지지를 위해 상단과 하단에 하향 반구형과 상향 반구형이 설치되어 적당 위치에서 평형을 이루도록 2개소에 설치되어 있다. 그림 4는 Grooved Hemispherical Type의 베어링의 개략도를 나타낸 것이다.

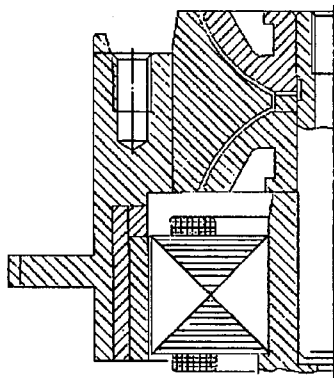


그림 4 Grooved Hemispherical Type으로 구성된 공기 동압 베어링 조립도

4.2.2 Waved Journal 공기 동압 베어링⁽⁷⁾

4.2.2.1 Fixed Outer Surface Type (Type I)

회전체의 반경 방향을 지지하기 위하여, 회전축의 축 방향으로 원통형상의 고정축을 둘러싸고 있는 회전체 내측면의 원통으로 구성되어 있다. 그림 4(a)에 그 구조와 설계변수를 나타낸다. 이 구조는 스피들 모터 고정축의 외측표면에 N주기(Wave의 개수)의 정현파형으로 나타내어지는 Wave가 가공되어 있고, 회전 로터의 내측면은 축 방향으로 진원 가공이 되어 있다. 이 고정축 외면에 Waved 가공된 면과 로터 내측 진원면 사이의 Clearance에 있어서, 원주방향으로의 Clearance 변동과 로터의 고속회전으로 인한 공기 마찰력에 의해 고속회전 운동하는 공기유량은 Waved형상으로 형성되는 기하학적 clearance의 변동에 의해 압축현상이 일어나고 그에 따라 표면의 수직방향으로 압력이 발생되어 로터의 반경방향에 대한 베어링 반력은 회전체를 고정축에서 부상시키게 되고 이로 인해 회전체를 비접촉으로 지지하는 공기 동압 베어링이 형성된다.

원주방향의 θ 위치에서의 국지적 베어링 Clearance, h_θ 를 식으로 나타내면

$$h_\theta = c + e \cos(\theta - \alpha) - W_a \cos(N\theta - \beta) \quad (11)$$

할 수 있다.

Wave는 축 방향으로 일정한 개수를 가지며 일반적으로 3~7개 정도가 된다. Wave는 회전 축 방향을 기준으로 원통의 끝단에서 끝단으로 길이방향으로 가공되며 이때 Wave의 높이는 수 μm (1~2 μm)로 가공된다.

4.2.2.2 Rotating Inner Surface Type (Type II)

회전체의 반경방향을 지지하기 위하여, 회전축방향으로 원통형상의 고정축을 둘러싸고 있는 회전체 내면의 원통으로 구성되어 있다. 고속회전에 따른 동압 발생 효과를 향상시키기 위해 회전체 내측 원통면에 Wave가 가공되어 있다. Wave는 축 방향으로 일정한 개수를 가지며 일반적으로 3~7개 정도가 된다. Wave는 회전 축 방향을 기준으로 원통의 끝단에서 끝단으로 길이방향으로 가공되며 이때 Wave의 높이는 수 μm (1~2 μm)로 가공된다. 이 구조의 경우에도 회전로터 내측의 waved 가공된 면과 고정축의 진원면 사이의 Clearance에서, 원주방향(회전방향)으로의 Clearance 변동과 고속회전으로 인한 공기와의 마찰력에 의해 공기 동압 베어링이 형성되는데, 이 경우에 있어서는 원주 방향으로의 공기 마찰력에 의한 공기의 유속과 더불어 회전 주파수 X wave 개수의 회전 진동주파수로 틱새내의 공기가 Squeezing되는 부하가 가해지게 된다. 부가되는 Squeezing의 영향은 정적 부하용량에는 크게 작용되지 않지만, 회전체의 Whirl 운동에 있어서 미세 변위 변동분에 대한 저항인 베어링의 동적 강성에 대한 해석 결과에서는 그 영향이 한층 커지게 되는 것을 알 수 있다. Type II에 있어서 원주 방향의 θ 위치에서의 베어링 틱새를 식은

$$h_\theta = c + e \cos(\theta - \alpha) + W_a \cos(N\theta - \omega t) \quad (12)$$

로 나타낼 수 있다.

이 경우에 있어서의 해석은 우선 외측 회전 로터에 고정되어 있는 좌표계를 기준으로 하는 운동 좌표계에서 해석하고 그 운동 좌표계는 회전체의 회전속도로 회전하고 있으므로 이를 고정 좌표계로 변환하면 최종적인 베어링 특성을 계산할 수 있다.

그림 5(b)는 Waved Type 공기 동압 베어링의 강성을 원통형(Plain) 및 Grooved Type 공기 동압 베어링과 비교한 것으로 20,000rpm이하에서 Waved Type이 높은 강성을 가지고 있음을 알 수 있다.

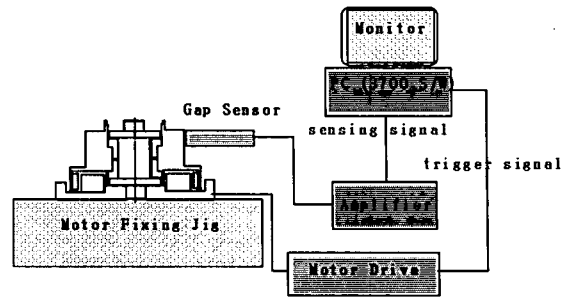
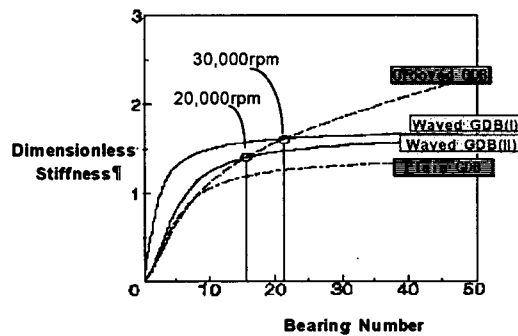
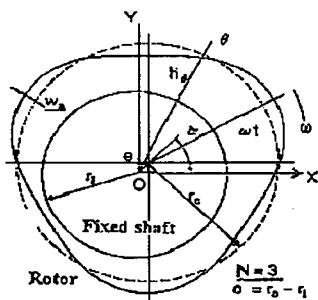
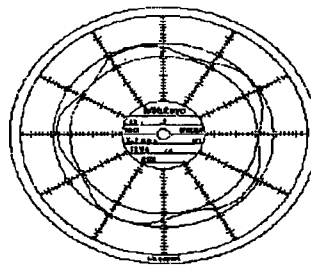
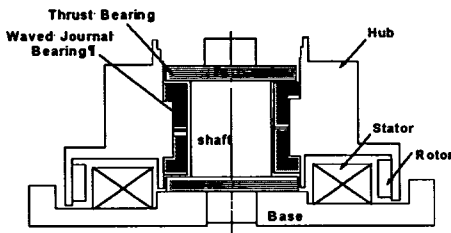


그림 7. NRRO 실험장치



(a) Waved Type 공기 동압 베어링 설계 변수 (b) 공기 동압 베어링 강성 비교
그림 5. Waved Type 공기 동압 베어링 (Type I) 설계 변수 및 강성 비교

아래의 그림 8은 5,400rpm회전시 NRRO 특성을 비교한 것으로 볼베어링이 평균 0.1 μ m수준을, 유체 동압 베어링은 0.06 μ m수준인 반면, 공기 동압 베어링은 0.03 μ m수준을 보이고 있는데, 이는 Waved Type 공기 동압 베어링이 10,000rpm이하에서 고강성을 유지할 수 있음을 나타내는 것이므로, 소결 제작에 의한 저가격화와 더불어 공기 동압 베어링의 HDD 적용 가능성이 높음을 알 수 있다.



(a) 공기 동압 베어링 구조 (b) Journal부 샘플 단면도
그림 6. Waved Type 공기 동압 베어링 구조 및 Journal 샘플 단면도

5. 결론

이상과 같이 HDD 스피들 모터에 요구되는 진동특성과 베어링의 특성 비교 및 HDD스핀들 모터의 고경도 회전 및 고속화를 위한 공기 동압 베어링에 대하여 알아보았고, 샘플 개발을 통해 HDD의 적용 가능성을 살펴 보았다. 이를 통해 아직까지 공기 동압 베어링이 HDD에 적용되지는 않았지만, Journal Shape의 최적화를 통해

4.2.2.3 Waved type 공기 동압 베어링 Proto 제작 및 NRRO 비교

공기 동압 베어링의 적용 가능성을 살펴보기 위해 Waved Type 공기 동압 베어링의 형상 최적화한 샘플을 개발하여 NRRO를 기존 볼베어링 및 유체 동압 베어링과 비교하였다. 그림 6은 조립상태의 베어링 구조 단면도와 실제 가공한 샘플의 Journal부 단면 형상을 측정된 것이다. 이때 샘플은 소결 방식으로 제작하였다

그림 6(b)와 같이 만들어진 공기 동압 베어링을 5,400rpm HDD 스피들 모터에 장착하여, 볼 베어링을 장착한 모터 및 유체 동압 베어링을 장착한 모터와 반경 방향의 NRRO를 그림 7과 같은 실험 장치를 이용하여 측정/비교하였다.

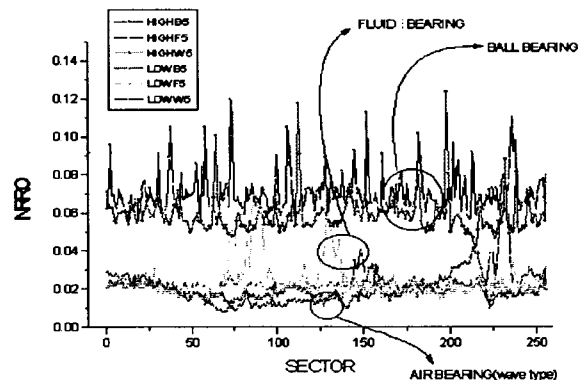


그림 8. NRRO 비교

고속 하드디스크 드라이브 스피들 모터를 위한 공기 동압 베어링 기술

10,000rpm이하에서 고강성을 유지할 수 있으며, 소결 방식과 같이 고정밀 가공 양산이 가능한 기술로 제작이 가능함을 보임으로 HDD 스피들 모터의 고속화 전망을 더욱 밝게 해 주었다.

[7] T.Y. Hwang, K. Ono, 1995 "A Study of Static and Dynamic Characteristics on Self-Acting Waved-Journal Air Bearing", International Tribology Conference, presented

참고문헌

- [1] G.H. Jang, J.W. Yoon, N.Y. Park, S.M. Jang, 1996, "Torque and Unbalanced Magnetic Force in a Rotational Unsymmetric Brushless DC Motors", IEEE Transactions on Magnetics, Vol.32, No.5, pp. 5157-5159
- [2] C.P. Roger Ku, 1997, "Effects of Compliance of Hydrodynamic Thrust Bearings in Hard Disk Drives on Disk Vibration", IEEE Trans. on Magnetics, Vol. 33, No. 5, pp. 2641-2643
- [3] C.P. Roger Ku, 1996, "Dynamic Characteristics of Hard Disk Drive Spindle Motors", ASME Journal of Tribology, Vol. 118, pp. 402-406
- [4] A.C. Swann, F.E. Talke, 1996, "Non-Repeatable Runout Measurement and Simulation of Fluid Lubricated Spindles", IEEE Trans. on Magnetics, Vol. 32, No. 3, pp. 1727-1732
- [5] Y. Zang, M. Hatch, 1995, "Analysis of Coupled Journal and Thrust Hydrodynamic Bearing Using a Finite-Volume Method", ASME ISPS-Vol. 1, pp. 71-78
- [6] W.O. Richter, F.E. Talke, 1988, "Nonrepeatable Radial and Axial Runout of 5 1/4" Disk Drive Spindles", IEEE Trans. on Magnetics, Vol. 24, No. 6, pp. 2760-2762

저 자 소 개



박노열(朴魯烈)

1982년 2월 연세대 기계공학과 졸업.
1984년 2월 동 대학원 기계공학과 졸업(석사). 1984년 1월-1987년 4월 LG 전자 VIDEO 연구소. 1987년 4월-현재 삼성종합기술원 정밀기계LAB. 1997년 10월-현재 충북대 전기전자공학부 겸임교수.



황태연(黃泰連)

1986년 2월 연세대 기계공학과 졸업.
1995년 3월 동경 공업 대학 대학원 기계공학과 졸업(석사). 1995년 9월 동경 공업 대학 대학원 기계공학과 졸업(공학박). 1985년 12월-1999년 1월 LG 전자 정보기기 연구소 연구원. 1992년 1월-1995년 9월 동경공업대학 기계공학과 연구원. 1995년 9월-현재 삼성종합기술원 정밀기계LAB 전문 연구원.