

마그네틱 베어링 기술의 현황 및 전망

김 승 종*

(한국과학기술연구원 트라이볼로지 연구센터)

1. 머리말

세계적으로 마그네틱 베어링에 관한 본격적인 연구가 시작된지는 벌써 30년이 넘었고, 프랑스에서 최초의 마그네틱 베어링 제작 회사인 S2M사(社)가 설립된 것은 1976년의 일이다.^(1,2) 그 후, S2M의 합작 회사인 MBI와 JMB가 미국과 일본에 각각 설립되었고, 1990년대에 들어서 일본의 Seiko Seiki, 스위스의 IBAG Switzerland AG와 Levitronix GmbH, MECOS Traxler AG, 그리고 캐나다의 Revolve Magnetic Bearings Inc., 등의 많은 회사가 생겨나서 마그네틱 베어링을 장착한 스펀들, 터보 분자펌프, 원심분리기 등을 상품화하였다. 이는 마그네틱 베어링 기술이 성숙단계에 지나 완성단계에 가까이 있음을 반증한다. 한편, 국내에서도 1980년대 초 KIST에서의 연구를 필두로 지난 20여년간 서울대학교, KAIST, KIMM 등, 여러 대학과 연구소를 중심으로 활발한 연구가 이루어져왔다. 그동안, 선진국 못지않은 기술의 발전도 그렇거니와, 무엇보다 마그네틱 베어링에 관한 산업계에서의 인지도가 높아져서 많은 사람들이 그 응용에 관심을 갖게 된 점이 가장 고무적인 성과라 하겠다. 다만, 그럼에도 국내에서 실제적인 상품화 성공 사례가 흔치 않은 것은 마

그네틱 베어링의 구현 가능한 성능 수준이나 크기, 적용상의 한계점, 제작비, 수명, 제작 및 운용 방법 등, 그 적용성을 판단할 만한 구체적인 정보가 아직 널리 알려지지 않았다는 데에 적잖이 기인한다고 본다.

이에 이 글에서는 여러 가지 부상 원리를 갖는 마그네틱 베어링에 대한 간략한 소개와 함께, 마그네틱 베어링 기술의 현주소를 단적으로 살펴볼 수 있는 국제 학회인 International Symposium on Magnetic Bearing(ISMB)에 투고된 논문들을 근거로 기술 현황을 정리하고, 아울러 향후 마그네틱 베어링에 관한 연구의 향방을 가늠해보고자 한다.

2. 마그네틱 베어링의 부상 원리별 분류

과거에도 마그네틱 베어링의 원리와 장단점, 특징들을 소개한 논문은 다수 있었으므로,^(1~5) 여기서는 그 다양한 부상 원리들을 종합하고 특징을 간단히 정리해보기로 한다.

먼저, 마그네틱 베어링이라 하면 가장 일반적인 것이 그림 1에 나타낸 바와 같이 회전축의 거동에 따라 전자기력을 제어하여 회전축을 비접촉 부상시키는 능동형 마그네틱 베어링이며, 이러한 능동형의 단점 중의 하나인 큰 전력 소모량을 줄이거나 복잡한 제어 시스템의 단순화를 위하여 부분적

* E-mail : sjongkim@kist.re.kr

으로 영구 자석을 장착하는 방식도 널리 알려져 있다. 그러나 이 밖에도 자기 부상(의 원리는 여러 가지가 있으며 그들을 그림 2에 정리하였다.^(4,5)

힘의 발생 원리에 따라 마그네틱 베어링은 크게 리럭턴스 힘을 이용하는 방식과 로렌츠 힘을 이용하는 방식으로 구분된다. 리럭턴스 힘이란 자기장 내에 저장된 에너지로부터 가상 일(virtual work)의 원리에 의해 계산되는 힘으로써 투자율이 다른

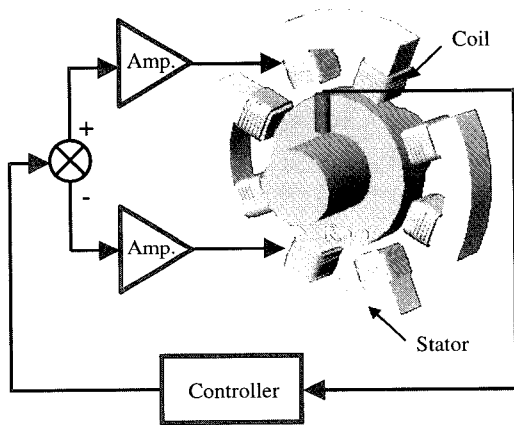


그림 1 능동형 마그네틱 베어링의 개념도

두 매질(예 : 자성체와 공기)을 통하여 자속이 흐를 때, 그 표면에 수직인 방향으로 발생하며 투자율의 차이가 클수록 리럭턴스 힘도 커진다. 따라서 지지강성의 증가를 위해서, 공기에 비해 수천 배 이상의 투자율을 갖는 강자성체가 철심 재료로 흔히 쓰인다. 이 경우도 그림 2에 나타난 것처럼 자기 부상의 원리에 따라 세 개의 그룹으로 분류될 수 있는데, 그룹 ①은 그림 1과 같은 일반적인 마그네틱 베어링으로써, 리럭턴스 힘은 항상 인력(引力)으로 작용하여 음의 강성을 야기하기에 반드시 귀환제어가 필요하므로 '능동형'이라 불린다. 능동형 마그네틱 베어링의 특징은 표 1에 요약하였다. 이에 반하여, 그룹 ②는 코일에 콘덴서와 저항을 추가하여 LCR 회로를 구성하고 회로의 공진 주파수보다 조금 높은 주파수의 전압을 인가함으로써 별도의 귀환제어 없이 안정된 부상을 할 수 있는 수동형(passive) 마그네틱 베어링이다. 이는, 회전축이 전자석에서 멀어지면 인덕턴스가 감소되고, 그로 인하여 회로의 공진 주파수가 상승하여 입력 전압의 주파수와 가까워지면, 그림 3에서 볼 수 있듯이 코일의 전류가 증가하게 되어 회

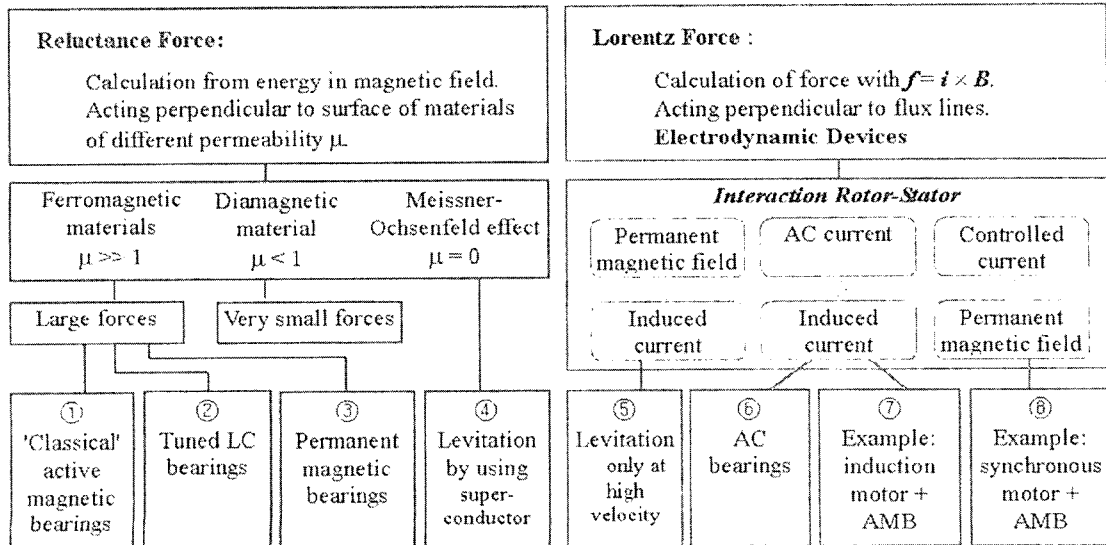


그림 2 부상 원리에 따른 마그네틱 베어링의 분류

특집 베어링

전축이 원위치로 복원되는 원리를 갖는다. 이러한 방식은 센서와 제어기 없이도 안정된 부상이 가능하다는 장점은 있으나 이론적인 해석이 복잡하고 특히 감쇠가 매우 작다는 단점이 있어 오일 댐퍼와 같은 간접적으로 감쇠를 줄 수 있는 부가적인 요소가 필요하므로 적용분야가 제한된다.⁽⁶⁾ 그룹 ③은 부분적으로 영구자석을 사용하는 경우이다. 영구자석의 역할은 편향 자속을 제공하여 전력 소모 및 와전류 손실을 줄일 수 있는 하이브리드 마그네틱 베어링을 구성하거나,⁽⁷⁾ 동극끼리의 반발력을 이용하여 수동형 자기 부상을 구현할 수 있도록 한다.⁽⁸⁾ 다만, 모든 자유도에 대해서 영구자석만을 이용해서는 안정된 부상을 유지할 수 없으므로 흔히 다른 부상 원리와 결합되어 사용된다.

한편, 일반적으로 반자성(diamagnetic) 재질을 사용하는 경우는 힘이 미약하지만, 초전도체의 특성인 Meissner-Ochsenfeld 효과는 상대적으로 큰 부상력을 낼 수 있는 것으로 보고 되고 있다(그룹 ④). Meissner-Ochsenfeld 효과란 자기장 내에서 자속이 초전도체를 통과하지 못하고 밖으로 밀려나는 일종의 반자성 현상으로서, 이 효과에 의해 초전도체를 밀어내는 힘이 발생한다. 문헌에 의하면 영구자석과 고온 초전도체를 이용하여 회전체를 부상시킨 상태에서 120,000 rpm까지 회전에 성

공한 사례가 있다.⁽⁹⁾

그림 2에 나타낸 두 번째 그룹인 로렌츠 힘을 이용하는 마그네틱 베어링은 고정자와 회전자의 구성 방법에 따라 다시 네 그룹으로 분류할 수 있다. 그룹 ⑤는 전동력(electrodynamic force)을 이용한 수동형 부상 방식으로서, 고정자에 의해 형성된 자기장 내에서 전도체인 회전자가 충분히 빠른 속도로 회전하면 회전자 표면에 와전류가 생성되는데, 이 와전류는 로렌츠 원리에 의해 회전자를 밀어내는 척력(斥力)을 발생시킨다는 원리를 갖는다.⁽⁴⁾ 이와 같은 부상 방식은 초창기 자기부상 열차에의 적용을 목표로 연구가 활발히 진행되었지만 고속에서만 부상력을 얻을 수 있고 상대적으로 효율이 낮아서 상업적으로 실용화되지는 못했다. 참고로 최근의 자기부상 열차에는 그룹 ①의 능동형 부상 방식이 선호되고 있다. 그룹 ⑥은 와전류를 이용하여 수동 부상을 구현하는 것은 그룹 ⑤와 같으나 회전자의 빠른 회전이 아닌, 고정자 코일에 인가되는 고주파 교류 전류, 즉, 교류 자속에 의해 와전류가 유도되는 점이 다르다.⁽¹⁰⁾ 그룹 ⑤에 비해 구조적으로는 개선된 방식이지만, 여전히 효율이 낮고 감쇠가 작다는 단점이 있다. 한편, 그룹 ⑦은 외부에서 인가되는 교류 자속과 회전자에 유도되는 전류의 상호 작용을 이용하되 능동 부상제어를 하는 방식으로 일반적인 유도 모터와 구조와 원리가 매우 비슷하다. 단지 유도 모터에서는 각 전자석에서 일정한 원주 방향으로 로렌츠 힘들이 발생하여 그 합력이 회전 토크가 되지만 마그네틱 베어링의 경우는 각 로렌츠 힘들의 합력이 반경 방향 부상력이 된다. 이 힘의 방향과 크기를 제어하면 회전체를 부상시킬 수 있다. 이와 유사하게 영구자석 동기모터도 마그네틱 베어링으로의 기능전환이 가능하다(그룹 ⑧). 즉, 회전체의 유도전류를 이용하는 대신 영구자석을 장착하는 방법이며 토크를 반경방향 힘으로 전환하는 원리는 동일하다. 위의 두 가지 부상 원리는 전류

표 1 능동형 마그네틱 베어링의 특징

| 장점 | 장점 | 단점 |
|--------------------|--|---|
| 非접촉 無潤활유 無마모 | <ul style="list-style-type: none"> 고속 회전 가능 (회전체 재료 강도가 한계) 진공, 청정, 무균 등 특수 환경에 적용 가능 낮은 베어링 손실 및 긴 수명 | <ul style="list-style-type: none"> 높은 제작비(센서, 제어기, 앰프) 현장 전문가 부족 신뢰성/안전성에 대한 인식 부족 |
| 可제어성 可감시성 | <ul style="list-style-type: none"> 정밀 구동 가능 가변 동강성/동감쇠 계수 → 가변 임계속도, 안정성 향상 자동 밸런싱 가능 실시간 감시 및 자기 진단 기능 → 신뢰성 향상 | |

인가 방법에 따라 마그네틱 베어링과 모터로의 기능전환이 자유로운 장점이 있어 최근에는 셀프-베어링 모터(self-bearing motor)로서의 활발한 연구가 진행되고 있다.

3. 연구 추세 및 기술현황

3.1. ISMB 발표논문 추세

마그네틱 베어링의 국제적 기술현황을 한 눈에 볼 수 있는 ISMB 학회는 마그네틱 베어링이 세계적으로 큰 관심을 끌기 시작하던 무렵인 1988년에 만들어져서 2년마다 한번씩 미국, 일본, 스위스를 순회하며 열리고 있다. 표 2는 지난 15년간

ISMB 학회에서 발표된 모든 논문들을 주제별로 분류한 것이다.

우선, 총 발표논문 수를 보면 1988년 첫 회에 36편의 논문으로 시작하여 1994년 4회차에는 100편 가까이로 급증하였다. 메카트로닉스가 각광받던 이 무렵, 세계적으로 마그네틱 베어링에 많은 관심이 모아졌음을 의미한다. 이후 1998년부터는 논문 초록을 사전 심사하여 적절히 편수를 제한하고 있다.

초창기 논문의 주제는 마그네틱 베어링의 소개, 시스템 설계 및 동특성 해석, 제어, 그리고 적용 사례에 집중된다. 이는 기본적인 마그네틱 베어링의 기능성과 제어성을 확립하기 위한 것이었으며,

표 2 ISMB 발표논문의 주제별 편수

| | | 1st ('88) | 2nd ('90) | 3rd ('92) | 4th ('94) | 5th ('96) | 6th ('98) | 7th ('00) | 8th ('02) |
|---------------------------|---------------------------------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| 시스템 및 구성요소 설계/해석 | AMB 소개 및 설계 | 4 | 5 | 3 | 4 | 2 | 3 | 4 | 2 |
| | 모델링/동특성 해석/설계변수 규명 | 6 | 4 | 11 | 13 | 8 | 4 | 13 | 8 |
| | 전력증폭기/센서/비상 베어링 | 1 | 2 | - | 4 | 2 | 1 | 3 | 7 |
| | 손실 해석/저손실 설계 | - | 1 | 1 | 4 | 4 | 3 | 3 | 5 |
| | 하이브리드 AMB/New AMB | - | 1 | - | 4 | 6 | 4 | 8 | - |
| 시스템 제어 | 제어기 설계 전반 | 7 | 5 | 4 | 4 | 7 | 4 | 6 | 4 |
| | Unbalance/Runout/Flexible rotor | 6 | 8 | 6 | 3 | 4 | 4 | 4 | 8 |
| | 다양한 제어 기법 적용 | - | 5 | 9 | 15 | 15 | 15 | 10 | 9 |
| AMB의 적용 사례 | 우주 산업 | 1 | 2 | 2 | 2 | - | - | 2 | - |
| | 플라이휠/스핀들 | 1 | 2 | 2 | 4 | 2 | 1 | 2 | 7 |
| | 펌프/압축기/터보 기계 | 1 | 6 | 3 | 7 | 2 | 1 | 4 | - |
| | 기 타 | 4 | 6 | 5 | 4 | 1 | 7 | - | 3 |
| Linear AMB | Slider/Stage/Maglev device 등 | 1 | - | - | 4 | 3 | 5 | 7 | 4 |
| Magnetic actuator | 가진기/멤퍼/흡진기 등 | 2 | 2 | 3 | 2 | 1 | 1 | 3 | 5 |
| Passive/Repulsive bearing | 와전류/영구자석/LC 회로 방식 | 2 | - | - | 1 | 4 | 2 | 6 | 2 |
| | 초전도체 베어링 | - | - | 3 | 7 | 3 | 2 | 6 | 2 |
| Smart AMB | Self-sensing bearing | - | 2 | 2 | 2 | 6 | 4 | 2 | 5 |
| | 운전상태 감시/결함 진단 | - | - | - | 1 | 1 | - | 7 | 3 |
| | 초소형 AMB | - | - | - | 3 | 3 | 2 | 4 | 1 |
| | 일체형 모터-베어링 시스템 | - | - | - | 4 | 7 | 6 | 13 | 24 |
| 기 타 | 정전기 부상/비상시 축 거동/표준화 | - | - | 3 | 4 | 5 | 1 | 1 | 1 |
| 총 발표 논문 수 | | 36 | 51 | 57 | 96 | 86 | 70 | 108 | 100 |

특집 베어링

적용 사례에 관한 논문들도 실질적인 상품화 성공 사례는 드물고 마그네틱 베어링의 적용 가능성을 발굴하고 홍보하는 차원에 가깝다.

1990년대 중반 들어서는, 늘어나는 논문 수만큼이나 다양한 주제에 대해 활발한 연구가 이루어졌다. 내용면에서 보면 마그네틱 베어링 기술의 안정화, 최적화가 시도되었고, 아울러 하이브리드 베어링, 초소형 베어링, 초전도 베어링, 셸프-센싱(self-sensing) 베어링 등 신기술들이 제안되었으며, 터보 펌프와 같은 실제 상품화가 이루어진 적용 사례가 발표되었다. 특히, H_∞ 제어, μ -synthesis 제어, 슬라이딩 모드 제어 등과 같은 강건 제어와, 최적 제어, 적응 제어, 퍼지 제어, 피드 포워드(feed forward) 제어, 시간지연 제어 등, 거의 모든 제어 기법이 적용된 논문들이 다수 발표되었는데, 이는 컴퓨터와 디지털 신호처리의 성능 향상과 무관하지 않으며 제어 기법을 비교, 평가하기에 마그네틱 베어링이 적합하기 때문이기도 하다.

1990년대 후반 이후 발표된 논문들은 뚜렷한 추세의 변화를 보인다. 표 2에서 수동형 또는 반발형 마그네틱 베어링과 소위 스마트 베어링이라 분류된 주제에 관한 논문이 크게 증가한 것이다. 이 같은 변화는 마그네틱 베어링의 실용화 과정에서 여전히 단점으로 남아있는 높은 제작비의 절감 필요성과 기계요소의 지능화, 소형화라는 시대적 추세에 기인한다. 또한, 특히 셸프-베어링 모터에 관한 논문이 폭발적으로 증가한 것은, 셸프-베어링 모터가 현재 세계적으로 개발 경쟁이 치열한 체내 이식형 인공심장이라는 확실한 적용 대상을 가지고 있다는 것과, 기존 모터의 종류가 다양한 만큼 그 연구 범위가 넓다는 동기가 있기 때문으로 사료된다.

3.2 특성별 기술 현황

본 절에서는 실제 회전기에 마그네틱 베어링

의 적용을 고려함에 있어 사전 검토되어야 할 마그네틱 베어링의 현 기술 수준과 물리적인 한계를 각 특성별로 고찰한다. 단, 여기서는 그림 2의 그룹 ① 능동형 마그네틱 베어링을 대상으로 한다.

(1) 하중지지 능력

마그네틱 베어링의 최대 하중지지 능력은 기본적으로 크기에 따라 다르고 구조와 형상에도 큰 영향을 받으므로, 단위면적 당 최대 전자기력으로써 간접적으로 표현할 수 있는데 이는 다음과 같이 철심 재료의 포화 자속밀도에 의해 제한된다.⁽¹¹⁾

$$\frac{f_{\max}}{A} = \frac{B_{\max}^2}{\mu_0} \quad (1)$$

여기서 A 는 전자석의 단면적, B_{\max} 는 철심의 포화 자속밀도, 그리고 μ_0 은 자유공간에서의 투자율로서 $4\pi \times 10^{-7}$ Vs/Am이다. 만약 철심의 재질이 적층된 규소 강판이라면 $B_{\max} \approx 1.5T$ 이므로 단위면적 당 최대 전자기력은 이론적으로 약 179 N/cm²이 되며, $B_{\max} \approx 2T$ 인 코발트 합금을 사용하는 경우는 318 N/cm²까지 증가한다.

현재까지 상품화된 가장 큰 마그네틱 베어링은 S2M에서 정유회사의 터보 기계용으로 제작된 것으로서 최대 350,000 N(약 35 ton)의 하중을 지지

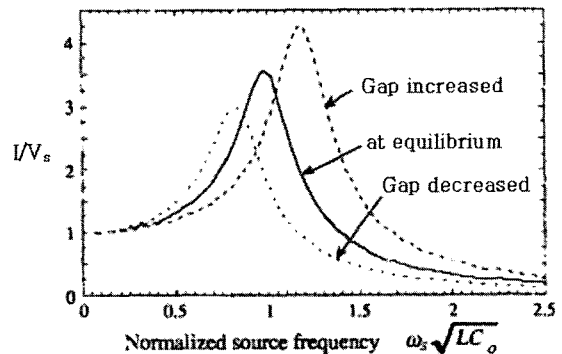


그림 3 Tuned LC 베어링에서의 전달함수 변화

하며 회전체의 직경이 1.5m이다. 그림 4는 미국의 Foster-Miller Technologies사(社)에서 제작한 선박용 마그네틱 베어링으로서 회전체 무게가 18,000 Ib(약 8,165 kg)에 이른다.

(2) 동강성 및 주파수 대역폭

마그네틱 베어링의 중요한 장점 중의 하나가 가변 동강성이므로 일정한 값을 제시하기는 무리가 있으나, 그 최대치는 결국 제어전류의 크기에 의해 결정되기에 전력증폭기의 출력전압과 직접적인 관련이 있다. 문헌에 나타난 마그네틱 베어링의 동강성은 대략 $10^6 \sim 10^7$ N/m 정도이다.^(1,12) 한편, 전자석 코일의 저항과 인덕턴스에 의해 결정되는 주파수 대역폭도 역시 전력증폭기 출력과 밀접한 관계가 있는데, 편향 전류가 일정할 때 코일의 최대 전류가 커질수록 구동 가능 주파수 대역이 넓어지기 때문이다. 선형 전력증폭기의 경우에는 주파수 대역폭을 넓히는 방법으로서 회로에 전류 귀환 루프를 추가하는 방법도 있으나, 고출력이 필요한 시스템에는 효율과 발열 면에서 적합하지 않으므로 주로 PWM 전력증폭기가 쓰인다. 그러므로, 마그네틱 베어링의 동강성과 구동 주파수대역폭은 전력증폭기의 최대출력과 주파수 대역폭에 의해 크게 좌우된다.

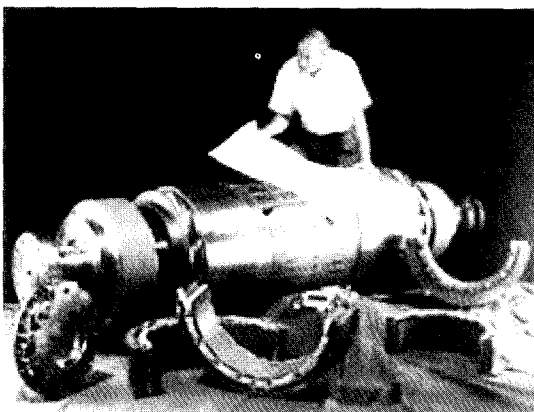


그림 4 선박용 대형 마그네틱 베어링 (Foster-Miller Technologies, Inc., USA)

(3) 회전 속도

이론적으로 마그네틱 베어링의 최대 회전속도는 원심력에 의한 응력이 회전자 재료의 항복 응력에 도달하는 속도이다. 완전한 디스크 형태의 회전체에서 재료의 항복응력 σ_y 와 원주방향 최대 선속도 v_{max} 는 다음과 같은 관계를 갖는다.⁽¹³⁾

$$v_{max} = \sqrt{\frac{8\sigma_y}{(\nu+3)\rho}} \quad (2)$$

여기서, ν 는 프와송 비(Poisson's ratio)이고, ρ 는 재료의 밀도이다. 여러 가지 재료에 대한 최대 선속도를 표 3에 나타내었다. 중심에 구멍이 있는 디스크의 경우에는 구멍 안쪽면에서 원심력에 의한 응력이 최대로 걸리게 되며, 그 값은 구멍이 없을 경우의 대략 2배 정도이다. 또한, 이러한 중공 디스크가 축에 억지 끼워맞춤으로 조립되는 경우에는 초기응력도 작용하므로, 실제 허용 속도는 표 3보다 낮아진다.

이 밖에도 고속회전을 위해 고려해야 할 사항으로는 와전류 및 히스테리시스 손실, 공기마찰 손실 등이 있다.

(4) 크기

최근 회전기기의 소형화, 고성능화 추세에 따라 소형 베어링에의 관심이 증대되고 있는데, 크기가 작아질수록 마찰이 베어링 성능과 수명에 미치는 영향이 커지므로, 초소형 마그네틱 베어링이 그

표 3 각 재료별 허용 선속도

| Material | v_{max} [m/sec] |
|---------------------------|-------------------|
| Soft ferromagnetic sheets | 240 ~ 360 |
| Yellow brass | 280 ~ 380 |
| Bronze | 300 ~ 380 |
| Steel | 330 ~ 500 |
| Aluminum | 500 ~ 610 |
| Titanium | 520 ~ 750 |
| Amorphous metal | 715 ~ 830 |
| Carbon fiber composite | 1000 ~ 1200 |

특집 베어링

대안이 될 수 있다. 특히, 높은 위치 정밀도를 요하는 광학 스캐너, 정보 저장용 디스크 드라이브, 각종 의료 기기 등에의 적용을 위해서는 능동형 마그네틱 베어링이 요구된다.

현재, 마그네틱 베어링은 밀리미터 크기는 물론 그 이하의 크기로도 제작이 가능하다. 그림 5는 스위스의 EPFL에서 개발된 6개의 전자석으로 구동되는 마이크로 모터로서, 총 두께는 2mm, 고정자 외경은 5mm, 무게는 약 270mg, 고정자와 회전자 사이의 간극은 $30\mu\text{m}$ 이며, 회전자는 부상 상태에서 압축공기를 이용하여 600rpm까지 회전하였다.⁽¹⁴⁾ 다른 사례로, 일본 KIT에서 개발된 소형 마그네틱 베어링은 길이 8mm, 직경 2mm의 로터를 축방향으로 제어하여 부상시키는 구조이다. 변위 측정을 위해서는 2쌍의 포토 다이오드를 이용하였으며, 이 베어링을 소형 영구자석 모터에의 적용에 성공하였다.⁽¹⁵⁾

(5) 손실

잘 알려진 바와 같이 마그네틱 베어링은 마찰 손실이 없으므로 기존의 베어링에 비해 손실이 훨씬 적다. 그러나 나뉠대로의 구조적인 손실이 존재하며, 이로 인하여 시스템의 성능이 제한될 수도 있다.

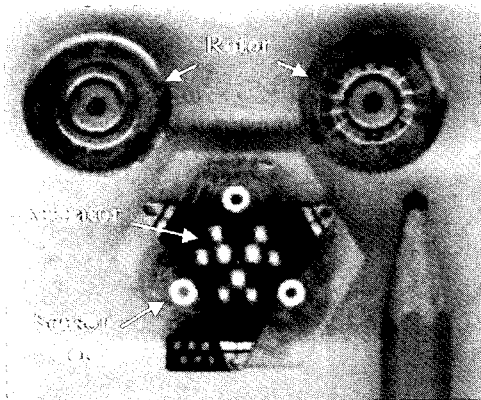


그림 5 초소형 능동 마그네틱 베어링 (EPFL, Switzerland, 2000)

우선, 코일에서의 열손실이 있다. 코일에서의 발열이 심한 경우에는 최대 제어 전류의 크기가 제한된다. 다음으로, 철심에서 발생하는 손실로써는 와전류 손실과 히스테리시스 손실이 있고, 공극에서는 공기마찰이 존재한다. 이들은 발열과 함께 회전체에 브레이크 토크를 야기하며 제어의 정밀성을 저하시킨다. 그림 6은 각 손실에 의한 브레이크 토크를 회전속도에 따라 도시한 것이다.⁽¹³⁾ 이 중에서 일반적으로 와전류 손실이 가장 크다. 와전류 손실은 자극면에서의 자속밀도가 변화할 때 발생하며, 자속밀도 변화 속도의 제곱에 비례하는 것으로 알려져 있다.⁽¹⁶⁾ 와전류 손실을 줄이기 위해서는 철심을 얇은 절연 강판을 적층하여 제작하는 것이 가장 좋은 방법이다. 히스테리시스 손실은, B-H 곡선이 히스테리시스 특성을 갖는 재료의 철심 내에서 자속이 변화하는 경우에 소산되는 에너지이다. 손실량은 자속의 변화 속도와 변화 크기에 비례하며, 철심 재료의 특성에 크게 좌우된다. 그래서 철심 재료로는 규소강이나 연강이 선호된다. 와전류 손실이나 히스테리시스 손실을 근본적으로 해결하는 방법은 철심을 쓰지 않아도 되는 로렌쯔형 마그네틱 베어링을 이용하는 것이다.⁽¹⁷⁾ 그러나 이 로렌쯔형은 하중지지 능력이

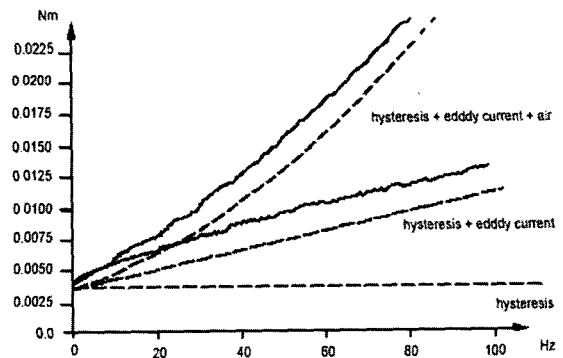


그림 6 회전속도 변화에 따른 브레이크 토크 : 실험(—) 및 계산(---) 결과

다소 떨어지므로 정밀 제어가 필요한 소형 마그네틱 베어링에 주로 쓰인다. 끝으로, 공기마찰 손실은 에너지 저장용 플라이휠과 같은 고속 회전체에서 흔히 발생하며, 회전속도가 높을수록 공극이 좁을수록 증가한다.

4. 향후 연구 동향

앞서 ISMB 논문들의 연구 추세에서 살펴보았듯이, 2000년 이후 마그네틱 베어링 기술의 키워드는 셀프-센싱, 수동형/반발형, 셀프-베어링 모터 등의 3가지로 대표된다 하겠다. 본 절에서는 이들에 대한 연구 동향을 간단히 살펴본다.

4.1 셀프-센싱 마그네틱 베어링

셀프-센싱 마그네틱 베어링이란 비접촉 변위센서를 사용하지 않는 능동형 마그네틱 베어링을 총칭하는 용어로서, 변위센서가 없으면 시스템 제작비가 절감되고 넓은 공극에서도 측정이 가능하며, 베어링 구조가 단순화되어 소형화에 유리하고 센서와 전자석의 위치 불일치 문제가 해소되는 장점들이 생긴다. 이러한 셀프-센싱 마그네틱 베어링은 이미 1990년 제 2 회 ISMB 때부터 제안되어 현재까지 지속적인 연구가 진행되고 있다. 그 중 가장 잘 알려진 셀프-센싱 방법은 1990년 스위스의 Vischer에 의해 제안된, 측정 전류로부터 변위를 추정하여 제어하는 방법이다.⁽¹⁸⁾ 이 경우 시스템은 비최소 위상(non-minimum phase) 시스템이 된다. 즉, 부상 제어되고 있는 회전체에 일정한 외력이 작용하면, 회전체는 제어 전류가 0으로 수렴하는 새로운 평형 위치로 이동하여 공극의 차이에 의해 발생하는 전자기력으로써 외력을 상쇄시킨다. 이는 외력과 반대방향으로의 변위 응답이 발생하는 것을 의미하며, 시스템이 음의 정강성 계수를 가지는 것을 뜻한다. 이러한 특성으로 인하여 이 방법은 전력 소모량의 증가 없이 정적 하

중지지 능력이 대단히 크다는 장점이 있으나 정밀한 위치 제어가 필요한 경우에는 적합하지 않다.

또 다른 대표적인 셀프-센싱 기법으로서 홀(hall) 센서를 이용하여 측정된 자속으로부터 변위를 추정하는 방법이 있으며,⁽¹⁹⁾ PWM 방식의 전력증폭기를 사용하는 마그네틱 베어링에서 고주파의 인가 전압과 측정 전류를 역변조(demodulation)하여 인덕턴스를 계산하고 공극을 추정하는 방법도 유력하다.⁽²⁰⁾ 그 밖에도 주파수-귀환 제어 방법⁽²¹⁾ 과, 바이어스 코일과 제어용 코일을 별도로 감은 구조에서 차등 변압기의 원리를 이용하는 셀프-센싱 방법⁽²²⁾ 등이 제안된 바 있다. 그러나 셀프-센싱 베어링의 종합적인 설계 방법이나 특성을 최적화하는 제어 기법 등은 아직도 완성되지 않았고, 향후 지속적으로 연구가 이루어져야 할 과제임에 틀림없다.

4.2 수동형/반발형 마그네틱 베어링

1990년대 수동형 마그네틱 베어링에 관한 연구는 꾸준했지만 활발하지는 못했다. 그 원인은 공통적으로 지지 강성이 약하고 특히 감쇠가 매우 낮아서 공진 주파수 근처에서의 구동이 어렵다는 단점과 1842년 Earnshaw에 의해 밝혀진 '완전 수동형 자기부상은 불가능하다'는 이론에 대한 왜곡된 인식 때문이라고 본다. 이 이론은 전자기력과 같이 거리의 제곱에 반비례하는 힘을 이용하는 경우에만 한하며, 정적인 자기장 내에서의 정지된 부상체를 가정한다. 따라서 부분적으로 시스템 구성을 수정하거나 타 부상 원리와의 결합을 통하여 '불가능'을 피해갈 수 있는 방법들이 제안되고 있다.⁽²³⁾

최근, 영구자석을 비롯한 재료기술의 발전과 더불어, 소형 마그네틱 베어링이 관심을 끌게 되면서 그림 2에서 살펴본 바와 같은 수동형 부상 방법들이 새로이 주목을 받고 있다. 향후에는 이들과 함께, 반발력이 매우 작다는 이유로 연구개발 사례를 찾기 힘들었던 반자성체를 이용하는 베어

링⁽²⁴⁾에 관한 연구도 보다 다양하게 시도되리라 전망한다.

4.3 셀프-베어링 모터

셀프-베어링 모터란 능동형 마그네틱 베어링과 기존의 모터를 기능적으로 통합한 모터로서, 기존의 모터에서 부가적인 베어링 요소 없이 권선 방법을 약간 수정하고 부상 제어기를 도입함으로써 회전체의 회전과 자기 부상을 동시에 가능하게 한 새로운 시스템이다.⁽²⁵⁻²⁹⁾ 따라서 마그네틱 베어링으로 지지된 모터 시스템의 경량화 및 소형화가 가능하다. 처음 셀프-베어링 모터에 관한 개념이 제시된 것은 1970년대 중반이며 이론적 배경이 정립되기 시작한 것은 1980년대 후반부터이다. 그 후 1990년대 중반에 이르러 세계적으로 널리 알려지면서 활발한 연구가 이루어지게 되었다. 그 명칭도 아직 국제적으로 결정된 바는 아니어서, 초창기에는 주로 bearingless motor라는 이름이 사용되었으나 그 후 motor-(magnetic) bearing, combined motor-bearing, self-bearing motor, integrated motor-bearing 등으로 불리어지고 있다. 셀프-베어링 모터는 기본 원리에 따라 영구자석형, 인덕턴스형, 리력턴스형, 스텝 모터형, 호모폴라(homopolar)형 등으로 분류될 수 있으며, 최

근에는 이 중에서 상대적으로 응용분야가 넓은 영구자석형과 스텝 모터형에 대한 연구가 가장 활발하다. 셀프-베어링 모터의 적용분야로는 최근 국제적으로 개발 경쟁이 이루어지고 있는 체내 이식형 인공심장이 가장 많으며, 그 밖에 캔드 모터 펌프(canned motor pump), 바이오 펌프, 하드디스크 용 모터 등이 있다. 이에 관한 기술동향 및 관련 참고문헌은 2000년 ISMB에서 발표된 Chiba의 논문에 잘 요약되어 있다.⁽²⁷⁾ 한편, 국내에서의 연구로는, 2000년 KAIST에서 원판 모양의 로렌쯔형 셀프-베어링 모터가 개발된 것이 최초인데,⁽²⁸⁾ 이는 기존의 '마그네틱 베어링 기능이 부여된 모터'가 아닌, '회전 기능이 부여된 마그네틱 베어링'으로서의 접근을 시도했다는 점에서 의미가 있다.

그림 7은 스위스 Levitronix사에서 인공심장으로 개발된 셀프-베어링 캔드 모터 펌프이다.⁽²⁹⁾ 셀프-베어링 모터 부분의 직경은 65 mm, 두께는 20 mm이고, 정상 운전속도는 4800 rpm이며, 반경방향으로는 10.8 N, 축방향으로는 7.9 N의 하중 지지 능력을 갖는다. 그림 8은 독특한 권선 구조를 갖는 로렌쯔형 셀프-베어링 모터로서 회전용 3상 4극 자속분포와 부상용 3상 2극 자속분포가 동일한 코일을 통해 구현된 특징이 있다. 반경방향으로만 능동 제어를 하면서 12,000 rpm까지 안정된

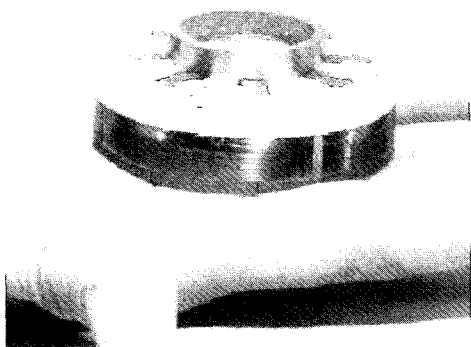


그림 7 원심형 인공심장(heartmate III)용 셀프-베어링 모터(Levitronix GmbH, 2000)

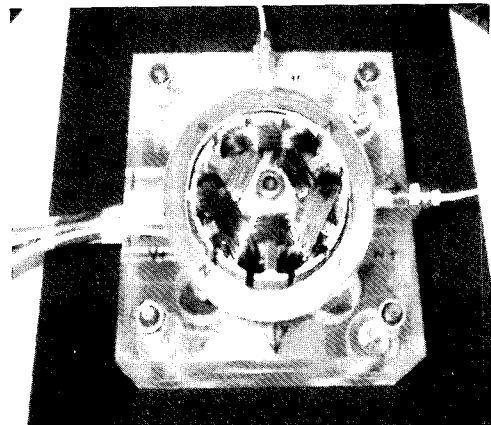


그림 8 로렌쯔형 4극 셀프-베어링 모터

부상 상태를 유지하였다.⁽³⁰⁾

향후 셀프-베어링 모터에 관한 연구는 셀프-센싱 기법, 마이크로 모터 및 마그네틱 베어링 기술, 수동형 베어링 기술 등과 접목되어 발전할 전망이다. 인공심장 이외의 다른 적용 분야의 발굴 여부가 그 발전속도를 좌우하리라 예상된다.

5. 맺 음 말

이 글에서는 마그네틱 베어링의 적용성 검토에 도움이 되는 전반적인 기술 정보를 제공하기 위하여, 마그네틱 베어링의 다양한 부상 원리와, 대표적인 특성들에 관한 현 기술수준과 함께 기술의 발전추세 및 전망을 간단히 소개하였다. 결론적으로, 마그네틱 베어링은 더 이상 대단히 어려운 기술을 요하는 요소는 아니며, 오히려 상품화 과정에서 생산, 운용상의 문제가 병목(bottleneck)이라 하겠다. 지면 관계상 좀더 깊이 있는 고찰이 이루어지지 못한 아쉬움이 남지만, 마그네틱 베어링에 관심이 있는 분들께 조금이나마 도움이 될 수 있기 바란다. 아울러, 제9회 ISMB는 2004년에 미국에서 열린다. 마그네틱 베어링에 관한 새롭고 흥미로운 논문들이 다수 발표되리라 기대하는데, 우리나라에서도 좀더 저변이 넓어지고 좋은 응용 사례가 많이 나왔으면 하는 바람이다.

참 고 문 헌

(1) Habermann, H. and Liard, G., 1980, "An Active Magnetic Bearing System," *Tribology International*, pp. 85~89.
 (2) 하영호, 이종원, 1994, "지능형 마그네틱 베어링," *대한기계학회지*, 제 34 권, 제 10 호, pp. 1~14.
 (3) 한동철, 1990, "마그네틱 베어링의 소개," *대한기계학회지*, 제 30 권, 제 5 호, pp. 454~459.
 (4) Schweitzer, G., et. al., 1994, *Active Magnetic Bearings*, vdf Hochschulverlag AG, Zurich.

(5) Bleuler, H., 1992, "A Survey of Magnetic Levitation and Magnetic Bearing Types," *JSME Int'l Journal, Series III*, Vol. 35, No. 3, pp. 335~342.

(6) Jin, J. and Higuchi, T., 1994, "Dynamics and Stabilization of Magnetic Suspension Using Tuned LC Circuit," *Proc. of the 4th Int'l Symposium on Magnetic Bearing*, Zurich, Switzerland, pp. 321~326.

(7) Sortore, C.K., et. al., 1990, "Permanent Magnet Biased Magnetic Bearings - design, Construction and Testing," *Proc. of the 2nd Int'l Symposium on Magnetic Bearing*, Tokyo, Japan, pp. 175~182.

(8) Ohji, T., et. al., 1996, "Investigation of Configuration of Permanent Magnets on Repulsive Type Magnetic Bearing," *Proc. of the 5th Int'l Symposium on Magnetic Bearing*, Kanazawa, Japan, pp. 485~490.

(9) Delprete, C., et. al., 1992, "High Speed Asynchronous Motor with High Tc Superconducting Beatings," *Proc. of the 3rd Int'l Symposium on Magnetic Bearing*, Virginia, USA, pp. 287~296.

(10) Siegwart, R.Y., et. al., 1994, "Eddy Current Bearings for Micro-structure Levitation," *Proc. of the 4th Int'l Symp. on Magnetic Bearing*, Zurich, Switzerland, pp. 359~363.

(11) Jeong, H. S., Kim, C. S. and Lee, C. W., 1994, "Modeling and Control of Cone-shape Active Magnetic Bearing System," *Proc. of the 4th Int'l Symposium on Magnetic Bearing*, Zurich, Switzerland, pp. 23~28.

(12) Imlach, J., 1991, "Measured and Predicted Force and Stiffness Characteristics of Industrial Magnetic Bearings," *Trans. of the ASME, J. of Tribology*, Vol. 113, pp. 784~788.

(13) Schweitzer, G., 2002, "Active Magnetic Bearings - chances and Limitations," *IFTToMM, Proc. of the 6th Int'l Conference on Rotor Dynamics*, Sydney, Australia, pp. 1~14.

- (14) Boletis, A., et. al., 2000, "A Six Magnetic Actuators Integrated Micromotor," Proc. of the 7th Int'l Symposium on Magnetic Bearing, Zurich, Switzerland, pp. 101~103.
- (15) Komori, M., et. al., 1998, "Dynamic Characteristics of a Millimeter-sized Magnetic Bearing with a Cylindrical Rotor," Proc. of the 6th Int'l Symposium on Magnetic Bearing, Cambridge, USA, pp. 152~161.
- (16) Kim, H. Y. and Lee, C. W., 2002, "Reduction of Eddy Current Loss in Small-sized Active Magnetic Bearing with Solid Cores and Rotor," Proc. of the 8th Int'l Symposium on Magnetic Bearing, Mito, Japan, pp. 77~81.
- (17) Kurita, N., Okada, Y. and Matsuda, K., 2002, "Development of Losses Magnetic Bearing," Proc. of the 8th Int'l Symposium on Magnetic Bearing, Mito, Japan, pp. 91~96.
- (18) Vischer, D. and Bleuler, H., 1990, "A New Approach to Sensorless and Voltage Controlled AMBs Based on Network Theory Concepts," Proc. of the 2nd Int'l Symposium on Magnetic Bearing, Tokyo, Japan, pp. 301~306.
- (19) Zlatnik, D. and Traxler, A., 1990, "Cost-effective Implementation of Active Magnetic Bearings," Proc. of the 2nd Int'l Symposium on Magnetic Bearing, Tokyo, Japan, pp. 229~235.
- (20) Okada, Y., et. al., 1992, "Sensorless Magnetic Levitation Control by Measuring the PWM Carrier Frequency Component," Proc. of the 3rd Int'l Symposium on Magnetic Bearing, Virginia, USA, pp. 176~183.
- (21) Mizuno, T., et. al., 1994, "Realization of Phase-locked and Frequency-feedback Magnetic Bearings," Proc. of the 4th Int'l Symposium on Magnetic Bearing, Zurich, Switzerland, pp. 311~316.
- (22) Matsuda, K. and Okada, Y., 1996, "Self-sensing Magnetic Bearing Using the Principle of Differential Transformer," Proc. of the 5th Int'l Symposium on Magnetic Bearing, Kanazawa, Japan, pp. 107~112.
- (23) Filatov, A. V. and Maslen, E. H., 2000, "A Passive Magnetic Bearing," Proc. of the 7th Int'l Symposium on Magnetic Bearing, Zurich, Switzerland, pp. 147~152.
- (24) Moser, R., et. al., 2002, "Passive Diamagnetic Levitation for Flywheels," Proc. of the 8th Int'l Symposium on Magnetic Bearing, Mito, Japan, pp. 599~603.
- (25) 김승중, Okada, Y., 2001, "소형 수직형 축류 펌프를 위한 축방향 자기부상 모터," 한국소음진동공학회논문집, 제 11 권, 제 6 호, pp. 223~232.
- (26) 김승중, Okada, Y., 2001, "소형 원판형 하이브리드 자기부상 모터," 한국소음진동공학회논문집, 제 11 권, 제 8 호, pp. 338~348.
- (27) Salazar, A. O., Chiba, A. and Fukao, T., 2000, "A Review of Developments in Bearingless Motors," Proc. of the 7th Int'l Symposium on Magnetic Bearing, Zurich, Switzerland, pp. 335~340.
- (28) Han, W. S. and Lee, C. W., 2001, "Runout Identification and Precision Control of Integrated Motor-bearing System," Proc. of the 8th Int'l Congress on Sound and Vibration, Hong Kong, China, pp. 1849~1856.
- (29) Schoeb, R., et. al., 2000, "A Bearingless Motor for a Left Ventricular Assist Device (LVAD)," Proc. of the 7th Int'l Symposium on Magnetic Bearing, Zurich, Switzerland, pp. 383~388.
- (30) Kim, S. J., et. al., 2002, "A Lorentz Force Type Self-bearing Motor with New 4-pole Winding Configuration," Proc. of the 8th Int'l Symposium on Magnetic Bearing, Mito, Japan, pp. 35~40.