

회생에너지 저장용 플라이휠 에너지 저장 장치 설계에 관한 연구

A Study on the Design of the Flywheel Energy Storage Device to Store the Regenerative Energy

이 준 호[†] · 박 찬 배* · 이 병 송*
(Lee Jun-Ho · Chan-Bae Park · Byeong-Song Lee)

Abstract - In this study we deal with design procedures for the flywheel energy storage system that has the capacity to store the regenerative energy produced from the railway vehicles. The flywheel energy storage system (FESS) stores the regenerative electrical energy into the high speed rotational flywheel, by conversion the electrical energy into the mechanical rotational energy. Thus the FESS is composed of the energy conversion components, such as the motor and generator, mechanical support components, such as the rotational rotor, the magnetic bearings to support the rotor, and the digital controller to control the air gap between the rotor and the magnetic bearings. In this paper the design procedures for the rotor operating at the rigid mode and the magnetic bearings to support the rotational rotor without contact are presented.

Key Words : Flywheel, Energy storage, Magnetic bearings, Suspension

1. 서 론

플라이휠 에너지 저장 시스템은 잉여의 전기에너지를 기계적 회전에너지로 변환하여 에너지를 저장 하고 필요시 기계적 회전에너지를 전기에너지로 변환하여 공급하는 에너지 저장 장치이기 때문에 전기에너지를 기계적 에너지로, 기계적 에너지를 전기적 에너지로 변환하기 위한 전력변환장치가 필요하며, 기계적 에너지를 저장하기 위한 고속 회전 플라이휠, 플라이휠의 회전축을 지지하기 위한 베어링, 회전축 및 플라이휠 일체형 외함 등이 필요하다[1-4]. 회생 에너지 저장용 플라이휠 에너지 저장 시스템의 설계를 위해서는 플라이휠 에너지 저장 매체의 저장 용량을 결정해야하고 이를 기반으로 위에서 언급한 각 구성품의 설계 요구사항에 따라서 구성품의 설계해석이 수행 된다[5].

플라이휠 에너지 저장장치에 관한 국외 연구는 미국, 유럽, 일본 등에서 활발히 이루어졌다. 미국의 경우 미 항공우주국(NASA)에서 인공위성의 에너지 저장, 자세제어 겸용 에너지 저장 등의 용도로 플라이휠 에너지 저장장치를 개발한 바 있으며, Boeing, American Flywheel, Beacon Power, Vycon 등의 기업에서 다양한 용도로 플라이휠 에너지 저장장치를 개발한 바 있다. 예를 들어 Boeing에서는 이미 1998년부터 10[kWh]급 규모의 낮은 비용, 높은 에너지 저장효율

을 가지는 플라이휠 에너지 저장장치에 대해 연구를 성공하여 지금까지 응용개발중이며, Beacon Power에서는 Smart Energy 25 Flywheel이라는 플라이휠 시스템에 자기베어링 시스템을 이용하여 16,000[RPM]으로 회전하며 25[kWh]급 규모를 가지는 시스템을 구성하였고, 이를 다량으로 이용하여 20[MW] 규모의 대규모 에너지 저장 플랜트를 계획하였다. 또한, University of Maryland, University of Texas, Georgia Tech, Texas A&M University, University of Virginia 등의 대학에서도 플라이휠 에너지 저장장치를 연구하였다. 유럽의 경우, 영국의 Urenco, 스위스의 Levitronix, 프랑스의 S2M 등의 기업과 다수의 대학에서 플라이휠 에너지 저장장치를 연구하였다. 일본은 NEDO project의 일환으로 초전도베어링을 이용한 플라이휠 에너지 저장장치를 개발한 바 있으며, Kyushu Institute of Technology, Chiba University 등의 대학에서 관련 연구를 진행한 바 있다 [6-11].

국내의 플라이휠 에너지 저장장치에 관한 연구는 한국전력 전력연구원, 한국기계연구원, 충남대학교, 한국철도기술연구원 등에서 진행되었다. 전력연구원은 초전도 베어링을 이용하여 회전축을 비접촉 부상하고 복합재 플라이휠로 에너지를 저장하는 초전도 플라이휠 에너지 저장 시스템을 연구한 바 있다. 충남대학교에서는 플라이휠 에너지 저장장치의 개념 검증 및 제어기 설계를 위해 소형 자기부상 시스템을 개발하였다[12-13].

2장에서는 회생에너지 저장용 플라이휠 에너지 저장 시스템의 구성에 대해서 다룬다. 3장에서는 플라이휠 로터와 로터를 비접촉으로 지지하는 자기베어링의 설계와 유한요소법을 이용한 해석을 수행하고 4장에서는 모의시험을 통한 플라이휠에너지 저장 시스템의 회전테스트를 수행한다. 마지막으로 5장에서 결론을 제시한다.

[†] Corresponding Author : Advanced Traction and Noncontact Feeding System Research Team, Korea Railroad Research Team

E-mail : jhlee77@krii.re.kr

* Advanced Traction and Noncontact Feeding System Research Team, Korea Railroad Research Team

Received : April 23, 2013; Accepted : May 28, 2013

2. FESS의 구성

철도시스템에 적용 가능한 회생에너지 저장용 플라이휠 에너지 저장 시스템은 그림 1에 보이는 것과 같이 열차의 제동 시 발생하는 제동(회생)에너지를 플라이휠 에너지 저장 매체에 저장한 후 추진 시 필요한 에너지를 공급하는 방식으로 운영된다. 저장 매체의 저장용량은 그림에서 보는 것과 같이 소용량의 단위 모듈을 여러 개 연결하여 원하는 용량을 구현하는 것이 가능하다.

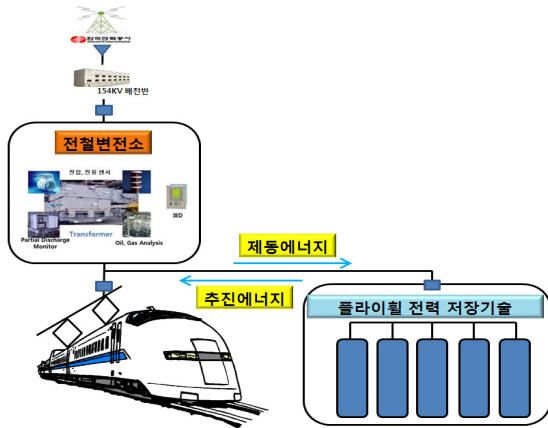


그림 1 철도시스템의 플라이휠 에너지 저장 장치
Fig. 1 Flywheel energy storage system in railway



그림 2 플라이휠 에너지 저장 장치 구성
Fig. 2 Configuration of the flywheel energy storage system

단위 모듈의 플라이휠 에너지 저장 장치의 구성은 그림 2와 같다. 그림에서 보이는 것과 같이 플라이휠 로터(회전체), 회전체를 지지하기 위한 베어링, 전기적 에너지와 기계적 에너지의 변환과 에너지 저장 및 방전이 가능하도록 하는 전동/발전기와 플라이휠, 이들 구성 품을 통합하기 위한 하우징(외함) 등으로 구성된다. 이들 구성 품들 중에서 시스템의 성능에 직접적인 영향을 미치는 것은 회전로터의 회전 성능 및 로터를 비접촉으로 지지하는 자기베어링의 부하역제 능력이다. 따라서 본 논문에서는 회생에너지 저장용 플라이휠 에너지 저장 장치의 회전체 및 자기베어링의 설계 기법에 대해서 다룬다.

2.1 플라이휠 로터

회전 모터와 에너지 저장용 플라이휠이 회전로터에 취부되고 회전 모터의 회전에 의해서 플라이휠은 회전하게 되며 이때 발생하는 회전력이 회전 에너지로 플라이휠에 저장된다. 로터에는 시스템의 설계 사양과 회전 속도에 따라서 강성모드(Rigid mode) 또는 유연모드(Flexible mode)가 발생할 수 있으며, 안정된 회전상태를 유지하기 위해서는 회전 속도에 따라서 발생하는 각 모드의 동력학적 특성을 해석하여 로터를 지지하는 자기베어링 설계 시 반영하여야 한다.

2.2 플라이휠 지지 베어링 부

자기베어링은 전자석의 흡인력을 이용하여 로터를 공기 중에 부상시켜 마찰을 없애고 고속 회전이 가능하도록 한다. 또한 기존의 ball 베어링이나 유체베어링과 비교해서 비접촉방식을 채용하기 때문에 환경 친화적이고 베어링의 교체 없이 반영구적으로 사용할 수 있다. 자기베어링은 위치 센서, 전자석, 제어기로 구성되며 기계적 접촉부를 가지지 않기 때문에 고속, 저 토크, 마찰/마모가 없고, 저소음, 긴 수명과 같은 이점을 지니고 있으며, 대상물이 물리적인 접촉 없이 부상되어 작동하기 때문에 기존의 접촉식 베어링에 비해 많은 장점을 지니고 있다.

- 장점
 - 부상을 통한 비접촉 특성으로 고속화 가능
 - 기계적인 마모나 마찰이 없기 때문에 윤활 불필요
 - 공기 마찰이 없는 진공에서는 마찰손실 무
 - 반영구적인 수명
 - 고진공, 극저온, 고압 등 극한의 환경에서 별도의 밀폐 장치 없이 사용 가능
- 단점
 - 초기투자 비용이 상대적으로 큼

2.3 플라이휠

플라이휠은 전기적인 에너지를 기계적인 회전에너지로 변환하여 저장하며 필요시에는 이를 다시 전기 에너지로 변환하여 필요 시스템에 공급하는 역할을 수행한다. 플라이휠은 고속으로 회전하기 때문에 재료의 선택이 매우 중요하며 회전 원심력에 충분히 저항할 수 없는 재질을 선택할 경우에는 플라이휠이 심각하게 파손되어 전체 시스템에 치명적인 영향을 미칠 수도 있다.

2.4 제어 및 Power electronics

자기베어링은 전자석의 흡인력을 이용하기 때문에 전자석의 흡인력을 적절하게 제어할 수 있는 제어기가 요구 된다. 즉 고속으로 회전하는 회전축은 자기력에 의해서 부상된 상태에서 회전하기 때문에 고속회전체가 안정된 부상 상태에서 회전할 수 있도록 하는 적절한 제어기의 개발을 요구한다.

2.5 회전 및 발전을 위한 모터/발전기

플라이휠 에너지 저장 시스템은 잉여의 전기에너지를 기계적 회전에너지로 저장하고 필요시 회전에너지를 전기에너지로 변환하여 대상 시스템에 공급하는 것이 목적이므로 전기에너지를 기계적 회전에너지로 변환하는 모터와 회전에너

지를 전기에너지로 변환하는 발전기를 필요로 한다. 모터/발전기는 플라이휠 에너지 저장 시스템의 전체 크기를 줄이기 위해서 가능한 소형으로 설계되어야 하며 높은 회전수에 대응하는 고회전 발전기의 특성을 보유해야 한다.

2.6 진공 및 안전을 위한 프로텍터

플라이휠 에너지 저장 시스템은 잉여의 전기에너지를 기계적 회전에너지로 저장하기 때문에 일반적으로 높은 회전수를 허용하며 공기 중에서 높은 회전수에 대응해서 발생할 수 있는 에너지손실을 방지하기 위해서 플라이휠은 진공 chamber에서 회전하도록 한다. 이렇게 함으로써 높은 회전 효율을 얻을 수 있다.

3. 회전 로터 설계

플라이휠 에너지 저장 시스템의 설계기법을 보이기 위하여 다음과 같은 기본 설계요구 조건을 가정한다.

Table 1 Design requirements

표 1 기본설계 요구조건

항목	요구조건
에너지 저장 용량	100[Wh]
관성모멘트 비	1 이하
최고 운전속도	20,000[rpm] 부근
회전축의 1차 굽힘 모드	25,000[rpm] 이상 (최고운전속도 대비 120% 이상)
회전체지지 베어링 (자기베어링 공극)	0.6[mm]

회전체 설계를 위해서는 우선 에너지 저장 용량을 결정하는 식 (1)을 고려해야 한다.

$$E = \frac{1}{2} I_p \omega^2 [J] \tag{1}$$

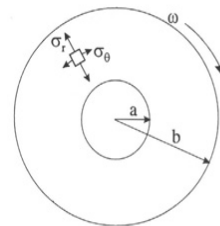
여기서 E 는 에너지 저장 용량, I_p 는 극 관성 모멘트, ω 는 회전속도를 나타낸다. 표 1의 설계요구 조건 100[Wh], 20,000[rpm]을 만족하기 위해서는 식 (1)로부터 극 관성모멘트 $I_p = 0.16 \text{ kg-m}^2$ 이어야 한다. 설계 조건에서 관성모멘트 비, $\frac{I_p}{I_t}$, 는 회전체의 극관성모멘트(polar moment of inertia

: I_p)와 횡관성모멘트(transverse moment of inertia : I_t)의 비로서 관성모멘트 비가 1이하이면 횡관성모멘트가 극관성모멘트에 비해 큰 회전체를 의미한다. 회전체에서 극관성모멘트가 증가하면 플라이휠의 에너지 저장용량은 증가하나 자이로스코픽 효과에 의해 회전축의 동역학 특성이 회전속도에 따라 변하게 되어 부상 제어에 어려움이 있을 수 있다. 따라서 본 논문에서는 제어의 용이성을 위해 관성모멘트 비를 1이하로 제한하였다. 회전체 설계 시 고려되어야 하는 것이 보조 베어링(backup bearing)이다. 보조 베어링은 시스템에 따라서 주문제작 되기도 하지만, 주문제작에 의한

시간적, 금전적 이유로 인해 주로 규격품으로 생산되는 제품을 사용하며, 회전축의 외경은 보조베어링 규격에 따라 정해진다. 본 과제에서 설계하는 시스템의 보조베어링은 NSK(社)에서 생산하는 내경 70[mm]의 앵귤러 컨택트(angular contact) 베어링으로 선정하였고, 보조베어링의 내경의 크기에 의해 회전축의 외경은 69.4[mm]로 결정하였다.

3.1 플라이휠 설계

플라이휠-회전축의 관성모멘트를 증가시키기 위하여 플라이휠의 크기를 결정해야 하는데, 이를 위해서는 그림 3에 보이는 것과 같이 회전속도에 따라서 회전체의 임의의 점에 작용하는 반경방향 응력(σ_r)과 후프응력(σ_θ)을 고려해야 한다. 식 (3)과 (4)는 각각 반경방향 응력과 후프응력을 나타낸다.



σ_r : radial stress
 σ_θ : hoop (or circumferential) stress
 ω : rotational angular velocity
 a, b : inner, outer radii

그림 3 회전하는 원판의 응력

Fig. 3 Stress in rotational disk

$$\sigma_r = \frac{3+v}{8} \rho \omega^2 \left[R_0^2 + R_i^2 - \frac{R_0^2 R_i^2}{r^2} - r^2 \right] \tag{3}$$

$$\sigma_\theta = \frac{3+v}{8} \rho \omega^2 \left[R_0^2 + R_i^2 - \frac{R_0^2 R_i^2}{r^2} - \frac{1+3v}{3+v} r^2 \right] \tag{4}$$

여기서 ρ 는 재료의 밀도, v 는 푸아송 비, ω 는 회전속도, r 은 응력을 구하고자 하는 곳에서의 반경방향 위치, $R_i = a$, $R_0 = b$ 이다. 식 (3)-(4)를 이용하면 회전 속도의 증가에 따른 응력이 재료의 항복 강도 이하인지 여부를 판단할 수 있으며 이를 통해 회전 속도에 따라 플라이휠의 최대 반경을 구할 수 있다. 그림 4는 플라이휠의 외 반경 지점에서 구한 후프응력을 이용하여 회전 가능한 최대속도를 그래프로 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있듯이, 회전속도를 20,000[rpm] 이상으로 확보하기 위해서는 플라이휠의 반경이 약 180[mm] 이하여야 한다. 본 논문에서는 플라이휠의 반경을 140[mm] 설정하고 요구되는 에너지 저장용량을 만족시키기 위한 속도를 21,000[rpm]으로 설정하였다.

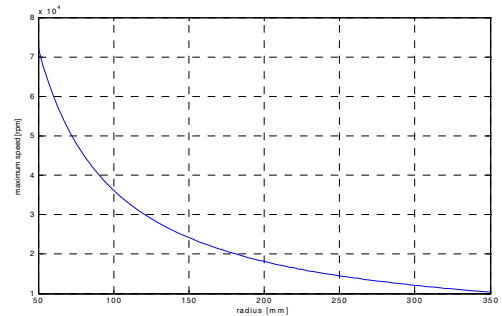


그림 4 플라이휠 반경과 회전속도

Fig. 4 Rotational speed and flywheel radius

3.2 회전축 설계

회전체는 크게 3부분으로 나뉘어져 있다. 회전체 상부(상부 자기베어링 저널, 축 방향 베어링 collar, 플라이휠 디스크), 모터의 회전자 역할을 하는 영구자석, 그리고 하부 자기베어링 저널을 포함하는 회전체 하부로 구성된다. 이렇게 세 부분을 나누는 이유는 고속 구동을 위해 모터의 영구자석이 링 형태가 아닌 실린더 형태이며 기계적 회전체와 동일한 재료로 만들어진 can에 의해 기계적 안정성을 확보하기 위해서이다. 그림 5는 제안된 회전축의 형상을 나타내며 회전축의 회전속도에 따른 굽힘 모드 및 회전체의 변형율을 해석하기 위하여 상용 유한요소 해석 프로그램인 ANSYS를 이용하였다. 해석 결과는 그림 6에 보인다.

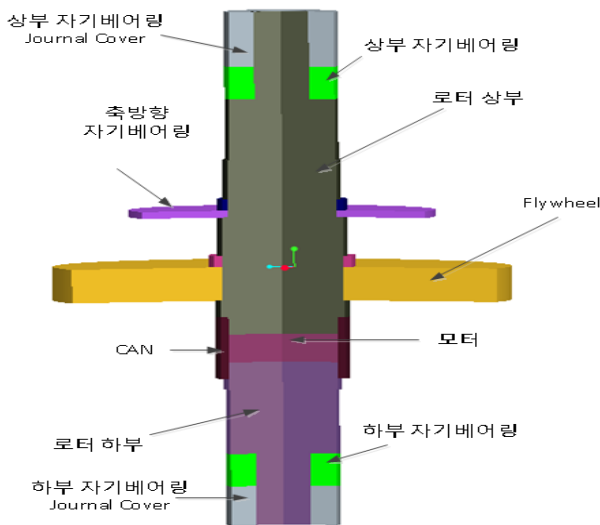


그림 5 회전축 형상
Fig. 5 Rotational rotor

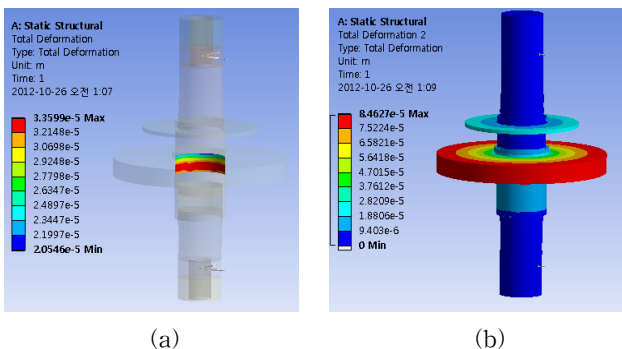


그림 6 플라이휠 디스크 변형 해석
Fig. 6 Analysis of the flywheel disk

그림 6(a)는 회전축의 최고 운전 속도(20,000[rpm])에서 발생하는 원심력에 의해 생긴 변형량으로 최대 0.03[mm] 정도이며, 그림 6(b)는 플라이휠 디스크의 변형량으로서 최대 0.08[mm] 정도의 변형이 일어남을 볼 수 있으며 이와 같은 미세한 변형량은 전체 시스템의 안정성에 영향을 미치지 않는다. 회전축의 굽힘 모드에 대한 해석도 ANSYS를 이용하여 수행하였으며 결과는 그림 7에 보이는 것과 같다.

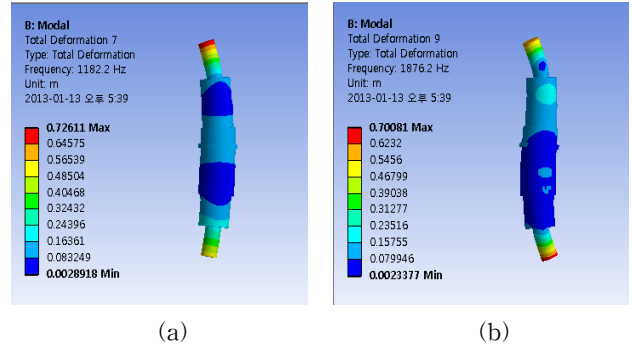


그림 7 회전체의 굽힘 모드 해석
Fig. 7 Mode analysis of the rotor

1차 굽힘 모드는 1182.2[Hz] 부근이고 2차 굽힘 모드는 1876.2[Hz]이다. 이는 유연모드 주파수가 최고 운전 속도에 비해 매우 크므로, 회전축의 유연 모드가 동역학 특성에 미치는 영향은 미미하다는 것을 의미한다.

4. 자기베어링 설계

고속 회전하는 회전체를 자기베어링으로 지지하기 위해서는 반경방향의 자기베어링과 축 방향 자기베어링이 필요하다. 본 절에서는 이들 구가지 베어링의 설계 기법에 대해서 다룬다.

4.1 반경방향 자기베어링

반경방향 자기베어링의 부하용량을 결정하기 위하여 정적 부하용량과 동적 부하용량을 고려해야한다. 정적부하용량은 회전체 무게에 의하여 결정되고(안전계수 1.5), 동적 부하용량은 불 평형질량과 회전속도에 의해 결정되는데 본 설계에서 동적 부하용량은 ISO1940에 의거하여 G6.3, 최고속도 30,000[rpm]로 가정하여 계산되었다. 회전체 및 플라이휠 설계를 통하여 회전체의 전체 무게를 대략 32[kg] 정도로 정하였으며 안전계수를 고려한 정적 부하용량은 식 (5)로 표현된다.

$$32Kg \times 1.5 \times 9.8m/s^2 = 470N \quad (5)$$

ISO1940에 의해 32 kg의 질량을 가진 회전체의 G6.3 등급 불 평형질량 m_e 는 64 g-mm이며, 따라서 동적 요구부하용량은

$$m_e \omega^2 = 67.2 \text{ gmm} \times (30000\text{rpm})^2 = 632N \quad (6)$$

로 계산된다.

그림 8은 본 논문에서 채용한 8극형 자기베어링의 기본 형상을 보여준다. 자기베어링은 기본적으로 전자석의 흡인력을 이용하여 대상물체와의 간극을 조절하기 때문에 전자석 흡인력은 자기베어링의 기하학적 구조와의 관계에 의해서 결정되어야 한다. 그림 8에 보이는 자기베어링의 pole의 너비 W_p 는 대상 물체에 작용하는 자기베어링의 흡인력과 관계가 있고 내측회전체(Inner rotor)의 직경 $D=2R$

($R=R_{3i}-g_0$, g_0 : airgap)은 자기베어링의 흡인력이 작용하는 표면적과 관계가 있으므로 자기베어링의 흡인력은 자기베어링과 내측회전체 사이의 기하학적 관계비 σ 에 의해서 표현 될 수 있다.

$$\sigma = \frac{2W_p}{D} = \frac{W_p}{R} = \frac{R \sin \theta}{R} = \sin \theta \quad (7)$$

여기서 관계비 σ 는 8극일 경우 $\theta = \frac{2\pi}{n_p}$ (n_p 는 극수)로부터 $\sin 45^\circ$ 일 경우 가장 이상적인 관계비를 갖는다.

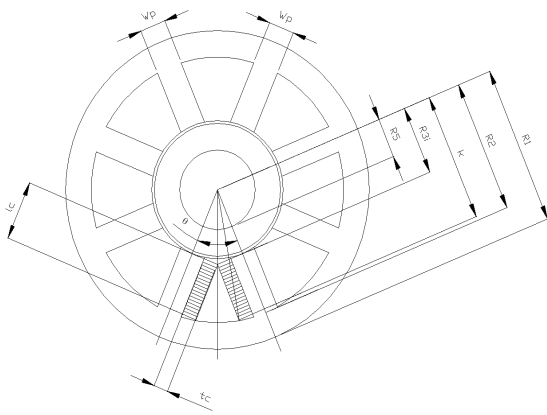


그림 8 자기베어링 기본 형상
Fig. 8 Basic configuration of the magnetic bearing

기하학적 관계비를 포함하는 자기베어링의 흡인력 방정식은 잘 알려진 Maxwell 방정식과 식 (7)로부터 식 (8)과 같이 표현된다.

$$F = \sigma \frac{\mu_0 N^2 I^2}{4g_0^2} DL_j \quad (8)$$

여기서 μ_0 는 공기 중의 투자율, N 은 코일 권수, I 는 코일 전류, L_j 는 rotor journal 길이를 나타낸다. 자기베어링의 전자석 흡인력은 코일을 감을 수 있는 권선 면적과 관계가 있으며 이는 다음의 과정에 의해서 결정되어진다. (7) 식으로부터 W_p 는 다음과 같이 된다.

$$W_p = 2R_{3i} \sin\left(\frac{\theta}{2}\right) \quad (9)$$

그림 8에서 빗금 영역은 코일 권선면적으로서 t_c 와 l_c 의 곱으로 표현된다. t_c 는 식 (10)과 같이 R_{3i} 의 $\tan\left(\frac{\theta}{2}\right)$ 값으로 구할 수 있다.

$$t_c = R_{3i} \tan\left(\frac{\theta}{2}\right) - \frac{W_p}{2} \quad (10)$$

l_c 는 R_3 와 k 의 관계로부터 다음과 같이 구할 수 있다.

$$l_c = k - R_{3i} \quad (11)$$

여기서 $k = \sqrt{R_2^2 - \left(\frac{W_p}{2} + t_c\right)^2}$, ($R_2 = R_1 - W_p$)

다음으로 식 (10)과 (11)에서 구해진 권선면적에 최대한 감을 수 있는 코일의 권선 수를 구한다. 본 논문에서는 코일의 직경이 1.6mm인 코일을 채용한다. 채용된 코일의 단면적은 $A_{wi} = \pi\left(\frac{1.6}{2}\right)^2 = 2.0106\text{mm}^2$ 이므로 권선 수 N 은

$$N = \frac{t_c l_c \beta}{A_{wi}} \quad (12)$$

이 된다. 여기서 β 는 packing factor 이다. 본 논문에서는 0.5로 한다.

최대 전류 I_{\max} 를 구하는 것으로 얻을 수 있다.

$$I_{\max} = \frac{g_0 B_{\max}}{N \mu_0} \quad (13)$$

(13) 식에서 B_{\max} 값은 자성체코어의 재료에 의해서 결정된다. 예를 들면 Silicon Iron의 경우 $B_{\max} = 1.2$ Tesla 이다. 그림 9는 설계된 자기베어링의 흡인력과 기하학적 관계비 (geometrical efficiency, σ)와의 관계를 나타낸다. 그림 (a)는 자성체 코어의 포화를 고려하지 않은 경우이고 그림 (b)는 자성체 코어의 포화를 고려한 경우이다. 그림에서 알 수 있듯이 자성체 코어를 고려한 경우 자기베어링의 흡인력은 약 580[N]에서 포화되는 것을 알 수 있고 이는 설계에서 고려한 안전계수를 고려하면 충분한 부하용량을 가지고 있는 것을 알 수 있다.

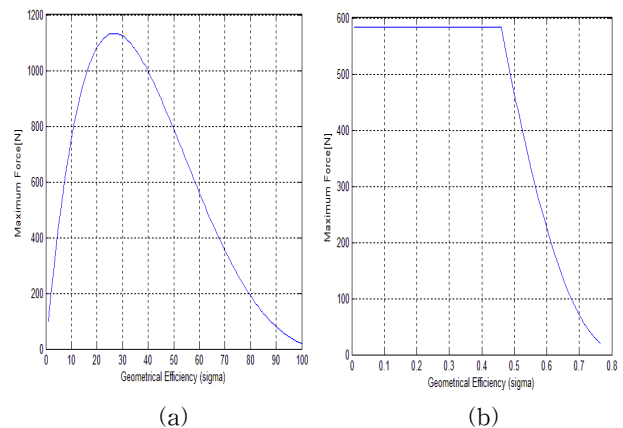


그림 9 자기베어링 흡인력과 σ
Fig. 9 Attractive force of the magnetic bearing and σ

4.2 유한요소 해석

그림 10은 자기베어링의 유한요소법 해석에 의한 자속의

분포 및 계산된 자기력을 보여준다. 유한요소법의 해석을 위해서 $B_{max} = 1.2[T]$ Tesla의 최대자속밀도를 갖는 규소강판(SiFe)을 선택했다. 그림에서 보듯이 유한요소법에 의한 자기베어링의 흡인력이 약 561[N]임을 알 수 있고 이는 앞에서 설계에 의한 수치해석과 거의 동일한 값을 갖는 것을 알 수 있다. 그림 11은 전류의 변화에 따른 자기베어링의 부하용량의 변화를 보여준다.

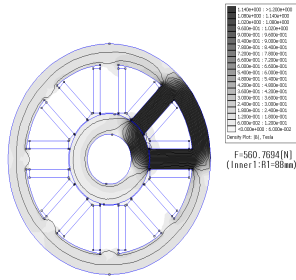


그림 10 FEM 해석
Fig. 10 FEM analysis

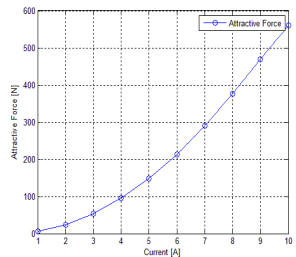


그림 11 전류와 흡인력
Fig. 11 Current and attractive force

4.3 축 방향 자기베어링

축 방향 자기베어링은 반경방향 자기베어링과 비교해서 상대적으로 1축에 대해서만 부하 부담이 있기 때문에 상대적으로 설계해석은 복잡하지 않다. 그림 12는 축 방향 자기베어링의 설계를 보여주고 있으며 설계 기법은 반경방향 자기베어링 설계와 같은 방식을 적용 하였다 (그림 5 참조).

그림 13 - 14는 축 방향 자기베어링의 FEM 해석과 전류의 변화에 따른 축 방향 자기베어링의 해석 결과를 보여준다. 그림에서 알 수 있듯이 축 방향 자기베어링의 부하용량은 2500[N] 이상이며 이는 축의 자중을 지지하기에 충분한 부하용량이다.

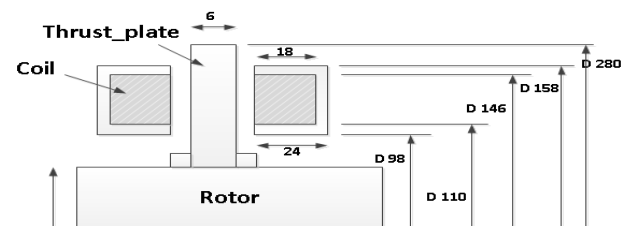


그림 12 축 방향 자기베어링
Fig. 12 Axial magnetic bearing

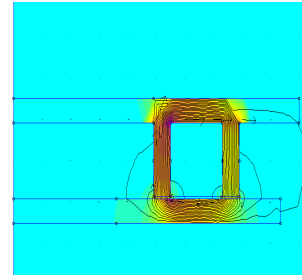


그림 13 FEM 해석
Fig. 13 FEM analysis

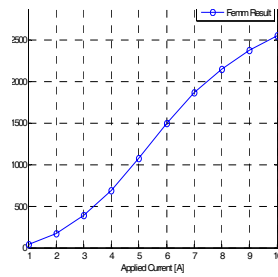


그림 14 전류와 흡인력
Fig. 14 Current and attractive force

5. 모의시험

본 절에서는 설계된 플라이휠 에너지 저장 시스템의 회전체와 회전축을 지지하는 자기베어링의 성능을 입증하기 위해서 그림 15와 같이 회전축에 자기베어링을 취부한 모델을 통하여 간단한 모의시험을 수행한다.

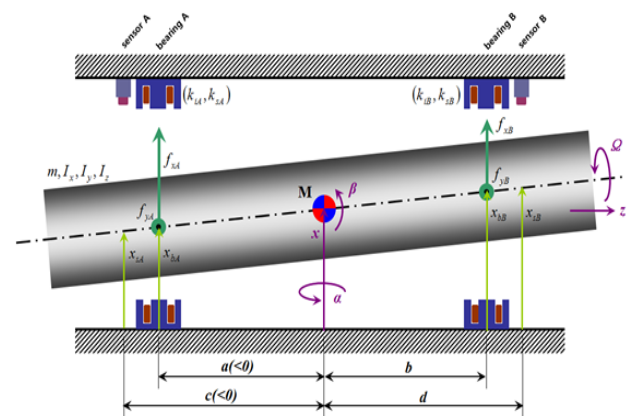


그림 15 회전 로터 모델
Fig. 15 Rotor model

모의시험을 위한 그림 18의 수학적 모델은 식 (14)로 표현된다.

$$\begin{aligned} \dot{M}\dot{q} + G\dot{q} &= M^T T_B u_{AMB} \\ y &= S^T M \dot{q} \end{aligned} \quad (14)$$

여기서

$$M = \begin{bmatrix} I_y & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_x & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m \end{bmatrix}, G = \begin{bmatrix} 0 & 0 & I_z & \Omega \\ 10 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, {}_M T_B = \begin{bmatrix} a & b & 0 & 0 \\ 11 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & a & b \\ 0 & 0 & 1 & 1 \end{bmatrix}, {}_s T_M = \begin{bmatrix} c & 1 & 0 & 0 \\ d & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & c & 1 \\ 0 & 0 & d & 1 \end{bmatrix}$$

이며, M 은 질량 행렬로서 로터의 질량과 회전 관성 모멘트로 이루어져 있다. G 는 자이로스코프 행렬로 로터가 정지해 있을 때에는 0이며, 회전 속도가 올라갈수록 점점 크기가 커지게 되며, 반경 방향 축에서 x 방향과 y 방향이 커플링되어 나타난다. ${}_M T_B$ 는 베어링 좌표에서 질량 중심 좌표로 변환하기 위한 변환 행렬이고, ${}_s T_M$ 은 질량 중심 좌표로부터 위치 센서 좌표로 변환하기 위한 행렬이다. q 는 질량 중심 좌표계에서 각각 반경 방향의 위치와 회전 각도를 나타내는 벡터이다. u_{AMB} 는 자기베어링으로부터 발생하는 힘이며, y 는 위치 센서로부터 측정된 로터까지의 거리를 나타낸다. 앞에서 설명한 모델을 이용하여 플라이휠 로터를 자기베어링을 이용하여 부상시키기 위해 다음 그림 16과 같은 제어기를 구성한다.

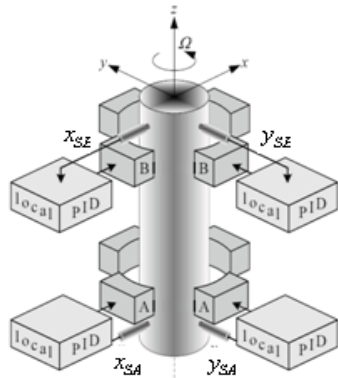


그림 16 제어기 및 베어링 구성
Fig. 16 Controller and magnetic bearings

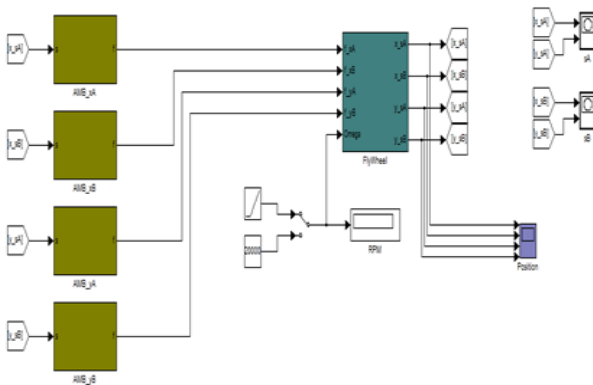


그림 17 모의시험 모델
Fig. 17 Simulation model

제어기 및 자기베어링, 회전축으로 구성되는 모의시험 모델을 그림 17에 보이는 것과 같이 Matlab/Simulink를 이용하여 구축 하였다. 그림 18은 모의 시험 결과를 보여주고 있으며 회전축에 약 100[gmm]의 외란을 입력하고 설계 속도인 20,000[rpm]에서 모의시험을 수행하였다. 그림 (a) 그

림 15에서 좌측의 sensor 출력을 (b)는 우측의 sensor 출력을 보여준다. 그림에서 보듯이 초기 기동 상태에서 20,000[rpm]에 도달한 후 양단의 sensor 출력은 약 0.01[mm] 이내에 머무르고 있으며 이는 air gap 0.6[mm] 이내에서 안정적으로 회전하고 있는 것을 의미한다.

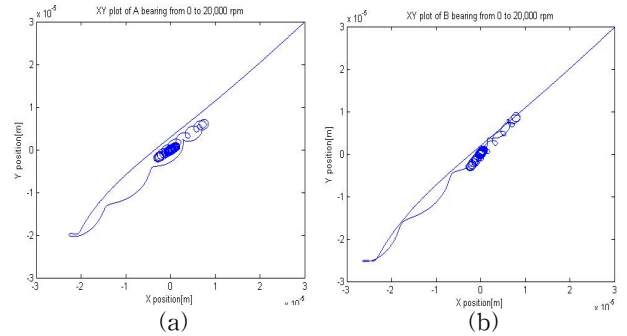


그림 18 모의시험 결과 (20,000[rpm], 100[gmm] 외란)
Fig. 18 Simulation results(20,000[rpm], 100[gmm] disturbance)

6. 결 론

본 논문에서는 회생에너지 저장용 플라이휠 에너지 저장 시스템의 설계 기법에 대해서 다루었다. 플라이휠 에너지 저장 시스템은 잉여의 전기에너지를 기계적 회전에너지로 저장하기 때문에 회전체는 고속회전이 가능해야 하고 이를 구현하기 위해서는 비접촉 방식으로 회전축을 지지하는 자기베어링이 적용 필요하다. 본 논문에서는 플라이휠 에너지 저장 장치를 구현하는데 핵심사항인 회전축의 설계 및 축을 지지하는 자기베어링의 설계 기법에 대해서 다루었으며 설계된 회전축과 자기베어링 및 제어기를 일체형으로 하는 모의시험 모델을 구축하였으며, 모의시험 통하여 제안된 모델의 효율성을 입증 하였다.

이후에는 현재 제작중인 20,000[rpm], 100[W]급 플라이휠 에너지 저장의 실증 시험을 통한 제안된 설계기법의 효율성을 입증할 계획이다.

Reference

- [1] G. Schweitzer and E. H. Maslen, eds., Magnetic Bearings: Theory, Design, and Application to Rotating Machinery, Springer, 2010.
- [2] G. Schweitzer, H. Bleuler, A. Traxler, "Active Magnetic Bearings: Basics, Properties and Applications of Active Magnetic Bearings", vdf Hochschulverlag AG der ETH Zurich,1994
- [3] D. Dunn-Rankin, E. M. Leal, and D. C. Walther, "Personal power systems," Progress in Energy and Combustion Science, vol. 31, pp. 422-465, 2005.
- [4] A. Ortiz Salazar, W. Dunford, R. Stephan, E. Watanabe, "A Magnetic Bearing System Using Capacitive Sensors for Position Measurement", IEEE Transactions on Magnetics, Vol. 26, No. 5,

September 1990

- [5] J. Imlach, "Magnetic Bearing Design Optimization", IMechE, pp 53- 60, 1988
- [6] Florian L., "Identification and Automated Controller Design for Active Magnetic Bearing Systems", Dissertation, ETH No. 14474, 2002
- [7] Tim Harris et al, "From product innovation to proven solutions", Evolution.skf.com, Feb. 2003
- [8] Tingshu Hu, et al, "Constrained Control Design for Magnetic Bearing Systems", Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol. 127, pp. 601-616, 2005
- [9] Mohammad A. Hossain, "High Temperature, Permanent Magnet Biased Homopolar Magnetic Bearing Actuator", Thesis, Texas A&M University, 2008
- [10] Dennis J. Eichenberg, et al, "Development and Testing of an Axial Halbach Magnetic Bearing", NASA/TM-2006-214357
- [11] Kenzo Nonami, "Recent Trend of Magnetic Bearing System and its Application for Energy Storage Flywheel System", Koyo Engineering Journal English Edition No. 164E, 2004
- [12] Jun-Ho Lee, et al, "A Study on the Open Loop Characteristics of a Magnetic Suspension System Including Magnetic Flux Feedback", The Korean Society for Railway", Vol. 9-4, pp. 1-6, 2006.
- [13] Woo-Yeon Kim, et al, "Design of Low Power Consumption Hybrid Magnetic Bearing for Flywheel Energy Storage System", KSNVE, 20-8, pp. 717-726, 2010

저 자 소 개



이 준 호

1983년 광운대학교 전기공학과 졸업, 1989년 동 대학원 석사, 1993년 동 대학 박사 수료, 1998년 일본 Kanazawa 국립대학교 Ph.D., 1998 ~ 2005, 1 미국 University of Virginia, 기계항공 공학과 연구원, 2005. 2 ~ 현재 한국철도기술연구원 선임연구원. 관심분야는 자기부상제어, 에너지저장시스템, 기계시스템제어.



박 찬 배

2003년 서울대 대학원 전기공학부 졸업(석사), 2013년 한양대 대학원 전기공학과 졸업(박사), 2003년~2006년 삼성전자 DA연구소 선임연구원, 2007년~현재 한국철도기술연구원 선임연구원.



이 병 승

1991년 중앙대 대학원 전기공학과 졸업(석사), 1995년 동 대학원 전기공학과 졸업(박사), 1996년~1997년 한국고속철도건설공단 철도차량 R&D 센터 선임연구원, 1998년~현재 한국철도기술연구원 책임연구원.