

# 플라이휠 에너지저장 시스템 설계기술에 관한 연구

## A study on the Design of the Flywheel Energy Storage System

이준호† · 이병송\* · 박찬배\* · 김재희\* · 이수길\*

Jun-Ho Lee, Byeong-Song Lee, Chan-Bae Park, Jae-Hee Kim, Su-Gil Lee

### 1. 서 론

본 논문에서는 플라이휠 에너지 저장 시스템의 구성과 시스템 설계를 위한 각 구성부의 해석 및 설계에 대해서 다룬다. 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. 플라이휠 에너지 저장 시스템의 저장 용량이 결정되면 위에서 언급한 각 구성품의 설계 요구사항에 따라서 구성품의 설계해석이 수행된다. 본 논문에서는 플라이휠 에너지 저장 장치 설계를 위한 각 구성품의 설계를 수치 해석에 기초해서 제시하고 간단한 시뮬레이션 모델을 통하여 플라이휠 에너지 저장 시스템 설계의 효용성을 보인다.

### 2. 현 황

플라이휠 에너지 저장장치에 관한 국외 연구는 미국, 유럽, 일본 등에서 활발히 이루어졌다. 미국의 경우 미항공우주국(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 10kWh급 규모의 낮은 비용, 높은 에너

지 저장효율을 가지는 플라이휠 에너지 저장장치에 대해 연구를 성공하여 지금까지 응용개발중이며, Beacon Power에서는 Smart Energy 25 Flywheel이라는 플라이휠 시스템에 자기베어링 시스템을 이용하여 16,000 RPM으로 회전하며 25kWh급 규모를 가지는 시스템을 구성하였고, 이를 다량으로 이용하여 20MW 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 Urengo, 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.

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.

3장에서는 플라이휠 에너지 저장 시스템의 구성에 대해서 다루고, 4장에서는 각 구성품의 설계 해석을 보이고, 5장에서는 결론을 제시한다.

### 3. 플라이휠 에너지 저장 시스템 구성

그림 1. 은 플라이휠 에너지 저장 시스템의 구성

† 교신저자; 정회원, 한국철도기술연구원

E-mail : jhlee77@krri.re.kr

Tel : 031-460-5040, Fax : 031-460-5699

\* 한국철도기술연구원

을 보여준다. 플라이휠 에너지 저장 시스템은 그림에서 보듯이 플라이휠 로터(회전체), 회전체를 지지하기 위한 베어링, 전기적 에너지와 기계적 에너지의 변환과 에너지 저장 및 방전이 가능하도록 하는 진동/발전기와 플라이휠, 이들 구성품을 통합하기 위한 하우징(외함) 등으로 구성된다.



그림 1. 플라이휠 Configuration

#### 4. 각 구성품의 설계

플라이휠 에너지 저장 시스템 각 구성품의 설계 기법을 보이기 위하여 다음과 같은 기본 설계요구조건을 가정한다.

표 1. 기본설계 요구조건

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

##### 4.1 플라이휠 회전체 설계

회전체 설계를 위해서는 표 1. 이 에너지 저장 용량을 결정하는 식 (1)을 고려해야한다.

$$E = \frac{1}{2} I_P \omega^2 [J] \quad (1)$$

설계요구 조건의 100Wh, 20,000rpm을 만족하기 위해서는 극 관성모멘트  $I_P = 0.16 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$  이어야한다. 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.

##### 4.2 플라이휠 회전체 회전 속도

회전축의 최고속도는 회전축의 굽힘 모드(유연 모드), 재료의 한계, 진동발전기 등을 종합적으로 고려하여 결정되며, 이를 적절히 결정하는 것이 플라이휠 에너지 저장장치 설계의 핵심이라고 할 수 있다. 제어 방법에 따라 회전축의 굽힘 모드 이상에서도 운전이 가능하나, 제어가 설계가 매우 복잡하고 제작에 따른 불확실성이 최소화되어야 하는 등 여러 기술적 어려움이 있어, 자기베어링에 의해 지지된 회전축은 일반적으로 1차 굽힘 모드 이하에서 최고 운전속도가 결정된다. 특히 모드 근처에서는 외란에 따른 민감도(sensitivity)가 급격히 증가하고, 불평형 질량에 의한 응답이 과도할 수 있어 최고회전속도와 1차 굽힘 모드 간에 어느 정도 여유가 있어야 한다. 본 연구에서는 최고회전속도의 120% 이상에서 1차 굽힘 모드가 결정되도록 1차 굽힘 모드를 25,000 rpm으로 정하였다.

##### 4.3 플라이휠 회전체지지 베어링

일반적으로 플라이휠은 식 (1)에 보이는 것과 같이 높은 에너지 저장 용량을 확보하기 위해서 회전체를 높은 속도로 회전 시키는데, 이러한 높은 회전속도에서 시스템 운전효율과 유지보수 비용을 절감하기 위해서 회전체를 지지하기 위한 베어링으로 자

기베어링을 채용 한다. 회전축을 지지하는 자기베어링은 반경방향 지지를 위한 2개의 자기베어링과 축방향 지지를 위한 1개의 축방향 베어링으로 구성된다. 수직축 형태의 플라이휠 에너지 저장장치를 가정하면 반경방향 자기베어링에 작용하는 부하의 대부분은 불평형 질량에 의한 부하이며, 회전체 자체에 의한 부하는 축방향 자기베어링이 감당한다.

### 1). 반경방향의 자기베어링

반경방향 자기베어링의 설계 주안점은 회전속도의 제공에 비례하여 변하는 불평형 질량 부하에 대응할 수 있도록 동적 성능을 확보하는 것이다. 회전체의 불평형 질량에 관한 허용치는 ISO1940에 기술되어 있으며 플라이휠 회전체는 G6.3 등급을 가진다. 표 2. 는 반경방향 자기베어링의 설계 조건을 보인다.

표 2. 반경방향 자기베어링 설계조건

항목	설계 조건
Number of poles ( $n_p$ )	8
Iron ratio ( $f_i$ )	0.6
Unbalance grade	6.3
Saturation flux density ( $B_{sat}$ )	1.2 T
Mass of the rotor	32 Kg
Max. operating speed	30,000rpm
Nominal air gap ( $g_0$ )	0.6mm
Bearing journal diameter	69.4mm

우선 베어링의 극 수는 8로 정하였는데, 이는 가장 통상적인 자기베어링 극 수이다. Iron ratio란 베어링 내면을 기준으로 극이 차지하는 면적을 비로 나타낸 것으로 이 비가 높을 수록 더 많은 면적이 힘을 만들어 내는데 사용되어 단위 체적당 부하용량을 높일 수 있지만 0.6을 넘게 되면 코일 면적이 줄어들게 되고, 누설 자속이 증가할 수 있다. 자기베어링의 고정자와 회전자 저널은 강자성체로 만들어지는데 자성체의 포화자속밀도는 자기베어링의 부하용량을 결정하는 주요 파라미터이다. 가장 흔히 사용되는 재료는 규소강으로 탄소강에 규소가 3~4% 함유되어 저항계수를 높이고 적절한 가공성을 확보한다. 와전류 손실을 줄이기 위해 얇은 강판을 적층하여 베어링을 제작하는데, 본 연구에서는 0.1 mm 두께의 규소강판을 적층하는 것으로 가정한다. 회전축

의 질량은 최종 설계 결과에서 달라질 수 있지만 일단 베어링의 크기를 결정하기 위해 대략적으로 32 kg 정도로 가정하였다. 마찬가지로 베어링 저널 지름을 70 mm 정도로 가정하였다. 회전축의 최고 운전속도(20,000rpm)와 자기베어링 설계 시 최고 운전속도(30,000rpm)가 다른 이유는 자기베어링 부하용량에서의 여유를 확보하기 위해서이다.

### 2). 축방향의 자기베어링

본 논문에서 다루는 플라이휠 에너지 저장 시스템은 회전축이 수직으로 구축되는 시스템이기 때문에, 5자유도 부상을 위해서 자중에 의한 처짐을 극복해야 한다. 자중 극복을 위한 축방향 자기베어링에는 여러가지 방식의 적용이 가능하지만 본 시스템은 비교적 작은 자중이 적용되기 때문에 능동형 자기베어링만을 사용하는 방법을 채용한다. 축방향 자기베어링의 설계 요구조건은 다음과 같다.

표 3. 축방향 자기베어링 설계조건

항목	설계 조건
Max. current density	6A/mm <sup>2</sup>
Saturation flux density ( $B_{sat}$ )	1.2T
Mass of the rotor	32Kg
Max. operating speed	30,000 rpm
Nominal air gap ( $g_0$ )	0.6mm

설계 조건에서 최고 전류 밀도는 코일 동손에 의한 발열을 고려한 수치로서 일반적으로 전류 밀도가 6 A/mm<sup>2</sup> 이상이 되면 코일의 피복이 열에 의해 손상될 수 있다. 축방향 자기베어링의 설계에 있어서 한 가지 주의할 점은 반경방향 자기베어링의 경우 규소강판을 적층하여 와전류 손실을 최소화 할 수 있으나 축방향 베어링은 강판을 적층할 수 없는 구조이므로 와전류에 의한 부하용량 저하를 감안하여야 하며 또한 순철의 포화자속밀도는 규소강에 비해 10~20% 낮을 수 있어 설계시 충분한 부하용량을 확보하여야 한다.

### 4.4 전력변환 장치

플라이휠 에너지 저장 시스템의 전력변환 장치는 전기적 에너지를 기계적 회전 에너지로 변환하는 전동기, 기계적 회전을 전기적 에너지로 변환하는 발전기와 전동/발전기의 운영을 위한 보조 전

력변환장치로 구성된다. 전동/발전기의 설계에서 가장 중요한 점은 에너지 저장용량을 극대화 하기위해서 고속회전이 가능 하도록 하면서 전력변환 효율이 최대가 될 수 있도록 설계해야한다.

#### 4.4 하우징 설계

플라이휠 에너지 저장 시스템의 하우징은 회전 로터, 자기베어링, 전동/발전기의 고정자 역할을 하기 때문에 회전로터, 자기베어링, 전동/발전기와 일체가 될 수 있도록 각 구성품의 설계 프로세스와 함께 하우징의 설계도 진행되어야 한다. 하우징의 설계는 특히 각 구성품의 설계완료 후 시스템 제작을 통한 시스템통합 과정에서 각 구성품과 하우징과의 설계 공차가 일정 범위에서 유지 되어야만 회전 로터의 운영속도가 유지될 수 있다. 설계공차는 시스템통합과정에서 충분한 수치해석을 통하여 확보하는 것이 가능하지만 설계공차가 적절히 확보되지 않을 경우에는 회전로터가 고속회전구간에서 하우징과 접촉이 발생 할 수 있다. 또한 하우징은 회전로터의 고속회전 효율을 높이기 위해서 하우징 내부가 진공 상태로 유지되어야 하며 이러한 진공 상태는 상시 모니터링을 통하여 진공상태를 유지할 수 있도록 제어 되어야한다.

### 5. 모의시험

위에서 언급한 설계예제를 통하여 각 구성품의 설계 후 최종 회전 로터의 형상은 그림 1과 같다.

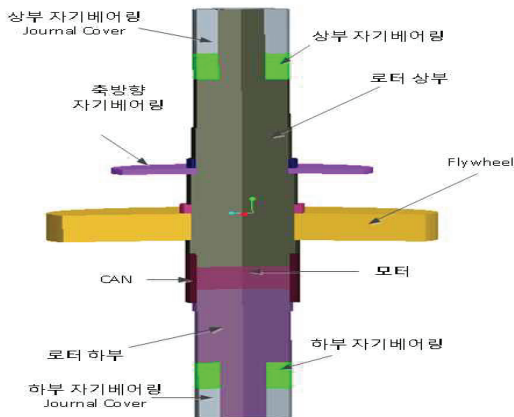


그림 1. 회전체 형상

그림 1 의 회전체는 그림2 에 보이는 것과 같이 설

계 된 하우징에 장착된다.

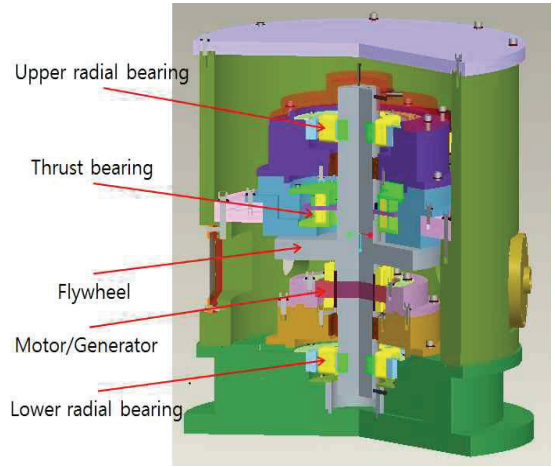


그림 2. 플라이휠 에너지 저장 형상

그림 2 에 보이는 회전로터는 20,000rpm으로 회전하도록 설계되었기 때문에 20,000rpm의 회전에 대한 모의시험을 하기 위해서 등가 회전로터에 대한 수학적 모델을 모델링해야 한다. 그림 3 은 그림 1 의 회전 로터의 등가모델을 나타내고 식 (2)는 그림 3 의 등가 회전 로터의 수학적 모델을 나타낸다.

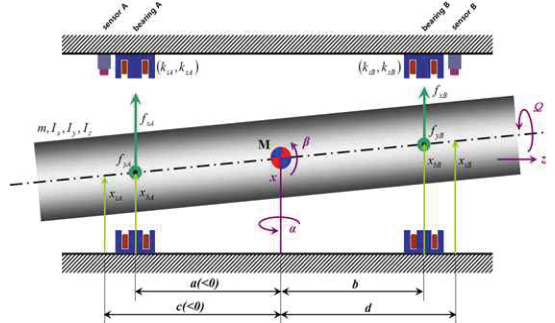


그림 3. 회전체 등가모델

$$M\ddot{q} + G\dot{q} = {}_M T_B U_{AMB} \quad (2)$$

$$y = {}_S T_M q$$

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

여기서  $M$  은 질량 행렬,  $G$ 은 자이로스코프 행렬,  ${}_M T_B$  는 베어링 좌표에서 질량중심 좌표로의 변환,  ${}_S T_M$  은 질량중심 좌표에서 위치센서 좌표로

의 변환 행렬을 나타낸다. 또한  $q$  는 질량중심 좌표계에서 각각 반경방향의 위치와 회전각도를 나타내는 벡터,  $U_{AMB}$ 는 자기베어링으로부터 발생하는 흡인력,  $y$ 는 위치센서로부터 측정된 로터까지의 거리를 나타낸다.

표 1 - 3 및 식 2를 이용하여 20,000rpm 에 대한 모의 시험 결과를 그림 4 - 5에 보인다. 표 1 의 자

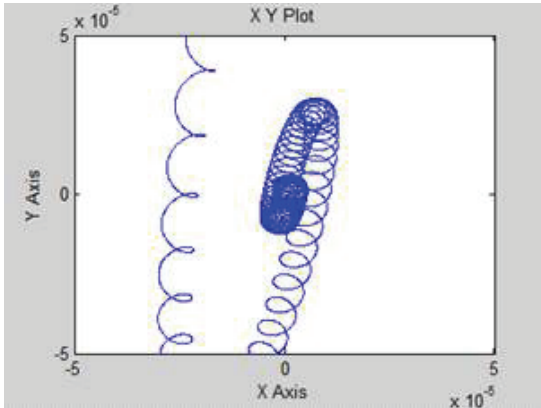


그림 4. 20,000rpm에서 회전체 거동 (그림 3의 왼쪽 자기베어링)

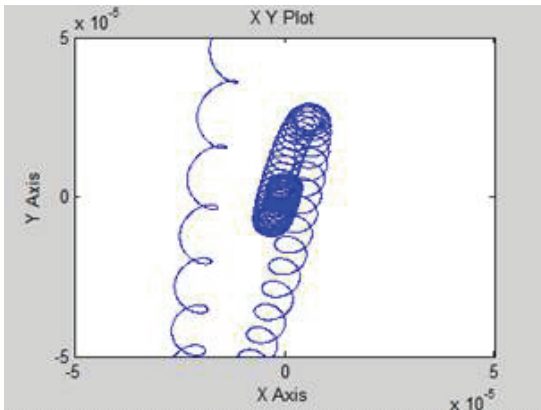


그림 5. 20,000rpm에서 회전체 거동 (그림 3의 오른쪽 자기베어링)

기베어링 공극이 0.6mm 인 조건을 고려하면 모의 시험의 회전축 거동은 0.05mm 이내에 있기 때문에 매우 안정된 상태에서 회전하고 있음을 알 수 있다. 그림 6 - 7 은 20,000rpm 으로 회전하는 회전 로터에 10kHz의 주파수를 갖는 외란을 인가한 경우의 회전로터 응답특성을 보여준다. 이때 외란을 억제하기 위한 제어기는 일반적으로 사용되는 PID 제어기를 채용하였으며 제어기 샘플링 주파수는 10kHz로 설정했다. 그림에서 보듯이 로터의 회전특성은

10kHz의 외란에 의해서 여기 되더라도 회전로터는 0.15mm 이내의 공극에서 안정적으로 회전하고 있음을 알 수 있다. 이러한 응답특성은 회전로터 및 자기베어링의 설계가 20,000rpm에서 고주파 외란이 존재하더라도 회전할 수 있도록 설계되어 있음을 의미한다.

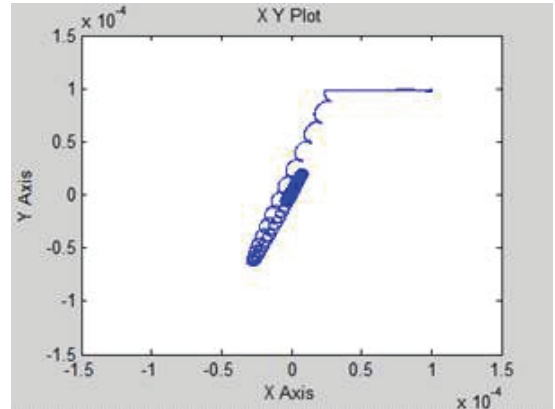


그림 6. 20,000rpm에서 회전체 거동 (그림 3의 왼쪽 자기베어링, 10kHz excitation)

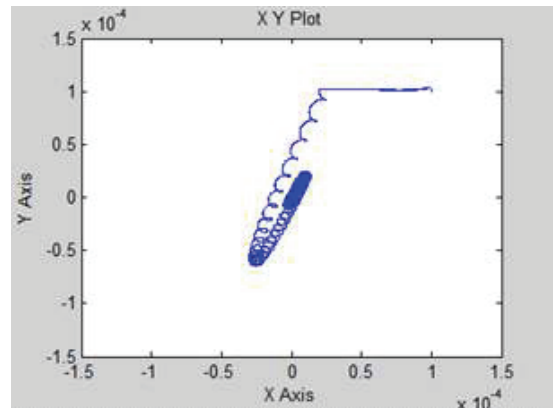


그림 7. 20,000rpm에서 회전체 거동 (그림 3의 오른쪽 자기베어링, 10kHz excitation)

### 3. 결 론

본 논문에서는 플라이휠 에너지 저장 시스템의 구성 및 각 구성품의 설계해석 기법에 대해서 다루었다. 또한 설계된 각각 구성품의 통합 모델을 수학적으로 모델링하여 모의시험을 수행하였으며 20,000rpm 에서 10kHz의 excitation force가 존재하더라도 설계된 회전축과 자기베어링은 제안된 공극 내에서 안정적으로 회전하고 있음을 보였다.

## 참고문헌

- [1]. 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.
- [2]. G. Schweitzer and E. H. Maslen, eds., Magnetic Bearings: Theory, Design, and Application to Rotating Machinery, Springer, 2010.
- [3]. G. Schweitzer, H. Bleuler, A. Traxler, "Active Magnetic Bearings: Basics, Properties and Applications of Active Magnetic Bearings", vdf Hochschulverlag AG der ETH Zurich, 1994
- [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