

500Wh급 플라이휠 에너지 저장장치 회전체계 동적 거동의 실험적 고찰

Experimental Study on the Dynamic Behavior of a 500Wh Flywheel Energy Storage Device

°김 영철*, 경 진호*, 최 상규*

Young Cheol Kim*, Jin-ho Kyung*, Sang-Kyu Choi*

ABSTRACT

A prototype of 500Wh class flywheel energy storage device was designed and manufactured to check the previously predicted system performance. The system was intentionally designed to show rigid body behavior up to the maximum operating speed of 60000rpm and to have its 2nd rigid critical mode, of which nodal point lies on the flywheel center of mass, around 4000 to 6000rpm with radial magnetic bearing stiffness of 1.e+6 N/m. Numerous experiments on the system behavior showed that the PM axial bearing, designed utilizing a commercial code, acts as reasonably as predicted and, most importantly, the system becomes stable after the 2nd critical speed. The EM radial bearing, however, was found out to have orthotropic property with much less radial stiffness values than expected, so that it was observed that the 2nd forward and backward critical modes were excited at 310 and 590rpm respectively with larger vibration amplitudes. Thus, in order to improve the system dynamic behavior, the EM radial bearing is currently being re-designed so as to get bigger stiffness and, in turn, smoother operation of the system.

1. 서론

플라이휠 에너지 저장장치 (FESS: Flywheel Energy Storage System)는 입력되는 전기에너지를 플라이휠의 회전운동에너지로 변환하여 저장하고 필요시 다시 전기에너지로 출력하는 장치로서, 급속 충전/방전이 가능하고 에너지 저장효율이 90% 이상인 고효율형의 무공해 기계적 에너지 저장방식이다. 플라이휠 에너지 저장장치는 크게 1)고에너지 저장을 위한 고속 복합재 플라이휠 로터, 2) 플라이휠 구동 및 발전을 위한 전동발전기(Motor/

Generator), 3)지지부 접촉으로 인한 마찰손실 저감용 자기베어링, 4)공기마찰손실 저감용 진공유지장치, 5)고속, 고효율 전력변환부 등으로 구성된다.

Fig. 1은, 저장용량이 500 Wh이고 정격속도가 30,000 rpm 이상의 무정전 전원장치^[1,2]용으로 개발되고 있는 고속, 소형 플라이휠 에너지 저장장치의 개략도이다. 복합재로터의 자중지지를 위해 중공(Hollow) 복합재 로터를 알루미늄 축으로 연결하고 축의 상부에 축방향 영구자석 베어링(Axial PM Bearing)을 설치하였다. 반경방향으로 1개의 전자석 베어링(Radial EM Bearing)만을 사용하였으며, 전자기 베어링의 미작동 상태를 고려하여 로

* 한국기계연구원

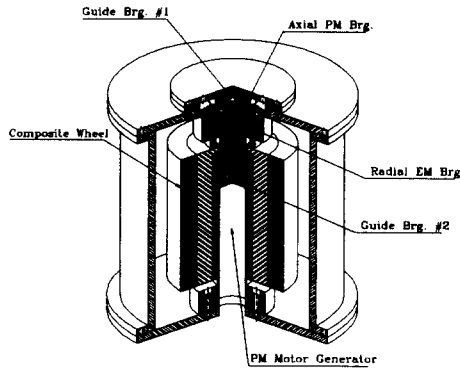


Fig. 1 Schematic Drawing of a 500Wh Flywheel Energy Storage Device

Table 1. Geometric Dimensions of the Flywheel Rotor-Bearing System

Composite Rotor	Inner Diameter(mm)	90
	Outer Diameter(mm)	234
	Length(mm)	280
M/G Magnet	Inner Diameter(mm)	70
	Outer Diameter(mm)	90
	Length(mm)	200
Al Shaft Diameter(mm)		30
Total Length(mm)		395
Total Mass(kg)		25
PM Axial Bearing Location from the Upper End (mm)		16
EM Radial Bearing Center Location from the Upper End (mm)		55

터의 상단 및 전동발전기 상단에 안내베어링 (Guide Bearing)을 설치하였다. 복합재 플라이휠 로터는 고속에서의 원심응력을 최소화할 수 있도록 서로 다른 2종류의 복합재(E-Glass/Epoxy, T800/6005 Graphite/ Epoxy)를 이용한 이층구조로 제작되었다. 플라이휠의 구동을 위해서 외전형 (Outer Rotor Type) BLDC 전동기를 플라이휠 내부에 장착하였는데, 이 때문에 전체 로터는 종 (Bell) 또는 진자(Pendulum) 형태의 구조를 갖게 된다. 사용된 플라이휠 로터의 개략적인 제원은 Table 1과 같다.

최근 자기베어링은 인공위성 위치제어용 플라이휠 시스템^[3], 고진공용 터보분자펌프^[4], 에너지 저장장치^[5]등에 적용된 사례가 보고되고 있다. 경진호^[6]등은 축방향 하중을 지지하기 위한 영구자석형 자기베어링이 가지는 횡방향 불안정력(Negative Stiffness)을 정량화하였으며, 최상규^[7]등은 수동/능동 혼합형 자기베어링에 장착된 진자형태의 복합재 플라이휠 로터의 동역학적 해석을 수행하였다. 본 연구에서는 수동 및 능동 자기 베어링의 동특성을 실험적으로 규명하고, 이를 바탕으로 하여 전체 플라이휠 시스템의 동적거동을 해석 및 실험적으로 고찰하였다.

2. 자기베어링의 실험적 동특성 분석

플라이휠 에너지 저장 시스템에 적용한 자기베어링은, 플라이휠 하중지지용 링형 영구자석과 hetro-polar형 전자석 베어링으로 구성된다.

먼저 영구자석에 의한 부상량을 측정하였는데 0.73mm이었으며, ANSYS에 의해서 계산된 설계치 0.7mm^[6]과 비교할 때 잘 일치하였다. 그리고, 영구자석과 전자석으로 플라이휠을 완전히 작동시킨 상태에서 축방향으로 하중을 가하면서 영구자석의 지지강성도를 측정하였다. 실험결과치는 107,000 N/m이었으며, ANSYS 이론 설계치 79000 N/m와 비교해 볼 때 유사하였다. 이론과 실험의 차이는 이론해석시 Fringing 및 Leakage Effect와 제작오차에 기인한 것으로 생각된다.

전자석 베어링은 전자석, PD 디지털 제어기, 파워 앰프, 변위센서로 구성된다. 전자석은 8극으로 되어 있고 0.1mm 두께의 규소강판으로 제작되었다. Fig. 2는 제작된 전자석 사진이다. 제어기는 TMS320C30 마이크로프로세서에 PD제어 알고리즘을 구현하여 제작되었다. 전기적 손실을 줄이기 위하여 파워앰프로는 스위칭 앰프를 사용하였다. 자기베어링 시스템의 주요 사양은 다음과 같다.

■ Magnet/Coil :

- Pole face area : 480 mm²
- Air gap : 0.6 mm
- Turn 수 : 100 turn/leg
- Offset current : 2 Amp.(x,y 동일)

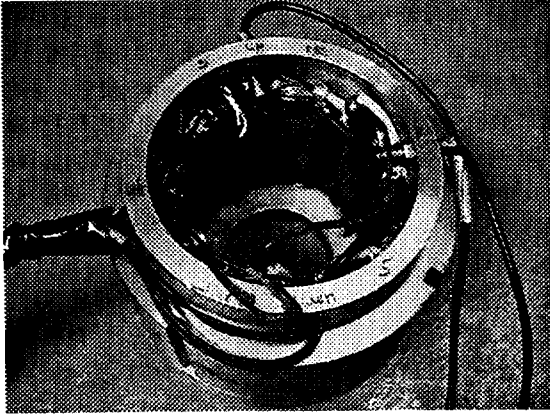


Fig. 2 Photo of EM Bearing

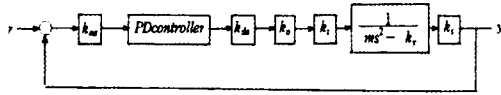


Fig. 3 Closed Loop Flow Chart

- Sensor gain : $k_s = 1800$ v/m
- Power amp :
 - Chopping freq. : 20 kHz
 - Input Voltage range : 5 V max
 - Gain : $k_a = 0.5$ A/v
- A/D converter :
 - Gain : $k_{ad} = 819.2$ [digit/v]
 - Sampling time(h) : 10 kHz
- D/A converter gain : $k_{da} = 0.004$ [v/digit]

자기베어링의 제어에는 decentralized control method를 적용한다. Fig. 3은 자기베어링 한 축에 대한 제어흐름도를 나타낸다. 입력에 대한 출력의 전달함수를 구하면 다음과 같다.

$$\frac{Y(s)}{R(s)} = \frac{k_{ad}k_{da}k_a k_i k_s k_p (1 + T_d s)}{m s^2 - k_r + (k_{ad}k_{da}k_a k_i k_s k_p - k_y) T_d s} \quad (1)$$

여기서, PD 제어기의 전달함수는 $k_p(1 + T_d s)$ 이고, 이때 k_p 는 비례이득, T_d 는 미분이득을 나타낸다.

PD 제어기의 게인 값을 조정하여 자기베어링의 강성을 결정하는 경우 개루프계의 고유진동수와

폐루프계의 고유진동수가 유사하도록 구성한다^[8]. 따라서 다음 식으로부터 비례이득 k_p 값을 결정할 수 있다.

$$k_{ad} k_{da} k_a k_i k_s k_p - k_y = k_y \quad (2)$$

결국 계산되어진 비례이득은 2.178이다. 미분이득은 설계 감쇠계수가 0.05~0.3 범위에 들도록 대략 T_d 값을 0.001~0.01 사이에서 시행착오법으로 조정하여 0.007로 결정하였다.

이상과 같이 결정된 PD 제어기의 비례, 미분 이득을 이용하여 디지털 제어기에 PD제어 알고리즘을 구현한다. 먼저, PD 제어 아날로그식은 다음과 같은 Tustin 근사식을 이용하여 디지털 식으로 변환된다.

$$s = \frac{2}{h} \cdot \frac{1-z^{-1}}{1+z^{-1}} \quad (3)$$

PD Analog 및 Digital 전달함수는 다음과 같다.

$$u(s) = -k_p \left[1 + \frac{T_d s}{1 + (T_d/N)s} \right] Y(s) \quad (4)$$

$$u(z) = \frac{b_0 + b_1 z^{-1}}{1 - a_1 z^{-1}} \quad (5)$$

$$\text{여기서, } a_1 = \frac{2T_d/(Nh) - 1}{1 + 2T_d/(Nh)}$$

$$b_0 = -K_p \frac{1 + 2T_d/h + 2T_d/(Nh)}{1 + 2T_d/(Nh)},$$

$$b_1 = -K_p \frac{1 - 2T_d/h - 2T_d/(Nh)}{1 + 2T_d/(Nh)},$$

$$N = 10$$

윗식을 차분방정식으로 표현하면 다음과 같다.

$$u(k) = a_1 u(k-1) + b_0 y(k) + b_1 y(k-1) \quad (6)$$

이미 결정된 PD 게인값을 이용하면 a_1 , b_0 , b_1 은 각각 0.8666, 19.6053, -19.3523이 된다.

이상과 같이 설계된 PD 제어기를 이용하여 시스템에 부상시킨 후 정적인 상태에서 충격가진시험을 수행하여 x, y 방향으로의 뎀핑 값과 고유진동수를 구하였다. Fig. 4는 x 및 y축의 중간지점을 가진하여 저주파에서의 주파수응답함수를 얻은 것으로서, x 및 y 방향으로 각각 5.75Hz, 10.25Hz의

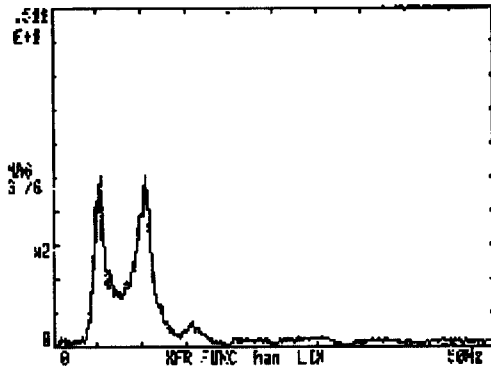


Fig. 4 A x&y-Directional FRF of the FESS

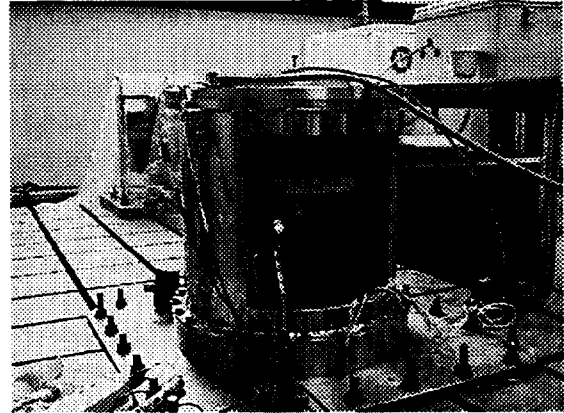


Fig. 6 A Photo of FESS Test Rig

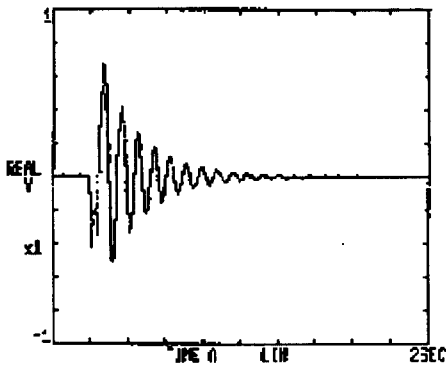


Fig. 5 A y-Directional Gap Signal for Damping Ratio Calculation

공진주파수를 가짐을 볼 수 있다. Fig 5는 x 및 y의 가운데 방향으로 충격가진 후 y방향 변위센서로부터 얻은 신호이며, x 및 y방향으로의 감쇠비(Damping Ratio)는 각각 0.0718, 0.0812로 비교적 낮게 나타났다.

3. 플라이휠 시스템의 실험적 동특성 분석

Fig. 6은 동특성 실험을 위해 제작된 플라이휠 저장장치의 사진이다. 플라이휠 로터는 1개의 반경방향 베어링으로 탄성축 거동(Flexible Shaft Behavior)을 제어할 수 없기 때문에 30,000~60,000rpm에서 강성축 거동(Rigid Rotor Behavior)을 하여야 한다. 이를 확인 하기 위하여 플라이휠

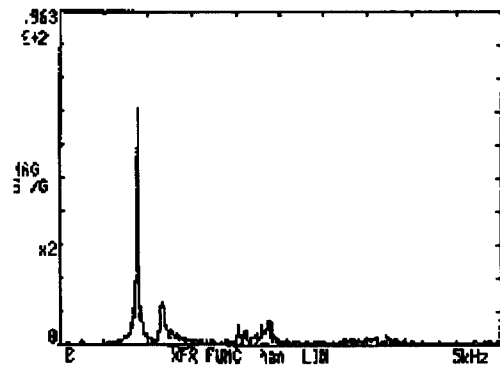


Fig. 7 A FRF at the High Frequency Region

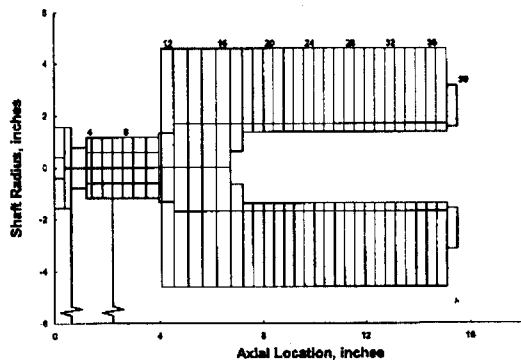


Fig. 8 Rotordynamic Modelling of the Flywheel Rotor-bearing System

상단 끝에 가속도센서를 부착하고 충격가진하였으며, 이때 얻은 고주파 영역의 주파수응답함수인 Fig. 7로부터 1차 굽힘모드^[7]가 862.5Hz에서 발생

함을 알 수 있었다. 따라서 플라이휠은 운전속도 범위내에서 강성축거동만 하게 된다.

이제 정지상태에서 얻은 2개의 주파수전달함수 Fig. 4 및 Fig. 7을 검증하기 위한 이론적 해석을 Fig. 8에서 모델링한 바와 같이 전달행렬법 (Transfer Matrix Method)에 의해 수행하였다. 이때 전자석베어링 위치의 적층강판 회전디스크는 부가질량(Added Mass)으로 모델링 하였다. 영구 자석에서 발생하는 반경방향으로의 부가성계수 (Negative Stiffness)는 참고문헌 [6]에서 계산한 값을 사용하였으며, 여기에 회전체의 강성원추모드 (Rigid Conical Mode)와 영구자석의 축방향강성으로 인해 발생하는 안정화 모멘트를 함께 고려하였다. 계산에 사용되어진 영구자석 및 전자석 베어링 위치에서의 강성계수 및 감쇠계수를 요약하면 Table 2와 같다.

Fig. 9는 플라이휠 시스템의 Campbell Diagram을 나타낸다. 자기베어링을 중심으로한 불안정한 1차 원추모드(Conical Mode) 공진은 10 rpm이하에서 일어난다. 플라이휠 무게중심을 절점으로 갖는 안정한 2차 원추모드 공진은 각각 283 rpm (Backward), 645 rpm(Forward)에서 일어나며, 정지상태의 2차 원추모드 고유진동수는 각각 282 rpm, 563 rpm으로서 Fig. 4의 나타낸 실험결과와 비교적 잘 일치하였다. 축의 1차 굽힘모드 공진은 44,765 rpm(Backward), 62,512 rpm(Forward)에서 일어난다. 정지상태에서 축의 1차 굽힘모드 고유진동수는 51,070 rpm에서 일어나고 있으며, Fig. 7에 나타낸 실험결과와 잘 일치한다. Fig. 10은 무게중심을 절점으로 갖는 2차 원추모드형태를 나타내고, Fig. 11은 알루미늄축의 1차 굽힘모드형태를 나타낸다.

Fig. 12는 로터의 상부 및 하부에 역위상(Out of Phase)으로 각각 10gmm의 불균형이 존재한다고 가정하였을 때 자석베어링의 위치에서의 불균형응답을 구한 것이며, 310 rpm, 590 rpm, 62,500 rpm

Table 2 Estimated Radial Stiffness

		강성계수 (N/m)	감쇠계수 (Nsec/m)
영구자석	X방향	-1,647	0
	Y방향	-1,647	0
베어링위치	X방향	8,000	71
	Y방향	25,000	113

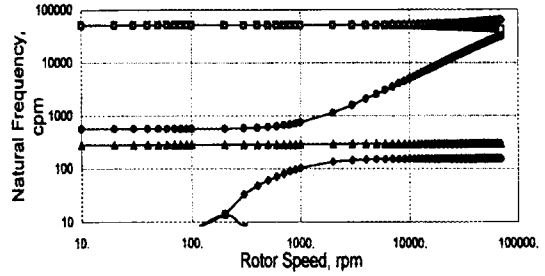


Fig. 9 Campbell Diagram of the FESS

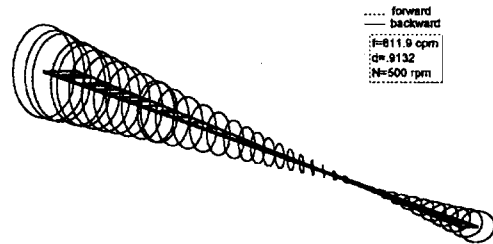


Fig. 10 The 2nd Conical Mode

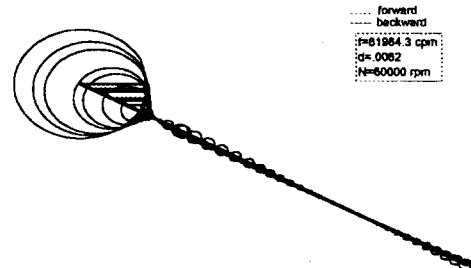


Fig. 11 The 1st Bending Mode

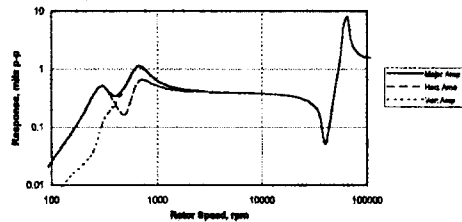


Fig. 12 Unbalance Response at the E/M Bearing

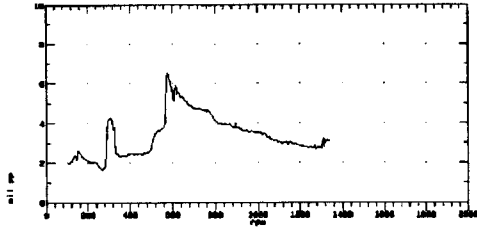


Fig. 13 Direct Amplitude Plot obtained from y-Directional Sensor of E/M Bearing

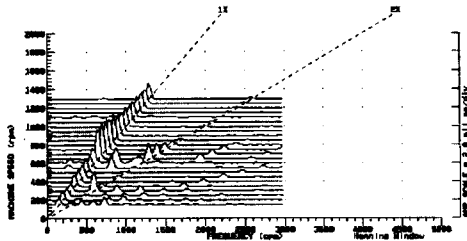


Fig. 14 Cascade Plot Obtained from x-Directional Sensor of E/M Bearing

에서 공진응답이 발생함을 알 수 있었다. Fig. 13은 플라이휠 실험장치에서 약 1,400rpm부터 모터를 끈 상태에서 천천히 속도를 내리면서 y방향의 자기베어링에서 필터되지 않은 전체 진동파크치를 그린 Direct Amplitude Plot이다. 이 실험에서 얻은 공진점 310rpm, 590rpm은 Fig. 12로부터 얻은 결과와 비슷함을 볼 수 있다. 특히 공진점부근에서 회전체가 러빙이 일어나는 것을 볼 수 있는데, 이는 시스템의 잔류 불균형량이 너무 크거나 전자석 베어링의 강성 및 감쇠가 너무 작아 진동진폭이 안내베어링의 반경방향 틈새 0.3mm를 넘어설 수도 있고, 회전부와 정지부의 축정렬불일치(Misalignment)에 기인하여 발생할 수도 있다. 특히 제작된 자기베어링의 강성이 x, y방향으로 다르고 감쇠특성이 설계치보다 낮은 이유는 주로 축정렬불일치에 기인한다고 생각되며, 향후 제작오차를 제거하여 이 문제를 해결할 예정이다. Fig. 14는 전자석베어링의 x방향 센서로부터 얻은 Cascade Plot을 나타내는데, 역시 공진부근에서의 러빙현상을 관찰 할 수 있다. Fig. 15는 각 회전속도별로 1X 필터된 Orbit의 변화를 나타내며, 공진을 통과할 때 Orbit의 위상과 방향이 바뀌는 것을 볼 수 있다.

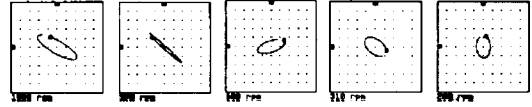


Fig. 15 Trend of Orbit Plot

Table 3 Summary Analysis and Experiment Result

		이론값	실험값
정지상태의 고유진동수 (rpm)	2차 x방향 원추 모드	282	345
	2차 y방향 원추 모드	563	615
	1차 x,y방향 굽힘 모드	51,070	51,750
위험속도 (rpm)	2차 후진 원추 모드	283	310
	2차 전진 원추 모드	645	590
	1차 후진 굽힘 모드	44,765	-
	2차 전진 굽힘 모드	62,512	-

4. 결론

플라이휠 에너지 저장장치용 자기베어링을 설계, 제작하여 관력 동특성 분석을 수행하였다. 플라이휠의 하중지지용 영구자석특성이 이론 설계값과 실험값이 잘 일치하였고 이를 통해 그 효용성이 입증되었다. 전자석베어링을 포함한 플라이휠 시스템의 회전 동특성 분석을 통해 예상했던 2차 원추모드(질량중심회전)가 확인되었고, 기타 관련 임계속도도 Table 3에 정리한 바와 같이 이론 해석과 잘 일치하였다. 그러나 전자석의 낮은 강성 및 감쇠로 인한 플라이휠의 진동응답 수준이 높으므로, 향후 시스템의 가공, 조립 정도를 높여 이 문제를 해결해 나갈 예정이다.

후기

본 연구는 통상산업부 산하 에너지자원 기술개발 지원센터의 에너지절약기술사업의 일환으로 수행되었음.

참고문헌

- [1] 최 상규 외, “플라이휠 에너지 저장기술 개발 (I)”, 통상산업부 보고서, 1995.
- [2] 최 상규 외, “플라이휠 에너지 저장기술 개발 (II)”, 통상산업부 보고서, 1996.
- [3] U. Bichler, T. Eckardt, "A 3(5) Degree of Freedom Electrodynamic-Bearing Wheel for 3-Axis Spacecraft Attitude Control Applications", 1st M/B International Symposium, ETH Zurich, June 1988.
- [4] G. Genta, L. Mazzocchetti, E. Rava, "Magnetic Suspension for a Turbomolecular Pump", 2nd M/B International Symposium, Tokyo, July 1990.
- [5] J. A. Kirk, D. K. Anand, D. C. Pang, "Performance of a Magnetically Suspended Flywheel Energy Storage System", 4th M/B International Symposium, ETH Zurich, August 1994.
- [6] 경 진호, 김 유일, 최 상규, 김 영철, “하이브리드 베어링지지 저손실 에너지 저장시스템의 축방향 영구자석 베어링 설계기술 연구”, 한국소음진동공학회 춘계학술대회 논문집, pp272~277, 1997.
- [7] 최 상규, 김 영철, 경 진호, “플라이휠 에너지저장장치 회전체계의 동역학적 설계 및 해석”, 한국소음진동공학회 춘계학술대회 논문집, pp 283~289, 1997.
- [8] G. Schweitzer, “Active Magnetic Bearing”, Hochschulverlag AG an der ETH Zurich