

<학술논문>

DOI:10.3795/KSME-A.2010.34.3.283

## 강체모델 기반 시스템 안정성을 고려한 자기부상 플라이휠 에너지 저장장치의 최적 설계

김정완\* · 유승열\* · 배용채\*\* · 노명규\*†

\* 충남대학교 메카트로닉스공학과, \*\* 한국전력 전력연구원 수화력발전연구소

### Optimal Design of Magnetically Levitated Flywheel Energy Storage System Based on System Stability Using Rigid-Body Model

Jungwan Kim<sup>\*</sup>, Seong-yeol Yoo<sup>\*</sup>, Yongchae Bae<sup>\*\*</sup> and Myounggyu Noh<sup>\*†</sup>

<sup>\*</sup> Dept. of Mechatronics Engineering, Chungnam Nat'l Univ.,

<sup>\*\*</sup> Power Generation Laboratory, Korea Electric Power Research Institute

(Received August 14, 2009 ; Revised January 6, 2010; Accepted January 29, 2010)

**Key Words** : Flywheel Energy Storage System(플라이휠 에너지 저장장치), Magnetic Bearing(자기베어링), Stability Analysis(안정성해석), Optimal Design(최적설계)

**초록**: 친환경기술과 신재생 에너지 자원에 대한 세계적인 관심이 증가하면서, 플라이휠 에너지 저장 장치는 화학전지나 연료전지와 같은 기존의 에너지 저장 시스템의 대안 중 하나로 부상하고 있다. 플라이휠 에너지 저장장치의 에너지 저장 용량은 극질량 관성모멘트와 회전속도의 제곱에 비례하기 때문에, 가능한 높은 회전속도와 높은 극질량 관성모멘트를 갖도록 설계하는 것이 중요하다. 하지만, 시스템의 운전안정성 확보가 최적설계의 구속조건으로 작용할 수 있다. 본 논문에서는 에너지 저장 용량을 최대화하고 운전안정성 및 외란에 대한 강인성을 확보하는 플라이휠 시스템의 최적설계를 제안한다. 그리고, 기존의 PD 제어에 비교하여 교차궤환제어법이 자이로스코프효과를 줄이고, 에너지 저장밀도를 높이는데 필수적임을 확인하였다.

**Abstract**: Owing to the increasing worldwide interest in green technology and renewable energy sources, flywheel energy storage systems (FESSs) are gaining importance as a viable alternative to traditional battery systems. Since the energy storage capacity of an FESS is proportional to the principal mass-moment of inertia and the square of the running speed, a design that maximizes the principal inertia while operating at the highest possible speed is important. However, the requirements for the stability of the system may impose a constraint on the optimal design. In this paper, an optimal design of an FESS that not only maximizes the energy capacity but also satisfies the requirements for system stability and reduces the sensitivity to external disturbances is proposed. Cross feedback control in combination with a conventional proportional-derivative (PD) controller is essential to reduce the effect of gyroscopic coupling and to increase the stored energy and the specific energy density.

- 기호설명 -

$I_p$  : 주 질량 관성모멘트  
 $I_r$  : 횡 질량 관성모멘트  
 $\Omega, \omega$  : 회전 속도  
 $\Omega_b$  : 1 차 굽힘모드 위험속도  
 $\rho_r$  : 회전축 밀도  
 $\rho_f$  : 플라이휠 밀도  
 $r_r$  : 회전축 반지름

$r_f$  : 플라이휠 반지름  
 $L$  : 축방향 회전축길이  
 $h$  : 플라이휠 축방향 길이  
 $\eta$  : 굽힘 여유도  
 $F_x^A, F_y^A$  : 상부, 하부 자기베어링 힘 (N)  
 $F_x^d, F_y^d$  : x,y 축에 작용하는 외란 (N)  
 $i_x^A, i_y^A$  : x,y 방향 코일에 흐르는 제어전류 (A)  
 $z_a$  : 축 무게중심으로부터 베어링까지의 거리  
 $\theta_x, \theta_y$  : x,y 각 축에 대한 회전각도 (rad)  
 $K_r$  : 강성 계수

† Corresponding Author, mnoh@cnu.ac.kr

- $K_i$  : 전류 이득
- $K_c$  : 교차궤환 이득

### 1. 서론

최근 전세계적으로 친환경기술과 신재생 에너지에 대한 관심이 급증하고 있으며 이에 따라 에너지 저장기술의 중요성이 부각되고 있다. 플라이휠 에너지 저장장치(Flywheel Energy Storage System)는 전기에너지를 플라이휠의 회전 운동에너지 형태로 저장하고 필요할 때 회전 운동 에너지를 다시 전기에너지 형태로 전환할 수 있는 기계적 전지이다.<sup>(1)</sup> 플라이휠 에너지 저장 장치는 무정전 전원장치 (Uninterruptible Power Supply)<sup>(2)</sup>와 대형 전기차량<sup>(3)</sup> 등에 적용되고 있으며 무한대의 충방전주기와 환경문제를 야기하는 납축전지, 리튬전지 등 화학 전지에 비해 더 높은 파워 밀도를 가지며 친환경적이다.<sup>(4)</sup>

일반적으로 플라이휠 에너지 저장장치는 고속 회전을 요구하기 때문에 비접촉 운전이 가능한 자기베어링(수동형 혹은 능동형)을 사용하며,<sup>(5)</sup> 특히 대용량 플라이휠 시스템에서는 높은 강성을 가지고, 시스템의 동적 특성변화가 가능한 능동형 자기베어링을 궤환제어기와 함께 사용한다.

플라이휠의 에너지 용량은 극질량관성모멘트  $I_p$  와 회전속도의 제곱에 비례하지만, 횡질량관성모멘트  $I_t$  에는 독립적이기 때문에 에너지 저장 용량만을 고려하면 반경방향으로 두꺼운 플라이휠(큰  $I_p / I_t$  비율)이 유리하다. 하지만  $I_p / I_t$  비율이 커질수록

자이로스코프 효과가 커지게 되어 회전속도에 따른 회전체의 동역학적 특성 변화가 커지게 되므로 시스템의 제어안정성이 저하된다. 플라이휠 에너지 저장장치의 최적설계에 관한 기존 연구<sup>(6)</sup>에서는 자기부상 제어를 고려하지 않은 상태에서 에너지 저장용량과 시스템의 역학적 관점에서 최적 설계를 도출하였다.

본 논문에서는 에너지 저장용량과 자기부상 제어를 포함하는 시스템 안정성을 고려한 플라이휠 에너지 저장장치의 최적설계를 수행하였다. 이를 위해 단순화된 플라이휠 에너지 저장장치의 강제기반 동적 모델링을 통하여 최적설계의 주요 변수를 도출하였고 동적 모델의 구조적 제약, 시스템 안정성, 외란에 대한 강인성을 포함하는 제약조건을 적용하였다.

### 2. 플라이휠 에너지 저장장치의 구성

플라이휠 에너지저장장치의 개략도는 Fig. 1 과 같다. 시스템 중앙부에 다중구조의 복합재 플라이휠이 알루미늄 허브를 통해 회전축에 고정되어 있다. 알루미늄 허브는 고속 회전시 원심력에 의한 플라이휠의 변형에도 플라이휠이 회전축에 견고하게 부착될 수 있도록 한다.

회전축은 반경방향 상, 하부 한 쌍의 능동형 자기 베어링(AMB)에 의해 지지되고, 플라이휠의 축방향 위치는 시스템 상부에 위치한 축방향 AMB 에 의해 지지된다. 능동형 자기 베어링의 경우 개루프 불안정성을 가지기 때문에 베어링 외측에 위치한 센서들에 의해 회전체의 위치가 제어 입력으로 궤환된다. 축의

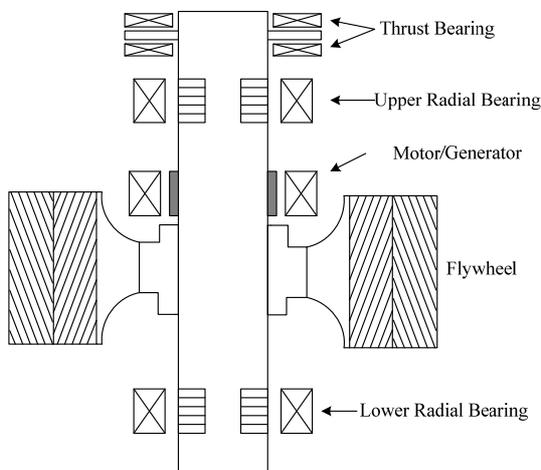


Fig. 1 Schematic diagram and rotor of a flywheel energy storage system and its components

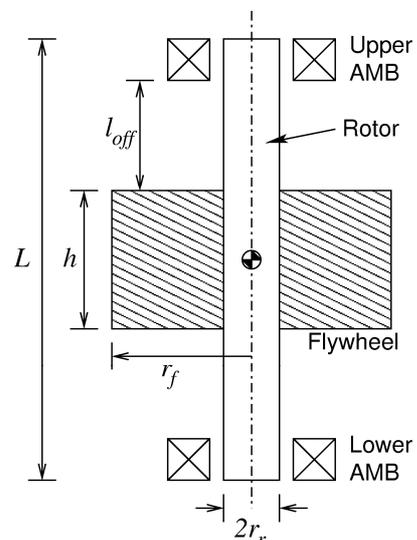


Fig. 2 Simplified flywheel energy storage system showing design variables

중양에는 전동/발전기가 장착되어 에너지 저장과 발전을 담당하게 되며 본 논문의 최적화 과정에서는 생략되었다.

### 3. 최적 설계

본 장에서는, 최적설계를 위해 목적함수와 설계의 주요변수 및 제한조건을 도출하고자 한다. 최적설계의 편의를 위해 Fig. 1의 시스템과 동역학적으로 동일하고 형태 면에서 단순화된 시스템을 대상으로 모델을 구하고 안정성 해석을 수행하고자 한다. Fig. 2는 단순화된 플라이휠 에너지 저장장치를 도시하고 있다. 단순화된 플라이휠 에너지 저장장치는 균일한 금속재질의 회전축과 복합재 플라이휠로 이루어져 있으며, 축의 상하부에 위치한 능동형 자기베어링은 권선에 인가된 전류에 상응하는 자기력을 통해 회전축의 반경방향 운동을 제어한다. 자기베어링과 플라이휠 사이에는 일정한 간격을 유지하도록 가정하였는데 이는 전동/발전기나 보조 베어링 등이 장착될 수 있는 공간을 고려한 것이다. 시스템의 회전축 질량  $m_r$  과 플라이휠의 질량  $m_f$  를 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$m_r = \rho_r \pi r_r^2 L \quad (1)$$

$$m_f = \rho_f \pi (r_f^2 - r_r^2) h \quad (2)$$

여기서  $\rho_r$  은 회전축의 밀도,  $\rho_f$  는 플라이휠의 밀도이다. 플라이휠이 회전축에 직접 부착된다고 가정 하면 축방향 회전축 길이  $L$  은

$$L = h + 2l_{\text{off}} \quad (3)$$

로 표현할 수 있으며  $l_{\text{off}}$  는 플라이휠과 AMB 간의 거리이다. 극질량관성모멘트는

$$I_p = \frac{1}{2} m_r r_r^2 + \frac{1}{2} m_f (r_f^2 + r_r^2) \quad (4)$$

으로 표현할 수 있고, 횡질량관성모멘트는 다음과 같다.<sup>(7)</sup>

$$I_t = \frac{1}{12} m_r (3r_r^2 + L^2) + \frac{1}{12} m_f (3r_f^2 + 3r_r^2 + h^2) \quad (5)$$

이 때,  $\Omega$  의 속도로 회전하는 플라이휠의 운동에너지는 다음 식으로 얻을 수 있으며

$$J = \frac{1}{2} I_p \Omega^2 \quad (6)$$

플라이휠의 에너지 저장밀도는 아래와 같다.

$$\sigma = \frac{J}{m} \quad (7)$$

본 논문에서의 최적설계 과정은 제한 조건을 만

족하면서 저장 에너지  $J$ , 혹은 에너지 저장 밀도  $\sigma$  를 최대화하는 관성모멘트비율( $I_p / I_t$ )을 찾는 것으로 요약할 수 있다. 이와 함께, 제어기의 제어이득에 의한 영향도 고려하고자 한다.

일반적으로 플라이휠의 크기는 원심력과 재료의 강도에 의해 제한된다. 본 논문에서는 플라이휠의 복합재의 인장강도가 원심력보다 크다고 가정한다. 또 다른 구조적 제약조건으로 굽힘모드에 의한 회전축의 길이제한이다. 회전축의 임계속도(Critical speed)는 축의 고유진동 주파수와 일치하는 회전속도를 의미한다. 임계속도에는 강체모드에 해당하는 임계속도와 굽힘진동모드에 해당하는 임계속도가 있는데, 일반적으로 회전축계의 안정적 운전을 위해 회전축의 최대속도는 굽힘임계속도 이하에서 결정된다. 회전속도와 굽힘임계속도와의 차이를 고려하기 위해 굽힘여유도  $\eta$  를 다음과 같이 정의한다.

$$\eta = \frac{\Omega_b - \Omega}{\Omega_b} \quad (8)$$

본 논문에서는 굽힘여유도를 20% 이상으로 가정하였다. 시스템은 굽힘여유도 외에도 제어 안정성, 센서 잡음, 질량 불평형 힘과 같은 외란에 대한 강인성을 유지하여야 한다. 이를 해석하기 위한 시스템의 동역학적 모델 유도가 필요하다.

### 4. 시스템 모델링

#### 4.1 회전축 모델

회전체가 굽힘임계속도 이하에서 회전한다고 가정하면, 회전축의 진동을 강체운동으로 가정할 수 있으며 이 때 반경방향의 운동방정식은 식 (9)와 같다.

$$\begin{aligned} m\ddot{x} &= F_x^d + F_x^U + F_x^L \\ m\ddot{y} &= F_y^d + F_y^U + F_y^L \\ I_t \ddot{\theta}_x + \Omega I_p \dot{\theta}_y &= -F_y^U z_a^U - F_y^L z_a^L \\ I_t \ddot{\theta}_y - \Omega I_p \dot{\theta}_x &= F_x^U z_a^U + F_x^L z_a^L \end{aligned} \quad (9)$$

여기서,  $F_x^d, F_y^d$  는 무게 중심에 작용하는 외란이며,  $F_x^A, F_y^A, A=L, U$  는 상하부 AMB 에서 회전축에 작용하는 힘이다. 또한,  $z_a^A, A=L, U$  는 상하부 AMB 의 축방향 좌표이다. 자이로스코프 효과로 인해 회전운동을 기술하는 운동방정식은  $\dot{\theta}_x, \dot{\theta}_y$  성분인  $x, y$  축에 서로 교차 연동되어 있어 회전속도의 변화에 따라 동역학적 특성이 변하게 된다.

#### 4.2 센서 및 제어기 모델

식 (9)에서 베어링 힘은 능동형 자기베어링의

코일에 인가되는 전류와 회전축의 반경방향 위치에 관한 함수이다. 바이어스 선형화 방법을 이용하면 베어링 힘을 제어전류와 회전축의 위치에 따라 선형화 할 수 있으며 이를 식으로 나타내면<sup>(8)</sup>

$$F_q^A = -K_r^A q^A + K_i^A i_q^A, \quad A=L,U \quad q = x, y \quad (10)$$

이다. 이 때,  $K_r^A$ 는 회전축의 위치에 따른 강성이며,  $K_i^A$ 는 제어전류에 대한 이득이다. 베어링 위치에서의 반경방향 변위  $q^A$ 는 식 (9)에서 표현된 질량 중심점과 기구학적 연관 관계를 가진다. 상하부 베어링의 강성을 포함하는 등가 강성을

$$K_{re} = \sum_{A=U,L} K_r^A$$

$$K_{rz} = \sum_{A=U,L} K_r^A z^A$$

$$K_{me} = \sum_{A=U,L} K_r^A (z^A)^2$$

와 같이 정의하고 좌수(left-hand) 좌표  $\phi_x = -\theta_y$  와  $\phi_y = \theta_x$  을 이용하면 베어링 모델 (10)을 식 (9)에 대입하여 행렬형태로 정리할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{M} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{w}}_x \\ \ddot{\mathbf{w}}_y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \Omega \mathbf{G} \\ -\Omega \mathbf{G} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{w}}_x \\ \dot{\mathbf{w}}_y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{K} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{K} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{w}_x \\ \mathbf{w}_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{b}_u \mathbf{i}_x \\ \mathbf{b}_u \mathbf{i}_y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{b}_d F_x^d \\ \mathbf{b}_d F_y^d \end{bmatrix} \quad (11)$$

이때,  $\mathbf{w}_x = [x \ \phi_x]^T$ ,  $\mathbf{w}_y = [y \ \phi_y]^T$ ,  $\mathbf{M}$ 은 질량행렬,  $\mathbf{G}$ 는 자이로스코프 행렬,  $\mathbf{K}$ 는 강성행렬로서 다음 식과 같이 얻어진다.

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & I_t \end{bmatrix}, \mathbf{G} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & I_p \end{bmatrix}, \mathbf{K} = \begin{bmatrix} K_{re} & 0 \\ -K_{rz} & K_{me} \end{bmatrix}$$

식 (11)에서  $\mathbf{b}_d$ 는 외란입력행렬,  $\mathbf{b}_u$ 는 제어입력행렬로서

$$\mathbf{b}_d = \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{b}_u = \begin{bmatrix} K_i^L & K_i^U \\ -K_i^L z_a^L & -K_i^U z_a^U \end{bmatrix}$$

와 같이 주어진다. 동역학 모델을 상태 방정식으로 표현하면

$$\dot{\mathbf{x}} = \begin{bmatrix} \mathbf{A}_1 & -\Omega \mathbf{G}_1 \\ \Omega \mathbf{G}_1 & \mathbf{A}_1 \end{bmatrix} \mathbf{x} + \mathbf{B}_u \mathbf{u} + \mathbf{B}_d \mathbf{d} \quad (12)$$

이고,

$$\mathbf{u} = \begin{bmatrix} \mathbf{i}_x^T & \mathbf{i}_y^T \end{bmatrix}^T = \begin{bmatrix} i_x^L & i_x^U & i_y^L & i_y^U \end{bmatrix}^T$$

$$\mathbf{d} = \begin{bmatrix} F_x^d & F_y^d \end{bmatrix}^T$$

이다. 변위센서가 베어링과 나란히 배치되었다고

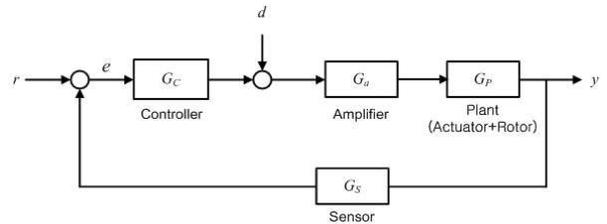


Fig. 3 Block diagram of the system model

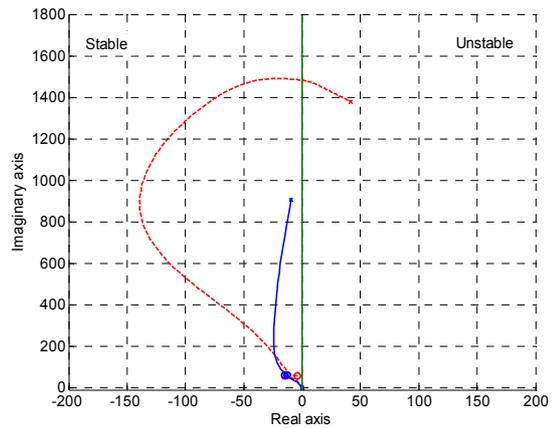


Fig. 4 Pole loci of the sensitivity functions with respect to the rotational speed sensor

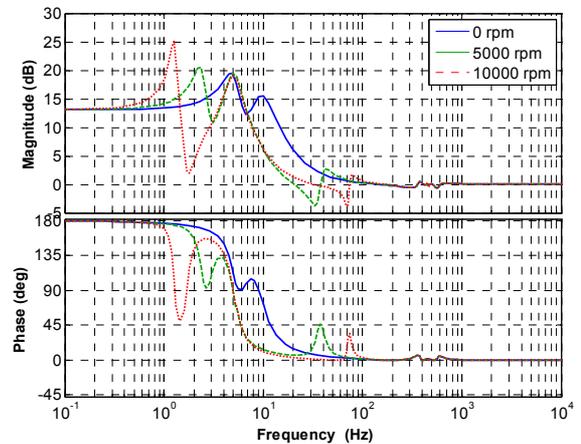


Fig. 5 Sensitivity plots at several running speed with respect to the rotational speed sensor

가정하면 출력은 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$\mathbf{y} = \mathbf{C}_y \mathbf{x} \quad (13)$$

### 4.3 제어기

식 (12)에 표현된 모델은 제어기를 포함하지 않고 있으며, 능동형 자기베어링이 개루프 불안정성을 띄기 때문에 페루프 궤환제어를 포함하는 시스템 모델이 필요하다. 시스템 안정성을 위해 일반적으로 비례-미분제어기(PD)가 사용되며 전달함

**Table 1** Parameters of analysis cases and the limiting speeds

$I_p / I_t$	$I_p$ (kg-m <sup>2</sup> )	$I_t$ (kg-m <sup>2</sup> )	$r_f$ (m)	$h$ (m)	$m$ (kg)	$\Omega_b$ (Hz)	$\Omega_{max}^b$ (rpm)	$\Omega_{max}^s$ (rpm)	$\Omega_{max}^p$ (rpm)
0.3	13.42	39.76	0.27	0.8	431.2	116	5,568	> 20,000	> 20,000
0.5	13.97	27.81	0.29	0.64	391.8	147	7,056	> 20,000	> 20,000
0.7	13.98	19.27	0.31	0.48	342.6	187	8,976	> 20,000	> 20,000
0.9	13.53	15.00	0.33	0.38	302.8	224	10,752	16,700	16,300
1.1	13.94	12.64	0.35	0.29	272.0	265	12,720	13,900	13,600
1.3	13.70	10.49	0.38	0.2	227.7	323	15,504	12,000	11,800
1.5	13.81	9.19	0.45	0.11	173.6	406	19,488	10,800	10,600

수로 표현하면 다음과 같다.

$$H_{PD}(s) = K_p + K_d s \quad (14)$$

하지만 제어기가 고주파에서 무한대의 이득을 가져 잡음이 증폭될 수 있는 문제가 있으므로 고주파 대역의 이득을 제한할 필요가 있다. 이를 고려한 전달함수를 아래와 같이 바꿀 수 있다.

$$H_{PD}(s) = K_p + \frac{K_d s}{\tau_d s + 1} \quad (15)$$

이 때  $\tau_d$ 는 미분기의 대역폭을 제한하기 위한 시상수이다. 최적화 과정에서 사용한 제어 이득  $K_p$ 와  $K_d$ 는 강체진동 모드 중 병진운동에 해당하는 고유진동주파수가 8 Hz, 감쇠비 0.3을 만족하도록 설정되었다.

자이로스코프 효과를 줄이기 위해서 교차궤환 제어를 적용할 수 있는데,<sup>(9)</sup> 교차궤환제어를 포함한 시스템의 제어형태는 다음과 같다.

$$\mathbf{u} = \begin{bmatrix} H_{PD} & 0 & -H_{CF} & H_{CF} \\ 0 & H_{PD} & H_{CF} & -H_{CF} \\ H_{CF} & -H_{CF} & H_{PD} & 0 \\ -H_{CF} & H_{CF} & 0 & H_{PD} \end{bmatrix} \mathbf{y} = \mathbf{G}_c(s) \mathbf{y} \quad (16)$$

$$H_{CF} = \frac{K_c s}{\tau_{cf} s + 1} \quad (17)$$

이 때, 궤환제어 이득  $K_c$ 는

$$K_c = C_{att} \frac{\omega I_p}{K_t L_{mb}^2}$$

이며, 감쇠 계인  $C_{att}$ 을 조절하여 교차궤환제어량을 조절할 수 있다.

#### 4.4 시스템 모델

시스템 모델은 회전체 모델과 센서, 제어기 모델로 구성되며, 실제 제어기의 출력값은 코일에 인가하는 전류 증폭기를 포함한다. 시스템의 블록

**Table 2** Controller gains used in the optimization

$I_p / I_t$	0.3	0.5	0.7	0.9	1.1	1.3	1.5
$K_p$	52.6	48.1	42.5	37.9	34.4	29.3	23.2
$K_d$	0.59	0.53	0.47	0.41	0.37	0.31	0.24

선도를 Fig. 3에 나타내었다. 신호 d는 질량불평형 힘으로 표현되는 입력 외란이며 측정 잡음과 같은 다른 외란은 센서의 출력값에 포함된다.

시스템의 안정성과 외란에 대한 강인성을 평가하기 위해 민감도 함수를 사용할 수 있는데 민감도 함수는 다음과 같이 정의되며

$$T_s(s; \Omega) = (I + G_s G_p G_d G_c)^{-1} \quad (18)$$

회전속도의 함수이다. 제어시스템 이론에 의해, 민감도 함수의 극점을 복소평면에 나타내었을 때 우평면에 극점이 위치하게 되면 불안정함을 알 수 있다. Fig. 4는 민감도 함수의 극점 중 허수축에 가장 가까운 극점의 위치를 속도변화에 따라 나타낸 것이다. Fig. 4에서 ‘o’점은 정지상태, ‘x’는 목표최고속도인 20,000rpm에서의 극점의 위치이다. 실선으로 표시된 근궤적은 PD 제어기와 교차궤환제어가 동시에 사용된 경우이며 점선은 PD 제어기만 사용하였을 경우의 근궤적이다.

교차궤환제어가 적용되었을 경우 전 운전구간에서 복소평면의 좌평면에 극점이 위치하여 시스템이 안정성을 확보하고 있음을 알 수 있는 반면, PD 제어기만 적용하였을 경우에는 운전 도중 시스템이 불안정해지는 것을 알 수 있다. 이것은 회전속도가 증가하면서 자이로스코프 효과가 커져 시스템의 불안정요소로 작용하기 때문이다. Fig. 5는 몇 개의 속도에서의 민감도 함수의 주파수 응답을 나타낸 것이다. Fig. 5의 주파수 응답 중 침투치인  $\|T_s(j\omega)\|_{\infty}$  값들은 외란이 들어왔을 경우 진동이 커질 수 있는 가능성의 최대값을 의미한다. ISO 규정

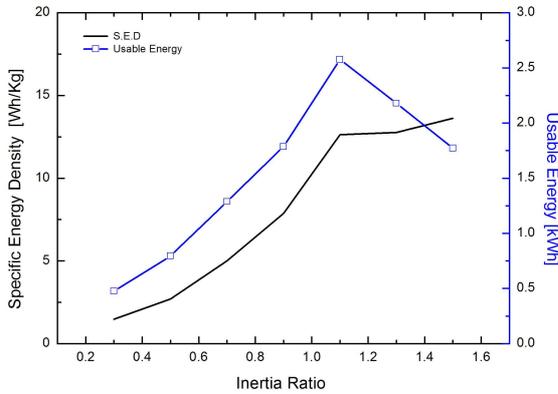


Fig. 6 Specific energy density and usable energy of FESS considering all limiting speeds by bending margin, by stability and by peak sensitivity

에 따르면 외란에 대한 시스템의 민감도를 20dB 이하로 유지할 것을 권고하고 있다.<sup>(10)</sup> 외란에 대한 강인한 운전을 위해서는, 시스템 설계 시 외란에 대한 민감도가 반드시 고려되어야 할 것이다.

5. 결과 및 토의

회전축의 반지름을 45mm, 전동발전기와 센서 및 능동형 자기베어링이 들어갈 수 있는 공간  $l_{off}$  를 350mm 로 고정하고 설계 변수  $r_f$  와  $h$  를 변화시켜 관성 비율에 따른 7 가지의 형상을 분석하여 Table 1 에 나타내었으며, 이 때 사용한 제어기 이득은 Table 2 에 정리되어 있다. Table 1 에서  $\Omega_b$  는 굽힘임계속도,  $\Omega_{max}^b$  는 굽힘여유도를 고려한 최대회전속도,  $\Omega_{max}^s$  는 안정성을 고려한 최대회전속도,  $\Omega_{max}^p$  는 민감도를 고려한 최대회전속도이다.  $I_p / I_t$  에 따른 형상별 수치는 모든 경우 최대회전속도 20,000rpm 에서 약 5kWh 의 가용에너지를 갖도록 설계되었다. 가용에너지는 저장에너지의 75%로 정의되었다.

Table 1 을 보면 관성 비율이 높을수록 무게가 줄어 든다. 따라서 설계된 동작 속도로 운전할 때 관성모멘트비율이 증가할수록 에너지 밀도가 높아진다. 하지만 앞 장에서 제시한 형상, 안정성, 민감도 제약조건이 최대회전속도에 영향을 미친다.

Table 1 에  $\Omega_b$  로 표현된 첫 번째 제약 조건은 유한요소해석에 의해 얻어진 굽힘임계속도이다. 관성모멘트 비율이 높을수록  $\Omega_b$  는 증가한다. 굽힘여유도를 20%로 설정하면 굽힘임계속도에 의한 최대속도를 계산할 수 있고 이는 Table 1 에  $\Omega_{max}^b$

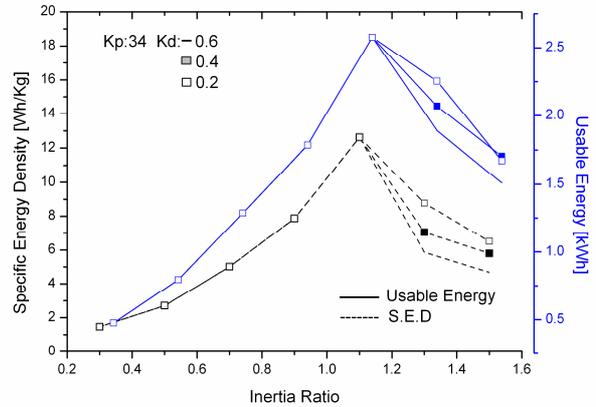


Fig. 7 Specific energy density and usable energy of FESS considering all limiting speeds by changing Kd gain

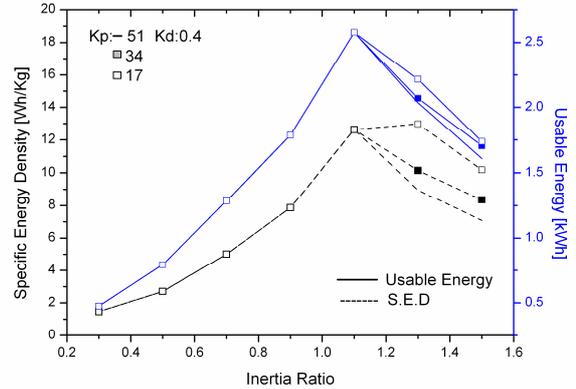


Fig. 8 Specific energy density and usable energy of FESS considering all limiting speeds by changing Kp gain

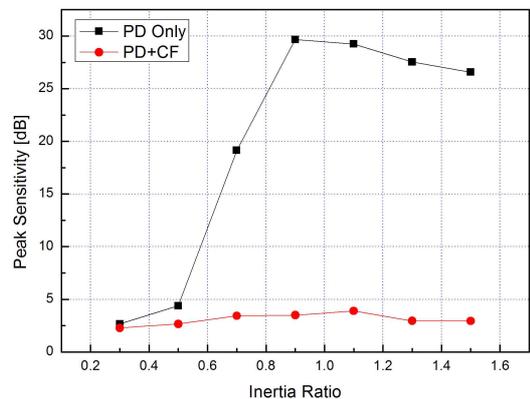


Fig. 9 Peak sensitivities with PD controller and with PD plus cross feedback controller

로 정리되어 있다.

두 번째, 제약조건은 시스템의 안정성 해석에 따른 속도 제한이다. Table 1 의  $\Omega_{max}^s$  열을 보면,

관성 모멘트 비율이 0.3, 0.5, 0.7 인 시스템은 목표 최대 속도인 20,000 rpm 까지 안정성을 확보하는 반면 나머지 경우는 20,000 rpm 에 도달하기 이전에 시스템이 불안정 해짐을 알 수 있다.

세 번째 제약 조건인 Table 1 의  $\Omega_{\max}^p$  는 ISO 권고에 따른 민감도에 의한 속도 제한을 나타낸다. PD 제어기의 경우 0.7 이하의 관성모멘트 비율에서는 모든 회전 영역에서 20dB 이하의 최대 민감도를 나타낸다. 하지만 0.7 을 넘어가면 관성 모멘트비율 증가에 따른 최대 민감도가 급격히 증가하여 20,000 rpm 전에 운전 속도가 제한된다. Fig. 6 는 굽힘여유도, 안정성, 최대 민감도의 모든 제약조건을 만족하는 시스템의 에너지 밀도와 가용 에너지를 나타낸다. 결과에서 알 수 있듯이 가용에너지를 최대화 하는 설계 변수는 Table 1 의 관성모멘트 비율이 1.1 일 때 나타난다. 하지만 관성모멘트 비율이 높아질수록 시스템의 제한속도는 안정성과 민감도에 더 많은 영향을 받게 된다. 따라서 제어이득 변화가 가용에너지와 에너지밀도에 미치는 영향을 조사해 볼 필요가 있다. Fig. 7 과 Fig. 8 은 Table 2 에서 관성모멘트 비율 1.1 에 해당하는  $K_p$  와  $K_d$  를 기준값으로 하여  $K_p$  와  $K_d$  를 각각 변화시킬 때 각 관성모멘트 비율에서의 에너지밀도와 가용에너지를 나타낸 것이다. 관성비율이 1.1 보다 작은 경우는 속도 제한조건이 굽힘최대속도에서 나오기 때문이득 변화에 의한 안정도 향상이 목적함수인 가용에너지에 영향을 미치지 않는다. 하지만 1.3 비율과 1.5 비율의 경우 안정성과 민감도에 의해 최대속도 제한이 나타나기 때문에 제어이득 변화에 따른 제한속도 변화가 나타난다. 이 경우에도 가용에너지는 관성모멘트 비율이 1.1 일 때 최대값을 가진다.

PD 제어기와 함께 교차궤환제어를 적용하면 시스템의 안정성과 최대민감도에 따른 제약조건을 만족할 수 있다. 관성모멘트 비율 증가에 따라 급격히 나빠지는 시스템의 안정성과 민감도는 교차궤환제어 감쇠상수를 적절히 조절해 줌으로서 보상해 줄 수 있다. Fig. 9 는 PD 제어기에 교차궤환제어를 포함한 시스템과 PD 제어기만을 사용한 시스템의 민감도를 비교한 결과이다. 목표한 시스템의 가용 에너지를 획득하기 위해서 PD 제어와 교차궤환제어가 모두 필요함을 알 수 있다.

## 6. 결 론

본 논문을 통해서 플라이휠 에너지저장장치의 에너지 밀도와 가용 에너지를 최대화하는 설계 변수에 대한 연구를 수행하였다. 최적 설계에 대한 제약조건으

로 굽힘여유도와 안정성, 외란에 대한 제어강인성 등을 고려하였다. 이러한 제약 조건이 플라이휠 시스템의 최적 설계를 결정하는 데 매우 중요한 요소로 작용함을 알 수 있었고, 플라이휠 에너지 저장장치의 능동형 자기베어링 제어에 있어 PD 제어기를 사용할 경우 교차궤환 제어가 반드시 필요함을 확인할 수 있었다. 향후, 유연체기반의 회전체 모델을 사용함으로써, 모델의 신뢰도를 향상시키고, 본 논문에서 고려하지 않은 설계 변수를 포함하는 최적 설계가 이루어져야 할 것이다. 또한, 요구조건을 만족하는 최적 제어기의 설계가 시스템 설계 단계에서 함께 이루어져야 할 것이다.

## 참고문헌

- (1) Yoo, S., Park, C., Choi, S., et. al., 2008, "Validation of Flexible Rotor Model for a Large Capacity Flywheel Energy Storage System," *Transactions of the KSME A*, Vol. 32, No. 12, pp.1096~1101.
- (2) Koshizuka, N., Ishikawa, F., Nasu, H., et. al., 2002, "Present Status of R & D on Superconducting Magnetic Bearing Technologies for Flywheel Energy Storage System," *Physica C-Superconductivity and Its Applications*, Vol. 378, pp. 11~17.
- (3) Lei, S. and Palazzolo, A., 2008, "Control of Flexible Rotor Systems with Active Magnetic Bearings," *J. Sound and Vibration*, Vol. 314, pp. 19~38.
- (4) Dunn-Rankin, D., Leal, E. M. and Walther, D. C., 2005, "Personal Power System," *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 31, pp. 422~465.
- (5) Murakami, K., Komori, M., Mitsuda, H. and Inoue, A., 2007, "Design of an Energy Storage Flywheel System Using Permanent Magnet Bearing (PMB) and Superconducting Magnetic Bearing(SMB)," *Cryogenics*, Vol. 37, pp. 272~277.
- (6) Kim, D., Lee, D., Choi, S. and Ha, S., 1998, "Optimal Design of Hybrid Composite Flywheel Rotor" *Journal of KSME*, Vol. 22, pp. 1287~1298
- (7) Palm, W. J., 2007, *Mechanical Vibration*, John Wiley & Sons.
- (8) Maslen, V. E. H. and Meeker, D. C., 1995, "Fault Tolerance of Magnetic Bearings by Generalized Bias Current Linearization," *IEEE Trans. Magnetics*, Vol. 31, pp. 2304~2314, May.
- (9) Ahrens, M., Kucera, L. and Larssonneur, R., 1996 "Performance of a Magnetically Suspended Flywheel Energy Storage Device," *IEEE Trans. Control Sys. Tech.*, Vol. 4, No. 5, pp. 494~502.
- (10) Li, G., Maslen, E. H. and Allaire, P. E., 2006, "A Note on ISO AMB Stability Margin," *10th International Symposium on Magnetic Bearings*, Martigny, Switzerland.