

유한요소법을 이용한 대용량 플라이휠 에너지 저장 장치의 연성 회전체 모델의 검증

유승열* · 박철훈** · 최상규** · 이정필*** · 노명규†

(2008년 7월 23일 접수, 2008년 9월 23일 수정, 2008년 11월 5일 심사완료)

Validation of Flexible Rotor Model for a Large Capacity Flywheel Energy Storage System

Seong-yeol Yoo, Cheol-hoon Park, Sang-kyu Choi, Jeong-pil Lee and Myounggyu Noh

Key Words : Flexible Rotor(연성 회전체), Flywheel Energy Storage System(플라이휠 에너지 저장 장치), Magnetic Bearing(자기베어링), Finite Element Method(유한요소법), Rotor Dynamics(회전체 동역학)

Abstract

When we design a controller for the active magnetic bearings that support a large rotor, it is important to have an accurate model of the rotor. For the case of the flywheel that is used to store energy, an accurate rotor model is especially important because the dynamics change with respect to the running speed due to gyroscopic effects. In this paper, we present a procedure of obtaining an accurate rotor model of a large flywheel energy storage system using finite-element method. The model can predict the first and the second bending mode which match well with the experimental results obtained from a prototype flywheel energy storage system.

1. 서 론

플라이휠 에너지 저장 장치(FESS)는 양수발전, 압축공기 저장 방식과 같은 기계적 에너지 저장 방식의 일종으로 화학전지와 같이 소형화, 모듈화가 가능한 전자식 기계전지이다. 플라이휠 에너지 저장 장치는 입력되는 잉여 전기에너지를 플라이휠의 회전운동에너지의 형태로 변환하여 저장하고, 필요 시 저장된 회전운동에너지를 전기에너지로 출력하는 장치로서 화학전지, 연료전지 등에 비해 신속하고 유연한 충/방전 주기를 가지며, 고효율, 반복 사용에 대한 반영구적인 수명, 그리고 환경 친화적이라는 장점 때문에 전력공급 평준화 장치, 무정전 전원 공급기 등의 용도로 활발히 개발되고

있다.⁽¹⁾ 플라이휠 에너지 저장 장치는 효율적 측면에서 운전중 마찰을 최소화해야 하기 때문에 일반적으로 능동형 혹은 수동형 비접촉 자기 베어링을 사용하여 회전체를 지지한다.⁽²⁾ 능동형 자기베어링의 경우 개루프 불안정성을 극복하기 위해 제어가 필요하지만 수동형 자기베어링에 비해 양호한 감쇠(damping)특성을 가지기 때문에 많이 이용된다.

플라이휠 에너지 저장 장치는 에너지 저장 용량을 최대화하기 위해 일반적으로 반경방향이 두꺼운 회전체를 사용함으로써 주질량관성모멘트가 횡질량관성모멘트보다 커지게 되며($J_p/J_t > 1$) 이로 인해 야기되는 자이로스코프 효과 때문에 회전 속도에 따라 회전체의 동역학적 특성이 변하게 된다. 플라이휠은 가능한 많은 에너지를 저장하기 위해서 첫 번째 임계속도 근처까지 운전해야 하는 경우도 생기므로 자기 베어링의 제어기 설계에는 회전속도에 따라 변하는 연성 회전체의 동역학적 특성이 반드시 고려되어야 한다.^(3,4)

연성 회전체의 모델링에 대해서 이전에 많은 연구가 진행되었으며 그 중 몇 가지의 예를 들면,

† 책임저자, 회원, 충남대학교 메카트로닉스공학과
E-mail : mnoh@cnu.ac.kr
TEL : (042)821-6877 FAX : (042)823-4919

* 충남대학교 BK21 메카트로닉스사업단

** 한국기계연구원

*** 전력연구원

소형 연성 회전체의 모델링,⁽⁵⁻⁸⁾ 볼 베어링에 의해 지지되는 플라이휠의 회전체 모델링,^(9,10) 자기 베어링에 의해 지지되는 티타늄 소재의 플라이휠 회전체 모델링⁽¹¹⁾ 등이 있다. 이전의 연구와는 달리 본 논문에서는 질량이 235kg 에 달하는 대용량의 자기부상 회전체에 대해 유한요소법을 이용하여 연성을 포함하는 수학적 모델을 구하고, 실험을 통하여 모델을 검증하였다. 또한, 시뮬레이션 및 실험을 통해 자이로스코프 작용을 확인할 수 있었다.

본 논문의 구성은 다음과 같다. 우선, 모델링의 대상체인 5kWh 급 플라이휠 에너지 저장장치에 대해 설명한 후, 유한 요소법⁽¹¹⁾을 이용하여 회전체의 모델을 구하는 과정을 간략히 기술하고, 실험 및 시뮬레이션 결과를 제시하고자 한다.

2. 플라이휠 에너지 저장장치

Fig. 1 은 플라이휠 에너지 저장장치의 개략도이다. 회전체의 중앙에는 이중 구조의 섬유강화 복합재료로 만들어진 플라이휠이 장착되어 있다. 회전체의 반경방향 움직임은 상부와 하부에 위치한 능동형 자기베어링에 의해 지지된다. 능동형 자기베어링은 개루프 불안정성을 가지기 때문에 자기베어링 외측에 위치한 두 쌍의 반경방향 센서가 회전체의 위치를 측정하여 제어 입력으로 사용한다. 회전체의 축방향 운동은 수동형 베어링과 능동형 베어링의 조합으로 제어되는데, 영구자석으

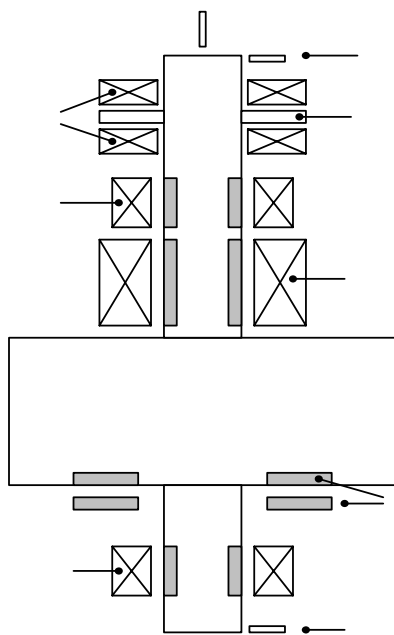


Fig. 1 Schematic diagram and rotor of a flywheel energy storage system and its components

로 이루어진 수동형 베어링은 회전체의 자중을 담당하고, 능동형 베어링은 진동제어를 목적으로 제어력을 발생한다. 이를 위해 축방향 센서가 축의 상부에 장착된다. 축의 중앙에 위치한 고속 전동/발전기는 축을 운전속도까지 가속시키거나 방전시 발전기로 작동하여 운동에너지를 전기에너지로 변환하는 역할을 한다.

플라이휠 시스템은 18,000rpm 의 속도에서 5kWh 의 사용 가능한 에너지 저장 용량을 가지도록 설계되었다. 플라이휠을 포함하는 회전체의 질량은 235kg 이고 주질량관성모멘트와 횡질량관성모멘트는 각각 13.2 kg·m²과 9.4 kg·m²이다. 플라이휠은 공기저항력을 줄이기 위해 진공상태에서 운전하게 된다.

반경방향 자기베어링은 각각 여덟 개의 극을 가지고 있으며 이웃하는 두 극의 권선은 직렬로 연결되고 마주보는 두 쌍의 극은 자기베어링의 각 축을 제어하게 된다. 반경방향 자기베어링의 제어를 위해 바이어스 선형화 방법⁽¹³⁾을 사용하였고, 이 때 각 쌍의 권선의 전류는 일정한 바이어스 전류와 제어 전류의 합으로 이루어진다. 각 베어링의 부하용량은 약 1000N 으로 설계되었다.

축방향 수동형 자기베어링의 설계는 등가전류판 방법⁽¹⁴⁾을 이용하여 영구자석 간의 반발력을 계산하고, 자중에 해당하는 축방향 부하 용량을 가지는 영구자석의 크기와 공기 간극을 결정하였다. 축방향 능동형 자기베어링의 경우 자중만큼의 정적 부하용량을 가지도록 설계하였다. 설계 결과는 유한요소 해석 결과를 통해 검증하였다.

일반적으로 시스템 구성의 간편성을 위해 자기베어링의 제어는 각 제어축에 독립적으로 작용하는 분산형 제어기를 통해 이루어진다. 그러나 본 논문의 시스템과 같이 자이로스코프 작용이 큰 경우 ($J_p / J_i > 1$), 제어 대상인 회전체의 동역학적 특성이 회전 속도에 따라 변하는 결과를 가져온다. 이러한 경우 교차 궤환 제어를 이용하여 보상될 수 있다.⁽¹⁵⁾

본 논문에서는 자이로스코프 효과를 보상하기 위하여 분산 PD 제어기와 교차 궤환제어기를 이용하였고, 제어기는 MathWorks 사의 xPC toolbox 와 Real-Time Workshop 을 이용하여 구현하였다.⁽¹⁶⁾

3. 시스템 모델링

3.1 연성 회전체 모델

본 논문에서는 유한요소법^(12,17)을 이용하여 연성 회전체의 모델을 구하였다. 논문의 전개를 위해 모델링과정을 간략히 요약하면 다음과 같다. 회전체를 각각 균일한 기하학적 형상과 재료 물성치를 가지는 여러 개의 요소로 나누고, 그 중 하나의 요소에 대해 좌표축을 Fig. 2 와 같이 정의하

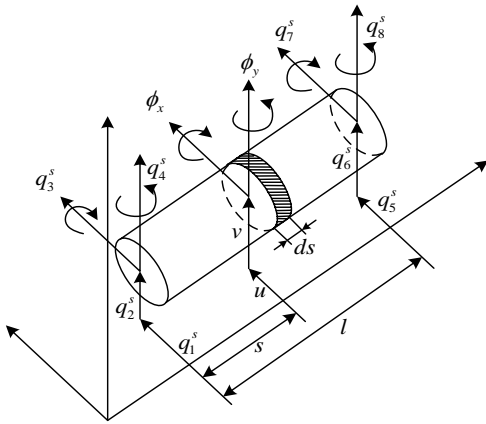


Fig. 2 Typical rotor element and coordinates⁽¹²⁾

면 Rayleigh 의 빔 이론 혹은 Timoshenko 의 빔 이론을 적용하여 요소의 좌우 끝 단의 변위 벡터 $[q_1, q_2, q_3, q_4]^T$ 와 $[q_5, q_6, q_7, q_8]^T$ 에 대한 동역학식을 다음과 같이 구할 수 있다.

$$m_e \ddot{q} + g_e \dot{q} + k_e q = f_e \tag{1}$$

식 (1)에서 q, f_e 벡터들은 각각 변위 벡터와 힘 벡터를 의미하며 m_e, g_e, k_e 행렬들은 각각 요소의 질량, 자이로스코프, 강성 행렬을 나타낸다. 각 요소 사이의 경계조건을 적용한 후 회전체 전체의 운동방정식을 구할 수 있으며 이는 식 (2)와 같이 나타낼 수 있다.

$$M\ddot{Q} + G\dot{Q} + KQ = F \tag{2}$$

식 (2)에서 전역 질량, 자이로스코프, 강성 행렬은 다음과 같이 각 요소 행렬들의 합으로 이루어진다.

$$M = \sum_{i=1}^n m_e^i, \quad G = \sum_{i=1}^n g_e^i, \quad K = \sum_{i=1}^n k_e^i \tag{3}$$

식 (3)의 질량행렬을 구할 때, 플라이휠, 축방향 베어링 등은 절점질량으로 가정하여 해당좌표의 요소질량에 합하였다.

3.2 능동형 자기베어링 모델

능동형 자기베어링 제어를 위해 회전체가 미소 변위를 가진다고 가정하면 바이어스 선형화 방법을 이용하여 자기베어링의 선형 모델을 얻을 수 있다.

식 (2)의 변수들을 이용하면 입력 전류 u 로부터 발생하는 힘 F 사이의 관계를 나타내는 자기 베어링의 선형 모델은 아래와 같이 표현할 수 있다.

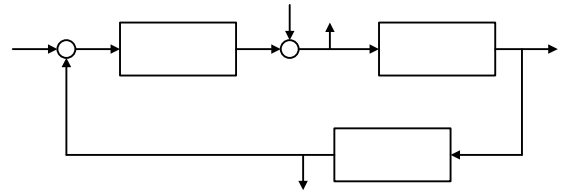


Fig. 3 Block diagram for FRF

$$F = -K_x Q + K_a u \tag{4}$$

식 (4)에서 베어링 강성행렬 K_x 와 구동기(자기베어링) 계인 행렬 K_a 는 극단면적, 극당 권선수 초기공극 등과 같은 자기베어링의 설계 변수로부터 구해진다.

상태 벡터를 다음과 같이 정의하고

$$x = \begin{bmatrix} Q \\ \dot{Q} \end{bmatrix} \tag{5}$$

식 (2)와 (4)를 합하면 두 개의 자기베어링으로 지지되는 회전체의 상태방정식을 식 (6)과 같이 구할 수 있다.

$$\dot{x} = \begin{bmatrix} 0 & I \\ -M^{-1}(K + K_x) & -M^{-1}G \end{bmatrix} x + \begin{bmatrix} 0 \\ M^{-1}K_a \end{bmatrix} u \tag{6}$$

3.3 센서 및 제어기 모델

2 장에서 기술한 바와 같이 회전체의 위치는 센서를 통해 측정되어 제어기로 제한 전달된다. 모델에서의 센서위치는 실제 장치와 비슷한 위치의 요소 교점으로 정해진다. 일반적으로 센서신호는 저역통과필터를 거치게 되고 필터는 식 (7)과 같은 전달함수 형태로 표현된다.

$$y = H(s)x \tag{7}$$

교차궤환제어기(Cross feedback controller)를 포함하는 PD 제어기 역시 전달함수의 형태로 식 (8)과 같이 표현할 수 있다.

$$u = C(s)y \tag{8}$$

플라이휠 시스템 모델은 식 (6)~(8)을 합하여 얻을 수 있다. 식 (6)에서의 자이로스코프 행렬 G 가 회전속도에 따라 변하기 때문에 전체시스템의 동역학적 특성 역시 회전속도에 따라 변하게 된다.



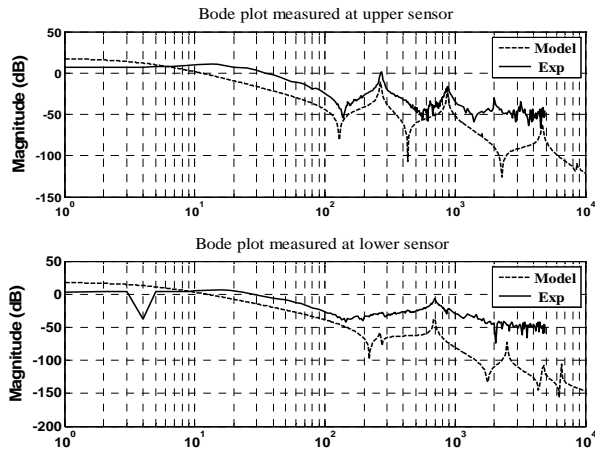


Fig. 4 Comparison of FRFs from experiments with simulated results using the model for upper and lower AMB

4. 실험 및 시뮬레이션 결과

앞 장에서 유도한 연성 회전체 모델의 신뢰도 검증과 모델의 파라미터 결정을 위해 실험적으로 전달함수를 측정하였다. 전달함수 측정을 위해 입력 신호를 제어기 출력에 인가하고 그 때 회전체로부터의 응답을 센서로부터 측정하였다(Fig. 3). 일정한 주파수를 가지는 정현파 신호를 입력하고 이에 따른 출력신호를 측정하면 주파수 분석 기법을 이용하여 식 (9)과 같이 주파수 응답함수(Frequency Response Function)를 구할 수 있다.⁽¹⁸⁾

$$FRF(s) = \frac{Out(s)}{In(s)} \quad (9)$$

Fig. 4 는 실험을 통해 측정된 주파수 응답함수와 모델로부터 구한 주파수 응답함수를 비교한 결과이다. 측정에 사용된 디지털 제어기의 샘플링 주파수가 10 kHz 이어서, 응답함수는 5 kHz 의 주파수까지 얻을 수 있었다. 측정된 주파수 응답함수는 정지상태에서의 회전체와 능동형 자기베어링, 전류증폭기, 센서의 동역학적 특성을 포함한다. 상부 센서에서 측정된 주파수 응답함수는 270 Hz 에서 첫번째 굽힘모드와 880 Hz 에서 두번째 굽힘모드를 가진다. 하부 센서로부터 측정된 주파수 응답함수 역시 조금 높은 700 Hz 에서 첫번째 굽힘모드를 가진다.

Fig. 4 에서 점선으로 표시된 그래프는 앞 장에서 유도한 연성 회전체 모델로부터 계산된 주파수 응답함수이다. 유도된 회전체 모델은 비교적 정확하게 상부 자기베어링에 대해서 268 Hz 에서 첫번째 굽힘모드와 875 Hz 에서 두번째 굽힘모드를 예

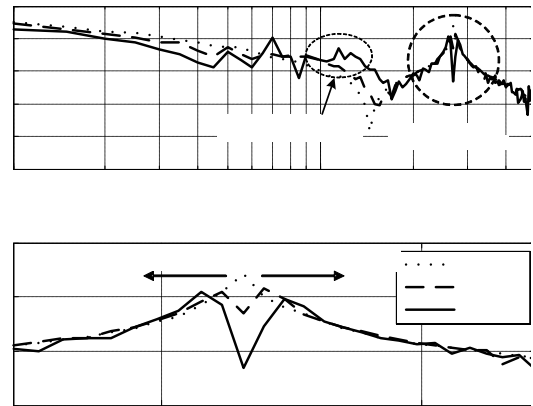


Fig. 5 Comparisons of FRFs of the upper AMB at several different speeds (experiments)

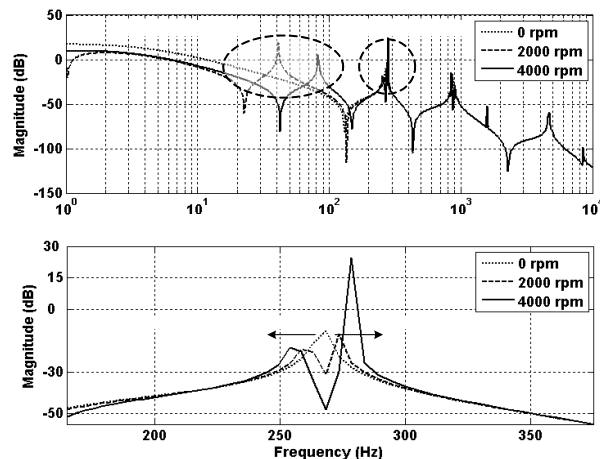


Fig. 6 Comparison of FRFs of the upper AMB at several different speeds (simulation)

측하였고 하부 자기베어링에 대해서는 701 Hz 에서 첫번째 굽힘 모드를 예측하였다.

모델로부터 예측한 주파수 응답함수와 실험 결과의 오차가 고주파 영역에서 커지는 이유는 측정 신호에 혼재한 고주파의 잡음과 10 kHz 의 샘플링 주파수에 따른 파수중첩오차(aliasing)에 의한 것으로 추측된다.

실험을 통하여 본 논문에서 사용한 플라이휠의 강한 자이로스코프 커플링을 확인할 수 있었다. Fig. 5 는 몇 가지 다른 속도에서 시스템의 주파수 응답함수를 보여준다. 전방 원추모드(Forward conical mode)는 4,000 rpm 부근에서 나타났고, 첫번째 굽힘 모드는 회전속도가 증가함에 따라서 전, 후방 굽힘 모드로 분리되어 움직이고 있음을 확인

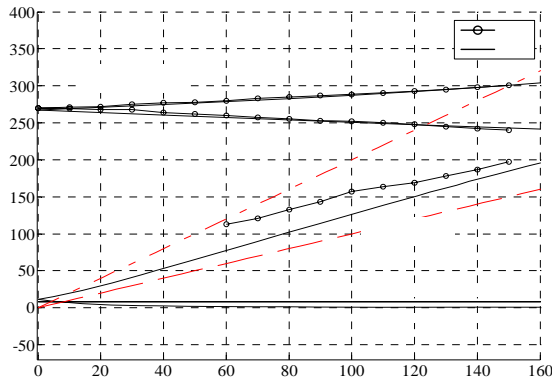


Fig. 7. Simulated and measured Campbell diagram of the rotor

할 수 있다. 앞장에서 유도한 연성 회전체 모델을 이용한 시뮬레이션 결과 역시 증가하는 회전속도에 따라서 비슷한 양상을 보여주고 있다(Fig. 6). 시뮬레이션 결과에서 알 수 있듯이 전방 원추 모드는 실험 결과보다 낮은 속도인 2,000 rpm 이전에 나타났는데 이러한 오차는 플라이휠이나 디스크 등을 유한요소해석 모델의 절점에 작용하는 집중하중으로 간주함에 따라 발생하는 것으로 추측된다.

회전체의 동역학적 특성이 회전 속도에 따라 변하는 것을 실험을 통하여 확인하였다. Fig. 7은 회전체의 동역학적 특성을 보여주는 캠벨 다이어그램(Campbell diagram)이다. Fig. 7에서 첫번째 굽힘 모드가 Fig. 5, 6에서 보여준 결과처럼 전후방 굽힘모드로 분리되어 각각의 주파수가 증가, 감소하는 방향으로 이동하는 것을 알 수 있다. 그리고 전방 원추모드의 특성 역시 시뮬레이션 결과와 유사한 경향을 보이는 것을 알 수 있다.

자기베어링에 의해 지지된 회전축의 민감도(sensitivity)는 시스템의 안정성을 판단하는 주요 기준으로 사용된다.⁽¹⁹⁾ Fig. 3을 참조하면, 민감도는 신호 e 와 r 사이의 전달함수로서, ISO 규격에 따르면 민감도의 최대값이 9 dB 이내로 유지되어야만 자기 부상 회전축의 안정성을 보장하는 것으로 되어 있다. 본 논문의 실험에 사용한 플라이휠 시스템의 민감도를 몇 개의 회전속도에서 측정하여 Fig. 8에 나타나 있다. 회전 속도가 3,000 rpm 인 경우, 120Hz 주변에서 민감도가 15 dB 이상이며 이는 강한 자이로스코프 효과에 의해 야기되는 전방 원추모드에 기인한다. 이러한 불안정성을 가지는 모드를 통과하기 위해서 본 논문에서는 교차제어기를 이용하여 전방 원추모드에 의한 불안정성을 극복하였다. Fig. 9는 정지상태에서 9,000 rpm 까지 운전하는 동안 상부 센서에서 측정된 데이터를 이용하여 각 운전속도별 주파수 분석 결과를 나타낸 워터폴 그래프이다. 그래프에서 알 수 있듯이 회전 속도에 동기하는 진

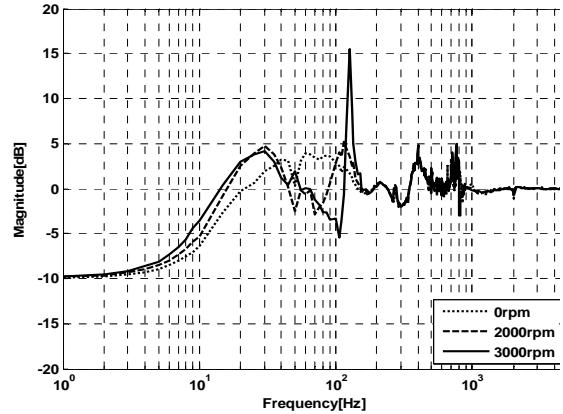


Fig. 8 Comparison of Sensitivity Transfer Function of FESS at the different speeds (measured from the upper sensor)

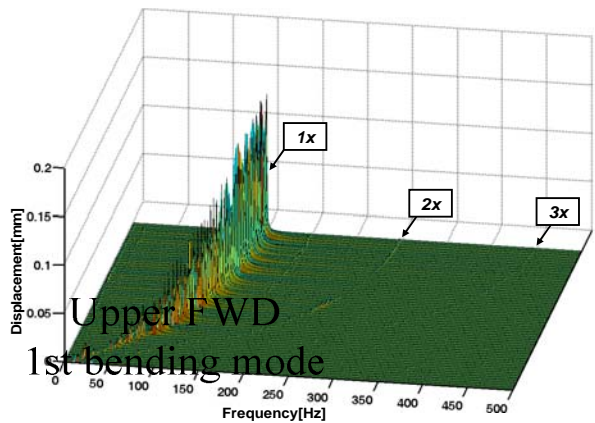


Fig. 9 Waterfall plot measured from the upper sensor during spin up from 0 rpm to 9000 rpm

동요가 크게 나타나고 있다. 가장 큰 외란요소로서 작용하고 있다. 이는 주로 회전체의 불평형(unbalance)에 의한 것이라 할 수 있다.

9,000rpm 이상의 운전속도에서는 불안정성으로 인해 자기부상을 유지할 수 없었는데, 이는 첫 번째 굽힘모드가 부상제어에 영향을 미치기 때문이다. 굽힘모드에 의한 영향을 줄이기 위해 노치필터를 사용하였으나 앞서 기술한 바와 같이 굽힘모드 주파수가 회전속도의 변화에 따라 변화하여, 위상여유(phase margin)을 고려하여 노치의 크기를 제한하여야 하기 때문에 굽힘모드의 영향을 충분히 제거하지 못한 결과로 추정된다.

5. 결론

회전속도에 따라 동역학적 특성이 변화하는 시스템의 제어기를 설계하기 위해 정확한 회전체 모델의 확보는 매우 중요하다. 본 논문에서는 유한요소법을 이용하여 5kWh급 플라이휠 에너지 저

장 장치의 연성 회전체 모델을 유도하였다. 유도한 모델로부터 예측된 첫번째, 두번째 굽힘모드 등의 역학적 특성은 실험결과와 거의 일치하였다.

시작품으로 제작된 5kWh 급 플라이휠 에너지 저장장치를 9,000 rpm 까지 운전 실험을 수행하였으며 제어 불안정 요소 중 하나인 전방 원추모드를 통과하기 위해 교차궤환제어를 이용한 분산 PD 제어를 사용하였다. 교차궤환제어를 통해 저주파 영역에서의 강제모드 중 하나인 전방 원추모드를 극복하였으나 최종 운전 속도인 18,000rpm에 도달하기에 충분한 안정성을 확보하지 못하는 것으로 판단되었고 낮은 주파수의 첫 번째 굽힘모드와 노치필터의 특정 주파수에 고정된 좁은 작동 영역이 실험 중단으로 작용하였다.

추후과제로는 본 논문에서 유도한 회전체 모델을 이용하여 MIMO 제어기, 게인 스케줄링⁽¹¹⁾ 등, 개선된 형태의 제어기를 설계한 후 플라이휠 시스템의 설계속도까지의 안정적인 구동 실험을 통해 설계된 제어기의 성능을 검증하고자 한다.

후 기

본 연구는 전력산업연구개발사업의 일환으로 연구비를 지원받아 수행되었습니다.

참고문헌

- (1) Koshizuka, N., Ishikawa, F., Nasu, H., Murakami, M., Matsunaga, K., Saito, S., Saito, O., Nakamura, Y., Yamamoto, H., Takahata, R., Oka, T., Ikezawa, H. and Tomita, M., 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.
- (2) Sivrioglu, S. and Nonami, K., 2000, "Active Permanent Magnet Support for a Superconducting Magnetic-Bearing Flywheel Rotor," *IEEE Transactions on Applied Superconductivity*, Vol. 10, pp. 1673~1677.
- (3) Ahn, H. J. and Han, D. C., 2003, "System Modeling and Robust Control of an AMB Spindle: part I Modeling and Validation for Robust Control," *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 17, No. 12, pp.1844~1854.
- (4) Sawicki, J. T., Maslen, E. H. and Kenneth, R. O., 2007, "Modeling and Performance Evaluation of Machining Spindle with Active Magnetic Bearings," *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 21, pp. 847~850.
- (5) Jayanth, V., Choi, H. and Buckner, G., 2002, "Identification and Control of a Flexible Rotor Supported on Active Magnetic Bearings," *Proc. of IEEE Southeast Conference*.
- (6) Ren, M., Nonami, K., Kubo, A. and Kamen, H., 2006, "Zero Bias H_{∞} Control of Flexible Rotor Magnetic Bearing Flywheel System with Gyroscopic Effect Using Singular Value Decomposition," *10th Int. Symp. Magnetic Bearings*, Martigny, Switzerland.
- (7) Tajima, H., Watanabe, T. and Seto, K., 2006, "New Modeling and Control Methods for Flexible Rotors with Magnetic Bearings Toward Passing Through Critical Speeds Caused by Elastic Modes," *10th Int. Symp. Magnetic Bearings*, Martigny, Switzerland.
- (8) Arredondo, I., Jugo, J. and Etxebarria, V., 2008, "Modeling and Control of a Flexible Rotor System with AMB-Based Sustentation," *ISA Trans.* 47(1), pp. 101~112.
- (9) Murphy, B., Manifold, S. and Kitzmiller, J., 1997, "Compulsator Rotordynamics and Suspension Design," *IEEE Trans. on Magnetics*, Vol. 33, No. 1, pp. 474~479.
- (10) Murphy, B., Kitzmiller, J., Zowarka, R., Hahne, J. and Walls, A., 2001, "Rotordynamics Design and Test Results for a Model Scale Compulsator Rotor," *IEEE Trans. on Magnetics*, Vol. 37, No. 1, pp. 310~313.
- (11) Hawkins, L., Murphy, B. and Kajs, J., 2000, "Analysis and Testing of a Magnetic Bearing Energy Storage Flywheel with Gain-Scheduled, MIMO Control," *Proc. of ASME Turboexpo2000*, Munich Germany,.
- (12) Yamamoto, T. and Ishida, Y., 2001, "Linear and Nonlinear Rotordynamics: A Modern Treatment with Applications," John Wiley & Sons, New York, pp. 224~243.
- (13) Maslen, 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.
- (14) Chen, C., Paden, B., Antaki, J., Ludlow, J., Paden, D., Crowson, R. and Bearson, G., 2002, "A Magnetic Suspension Theory and Its Application to the HeartQuest Ventricular Assist Device," *Artif. Organs*, Vol. 26, pp. 947~951.
- (15) Ahrens, M., Kucera, L. and Larssonneur, R., 1996, "Performance of a Magnetically Suspended Flywheel Energy Storage Device," *IEEE Trans. Contr. Syst. Tech.*, Vol. 4, pp. 494~502.
- (16) xPC toolbox and MATLAB, The Mathworks Corporation, Cambridge, USA.
- (17) Nelson, H. D. and McVaugh, J. M., 1976, "The Dynamics of Rotor-Bearing Systems Using Finite Elements," *ASME Journal of Eng. For Ind.*, Vol. 98, pp. 593~600.
- (18) Park, C. H., Choi, S. K., Lee, J. P. and Han, Y. H., 2007, "On the Dynamic Behavior of a 5kWh FESS Mounted on AMBs," *The 11th International Conference on Mechatronics Technology*, pp. 416~420.
- (19) 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.