

자기베어링 시스템의 제어를 위한 Notch filter 설계

Notch Filter design for Magnetic Bearing system controller

*유승열¹, 이육륜², 배용채², 노명규³

*S. Y. Yoo¹, W. R. Lee², Y. C. Bae², M. D. Noh(mnoh@cnu.ac.kr)³

¹충남대학교 BK21 메카트로닉스사업단, ²전력연구원, ³충남대학교 메카트로닉스공학과

Key words : Notch filter design, Magnetic bearing system

1. 서론

자기베어링(Magnetic bearing) 시스템은 기존의 저널 베어링, 볼 베어링 등의 단점들을 보완하기 위한 대체수단을 지난 30 여년 동안 많은 연구가 진행되었다. 자기베어링 시스템은 비접촉을 지향하기 때문에 소음과 윤활 등의 문제가 발생하지 않는 친환경적인 장치이고, 마찰이 없기 때문에 고속의 회전을 가능하게 해준다[1]. 이러한 자기베어링 시스템은 공작기계분야, 터보기계분야, 항공우주산업 등 여러 분야에 적용이 가능하다. 자기베어링 시스템은 기본적으로 회전축 계를 부상시켜 지지하는데 회전체의 동역학적 특성에 따라서 시스템의 특성이 변하기 때문에, 적당한 제어기 설계가 필요하다. 본 논문에서는 자기베어링 시스템 중 하나인 플라이휠 시스템을 이용하여 회전체를 포함한 시스템의 동역학적 모델을 유도하고 시스템의 제어 안정성을 확보하기 위한 Notch filter 설계에 대하여 기술하였다. 설계된 Notch filter 는 비례-미분 제어기(Proportional-Derivative controller)와 함께 적용되었으며, 검증된 시스템 모델을 이용한 시뮬레이션을 통해 성능을 검증하였다.

2. 시스템

Fig.1 은 플라이휠 에너지 저장장치의 개략도이다. 회전체의 중앙에는 섬유강화 복합재료로 만들어진 플라이휠이 장착되어 있다. 회전체의 반경방향 움직임은 상부와 하부에 위치한 능동형 자기베어링에 의해 지지되며 회전체의 반경방향 위치는 두 쌍의 센서에 의해 측정된다. 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

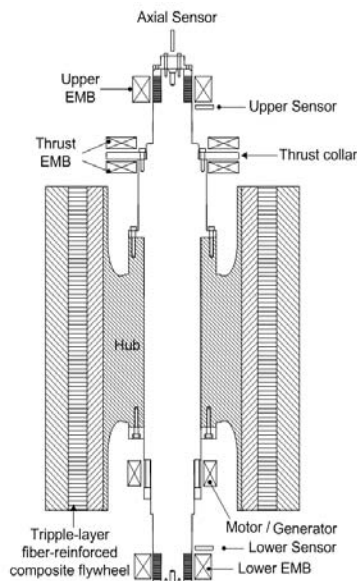


Fig. 1. A schematic view of two types of flywheel energy storage systems

용량을 가지도록 설계되었고 플라이휠을 포함하는 회전체의 질량은 400kg, 극관성 질량모멘트와 횡관성 질량모멘트는 각각 13.6 kg-m² 과 27.2 kg-m² 이며, 각 베어링의 부하용량은 약 1300N 으로 설계되었다.

3. 동역학적 모델

본 논문에서는 다른 회전체 모델로서 유한요소법[2]을 이용한 유연체 회전체의 모델을 구하였다. 회전체를 각각 균일한 기하학적 형상과 재료 물성치를 가지는 여러 개의 요소로 나누고, 하나의 요소에 대해 Rayleigh 의 빔 이론 혹은 Timoshenko 의 빔 이론을 적용하여 요소의 좌우 끝 단의 변위 벡터에 대한 동역학식을 구하여 요소간에 경계조건을 적용하면 다음과 같은 회전체 전체의 운동방정식을 구할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{M} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{w}}_x \\ \ddot{\mathbf{w}}_y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \Omega \mathbf{G} \\ -\Omega \mathbf{G} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{w}}_x \\ \dot{\mathbf{w}}_y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{K} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{K} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{w}_x \\ \mathbf{w}_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{F}_x \\ \mathbf{F}_y \end{bmatrix} \quad (1)$$

식 (1)에서 전역 질량(M), 자이로스코프(G), 강성(K) 행렬은 각 요소 행렬들의 합으로 이루어진다. $\mathbf{w}_x, \mathbf{w}_y$ 는 각 요소의 반경방향 절점변위, Ω 는 회전속도를 나타낸다. 자이로스코프효과 때문에 회전체의 동역학적 특성은 회전속도에 종속적으로 변하게 되며, 회전체에 작용하는 베어링 힘이나 외란 등은 $\mathbf{F}_x, \mathbf{F}_y$ 를 통해 반영되었다.

일반적으로 유한요소법을 이용한 유연체 모델링은 크기가 매우 크기 때문에 제어기 설계에 있어서 단점으로 작용한다. 더욱이 모델이 포함하고 있는 고차의 모드들은 회전체의 동역학적 특성에는 영향을 미치지 않기 때문에 관심 있는 주파수 영역에서의 특성만을 포함하도록 modal truncation[3]을 이용하여 모델을 축소할 수 있으며 다음과 같이 유도된다.

$$\begin{bmatrix} \ddot{\xi}_m \\ \ddot{\psi}_m \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \Omega \Phi_m^t \mathbf{G} \Phi_m \\ -\Omega \Phi_m^t \mathbf{G} \Phi_m & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\xi}_m \\ \dot{\psi}_m \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \Lambda^2 & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \Lambda^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \xi_m \\ \psi_m \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Phi_m^t \mathbf{F}_x \\ \Phi_m^t \mathbf{F}_y \end{bmatrix} \quad (2)$$

능동형 자기베어링 제어를 위해 회전체가 미소변위를 가진다고 가정하면 바이어스 선형화 방법[4]을 이용하여 자기베어링의 선형 모델을 얻을 수 있다.

식 (1)의 변수들을 이용하면 입력 전류 \mathbf{u} 로부터 발생하는 힘 \mathbf{F} 사이의 관계를 나타내는 자기베어링의 선형 모델은 아래와 같이 표현할 수 있다.

$$\mathbf{F} = -\mathbf{K}_x \mathbf{W} + \mathbf{K}_a \mathbf{u} \quad (3)$$

베어링 강성행렬 \mathbf{K}_x 와 구동기(자기베어링) 게인 행렬 \mathbf{K}_a 이다.

4. 제어기 설계

4.1 비례미분 제어기

자기베어링은 개루프 불안정성을 가지기 때문에 안정적인 부상을 위해서 페루프 변환제어가 필요하다. 일반적으

로 비례미분제어기(Proportional-Derivative controller)가 사용되며 다음과 같이 표현된다.

$$H_{PD}(s) = K_p + K_d s \quad (4)$$

이러한 PD 제어기는 고주파영역에서 무한대의 게인(실현불가능)을 가지기 때문에 이를 보완하기 위해 고주파영역에서 제어기의 대역폭(bandwidth)을 적용시키면 다음과 같이 유도된다.

$$H_{PD}(s) = K_p + \frac{K_d s}{\tau_d s + 1} \quad (5)$$

여기서 τ_d 는 제어기 대역폭이다.

4.2 Notch filter 설계

일반적으로 필터는 특정 주파수에서 시스템의 기계적 응답이 단위 이득 보다 큰 경우, 그 효과를 줄이기 위해서 제어 시스템에 적용된다. 특정 주파수에서의 기계적 응답을 줄이는 방법 중 하나로 Notch filter가 있으며, 설계 방법에는 standard notch, Chebyshev filter, elliptical filter 등 여러가지가 있다. 본 논문에서는 일반적인 2차 notch filter 식을 이용하였으며 아래와 같이 정의된다[5].

$$G_{notch} = \frac{\frac{\alpha^2}{4\pi^2 f^2} s^2 + \frac{2\alpha\xi}{2\pi f} s + 1}{\frac{1}{4\pi^2 f^2} s^2 + \frac{2 \times 0.05}{2\pi f} s + 1} \quad (6)$$

이 때, f 는 notch 주파수, α notch의 폭, ξ notch의 깊이를 의미한다.

5. 시뮬레이션

3장에서 유도한 회전체의 축소 유연체 모델과 능동형 자기베어링 모델, 4장에서 유도한 PD 제어기 모델을 이용하면 자기베어링에 지지되는 회전체 시스템 모델을 유도할 수 있으며 이를 회전체의 FRF(Frequency Response Function)을 구하여 회전체 시스템 모델을 검증하였다(Fig.2). 유도된 시스템 모델을 이용하여 시스템의 극점과 영점을 복소평면에 그려보면, Fig.3과 같다. Fig.3에서 알 수 있듯이 회전체의 유연모드의 극점이 복소평면의 우평면에 존재하여 시스템을 불안정하게 만들고 있다. 이러한 불안정 극점들은 PD 제어기를 통한 제어가 어렵기 때문에 앞장에서 유도한 Notch filter를 이용하여 시스템을 안정화 하였다. 유연모드의 주파수는 455Hz와 600Hz이므로, 두 주파수를 Notch 주파수로 가지는 두 개의 Notch filter를 설계하여 PD 제어기에 적용하였다. Fig.4는 Notch filter를 적용하였을 때 시스템의 극점과 영점을 나타낸다. Fig.4에서 알 수 있듯이 Notch filter의 적용으로 인해 새로운 극점이 추가되었지만, 시스템의 유연모드 극점이 복소평면의 좌평면으로 이동하여 시스템의 안정성을 확보하였음을 알 수 있다.

6. 결론

본 논문에서는 플라이휠 시스템을 이용하여 축소 유연체 회전체 모델을 유도하고 실험을 통하여 유도한 시스템 모델을 검증하였다. PD 제어기와 Notch filter를 설계하여 시스템의 안정성을 확보하였고, 이를 시뮬레이션을 통하여 확인하였다.

참고문헌

1. Schweitzer, G. "Active Magnetic Bearings - Chances and Limitations," Proc. 6th Int. IFToMM Conf. on Rotor Dynamics, 2002.
2. H. D. Nelson and J. M. McVaugh, "The dynamics of rotor-bearing systems using finite elements," ASME Journal of Eng. For Ind., Vol. 98, pp.593-600.

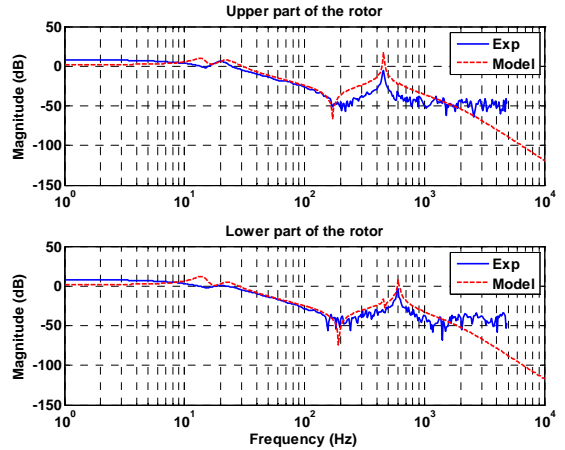


Fig. 2 Model identification results

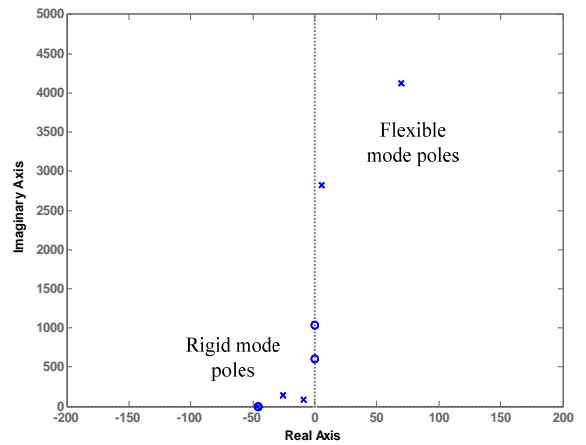


Fig. 3 Pole-zero map of the system derived using reduced-order flexible rotor model

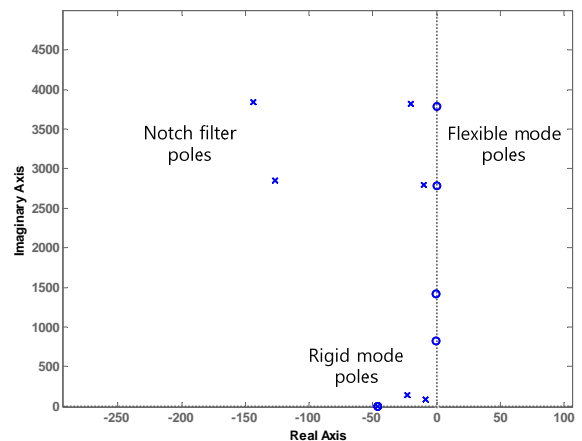


Fig. 4 Pole-zero map of the system added notch filter with reduced-order flexible rotor model

3. D. Childs, "Turbomachinery Rotordynamics," New York : John Wiley & Sons, 1993.
4. E. Maslen and D. Meeker, "Fault tolerance of magnetic bearings by generalized bias current linearization," IEEE Trans. Magnetics, Vol.31, pp.2304-2314, 1995.
5. G. Schweitzer, E. Maslen, and et al., "Magnetic Bearings," Springer, New York, 2009.