

비접촉 베어링 지지 모터-발전기 시스템의 제어

김중문*, 강도현*, 박민국**
 한국전기연구원 Mechatronics그룹*, 계측제어그룹**

Control of Non-Contact Bearing-Based Motor-Generator System

Jong-Moon, Kim*, Do-Hyun, Kang*, and Min-Kook, Park**
 Mechatronics Group*, I&C Group**, Korea Electrotechnology Research Institute

Abstract - In this paper, a controller for a non-contact bearing-based motor-generator system is designed. The levitation control method is a digital PID control. The plant dynamics consisting of actuator and rigid rotor dynamics are described. And some experiments are conducted with each global control and local control concept. From the whirl test, the Motor-Generator System can be controlled within about $\pm 10\mu\text{m}$ gap variation at the rotational speed of 6000rpm and generate electric power of AC100V.

1. 서 론

최근 들어 회전기계의 작동 효율을 향상시키며, 다양한 작동 환경에 적응력을 갖춘 베어링 요소에 대한 필요성이 증대됨에 따라, 1980년대 이후로 자기 베어링에 대한 관심이 높아지기 시작하였다. 자기 베어링은 베어링 내에서 회전축 중심의 위치 변화에 따라 자기 베어링에서 가하는 견인 자기력을 능동적으로 변화시켜 회전축의 위치를 항상 베어링의 중심에 위치시키는 능동 제어형 회전축 지지 요소이다.[1]

자기 베어링의 대표적인 응용분야로는 밀링 스펀들, 터보 분자펌프, 터빈, 플라이 휠, 원심분리기, 베어링레스 모터 등이 있으며 고정밀 또는 고속의 액추에이터 및 대용량 회전기 시스템에도 적용할 수 있다. 최근에는 자기 베어링에 적용되는 자기부상 기술을 이용하여 클린룸에서 동작되는 반도체 장비에도 적용이 많이 되고 있어서 앞으로는 상용화 전망이 상당히 밝다고 볼 수 있다.

이 논문에서는 능동형 자기베어링에 의해 지지되는 빌트인 모터-발전기 시스템을 설계, 제작한 후 디지털 PID 제어 알고리즘을 구현하여 회전축을 지지하는 새로운 형태의 M-G 시스템을 제시한다. 제시된 자기베어링 시스템은 회전축을 지지하는 레이디얼 베어링, 스톱스트 베어링, 모터/발전기, 회전축, 센서, 전력변환 장치 및 피드백 제어기 등으로 이루어져 있다. 레이디얼 베어링은 모터와 발전기 쪽에 각각 2개가 있어서 전체 4개로 이루어져 있으며, 고정자와 회전축 사이의 공극은 0.5mm 이다. 그리고 스톱스트 베어링은 1개이고, 공극은 0.6mm 이다. 구동 모터로는 1.5kW 의 유도전동기를 채택하였고, 발전기의 형태는 브러쉬레스 형이다. 제작된 전체 시스템에 대한 특성실험으로서, 초기 부상실험, 임펄스 응답 및 회전 응답을 통하여 시스템의 제어성능을 확인하였다. 모터 단독 운전의 경우, 약 6000rpm 에서 $\pm 10\mu\text{m}$ 이내의 성능을 유지하며, 발전기를 연결하면 3600rpm 의 정격속도에서 60Hz , 100V , 0.8A 의 발전이 가능하였다.

이 논문의 내용은 다음과 같다. 먼저 전자석으로 이루어진 자기베어링 시스템의 수학적 모델링을 해서 얻은 5축 자유도 비선형 방정식을 구한 후, 이 방정식을 동작점에서 선형화 과정을 거쳐 선형 상태 방정식 및 전달함수를 구하여 시스템의 특성에 대해 분석을 하였다. 그리

고 플랜트에 대한 PID 형 피드백 제어를 설계한 후, 이를 시스템에 적용한 실험결과에 대해 언급을 하였고, 마지막으로 결론을 맺었다.

2. 본 론

2.1 시스템 모델링

이 절에서는 자기 베어링의 모델을 구한다. 그림 1은 레이디얼 베어링에 대한 그림으로서, 부상력 $f(t)$ 와 전류 $i(t)$ 및 공극 $g(t)$ 사이의 관계는 식 (1)과 같다.

$$f(t) = k_1 \left(\frac{i(t)}{g(t)} \right)^2 \quad (1)$$

여기서, k_1 는 $\cos(22.5)\mu_0 N^2 A/4$ 이고, μ_0 는 공기 중의 투자율($4\pi \times 10^{-7} \text{H/m}$), N 는 코일 권전수, A 는 자극 단면적(m^2)이 된다.

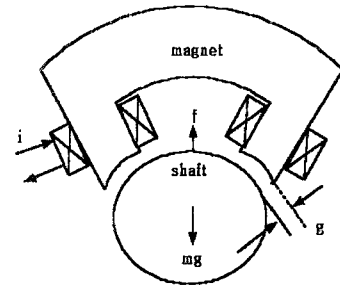


그림 1 레이디얼 베어링과 회전축

베어링 마그네트의 전기회로에 대한 관계식은 식 (2)의 전압 방정식에 의해 결정된다.

$$v(t) = Ri(t) + \frac{d}{dt}(L(g, i)i(t)) \quad (2)$$

여기서, $v(t)$, $i(t)$ 는 각각 입력전압과 전류이고, R , L 은 각각 저항 및 인덕턴스이다.

식 (2)에 대한 선형화 과정을 거치면 전압과 전류의 관계는 $1/(Ls+R)$ 으로 된다. 일반적인 자기 베어링 시스템에 대한 모델링에서 마그네트의 시상수가 기계적인 시상수보다 현저하게 작은 경우, 마그네트 회로의 전달함수는 생략할 수 있어서 시스템 차수가 2로 줄지만, 이것이 불가능한 경우는 3차로 놓고 제어기를 설계해야 한다.

2.2 제어기 설계

이 논문에서는 피드백 제어기 설계 때 제어 대상을 레이디얼 베어링의 1축으로 이루어진 단일 입력력 자기 베어링에 제한하기로 한다. 따라서 부상 시뮬레이션 모델로서, 피드백 제어기 $G_c(s)$ 와 1축 시스템으로 이루어

진 그림 2와 같은 모델을 다루기로 한다. 1자유도 모델에 대한 PID 제어기 구조는 다음과 같다.

$$G_c(s) = K_p + \frac{K_i}{t_i s + 1} + \frac{K_d s}{t_d s + 1} \quad (3)$$

여기서 K_p, K_i, K_d 는 각각 비례이득, 적분이득 및 미분이득, t_i 와 t_d 는 각각 적분상수 및 미분상수이고, 표 1은 마그네트의 파라미터 값이다.

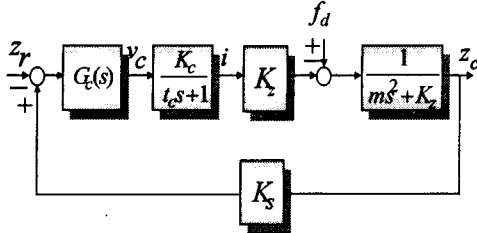


그림 2 자기베어링의 PID 페루프 제어

표 1 마그네트 파라미터

파라미터	값
저항 $R(\Omega)$	6.0
인덕턴스 $L(H)$	0.25
무게 $m(kg)$	6.3
전류계수 $k_i(N/A)$	40.5
위치계수 $k_z(N/m)$	16210

2.3 시스템 설계 및 제작[2]

이 논문에서는 비접촉식 5축 능동형 자기베어링을 개발하여 이를 기존의 모터-발전기(M-G) 시스템에 적용한다.

그림 3은 자기베어링 지지 모터-발전기 시스템으로서 밀링베드 위에 네 개의 레이디얼 베어링, 한 개의 스러스트 베어링 그리고 레이디얼 베어링 사이에 모터와 발전기가 각각 위치하고 있다.

회전자는 와전류를 최대한으로 줄이기 위해 규소함유량이 약 2%, 두께 0.35mm의 얇은 무방향성 규소강판(SE14C)을 사용하였고, 방전가공을 하여 제작하였다. 베어링 공극은 0.5mm, 마그네트의 단면적은 800mm²이고, 권선수는 600이며, 마그네트 자극 배치는 NNSSNNSS로 하였다.

스러스트 베어링은 축이 회전할 때, 축 방향 운동을 제어하는 역할을 한다. 스러스트 베어링의 고정자와 회전자 모두 통체로 제작하였고, 그 재질은 SM20C이고, 베어링 한 쪽의 권선수는 250, 공극은 0.6mm로 하였다.

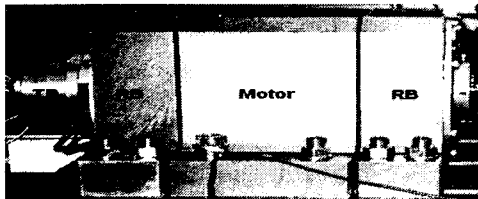


그림 3 자기 베어링 지지 M-G 시스템 전체 사진

한편 회전축의 재료는 기계구조용 탄소강재인 SM20C로 하였다. 레이디얼 베어링의 회전자와 유도전동기의 회전자는 축에 압입하였고, 스러스트 베어링의 디스크는

원 너트에 의해 고정시켰다. 그리고 각 회전자를 축에 압입한 후 연마를 하여 ±5μm 이내의 정밀도를 유지하였고, 마지막으로 밸런싱 머신으로 0.01g 이내로 unbalance 양을 줄였다.

구동모터는 1.5kW, 2극, 3상 능형 유도전동기를 사용하였다. 이 상용모터의 회전자는 회전자 직경이 길이보다 상대적으로 길어 고속용에는 적합하지 않으므로 고속용 자기베어링을 설계할 때에는 빌트인 형태로, 회전자 길이가 직경보다 길게 설계하여야 고속회전에 유리하다고 할 수 있다. 또한 인버터를 V/F 일정제어하면 모터 속도를 증가시키기 위해 인버터 출력주파수를 증가시키면 일정토크를 유지하기위해 출력전압도 주파수에 비례하여 증가하므로 고정자의 절연문제가 중요하게 된다.

발전기는 2극 단상 브러쉬리스 형태를 사용하였는데, 축이 회전하면 회전자의 영구자석에 의해 계자권선을 여자할 수 있는 자여자 방식 및 회전계자형이다. 회전자에는 두 개의 영구자석과 계자권선 그리고 저항 및 다이오드가 있으며 고정자에는 콘덴서 권선과 주권선이 감겨 있다. 이 주권선의 출력 단에 부하를 연결할 수 있다.

2.4 실험 결과

2.4.1 실험장치 설명

그림 4는 전체 시스템을 보여주는 그림으로서, M-G AMB 시스템, 센서 및 필터부, 디지털 제어기, 호스트 PC 및 PWM 초퍼로 이루어져 있다. 스러스트 베어링은 아날로그 PID로 제어하였고, 나머지 레이디얼 베어링은 디지털 PID로 제어하였다. 갭 센서 8개, 전류센서 16개의 신호는 스케일링 및 저역 통과 필터를 거쳐 DSP[3] 보드의 AD 변환기에 들어가게 된다. DSP 제어보드는 두 장을 사용하여 모터 및 발전기 쪽을 각각 제어하였으며 호스트 PC의 DSP 제어 프로그램은 에뮬레이터에 의해 DSP 보드에 다운로드 된다. 계산된 제어신호는 저역 통과 필터를 거쳐 5개의 보드로 이루어진 PWM 초퍼로 들어가며, 하나의 초퍼 보드는 4 개의 마그네트를 구동할 수 있다. 모터는 3상 인버터에 의해 구동되며, 발전기의 출력단자에 60W의 백열전구를 연결하였다.

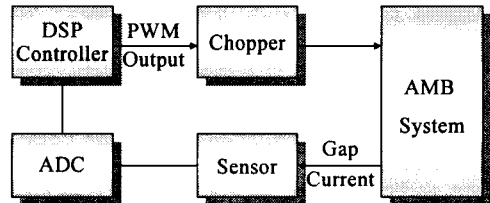


그림 4 전체 시스템 구성도

한편, 회전축에 대한 밸런싱 테스트에 의해 회전축의 두 베어링의 초기 unbalance 양이 각각 0.4g, 0.12g인 것을 모두 0.01g 이내로 줄였으며, unbalance에 의한 외란의 영향을 확인하기 위하여 밸런싱 테스트 전과 후의 회전 실험을 하였다.

가. 초기 부상실험

자기베어링 지지 모터-발전기 시스템의 초기 부상시의 안정도는 실제 고속으로 회전할 때의 안정도와는 다르다. 즉, 회전속도가 올라가면 자이로 효과에 의해 시스템의 파라미터가 변하게 되므로 원하는 제어특성을 얻기 위해서는 제어기 파라미터를 다시 변경해야 한다. 하지만, 초기 부상상태에서는 자이로 효과가 없기 때문에 수직방향과 수평방향의 운동은 서로 영향을 미치지 않게 된다.

그림 5는 초기 부상시의 레이디얼 베어링의 각 공극 $g_{M1}, g_{M2}, g_{M3}, g_{M4}$ 를 보여 준다. 초기에 축이 불베어링에 닿아 있을 때의 공극은 $0.8mm$ 이고, 최종 공극은 $0.5mm$ 가 된다. 이 때의 디지털 PID 제어기의 각 제어 파라미터는 각각 $K_p = 60, K_i = 55, K_d = 0.33, K_r = 2.0, K_a = 75$ 이다.

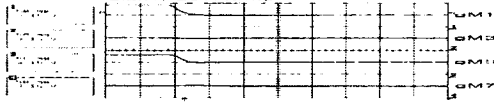


그림 5 초기부상실험: $g_{M1}, g_{M2}, g_{M3}, g_{M4}$

나. 임펄스 실험

임펄스 신호로서, DSP 보드의 DAC에서 $1.8msec$ 동안 $10V$ 를 내보내는 방법으로 구현하였다. 임펄스 해머를 사용할 수도 있으나 제작된 자기 베어링 시스템이 알루미늄 하우징으로 둘러싸여 있기 때문에 효과적인 실험을 할 수가 없어서 사용을 못하였다.

임펄스 실험에서는 한쪽 레이디얼 베어링에 임펄스를 가한 후에 이 충격이 반대쪽 베어링에 어떤 영향을 미치는가를 살펴보았으며 회전축 간의 간섭을 보상할 수 있는 피칭 제어를 하였다.

피칭 제어의 제어기 구조는 식 (4)과 같다.

$$v_p(t) = K_p(g_i(t) - G_o) + K_i \int_0^t (g_i(t) - G_o) dt + K_d \dot{g}_i(t) - K_c \dot{i}(t) + K_{pr}(-G_o + g_p(t)) + v_r \quad (4)$$

여기서 g_p 는 광역 공극이고, K_{pr} 는 피칭 제어에 대한 이득으로서, 이 값은 여러 번의 실험에 의해 구하였고, $0.2K_p$ 로 정하였다.

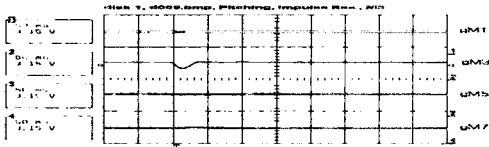


그림 6 임펄스 응답

그림 6은 임펄스 응답으로서, g_{M3} 이 변하더라도 g_{M1} 에는 큰 영향을 주지 않는다. 이는 공극 g_{M3} 가 작아지더라도 공극 g_{M1} 가 감소하는 것을 방지하기 위해 마그네트 M_3 의 전압을 감소시키기 때문에 공극 g_{M1} 는 거의 변화가 없다. 이 특성은 모터가 고속 회전할 때, 두 베어링 간의 간섭을 보상하는 장점이 있어서 축 특성이 좋게 된다.

다. 회전실험

그림 7은 모터를 $6000rpm(100Hz)$ 까지 구동할 때의 레이디얼 베어링의 공극 g_{M1} 과 g_{M3} 의 궤적으로서, $1200rpm(20Hz)$ 부근까지는 크기가 증가하다가 $1800rpm(30Hz)$ 근방에서 수평 축의 공진이 일어나서 궤적의 크기가 $\pm 40\mu m$ 까지 증가하였으나, 수직방향의 크기는 $\pm 20\mu m$ 이내로 유지되었다. $2400rpm(40Hz)$ 이후에는 위상이 바뀌어 수직방향의 궤적크기는 증가하나 오히려 수평방향의 크기는 감소하게 된다. 그 이후로는 수평방향과 수직방향 모두 공진을 지났기 때문에 궤적의 크기는 $\pm 15\mu m$ 이내에서 제어가 된다. 회전축에는 여러 가지 모드의 공진이 있으므로, 굽힘 모드(bending mode) 이전까지는 궤적의 크기가 일정하게 나타난다.

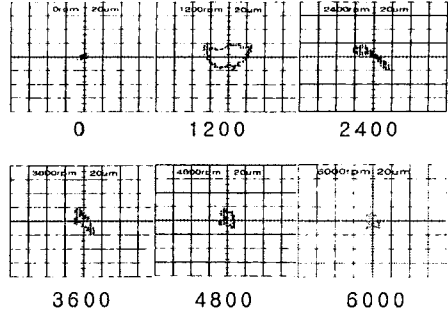


그림 7 회전 특성(0~6000rpm): g_{M1} vs. g_{M3}

그림 8은 축 회전 주파수가 변할 때, 유기된 발전기의 출력전압의 크기를 보여 준다. 저속에서는 유기전압이 작으나, 정격속도인 $3600rpm$ 부근까지 증가하면, 기하급수적으로 증가함을 알 수 있다. 그림 9는 회전 주파수 대 발전기 전류의 관계로서, 역시 정격속도 부근에서 급격히 증가함을 알 수 있다.

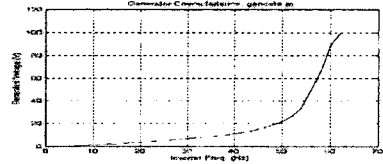


그림 8 회전 주파수 대 발전기 전압

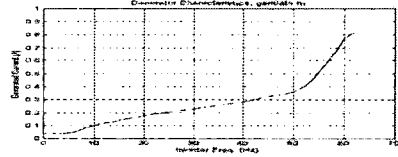


그림 9 회전 주파수 대 발전기 전류

3. 결론

이 논문에서는 비접촉식 베어링지지 모터-발전기 시스템의 제어에 대해 실험 결과를 보였다. 제작된 자기베어링 시스템에 대한 초기 부상, 임펄스 응답 및 회전 특성과 같은 제어 실험을 통하여 $6000rpm$ 에서 $\pm 10\mu m$ 이내로 제어가 된다는 것을 확인하였고, 동적 제어특성을 개선시키기 위해 피칭 제어를 도입하였다. 자기베어링 시스템을 수만 rpm 이상에서 적용하려면 앞의 피칭 제어뿐만 아니라 더욱 더 뛰어난 제어 알고리즘을 개발하는 것이 무엇보다 핵심이라 할 수 있다. 그리고 부상제어기 외에 센서, 스위칭 앰프 및 마그네트 설계 등 요소기술도 중요하지 않은 것이 없기 때문에 종합적인 연구가 필요하다.

[참고 문헌]

- [1] Schweitzer, G., et al, *Active Magnetic Bearing*, ETH, Zurich, 1994.
- [2] Matsumura, F., et al, "System Modeling and Control Design of a Horizontal-Shaft Magnetic Bearing System", *IEEE Trans. on Magnetics*, Vol.22, No.3, pp197-205, May, 1986.
- [3] *TMS320C31 User's Guide*, Texas Instruments, 1994.