

고진공 터보 분자 펌프용 자기베어링 시스템의 후방향 원추모드(Precession) 제어기 설계

배완성*, 노승국+, 박종권++, 홍준희++

Design of a Precession Controller of a Magnetic Bearing System for a High Vacuum TMP

W. S. Pae*, S. K. Ro+, J. K. Park+, J. H. Hong++

Abstract

The active magnetic bearing system for a TMP consists of four couples of magnets, five gap sensors with its amplifiers and a digital PID controller. For stabilizing and providing damping, digital PID controller is applied for each 5 control axes and the inter-axis cross feedback controller is also applied to suppress low frequency vibration caused by gyroscopic moment of the rotor. Therefore in this paper, a digital controller of magnetic bearing for a TMP is design and examined.

Key Words : Turbomolecular pump(터보분자펌프), cross feedback(교차궤환 제어)

1. 서론

최근에 고진공을 요구하는 산업계의 요구는 계속 증대되고 있다. 특히 반도체산업, LCD, PDP 공정과 SEM, Ion Beam, E-Beam 응용 분야 등 주요 국가산업과 21세기형 첨단 산업분야에서 고진공 환경은 핵심 기본기술로 자리 잡고 있다. $10^{-4} \sim 10^{-8}$ Torr의 고진공 환경을 제공하는 터보 분자 펌프(TMP)는 고속 회전하는 다층의 회전 블레이드에 의해 기체 분자운동을 조절함으로써 효과적으로 기체 분자를 배기하며, 다른 물질의 확산 등을 이용하지 않기

때문에 매우 청결한 진공상태를 만들 수 있는 진공 펌프다. 이러한 터보 분자 펌프의 고진공을 실현하기 위한 가장 효과적인 방법은 회전 블레이드의 선속도를 높이는 것으로, 이는 회전 속도를 높임으로써 얻을 수 있다. 최근의 고진공 터보 분자 펌프는 대부분 25,000~35,000rpm의 고속 회전을 요구한다. 이러한 고속화에 있어서 베어링의 선정이 매우 중요하게 되는데, 고속 회전에서의 접촉식 베어링의 사용 한계와 윤활의 어려움으로 비접촉식 방식인 자기베어링 시스템을 많이 적용하고 있다.

* 충남대학교 기계공학과 (morphias@enu.ac.kr)
주소: 305-764 대전광역시 유성구 궁동 220
+ 한국기계연구원(KIMM)
++ 충남대학교 기계공학과 교수

자기 베어링 시스템의 설계에서는 고속 회전 시 시스템의 안전성을 유지하는 제어 시스템의 설계가 중요하다. 특히 터보분자펌프는 일반적인 축 시스템에 비하여 회전하는 로터의 극관성 모멘트가 크고, 높은 회전속도로 인한 자이로스코픽 효과(Gyroscopic effect)를 무시할 수 없으므로 제어 시스템의 설계가 중요하다. 본 연구에서는 고진공 터보분자펌프 자기베어링 시스템의 제어를 위하여 DSP를 이용한 디지털PID 제어를 적용하였고, 고속 회전 시 자이로스코픽 효과에 의해 발생하는 후 방향 원추 모드(precession)의 제어를 위해 교차 결합(inter-axis cross coupling feedback)제어를 추가 설계하였다. 이 디지털 제어기는 시뮬레이션과 회전 실험을 통하여 성능을 평가하였고, 고속 회전시 시스템에 충분한 감쇠 효과를 제공하여 안정성을 유지함을 확인할 수 있었다.

2. 제어시스템 설계

2.1 자기 베어링 시스템 모델링

로터를 포함한 TMP 회전체 모델을 강체라 가정하고, 강체 회전체에 대한 축 방향 운동을 독립적이라 할 때, 반경방향 자기베어링의 선형화된 모델을 포함하는 운동방정식은 식(1)과 같이 각 베어링부에 대한 4자유도 시스템으로 나타낼 수 있다. 여기서 $[M]$, $[G]$ 는 질량과 자이로스코픽 행렬, $[K_x]$ 는 변위강성 행렬로서 불안정한 강성을 갖으며 $[K_i]$ 는 전류강성 행렬을 의미한다. 벡터 r 과 i 는 각각 변위와 입력전류이다. 아래의 행렬식에서 질량 행렬 $[M]$, r 과 자이로스코픽 행렬 $[G]$, r 은 대각 행렬이 아닌 것을 확인할 수 있다. 이는 자기 베어링 시스템을 비선형 제어를 해야 한다는 의미이지만, 질량 행렬 향에서 $m_{b_1, b_2} \approx J_t$ 로 설계하고, J_p 를 작게 설계하는 등의 비선형성을 줄여 설계한다면, 연성항은 거의 무시되어 각각 독립적인 제어가 가능해진다. 또한 $[K]_x$ 항에서 병진운동과 회전운동 간섭 정도를 나타내는 파라미터인 K_{xi} ; $(I_a K_a - I_b K_b) = 0$ 을 만족하므로 병진 운동(실린드릭 모드)와 회전 운동(코니컬 모드)은 분리된다.

$$[M]_r \ddot{r} + [G]_r \dot{r} - [K_x]_r r = [K_i]_r i \quad (1)$$

$$i = [i_{xa} \ i_{ya} \ i_{xb} \ i_{yb}]^T$$

$$r = [x_a \ x_b \ y_a \ y_b]^T$$

$$[M]_r = \frac{1}{(I_a + I_b)^2} \begin{bmatrix} m_b^2 + J_t & m_b^2 - J_t & 0 & 0 \\ m_b^2 - J_t & m_b^2 + J_t & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_b^2 + J_t & m_b^2 - J_t \\ 0 & 0 & m_b^2 - J_t & m_b^2 + J_t \end{bmatrix}$$

$$[G]_r = \frac{1}{(I_a + I_b)^2} \begin{bmatrix} 0 & 0 & J_p \Omega & -J_p \Omega \\ 0 & 0 & -J_p \Omega & J_p \Omega \\ -J_p \Omega & J_p \Omega & 0 & 0 \\ J_p \Omega & -J_p \Omega & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$[K_x]_r = \begin{bmatrix} -K_{xa} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -K_{xb} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -K_{ya} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -K_{yb} \end{bmatrix}$$

$$[K_i]_r = \begin{bmatrix} K_{ixa} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & K_{ixb} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K_{iya} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & K_{iyb} \end{bmatrix}$$

2.2 자이로 효과

병진 운동과 회전운동이 간섭이 없는 경우($K_{xi} = 0$), TMP 회전체 모델을 2개의 회전운동 θ_x , θ_y 에 관한 식으로 나타내면 식(2)와 같다.

$$J_t \ddot{\theta}_y - J_p \Omega \dot{\theta}_x - K_y \theta_y = K_{iy} i \quad (2)$$

$$J_t \ddot{\theta}_x + J_p \Omega \dot{\theta}_y - K_x \theta_x = K_{ix} i$$

이 2개의 회전운동에 PD제어를 가하는 것을 고려하면 식(3)와 같다.

$$J_t \ddot{\theta}_y + (K_{D\theta y} \dot{\theta}_y - J_p \Omega \dot{\theta}_x) + (K_{\theta y} - K_{\theta y}) \theta_y = 0$$

$$J_t \ddot{\theta}_x + (K_{D\theta x} \dot{\theta}_x + J_p \Omega \dot{\theta}_y) + (K_{\theta x} - K_{\theta x}) \theta_x = 0 \quad (3)$$

Laplace 변환에 의해 행렬식으로 나타내면 식(4)와 같다.

$$\begin{bmatrix} J_x s^2 + K_{D\theta_x} s + (K_{p\theta_x} - K_{m\theta_x}) & J_p \Omega s \\ -J_p \Omega s & J_y s^2 + K_{D\theta_y} s + (K_{p\theta_y} - K_{m\theta_y}) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_x \\ \theta_y \end{bmatrix} = 0 \quad (4)$$

이때 고유 방정식 식(5)과 같다.

$$[J_x s^2 + K_{D\theta} s + (K_{p\theta} - K_{m\theta})]^2 + (J_p \Omega s)^2 = 0 \quad (5)$$

이 4차 방정식은 다음 2쌍의 2차방정식(6)과 등가가 된다.

$$J_x s^2 + (K_{D\theta} \pm j J_p \Omega) s + (K_{p\theta} - K_{m\theta}) = 0 \quad (6)$$

윗 식에서 로터의 각 회전수 Ω 에 따른 근 궤적은 회전수 $\Omega=0$ 일 때 일치하고 있던 고유치가 회전수의 상승과 함께 자이로 효과(Gyro Effect)에 의해 저주파 축과 고주파 축으로 분리해 가게 된다. 이중 저주파 축 즉, 후방향 모드 선회운동은 회전 방향과 반대이므로 회전 불균형에 의해 가진되진 않지만 높은 회전수 일수록 낮은 주파수를 가지면서 감쇠가 작아지므로 노이즈나 충격과 같은 가진에 민감하게 작용하여 고속 회전시 시스템을 불안정하게 한다. fig.1는 회전 속도 20,000rpm에서 자이로 효과에 의한 시스템의 불균형 응답을 나타낸다.

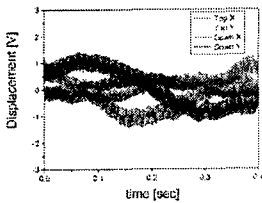


Fig. 1 Gyro effect due to rotational speed

2.3 교차 궤환 제어기 설계

TMP는 기체 분자에 운동을 가하기 위한 로터가 있어 극관성 모멘트가 크므로 앞에서 논의한 자이로 효과에 의한 후방향 선회 운동이 발생하게 되며, 이는 고속 회전시 주축계를 불안정하게 한다. 따라서 이러한 후방향 선회 운동을 제어하기 위하여 본 논문에서는 직접 궤환 디지털 PID제어기에 교차 궤환 루프를 추가시킴으로써 고속 회전시 시스템의 감쇠비를 증가 시켜 주축계의 안정성과 회

전특성을 향상 시킬 수 있었다. 교차 궤환 루프는 fig.2와 같이 위, 아래 센서에서의 x방향 신호와 y방향 신호를 각각 차감하여 각 운동 값을 만든 후, 제어 게인 K_{cr} 을 곱하여 교차 궤환 시킨다. 여기서 각운동 변위 신호에 저역 통과 필터를 사용한다.

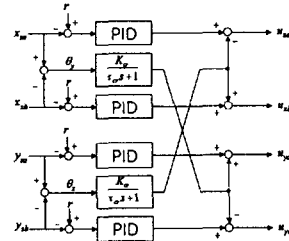


Fig. 2 Block diagram of cross feedback controller

각운동 변위를 $\theta = \theta_x + j\theta_y$ 와 같이 복소화 하여 나타내었을 때 각운동에 대한 운동 방정식은 작용하는 토크 T와 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$J_t \ddot{\theta} + (C_{\theta e} - j J_p \Omega) \dot{\theta} - K_{\theta e} \theta = T$$

제어력 토크T가 θ 를 저역통과 시킨 값p의 교차 궤환에 의해 다음과 같이 나타내어질 수 있다.

$$T = j K_C K_{cr} \dot{p}$$

$$\tau_{cr} \dot{p} + p = \theta$$

설계된 파라미터 값은 $\tau_{cr} = 1/2 \pi * 40$ 이고, $K_{cr} = 0.04$ 이다. fig.3은 설계된 교차 궤환이 적용된 디지털 PID제어기와 자기베어링 시스템의 모식도이다.

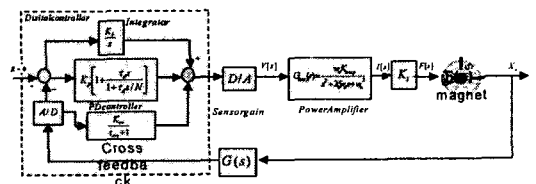
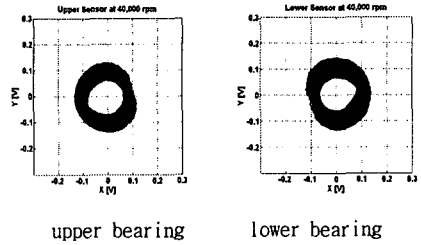


Fig. 3 Block diagram of controller with cross feedback

3. 실험 결과

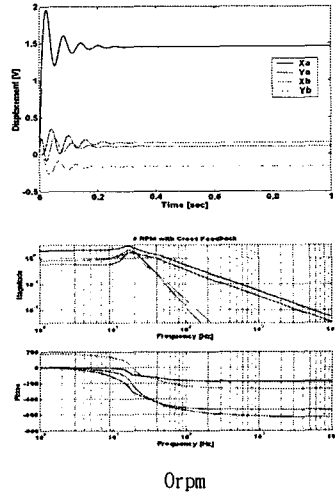
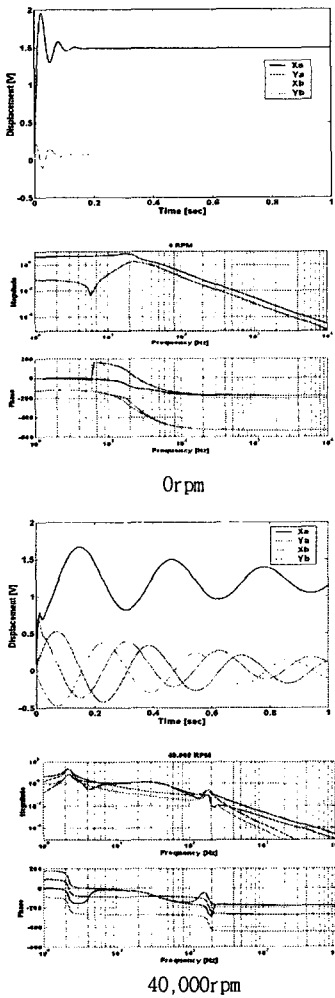
3.1 시뮬레이션 결과

설계된 제어 시스템을 가지고 정지 시와 40,000rpm 회전 시 하부 베어링의 x방향으로의 단위 계단 명령에 대한 응답과 40,000rpm회전 시 10 μm 의 질량 편심이 축 중심에 작용하는 경우의 회전 응답을 fig.4에 나타내고 있다. 이 때 교차 궤환 제어기는 적용하지 않았다.

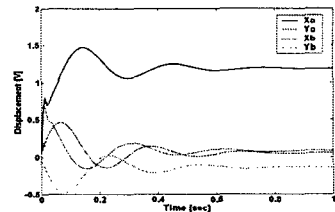


upper bearing lower bearing
Fig. 4 Response of rotational without cross feedback

우선 단위 계단응답을 보면 정지 시에 비해 40,000rpm에서는 자이로스코픽 효과에 의한 후 방향 선회운동이 나타나고 있으며, 감쇠비가 상당히 작으면서 주파수도 약 2.5Hz의 저주파임을 알 수 있다. 이는 주파수 응답 선도(bode plot)에서도 확인할 수 있다. 다음으로 회전 응답을 살펴보면 자이로스코픽 효과로 인해 회전 중심이 변하고 있음을 알 수 있다.



40,000rpm



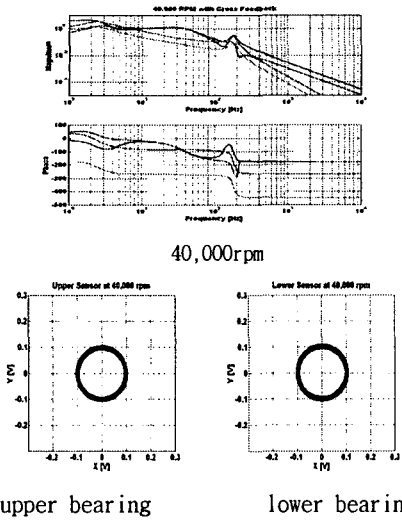


Fig. 5 Response of rotational with cross feedback

fig.5은 교차 제환 제어기를 적용한 경우의 단위 계단 응답과 회전응답을 나타낸다. 본 논문에서 설계한 교차 제환을 적용한 경우, 고속 회전(40,000rpm)에서 단위 계단 응답과 주파수 응답 모두 저주파 선회 모드의 감쇠비가 상당히 증가한 것을 알 수 있다. 회전 응답 역시 40,000rpm에서 회전체의 회전 중심이 변하지 않고 안정된 회전을 하고 있음을 알 수 있다.

3.2 회전 실험 결과

fig.6는 회전시의 응답의 주파수 스펙트럼을 나타낸다.

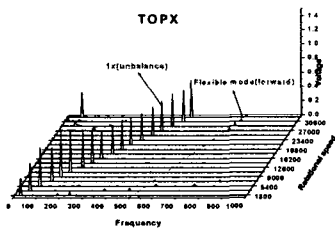


Fig. 6 Frequency spectrum of radial sensor

상부베어링(TOPX)의 경우 회전체의 질량 중심과 거의 일치하는 위치이므로 고속회전에서 특별한 주파수 성분이 나타나지 않고 있고, 하부베어링(DOWNX)의 경우 자이로 효과에 의한 후 방향 선회운동(precession)이 설계한 교차 제환 제어기에 의해 효과적으로 제어되고 있음을 알 수 있다. 하지만, 30,000rpm이상의 회전에서는 유연모드(570HZ)의 영향으로 하부 베어링에서 회전이 불안정해진다.

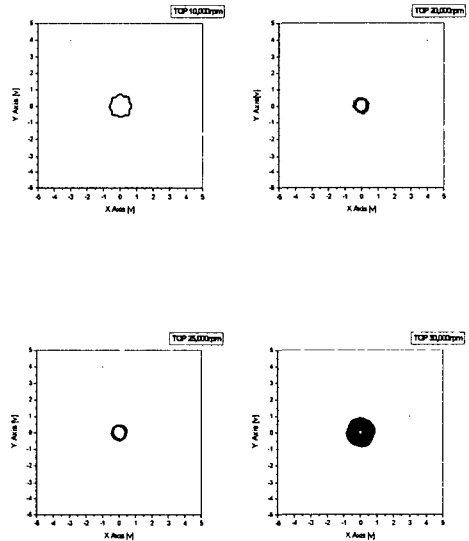


Fig. 7 Rotational reponse of top bearing

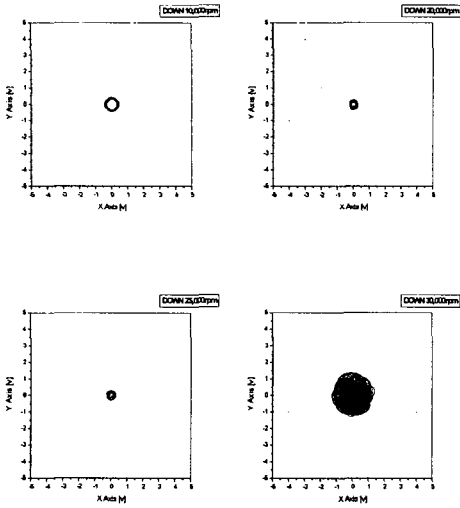


Fig. 8 Rotational reponse of down bearing

fig.7과 fig.8는 30,000rpm까지의 회전시 각각 상부와 하부 베어링 센서에서의 회전 응답을 나타낸다. 그림의 한 눈금은 $20\ \mu\text{m}$ 로 회전수가 증가할수록 응답이 안정되는 경향을 보이고 있고, 25,000rpm까지 상-하부 베어링 모두 $30\ \mu\text{m}$ 이내에서 안정된 제어가 이루어지고 있다. 하지만, 30,000rpm 이상에서는 유연모드(570Hz)의 영향으로 응답특성이 나빠지는 결과를 보인다.

4. 결론

본 논문에서는 고속 회전에 있어서 자기베어링으로 지지되는 터보분자펌프 시스템이 충분한 감쇠를 갖고 안정적으로 제어하기 위하여 교차 제환을 포함하는 직접 제환 디지털 PID제어기 설계를 수행하였다. 설계된 교차 제환 제어기는 $K_{cr} = 0.04$ 의 게인값과 40Hz의 저역통과필터 고유주파수를 갖도록 설계되었고, 고속 회전에서의 자이로스코픽 효과에 의한 저주파의 후 방향 원추 모드를 교차 제환을 통하여 25,000rpm까지는 효과적으로 제어하였다. 다만, 30,000rpm 이상의 회전에서는 유연모드(570Hz)에 의한 영향으로 제어가 잘 이루어지지 않음을 알 수 있었고, 이를 제어하기 위하여 위상 보상기(IIR filter)나 노치필터를 사용하여 회전의 안정성을 확보해야 한다.

참고문헌

- (1)W. S. Pae, S. K. Ro, J. K. Park, J. H. Hong, "Study on Design of a Magnetic Bearing System for a High Vacuum TMP", KSME, 1993.
- (2)Lee, A. and Chen, S., 1992, "Optimal Vibration Control for a Flexible Rotor with Gyroscopic Effects", JSME International Journal Series III, Vol.35 No.3, pp.446-455.
- (3)Chen, H. M. and darlow, M. S. "Magnetic Bearing with Rotoring Force Control," Transactions of the ASME, J. of Tribology, Vol. 110, Jan. pp. 100-105, 1998
- (4)Smith, R.D. and Weldon, W.F., "Nonlinear Control of a Rigid Rotor Magnetic Bearing System: Modeling and Simulation with Full State Feedback," IEEE Transactions on Magnetics, Vol. 31, No. 2 pp. 973-980, 1995
- (5)I. Satoh, J. Nagahiro, C. Murakami, A. Nakajima, "Vibration and Control in Outer Rotor Type Magnetic Bearings", 1stISMB, pp. 169-176, 1988.
- (6)Y.Kanemitsu, M. Ohsawa, K. Watanbe, "Active Control of a Flexcible Rotor By an Active Bearing", 1st ISMB, pp.367-380, 1988.