

베이스 가진을 받는 전자기 베어링계의 베이스 가속도 앞먹임 제어

Base Acceleration Feedforward Control for an Active Magnetic Bearing System Subject to Base Motion

강민식*
Kang, Min Sig

Key Words : Active magnetic bearing(능동자기베어링), Base motion(베이스 운동), Acceleration feedforward control(가속도 앞먹임 제어), Pole-placement control(극점배치제어)

ABSTRACT

This paper concerns on a non-rotating axis-active magnetic bearing (AMB) system subject to base motion. In such a system, it is desirable to retain the axis within the predetermined air-gap. Motivated from this, an optimal acceleration feedforward control is proposed to reduce the base motion response without deteriorating other feedback control performances. Experimental results demonstrate that the proposed feedforward control reduces the air-gap deviation to 29% that by feedback control alone.

기호설명

$A(q^{-1}), B_u(q^{-1}), B_a(q^{-1})$: 계의 다항식
$H(q^{-1}), G(q^{-1}), D(q^{-1})$: 제어기 다항식
f_c	: 전자기력
I_o, y_o	: 공칭전류, 공칭공극
J	: 보의 회전관성모멘트
K_i, K_y	: 전류, 변위 강성
L	: 보의 길이
x_a	: AMB 위치
y	: 공극변화
\ddot{z}	: 베이스 가속도

1. 서 론

산업계에서 능동자기베어링의 적용은 점차 증가하는

추세에 있다^[1]. 기존의 베어링은 기계적 접촉에 의존하는데 비해 능동자기 베어링은 자성체인 축을 전자기 코일 내에 일정한 공간을 두고 부양시키는 개념으로 적용된다. 따라서 능동자기베어링은 기존의 베어링에 비해 비접촉, 무윤활, 저에너지 소모 뿐 아니라 축의 동력학적 특성을 설계자가 임의로 조절할 수 있는 장점을 갖고 있다. 지금까지의 능동자기베어링에 관한 연구들은 고정된 베이스에 설치된 회전축 부양 및 회전체의 질량불균형에서 발생하는 진동의 감쇠 측면에서 접근하였으며, 베이스가 운동하는 경우에 대한 연구는 매우 적다^[1-4]. 그러나 능동자기베어링이 비행기, 잠수함, 우주선 등의 움직이는 차량에 적용되는 경우 베이스 운동에 의한 응답은 심할 경우 회전축과 베어링의 물리적 접촉이 발생하여 위험을 초래할 수 있다. 이 경우를 방지하기 위해 일반적으로 터치다운(touch-down)베어링을 사용하고 있지만 터치다운 베어링과의 접촉 역시 축에 무리를 주게 된다^[3].

현재 능동자기베어링의 조준경 고각축 안정화에 적용이 시도되고 있다. 조준경은 이동하는 차량에 장치된 표적 획득 및 추적 장치로서 방위각 김발과 고각 김발의 구조로 2-자유도를 갖는다. 즉 방위각 김발은 차량에 장치되며 방위각 방향으로 회전이 가능하다. 고각 김발은 방위각 김발에 장치되며, 고각방향으로 회전이 가능하다. 고각축에는 전방에 있는 표적의 영상을 표적영상 획득장치로 반사시키는 반사경이 장치되어 있다. 차량의 이동 중에는 두 김발이 차량의 회전방향과 반대방향으로 회전하여 표적의 영상이 차량에 담

* 경원대학교 기계공학과
E-mail : mskang@kyungwon.ac.kr
Tel : (031) 750-5524, Fax : (031) 750-5273

승한 운전자에게 안정하게 전송되어야 한다. 즉, 조준경의 지향방향은 절대좌표계에서 일정 방향을 유지할 수 있어야 된다. 이를 안정화라 한다. 지금까지 조준경의 두 회전축은 기계적 베어링으로 지지하였으나, 기계적 베어링의 마찰로 인해 안정화 성능의 저하가 초래되었다. 이러한 안정화 외란으로 작용하는 마찰을 제거하기 위해 기계적 베어링 대신 능동자기베어링의 적용을 시도하고 있다. 본 논문은 그 연구의 기초 연구로 운동하는 구조물 위에 설치된 1-자유도 능동자기베어링계의 제어에 관한 것이다. 본 연구에서는 베이스 운동에 의한 능동자기베어링계의 축의 진동 감쇠를 목적으로 베이스의 가속도를 측정하여 앞먹임 제어하는 방법을 적용하였다.

2. 능동자기베어링계의 모델링

연구를 위해 제작된 실험장치는 그림 1과 같다. 그림에서와 같이 실험장치는 공극을 사이에 두고 설치된 전기적으로 동일한 특성을 갖는 한쌍의 전자석 코일, 코일에 전류를 공급하는 전력 증폭기, 한쪽은 고정된 구조물에 힌지되어 있으며, 다른 한쪽은 전자석 코일 사이의 공극에 설치된 보, 전자석 코일과 보 사이의 거리를 측정하는 변위센서, 전자석 코일의 가속도를 측정하는 가속도계, 디지털 제어를 위한 PC, 전자석 코일이 설치된 구조물을 가진하는 가진기로 구성되어 있다. 가진기는 차량이 이동할 때의 차체 운동을 모사하여 전자석 코일 구조물을 가진한다. 이 시스템에서 제어는 가진기가 전자석 코일 구조물을 가진하는 상태에서 전자석 코일과 보의 상대적 변위의 변화를 최소화시키는 것이 목적이다. 가진기의 유용한 가진 주파대역은 5-50Hz이다.

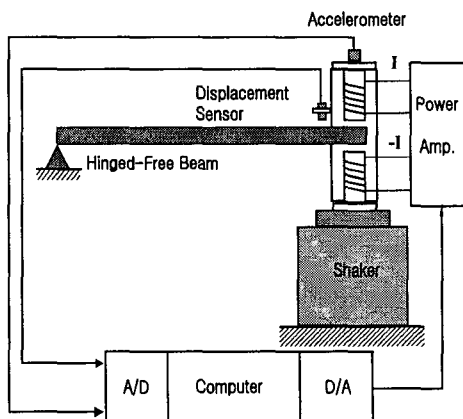


Fig.1 Schematic diagram of test rig

그림 2는 실험장치의 실물 사진이다.

그림 1에 주어진 계의 운동방정식은 다음 식(1)로 주어진다.

$$\frac{I}{x_a}(\ddot{y} + \ddot{z}) = -\frac{L}{2}mg + x_a f_c \quad (1)$$

식(1)에서 g 는 중력가속도, m 은 보의 질량, I 는 보의 힌지점을 기준으로한 관성모멘트, L 은 보의 길이, x_a 는 힌지점에서 능동자기베어링이 놓인 위치까지의 길이, y 는 AMB 위치에서의 공극, z 는 AMB 구조물의 수직변위, f_c 는 AMB에 의한 힘을 나타낸다.

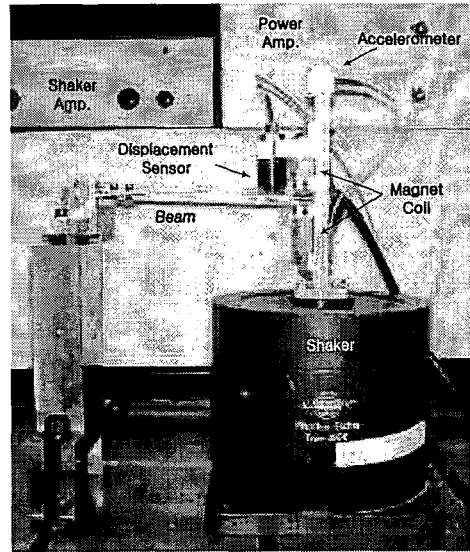


Fig. 2 Photograph of experimental set-up

한 쌍으로 구성된 AMB에 의한 힘은 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$f_c = \frac{\alpha \mu_0 AN^2}{4} \left[\left(\frac{I_o + i_c}{y_o - y} \right)^2 - \left(\frac{I_o - i_c}{y_o + y} \right)^2 \right] \quad (2)$$

식(2)에서 α 는 형상계수, $\mu_0 (= 4\pi \times 10^{-7} H/m)$ 는 투자율, A 는 한 극의 단면적, N 은 코일의 감긴 수, I_o 는 바이어스 공칭전류, i_c 는 제어전류, y_o 는 공칭 공극, y 는 공칭공극으로부터의 공극의 변화를 나타낸다. 전자석은 인력만 작용하며, 공극과 전류에 비선형성을 갖는다. 이 비선형성은 한 쌍의 전자석에 공칭전류 I_o 를 공급하면 줄어든다. 따라서 전자석에 공칭 전류를 공급하고, 공극의 변화가 작다는 가정하에 공칭공극, 공칭전류 점에서 선형화 시키면 식(2)를 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$f_c = K_y y + K_i i_c \quad (3)$$

식(3)에서 K_i 는 전류강성(current stiffness), K_y 는 변위강성(displacement stiffness)이다.

코일에 전류를 공급하는 증폭기는 내부에 전류제한을 적용하므로 증폭기의 동적 특성을 단순한 이득으로 가정할 수

있다. 즉,

$$i_c = K_a v_a \quad (4)$$

식(4)에서 K_a 는 증폭기의 이득이다. 식(3)과 (4)를 식(1)에 대입하고 정리하면 선형화된 능동자기베어링의 운동방정식을 구할 수 있다.

$$\ddot{y} - \frac{3K_y x_a^2}{mL^2} y = \frac{3K_i K_a x_a^2}{mL^2} v_c - \ddot{z} - \frac{3x_g}{2L} g \quad (5)$$

식(5)에서 나타난 바와 같이 자기베어링계는 음의 강성을 가지므로 불안정하며, 베이스 운동은 동적인 외란, 중력은 정적인 외란으로 작용함을 알 수 있다.

3. 디지털 제어기 설계

그림 1에서와 같이 제어계는 변위센서와 가속도 센서 신호를 이용하여 PC를 이용하여 제어한다. 따라서 식(5)의 운동방정식을 이산시간계로 변환하면 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$y(k) = q^{-d} \frac{B_u(q^{-1})}{A(q^{-1})} v_c(k) + \frac{B_a(q^{-1})}{A(q^{-1})} [\dot{z}(k) - \frac{3x_g}{2L} g] \quad (6)$$

식(6)에서 $y(k)$, $v_c(k)$, $\dot{z}(k)$ 는 각각 샘플링된 공극, 제어입력 전압, 베이스의 가속도를 나타내며, q^{-1} 는 한스텝 지연 연산자, d 는 입력과 출력 사이의 지연 스텝을 나타낸다. $A(q^{-1})$, $B_u(q^{-1})$, $B_a(q^{-1})$ 은 계의 다항식이다.

다음 식의 일반적인 되먹임(feedback:FB)+앞먹임(feedforward:FF)제어를 고려하자.

$$H(q^{-1})v_c(k) = G(q^{-1})y(k) + D(q^{-1})\dot{z}(k) \quad (7)$$

식(7)에서 H , G , D 는 결정해야 될 제어기 다항식이다.

식(7)의 제어기를 식(6)의 운동방정식에 대입하면 다음의 폐회로 응답을 얻을 수 있다.

$$y(k) = \frac{B_a H + q^{-d} B_u D}{A H - q^{-d} B_u G} \dot{z}(k) - \frac{B_a H}{A H - q^{-d} B_u G} \frac{3x_g}{2L} g \quad (8)$$

3.1 극점배치 되먹임 제어

제어의 목적은 계의 안정화와 외부의 외란에 의한 응답의 최소화이다. 즉, 식(5) 또는 식(8)로 주어진 계를 안정화하고, 외부 외란인 베이스 가속도 $\dot{z}(k)$ 와 중력에 의한 응답을 최소화해야 된다. 우선 계의 안정화를 위해 식(8)의 제어기 다항식 H 와 G 를 선정해야 된다. 즉, 다음 식으로 주어지는 폐회로 특성 다항식의 근이 단위원 내부에 존재하며, 적합한 감쇠를 가져야 되고 원하는 폐회로의 대역폭을 보장해야 된다.

$$A(q^{-1})H(q^{-1}) - q^{-d}B_u(q^{-1})G(q^{-1}) = T(q^{-1}) \quad (9)$$

식(9)에서 T 는 폐회로 특성 다항식이므로 좌변의 제어기 다항식 H 와 G 를 적절히 선정하여 T 의 근이 원하는 위치에 존재토록 해야된다. 만일 식(6)의 개회로가 최소위상계이면 계를 안정화시키는 H 와 G 가 존재한다. 반대로 T 를 원하는 폐회로 특성을 만족하는 근들로 구성하고 Diophantine 식인 식(9)를 풀어 H 와 G 를 구할 수 있다. 단, 이 때 구해지는 다항식 H 의 근은 제어기의 극점에 해당되므로 H 의 근이 단위원 내부에 존재하도록 해야 된다. 식(9)에서 일반적으로 T 는 폐회로 특성을 정하는 한 쌍의 공액복소근과 폐회로 특성에 별 영향이 없는 근으로 구성되는데, 이 나머지 근들을 적절히 조정하여 안정한 H 를 구할 수 있다.

식(8)의 우항 두 번째 요소에서 만일 H 가 $(1 - q^{-1})$ 을 포함토록 하면, 즉

$$H(q^{-1}) = (1 - q^{-1})H'(q^{-1}) \quad (10)$$

중력에 의한 외란은 제거된다. 즉, 두 번째 요소는 미분 요소를 갖게 되어 일정한 크기의 중력외란은 제거할 수 있다. 이는 제어기에 적분기가 포함된 것을 의미한다. 이 경우 식(10)을 식(9)에 대입하여 H' 와 G 를 얻는다.

3.2 최적 가속도 앞먹임제어

앞먹임제어는 베이스 가속도에 대한 폐회로 응답의 최소화를 위해 적용된다. 이는 다음과 같이 제어기 다항식 중 D 를 다음과 같이 정하면 완벽하게 제거할 수 있다.

$$D(q^{-1}) = -q^d \frac{B_a(q^{-1})H(q^{-1})}{B_u(q^{-1})} \quad (11)$$

그러나 식(11)에서 만일 시간지연 스텝 d 가 존재하는 경우 제어기는 미래의 가속도 측정을 필요로 하므로 실현할 수 없으며(non-causal), 만일 B_u 의 근이 단위원 외부에 존재하는 경우 제어기는 불안정하게 된다. B_u 의 근이 단위원 외부에 있는 경우는 계가 비최소위상계인 경우로, 연속시간계가 비록 최소위상 특성을 갖는다 할 지라도 식(6)과 같이 이산모델로 나타낼 경우 비최소위상계가 되는 경우가 많으므로 비현실적이다.

이러한 문제를 해결하기 위해 다음과 같이 베이스 가속도에 의한 응답의 분산을 최소화하는 D 를 설계하자. 만일 베이스 가속도가 정상랜덤과정(stationary random process)으로 가정할 수 있고 분산 σ_a 를 갖는다면, 이 베이스 가속도에 의한 응답의 분산은 다음 적분식으로 주어진다^[5].

$$\sigma_y^2 = \frac{\sigma_a^2}{2\pi i} \oint \frac{B_a(q^{-1})H(q^{-1}) + B_u(q^{-1})D(q^{-1})}{T(q^{-1})} \times \frac{B_a(q)H(q) + B_u(q)D(q)}{T(q)} \frac{dq}{q} \quad (12)$$

식(12)에서 \oint 은 복소수 평면에서 단위원을 따른 적분이다. 식(12)의 분산을 최소화하는 최적앞먹임제어는 σ_y^2 를 다항식 D 의 계수에 대해 최소화함으로써 결정할 수 있다. 즉,

$$\frac{\partial \sigma_y^2}{\partial d_k} = \frac{\sigma_a^2}{2\pi i} \oint \frac{q^{n_d-k} \overline{B_u(q)} [B_a(q)H(q) + q^d B_u(q)D(q)]}{T(q)T(q)} \frac{dq}{q} + \frac{\sigma_a^2}{2\pi i} \oint \frac{q^k B_u(q) [\overline{B_a(q)H(q)} + \overline{B_u(q)D(q)}]}{T(q)T(q)} \frac{dq}{q} = 0 \quad k=0,1,2,\dots,n_d \quad (13)$$

식(13)에서 d_k 는 다음으로 주어진 다항식의 계수이다.

$$D(q^{-1}) = d_0 + d_1 q^{-1} + \dots + d_{n_d} q^{-n_d} \quad (14)$$

식(13)에서 $\overline{D(q^{-1})} = q^{n_d} \overline{D(q^{-1})}$ 와 같이 정의되는 역다항식(reciprocal polynomial)이 포함된다. 식(13)은 나머지정리(residue theorem)에 의해 쉽게 계산되며, $d_i, i=1,2,\dots,n_d$ 에 관한 n_d+1 개의 연립방정식을 얻게 되므로 D 를 정할 수 있다.

4. 실험 및 결과 분석

식(5)의 선형화된 운동방정식에 있는 실험장치의 계수들은 표 1과 같다.

Table 1. Parameters of the linearized model in equilibrium point (I_0, y_0)

parameter	data	value
m [Kg]	mass	0.154
L [m]	length	0.212
x_a [m]	AMB position	0.205
K_y [N/m]	position stiffness	2073.9
K_i [N/A]	current stiffness	2.7217
K_a [A/V]	amplifier gain	0.5
y_0 [m]	nominal air-gap	2.0×10^{-3}

표 1에서 변위강성 K_y 와 전류강성 K_i 는 실험적으로 구했다. 그림 3에서 점선은 실험에서 구한 전류-전자

기력의 관계를 보인다. 이 관계는 간단한 PID-제어로 보를 부양시킨 상태에서 미리 측정된 무게의 질량을 보 위에 놓은 후 증가되는 전류의 양을 측정하였다. 이 때 제어기에는 적분기가 포함되어 있어 정상상태 오차는 없다. 그림 3에서 실선은 이 관계를 직선으로 피팅(fitting)한 것으로 그 기울기로부터 결정된 전류강성은 2.7217N/A이다.

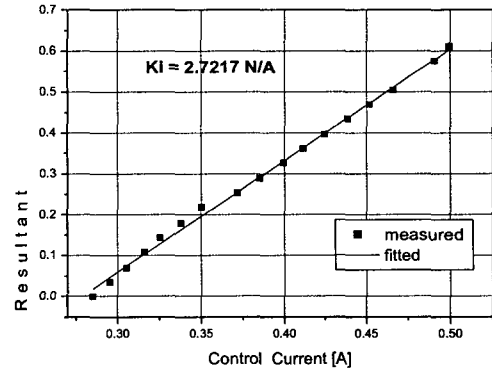


Fig.3 Force-current relation at nominal air-gap

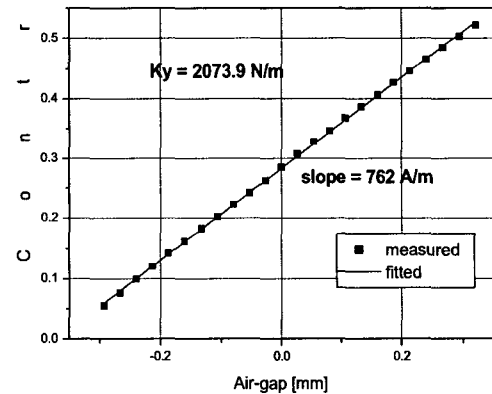


Fig. 4 Air-gap and control current relation

그림 4에서 점선은 공극과 전류의 관계를 보인다. 이 실험도 마찬가지로 PID-제어를 수행하면서 기준위치 입력을 바꾸어 가면서 전류를 측정하였다. PID-제어기의 특성에 따라 정상상태 오차는 없었다. 실선의 직선의 기울기는 762A/m로 앞에서 구한 전류강성계수로부터 계산된 변위강성은 2073.9N/m이다. 그림 4에서 공칭공극 ($y=0$)에서의 전류는 보의 자중을 보상하는 전류로 이 전류로부터 구한 보의 자중은 153g으로 표 1에 있는 자중과 잘 일치한다.

앞장에서 소개된 제어기 설계방법에 따라 되먹임제어기는 극점배치제어방법을 통해 결정하였고, 앞먹임제

여기는 최적제어방법에 따라 결정하였다. 폐회로의 고유진동수 $\omega_n=20\text{Hz}$, 감쇠비 $\zeta=0.8$ 는 베이스 운동의 주파수 특성에 적합하도록 정하였다. 차량 이동시 차량의 운동은 20Hz 미만의 주파수 성분을 갖는 랜덤프로세스로 가정하였다.

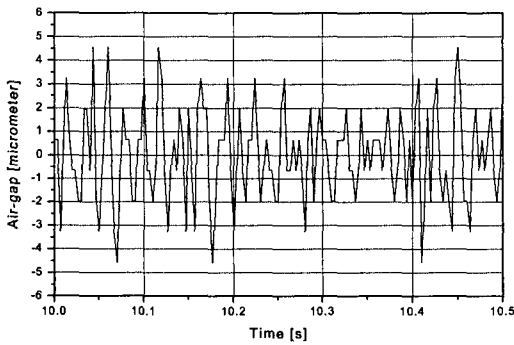


Fig. 5 Air-gap under feedback control in stationary condition

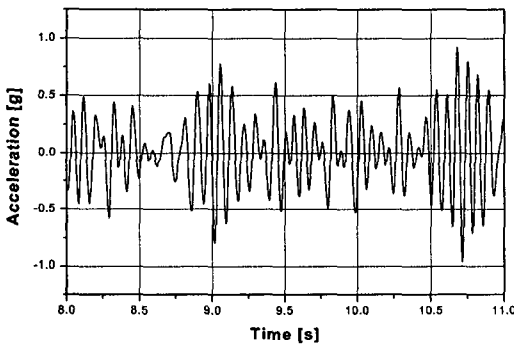


Fig. 6 Time history of base motion

그림 5는 베이스 운동이 없는 상태에서 되먹임제어 응답으로 공극의 표준편차가 $\sigma_y=2.15\mu\text{m}$ 로 측정되었는데, 주원인은 측정잡음에서 오는 것으로 분석되었다.

앞에서 제시된 최적 앞먹임제어의 성능을 검증하기 위해 대역폭 5-15Hz로 가진 하면서 제어를 수행하였다. 이 때 샘플링 주파수는 300Hz였다. 그림 6은 측정된 베이스 가속도이며, 그림 7은 이 가속도의 스펙트럼을 보인다. 그림 8은 가진상태에서 FB-제어만을 적용하다, FB-FF 제어로 전환한 경우 공극으로 FB-FF 제어시 응답이 감소함을 보인다. 각각의 경우 공극의 분산은 $\sigma_y=38.42\mu\text{m}$, $\sigma_y=11.14\mu\text{m}$ 로 계산되었다.

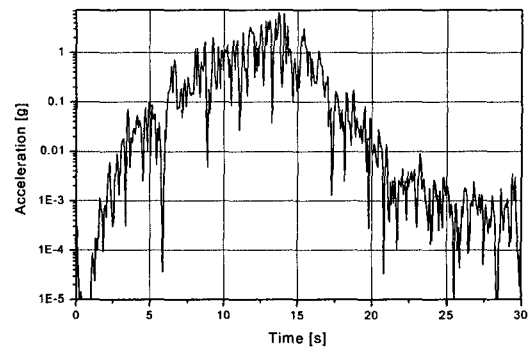


Fig. 7 Spectrum of base motion

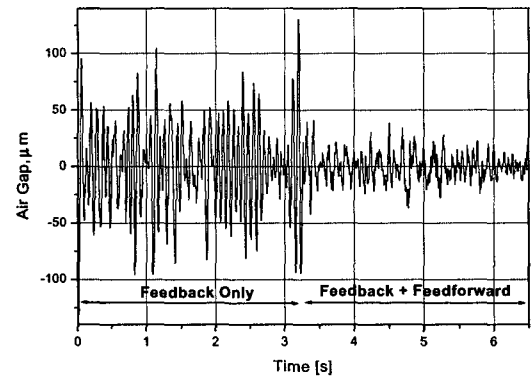


Fig. 8 Air-gap under FB and FB+FF control when excited by shaker

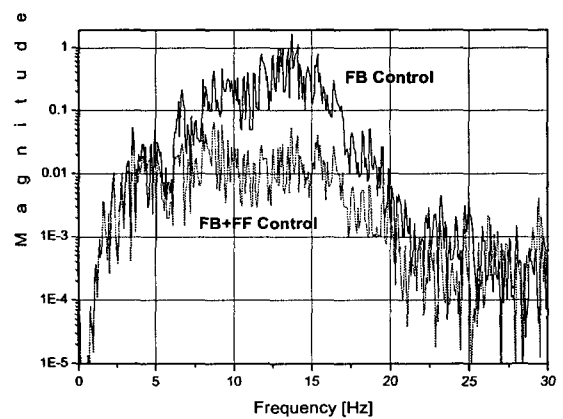


Fig. 9 Spectra of air-gap under FB and FB+FF controls when excited by shaker

그림 9는 FB 제어와 FB+FF 제어응답의 스펙트럼으로 FB+FF 제어의 스펙트럼은 FB 제어에 비해 가진

주파수 5-15Hz 영역에서 모두 낮음을 알 수 있다. 이상의 결과로써 베이스 운동에 의한 영향을 최소화하기 위한 목적으로 가속도 앞먹임제어가 효과가 있음을 알 수 있다.

control Against Rotational Disturbance in hard Disk Drives," IEEE Trans. On Magnetics, Vol.37, No.2, pp.888-893.

(5) Astrom, K., 1970, Introduction to Stochastic Control Theory, Academic Press.

4. 결론

베이스 가진을 받는 1-자유도 능동자기베어링 제어에서 베이스 운동의 가속도가 계의 외란으로 작용함을 보였고, 이 베이스의 가진에 의한 응답의 최소화를 위해 최적 가속도 앞먹임제어 방법을 제시하였다. 제시된 방법의 성능 검증을 위해 한 쌍의 전자석과 가진기를 이용한 실험장치를 구성하여 실험을 수행했으며, 그 결과 FB+FF-제어를 적용했을 경우 공극의 표준편차는 FB-제어만을 적용한 경우의 29%로 감소됨을 확인하였다. 이로써 최적 가속도 앞먹임제어가 베이스 운동을 받는 능동자기베어링의 정밀도 향상에 효과가 있다고 결론지을 수 있다.

본 연구에서는 향후 다양한 베이스 운동을 받는 경우 적용형 최적 앞먹임제어에 대한 연구를 수행할 예정이다.

후 기

"이 논문은 2002년도 한국학술진흥재단의 지원에 의하여 연구되었음" (KRF-2002-003-D00019)

참 고 문 헌

- (1) Cole, M.O.T., Keogh, P.S., and Burrows, C.R., 1998, "Control and Non-linear Compensation of a Rotor/Magnetic Bearing System Subject to base Motion," 6th Int. Symposium on Magnetic Bearings, Cambridge, MA, pp.618-627.
- (2) Kasarda, M.E., Clements, J., Wicks, A.L., Hall, C.D., and Kirk, R.G., 2000, "Effect of Sinusoidal Base Motion on a Magnetic Bearing," Proc. IEEE International Conference on Control Applications, pp.144-149.
- (3) Suzuki, Y., 1998, "Acceleration Feedforward Control for Active Magnetic Bearing Excited by Ground Motion," IEEE Proc. Control Theory Appl., Vol.145, No.2, pp.113-118.
- (4) Jinzenji, A., Sasamoto, T., Aikawa, K., Yoshida, S., and Aruga, K., 2001, "Acceleration feedforward