

# 베이스 운동을 받는 능동자기베어링계의 가속도 최적 앞먹임 제어

강민식#

## Optimal Acceleration Feedforward Control of Active Magnetic Bearing Systems Subject To Base Motion

Min Sig Kang#

### ABSTRACT

This paper concerns on one-DOF non-rotating 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 while the base motion forces the axis to deviate from the desired 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 optimal feedforward control reduces the standard deviation of the air-gap to 29% that by feedback control alone.

**Key Words** : Active magnetic bearing(능동자기베어링), Acceleration feedforward control(가속도 앞먹임제어), Base motion(베이스 운동), Base acceleration(베이스 가속도)

### 기호설명

$f_c$  = actuating force by AMB (N)  
 $g$  = gravitational acceleration (N/m s<sup>2</sup>)  
 $i_c$  = control current (A)  
 $I_o$  = nominal current (A)  
 $J$  = mass moment of inertia of bar (Kg m<sup>2</sup>)  
 $K_a$  = gain of power Amp. (A/V)  
 $K_i$  = current stiffness of AMB (N/A)  
 $K_y$  = position stiffness of AMB (N/m)  
 $L$  = length of bar (m)  
 $m$  = mass of bar (Kg)  
 $x_a$  = axial position of AMB (m)

$y$  = air-gap deviation from nominal vaule (m)  
 $y_o$  = nominal air-gap (A)  
 $z$  = displacement of base (m)

### 1. 서론

회전기계의 대형화와 고속화에 따라 축의 진동과 불안정 현상의 억제는 중요한 문제로 다루어져 왔으며, 이 문제 해결을 위해 단순한 축의 지지 역할을 하던 베어링에 추가적인 성능을 부여하는 방법이 적용되어 왔다. 대표적으로 유체 윤활 베어링이나 기체 베어링의 중심점을 제어하는 능동베어링(active bearing)<sup>1,2,3</sup>, 축에 전달하는 전자기

접수일: 2003 년 2 월 27 일; 게재승인일: 2003 년 7 월 11 일  
교신지자: 경원대학교 기계공학과  
E-mail: mskang@kyungwon.ac.kr, Tel : (031) 750-5524

력을 이용하여 축을 부양 지지하는 능동자기베어링(AMB, active magnetic bearing) 등이 적용되고 있다. 능동베어링의 경우 베어링 자체를 축의 직각 평면 내에서 움직이므로 구조가 복잡하고 고주파 대역을 갖는 액츄에이터가 필요한 단점이 있다. 반면 AMB는 축에 전달되는 전자기력을 이용하므로 높은 대역폭 실현이 가능하고 액츄에이터 구조도 간단한 장점이 있다. 또한 기존의 기계적 베어링이 유막 또는 직접적인 접촉에 의해 부하를 지지하는데 비해 AMB는 전자기력을 이용하여 부하를 부양 상태로 지지하므로 윤활이 필요 없어 유지 보수가 간편하고, 무마찰이므로 동력 손실이 없고 발생열에 대한 대책이 필요 없다. 특히 제어에 의해 베어링의 동특성을 자유로이 조절할 수 있는 장점을 제공한다. 지금까지 AMB에 대한 많은 연구가 이루어졌는데, 대부분의 연구는 베어링이 설치된 베이스가 정적인 상태로 있는 경우 전자기 베어링의 설계, 회전축 회전에 따른 외란의 감소를 위한 제어기 설계 등에 관한 것이며, 베이스가 움직이는 경우에 대한 연구는 미진하다. 그러나 AMB는 비행기, 위성, 차량 등과 같은 움직이는 운반체에 적용되고 있으며, 베이스 운동에 의해 회전축이 구조물과 충돌할 경우 심각한 위험을 초래하게 되므로 베이스가 움직이는 경우에 대한 연구가 필요하다.

베이스 운동의 영향을 감소시키기 위한 연구에서 되먹임제어에 의해 계의 대역폭을 증가시켜 강성을 높이는 방법이 소개되고 있다. 이 연구들에서 PID-제어,  $H^\infty$ , 상태되먹임제어 등<sup>4,5</sup>이 시도된 바 있으나, 되먹임제어에 의해 강성을 높일 경우 계의 공진이 일어날 가능성이 있어 적용에 한계가 있다. 다른 방법으로는 베이스 가속도 앞먹임제어<sup>6</sup>를 들 수 있다. 가속도 앞먹임제어는 외란의 직접적인 측정이 필요하나 앞먹임제어기는 되먹임제어기와 독립적으로 설계될 수 있을 뿐 아니라 계의 안정성에 영향을 미치지 않고 설계할 수 있으므로 효율적인 방법이다. 가속도 앞먹임제어를 적용하면 되먹임제어만을 적용한 경우에 비해 제어입력의 크기 증가 없이 베이스 가속도 응답을 줄일 수 있다.<sup>6</sup> 베이스 가속도 앞먹임 제어는 컴퓨터 하드디스크 드라이브의 제어에 적용되어, 그 유용성이 소개된 바 있다.<sup>7</sup>

이동 차량에 장착되어 움직이는 목표물을 추적하여 목표물 영상을 사용자에게 제공하는 조준

경에는 반사경이 고각회전축에 부착되어 있다. 이 축은 차량이 이동 중에도 운전자에게 안정된 목표물 영상을 제공하기 위해 차량의 회전각 절반만큼 반대방향으로 회전해야 된다. 이 회전은 조준경의 서어보 장치에 의해 이루어진다. 기존의 조준경에서 고각축은 기계적 베어링에 의해 지지되며, 이 때 베어링은 반경방향 강성을 높이기 위해 예하중(preload)을 주어 조립된다. 이에 따른 마찰은 서어보 제어계에서 정상상태 오차 또는 스틱-슬립(stick-slip)과 같은 불안정성을 초래하여 안정된 영상제공을 어렵게 한다. 따라서 이 마찰의 영향을 배제시켜 안정화 정밀도를 향상시키기 위해 기계적 베어링 대신 마찰이 없는 AMB계 적용이 시도되고 있다. 여기서 AMB계는 계의 안정성을 확보하고 또한 베이스 운동에 의한 영상의 떨림을 최소화할 수 있는 제어계 설계가 필수적이다.

본 연구에서는 5-자유도 고각축 AMB계가 갖는 특성을 최대한 갖춘 1-자유도 AMB계를 대상으로 하였으며, 1-자유도 능동자기베어링 장치를 제작하고, 극점배치방식에 의한 되먹임제어기와 베이스 가속도에 의한 응답을 최소화하는 최적 앞먹임 제어기를 적용하였다. 설계된 제어기의 성능은 실험적으로 검증되었다. 이 방법은 5-자유도 AMB계에 확장 적용될 예정이다.

## 2. 시스템 모델

실험장치는 Fig. 1과 같은 1-자유도 AMB계로 보, 전자석, 전력증폭기, 가진기, 변위 센서, 가속도계 및 디지털 컴퓨터로 구성되었다. 보의 한쪽 끝은 고정된 구조물에 힌지되어 있고 자유단은 전자기 베어링에 의해 부양된다. 전자기 베어링은 베이스 운동을 발생시키는 가진기 위에 설치되었다. 가진기는 외부의 신호에 의해 원하는 형태의 베이스 운동을 발생시킨다. 전자기 베어링과 보 사이의 공극은 비접촉 변위센서에 의해 측정되며, 전자기 베어링의 상하방향 가속도는 전자기 베어링에 설치된 가속도계에 의해 측정된다. 가속도계는 스트레인게이지형 가속도계를 사용하였다. 계는 A/D, D/A 변환기가 장착된 컴퓨터에 의해 제어된다. Fig. 2는 실험장치 사진이다.

Fig. 1에서 보의 운동방정식은 다음과 같다.

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

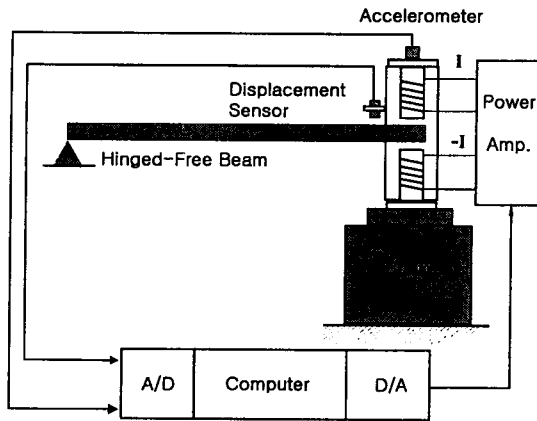


Fig. 1 Schematic diagram of test rig

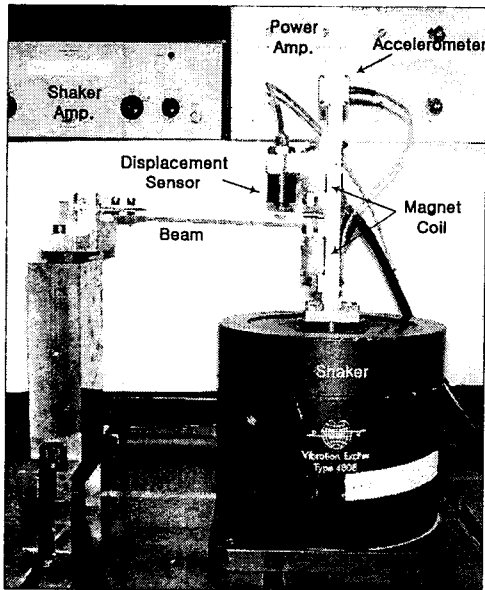


Fig. 2 Photograph of test rig

Fig. 3 의 전자기 베어링의 개념도에서 AMB 에 의해 보에 전달되는 전자기력은 다음 식으로 주어진다.

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

여기서  $\alpha$  는 형상계수,  $\mu_o$  는 투자율,  $A$  는 극 단면적,  $N$  은 코일 감김 수,  $I_o$  와  $i_c$  는 각각 코일에 흐르는 공칭전류와 제어전류,  $y_o$  와  $y$  는 각각 공칭공극과 공칭공극으로부터의 공극변화이다.

식(2)는 비선형이나 공칭전류에 비해 제어전류가 작고, 공칭공극에 비해 공극변화  $y$  가 작다는 가정에 의해 다음과 같이 선형화할 수 있다.

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

여기서  $K_y$  는 변위강성  $K_i$  는 전류강성이다.

코일에 전류를 공급하는 전력증폭기는 전류피복을 통해 대역폭을 높일 수 있으므로 전력증폭기 입력 전압과 출력 전류는 다음의 간단한 비례관계로 가정할 수 있다.

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

식(4)에서  $K_a$  는 증폭기 이득,  $v_c$  는 입력전압이다. 식(3)과 (4)를 식(1)에 대입하고 정리하면 다음의 선형 운동방정식을 얻는다.

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

이 운동방정식에서 AMB 계는 불안정하며 베이스 가속도는 동적 외란, 중력은 정적 외란으로 작용함을 알 수 있다.

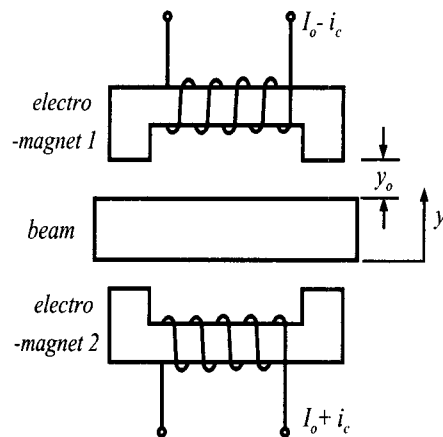


Fig. 3 Model for active magnetic bearing

### 3. 제어기 설계

Fig. 1 에서와 같이 AMB 계는 디지털 제어를 하므로 식(5)의 운동방정식을 이산계로 변환하면 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$y(k) = q^{-d} \frac{B_u(q^{-1})}{A(q^{-1})} v_c(k) + \frac{B_a(q^{-1})}{A(q^{-1})} \left\{ \ddot{z}(k) - \frac{3x_a}{2L} g \right\} \quad (6)$$

여기서  $y(k)$ ,  $v_c(k)$ ,  $\ddot{z}(k)$ 는 각각 샘플링 된 공극, 제어입력전압, 베이스 가속도이며,  $q$ 은 한스텝 선행 연산자,  $d$ 는 입력과 출력 사이의 지연스텝이다. 그리고  $A(q^{-1})$ ,  $B_u(q^{-1})$ ,  $B_a(q^{-1})$ 는 계의 다항식이다.

식(6)의 계를 안정화 시키고 베이스 가속도 응답을 감소시키기 위해 다음과 같은 일반적인 제어기를 고려하자.

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

식(7)에서  $H$ ,  $G$ ,  $D$ 는 설계해야 될 제어기 다항식이며, 우변 첫 항은 되먹임제어, 두 번째 항은 베이스 가속도 앞먹임제어에 해당된다. 식(7)의 제어기를 적용하면 폐회로 응답은 식(8)과 같다.

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

#### 3.1 극점배치 되먹임제어

식(8)에서 폐회로의 안정성을 얻기 위해서는 다음 식(9)의 다항식  $T(q^{-1})$ 의 모든 근들이 모두 단위원 내부에 존재하도록  $H(q^{-1})$ ,  $G(q^{-1})$ 를 설계해야 된다.

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

식(6)이 최소위상계(minimum phase system)일 경우 폐회로를 안정하게 하는  $H(q^{-1})$ ,  $G(q^{-1})$ 가 존재한다. 만일  $T(q^{-1})$ 를 원하는 폐회로 극점들로 이루어진 다항식으로 선정할 경우 식(9)에서 좌변과 우변의 항등식을 풀어  $H(q^{-1})$ ,  $G(q^{-1})$ 를 결정할 수 있다. 이는 극점배치제어(pole-placement control)에 해당된다. 그러나 이 Diophantine 식에서 항상

안정한 제어기를 얻을 수 있는 것은 아니다. 특히 계가 비최소위상계일 경우 불안정한 제어기가 설계될 수 있다. 이러한 경우  $T(q^{-1})$ 의 근 중에서 폐회로 동특성을 지배하는 근을 제외한 나머지 근들의 위치를 변경하면서 안정한 제어기를 설계할 수 있다.

만일 제어기 다항식  $H(q^{-1})$ 가 요소  $(1 - q^{-1})$ 를 포함토록 정하면, 즉

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

식(8)에서 확인하는 것과 같이 이 제어기는 보의 중력에 의한 정상상태 오차를 제거할 수 있으며, 가속도 측정치에 포함된 DC-오프셋에 의한 정상상태 오차도 제거할 수 있다. 가속도계 중에는 출력에 DC-오프셋이 있는 경우가 많은데, 이 경우 오프셋을 제거할 회로의 추가가 필요 없어 편리하다. 식(10)은 제어기에 적분제어가 포함됨을 의미한다.

식(10)을 식(9)에 대입하여 얻은 Diophantine 식은 다음과 같다.

$$A(q^{-1})(1 - q^{-1})H'(q^{-1}) - B_u(q^{-1})G(q^{-1}) = T(q^{-1}) \quad (11)$$

이 식은  $A(q^{-1})$ 과  $B_u(q^{-1})$ 가 공통인수를 갖지 않을 경우 다음 차수를 갖는 제어기 다항식을 제공한다.

$$\partial H' = \partial B_u + d - 1 \quad (12-1)$$

$$\partial G = \partial A \quad (12-2)$$

$$\partial T = \partial B_u + \partial A + d \quad (12-3)$$

만일 베이스 운동에 단일 주파수  $\omega$ 를 갖는 유색 잡음이 우세할 경우  $H(q^{-1})$ 를 다음 식(13)과 같이 선정하면

$$H(q^{-1}) = (1 - q^{-1})(1 - 2\cos\omega\Delta T q^{-1} + q^{-2})H'(q^{-1}) \quad (13)$$

폐회로 응답은 노치필터의 특성을 갖게 되어 베이스 가속도에 존재하는 주파수  $\omega$  성분은 완벽하게 제거할 수 있다.

#### 3.2 최적 앞먹임제어

베이스 가속도를 측정하여 앞먹임제어하는 목

적은 베이스 가속도 응답을 최소화하기 위함이다. 만일 다항식  $D(q^{-1})$  를 다음과 같은 전달함수로 설계하면 베이스 가속도에 의한 응답을 완벽히 제거할 수 있다.

$$D(q^{-1}) = -q^d \frac{B_a(q^{-1})}{B_u(q^{-1})} \quad (14)$$

그러나 이 제어기는  $d > 0$  일 경우 현재를 기준으로 앞의 가속도 정보가 필요하므로 실현이 불가능 할 뿐 아니라,  $B_u(q^{-1})$  의 근이 단위원 외부에 존재할 경우 불안정한 제어기가 되므로 식(14)의 제어기는 적용에 한계가 있다. 연속계에서는 최소위상계일지라도 이산계로 변환했을 경우 비최소위상계(non-minimum phase system)로 되는 경우가 많다<sup>8</sup>. 이 경우 식(14)를 FIR(finite impulse response)-모델로 근사화 할 수 있으나, 근사화 오차를 줄이기 위해서는 모델의 차수가 높아야 한다. 따라서 제어기의 안정성과 간략성을 고려하여  $D(q^{-1})$  를 다음과 같은 FIR-모델로 선정하자.

$$D(q^{-1}) = d_0 + d_1 q^{-1} + \dots + d_n q^{-n} \quad (15)$$

만일 베이스 가속도가 정상랜덤과정(stationary random process)이며  $\Phi_{zz}(\omega) = W(q^{-1})W(q)$  의 스펙트럼을 갖는다고 가정하면 공극의 분산  $\sigma_y^2$  는 Parseval 의 정리에 따라 다음의 적분에 의해 계산된다.

$$\sigma_y^2 = \frac{\sigma_z^2}{2\pi i} \oint \frac{H(q^{-1}) \{B_a(q^{-1}) + q^{-d} B_u(q^{-1}) D(q^{-1})\}}{T(q^{-1})} \times W(q^{-1}) W(q) \frac{H(q) \{B_a(q) + q^d B_u(q) D(q)\}}{T(q)} \frac{dq}{q} \quad (16)$$

여기서  $\oint$  는 복소평면에서 단위원 원주를 따르는 경로적분을 나타낸다. 식(16)은 나머지 정리(residue theory)에 의해 계산할 수 있으며, 그 결과를 식(15)의 제어기 계수로 미분하여  $\sigma_y^2$  를 최소화하는 앞먹임제어기를 결정할 수 있다.

식(9)에서 폐회로 전달함수의 분모  $T(q^{-1})$  는 베이스 가속도의 주파수특성을 충분히 고려하고 적절한 감쇠비를 갖도록 설계되므로  $1/T(q^{-1})$  의 스펙트럼은 거의 수평 형태를 갖게 되며, 베이스

가진 대역폭이 넓은 정상랜덤과정으로 가정할 수 있으므로, 따라서 식(16)을 최소화하는 대신 간단한 다음 식(17)의 가격함수를 최소화하는 준최적제어기(sub-optimal control)를 결정할 수 있다.

$$J = \sum_{i=0}^{n_p} p_i^2 \quad (17)$$

여기서

$$P(q^{-1}) = H(q^{-1})B_a(q^{-1}) + H(q^{-1})B_u(q^{-1})D(q^{-1})$$

$$P(q^{-1}) = p_0 q^{-1} + \dots + p_{n_p} q^{-n_p}$$

$$H(q^{-1})B_a(q^{-1}) = \alpha_0 + \alpha_1 q^{-1} + \dots + \alpha_l q^{-l}$$

$$q^{-d} H(q^{-1})B_u(q^{-1}) = \beta_0 + \beta_1 q^{-1} + \dots + \beta_m q^{-m}$$

$$p_i = \alpha_i + \sum_{j=0, \dots, i}^{j \leq n, i-j \leq m} d_j \beta_{i-j}$$

따라서 식(17)의 가격함수를 최소화하는 제어기 다항식은 식(17)을  $D(q^{-1})$  로 미분하여 얻을 수 있다. 즉,

$$\frac{J}{\partial d_k} = \sum_{i=0}^{n_p} 2\beta_{i-k} p_i = 0, k=1, 2, \dots, n \quad (0 \leq i-k \leq m) \quad (18)$$

식(18)로부터 얻는  $d_k, k=0, 1, \dots, n$  에 관한  $(n+1)$  개의 연립방정식을 풀어 식(15)의 제어기 다항식을 결정할 수 있다. 다항식의 차수가 높을 경우 식(16)의 최적화보다 식(18)을 풀어 제어기 설계하는 방법이 훨씬 용이하다.

#### 4. 실험 및 결과

실험장치의 계수들은 Table 1 과 같다. 변위강성과 전류강성은 정적 실험을 통해 구했다.

Fig. 4 는 제어전류와 전자기력의 관계를 보인다. 이 실험에서는 PID-제어에 의해 계를 안정화시킨 후 알고 있는 질량을 가진 물체를 보의 중단에 매단 후 이 때의 정상상태 제어전류를 측정하였다. 적분제어의 효과 때문에 보는 베어링 사이의 공칭공극을 유지하였다. 질량의 무게를 전자기 베어링 설치부의 전자기력으로 변환하였다. 매단 질량을 바꾸어가면서 동일한 실험을 하여 얻은 더

이터를 점으로 표시하였다. 측정 데이터를 선형으로 곡선맞춤(curve fitting)한 실선의 기울기에서 얻은 전류강성은 2.7217 N/A 로 결정되었다. Fig. 4 에서와 같이 곡선맞춤 오차가 작으므로 실험에 의해 얻은 전류강성이 정확하다고 판단할 수 있다. 사용된 PID-제어기의 전달함수는 다음 식과 같다. 전 실험 과정에서 샘플링 주파수는 300Hz 로 선정하였으며, 변위센서와 가속도 센서 신호는 100Hz 대역폭을 갖는 저역통과필터를 사용하여 필터링하였다.

$$G_c(q) = -(0.7 + (1 - q^{-1}) + \frac{0.01}{(1 - q^{-1})}) \quad (19)$$

Table 1 Parameters of the linearized model in equilibrium point ( $I_o, y_o$ )

parameters	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
$y_o$ [m]	nominal air-gap	$2.0 \times 10^{-3}$

Fig. 5 는 공극과 제어전류의 관계를 보인다. PID-제어를 한 상태에서 공극의 기준입력을 바꾸어 가면서 정상상태에서의 제어전류를 측정하여 데이터를 점으로 표시하였다. 음의 공극은 보가 공칭공극 위치보다 아래에 있음을 의미하며, 양의 공극은 위에 있음을 의미한다. 물론 적분제어의 효과에 의해 정상상태 오차는 없었다. 점으로 나타낸 데이터를 선형으로 곡선맞춤한 결과는 실선이며, 맞춤오차가 작음을 확인할 수 있다. 직선의 기울기는 762 A/m 이며, 앞에서 구한 전류강성을 이용하여 계산된 변위강성은 2073.9 N/m 로 결정되었다. Fig. 5 에서 공칭공극 ( $y=0$ )에서의 제어전류는 순전히 보를 부양시키는데 필요한 전류이며, 전류강성을 이용하여 구한 보의 자중은 153g 으로 실측한 자중 154g 에 근사함을 알 수 있다.

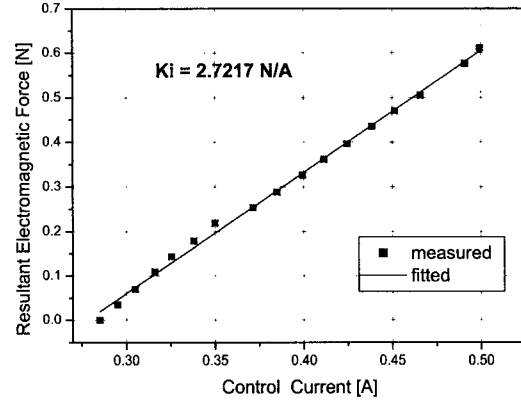


Fig. 4 Force-current relation at nominal air-gap

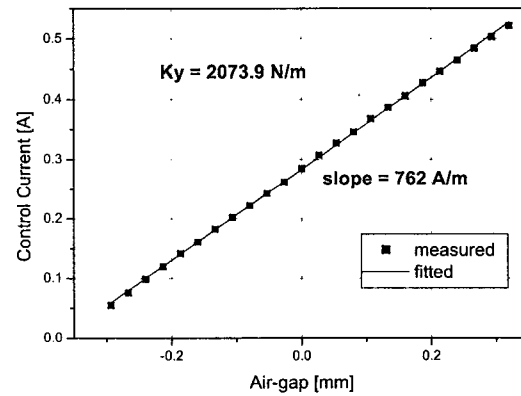


Fig. 5 Air-gap and control current relation

앞에서 제안된 제어기 설계 방법에 따라 제어기를 설계하였다. 우선 되먹임제어기는 폐회로의 고유진동수  $\omega_n = 40$  Hz, 감쇠계수  $\zeta = 0.8$  가 되도록 설계하였다. 설계된 되먹임 제어기는 식(11)로부터 다음으로 결정되었다.

$$v_c(k) = \frac{-3.4041 + 4.5067q^{-1} - 1.4537q^{-2}}{1 - 0.2440q^{-1} - 0.7560q^{-2}} y(k) \quad (20)$$

차량의 주행에 의한 베이스 가속도의 주파수 특성은 특별히 우세한 주파수를 갖지 않으므로 다항식  $H(q^{-1})$  은 식(10)과 같이 적분제어만을 포함하는 형태를 취하였다.

베이스 운동이 없는 상태에서 되먹임제어를 적용한 결과 공극의 표준편차는  $2.15 \mu\text{m}$  로 측정되었다. 이 오차는 주로 측정잡음에서 기인되는

것으로 확인하였다.

앞먹임 제어의 효과를 검증하기 위해 식(18)에 따라 앞먹임 제어를 설계하였다. 제어기 다항식  $D(q^{-1})$ 의 차수는 시뮬레이션을 통해 식(21)과 같이 3 차로 결정하였으며, 4 차 이상은 제어성능에 큰 향상을 보이지 않았다.

$$D(q) = 0.3385 - 0.2683q^{-1} - 0.2436q^{-2} + 0.1344q^{-3} \quad (21)$$

설계된 제어기는 식(20)의 되먹임제어기와 같이 적용되었다. 이 때 가진기는 대역폭 6-16Hz의 랜덤 가진이 되도록 하였다.

Fig. 6은 가속도계로 측정된 베이스 가속도이며, Fig. 7은 이 가속도의 스펙트럼으로 6-16Hz 범위의 성분이 지배적임을 알 수 있다. Fig. 7의 베이스 가속도 하에서 되먹임제어와 되먹임제어+베이스 가속도 앞먹임제어의 응답을 각각 시뮬레이

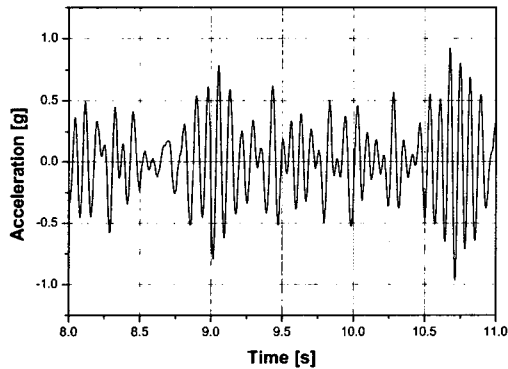


Fig. 6 Measured base acceleration

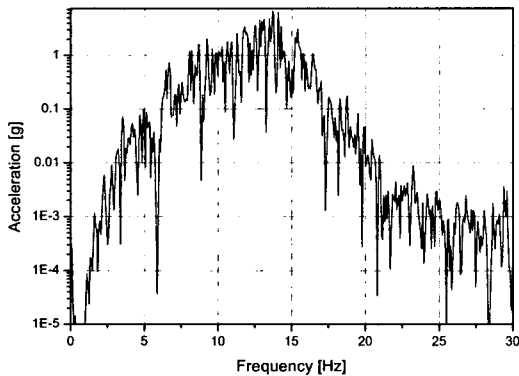


Fig. 7 Spectrum of base acceleration

션한 결과 앞먹임제어를 추가한 경우의 공극의 표준편차는 되먹임제어만을 한 경우의 약 24% 정도로 나타났다.

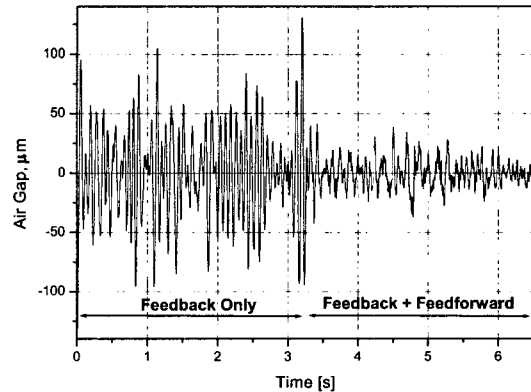


Fig. 8 Air-gap under FB and FB+FF controls when excited by shaker

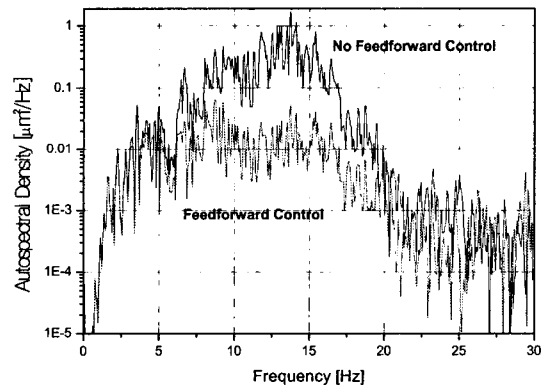


Fig. 9 Spectra of air-gap under FB and FB+FF controls when excited by shaker

Fig. 7의 베이스 운동 하에서 실제 제어를 실시하였다. Fig. 8은 제어 결과를 보이는 응답으로 전반부는 가진상태에서 되먹임제어만을 적용한 경우 공극이며, 후반부는 되먹임제어+가속도 앞먹임제어를 적용한 결과이다. 각각의 경우 공극의 표준편차는 38.42  $\mu\text{m}$ , 11.14  $\mu\text{m}$ 로 계산되었다. Fig. 9는 각각의 경우 공극 스펙트럼으로 베이스 운동 주파수 대역에서 되먹임제어만을 한 경우에 비해 앞먹임 제어를 추가한 경우가 낮음을 알 수 있다. 식(16)을 최소화하는 제어기를 설계하여 적용한 결과 공극의 감소에 큰 차이를 보이지 않았다.

이상의 결과로부터 본 연구에서 적용된 베이스 가속도 앞먹임제어가 베이스 가속도 외란에 효과가 있음을 알 수 있으며, 뒤먹임제어만 적용한 경우에 비해 공극의 표준편차 29% 수준으로 감소하였다. 이 감소율은 시뮬레이션 결과인 24%와 차이가 있는데, 이 차이의 주된 요인은 모델 오차 및 베이스 가진이 없는 상태에서도 나타나는 공극 오차인 것으로 판단된다.

### 5. 결론

본 논문에서는 베이스 운동을 받는 1-자유도 능동자기베어링계를 모델링하고 뒤먹임제어 및 베이스 가속도 앞먹임제어를 설계하였으며, 실제 실험장치를 구성하고 가진 상태에서 제어를 실시하였다. 뒤먹임제어는 폐회로의 안정성은 물론 원하는 대역폭과 감쇠비를 확보할 수 있는 극점배치제어가 적용되었으며, 앞먹임제어는 베이스 가속도에 의한 응답의 분산을 최소화시키도록 설계되었다. 가진상태에서 제어기를 적용한 결과 본 연구에서 적용된 베이스 가속도 앞먹임제어가 베이스 가속도 외란에 효과가 있음을 알 수 있었으며, 뒤먹임제어만 적용한 경우에 비해 공극의 표준편차가 29% 수준으로 감소됨을 확인했다.

본 연구에서 제어기는 수학적 모델을 바탕으로 설계되었으므로 제어성능은 모델 오차에 영향을 받게 된다. 따라서 향후 계획 중인 수학적 모델을 바탕으로 하지 않는 적응형 외란보상제어를 적용할 경우 제어기 설계의 단순성과 제어성능 향상을 기대할 수 있을 것으로 판단된다.

### 후 기

이 논문은 2002년도 한국학술진흥재단의 지원에 의하여 연구되었음(KRF-2002-03-D00019).

### 참고문헌

1. Rho, B. H., Kim, K. W., "A Study on Dynamic Characteristics of a Rotor-Bearing System Supported by Actively Controlled Hydrodynamic Journal Bearing," J. of the KSPE, Vol. 18, No. 8, pp. 116-121, 2001.
2. Kwon, T. K., Lee, Y. C. and Lee, S. C., "PID Control

- of a Synchronous Rotor System Vibration with Active Air Bearing," J. of the KSPE, Vol. 18, No. 8, pp. 32-39, 2001.
3. Palazzolo, et. al, "Hybrid Active Vibration Control of Rotor bearing Systems using Piezo-actuator," J. of Vibration and Acoustics, Vol. 135, pp. 115-121, 1993.
4. Cole, M. O. T., Keogh, P. S. and Burrows, C. R., "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, 1998.
5. Kasarda, M. E., Clements, J., Wicks, A. L., Hall, C. D. and Kirk, R. G., "Effect of Sinusoidal Base Motion on a Magnetic Bearing," Proc. IEEE International Conference on Control Applications, pp. 144-149, 2000.
6. Suzuki, Y., "Acceleration Feedforward Control for Active Magnetic Bearing Excited by Ground Motion," IEEE Proc. Control Theory Appl., Vol. 145, pp. 113-118, 1998.
7. Jinzenji, A., Sasamoto, T., Aikawa, K., Yoshida, S., and Aruga, K., "Acceleration feedforward control Against Rotational Disturbance in hard Disk Drives," IEEE Trans. On Magnetics, Vol. 37, No. 2, pp. 888-893, 2001.
8. Astrom, K. and Wittenmark, B., Computer-Controlled Systems-Theory and Design, Prentice-Hall, 1990.