

## 공작기계 자기베어링 - 주축 시스템의 능동진동 안정성 연구

김재실(창원대학교)\*, 박종권(한국기계연구원)\*\*

### Stability for Active Vibration Magnetic Bearing - Main Spindle of a Machine Tool

(Chaesil Kim\*, Jongkweon Park\*\*)

#### Abstract

In design step of an active vibration control system, the stability analysis is required for obtaining a stable control region so that the system is protected from its violent natural vibration. This paper describes the procedure of stability simulation for the active magnetic bearing-main spindle of a machine tool. The characteristic equation of the overall system is derived by assembling the dynamic equation of a flexible shaft and the transfer functions of feedback components. And the stable region is obtained by calculating the eigenvalues of the characteristic equation. The simulated control stable region is good agreement by comparing the experiment. Therefore the stable control gain is selected in this paper.

Keywords : Rotordynamics, Magnetic bearing, Vibration, Control

#### I. 서론

능동제어 회전체의 액츄에이터로 적용되는 자기베어링은 자기장에 의해 생성되는 자기력 변화에 의해 회전축을 지지하고 위치를 제어하는 일종의 전자석으로, 비접촉식이므로 기계적인 마찰이나 마모가 없으며 윤활과 밀봉의 불필요성 등의 장점을 갖고 있어 지금까지 많은 연구가 진행되어 왔다.<sup>(1),(2)</sup>

자기력은 원래 인력으로 자기베어링의 고정자(stator)와 회전축 사이의 공기극의 세립에 반

비례한다. 자기베어링은 음의 스프링으로 작용하므로 회전축 시스템은 폐회로 제어력에 의해 강성과 감쇠를 제공할 때까지 필연적으로 불안정하다. 따라서 설계시 자기베어링을 채용한 능동제어 회전체 시스템 고유의 과진동을 막기 위하여 제어기의 안정성이 보장되는 제어게인의 선정이 필수적이다.

본 논문에서는 단계별로 자기베어링을 적용한 능동제어 공작기계 주축의 안정성을 해석한다. 1) 유연 회전축을 2 질점의 보 유한요소로 모델링하여 질량, 감쇠, 강성행렬을 구성한다. 2) 상용소프트웨어 ANSYS를 이용하여 공작기계에 적용된 8 극형 반경방향 Heteropolar 자기베어링의 자기장 해석 모델을 설정하고 비선형성을 고려한 자기장 해석을 수행한 후 자기베어링의 위치강성과 전류강성을 구한다. 3) 폐환회로의 제어기와 과위증폭기에 대한 주파수 응답을 측정하여 전달함수 형태로 curve fit한다. 4) 회전체 방정식과 폐환회로 전달함수를 상태공간 모델로 변환하여 회전체와 폐환회로를 조합한다. 5) 마지막으로 전체시스템의 특성방정식을 구성한 후, 이 특성방정식의 고유값을 구하여 실수부가 음이 되는 안정영역을 찾는다.

#### II. 이론에 의한 안정성 해석

##### 1. 회전체 시스템

회전체와 폐환 요소를 포함하는 폐회로 시스템의 안정성을 해석하기에 앞서 회전체 모델을 검증하는 것은 필수적이다. 연속적인 유연축은 유

한요소법으로 이산되어질 수 있다. 원통형 보요소 회전체는 집중 질량 해석법(lumped mass method)을 적용, Euler의 가정을 기초로 모델링된다.

이 모델링 방법에 의한 회전체 시스템(4×절점, 4×질점)의 행렬비분 방정식은 다음과 같다.

$$M\ddot{X} + C\dot{X} + KX = F(t) \quad (1)$$

여기서  $M$ 은 축의 유한요소의 질량행렬,  $C$ 는 자이로스코픽 효과 및 감쇠에 대한 행렬,  $K$ 는 강성행렬로 각 요소의 강성과 외부에서 지지하는 베어링의 위치강성을 포함하고,  $F(t)$ 는 외력과 관련 제어력을 포함한다. 그리고 질량을 무시한  $j$ 번째 보의 강성행렬<sup>(3)</sup>은 다음과 같다.

$$K_{j-1} = \frac{EJ_z}{L_j^3} \begin{pmatrix} 12 & 6L_j & 0 & 0 & -12 & 6L_j & 0 & 0 \\ 6L_j & 4L_j^2 & 0 & 0 & -6L_j & 2L_j^2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 12 & 6L_j & 0 & 0 & 12 & 6L_j \\ 0 & 0 & 6L_j & 4L_j^2 & 0 & 0 & -6L_j & 2L_j^2 \\ 12 & 6L_j & 0 & 0 & -12 & 6L_j & 0 & 0 \\ 6L_j & 2L_j^2 & 0 & 0 & -6L_j & 4L_j^2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 12 & -6L_j & 0 & 0 & 12 & 6L_j \\ 0 & 0 & 6L_j & 2L_j^2 & 0 & 0 & 6L_j & 4L_j^2 \end{pmatrix} \quad (2)$$

Palazzolo 및 Wang(1983)<sup>(4)</sup>은 이 시스템의 방정식으로부터 고유값의 도출과정을 다음과 같이 제시하였다.

$$\dot{Y} = AY \quad (3)$$

여기서

$$A = \begin{pmatrix} M^{-1}C & M^{-1}K \\ I & 0 \end{pmatrix} \quad (4)$$

$$Y = [\dot{X} \ X]^T \quad (5)$$

회전체 시스템은 복소수 형태의 고유값을 가지므로 식 (3)의 해를 가정하면 다음과 같다.

$$Y_i = \underline{y}_i e^{\lambda_i t} \quad (6)$$

여기서

$$\lambda_i = a + bj \quad (7)$$

고유값을 계산하기 위해 상용화된 IMSL(특이값 해석 서브루틴)을 이용하여 수치해석적으로 구하여 그 고유값의 허수로부터 고유진동수를 산출한

다.

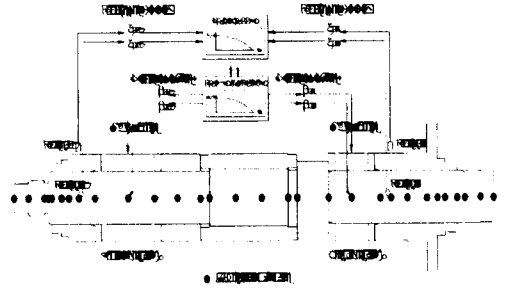


그림 1. 동작기계의 능동진동제어 시스템

그림 1은 동작기계의 능동진동제어 시스템을 나타내고 있다. 회전체 모델링 프로그램을 확인하기 위해, 그림 1의 동작기계 주축을 총 27의 요소와 28개의 절점으로 구성하였다. 두 개의 베어링은 회전체의 9번과 19번 질점에 있다고 가정하며, 9번 질점의 베어링 강성은  $x, y$  방향으로  $15.0E+06N/m$ 을, 19번 질점의 베어링 강성은  $x, y$  방향으로  $7.5E+06N/m$ 을 가진다고 가정하여 회전체 해석 프로그램 ARMD와 개발된 유한요소 모델을 비교한 결과 표 1과 같이 고유진동수가 거의 일치함을 확인할 수 있다.

표 1. 고유진동수 비교(단위 : rpm)

	현재 모델	ARMD 모델
1번째 고유진동수	5877	5893
2번째 고유진동수	112776	115273

## 2. 자기베어링의 동특성 계수 산출

대부분 자기베어링의 동특성 계수(위치강성 및 전류강성)는 1차원 선형 자기장 회로 해석으로 유도되므로 그 오차를 줄이기 위하여 진자석 재질의 비선형성을 고려한 자기장 유한요소 해석으로 보다 정확한 계수를 산출할 필요가 있다. 그러므로 본 논문에서는 동작기계에 적용된 8극형 반경방향 Heteropolar 자기베어링의 상용소프트웨어 ANSYS 자기장 해석 모델<sup>(5)</sup>을 그림 2와 같이 설정, 비선형성을 고려한 자기장 해석을 수행하여 동특성 계수를 산출하였다. 자기장 해석 수행에 적용된 요소 형태는 Plane 13(4 node)이고,

규소강판으로 제작된 슬리브와 코어 부분에 그림 3의 비선형 자화곡선을 적용하였다.

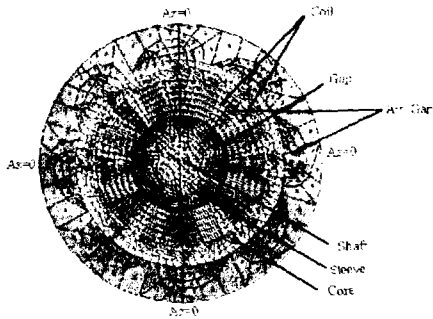


그림 2. 반경방향 Heteropolar 자기베어링에 대한 2차원 ANSYS 유한요소 모델

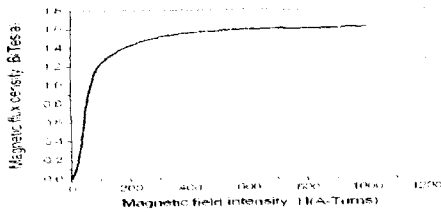


그림 3. 규소 강판의 B-H 곡선

자기력을 산출하기 위해 가상일 방법(virtual work method)을 이용하였다. 강자성체 성분과 공극(일반적으로 공기) 사이의 경계면에 가상변위(virtual displacement)를 부여하고 공극에 속하는 절점에는 가상변위를 부여하지 않음으로 해서 발생하는 가상일을 Local Jacobian Method에 의해 자기력을 산출하였다.

1차원 선형 자기장 회로해석에 의한 자기베어링의 위치강성  $K_m$ 과 전류강성  $\beta$ 는 각각 식 (8), (9)와 같다.<sup>(6),(7)</sup>

$$(K_m)_{linear} = \frac{4\mu_0 A_{pole} N^2 \cos^2 22.5^\circ}{c^3 C_f^2} (I_b^2 + I_c^2) \quad (8)$$

$$(\beta)_{linear} = \frac{4\mu_0 A_{pole} N^2 \cos 22.5^\circ}{c^2 C_f} I_b \quad (9)$$

여기서  $\mu_0$ 는 자유공간의 투자율,  $N$ 은 1극에 감기는 코일의 수,  $I_b$ 는 바이어스 전류,  $I_c$ 는 제어 전류, 그리고  $C_f$ 는 보정계수로 1.2를 적용하였

다.<sup>(8)</sup> 그리고  $A_{pole}$ 은 베어링의 극면적으로 극의 폭과 극의 축방향 길이를 곱함으로써 구할 수 있다.

반면, 비선형성을 고려한 자기장 유한요소 해석에 의한 자기베어링의 위치강성  $K_m$ 은 부양이 완료된 바이어스 전류 하에서 축 중심 위치변화에 따른 자기력의 변화로 정의되며, 식 (10)과 같다.

$$(K_m)_{nonlinear} = \left( \frac{\Delta F^{mag}}{\Delta(RAP)} \right)_{DC_{bias}} = \left( \frac{F^{mag}(c+\Delta c) - F^{mag}(c)}{(\Delta c)} \right)_{DC_{bias}} \quad (10)$$

여기서  $c$ 는 축의 중심이 자기베어링의 중심과 일치했을 때의 간극이며,  $\Delta c$ (일정한 DC 바이어스와 간극  $c$ 를 비교했을 때)는 축 중심의 작은 변위를 말한다. 이때  $K_m$ 은 음의 값을 가진다. 전류강성  $\beta$ 는 일정한 간극을 유지하는 동안 평형 기준점 전류의 미소섭동에 대한 자기력의 변화로 정의되며, 식 (11)과 같다.

$$(\beta)_{nonlinear} = \left( \frac{\Delta F^{mag}}{\Delta(i)} \right)_{gap=c} = \left( \frac{F^{mag}(i_2) - F^{mag}(i_1)}{i_2 - i_1} \right)_{gap=c} \quad (11)$$

자기장 해석 모델의 정확성을 검증하기 위하여 기발표된 일반선반용 자기베어링의 실험적인 위치강성과 해석적인 위치강성을 비교하였다.<sup>(9)</sup> 회전축 한쪽 끝에 안고있는 크기의 힘을 가하여 이 힘에 대한 간극의 변화량을 다이얼 게이지로 측정한다. 힘의 크기에 대한 간극의 변화량으로부터 실험적인 위치강성을 구해내는데 이 때의 위치강성은 2.0E+06N/m이다. 일반선반용 자기베어링의 ANSYS 유한요소해석에 의한 위치강성은 1.96E+06N/m이다. 실험에 의한 위치강성과 해석에 의한 값에는 약간의 오차가 있지만 유사하다는 것을 확인할 수 있다. 이 결과로부터 이 해석 모델은 그림 1의 고속 공작기계 주축용 자기베어링에 적용되어 졌으며 그 결과는 표 2에 주어졌다.

비선형성이 고려된 유한요소해석에 의한 위치강성, 전류강성은 1차원 선형 자기장 회로해석에 의한 위치강성, 전류강성과 각각 약 10%와 3% 정도의 오차를 나타낸다. 본 논문에서는 비선형

성을 고려한 동특성 계수를 적용하였다.

표 2. 동특성 계수 해석결과

		선형해석		비선형해석	
		전방Brg.	후방Brg.	전방Brg.	후방Brg.
위치상성 (N/m)	x방향	-2.028E+6	-1.35E+6	-2.24E+6	-1.406E+6
	y방향	-2.10E+6	-1.27E+6	-2.29E+6	-1.468E+6
전류상성 (N/A)	x방향	293	183	284	178
	y방향	296	189	288	182

### 3. 주파수 의존성분에 대한 curve fit

능동진동제어 시스템은 주파수 의존 특성을 가지는 변환 성분들, 즉 제어기, 파워 증폭기의 크기와 위상은 주파수 응답으로 측정되고, 그 응답들은 전달함수 형태로 나타낼 수 있다. 이 형태는 실험에 의해 측정된 데이터를 복소수 함수로 curve fitting 함으로써 얻을 수 있다. Tang<sup>(10)</sup>에 의해 제공된 curve fit 방법으로 주파수 응답에 의한 전달함수를 구한다. 전달함수의 형태는 다음과 같다.

$$\frac{V_{out}(s)}{V_{in}(s)} = G(s) = \frac{a_0 + a_1s + a_2s^2 + \dots + a_n \cdot s^{n-1}}{1 - b_1s - b_2s^2 + \dots + b_ms^m} \quad (12)$$

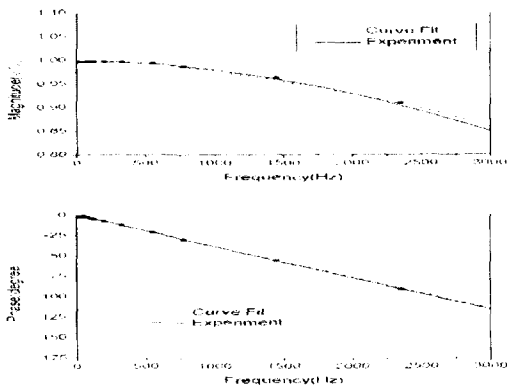


그림 4 제어기의 비례경로에 대한 응답 비교

그림 4는 제어기의 비례경로(비례상수  $K_p=1$ , 미분 시정수  $\tau_D=0$ )에 대한 curve fit 전달함수와 측정 주파수 응답을 비교한 것이다. 비례경로에 대한 제어기에 대한 최종 curve fit 전달함수

$G_P(s)$ 는 다음과 같다.

$$G_P(s) = \frac{a_0}{1 + \sum_{i=1}^n b_i s^i} \quad (13)$$

$$a_0 = 9.99571E-01, b_1 = 1.074998E-04, b_2 = 5.133855E-09, b_3 = 1.594785E-13, b_4 = 2.51453E-18, b_5 = 3.8103E-23$$

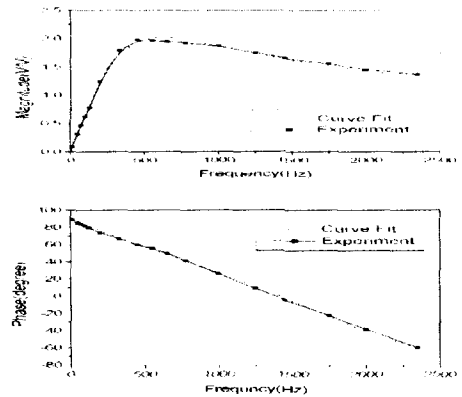


그림 5 제어기의 미분경로에 대한 응답 비교

그림 5는 제어기의 미분경로에 대한 curve fit 전달함수와 측정 주파수 응답을 비교한 것으로 미분경로에 대한 제어기에 대한 최종 curve fit 전달함수  $G_D(s)$ 는 다음과 같다.

$$G_D(s) = \frac{a_1 s}{1 + \sum_{i=1}^n b_i s^i} \quad (14)$$

$$a_1 = 1.10293E-03, b_1 = 1.98676E-04, b_2 = -6.12978E-08, b_3 = -1.12434E-11, b_4 = -1.20121E-15, b_5 = -7.97895E-20, b_6 = -3.13355E-24, b_7 = -1.49364E-28$$

그림 6은 파워증폭기에 대한 curve fit 전달함수와 측정 주파수 응답을 비교한 것이다. 파워증폭기에 대한 최종 curve fit 전달함수  $G_{PA}(s)$ 는 다음과 같다.

$$G_{PA}(s) = \frac{8.00841E-01}{1.0 + 5.44708E-04s + 3.53266E-08s^2} \quad (15)$$

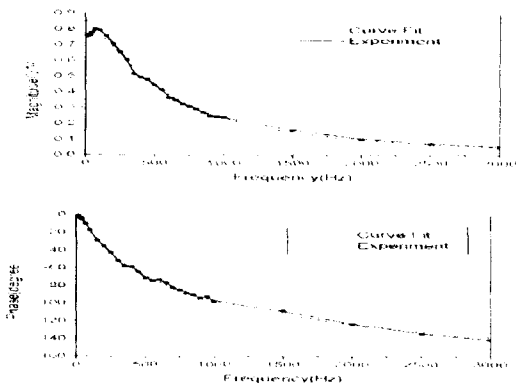


그림 6 파워증폭기에 대한 응답 비교

전달함수  $G(s)$ 를 1차 시공간 상태변수 시스템의 미분방정식으로 변환하면 다음과 같다.

$$\dot{Y}(t) = A_{n \times n} Y(t) + B_n \cdot V_m(t) \quad (16)$$

$$V_{out}(t) = C_{1 \times n} Y(t) \quad (17)$$

여기서

$$A_{n \times n} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & \dots & \dots & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & \dots & 0 \\ & & & \vdots & & \\ 0 & 0 & \dots & \dots & 0 & 1 \\ b_0 & b_1 & \dots & \dots & \dots & b_{n-1} \\ b_n & b_n & \dots & \dots & \dots & b_n \end{bmatrix} \quad (18)$$

$$B_{n \times 1} = [0 \ 0 \ \dots \ \dots \ 0 \ 1/b_n]^T \quad (19)$$

$$C_{1 \times n} = [a_0 \ a_1 \ \dots \ a_{n-1}] \quad (20)$$

$$Y(t) = [V_1(t) \ V_2(t) \ \dots \ V_{n-1}(t) \ V_n(t)]^T \quad (21)$$

#### 4. 회전체와 케환시스템 조합

식 (1)의 회전체방정식을 상태공간식으로 표현하면

$$\begin{bmatrix} I & 0 \\ 0 & J \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{X}_1 \\ \dot{X}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} M^{-1}C & M^{-1}K \\ -J & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} M^{-1}F(t) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (22)$$

제어기에 관한 상태공간방정식은 비례경로와 미분경로로 나누어질 수 있으며 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} \dot{V}_P(t) \\ \dot{V}_D(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_P & 0 \\ 0 & A_D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} V_P(t) \\ V_D(t) \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} B_P \\ B_D \end{bmatrix} (V_C)_{in} \quad (23)$$

$$(V_C)_{out} = (K_P \ C_P \ K_D \ C_D) \begin{bmatrix} V_P(t) \\ V_D(t) \end{bmatrix} \quad (24)$$

여기서 첨자  $P$ 와  $D$ 는 제어기의 비례경로와 미분경로를 각각 나타낸다. 제어기의 입력 전압은 변위센서의 전압으로부터 구해낼 수 있다.

$$(V_C)_{in} = \xi \ T_{n \times 1} \ X_{n \times 1} \quad (25)$$

여기서  $\xi$ 는 센서의 감도이고,  $T$ 는 센서의 위치를 나타내는 행렬이다. 제어기의 출력 전압은 파워증폭기의 입력 전압과 같다.

$$(V_C)_{out} = (V_{PA})_{in} \quad (26)$$

그리고 제어력은 다음과 같다.

$$F = \beta (V_{PA})_{out} \ P = \beta \ C_{PA} \ V_{PA} \ P \quad (27)$$

여기서  $F$ 는 제어력 벡터이고  $P$ 는 자기배어링의 위치를 나타내는 행렬이다.

#### 5. 케환 회로 시스템 방정식

식 (22)~(27) 및 제어기와 파워증폭기의 상태공간식들을 조합하여 안정성 해석을 위해 자유진동 케환 회로 시스템 방정식을 구하면 다음과 같다.

$$\dot{Z} = Q \ Z \quad (28)$$

여기서  $Z$ 는 전체시스템의 상태 공간 변수로 식 (29)와 같고,  $Q$ 는 전체시스템의 동적 행렬로 식 (30)로 나타낸다. 식 (30)에서 하첨자  $x$ 와  $y$ 는 각각  $x$ ,  $y$ 방향을 나타내고, 1은 전방배어링을, 2는 후방배어링을 나타낸다. 전체 케환 회로 시스템의 안정성 해석은 행렬  $Q$ 의 고유값을 계산함으로써 해석되며, 식 (28)의 해를 식 (31)과 같이 가정한다.

$$Z_j = \Psi_j e^{\lambda_j t} \quad (31)$$

여기서  $\Psi_j$ 는  $j$ 번째 모드벡터이고,  $\lambda_j$ 는  $j$ 번째 고유값으로써 복소수 형태로 표현된다. 식 (31)를 식 (28)에 대입 정리하면 식 (32)과 같다.

$$(\lambda_j I + Q) \Psi_j = 0 \quad (32)$$

식 (32)은 상용 특이값 해석 서브루틴 IMSL에 의해 계산된다. 폐회로 시스템의 안정성은 고유값의 실수부인  $a_j$ 에 의해 결정되며,  $a_j$ 의 값이 0보다 작으면 시스템은 안정하지만,  $a_j$ 의 값이 양수이면 진동이 시간에 따라 증가하므로 시스템이 불안정해진다.

### III. 실험과 시뮬레이션의 안정성 영역 비교

시스템에 적용된 비례-미분(PD) 제어기의 이상적인 전달함수는 식 (33)와 같다.

$$K_{PD}(s) = K_P(1 + \tau_d s) \quad (33)$$

여기서  $K_P$ 는 제어기의 비례게인이고,  $\tau_d$ 는 미분시정수이다. 따라서 미분상수  $K_D$ 는  $K_P \tau_d$ 로 비례게인  $K_P$ 에 따라 달라진다. 안정성 영역을 확

보하기 위한 실험은 먼저 각 제어기에  $K_P=1.2$ ,  $\tau_d=0.0012$ 를 적용하여 축을 부양시킨다. 이때 센서의 감도는 10000V/m이다.

축을 부양시킨 상태에서 수평방향 전방베어링의 안정한 계인 영역을 확보하기 위해  $K_P$ 를 0.9~1.4까지 단계적으로 적용한다.  $K_P$ 를 어느 한 값에 일정하게 두고  $\tau_d$ 를 0.003으로부터 점차 낮춰가면서 회전축이 심하게 요동할 때의  $\tau_d$ 의 값을 찾으면 정해진  $K_P$ 에 대한 안정성 경계(stability boundary)가 정해진다.  $K_P$ 를 다른 값으로 변화시키면서 이를 반복하여 안정성 영역을 실험적으로 도출한다.

반면, 궤환 성분과 회전체 보·디스크 요소 모델을 조합한 전체시스템의 전달함수, 식 (28)에 표 2의 비선형해석에 의한 자기베어링의 동특성 계수와 실험에 적용된 센서감도를 대입하여 실험 방법과 동일한 과정을 반복( $K_P$  및  $\tau_d$ 를 변화)하여 고유값의 실수부 부호가 음에서 양으로 변할 때의  $K_P$ 와  $\tau_d$ 를 찾아서 시스템의 안정성 영역을 해석적으로 구한다.

그림 7에서 보는 바와 같이 해석에 의한 안정성 경계는 실험과 비교할 때 설계시에 적용할 수준의 정확성을 나타낸다.

$$z = [\hat{x} \ x \ (V_P)_{x1} \ (V_D)_{x1} \ (V_{PA})_{x1} \ (V_P)_{x1} \ (V_D)_{x1} \ (V_{PA})_{x1} \ (V_P)_{x2} \ (V_D)_{x2} \ (V_{PA})_{x2} \ (V_P)_{x2} \ (V_D)_{x2} \ (V_{PA})_{x2}]^T \quad (29)$$

$$Q = \begin{bmatrix} -M^1 C & -M^1 K & 0 & 0 & \beta_{M1} M^1 C_{P1} P_{x1} & 0 & 0 & \beta_{M1} M^1 C_{P1} P_{x1} & 0 & 0 & \beta_{D1} M^1 C_{P1} P_{x1} & 0 & 0 & \beta_{D1} M^1 C_{P1} P_{x1} \\ I & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \xi_{x1} B_P T_{x1} & A_P & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \xi_{x1} B_D T_{x1} & 0 & A_D & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & B_P C_P & B_P C_D & A_{PA} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \xi_{y1} B_P T_{y1} & 0 & 0 & 0 & A_P & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \xi_{y1} B_D T_{y1} & 0 & 0 & 0 & 0 & A_D & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & B_P C_P & B_P C_D & A_{PA} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \xi_{x2} B_P T_{x2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & A_P & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \xi_{x2} B_D T_{x2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & A_D & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & B_P C_P & B_P C_D & A_{PA} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \xi_{y2} B_P T_{y2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & A_P & 0 & 0 \\ 0 & \xi_{y2} B_D T_{y2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & A_D & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & B_P C_P & B_P C_D & A_{PA} \end{bmatrix} \quad (30)$$

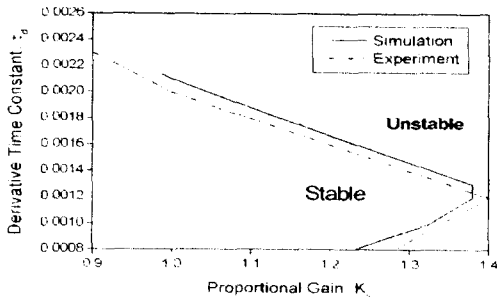


그림 7 수평방향 전방베어링의 실험과 시뮬레이션의 안정성 경계 비교

#### IV. 결론

1. 공작기계의 주축에 대한 요한요소 모델을 개발하였고, 이 모델의 검증용 위해 회전체 해석 프로그램 ARMD와 비교한 결과, 고유진동수가 거의 일치하였다.
2. 일반선반용 자기베어링의 실험적인 위치강성과 비선형 유한요소 자기장 해석에 의한 위치강성이 일치하였으므로 이 해석모델로 공작기계 주축용 자기베어링의 위치강성 및 전류강성을 도출하였다. 그리고 제어루프의 제어기 및 과위증폭기의 주파수 응답에 대한 복소함수 curve fit으로 전달함수를 도출하고 이를 상태변수화 하여 유연축과 제어루프가 포함된 전체 시스템 방정식을 유도하였다.
3. 시뮬레이션의 안정성 영역이 실험 결과와 비교할 때 정확하였으므로 실제시에 능동자기베어링을 채용한 회전체 시스템의 고유 과진동을 막기 위한 제어기에 대한 안정성이 확보될 수 있는 제어계인을 선정하였다.

#### 참고문헌

[1] Dussaux, M., 1990, "Industrial Application of the Active Magnetic Bearings Technology", *Proc. of the 2nd Int. Symp. on Magnetic Bearings*, pp. 33-38.

[2] Kelm, R. D., Humphris, R. R., Allaire, P. E., June, 1986, "Analysis and Testing of a Magnetic Bearing for Flexible Rotors", *Report No. UVA/643092/MAE86/344*,

Univ. of Virginia.

[3] C. Kim, 1997, "Magnetic bearing Eddy Current Effects on Rotordynamic System Response", Doctor of Philosophy Thesis, Mechanical Engineering, Texas A&M Univ.

[4] Palazzolo, A. B., Wang, B. P., and Pilkey, W. D., 1983, "Eigensolution Reanalysis of Rotordynamic System by the Generalized Receptance Method", *Jour. of Engin for Power*, vol. 105, July, pp.543 ~ 550.

[5] 이재환, 1998, "유전자알고리즘을 이용한 Hetero-polar 자기베어링 기초설계", 석사학위논문집, 기계공학과, 창원대학교.

[6] 장인배, 1994, "커패시턴스형 센서가 내장된 자기베어링의 작동성능 향상에 관한 연구", 박사학위논문집, 기계설계학과, 서울대학교, pp.11~16.

[7] Keith, F. J., Williams, R. D., Maslen, E. H., Aug., 1993, "Implicit Flux Feedback Control for Magnetic Bearing", *Report No. UVA/643092/MAE93/450*, Univ. of Virginia.

[8] Keith, F.J., Williams, R.D., Allaire, P.E., Aug., 1990, "Digital Control System Design for Active magnetic Bearing", *Report No. UVA/643092/MAE90/418*, ROMAG, Univ. of Virginia, pp.10~21.

[9] 박종권 외 20명, 1999, "능동제어형 고속·고정밀 공작기계의 주축시스템의 개발연구 보고서", 산업자원부, pp. 301~303.

[10] Tang, P., Palazzolo, A. B., et al., 1994, "Electro mechanical Simulation Method for Active Vibration Control of a magnetic Bearing supported Rotor", *ASME 1994 Gas Turbine Conf.*, ASME paper 93-GT-382.