

고속 밀링 주축용 자기베어링 시스템의 디지털 제어기 설계

노승국*, 경진호+, 박종권+

Digital Controller Design of a Magnetic Bearing System for High Speed Milling Spindle

Seung-Kook Ro*, Jin-Ho Kyung+, Jong-Kwoen Park+

Abstract

The demand of high speed machining is increasing because the high speed cutting provides high efficiency of process, short process time, improved metal removal capacity and better surface finish. Active magnetic bearings allow much high surface speed than conventional ball bearings and therefore greatly suitable for high speed cutting. The automatic control concept of magnetic bearing system provides ability of intelligent control of spindle system to increase accuracy and flexibility by means of adaptive vibration control. This paper describes a design and development of a milling spindle system which includes built-in motor with power 5.5 kW and maximum speed 70,000rpm, HSK-32C tool holder and active magnetic bearing system. Magnetic actuators are designed for satisfying static load condition. The Performances of manufactured spindle system was examined for its static and dynamic stiffness, load capacity, and rotational accuracy. This spindle was run up to 70,000 rpm stably, which is 3.5 million DmN.

Key Words : digital control system, DSP, PID control, notch filter, magnetic bearing system, high speed milling spindle

1. 서론

고속 가공의 수요 증대로 공작기계 주축계의 회전속도는 갈수록 고속화되고 있으며, 특히 고속회전시 기존의 접촉식 베어링에서 발생하는 마찰력 증가 문제의 한계를 극복하기 위하여 고속용 주축계에 자기베어링 시스템이 적용되고 있다. 전자석의 전자기력을 이용한 회전축 변위의 궤환제어를 통하여 비접촉으로 회전축을 지지하는 자기베어링은 기계적 마찰을 제거함으로써 300만 DmN 이상의 높은 선속도를 얻을 수 있고 능동 진동제어가 가능한 구조로

고속회전을 구현하는 것이 가능하여 여러 고속 회전기에 적용분야를 넓히고 있으며 연삭기 및 밀링용 공작기계 주축에도 적용되고 있다.

본 연구에서는 고속 밀링 주축계용 자기베어링 시스템의 디지털 제어기를 설계하고 실제 제작된 주축계에 적용하여 정, 동적인 성능 평가를 통하여 제어 성능을 검증하였다. 본 연구의 주축계는 능동 자기베어링을 이용하고 최대 70,000 rpm (약 350만 DmN), 5.5KW, HSK-32C의 툴홀더를 적용하였으며, 자기베어링 시스템은 4축의 반경방향과 1축의 축방향 자기베어링으로 제작되어 5축

* 한국기계연구원 지능형정밀기계연구부 (cniz@kimm.re.kr)

주소: 305-343 대전시 유성구 장동 171

+ 한국기계연구원 지능형정밀기계연구부

제어시스템으로 구성되며 각각의 축에는 최대하중을 고려하여 설계된 전자석과 변위센서로 하드웨어가 구성되어 있으며, 제어시스템으로는 16-bit A/D, D/A 와 DSP(TMS320C67)를 이용한 디지털 제어보드를 사용하였다. 전자석의 구동을 위한 PWM 전력증폭기는 1.5 kHz 이상의 대역폭을 나타내도록 설정하여 충분한 안정성을 제공하도록 하였다. 제어 알고리즘은 PID 궤환 제어와 지지구조 및 유연모우드의 공진 영향제거를 위한 노치필터, 그리고 회전시 변위센서에서의 전기적 런아웃 제거를 위한 피드포워드 제어를 포함하고 있으며, 정적 성능 평가결과로써, 축 선단에서의 정강성은 6.7 Kg_f/μm로 나타났으며 선단 하중능력도 최대 450 N으로 설계치를 상회하는 값을 나타내었다. 동적인 특성으로, 베어링의 강체모우드에서의 감쇠비가 0.7 이상의 고감쇠 임을 확인할 수 있었으며, 회전 성능평가 결과 70,000 rpm까지 회전시 와전류 센서의 전기적 런아웃 크기는 약 0.2V p-p 정도로 나타났으며 센서 런아웃의 크기가 고속회전에서 큰 변화 없는 안정적인 특성을 나타내었다.

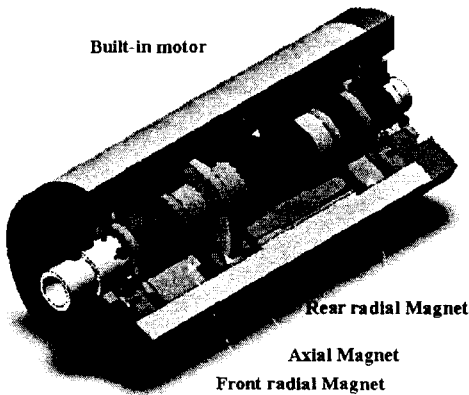


Fig. 1 The high speed milling spindle with magnetic bearing system.

2. 고속 밀링 주축계용 자기베어링 디지털 제어시스템 설계

2.1 고속 밀링 주축계 개요

Fig. 1에는 본 연구에서 설계한 고속 밀링 주축계의 개략도가 나타나 있다. 최대 회전수 70,000 rpm을 위하여 자기베어링으로 구성되어 있으며 5.5 KW의 유도형 내장 모터로 구동 된다. 주축의 공구 홀더 부분은 고속형인 HSK

-32로 반경방향 자기베어링 로터의 외경은 약 50mm 이다.

5축 능동형자기베어링 시스템은 반경방향 베어링이 주축 선단과 후미에 위치하고 축방향 자기베어링은 앞쪽 베어링에 근접하여 위치해 있다. 여기서 반경방향 자기베어링 제원은 모터의 출력에 대한 정적 하중지지 능력 (load capacity) 앞, 뒤 각400N과 200N을 만족하여 축 선단에서 하중 200N을 만족하도록 설계되어 있으며 Table. 1에는 이러한 앞, 뒤 자기베어링의 설계 제원을 나타내고 있다. 축방향 베어링은 600N을 만족하도록 설계되었다.

Table 1 Specifications of radial magnetic bearings

Item	Front Bearing	Rear Bearing
air gap, g_0 [mm]	0.3	0.3
area of a pole, A_p [mm ²]	350	200
Outer diameter of stator, $2r_{so}$ [mm]	100	100
number of turn, N [times]	55	55
resistance of each a coil, R_{coil} [Ω]	0.1	0.07
bias current(bias flux=0.7[T]), I_0 [A]	3.5	3.5
inductance of a coil, L_0 [H]	0.005	0.0025
current gain, K_x [N/A]	132	76
position gain, K_x [N/m]	1.43×10^6	0.8×10^6

2.2 자기베어링 제어 시스템 설계

2.2.1 PID 궤환 제어기

자기베어링에 있어서 능동제어시스템은 주축계의 강성, 감쇠 정밀도등의 성능을 결정하는데 중요한 역할을 한다. 자기베어링 시스템의 하드웨어에서 자기베어링의 성능을 결정하는 것은 제어기의 효율성이라 할 수 있으며 제어시스템은 근본적으로 안정성이 보장되어야 한다.

일반적으로 강체 회전체에 대한 운동방정식은 축방향 특성을 제외할 때 식(1)과 같이 4자유도 시스템으로 나타낼 수 있고, 여기서 $[M]$, $[G]$ 는 질량과 자이로스코픽 행렬, $[K_x]$ 는 변위강성 행렬로서 불안정한 강성을 갖으며 $[K_i]$ 는 전류강성 행렬을 의미한다. 그리고 벡터 q 와 i 는 각각 변위와 입력전류이다.

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

$$q = [x \ y \ \theta_x \ \theta_y]^T, \quad i = [i_x \ i_y \ i_{\theta_x} \ i_{\theta_y}]^T$$

본 연구의 밀링 스펀들의 경우는 상대적으로 길이가 긴 축으로 앞, 뒤 베어링간의 연성이 크지 않으므로 각 베어링의 위치에서의 변위를 각 베어링에 제한하여 제어하는 직접제한제어를 적용하였으며 기본적으로면서도 시스템 동특성의 직관적 튜닝이 가능한 PID 제어를 적용하였다. 따라서 각각의 제어축을 독립적으로 볼 수 있다고 가정할 때, 변위 x_1 , 전류 i_{x1} , 질량을 m_{x1} 라 할 경우 한 축에 대한 운동방정식은 식(2)와 같이 나타낼 수 있다. 특히 시스템의 안정성을 만족하기 위해서는 최소한 하나의 비례와 미분요소를 가지고 있는 비례-미분(PD)제어기가 필요하며 본 연구에서의 비례 미분 제어기의 식은 식(3)과 같이 표현할 수 있고, 이에 의해 시스템의 안정성을 만족하기 위한 조건은 식(4)와 같이 나타낼 수 있다. 여기서 K_P 는 비례 게인이고 K_D 는 미분게인이며 K_s , K_{amp} 는 각각 센서와 전력증폭기의 증폭비이다.

$$m_{x1} \frac{d^2 x_1(t)}{dt^2} - K_x x_1(t) = K_{i_x} i_{x1}(t) \quad (2)$$

$$i_{x1}(t) = -K_{amp} K_s K_P x(t) - K_{amp} K_s K_D \frac{dx(t)}{dt} \quad (3)$$

$$K_P K_{amp} K_s K_x - K_x > 0, \quad K_D > 0 \quad (4)$$

여기서 제어게인은 원하는 강성과 감쇠비를 갖도록 설계할 수 있으며, 설계된 강성을 K_{eq1} , 감쇠비를 ζ_1 이라고 할 때 비례게인과 미분게인은 식(5)와 같이 구할 수 있다.

$$K_P = \frac{K_{eq1} + K_{x1}}{K_s K_{amp} K_i}, \quad K_D = \frac{2\zeta_1 \sqrt{m_1 K_{eq1}}}{K_s K_{amp} K_i} \quad (5)$$

위의 설계는 연속계에서의 비례 미분제어기의 설계이지만 이러한 제어를 디지털 제어시스템에 적용하는데 있어서 bilinear 변환을 이용하여 다음의 (6)과 같은 제어 전달함수로 변환할 수 있다. 이때 샘플링 시간인 $h=0.0001$ 초로 연속계의 계수를 직접 적용 가능한 충분히 작은 값이라 할 수 있다. 본 제어기에는 실제 적용에서의 미분기의 고주파 가진을 막기위하여 시정수 τ_d 를 갖는 저역통과 필터를 포함하고 있다.

$$\begin{aligned} G_{PD}(z) &= P(z) + D(z) + I(z) \\ &= K_P + \frac{2K_D(z-1)}{(2\tau_d + h)z + (h - 2\tau_d)} \\ &\quad + K_I \frac{h(z+1)}{2(z-1)} \end{aligned} \quad (6)$$

본 모델에서는 앞, 뒤베어링의 비례게인이 0.8 이상이어야 안정성을 나타내었다. 따라서 페루프 강성을 K_x 와 비슷하게 하고, 감쇠비 0.7을 갖으며 정상상태에서의 오차를 줄이기 위하여 결정된 제어게인은 각각 앞, 뒤 베어링에서 $K_P=1.6$, $K_D=0.0012$, $K_I=10$ 로 설계되었다. 이때, τ_d 는 $1/(6000\pi)$ 로 설정하였다.

2.2.2 유연모드 공진의 방지를 위한 노치 필터 설계

앞절에서의 운동방정식은 강체 로터에 대한 운동방정식으로 이를 만족하기 위해서는 주축계의 유연모우드의 고유진동수가 회전수 보다 높은 쪽에 위치하여야 한다. 자기 베어링의 경우 강체모우드의 고유진동수는 200Hz 근처이며 유연모우드는 상당히 높은 주파수에 있기 때문에 강체 로터의 가정으로 설계한 제어기의 제어특성이 비교적 잘 맞는다. 그러나 유연모우드의 주파수가 충분히 높지 않은 경우 노이즈 등의 영향으로 가진될 수 있다. 특히 Fig. 2와 같이 유연모우드의 노드점이 베어링 및 센서위치에 근접하거나 중간에 가재어성이 나쁜 단점이 있다.

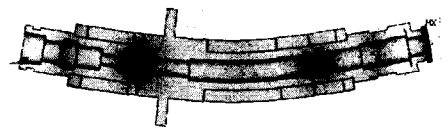


Fig. 2 Mode shape of 1st flexible mode (1,650 Hz)

이러한 경우 주축계의 유연모우드 공진을 제거하기 위해 노치필터를 사용하여 간단하면서도 효과적으로 유연모우드의 감쇠를 증가시킬 수 있다. 식(7)은 연속계의 노치 필터의 전달함수를 나타내고 있으며, 식(8)은 bilinear 변환을 통한 디지털 제어기의 전달함수를 나타내고 있다. 이때, 노치주파수의 오차를 줄이기 위하여 frequency prewarping을 (9)와 같이 적용한다.

$$G_{nc}(s) = \frac{s^2 + 2\zeta_2 \omega_n s + \omega_n^2}{s^2 + 2\zeta_p \omega_{n2} s + \omega_{np}^2} \quad (7)$$

$$G_{nd}(z) = \frac{a_1 z^2 + a_2 z + a_3}{b_1 z^2 + b_2 z + b_3}$$

$$a_1 = k^2 + 2\zeta_1 \omega_n + \omega_n^2$$

$$a_2 = b_2 = 2(\omega_n^2 - k^2)$$

$$a_3 = k^2 - 2\zeta_1 \omega_n k + \omega_n^2$$

$$b_1 = k^2 + 2\zeta_2 \omega_n + \omega_n^2 \quad (8)$$

$$b_3 = k^2 - 2\zeta_2 \omega_n k + \omega_n^2$$

$$k = \frac{\omega_n}{\tan\left(\frac{h}{2} \omega_n\right)} \quad (9)$$

Fig. 3는 설계된 PID제어기와 1700 hz의 노치 주파수를 갖는 노치필터를 포함한 디지털 제어기의 전달함수를 나타내고 있으며, 연속계와 일치하는 특성을 알 수 있다.

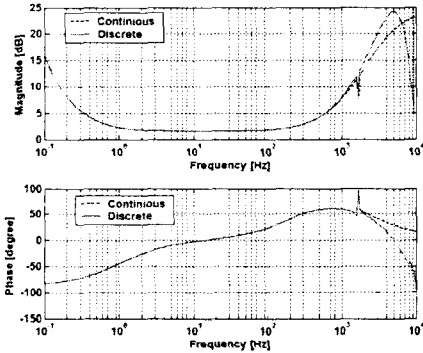


Fig. 3 Transfer function of feedback controller

2.2.3 런아웃 제어를 위한 Feedforward 제어기

고속 공작기계 주축계에서 회전 오차를 최소화 하는 것은 회전 정밀도의 향상을 위해서 매우 중요하다. 자기베어링을 이용한 주축계는 베어링 강성이 낮으므로 베어링 고유진동수 이상의 회전시 외란이 없는 경우 주축은 질량중심으로 회전하며 이심량 만큼의 회전오차만을 갖게 된다. 그러나 실제 자기베어링의 위치 제어를 위한 변위센서는 런아웃을 가지고 있으며 이러한 런아웃은 불필요한 회전오차와 진동을 야기시킨다. 이러한 런아웃은 회전신호를 갖게 되므로 이를 제거하기 위하여 LMS 알고리즘의 적응 피드포워드 제어기⁽⁴⁾를 적용하였으며 이에 대한 블록선도를 Fig. 4에 나타내었다.

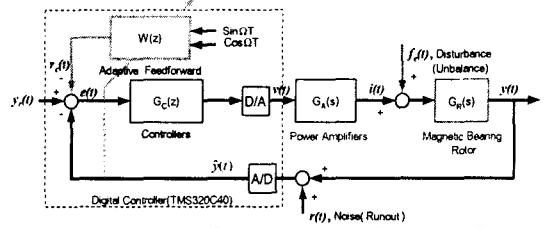


Fig. 4 Block diagram of control system of magnetic bearing system with feedforward controller

이때, 보상신호 $r_c(t)$ 는 다음의 (10)과 같으며 (11)과 같은 LMS 필터를 통하여 적응제어하게 된다. 이 경우 보상된 신호는 명령 추종오차 $e(t)$ 를 최소화 시켜 런아웃에 의한 제어신호를 발생하지 않게 한다.

$$r_c(t) = \sum [w_{k0}(t-1) \sin k\Omega t + w_{k1}(t-1) \cos k\Omega t] \quad (10)$$

$$\begin{pmatrix} w_{k0}(t) \\ w_{k1}(t) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} w_{k0}(t-1) \\ w_{k1}(t-1) \end{pmatrix} + \mu e(t) \begin{pmatrix} \sin k\Omega t \\ \cos k\Omega t \end{pmatrix} \quad (11)$$

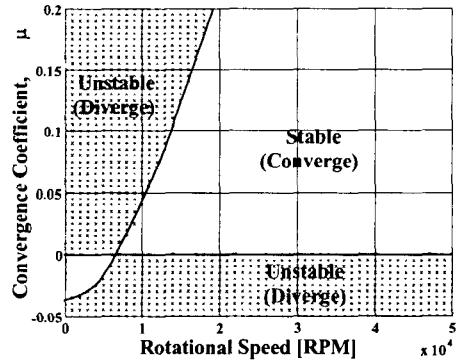


Fig. 5 Stability criteria by convergence coefficient, μ

이 때 LMS feedforward 제어기의 주파수 응답함수는 (12)와 같이 IIR 노치필터와 같은 역할을 하며 수렴상수인 μ 에 따라 수렴속도 및 필터의 안정성 혹은 수렴성 여부를 결정하게 된다. 따라서 수렴상수에 따른 필터의 안정성을 Fig. 5와 같이 검증하여 10,000 rpm 이상에서 $\mu = 0.001$ 로 작동하도록 설정하였다.

$$\frac{E(z)}{R(z)} = \frac{1 - 2\cos h\Omega z^{-1} + z^{-2}}{1 - (2 - \mu) \cosh \Omega z^{-1} (1 - \mu) z^{-2}} \quad (12)$$

3. 고속 밀링 주축계의 성능 평가

3.1 고속 스피indle 제작

Fig. 6에는 제작된 주축계와 축, 반경방향 자기베어링 등의 사진을 나타내고 있다. 고속 회전에서의 불균형 안정성을 위하여 3평면 밸런싱을 수행하여 G1.0 급 이하로 불균형을 제거하였다. 제작되어진 주축계에 대하여 축 선단에서의 정적 하중능력과 지지 정강성, 동특성 응답을 측정하였으며, 회전정밀도에 대한 예측을 수행하였고 70,000 rpm 까지의 고속회전실험을 수행하였다.

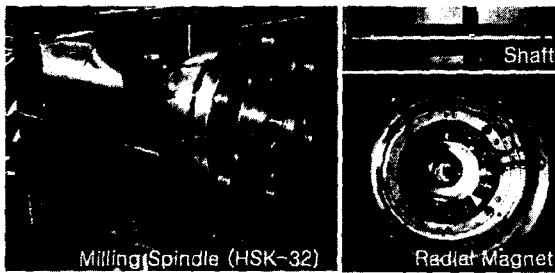


Fig. 6 The prototype of high speed milling spindle

3.2 선단 정강성 및 하중지지 능력 측정

주축계의 정적인 강성을 측정하기 위하여 선단부에 반경방향 (Y) 방향으로 하중을 가하고 선단부의 변위를 센서를 통하여 측정하였다. 이때 측정된 결과를 Fig. 7에 나타내었다. 약 10 Kgf 까지의 하중에서 선단의 정강성은 67 N/ μ m이 얻어졌다. 이때 앞, 뒤 베어링에서의 제어입력 값을 보면 하중이 증가할 수록 하중을 보상하기 위한 제어입력이 앞베어링은 증가하며 뒷베어링은 반대방향으로 증가하는 것을 알 수 있다.

선단부의 최대하중은 약 450N 까지 지지가 가능하였으며 이때의 제어입력은 앞베어링이 3.7V, 뒷베어링이 -1.5V로, 설계치인 선단하중 200N을 상회하는 하중능력을 나타내었다.

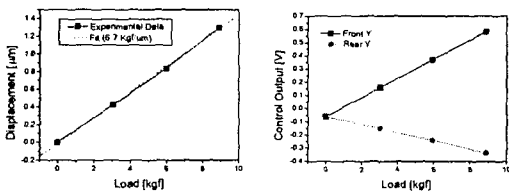


Fig. 7 Result of radial stiffness of front end

3.3 선단 동적응답 특성

선단에서의 동적하중에 대한 응답특성을 평가하기 위하여 선단부에 Impact Hammer를 이용하여 충격을 가하고 선단부에서의 변위응답의 전달함수를 측정하였다(Fig. 8). 여기서 주축계의 자기베어링에서의 고유진동수는 약 200Hz 임을 알 수 있으며 감쇠비가 커서 공진점이 없는 것을 알 수 있다. 강제모우드의 고유진동수 이상에서는 동강성이 증가하고 있으며 1500Hz 에서의 축 유연모우드도 노치필터에 의해 높은 감쇠비를 보이고 있다.

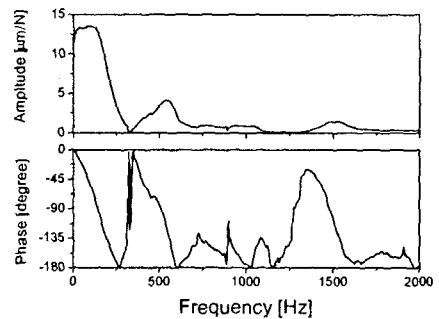


Fig. 8 Impulse response of radial direction at front end

3.4 런아웃 제어를 통한 회전 정밀도 향상

자기베어링 시스템에서 회전정밀도에 악영향을 미치는 요소로는 와전류 센서에서의 런아웃을 가장크게 꼽을 수 있다. 이러한 전기적 런아웃을 제거하기 위하여 피이드포워드 제어를 적용하였으며 30,000 rpm에서 회전수 동기성분을 제거했을 때 센서의 응답을 나타낸 그림은 Fig. 6과 같다. 여기서 런아웃 제어시 센서의 응답도 작아졌음을 알 수 있다. 이 경우에 축 선단에 전기적 런아웃이 적은 용량형 센서로 회전응답을 측정하는 것은 Fig. 7과 같으며 여기서 회전수 동기성분인 1X 성분을 제거한 경우 용량형 센서의 응답은 측정부위의 구멍에 의해 나타난 신호부분을 제외하면 약 2 μ m 이내로 나타나고 있음을 알 수 있다.

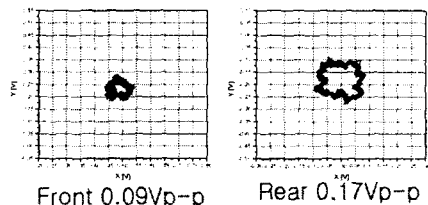
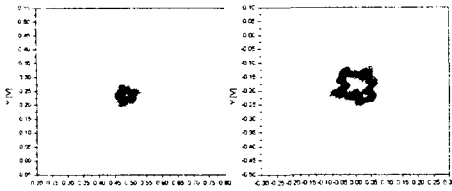


Fig 9(a) Sensor output without runout rejection control



Front 0.04V p-p Rear 0.12Vp-p

Fig. 9(b) Sensor output with runout rejection control

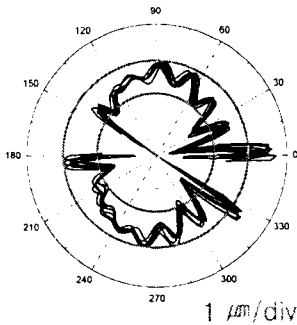


Fig. 10 Rotational response of front end (capacitive sensor)

3.5 70,000 회전 실험

주축계의 최고 속도인 70,000 rpm까지의 고속회전시 앞. 뒤 센서의 응답을 Fig. 11에 나타내었다. 회전응답의 크기는 약 0.2V 이내로 나타나고 있으며 크기가 크게 증가하지는 않는다. 그러나 70,000 rpm에서는 형태가 원형에 가까워지면서 회전간의 편차가 생기는 것을 통해 질량불균형의 효과와 유연모우드에 근접해가고 있음을 유추할 수 있다. 그러나 그 영향이 크기 않으므로 70,000 rpm의 안정회전이 가능하다 할 수 있다.

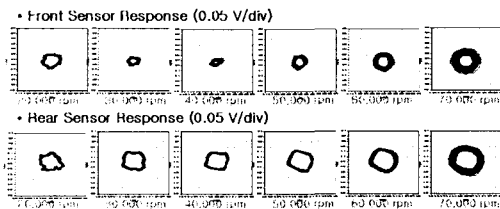


Fig. 11 Sensor response of rotation 20,000 ~ 70,000 rpm

4. 결론

본 연구에서는 고속 밀링용 자기베어링 주축계를 설계 하고 제작된 시스템에 대하여 정, 동적 성능을 평가하였

다. 본 연구를 통하여 얻어진 결과를 정리하면 다음과 같다.

- 1) 5.5kW 70,000rpm 내장형 모터와 5축 자기베어링 시스템으로 이루어진 초고속 밀링 주축계의 PID 및 노치필터, 런아웃 제어를 위한 feedforward 를 포함하는 디지털제어기를 설계 하였다.
- 2) 제작된 시스템의 정적 하중의 평가결과 67N/μm를 선단에서 정강성으로 얻을 수 있었으며 최대 460N 까지 지지하여 설계 재원을 만족하였다.
- 3) 자기베어링의 충분한 고감도의 동특성을 선단 충격시험으로 얻을 수 있었다.
센서의 전기적 런아웃을 제거하는 피드포워드제 어기를 적용하여 회전수 동기성분의 런아웃 영향을 제거하여 회전응답을 개선하였으며 선단부의 용량형 센서 응답을 통하여 2μm 이내의 회전정밀도를 예측할 수 있었다.
- 4) 최대 70,000 rpm 까지 의 안정회전을 얻어 350 만 DmN 값을 얻을 수 있었다.

후기

본 연구는 산업자원부 지원 중기거점과제의 일환으로 수행되었으며 관계자 분들께 감사 드립니다.

참고문헌

- (1) 박종권, 노승국, 안대균, 1998, “연삭기용 자기베 어링 주축계의고속화에 관한 연구”, 한국정밀공학 회논문집, 15권, 11호, pp. 233~243
- (2) R. Spegwart, R. Larsonneur, A Traxler, 1990, Design and Performance of a High Speed Milling Spindle in Digitally Controlled Active Magnetic Bearings”, *Second International Symposium on Magnetic Bearings*, pp. 197~204
- (3) G. Schweizer, H. Bleuler, A. Traxler, 1994, *Active Magnetic Bearings*, VDF hachschulverlag AG an ger ETH Zürich
- (4) 노승국, 경진호, 박종권, 2002, “적용 Feedforward 를 이용한 자기베어링 고속 주축계의 전기적 런아웃 제어”, *한국정밀공학회지*, 19권, 12호, pp. 57~63.