

# 공작기계 주축시스템의 능동 밸런싱 장치에 관한 연구

## A Study on the Active Balancing Device for Spindle System of Machine Tools

문종덕\* · 김봉석\*\* · 김도형\* · 이수훈†

Jong-Duk Moon, Bong-Suk Kim, Do-Hyung Kim and Soo-Hun Lee

(2004년 11월 12일 접수 ; 2005년 2월 4일 심사완료)

**Key Words** : Active Balancing(능동 밸런싱), Unbalance(불평형), Influence Coefficient Method(영향계수법), Gain-scheduling Control(이득 스케줄링 제어), High-speed Spindle(고속 주축)

### ABSTRACT

A high-speed spindle can be very sensitive to rotating mass unbalance which has harmful effect on many machine tools. Therefore, the balancing procedure to reduce vibration in rotating system is certainly needed for all high-speed spindles. An active balancing program using influence coefficient method and an active balancing device of an electro-magnetic type have been applied to the developed high-speed spindle system in this study. A reliable gain-scheduling control using influence coefficients of the reference model although system characteristics are changed is applied. The stability of reference influence coefficients is verified by frequency response functions. The active balancing experiment for the developed high-speed spindle during operation is well performed with an active balancing program and device. As a result, controlled unbalance responses are below the vibration limit at all rotating speed ranges with critical speed.

### 1. 서론

최근 개발되고 있는 공작기계 주축이나 터보머신 같은 회전기계는 가공능률과 정밀도 향상을 위하여 점점 고속화, 지능화되고 있는 추세이다. 회전체의 고속화에 있어 중요하게 고려해야 할 문제 중 하나가 불평형(unbalance) 질량에 의한 진동이다. 불평형에 의한 진동의 크기는 회전속도의 제곱에 비례하고 임계속도(critical speed) 통과 시 회전체나 시스템 전체에 손상을 줄 수 있다. 따라서, 이 불평형에 의한

진동을 제거하기 위한 밸런싱(balancing) 작업은 고속회전체에 있어서 필수적이다. 지금까지의 밸런싱 작업은 몇 차례의 시도질량을 이용한 시도운전을 통하여 보정질량을 정하고 이를 회전체의 정지상태에서 부착하거나 제거하는 오프-라인(off-line) 밸런싱이 대부분이었다. 오프-라인 밸런싱은 시스템을 정지하여 수행하기 때문에 시간적, 경제적으로 큰 손실을 입히게 된다. 이러한 손실을 줄이고 작업능률과 정밀도를 향상시키기 위하여 회전기계 작동 중에 밸런싱 로터(rotor)를 이동시켜 밸런싱을 수행하는 온-라인(on-line) 능동 밸런싱에 대한 연구와 장치 개발이 활발히 이루어지고 있다.<sup>(1-6)</sup>

고속 회전체 밸런싱에서는 운전 시마다 시스템 특성의 변화에 능동적으로 대응할 수 있도록 빠른 보정 질량의 구현과 계산이 요구되어지는데 이에 적합한 기준 모델의 영향계수(influence coefficient)을 이용

† 책임저자 : 정희원, 아주대학교 기계공학과  
E-mail : slee@ajou.ac.kr  
Tel : (031) 219-2954, Fax : (031) 219-2953

\* 아주대학교 대학원 기계공학과

\*\* 정희원, 아주대학교 대학원 기계공학과

한 능동 밸런싱 방법이 제안되었고 새로운 형태의 능동 밸런싱 장치가 개발되었다.<sup>(7~9)</sup> 이 방법은 기준이 되는 시스템에 대한 한번의 시도 운전만이 필요하므로 효율적인 능동 밸런싱 제어를 가능하도록 한다.

이 연구에서는 선행 연구된 능동 밸런싱 장치와 제어 기법을 10,000 rpm급 고속 공작기계 주축 시스템에 적용하였다. 기준 영향계수법을 활용한 이득 스케줄링 제어 알고리즘을 밸런싱 장치의 제어 기법으로 선택하였고 이를 프로그램으로 개발하였다. 이 프로그램을 이용하여 주축을 정지시키지 않고 운전속도를 변화시키면서 연속적으로 밸런싱을 수행하는 실험을 하였다. 또한, 공작기계 주축 시스템의 공구 교환에 따른 영향계수의 안정성을 판별하기 위해 몇 가지 대표적인 공작기계 공구에 대해서 안정성을 판별하는 실험을 하였다.

## 2. 능동 밸런싱 이론

### 2.1 영향계수법을 이용한 능동 밸런싱

기존의 오프-라인 밸런싱 방법에는 영향계수법, 모달법, 혼합법 등이 있는데 영향계수법을 응용한 방법이 능동 밸런싱 방법으로는 가장 적합한 것으로 알려져 있다.<sup>(10~12)</sup> 영향계수는 불평형에 대한 시스템의 응답의 변화를 나타내는 함수로 시스템의 동특성을 나타내며 회전속도에 대한 함수이다.

선형 회전체 시스템이 일정속도  $\Omega$  로 회전하고 있을 때  $k$ 번째 밸런싱 제어에서의 불평형에 의한 진동 신호 벡터는 다음과 같다.

$$\{V\}_k = [A(\Omega)]\{U\}_k + \{D(\Omega)\} \quad (1)$$

여기에서,

- $\{V\}_k$  =  $k$ 번째 제어에서의 불평형 진동신호
- $[A(\Omega)]$  = 회전속도  $\Omega$ 일 때의 영향계수 행렬
- $\{U\}_k$  =  $k$ 번째 제어에서의 밸런싱장치에 의한 불평형 벡터
- $\{D(\Omega)\}$  = 회전속도  $\Omega$ 일 때의 초기 불평형에 의한 진동신호

이다. 영향계수 행렬  $[A(\Omega)]$ 와 초기 불평형 응답  $\{D(\Omega)\}$ 는 회전속도에 대한 함수이므로 회전속도가 일정한 경우에 제어 후에도 변하지 않는다. 따라서,  $k+1$ 번째 제어에서의 불평형 응답은 식 (2)와 같이 된다.

$$\{V\}_{k+1} = [A(\Omega)]\{U\}_{k+1} + \{D(\Omega)\} \quad (2)$$

밸런싱의 목적은 제어 후의 응답  $\{V\}_{k+1}$ 을 0으로 하는 보정질량  $\{U\}_{k+1}$ 을 찾는 것이므로

$$\{V\}_{k+1} = \{V\}_k + [A(\Omega)]\{\{U\}_{k+1} - \{U\}_k\} = 0 \quad (3)$$

을 만족하는  $\{U\}_{k+1}$ 을 구하면 식 (4)와 같다.

$$\{U\}_{k+1} = \{U\}_k - [A(\Omega)]^{-1}\{V\}_k \quad (4)$$

식 (4)는 측정면의 수와 밸런싱면의 수가 동일할 경우에 가능한 식이며 만일 측정면의 수가 밸런싱면의 수보다 크다면 최적화문제가 되어 불평형 진동신호를 최소로 하는 보정질량을 찾아야 한다. 최소로 하려는 평가함수(cost function)를 진동신호의 제곱으로 정하면식 (5)와 같다.

$$J_{k+1} = \{V\}_{k+1}^T \{V\}_{k+1} \quad (5)$$

식 (3)을 식 (5)에 대입한 후  $\{U\}_{k+1}$ 에 대해 미분을 취하면 평가함수  $J$ 를 최소로 하는  $\{V\}_{k+1}$ 을 식 (6)과 같이 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} \{U\}_{k+1} &= \{U\}_k - ([A(\Omega)]^T [A(\Omega)])^{-1} [A(\Omega)]^T \{V\}_k \\ &= \{U\}_k - [K(\Omega)]\{V\}_k \end{aligned} \quad (6)$$

여기에서,  $[K(\Omega)]$ 는 제어 이득(control gain) 값이 된다. 즉, 시스템의 영향계수를 알고 있을 때, 현재의 진동신호와 능동 밸런싱 로터(rotor)의 위치를 알고 있으면 진동신호를 최소화하는 보정질량을 식 (6)을 통하여 쉽게 구할 수 있다. 회전속도에서의 영향계수 행렬은 시도질량(trial mass)을 이용한 시도운전을 통하여 구하는데, 능동 밸런싱 로터의 구동으로 임의의 시도 질량을 구현할 수 있다. 능동 밸런싱 장치에서 영향계수 행렬의 각 계수를 구하는 방법은 식 (7)과 같다.

$$a_{ij} = \frac{(V_i)_k - (V_i)_{k-1}}{(U_j)_k - (U_j)_{k-1}} \quad (7)$$

여기에서,  $a_{ij}$ 는  $j$  밸런싱면의 불평형에 대한  $i$  측정면에서의 진동신호 변화를 의미한다.

식 (7)을 이용해 영향계수를 예측할 때 실험과 수

차계산상의 오차로 인해 실제 시스템의 영향계수와 같지 않을 수 있는데 예측된 영향계수가 실제 영향계수에 근접할수록 진동신호를 더 최소화 할 수 있다.

### 2.2 능동 밸런싱 장치의 제어

공작기계 시스템은 가공 시마다 공구 교환이 발생하면서 시스템의 특성이 변하고 이에 따라 영향계수가 매번 바뀌게 되므로 밸런싱 제어 때마다 운전속도에 따른 새로운 영향계수를 사용해야 한다. 공작기계의 공구 교환시 변화되는 영향계수는 질량변화에 따른 것이다. 그러나, 이질량의 변화는 전체 주축 시스템의 질량에 비해서 1~2% 미만의 아주 작은 변화이므로 질량의 변화가 크지 않다면 영향계수의 변화가 크지 않아 기본모델의 제어 이득값을 변경되는 모델의 제어 시에 적용할 수 있게 된다.<sup>(8,9)</sup> 이 연구에서 사용한 영향계수를 이용한 능동 밸런싱 방법의 제어 흐름도를 Fig.1에 나타내었다.

따라서, 회전체의 능동 밸런싱을 위해서 밸런싱 이전에 회전체 시스템의 영향계수를 각 속도별로 미리 측정하여 이를 제어 프로그램의 이득 행렬(gain matrix)로 사용하는 이득 스케줄링 제어(gain scheduling control) 기법을 사용하는 것이 효율적이다.<sup>(12)</sup> 이 방법 역시 제어의 안정성을 위해서는 정확한 영향계수 행렬을 이득 행렬로 사용하는 것이 중요하다.

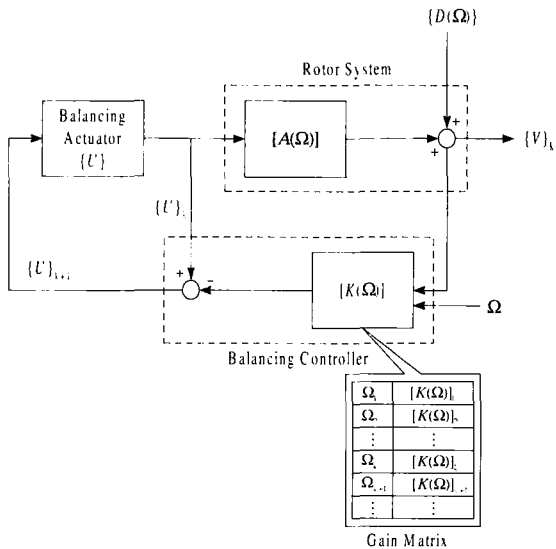


Fig.1 Active balancing algorithm for accelerating rotor system using influence coefficients gain matrix

### 2.3 능동 밸런싱 제어의 안정성

영향계수법을 이용한 회전체의 능동 밸런싱 방법의 안정성은 제어에 사용하는 영향계수 행렬의 정확성에 달려있다. 시험이나 해석적인 방법을 통해 영향계수를 예측하여 사용하게 되는데 오차로 인하여 실제 영향계수와는 차이가 있게 마련이다. 자기베어링으로 지지된 회전체 시스템의 제어 안정성에 대해 많은 연구가 있었는데 그 결과를 이용하여 영향계수를 이용한 능동 밸런싱 방법의 안정성 조건을 정리하면 식 (8)과 같다.<sup>(13)</sup>

$$\bar{\sigma}(I - (\hat{A}^T \hat{A})^{-1} \hat{A}^T A) < 1 \tag{8}$$

여기에서,  $\hat{A}$ 은 영향계수의 추정치이고  $A$ 는 실제 시스템의 영향계수이다.  $I$ 는 단위행렬이고  $\bar{\sigma}(\cdot)$ 는 최대 특이값(singular value)을 의미한다. 만일 영향계수 행렬이 정방행렬이고 단일면 밸런싱일 경우의 밸런싱 안정조건은 식 (9)와 같다.<sup>(9)</sup>

$$\left| 1 - \frac{A(\Omega)}{\hat{A}(\Omega)} \right| < 1 \tag{9}$$

단순회전체처럼 자이로스코프 현상을 무시할 수 있는 회전체에서 영향계수와 주파수 응답함수의 크기는 비례하고 위상은 반대 관계에 있다. 따라서, 모달 실험으로 얻어진 주파수 응답함수를 이용하여 간접적으로 영향계수를 유추할 수는 있지만 회전체 동역학의 특성상 정확한 영향계수를 구할 수는 없다. 영향계수와 주파수 응답함수의 선형적인 비례관계를 이용해 영향계수 대신 주파수 응답함수를 안정성 판별에 사용하면 변화하는 시스템의 제어 안정성을 쉽게 판별할 수 있다.

## 3. 능동 밸런싱 장치

### 3.1 능동 밸런싱 장치의 개념

능동 밸런싱 장치는 편심된 두 개의 밸런싱 로터를 적절한 위치로 이동시켜 보정질량 벡터를 생성하여 밸런싱을 하는 장치이다. 능동 밸런싱 로터의 원리를 Fig.2에 도시하였다.

이 연구에서는 복잡한 형태의 기존 밸런싱 장치의 구조적인 문제점을 보완하여 최대한 단순한 구조로 설계하여 부품의 파손 및 이탈, 오작동을 방지하였고

실시간 밸런싱이 가능하도록 빠른 구동과 정밀 제어가 가능한 신뢰성이 높은 설계를 하였다. 영구자석과 전자석 코일간에 발생하는 전자기력을 이용하여 밸런싱 로터를 구동하는 방식을 이용하여 빠른 응답속도와 비접촉식 구동을 실현하였다.<sup>(14-16)</sup>

### 3.2 능동 밸런싱 장치의 설계 및 작동원리

능동 밸런싱 장치의 개념 설계도를 Fig. 3에 나타냈다.<sup>(8)</sup>

밸런싱 로터는 베어링과 조립되어 회전축과 별개로 독립적인 회전이 가능하다. 로터에는 원주방향으로 영구자석이 15° 간격마다 삽입되어 있으며 서로 이웃한 자석의 극성은 반대가 되도록 배열하였고 로터의 안쪽 구멍에 황동을 박아 로터의 불평형을 형성하여 주었다. 회전축과 같이 회전하는 극판(pole plate)은 외측을 자성체로 구성하여 코일에 의한 자속이 흐르는 길목 역할을 한다. 원주 방향으로 감겨있는 코일은 2개 모두 독립적인 전원인가가 가능하며 로터를 구동시키기 위한 자속을 발생시키는 역할을 하고 있

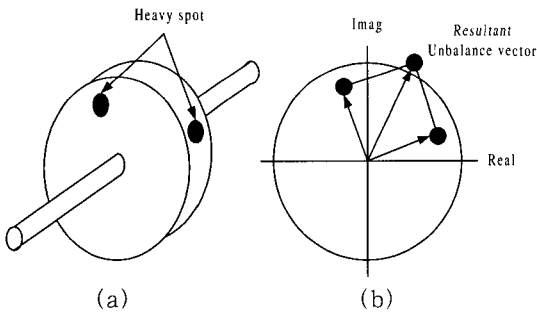


Fig. 2 Principle of active balancing rotor (a) position of balancing rotors (b) resultant unbalance vector

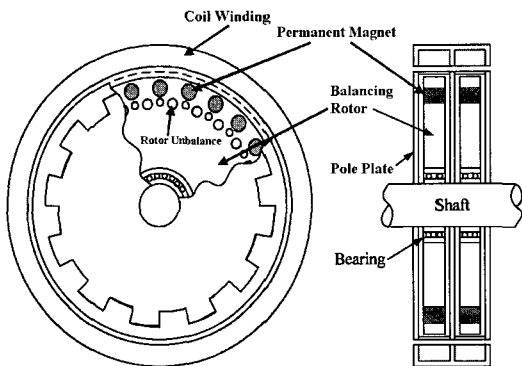


Fig. 3 Schematic of the active balancing device

다. 전원이 인가되지 않을 때 밸런싱 로터는 Fig. 4(c)와 같이 2개의 영구자석이 극판의 외측 자성체에 걸치도록 되어있어 영구자석의 자력이 자성체를 통해 흐르면서 안정한 상태를 유지하여 주어 밸런싱 로터가 슬립(slip)없이 주축과 함께 회전하도록 한다. 전원이 인가될 때의 밸런싱 로터의 구동원리를 Fig. 4에 도시하였다.

드라이버 코일에 전류를 가하게 되면 영구자석에 의한 자속과 코일에 의한 자속의 상호작용으로 위 부분의 자속은 증가하고, 반대로 아래 부분의 자속은 감소한다. 따라서, Fig. 4(a)처럼 로터는 자속 흐름에 수직인 아래방향으로의 힘을 받게 된다. Fig. 4(b)처럼 영구자석이 극판의 중간에 위치할 때 자속밀도(magnetic flux density)가 가장 크고 자기저항은 가장 작다. 순간적으로 코일에 흐르는 전류를 제거하면 로터는 관성에 의해 Fig. 4(c)와 같이 다음 스텝으로 넘어가게 된다. 하나의 전원 펄스에 한 스텝씩 이동

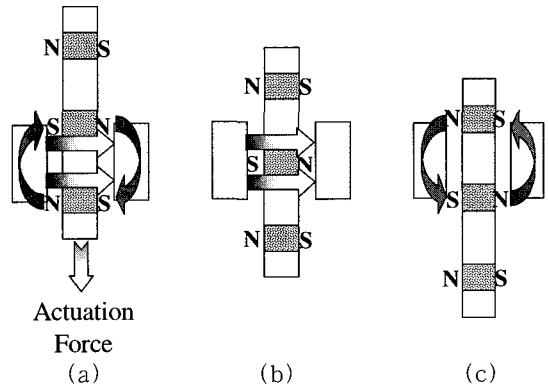


Fig. 4 Principle of rotor moving mechanism

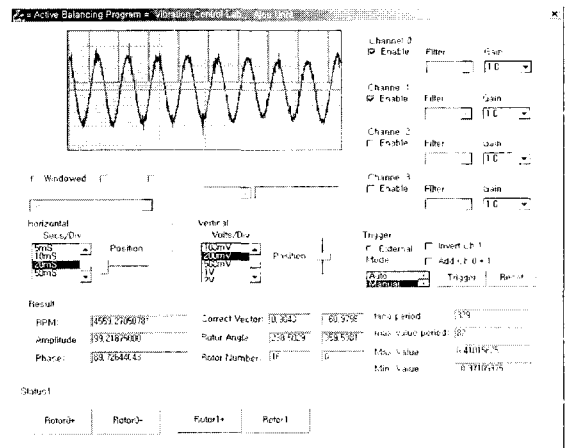


Fig. 5 Adaptive balancing program

하며 연속적으로 로터를 회전시키기 위해서는 전압 펄스의 부호를 바꾸어가며 연속적으로 펄스를 입력하면 된다. 한 스텝 이동은 0.5초 정도의 시간이 소요되고 최대 이동은 12단계이므로 밸런싱 속도는 최대 6초 이내가 된다.

### 3.3 능동 밸런싱 장치의 제어 프로그램

능동 밸런싱 장치를 제어하기 위해 비주얼 C++ (Visual C++)을 이용하여 마이크로소프트 윈도우 환경에서 실행할 수 있는 능동 밸런싱 제어 프로그램을 개발하였다. 진동의 크기, 위상각, 회전속도, 계산된 보정절량을 구현하기 위한 밸런싱 로터의 위치와 진동 그래프를 화면상에 표시하고 이를 Fig. 5에 나타내었다. 계산된 결과대로 밸런싱 로터를 구동시키도록 하는 전압파형을 출력해주는 기능을 수행한다. 샘플링 주파수는 100 kHz이고, 보정절량을 계산하기 위한 영향계수 테이블을 저장하고 있다.

프로그램은 주축의 한계 진동크기를 설정하여 측정되는 진동의 크기가 설정된 한계를 넘으면 밸런싱을 수행하도록 하였다. 밸런싱을 수행한 후에도 프로그램은 주축의 상태를 계속 모니터링하며 주축의 회전속도가 변화하여 진동의 크기가 설정된 한계 이상이 되면 다시 밸런싱을 수행한다.

## 4. 주축시스템 능동 밸런싱 실험

### 4.1 실험장치 및 방법

이 연구에서는 능동 밸런싱 장치를 부착할 수 있는 공작기계용 주축을 새롭게 설계, 제작하였다. 제작된 10,000 rpm급 수평형 머시닝 센터용 주축 시스템을 Fig. 6에 나타내었다.

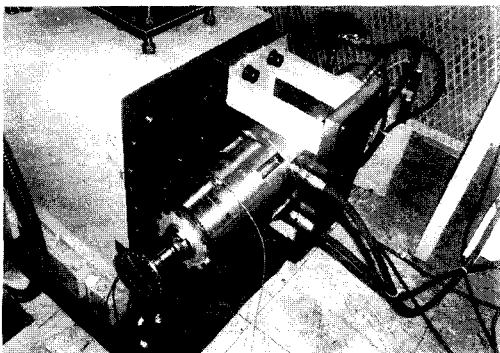


Fig. 6 Spindle system of machining center

하나의 밸런싱 장치를 이용한 단면 밸런싱을 하였으며 밸런싱 목표 위치는 주축 끝부분으로 하였다. 회전속도계(tachometer)를 이용하여 기준신호와 회전속도를 받고 밸런싱 목표 위치인 주축의 전면 베어링 부에 가속도계(accelerometer)를 설치하여 진동신호를 측정하였다. 실험에 이용된 장치를 Fig. 7에 나타내었고 실험장비 제원을 Table 1에 나타내었다.

기준신호와 진동신호는 잡음을 제거하기 위해 대역통과필터(bandpass filter)를 거친 후 A/D 변환보드를 통하여 컴퓨터에서 획득된다. 획득된 기준신호와 진동신호를 이용하여 불평형진동의 크기와 위상각을 계산한다. 계산된 불평형진동과 프로그램에 미리 입력된 영향계수를 이용하여 보정절량 벡터를 계산하고 이를 만들어내기 위한 밸런싱 로터의 최적 회전각도를 결정한다. 결정된 위치로 각 밸런싱 로터를 이동시키기 위한 전압파형 신호를 D/A보드를 통해 펄스폭 변조(PWM: pulse width modulation) 방식으로

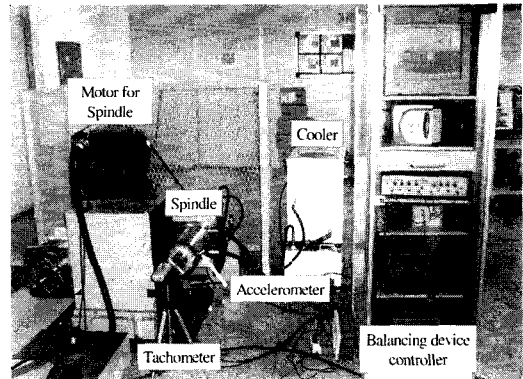


Fig. 7 Balancing experimental setup

Table 1 Experimental equipment

| Item                    | Maker/Model                               |
|-------------------------|---|
| A/D and D/A board       | Data translation/DT-3001                  |
| Spindle motor           | YASKAWA/(up to 10,000 rpm)                |
| Displacement sensor     | Bently Nevada/Proximity transducer system |
| Tachometer              | OnoSokki/HT-5200                          |
| Lowpass filter          | Wavetek/Model 852                         |
| Power supply            | Seo Ho/42RS-3                             |
| Computer and controller | Pentium II-450 MHz personal computer      |
| Accelerometer           | PCB/333-B-32                              |
| Oscilloscope            | Tektronix/TSD210                          |

드라이버부에 전압을 인가하는 전원장치에 전달한다. 드라이버 코일에 전원이 인가되면 앞에서 설명한 밸런싱 로터의 구동원리에 따라 각각의 밸런싱 로터를 원하는 위치로 이동시켜 밸런싱을 하게 된다.

회전속도에 따른 주축의 초기 불평형 응답을 Fig. 8에 도시하였다. 이 결과를 이용하여 보정질량을 구한 후 줄 로터의 불평형량을 결정하였다.

초기 불평형 응답과 능동 밸런싱 장치를 이동시켜 임의의 시도 질량을 생성한 후 측정된 불평형 응답을 이용하여 얻어진 회전 속도에 따른 영향계수는 Fig. 9와 같다. 얻어진 이 영향계수들은 제어이득행렬로 입력된다.

#### 4.2 시스템 안정성 판별

머시닝 센터와 같은 공작기계는 가공 시 수 차례의 공구 교환으로 질량이 변화되어 시스템의 변화를 일

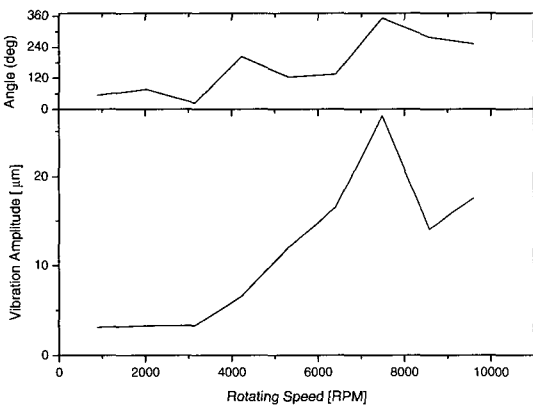


Fig. 8 Initial unbalance response of the rotor system by rotational speed

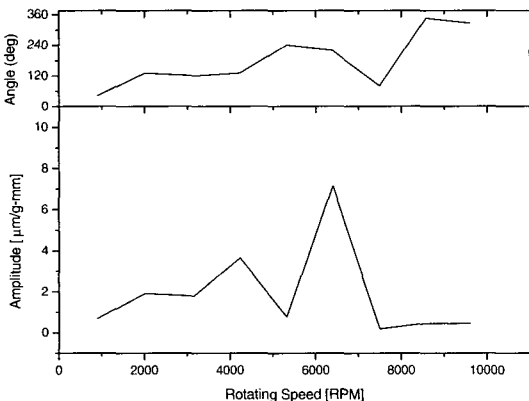


Fig. 9 Influence coefficients of the rotor system by rotational speed

크게 영향계수의 변화를 가져올 수 있다. 기준 모델을 통해 얻어진 기준 영향계수의 안정성을 판별하기 위하여 몇 가지 대표적인 공작기계 공구를 선정하여 안정성 실험을 수행하였다.

Fig. 10에서와 같이 공구 홀더가 장착되는 부위에 가속도계를 설치하고 반대편을 임팩트 해머(impact hammer)로 가진하여 주파수 응답함수를 얻었다. 실험에 이용된 다양한 공구모델은 Fig. 11과 같다.

각 모델의 500 Hz까지의 주파수 응답함수 측정결과를 Fig. 12에 나타내었다. 300 Hz 정도까지는 고유진동수의 변화가 거의 없으나 400 Hz 이후에서는 변화폭이 점점 커졌다. 공구의 질량이 증가할수록 고유진동수는 낮아지고 진폭은 커지는 경향을 보인다. 회전체 동역학에서 영향계수와 주파수응답함수는 크기는 비례하고 위상은 반대인 관계가 있음을 확인할 수 있다. 이 관계와 식 (9)를 이용하여 주파수응답함수의 안정성 곡선을 구하면 Fig. 13에 나타낸 것과 같

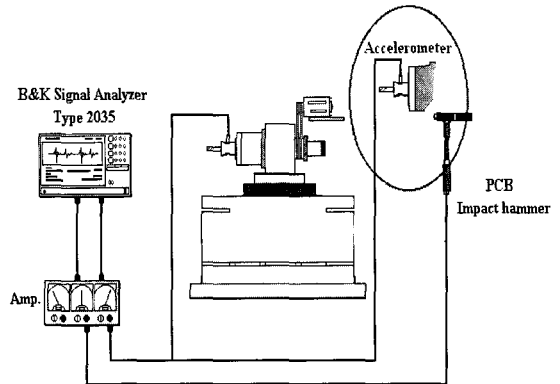
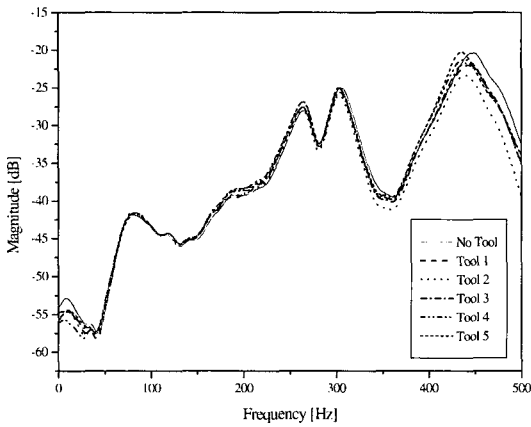


Fig. 10 Model of modal testing

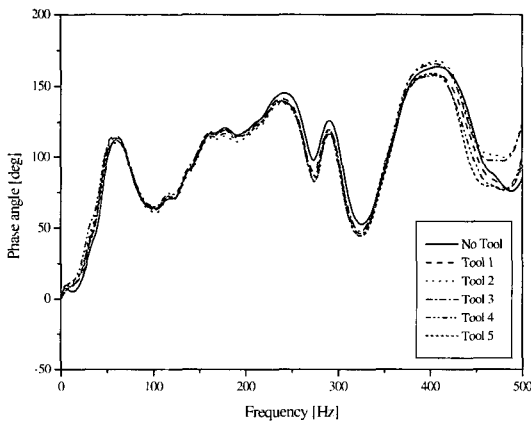


Fig. 11 Tool and tool-holder models for experiment

다. 기준 주파수 응답 함수는 공구를 장착하지 않은 상태의 것으로 하였다.



(a) Magnitude of FRFs



(b) Phase angle of FRFs

Fig. 12 Frequency response function of various tools

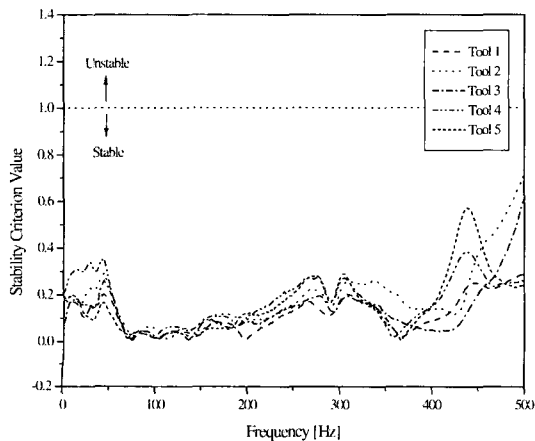


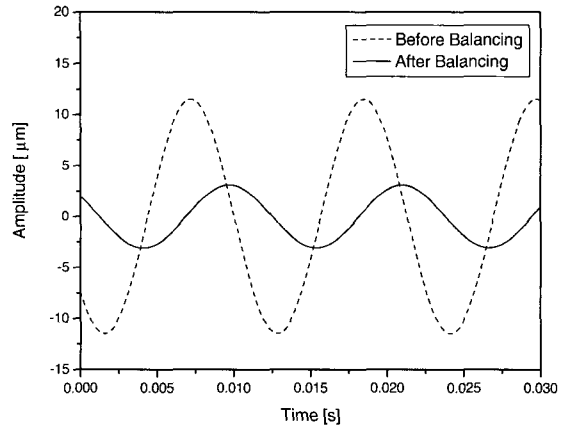
Fig. 13 Stability criterion curve

실험에 사용된 모델들은 모두 500 Hz까지 안정역에 있다. 공구를 장착하지 않은 모델을 기준모델로 사용하였으나 일반적으로 공작기계는 공구를 장착한 상태로 운행된다. 따라서, 실험에 사용된 공구 중 가장 가벼운 Tool 1을 기준 공구로 설정하여 측정된 영향계수를 사용할 경우 다른 공구가 장착되어도 안정된 밸런싱이 수행될 것이다.

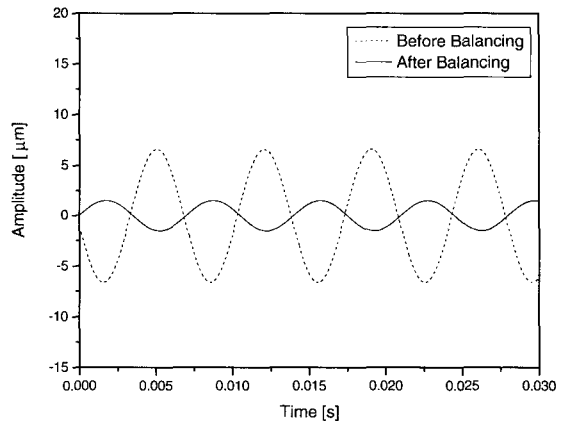
이 결과는 실험에 사용된 공구 모델에서 나타난 질량 변화의 범위에 대해서만 해당되지만 고속 공작기계는 고속회전에 적합하도록 주축 시스템이 강건 설계되므로 실제적으로는 대부분의 공구 교환에 대해 제어 안정성을 확보할 것이다.

### 4.3 능동 밸런싱 실험 결과

능동 밸런싱 실험을 2,000 rpm에서 9,000 rpm까지 약 600 rpm 간격으로 수행하였다. 속도에 따른 영향



(a) Vibration response at 5,300 rpm



(b) Vibration response at 8,600 rpm

Fig. 14 Vibration response of before and after balancing

계수는 밸런싱 실험 이전에 미리 측정하여 제어 프로그램 내에 입력하였다. 필요한 영향계수가 미리 입력된 영향계수 사이에 있으면 보간법(interpolation)을 이용하여 추정하였다. 주축의 운전 중에 회전속도, 진동 크기, 위상을 측정하여 보정질량을 계산한 후 두 개의 로터를 회전체 작동 중에 밸런싱을 위한 위치로 구동시켰다.

회전속도 5,300 rpm과 8,600 rpm에서의 밸런싱 결과를 Fig. 14에 나타내었다.

밸런싱을 제어하는 프로그램에 한계 진동을 7  $\mu\text{m}$  peak-to-peak로 설정하였으며, 5,300 rpm에서 밸런싱을 수행한 후 주축을 정지시키지 않고 운전속도를 8,600 rpm으로 변경하여 밸런싱을 수행하는 실험을 하였다. 5,300 rpm에서 초기 불평형 응답은 22  $\mu\text{m}$  peak-to-peak이었으며 밸런싱 후 응답이 약 6  $\mu\text{m}$  peak-to-peak로 감소하였다. 주축을 정지시키지 않고

회전수를 8,600 rpm으로 증가시키자 불평형 응답이 14  $\mu\text{m}$  peak-to-peak으로 커졌고, 다시 밸런싱을 수행하여 응답이 약 4.3  $\mu\text{m}$  peak-to-peak로 감소하였다. 5,300 rpm에서 밸런싱 후 진동이 약 73 % 감소하였고, 8,600 rpm에서는 밸런싱 후 진동이 약 70 % 감소하였다.

밸런싱 후 진동이 0에 가깝게 되지 않는 이유는 단면밸런싱의 한계이기도 하지만, 두 로터의 분해능이 보정질량을 정확하게 구현하여 주지 못하기 때문이기도 하다.

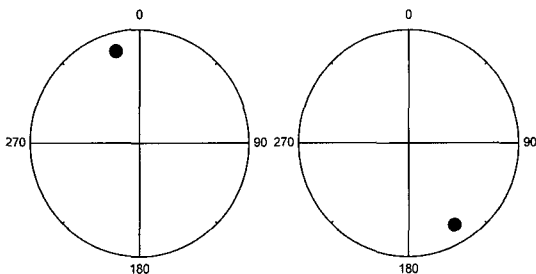
능동 밸런싱 실험 결과를 통해 본 연구에서 사용한 영향계수 행렬을 이용한 회전체의 능동 밸런싱 방법이 효과적으로 적용될 수 있음을 알 수 있었다. 각 밸런싱 단계에서의 밸런싱 수행속도는 최대 5초 이내로 기존의 연삭기용 자동 밸런싱 장치의 일정속도에서의 밸런싱 수행 속도가 1분 이내인 점을 감안하면 아주 빠른 밸런싱을 수행한다고 할 수 있다.

Table 2는 보정질량의 위치와 이를 구현한 로터의 각도를 나타낸 것이고, Fig. 15는 각 회전수에 따라 보정질량이 로터에 구현된 것이다.

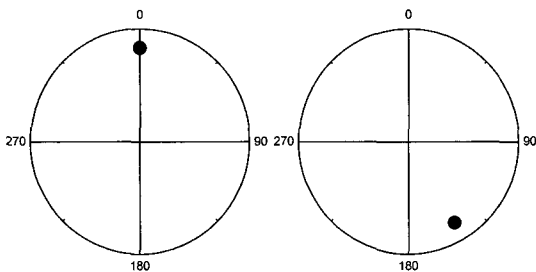
고속 동작기계의 경우 운전속도에 이르는 동안 몇 개의 임계속도를 통과할 수 있기 때문에 이를 위해서 주축의 가속 중 밸런싱 작업이 반드시 필요하다. 또한 고속 주축시스템의 경우 수 초 이내에 운전속도에 도달하는데 이는 현재 밸런싱 수행속도인 5초에 비해 매우 빠르다. 따라서, 이를 위하여 밸런싱 수행 속도를 더욱 단축할 수 있는 설계개선과 과도응답에 신속히 대응할 수 있는 밸런싱 제어기법의 개발에 대한 추후 연구가 필요하다.

Table 2 Unbalance correction vector for balancing

| Speed [rpm] | Correction unbalance [g-mm] | Balancing rotor positions |
|-------------|-----------------------------|---------------------------|
| 5,300       | 250.1 $\angle$ 64.5°        | 345°, 150°                |
| 8,600       | 310.4 $\angle$ 73.1°        | 0°, 150°                  |



(a) Balancing rotor position at 5,300 rpm



(b) Balancing rotor position at 8,600 rpm

Fig. 15 Balancing rotor position for making correction vector

## 5. 결 론

이 논문에서는 새로운 형태의 능동 밸런싱 장치를 동작기계에용 고속주축에 장착하여 능동 밸런싱을 수행하였다. 영향계수를 기반으로 한 능동 밸런싱 기법을 제시하였는데 각 회전속도에 대한 영향계수를 이득값으로 입력하여 사용하는 이득 스케줄링 제어를 사용하였다. 공구변화에 따른 시스템의 안정성 판별 실험을 수행한 결과 주축 시스템의 공구변화에도 밸런싱에 사용한 영향계수가 안정영역 안에 있음을 확인할 수 있었다. 또한, 제작된 능동 밸런싱 장치와 능동 밸런싱 방법을 이용하여 주축 시스템의 능동 밸런싱 실



험을 한 결과, 5,300 rpm에서는 22  $\mu\text{m}$  peak-to-peak의 초기 불평형 응답이 밸런싱 후 6  $\mu\text{m}$  peak-to-peak로 73 %의 진동이 감소되었고, 8,600 rpm에서는 14  $\mu\text{m}$  peak-to-peak의 불평형 응답이 밸런싱 수행 후 4.3  $\mu\text{m}$  peak-to-peak로 70 %의 진동이 감소되었다. 위험속도 부근을 포함한 2,000 rpm에서 9,000 rpm까지의 전 운전영역에서 초기 불평형 응답의 70 % 이상의 진동이 저감되는 결과를 나타내 운전 중 능동 밸런싱을 성공적으로 수행하였다.

## 후 기

이 연구는 산업자원부의 산업기반기술개발사업의 연구비 지원에 의해 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

## 참 고 문 헌

- (1) Vande Vegte, J., 1981, "Balancing of Flexible Rotors During Operation," *Journal of Mechanical Engineering Science*, Vol. 23, No. 5, pp. 257~261.
- (2) Gosiewski, Z., 1985, "Automatic Balancing of Flexible Rotors, Part I: Theoretical Background," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 100(4), pp. 551~567.
- (3) Gosiewski, Z., 1987, "Automatic Balancing of Flexible Rotors, Part II: Synthesis of System," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 114(1), pp. 103~119.
- (4) Kim, Y. D., 1985, "Automatic Modal Balancing of Flexible Rotors During Operation by Using a Single Balancing Head," Ph. D. Dissertation, KAIST.
- (5) Lee, C. W., Joh, Y. D., and Kim, Y. D., 1990, "Automatic Modal Balancing of Flexible Rotors During Operation: Computer Controlled Balancing Head," *Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers*, Vol. 204, pp. 19~25.
- (6) 최상규, 전오성, 2001, "탄성회전체의 기계적 평형잡기 방법과 기준(IS 11342)," 한국소음진동공학회, 춘계학술대회논문집, pp. 811~818.
- (7) 김봉석, 김종수, 이수훈, 2001, "영향계수를 이용한 고속주축 시스템의 자동밸런싱 기법에 관한 연구," *한국정밀공학회*, 제 18 권, 제 8 호, pp. 48~53.
- (8) 김종수, 박현규, 이수훈, 2002, "고속회전체의 능동 밸런싱에 관한 연구 (I): 능동 밸런싱 장치의 개발," *한국정밀공학회*, 제 19 권, 제 4 호, pp. 140~146.
- (9) 김종수, 문종덕, 이수훈, 2002, "고속회전체의 능동 밸런싱에 관한 연구 (II): 제어 안정성과 응용," *한국정밀공학회*, 제 19 권, 제 4 호, pp. 147~153.
- (10) Mark S. Darlow, 1989, *Balancing of High-Speed Machinery*, Springer-Verlag.
- (11) Fredric F. Ehrich, 1992, *Handbook of Rotordynamics*, McGraw-Hill.
- (12) Stephen W. Dyer, 1999, "Adaptive Optimal Control of Active Balancing Systems for High-speed Rotating Machinery," Ph. D. Dissertation, Univ. of Michigan.
- (13) Shin, K. K., 2001, "Adaptive Control of Active Balancing Systems for Speed Varying Rotating Machinery," Ph. D. Dissertation, Univ. of Michigan.
- (14) Knospe, C. R., and Tamer, S. M., 1997, "Experiments in Robust Control of Rotor Unbalance Response using Magnetic Bearings," *Mechatronics*, Vol. 7, No. 3, pp. 217~229.
- (15) Zeng, S., and Wang, X. X., 1998, "The Electromagnetic Balancing Regulator and the Automatic Balancing System," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 209(1), pp. 5~13.
- (16) Stephen W. Dyer, et al., 1998, "Electromagnetically Actuated Rotating Machine Unbalance Compensator," U. S. Patent 5757662.