

## 고속 스피ن들의 채터 안정선도

신성범\*, 이현화<sup>+</sup>, 김종수<sup>+</sup>, 김지용<sup>+</sup>, 양민양<sup>+</sup>  
(논문접수일 2010. 04. 13, 심사완료일 2010. 05. 17)

### A Study on Chatter Stability of High Speed Spindle

Seongbeom Shin\*, Hyun Hwa Lee<sup>+</sup>, JiS. Kim<sup>+</sup>, Ji Yong Kim<sup>+</sup>, Min Yang Yang<sup>+</sup>

#### Abstract

This paper presents the chatter stability lobes of high speed spindle of five-axis machine tools. Using a FEM, we obtained the frequency response function of a spindle and the stability lobes for evaluation of chatter. In addition, this paper suggest FRF using by FEM for the prediction of chatter stable region and critical cutting depth. Therefore, critical cutting depth of is 1.3586mm and X,Y direction's chatter frequency is 901Hz and 900Hz, respectively.

**Key Words** : FRF(주파수 응답 함수), Chatter(채터), Stability lobes(안정선도), Critical cutting depth(임계절삭깊이), Spindle(스핀들), FEM(유한요소해석), Self-exited vibration(자력진동), Dynamic Stiffness(동적 강성)

### 1. 서론

공작기계는 구조물의 구조 강성 측면에서 설계 및 생산되어 왔다. 그러나 생산 전에 가공 시스템의 동특성(Dynamic compliance)을 파악하여 보다 큰 강성을 가질 수 있는 선행 해석이 요구되고 있다. 또한 설계 단계에서 예측하지 못한 요인들로 인해 현장에서 절삭 가공 시 특정 가공 조건에서는 동적으로 불안정한 채터가 발생하게 되는데 가공 시스템의 불안정성인 채터는 그 원인이 공작기계의 구조적 측면에서 정적 강성에만 의존하는 것이 아니라 공구 구조물, 공작물, 그리고 프로세스가 통합된 절삭 매커니즘과 관련되어 있다. 때문에 공작기계의 생산 전에 동적해석을 선행하여 위와 같

은 문제점을 보완할 수 있게 된다.<sup>(1)</sup>

동적 해석을 이용해 채터 안정성을 판단하게 되면 채터로 인해 생기는 공구의 파손을 방지하여 절삭 가공을 이용한 산업 분야에 있어 가공 비용을 낮출 수 있고 가공 생산성을 높일 수 있을 것이다. 더욱이, 채터의 발생은 공작기계 스피인들 부를 손상시켜 공작기계 자체를 파손시키고 수명 저하를 촉진시킨다. 따라서, 사전에 채터를 예측하고 공작기계의 채터 강성을 증가시켜 보다 질 좋은 제품을 생산하여 고부가가치 부품소재의 가공에 양질의 기술 서비스를 제공할 수 있도록 하는 공작기계의 동적 해석에 관련된 연구가 요구된다.<sup>(1)</sup>

본 논문에서는 스피인들의 Modal 해석을 통해 공진주파수를 찾고 조화가진 해석을 통해 채터 안정성을 평가해 보았다.

\* 한국과학기술원 기계공학과 (tigerwow@kaist.ac.kr)  
주소: 305-701 대전광역시 유성구 과학로 335  
<sup>+</sup> 한국과학기술원 기계공학과

## 2. 채터 모델의 안정성 평가

실제 생산된 제품은 설계 단계에서 예측하지 못한 요인들로 인해 절삭 가공 시 특정 가공 조건에서는 동적으로 불안정한 채터가 발생된다. 채터가 발생하면 구조물의 진동이 심해져 공구는 가공 경로를 벗어나게 되고 이로 인해 값비싼 가공품의 품질은 손상되어 경제적 손실을 유발시킨다. 또한, 채터로 인해 생기는 잦은 공구의 파손은 절삭 가공을 이용한 산업 분야에 있어 가공 비용을 높이고 가공 생산성을 떨어뜨리는 주요인이 되고 있다. 이 때문에 제품 설계 이전에 유한 요소 해석을 통해 얻은 정보를 바탕으로 채터 안전선도에 대한 평가가 절실히 요구 되고 있다.

따라서 스피들의 동특성 해석을 통해서 얻은 주파수 응답 함수를 이용하여 채터 안정 선도를 그리고 스피들의 회전수에 따른 채터로부터 안정한 임계 절삭 깊이를 예측하는 해석을 실시하였다.

### 2.1 채터 모델의 기본 이론

절삭 가공 시 나타나는 자러 진동 채터는 H.E. Merritt<sup>(2)</sup>에 의해 절삭 과정에 제어 이론을 도입하여 페루프의 세련된 모형으로 나타내었다. 이는 다시 수식화 과정을 통해 특성방정식을 만들어 이를 주파수 영역으로 가져와 채터의 핵심 문제인 안정성을 평가하게 된다. 특성방정식에서 구조물의 동적 순응성이 영이 되거나 정적 강성이 영이 되면 실제 절삭 깊이와 기준 절입량이 일치하게 되어 채터가 발생하지 않는다. 따라서, 구조물의 동적 순응성이 채터의 궁극적인 원인이 되므로 공작기계 구조물에 적절한 동적 강성을 증가시키는 것이 채터 강성을 해결하는 근본 대책이라 할 것이다.

H. E. Merritt에 의해 제안된 채터 모델은 밀링 가공과 같은 2차원 절삭으로 확장되었다. Y. Altintas와 E. Budak은 채터 진동 예측 이론을 해석적인 방법으로 접근하였다.<sup>(3-5)</sup> 이는 여러 실험을 통해 공작기계 사용자가 실제 사용할 수 있도록 검증되었다.

#### 2.1.1 밀링 가공 모델

2차원 밀링 가공에서의 자러 진동 해석은 Fig. 1 과 같이 공작기계의 기준 좌표계 x-y를 설정하고 z 축을 중심으로 회전수  $\Omega$ 로 회전(spin)하는 N 개의 날을 가진 밀링 공구의 j 번째 날 끝에 피삭재에 의해 공구에 작용하는 절삭력의 방향과 동일한 방향으로 u-v 회전 좌표계를 설정하여 해석을 한다. 첫째, 구조물의 진동에 의해 생긴 동적 칩두께와 공구의 전체 날에 작용하는 절삭력과와의 관계를 수식화하면

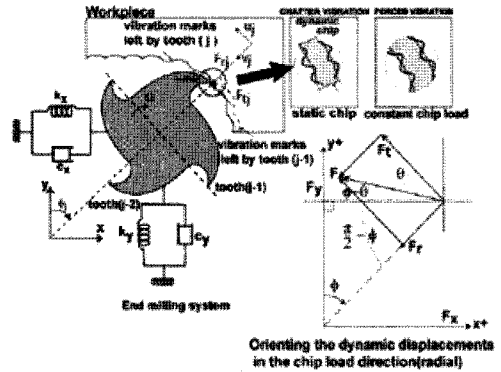


Fig. 1 2-DOF Milling system

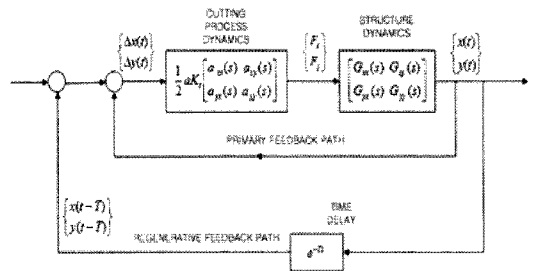


Fig. 2 Chatter models of milling system

$$\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} = \frac{1}{2} a K_t \begin{bmatrix} a_{xx} & a_{xy} \\ a_{yx} & a_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta x \\ \Delta y \end{Bmatrix} \quad (1)$$

이다. 여기서, 시간에 따라 변하는 동적 방향 계수는 푸리에 급수 전개에 평균 요소만을 취하더라도 유효한 결과를 얻을 수 있다. 둘째, 공구 및 스피들 시스템은 공구 날에 가속도 센서를 부착하고 충격 헤머로 가진 하여 전달 함수를 구한다.

$$\begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \Phi_{xx}(i\omega) & \Phi_{xy}(i\omega) \\ \Phi_{yx}(i\omega) & \Phi_{yy}(i\omega) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} \quad (2)$$

셋째, 공구의 회전에 의해 절삭이 이루어지는 현재 파형과 한 주기 이전의 파형에 의해 결정되는 미변형 칩두께는

$$\Delta x = x(t) - x(t - T), \quad \Delta y = y(t) - y(t - T) \quad (3)$$

이다. 식 (1), (2), 및 (3)을 조합하면 Fig. 2 와 같이 채터 모형이 완성된다.

### 2.1.2 채터 안정선도

가공 안정성을 해석하기 위하여 채터 모형을 라플라스 변환을 통해 주파수 영역으로 변환하고 특성방정식을 구한다.

$$\det \left[ [I] - \frac{1}{2} aK_t (1 - e^{i\omega_c T}) [A_0] [\Phi(i\omega_c)] \right] = 0 \quad (4)$$

이는 고유값 문제(eigenvalue problem)로

$$\det [ [I] + A [\Phi_0(i\omega_c)] ] = 0 \quad (5)$$

와 같이 기술되고 해를 구하면 각 채터 주파수에 대하여 스피ndl의 회전 속도와 채터 안정 절입량을 얻는다. 이를 도식화하면 채터 안정 선도가 작성된다. 여기서, 채터 한계 절삭 깊이는

$$a_{lim} = - \frac{2\pi A_R}{NK_t} (1 + \kappa^2) \quad (6)$$

이고, 이에 대응하는 스피ndl 속도는

$$n = \frac{60\omega_c}{N(\epsilon + 2k\pi)}, \quad k = 0, 1, 2, \dots \quad (7)$$

이다.

### 2.1.3 밀링 절삭력 상수

실험으로 절삭력 상수를 측정하는 방법은 공구의 잠입율(immersion)과 절삭 깊이를 고정시키고 날당 이송량을 바꾸어 가며 x, y, z 방향의 평균 절삭력을 측정한다.<sup>(6-8)</sup> 엔드밀로 슬로팅하는 경우, 한 주기당 평균 절삭력은 이송량의 선형 함수로 나타난다. 즉,

$$\overline{F_q} = \overline{F_{qc}} + \overline{F'_{qc}} \quad (q = x, y, z) \quad (8)$$

각 이송량에 따른 평균 절삭력은 회귀분석(linear regression)을 통해 절삭성분을 추정할 수 있다. 접선 방향(tangential)과 반지름 방향(radial)의 절삭력 상수를 구하면

$$K_{tc} = \frac{4\overline{F_{yc}}}{Na}, \quad K_{rc} = \frac{-4\overline{F'_{xc}}}{Na} \quad (9)$$

이 된다.

## 3. ANSYS를 활용한 유한 요소 해석

보통 가공기에 쓰이는 스피ndl(Spindle)은 고속회전을 하기 때문에 이를 위해 벨트나 기어는 사용이 어렵다. 따라서 벨트나 기어가 없는 구조의 내장형 모터(built-in motor)가 많이 사용되는데 Fig. 3은 모터 내장형 스피ndl의 도면으로, 이 스피ndl을 토대로 모델링을 하고 해석을 수행하였다.

본 해석은 상용 구조해석 프로그램인 ANSYS를 이용하였으며, 다음의 Table 1은 모델링 과정에서 사용한 조건들을 나열한 것이다.

먼저, 모델링 단계에서는 스피ndl의 재료를 고속도 공구강(AISI M42)로 부여하였고, 베어링의 물성치는 FAG사의 HCB7014C TP4S의 사양을 참조하였으며, 스피ndl과 일체형으로 붙어있는 모터의 회전자 부분은 스피ndl과 함께 거동하기 때문에 하나의 몸체로 가정하였다.

채터 안정 선도에 영향을 주는 설계인자로 스피ndl 고유의 감쇠비(damping ratio)와 채터 주파수를 포함하는 양의 실수 λ(real lamda)구간 등이 있다. 감쇠비는 기본적으로 0.01~0.02의 값을 사용하고, 채터 주파수는 조화 가진 해석을 통해 구한다. 정확한 채터 해석을 위해 스피ndl 베어링 시스템에 공구와 콜릿(collet)을 추가하여 모델링을 하였다. Fig. 4는 공구와 콜릿을 고려하여 모델링한 것을 나타내었다.

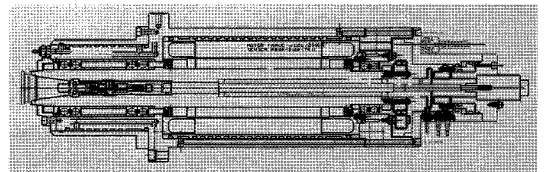


Fig. 3 A Drawing of motorized spindle-bearing system

Table 1 ANSYS modeling conditions

| Part (Materials)              | Spindle (Steel)            | Bearing (Massless)               |
|-------------------------------|----------------------------|----------------------------------|
| Material Properties           | E = 209GPa                 | k = 210N/μm                      |
|                               | ν = 0.30                   |                                  |
|                               | ρ = 7,980kg/m <sup>2</sup> |                                  |
| Element Type (ANSYS Settings) | Solid Mass (20 node 95)    | Spring-Damper Element (Combin14) |
| Mesh Type                     | Sweep (Hexagonal)          |                                  |
| Element Number                | 10521                      |                                  |
| Node Number                   | 48466                      |                                  |

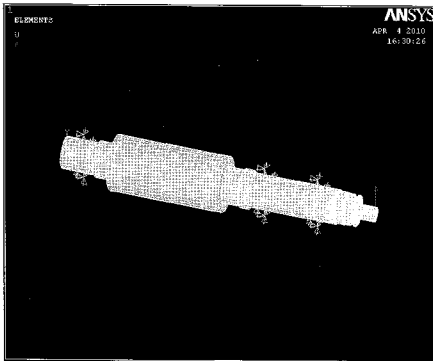


Fig. 4 Collet and tool integrated model

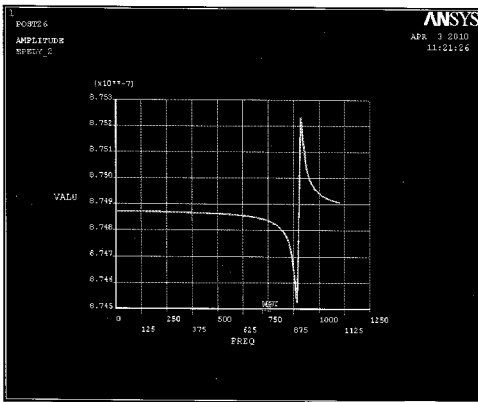


Fig. 5 Resonance frequency of harmonic analysis (from 0Hz to 1100Hz)

### 3.1 Modal & 조화가진 해석

채터 안정선도를 확인하기 위한 조화가진 해석은 공진이 발생하는 주파수 근처의 정밀한 데이터를 필요로 한다. 따라서 전체 주파수 대역에 대한 조화가진 해석은 많은 시간이 소요되므로 Modal 해석을 통해 스핀들의 고유 1차 모드를 확인하였다. 1차 모드는 900.14Hz에서 발생하였다. Fig. 5는 1차 모드를 포함하는 0~1100Hz 범위에서 조화가진 해석을 수행하여 정확하게 공진 주파수를 파악한 주파수응답함수(FRF)이다. 1차 고유진동수는 Modal 해석과 비슷한 900Hz에서 발생하였다.

공진 주파수를 포함하는 전후의 조밀한 데이터를 구하기 위해, 1차 모드가 존재하는 870Hz와 930Hz 사이에서 1Hz 간격으로 조화가진 해석을 수행하였다. Modal 해석과 마찬가지로 같은 모델을 사용하였다. 조화가진 해석은 공구 끝단에 절삭력을 부여하고, 그 힘이 주기함수의 형태로 가해졌을

Table 2 Results of analysis

|   | Modal Analysis | Harmonic Analysis |       |
|---|----------------|-------------------|-------|
|   |                | X-dir             | Y-dir |
| 1 | 900.14Hz       | 901Hz             | 900Hz |

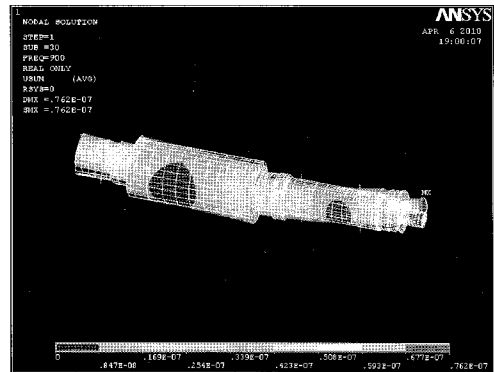


Fig. 6 View of deformed body by harmonic analysis

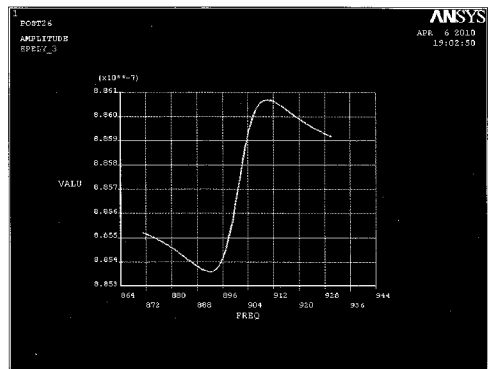


Fig. 7 Resonance frequency of harmonic analysis (from 870Hz to 930Hz)

때 스핀들의 공진 특성을 보는 방법이다. 이 때 X 방향에 힘을 주었을 때와 Y 방향에 힘을 주었을 때를 나누어 해석을 하였다. 이를 통해 채터 안정선도를 확인할 수 있게 된다. Table 2는 스핀들의 Modal 해석 결과와 좁은 주파수 범위로 수행한 공진 주파수 해석 결과를 보여주고 있다. Fig. 6은 조화가진 해석 시 공진 주파수에서 변형된 스핀들의 형상을 보여주며 Fig. 7을 그 때의 공진 주파수를 나타낸다.

### 3.2 채터 해석 결과

공구와 콜릿을 포함한 모델의 Modal 해석을 통해 1차고

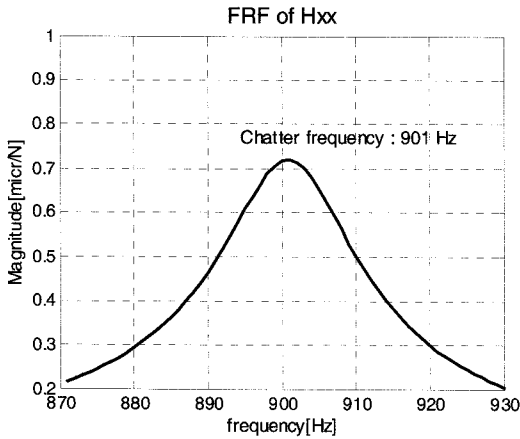


Fig. 8 FRF of X-direction : 901(Hz)

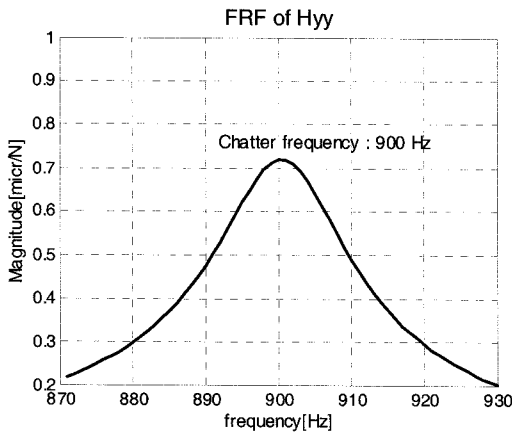


Fig. 9 FRF of Y-direction : 900(Hz)

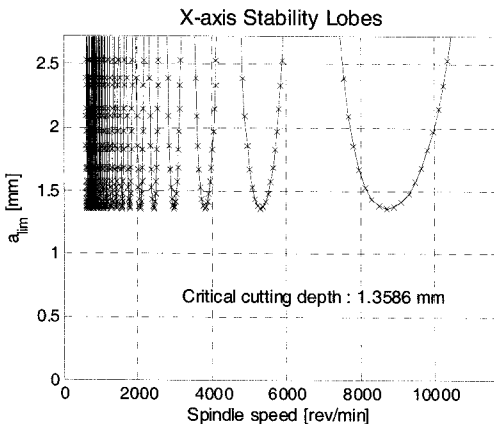


Fig. 10 Chatter stability lobes

유 진동수가 900.14Hz에서 나타남을 확인하였다. 조화가진 해석은 이 1차 모드를 포함하여 수행하였고 900Hz에서 1차 고유진동수가 발생함을 확인하였다.

채터 안정선도를 구하기 위해서는 1차 고유진동수 전후의 주파수 범위 내에서 실수인  $\lambda$  값이 양이 되는 구간이 필요하다. 따라서 870Hz부터 930Hz까지 X축과 Y축 방향으로 조화가진 해석을 수행하였고, 여기서 얻은 실수와 복소수를 채터 해석에 이용하였다.

Fig. 8 과 Fig. 9 에 X축과 Y축의 채터 주파수를 나타내었고, 이를 이용하여 구한 채터 안정선도를 Fig. 10 에 나타내었다. 임계 절삭 깊이는 1.3586mm로 실제 공정에서 안정적인 가공을 수행하기에 어려울 수 있다. 하지만 이는 실험을 통해 얻을 수 있는 베어링 강성과 절삭력 상수를 해석 과정에서 일반적으로 사용하는 수치로 이용하였기 때문에 결과에 오차가 발생한 것으로 사료 된다.

#### 4. 결론

공작기계의 생산 전에 가공 시스템의 동특성을 파악하여 채터의 발생을 예측하고, 보다 큰 강성을 가질 수 있는 선행 해석이 요구되고 있다. 이는 채터의 발생이 공작기계 스핀들 부를 손상시켜 기계 자체를 파손하고 공구의 수명 저하를 촉진시키기 때문이다. 따라서 본 논문에서는 스핀들의 Modal 해석을 통해 1차 공진모드를 확인하고, 조화가진 해석을 통해 채터 주파수를 구하여 채터 안정성을 평가하였다.

- (1) 해석을 위해 상용 프로그램인 ANSYS를 이용하여 모터 내장형 스핀들의 모델링과 해석을 수행.
- (2) Modal 해석과 조화가진 해석을 통해 모델링 된 스핀들의 동특성을 파악.
- (3) 이를 바탕으로 특정 공작기계의 스핀들 속도에 대한 절삭 깊이의 안정 한계를 표시한 채터 안정선도를 구하여 해당 모델의 임계 절삭 깊이를 계산.
- (4) 임계 절삭 깊이는 X 방향의 채터 주파수(901Hz)와 Y 방향의 채터 주파수(900Hz)로부터 계산하였고 그 값은 1.3586mm임.

#### 후 기

본 연구는 지식경제부 주관의 산업원천기술 개발사업의 일환으로 진행된 ‘고정밀 대형 부품가공용 복합가공기 개발’ 과제에 의해 수행되었습니다.

## 참 고 문 헌

- (1) Jeong, N. S and Yang, M. Y, 2009, "Analytical Prediction of Chatter Vibration in Milling Process", *Transactions of KSME*, Vol. 33, No. 3, pp. 210~217.
- (2) Merritt, H. E, 1965, "Theory of Self-Excited Machine Tool Chatter", *Journal of Engineering for Industry*, Vol. 87, pp. 447~454.
- (3) Altintas, Y and Budak, E, 1995, "Analytical Prediction of Stability Lobes in Milling," *Annals of CIRP*, Vol. 44, No. 1, pp. 357~362.
- (4) Budak, E and Altintas, Y, 1998, "Analytical Prediction of Chatter Stability in Milling - Part I : General Foundation," *Transaction of ASME, Journal of Dynamic System, Measurement and Control*, Vol. 120, pp. 22~30.
- (5) Altintas, Y, 2000, *Manufacturing Automation: Metal Cutting Mechanics, Machine Tool Vibrations and CNC Design*, Cambridge University Press, New York.
- (6) Budak, E, Altintas, Y, and Armarego, E. J. A, 1996, "Prediction of Milling Force Coefficients from Orthogonal Cutting Data," *Trans. ASME, Journal of Manufacturing Science and Engineering*, Vol. 118, pp. 216~224.
- (7) Kim, S. U, Jeong, N. S, Lee, K. J, and Yang, M. Y, 2009, "A Study on the Chatter Resistance Analysis using Virtual FRF," *Korea Society of Machine Tool Engineers Spring Conference 2009*, pp. 344~347.
- (8) Chang, H. K, Kim, I. H, and Jang, D. Y, 2007, "Chatter Monitoring of Milling Process using Spindle Displacement Signal", *Transactions of the KSMTE*, Vol. 16, No. 6 pp. 140~145.