

# 선삭가공에서 미세변위제어에 의한 채터진동의 안정성 판별에 관한 연구

정의식\*, 황 준<sup>+</sup>

(논문접수일 2004. 2. 25, 심사완료일 2004. 7. 2)

## A Study on the Evaluation of Stability for Chatter Vibration by Micro Positioning Control in Turning Process

Eui-Sik Chung\*, Joon Hwang<sup>+</sup>

### Abstract

In order to evaluate the stability of chatter vibration in turning process, the micro-positioning cutting test with artificial tool vibration by piezoelectric actuation were carried out. In experiment, the phase lags between cutting forces and chip thickness variations were measured, and the dimensionless penetration-rate coefficient( $\overline{K^*}$ ) which is the most important parameter on the stability for chatter vibration was calculated. The results show that  $\overline{K^*}$  can be applicable to the stability criterion for regenerative chatter vibration.

**Key Words :** Chatter vibration(채터진동), Evaluation of stability(안정성 평가), Micro positioning(미세변위), Phase lag(위상차), Dimensionless penetration-rate coefficient(무차원 절입속도계수), Turning process(선삭가공)

## 1. 서론

기계가공중에 공작물과 절삭공구 사이에 발생하는 상대 운동의 불안정은 채터진동(chatter vibration)을 일으키며, 공작기계의 생산성과 가공제품의 정밀도를 저하시킨다.

일반적으로 채터진동은 공작기계 각부의 불균형과 다인공구의 충격적 절삭력에 기인하는 강제채터진동(forced chatter vibration)과 절삭저항의 변동에서 오는 부(-)의 감쇠로 인한

자려채터진동(self-excited vibration)으로 구분할 수 있다. 대부분의 기계가공에서 발생하는 채터진동은 후자에 따른 것으로, 자려진동에 의한 채터현상을 해석하는 것은 주로 안정성 한계를 판별하는 것과 이를 방지하기 위한 연구이며, 이에 대한 연구는 오랫동안 계속되어 왔다<sup>(1~13)</sup>.

채터진동에 관한 연구에서는 1940년대에 Arnold<sup>(1)</sup>가 단순 공구계에 대한 속도이론(velocity principle)을 발표한 이후, 1950년에 들어서 Doi & Kato<sup>(2)</sup>에 의한 위상차

\* 한밭대학교 기계공학부 (eschung@hanbat.ac.kr)  
주소: 305-719 대전광역시 유성구 덕명동 산 16-1  
<sup>+</sup> 충주대학교 기계설계공학과

이론(phase lag theory), Tobias<sup>(3)</sup>의 재생채터이론(regenerative chatter theory), Tlustý<sup>(4)</sup>의 모드 커플링 이론(mode coupling theory) 등이 발표되었으며, 이 가운데 Tobias<sup>(3)</sup>는 절삭공구의 채터진동을 일으키는 중요한 인자는 절입속도(penetration rate)로서, 이는 동적 절삭력 변화에 영향을 주어 재생채터를 일으키는 것으로 주장하였다. 이밖에도 1960년대 들어 Long<sup>(5)</sup>, Lemon<sup>(6)</sup>, Sweeney<sup>(7)</sup>, Tobias<sup>(8,9)</sup> 등에 의해 채터진동의 원인 규명에 대한 이론적인 연구가 이루어졌으며, 1970년대 들어서는 Hahn<sup>(10)</sup>, MacMamus<sup>(11)</sup> 등에 의해 채터진동의 방지에 관한 연구가 시작되어 현재에 이르고 있다. 그러나, 채터진동의 원인 규명에 관한 연구는 이론적으로는 거의 이루어졌으나, 실제의 작업조건하에서의 안정성 조건에 대한 실험적인 규명은 명확히 이루어져 있지 않은 실정이다.

따라서, 본 연구에서는 채터진동의 안정성 해석과, 미세 절삭실험(micro-poisioning cutting test)을 통하여 Tobias 및 Doi & Kato의 이론을 실험적으로 규명하고, 무차원 절입속도계수(dimensionless penetration-rate coefficient,  $\overline{K}^*$ )를 이용한 채터진동의 안정성 판별과 실제작업 조건하에서 절삭조건이 채터진동의 안정성에 미치는 영향을 조사하였다.

## 2. 안정성 해석

Fig. 1에 나타낸 바와같이, 동적 절삭과정에서 발생하는 공작물과 공구의 상대운동에 의해 절삭공구에 가해지는 절삭력의 변화는

$$dP = k_1 ds + (k_s - k_1) \frac{2\pi}{\Omega} dr + [k_{\Omega} - (k_s - k_1) \frac{s_0}{\Omega}] d\Omega \quad (1)$$

로 표시된다<sup>(3,12)</sup>.

식 (1)에서  $ds$ ,  $dr$ ,  $d\Omega$ 는 각각 칩 두께, 절입속도, 회전속도의 변화에 의하여 결정되며,  $k_1, k_s, k_{\Omega}$ 는 동적 및 정적 절삭력계수, 속도계수를 각각 나타낸다. 그리고,  $(k_s - k_1)$ 은  $K^*$ 로 표시하고 이를 절입계수(penetration coefficient)라 부른다.

또한, 공구가 동적으로 불안정한 상태에 도달하면 칩두께 변화와 절삭력 사이에 위상차(phase lag)가 발생하고 다음 식과 같이 표시된다<sup>(2,12)</sup>.

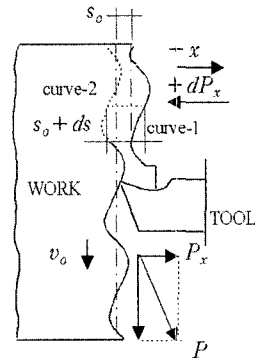


Fig. 1 Chip-thickness variation and cutting force

$$\tan \psi = 2\pi \frac{K^*}{k_1} \frac{f}{N} \quad (2)$$

여기서  $f$ 는 칩두께 변화의 주파수이고,  $N$ 은 공작물의 회전속도이다.

식 (2)를 다시 절입계수  $K^*$ 에 대하여 정리하면

$$K^* = k_s \left(1 - \frac{k_1}{k_s}\right) = k_s \left(1 - \frac{2\pi}{2\pi + \frac{N}{f} \tan \psi}\right) \quad (3)$$

가 얻어진다.

따라서, 식 (3)에서  $k_s$ 는 정적인 절삭실험에서 얻어지는 양의 값을 갖는 계수로서  $K^*/k_s$ 는 안정성 판별에서  $K^*$ 와 같은 의미로 사용할 수 있으며, 본 연구에서는 이를 무차원 절입속도계수  $\overline{K}^*$ 로 정의하여 사용하였다. 결국, 칩두께 변화와 절삭력 사이에 위상지연이 발생하지 않는 경우,  $\overline{K}^* = 0$ 이 되어 절삭계는 안정하며,  $\overline{K}^* \leq 0$ 이면 불안정하게 된다.

## 3. 안정성 판별실험

### 3.1 미세 절삭 실험장치 구성

절삭공구에 미소변위의 인위적인 채터진동을 발생시키기 위하여, 절삭방향(배분력, x-축 방향)으로 낮은 마찰계수 ( $\mu = 0.0005 \sim 0.005$  범위)를 갖는 슬라이딩 테이블(sliding table)과, 입력되는 전압의 크기에 따라 수축과 팽

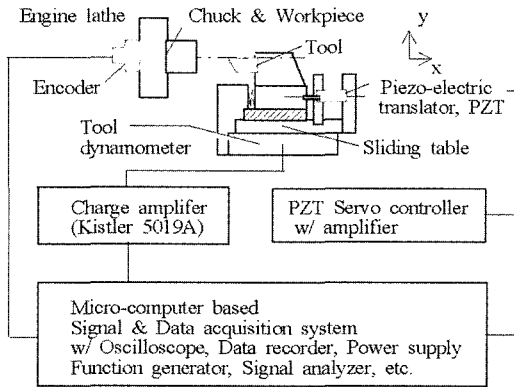


Fig. 2 Schematic diagram of experimental system

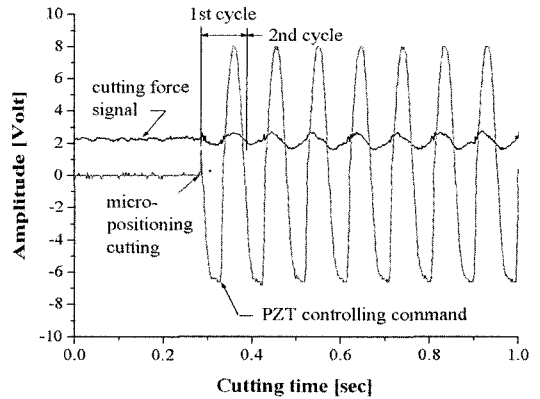


Fig. 3 A measured example of the variations cutting force response and PZT controlling commands

Table 1. Experimental cutting conditions

Ex. No.	Tool feature	Chatter frequency (Hz)	Width of cut (mm)	Spindle speed (rpm)	Penetration rate (mm/rev)
#1	fresh tool $\alpha = 0^\circ$ $\beta = 30^\circ$	10Hz Amplitude; 80 $\mu$ m	1mm	95	0.077 mm/rev
				135	
#2	worn tool $\alpha = 0^\circ$ $\beta = 30^\circ$			190	
				235	
#3	fresh tool $\alpha = 10^\circ$ $\beta = 30^\circ$			470	
				640	

(where,  $\alpha$ : rake angle,  $\beta$ : clearance angle)

창(Pi-controller: 100Volts, 90 $\mu$ m)을 일으키는 압전소자 변환기(piezo-electric translator, PZT)를 선반의 공구대 위에 고정 설치하였다(Fig. 2). 또한, PZT의 미세변위제어(micro-positioning control, 80 $\mu$ m)에 의해 발생된 배분력 방향의 미소 유효절삭깊이, 즉 칩두께의 변화에 따른 절삭력의 변화는 공구 동력계(tool dynamometer, Kistler 9257B)를 통하여 검출하는 동시에, 엔코더(encoder, 100 pulse/rev)를 사용하여 공작물 매 회전당의 절삭력 신호를 A/D 변환하고, 이를 컴퓨터에 저장하여 데이터 처리를 하였다. 또한, 실험에서 절삭공구는 고속도강(18-4-1 HSS)을 사용하고, 공작물은 Al-7075 계열의 합금강을 사용하였으며, Table 1에 나타난 실험조건으로 2차원 원통단면절삭(overlap factor=1)을 실시하였다.

### 3.2 채터 안정성 판별실험

#### 3.2.1 절삭력과 변위의 위상차( $\phi$ )

앞의 미세 절삭 실험장치를 이용하여 PZT 구동에 의한 (frequency=10Hz, amplitude=80 $\mu$ m) 인위적인 채터진동을 일으키고, 공작물 회전속도 470rpm, 공구 절입속도 0.077 mm/rev의 조건하에서 검출된 PZT 제어신호와 절삭력 응답신호를 Fig. 3에 나타내었다.

그림에서 볼 수 있는 바와같이, PZT 구동에 따른 절삭력 응답신호는 미세변위에 의한 칩두께의 변화상태를 잘 반영하고 있으며, 공작물 1 회전주기 동안에는 위상차  $\phi$ 가 발생하지 않으나, 2 회전주기 이후부터는 위상지연이 발생되고 있음을 알 수 있다.

이와같은 위상차  $\phi$ 의 발생여부는, Fig. 4에서 설명하고 있는 바와같이, 절삭개시 후 1 회전주기까지는(Fig. 4(a)) 공작물 표면이 평탄하여 재생효과(regenerative effect)가 나타나지 않는 파형절삭(wave cut)이 이루지며, 그 이후부터는(Fig. 4(b)) 이전 파형절삭면과의 중첩에 의한 재생효과가 나타나 칩두께 변화에 따른 위상차  $\phi$ 가 발생하고, 이에 따라 절삭공구가 동적으로 불안정하게 되어 재생채터진동이 발생한다. 그리고 이와같은 결과는, 앞절에서 설명한 Tobias의 재생채터이론과 Doi & Kato의 위상차 이론을 실험적으로 입증해 주고 있다.

한편, Fig. 5~7은 각각 Table 1에 나타난 실험조건 #1, #2, #3에서 측정된 위상차  $\phi$ 의 값을 나타낸 것이다. 이들 그림에서, 정상공구(fresh tool, #1, #3)를 사용한 경우(Fig. 5, 7) 재생효과가 없는 1 회전주기 동안에는 위상차  $\phi$ 가 발

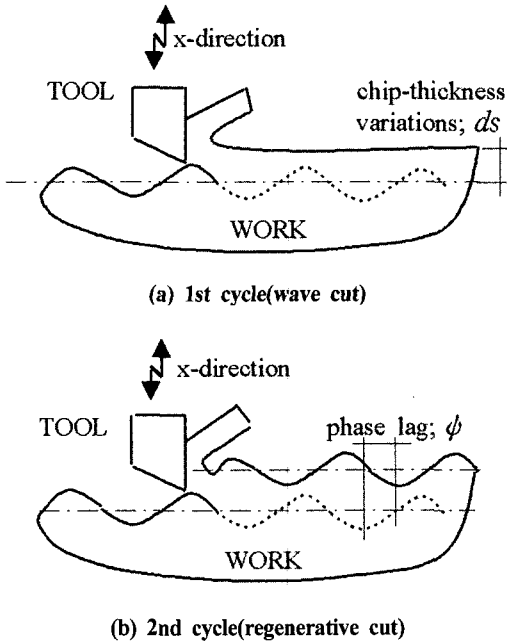


Fig. 4 Schematic diagram of regenerative chatter

생하지 않으며, 2 회전주기 이후부터는 재생효과에 의한 위상차  $\psi$ 가 발생함을 알 수 있다. 그러나, 마모된 공구(worn tool( $V_B=0.5mm$ ), #2)를 사용한 경우에는(Fig. 6) 재생효과가 없음에도 불구하고 1 회전주기에서 위상차  $\psi$ 가 발생함을 알 수 있다. 즉, 이와같은 실험결과는 절삭공구의 형상이 절입속도(penetration rate)에 중요한 인자로 작용하여 동적 절삭력 변화에 직접적인 영향을 주어 재생채터를 일으키는 것으로 생각되며, 무차원 절입속도계수  $\bar{K}^*$ 는 이러한 상황을 잘 반영할 것으로 판단된다.

### 3.2.2 무차원 절입속도계수( $\bar{K}^*$ )

이상과 같이 위상차  $\psi$ 가 측정되면 식 (3)를 이용하여 무차원 절입속도계수  $\bar{K}^*$ 를 구할 수 있다.

Fig. 8은 앞에서 측정된 위상차(Fig. 5~7) 가운데 재생효과가 나타나는 2 회전주기에 대한  $\bar{K}^*$  값을 구한 것이다. 그림에서 볼 수 있는 바와같이, 무차원 절입속도계수  $\bar{K}^*$ 는 공작물 회전속도가 증가함에 따라 크게 증가하며, Experiment No. #2, #1, #3의 순으로 나타나고 있다. 즉, 비교적 저속의 회전속도에서는 공구가 동적으로 안정하다가( $\bar{K}^* \approx 0$ ) 고속으로 되면 불안정하게 됨( $\bar{K}^* > 0$ )을 알 수 있다.

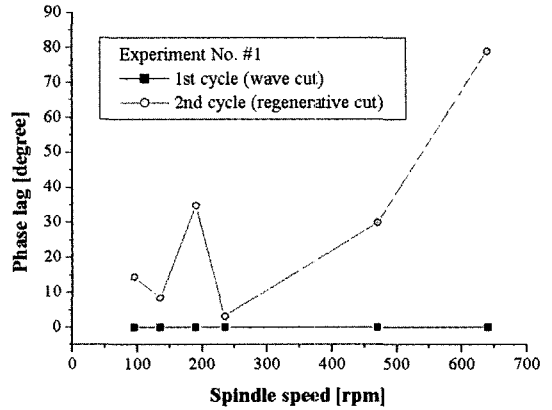


Fig. 5 Variations of phase lag with respect to spindle speed

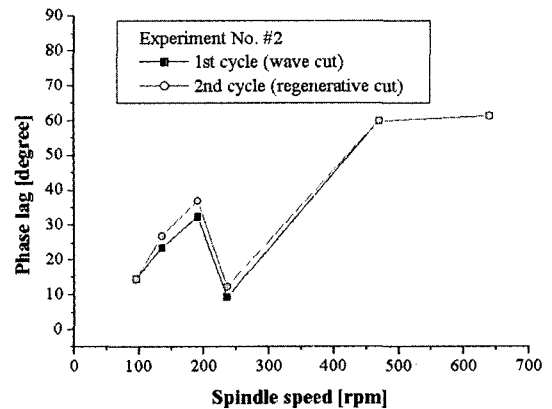


Fig. 6 Variations of phase lag with respect to spindle speed

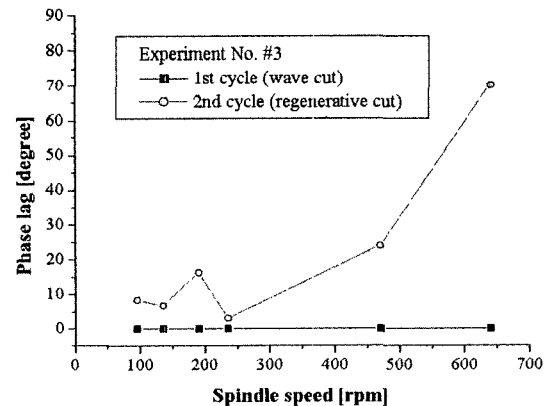


Fig. 7 Variations of phase lag with respect to spindle speed

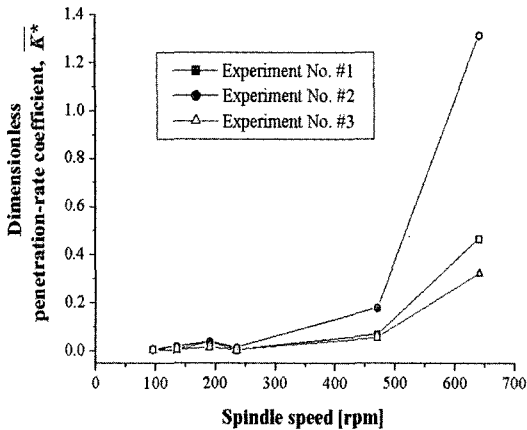


Fig. 8 Variations of dimensionless penetration-rate coefficient( $K^*$ ) with respect to spindle speed

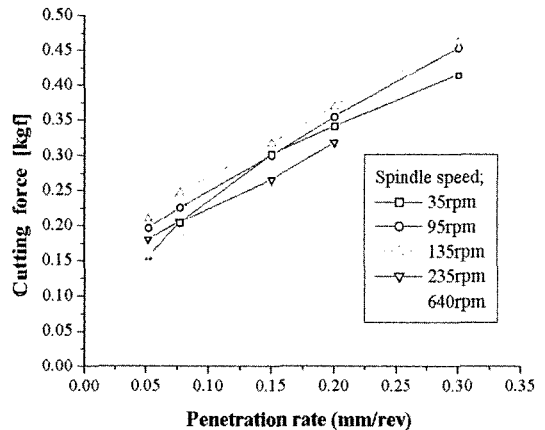


Fig. 9 Cutting force as function of penetration rate

또한 정상공구(No. #1)에 비하여 마모된 공구(No. #2)가  $K^*$ 가 크게 되어 동적으로 불안정한 상태를 나타내며, 정상 공구에 경사각을 준(No. #3) 예리한 공구가 가장 작은 값을 나타내어 동적으로 안정한 상태를 보여주고 있다.

이와같이 공구 형상에 따른  $K^*$ 의 거동변화는, 일반적으로 절입속도를 영향인자로 한 재생채터의 발생, 즉 절삭공구의 동적 불안정 상태를 비교적 명확히 반영하며, 따라서 무차원 절입속도계수  $K^*$  값은 재생채터진동의 안정성 판별에 유용하게 사용될 수 있을 것으로 판단된다.

### 3.2.3 정적 절삭력 계수( $k_s$ )

앞에서 구한  $K^*$  값으로부터 정성적으로 재생채터진동의 안정성 판별이 가능하였다. 그러나 보다 정량적인 안정성 판별을 위한 절입계수  $K^*$ 를 구하기 위해서는 정적 절삭력 계수  $k_s$ 를 구하여야 한다.

Fig. 9는 절입량 변화에 따른 절삭력(배분력)의 크기를 공작물 회전속도에 대하여 나타낸 것이다. 그림에서 볼 수 있는 바와같이, 절입량이 증가함에 따라 절삭력이 비례적으로 증가하며, 회전속도 135rpm을 중심으로 그 이전의 저속(35, 95rpm)에서는 절삭력이 증가하다가, 그 이후(235, 640rpm)부터는 다시 감소하는 경향을 나타내고 있다. 이와같은 경향은 절삭면적의 증가와 절삭속도에 따른 전형적인 절삭력 변화상태를 반영하고 있으며, 이들 직선 방정식의 기울기로 부터 각 회전속도에 따른 정적 절삭력계수  $k_s$ 를 구할 수 있다.

## 4. 결론

본 연구에서는 마이크로 변위제어에 의한 절삭실험장치를 구성하고, 무차원 절입속도계수  $K^*$ 에 의한 채터의 안정성 판별 가능성을 실험적인 방법으로 검토하였다.

그 결과 재생효과에 의한 채터 및 위상차의 발생을 실험적으로 입증하였으며, 본 연구에서 사용한 무차원 계수  $K^*$ 는 절입속도를 영향인자로 하는 채터의 안정성 판별에 유용하게 사용될 수 있다는 결론을 얻었다.

## 참고문헌

- (1) Arnold, R. N., 1946, "Mechanism of Tool Vibration in Cutting of Steel," *Proceeding of Institute of Mechanical Engineering*, Vol. 154, pp. 261~265.
- (2) Doi, S., and Kato, S., 1956, "Chatter Vibration of Lathe Tool," *Trans. of the ASME*, Vol. 78, No. 5, pp. 1127~1134.
- (3) Tobias, S. A., and Fishwick, W., 1958, "The Chatter of Lathe Tools under Orthogonal Cutting Tool Conditions," *Trans. of the ASME*, Vol. 80, No. 5, pp. 1079~1083.
- (4) Koenigsberger, F., and Tlustý, J., 1970, *Machine Tool Structures*, Pergamon Press, Vol. 1, pp. 133~145.

- 
- (5) Long, G. W., and Lemon, J. R., 1965, "Structural Dynamics in Machine-Tool Chatter," *Trans. of the ASME*, Vol. 87, No. 4, pp. 455~459.
- (6) Lomon, J. R., and Ackermann, P. C., 1965, "Application of Self-Excited Machine Tool Chatter Theory," *Trans. of the ASME*, Vol. 87, No. 4, pp. 471~475.
- (7) Sweeney, G., and Tobias, S. A., 1969, "Survey of Basic Machine Tool Chatter Research," *International Journal of Machine Tool Design Research*, Vol. 9, pp. 217~238.
- (8) Tobias, S. A., and Andrew, C., 1961, "A Critical Comparison of Two Current Theories of Machine Tool Chatter," *International Journal of Machine Tool Design Research*, Vol. 1, pp. 325~335.
- (9) Tobias, S. A., 1962, "Dynamic Acceptance Tests for Machine Tools," *International Journal of Machine Tool Design Research*, Vol. 2, pp. 267~280.
- (10) Hahn, R. S., 1953, "Metal-Cutting Chatter and It's Elimination," *Trans. of the ASME*, Vol. 75, pp. 1073~1078.
- (11) MacMamus, B. W., 1969, "A Closed loop Stabilization Technique Eliminating Machine Tool Chatter," *International Journal of Machine Tool Design Research*, Vol. 9, pp. 197~214.
- (12) Tobias, S. A., 1965, *Machine Tool Vibration*, John Wiley & Sons, New York, pp. 146~273.
- (13) Yoon, M. C., Cho, H. D., Kim, S. K., and Cho, H. G, 2001, "A Study on the Modeling and Analysis of Chatter in Turning Operation," *Trans. of the KSMTE*, Vol. 10, No. 4, pp. 76~83.