

압전 액추에이터를 이용한 소구경 능동 방진 보링바 기초연구

곽양양^a, 홍준희^{a*}, 송두상^b

Study of Active Damping Boring Bar Using Piezoelectric Actuator for Small Boring Process

Yang-Yang Guo^a, Jun-Hee Hong^{a*}, Doo-Sang Song^b

^a Department of Mechanical Engineering, Chungnam National University, Republic of Korea

^b Dae Myung Tech, 1360, Gwanpyeong-dong, Yuseong-gu, Daejeon Chungnam, Republic of Korea

ARTICLE INFO

Article history:

Received	1	April	2013
Revised	30	July	2013
Accepted	6	August	2013

Keywords:

Acceleration sensor
Data acquisition board

ABSTRACT

In this paper, we present a case study of vibration suppression based on the application of active damping to the small boring process of a boring bar with diameter below $\Phi 12$. The proposed active damping system consists of an acceleration sensor for real-time monitoring of the vibration signal, a driver for phase control in a computer program, and piezoelectric actuators for damping. In this system, the vibration signals are detected by the acceleration sensor and sent to the computer as an input. The phase shift parameter of the natural frequency of the input signal is sent to the data acquisition board in the computer and calculated by the phase control program. This study confirmed the effectiveness of this damping system, and it opens up the possibility of the development of active damping systems for small boring processes.

1. 서론

최근 절삭공구 산업은 신소재 초미립자 모재에 다층 코팅, 건식 가공, 다기능을 지향하는 고부가가치 제품개발에 경쟁이 치열하다. 특히 선진국과 개발도상국의 품질격차가 줄어들어 가격 경쟁력이 구매의 중요변수로 작용하고 있는 실정이다^[1]. 최근 절삭가공 기술은 생산성 향상과 에너지 절감 및 환경문제^[2], 원가절감 등에 맞추어 고경도 및 난삭재 가공이 보편화되는 추세이므로 고효율 및 고능률 작업에 적합한 절삭공구의 개발이 필요한 시점이다. 절삭가공은 공구와 공작물과의 마찰을 동반하며 이루어지므로 마찰에 의한 여러 진동이 발생하게 된다.

또한 마찰에 의한 진동은 절삭조건(rpm, feed, depth)의 변수들과 밀접한 관계를 갖으며^[3] 특히 외경 선삭가공의 경우는 공작물의 질량 불균형 때문에 무게중심점과 회전중심점이 불일치하여 진동이 발생하거나 베어링의 고장으로 인한 중심점 불균형으로 인해 절삭력의 변화가 유발되어 진동이 발생한다^[4]. 이를 채터진동(chatter vibration)이라고 한다^[5]. 이러한 문제점을 해결하기 위하여 무게중심점과 회전중심점을 일치시켜 주거나 주축의 회전속도를 제어하여 빠른 시간에 고유진동수와 회전진동수가 일치하는 임계값을 피할 수 있도록 제어하는 방법이 있다. 그러나 보링공정 경우는 외경선삭 가공과 달리, 보링바(boring bar)의 돌출길이가 또 하나의 가공변수가 된다. 이를 일반적으로 오버행(overhang)^[6]

* Corresponding author. Tel.: +82-42-821-5642

Fax: +82-42-822-5642

E-mail address: hongjh@cnu.ac.kr (Jun-Hee Hong).

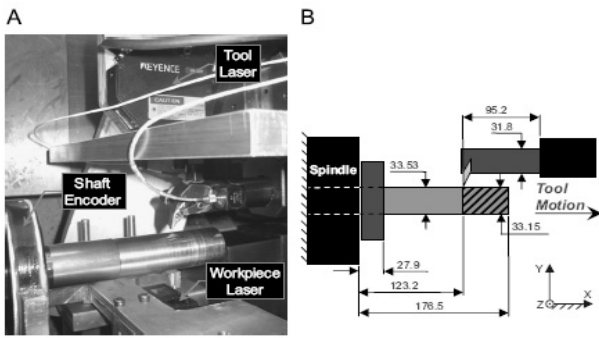


Fig. 1 Preliminary investigation of study for boring bar

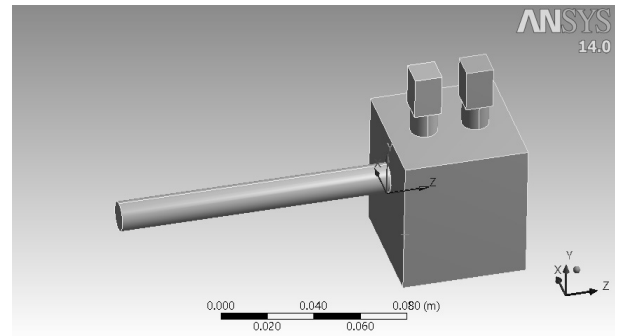


Fig. 2 Model of FEM analysis

이라고 하며 오버행은 캔틸레버 형태이므로 가공 시 인장응력과 압축응력을 동시에 받는다. 즉 오버행의 길이에 따라 동적강성 (dynamic stiffness)이 변화되고 가공 시 발생하는 진동의 크기에 따라 절삭조건의 한계를 가진다. 특히 $\varnothing 12$ 이하의 소구경 보링바의 경우는 강성의 부족과 오버행의 한계에 따라 방진 자체가 사실상 어려운 실정이다.

기존연구에서도 측정센서의 접근이 난해하여 Fig. 1과 같이 공작물 내부에 보링바를 삽입하지 못하고 공작물 외부를 가공하면서 진동을 검출하는 한계를 갖는다^[7].

본 연구는 $\varnothing 12$ 이하의 소구경 보링바에 대하여 가공조건의 변화에 따라 보링바의 진동을 실시간 억제하는 것이 주목적이다. 이를 위해서는 가공 중에 보링바의 채터진동^[8]의 변화를 실시간 검출할 수 있는 센서의 채택이 우선되어야 한다. 따라서 본 논문은 가공 중 보링바의 채터 진동의 변화를 실시간 모니터링하면서 능동적으로 보링바의 진동을 억제하여 가공정밀도를 높이기 위한 기초연구로 $\varnothing 12$ 이하의 소구경 보링바에 대한 능동 방진의 가능성을 고찰하고자 한다.

2. 이론적 고찰

2.1 모드해석을 통한 보링바의 고유진동 고찰

진동의 진폭을 최소한의 크기로 제어하기 위해 적극적인 감쇠현상을 이용하기도 한다. 감쇠에는 부족감쇠(under damping) 또는 점성감쇠(viscous damping), 건성감쇠(dry friction damping), 고체감쇠(solid damping) 그리고 이력감쇠(hysteretic damping) 등으로 구분되며 점성감쇠의 경우 식 (1)을 토대로 식 (2)와 같이 감쇠비(damped ratio)를 정리할 수 있다.

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = 0 \quad (1)$$

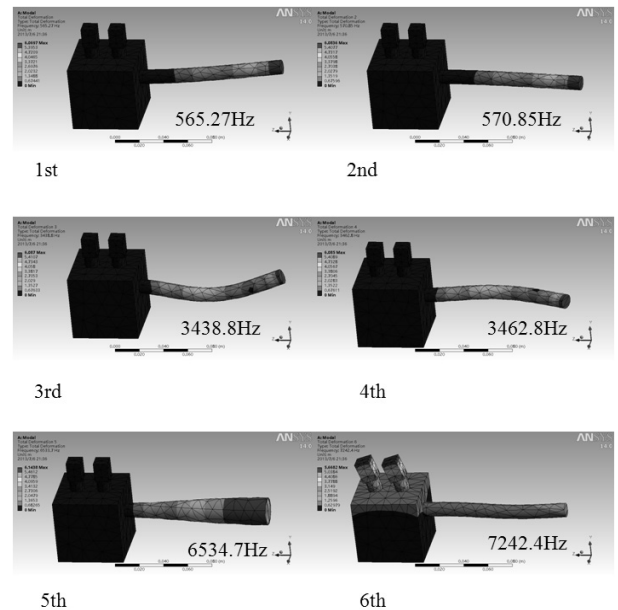


Fig. 3 Result of model analysis

$$\xi = \frac{C}{C_{cr}} = \frac{C}{2mw_n} \quad (2)$$

여기서 ξ 는 감쇠비이며 C 는 감쇠계수, C_{cr} 은 임계 감쇠계수이고 w_n 은 고유진동수를 의미하며 감쇠가 있는 구조물의 감쇠비 ξ 는 식 (3)에 의해 식 (4)와 같이 구할 수 있다^[10].

식 (3)에서 n 은 cycle 횟수, u_0 는 초기 최대진폭, u_n 은 n 번째 cycle의 최대진폭을 의미한다.

$$\delta = \frac{1}{n} \ln\left(\frac{u_0}{u_n}\right) \quad (3)$$

$$\delta = 2\pi\xi \rightarrow \xi = \frac{\delta}{2\pi} \quad (4)$$

보링바의 고유진동수를 측정하기에 앞서 외팔보의 진동이론을 바탕으로 모드해석을 통해 보링바의 고유진동수를 간접적으로 예측하고 진동모드에 대한 경향을 분석하였다.

해석 모델은 Fig. 2와 같이 척과 보링바가 조립된 상태에서 고유진동수의 변화를 확인하고, 각 모드별 주파수 특성을 고찰하였다. 해석의 변수인 보링바의 직경은 $\varnothing 12$ 로 설정하였고 보링바의 오버행은 120 mm로 설정하였다. 모드해석은 1차에서부터 6차 모드까지 진행하였으며 해석 결과는 Fig. 3과 같다.

대체로 선반은 공작물이 회전하는 주분력 방향으로 공구의 체결볼트가 조립되어 있으며 이는 해당 방향에 절삭저항이 높음을 의미한다. 각 모드의 해석결과에서 1차 모드는 주분력(principle cutting force)이며 2차 모드는 배분력(radial force) 방향이다. 3차에서 6차 모드는 공구의 파손이 유발되는 주파수 영역이다.

따라서 본 논문에서는 보링바가 소구경임을 고려하여 센서의 개수를 최소화 하면서 방진의 효과를 높이기 위해 절삭저항이 가장 높은 1차 모드만을 방진 목표로 채택하였다. 모드 해석 결과 주분력 방향의 고유진동수는 565.27 Hz를 나타냈다.

2.2 보링바의 최대 굽힘 모멘트에 대한 고찰

해석 모델은 캔틸레버 보와 같으며 외부의 충격이나 하중이 보링바의 주분력 방향과 동일한 축의 수직 방향으로 모멘트를 받은 Fig. 4와 같은 구조이다. 고찰결과 주분력 방향에서 상대적 변위가 높은 부분은 보링바의 끝부분이지만 주분력 방향의 절삭력에 의해 굽힘 변형이 시작되는 굽힘 모멘트의 이완점^[11]은 A위치이다. 이에 해당 위치에 압전 액추에이터를 삽입하고 굽힘이 발생할 때 압전 액추에이터를 굽힘 양방향으로 Fig. 6과 같이 능동적으로 신장하면 굽힘을 억제할 수 있다는 아이디어를 통해 진동을 제어하고자 한다.

본 실험에서는 척으로부터 40 mm 지점인 A 위치를 굽힘 모멘트의 이완점으로 간주하고 굽힘 억제에 대한 유효성을 실험을 통해 확인하고자 하였다.

그러나 굽힘 모멘트의 이완점인 A 위치에 압전 액추에이터를 삽입해야하므로 보링바에 slot cutting을 해야 한다. 이로 인해 보링바의 고유진동수가 변할 수 있으며 이에 대한 객관성을 확보하고

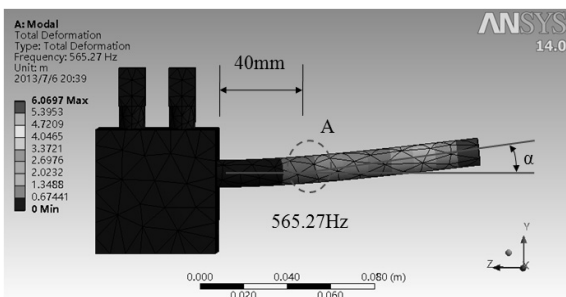


Fig. 4 Total deformation of principal force

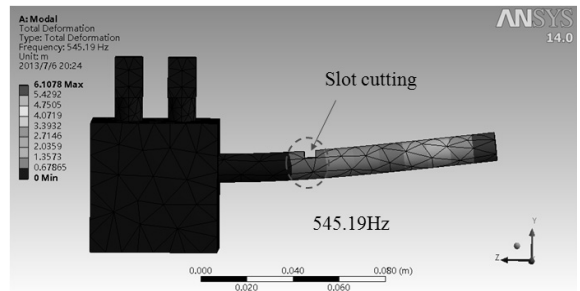


Fig. 5 The deformation of principal force with home

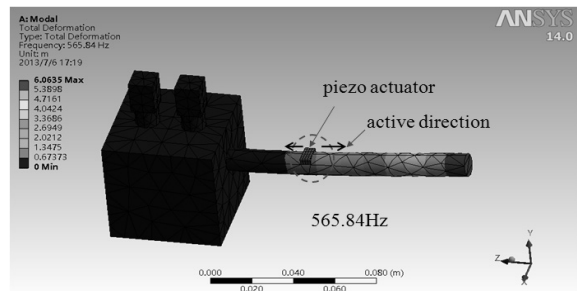


Fig. 6 Active direction of piezo actuator

자 해당 위치에 slot cutting된 보링바의 해석을 실시하였다. 또한 slot cutting된 부분에 압전 액추에이터를 삽입한 것으로 간주하고 보링바를 해석하였으며 그 결과는 Fig. 5 및 Fig. 6과 같다.

Fig. 5와 같이 slot cutting만 했을 때는 slot cutting을 하지 않은 모델의 굽힘 모멘트에 대한 이완점은 동일하였으나 고유진동수는 21 Hz 정도의 차이를 보였다. 한편, Fig. 6과 같이 slot cutting 부분에 압전 액추에이터를 삽입하였을 때는 slot cutting을 하지 않은 최초 모델의 굽힘 모멘트에 대한 이완점과 동일하였고 고유진동수의 차이도 거의 없었다.

3. 실험 및 고찰

3.1 실험방법

본 논문에서는 감쇠비와 연관된 수식을 토대로 방진 기초실험에서 감쇠 정도를 파악하고 나아가 감쇠율과 진폭의 관계를 고찰하고자 한다^[12]. 즉, 임의적으로 강성이나 질량의 변화를 통해 고유진동수^[13]를 조절하는 것이 아니라 고유진동수의 변화를 실시간 모니터링 하는 것이다. 또한 측정된 진동수의 위상을 조절하여 압전 액추에이터를 통해 능동적으로 진동을 제어하고자 한다.

일단 보링바공에서 발생하는 체터링의 진동수는 보링바의 가장 낮은 고유진동수보다 약간 높은 정도가^[9] 일반적이며 보링바의 진동모드는 주분력 방향에 대한 굽힘 진동으로 가정한다. 이에 2.2항에서 표현한 바와 같이 보링바가 위와 아래로 굽혀지는 과정을 고

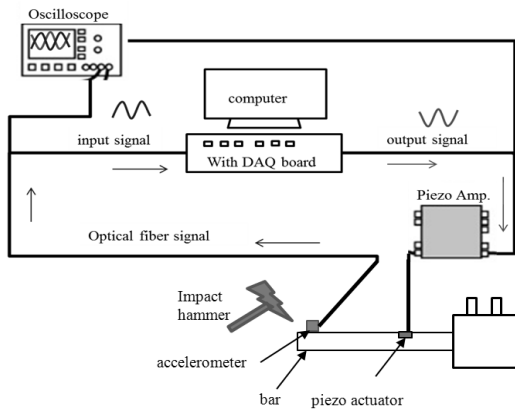


Fig. 7 Basic experimental study of damping system

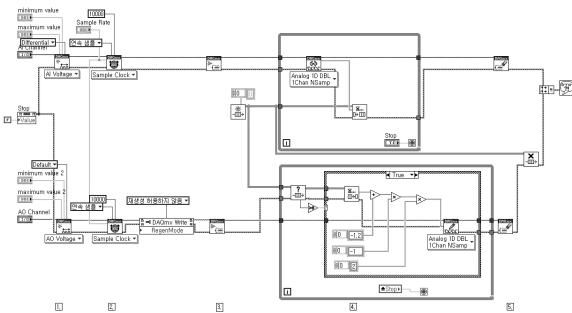


Fig. 8 Phase control program of damping system

려할 때 굽힘에 의해 압축력이 작용하는 주분력 방향에 압전 액추에이터를 설치하였다. 보링바의 굽힘 진동에 대한 주파수 특성이 가속도센서로부터 검출되어 컴퓨터로 전달되면 실시간 검출된 신호의 위상을 제어하여 압전 액추에이터로 전달한다. 실험장치는 보링바의 굽힘을 억제할 수 있도록 Fig. 7과 같이 구성하였으며 위상 제어 프로그램은 Fig. 8과 같다.

위상에 대한 제어시스템은 NI社 (National instrument)의 신호 획득보드(dynamic signal acquisition board) PCI6251 모델을 사용하였고 프로그램은 Labview를 통해 구현하였다.

진동을 검출하는 센서의 검출 특성에 따라 동 위상 또는 위상을 반전하여 사용할 수 있으며 본 실험에는 실시간 진동 검출에 의한 진동 제어이므로 새로운 센서의 도입과 그 가능성을 타진하고자 상용 가속도센서를 이용하였으며 동 위상으로 제어하였다.

또한 굽힘 모멘트의 이완점 위치에 대한 객관성을 위해 해당 위치가 다른 두 개의 보링바를 이용하였다. 즉, 샘플-1의 경우 압전 액추에이터의 위치는 척으로부터 40 mm 위치에 조립하였고 샘플-2의 경우는 80 mm 위치에 조립하였다. 이 때 압전 액추에이터가 조립되는 부분의 slot cutting 크기는 깊이 3 mm, 폭 5 mm이었다. 압전 액추에이터는 기초실험을 통해 설정한 Piezomechanic 社의

Table 1 Technical data of piezo actuator

Type osi-stack	Pst 150/2*3/5
Ceramic cross-section ($a*b/mm^2$)	2*3
Length L (mm)	5
Capacitance (nF)	70
Resonance frequency (kHz)	150
Stiffness (N/ μm)	45
Blocking force (N)	300
Max load force (N)	300
Max voltage (V)	150 (DC)

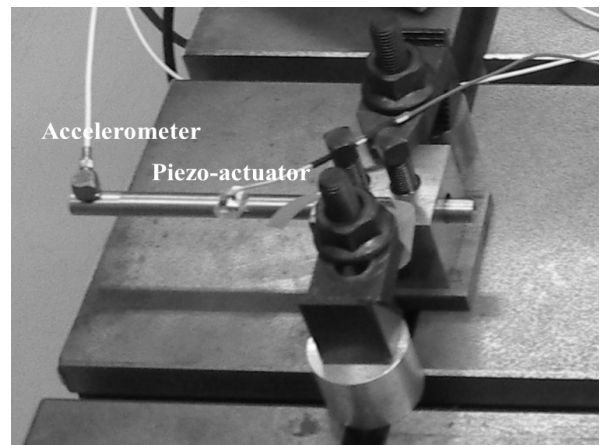


Fig. 9 Examination of the sample-1 with damping

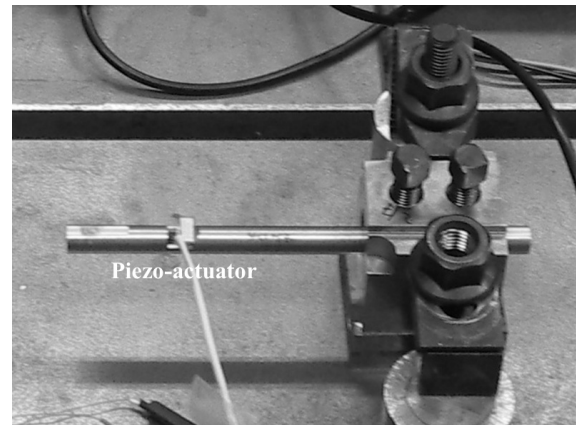


Fig. 10 Examination of the sample-2 with damping

OSI (on stack insulation design)로 2×3×5 (가로, 세로, 높이)를 적용하였으며 사양은 Table 1 과 같다.

Fig. 9 및 Fig. 10과 같이 샘플-1과 샘플-2의 오버행 길이는 해석 변수와 같으며 향후 보링바의 능동적 댐핑을 목표로 하는 직경 ϕ 12의 10배인 120 mm로 하였다. 또한 실험에 적용한 가속도 센서는 KISTLER社의 8640A10 모델을 적용하였으며 외관 사양은

Table 2 Technical data of accelerometer

	Unit	8640A10
Acceleration range	g	±10
Acceleration limit	gpk	±16
Threshold (1 ~ 10 kHz)	grms	0.00016
Sensitivity (±10%)	mv/g	500
Resonant frequency	kHz	17
Frequency (±5%)	Hz	0.5 ~ 3000
Sensing element	Type	Piezo-Beam
Mass	grams	3.5
Mounting torque, stud	lbf-in	6.5

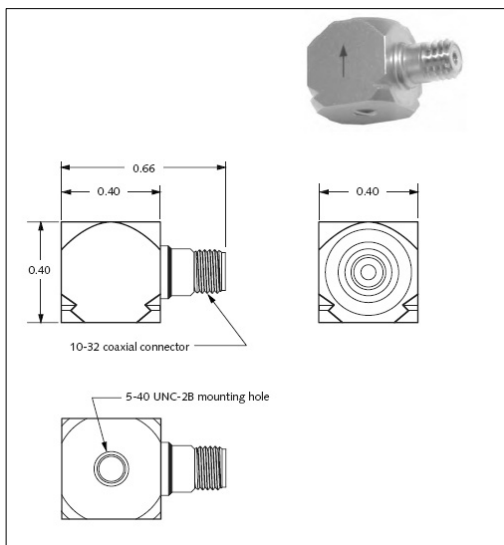


Fig. 11 A sketch of accelerometer

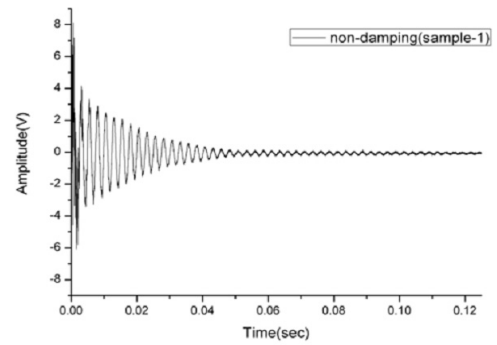
Fig. 11과 같은 전기적인 사양은 Table 2와 같다.

보링바 끝에 임팩트 해머를 이용한 충격은 여러 차례 충격 실험을 통해 얻은 진폭 전압을 기준으로 19에서 21 V 사이의 데이터를 평균하여 20 V (pick & pick)에 근접한 충격이 전달하도록 하였다.

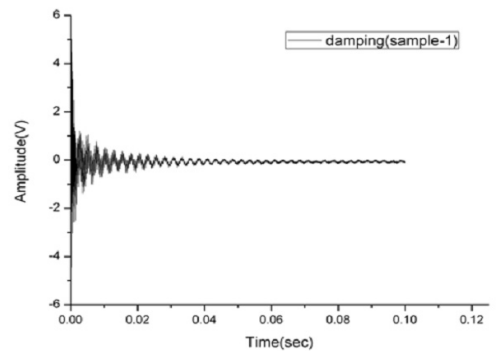
3.2 실험고찰

Fig. 12와 Fig. 13은 샘플-1과 샘플-2에 대하여 위상제어 프로그램을 거쳐 압전 액추에이터에 인가된 임펄스 가진 신호를 가속도 센서를 통해 측정된 것이다. 따라서 신호를 인가하기 전과 후를 (a)와 (b)로 나누었으며 감쇠여부를 확인하기 위하여 시간영역(time domain)으로 표현하였다. 또한 Fig. 14와 Fig. 15는 FFT 분석을 통한 진폭의 감쇠를 알기 위해 고유진동수의 주파수영역(Frequency domain)으로 표현하였다.

신호(signal wave)에 대한 피크 대 피크 전압의 크기가 10분의

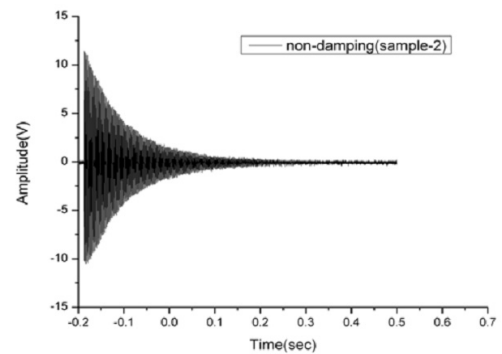


(a) Non damping

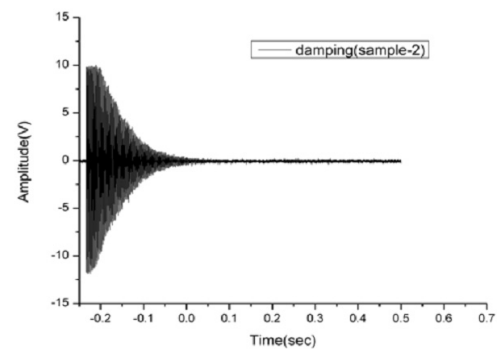


(b) damping

Fig. 12 Before and after damping for the sample-1



(a) Non damping



(b) damping

Fig. 13 Before and after damping for the sample-2

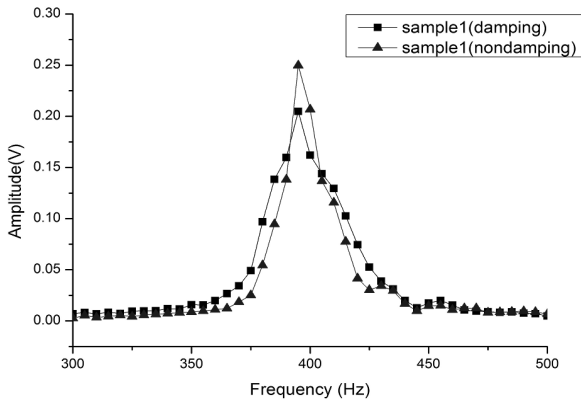


Fig. 14 Compare damping with non-damping for the sample-1

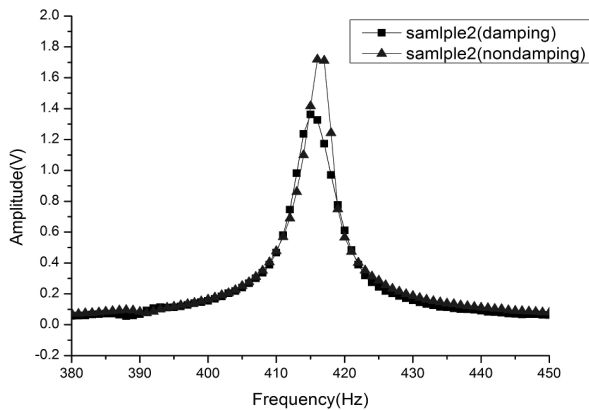


Fig. 15 Compare damping with non-damping for the sample-2

1이 되는 지점을 최종 감쇠시간이라고 가정할 때 샘플-1의 경우는 Fig. 12와 같이 방진 전에는 감쇠시간이 60 ms였고 방진 후에는 40 ms에서 감쇠되었다. 샘플-2의 경우는 Fig. 13과 같이 방진 전 감쇠시간이 400 ms에서 방진 후 200 ms에서 감쇠되었다. 이 결과로부터 샘플-1의 감쇠 시간이 샘플-2에 비해 짧은 것을 확인할 수 있었다.

한편, 진폭의 감쇠 여부를 확인하기 위해 주파수 분석을 한 결과 Fig. 14와 같이 샘플-1의 경우 20% 정도의 주파수 진폭이 감쇠되었으며 Fig. 15와 같이 샘플-2의 경우는 17.6% 감쇠되었다. 또한 Fig. 14와 Fig. 15에서 감쇠된 신호는 2장의 식 (3)과 같이 대수감쇠율^[10] 이용하여 감쇠비를 구하면 샘플-1의 경우 $\xi=0.032$, 샘플-2의 경우는 $\xi=0.023$ 이다. 여기서도 샘플-1의 진폭 감쇠가 샘플-2에 비해 유리한 것으로 나타났다.

따라서 압전 액추에이터를 설치할 샘플-1에 대한 굽힘 모멘트의 이완점 위치인 40 mm가 보링바의 굽힘을 억제하는데 있어서 샘플-2인 80 mm 보다 유리함을 확인하였다. 또한 2.2항에서 이론적으로 고찰한 굽힘 모멘트의 이완점 위치가 유효함을 고찰할 수 있었다.

4. 결론

본 논문에서는 가공 중 보링바의 채터 진동의 변화를 실시간 모니터링하면서 능동적으로 보링바의 진동을 억제하며 보링가공의 가공정밀도를 높이기 위한 기초연구로 직경 $\varnothing 12$ 이하의 소구경 보링바의 능동 방진의 가능성을 고찰하고자 하였다.

그 결과 다음과 같은 결과를 얻었다.

- (1) $\varnothing 12$ 보링바의 진동을 억제하기 위한 능동 제어용 압전 액추에이터의 설치 위치가 이론적 해석 및 실험을 통해 척킹 위치로부터 40 mm 위치가 굽힘 모멘트의 이완점으로 타당하다는 결론을 얻었다.
- (2) 실험을 통해 척킹 위치로부터 40 mm 위치에 압전 액추에이터를 설치하여 진동을 제어한 결과 방진 전에는 감쇠시간이 60 ms에서 방진 후에는 40 ms로 감쇠되었다.
- (3) 또한 FFT 분석 결과 주파수 진폭이 20% 정도 감쇠되었다.

따라서 소구경 보링바의 압전 액추에이터에 의한 능동 제어의 가능성을 입증하였으며 향후 상기 기초실험을 토대로 척킹 위치로부터 40mm 위치에 압전 액추에이터를 조립하고 진폭의 변화가 가장 높은 보링바 내부 끝단에 광섬유 진동센서를 삽입하여 상용 가속도 센서와 비교 고찰 및 가능성을 실험평가 하고자 한다. 나아가 실제 보링가공의 절삭가공을 통해 능동방진 보링바에 대한 효과를 고찰하고자 한다.

References

- [1] Lee, G. W., 2000, The Present State of Cutting Tools and Development Trends, Material Research, 1:1 87-97.
- [2] Lee, C. M., Hwang, Y. K., 2004, The Latest Product Technique of High Speed and MQL Machining, Korean Society of Machine Tool Engineers, 13:2 30-38.
- [3] Youn, J. W., 2000, A Study on the Detection of Chatter Vibration using Cutting Force, The Korean Society of Machine Tool Engineers, 9:3 150-159.
- [4] Kim, S. K., 2002, A Study on the Relationship Between Cutting Condition, A Thesis for a Master, Chosun University, Republic of Korea.
- [5] Kim, J. S., 2003, A Study on the Evaluation of Stability for Chatter Vibration, A Thesis for a Master, Hanbat University, Republic of Korea.
- [6] Song, D. S., 2007, A Study of the Vibration of Frequency using Optical Fiber Sensor, A Thesis for a Master, Chungnam National

- University, Republic of Korea.
- [7] Lee, H. T., 2002, A Study of Chatter Detection and Analysis using Acceleration Sensor, A Thesis for a Master, ChungBuk National University, Republic of Korea.
- [8] Ku, Y. O., Joung, Y. S., Namgung, S., 1991, A Study of In-process Detection of Chatter Vibration in a Turning Process, *Journal of the Korean Society of Precision Engineering*, 9:9 117-121.
- [9] Tanaka, H., Obata, F., Matsubara, T., Mizumoto, H., 1994, Active Chatter Suppression of Slender Boring Bar using Piezoelectric Actuators, *JSEM International Journal Vibration control engineering*, 37:3 601-606.
- [10] Daniel, J. I., 1994, *Engineering Vibration*, Prentice Hall, New Jersey, 43-45.
- [11] James, M. G., Barry, J. G., 2010, *Mechanics of Material*, Cenage Learning, Canada
- [12] Lee, J. H., Rim, K. H., 2000, Vibration Analysis of Boring Bar with Dynamic Vibration Absorber, *The Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, 1:3 1796-1801.
- [13] Chun, S. H., Ko, J. T., Kim, J. H., 2011, Modal Analysis of Commercial Boring Bar using Finite Element Method, *The Korean Society of Manufacturing Technology*, 1:6 48-49.