

고능률 방진 보링바 개발에 관한 연구

A Study on the Development of High Efficiency Anti-Vibration Boring Bar

*최 춘 규(충남대 대학원), 이 우 영, 임 경 화, 최 성 주(한국기술교육대), 이 동 주(충남대)
*C. K. Choi(Graduate School, ChungNam Univ.), W. Y. Lee, K. H. Rim, S. J. Choi(KUT),
D. J. Lee(Chungnam Univ.)

ABSTRACT

This paper analyzes high efficiency anti-vibration boring bars which increase stability against chatter vibration in boring operations. Structural analysis and mathematical modeling with considering dynamic properties for three types of existing boring bars are performed to search for optimal design parameters. The purpose of this paper is to find out design parameters for high efficiency anti-vibration boring bar.

Key words : anti-vibration boring bar(방진 보링바), chatter vibration(채터 진동), dynamic property(동특성), optimal design parameter(최적 설계 변수)

I. 서 론

기계가공에서 문제가 되는 진동은 공작물과 절삭공구 사이의 상대운동이다. 일반적으로, 기계가공에서 공진적으로 발생하는 심한 진동을 채터진동이라 하며 이 진동이 발생하면 다듬질면 조도를 악화시켜 치수정밀도를 저하시킬 뿐만 아니라, 절삭공구의 마멸, 결손을 일으켜 심한 경우 작업을 계속할 수 없게 된다⁽¹⁾. 보링작업에서 채터에 대한 안정성을 향상시키기 위한 방진 보링공구에 대한 연구는 1980년대에 본격적으로 체계를 갖추어 수행되었다. 보링바의 설계개념은 다양하게 연구되어 오고 있는데 크게 3분류로 나누어 질 수 있다. 첫째로는 보링바 자체의 강성을 높게 하는 방법으로 주로 복합재료, 중금속등을 사용하는 것이고, 두 번째 방법은 Lanchester 감쇠기로서 추가 질량과 감쇠기만을 보링바 끝부분에 설치하여 진동을 억제시키는 것이고, 세 번째 방법은 흡진기(vibration absorber) 구조를 보링바 끝부분에 설치하여 진동을 흡수하는 연구이다⁽²⁾.

본 연구에서는 실험을 통하여 기존 제품의 성능을 분석하고, 설계에 관련된 이론 등을 정리하였으며, 절삭력 측정, 동특성 분석, 유한요소 해석 등을 통하여 새로운 제품을 모델링하고, 모델링 결과 설계 변수들을 추출, 제시하고자 한다.

II. 방진 보링바의 수학적 모델링

채터진동으로 부터 보링바를 보호하기 위한 흡진기는 주(primary) 보링바에 부가(secondary)의 질량-스프링 조합이 더해져 구성된다. 더해진 부가 질량-스프링 계는 원래의 1자유도 계를 2자유도 계로 변화시키게 된다. 따라서 새로운 보링바는 두 개의 고유진동수를 가지며, 더해진 스프링-질량계를 흡진기라고 부른다. 흡진기 질량과 강성의 값은 원래의 질량운동을 최소화하도록 선택한다.

흡진기 구조의 보링바는 Fig. 1처럼 2자유도 계로 모델링된다.

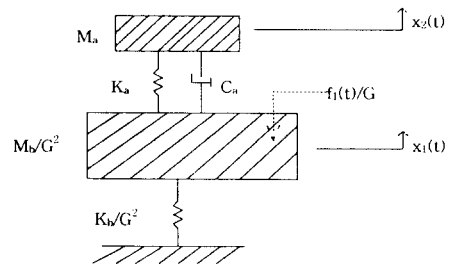


Fig. 1 Schematic of a boring bar with vibration absorber

2자유도 계에 대한 운동방정식 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} \frac{M_b}{G^2} & 0 \\ 0 & M_a \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_1(t) \\ \ddot{x}_2(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_a & -C_a \\ -C_a & C_a \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_1(t) \\ \dot{x}_2(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_a + \frac{K_b}{G^2} & -K_a \\ -K_a & K_a \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{f_1(t)}{G} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (1)$$

M_b, M_a : 각각 보와 흡진기의 질량
 G : 위치 보정 계수
 C_a : 흡진기의 감쇠계수
 K_b, K_a : 각각 보와 흡진기의 강성계수
 $x_1(t), x_2(t)$: 각각 보끝단과 흡진기 중심의 관련변위
 (단 $x_1(t) = G \cdot x_0(t)$, $x_0(t)$:보끝단 실제변위)
 $f_1(t)$: 보 끝단에 가해지는 가진력

주파수 전달함수를 구하기 위하여 조화진동(harmonic vibration)이라고 가정하면, 운동방정식은 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{bmatrix} \frac{-M_b}{G^2} \omega^2 + K_a + \frac{K_b}{G^2} + jC_a \omega & -K_a - jC_a \omega \\ -K_a - jC_a \omega & -M_a \omega^2 + K_a + jC_a \omega \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_1(\omega) \\ X_2(\omega) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{F_1(\omega)}{G} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (2)$$

여기에서, $X_i(\omega)$: $x_i(t)$ 의 조화변위 크기
 $F_1(\omega)$: $f_1(t)$ 의 조화력 크기

정규화된 주파수비와 질량 비로 전달함수로 표시하면, 다음과 같이 된다.

$$\frac{X_0(\omega)}{\delta_{st}} = \left[\frac{(\alpha^2 - \beta^2)^2 + (2\zeta\alpha\beta)^2}{[(\alpha^2 - \beta^2)(1 - \beta^2) - \alpha^2\beta^2\mu]^2 + (2\zeta\alpha\beta)^2(1 - \beta^2 - \beta^2\mu)^2} \right]^{1/2} \quad (3)$$

여기서 주파수비 ; $\alpha = \omega_a / \omega_b = \beta / \beta_a$
 고유진동수 ; $\omega_b = \sqrt{K_b / M_b}$, $\omega_a = \sqrt{K_a / M_a}$
 주파수비 ; $\beta = \omega / \omega_b$, $\beta_a = \omega / \omega_a$

$$\text{감쇠비와 질량비 } \zeta = \frac{C_a}{2\sqrt{M_a K_a}}, \quad \mu = \frac{M_a}{M_b / G^2}$$

$$\text{정적 처짐 ; } \delta_{st} = F_1(\omega) / K_b$$

일반적으로 양호한 절삭조건을 가지기 위해서는 주파수 전달함수의 최대치가 최소화되는 다음 조건에 맞추어서 설계를 한다⁽³⁾.

$$\begin{aligned} \text{고유진동수비} & : \alpha_{opt} = 1 / (1 + \mu) \\ \text{최적 감쇠비} & : \delta_{opt} = \sqrt{\mu / 2(1 + \mu)} \quad (4) \end{aligned}$$

III. 실험장치 및 방법

3-1 절삭력 분석

각각의 보링바의 실제 절삭 가능한 돌출길이 및 절삭력 등을 알아보기 위하여 Fig. 2와 같이 절삭시험(cutting test)을 행하였다.

절삭력 분석을 위하여 돌출길이는 A사 보링바는 3d, 4d, 5d로, B사 보링바의 경우 5d, 7d, 8d, 9d로, C사 보링바의 경우는 5d, 7d로 변화시켰다. 이 돌출길이의 책정은 각각의 보링바의 권장하는 실제 절삭 가능한 돌출길이에 바탕을 두었으며, 또한 채터 현상을 보기 위해서 돌출길이를 좀더 길게 하였다. Fig. 2에서 보듯이 공구 동력계(tool dynamometer)에서 절삭력의 신호를 받아 분배기(distributor)에서 이 신호를 주분력, 이송분력, 배분력의 3분력으로 분리시킨 다음 증폭기(amplifier)에서 이들의 신호를 증폭하고, A/D 변환기(A/D converter)에서 아날로그 신호를 디지털 신호로 변환시킨 후, 컴퓨터로 이들의 신호를 받아들여 3분력을 구하고, 각각을 비교 분석하였다. 이 때 사용한 프로그램은 Global Lab.을 사용하였다.

이 실험에 사용된 시험편의 재질은 기계구조용 강(SM45C)이며, 내경 80mm, 외경 126mm, 그리고 길이가 115mm로 20개의 시험편을 여러 절삭조건하에서 실험하였다.

3-2 동특성 분석

보링바의 길이가 커짐에 따라 강성계수가 작아져서, 절삭성에 대한 보링바의 동특성의 효과가 커지게 된다. 그래서 제품별로 동특성과 채터발생 관계를 분석하여, 동특성에 대한 평가항목 도출뿐만 아니라 정량적으로 관리치를 설정하고자 한다. 특성비교를 위해서 절삭작업중에 절삭력/진동 측정과 정지된 상태에서 보링바 모드시험(Modal Test)을 이용하였다. 비교한 제품은 국내의 A사의 일반 보링바

와 B사 및 C사의 특수제품인 방진 보링바이고, 비슷한 외형치수를 가진 제품으로 선정하였고, 보링바 직경에 대한 길이를 3-9배로 변화시키면서 절삭성과 동특성을 분석하였다.

첫 번째 절삭력/진동 측정은 실제 절삭작업을 하면서, 절삭력과 진동가속도를 Fig. 2의 실험장치를 이용하여 측정하였다. 절삭조건은 회전수를 약 400rpm으로 하였고, 절삭깊이와 이송속도는 각각 1~3mm와 0.1~0.3mm/rev으로 설정하였다.

두 번째 실험은 절삭작업을 정지한 상태에서 보링바에 대한 모드시험을 하였다. 모드시험중 시험장치의 설치가 가장 간단한 충격시험(impact test) 방법을 이용하였다. Fig. 3처럼 충격해머로 보링바 절삭부위인 끝부분에 가진하고 같은 점에서 출력인 가속도를 가속도센서로 측정한 뒤에 신호분석기(signal analyzer)에서 전달함수(transfer function)를 구하였다. 그리고 절삭성능을 좌우하는 Pole 실수부와 동적감성계수 계산과 함께 첫 번째 실험에서 조사한 채터 발생 여부를 Table 1과 같이 정리하였다.

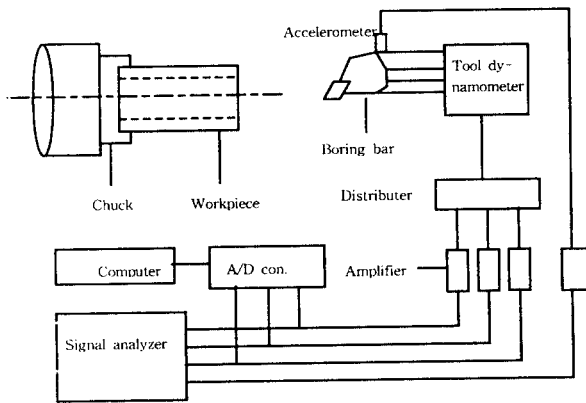


Fig. 2 Block diagram of the cutting test

and excited test

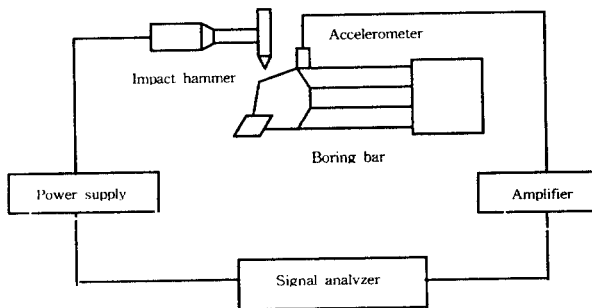


Fig. 3 Modal testing device of boring bars

IV. 실험 결과 및 고찰

4-1 절삭실험 결과

Fig. 4는 각각의 보링바를 돌출길이의 변화에 따라 주분력을 동일한 절삭조건(이송속도 0.2mm/rev, 절삭깊이 2mm)하에, 하나의 그래프에 같이 나타낸 것이다. 돌출길이의 변화에 따라 각각의 경우에 대해서 절삭력을 분석해보면 돌출길이가 길수록 주분력의 크기가 약간씩 감소하는 경향을 보이고 있었다. 이중에서 특이한 것은 그림에서 보듯이 B사 제품의 경우, 이송속도를 0.2mm/rev, 절삭깊이를 2mm인 경우 돌출길이를 5D에서 7D로 변화 시켰음에도 불구하고 주분력의 크기 변화가 거의 없었으며 이송속도를 0.3mm/rev, 절삭깊이를 2mm인 경우 돌출길이를 7D에서 8D로 변화시켰을 때도 크기 변화가 거의 없었다. 이것은 이 제품의 경우에 특정 절삭조건, 특정 돌출길이에서의 절삭의 안정성을 말해 주는 것이다. 절삭력 분석으로 각각의 보링바의 최적의 돌출길이를 제시하면 다음과 같다. A사 제품의 경우는 3D 전후, B사 제품의 경우는 7D 전후, C사 제품의 경우는 5D 전후임을 실험 결과 알 수 있었다.

4-2 동특성 결과

절삭작업을 정지한 상태에서 각각의 보링바에 대한 모드시험을 하였다. 모드시험중 시험장치의 설치가 가장 간단하면서도 정확도가 있는 충격시험 방법을 이용하였다. 충격해머로 보링바 절삭부위인 끝부분에 가진하고 같은 점에서 출력인 가속도를 가속도센서로 측정한 뒤에 신호분석기에서 전달함수의 변화를 분석하였다.

Table 1 The results of dynamic properties and chatter generation for boring bars

보링바 종류 및 설치 조건	회사	길이	강성	고유진동수	감쇠비	감쇠항*	동적감성항*
			(K, $\times 10^6$ N/m)	(f_n , Hz)	(%)	($\zeta \cdot f_n$, Hz)	($2\zeta \cdot K \times 10^6$ N/m)
A		3D	22.1	1560	0.028	43.7	1.24
		5D	5.4	671	0.017	11.4	0.18
		7D	2.4	388	0.032	12.4	0.15
		9D	1.0	230	0.008	1.8	0.016
B		3D	13.3	1130	0.047	53.1	1.25
		5D	4.2	603	0.136	82.0	1.14
		7D	2.0	295	0.144	42.5	0.58
		9D	0.9	203	0.059	11.8	0.11
C		3D	17.6	1310	0.096	125.8	3.38
		5D	5.1	628	0.047	29.5	0.47
		7D	2.3	346	0.027	9.3	0.12
		9D	2.0	293	0.108	31.6	0.43

* 음영체인 경우 채터가 발생하지 않음

Fig. 5는 각각의 보링바에 대하여 돌출길이의 변화에 따른 강성치의 변화를 나타낸 것이며, 그림에서 보듯이 모든 제품에서 보링바의 돌출길이가 길어짐에 따라 강성치가 급격하게 떨어짐을 확인할 수 있다. B사 및 C사 보링바의 내부에 흡진기 설치 공간으로 인해 보링바 강성의 저하요인이 있음에도 불구하고, 돌출길이가 긴 경우에는 일반보링바와 선진 보링바의 강성치 차이가 크지 않음을 알 수 있다. 이러한 사실은 실제 문제가 되는 큰 세장비의 보링바인 경우에는 내부에 흡진기 설치가 가능할 수 있었던 것을 보여주는 것이다.

4-3 방진 보링바의 수학적 모델링의 결과

B사 제품의 경우에 2절에서 제기한 최적이론식을 활용하면 Fig. 6처럼 현재 제품의 동특성보다 더 좋은 결과를 가져올 수 있다. 그러므로 B사 및 C사 제품도 현 설계가 완전하지 않음을 알 수 있다.

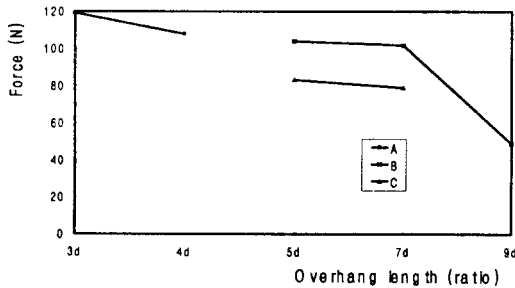


Fig. 4 The comparison of principal force according to boring bars

(Cutting condition :

feed = 0.2mm/rev, depth of cut = 2mm)

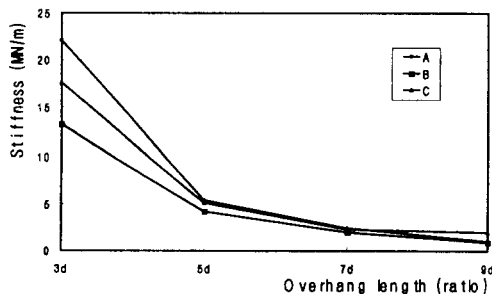


Fig. 5 The results of stiffness values according to boring bars

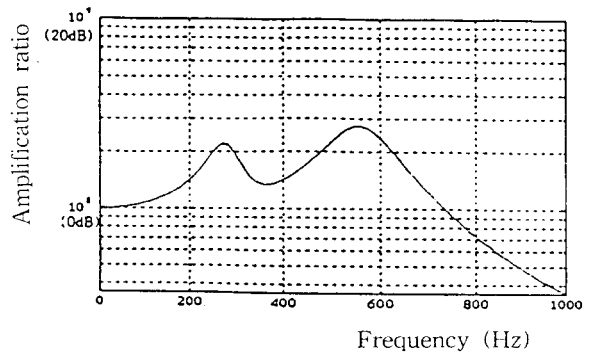


Fig. 6 The optimal design of frequency transfer function

V. 결론

본 논문에서는 보링작업에서 chatter의 안정성을 향상시키기 위하여 고능력 방진 보링바를 분석하였다. 이 분석을 위하여 기존 3가지 모델에 대한 구조 분석, 수학적 모델링, 동특성 실험 등을 수행하였다. 이 결과들로부터 chatter의 안정성을 향상시킬 수 있는 설계 변수들을 추출, 제시하면서 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- (1) 방진 개념을 적용한 보링바가 일반 보링바에 비해 절삭 가능한 돌출길이가 2배가 되는 것을 알 수 있었다.
- (2) 충격실험을 한 결과 chatter 발생 전후로 에너지가 집중되는 주파수 대역이 존재하고, 이 주파수는 chatter링시 절삭 면에 발생하는 홈자국의 주파수와 일치함을 확인할 수 있었다.
- (3) 방진 개념의 보링바에 대하여 수치해석을 통하여 설계 변수들을 파악하였다.
- (4) 본 해석 결과들로부터 보링바의 동특성을 향상시키기 위한 설계변수들을 파악하였다.

References

1. F. Koenigsberger and J. Tlustý, Machine Tool Structures, Pergamon Press, Vol.1, Sect.2, 1970
2. M.Yoshimura, Vibration-Proof Design of Boring Bar with Multidegree-of-Freedom Dampers, ASME J. of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, Vol.108, pp.442-447. 1986
3. Cyril M. Harris, Vibration and Shock Handbook, McGraw-Hill, Third Edition, 1988