

# 동흡진기형 보링바의 진동해석

°이재협\*, 임경화\*\*

## Vibration Analysis of Boring Bar with Dynamic Vibration Absorber

°Jae-Hyuk Lee\*, Kyung-Hwa Rim\*\*

### Abstract

The purpose of this work is to analyze the vibration characteristic of boring bar with dynamic vibration absorber and find out the effective design parameters. Using the finite element method and modified optimum design concept, conventional optimum design based on approximate lumped parameter model is checked and practical design to be measured with modal analysis is compared with optimum design from numerical analysis. Also, the performance of reducing vibration is investigated with variation of shape of boring bar. The considered model of boring bar with dynamic vibration absorber is selected among manufactured boring bars with the best performance.

### 1. 서론

다양한 형상 가공을 하면서 절삭 정밀성을 만족하기 위해서는 다양한 공구시스템의 개발이 필요하다. 특히, 포신 가공, 깊은 구멍 등을 가공하기 위해서는 공구직경에 대한 공구길이의 상대비가 큰 보링 공구시스템이 필요하다. 이 경우는 보링바(boring bar)의 동특성에 따라 절삭 특성이 결정되는 경우가 많고, 보링바의 세장비가 큰 경우는 보링바의 고유진동수가 작아져서 채터 진동은 피할 수가 없다. 따라서 세장비가 큰 경우에도 채터 진동을 억제할 수 있는 방진 보링바의 개발이 절대적으로 필요하다.

방진 보링바에 대한 연구는 1980년대에 본격적으로 체계를 갖추어 수행되었다. 방진보링바의 설계 방법은 다양하게 연구되어 오고 있는데, 크게 3분야로 나눌 수 있다. 첫째로는 보링바 자체의 강성을 높게 하는 방법으로 주로 복합재료, 중금속

등을 사용하는 것이고<sup>(1)</sup>, 두번째 방법은 LANCHE-STER 감쇠기로서 추가 질량과 감쇠기만을 보링바 끝 부분에 설치하여 진동을 억제시키는 것이고<sup>(2)</sup>, 세 번째 방법은 동흡진기(dynamic vibration absorber) 구조를 보링바 끝 부분에 설치하여 진동을 흡수하는 연구이다.<sup>(3)(4)(5)</sup>

이러한 방진보링바는 일부 선진국에서 현재 개발에 성공하였으나, 국내에서는 방진보링바의 개발된 사례가 없어 이에 대한 연구와 국산화가 필요하다.

본 연구는 상기 세 번째 방법인 동흡진기 구조의 방진보링바 개발에 관련된 연구이다. 본 연구의 목적은 유한요소법을 사용하여 동흡진기형 보링바의 진동특성을 정확하게 분석하고 효과적인 설계 방법을 제시하고자 한다. 우선 간단한 2자유도 강체 모델링을 이용하여 동흡진기를 설계하는 기존 최적설계 방법의 적절성을 조사하고자 한다. 주파수 응답함수(frequency response function) 최대치를 최소화하기 위하여, 동흡진기형 선진 제품을 2자유도로 모델링 한 뒤에 기존 설계방법으로 흡진기의 설계치를 구한다. 이와 병행하여 유한요소법

\* (주)에스에프에이

\*\* 한국기술교육대학교, 제어시스템공학과

을 이용하여 다자유도계로 모델링 한 뒤에 기존 설계방법에서 사용되는 고정점(fixed point) 개념을 활용하여 설계를 한다. 그래서 각각 모델에서 설계 변수와 성능을 비교하였다. 또한 유한요소법의 다자유도 모델에서 구한 최적 시스템 변수를 입력으로 한 주파수 응답함수와 기존 제품에서 측정된 주파수 응답함수를 비교한다. 그리고 기존 제품의 흡진기 구조를 변화시키면서, 방진 특성의 개선 가능성을 확인한다.

## 2. 동흡진기의 기본이론 (7-9)

흡진기 구조의 방진 보링바를 진동해석하기 위하여, 보링바와 내부의 동흡진기를 Fig.1처럼 2 자유도계로 모델링 한다. 2자유도계에 대한 운동방정식은 다음과 같다.

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

여기서  $M_b$ ,  $M_a$ 는 각각 보와 흡진기의 질량이고,  $C_a$ 는 흡진기의 감쇠계수이고,  $K_b$ ,  $K_a$ 는 각각 보와 흡진기의 강성계수이다.  $x_1(t)$ ,  $x_2(t)$ 는 각각 보와 흡진기 중심의 변위이고,  $G$ 는 질삭력 가진위치 보정계수이고,  $f_1(t)$ 는 보 끝단에 가해지는 가진력이다.

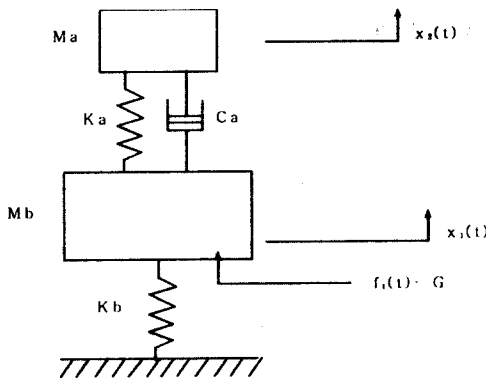


Fig. 1 Model of boring bar with absorber

식 (1)을 이용하여 정규화된 주파수비와 질량비로 주파수 응답함수를 구하면, 다음과 같다.

$$\frac{X_1(\omega)}{\delta_u} = G \left[ \frac{(a^2 - \beta^2)^2 + (2\zeta a \beta)^2}{[(a^2 - \beta^2)(1 - \beta^2) - a^2 \beta^2 \mu]^2 + (2\zeta a \beta)^2 (1 - \beta^2 - \beta^2 \mu)^2} \right]^{1/2} \quad (2)$$

여기서 주파수비 :  $\alpha = \frac{\omega_a}{\omega_b} = \frac{\beta}{\beta_a}$

질량비 :  $\mu = \frac{M_a}{M_b}$

고유진동수 :  $\omega_a = \sqrt{\frac{K_a}{M_a}}$ ,  $\omega_b = \sqrt{\frac{K_b}{M_b}}$

주파수비 :  $\beta = \frac{\omega}{\omega_b}$ ,  $\beta_a = \frac{\omega}{\omega_a}$

감쇠비와 질량비 :  $\zeta = \frac{C_a}{2\sqrt{M_a K_a}}$ ,  $\mu = \frac{M_a}{M_b}$

정적 처짐 :  $\delta_u = \frac{F_1(\omega)}{K_b}$

식 (2)의 주파수 응답함수는 감쇠비  $\zeta$ 에 관계없이 모든 곡선이 두 점을 항상 통과한다. 이 지점을 고정점(fixed points)이라고 한다. 고정점에서의 크기는 다음과 같다.

$$\frac{x_1}{\delta_u} = \left[ \frac{1}{(1 - \beta_c^2 - \beta_c^2 \mu)^2} \right]^{1/2} \quad (3)$$

여기서  $\beta_c$ 는 고정점의 주파수 비이면서  $\alpha$ 의 함수 형태로 표현된다. 일반적인 흡진기 최적설계는 다음과 같이 진행된다. 질량비는 가능한 크도록 정하고, 식 (3)에서 두 고정점에서의 보 진폭  $x_1$ 이 동일하게 되는  $\alpha$ 를 우선 구한다. 마지막으로 응답함수의 최대치가 최소화되는 감쇠비  $\zeta$ 를 구한다. 이러한 과정으로 최적치를 구하면 다음과 같다.

$$\alpha_{opt} = \frac{1}{1 + \mu}, \quad \zeta_{opt} = \sqrt{\frac{\mu}{2(1 + \mu)}} \quad (4)$$

## 3. 방진보링바의 모델링

### 3.1 방진보링바의 형상분석

본 연구에서 스웨덴 Sandbank(주) 선진제품의 방진보링바 제품(Fig. 2)을 모델로 선택했으며, 보링바의 직경은 32mm이다. 선진제품의 내부에는

비중이 약 16정도인 초경합금 실린더가 있으며, 이 중금속 실린더와 케이스간의 약 2.3mm 정도의 틈새를 이루고 있고, 이 틈새에 미량의 특수 유체가 있다. 또한 고무 링으로 초경합금 실린더의 양 끝단을 지지하면서 밀폐한다. 이 형태가 동적 흡진기(dynamic absorber) 역할을 한다.

### 3.2 2자유도계 모델링

Fig. 1과 같이 보와 흡진기의 등가질량과 등가강성을 구하기 위해 보의 등가강성계수는 보의 유한요소 모델의 정적 해석을 통해 구하고 보의 등가질량은 보의 유한요소 모델의 동적 모드해석에서 구한 고유진동수를 이용하여, 등가질량을 구한다. Table 1은 보의 등가강성과 등가질량이다. 흡진기 질량은 0.472 kg이다. 식 (4)를 이용하면 방진보링바의 최적 시스템 변수를 Table 2와 같이 구해진다.

Table 1. System parameters of 2 d.o.f. model

위치	등가강성계수 ( $\times 10^6$ N/m)	등가질량 (kg)
보	8.50	0.9915

Table 2. Optimum system parameters of 2 d.o.f. model

$M_b$ (Kg)	$M_a$ (kg)	$\mu$	$\omega_a$ (Hz)	$K_a$ (N/m)	$\zeta_{opt}$
0.9915	0.472	0.476	315	$1.85 \times 10^6$	0.401

### 3.3 다자유도계 모델링

방진보링바를 3차원 요소(3D element)로 보 부분과 흡진기 부분으로 모델링 하였다. 보는 공구의 전단 헤드부, 후단의 고정부, 흡진기 설치되는 나사부 및 흡진기 케이스로 모델링 하였다. 보와 흡진기의 재료는 각각 탄소강과 초경합금이며, 실린더 질량부와 질량을 지지하는 원형 고무부로 구성

되어 있다. Fig. 2는 방진보링바를 다자유도 유한요소 모델로 모델링 한 것이다. 여기서 고무부를 모델링이 위해 스프링 요소를 사용하였다. 다자유도 유한요소 모델 입력치를 정리하면 Table 3과 같다.

Table 3. Input data of finite element model

	보	흡진기
유한요소	Solid 72, Shell 63	Solid 72, Combin 14
재료명	탄소강	초경합금
밀도	$7850 \text{ Kg/m}^3$	$16980 \text{ Kg/m}^3$
프와송비	0.28	0.29
경계조건	플래프 고정	질량과 스프링 연결부 축방향 병진, 회전변위 고정

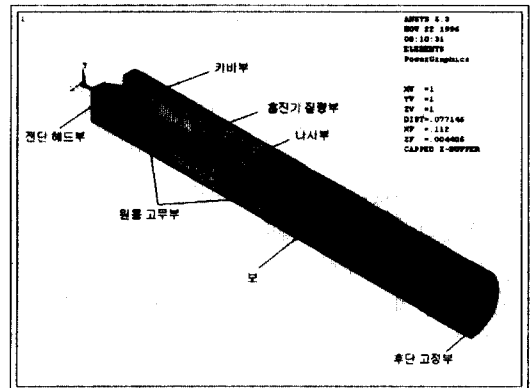


Fig. 2 Section of finite element model

## 4. 해석결과 및 고찰

### 4.1 모델링 오차

흡진기의 강성계수를 변화면서 2자유도계 모델과 유한요소 모델에서 구한 주파수 응답함수는 각각 Fig. 3과 Fig. 4와 같다. 두 경우가 거의 비슷하게 흡진기 강성계수  $K_a$ 을 증가시키면 함수의 최대치가 보 특성관련 고유진동수 근처에서 흡진기 특성관련 고유진동수 근처로 이동하는 경향을 볼 수 있다. 흡진기 강성계수가 무한대 일 때( $K_a = \infty$ ), 흡진기 효과가 없어지면서 보링바의 1차 고유진동

수에서 진폭비가 매우 커지게 된다.

흡진기의 감쇠비를 변하면서 2자유도계 모델과 유한요소 모델에서 구한 주파수 응답함수는 각각 Fig. 5와 Fig. 6과 같다. 유한요소 모델에서도 감쇠비에 상관없이 변하지 않는 고정점이 생김을 알 수 있다. 그래서 유한요소 모델에서도 고정점을 이용한 최적설계방법을 활용할 수 있음을 알 수 있다. 각 모델에서 구한 흡진기의 최적 강성계수와 감쇠비는 Table 4와 같다. 두 모델에서 구한 최적 시스템 불성치는 다소 차이가 있음을 알 수 있다. 그래서 주파수 응답함수의 최대치에서 정확한 정량적인 차이를 살펴보기 위하여 각 모델에서 구한 흡진기의 강성계수와 감쇠비를 상대적으로 정확한 모델인 유한요소 모델에 각각 입력하여 구한 함수가 Fig. 7에 있다. 주파수 응답함수 최대치에서도 30% 이상 차이가 발생함을 알 수 있다. 그러므로 방진보링바인 경우는 유한요소법을 이용한 해석이 필요함을 알 수 있다.

Table 4. Comparison of optimum values between 2 d.o.f model and finite element model

2자유도 강제 모델			다자유도 유한요소 모델		
$K_a$ [N/m]	$\zeta_{opt}$	전달함수 최대치	$K_a$ [N/m]	$\zeta_{opt}$	전달함수 최대치
$1.85 \times 10^6$	0.4	2.36	$2.79 \times 10^6$	0.3	2.52

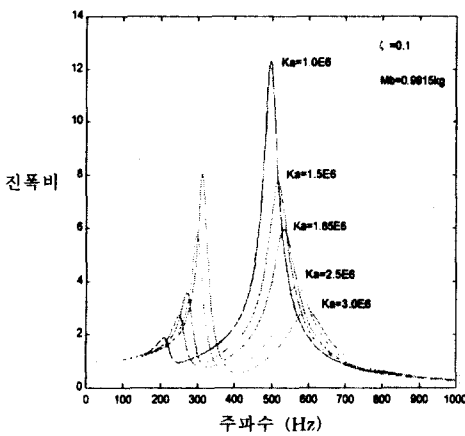


Fig. 3 Frequency response function with variation of stiffness constant; 2 d.o.f model.

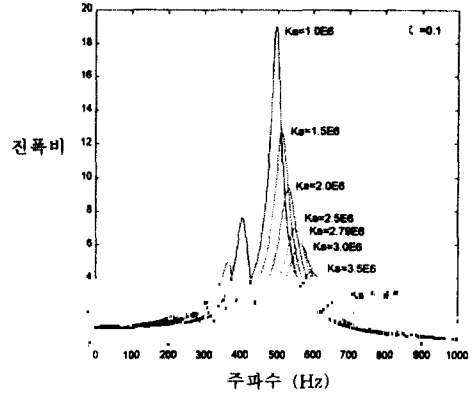


Fig.4 Frequency response function with variation of stiffness constant ; finite element model.

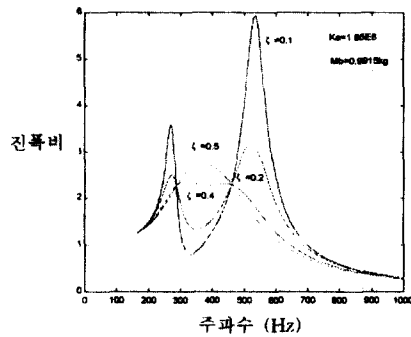


Fig. 5 Frequency response function with variation of damping ratio ; 2 d.o.f model.

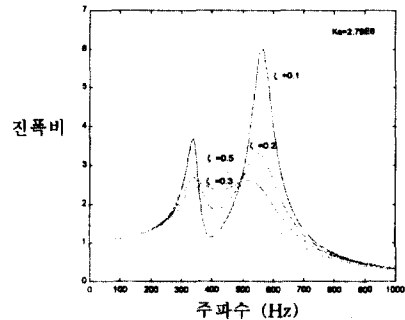


Fig.6 Frequency response function with variation of damping ratio ; finite element model.

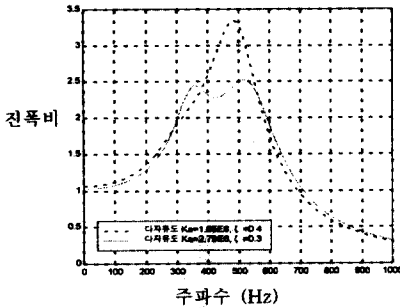


Fig. 7 Optimum transfer functions from 2 d.o.f and element models.

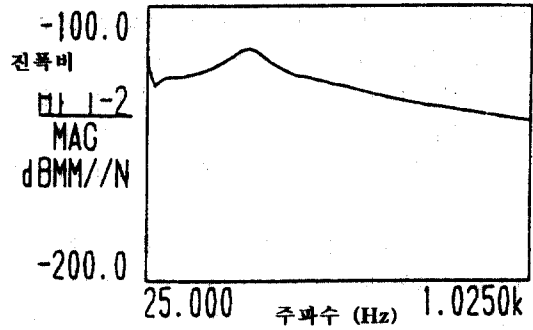


Fig.9 Measured frequency response function.

#### 4.2 실험치 비교

모드시험을 통하여 방진보링바의 주파수 응답함수를 측정하였다<sup>(6)</sup>. 절삭작업을 정지한 상태에서 Fig. 8과 같이 충격시험(impact test)방법을 이용하여 주파수 응답함수를 측정하였다. 충격해머로 보링바 절삭부위인 끝 부분에 가진하고 같은 점에서 출력인 가속도를 가속도센서로 측정한 뒤에 신호분석기(signal analyzer)에서 전달함수를 구하였다.

측정한 전달함수를 이용하여 Receptance를 구했는데, Fig.9와 같다. 수치해석의 결과인 Fig.8과 비교하기 위하여 저주파수 대역(약 25Hz)에 대한 공진(295Hz)에서의 증폭비를 이용한다. 수치해석 결과(증폭비 약 2.5)에 비해 측정치(증폭비 약 5.0)가

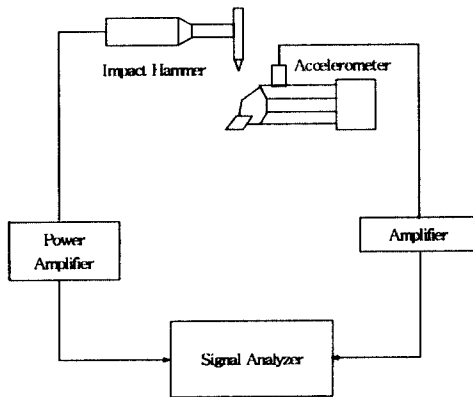


Fig. 8 Experimental set-up.

상대적으로 큼을 알 수 있다. 수치해석의 최적치에 비해 상당히 성능이 떨어짐을 알 수 있다. 이러한 현상의 요인으로는 첫 번째는 고무의 특성치가 최적치에 벗어난 것으로 판단된다. 왜냐하면 고유진동수도 차이가 있기 때문이다. 두 번째는 유한요소 모델에 고려되지 않은 고무의 비선형 특성과 첨가된 오일 감쇠특성 등의 효과로 짐작된다.

#### 4.3 흡진기 형태의 개선 효과

흡진기 질량이 클수록 제진 효과는 좋아지지만 Fig. 2에서 볼 수 있듯이 부피가 커지면 보링바의 강성이 작아져서 제진 효과는 떨어질 수도 있다. 이러한 상반 효과를 살펴보기 위하여, 흡진기의 부피를 반경 또는 길이방향으로 증가했을 때 각각 Fig. 10과 Fig.11에서 관련 효과를 살펴볼 수 있다. Fig.10에서는 현재 선진제품의 흡진기 내경의 크기는 9mm로, 이보다 큰 경우(17mm), 작은 경우(5mm)에 대해 전달함수의 변화를 살펴본 결과 내경의 크기가 작을수록 흡진기의 방진성능이 향상되어진다. 다음은 흡진기 길이변화에 대한 전달함수의 변화를 Fig. 10에 나타내었다. 결과에서 보면 길이가 증가할수록 전달함수의 최대치의 최소값은 작아진다. 그러나 어느 정도 길이가 증가하면 흡진기의 방진효과 증가는 크지 않다.

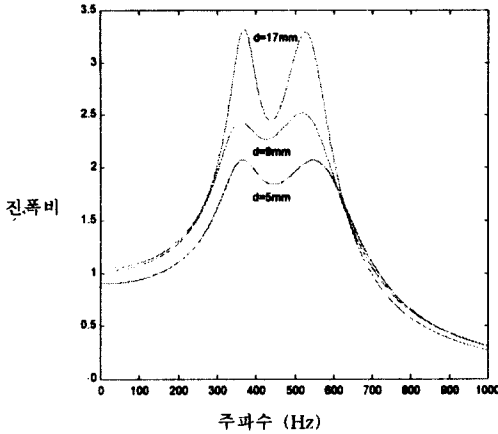


Fig. 10 Transfer function with variation of inner diameter of dynamic absorber.

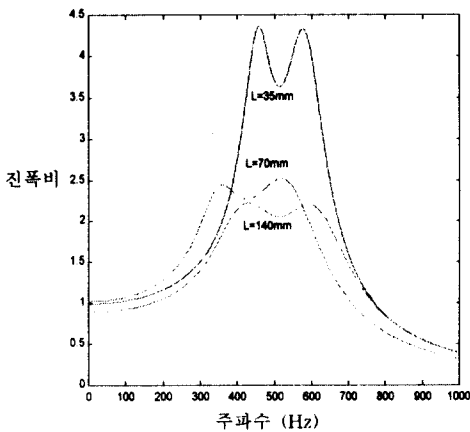


Fig. 11 Transfer function with variation of length of dynamic absorber

## 5. 결론

선진제품의 방진보링바를 다자유도 유한요소 모델로 모델링 한 뒤에, 방진 성능을 분석하였다. 분석으로부터 얻어진 결론은 다음과 같다.

- 1) 강체 모델에서 사용되고 있는 동흡진기의 최적 설계처럼 다자유도 유한요소 모델에서도 고정점 (fixed points)을 이용하는 설계방법이 효과적임을 확인하였다.

- 2) 다자유도 유한요소 모델과 2자유도 강체 모델에서 구한 각각의 최적 강성계수와 감쇠비간에는 상당한 차이(34%, 25%)가 발생하였다. 또한 진동성능에서도 차이가 많이 발생하였다.

- 3) 모드시험으로부터 확인한 기존 선진제품의 성능을 다자유도의 최적치와 비교해 보면 성능을 추가로 개선할 수 있음을 확인하였다. 또한 피로응력 관점에서 흡진기의 형상을 변경할 수 있으면, 흡진기의 내경과 길이를 변화시켜 더 좋은 방진의 성능을 얻을 수 있음을 확인하였다.

본 연구에서 수립한 설계방법은 다른 형상을 가진 동흡진기형 보링바의 진동 분석에도 효과적일 것이다.

## 참고문헌

- (1) D. G Lee, "Manufacturing and Testing of Chatter Free Boring Bars," Annals of the CIRP, Vol. 37, 1988.
- (2) U. S. Patent, No. 4,553,884, "Boring Tool and Method of Reducing Vibrations," 1985.
- (3) R. W. New, Y. H. J. Au, "Chatter-Proof Overhang Boring Bars," ASME, J. of Mechanical Design," Vol. 102, pp. 611-618, 1980.
- (4) 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.
- (5) U. S. Patent, No. 4,616,738, "Damped Boring Bar and Tool Holder," 1986.
- (6) 임경화의 4명, "고능률 방진 보링바 개발에 관한 연구," 한국정밀공학회 춘계학술발표논문집, 1997.
- (7) Cyril M. Harris, "Vibration & Shock Handbook," Mcgraw-Hill, Third edition. 1988.
- (8) J. B. HUNT, "Dynamic Vibration Absorbers," Mechanical Engineering Publications Ltd, 1979.
- (9) S. A. Tobias, "Machine Tool Vibration," John Wiley & Sons Inc., 1965.
- (10) J. C. Snowdon, "Vibration and Shock in Damped Mechanical System," John Wiley & Sons Inc., 1968.

