

동흡진기를 이용한 유압 브레이커의 진동 감쇠 가능성에 관한 연구 Feasibility Study on the Vibration Reduction for Hydraulic Breaker by the Dynamic Vibration Absorber

강영기¹ · 장주섭^{1*}

Young Ky Kang, Ju Seop Jang

Received: 27 Oct. 2021, Revised: 11 Nov. 2021, Accepted: 23 Nov. 2021

Key Words : Hydraulic Breaker(유압 브레이커), Vibration(진동), 감쇠(Damping), Dynamic Vibration Absorber(동흡진기), Cantilever(외팔보)

Abstract: In this paper, the development of a vibration reduction device for hydraulic breakers was studied. Generally, a hydraulic breaker generates shock vibrations while working. When using vibration-proof rubber, shock vibrations are reduced, but without this, shock vibrations are repeatedly generated. Such repeated shock vibrations not only lower the fatigue strength of hydraulic breakers and excavators equipped with them but also increase the fatigue of the workers. This paper proposes the possibility of reducing shock vibration by using a dynamic vibration absorber.

기호 설명

<p>m_p : mass of piston, kg</p> <p>\ddot{x}_p : acceleration of piston, m/sec²</p> <p>x_p : displacement of piston, m</p> <p>A_1 : area of piston portion 1, m²</p> <p>P_1 : pressure of A_1, Pa</p> <p>A_2 : area of piston portion 2, m²</p> <p>P_2 : pressure of A_2, Pa</p> <p>A_g : area of piston portion g, m²</p> <p>g : acceleration of gravity, m/sec²</p> <p>F_{cp} : Coulomb friction force of piston, N</p> <p>F_{cv} : Coulomb friction force of valve, N</p> <p>F_r : rod force to piston, N</p> <p>m_r : mass of rod, kg</p>	<p>\ddot{x}_r : acceleration of rod, m/sec²</p> <p>\dot{x}_r : velocity of rod, m/sec</p> <p>x_r : displacement of rod, m</p> <p>K_g : spring coefficient of ground, N/m</p> <p>C_g : damping coefficient of ground, Nsec/m</p> <p>K_r : spring coefficient of rod, N/m</p> <p>m_v : mass of valve, kg</p> <p>\ddot{x}_v : acceleration of valve, m/sec²</p> <p>A_{v1} : area of valve portion 1, m²</p> <p>A_{v2} : area of valve portion 2, m²</p> <p>A_{v3} : area of valve portion 3, m²</p> <p>A_{vsw} : area of valve switching portion, m²</p> <p>P_r : pressure of return line, Pa</p> <p>P_{sw} : pressure of A_{vsw}, Pa</p> <p>V_g : volume of back head N₂ gas, m³</p> <p>d : diameter of cantilever, m</p> <p>L : length of cantilever, m</p> <p>E : Young's modulus, Pa</p> <p>m : mass of cantilever end weight, kg</p> <p>ω_n : natural frequency of dynamic vibration absorber, Hz</p>
--	---

* Corresponding author: jjs1@gachon.ac.kr
 1 Department of Mechanical Engineering, Gachon University, SeongNam 13120, Korea
 Copyright © 2021, KSFC
 This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

1. 서론

본 장에서는 유압 브레이커(Hydraulic Breaker)의 개요, 구성, 작동원리와 작동시 충격 진동 발생에 대해서 다루고자 한다. 유압 브레이커는 독립적인 동력원이 없는 부착형 장비이다. 일반적으로 굴착기와 같은 건설기계의 버킷을 탈거하고 유압라인을 연결하여 사용한다. 굴착기 유압 펌프의 에너지를 이용하여 석광산 자원개발, 건축, 토목 등 다양한 현장에서 파쇄 작업에 사용된다. 유압 펌프(Hydraulic Pump)로부터 유량이 공급되면 유압 브레이커 내부의 피스톤(Piston)이 부하량 이상의 압력 상태에서부터 상승을 시작한다. 피스톤의 운동방향을 결정하는 피스톤 제어 밸브(Piston Control Valve)가 전환되면 피스톤 하강은 하강하게 된다. 피스톤의 로드(Rod) 타격을 통해서 피스톤의 운동 에너지가 로드를 통해서 파쇄 대상물에 전달되는 사이클이 이루어진다. 유량이 공급되는 시간동안 사이클은 반복되게 된다. 유압 브레이커를 작동방식에 따라 구분하면 유압만을 이용하는 전유압식과 유압과 공압을 이용하는 유공압식이 있으며, 일반적인 유공압식 브레이커의 내부 구조는 Fig. 1¹⁾과 같다

작동원리를 Fig.1의 내부 구조로 살펴보면 다음과 같다.¹⁾ 암반 파쇄용 공구인 로드와 로드를 반복 타격하는 피스톤이 기본 구성이고, 유압펌프에서 토출되는 유량 들어오는 공급 라인(Input Line)과 사용된 유량이 배출되는 복귀 라인(Return Line)을 가진다.

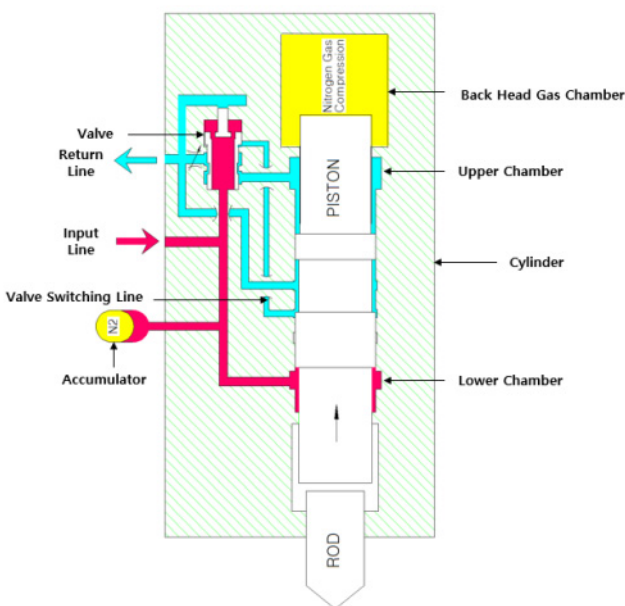


Fig. 1 Schematic cut view of a hydraulic and pneumatic breaker

피스톤의 운동은 피스톤의 자중, 아래쪽 공간(Lower Chamber)의 압력, 위쪽 공간(Upper Chamber)의 압력, 백 헤드 질소 가스 압력 에 대한 힘의 평형 관계에 의해 방향성이 결정되며, 피스톤의 연속 왕복운동은 피스톤 제어 밸브를 통해 이루어진다. 백 헤드(Back Head)의 질소 가스(Nitrogen Gas)는 피스톤 상승 시 압축되었다가 하강 시 팽창되면서 피스톤의 운동을 가속 시킨다.

작동원리를 상세하게 살펴보면 다음과 같다. 피스톤 아래쪽 공간의 압력이 상승하여 피스톤의 하강력이 이상이 되면 피스톤은 상승, 피스톤과 밸브 전환 라인(Valve Switching Line) 포트가 언더 랩(Underlap)이 되면 유량이 밸브 측으로 공급되면서 상승하게 된다. 밸브가 상승하면 피스톤의 위쪽 공간에 유량이 공급되어 압력이 상승, 피스톤의 힘은 방향은 하강하는 쪽으로 변하게 된다. 피스톤이 로드를 타격하기 전 밸브 스위칭 라인은 피스톤의 중단부 공간(Middle Chamber)을 통해서 복귀 라인과 연결, 밸브 전환 라인이 압력이 해지되어 밸브는 하강, 피스톤 위쪽 공간은 밸브를 통해서 복귀 라인과 연결되어 압력이 해지 된다.

현재까지의 유압 브레이커 연구 논문들은 주로 시스템 해석, 해석 모델 개발, 성능 분석, 실험계획법 활용, 민감도 분석 및 최적화 연구²⁾⁻⁷⁾가 보편적이고, 타격력 조절 기술⁸⁾⁻⁹⁾, 자동 타격력 제어 기구¹⁰⁾에 대한 연구가 이루어졌다. 유압 브레이커의 타격시 발생하는 충격, 진동을 분석하고 저감하는 연구¹¹⁾⁻¹³⁾도 진행되었지만, 이들은 방진 고무를 이용하여 유압 브레이커의 메인바디를 지지하는 구조를 가지는 제품에 한정된다.

유압 브레이커를 이용한 파쇄 작업시 타격 후 굴착기 연결부, 굴착기 붐, 굴착기 운전석으로 반복적인 충격 진동이 전달되게 된다. 이러한 문제를 해결하기 위해 유압 브레이커의 메인바디(Main Body)의 상하부에 방진 고무를 적용하고 있다. (Fig.2) 메인바디는 브라켓(Bracket) 내부에 설치된 슬라이딩 패드(Sliding Pad), 상하 방진 고무, 캡(Cap)에 의해 6면이 구속된다. 유압 브레이커가 작업을 할 경우 메인바디는 굴착기가 누르는 힘, 타격력, 로드(Rod)를 통해 전달되는 반발력에 의해서 상하 운동을 하게 된다. 이때 메인바디 상하부에 압축 상태로 설치된 방진 고무가 충격을 흡수하게 된다. 하지만 다양한 내부 부품 구성에 따른 구입 가격의 부담으로 인해 방진 고무가 적용되지 않은 유압 브레이커 역시 많이 사용

된다. 메인바디와 브라켓, 브라켓과 캡이 직접 접촉 상태에서 체결 볼트(Fastening Bolt)들에 의한 결합된다.(Fig.3) 따라서 방진 고무를 사용하는 유압 브레이커에 비해 충격 진동이 운전자에게 직접적으로 전달 되게 된다.

본 연구에서는 방진 고무와 같은 부품을 적용할 수 없는 유압 브레이커를 대상으로 별도의 진동 감쇠 기구를 적용하여 작업자에게 전달되는 충격, 진동을 저감 하고자 한다. 반복 충격 형태의 진동은 다양한 주파수 대역에서 공진이 발생하기 때문에 하나의 목표 주파수를 설정하기가 쉽지 않다. 따라서 기존에

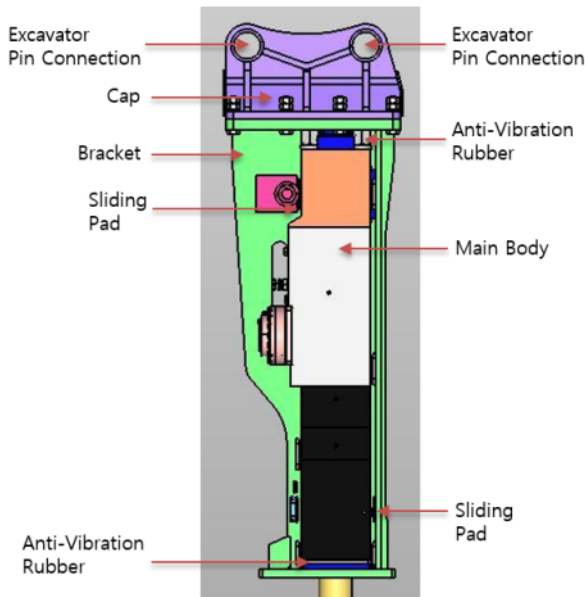


Fig. 2 Schematic cut view of a hydraulic breaker with anti-vibration rubber



Fig. 3 Picture of a hydraulic breaker without anti-vibration rubber

사용하고 있는 제품에 대해서 동흡기를 적용하여 진동 감쇠 가능성을 진단하고자 한다.

2. 유압 브레이커의 수학적 모델링

본 장에서는 유압 브레이커를 작동시키는 주요 부품에 관련한 운동방정식, 유로의 운동 방정식, 질소 가스와 관련된 방정식을 다루고자 한다. 피스톤, 로드, 밸브의 운동방정식, 개별 검사 체적에서의 연속 방정식, 개별 검사 체적과 연결된 오리피스스의 유량 방정식, 백 헤드 가스 공간 (Back Head Gas Chamber)와 어큐뮬레이터(Accumulator) 내 질소가스 압력과 체적 관계식, 공급 및 복귀 라인과 연결된 검사 체적 관로의 유량 방정식으로 구성된다. 피스톤과 로드의 충돌은 강체 충돌로 가정하였다.¹⁰⁾

Fig. 3은 피스톤, 로드, 밸브의 자유 물체도를 나타낸 것이다. 피스톤의 운동방정식은 다음과 같이 정리 될 수 있다.

$$m_p \cdot \ddot{x}_p = P_1 \cdot A_1 - P_2 \cdot A_2 - P_g \cdot A_g - m_p \cdot g - F_{cp} - F_{cv} + F_r \quad (1)$$

로드의 운동방정식은 다음과 같다.

$$m_r \cdot \ddot{x}_r = -K_g \cdot x_r - C_g \cdot \dot{x}_r - F_r \quad (2)$$

$$F_r = \begin{cases} -K_r \cdot (x_p - x_r) & (x_p < x_r) \\ 0 & (x_p \geq x_r) \end{cases} \quad (3)$$

밸브의 운동방정식은 다음과 같다.

$$m_v \cdot \ddot{x}_v = P_1 \cdot (A_{v2} - A_{v1}) - P_r \cdot A_{v3} - m_v \cdot g + P_{sw} \cdot A_{vsw} \quad (4)$$

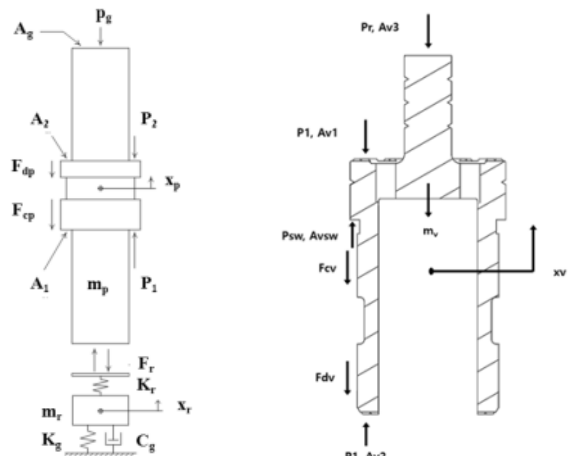


Fig. 4 Free body diagram of Piston and Valve

여기서 F_r 은 피스톤과 로드 사이의 충돌 반발력이며, F_{cp} 와 F_{cv} 는 각각 피스톤과 밸브의 정마찰력을 포함한 쿨롱 마찰력이다. F_{dp} 와 F_{dv} 는 각각 피스톤과 밸브의 점성마찰력으로 피스톤과 실린더의 틈새, 밸브와 밸브 슬리브의 틈새와 길이를 각각 h_j 와 l_j 이라고 하면 점성마찰력은 다음과 같다.

$$F_{di} = \sum_{i=1}^n \frac{\mu}{h_j} \cdot (\pi \cdot d_j \cdot l_j) \cdot \dot{x}_i \quad (6)$$

여기서 i 는 피스톤(p), 밸브(v)를 나타내며, j 는 각 접촉부위, μ 는 절대점도를 나타낸다.

유압 브레이커 피스톤의 위쪽 공간과 아래 공간의 다수의 검사 체적이 있는데, 각 검사 체적의 압력을 p_i 라고 하면 체적이 고정인 경우와 피스톤과 밸브의 운동에 따라 체적이 변하는 가변인 경우에 대해 식 (7), (8)과 같이 연속방정식으로 구할 수 있다.

$$\frac{dp_i}{dt} = \frac{\beta_e}{V_i} \cdot \left(\sum_{j=1}^n Q_{in} - \sum_{j=1}^n Q_{out} \right) \quad (7)$$

$$\frac{dp_i}{dt} = \frac{\beta_e}{V_i} \cdot \left(\sum_{j=1}^n Q_{in} - \sum_{j=1}^n Q_{out} - A_i \cdot \frac{dx_i}{dt} \right) \quad (8)$$

각 검사 체적과 연결되어 있는 유로의 오리피스 유량 방정식은 다음과 같다.

$$Q_i = C_d \cdot A_i \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_i - p_j)}{\rho}} \quad (9)$$

백 헤드 내 가스실과 어큐뮬레이터 내 가스실의 압축과 팽창에 따른 압력과 체적 관계식은 단열과정으로 가정시 다음과 같이 나타낸다.

$$p_{gi} \cdot V_{gi}^k = constant \quad (10)$$

여기서 p_{gi} 는 백 헤드 가스실과 어큐뮬레이터 가스실의 압력, V_{gi} 는 체적을 나타내며 비열비 k 는 1.4로 가정하였다.

3. 유압 브레이커 진동 주파수 측정

본 연구에서는 굴착기 30톤급에 장착되는 유압 브레이커를 대상으로 진동 주파수 측정 시험, 분석을 진행하였다. 충격 진동은 메인바디에서 시작되고 힘의 방향은 유압 브레이커를 타격점에 세웠을 때 상하 방향이므로 가속도 센서를 메인바디의 백헤드 상면에 설치하였고, 타격시 반발이 주로 작용하는 방향 z 에 대해서만 주파수 분석을 진행하였다.(Fig.5)

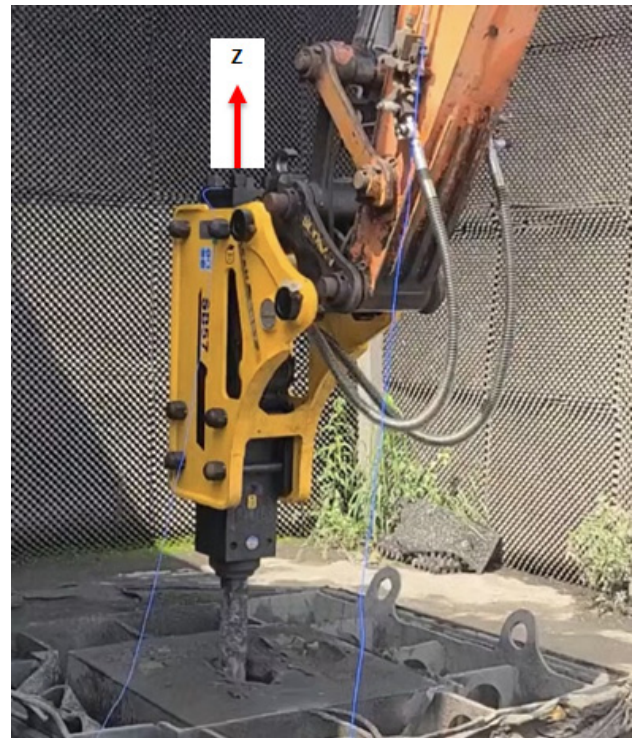


Fig. 5 Hydraulic Breaker and measured acceleration direction

측정된 가속도 결과값은 Fig.6과 같다.

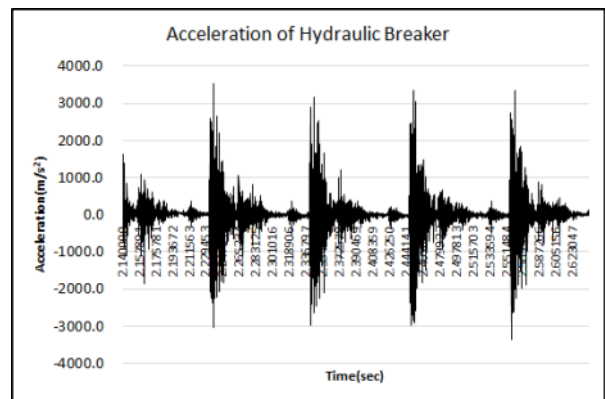


Fig. 6 Acceleration of Hydraulic Breaker

측정된 가속도 값에 대해 주파수 분석 FFT(Fast Fourier Transformation) 실시한 결과는 Fig.7과 같다. 일반적인 FFT 분석 결과처럼 특정 주파수 대역 특성 뚜렷하게 나타나지 않는 경향을 보인다. 일반적인 외팔보 동흡진기의 개념으로 본다면 주 주파수 대역을 확인하고, 그에 상응하는 고유 주파수를 얻기 위해 외팔보의 형태와 외팔보 끝단에 매달린 질량을 설계한다. 본 연구에서는 현재 판매되고 있는 유압 브레이커의 브라켓을 변형하여 적용이 가능한 형태의 동흡진기를 우선 적용하여 그 차이를 분석하기로 하였다.

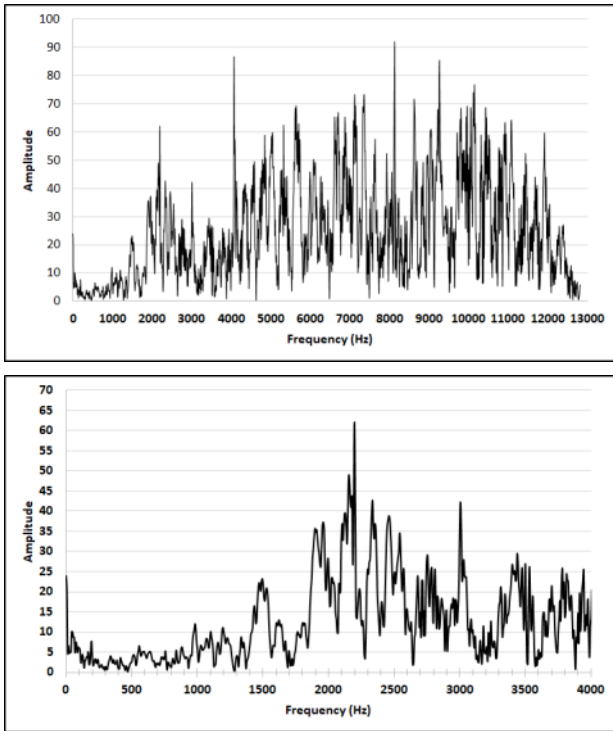


Fig. 7 FFT of Hydraulic Breaker

4. 동흡진기 설계

본 장에서는 유압 브레이커에 적용된 진동감쇠 기구의 개념과 설계 사양에 대해서 다루고자 한다. 외팔보 형태의 동흡진기는 일반적으로 간단하게 설계가 가능하다. 본 실험에서는 적용이 비교적 간단한 형상을 감안하여 환봉 형태의 외팔보와 질량체를 설계하였다. Fig.8에서 정의된 정보와 강의 탄성계수를 이용하면 고유진동수 ω_n 을 간단하게 구할 수 있다.

$$k = \frac{3 \cdot E \cdot I}{L^3} \quad (11)$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (12)$$

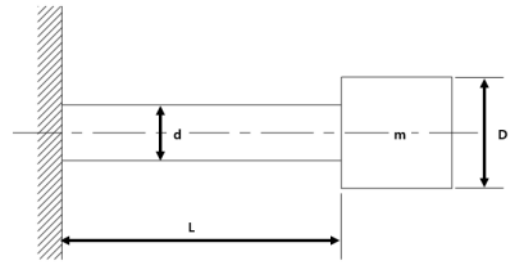


Fig. 8 Cantilever Dynamic Vibration Absorber

설치의 한계성, 동흡진기의 강도 문제로 인해 $d=34\text{mm}$, $L=153.5\text{mm}$, $m=1.537\text{kg}$ 으로 설정하였고, $E=2.1\text{GPa}$ 을 적용하여 구한 고유진동수는 $\omega_n = 273\text{Hz}$ 이다. 설계 동흡진기의 적용 구조는 Fig.9와 같다.¹⁴⁾

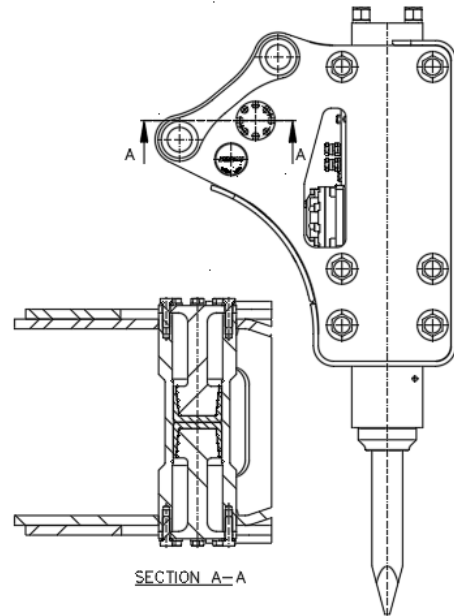


Fig. 9 Schematic cut view of a hydraulic breaker with Cantilever Dynamic Vibration Absorber

5. 실험 결과

본 연구에서 기존 제품과 동일한 조건, 위치에 가속도 센서를 설치하고 측정된 결과는 Fig.10과 같다.

실험 결과에 따르면 일반적인 동흡진기의 설계 방식과는 상이한 접근 방법이지만, 특히 4,000Hz 이하 주파수 대역에서 진동 가속도 감소 효과 차이를 확인할 수 있다. 약 2,200Hz 부근에서는 60% 이상의 진동 가속도 감소 효과를 확인할 수 있었다. 가장 중요한 부분은 작업자가 실제로 충동 진동이 감소했음을 느끼느냐 하는 부분이다. 실험을 위해 제작된 시제품을 동일한 기존 제품을 사용하는 사용자 4명에

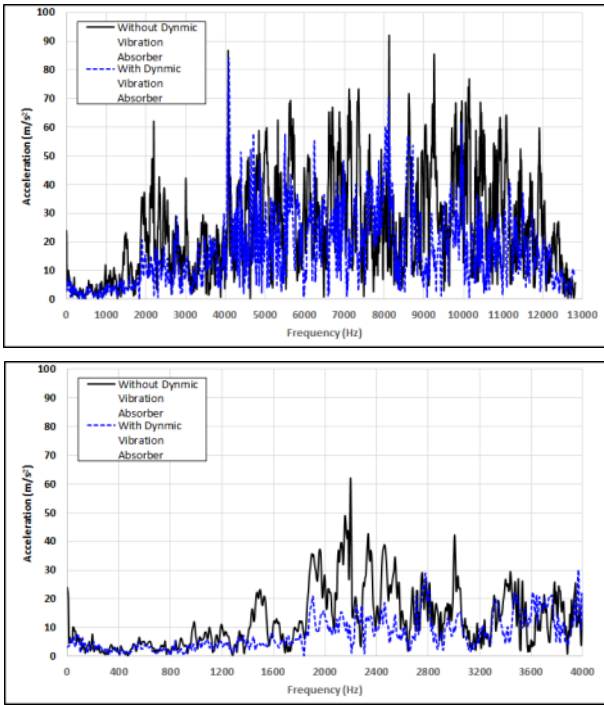


Fig. 10 FFT of Hydraulic Breaker with Dynamic Vibration Absorber

게 필드 테스트를 진행한 결과 2명은 차이를 못 느끼고, 2명은 어느 정도 차이를 느낀다고 답변하였다. 유압 브레이커의 경우 타격 대상물 강도, 단단한 바닥을 타격하는지 작은 암반을 잘게 부수는 작업을 하는지에 따라 작업자에게 전달되는 충격 진동이 모두 상이하다. 작업자에게 피로도를 가장 많이 유발하는 경우는 쉽게 파쇄되지 않는 강압 바닥 작업이라고 한다.

6. 결론

본 연구에서는 방진 부품이 없는 유압 브레이커에 대해서 현재까지 사례가 없는 동흡진을 적용하여 진동 감쇠 효과에 대한 가능성을 도출하였다. 유압 브레이커에 가속도 센서를 설치하여 주파수 분석한 결과 1.3kHz 이하 범위에서 다양한 주파수 대역에서 가속도가 크게 발생하였다. 타격주파수에 해당하는 주파수 대역은 8~10Hz 범위이나 설치 한계성과 강도 문제로 인해 우선 500Hz 이하의 주파수 대역에서 동흡진기를 설계하여 적용하였다. 저주파수 대역에 해당하는 동흡진기를 적용하지 못하였지만, 가속도가 상대적으로 높은 2,200Hz 인근에서 약 60%의 가속도가 감소하였다. 이러한 감소 효과는 유압 브레이커 사용자 입장에서 운전석에서의 충격 감소를 느낄 수

있는 수준임을 현장 시험을 통해서 확인하였다.

Table 1 Acceleration with and without DVA (Dynamic Vibration Absorber)

Frequency (Hz)	50	100	250	500
Without DVA (m/s ²)	9.9	6.0	1.5	2.7
With DVA (m/s ²)	6.5	1.1	2.9	1.5

Frequency (Hz)	1,000	2,000	4,000
Without DVA (m/s ²)	5.5	23.2	14.1
With DVA (m/s ²)	2.6	14.2	14.6

유압 브레이커 작업시 강압을 파쇄하는 경우가 운전자에게 큰 충격을 전달하게 된다. 따라서 강압 바닥 작업 조건을 기준으로 충격 진동 저감 효과를 가지는 동흡진기에 대한 추가적인 연구가 필요하다. 현재로서는 충격 진동이 작업자에게 피로감을 유발하는 주 주파수 분석이 명확하지 않으므로 이를 규명하는 것이 우선시 되어야 한다. 아울러 동흡진의 고유진동수와는 달리 4,000Hz 이하에서 특히 2,000~4,000Hz 대역에서 큰 차이를 보이는 이유 역시 규명되어야 한다.

향후 충격 진동에 대한 사례 연구, 동적 구조 해석을 통한 진동 특성 분석, 다양한 주 주파수 대역에 대한 동흡진기 적용, 이에 대한 사용자 평가를 통하여 유압 브레이커 작업자의 피로도를 줄이는 노력을 하고자 한다.

이해관계(CONFLICT OF INTEREST)

저자는 이 논문과 관련하여 이해관계 충돌의 여지가 없음을 명시합니다.

References

- 1) Y. K. Kang, "A Study of Automatical Impact Energy Control Device Analysis for Hydraulic Breaker", Gachon University Master's Thesis, pp.14-15
- 2) Y. K. Lee, W. S. Sung and C. S. Song. "The Development of an Analysis Tool and the

- Performance Analysis of a Hydraulic Breaker System", Journal of the Korean Society for Precision Engineering Vol.17, No.4, pp.189-196, 2000.
- 3) S. H. Lee, C. S. Han and C. S. Song. "A study on the Performance Improvement of High Efficiency Hydraulic Breaker", Journal of KSTLE Vol.19, No.2, pp.59-64, 2003.
 - 4) H. Y. Baek, H. W. Chang and I. J. Lee. "Optimal Design of a Hydraulic Breaker Using Taguchi Method", Journal of The Korean Society of Mechanical Engineers, pp.2033-2038, 2005.
 - 5) K. S. Kwak and H. W. Chang. "Performance Optimization of a Fully Hydraulic Breaker Using Taguchi Method", Journal of Drive and Control Vol.5, No.3, pp.41-48, 2008.
 - 6) S. Choi and H. W. Chang. "Performance Improvement of an Integrated-type Fully-Hydraulic Breaker by Sensitivity Analysis", Journal of Drive and Control Vol.6, No.1, pp57-64, 2009.
 - 7) D. Y. Shin and K. B. Kwon. "A Study on Performance Optimization of a Hydraulic Breaker", Journal of The Korean Society of Mechanical Engineers A, Vol.35, No.6, pp.677-682, 2011.
 - 8) T. J. Ryoo and H. W. Chang. "Performance Optimization of a Gas-Assisted Hydraulic Breaker with Dual Stroke", Journal of Drive and Control Vol.7, No.1, pp58~66, 2010.
 - 9) Y. K. Kang et al., "A Study on Automatic Impact Force Control Mechanism Design for Hydraulic Breaker", 2017 Spring Conference Journal of KSFC, pp95~100, 2017.
 - 10) Y. K. Kang, "A Study of Automatical Impact Energy Control Device Analysis for Hydraulic Breaker", Gachon University Master's Thesis, pp. 16-18.
 - 11) J. H. Lee et. al., "Vibro-acoustic Design and Development of a Low-noise Hydraulic Breaker", Journal of Korean Society for Noise and Vibration Engineering Vol.11 No.7, pp.148-155, 2001.
 - 12) B. S. Kim et. al., "A Study on the Structure Improvement of Bracket Housing for Structural Noise and Vibration Reduction in Hydraulic Breaker", Journal of the Korean Society for Precision Engineering Vol.23, No.11, pp.108-115, 2006.
 - 13) B. J. Cho, H. H. Han, and J. S. Koo, "Damping Device for Hydraulic Breaker: Impact and Noise Reduction", Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 17, No. 4, pp.113~122, 2018.
 - 14) Y. J. Jung(2020). Korea Patent No.10-2131767.