

유압 브레이커의 자동타격력 제어기구 설계에 관한 연구

A Study on the Automatic Impact Force Control Mechanism Design for the Hydraulic

강영기¹ · 장주섭^{1*}

Young Ky Kang, Joo Sup Jang

Received: 13 Jun. 2022, Accepted: 17 Aug. 2022

Key Words : Hydraulic Breaker (유압 브레이커), Automatic Control (자동타격력 제어), Impact Force (타격력), Piston Stroke (피스톤 행정 거리), Simulation X S/W (Simulation X 소프트웨어)

Abstract: In this paper, the design of automatic impact force control mechanism of hydraulic breaker was studied. The control mechanism uses the change of piston upper chamber pressure, when the hydraulic breaker impacts various strength rock. The piston stroke is controlled by rock strength sensing valve, piston stroke switching valve, and piston control valve. It is imperative to denote the area of each valve section, the spring constant of the spring. It provides convenience to users by automatically adjusting the appropriate striking force, according to the strength of the rock. Additionally, by increasing work productivity, it can contribute to reducing greenhouse gas emissions due to fuel efficiency reduction.

기호 설명

m_p : Mass of piston, kg
 \ddot{x}_p : Acceleration of piston, m/sec²
 x_p : Displacement of piston, m
 A_1 : Area of piston portion 1, m²
 P_1 : Pressure of A_1 , Pa
 A_2 : Area of piston portion 2, m²
 P_2 : Pressure of A_2 , Pa
 A_g : Area of piston portion g, m²
 P_g : Pressure of back head N₂ gas, Pa
 g : Acceleration of gravity, m/sec²
 F_{cp} : Coulomb friction force of piston, N
 F_{cv} : Coulomb friction force of valve, N

F_{dp} : Viscous friction force of piston, N
 F_{dv} : Viscous friction force of valve, N
 F_r : Rod force to piston, N
 m_r : Mass of rod, kg
 \ddot{x}_r : Acceleration of rod, m/sec²
 \dot{x}_r : Velocity of rod, m/sec
 x_r : Displacement of rod, m
 K_g : Spring coefficient of ground, N/m
 C_g : Damping coefficient of ground, Nsec/m
 K_r : Spring coefficient of rod, N/m
 m_v : Mass of valve, kg
 \ddot{x}_v : Acceleration of valve, m/sec²
 A_{v1} : Area of valve portion 1, m²
 A_{v2} : Area of valve portion 2, m²
 A_{v3} : Area of valve portion 3, m²
 A_{vsw} : Area of valve switching portion, m²
 P_r : Pressure of return line, Pa
 P_{sw} : Pressure of A_{vsw} , Pa
 V_g : Volume of back head N₂ gas, m³
 m_{sv} : Mass of sensing valve spool, kg

* Corresponding author: jjs1@gachon.ac.kr
 1 Department of Mechanical Engineering, Gachon University, SeongNam 13120, Korea
 Copyright © 2022, 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.

- \ddot{x}_{sv} : Acceleration of sensing valve spool, m/sec^2
- x_{sv} : Displacement of sensing valve spool, m
- A_{sv1} : Area of sensing valve spool portion 1, m^2
- A_{sv2} : Area of sensing valve spool portion 2, m^2
- A_{sv3} : Area of sensing valve spool portion 3, m^2
- m_{stv} : Mass of stroke valve spool, kg
- \ddot{x}_{stv} : Acceleration of stroke valve spool, m/sec^2
- x_{stv} : Displacement of stroke valve spool, m
- A_{stv1} : Area of stroke valve spool portion 1, m^2
- A_{stv2} : Area of stroke valve spool portion 2, m^2
- P_{sc} : Pressure of area of stroke valve spool portion 2, Pa

1. 서론

유압 브레이커는 굴착기와 같은 건설기계에 연결하여 주로 파쇄 작업을 하는데 사용되는 부착형 장비이다. 사용 초기에는 주로 광산에서 채굴을 목적으로 사용되다가 도로정비, 건물 해체 작업 등으로 다양한 분야에 보편적으로 사용되고 있다.

유압 브레이커의 연구 사례를 살펴보면 주로 시스템 해석, 해석모델 개발, 성능 분석, 실험계획법을 이용한 최적화, 설계 변수에 대한 민감도 분석 등이 이루어졌다.^{1)~5)} 또한 수동 이중 행정거리 조절, 회귀분석을 통한 설계 계산식 도출해 대한 연구도 실시되었다.^{6)~7)}

일반적인 유압 브레이커는 정해진 파쇄력으로 암반의 강도와 상관없이 작업을 수행하게 된다. 암반 강도에 따라 적정 파쇄력을 피스톤의 행정 거리로 제어한다면 작업 효율을 크게 향상시킬 수 있다. 이러한 기술은 이미 유압 브레이커 선진 제조사에서 실제 제품에 활용하고 있으며, 작업 효율뿐만 아니라 제품의 내구성 향상에도 도움이 되고 있음을 시장에서 인정하고 있다.

본 연구에서는 이미 국내 특허 등록이 완료된 암반 강도에 따른 자동 타격력 조절기술에 대한 실제적인 설계 접근 방향과 기준에 가지고 있었던 문제점을 해결하는 방법을 제시하고자 한다.

2. 수학적 모델링

2.1 유압 브레이커의 구조와 작동 원리

Fig. 1은 일반적인 유공압식 브레이커의 단면도를

나타낸 것이다. 암반을 파쇄하기 위한 공구인 로드(Rod), 망치에 해당하는 피스톤(Piston), 유압펌프에서 공급되는 유압유가 공급되는 공급 라인(Input Line), 사용된 유압유가 배출되는 복귀 라인(Return Line)으로 구성된다. 피스톤의 운동은 피스톤의 자중, 아래 공간(Lower Chamber)의 압력, 위쪽 공간(Upper Chamber)의 압력, 피스톤과 실린더 틈새 사이의 쿨롱마찰력과 점성마찰력에 따라서 그 방향성이 결정되며, 연속적인 피스톤의 왕복운동은 피스톤 제어 밸브(Piston Control Valve)에 의해 제어된다. 백 헤드(Back Head)내 질소가스는 피스톤이 상승할 때 압축되었다가 하강시 팽창하면서 피스톤의 운동을 가속 시키는 역할을 한다.⁸⁾

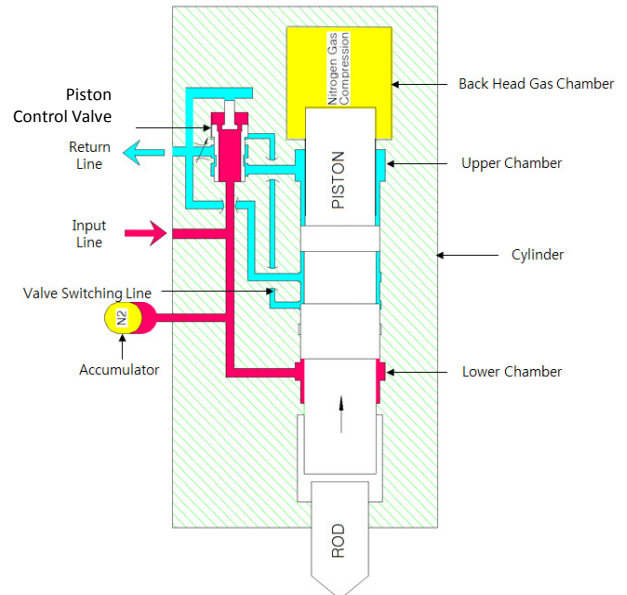
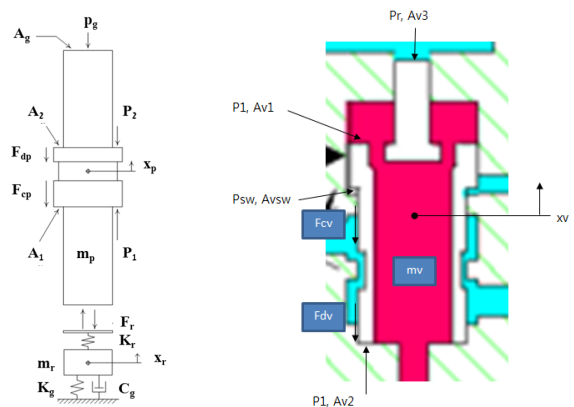


Fig. 1 Schematic cut view of a general hydraulic breaker



(Piston and Rod) (Piston Control Valve)
Fig. 2 Free body diagram of Piston, Rod and Piston Control Valve

피스톤, 로드, 피스톤 제어 밸브의 운동 방정식은 (1)~(4)와 같이 나타낼 수 있다.⁸⁾

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

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

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

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

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 슬리브(Valve Sleeve)의 틈새와 길이를 각각 h_j 와 l_j 로 정리하면 다음과 같이 점성마찰력을 나타낼 수 있다.⁸⁾

$$F_{di} = \sum_{i=1}^n \frac{\mu}{h_j} \cdot (\pi \cdot d_j \cdot l_j) \cdot \dot{x}_i \quad (5)$$

여기서 i 는 피스톤(p), 밸브(v)를 나타내며, j 는 각 접촉부위, μ 는 절대점도를 나타낸다. 유압브레이커에는 피스톤의 위쪽 공간과 아래 공간을 포함하여 다수의 검사 체적이 있는데, 각 검사 체적의 압력을 p_i 라고 하면 검사 체적이 고정인 경우와 피스톤과 밸브의 운동에 따라 검사 체적이 변하는 가변인 경우로 식 (6), (7)과 같이 연속방정식으로 구할 수 있다.⁸⁾

$$\frac{dp_i}{dt} = \frac{\beta_c}{V_i} \cdot \left(\sum_{j=1}^n Q_{in} - \sum_{j=1}^n Q_{out} \right) \quad (6)$$

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

각각의 검사 체적과 연계되어 있는 유로에 대한 오리피스에서의 유량 방정식은 다음과 같다.

$$Q_i = C_d \cdot A_i \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_i - p_j)}{\rho}} \quad (8)$$

백 헤드 가스실과 어큐뮬레이터 내 가스의 압축과

팽창에 따른 압력과 체적 관계식은 단열과정으로 가정하여 다음과 같다.

$$p_{gi} \cdot V_{gi}^k = constant \quad (9)$$

여기서 p_{gi} 는 백 헤드 가스실과 어큐뮬레이터의 압력, V_{gi} 는 백 헤드 가스실과 어큐뮬레이터의 체적을 나타내며 k 는 비열비로써 $k=1.4$ 로 가정하였다.

본 연구에서는 이미 제조, 판매되고 있는 굴착기 30톤급에 부착되는 유압 브레이커를 대상으로 하여 Fig. 3과 같이 시뮬레이션 모델을 개발, 검증하는 작업을 완료하였다.

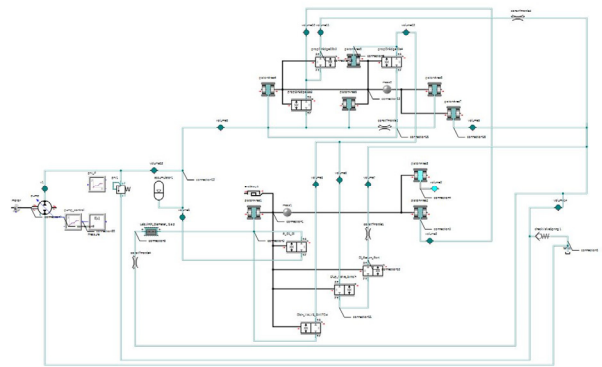


Fig. 3 Simulation Model of Hydraulic Breaker

해당 제품은 대부분 제조사의 설계도면을 기반으로 제조되고 있으며, 시스템의 구조가 동일한 유압 브레이커의 시뮬레이션 모델이 개발되어 있었다. 따라서 설계 정보를 변경함으로써 쉽게 모델을 수정할 수 있었다.

일반적인 유압 브레이커는 암반의 강도에 무관하게 타격력이 일정하게 유지된다. 하지만 실작업에서 연암 파쇄시 피스톤의 행정 거리를 적정 파쇄력이 구현되도록 조절할 수 있다면 타격 속도가 빨라지고 생산성 향상에 도움이 된다. 이러한 현장 특성을 반영하기 위해서 우선 유압 브레이커가 강도가 다른 암반을 파쇄할 때 시스템의 변화를 조사, 분석 하였다.⁸⁾

2.2 암반 강도에 따른 변화 분석

암반 강도의 변화를 모사하기 위해서 피스톤이 타격하는 대상을 스프링, 댐퍼 모델로 적용하였다. 경암의 경우 로드가 2~5mm, 연암의 경우 로드가 20~30mm 정도 하방으로 운동하도록 스프링 상수, 댐핑 계수를 결정하였다. 각각의 경우에 대해서 시뮬레이션을 수행한 결과는 표.1과 같다.

Table 1 Comparison of impact hard rock and soft rock

Rock	Piston upper stroke (mm)	Piston down stroke (mm)	Peak pressure of P1 (bar)	Peak pressure of P2 (bar)
Hard rock	148.83	5.93	177.37	292.16
Soft rock	148.59	21.66	817.65	194.96

Rock	min. Pressure of P _g (bar)	Impact speed (blow/min)
Hard rock	18.19	270
Soft rock	17.66	210

피스톤의 상승 행정 거리는 동일한 조건에서 연암 파쇄시 로드가 파고 들어가는 거리가 증가함에 따라 피스톤의 하강 행정 거리가 증가함을 확인하였다. 이에 따라 압력 P1은 피스톤이 하강 운동이 길어지면서 챔버의 폐쇄가 발생하면서 817.65bar로 압력이 급격하게 상승하였다. 연암의 경우 타격 후 피스톤의 반발이 현저히 줄어드는 영향으로 경암 대비 P2는 약 66.7%, P_g는 97.1% 수준으로 줄어들었다. 피스톤 총 행정거리는 경암이 154.76mm, 연암이 170.25mm로 나타났으며 이로 인해 타격 속도(Impact speed)은 경암 대비 연암의 경우 약 77.8% 수준으로 떨어졌다. 결론적으로 일반적인 유압 브레이커로 연암 파쇄 작업할 경우 경암 대비 작업 효율이 약 22.2%가 감소한다는 것을 의미한다.

변화되는 인자들 중에서 변화의 폭이 미미한 백헤드 가스압 P_g, 압력변화가 과도한 피스톤 하실 최대 압력 P1은 사용하기 곤란하다고 판단하였다. 선행 기술 조사에서 피스톤 하강 변위(Piston down stroke)를 이용하는 기술을 제외하고, 피스톤 상실 최대 압력 변화를 이용할 수 있는 방법을 보완하여 기초 설계 방향을 확정하였다.

2.3 암반 강도에 따른 타격력 제어 개념

기존 시스템에 피스톤 상실 압력을 이용하기 위한 암반의 강도를 판단하는 감지 밸브(Sensing Valve), 감지 밸브를 통과하는 압력에 따라 피스톤의 행정 거리를 변화시키는 행정 거리 조절 밸브(Stroke Valve)가 필요하다. 감지 밸브는 암반 강도에 따라 변화하는 피스톤 상실 압력을 행정 거리 조절 밸브와 연결

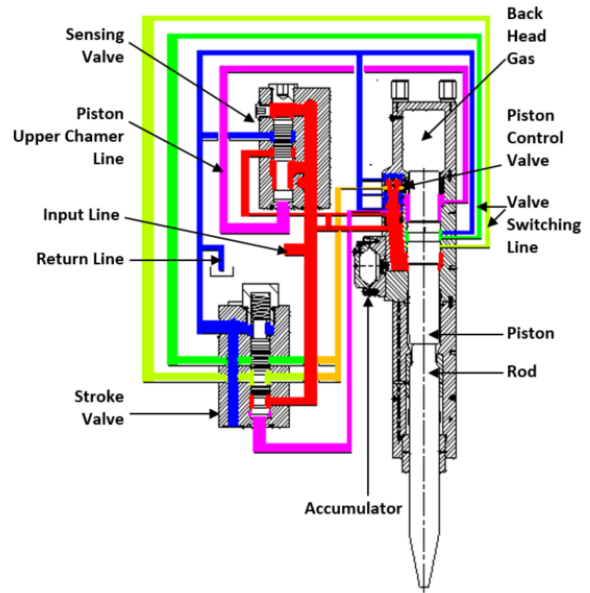


Fig. 4 Schematic cut view of a hydraulic breaker with the automatic impact force control mechanism

되는 챔버에 전달한다. 이 압력의 크기에 따라서 행정 거리조절 밸브의 통과 면적이 결정되고, 피스톤 제어 밸브의 전환 유로에 전달 유량에 따라 전환 시점을 변경시키게 된다. 자동 타격력 제어 조절 유압 브레이커의 전체 구성 및 회로는 Fig. 4와 같다.

2.4 자동 타격력 조절 유압브레이커의 수학적 모델링

일반 유압 브레이커에 추가된 부분으로 Fig. 5는 피스톤 제어 밸브, 감지 밸브, 행정거리 조절 밸브의 자유 물체도를 나타낸 것이다.

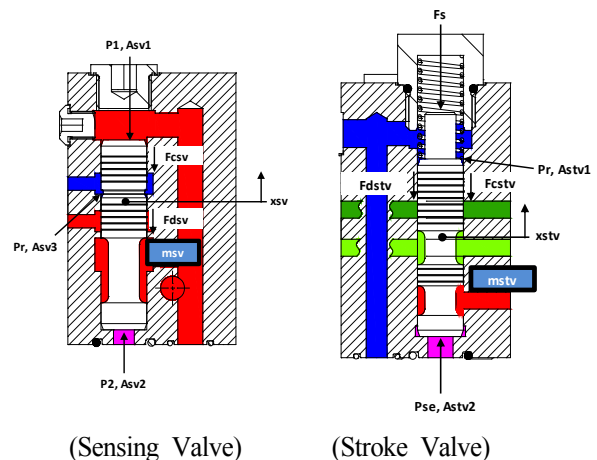


Fig. 5 Free body diagram of Piston, Rod, Piston Control Valve, Sensing Valve and Stroke Valve

감지 밸브에 대한 운동방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$m_{sv} \cdot \ddot{x}_{sv} = P_2 \cdot A_{sv2} + P_r \cdot A_{sv3} - m_{sv} \cdot g - P_1 \cdot A_{sv1} - F_{csv} - F_{dsv} \quad (10)$$

행정거리 조절 밸브에 대한 운동방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$m_{stv} \cdot \ddot{x}_{stv} = P_{se} \cdot A_{stv2} - P_r \cdot A_{stv1} - F_s - m_{stv} \cdot g - F_{cstv} - F_{dstv} \quad (11)$$

여기서 F_{csv} , F_{cstv} 는 각각 감지밸브, 행정거리 조절 밸브의 정마찰력을 포함한 쿨롱 마찰력이다. F_{dsv} , F_{dstv} 는 각각 감지 밸브, 행정거리 조절 밸브의 점성마찰력으로 밸브와 보어의 틈새, 각각의 밸브와 밸브 스텍면의 틈새와 길이를 각각 h_j 와 l_j 이라고 하면 점성마찰력은 식 (5)과 동일하다.

3. 감지 밸브와 행정거리 조절 밸브의 설계

우선 기존 유압 브레이커 제품에 대한 시뮬레이션 모델에 감지 밸브, 행정거리 조절 밸브 부분을 추가하여 자동 타격력 조절 기구를 가지는 시뮬레이션 모델을 개발 하였다. 전체 구성 요소를 가지는 시뮬레이션 모델은 Fig. 6과 같다. 이 모델을 이용하여 감지 밸브, 행정거리 조절 밸브의 치수를 결정하는 작업을 실시하였다.

3.1 감지 밸브

감지 밸브의 설계에 있어서는 암반의 강도를 감지하기 위한 P2(피스톤의 위쪽 공간 압력)의 수압부 면적인 A_{sv2} 와 P1(공급 라인 압력)의 수압부 면적인 A_{sv1} 의 치수 결정이 필요하다. 밸브 스텍을 통과하는 유량과 강도를 감안하여 A_{sv2} 를 우선 결정하면 P1, P2, P_r 의 해석결과 값과 식 (10)를 이용하여 A_{sv1} 을 결정할 수 있다. 하지만 반복 시뮬레이션을 통한 분석 결과 P2가 P1보다 높은 구간은 압력의 크기는 크나 지속 시간이 짧은 점과 P2의 최대값과 근사하게 적용하게 되면 밸브의 민감도가 떨어지는 점을 감안하여 A_{sv1} 은 A_{sv2} 대비 약 110%로 결정하였다.

3.2 행정거리 조절 밸브

감지밸브를 통과한 P1 연결 유로는 피스톤 제어밸브를 통과하여 행정거리 조절밸브 스텍의 아래 수압

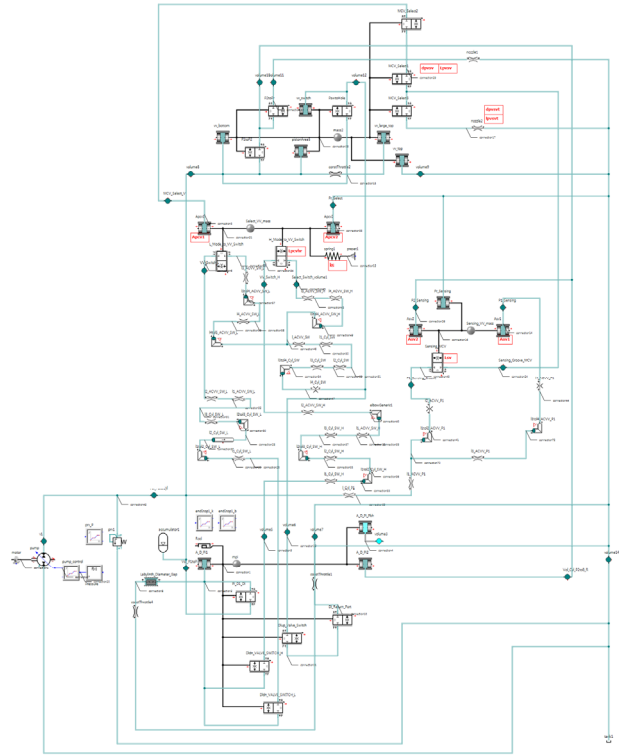


Fig. 6 Simulation model of hydraulic breaker with automatic piston stroke control

부 면적(A_{stv2})에 연결되는 과정에서 P_{se} 로 감압된다. 감지 밸브와 마찬가지로 행정거리 조절 밸브를 통과하는 유량과 강도를 감안하여 A_{stv2} 를 우선 결정하였다. 식 (11)을 이용하면 평형상태의 행정거리 조절 밸브 스프링력(F_s)을 알 수 있으므로 스프링 상수값을 구할 수 있다. 스프링 계수가 밸브 스텍을 상승시키는 힘보다 강하게 결정되면 행정거리 조절 밸브가 작동하지 않으며, 너무 약하게 결정되면 행정거리 조절 밸브 스텍의 아래 수압부 압력(P_{se})에 비례적으로 스텍 밸브가 상승하지 않는 문제가 발생하였다. P_{se} 의 변화는 암반을 대체하는 시뮬레이션 모델의 스프링 상수(K.g)을 변화시키면서 구현할 수 있으며, Fig. 7 같이 스프링 상수를 단계적으로 변화시킬 때 피스톤의 행정거리가 스프링 상수의 변화 조건에 맞게 조절이 되도록 행정거리 조절 밸브의 스프링 상수를 결정할 수 있었다.⁸⁾

감지 밸브와 행정거리 조절 밸브의 설계 치수를 결정 후 상세설계를 진행하였고, 제작도면을 기반으로 다시 자동타격력 조절기구가 포함된 유압 브레이커 모델을 수정하였다. 이 모델을 이용하여 앞에서 설계 과정에서 분석한 내용을 재확인하면서 최종 설계 치수를 결정할 수 있었다.

3.3 시뮬레이션 검증

Fig. 7에서 사다리꼴 실선은 암반 모델의 스프링 상수(N/m), 사다리꼴 점선은 암반 모델의 댐핑 계수(Ns/m), 삼각과형 실선은 피스톤의 행정거리(mm)를 의미한다. 시뮬레이션 결과 초기 경암 구간에서는 최대 행정거리로 수렴으로 했다가 연암 구간으로 변할 때 행정거리가 줄어들며 다시 경암 구간으로 변할 때 최대 행정 거리로 수렴하는 결과를 보여준다. 이를 통해서 암반의 조건에 따라 자동으로 타격력 조절이 가능하다는 점을 시뮬레이션을 통해 검증하였다.

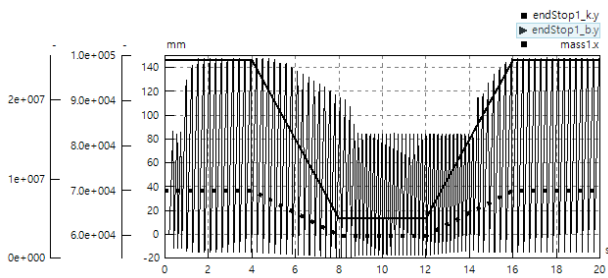


Fig. 7 Rock Hardness and Piston Displacement Using Automatic Control

Fig. 7에서 초기 경암 구간을 타격하는 초기에 최대 행정거리에 도달하기 전 지연 현상을 보이는 문제가 발견되었다. 이는 행정거리 조절 밸브가 반응하는 압력이 형성되는 과도 과정으로 일정 타격을 진행되어야 피스톤의 정상 행정거리가 실현된다. 경암 파쇄만 반복적으로 작업하는 환경에서는 오히려 자동타격력 조절기구가 없는 유압 브레이커를 이용하는 경우보다 생산효율이 떨어지는 문제가 발생하므로 Fig. 8과 같이 자동 타격력 조절 기능을 선택적으로 차단할 수 있도록 설계하였다.

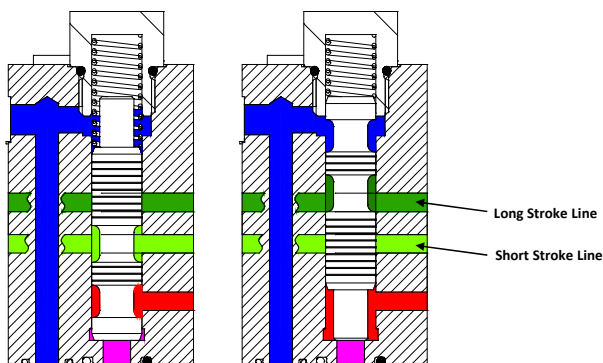


Fig. 8 Stroke control function on (left) and off (right)

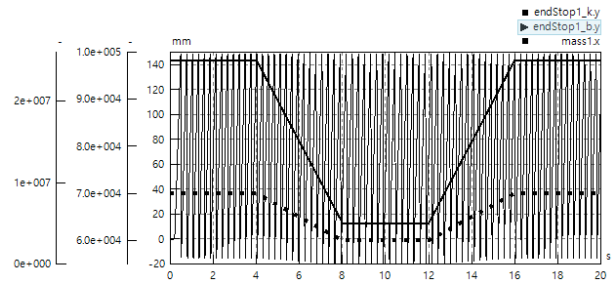


Fig. 9 Rock Hardness and Piston Displacement not Using Automatic Control

일반적으로 기능을 사용하지 않는 경우 별도의 밸브 스펴로 교환하는 방법을 사용한다. 본 설계에서는 밸브 스펴 조립 방향만 달리해 주면 행정거리 조절 기능을 On/Off 할 수 있도록 하였다. 우측과 같이 뒤집어서 조립하게 되면 상부의 스프링이 최대 압축 상태에 근접하게 된다. 이 상태에서는 스펴의 이동이 거의 없는 상태가 되고, 경암 행정거리 변환 유로(Long Stroke Line)만 상시 연결되는 상태가 되므로 행정거리 조절 기능을 사용하는 않게 할 수 있다. 이로 인해 경암만 파쇄하는 경우 생산 효율 저하 문제를 해결할 수 있었다.

생산 효율을 비교하기 위해 개별 타격 모두를 유효 타격으로 가정하였다. 단, 자동 타격력 조절 기구를 가지는 유압 브레이커의 최대 상승 행정거리에 도달하기 전 타격 횟수는 제외하였다. 시뮬레이션 모델에서 각 암반 강도별 적정 피스톤 행정거리가 구현된다고 한다면 결국 타격 횟수의 합으로 생산 효율을 비교할 수 있다. Fig. 7과 동일 암반 강도 변화 조건에서 자동 타격력 조절 기능을 Off하게 되면 일반 유압 브레이커와 동일한 상태가 된다. Fig. 7과 9의 시뮬레이션 결과를 이용하여 20초 간 총 타격 횟수를 비교해 보았다. 자동 타격력 조절 기구를 가지는 유압 브레이커는 71회, 일반 유압 브레이커는 81회 였다. 자동 타격력 조절 기구를 사용하는 경우 총 타격 횟수가 약 14% 증가하였다. 그리고, 최소 강도인 연암 구간 8~12초에서 비교해 보았다. 자동 타격력 조절 기구를 가지는 유압 브레이커는 22회, 일반 유압 브레이커는 15회 였다. 자동 타격력 조절 기구를 사용하는 경우 총 타격 횟수가 약 47% 증가하였다.

자동 조절 기구를 사용시 초기 경암 구간에서의 최대 상승 행정 거리 수렴까지의 지연 현상은 Fig. 8의 On/Off 상태를 시뮬레이션으로 비교하여 문제 해결이 가능함을 검증하였다. 그 결과는 Fig. 10의 진한 실선은 Off 상태의 피스톤 행정 거리이며 초기 타격부터 최대 행정 거리에 수렴 하는 것을 확인할 수 있다.

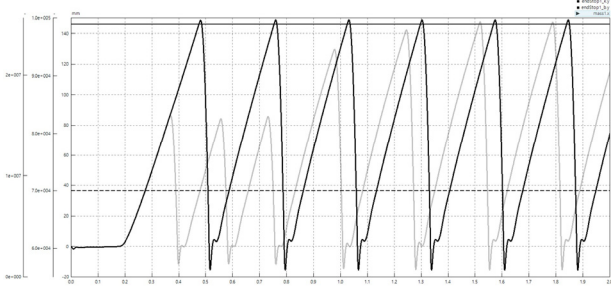


Fig. 10 Piston Displacement in Initial time using and not Using Automatic Control

6. 결 론

본 연구에서는 기존 특허 기술⁸⁾을 보완, 선행 기술 조사를 통한 기존 특허 기술 회피 및 이용, 암반 강도에 따른 시스템 내부 변화 분석을 통해 자동 타격력 조절 기구에 대한 특허 기술⁹⁾을 확보하였다. 암반의 강도에 따라 시스템 내부 압력이 변화하는 부분을 이용하여 피스톤의 행정거리를 변화시키는 전환 밸브를 추가하는 설계를 진행하였다. 피스톤의 행정거리를 연속으로 제어하기 위해서는 전환 밸브를 통과하여 유량을 활용함으로써 설계를 완성하였다. 더불어 자동 타격력 조절 기구의 필요성이 떨어지는 환경에서는 전환 밸브의 조립 방향을 바꿈으로써 해당 기능을 사용하지 않을 수 있는 해결 안을 제시하였다.

시뮬레이션 검증에서는 암반의 강도를 모사하는 조건을 변화시킴으로써 자동으로 피스톤 행정거리가 제어됨을 입증하였다. 경암 타격시 초기 타격 구간에서 피스톤의 행정거리가 점진적으로 줄어드는 현상을 해결하는 위해 자동 타격력 조절 기구의 선택 가능 여부를 검증하였다. 가상의 암반 강도 조건을 활용하여 작업 현장에서 약 14~47%의 생산 효율이 증가할 수 있는 가능성을 확인하였다. 이는 단순한 생산 효율 증가뿐만 아니라 연비 절감, 온실가스 배출량 축소에도 도움될 것이다. 더불어 연암 파쇄시 최대 타격력을 반복 발생하는 부분을 적정 타격력으로 전환함으로써 제품 내구성 개선에도 기여할 것으로 판단한다.

향후 보완 핵심 내용 중 하나는 행정거리 조절 밸브에 포함되는 스프링이다. 연구 대상인 30톤급 굴착기용 유압 브레이커가 분당 120~200회 타격을 진행함에 따라 스프링의 내구 수명은 빠른 시간에 단축될 것으로 보인다. 시제품 제작을 통해 검증이 완료되면 스프링을 제거할 수 있는 밸브 형상 설계를 시

행할 계획이다. 또한 작업 현장에서의 암반 강도별 타격시 계측 데이터와 시뮬레이션 모델 비교 분석을 통해서 행정거리 조절 밸브의 감도를 조절하는 연구가 필요하다.

이해관계(CONFLICT OF INTEREST)

저자는 이 논문과 관련하여 이해관계 충돌의 여지가 없음을 명시합니다.

References

- 1) Y. K. Lee, W. S. Sung, 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.
- 2) S. H. Lee, C. S. Han, 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.
- 3) H. Y. Baek, H. W. Chang, I. J. Lee. "Optimal Design of a Hydraulic Breaker using Taguchi Method", Journal of The Korean Society of Mechanical Engineers, pp.2033~2038, 2005.
- 4) K. S. Kwak, 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.
- 5) S. Choi, H. W. Chang. "Performance Improvement of an Integrated-type Fully-Hydraulic Breaker by Sensitivity Analysis", Journal of Drive and Control Vol.6, No.1, pp.57~64, 2009.
- 6) T. J. Ryoo, H. W. Chang. "Performance Optimization of a Gas-Assisted Hydraulic Breaker with Dual Stroke", Journal of Drive and Control Vol.7, No.1, pp.58~66, 2010.
- 7) D. Y. Shin, K. B. Kwon. "A Study on Performance Optimization of a Hydraulic Breaker", Journal of The Korean Society of Mechanical Engineers Vol.A35, No.6, pp.677~682, 2011.
- 8) Y. K. Kang, J. S. Jang. "A Study on Manually and Continuously Variable Impact Force Control Device Development for Hydraulic Breakers", Journal of Drive and Control Vol.17, No.4, pp.43~53, 2020.

- 9) Y. K. Kang, J. S. Jang. "Feasibility Study on the Vibration Reduction for Hydraulic Breaker by the Dynamic Vibration Absorber", Journal of Drive and Control Vol.18, No.4, pp.65~71, 2021.
- 10) Y. K. Kang. "A study of automatical impact energy control device analysis for Hydraulic Breaker", Gachon University Graduate School Master's Thesis, 2016.
- 11) Soosan Heavy Industries, "Hydraulic striking device", U.S. Patent, 11,078,929, 2021.