

Taguchi 방법을 이용한 순수 유압식 브레이커의 성능 최적화 Performance Optimization of a Fully Hydraulic Breaker using Taguchi Method

곽광순 · 장효환

K. S. Kwak and H. W. Chang

Key Words : Fully Hydraulic Breaker(순수 유압식 브레이커), AMESim(AMESim 소프트웨어), Taguchi Method(다구찌방법), Impact Energy(타격에너지), Performance Optimization(성능최적화).

Abstract: The optimal design of a large-size fully hydraulic breaker is studied in this paper. Mathematical modeling of the breaker is established and verified by experiments. Through sensitivity analysis, the key design parameters of the breaker are selected, which mostly affect the performance of the breaker. Taguchi method is used to optimize the key design parameters in order to maximize the output power through simulation using AMESim. As a result, the impact energy is increased by 18.9% and the output power is increased by 12.4% compared with the current design. The pressure pulsation in the supply line is also reduced by the optimization.

1. 서 론

유압브레이커는 굴삭기에 장착되어 굴삭기의 유압 동력원을 사용하여 암반이나 콘크리트 등의 파쇄작업, 건축물의 해체작업 등에 널리 사용되고 있는 장치이다. 유압브레이커는 1970년대 초반에 유럽에서 실용화되었고 국내에는 1980년대 초반에 도입된 이후 그 사용이 점점 증가하고 있는 추세이다. 유압브레이커는 작동 방법에 따라 ‘순수 유압식(fully hydraulic)’ 브레이커와 ‘가스 보조식(gas assisted)’ 브레이커로 분류된다. 국내에서는 주로 가스 보조식 브레이커가 사용되고 있지만, 전세계적으로 순수 유압식 브레이커가 전체 시장의 50%정도를 차지하고 있다. 가스 보조식 브레이커에 대한 연구는 상당수 수행되었지만^{1~4)} 순수 유압식 브레이커와 관련한 연구는 피스톤과 밸브가 일체형인 브레이커에 대한 시뮬레이션 연구가 있을 뿐이다⁵⁾.

본 연구에서는 현장에서 사용되고 있는 대형 순수 유압식 브레이커에 대하여 수학적 모델을 수립하고 AMESim을 이용하여 성능을 해석하였으며, 실제 유

압 브레이커에 대한 실험을 통해서 타당성을 검증하였다. 유압브레이커의 성능을 최적화하기 위하여 민감도 해석을 통하여 유압브레이커의 설계변수들이 성능에 미치는 영향을 규명하고 주요 설계변수들을 추출하였으며, Taguchi 방법을 이용하여 성능을 최대화 할 수 있는 설계 변수들을 최적화하였다.

2. 유압브레이커의 작동원리

본 연구에서 고려한 순수 유압식 브레이커는 굴삭기에서 공급되는 유체의 고압의 에너지를 피스톤의 운동에너지로 변환하고, 변환된 운동에너지를 로드를 통하여 타격물을 파쇄하는 기계장치이다.

Fig. 1은 본 연구에서 사용한 유압브레이커의 단면도를 나타내며 주요 구성요소와 검사체적들을 보여주고 있다. 공급라인과 연결된 입력검사체적(CVi)에 있는 고압유가 피스톤 하실(CV1)로 유입되면 피스톤이 상승하게 되고, CV2까지 상승하게 되면 밸브전환실(CV7)로 고압이 유입되어 밸브는 좌측으로 이동하여 피스톤 상실로 고압유가 유입되고 상실과 하실의 면적차에 의해 피스톤이 하강하여 로드를 타격한 후 다시 상승하게 된다. 피스톤의 하강 시 밸브전환실에 있던 유체는 CV4를 통하여 배출되고 밸브는 우측으로 이동하여 상실의 유체를 CV8을 통하여 배출하게 된다. 유압브레이커는 이러한 행정을 반복한다.

접수일 : 2008년 07월 03일

장효환(책임저자) : 고려대학교 기계공학과

E-mail : hwchang@korea.ac.kr,

Tel : 02-3290-3354

곽광순 : 고려대학교 대학원 기계공학과

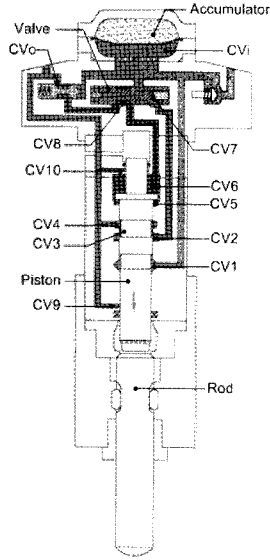


Fig. 1 Schematic cut view of a hydraulic breaker and design parameter of piston

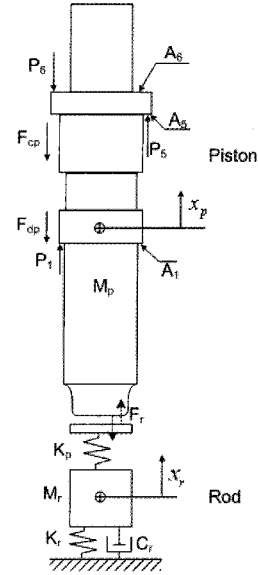


Fig. 2 Free body diagram of the piston

3. 모델링 및 시뮬레이션

유압브레이커의 모델링은 피스톤, 밸브 및 로드의 운동방정식, 각 검사체적에서의 연속방정식, 각 검사체적의 오리피스에서의 유량방정식, 공급라인 및 검사체적 연결 관로의 동특성을 고려한 라인 방정식, 어큐뮬레이터 내 기체의 압력과 체적 관계식으로 구성 된다.

Fig. 2는 피스톤, 로드의 자유물체도를, Fig. 3은 밸브의 자유물체도를 나타내고 있다. 피스톤 하강 시 로드와의 충돌과정은 탄성충돌로 가정하였고, 지반을 스프링-댐퍼로 모델링 하였다.^{2,6)} 피스톤, 로드 및 밸브에 대한 운동방정식은 다음과 같다.

$$M_p \cdot \ddot{x}_p = p_1 \cdot A_{p1} - p_5 \cdot A_{p2} - p_g \cdot A_{pg} - M_p \cdot g - F_{cp} - F_{dp} + F_r \quad (1)$$

$$M_r \cdot \ddot{x}_r = -K_r \cdot x_r - C_r \cdot \dot{x}_r - F_r \quad (2)$$

$$M_v \cdot \ddot{x}_v = p_7 \cdot A_7 - p_i \cdot A_i - F_{cv} - F_{dv} \quad (3)$$

$$F_r = \begin{cases} K_p \cdot |x_p - x_r| & (x_p < x_r) \\ 0 & (x_p \geq x_r) \end{cases} \quad (4)$$

여기서, F_r 은 로드와 피스톤간의 충돌시의 반발력을 나타내고, F_{cp} 와 F_{cv} 는 각각 피스톤과 밸브의 쿨롱마찰력을 나타내며 정적마찰력(Stiction)을 포함하고 있다.

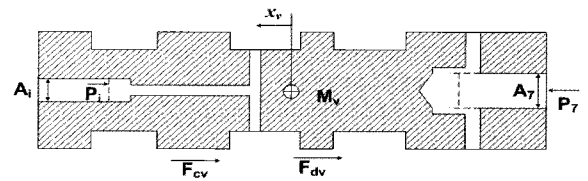


Fig. 3 Free body diagram of the valve

F_{dp} 와 F_{dv} 는 각각 피스톤과 밸브의 점성마찰력을 나타내는데, 피스톤과 실린더 사이, 밸브와 슬리브 사이의 틈새와 접촉부위를 세분하여 다음과 같이 나타내었다.

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

여기서 i 는 피스톤과 밸브, j 는 각 접촉부위를 가리킨다.

검사체적은 입력검사체적과 출력검사체적을 포함하여 총 12개로 구성되어 있으며, 각 검사체적에서의 연속방정식은 검사체적이 고정인 경우와 가변인 경우를 구분하여 각각 식 (6), (7)과 같이 나타내었다.

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

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

피스톤과 실린더 사이, 밸브와 슬리브 사이의 가공공차에 의한 누설유량은 층류로 가정하여 모델링 하였으며 다음과 같은 식으로 나타내었다.

$$Q_i = \frac{\pi \cdot d_i \cdot c_i}{12\mu \cdot l_i} \cdot (p_i - p_j) \quad (8)$$

각 검사체적과 연결된 오리피스에서의 유량방정식은 다음과 같다.

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

유압브레이커에서는 매 타격시 하실과 상실에 유입되는 공급유량의 변화가 크고 이에 따라 공급압력 및 상실압력의 맥동현상이 심하게 발생하는데, 이러한 라인의 동특성을 고려하기 위하여 라인모델을 채택하였다. 관로의 지름에 비해 길이가 상대적으로 긴 관로인 굴삭기 MCV(Main Control Valve)와 유압브레이커사이의 공급라인과 리턴라인, 밸브와 피스톤상실의 사이에 병렬로 연결된 4개의 라인에 대하여 라인모델을 각각 적용하였다.

라인모델은 하나의 라인을 저항(R), 인덕턴스(L), 커패시턴스(C)로 각각 구성된 Fig. 4와 같은 π -모델로 가정하여 다음과 같이 나타내었다.⁷⁾

$$Q_i - Q_m = \frac{V_l}{2\beta_e} \cdot \frac{dp_i}{dt} \quad (10)$$

$$p_i - p_j = f_i \cdot \frac{l_i}{d} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \frac{Q_m^2}{A^2} + L_s \cdot \frac{dQ_m}{dt} \quad (11)$$

$$Q_m - Q_i = \frac{V_l}{2\beta_e} \cdot \frac{dp_i}{dt} \quad (12)$$

여기서 f_i 는 마찰인자를 나타낸다.

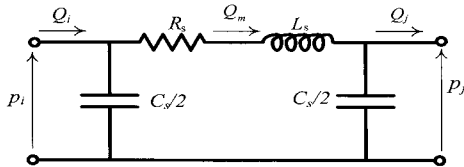


Fig. 4 Structure of the π -model

실제 공급라인과 리턴라인은 내경과 길이가 각각 다른 파이프와 유연호스로 구성되어 있기 때문에 각 부위별로, 공급라인은 7개, 리턴라인은 3개로 세분화하여 각각에 대하여 라인모델을 적용하였다.

어큐뮬레이터 내 가스의 압축을 단열과정으로 가정하면 압력과 체적의 관계식은 다음과 같다.

$$p_{gai} \cdot V_{gai}^k = p_{ga} \cdot V_{ga}^k \quad (13)$$

어큐뮬레이터 내 유압실 검사체적의 연속방정식과 유량방정식은 다음과 같다.

$$Q_a = \left(\frac{V_a}{\beta_e} + \frac{dV_a}{dp_a} \right) \frac{dp_a}{dt} \quad (14)$$

$$Q_a = C_d \cdot A_a \sqrt{\frac{2(p_i - p_a)}{\rho}} \quad (15)$$

$$\frac{dV_a}{dp_a} = - \frac{dV_{ga}}{dp_{ga}} = \frac{V_{ga}}{kp_{ga}} \quad (16)$$

위에서 수립한 유압브레이커의 각 구성요소별 수학적 모델에 기초하여 AMESim 서브모델(submodel)을 선정하고 전체 AMESim 모델을 완성하였다.

본 연구에서는 모델링의 타당성을 검증하기 위하여 실제 유압브레이커를 굴삭기(Volvo 모델 EC 290B)에 장착하여 실차실험을 수행하였으며, 콘크리트바닥 위에 철판이 놓여 있는 상태를 지반 조건으로 하였다. 실험에서는 National Instruments사의 계측기와 LabVIEW를 사용하여 공급 유량과 각 검사체적에서의 압력을 측정하였다.

유압브레이커의 성능과 동특성을 분석하기 위한 시뮬레이션은 AMESim을 사용하여 수행하였다. 시뮬레이션 시간은 8초로 하였으며, 그 중 안정된 후반부 20회의 결과를 선택하여 분석하였다.

본 연구에서는 타격에너지를 피스톤이 로드(tool)와 충돌하는 순간에 로드에게 전달되는 운동에너지로 계산하였다.⁸⁾ 시뮬레이션 결과 피스톤이 로드와 충돌하는 순간의 최대속도는 매 충돌마다 조금씩 다르게 관측되었으며, 평균값의 $\pm 0.12\%$ 로 분산되어 나타났다. 이런 현상은 라인모델을 적용하여 시뮬레이션 한 결과 유압브레이커의 공급라인에 약 7Hz 정도의 압력 맥동이 발생함에 따라 과도상태의 유량(transient flow)이 유압브레이커에 공급되고 있기 때문인 것으로 사료된다. 따라서, 타격에너지는 식 (17)과 같이 20번 산출하여 그 평균값으로 하였다.

$$\text{타격에너지} = \frac{1}{20} \sum_{i=1}^{20} \frac{1}{2} M_p (v_{pi})_{\max}^2 \quad (17)$$

Fig. 5는 실험과 시뮬레이션 결과로 얻은 피스톤상실 압력의 동특성을 비교하여 보여주고 있다. 그림에서 볼 수 있는 것처럼 시뮬레이션 결과로 얻은 전체적인 압력 파형과 고주파의 압력 맥동 특성은 실험 결과와 잘 일치하였다. 이러한 압력 맥동 특성은 밸

브가 열려 고압유가 피스톤 상실로 유입될 때 라인
의 동특성에 의한 것이며, 단순 π -모델로 모델링하
여도 충분함을 알 수 있었다. 시뮬레이션 결과로 얻
은 다른 검사체적의 압력 동특성들도 실험결과와 비
교적 잘 일치하였다.⁹⁾

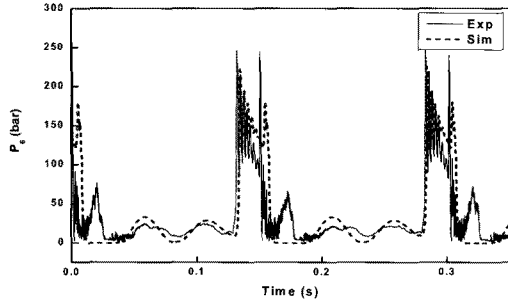


Fig. 5 Comparison between experimental and simulation results for the piston upper chamber pressure

4. 설계변수 민감도 해석

유압브레이크의 주요 성능지수는 타격에너지, 타격
수(bpm)와 출력이다. 여기서 유압브레이크의 출력은
타격에너지와 초당 타격수(bps)의 곱으로 정의된다.

Fig. 6은 유압브레이크의 피스톤과 밸브의 설계변
수를 보여주고 있다. 연속방정식을 구성하는 검사체
적들은 Fig. 1에 나타나 있다. 그 외에 고려한 설계
변수는 피스톤과 밸브의 질량, 어큐뮬레이터의 충전
압력과 부피, 오리피스 폭 등 총 33개이다.

주요설계변수의 선정은 위에서 도출한 설계변수들
을 +5%씩 변화시켰을 때 유압브레이크의 타격에너
지에 미치는 영향을 그 증가량으로 나타내어 민감도
를 해석하였다. 기하학적 구속조건으로 인하여+5%의
변화를 적용이 불가능한 경우, -5%의 변화율을 적용
하였다.

본 연구에서는 타격에너지에 상대적으로 큰 변화
를 준 설계변수들을 주요 설계변수로 선정하였는데
이들은 다음과 같다. Dp1, Dp2, Dp5, Dv2의 4개의
지름에 대한 변수, Lp1, Lp2, Lv1의 3개의 오리피스
언더랩에 대한 변수, 피스톤의 질량(Mp)과 밸브의
질량 (Mv) 등이다.

이중 피스톤과 밸브의 질량은 각각의 지름과 길이
에 따라 변하게 되는 종속변수로서 주요설계변수에
서는 제외하였고, 피스톤의 하부지름인 Dp1은 로드
와 타격이 이루어지는 부위의 지름인데 피스톤의 강
도 보강의 필요성과 seal의 규격제한으로 인해
+5mm한 치수로 고정하였다.

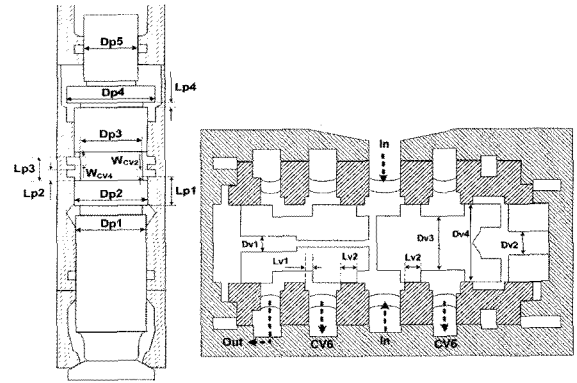


Fig. 6 Design parameters of the piston and the valve

본 연구에서 적용한 Taguchi 방법은 설계변수를
최소값, 0, 최대값 등 3개의 수준(level)으로 변화시키
는 방법을 적용하였는데, 이들 최소, 최대값을 적정
범위로 정하는 것이 최적화의 효율성을 높이는 관건
이다. 각 설계변수의 수준의 범위를 적절히 정하기
위하여 주요 설계변수들을 개별적으로 넓은 범위로
변화시켜 가면서 이들의 민감도를 해석하였다. 본 연
구의 민감도 해석 단계에서는 타격에너지를 주요성
능지수로 선정하였으며 타격수 -10%를 구속조건으
로 하였다.

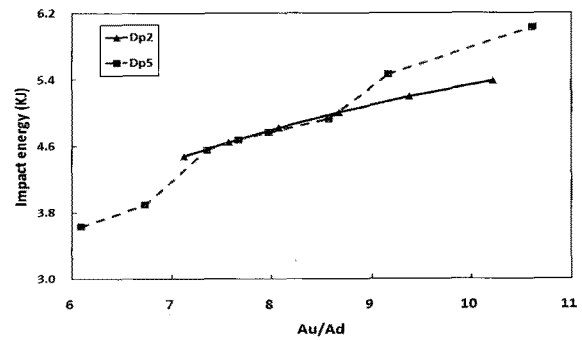


Fig. 7 Effect of top and bottom area ratios on the impact energy

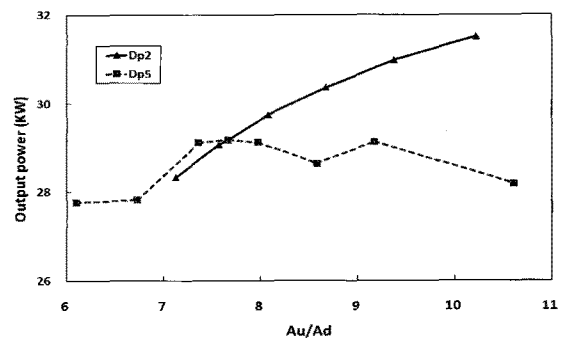


Fig. 8 Effect of top and bottom area ratio on the output power

Fig. 7과 Fig. 8은 Dp2와 Dp5의 변화에 의한 상실 면적비가 각각 타격에너지와 출력에 미치는 영향을 보여주고 있다. Fig. 7에서 볼 수 있는 것처럼 Dp5의 감소(면적비 증가)에 의한 타격에너지 증가량이 Dp2 감소(면적비 증가)에 의한 것보다 더 많았다. 하지만, 타격수는 Dp5의 감소에 의해 더 많이 감소하였기 때문에 출력을 함께 고려하였다. Fig. 8에서 볼 수 있는 것처럼 Dp5의 경우 Au/Ad=7.66에서 출력이 최대가 되었기 때문에 이때의 지름(+5mm)을 최적화 단계 초기값으로 선정하였다. Dp2의 감소(면적비 증가)에 의해 타격에너지와 출력이 모두 증가하였지만, 피스톤 하부지름과의 상대적 크기를 고려하여 Dp2는 +4.5mm 증가된 치수를 초기값으로 선정하였다.

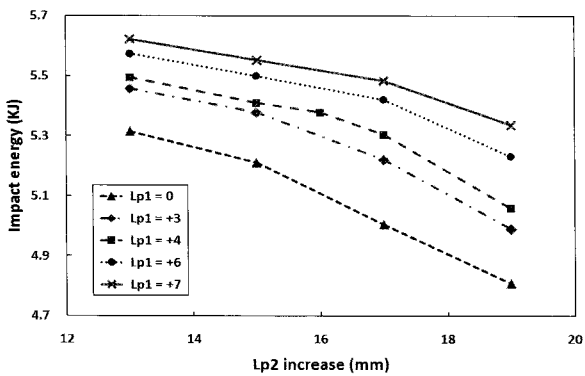


Fig. 9 Effect of Lp1 and Lp2 variation the impact energy

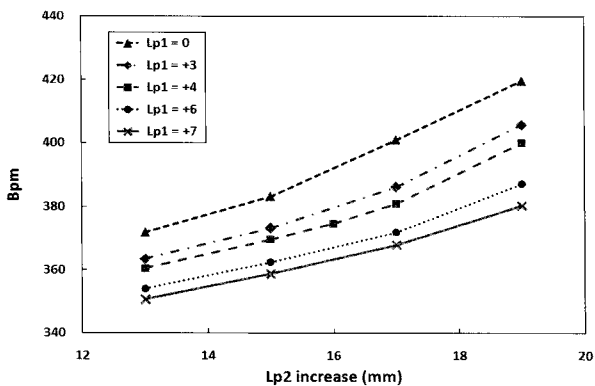


Fig. 10 Effect of Lp1 and Lp2 variations on the bpm

Fig. 9과 Fig. 10은 Lp1과 Lp2가 각각 타격에너지와 타격수에 미치는 영향을 보여주고 있다. Lp1(CV2 오리피스 언더랩)이 증가하면 피스톤 행정 길어짐에 따라 상실의 압력이 증가하여 타격에너지가 증가하는 반면 타격수는 감소하게 된다. Lp2는 피스톤

하강시 밸브전환실의 압력을 OFF시키는 시점을 좌우하는 설계변수로서 Lp2가 증가하면 타격에너지는 감소하나 타격수가 현저히 증가한다. 이러한 상반된 영향을 아우르고 타격수의 구속조건을 고려하여, 각각 Lp1은 +4mm증가된 치수를, Lp2는 +16mm 증가된 치수를 초기값으로 선정하였다.

밸브전환실의 지름 Dv2의 크기에 따라 밸브 좌우의 면적비가 달라지게 되는데 면적비를 증가 시키면 밸브의 좌측방향 전진 속도가 빨라진다. 밸브가 좌측으로 전진하게 되면 피스톤상실 출구 오리피스(Lv1)가 먼저 닫히고, 고압유 유입오리피스(Lv2)가 나중에 열리게 되는데, 피스톤의 상승운동시 피스톤상실에 유량을 배출시키고 유입시키는 각각의 시점이 상실의 압력을 좌우하게 되고, 결과적으로 타격에너지에 영향을 주게 된다. 따라서, Dv2 단독 변화의 영향보다 Lv1과 Lv2의 독립적 변화가 성능에 미치는 영향을 분석하였다.

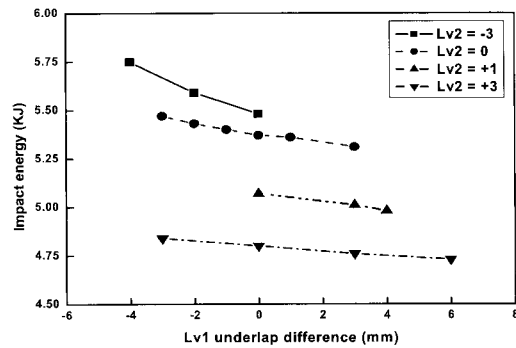


Fig. 11 Effect of Lv1 and Lv2 variations on the impact energy

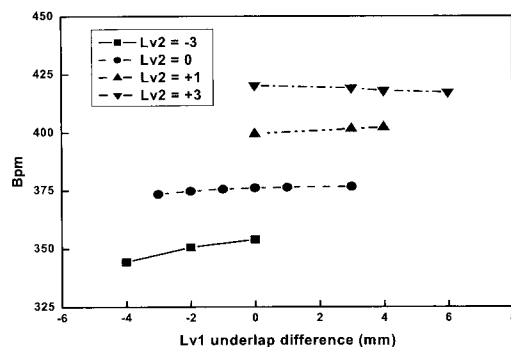


Fig. 12 Effect of Lv1 and Lv2 variations on the bpm

Fig. 11과 Fig. 12는 Lv1과 Lv2의 변화가 각각 타격에너지와 타격수에 미치는 영향을 보여주고 있다.

피스톤이 하강할 때 밸브의 후진 운동과 연계된 고압유 유입오리피스와 출구오리피스의 개방 시점 사이의 타이밍에 따라 피스톤 상실의 압력 동특성이 달라지게 되고, 피스톤이 로드를 타격한 후의 상승 운동이 영향을 받는다.

피스톤상실 압력의 동특성과 피스톤 상하운동의 적절성을 고려하여 Lv1은 -2mm 감소된 치수를, Lv2는 기존치수를 초기값으로 선정하였다.

마지막으로, 위에서 선정한 설계변수들을 적용한 결과 공급압력 맥동(ΔPs)이 기존설계보다 크게 나타났기 때문에 이를 줄이기 위해 최적화 설계에서 어큐레이터의 충전압력을 +20bar 증가시켰다.

5. 최적화 기법

앞에서 최종 선정한 4개의 설계변수(Lp1, Lp2, Lv1, Lv2)들의 공통적인 특성은 설계변수의 변화에 의해 타격에너지가 증가하면 반대로 타격수는 감소하는 점이다. 이미 앞에서 상당히 좁은 범위내로 최적화 단계 초기값들을 선정하여 놓은 상태이기 때문에 본 연구의 최적화 단계에서는 유압브레이크의 출력(타격에너지×초당타격수)을 최대화하는 것을 목표로 하였다. 이 경우 망대특성(larger-the-better type)에 해당하며 목표치에 대한 평균제곱편차, MSD (mean square deviation)와 신호-잡음비(signal-to-noise ratio, S/N ratio)는 다음과 같이 나타내어진다.¹⁰⁾

$$MSD = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n \frac{1}{y_i^2} \tag{18}$$

$$S/N = -10 \cdot \log \left(\frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n \frac{1}{y_i^2} \right) \tag{19}$$

여기서 y_i 는 출력을, n 은 총 시뮬레이션 수를 나타낸다.

따라서, Taguchi 방법의 적용은 유압브레이크 출력의 목표치에 대한 평균제곱편차(MSD)를 최소화하고, S/N비를 최대화 시키는 설계변수들의 최적조합을 찾는 것이다. 본 연구에서는 설계변수의 변화폭을 점차 줄여가면서 3차에 걸친 최적화를 수행하여 유압브레이크의 출력을 최대화 하는 설계변수들의 최적값들을 선정하였다.

Table 1은 1차 최적화 단계에서 선정된 설계변수

(control factor)와 수준(level)을 나타내고 있다. 4개의 설계변수들의 초기값(Level-2)은 앞장에서 제시된 것이다. 피스톤 관련 오리피스 언더랩(Lp1, Lp2)의 수준은 0.5mm단위로 변화시켰고, 밸브 관련 오리피스 언더랩(Lv1, Lv2)은 오리피스의 크기를 고려하여 0.3mm단위로 변화시켰다. 각 설계변수에 대한 수치는 기존설계 값에 대한 증감으로 나타내었다.

Table 2는 1차 최적화에서 사용한 직교배열표와 시뮬레이션을 수행하여 얻은 S/N비를 나타낸다. 본 연구에서는 3수준을 갖는 4개의 설계변수를 고려하여 $L_9(3^4)$ 의 직교배열표를 사용하였다.

Fig. 13은 1차 최적화의 결과를 S/N비로 나타낸 그림이다. 매 설계변수별로 각 수준의 S/N비의 평균치를 구한 후 점으로 나타내어 차례대로 연결하였으며, 점들을 연결한 기울기가 상대적으로 큰 것은 성능지수에 대한 영향이 크다는 것을 나타낸다. 그림에서 볼 수 있는 것처럼 설계변수 D가 출력에 가장 큰 영향을 미치고 있음을 알 수 있다.

Table 1 Levels of selected control factors (1stphase unit=mm)

Sym.	Factor	Level-1	Level-2	Level-3
A	Lp1	+3.5	+4	+4.5
B	Lp2	+15.5	+16	+16.5
C	Lv1	-2.3	-2	-1.7
D	Lv2	-0.3	0	+0.3

Table 2 Orthogonal array and S/N ratio (1stphase)

	A	B	C	D	S/N Ratio
1	1	1	1	1	30.518
2	1	2	2	2	30.580
3	1	3	3	3	30.613
4	2	1	2	3	30.599
5	2	2	3	1	30.520
6	2	3	1	2	30.612
7	3	1	3	2	30.535
8	3	2	1	3	30.622
9	3	3	2	1	30.547

1차 최적화 결과로 선정된 설계변수 값은 A2, B3, C1, D3이며 Fig. 13에 동그라미로, Table 1에는 진하게 표시하였다.

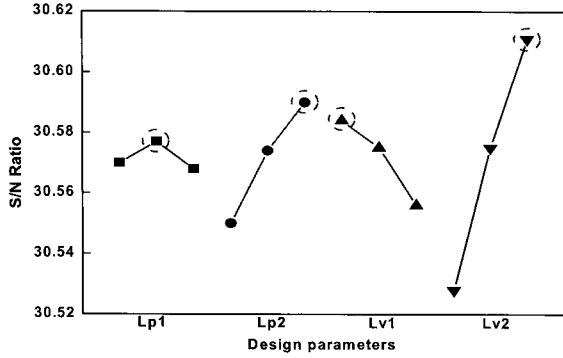


Fig. 13 S/N ratio graph of the 1st phase optimization

2차 최적화 단계에서의 설계변수의 수준은 1차 최적화 결과를 기준으로 하여 1차 때보다 변화폭을 작게 하여 선정하였다. 2차 최적화 단계에서 선정된 값들을 대상으로 3차 최적화 단계를 진행하였는데, 설계변수는 0.1mm단위로 변경하여 최적화 단계를 진행하였다.

Table 3은 3차 최적화 단계에서 적용한 설계변수들의 수준을 보여주고 있다. 3단계에서 최종 선정된 설계변경 값은 A2(Lp1), B2(Lp2), C1(Lv1), D3(Lv3)이며 도표에 진하게 표시되어 있다. Fig. 14는 3차 최적화의 결과를 S/N 비로 나타낸 그림이다.

Table 3 Levels of selected control factors (3rd phase: unit=mm)

Sym.	Factor	Lev.1	Lev.2	Lev.3
A	Lp1	+4.2	+4.3	+4.4
B	Lp2	+16.7	+16.8	+16.9
C	Lv1	-2.2	-2.3	-2.4
D	Lv2	+0.4	+0.5	+0.6

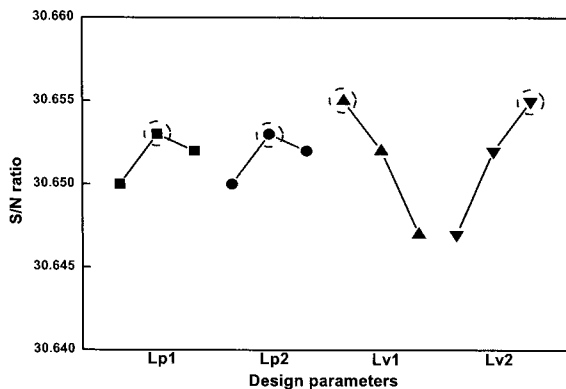


Fig. 14 S/N ratio graph of the 3rd phase optimization

6. 기존설계와 최적설계의 성능대비

최적설계된 유압브레이커의 성능을 시뮬레이션을 통하여 구한 후 기존설계의 성능과 비교, 고찰하였다. 성능비교는 타격에너지, 타격수, 출력과 공급압력 변화폭 등 외형적인 주요 성능과 유압브레이커의 동특성을 나누어 고찰하였다.

Table 4는 기존설계와 최적설계의 주요성능 지수를 비교한 표이다. 최적설계 결과로 유압브레이커의 타격에너지와 출력은 기존설계에 비하여 각각 18.91%와 12.44% 증가하였고, 타격수는 5.4% 감소하였으나 구속조건인 10% 이내를 만족시켰다. 또한 유압브레이커의 공급압력의 맥동도 4.1 bar 저감시킬 수 있었다.

최적설계를 적용한 유압브레이커의 여러 동특성 중 피스톤 변위와 피스톤상실 압력에 대한 동특성을 기존설계와 비교하였다.

Fig. 15는 피스톤 변위에 대한 동특성 비교를 나타내고 있다. Fig. 15에서 볼 수 있는 것처럼 최적설계를 적용한 브레이커에서는 기존설계에 비하여, 피스톤이 하강하여 로드를 타격한 후 상승운동으로 전환한 초기에 지체됨이 없이 신속하게 상승할 뿐만 아니라 상승 도중에도 피스톤이 매끄럽게 올라가고 있음을 볼 수 있다.

Table 4 Performance comparison between the current and the optimal designs

	Current Design	Optimal Design	Comparison
Impact Ennergy	4.343 KJ	5.164 KJ	18.91%
Bpm	413.1	391.7	-5.4%
Output Power	29.91 KW	33.63 KW	12.44%
ΔPs	41.7 bar	37.6 bar	-4.1 bar

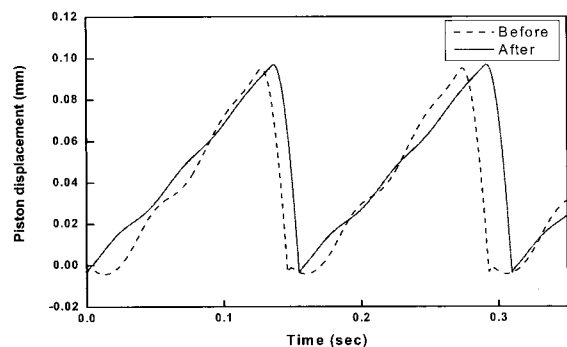


Fig. 15 Transient responses of the piston displacement before & after the optimization

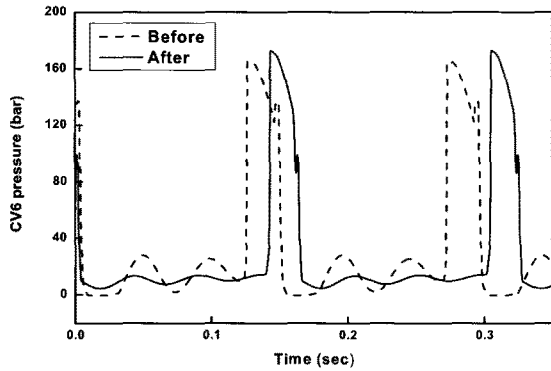


Fig. 16 Transient responses of the piston upper chamber pressure before & after the optimization

Fig. 16은 최적설계를 적용하기 전과 후의 피스톤 상실 압력 동특성을 보여주고 있다. Fig. 15와 연계하여 분석하여 보면 피스톤이 하강하여 로드를 타격한 직후 피스톤의 반발력에 의해 상실 압력이 잠시 튀어 오르는 현상을 볼 수 있다. (Fig. 16은 이런 현상을 가시적으로 나타내기 위해 밸브와 피스톤상실 사이의 연결관로에 인덕턴스를 고려하지 않은 단순 라인모델을 적용하여 시뮬레이션한 결과이다.) 이 순간의 상실 압력이 너무 높으면 피스톤이 저항을 받아 타격 직후 계속하여 상승하지 못하는 지체현상이 발생한다. 반면에 상실 압력이 거의 없어지거나 너무 낮으면 피스톤은 신속하게 상승하나 상실 압력이 최대 -0.9 bar의 음압까지 떨어지게 되고 그 여파로 출렁거림이 생겨 피스톤이 상승하는 도중에 매끄럽지 못하게 올라가게 만든다. 본 연구의 결과 피스톤이 로드와 충돌하는 순간의 상실 압력이 최대 상실 압력의 40~50% 수준을 유지할 때 피스톤의 상승 운동이 가장 바람직하게 나타났다.

7. 결 론

순수 유압식 브레이커의 성능을 최적화하기 위하여 민감도 해석을 통하여 유압브레이커의 설계변수들이 성능에 미치는 영향을 규명하고 주요 설계변수들을 추출하였으며, Taguchi 방법을 이용하여 성능을 최대화 할 수 있는 설계 변수들을 최적화하였다. 이러한 과정을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 타격수의 감소를 10%이내로 수용한다면 타격 에너지를 극대화시키기 위하여 피스톤 대경부 지름 (Dp2)을 감소하여 상실 면적비를 증가시키는 것이 가장 효율적임을 알 수 있었다.
- 2) 피스톤이 최대상승점에 도착하기 전에 상실의

출구오리피스를 좀 더 빨리 닫게 하고 (Lv1 감소), 또한 피스톤의 행정을 증가(Lp1 증가)시킴으로써 피스톤 상실의 압력을 높이는 것이 타격 에너지의 증가에 도움이 됨을 알 수 있었다.

- 3) 최적설계 결과로 유압브레이커의 타격에너지와 출력은 기존설계에 비하여 각각 18.91%와 12.44% 증가하였고, 타격수는 5.4% 감소하였으나 구속조건인 10% 이내의 값을 만족하였다. 또한 유압브레이커의 공급압력의 맥동도 4.1bar 저감 시킬 수 있었다.
- 4) 피스톤이 로드를 타격하는 순간에 피스톤상실의 압력이 최대압력의 40~50% 수준을 유지할 때 피스톤의 상승 운동이 신속하고 출렁거림 없이 매끄럽게 이루어지고, 또한 피스톤상실 압력에도 음압이 발생하지 않음을 알 수 있었다.

참고 문헌

- 1) 이영규, 성원준, 송창섭, "유압 브레이커의 해석용 TOOL 개발 및 성능 분석", 한국정밀공학회지, 제17권, 제4호, pp. 189~196, 2000.
- 2) 성원준, "지반 상태를 고려한 유압 브레이커의 성능 해석", 한양대학교 박사학위논문, 2002.
- 3) 장효환, 정운용, 박홍규, 이일재, "AMESim을 이용한 유압브레이커의 동특성 및 성능해석", 유공압시스템학회, 2004년도 추계학술대회 논문집, pp. 103~108, 2004.
- 4) 백현엽, 장효환, 이일재, "Taguchi 방법을 이용한 유압브레이커의 최적설계", 대한기계학회 2005 추계학술대회, pp. 2033~2038, 2005.
- 5) A. Giuffrida, "Modeling and Simulation of a Hydraulic Breaker", International Journal of Fluid Power, Vol. 6 No. 2, pp. 47~56, 2005.
- 6) J. P. Bardet, "Experimental Soil Mechanics", Prentice-Hall, 1997.
- 7) J. Watton, "Fluid Power System", Prentice-Hall, 1989.
- 8) Construction Industry Manufacturers Association, "Measuring Guide for Tool Energy Rating for Hydraulic Breakers", 1996.
- 9) 장효환, "유압브레이커의 성능해석 및 최적화", 연구보고서, (주)엠에스비, 2008.
- 10) G. S. Peace, "Taguchi Methods, A Hands-On Approach", Addison-Wesley, 1993.