

# 유압 브레이커 메인바디의 충격 및 소음 저감을 위한 완충 장치에 대한 연구

조병진\*, 한훈희\*, 구정서\*\*,#

\*서울과학기술대학교 철도차량시스템공학과, \*\*서울과학기술대학교 철도안전공학과

## Damping Device for Hydraulic Breaker: Impact and Noise Reduction

Byung Jin Cho\*, Hoon Hee Han\*, Jeong Seo Koo\*\*,#

\*Department of Rolling Stoke System, Seoul National University of Science and Technology

\*\*Department of Railway Safety Engineering, Seoul National University of Science and Technology

(Received 1 June 2018; received in revised form 7 June 2018; accepted 19 June 2018)

### ABSTRACT

A hydraulic breaker is an attachment of an excavator, and it crushes stones. Recently, research to reduce the impact and noise of breakers are ongoing. In this paper, a method to improve the upper, lower, and side dampers, which act as insulation for the attenuation of vibration during breaker operation, is studied through testing and simulation. To obtain the nonlinear material constants required for the simulation, the biaxial tensile test was performed with urethane, which is a material used for dampers. The existing parts and the improved parts were compared and evaluated using the LS-DYNA program. As a result, 50% of the equivalent stress was reduced in the bracket body of the hydraulic breaker, and the equivalent stress of the side damper was also decreased. We verified that the fatigue conditions were satisfied by performing a fatigue analysis.

**Key Words :** Hydraulic Breaker(유압 브레이커), Urethane Damper(우레탄 댐퍼), Strain Energy Function(변형률 에너지함수), Equi-biaxial tester(이축인장시험), Goodman Diagram(피로내구선도)

## 1. 서 론

유압 브레이커(Hydraulic breaker)는 유압과 질소 가스에서 전달되는 힘으로 작동되는 건설기계로 굴삭기에 장착되는 어태치먼트(Attachment) 장비이다. 일반적으로 건축물의 해체, 도로 보수, 암반 파쇄 등의 토목 및 건설현장에서 많이 사용되고

있다. 유압 브레이커는 1970년대 일본의 기술 도입으로 생산하기 시작하였으며, 1980년대에는 자체 생산을 통하여 국내시장 조달 및 수입대체효과를 이루었으며, 이후 본격적인 수출화 전략을 통하여 글로벌 시장점유율 약 20%를 기록하는 수출 주도형 건설기계이다.<sup>[1]</sup> 브레이커 제품은 대부분 유사한 구조로 설계 되어 있어 기술수준 또는 원가 경쟁력을 통하여 시장의 점유율을 선점할 수 있다. 그러나 최근 중국으로부터 기술수준의 차이가 좁혀지고 있으며, 전문적인 제조기술을 필요한

# Corresponding Author : koojs@seoultech.ac.kr

Tel: +82-2-970-6878, Fax: +82-2-978-6878

Copyright © The Korean Society of Manufacturing Process Engineers. This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution-Noncommercial 3.0 License (CC BY-NC 3.0 <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.

시점이다.

브레이커는 기계의 작동 특성상 반복적인 충격과 파괴에 따른 소음 진동이 유발하는 대표적인 환경 소음원으로 꼽히고 있으며, 건설기계 시장에서는 저소음 유압 브레이커 제품을 강력히 요구하고 있는 상황이다. 미국과 유럽, 일본 등의 선진국에서는 건설기계 등에 엄격한 소음 인증 제도를 실시하고 있고, 체계적인 연구를 통하여 저소음형 제품이 상용화되어 높은 기술 수준의 브레이커를 생산하고 있다.

유압 브레이커 시스템에서 작동 시에 발생하는 소음은 타격 시에 발생하는 구조기의 소음성분과, 치즐의 충돌에 의해 발생하는 타격음이 벽을 투과하여 방사되는 공기기인 소음 성분으로 나누어 볼 수 있다.<sup>[2]</sup> 국내의 저소음 유압 브레이커의 개발에 관한 연구의 경우 브레이커를 지지하는 브라켓을 중심으로 이루지고 있으며, 저소음형 치즐(Chisel) 개발 및 누설 소음의 차폐에 대한 연구가 이루어졌다.<sup>[3]</sup> 최근에는 소음측정 방법에 대한 연구 및 중량 감소를 위한 최적설계, 유한요소해석을 이용한 치즐(Chisel)의 타격 시 변형량 해석 등과 같은 연구가 진행되었다.<sup>[4-6]</sup> 그 밖에 굴삭기의 설계하중을 고려한 강도개선이나 굴삭기 버킷의 포크 형상에 따른 내구성 연구와 같은 건설기계 분야의 컴퓨터 시뮬레이션에 대한 연구도 활발히 진행되고 있다.<sup>[7-8]</sup>

유압 브레이커에서 댐퍼는 구조기적인 소음을 유발하는 진동의 절연 및 감쇄하는 역할을 하는 부품이다. 현재 설계 제작되어 사용 중인 우레탄 댐퍼는 충분한 진동 감쇄 효과를 발휘하기 위해서는 충분한 두께를 필요로 하여 유압 브레이커 형상의 크기를 키우게 되고 그로 인해 제품의 원가를 상승하게 되는 요인이 되고 있다. 또한 제품 수명이 짧고 재료 원가가 비싸다는 단점이 있다.

본 연구에서는 충격 및 소음 저감을 위해 상-하부 우레탄 댐퍼와 사이드 댐퍼에 추가로 금형스프링과 판 스프링을 적용하여 성능을 개선하였다. 특히, 컴퓨터 시뮬레이션을 수행하기 위한 유압 브레이커 모델링 기법을 연구하였으며, 브라켓 바디의 진동을 줄여 구조기의 소음 저감 및 충격 완화로 내구 수명을 증대시키는 연구를 수행하였다.

## 2. 유압 브레이커 구조

### 2.1 유압 브레이커의 구조

유압 브레이커는 제조사마다 조금씩 차이가 있지만, 주요 부품의 구조와 역할은 거의 동일하다. Fig. 1에서 보는 바와 같이 ①치즐(Chisel), ②피스톤(Piston), ⑤헤드캡(Head cap) 등의 주요부품으로 내부가 구성되어 있으며, ⑥브라켓 바디(Bracket body)내부는 MC Nylon 소재로 보호하고 있다. ⑤헤드캡(Head cap)과 ⑦브라켓 헤드(Bracket head) 사이에 설치되는 ⑧우레탄(Urethane)의 형상 및 물성은 진동 및 소음 저감 효과와 내구성 향상 등으로 이어질 수 있다. 유압브레이커의 주요 부품의 물성치는 Table 1과 같다.

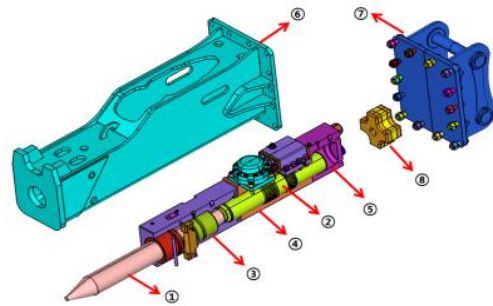


Fig. 1 Main parts of breaker

Table 1 Mechanical property of breaker

No.	Part	Weght [kg]	Tensile strength [MPa]	Yield point [MPa]
①	Chisel	130.0	200,000	360
②	Piston	97.0	200,000	360
③	Front head	91.8	200,000	360
④	Cylinder	87.4	200,000	360
⑤	Head cap	34.8	200,000	360
⑥	Bracket body	365.8	200,000	360
⑦	Bracket head	169.2	200,000	360
⑧	Urethane	5.5	-	-

### 3. 유압 브레이커 모델링

#### 3.1 유한요소모델링

유압 브레이커의 유한요소모델은 Fig 2, Table 2와 같고 Altair社의 Hypermesh를 이용하여 일반적인 2D shell 요소와 3D solid 요소를 사용하여 요소망을 형성하였으며, 2D shell의 경우 Quad요소만을 사용하였고, 3D solid는 Hexa와 Tetra요소를 사용하였다.

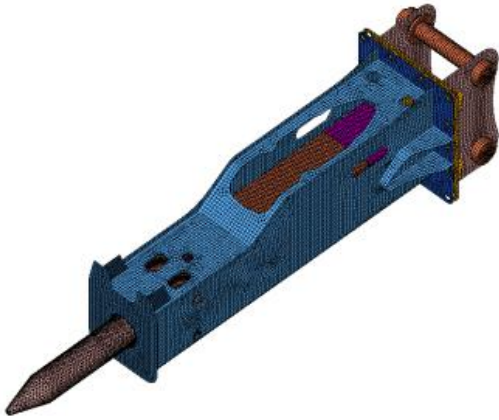


Fig. 2 Finite element model of a breaker

Table 2 Specification of Finite Element Model

Breaker model		
Node	[EA]	320,165
Elements	[EA]	847,744
Mean elements size	[mm]	5~15
Length	[mm]	665
Width	[mm]	570
Height	[mm]	2,730

#### 3.2 Head cap N2 Gas 모델링

브레이커는 헤드캡 내부에 있는 N2 Gas의 압력에 의하여 타격력과 성능이 결정된다. 또한 피스톤이 치즐을 때린 후 반력에 의해 후퇴 할 때, 완충역할을 하면서 하중을 분산 시키는 역할도 한다. 이처럼 헤드캡 N2 gas는 브레이커 구조해석시 중요한 요소이다. 하지만 유체와 고체를 동시에 시뮬레이션하게 되면, 상당한 시간이 요구되기 때문에 단순화 모델링하였다.

단순화 방법은 식 (1)의 Boyle의 법칙을 이용하여 헤드캡의 부피가 피스톤에 의해 줄어드는 관계를 F-D curve로 환산하였다. 피스톤에 의한 헤드캡 N2 gas의 압력변화는 다음 식과 같고, 식 (2) Pascal의 원리를 이용 피스톤의 면적을 곱하여 Fig. 3과 같이 F-D curve로 변환하였다.

$$P = P_{\in ial} \times \frac{V_{\in ial}}{V_{\in ial} - \Delta V} = P_{\in al} \times \frac{V_{\in ial}}{V_{\in ail} - V_{\in piston}} \quad (1)$$

$$= 1.176 \times \frac{5.507 \times 10^6}{5.507 \times 10^6 - \left( \frac{\pi}{4} \times 136^2 \times \delta \right)}$$

$$\therefore P [MPa] = 1.176 \times \frac{5.507 \times 10^6}{5.507 \times 10^6 - 14526.7 \delta}$$

$$F = 1.176 \times \frac{5.507 \times 10^6}{5.507 \times 10^6 - 14526.7 \delta} \times \frac{\pi}{4} \times 136^2 \quad (2)$$

$$\therefore F [kN] = \frac{9.408 \times 10^7}{5.507 \times 10^6 - 14526.7 \delta}$$

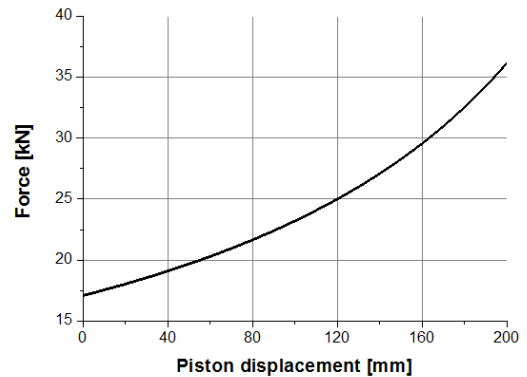


Fig. 3 Simplification of head cap N2 gas

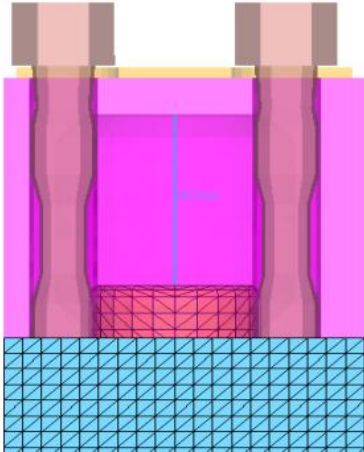


Fig. 4 1D beam of head cap N2 Gas

단순화된 헤드캡 N2 gas F-D curve를 Fig. 4와 같이 1D Beam 요소에 입력하여 N2 gas의 압축력을 표현하였다.

### 3.3 우레탄 모델링 및 물성시험

우레탄은 헤드캡과 브라켓 헤드 사이에 장착되어 충격을 완화시켜주고 소음 및 진동을 줄이는 역할을 한다. 우레탄을 컴퓨터 시뮬레이션에서 정확한 거동을 구현하기 위해서는 재료의 기본 물성을 알아야 하며, 우레탄과 같은 탄성체(elastomer)는 고무 물성시험을 실행해야 한다.

고무시험방법은 일반적으로 단축인장시험, 압축시험, 전단시험 3가지로 이루어져 있다. 그러나 압축시험에서는 시험기와 고무 사이의 마찰력 때문에 배부름 현상이 발생하여 정확한 값을 얻을 수가 없다. 또한, 전단시험에서는 고무 시편이 움푹 들어가는 현상이 발생하기 때문에 시편의 비율이 높고, 폭 비율이 최소 10:1이 되어야 한다.<sup>[9-10]</sup>

이러한 문제점을 보완하기 위해서 압축시험은 등 이축 인장시험으로 대체하였다. 그리고 전단시험까지 하여야 고무 및 우레탄의 정확한 물성을 알 수 있지만, 전단시험을 생략하여도 재료에 대한 물성의 오차율이 아주 작기 때문에 일반적으로 생략한다.



Fig. 5 Equi-biaxial tester

Table 3 Physical properties of urethane

Specimen	Hardness (Shore)	Tensile strength (MPa)	Elongation (%)	Modulus		
				100%	200%	300%
HS 90	86	45.26	392	10.18	14.17	21.61
HS 95	92	44.73	327	13.84	21.14	38.11

이러한 시험을 통해 얻어진 데이터를 이용하여 변형률 에너지 함수(Strain Energy Function)로 표현할 수 있으며, 일반적으로 식 (3)의 연신률 불변량 함수(Strain invariant, Mooney-Rivlin)와 식 (4)의 주 연신률 불변량 함수(Principal stretch, Ogden)의 형태로 표현된다.<sup>[11-12]</sup>

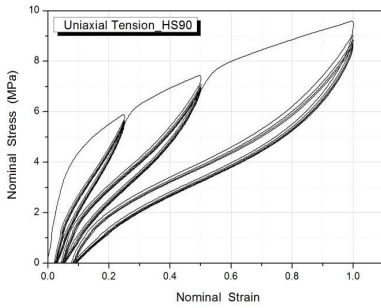
연신률 불변량 함수(Strain invariant, Mooney-Rivlin)

$$W = \sum_{i+j=1}^N C_{ij} (I_1 - 3)^i (I_2 - 3)^j \quad (3)$$

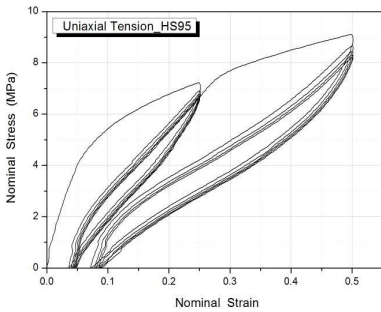
주 연신률 불변량 함수(Principal stretch, Ogden)

$$W = \sum_{n=1}^N \frac{\mu_n}{\alpha_n} (\lambda_1^{\alpha_n} + \lambda_2^{\alpha_n} + \lambda_3^{\alpha_n} - 3) \quad (4)$$

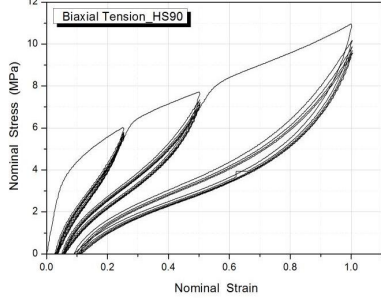
Fig. 9는 우레탄 시험편의 단축 인장시험과 이축 인장시험 결과로 25%, 50%, 100% 변형률 구간에서 수행하였으며, 응력-변형률 데이터의 오프셋 후 커브 피팅(curve fitting) 통하여 우레탄의 비선형 재료상수를 구해 해석에 적용하였다.



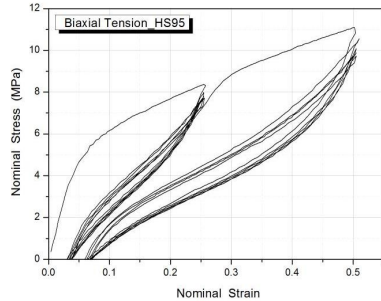
(a) HS 90 uniaxial tension



(b) HS 95 uniaxial tension



(c) HS 90 equi-biaxial tension



(d) HS 95 equi-biaxial tension

Fig 9 Experimental stress-strain curves

### 3.4 완충 우레탄 모델 검증

우레탄 모델을 검증하기 위해 우레탄 시제품의 압축시험을 통해 F-D curve를 확인하였다. 우레탄은 브레이커에 약 5mm 압축되어 장착되기 때문에 먼저 압축 시험기에서 5mm를 압축하여 안정화상태를 만든 후 Fig. 10과 같이 최대하중 시험을 5회 진행하였다.

최대하중 압축시험을 통하여 얻은 우레탄 시제품의 거동과 우레탄 시제품 단품의 컴퓨터 시뮬레이션 결과를 비교분석 하였다. Fig. 11은 우레탄의 응력-변형률에 따른 시험 데이터를 6개 조건으로 나누어 물성정보 및 비선형 재료상수를 적용하여 해석을 진행하였으며, case-4가 최대하중 압축시험과 가장 유사한 결과 값을 보였다.

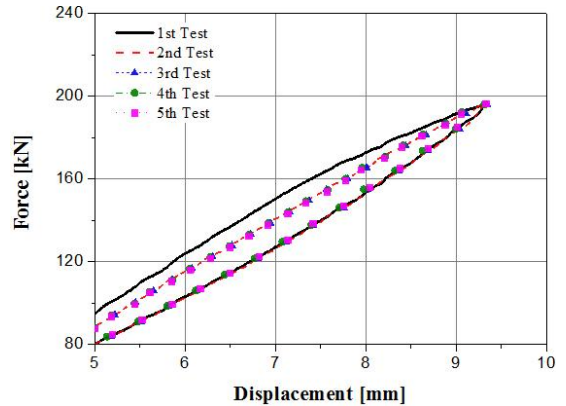


Fig. 10 Urethane maximum load compression test

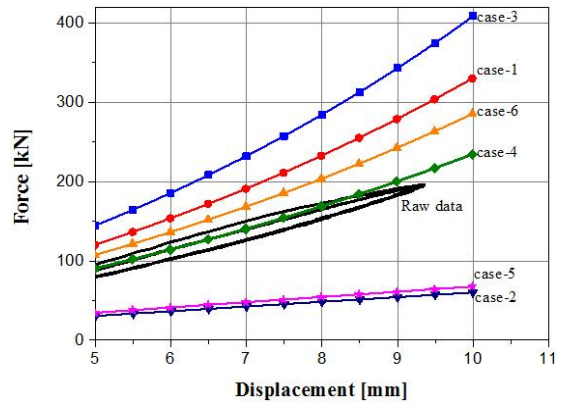


Fig. 11 Comparison of urethane F-D curves and FEA

## 4. 충격 및 소음 저감 완충장치

### 4.1 상부 댐퍼 개발품

상부, 하부 그리고 사이드 댐퍼 개발품은 ㈜액트에서 설계 및 제작하였으며, 다음과 같은 시험을 진행하였다. 우레탄 77mm, 금형스프링 80mm 4개를 조합하여 상부 댐퍼를 구성하였고, 가공된 4개의 홀에 금형스프링을 삽입하여 사용된다. 실제 작동 시 상부 댐퍼 특성을 확인하기 위하여 스트레인 게이지(Strain gage)를 이용하여 계측하였다. 금형스프링은 우레탄보다 3mm 높게 위치하고 있으며, 브라켓 헤드와 바디를 체결할 때 금형스프링과 우레탄이 약 4.8mm 압축되어 예하중(pre-load)이 적용된다. 개발한 상부댐퍼의 성능을 확인하고자 상부 댐퍼 단품의 최대하중 압축시험을 2회 이상 진행하였다. 단품 시험은 우레탄과 스프링을 결합된 상태로 진행한다.

상부 댐퍼 개발품이 약 4.8mm 압축되었을 때의 예하중은 5.8ton이 발생하게 된다. 본 연구에서는 실제 계측한 변위-하중 결과를 상부 댐퍼에 1D 보(beam)으로 모델링하여 해석을 진행하였다.

### 4.2 하부 댐퍼 개발품

하부 댐퍼 개발품은 선행 연구된 상부 댐퍼를 응용하여 MC Nylon 및 우레탄으로 구성하고 4ea의 금형스프링을 적용하였다. 하부 댐퍼 1.3mm 변형 시 상부 댐퍼와 같은 5.8ton의 하중이 발생하여 정적평형이 된다.

상부 댐퍼와 동일하게 압축 시험을 진행하였으며, 변위-하중 결과를 하부 댐퍼에 1D beam으로 모델링하여 해석을 진행하였다.

### 4.3 사이드 댐퍼 개발품

사이드 댐퍼 개발품은 판스프링으로 개발되었으며, 두께는 5mm이다. 개발품의 성능을 그대로 구현하기 위해 SUP9의 물성정보를 사용하고 실제 형상과 동일하게 유한요소 모델을 생성 및 적용하여 해석을 진행하였다.

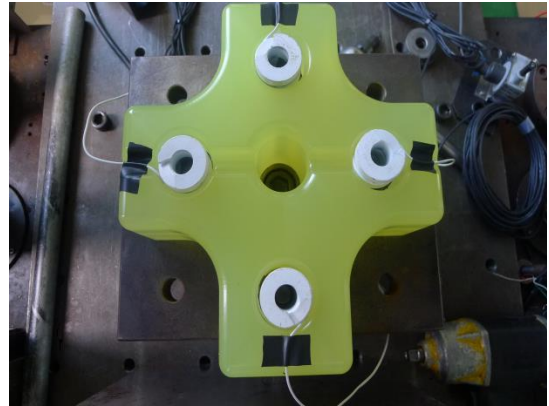


Fig. 12 ACT Upper damper(Urethane-coil spring)



Fig. 13 ACT Side damper (SUP9)

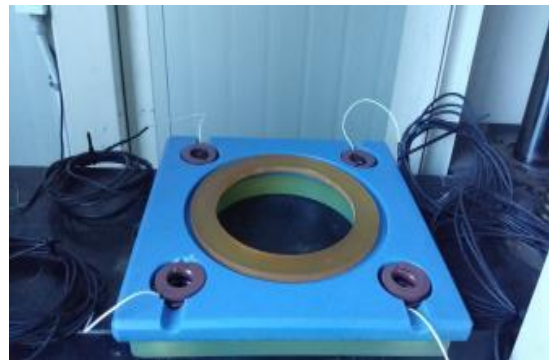


Fig. 14 ACT Bottom damper (MC Nylon-coil spring)

## 5. 브레이커의 구조해석

### 5.1 정상 작동 조건

브레이커는 일반적으로 굴삭기에 체결되어 타격하고자 하는 목표와 각도를 90°로 이루고 작동을 하게 된다. 브레이커의 브라켓 헤드에 있는 핀과 굴삭기에 체결되며, 이때 브레이커의 핀은 6자유도가 모두 구속되어진다.

실제 굴삭기가 브레이커를 체결하였을 때의 구속조건을 표현하기 위해 해석 모델에서도 핀의 6자유도를 구속하였다.

브레이커가 작동할 때 Piston이 유압에 의해 상승되었다가 헤드캡에 있는 N2 gas의 압력에 의해 치즐에 부딪히게 된다. 그래서 먼저 피스톤이 상승되었을 때의 조건으로 우레탄 및 대체 판스프링이 브레이커 바디에 미치는 영향을 평가하였다.

피스톤이 유압에 의해 약 91mm 정도 상승하면 헤드캡은 N2 gas에 의해 약 1.946MPa의 압력을 받게 된다. 이 힘이 헤드캡과 브라켓 사이에 있는 우레탄을 통해 브라켓 바디로 하중이 전달되는 조건을 LS-Dyna를 이용하여 해석을 수행하였다.

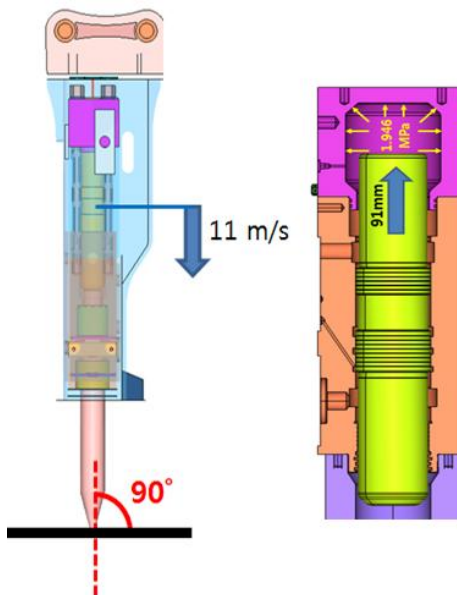


Fig. 15 Normal operating conditions

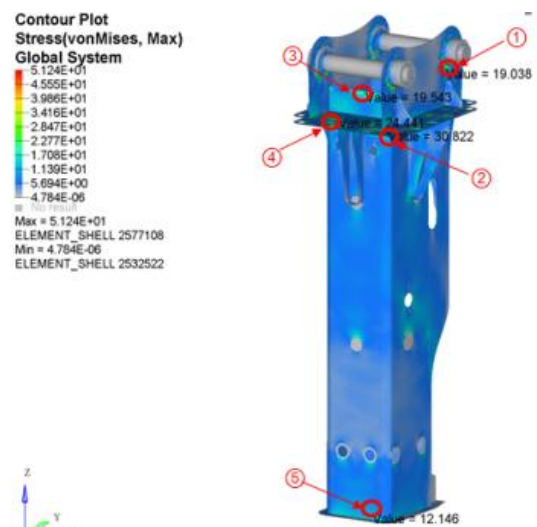
### 5.2 구조해석

정상 작동 조건에서의 해석 조건으로 바탕으로 피스톤의 속도는 11 m/s이며, 강체벽에 90°로 타격하여 평가하였다.

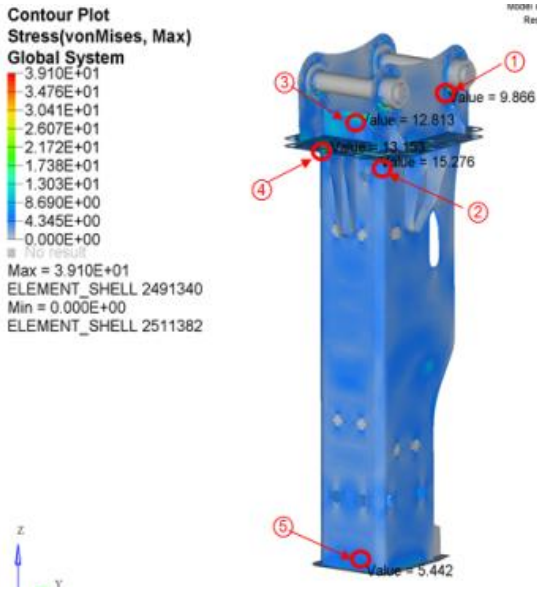
Fig. 16은 피스톤이 치즐을 타격 후 후퇴 할 때 브라켓 바디에서 등가응력 분포도로 최대 등가응력은 브라켓 헤드와 바디를 결합하는 볼트 구멍에서 발생하였다. Fig. 17은 사이드 댐퍼의 등가응력 분포도로 최대 등가응력은 사이드 댐퍼의 날개 부분에서 발생하였다.

Table 4 Comparison of results of bracket body analysis

No.	Material	FE analysis		Limits
		Von Mises stress [MPa]		
		Original product	Improvem ent product	Yield stress [MPa]
①	SM490A	19.3	9.8	360
②		30.8	15.2	
③		19.5	12.8	
④		24.4	13.1	
⑤		12.1	5.4	

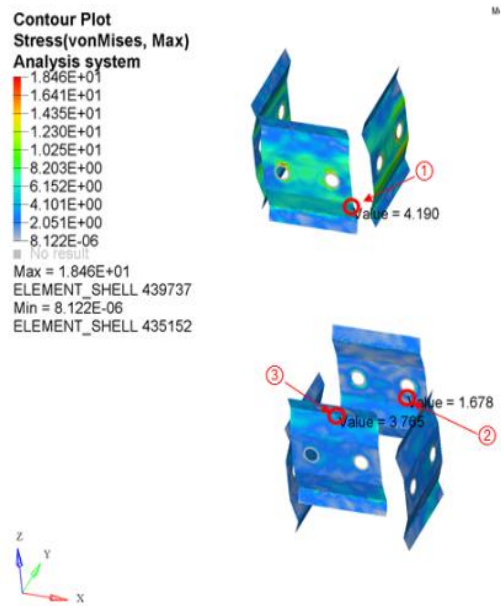


(a) Original product



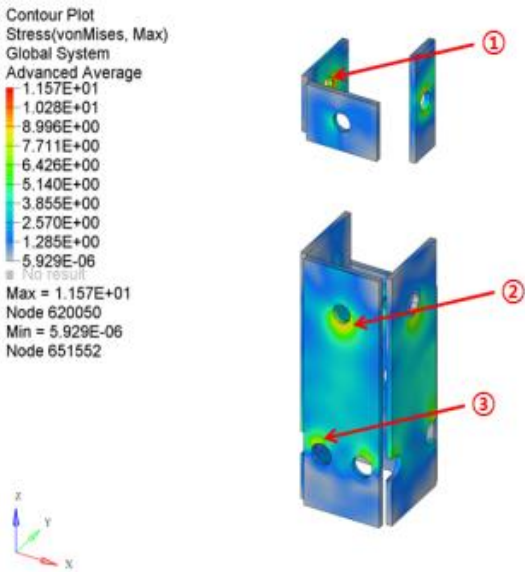
(b) Improvement products

Fig. 16 Result of bracket body analysis



(b) Improvement products

Fig. 17 Result of side damper analysis



(a) Original product

Table 5 Comparison of results of side damper analysis

No.	Material	FE analysis		Limits
		Von Mises stress [MPa]		
		Original product	Improvement product	Yield stress [MPa]
①	MC Nylon	6.0	-	103
②		9.9	-	
③		5.2	-	
①	SUP9	-	4.1	657
②		-	1.6	
③		-	3.7	

시제품과 개발품의 사이드 댐퍼의 성능을 비교하기 위해 등가응력을 비교하여야 하나 동일한 재료가 아니므로 객관적인 평가가 어렵다. 그러나 Table 5의 표를 비교해 봤을 때 등가응력의 값이 줄어든 것을 확인 할 수 있었다.



### 5.3 피로해석

브레이커와 같이 굴삭기에 장착되는 장치들은 건설장비로 분류되어 [건설기계관리법]을 준수해야 한다. [건설기계 안전기준에 관한 규칙]의 행정규칙 중 “타워크레인의 구조규격 및 성능에 관한 기준”에서 명시하고 있는 안전율 중 가장 높은 안전율인 1.5를 적용하였고, 용접부위에 대한 허용응력이 명시되어있어 그 기준을 적용하였다.

하중 조건(Load case)은 피로와 마찬가지로 세부 규정이 없으므로, 1) 치즐을 타격 후 유압에 의해 피스톤이 상승하는 조건, 2) 브레이커를 90° 회전시킨 조건, 이 두 가지로 하였다. 2번 조건은 사이드 댐퍼의 가혹한 조건을 만들어 주하고자 하여 Bracket 내부의 Power cell(실린더, 피스톤, 헤드캡, 프론트헤드, 등)의 자중이 가해진 상황을 만들어 주었다.

해석 결과를 바탕으로 상대적으로 주응력이 높게 형성되는 부분을 선택하였으며, 그 부분에서의 평균응력과 응력진폭을 계산하여 Fig. 18와 Fig 19와 같이 피로내구선도(Goodman diagram)로 평가하였다.

하지만, 보다 정확한 피로평가를 위해서는 장비 사용률, 운전자의 특성, 외부 충격, 필드 환경 등 여러 가지 요인에 영향을 있기 때문에 구조강도와 장비 가동 이력을 바탕으로 하는 계측기반의 피로 평가를 수행하는 것이 좋을 것으로 판단된다.

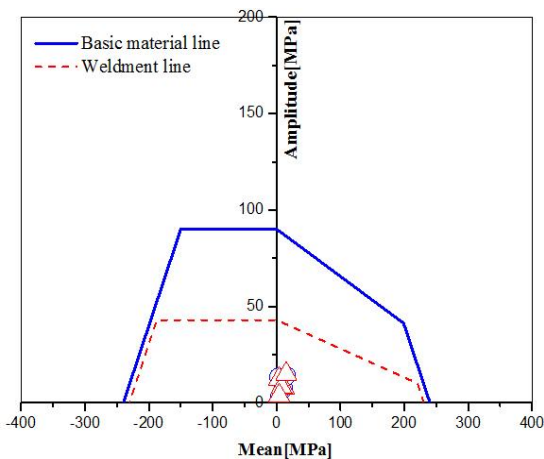


Fig. 18 Result of bracket body fatigue analysis

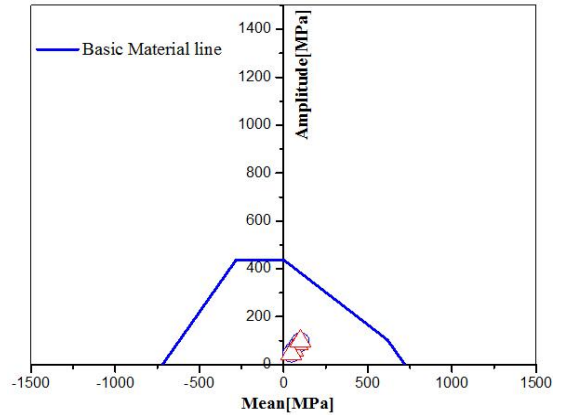


Fig. 19 Result of side damper fatigue analysis

## 6. 결론

본 논문에서는 유압 브레이커 메인바디의 충격 및 소음 저감을 위하여 유한요소모델링 및 구조해석을 수행하였다. 정확한 해석결과를 얻어내기 위하여 충격을 흡수하는 우레탄의 물성분석을 하였으며, 단축 인장시험과 이축 인장시험을 통하여 우레탄의 비선형 재료상수를 구하였다. 충격 및 소음 완화하기 위하여 우레탄과 금형스프링을 조합한 성능 개선품을 적용하였으며, 시제품과 개선품의 브라켓 바디와 사이드 댐퍼의 상대 비교 분석 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 유압 브레이커의 정상 작동 조건에서의 해석 조건으로 Piston speed는 11 m/s로 강체벽에 90° 각도로 타격하였을 때, 시제품에 비하여 개발품의 메인바디의 등가응력이 약 50% 수준으로 발생하였다.
2. 시제품과 개발품의 사이드 댐퍼에서 발생하는 등가응력을 비교하였을 개발품의 등가응력 값이 줄어든 것을 확인 할 수 있었다.
3. 해석 결과를 바탕으로 평균응력과 응력진폭을 계산하여 피로내구선도(Goodman diagram)를 수행하였으며, 모두 피로조건을 만족하는 무한 수명을 갖는 것을 확인 할 수 있었다.
4. 개발된 모델링 기법은 유압 브레이커의 설계 및 신제품 개발 시 설계 검토 단계에서 유용하게 활용될 수 있을 것으로 사료된다.

## 후 기

본 연구는 산업통상자원부와 한국산업단지공단의 산업집적지경쟁력강화사업(현장맞춤형 기술개발 부문)의 일환으로 수행되었으며, 이에 감사드립니다. (과제번호:RDNWKK15017)

## REFERENCES

1. Shin, D. Y., Kwon, K. B., Lee, K. W. and Choi, H. S., "Summary of Recent Developments of Hydraulic Breakers," *Journal of Drive and Control*, Vol. 8, No. 2, pp. 49~53, 2011.
2. Lee, J. H., Ih, J. G., Park, S. H., Ha, T. G. and Lim, J. H., "Vibro-acoustic Design and Development of a Low-noise Hydraulic Breaker," *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 11, No. 5, pp. 148~155, 2001.
3. Kim, C. H. and Kim, I. S., "Noise Reduction of a Hydraulic Breaker by Change of a Chisel," *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 20, No. 2, pp. 138~143, 2010.
4. Kim, B. S., Kim, M. G., Byun, D. W., Lee, S. M. and Lee, S. H., "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.
5. Ko, S. H. and Lim, J. H., "Modeling and Analysis of a Hydraulic Breaker Considering Elastic Impact between the Piston and the Chisel," *Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers - A*, Vol. 19, No. 2, pp. 338~347, 1995.
6. Park, G. B., Park, C. H., Park, Y. S. and Choi, D. H., "Optimal Design for Minimizing Weight of Housing of Hydraulic Breaker," *Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers - A*, Vol. 35, No. 2, pp. 207~212, 2011.
7. Nam, K. S., Choi, J. K., Choi, H. M., Kim, J. K., Yeum, S. H. and Lee, S. S., "Study on the Improvement of Strength of Excavator Attachments Considering the Field Environment," *Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers*, Vol. 15, No. 1, pp. 122~128, 2016.
8. Han, M. S. and Cho, J. U., "A Study on the Durability due to Fork Shape of Excavator Bucket," *Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers*, Vol. 17, No. 2, pp. 54~59, 2018.
9. Beak, U. C., Cho, M. H. and Hwaong, J. S., "Material Properties for Reliability Improvement in the FEA Results for Rubber Parts," *Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers - A*, Vol. 35, No. 11, pp. 1521~1528, 2011.
10. Kim, W. D., Kim, W. S., Kim, D. J., Woo, C. S. and Lee, H. J., "Mechanical Testing and Nonlinear Material Properties for Finite Element Analysis of Rubber Components," *Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers - A*, Vol. 28, No. 6, pp. 848~859, 2004.
11. Moon, S. I., Woo, C. S., Kim, W. D. "Study on the Determination of Fatigue Damage Parameter for Rubber Component under Multiaxial Loading," *Elastomers and Composites - Vol. 47, No. 3, pp. 194~200, 2012*
12. Kwon, Y. D., Kim, J. Y., Lee, J. K., Kwon, H. W. and Han, I. S., "Estimation of the Rubber Material Property by Successive Zooming Genetic Algorithm," *Transaction of the Korean Society of Automotive Engineers*, Vol. 13, No. 1, pp. 36~44, 2005.