

치즐 변경을 통한 유압 브레이커의 소음 저감

Noise Reduction of a Hydraulic Breaker by Change of a Chisel

김 철 호* · 김 인 식*

Cheol-Ho Kim and In-Sik Kim

(2009년 9월 23일 접수 ; 2010년 2월 1일 심사완료)

Key Words : Hydraulic Breaker(유압 브레이커), Chisel(치즐), Radiated Noise(방사소음), Low Noise(저소음)

ABSTRACT

Hydraulic breakers are widely used for mining and construction engineering area but make serious noise problem. The noise is generated between a chisel and a piston when they are hit by a fluid power. This study proposed noise reduction method by the change of a chisel in a hydraulic breaker. In the new design, a different material is inserted inside of a chisel. The proposed design is analyzed and simulated by the use of a numerical method. A chisel by the new design was installed in a hydraulic breaker and experimented for sound pressure level. As a result, the noise of hydraulic breaker can be reduced more than 4 dB by simply changing a chisel.

1. 서 론

브레이커는 건설현장, 혹은 주택가에서 굴삭기에 장착하여 건물의 해체, 철거, 포장도로의 파쇄, 상하수도 공사, 기초토목 공사, 채석장의 암반파쇄 등 전형적인 토목 및 건설현장에서 주로 사용되며 초소형에서 초대형까지 다양하게 개발되어 왔다. 타격에 의한 충격력으로 힘을 얻어 각종 작업현장에서 사용되어져 왔으며 오일의 힘에 의해 피스톤의 반복되어지는 상하운동으로 치즐을 타격함으로써 발생하는 음원은 언제나 소음 문제의 근원이었으며 근래의 엄격한 환경소음 기준은 여러 민원 등의 문제를 발생시키는 요인이 되고 있다⁽¹⁾.

이러한 문제로 저소음 브레이커의 개발은 필연적인 문제이자 세계시장에 진출하려는 기업들의 최고의 관심사이며 기술개발의 발전을 촉진시키는 계기가 되었다. 그러나 기존의 소음 억제 방법은 방진고

무 등을 이용한 충격음의 흡수에 초점이 맞추어져 있으며 이러한 기술은 암반을 파쇄하는 브레이커라는 제품에 있어서 타격력 저하에 의한 성능 저하를 유발하곤 한다⁽²⁾.

또한 최근 환경소음의 사회적 요구의 증가와 쾌적한 환경의 요구에 따라 건설기계의 소음이 큰 이슈가 되고 있다. 유압 브레이커는 기계의 특성상 충격 및 파괴적인 소음 진동으로 인하여 대표적인 환경 소음원의 하나로 꼽히고 있다.

국내에서는 1980년대 이후부터 브레이커에 대한 연구가 진행되어 왔으나, 주로 성능 향상과 추가적인 운전 편의성 등에 관한 연구개발이 주였으며 선진국 사례에 의한 연구개발이 진행되었다. 하지만 최근 소음에 대한 관심의 증가로 인하여 구조개선을 통한 소음 저감에 관한 연구가 진행되고 있으며^(3,4), 저소음 브레이커가 차지하는 시장 점유율이 전 세계적으로 약 20% 이상을 넘어서 꾸준히 증가하는 추세이다.

특히 독일은 저소음 설계를 위한 투자와 연구개발을 지속적으로 진행하여 왔으며, 일본, 핀란드 등에서는 저소음형 제품이 개발되어 이미 상용화 된

† 교신저자; 정회원, 한국생산기술연구원
E-mail : cheolho@kitech.re.kr
Tel : (041)589-8313, Fax : (041)589-8460
* 한국생산기술연구원

상태이다. 따라서 이에 대한 해외 경쟁력을 확보 할 수 있는 저소음 설계 기술 개발은 물론 저소음 구조의 유압 브레이커 구조를 이루기 위한 제작 기술이 필요한 상태이다.

이 연구는 유압 브레이커에서 소음도에 가장 영향을 크게 미치는 치즐 설계변경을 통한 소음 저감에 관한 것이다. 이에 브레이커 브라켓 및 치즐의 개폐 여부에 따른 방사되는 소음도 변화를 측정하여 각 요소별 영향도를 분석하였으며 치즐에 따른 소음 변화가 가장 큰 것을 시험적으로 확인하였다. 그리고 수치해석을 통하여 최적화된 변수를 찾았으며, 설계변경 후 측정시험을 통하여 치즐 설계변경만으로 4 dB 이상의 소음저감 효과를 확인하였다.

2. 치즐 설계변경

2.1 브레이커의 부분별 소음 영향도

일반적으로 브레이커는 굴삭기에 부착되어 구동되는데, 이때 브레이커 몸체는 브라켓에 고정되며 이 브라켓을 이용해서 굴삭기에 연결된다. 브레이커의 작동은 밸브의 상하운동을 통해 이루어지는데, 밸브로 유압 가해지면서 실린더 하부에 고압이 형성되어 피스톤이 상승하고, 이후 밸브가 상승하여 실린더 상부의 질소 가스를 고압으로 전환시키면 다시 밸브가 하강함과 동시에 피스톤이 하강하며 치즐을 타격하고, 그 충격력을 치즐이 작업 물체에 전달하게 된다.

작동 시 발생 소음은 타격 시에 발생하는 치즐, 브라켓 몸체, 그리고 브라켓의 표면 진동에 의해 발생하는 구조기인 소음성분과, 피스톤과 치즐의 충돌에 의해 발생하는 타격음이 브레이커 몸체와 브라켓에 존재하는 구멍들로 새어 나오거나 브라켓을 투과하여 방사되는 공기기인 성분으로 나누어 볼 수 있다.

이 연구에서는 브레이커의 브라켓 전방, 좌측, 그리고 우측 방향으로 방사되는 소음의 영향과 치즐에 의한 소음의 영향을 알아보기 위하여 10 mm 두께의 펠트와 3 mm의 두께의 납을 이용하여 브라켓과 치즐을 차단하여 각 방향으로의 소음 방사를 차단하였다.

Fig. 1은 브레이커의 구동 시 전방 7.5 m, 높이 1.5 m에서 측정된 소음을 나타내고 있으며, 최고 96

dBA가 측정되었다. Fig. 2는 펠트와 납을 이용하여 브레이커의 전체 면을 차폐한 경우로서 전체를 차폐하여 구동하는 경우이다. 브라켓의 각 방향 면과 치즐을 순서대로 개방하여 소음을 측정하였으며, 이때 굴삭기의 운전 유량은 최대 유량으로 시험을 하였다. 이는 굴삭기의 소음도 표시 조건인 최대 유량을 선택한 것이다. 소음 측정은 브레이커를 기준으

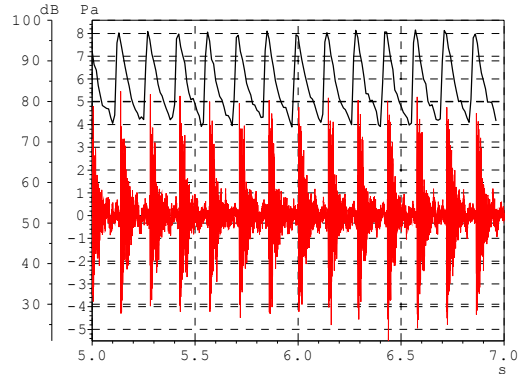


Fig. 1 Sound pressure level measured at a front position of breaker



Fig. 2 A photo of noise shielded breaker

Table 1 Noise reduction effect by shielding

Shield opening	Reduction by shielding (dB)
Front of bracket	+3.8
Left of bracket	+1.1
Right of bracket	+3.6
Chisel	+6.9

로 7.5 m 떨어진 거리에 1.5 m 높이에서 전·좌·우 방향에서 측정 하였다.

Table 1은 브라켓과 치질의 개/폐시 차이에 의한 소음 영향도(개방 시 소음과 차폐 시 소음의 차이)를 나타낸 것으로서, 앞에서 언급한 바와 같이 10 mm 두께의 펠트와 3 mm의 두께의 납을 브라켓 전체를 차폐한 경우와 전방, 좌측, 우측, 그리고 치질을 각각 개방하였을 때의 소음의 차이를 나타낸 것이다. 이때 치질에 대한 소음 차이는 치질 개방 시 전방, 좌측 그리고 우측에서 측정된 소음 차이 중 가장 큰 값을 취하였다.

2.2 치질의 설계변경

치질은 브라켓에 의하여 차폐되고 있는 것이 아니라, 충격에 의하여 쉽게 진동하고 또한 이 진동에 의하여 쉽게 소음 방사로 이어지고 있다. 이중화 등⁽⁴⁾은 2001년 치질 차폐 시 가장 많은 소음 감소를 가져온 것을 시험적으로 증명을 하였으며 그 치질의 설계변경 안을 제시하였다. 이 연구에서도 역시 치질의 설계변경을 통한 소음 감소 효과를 얻고자 시도 하였으며, Fig. 3과 같이 치질의 중앙에 이중재(납)를 삽입하는 방안을 제안하였고 설계 변수를 정하고 이를 바탕으로 수치해석을 수행하였다.

피스톤 타격 시(F) 치질은 충격에 의하여 Fig. 4와 같이 고정 핀에 의하여 고정되는 부위 반대편인 치질의 끝 단이 축방향의 x 축과 반지름 방향의 y 축으로 진동한다. 이와 같은 치질의 진동 중 파쇄에 좋은 영향을 주는 x 축 진동량은 크고, 그 반대로 y 축 진동량은 작아지는 치질의 지름에 대한 삽입 물질의 지름 비와 치질 전체 길이 줄이고자 치질 중앙에 삽입될 이중재의 치수를 설계 변수로 놓고 수치해석을 수행하였다.

치질 중앙에 삽입되는 이중재의 길이 l 은 Fig. 3과 같이 치질전체의 길이 L 의 20%~50%의 변화를 주었으며, 이중재의 지름 d 는 피스톤이 치질을 타격하는 부위 지름 D 의 20%~50%의 변화를 주면서 수치해석을 수행하였다. 이는 수치해석 결과 l/L 값과 d/D 값이 각각 50%, 40% 이상부터 Fig. 5와 같이 크랙이 발생하기 때문이다.

구속조건은 실제 가공물을 타격 시 조건을 고려 하였으며 Fig. 6과 같이 피스톤이 순간 충격을 가가하는 조건을 충족시키기 위해 피스톤이 치질에 닿

는 시간을 0.01~0.011초로 순간 힘을 가하고 치질이 브라켓 치질 핀에 닿아 정지하는 부분을 고정 경계조건을 부가하여 0.4~1초까지의 운동을 해석 하였다.

Fig. 7은 수치해석을 수행 한 결과이며 치질의 변형과 y 축, x 축의 변형량을 나타낸 그래프이다. y 축과 x 축 방향으로 진동이 발생하였고 초기 구속조건에 의하여 y 축의 진동량이 x 축의 진동량에 비하여 약 10배 정도 크게 진동하는 것을 알 수 있다.

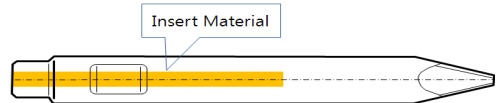


Fig. 3 Design concept of a chisel

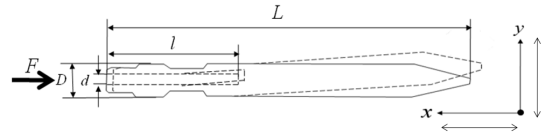


Fig. 4 Schematic diagram and dimension of a chisel

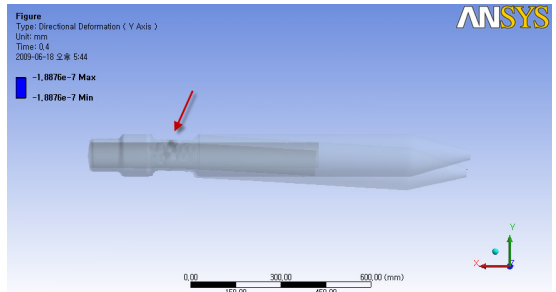


Fig. 5 Simulated result of crack

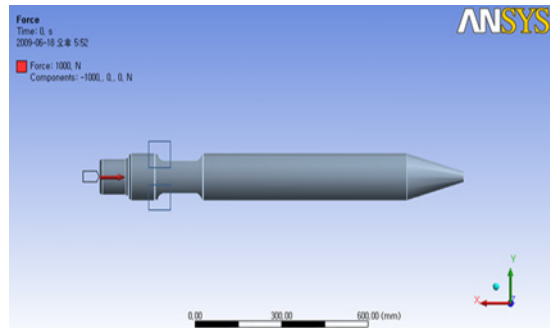
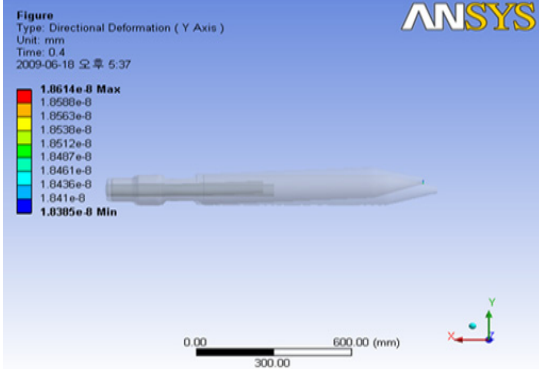


Fig. 6 Boundary conditions

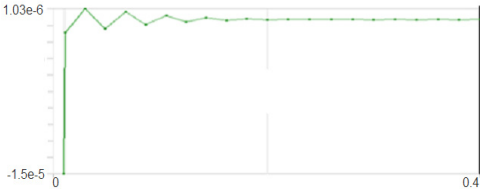
Figs. 8, 9, 10 그리고 11은 Fig. 4에서 나타낸 d 와 l 의 각 변수에 따른 치즐 끝단 변형량의 결과를 식(1)과 같은 변형률(%)로 나타내고 비교 분석한 것이다.



(a) Deformation in simulated result



(b) Amount of vibration in y-axis



(c) Amount of vibration in x-axis

Fig. 7 Result of transient analysis

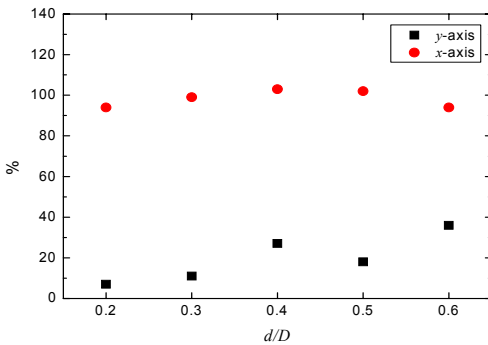


Fig. 8 Deformation ratio(new model/old mode) of x and y-axis at $l/L=0.2$

$$\text{변형률}(\%) = \frac{\text{설계 변경된 치즐의 변형량}}{\text{기존 치즐의 변형량}} \quad (1)$$

변형률이 100을 넘을 경우 설계변경 시 진동이 기존 치즐의 진동 변위보다 크게 나타난다는 것을 의미하며 100 이하일 경우 그 반대의 경우를 나타

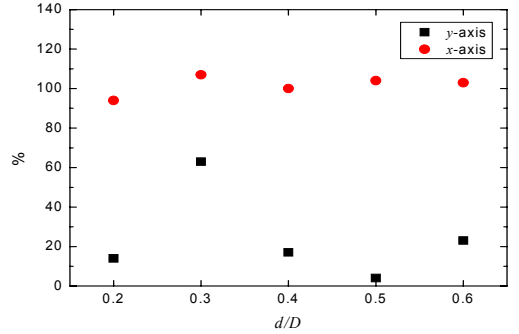


Fig. 9 Deformation ratio(new model/old mode) of x and y-axis at $l/L=0.3$

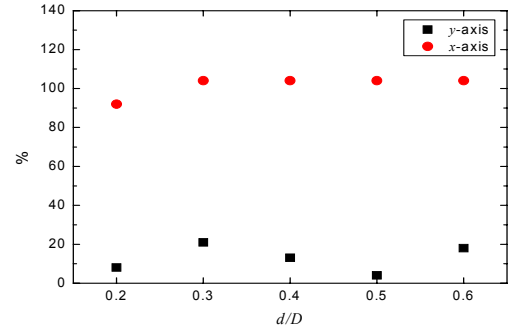


Fig. 10 Deformation ratio(new model/old mode) of x and y-axis at $l/L=0.4$

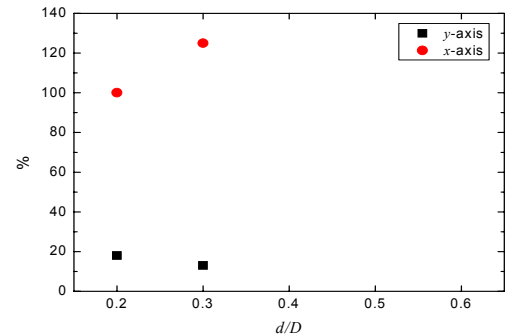


Fig. 11 Deformation ratio(new model/old mode) of x and y-axis at $l/L=0.5$

내게 된다.

치즐 타격 시 진동 저감의 조건을 이 연구에서는 파쇄 효과가 증가하는 x 축 진동량은 크고, 소음 방사가 큰 진동인 y 축 진동량은 작은 경우를 저소음의 경우로 선택하였으며, Fig. 9에서 d/D 가 0.5인 경우와 Fig. 10의 0.5인 경우 y 축으로 가장 변형이 적은 것을 확인 할 수 있었다. Fig. 11에서 d/D 가 0.3인 경우에 y 축으로 가장 많은 변형이 나타난 것을 확인 할 수 있었으며, 그 이상의 경우에 치즐 고정부위의 크랙이 발생하여 고려하지 않았다. 여기서 Fig. 10의 l/L 이 0.4인 경우 대체적으로 y 축으로 변형이 적고 x 축으로 변형이 일정하게 나타났다. 이에 따라 최종적으로 l/L 은 0.4 d/D 는 0.5로 하여 치즐을 재설계하였다.

2.3 치즐 설계변경에 의한 소음 저감

앞서 전체 소음도에 미치는 각 요소 별 영향을 알아 이 결과 치즐의 영향이 가장 크게 나타나는 것을 알 수 있었으며 이에 저소음을 위한 치즐의 설계변경안을 제시하였다. 이렇게 최종 변경 안에 의하여 제작된 치즐에 대한 설계변경 전/후의 진동 특성 값을 Fig. 12에 나타내었으며, 그림에서 보듯이 2.2 kHz에서 약 5 dB 정도 진동이 크게 나왔으나 3 kHz 이상에서는 진동이 15 dB 이상 줄어든 것을 알 수 있다.

시험은 브레이크 몸체, 브라켓 모두 같은 제품을 사용하여 치즐만을 교환하여 소음 측정을 하였으며, 굴삭기의 구동은 최대 유량에 해당하는 2000 rpm과 그 이상의 2200 rpm에서 구동하며 시험을 수행하였다. 2008년도 브레이크의 소음도를 나타내는 방법이 기존 일정 거리의 음향레벨에서 음향파위로 변경되었기에 최종 치즐 변경에 의한 소음 감소효과는 음향파위를 측정하여 확인하였다.

치즐의 설계변경 전/후에 대한 200 rpm 구동 시 1회 타격에 의하여 측정된 음압과 그 overall 값을 Fig. 13에 나타내었으며, 이때의 음향파위를 Table 6에 나타내었다. 설계변경된 치즐을 장착한 경우의 음향 파워 소음도가 약 111.8, 112.2 LWA로서 설계변경 전의 치즐 장착 시 보다 약 4.4~5.2 dB 정도 저감된 것을 알 수 있다. Fig. 14는 치즐 설계변경에 의한 1/3 옥타브 밴드 별 소음도 변화를 보여 주고 있으며, 4 kHz 주파수 밴드 이하에서는 약 2~5 dB 정도의 소음 저감을 가져왔으며 치즐의 특정

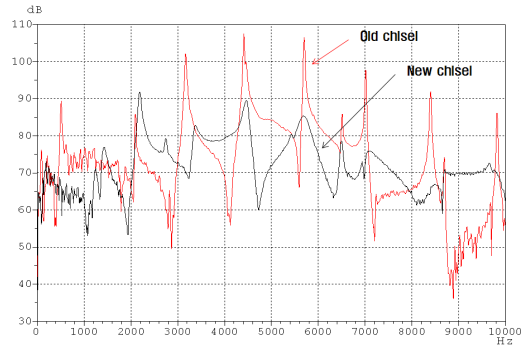


Fig. 12 Frequency response function of chisel

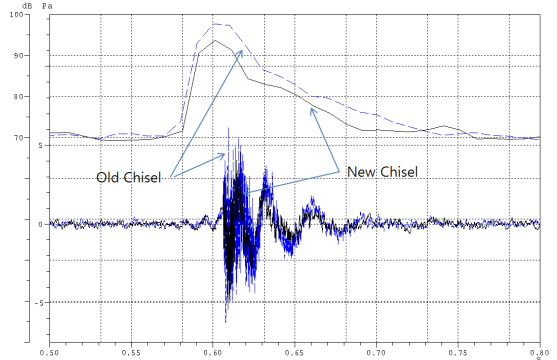


Fig. 13 Sound pressure level of old chisel and new on

Table 6 Measured sound power level(LWA)

	Before		After	
	2000 rpm	2200 rpm	2000 rpm	2200 rpm
Sound power level (dBA)	116.2	117.4	111.8	112.2

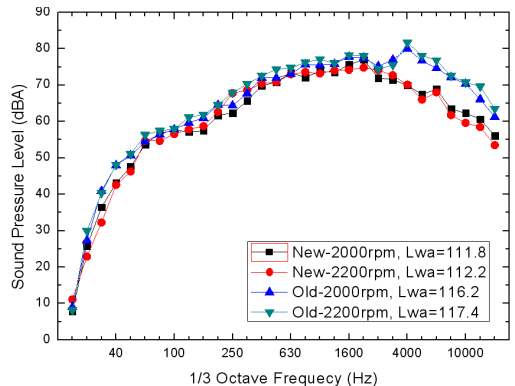


Fig. 14 1/3 Octave band frequency spectra of averaged sound pressure

모드 주파수인 3 kHz 주파수 밴드 이상에서는 최고 12 dB 이상 감소된 것을 알 수 있다.

지원으로 수행되었으며, 관계자 여러분에게 깊은 감사를 드립니다.

3. 결 론

참 고 문 헌

이 연구에서는 브레이커에서 전체 소음에 가장 큰 영향을 크게 미치는 부품이 치절이라는 것을 확인하였으며 치절의 간단한 설계변경을 통하여 기존 치절에 비해 브레이커의 소음을 약 4~5 dB 저감된 112.2 dBA의 음향 파워(LWA)를 갖는 저소음 브레이커를 개발하였다. 유압 브레이커에서 방사되는 소음에서 치절에 의해 발생하는 소음을 저감함에 따라 전체 소음저감이라는 효과를 가져왔으며, 저소음화에 따르는 저소음 기계류에 부여되는 여러 가지 행정상의 특혜를 얻을 수 있으며, 이미 개발되어 시판중인 선진국의 유압 브레이커 메이커들에 대한 시장 경쟁력을 확보할 수 있게 되었다.

후 기

이 연구는 지식경제부의 부품소재기술개발사업의

(1) Announcement of Ministry of Environment, 2007, "Measurement Method of Construction Machinery Noise," 2007-113.

(2) Kim, J. T., Jun, O. S., Yun, B. Y. and Lee, Y. H., 1995, "Low Noise Breaker," Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 213~216.

(3) Ih, J. G., Chae, K. S., Lee, J. H., Park, S. H., Ha, T. G. and Lim, J. H., 1999, "Development of Low-noise Hydraulic Breaker," Proceedings of the KSME Annual Autumn Conference, pp. 779~784.

(4) Lee, J. H., Ih, J. G., Park, S. H., Ha, T. G. and Lim, J. H., 2001, "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.