한국소음진동공학회논문집 제16권 제12호, pp. 1185~1191, 2006.

굴삭기 저소음화 기술개발#

Development of Lower Noise Excavator

고 경 은† · 김 영 현* · 주 원 호* · 김 동 해* · 배 종 국* · 심 재 구**
· 강 정 원** · 손 득 균** · 김 춘 오**

Kyung-Eun Ko, Young-Hyun Kim, Won-Ho Joo, Dong-Hae Kim, Jong-Gug Bae, Jae-Koo Shim, Jeong-Weon Kang, Deuk-Kyun Son and Choon-O Kim

(2005년 9월 27일 접수 ; 2006년 11월 28일 심사완료)

Key Words : Excavator(굴삭기), Noise Reduction(소음저감), Source Contribution Analysis(소음원 기여도 분석), The 2nd Noise Regulation of EU(EU 2차 동적소음규제)

ABSTRACT

The radiated noise of the excavator is composed of the various noise sources such as the diesel engine, cooling fan and hydraulic system, so the noise reduction for each noise source is required. In this study, the source contribution analysis for these principal noise sources is performed by using the noise source removal method. And to reduce the noise due to each one, the various experiments and analyses are studied. On the basis of these results, the proper noise reduction countermeasures are derived to develop the excavator satisfied the 2nd noise regulation of EU.

1. 서 론

경제발전과 더불어 삶의 질 향상의 측면에서 환경소음에 대한 관심이 더욱 높아지고 있으며 이러한 경향과 함께 굴삭기와 같은 건설장비에 대해서도 작업에 필요한 기능적인 면 뿐 아니라 작업자 및 주위 환경과의 조화를 이룰 수 있도록 저소음·저진동의 친환경적인 제품 생산으로 변화해 가는 추세이다. 또한 최근에는 이러한 비기능적인 면이 고객이 제품을 선택하는 중요한 기준이 되고 있다.

이러한 움직임과 함께 유럽연합(EU)은 소음한도를 설정하여 규제치 이상의 소음을 발생시키는 건설장비에 대해서는 시장의 유통을 금지하는 등의 조치를 취하고 있으며, 2006년부터는 유럽연합에 수출되는 건설장비의 외부소음 규제치가 EU의 2차 동적소음 규제에 의해 현 수준보다 3 dB 강화될 예정이다. 따라서 건설장비의 품질향상 및 시장 경쟁력을 위해서 저소음화에 대한 연구가 필수적으로 요구되고 있다.

이 논문에서는 EU의 2차 동적소음 규제에 대비해 당사에서 양산하는 굴삭기의 주요 모델에 대한 음향파워레벨(sound power level) 계측과 소음원별 기여도 분석을 통해 소음 특성을 규명하고, 이로부터 효과적인 소음 저감 요소를 선정하였다. 또한 다양한 해석과 실험을 통해 주요 소음원에 대한 소음 제어 방안을 도출하여 실차 적용 시험으로부터 그 성능을 검증하였다. 이러한 일련의 소음저감 기술개발

† 책임저자; 정회원, 현대중공업㈜ 진동소음연구실
E-mail : kekopro78@hhi.co.kr
Tel : (052)230-5941, Fax : (052)230-5495
* 현대중공업㈜ 진동소음연구실
** 현대중공업㈜ 건설장비사업본부

이 논문은 2005 추계 소음진동 학술대회에서 우수논문으로 추천되었음.

을 통해 EU의 2차 동적소음 규제를 만족하기 위한 저소음 굴삭기를 개발하였다.

2. 소음 특성 규명

2.1 음향파워레벨 계측

굴삭기의 소음성능을 평가하기 위해서는 ISO 규격에 따라 실험을 수행하고 계측된 결과로부터 음향파워레벨을 계산하는 과정을 거치게 된다. 시험방법은 크게 정적소음 측정법[1]과 동적소음 측정법[2]이 있으며 EU에 수출되는 장비의 경우 동적소음 측정법에 의해 굴삭기의 소음성능을 평가하고 있다. 소음 계측은 Fig. 1과 같이 반구(hemisphere)상의 6지점에서 음압 측정이 이루어지며 장비의 크기에 따라 계측반경이 결정된다.

반구상 6지점의 음압 수준은 음향파워레벨 계산 뿐만 아니라 그 자체로도 소음원의 주파수 특성과 기여도 파악에 활용될 수 있으며, Fig. 2는 6지점에서 계측한 굴삭기 소음 수준의 예로서 250 Hz와 1.25 ~1.6 kHz 대역의 소음 수준이 크게 나타남을 알 수 있다.

2.2 소음원 제거법에 의한 기여도 분석

굴삭기의 주요 소음 성분은 크게 엔진 방사소음,

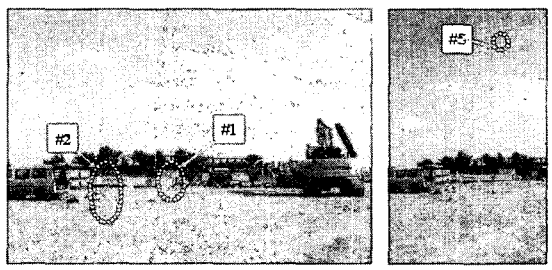

Fig. 1 The measurement of sound power level

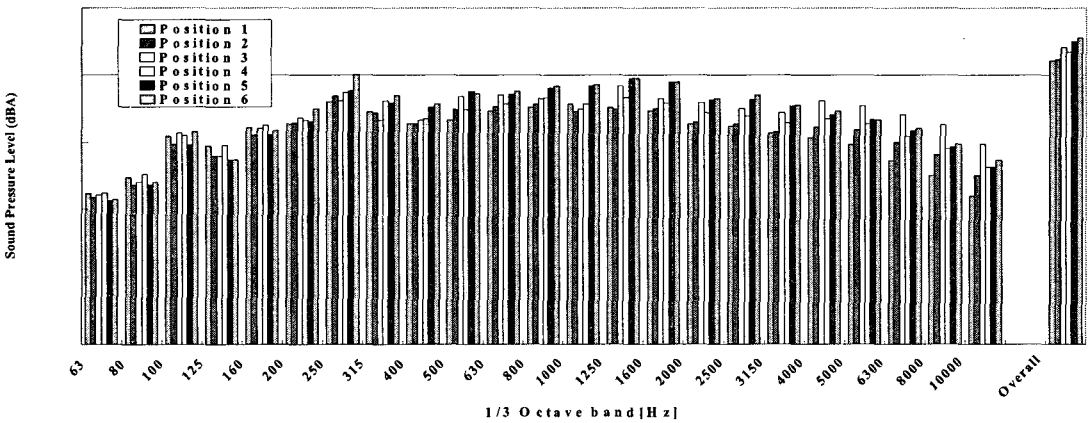

Fig. 2 The SPL at measurement points

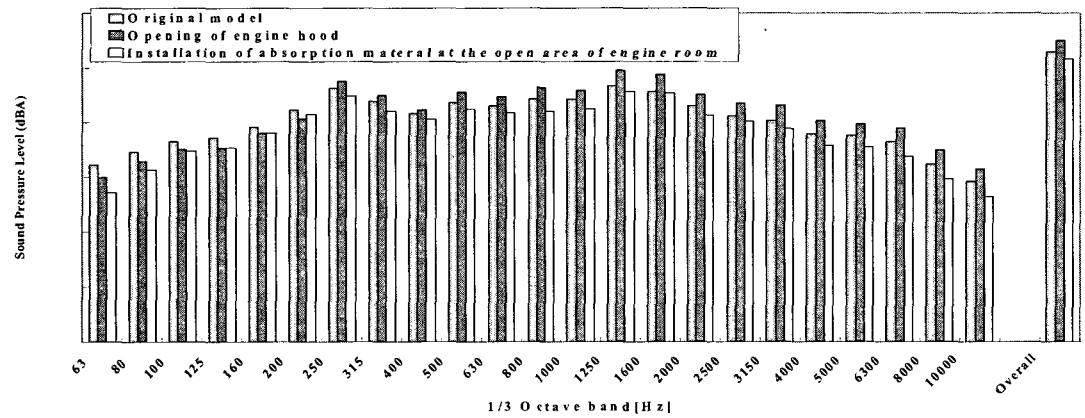

Fig. 3 The noise contribution for radiated noise of diesel engine

냉각 휀 및 라디에이터 소음과 흡·배기 소음 및 유압시스템에 의한 유압소음으로 나눌 수 있다. 이러한 주요 소음원의 제거를 통한 기여도 분석으로부터 저소음 굴삭기 개발을 위한 효과적인 제어 대상을 선정할 수 있다.

(1) 엔진 방사 소음 기여도

엔진 방사소음의 기여도를 파악하기 위하여 엔진 후드의 개방 및 차음 시 소음 계측을 수행하였다. 엔진 방사소음의 영향은 Fig. 3의 계측 예와 같이 전 주파수 대역에서 나타나지만, 800 Hz 주변과 2 kHz 이상의 고주파수 영역에서는 그 영향이 크게 나타남을 알 수 있다.

(2) 냉각 휀 소음 기여도

주요 소음원인 냉각 휀 소음의 기여도를 분석하기 위해 저풍량 휀 설치와 냉각 휀 제거 조건에서 음향파워레벨을 계측하였다. Fig. 4의 계측 대상 모델의 경우 냉각 휀 소음의 영향은 전 주파수 영역에서 나타나며 특히 저풍량 휀 설치 시 400 Hz 대역과 1.6 kHz 이상 고주파수 영역에서 기여도가 크게 나타남을 알 수 있고, 음향파워레벨이 약 1~2 dB 저감되었다.

(3) 흡·배기소음 기여도

흡·배기소음이 전체 소음에 미치는 기여도를 분석하기 위해 흡·배기구 끝단에 스틸 파이프를 연결하여 소음을 계측 반경 밖으로 제거한 후 소음 계측을 수행하였다. 또한 머플러의 경우 납판을 이용한 방사소음 차단 후 소음 수준을 계측하여 그 영향을 알아보았다. Fig. 5는 배기소음을 제거한 계측 예를 나타내며 1.25 kHz 이상의 고주파수 영역에서 머플러 소음의 영향이 나타나는 것을 확인할 수 있다.

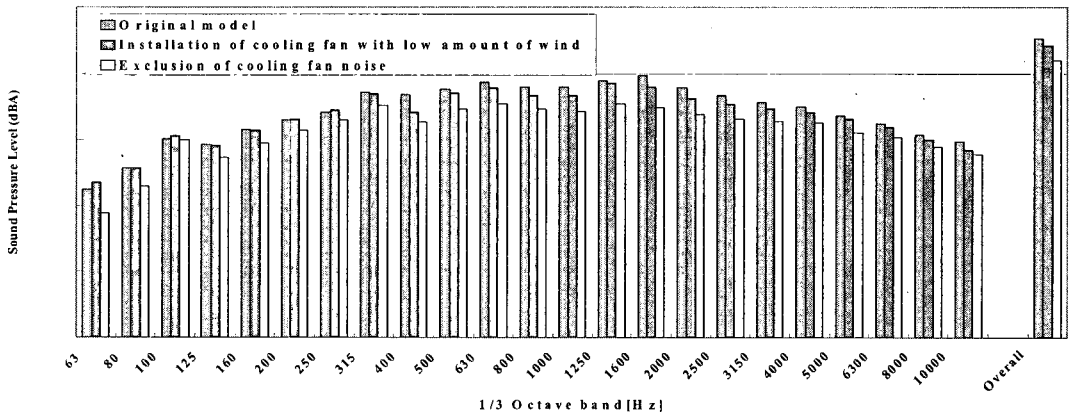

Fig. 4 The noise contribution for cooling fan

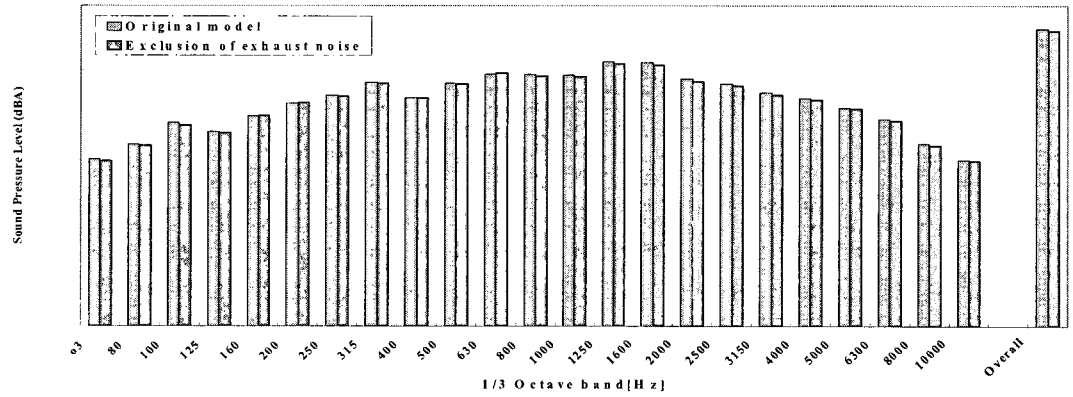

Fig. 5 The noise contribution for exhaust noise

(4) 유압 소음 기여도

정적 및 동적소음 비교로부터 유압펌프의 작동에 의해 2 kHz 이상의 고주파수 성분이 크게 나타남을 알 수 있었고, 이로부터 유압소음의 기여도 파악을 위하여 유압펌프 주변에 흡음재를 설치하고 계측을 수행하였다. 또한 유압소음의 고체음 전달 저감과 방사소음 저감을 위하여 외판에 댐핑재를 부착한 후 기여도를 분석하였다.

3. 주요 소음원에 대한 소음 제어 방안

3.1 엔진 방사소음

주요 소음원인 엔진 방사소음을 제어하기 위해서는 소음이 크게 나타나는 주파수 영역에서 성능이 뛰어난 흡음재를 엔진룸 내부에 충분히 설치하고 엔진후드의 차음성능을 높여 엔진 방사소음이 외부로 방사되기 전에 흡음과 차음이 충분히 이루어질 수 있도록 해야 한다. 또한 적절한 엔진후드 및 통풍구 형상 설계를 통해서 외부로 방사되는 소음을 저감시킬 수 있다.

소음 저감에 효과적인 엔진룸 통풍구 형상 설계를 위해 소음해석 프로그램인 SYSNOISE를 이용하여 엔진룸 통풍구의 크기 및 위치 변경에 따른 BEM 해석을 수행하였고, 해석 결과 200 Hz 대역에서 소음이 감소하는 몇 가지 통풍구 모델에 대한 실차 시험을 수행하였다. 소음 해석 모델 및 결과는 Fig. 6과 같고 실차 계측 결과를 Fig. 7에 비교하였다. 대상 굴삭기의 경우 기본 통풍구 모델과의 비교로부터 통풍구 면적이 넓어짐에 따라 2 kHz 근방의 고주파수 영역에서는 소음 수준이 증가하지만 소음 기여도가 크게 나타나는 200 Hz 대역에서는 소음 수준이 감소하는 경향을 보임을 알 수 있다. 이로부터 엔진후드 통풍구의 최적 설계를 통해 소음을 저감하고 또한 엔진룸 냉각성능을 향상시킬 수 있을 것으로 판단된다.

3.2 흡 · 배기소음

굴삭기에서 또 하나의 주요 소음원은 흡기소음 및 머플러를 통해 배출되는 배기소음으로서 각각에 대한 소음 저감 방안이 필요하다.

(1) 흡기소음

이 연구에서는 흡기소음 저감을 위해 두 가지 방안을

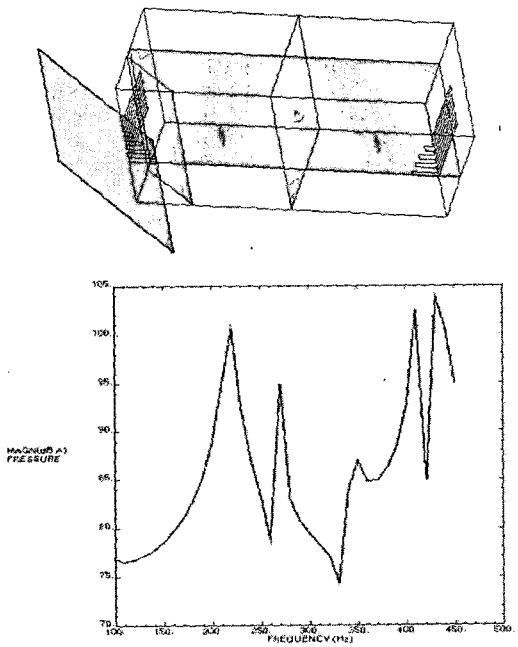

Fig. 6 The engine room model for noise prediction

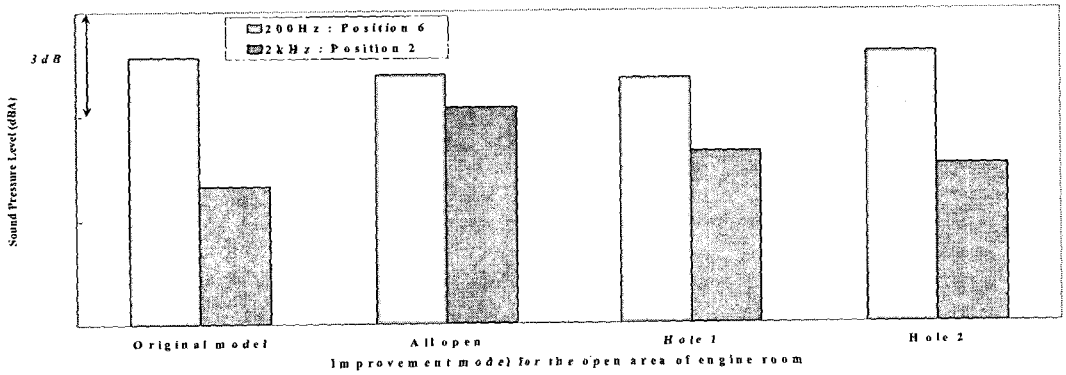

Fig. 7 The SPL due to modification of engine hood

제시하였다. 첫 번째로 외부 흡기구를 통해 흡입된 공기는 필터를 거쳐 흡기 소음기를 통과하게 되며, 흡기 소음기는 대상 굴삭기의 주요 흡기소음인 800 Hz 대역에 맞추어 제작되어 있으나 소음기의 반경을 증가하여 630 Hz ~ 1 kHz 대역에서 소음 성능을 향상시킬 수 있었다. 또한 외부에서 이루어지던 흡기를 엔진룸 내부에서 수행하여 외부 흡기구를 통해 방사되는 엔진 주 차수 성분 및 1.6 kHz 이상의 고주파수 소음 성분을 저감하였으며 기본 모델과 흡기 소음 제어 요소가 고려된 계측 결과의 차이를 Fig. 8에 나타내었다.

(2) 배기소음

배기소음 저감을 위하여 이 연구에서는 먼저 내부 구조 변경에 의한 성능 변화 양상을 비교하였다. 이론 해석으로 투과손실이 높아지는 내부 배플의 위치와 관통구의 배치를 파악하고 모델 시험을 통하여 개선안을 도출하였다. 개선안과 더불어 머플러 내부에 흡음재를 추가한 모델을 제작하여 실차 시험을 수행하였으며, 시험 결과 굴삭기의 음향파워레벨이 약 0.5 dB 감소됨을 확인하였다. 이는 개선안 도출시 기대했던 효과보다 낮은 수준이었다. 이에 문제점을 파악한 결과, 굴삭기의 머플러는 기종에 따라 차이는 있으나 50 m/s 이상에 이르는 고속의 유동이 존재하며, 이로 인한 머플러 내부 2차 기류소음 발생으로 머플러의 성능이 기대보다 낮게 나타나는 것으로 파악되었다. 유동소음 저감에 효과적인 형상으로 머플러 설계를 변경하였으며[3, 4], 설계 변경후 Fig. 9와 같이 머플러 출구측 소음이 상당히 감소되는 것을 알 수 있었다.

3.3 유압 소음

굴삭기의 유압소음은 외부소음 뿐만 아니라 작업자가 항시 작업하는 캐빈 내부 소음에도 큰 영향을 미친다. 유압소음은 유압 펌프 및 유압호스의 맥동이 주위 구조물의 고체음으로 전달되는 특성이 있다. 이에 따라 유압호스의 맥동을 낮추기 위한 소음기 및 맥동 호스(side branch) 설치 실험과 맥동에

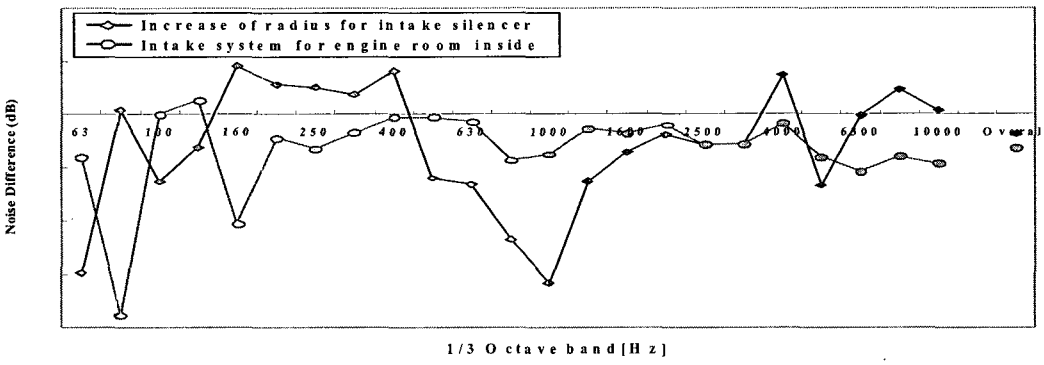

Fig. 8 The difference of SPL due to intake noise control

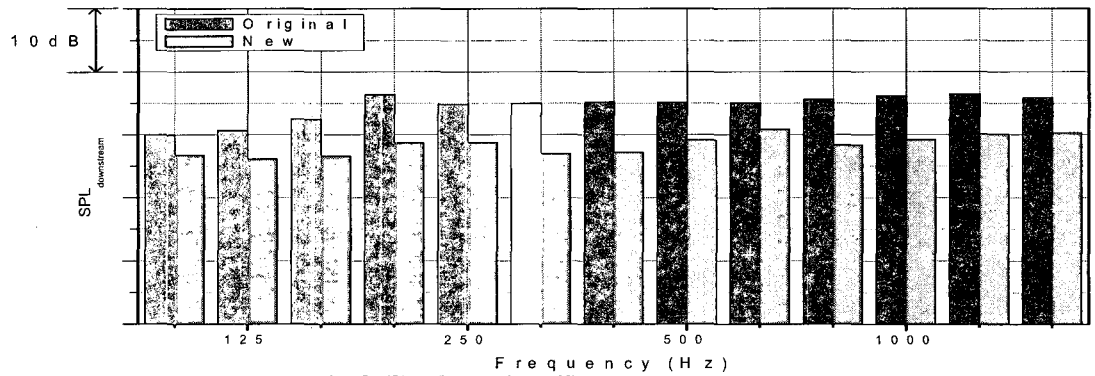

Fig. 9 The SPL of muffler downstream side

의한 고체음 방사를 저감하기 위한 댐핑재 및 동흡진기 설치 실험을 수행하였다.

(1) 댐핑재 및 동흡진기 설치

고체음 방사가 크게 나타나는 외판에 댐핑재 및 동흡진기를 설치하여 Fig. 10과 같이 계측 굴삭기의 유압소음 성분인 400 Hz 대역의 소음을 저감하였으며, 결과적으로 음향파워레벨이 약 1 dB 감소하는 효과를 얻을 수 있었다.

(2) 맥동호스 및 소음기 설치

맥동호스 설치로 인해 캐빈내부의 유압소음이 감소

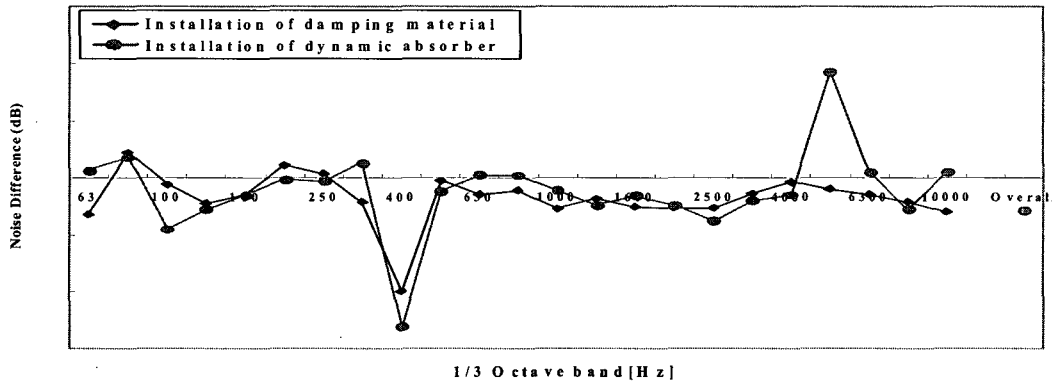

Fig. 10 The difference of SPL due to the damping material and dynamic absorber

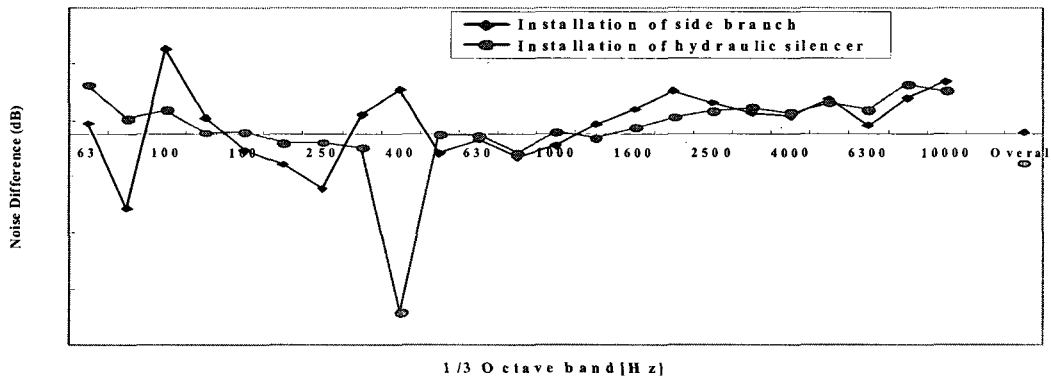

Fig. 11 The difference of SPL due to the side branch and silencer

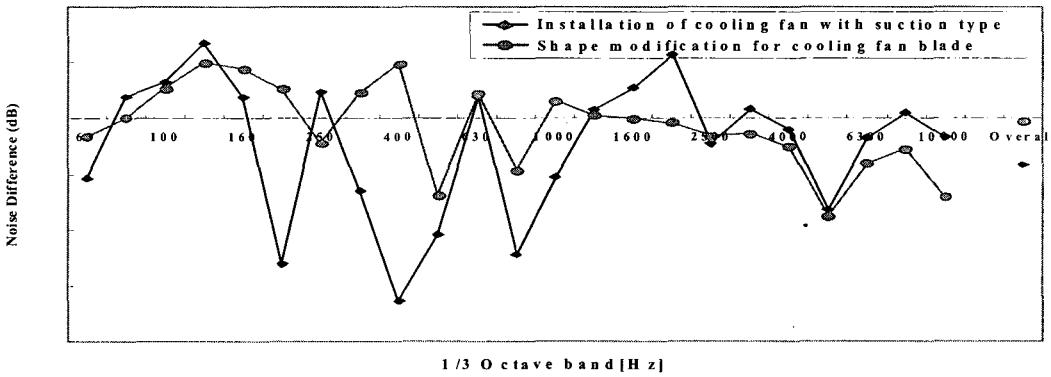

Fig. 12 The difference of SPL due to the type of cooling fan

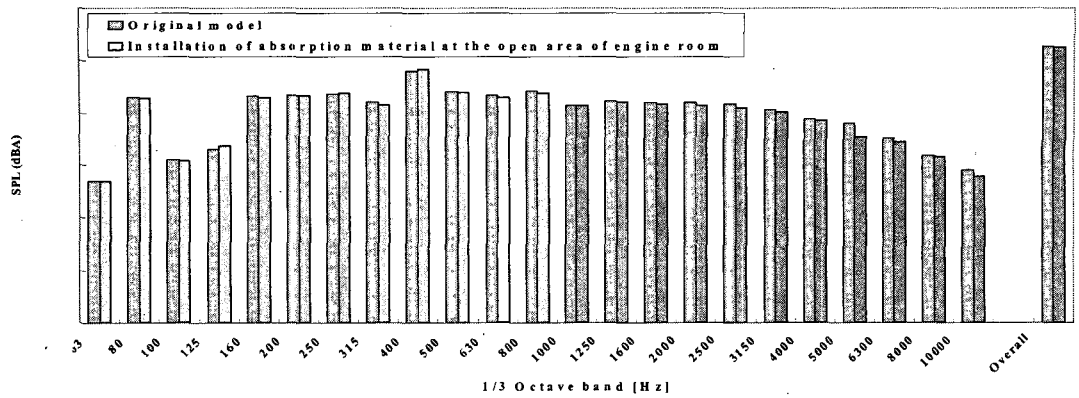

Fig. 13 The SPL due to sound absorbing material

하여 캐빈소음의 경우 약 2 dB 저감효과를 보였으나, 외부소음의 경우에는 큰 영향이 나타나지 않았다. 소음기 설치시 유압소음의 감소로 인하여 외부소음은 약 1 dB, 캐빈소음은 3~4 dB 감소하였으며, 이로부터 유압소음 저감에 효과적임을 알 수 있다. Fig. 11은 맥동호스와 소음기 장착에 따른 기본 모델과의 외부소음 차이를 나타낸다.

3.4 냉각 휀 및 라디에이터 소음

냉각 휀 소음의 경우 휀 날개수 조화 성분과 고주파수 영역에서 소음이 크게 나타나며, 라디에이터의 경우에는 고주파수 영역에서 소음이 크게 나타나는 경향이 있다.

(1) 냉각 휀 소음

냉각 휀 소음 저감을 위하여 기존의 blower type 휀에서 suction type 휀으로 변경한 모델과 휀의 블레이드 형상을 변경한 경우에 대해 기존 휀과의 소음 수준 차이를 Fig. 12에 나타내었다. 계측 굴삭기의 경우 suction type 휀 장착 시 휀 날개수 조화 성분은 작은데 비해 2 kHz 근방 고주파수 영역의 소음 수준이 증가함을 알 수 있다. 또한 냉각 휀의 블레이드 형상 변경으로 휀 날개수 조화 성분이 감소하는 것으로부터 블레이드 형상 개선을 통한 소음저감 효과를 얻을 수 있을 것으로 판단된다.

(2) 라디에이터 소음

라디에이터 소음의 경우 라디에이터 주위 흡음재 설치 및 통풍구 흡음재 설치를 통하여 1.25 kHz 이상 고주파수 영역의 소음수준을 저감하였으며, 그 결과를 Fig. 13에 나타내었다.

4. 결 론

이 논문에서는 저소음 굴삭기 개발을 위해 당사에서 양산하는 주요 모델에 대한 음향파워레벨 계측 및 소음원별 기여도 분석을 통하여 소음 특성을 규명하였다. 또한 굴삭기의 주요 소음원인 엔진 방사소음, 냉각 휀 및 라디에이터 소음과 흡·배기소음 및 유압소음에 대해 다양한 계측과 실험 및 해석을 통하여 소음 저감 기술을 개발하였다.

이러한 굴삭기의 소음 특성 규명 및 주요 소음원에 대한 소음 저감 기술개발을 통해 소형 굴삭기에서 대형 굴삭기에 이르기까지 EU의 2차 동적소음 규제를 만족하는 저소음 굴삭기를 개발하였다.

참 고 문 헌

(1) ISO 6393 "Acoustics-determination of Sound Power Level of Earth-moving Machinery - Static Test Conditions".

(2) ISO 6395 "Acoustics-determination of Sound Power Level of Earth-moving Machinery - Dynamic Test Conditions".

(3) Munjal, M. L., 1987, Acoustics of Ducts and Mufflers, John Wiley & Sons, Inc., New York.

(4) Ih, J. G., 1995, "Acoustic Analysis and Design of Exhaust Mufflers : III. Linear Modeling and Design Tips", Journal of the KSAE, Vol. 17, No.1, pp. 20~30.