

건설장비 캐빈 저소음화를 위한 시험적 연구 Experimental Study for Construction Equipment's Cabin Noise Control

이태경† · 주원호* · 배종국**

Tae-Kyoung Lee, Won-Ho Joo and Jong-Gug Bae

Key Words : Noise control(소음 제어), Cabin(캐빈), Construction equipment(건설장비), Airborne noise(공기음), Structureborne noise(고체음), Noise transmission(소음 전달), Transfer function(전달함수)

ABSTRACT

In this paper, the experimental study on the identification of noise sources and noise transmission paths was carried out for the cabin noise control of construction equipment. In order to investigate noise and vibration characteristics of cabin structure, sound absorption, transmission, and radiation tests were performed using cabin assembly models. The noise/vibration source levels were obtained from the real cabins of wheel loader and excavator. Using transfer functions of cabins and real cabins' source data, cabin noise was decomposed into airborne and structureborne noise transmissions. Finally noise sources and major transmission paths were successfully identified for wheel loader and excavator's cabins.

1. 서 론

최근의 건설장비 개발 추세는 캐빈 저진동 저소음화를 통해서 운전자를 위한 쾌적한 작업 환경을 제공하는 데 많은 비중을 두고 있다. 이에 따라 관련 소음 진동 규제도 강화되고 있는 추세이며 특히 유럽에서는 운전자 진동 규제가 적용되고 있고 건설장비 선진사를 중심으로 운전자의 안락성을 향상시키기 위한 캐빈 저진동 저소음화 연구가 활발히 진행되고 있다¹⁾.

휠로더(wheel loader), 굴삭기(excavator) 등의 건설장비의 경우 엔진, 팬, MCV(main control valve), 유압 펌프/호스 등 많은 진동/소음원이 캐빈 주변에 위치하고 있으며 이러한 진동/소음원에서 발생하는 공기음(airborne noise) 및 고체음(structureborne noise) 전달로 인하여 캐빈 소음이 영향을 받고 있다. 따라서 건설

장비 캐빈 소음 저감 연구를 위해서는 먼저 캐빈 소음에 영향을 주는 주요 소음원을 파악하고 각 소음원의 전달 경로를 파악하는 것이 무엇보다 중요하다.

본 논문에서는 이처럼 건설장비 캐빈 저소음화를 위해 먼저 필수적으로 선행되어야 하는 캐빈 소음원 및 전달 경로를 보다 효과적이고 신뢰성 있게 추정하기 위하여 캐빈 모델을 이용한 시험적 연구가 수행되었다. 흡음, 차음, 방사소음 등의 캐빈 소음 진동 특성 및 전달 함수를 파악하기 위해 캐빈 어셈블리(cabin assembly) 모델을 이용한 다양한 시험이 수행되었으며 실차 시험과 병행하여 최종적으로 휠로더 및 굴삭기 캐빈 소음을 소음원 별, 전달 경로 별로 성공적으로 분해하였다. 최종적으로 분석된 캐빈 소음원 및 전달 경로에 따라서 최적의 캐빈 소음 저감안이 휠로더와 굴삭기 캐빈에 대하여 도출되었다.

2. 캐빈 모델 시험

2.1 캐빈 어셈블리 모델

Figure 1과 같이 실차에 설치되는 캐빈 어셈블리

† 교신저자; 이태경, 현대중공업 진동소음연구실
E-mail : tklee05@hhi.co.kr
Tel : 052-202-9097, Fax : 052-202-5495

* 현대중공업 진동소음연구실

** 현대중공업 기술개발본부

모델을 대상으로 시험이 진행되었다.

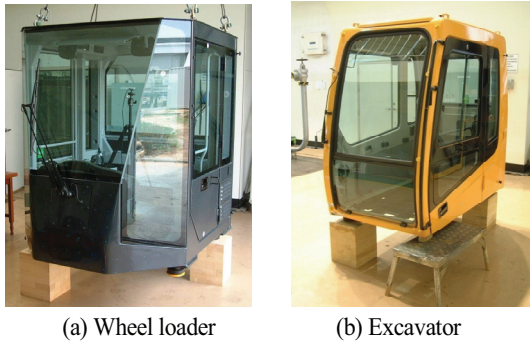


Figure 1 Cabins for experimental study

Figure 1은 실차에 조립되는 캐빈 어셈블리(cabin assembly) 모델로서 실차 캐빈과 동일한 철/유리 구조 및 내장재가 설치되어 있다.

본 연구의 캐빈 모델 시험은 캐빈 시스템의 소음 진동특성을 파악하기 위해서 아래와 같이 3가지로 시험을 구분하여 수행하였다.

- (1) 흡음 성능
- (2) 차음 성능
- (3) 방사 소음

흡음 성능 시험은 캐빈 내부 공간의 잔향 시간(reverberation time)을 계측하여 캐빈 평균 흡음률을 계측하고 캐빈 내부와 내장재의 흡음 특성을 파악하기 위해 진행되었다.

차음 성능 시험은 캐빈의 공기음 전달 특성을 파악하기 위해 진행되었으며 외부에 공기 소음원을 위치시키고 캐빈 구조의 소음저감량(noise reduction, NR)을 계측하였다.

방사 소음 시험은 엔진, 유압시스템 등의 진동원에서 발생하는 진동이 캐빈 마운트를 통해 전달되어 캐빈의 각 패널에서 방사되는 고체음 특성을 파악하기 위한 시험으로 캐빈 마운트 위치에 가진기(exciter)를 설치하여 캐빈 패널의 진동 특성 및 고체음 전달 함수(transfer function)를 계측하였다.

2.2 흡음 성능 시험

캐빈 흡음 특성을 파악하기 위해서 캐빈 내부 공간의 잔향 시간을 계측하였다. 캐빈 내부에 스피커를 설치하여 공기음 가진을 한 후 가진을 멈춘 후

부터 60dB 감소하는 데 걸리는 시간인 T60을 계측하였으며, 식 (1)과 같은 Sabine 식을 이용하여 캐빈 평균 흡음률을 계산하였다.

$$RT = 0.161 \cdot \left(\frac{V}{\alpha S} \right) \quad (1)$$

여기서 RT 는 잔향 시간, V 는 음향 공간 부피, α 는 평균 흡음률, S 는 음향 공간 표면적을 의미한다. 캐빈 평균 흡음률 결과는 Figure 2과 같다.

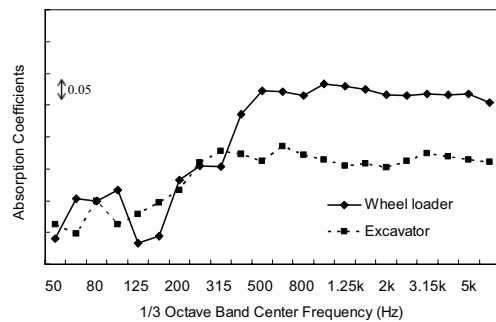


Figure 2 Absorption coefficients of cabins

캐빈 내부 부피가 큰 휠로더가 굴삭기에 비해서 더 높은 흡음률을 가짐을 알 수 있다. 또한 휠로더는 125Hz 대역에서, 굴삭기는 100Hz 대역에서 흡음률이 낮아지는 것으로 판단하여 볼 때 해당 대역에서 음향 모드가 존재함을 알 수 있다.

2.3 차음 성능 시험

공기음 전달과 관련된 캐빈의 차음 성능을 파악하기 위해서 캐빈의 소음저감량을 계측하였다. 공기음 가진을 위하여 스피커를 캐빈 전/후/좌/우/상부/하부 총 6면에 대하여 위치시킨 후 각 방향에 따른 소음저감량을 계측하였다²⁾. Figure 3는 캐빈 소음저감량 계측을 개념적으로 보여주며 소음저감량은 식 (2)과 같이 계산된다.

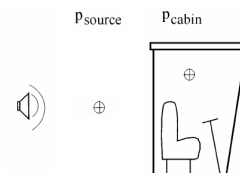


Figure 3 NR measurement layout

$$NR = 20 \log \left(\frac{P_{source}}{P_{cabin}} \right) \quad (2)$$

Figure 4는 휠로더와 굴삭기에 대한 시험 전경을 보여준다.



Figure 4 NR measurements for cabins

휠로더와 굴삭기 캐빈의 소스 위치 별 소음저감량 계측 결과는 각각 Figure 5, Figure 6와 같다.

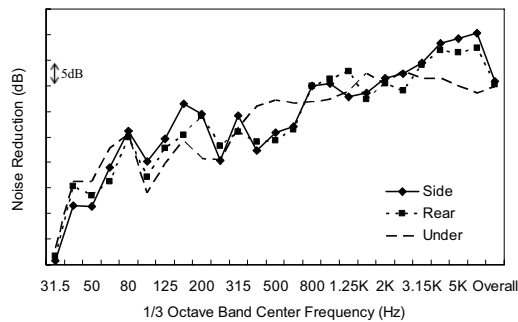


Figure 5 NR of wheel loader's cabin

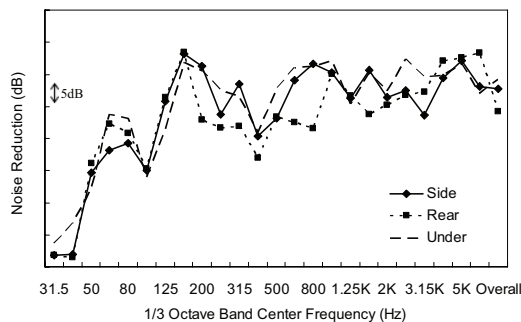


Figure 6 NR of excavator's cabin

휠로더의 경우 소스가 캐빈 하부에 위치되었을 때 소음저감량이 가장 작아 하부 구조가 공기음 차음에 취약한 것으로 판단되며 굴삭기의 경우 캐빈 후

방의 차음 성능이 가장 취약하였다.

2.4 방사 소음 시험

캐빈 마운트를 통해 전달되는 진동에 의한 고체음 전달 특성을 파악하기 위해서 캐빈 방사 소음 시험을 수행하였다. 시험 전경은 Figure 7과 같다.



Figure 7 Experimental setup for structureborne noise

캐빈 마운트 위치에 가진기를 설치하여 랜덤 신호(random signal)로 가진한 후 각 패널의 가속도와 운전자 귀 위치(driver's ear position)에서의 음압을 계측하였고, 가진 힘과 진동/소음 응답에 대한 주파수 응답 함수(frequency response function, FRF)도 함께 계측하여 방사 소음 전달 함수를 파악하고자 하였다. Figure 8는 가진 힘(N)과 운전자 귀 위치에서의 음압(Pa)의 주파수 응답 함수를 보여준다.

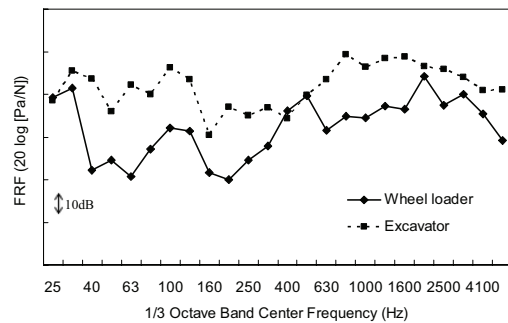


Figure 8 FRF of structureborne noise transmission

방사 소음 계측 결과를 보면 휠로더에 비해서 굴삭기가 전 주파수 대역에서 주파수 응답 함수가 큰 것을 알 수 있는데 이는 동일한 진동 수준이 캐빈에 전달 될 경우 굴삭기에서 방사 소음이 더 크게 방사됨을 의미한다.

3. 캐빈 실차 시험

흡음, 차음, 방사 소음 시험을 통해서 캐빈의 전달 함수를 파악한 이후에 실제 캐빈을 가진시키는 진동/소음원에 대한 정보를 취득하기 위해서 실차 캐빈을 대상으로 시험을 진행하였다. 공기음 전달 계산 시 필요한 공기 소음원(airborne noise source)을 파악하기 위해서 엔진, 유압 펌프, 냉각 팬, 머플러 등 주요 소음원에 대한 소음 수준을 측정하였고, 방사 소음을 계산하기 위해서 캐빈 마운트에 대한 진동값도 측정하였다. Table 1은 각 실차 캐빈에 따른 소음원 측정 항목을 나타낸다.

Table 1 Measurement position in real cabin tests

	Measurement position	Major sources
Wheel loader	Inside engine room	Engine, Cooling fan
	Under cabin	Hydraulic pump
	Rear cabin	Exhaust muffler
	Cabin mount	Vibration
Excavator	Inside engine room	Engine, Cooling fan, Hydraulic pump
	Side cabin	Main control valve
	Rear cabin	Exhaust muffler
	Cabin mount	Vibration

Figure 9, Figure 10은 각각 휠로더와 굴삭기에 대한 공기 소음원 및 실차 소음 측정결과를 나타낸다.

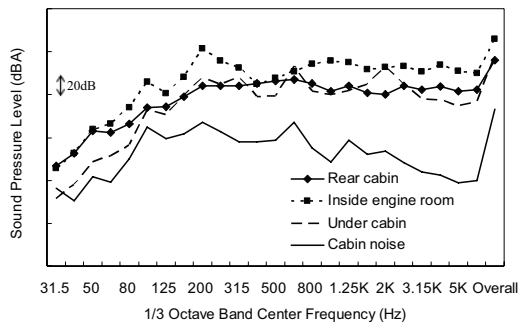


Figure 9 Wheel loader's noise source levels

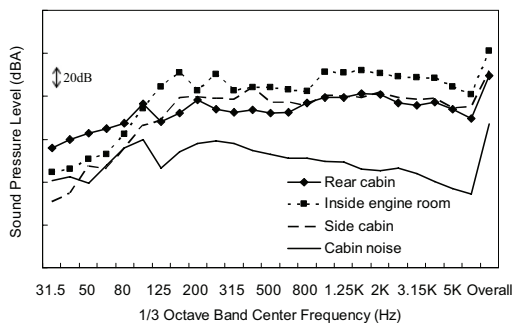


Figure 10 Excavator's noise source levels

실차 캐빈 마운트 진동 측정값은 Figure 11와 같다.

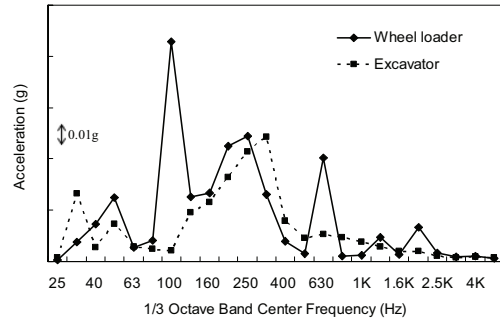


Figure 11 Vibration levels measured at cabin mounts

4. 캐빈 소음원 및 전달 경로 파악

4.1 소음원 및 전달 경로 파악 기법

2장에서 측정한 캐빈 시스템 전달 함수와 3장에서 측정한 실차 진동/소음원 측정값을 바탕으로 캐빈 소음을 공기음 및 고체음 기여도 측면에서 분해할 수 있다.

캐빈 소음 중에서 공기음 기여분의 경우 실차 공기 소음원의 소음레벨에서 캐빈의 소음저감량을 빼줌으로써 계산할 수 있으며 식 (3)과 같이 표현된다.

$$SPL_{airborne} = SPL_{source} - NR \quad (3)$$

여기서 $SPL_{airborne}$ 은 캐빈 소음 중 공기음 전달에 의한 소음 레벨을 나타내고, SPL_{source} 는 공기 소음원 레벨(Figure 9, 10), NR 은 소음원 방향에 따른 캐빈 소음저감량(Figure 5, 6)을 나타낸다.

고체음의 경우 식 (4)와 같이 2.4장에서 측정된 고체음 주파수 응답 함수와 실차 캐빈 마운트 진동값을 이용하면 방사 소음에 의한 캐빈 소음 기여분을 계산할 수 있다.

$$SPL_{structureborne} = 20 \log \left[\left(\frac{p}{f} \right) \times \left(\frac{f}{a} \right) \times a_{real\ cabin} / P_{ref} \right] \quad (4)$$

여기서 $SPL_{structureborne}$ 은 캐빈 소음 중 방사 소음 전달에 의한 소음 레벨을 나타내고, p/f 는 가진 힘과 캐빈 음압 사이의 주파수 응답 함수(Figure 8), f/a 는 가진점 가속도와 가진 힘의 응답 함수, $a_{real\ cabin}$ 은 실차 마운트에서의 가속도(Figure 11)를 나타내며 P_{ref} 는 기준 음압(reference pressure)으로 $20E-6$ Pa이다.

4.2 휠로더

휠로더에 대해서 캐빈 소음원 및 전달 경로를 파악하기 위해서 4.1과 같은 절차를 통해서 캐빈 소음을 공기음과 고체음으로 분리하였으며 결과는 Figure 12과 같다.

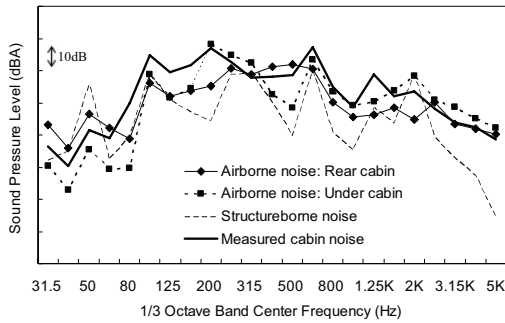


Figure 12 Cabin noise transmission path in the wheel loader

결과를 보면 휠로더 실차 캐빈 소음의 주요 주파수 성분은 100Hz, 200Hz, 630Hz 대역이며 고체음 전달에 의한 기여분은 공기음에 비해서 작으며 주요 주파수 성분 모두 공기음 전달에 의해 캐빈 소음이 영향을 받고 있음을 파악할 수 있다.

100Hz, 200Hz 대역 소음의 경우 엔진룸 소음(Figure 9)이 다른 면에 비해서 상대적으로 차음 성능이 취약한 캐빈 하부(Figure 5)를 통해서 전달되고 음향 공명 현상(Figure 2)도 기여함을 알 수 있다. 630Hz 대역 소음은 캐빈 하부의 유압 펌프 소음이(Figure 9)에서 캐빈 하부를 통해 전달됨을 파악할 수 있으며 정리하면 표 2와 같다.

Table 2 Cabin noise transmission in wheel loader

Noise peaks	Noise source	Transmission path
100Hz	Engine room noise, Acoustic resonance	Under cabin
200Hz	Engine room noise	
630Hz	Hydraulic pump	

위와 같이 휠로더 캐빈 소음에 대하여 소음원 및 전달 경로 파악이 되는 경우 캐빈 소음 저감을 위해서 하부 차음 성능을 향상시키는 연구가 최우선적으로 수행되어야 함을 알 수 있다. 또한 소음원 측면에서는 먼저 엔진룸 소음 및 유압 펌프 방사 소음을 저감시켜야 함을 알 수 있다.

4.3 굴삭기

굴삭기에 대하여 휠로더와 같은 절차를 거쳐서 캐빈 소음을 공기음 및 고체음 전달 경로로 분해하였으며 결과는 Figure 13와 같다.

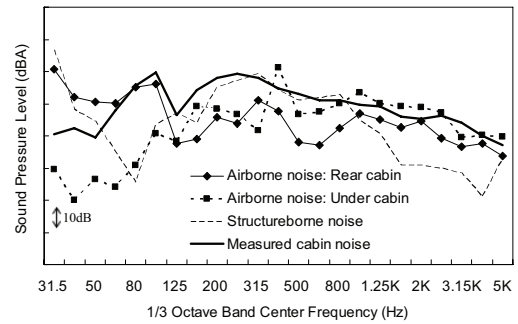


Figure 13 Cabin noise transmission path in the excavator

결과를 보면 굴삭기 실차 캐빈 소음의 주요 주파수 성분은 100Hz, 200~315Hz 대역이며 100Hz 대역 소음의 경우 배기 머플러 소음(Figure 10)이 캐빈 후방을 통해서 전달되고 있음을 알 수 있으며 음향 공명 현상(Figure 2)도 발생함을 알 수 있다. 또한 200~315Hz 대역 소음은 캐빈 마운트 진동 전달(Figure 11)에 의한 방사 소음에 기인한 것으로 파악되며 정리하면 표 3과 같다.

Table 3 Cabin noise transmission in excavator

Noise peaks	Noise source	Transmission path
100Hz	Exhaust noise, Acoustic resonance	Rear cabin
200Hz	Structureborne noise	Vibration through cabin mounts
250Hz		
315Hz		

따라서 굴삭기 캐빈 소음을 저감하기 위해서는 우선적으로 캐빈 후방 차음 성능을 향상시키고 캐빈 마운트의 진동 저감 성능을 향상시키는 방향의 연구가 최우선적으로 진행되어야 할 것으로 판단된다.

4.4 캐빈 소음 저감안 도출

4.3절에서 파악된 캐빈 소음 주요 전달 경로를 바탕으로 소음 저감 대책을 수립하고 소음 시험 및 해석을 진행하여 소음 저감안을 검증하였다.

(1) 휠로더

휠로더의 경우 캐빈 하부를 통한 공기음 전달이 주요 전달 경로였기 때문에 먼저 하부 구조의 틈새에 의한 누음(flanking noise)을 제거한 후 캐빈 소음 저감량 시험을 수행하였다. 그 결과는 Figure 14에 보인 바와 같으며, 100Hz나 200Hz 대역은 효과가 미비하였지만 630 Hz 대역에서 약 4dB의 소음저감량의 증가를 보였다.

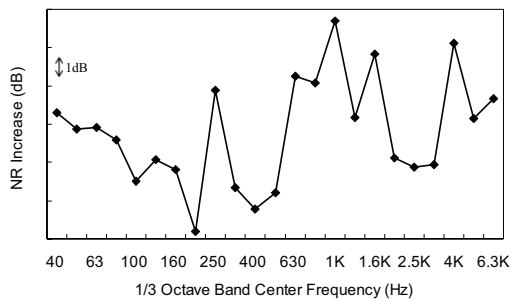


Figure 14 NR increase by removing flanking noise

또한 100Hz와 200Hz 캐빈 소음 성분의 증가 원인을 발견하기 위해 캐빈 내 음향가진시험을 수행하였으며, Figure 15에 보인 바와 같이 해당 주파수 대역에서 뚜렷한 음향모드를 발견할 수 있었다. 이에 음향모드해석을 통해 캐빈 전후 길이를 약 10cm 변경 시 해당 주파수 대역의 소음이 5dB 감소할 것으로 추정되었다.

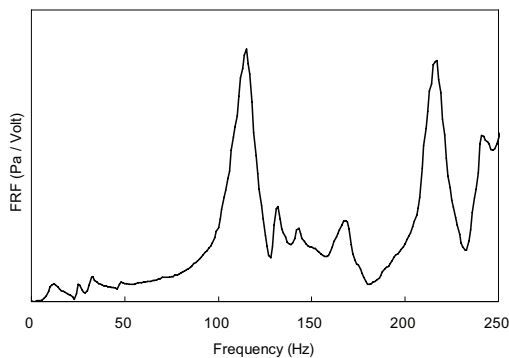


Figure 15 Acoustic excitation test result of wheel loader

(2) 굴삭기

100Hz 대역에서 휠로더와 동일하게 음향모드가 시험적으로 발견되어 음향모드해석을 통해 캐빈 전후 길이 변경 시 약 3dB의 소음저감량이 얻어짐을 확인하였다.

또한 고체음 전달을 통한 200~315Hz 대역 캐빈 소음 저감을 위해서 실차를 대상으로 기존의 캐빈 마운트에 비해 경도가 낮은 마운트로의 교체 및 지지부 보강 시험을 수행하였으며 결과는 Figure 16과 같다.

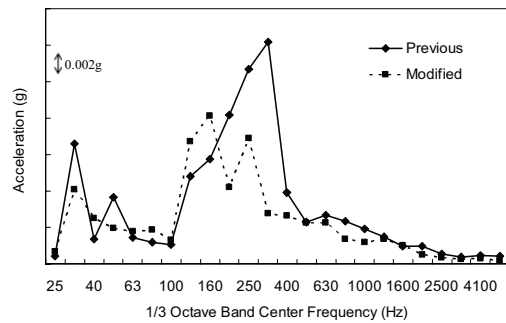


Figure 16 Comparison of vibration levels at cabin mounts

캐빈 마운트 교체 및 보강을 통해 200~400Hz 대역에서 캐빈 마운트 진동이 저감되었으며 캐빈 소음도 해당 주파수 대역에서 기존 대비 최대 8dB 저감됨을 확인하였다.

5. 결론

굴삭기와 휠로더의 캐빈 모델을 이용한 흡음, 차음 및 방사소음 시험과 실차 캐빈에서의 소음원 수준 계측을 통해 건설장비 캐빈 소음 저감을 위해 필수적으로 요구되는 캐빈 소음원 별, 전달경로 별 소음 특성이 명확히 규명하였으며, 이러한 결과를 바탕으로 캐빈소음수준이 약 3~5dB 저감할 수 있는 방안들이 체계적으로 도출되었다. 이러한 연구는 향후 건설장비 캐빈 저소음화 연구에 큰 기여를 할 것으로 판단된다.

참고 문헌

(1) Yosuke Tanabe et al., 2008, "Transfer path analysis to hydraulic excavator for reducing cabin noise caused by hydraulic pulsation," Proceedings of the Inter-Noise 2008.

(2) W. Besmet, B. Pluymers and P. Sas, 2003, "Vibro-acoustic analysis procedures for the evaluation of the sound insulation characteristics of agricultural machinery cabins," Journal of Sound and Vibration. Vol. 266, pp 407~411