

## 지게차 소음원 규명 및 소음 저감

o 송세철\*, 전범석\*, 김원영\*, 김형근\*

### Noise Source Identification and Design Changes for Noise Reduction of a Fork-Lift Truck

SECHEOL SONG, BEOMSEOK JEON, WONYOUNG KIM, HYEONGKEUN KIM

#### ABSTRACT

In order to satisfy the regulations concerned with the noise emission of fork-lift trucks and thereby increase export to the western countries, a noise reduction technique should be developed in the early design stage. In this paper, several noise sources are identified using the sound suppression method and sound intensity measurement, and their contributions to the sound levels at the operator's ears and at the distance of 7m from the vehicle are studied. For each of the major noise producing components, noise abatement alternatives are suggested and their effects are analyzed.

#### I. 서론

공장내부, 물류창고 및 토목공사 현장 등에서 주로 사용되는 지게차는 고객이 요구하는 작업에 필요한 성능과 기능은 어느 정도 만족된 상태이며 앞으로는 고객의 요구도 기능적인 것보다는 수명신뢰성, 운전의 편의성, 저진동/저소음 등 비기능적인 것에 치중될 것으로 예상되고 있다.

그중에서도 소음저감 설계기술은 제품의 경쟁력 향상을 위한 주요 관심분야로 대두되고 있고, 특히 수출을 하기 위해서는 그 지역의 소음 규제법을 만족시켜야 하며 제품의 경쟁력을 높이기 위하여 보다 낮은 소음 수준이 요구되고 있으며 고객이 제품 구매시 중요한 선택 항목이 되고 있다. 일본과 유럽의 경우 건설 장비의 캡 내외의 소음을 규제하고 있으며 소음수준에 따라

일반 장비, 저소음 장비, 초저소음 장비로 구분하여 장비에 따라 작업장을 제한하기도 하며 특히 저소음 관련 인증을 획득하는 것이 장비 사용 단가 및 사용에 있어 유리하고 최근에는 국내에서도 장비별로 소음에 대한 기준치를 선정하여 소음 규제를 시작하는 단계이다. 이와같은 추세에 따라 현재 개발되고 있는 지게차도 경쟁사와 대비하여 보다 우수한 경쟁력을 확보하고 수출시의 환경규제에 대응하기 위하여 설계단계에서부터 지게차의 소음을 감소시키기 위한 연구가 필요하다.

본 연구에서는 소형 지게차의 현 소음수준을 파악하고 음원소거법과 음향강도(Sound Intensity)법을 이용하여 소음원을 규명하였으며 이를 활용하여 소음 저감 대책을 수립하였다. 현재 장비의 소음 수준을 파악하기 위하여 주위 소음과 컷진 소음을 측정하였고 음원소거법을 통하여 주소음원인 엔진 흡기계, 배기계, 냉각팬 등의 소음 기여도와 소음 특성을 파악하였으며 장비의

---

\* 삼성중공업 전기부문

근접소음을 이용한 음향강도를 이용하여 각 방향별 소음의 방사량과 주요 소음 성분을 분석하여 지게차에서 주 소음원을 규명하였다. 이를 바탕으로 각 소음원별로 소음 개선 대책을 수립하여 저소음 지게차 개발에 활용할 수 있도록 하였다.

## II. 본론

### 1. 소음원별 기여도 분석

#### (1) 시험방법

본 연구에서 대상으로 선정된 장비는 소형 수동식 지게차로 상대적으로 소음이 심한 장비이다. 측정조건은 무부하 High Idling 상태이고, 장비의 7m 주위소음(전, 후, 좌, 우)과 운전자 컷전 소음(좌, 우)은 장비의 상태에 따라 약간의 변동이 있었고 다른 장비보다는 소음이 높은 편이었다.

장비에서 주로 소음을 발생시키는 엔진, 유압펌프, 엔진 흡/배기계, 냉각팬 등의 소음특성과 기여도를 파악하기 위하여 각 소음원별 차폐, 소거를 통한 컷전, 7m 주위 소음을 측정하였다. 엔진과 유압펌프에 대한 차폐와 소거는 어려워 그외의 소음원에 대해 음원소거법을 적용하여 기여도 분석을 하였다. 삼각대를 이용하여 1.5m 높이에서 장비의 각 방향 7m 지점에서의 주위소음과 운전자의 컷전 소음을 SLM(sound level meter)를 이용하여 측정하였다. 측정된 시험데이터를 주파수 분석기를 이용하여 소음원별 주파수 분석을 하여 각 소음원별 소음 기여도를 파악하였다. 그림 1은 주위소음과 컷전소음에 대한 각 소음원별 기여도를 나타낸다.

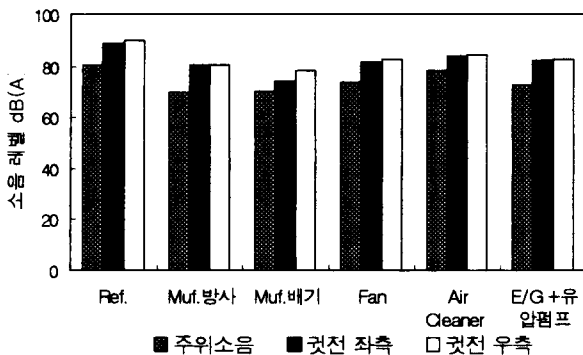


그림 1. 주요 소음원의 기여도

#### (2) 배기계

머플러에서 발생하는 소음은 크게 머플러 몸체를 통하여 외부로 방사되는 소음과 배기가스에 의한 배출소음으로 나누어 진다. 이와 같은 발생소음에 대한 기여도를 구하기 위하여 방사소음은 납판을 이용하여 머플러 몸체를 차폐하였고 배출소음은 유연하고 긴 고무파이프를 이용하여 배기가스의 배출방향과 높이를 조정하여 배기소음의 영향을 최소화하였다.

머플러에 의한 방사소음의 영향은 전체적으로 주위소음에서는 8.4%정도이고 컷전소음에서는 좌측이 13.7%, 우측이 10.5% 정도이었다. 배출소음에 의한 기여도는 주위소음에서 10%로 방사소음보다 크며 컷전소음에는 큰 기여가 없는 것으로 생각된다. 방사소음과 배출소음을 합한 머플러의 전체소음에 대한 기여도는 주위소음에서는 평균 18.4%, 컷전 좌측 10.5% 및 컷전 우측 16.7% 이다.

#### (3) 흡기계

흡기소음은 공기의 유동에 기인한 와류소음과 피스톤 및 밸브류의 충격음이 흡기관을 타고 외부로 방사되는 전달소음으로 구별된다. 이와같이 흡기계에서 발생하는 소음은 흡기 파이프와 Air Cleaner에서 발생하게 되므로 흡기계에 의한 기여도를 파악하기 위하여 부드럽고 내면이 매끄러운 긴 고무호스를 이용하여 대형 Air Cleaner를 엔진 Hood 외부에 두고 시험을 하였다.

지게차의 여러 소음원중에서 흡기계에 의한 소음의 기여도 가장 크며 주위소음에 대한 기여도는 43.5%이고 이중에서도 좌측과 우측에 대한 기여도가 크다. 그림 2는 주위소음(우측)에 대한 흡기계의 영향을 나타낸 것으로 폭발 2차성분이 주 소음 성분임을 알 수 있다. 컷전소음에 대한 기여도도 좌측이 29.2%, 우측이 30.8% 로 가장 크다.

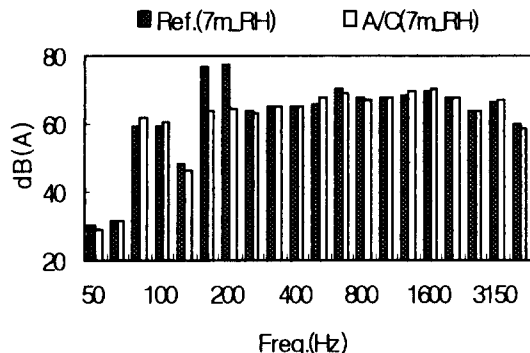


그림 2. 주위소음(우측)에 대한 흡기계의 영향

#### (4) 냉각 팬

냉각시스템에서 발생하는 여러 가지 소음원중에서 가장 큰 영향을 끼치는 것은 냉각팬으로 팬 소음은 넓은 범위의 주파수 특성을 나타내는 난류소음과 공기가 팬을 통과하면서 날개의 회전에 의하여 발생하는 이산적인 회전소음으로 나누어지며 냉각팬을 탈거하여 팬에 의한 기여도를 파악하였다.

지게차에서 발생하는 팬 소음은 주로 날개수에 관련된 회전소음이며 주위소음에 대한 기여도는 22.1%이고 팬이 Blow Type이므로 전, 후방향으로 가장 크게 기여하고 있으며 컷전 소음은 18.7%의 기여도를 갖고 있다.

#### (5) 흡, 차음재

일반적으로 흡, 차음재는 장비에서 발생하는 소음을 차단하거나 감소시키기 위하여 사용된다. 지게차에는 운전석을 지지하는 엔진 후드와 발을 놓는 발판(floor plate)이 있으며 이들은 어느 정도의 차음효과를 갖고 있다. 또한 후드와 발판의 내면에는 흡음을 위하여 흡음재를 부착하며 후드와 발판에 의한 흡, 차음효과를 파악하기 위하여 후드와 발판을 제거한 후 시험을 수행하였다.

발판에 의한 흡, 차음효과는 주위소음에서 1.9dB(A)이고 주로 좌측과 우측방향에서 지대하고 컷전 소음에서는 좌측에서 1.9, 우측에서 1.4 dB(A) 정도의 효과를 갖고 있고 부착된 흡음재가 얇아 큰 흡음효과는 없었다.

## 2. 음향강도(Sound Intensity) 분석

### (1) 개요

일반적으로 음압은 음원으로부터의 거리 및 음파가 존재하는 음향환경(음장)에 의해 좌우되므로 기계가 어느 정도의 소음을 발생하느냐에 대해 정량화하기는 어렵기 때문에 주위환경에 대하여 거의 무관하며 음원의 시끄러움을 나타내는 고유한 수단으로 음향파워를 사용한다. 진동하는 기계류에서는 어느 부분이나 음향에너지를 발산하고 있으며 음향파워는 이 에너지의 방사율(단위시간당 에너지)을 나타내며 음향 강도는 한 점에서 단위 면적을 통과하는 에너지 유동률을 표시한다.

음향강도는 크기와 방향을 가지고 있는 벡터량이고 음압은 크기만을 가지는 스칼라량이다. 음향강도는 단위면적당 에너지의 평균 유동량이며 유동하는 특정 단위 면적에 수직인 방향으로 측정하므로

음향강도에 단위면적을 곱하면 음향 파워를 쉽게 구할 수 있다. 음향강도 측정시 주위의 압소음은 음향파워를 결정하는데 아무런 기여를 못하고 다른 기계들이 소음을 방사하고 있어도 개개의 기계나 요소에 대한 측정이 가능하며 크기와 방향을 가지는 벡터량임으로 음원의 위치를 찾는 데에도 유용하다.

일반적으로 음향강도는 음압과 입자속도의 곱의 시간 평균된 값이고 음압은 하나의 마이크로폰으로 측정이 가능하지만 입자속도를 측정하는 것은 쉽지 않다. 그러나 입자 속도는 선형화된 Euler 의 식에 의해 압력 구배(거리에 따라서 순간압력이 변화하는 비율)와 연계하여 아래의 식으로 구할 수 있다.

$$a = -\frac{1}{\rho} \nabla p \quad (1)$$

임의의 한 방향에 대한 속도벡터는

$$\frac{\partial u}{\partial x} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} \quad (2)$$

임의의 시간에 대해 적분하면 속도는 식(4)와 같이 되고

$$u = -\int \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} dt \quad (3)$$

$$u = -\frac{1}{\rho} \int \frac{p_B - p_A}{\Delta x} dt \quad (4)$$

여기서 평균음압과 음속을 이용하여 음향강도를 구하면 식(7)과 같이 된다.

$$I = \overline{p \cdot u} \quad (5)$$

$$p = \frac{p_A + p_B}{2} \quad (6)$$

$$I = -\frac{p_A + p_B}{2\rho\Delta x} \int (p_B - p_A) dt \quad (7)$$

### (2) 시험 방법

장비의 표면에서 근접한 소음을 2개의 마이크로폰을 이용하여 무부하 High Idling 상태에서 음향강도를 측정하여 각 방향별 음향출력과 각 음원별 소음의 기여도 분석을 하였다. 음향강도 측정용 Probe에 12 mm Spacer를 사용하여 장비의 밀면을 제외한 전, 후, 좌, 우

및 윗쪽의 각 면을 작은 요소로 분할하여 각 요소의 중앙에서 장비 외곽면에서 30 cm 정도 떨어진 거리에서 총 124점에서 음향강도를 측정하였다.

### (3) 음향 강도를 이용한 분석

#### 1) 방향별 특성

전체적으로 소음이 가장 많이 방사되는 방향은 우측방향(31.6%), 좌측방향(30.9%), 뒷방향(20.4%), 앞방향(9.3%) 및 윗방향(6.9%)의 순서이며 장비 밀면으로 방사되는 소음은 측정이 어려워 측정하지 못하였고, 장비의 밀부분이 뚫려 있어 아래 방향으로 방사되는 대부분의 소음이 지면과 인접한 부분으로 다시 방사되는 것으로 생각된다.

앞쪽에서는 팬과 유압펌프 소음의 영향이 크며 뒷 방향은 팬에 의한 성분이 지배적이고 폭발 1차와 유압 2차에 의한 방사소음이 큰 영향을 미친다. 좌측 방향은 폭발 2차와 유압펌프 성분에 의한 소음이 지배적이며 우측 방향은 전체적으로 가장 소음이 많이 방사되는 방향이며 폭발 2차성분이 지배적이고, 이 성분은 폭발에 의한 성분과 흡기제에서 공기 유입에 의한 성분이 포함되어 있다. 윗 방향은 주로 팬 2차 성분과 유압펌프에 의한 성분이 지배적이며 엔진의 폭발성분과 같은 저주파성분의 영향은 적고 주로 500Hz 이상 주파수영역에서의 소음이 지배적이며 Pre Cleaner가 부착되어 있는 왼쪽 끝부분의 소음이 가장 크다. 그림 3에서와 같이 전체적으로 소음이 많이 방사되는 부분은 모든 방향에서 개방되어 있는 밀부분과 배기가스를 배출하기 위하여 개방되어 있는 CWT의 구멍부분이다. 그림 4는 각 방향별 음향강도를 나타낸 것이다.

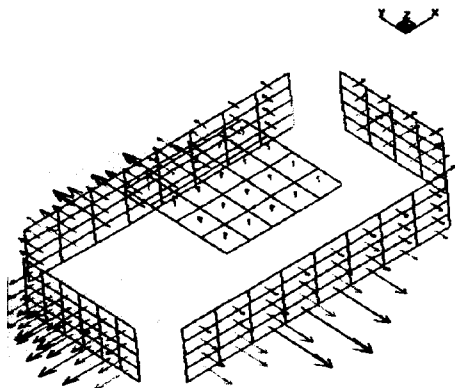


그림 3. 측정면에서의 음향강도

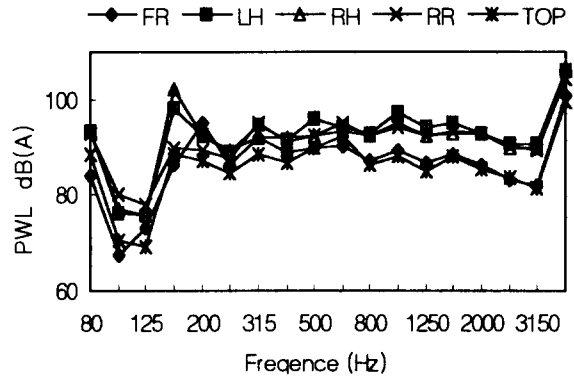


그림 4. 각 방향별 음향강도

#### 2) 주파수별 특성

전체 소음원중에 가장 큰 영향을 끼치는 성분은 엔진 폭발 성분(특히 2차), 팬(1, 2차), 유압펌프(2, 1, 3차)이고 1/3 Octave 분석을 통하여 각 주파수밴드 별 기여순서는 그림 5와 같이 160(폭발 2차성분), 1000(유압펌프 2차), 630(팬 2차성분), 315(팬 1차성분) Hz 대이다. 폭발 1차 성분은 뒷부분으로 가장 큰 소음을 방사하고 좌, 우 방향과 윗 방향의 왼쪽 끝부분으로 소음을 방사하고 있으며 폭발 2차 성분은 좌, 우 밀방향으로 소음을 방사하고 전체 소음중에 가장 큰 기여를 하고 있다. 팬 1차 성분은 앞방향과 뒷방향 및 왼쪽방향으로 소음을 방사하고 있다. 유압펌프 1차 성분은 주로 왼쪽 방향과 윗방향의 앞쪽으로 소음을 방사하고 있으며 유압펌프 2차 성분은 주로 왼쪽방향으로 소음을 방사하고 있다.

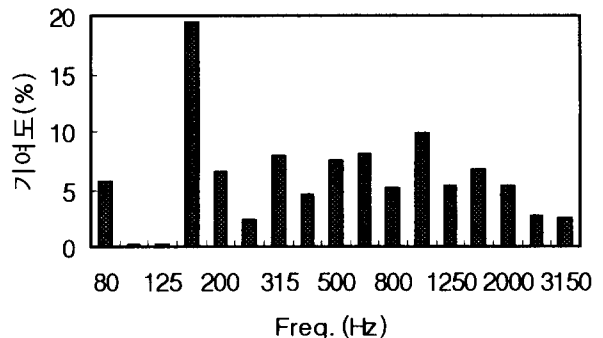


그림 5. 각 주파수별 기여성분

### 3. 저소음화 대책

#### (1) 흡기계(Air Cleaner 변경)

여러 소음원중에서 흡기계가 가장 소음에 영향이 크므로 기존의 Air Cleaner의 표면에 납판을 부착하여 방사소음을 감소시키는 방법과 동일한 엔진에 사용되는 다른 형태의 Air Cleaner로 교체하여 소음을 감소시켰다. 지게차에 사용되는 Air Cleaner는 먼지를 제거하기 위한 Element가 1개인 구조로 진동에 취약하고 소음을 쉽게 방사할 수 있는 구조이고 교체한 Air Cleaner는 2개의 Element(primary & safety element)로 구성되어 공기의 유입구조도 다르고 소음과 진동에 보다 유리한 구조로 되어있다. 구조가 다른 두개의 Air Cleaner에 대한 흡입저항과 근접소음을 측정하기 위하여 흡입저항을 측정할 수 있는 성능시험기에 두개의 Air Cleaner를 장착한 후 공기의 유량을 증가시키면서 흡입저항과 근접 소음을 측정하였고 이를 통해서 Air Cleaner에서 발생하는 소음은 흡입저항에 비례하지는 않으며 내부구조에 의한 영향이 큰 것을 알 수 있었다.

기존 Air Cleaner에 납판을 부착하여 차음한 경우에는 7m 주위소음은 평균 1.1 dB(A) 감소하였고 특히 우측이 2.1, 뒷 방향이 1.3 dB(A) 감소되었고, 컷전 소음은 좌측이 0.8, 우측이 1.8 dB(A) 감소하였다. 구조가 다른 Air Cleaner로 교체하여 장착한 경우는 전체적으로 기존 Air Cleaner를 변경한 경우보다 소음이 많이 감소되었고 평균 주위소음은 1.6 dB(A)로 기존 Air Cleaner를 변경한 경우보다 0.5 dB(A) 더 감소하였고 특히 우측은 3.4, 좌측은 1.5 dB(A) 감소하였고 컷전 소음은 좌측이 1.7, 우측이 1.9 dB(A) 감소하였다. 기존의 장비에서 흡기소음의 주 소음영역인 폭발 2차 성분이 많이 감소하였으므로 현재 사용중인 Air Cleaner에 대한 구조변경이나 다른 구조의 Air Cleaner로 변경이 필요하다고 여겨진다.

## 2) 배기계(Muffler 변경)

일반적으로 사용되는 머플러는 엔진배기량을 기준으로 하여 4 ~ 6 배정도의 용량을 가진 것을 선택하는데 소형 지게차에 장착되는 머플러는 상대적으로 작고 내부구조도 단순하여 소음에 불리함으로 이를 개선하기 위하여 용량이 보다 큰 머플러를 장착하였다. 변경된 머플러에서 Tail Pipe의 방향이 후방정면으로 되어 있어 후방의 소음이 감소하지 않아 방향을 후방과 좌측의 중간으로 변경하여 후방에서의 소음을 감소시켰다.

이 경우에 컷전소음에는 거의 영향이 없고 주위소음은 전체적으로 0.9 dB(A)정도 감소하였으며 주로 좌측 방향의 소음이 1.3 dB(A) 감소하였고 뒷방

향의 소음은 Tail Pipe의 방향이 뒷방향의 정면으로 되어 있어 큰 감소는 없었으나 배기소음의 음색이 많이 개선되었다. Tail Pipe의 방향을 C.W.T 안쪽으로 하여 배기가스의 방향을 좌측과 후측의 중간으로 변경하여 뒷쪽 방향의 소음을 2 dB(A)정도 감소시킬 수 있었고 Tail Pipe의 방향이 뒷쪽 방향의 소음에 영향이 크다는 것을 알 수 있었다.

## 3) 흡음재 변경

기존의 E/G Hood와 Floor Plate에 부착되어 있는 흡음재가 두께가 얇고 흡음효과가 거의 없어 이를 제거하고 주 소음발생영역의 소음을 감소시킬 수 있도록 적절한 두께의 흡음효과가 좋은 흡음재를 부착하였다. 또한 엔진의 밀부분에서 발생하는 소음이 전파되는 것을 막기 위하여 Floor Plate에 있는 Open Hole을 차폐하였다.

이 경우 주위소음에는 큰 영향이 없었으며 컷전 소음은 흡음재에 의한 흡음효과에 의해 우측이 3.5, 좌측이 1.9 dB(A) 정도 소음이 감소되어 다른 부분의 변경보다 컷전 소음에는 가장 큰 효과가 있었다.

## 4) 방사소음 차폐(Under Cover 장착)

음향강도분석을 통하여 장비에서 방사소음이 가장 많이 방사되는 부분은 개방되어 있는 밀부분으로 이 부분에서 방사되는 소음을 감소시키기 위하여 장비 Main Frame의 밀면에 철판을 부착하고 그 위에 흡음재를 부착하였다.

이로 인해 주위소음은 평균 0.9 dB(A)정도 감소하였고 특히 앞방향과 좌측방향의 소음이 많이 감소하였고 컷전 소음은 오히려 증가하였는데 이는 밀부분으로 방사되던 소음이 Under Cover에 의해 반사되어 컷전 소음이 증가한 것으로 생각된다. 뒷쪽 방향의 소음은 주로 팬과 Muffler의 배기소음에 의해 좌우되므로 영향이 거의 없었다.

엔진의 흡,배기계에 대한 개선과 흡,차음재의 사용에 의하여 표 1에서와 같이 주위소음은 4.3 dB(A), 컷전 좌측은 2.6 dB(A), 우측은 5.5 dB(A) 정도 감소시킬 수 있었고 컷전 좌측소음은 Pre Cleaner의 영향으로 상대적으로 감소량이 작았다. 그림 6은 최종적으로 소음 개선을 수행한 후 주위소음(우측)의 소음을 나타내고 그림 7은 컷전 우측 방향의 소음을 나타낸 것이다.

표 1. 각 개선 항목별 소음 저감 효과

	소음 저감치 dB(A)		
	주위 소음	컷전 좌측	컷전 우측
Air Cleaner 교체	-1.6	-1.7	-1.9
Muffler 교체	-2.5	-1.2	-1.9
흡음재 부착	-2.6	-3.1	-5.4
Under Cover 장착	-3.5	-2.3	-4.9
Tail Pipe 변경	-4.3	-2.6	-5.5

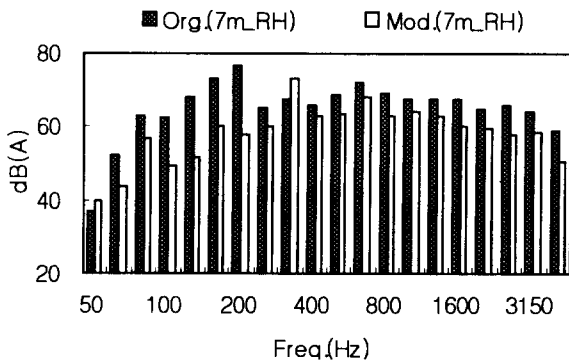


그림 6. 소음 개선 전, 후 주위소음(우측)

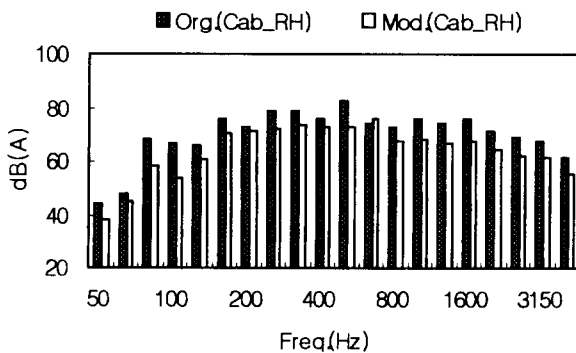


그림 7. 소음 개선 전, 후 컷전 소음(우측)

### III. 결론

소음원소거법과 음향강도법을 이용하여 소형 지게차의 현재 소음수준, 특성 및 소음원을 규명하였으며 이를 활용하여 각 소음원별 저감 방안을 수립하였고 이를 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 지게차의 소음원에 대한 차폐와 소거를 통하여 각 소음원에 대한 기여도를 파악하여 주요 소음원을 알 수 있었고 컷전 소음은 주로 500 Hz 이상이 주 소음영역임을 알 수 있었다.

2) 음향강도(sound intensity)법을 이용하여 각 방향별 음향 출력, 음원별 특성, 각 주파수별 특성을 파악할 수 있었다.

3) 장비의 소음을 저감하기 위하여 엔진 흡,배기계에 대한 개선을 하였고 흡,차음을 위하여 엔진 후드에 흡음재 변경 및 Under cover 장착으로 장비의 소음 저감 방안을 수립하여 주위소음은 4.3, 컷전 좌측 2.6, 우측 5.5 dB(A) 감소시킬 수 있었다.

### 참고문헌

1. K.B.Park, S.K.Lee, S.H.Lee, "A case study on the characteristics of a lift truck", International Symposium on Vehicle NVH, pp. 49-60, 1996.
2. 김덕신, 장한기, 이성호, "지게차의 소음저감 연구", 소음진동공학회 추계학술논문집, pp. 99-103, 1995.
3. 김태정, 홍상범, "4기통 엔진의 흡기계 소음제어", 소음진동공학회 추계학술논문집, pp. 77-83, 1996.
4. Y.Nishio, T.Kohama, "New approach to low-noise air intake system development", SAE 911042, pp. 25-37, 1991.
5. E.F.Ellingson, "A systematic approach to noise reduction of army fork lift trucks", SAE 760600, pp. 1-17, 1976.

6. 정일복, "소음, 진동 이론과 실무" ,  
신광문화사, 1991.
7. L.L.Beranek, "Noise and vibration control",  
Institute of noise control engineering, 1989.
8. M.L.Munjal, "Acoustics of ducts and  
mufflers", John Willey & Sons, 1986.