

중형 엔진 시운전장의 소음 원인 규명

⁰조상연*, 오국택*, 김홍원*, 하지수*, 김광수**

Certification of Noise in Medium Speed Diesel Engine Test Shop

S. Y. Cho, K. T. Oh, H. W. Kim, J. S. Ha, and K. S. Kim

ABSTRACT

In operating test of medium speed diesel engine, the large noise over 110dBA would be occurred, and silencer should be needed to prevent the transmission of noise through exhaust duct. A near neighborhood of medium speed engine test shop, outbreak of low frequency noise was reported. From the result of noise measurement, it was found that the coupling of engine noise and air column between workshops was main cause of annoying low frequency noise. From this study, 3 ways of reformation methods were proposed; insertion of plenum chamber, placement of baffles, and alteration of direction of exhaust. As a result of these modification, low frequency noise was cancelled out.

1. 서론

중형 디젤 엔진이나 대형 엔진 등 제작 후 성능 모의 시험을 위하여 엔진의 부하(load)를 변화시키면서 최고 부하까지 시운전을 수행하게 된다. 엔진 시운전시에는 작업장 내에 110dBA 이상의 매우 큰 소음이 발생하게 되며 따라서 이렇게 과도한 소음이 작업장 밖으로 전달되는 것을 막기 위하여 건물의 벽면에 차음재를 사용하고 배기구 쪽에 소음기를 설치하게 된다. 이 경우 사용되는 대용량의 소음기는 그 설계 방법이 이미 당사에서 수행한 여러 연구들을 통해 결정되어 있으며^{1,2} 그 효과도 입증된 바 있으나 금번에 설치한 중형 엔진의 시운전장 주변에서 큰 저주파의 소음이 발생하는 문제가 발생하였다. 이때 발생한 소음의 특성은 사전 조사 결과 시운전장 자체에 있다기보다는 시운전장 주변에 위치한 다른 작업장과의 상호 작용에 의한 것으로 판단되었다. 본 연구에서는 중형 엔진

시운전장과 그 주변에서 발생한 저주파 소음의 원인을 규명하고 이의 제어를 위한 방법을 제시하였으며 그 효과를 확인하였다.

2. 발생 소음의 특성 확인

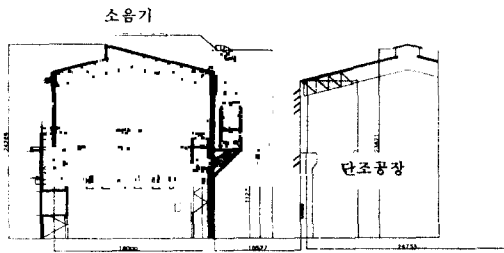
중형 엔진 시운전장에서 발생하는 소음의 주된 전파 경로는 벽면과 배기구로 볼 수 있다. 그런데 이 배기구는 건물의 옆쪽에 위치하고 있는데 바로 근처에 아래 그림 1과 같이 다른 작업장 (단조 공장)이 위치하고 있다. 시운전장에서 발생된 소음이 단조 공장과의 사잇길에서 매우 크게 나타나 작업자들의 작업 환경이 악화되어 이에 대한 수정이 필요하였다. 이 소음의 특성은 매우 낮은 주파수를 갖는 공진음의 성분을 지니고 있었으며 이 소음이 단조 공장에서 발생하는 소음과 어울려 주변에 매우 큰 소음도(sound pressure level)를 나타내고 있었다. 여기서 주된 소음원은 시운전 중인 중형

* 현대중공업 산업기술연구소 에너지연구실

** 현대중공업 중형엔진조립부

엔진에서 발생되고 있는 소음으로 시운전장 내에서 110dBA에 가까운 큰 값을 나타내고 있었다. 특이한 것은 시운전장 내부에서 발생하고 있는 소음은 비교적 고주파의 특성을 지니고 있는데 반해 바로 작업장 문밖의 사잇길에서는 저주파 특성이 강하게 나타나고 있다는 점이였다. 일반적으로 귀마개와 같은 보호구를 이용할 경우, 저주파 소음 성분에 대한 차음 효과가 떨어지기 때문에 전체적인 소음도가 크지 않더라도 실제적으로 느끼는 소음도는 클 수 있으며 이러한 이유로 저주파 특성을 제어해야 할 필요가 있다.

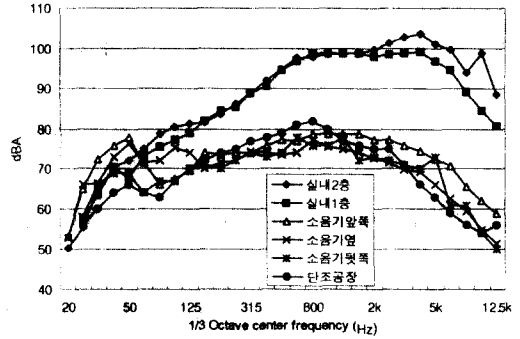
측정에 앞선 사전 조사 결과 이러한 소음 문제가 발생한 원인을 다음과 같이 파악할 수 있었다. 첫째로 엔진에서 방출되는 저주파 소음을 배기구에 설치한 소음기(silencer)가 충분히 잡아주지 못하고 있었으며 둘째, 배기 유동의 형태가 균일하지 않고 단속적인 폭발형이었으며 셋째, 여러 대의 엔진을 동시에 시험하기 때문에 최대 부하 시 유량이 크며 맥놀이(beating)현상이 나타나고 있었다. 끝으로 그 배기 방향이 사잇길 쪽을 향하고 있는데 그림 1과 같이 단조 공장과 엔진 시험동의 벽면 높이가 비교적 높고 사잇길의 폭이 좁아서 마치 캐비티(cavity)의 형태를 띄고 있었으며 이 사이의 공기층(air column)이 소음기 배기구에서의 가진에 의해 공진할 가능성이 있었다.



[그림 1] 단조 공장과 엔진 시운전장 사이의 측면도

3. 측정 결과

위와 같은 사실을 확인하기 위해 소음기를 이용



[그림 2] 중형 엔진 시운전 동 내부와 사잇길에서의 소음도

[표 1] 여러 측정 위치에서의 소음도

실 내		실 외	
위 치	소음도 (dBA)	위 치	소음도 (dBA)
시운전장 1층	103	소음기 전방	88.1
배기 덕트 쪽	108	소음기 측면	84
단조 공장 내	88	소음기 후방	85

한 측정을 수행하였다. 사용한 장비는 B&K사의 소음기(sound level meter) type 2230에 1/3 옥타브 필터(octave filter)인 type 1625를 장착하여 사용하였다.

그림 2는 여러 위치에서 측정된 소음의 옥타브 분석 결과이고 표 1은 각각의 위치에서 측정된 전체 소음도(total SPL)이다. 먼저 전체 소음도를 보았을 때, 외부에서 측정된 결과가 시운전동 내에서 측정된 값보다 대략 20dBA 정도 작게 나오는 것을 확인할 수가 있다. 이는 시운전동 벽체나 소음기의 차음 효과가 충분히 높음을 나타내고 있다. 시운전동 내부의 소음은 엔진이 놓여 있는 곳에서 측정된 값보다 엔진의 배기구가 있는 2층에서 측정된 결과가 더 크게 나왔다. 즉, 엔진에서 발생된 소음이 배기 덕트를 통해 더 크게 방출된다는 것

을 확인할 수 있다. 주파수 분석 결과에서 두 결과의 경향성이 유사하지만 배기 덕트로 나가는 소음은 50~160Hz 정도의 저주파 성분과 2kHz이상의 고주파 성분이 늘어났음을 확인할 수 있다. 특히 고주파 성분은 배기 가스에 의한 유동 소음으로 이것이 두 값의 차이를 만들고 있다. 저주파 대역에서는 특별한 값이 측정되지는 않으나 실제로 공장 외부에서 관찰한 바에 의하면 맥동하는 배기 형태를 관측할 수 있었으며 저주파의 맥동음이 방출되고 있는 것으로 관측되었다. 소음기의 성능 확인을 위해 사잇길에서 측정된 세 값은 각각 소음기 출구 방향, 소음기 출구의 옆면, 소음기 출구의 뒷면에서 측정된 결과이다. 소리의 방향성에 의해 전체 소음도는 출구 방향에서 가장 큰 값을 나타내고 뒷면, 옆면의 크기는 서로 유사하다. 그런데 이 결과에서 주파수 특성을 살펴보면 앞서 시운전장 내에서 측정된 결과와는 달리 저주파 영역에서 큰 피크를 볼 수 있다. 출구 방향에서 측정할 경우 이러한 경향성은 더 뚜렷이 나타날 뿐만 아니라 지배적인 값으로 나타나고 있다. 특히 소음기 정면과 옆 방향에서 측정된 결과는 저주파 신호가 엔진 시운전장 내부 이상의 값을 나타내고 있다. 저주파 영역을 지나서 엔진 자체 소음과 유사하게 증가하던 소음 특성은 다시 800Hz 이상의 고주파 영역이 되면 뚜렷한 감소세를 나타내게 된다. 이것은 벽면의 차단과 소음기에 의한 감쇠(attenuation) 때문인 것으로 사료된다. 시운전장 안쪽의 결과와 비교해보면 알 수 있듯이 중심 주파수가 약 50Hz 인 저주파 영역에서 발생하는 소음의 증가는 엔진 시험동 쪽의 소음의 특성과는 상관없이 발생하고 있다. 이와 같이 저주파 영역에서의 소음 증가가 일어나는 이유는 엔진에서 방출되는 50Hz대역의 소음이 단조 공장과의 사잇길의 공기층을 가진 하여 공진을 일으키기 때문으로 판단되었다. 공기층의 공진 주파수는 다음의 식 1과 같이 결정된다.

$$f_a = \frac{nc}{2L} \quad (\text{식 1})$$

이때 n은 모드(mode)수, c는 음속, L은 사잇길의 폭이다. 사잇길의 폭이 약 10.5m이고 상온으로 가정하였을 때 공진 주파수는 3번째 모드가 49Hz가 되며 유사한 주파수의 가진에 의해 공진이 일어날 수 있다. 단일 엔진이 작동하고 있을 경우, 엔진의 rpm과 실린더 수, 행정수 등에 의한 작동 주파수(firing frequency)는 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$f_w = \frac{m \times rpm}{60s} \quad (\text{식 2})$$

단, m은 실린더 수, rpm은 엔진 회전수, s는 2행정일 때 1, 4행정일 때 2 이다.

여기서 계산된 값은 8실린더 4행정, 720 rpm의 경우 48Hz이다. 결국, 엔진의 운전에 의해 발생한 저주파의 소음 성분의 가진에 의해 두 공장간의 사잇길에서 공진이 발생하여 저주파의 강한 소음이 야기되는 것으로 판단할 수 있다.

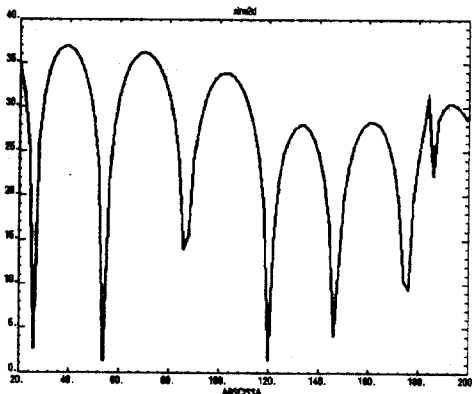
단조 공장 내에서의 소음을 측정된 결과 전체 소음도는 소음기 출구 방향에서 측정된 값에 근접한 값을 갖고 있고 주파수 분석 결과 800~1kHz대역에서 높은 값을 나타내고 있다. 실제로 지배적인 소음은 이 대역의 소음으로 판단되지만 이는 단조 공장 자체에서 발생하는 소음이다. 엔진 시운전 중에 단조 공장 내부에서 측정된 결과에서도 50Hz대역의 소음이 나타났다. 결국 문제가 된 저주파의 소음은 엔진 자체에서 발생된 저주파 성분의 소음이 기존의 소음기에서 충분히 약화되지 못하고 사잇길에 공진을 일으키기 때문에 발생하는 것으로 보이며 이를 막는 방법을 찾아야 할 것으로 분석되었다. 기존에 설치된 소음기를 단순 확산형의 소음기로 가정한다면, 전달 손실의 형태는 다음 식 3과 같이 나타난다.³

$$L_T = 10 \log_{10} \left[1 + \frac{1}{4} \left(\frac{A_1}{A_2} - \frac{A_2}{A_1} \right)^2 \sin^2 \left(\frac{\omega l}{c} \right) \right]$$

(식 3)

이 식에서 볼 수 있듯이 단면이 일정한 소음기라면 전달 손실은 $\sin \omega l / c = 1$ 을 만족시키는 순간에 최대값을 갖게 된다. 전달 손실 값이 큰 주파수에

서는 소음기 밖으로 나오는 소음이 작고, 이 값이 작으면 해당되는 주파수의 소음이 크게 나오게 되는데 간단한 계산 결과 최대값은 20.6Hz의 정수 배에서 얻어진다. 이 결과를 통해 보면 감쇠가 50Hz대역에서 그다지 크게 이루어지고 있지 않음을 알 수 있다. 실제로 사용된 소음기는 전체 높이가 10m이고 단면의 외경이 2m나 되는 대형으로 1차원 가정 성립하는 영역은 대략 134Hz정도가 된다. 실제 관심 영역은 100Hz안쪽의 저주파 영역이므로 위의 식 3을 그대로 사용하여도 상관이 없으나 소음기의 흡음율을 향상시키기 위해 내부에 평행 격판의 역할을 하는 실린더형 흡음재가 삽입되어 있으므로 보다 정확한 계산을 위해 소음 해석 코드인 Sysnoise를 이용하여 소음기 형상에 의한 소음의 감쇠를 확인해 보았다.⁴ 그 결과는 다음의 그림 3과 같이 나타나며 앞서의 수계산과 마찬가지로 50Hz대역에서 그다지 좋지 않은 특성을 보인다.



[그림 3] 소음기의 감쇠

4. 해결 방법의 제시

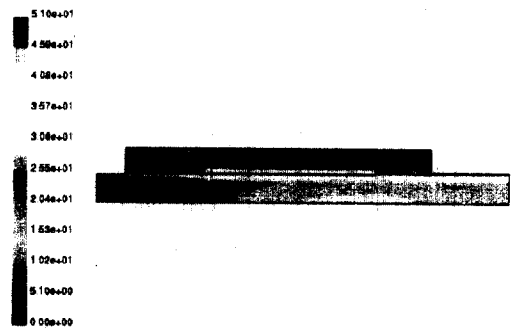
이와 같이 파악된 문제에 대하여 다음과 같은 세 가지의 제어 방법을 제시하였다.

- 엔진의 배기 가스가 통과하는 유로에 적당한 부피의 plenum chamber를 설치한다.
- 소음기에 다공비 50%의 다공 격판(baffle)을

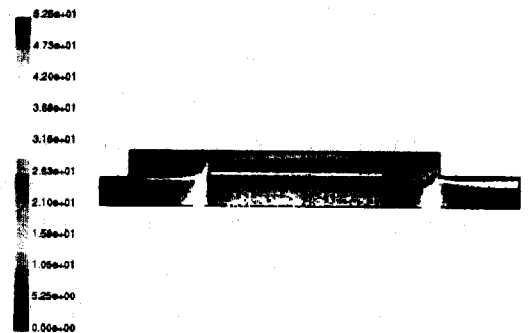
설치한다.

- 소음기의 배기 방향과 위치를 변경한다.

각각의 역할을 살펴보면 다음과 같다. 문제가 되고 있는 주파수 대역의 소음은 특히 엔진의 부하가 최대의 값을 나타낼 때 심하게 발생한다. 따라서 air surge tank로서의 역할을 수행하여 유동의 맥동을 막고 안정화에 기여할 수 있도록 Plenum chamber (혹은 receiver)를 배기 관로의 중간에 삽입하였다. 동시에 50Hz 대역의 감쇠가 최대가 되도록 크기를 결정하여 이 영역의 소음 신호를 filtering 할 수 있도록 설계하였다.



[그림 4] 격판이 없는 경우의 유속

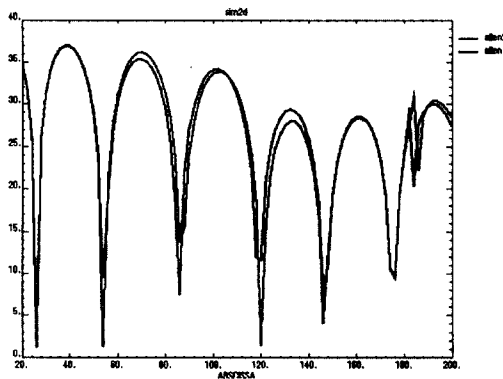


[그림 5] 격판이 있는 경우의 유속

다공 격판 역시 엔진에서 발생하는 맥동을 막기 위한 목적을 가지고 설치하였다. 다공 격판을 유동에 수직하게 위치시키게 되면 소음기 내의 유속을 감소시키고 유동이 소음기 단면에 걸쳐서 균일하게 흐르도록 하여 맥동을 감소시키는 역할을 하게

된다. 또한, 실린더의 내, 외벽과 소음기의 벽면에는 흡음재가 부착되어 있는데 격판에 의해 유속이 감소하므로 흡음 효과의 향상을 가져올 수 있다. 격판의 이러한 역할은 상용 코드인 Fluent를 이용한 수치 해석 결과에 잘 나타나 있다. 위의 그림 4와 5에서 확인할 수 있듯이 격판이 없을 경우는 유동이 거의 대부분 중앙의 실린더 내부로만 흐르게 되며 그 유속 또한 빨라서 흡음 효과가 작게 된다. 그러나 격판을 설치한 이후의 유동은 소음기 전체 단면에 걸쳐 고르게 흐르게 되어 안정화되며 유속도 흡음재가 위치한 곳에서 20m/s안쪽의 충분히 작은 값을 갖게 된다. 격판을 설치하였을 경우, 유동에 형성되는 난류 강도(turbulent intensity)가 약화되어 소음의 제어에 도움을 줄 수 있을 것으로 기대되었으나 수치 해석 결과 난류 강도의 최대값이 1%정도 주는 것으로 나와 그다지 큰 영향은 없는 것으로 판단되었다.

또한 격판의 존재가 partitioning의 역할을 하여 전달 손실이나 감쇠의 형태가 변할 것으로 기대하였으나 해석 결과, 그림 6에서 볼 수 있는 바와 같이 공진 점에서의 값이 10dB정도 줄어드는 변화만 보일 뿐 주파수 축상의 변화나 최대값의 변화 등은 나타나지 않는 것으로 계산되었다.



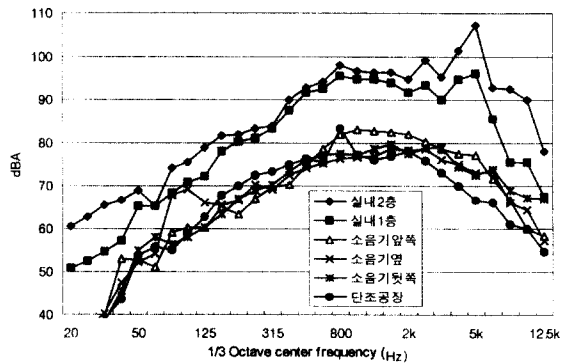
[그림 6] 격판 유무에 따른 감쇠 특성

다음으로 사잇길에서의 공진 현상을 막기 위하여 배기구의 방향을 변경하였다. 엔진 시운전동의 배기구는 앞서 본 바와 같이 두 공장간의 사이에 놓

여 있으며 배기 방향이 정확히 사잇길 쪽을 향하고 있었다. 배기구를 다른 곳으로 옮겨 사잇길의 공기층을 가진 하지 않도록 하는 것이 가장 바람직한 방법이었지만 이는 현실적으로 불가능하였으므로 배기 방향을 변경하도록 하였다. 측정을 통해 확인하였듯이 배기구 정면 쪽에서의 소음도가 가장 크게 나타났으며 배기 가스에 의한 직접 가진이 이루어지고 있기 때문에 그 배기 방향을 사잇길 쪽에서 공장동 쪽으로 변경함으로써 이를 회피하도록 하였다. 또한 지붕의 영향을 줄이기 위해 높이도 1m 더 올리도록 하여 길 쪽으로 직접 전달되는 소음을 가능한 줄이도록 제안하였다.

5. 개선 결과

앞장에서 언급한 바와 같이 소음기의 개조를 한 뒤, 다시 엔진 시험을 수행하면서 개선 결과를 살펴보았다.



[그림 7] 성능 개선 후의 측정 결과

위의 그림 7은 소음기 개조 후 100% 부하로 작동하는 엔진을 시운전 할 때의 측정 결과이다. 엔진 소음 특성은 고주파 쪽에서 앞의 결과와 다른 형태를 보이지만 전체적으로 유사하다. 그에 반해 공장 외부의 소음 특성은 개조 이전과 완전히 다른 것을 확인할 수 있다. 이전에 주변에 영향을 끼치던 50Hz 대역의 강한 저주파 소음은 공진 현상이 사라지면서 거의 대부분 소멸하였다. 소음기 옆쪽

에서 측정되는 125Hz 대역의 피크는 이전에도 존재하던 것으로 시운전장으로부터의 소음과는 상관 없는 신호이며 다른 곳에서는 측정이 되지 않아 큰 문제가 되지는 않았다. 단조 공장 내부에서 측정된 결과도 저주파 공진이 거의 사라진 형태를 보이고 있으며 본 연구를 통해 제안된 개선 방법이 타당하였음을 확인할 수 있었다.

6. 결론

본 연구에서는 중형 엔진 시운전장 주변에서 발생한 저주파 소음의 원인을 파악하고 이 문제를 해결하기 위한 방법을 제시하였다. 측정을 통해 확인한 소음 발생의 원인은 엔진 배기 소음이 공장 간의 사이길로 방출되어 사이길의 공기층을 가진 하여 공진을 일으키기 때문이었으며 이를 회피하기 위한 세 가지 방법을 제시하였다. 이는 첫째 유로 상에 적절한 부피를 갖는 receiver를 설치하여 유동의 안정화와 문제 주파수의 필터링이 가능하

도록 하고, 격판을 설치하여 유동의 흐름을 균일하게 하며, 배기 방향을 바꾸어 가능한 공기층의 가진을 막는 방법이었다. 위와 같이 제시된 방법에 따른 소음기의 개선을 수행한 결과, 문제가 되었던 저주파의 소음이 완전히 사라졌음을 확인할 수 있었다.

참고 문헌

1. 현대중공업, (프)기술 개발부, "소음 및 소음기의 설계 표준", pp. 1-77, 1986
2. 오국택, 이권희, 김홍원, 갈상학, "산업용 보일러 증기 배출구 소음기 소음특성에 관한 연구(II)," 기술현대, Vol. 18, No. 3, 1998
3. A. P. Dowling, and J. E. Ffowcs Williams, Sound and sources of sound, Ellis Horwood limited, Chichester, 1983
4. M. L. Munjal, Acoustics of ducts and mufflers, John Wiley and sons, 1987