

조합형 소음기를 이용한 육상발전용 디젤 엔진의 흡기 소음 제어

Intake Noise Control of Diesel Power Plant using Combined Silencer

송근복† · 주원호* · 김동해**

Keun-Bok Song, Won-Ho Joo and Dong-Hae Kim

Key Words : Diesel engine(디젤엔진), Turbo-charger(터보차저), Silencer(소음기), Intake noise(흡기 소음), Baffle type silencer(배플형 소음기), Resonator type silencer(공명형 소음기)

ABSTRACT

Turbo-charger noise radiated from air intake part is one of the most important noise sources in diesel power plant. In this paper, intake noise control of the diesel power plant was studied using parallel baffle type silencer and concentric hole-cavity resonator simultaneously. Firstly, acoustical characteristics and attenuation performance for parallel baffle type silencer were investigated through theoretical approach and experimental method. Based on the results, optimal design of the parallel baffle silencer was suggested. Secondly, for reducing the low frequency noise contained in the intake noise, the concentric hole-type resonator was developed and the acoustic performance was verified from the test. By combining two types of silencers, it is expected that the overall insertion loss is about 50 dB. So, the combined silencer is very helpful in reducing the intake noise of diesel power plant.

1. 서 론

디젤엔진은 배기가스를 이용해서 공기 과급 장치인 터보차저를 돌리고, 이 터보차저가 흡입 공기를 압축시켜 연소실에 공급함으로써 엔진 출력을 증대시킨다. 이 터보차저는 고속으로 회전하기 때문에 매우 큰 소음을 유발하며, 엔진 소음 측면에서 상당히 중요한 소음원 중 하나로 연구되어 왔다.

한편 디젤엔진을 이용한 육상발전 플랜트의 경우 흡기공기의 청정도 유지 및 연소효율 향상 등의 목적으로 흡기 장치를 외부로 빼내게 되기 때문에, 터보차저에 의한 흡기소음이 외부 방사 소음의 큰 부분을 차지하고 있다. 또한 인근 거주 지역의 환경 소음(environmental noise)에 대한 관심이 커지고 그에 대한 규제가 강화되고 있어 디젤 엔진 흡기 소음 제어의 필요성이 더욱 높아지고 있는 추세이다.

흡기소음은 터보차저 메인 블레이드의 날개 통과 주파수가 지배적으로 나타나며 약 2kHz ~ 4kHz 정도의 고주파수 대역이다.

본 논문은 이러한 흡기소음을 효과적으로 저감하기 위한 연구로써, 배플형 소음기의 음향학적 특성 및 감음 성능을 고찰하고 주파수 특성에 맞는 최적 형상을 도출하여 검증 시험한 결과를 담고 있다. 또한 고성능 소음기를 장착했을 때 부각되는 저주파 소음을 제어하기 위해 별도의 공명형 소음기를 추가하는 것을 제안하고 실물 성능 시험을 통해서 저감 성능을 확인하였다.

2. 디젤엔진 흡기 소음특성 및 저감방안

일반적으로 디젤엔진의 흡기 소음은 Figure 1와 같이 고주파수 대역이 지배적인 특징을 지닌다. 이중 가장 큰 성분은 터보차저 압축기(compressor) 메인 블레이드의 날개 통과 주파수가 된다. 보통 터보차저는 10,000 ~ 30,000 rpm의 고속으로 회전하며, 그 날개 수는 10개 정도이기 때문에 날개 통과 주파수가 1kHz 이상의 고주파수 성분이 되는 것이다.

† 현대중공업 선박해양연구소 진동소음연구실

E-mail : kbsong@hhi.co.kr

Tel : (052) 202-5491, Fax : (052) 202-5495

* 현대중공업 선박해양연구소 진동소음연구실

** 현대중공업 선박해양연구소

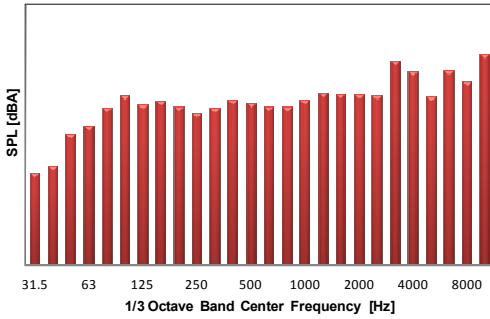


Figure 1 Turbo-charger noise of the diesel engine

터보차저 소음은 고주파수 특성도 가지고 있지만 그수준 자체가 매우 높으며, 터보차저와 연결된 흡기부를 통해서 해당 소음이 외부로 빠져나가기 때문에 감음 성능이 높은 흡기 소음기가 필요하다.

이러한 터보차저 소음을 저감하기 위한 흡기 소음기의 조건은 유동을 최대한 방해하지 않으면서 즉, 낮은 배압 특성과 넓은 주파수 대역에서 높은 감음 성능을 가져야 하며 설치가 간편해야 한다. 소음기의 많은 형태 중에서 이러한 조건을 만족하는 것이 배플형 소음기(baffle silencer)이다. 배플형 소음기는 흡음형 소음기의 일종으로, 유동 방향과 평행하도록 흡음재를 고정된 배플을 설치하여 저소음화를 얻는 장치를 말한다. 배플은 하나만 설치되지 않고 최대 감음 성능을 얻을 수 있는 목적 주파수를 튜닝하기 위해 일정 거리를 두고 여러 장을 평행하게 장착하게 된다.

한편 배플형 소음기의 최적 설계를 통해서 1kHz 이상 대역의 소음을 대폭 저감하게 되면 200 Hz 미만의 저주파수 성분이 상대적으로 크게 나타나게 된다. 이는 터보차저 소음에 일부 포함되어 있는 엔진의 폭발 주파수 성분이다. 인근에 거주자가 있을 경우 흡기 소음기의 총 삽입 손실이 50 dB 이상 되어야 만족 가능하므로 이러한 저주파수 대역 성분을 추가로 저감할 수 있는 방안이 강구되어야 한다. 배플형 소음기가 넓은 주파수 범위에서 비교적 고른 감음 성능을 얻을 수 있지만 기본적으로 흡음형 소음기의 특성상 200 Hz 미만 대역에서는 저감 성능이 취약할 수 밖에 없다. 따라서 저주파수 대역을 저감하기 위한 별도의 소음저감 방안이 요구되며 이는 공명형 소음기를 삽입함으로써 가능해진다. 본 연구에서는 터보차저 소음 제어에 최적화시킨 형태로 설계한 배플형 소음기와, 공명기 배열을 이용한 공명형 소음기를 결합하여 소음 저감 성능을 극대화 시키고자 하였다. 다음 3장과 4장은 배플형

소음기와 공명형 소음기 각각의 이론적 배경, 구성, 설계 및 검증시험에 관한 내용을 나타내고 있다.

3. 배플형 소음기를 이용한 흡기소음 제어

3.1 배플형 소음기 감음 성능 해석

Figure 2은 배플형 소음기의 개략도를 나타낸 것이며, 각 설계 변수가 갖는 특징과 의미를 나타내고 있다. 배플형 소음기에서 가장 중요한 것은 흡음판, 즉 배플의 두께(2d)와 간극(2h)이다. 배플의 두께는 파동의 전파 상수와 관련되어 있으며, 단위 길이 당 얻을 수 있는 감음 성능을 직접적으로 결정한다.

배플 간극(channel width)은 최대 감음 성능을 얻을 수 있는 주파수를 결정하게 되는데, 온도 및 유동의 영향을 배제한 정지 매질인 경우에는 간극의 길이에 한 파장(one wavelength)이 걸릴 때이다. 한편, 흡음재는 전파 상수와 관련되어 있고, 비음향 임피던스(specific acoustic impedance) 혹은 유동 비저항(flow resistivity)으로 정량화된다.

흡음형 소음기의 감음량(Sound attenuation), ΔL_t 은 소음기의 총 길이(l)와 유로 단면의 둘레(P)에 비례하고, 유로의 단면적(A)에 반비례 한다⁽¹⁾. 이를 식으로 나타내면 다음과 같다.

$$\Delta L_t = \left(\frac{P}{A}\right)lL_h \quad (1)$$

여기서 L_h 는 배플의 형상과 흡음재 특성, 주파수, 온도 등에 의해서 결정되는 정규화된 소음감음치(normalized sound attenuation)이다. 배플의 높이가 배플의 간극보다 훨씬 큰 경우 P/A 는 l/h 로 근사화 된다. 또한 배플형 소음기는 배플에 의한 흡음 외에도 입구와 출구에서의 면적 변화 등에 의한 임피던스 부정합으로 인한 추가적인 감음이 일어난다. 따라서 배플형 소음기의 최종 감음 성능은 입구 감음과 배플 감음을 합한 것으로 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$\Delta L_t = L_h \left(\frac{l}{h}\right) + \Delta L_{ENT} \quad (2)$$

배플형 소음기는 Figure 3와 같이 양면이 흡음재로 이루어진 덕트로 모델링 할 수 있으며, x 방향으로 음파가 오른쪽으로 전파되는 것으로 정식화할 수 있고 y 방향으로 채널 간극에 해당되는 정제 파로 정식화된다. 이는 아래와 같이 파동 방정식의 일반해로 기술할 수 있다.

$$p(x, y, z, \omega) = \tilde{A}(z) \cos(k_y y + \delta) e^{ik_x x} \quad (3)$$

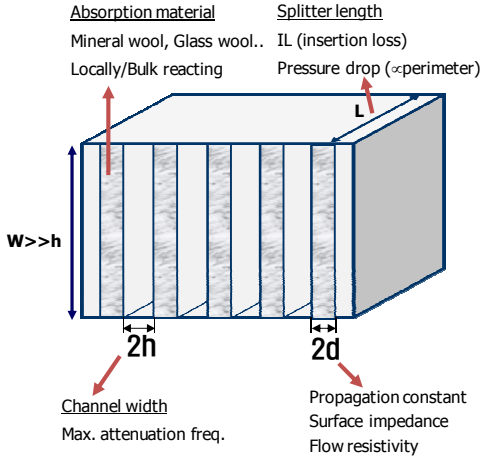


Figure 2 Schematic diagram and design parameter of baffle type silencer

정규화된 소음감음치 L_h 는 이 파동방정식과 그에 해당하는 경계조건을 대입하여 수치해석 방법으로 구할 수 있으며 최종적으로 다음과 같은 식으로 나타내어진다.

$$L_h = 8.68 h k_i \text{ dB/m} \quad (4)$$

여기서 k_i 는 소음기 길이 방향의 파수이며, 매질의 특성 임피던스와 흡음재료의 특성 등에 의해 결정 되어진다.

이를 바탕으로 하여 육상발전용 디젤 발전기에 일반적으로 사용되는 배플형 소음기에 대해서 L_h 값을 계산하였다. 흡음재로 사용되는 유리섬유 (Glass wool)의 유동 비저항은 약 $7,000 \text{ Ns/m}^4$ 정도이고, 매질(공기)의 특성 임피던스는 30°C 기준으로 $406 \text{ kg/m}^2/\text{sec}$ 이다. Figure 4는 해당 유동저항에 대해 계산된 감음 특성 곡선, L_h 이다. 보통은 제일 큰 감음량이 채널 폭과 파장이 일치하는 영역에서 발생하나, 이 경우 채널폭이 파장의 35%에 해당하는 대역에서 최대 감음량을 보이고 있다. 계산된 L_h 값을 사용하여 전체 감음 성능을 평가하였으나 1kHz 이상의 고주파수 대역에서 과도하게 계산되었으며 이는 유동소음 및 흡음재 마감처리 등에 의한 효과 때문에 실제로는 나올 수 없는 수준이었다. 따라서 계산값과 실제의 차이를 줄이기 위해 실물 테스트를 통해서 보정해 나가는 과정이 필요하였다.

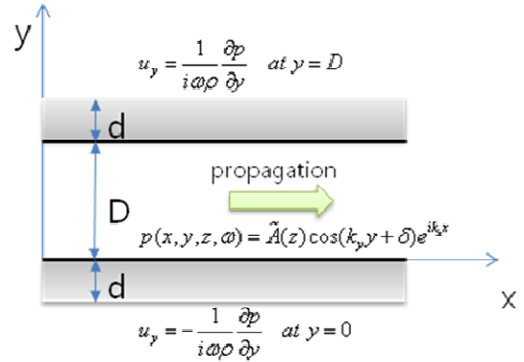


Figure 3 Govern equation and boundary condition of duct enveloped with sound-absorbing materials

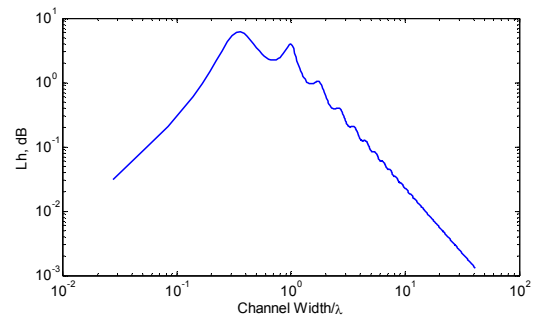


Figure 4 Normalized sound attenuation of typical baffle type silencer

3.2 배플형 소음기 성능 시험

배플형 소음기의 저감 특성을 더 정확하게 파악하기 위하여 앞서 계산한 바 있는 소음기 모델과 동일하게 제작하여 시험하였으며 Figure 5에 시험 대상 소음기를 나타내었다. 소음기의 성능 계측은 소음기 삽입 전/후의 음압의 차, 즉 삽입 손실 (insertion loss) 계측을 통하여 수행하였고 성능 시험 결과를 Figure 6에 나타내었다. 이 결과를 바탕으로 하여 삽입손실 예측에서 사용되었던 L_h 값을 튜닝 하였다. 실측 결과에서 얻은 L_h 를 통해서 소음기의 효과적인 설계에 유용하게 사용할 수 있기 때문이다. 계측 결과에서 기존 흡기 소음기의 L_h 를 다음의 식을 이용하여 도출하였다.

$$L_h = (\Delta L - \Delta L_{ENT}) \times \frac{h}{l} \quad (5)$$

튜닝된 L_h 를 Figure 7에 나타내었으며, 이를 사용하여 배플형 소음기의 최적 형상을 설계하였다.



Figure 5 Typical baffle type silencer

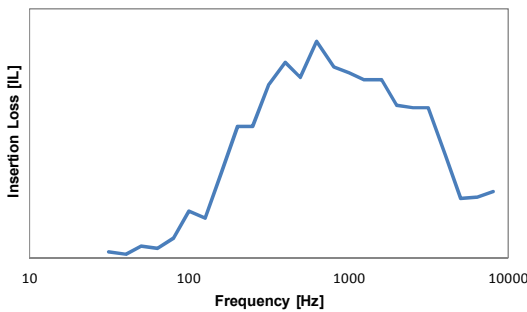


Figure 6 Insertion loss of the typical baffle type silencer

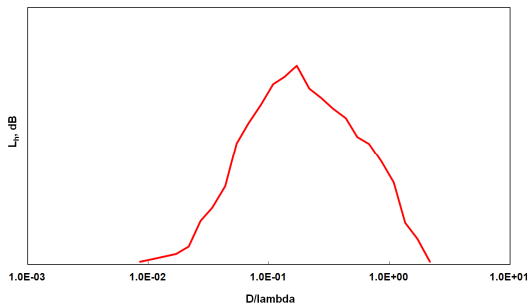


Figure 7 Tuned L_h considered with the test result

3.3 배플형 소음기 설계 및 검증 시험

흡음형 소음기의 감음 성능은 식 (2)와 같이 l/h 및 L_h 에 의해서 결정된다. 정규화된 소음감음치 L_h 는 배플 두께나 채널 폭 등의 다른 설계 변수에 크게 영향을 받지 않으므로, l/h 를 높여서 감음 성능을 개선하고자 하였다. 유량과 배압 등을 고려하여 최종적으로 채널폭을 소폭 줄이고 길이를 일부 늘이는 설계안을 도출하였다. 이때 l/h 는 기존 50.5에서 85.3으로 70% 정도 높일 수 있었다.

이에 대한 검증 시험을 하기 위해 실물을 제작하여 기존 소음기 시험 방법과 동일하게 성능을 평가

하였다. Figure 8에서 ‘소음기 1’은 기존 소음기의 삽입손실 결과이고 ‘소음기 2’는 배플의 형상을 최적화해서 제작한 소음기의 결과이다. 200 Hz 이상 대역에서 전반적으로 소음 감음 성능이 크게 향상된 것을 알 수 있다. 한편 Figure 9는 각각의 소음기를 장착했을 때 흡기 필터 앞에서의 소음을 계산한 값이다. 200 Hz 이상 대역에서 소음 저감이 많이 되어 합산 소음이 15 dB 가량 저감되었으나, 기존 소음기에서 상대적으로 기여도가 낮았던 100 Hz 성분 소음이 부각되고 있다. 흡음형 소음기의 특성상 저주파 소음의 추가로 저감하기에는 어려움이 있기 때문에, 이를 개선하기 위하여 이 대역에 특화된 공명형 소음기를 도입하였다.

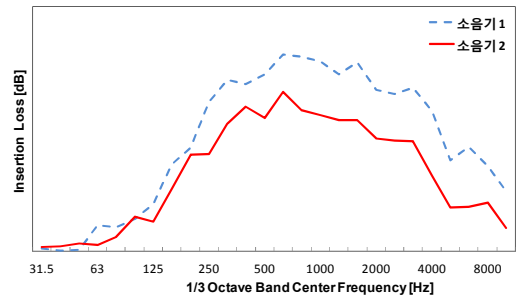


Figure 8 Comparison of the insertion loss

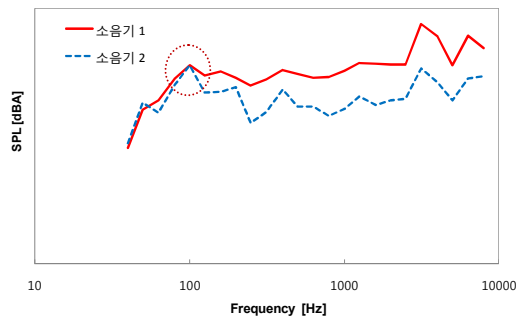


Figure 9 Comparison of the estimated noise at the 1m off from the intake filter

4. 공명형 소음기를 이용한 저주파소음 제어

4.1 공명형 소음기 구성 및 설계

디젤엔진 배기 소음을 제어하기 위해 가상격벽을 지닌 공명기 배열을 이용하여 제어 주파수 대역폭을 넓히고 해당 저주파 소음을 효과적으로 저감한 연구 사례가 있다⁽²⁾. 본 연구에서도 흡기 소음에 포함되어 있는 디젤엔진의 폭발주파수 성분을 제어하

기 위해 Figure 10과 같은 concentric hole-cavity resonator를 기본으로 구성된 공명형 소음기를 설계하였다.

제어 주파수의 밴드 폭을 넓히기 위해 여러 개의 공명기를 길이 방향으로 배열하였으며 공명기 배열의 제어 주파수 및 투과손실은 전달행렬법(transfer matrix method)를 통하여 계산하였으며 임피던스(Z) 및 전달행렬(T)는 식 (6), (7)과 같다⁽³⁾.

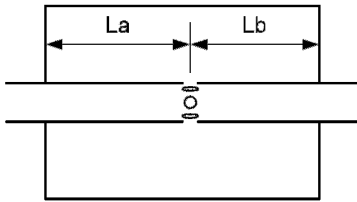


Figure 10. Concentric hole-cavity resonator

$$Z = \frac{1}{n_h} \left(j\omega \frac{l_{eq}}{S_h} + \frac{\omega^2}{\pi c} \right) - j \frac{c}{S_c} \frac{1}{\tan k_0 l_a + \tan k_0 l_b} \quad (6)$$

$$T = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 1/Z & 1 \end{bmatrix} \quad (7)$$

여기서 n_h 는 홀의 개수, $h S$ 는 홀의 단면적, l_{eq} 는 유효 목 길이(effective length of neck), S_c 는 공동(cavity) 단면적, k_0 는 파수(wave number)를 나타낸다. 공명기 배열의 제어 주파수를 해당 폭발 주파수에 맞추는 방식으로 홀의 개수와 단면적을 결정하였다.

4.2 공명형 소음기 성능 검증

연구대상으로 제작된 공명형 소음기는 길이 방향으로 다수의 공명기 배열로 이루어져 있고 각 공명기 구획 사이는 실제 격벽이 없는, 가상 격벽을 지니는 형태이다. Figure 11은 시험 장비에 연결된 공명형 소음기를 나타내고 있다.

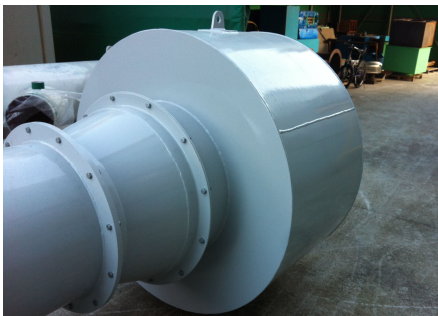


Figure 11 Resonator type silencer installed in the test facility

제작된 소음기의 성능 시험을 위해서 소음시험 설비를 이용하여 시험을 수행하였다. 공명형 소음기의 성능 시험도 앞서와 같이, 삽입손실 계측을 통하여 수행하였다. 그 결과인 Figure 12를 보면, 공명기 배열의 튜닝 주파수인 100 Hz 대역에서 성능이 잘 발휘되고 있다. 한편 예상한 바와 같이 고주파수 대역에서는 저감이 거의 되지 않는 것을 확인할 수 있으며 이 대역에서는 배플형 소음기로 충분히 감음할 수 있다. 이 두 가지 형태의 소음기를 연속 배치함으로써 흡기 소음 저감을 극대화 할 수 있다.

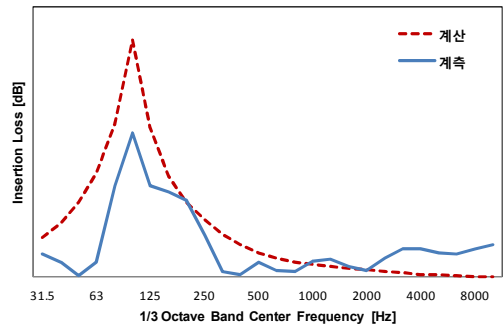


Figure 12 Insertion loss of the resonator type silencer

5. 결론

본 연구에서는 육상발전용 디젤엔진 흡기소음의 저감을 위하여 배플형 소음기와 공명기 배열 소음기를 결합한 소음기를 제안하였다. 터보차저에서 방사되는 고주파수 대역 소음을 저감하기 위해 해석적, 실험적 연구를 통해 배플형 소음기의 최적 형상을 도출하였다. 또한 고성능 소음기를 장착했을 때 상대적으로 부각되는 저주파 소음을 추가 저감하기 위하여, 이 대역에 가장 적합한 형태인 공명형 소음기를 도입하여 설계 하였고 실물 시험을 통해서 그 저감 성능을 확인하였다. 이 두 가지 형태의 소음기를 결합함으로써 최대 50 dB 정도의 감음 성능을 얻을 수 있을 것으로 평가되었다.

이를 통하여 디젤 육상발전 플랜트의 주요 소음원인 흡기 소음을 대폭 저감할 수 있게 되었고, 발전소 환경소음 문제에 적극적으로 대처할 수 있는 기술적 기반을 마련 하었다고 판단된다.

참 고 문 헌

- (1) Leo L. Beranek, 2005, Noise and Vibration Control Engineering, Wiley, New York.
- (2) Lee, T.-K., Kim, Y.-H., Joo, W.-H. and Bae, J.-G, 2007, "Exhaust Noise Control of Marine Diesel Engine Using Hybrid Silencer", Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol.19, No. 7, pp. 679~684
- (3) M.L. Munjal, 1987, Acoustics of Ducts and Mufflers, Wiley, New York.