

선박 Diesel Generator의 배기 소음 특성, 방음 대책 및 실선 적용 사례

°이도경*, 최수현*, 김노성*, 정성진*

An Example of Noise Control Measure for Exhaust Noise of Ship Diesel Generator

°Do-Kyung Lee, Su-Hyun Choi, Nho-Sung Kim, Sung-Jin Jung

ABSTRACT

The auxiliary engine exhaust noise in ships are directly transmitted to bridge wing with the only distance attenuation. It is not so practical that no special treatment can be applied between exhaust pipe and bridge wing in order to reduce the transmission of the exhaust noise. In general, a silencer is fitted to reduce the exhaust noise and also noise of bridge wing.

The silencer should be properly designed under the consideration of the frequency component of the exhaust noise and the required insertion loss.

In this paper, the frequency component of exhaust noise of various engines are compared and a design and a design and installation of silencer to reduce low frequency is introduced.

1. 서론

선박은 육상 구조물과는 달리 제한된 공간내 사무실, 침실 등 거주 공간이 밀집되어 있고, 이들 공간에서 장기간 선원들이 생활하게되므로 일반 육상 건물의 사무실이나 주택 등과 같이 안락한 공간이 될 수 있도록 설계되어야 한다.

그러나 선박은 이러한 사람들이 거주 및 활동하는 공간과 추진기관 등 선박운항에 필요한 각종 기계 장비류가 인접되어 있을 뿐만 아니라 이러한 기계 장비류가 24시간 가동되는 경우가 많으므로 소음/진동 관점에서 매우 불리한 특성을 지니고 있다.

일반적으로 선박 전체의 소음레벨을 좌우하는

주 소음원은 Main Engine, Propeller, Diesel Generator(이하 D/G), Compressor 등을 꼽을 수 있다. 이 둘 소음원 중 D/G의 경우, 보통 탄성지지 마운트로 설계되거나 주변 선체 구조의 충분한 강성에 의해 선내 거주구로 전달되는 고체음(Structureborne Noise)성분은 미약한 경우가 많다.

하지만 D/G의 배기가스는 외부로 연결된 배기관에 의해 토출되는 구조를 가지므로 외부로 노출된 배기관과 인접한 공간내에서는 배기관 끝에서 방사되는 공기음(Airborne Noise) 성분에 의해 종종 소음문제가 발생하게 된다. 따라서 배기관 중간에 Silencer를 설치해 외부로 방사되는 소음을 최소화할 수 있도록 하는 것이 일반적인 방음설계라고 할 수 있다.

여객선, 군함 등 일부 특수 목적의 선박을 제외

* 대우중공업 선박해양기술연구소 진동소음연구팀

한 대부분의 선박의 경우, Bridge Wing(이하 B/W)이 배기관과 인접되어 있으면서 배기관에서 방사되는 소음의 직접적 영향을 받게된다. 따라서 배기구와 B/W간의 거리 및 D/G의 소음특성 등을 고려하지 않고 Silencer가 설계된 경우 종종 심각한 소음 문제가 발생하기도 한다.

본 논문에서는 실선 시운전시 B/W에서 발생한 과도 소음의 사례를 중심으로, D/G의 소음원 특성을 고려한 배기관 내 Silencer의 설치 및 효과파악 등 방음대책 과정을 요약 서술하였다.

2. 문제의 개요

선박의 소음은 국제해사기구(IMO)에서 권고하고 있는 기준 허용치를 따르는 경우가 일반적이며 본 논문에서 관심의 구역인 B/W의 경우, 70dB(A)를 초과하지 않도록 규정하고 있다[1].

문제 선박의 시운전시 B/W에서의 소음은 78dB(A)로서, 그 허용치를 8dB(A) 초과하였다. 이 B/W은 선박의 최상층에 위치하여 선내 주요 기진 성분인 Main Engine, Propeller 등의 직접적 영향을 받지 않는 구역이다. 따라서 문제 구역과 인접한 D/G 배기관으로부터의 방사되는 소음이 가장 지배적인 소음원이라고 판단되었으며, 대상 선박에 적용된 D/G의 사양은 Table 1에 요약된 바와 같다.

Table 1. Specification of D/G for object vessel

Power (KW)	RPM	Gas Amount (Kg/h)	Dia. of Exh. Gas Pipe
1236	900	9800	400A

적절한 방음대책을 수립하기 위해 이에 대한 상세 소음계측을 수행하였으며, 계측은 Funnel Top에 위치하고 있는 배기관 토출구로부터 약 1m 떨어진 위치와 B/W 두 곳에서 수행하였다.

측정된 결과 소음레벨은 Fig.1에 비교하여 나타내었다.

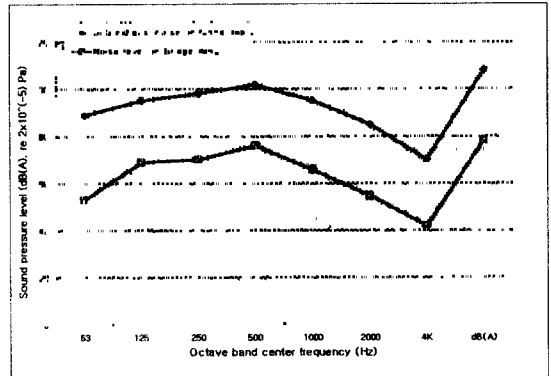


Fig.1 Comparison of noise level between bridge wing and exhaust pipe opening

Fig.1에서 배기관 토출구와 B/W에서의 소음 스펙트럼 경향이 잘 일치하고 있음을 알 수 있으며, 이는 문제의 소음 현상이 배기관을 통해 방사되는 공기음 성분이 직접적으로 전달되어 나타난 것임을 입증하는 하나의 단서가 된다.

여기서 과도소음 발생의 원인으로 생각할 수 있는 것은, 대상 선박에 적용된 D/G의 배기소음 수준이 다른 D/G에 비하여 크거나 배기관의 배열, 치수에 따른 관내 공명 현상 등을 들 수 있다.

따라서 배기소음 성분을 좀더 자세히 살펴보기 위해서 배기구에서 측정된 Narrowband 분석 Data를 Fig.2에 나타내었다. 배기관 내 공명 현상은 일반적으로 단일 주파수에서 매우 큰 Peak를 나타내는 경향이 있는데[2], Fig.1에서 나타난 옥타브 밴드 성분만으로 이를 평가하기에는 부족하다고 할 수 있다.

Fig.2에 나타난 스펙트럼 경향은 특정 주파수에 집중되어 있지 않고 D/G의 RPM 차수 성분이 약 500Hz 까지 고르게 분포되어 있음을 알 수 있다. 따라서 과도소음 발생원인을 배기관내의 공명 현상으로 설명하기 어렵다.

따라서 대상 선박에 적용된 D/G의 배기소음 수

준이 타 선박에 적용된 다른 D/G들의 소음 수준보다 크다고 볼 수 있기 때문에 이의 확인을 위해 장비 제작 업체들의 데이터를 Fig.3에 비교하였다.

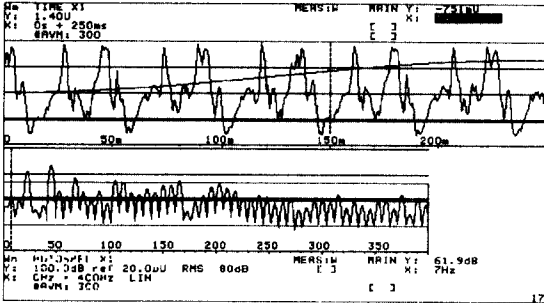


Fig.2 Autospectrum data at the exhaust pipe

Fig.3은 각 제작 업체별 유사 출력 D/G의 소음을 비교한 결과인데, 대상 선박에 적용된 D/G의 소음 레벨이 다른 유형의 경우보다 전체적으로 큰 값을 나타내고 있고, 특히 125Hz~500Hz 사이의 값이 비교된 유형들 중 가장 높은 것으로 나타나고 있다. 따라서 설치된 Silencer가 이들 주파수 성분을 효과적으로 저감시키지 못하게 되면 토출구에서 이들 성분에 의한 과도소음이 발생할 수 있게된다.

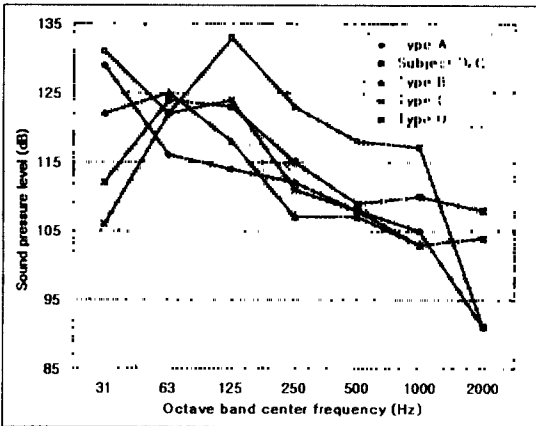


Fig.3 Comparison of D/G exhaust noise level for several types (refer to maker's data)

Fig.1에서 나타난 배기구 및 B/W에서의 스펙트럼도 또한 125Hz~500Hz에서의 소음 성분이 가장 지배적인 것임을 확인할 수 있다.

따라서 대상 선박의 배기관에 설치된 Silencer가 이들 주파수 성분의 소음을 효과적으로 저감시키지 못하고 있음을 알 수 있으며, Silencer의 개선을 통한 소음저감이 가장 효과적인 방음대책임을 확인할 수 있었다.

3. 방음 대책

3.1 대상 선박의 Silencer

배기관과 같이 고온, 고압의 유체가 흐르는 원형 파이프류의 배출 소음의 감소를 위하여 사용되는 Silencer는 그 구성 요소별 혹은 음향학적 관점에서 본 소음 감소 방법에 따라 크게 흡음형(Absorptive Type)과 반사형(Reactive Type)의 두가지로 구분할 수 있다[3].

흡음형 Silencer는 Silencer 내면을 구성하고 있는 다공질의 흡음재의 종류 및 특성에 따라 그 성능이 결정되며, 상대적으로 광대역의 스펙트럼 경향을 가지는 소음원에 있어서 효과적이다.

반사형 Silencer는 하나 혹은 복수개의 서로 다른 단면적을 가지는 관의 조합을 통해 소음을 감소시키는 것으로서, Silencer의 기하학적 형상에 따라 그 성능이 결정된다. 이 반사형 Silencer는 이산적 음색(Discrete Tone)을 포함하는 소음을 감소시키는 데 효과적으로 활용된다.

일반적으로 실제 소음을 감소시키는 방법으로 Silencer를 설계할 경우, 흡음형과 반사형의 조합 형태를 취하는 경우가 많다.

대상 선박에 기 설치된 Silencer는 단순 흡음형으로서 제작업체가 제공한 성능시험 결과를 Fig.4에 나타내었다. Silencer의 치수는 길이 2.9m, 직경 400mm, Insulation 두께 75mm이며, 성능시험 방법은 백색잡음(White Noise)의 음원 가짐을 한 상태에서 Silencer의 입출구에서 음압레벨을 각각 측정하여 감음량을 구하였다.

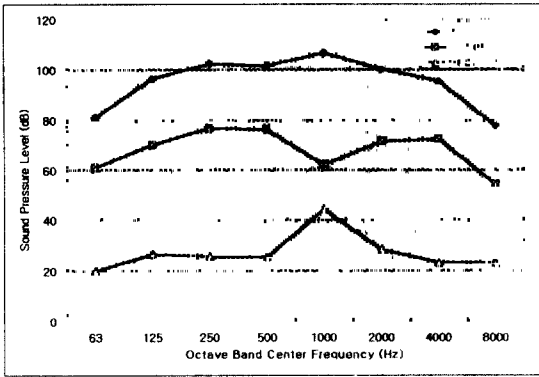


Fig.4 Performance curve for the silencer applied to the subject vessel

배기소음에 있어서 문제가 되고 있는 것은 125Hz~500Hz의 저주파 영역의 소음이며, Silencer 또한 이들 주파수 영역에서 높은 감음 특성을 가져야 한다. 그러나 Fig.4에서 보여지는 바와 같이 기 설치된 Silencer는 1000Hz를 제외하고는 특정 주파수 영역에서 높은 감음량을 나타내지 않고 전 주파수 영역에서 고른 감음 특성을 나타내고 있으며 문제의 저주파 영역에서 충분한 감음 효과를 가지지 못하는 것으로 판단되었다.

따라서 소음원 특성에 맞는 Silencer의 제작 및 설치를 통한 근본적 대책이 필요함을 확인할 수 있었다.

3.2 Silencer의 추가

선박은 시운전시 문제가 발생하게되면, 신속한 해결을 통해 인도의 지연 등 제반 문제가 발생하지 않도록 해야하는 특성이 있다.

대상 선박에서 발생한 배기소음도 또한 이러한 시간적 제약과 작업 공정상의 문제 등으로 인해서 기 설치된 Silencer의 교체는 할 수 없었다. 따라서 소음특성에 맞는 Silencer의 추가 제작 및 설치를 통해 문제를 해결하는 방향으로 추진하였다.

문제의 저주파 소음을 줄이기 위해서는 흡음형과 반사형의 조합된 형태 즉, 흡음 팽창형의 형태로 Silencer를 제작하는 것이 좋을 것으로 판단되

었지만, 압력손실(Pressure Drop) 문제 때문에 흡음형 Silencer를 제작하여 추가 설치하였다.

추가 설치된 Silencer의 감음 성능은 Fig.5에 나타내었다.

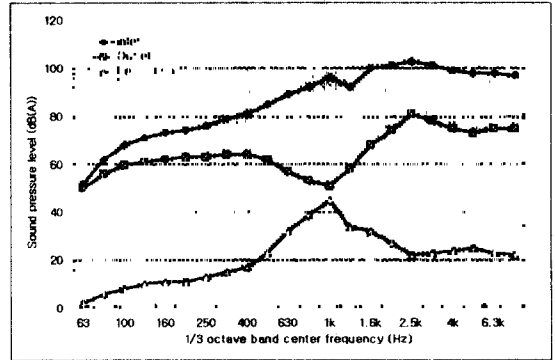


Fig.5 Performance curve for additional silencer

설치 공간상의 제약 때문에 충분한 길이 및 체적을 가지는 Silencer를 제작할 수가 없었고, 이는 Fig.5에서 나타난 바와 같이 기존의 Silencer보다도 오히려 성능면에서 떨어지는 원인이 되었다.

추가된 Silencer의 효과파악을 위해 D/G를 가동시켜 B/W에서의 소음레벨을 측정하였으며, Silencer 추가 전후의 소음레벨을 Fig.6에 비교하여 나타내었다.

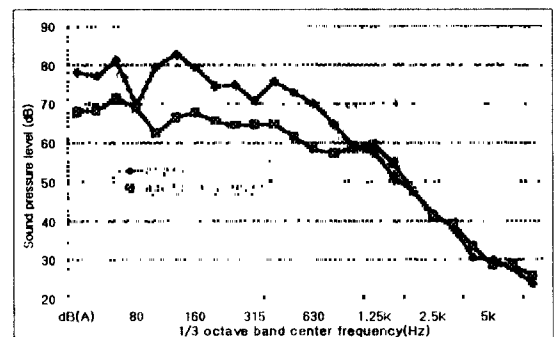


Fig.6 Comparison of B/W noise level before and after adding silencer

Fig.6의 결과에서 알 수 있듯이, Silencer를 추가한 후의 B/W 소음이 68dB(A)로서 10dB(A) 줄어들

면서 허용치인 70dB(A)를 만족하는 양호한 결과를 얻게되었다.

3.3 Silencer의 재 설계

대상 선박과 동일한 후속 선박의 경우를 대비해서 D/G의 배기소음 특성에 맞는 새로운 Silencer를 설계하였으며, 제작후의 시험을 통해서 나온 감음 특성을 최초 Silencer의 감음 특성과 비교하여 선박에 탑재된 후의 소음레벨을 예측하였다.

저주파 영역에서 감음효과를 증가시키기 위해 새로 설계한 Silencer는 기존 Silencer 보다 길이 및 Insulation의 두께를 증가시키고 Insulation과 Silencer 표면 사이에 공기층을 두는 형태로 설계, 제작하였다(길이 : 2.9m → 4.1m, Insulation 두께 : 75mm → 200mm, 공기층 두께 : 50mm).

제작된 Silencer의 주파수별 감음특성을 Fig.7에 나타내었다.

Fig.7에 나타낸 바와 같이 새로이 설계, 제작된 Silencer는 관심 주파수 영역인 125Hz~500Hz에서 기존의 Silencer보다 높은 감음 특성을 나타내고 있음을 알 수 있다.

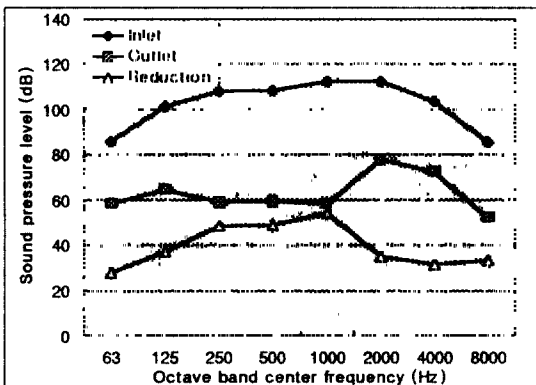


Fig.7 Performance curve for new silencer

기존 Silencer와 새로이 제작된 Silencer의 주파수별 감음치를 비교 정리하면 Table 2와 같다.

Table 2. Comparison of noise reduction level

Item	Octave band center frequency (Hz)							
	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
Old silencer	20	27	26	26	45	29	23	23
New silencer	28	37	49	49	54	35	31	33
Difference	8	10	23	23	9	6	8	10

Table 2에서의 감음량 차이를 이용하여 새로이 제작된 Silencer가 설치될 후속 선박에서의 B/W 소음 수준을 예측한 결과, 실선에서의 환경적 변수 즉, 배기가스의 온도, 속도, 압력 등을 고려하더라도 허용치 70dB(A)를 충분히 만족할 것으로 예상되었다.

4. 결론

(1) 대형 선박에 탑재되는 D/G의 배기소음은 125Hz~500Hz 사이의 저주파수 영역의 소음이 지배적이며, 이는 인접한 B/W 등의 공간에 과도소음을 발생시킬 수 있다.

(2) 배기관에 설치되는 Silencer는 소음원의 주파수 성분과 B/W까지의 거리를 고려하여 주파수 성분별 필요한 감음량을 고려한 설계가 이루어져야 한다.

(3) 향후 Silencer의 성능 및 실선 탑재시의 유체의 압력, 온도, 속도 등을 고려한 방사소음의 정량적 예측방법에 대한 보다 체계적인 연구가 필요하다고 판단된다.

참고문헌

- [1] "Code on Noise Levels on Board Ships", IMO Resolution A. 468 (XII), 1981.

- [2] Leo L. Beranek, "Noise and Vibration Control", McGraw-Hill, 1971.
- [3] J. D. Irwin, "Industrial Noise and Vibration Control", Prentice-Hall, 1979.
- [4] 김재승, "박용 디젤엔진의 소음특성 및 저감대책", 한국소음진동공학회지, Vol.8, No.3, pp.375~382, 1998.
- [5] 윤세철, 이해경, "배기소음기의 구조개선에 의한 소음감쇠 효과에 관한 연구", Journal of KIIIS, Vol.10, No.2, pp.32~38, 1995.
- [6] 김양한, 최재웅, 김영, "복합형 반사형 소음기의 음향학적 특성과 설계방법", 한국소음진동공학회지, Vol.1, No.1, pp.29~38, 1991.
- [7] 남경훈, 주현돈, 최부군, 박실룡, "디젤엔진 발전기 세트의 소음제어", 한국소음진동공학회 춘계학술대회논문집, pp.165~170, 1995.