

선박용 소음기 성능 시험 및 평가

Performance Test and Evaluation of Ship Exhaust Muffler

김봉기†·김상렬*·김현실*·신민철**

Bong-Ki Kim, Sang-Ryul Kim, Hyun-Sil Kim and Min-Chol Shin

Key Words : Muffler(소음기), Insertion Loss(삽입손실), Pressure drop(압력손실)

ABSTRACT

Muffler design in the exhaust system is critical to provide for low noise in shipboard spaces. In an attempt to effectively design the low noise muffler, it is important to evaluate the performance of the muffler considering not only the noise, but also pressure drop as well. For this purpose, a test system of large exhaust muffler for ship propulsion systems was designed based on ISO 7235. The substitution test for determining both the insertion loss and pressure drop of mufflers was carried out. A ship exhaust muffler is considered as a test example and the insertion loss and pressure drop are obtained.

1. 서 론

최근, 국내 선박 수주량 급증에 따라 선박에 사용되는 엔진용 소음기 수요도 크게 증가하고 있다. 엔진 배기음을 줄이기 위한 선박용 소음기는 과거에는 외국 제품을 설계변경 없이 그대로 사용하는 경우가 대부분이었으나, 근래에는 국내 중소형 업체를 중심으로 엔진 성능에 따라 일부 설계를 변경하여 소음기를 공급하고 있다. 그러나, 최근 선박이 대형화, 고속화 되면서 이를 위한 고성능의 선박용 엔진이 필요하게 되었으며, 엔진의 핵심부품인 소음기에 대한 요구 성능이 점차 강화되고 있다.

특히, 선박 내 거주구역 소음에 대한 선주 및 승무원의 관심이 높아지고, 국내 조선소가 ROPAX(RORO passenger ferry), FPSO 등과 같은 고부가가치선을 많이 수주함에 따라, 기존의 선박에 비해 엄격한 소음수준을 요구받고 있다⁽¹⁾. 따라서, 체계적인 선박용 소음기 설계기술 개발과 성능평가 시스템 구축이 요구되고 있다.

일반적으로 선박용 엔진의 배기계는 300~400 °C의

고온의 가스가, 30~40 m/sec의 고속으로 관 내부를 통과한다⁽²⁾. 배기구의 소음은 실린더 내부의 고압 가스가 배기밸브가 열리면서 저압의 외부로 배출될 때 발생하는 맥동소음(Pulsating Noise)과, 배기가스 흐름이 토출될 때 발생하는 기류소음(flow noise)으로 나눌 수 있으며⁽³⁾, 수십 Hz~수 kHz의 넓은 주파수 성분을 포함하고, 고온/고속의 유동과 함께 토출되어 배기소음을 제어하기 쉽지 않다. 특히, 소음저감을 목적으로 사용되는 소음기는 최소 배압(back pressure), 최소 크기 및 중량, 견고성 및 내구성, 보수 편의성 등의 다양한 기능을 동시에 충족시켜야 하므로⁽³⁾, 실선의 온도, 유속 등을 고려한 체계적인 소음기 설계 및 성능 평가 방법 개발이 필요하다고 할 수 있다.

본 연구에서는 선박용 소음기의 성능 측정 및 평가를 목적으로 ISO 7235⁽⁴⁾에 따라 시험장치를 설계/제작한 후 2종의 선박용 소음기를 평가하였다. 측정은 상온에서 유동을 고려하여 수행되었으며 되었으며, 유동소음을 고려한 해석 결과와 비교하였다.

2. 소음기 성능 시험 장치

2.1 설계의 기본 개념

본 연구에서 설계한 소음기 성능 시험장치의 목적은 유동을 고려한 소음기의 삽입손실(insertion loss) 및 압력손실(pressure loss) 측정으로 ISO 7235 요구사항에 따라 제작되었다. 시험장치의 끝단은 무반사단(anechoic

† 교신저자: 한국기계연구원
E-mail : bkkim@kimm.re.kr
Tel : (042) 868-7467, Fax : (042) 868-7440

* 한국기계연구원

** (주)장성이피에스

terminator)으로 시험용 덕트를 구성하였으며, 시험장치의 설계목표 설정을 위해 다음과 같은 사항을 고려하였다.

- 측정 가능한 소음기 크기 (입출구 및 몸통 직경, 소음기 길이)
- 측정 주파수 범위
- 소음기 입구 정압(Static pressure)
- 유속
- 삽입손실 측정 범위

시험장치에 사용 가능한 소음기의 직경은 Fan 및 스피커로 연결된 입구 덕트 및 소음기 하단의 소음 측정용 덕트의 직경에 의해 결정되므로, 시험에 사용될 소음기의 입출구 직경으로부터 시스템을 구성하는 덕트의 직경을 결정할 수 있다. 본 연구에서는 일반적으로 사용되고 있는 선박용 소음기 입출구 직경을 고려하여 측정 가능한 소음기 직경 범위를 다음과 같이 설정하였다.

$$300\text{ mm} \leq d_i, d_o \leq 700\text{ mm} \quad (1)$$

여기서, d_i 및 d_o 는 각각 소음기의 입출구 직경을 의미한다. 소음기 길이(L_m)는 측정시스템의 전체길이를 결정하는 중요한 요소이며, 다음과 같은 최소한의 길이 범위를 고려하였다.

$$2,000\text{ mm} \leq L_m \leq 4,000\text{ mm} \quad (2)$$

측정 가능한 주파수 범위는 배경소음과 스피커 성능에 의해 결정되며, 배경소음보다 10 dB 이상 크게 가질 수 있도록 주파수 범위를 고려하여 스피커를 결정하면 된다. 고려하는 시스템에서는 덕트의 직경과 연결될 일반적인 스피커 성능을 고려하여 다음과 같이 주파수 범위를 설정하였다.

$$100\text{ Hz} \leq f \leq 5,000\text{ Hz} \quad (3)$$

정압은 Fan의 풍량과 소음기에서의 압력손실을 고려하여 결정되며, 선박용 엔진에서 목표로 하는 소음기의 압력손실 요구값이 일반적으로 50~100 mmAq인 점을 고려하면 소음기 입구단에서의 정압은 100 mmAq 이상 유지되어야 한다. 따라서, Fan으로부터 입구단까지의 압력손실을 고려하여 다음과 같이 시스템 Fan 토출부에서의 정압(P_s)을 설정하였다.

$$P_s \geq 200\text{ mmAq at Fan outlet} \quad (4)$$

유속은 Fan의 풍량(volume flow rate)과 덕트의 단면적에 의해 결정되며, 풍량 선택시 정압 및 Fan과 연결된 덕트의 압력손실이 함께 고려되어야 한다. 본 연구에서는 소음기의 압력손실 요구값과, 사용 가능한 상용 Fan의 성능을 고려하여 다음과 같이 최대 유속(v_{max})을 설정하였다.

$$v_{max} \geq 20\text{ m/s for } d_i = 500\text{ mm} \quad (5)$$

시험장치의 삽입손실 측정 범위는 소음기 성능 및 측로 전달소음(flanking noise)에 따라 결정되고, 시험장치에 사용되는 스피커 출력을 충분히 크게 하면 소음기 후단에서의 측정 음압레벨을 배경소음보다 10 dB 이상 크게 유지할 수 있다. 즉, 각 밴드별 배경소음(background noise) 레벨이 50 dB 이하인 경우 덕트 내 소음 측정 위치에서의 소음레벨이 각 밴드에서 60 dB 이상이면 된다. 따라서, 소음기가 설치되지 않은 상태에서의 소음레벨을 각 밴드별로 95 dB 이상 유지하면 다음과 같이 최대 삽입손실 측정이 가능하다.

$$IL_{Band} \geq 35\text{ dB for each octave band} \quad (6)$$

22 측정 장치 설계 및 제작

(1) 스피커 및 Fan

스피커는 2,400 Watt의 최대출력(maximum power)을 갖는 4개의 유닛을 연결하여 사용하였으며, Fan은 풍량 및 정압 요구조건에 따라 다음과 같이 선정하였다.

- 형식 : Axial fan
- 풍량 : 21,200 m³/h
- 정압 : 200 mmAq
- 회전수 : 1,760 RPM
- 출력 : 17.9 kW

(2) 센서

삽입손실 측정을 위한 소음 계측은 측정시 마이크 로폰에 의한 유동소음 저감을 위해 turbulence screen(B&K, Type UA0436)을 사용하였으며, ISO 7235에 따라 덕트 내 소음의 평균 레벨을 계측하기 위해 Fig. 1과 같이 덕트 길이 방향의 대각선을 따라 5개의 측정점에서 소음을 계측하도록 설계하였다.

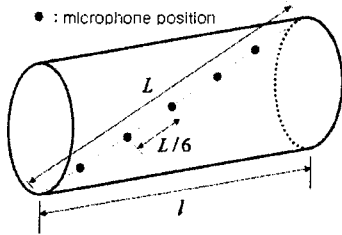


Fig. 1 Microphone positions along the duct

한편, 마이크론이 이동해야 하는 측정용 덕트의 길이(l)는 측정 하한 주파수 파장(λ)과 다음의 관계를 만족해야 한다.

$$l \geq \lambda/4 \approx 0.85 \text{ m for } 100 \text{ Hz} \quad (7)$$

유속 측정은 유동소음 발생을 최소화하고 설치 편의성을 고려하여 피토 정압튜브를 이용하였으며, Fig. 2와 같이 소음기 상단 덕트의 단면에서 평균값을 사용하였다.

소음기의 압력손실 측정을 위해 소음기 상단 및 하단의 게이지 압력 차이를 계측하였으며, 각 단면에서 90° 간격으로 균일하게 4개의 Tap을 만들어 덕트 벽에 Manometer를 면밀착(flushing mount) 하도록 설치한 후 측정된 평균 압력을 사용하였다.

(3) 연결용 덕트 및 무반사단

시험용 소음기와 연결되는 덕트는 연결될 때 단면적 변화가 최소화 되도록 해야 한다. 이때 경사각은 5° 이내를 유지하며, 작은 단면적에 대한 큰 단면적의 비가 4를 넘지 않도록 해야 한다⁽⁴⁾. 따라서, 연결용 덕트의 직경이 500 mm인 경우 측정 가능한 시험용 소음기의 입출구 직경은 다음과 같다.

$$300 \text{ mm} \leq d_i, d_o \leq 1,000 \text{ mm} \quad (8)$$

무반사단은 관심주파수 영역에서 반사계수가 0.3 이하가 되도록 설계되었으며 KS A ISO 5136⁽⁵⁾에 따라 설계/제작하였다.

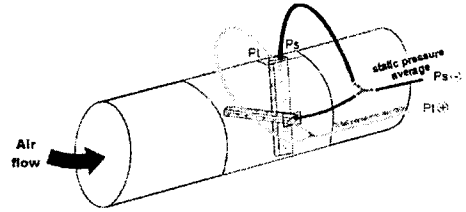


Fig. 2 Configuration of flow speed measurement

(4) 소음기 성능 시험장치

소음기 성능 시험장치의 각 부분을 결합한 소음기 성능시험 장치 개요도를 Fig. 3에 나타내었다. Fan 소음저감을 위해 Fan 출구측에 소음기를 설치하였으며, 스피커에서 발생한 소음과 유동이 Buffer를 통해 합쳐지도록 제작하였다. Fig. 4는 소음기 성능시험을 목적으로 제작된 시험장치를 나타낸 것으로 Fan으로부터 무반사단까지의 전체길이는 약 28 m이다.



Fig. 4 Test setup for muffler performance measurement

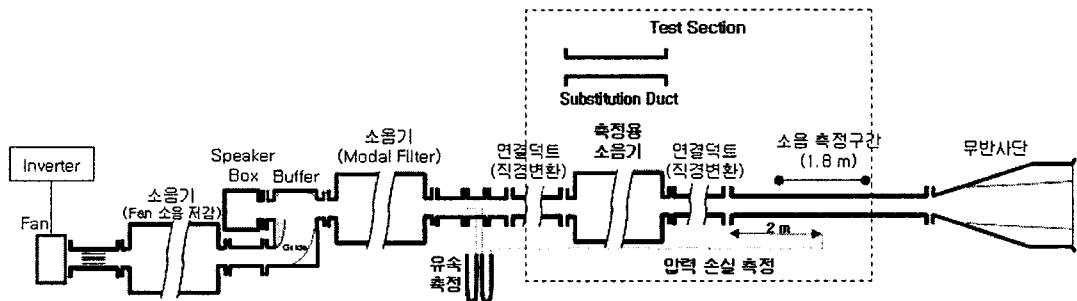


Fig. 3 Schematic diagram of muffler test apparatus

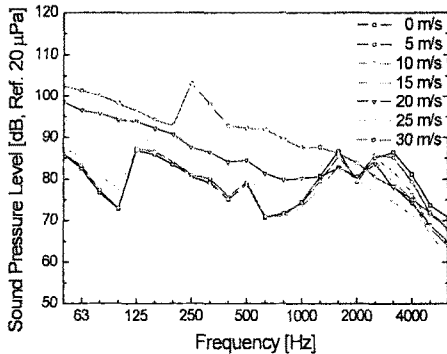
2.3 기본 성능 평가

(1) Fan 소음 및 스피커 소음

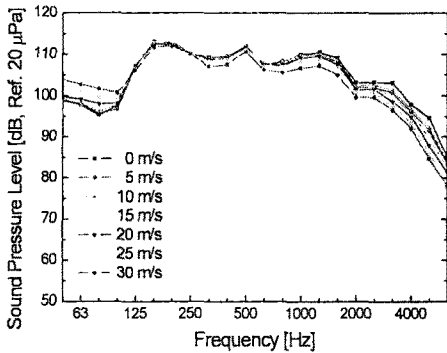
Fan에 의해 발생한 유동소음과 스피커 및 Fan을 동시에 작동한 경우의 소음을 Fig. 5에 비교하였다. 유속이 증가함에 따라 Fan에 의한 유동소음이 증가하는 것을 볼 수 있으며, 스피커를 작동할 경우 100 Hz 이상의 주파수 영역에서 발생 소음이 10 dB 이상 커지고 유속에 따른 소음레벨의 변화가 크지 않은 것을 알 수 있다.

(2) 반사계수 및 축로 전달소음 측정

Fig.6과 같이 스피커를 소음기 하단 덕트에 직접 연결한 후 소음기 하단의 반사계수를 전달함수법⁽⁶⁾을 이용하여 측정하였다. 측정은 평면파(plane wave) 영역의 주파수(391 Hz 이하)에서 수행되었으며, Fig. 7에 측정된 반사계수를 나타내었다. 100 Hz 이상에서 반사계수가 0.23 이하의 작은 값을 나타내는 것을 알 수 있다.



(a) Fan noise



(b) Speaker and fan noises

Fig. 5 Comparison of generated noises between fan and speaker

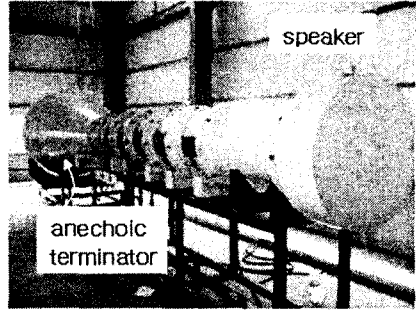


Fig.6 Test setup for reflection coefficient.

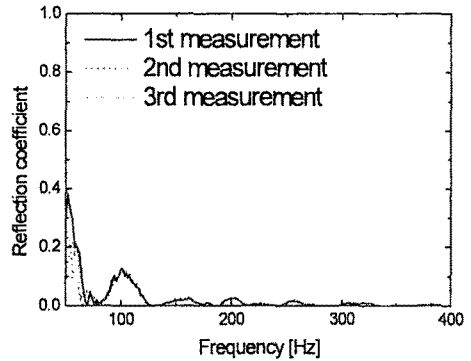


Fig. 7 Reflection coefficient

우회 경로에 의한 축로전달 소음을 확인하기 위해 두께 30t인 철판 사이에 흡음재 및 공기층이 있는 격벽(partition)을 제작하여 덕트를 통과하는 소음을 차단한 후 우회하는 소음을 측정하였다. 덕트를 통과한 소음과 축로 전달소음의 차이를 나타내는 한계 삽입손실을 Fig. 8에 나타내었으며, 100 Hz 이상의 주파수 영역에서 각 밴드값이 45 dB 이상인 것을 확인할 수 있다. 따라서, 삽입손실 측정값은 각 밴드에서 35 dB까지 축로전달 소음의 영향을 받지 않음을 알 수 있다.

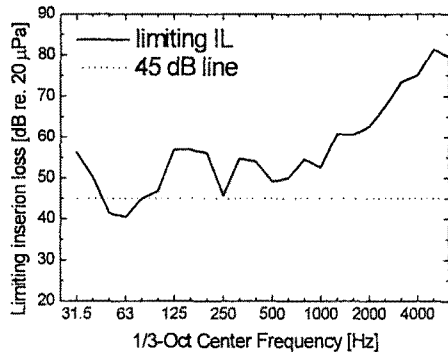


Fig. 8 Limiting insertion loss by flanking noise measurement.

3. 소음기 성능 측정 및 평가

3.1 삽입손실 측정

삽입손실의 측정을 위해 시험용 소음기 설치 후 Turbulence screen을 이용하여 5개의 측정점에서 소음을 계측한 후 다음과 같이 평균하였다.

$$L_{p,M} = 10 \log_{10} \left(\frac{1}{5} \sum_{i=1}^5 10^{L_{pMi}/10} \right), \text{ dB} \quad (9)$$

여기서, L_{pMi} 는 각 측정점에서의 소음레벨을 나타낸다. 같은 방법으로 시험용 소음기 대신 substitution 덕트를 연결한 후 소음을 계측하여 다음과 같이 평균한다.

$$L_{p,S} = 10 \log_{10} \left(\frac{1}{5} \sum_{i=1}^5 10^{L_{pSi}/10} \right), \text{ dB} \quad (10)$$

따라서, 삽입손실은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$L_{IL} = L_{p,S} - L_{p,M}, \text{ dB} \quad (11)$$

3.2 압력손실 측정

측정면에서의 압력은 다음과 같이 게이지 압력(p_s)과 동압(p_d)에 의해 나타낼 수 있다.

$$p_t = p_s + p_d = p_s + \frac{\rho}{2} v^2 \quad (12)$$

여기서, p_t 는 total pressure (Pa), v 는 유동속도를 나타낸다.

따라서, 소음기 입출구단에서의 압력 측정으로부터 다음과 같이 소음기 압력 손실을 산정할 수 있다.

$$\begin{aligned} \Delta p_t &= p_{t1} - p_{t2} \\ &= \Delta p_s + p_{d1} \left(1 - \frac{S_1}{S_2} \right) \end{aligned} \quad (13)$$

여기서, S_1 과 S_2 는 각각 소음기 입구 및 출구 측정면의 단면적을 의미한다. 일반적으로 소음기 입출구단 압력 측정면의 직경이 동일하므로 총 압력손실은 게이지 압력손실과 동일함을 알 수 있다.

3.3 측정 결과

측정 대상 선박용 소음기의 크기 및 구조는 Fig. 9와 같다. 입구 직경은 400 mm이며, 내부에 spark arrestor와 흡음 배플이 설치되어 있으며, 흡음재로는

미네랄울이 사용되었다.

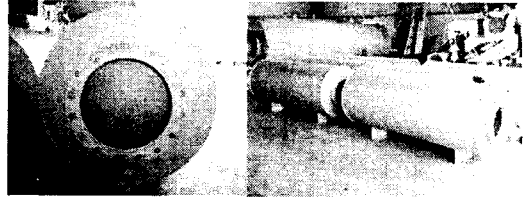


Fig. 9 Photograph of test muffler

성능 측정시 0~20 m/s까지 5 m/s의 간격으로 유속을 변화시키며 소음기와 무반사단 사이에 위치한 소음 측정 구간에서 마이크로폰(B&K, Type 4189) 및 turbulence screen(B&K, Type UA0436)을 이용하여 5개의 지점에서 음압레벨을 계측하여 평균하였다. 소음기의 삽입손실 평가를 위해 substitution 덕트와 소음기가 설치되어 있는 경우에 대해 각각 소음을 측정하였으며, 식 (11)을 이용해 Fig. 10과 같이 소음기의 삽입손실을 산정하였다. 측정결과로부터 500~2,000 Hz 대역에서 삽입손실이 최대값을 갖고 유속 증가에 따른 유동소음 발생으로 소음기 삽입손실이 감소하는 것을 볼 수 있다.

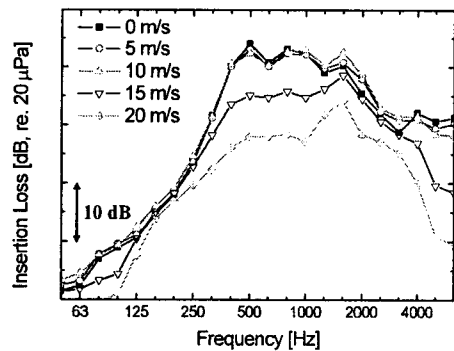


Fig. 10 Insertion loss of the test muffler varying with the flow speed

유속변화에 따라 측정된 소음기 압력손실을 Fig. 11에 나타내었다. 이때 압력손실은 유속에 의한 동압(dynamic pressure, $\rho v^2/2$)과 압력 손실계수(K)로부터 다음과 같이 나타낼 수 있다⁽⁴⁾.

$$\Delta p = K \left(\frac{1}{2} \rho v^2 \right) \quad (14)$$

측정결과를 유속의 제곱항에 대하여 curve fitting 하면

소음기의 압력 손실계수를 그림과 같이 구할 수 있고, 측정된 압력손실이 유속의 제곱에 비례함을 알 수 있다. 따라서, 이 결과로부터 20 m/s를 초과하는 유속에 대해서도 압력 손실을 근사적으로 추정하는 것이 가능하다.

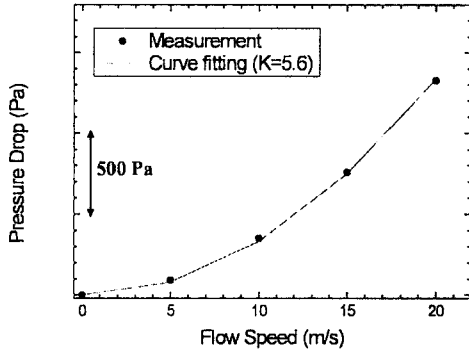


Fig. 11 Pressure loss of the test muffler varying with the flow speed at normal temperature ($T \approx 25 \text{ }^\circ\text{C}$)

4. 결 론

본 연구에서는 유동이 고려된 대형 선박용 소음기의 삽입손실과 압력손실을 측정하기 위한 시험장치를 ISO 7235에 따라 설계/제작한 후 소음기의 성능을 측정하였다. 소음기 성능 측정은 100~5,000 Hz의 주파수 범위 내에서 최대 삽입손실 35 dB(1/3-옥타브 밴드 레벨)까지 가능하다. 시험장치의 성능은 Fan 및 스피커 발생소음, 소음기 하단의 반사계수, 한계 삽입손실을 통해 확인하였고, 소음기 성능 시험을 통해 유속 증가에 따른 삽입손실 및 압력 손실을 평가하였다. 측정 결과로부터 유속증가에 의한 유동소음으로 인해 삽입손실이 전 주파수 영역에서 감소하며, 압력손실은 동압에 비례함을 확인하였다.

후 기

이 연구는 지식경제부에서 지원하는 지역산업기술개발사업(경남테크노파크)의 일환으로 수행되었습니다.

참 고 문 헌

- (1) J.-K. Eom, S.-S. Kim, 2001, "An experimental study on the performance of silencers for exhaust merchant ships considering air flow velocity," J. of the Soc. of Naval Architects of Korea, Vol. 38, No. 1, pp.108~115.
- (2) D.-K. Lee, B.-M. Jin, C.-W. Lee, N.-S. Kim, and S.-H. Choi, 2005, "A study on silencer performance assessment under onboard condition," Trans. of the Korea Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 15, No. 2, pp.176~183.
- (3) J.-G. Ih, 1994, "Acoustic analysis and design of exhaust mufflers : I. Operating principles associated with structures," Trans. of Korea Society of Automotive Engineers, Vol. 16, No. 4, pp.37~50.
- (4) ISO 7235, 2003, "Acoustics-Laboratory measurement procedures for ducted silencers and air-terminal units-Insertion loss, flow noise and total pressure loss".
- (5) KS A ISO 5136, 2004, "Determination of sound power radiated into a duct by fans-In-duct method".
- (6) ISO 10534-2, 2003, "Acoustics-Determination of sound absorption coefficient and impedance in impedance tubes-Part 2: Transfer-function method".