

## 선내 탑재된 소음기 성능평가 방법에 관한 연구

### A Study on Silencer Performance Assessment under Onboard Condition

이도경† · 진봉만\* · 이철원\* · 김노성\* · 최수현\*

Do-Kyung Lee, Bong-Man Jin, Cheul-Won Lee, Nho-Sung Kim and Su-Hyun Choi

(2004년 9월 24일 접수 : 2005년 1월 25일 심사완료)

**Key Words** : Exhaust Noise(배기소음), Silencer(소음기), Probe Microphone(탐침형 마이크로폰), Noise Reduction(소음 저감량), Onboard Measurement(실선 실험)

#### ABSTRACT

The exhaust noise of auxiliary engine in ships is directly transmitted to bridge wing with only distance attenuation. It is not easy to find out practical treatment to be applied between exhaust pipe and bridge wing to reduce the transmission of the exhaust noise. In general, therefore, a silencer is fitted to reduce the exhaust noise and correspondingly noise of bridge wing. The silencer should be properly designed under the consideration of the frequency component of the exhaust noise and the required performance such as noise reduction or insertion loss. In general, the gas inside the exhaust pipe flows with high temperature and speed and thus onboard test condition is more adverse than the standard atmospheric condition. In this study, the test method to evaluate silencer performance using a probe microphone is introduced.

#### 1. 서 론

여객선, 군함 등 일부 특수 목적의 선박을 제외한 대부분의 선박의 경우, 선교(bridge wing)가 발전기(diesel generator) 등의 배기관과 인접되어 있으면서 배기관에서 방사되는 소음의 직접적 영향을 받게 된다. 따라서 배기구와 선교간의 거리 및 발전기의 소음 특성 등을 고려하지 않고 소음기(silencer)가 설계된 경우 종종 심각한 소음문제가 발생하기도 한다.<sup>(1,2)</sup>

이때 배기소음 저감을 위해 설치되는 소음기는 최근 국산으로 대부분 대체되어 사용되고 있으나 실선 소음 환경을 고려할 수 있는 유속, 온도 등을 고려한 실험 결과가 선박 설계자에게 제시되지 못하고 있

며, 특정 소음원의 주파수 특성을 고려하지 못하고 있는 실정이다.

최근에 유속을 고려한 선박용 소음기 성능 실험에 대한 연구 논문이 국내에서 발표된 바 있지만, 유속의 변화 추이에 따른 성능 평가가 충분히 이루어지지 않았고 실선과 유사한 환경 하에서의 실험은 전무한 형편이다.<sup>(3)</sup>

따라서 소음기 성능에 있어서 제작업체에서 실시한 시험 결과와 실선 환경에서의 성능에 관한 조사 및 확인 등의 검증을 통한 설계단계에서의 효과적인 소음기의 성능평가가 이러한 제반 문제를 해결하기 위한 필수적 요소라고 판단된다.

일반적으로 선박용 발전기 배기관은 약 300~400℃의 고온의 유체가 30~35 m/sec 정도의 고속으로 흐르고 있는 등 표준 대기상태와는 달리 소음 측정 환경이 매우 열악하다고 할 수 있다.

이 연구에서는 이러한 실선 환경(onboard test condition)에서의 소음기 성능실험을 위해 탐침형 마이크로폰(probe microphone)을 이용한 실험 절차를

† 책임저자 : 정희원, 대우조선해양(주)

E-mail : dklee1@dsme.co.kr

Tel : (055) 680-5547, Fax : (055) 680-2174

\* 정희원, 대우조선해양(주)

기초 실험을 통해 확립하고자 하였다.

## 2. 실선에서의 소음기 성능평가 방법 고찰

발전기의 배기관 내에는 고온(약 300~400 °C)의 유체가 고속(약 30 m/sec)으로 흐르기 때문에 상온에서 주로 사용되고 있는 콘덴서형 마이크로폰의 배기관 내 직접적 삽입에 의한 소음계측은 불가하다. 또한 배기관에 설치된 소음기의 탈 부착이 거의 불가능하기 때문에 '삽입손실(IL, insertion loss)'에 의한 성능실험이 현실적으로 어렵다. 따라서 고온에서 사용 가능한 센서에 의한 '소음 저감량(NR, noise reduction)'의 계측이 실선에서의 소음기 성능실험 방법으로 적합하다고 판단된다.

현재까지 개발된 소음 계측용 마이크로폰 중 실선에서와 같이 고온 환경에서의 소음 측정이 가능한 마이크로폰은 Fig. 1에 나타난 탐침형 마이크로폰(probe microphone)으로서 그 용도 및 특성은 아래의 Table 1에 요약하였다.<sup>(1)</sup>

Table 1에서 요약된 바와 같이 탐침형 마이크로폰은 일반적 소음 측정 주파수 구간인 1 Hz~10 kHz에

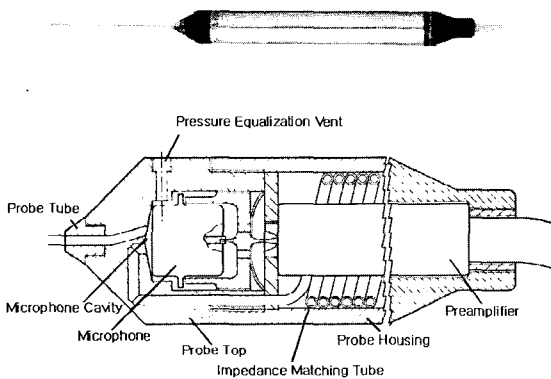
서 비교적 평탄한 주파수 응답 특성을 가진다.

그러나 Fig. 2에서 나타난 '탐침의 길이별 주파수 응답 특성 곡선'에 의하면 1000 Hz 이상의 고주파수 영역에서는 다소 측정 오차가 발생할 수 있음을 알 수 있는데, 이는 주파수별 감도 보정에 의해 그 오차를 극복할 수 있다.

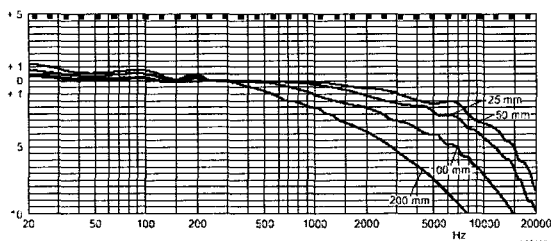
탐침형 마이크로폰을 이용한 실선에서의 소음기 성능실험은, 반사파(reflection wave)의 영향을 최소화 하면서 관내소음의 정도 있는 계측을 위해 아래의 Fig. 3에 나타난 바와 같이 도파관(wave-guide tube)이라는 소음 측정용 소형 관을 천공한 배기관에 부착

**Table 1** Uses and features of probe microphone

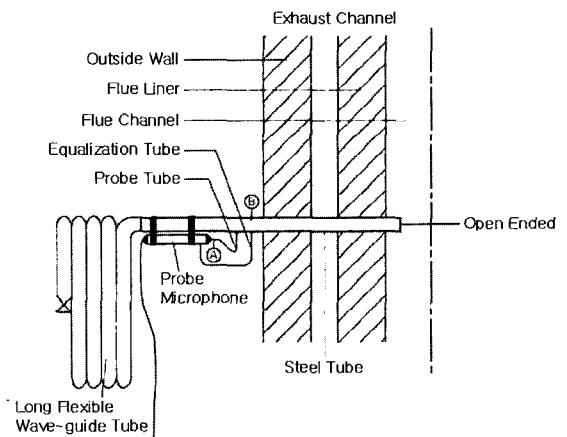
Uses
• Near-field measurement of loud speakers
• Investigation of sound distribution inside musical instruments
• Measurement of noise radiation from intricate machinery
• Measurement on exhaust systems
• Measurement of attenuation in hearing protectors
• Acoustic impedance measurements
Features
• Smooth frequency response characteristic
• Small size and lightweight (only 45 g)
• Selection of interchangeable stiff and flexible probe tubes
• Probe-tip can withstand temperatures up to 70 0°C (1292°F)



**Fig. 1** Schematic representation of probe microphone



**Fig. 2** Typical frequency responses for various stiff probe tube length



**Fig. 3** Application of probe microphone for noise measurements on exhaust systems

하여 계측을 수행한다.

이때 도파관의 치수는 내부 단면적이 13.25 mm<sup>2</sup> 이상이고 측정 대상 배기관 단면적의 4% 이하이면 정도 있는 실험 결과를 얻을 수 있다고 알려져 있다.<sup>(4)</sup>

따라서 이 연구에서는 일반 상선에 주로 적용되는 발전기 배기관의 치수(약 400A Pipe)를 고려하여 15A steel pipe를 배기 소음 측정용 도파관으로 사용하였으며, 그 끝 단을 동일 직경의 고온 고압용 메탈 호스(metal flexible hose)로 연결하여 반사파의 영향을 최소화 할 수 있도록 하였다.

### 3. 실선실험 방법의 검증을 위한 기초실험

이 연구에서는 실선에서의 소음기 성능실험 방법의 검증을 위해 별도의 기초실험을 수행하였으며, 기본적으로 '탐침형마이크로폰의 정도 검증'과 '도파관을 이용한 소음 측정법의 정도 검증' 등으로 구분하여 수행하였다.

수행된 기초실험의 개략도는 Fig. 4에 나타내었으며, 측정 및 분석을 위해 사용된 장비 목록은 Table 2에 나타낸 바와 같다.

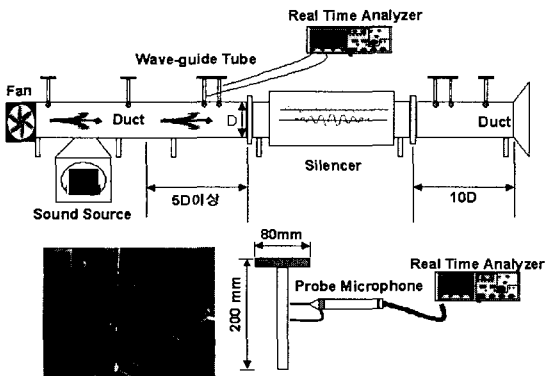


Fig. 4 Schematic diagram of basic experiment for the verification of onboard test method

Table 2 Equipment list for basic experiments

Item	Type
Analyzer	Pulse3560, B&K3550,SD390
Probe microphone	B&K type 4182sets
1/2" microphone	B&K type 4165/4190, Larson davis type 2541
Sound source	B&K type 4224
Power supply	B&K type 2804/5935

기초실험 개략도에서 나타난 관내 소음 측정용 도파관은 실선 실험 적용과 동일하게 15A size의 도파관을 맞대기 이음 형식으로 연결 후, 약 5m 정도의 고온 고압용 메탈호스를 연결하였다.

### 3.1 탐침형 마이크로폰의 정도 검증

#### (1) 1/2" 마이크로폰과의 비교 검증

일반적으로 상온에서 소음 계측용으로 널리 사용되고 있는 콘덴서형 1/2" 마이크로폰은, 가청 주파수 범위에서 평탄한 주파수 응답 특성(Fig.5 참조)을 가지고 있으므로 실선 실험에서 사용될 탐침형 마이크로폰의 정도 확인을 위한 좋은 기준이 된다.

따라서 이 실험에서는 관내 동일 지점에서 동일 소음원에 대한 탐침형 마이크로폰 및 콘덴서형 1/2" 마이크로폰의 주파수별 소음레벨을 측정하여 그 정도를 확인하였다.

소음레벨 측정은 기초실험용 소음원인 송풍기(fan)와 음향스피커(sound source)의 근접음장(near field) 영향으로부터 벗어난 소음기 입구(inlet) 위치에서 수행하였으며, 실선에서와 같이 유속이 있는 음원 환경을 구현하기 위해 송풍기와 음향스피커를 동시에 작동시켜 소음레벨을 측정하였다.

정밀한 결과 분석을 위해 연속스펙트럼(continuous spectrum)으로 결과를 분석하였으며 두 마이크로폰의 주파수별 음압레벨 비교는 Fig. 6에 나타낸 바와 같다.

Fig. 6의 연속스펙트럼에서 나타나듯 전체적인 주파수 경향은 매우 잘 일치하고 있다. 그러나 2000 Hz 이상의 고주파수 영역에서는 다소 음압레벨의 편차가 발생하고 있는데, 이는 전술한 바와 같이 탐침형 마이크로폰의 감도가 이러한 고주파수 영역에서 떨어지는데 기인한 것으로 판단된다.

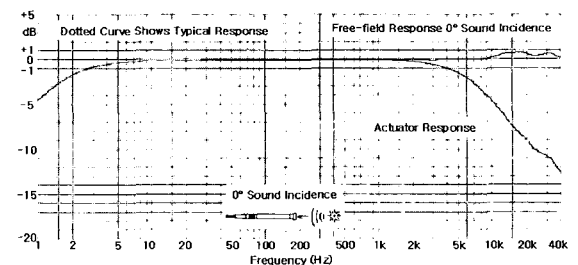


Fig. 5 Typical frequency response for 1/2" microphone

따라서 Fig. 2에서 나타난 탐침형 마이크로폰의 주파수응답 특성 곡선을 이용하여 이러한 고주파수 영역에서 감도 보정을 한 후 재분석을 수행하였으며, 그 결과를 Fig. 7에 나타내었다.

고주파수 영역에서의 감도 보정 후의 재분석 결과는 Fig. 7에서 보아 알 수 있듯이 주파수 경향뿐만 아니라 음압레벨의 정량적 측면까지 모두 잘 일치하고 있다.

(2) 고속의 유체 유동 환경에서의 정도 검증

콘덴서형 1/2" 마이크로폰을 이용한 상온에서의 소음계측 시, 일반적 옥외 환경에서는 방풍망(wind screen)의 부착 등에 의해 유속에 의한 영향을 최소화 하지만 풍동(wind tunnel), 덕트 등과 같이 고속

의 유체가 흐르는 환경에서는 '노우즈 콘(nose cone)'이라는 별도의 장치를 마이크로폰에 부착하여 계측하는 것이 일반적이다.

노우즈 콘은 유체 유동에 대한 저항을 가능한 한 최소화 할 수 있도록 잘 연마된 유선형(streamlined shape)으로 되어 있어서 고속의 유체가 흐르는 환경에서 공기역학적으로 유지되는 소음 성분을 최소화할 수 있는 것으로 알려져 있다.

참고로 노우즈 콘의 외형과 1/2" 마이크로폰에 부착하여 사용할 시의 주파수응답 특성을 Fig. 8과 Fig. 9에 각각 나타내었다.

Fig. 9에서 보이는 바와 같이 노우즈 콘을 부착한 1/2" 마이크로폰의 주파수응답 특성은 약 10 kHz까지는 감도상의 오차 없이 측정 가능함을 알 수 있다. 따라서 노우즈 콘을 부착한 1/2" 마이크로폰은 실선의 배기관과 같이 고속의 유체가 흐르는 환경 하에서

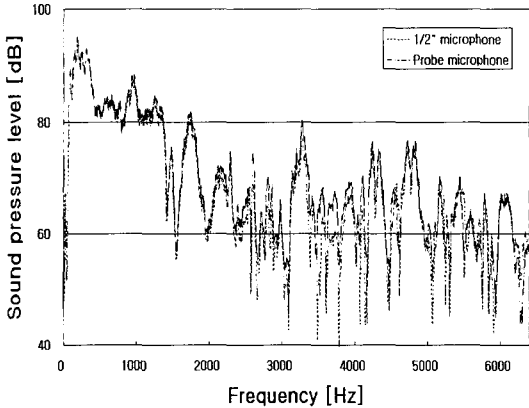


Fig. 6 Comparison of sound pressure level between 1/2" microphone and probe microphone

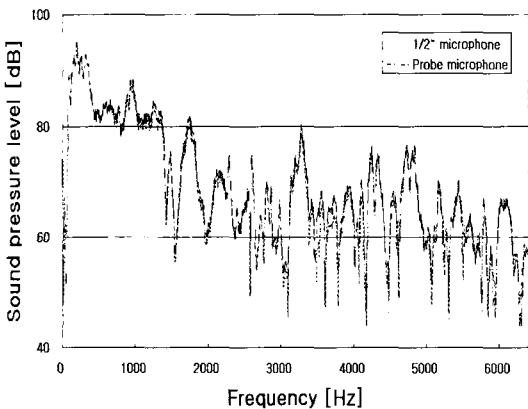


Fig. 7 Comparison of sound pressure level between 1/2" microphone and probe microphone after the correction of frequency response



Fig. 8 External shape of nose cone

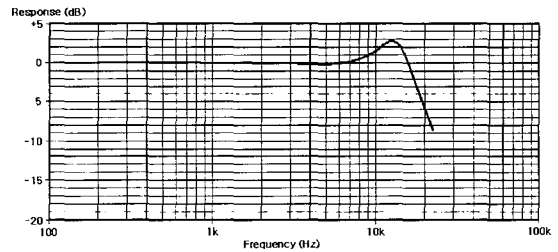


Fig. 9 Typical frequency response for 1/2" microphone with nose cone

Table 3 Specification of the fan

Type	Axial flow fan
Total pressure [pa]	1500
Static pressure [pa]	1464
Dynamic pressure [pa]	36
Flow rate [m/sec]	57.2
Output of motor [kw]	1.1
Rpm of motor	6072
Discharge [m <sup>3</sup> /h]	1441

탐침형 마이크로폰의 직접적 사용에 따른 계측 정도의 확인을 위해 좋은 기준이 된다.

고속의 유동 환경을 조성하기 위한 음원으로 축류팬(axial flow fan)을 사용하였으며 유속을 57 m/sec로 유지시켜 탐침형 마이크로폰 및 노우즈 콘을 부착한 1/2" 마이크로폰의 주파수별 음압레벨을 계측하고 비교하였다.

소음원으로 사용한 축류팬의 사양은 Table 3에 요약하였다. 이때 측정된 결과는 옥타브 밴드(octave band)에 의해 분석하였으며 탐침형 마이크로폰 및 노우즈 콘을 부착한 1/2" 마이크로폰의 주파수별 음압레벨은 Fig. 10에 나타내었다 (단, 탐침형 마이크로폰에 의한 결과는 주파수별 감도 보정을 한 결과임).

Fig. 10의 결과 그래프는 고속의 유체가 흐르는 환경에서 탐침형 마이크로폰과 노우즈 콘을 부착한 1/2"

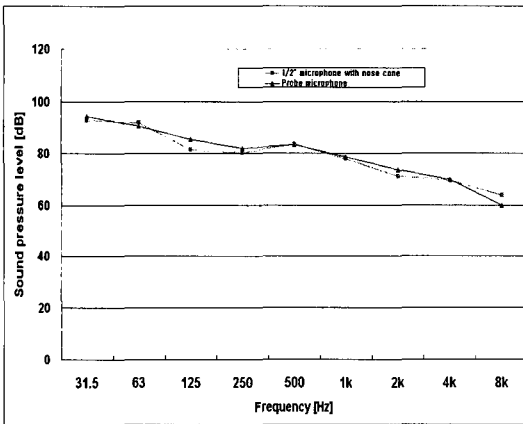


Fig.10 Comparison of sound pressure level between probe microphone and 1/2" microphone with nose cone in high wind speed condition

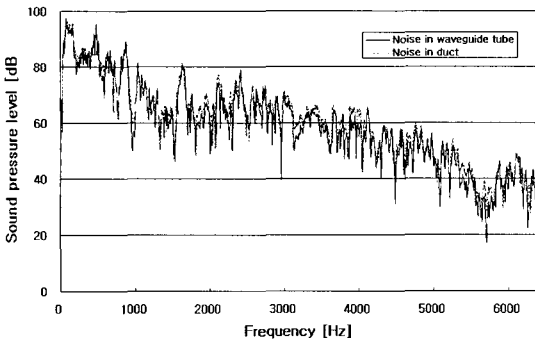


Fig. 11 Confirmation of the accuracy for noise measurement using wave-guide tube

마이크로폰에 의한 음압레벨 측정치가 서로 잘 일치함을 보여주고 있다. 따라서 고속의 유체가 흐르는 환경에서는 탐침형 마이크로폰의 관내 직접적 삽입에 의한 소음 측정을 하여도 무방할 것으로 판단된다.

이상의 실험 결과를 고려할 때, 탐침형 마이크로폰을 이용한 소음 측정 시에는 고주파수 영역에서의 적절한 감도 보정을 고려한 실험이 이루어진다면 매우 정도 있는 결과를 얻을 수 있으며 도파관을 이용한 소음 측정 방법에 기인한 오차는 거의 없을 것으로 판단된다.

### 3.2 도파관을 이용한 소음측정법의 정도 검증

고온 고압의 유체가 흐르는 배기관 내의 소음 레벨을 측정하기 위해서는 도파관을 통한 소음 측정이 불가피하다. 따라서 이러한 도파관을 이용한 소음레벨과 실제 관내의 소음레벨의 비교를 통해 측정 방법상의 오차의 확인 및 검증을 하고자 하였다.

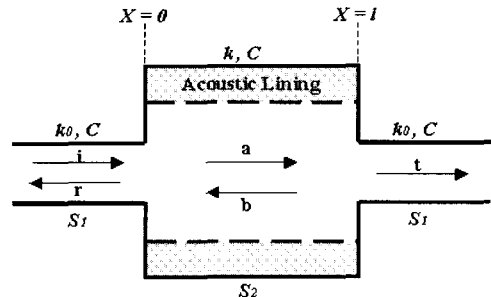
관내의 소음레벨은 콘덴서형 1/2" 마이크로폰을 이용하여 소음 수준을 측정하였고, 도파관 내의 소음레벨은 탐침형마이크로폰을 이용하여 소음 측정을 수행하였다.

연속스펙트럼에 의한 분석 결과는 Fig. 11에 나타난 바와 같이 분석된 전 주파수 영역에서 매우 잘 일치함을 알 수 있으며, 소음기의 실선 성능 실험에서 적용할 도파관에 의한 소음 측정은 방법상의 오차가 거의 없음을 확인할 수 있었다.

## 4. 소음기 성능 예측식의 비교

### 4.1 소음기 성능 예측식의 유도

유한 길이의 흡음형 소음기(dissipative silencer)의 전달손실(TL, transmission loss)은 소음기를 '내장형



<  $k$  : wave number,  $C$  : sound speed,  $S$  : cross-sectional area >

Fig. 12 Sound transmission for dissipative silencer

확장관(lined expansion chamber)'으로 가정함으로써 유도될 수 있다.

흡음형 소음기의 지배 방정식 유도에 대한 이해를 돕기 위해 소음기 입출구에서의 음파 전달 모델을 Fig. 12에 나타내었으며, 관내 유체의 흐름을 평면파(plane wave)라고 가정하면, 소음기 내부와 입출구에서의 음압은 다음과 같이 각각 하나의 값으로 대표할 수 있다.<sup>(5, 6)</sup>

$$\begin{aligned} P_i &= p_i e^{-jk_0 x}, & P_r &= p_r e^{jk_0 x}, & P_a &= p_a e^{-jkx}, \\ P_b &= p_b e^{jkx}, & P_t &= p_t e^{-jk_0 x} \end{aligned} \quad (1)$$

여기서  $P_i$  = 소음기 입구에서의 입사파 압력  
 $P_r$  = 소음기 입구에서의 반사파 압력  
 $P_a, P_b$  = 소음기 내부의 압력  
 $P_t$  = 소음기 출구로 전달되는 압력

이때 소음기 입구 및 출구에서의 압력의 연속성(pressure continuity) 및 유동 체적의 연속성(volume flow rate continuity)과 소음기 내부의 흡음재에 의한 영향을 고려하면 다음의 식이 유도된다.

$$\frac{p_i}{p_t e^{\alpha l}} = \frac{1}{4} \left[ \left( m + \frac{1}{m} + 2 \right) - e^{-2j(k_0 - j\alpha)l} \left( m + \frac{1}{m} - 2 \right) \right] \quad (2)$$

여기서  $\alpha$  = Energy attenuation constant  
 $m = \frac{S_2}{S_1}$

따라서 상기 식 (2)를 전달손실의 형태로 변환하여 나타내면 다음과 같다.<sup>(7)</sup>

$$\begin{aligned} TL &= 10 \log \left| \frac{p_i}{p_t} \right|^2 \\ &= 10 \log \left\{ \left[ \cosh \frac{\alpha l}{2} + \frac{1}{2} \left( m + \frac{1}{m} \right) \sinh \frac{\alpha l}{2} \right]^2 \cos^2 kl \right. \\ &\quad \left. + \left[ \sinh \frac{\alpha l}{2} + \frac{1}{2} \left( m + \frac{1}{m} \right) \cosh \frac{\alpha l}{2} \right]^2 \right\} \text{ [dB]} \end{aligned} \quad (3)$$

식 (3)은 임의의 형상을 가지는 소음기 내부의 유동을 평면파로 가정했을 경우의 소음 감쇠량을 나타내는 것으로서, 이 연구의 소음기 성능 예측의 지배 방정식으로 사용하였다.

한편 관내의 유체 온도의 영향은, 음파 파장과 온도의 다음 관계식으로 고려할 수 있다.<sup>(7)</sup>

$$\lambda = \frac{345}{f} \sqrt{\frac{\theta_c + 273}{295}} \quad (4)$$

여기서  $f$  = 주파수 [Hz]

$\theta_c$  = 관내의 유체 온도 [°C]

상기 소음기 성능 예측식은 기본적으로 평면파 가정 하에서 유도되었기 때문에 '차단주파수(cutoff frequency)' 이하의 주파수 영역에서만 유효하다.

차단주파수는 관내 유체의 유동 속도와 관의 직경에 따라서 결정될 수 있으며 관의 유형에 따른 관계식은 다음과 같다.<sup>(8)</sup>

$$f_{c_0} = \begin{cases} \frac{c_0}{2a} & \text{(for rectangular duct)} \\ 0.586 \frac{c_0}{d} & \text{(for circular duct)} \end{cases} \quad (5)$$

여기서  $f_{c_0}$  = 차단주파수 [Hz]

$c_0$  = 관내 유체음파의 전파속도 [m/sec]

$a$  = 사각덕트 단면의 큰 변의 길이 [m]

$c$  = 원형 덕트의 직경 [m]

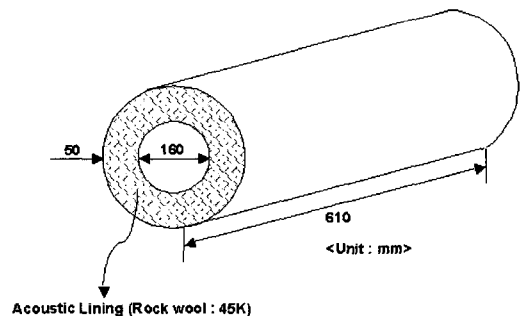


Fig. 13 Sample silencer-circular type

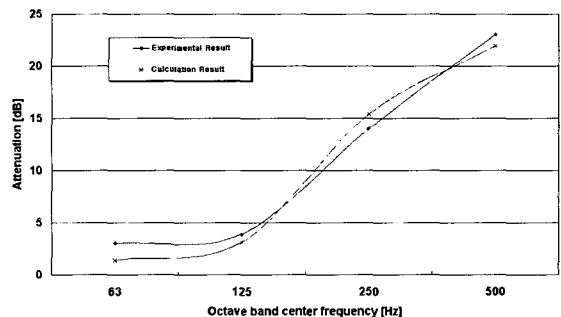


Fig. 14 Comparison between calculation and experiment for sample silencer

소음기 성능 예측식의 파라미터 중 에너지 저감 상수는 이론적으로 구하기 어려우며 미국 NEBB (national environmental balancing bureau)(1994)에서 제시한 아래의 경험식을 이용하여 산출할 수 있다.<sup>(8)</sup>

$$\sigma = \begin{cases} 0.010 \left( 0.305 \frac{P}{A} \right)^{1.959} (0.039t)^{0.917} & \text{at } 63 \text{ Hz} \\ 0.0434 \left( 0.305 \frac{P}{A} \right)^{1.41} (0.039t)^{0.941} & \text{at } 125 \text{ Hz} \\ 0.205 \left( 0.305 \frac{P}{A} \right)^{0.824} (0.039t)^{1.079} & \text{at } 250 \text{ Hz} \\ 0.767 \left( 0.305 \frac{P}{A} \right)^{0.500} (0.039t)^{1.087} & \text{at } 500 \text{ Hz} \end{cases} \quad (6)$$

여기서  $P$  = 소음기 단면의 둘레 길이 [m]

$A$  = 소음기의 단면적 [m<sup>2</sup>]

$t$  = 소음기 내부 흡음재의 두께 [mm]

#### 4.2 성능 예측식에 의한 실험결과 검증

전술한 탐침형 마이크로폰 및 도파관을 이용한 실험 방법의 정도를 확인하기 위해 간이 소음기(sample silencer)에 대한 성능실험을 수행하고 그 결과를 식(3)에 의한 계산 결과와 비교하였다.

이 때 실험 및 계산에 적용된 소음기의 개략적인 치수 및 형상은 Fig. 13에 나타내었다.

간이 소음기 모델의 성능실험은 전술한 탐침형 마이크로폰 및 도파관을 이용한 실험 방법으로 평가하였으며, 실험 및 계산 결과의 비교는 Fig. 14에 나타낸 바와 같다.

이때 실험 및 계산 모델로 사용한 간이 소음기 모델의 치수 등을 고려한 차단주파수는 약 775 Hz가 된다. 따라서 계산 및 실험의 결과 분석은 옥타브 밴드로 63 Hz~500 Hz까지 수행하였으며, Fig. 14는 계산 및 실험 결과가 비교적 잘 일치함을 보여주고 있다.

#### 5. 선내 탑재된 소음기의 성능 실험

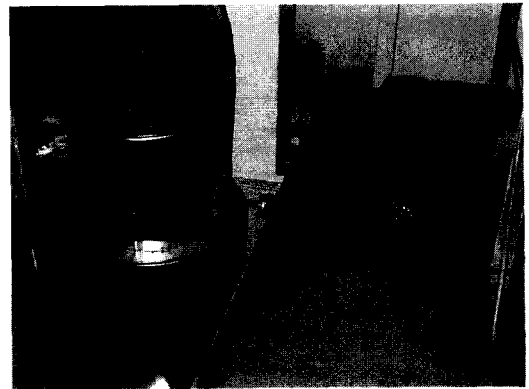
이 연구에서는 실제 선박에 탑재된 발전기 배기관용 소음기의 성능을 전술한 방법에 의해 평가하고 이를 간이 소음 예측식과 비교하였다.

Table 4 Principal specification of diesel generator

Ship type		105K COT
Specification of D/G	Type	6L23/30H
	Output	1060 PS
	RPM	720
	No. of cylinder	6(in-line)
D/G silencer type		SB-ES25-350



(a) Measuring point A- silencer inlet



(b) Measuring point B-silencer outlet

Fig. 15 Photograph of onboard measuring points

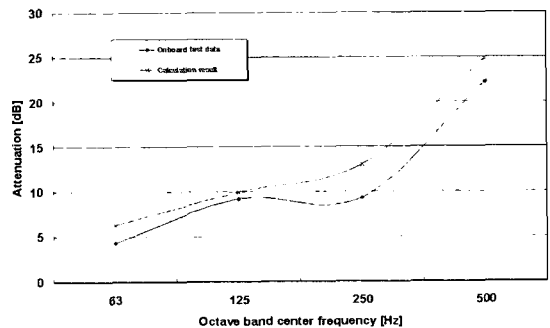


Fig. 16 Comparison between theoretical calculation and onboard test result

### 5.1 실험 선박에 탑재된 발전기의 주요 사양

실험 대상 발전기의 주요 사양은 Table 4에 요약한 바와 같다.

### 5.2 실선 성능실험 결과

실선에서의 소음기 성능 평가는 실험 대상 선박의 안벽 계류 상태에서 발전기 부하 시험(load test) 중 실시하였으며, 실선 환경에서의 소음기 성능실험의 각 위치는 Fig. 15에 나타난 바와 같다.

Table 4에서 언급한 대상 선박에 탑재된 소음기에 대한 실선 환경에서의 성능실험 결과와 전술한 식 (3)의 성능 예측식에 의한 계산 결과를 함께 비교 평가하였으며, 그 결과는 Fig. 16에 나타내었다.

Fig. 16에 나타난 이론적 성능 예측식에 의한 계산 결과 및 실선 성능실험 결과의 비교는 차단 주파수 이하의 주파수 영역에서 수행되었으며, 그 결과가 비교적 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.

따라서, 이 연구에서 수행된 도파관을 이용한 소음저감량(NR) 측정에 의한 방법이 배기관의 차단 주파수 이하의 영역에서 유효하게 사용될 수 있음을 확인할 수 있었다.

## 6. 결 론

(1) 소음기의 성능 실험 방법에 대한 고찰을 통해 실선 환경(onboard condition)에 적합한 '소음저감량(noise reduction, NR)' 측정에 의한 실선 실험 절차를 확립하였다.

(2) 간이 소음기 모델에 대한 실험 및 이론적 성능예측식에 의한 계산을 통해 도파관 및 탐침형 마이크로폰(probe microphone)을 이용한 소음기 성능 실험 방법의 정도를 확인하였다.

(3) 실제 선박에 탑재된 소음기의 성능실험 결과와 이론적 성능 예측식에 의한 계산결과와의 비교를 통해 이 연구에서 적용한 소음기 성능 평가 방법의 유효성을 확인하였다.

(4) 이 연구에서 이용한 소음기 성능평가 방법은 차단주파수이하의 영역에 대해서 의미 있는 결과를 갖는 방법으로서, 저주파수 소음이 지배적인 선박용 발전기 배기관 소음 및 소음기의 실선 성능 평가에 쉽게 활용할 수 있을 것으로 판단된다.

(5) 또한 이 소음기 평가방법은 선박의 실선 환경 하에서 소음저감량(NR) 측정을 통한 소음기의 성능 평가로서는 최초의 시도이며, 측정 환경 면에서 제약 조건이 많은 실선에서 간단하게 배기관 소음 및 소음기 성능평가를 수행할 수 있는 장점이 있다고 판단된다.

## 참 고 문 헌

- (1) 이도경, 최수현, 김노성, 정성진, 2000, "선박 Diesel Generator의 배기소음 특성, 방음대책 및 실선 적용 사례", 한국소음진동공학회, 춘계학술대회 논문집, pp.862~867.
- (2) 선박 진동 소음 제어지침 연구위원회, 1997, "선박진동 소음 제어지침", 한국선급.
- (3) 엄재광, 김사수, 2001, "관내 유속을 고려한 상선의 배기관용 소음기의 성능실험 연구, 대한조선학회논문집 Vol. 38, No.1, pp.108~115.
- (4) "Instruction Manual-probe Microphone Type 4182", B&K, 1990.
- (5) Kirby, R., 2001, "Simplified Techniques for Predicting the Transmission Loss of a Circular Dissipative Silencer", Journal of Sound and Vibration Vol.243, No. 3, pp.403~426.
- (6) 윤제원, 김준호, 김영찬, 김두훈, 1998, "흡음형소음기의 음향성능 해석, 한국소음진동공학회, 춘계학술대회논문집, pp.554~560.
- (7) Leo L. Beranek, 1988, "Noise and Vibration Control", McGraw Hill Book Company.
- (8) Barry Clark et al., 1994, "Sound and Vibration-design and Analysis", NEBB.