

조합형 소음기를 이용한 박용 디젤 엔진 배기 소음 제어

Exhaust Noise Control of Marine Diesel Engine Using Hybrid Silencer

이 태 경* · 주 원 호* · 배 중 국**

Tae-Kyoung Lee, Won-Ho Joo and Jong-Gug Bae

(2009년 3월 17일 접수 ; 2009년 6월 2일 심사완료)

Key Words : Diesel Engine(디젤 엔진), Silencer(소음기), Insertion Loss(삽입 손실), Resonator Type Silencer(공명형 소음기), Hybrid Silencer(조합형 소음기), Low Frequency Range(저주파수 대역)

ABSTRACT

Low frequency exhaust noise of marine diesel engine is one of the most important noise sources in vessels. However, conventional absorptive silencers are ineffective to control exhaust noise because of low absorption in the low frequency range. In the paper, exhaust noise control of marine diesel engine was studied by using the hybrid silencer, which was composed of virtually divided array of concentric hole-cavity resonators and conventional absorptive silencer. A series of tests including field tests were performed to investigate the acoustic performance of the hybrid silencer. Consequently, its high performance of 5~10 dB noise reduction in the low frequency range was confirmed and it is expected to be very helpful in reducing the exhaust noise of marine diesel engine.

1. 서 론

중속(medium speed) 디젤 엔진은 선박, 해양 구조물 및 육상 발전 설비 등 높은 출력이 요구되는 곳에 다양한 용도로 많이 사용되어 왔다. 특히, 선박의 경우 디젤 발전기(diesel generator)로서 기관실 내에 탑재 되고 있으며, 선박 연돌(funnel) 상단의 디젤 엔진 배기구(exhaust stack)에서 방사되는 배기소음은 선박 소음 측면에서 상당히 중요한 소음원 중 하나로 연구되어 왔다⁽¹⁾.

특히 배기 소음에 의한 선박 브리지 윙(bridge wing)의 소음이 규제치를 초과하는 경우가 보고되고 있으며, 최근에는 선박의 항구 접안 시 배기 소음에 의한 항구 주변 거주 지역의 환경 소음(environmental noise) 문제 또한 대두되고 있어서 디젤

엔진의 배기 소음 제어의 필요성이 더욱 높아지고 있는 추세이다.

박용 중속 디젤 엔진의 경우 회전수가 720 rpm 또는 900 rpm으로 운전되기 때문에 배기 소음은 엔진의 폭발 주파수(firing frequency)에 의한 약 30~150 Hz의 저주파수 대역의 성분이 지배적이며, 일반적으로 수백 Hz에 이르는 자동차의 배기 소음에 비해서 상당히 저주파수라는 특징을 지닌다. 따라서 일반적인 흡음형 소음기(absorptive silencer)로써 이러한 배기 소음을 제어하는 데는 한계가 있으며 이런 점을 극복하고자 공명기 배열을 이용하여 디젤 엔진 배기 소음기의 저주파수 대역 성능을 향상시킨 연구가 진행된 바 있다⁽²⁾.

이 논문은 위의 공명기 배열을 이용한 공명형 소음기, 공명기 배열과 기존의 흡음형 소음기가 결합된 조합형 소음기에 대하여 저주파수 대역 성능 검증하고, 공명형 소음기와 조합형 소음기를 이용한 실선 배기 소음 제어 시험 결과를 담고 있다. 유동을 고려한 소음기의 성능 시험을 통해서 저주파수 대역에서의 소음기의 성능을 확인하였으며, 이를 바

* 교신저자; 정회원, 현대중공업 진동소음연구실

E-mail : tklee05@hhi.co.kr

Tel : (052)202-9097, Fax : (052)202-5495

* 현대중공업 진동소음연구실

** 현대중공업 기술개발본부

탕으로 실선 소음기 성능 시험을 통해서 소음기의 성능을 검증하였다.

2. 박용 디젤 엔진 배기소음 특성 및 저감방안

일반적으로 박용 디젤 엔진의 배기 소음은 Fig. 1과 같이 150 Hz 이하의 저주파수 대역이 지배적인 특징을 지닌다.

저주파수 대역의 소음은 엔진의 폭발 주파수와 그 조화 성분(harmonics)에 의하여 발생되며, 선박의 경우 브리지 윙 소음 등 옥외 소음 문제의 주원인으로 보고되고 있다. 저주파수 대역 소음의 경우 단순 팽창형 소음기(simple expansion)를 사용하거나, 공명기(resonator)를 통한 제어 방법이 일반적이다.

단순 팽창형 소음기의 경우 단면적 비의 증가에 따라 소음기의 성능이 증가되는 특성을 지니기 때문에 비교적 손쉽게 소음기 성능을 증가시킬 수 있는 장점이 있다. 하지만 선박의 경우 배기 소음기는 엔진 케이싱(engine casing) 내부에 설치되게 되는데, 다른 배관과의 간섭 및 공간상의 제약으로 인하여 단면적 비를 증가시키는 데 한계가 있게 된다.

다른 저주파수 대역 저감 방안으로 공명기가 있다. 공명기의 경우 특정 주파수 영역에서는 비교적 효과적인 소음 제어 성능을 발휘하지만, 그 제어 주파수의 폭이 매우 좁다는 단점을 지니고 있다. 공명기 배열을 이용하여 제어 주파수의 폭을 확장시키고 이를 이용하여 소음기의 성능 개선 연구가 진행된 바 있다^(2,3).

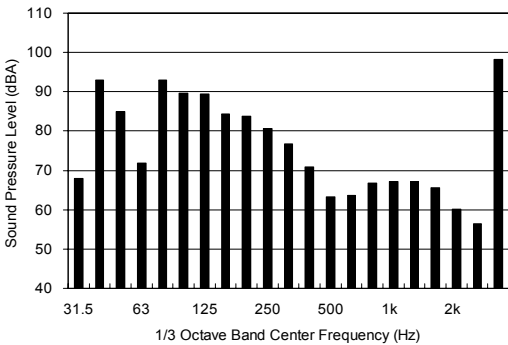


Fig. 1 Exhaust noise spectrum of marine diesel engine

선박의 디젤 엔진 배기 소음기의 경우 기본적으로 흡음형 소음기로 구성된 경우가 거의 대부분이었기 때문에 저주파수 대역의 엔진 배기 소음 저감에는 취약했던 것이 사실이다. 이 연구에서는 이러한 저주파수 대역의 취약한 성능을 보완하고자 공명기 배열로 이루어진 공명형 소음기를 이용하여 기존 흡음형 소음기에 공명형 소음기를 결합시킨 새로운 형태의 조합형 소음기(hybrid silencer)를 개발하였다. 이때 공명형 소음기에 삽입되는 공명기 배열의 경우 엔진 폭발 주파수 소음 제어에 최적화시킨 형태로 설계를 하여 소음기 성능을 극대화시키려 하였다.

3. 공명형 소음기 설계

앞서 언급하였듯이, 저주파수 대역의 배기소음 제어를 위하여 공명형 소음기를 적용시켜야 하는 데 이 때 공명기 배열을 최적 설계하는 과정이 필요하다. 디젤 엔진의 실린더수, 회전수에 따라서 디젤 엔진의 폭발 주파수가 달라지게 되는데, 공명기의

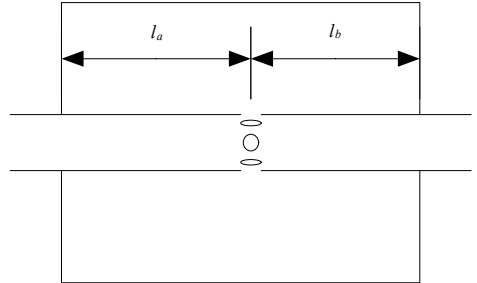


Fig. 2 Concentric hole-cavity resonators

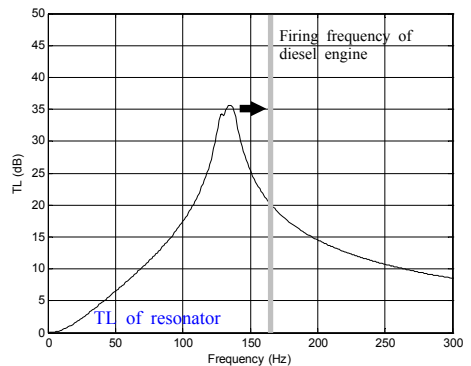


Fig. 3 Design concept of resonators

성능을 폭발 주파수 대역에서 극대화 시켜야 하기 때문이다.

이 연구에서는 공명형 소음기를 동심홀 공명기 (concentric hole-cavity resonator)⁽⁴⁾로써 구성하였다. 그 이유는 박용 디젤 엔진의 경우 회전수가 상대적으로 낮음에 따라 폭발 주파수가 수십 Hz에 존재하는데 동심홀 공명기가 제어 주파수를 수십 Hz로 조정하기가 용이하기 때문이다. 또한 일반적으로 자동차 배기 머플러 등에 많이 사용되는 천공형 관(perforated tube)을 사용하는 경우 통상 제어 주파수가 수백 Hz에 존재하기 때문에 수십 Hz 폭발 주파수를 지니는 박용 디젤 엔진용으로는 부적합하다.

제어 주파수의 밴드 폭을 넓히기 위해서 여러 개를 공명기를 길이 방향으로 배열하였으며 공명기 배열의 제어 주파수 및 투과 손실(transmission loss)은 전달행렬법(transfer matrix method)을 통하여 계산하였다⁽⁴⁾. Fig. 2는 동심홀 공명기의 개략도를 나타내며, 임피던스(Z) 및 전달행렬(T)은 식 (1), (2)와 같다.

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

$$T = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 1/Z & 1 \end{bmatrix} \quad (2)$$

여기서 n_h 는 홀의 개수, S_h 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.

소음 제어 대상의 디젤 엔진이 정해지면 먼저 폭발 주파수를 계산하고, 공명기 배열의 전달 손실을 계산하여 제어 주파수를 파악한 후, 이를 엔진 폭발 주파수와 일치시키는 방식으로 공명형 소음기를 최적화 하게 된다. Fig. 3은 위의 과정을 도식적으로 보여준다.

4. 배기 소음기 성능 시험

4.1 공명형 소음기 성능 시험

저주파수 대역 소음 저감에 주요 역할을 하는 공명형 소음기에 대하여 그 성능을 파악하고자 Fig. 4와 같이 소음기를 제작하여 시험을 수행하였다. 소음기 시험 장치 구성과 시험 절차는 참고문헌 (2)를

참고한다.

Fig. 4와 같이 공명형 소음기는 길이 방향으로 3개의 공명기 배열로 이루어져 있고 공명기 사이의 점선으로 표시된 격벽은 실제 제작하지 않는 가상 격벽으로 제작하였다. 가상 격벽은 현실적으로 용접을 통해서 좁은 간격을 지니는 공명기들 사이에 격벽을 제작하기 매우 어렵다는 생산 측면에서의 문제점을 해결하고, 격벽이 없는 경우에도 개별 공명기에 대응하는 음장이 마치 구획이 있는 것처럼 거동할 것이라는 가상 구획이라는 개념을 도입한 것이다.

공명형 소음기 성능은 전달행렬법을 이용하여서 소음기를 공명기 3개가 결합된 형태로 가정 한 후 각 공명기의 전달행렬을 곱함으로써 추정하였다.

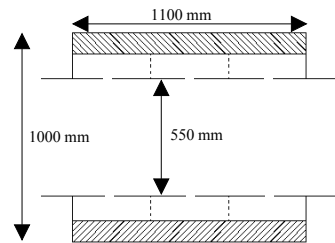


Fig. 4 Resonator type silencer

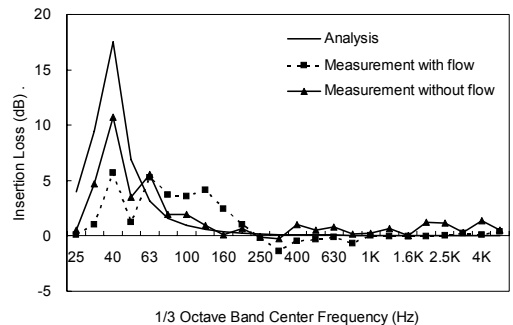


Fig. 5 IL comparison of array resonator

소음기의 성능 계측은 소음기 삽입 전/후의 음압의 차, 즉 삽입 손실(insertion loss, IL) 계측을 통하여 수행하였다. 일반적으로 배기 소음기의 경우 빠른 배기 가스의 유동이 덕트 내부에 존재하기 때문에 이를 반영하기 위해서 삽입 손실 계측 시 환으로 유동 소음을 발생시켜 소음기의 성능을 계측하였다. Fig. 5는 공명형 소음기의 삽입 손실을 나타낸다.

결과를 보면 제어 주파수 40 Hz에서 삽입손실이 최대값을 보이는 것을 확인할 수 있으며, 해석값과 계측값이 유사한 경향을 지님을 파악할 수 있다.

또한 전달행렬법으로 계산된 삽입 손실은 공명기 사이의 격벽이 존재한다고 가정한 계산값이며, 이 값이 가상 격벽의 공명기 배열의 시험 결과와 잘 일치하는 것으로 미루어 보아 격벽이 없어도 개별 공명기에 대응되는 음장이 마치 구획이 있는 것과 같이 거동할 것이라는 이 논문의 가상 격벽 개념은 유효한 것으로 판단된다.

이 시험을 통해서 판단하여 볼 때 가상 격벽을 지니는 공명기 배열을 이용한 공명형 소음기를 배기 소음 제어에 적용할 경우 박용 디젤 엔진의 주 소음 성분인 수십 Hz 성분의 소음 저감에 효과적인 것으로 판단된다.

4.2 조합형 소음기 성능 시험

4.1절을 통하여 성능이 검증된 공명형 소음기의

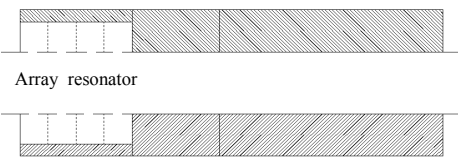


Fig. 6 Conceptual figure of hybrid silencer

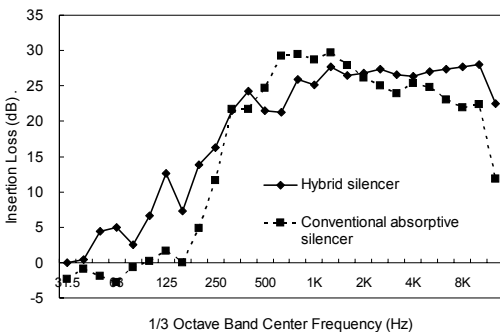


Fig. 7 IL comparison of hybrid silencer

경우 저주파수 대역의 소음 저감에는 효과적이지만, 고주파수 대역 저감에는 취약하다. 따라서 공명형 소음기만 설치될 경우 고주파수 소음 저감 측면에서 문제가 되기 때문에 저주파수와 고주파수 대역 성능을 동시에 향상시키는 것이 필요하다. 이에 Fig. 6과 같이 공명형 소음기와 흡음형 소음기가 합쳐진 형태의 조합형 소음기를 제작하여 유동 소음 시험을 수행하고 성능을 검증하였다. Fig. 6에서 공명기 배열의 점선은 가상 격벽으로 실제로 제작하지 않는 격벽이다.

Fig. 6에서 공명기 배열은 동심원 공명기 4개를 배치하고 제어주파수 100 Hz로 설계하였다. 소음기의 삽입 손실을 계측한 결과는 Fig. 7과 같다.

일반적인 흡음형 소음기의 경우 유동 소음 시 약 150 Hz 이하의 주파수대역에서 거의 0의 삽입손실을 지님에 비해⁽²⁾, Fig. 7의 결과를 보면 저주파수 대역에서 최소 5 dB 이상의 삽입 손실을 지님을 파악할 수 있다. 또한 전체 삽입 손실도 기존 12 dB에서 22 dB로 10 dB 증가하였다. 이를 통하여 조합형 소음기의 우수한 소음 저감 성능을 확인하였다.

5. 실선 배기 소음 제어

5.1 공명형 소음기를 이용한 배기 소음 제어

(1) 실선 배기 소음 특성 계측

공명형 소음기의 저주파수 대역 소음 저감 성능을 최종적으로 확인하기 위하여 실선 소음 시험을 수행하였다. 대상 선박은 대형 화물선으로 발전용 디젤 엔진 5기가 탑재되어 있으며 디젤 엔진의 폭발 주파수는 Table 1과 같다.

배기 소음원의 주파수 특성을 파악하여 공명형 소음기를 최적 설계하기 위하여 디젤 엔진 구동 시 배기단에서의 소음을 Fig. 8과 같이 실선에서 계측하였다.

배기 소음은 배기단에서 1 m 떨어진 지점과 브리 지점에서 계측되었고, 계측 결과는 Fig. 9와 같다.

결과를 보면 엔진 폭발 주파수에 해당하는 40,

Table 1 Firing frequencies of diesel engines

No. of cylinders	RPM	Firing frequency (Hz)		
		1st	2nd	3rd
7	720	42	84	126

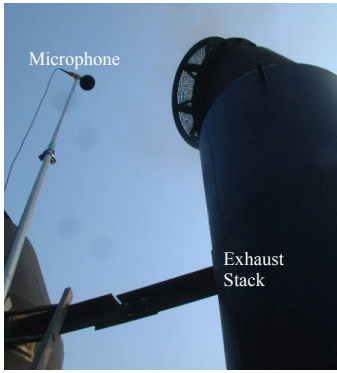


Fig. 8 Onboard exhaust noise measurements

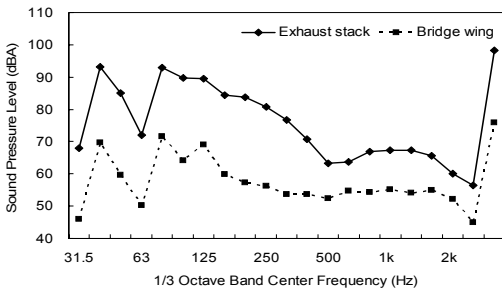


Fig. 9 Measurement results of exhaust noise



Fig. 10 Resonator type silencer installed in exhaust stack

80, 125Hz 밴드의 소음 성분이 지배적임을 파악할 수 있다. 따라서 배기 소음에 의한 선박 소음을 제어하기 위해서는 해당 저주파수 대역 소음을 저감하는 것이 필요함을 확인할 수 있다.

(2) 공명형 소음기 설계

Fig. 9의 배기 소음 계측 결과를 바탕으로 공명형

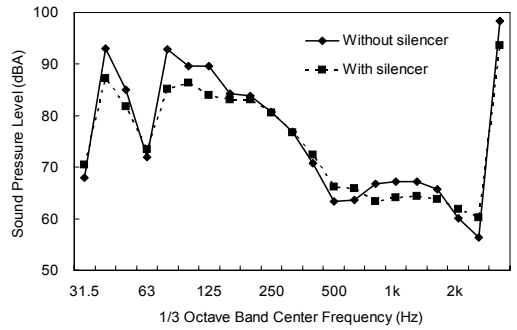


Fig. 11 Comparison of noise levels with and without silencer

소음기를 설계하였다. 전달행렬법에 의하여 공명기 배열을 설계하였으며, 제어 주파수는 1차 폭발 주파수인 42 Hz로 조정하였다. 또한 공명기 배열 이외의 소음기 내부에 추가적인 배플(baffle)들을 설치하고 그 간격이 80, 125 Hz 주파수 파장의 1/4이 되도록 최적 배치하여 해당 주파수에 대한 소음 저감 성능도 높이고자 하였다. 최종적으로 도출된 공명형 소음기의 실선 설치 모습은 Fig. 10과 같다.

(3) 실선 계측을 통한 소음기 성능 평가

소음기를 설치한 후 5.1절 (1)과 동일한 엔진 구동 조건에서 배기 소음을 계측하여 소음기의 성능을 평가하였다. Fig. 11은 소음기 설치 전·후의 배기구 끝단 소음 수준 비교를 나타낸다.

결과를 보면 엔진 폭발 주파수 대역에 해당하는 40, 80, 125 Hz 밴드에서 소음이 약 5~8 dB 저감된 것을 확인할 수 있고, 공명형 소음기의 저주파수 대역 소음 저감 성능을 확인할 수 있다.

5.2 조합형 소음기를 이용한 배기 소음 제어

선박 시운전 시 브리지 윙에서의 소음 계측을 통하여 조합형 소음기의 실선 성능을 검증하였다. 대상 선박은 5.1절 대상 선박과 다른 종류의 대형 화물선으로 주기관 및 기관실/선실 배치가 동일한 동형선 2척이었으며 한 척은 기존 흡음형 소음기가 설치된 선박이었고 다른 한 척은 조합형 소음기가 설치된 선박이었다. 조합형 소음기의 성능을 파악하기 위해서 동형선 시운전 시 동일한 운항 조건 하에서 브리지 윙 소음을 계측하여 비교하였으며 결과는 Fig. 12와 같다.

기존 흡음형 소음기가 설치된 선박의 경우 엔진

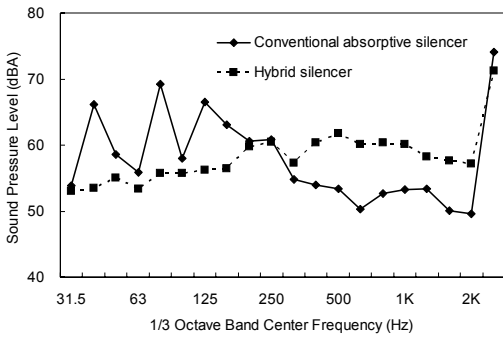


Fig. 12 Comparison of noise levels at bridge wing

폭발 주파수의 조화 성분인 40, 80, 125 Hz 밴드에서 뚜렷한 피크를 비롯하여 저주파수 대역 소음이 상당히 크게 존재함을 알 수 있다. 반면, 조합형 소음기가 설치된 선박의 경우 엔진 폭발 주파수에 의한 피크가 발견되지 않으며, 저주파수 대역 소음이 약 10 dB 저감된 것을 확인할 수 있다. 또한 전체 음압의 측면에서 74 dBA에서 70 dBA로 4 dB 감소되어 IMO 브리지윙 소음 규제치⁽⁵⁾인 70 dBA를 만족시키는 수준까지 저감되었다.

참고로 조합형 소음기가 설치되었을 때 315 Hz 대역 이상의 소음이 기존 흡음형 소음기 설치 시보다 증가하는 데 이는 조합형 소음기 내의 추가적인 공명기 삽입으로 인한 소음기 전체 길이 증가 문제를 해소하기 위해서 흡음형 소음기 부분의 길이를 축소하였기 때문이다. 이에 따라 소음기의 흡음 면적이 감소되고 중/고주파수 대역 저감 성능이 감소하여 315 Hz 대역 이상에서 소음이 증가하였다.

통상의 경우 디젤 엔진의 배기 소음으로 인하여 브리지 윙의 소음 수준은 약 75 dBA로 계속되는 경우로 미루어 볼 때 이 연구에서 개발된 조합형 소음기는 저주파수 대역의 디젤 엔진 배기 소음 저감에 매우 효과적이며 실선 적용 시에도 우수한 성능이 발휘됨을 알 수 있다.

6. 결 론

박용 증속 디젤 엔진의 배기 소음은 엔진 폭발 주파수에 의하여 특정 저주파수 대역의 소음 성분이 지배적으로 나타나나, 기존에 적용되고 있는 흡음형 소음기만으로는 저주파수 대역에서의 낮은 흡

음성능과 소음기 체원 증가에 따른 주위 구조와의 간섭 및 공간상의 제약 등에 의해 배기소음을 효과적으로 제어하기가 어렵다. 이 연구는 기존 흡음형 소음기가 지닌 한계점을 극복하기 위해서 가상구획으로 구분된 동심홀 공명기 배열을 이용한 공명형 소음기 단독 또는 기존의 흡음형 소음기와 개발된 공명형 소음기를 결합한 조합형 소음기를 이용하여 박용 디젤 엔진의 배기 소음을 성공적으로 제어하였다.

이를 통하여 선박 소음의 주요 소음원 중 하나인 디젤 엔진 배기 소음 제어에 획기적인 전환점을 마련하였다고 판단되며, 향후 선박 브리지 윙 소음, 배기 소음으로 인한 항구 주변 환경 소음 문제 발생 시 공명형 또는 조합형 소음기를 최적 설계하여 설치함으로써 배기 소음 제어에 적극적으로 대처할 수 있으리라 판단된다.

참 고 문 헌

- (1) Jang, S.-H., Ih, J.-G., Chae, S.-S. and Kim, J.-T., 2001, "Optimal Layout of Exhaust Systems for the Reduction of Low - Frequency Noise," Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, pp. 623~627.
- (2) Lee, T.-K., Kim, Y.-H., Joo, W.-H. and Bae, J.-G., 2007, "A Study on the Improvement of Acoustic Performance of Diesel Engine Exhaust Silencer in the Low-frequency Range Using Array Resonators," Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, KSNVE07S-02-02.
- (3) Seo, S.-H. and Kim, Y.-H., 2004, "Acoustic Characteristics of a Silencer by Using Array Resonators," Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 14, No. 10, pp. 975~982.
- (4) Munjal, M. L., 1987, "Acoustics of Ducts and Mufflers," Wiley, New York.
- (5) Resolution A.468 (XII), 1981, Code on Noise Levels on Board Ships, International Maritime Organization (IMO), London.