

박용 디젤엔진의 소음특성 및 저감대책

김 재 승

(한국기계연구원 구조시스템연구부)

1. 머리말

선박 내부에 사무실, 침실 등이 밀집해 있는 선박 거주구는 길게는 수개월에 이르는 장기간에 걸쳐 선원이 기거하는 공간이기에 일반 사무실이나 주택과 같이 생활하기에 불편이 없도록 설계되어야 한다. 그러나, 선박 거주구는 근처에 추진기관등 선박운항에 필요한 각종 기계장치가 24시간 가동하고 있으며 더구나 선박 자체가 상대적으로 질량이 작고 강성이 큰 철구조물이므로 소음/진동의 견지에서 볼 때 매우 불리한 특성을 지니고 있다. 국제해사기구(IMO)에서 선박에 대하여 규정한 허용 소음레벨의 상한값은 이와 같은 특성을 감안하여 사무실과 침실에 대하여 각각 65, 60 dB(A)로 육상에서 유사한 공간의 소음레벨과는 상당한 차이가 있음을 알 수 있다.⁽¹⁾

선박의 전반적인 소음레벨을 결정짓는 주요 소음원은 주추진기관, 발전기 및 선박 고유의 추진장치인 프로펠러등 3가지를 손꼽을 수 있다. 특히, 디젤기관은 거의 모든 선박에서 주추진기관과 발전기의 구동장치로 사용되고 있으므로 이들의 소음특성은 선박소음과 밀접한 관계가 있다. 수중에서 작동하는 프로펠러는 물방울이 낮은 압력에서 갑자기 기화하는 현상인 캐비테이션이 발생할 때 높은 소음레벨을 유발시킨다. 이 밖에도 추진 감속기가 장착된 경우에는 이로 인한 성분이 포함될 수 있다.

한편, 소음이 전달되는 경로의 관점에서 보

면 격실에서의 소음성분은 공기를 매질로 전파된 공기음(airborne sound)과 구조체를 매질로 하여 진동의 형태로 전달되는 고체음(structureborne sound)으로 나누어 생각할 수 있다. 대부분의 거주구에서 발생하는 소음은 선체를 전달매질로 하여 소음원으로부터 멀리 떨어진 곳까지 손쉽게 전파될 수 있는 고체음 성분으로 알려져 있다. 반면에, 공기음은 기관실과 같이 장비가 설치된 공간이나 이와 인접한 격실에 한하여 주요성분으로 작용한다. 따라서, 선박에서는 고체음의 소음원레벨이 육상의 경우와 비교하여 상대적으로 큰 관심의 대상이 되고 있다.

본 글에서는 선박소음 기술분야에 있어서 소음원으로서의 디젤기관 소음원 특성과 방음대책에 관하여 살펴보았다.

2. 엔진소음의 종류

2.1 발생위치에 따른 분류

그림 1은 디젤기관에서 소음의 발생위치에 따라 소음의 종류를 나누어 본 것이다. 배기구소음은 실린더 내에서 연소된 배기가스가 배출되는 과정에서 배기구 내에 나타나는 소음성분으로 쉽게 짐작할 수 있듯이 가장 높은 소음레벨을 보인다. 그러나, 배기관에 의해 외부와 연결되어 있으므로 기관실 내부에 본 소음성분으로 인해 발생하는 소음은 배기관의 투과손실을 고려하면 엔진블럭의 진동에서 비롯하는 표면방사소음성분보다 상대적으로 낮은 값을 보인다. 본

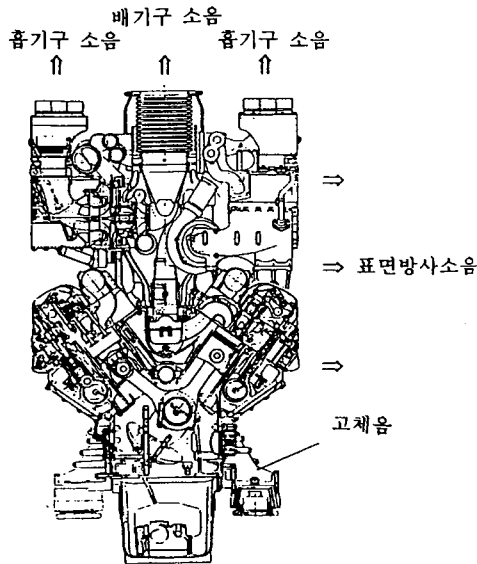


그림 1 디젤엔진 소음의 종류

성분은 배기관을 따라가며 인접해 있는 격실과 배기관의 끝단이 위치하는 갑판부근에 주로 소음을 발생시킨다. 흡기장치에서 발생하는 흡기구소음 역시 외부와 연결되었을 때에는 배기구소음의 경우와 마찬가지로 기관실내 소음레벨의 기여도는 무시할 수 있으나, 그렇지 않은 경우에는 표면방사소음과 함께 중요한 기관실 내 소음성분으로 작용한다.

엔진구조의 진동으로 인해 표면에서 발생하는 표면방사소음은 기관실내에 소음을 유발시키는 중요한 성분으로서 그 발생과정을 그림 2에 보였다. 즉, 본 소음은 엔진의 내부구조에서 일어나는 연소와 밸브, 피스톤의 충격 및 크랭크축의 불평형력등 각종 기진력에 1차적인 원인이 있으며 이들 기진력과 엔진블럭의 구조적 특성에 따라 엔진블럭이 진동하게 된다. 이때, 엔진블럭 표면의 진동이 주위 공기로 전달되어 소음이 발생하게 된다.

끝으로, 엔진 마운팅의 진동을 나타내는 고체음 성분은 지지구조에 진동을 전달하고 이는 다시 선체의 구조를 타고 선박의 여러 부분으로 전파되어 궁극적으로는 선박에 전반적인 소음을 유발시키는 원인이 되고 있다. 고체음 성분에 의해 기관실내 각종 구

조물로부터 발생하는 소음성분 또한 표면방사소음에 비해 작으므로 무시할 수 있으나 본 성분은 앞에서 언급하였듯이, 기관실과 멀리 떨어진 곳에 소음을 발생시키므로 특히 관심을 가져야 할 소음성분에 속한다.

2.2 발생원인에 따른 분류

또 다른 엔진소음의 분류방법으로 발생원인에 따라 유동소음과 기계소음으로 구별하기도 한다. 유동소음이란 폭발행정시 수반되는 급격한 압력변동과 연소가스의 흡배기 등 유동현상에 의해 실린더 내부에 형성되는 소음성분을 일컫는다. 유동소음의 크기는 연소시 실린더 내부의 압력 변화율과 밀접한 관계가 있다. 유동소음은 흡배기관을 통하여 외부로 직접 전파되는 동시에 실린더 내벽을 가진시켜 고체음의 발생원인을 제공한다.

기계소음은 연소와는 직접적으로 관련이 없이 엔진의 구동에서 발생하는 기계적 소음을 일컫는다. 즉, 피스톤의 운동에서 기인하는 기진력이 피스톤로드, 연결봉, 크랭크축과 베어링을 거쳐 엔진구조를 진동시키고

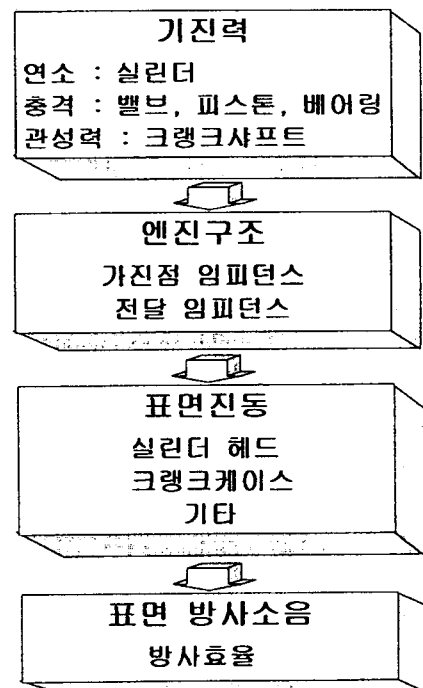


그림 2 표면 방사소음의 발생과정

이로 인하여 크랭크케이스, 엔진프레임 등으로부터 소음이 발생하게 된다. 이밖에도 기계소음은 피스톤과 실린더 라이닝과의 충격현상에서 기인하는 소음인 피스톤 타음(piston slap noise)과 밸브, 기어 등 각종 기계요소의 구동으로부터 고체음의 형태로 발생한다.

3. 기종에 따른 소음 특성

박용 디젤엔진의 종류는 운전속도에 따라 저속 디젤엔진, 중속 디젤엔진 및 고속 디젤엔진으로 구분하고 있다. 여기에서는 이들 엔진의 소음특성을 공기음 레벨을 중심으로 간단히 소개한다.

3.1 저속 디젤엔진

대형 상선에서 주 추진기관으로 채택하고 있는 저속 디젤엔진은 회전수가 약 200 rpm 이하인 디젤엔진을 지칭하며 프로펠러와 직결되어 있다. 본 엔진의 소음은 저주파수대에서 가장 높은 소음레벨을 보이며 이후 중주파수대까지 완만한 감소를 보인다. 고주파수대에서는 급격히 소음레벨이 떨어지는 경향을 보인다.

엔진의 실린더블럭이나 크랭크케이스는 구조 자체가 강성이 큰 중구조로 제작되므로 소음레벨이 타 부위에 비하여 상대적으로 낮다. 반면에, 경구조와 용접 부위가 많은 엔진의 상부에서 높은 소음레벨을 보이고 있으며 특히 엔진의 회전수와 점화주파수에서 기인하는 주파수 성분이 높게 나타난다. 한편, 과급기와 소기시스템 부근에서

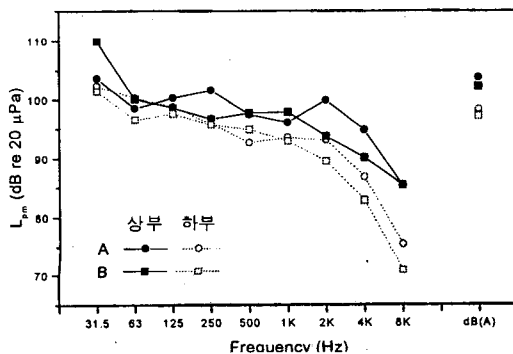


그림 3 저속 디젤엔진의 소음레벨 예

는 이들 자체에서 발생하는 고주파수의 소음성분이 문제된다.

그림 3은 정격회전수가 100 rpm 부근인 2 종류의 국내제작 대형 저속 디젤엔진에서 계측된 소음레벨의 예를 보여준다.⁽²⁾

3.2 중속 디젤엔진

중속 디젤엔진은 정격회전수 300 ~ 750 rpm 정도의 회전수를 갖는 기관으로서 일반적으로 저속 디젤엔진에 비하여 높은 소음레벨을 보인다. 저주파수대에서의 레벨은 실린더의 최대 연소압력에 의해 결정되며, 연소과정에서 나타나는 높은 압력상승률에 의해 중주파수대에서 최대 소음레벨이 발생하는 경우가 많다. 또한, 크랭크케이스, 밸브커버등 엔진표면으로부터도 높은 소음이 발생한다. 고주파수대에서의 소음은 실린더 내의 압력변동에 의해 야기된 진동으로부터 발생한다.

중속 디젤기관 역시 과급시스템 소음은 고주파수대에서 높은 소음레벨을 보여준다.

3.3 고속 디젤엔진

800 rpm이상의 회전수로 작동하는 고속 디젤엔진에서는 저주파수의 소음레벨은 타 기종에 비하여 낮은 값을 보인다. 주파수 분포는 저주파수대로부터 밴드레벨이 가장 높은 주파수대까지 계속 증가하는 경향이 있다. 소음레벨의 최대값과 해당 주파수 밴드는 회전수가 높을수록 비례하여 증가한다.

고속 디젤엔진 고유의 높은 연소압력과 연소압력의 급격한 변화특성에 의해 엔진의 회전운동 장치에서 발생하는 기계소음과 함께 밸브의 소음이 주요 소음성분으로 손꼽힌다. 한편, 과급시스템에 의한 소음은 상대적으로 중요도가 떨어진다.

4. 소음원 레벨의 예측과 계측

박용 디젤엔진의 소음원레벨은 일반적으로 옥타브 혹은 1/3옥타브 밴드레벨을 사용하며 중심주파수의 범위는 옥타브밴드의 경우에는 31.5 Hz부터 8 kHz를 1/3옥타브밴드의 경우에는 25 Hz부터 10 kHz를 사용

하여 나타낸다. 소음원레벨을 해석적인 방법으로 예측하기란 원칙적 방법론에서는 가능하더라도 실용적인 면에서는 현재의 기술 수준으로 많은 제약점이 있으므로 경험식 형태의 단순한 예측식을 사용하고 있다. 따라서, 엔진의 소음원레벨은 가급적 계측자료를 이용하여야 하며 계측이 불가능할 경우에 한하여 과거의 계측자료에 근거한 경험식을 사용할 수 있다.

4.1 공기음

음압레벨은 그림 3에서 저속 디젤엔진의 예에서 보였듯이 소음원으로 부터의 위치, 방향에 따라 다르게 나타나며 더구나 소음원이 위치하는 장소에 따라 변하기 때문에 소음원레벨은 주위의 음향학적 환경에 지배 받지 않는 음향출력레벨로 표시하여야 한다. 그러나, 음향출력레벨을 계측하기 위해서는 다음에 기술한 바와 같이 음압계측에 비하여 매우 번거로운 작업이 뒤따르므로 간혹 가전제품의 예에서 보듯이 소음원레벨을 특정 위치에서의 음압레벨로 표시하는 경우도 종종 있다.

다음에 저속 디젤기관 소음원레벨 예측식의 한가지를 소개하였으며⁽³⁾, 그림 4는 특정 엔진에 대한 경험식과 계측값과의 비교를 보여주는 것으로 경험식의 오차 정도를 짐작할 수 있다.

$$L_w = 6 + 17 \log(HP \cdot RPM) + BCF$$

여기에서,

L_w : 음향출력레벨(dB re 10^{-12} Watt)

HP : 엔진의 출력 (hp)

RPM : 분당 회전수

BCF : 밴드레벨 수정계수로서 다음 표와 같다.

중심 주파수	31.5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
BCF	4	5	3	4	6	5	2	2	0

앞에서 밝혔듯이 소음원레벨을 알 수 있는 가장 좋은 방법은 계측에 의한 것이다. 음향출력레벨은 엔진을 둘러싸는 특정 지점들에서의 음압레벨 계측자료를 사용하여 다

음 관계식에 의해 구한다.⁽⁴⁾

$$L_w = \bar{L}_{pf} + 10 \log(S) \quad \text{dB}$$

여기에서,

\bar{L}_{pf} : 각 지점에서 계측된 자유음장 보정 음압레벨의 평균

S : 음압 계측이 수행된 가상 표면의 전체면적 (m^2)

앞의 식을 이용하기 위해서는 박용 엔진의 크기를 고려할 때 수십 지점에서의 음압계측이 요구되며 동시에 계측이 수행된 공간의 음향특성을 계측하여야 할 필요가 있다. 즉, 일반적으로 엔진의 소음계측이 이루어지는 공간은 자유음장으로 가정할 수 없으므로 자유음장 보정 음압레벨 L_{pf} 는 계측공간의 음향특성을 별도로 계측 후 음압레벨의 계측값 L_{pm} 으로부터 다음식에 의하여 추정한다.

$$L_{pf} = L_{pm} + K$$

단,

$K = 10 \log [1 + 4 \frac{S}{A}]$: 자유음장 보정계수

$A = \frac{0.163V}{T_{60}}$: 흡음면적 (m^2)

V : 계측공간의 부피 (m^3)

T_{60} : 계측공간의 잔향시간 (초)

자유음장 보정계수 K 의 크기는 계측공간과 자유음장과의 유사성을 표시하는 인자로서 ISO 3744에 의하면 2 dB을 넘지 않도록 권고하고 있다. 이를 만족시켜주기 위해서는 계측위치를 엔진의 표면 가까이 이동

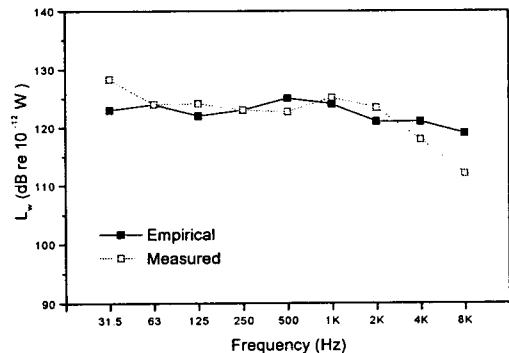


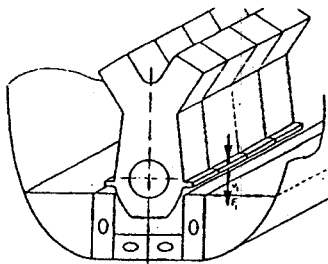
그림 4 공기음 소음원레벨의 비교 (저속 디젤엔진)

하거나 계측공간의 잔향시간을 줄여줄 필요가 있다.

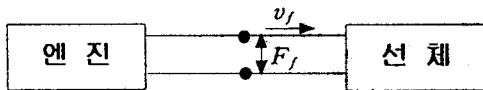
이밖에도, 음향출력을 계측하는 또 다른 방법으로 최근 표준화된 음향인텐시티를 이용한 방법을 들 수 있는데 이의 자세한 내용은 ISO 9614⁽⁵⁾에 기술되어 있다.

4.2 고체음

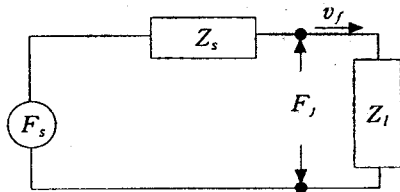
그림 5는 엔진의 고체음 출력이 선체로 전달되는 과정을 단순화한 것으로서 그림 5-c는 엔진을 기진력 발생기로, 5-d는 속도 발생기로 간주하고 엔진의 내부 임피던스 Z_s 를 사용하여 나타낸 2단자 등가회로를 보여준다. 그림에서 Z_i 는 엔진 외부의 하중임피던스를, F_f, v_f 는 엔진 연결부에서의



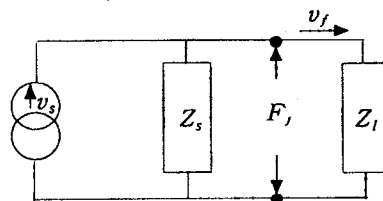
a) 엔진과 선체의 연결부



b) "black-box" 모형



c) Thévenin 모델



d) Norton 모델

그림 5 고체음의 전달

기진력과 속도를 나타낸다. 이때, 엔진으로부터 선체로 전달되는 고체음 출력 P 는 다음과 같이 계산된다.

$$\begin{aligned}
 P &= \frac{1}{2} \text{Re} \{ F_f \cdot v_f \} \\
 &= \langle F_s^2 \rangle \left| \frac{Z_i}{Z_s + Z_i} \right|^2 \text{Re} \left\{ \frac{1}{Z_i} \right\}, \\
 &= \langle v_s^2 \rangle \left| \frac{Z_i}{Z_s + Z_i} \right|^2 \text{Re} \{ Z_i \}
 \end{aligned}$$

혹은

본 식으로부터 고체음 출력과 관계된 엔진 고유의 소음원 특성은 $\langle F_s^2 \rangle$ 혹은 $\langle v_s^2 \rangle$ 와 엔진의 내부 임피던스 Z_s 등 두가지 인자를 사용하여야 함을 알 수 있다.

그림 5-d에서 하중임피던스를 $Z_s = 0$ 으로 가정하면

$$\langle v_s^2 \rangle = \langle v_f^2 \rangle$$

로 되어 연결점에서의 속도가 곧 소음원 고유의 등가 속도레벨과 동일한 결과를 얻는다. 등가 속도레벨은 엔진을 매우 유연한 탄성마운트 위에 설치하였을 때 마운트 상부에서의 속도레벨로 간주할 수 있다. 따라서, 이때 계측된 속도 혹은 가속도를 자유(가)속도 레벨이라고 하며 이 값이 일반적으로 사용되는 소음원의 고체음레벨에 해당한다. 한편, 엔진의 내부 임피던스와 기진력은 실제 엔진에 대한 계측의 어려움 등으로 인하여 사용이 보편화되어 있지 않다.

실제 엔진의 경우, 고체음 출력은 지지점에서 일어나는 3가지 방향의 직선운동과 회전운동에 의한 성분 즉, 6개의 고체음 레벨이 존재하며 더구나 지지점이 N개라면 하나의 엔진에 대하여 모두 $6 \times N$ 개의 소음원 레벨을 정의하여야 한다. 그러나, 이를 모두 표시하려면 계측 자체가 매우 번거로울 뿐 아니라 실용성 또한 떨어지므로, 고체음레벨은 엔진의 지지축 방향으로 모든 지지점에서의 평균 (가)속도 레벨을 사용하는 것이 관례로 되어 있다. 이때, 가속도레벨과 속도레벨의 기준은 각각 10^{-5} m/sec^2 와 $5 \times 10^{-8} \text{ m/sec}$ 를 사용한다. 그러나, 아직까지 고체음의 소음원레벨과 관련하여서는 공기음의 경우와 같이 간단하며 명확한 정의가

내려져 있지 않은 상태로서 지속적인 연구가 필요한 분야이다.

다음에 고체음 소음원레벨 추정식의 하나를 보였으며, 그림 6은 중속 디젤엔진에 대한 경험식 결과와 실제 계측된 자유가속도레벨의 비교 예를 보여준다.⁽⁶⁾

$$L_a = 57 - 20 \log(W) + 20 \log(HP) + 30 \log\left(\frac{rpm}{RPM}\right) + BCF$$

여기에서,

L_a : 자유 가속도레벨 (dB re 10^5 m/sec²)

W : 엔진의 중량 (ton)

HP : 엔진의 정격출력 (hp)

RPM, rpm : 정격 및 운전시 분당회전수

BCF : 밴드레벨 수정계수로서 다음 표와 같다.

중심 주파수	31.5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
BCF	0	5	11	16	21	27	29	27	22

실제 엔진의 고체음 계측을 위한 구체적 절차는 국제표준기구에서 채택한 ISO 9611⁽⁷⁾을 참조하기 바란다. 본 규격의 내용 중 흥미로운 사실의 하나는 기준속도로서 다른 ISO 규격에서 채택하고 있는 값과는 다른 5×10^{-8} m/sec를 채택하고 있다는 사실이다. 이 기준속도는 유럽의 조선업체에서 오랫동안 사용하여 온 값에 해당한다.

5. 방음 대책

방음대책을 수립하기 위해서는 우선 박용 디젤엔진의 소음과 관련한 규정을 살펴 볼 필요가 있다. 그러나, 상선에서 사용되는 디젤엔진에 대하여 직접 소음레벨을 규정한 국제적 협약은 없으며 다만 국제해사기구(IMO)에서 선박의 각 격실에 대하여 규정된 소음규제가 시행되고 있을 뿐이다. 국부적인 격실의 소음은 전달경로의 차단 혹은 격실 내부의 흡음처리등 소음원과는 별도의 방음대책에 의해 처리될 수도 있으나 주 소음원에 대하여 방음대책을 수립하면 선박 전체에 걸쳐 소음레벨이 낮아지므로 디젤엔진에 대하여는 각종 격실의 소음 규제를 염

두에 두고 방음대책을 수립하여야 한다. 한편, 함정에 탑재되는 경우에 있어서는 디젤엔진에 대하여 별도의 허용 소음레벨이 규정되어 있다.^(8,9)

디젤엔진의 방음대책은 소음의 발생과 밀접한 관계에 있는 연소시스템의 개선을 고려할 수 있다. 그러나, 이와 같은 방음대책은 엔진의 성능에 미치는 영향이 크므로 소음 이외의 성능과 구조에 대한 적합성 여부를 검토하여야 하는 등 많은 시간과 비용을 요구한다. 따라서, 일반적으로 시행되는 방음대책은 엔진 고유의 구조와 성능에는 영향을 최소화할 수 있는 방음대책이 우선적으로 수행된다.

5.1 머플러와 소음기

머플러와 소음기는 모두 덕트를 통하여 전달되는 소음을 감쇠시키기 위한 일련의 장치를 일컫는다. 이들의 형태는 작동원리에 따라 흡음형, 확장형, 공명형, 혼합형등 여러 가지로 구분된다. 흡음형은 고주파수에 대하여 공명형은 특정 주파수에 대하여 효과가 있으므로 요구되는 소음의 주파수 분포를 고려하여 소음기의 형식을 결정할 필요가 있다.

머플러는 배기구 소음의 감소대책으로서 가장 효과적인 방음대책으로서 과거부터 많이 사용되어 왔다. 머플러의 선택은 소음성능 이외에도 유체의 흐름이 방해받지 않도록 배압이 크지 않아야 하며 동시에 설치 장소에 부합되는 크기와 형상을 갖고 고온의 배

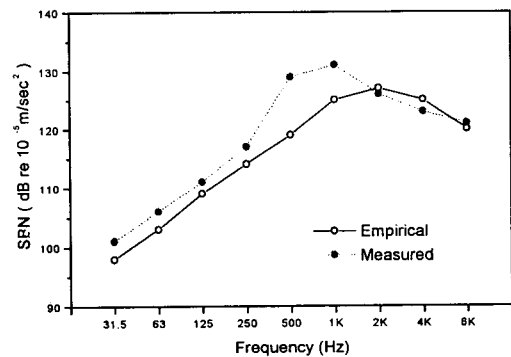


그림 6 자유 가속도 레벨의 비교 (중속 디젤엔진)

기에 전달수 있는 재료의 선택과 제작경비 등 여러 가지 조건을 동시에 만족시켜야 한다. 일반적으로 머플러의 성능은 넓은 주파수 대역에 걸쳐 약 25 dB의 소음감소 효과를 기대할 수 있다.

고주파수 성분으로 부근에 높은 소음레벨을 유발시켜 국부적으로 IMO에서 기관실에 대하여 규정한 110 dB(A)를 초과할 가능성이 높은 과급시스템 혹은 흡기구의 소음 저감을 위해서는 상대적으로 구조가 간단하며 고주파수대에서 효과가 좋은 소음기의 장착 혹은 소음기의 구조를 응용한 과급기의 구조변경이 좋은 방음대책이 될 수 있다.

5.2 흡·차음재

흡·차음재나 제진재의 이용은 표면진동 소음이 높은 곳에 활용할 수 있는 방음대책으로 덕트의 내부에 흡음재를 부착하거나 외부를 차음재로 감싸거나 제진재를 부착하여 이로부터 발생하는 소음을 억제하는 방법이다. 또한, 필요에 따라서는 부분적인 방음벽을 세워 특정위치에서의 소음레벨을 낮추기 위하여 사용되기도 한다. 흡·차음재를 이용한 방음처리는 주로 과급시스템에서 소음기의 부착과 함께 다기관등 과급공기의 유로에 많이 시행되고 있다.

이와 같은 원칙하에 수립한 방음대책을 국내에서 제작한 저속디젤엔진에 대하여 시행한 결과 과급시스템 부근에서 약 6-7 dB의 소음감소 효과를 본 것으로 보고된 바 있다.⁽¹⁰⁾

5.3 차음상자

엔진 전체를 차음재료를 사용하여 특수 제작된 구조로 둘러싸는 방법으로 공기음에 대하여 가장 확실한 방음처리에 해당한다. 차음상자를 적용하면 전체적으로 약 20 dB(A) 이상의 소음감소 효과를 기대할 수 있으나 막대한 추가 경비와 함께 용적과 중량의 증가를 초래한다. 따라서, 저소음화가 무엇보다도 중요한 특수목적의 선박과 함정을 대상으로 주 추진기관 및 발전기등 중·고속 디젤엔진에 대하여 적용된 예를 제한적으로 찾아볼 수 있다. 그러나, 육상용

디젤기관에 대하여는 최근 소음규제가 엄격해짐에 따라 적용 사례가 급격히 증가하고 있는 추세이다.

차음상자 적용에 있어서 소음 감소효과를 높이기 위해서는 다음과 같은 점에 신경을 쓸 필요가 있다.

(1) 차음상자의 외부는 차음성능이 높은 재료를 사용한다.

(2) 차음상자 내부의 소음레벨을 줄이기 위하여 내부에는 흡음재를 부착하여야 한다.

(3) 차음상자의 진동에서 발생하는 소음을 예방하기 위하여 탄성지지 등을 사용해 차음상자를 내부의 엔진구조로부터 절연시킨다.

(4) 엔진의 냉각을 위한 흡·배기구로 소음이 누출되어 차음성능이 저하되지 않도록 흡배기구에는 전달손실이 높은 소음장치를 설치한다.

(5) 외부와 연결되는 파이프등 연결부위의 기밀을 유지한다.

5.4 탄성마운트

탄성마운트는 엔진의 고체음이 지지구조를 통하여 선체로 전달되는 에너지를 차단하기 위하여 중·고속 디젤엔진에서 많이 사용되고 있다. 함정의 경우 고체음의 절연효과를 더욱 높이기 위해서 이중탄성지지를 채택하기도 하며 최근에는 저주파수대에서 탄성지지의 성능을 높이고자 능동 탄성마운트를 개발하려는 시도도 진행되고 있다. 한편, 저속 대형 디젤엔진에서 일반적으로 탄성마운트를 채택하고 있지 않은 데 이와 같은 이유는 탄성마운트 설치에 소요되는 추가 비용과 함께 고체음레벨이 중·고속 기관에 비하여 낮은 이유도 있지만 엔진의 회전수가 낮아 상대적으로 높은 고체음레벨을 보이는 저주파수대에서 고체음 차단효과를 기대하기 어렵기 때문이다.

탄성마운트 효과를 충분히 보장받기 위해서는 엔진 마운트 이외에도 연료공급용 파이프 등 엔진과 연결된 모든 부가 구조물에 대하여도 동시에 탄성지지 방식을 채택하여야 한다. 그렇지 않을 경우에는 직접 연결된 부위가 고체음의 주요 전달경로로 작용

하여 탄성마운트의 절연효과를 떨어뜨리기 때문이다.

6. 맺 음 말

디젤기관은 기관실뿐 아니라 선박의 전반적인 소음레벨을 결정짓는 중요한 소음원으로 손꼽힌다. 디젤기관에서 소음의 발생은 실린더에서 일어나는 연소과정과 밀접한 관계에 있으며 일반적인 경향은 최대 압력과 압력변화량이 작을수록 소음이 줄어드는 것으로 알려져 있다. 따라서, 저소음 디젤엔진 설계시에는 이와 같은 현상을 염두에 두고 압축비, 연료분사 시기, 연료분사 밸브의 형상 등 연소와 관련되는 제반 설계인자를 최적화하는 과정이 필요하다. 엔진의 구조는 기계적 소음의 발생과 함께 소음의 전달매체로 작용하므로 진동의 전달특성과 음향 방사효율의 관점에서 검토되어야 할 것이다. 한편, 과급시스템 소음과 같은 국부적인 소음은 소음기의 채택, 흡·차음처리 등 비교적 단순한 방음대책을 적절히 선택할 경우 효과적으로 낮출 수 있다.

끝으로, 지난 이십여년간 국내 조선산업의 발전과 함께 이제는 세계 굴지의 박용 디젤기관 생산 능력을 지니게 되었고 저소음화 기술이 경험과 계측에의 의존도가 큰 점을 생각할 때 국내에서도 이 분야의 기술 개발에 노력을 기울인다면 어렵지 않게 세계 수준에 도달할 수 있을 것으로 생각한다.

참 고 문 헌

- (1) Code on Noise Levels on Board Ships, IMO Resolution A. 468 (XII), 1981.
- (2) 소음계측보고서 다수, 현대중공업
- (3) 선박진동·소음 제어지침, 한국선급, 1997.
- (4) Acoustics - Determination of sound power levels of noise sources using sound pressures - Engineering method in an essentially free field over a reflecting plane, ISO 3744, 1994.
- (5) Acoustics - Determination of sound power levels of noise sources using sound intensity, ISO 9614, 1996.
- (6) 함정용 Engine의 충격, 진동, 소음평가 기술개발, 연구보고서 SBI086-362.M, 한국기계연구원, 1996.
- (7) Acoustics - Characterization of sources of structure-borne sound with respect to sound radiation from connected structures - Measurement of velocity at the contact points of machinery when resiliently mounted, ISO 9611, 1996.
- (8) Airborne sound measurements and acceptance criteria of shipboard equipment, MIL-STD-740-1(SH), 1986.
- (9) Structureborne vibratory acceleration measurements and acceptance criteria of shipboard equipment, MIL-STD-740-2(SH), 1986.
- (10) S. B. Jacobsen and P. Rønnedal, "Noise and vibration optimized 11-cylinder diesel engine for propulsion of 4800 TEU container vessel", International Conference on Noise & Vibration in the Marine Environment, London, May 1995.