

디젤엔진의 음향차폐장치 설계

°최 현* · 김 영찬* · 김 두훈* · 전 재진**

Acoustic Enclosure Design of Diesel Engine

Hyun Choi, Young-Chan Kim, Doo-Hoon Kim, Jae-Jin Jeon

ABSTRACT

The development of transportation and construction equipment has required higher engine power and lower operation cost. The sound which the engine emits often degrade the performance of the whole system which adopts that engine. Specially the marine engine requires high restriction on the noise level for the customer's comfort and safety. The noise and vibration of Diesel engine must be carefully considered in the early design step. The double antivibration system is effective to increase the efficiency of antivibration, and the acoustic enclosure for reducing the noise level. 2 DOF model was effective to estimate the antivibration performance, which allows to determine the mass of the engine bed and the specification of the engine mount. The mass distribution of the enclosure system can be considered effectively by using the FEM model. The design contains structurally rigid engine bed by FEM, which is for reducing the influence of the flexible vibration, rubber mount selection as well as the acoustic enclosure design.

1. 서 론

육상·해상운송 수단의 발달과 더불어 건축·토목현장에서의 동력원으로서도 2행정 또는 4행정의 디젤엔진의 사용이 날로 증가하고 있는 추세이다. 특히 운송수단의 동력원으로서 디젤엔진에서 운전시 발생하는 진동 및 소음은 승차감 및 성능저하의 주요원인이 되기도하고, 건축·토목현장에서는 건설현장 소음공해의 원인이 되어 민원문제를 야기하기도 한다. 특히 선박의 동력원으로 사용되는 디젤엔진의 진동과 소음을 효과적으로 저감시키기 위해서는 적절한 방진 및 소음대책을 수립할 필요가 있다.

일반적으로 선박엔진에서 발생하는 가진원(Force and moment)은 엔진자체의 진동문제뿐만 아니라 충분한 구조강성을 갖고 있지 못한 선박데

크에 진동 및 소음을 유발시켜 성능상의 문제점을 야기시킬 수 있다. 특히 다기통기관에서 발생하는 가진원의 진동특성은 단순한 회전불평형력에 의한 단일주파수의 가진력이 아니라 실린더별 폭발순서에 따라서 엔진회전수의 차수(Order)별로 크기와 작용방향이 각각 다르다. 이러한 복합적인 가진원은 선박의 고유진동모드와 공진을 일으켜 진동 및 소음문제를 야기시킬 수 있다.

본 논문은 디젤엔진을 동력원으로하는 선박에서 디젤엔진에서 발생하는 가진원의 특성을 고려하여 데크에 전달되는 힘을 효과적으로 저감시키고 엔진에서 방사되는 소음을 효과적으로 차단하기 위하여 2중 방진시스템의 구성, 유한요소법을 이용한 최적의 구조강성을 갖는 엔진베드의 설계, 질량분포를 고려한 진동해석과 엔진방사음대책에 대한 설계내용이다.

*유니슨산업(주) 유니슨기술연구소

**국방과학연구소

2. 본 론

◎ 개념설계

디젤엔진의 정상회전속도는 1800 rpm이며, 8기통 4행정기관으로서 엔진회전수에 따른 1차 가진주파수는 아래와 같이 계산될 수 있다.

$$\text{Exciting Frequency} = (N/60) \times S$$

여기서, N=정격회전수 (rpm)
 S= 0.5 4행정기관
 = 1 2행정기관

또한, 8개 실린더의 점화순서차이에 의하여 측면 방향으로의 롤링방향으로 발생하는 가진주파수는 회전수의 8차(order)로서, $8 \times 15\text{Hz} = 120\text{Hz}$ 이다.

Table 1. Engine specification

Item	Specification
Engine Spec.	MTU 8V 183 TE52
Type	8 Cylinders 4 Strokes
Rpm	1800 rpm

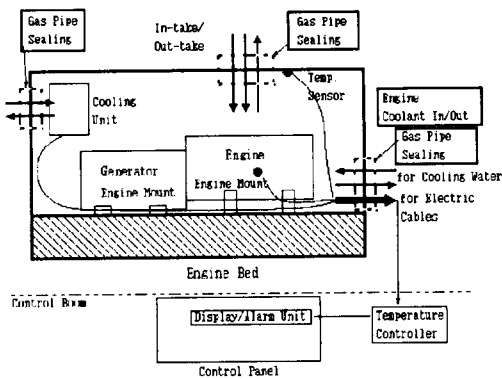


Fig. 1 Configuraton of acoustic enclosure

Table2. Vibration and sound design performance variables

Vibration Aspect	Sound Aspect
- 2Dof vibration isolation Design	- Dimension of Enclosure
- Engine and bed isolator	- Sound Absorbsion Material
- Rigid Structure of Engine Bed	- Pipe Sealing and Door
- Rigid Frame Structure	- Countmeasure for panel radiation

◎ 설계사양

(1) 차폐장치는 근접차폐구조 (Close fitting enclosure)로서, 진동 및 소음원인 디젤엔진과 발전기를 엔진마운트에 의하여 엔진베드에 조립되고, 다시 엔진베드는 베드마운트에 의하여 바닥에 고정하는 2중방진구조를 갖도록 설계한다.

(2) 차폐판넬은 일정수준이상의 구조강성을 갖는 형강골조프레임에 결합되어 엔진에서 발생하는 방사음에 의하여 진동 및 소음의 원인이 되지않도록 한다.

(3) 형강골조프레임은 각 형강이 볼트체결을 통하여 조립되어 유지/정비를 위한 경우에 벽면분리가 가능토록 구성된다.

(4) 엔진의 방사열에 대하여 차폐장치내의 온도를 균일하게 유지시키기 위한 냉각장치 및 유지보수를 위하여 외부에서의 접근이 가능해야한다.

상기의 설계사양조건들은 근본적으로 차폐장치 방진설계에서 고려되어야 하는 질량불균일성이 3차원적으로 존재하게 된다. 엔진마운트의 경우, 일반적으로 엔진의 크랭크축을 중심으로 좌우대칭구조이며 엔진제조사에서 엔진 및 발전기의 질량분포를 고려하여 방진마운트의 설치위치가 정해져 있어 비교적 방진시스템을 구성하기가 용이하나, 엔진베드의 마운트선정 및 설치위치결정에는 이러한 질량불균일성을 고려하여 설계하여야 한다.

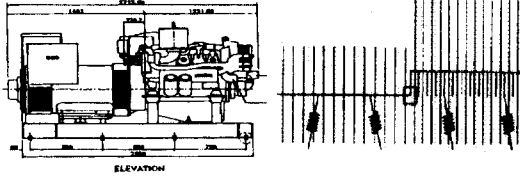


Fig. 2 Consideration of mass distribution in the engine and generator

엔진제조사에서 제시하는 엔진 및 발전기의 무게중심(Center of gravity)은 방진성능개선을 위한 엔진마운트의 교체시 설계에 유용한 정보를 제공하며 엔진 및 발전기의 방진은 비교적 용이하나, 베드마운트와 같이 차폐장치전체의 질량분포를 모두 고려하여 균일한 수직모드 진동특성을 얻기 위해서는 각종 장치간에 3차원적인 질량분포를 고려하여야한다. 따라서 유한요소법(FEM)을 이용하여 엔진 및 발전기를 포함한 각종 장치들간의 질량분포를 해석요소에서 고려하고 해석결과를 설계에 반영하였다.

차폐장치의 소음대책원리는 엔진에서 발생하는 공기전달소음을 줄이기 위하여 근접거리에서 흡음 및 차음성을 갖는 벽면을 적용하여 내부소음의 음향파위를 감소시키고, 차단하여 차폐장치의 외부에서의 음압을 제어하는 방식이다. 구조전달소음에 대한 대책으로서는 엔진 및 발전기에 방진시스템을 적용함으로써, 바닥으로 전달되는 진동 및 소음을 차단할 수 있다.

◎ 2중 방진 해석모델 (2 DOF)

엔진에서 발생하는 기진력 또는 회전불평형력이 하부구조물에 진동을 유발하지 않도록 하기 위해서는 엔진 및 발전기를 방진함으로써 바닥으로 전달되는 힘을 최소화할 필요가 있다. 하부구조물의 모빌리티(Mobility)는 선박설계시 경량화와 고강성화의 최적화설계를 통하여 정해지며, 해상선박의 경우에는 일정수준이상을 기대할 수 없으며, 따라서 외부에서 인가되는 동적가진력에 의하여 진동을 유발시킨다.

일반적으로 방진시스템의 고유진동수를 낮추면 방진효율은 높아지나, 선박에서와 같이 출발, 운항, 중회전, 정지등의 동작에 대하여 관성을 갖는 엔진이 강성이 약한 마운트에 의하여 지지될 경우, 엔

진에 큰 변위가 생겨 각 장치사이에 충돌 및 파손 등의 문제가 발생할 수 있다. 따라서, 기동, 급선회, 정지시 엔진이 받을 수 있는 최대가속도를 고려하여 마운트를 선정해야한다.

엔진마운트의 선정은 엔진의 하중, 정격회전수, 충격작용시 최대변위, 적용온도, 최대하중작용시 마운트가 견딜 수 있는 최대가속도, 오일등에 의한 대책등을 고려하여 선정하여야 한다.

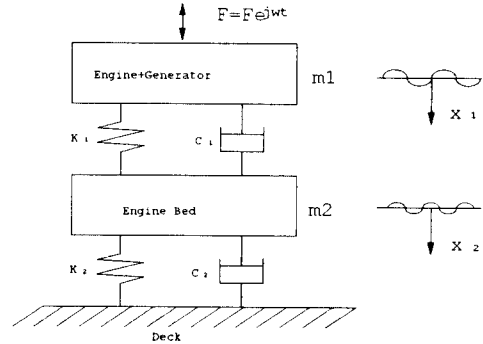


Fig. 3 2 dof Analysis model

엔진 및 발전기의 질량과 하부구조물의 질량을 각각 2중으로 방진하는 경우, 엔진 및 발전기의 질량을 의미하는 m1과 엔진베드의 질량을 나타내는 m2가 수직방향만의 자유도를 갖는 2자유도계 시스템으로 가정할 수 있다. 2중방진의 목적은 적정한 부가질량과 마운트의 선정을 통하여 운전중 엔진에서 발생하는 가진력에 대하여 데크에 전달되는 힘을 최소화시키는 것이다.

Fig.3의 이중방진시스템에 대한 운동방정식을 행렬형태로 표시하면 다음과 같다. 엔진에서 발생하는 주기적인 동적가진력을 힘벡터로서 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$F = F e^{j\omega t}$$

동적가진력에 의한 진동응답은 $X = X e^{j\omega t}$ 가 되며, 따라서 운동방정식은 다음과 같은 행렬식으로 표현될 수 있다.

$$[M]\{\ddot{X}\} + [C]\{\dot{X}\} + [K]\{X\} = \{F\}$$

$$[(K - \omega^2 M) + j\omega C]\{X\} = \{F\}$$

여기서,

$$[M] = \begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix}$$

$$[C] = \begin{bmatrix} c_1 & -c_1 \\ -c_1 & c_1 + c_2 \end{bmatrix}$$

$$[K] = \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 \\ -k_1 & k_1 + k_2 \end{bmatrix}$$

x1, x2의 변위벡터 {X}는 다음과 같이 계산될 수 있다.

$$\{X\} = [Z]^{-1} \{F\}$$

여기서 [Z]는 진동계의 임피던스행렬(Impedance Matrix)이며 다음과 같다.

$$[(K - \omega^2 M) + j\omega C] = [Z]$$

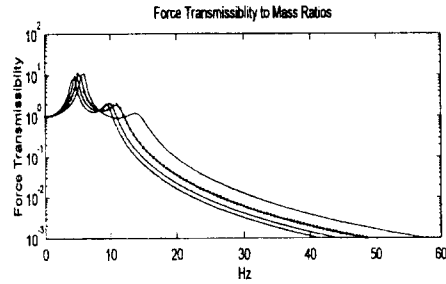
엔진베드마운트를 통하여 데크에 전달되는 힘은 엔진베드의 진동변위, X₂가 베드마운트의 동적강성 전달된 힘으로서, 다음과 같이 계산될 수 있다.

$$F_{transmitted} = \{X_2\} \times |K_2 + j\omega C_2|$$

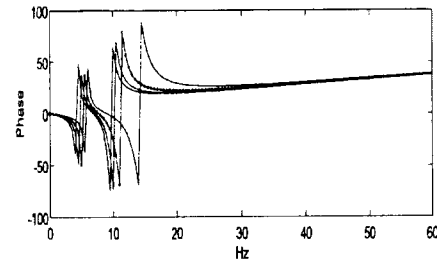
위에서 계산된 전달력은 복소수형태로서 다음과 같이 위상차를 구할 수 있다.

$$\phi = \tan^{-1} \left(\frac{X_{2, Imag}}{X_{2, Real}} \right)$$

m1과 m2의 질량비 (β)에 따른 이중방진구조의 힘전달의 특성은 Fig.4(a)와 같으며, 그 위상차는 (b)와 같다. c1, c2에 의한 감쇠비는 5%를 기준으로 하였다. 차폐장치 전체를 지지하고 있는 베드마운트의 강성과 차폐장치의 질량간에 형성된 1차 수직방향 고유진동수에서 공진에 의하여 진동응답이 커지며 따라서 힘전달율도 커짐을 알 수 있으며 엔진마운트와 엔진 및 발전기의 질량에 의하여 형성된 고유진동수는 1차고유진동수보다도 높고 공진시에도 바닥으로의 전달율저감에는 큰 기여를 하지 못하는 것을 알 수 있다. 실제 방진시스템에서 방진효율을 높이기 위하여 지나치게 질량비를 크게할 경우, 엔진베드의 질량이 커져 비현실



(a) Force Transmissibility



(b) Phase

Fig.4 Force transmissibility dependant on m1 and m2

적인 설계가 될 수 있다. 따라서, 엔진베드의 질량을 엔진 및 발전기의 질량과 1:1로 선정하고, 구조해석을 통해 엔진베드의 최고 구조강성을 얻을 수 있도록 설계하였다.

Table.3 Design mass for vibration isolation

Assembly Part	Mass	mass ratio
Engine+Generator +Additional Equipments	3,365	54.1 %
Engine Bed + Enclosure	2,860	45.9 %
Total	6,225	100 %

◎ 유한요소 해석모델

2자유도계 해석모델은 엔진 및 발전기의 질량과 하부 엔진베드의 질량에 대하여 수직방향에 대해서만 고려한 해석모델로서, 차폐장치내의 타장비의 질량분포가 다른 경우 발생하는 차폐장치의 피칭(Pitching), 롤링(Rolling)등의 회전진동모드들에 대한 고려가 불가능하여 설계반영에는 한계가 있다. 따라서 차폐장치내의 질량분포 및 방진마운트의 설치위치를 결정하기 위해서는 3차원적 공간내에

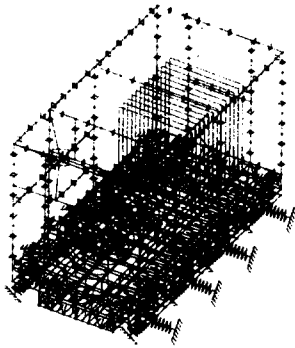


Fig.5 Acoustic enclosure FEM Analysis model

서 수직방향의 진동모드를 확인하고, 방진마운트의 사양 및 설치위치를 결정하여야 한다. 이를 위하여 유한요소 해석모델을 사용하여 엔진 및 발전기의 진동원을 포함한 차폐장치 전체의 방진시스템에 대하여 Fig. 5와 같은 유한요소 해석모델을 형성하였다.

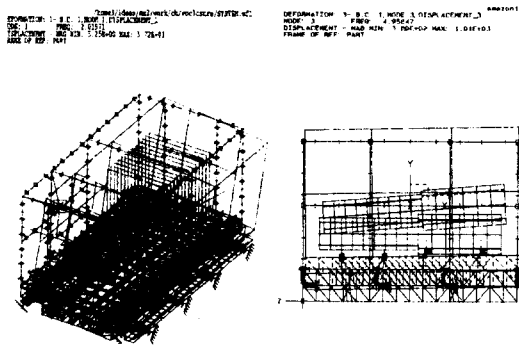


Fig.6 Rocking and vertical rigid body mode of acoustic enclosure (FEM Analysis)

◎ 엔진베드의 구조해석

방진설계에서 임피던스질량(Impedance mass) 역할을하는 엔진베드는 Table.3에 제시된 설계질량내에서 최대의 구조강성을 갖도록 설계하기 위하여 Fig.7과 같은 해석모델을 완성하였으며, 해석모델에 대한 고유치해석결과는 Fig.8과 같다. 특히 구조해석을 통하여 1800 rpm의 정상상태 엔진회전수에서 발생하는 가진주파수에서 엔진베드의 공진모드가 존재하지 않도록하였다.

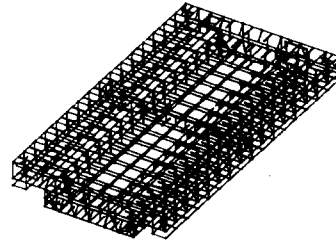


Fig.7 FEM modeling of engine bed

엔진베드의 주된 진동모드는 Fig.8과 같이 엔진베드의 하부판(SS400,12t)의 굽힘모드로서, 70.5 Hz에서 1차 굽힘진동모드가 존재하고, 78.0 Hz에서 2차 굽힘모드가 존재함을 알 수 있다. 엔진베드의 비틀림모드는 134 Hz로서 상대적으로 비틀림강성이 높다는 것을 알 수 있다. 엔진베드의 굽힘모드 진동에 대해서는 굽힘진동이 일어나는 하부판의 결합부에 리브를 일정한 간격으로 용접함으로써, 하부판의 굽힘모드강성을 높이도록 하였다.

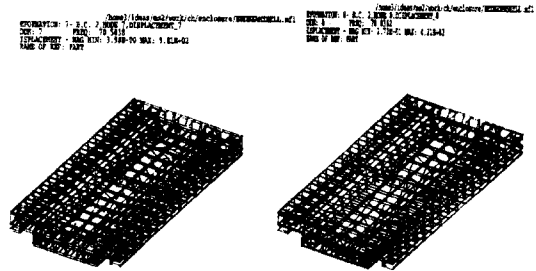


Fig.8 Results of normal mode analysis of the engine bed

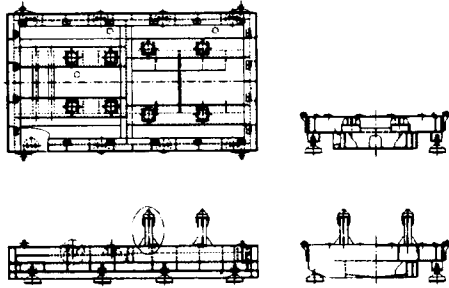


Fig.9 Assembly drawing of engine bed

3. 성능평가 및 결론

◎ 방진성능평가

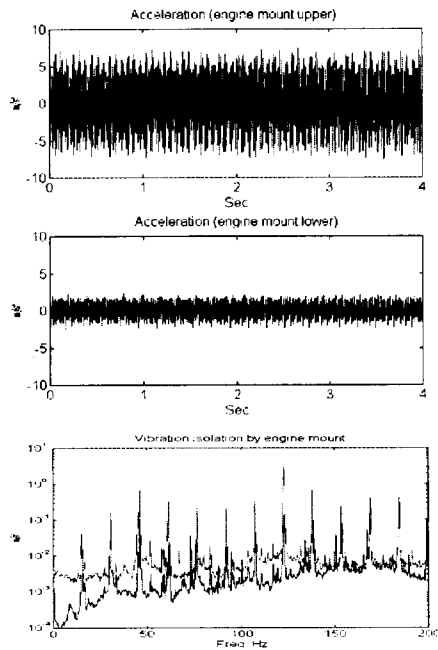


Fig.9 Vibration measured at the engine and engine bed.

방진효율을 평가하기 위하여 엔진마운트 상부와 하부에서 각각 동시에 진동가속도를 측정하였으며 그 결과는 Fig.9와 같다. 엔진마운트상부에서 측

정된 진동신호에서 엔진정상회전수의 8차에 해당 되는 123Hz에서 약 3 m/sec^2 수준의 진동이 가장 우세하게 발생함을 알 수 있으며, 회전수에 따른 15Hz의 차수별 하모닉스(Harmonics)가 발생하고 있다.

엔진마운트 하부에서 측정된 진동은 123Hz의 진동이 약 0.13 m/sec^2 수준으로 감소되었으며, 전반적으로 140Hz보다 낮은 주파수에서는 진동이 감소하나, 140Hz보다 높은 주파수에서는 엔진상부보다 높은 주파수 피크들이 존재함을 알 수 있다. 이는 엔진과 발전기에서 엔진마운트의 설치높이가 서로 달라 Fig.9에서와 같이 엔진마운트 설치를 위하여 엔진쪽에 설치된 엔진마운트 지지구조물의 영향으로 판단된다.

◎ 과도응답특성

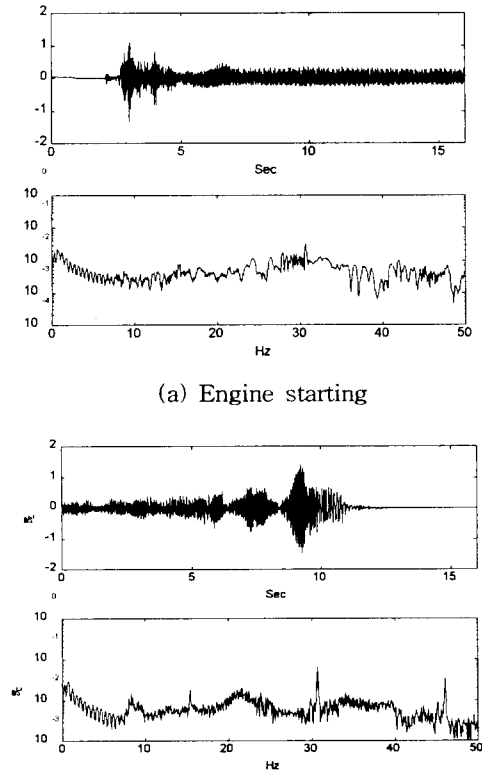


Fig.10 Transient response of the enclosure (transverse direction)

엔진의 기동 또는 정지시에 엔진정상회전수, 1800 rpm까지 도달하는 시간동안 엔진 및 발전기

와 차폐장치는 과도응답특성을 나타내며 이때, 정상상태에서의 진동보다는 큰 진동이 발생하게 된다. 차폐장치상부의 과도응답이 지나치게 큰 경우에는 주변장치와의 충돌등이 야기될 수 있다.

Fig.10의 (a),(b)는 각각 엔진기동 및 정지시 차폐장치상부에서 측면방향으로 측정된 진동가속도 신호와 그주파수스펙트럼이다. 엔진이 정지상태에서 정상회전수까지 회전수가 상승하는 시간동안 차폐장치와 베트마운트, 엔진과 엔진마운트간의 고유진동수에의해 형성된 공진현상으로 비팅(Beating)형태의 과도응답특성을 보이고 있음을 알 수 있다.

◎ 소음성능평가

차폐장치의 소음성능을 평가하기 위하여 엔진이 운전되고 있는 상태에서 차폐장치내의 음압을 측정하고, 차폐장치외부에서 측정된 음압을 측정하여 1/3 옥타브레벨로 정리하였다.

차폐장치내의 소음특성은 중심주파수가 315 Hz-8KHz대역에서 Overall값으로 108 dB를 상회하는 소음수준을 나타내고 있으며, 차폐장치외부에서 측정된 소음은 전주파수대역에서 27dB수준의 소음저감효과가 나타나 Overall 값으로 81 dB수준을 유지하고 있다.

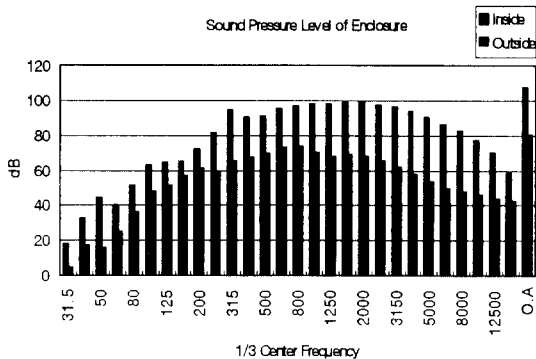


Fig.11 Insertion Loss of acoustic enclosure

차폐장치내에 SUS유공판 및 Glass Wool에 의하여 음에너지가 공명효과 및 흡음효과에의하여 1차적으로 소음이 저감되고 외부판에의하여 투과손실이 발생하여 결국 상당한 수준의 소음저감효과를 얻을 수 있었다.

Table.4. Insertion loss of acoustic enclosure

Measuring Point	Sound Pressure Level (rms)	Insertion Loss
Inside	108 dB(A)	27dB(A)
Outside	81 dB(A)	

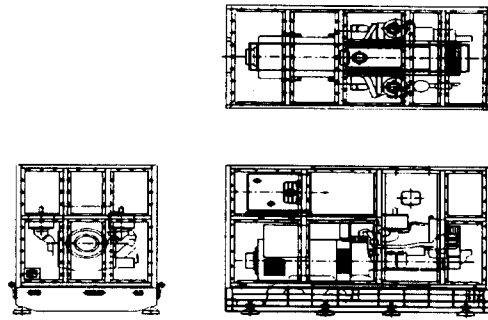


Fig.12 Acoustic enclosure final assembly drawing

후 기

본논문은 국방과학연구소의 디젤엔진용 차폐장치 개발 과제에 의하여 진행된 것으로서 연구비 및 기술적 지원을 주신 국방과학연구소에 감사드립니다.

참 고 문 헌

1. Daniel J. Inman, "Engineering Vibration", Prentice Hall, PP.257 -263, 1996.
2. Richard K. Miller, "Handbook of acoustical enclosures and barriers", The Fairmount Press, INC., PP.89-123, 1978.
3. Hugo Bachmann, "Vibration Problems in Structures", BIRKHAUSER VERLAG BASEL,PP.30-36. 1995.
4. Noise and Vibration Group, "Vibration Control in Ships", VERITEC, PP.2.46-2.59. 1985.
5. "船體上部構造의 防振設計法과 防振裝置에 관한 研究" 特別講義V, "振動의 制御".