

선박용 디젤발전기의 진동 절연을 위한 설계 기준

A Design Criterion for the Vibration Isolation of a Marine Diesel Generator Set

이 돈 출† · M. J. Brennan* · B. R. Mace*
D. C. Lee, M. J. Brennan and B. R. Mace

(2005년 10월 18일 접수 ; 2006년 3월 10일 심사완료)

Key Words : Resilient Rubber Mount(탄성고무 마운트), Diesel Engine(디젤 엔진), Generator(발전기), Vibration Isolation(진동절연), Dynamic Force Ratio(동적 힘의 비), Elastic Potential Energy Index(탄성위치에너지 인덱스)

ABSTRACT

The resilient mounts of a diesel engine installed onboard a ship should be designed for both static and dynamic loads. If possible, the resonance frequencies of the six rigid body modes of the installation and the flexible modes of the engine support structure should not lie within the engine operation range. In this paper a design criterion is proposed to evaluate an isolation system which involves the summation of dynamic forces transmitted through the resilient mounts and elastic potential energy index stored in the mounts. A case study is also presented in which a diesel engine generator, which had an elastic foundation and was mounted in a 5500 TEU container vessel, was studied both theoretically and experimentally. The theoretical analysis of the test model was performed by using a single mass 6 degree of freedom system. Actual measurements of mechanical vibration of the engine and its foundation onboard were carried out, which showed the importance of including the flexibility of the engine support structure in the mode.

기 호 설 명

의 $\frac{j}{2}$ 차 변위 진폭

[C] : 감쇠 매트릭스

$k_{xx, i_m}, k_{yy, i_m}, k_{zz, i_m}$:

[K] : 강성 매트릭스

임의의 탄성지지 점 i_m 에서 x, y, z 축 방향의 강성 계수

[M] : 질량 및 관성 모멘트 매트릭스

$k_{xy, i_m}, k_{yz, i_m}, k_{xz, i_m}$:

{U} : 무게중심의 변위와 각 변위 벡터

임의의 탄성지지 점 i_m 에서 xy, yz, xz 평면의 강성

D_x, D_y, D_z : 임의의 좌표 $B(b_x, b_y, b_z)$ 에서 x, y, z 축 방향의 변위진폭

$D_{x, i_m, \frac{j}{2}}, D_{y, i_m, \frac{j}{2}}, D_{z, i_m, \frac{j}{2}}$:

$S_{x, i_m, \frac{j}{2}}, S_{y, i_m, \frac{j}{2}}, S_{z, i_m, \frac{j}{2}}$:

임의의 탄성지지 점 i_m 에서 x, y, z 축 방향

임의의 탄성지지 점 i_m 에서 x, y, z 축 방향에 대한 $\frac{j}{2}$ 차의 동적인 힘

† 책임저자 ; 정회원, 목포해양대학교 기관시스템공학부
E-mail : ldcvib@mmu.ac.kr
Tel : (061)240-7089, Fax : (061)240-7282

$S_{sx, i_m}, S_{sy, i_m}, S_{sz, i_m}$:

* ISVR, University of Southampton, UK

임의의 탄성지지 점 i_m 에서 x, y, z 축 방향에 대한 합성된 동적 힘

$$S_{x\max, i_m}, S_{y\max, i_m}, S_{z\max, i_m} :$$

임의의 탄성지지 점 i_m 에서 x, y, z 축 방향에 대한 합성된 동적 힘의 최대값

$$S_{x\min, i_m}, S_{y\min, i_m}, S_{z\min, i_m} :$$

임의의 탄성지지 점 i_m 에서 x, y, z 축 방향에 대한 합성된 동적 힘의 최소값

S_{s, i_m} : 임의의 탄성지지 점 i_m 에서 x, y, z 방향의 합성된 동적 힘

$DFR_{i, p}$: 운전 모드 p 에서 전체 중량에 대한 동적인 힘의 비

n_r : 탄성지지 점의 전체 수

DFR_w : 가중된 동적인 힘의 비

n_p : 운전 모드의 전체 경우 수

m : 전체질량

g : 중력가속도

rpm : 회전수 (r.p.m)

wt : 가중치

$$v_{x, i_m, \frac{1}{2}rms}, v_{y, i_m, \frac{1}{2}rms}, v_{z, i_m, \frac{1}{2}rms} :$$

임의의 탄성지지 점 i_m 에서 x, y, z 축 방향에 대한 $\frac{1}{2}$ 차의 속도 진폭(rms)

A_r : 탄성지지의 단면적의 합

$EPE_{r, p}$: 운전 모드 p 에서 탄성위치에너지 인덱스

EPE_w : 가중치에 대한 탄성위치에너지 인덱스

1. 서 론

선박용 디젤발전기에서 탄성지지를 이용한 진동소음 절연은 잘 알려진 기술이지만 실제적인 적용은 매우 복잡하고 어려운 기술 중의 하나이다.⁽¹⁻⁵⁾ 선박에 설치되어 있는 탄성지지는 정적부하와 동적부하를 고려하여 설계해야 한다. 그리고 6개의 강체모드와 엔진지지구조의 플렉시블(flexible) 모드의 고유진동수에 대한 주 진동차수는 운전구역을 피해야만 한다. 이 논문에서는 탄성지지 마운트를 통해서 전달되는 동적 힘의 합성과 여기에 저장된 탄성위치에너지 인덱스를 이용한 진동 절연에 대한 설계기준을 제시하고 있다. 그리고 5,500 TEU 컨테이너 선

박의 유연한 구조위에 설치되어 있는 탄성지지를 갖는 디젤(9L28/32) 발전기를 실험 모델로 선정하여 이론과 실험을 통해서 연구를 수행하였다.⁽⁶⁻⁹⁾ 실험 모델의 이론적 해석은 단위 질량당 6 자유도 모델로 하였다. 엔진의 동적거동을 확인하기 위하여 탄성지지와 엔진은 기계적인 진동을 계측하고 이를 이용하여 저자들이 제시한 방법과 비교 검토하였다. 또한 엔진을 지지하고 있는 선체구조의 유연성을 확인하기 위하여 탄성지지 진동절연부위의 고체전달음을 측정하여 구조의 진동특성과 감쇠효과를 확인하고 이를 진동계산에 이용하였다.

2. 탄성지지를 갖는 디젤발전기의 이론적 진동해석

2.1 고무 탄성지지와 엔진유연지지 구조의 강성 선박은 주로 강으로 제작되기 때문에 감쇠가 상대적으로 큰 고무형 탄성지지가 적합하며 동적인 특성은 ISO⁽¹⁰⁻¹²⁾에 의해서 추천하는 방법으로 구하는 것이 바람직하다. Fig. 1은 이 연구의 실험 엔진에 적용한 네덜란드 R사의 전단(shear) 등급 55 제품을 실험한 결과이다.⁽¹³⁾ 일반적으로 등급은 45부터 5등급 간격으로 70 까지 제작되며 진동 특성에 적합한 것을 선정하여 사용하게 된다.⁽¹⁴⁾ 선박용 디

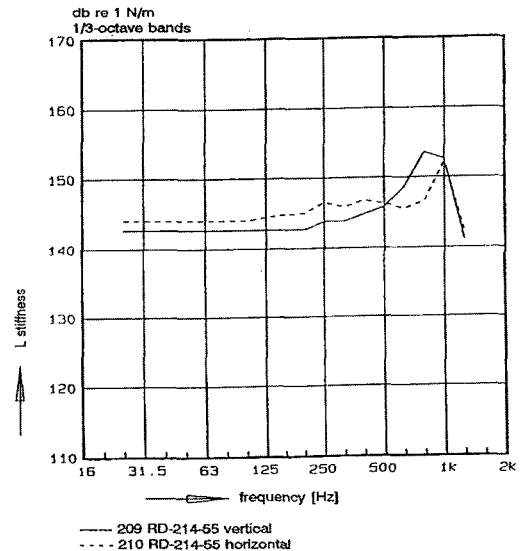


Fig. 1 Stiffness in the vertical and horizontal direction of resilient mount RD-214-55⁽¹³⁾

젤발전기를 위한 지지구조는 정적인 그리고 동적인 부하에 충분히 견딜 수 있는 강성구조가 이상적이다. 그러나 육상과 달리 선박은 이러한 구조로 설계하기가 현실적으로 불가능하며 경제적인 범위 내에서 유연한 구조 위에 설계해야만 한다. 그리고 이 구조는 선체와 복잡하게 연결되어 있어 정확하게 추정하기란 쉽지 않아 이 논문에서는 실험을 통해서 확인하였다. Fig. 2는 해머에 의한 가진 실험에 의해서 바닥의 상하방향 고유진동수를 측정된 결과로 바닥의 질량을 이용하여 상하방향의 강성을 역산할 수 있었다. 전후방향과 좌우방향은 상대적으로 큰 강체로 가정할 수 있다. Table 1은 탄성지지와 함께 바닥의 강성을 구한 결과이며 여기서 엔진지지구조의 상하강성을 고려해주는 것이 바람직하다.

2.2 탄성지지원 강체엔진의 해석적 모델

디젤발전기 전체를 하나의 강체로 가정하고 Fig. 3에 보인바와 같이 전후방향을 x , 좌우방향을 y , 상하방향을 z 라 하고 x, y, z 축을 중심으로 한 평면을

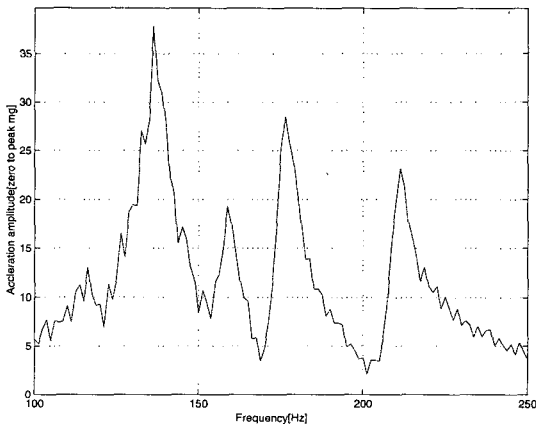


Fig. 2 Measured vertical vibration of engine foundation of 9L28/32 diesel generator

Table 1 Stiffness of engine foundation and resilient mount RD 214-55 for 9L28/32 diesel generator (unit : MN/m)

Direction	Engine foundation (S_1)	Resilient mount (S_2)	Ratio (S_1/S_2)
x(axial)	Rigid (large)	8.75	-
y(trans)	Rigid (large)	8.75	-
z(vertical)	$119.6 \pm 20\%$	7.14	16.75

상부에서 바라볼 때 반시계방향의 회전운동을 각각 α, β, γ 로 정하고 운동방정식을 세워 매트릭스 형태로 정리하여 운동방정식을 표현하면 식 (1)과 같다.⁽¹⁵⁻¹⁶⁾

$$[M] \cdot \{\ddot{U}\} + [C] \cdot \{\dot{U}\} + [K] \cdot \{U\} = \{R\} \quad (1)$$

Fig. 3에서 임의의 좌표 $B(b_x, b_y, b_z)$ 에서 변위를 각각 D_x, D_y, D_z 라 할 때 이들을 정리하면 식 (2)와 같다.⁽¹⁶⁾

$$D_x = ((x_{cr} + l_x \beta_{cr} - l_y \gamma_{cr}) + i(x_{ci} + l_x \beta_{ci} - l_y \gamma_{ci})) e^{i\omega t} \quad (2a)$$

$$D_y = ((y_{cr} - l_x \alpha_{cr} + l_z \gamma_{cr}) + i(y_{ci} - l_x \alpha_{ci} + l_z \gamma_{ci})) e^{i\omega t} \quad (2b)$$

$$D_z = ((z_{cr} - l_x \beta_{cr} + l_y \alpha_{cr}) + i(z_{ci} - l_x \beta_{ci} + l_y \alpha_{ci})) e^{i\omega t} \quad (2c)$$

$$x_c = x_{cr} + i \cdot x_{ci}, y_c = y_{cr} + i \cdot y_{ci}, z_c = z_{cr} + i \cdot z_{ci}$$

$$\alpha_c = \alpha_{cr} + i \cdot \alpha_{ci}, \beta_c = \beta_{cr} + i \cdot \beta_{ci}, \gamma_c = \gamma_{cr} + i \cdot \gamma_{ci}$$

$$l_x = b_x - g_x, l_y = b_y - g_y, l_z = b_z - g_z$$

임의의 탄성지지 i_m 에서 $\frac{j}{2}$ ($j = 1, 2, 3 \dots 24$)차의 동적인 힘 $S_{x, i_m, \frac{j}{2}}, S_{y, i_m, \frac{j}{2}}, S_{z, i_m, \frac{j}{2}}$ 을 구하면 식

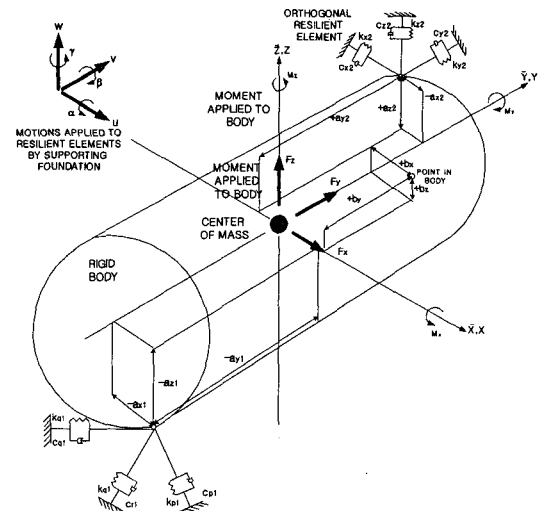


Fig. 3 Resilient mount system⁽¹⁵⁾

(3)과 같다.

$$S_{x, i_m, \frac{j}{2}} = k_{xx, i_m} \cdot D_{x, i_m, \frac{j}{2}} + k_{xy, i_m} \cdot D_{y, i_m, \frac{j}{2}} + k_{xz, i_m} \cdot D_{z, i_m, \frac{j}{2}} \quad (3a)$$

$$S_{y, i_m, \frac{j}{2}} = k_{xy, i_m} \cdot D_{x, i_m, \frac{j}{2}} + k_{yy, i_m} \cdot D_{y, i_m, \frac{j}{2}} + k_{yz, i_m} \cdot D_{z, i_m, \frac{j}{2}} \quad (3b)$$

$$S_{z, i_m, \frac{j}{2}} = k_{xz, i_m} \cdot D_{x, i_m, \frac{j}{2}} + k_{yz, i_m} \cdot D_{y, i_m, \frac{j}{2}} + k_{zz, i_m} \cdot D_{z, i_m, \frac{j}{2}} \quad (3c)$$

4행정 엔진을 기준으로 하여 0.5차에서 12차까지의 합성된 진폭 $S_{sx, i_m}, S_{sy, i_m}, S_{sz, i_m}$ 을 구하면 식 (4)와 같다.

$$S_{sx, i_m} = \frac{1}{2} (|S_{x max, i_m}| + |S_{x min, i_m}|) \quad (4a)$$

$$S_{sy, i_m} = \frac{1}{2} (|S_{y max, i_m}| + |S_{y min, i_m}|) \quad (4b)$$

$$S_{sz, i_m} = \frac{1}{2} (|S_{z max, i_m}| + |S_{z min, i_m}|) \quad (4c)$$

여기서 합성된 값들은 4행정을 기준으로 크랭크 축의 2회전 동안 최대, 최소 절대값의 평균이며 각 축에 대한 최대 진폭의 위상은 서로 다르지만 가장 큰 값을 고려하여 같다고 가정하여 정리하면 식 (5)와 같다.

$$S_{s, i_m} = \sqrt{S_{sx, i_m}^2 + S_{sy, i_m}^2 + S_{sz, i_m}^2} \quad (5)$$

2.3 기계진동에 대한 설계평가

디젤발전기의 진동은 ISO 8528-9⁽¹⁷⁾에 의해서 계측지점과 주파수에 따른 진동진폭을 규정하고 있으나 허용수준이 관대할 뿐 아니라 정량적으로 평가하기가 어렵다. 따라서 저자들은 전체 중량에 대한 동적인 힘의 비(DFR)와 탄성위치에너지 인덱스(EPE)를 이용한 방법을 제안하고자 한다. 그리고 운전 모드 p 에 따른 $DFR_{t,p}$ 를 구하면 식 (6)과 같다.

Table 2는 중속엔진(600 ~ 999 rpm)의 운전 빈도수에 따른 가중치로 이를 적용하여 DFR_w 을 구하

면 식 (7)과 같다.

$$DFR_{t,p} = \frac{\sum_{i_m=1}^{n_r} S_{s, i_m}}{mg} \quad (6)$$

$$DFR_w = \frac{\sum_{p=1}^{n_p} DFR_{t,p} \cdot wt_p}{\sum_{p=1}^{n_p} wt_p} \quad (7)$$

탄성위치 에너지 인덱스는 식 (8)과 같이 정의할 수 있으며 k_{xy}, k_{xz}, k_{yz} 이 영이면 식 (8)을 다시 정리하면 식 (9)와 같다.

$$EPE_{t,p} = 2\pi \sum_{i=1}^{n_r} \sum_{j=1}^{24} \left(\frac{j}{2} \cdot \frac{rpm}{60} \right)^2 \cdot \left(\left| S_{x, i, \frac{j}{2}} \right| \cdot \left| D_{x, i, \frac{j}{2}} \right| + \left| S_{y, i, \frac{j}{2}} \right| \cdot \left| D_{y, i, \frac{j}{2}} \right| + \left| S_{z, i, \frac{j}{2}} \right| \cdot \left| D_{z, i, \frac{j}{2}} \right| \right) \quad (8)$$

$$EPE_{t,p} = \frac{1}{4\pi} \sum_{i_m=1}^{n_r} \sum_{l_j=1}^{24} (k_{xx} \cdot v_{x, i_m, \frac{j}{2} rms}^2 + k_{yy} \cdot v_{y, i_m, \frac{j}{2} rms}^2 + k_{zz} \cdot v_{z, i_m, \frac{j}{2} rms}^2) \quad (9)$$

엔진의 운전 모드 p 에 따른 탄성 위치 에너지를 탄성지지 단면적의 합으로 나누면 식(10)과 같다.

$$EPE_{r,p} = \frac{EPE_{t,p}}{A_r} \quad (10)$$

동일하게 Table 2의 운전 빈도수에 따른 가중치를 적용하여 EPE_w 을 구하면 식 (11)과 같다. 그리고 설계에 대한 최종적인 평가는 DFR_w 와 EPE_w 두 요소로 할 수 있으며 저자의 경험에 의하면 DFR_w 는 20% 이하가 바람직한 것으로 판단된다. EPE_w 는 탄성지지의 상대 감쇠비와 엔진의 특성을 고려하여 결정하게 된다.

$$EPE_w = \frac{\sum_{p=1}^{n_p} EPE_{r,p} \cdot wt_p}{\sum_{p=1}^{n_p} wt_p} \quad (11)$$

Table 2 Weighting factors of mechanical vibration evaluation for operation mode

Operation mode	Cylinder firing Condition	Operation range for engine speed	Weighting factor
P_1	Normal firing and generator full load	From 90 and 110 % of synchronized speed	1.0
P_2	One cylinder misfiring and generator full load	From 90 and 110 % of synchronized speed	0.25
P_3	Normal firing and generator no load	From min. and 110 % of synchronized speed	0.5
P_4	One cylinder misfiring and generator no load	From min. and 110 % of synchronized speed	0.25

Table 3 Specification of test engine model

Diesel engine	Type	9L28/32
	Cylinder bore	280 mm
	Stroke	320 mm
	Power	2,540 bhp
	Mean indicated pressure	21.3 bar (full load) 2.0 bar (no load)
	Reciprocating mass	87.9 kg/cyl.
	Firing order	1-5-9-3-6-8-2-4-7
	Conn. ratio(r/l)	0.25
	No. of cylinder	9
	Idling speed	180 rpm
Common bed	Breadth	1,700 mm
	Height	685 mm
	Total length	7,360 mm
	Weight	2,150 kg
Generator	Synchronized speed	720 rpm
	Moment of inertia (rotor)	329.0 kg·m ²
	Weight	2,425 kg
Moment of inertia for diesel generator set	No. of poles	10
	I_{xx}	20,697 kg·m ²
	I_{yy}	250,080 kg·m ²
	I_{zz}	240,010 kg·m ²
	$I_{xy} = I_{yz} = I_{xz}$	0.0 kg·m ²

3. 실험 모델에 대한 이론해석

3.1 자유진동해석

탄성지지는 엔진을 중심으로 좌우대칭으로 각각 6개씩 설치되어 있다. 그리고 상대적으로 강성계수가 낮은 과급기 벨로스(Bellows)가 비대칭으로 한쪽에 설치되어 있다. 디젤발전기의 요목과 2차 관성

Table 4 Natural frequencies and vibration modes for 9L28/32 diesel generator

No.	Natural freq. (cpm)	Relative amplitude(mm and mrad)					
		x	y	z	α	β	γ
1	245.0(y)	-0.002	1.000	-0.016	-0.791	0.002	0.007
2	329.4(β)	1.000	0.006	-0.008	-0.003	0.539	0.002
3	404.1(z)	0.005	0.001	1.000	0.000	0.001	0.000
4	461.5(γ)	0.004	-0.035	0.000	0.010	0.003	1.000
5	526.2(x)	1.000	-0.001	-0.002	0.000	-0.335	0.000
6	862.8(α)	0.000	0.362	-0.004	1.000	0.000	0.001

Table 5 Total dynamic force(ratio to weight)

Operation mode (Table 2)	$DFR_{i,p}$ (Eq. (6))	$w_{i,p}$ (Wei. factor)	$\sum_{p=1}^n DFR_{i,p} \cdot w_{i,p} / \sum_{p=1}^n w_{i,p} \times 100(\%)$
P_1	0.042	1.00	2.1
P_2	0.135	0.25	1.7
P_3	0.066	0.50	1.7
P_4	0.161	0.25	2.0
DFR_{i0}	-	2.00	7.5

모멘트는 Table 3과 같으며 진동모드 및 고유진동수는 Table 4와 같다. 가장 낮은 고유진동수는 엔진의 좌우(y) 방향이고, 가장 높은 고유진동수는 x 축을 중심으로 한 회전방향(α)이다.

3.2 강제진동 해석

엔진회전수와 기진력에 대한 진동경향을 파악하기 위하여 Table 2의 P_4 모드인 동적인 힘 $DFR_{i,4}$ 을 계산한 결과를 Fig. 4에 보인다. 그리고 탄성위치

에너지 인덱스 $EPE_{r,4}$ 을 Fig. 5에 보인다. 가중치를 곱한 DFR_w 을 구하면 Table 5와 같으며 가중치

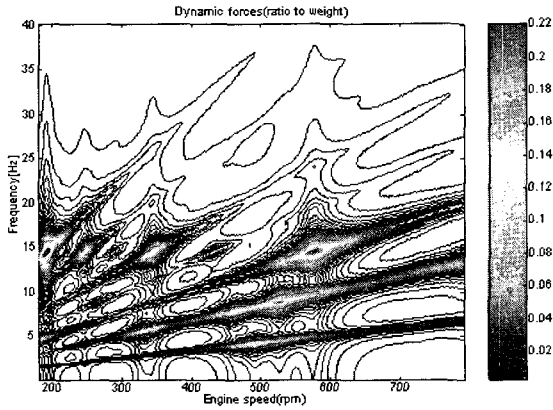


Fig. 4 Total dynamic forces ratio of resilient mounts at engine operation mode P_4

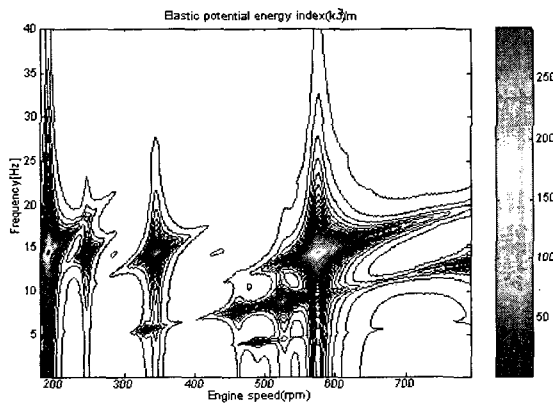


Fig. 5 Total elastic potential energy index of resilient mounts at engine operation mode P_4

가 적용되었을 때 전체 값에 영향을 가장 크게 미치는 요소는 운전모드 P_1 이다. 같은 방법으로 EPE_w 을 구하면 Table 6과 같으며 P_4 의 운전모드 영향은 P_1, P_2, P_3 보다 크다. 이상의 결과에서 보듯이 엔진과 발전기의 주요 부위에서 진동진폭과 함께 이와 같은 방법으로 엔진의 진동을 평가할 경우 합리적이며 객관성이 클 것으로 생각한다.

4. 실험 모델에 대한 실험 및 고찰

발전기 엔진의 개략도는 Fig. 6과 같고 진동 계측 장비의 구성은 Fig. 7과 같다. 진동계측에서 많은 점을 계측하는 것이 바람직하지만 실제운행 선박을 모델로 하였기 때문에 제한된 조건에서 진동모드 판단을 위하여 배기관 쪽의 No. 1과 No. 3(탄성지지 순서는 발전기와 반대방향인 엔진 앞쪽부터 No. 1) 탄성지지 두 점의 진동을 각각을 x, y, z 로 동시에 계측 하였다.

운행중인 선박인 관계로 엔진 내 조속기를 조정할

Table 6 Total elastic potential energy index (kJ/m^2)

Operation mode (Table 2)	$EPE_{t,p}$ (Eq. (9))	wt_p (Weighting factor)	$\frac{\sum_{p=1}^n EPE_{t,p} \cdot wt_p}{\sum_{p=1}^n wt_p}$
P_1	3.53	1.00	1.77
P_2	29.85	0.25	3.73
P_3	15.40	0.50	3.85
P_4	33.71	0.25	4.21
DFR_w	-	2.00	13.56

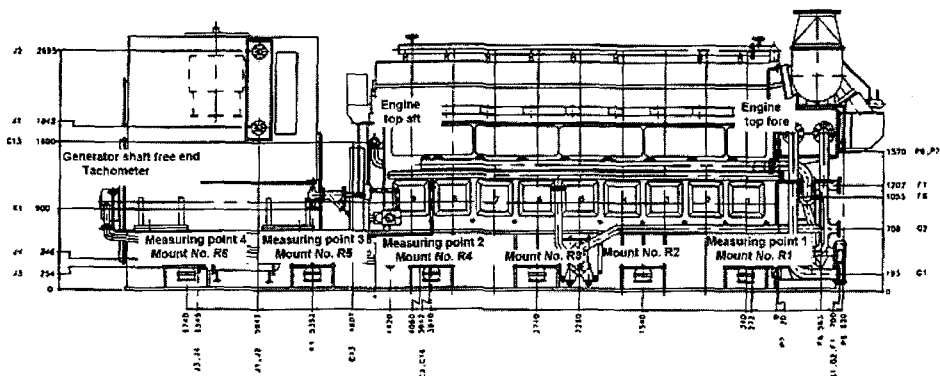


Fig. 6 Outline for 9L28/32 diesel generator

수 없어 엔진의 회전수를 변경하면서 진동을 체크할 수 없었다. 따라서 엔진의 시동과 정지시 소요되는 시간을 비교한 결과 Fig. 8과 같이 정지하는데 걸리는 시간이 길고 진동신호도 상대적으로 양호하였다. 이 실험을 위하여 미국 PCB사의 가속도 센서 및 신호 증폭기, InstruNet사의 A/D 보드, 그리고 영국의 GWI사의 회전속도계를 사용하였다. 가속도 센서에서 얻은 진동신호는 A/D 보드를 통해서 PC로 받아들여 매트랩(Matlab) 프로그램을 이용하여 처리하였다.

Fig. 9는 탄성지지 No. 1의 가속도를 보이며, 특이점으로 탄성지지와 관련된 엔진자체의 강체 진동 모드 이외에 25.74 Hz의 진동이 발생한다. 또한 다른 계측 진동신호들을 종합적으로 분석한 고유진동수는 Table 7에 보인다. 진동모드를 확인하기 위하여 주기진력 차수인 4.5차의 차수분석을 행한 결과를 Fig. 10, 11에 보이며, 앞쪽 187.7 rpm(16.62 Hz) 근처에서 발생하는 진동은 두 지점에서 진동진폭이 동일하며 엔진의 x 축을 중심으로 회전방향인 α 방향의 진동모드임을 확인할 수 있다. 그러나 343 rpm(25.74 Hz) 근처에서 발생하는 진동은 중간축을 기점으로 엔진 앞쪽(Fig. 10)은 큰 반면 뒤쪽(Fig. 11)은 크지 않다. 저자들의 경험에 의하면 이 진동은 커먼 베드(common bed)의 플렉시블 모드

로써 현실적으로 피하기는 어렵고 발전기 동조회전

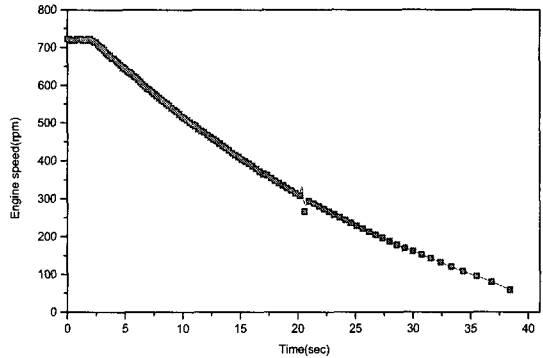


Fig. 8 Engine speed-time curve during the run-down of engine with fuel cut-off

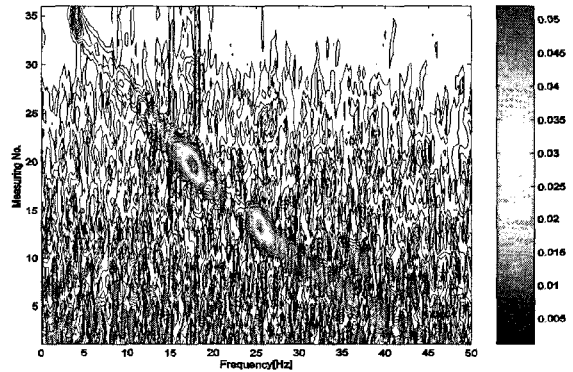


Fig. 9 The acceleration amplitude in transverse direction of resilient mount right No. 1 (measuring point 1)

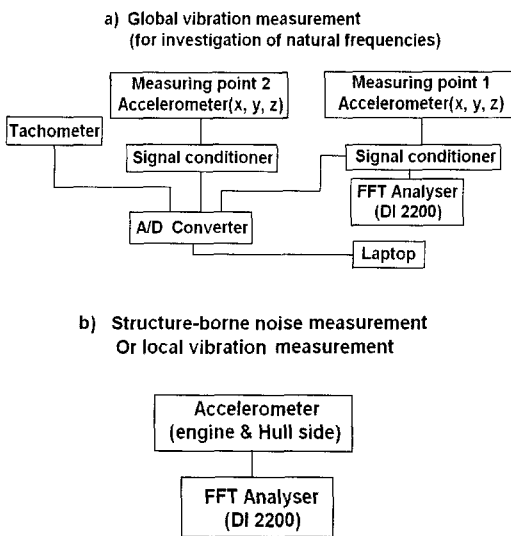


Fig. 7 Schematic diagrams for mechanical vibration and structure-borne noise measurement

Table 7 Comparison of calculation and measurement of natural frequencies for diesel generator

Node	Vibration direction	Natural frequencies (cycle per min)		
		Calculated ¹	Calculated ²	Measured
1st	y	250.3	245.0	255.0
2nd	β	336.9	329.4	329.4
3rd	z	416.0	404.1	404.6
4th	γ	461.5	461.5	450.0
5th	x	529.3	526.2	495.0
6th	α	868.1	862.8	997.3
Flexible mode of common bed	Structure's torsion			1544.6

Calculated¹: Engine's rigid foundation

Calculated²: Engine's elastic foundation

수를 전후하여 이를 피하는 것이 바람직하다.

동조회전수, 75% 부하에서 계측된 진동진폭을 이용하여 탄성지지에 걸리는 대표적인 동적인 힘으로 전환하여 비교한 결과를 Table 8에 보인다. 계측된 결과가 계산결과보다 큰 것은 주로 1.5차 성분이 증가하였기 때문이다. 이론적인 해석에서 엔진을 한 개의 질량으로 가정하면 실제로 X-모멘트는 존재하지 않지만 실제로 앞에서 계측된 고유진동수에서 보는 바와 같이 커먼 베드의 플렉시블 구조의 고유진동수와 주진동차수의 기진력이 일치하면 진동이 증가할 수 있다.⁽¹⁸⁻¹⁹⁾ Fig. 12는 피스톤에서 가이드 힘에 의한 엔진의 X-모멘트를 이론적으로 계산한 결과이다.

특히 1.5차의 성분으로 엔진의 중심부에서 증가하여 전체 동적인 힘은 23% 정도 증가하였다. 전체 탄성위치에너지 인덱스의 값도 배기관 쪽 탄성지지 No. 1, 4, 5, 6의 세 방향에서 합한 결과를 Table 9에 보이며, 계측결과가 28% 정도 증가하였으며 주 원인으로 단일 질량 계에서 이론상으로 거의 영향력이 없는 1.5차 성분의 기진력에 의해 증가

Table 8 Dynamic forces of resilient mounts at 75% load and synchronized speed(unit : N)

Force (direction)	Mount R No. 1		Mount R No. 1	
	Measured	Calculated	Measured	Calculated
$S_x(x)$	580	469	656	469
$S_y(y)$	665	594	384	497
$S_z(z)$	478	591	876	687
S_s (synthesis)	1004	962	1160	963

Table 9 Square value of velocity amplitude of resilient mount at 75% load and synchronized speed(unit : mm²/s²)

Square velocity (direction)	Summation (resilient mount right No. 1,4,5,6)	
	Measured	Calculated
$\sum v_x^2(x)$	73.9	65.2
$\sum v_y^2(y)$	97.7	52.3
$\sum v_z^2(z)$	122.7	112.5
Total	294.3	230.0

하였다.

엔진지지구조의 강성 및 진동의 특성을 확인하기 위하여 탄성지지 위와 아래에 각각 구조진동을 CIMAC (International council on combustion

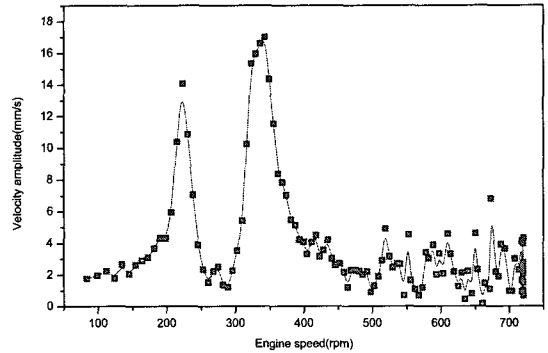


Fig. 10 The 4.5th order velocity amplitude of transverse direction in No. 1 exhaust side resilient mount (measuring point 1)

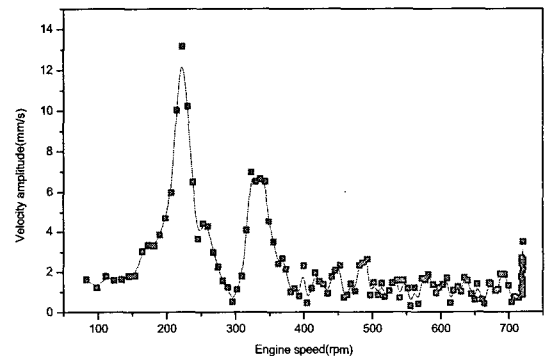


Fig. 11 The 4.5th order velocity amplitude of transverse direction in No. 4 exhaust side resilient mount (measuring point 2)

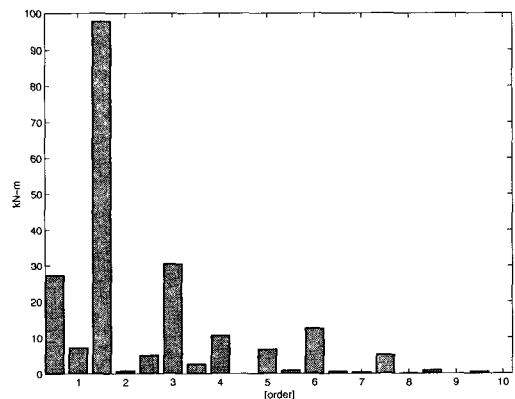


Fig. 12 X-type guide force moment of 9L28/32 diesel generator

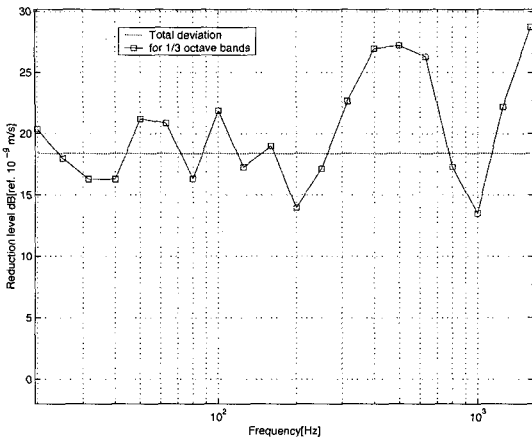


Fig. 13 Transmission loss of axial(x) direction in No. 5 exhaust side resilient mount

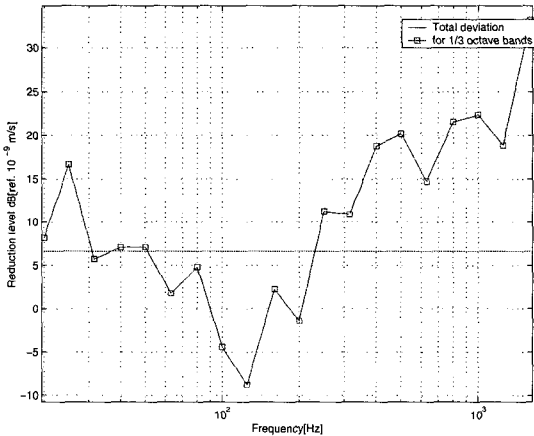


Fig. 14 Transmission loss of transverse(y) direction in No. 5 exhaust side resilient mount

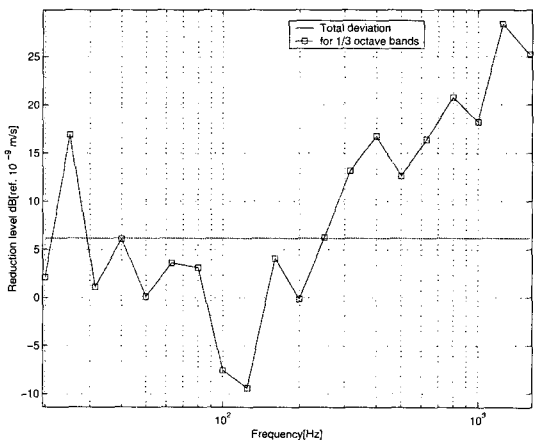


Fig. 15 Transmission loss of vertical(z) direction in No. 5 exhaust side resilient mount

engines)에서 추천하는 방법⁽²⁰⁾에 따라 x, y, z 방향으로 진동을 계측하였으며 이를 Fig. 13~15에 보인다. 여기서 축 방향(x)의 진동 절연효과는 양호하지만 상하, 좌우방향은 진동절연효과는 100~200 Hz 사이에서 오히려 증가함을 알 수 있다. 이는 엔진의 롤링모드의 엔진회전수(720 rpm)에 대한 9차(108 Hz), 13.5(162.5 Hz)차 진동이 엔진지지구조와 공진하여 일어나는 것으로 판단된다.

5. 결 론

탄성지지를 갖는 디젤발전기의 진동 절연에 대한 설계기준을 위하여 5,500 TEU 컨테이너선의 디젤발전기를 모델로 선정하여 검토한 결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) 진동 값 이외에 새로 제안한 동적 힘의 비와 탄성 위치 에너지 인덱스를 이용할 경우 진동의 전체적인 경향을 쉽게 파악할 수 있었으며 선박용 디젤발전기 설계에 대한 평가기준으로 적합하게 사용할 수 있음을 확인하였다.

(2) 엔진이 크고 축 방향 길이가 상대적으로 길 경우 엔진과 발전기를 지지하는 커먼 베드의 플렉시블 모드의 진동도 검토하여야 하며 X-모멘트가 커면 진동에 미치는 영향이 큼을 확인하였다.

(3) 선박의 특성상 엔진 기초부의 상하방향의 강성을 고려할 경우 보다 정확한 진동계산을 할 수 있었고, 특히 엔진의 롤링모드와 주진동차수인 실린더수에 대한 0.5, 1.0, 1.5...차 기진력과 선체구조가 공진하여 진동이 증가함을 확인하였으며, 해양조사선이나 군함과 같이 이를 피하기 위한 선박일 경우 이중 탄성지지, 실린더 수의 변경을 통해서 공진회피 등을 통한 기본적인 방진대책이 필요하다.

참 고 문 헌

(1) Jenser, J., Technical Report of Wärtsilä NSD 1997, Vibration Aspects.
 (2) Wärtsilä 2003, Technology Review for Wärtsilä 46.
 (3) Royston, T. J. and Singh, R., 1996, "Optimization of Passive and Active Non-linear Vibration Mounting Systems Based on Vibration

Power Transmission," Journal of Sound and Vibration, Vol. 194, pp. 295~316.

(4) Lee, D. H., Hwang, W. S. and Kim, C. M., 2002, "Design Sensitivity Analysis and Optimization of an Engine Mount System Using an FRF-based Sub Structuring Method." Journal of Sound and Vibration, Vol. 255, pp. 383~397.

(5) Tao, J. S., Liu, G. R. and Lam, K. Y. 2000, "Design Optimization of Marine Engine-mount System," Journal of Sound and Vibration, Vol. 235, pp. 477~497.

(6) Kim, J. H. and Lee, J. M. 2000, "Elastic Foundation Effects on the Dynamic Response of Engine Mount Systems," Institution of Mechanical Engineers D04098, pp. 45~53.

(7) Bonello, P. and Brennan, M. J. 2001, Modelling the Dynamic Behaviour of a Supercritical Rotor on a Flexible Foundation Using the Mechanical Impedance Technique, Journal of Sound and Vibration, Vol. 239, pp. 445~466.

(8) Maia, Nuno M. M. and Silva, Julio M. M. 1996, Theoretical and experimental modal analysis, Research studies press ltd.

(9) Thite, A. N. and Thompson, D. J. 2003, "The Quantification of Structure-borne Transmission Paths by Inverse Methods. Part 1: Improved Singular Value Rejection Method," Journal of Sound and Vibration Vol. 264, pp. 411~431.

(10) ISO 10846-1 1997(E), Acoustics and Vibration-Laboratory Measurement of Vibro-acoustic Transfer Properties of Resilient Elements Part 1: Principles and Guidelines.

(11) ISO 10846-2 1997(E), Acoustics and Vibration-laboratory Measurement of Vibro-acoustic Transfer Properties of Resilient

Elements Part 2: Dynamic Stiffness of Elastic Supports for Translatory Motion (Direct method).

(12) ISO 10846-3 2002(E), Acoustics and Vibration-laboratory Measurement of Vibro-acoustic Transfer Properties of Resilient Elements Part 2: Dynamic Stiffness of Elastic Supports for Translatory Motion (Indirect method).

(13) TNO-report 1994 TPD-HAG-PRT-940167-RD, Noise and Vibration Isolation with Mountings : How Many, How Stiff.

(14) Rubber design Co., Marine mountings catalog, 2004.

(15) Cyril M. Harris, Shock and Vibration Handbook, 3rd edition, McGraw-Hill, New York, 1986.

(16) Lee, D. C., Brennan, M. J. and Mace, B. R., 2004, Vibration Characteristics of a Marine Diesel Engine Generator, ISVR Technical Memorandum No. 943 of University of Southampton.

(17) ISO 8528-9 1991, Reciprocating Internal Combustion Engine Driven Alternating Current Generating Sets-Part 9: Measurement and Evaluation of Mechanical Vibrations.

(18) Lee, D. C., Kim, Y. K., Kim, U. K. and Jeon, H. J., 1998 22nd, A Study on the Vibration Controls for the Diesel Power Plant with Paralleled Two Stroke Low Speed Diesel Engines, CIMAC(International council on combustion engines)World Congress 1998 Copenhagen, pp. 1635~1648.

(19) Wärtsilä, 2004, Marine News N0.2-2004/Guidelines to Engine Dynamics and Vibration.

(20) CIMAC(International Council on Combustion Engines), 1994 Number 14. Standard Method for the Determination of the Structure-borne Noise from Engines.