

# 선박용 디젤엔진 탄성지지계의 동적거동

°김성춘\*, 이돈출\*\*, 김의간\*\*\*

( Dynamic Behaviour of Resilient Mounting System for the Marine Diesel Engine )

( Seong-Choon Kim, Don-Chool Lee, Ue-Kan Kim )

## 1. 서 론

선박에서 엔진을 설치하는 방법으로는 엔진을 직접 선체의 이중저에 고정하는 방법과 엔진에서 발생하는 진동이 그대로 선체에 전달되는 것을 저감 또는 외부로부터 전달되는 충격력을 절연하거나 흡수하기 위하여 탄성지지를 이용하여 선체에 고정하는 방법으로 대별할 수 있다. 대형 저속 디젤엔진에 탄성지지를 적용할 경우에는 탄성지지계의 고유진동수를 엔진의 상용 회전수 이하로 낮추는 것이 곤란하기 때문에 엔진을 직접 선체의 이중저에 고정하는 방법을 채택하고 있다. 그러나 엔진의 무게가 작고 회전수가 비교적 높은 중·고속 추진용 디젤 엔진, 발전기용 디젤엔진 등에는 탄성지지를 채택하는 경향이 증대되고 있으며 최근에는 엔진의 회전수가 비교적 낮은(300~400 rpm) 어선 추진용 엔진에도 탄성지지를 채택하는 경우가 증가하고 있다.

탄성지지계에 관해서는 많은 연구가 있었으나 대부분이 자동차용 엔진의 탄성지지계에 대한 것으로 이 선박용 디젤엔진의 탄성지지계에 그대로 적용하기에는 문제가 있다. 현재 선박용 디젤엔진의 탄성지지계에 대한 설계 및 부품 공급은 외국의 전문업체에 전적으로 의뢰하고 있는 실정이다.

따라서 본 논문에서는 디젤 엔진의 탄성지지계에 작용하는 엔진 기진력에 대하여 검토하고, 탄성지지계의 진동 양상과 탄성지지를 통하여 선체에 전달되는 힘을

계산하는 과정을 정식화 하였다. 또한 이 결과를 고무형 탄성지지를 갖는 선박 추진용 디젤엔진과 발전기용 디젤엔진에 적용하여 탄성지지계의 자유진동과 강제진동 해석을 수행하고 발전기용 디젤엔진의 탄성지지계에 대해서는 계측을 행하여 계산 결과와의 비교 검토를 행하고자 한다.

## 2. 엔진 탄성지지계의 이론 해석

### 2.1 엔진 탄성지지계의 모델링

엔진의 탄성지지계에 대한 동적거동을 해석하기 위하여 탄성지지계를 등가의 집중질량계로 치환하는 경우에는 그림 1과 같이 모델링 할 수 있을 것이다. 이 그림에서 a)는 엔진과 엔진으로 구동되는 발전기 및 기타 부차물을 하나의 강체로 가정한 1 질점-6 자유도계이다. b)는 해양 탐사선 또는 군함에서와 같이 엔진을 소음 차폐용 상자내에 설치한 이중 탄성지지계를 갖는 경우이다. c)는 엔진과 엔진의 부차물이 각각 독립된 지지를 갖는 경우로서 중간축에 탄성커플링이 설치되어 있는 경우이다. d)는 엔진과 발전기가 공동 지지베드를 갖는 경우이고, e)는 엔진을 5 질점계로 세분한 경우이다.

일반적으로 탄성지지계에서 탄성지지의 강성이 엔진 본체의 강성에 비하여 아주 작기 때문에 엔진을 분할하여 모델링하지 않고 1 질점의 강체로 해석하여도 결과에는 별로 차이가 없을 것으로 판단된다. 따라서 본 논문에서는 엔진의 탄성지지계를 그림 1의 a)와 같은 1 질점-6 자유도계로 치환하여 탄성지지계의 동적거동을 해석하였다.

\* 한국해양대학교원 (정회원)

\*\* 현대중공업 (정회원)

\*\*\* 한국해양대학교

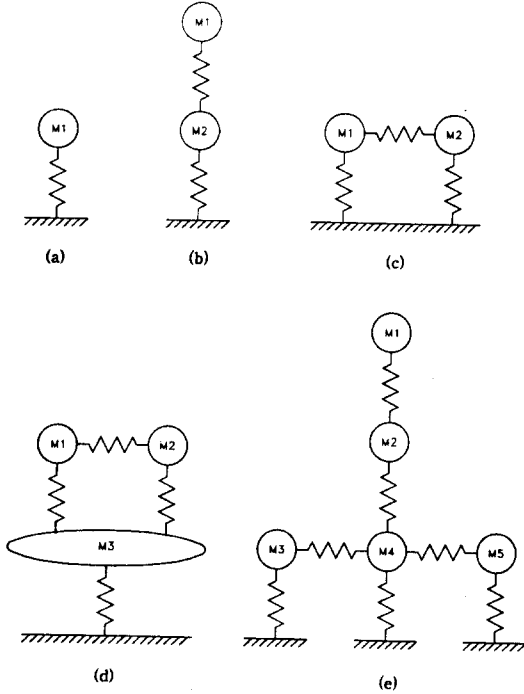


그림 1. 등가 집중질량계로 치환한 탄성지지계

### 2.2 엔진 탄성지지계의 이론

탄성지지계의 운동방정식을 유도하기 위한 좌표 설정은 엔진의 진후 방향(축 방향)을  $X$ , 좌우 방향을  $Y$ , 상하 방향을  $Z$ 라 하고 그림 2에서와 같이 오른손 좌표계에 따라  $X, Y, Z$ 축 둘레의 반시계 방향의 모멘트를 정(+)으로 정하였다. 탄성지지계의 운동방정식을 유도하여 정리하면 식(1)과 같이된다.

$$[M]\{\ddot{\delta}\} + [C]\{\dot{\delta}\} + [K]\{\delta\} = \{F\} \quad (1)$$

[M]: 질량 매트릭스, [C]: 감쇠 매트릭스,

[K]: 강성 매트릭스, {F}: 기진력 벡터

여기서 식(1)의 강제진동을 해석하기 위해서는 탄성지지계에 미치는 각종 기진력 즉 왕복 관성력, 불평형 회전 관성력, 가스 압력에 의한 회전 토크를 정식화하여 조화진동 성분으로 분석하여야 한다.

그림 3과 같은 크랭크 기구의 관성력은 왕복동 운동부에서 발생하는 관성력  $F_{rec}$ 와 회전 운동부에서 발생하는 관성력  $F_{rot}$ 으로 구분되어지며 여기서  $F_{rec}$ 은 그림

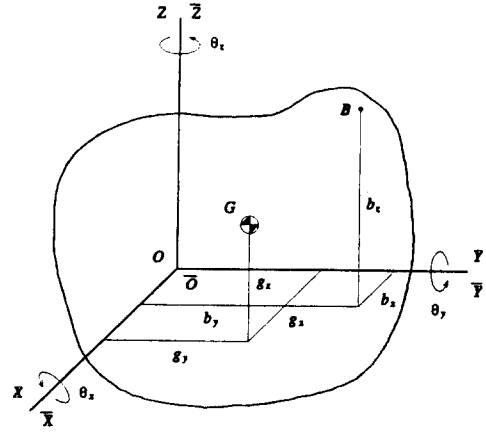


그림 2. 엔진을 강체로 가정한 경우의 좌표계

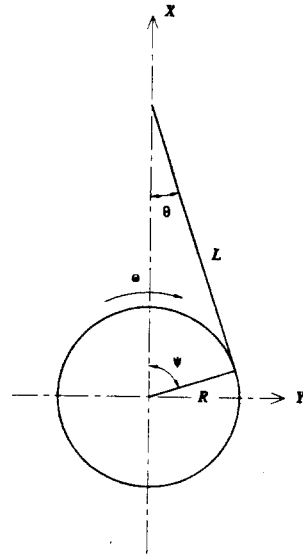


그림 3. 크랭크 기구 개략도

3의  $X$ 방향의 힘  $F_{rec,x}$ 와  $Y$ 방향의 힘  $F_{rec,y}$ 로 분해할 수 있다. 이러한 관성력을 정리하면 식(2)~(4)와 같이된다.

$$F_{rec} = m_{rec}R \left\{ \begin{aligned} & \cos\psi + \frac{(\cos^2\psi - \sin^2\psi)\psi\sqrt{(\lambda^2 - \sin^2\psi)}}{\sqrt{\lambda^2 - \sin^2\psi}} \\ & + \frac{\sin^2\psi \cos^2\psi}{\sqrt{\lambda^2 - \sin^2\psi}} \left( \frac{d\psi}{dt} \right)^2 \\ & + \left[ \sin\psi + \frac{\sin\psi \cos\psi}{\sqrt{\lambda^2 - \sin^2\psi}} \right] \frac{d^2\psi}{dt^2} \end{aligned} \right. \quad (2)$$

$$F_{rot,x} = -m_{rot} R' \left\{ \cos\psi \left( \frac{d\psi}{dt} \right)^2 + \sin\psi \left( \frac{d^2\psi}{dt^2} \right) \right\} \quad (3)$$

$$F_{rot,y} = -m_{rot} R' \left\{ \sin\psi \left( \frac{d\psi}{dt} \right)^2 - \cos\psi \left( \frac{d^2\psi}{dt^2} \right) \right\} \quad (4)$$

$m_{rot}$  : 왕복운동부 질량

$m_{rot}$  : 회전운동부 질량

$R$  : 크랭크 반경

$R'$  : 회전중심으로부터 불평형질량중심까지의 거리

$\lambda$  :  $L/R$

식(2)~(4)에 의하여 엔진의 모든 왕복 운동부 질량, 회전 불평형 질량에 대하여 계산하고 이것을 상하, 좌우, 전후의 병진력과 우력으로 정리하면 각 방향의 기진력이 계산된다.

그림 4에서와 같이 가스 압력에 의한 회전 토크  $M_r$ 에 의한 반동토크  $M_f$ 는 식(5)와 같이 되며 크기는  $M_r$ 와 같이 된다.

$$M_f = FL' \tan\theta = FR \cos\psi / \cos\theta \quad (5)$$

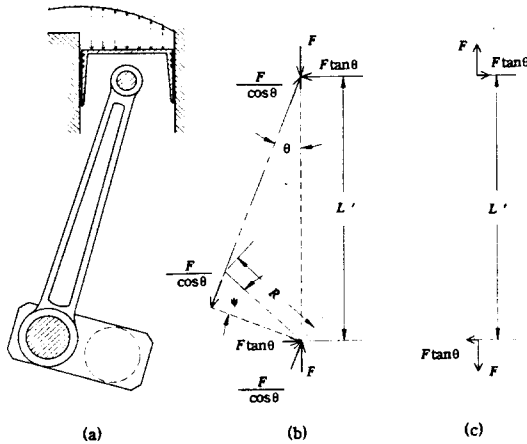


그림 4. 엔진의 시린더 단면도와 가스압력의 작동선도

다시린더 기관에서는 이와 같은 토크가 겹쳐지며 4행정 엔진에서는 2회전마다, 2행정 엔진에서는 1회전마다 반복된다.

이상의 기진력을 각 차수에 대한 조화 기진력으로 환산하여 식(1)에 대입하면 강체 중심에서의 6방향 변위가 구하여진다. 본 논문에서는 이를 기계적 임피던

스법을 이용하여 계산하였다.

강체내의 원점  $\bar{O}$ 으로 부터  $\bar{b} (= b_x \bar{i} + b_y \bar{j} + b_z \bar{k})$ 만큼 떨어진 점을  $B$ 라고 하면 이점에서의 변위 벡터  $\bar{d} (= d_x \bar{i} + d_y \bar{j} + d_z \bar{k})$ 는 식(6)과 같과 같이 된다.

$$\begin{aligned} \bar{d} &= d_x \bar{i} + d_y \bar{j} + d_z \bar{k} \\ &= \bar{1} + \bar{\theta} \times \bar{b} \\ &= (x \bar{i} + y \bar{j} + z \bar{k}) + (\theta_x \bar{i} + \theta_y \bar{j} + \theta_z \bar{k}) \times (b_x \bar{i} + b_y \bar{j} + b_z \bar{k}) \end{aligned} \quad (6)$$

$$x = (x_r + ix_i) e^{i\omega t}, \quad y = (y_r + iy_i) e^{i\omega t}, \quad z = (z_r + iz_i) e^{i\omega t},$$

$$\theta_x = (\theta_{xr} + \theta_{xi}) e^{i\omega t}, \quad \theta_y = (\theta_{yr} + \theta_{yi}) e^{i\omega t}, \quad \theta_z = (\theta_{zr} + \theta_{zi}) e^{i\omega t}$$

$$d_x = ((x_r + b_x \theta_{yr} - b_y \theta_{xr}) + i(x_i + b_x \theta_{yi} - b_y \theta_{xi})) e^{i\omega t}$$

$$d_y = ((y_r - b_x \theta_{xr} + b_y \theta_{yr}) + i(y_i - b_x \theta_{xi} + b_y \theta_{yi})) e^{i\omega t}$$

$$d_z = ((z_r - b_x \theta_{yr} + b_y \theta_{xr}) + i(z_i - b_x \theta_{yi} + b_y \theta_{xi})) e^{i\omega t}$$

$\bar{1}$  : 기준좌표중심  $O$ 으로 부터의 강체내의 원점  $\bar{O}$ 의 평행 이동 벡터

$\bar{\theta}$  : 강체내의 원점  $\bar{O}$ 를 중심으로한 강체의 회전벡터

$\bar{i}, \bar{j}, \bar{k}$  :  $X, Y, Z$ 축 방향의 단위벡터

따라서 탄성지지계를 통해서 외부로 전달되는 힘벡터  $\bar{3} (= S_x \bar{i} + S_y \bar{j} + S_z \bar{k})$ 는 식(7)과 같이 된다.

$$\{S\} = [k] \{d\} \quad (7)$$

$$S_x = k_{xx} d_x + k_{xy} d_y + k_{xz} d_z$$

$$S_y = k_{yx} d_x + k_{yy} d_y + k_{yz} d_z$$

$$S_z = k_{zx} d_x + k_{zy} d_y + k_{zz} d_z$$

이상의 결과는 각 차수에 대한 진폭 및 전달력이므로 각 회전수에서 각 방향의 합성진폭 및 전달력을 계산하기 위해서는 각 차수에 대한 위상을 고려하여 4행정 엔진은  $720^\circ$  까지, 2행정 엔진은  $360^\circ$  까지 합성하여야 한다.

### 3. 디젤엔진 탄성지지계의 동적 해석 및

#### 측정 결과와의 비교 검토

제2장에서 기술한 해석방법의 신뢰성 및 타당성을 확인하기 위하여 선박 추진용 디젤엔진 탄성지지계와 발전기용 디젤엔진 탄성지지계의 동적거동을 해석하였다. 또한 발전기용 디젤엔진 탄성지지계에 대해서는 계측을 행하여 계산결과와 비교하였다. 이들 탄성지지

계에서 기준좌표는 전체시스템의 무게중심을 취하였다.

탄성지지는 고무형으로 선박 추진용 디젤엔진의 경우에는 엔진 좌우에 대칭으로 각각 4개씩, 발전기용 디젤엔진의 경우에는 엔진 좌우에 대칭으로 각각 6개씩 수직방향(Z축 방향)으로 설치되어 있다. 고무형 탄성지지의 강성계수와 감쇠계수는 탄성지지 제작사가 제시한 값을 사용하였다.

### 3.1 선박 추진용 디젤엔진 탄성지지계의 동적거동

본 연구에서 해석 대상으로 한 선박 추진용 디젤엔진의 요목은 표 1과 같으며 탄성지지계의 자유진동 계산결과는 표 2와 같다.

표 1. 선박추진용 디젤엔진 요목

Bore × Stroke	280 × 290 mm
No. of Cylinder	16(V type)
Firing order	1 - 6 - 2 - 4 - 8 - 3 - 7 - 5
Reciprocating mass	73.1 kg
Connection Ratio (R/L)	0.254
PMI at MCR	21.6 bar
BHP × RPM at MCR	6400 × 1000
Bank angle	60°

강제진동은 기진력을 중심으로 다음 두가지로 구분하여 계산하였다. 그림 5는 모든 시린더가 정상적으로 폭발할 때 엔진의 무게 중심에서 진폭이 가장 큰 차수인 4차 성분을 계산한 결과이다. 탄성지지 설계시 고려해야할 사항 중의 하나는 엔진의 일부 시린더에서 착화 실패가 발생하는 경우 갑작스런 토오크 변동이

표 2. 선박추진용 엔진의 고유진동수와 고유벡터

NO.	Eigen values (cpm)	Eigen Vectors					
		X (Longi)	Y (Trans)	Z (Vertical)	$\theta_x$ (Rolling)	$\theta_y$ (Pitching)	$\theta_z$ (Yawing)
1	236.2	0.0000	1.0000	0.0000	-0.5949	0.0000	0.0401
2	280.8	1.0000	0.0000	0.0668	0.0000	0.3730	0.0000
3	423.5	0.0000	0.0284	0.0000	-0.1089	0.0000	1.0000
4	449.6	-0.1137	0.0000	1.0000	0.0000	0.0956	0.0000
5	573.6	-0.4782	0.0000	-0.1801	0.0000	1.0000	0.0000
6	793.8	0.0000	0.1934	0.0000	1.0000	0.0000	0.0245

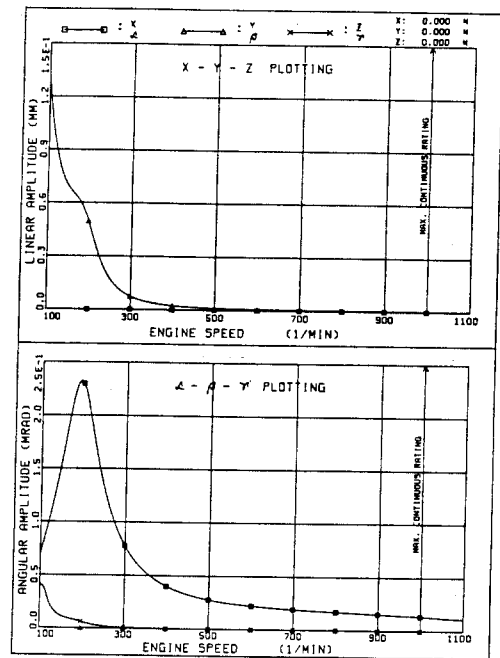


그림 5. 엔진 정상 운전시 무게 중심에서의 4차 진동진폭

발생하므로 이에따른 기진력 변동이 탄성지지에 미치는 영향을 주의 깊게 검토하여야 한다. 그림 6은 엔진의 A열 No.1 시린더가 착화 실패한 경우 선미에서 바라볼때 맨 앞쪽 좌측에 설치된 탄성지지로 부터 전달되는 각차수의 힘을 계산하여 합성한 결과이다. 이들 그림에서 상하(Z)는 인장과 압축, 전후 좌우(X, Y)는 전단력을 나타낸다.

### 3.2 발전기용 디젤엔진 탄성지지계의 동적거동

발전기용 디젤엔진의 요목은 표 3과 같고 이 엔진의 탄성지지계의 자유진동해석 결과는 표 4와 같다. 탄성

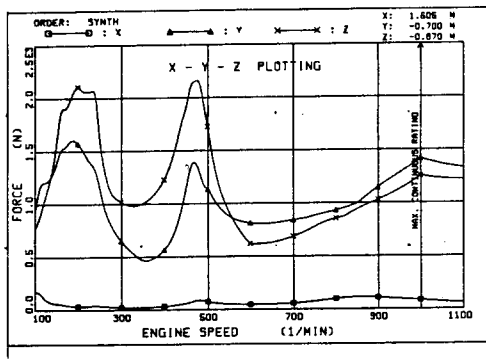


표. 3 발전기용 디젤엔진의 요약

Bore × Stroke	280 × 320 mm
No. of Cylinder	9
Firing order	1 - 5 - 9 - 3 - 6 - 8 - 2 - 4 - 7
Reciprocating mass	87.8 kg
Connection Ratio (R/L)	0.25
PMI at MCR	20.0 bar
BHP × RPM at MCR	2570 × 720

그림 6. No.1 시린더 착화 실패시 엔진 앞쪽 좌측에 설치된 탄성지지로 전달되는 합성력

표. 4. 발전기 엔진의 고유진동수와 고유벡터

NO.	Eigen Values (cpm)	Eigen Vectors					
		X (Longi)	Y (Trans)	Z (Vertical)	$\theta_x$ (Rolling)	$\theta_y$ (Pitching)	$\theta_z$ (Yawing)
1	238.3	0.0000	1.0000	0.0000	-0.7576	0.0000	-0.0310
2	323.6	1.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.4949	0.0000
3	416.1	0.0000	0.5389	0.0000	-0.0644	0.0000	1.0000
4	421.8	0.0000	0.0000	1.0000	0.0000	0.0000	0.0000
5	504.5	1.0000	0.0000	0.0000	0.0000	-0.3274	0.0000
6	872.4	0.0000	0.3219	0.0000	1.0000	0.0000	-0.1074

표. 5. 발전기엔진의 진동계산 결과와 계측결과 비교표

(Amplitude unit :  $\mu\text{m}$ )

NO.	Name of Check Poistion	Coordinates (m)	Calculation value (measuring)		
			1.0 order (12Hz)	2.0 order (24Hz)	4.5 order (54Hz)
1	Mounting (Right NO.1)	X -3.100	51.3 ( 46.7)	1.9 ( 6.5)	0.7 ( 3.9)
		Y 0.745	8.0 ( 20.7)	0.0 ( 3.5)	12.6 (16.5)
		Z -0.935	102.3 ( 29.3)	5.7 ( 7.3)	7.7 (12.3)
2	Mounting (Right NO.4)	X 0.500	51.3 ( 36.2)	1.9 ( 5.6)	0.7 ( 2.3)
		Y 0.745	44.5 ( 29.3)	0.0 ( 5.6)	0.7 ( 2.3)
		Z -0.935	28.0 ( 69.0)	0.9 (18.1)	7.7 (10.3)
3	Mounting (Right NO.6)	X 3.300	51.3 ( 56.9)	1.9 ( 7.3)	0.7 ( 6.9)
		Y 0.745	78.7 ( 65.5)	0.0 ( 4.3)	6.9 ( 3.2)
		Z -0.935	116.6 (146.6)	6.1 (15.9)	7.7 ( 3.7)
4	Mounting (Left NO.1)	X -3.100	51.2 ( 46.6)	1.9 ( 7.3)	0.7 ( 3.0)
		Y -0.745	8.0 ( 22.4)	0.0 ( 3.5)	12.6 (15.8)
		Z -0.935	110.0 ( 75.9)	5.7 (12.5)	7.7 (14.7)
5	Mounting (Left NO.4)	X 0.500	51.2 ( 63.8)	1.9 ( 6.5)	0.7 ( 1.4)
		Y -0.745	44.5 ( 29.3)	0.0 ( 6.5)	9.4 (12.6)
		Z -0.935	22.7 ( 50.0)	0.9 (10.4)	7.7 ( 7.4)
6	Mounting (Left NO.6)	X 3.300	51.2 ( 63.8)	1.9 ( 5.6)	0.7 ( 7.8)
		Y -0.745	78.7 ( 60.3)	0.0 ( 6.5)	6.9 ( 3.2)
		Z -0.935	108.9 (139.7)	6.1 (12.5)	7.7 ( 3.6)
7	Cylinder Block (Fore)	X -3.440	26.1 ( 51.7)	2.3 (17.3)	0.3 ( 3.4)
		Y -0.370	61.0 (104.0)	0.0 (12.9)	10.4 (12.7)
		Z 1.310	118.2 ( 51.7)	6.3 (12.9)	3.8 (11.1)
8	Cylinder Block (After)	X 0.935	26.1 ( 34.5)	2.3 (25.9)	0.3 ( 5.1)
		Y -0.370	9.0 ( 0.0)	0.0 ( 0.0)	14.2 ( 9.4)
		Z 1.310	31.0 ( 51.7)	17.1 (34.5)	3.8 ( 8.5)

지지계에 대한 강제진동 해석 및 계측 결과를 표 5에 보인다. 이때 엔진은 발전기 원동기로 사용되므로 연속회전수는 750rpm으로 고정하고 최대부하(100%)가 작용하도록 하였다. 계측은 엔진의 좌우 각 3점(엔진의 선단, 중앙, 후단)에서 가속도계(NP-602, ONOSOKKI사)로 탄성지지와 엔진 연결부위의 3방향 변위를 각각 측정하였고 주파수 및 차수 분석은 CF-250 FFT 분석기(ONOSOKKI사)를 사용하였다. 1차, 2차 기진력은 엔진의 왕복 관성력에 의하여 발생하고 4.5차는 가스압력의 회전토오크에 의하여 발생하므로 차수 분석은 1차, 2차, 4.5차에 대해서 행하였다.

이들 결과를 검토하여 보면 진동진폭의 계산 결과와 측정 결과는 약간 차이가 있으나 대체로 각 방향 진폭이 같은 경향을 보이고 있다. 오차의 원인으로는 가스압력이 각 시린더마다 불균일한 것이 주요인으로 판단되나 크랭크축의 각종 진동(비틀림, 종, 횡진동)에 의한 영향도 오차를 증가시킨 것으로 생각된다.

#### 4. 결 론

엔진의 탄성지지계에 작용하는 주요 엔진 기진력을 정식화하고 고무형 탄성지지를 갖는 실제 선박 추진용 디젤엔진 및 발전기용 디젤엔진 탄성지지계에 대한 동적거동을 해석하였다. 또한 발전기용 디젤엔진의 경우에는 측정을 행하여 계산 결과와 비교하여 보았다. 계산 결과와 측정 결과는 약간 차이가 있으나 대체로 같은 경향을 보이고 있어 계산 과정에는 큰 문제가 없는 것으로 판단된다. 이들 오차의 원인으로는 엔진을 강제 1질점계로 가정한 것, 시린더의 가스압력이 불균일한 것, 크랭크축의 각종 진동(비틀림, 종, 횡진동)에 의한 영향을 들 수 있다.

또한 선박 추진용 디젤엔진 탄성지지계에 대해서는 측정된 결과가 없어 본 연구에서는 계산한 각 방향 고유진동수의 정도를 파악할 수 없었다. 추후 여러 엔진의 탄성지지계에 대한 측정을 행하여 신뢰성 있는 모델링의 개발, 탄성지지계에 미치는 여러가지 기진력의 정량화 등을 통한 계산 정도의 향상을 도모할 필요가 있으며 이를 기초로 하여 최적의 탄성지지계 설계를 위한 계속적인 연구가 요망된다고 하겠다.

#### 참고 문헌

- 1) 전효중 외 3명, "여러개의 분지를 갖는 동력 전달 장치의 비틀림 진동해석", 한국박용기관학회지 제 13권 2호, 1989, 5, pp.117-138.
- 2) 이돈출·박병학·전효중, "전달매트릭스법에 의한 다지점지지계의 연성 강제감쇠 횡진동 계산에 관한 연구", 한국박용기관학회지, 제14권 2호, 1990, 5, pp. 35-47
- 3) 이종원 외 3명, "실험적인 모드해석을 통한 엔진 마운트의 동역학적 모델링", 자동차공학회지, 1988, Vol 10 No.2, pp. 39-47
- 4) 전효중, 선박동력전달장치, 대화출판사, 부산, 1986
- 5) 吉井冬樹·赤井宏之, "主機關の防振對策について", 日本漁船, 第284號, 1989, 12, pp. 29-38
- 6) 谷口修, 振動工學ハンドブック, 養賢堂, 東京, 1986
- 7) Cyril M. Harris, Shock and Vibration Handbook, McGraw-Hill Book Co., New York, 1988