

# 엔진의 착화실패가 탄성지지계의 동적거동에 미치는 영향

## The Effects of Engine's Misfiring Condition on the Dynamic Behaviour of Resilient Mounting Systems

장민오\* · 손석훈\*\* · 김성춘\*\*\* · 김의간\*\*\*\*

Min-Oh Jang, Seog-Hun Sohn, Seong-Choon Kim and Ue-Kan Kim

(1996년 5월 10일 접수 ; 1996년 7월 6일 심사완료)

**Key Words** : Single or Double Resilient Mounting System(단순 또는 이중 탄성지지계), Marine Engine(선박용 엔진), Misfire Condition(착화실패), Transmissibility(전달률), Transmitted Force(전달력), Forced Vibration(강제진동), Dynamic Characteristics(동특성)

### ABSTRACT

There is a tendency of using the resilient mounting system to control the structure born noise transmitted from a engine of which weight is comparatively light and of which speed is comparatively high. According to recent reports, the resilient mounting system is applied to control the vibration of a engine running up to 300~400 R. P. M.. Furthermore, the resilient system is also used to the ships such as marine exploring ships, fishing boats, and military vessels. It is not desirous to apply the results for the resilient mounting systems of automobile engines to the controls of the vibrations of marine engines. Marine engines are worked under the idle speed in port and are operated up to the maximum contineous revolution at sea(running up condition). And marine engines are usually worked in inevitable conditions such as a misfire and a cut-off cylinder operating condition. Concerning the above running conditions, a resilient mounting system should be designed in the case of marine engines. In this paper, we studied the effect of engine's misfire on the resilient mounting systems. And the influences of design parameters, such as dynamic characteristics and fitting angles of resilient rubber mountings, were also investigated respectively on the single and double resilient mounting systems.

### 1. 서 론

선박용 대형 엔진은 회전수가 낮기 때문에 탄성지지계의 고유진동수를 엔진의 상용회전수 이하로 낮추는 것이 곤란하여 엔진을 직접 선체의 이중저에 고정한다. 그러나, 엔진이 비교적 가볍고 회전수가 높은 중·고속 엔진은 전달력에 의한 고체음을 제어

하기 위하여 탄성지지계를 채택하고 있는 경향이 점점 증가하고 있다. 최근에는 엔진 회전수가 비교적 낮은(300~400 rpm) 엔진에도 이를 채택하고 있다. 또한 해양 탐사선, 어선, 군함 등과 같은 특수선은 음파로 많은 정보를 얻기 때문에, 음파에 혼입되는 잡음을 줄이기 위하여 선내 기기들의 소음·진동을 탄성지지로 제어하고 있다.

탄성지지계에 대한 연구는 대부분 자동차용 엔진에 대한 것으로, 이를 선박용 엔진의 탄성지지계에 그대로 적용하기에는 한계가 있다<sup>(1~3)</sup>. 이는 자동차용 엔진은 자중에 비해 회전수가 높고, 기진력이 작을 뿐만 아니라, 운전 조건이 선박용 엔진과는 차이

\*삼성중공업 엔진설계팀

\*\*한국해양대학교 대학원

\*\*\*쌍용중공업 엔진기술연구소

\*\*\*\*정희원, 한국해양대학교 이공대학 기계시스템공학부

가 크기 때문이다. 선박의 추진용 엔진은 임·출항 시에는 무부하 회전수(idle speed)를, 순항중에는 연속최대회전수(maximum contineous revolution) 근방을 주로 사용한다. 또한, 선박용 엔진은 해상이라는 특수한 환경때문에 착화실패 또는 감동운전을 하는 경우도 있으므로 이를 고려하여 탄성지지계를 설계하여야 한다.

선박용 디젤엔진의 탄성지지계에 대한 연구로는 일본의 미쓰비시 중공업에서 제작한 신가이 6500(심해 탐사선) 모선의 메인엔진에 이중 탄성지지계를 연구하여 적용하였으며<sup>(4,5)</sup>, 미쓰이 조선(주)에서는 선박용 엔진 탄성지지계에 능동제어를 적용하였다. 유럽의 경우에는 MAN-B&W, Sulzer, SEMT Pielstick, MTU 등과 같은 디젤엔진 제작회사들이 탄성지지계의 최적설계에 많은 연구를 하고 있다<sup>(6)</sup>. 그러나 국내에서는 선박용 엔진의 단순 탄성지지계(1질점 6자유도계)에 대하여 동적거동을 해석한 정도이며<sup>(7)</sup>, 이중 탄성지지계(2질점 12자유도계)에 대한 연구는 전무하다.

본 연구에서는 선박용 디젤엔진 탄성지지계를 단순탄성지지계와 이중탄성지지계로 모델링하고, 이들의 강제진동을 해석하기 위한 전산프로그램을 개발하고자 한다. 또한, 엔진의 정상운전과 착화실패를 함께 고려하여 탄성지지계의 설계변수, 즉 탄성지지의 동특성, 설치각도 등이 전달력에 미치는 영향을 검토한다.

## 2. 탄성지지계의 이론해석

단순탄성지지계는 Fig. 1의 (a)와 같이 엔진을 하나의 강체로 가정하여 1질점 6자유도를 갖는 진동계로 모델링하였으며, 이중탄성지지계는 Fig. 1의 (b)와 같이 엔진과 부진동계를 각각 하나의 강체로 가정하여 2질점 12자유도계로 모델링하였다<sup>(7,8)</sup>.

탄성지지계의 운동방정식은 식 (1)과 같이 된다.

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

여기서  $[M]$ ,  $[C]$ ,  $[K]$ ,  $\{\delta\}$ ,  $\{f\}$ 는 각각 탄성지지계의 질량행렬, 감쇠행렬, 강성행렬, 변위벡터, 기진력 벡터를 나타낸다. 기진력 벡터  $\{f\}$ 는 엔진의 왕복질량과 회전질량에 의한 불평형관성력과 불평형모멘트, 엔진의 가스압력과 왕복질량의 관성력에 의한 변동토크로 구성된다. 단순탄성지지계와 이중탄성지지계에 대한  $[M]$ ,  $[C]$ ,  $[K]$ ,  $\{f\}$  각 요소의 계산에 대해서는 생략한다<sup>(7,8)</sup>. 탄성고무의 감쇠계수는 정량적으로 계산하는 것이 곤란하여 탄성지지 제작

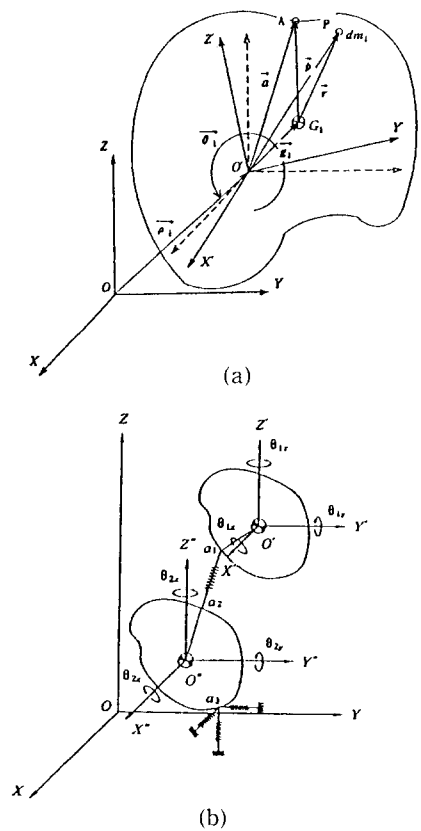


Fig. 1 The coordinates of resilient mounting systems

사가 제시한 값을 이용하였다. 식 (1)의 강제진동진폭은 기계적임피던스법을 적용하여 해석하였다<sup>(9)</sup>.

엔진 중심에서의 강제진동진폭이 계산되면, 이를 이용하여 Fig. 1의 강체내 임의의 점  $A(\vec{a} = a_xi + a_yj + a_zk)$ 에 대한 변위벡터  $\vec{d} = d_xi + d_yj + d_zk$ 는 식 (2)와 같이 된다.

$$\begin{aligned} \vec{d} &= \vec{\rho}_1 + \vec{\theta}_1 \times \vec{a} \\ &= (xi + yj + zk) + (\theta_xi + \theta_yj + \theta_zk) \\ &\quad \times (a_xi + a_yj + a_zk) \\ &= (\{d_r + jd_i\}) e^{j\omega t} \\ x &= (x_r + jx_j) e^{j\omega t} \\ y &= (y_r + jy_j) e^{j\omega t} \\ z &= (z_r + jz_j) e^{j\omega t} \\ \theta_x &= (\theta_{xr} + \theta_{xj}) e^{j\omega t} \\ \theta_y &= (\theta_{yr} + \theta_{yj}) e^{j\omega t} \\ \theta_z &= (\theta_{zr} + \theta_{zj}) e^{j\omega t} \\ d_x &= ((x_r + a_z\theta_{yr} - a_y\theta_{zr}) + j(x_j + a_z\theta_{yj} - a_y\theta_{zj})) e^{j\omega t} \\ d_y &= ((y_r - a_z\theta_{xr} + a_x\theta_{zr}) \\ &\quad + j(y_j - a_z\theta_{xj} + a_x\theta_{zj})) e^{j\omega t} \\ d_z &= ((z_r - a_x\theta_{yr} + a_y\theta_{xr}) + j(z_j - a_x\theta_{yj} + a_y\theta_{xj})) e^{j\omega t} \end{aligned} \quad (2)$$

$\vec{\rho}_i$ : 기준좌표중심  $O$ 에 대한 원점  $O'$ 의 병진벡터

$\vec{\theta}_i$ : 강체내의 원점  $O'$ 를 중심으로 한 회전벡터

$i, j, k$ :  $X, Y, Z$ 축 방향의 단위벡터

따라서, 탄성지지를 통해서 지지기반에 전달되는 힘  $F_i$ 는 식 (3)과 같이 된다.

$$\begin{aligned} \{F_i\} &= [C]\{\dot{d}\} + [K]\{d\} \\ &= ([K]\{d_r\} - \omega[C]\{d_i\}) \\ &\quad + j([K]\{d_i\} + \omega[C]\{d_r\})e^{i\omega t} \\ &= ([R] + j[I])e^{i\omega t} \\ &= \{\bar{f}_i\}e^{i\omega t} \\ \{R\} &= ([K]\{d_r\} - \omega[C]\{d_i\}) \\ \{I\} &= ([K]\{d_i\} - \omega[C]\{d_r\}) \\ \bar{f}_i &= f_i e^{i\phi} \\ f_z &= \sqrt{\{R\}^2 + \{I\}^2} \\ \phi &= \tan^{-1}(\{I\}/\{R\}) \end{aligned} \quad (3)$$

이상의 결과는 각 차수에 대한 진폭 및 전달력이므로, 임의의 엔진회전수에 대한 각 방향의 합성진폭 및 전달력을 계산하기 위해서는 각 차수의 위상을 고려하여 4행정 엔진은 720°까지, 2행정 엔진은 360°까지 합성하여야 한다.

### 3. 단순탄성지지계의 전달력

본 연구에서 대상으로 한, 엔진의 주요 사양은 Table 1에, 탄성지지계의 설치 좌표 및 탄성고무의 동특성은 Fig. 2에 보인다. 여기서 제시한 값들은 탄성지지 제작사가 제공한 것이다. 자유진동의 해석결

Table 1 Specification of main engine

Bore×Stroke	280×290 mm
No. of cylinder	16
Firing order	1-6-2-4-8-3-7-5
Reciprocating mass	73.1 kg
Connection ratio(R/L)	0.254
PMI at MCR	21.6bar
BHP×RPM at MCR	6400×1000
Bank angle	60°
Weight	35 ton

과는 Table 2에 보인다.

대상 엔진은 4행정 16실린더 V형이므로, 가스압력에 의한 기진력은  $x$ 축 방향 변동토크의 4차가 주 성분으로 된다. 또한 실린더에서 착화 실패가 발생하면 0.5차 성분의 기진력이 증가하게 된다. 따라서 본 엔진의 탄성지지계는 정상운전시에는 4차 성분의, 착화실패시에는 0.5차 성분의 전달력 제어가 설계의 관점이 된다. 여기서 선수쪽에서 엔진을 바라볼 때 좌측 제일 앞쪽에 설치된 탄성지지를 탄성지지 1이라 칭한다.

Fig. 3과 Fig. 4는 0.5차 성분과 주 기진차수인 4차의 전달률(transmissibility)을 계산한 결과이다. 이들 그림을 검토하여 보면, 4차 성분의 전달률은 199 rpm 근처에 공진점이 나타나고, 엔진의 사용범위(350~1000 rpm)에서는 1.0 이하의 전달률을 보이고 있다. 그러나, 0.5차 성분의 전달률은 엔진의 사용

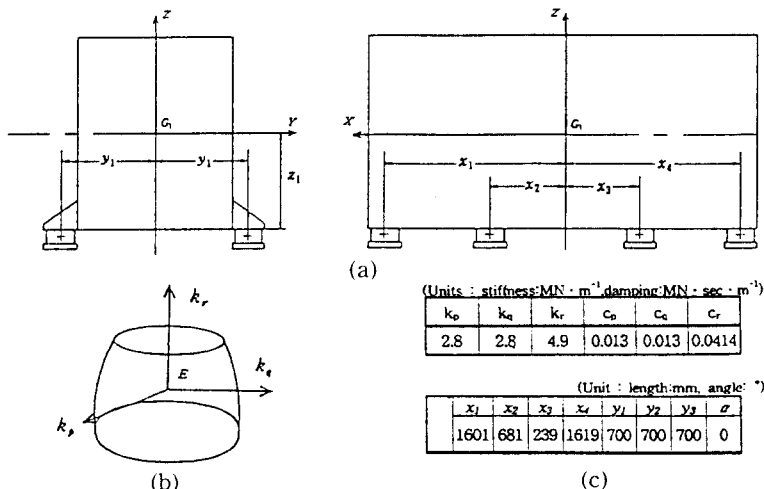
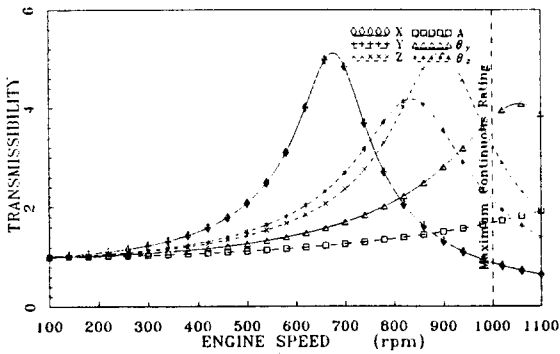


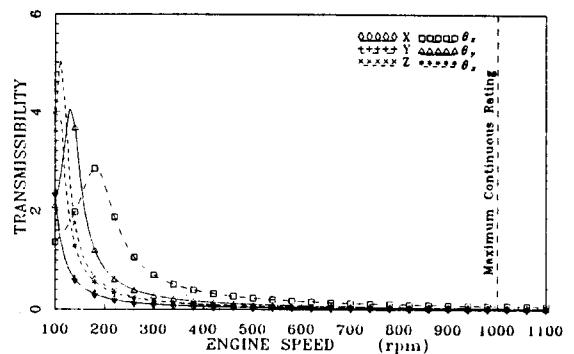
Fig. 2 Coordinates and characteristics for single resilient mounting system

**Table 2** Natural frequencies and engine vectors of the single mounting system

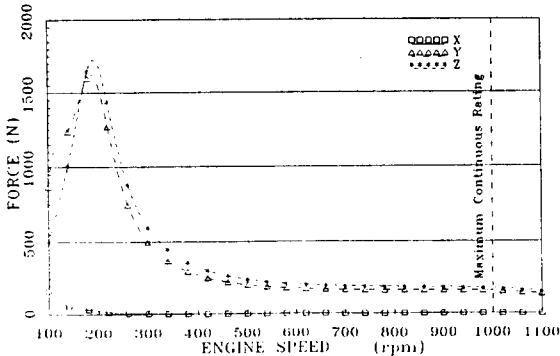
No.	Natural frequency(cpm)	Eigen vectors					
		X (Longi)	Y (Trans)	Z (Vertical)	$\theta_x$ (Rolling)	$\theta_y$ (Pitching)	$\theta_z$ (Yawing)
1	236.2	0.0000	1.0000	0.0000	-0.5949	0.0000	0.0401
2	280.8	1.0000	0.0000	0.0668	0.0000	0.3730	0.0000
3	423.5	0.0000	0.0284	0.0000	-0.1089	0.0000	1.0000
4	449.6	-0.1137	0.0000	1.0000	0.0000	0.0956	0.0000
5	573.6	-0.4728	0.0000	-0.1801	0.0000	1.0000	0.0000
6	793.8	0.0000	0.1984	0.0000	1.0000	0.0000	0.0245



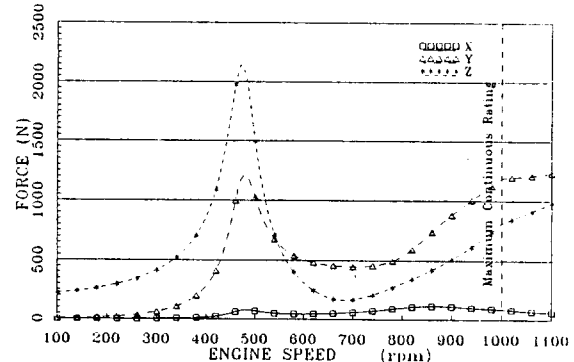
**Fig. 3** Transmissibility of 0.5th order for the single resilient mounting system



**Fig. 4** Transmissibility of 4th order for the single resilient mounting system



**Fig. 5** Transmitted force of 4th order on the normal condition



**Fig. 6** Transmitted force of 0.5th order on the misfire condition

회전수 범위내에서 전반적으로 높은 값을 보이고 있다.

Fig. 5는 엔진의 정상운전시에 주기진차수인 4차 성분의 전달력이 탄성지지 1을 통해 기반으로 전달되는 힘을 계산한 결과이다. 이 그림들을 검토하여 보면 엔진의 사용회전수 전범위에서 전달력이 비교적 양호하게 제어되었다. No. 1 실린더 착화실패 또

는 감통운전시의 0.5차 전달력을 Fig. 6에 보인다. 이 그림을 분석하여 보면 엔진의 연속최대회전수와 무부하회전수 근방에서 0.5차의 전달력이 상당히 높은 것을 알 수 있다.

이에 대한 대책으로 탄성지지의 설치각도를 변경하는 것을 검토하였다. 탄성지지의 설치각도를 변경하면 6방향( $x, y, z, \theta_x, \theta_y, \theta_z$ )의 연성고유진동수

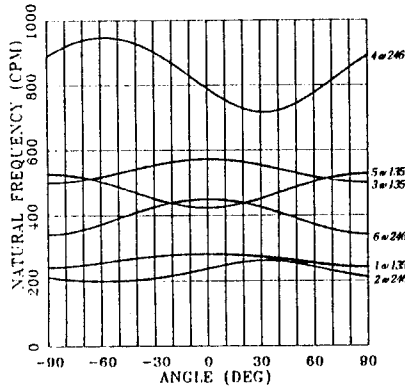


Fig. 7 Variation of natural frequencies according to the fitting angles

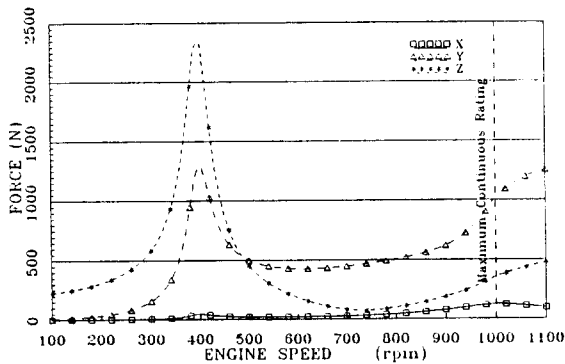


Fig. 8 Transmitted force of 0.5th order on the misfire condition

가 Fig. 7과 같이 변하게 된다. 이 그림에서  $\omega$ 전후의 숫자는 그 고유진동수에서 연성된 자유도를 의미한다. 예를 들어  $4\omega_{246}$ 은 이 고유진동수에서  $y$ ,  $\theta_x$ ,  $\theta_z$  방향의 자유도가 연성되며 그 중에서 가장 영향이 큰 자유도가  $\theta_x$ 라는 것을 의미한다.

Fig. 7에서 연속최대회전수 근방의 전달력에 영향을 크게 미치는 고유진동수는  $4\omega_{246}$  모드이며, 480 rpm 근방의 전달력에 영향을 크게 미치는 고유진동수는  $2\omega_{246}$  모드가 된다. 지금 480 rpm은 무부하회전수에 상당하므로 이 고유진동수는 낮추는 것이, 연속최대회전수에 영향을 미치는 고유진동수는 높이는 것이 바람직하다. 이런 관점에서 탄성지지의 설치각도를 선정하면  $-60^\circ$ 가 된다.

탄성지지의 설치각도를  $-60^\circ$ 로 하고, No. 1 시린더에 착화실패가 발생할 경우에 탄성지지 1로 전달되는 힘을 계산하였다. 이 결과를 Fig. 8에 보인다. 이 그림을 검토하여 보면, Fig. 7에서 예상한 것과 같이 연속최대회전수 근방에서는 고유진동수가 증가

하여 전달력이 약간 감소하였고, 480 rpm 근방에 높게 나타났던 전달력은 400 rpm 근방으로 이동하였다.

#### 4. 이중탄성지지계의 전달력

##### 4.1 이중탄성지지계의 전달력

Table 1의 엔진에 이중탄성지지를 적용하여 진동특성을 검토하여 보았다. 이중탄성지지계는 Fig. 9의 (a)와 같으며, 부진동계를 모델링하면 Fig. 10의 (a)와 같다. 탄성고무의 동특성은 단순탄성지지계와 동일하게 취하였다. 이중탄성지지계에서 부진동계의 질량이 고유진동수에 미치는 영향을 검토한 결과,  $\theta_x$ 방향과 연성된 고유진동수는 부진동계의 질량이 주진동계의 1/24부터 1/100까지는 거의 같은 값을

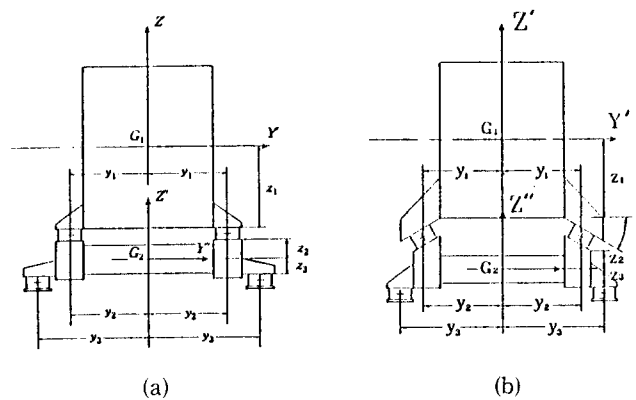


Fig. 9 Double resilient mounting system

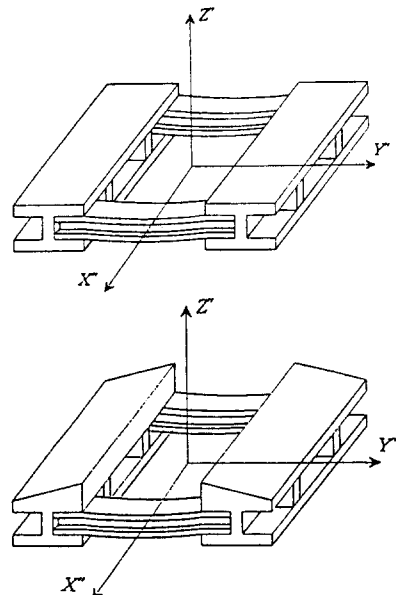


Fig. 10 Sketch of submass system

Table 3 Natural frequencies and engine vectors of the double mounting system

No.	Natural frequency(cpm)	Eigen vectors					
		$X_1$	$Y_1$	$Z_1$	$\theta_{1x}$	$\theta_{1y}$	$\theta_{1z}$
		$X_2$ (Longi)	$Y_2$ (Trans)	$Z_2$ (Vertical)	$\theta_{2x}$ (Rolling)	$\theta_{2y}$ (Pitching)	$\theta_{2z}$ (Yawing)
1	166.56	0.0000	1.0000	0.0000	-0.5937	0.0000	-0.0387
		0.0000	0.2422	0.0000	-0.3005	0.0000	-0.0195
2	197.86	1.0000	0.0000	0.0643	0.0000	0.3718	0.0000
		0.3402	0.0000	0.0325	0.0000	0.1881	0.0000
3	297.65	0.0000	0.0280	0.0000	-0.1061	0.0000	1.0000
		0.0000	-0.0334	0.0000	-0.0535	0.0000	0.5060
4	316.32	-0.1100	0.0000	1.0000	0.0000	0.0941	0.0000
		-0.0978	0.0000	0.5052	0.0000	0.0473	0.0000
5	401.70	-0.4718	0.0000	-0.1777	0.0000	1.0000	0.0000
		-0.6921	0.0000	-0.0899	0.0000	0.5036	0.0000
6	550.65	0.0000	0.1940	0.0000	1.0000	0.0000	0.0245
		0.0000	0.5640	0.0000	0.5020	0.0000	0.0110
7	2380.39	0.0000	-0.0215	0.0000	-0.0580	0.0000	0.0052
		0.0000	1.0000	0.0000	-0.0222	0.0000	-0.2192
8	2385.43	-0.0212	0.0000	0.0000	0.0000	0.0142	0.0000
		1.0000	0.0000	-0.0007	0.0000	0.0043	0.0000
9	2787.79	0.0000	-0.0065	0.0000	-0.0174	0.0000	-0.0241
		0.0000	0.3038	0.0000	-0.0052	0.0000	1.0000
10	3090.35	0.0000	0.0000	-0.0210	0.0000	-0.0060	0.0000
		0.0017	0.0000	1.0000	0.0000	0.3307	0.0000
11	3559.55	0.0000	0.0000	-0.0079	0.0000	-0.0182	0.0000
		0.0029	0.0000	-0.3777	0.0000	1.0000	0.0000
12	4182.74	0.0000	0.0000	0.0000	-0.0173	0.0000	0.0000
		0.0000	-0.0019	0.0000	1.0000	0.0000	0.0002

갖고 있었다. 따라서, 부진동계의 질량을 주진동계의 1/100로 하였다. 자유진동의 해석결과를 Table 3에 나타낸다.

Fig. 11은 이중탄성지지계에서 착화실패가 발생하였을 때 0.5차 성분이 탄성지지 1을 통해 기반으로 전달되는 힘을 계산한 결과이다. 단순탄성지지계와 비교하면 무부하회전수 근방에서 발생하였던 고유진동수가 320 rpm 근방으로 이동하여 바랍직하였으나, 연속최대회전수 근방에서는 오히려 전달력이 증가하

였다. 정상운전시에는 4차 성분이 무부하회전수보다도 낮은 회전수로 이동하고, 또한 전달력도 작아져 단순탄성지지계보다 양호한 진동절연 특성을 갖는 것을 확인하였다.

#### 4.2 탄성고무의 동특성 변경에 따른 전달력

단순탄성지지계와 같은 동특성을 갖는 탄성고무를 이중탄성지지계에 적용한 결과, 착화실패시에는 연속최대회전수 근방에서 전달력이 증가하는 문제가

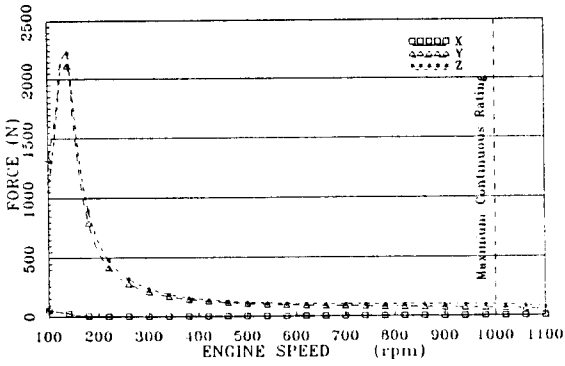


Fig. 11 Transmitted force of 4th order on the normal condition

있었다. 따라서, 탄성고무의 강성계수가  $\theta_x$  방향의 연성 고유진동수에 미치는 영향을 분석하여, 주진동계의 탄성고무 강성계수  $k_p$ ,  $k_q$ 를  $1.0 \times 10^6$  N/m로 변경하고, 부진동계에 대해서는  $k_p$ ,  $k_q$ 를  $7.3 \times 10^6$  N/m,  $k_r$ 은  $9.4 \times 10^6$  N/m로 변경하였다.

이와 같은 경우에 착화실패시의 전달력 계산 결과를 Fig. 13에 보인다. 이를 검토하여 보면, 무부하회전수 근방에 존재하던 전달력은 300 rpm 근방으로 이동하고 전달력도 상당히 감소하였다. 연속최대회전수 부근의 전달력은 y축 방향에 대해서는 상당히 개선되었으나, z축 방향에 대해서는 거의 효과가 없었다.

### 4.3 탄성고무의 설치각도 변경에 따른 전달력

Fig. 13에서 문제되는 연속최대회전수 근방의 전달력을 개선하기 위하여 주진동계에 설치된 탄성고무의 설치각도 변경에 따른 고유진동수 추이를 계산하였다. 탄성지지계의 주기진력은 엔진의 x축 방향 기진토크로 되므로, x축방향의 기진토크와 같은 방향

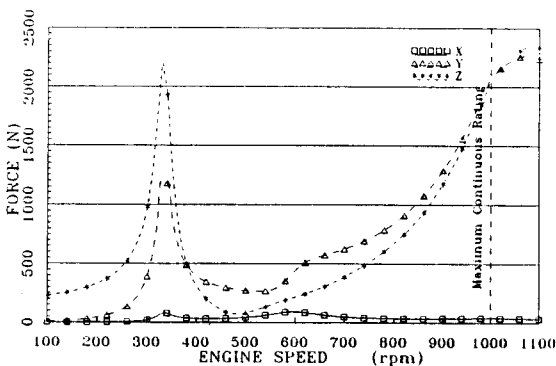


Fig. 12 Transmitted force of 0.5th order on the misfire condition

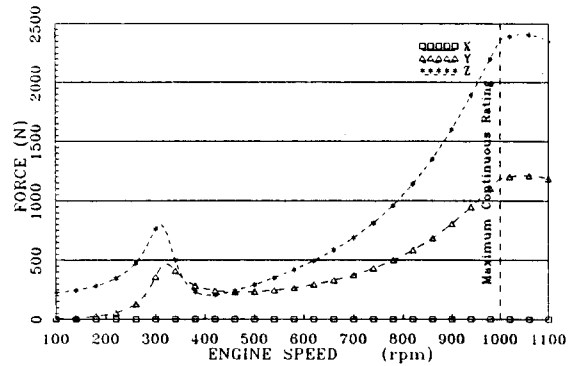


Fig. 13 Transmitted force of 0.5th order on the misfire condition

의 자유도를 포함하는 모드가 검토 대상이 된다.

Fig. 14는 이중탄성지지계의 12개 진동모드 중에서 엔진의 사용회전수 범위내에 존재하는 진동모드 6개를 정리한 것이다. 이 그림에서 이중탄성지지계의 연성고유진동수를  $4\omega_{8102}$ 와 같이 표현하였다. 여기서  $\omega$ 전후의 숫자는 그 고유진동수에 연성된 자유도를 나타내며 숫자 1~12는 차례대로  $x_1, y_1, z_1, \theta_{1x}, \theta_{1y}, \theta_{1z}, x_2, y_2, z_2, \theta_{2x}, \theta_{2y}, \theta_{2z}$ 를 나타낸다. 예를 들어  $4\omega_{8102}$ 는  $\theta_{1x}, y_2, \theta_{2x}, y_1$ 의 자유도가 연성되고, 그 중 가장 큰 영향을 주는 것이  $\theta_{1x}$ 라는 뜻이다.  $\omega$ 우측의 숫자는  $\theta_{1x}$ 의 고유진동수에 영향을 미치는 크기 순으로 나열한 것이다.

실린더에서 착화실패가 발생할 경우 연속최대회전수 근방의 전달력에 영향을 미치는 모드는  $4\omega_{8102}$ 이며, 무부하회전수 근방의 전달력에 영향을 미치는 모드는  $2\omega_{4108}$ 이다. 이 그림을 검토하여 보면 단순탄성지지계와 같이 탄성고무의 설치각을  $-60^\circ$ 로 설정하는 것이 바람직함을 알 수 있다. 이를 이중탄성지지계에 적용하면 Fig. 9의 (b)와 같은 구조로 되

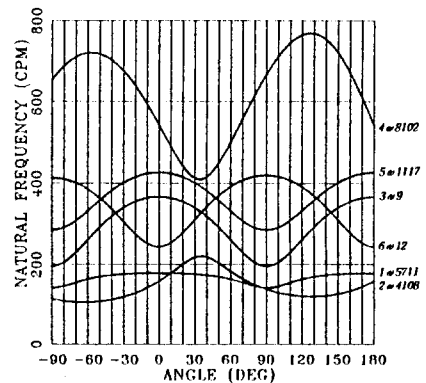


Fig. 14 Variation of natural frequencies according to the upper-mounting's fitting angles

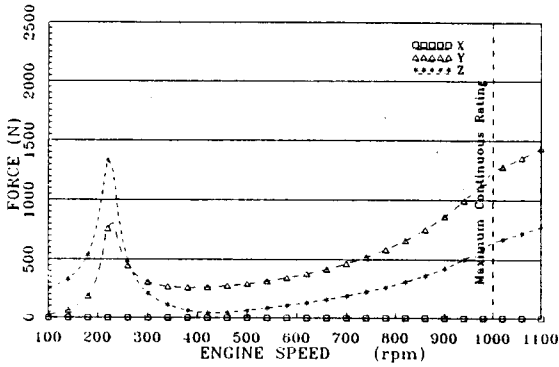


Fig. 15 Transmitted force of 0.5th order on the misfire condition

며, 부진동계의 모형은 Fig. 10의 (b)와 같이 된다.

Fig. 15는 주진동계의 탄성고무 설치각을  $-60^\circ$ 로 하고, No. 1 실린더에 착화실패가 발생할 경우에 탄성지지 1로 전달되는 힘을 계산한 결과이다. 이는 엔진의 사용회전수 전반에 걸쳐 양호하게 전달력이 제어되었음을 보이고 있다. 정상운전시의 4차 성분 전달력을 Fig. 16에 보이며, 이 경우에도 만족할 만한 진동절연 특성을 보이고 있다.

#### 4.4 이중탄성지지계의 정적 처짐

탄성지지는 엔진의 자중에 의하여 변형되므로 허용범위내에서 선정하여야 하고, 부하도 균등히 받도

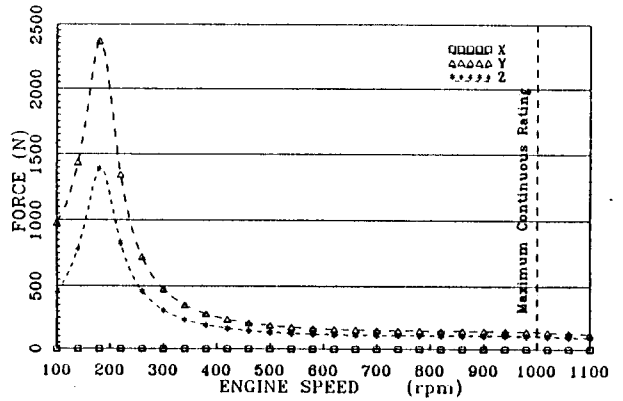


Fig. 16 Transmitted force of 4th order on the normal condition

록 배치하여야 한다. 또한 선박용 엔진의 경우에는 선박의 롤링과 피칭의 영향을 받게 되므로 이를 고려하여야 한다. 선박의 롤링과 피칭의 주기는 탄성지지계의 고유주기보다 매우 길므로 이들에 의한 탄성지지계의 변위를 정적으로 계산하여도 현실적으로 문제는 없다.

Table 4는 엔진과 부진동계의 무게중심에서의 정적변위를 나타낸다. 롤링시 상부탄성지지에서의 Y축 방향 변위가 다소 크기는 하나 허용강도상 큰 문제는 없으며 롤링시  $22.5^\circ$  이상일 경우를 대비하여 스톱퍼(stopper)를 설치하여 적용하면 좋으리라 판단된다.

Table 4 Static displacement of the double mounting system (Unit : mm or mrad.)

Name		Gravity	Nominal torque	Rolling $22.5^\circ$	Rolling $-22.5^\circ$	Pitching $7.5^\circ$	Pitching $-7.5^\circ$
Center of gravity (Eng.)	X	0.05	0.00	0.00	0.00	-0.77	0.77
	Y	0.00	0.00	-2.27	2.27	0.00	0.00
	Z	-4.59	0.00	0.35	0.35	0.04	0.04
	$\theta_x$	0.00	1.31	3.15	-3.15	0.00	0.00
	$\theta_y$	0.02	0.00	0.00	0.00	-0.35	0.35
	$\theta_z$	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Center of gravity (Subm.)	X	0.48	0.00	0.00	0.00	-7.24	7.24
	Y	0.00	-3.33	-26.54	26.54	0.00	0.00
	Z	-13.32	0.00	1.02	1.02	0.11	0.11

## 5. 결 론

선박용 엔진의 탄성지지계는 정상운전시와 착화실패에 대한 전달력 특성을 함께 고려하여 설계하여야

한다. 본 연구에서는 단순탄성지지계와 이중탄성지지계에 대한 강제진동해석 전산프로그램을 개발하고, 착화실패가 탄성지지계에 미치는 영향을 검토하였다. 이를 요약하면 다음과 같다.

- (1) 탄성지지계의 운동방정식을 유도하고, 실제엔



진의 탄성지지계에 대한 자유진동과 강제진동을 해석하였다.

(2) 이중탄성지지계의 진동절연 특성이 단순탄성지지계보다 양호한 것을 확인하였고, 고도의 진동절연이 요구되는 특수목적선에는 이중탄성지지계를 적용하는 것이 바람직하다고 판단된다.

(3) 착화실패시에는 0.5차 성분의 변동토크가 증가하여, 전달력을 효과적으로 제어하기 위해서는 이중탄성지지계를 적용하는 것이 바람직하였다.

(4) 탄성고무의 동특성과 설치각이 탄성지지계의 고유진동수에 미치는 영향을 검토하였으며, 이를 이중탄성지지계에 적용하여 착화실패시의 전달력을 제어할 수 있었다.

## 후 기

본 연구는 한국과학재단 '95 핵심전문연구, No. 951-1002-050-1 결과입니다. 지원해주신 한국과학재단에 감사드립니다.

## 참 고 문 헌

(1) 박석태 외 3인, 1986, "엔진마운트용 고무의 동역학적 모델링," 대한기계학회논문집, 제10권, 제

5호, pp. 689~697.

(2) 정경렬 외 3인, 1988, "실험적인 모드해석을 통한 엔진마운트의 동역학적 모델링," 자동차공학회지, Vol. 10, No. 2, pp. 39~47.

(3) Ford, D. M., 1985, "An Analysis and Application of a Decoupled Engine Mount System for Idle Isolation," SAE Paper No. 851650.

(4) 吉井冬樹, 赤井宏之, 1989, "主機關の防振對策について," 日本漁船, 第284號, pp. 29~38.

(5) 赤井宏之, 須佐美修之, 1994, "主機關の設計について," 內然機關, 第33卷 1號, pp. 49~56.

(6) Dr. Donath, 1987, "Resilient Mounting of Diesel Engines," MAN-B&W Licensees Meeting Paper, pp. 14~15.

(7) 김성춘 외 2인, 1994, "선박용 디젤엔진의 탄성지지계 설계에 관한 연구," 한국박용기관학회지, 제18권 제5호, pp. 56~67.

(8) 김의간, 1996, "선박용 엔진 이중탄성지지계의 진동특성에 관한 연구," KOSEF 951-1002-050-1, 한국과학재단.

(9) 이돈출, 1988, "기계적 임피던스법에 의한 분자를 갖는 추진축계의 합성비틀림진동에 관한 연구," 한국해양대학원 석사논문.