

# 다자유도 탄성지지계의 진동특성에 관한 연구

김 성 춘\* · 김 의 간\*\*

## A Study on the Vibratory Characteristics of Resilient Mounting System with Multi-degree-of-freedom

Kim Seong-Choon\* · Kim Ue-Kan\*\*

### Abstract

In this study, every exciting and damping forces working on the marine engine are formulated mathematically in order to apply to the design of a resilient mounting system of engine effectively. Futhermore, some mathematical formulation for the analysis of the transmissibility of multi-body system are proposed.

Before the application of theoretical research to the analysis of the actual resilient mounting system of a marine engine, a preliminary test is performed for the verification of the formulation assumption in which the resiliently mounted body is considered as a rigid body. The influence of the stiffness of the base frame on the natural frequencies of the resilient mounting system is theoretically analyzed and their results are compared with experimental data. As a result of that, the base frame can be supposed as a rigid body.

A new computer program which is able to calculate the free vibration, the transmissibility, and the forced vibration of a resilient mounting system has been developed by using a mathematical formulation. As an application of this developed computer program, the dynamic behaviour of resilient system with an actual rubber spring for the case of 36-degree-of-freedom system is evaluated quantitatively.

\* 한국해양대학교 기계공학과 박사과정 기계공학전공

\*\* 한국해양대학교 기계냉동자동차공학부 교수

## 1. 서 론

피스톤 왕복기관은 기구학적으로 진동이 발생될 수밖에 없는 구조를 지니고 있다. 따라서 이러한 진동을 보다 효과적으로 줄일 수 있는 방법들이 연구되었으며 그들 방법은 대체로 두 가지로 압축될 수 있다. 그중 하나는 진동의 발생원인 기관으로부터 발생하는 기진력을 제어하는 방안이고, 다른 하나는 탄성지지를 사용하여 기관에서 발생하는 진동이 외부로 전달되는 것을 절연하는 방법이다. 기관에서 발생하는 기진력을 제어하는 것은 한계가 있기 때문에 여기서는 탄성지지를 이용하여 진동전달을 절연하는 방법에 대하여 검토하고자 한다.

탄성지지계에 대한 연구의 초기에는 항공기용 기관에 대한 것이었으나 근래에 항공기용 기관으로 피스톤 왕복기관이 거의 사용되지 않고, 또한 근래에는 자동차산업의 발전으로 인해 탄성지지계에 대한 연구는 자동차용 기관에 관한 것이 대부분을 이루고 있다.

자동차에 비해 선박에서의 탄성지지계에 대한 연구는 그리 활발하게 이루어지지 못하였다. 이는 상선과 같은 대형선박에서 추진용으로 사용하는 저속 2행정 기관은 무게가 무거워 탄성지지 하는 것이 곤란할 뿐 아니라, 무겁고 기관의 최고회전수가 낮아 탄성지지계의 진동전달률을 1이하로 낮추는 것이 현실적으로 한계가 있었기 때문으로 생각된다. 그러나, 군함, 여객선, 해양탐사선 등 특수목적선의 충격, 진동, 소음에 관한 요구사항이 높아짐에 따라 탄성지지를 검토하게 되었다. 이들 특수목적선들은 이전까지 주로 터빈기관을 추진용으로 사용하였으나, 디젤기관을 추진용으로 병행 또는 단독으로 사용하게 되면서 탄성지지계의 필요성이 증가하게 되었다.

선박용 디젤기관의 탄성지지계를 효율적으로 설계하기 위해서는 기관 내·외부에서 발생하는 여러가지 기진력 및 감쇠력을 체계적으로 해석 또는 계측할 필요가 있으며, 이를 탄성지지계에 적용하여 강제진동을 해석하고 분석하여야 한다.

따라서 본 연구에서는 선박용 디젤기관 탄성지지계에 미치는 각종 기진력과 감쇠력을 정식화하고, 이를 탄성지지계에 적용하여 탄성지지계의 동적거동을 파악하는 강제진동 해석 전산프로그램을 개발하고자 한다. 또한 다질점 다자유도를 갖는 탄성지지계의 전달률 해석방법을 정식화하고 이를 전산프로그램화 하고자 한다. 그리고 이 결과를 고무형 탄성스프링을 갖는 선박 추진용 디젤기관의 탄성지지계에 적용하여 탄성지지계의 자유진동, 전달률, 강제진동을 해석하고, 탄성지지계의 여러가지 설계 변수, 즉 탄성스프링의 설치각도, 동특성 등이 다질점 다자유도계로 모델링한 탄성지지계의 자유진동과 전달률에 미치는 영향을 다각적으로 검토하고자 한다.

## 2. 탄성지지계의 전달력과 전달률

탄성지지계의 운동방정식을 위한 좌표설정은 기관의 전후방향(축방향)을  $X$ , 좌우방향을  $Y$ , 상하방향을  $Z$ 라하고 오른손 법칙에 따라  $X$ ,  $Y$ ,  $Z$ 축 둘레의 회전운동을 정(-)으로 정했다. 이때 다질점 다자유도를 갖는 탄성지지계의 운동방정식은 식(2.1)과 같으며, 식(2.1)은 식(2.2)로 고쳐 쓸 수 있다.

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{f_o\} \quad (2.1)$$

$$[M_m]\{\ddot{x}_m\} + [C_m]\{\dot{x}_m\} + [K_m]\{x_m\} = \{f_m\} \quad (2.2)$$

$$\begin{aligned} \{x\} &= \{l_{x1} \ l_{y1} \ l_{z1} \ \theta_{x1} \ \theta_{y1} \ \theta_{z1} \ \dots \ \theta_{xn} \ \theta_{yn} \ \theta_{zn}\}^T \\ &= \{L_{x1} \ L_{y1} \ L_{z1} \ \Theta_{x1} \ \Theta_{y1} \ \Theta_{z1} \ \dots \ \Theta_{xn} \ \Theta_{yn} \ \Theta_{zn}\}^T e^{i\omega t} \\ &= \{X\} e^{i\omega t} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \{f_o\} &= \{f_{lx1} \ f_{ly1} \ f_{lz1} \ f_{\theta x1} \ f_{\theta y1} \ f_{\theta z1} \ \dots \ f_{\theta xn} \ f_{\theta yn} \ f_{\theta zn}\}^T \\ &= \{F_{lx1} \ F_{ly1} \ F_{lz1} \ F_{\theta x1} \ F_{\theta y1} \ F_{\theta z1} \ \dots \ F_{\theta xn} \ F_{\theta yn} \ F_{\theta zn}\}^T e^{i\omega t} \\ &= \{F_o\} e^{i\omega t} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \{x_m\} &= \{l_{x0} \ l_{y0} \ l_{z0} \ \theta_{x0} \ \theta_{y0} \ \theta_{z0} \ \dots \ \theta_{xn} \ \theta_{yn} \ \theta_{zn}\}^T \\ &= \{L_{x0} \ L_{y0} \ L_{z0} \ \Theta_{x0} \ \Theta_{y0} \ \Theta_{z0} \ \dots \ \Theta_{xn} \ \Theta_{yn} \ \Theta_{zn}\}^T e^{i\omega t} \\ &= \{X_m\} e^{i\omega t} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \{f_m\} &= \{f_{lx0} \ f_{ly0} \ f_{lz0} \ f_{\theta x0} \ f_{\theta y0} \ f_{\theta z0} \ \dots \ f_{\theta xn} \ f_{\theta yn} \ f_{\theta zn}\}^T \\ &= \{F_{lx0} \ F_{ly0} \ F_{lz0} \ F_{\theta x0} \ F_{\theta y0} \ F_{\theta z0} \ \dots \ F_{\theta xn} \ F_{\theta yn} \ F_{\theta zn}\}^T e^{i\omega t} \\ &= \{F_m\} e^{i\omega t} \end{aligned}$$

$$[M] = \begin{bmatrix} M_{11} & M_{12} & \dots & M_{1n} \\ M_{21} & M_{22} & \dots & \vdots \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ M_{n1} & \dots & \dots & M_{nn} \end{bmatrix}$$

$$[C] = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & \dots & C_{1n} \\ C_{21} & C_{22} & \dots & \vdots \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ C_{n1} & \dots & \dots & C_{nn} \end{bmatrix},$$

$$[K] = \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} & \dots & K_{1n} \\ K_{21} & K_{22} & \dots & \vdots \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ K_{n1} & \dots & \dots & K_{nn} \end{bmatrix}$$

$$\begin{aligned}
 [M_m] &= \begin{bmatrix} M_{011} & M_{012} & \cdots & M_{016} & M_{017} & M_{018} & \cdots & M_{01n} \\ M_{021} & M_{022} & \cdots & \vdots & M_{027} & M_{028} & \cdots & \vdots \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ M_{061} & \cdots & \cdots & M_{066} & M_{067} & \cdots & \cdots & M_{06n} \\ M_{071} & M_{072} & \cdots & M_{076} & M_{11} & M_{12} & \cdots & M_{1n} \\ M_{081} & M_{082} & \cdots & \vdots & M_{21} & M_{22} & \cdots & \vdots \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ M_{0n1} & \cdots & \cdots & M_{0n6} & M_{n1} & \cdots & \cdots & M_{nn} \end{bmatrix} \\
 [C_m] &= \begin{bmatrix} C_{011} & C_{012} & \cdots & C_{016} & C_{017} & C_{018} & \cdots & C_{01n} \\ C_{021} & C_{022} & \cdots & \vdots & C_{027} & C_{028} & \cdots & \vdots \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ C_{061} & \cdots & \cdots & C_{066} & C_{067} & \cdots & \cdots & C_{06n} \\ C_{071} & C_{072} & \cdots & C_{076} & C_{11} & C_{12} & \cdots & C_{1n} \\ C_{081} & C_{082} & \cdots & \vdots & C_{21} & C_{22} & \cdots & \vdots \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ C_{0n1} & \cdots & \cdots & C_{0n6} & C_{n1} & \cdots & \cdots & C_{nn} \end{bmatrix} \\
 [K_m] &= \begin{bmatrix} K_{011} & K_{012} & \cdots & K_{016} & K_{017} & K_{018} & \cdots & K_{01n} \\ K_{021} & K_{022} & \cdots & \vdots & K_{027} & K_{028} & \cdots & \vdots \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ K_{061} & \cdots & \cdots & K_{066} & K_{067} & \cdots & \cdots & K_{06n} \\ K_{071} & K_{072} & \cdots & K_{076} & K_{11} & K_{12} & \cdots & K_{1n} \\ K_{081} & K_{082} & \cdots & \vdots & K_{21} & K_{22} & \cdots & \vdots \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ K_{0n1} & \cdots & \cdots & K_{0n6} & K_{n1} & \cdots & \cdots & K_{nn} \end{bmatrix}
 \end{aligned}$$

- $\{x\}$  : 강체의 중심에서의 복소 진동변위 벡터  
 $\{f_0\}$  : 강체의 중심에 작용하는 복소 기진력 벡터  
 $\{X\}$  : 강체의 중심에서의 복소 진동진폭 벡터  
 $\{F_0\}$  : 강체의 중심에 작용하는 복소 기진력진폭 벡터  
 $\{x_m\}$  : 기반과 강체의 중심에서의 복소 진동변위 벡터  
 $\{f_m\}$  : 기반과 강체의 중심에 작용하는 복소 기진력 벡터  
 $\{X_m\}$  : 기반과 강체의 중심에서의 복소 진동진폭 벡터  
 $\{F_m\}$  : 기반과 강체의 중심에 작용하는 복소 기진력진폭 벡터

$L_{x1}, L_{y1}, L_{z1}, \Theta_{x1}, \Theta_{y1}, \Theta_{z1}$ : 강체 1의 중심에서의 복소 병진 및 회전 진동진폭

$\Theta_{xn}, \Theta_{yn}, \Theta_{zn}$ : 강체  $n$ 의 중심에서의 복소 회전 진동진폭

$L_{x0}, L_{y0}, L_{z0}, \Theta_{x0}, \Theta_{y0}, \Theta_{z0}$ :기반에서의 복소 병진 및 회전 진동진폭  
 $F_{lx1}, F_{ly1}, F_{lz1}, F_{\theta x1}, F_{\theta y1}, F_{\theta z1}$ :강체 1의 중심에 작용하는 복소 기진 힘 및 모멘트 진폭  
 $F_{\theta xn}, F_{\theta yn}, F_{\theta zn}$ :강체  $n$ 의 중심에 작용하는 복소 기진 모멘트 진폭  
 $F_{lx0}, F_{ly0}, F_{lz0}, F_{\theta x0}, F_{\theta y0}, F_{\theta z0}$ :기반에 작용하는 복소 기진 힘 및 모멘트 진폭  
 $\omega$ : 기진력의 진동수

식(2.2)에서 첨자 0은 기반을 나타낸다. 따라서 기반에 변위가 없다고 가정할 경우에는  $l_{x0} = l_{y0} = l_{z0} = \theta_{x0} = \theta_{y0} = \theta_{z0} = 0$ , 기반에 작용하는 기진력이 없다고 가정할 경우에는  $f_{lx0} = f_{ly0} = f_{lz0} = f_{\theta x0} = f_{\theta y0} = f_{\theta z0} = 0$ 이 되며, 기반의 질량이 무한하다고 가정할 경우  $M_{0,i,j} = \infty (i = 1, \dots, 6, j = 1, \dots, 6)$ ,  $M_{0,i,j} = M_{0,j,i} = 0 (i = 1, \dots, 6, j = 7, \dots, n)$ 이 된다.

식(2.2)를 정리하면 복소 진폭벡터  $\{X_m\}$ 은 식(2.3)과 같이 나타낼 수 있으며, 이 때 복소 전달력 진폭벡터  $\{F_i\}$ 는 식(2.4)와 같이 된다.

$$\{X_m\} = ([K_m] - \omega^2[M_m] + i\omega[C_m])^{-1}\{F_m\} \quad (2.3)$$

$$\{F_i\} = ([K_m] + i\omega[C_m])\{X_m\} \quad (2.4)$$

$$i = \sqrt{-1}$$

전달물은 전달력 대 기진력의 비라고 할 수 있다. 따라서 탄성지지계에서 강체의 중심에 기진력이 작용할 경우 식(2.3)의 복소 진폭벡터  $\{X_m\}$ 을 식(2.4)에 대입하면 식(2.5)가 된다. 따라서 식(2.5)로부터 식(2.6)과 같은 기진력이나 진동변위등이 포함되지 않은, 질량과 감쇠, 그리고 강성만으로 이루어지는 복소 전달률행렬  $[TR]$ 을 구할 수 있다.

$$\{F_i\} = ([K_m] + i\omega[C_m])([K_m] - \omega^2[M_m] + i\omega[C_m])^{-1}\{F_m\} \quad (2.5)$$

$$[TR] = ([K_m] + i\omega[C_m])([K_m] - \omega^2[M_m] + i\omega[C_m])^{-1} \quad (2.6)$$

### 3. 유연한 구조물을 지지하는 탄성지지계의 진동특성

#### 3.1 유한요소법을 이용한 자유진동 해석

Fig. 3.1은 기관과 발전기를 지지하는 중간지지대로 4개의 탄성스프링으로 지지되어져 있는 전형적인 탄성지지계의 일례를 보여준다. 여기서 경계조건은 탄성스프링의 기반과 연결되는 부위에 제약을 준 것이 전부이다.

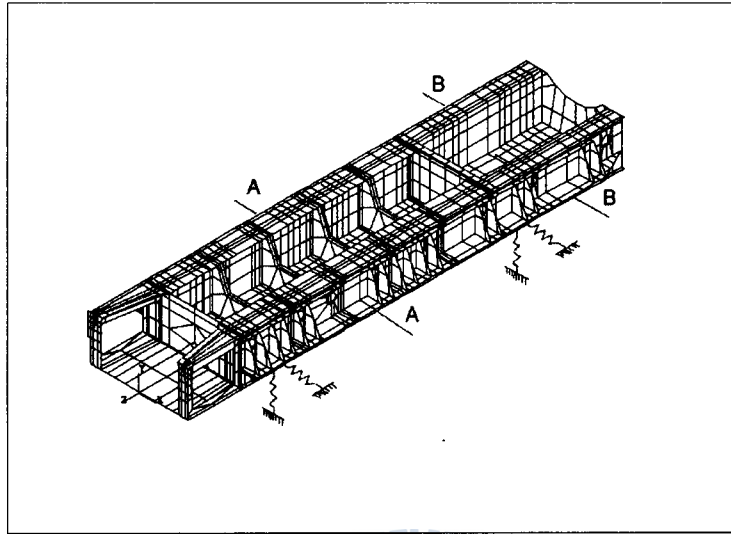


Fig. 3.1 F.E. Model of base frame.

중간지지대의 진동특성은 잘 알려진 유한요소 해석 프로그램인 Ansys 5.3의 모드 해석을 이용하였으며 중간지지대는 Shell63으로, 탄성스프링은 Combin14요소를 사용하여 모델링하였다. 탄성스프링의 동특성이나 설치위치는 단지 실험을 수행하기 위한 중간지지대의 임시 거치를 위해 선택한 것이다. 따라서 실제 발전기시스템과는 약간 차이가 있다. 또한 실험은 중간지지대의 1차 굽힘 및 비틀림모드의 고유진동수를 실험 모드 해석법으로 구하기 위해 행해졌으므로 탄성지지계의 고유진동수 계산치와는 비교할 수 없다. 다만, 중간지지대의 1차 굽힘 및 비틀림모드의 고유진동수에 대한 실험 결과는 해석모델에 대한 유한요소 해석법의 신뢰성을 확인하는데 유용하다.

계측은 중간지지대 상면과 하면에 각각 10점씩 총20점에서 X, Y, Z방향에 대해 가속도계로 측정하였으며, 주파수응답함수(FRF)를 얻기위한 가진은 각각 X, Y, Z방향에 대해 충격망치(impact hammer)를 이용하여 수행하였다. 측정값은 각점에서 3번 연속으로 계측한 후 평균하였다. Fig. 3.2는 계측장비의 개략도를 나타낸 것이며, 계측장비 목록은 Table 3.1과 같다. 주파수응답함수와 고유진동수 분석 등은 실험 모드 해석용 소프트웨어로 사용되는 LMS사의 Cada-PC를 이용하였다. Table 3.2는 실측치와 계산치를 비교한 것으로 오차는 다소 있지만 상당히 근접한 양상을 보여 주므로 유한요소 모델의 신뢰성을 확인할 수 있었다.

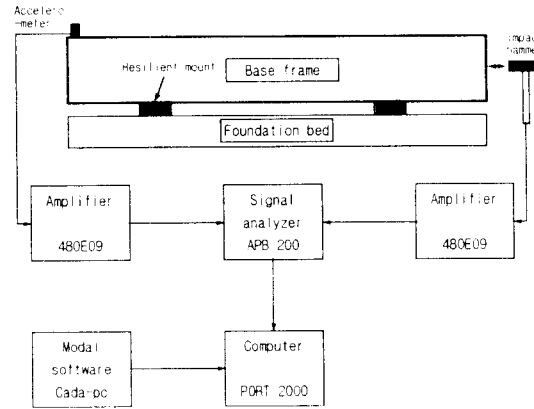


Fig. 3.2 Measurement systems for the experimental modal analysis.

Table 3.1 Test equipments.

Item	Device name	Specification
Signal analyzer	Difa APB 200	4-ch FFT
Accelerometer	PCB Triaxial 339B01	Frequency range : ~2 kHz Sensitivity : 100 mV/g
Impact hammer	PCB 086C50	Max. Force : 500 lb Frequency range : ~500 Hz Sensitivity : 0.24 mV/N
Calibrator	B&K 4294	Acceleration output : 1g at 159.2Hz
Amplifier	PCB 48E09	

Table 3.2 Calculated and measured natural frequency for the base frame.

	Natural frequency (Hz)		
	1st torsion	1st h-bending	1st v-bending
F. E. Analysis	37.9	66.0	72.3
Measurement	35.9	67.5	73.9

### 3.2 구조물의 강성변화에 따른 고유진동수의 추이

앞의 3.1절에서는 대상 구조물의 모드 해석에 대한 유한요소법의 신뢰성을 확인할 수 있었다. 따라서 본 절에서는 계산의 정도와 속도를 증가시키기 위해서 Fig. 3.3과 같은 가상의 단순한 유한요소모델을 새롭게 해석대상으로 선정하였다.



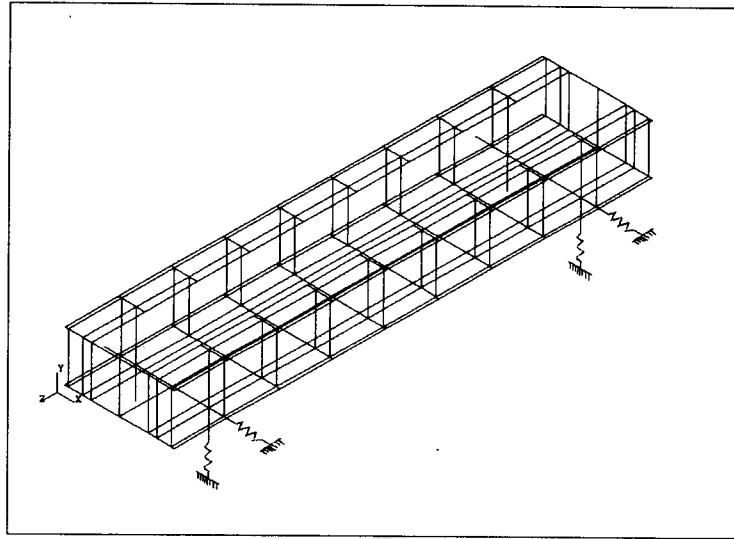


Fig. 3.3 Simplified model of base frame.

Table 3.3 Natural frequencies of base frame, varying E (modulus of elasticity).

E (GPa)	Natural Frequency (Hz)								
	Longi.	Trans.	Vert.	Roll.	Pitch.	Yaw.	Torsion	H-bend	V-bend
20.7	6.9	4.5	7.5	8.4	10.3	8.1	15.2	20.9	26.3
62.0	6.9	4.7	7.8	8.8	10.3	8.7	22.8	35.3	44.3
82.7	6.9	4.7	7.8	8.9	10.3	8.7	25.8	40.6	51.0
103.4	6.9	4.7	7.8	8.9	10.4	8.8	28.4	45.3	56.9
124.1	6.9	4.7	7.8	8.9	10.4	8.8	30.9	49.6	62.2
137.9	6.9	4.7	7.9	8.9	10.4	8.8	32.4	52.3	65.5
206.8	6.9	4.8	7.9	9.0	10.4	8.8	39.2	63.9	80.1
2068.0	6.9	4.8	7.9	9.0	10.4	8.9	121.0	201.4	252.3
20680.0	6.9	4.8	7.9	9.0	10.4	8.9	381.7	636.6	797.7
Rigid body	6.9	4.9	7.9	9.2	10.5	9.0	-	-	-

구조물의 강성변화가 탄성지지계의 고유진동수에 미치는 영향을 알아보기 위해 중 탄성계수(Modulus of elasticity)를 20.7GPa~20680GPa로 단계적으로 변화시켜 계산하였다. 또한 그 결과를 구조물을 강체로 가정하여 탄성지지계의 자유진동을 해석한 결과와 비교하였다.

Table 3.3은 구조물을 유연체로 가정한 경우와 강체로 가정한 경우에 구조물의 강성변화에 따른 고유진동수 계산결과이다. 구조물을 강체로 가정한 경우 탄성지지계의



고유진동수 계산에 필요한 구조물의 질량 및 관성모멘트 값은 유한요소 해석결과에서 얻어진 것을 그대로 사용하였다. 이러한 값들은 구조물의 종탄성계수(E)와는 무관하다. 따라서 구조물을 집중질량을 갖는 강체로 가정하여 계산한 탄성지지계의 고유진동수는 구조물의 강성변화와 관계없이 일정한 값을 갖는다.

Table 3.3을 보면 구조물의 종탄성계수가 변함에 따라 구조물 자체의 모드별 고유진동수는 급격히 변화하지만 이에 비해 전체 탄성지지계의 고유진동수는 크게 변하지 않음을 알 수 있다. 또한 그 값들은 구조물을 강체로 가정한 경우의 탄성지지계의 고유진동수와 비교하면 다소 차이는 있지만 실용상 큰 문제가 없음을 알 수 있다. 따라서 일반적으로 탄성지지계의 해석시 구조물의 유연성에 관계없이 구조물을 강체로 가정하여 계산하여도 별 무리가 없을 것으로 사료된다. 그러므로 본 논문에서는 중간지지대를 유연체로 보지 않고 강체로 가정하여 해석하였다.

## 4. 이중탄성지지계의 진동특성

### 4.1 실제 설계에 따른 진동 특성

본 연구에서는 Fig. 4.1과 같은 기관 탄성지지계를 해석 대상으로 선정하였다. 이 시스템은 2대의 주기관으로 추진기를 각각 구동하고, 기관 선단에는 지지베어링이 유압 커플링으로 연결되어 있다. 또한 이 시스템은 소음진동 대책으로 소음차폐상자를 적용한 이중탄성지지계로 되어 있다. 우현 기관과 좌현 기관의 소음차폐상자는 3개의 횡방향 거더로 연결하고 있다.

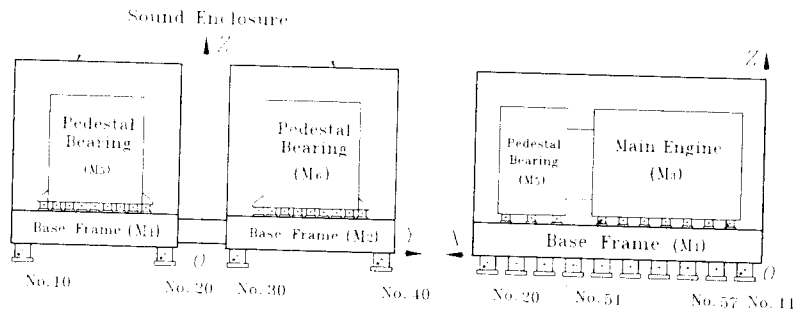


Fig. 4.1 Schematic diagram of the engine mounting system.

Table 4.1 Specification of main engine.

Engine type	MTU 20V 956 TB 82
Bore × Stroke	230×230 mm
No. of cylinder	20
Firing order	1-7-2-6-3-10-4-9-5-8
Con. rod ratio ( R/L )	0.50
Reciprocating mass	32.12 kg
PMI at MCR	15.22 bar
Bank angle	60°
Idling speed	500 rpm
MCR	1455 rpm
Sound enclosure weight	20279 kg

이 시스템을 6질점 36자유도계의 탄성지지계로 모델링하였다. 즉 지지대, 소음차폐상자, 기관, 지지베어링은 강체로 가정하였고, 우현과 좌현의 소음차폐상자를 각각 질점 1, 2로, 우현과 좌현의 기관을 각각 질점 3, 4로, 우현과 좌현의 지지베어링을 각각 질점 5, 6으로 하였다. 본 장에서 해석대상으로 한 선박추진용 디젤기관의 요목은 Table 4.1과 같다.

우선 선박 추진용 디젤 기관의 이중탄성지지계에 대한 자유진동을 해석하였으며, Table 4.2에 36개의 고유진동수와 진동모드를 정리하였다. Table 4.2에서  $\omega$ 전후에 표기된  $X_1, Y_3, \dots$  등의 표기는 그 고유진동수에 연성된 모드의 방향을 뜻한다. 즉,  $\omega$ 전에 표기된 것은 주 모드의 방향을 나타내며,  $\omega$ 후에 표기된 것은 주 모드와 연성된 방향을 나타낸다.  $\omega$ 후의 표기는 연성도의 크기에 따라 순서대로 나열하였다.

이 기관은 4행정 20실린더 V형 기관이고 크랭크 축방향의 모멘트가 주 기진력으로 작용한다. 따라서 기진력이 가장 크게 작용하는 차수는 5차 성분이다. 그리고 실린더 착화실패시의 진동도 검토해야 하므로 0.5차 성분도 주의 깊게 검토하여야 한다.

실린더 정상폭발시에는 무부하회전수인 500rpm과 연속최대회전수인 1455rpm사이가 기관의 사용회전수가 되며, 실린더 착화실패시 기관의 최대출력의 70~80%가 작용하는 회전수영역 중 1290rpm을 대푯값으로 할 경우, 무부하회전수인 500rpm과 1290rpm 사이가 기관의 사용회전수가 된다. 따라서 진동 해석을 할 경우 관심대상이 되는 기관 회전수는 실린더 폭발이 정상이나 착화실패냐에 따라 달라진다.

기진력이  $\theta_{33}$ 방향의 모멘트이므로 Table 4.2의 고유진동수들 중  $\theta_{33}$ 와 연성된 모드를 가지는 고유진동수를 찾아보면 188.2, 327.0, 345.2, 503.2, 602.1, 634.1cpm이 된다. 여기서 5차 성분이 주위험차수가 되므로 이들을 기관회전수로 환산하면 각각 37.6,

Table 4.2 Natural frequencies and mode shapes of resilient mounting system.

No.	Natural frequency (cpm)	Eigen vectors	No.	Natural frequency (cpm)	Eigen vectors
1	140.4	$X_3\omega X_1 X_5 Z_5$	19	634.7	$\theta_{35}\omega X_5 \theta_{25} \theta_{33}$
2	142.9	$Y_3\omega \theta_{x1} Y_5 Y_1$	20	654.5	$\theta_{35}\omega X_5 Z_1 Z_3$
3	180.2	$X_3\omega Y_5 \theta_{35} X_1$	21	894.4	$\theta_{25}\omega Y_5 \theta_{25} \theta_{x1}$
4	188.2	$Y_3\omega \theta_{z3} \theta_{25} \theta_{35}$	22	938.2	$\theta_{25}\omega Y_5 \theta_{25} \theta_{35}$
5	227.0	$Z_3\omega Z_1 Z_3 \theta_{35}$	23	1257.6	$\theta_{25}\omega Y_5 \theta_{25} \theta_{x1}$
6	250.5	$Z_3\omega \theta_{35} Z_1 Z_5$	24	1276.9	$\theta_{25}\omega Y_5 \theta_{25} \theta_{33}$
7	269.8	$Y_5\omega \theta_{25} \theta_{33} X_5$	25	1377.6	$\theta_{35}\omega X_5 Z_3 \theta_{25}$
8	273.2	$\theta_{35}\omega Z_5 \theta_{33} X_5$	26	1396.3	$\theta_{35}\omega X_5$
9	327.0	$\theta_{35}\omega \theta_{z3} Y_1 Y_5$	27	1431.6	$\theta_{25}\omega Y_5 \theta_{x1} Y_1$
10	345.2	$\theta_{35}\omega X_5 \theta_{33} \theta_{z3}$	28	2257.4	$Z_5\omega \theta_{35} \theta_{25} X_3$
11	345.5	$\theta_{25}\omega \theta_{z3} Y_5 \theta_{35}$	29	2367.3	$Z_5\omega \theta_{35} Z_1 X_3$
12	346.8	$\theta_{35}\omega X_5 Z_3 X_1$	30	2881.1	$\theta_{25}\omega Y_5 Y_1 \theta_{x1}$
13	449.3	$\theta_{25}\omega Y_5 X_1 \theta_{z3}$	31	2888.4	$\theta_{25}\omega Y_5 Y_1 X_1$
14	459.3	$\theta_{35}\omega Z_3 X_1 X_5$	32	8647.0	$\theta_{x1}\omega X_1 \theta_{z1} Z_5$
15	488.3	$\theta_{35}\omega X_5 Z_3 Z_1$	33	10845.5	$\theta_{x1}\omega Y_1 \theta_{25} \theta_{x1}$
16	503.2	$\theta_{x1}\omega Y_1 \theta_{25} Y_2$	34	13602.3	$X_1\omega \theta_{z1} \theta_{y1} Z_1$
17	566.6	$\theta_{35}\omega X_5 Z_1 Z_5$	35	15537.6	$Y_1\omega \theta_{x1} \theta_{z1} \theta_{25}$
18	602.1	$\theta_{35}\omega X_5 \theta_{z3} Z_5$	36	19091.0	$Z_1\omega \theta_{x1} \theta_{y1} X_1$

65.4, 69.0, 100.6, 120.4, 126.9rpm으로 된다. 그러나 이 회전수들은 이 기관의 무부하회전수인 500rpm보다 낮으므로 사용회전수 범위 내에서는 공진이 발생하지 않는다. 실린더 착화실패시에는 0.5차 성분이 주기진력으로 작용하므로 기관회전수 376.4, 654.1, 690.4, 1006.4, 1204.2, 1269.4rpm이 검토대상이 된다. 실린더 착화실패시 이 기관의 사용회전수는 500~1290rpm이므로 이들 회전수들 중 376.4rpm을 제외하고는 기관의 사용회전수범위 안에 모두 들어간다.

자유진동 해석결과의 분석으로 예상되는 이와 같은 진동양상을 확인하고 또한 실제로 이 기관 탄성지지계의 진동절연률을 알아보기 위해서 전달률을 해석하였다. 전달률은 기진모멘트  $F_{\theta_{z3}}$ 가  $\theta_{z3}$ 방향으로 작용할 때 각각의 방향에 대하여 계산하였다. 기반에 대한 전달률 중 착화실패시를 고려한 0.5차 성분의 전달률은 Fig. 4.2와 Fig. 4.3에, 실린더 정상폭발시 문제가 되는 5차 성분의 전달률은 Fig. 4.4와 Fig. 4.5에 나타내었다. 소음차폐상자에 대한 전달률은 Fig. 4.6과 Fig. 4.7에 병진방향과 회전방향으로 각각 나누어 표시하였다.

Fig. 4.2와 Fig. 4.3을 살펴보면 기반에 대한 각각의 방향별 전달률은  $X$ ,  $Z$ ,  $\theta_y$ 방향으로는 거의 0에 가까운 값을 갖는다. 그리고 나머지 세 방향의 전달률은 1290rpm에

서는 최대 1.2정도를, 무부하회전수인 500rpm에서 최대 1.8정도의 값을 갖는다. Fig. 4.4와 Fig. 4.5에서와 같이 실린더 정상폭발시 기진력이 가장 크게 작용하는 5차에서는 기관 사용회전수인 500rpm에서 1455rpm사이의 모든 방향에서 전달률은 0에 가까운 값을 갖는다. Fig. 4.6과 Fig. 4.7을 검토하여 보면 소음차폐상자에 대한 전달률은 0.5차의 경우 무부하회전수에서는 최대 0.6정도를, 1290rpm에서는 최대 1.5정도의 값을 나타내고 있다.

A열의 No.1실린더가 착화실패할 경우 0.5차 성분의 기진력에 의해 탄성스프링에 작용하는 힘을 분석해 보았다. Fig. 4.8의 No.20 탄성스프링에 작용하는 힘은 Y방향이 주가 되며, Fig. 4.9의 No.51 탄성스프링에서는 Y방향뿐만 아니라 Z방향의 힘도 같이 나타나고 있다. 이들은 최고 값이 600N을 넘지 않는다. 이들 힘들은 비교적 작다고 할 수 있다. 그러나 이들은 실린더가 정상적으로 폭발할 경우와 비교할 경우에는 여전히 매우 크므로 개선의 여지가 있다.

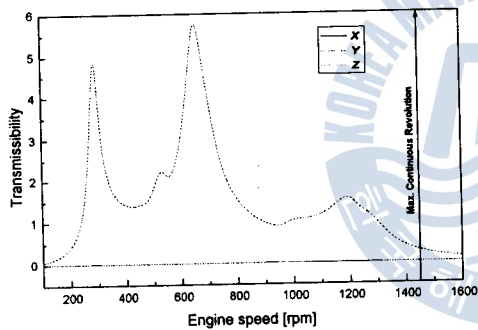


Fig. 4.2 Transmissibilities of the 0.5th order to the foundation for the system excited by the engine x-direction moment.

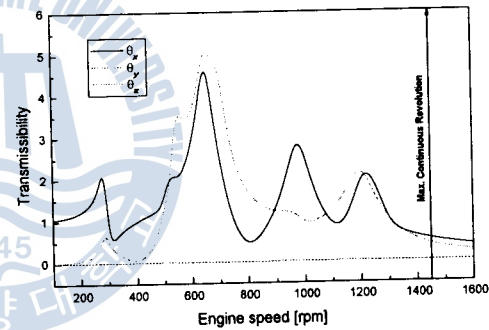


Fig. 4.3 Transmissibilities of the 0.5th order to the foundation for the system excited by the engine x-direction moment.

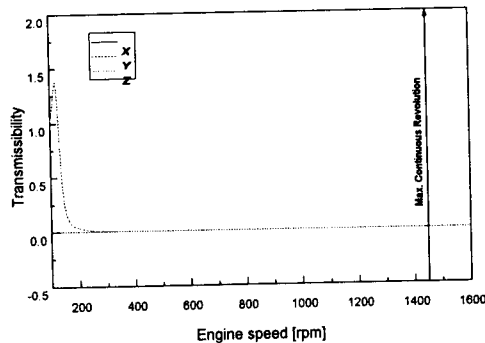


Fig. 4.4 Transmissibilities of the 5.0th order to the foundation for the system excited by the engine x-direction moment.

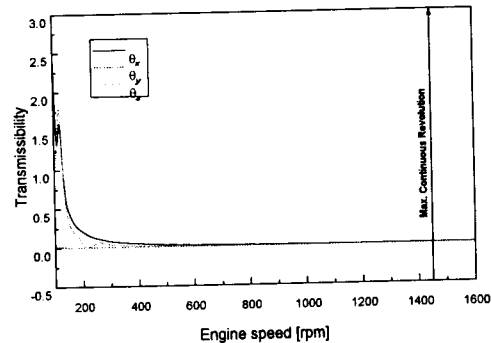


Fig. 4.5 Transmissibilities of the 5.0th order to the foundation for the system excited by the engine x-direction moment.

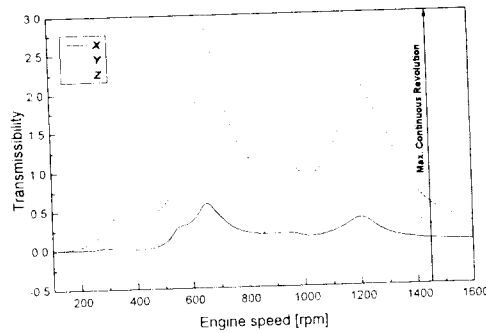


Fig. 4.6 Transmissibilities of the 0.5th order to the sound enclosure for the system excited by the engine x-direction moment.

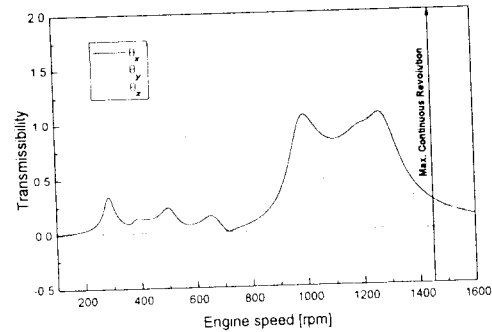


Fig. 4.7 Transmissibilities of the 0.5th order to the sound enclosure for the system excited by the engine x-direction moment.

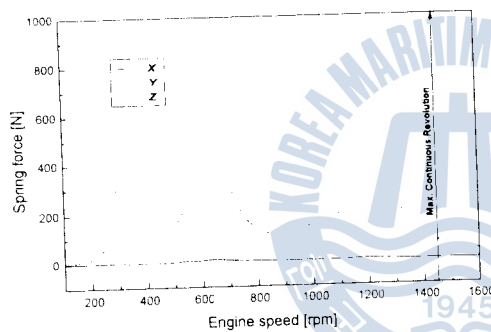


Fig. 4.8 Spring forces of the 0.5th order loaded to No.20 resilient mount. (Engine: misfiring condition of A row No.1 cylinder)

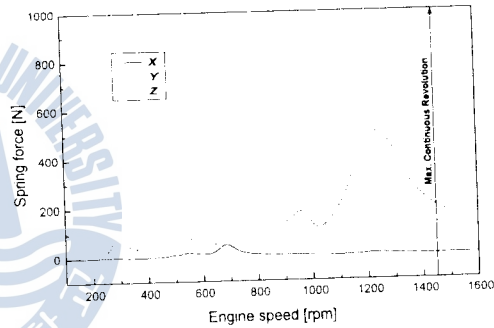


Fig. 4.9 Spring forces of the 0.5th order loaded to No.51 resilient mount. (Engine: misfiring condition of A row No.1 cylinder)

### 4.3 설계변수의 변경에 따른 진동특성

4.2절의 기관제작사가 설계한 이중탄성지지계에 대해 해석한 진동특성 중에서 전달률을 Table 4.3에 정리해 보았다. Table 4.3을 보면 실린더 착화실패시 문제가 되는 0.5차의 전달률은 기반이나 소음차폐상자 모두에서 대부분 1을 넘는다. 전달률이 1 이상이라는 것은 탄성지지계에 가해진 기진력보다 탄성지지계를 통해 전달되는 힘이 더 크다는 것을 의미한다. 따라서 본 절에서는 탄성지지계의 원래 설계에서 설계변수인 소음차폐상자의 질량 등을 변경하여 전달률을 낮출 수 있는 방안을 찾아 보았다.

기관의 질량은 변경할 수 없으므로 기관의 질량 중 탄성지지계의 동특성에 가장 큰 영향을 미치는 소음차폐상자의 질량을 바꾸어 보았다. 이 경우 역시 동특성 변경 때와 마찬가지로 기관의 질량과 관성모멘트를 기준으로 두고 그에 대한 비율로서 소음차폐

Table 4.3 Maximum transmissibilities of the double resilient mounting system according to the original design.

Maximum transmissibility					
Engine operating speed (rpm)	0.5th order		Engine operating speed (rpm)	5.0th order	
	Foundation	Sound enclosure		Foundation	Sound enclosure
500	1.8	0.6	500	about 0	about 0
1290	1.2	1.5	1450	"	"

상자의 질량을 변경하였다. 원래 설계변경전의 기관 대 소음차폐상자의 질량비는 질량의 경우 1.1, X축, Y축, Z축 방향의 관성모멘트의 경우 각각 0.3, 0.4, 0.4였다. 그러나 본 절에서는 편의상 질량비를 일률적으로 0.5, 1, 1.5로 변경해 가며 이중탄성지지계의 동특성 변화를 살펴보았다.

Fig. 4.10~Fig. 4.15는 이중탄성지지계에서 질량비가 전달률에 미치는 영향을 해석한 결과이다. 그림에서  $M_{0.5}$ ,  $M_{1.0}$ ,  $M_{1.5}$ 는 각각 질량비 0.5, 1, 1.5를 의미한다. 거의 모든 방향에서 질량비 0.5의 경우가 가장 양호한 값을 주고 있음을 알 수 있다. 먼저 기반에 대한 전달률 중 Y방향의 전달률은 500rpm에서 1.3, 1290rpm에서 0.5로 비록 500rpm에서 전달률이 1을 넘지만 질량비 및 탄성스프링의 동특성 변경 전후를 포함한 설계변수 변경조건 중 가장 양호한 값을 갖는다.  $\theta_x$ 방향으로는 500과 1290rpm에서 각각 1.4와 0.8의 전달률을,  $\theta_z$ 방향으로는 500rpm에서 0.3, 1290rpm에서는 0.5의 전달률을 갖는다. 또한 소음차폐상자에 대한 전달률 역시 위의 두 회전수에서 상당히 낮은 전달률 값을 보이고 있다.

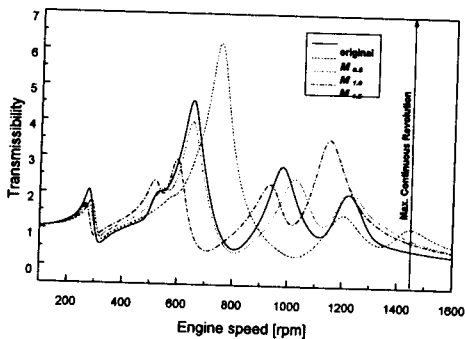


Fig. 4.10 Transmissibilities in  $\theta_x$  of the 0.5th order to the foundation for the system excited by the engine x-direction moment.

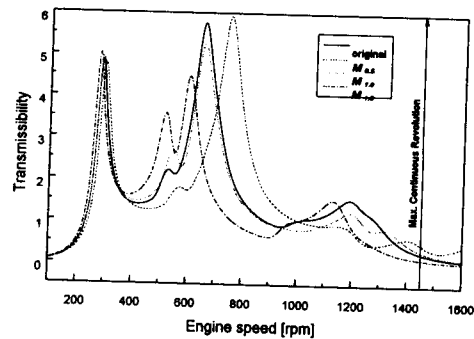


Fig. 4.11 Transmissibilities in Y of the 0.5th order to the foundation for the system excited by the engine x-direction moment.



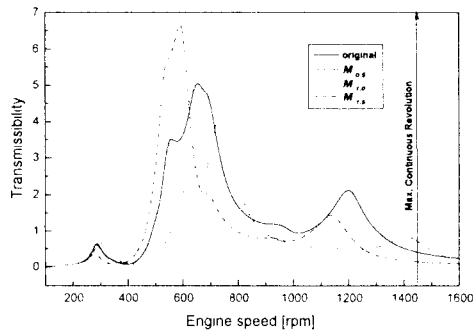


Fig. 4.12 Transmissibilities in  $\theta_z$  of the 0.5th order to the foundation for the system excited by the engine x-direction moment.

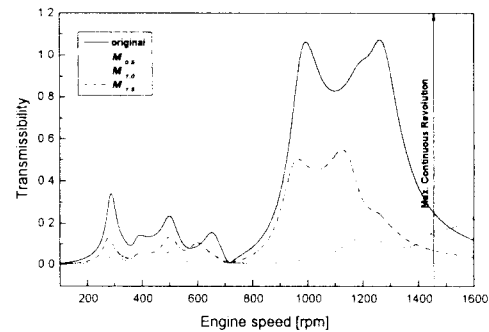


Fig. 4.13 Transmissibilities in  $\theta_x$  of the 0.5th order to the enclosure for the system excited by the engine x-direction moment.

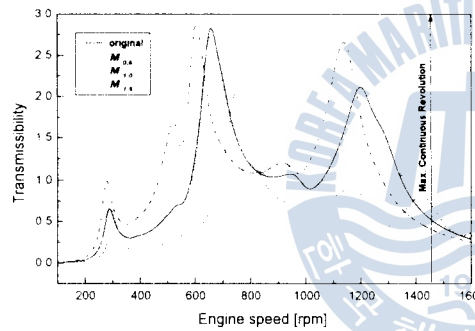


Fig. 4.14 Transmissibilities in  $Y$  of the 0.5th order to the enclosure for the system excited by the engine x-direction moment.

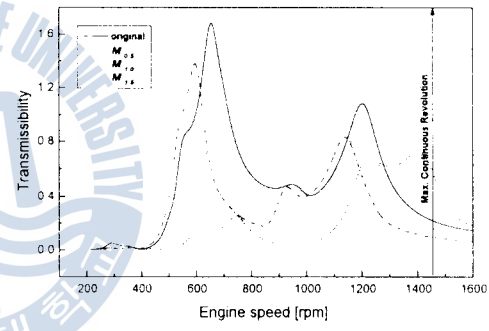


Fig. 4.15 Transmissibilities in  $\theta_z$  of the 0.5th order to the enclosure for the system excited by the engine x-direction moment.

질량비 0.5의 경우 실린더 정상폭발시 가장 기진력이 크게 작용하는 5차의 최고 진동 응답이 100.6rpm 근처에 위치하므로 기관의 사용회전수 범위 내에는 영향을 미치지 못한다. 따라서 소음차폐상자의 질량 및 관성모멘트를 기관의 반으로 만들면 실린더 정상폭발시나 착화실패시 모두 효과적으로 진동을 저감할 수 있을 것으로 판단된다.

## 5. 결 론

본 연구에서는 복잡한 연성관계를 갖는 다질점 다자유도계로 모델링한 탄성지지계의 자유진동과 전달률 그리고 강제진동 특성을 검토하였다. 또한 탄성지지계의 설계변수가 탄성지지계에 미치는 영향을 분석하였다. 본 연구결과를 요약하여 정리하면 다음과 같다.



- (1) 다질점 다자유도를 갖는 탄성지지계의 운동방정식을 유도하고 이를 이용하여 실제 탄성지지계의 자유진동 및 강제진동을 해석할 수 있는 전산프로그램을 개발하였다.
- (2) 탄성지지계의 진동절연 성능을 파악하기 위하여 강제진동결과를 이용하지 않고 단지 탄성지지계의 동특성으로 다질점 다자유도를 갖는 탄성지지계에서 질점과 질점, 질점과 기반사이의 전달률을 해석할 수 있는 방법을 정식화하였다.
- (3) 유한요소법을 이용하여 중간지지대의 강성이 탄성지지계의 고유진동수에 미치는 영향을 검토하였으며, 선박에서 사용되는 중간지지대는 강체로 가정하여도 실용상 문제가 없음을 확인하였다.
- (4) 선박추진용 디젤기관에 탄성지지계를 적용하여 실린더 정상폭발시와 착화실패시에 대한 진동특성을 해석하고 검토하였다. 그 결과 실린더 정상폭발시에는 효과적으로 진동진폭이 저감됨을 알 수 있었고, 특히 이중탄성지지계의 경우 기관 사용회전수에서 전달률이나 강제진동진폭이 0에 가까운 양호한 진동양상을 가짐을 알 수 있었다. 그러나 착화실패시 0.5차와 같은 낮은 진동차수에서는 기관의 사용회전수 내에 여러 개의 공진점이 형성되면서 진동전달률이 급격히 증가하여 강제진동진폭이 증폭되고 진동절연성능이 떨어짐을 확인하였다.
- (6) 선박추진용 기관의 탄성지지계에서 중간지지대의 질량이 진동특성에 미치는 영향을 검토하였다. 이를 탄성지지계에 적용하여 강제진동을 해석하고 동적거동을 검토한 결과, 착화실패시 0.5차 기진력에 의한 전달력제어가 가능함을 확인하였다.

## 참 고 문 헌

- [1] Cyril M. Harris, Shock & Vibration Handbook, McGraw-Hill Book Co., New York, 1988.
- [2] C. E. Crede, J. P. Walsh, "The design of vibration-isolating bases for machinery", J. Applied Mechanics, pp.A-7~A-14, 1947. 3.
- [3] R. C. Lewis, K. Unholtz, "A simplified method for the design of vibration-isolating suspensions", Tr. ASME, pp.815~820, 1947. 11.
- [4] H. Ashrafiuon, "Design optimization of aircraft engine mount system", J. Vibration and Acoustics, Vol.115, pp.463~467, 1993. 10.
- [5] 米澤 徹, 加藤武男, "小形船用主機關の防振すえ付けに關する研究", 內燃機關, 第22卷 第11號, pp.9~16, 1983. 9.
- [6] 三橋邦宏, 上牢田千壽, 岡富士男, "デーゼル主機關のアクティブ防振支持裝置", 日本船用 機關學會誌, 第24卷 第10號, pp.35~38, 1989. 10.

- [7] 赤井宏之, 須佐美 修之, “主機關防振の設計について”, 内燃機關, 第33卷 第1號, pp.49~55, 1994. 1.
- [8] 김성춘, 이돈출, 김의간, “선박용 디젤엔진의 탄성지지계설계에 관한 연구”, 한국박용기관학회지, 제18권 제5호, pp.56~67, 1994.
- [9] 장민오, 손석훈, 김성춘, 김의간, “엔진의 착화실패가 탄성지지계의 동적거동에 미치는 영향”, 한국소유진동공학회지, 제6권 제4호, pp.503~511, 1996.
- [10] 김의간, “선박용 엔진 이중탄성지지계의 진동특성에 관한 연구”, KOSEF 951 1002 050 1, 한국과학재단, 1996.
- [11] 선박진동·소음 제어지침 연구위원회, 선박진동·소음 제어지침, 서울, 1997.
- [12] 戸原春彦, 防振ゴム, 日本鐵道車輛工業會, 1975.
- [13] 전효중, 선박동력전달장치, 태화출판사, 부산, 1986.



