

# 곡선맞춤법을 이용한 선체상부구조 모델의 진동해석

오창근\* · 제해광\*\* · 박석주\*\*\*

\*동명중공업(주), \*\*브뤼엘 & 케아 코리아(주), \*\*\*한국해양대학교 해양시스템공학부 교수

## Experimental Vibration Analysis of a Super-Structure Model Using Curve Fitting Method

Chang-Geun Oh\* · Hae-Kwang Je\*\* · Sok-Chu Park\*\*\*

\*TongMyung Heavy Industries Co., LTD., ChangWon 641-050, Korea

\*\*B&K Korea LTD, Seoul 137-072, Korea

\*\*\*Division of Ocean System Engineering, Korea Maritime University, Pusan 606-791, Korea

**요 약** : 진동해석과 기술에 있어서 실험과 해석분야 모두 다 같이 발전한 것은 사실이지만, 실험해석법은 유한요소법과 같은 이론해석법만큼 발달한 것이라 할 수 없을 것이다. 그 이유 중에 하나로 비선형 방정식을 푸는데 있어 초기치의 선택에 따라 계산시간이 길어지고 해가 종종 발산하기도 하기 때문이다. 일반적으로 실험모드해석에 있어 방정식은 고유진동수와 감쇠비의 비선형 항과 등가강성의 선형 항으로 구성된다. 본 연구에서는 비선형 항을 먼저 구하고, 다음에 선형 항을 구하였다. 개발된 실험모드해석법(곡선맞춤법)을 선체상부구조 모델에 적용하여, 모드 특성치들을 계산하였다. 또한 개발된 프로그램은 그래픽기법을 적용하여 간단한 마우스 조작으로 채용 모드수와 감쇠비를 결정할 수 있도록 하였다.

**핵심용어** : 실험모드해석, 곡선맞춤법, 모드 특성치, 모드 감쇠비

**Abstract** : It might be true that both experimental and analytic techniques have been developed in the vibration analysis and engineering. It could not be said, however, that the experimental method has been also developed as much as analytic method, such as Finite Element Method. One of the reasons is that computation time becomes longer and that the solution often diverges depending on the choice of initial value in solving nonlinear equation. The equation in experimental modal analysis is usually composed of the nonlinear term of natural frequency and modal damping ratio, and the linear one of equivalent stiffness. In this study, the nonlinear terms were solved first, and then the linear term was obtained. The experimental modal parameters were estimated, applying the developed experimental modal analysis (curve-fitting method) to the super-structure model. In addition, the number of modes and modal damping ratio could be easily determined by the developed program with the application of graphical techniques and with easy handling mouse button.

**Key words** : experimental modal analysis, curve-fitting method, modal parameter, modal damping ratio

## 1. 서 론

선박과 같은 구조물의 동적 해석 문제에 있어, 유한요소해석과 같은 이론적인 해석기법은 많은 연구자들에 의해 개발·적용되어 왔다. 현재는 단순한 진동해석뿐만 아니라 최적화 문제 등에도 활용되는 범용적인 해석도구로 발전하였고 응용사례도 많이 있다. 그러나 유한요소법 등의 해석적 방법에 비해 실험적 해석은 큰 발전이 없었다. 기존에 발표된 논문 또한 작고 간단한 구조물에 대하여 적용된 사례가 대부분이다. 실험적 방법이 해석적 방법에 비해 발전하지 못한 이유는 여러 가지 있기

만, 실험시 혼입되는 측정오차와 측정된 데이터에서 구조물의 고유진동수, 감쇠비 등과 같은 특성치 추정을 위한 비선형 수치해석 알고리즘 미비에 기인한다.

실험모드해석(experimental modal analysis)[1]~[3]은 전달 함수나 응답의 측정데이터에 포함된 외란이나 오차를 제거하여 대상물의 물리현상을 표현하는 모드 특성치를 결정하기 위한 방법이다. 지금까지 많은 주파수 전달함수 곡선맞춤법이 개발되고 범용적으로 사용되고 있지만 주파수 전달함수는 고유진동수와 모드 감쇠비의 비선형 항과 등가강성 등의 선형항의 조합으로 표현되어지고, 일반적으로 비선형 문제를 풀기 위해서는 보다 좋은 초기치로부터 출발해야 빠른 시간에 정도 높은 해를 구할 수 있다. 초기치에 따라 발산할 수 있으며, 적정한 값에 수렴하기 위해 엄청난 계산시간이 들기도 한다.

본 논문에서는 엔진 가진력과 레이더 마스트(radar mast)의

\* 정회원, 8906024@hanmail.net, 055)269-5135  
\*\* 정회원, jehaekwang@hanmail.net, 02)3473-0605  
\*\*\* 종신회원, poseidon@hanara.kmaritime.ac.kr, 051)410-4305

구조적 특성으로 진동이 다른 부분에 비해 심한 선체상부구조물을 모델로 선정하였다. 선체상부구조물은 탑재된 장비 및 승무원의 생활과 관련된 진동 문제는 넓은 주파수 범위에서 관심의 영역이 된다. 이와 같은 경우 채용모드 수와 모드특성 값은 주파수 범위와 비례하여 많아지며, 편분반복법(Gauss-Newton method) 등의 비선형 알고리즘으로는 초기치에 따라 엄청난 계산 시간을 필요하게 된다. 본 논문에서는 간편법을 통하여 고유진동수와 모드 감쇠비를 구하고 선형직접법에 의하여 1회 반복만으로도 빠른 속도와 정도 높은 결과를 얻는 곡선맞춤법을 제안한다. 채용모드 수의 결정에서 기존의 수치 알고리즘의 단점을 보완한 그래픽적 접근 방법을 제시하고, 마우스의 조작에 의해 간편하게 모드 감쇠비를 결정하는 곡선맞춤법을 제안한다.

## 2. 모드해석법(modal analysis method)

동력학에서 모드(mode)는 진동형을 나타낸다. 모드해석[4](modal analysis)은 진동형별 해석법으로서, 다자유도계 운동방정식을 비선형화하는 것을 말한다. 즉, 고유모드의 직교성이 이용하여 고유모드를 일반좌표(general coordinate)로서 이용하는 해석 방법을 말한다. 이것은 고유모드의 중첩에 의해 다자유도계의 동적응답을 구하는 방법인 것이다.

### 2.1 다자유도 운동방정식

다자유도계의 운동방정식은 다음과 같이 표현할 수 있다.

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

[M]은 질량행렬, [C]는 감쇠행렬, [K]는 강성행렬이며 {x}는 변위벡터, {F}는 힘벡터이다.

이 운동방정식 (1)을 고유모드의 직교성에 의하여 모드좌표로 변환하고 비례감쇠를 적용하면, 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\{X\} = \sum_{r=1}^N \frac{\{\Phi_r\}^T \{F\} \{\Phi_r\}}{k_r - \omega^2 m_r + j\omega c_r} \quad (2)$$

{Φ<sub>r</sub>}는 r차 모드 벡터(modal vector), m<sub>r</sub>은 r차의 모드 질량(modal mass), k<sub>r</sub>은 r차의 모드 강성(modal stiffness), c<sub>r</sub>은 r차의 모드 감쇠(modal damping)이고 {X}, {F}는 각각 가진력과 변위응답의 진폭이다.

대상주파수를 한정하여 잉여질량(residual mass) S와 잉여강성(residual stiffness) Z를 고려하고 점 i를 가진한 경우, 점 i의 진폭응답 전달함수(compliance)는 다음과 같이 표현된다.

$$G(\omega) = \frac{X_i}{F_i} = \sum_{r=1}^N \frac{1/K_r}{1 - \beta_r^2 + j2\zeta_r\beta_r} - \frac{1}{\omega^2 S} + \frac{1}{Z} \quad (3)$$

여기서, β<sub>r</sub> = ω/Ω<sub>r</sub>, Ω<sub>r</sub>은 고유진동수, ζ<sub>r</sub>은 모드 감쇠비, K<sub>r</sub> = k<sub>r</sub>/φ<sub>ri</sub>φ<sub>ri</sub>은 등가강성이다. 모드강성 k<sub>r</sub>은 구조물 고유한

값이며 가진점이나 응답점의 위치에 따라 변화하지 않지만, 등가강성 K<sub>r</sub>은 그 위치에 따라 변화하고 고유모드를 대표하는 값이다. 그리고, 가속도응답 전달함수(accelerance) L(ω)는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} L(\omega) &= \sum_{r=1}^N \frac{-\Omega_r^2 \beta_r^2 / K_r}{1 - \beta_r^2 + j2\zeta_r\beta_r} + \frac{1}{S} - \frac{\omega^2}{Z} \\ L_{Re}(\omega) &= \sum_{r=1}^N \frac{-\Omega_r^2 \beta_r^2 (1 - \beta_r^2) / K_r}{(1 - \beta_r^2)^2 + 4\zeta_r^2 \beta_r^2} + \frac{1}{S} - \frac{\omega^2}{Z} \\ L_{Im}(\omega) &= \sum_{r=1}^N \frac{2\zeta_r \Omega_r^2 \beta_r^3 / K_r}{(1 - \beta_r^2)^2 + 4\zeta_r^2 \beta_r^2} \end{aligned} \quad (4)$$

여기서, L<sub>Re</sub>(ω), L<sub>Im</sub>(ω)은 각각 L(ω)의 실수부 및 허수부이다.

## 3. 곡선맞춤법(curve fitting method)

구조물의 고유진동수, 모드 감쇠비, 고유모드, 모드강성, 모드질량, 잉여강성, 잉여질량을 총칭하여 모드특성(modal parameter)이라 하고, 모드특성을 실측된 데이터로부터 모드해석을 기초로 하여 구하는방법을 실험모드해석(experimental modal analysis)이라 한다. 이 모드특성은 전달함수의 곡선이나 충격응답의 곡선에 일치하도록 결정하므로 곡선맞춤법(curve-fitting method)[4]~[6]이라고도 한다. 먼저, 실험모드해석에서 비선형 항인 고유진동수와 모드 감쇠비를 결정하는 방법과 선형 항인 등가강성, 잉여질량, 잉여강성을 구하는 선형직접법에 대해 논한다.

### 3.1 고유진동수와 모드감쇠비의 결정

모드 특성중 고유진동수와 모드 감쇠비는 공진구간을 선정한 후, 공진부분의 데이터와 공진부분이외의 데이터를 통해 다음의 절차를 통해 결정한다.

(1) 전달함수의 r차의 공진진동수 ω<sub>r</sub>을 고유진동수 Ω<sub>r</sub>로 지정한다.

(2) 모드 감쇠 비의 결정(간편법)

공진점 근방의 진폭응답 또는 가속도응답의 크기, 실수부의 절대치 및 허수부의 절대치를 중복하여 나타내었을 때, 공진점으로부터 멀어지면 허수부는 급속히 감소하여 진폭응답은 실제 실수부가 지배하게 된다. 즉 허수부가 문제로 되는 것은 r차 공진점 근방의 δ<sub>r</sub>의 범위이다.

r차 공진점 근방의 δ<sub>r</sub>의 범위 외의 m개 각진동수 ω<sub>i</sub> (i = 1~m)에 대하여 실험에 의해 가속도응답의 실수부 L<sub>Rei</sub>가 데이터로서 주어지고, 대상주파수 범위 내에 n개의 고유모드가 존재한다면 다음과 같이 표현 가능하다.

$$\begin{pmatrix} L_{Re1} \\ L_{Re2} \\ \vdots \\ L_{Rem} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & A_{11} & \dots & A_{1n} & -\omega_1^2 \\ 1 & A_{22} & \dots & A_{2n} & -\omega_2^2 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ 1 & A_{m1} & \dots & A_{mn} & -\omega_m^2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1/S \\ 1/K_1 \\ \vdots \\ 1/K_n \\ 1/Z \end{pmatrix} \quad (5)$$

$$\{L_{Re}\} = [A_1]\{P_1\}$$

여기서,  $A_{ir} = \frac{-\Omega_r^2 \beta_{ri}^2}{1 - \beta_{ri}^2}$  ( $i=1 \sim m, r=1 \sim n$ ),

$$\beta_{ri} = \frac{\omega_i}{\Omega_r}$$

식(5)에 최소자승법[6]을 적용하면

$$\{P_i\} = ([A_i]^T [A_i])^{-1} [A_i] \{L_{Re}\} \quad (6)$$

식(6)에서  $\{P_i\}$ 을 구하면  $S, Z$  및  $K_r$  ( $r = 1 \sim n$ )을 알 수 있다.

다음으로  $r$ 차의 정점근방  $\delta_r$ 인 범위내의 데이터를 이용하여 각 차수  $r$  ( $r = 1 \sim n$ )마다 모드 감쇠비  $\zeta_r$ 을 결정한다.  $r$ 차의 공진정점에 대한 다른 고유모드의 영향은 실수부만 받는 것으로 하였으므로 실험으로부터 얻은 가속도 응답의 데이터  $L_r$ 로부터  $r$  차의 고유모드 성분  $L_{ri}$ 가 다음과 같이 주어진다.

$$\begin{aligned} L_{ri} &= \frac{-\Omega_r^2 \beta_{ri}^2 / K_r}{1 - \beta_{ri}^2 + j 2\zeta_r \beta_{ri}} \quad (7) \\ &= L_i - \left\{ \sum_{i=1}^{r-1} \frac{-\Omega_r^2 \beta_{ri}^2 / K_i}{1 - \beta_{ri}^2} \right. \\ &\quad \left. + \sum_{i=r+1}^n \frac{-\Omega_r^2 \beta_{ri}^2 / K_i}{1 - \beta_{ri}^2} + \frac{1}{S} - \frac{\omega_i^2}{Z} \right\} \end{aligned}$$

$r$ 차의 공진정점 근방  $\delta_r$ 의 범위 내에서  $m'$  ( $i = 1 \sim m'$ )개의  $L_{ri}$ 가 식(7)에 주어졌을 때,  $\frac{-\Omega_r^2 \beta_{ri}^2}{(K_r L_{ri})}$ 의 실수부를  $B_{Rei}$ , 허수부를  $B_{Imi}$ 로 하면

$$B_{Imi}^2 - 4\zeta_r^2(1 - B_{Rei}) = 0 \quad (i=1 \sim m') \quad (8)$$

식(8)에 최소자승법을 적용하면, 오차함수  $\lambda$ 는

$$\lambda = \sum_{i=1}^{m'} \{B_{Imi}^2 - 4\zeta_r^2(1 - B_{Rei})\}^2 \quad (9)$$

$\lambda$ 를  $4\zeta_r^2$ 로 미분하고 0으로 두면

$$\zeta_r = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{m'} (1 - B_{Rei}) B_{Imi}^2}{\sum_{i=1}^{m'} (1 - B_{Rei})^2}} \quad (10)$$

(3) 새로운  $\Omega_r$ 과  $\omega_{dr}$ 을 결정한다.

$$\Omega_r = \sqrt{\frac{\omega_{fr}}{1 - 2\zeta_r^2}}, \quad \omega_{dr} = \Omega_r \sqrt{1 - \zeta_r^2} \quad (11)$$

### 3.2 선형직접법

일반적으로 잉여질량, 잉여강성은 복소수로 나타난다. 식(4)을 다시 표현하면,

$$\begin{aligned} L(\omega) &= \sum_{r=1}^n \frac{-\Omega_r^2 \beta_r^2 / K_r}{1 - \beta_r^2 + 2j\zeta_r \beta_r} \quad (12) \\ &+ C + jD - \omega_i^2 (E + jF) \end{aligned}$$

고유진동수  $\Omega_r$ 과 모드 감쇠비  $\zeta_r$ 은 진동계 전체를 지배하는 전체량이 되고 가진점이나 응답점을 이동하여도 원리적으로는 변화하지 않는 상수 값이 된다. 이것에 대해  $K_r, C, D, E, F$ 는 고유모드에 의해 결정되며 가진점이나 응답점의 이동에 의해 변화하는 국부치가 된다. 또 전자는 식(12)의 분모에 있는 비선형 항이 되는 것에 비해 후자는 분자에 있는 선형 항이 된다. 전체 항이 결정되면 미지수는 선형항만으로 되고 초기치를 필요로 하지 않고, 또 반복 계산 없이 1회 계산에 의해 직접 결정할 수 있다. 즉, 식(10)과 (11)에서 구한 고유진동수와 모드 감쇠비를 대입하여 선형 항을 직접 결정하는 것이다.

식(12)에 의해 가속도응답  $L(\omega)$ 는 다시 다음과 표현되어 진다.

$$L_i = A_{Rei} + jA_{Imi} \quad (12)$$

$$A_{Rei} = \sum_{r=1}^n \frac{-\Omega_r^2 \beta_{ri}^2 (1 - \beta_{ri}^2) / K_r}{(1 - \beta_{ri}^2)^2 + 4\zeta_r^2 \beta_{ri}^2} + C - \omega_i^2 \cdot E$$

$$A_{Imi} = \sum_{r=1}^n \frac{2\zeta_r \Omega_r^2 \beta_{ri}^3 / K_r}{(1 - \beta_{ri}^2)^2 + 4\zeta_r^2 \beta_{ri}^2} + D - \omega_i^2 \cdot F$$

오차 함수를 다음과 같이 두고,

$$\lambda = \sum_{i=1}^m \{ (L_{Rei} - A_{Rei})^2 + (L_{Imi} - A_{Imi})^2 \} \quad (13)$$

선형미지수로 미분하면,

$$\frac{\partial \lambda}{\partial C} = \sum_{i=1}^m -2(L_{Rei} - A_{Rei}) = 0$$

$$\frac{\partial \lambda}{\partial D} = \sum_{i=1}^m -2(L_{Imi} - A_{Imi}) = 0$$

$$\frac{\partial \lambda}{\partial E} = \sum_{i=1}^m -2(L_{Rei} - A_{Rei}) \cdot \omega_i^2 = 0$$

$$\frac{\partial \lambda}{\partial F} = \sum_{i=1}^m -2(L_{Imi} - A_{Imi}) \cdot \omega_i^2 = 0$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \lambda}{\partial U_r} &= \sum_{i=1}^m -2\{ (L_{Rei} - A_{Rei}) \cdot ZR_{ri} \\ &\quad + (L_{Imi} - A_{Imi}) \cdot ZI_{ri} \} \quad (14) \end{aligned}$$

여기서,

$$U_r = \frac{1}{K_r}, \quad ZR_{ri} = \frac{\Omega_r^2 \beta_{ri}^2 \cdot (1 - \beta_{ri}^2)}{(1 - \beta_{ri}^2)^2 + 4\zeta_r^2 \beta_{ri}^2},$$

$$ZI_{ri} = \frac{2\zeta_r \Omega_r^2 \beta_{ri}^3}{(1 - \beta_{ri}^2)^2 + 4\zeta_r^2 \beta_{ri}^2}$$

식(14)을 전개하여 선형항을 결정한다.

## 4. 실험 및 계측데이터의 곡선맞춤

### 4.1 선체상부구조물 실험모델

본 연구를 위해 Fig. 1과 같은 선체상부구조물의 축소 모델을 두께 4.15 mm의 연강판을 사용하여 2단 상자형으로 제작하

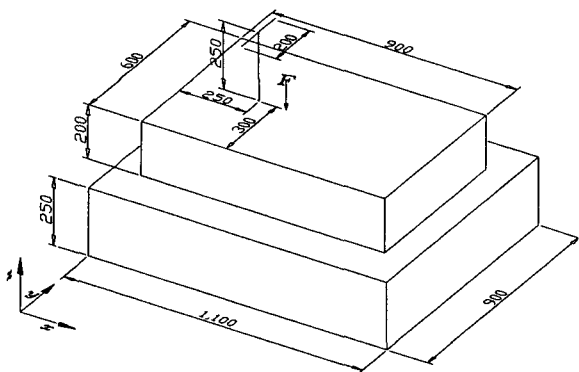


Fig. 1 Experimental model of ship's super-structure

였고 마스트 부분은 10×9mm의 사각봉을 사용하였다.

실험은 가장자리 부분을 제외하고 100mm 간격으로 상단 윗판 63점, 상단 앞·뒷판 각각 27점, 상단 좌·우판 각각 18점, 하단 윗판 58점, 하단 앞·뒷판 각각 36점, 하단 좌·우판 각각 27점, 그리고 상단 봉 구조물에서 28점, 총 365점에서 가속도 응답을 측정하였다. 실험모델은 Fig. 2와 같이 하단 4개의 모서리 부분을 승용차 타이어 위에 지지하였다. 실험은 상단 구조물의 윗판 F위치를 충격망치로 가진하고, 각 점을 순서대로 이동하며 충격시험을 하였고 측정된 신호들을 최종적으로 컴퓨터에서 처리하였다.

#### 4.2 고유진동수와 모드감쇠비의 결정

곡선맞춤에서 첫 단계는 채용 모드 수를 결정하는 것이다. 채용 모드 수에 따라 모드특성의 정도와 계산시간이 크게 달라지므로 채용 모드수의 결정은 중요하다 하겠다. 그리고 곡선맞춤의 다음 단계로서 채용 모드 수에 따른 모드특성 중 전체항(고유진동수, 모드 감쇠비)의 값을 결정해야 한다.

실험모델과 같이 비교적 큰 2단 상자형 구조물이며, 대형형 구조물의 경우 여러 곳에서 노드를 이루고 있다. 또한 여러 점이 큰 공진점 사이에서 공진점이 묻혀 피크점이 나타나지 않는다. 이와 같은 경우 수치적 접근, 허수부와 실수부의 차이, 위상의 변화, 최소자승법을 이용한 오차함수의 모드누락 등의 판별로서 채용 모드수의 결정 및 전체항의 값을 결정하기 곤란해진다.

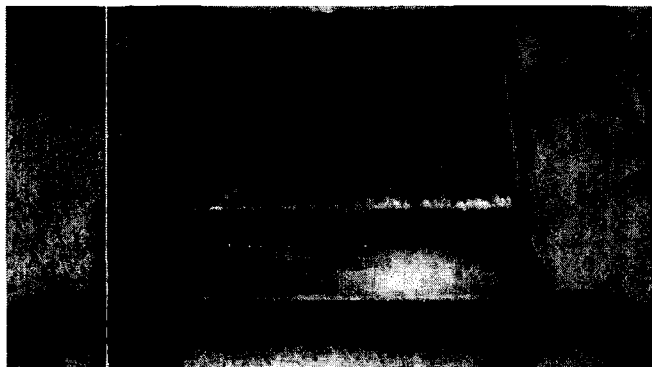


Fig. 2 Super-structure model supported by tire

결국 해석자의 직관을 요하지만, 각각의 실험 데이터를 그래픽적으로 표현하여 여러 계측 데이터를 개관하면서 채용 모드 수를 결정할 수 있는 용이한 방법이 필요하게 된다.

본 연구에서는 실측데이터의 위치 및 개수 등을 변화시키면서 여러 점의 실측데이터를 겹쳐 도시하고, 공통 비선형항(고유진동수, 모드 감쇠비)의 개관을 통하여 채용모드수를 결정할 수 있도록 GUI 환경으로 프로그램을 개발하였고, 모든 작업이 컴퓨터 화면상에서 마우스 조작과 간단한 키 입력으로 손쉽게 작업할 수 있게 하였다. 또한 각 실측데이터의 곡선맞춤 결과를 상호·비교하여 직관에 의한 채용모드의 누락과 가상모드의 혼입 등의 오류를 배제시킬 수 있도록 하였다. 모드 감쇠비의 결정에서도 간편법에 의한 곡선 맞춤의 결과를 상호 비교 검토하여 평균값을 취하였다.

Fig. 3은 채용 모드 수를 결정하기 위하여 여러 개의 실측데이터를 함께 도시한 그림이다. 그림에서 보여주듯이 공진점에 선 허부 데이터가 겹쳐 굵은 실선처럼 나타나고 있다.

Fig. 4는 진폭과 실부 및 허부 데이터를 함께 도시하여, 초기 고유진동수 지정을 위한 공진진동수 구간을 선정하는 그림으로, 마우스 조작으로 이루어진다. Fig. 5는 간편법에 의한 곡선맞춤의 결과를 보여 주고 있다.

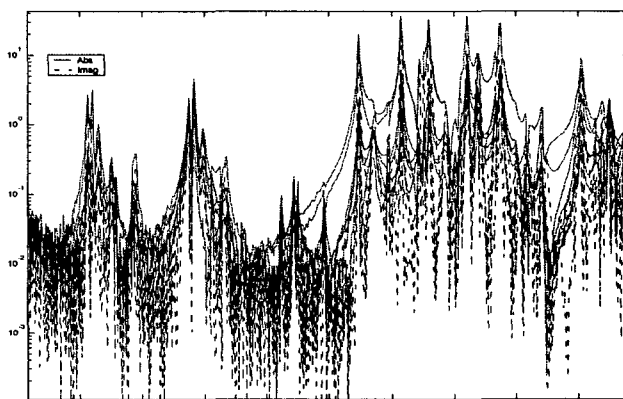


Fig. 3 Experimental curves

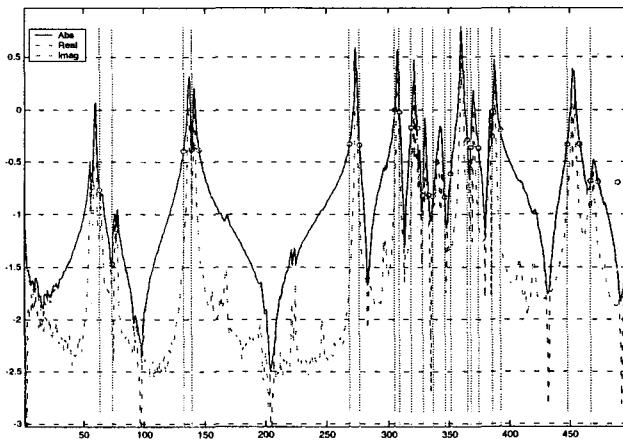


Fig. 4 Division for initial natural frequency and damping ratio

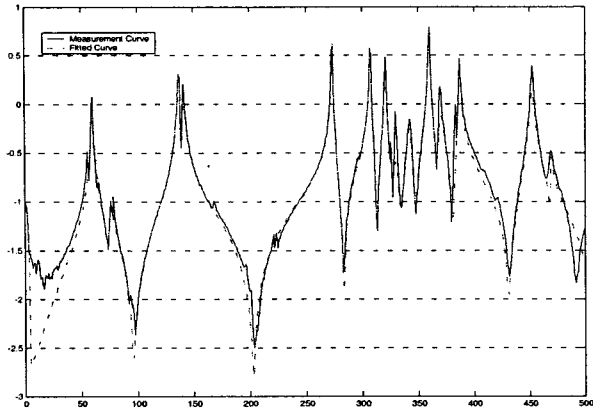


Fig. 5 Measured and curve-fitted acceleration

이상의 과정을 반복하여 여러 데이터를 개관하여 채용 모드 수는 500Hz범위 내에서 60개의 모드를 채용하였다. Table 1은 채용된 모드의 고유진동수와 모드 감쇠비중 일부를 나타내고 있다.

4.3 선형직접법에 의한 곡선맞춤

Fig. 6~Fig. 9는 간편법에 의하여 구한 고유진동수와 모드 감쇠비를 대입하여 선형직접법으로 곡선맞춤된 그림이다. Fig. 6과 7은 가진력이 작용하는 상부 상판에서, Fig. 8은 상부 좌측 판에서, Fig. 9는 봉(마스트)에서 계측된 데이터를 곡선맞춤한 것이다. 그림에서 보는 바와 같이, 가진력이 작용하는 상부 상판에서 계측된 데이터로 곡선맞춤한 결과는 거의 일치하고 있고, 상부 상판이 아닌 위치에서 계측된 데이터로 곡선맞춤한 결과도 비교적 잘 일치하고 있다.

실제로 실험시에 상부 상판을 제외한 나머지 부분에서는 계측데이터를 얻기가 어려웠다. 이는 가진력이 작용하는 위치에서 먼 부분과 실제 모드 진폭이 작은 부분의 계측신호가 노이즈나 외란의 영향을 받았고, 실험모델이 비교적 커서 가진력이 전체적으로 작용하지 못한 것으로 사료된다.

Table 1 Natural frequency(Hz) and modal damping ratio selected

order	natural frequency (Hz)	damping ratio	order	natural frequency (Hz)	damping ratio
1	46.87	0.002	2	53.12	0.006
3	56.26	0.016	4	63.12	0.006
5	65.00	0.004	6	66.25	0.005
7	78.75	0.007	8	84.37	0.005
9	88.12	0.002	10	99.39	0.014
11	102.51	0.012	12	138.13	0.003
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
51	418.75	0.001	52	426.29	0.009
53	445.00	0.001	54	455.00	0.001
55	461.25	0.001	56	468.13	0.002
57	473.13	0.002	58	480.20	0.003
59	486.25	0.004	60	490.64	0.004

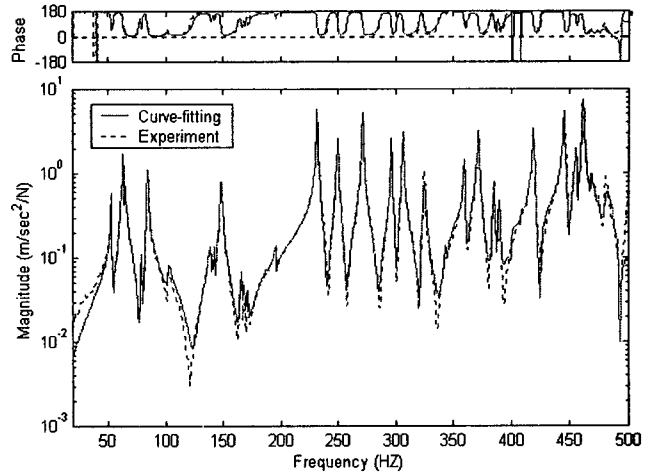


Fig. 6 Measured and curve-fitted acceleration

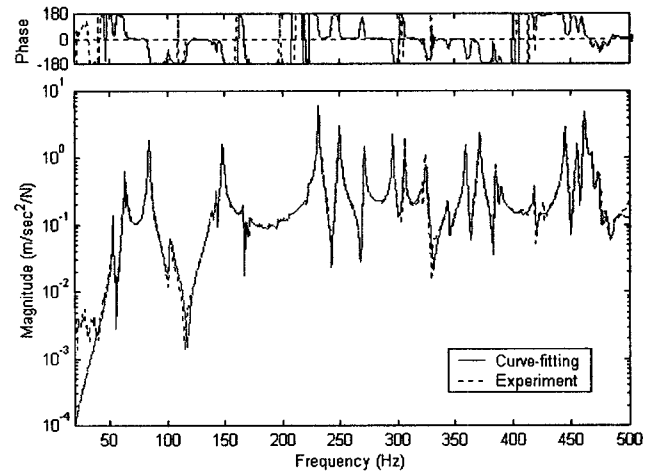


Fig. 7 Measured and curve-fitted acceleration

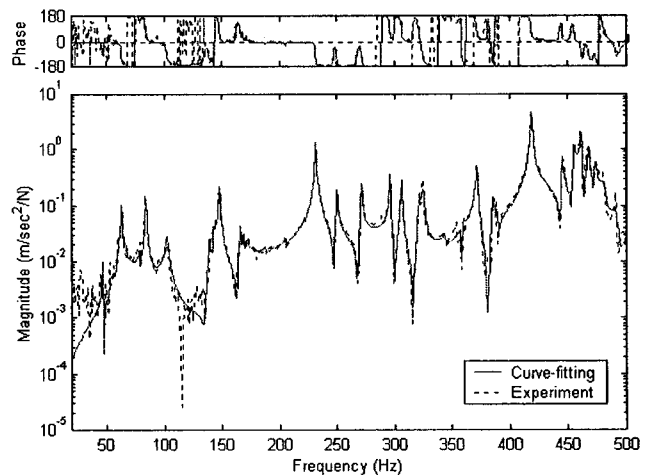


Fig. 8 Measured and curve-fitted acceleration

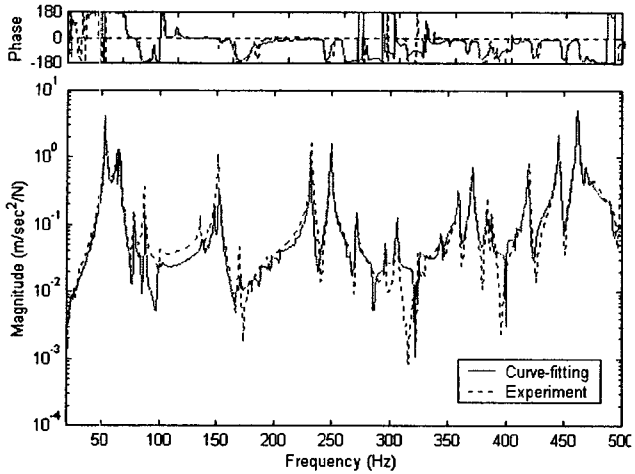


Fig. 9 Measured and curve-fitted accelerance

4.4 곡선맞춤법에 의해 추출된 고유모드

Fig. 10 ~ Fig. 17은 곡선맞춤법에 의하여 추출된 각 차수 고유진동수의 고유모드 중 일부를 나타내고 있다.

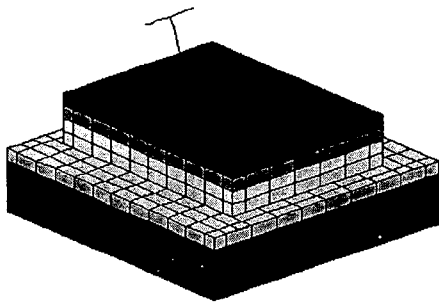


Fig. 10 Natural mode (53.13 Hz)

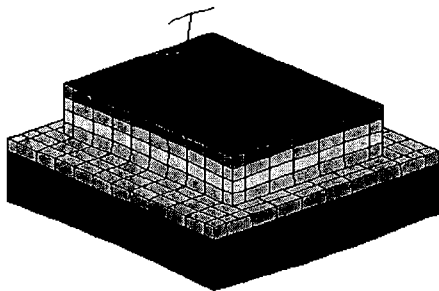


Fig. 11 Natural mode (63.13 Hz)

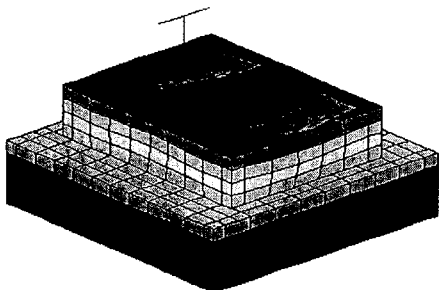


Fig. 12 Natural mode (148.13 Hz)

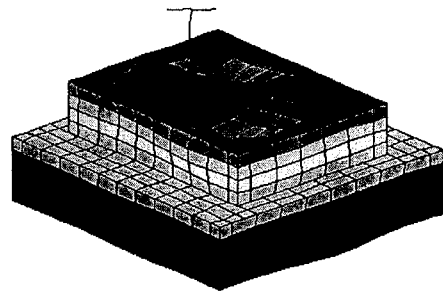


Fig. 13 Natural mode (166.00 Hz)

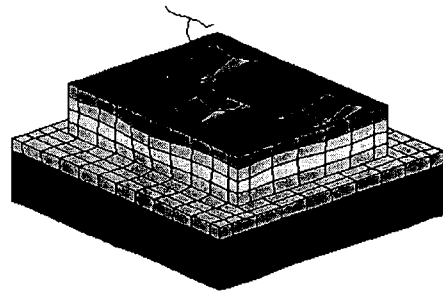


Fig. 14 Natural mode (222.50 Hz)

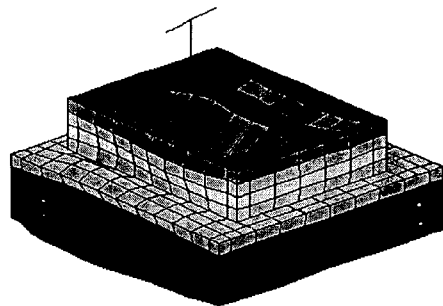


Fig. 15 Natural mode (306.25 Hz)

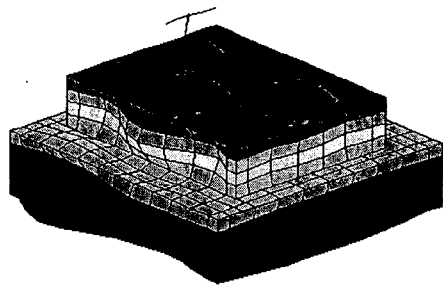


Fig. 16 Natural mode (359.38 Hz)

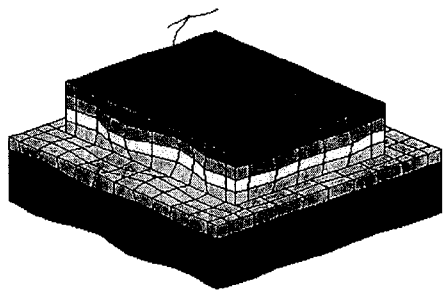


Fig. 17 Natural mode (445.00 Hz)

## 5. 결 론

본 논문에서는 엔진 가진력과 레이더 마스트의 구조적 특성으로 선박의 다른 부분에 비해서 진동이 심한 선박의 최상부 구조물을 해석 대상으로 하여 실험모델을 만들고 실험모드해석을 수행하였다. 이상의 연구를 통해 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 해석자가 간편한 조작으로 여러 측정점의 데이터를 개관하면서 채용 모드 수를 결정하고, 고유진동수와 모드 감쇠비를 선택, 결정할 수 있는 선형직접법 다점참조 곡선 맞춤법 프로그램을 GUI 환경으로 개발하였다.
- (2) 개발한 프로그램을 선체상부구조 모델에 적용하여 실험 데이터와 잘 일치하는 결과를 얻을 수 있었다. 넓은 주파수 범위에서 60개의 고유진동수에 대하여 간편법으로 구한 고유진동수와 모드 감쇠비를 이용하여 측정한 365개의 모든 점을 동시에 1회의 계산만으로 수행할 수 있었다.
- (3) 곡선맞춤된 결과인 진동모드를 시각적으로 확인할 수 있도록 프로그램하였다.

본 연구에서는 곡선맞춤 프로그램 개발하고 실험에서 얻어진 데이터를 통해 모드특성을 구하였지만, 구조물의 동특성 향상을 위한 구조변경 시뮬레이션을 위해 실험에 의해 구한 모드특성을 이용하는 연구가 필요할 것이다.

## 참 고 문 헌

- [1] Maja, Silva. He, Lieven, Lin, Skingle, To, Urgueira, Theoretical and Experimental Modal Analysis, MAIA SILVA, 1997
- [2] D. J. Ewins, Modal Testing Theory and Practice, Brüel & Kjær Korea Ltd., 1986
- [3] Ward Heylen, Stefan Lammens, Paul Sas, Modal Analysis Theory and Testing, 1997
- [4] 長松昭男, 모드解析, 培風館, 1985
- [5] 安田仁彦, 모드解析動的設計, コロナ社, 1993
- [6] 中川 徹·小柳義夫, 最小二乗法による實驗データ解析, 東京大學出版社, 1986

원고접수일 : 2002년 06월 10일

원고채택일 : 2002년 08월 05일