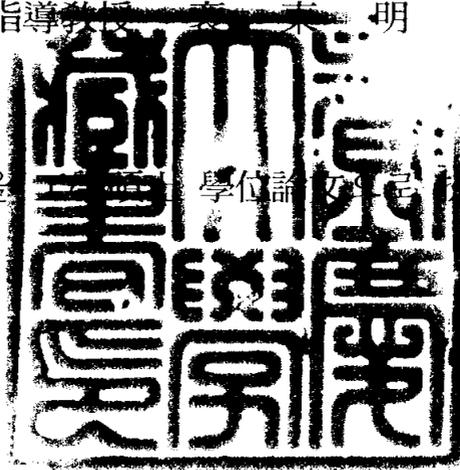


工學碩士 學位論文

선체 상부구조물과 연들의  
연성진동 특성에 관한 연구

指導教授 姜 末 明

이 論文을 釜慶大學校 造船海洋시스템工學科 提出함



2004年 8月

釜慶大學校 大學院

造船海洋시스템工學科

金 度 君

# 金度君의 工學碩士 學位論文을 認准함

2004年 6月 日

主 審 工學博士 洪 奉 基 

委 員 工學博士 裴 東 明 

委 員 工學博士 裴 城 勇 

# 목 차

## ▣ Abstract

|                                       |    |
|---------------------------------------|----|
| 제 1 장 서 론 .....                       | 1  |
| 제 2 장 이론 해석 .....                     | 3  |
| 2.1 모드중첩법 .....                       | 3  |
| 2.2 선체 진동특성 .....                     | 10 |
| 2.2.1 선체거어더 진동 .....                  | 10 |
| 2.2.2 선체국부진동 .....                    | 13 |
| 제 3 장 해석대상 및 방법 .....                 | 15 |
| 3.1 대상선박 제원 .....                     | 15 |
| 3.2 대상선박 Model 및 해석방법 .....           | 16 |
| 제 4 장 수치 해석 및 결과 .....                | 21 |
| 4.1 국부구조물의 진동특성 .....                 | 21 |
| 4.2 강성 및 구조변경에 의한 진동특성 .....          | 26 |
| 4.2.1 연돌 강성변화에 의한 진동특성 .....          | 26 |
| 4.2.2 연돌 높이변화에 의한 진동특성 .....          | 29 |
| 4.2.3 Connect Deck의 유무에 따른 진동특성 ..... | 34 |
| 제 4 장 결 론 .....                       | 38 |
| ▣ 참 고 문 헌 .....                       | 39 |

# A Study on Coupled vibration characteristics of Deck House and Funnel

Do-Koon, Kim

*Department of Naval Architecture and Marine Systems Engineering,  
Graduate School  
Pukyong National University*

## **Abstract**

In general merchant ships, the engine room is located in the lower part of the stern of a ship and the deckhouse, which is the upper part of hull and the funnel, which is installed as dwelling spaces of crews. Because the restriction limit of its vibration is changed more strictly for the accommodation by classification rules, especially, the characteristic of vibrations of the deckhouse and the funnel which have been effected by unbalanced forces and propeller excitation force from the engine operation as power source of a ship and are upper part of the stern of a ship may be examined thoroughly from the first step in a ship design.

Therefore, in this study, we searched the characteristic of vibrations of the upper part of the stern of a ship and the funnel respectively by MSC/NASTRAN program and have examined its coupled vibrations through the stiffness and structural changes of the funnel.

# 제 1 장 서 론

선박은 화물 및 여객을 수송하는 해상교통 수단으로써 여객 및 승무원의 안락성, 탑재장비, 기기의 성능보전, 화물 및 구조부재의 안전성 차원에서 진동은 중요한 분야이다. 또한 최근 선박의 대형화, 고속화로 인해 엔진과 프로펠러의 기진력은 커지는데 반해 구조 강도계산 기술의 발달로 인해 선체구조 경량화가 촉진되어 선체의 유연성이 커질 뿐 아니라 전통적인 선체구조와 기관, 축계 강성사이의 균형이 깨어짐으로 선박의 진동제어는 더욱 중요시되고 있다.

특히 선박 거주구는 승무원 및 여객들이 상주하는 곳으로서 대형 상선의 경우 주선체 상부에 건물형태의 높은 구조이므로, 선박의 불균형력과 프로펠러 기진력으로 인해 주선체와 연성되어 공진이 될 가능성이 많은 뿐만 아니라 거주구에 대한 진동 규제치도 해마다 엄격해지고 있는 실정이다. 따라서 선박 상부구조물의 방진문제가 크게 대두되었다. 그러나 상부 구조물의 진동은 그 자체의 구조가 복잡·다양할 뿐만 아니라 선체거더 진동의 연성 영향을 받기 때문에 진동 형상이 복잡하게 된다.

이러한 선체 상부 구조물에 대한 진동 특성을 파악하기 위한 많은 실선 실험 및 정성적 고찰<sup>[1]</sup>이 행하여져 왔지만 이러한 연구들은 상부구조물 및 선미, 주선체 연성에 관한 연구들로써 아직까지 연돌 구조물과의 연성진동특성이 파악되어 있지 않은 실정이다. 또한 최근 환경, 안전등에 대한 다양한 요구가 중요하게 다루어짐으로서 연돌의 배기가스의 배출성능에 대한 관심이 커지고 있고 이러한 문제해결을 연돌의 구조변경을 통해 해결하기 위한 노력들이 이루어지고 있다.

이에 본 논문은 범용 해석 프로그램인 MSC/NATRAN을 이용하여 선체 상부구조물과 연돌 각각에 대한 진동 특성을 알아보고, 연돌과 상부구조물을 결합하여 연돌 구조물의 강성 및 구조 변화를 통하여 선체 상부구조물의 진동응답을 비교해봄으로써 선체 상부구조물과 연돌의 연성진동 특성을 살펴보았다.

## 제 2 장 이 론 해 석

### 2.1 모드중첩법<sup>[2][3]</sup>

운동방정식중 감쇠행렬을 비례감쇠로 나타낼 수 있을 때는 모드의 직교조건을 이용하여 좌표간 연성된 다자유도 진동계를 1자유도 모드방정식들로 분해함으로써 외력에 의한 강제진동 응답 해를 비교적 용이하게 합성해 낼 수 있다. 이 과정에서 진동계의 임의의 순간의 진동응답은 그 계의 모드 벡터의 선형적 합성으로 표현될 수 있다.

#### (1) 정규좌표

구조물에 대한 어떤 변위벡터  $v$ 는 진동모우드의 진폭을 중첩시킴으로써 유도될 수 있다. 즉 어떤 변위벡터  $v$ 는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\hat{v} = \phi_n Y_n \quad (2.1.1)$$

전체변위는

$$V = \phi_1 Y_1 + \phi_2 Y_2 + \phi_3 Y_3 + \dots + \phi_n Y_n = \sum_{n=1}^N \phi_n Y_n \quad (2.1.2)$$

이것을 행렬식으로 표현하면

$$V = \phi Y \quad (2.1.3)$$

여기서,

$\phi$  : 모우드 형상행렬

$Y$  : 일반좌표

$V$  : 기하학적 좌표

이 일반좌표의 모우드형상을 구조물의 정규좌표라 한다. 임의의 정규좌표  $Y_n$ 을 구하기 위해서 (2.1.2)식에  $\phi_n^T m$ 을 곱하면 이 식을 전개하면

$$\phi_n^T m Y = \phi_n^T m \phi_1 Y_1 + \phi_n^T m \phi_2 Y_2 + \dots + \phi_n^T m \phi_n Y_n \quad (2.1.5)$$

질량에 대한 직교성 때문에 (2.1.5)식은 다음과 같이 표현된다.

$$\phi_n^T m V = \phi_n^T m \phi_n Y_n \quad (2.1.6)$$

이것으로부터,

$$Y_n = \frac{\phi_n^T m V}{\phi_n^T m \phi_n} \quad (2.1.7)$$

## (2) 모드 행렬

구조물의 동적 평형방정식은

$$[M]\{\dot{V}(t)\} + [C]\{\dot{V}(t)\} + [K]\{V(t)\} = \{P(t)\} \quad (2.1.8)$$

비감쇠계에 대한 운동방정식은 (2.1.8)식으로부터 감쇠행렬과 작용하중벡터를 제외시킴으로써 비감쇠 자유진동 방정식은 다음과 같다.

$$[M]\{\ddot{V}(t)\} + [K]\{V(t)\} = \{0\} \quad (2.1.9)$$

진동해석문제는 (2.1.8)식이 운동을 일으키는 조건을 결정하는 것으로 구성된다. 단자유도계의 거동 유추로부터, 자유진동운동은 단순조화라 가정할 수 있으며, 그것이 다자유도에 대해 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$\{V(t)\} = \{\hat{V}\} \cos \omega t \quad (2.1.10)$$

(2.1.10)식을 두 번 미분해서 (2.1.9)식에 대입하면 다음과 같은 고유치 문제의 방정식을 얻는다.

$$\{[K] - \omega^2[M]\}\{\hat{V}\} = \{0\} \quad (2.1.11)$$

(2.1.11)식에서 유한진폭의 자유진동은 아래와 같은 조건

$$|[K - \omega^2[M]| = \{0\} \quad (2.1.12)$$

에서만 가능하므로 이 방정식으로부터 구조물 내에서 N개의 진동모드의 진동수를 나타내는 N개의 근을 얻을 수 있고 (2.1.11)식은 다음과 같이

표현될 수 있다.

$$[E^{(n)}]\{\widehat{V}_n\} = \{0\} \quad (2.1.13)$$

여기서,  $[E^{(n)}] = [K] - w_n^2[M]$ 이다.

변위벡터의 첫째 열이 단위크기를 갖는다고 가정하면

$$[\widehat{v}_{1n} \ \widehat{v}_{2n} \ \widehat{v}_{3n} \cdots \widehat{v}_{Nn}]^T = [1 \ \widehat{v}_{2n} \ \widehat{v}_{3n} \cdots \widehat{v}_{Nn}]^T \quad (2.1.14)$$

(2.1.13)식은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} e_{11}^{(n)} & e_{12}^{(n)} & e_{13}^{(n)} & e_{14}^{(n)} & \cdots & e_{1N}^{(n)} \\ e_{21}^{(n)} & e_{22}^{(n)} & e_{23}^{(n)} & e_{24}^{(n)} & \cdots & e_{2n}^{(n)} \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ e_M^{(n)} & e_{N2}^{(n)} & e_{N3}^{(n)} & e_{N4}^{(n)} & \cdots & e_{Nn}^{(n)} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} 1 \\ \widehat{v}_{2n} \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ \widehat{v}_{Nn} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (2.1.15)$$

(2.1.15)식을 행분할하면 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} e_{11}^{(n)} & [E_{10}]^{(n)} \\ [E_{01}]^{(n)} & [E_{00}]^{(n)} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} 1 \\ \{V_{0n}\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (2.1.16)$$

이로부터 다음 식을 얻을 수 있다.

$$[E_{01}]^{(n)} + [E_{00}]^{(n)}\{\widehat{V}_{0n}\} = \{0\} \quad (2.1.17)$$

위 식을 변위진폭에 대해서 풀면

$$\{\widehat{V}_{0n}\} = -([E_{00}]^{(n)})^{-1}[E_{01}]^{(n)} \quad (2.1.18)$$

이로부터 구한 변위 크기는 n차의 진동모드와 관련된 변위벡터를 구성한다. (2.1.18)식의 모든 성분을 하나의 기준성분  $\{\widehat{V}_{kn}\}$ 으로 나누면 다음과 같은 n차 모드형상  $\{\phi_n\}$ 를 구할 수 있다.

$$\{\phi_n\} = \begin{pmatrix} \phi_{1n} \\ \phi_{2n} \\ \phi_{3n} \\ \vdots \\ \vdots \\ \phi_{Nn} \end{pmatrix} = \frac{1}{\hat{v}_{kn}} \begin{pmatrix} 1 \\ \hat{v}_{2n} \\ \hat{v}_{3n} \\ \vdots \\ \vdots \\ \hat{v}_{Nn} \end{pmatrix} \quad (2.1.19)$$

이와 같은 방법으로 N개의 각 진동모드의 형상을 구할 수 있고 이들 모드형상으로 구성되는 모드행렬  $\{\Phi\}$ 는 다음과 같다.

$$\{\Phi\} = [\phi_1 \ \phi_2 \ \phi_3 \ \cdots \ \phi_N] = \begin{bmatrix} \phi_{11} & \phi_{12} & \phi_{13} & \cdots & \phi_{1N} \\ \phi_{21} & \phi_{22} & \phi_{23} & \cdots & \phi_{2N} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \cdots & \vdots \\ \phi_{M1} & \phi_{M2} & \phi_{M3} & \cdots & \phi_{MN} \end{bmatrix} \quad (2.1.20)$$

### (3) 비연성 운동방정식(비감쇠)

비감쇠인 경우 운동방정식은

$$m \ddot{V} + kV = p(t) \quad (2.1.21)$$

여기서, 식(2.1.3)을 미분해서 (2.1.21)식에 대입하면

$$m\phi \ddot{Y} + k\phi Y = p(t) \quad (2.1.22)$$

가 되며 여기에  $\phi_n^T$ 을 곱하면 다음과 같은 식이 유도된다.

$$\phi_n^T m \phi \ddot{Y} + \phi_n^T k \phi Y = \phi_n^T p(t) \quad (2.1.23)$$

그리고, 직교성에 의해 (2.1.23)식은 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$\phi_n^T m \phi_n \ddot{Y} + \phi_n^T k \phi_n Y = \phi_n^T p(t) \quad (2.1.24)$$

(2.1.24)식은 (2.1.25)식으로 표현할 수 있다.

$$M_n \ddot{Y}_n + K_n Y_n = P_n(t) \quad (2.1.25)$$

(2.1.25)식은 모우드 n에 대한 단자유도계의 운동방정식이다.

여기서,

$$\begin{aligned} M_n &\equiv \phi_n^T m \phi_n \\ K_n &\equiv \phi_n^T k \phi_n \\ P_n(t) &\equiv \phi_n^T p(t) \end{aligned} \quad (2.1.26)$$

$M_n, K_n, P_n(t)$ 를 각각 정규좌표의 일반질량, 일반강성, 일반하중이라 한다. 그리고 일반강성행렬과 일반질량과의 관계는 다음과 같다.

$$K_n = \omega_n^2 M_n \quad (2.1.27)$$

따라서, 정규좌표를 사용하여 N연립방정식의 집합으로부터 N개의 독립된 비연성 정규좌표 방정식의 집합으로 변환시켜고 동적 응답은 각 정규좌표의 응답으로 분리시켜 원래좌표에 대한 응답은 (2.1.3)식을 사용하여 중첩함으로써 구할 수 있다.

#### (4) 비연성 운동방정식 (감쇠)

감쇠에 대한 운동방정식은 다음과 같다.

$$m \ddot{V} + c \dot{V} + k V = p(t) \quad (2.1.28)$$

여기에 n차 모드형상벡터의 전치인  $\phi_n^T$ 를 곱하고 직교성을 이용하면 n차 모우드에 대한 정규화된 운동방정식은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned} M_n \ddot{Y}_n + C_n \dot{Y}_n + K_n Y_n &= P_n(t) \\ \ddot{Y}_n + 2\xi_n \omega_n \dot{Y}_n + \omega_n^2 Y_n &= \frac{P_n(t)}{M_n} \end{aligned} \quad (2.1.29)$$

여기서,

$$\begin{aligned} M_n &= \phi_n^T m \phi_n & C_n &= \phi_n^T c \phi_n = 2\xi_n \omega_n M_n \\ K_n &= \phi_n^T k \phi_n & P_n(t) &= \phi_n^T p(t) \end{aligned} \quad (2.1.30)$$

(2.1.30)식의 감쇠에 대한 관계식은 우변에서 감쇠비  $\xi_n$ 에 의해 규정되는데 그 이유는 감쇠비는 실험을 통해서 매우 정확하게 구할 수가 있기 때문이다.

### (5) 일반응답

위에서 구한 정규화된 운동방정식은  $N$ 개의 독립된 운동방정식이며 각각의 진동모드에 대해 하나의 1자유도 방정식을 의미하며, 각 모드에 대해서 Duhamel적분으로 구한 일반응답식은 다음과 같다

$$Y_n(t) = \frac{1}{M_n \omega_{Dn}} \int_0^t P_n(\tau) e^{-\xi_n \omega_n (t-\tau)} \sin \omega_{Dn}(t-\tau) d\tau \quad (2.1.31)$$

여기서,  $\omega_{Dn}$ 은  $n$ 차의 감쇠진동수이다. 만일 초기변위가 zero가 아니면 자유진동응답이 각 모드에 대한 Duhamel적분식에 첨가되어 일반 감쇠자유진동응답은 다음과 같다.

$$Y_n(t) = e^{-\xi_n \omega_n t} \left[ \frac{\bar{Y}_n(0) + Y_n(0) \xi_n \omega_n}{\omega_{Dn}} \sin \omega_{Dn} t + Y_n(0) \cos \omega_{Dn} t \right] \quad (2.1.32)$$

여기서,

$$Y_n(0) = \frac{\phi_n^T m V(0)}{\phi_n^T m \phi_n} : \text{초기변위}$$

$$\bar{Y}_n(0) = \frac{\phi_n^T m \dot{V}(0)}{\phi_n^T m \phi_n} : \text{초기속도}$$

이므로 구조물의 전체변위는 다음과 같이 표현할 수있다.

$$V(t) = \phi_1 Y_1(t) + \phi_2 Y_2(t) + \phi_3 Y_3(t) + \dots \quad (2.1.33)$$

이와 같이 모드중첩법은 모든 모드에 관한 상대변위들의 합으로써 변위를 구하는 방법이다.

## (6) 탄성력 응답

구조물의 변형을 저지하는 탄성력  $f_s$ 는 다음 식으로 구할 수 있다.

$$f_s(t) = kV(t) = k\phi Y(t) \quad (2.1.34)$$

위의 식을 각각의 모드 항으로 전개하면

$$f_s(t) = k\phi_1 Y_1(t) + k\phi_2 Y_2(t) + \dots \quad (2.1.35)$$

이것은 다음과 같이 쓸 수가 있다.

$$f_s(t) = \omega_1^2 m \phi_1 Y_1(t) + \omega_2^2 m \phi_2 Y_2(t) + \dots \quad (2.1.36)$$

(2.1.36)식을 행렬식으로 쓰면

$$f_s(t) = m\phi[\omega_n^2 Y_n(t)] \quad (2.1.37)$$

## 2.2 선체 진동특성

선체구조물은 판과 보강재를 기본요소로 구성된 대형 구조물로서 각종 장비와 화물이 부가되고, 해수와 접하여 거동하는 매우 복잡한 진동계이어서 진동거동이 복잡하게 나타난다. 이와 같이 복잡한 진동계의 거동을 정확하게 해석하기는 매우 어렵기 때문에 합리적인 가정을 도입하여 선체거어더진동과 국부진동으로 구분하여 선체진동특성을 해석한다.

### 2.2.1 선체거어더 진동

선박이 건조된 후 선체 국부구조의 진동은 비교적 간단히 제어될 수 있으나 선체 거어더 진동을 제어하기란 매우 어렵고 많은 비용이 들게 된다. 따라서 선체 거어더 진동은 초기 설계단계에서 매우 정도 있게 제어되는 것이 매우 중요하다. 선체거어더의 진동거동은 수직굽힘진동, 수평굽힘진동, 비틀림진동, 종진동 또는 이들이 조합되어 나타난다.

#### (1) 수직굽힘진동

수직 굽힘 진동은 가장 중요하게 고려되어지는 진동형태이고, 다른 형태의 진동들보다 고유진동수가 낮게 나타난다. 또한 저속 디젤엔진의 1차, 2차 불평형 Moment와 공진이 일어날 수 있다.

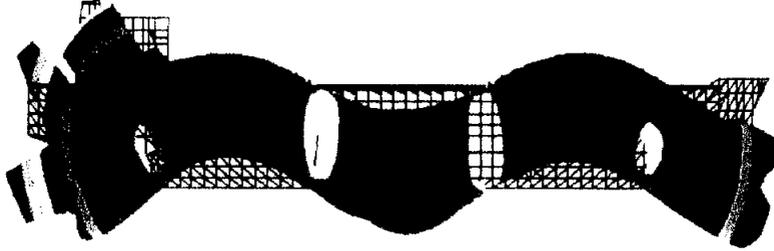


Fig. 2.1 Vertical vibration mode

(2) 수평굽힘진동

선체거어더 강성이 수직방향보다는 수평방향이 크게 나타남으로 수직 굽힘진동 고유진동수보다 상대적으로 크게 나타나고, 디젤엔진의 1차 불평형 Moment와 파랑과 공진이 발생할 수 있다.

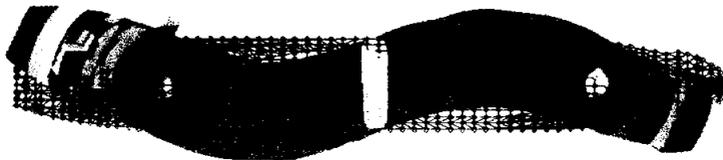


Fig. 2.2 Horizontal vibration mode

### (3) 비틀림진동

넓은 hatch를 가지는 컨테이너선에서 주로 발생한다. Torsion중심은 keel보다 아래에 있고 Horizontal propeller force가 커다란 비틀림 모멘트를 발생시킨다.



Fig. 2.3 Torsional vibration mode

### (3) 종진동

Propeller thrust변화와 diesel engine과 crankshaft의 축진동에 의해 발생되어지고 1차 고유진동수는 1차 수직굽힘진동의 3~4배 정도이다.



Fig. 2.4 Longitudinal vibration mode

### 2.2.2 선체국부진동

선체구조의 국부진동은 주선체의 거동은 거의 없는 상태에서 국부구조의 진동이 지배적으로 나타나는 현상이다. 이러한 현상은 프로펠러 또는 주기판 기진력의 고차 조화성분과 같이 기진 진동수가 비교적 높은 기진원에 의한 국부구조의 공진으로 발생된다.

선체의 방진대책 중 가장 보편적인 방법은 선체의 고유진동수를 정확히 구하고, 주된 기진원의 진동수와 비교하여 공진을 피하도록 고유진동수 또는 기진 진동수를 변경하는 것이다. 선체의 고유진동수에 영향을 미치는 요소로는 선체의 주요 치수, 중량, 강성 등의 다양한 항목들이 있지만, 공진의 회피는 선체의 주요치수, 주기의 상용회전수와 프로펠러날개수의 선정에 있다.

예를 들어, 선루의 고유진동수에 영향을 미치는 것들로써

- 1) 선루의 높이와 길이비
- 2) 지지구조 유연성
- 3) 선루 전단강성

등이 있다. Fig. 2.5에서 선루의 진동형태를 보여주고 있다.

국부구조의 진동해석에서 모델링은 선체전체에서 국부구조만 분리하여 나타내기 때문에 주변경계조건을 합리적으로 고려하지 못하면 결과에 많은 오차가 발생할 수 있다. 따라서 주변경계조건을 합리적으로 고려하여야 한다.

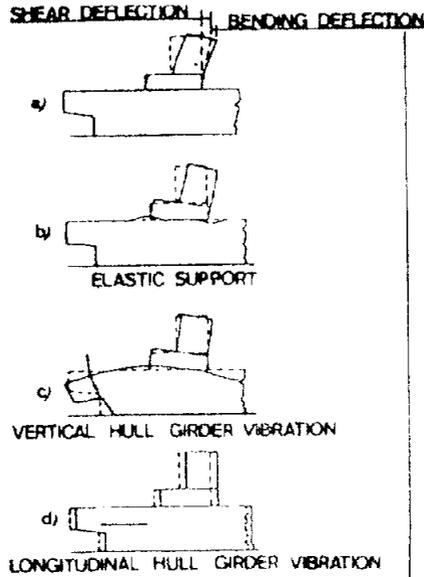


Fig. 2.5 Vibration type of Superstructure

## 제 3 장 해석대상 및 방법

### 3.1 대상선박 제원

본 연구의 대상선박의 구조특징은 Fig. 3.1에 보이는 것과 같이 연돌과 상부구조물이 독립적으로 분리된 구조로써, 상부구조물은 B-deck까지 길게 주선체와 연결되어있고 연돌구조물은 B-deck에서부터 독립적인 구조를 가지는 DWT 47000톤급 Product Oil Carrier이다. 해석대상 선박의 제원과 주기관 및 프로펠라의 특성은 Table. 3.1과 같다.

**Table 3.1 Principal particular of the ship**

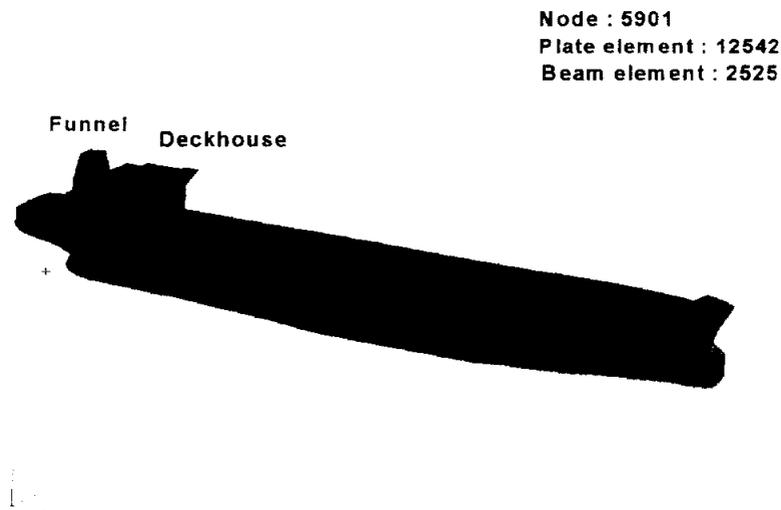
|                              |                       |
|------------------------------|-----------------------|
| <b>Ship Type</b>             | Product Oil Carrier   |
| <b>Dead weight</b>           | abt. 49,700 tons      |
| <b>L<sub>bp</sub></b>        | 180.0m                |
| <b>Breadth (MLD)</b>         | 32.2m                 |
| <b>Draft (design)</b>        | 12.5m                 |
| <b>Main Engine type</b>      | MAN - B&W 6S50MC-C    |
| <b>MCR power</b>             | 12,900PS × 127.0rpm   |
| <b>No. of blades</b>         | 4 EA                  |
| <b>Diameter of propeller</b> | 6m                    |
| <b>Service Speed</b>         | 15.0 knot(at 90% MCR) |

## 3.2 대상선박 Model 및 해석방법

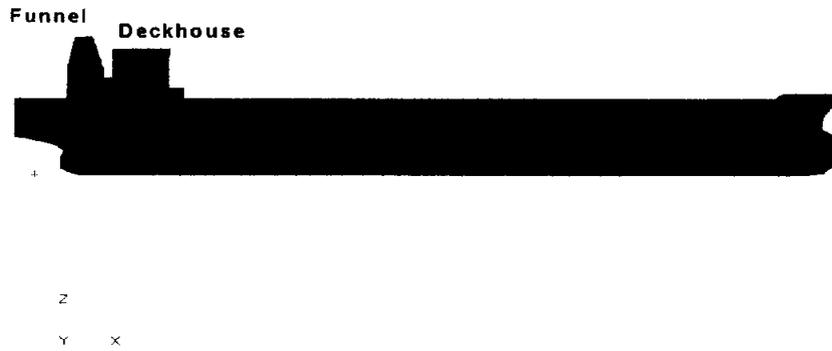
선박과 같이 복잡한 대형구조물의 진동특성 및 응답을 계산함에 있어서 컴퓨터의 발달과 유한요소법과 같은 해석기술의 발달로 실제 구조와 매우 유사한 3차원 모델링이 가능하게 되어 해석의 정도를 높일 수 있게 되었다. 본 연구에서는 범용 해석프로그램인 MSC/NASTRAN을 사용하여 진동해석을 수행하였다.

### (1) 대상선박 모델

대상선박의 모델은 연돌과 상부구조물의 연성진동 특성을 알아보기 위하여 연돌과 상부구조물을 모델링하여 진동응답을 살펴보았다. 선체 갑판, 벽, 웨브 등은 판요소로 이상화하고, 보강재, 거어더등은 보요소로 모델링하였다. 판요소는 MSC/NASTRAN의 QUAD4, TRIA3 요소가 사용되었고, 보요소로는 PBAR 요소가 쓰였다. Fig. 3.1~3.2에서 대상선박의 전체모델과 해석대상모델을 보여주고 있다.



(a) Iso-view of 3-Dim. Modeling



(b) Elevation of 3-Dim. Modeling



(c) Plan of 3-Dim. Modeling

Fig. 3.1 Relative location and 3-D Modeling of Deckhouse and Funnel for Ship's Hull Girder

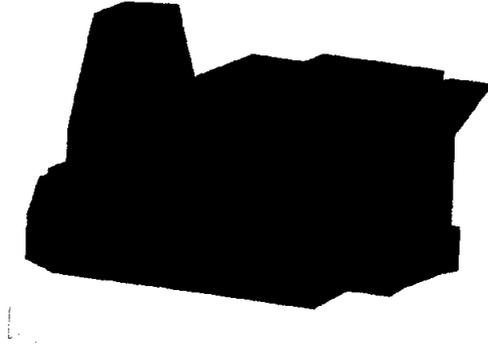


Fig. 3.2 Modeling for vibration analysis

## (2) 모드해석

각 경우에 대한 응답값(mobility)을 비교해 보기 위하여 모드해석을 수행하였다. 이때 주기와 프로펠러 가진력은 주선체(선미부와 엔진실)를 경유하여 연돌과 상부구조물을 지지하고있는 B-deck에 작용되는 것으로 가정하여 B-deck의 모서리 4절점에 상하방향으로 1KN의 힘을 가진을 하였고 연돌(node:2370)과 상부구조물(node:2369)에서 이에 대응하는 진동 응답값을 구하였다.

Fig. 3.3에서 상부구조물과 연돌에서의 가진점과 응답점을 보여주고 있다.

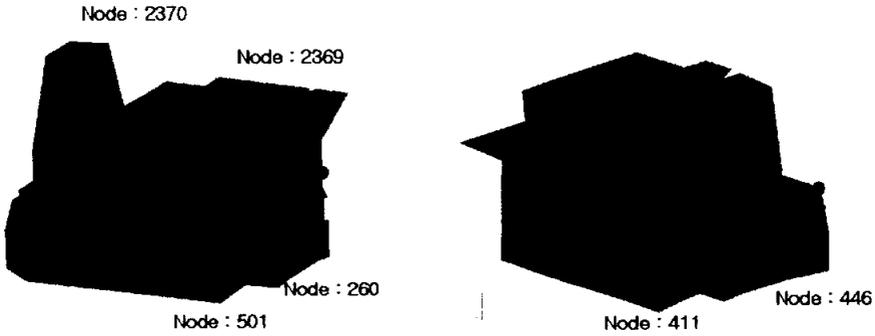


Fig. 3.3 Position of the response and exciting position for Deckhouse and funnel

### (3) 감쇠

기하학적인 modeling, 구조 강도 특성 및 질량분포, 적절한 경계조건이 입력되었다면 강제진동 계산시 감쇠의 정확한 산정이 진동레벨을 좌우한다. 하지만 선박의 정확한 감쇠값을 고려하는 것은 어려운 문제이다. 본 해석에서는 ISSC의 자료를 고려하여 Fig.3.4에 보인 것과 같은 모드감쇠비 자료를 이용하였다.

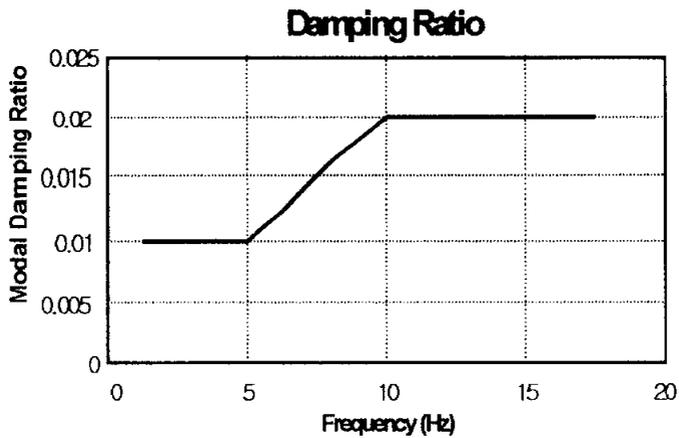


Fig. 3.4 Modal damping ratio

#### (4) 부가질량

선박은 물에 떠 있으므로 공기 중에서 진동하는 보의 경우와는 큰 차이가 있다. 물체가 유체 속에서 진동할 때는 물체의 변위로 인해 유체도 운동을 하게 된다. 따라서 이때의 운동에너지는 물체의 운동에너지와 유체의 운동에너지의 합으로 된다. 공기 중에서 진동할 때 공기의 밀도가 상당히 작으므로 공기의 운동에너지는 무시할 수 있지만 물 속에서 진동한다면 물의 밀도가 상당히 크므로 물의 운동에너지를 무시할 수 없으며 이의 영향을 고려하여야 한다.

본 논문에서의 부가질량 효과는 비점성, 비압축성, 표면장력과 슬로싱효과를 무시하고, constant density를 갖는다는 가정으로 만들어진 Helmholtz Method를 바탕으로 하고있는 MSC/NASTRAN의 Virtual Mass Method를 사용하여 계산을 수행하였다.

## 제 4 장 수치 해석 및 결과

본 연구에서는 우선 각 구조물을 따로 모델링하여 각각의 진동특성을 알아보았고, 이를 선미부 및 엔진실과 결합하여 선미부 전체 진동특성을 살펴보았다. 그리고 연들의 강성 및 구조변화가 상부구조물의 진동응답에 어떠한 영향을 미치는지 모드해석을 통한 응답값(mobility)을 비교해보았다. 이때 경계조건은 각 국부구조물 진동해석에서는 하부deck에 의해 지지되는 부분에서 병진방향만 구속하였고, 선미부 전체 진동해석시에는 경계조건은 Free-Free조건을 부여하고 ballast상태의 부가수 질량효과를 고려하여 계산하였다.

### 4.1 국부구조물의 진동특성

연들의 경우 Fig. 4.1에서 보이는 것과 같이 전후방향 강성이 수평방향 강성보다 더 크므로 좌우방향 진동모드가 첫 번째로 나타나는 진동특성을 보여준다. 상부구조물은 B-deck까지 넓게 지지대를 구성하는 형상에 의해 진동모드가 B-deck 상부에서 주로 나타나고, 연들과 달리 수평방향 강성이 높아 전후 진동모드가 첫 번째로 보여진다. Fig. 4.2에서 상부구조물의 진동모드를 보여주고 있다.

연들과 상부구조물이 결합된 model에 대한 해석결과에서 연들의 경우 구속조건이 변화로 인해 진동수가 감소한 것을 알 수 있고(1차 좌우진동의 경우 22.727 Hz에서 13.138 Hz), 상부구조물도 연들의 영향에 의하여 진동수가 감소된 것을 확인 할 수 있다(1차 전후진동의 경우 18.797 Hz에서 17.542 Hz). 또한, Fig. 4.3에서 보이는 것과 같이 연들은 독립적인 모드 뿐만 아니라 상부구조물의 진동모드에 영향을 받는 모드가 보였지만 상부구조물은 연들의 진동모드에는 전혀 영향을 받지 않는 독립적인 진동모드가 나타났다. 마지막으로 선미부 및 엔진실과 결합하여 선미부 전체 진동특성을 살펴보았다. 해석 대상선의 상부구조는 연들까지

B-deck가 넓게 연결된 구조로서 상부구조물과 연돌 자체 진동모드보다는 기관실을 포함한 선미부 전체가 연성된 진동모드가 주로 나타났다. Fig. 4.4에서 선미부전체 진동모드를 보여주고, Fig. 4.5에서는 선미부 프로펠라 상부 Node에 1KN을 작용하여 이에 대한 연돌과 상부구조물에서의 진동응답값을 보여주고 있다.

(1) 연돌

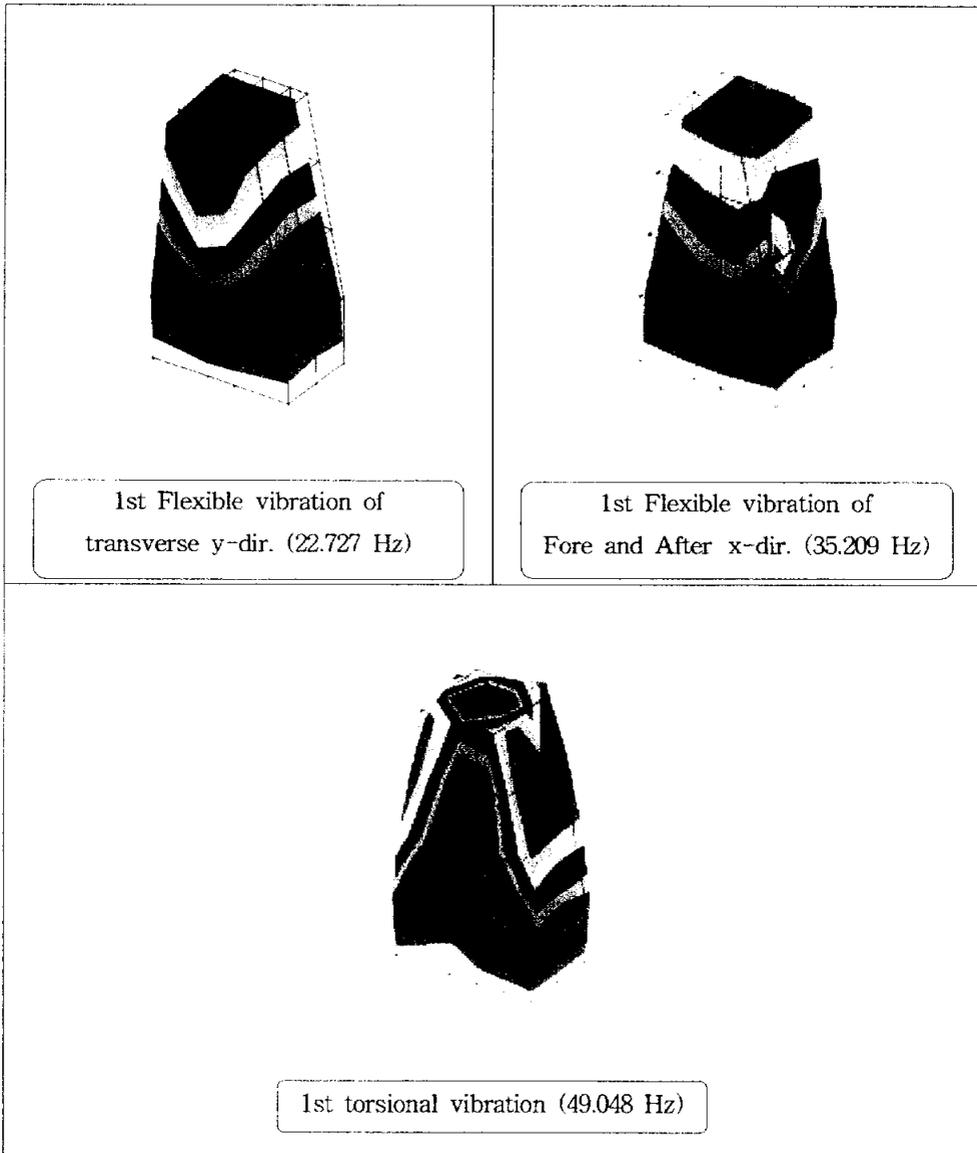


Fig. 4.1 Vibration Mode of Funnel

(2) 상부구조물

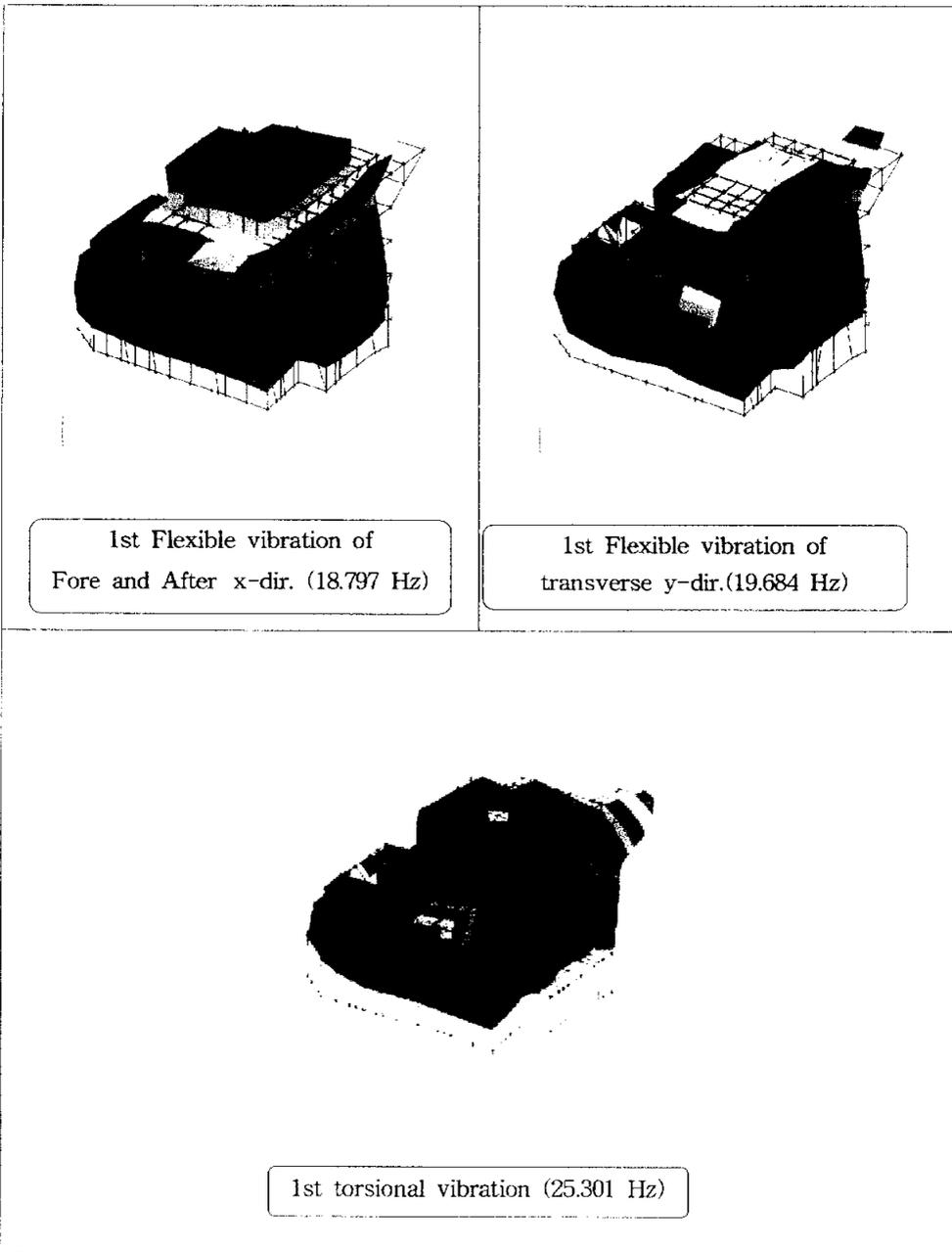


Fig 4.2 Vibration Mode of Deckhouse

(3) 연돌 & 상부구조물

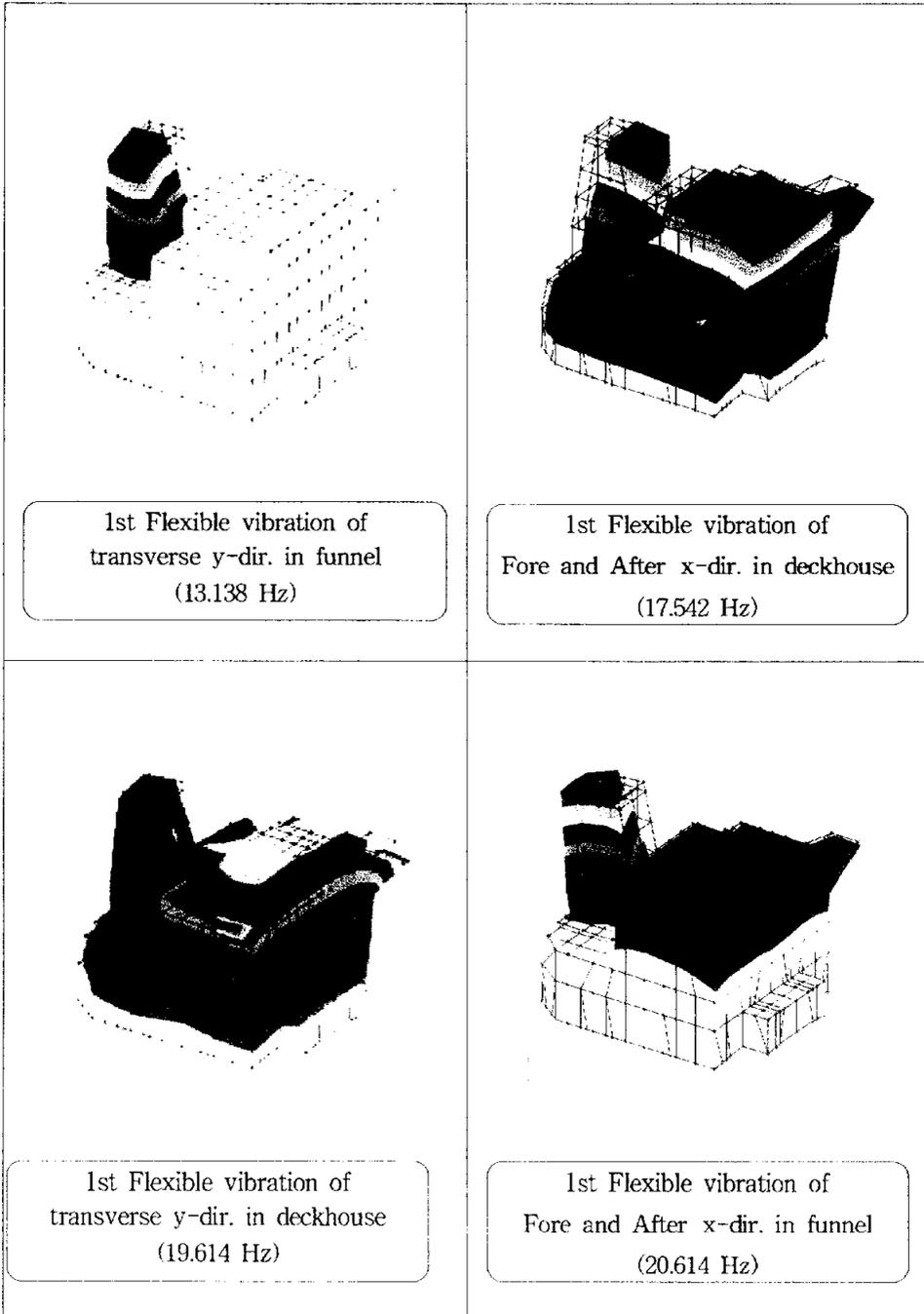


Fig 4.3 Vibration Mode of Deckhouse & Funnel

#### (4) 선미부전체 진동특성

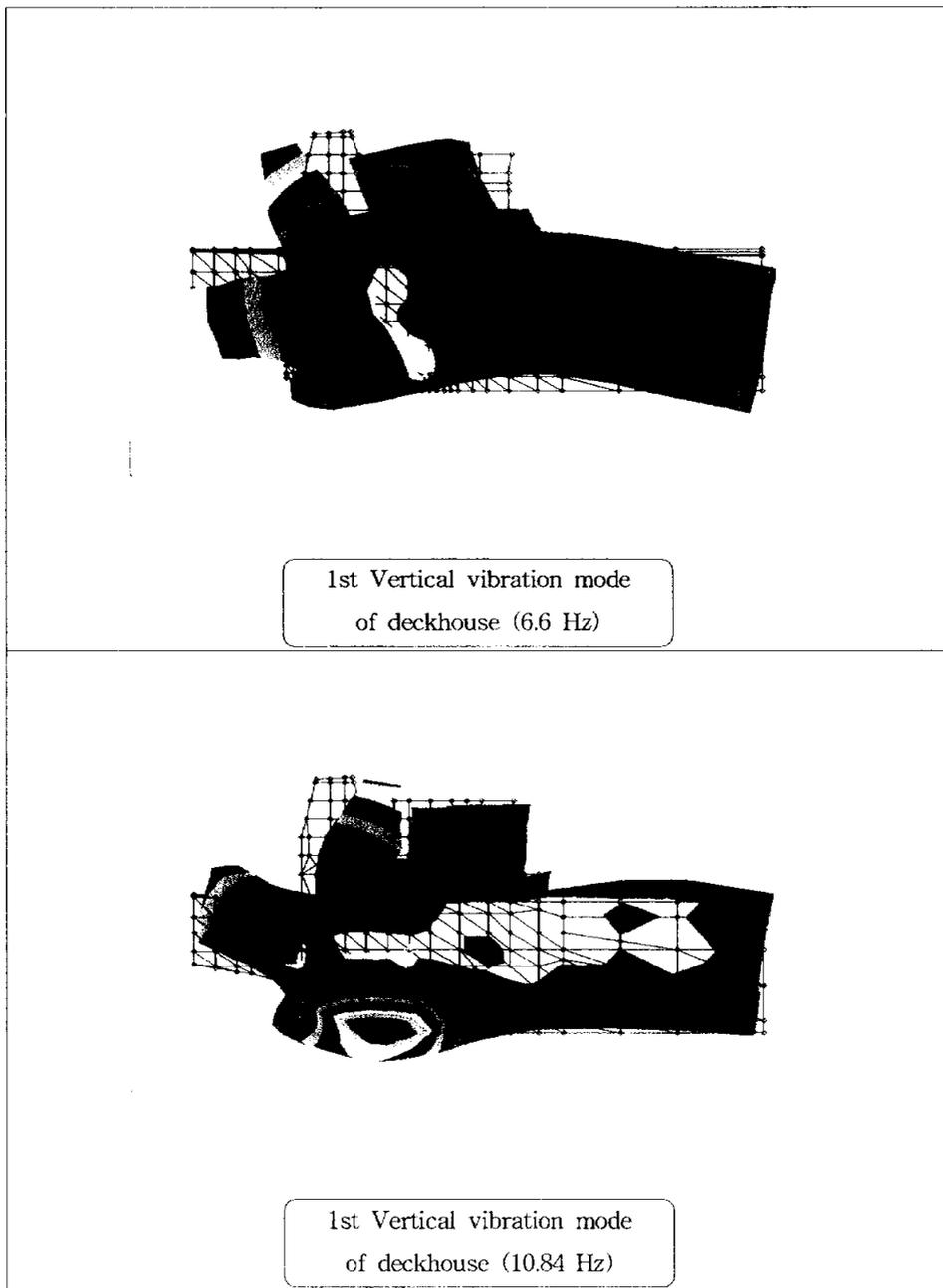


Fig 4.4 Vibration Mode of Full Model

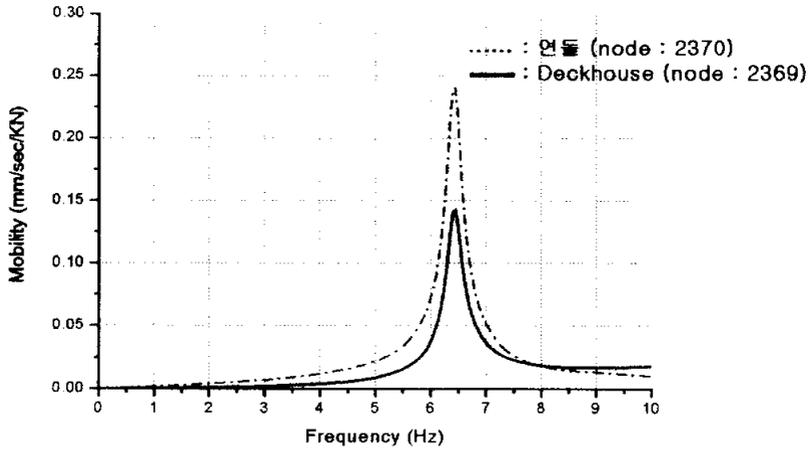


Fig. 4.5 1st vibration mode of Funnel & Deckhouse

## 4.2 강성 및 구조 변경에 의한 진동특성

연돌과 상부구조물의 연성 진동특성 파악을 위해, 연돌과 상부구조물로만 이루어진 해석대상 모델의 강성 및 구조를 변경하여 이에 대응하는 응답값을 살펴보았다. 응답값을 비교하기 위해 앞서 3.2.2에서 설명하였던 것과 같이 모드해석을 수행하였다.

### 4.2.1 연돌 강성 변화에 의한 진동특성

먼저 연돌의 강성변화가 상부구조물에 미치는 영향을 알아보기 위하여, 연돌의 강성을 변화시켜 그 응답값을 살펴보았다. 연돌의 강성을 변화시키기 위한 방법에는 탄성계수조절 등 여러 방법들이 있지만 본 연구에서는 연돌을 구성하는 stiffener의 크기를 변화시킴으로써 연돌 강성을 증가시켰다.

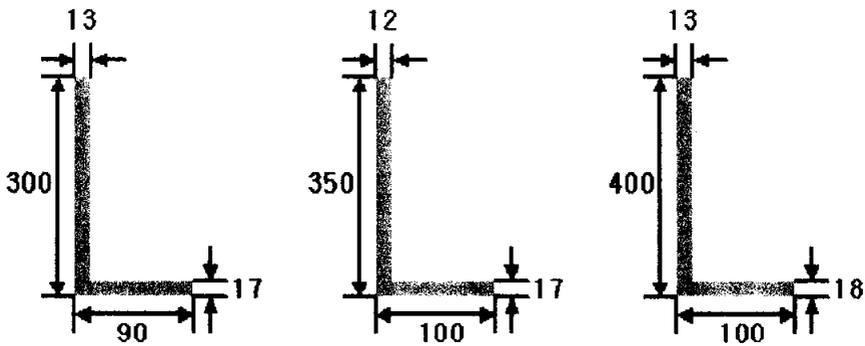


fig. 4.6 Variable size of stiffener

대상선박의 연돌을 구성하는 stringer는  $300 \times 90$  stiffener이고 이를  $350 \times 100$ ,  $400 \times 100$  stiffener로 바꾸어 각각 해석을 수행하였고, 그 결과를 Table 4.1~4.2에서 보인다. 그리고  $300 \times 90$  stiffener에서의 응답을 Fig. 4.7에 나타내었다. 결과에서 알 수 있듯이, 연돌의 진동특성은 첫 번째로 좌우굽힘진동모드(13.486 Hz)가 나타났고, 다음으로 상부구조물에 의해 영향을 받는 모드(17.628 Hz), 전후굽힘진동모드(21.49 Hz)가 각각 나타났지만, 상부구조물의 경우 연돌의 진동모드에 전혀 영향을 받지 않는 독립적인 진동모드(17.628 Hz)를 보였다. 또한, 연돌의 강성 증가로 인한 진동수가 증가하고, 응답값이 감소하였지만 그 값은 상당히 작게 나타났다.

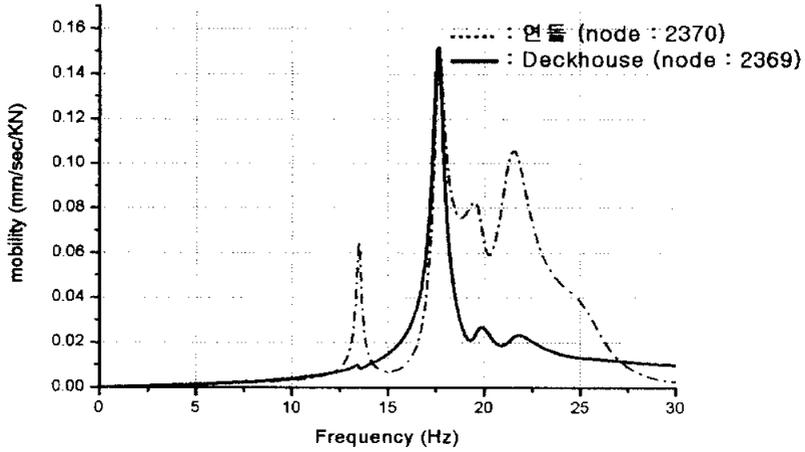


fig. 4.7 Response of vibration (300×90 angle)

Table 4.1 Comparison by stiffness increasing of funnel (frequency)

|   | Frequency (Hz) |         |         |
|---|----------------|---------|---------|
|   | 300×90         | 350×100 | 400×100 |
| Flexible vib. of transverse y-dir. in funnel        | 13.486         | 13.455  | 13.627  |
| Flexible vib. of fore and after x-dir. in deckhouse | 17.628         | 17.633  | 17.658  |
| Flexible vib. of transverse y-dir. in deckhouse     | 19.712         | 19.731  | 19.758  |
| Flexible vib. of fore and after x-dir. in funnel    | 21.490         | 21.531  | 21.905  |

Table 4.2 Comparison by stiffness increasing of funnel (mobility)

|  | Mobility (mm/sec/KN) |         |         |
|--|----------------------|---------|---------|
|  | 300×90               | 350×100 | 400×100 |
| Flexible vib. of transverse<br>y-dir. in funnel        | 0.065                | 0.062   | 0.066   |
| Flexible vib. of fore and after<br>x-dir. in deckhouse | 0.151                | 0.145   | 0.145   |
| Flexible vib. of transverse<br>y-dir. in deckhouse     | 0.027                | 0.026   | 0.025   |
| Flexible vib. of fore and after<br>x-dir. in funnel    | 0.106                | 0.102   | 0.088   |

#### 4.2.2 연돌 높이변화에 의한 진동특성

연돌의 높이 변화가 선루의 진동응답에 미치는 영향을 살펴보기 위하여 대상선박의 연돌 높이(11.5m)를 10.5m~12.5m까지 0.5m간격으로 변경하면서 계산을 수행하였고 그 결과를 Table 4.3~4.4와 Fig. 4.8~4.12에서 나타내었다. Table 4.3~4.4에서 나타나듯이 연돌 높이가 증가할수록 연돌의 진동수 및 응답값이 급급히 떨어짐을 알 수 있고, 이에 따라 상부구조물의 진동수와 응답값 또한 떨어졌다. 하지만 연돌과 상부구조물의 주파수 감소값이 달라 연돌 높이 12.5m에서 연돌의 1차 전후진동모드(19.618 Hz)와 상부구조물의 1차 좌우진동모드(19.689 Hz)가 비슷한 주파수대역으로 나타났고 이러한 성분들의 영향으로인해 연돌의 1차 전후진동모드와 상부구조물의 1차 전후진동모드의 진폭이 상당히 증가했음을 알 수 있다. 그리고 연돌의 높이가 증가할수록 연돌의 1차 좌우모드의 응답값이 감소하는 특성이 나타났다.

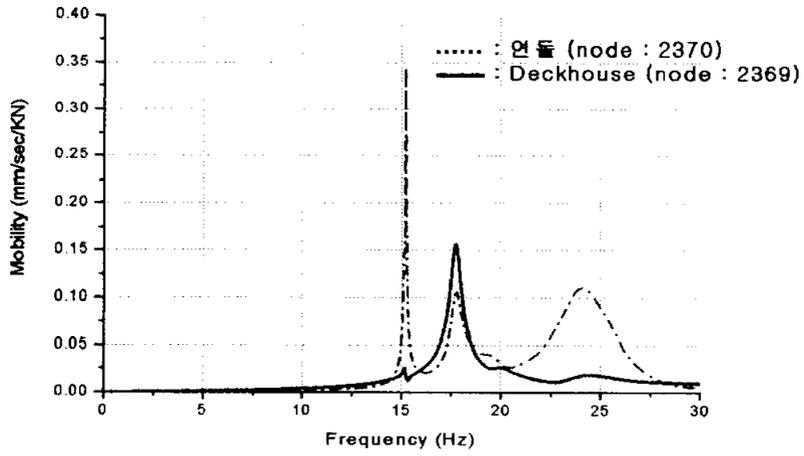


fig. 4.8 Response of vibration (funnel height=10.5m)

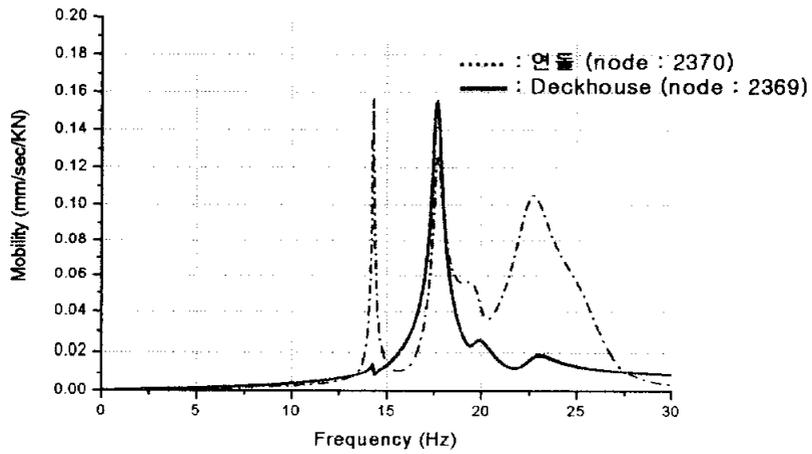


fig. 4.9 Response of vibration (funnel height=11m)

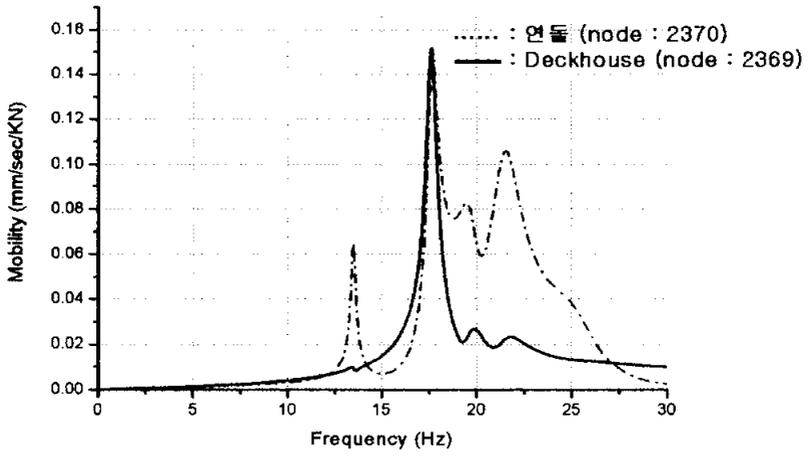


fig. 4.10 Response of vibration (funnel height=11.5m)

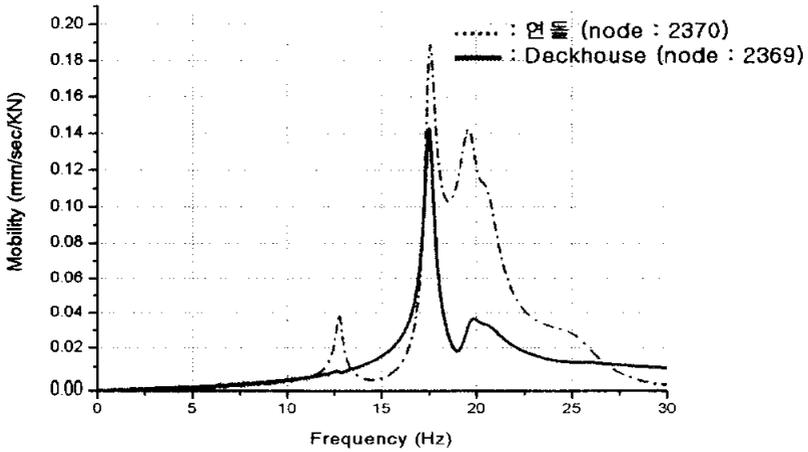


fig. 4.11 Response of vibration (funnel height=12m)

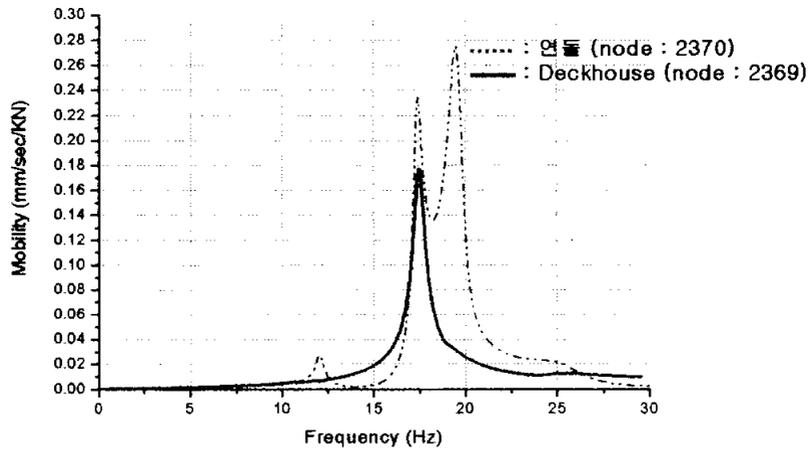


fig. 4.12 Response of vibration (funnel height=12.5m)

Table 4.3 Comparison by height increasing of funnel (Frequency)

|  | Frequency (Hz) |        |        |        |        |
|--|----------------|--------|--------|--------|--------|
|  | 10.5 m         | 11 m   | 11.5 m | 12 m   | 12.5 m |
| Flexible vib. of transverse<br>y-dir. in funnel        | 15.172         | 14.294 | 13.486 | 12.739 | 12.049 |
| Flexible vib. of fore and after<br>x-dir. in deckhouse | 17.737         | 17.693 | 17.628 | 17.527 | 17.353 |
| Flexible vib. of transverse<br>y-dir. in deckhouse     | 19.775         | 19.739 | 19.712 | 19.690 | 19.689 |
| Flexible vib. of fore and after<br>x-dir. in funnel    | 23.832         | 22.609 | 21.490 | 20.489 | 19.618 |

Table 4.4 Comparison by height increasing of funnel (mobility)

|   | Mobility (mm/sec/KN) |       |        |       |        |
|---|----------------------|-------|--------|-------|--------|
|   | 10.5 m               | 11 m  | 11.5 m | 12 m  | 12.5 m |
| Flexible vib. of transverse y-dir. in funnel        | 0.344                | 0.156 | 0.065  | 0.039 | 0.028  |
| Flexible vib. of fore and after x-dir. in deckhouse | 0.156                | 0.155 | 0.151  | 0.142 | 0.177  |
| Flexible vib. of transverse y-dir. in deckhouse     | 0.025                | 0.025 | 0.027  | 0.026 | 0.029  |
| Flexible vib. of fore and after x-dir. in funnel    | 0.110                | 0.105 | 0.106  | 0.112 | 0.275  |

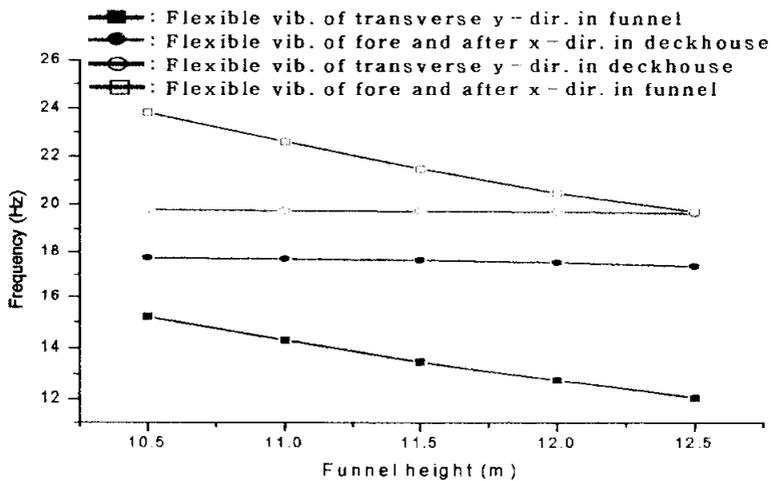


fig. 4.13 Frequency by height increasing of funnel

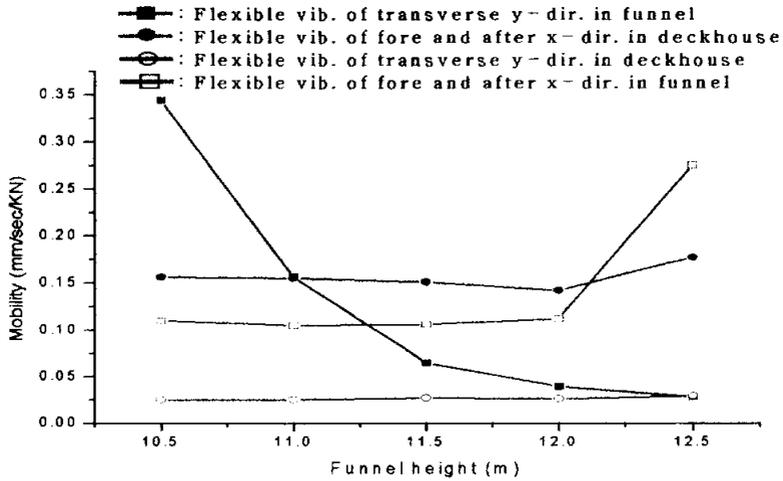


fig. 4.14 Velocity by height increasing of funnel

### 4.2.3 Connecting Deck의 유무에 따른 진동특성

연들의 진동억제를 위한 방법으로 대상선박의 navigation bridge deck 를 연돌까지 연장시켜 연들을 상부구조물에 연결시킬 경우에 대한 계산을 수행해보았다. 결과로 나타난 Fig. 4.15와 원래 대상선박의 결과인 Fig. 4.10과 비교해볼 때 연들의 진동수의 증가로 인해 연들의 1차 좌우 굽힘진동모드가 상부구조물의 1차 전후굽힘진동모드까지 근접하고, 연들의 1차 전후굽힘진동모드는 31.756Hz까지 상승하였다. 또한 connecting deck의 영향으로 인해 상부구조물과 연들의 응답이 감소할 수 있는 반면 상부구조물의 진동특성이 연들의 진동특성에 큰 영향을 받고있는 것을 확인할 수 있다. Table 4.5~4.6에서 connecting deck 유무에 따른 진동수와 응답값을 비교해 보이고 있다.

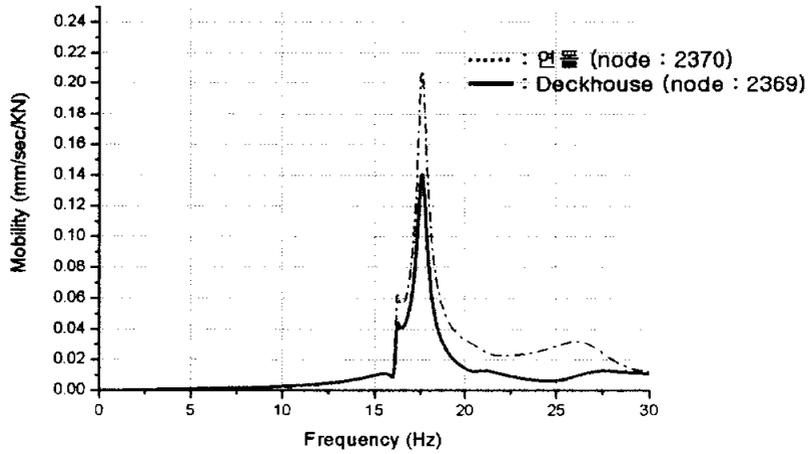


fig. 4.15 Response of vibration (extrude Navi.deck)

Table 4.5 Comparison by connected Navi.deck  
of funnel and deckhouse (frequency)

|  | Frequency (Hz)              |                        |
|--|-----------------------------|------------------------|
|  | Not connecting<br>Navi.deck | connectig<br>Navi.deck |
| Flexible vib. of transverse<br>y-dir. in funnel        | 13.486                      | 16.194                 |
| Flexible vib. of fore and after<br>x-dir. in deckhouse | 17.628                      | 17.635                 |
| Flexible vib. of transverse<br>y-dir. in deckhouse     | 19.712                      | 20.908                 |
| Flexible vib. of fore and after<br>x-dir. in funnel    | 21.490                      | 31.765                 |

**Table 4.6 Comparison by connected Navi.deck  
of funnel and deckhouse (mobility)**

|  | <b>Mobility (mm/sec/KN)</b>         |                                 |
|--|-------------------------------------|---------------------------------|
|  | <b>Not connecting<br/>Navi.deck</b> | <b>connecting<br/>Navi.deck</b> |
| <b>Flexible vib. of transverse<br/>y-dir. in funnel</b>        | 0.065                               | 0.062                           |
| <b>Flexible vib. of fore and after<br/>x-dir. in deckhouse</b> | 0.151                               | 0.140                           |
| <b>Flexible vib. of transverse<br/>y-dir. in deckhouse</b>     | 0.027                               | 0.013                           |
| <b>Flexible vib. of fore and after<br/>x-dir. in funnel</b>    | 0.106                               | 0.011                           |

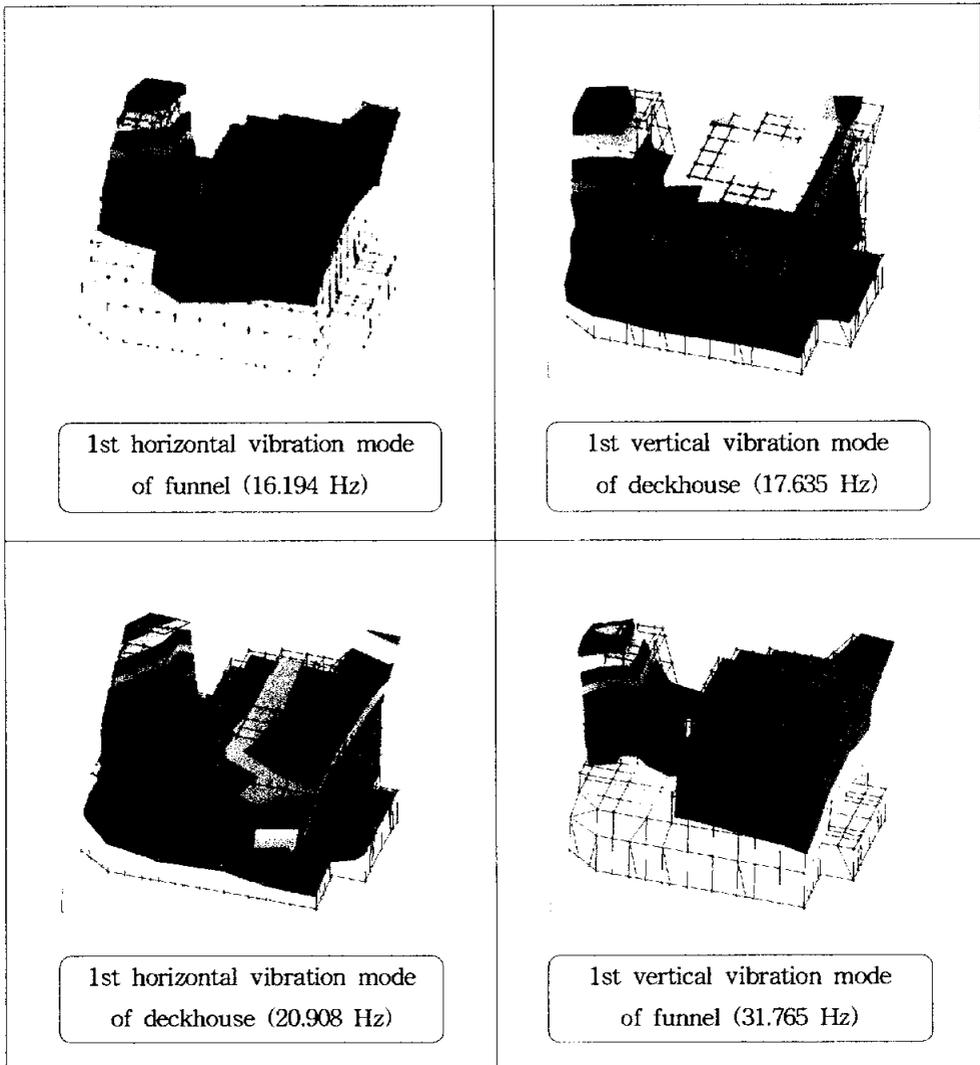


fig. 4.16 Response by connected Navi.deck of vibration

## 제 4 장 결 론

본 논문에서 선체 상부구조물과 연들의 연성진동 특성에 대해 연구한 결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) 연들의 진동특성은 독립적인 진동모드 뿐만 아니라 상부구조물의 진동모드에 대해서도 지배적인 영향을 받지만, 상부구조물은 연들의 영향을 받지 않는 독립적인 진동모드가 나타났다.

(2) 연들의 강성변화에 따른 영향의 거의 나타나지 않았다. 또한 연들 높이가 증가할수록 연들과 상부구조물의 진동수가 감소하였지만, 감소비가 달라 연들높이 12.5m에서 연들의 1차 전후진동과 상부구조물의 1차 좌우진동의 성분이 비슷한 주파수대역으로 나타났고, 이로 인해 연들과 상부구조물의 1차 전후굽힘진동모드 응답값이 증가하였다.

(3) 대상선박의 navigation bridge deck를 연들까지 연장시킬 경우 상부구조물의 고유진동수변화는 거의 없으나 연들의 고유진동수는 증가하고, 상부구조물이 연들의 진동특성에 영향을 받는 경향이 나타났다.

비교연구 결과 연들은 독립적인 진동특성 뿐만 아니라 상부구조물의 진동특성에도 지배적인 영향을 받는 반면 상부구조물은 연들의 진동특성과 상관없이 독립적인 진동특성이 나타났고, 연들의 강성보다는 구조 변화가 상부구조물의 고유진동수 및 진폭에 더 큰 영향을 미치는 것을 알 수 있었다. 또한, 연들과 상부구조물이 연결될 경우 상부구조물이 연들의 진동특성에 영향을 받아 오히려 상부구조물의 응답값에 악영향을 미칠 수 있는 것을 알 수 있다.

## ▣ 참고 문헌

- [1] 김사수, 배동명, 신구균, 노종형, “선체 상부구조물의 전후진동에 관한 연구”, 대한조선학회, Jun, 1988
  
- [2] 구조물의 지진해석, 한국 지진공학회, 1999
  
- [3] Dynamics of Structures, ANIL K. CHOPRA, 1995
  
- [4] 소음·진동편람, 한국소음진동공학회, 1995
  
- [5] 이호섭, “선박진동 제어기술에 관한 소고”, 한국소음진동공학회, 1996, 춘계학술대회논문집 pp. 11~21
  
- [6] Engineering Vibration, Daniel J. Inman, 1995
  
- [7] 재료역학, Timoshenko & Young, 문운당, 1995
  
- [8] 구조동역학 개론, L.F. 보스웰 & C. 드멜로, 지문당, 1998
  
- [9] Finite Element Procedures, Bathe
  
- [10] Structural Dynamics in Practice, Arthur Bolton, 1993
  
- [11] Vibration control in ships, A.S veritec, 1985

## 감사의 글

지난 4년 간의 학부공부와 2년 간의 대학원공부를 마무리하는 결실로써 본 논문이 완성되기까지 많은 분들의 격려와 질책, 가르침이 있었습니다. 아직은 미흡하고 어딘가 허전하기도 하지만 이 논문을 통해 학문적 지식이라는 것이 얼마나 깊어야 하며 또한 얼마나 넓어야 하는지를 배운 것을 위안으로 삼고, 앞으로는 학문을 대하는 자세가 좀 더 겸허하고 겸손하며 꾸준히 노력해야 할 것이라는 생각을 해봅니다. 도움을 주셨던 수도 없이 많은 분들을 모두 말할 수는 없겠거니와 혹 이 지면에 올리지 못한 분들에게 감사의 뜻만이라도 꼭 전해지길 바랍니다.

우선, 학문과 인생에 대한 스승으로서 부족하고, 미흡한 저에게 항상 지도 해주시고 격려를 아끼지 않았던 배동명 지도교수님께 감사의 마음을 전하고 싶습니다. 또한 더 나은 논문을 위하여 부족했던 부분에 대해 조언해주신 홍봉기 교수님, 배성용 교수님께 감사의 말씀을 올립니다. 그리고 지금까지 학문에 대한 가르침과 아낌없는 사랑을 베풀어주신 김인철 교수님, 김용직 교수님, 구자삼 교수님께 진심으로 감사 드립니다.

언제나 내 옆에서 묵묵히 도와주고 격려해주신 창혁이형, 가끔은 친형이라는 생각이 들게 만드는 멋진 철은이형, 듬직한 학수형 그리고 졸업하신지 꽤 오랜 시간이 지났지만 항상 연구실을 생각해주는 선.구.자형들, 대학원 과정동안 커피를 마시며 웃음보따리를 풀어놓은 학과 선배님들과 동기 현수에게도 감사드립니다. 항상 나의 응원군이 되어주는 용하, 동현, 찬수, 종현, 창훈 멋진 내 친구들과 D.O.N.A 95 특히, 이창훈, 강현우, 구민철 군에게 감사드리며, 2년동안 같이 서로 아끼고, 격려하며 생활한 서석봉 군에게 감사드립니다.

마지막으로 언제나 자식에 대한 사랑과 신뢰로 일관해오신 부모님과 두 동생들에게 무엇보다 깊은 감사의 마음을 전하며 이 논문을 바칩니다.