

漁船의 甲板室의 振動 解析法에 關한 研究

裴 東 明

釜山水產大學校

(1991년 9월 1일 접수)

A Study on the Vibration Analysis of a Deckhouse of Fishing vessel

Dong Myung BAE

National Fisheries University of Pusan

(Received September 1, 1991)

For the deckhouse or superstructure, attention is directed to the reduction of vibration from a human susceptibility point of view.

The two basic requirements for obtaining a low vibration level in the accommodation are to ensure that excitation forces from propeller and/or main engine are small and to avoid resonance excitation of the hull and superstructure.

In recent years increased attention has been directed towards the problems of vibration and noise in deckhouse, which have caused major problems with regard to the environmental quality in the living quarters for crews.

Accordingly, in this paper, the characteristic of the vibration of deckhouse of fishing boat, of which the length/height ratio is also relatively high, are studied systematically with regard to the shape and modelling of deckhouse based on finite element method of 1-dimensional, 2-dimensional and 3-dimensional model.

This study is divided into 4-part. 1st part is the global deckhouse vibration, 2nd part is the local deckhouse vibration, 3rd part consists of the estimation for stiffness of foundational support and 4th part is the application to TUNA LONG LINER of 416 ton class.

For the global vibration analysis, the severity of the vibration depends on the longitudinal shear and bending stiffness of the deckhouse, on the vertical deckhouse support (fore, aft and sides). However, even if the design is technically sound, vibration problems may arise due to vertical or longitudinal hull girder or afterbody resonances.

Author applied the method of this study to the analysis of, deep-sea fishing vessel of G. T. 416 ton class with relatively low height and long deckhouse, and investigated the vibrational characteristic of the fishing vessel with earlier structural feature. According to this investigation, the vibration, response of above vessel was confirmed of which main hull and deckhouse behave as one body.

It is at the bottom of vibrational trouble which a accommodation part of the fishing vessel is raised, that is the local vibration for side wall, fore-aft wall and deck plate of deckhouse rather than the effect of fore-aft vibration of deckhouse for above fishing vessel. and the resonance of main hull, deckhouse and driving system such as the main engine, propeller in exciting source is mainly brought up as the trouble.

기호정의

z_G	: 중립축의 z좌표
E, G	: 탄성 및 전단 탄성계수
A	: 부재의 단면적
l	: 요소의 길이
ρ_w	: 물의 밀도
g	: 중력가속도
B, D	: 배의 폭과 깊이
m_H	: 배의 단위길이당의 질량
m_A	: 배단위 길이당의 부가질량
$[N_w], [N_w], [N_w]$: 상부구조물의 x축, z축 방향의 변위 및 굽힘에 의한 회전각 변위의 형상함수
$[M_A]$: 선체후부의 2차원 모델의 질량 행렬
$[K_A]$: 선체후부의 2차원 모델의 강성행렬
$[M], [M_A]$: 요소의 질량, 부가질량, 행렬
$[K]+[F]$: 요소의 강성 행렬
ω	: 고유 진동수
$[\bar{M}], [\bar{K}]$: 전계의 질량, 강성 행렬
$\{P\}$: 전계의 자유도 벡터
$\{Q\}$: 전계에 대한 강제력 행렬

서 론

선박의 건조기술이 발달됨에 따라 방진 설계에 대한 관심이 커지고 있으며 특히 선원들이 거주하는 갑판실(deck house)의 구역에 대한 방진은 선원들의 쾌적한 거주환경을 유지하기 위하여 매우 중요하다고 하겠다.

한편, 진동이 없는 쾌적한 거주 공간을 확보하는 문제는 원양에서 장기간 조업하는 원양어선의 경우에 반드시 고려하여야 할 것으로 사료되나 현재까지는 그다지 주목되지 않았었다.

일반적으로 진동 문제는 문제 발생 이후의 처리에는 많은 시간과 경비를 요구하므로, 설계 단계에서 갑판실에 대해서 정확히 검토, 예측하므로써 선박 인 도시에 발생가능한 제반 문제들을 경제적이고 효율적으로 제거, 방지하여야 한다.

특히, 최근 건조되고 있는 대부분의 선박은 선미

부근방에 항해 브리지나 갑판실을 둔 선미 브리지는선이다. 이와 같은 선박은 조종의 편의를 위해 항해브리지에서 앞을 잘 내려다 볼 수 있도록 브리지의 높이를 높이고 있다. 선미 브리지의 높이 증대는 그 자체의 고유진동수를 저하시키게 되어, 주선체의 고유진동수에 접근되므로 연성 진동이 유발될 뿐만 아니라, 프로펠라 등에 의한 강제 진동수와 공진이 될 가능성이 많아지게 된다. 한편 거주구에 대한 진동 규제치도 해마다 점점 엄격해 지고 있어서 이들 선박의 선미 브리지인 상부 구조물과의 공진을 피하지 않으면 안되게 되었다. 따라서 이와 같은 공진을 피하기 위해서는 상부 구조물의 고유진동수가 가능한 높게 추정되도록하여 기진력의 강제 진동수로 부터 벗어날 수 있게 하여야 한다.

현재 선박의 갑판실 진동해석을 위한 방법으로 간략식에 의한 초기 추정 및 3차원모델에 의한 진동 해석법이 주로 이용되고 있다. 그러나 간략식에 의한 초기 추정법은 빠르고 간단하게 계산할 수 있으나 계산치의 정도(accuracy)가 다소 떨어지는 결점이 있다. 3차원 모델에 의한 방법은 매우 정확한 결과를 얻을 수 있으나, 3차원 모델의 입력 자료 작성에 많은 노력과 시간의 소요되기 때문에 비교적 간단하고 빠르게 계산이 가능하면서도 신뢰할만한 정도를 얻을 수 있는 갑판실 진동 해석법이 요구되고 있다.

최근 건조되는 선박들은 연료 절약형 고효율 Diesel 기관에 의한 고속화의 경향이 있으며, deck house가 가능한 경량화 설계를 함으로써, 주요 기진원(main engine, propeller, shaft등)이 밀집된 구역의 상부 deck house의 진동문제가 빈번히 야기되고 있으며, 이에 대한 신중한 검토가 요구되고 있다.

이와 같은 deck house의 진동을 방지하는데는 설계 초기단계의 정확한 고유진동수 계산에 의한 주요 기진원과의 공진발생 여부에 관한 예측이 중요한 관건이 된다.

본 연구에서는 갑판실의 고유 진동수 계산 방법에 대한 방법론 검토를 행하고, 주선각과 갑판실의 연성을 평가하기 위해서 그 연결부인 기부(foundation part)의 강성에 대한 특성을 검토한다. 한편 본 해석의 정도를 확인하기 위하여, 이미 발표된 자료들에 의한 3차원 해석 결과와 비교하여, 본 연구의 이론 해석에 대한 타당성 검토를 행한다. 또, 이에 따른 수치 해석 결과를 갑판실이 상당히 긴 G. T. 416톤

급의 TUNA LONG LINER에 적용하여 계산하고 이의 진동 특성을 조사해 보았다.

이론해석

1. 상부 구조물의 고유 진동수 추정을 위한 근사식

선박의 진동 문제에 있어서 선박이 건조된 후에 과도한 진동이나 공진이 발생하면 이를 경감시키거나 해결하는데 막대한 비용과 많은 시간이 요구된다. 따라서, 초기설계 단계에서부터 deck house의 고유 진동수를 근사적으로 추정하는 것은 필수적이다. 따라서, 초기단계에서 얻을 수 있는 기본적인 주요 자료만으로 상부구조의 고유진동수를 추정하기 위한 대표적인 근사식들로서, DNV 방법, Hirowatiri 방법, 및 simple model에 의한 방법등이 있다.¹⁰⁻¹³⁾ 이들 간이계산법에 의한 해석결과는 상당한 오차를 내포할 가능성이 있으므로, 정성적인 경향을 추정하거나 참고자료로만의 이용이 고려되어야 한다. 다만, 초기단계에서 개략적인 값을 간단하게 얻을 수 있다는 점에서 유용하며, simple model에 의한 방법은, 엄밀한 기부 강성의 해석이 뒤따르면, 초기단계에서 비교적 정확한 진동수를 얻을 수 있는 방법으로 추천되므로, 이를 부록 1에 보인다.

2. 선체의 모델화

구조물의 진동해석을 위한 모델의 선택방법은 목적에 따라서 다양하게 검토될 수 있으나, 유한 요소법의 발달과 더불어 일반적으로 선체의 경우는, 전 선체의 보 모델, 전 선체의 2차원 모델, 전 선체의 3차원 모델 및 이들의 상호 결합(예; 주선체의 보모델 및 선체 후부의 2차원 모델등)된 모델화가 제시된다.⁸⁾

본 연구에서는 :

- ① 전선체의 보모델(주선체 및 상부구조 2개의 보 모델/ Fig. 9)
- ② 전선체의 2차원 모델(주선체 및 상부구조/ Fig. 10)
- ③ 주 선체의 보모델, 선체후부는 2차원 모델(선미부, 상부구조/ Fig. 11)

가정

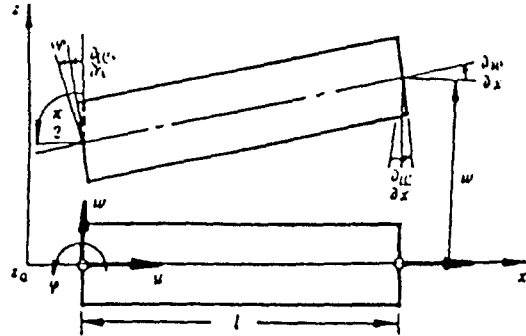
- 1) 2차원 모델의 요소로서는 8절점 isoparametric

등가 막요소와 3절점 막대요소를 채용하였다. (Fig. 4)

2) 막대요소에 대해서는 각 갑판 등 수평 방향의 판 부재는 수평 방향의 막대요소, 선체 후부 구조의 횡격벽, 심늑골등, 횡 방향의 판 부재는 수직 방향의 막대요소로 등가 시키고, 판 요소에 대해서는 측판 혹은 선측 외판등 길이 방향의 판 부재는 등가 막요소로 치환하고, 기둥, 보 등도 등가 막요소로 치환한다. (Fig. 5)

2.1 1차원 모델

주 선체를 Timoshenko의 등가 보로 치환하였으며, 좌표계는 Fig. 1과 같다.



$$\text{where, } \varphi = \frac{\partial w_b}{\partial x}$$

Fig. 1. Timoshenko beam.

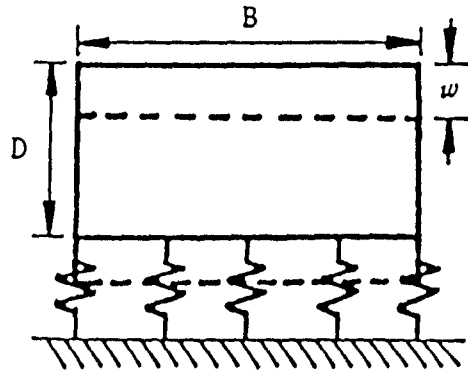


Fig. 2. The spring equivalent to the buoyancy.

1) 탄성 에너지

등가 보 요소의 변위곡선의 기울기, $\partial w / \partial x$ 는,

$$\frac{\partial w}{\partial x} = \frac{\partial w_b}{\partial x} + \frac{\partial w_s}{\partial x} \quad (2-1)$$

따라서,

$$\frac{\partial w_s}{\partial x} = \frac{\partial w}{\partial x} \varphi \quad (2-2)$$

여기서,

w_b, w_s : 굽힘 및 전단에 의한 x 축 방향 변위성분
 $\partial w_s / \partial x$: 전단에 의한 단면의 회전 각변위
 또, 단면의 x 축 방향의 변위, u' 는,

$$u' = u - (z - z_c) \varphi \quad (2-3)$$

이때 보 요소에 저장되는 탄성에너지 V_e^* 와 운동에너지 T_e^* 는

$$V_e^* = \int_0^l \frac{1}{2} \{ EA \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + EI \left(\frac{\partial \varphi}{\partial x} \right)^2 + k' AG \left(\frac{\partial w}{\partial x} - \varphi \right)^2 \} dx \quad (2-4)$$

$$T_e^* = \int_0^l \frac{1}{2} m_H \{ (\dot{u} - (z - z_c) \dot{\varphi})^2 + \dot{w}^2 \} dx \quad (2-5)$$

다음에, 선체의 외부 유체에 의한 영향 즉, 부력과 부가질량에 대하여 논의해 보면, 선체는 Fig. 2와 같이 부력에 상당한 탄성 스프링에 의해 지지되어 있다고 가정하면, 선체가 z 축 방향으로 w 만큼의 변위가 발생했을 때, 이 스프링에 저장되는 탄성에너지 V' 는

$$V' = \int_0^l \left(\frac{1}{2} \rho_w g B w^2 \right) dx \quad (2-6)$$

또, 동적 운동에 의한 부가질량의 운동에너지 T' 는

$$T' = \int_0^l \frac{1}{2} m_A \dot{w}^2 dx \quad (2-7)$$

따라서, 외부 유체의 영향을 고려한 보 요소의 탄성에너지 및 운동에너지는 (2-4)~(2-7)식으로 부터

$$V_e = V_e^* + V'$$

$$= \int_0^l \frac{1}{2} \{ EA \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + EI \left(\frac{\partial \varphi}{\partial x} \right)^2 + k' AG \left(\frac{\partial w}{\partial x} - \varphi \right)^2 + \rho_w g B w^2 \} dx \quad (2-8-1)$$

$$T_e = T_e^* + T'$$

$$= \int_0^l \frac{1}{2} \{ m_H \{ (\dot{u} - z_c \dot{\varphi})^2 + \dot{w}^2 \} + m_A \dot{w}^2 \} dx \quad (2-8-2)$$

주선체 전체의 탄성에너지 V 및 운동에너지 T 는

각 요소의 총합이므로,

$$V = \Sigma V_e, \quad (2-9-1)$$

$$T = \Sigma T_e \quad (2-9-2)$$

이다.

2) 변위 함수

(1) 주선체

보 요소의 변위는 다음 3가지를 고려한다.

- 1) u : 중립축의 x 방향 변위
- 2) w : 중립축의 z 방향 변위
- 3) φ : 굽힘에 의한 단면의 회전각 변위 ($\frac{\partial w}{\partial x}$)

이들 변위 u, w, φ 를 한요소 내에서 아래의 방법에 따라 각각 x 의 1차, 3차 및 2차의 근사식으로 표현하면

$$u = (L_1 \ L_2) \{ u_1 \ u_2 \}^T = L_1 u_1 + L_2 u_2 \quad (2-10)$$

$$w = (L_1^* \ L_2^* \ L_4^* \ L_5^*) \{ w_1 \ w_2 \ w_4 \ w_5 \}^T \\ = L_1^* w_1 + L_2^* w_2 + L_4^* w_4 + L_5^* w_5 \quad (2-11)$$

$$\varphi = (L_1^{**} \ L_2^{**} \ L_3^{**}) \{ \varphi_1 \ \varphi_2 \ \varphi_3 \}^T \\ = L_1^{**} \varphi_1 + L_2^{**} \varphi_2 + L_3^{**} \varphi_3 \quad (2-12)$$

여기서, L_i, L_i^*, L_i^{**} 는 각각 x 방향 변위, z 방향 변위 및 x 방향 회전각에 따른 Lagrange의 삼간 다항식으로서 일반식은 아래와 같다.

$$L_i(x) = \frac{(x-x_0)(x-x_1)\cdots(x-x_{i-1})(x-x_{i+1})\cdots(x-x_n)}{(x_i-x_0)(x_i-x_1)\cdots(x_i-x_{i-1})(x_i-x_{i+1})\cdots(x_i-x_n)} \\ (i=1, 2, 3, 4 \text{ 및 } 5) \quad (2-13)$$

Fig. 3에서 표시한 바와 같이 한개의 요소 내의 절점 자유도 $\{P_e\}$ 는 (2-14)과 같이 정의한다.

$$\{P_e\} = \{ u_1 \ u_2 \ ; \ w_1 \ w_2 \ w_4 \ w_5 \ ; \ \varphi_1 \ \varphi_2 \ \varphi_3 \} \quad (2-14)$$

이제, Lagrange 삼간 다항식 L_i, L_i^*, L_i^{**} 를 각

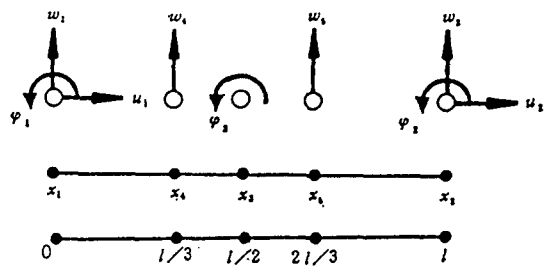


Fig. 3. Representation of DOF in 1-element.

각 계산하고, (2-10)~(2-12)식에 대입하여 정리하면 다음의 식들을 얻을 수 있다.

$$u = [1 \ x] \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ -1/l & 1/l \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{Bmatrix} \quad (2-16)$$

$$w = [1 \ x \ x^2 \ x^3]$$

$$\begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ -11/2l & 1/l & 9/l & -9/2l \\ 9/2l^2 & -9/2l^2 & -45/2l^2 & 18/l^2 \\ -9/2l^3 & 9/2l^3 & 27/2l^3 & -27/2l^3 \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} w_1 \\ w_2 \\ w_3 \\ w_4 \end{Bmatrix} \quad (2-16)$$

$$\varphi = [1 \ x \ x^2] \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ -3/l & -1/l & 4/l \\ 2/l^2 & 2/l^2 & -4/l^2 \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} \varphi_1 \\ \varphi_2 \\ \varphi_3 \end{Bmatrix} \quad (2-17)$$

(2) 상부 구조물

앞 절에서 처럼, 상부 구조물도 연직 방향의 Timoshenko 등가 보요소로 치환한다. 각 요소 내의 변위는, 주선체와 같은 방법으로 다음과 같다.

- 1) u : 요소 중립축의 x 방향의 변위 (x 의 1차식)
- 2) w : 요소 중립축의 z 방향의 변위 (x 의 3차식)
- 3) φ : 굽힘에 의한 단면의 회전각 변위 (x 의 2차식)

$$\{N_u\} = [1 \ x] \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ -1/l & 1/l \end{pmatrix} \quad (2-18)$$

$$\{N_\varphi\} = [1 \ x \ x^2] \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ -3/l & -1/l & 4/l \\ 2/l^2 & 2/l^2 & -4/l^2 \end{pmatrix} \quad (2-19)$$

$$\{N_w\} = [1 \ x \ x^2 \ x^3] \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ -11/2l & 1/l & 9/l & -9/2l \\ 9/l^2 & -9/2l^2 & -45/2l^2 & 18/l^2 \\ -9/2l^3 & 9/2l^3 & 27/2l^3 & -27/2l^3 \end{pmatrix} \quad (2-20)$$

여기서, 주선체 n 번째 요소의 절점 자유도 벡터, $\{P_n\}$ 은,

$$\{P_n\}^T = (u_{n1} \ u_{n2} : w_{n1} \ w_{n2} \ w_{n3} \ w_{n4} : \varphi_{n1} \ \varphi_{n2} \ \varphi_{n3}) \quad (2-21)$$

상부 구조의 m 번째 절점의 절점 자유도 벡터, $\{P_m\}$ 은,

$$\{P_m\}^T = (u_{m1} \ u_{m2} : w_{m1} \ w_{m2} \ w_{m3} \ w_{m4} : \varphi_{m1} \ \varphi_{m2} \ \varphi_{m3}) \quad (2-22)$$

3) 운동 방정식

동적 문제에 있어서는 Hamilton의 원리로 부터 다음과 같이 정식화된다.

$$\delta \int_{t_1}^{t_2} (T - V) dt = 0 \quad (2-23)$$

(2-23)식에 (2-9-1), (2-9-2) 및 (2-15)~(2-17)식을 대입하여 풀면 다음의 이산화된 운동방정식을 얻을 수 있다.

$$([M] + [M_A])\{\dot{P}\} + ([K] + [F])\{P\} = \{0\} \quad (2-24)$$

상부구조물에 대해서도 유사한 방정식이 구해지므로, 이것들의 대응하는 각 성분을 합성하여 전체의 질량 행렬 $[M]$ 와 강성 행렬 $[K]$ 를 구하면 전체에 대한 운동방정식은 다음의 고유치 문제가 된다.

$$(-\lambda [M] + [K])\{P\} = 0 \quad (2-24-1)$$

2.2.2 차원 모델

상부 구조 및 선체후부의 등가 2차원 모델은 다음과 같다. 즉, 가정에서 언급한 바와 같이 2차원 모델의 요소로서는, 3절점 등가 막대요소와 8절점 isoparametric 등가 막대요소를 사용하였으며, 좌표계 및 각 요소의 절점 변위는 Fig. 4에 보인다.

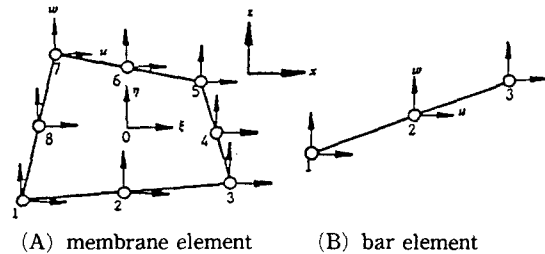


Fig. 4. Coordinate system of 2-dimensional model.

한편, 2차원 모델의 정식화는 앞의 2.1.절과 같은 방법으로 정식화하여 운동 방정식(2-25)를 유도할 수 있다.

$$\{M_a\}\{\dot{P}\} + \{K_a\}\{P\} = \{0\} \quad (2-25)$$

상부 구조와 선미부를 전술한 2차원 모델로 등가 치환하는데 있어서 다음의 형식을 취한다. (Fig. 5 참조)

1) 각 갑판등 수평 방향의 판 부재(A)는 수평 방향의 등가 막대요소(A_m)로 치환

2) 상부 구조의 전후 단면 혹은 횡격벽, 심늑골등 폭 방향의 판 부재(B)는 수직방향의 등가 막대요소(B_m)으로 치환

3) 상부 구조의 측판 혹은 선축 외판등, 길이 방향의 판 부재(C)는 등가 막대요소(C_m)으로 치환

즉, 선체 후부(상부 구조와 기관실을 포함한 선미부)의 각 부재를 이상과 같은 모델화를 행하여 2차원 등가 모델화 하였다.⁸⁻¹⁰⁾

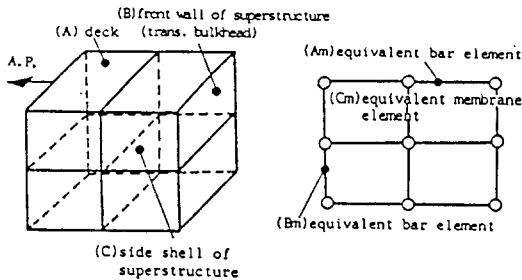


Fig. 5. 2-dimensional modelling.

1) 2차원 모델의 선체 적용을 위한 검증

상부구조 및 기관실과 같은 3차원 선미부 구조물을 2차원으로 모델링할 때의 타당성 검토를 위해서 Fig. 6과 같은 3차원 박스-거더를 Fig. 7과 같이 2차원 모델링을 하고 계산하여, 비교한 결과를 Table 2에서 보이며 이들 고유진동수에 대응하는 진동 모드는 Fig. 8과 같다. 여기서, 서로 잘맞고 있음을 보아 3차원 선미부를 등가 2차원 모델로의 치환의 타당성을 확인할 수 있다.

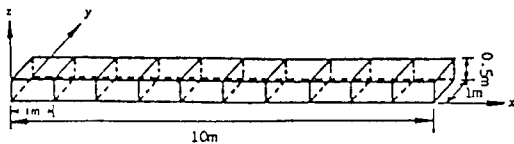


Fig. 6. 3-dimensional box-girder.

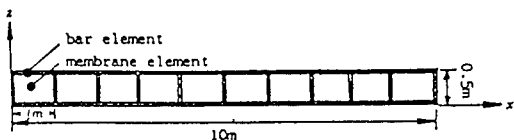


Fig. 7. 2-dimensional equivalent structure of 3-dimensional box-girder.

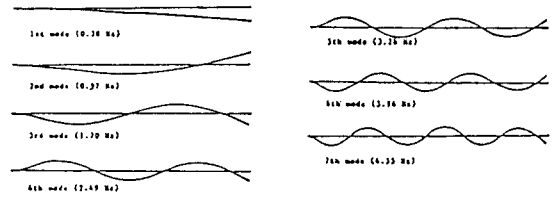


Fig. 8. Mode shape of 2- and 3-dimensional cantilever box girder.

3. 적합조건

각 부분 구조 사이의 관계가 같은 차원일 경우에는 문제가 없으나, 차원이 서로 다른 경우

1) 주선체-1차의 보 모델, 선미부-2차원 모델

2) 주선체-1차의 보 모델, 선미부-3차원 모델

에서는 경계 절점에서 적합 조건을 만족해야 한다. 보 모델에 걸친 경계 절점 변위 {P_b^m}

$$\{P_b^m\}^T = \{u \ w \ \varphi\} \quad (2-26)$$

2차원 모델에 있어서 1차원 보 모델과의 경계 절점 변위 {P_b^m}

$$\{P_b^m\}^T = \{u_1 \ w_1 \ u_2 \ w_2 \ \dots \ u_n \ w_n\} \quad (2-27)$$

한편, 보 모델과 2차원 모델의 경계가 되는 선체 단면은 평면을 유지하고 있다고 가정하고 있으므로, {P_b^m}

선체후부의 중립축에 있었던 절점번호를 0이라 하고, 이절점에서의 x축, z축 방향 변위 및 회전각 변위 u₀, w₀, φ₀을 {P_b^m}

$$\{P\}^T = \{u_1 \ w_1 \ \dots \ u_0 \ w_0 \ \varphi_0 \ \dots \ u_n \ w_n\} \quad (2-28)$$

이때, 경계 변위에 대한 적합 조건은 다음과 같은 독립 1차 방정식의 형태로 쓸 수 있다.

$$\{A_b\} \{P_b^m\} = \{0\} \quad (2-29)$$

2차원 모델의 내점 변위를 {P_i^m}

$$\{A\} \{P^m\} = \{0\}$$

여기서,

$$\{A\} = [0 : A_b] \quad (2-31)$$

$$\{P^m\} = \left\{ \begin{matrix} P_i^m \\ P_b^m \end{matrix} \right\} \quad (2-32)$$

(2-30)식의 행렬 [A]에는 |A₀| ≠ 0인 부 행렬

$\{A_s\}$ 가 존재한다. 이를 사용하여 (2-30)식을 재배치하면 다음식이 성립한다.

$$\{A_s : A_m\} \left\{ \begin{matrix} P_s^m \\ \dot{P}_m^m \end{matrix} \right\} = \{0\} \quad (2-33)$$

$$\{A_s\}\{P_s^m\} + \{A_m\}\{P_m^m\} = \{0\} \quad (2-34)$$

$|A| \neq 0$ 로부터

$$\{P_s^m\} = -\{A_s\}^{-1}\{A_m\}\{P_m^m\} \quad (2-35)$$

가 성립한다. (2-30)식으로부터 $\{P^m\}$ 는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \{P^m\} &= \left\{ \begin{matrix} P_s^m \\ \dot{P}_m^m \end{matrix} \right\} = \left\{ \begin{matrix} -\{A_s\}^{-1}\{A_m\}\{P_m^m\} \\ \dot{P}_m^m \end{matrix} \right\} \\ &= \left\{ \begin{matrix} -\{A_s\}^{-1}\{A_m\} \\ I \end{matrix} \right\} \{P_m^m\} \\ &= \{\bar{A}\}\{P_m^m\} \end{aligned} \quad (2-36)$$

여기서, $\{\bar{A}\}$: 적합 조건을 만족하는 좌표 변환 행렬이다. 2차원 모델에 대한 운동 방정식을,

$$\{M\}\{\ddot{P}^m\} + \{K\}\{P^m\} = \{0\} \quad (2-37)$$

로 표현하면, (2-36)식을 (2-37)식에 대입하여 $\{\bar{A}\}^T$ 를 앞 곱하면,

$$\{\bar{A}\}^T\{M\}\{\bar{A}\}\{\ddot{P}_m^m\} + \{\bar{A}\}^T\{K\}\{\bar{A}\}\{P_m^m\} = \{0\} \quad (2-38)$$

로 된다. 이것은 절점 변위 간의 관계식 (2-30)식을 고려한 운동 방정식이다. (2-38)식에서는 $\{\bar{A}\}^T\{\bar{A}\}$ 에 따른 변환을 구조물 전체의 방정식에 행하고 있으나, 계산량이 많고 또 다른 절점 변위 간에 관계를 취하지 않는 절점 변위도 많으므로 유효한 방법은 아니다.

경계에서는 $\{P_m^m\}_b = \{q_b^m\}$ 가 되어야 하므로, (2-30)식으로부터 $\{P^m\}_b$ 는,

$$\begin{aligned} \{P^m\}_b &= \left\{ \begin{matrix} P_s^m \\ \dot{P}_m^m \end{matrix} \right\}_b = \left\{ \begin{matrix} -\{A_s\}^{-1}\{A_m\}\{P_m^m\} \\ \dot{P}_m^m \end{matrix} \right\}_b \\ &= \left\{ \begin{matrix} -\{A_s\}^{-1}\{A_m\}^T \\ I \end{matrix} \right\}_b \{P_m^m\}_b \\ &= \{\bar{A}_b\}\{P_m^m\}_b \end{aligned} \quad (2-39)$$

즉,

$$\{P_m\}_b = \{\bar{A}_b\}\{P_m^m\}_b = \{\bar{A}_b\}\{q_b^m\} \quad (2-40)$$

로 된다. 그리고, 내점에서는, $\{P_m^m\}_i = \{q_i^m\}$ 이므로

$$\{P^m\} = \{\bar{A}\}\{P_m^m\} = \{\bar{A}\}\{q^m\} \quad (2-41)$$

로 된다.

이제, $\{P\}$, $\{q\}$ 를 각각 다음식과 같이 두면,

$$\{P\} = \{P_m^b \ P_m^i \ P_m^m\}^T \quad (2-42)$$

$$\{q\} = \{q_b^i \ q_i^m \ q_b^o\}^T \quad (2-43)$$

적합 조건을 만족하는 좌표 변환 행렬 $\{\bar{A}\}$ 는

$$\{\bar{A}\} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & \bar{A}_b^i \\ I_b^i & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \bar{A}_b^m \\ 0 & I_i^m & 0 \end{pmatrix} \quad (2-44)$$

한편, 2차원 모델에 대한 운동 방정식을,

$$\{M_a\}\{\ddot{P}^m\} + \{K_a\}\{P^m\} = \{0\} \quad (2-45)$$

로 표현하면, (2-39)를 (2-45)식에 대입하여 $\{\bar{A}_b\}$ 를 앞 곱하여,

$$\{\bar{A}_b\}^T\{M\}\{\bar{A}_b\}\{\ddot{P}_m^m\}_b + \{\bar{A}_b\}^T\{K\}\{\bar{A}_b\}\{P_m^m\}_b = \{0\} \quad (2-46)$$

로 되어, 경계에 걸쳐있는 절점변위 $\{P_m^m\}$ 는 선체 단면이 평면을 유지한다고 하는 조건을 만족하고, 중립축 상의 $u_o \ w_o \ \varphi_o$ 로 표현된다. 결국, 적합조건을 만족하는 부분 구조의 축소된 운동방정식 (2-46)식의 고유치 문제를 풀면 전체 구조의 연성 진동 문제로서의 고유치와 고유 모드를 얻을 수가 있다.

4. 상부구조물의 기부 강성에 대한 해석

4.1 상부구조의 모델화

선체를 주선체와 상부구조로 결합된 계로 보고 선체진동을 해석할 때 가장 문제가 되는 것이 주선체와의 접합부의 모델화이다. 상부구조의 최하단이 기부 갑판에서는 상부구조의 전후진동에 대해 상당한 상하방향의 진동이 확인되고 있다. 이것은 상부구조의 기부를 탄성지지로 보고 해석해야함을 의미하며, 이 탄성지지의 영향은 해석결과와 신뢰성에 대단히 큰 영향을 미치므로 가능한 한 정확하게 평가할 필요가 있다. ^{1,2,6,10-12)}

본 연구에서 비교 목적으로 검토한 계산 모델은 Fig. 9-11과 같으며, 다음과 같은 가정을 포함한다.

1) 상부구조물을 전단변형과 굽힘변형을 고려한 변 단면보로 생각한다.

2) 상부구조물은 그 기부에서 스프링에 의해 지지되어 있는 것으로 한다.

3) 여기서, 고려한 변형은 미소하므로 모든 변위는 중첩이 가능한 것으로 한다.

4) 상부구조물의 중량의 분포는 각층의 갑판 위치에 집중되어 있는 것으로 하여 상, 하에 적당한 비율로 배분한다.

5) 회전 관성의 영향은 무시한다.

4.2 스프링 상수의 계산 및 계산에

상부구조로 부터의 수직력은 각 갑판 아래의 측벽, 격벽 및 기둥들로 지지된다.

실제 계산에 있어서는 다음의 가정을 설정하여 스프링 상수를 계산하는 상세를 (부록 2)에 보인다.

1) 측벽에 대한 수직응력에 대해서는 유효 폭을 1늑골 간격으로 한다.

2) 갑판은 유효 폭 이외에는 강성에 무관한 것으로 한다.

3) 스프링 정수의 계산에 포함되는 요소로서는 상부구조의 중심에서, 선체의 평균 중립축까지의 구성요소를 고려한다.

4) Fig. A3-1처럼 상부구조의 전단벽 또는 후단벽 직하에 횡부재가 없는 경우는 deck girder의 굽힘강성과 횡격벽의 전단강성을 고려하여야 되지만, 여기서는 이것들의 강성에 상당하는 면적을 가지는 막대를 벽 바로 아래에 설치하여 등가 스프링으로 한다.

본 절의 스프링 상수 계산법을 비교대상 선박에 적용하여 보았다. 대상선박의 상부구조의 전단벽과 후단벽을 포함한 6개의 횡단면 즉, 늑골위치, frame No. 25, 29, 33, 37, 40, 43을 선택하여 계산을 수행하였으며, 스프링 상수 계산에 포함하는 부재로써 상부구조의 부재도 포함한 경우와 상갑판 이하 주선체 중립축 위치까지만 고려한 경우의 최종적인 등가 스프링 상수를 Table 1에 나타낸다.

계산 결과 및 고찰

본 연구에서 제시하고 있는 이론 해석의 방법들 중 3차원 선미부의 2차원 모델링에 대한 타당성 검증은 2.2의 1)에서와 같이 3차원 박스-거어더(box-girder)를 2차원으로 모델링하여 계산하고 비교해 보면, 그 고유 진동수 (Table 4)와 고유 모드 (Fig. 8)가 서로 잘 맞고 있음을 확인 할수 있다.

또, 본 연구에서 제시하고 있는 해석법의 검토를

위해서, 비교할 상당한 자료를 가지고 있는 비교 대상 선박(37,000 DWT의 다목적 화물선)을 채택한다. 이의 주요 재원은 Table 6과 같으며, 계산에 사용된 하중 상태는 Table 7과 같이 만재 상태와 밸러스트 상태 두가지 경우에 대해서 수행해 보았다.

(1) 비교 대상 선박

이 비교 대상 선박을 1차원 보모델, 3차원 유한 요소 모델로 하여, 자유 진동 응답을 계산하였다.

1) 유한요소법(FEM)에 의한 1차원 보 모델은 선체를 30개의 보 요소로 등가시켜 해석하였다.

2) 유한차분법(FDM)에 의한 1차원 보 모델은 선체를 30개의 보 요소로 등가시켜 VERITEC program : "Hull Girder Vibration Analysis"를 이용하였다.

3) 3차원 모델의 FEM해석은 SESAM-69(Super, element Structural Analysis Modulus)를 이용하여 비교 대상 선박을 2116개의 기본 요소와 578개의 자유도를 가진 모델에 대하여 계산이 수행되었으며, Fig.13의 상부 구조물의 3차원 FEM모델의 해석은 SAP VI program을 이용하였다.

본 논문의 1차원 보 모델에 대해서 계산한 고유 진동수와 고유 모드는 실용적으로 이용되고 있는 2가지 프로그램에 의한 결과치와 비교해 보면 대체로 그 응답이 잘 맞고 있음을 알 수 있다. (Table 8/Fig.14-19)

선각의 탄성 지지에 대한 각 프레임 위치에 대한 등가 스프링 상수를 계산하고, 2-Type의 1차원 모델링에 따른 상부 구조물(Fig. 9)에 대한 전체 등가 스프링 상수를 Table 1에 보인다. 여기서, 상부 구조물을 감안한 선체 고유 진동수의 크기는 상부 구조물의 기부 강성의 영향이 크게 사용됨이 확인된다. 따라서 기부 강성을 고려 할 때는 주 선체 뿐만이 아니고, 상부구조물의 탄성을 모두 감안하여 선체 진동 해석을 하여야 할 것이다. (Table 1)

(2) 해석 대상 선박

갑판실이 상당히 긴 G.T. 416톤급의 TUNA LONG LINER (Fig. 22)를 해석 모델로 하여, 본 연구의 해석 방법에 의한 계산을 해 보았다. 본 해석 대상 선박의 주요 재원은 Table 7과 같으며, 계산에 고려한 하중 특성은, 1) 모항(home port)에서 출발시의 만재 상태, 2) 어창(fish hold)에 100%의 포획물

을 적재하고, 어장(fishing ground)에서 출발시의 벨러스트 상태, 3) 어창에 100%의 포획물을 적재하고 모항에 도착시의 벨러스트 상태, 4) 어창에 20%의 포획물을 적재하고 모항에 도착시의 벨러스트 상태와 같이 4가지 경우에 대해서 계산해 보았다. (Table 8 참조)

본 논문의 해석법에 의한 진동 응답과 1차원 보 모델 및 3차원 유한 요소 모델에 대해서 계산한 결과치가 대체로 잘 맞고 있음을 알 수 있다. (Table 9/Fig. 23-26)

한편 본 해석 대상 선박의 구조적 특성이, 갑판실이 상당히 길고 높이가 상대적으로 낮아 갑판실은 주선체와 거의 일체로 거동함이 판명되어졌다. 따라서, 이러한 구조의 어선의 거주구가 주로 겪게되는 진동 응답은 갑판실의 전후 진동등에 의한 것 보다는 갑판실 측면이나 전후부 또는, 갑판실의 갑판부등의 국부 진동응답이 그 원인이 되며, 또, 기진원으로서 엔진이나 프로펠라등의 추진계와의 공진등이 문제점으로 제기된다.

결 론

원양에서 장기간 조업하는 원양 어선의 경우에 진동이 없는 쾌적한 거주 공간을 확보하는 문제는 이제 꽤 심각하게 검토해야 할 문제로 판단된다. 이에 주선체와 갑판실의 진동해석의 특성을 검토하기 위하여, 이들 각각을 변단면 유한 요소 보 모델로 이상화하여 이론 해석을 하고, 검증을 위하여 비교 대상 선박을 선정하여 계산해 보았다. 또, 본 해석법에 의해서 갑판실이 상당히 긴 구조특성을 갖는 G.T.416톤급의 TUNA LONG LINER를 해석해 보았다.

1) 본 연구의 선체 모델화에서와 같이 3차원의 선미 및 상부구조물을 2차원 모델링한 것에 대한 타당성 검토가 확인되었다.

2) 비교 대상 선박을 2개의 가변 단면 1차원 보 모델(주 선체/상부 구조물)로 해석한 결과와 기존 조선소에서 실용적으로 이용하고 있는 두 패키지 프로그램에 의한 계산 결과치와 비교해서 대체로 그 응답이 잘 맞고 있음을 알 수 있다.

3) 상부 구조물의 탄성 기부에 대한 기부 강성을 계산하여, 등가 스프링블이 1차원 보 해석 및 3차원

FEM 해석을 한후 그 결과치를 비교해 보면 1차 진동의 경우에 오차가 3%이내로 잘 맞고 있음을 알 수 있다.

4) 따라서, 본 연구의 계산법을 해석 대상 선박인, G.T.416 톤급의 TUNA LONG LINER에 적용해 본 결과, 이의 3차원 풀모델 해석결과와 비교하여 대체로 잘 맞고 있음을 알 수 있다. 다만, 본 해석대상 선박의 구조적 특성상 갑판실의 진동문제는 갑판실의 전후진동등에 의한 것 보다는 갑판실의 측면, 전후부 및 갑판부의 국부진동응답이 그 원인이 되며, 또, 기진원으로서 엔진등의 강제진동 부분과의 공진이 그 문제점일 것으로 추정되며, 이 부분에 대한 계속적인 연구 검토가 요망된다.

Table 1. Calculated spring constant k_s , k_f , and k_a at each frame section, front wall and after wall and equivalent rotational spring constant k_r .

case spring constant	ship with superstructure (ton/m)	ship without superstructure (ton/m)
k_s at Fr. 25	0.43×10^6	0.55×10^6
k_s at Fr. 29	0.26×10^6	0.56×10^6
k_s at Fr. 33	0.34×10^6	0.77×10^6
k_s at Fr. 37	0.42×10^6	0.89×10^6
k_s at Fr. 40	0.90×10^6	1.23×10^6
k_s at Fr. 43	1.70×10^6	2.09×10^6
k_f	2.5×10^6	3.34×10^6
k_a	0.8×10^6	1.37×10^6
k_r	1.1×10^8 (ton · m)	1.8×10^8 (ton · m)

where, Fr = ame

Table 2. Natural frequencies of 2- and 3-dimensional box-girder (Unit : Hz)

method mode	2-Dim. (Hz)	3-Dim. (Hz)
1nd	0.38	0.39
2rd	0.97	0.99
3th	1.70	1.73
4th	2.49	2.52
5th	3.26	3.29
6th	3.96	3.99
7th	4.55	4.57

Table 3. Natural frequencies of superstructure by each method

(Unit : Hz)

method mode	1-D MSM	3-D. FEM	1-D.FEM with Rotational spring		
			1.1×10^7 (ton·m)	1.1×10^8 (ton·m)	1.8×10^8 (ton·m)
1st	7.58	7.63	2.55	7.6	8.59
2nd	35.76	36.21	36.49	36.62	36.78

Table 4. Principal particulars of ship and machinery

Hull	Main Engine
Length o.a. 182.80m	Maker MAN-B & W
Length b.p. 175.00m	Type 4L80MCE
Breadth(mld) 31.95m	Power 12800ps at 83RPM
Depth(mld) 18.00m	
Draft (design) 10.67m	Propeller
Draft (scant) 13.00m	diameter 7.40m
Speed 14.80Knots	Pitch ratio 0.82
C_b 0.815	No. of blades 4

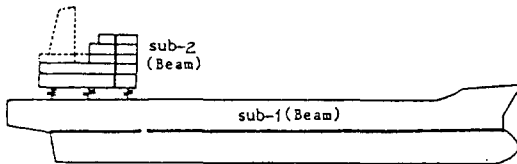


Fig. 9. 1-dimensional beam model of ship with/-substructure.

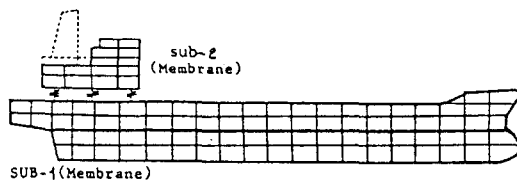


Fig. 10. 2-Dimensional model of ship with 2-Dim. model of superstructure.

Table 5. Loading conditions of ship

Normal ballast condition		Fully loaded condition	
DWT _b	21084 ton	DWT _f	48518 ton
Δ_b	34624 ton	Δ_f	62058 ton
d_a	8,095 m	d_a	13,108 m
d_f	7,159 m	d_f	12,939 m
d_m	7,627 m	d_m	13,023 m

Table 6. Natural frequencies of ship by each method

a) ballast condition

Method mode	1-D MSM	1-D FDM	3-D FEM	1-D FEM without s.s.
1st	0.99	1.01	1.04	0.957
2nd	2.14	2.18	2.14	0.985
3rd	3.20	3.44	3.22	3.026
4th	4.50	4.81	4.34	4.08
5th	5.78	6.13	5.54	5.064

where, s.s. ; superstructure

(Unit : Hz)

b) Full load condition

Method mode	1-D MSM	1-D FDM	3-D FEM	1-D FEM without s.s.
1st	0.92	0.87	0.95	0.82
2nd	1.90	1.83	1.91	1.734
3rd	2.90	2.87	2.87	2.719
4th	4.02	4.00	3.85	3.79
5th	4.75	5.08	4.79	4.81

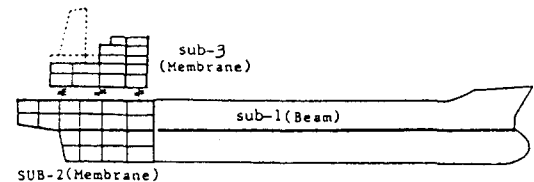


Fig. 11. 1-and 2-dimensional model of ship.

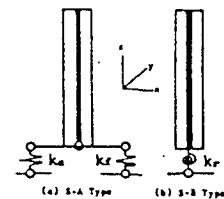


Fig. 12. Modelling of foundation stiffness.

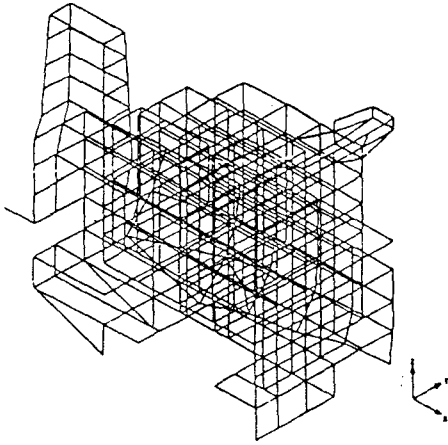


Fig. 13. 3-dimensional modelling of superstructure.

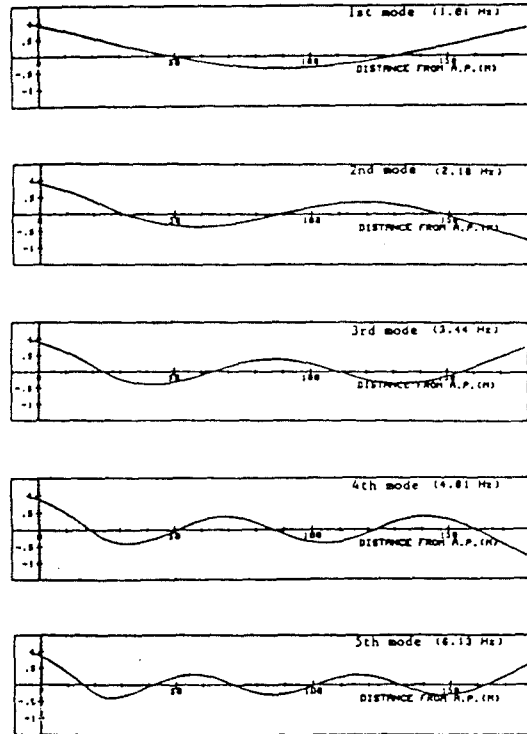


Fig. 15. Mode shapes by 1-dimensional FDM at ballast condition.

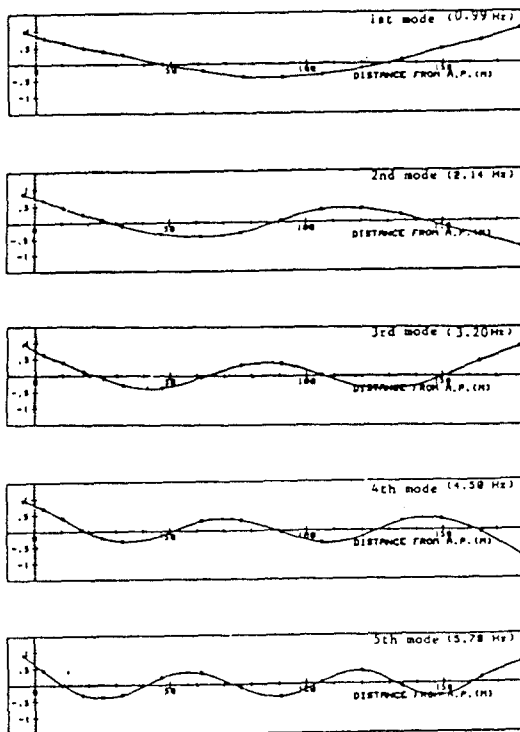


Fig. 14. Mode shapes by MSM at ballast condition.

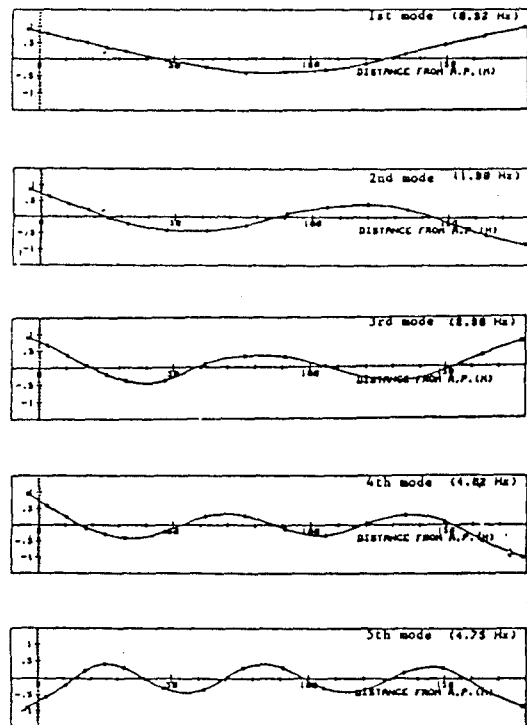


Fig. 16. Mode shapes by MSM at full load condition.

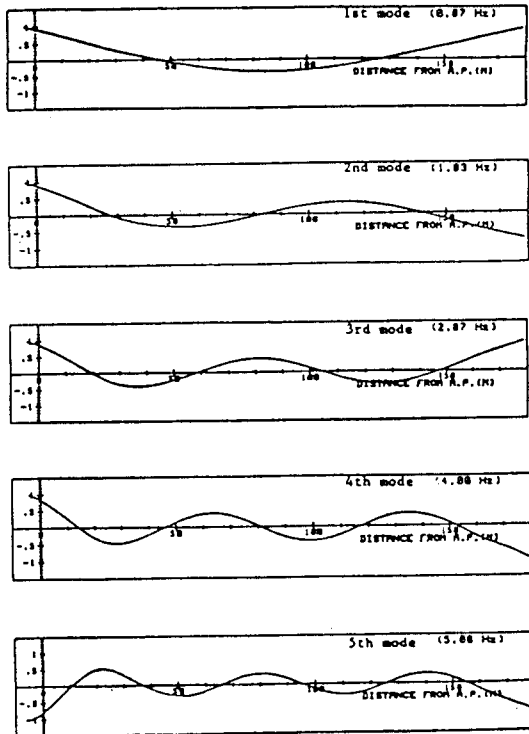


Fig. 17. Mode shapes by 1-dimensional FDM at full load condition.

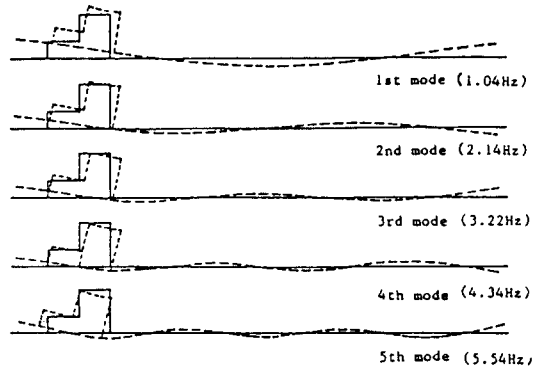


Fig. 18. Mode shapes by 3-dimensional FEM at ballast condition.

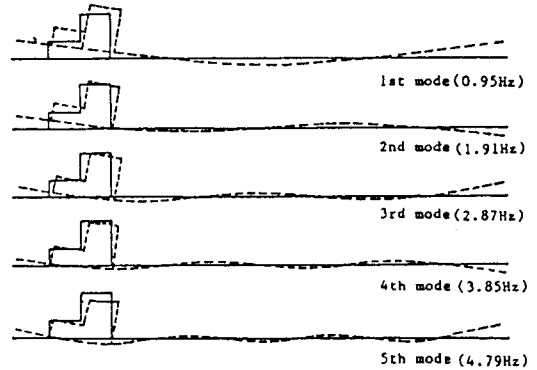


Fig. 19. Mode shapes by 3-dimensional FEM at full load condition.

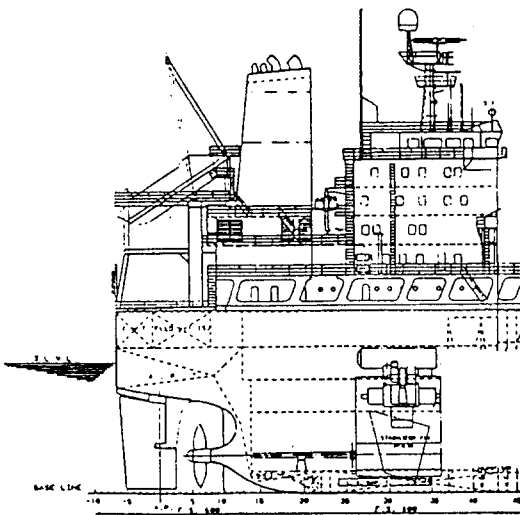
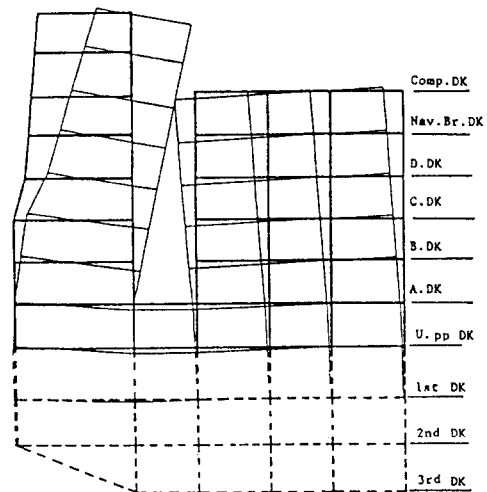


Fig. 20. Aftbody of PROBO carrier.



Lowest Freq. $f = 7.632$ cps

Fig. 21. 1st mode shape of 3-D superstructure model.

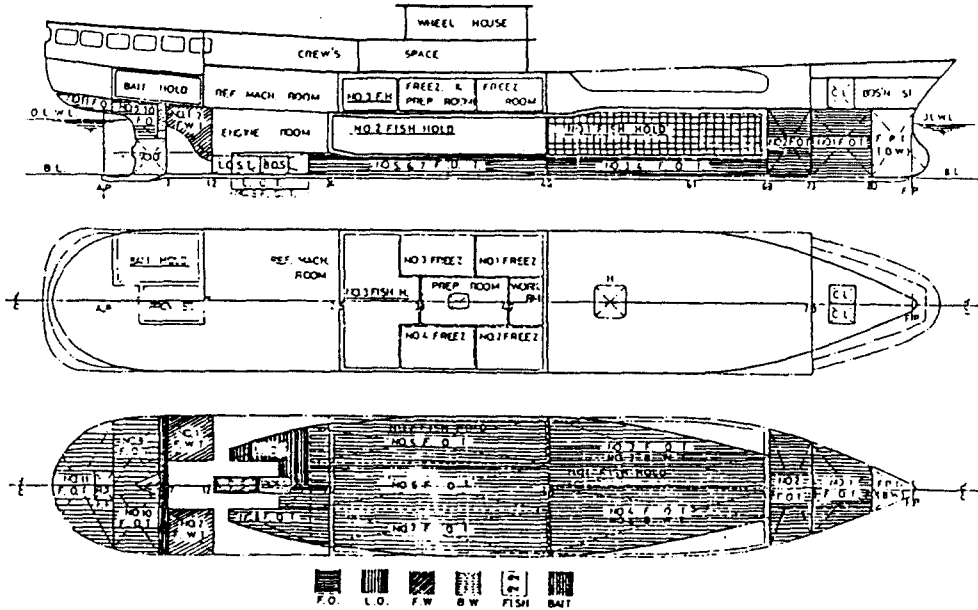


Fig. 22. The profile of main hull and deckhouse of analyzed G.T. 416 ton class, TUNA LONG LINER at fully loaded departure condition.

Table 7. Principal particulars of ship and machinery (TUNA LONG LINER)

Hull			<Main Engine>	
Length O.A.	56.07 m	Power (M.C.R)	1200 PS×380 RPM	
B.P.	49.60 m	(N.C.R)	900 PS×345 RPM	
Breadth(MLD)	8.80 m	Maker/Model	SSANGYONG/6M 28AFTE	
Depth(MLD)	3.84 m	<Propeller>		
draft D.L.W.L.	3.50 m			
Gross Tonnage	416 ton	Diameter/Pitch	2.85 m/2,215 m	
Speed	Trial Max.	13.21 Knots	Type/No. of blade	Fixed Pitch/4-Blades
	Service	11.30 Knots	M.C.R./N.C.R.	181 RPM/164 RPM
Cb		0.647		

참고문헌

- 1) 裴東明, (1987) : 모우드 合成法에 依한 船體와 上部 構造物의 연성 振動 解析에 關한 研究, 釜山大學校 工學博士 學位 論文.
- 2) 裴東明 외, (1988) : 船體 上部 構造物의 前後 振動에 關한 研究, 大韓造船學會誌 25卷2號.
- 3) Carlsen, C.A., (1977) : A Parametric Study on Global Hull and Superstructure Vibration Analysis by means of the Finite Element Method, RINA.
- 4) Johannessen, H., Skaar, K.T. and Smogeli, H., (1977) : Dynamic Response of Hull and Superstructure, Correlation Study Between Measured and Calculated, PRADS.
- 5) Robert E.Sandstrom and N. Pharr Simth:

Table 8. Weight and draft state for each load condition

Item	Load condition	Unit	Fully loaded Departure	Departure fishing ground	Arrival at home port	
					Catch(100%)	Catch(20%)
Constant Weight		<i>ton</i>	17.04	17.04	17.04	17.04
Bait		"	60.00	0.00	0.00	0.00
Fuul Oil		"	281.06	70.265	28.106	28.106
Fresh Water		"	20.00	5.056	2.022	2.022
Ballast Water		"	0.00	97.260	97.260	97.260
Fish Catch		"	0.00	260.664	260.664	52.133
etc.		"	28.27	13.039	10.045	10.045
Dead Weight		"	406.590	463.324	415.137	206.606
Light Weight		"	556.784	556.784	556.784	556.784
Displacement		"	963.374	1020.108	971.921	763.390
Draft	d_a (Aft.)	<i>m</i>	4.891	4.765	4.537	4.134
	d_f (Fore)	<i>m</i>	2.163	2.625	2.600	1.821
	d_m (Mean)	<i>m</i>	3.527	3.695	3.569	2.978
KG		<i>m</i>	3.263	3.252	3.355	3.457
GM		<i>m</i>	0.762	0.836	0.700	0.579

Table 9. Natural frequencies of TUNA LONG LINER by each method

(a) Full load condition

method mode	1-D MSM (Hz)	3-D FEM (Hz)
1st	3.67	3.70
2nd	8.63	8.71
3rd	11.95	12.03
4th	14.28	14.47

(b) Ballast condition I

method mode	1-D MSM (Hz)	3-D FEM (Hz)
1st	3.79	3.87
2nd	8.42	8.64
3rd	11.57	11.71
4th	14.21	14.55

(c) Ballast condition II

method mode	1-D MSM (Hz)	3-D FEM (Hz)
1st	3.84	3.90
2nd	8.52	8.74
3rd	11.73	11.95
4th	14.04	14.71

(d) Ballast condition III

method mode	1-D MSM (Hz)	3-D FEM (Hz)
1st	4.20	4.38
2nd	9.23	9.87
3rd	12.77	13.02
4th	15.78	15.97

* where, Ballast Condition I : Departure from Fishing Ground with 100% Catch
 Ballast ConditionII : Arrival at Home Port with 100% Catch
 Ballast ConditionIII : Arrival at Home Port with 20% Catch

Eigenvalue Analysis as an Approach to the Prediction of Global Vibration of Deckhouse Structures, Vol. 17, No. 3 Marine Technology.

6) Hans G. Payer, (1979): Elastic Foundation of Deckhouses, SNAME 29-38.

7) Dag Kavlie and Halvard Asjord, (1977):

Prediction of Vibration in the Afterbody of Ships, Norwegian Maritime Research No. 4, 2-11.

8) K.T. Skaar and C.A. Carlsen, (1980): Modeling Aspects for Finite Element Analysis of Ship Vibration, Computer & Structures, Vol.12, 409-419.

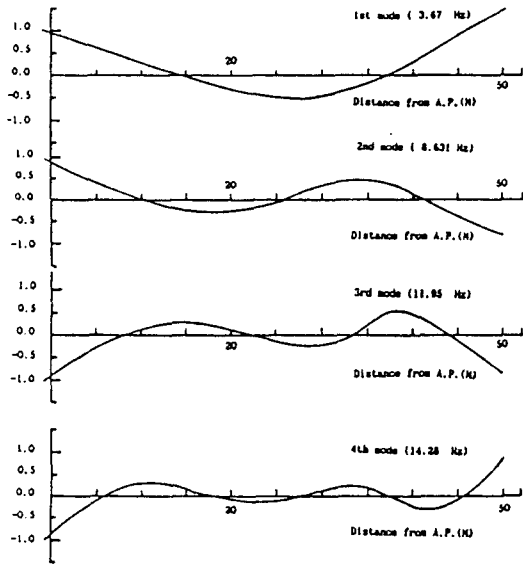


Fig. 23. Mode shapes by MSM at full load condition.

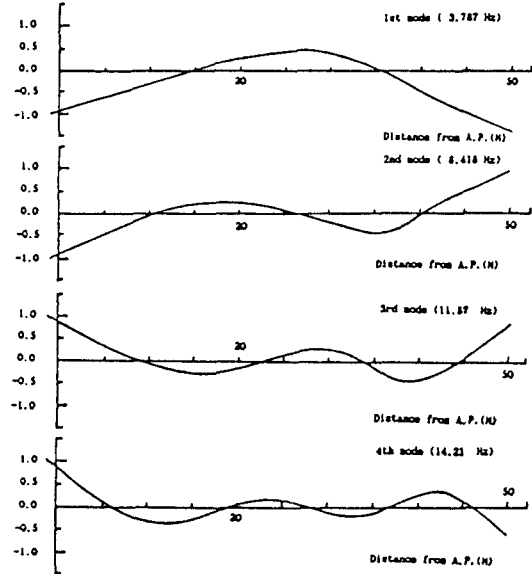


Fig. 24. Mode shapes by MSM at ballast condition I (Departure from fishing ground with 100% catch).

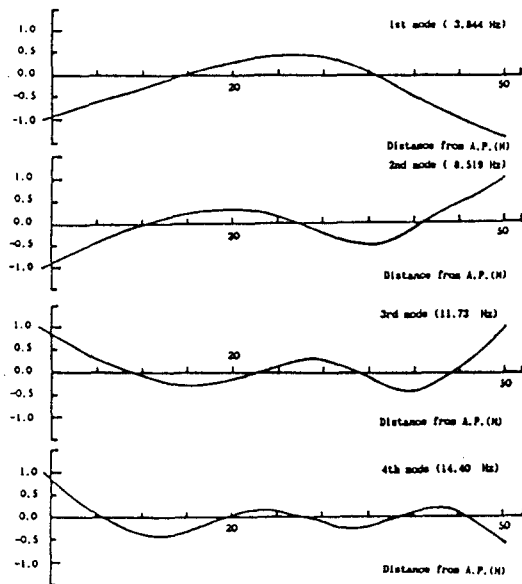


Fig. 25. Mode shapes by MSM at ballast condition II (Arrival at home port with 100% catch).

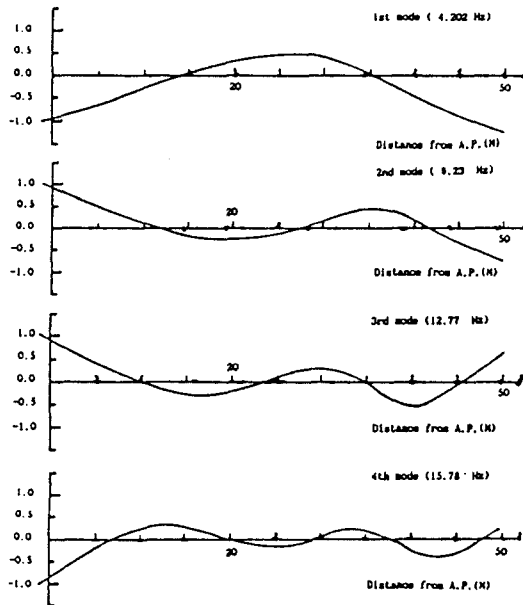


Fig. 26. Mode shapes by MSM at ballast condition III (Arrival at Home Port with 20% catch).

- 9) NKK, (1984): Guide to Ship Vibration.
- 10) VERITEC, (1985): Vibration Control in Ships.
- 11) 廣渡智雪, 松本互平, (1966): 上部構造の前後振動に関する研究, 造船協會 論文集, 第119號, 157-178.
- 12) 廣渡智雪, 松本互平, 加道博章, (1969): 上部構造の前後振動に関する研究, 造船協會 論文集, 第125號, 147~155.
- 13) 廣渡智雪, (1969): 船尾 船橋樓の前後振動について, 日立造船技報, 第30卷, 第4號, 35-40.
- 14) 廣渡智雪, (1975): 上部構造・機關室および船尾部の振動, 船舶の振動および騒音に関する シンポジウム, 日所船舶クラブ, 59-76.
- 15) 大沼覺, 松岡孝典外, (1971): 船尾船橋樓の船樓の前後振動, 三菱工報, Vol.8, No 1, 131-145.
- 16) 加藤瞭外, (1975): "2次元 有限要素法による上部構造の固有振動數の計算について, 日本造船學會誌, 第553號, 18-23.
- 17) 松本互平外, (1980): 船體と上部構造との連成振動, 關西造船協會誌, 第176號, 85-91.

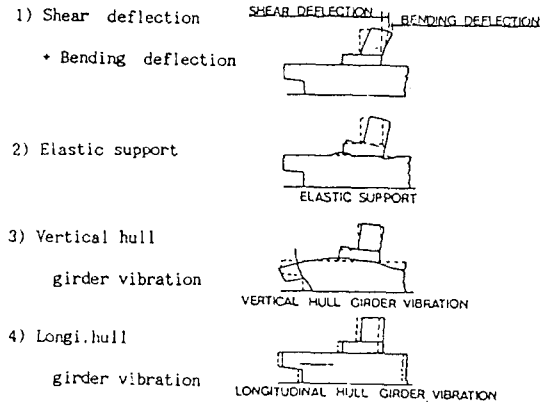
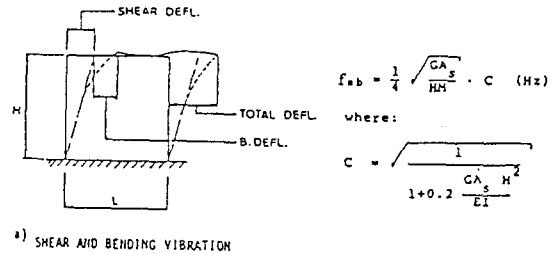


Fig. A 1-1 vibration forms of super structure.



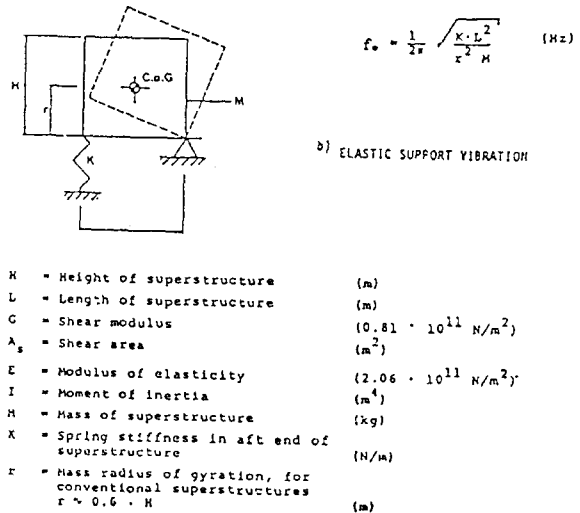
a) SHEAR AND BENDING VIBRATION

부록 1. Simple model에 의한 방법

상부 구조물의 일반적인 진동 모드는 Fig.A 1-1에서와 같이, 상부구조의 배길이 방향의 전단과 굽힘 강성, 수직 방향의 탄성 지지 여하에 달려 있다. 그러나 기술적으로 설계에 하자가 없어도 수직 방향 또는 배길이 방향의 선각(hull girder)이나 선미부의 공진 때문에 진동 문제는 야기된다.

Simple model에 의한 방법은 위의 4가지 진동 모드 중 3), 4)는 무시할 수 있는 것으로 가정하고 1) 전단/굽힘 진동에 의한 진동수를 f_{ab} , 2)탄성 지지에 의한 진동수를 f_0 라 할 때, 상부 구조의 고유 진동수 f 는 (A 1-1)식에 의해서 정의 되는 것으로 한다.

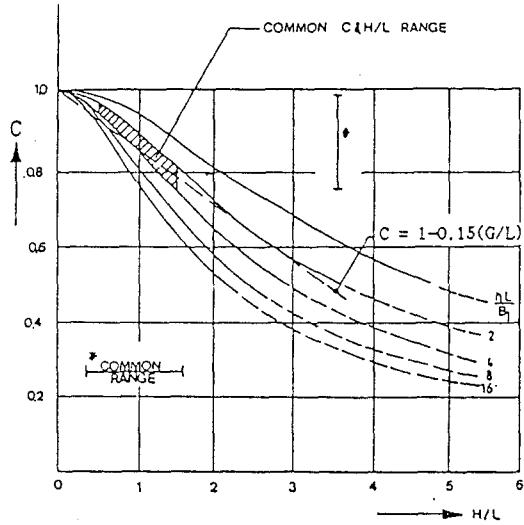
$$\frac{1}{f^2} = \frac{1}{f_{ab}^2} + \frac{1}{f_0^2}, f = \left(\frac{f_{ab}}{1 + (f_{ab}/f_0)} \right)^{1/2} \quad (A 1-1)$$



b) ELASTIC SUPPORT VIBRATION

- H = Height of superstructure (m)
- L = Length of superstructure (m)
- G = Shear modulus ($0.81 \cdot 10^{11}$ N/m²)
- A_s = Shear area (m²)
- E = Modulus of elasticity ($2.06 \cdot 10^{11}$ N/m²)
- I = Moment of inertia (m⁴)
- M = Mass of superstructure (kg)
- X = Spring stiffness in aft end of superstructure (N/m)
- r = Mass radius of gyration, for conventional superstructures $r \sim 0.6 \cdot H$ (m)

Fig. A 1-2 Shear and bending, elastic support vibration of super structure.



B_e = effective breadth of superstructure $\sim B$

$$C = \frac{1}{1 + 0.2B}$$

where:

$$B = 4.62 \left(\frac{H}{L}\right)^2 \cdot \frac{\left(\frac{nL}{B_e}\right)}{\left(\frac{nL}{B_e}\right) + 6}$$

Fig. A 1-3 Correction factor due to bending deformation.

부록 2. Spring 상수 계산

기부 구성부재 중에서 수직력을 받은 부재를 선택하여 다음의 과정에 따라 스프링 상수를 계산한다.

(1) 기부의 수직 스프링 상수 k_f, k_a

1) 각 부재의 스프링 상수는 다음과 같이 구한다.

$$k_i = \frac{EA_i}{h_i} \quad (i=1, 2, \dots, m) \quad (A2-1)$$

여기서,

k_i : 각 부재의 스프링 상수

A_i : 각 부재의 단면적

h_i : 각 갑판의 높이

2) 임의의 갑판에 있어서(A 2-1)에 의해 계산한 부재의 스프링상수를 합성하여 그 갑판에서의 등가 스프링 상수를 구한다.

$$k_d = \sum_i k_i \quad (A2-2)$$

여기서,

k_d : 갑판의 등가 스프링 상수

3) (A2-2)에 의해 계산된 각 갑판의 등가 스프링 상수를 횡단면의 전갑판에 대하여 합성한 등가 스프링 상수를 구한다.

$$\frac{1}{k_c} = \sum_d \frac{1}{k_d} \quad (d=1, 2, \dots, n) \quad (A2-3)$$

여기서,

k_c : 각 횡단면의 등가 스프링 상수

4) (A2-3)에 의해 계산된 각 횡단면의 등가 스프링 상수를 사용하여 상부 구조물의 전부 격벽과 후부 격벽 위치에서의 2개의 등가 스프링 상수를 구하는 방법은 다음과 같다.

이때, 상부구조물의 전·후격벽을 포함한 n 개의 각 횡단면에서의 스프링 상수를 k_1, k_2, \dots, k_n 라 하고, 이와같은 n 개의 스프링으로 지지된 계를 전·후격벽 위치의 상수 k_f, k_a 로 치환하는데, 전부 격벽위치의 스프링 상수 k_f 를 구할 때는 후부격벽 위치에서는 단순 지지로 하고, 전부격벽 위치에서는 스프링 지지로 한다. 이때, Fig. A2-1의 각 횡단면에서의 스프링 상수 k_i 의 변위는 단수지지 위치인 스프링 상수 k_i 의 변위가 0이고, k_2, k_3, \dots, k_n 의 변위가 각각 y_2, y_3, \dots, y_n 으로 선형적으로 변위하는 것으로 하면 이 결과 스프링 상수 k_f 의 변위는 y_n 에 상당하고 이 2개의 예너지는 동일하다는 것으로 부터

$$\frac{1}{2} k_f \cdot y_n^2 = \frac{1}{2} \sum_{k=2}^n k^i y^2 \quad (A2-4)$$

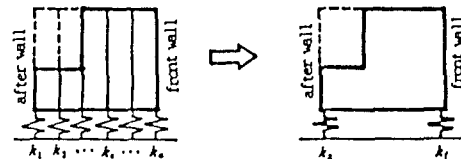


Fig. A 2-1 Trans formation of foundatoin stiffness.

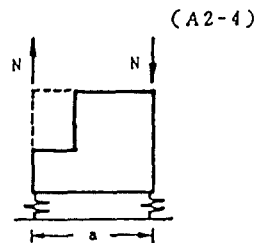


Fig. A 2-2 Calculation of rotational spring.

여기서, 선택된 각 횡단면의 간격이 같다면 i 위치에서의 스프링의 변위는,

$$y^i = \frac{i-1}{n-1} \cdot y_n \quad (\text{A2-5})$$

로 주어지고, 이것을 (A2-4)에 대입하면 k_f 는 다음의 식으로 결정된다.

$$k_f = \sum_{i=1}^n k_i \left(\frac{i-1}{n-1} \right)^2 \quad (\text{A2-6})$$

또한 후부격벽 밑의 스프링 상수 k_a 도 동일하게 생각하면,

$$k_a = \sum_{i=1}^n k_i \left(\frac{n-i}{n-1} \right)^2 \quad (\text{A2-7})$$

에서 결정된다.

5) 기부의 회전 스프링 상수 k_r 는 기부 갑판에 작

용하는 단위 굽힘모멘트와 이것에 의한 경사각으로부터 계산할 수 있지만, 실제 구조물은 복잡하기 때문에 Fig. A2-2와 같이 전부격벽, 후부격벽의 각각에 대하여 개별적으로 산정한 k_f , k_e 를 사용하여 다음의 형태로 계산한다.

$$\theta_M \cdot \mu = \left(\frac{1}{k_f} + \frac{1}{k_a} \right) \cdot N, \quad M_e = a \cdot N$$

$$k_r = \frac{M_o}{\theta_M} = \frac{k_f \cdot k_a}{k_f + k_a} \cdot a^2 = k \cdot a^2$$

여기서,

$$k = \frac{k_f \cdot k_a}{k_f + k_a}$$

a : 전부격벽과 후부격벽 사이의 거리

k_r : 회전 스프링 상수

N : 굽힘 모우멘트 M_o 에 대한 수직력

θ_M : 단위 굽힘모멘트에 의한 회전각