

船体振動의 解析

洪 奉 基*

Analysis of Vibration of ship Hull Girder

Bong-ki HONG*

Ship hull Vibration is caused by troubling measure instruments installed in the ship, fatigue of the hull girder.

Vibration has been studied by the View point of anti-Vibration. However, the theoretical calculation values of the Vibration analysis were not obtained accurately.

Therefore, in this paper, Vibration analysis were made on the two (cylinder form, ship form) of ship hull girder by the transfer matrix method.

The super-structure length was determined to be 0, 20, 40, 60, 80, 100, percentage of the ship's length from the stern.

The results of analysis by the transfer matrix method are as follow.

1. Natural frequency may be determined by the order of node numbers and superstructure length.
2. Natural frequency increased when the ship form is a finess and increasing ratio followed by high order of node numbers.

緒 論

船體振動은 船內에 裝備된 여러가지 計測器類의 故障, 船體의 疲勞破壞 및 船內生活의 不便과 作業 能率의 低下等의 原因으로 되어 왔었다.

이에따른 防振對策은 계속 강구되어 왔으나, 最近에 이르러서는 生活水準의 向上과 併行하여 그 對策이 고조되고 있는 實情이다. 特히 理論解析에 따른 數值計算面에서는 過去에는 計算能力의 未備로 因하여 그 결과치는 近似性을 免치 못하는 概算值에 不過한 不精度한 값이었으나, 最近에 이르러서는 計算能力의 開發에 힘입어 보다 精度 높은 값을 얻을수 있게 되었다 이에 입각하여 本稿에서는 形態의으로 複

雜性을 띠고 있는 船體를 斷面이 直四角形인 cylinder form과 ship form인 두型에 대하여 傳達 Matrix法을 利用하여 그 振動을 精度 높게 調査함으로써 船舶設計의 防振對策 資料에 보탬이 되고자 한 것이다.

資料 및 方法

1. 船型選定

船體船型은 斷面이 直四角形인 cylinder form(A)과 ship form(B)인 두 種類의 船型에 대하여 上甲板上的 構造物에 길이의 變化를주고 Fig. 1, 2와 같이 10等分하여 11개의 集中質量을 잇는 보가 質量이

* 釜山水產大學: National Fisheries University of Busan.

있고, 同一한 굽힘剛性(EJ)를 갖는 等價보로 置換하였다. 주요치수는 Table. 1, 2, 3과 같다.

Table 1 Characteristics of main hull(mm, gr)

cylinder form(A)		ship form(B)	
mass	1347.1	mass	980.9
length	1200	length	1200
breadth	80	depth	40
depth	40		
moment of inertia(mm ⁴) 215488.6			
moment of inertia with super(mm ⁴) 581999.7			

Table 2 Length and mass of superstructure (mm·gr)

cylinder form(A)			ship form(B)		
case	length	mass	case	length	mass
1	0	0	1	0	0
2	240	107.6	2	240	57.2
3	480	215.1	3	480	151.0
4	720	322.7	4	720	256.6
5	960	430.2	5	960	356.2
6	1200	537.8	6	1200	403.3

depth of super d=20

Table 3 The variation value of moment of inertia on each divided position at the ship form

div. pos.	moment of inertia(mm ⁴)
1-1	55373.76
2-2	119067.02
3-3	116372.57
4-4	197820.05
5-5	213526.92
5-6	213526.92
7-7	197820.05
8-8	166372.57
9-9	119067.08
10-10	55373.76

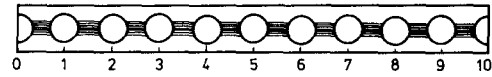


Fig. 1 Cylinder form(A).

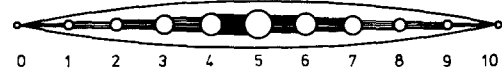


Fig. 2 Ship form(B).

2. 理論 및 數值計算

Fig. 3과같이 한 분할구간의 等價보와 集中質量에 대한 힘의 平衡方程式을 세우기로한다. 等價보에 作用하는 힘의 平衡方程式은

$$\begin{aligned}
 -w_i^L &= -w_{i-1}^R + l_i \psi_{i-1}^R + 2(EJ)_i M_{i-1}^R + \frac{l_i^3}{6(EJ)_i} V_{i-1}^R \\
 \psi_i^L &= \psi_{i-1}^R + \frac{l_i}{(EJ)_i} M_{i-1}^R + \frac{l_i^2}{2(EJ)_i} V_{i-1}^R \\
 M_i^L &= M_{i-1}^R + l_i V_{i-1}^R \\
 V_i^L &= V_{i-1}^R
 \end{aligned} \tag{1}$$

(1)를 matrix形으로 쓰면

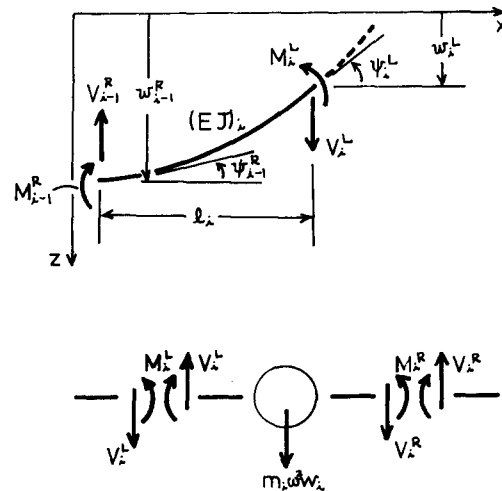


Fig. 3 Free-body diagram of massless beam and concentrated mass.

船體振動의 解析

$$\begin{matrix} -w \\ \psi \\ M \\ V \end{matrix} \begin{matrix} L \\ \\ \\ \\ \end{matrix} = \begin{pmatrix} 1 & l & \frac{l^2}{2EJ} & \frac{l^3}{6EJ} \\ 0 & 1 & \frac{l}{EJ} & \frac{l^2}{2EJ} \\ 0 & 0 & 1 & l \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{matrix} -w \\ \psi \\ M \\ V \end{matrix} \begin{matrix} R \\ \\ \\ \\ \end{matrix} \dots\dots(2)$$

혹은 $Z_i^L = F_i \cdot Z_{i-1}^R$ 로 표시될 수 있다. 여기서 Z_i^L 과 Z_{i-1}^R 는 state vector이고, F_i 는 field matrix이다.

集中質量에 作用하는 힘의 平衡方程式은 $w_i^R = w_i^L$, $\psi_i^R = \psi_i^L$, $M_i^R = M_i^L$, $V_i^R = V_i^L - m_i \omega^2 w_i$,(3)

(3)을 matrix의 形으로 쓰면

$$\begin{matrix} -w \\ \psi \\ M \\ V \end{matrix} \begin{matrix} R \\ \\ \\ \\ \end{matrix} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ m\omega^2 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{matrix} -w \\ \psi \\ M \\ V \end{matrix} \begin{matrix} L \\ \\ \\ \\ \end{matrix} \dots\dots(4)$$

혹은 $Z_i^R = P_i \cdot Z_i^L$ 로 표시될 수 있다.

여기서 Z_i^R 와 Z_i^L 은 state vector이고, P_i 은 point matrix이다.

(2), (4)식을 計算의 편의를 위하여 각각 無次元化하면 (2)식의 field matrix는

$$\begin{pmatrix} 1 & 1 & \frac{1}{2} & \frac{1}{6} \\ 0 & 1 & 1 & \frac{1}{2} \\ 0 & 0 & 1 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \dots\dots\dots(5)$$

(4)식의 point matrix는

$$\begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ \frac{m\omega^2 l^3}{EJ} & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ K & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \dots\dots(6)$$

여기서 $K = \frac{m\omega^2 l^3}{EJ}$ 이다.

또 각 분할구간의 field matrix에 관한 길이 l 과 굽힘剛性이 다를때라도 即, 不均一한 경우라도 이들 일관성있게 사용할 수 있도록 (5)식을 고쳐쓰면

$$\begin{pmatrix} 1 & \beta & \frac{\beta^2}{2\alpha} & \frac{\beta^3}{6\alpha} \\ 0 & 1 & \frac{\beta}{\alpha} & \frac{\beta^2}{2\alpha} \\ 0 & 0 & 1 & \beta \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \dots\dots\dots(7)$$

과 같이 되고, 굽힘剛性 αEJ , 길이는 βl 로 주어진다. point matrix도 역시 (6)식으로부터

$$\begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ \frac{\beta m \omega^2 l^3}{EJ} & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ \beta K & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \dots\dots(8)$$

와 같이 된다.

選定된 船型에 대한 固有振動數를 求하라면, Fig. 1, 2와 같은 船型의 左右兩端에서의 state vector Z_0 와 Z_{10} 사이의 관계는

$$Z_{10}^R = P_{10} F_{10} P_9 F_9 P_8 F_8 P_7 F_7 P_6 F_6 P_5 \dots\dots P_1 F_1 P_0 Z_0^L = U \cdot Z_0^L$$

여기서 兩端이 free-free 이므로 위의 state vector Z_0^L 는

$$Z_0^L = \begin{pmatrix} -w \\ \psi \\ M \\ V \end{pmatrix}_0^L = \begin{pmatrix} -w \\ \psi \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}_0^L \text{ 이다.}$$

따라서 point matrix의 3, 4列은 생략되고, 또 shifted-column method를 適用한 計算順序는 Table 4와 같다.

Table 4.

$\begin{pmatrix} P_0 \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} -\bar{w} \\ \bar{\psi} \\ \bar{M} \\ \bar{V} \end{pmatrix}_0^L = Z_0^R = \begin{pmatrix} -\bar{w} \\ \bar{\psi} \\ \bar{M} \\ \bar{V} \end{pmatrix}_0^R$
$\begin{pmatrix} F_1 \\ P_1 \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} -\bar{w} \\ \bar{\psi} \\ \bar{M} \\ \bar{V} \end{pmatrix}_0^L = Z_1^R$
$\begin{pmatrix} F_2 \\ P_2 \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} -\bar{w} \\ \bar{\psi} \\ \bar{M} \\ \bar{V} \end{pmatrix}_0^L = Z_2^R$
$\begin{pmatrix} F_3 \\ P_3 \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} -\bar{w} \\ \bar{\psi} \\ \bar{M} \\ \bar{V} \end{pmatrix}_0^L = Z_3^R$
$\begin{pmatrix} F_4 \\ P_4 \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} -\bar{w} \\ \bar{\psi} \\ \bar{M} \\ \bar{V} \end{pmatrix}_0^L = Z_4^R$
$\begin{pmatrix} F_5 \\ P_5 \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} -\bar{w} \\ \bar{\psi} \\ \bar{M} \\ \bar{V} \end{pmatrix}_0^L = Z_5^R$
$\begin{pmatrix} F_6 \\ P_6 \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} -\bar{w} \\ \bar{\psi} \\ \bar{M} \\ \bar{V} \end{pmatrix}_0^L = Z_6^R$
$\begin{pmatrix} F_7 \\ P_7 \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} -\bar{w} \\ \bar{\psi} \\ \bar{M} \\ \bar{V} \end{pmatrix}_0^L = Z_7^R$
$\begin{pmatrix} F_8 \\ P_8 \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} -\bar{w} \\ \bar{\psi} \\ \bar{M} \\ \bar{V} \end{pmatrix}_0^L = Z_8^R$
$\begin{pmatrix} F_9 \\ P_9 \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} -\bar{w} \\ \bar{\psi} \\ \bar{M} \\ \bar{V} \end{pmatrix}_0^L = Z_9^R$
$\begin{pmatrix} F_{10} \\ P_{10} \end{pmatrix}$	$\begin{pmatrix} -\bar{w} \\ \bar{\psi} \\ \bar{M} \\ \bar{V} \end{pmatrix}_0^L = Z_{10}^R = \begin{pmatrix} -\bar{w} \\ \bar{\psi} \\ \bar{M} \\ \bar{V} \end{pmatrix}_{10}^R$

境界條件

$Z_{10}^R = \begin{pmatrix} -w \\ \psi \\ M \\ V \end{pmatrix}_{10}^R = \begin{pmatrix} -w \\ \psi \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}_{10}^R$ 을 適用하면 振動數條件은

$$\Delta(w) = \begin{vmatrix} u_{31} & u_{32} \\ u_{41} & u_{42} \end{vmatrix} = 0$$

이다. 그러나 u 의 요소 u_{ij} 는 圓振動數 ω^2 를 포함하고 있어서 ω^2 에 대한 高次方程式이 되고 그 根을 구하기 困難함으로, 이 根을 求하기 위해서는 $\Delta(w)$

에 대한 graph를 plot하여 Δ 가 0이 되는 ω 의 값을 구하는 數值計算에 의하여 固有振動數를 구하였다.

結果 및 考察

cylinder form(A)과 ship form(B)에 대한 構造變化는 上部構造物을 構造物이 없는 主體만인 경우에서부터 始作하여 上部構造物의 長이가 船型長이의 20%, 40%, 60%, 80%, 100%인 6개의 경우에 대하여 2節, 3節, 4節振動別로 固有振動數를 찾아 Fig. 4에 표시 하였다. Fig. 4에서 보던 2節, 3節, 4節振動順으로, 即 振動이 高次가 될수록, 그 固有振動數는 大體의으로 같은 倍率로 높아지고 있음을 알 수 있으며 上部構造物이 長어질수록 直線的으로 增加하

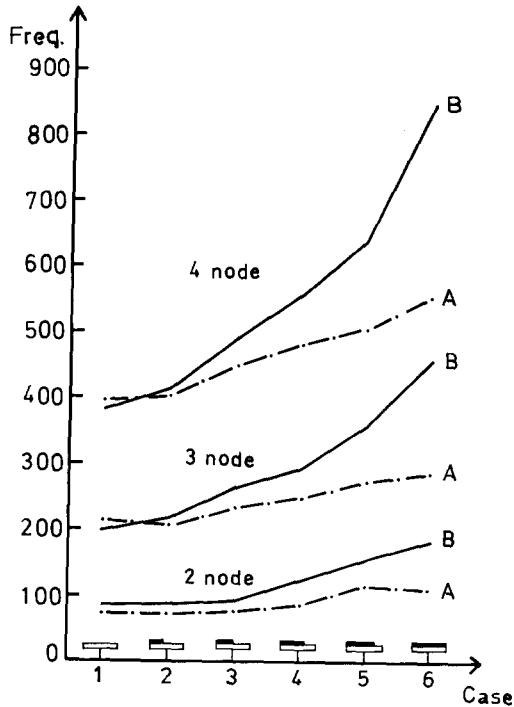


Fig. 4 Natural Frequency on the A, B type model.

되 高次振動일수록 그 기울기가 增大하고 있음을 알 수 있다. 또 cylinder form과 ship form의 船型別로 보면 출족한 ship form이 cylinder form보다 기울기가 크고 高次일수록 그 기울기가 增大하고 있음을 알 수 있다.

要 約

以上과 같은 考察을 通하여 다음과 같은 結論을 얻을 수 있었다.

1. 各振動次數別로 上部構造物의 長이 變化에 대한 固有振動數의 變化경향을 알 수 있다.
2. 같은 構造物이던 출족할수록 固有振動數가 커지고, 커지는 경향은 高次일수록 더 커진다.
3. 本稿에서는 두가지 船型에만 대하여 傳達 matrix 解析法으로 검토 고찰 하였으나 그 計算容量이 다른 解析法보다 훨씬 적음을 감안할때, 本方法에 의하여 여러 船型에 대한 振動資料를 系統的으로 計算하여 두면 防振자료에 큰 도움이 될것으로 기대된다.

文 獻

Yoshikazu Matsuura(1960): An Analysis of Vertical Vibration of cargo ships. K. S. N. A. Jap. 108.
 E. C. Pestel, F. A. Leckie(1963): Matrix Methods in Elastomechanics. McGraw Hill.
 Y. Matsuura, H. Zenjaku(1979): An Analysis of Vertical Vibration of ships with Deck Errections. K.S.N.A. Jap. 173.
 Bong-Ki Hong(1980): A study on the Natural Frequency According to Superstructure Variation of Mathematical Ship Form. Bull. Nat. Fish. Nniv. Busan, 20(1), 47-57.