

(昭和 52 年 5 月 日本造船学会春季講演会において講演)

# コンテナ船の水平撓み-振り連成振動に 関する一考察

正員 清水 作 造\* 正員 寺 前 哲 夫\*  
正員 峰 松 宏 之\*

A Study on the Horizontal and Torsional Vibration of Container Ships

by Sakuzo Shimizu, *Member* Tetsuo Teramae, *Member*  
Hiroshi Minematsu, *Member*

## Summary

The coupled vibration of torsion and horizontal flexure of a container ship was studied theoretically and experimentally.

In the calculation method developed here a ship was treated as a thin-walled beam with non-uniform cross-section. The authors especially took note of the problems occurred in the calculation based on the non-uniformity of cross-section along the ship length.

Haslum and the other's method was applied to the continuity of warping and the equilibrium condition of bi-moment at the points where the shear center axis is not continuous. And the effects of the couples between the horizontal shear force and the torsional moment and between the horizontal displacement of the shear center and the twisting angle were also taken into consideration.

The vibration test was carried out on a ship model with non-prismatic form.

The results of this investigations led to the following conclusions.

The calculated results obtained through this method are in good agreement with experimental ones for lower mode vibration. And this calculation method can explain the phenomenon on a container ship in which the corresponding horizontal and torsional vibration modes have different number of nodes.

## 1 緒 言

大きな倉口を有するコンテナ船の振り振動の問題については、周知のようにこれまでに多くの研究成果が発表され、大倉口船の振り振動の挙動がかなり明らかとなってきた<sup>1)~7),10)11)</sup>。

これらの研究により、振り振動の理論計算においては、周知のごとく船体は Non-uniform Torsion の状態にあり、したがってサンブナンの振りのみならず、曲げ振りを考慮すべきこと、さらに船体の各横断面では重心と剪断中心とが一致しないために、船体の水平撓みと振りとの連成を考慮すべきことなどが明らかにされた。

また高次の振り振動の場合には、船体の振りによる船側部の剪断撓みの影響を計算に導入すべきことを、松浦らは一様断面箱船による模型実験から明らかにし、その影響を剪断振り剛性という形で評価する計算法を発表し

た<sup>6)</sup>。

コンテナ船の振り振動を解析する場合のもう一つの問題は、他の船舶に比べ船型が非常に Fine であり、船体平行部がかなり短く、その結果、船体の先細りの影響が無視できないと考えられることである。

この変断面構造としてのコンテナ船の振り振動の厳密な計算は現時点では困難であるが、近似的な方法として、船体をその長さ方向に適当な数の一様断面の構造セグメントに分割し、横隔壁や倉口間のクロスデッキなどのバネ反力を考慮して、変断面 Hull Girder としての船体振り振動の解析を行なう計算法が考えられる。

このような計算の場合には、構造セグメントの境界における断面力の平衡条件および変位の連続条件に関し、

- (i) 剪断中心軸がこの境界において不連続となるため、水平剪断力と振りモーメントの間、および Hull Girder の水平変位と捩れ角との間にも連成効果が生じる。
- (ii) 横断面形状が相異なるこの境界では warping

\* 石川島播磨重工業(株)技術研究所

の連続性を厳密に満足させることは薄肉梁理論の範囲内では困難である。したがってこれに代る近似的な warping の連続条件を導く必要がある。

香川ら<sup>7)</sup>は境界の両側での振り率が相等しいものと仮定し、さらに Bi-moment については船側部の軸力、曲げモーメントおよび横隔壁からのバネ反力の釣合いから、その平衡条件式を導き、上記 (i) の連成項を省略した計算法を提案している。

しかし著者らは変断面 Hull Girder としての振り振動の解析を行なうためには、上記 (i), (ii) の問題を計算上考慮する必要があると考え、(ii) の条件とし Haslum らが提案した近似的方法を使い、変断面 Hull Girder としてのコンテナ船の振り-水平撓み連成固有振動の一計算法を考えた。また模型実験を行ない、本計算法の信頼度その他について検討した。

## 2 理論計算

### 2.1 計算上の仮定および船体構造のモデル化

本計算では船体を変断面薄肉の Hull Girder として取り扱い、倉口間のクロスデッキや横隔壁などは振り変形を抑制する局部的バネとしてその影響を考慮する。上部構造や Deck Girder などの影響は省略する。

振動時の船体周辺の水の付加質量は熊井の方法<sup>1)~3)</sup>によって求め、その3次元修正は形状に対するもののみを考慮し、振動モードによるものは省略した。

次に船体構造の計算モデルへの置き替えは、上にも述べたように船体を船長方向に適当な数の構造セグメントに分割し、各セグメントは一樣断面からなるものとして取り扱う。ただし各倉口の前々両端位置は構造セグメントの分割点とする。このようにして分割されたセグメントのうち、クロスデッキが存在するものでは、クロスデッキを主構造から分離し、振り変形のみを抑制するバネとして取り扱い、横隔壁板はクロスデッキの縁材と見做してその一部を考慮した。

各構造セグメントおよびセグメントの境界点には、艀側から順にセグメント番号、および節点番号をそれぞれ付す。

以上の船体の構造のモデル化および計算上の仮定のもとに、遷移行列法によって固有振動の解析を行なう。

### 2.2 Hull Girder の断面力および変位に関する式の誘導

まず各構造セグメントについて、その艀側端部横断面上の剪断中心に原点Oをとり、Fig.1 に示すように座標軸  $x, y, z$  を定義する。各構造セグメントではその区間の全長にわたって付加水、搭載物を含めた全重量が一樣に分布しているものと仮定する。このとき重心  $G$  および剪断中心Oの船底からの距離をそれぞれ  $c_n, e_n$  で表

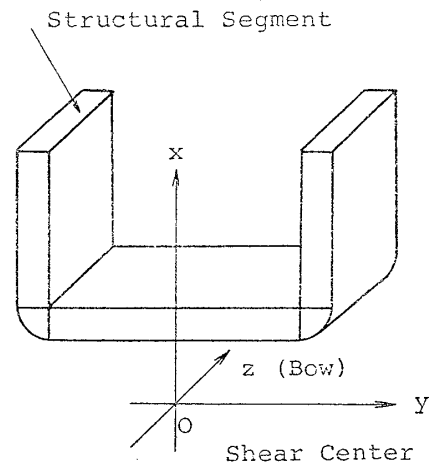


Fig.1 Coordinates

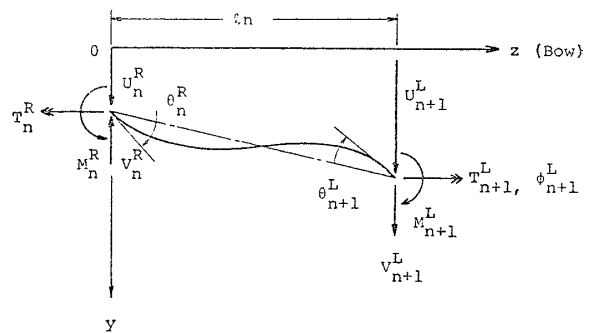


Fig.2 Stress resultants and displacements of Hull Girder

わし、 $c_n, e_n$  はそれぞれ船底から上方向、および下方向にとられたものを正と規約する。ただし添字  $n$  はセグメントの番号を示す。

次に Hull Girder の変位として、剪断中心の  $y$  軸方向の変位を  $u$ 、撓れ角を  $\varphi$ 、また  $x$  軸まわりの回転変位を  $\theta$  とする。一方断面力については水平剪断力を  $V$ 、水平曲げモーメントを  $M$ 、振りモーメントを  $T$  および Bi-moment を  $B$  で示し、これらは Fig.2 に示す方向を正の値と規約する。

さて、船体が静水中で非減衰自由振動をしている場合、構造セグメント  $n$  の微小長さ  $dz$  の要素の運動方程式は次の如く与えられる。

$$\left. \begin{aligned} \frac{w_n}{g} \left\{ \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + (c_n + e_n) \frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} \right\} &= \frac{\partial V}{\partial z} \\ \frac{I_{xn}}{g} \frac{\partial^2 \theta}{\partial t^2} - V &= \frac{\partial M}{\partial z} \\ \frac{I_{zn}}{g} \frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} + \frac{w_n}{g} (c_n + e_n) \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} &= \frac{\partial T}{\partial z} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

ただし、 $g$  は重力の加速度、 $w_n$  はセグメントの単位長さ当りの付加水を含めた全重量を表わし、さらに  $I_{xn}, I_{zn}$  はそれぞれ単位長さ当りの船体重量の  $x$  軸および  $z$  軸まわりの重量慣性モーメントを示す。

また断面力と変位との間には次式が成立する。ただし

本稿では船体の振りにおける船側部の剪断撓みの影響、すなわち松浦らが提唱した剪断振り剛性については省略した。

$$\left. \begin{aligned} V &= GA_{wn} \left( \frac{\partial u}{\partial z} - \theta \right) \\ M &= EJ_{xn} \frac{\partial \theta}{\partial z} \\ T &= GJ_{dn} \frac{\partial \varphi}{\partial z} - EJ_{wn} \frac{\partial^3 \varphi}{\partial z^3} \\ B &= -EJ_{wn} \frac{\partial^2 \varphi}{\partial z^2} \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

上式の  $E, G$  は鋼材の縦および横弾性係数を表わし、また  $GA_{wn}, EJ_{xn}, GJ_{dn}, EJ_{wn}$  などはそれぞれ水平剪

$$C_n = \begin{bmatrix} 0 & \frac{1}{b^*} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{A_w^*}{b^* A_{wn}} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{J_x^*}{b^* J_{xn}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{b^*} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{b^* G J_d^*}{E J_{wn}} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\frac{J_{dn}}{b^* J_d^*} & 0 & \frac{1}{b^*} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\lambda \omega_n h_n b^{*2}}{g G J_d^*} & 0 & -\frac{\lambda I_{zn} b^*}{g G J_d^*} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{\lambda I_{xn} b^*}{g E J_x^*} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{b^* G A_w^*}{E J_x^*} \\ -\frac{\lambda \omega_n b^*}{g G A_w^*} & 0 & -\frac{\lambda \omega_n h_n}{g G A_w^*} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (5)$$

(5)式の中の記号のうち、 $h_n = c_n + e_n$ ,  $\lambda = \omega^2$  ( $\omega = \text{円振動数}$ )、また肩に\*印が付されたパラメータは、(4)式の State Vector の要素を無次元化するために導入したものであり、 $b^*$  は長さの次元を有し、他のものはある特定の構造セグメント (例えば Midship 位置のセグメント) のそれぞれの断面定数を表わす。

節点番号  $n, n+1$  に挟まれたセグメント  $n$  の長さを  $l_n$  とし、 $z=0$  および  $z=l_n$  における State Vector をそれぞれ  $Z_n^R, Z_{n+1}^L$  とすれば、(3)式から(6),(7)式が求まる (Fig.3を参照)。

$$\left. \begin{aligned} Z(z) &= F_n(z) Z_n^R \\ F_n(z) &= \sum_{k=0}^{\infty} \frac{z^k}{k!} C_n^k \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

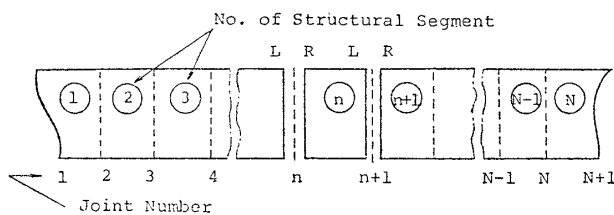


Fig.3 Division of Hull Girder into Structural Segments

断剛性、水平曲げ剛性、振り剛性、および曲げ振り剛性を意味する。

次に上記の諸断面力や変位の振幅は、それぞれの記号に添字0を付して表わし、(1),(2)式をそれらの振幅で表示すれば(3)式で与えられる行列表示による連立微分方程式が求まる。(3)式の誘導においては Bimoment に対する変位として  $\partial \varphi / \partial z$  を用いた。

$$\frac{dZ}{dz} = C_n Z \quad (3)$$

ただし、

$$Z = \left\{ \frac{u_0}{b^*}, \theta_0, \varphi_0, b^* \varphi_0', \frac{B_0}{G J_d^*}, \frac{b^* T_0}{G J_d^*}, \frac{b^* M_0}{E J_x^*}, \frac{V_0}{G A_w^*} \right\} \quad (4)$$

$$\therefore Z_{n+1}^L = F_n(l_n) Z_n^R \quad (7)$$

### 2.3 クロスデッキが存在する構造セグメント

船体の warping を拘束するクロスデッキが存在する構造セグメントでは、Fig.4 に示すように船体主構造からの強制変位により、クロスデッキからのバネ反力  $M_c$ ,

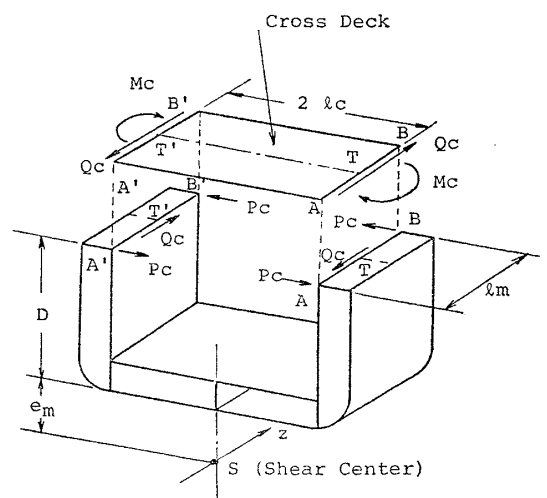


Fig.4 Reactive Moment and Force of a Cross-deck

$Q_c$  が逆に主構造に作用する。これらの反力を以下のごとく考慮する。

クロスデッキの中性軸との結合点 T における主構造のそり関数の値を  $\omega_t$ 、その位置での船体主構造の  $\partial\varphi/\partial z$  の振幅を  $\varphi_{t0}'$  とすると、T 点における warping の振幅  $w_{t0}$  は  $w_{t0} = \omega_t \varphi_{t0}'$  で与えられる。

この強制変位によるクロスデッキからの反力  $M_c$ 、 $Q_c$  の振幅  $M_{c0}$ 、 $Q_{c0}$  は (8) 式で表わすことができる。

$$M_{c0} = \lambda_c \varphi_{t0}', \quad Q_{c0} = \mu_c \varphi_{t0}' \quad (8)$$

ただし、

$$\left. \begin{aligned} \lambda_c &= \frac{GA_{wc} \varepsilon_c}{1 + \varepsilon_c} \omega_t, \quad \mu_c = \frac{GA_{wc} \varepsilon_c}{1 + \varepsilon_c} \frac{\omega_t}{l_c} \\ \varepsilon_c &= \frac{GA_{wc} l_c^2}{3EI_c} \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

上の (9) 式中の記号  $GA_{wc}$  および  $EI_c$  はクロスデッキの剪断剛性、曲げ剛性をそれぞれ表わす。また  $\varepsilon_c$  は固着点 T、T' におけるクロスデッキに対する主構造の弾性支持の程度を表わすパラメータで、ここではクロスデッキの端部固着度と仮称する。 $\varepsilon_c$  は通常 0 と 1 の範囲の値で、 $\varepsilon_c = 0$  の場合にはピン結合を、また  $\varepsilon_c = 1$  の場合には上の両固着点 T、T' でクロスデッキの回転変位が完全に拘束されることを意味する。

クロスデッキの重量を船体主構造の方に含めて考えれば、いま問題とするセグメントの断面力、変位についても上記の反力の影響項を除いて前節の場合と同様の遷移行行列の式が成り立つ。

このセグメント  $m$  の後端 A と前端 B との間の Hull Girder の断面力、変位の関係を表わす遷移行行列を作成するために、セグメントの全区間 A~B を 2 つの区域 A~T と T~B に分けて考える。また上記の反力  $M_c$  は Fig.3 に示すようにセグメントの端部に作用する等価な集中力に置き替え、さらに剪断力  $Q_c$  は点 T、T' に集中的に作用するものとすれば、セグメントの後端および前端では反力  $M_c$  により振りモーメントおよび水平剪断力の値にそれぞれ  $2P_c(D+e_m)$ 、および  $2P_c$  の飛躍を生ずることになる。一方 T、T' の断面位置では反力  $Q_c$  により、Hull Girder の水平曲げモーメントおよび Bi-moment に、それぞれ  $2Q_c l_c$  および  $-2Q_c \omega_t$  に等しい値の飛躍が生ずる。これらのギャップ代を振幅の形で表わせば、それらは (8) 式から明らかな如く全て  $\varphi_{t0}'$  に比例する形で与えられる。

したがって上記の 3 断面位置 (A, T, B) の State Vector に関しては次の (10) 式が成立する。ただし添字 R, L は各横断面の船側および艀側での値を表わす。

$$\left. \begin{aligned} Z_A^R &= Z_A^L - \alpha(b^* \varphi_{t0}') \\ Z_T^R &= Z_T^L - \beta(b^* \varphi_{t0}') \\ Z_B^R &= Z_B^L + \alpha(b^* \varphi_{t0}') \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

ただし、

$$\left. \begin{aligned} \alpha &= \left\{ 0, 0, 0, 0, 0, \frac{r_1}{GJ_d^*}, 0, \frac{r_2}{b^* GA_w^*} \right\} \\ \beta &= \left\{ 0, 0, 0, 0, -\frac{r_3}{b^* GJ_d^*}, 0, \frac{r_4}{EJ_x^*}, 0 \right\} \\ r_1 &= \frac{2\lambda_c}{l_n} (D+e_m), \quad r_2 = \frac{2\lambda_c}{l_n} \\ r_3 &= 2\omega_t \mu_c, \quad r_4 = 2\mu_c l_c \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

一方、 $Z_A^R$  と  $Z_T^L$  および  $Z_T^R$  と  $Z_B^L$  との間には前節で述べた (7) 式と同様の関係式が成立し、しかもいま問題とするセグメント  $m$  の前後両端での節点番号に注目すれば、 $Z_m^R = Z_A^L$ 、 $Z_{m+1}^L = Z_B^R$  となる。

以上のことからクロスデッキが存在するセグメント  $m$  の両端の節点  $m$ 、 $m+1$  における State Vector  $Z_m^R$  と  $Z_{m+1}^L$  との間には、次の関係式が成り立つ。

$$\left. \begin{aligned} Z_{m+1}^L &= F_m Z_m^R \\ F_m &= G_B \cdot G_A \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

遷移行行列  $G_A$ 、 $G_B$  の  $(i, j)$  要素をそれぞれ  $g_{ij}$ 、 $\tilde{g}_{ij}$  ( $i, j=1 \sim 8$ ) で表わすと、それらは以下のごとくになる。

$$\left. \begin{aligned} g_{ij} &= \left\{ \begin{array}{ll} \zeta f_{ij} & ; i=4 \text{ のとき} \\ f_{ij} - a_i f_{4j} & ; i \neq 4 \text{ のとき} \end{array} \right\} \\ a_i &= \zeta \left( f_{i6} \frac{r_1}{GJ_d^*} + f_{i8} \frac{r_2}{b^* GA_w^*} \right) \\ \zeta &= 1 / \left( 1 + f_{46} \frac{r_1}{GJ_d^*} + f_{48} \frac{r_2}{b^* GA_w^*} \right) \\ \tilde{g}_{ij} &= \left\{ \begin{array}{ll} \tilde{f}_{ij} & ; j \neq 4 \text{ のとき} \\ \tilde{f}_{i4} + \tilde{f}_{i5} \frac{r_3}{b^* GJ_d^*} - \tilde{f}_{i7} \frac{r_4}{EJ_x^*} + \delta_i & ; j=4 \\ & \text{のとき} \end{array} \right\} \\ \delta_6 &= \frac{r_1}{GJ_d^*}, \quad \delta_8 = \frac{r_2}{b^* GA_w^*}, \quad \delta_i = 0 (i \neq 6, 8) \end{aligned} \right\} \quad (13a)$$

なお上式中の  $f_{ij}$  および  $\tilde{f}_{ij}$  は、クロスデッキからの反力を考慮しない場合に、区間 A~T および T~B のそれぞれに対して成立する (7) 式に相当する式の区間遷移行行列の  $(i, j)$  要素を表わす。

#### 2.4 構造セグメントの境界における Hull Girder の断面力の平衡条件、および変位の連続条件

初めにも述べたように、船長方向に横断面の形状が変化する船体を、等断面からなる構造セグメントの集合体に理想化する場合には、セグメントの各境界の節点では剪断中心軸が一般に不連続となる。

いま節点番号  $n$  の境界を例にとり、この境界の艀側 (添字 L で表示する) と船側 (添字 R で表示する) における断面力および変位の関係について考えると、まず次式が成立することは明らかである。

$$\left. \begin{aligned} \theta_n^R &= \theta_n^L, \quad \varphi_n^R = \varphi_n^L \\ M_n^R &= M_n^L, \quad V_n^R = V_n^L \end{aligned} \right\} \quad (14a)$$

一方、船底中心の水平変位の連続性、および水平剪断力の作用点に注目すると、水平変位および振りモーメントに対しては次式が成り立つ。

$$\left. \begin{aligned} u_n^R &= u_n^L + \varphi_n^L (e_{n-1} - e_n) \\ T_n^R &= T_n^L + V_n^L (e_n - e_{n-1}) \end{aligned} \right\} \quad (14b)$$

すなわち本稿に示すような船体構造のモデル化を行なって、船体を変断面構造として扱う場合には、(14b)式の右辺第2項の連成項を理論計算上考慮する必要がある。

次に Bi-moment とそれに対応する変位  $\varphi' (= \partial\varphi/\partial z)$  について考えると、ここに示す薄肉梁理論の範囲内では境界の両側での warping の連続条件を厳密に満たし得ないため、Bi-moment と  $\varphi'$  との厳密な伝達条件を導くことはほとんど困難である。そこで本稿では大倉口船の振り強度の解析に用いた Haslum ら<sup>9)</sup>の近似的方法をここで採用する。

それによれば Bi-moment と  $\varphi'$  に対しては次式が成立する。

$$\left. \begin{aligned} \varphi_n'^R &= \alpha \varphi_n'^L, \quad B_n^R = \beta B_n^L \\ \alpha &= \frac{1}{\beta} = \sqrt{\frac{J_{\omega n}}{J_{\omega n+1}}} \end{aligned} \right\} \quad (14c)$$

上式の第1式は境界の両側における warping の2乗和が互に等しいという条件式であり、(14c)式で示すような近似式を採用した理由は、著者の一人が前に行なったコンテナ船の振り強度に関する模型実験<sup>8)</sup>から、この条件式が計算精度の上から十分実用性のあることが確認されたためである。

さて、上記の(14a)~(14c)式をすべて振幅の形で表わし、しかも前に示したように無次元化して示すと、この境界の両側における State Vector の間には次式が成立する。

$$Z_n^R = P_n Z_n^L \quad (15)$$

ただし、

$$P_n = \begin{bmatrix} 1 & 0 & \frac{e_{n-1} - e_n}{b^*} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \alpha & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1/\alpha & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & \frac{A_w^* b^*}{J_d^*} (e_n - e_{n-1}) \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (16)$$

### 2.5 固有振動数および固有振動モードの計算

まずはじめに境界条件について考える。船体は海面上で Free-Free Beam として運動するため、振動解析における境界条件は、Hull Girder の4種類の断面力が船首尾端においてすべて零になるという条件が成立する。

前節までに各セグメントの径間遷移行列およびセグメントの各境界での格点遷移行列が求められたので、これらを使って次に振動数方程式を導く。この振動数方程式の誘導については、大高らがタンカーの高次振動の解析<sup>10)</sup>において示したものと同様の方法によって行なった。その結果、行列式形で振動数方程式が導かれるが、その根すなわち固有値を、Determinant Search 法によって求めた。また各次数の固有値に対する固有ベクトルを計算し、それをもとに振りによる船体横断面の回転角加速度、および上甲板舷側部の水平横方向の振動加速度などに関する振動モードを計算した。

なお、上記の振動数方程式の誘導や固有値および固有振動モードの計算などについては、末尾の文献、たとえば文献6)や10)に詳細な説明があるので、紙数の関係から本稿では省略する。

## 3 模型実験の結果および考察

### 3.1 模型実験の概要

模型実験に用いた供試体は、Fig.5 に示すように長さ

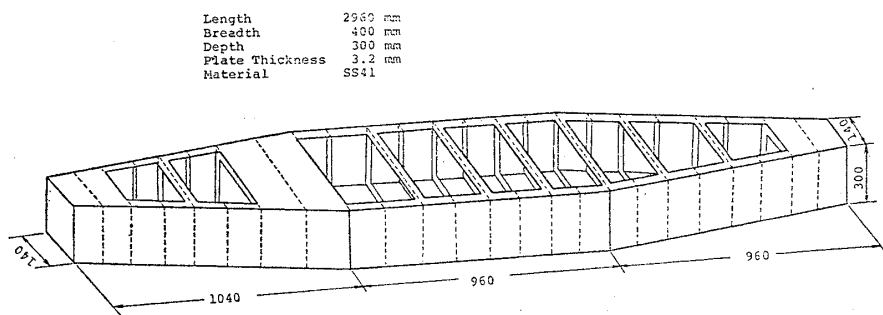


Fig.5 Details of Model Ship

約 3m、幅 40cm、深さ 30cm、板厚 3.2mm で、しかもその全長の約 2/3 が変断面構造からなるコンテナ船の構造模型である。

振動実験はこの供試船を Fig.6 に図示するように、紐で空中に吊り下げた状態と、これを振動実験水槽の水面上に浮かべた状態(吃水 12cm, Even Keel) の2状態について行ない、小型電磁加振機を使って同図に示すように水平横方向に船体を加振した。

計測は圧電式加速度計ピックアップを使い、供試船の横桁位置における上甲板舷側部の上下方向振動加速度(両舷)、および水平横方向振動加速度(片舷)を計測した。

また、この振動実験では、加振点の位置を上下方向お

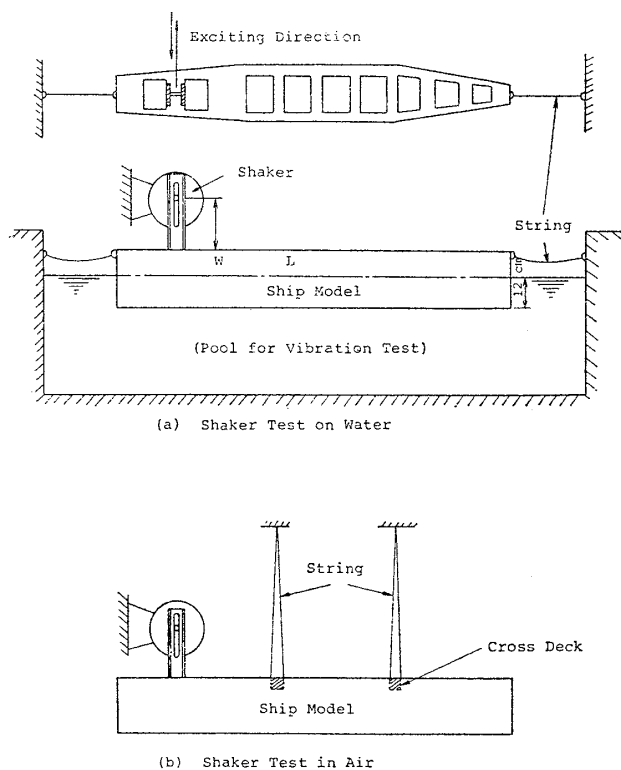


Fig.6 Shaker Test

よび船長方向にいろいろ変化させ、固有振動数に与える加振点位置の影響を調べたが、ほとんどその影響のない

ことがわかった。

次に前記の計算法を使って模型実験の結果を解析するに当たり、模型船をその各倉口の前後端位置で切り、合計 19 個の構造セグメントに分解し、さらに各セグメントはその長さの中央の横断形状を有する等断面薄肉梁からなるものと理想化した。

また倉口間のセグメントは船首尾端のものを除き、すべて閉断面構造として取り扱い、その上甲板部のクロスデッキを前述のように局部的パネとしてその影響を考慮した。一方、船首尾の 2 つのセグメントはその寸法形状からみてこれらを閉断面の筒体として扱うことにした。

各セグメントの諸断面定数は、剪断流理論に基づく別の計算プログラムから求め、それらを Table 1 に、また各クロスデッキの部材剛性やその他のクロスデッキのパネ定数の評価に必要なデータを Table 2 に記す。

次に船体周辺の水の付加質量や付加慣性モーメントの計算では、各セグメントについて船型をすべて Lewis Form に近似した。

3.2 空中振動試験の結果

まず、この試験状態における供試船の付加水を含まない場合の船体重量分布に関連するデータを Table 3 に示す。この表中の  $d_i^H$  はセグメント  $i$  の重心の船底からの高さを表わし、また  $I_{xi}^H$  はそれぞれ剪断中

Table 1 Member Properties of Structural Segment

Structural Segment $i$	Length $l_i$ (mm)	Centroid $c_i$ (mm)	Shear Center $e_i$ (mm)	Horizontal Bending Rigidity $EJ_x$ (kg-mm <sup>2</sup> )	Horizontal Shear Rigidity $GA_{xy}$ (kg)	St. Venant's Torsional Rigidity $GJ_d$ (kg-mm <sup>2</sup> )	Warping Torsional Rigidity $EJ_w$ (kg-mm <sup>4</sup> )
1	240	152.2	-152.2	$0.337 \times 10^{12}$	$5.99 \times 10^6$	$2.828 \times 10^{11}$	$2.895 \times 10^{14}$
2	215	131.7	162.3	0.637 "	3.06 "	$8.243 \times 10^7$	$1.120 \times 10^{16}$
3	50	127.6	159.9	0.833 "	3.71 "	8.507 "	1.394 "
4	215	123.8	157.6	1.058 "	4.38 "	8.773 "	1.707 "
5	320	115.7	152.3	1.691 "	6.01 "	9.382 "	2.587 "
6	215	111.3	149.7	2.163 "	7.05 "	9.756 "	3.243 "
7	50	"	"	"	"	"	"
8	190	"	"	"	"	"	"
9	50	"	"	"	"	"	"
10	190	"	"	"	"	"	"
11	50	"	"	"	"	"	"
12	190	"	"	"	"	"	"
13	50	111.3	149.7	$2.163 \times 10^{12}$	$7.05 \times 10^6$	$9.756 \times 10^7$	$3.243 \times 10^{16}$
14	190	114.9	152.0	1.775 "	6.21 "	9.452 "	2.704 "
15	50	118.1	154.1	1.475 "	5.49 "	9.191 "	2.287 "
16	190	122.1	156.6	1.168 "	4.69 "	8.890 "	1.861 "
17	50	126.2	159.0	0.912 "	3.95 "	8.605 "	1.504 "
18	215	130.7	161.7	0.682 "	3.22 "	8.309 "	1.184 "
19	240	152.2	-152.2	0.354 "	6.19 "	$2.940 \times 10^{11}$	$2.837 \times 10^{14}$

Table 2 Member Properties of Cross-decks

Structural Segment i	Length $l_c$ (mm)	Bending Rigidity $EI_c$ ( $kg\text{-mm}^2$ )	Shear Rigidity $GA_{vc}$ (kg)	Fixdness of End Connection, $E_{ci}$	Warping Function $W_i$
3	160	$6.93 \times 10^8$	$1.29 \times 10^6$	1.0	$4.165 \times 10^4$
5	260	$3.56 \times 10^{11}$	$8.26 \times 10^6$	0.8	$4.973 \times 10^4$
7	300	$6.93 \times 10^8$	$1.29 \times 10^6$	1.0	$5.338 \times 10^4$
9	"	"	"	"	"
11	"	"	"	"	"
13	"	"	"	"	"
15	230	"	"	"	$4.792 \times 10^4$
17	166	"	"	"	$4.252 \times 10^4$

Remark:  $W_i$  shows the value of warping function of the main hull at the connecting point with a cross deck.

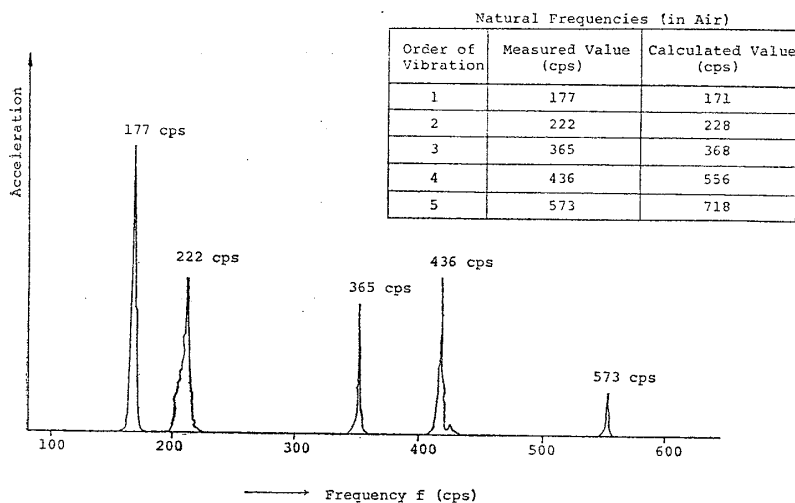


Fig.7 Resonance Curve of Model Ship (in Air)

Table 3 Parameters Concerned with Weight Distribution

Structural Segment, i	Weight per Unit Length $W_i$ (kg/mm)	$d_i^H$ (mm)	$I_{S_i}^H$ ( $kg\text{-mm}^2/\text{mm}$ )	$-I_{S_i}^H$ ( $kg\text{-mm}^2/\text{mm}$ )
1	$3.60 \times 10^{-2}$	150.0	$0.575 \times 10^3$	$1.70 \times 10^2$
2	2.70 "	128.5	$2.928 \times 10^3$	2.75 "
3	8.25 "	255.4	17.279 "	5.41 "
4	2.99 "	121.1	3.084 "	4.58 "
5	4.61 "	150.0	6.329 "	8.72 "
6	3.28 "	109.2	3.476 "	9.34 "
7	6.47 "	150.0	8.034 "	14.02 "
8	3.36 "	108.9	3.550 "	9.46 "
9	6.47 "	150.0	8.034 "	14.02 "
10	3.36 "	108.9	3.550 "	9.46 "
11	6.47 "	150.0	8.034 "	14.02 "
12	3.36 "	108.9	3.550 "	9.46 "
13	6.47 "	150.0	8.034 "	14.02 "
14	3.26 "	112.9	3.386 "	7.51 "
15	5.77 "	150.0	6.976 "	9.03 "
16	3.01 "	117.6	3.101 "	5.00 "
17	5.24 "	150.0	6.103 "	5.15 "
18	2.70 "	128.5	2.927 "	2.75 "
19	3.60 "	150.0	0.575 "	1.70 "

心軸まわり、および  $\alpha$  軸まわりの重量慣性モーメントの単位長さ当りの値である。

空中振動試験の結果を Fig.7 および Fig.8 に示す。Fig.8 の固有振動モードのグラフには、船体の上甲板での水平横方向の振動加速度に関するものを上方に、また振りによる横断面の回転角加速度に関するものを下方に、それぞれ振動次数ごとに表わした。そして図中の  $\circ$  ● 印は実測値を、また実線は計算から求めた結果である。

まず、固有振動数についてみると、振動次数が3次以下の低次振動では、固有振動数の計算値が実測値とかなり良く一致していることが認められる。しかし4次以上になると両者の対応関係が悪くなり、計算値が実測値よりもかなり大きくなるのがわかる。

次に Fig.8 に示すモードカーブでは、固有振動数の場合と同じように、3次以下の低次振動の範囲では計算のモードカーブと実測結果とが比較的良好に対応している。しかし4次になると両者似かよった傾向を示しているが、3次以下の場合に比べて両者の対応関係はあまり良くないことがわかる。

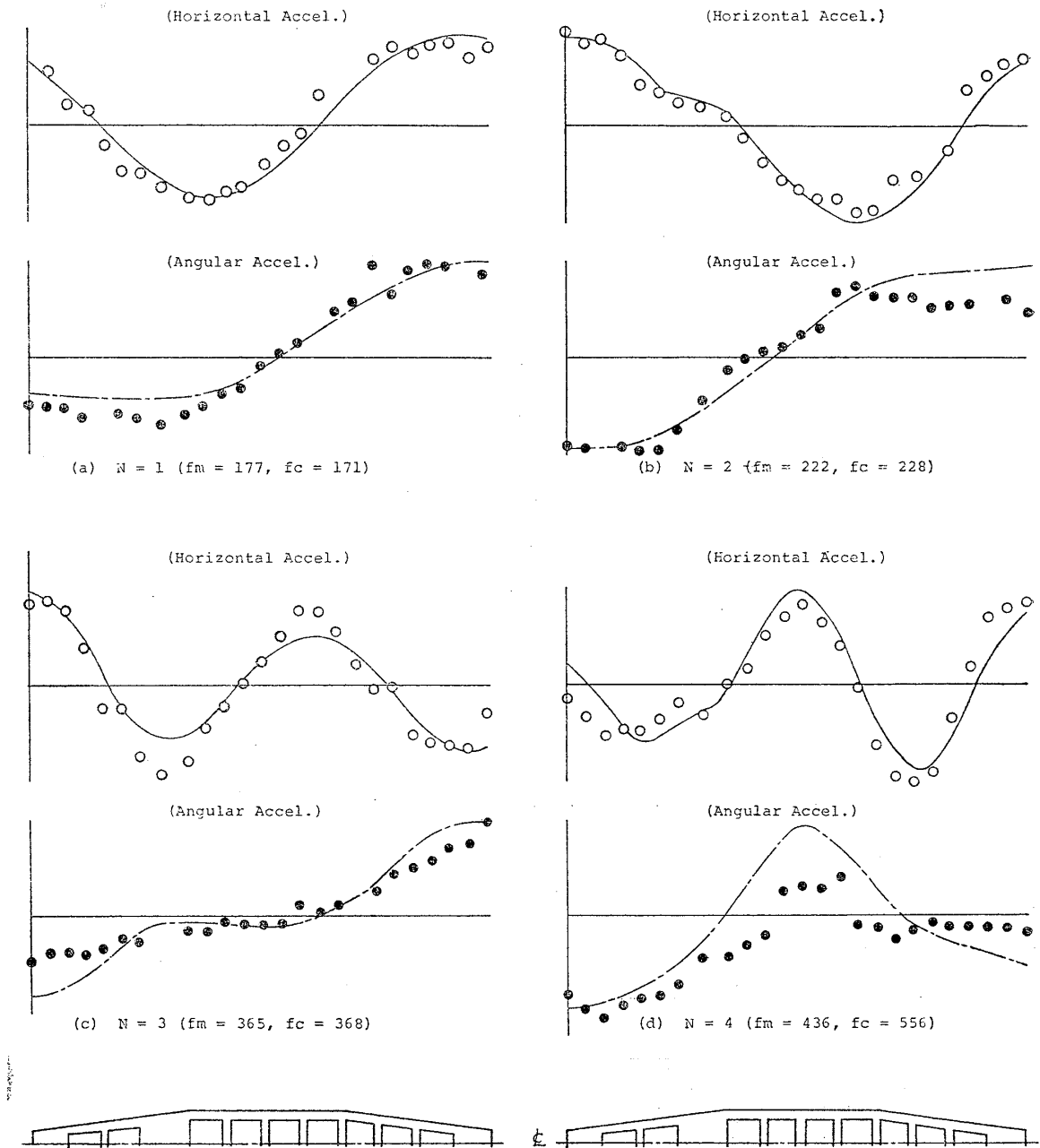
いことがわかる。

また松浦らが等断面箱船について行なった実験結果<sup>6)</sup>と比較すると、等断面構造の場合には上甲板での水平振動と横断面の回転を表わす振り振動の節数は、各固有振動次数において同じであるが、変断面構造の場合には、Fig.8 のグラフから明らかのごとく、この両者は必ずしも同じにはならないことが一つの特徴かと考えられる。これは後に示す水中振動試験の結果にも同じ傾向がみられる。

このような現象の現われる理由については明らかではないが、前章の計算式のところでも触れたように変断面構造の場合には一様断面構造の場合に比べ、水平撓み振動と横断面の回転を表わす振り振動との間の連成の度合がより大きいことが一つの原因ではないかと考えられる。

### 3.3 水中振動試験の結果

次に模型船を振動試験水槽 (水深 5m) に浮かべ、若干の重錘を船首尾部に搭載して、吃水 12cm の Even Keel の状態に調整し、この状態で前と同様の方法で加振試験を実施した。この水中振動試験の結果を Fig.9 および Fig.10 に示す。



Notes: N = Order of Vibration  
 fm, fc = Measured and Calculated Values of natural frequency in Hz, respectively.

Fig.8 Natural Mode Curves of Model Ship (in Air)

この試験状態での船体の重量分布は、トリム調整に使った重錘の重量が小さいため、船首尾のセグメントでの値が僅か変わっただけで前記の Table 3 の値とほとんど同じである (頁数の関係で詳細データは省略した)。

まず Fig.9 の共振曲線のグラフについてみると、固有振動数は上述の空中振動の場合と同様、3次以下の低次振動の場合には 10% 以下の誤差範囲で計算値が実測値に一致している。しかし4次、5次になると 10 数%の誤差となり、4次以上の高次振動では計算結果の信頼度が低下することがわかる。

次に固有振動モードは、4以下の振動次数範囲では、

Fig.10 にみられるように計算によるモードカーブと実験による計測点とが比較的よく対応している。5次の固有モードでは実測値に若干のバラツキが見られ両結果の対応関係は幾分悪くなるが、ほぼ同じような傾向にあることが認められる。

水中振動試験の結果でも前節で述べたように、上甲板の水平振動モードの節数と振り振動モードの節数とは必ずしも一致しておらず、空中振動の場合と同じ傾向にあることがわかる。

以上、空中振動試験および水中振動試験の両結果と計算結果と比較したが、本計算法の中では松浦らが指摘し

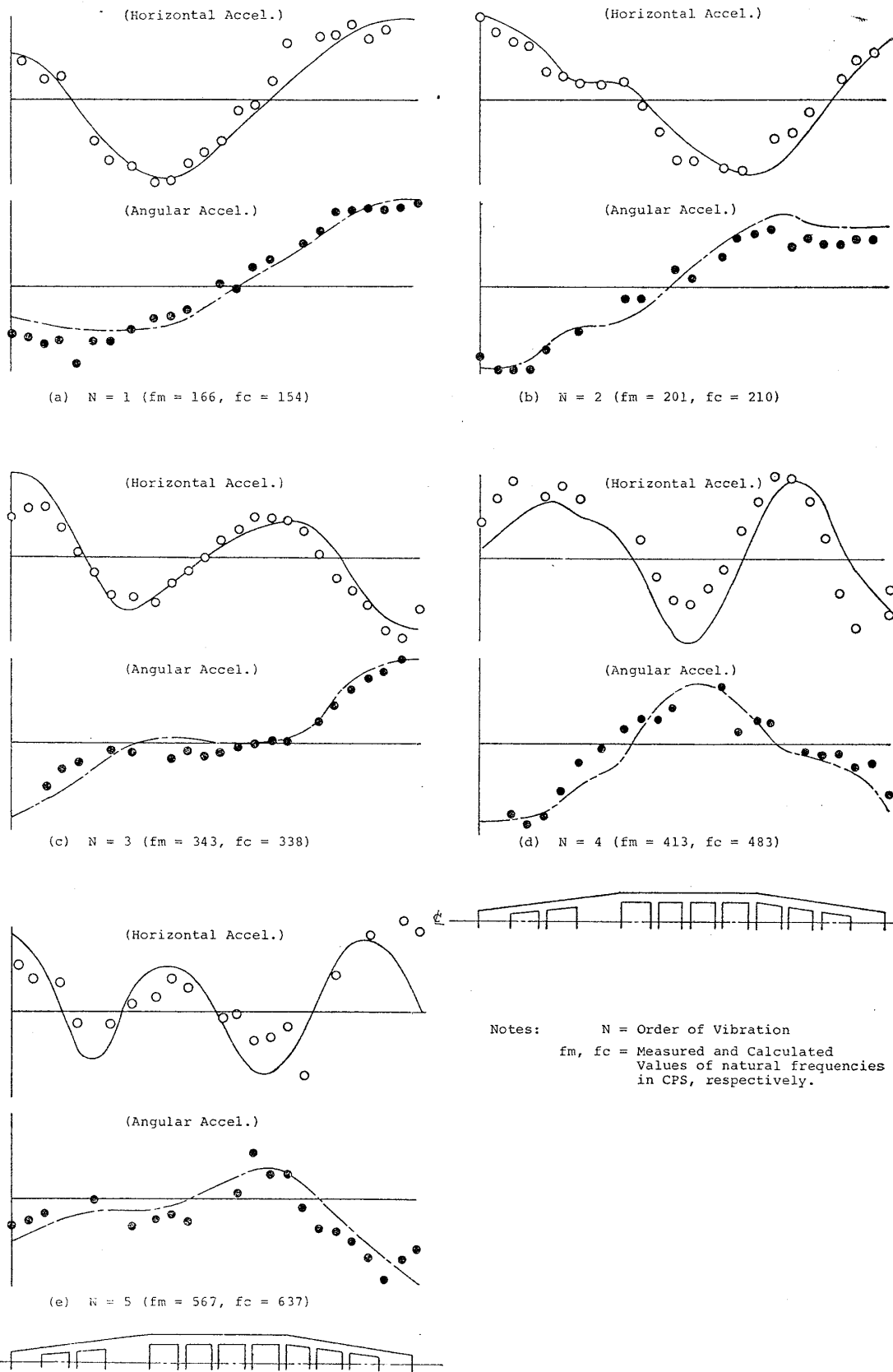


Fig.10 Natural Mode Curves of Model Ship (on Water Draft=12cm, Even Keel)

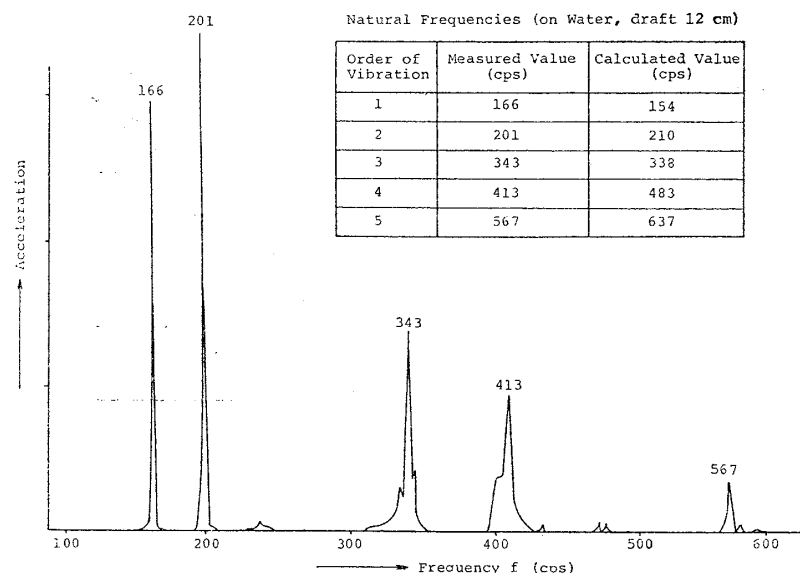


Fig.9 Resonance Curve of Model Ship (on Water)

た船体の振りにおける船側部の剪断撓みの影響を無視しており、その影響を考慮すれば上記の結果よりもさらに高次の領域まで計算結果の信頼度を上げ得るものと考えられる。この点については今後引き続き検討を行ない、別の機会にその結果を報告する予定である。

また、ここでは紙数の関係で示さなかったが、松浦らが前に鋼製の等断面箱船について行なった模型試験<sup>6)</sup>についても本計算法による解析を行なったが、その計算結果は模型実験の結果と良好な対応を示すことを確認した。

#### 4 結 論

Fine な船型を有するコンテナ船の振り-水平撓み連成振動を解析する場合に、船体の変断面構造としての特性をどのように計算に導入するかが一つの問題であるが、これに対し著者らは前に検討したコンテナ船の Hull Girder 強度の解析に用いた方法をこの振動解析の場合にも適用し、変断面 Hull Girder としてのコンテナ船の上記の振動解析のための一計算法を導いた。さらに模型実験を行ない、本計算法の妥当性および計算結果の信頼度について検討した。これらの結果をまとめると、

(1) 本稿に示した変断面 Hull Girder としての大倉口船の振れ-水平撓み連成固有振動の計算法は、低次(1~3次)の振動次数範囲では実用上許容される精度の計算結果を与え得る。

(2) 船体を変断面構造として取り扱う場合、計算上問題となる剪断中心軸が不連続となる個所での warp-

ing の連続条件に対し、Haslum らの近似的な方法がこの振り振動の場合にもほぼ適用できる。

(3) 変断面構造の場合には各固有振動次数について、振り振動と水平振動の両固有振動モードの節数が必ずしも一致しない。

本研究では模型船を使った振動試験の結果との対比を中心に計算方法の検討を行なったが、今後さらに実船コンテナ船に関する検討や、高次振動に対する計算精度の改善などの諸検討を引き続き行なう予定である。

#### 参 考 文 献

- 1) 熊井豊二：船体振り振動における附加慣性力率について、日本造船協会論文集、第104号(1959)。
- 2) 熊井豊二：船体水平振動の附加慣性質量に対する二、三の修正について、日本造船協会論文集、第108号(1960)。
- 3) 熊井豊二：船体振り振動の附加慣性モーメントに対する3次元修正について、日本造船協会論文集第108号(1960)。
- 4) 大高勝夫、熊井豊二、牛島正夫：船体水平・振れ振動の研究(その1)、日本造船協会論文集、第121号(1967)。
- 5) 山越道郎、前田靖弘：船体水平振動と振れ振動の連成に対する一考察、西部造船会々報、36号(1968)。
- 6) 松浦義一、川上 肇、小野木宏：長大倉口船の振り曲げ連成固有振動の研究(1~4報)、関西造船協会誌、127~132号、(1968~1969)。
- 7) 香川洗二、米里徹也：コンテナ船の船体水平、振れ振動、日本造船学会論文集、131号、(1972)。
- 8) 清水作造、矢島久義：水平縦曲げおよび振りを考慮したコンテナ船の船体縦強度に関する研究、日本造船学会論文集、第135号、(1974)。
- 9) K. Haslum, A. Tonnessen: An Analysis of Torsion in Ship Hulls, European Shipbuilding No. 5/6, (1972)。
- 10) K. Ohtaka, K. Kagawa, T. Yamamoto: Higher Mode Vibration of Giant Tanker (1st Report), TSNA, Japan, Vol. 125, (1969)。
- 11) K. Umezaki, K. Miyamoto, K. Ohtaka, K. Kagawa: Vibration of Container Ship, JSNA Japan, Vol. 126, (1969)。