クレーン船の上部構造物の波浪応答

正員 信 川 寿* 東 村 正 義**
 正員 高 木 幹 雄* 正員 北 村 充*
 正員 周 国 強*

Wave Response Analyses of Floating Crane Structure

by Hisashi Nobukawa*, *Member* Masayoshi Higashimura**
 Mikio Takaki*, *Member* Mitsuru Kitamura*, *Member*
 Guoqiang Zhou*, *Member*

Summary

To analyze the dynamic load of lifting load for floating crane moving in waves is one of the important factors for making the operation manual of the floating crane. In addition, it is necessary to consider the strength of floating crane structure since the inertia load caused by the motion of barge in waves is very large. In this study, the dynamic load of lifting load due to the motion of barge in waves is evaluated by means of elastic response analysis on the interaction between the crane structure and the barge hull body. The tank experiment of acrylic fiber model to one hundredth (1/100) for the floating crane with lifting capacity 3600 tons is made to verify the reasonability of the elastic response analysis. On the other hand, the numerical results of movement between the crane as a rigid structure and the one as an elastic structure are compared for the above-mentioned floating crane. It has been found that

(1) They have a good agreement if λ/L , the wave length to the ship length, is 0.5, but the difference between them become large as λ/L is over 1.0.

(2) When the crane is simplified as the elastic structure moving in headseas, the dynamic load of lifting load is about 5% of the lifting load in the case with $\lambda/L=1.5$ and the wave height=2 m. However, the dynamic load is 13% of the lifting load under the same conditions if the crane is taken as the rigid structure.

1. 結 言

波浪中を航行するクレーン船の吊荷にはたらく動的荷重の把握は、クレーン船の運行マニュアル作成において重要である。また台船の運動によってクレーン構造物は大きな慣性力を受けるので、これに対する強度も十分考慮する必要がある¹⁾。従来、クレーン船の船体と吊荷の連成運動を取り扱った研究²⁾は行われているが、この研究ではクレーン構造物は剛体としている。本論文では、波浪中の台船の運

動によってクレーン構造物が弾性変形を生じるためクレーン構造物から台船に曲げモーメント、反力などが作用し、台船の運動がこれらによって影響を受ける台船とクレーン構造物の相互干渉を考慮したクレーン構造物の応答を解析し、クレーン構造物および吊荷に働く動的荷重の推定を行った。さらに吊荷重 3,600 トン型クレーン船の 1/100 縮尺のアクリル模型による水槽実験を行い解析結果の妥当性を確認した。

次に吊荷 3,600 トン型クレーン船において、クレーン構造物を剛体および弾性体として取り扱った場合の台船の運動を比較した結果、波長が船の長さの半分程度ではその相違は小さいが、波長が船の長さ以上になれば顕著になることを示した。また吊荷の動的荷重は、波高 2 m、波長が船の長さの 1.5 倍の向波状態で吊荷重の約 5%に達することが分かった。この場合クレーン構造物を剛体として取り扱っ

* 広島大学工学部

** 深田サルベージ建設(株)

て動的荷重を推定すれば13%となり、クレーン構造物の変形を考慮した場合の2.6倍となる。

2. 吊荷3,600トン型クレーン船の構造および模型実験

クレーン船の主寸法は台船の長さ107 m, 幅69 m, 平均吃水5.104 m, ジブの全長130 m, 吊荷3,600トンである。その構造をFig. 1に示す。

模型は実機の1/100縮尺寸法とし、材料はアクリル樹脂製とした。クレーン構造はジブおよびジブを支持する支柱は幅50 mm, 板厚10 mmのアクリル板(ヤング率383 kgf/mm²)を用い、ジブを支持するロープおよび吊荷ロープはアクリル製糸(ヤング率116.8 kgf/mm², 断面積0.002 cm²), 吊荷は長さ300 mm, 幅50 mmの鋼板を用い、重さ3.3 kgとし、ジブの先端から63 cmの位置に吊した。この場合模型船の吃水が一樣吃水となるように調整し、吃水4.27 cm, 排水量28.8 kgfとなった。Fig. 2は模型の主要寸法を示す。実験は縦揺れ, 上下揺れのみを自由とし、向波状態(波の進行方向と台船の船首方向のなす角 $\Psi=0$)で波長 λ と船の長さ L との比を1.0, 1.5, 2.0とし、波高2.7 cmから3.2 cmのもとで行い、船首, 船尾, 船体中央で各々両舷に加速度計を配置し、さらに吊荷の鋼板上にも加速度計を設置して、いずれも上下方向の加速度を計測し、これを積分して上下方向の変位を求めた。またジブの中央において板の両面に歪ゲージを貼ってこの位置の曲げ歪を

Fig. 1 Structure of floating crane with lifting capacity 3600 ton

計測した。

3. 波浪によるクレーン構造物の応答

波浪による台船の運動により、クレーン構造物が弾性変形する場合、クレーン構造物は静的釣合状態から動的な弾性変形を生じるとし、クレーン構造物は骨組構造として取り扱う。ジブおよびロープを固定する骨組み構造は軸力と曲げを受ける梁とし、Fig. 3のような xy 面内において長さ l の梁要素を考える。要素の左端を1, 右端を2の添え字を付し、圧縮力 N , 曲げモーメント M , せん断力 F , たわみ w , たわみ角(せん断たわみ角を含む) θ とする。せん断たわみを考慮した曲げたわみの基礎式は、次式で与えられる。

$$\frac{d^2w}{dx^2} = \frac{M}{EI} - \frac{1}{GA_w} \frac{d^2M}{dx^2} \quad (1)$$

ここに、 EI は梁の曲げ剛性、 GA_w はせん断剛性である。

x の位置の曲げモーメントは $M=M_1+F_1x-N(w-w_1)$ であるから、これを(1)式に代入すれば、次式を得る。

$$\frac{d^2w}{dx^2} + \beta^2 w = \frac{\beta^2}{N} (M_1 + Nw_1 + F_1x) \quad (2)$$

ここに $\beta^2 = \frac{N}{EI(1 - \frac{N}{GA_w})}$

Fig. 2 Model structure of floating crane with lifting capacity 3600 ton (to 1/100 scale)

Fig. 3 Nodal forces and displacements in a beam segment of jib and frame structure

(2)式的一般解は次式で与えられる。

$\beta^2 > 0$ の場合：

$$w = C_1 \cos \beta x + C_2 \sin \beta x + \frac{F_1}{N}x + \frac{M_1}{N} + w_1 \quad (3)$$

$$\text{ここに, } \beta = \sqrt{\frac{N}{EI\left(1 - \frac{N}{GA_w}\right)}}$$

実機においては、ジブおよびロープを固定する支柱の斜材が(3)式を満たす。ジブに生じる N は正 (圧縮) で、次式で与えられる。

$$N = \frac{P \cos \Theta_j \sin \Theta_R}{\sin \Theta_j \cos \Theta_R - \cos \Theta_j \sin \Theta_R}$$

ここに、 P は全吊荷重、 Θ_j はジブの起伏角 (63.5 度)、 Θ_R はジブを支持するロープの傾斜角 (22.5 度)、支柱の斜材の傾斜 Θ_D (50 度) である。

また支柱の斜材に生じる N は正 (圧縮) で、次式で与えられる。

$$N = \frac{P \cos \Theta_j \cos \Theta_R}{\cos \Theta_D (\sin \Theta_j \cos \Theta_R - \cos \Theta_j \sin \Theta_R)}$$

(3)式において、Fig. 3 の要素の両端の境界条件を適用すれば、次式が得られる。

$$\begin{bmatrix} F_1 \\ M_1 \\ F_2 \\ M_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{1,1} & \text{symetric} & & \\ a_{2,1} & a_{2,2} & & \\ a_{3,1} & a_{3,2} & a_{3,3} & \\ a_{4,1} & a_{4,2} & a_{4,3} & a_{4,4} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} w_1 \\ \theta_1 \\ w_2 \\ \theta_2 \end{bmatrix} \quad (4)$$

ここに、

$$\begin{aligned} Q &= \{2(1 - \cos \beta x) - \beta l \sin \beta x\}, a_{1,1} = \beta \sin \beta x \frac{N}{Q}, \\ a_{2,1} &= (\cos \beta x - 1) \frac{N}{Q}, a_{2,2} = \left(\frac{\sin \beta x}{\beta} - l \cos \beta x\right) \frac{N}{Q}, \\ a_{3,1} &= -\beta \sin \beta x \frac{N}{Q}, a_{3,2} = (1 - \cos \beta x) \frac{N}{Q}, \\ a_{3,3} &= \beta \sin \beta x \frac{N}{Q}, a_{4,1} = (\cos \beta x - 1) \frac{N}{Q}, \\ a_{4,2} &= \left(l - \frac{\sin \beta x}{\beta}\right) \frac{N}{Q}, a_{4,3} = (1 - \cos \beta x) \frac{N}{Q}, \\ a_{4,4} &= \left(\frac{\sin \beta x}{\beta} - l \cos \beta x\right) \frac{N}{Q} \end{aligned} \quad (5)$$

$\beta^2 < 0$ の場合：

一般解は次式で与えられる。

$$w = C_1 \cosh \beta x + C_2 \sinh \beta x + \frac{F_1}{N}x + \frac{M_1}{N} + w_1 \quad (6)$$

ただし、

$$\beta = \sqrt{\frac{-N}{EI\left(1 - \frac{N}{GA_w}\right)}}$$

この場合の N は Fig. 3 に示すように圧縮力を正としている。実機の場合、ロープを固定する支柱において、(6)式が適用される。支柱に生じる N は負 (引張) で、次式で与えられる。

$$N = -\frac{P \cos \Theta_j \sin \Theta_R}{\sin \Theta_j \cos \Theta_R - \sin \Theta_R \cos \Theta_j}$$

Fig. 3 に示す要素の両端の境界条件を (6) 式に適用すれば、(5) 式の代わりに次式となる。

$$\begin{aligned} T &= \{2(1 - \cosh \beta x) + \beta l \sinh \beta x\}/N, \\ a_{1,1} &= \frac{\beta(1 - \cosh^2 \beta x)}{T \sinh \beta x}, a_{2,1} = \frac{\cosh \beta x - 1}{T}, \\ a_{2,2} &= \frac{\sinh \beta x - \beta l \cosh \beta x}{\beta T}, a_{3,1} = \frac{\beta(\cosh^2 \beta x - 1)}{T \sinh \beta x}, \\ a_{3,2} &= \frac{1 - \cosh \beta x}{T}, a_{3,3} = \frac{\beta(1 - \cosh^2 \beta x)}{T \sinh \beta x}, \\ a_{4,1} &= \frac{\cosh \beta x - 1}{T}, a_{4,2} = \frac{\beta l - \sinh \beta x}{\beta T}, \\ a_{4,3} &= \frac{1 - \cosh \beta x}{T}, a_{4,4} = \frac{\sinh \beta x - \beta l \cosh \beta x}{\beta T} \end{aligned} \quad (7)$$

Fig. 3 の xy 面内の変形の剛性マトリックスが (4) 式で与えられる。(4) 式を Fig. 4 に示す 3 次元局座標 (x, y, z) における剛性マトリックス $[K]$ に拡張すれば、次のようになる。

$$\{P\} = [K]\{\delta\} \quad (8)$$

ここに、Fig. 4 において梁要素の材端の変位、たわみ角を $\delta_1, \delta_2, \dots, \delta_{12}$ で表わし、 $P_1, P_2, \dots, P_{12}$ を軸力、せん断力、曲げモーメントなどを表わす。ここで、二重矢印は右ねじの方向のモーメントを表わす。また θ は梁要素の左端にとった x, y, z 座標の要素の軸方向の x 軸と絶対座標の X 軸のなす角である。また xy 面は XY 面内にあるように定めている。 $[K]$ は次のようになる。

$$[K] = \begin{bmatrix} k_{1,1} & \text{symmetric} & & \\ k_{1,2} & k_{2,2} & & \\ . & . & . & \\ k_{12,1} & k_{12,2} & . & k_{12,12} \end{bmatrix}$$

ここに、 AE ははりの伸び剛性とし、

$$k_{1,1} = AE/l, k_{2,2} = a_{1,1}, k_{3,3} = a'_{1,1}, k_{5,3} = a'_{2,1},$$

Fig. 4 Nodal forces and displacements in a beam segment with respect to local and global coordinate system

$$\begin{aligned}
k_{5,5} &= a'_{2,2}, k_{6,2} = -a_{2,1}, \\
k_{6,6} &= a_{2,2}, k_{7,1} = -AE/l, \\
k_{7,7} &= AE/l, k_{8,2} = a_{3,1}, k_{8,6} = -a_{3,2}, k_{8,8} = a_{3,3}, \\
k_{9,3} &= a'_{3,1}, k_{9,5} = a'_{3,2}, k_{9,9} = a'_{3,3}, k_{11,3} = a'_{4,1}, \\
k_{11,5} &= a'_{4,2}, k_{11,9} = a'_{4,3}, k_{11,11} = a'_{4,4}, k_{12,2} = -a_{4,1}, \\
k_{12,6} &= a_{4,2}, k_{12,8} = -a_{4,3}, k_{12,12} = a_{4,4}
\end{aligned}$$

その他の $k_{i,j}$ は 0 である。また y 軸まわりの剛性を含む値には “ ∞ ” をつけて表す。

質量マトリックス $[M]$ は、ランブドマス法を適用すれば、次式で表わされる。

$$[M] = \begin{bmatrix} m_{1,1} & 0 \\ \cdot & m_{2,2} \\ \cdot & \cdot \\ 0 & \cdot & m_{12,12} \end{bmatrix} \quad (9)$$

ここに、 $\bar{m}$ は梁の単位長の質量とし、

$$m_{1,1} = m_{2,2} = \cdots = m_{12,12} = \bar{m}l/2$$

Fig. 5 に示す座標系において、ジブを支持するロープの剛性マトリックス $[K]$ は次式で与えられる。

$$[K] = \begin{bmatrix} k_{1,1} & \text{symmetric} \\ k_{2,1} & k_{2,2} \\ \cdot & \cdot \\ k_{12,1} & \cdot & \cdot & k_{12,12} \end{bmatrix} \quad (10)$$

ただし、

$$\begin{aligned}
k_{1,1} &= AE/l, k_{2,2} = N/l, k_{3,3} = N/l, k_{7,1} = -AE/l, \\
k_{7,7} &= AE/l, k_{8,2} = -N/l, k_{8,8} = N/l, k_{9,3} = -N/l, \\
k_{9,9} &= N/l
\end{aligned} \quad (11)$$

その他の $k_{i,j}$ は 0 である。 N は張力を正としている。この場合の N は次式で与えられる。

$$N = \frac{P \cos \Theta_j}{\sin \Theta_j \cos \Theta_R - \sin \Theta_R \cos \Theta_j} \quad (12)$$

またこのロープの質量マトリックス M は (9) 式と同じである。

局部座標系 (x, y, z) におけ変位ベクトル $\{\delta\}$ 、荷重ベクトル $\{P\}$ と絶対座標系 (X, Y, Z) におけ変位ベクトル

$\{\bar{\delta}\}$ 、荷重ベクトル $\{\bar{P}\}$ との関係は、 xy 面が XY 面内にある場合、座標変換マトリックス $[T]$ により次式で表わされる。

$$\{\delta\} = [T]\{\bar{\delta}\}, \{P\} = [T]\{\bar{P}\} \quad (13)$$

ここに、

$$[T] = \begin{bmatrix} T_1 & 0 \\ & T_1 \\ 0 & T_1 \end{bmatrix}, [T_1] = \begin{bmatrix} \cos \Theta & \sin \Theta & 0 \\ -\sin \Theta & \cos \Theta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (14)$$

また絶対座標系の剛性マトリックス $[\bar{K}]$ および質量マトリックス $[\bar{M}]$ は (13) 式を用いて、次式で与えられる。

$$[\bar{M}] = [T]^T [M] [T], [\bar{K}] = [T]^T [K] [T] \quad (15)$$

絶対座標系を Fig. 5 のように台船の中央にとり、クレーン構造物を Fig. 5 のように支柱を 2 分割、支持ロープおよびジブをそれぞれ 4 分割し、吊荷ロープからジブに働く荷重は吊荷の X, Y, Z 軸方向の変位の連成はないものとして計算する。すなわち、吊荷を吊すジブ先端が X 軸方向に $\bar{\delta} = \bar{\delta}_s \sin \omega_e t + \bar{\delta}_c \cos \omega_e t$ の運動をする場合、片舷のジブの先端の X 軸方向に働く力 $\bar{P}_x$ は、微小振動とすれば次式で与えられる ((A 3) 式)。

$$\bar{P}_x = \frac{P}{2(g/\omega_e^2 - l_h)} \bar{\delta} \quad (16)$$

ただし、 l_h は吊荷ロープの長さ、 g は重力の加速度、 ω_e は台船の出会い波円周波数 $\omega_e = 2\pi V \cos \Psi / \lambda + \sqrt{2\pi g / \lambda}$ で与えられる。 V は船の速度である。

Z 軸方向の運動による Z 軸方向に働く力も (16) 式と同様になる。また片舷のジブ先端の Y 軸方向の運動 $\bar{\delta} = \bar{\delta}_s \sin \omega_e t + \bar{\delta}_c \cos \omega_e t$ の場合のジブ先端のその方向に働く力 $\bar{P}_y$ は次式で与えられる ((A 6) 式)。

$$\bar{P}_y = \left\{ \frac{1}{1 - l_h \omega_e^2 P / (2gEA)} - 1 \right\} \frac{AE}{l_h} \bar{\delta} \quad (17)$$

ここに、 AE は片舷の吊りロープの伸び剛性である。

Fig. 5 に示す絶対座標系におけるクレーン構造物の振動方程式はクレーン構造物の構造減衰の影響は小さいとして無視すれば、次式で表わされる。

$$[\bar{M}]\{\bar{\delta}\} + [\bar{K}]\{\bar{\delta}\} = \{\bar{P}\} \quad (18)$$

ここで右辺の $\bar{P}$ は (16) 式、(17) 式を代入する。

いま Fig. 5 のように $\bar{\delta}_1, \bar{\delta}_2, \dots, \bar{\delta}_6$ を台船の運動を表わし、 $\bar{\delta}_7, \bar{\delta}_8, \dots, \bar{\delta}_{51}$ をクレーン構造物の変形を表わして、台船の強制変位によりクレーン構造物が強制振動する場合を考える。

(18) 式で変位ベクトル $\{\bar{\delta}\}$ を次式のようにおく。

$$\{\bar{\delta}\} = \{\bar{\delta}_c\} \cos \omega_e t + \{\bar{\delta}_s\} \sin \omega_e t \quad (19)$$

(19) 式を (18) 式に代入し、 $\cos \omega_e t$ および $\sin \omega_e t$ の両辺の係数を比較して、さらに台船の運動を表わす項のみを右辺に移せば、次式を得る。

Fig. 5 Global coordinate system and element division for floating crane structure

$$\begin{aligned}
& \begin{bmatrix} \bar{m}_{7,7} & \bar{m}_{7,8} & \cdots & \bar{m}_{7,51} \\ \bar{m}_{8,7} & \bar{m}_{8,8} & \cdots & \bar{m}_{8,51} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \bar{m}_{51,7} & \bar{m}_{51,8} & \cdots & \bar{m}_{51,51} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{\delta}_{c7} \\ \bar{\delta}_{c8} \\ \vdots \\ \bar{\delta}_{c51} \end{bmatrix} \\
& + \begin{bmatrix} \bar{k}_{7,7} & \bar{k}_{7,8} & \cdots & \bar{k}_{7,51} \\ \bar{k}_{8,7} & \bar{k}_{8,8} & \cdots & \bar{k}_{8,51} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \bar{k}_{51,7} & \bar{k}_{51,8} & \cdots & \bar{k}_{51,51} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{\delta}_{c7} \\ \bar{\delta}_{c8} \\ \vdots \\ \bar{\delta}_{c51} \end{bmatrix} \\
& = \begin{bmatrix} \bar{k}_{7,1} - \omega_e^2 \bar{m}_{7,1} & \bar{k}_{7,2} - \omega_e^2 \bar{m}_{7,2} & \cdots & \bar{k}_{7,6} - \omega_e^2 \bar{m}_{7,6} \\ \bar{k}_{8,1} - \omega_e^2 \bar{m}_{8,1} & \bar{k}_{8,2} - \omega_e^2 \bar{m}_{8,2} & \cdots & \bar{k}_{8,6} - \omega_e^2 \bar{m}_{8,6} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \bar{k}_{51,1} - \omega_e^2 \bar{m}_{51,1} & \bar{k}_{51,2} - \omega_e^2 \bar{m}_{51,2} & \cdots & \bar{k}_{51,6} - \omega_e^2 \bar{m}_{51,6} \end{bmatrix} \\
& \times \begin{bmatrix} \bar{\delta}_{c1} \\ \bar{\delta}_{c2} \\ \vdots \\ \bar{\delta}_{c6} \end{bmatrix} \quad (20)
\end{aligned}$$

ここに、(20)式は $\bar{\delta}_c$ に対するものである。 $\bar{\delta}_s$ に対しても同じになる。

(20)式の右辺は台船の運動方程式によって定まる。

Fig. 6 は台船に働くクレーン構造物からの反力、曲げモーメントを示す。ここでジブの起点およびロープの固定構造の斜材の起点は z 軸まわりの曲げに対してはピン結合であり、 y 軸まわりの曲げに対しては固定、支柱の起点は両軸まわりの曲げに対しても固定としている。 F は反力、 M は曲げモーメントとし、 F 及び M の添字 A は支柱、 O は支柱の斜材、 F はジブを表わし、さらに X, Y, Z 方向、右舷を 1、左舷を 2 としている。

台船の運動方程式は次式で表わされる。

Heave :

$$\begin{aligned}
& a_{2,2} \ddot{\delta}_2 + b_{2,2} \dot{\delta}_2 + c_{2,2} \bar{\delta}_2 + a_{2,6} \ddot{\delta}_6 \\
& + b_{2,6} \dot{\delta}_6 + c_{2,6} \bar{\delta}_6 + F_{YA1} + F_{YA2} \\
& + F_{YO1} + F_{YO2} + F_{YF1} + F_{YF2}
\end{aligned}$$

Fig. 6 Bending moments, shearing forces and axial forces acting upon upper deck of barge hull body

$$= F_{2c} \cos \omega_e t - F_{2s} \sin \omega_e t \quad (21)$$

Pitch :

$$\begin{aligned}
& a_{6,6} \ddot{\delta}_6 + b_{6,6} \dot{\delta}_6 + c_{6,6} \bar{\delta}_6 + a_{6,2} \ddot{\delta}_2 + b_{6,2} \dot{\delta}_2 \\
& + c_{6,2} \bar{\delta}_2 + M_{ZA1} + M_{ZA2} + g_F(F_{YF1} + F_{YF2}) \\
& - g_A(F_{YA1} + F_{YA2}) - g_O(F_{YO1} + F_{YO2}) \\
& = M_{6c} \cos \omega_e t - M_{6s} \sin \omega_e t \quad (22)
\end{aligned}$$

Sway :

$$\begin{aligned}
& a_{3,3} \ddot{\delta}_3 + b_{3,3} \dot{\delta}_3 + a_{3,5} \ddot{\delta}_5 + b_{3,5} \dot{\delta}_5 + a_{3,4} \ddot{\delta}_4 + b_{3,4} \dot{\delta}_4 \\
& + F_{ZA1} + F_{ZA2} + F_{ZO1} + F_{ZO2} + F_{ZF1} + F_{ZF2} \\
& = F_{3c} \cos \omega_e t - F_{3s} \sin \omega_e t \quad (23)
\end{aligned}$$

Roll :

$$\begin{aligned}
& a_{4,4} \ddot{\delta}_4 + b_{4,4} \dot{\delta}_4 + c_{4,4} \bar{\delta}_4 + a_{4,5} \ddot{\delta}_5 \\
& + b_{4,5} \dot{\delta}_5 + a_{4,3} \ddot{\delta}_3 + b_{4,3} \dot{\delta}_3 + M_{XA1} + M_{XA2} + M_{XO1} \\
& + M_{XO2} + M_{XF1} + M_{XF2} \\
& + y_c(F_{ZA1} + F_{ZA2} + F_{ZF1} + F_{ZF2} + F_{ZO1} + F_{ZO2}) \\
& - b_A(F_{YA1} - F_{YA2} + F_{YO1} - F_{YO2}) - b_F(F_{YF1} - F_{YF2}) \\
& = M_{4c} \cos \omega_e t - M_{4s} \sin \omega_e t \quad (24)
\end{aligned}$$

Yaw :

$$\begin{aligned}
& a_{5,5} \ddot{\delta}_5 + b_{5,5} \dot{\delta}_5 + a_{5,4} \ddot{\delta}_4 + b_{5,4} \dot{\delta}_4 + a_{5,3} \ddot{\delta}_3 + b_{5,3} \dot{\delta}_3 \\
& + g_A(F_{ZA1} + F_{ZA2}) - g_F(F_{ZF1} + F_{ZF2}) \\
& + b_A(F_{XA1} - F_{XA2} + F_{XO1} - F_{XO2}) + b_F(F_{XF1} - F_{XF2}) \\
& = M_{5c} \cos \omega_e t - M_{5s} \sin \omega_e t \quad (25)
\end{aligned}$$

Surge :

$$\begin{aligned}
& a_{1,1} \ddot{\delta}_1 + b_{1,1} \dot{\delta}_1 + a_{1,6} \ddot{\delta}_6 + b_{1,6} \dot{\delta}_6 + F_{XA1} + F_{XA2} \\
& + F_{XO1} + F_{XO2} + F_{XF1} + F_{XF2} \\
& = F_{1c} \cos \omega_e t - F_{1s} \sin \omega_e t \quad (26)
\end{aligned}$$

ここに、台船の運動方程式の流体力係数および波力は 3 次元特異点分布法³⁾により求めた。 $g_A = l_A + x_G$, $g_F = l_F - x_G$, $g_O = l_O + x_G$, x_G は台船中央より前方を正とする。また Fig. 5 に示す重心位置はクレーン構造物が変形しても変化しないものとする。

台船の運動方程式 (21), (22), (23), (24), (25), (26) 式を解くにあたり、まず最初はクレーン構造物から台船に働く反力、曲げモーメントがない場合の台船の運動 $\bar{\delta}_1, \bar{\delta}_2, \dots, \bar{\delta}_6$ を求め、これらを (20) 式の右辺に代入して、クレーン構造物の変位ベクトルを求める。この変位ベクトルを用いて $\{\bar{P}\} = [\bar{K}]\{\bar{\delta}\}$ より絶対座標系における台船に働く反力、曲げモーメントを求めて、これらを運動方程式に代入して運動を求める。これを繰り返して 6 個の運動方程式を満たす $\{\bar{\delta}_1 \bar{\delta}_2 \dots \bar{\delta}_6\}$ が求められれば、これらを (20) 式の右辺に代入して、すべての変位ベクトル $\{\bar{\delta}\}$ が定まる。したがって、 $\bar{\delta}_1, \bar{\delta}_2, \dots, \bar{\delta}_6$ を未知数として 6 個の運動方程式を満足するようにニュートン法により未知数を求める。

4. 模型実験結果と計算値の比較

Fig. 7 において台船の船首、船尾、中央に取り付けて計測した加速度計による上下方向の加速度、ジブ中央の曲げびずみの計測値および波高計により計測した波形などを示す

ように、これらは、いずれも波周期と同じ周期で振動をしていることがわかる。

Fig. 8において横軸に λ/L をとり縦軸に船首の上下振幅 Y_F を波振幅 h で無次元化した値 Y_F/h 、台船中央の上下振幅 Y_O の無次元値 Y_O/h 、船尾の上下振幅 Y_A の無次元値 Y_A/h をとり、実験値○印と計算値●印および■印を比較している。計算値は●印を結んだ破線がクレーン構造が弾性変形をしない場合、■印を結んだ実線が弾性変形を考慮した場合である。これより、実験値はクレーン構造の弾性変形を考慮した場合の計算値とよく一致していることがわか

Fig. 8 Comparison of vertical displacements for the model of barge hull body between experiments and numerical analyses

Fig. 7 Experiment data measured by acceleration meter and strain gauge ($\psi=0^\circ$, $\lambda/L=2$)

Fig. 9 Calculation of displacements for the model of crane structure

る。弾性変形を考慮した場合のクレーン構造物の全体の变形の計算値を Fig. 9 に示す。これは波高 $H_w=3$ cm, 時間 $t=0$ すなわち正弦の項が 0 で余弦の項が 1 のときである。

Fig. 10 は吊荷の上下振幅(波振幅での無次元値 Y_R/h) を実験値○印とクレーンの弾性変形を考慮した計算値●印で比較して示したもので、両者はかなりよく一致している。また Fig. 11 はジブのスパンの中央での曲げ歪 ϵ の実験値を○印で、計算値を●印で示すが、両者はよく一致している。

Fig. 12 はクレーン構造物の固有振動数とその振動形の計算値を示す。1 次の固有振動数は $f_1=1.89$ Hz, 2 次は $f_2=4.44$ Hz となる。出会い波周波数は $\lambda/L=1.0$ のとき 1.21 Hz であり, $\lambda/L=1.5$ のとき 0.99 Hz, $\lambda/L=2.0$ のとき 0.86 Hz となる。このように実験における出会い波周波数はクレーン構造物の固有振動数(1 次)より低い状態にある。し

たがって、これらの実験においてはクレーン構造物は 1 次の振動形で変形しているものと考えられる。

5. 吊荷重 3,600 トン型の実機の波浪による吊荷の動的荷重, クレーン構造物の応答

模型実験によりクレーン構造物の弾性変形が台船の運動に与える影響が無視できないことが明らかになったので、これを考慮した台船の運動を求めて吊荷に働く動的荷重, クレーン構造物に生じる変動曲げモーメント, 軸力およびせん断力などを推定した。計算は吊荷 3,000 トン(航行中の場合は 3,000 トンを定格荷重とした), λ/L が 0.5, 1.0, 1.5 で, 台船の速度 5 ノット, 台船が波の進行方向とのなす角 $\Psi=0$ 度, 30 度, 60 度, 波振幅 $h=1$ m の場合について行った。クレーン船の主要寸法は Fig. 1 に示す。また Table 1 にクレーン構造物の断面積, 断面 2 次モーメント (A_w : ウェブの断面積, A : 横断面積, I_y : y 軸まわりの断面 2 次モーメント, I_z : z 軸まわりの断面 2 次モーメント) を示す。ここでジブは 4 等分割して上方より 1, 2, 3, 4 と番号を付している。

Fig. 13 はクレーン構造物の固有振動数とその振動形を

Fig. 10 Comparison of vertical displacement at the lifting load point between experiments and numerical analyses

Fig. 11 Comparison of bending strain at the middle point of jib beam between experiments and numerical analyses

Fig. 12 Natural frequencies for the model of crane structure (1st mode, 2nd mode)

1次, 2次まで計算した結果を示す。1次は2.41 Hzで支柱構造の変形が大きくなり, 2次は4.62 Hzでジブが振動し, ジブの中央部が節になる振動形となる。これに対して出合い波周波数は λ/L が0.5で向波のとき0.22 Hz, λ/L が1.5で向波で0.115 Hzとなり, 1次の固有振動数に比べて小さい。

Fig. 14は波浪による台船の運動を示したもので, 実線はクレーン構造物の弾性変形を考慮した場合, 破線は考慮しない場合である。ここで台船の運動振幅 δ_i の位相角を ϕ_i

Table 1 Sectional elements of crane structural members

Member	Sectional area (cm ²)			Moment of inertia (cm ⁴)	
	A_{wz}	A_{wy}	A	I_z	I_y
Member supporting a jib	400	400	800	$1,294 \times 10^3$	$8,833 \times 10^3$
Jib	1				$2,394 \times 10^7$
	2				$4,995 \times 10^7$
	3				$8,547 \times 10^7$
	4				$1,305 \times 10^7$

Note: For wire ropes supporting a jib $EA=162,000\text{kgf/cm}^2$

Fig. 13 Natural frequencies for the actual crane structure (1st mode, 2nd mode)

として示している。これより, λ/L が0.5ではクレーン構造物の弾性変形の影響は小さいが, λ/L が1.0, 1.5になるとその影響が顕著に表れてくることがわかる。

Fig. 15は吊荷ロープに働く動的荷重を示すが, 向波のときの方が斜め波の場合よりやや大きくなり, 斜め波においては波上側の方がやや大きくなる。また λ/L が大きくなるに従い増加し, λ/L が1.5で向波の場合には単位の波振幅に対して吊荷の動的荷重は吊り重量の約5%に達する。向波状態において, クレーン構造物を剛体として取り扱って動的荷重を求めれば, λ/L が0.5, 1.0, および1.5のときそれぞれ3.7%, 6.8%および13%となるのに対して, クレーン構造物の変形を考慮した場合は, Fig. 15よりそれぞれ1.3%, 2.4%および5%となり, 動的荷重は小さくなる。このことから, クレーン構造物の変形によるジブ先端の上下方向の変位および吊ロープの伸びが, 波浪による台船の上下運動で生じる吊荷の上下変位を減少させているものと考えられる。

Fig. 16は単位波振幅におけるクレーン構造物の変形を, $\lambda/L=1.0$, $\Psi=30^\circ$, $t=0$ の場合について示す。図中の数値は各節点でのY軸方向(船の横方向)の変位の無次元値である。また Fig. 17は波高2 mにおける各節点での曲げモーメントおよび軸力の両振幅を示す。ここで $\lambda/L=1.0$ で向波状態の場合である。またクレーン構造物にはたらく

Fig. 14(a) Comparison of wave response for the barge hull body between the crane structure as a rigid model and the one as an elastic model ($\Psi=0^\circ$)

Fig. 14(b) Comparison of wave response for the barge hull body between the crane structure as a rigid model and the one as an elastic model ($\Psi=30^\circ$)

吊荷による静荷重は、ジブに作用する軸圧縮力が2193トン、ジブを支持する斜ロープの張力1082トン、ロープを固定する支柱の張力463トンである。したがって、ジブおよび斜ロープに働く変動軸力の両振幅は、それぞれ単位波振幅あたり静的軸力の4.7%及び8.3%となる。また、ジブに生じる変動曲げモーメントの両振幅はジブのスパンの中央で単位波振幅当たり1623 t-mとなる。

6. 結 言

吊荷重3,600トン型クレーン船の波浪中の運動を、クレーン構造物の変形を考慮して解析し、吊荷に作用する動的荷重について検討した。これらを要約して以下に示す。

Fig. 14(c) Comparison of wave response for the barge hull body between the crane structure as a rigid model and the one as an elastic model ($\Psi=60^\circ$)

(1) クレーン船の船体運動の計算において、クレーン構造物の弾性変形を考慮した場合と考慮しない場合を比較すれば、 $\lambda/L=0.5$ 程度ではその相違は小さいが、 λ/L が1.0, 1.5においては著しく異なる。したがって、これらの場合はクレーン船の船体運動に与えるクレーン構造物の変

Fig. 15 Dynamic load acting upon lifting ropes

形の影響は無視できなくなる。

(2) クレーン構造物の変形を考慮した吊荷に働く動的荷重は、波高2mで λ/L が1.5の向波状態で吊り重量の約5%となる。これに対して、クレーン構造物を剛体と見なした場合の動的荷重の推定値は13%となり、クレーン構造物の変形を考慮した場合の2.6倍となる。このように、クレーン構造物の弾性変形を考慮すれば、剛性運動から求めた吊荷の動荷重より小さくなる。

(3) ジブおよび斜ロープに働く変動軸力は、それぞれ単位波振幅あたり、静的軸力の4.7%及び8.3%に達している。

参 考 文 献

- 1) 日本船舶保険連盟：起重機船等の安全回航指針，1979
- 2) 野尻信弘，三田重雄：クレーンバージと吊荷の連成運動について，西部造船会会報，59，43-55，1980
- 3) Mikio Takaki, Yoshihiro Tango: Wave Drifting Forces on Very Large Floating Structures, International Journal of Offshore and Polar Engineer-

Fig. 16 Calculation of displacements for actual crane structure

Fig. 17 Calculation of double amplitude of bending moments and axial forces for the actual crane structure

ing, Vol. 5, 3, 204-211, 1995

付 録

1. ジブ先端の前後方向変位 δ_x による吊荷の運動

ジブ先端の変位を $\delta_x = \delta_{xs} \sin \omega_e t + \delta_{xc} \cos \omega_e t$ ，吊荷の変位を x とし，いずれも同方向にとるとき，吊荷の前後方向の運動の式は次式で与えられる。

$$\ddot{x} + \frac{g}{l_h} x = \frac{g}{l_h} \delta_x \quad (\text{A } 1)$$

ここで，吊荷の前後変位による吊りロープの伸びは無視できるとする。この特解は次式で与えられる。

$$x = \frac{1}{1 - \frac{l_h}{g} \omega_e^2} \delta_x \quad (\text{A } 2)$$

片舷のジブ先端の δ_x 方向に働く力 P_H は次式で与えられる。

$$P_H = -\frac{P}{2} \frac{\delta_x - x}{l_h} = -\frac{P}{2 \left(\frac{g}{\omega_e^2} - l_h \right)} \delta_x \quad (\text{A } 3)$$

2. ジブ先端の上下方向の変位 δ_y による吊荷の運動

ジブ先端の変位 δ_y , 吊荷の変位 y を同方向にとれば, 吊荷の上下方向の運動の式は, 吊りロープの伸びを考慮した場合, 次式で与えられる。

$$\ddot{y} + \frac{2EA g}{Pl_h} y = \frac{2EA g}{Pl_h} \delta_y \quad (\text{A } 4)$$

$\delta_y = \delta_{ys} \sin \omega_e t + \delta_{yc} \cos \omega_e t$ としたときの特解は次式となる。

$$y = \frac{1}{1 - \frac{\omega_e^2}{2gEA} Pl_h} \delta_y \quad (\text{A } 5)$$

ジブ先端の δ_y 方向に働く力 P_y は次式となる。

$$P_y = -\frac{\delta_y - y}{l_h} EA = \left\{ \frac{1}{1 - l_h \omega_e^2 P / (2gEA)} - 1 \right\} \frac{AE}{l_h} \delta_y \quad (\text{A } 6)$$