

(昭和62年11月 日本造船学会秋季講演会において講演)

船体縦曲げモーメントにおける非対称性について

正員 上野道雄* 正員 渡辺 巖*

On Asymmetry of Vertical Bending Moment on Ships

by Michio Ueno, *Member* Iwao Watanabe, *Member*

Summary

An asymmetry of vertical bending moment which occurs on ships having extreme flare on its bow shape is attributed to two reasons. One is the change of pressure distribution around ship's hull induced by advancing speed. This component can be significant for high speed ships, e.g. container ships. The other is nonlinear wave forces which consist of a shift of mean value and high-harmonic components. Calculation methods for estimating these components are presented respectively. Hess & Smith's method are made use of for estimating the component caused by advancing speed. This calculation can describe well the behavior of experimental data which varies widely from hogging to sagging depending on ship's hull form in the lower speed range. As for nonlinear wave forces, the effect of wave pressure force upon ship side slope is taken into account to give the shift of mean value and bi-harmonic component. This method is easily combined with the ordinary strip method to facilitate to calculate nonlinear wave forces. Calculation is compared with experimental data for these wave related components.

These calculation and experimental data also show that the asymmetry of vertical bending moment is scarcely seen for ships of blunt shape but is dominant for ships having extreme flare.

1 緒 言

波浪荷重予測の分野においては、スラミングなどの強非線形現象が発生しない範囲ではOSMなどのストリップ法がほぼ確立された手法となっている。しかし詳細に現象を観察すると、特にコンテナ船のような瘦せた船においてはホギングモーメントよりもサギングモーメントの方がかなり大きな値を示す、という通常のストリップ法からは推定できない現象がみられる。このような現象は船体の構造強度上の重要な問題となると思われる。

近年、波浪による非線形性を考慮したいくつかの計算法が提案され^{1)~4)}、またそれらを使って上記現象を考慮に入れた波浪荷重の確率予測についても検討^{5),6)}されつつある。

筆者らはコンテナ船に現われるサギングモーメントがホギングモーメントよりも大きくなるという現象に注目し、これをもたらすいくつかの要因を指摘⁶⁾した。これらは大きく分けて平水中航走時の成分と、波浪による非線形成分とからなる。前者は従来あまり注目されなかつた成分であるが、コンテナ船などの高速船においては無視できない量となり得る。また後者はさらに直流成分と変動成分に分けられ、この波浪非線形性には船首の強いフレア部が大きく寄与していることを報告した。実際、強いフレア部を持たない散積船では波浪非線形性がほとんど現われないことは実験・計算の両面から確認されている^{5),7)}ところである。

本研究では上記研究に基づき、非対称性の発生機構を明らかにし、非対称性をもたらす成分ごとにこれらをごく簡便な方法で推定できないかを検討する。まずいちじるしい非対称性の現われている計測波形を示し、縦曲げモーメントの非対称成分について考察する。次に非対称性をもたらす成分のうち平水中航走時の成分については、Hess & Smithの方法を利用して考える。波浪非線形成分については、通常のストリップ法に若干手を加えることにより、簡単で精度の良い推定が可能かどうかを考察する。また、船型によるこれらの成分の特性の違いについても考察する。

なお本研究ではスラミングなどが発生しない範囲内での縦曲げモーメントの非対称性のみを取扱うこととする。またこの非対称性は、正面向波の場合が最も顕著で

* 運輸省船舶技術研究所運動性能部

して通常用いられる Hess & Smith の方法を使い、まず船体回りの圧力場を計算する。次にこの圧力の上下方向成分に釣り合うだけ船の姿勢が変化し、その時の静的な浮力変化を計算する。この状態の力の分布によって誘起される縦曲げモーメントをもって、平水中航走時の値を推定した。

この推定法では自由表面の影響は考慮されておらず、したがって低速時に良い推定値を与えるものと考えられる。またこの計算では、姿勢変化による流場の変化までは考慮していない。なお Hess & Smith の計算での各船のパネル分割数は、船体片側でコンテナ船：356、撒積船：482 である。

3.2 実験との比較による検証

(1) コンテナ船

Fig. 3 に、コンテナ船の縦曲げモーメントの船長方向分布を示す。各記号を結んだ折れ線が実験値を表わし、破線が計算値を表わす。この図に示す船速の範囲内では、船体全体に亘ってサギング状態にある実験値を推定計算はよく表わしている。

次に、船体中央部を例にとり、さらに高速域におけるこの成分の挙動をみた結果を Fig. 4 に示す。図中一点鎖線は前述の高石らによる分割模型実験の結果であり、弾性模型による実験値とよい対応を示している。実験値は船速が大きくなると $F_n=0.3$ 付近から推定計算値を離れ、より大きなサギングモーメントを示すに至る。これは本推定計算法では考慮されていない自由表面の影響によるものと考えられる。

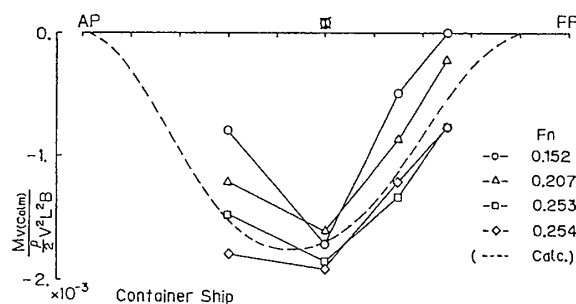


Fig. 3 Distribution of vertical bending moment in calm water (Container ship)

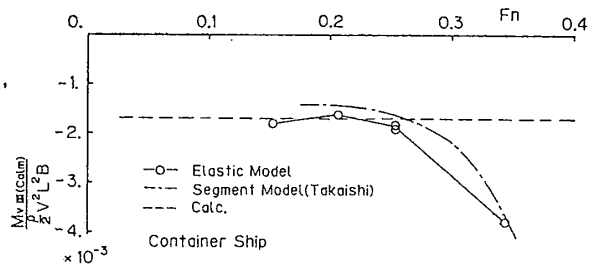


Fig. 4 Effect of ship speed on vertical bending moment in calm water

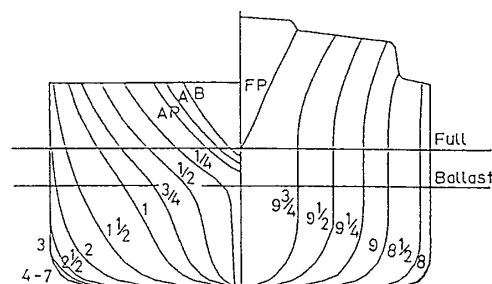


Fig. 5 Body plan of bulk carrier

Table 2 Principal dimensions of bulk carrier

Items	Ship	Model
L (m)	216.4	4.500
B (m)	31.7	0.659
[Full]		
d (m)	11.40	0.237
Δ (ton)	66058.	0.584
Cb	0.824	
[Ballast]		
d (m)	8.32	0.173
Δ (ton)	47191.	0.414
Cb	0.807	

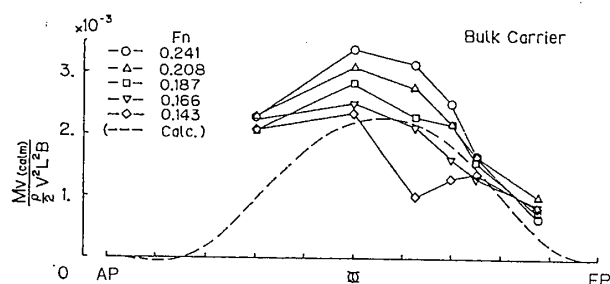


Fig. 6 Distribution of vertical bending moment in calm water (Bulk carrier)

荒れた海象をかなりの高速で航行することがないとするれば、波浪中のこの成分は本計算法で推定可能であると思われる。

(2) 撒積船

実験に用いた撒積船の正面線図および主要目を Fig. 5, Table 2 にそれぞれ示す。本模型船はアルミ骨方式の弾性模型船で、縦曲げモーメントはこのアルミ骨の歪から求めたものである。なお載荷状態は等喫水のバラスト状態である。

船長方向分布を Fig. 6 に示す。実験値はコンテナ船と全く逆の船体全体に亘ってのホギング状態を示しており、計算値もこの傾向をよく表現している。また船体中央部でみると、この図に示す船速の範囲内ではコンテナ船よりも実験値の変動が大きく、自由表面によると思われる影響が大きいようである。

本推定計算法が船型の違いを良く表わし、平水中航走時の縦曲げモーメントのはばよい推定値を与えることが確認できた。

4 波浪による非線形成分の推定

波浪非線形成分は、主として水面下の船体形状が大きく変化することによってもたらされることが知られており、いくつかの提案されている非線形計算法もこの点を考慮することによって成果を挙げている。波浪中で水面下船体形状が最も大きく変化するのは船首フレア部である。この船首フレア部に働く非線形流体力のうち縦曲げモーメントの非対称性に寄与する要因はいくつか考えられるが、静的流体力およびフルード・クリロフ力の非線形性が最も影響が大であることを筆者らは非線形計算法“SRSLAM”を用いて示した⁹⁾。以下に示す計算法は、この静的流体力およびフルード・クリロフ力の非線形性を OSM の計算と結びつけて考えようとするものである。この計算法によれば、通常のストリップ法の計算プログラムにサブルーチンを加える程度で非線形成分を計算できる。

4.1 計 算 法

座標系を Fig. 7 に示す。ここで $O_0-X_0Y_0Z_0$ は空間固定座標系、 $O-XYZ$ は平均船速で移動する座標系、 $o-xyz$ は船体固定の座標系を表わし、 O 点は平水時の水面高さにとるものとする。また O 点と o 点は船体が運動しない場合に一致するものとし、 $x=0$ は船の重心位置にとるものとする。図中の各変数の意味は以下の通りである。

- $b(z)$: 断面半幅
- d : 断面船底の z 座標
- $\bar{\zeta}$: 断面内の平均波面
- ζ_H : 船体断面の上下方向変位
- $\zeta_R(=\bar{\zeta}-\zeta_H)$: 相対水位

なおこれらはすべて x の関数であるとする。

断面半幅については以下のように表わす。

$$b(z) = \sum_{n=0}^{\infty} b_n z^n \quad (2)$$

ただし $b(0)=b_0$, $b(d)=0$ であり、 b_0 が平水中静止時

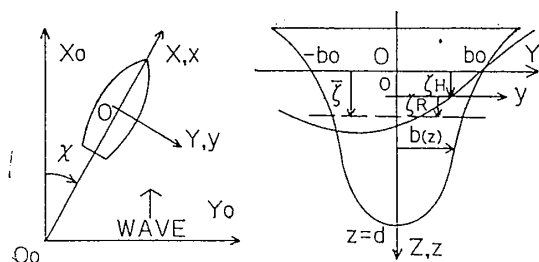


Fig. 7 Coordinate system

の断面半幅、 b_1 が船側傾斜を表わす。

$\bar{\zeta}$ はストリップ法 (OSM) にない次式で与える。

$$\bar{\zeta} = c_1 \zeta_W \quad (3)$$

$$\zeta_W = \zeta_{W0} \cos(k^* x - \omega_e t) \quad (4)$$

$k^* = k \cos \chi$, k : 波数, ζ_{W0} : 波振幅

$$c_1 = \begin{cases} \sin(b_0 k \sin \chi) / (b_0 k \sin \chi), & (\sin \chi \neq 0) \\ 1 & (\sin \chi = 0) \end{cases}$$

流体圧力は次式で与える。

$$p = \rho g \{ Z - \zeta_{W0} e^{-k^* Z} \cos(k^* X - k \sin \chi \cdot Y - \omega_e t) \} \quad (5)$$

この p を $\bar{\zeta}$ 以下の船体表面で積分し、その上下方向成分から静止時の排水量を差し引いたものを dF_P/dx とし、さらに通常のストリップ法にない平均喫水の考え方をを用いると次のように表わせる。なお断面に働く力は下向きを正とする。

$$\begin{aligned} \frac{dF_P}{dx} &= 2\rho g \left[\int_{\zeta_R}^d \{ (z + \zeta_H) - e^{-k(z + \zeta_H)} \cos(k \sin \chi \cdot y) \} \frac{db}{dz} dz + \sigma b_0 d \right] \\ &= 2\rho g \{ -\bar{\zeta} b(\zeta_R) \} + \int_0^{\zeta_R} b dz \\ &\quad - \zeta_W e^{-k d^*} \int_{b(\zeta_R)}^0 \cos(k \sin \chi \cdot y) dy \quad (6) \\ &\quad \left(\because \int_0^d b dz = \sigma b_0 d \right) \end{aligned}$$

σ : 断面積/($2b_0 d$)

ここで d^* は次式で定義する。

$$\begin{aligned} d^* &= \int_{\zeta_R}^d b dz / b(\zeta_R) + \bar{\zeta} \\ &= \left(\sigma b_0 d - \int_0^{\zeta_R} b dz \right) / b(\zeta_R) + \bar{\zeta} \quad (7) \end{aligned}$$

次に、

$$\frac{dF_P'}{dx} = \frac{dF_P}{dx} / \rho g B \zeta_{W0}, \quad x' = x/L, \quad y' = y/(B/2),$$

$$(z', d', d^{*'}) = (z, d, d^*) / d_m,$$

$$(k', k^{*'}) = (k, k^*) \cdot d_m,$$

$$(\zeta_W', \bar{\zeta}', \zeta_H', \zeta_R') = (\zeta_W, \bar{\zeta}, \zeta_H, \zeta_R) / \zeta_{W0}$$

$$b' = b/(B/2) = b_0' + b_1' z' + \dots,$$

$$b_0' = b_0/(B/2), \quad b_1' = d_m/(B/2) \cdot b_1$$

$$\varepsilon = \zeta_{W0}/d_m$$

L : 船の長さ, B : 船の幅, d_m : 船の代表喫水

にしたがって無次元化すると次式を得る。

$$\begin{aligned} \frac{dF_P'}{dx} &= -\bar{\zeta}' b'(\varepsilon \zeta_R') + \frac{1}{\varepsilon} \int_0^{\varepsilon \zeta_R'} b' dz' \\ &\quad - \zeta_W' e^{-k' d^{*'}} \int_{b'(\varepsilon \zeta_R')}^0 \cos\left(\frac{B/2}{d_m} k' \sin \chi \cdot y'\right) dy' \quad (8) \end{aligned}$$

$$d^{*'} = \left(\sigma b_0' d' - \int_0^{\varepsilon \zeta_R'} b' dz' \right) / b'(\varepsilon \zeta_R') + \varepsilon \bar{\zeta}' \quad (9)$$

上式を展開し ε の 1 乗の項までとると、 dF'_P/dx として最終的に次式を得る。

$$\begin{aligned} \frac{dF'_P}{dx} &= a_W \zeta_W' + a_H \zeta_H' \\ &\quad + a_{WW} \zeta_W'^2 + a_{WH} \zeta_W' \zeta_H' + a_{HH} \zeta_H'^2 \quad (10) \\ a_W &= c_1 c_2 b_0', \quad a_H = -b_0', \quad a_{HH} = \varepsilon b_1'/2, \\ a_{WW} &= \varepsilon c_1 (A b_1' - c_1/2 \cdot b_1'), \\ a_{WH} &= -\varepsilon (A b_1' + c_1 c_2 k' b_0') \end{aligned}$$

ただし、

$$A = c_2 \left\{ c_1 k' \sigma d' + \cos \left(\frac{B/2}{d_m} k' \sin \chi \cdot b_0' \right) \right\}, \quad c_2 = e^{-k' \sigma d'}$$

上式に示すように、結果的に特に船側傾斜の影響を変位の 2 乗の項に考慮したものとなっている。なお上式中の変位の 1 乗の項は通常のスリップ法で得られるものである。

以下有次元表記することになると、波面および断面の変位は一般的に、

$$\begin{aligned} \zeta_W &= \zeta_{WC} \cos \omega_e t + \zeta_{WS} \sin \omega_e t \\ \zeta_H &= \zeta_{HC} \cos \omega_e t + \zeta_{HS} \sin \omega_e t \quad (11) \end{aligned}$$

ζ_{WC} , ζ_{WS} : 入射波振幅の cos, sin 成分

ζ_{HC} , ζ_{HS} : 断面の上下方向変位の cos, sin 成分で表わされるから、(10)式の変位の 2 乗の項から直流成分と倍周波数成分が得られる。したがって (10) 式は一般的に次のように表わされる。

$$\begin{aligned} \frac{dF_P}{dx} &= f_0 + f_{1C} \cos \omega_e t + f_{1S} \sin \omega_e t \\ &\quad + f_{2C} \cos 2\omega_e t + f_{2S} \sin 2\omega_e t \quad (12) \end{aligned}$$

f_0 : 波圧による断面力の直流成分

f_{1C} , f_{1S} : 波圧による断面力
出会波周波数の cos, sin 成分

f_{2C} , f_{2S} : 波圧による断面力
出会波の倍周波数の cos, sin 成分

以上の手順で外力の直流成分および倍周波数成分を計算する。ただしこの際 ζ_H は線形計算の結果を用いるものとする。

さて、まず縦曲げモーメントの直流成分は、平水中航行時の成分を求めた場合と同様に、船体の平均的姿勢が変化したとして次式で求める。

$$M_{W_0(x_1)} = - \int_{AP}^{x_1} (f_0 - f_b) (x - x_1) dx \quad (13)$$

f_b : 船の姿勢変化による浮力変化分 (上向き正)

次に倍周波数成分については、復原力および造波減衰力を無視した次の方程式によって、まず運動の倍周波数成分を求める。ただし各断面の付加質量はルイスフォームの無限流体中・周波数無限大のものをもって近似することとする。

$$-4\omega_e^2 \int_{AP}^{FP} (m + m_a) \begin{Bmatrix} \zeta_{H2C} \\ \zeta_{H2S} \end{Bmatrix} dx = \int_{AP}^{FP} \begin{Bmatrix} f_{2C} \\ f_{2S} \end{Bmatrix} dx$$

$$-4\omega_e^2 \int_{AP}^{FP} (m + m_a) \begin{Bmatrix} \zeta_{H2C} \\ \zeta_{H2S} \end{Bmatrix} x dx = \int_{AP}^{FP} \begin{Bmatrix} f_{2C} \\ f_{2S} \end{Bmatrix} x dx \quad (14)$$

m : 船の質量分布, m_a : 上下方向の付加質量分布

$\zeta_{H2C} = Z_{2C} - \theta_{2C} x$: 断面上下変位の出会波倍周波数
cos 成分振幅

$\zeta_{H2S} = Z_{2S} - \theta_{2S} x$: 断面上下変位の出会波倍周波数
sin 成分振幅

Z_{2C} , Z_{2S} : 船の上下揺れの出会波倍周波数

cos, sin 成分振幅 (下向きを正)

θ_{2C} , θ_{2S} : 船の縦揺れの出会波倍周波数

cos, sin 成分振幅 (船首上げを正)

上式で得られた解を用いて、縦曲げモーメントの倍周波数成分は次式で求める。

$$\begin{aligned} \frac{M_{W2C(x_1)}}{M_{W2S(x_1)}} &= - \int_{AP}^{x_1} \begin{Bmatrix} f_{2C} \\ f_{2S} \end{Bmatrix} + 4\omega_e^2 (m + m_a) \begin{Bmatrix} \zeta_{H2C} \\ \zeta_{H2S} \end{Bmatrix} \\ &\quad \times (x - x_1) dx \\ M_{W2} &= \sqrt{M_{W2C}^2 + M_{W2S}^2} \quad (15) \end{aligned}$$

M_{W2C} , M_{W2S} : 縦曲げモーメントの出会波

倍周波数 cos, sin 成分振幅

以上が計算法の概要である。なお (5) 式の圧力式は最大 $k'\varepsilon$ のオーダーの誤差を含んでいるが、平均喫水の考え方を使っていることもあり、推定計算としてはこれで十分であると考えられる。

なお波浪による直流成分に関しては Grim ら¹²⁾ が簡略化した方法で計算を行っている。実際、先に示した計算法で $k'=0$, $\chi=180^\circ$ と置けば、(10)式に対応する式は、

$$\frac{dF'_P}{dx} = b_0' \zeta_R' + \varepsilon \frac{b_1'}{2} \zeta_R'^2 \quad (16)$$

となり、これから得られる直流成分は Grim らの結果と一致する。

4.2 実験との比較

計算はコンテナ船を $F_n=0.2$ 、撒積船を $F_n=0.1$ の船速で、いずれも正面向波状態で行った。比較するコンテナ船の実験値は先に計測波形例を示した規則波中正面向波、 $F_n=0.2$, $H_W/L=1/20$ の状態のものである。また、撒積船は計算のみで、満載状態のものである。なお本計算法では直流成分・倍周波数成分ともに波振幅の自乗に比例することになるので、以下 $\rho g L^2 B k \zeta_{W0}^2$ で無次元化した値で検討する。

Fig. 8 に計算に用いたコンテナ船・撒積船の船側傾斜を表わす係数 b_1 を示す。これは平水中静止時の喫水線を中心とする高さ $d/2$ の範囲での平均値をとったものである。船体前半部でのフレア部の有無がよく表わされている。2 隻とも船尾に近い部分で大きな値を示しているが、一般に船首部よりも相対水位変動が小さい部分なので、非線形性に大きな寄与はしないと考えられる。

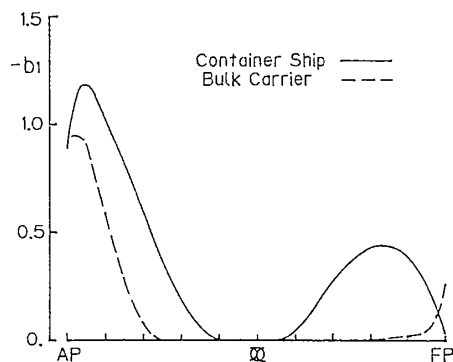


Fig. 8 Local slope of ship surface

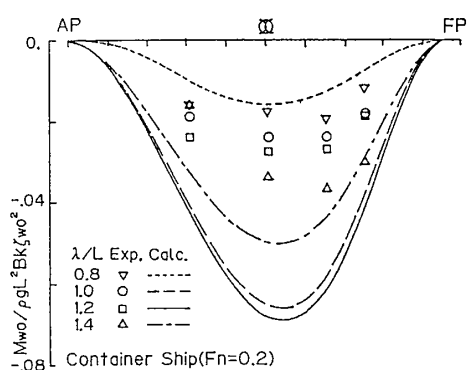


Fig. 9 Shift of mean value due to wave (Container ship)

4.2.1 波浪直流成分 (M_{w0})

(1) コンテナ船

直流成分の船長方向分布を Fig. 9 に示す。実験値は計測されたデータの平均値から平水中航走時の成分を差し引いたものである。計算値は実験値と同じくサギング状態を表わしているが、過大に評価する結果となっている。この差については、スラミングを起こしている実験から本成分を取出すことの精度上の問題などが考えられ、さらに詳細な実験的検討が必要と思われる。

(2) 撒積船

計算結果だけではあるが、Fig. 10 に撒積船の結果を

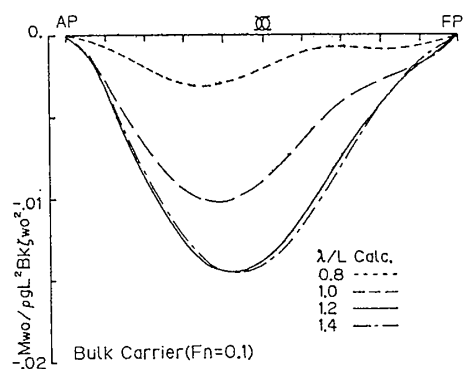


Fig. 10 Shift of mean value due to wave (Bulk carrier)

示す。コンテナ船と同じくサギングモーメントを与える結果となっている。ただコンテナ船に比べてかなり小さい値であり、線形成分の大きい肥えた船では問題とされない量と考えられる。

4.2.2 倍周波数成分 (M_{w2})

縦曲げモーメントの倍周波数成分を計算するには船体運動の倍周波数成分を計算する必要があることを先に述べたが、その振幅は線形成分の高々数パーセント程度で、大波高においても船体運動はほぼ線形性を有するという事実には反しない結果となっている。

なお、コンテナ船の実験値はフーリエ解析によって得られたものである。

(1) コンテナ船

Fig. 11 に倍周波数成分の振幅の船長方向分布を示す。計算値は実験値よりも $\lambda/L=0.8, 1.4$ ではやや大きく、 $\lambda/L=1.0, 1.2$ ではやや小さめになってはいるが、最大値が現われる位置が船首側に偏っているところなど、よく実験値の傾向を表現している。線形成分の分布がほぼ前後対称であることから、倍周波数成分の基本周波数成分に対する比が船体前半部で大きくなり、この部分で波形がひずむことが考えられる。

波長による倍周波数成分の振幅の変化を Fig. 12 に示

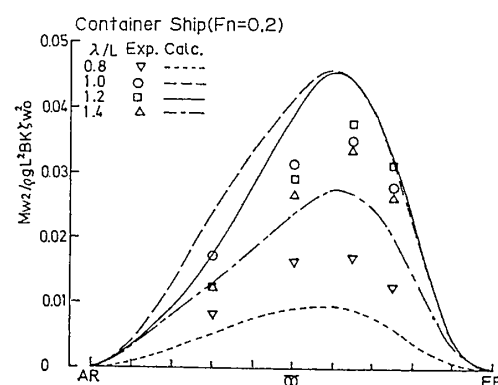


Fig. 11 Amplitude distribution of bi-harmonic component (Container ship)

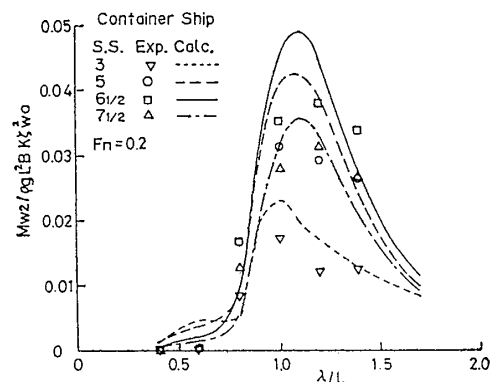


Fig. 12 Amplitude of bi-harmonic component to wave length (Container ship)

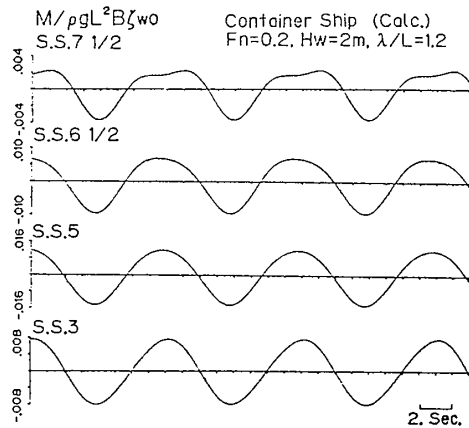


Fig. 13 Time history of vertical bending moment (Container ship, calculated)

す。S. S. 6 1/2 でみると、 $\lambda/L=1.0$ 付近で急激に立ち上がり、 $\lambda/L=1.0\sim 1.2$ 付近で最大値を示す点は計算値が実験値をよく表わしている。ただ長波長領域で計算値はやや過小評価となるようである。

以上倍周波数成分の振幅については本計算法がほぼよい推定値を与えることが分かった。次に、非対称性にとって重要な、倍周波数成分と基本周波数成分の位相関係をみてみることにする。

Fig. 13 に計算波形例を示す。 $\chi=180^\circ$ 、 $\lambda/L=1.2$ 、 $F_n=0.2$ の状態の S. S. 7 1/2, 6 1/2, 5, 3 のもので、これらは先に示した計測波形例と同じ位置での波形である。ただし波高を 2m として計算したもので、直流成分は含んでいない。船首に近い部分ほど倍周波数成分のために波形がひずみ、サギング側の極値が大きくなっており、計測波形と類似した波形形状となっている。これで本計算法が、倍周波数成分のもたらす非対称性を良く表現できることが確認できた。

(2) 撒積船

計算値のみではあるが、撒積船の倍周波数成分の振幅の船長方向分布を Fig. 14 に、S. S. 5 における波長による変化を Fig. 15 に示す。直流成分と同じく、コンテナ

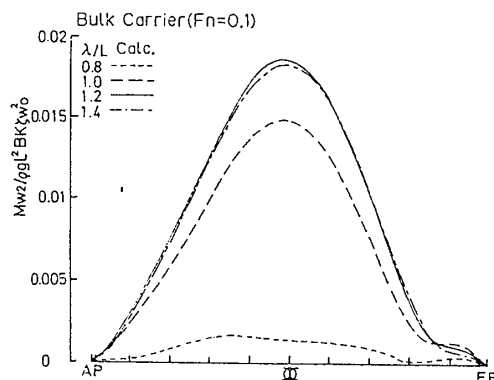


Fig. 14 Amplitude distribution of bi-harmonic component (Bulk carrier)

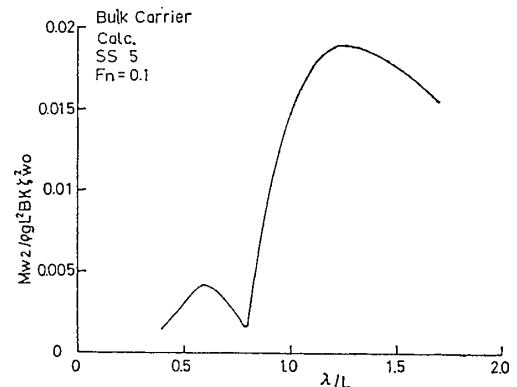


Fig. 15 Amplitude of bi-harmonic component to wave length (Bulk carrier)

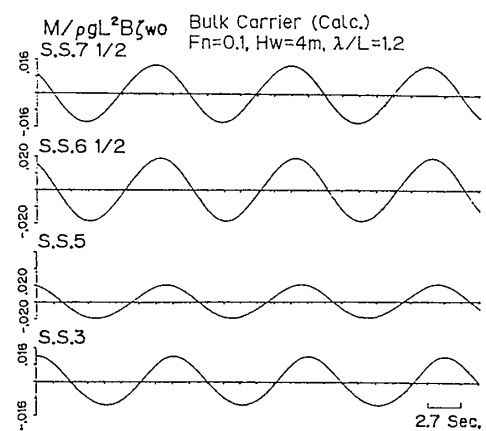


Fig. 16 Time history of vertical bending moment (Bulk carrier, calculated)

船に比べて倍周波数成分は小さな値となっている。またほぼ線形成分の分布とはほぼ同じ形状をしていること、線形成分がコンテナ船よりかなり大きいことより、計算波形形状は Fig. 16 に示すように非対称性はほとんどみられないものとなっている。なおこの計算波形は $\lambda/L=1.2$ 、 $F_n=0.1$ 、 $H_w=4m$ のものである。直流成分と同じく、船首にほとんどフレア部を持たないこのような船型では倍周波数成分も非対称性には影響が小さいことがこの計算でも確認できた。

5 結 言

縦曲げモーメントのホギング・サギングの非対称性について、考察および推定計算を行った。以下に主な点をまとめる。

(1) 縦曲げモーメントの非対称性は、平水中航走時の成分および波浪非線形成分のうちの直流成分による平均値移動、並びに波浪非線形成分の変動成分と基本周波数成分との位相関係による極値の変化によってもたらされる。

(2) 直流成分として非対称性に寄与する平水中航走時の縦曲げモーメントは、高速域を除いて Hess & Smith

の方法を使った計算によって推定できる。この成分は高速船においては無視できない影響を与え、また船型によってホギングからサギングまで大きく変化する。

(3) 波圧の推定に船側傾斜を考慮した簡便な計算法を示し、波浪による直流成分および倍周波数成分を推定した。実験と計算との比較によれば、直流成分は過大評価となる傾向があるが、倍周波数成分は振幅・位相ともほぼ妥当な推定値となり、縦曲げモーメントの非対称性を評価できる。

(4) 非対称性を船型別にみると、肥えた船では一般にこれは問題とならない量であるが、瘦せた船では上記いずれの成分も無視できない量となり、さらにいずれの成分もサギング側を大きくする傾向にある。

本研究では、Hess & Smith の計算プログラムとして当研究所推進性能部の船舶流体力学ライブラリを使用した。プログラムの使用に当っては、同部の日夏宗彦技官と塚田吉昭技官に御指導いただいた。ここに改めて感謝の意を表する。当研究所高石敬史運動性能部長には終始適切な御指導・御助言をいただいた。厚く御礼申し上げる。また実験の遂行に当っては運動性能部沢田博史技官の、図面作成に当っては山本徳太郎技官の御協力をいただいた。ここに感謝の意を表する。

本研究は運輸省内共同研究開発項目“異常海難防止システムの総合研究開発”の一環として実施したものである。なお、本研究の計算には、FACOM M 180 II-ADを使用した。

参 考 文 献

- 1) 山本善之, 藤野正隆, 深沢塔一: 非線形性を考慮した波浪中の船体縦運動および縦強度 (第1報~第3報), 日本造船学会論文集, 第143, 144, 145号 (1978, 1979).
- 2) 藤野正隆, 尹 範相, 河田 潤, 吉野玄三郎: 大波高波浪による船体の波浪荷重に関する研究 (第1報~第3報), 日本造船学会論文集, 第156, 157, 158号 (1984, 1985).
- 3) 日本造船研究協会第194研究部会: 波浪中の船体応答に関する研究報告書, 研究資料第380号 (1985).
- 4) 大坪英臣, 黒岩隆夫, 山本善之: 大波高波浪中の船体構造応答 (第1報), 日本造船学会論文集, 第157号 (1983).
- 5) 黒岩隆夫, 大坪英臣: 瘦型船におけるサギングモーメントの非線形性, 日本造船学会論文集, 第161号 (1987).
- 6) 上野道雄, 渡辺 巖, 沢田博史, 山本徳太郎: 船体縦曲げモーメントの極大・極小値分布にみられる非対称性について, 船舶技術研究所 第48回研究発表会講演集 (1986).
- 7) 運輸省: 異常海難防止システムの総合研究開発 昭和61年度研究成果報告書, 運輸省 (1987).
- 8) 沢田博史, 渡辺 巖, ほか: 船体弾性応答を模擬する弾性模型船の製作について, 船舶技術研究所報告第24巻第2号研究報告 (1987).
- 9) 野崎政治: 規則波中にて警備艦に生じる縦曲げモーメントについて, 造船協会論文集, 第114号 (1964).
- 10) 高石敬史, 吉野泰平: 斜め波中におけるコンテナ船の船体中央曲げおよび振りモーメントについて, 関西造船協会誌, 第152号 (1974).
- 11) G. Vossers, W. A. Swaan, H. Rijken: Vertical and Lateral Bending Moment Measurements on Series 60 Models, I. S. P. Vol. 8, No. 83. (1961).
- 12) O. Grim, P. Schenzle: A Second Order Effect in Wave Bending Moment, 14th ITTC Report (1975).
- 13) 佐藤正彦: 波浪中航走時の船体の縦強度に関する模型実験, 造船協会論文集, 第90号 (1952).
- 14) E. V. Lewis, J. F. Dalzell: Motion, Bending Moment and Shear Measurements on a Destroyer Model in Waves, E. T. T. Report No. 656 (1958).
- 15) Ir. J. Ch. De Does: Experimental Determination of Bending Moments for Three Models of Different Fullness in Regular Waves, I. S. P. Vol. 7, No. 68 (1960).
- 16) M. Løftveit, Chr. Mürer, B. Vedeler, H. Christensen: Wave Loads on a T-2 Tanker Model, European Ship Building No. 1 (1961).
- 17) 秋田好雄, 郷田国夫, 田崎 亮: T2-SE-A1タンカー模型による波浪中の船体曲げモーメントの研究 (第1報), 造船協会論文集, 第110号 (1962).