(昭和 53 年 11 月 日本造船学会秋季講演会において講演)

コンテナ船の Hull Girder 強度の長期 予測計算結果について

正員 清水 作 造* 大 友 員 夫*
正員 後 川 理*

A Study on the Hull Girder Strength of Container Ships with Large Hatch Openings

by Sakuzo Shimizu, *Member* Kazuo Ohtomo
Osamu Ushirokawa, *Member*

Summary

This paper presents the investigated results of numerical simulation pertaining to the hull girder strength of container ships in irregular sea.

Using the so-called total system of hull girder strength analysis developed by the authors, the analysis of the long-term prediction of structural response of three container ships is carried out.

And the wave-induced stresses in longitudinal strength members, distortion of hatch openings and the torsional deformation of hull girder are studied from the point of view of the long-term prediction.

As a result of this simulation, the following conclusions are obtained.

(1) In the middle part of ship, the wave-induced normal stress in the upper deck at the side edge of hatch opening is in the stress range of $8 \sim 9.5 \text{ kg/mm}^2$ and the wave-induced shearing stress in the outer hull at the load water line is below 10 kg/mm^2 with probability level 10^{-6} .

The normal stress of outer hull at the bilge part is in the same level with that of the upper deck.

(2) In the fore hold structure, the normal stress of the upper deck is almost in the same level with that of the middle part of ship.

Furthermore the torsional deformation of hull girder is considerably large compared with that of the middle part of hull because of the decrease in the torsional rigidities.

(3) As to the distortion of hatch openings, the elongation Δl of the diagonal length of them is largest in the hatch of the middle part, but there are small differences in the ratio $\Delta l/l$ with same probability level.

1 緒 言

大きな甲板開口を有するコンテナ専用船は、その大倉口のために通常の船舶に比較して船体の振り剛性、あるいは振り強度が大幅に低下し、しかも振り中心の位置関係によって船体に生ずる振りモーメントが通常の船体の場合よりも大きくなることが予想される。

最近では船体の大型化と高速化により、コンテナ船の構造はパナマ運河通行可能な条件のもとに船側構造が圧縮され、上甲板の有効面積および倉口間のクロスデッキの幅などが極度に減小したものが出現している。

さらに船体の大型化は船の長さや深さを拡張する方向へと進み、高速化と相俟って非常にファインナ船型が採り入れられている。

このような推移にともない、コンテナ船の振り強度に関する研究がこれまでに数多く発表され、振りに対する船体構造の挙動はかなり明らかとなった。

また最近ではストリップ法による規則波中での船体運動の計算から、船体に作用する波浪変動荷重の推定が可能となり、不規則海洋波中での船体構造の挙動の解明が注目されるにいたった。これにより従来単独に取りあげて検討していた船体の振り強度の問題は、波浪荷重に対する船体の鉛直縦曲げおよび水平縦曲げと関連させ、hull girder の強度に関する問題として取り扱われるようになった。

このようなことから不規則海洋波中での hull girder の構造応答に関する研究が各所で実施され、わが国では特に日本造船研究協会第 134 研究部会においてこの問題が検討された^{5), 8), 9), 10), 12)}。

* 石川島播磨重工業 (株)

著者らはこれに関連して、3隻の実船のコンテナ船について、不規則海洋波中での hull girder 強度の長期予測解析を行ない、船体に誘起される波浪変動応力および倉口の変形や船体の振り率などの船体変形量の最大期待値について検討した。

また、著者らは船体の中央部のみならず、とくに船首倉部における船体構造の挙動に注目し、このような個所の船体振り変形がかなり大きくなり得ること、またそれに基づいて船体応力も midship の上甲板と同程度の高応力の生ずる可能性のあることを示した。

2 計算法の概要

不規則海洋波中で、波浪変動荷重によって船体の縦強度部材に誘起される応力や、倉口変形量などの長期予測の検討を行なうために、著者らは hull girder 強度計算システム（仮称）を作成した。

本計算システムによる解析は、まず解析対象とする船舶について現在広く用いられているストリップ法によって規則波中での船体運動解析を行ない、船体に作用する波浪変動荷重を計算する。

これに引き続き、船の hull girder の構造解析を著者の一人が以前に発表した方法⁶⁾を用いて行ない、縦強度部材の応力や倉口の変形量などを求める。さらに海洋の不規則波に関する波浪頻度の観測データを用いて、これらの構造応答量の長期予測の統計解析を行なう。

これらの一連の計算は電子計算機を使って一貫して処理され、計算の過程で発生する大量の諸データは外部記憶装置（磁気ディスク）に貯えられる。その場合のデータの I/O はすべて direct access によって処理される。

なお、上記の波浪変動荷重に対する構造応答量の諸応答関数は次に述べるように、これら応答量の影響係数を使い、線形重ね合せの方法によって計算する。

この影響係数を算定するための構造計算では、文献6)に示したように船体を次のような構造モデルに置き換える。すなわち各甲板開口の前後端位置、および甲板開口の区間内の適当な位置で船体を多数の構造セグメントに分割し、各セグメントは一樣な横断面形状をもつ hull girder 要素にモデル化する。この場合クロスデッキや横隔壁が存在するセグメントでは、これらの横強度部材を船体主構造から分離して、主構造の振り変形に抵抗する局部的ばねとして別個に取り扱う。さらに船体に作用する鉛直、水平の両荷重および振りモーメント荷重などの外力は、各セグメントの区間内では一樣に分布するものとする。

さて、次に船尾端側から順次1個ずつ構造セグメントを選び、そのセグメントのみに、単位大きさの等分布の

鉛直荷重を単独に作用させ、このときの hull girder の構造計算を実行し、船体の指定横断面に働く諸断面力やその位置での hull girder の諸変位などを求める。

これと同様の一連の構造計算を水平横荷重および振り荷重について実施する。結局構造セグメントの総数の3倍の数の荷重ケースについて hull girder の断面力や変位が求められるが、これらの計算結果を構造応答量の一つの影響係数としてデータバンクに貯える。

さらに船体横断面上に生ずる直応力および剪断応力の影響係数を次のように計算する。

まず、直応力は同横断面に働く鉛直および水平の両縦曲げモーメント、さらにバイモーメントなどの断面力が与えられれば、これと船体構造から決まる断面係数とから一義的に決定される。一方、剪断応力は、鉛直および水平の両剪断力、Wagner の振りモーメントおよび船体の振り率などが決まれば、直応力の場合と同様に求めることができる。

このようなことから応力計算の各指定横断面对し、上記の諸断面力や振り率のそれぞれについて、単位の値に対する同断面上の指定点における直応力、あるいは剪断応力を計算し、得られた一連の結果をこの指定点の応力の影響係数としてあらかじめ準備しておく。

このような方法によって波浪荷重に対する船体構造の諸応答関数は、上記の諸影響係数と波浪荷重との線形結合の計算から容易に求められる。また静水中で船体に働く応力やその他の構造応答量も、静水荷重と上記の影響係数とから同様の手順で計算がなされる。

(1) 倉口変形量の計算

本計算システムの中では、各倉口の変形の大きさを以下に示すように、倉口の四隅の点を結ぶ対角線の長さの変化量で表わす。

この計算では船体の横強度的な変形の影響を無視し、鉛直、水平の両縦曲げおよび振りの3種類の hull girder の変形によってのみ、倉口の変形が生ずるものと仮定する。また複数列の倉口がある場合には、deck girder を無視し、複数列の倉口を1列倉口とみなす。

Fig. 1 に示すように各倉口の前（後）端の位置における hull girder の鉛直、水平の両縦曲げによる回転変位をそれぞれ、 $\chi_F(\chi_A)$ および $\varphi_F(\varphi_A)$ とし、さらに振れ角の微係数を $\theta'_F(\theta'_A)$ とすれば、同図に示す倉口の隅角点 P、Q の船長方向の変位 v_P および v_Q は次式で与えることができる。

$$\left. \begin{aligned} v_P &= -\chi_A(D-C_A) + \varphi_A \frac{a}{2} - \omega_F^* \theta'_F \\ v_Q &= -\chi_F(D-C_F) - \varphi_F \frac{a}{2} - \omega_F^* \theta'_F \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

ただし D は船の深さを、 a および b はそれぞれ倉口の幅と長さを表わす。さらに C_A および C_F は倉口の後端

Fig. 1 Distortion of hatch opening

および前端の位置での船体図心の高さ、また w_P^* , w_Q^* は点 P, Q での反り関数の値である。

式 (1) の両式の右辺の第 1, 2 項は、それぞれ鉛直縦曲げおよび水平縦曲げによる船首方向の変位であり、また第 3 項は捩りによる warping である。

よって船体の変形に基づく倉口の対角線長さの変化量 Δl は、次の (2) 式で表わすことができる。

$$\left. \begin{aligned} \Delta l &= \sqrt{a^2 + (b + \Delta v)^2} - \sqrt{a^2 + b^2} \\ &\approx \frac{b \Delta v}{\sqrt{a^2 + b^2}} \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

ただし、 $\Delta v = v_Q - v_P$

倉口変形量 Δl の波に対する周波数応答関数は、上記の hull girder の変位、 χ_A , χ_F , φ_A , φ_F , θ_A' および θ_F' などの応答関数の振幅、位相から容易に求めることができる。

(2) 船首倉部における捩り強度の解析結果の信頼度

周知のように、コンテナ船の船首倉部では船型の痩せの影響により縦通部材が不連続となる箇所が多く、hull girder の構造解析に際して、このような部材の縦強度に対する有効性の評価が問題である。また船体構造のモデル化の方法と関連してこのような区間では、船体の先細りのために、構造セグメント間の境界で hull girder 要素の横断面形状が計算上急変する。しかるにこのような構造上の不連続箇所では、hull girder の捩りによって生ずる warping あるいは捩り率の連続条件を満たすことは薄肉梁理論の範疇では困難である。

このような理由により、船体平行部に比べ船首倉部では hull girder の構造解析の結果のうち、とくに捩りに関する計算結果の信頼度が本計算システムを使う上で問題である。

この対策の一つとして、著者らは以前に Haslum 等が提案した近似的な方法を用いることにより、船の変断

Fig. 2 Twisting angle per unit length

Fig. 3 Distortion of hatch opening

面における捩り強度の計算が、本システムの中で使われている解析法で、実用上十分であることを模型実験によって示した。

しかし、この点をさらに明確にするために、本稿では実船のコンテナ船の捩り強度に関する宮成らの研究結果¹³⁾の一部を参考のために引用した。

これは主要寸法が $L \times B \times D = 177.4\text{M} \times 27.6\text{M} \times 16.2\text{M}$ のリフト・オン・オフのコンテナ船の捩り強度について、有限要素法と本計算システムの中で使用して薄肉梁理論に基づく計算法⁶⁾による計算結果を、比較検討したものである。この場合船体に作用する捩りモーメント荷重は、ロイド船級協会のルールに規定されている算式から求められている。

Fig. 2 には船首倉部における hull girder の捩り率の分布を、さらに Fig. 3 には上甲板の倉口の変形量の解析結果を図示した。

この両図の結果からみて、船首倉部での船体の捩り変形の解析に対し、著者らの薄肉梁理論による計算法が実用上必要な信頼度を有するものと考えられる。

Fig. 4 は No. 3 船倉の中央横断面の warping stress と剪断応力について両計算結果を対比したものである。

まず剪断応力に注目すると、艀段などの内構部材および外板の応力は、有限要素法による結果と薄肉梁理論による計算結果との間に全般に良好な一致が認められる。

Fig. 4 Stress distribution of fore hold structure

この艀段は船の長さ方向に不連続な構造であるが横隔壁を介して剪断応力が十分流入するため、縦強度部材としての有効性がほとんど問題とならず、梁理論による計算でも十分良い結果を与え得ることを示している。

これに対し warping stress では、両計算結果の間に剪断応力ほどの良い一致がみられない。全般的には梁理論による計算値は、有限要素法による結果よりも高めの値を与えることが認められる。

このような差の現われる原因の一つには、この検討の中では艀段などの不連続部材の有効性が100パーセントと仮定されているためで、これを適正に評価すれば、応力の配分が変わり、薄肉梁理論による計算でもさらに改善された結果が期待できるものと推察される。

3 解析対象船の概要と計算条件

本稿でとりあげた解析対象船は、大きさの異なる3隻のリフト・オン・オフのコンテナ専用船で、いずれも上甲板に3列の倉口を有するものである。これら供試船の主要目は Table 1 に示すとおりで、コンテナの最大搭載個数は20フィートコンテナ換算で、A、BおよびC船それぞれ1800個、1550個および1400個である。

供試船の hull girder 強度の長期予測の解析にあたり、船体を Fig. 5 に示すようにA、B、C船それぞれ29個、25個、23個の構造セグメントに分割し、各構造セグメントをその区間中央の横断面形状をもつような hull girder 要素からなるものとして計算した。

Table 1 Principal dimension of analyzed ship

Item	Ship	A	B	C
Length (m)		242	215	204
Breadth (m)		32.2	32.2	31.2
Depth (m)		19.5	19.0	18.9
Draft (m)		11.0	10.6	11.0
Cb		0.57	0.56	0.57
Full Load Displacement(t)		50,000	42,000	41,000

(a) Division into Structural Segments

Fig. 5 Rough general arrangement and structural model of analyzed ship

上部構造や deck girder などの影響は二次的なものとみなして省略した。また以前に発表した研究結果⁷⁾から判断して、倉口間のクロスデッキや機関室開口と倉口との間の甲板などはばねとして扱い、それらの主構造との接合点での固着度を1.0とし、その接合点ではクロスデッキの回転変位を0と仮定した。また船首端の構造セグメントのみは閉断面からなる筒体として扱い、さらに船の前後部などに見られるような不連続な縦通部材は、その縦通区間の長さが船長 L の1/4以下の場合のみ縦強度部材としての有効性を零とみなし、それを hull girder の剛性計算に算入しないことにした。

Fig. 6, 7 は船体の重量および断面定数に関するもので、紙数の関係でA船の結果のみを示した。

このうち重量分布や重量回転慣性モーメントの分布などは、船殻、艀装品、バラスト水、燃料油、静水および積み荷のコンテナなどの重量およびその搭載位置の座標などから求めたものである。とくに船殻重量は縦強度部材を除いて、他のすべての内構材は図面から個々に拾いあげ、それらを集計したものである。

図中に示す重量回転慣性モーメント i_g は、船体運動計算との関連で、船の重心を通り、船長方向の船体中心線に平行な軸に関する値を示した。

Fig. 6 Distribution of weight, cross-sectional area and effective shear area (A ship)

Fig. 7 Shear center and torsional rigidity (A ship)

hull girder の断面定数について注目すべき点は、まず Fig. 6 に示すように hull girder の横断々面積のうち、鉛直あるいは水平の横剪断に対する有効剪断々面積が高々 25 パーセントとかなり小さな値であること、さ

Table 2 Condition of calculation

Wave Length λ	$\sqrt{L/\lambda} = 0.38 \sim 2.35$ (20 case)
Heading Angle α	$\alpha = 0^\circ \sim 180^\circ$ (30° step)
Wave Spectrum	ISSC-1964
Wave Data	Walden (whole year)
Loading Condition	Full Load Departure
Speed (Fn)	0.175

らに Fig. 7 に示すように船体の曲げ振り剛性 EJ_d は、船首尾から $L/4$ の区間内では、船形の痩せや、内構部材のうち有効な縦強度部材が少ないなどの理由により、船体中央部に比べてその値が極端に減少していることである。

他の 2 隻の供試船の場合についても、断面定数の分布に関しては A 船の場合と大体同様の傾向がみられる。

(3) 計算条件

本数値実験における各供試船の载荷条件、船速および波浪荷重の計算における規則波の種類などの計算条件を Table 2 に示した。またこの計算では荒天時の船速低下などの影響は考慮されていない。

4 計算結果と考察

3 隻の供試船について前述の hull girder 強度計算システムを用いて解析した結果のうち、静水中での縦応力、および規則波中での船体運動、波浪断面力、変動応力さらに倉口変形量などは紙数の関係で割愛し、ただ短波頂不規則波中での構造応答量の長期分布の結果だけを以下に示した。

なお、構造応答量の大きさとその発現確率 Q との関係に注目すると、 Q を対数で表わせば両者の間にはほぼ直線関係がみられることから、本稿では長期予測の計算結果として、 $Q=10^{-6}$ の発現確率レベルにおける値だけを示すことにした。

ただ静水中での縦強度の計算結果からわかったことは、各船とも hogging 状態にあり、船体中央での応力についてみれば、船によってわずかの差がみられるが、上甲板の引張り応力は $5 \sim 8 \text{ kg/mm}^2$ 程度である。また剪断応力の大きさは、同横断面上で最大となる吃水線付近の外板でもたかだか 1.5 kg/mm^2 である。

4.1 縦強度部材に誘起される応力の最大期待値

(a) 上甲板の甲板開口側縁の直応力

リフト・オン・オフのコンテナ専用船では上甲板に大きな倉口が存在するために、上甲板の幅が極度に狭い構造となり、振り剛性が通常の船体に比べ大幅に減少する。

その結果、上甲板の倉口縁に生ずる振り応力、すなわち warping stress が無視し得ない値となり、これにさらに両縦曲げ応力が重畳するため、この位置の応力はかなり大きな値になることが予想される。

Table 3 Expected normal stress of upper deck at side edge of hatch opening (in short crested wave, exceeding probability $Q=10^{-6}$)

Ship	Referenced Cross Section	Component Stress (kg/mm ²)			Combined Stress σ_c	Total Stress σ_T
		σ_V	σ_H	σ_w		
A	Front of E/R	7.9	2.5	7.4	8.8	17.0
	Midship	8.3	2.7	7.4	9.2	17.4
B	Front of E/R	7.2	2.0	5.7	8.1	13.2
	Midship	9.0	2.7	6.6	9.9	14.7
C	Front of E/R	7.0	2.3	6.2	7.9	13.8
	Midship	8.2	3.0	8.0	9.5	15.0

Notes: σ_V Vertical Bending Stress
 σ_H Horizontal Bending Stress
 σ_w Warping Stress
 Total Stress = Fluctuating Stress (Combined Stress)
 + Static Stress (in Still Water)

Table 4 Expected normal stress of upper deck at side edge of hatch opening in fore hold part (in short crested wave, $Q=10^{-6}$)

Ship	Component Stress (kg/mm ²)			Combined Stress σ_c	Total Stress σ_T
	σ_V	σ_H	σ_w		
A	3.7	2.4	7.3	8.7	11.9
B	4.1	2.8	14.7	15.6	17.2
C	3.3	3.0	9.2	11.2	12.6

Fig. 8 および Table 3, 4 はこのような位置の直応力に関する長期予測計算の結果である。これらの図表では 10^6 回最大期待値だけを示した。

Table 3 は機関室の前端と船体中央の両位置における値を3隻の船について対比したものである。

まず鉛直、水平の両縦曲げ応力 σ_V , σ_H および warping stress σ_w などの成分応力の値に注目すると、各成分応力は3隻の船の間にそれほど大きな差は認められない。

また水平縦曲げ応力 σ_H の絶対値は、 σ_V および σ_w に比較して、かなり小さな値である。

さらに全変動応力（本表では combined stress と表示している） σ_c についても、供試船の間に大差はなく、その 10^6 回最大期待値は 8~9.5 kg/mm² の範囲にある。

次に全変動応力 σ_c と静水中での縦応力とを重畳した total stress σ_T に注目すれば、船によってその値に若干のバラツキのあることがわかる。これは静水中での応力の値が A, B, C 船それぞれ約 8, 5, 6 kg/mm² と異なっているためである。

さらに機関室の前端と midship の両断面では、応力集中を考えない見掛け上の応力で比較すれば、各成分応力、全変動応力および total stress のそれぞれについ

て、その差は僅少である。

しかし船体中央部から遠ざかった船首倉部では、上記とはかなり異なった傾向がみられ、船体構造の差異が計算結果に現われている。

Table 4 は、前の Fig. 5 に記号㊦で明示した square station 7¹/₂ に近い倉口の中央横断面上における該部の応力を示す。

この位置では σ_V は、上記の船体中央部での値に比べてかなり減少しており、また σ_V や σ_H の値には船による差があまりみられない。

しかし warping stress σ_w は、 σ_V や σ_H に比べてその値が比較的大きく、船体中央部での値と同等、あるいはそれ以上に達し得ることが認められる。とくに B 船の結果は A, C 船のそれに比較して、かなり高応力であることが注目される。

このような個所に船体中央部と同等ないしそれ以上の高応力が誘起される理由として、以下のことが考えられる。すなわち船体中央部に比べ、船型の痩せ、板厚の減少さらに B, C 船では Fig. 5(c) に示したように、船側部が一重殻構造からなり、その結果 hull girder の断面性能のうち、とくに捩りに対する剛性の低下が大きく、その低下率が同じ位置でのパイモーメントの減少率を上回るためと推察される (Fig. 7 参照)。

Fig. 8 は上記の直応力の船長方向の分布を表わすもので、A 船の場合の結果である。

この図によれば水平縦曲げ応力 σ_H は船長方向にほとんど一定であり、その大きさは 10^6 回最大期待値ではたかだか 3 kg/mm² である。

鉛直縦曲げ応力 σ_V は midship 付近で最大となり、それから遠ざかるにつれて緩やかに減少する。ただ機関室の区間では船体の断面係数が大きいために、 σ_V の曲線に局部的なくぼみが見われている。

Fig. 8 Distribution of expected value of normal stress of A ship in short crested wave (exceeding probability $Q=10^{-6}$)

Fig. 9 Relation between expected combined stress with value of $\sqrt{\sigma_v^2 + \sigma_H^2 + \sigma_\omega^2}$

warping stress σ_ω の長期予測値は、上に述べた理由により、船首倉部では必ずしも小さな値にならないことがこの図からも明らかである。

全変動応力 σ_c の曲線は、No. 5 倉口から後方では σ_v と σ_ω に、またこの倉口から前方の区間では σ_H に大きく影響されていることが認められる。

total stress σ_T についてみると、A 船では船体中央付近で最大となり、船首に向って減少している。C 船の場合にもこれと同じ傾向にあるが、しかし B 船では上に述べたように、船首倉部では船体中央部よりも大きな応力がみられ、他の船とは傾向が異なる。

Fig. 9 は波浪変動応力の長期予測値 σ_c と、波浪断面力の長期予測値を断面係数で割って求めた成分応力を使い、それらの 2 乗和平方根の値と比較したものである。

もしこのような近似的方法によって応力の長期予測値を推定することができれば、計算を大幅に単純化することが可能となり、実用上好ましい。

上図の結果は、3 隻の供試船の上甲板の開口側縁の直応力に関し、その 10^6 回最大期待値について示したものである。

この結果によれば船体中央部では近似値 σ^* の方が約 2 割程度大きくなり、船首倉部では逆に小さくなる傾向がみられる。

この結果は、永元らが SR 134 の報告書⁹⁾に示したものとだいたい似かよった傾向を示している。また、この近似的方法による上甲板の応力の長期予測値の推定精度は、著者らの結果では約 20 パーセントの誤差範囲にあることがわかった。

(b) 吃水線付近の船側外板の剪断応力

船体の縦曲げや振り変形に伴って生ずる hull girder の剪断応力は、一般に図心高さ付近の外板でもっとも大きくなることから、船の $D/2$ (ただし D =船の深さ) の位置の船側外板の剪断応力について長期予測計算を行った。

Table 5 は機関室の前端と船体中央の両位置における

Table 5 Expected shearing stress of outer hull at half depth of ship (in short crested wave $Q=10^{-6}$)

Ship	Referenced Cross Section	Component Stress				(kg/mm ²)	
		τ_v	τ_H	τ_s	τ_ω	Combined Stress τ_c	Total Stress τ_T
A	Front of E/R	2.1	1.8	3.1	3.8	8.7	9.7
	Midship	1.7	1.6	2.6	3.1	6.5	7.6
B	Front of E/R	2.6	1.6	3.8	4.8	9.5	10.0
	Midship	1.4	1.3	3.4	2.9	6.8	7.7
C	Front of E/R	2.2	1.7	2.9	4.1	9.3	9.9
	Midship	1.4	1.3	2.3	2.6	5.6	7.0

Notes: $\tau_v, \tau_H, \dots$ Shearing Stress Associated with Vertical & Horizontal Bending, respectively.

$\tau_s, \tau_\omega, \dots$ Shearing Stress due to St. Venant's Torsion & Wagner's Torsion, respectively.

Table 6 Expected shearing stress of outer hull at half depth of ship in fore hold part (in short crested wave, $Q=10^{-6}$)

Ship	Component Stress				(kg/mm ²)	
	τ_v	τ_H	τ_s	τ_ω	Combined Stress τ_c	Total Stress τ_T
A	3.2	2.3	1.8	3.1	7.6	10.3
B	4.0	3.9	2.0	4.1	9.4	12.0
C	4.8	4.2	2.2	5.3	11.1	13.2

計算結果であり、また Table 6 は square station 7^{1/2} に近い船首倉の中央横断面位置での結果で、ともに 10^6 回最大期待値を示す。

剪断応力の長期予測値は、前述の直応力に比較してその値は全般に小さく、全変動応力 τ_c に静水中での値を加算した total stress τ_T の値でも船体中央部では約 10 kg/mm² であり、船首倉部でも 13kg/mm² 程度である。

上記の直応力の場合と同様に、船体中央部では剪断応力の大きさには供試船の間にほとんど差が認められないのに対し、船首倉部では船体構造の差異による影響によって、応力の値に 3kg/mm² 程度の差がみられる。

Fig. 10 は A 船について上記の剪断応力の船長方向の分布を表わしたものである。

warping の拘束によって生ずる剪断応力 τ_ω は、機関室の前端から船首付近にかけてほぼ一定であり、St. Venant の振りによる剪断応力は船首に向って緩やかに減少している。

鉛直方向の剪断力による応力 τ_v は、この剪断力が船体中央で小さく、船首尾から $L/4$ の付近で大となるため、その傾向が τ_v の分布の上にも現われている。

水平横剪断力の長期予測値は、船首尾部を除き船長方向に緩やかな台形状の分布を呈しており、その傾向が τ_H の上にもみられる。ただ No. 3 倉口より前部では Fig. 6 に示したように、船体の水平横方向の有効剪断々

Fig. 10 Distribution of expected value of shearing stress of A ship in short crested wave (exceeding probability $Q=10^{-6}$)

面積 A_H が midship の値の約 1/2 に減少しているのに対し、水平剪断力は No. 3 倉口付近では midship の値と僅少差⁹⁾であり、その結果、剪断応力 τ_H が船体中央部よりもこの区間で逆に増大している。

全変動応力 τ_C および total stress τ_T はともに船体中央で小さく、square station 7~8 の船首倉部にピークが見られる。

(c) 船体横断面上の応力分布

応力の長期予測値が船体横断面上でどのように分布しているかをみるために、A 船について、その機関室の前端と square station 7 $\frac{1}{2}$ の近傍の倉口中央の両横断面の応力分布をそれぞれ Fig. 11 および Fig. 12 に示し

た。

この両図中の total stress の符号は静水中での static stress の符号に合せたもので、その発現応力の絶対値が最大となる時の値を図示した。

まず、Fig. 11 に示す機関室の前端の横断面に注目すると、warping stress, 全変動応力 (図中では combined stress と表示した) および total stress はともに上甲板とビルジ外板で同程度の大きな値になることが認められる。

本船の場合、この横断面の図心位置は船底から船の深さの 48 パーセントの位置にあり、静水中での縦曲げ応力は上甲板と船底とはその絶対値はほとんど同程度の値である。

一方、剪断応力は船の深さの中央付近の船側外板で最大になることを示しており、inner hull では外板に比べてその値が若干低下することがわかる。

Fig. 12 は船首倉部の No. 3 倉口の中央横断面上に生ずる応力の長期予測値である。

この位置での直応力の最大期待値は、船側のガース方向に沿ってあまり大きな変動は見られず、その大きさは Fig. 11 に示した機関室の前端の位置に比べてかなり減少している。しかし剪断応力は機関室の前端での船体横断面における値とはほぼ同等の値にあることがわかる。

4.2 船体の振り変形

著者の一人は以前にコンテナ船の振り強度に関する数値実験の結果⁷⁾を報告した。その中では船体に作用する

Fig. 11 Distribution of expected stress in front of engine room of A ship in short crested wave (exceeding probability $Q=10^{-6}$)

Fig. 12 Distribution of expected stress on the cross section of No.3 hatch opening of A ship (in short crested wave, $Q=10^{-6}$)

Fig. 13 Distribution of expected value of twisting angle per unit length (in short crested wave, $Q=10^{-6}$)

波浪による振り荷重をロイド・ルールの算定式から求め、船体の振り強度の解析を行ない、その結果、船首から $L/4$ 付近で船体の振れ変形が最大になることを示した。

船体の振り変形の大きさは、単位長さ当りの振れ角を表わす振り率でこれを端的に示すことができる。そこで本稿では各供試船の振り率について、長期予測の面からこれと同様の検討を行なった。

Fig. 13 は船体の振り率の 10^6 回最大期待値の船長方向の分布を示すものである。

各船とも船体中央部では振り率にそれほど大きな変化はみられないが、square station 7~8 付近の船首倉部において振り率のピークが現われており、以前に報告した結果⁷⁾と傾向が一致していることがわかる。これは前節でも述べたように、船首倉部でもかなり大きな甲板開口が存在し、船型の痩せによる船体横断面の寸法の縮小とによって、船体の振りに対する剛性が中央部に比較し

て大幅に減少していることが大きく影響しているものと考えられる。

4.3 倉口の変形量

大きな甲板開口を有するコンテナ船に特有の問題の一つとして、倉口の変形の問題がある。

上甲板の倉口の変形量が過大になれば、ハッチ・カバーと倉口との相対ずれが許容値を超過し、船倉内へ浸水の可能性が生じ、船の安全性が損なわれる場合が考えられる。

このような理由から倉口の変形量の大きさを予測することは、大倉口船を設計する場合に重要である。

本研究では3隻の供試船について、機関室から前方の

Fig. 14 Distribution of expected value of distortion of hatch openings of A ship in short crested wave

Table 7 Expected value of Δl of hatch opening (in short crested wave)

Hatch No.	A			B			C		
	l (m)	$\Delta l/l$		l (m)	$\Delta l/l$		l (m)	$\Delta l/l$	
		$Q=10^{-4}$	$Q=10^{-6}$		$Q=10^{-4}$	$Q=10^{-6}$		$Q=10^{-4}$	$Q=10^{-6}$
2	21.65	1.38×10^{-3}	2.01×10^{-3}	20.63	1.33×10^{-3}	1.87×10^{-3}	24.31	1.44×10^{-3}	2.08×10^{-3}
3	27.11	1.22 "	1.78 "	26.84	1.26 "	1.74 "	24.31	1.47 "	2.10 "
4	28.96	1.27 "	1.87 "	28.96	1.24 "	1.70 "	28.97	1.25 "	1.77 "
5	28.55	1.25 "	1.80 "	28.55	1.28 "	1.75 "	28.97	1.31 "	1.84 "
6	28.96	1.33 "	1.93 "	28.55	1.34 "	1.82 "	28.55	1.31 "	1.85 "
7	28.55	1.33 "	1.94 "	28.55	1.43 "	1.96 "	28.55	1.38 "	1.96 "
8	28.96	1.46 "	2.15 "	28.55	1.50 "	2.06 "	28.55	1.43×10^{-3}	2.06×10^{-3}
9	28.55	1.49×10^{-3}	2.22×10^{-3}	28.55	1.52×10^{-3}	2.09×10^{-3}	—	—	—

倉口に対し、船体の両縦曲げおよび捩りによって生ずる倉口変形量の長期予測計算を行なった。

この計算では2条の deck girder を無視し、3列の倉口を1列の倉口とみなして、その四隅の点を結ぶ対角線の長さ l の変化量 Δl を倉口変形量に選び、その最大期待値を求めた。

Fig. 14 はA船の場合の計算結果で、各倉口について対角線長さの変化量の 10^4 回、 10^6 回および 10^8 回の最大期待値の船長方向の分布を示した。

このグラフによれば、倉口の変形量を絶対値でみれば、その値は船体中央部で最も大きく、船首に向って減少する傾向にある。

またその値に注目すると、A船の場合、船体中央部での 10^6 回最大期待値では約 43mm、さらに 10^8 回最大期待値では 64mm である。

A船以外の供試船の倉口変形量の推定値については、Table 7 に変形前の長さ l との比の形で示した。

この表の結果によれば、船首倉部での $\Delta l/l$ の値は船体中央部とはほとんど大差がなく、各超過確率レベルについてみると、各倉口の値 $\Delta l/l$ はある数値の範囲内にさままわっていることがわかる。

船首倉部では Fig. 13 に示したように船体の捩り変形が船の中央部に比べてかなり大きく、その結果、倉口の変形もかなり増大するものと予想されるが、両縦曲げによる影響が小さいために相殺され、また倉口の寸法そのものが中央部のものに比べて小さいために変形量の絶対値 Δl はかなり減少している。しかし $\Delta l/l$ の値でみた場合には、船首倉部における値は大体船体中央部の値とはほぼ同程度である。

5 結 論

以上に示した3隻のコンテナ専用船の hull girder 強度の長期予測値に関するシミュレーションの結果を要約すると次のようになる。

(1) 船体中央部の上甲板の倉口側縁の直応力の長期予測値は、鉛直縦曲げ応力、水平縦曲げ応力および warping stress、さらにそれらを合成した全変動応力について、各供試船の間に著しい差はない。全変動応力の 10^6 回最大期待値は、各船とも $8 \sim 9.5 \text{ kg/mm}^2$ の範囲内にある。

さらに、これに static stress を重畳した全応力は $15 \sim 17.4 \text{ kg/mm}^2$ の範囲内にある。

(2) 船体中央部の吃水線付近の船側外板に生ずる剪断応力の長期予測値は、各成分応力、全変動応力および全応力ともに、各船の間にほとんど差がない。その全応力の 10^6 回

最大期待値はたかだか 10 kg/mm^2 である。

(3) 機関室の前端と船体中央の両横断面の上記位置の直応力と剪断応力を比較すると、各成分応力、全変動応力および全応力ともに、直応力の場合には機関室の前端の位置よりも船体中央の位置での値が若干大きくなる。一方、剪断応力の場合には、逆に機関室の前端の位置での値が船体中央よりもやや高応力になる。

(4) square station 7~8 付近の船首倉部では、船型の痩せ細り、および捩りに対する有効な縦通部材が少ないなどのために、とくに捩りに対する剛性の低下によって船体中央部の上甲板の応力と同等、ないしそれを超える高応力の生ずる怖れがある。

(5) 上甲板の倉口側縁の変動直応力の長期予測値に関し、波浪断面力の長期予測値から導いた各成分応力を使い、それらの2乗和平方根の計算で近似的に推定した値は約 20 パーセントの誤差範囲にある。

(6) 船体中央部では、ビルジ外板の直応力は、その上甲板と同程度の値である。

また剪断応力の長期予測値は、船の深さの中央付近の船側外板で最大となり、inner hull では外板に比べてその大きさが若干低下する。

(7) 船体捩り率の長期予測値の分布曲線には、上記の船首倉部でピークがみられ、この付近で船体の捩れ変形が最も大きくなる可能性のあることを示している。

(8) 多数列の倉口を、deck girder を無視してこれを1列倉口とみなし、倉口変形の大きさを倉口の隅角部を結ぶ対角線の長さの変化量で表わせば、その長期予測値は船体中央部でもっとも大きく、船首に近い倉口になるにつれて減少する。また船体中央部での値は、発現確率 10^{-6} および 10^{-8} では、それぞれ 43mm および 64mm である。

またこの対角線長さの変化量を変形前の長さとの比で表わすと、各船の各倉口の値はある数値範囲内にある。 10^6 回最大期待値では $\Delta l/l$ は $1.2 \times 10^{-3} \sim 1.5 \times 10^{-3}$ の

範囲内にある。

参 考 文 献

- 1) H. G. Schultz : Notes on the Structural Analysis of Container Ships, 日本造船学会論文集, 第 132 号 (昭和 37 年 12 月).
- 2) 福田淳一 : 船体応答の統計的予測, 日本造船学会耐航性シンポジウム (1969).
- 3) 福田淳一 : 波浪曲げモーメント予測のための波スペクトルについて, 日本造船学会論文集, 第 120 号 (昭和 41 年 7 月).
- 4) 高橋幸伯 : 船舶の実働荷重, 日本機械学会誌, Vol. 73, No. 621 (昭和 45 年).
- 5) 秋田好雄他 : 船体縦強度解析に関するトータルシステム—タンカーの縦強度について, 日本造船学会論文集, 第 135 号 (昭和 49 年 6 月).
- 6) 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 (昭和 49 年 6 月).
- 7) 清水作造, 熊倉 靖, 矢島久義 : コンテナ船の船体構造方式と船体振り強度に関する一考察, 日本造船学会論文集, 第 136 号 (昭和 49 年 12 月).
- 8) 中田宣久, 金網正夫, 松永栄一 : 船体縦強度解析システムによるコンテナ船の縦応力予測計算について, 日本造船学会論文集, 第 137 号 (昭和 50 年 6 月).
- 9) 日本造船研究協会第 134 研究部会 : 船体構造部材の許容応力に関する研究, 日本造船研究協会研究資料, No. 216 (1975) および No. 237 (1976).
- 10) 新田 顕, 湯浅通史 : コンテナ船縦強度の実船計測および長期予測, 日本造船学会論文集, 第 141 号 (昭和 52 年 6 月).
- 11) E. R. Steneroth, A. Y. J. Ulfvarson : The Snaking of Open Ships, International Shipbuilding Progress, Vol. 23, No. 257 (1976).
- 12) K. Umezaki, M. Mori, Y. Taguchi, and Y. Omura : Evaluation of Hull Girder Stress on the Open Ship (1st Report), 日本造船学会論文集, 第 142 号 (昭和 52 年 11 月).
- 13) 宮成恭慶, 安東明俊 : コンテナ船の船首倉部のねじり強度, 石川島播磨技報, Vol. 18, No. 2 (昭和 53 年 3 月).