(昭和 49 年 5 月日本造船学会春季講演会において講演)

船体縦強度解析に関するトータルシステム

——タシカーの縦強度について——

正員 秋 田 好 雄*	正員 栴 田 吉 郎*
正員 山 口 勇 男*	正員 田 代 新 吉*
正員 新 田 顕*	正員 日 高 正 孝*
正員 筒 井 康 治*	正員 湯 浅 通 史*
正員 日 笠 則 明*	正員 津 村 道 夫*

Total System of Analysis on the Longitudinal Strength of Ships
—on the Longitudinal Strength of Oil Tankers—

by Yoshio Akita, <i>Member</i>	Yoshiro Masuda, <i>Member</i>
Isao Yamaguchi, <i>Member</i>	Shinkichi Tashiro, <i>Member</i>
Akira Nitta, <i>Member</i>	Masataka Hidaka, <i>Member</i>
Yasuharu Tsutsui, <i>Member</i>	Michifumi Yuasa, <i>Member</i>
Noriaki Hikasa, <i>Member</i>	Michio Tsumura, <i>Member</i>

Summary

In this paper, an outline is presented of the total system of computer programme that has been developed by Nippon Kaiji Kyokai for the rational and direct evaluation on the longitudinal strength of hull girder of oceangoing vessels.

This system is consist of an integrated group of individual programmes which include an input data processing and automatic generating programme as well as those concerned with the theoretical analysis on the oscillating motion of ships among waves with use of strip method, structural analysis and stress calculations of hull girders based upon the general bending and torsion theory of thin walled beams, and the statistical analysis on the fluctuating stresses in longitudinal members of the ship. The out put of the computations gives a direct information on the probability of exceeding a certain prescribed value of the stresses caused in the longitudinal members during the whole life time of the ship.

Then, a discussion is made into the detail of a series of calculations which are performed on the longitudinal strength of existing oil tankers, of which the deadweight capacity varies from 50,000 to 500,000 tons. It is found from this analysis, that the fluctuating stresses in the longitudinal strength members due to vertical bending of hull girders are almost in the same level among these ships, whereas those due to horizontal bending of the hull girders show a gradual rise with increase of the size of the ships.

1 緒 言

船体構造強度に関する安全性の把握と、その設計基準の確立は、合理的かつ総合的な強度解析と就航実績を基盤としたものでなければならない。そのためには、海洋を航行する船舶が、波浪による変動荷重をうける場合、構造部材に生ずる応力値を適確に予想することがまず必要であり、これを直接的にしかも容易に実行するための

* (財)日本海事協会

電算プログラムを作成することが設計上急務と考えられる。

一方、各国船級協会における近年のすう勢として、この種の電算プログラムが逐次開発され¹⁻⁶⁾、船体構造強度に関する総合的な検討が進められている現状である。日本海事協会においても、船体構造解析に関するトータルシステムの一環として船体縦強度解析トータルシステムの開発に着手し、現在一般に使用されている船体縦強度解析法をさらに精密化し、ハルガーダの応力解析を合理的に一貫して行なうことができる電算プログラムを完成した^{7,8)}。

このシステムでは、まず、対象とする船舶について規則波中の船体運動解析を行ない、ハルガーダに作用する変動外力を求め、つぎに、この外力のもとで、ハルガーダの曲げ捩り構造解析を行なって船体縦強度部材に生ずる変動応力を算出し、ひきつづき、海洋中の不規則波に関する頻度観測データを用いて統計解析を行なうものである。

本論文では、まず、本システムの概要と解析上の問題点を述べ、さらに、本プログラムを用いて実施したタンカーの縦強度についてのシリーズ計算結果の要点について報告する。

2 船体縦強度解析トータルシステムの概要

船体縦強度解析トータルシステムは、Fig.1 の流れ図に示すような構造となっており、このプログラムは中型計算機 FACOM 230-25 (主記憶容量 131 KB) 用い書かれている。Fig.1 に示した各処理部分の概要を以下に述べる。

2.1 入力処理

Fig.1 の I に示す入力処理は、船体運動関係データの処理部とハルガーダの構造解析関係のデータ処理部に分けられ、それらの処理機能は概略つぎのとおりである。

2.1.1 船体運動関係入力データ処理

船体運動解析はストリップ法に基づいているが、これに関する入力データとそれらの処理はつぎのようなものである。

(a) ストリップの分割に関しては、 L_{PP} のみを入力して、垂線間を 20 等分する。ただし、データを与えれば、A.P. の後に 2 断面、F.P. の前に 1 断面まで追加することができる。

(b) 船体の重量分布と船型のオフセットを与えて、静的なトリム計算を行ない平水中の平衡状態を求める。

(c) 各ストリップの横断面をルイスフォームに変換する。球状船首部のような特殊形状で、ルイスフォームに変換できない断面については、断面積の等しい変換可能な形状に修正した後に変換する。したがって、特殊な断面でもオフセットをそのまま入力すればよい。

(d) トリム計算結果とオフセットから、各ストリップの横断面積、吃水、水線半幅など計算に必要なデータを生成する。

(e) 重心高さ (KG) は入力データとして与える。このほか、縦揺れと船首揺れの慣性二次モーメントはプログラム内で計算されるが、横揺れの慣性二次モーメント (I_T) は、その値を入力する。この場合、詳細なデータがあれば I_T の値を各ストリップごとに入力することもできる。

(f) 横揺れに非線形抵抗を考慮する場合は、ビルジキールに関するデータを入力する。

2.1.2 構造解析関係入力データ処理

ハルガーダの構造に関する入力データは、できるだけ図面寸法の転記だけで済むように考慮されており、入力データと処理はつぎのようなものである。

Fig.1 Process Flow Chart of the System

(a) ハルガーダは、長さ方向に最大 30 個まで分割され、分割された個々の梁要素は一樣断面の梁で、このような梁要素から成る変断面連続梁にモデル化され、断面形状と分割数を入力することによって、自動分割される。

(b) 断面位置、応力計算点の指定など、船の長さ方向の位置（座標）は、すべてフレーム番号で与える。

(c) 梁要素の剛性係数は、有限要素法によって計算されるが、有限要素の分割データについては、タンカーの貨物油タンク断面の場合には、図面寸法から転記されたデータのみを入力することによって、自動分割される。

(d) 船首尾部の断面については、直接要素分割データを与えてもよいが、通常のタンカーの場合、これらの断面の剛性と船体中央部のそれとの比は、ある一定の範囲内にあり、この値が少々変化しても船体中央平行部の応答には殆んど影響がないので、これら船首尾部の梁要素の剛性係数は、断面の位置および甲板開口の有無に応じて、中央部の値に適当な比率を乗じて、簡単に計算することもできる。

2.2 船体運動計算

Fig.1 のⅡでは、ストリップ法による船体運動計算を行なう。ここでは与えられた船速、出会角および波長に対して、与えられたきざみ幅で繰り返し計算を行ない、各単位波高の規則波についての応答が得られる。また横揺れの波高に対する非線形性を考慮するような場合には、波高についても与えられたきざみ幅で、繰り返し計算を行ない、応答函数を計算することもできる。

2.3 変動荷重の応答函数計算

Fig.1 のⅢでは、船体運動の計算結果から、各ストリップにおける変動荷重を流体力と慣性力の和として求めさらに、この荷重を船の長さ方向に積分して、各断面における力とモーメントを計算する。

2.4 ハルガーダ構造要素の剛特性計算

ハルガーダの構造解析を行なうために、Fig.1 のⅣではハルガーダを構成する梁要素の断面定数ならびに重心位置やせん断中心位置を求め、曲げ捩りに関する梁要素の剛特性を計算する。

2.5 荷重ベクトル計算

つぎに、Fig.1 のⅤにおいて、上記Ⅲで求められた変動荷重を、ハルガーダの各節点に関する等価節点荷重に変換する。

2.6 ハルガーダの変位解析

Fig.1 のⅥでハルガーダ全体の剛性マトリックスを組立て、Ⅴで求められている荷重について剛性方程式を解きハルガーダの節点変位を求める。ここで荷重は、Ⅱで実行した計算ケースの数だけあるので、その数は非常に多い。したがって、求解においては、剛性マトリックスの三角分解を行なった後これを主記憶内に常駐させ荷重を 10 ケースずつ繰り返し主記憶内に読み込んで計算を実行している。

2.7 応力の応答函数計算

つぎに Fig.1 のⅦにおいて、上記Ⅵで得られた節点変位から、指定された計算点における応力計算を行なう。すなわち必要な点に対する応力の応答函数が得られる。

2.8 統計解析

以上で得られた各応答函数（船体運動、断面力、応力など）について、Ⅷにおいて、与えられた波浪スペクトルおよび波浪観測データを用いて統計解析を行ない、各応答の短期分布と長期発生確率を求める。

3 解析法の概要

3.1 船体運動および変動荷重

船体運動および変動荷重の解析には、現在ひろく用いられているストリップ法を使用する。

三次元空間における 6 自由度の船体運動を、つぎに示す 3 つの互に独立な系に分け、それぞれについては連成を考慮して解析を行なう (Fig.2 参照)。

- (1) 上下揺れ(ζ)、縦揺れ(ϕ)
- (2) 左右揺れ(η)、船首揺れ(ψ)、横揺れ(θ)
- (3) 前後揺れ(ξ)

まず、これら 3 つの系のうち、(1)の縦運動系は最も古くから研究されており、ストリップ法が実用上十分有

Fig.2 Notation of Ship Motion and Coordinates Employed

(θ_m は平均横揺れ角) で表わし、係数 a, b は渡辺・井上の N 係数¹¹⁾、すなわち $\Delta\theta = N\theta_m^2$ において $\theta_m = 10$ 度および 20 度について与えられている N の値を用いて推定した。これによると任意の横揺れ角度における横揺れ抵抗は $A\theta$ の形に表わされる。これは表現上は線形であるが、抵抗係数 A が θ の関数であるため、実際の運動方程式は非線形微分方程式となる。

本システムでは横運動系に対して、田才¹²⁾のストリップ法に上記のような非線形修正を行なって¹⁰⁾、繰り返し計算により解析している。なお、船速の影響、減衰係数などの問題については、他の方法による計算結果との間にかなりの差が生ずることがあり、実験値との一致も縦運動系の場合ほどはよくない。この点に関しては、今後の理論の開発にまつところが大きい。

最後に(3)の前後揺れについては Froude-Kriloff の力のみを考慮した元良¹³⁾の理論を斜波中に拡張して使用している。ただし附加質量は考慮していない。この理論では変位に対する復原力も、運動に対する抵抗も存在しないという仮定があるので、船と波との出会周期が非常に長くなるような場合に適用することには問題がある。今回の解析においては、問題に応じてこのような状態がおきないように考慮して入力データを与えて計算を実行した。この点も今後の検討課題と思われる。

つぎに、規則波中で運動している船体に働く変動荷重について、本システムで採用している処理方法を簡単に述べる。

ストリップに働く単位長さあたりの変動荷重 dF/dx は流体力による成分 dF_f/dx と慣性力による成分 dF_i/dx との和として表わされる。このうち、流体力による成分 dF_f/dx は水面下の形状、波との出会周波数、船体運動などから決定されるが、これらは断面をルイスフォームに変換する事による誤差を除けばある程度正確に計算できる。しかし、慣性力による成分 dF_i/dx を計算するために必要な重量、または横揺れに関する慣性二次モーメントの船の長さ方向分布を正確に求める事は實際上非常に困難である。一般に、縦強度計算を行なう場合には、

Fig.3 Longitudinal Distribution of Weight

分布重量を台形で近似して使用することが多い。本システムでも重量の長さ方向分布については、台形を積み重ねる方法を採用しており、その分布 dw/dx は、Fig.3 のような不連続な折線で表わされ、これを用いて慣性力を計算する。

また、横揺れに関する慣性二次モーメントの分布を求めるためには、重量の断面内分布が必要であり、もし詳細な資料があればそれを用い、これがない場合には次の(1)式により任意断面 x における単位長さあたりの慣性二次モーメント di/dx を計算する。

$$\frac{di}{dx} = \frac{\frac{dw}{dx} \cdot B(x) \cdot D(x)}{\int \frac{dw}{dx} \cdot B(x) \cdot D(x) \cdot dx} \cdot I_r \quad (1)$$

ここに、 $B(x)$ および $D(x)$ は x における断面の幅および深さ、 I_r は船全体の横揺れに関する慣性二次モーメントである。

さらに、任意断面における断面力の6成分が必要な場合には、前に述べたようにして求められた dF/dx を後端または前端からその断面位置まで積分することによって得られる。

3.2 ハルガーダの構造解析

このシステムの構造解析は、船速、出会角および波長を種々変化させて計算した規則波中の船体運動から得ら

れる変動荷重に対する船体構造の応答を求めるものであり、非常に多くの荷重ケースについてハルガーダの剛性方程式を解く必要がある。したがって、計算を効率よく行なうために、剛性マトリックスの処理を電算機の主記憶装置のみによって行なうことが不可欠の条件である。

船体構造の縦強度解析を行なう場合、船体を立体骨組構造もしくは立体平板構造にモデル化して有限要素法により三次元解析を行なう方法も考えられる。このような方法によれば、詳細な解析は行なえるが、自由度数が極めて大きくなり、かつ上記の荷重ベクトルが多いことを考慮すると、実際的に実行不可能なほど膨大な計算時間が必要となろう。また、縦強度解析という目的からすると、横強度解析をも含んだ三次元解析のような大がかりな計算は不要である。しかし、ハルガーダを単純に一本の梁とみなして解析する従来の方法では、計算は簡単化されるが、船体の振りの影響を考慮に入れることができず、一般的な解析法としては不十分であり、特にコンテナ船などではその結果の精度に不安がある。

このシステムでは、上記のような条件を満足する構造解析法として、川井の方法¹⁴⁾を用いた。この方法では、Fig.4 に示すようにハルガーダをいくつかの一樣断面の梁要素の連続した梁にモデル化し、曲げと軸方向の変形だけでなく、St. Venant の振りやワーピングを考慮に入れた連続梁の曲げ振り解析を行なっている。

すなわち、梁の横断面内の変位函数は次のように与えられる。

$$\left. \begin{aligned} U(x, y, z) &= u(z) - y \cdot \theta(z) \\ V(x, y, z) &= v(z) + x \cdot \theta(z) \\ W(x, y, z) &= w(z) - x \cdot u'(z) - y \cdot v'(z) + \theta'(z) \cdot \omega_n(x, y) \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

ここに、 $u(z)$ 、 $v(z)$ 、 $w(z)$ は、それぞれ図心の x 方向、 y 方向、 z 方向の変位 (Fig.5 (a) 参照)、 $\theta(z)$ は断面の回転角であり、 (U, V, W) は断面上の任意の点の変位を表わしている。 $\omega_n(x, y)$ は正規化された St. Venant のワーピング函数で、このプログラムでは薄板要素を用いた有限要素解析法¹⁵⁾によって求めている。ワーピング函数 ω_n が求められれば、これから梁の振りに関する諸断面定数が計算できる。

つぎに、梁要素の変位を、次式のように梁の長さ方向 z に関する三次の多項式で仮定する。

$$\left. \begin{aligned} u(z) &= a_0 + a_1 z + a_2 z^2 + a_3 z^3 \\ v(z) &= b_0 + b_1 z + b_2 z^2 + b_3 z^3 \\ \theta(z) &= c_0 + c_1 z + c_2 z^2 + c_3 z^3 \\ w(z) &= d_0 + d_1 z \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

この変位函数と上記の諸断面定数から、標準的な手法に従って、梁要素の剛性マトリックスが得られる。ここに得られた剛性マトリックスは、断面の慣性主軸すなわち x 軸および y 軸 (Fig.5 (b) 参照) まわりの梁の曲げに関する 8 個 (両端の変位と回転) の自由度、曲げ振りに関する 4 個 (両端の捩れ角と捩れ率) の自由度ならびに軸変形に関する 2 個 (両端の軸方向変位) の自由度を持っており、これらを組合わせた (14×14) のマトリックスである。以上、ハルガーダの解析法をごく簡単に述べたが、この解析法については、参考文献¹⁶⁾にまとめて解説されている。

梁要素の分割数は、変断面連続梁であるハルガーダを適切にモデル化でき、かつ十分な精度で解が得られる数でなければならないが、さらに最初に述べたように剛性マトリックスが電算機の主記憶装置のみを使って処理可能な大きさに納まる必要がある。このプログラムでは現在のところ分割数の最大を 30 要素 (31 節点) としている。この場合剛性マトリックスはバンド幅 14 で 217 行のマトリックスとなり、10 個の荷重ケース (実際には、荷重の振幅と位相を処理するので、荷重ベクトルの数としては 20 になる) を一度に処理しても、131 KB の主記憶容量の計算機で倍精度演算を行なうことができ、また、この程度に分割すると、縦強度解析という目的からすれば十分な精度を有し、実用上問題はない。

なお、この解析は梁の曲げ振り理論を用いているので断面内のせん断応力分布は求められない。また、現在の

Fig.4 Beam Element Division of Hull Girder

Fig.5 Notation of Displacement and Coordinates Employed

プログラムでは、個々の構造は一体の梁として変形するとしている。しかし、コンテナ船のように広い甲板口を有する甲板構造の船では、Cross deck や Deck girder は Main hull と一体として変形せず、互に干渉しながら複雑に変形するので、このような構造を有する船では、ハルガーダの剛特性を適切に評価しなければならない。これらは、今後改善していくこととしている。

3.3 変動応力の応答函数

3.1 で述べた船体運動解析から求められる変動荷重は振幅と位相で与えられている。この変動荷重は、各荷重成分相互間およびハルガーダの節点相互間で位相差がある。したがって、ハルガーダの構造解析にあたっては、これらの位相差を考慮する必要がある。

まず、ハルガーダの各節点に変動荷重 $\mathbf{F}$ (各成分の振幅を f_k , 位相を ε_{fk} とする) が作用する場合、節点変位 $\mathbf{d}$ (各成分の振幅 d_k , 位相 ε_{dk} とする) は、ハルガーダの剛性マトリックスの逆マトリックスを $\mathbf{A}$ (要素を a_{kj} とする) とすれば、つぎのように表わされる。

$$\mathbf{d} = \mathbf{A} \cdot \mathbf{F} \quad (4)$$

または、

$$\begin{Bmatrix} d_1 \cos(\omega_e t - \varepsilon_{d1}) \\ d_2 \cos(\omega_e t - \varepsilon_{d2}) \\ \vdots \\ d_n \cos(\omega_e t - \varepsilon_{dn}) \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & \cdots & a_{1n} \\ a_{21} & a_{22} & \cdots & a_{2n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ a_{n1} & a_{n2} & \cdots & a_{nn} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} f_1 \cos(\omega_e t - \varepsilon_{f1}) \\ f_2 \cos(\omega_e t - \varepsilon_{f2}) \\ \vdots \\ f_n \cos(\omega_e t - \varepsilon_{fn}) \end{Bmatrix} \quad (4')$$

ここに ω_e は船と波との出会円周波数、 n は自由度総数である。これより、1つの変位成分に着目すると、

$$d_k \cos(\omega_e t - \varepsilon_{dk}) = \sum_{j=1}^n a_{kj} f_j \cos(\omega_e t - \varepsilon_{fj}) \quad (5)$$

となる。右辺を合成すると、ハルガーダの各節点における変位成分の振幅と位相がつぎのように表わされる。

$$\left. \begin{aligned} d_k &= \sqrt{\left(\sum_{j=1}^n a_{kj} f_j \cos \varepsilon_{fj} \right)^2 + \left(\sum_{j=1}^n a_{kj} f_j \sin \varepsilon_{fj} \right)^2} \\ \varepsilon_{dk} &= \tan^{-1} \left(\frac{\sum_{j=1}^n a_{kj} f_j \sin \varepsilon_{fj}}{\sum_{j=1}^n a_{kj} f_j \cos \varepsilon_{fj}} \right) : \sum_{j=1}^n a_{kj} f_j \cos \varepsilon_{fj} \geq 0 \\ &= \tan^{-1} \left(\frac{\sum_{j=1}^n a_{kj} f_j \sin \varepsilon_{fj}}{\sum_{j=1}^n a_{kj} f_j \cos \varepsilon_{fj}} \right) + \pi : \sum_{j=1}^n a_{kj} f_j \cos \varepsilon_{fj} < 0 \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

つぎに、上記の変位から、ハルガーダの任意の横断面における任意の位置に生ずる応力（軸応力、縦曲げ応力、水平曲げ応力およびワーピング応力）が求められ、さらにこれらの応力成分を合成して得られる縦方向全応力についても、これら各成分の位相差を考慮して、上記と同様な処理を行なって求めることができる。

3.4 統計解析

前項までの計算によって得られた規則波中における船体の諸応答（縦強度部材に生ずる変動応力、船体運動、

断面力など）の振幅値から、エネルギースペクトル法によりその短期分布を求め、さらに、波浪の長期統計資料を用いて上記応答の異常値に対する長期確率を求める。

波浪スペクトルとしては ISSC-1970 の

$$[f(\omega, x)]^2 = 0.11 H^2 \omega_1^{-1} (\omega/\omega_1)^{-5} \exp[-0.44(\omega/\omega_1)^{-4}] \cdot 8/(3\pi) \cos^4 x \quad (7)$$

を用い¹⁷⁾、波浪に関する有義波高と平均波周期についての長期発生頻度統計資料としては Walden¹⁸⁾ あるいは Hogben¹⁷⁾ の資料を用いる。

また、荒天時においては、抵抗増加などのための自然速力低下のほかに操船による人為的な速力低下が考えられるが、統計解析に際しては、このような船速低下を考

Fig. 6 An Example of Speed Reduction vs. Beaufort Scale

Table 1 Principal Dimensions of Ships Analyzed

Ship Name	(m) L	(m) $\times B$	(m) $\times D$	(m) $\times d$	(ton) DW	(ton) Δ	C_b	(kt) V_s	L/B	L/D	B/D	Longitudinal Bending Stress in Still Water (Midship) kg/mm ²	
												B _m	D _K
A	205.06	$\times 30.50$	$\times 15.80$	$\times 12.237$	50,839	62,747	0.797	16.5	6.72	12.98	1.93	3.4	-3.9
B	213.00	$\times 32.00$	$\times 16.90$	$\times 12.993$	60,584	73,023	0.804	15.5	6.66	12.60	1.89	6.9	-7.9
C	230.00	$\times 35.30$	$\times 18.00$	$\times 12.489$	70,891	85,919	0.814	15.3	6.52	12.78	1.96	1.6	-1.9
D	246.00	$\times 40.20$	$\times 21.80$	$\times 15.101$	103,690	121,110	0.799	15.6	6.12	11.28	1.84	5.2	-5.9
E	260.00	$\times 43.50$	$\times 22.80$	$\times 17.032$	138,539	160,771	0.815	15.4	5.98	11.40	1.91	0.8	-1.0
F	270.00	$\times 44.00$	$\times 25.00$	$\times 17.833$	155,455	179,949	0.829	14.8	6.14	10.80	1.76	4.3	-5.1
G	281.00	$\times 46.20$	$\times 25.00$	$\times 17.034$	157,825	183,138	0.840	16.1	6.08	11.24	1.85	-1.2	1.4
H	302.00	$\times 50.40$	$\times 24.30$	$\times 18.436$	204,540	236,250	0.814	16.1	5.99	12.43	2.07	0.3	-0.3
I	314.00	$\times 54.80$	$\times 26.40$	$\times 20.530$	261,354	297,960	0.825	15.8	5.73	11.89	2.08	1.1	-1.3
J	326.00	$\times 49.80$	$\times 23.20$	$\times 17.685$	209,413	241,881	0.830	16.5	6.55	14.05	2.15	5.3	-6.4
K	330.00	$\times 54.50$	$\times 35.00$	$\times 27.074$	372,698	425,674	0.853	15.0	6.06	9.43	1.56	3.9	-4.6
L	360.00	$\times 62.00$	$\times 36.00$	$\times 28.000$	477,000	547,301	0.852	14.7	5.81	10.00	1.72	2.2	-2.5

慮することもできるようにした。この場合、日本海事協会において大型専用船の航海日誌に基づいて荒天時における航海状況を調査して取りまとめた資料の中から Fig. 6 に示す風力階級と速力減少の関係をを用いた。すなわち、まず Fig. 6 から風力に対応する速力低下を決める。一方、ISSC-1970¹⁷⁾ によって風力と有義波高との関係が与えられる。この両者から、有義波高値に対応する船速について計算されている船体応答を用いて統計解析を行なう。

4 タンカーの縦強度解析

4.1 タンカーのシリーズ計算

このプログラムを用いて、50,000 DWT 級から 500,000 DWT 級まで大きさの異なる 12 隻のタンカーについてシリーズ計算を行なった。計算に用いた 12 隻の船の主要目を Table 1 に示す。このシリーズ計算では、計画満載状態で航海速力における船体運動、断面力および応力について、それぞれ冬期北大西洋における Walden¹⁸⁾ の統計資料を用いて、10⁸ 回の最大期待値を計算した。

今回の計算では、加藤¹⁹⁾の式による横揺れ慣性二次モーメントの値を用いた。また 3.1 で述べた N 係数は、前進速度のない場合の値であるので、この計算では船速の影響として福田等¹⁰⁾が行なっている方法を用いて N 係数を修正した。ハルガーダの解析では、船体を長さ方向に 30 分割した。

4.2 計算結果と考察

4.2.1 曲げモーメントについて

シリーズ計算に用いた 12 隻の各船について、船体中央横断面に作用する縦曲げモーメント (M_x) および水平曲げモーメント (M_y) の最大期待値 (10⁸ 回の変動回数の中の最大期待値) を、満載排水量に対してプロットしたものを Fig. 7 に示す。この図では、船の大きさを示す量として便宜上満載排水量 (Δ) を採り、横軸を $\sqrt[3]{\Delta}$ で表わし、A ないし L の各船名を記入した。

さらに、Fig. 7 (a) には、 M_x の最大期待値を L^3B で無次元化した値も示した。同様に、Fig. 7 (b) では、 M_y の最大期待値を L^3B および L^2BD で無次元化した値も示した。

Fig. 7 (a) によると、 $M_x/\rho g L^3B$ の値は、排水量 10 万トン程度までは漸減の傾向にあるが、これ以上の船ではほぼ一定となり、各船によるばらつきも比較的少い。一方、Fig. 7 (b) をみると、 $M_y/\rho g L^3B$ は全体にわたってほぼ $5 \sim 7 \times 10^{-4}$ の範囲に入っているが、 M_x の場合よりもばらつきが大きい。特に L/D および B/D の値が他の船と異っている J 船および K 船において、ばらつきが大きいように見られる。したがって、 L^3B の代りに L^2BD をとり、 $M_y/\rho g L^2BD$ の値を調べてみた。この場合は前者の場合よりもばらつきが少く、この $M_y/\rho g L^2BD$ の

Fig.7 Midship Wave Bending Moments (Maxima exceeded during 10^8 cycles in the North Atlantic Winter, All heading)

Fig.8 Midship Wave Bending Moments (Maxima exceeded during 10^8 cycles in the North Atlantic Winter, All heading)

値は、(a) 図の $M_x / \rho g L^3 B$ の場合とほぼ同様な傾向が見られる。これは水平曲げに関する外力が、 L または B のみならず、 D または d に関係するものと推察される結果であろう。

つぎに、ここに得られた曲げモーメントと従来の設計に用いられている等価波高を使った波浪中曲げモーメント、または規則による波浪中縦曲げモーメントなどと比較検討してみる。

まず、 M_x および M_y を $\rho g H L^2 B$ によって無次元化した値を Fig. 8 (a) に示した。ここに H は波高に相当するもので、参考のために、日本海事協会で縦強度計算に用いられていたつぎの値を採った。

$$\left. \begin{aligned} H &= 0.61 L^{1/2} & (L \leq 150 \text{ m}) \\ &= 1.41 L^{1/3} & (150 \text{ m} < L \leq 250 \text{ m}) \\ &= 2.23 L^{1/4} & (250 \text{ m} < L \leq 300 \text{ m}) \\ &= 9.28 & (300 \text{ m} < L) \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

$M_x / \rho g H L^2 B$ の値は、船の大きさに応じて、よくまとまった値となっているが、 $M_y / \rho g H L^2 B$ は船によってかなりの差がある。これは、縦曲げによる強度を考える場合の等価波高 H をベースとしているから、当然の結果といえる。

さらに Fig. 8 (b) には、 M_x を日本海事協会鋼船規則において縦強度計算の基礎として用いられている波浪中縦曲げモーメント M_w によって無次元化した値 M_x / M_w を示した。ここに M_w は次式で表わされる。

$$M_w = 0.14 K L^2 B (1 + 0.04 L/B) C_b \quad (9)$$

ただし、

$$\left. \begin{aligned} K &= [1 - \{(300-L)/300\}^2]^{1/2} & (L < 300 \text{ m}) \\ &= 1.0 & (L \geq 300 \text{ m}) \end{aligned} \right\}$$

M_x / M_w の値は大変よくまとまっており、本システムにより計算される縦曲げモーメント M_x が規則に用いられている波浪中縦曲げモーメント M_w とよい対応を示すことが分る。なお、 M_x / M_w の値は 1.4 程度で 1.0 とかけ離れているのは、 M_x が All heading で 10^8 に対する最大期待値であるのに対して、 M_w は Long crest, 向い波において、 10^5 に対する最大期待値を基にしたもので、両者の基準が異なるためである。

Fig.9 Fluctuating Normal Stresses in Longitudinal Members in Midship Section

4.2.2 応力について

Fig.9 (a) ないし (d) は、船体中央横断面の上甲板中心線位置、ガンネル部、ビルジ部および船底中心線位置に発生する軸応力 (σ_x)、縦曲げ応力 (σ_{bx})、水平曲げ応力 (σ_{by})、ワーピング応力 (σ_w) およびこれらの応力成分を位相差を考慮して加えた縦方向全応力 (σ_n) の各変動応力の最大期待値を、Figs. 7, 8 と同様に満載排水量に対してプロットしたものである。

Fig.9 (a) ないし (d) をみると、縦曲げ応力は、いずれの場合も、縦曲げモーメント [Fig.7 (a)] に応じた多少のばらつきはあるが、船の大きさに無関係に同一レベルにあるといえる。したがって、縦曲げに関する限り、今回行なった計算範囲内では、ほぼ同一水準の縦強度を保っているといえる。一方、軸応力は満載排水量の増大に従って大きくなるが、その差は小さく、A船とL船での差は 0.6 kg/mm^2 程度である。

船体中心線位置では、水平曲げ応力およびワーピング応力の成分がないので、Fig. 8 の (a) と (c) を対比してみると、縦曲げ応力と軸応力およびこれらの縦方向全応力 (σ_n) の関係を調べることができる。この図で分かるように、船底では σ_n は σ_{bx} より小さく、甲板では σ_n が σ_{bx} より大きく、その差は軸応力の値にほぼ等しくなっている。これは縦曲げ応力と軸応力が船底で逆位相となり上甲板で同位相となる場合の成分が支配的なためである。

つぎに、Fig. 9 (b) および (d) によると、水平曲げ応力は、明らかに満載排水量の増加に従って大きくなる傾向にあり、船型の大型化に従って、水平曲げに対する強度が相対的に低下しているといえる。縦方向全応力をみると、水平曲げ応力の影響により船の大きさの増大に従って大きくなる傾向にあり、また上に船体中心線に関して船底と上甲板の差異について述べたことと同様な理由により、ビルジ部よりガンネル部の方が大きい。

タンカーのような閉断面の船では、ワーピング応力は船の大きさに関係なく極く小さい。

なお、参考のため船体中央断面の船底中心線位置および上甲板中心線位置における静水中縦曲げ応力の値を Table 1 の右欄に掲げておいた。

5 結 語

本論文においては、まず船体縦強度解析トータルシステムの構成と機能について説明し、ついで、このシステムを構成する各部分の解析法の概要について述べた。これらに関しては、特に横揺れ運動系の解析について、こ

の方面の研究の進歩に則して随時検討し改善して行く必要があり、また、ハルガーダの構造解析において、コンテナ船のような大倉口を有する場合にも適用すべく改良して行く必要がある。さらに将来、最終強度との関連づけや設計の判定基準までを含めたものに拡張して、いわゆるトータルシステムとして完成させて行かなければならない。

さらに、本論文では、このシステムを用いて大型タンカーのシリーズ計算結果について述べた。この結果から、ここで計算した範囲では、縦曲げの変動応力 σ_{bx} は船の大きさにかかわらず、ほぼ一定であるが、水平曲げの変動応力 σ_{by} は船が大きくなるに従い、漸増する傾向があることが明らかとなった。このことは、船体縦強度の設計において水平曲げにも考慮を払う必要があることを示している。

最後に、本システムの開発に際して、種々有益なご教示を頂いた九州大学福田教授、東京大学生研川井教授、船舶技術研究所郷田室長およびタンカーのシリーズ計算に関してご討議を頂いた造船研究協会第134部会の委員の方々に對し、厚くお礼申し上げます。

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47年12月).
- 2) E. Abrahamsen : Some Developments in the Area of Strength and Vibration of Ships, 日本造船学会論文集第132号 (昭和47年12月).
- 3) J.I.Mathewson, R.A.Goodman : An Approach to Ship Structural Design by Computer in Lloyd's Register, presented at The International Conference on Computer Applications in the Automation of Shipyard Operation and Ship Design (August 1973).
- 4) J.N.Babinet, J.M.Planeix, M.Huther : Bureau Veritas and the Use of Computer, (Ditto).
- 5) H.Y.Jan, D.Liu, A.D.Shapiro : Structural Analysis of LNG Vessels in a Seaway, (Ditto).
- 6) F.Merega, N.Squassafichi : Wave induced Stresses in Transverse Frames of Tankers, Registro Italiano Navale Bollettino tecnicon. 40, (agosto 1970).
- 7) 秋田好雄, 栢田吉郎, 山口勇男, 新田顕, 日高正孝, 筒井康治, 湯浅通史, 日笠則明 : NK における船体縦強度解析に関するトータルシステムについて, 日本造船学会誌第527号 (昭和48年5月).
- 8) I.Yamaguchi, A.Nitta : Total System of Analysis on the Longitudinal Strength of Ships in Nippon Kaiji Kyokai, presented at The International Conference on Computer Applications in the Automation of Shipyard Operation and Ship Design (August 1973).
- 9) 福田淳一 : 規則波中の船の縦曲げモーメント, 造船協会論文集第110号 (昭和36年12月).
福田淳一 : 規則波中の船の縦曲げモーメント(続), 造船協会論文集第111号 (昭和37年6月).
- 10) 福田淳一, 永元隆一, 小沼守, 高橋実 : 波浪中の船体運動と船体表面に働く変動水圧及び横強度に関する理論計算, 日本造船学会論文集第129号 (昭和46年6月).
- 11) 渡辺恵弘, 井上正祐, 村橋達也 : N 係数計算法の肥大船型への修正, 西部造船会々報第27号 (昭和39年3月).
- 12) 田才福造 : 斜波の中の Sway, Yaw, Roll の運動について, 西部造船会々報第32号 (昭和41年6月).
- 13) 元良誠三 : Gravity Dynamometer による波浪中抵抗試験及び Surging について, 造船協会論文集第94号 (昭和28年12月).
- 14) T.Kawai, T.Muraki, N.Tanaka, T.Iwaki : Finite Element Analysis of Thin-Walled Structures Based on The Modern Engineering Theory of Beams, Proc. of the third Conference on Matrix Methods in Structural Mechanics held at Wright Patterson Air Force Base Ohio (1971).
- 15) 川井忠彦, 藤谷義信 : 梁理論の精密化に関する二, 三の試み(その3), 生産研究, 第25巻第9号 (1973).
- 16) 川井忠彦 : 船体構造解析プログラムについての一考察, 日本造船学会誌第527号 (昭和48年5月).
- 17) I.S.S.C. : Proceeding of the 4th I.S.S.C. (1970).
- 18) 日本造船学会 : 耐航性に関するシンポジウム (昭和44年7月).
- 19) 加藤弘 : 船の横揺周期の近似計算に就いて, 造船協会論文集第89号 (昭和26年4月).