

(昭和50年11月日本造船学会秋季講演会において講演)

# 船殻部材の許容歪量に対する信頼性理論の適用

正員 安川 度\* 正員 池上 博\*  
正員 大南 亮 一\*

Application of Probabilistic Concepts for Determining Tolerance  
Limits of Initial Imperfection of Ship Plating

by Wataru Yasukawa, *Member* Hiroshi Ikegami, *Member*  
Ryoichi Ominami, *Member*

## Summary

Generally, ship structure is constructed by welding and so its member is always accompanied by welding residual stresses and initial imperfections.

These residual stresses and initial imperfections reduce the ultimate strength, therefore it is very important to clarify the acceptable initial imperfection for safety design.

This paper deals with studies on the tolerance limits of initial imperfections of the tanker's deck plates from the view point of strength.

First, in the case of deck plate with initial imperfections and residual stresses under compressive load, stochastic natures of strength and load are studied by means of Extreme Theory.

Then, tolerance limits are determined by applying reliability concepts to estimate the safety.

To this end, two kinds of calculations are carried out. Firstly, the upper limit of initial imperfections is calculated so that the risk of failure of deck plate becomes equal to that of setting values. Secondly, it is selected the standard risk of failure to that of the mild steel deck plate. And the initial imperfections of the High Tensile Steel deck plate (in case of larger ship) is calculated in the same manner.

It is found that the tolerance limits of initial imperfections in JSQS is reasonable around  $S/t=40$ , but the larger the values of  $S/t$ , the smaller the safety of deck plate.

These conclusions are obtained from comparison between ships smaller than 100,000 DWT and larger one, therefore the conclusion is correct only in comparative sense.

## 1 緒 言

船殻部材は一般に溶接で組み立てられており、この溶接のために初期たわみ(工作歪)および残留応力が生じ、最終強度に大きな影響を与える。したがって、これら工作歪が強度に及ぼす影響を明らかにするとともに、この工作歪をどの程度まで許すかを安全性の立場から理論的に検討しておくことは設計上ならびに工作上きわめて重要である。

JSQS(日本鋼船工作法基準)で規定されている工作歪の許容基準は主として従来の実績から割り出された数値であり、強度面からの理論的裏付けが望まれている。

構造系に含まれる設計変数およびそれに作用する外力は一般に統計的ちらばりをもつ確率変数であり、工作歪もその代表的なものの1つである。したがって、工作歪をもつ板材に対し安全設計を行なうためには工作歪自身も統計的性質の他に、これに作用する外力の不規則性も考慮して、これら不確定量に統計的処理を施し、信

\* 川崎重工(株)技術研究所

信頼性解析を行なう必要があり、これはまた今日の設計思想の大きな流れともなりつつある<sup>2)</sup>。

本研究は工作歪の許容限界を強度的観点から設定するために、縦強度部材のうちタンカー上甲板パネル(LongLと Trans. に囲まれた平板)を選び、それに工作歪および残留応力がある場合の強度の統計的性質ならびに当該部材に作用する外力の統計的性質を調べ、これらに極値統計論を導入し、信頼性理論を適用して、工作歪の許容限界を求めたものである。

すなわち、まず許容される破壊の確率を設定し、その値に対し DK plate が軟鋼および HT の場合工作歪をどの程度まで許せるかを検討し、つぎに船が大型化しても従来の強度をそのまま保持するとすれば、工作歪の許容限界がどの程度まで許されるかを求め、JSQS と比較し、その理論的検討を行なった。

## 2 信頼性理論の導入手順

信頼性理論を適用して工作歪の許容基準を設定しようとする場合、まず船体上甲板の破壊の確率を求める必要がある、ここではまず、本研究で使用する信頼性理論の基礎を簡単に述べる。

構造物の強度を  $R$ 、作用する外力を  $S$  とし、破壊を起こす事象を  $R \leq S$  とすれば、 $R$  と  $S$  は一般に独立な確率変数であるので、破壊の確率 ( $P_f$ ) は次式で与えられる<sup>1,2)</sup>。

$$\begin{aligned} P_f &= P(R \leq S) \\ &= \iint_{R-S \leq 0} p(r, s) dr ds = \iint_{R-S \leq 0} p(r) p(s) dr ds \\ &= \int_0^\infty p_S(x) P_R(x) dx = \int_0^\infty (1 - P_S(x)) p_R(x) dx \end{aligned} \quad (1)$$

ここに、 $p_R(x)$ 、 $p_S(x)$  および  $P_R(x)$ 、 $P_S(x)$  は、それぞれ、 $R$  および  $S$  の確率密度関数および累積密度関数である。

今回の例では、 $p_S(x)$  は波浪曲げ応力および静水曲げ応力による全作用応力の確率密度関数であり、 $p_R(x)$  は上甲板パネルの最終強度の確率密度関数である。これらの確率密度関数は計測された統計的データをもとに決められるものであるが、多くの場合十分なデータが得られないために、正確に求めることは困難である。また、たとえ求められたとしても、強度および外力そのものがランダムな性質をもつ多くの設計変数の関数であるために、その正確な分布を解析的あるいは数値的に求めるのは難しい。したがって、式 (1) の推定には手順が簡単であり、また多くの不確実要素を取入れても解析が容易である First Order Approximation (F.O.A.) を用いることにした。すなわち、信頼性解析には平均ならびに分散という 1 次および 2 次のモーメントのみで行なうこととした。

したがって、 $R$  および  $S$  が  $R(x_1, x_2, \dots, x_m)$ 、 $S(y_1, y_2, \dots, y_n)$  のように確率変数  $x_1, x_2, \dots, x_m$ 、 $y_1, y_2, \dots, y_n$  で与えられた場合、その平均と分散は

$$\left. \begin{aligned} \bar{R} &= R(\bar{x}_1, \bar{x}_2, \dots, \bar{x}_m), \quad \bar{S} = S(\bar{y}_1, \bar{y}_2, \dots, \bar{y}_n) \\ s_R^2 &= \sum_{i=1}^m \left( \frac{\partial \bar{R}}{\partial x_i} \right)^2 \cdot s_{x_i}^2, \quad s_S^2 = \sum_{i=1}^n \left( \frac{\partial \bar{S}}{\partial y_i} \right)^2 \cdot s_{y_i}^2 \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

で表わすことができる。ここに、 $\bar{R}$ 、 $\bar{x}_i$  等は平均を、また  $s_R^2$ 、 $s_{x_i}^2$  等は分散を表わしている。

$R$  および  $S$  が正規分布である場合には式 (1) は簡単に

$$\begin{aligned} P_f &= \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\infty} \exp\left(-\frac{x^2}{2}\right) dx \\ &= \Phi(-\gamma) = 1 - \Phi(\gamma) \end{aligned} \quad (3)$$

で表わされる。ここに、 $\Phi(\cdot)$  は正規分布関数、 $\gamma$  は Safety Index と呼ばれ、式 (4) で与えられる。

$$\gamma = \frac{\bar{R} - \bar{S}}{\sqrt{s_R^2 + s_S^2}} \quad (4)$$

したがって式 (2) より、 $R$  および  $S$  の平均、分散を計算することにより  $\gamma$  が求められ、式 (3) より  $P_f$  が計算できる。

以下、外力および強度の統計的性質を調べ破壊の確率を算出し、工作歪の許容基準に対する検討を行なった。

## 3 外力の統計的性質

船体に作用する外力（作用応力） $\sigma_T$  は、静水曲げ応力  $\sigma_s$  と波浪曲げ応力  $\sigma_d$  の和で表わされるものとする。

$$\sigma_T = \sigma_s + \sigma_d \quad (5)$$

$\sigma_T$  が前述の  $S$  に相当するが、その平均および分散を求めるには、まず  $\sigma_s$  および  $\sigma_d$  の累積密度関数（あるいは確率密度関数）を求める必要がある。

## (1) 静水曲げ応力

船舶の運航時の静水曲げ応力は、満載、軽荷状態等の積付状態によって種々に変化する統計量で、その確率分布は正規分布に近いといわれているが<sup>3)</sup>、参考にてできるデータがほとんどないので、ここでは次のような仮定を設けて計算した。すなわち、NK rule<sup>4)</sup> では、船体中央部の断面係数  $Z$  の要求値を次式の大きい方として与えている。

$$\left. \begin{aligned} Z_1 &= C_1 K_1 L_1^2 B (C_b + 0.7) \text{ (cm}^3\text{)} \\ Z_2 &= 65 C_2 \left[ 0.14 K_2 L_1^2 B C_b \left( 1 + 0.04 \frac{L_1}{B} \right) + M_s \right] \text{ (cm}^3\text{)} \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

ここに、 $L_1, B$ : それぞれ船の長さ、幅  $M_s$ : 静水曲げモーメント  
 $K_1, K_2$ :  $L_1$  によって決まるパラメーター  $C_1, C_2$ : タンカーの場合 1.03

そこで、過去に建造された4万～40万DWトン(以下すべてDW)級のタンカーの $Z$ 値の記録を調べ、その内 $Z_1$ を用いているものについては $Z_1=Z_2$ に対する $M_s$ が作用しているものと考え、また、 $Z_1$ を越えるものについては $Z_2$ より $M_s$ を求め、設計に用いられた最大の静水曲げ応力 $\sigma_s=M_s/Z$ を算出した。計算結果を表1に示す。表1からわかるように、船の大きさにかかわらずほぼ同程度の静水曲げ応力が考慮されていることから、以下の計算では、表1で示した $\sigma_s$ の平均値( $\sigma_s=6.76 \text{ kg/mm}^2$ )をもとに平均値 $\bar{\sigma}_s=\sigma_s/2$ 、標準偏差 $s_{\sigma_s}=\sigma_s/4$ の正規分布を想定し、船の大きさにかかわらず同じ分布関数を用いることとした。 $\bar{\sigma}_s+2s_{\sigma_s}=6.76 \text{ kg/mm}^2$ としたことは、運航時に発生する静水曲げ応力の2%強が設計値を越えると仮定したことになる。これら静水曲げ応力の統計的性質を表2に示す。

## (2) 波浪曲げ応力

秋田等<sup>5)</sup>は、5万～40万トン級までの大きさの異なるタンカーの波浪曲げ応力を計算し、中央部 DE plate の超過確率  $Q=10^{-8}$  に対する応力を求めた。それを図1に示す。これら長期の波浪外力の確率分布は、片対数目盛上でほぼ直線となることから、指数分布するものと仮定すれば、長期の波浪曲げ応力に対する累積密度関数および確率密度関数<sup>3)</sup>は

$$\left. \begin{aligned} P(\sigma_d) &= 1 - e^{-\sigma_d/\lambda} \\ p(\sigma_d) &= \frac{1}{\lambda} e^{-\sigma_d/\lambda} \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

となり、パラメーター  $\lambda$  は  $Q=10^{-8}$  に対する  $\sigma_d$  の値から

$$\lambda = \sigma_d / \ln(10^8) \quad (8)$$

で求めることができる。

さらに、今回の計算では、操船、航路等の影響を考慮して、船の耐用年数内に  $10^6$  回に1回遭遇するような応力を対象としたので、波浪曲げ応力の  $10^6$  回に対する極値を考えた。

一般に、式(7)を初期関数とする極値の平均および標準偏差<sup>6)</sup>は

$$\left. \begin{aligned} E(\sigma_{dL}) &= \lambda(\gamma + \ln N) \\ s_{\sigma_{dL}} &= \frac{1}{\sqrt{6}} \pi \lambda \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

で表わすことができる。ここに、 $N=10^6$ 、 $\gamma=0.5772$  (オイラーの定数)、 $\sigma_{dL}$ : 波浪曲げ応力のピーク値の最大値である。

図1から、波浪曲げ応力も静水曲げ応力と同様に船の大きさに関係なくほぼ同じ値をとることから、式(9)で表わされる平均と標準偏差は以後の計算ではすべて一定とした。また、極値の分布関数は二重指数分布となるが、ここでは正規分布として取り扱った。これらの計算結果を表2に示す。

なお、HT 使用船の外力については、NK rule で HT 強度を軟鋼の 1.25 倍にとっていることから、外力に

ついても 1.25 倍の値を用いた。

#### 4 強度の統計的性質

本研究で着目している圧縮を受ける DE Long $\perp$  および Trans 間パネルの最終強度については筆者等による研究結果<sup>7)</sup>を用いた。図 2 は、初期たわみを有する周辺単純支持の正方形板が圧縮荷重を受けた場合の最終強度を、残留応力がある場合とない場合について示したものである。Long $\perp$  および Trans 間パネルのようにアスペクト比が 5 程度の板材についても荷重辺が短辺であるので、正方形板の結果が近似的に使えるものとし、最終強度は同図より求めた。最終強度に影響を与えるパラメーターとして、初期たわみ  $\delta_0$ 、降伏応力  $\sigma_y$ 、 $S/t$  等が考えられるが、これらパラメーターについては以下のような値を用いた。なお、10 万トン以下のタンカーの DE plate は軟鋼が、また 10 万トン以上では HT が使用される傾向にある。

##### (1) 初期たわみ (工作歪)

初期たわみの統計的ばらつきを考慮するために、図 3 に示すような船体中央部上甲板の工作歪の測定値の度数分布<sup>8)</sup>を用いた。また、本計算では 1 隻の船の 1 パネル (ここに、1 パネルとは 1 Long $\perp$  space, 1 Trans space で囲まれるアスペクト比がほぼ 5 の板材とした) が破壊する確率を対象としたので、ほぼ同じ程度の曲げ応力を受けると考えられる  $0.4L$  間のパネル数を考慮し、そのパネル数に対し初期たわみの極値を求めた。すなわち、極値の平均および分散を式 (10) より求めた。

$$\left. \begin{aligned} E[\Delta_{0u}] &= \frac{\gamma}{\alpha} + \Delta_u \\ s^2_{\Delta_{0u}} &= \frac{1}{6} \left( \frac{\pi}{\alpha} \right)^2 \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

ここに、 $\Delta$  は初期たわみを平均板厚で無次元化した値、 $\Delta_u$  は初期分布関数 (正規分布)  $P(\Delta_u)$  が  $1-1/N_p$  となるような  $\Delta$  の値、 $N_p$  は 1 隻の船の ( $0.4L$  間) パネル総数、 $\alpha = N_p \cdot p(\Delta_u)$ 、 $p(\Delta_u) = dP(\Delta_u)/d\Delta_u$  である。

図 4 は、 $0.4L$  間のパネル数と船の大きさとの関係を示したものであるが、ほぼ一直線上にのることがわかる。表 3 は図 4 および式 (10) をもとに、10 万トン以下、10 万トン、20 万トン、30 万トンおよび 40 万トン級の船の各パネル数に対応する工作歪の極値の平均および分散を求めた結果である。

##### (2) 降伏応力

降伏応力  $\sigma_y$  についてもばらつきが考えられるが、今回の計算では、初期たわみのばらつきの影響に注目したため最小保証値を用い確定量として取り扱った。すなわち、軟鋼に対しては  $\sigma_y = 24 \text{ kg/mm}^2$ 、HT に対しては  $\sigma_y = 32 \text{ kg/mm}^2$  とした。

##### (3) $S/t$ (Long $\perp$ space/plate thickness)

実船の  $S/t$  のばらつきの度合をみるために、5 万～40 万トン級のタンカー船体中央部 DE plate の  $S/t$  を調査した。その結果を図 5 に示す。図から  $S/t$  はほぼ 30～50 にわたって分布していることがわかる。

なお、1 隻の船を考える場合には  $S/t$  は一定と考えられるので、 $S/t = 30 \sim 50$  についてパラメトリックに計算を行なった。

以上から、初期たわみのみを確率変数とする最終強度の統計的性質を求めるために、図 6 をもとに式 (11) で最終強度を表わした。

$$\sigma_u = \sigma_y \left\{ \frac{\beta \left( \frac{S}{t} \sqrt{\frac{\sigma_y}{E}} \right)}{\Delta_0 + \alpha \left( \frac{S}{t} \sqrt{\frac{\sigma_y}{E}} \right)} + \varepsilon \left( \frac{S}{t} \sqrt{\frac{\sigma_y}{E}} \right) \right\} \quad (11)$$

ここに、 $\alpha$ 、 $\beta$  および  $\varepsilon$  は図 7 に示すように  $\frac{S}{t} \sqrt{\frac{\sigma_y}{E}}$  で決まる定数である。図 6 は  $\frac{S}{t} \sqrt{\frac{\sigma_y}{E}} = 1.3, 1.6$  および 1.9 に対し  $\sigma_u$  を初期たわみの関数として表わしたもので、同図から  $\frac{S}{t} \sqrt{\frac{\sigma_y}{E}} = 1.6$  近傍から残留応力による最終強度の低下が特に著しくなることがわかる。

式 (11) をもとに、式 (2) で示したように F.O.A. を用いると最終強度  $\sigma_u$  の平均と標準偏差は式 (12) で得られる。

$$\left. \begin{aligned} \bar{\sigma}_u &= \sigma_y \left( \frac{\beta}{A_0 + \alpha} + \varepsilon \right) \\ s_{\sigma_u} &= \left| \frac{\partial \bar{\sigma}_u}{\partial A_0} \right| \cdot s_{A_0} \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

式(12)を用い、すでに示した  $\sigma_y$ ,  $S/t$  および  $A_{0u}$  の値から最終強度の平均、標準偏差および変動係数 (C. O. V.) を求めた。計算結果を表4に示す。

## 5 破壊の確率と許容基準

前節までに外力の統計量が定まり、D $\bar{\kappa}$  plate の圧縮強度の確率分布が初期たわみの極値の関数として定まった。したがって、初期たわみの分布関数が与えられるとそれから極値を求め、破壊の確率は式(2)から計算でき、また逆に D $\bar{\kappa}$  plate の破壊の確率を決めてやれば、それを満足する初期たわみの極値も計算できる。

本節では、まず種々の破壊の確率を与えたときの  $\delta_0/t$  の極値と  $\frac{S}{t} \sqrt{\frac{\sigma_y}{E}}$  の関係から、各船(10万トン以下、10万~40万トン)の D $\bar{\kappa}$  plate の破壊の確率を求め、次にこの結果を用いて、10万トン以下の船(D $\bar{\kappa}$  plate が軟鋼)の破壊の確率( $A_{0u}$ ,  $S/t$  は10万トン以下の船の平均値を用いた)を計算し、この結果を用いて、10万トン以下の船と同等の破壊の確率を持つように10万トン以上の船(D $\bar{\kappa}$  plate がHT)について  $S/t$  と  $\delta_0/t$  の規制値を与えた。

### (1) 破壊の確率を与えたときの許容歪

表2の外力に対して、表4の10万トン以下の船と10万トンの船に対する最終強度を用いて、式(2)から各  $\frac{S}{t} \sqrt{\frac{\sigma_y}{E}}$  に対して破壊の確率が  $10^{-1}$ ,  $10^{-2}$ ,  $10^{-3}$  および  $10^{-4}$  となるような初期たわみ  $\delta_0/t$  の極値を求めた。

図8は残留応力の影響がない場合の  $\delta_0/t$  の極値と  $\frac{S}{t} \sqrt{\frac{\sigma_y}{E}}$  の関係であり、図9は残留応力の影響を考慮した場合である。図中破線は10万トン以下の船に対するもの、実線は10万トンの船で D $\bar{\kappa}$  plate が HT の場合である。10万トン以上の船については表4からわかるように、最終強度の極値の平均と標準偏差がほとんど同じであり、外力も変わらないと考えているので、同図の実線が今考えている範囲内で10万トン以上の船を表わしていると考えてよい。また、ここでいう破壊の確率とは1隻の船の  $0.4L$  間の D $\bar{\kappa}$  の1パネルが破壊する確率のことである。

図の破壊の確率は静水曲げ応力の仮定と、降伏応力は最小保証値を用いているために、これを直接 D $\bar{\kappa}$  plate の破壊の確率とみなすには問題があるが、D $\bar{\kappa}$  plate が軟鋼の場合と HT の場合、あるいは残留応力の有無等の相対比較のパラメータとしては有効である。なお、破壊の確率は、船体中央部の曲げモーメントの応答関数が分かっているれば Appendix に示すような方法でも計算することができ、波浪スペクトルの相異、船の大きさの影響などが比較的容易に計算できる。

### (2) 工作歪の許容基準

船体の破壊の確率  $P_f$  が与えられると図8または図9から  $\delta_0/t$  の許容基準が  $S/t$  の関数として求められるが、現状では信頼性工学が緒についたばかりで、 $P_f$  を決めることは困難である。その上に本報で用いた静水曲げ応力にも精度の点で問題がある。そこで、ここでは10万トン以下で D $\bar{\kappa}$  plate が軟鋼の船の破壊の確率を基準とし、D $\bar{\kappa}$  plate が HT の船の破壊の確率をこれに合わせるように  $\delta_0/t$  の極値を求めた。

軟鋼船の破壊の確率は  $S/t=38$ ,  $A_{0u}=0.19$  で残留応力の影響がない場合  $P_f=10^{-4}$ 、ある場合  $P_f=3 \times 10^{-4}$  であるから HT 船の  $\delta_0/t$  と  $S/t$  の関係は図10のようになる。同図で実線は残留応力がない場合、破線は残留応力がある場合であり、一点鎖線は参考のために JSQS の要求値を示したものである。図によれば、 $\delta_0/t$  の規制値は  $S/t$  の増加とともに厳しくなっており、この傾向は  $S/t$  が増加すると強度が低下することから妥当であろうと考えられる。JSQS では実際の面から工作歪の許容値を上甲板では 6mm と規定しており、 $S/t=40$  近傍では大体妥当な値であるが、 $S/t$  が小さい範囲では厳しすぎ、また大きい領域ではかなり危険側になるものと考えられる。また、残留応力の影響はかなり大きく、 $S/t$  が大きい領域では、この傾向は顕著である。なお、図中破線が  $S/t=45$  付近で  $\delta_0/t=0$  となっているが、これは、軟鋼との比較計算であり、しかも HT で残留応力がある場合、 $35 < S/t < 50$  の範囲では最終強度の低下が最も大きい部分になっており、 $\delta_0/t$  の基準を厳しくするだけでは最終強度の低下を cover しきれないことを意味している。

## 6 結 言

工作歪の許容量を強度的観点から設定する目的で、タンカーの D<sub>5</sub> plate をとりあげ、歪量および外力の統計的性質を調査し、これに信頼性理論を適用して、工作歪の許容基準に対する検討を行なった。今回調査した船は、40万トン以下のタンカーであり、この範囲では S/t に大きな変化はないために S/t=40 付近では現在の JSQS はほぼ妥当な値となっていると考えられる。しかし、S/t が大きくなれば、従来の実績と同等の安全率を持たせようとするならば、歪量の基準はもっと厳しくすべきである。もちろん、これは従来の実績を基準とした時の話であり、この実績の破壊の確率が低すぎるかどうかについては別途検討しなければならない問題である。また、残留応力の影響はかなり大きく、特に S/t が大きいものでは注意を要する。

今回の計算ではデータ不足のために降伏応力については最小保証値、静水曲げ応力については船級規則ベースで考えた。従来の実績を基準として算出した許容歪量と S/t の関係に対しては、これらの影響は少ないものと考えられるが、破壊の確率自身にはかなり大きな影響を及ぼすものと思われ、今後さらに検討して行く必要がある。また、破壊の確率を対象とするときには、Long L 部材も含めた D<sub>5</sub> 全体の強度を検討する必要がある、これは今後の研究を待ちたい。

最後に、本研究は日本造船研究協会第 127 部会における研究の一環として行なわれたもので、種々有益なご討論を賜った藤田主査を始め委員の方々に深く感謝の意を表します。

## 参 考 文 献

- 1) A. M. Freudenthal, J. M. Garrelts, M. Shinozuka: The Analysis of Structural Safety, Proc. ASCE, ST-1 (Feb. 1966).
- 2) A. H-S. Ang, Chairman: Foreword to Papers on Structural Safety, by the Task Committee on Structural Safety, Proc. ASCE, ST-9 (Sept. 1974).
- 3) A. E. Mansour: Probabilistic Design Concepts on Ship Structural Safety and Reliability, Trans. SNAME (1972).
- 4) 日本海事協会: 船級登録および構造検査等に関する規則集 (昭和 50 年).
- 5) 秋田好雄, 山口勇男, 新田 顕他: 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 5 月).
- 6) E. Gumbel: Statistics of Extremes, Columbia University Press, New York (1966).
- 7) 上田幸雄, 安川 度他: 圧縮を受ける正方形板の最終強度に関する研究 (第 1 報)——初期たわみおよび溶接残留応力の影響について——, 日本造船学会論文集, 第 137 号 (昭和 50 年 6 月).
- 8) ISSC 1973 Report of Committee 5, p/44 a.
- 9) A. E. Mansour: Approximate Probabilistic Method of Calculating Ship Longitudinal Strength, J. Ship Research, Vol. 18, No. 3 (Sept. 1974).
- 10) A. E. Mansour and D. Faulkner: On the Statistical Approach to Extreme Sea Loads and Ship Hull Strength, RINA (Nov. 1973).
- 11) 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).
- 12) 榊田吉郎: 統計的見地よりの船体の近似的曲げモーメント, 造船協会論文集, 第 111 号 (昭和 37 年 5 月).

## Appendix

海面の波スペクトルは ISSC<sup>11)</sup> により短波頂不規則波については

$$[f(\omega, \chi)]^2 = \frac{2}{\pi} [f(\omega)]^2 \cos^2 \chi \quad (-\pi/2 < \chi < \pi/2)$$

$$[f(\omega)]^2 = 0.11 H^2 \omega_T^{-1} (\omega/\omega_T)^{-5} \exp[-0.44(\omega/\omega_T)^4] \quad (1)$$

ここに、 $H$  は有義波高、 $T$  は目測平均周期、 $\chi$  は波の進行方向に対する角度で  $\omega_T = 2\pi/T$

また、船体中央部における曲げモーメントの応答関数は榊田<sup>12)</sup>により次式のように表わされている。

$$[A(\omega)] = 5 L^2 \cdot B \cdot \rho \cdot k \cdot Z_0$$

$$k = \frac{1}{2} \left\{ 1 + \sin \left[ \left( \frac{\omega}{\omega_0} \right) - \frac{1}{2} \right] \cdot \pi \right\}$$

$$Z_0 = 0.55 (0.015 C_b - 0.004) \quad (2)$$

ここに、 $L, B$  はそれぞれ船の長さと同幅、 $\rho$  は海水密度、 $C_b$  は方形係数、 $\omega_0 = \sqrt{2\pi g/L}$  である。さらに、船が波に斜行する場合には、船の進行方向と波頂線とのなす角を  $\theta$  とすれば、 $\omega_0 = \sqrt{2\pi g/L} \cdot \sin\theta$  となる。式 (1) と式 (2) から、船が短波頂不規則波中を一定速度で波に対して一定の進路を保って航海している場合の応答の分散は

$$[R(\theta)]^2 = \frac{2}{\pi} \int_{-\pi/2}^{\pi/2} [f(\omega)]^2 \cdot [A(\omega, \theta - \chi)]^2 \cos^2 \chi d\omega d\chi \quad (3)$$

式 (3) で表わされるような分散をもつ正規不規則波がレベル  $M_x$  を越える長期に対する累積確率  $Q_M(\theta)$  は、 $H$  と  $T$  の長期の発現確率密度関数  $q(H, T)$  を用いると

$$Q_M(\theta) = \int_0^\infty \int_0^\infty \exp\left\{-\frac{M_x^2}{2R^2}\right\} q(H, T) dH \cdot dT \quad (4)$$

と表わすことができる。

さらに、船の針路  $\theta$  が  $0 \sim 2\pi$  間で一様に分布していると仮定すれば

$$Q_M = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} Q_M(\theta) d\theta \quad (5)$$

となる。式 (5) から  $N$  回の波浪に対して、少なくとも 1 回レベル  $x$  を越える確率  $Q^*(x)$  は

$$Q^*(x) = 1 - (1 - Q_M)^N \doteq NQ_M \quad (6)$$

となるので、レベル  $x$  をとる確率密度関数が  $p(x)$  であるなら、この場合の破壊の確率は

$$P_f = \int_{-\infty}^\infty Q^*(x) p(x) dx \quad (7)$$

と表わすことができる。式 (7) の  $Q^*(x)$  は本論で取り扱った外力の累積密度関数で、 $p(x)$  が強度の確率密度関数である。

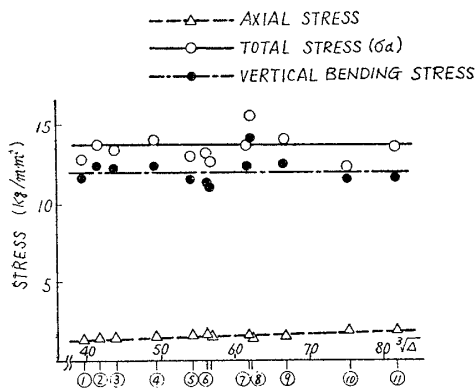


図1 船体中央部縦応力 ( $Q=10^{-8}$ )<sup>5)</sup>

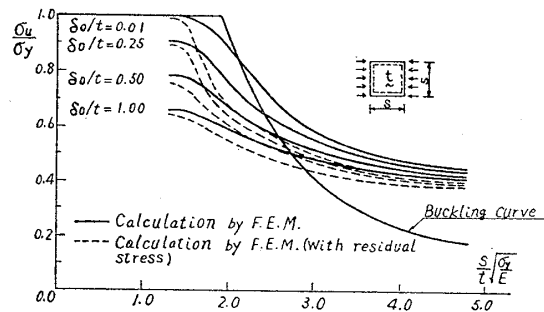


図2 圧縮を受ける板の最終強度<sup>7)</sup>

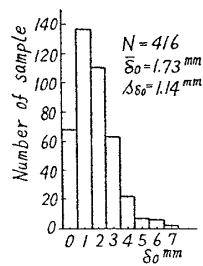


図3 工作歪の分布形状<sup>8)</sup>

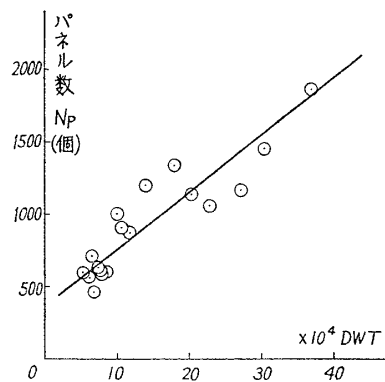


図4 船の大型化に伴うパネル数 (0.4L ぬ)

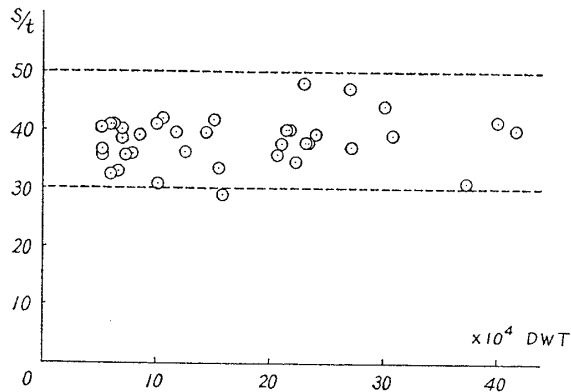


図5 各船の  $U_p, D^k PL$  の  $S/t$  の比較

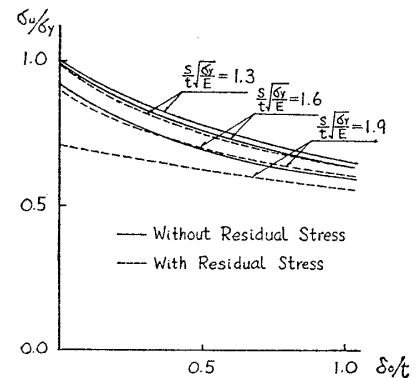


図6 最終強度 ( $\sigma_f/\sigma_y$ ) と工作歪 ( $\delta_f/t$ )

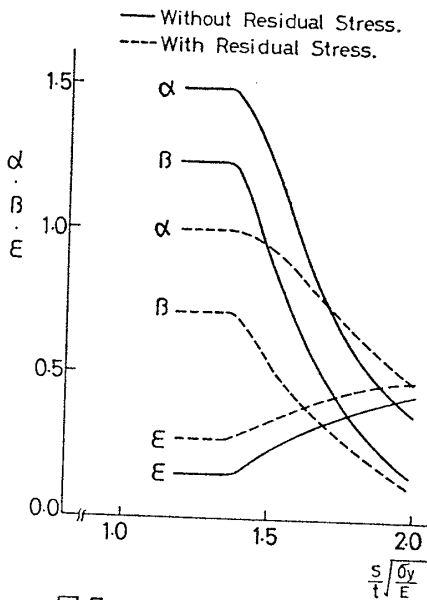


図7  $\alpha, \beta$  および  $E$

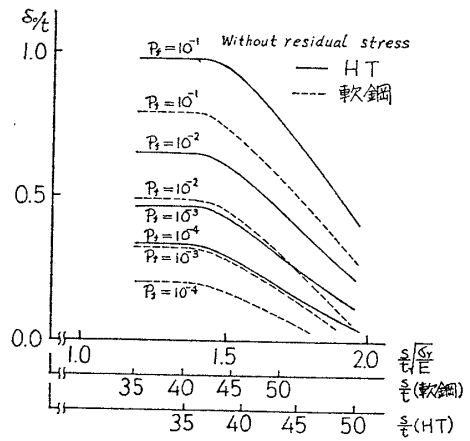


図8 許容歪量 ( $\delta_f/t$ ) と  $S/\sigma_y/E$  (or  $S/t$ )

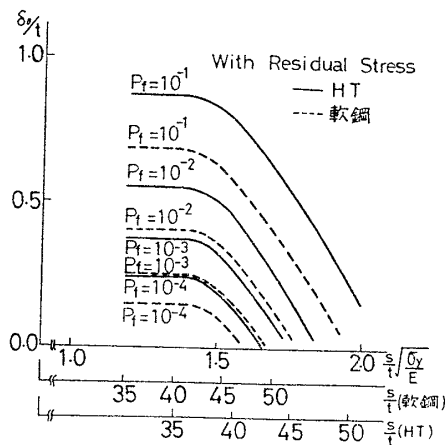


図9 許容歪量 ( $\delta_f/t$ ) と  $S/\sigma_y/E$  (or  $S/t$ )

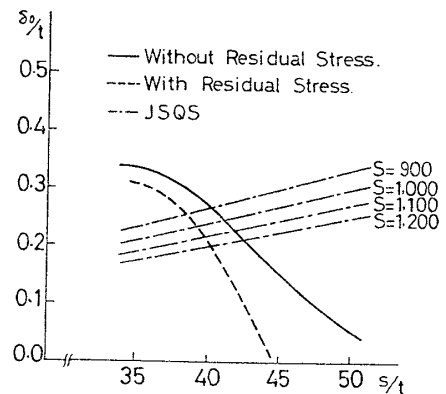


図10 許容歪量 ( $\delta_f/t$ ) と  $S/t$

表1 静水曲げ応力( $\sigma_s$ )

No.	DWT	$M_s(\times 10^5 t \cdot m)$	$\sigma_s (kg/mm^2)$
1	40.775	1.273	6.35
2	51.500	1.461	6.34
3	66.750	1.894	6.28
4	101.936	2.580	6.45
5	118.400	3.923	7.29
6	155.450	4.226	7.14
7	157.825	4.610	6.93
8	232.339	5.492	6.85
9	249.255	6.010	6.56
10	307.432	6.011	6.68
11	372.698	9.241	7.65
12	416.581	8.897	6.42

表2 D<sup>5</sup>PL 縦曲げ応力の平均および標準偏差

(単位  $kg/mm^2$ )

	静水曲げ応力	波浪曲げ応力	全応力
平均	3.38	10.85	14.23
標準偏差	1.69	0.97	1.95

注) H.Tは各値の1.25倍

表3 工作歪の極値の平均および分散

DWT	NP	$E[\Delta_{ou}]$	$\Delta^2 \Delta_{ou}$
<100,000	600	0.194	$2.77 \times 10^{-4}$
100,000	770	0.197	$2.67 \times 10^{-4}$
200,000	1,160	0.203	$2.50 \times 10^{-4}$
300,000	1,550	0.206	$2.36 \times 10^{-4}$
400,000	1,950	0.209	$2.34 \times 10^{-4}$

表4 強度の平均と標準偏差

%	DWT	Without residual stresses		C.O.V.(%)
		$\bar{\sigma}_u (kg/mm^2)$	$\delta\sigma_u (kg/mm^2)$	
35	100,000	21.85	0.183	0.8
	100,000	28.74	0.238	0.8
	200,000	28.66	0.229	0.8
	300,000	28.61	0.222	0.8
	400,000	28.57	0.220	0.8
40	100,000	21.58	0.183	0.9
	100,000	27.94	0.259	0.9
	200,000	27.85	0.248	0.9
	300,000	27.80	0.240	0.9
	400,000	27.75	0.237	0.9
45	100,000	21.20	0.190	0.9
	100,000	26.20	0.270	1.0
	200,000	26.11	0.259	1.0
	300,000	26.06	0.250	1.0
	400,000	26.01	0.247	1.0
50	100,000	20.02	0.205	1.0
	100,000	23.76	0.278	1.2
	200,000	23.67	0.264	1.1
	300,000	23.62	0.254	1.1
	400,000	23.57	0.250	1.1
35	100,000	20.90	0.200	1.0
	100,000	27.81	0.260	0.9
	200,000	27.73	0.249	0.9
	300,000	27.68	0.241	0.9
	400,000	27.63	0.238	0.9
40	100,000	20.90	0.200	1.0
	100,000	26.31	0.232	0.9
	200,000	26.24	0.222	0.8
	300,000	26.20	0.214	0.8
	400,000	26.15	0.212	0.7
45	100,000	20.21	0.199	1.0
	100,000	23.15	0.143	0.6
	200,000	23.10	0.137	0.6
	300,000	23.08	0.133	0.6
	400,000	23.05	0.132	0.6
50	100,000	18.24	0.147	0.8
	100,000	21.08	0.087	0.4
	200,000	21.06	0.084	0.4
	300,000	21.04	0.082	0.4
	400,000	21.03	0.081	0.4