(昭和 50 年 5 月日本造船学会春季講演会において講演)

船底トランスのスロット周辺における スチフナ基部の疲労損傷について

正員 真 能 創* 正員 片 岳 俊 興**
正員 関 口 欽 司** 正員 嘉 本 時 男**
正員 河 辺 寛*

On Fatigue Damage of Web Stiffeners at Cut-outs of Bottom Transverses

by Hajimu Mano, *Member* Toshioki Kataoka, *Member*
Kinji Sekiguchi, *Member* Tokio Kamoto, *Member*
Hiroshi Kawabe, *Member*

Summary

A large number of cracks of web stiffeners on deep bottom transverses at their cut-outs which were provided to let longitudinals pass through them. It is required to estimate load condition of stiffeners at the cut-outs and fatigue strength of them.

In this paper authors describe about result of study on load condition of stiffeners and frequency of damaged stiffener, and some opinions about mechanism of initiation of the damage.

Authors study on the long-term distribution of wave induced lateral pressure on bottom shell including inside pressure caused by ship motions and estimate the distribution of wave induced stress of the stiffeners. From our study it is clarified that the distribution is described approximately by Weibull distribution (exponential distribution).

Supposing that the distribution of cycle of load to failure is described by logarithmic normal distribution, amplitude of still water stress is constant and distribution of wave stress is Weibull distribution, authors develop a new method of analyzing the relation between design stress and frequency of damaged stiffener. The method is very useful because it is also applied to analysis of fatigue damage of longitudinal member etc.

By our study the load condition in wing tank is evaluated to be worse, so it is expected that the frequency of wing tanks is higher than that of center tanks. From the result of inspection of actual ships, the same result is found. Character of the frequency, difference of the frequency by species of tank and by ships' age etc., estimated by our analysis is compared with the result of inspection in the same manner. It is concluded that damage affected by vibration of transverses may be found in the after tank part.

A new allowable value of design stress is guided by our method which is a little higher for stiffeners without back-brackets than the value which was suggested by the 120th Research Committee of Shipbuilding Research Association of Japan.

* 防衛大学校

** 防衛庁

1 緒 言

大型船のトランスのスロット周辺に生じる損傷では、ウェブスチフナの基部の損傷が最も多く、これは基部に働く応力による疲労が原因の主なものと考えられている。スチフナ基部の疲労強度については日本造船研究協会第120研究部会において、大規模な模型試験によって研究され、さらにその結果を適用した実船の疲労損傷解析もなされたり。この研究においては船体中央、中心線上の船底外板に働く波浪荷重については研究されているが、これと船体の他の部分に働く荷重の関係については明らかにされていない。

筆者等は上記の研究をさらに発展させて、船底各部の波浪荷重の変化、さらにそのタンクの使用条件による変化等を研究した。次に、この荷重条件下で考えられるスチフナ基部の疲労損傷発生率のスチフナの位置、タンクの種別による変化、あるいは損傷発生率の経年変化を求め、実船の損傷調査結果と比較検討し、この種の損傷の特性を究明した。

疲労損傷発生率の解析にあたっては、船体構造部材のような静水応力と Weibull 分布に従う不規則変動応力が負荷される場合の損傷発生率、あるいは損傷発生率がある許容値以下になるための設計応力を解析的に求める方法を新たに導いた。本方法はスチフナ基部だけでなく、縦強度材等の疲労損傷解析にも応用できる有用な方法といえる。

2 荷 重 条 件

タンカー等のトランスのウェブ付スチフナの基部（ロンジ面材との取合部）に働く応力（基部の応力分布は均一でないので、以下においてはその最大応力を対象とする）は、ロンジからトランスに伝達される荷重によって生じる応力と、トランスに加わる剪断力によって生じる応力の和または差で与えられる。

船底トランスではロンジより伝達される荷重は、船底外板に働く圧力（内外圧の差）に比例するから、それによって生じる基部応力もまた、この圧力に比例して変化する。

任意の船底トランスにおいて、隣接する外板（例を舷側タンク内の船底トランスにとると、船側外板、縦隔壁板、または中央タンク内の船底外板が該当する）に働く圧力の影響を無視すると、トランスに加わる剪断力も圧力に比例して変化するから、この剪断力によって生じる基部応力も近似的に圧力に比例するとみなせる。

したがって、船底外板に働く圧力の変化を調べれば、基部応力の変化も求められる。

2.1 静 水 応 力

バラスト専用タンクではバラスト状態では内部にバラストを満載するため、次式で与えられる静水圧力（外圧を正とする） p_{sb} が働く。

$$p_{sb} = \rho g (d_b - D) \quad (1)$$

ここに ρg …単位体積当りの海水重量

d_b …バラスト喫水 ($d_b = 0.4 \sim 0.5 d$, d …満載喫水)

満載状態ではバラスト専用タンクは空であり、次式で与えられる外圧 p_{sf} が働く。

$$p_{sf} = \rho g d \quad (2)$$

p_{sb} と p_{sf} は符号は逆になるが、その絶対値はほぼ等しく、基部には両振りに近い変動応力が働く。この応力は1航海が1周期という、非常に長周期の変動応力である。

貨物油専用タンクは、バラスト状態では空であり、満載時には油を満載するため、 p_{sb} , p_{sf} はそれぞれ次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} p_{sb} &= \rho g d_b \\ p_{sf} &= \rho g d - \rho_0 g D \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

ここに、 $\rho_0 g$ …単位体積当りの貨物油重量

この場合は p_{sf} は普通非常に小で、圧力変動は片振り変動に近く、その振幅はバラスト専用タンクに比べると1/4程度になる。

バラスト兼用タンクは満載時は貨物油専用タンクと同条件となり、バラスト状態ではバラストの積載量によって変化するが、バラストを満載するとバラスト専用タンクの p_{sb} に等しくなる。この場合も圧力変動は片振りに近く、その振幅はバラスト専用タンクのその1/2程度になる。

Fig.1 は船底外板に加わる圧力の変化をモデル化して示したものである。

2.2 波浪応力

船底外板には上記の長周期の圧力変化の上に、比較的周期が短い航海中の波浪による圧力変化が重なる。したがって、スチフナ基部には静水中応力の変化の上に、波浪による圧力変化によって生じる波浪応力が重なる。

2.2.1 規則波中の波浪応力

船が振幅 h_0 の規則波中を出会円周波数 ω_e (ω_e は波長、船速、波に対する出会角によって変化する) で航行するとき、船体中央における波面の変化 h は次式で与えられる。

$$h = h_0 \cos \omega_e t \quad (4)$$

この状態での船の上下揺 ζ 、縦揺 ϕ 、左右揺 η 、船首揺 ψ 、横揺 θ および船底外板に働く波浪変動圧 (外圧) p はそれぞれ次式で与えられるものとする。

$$\left. \begin{aligned} \zeta &= h_0 \bar{\zeta}_0 \cos(\omega_e t - \varepsilon_\zeta) \\ \phi &= k h_0 \bar{\phi}_0 \cos(\omega_e t - \varepsilon_\phi) \\ \eta &= h_0 \bar{\eta}_0 \cos(\omega_e t - \varepsilon_\eta) \\ \psi &= k h_0 \bar{\psi}_0 \cos(\omega_e t - \varepsilon_\psi) \\ \theta &= k h_0 \bar{\theta}_0 \cos(\omega_e t - \varepsilon_\theta) \\ p &= \rho g h_0 \bar{J} \cos(\omega_e t - \varepsilon_J) \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

ここに、 $\varepsilon_\zeta, \varepsilon_\phi, \varepsilon_\eta, \varepsilon_\psi, \varepsilon_\theta, \varepsilon_J \dots$ 位相角

$$k = 2\pi/\lambda, \lambda \dots \text{波長}$$

船内にバラストまたは油を積載している場合は、上記の動揺によって船底外板に働く変動内圧 (下向きに働く場合を正とする) を Δp とすると、

$$\Delta p \equiv \rho g h_0 \bar{I} \cos(\omega_e t - \varepsilon_i) \quad (6)$$

ここに、 $\varepsilon_i \dots$ 位相角

したがって、船底外板に働く波浪変動圧 p_t は次式で与えられる。

$$p_t = p - \Delta p \equiv \rho g h_0 \bar{C} \cos(\omega_e t - \varepsilon_c) \quad (7)$$

ここに、 $\varepsilon_c \dots$ 位相角

なお、記号、座標位置、出会角、動揺、変動圧の正の方向等は Fig.2 に示す。

Δp は上下方向加速度 $\ddot{Z}$ による慣性力による成分 Δp_z 、同様水平方向加速度による成分 Δp_y 、横揺角加速度によって生じる成分 $\Delta p_{\theta a}$ 、および横揺傾斜角によって生じる成分 $\Delta p_{\theta s}$ の和となる。

$$\Delta p = \Delta p_z + \Delta p_y + \Delta p_{\theta a} + \Delta p_{\theta s} \quad (8)$$

上下方向加速度 $\ddot{Z}$ が働くときの圧力変化は Fig.3 のようになると考え Δp_z は次式で与えられるものとする。

$$\Delta p_z = -\rho_c D \ddot{Z} \quad (9)$$

ここに、 $\rho_c \dots$ タンク内の液体の密度、バラスト満載時は ρ 、貨物油満載時は ρ_0 、 $D \dots$ 船の深さ

Fig.1 Change of lateral load on bottom shell

Fig.2 Direction and definition of p , etc.

Fig. 3 Δp_z Fig. 4 Δp_y Fig. 5 $\Delta p_{\theta d1}$ Fig. 6 $\Delta p_{\theta s}$

船体の任意の位置 x における $\ddot{Z}$ は次式で与えられる。

$$\ddot{Z} = \ddot{\zeta} - (x - x_G) \ddot{\phi} \quad (10)$$

ここに、 x_G …重心位置

(5), (9), (10) より Δp_z は求められる。

$$\Delta p_z = \rho g h_0 \{ \bar{p}_\zeta \cos(\omega_e t - \varepsilon_\zeta) - \bar{p}_\phi \cos(\omega_e t - \varepsilon_\phi) \} \quad (11)$$

ここに、 $\bar{p}_\zeta = (\rho_c / \rho) (D/L) \omega_1^2 \bar{\zeta}_0$

$$\bar{p}_\phi = (\rho_c / \rho) (D/L) (x - x_G) \omega_1^2 k \bar{\phi}_0$$

$$\omega_e^2 = (g/L) \omega_1^2 = (g/L) \{ \sqrt{2\pi} \sqrt{L/\lambda} + 2\pi F_n (L/\lambda) \cos \chi \}^2$$

L …船の長さ、 λ …波長、 χ …出会う角、 F_n …船速（フルード数）

水平加速度 $\ddot{Y}$ が働くときの圧力変化を Fig. 4 の形になると考えタンクの中心より y_t の位置における Δp_y は次式で与えられるものとする（タンク中心の甲板の圧力は変化しないとする）。

$$\Delta p_y = -\rho_c y_t \ddot{Y} \quad (12)$$

船体の任意の位置 x における $\ddot{Y}$ は次式で与えられる。

$$\ddot{Y} = \ddot{\eta} + (x - x_G) \ddot{\psi} \quad (13)$$

(5), (12), (13) より Δp_y は求められる。

$$\Delta p_y = \rho g h_0 \{ \bar{p}_\eta \cos(\omega_e t - \varepsilon_\eta) + \bar{p}_\psi \cos(\omega_e t - \varepsilon_\psi) \} \quad (14)$$

ここに、 $\bar{p}_\eta = (\rho_c / \rho) (y_t/L) \omega_1^2 \bar{\eta}_0$

$$\bar{p}_\psi = (\rho_c / \rho) (y_t/L) (x - x_G) \omega_1^2 k \bar{\psi}_0$$

Fig. 5 に示すように船体に $\ddot{\theta}$ の横揺角加速度が働くときは、タンクの中心が船体中心線より y_0 だけ離れているタンクでは、上下方向加速度 $y_0 \ddot{\theta}$ が働くと同時に、タンクの中心を軸として角加速度が $\ddot{\theta}$ の回転運動をする。前者によって船底外板に働く内圧 $\Delta p_{\theta d1}$ は Δp_z と同様に次式で与えられる。

$$\Delta p_{\theta d1} = -\rho_c y_0 D \ddot{\theta} \quad (15)$$

$\Delta p_{\theta d1}$ は中央タンクでは 0 となる。

(5), (15) より $\Delta p_{\theta d1}$ は求められる。

$$\Delta p_{\theta d1} = \rho g h_0 \bar{p}_{\theta d1} \cos(\omega_e t - \varepsilon_\theta) \quad (16)$$

ここに、 $\bar{p}_{\theta d1} = (\rho_c / \rho) (D/L) y_0 \omega_1^2 k \bar{\theta}_0$

後者による内圧 $\Delta p_{\theta d2}$ はタンクの幅を B_t 、深さを D とすれば次式で与えられる。

$$\Delta p_{\theta d2} = \rho g h_0 \bar{p}_{\theta d2} \cos(\omega_e t - \varepsilon_\theta) \quad (16')$$

ここに、 $\bar{p}_{\theta d2} = (\rho_c / \rho) (D/L) B_t \phi(y_t, z) \omega_1^2 k \bar{\theta}_0$

$$\phi(y_t, z) = \sum_{n=0}^{\infty} [A_n \sin \{ (\pi/D) (2n+1) z \} \sinh \{ (\pi/D) (2n+1) y_t \} - B_n \sin \{ (\pi/B_t) (2n+1) y_t \} \sinh \{ (\pi/B_t) (2n+1) z \}]$$

$$B_n = \frac{(-1)^n}{\pi^3} \frac{4 (B_t/D)}{(2n+1)^3 \cosh \{ (\pi/2) (D/B_t) (2n+1) \}}$$

$$B_n = \frac{(-1)^n}{\pi^3} \frac{4(D/B_t)}{(2n+1)^3 \cosh\{(\pi/2)(B_t/D)(2n+1)\}}$$

$\Delta p_{\theta d2}$ は普通のタンクの寸法では $\Delta p_{\theta d1}$ の 10% 程度であるので無視することにする。

横揺によって θ の傾斜を生じたときのタンクの中心より y_t の位置における $\Delta p_{\theta s}$ は次式で与えられるものとする (Fig. 6 参照)。

$$\Delta p_{\theta s} = \rho c g y_t \theta \quad (17)$$

(5), (17) より $\Delta p_{\theta s}$ は求められる。

$$\Delta p_{\theta s} = \rho g h_0 \bar{p}_{\theta s} \cos(\omega_e t - \varepsilon_\theta) \quad (18)$$

ここに, $\bar{p}_{\theta s} = (\rho c / \rho) y_t k \bar{\theta}_0$

Table 1 Principal particulars of a tanker supposed in estimation of lateral pressure on bottom shell

Load condition		Full load	Ballast
Item			
$L_{PP} \times B \times D$	(m)	302.0 × 50.4 × 24.3	
d	(m)	18.61	5.92
Displacement	(t)	236,250	67,780
Block coef.	C_b	0.814	0.734
$G_{\bar{m}}(x_G)$	(m)	8.555	-3.347*

* means aft side

以上の各式と(7)から p_t が求められる。Fig. 7 は Table 1 に示す船がフルード数 (F_n) 0.1 で規則波中を向い波で航行する場合の船体中央の中心線上の $\bar{J}$, $\bar{C}$ の計算結果を示す (ただし, 船体運動および $\bar{J}$ は文献 2) のプログラムによる計算値である)。

2.2.2 不規則波中の波浪応力

船が任意の航行条件で波高 H_i , 波周期 T_j の不規則波中を航行するときは, p , p_t は不規則変動となるが, 任意の規則波中を任意の航行条件で航行するときの応答関数が与えられるなら, これらの変動圧の短期および長期分布は線形重ね合わせ法によって求められる。

Fig. 8 は Table 1 に示す船が北大西洋 (海象は Walden の波浪統計を想定した) を長期航海する場合に, 船底各部 (横断面 $2\frac{1}{2}$, 5 (Ⅷ), $7\frac{1}{2}$ における船体中心線とビルジ部) に働く p , p_t のピーク値の長期分布を, 前述の方法によって求めた応答関数を使用し, 文献 3) に示される方法によって計算した結果の一例を示す。なお, 任意の波高および波周期の海面は ISSC スペクトルで表わされるとした。

文献 4) に示すように, 船は最悪海面状態を航行するときの航行条件で全生涯を航行すると想定できるので, 船は就航速より低速 ($F_n=0.1$) で, 短波頂不規則波中を常に向い波で航行するとした。図より船底外板に加わる圧力も一般の波浪応答と同様に, Weibull 分布 (同図の場合は指数分布) で近似できることが判る。

スチフナ基部の波浪応力も p , p_t に比例するから, 同じ分布になる。

2.3 タンクの使用条件による荷重条件の変化

スチフナ基部 (最大) 応力は, 船底外板に満載喫水の水頭に等しい圧力 $\rho g d$ が加わったときの値を基準値 $\sigma_{\max}$ とし, この基準値に対する比 η で表わす。

バラスト専用タンクでは前記の静水応力の変化の上に重なる波浪応力は, バラスト状態ではバラストを満載しているから, p_{lb} (以下において添字 lb はバラスト状態, f は満載状態を示す) によって生じた波浪応力, 満載状

Fig. 7 Frequency-response function of lateral pressure on bottom shell

Fig. 8 Long-term distribution of lateral load on bottom shell (North Atlantic)

態では空であるから、 p_f によって生じた波浪応力である。

貨物油タンクでは前記の静水応力の変化の上に、バラスト状態では空、満載状態では貨物油を満載するから、前者では p_b 、後者では p_{tf} による波浪応力が重なる。

同様、バラスト兼用タンクでは前二者と異なる静水応力の変化の上に、使用条件からバラスト状態で p_{tb} 、満載状態で p_{tf} による波浪応力が重なる。

荷重条件はタンクの使用条件で変化する上に、波浪応力は位置によって異なるから、非常に複雑である。Fig. 9 は各タンクに働く波浪応力の超過確率が 10^{-8} のときの極値を比較したものである。図の縦軸は極値と σ_{max} の比であって、応力は圧力に比例するから Fig. 8 の縦軸と値は一致する。玄側タンクの値はタンクの幅は $B/4$ であるとして、中心線から $3B/8$ 離れた点の圧力による応力である。なお、この点の圧力は中心線とビルジ部の値から挿間法によって求めた。

Fig. 9 Extreme value ($Q=10^{-8}$, N. A.) of wave induced stress of stiffener (η_b, η_f ...Ratio of extreme value to σ_{max})

波浪応力の船長方向の変化は船首部玄側バラストタンク以外には一般に顕著でなく、船体中央の値で代表させてもよい。玄側タンクと中央タンクとでは明らかに差があり、前者の方が相当苛酷である。また中央タンクでは内圧により荷重が増加しており、タンクにバラストまたは油を積載した状態の方が苛酷であるが、逆に玄側タンクでは内圧は外圧を相殺する働きがあり、空タンクが最も悪い条件となる。

3 スチフナ基部の疲労強度

3.1 模型のスチフナ基部疲労強度

日本造船研究協会第 120 研究部会 (SR 120 部会) では 10 万 DWT タンカーの船底トランスの一部を約 1/4 に縮小したスロット部の構造が種々異なる模型を使用して、スチフナ基部の疲労強度を試験 (片振荷重) した。この試験結果から、三井千葉研の計算式⁵⁾によって求められたスチフナ基部応力 (最大応力) の振幅 σ_a と、寿命 N の関係を求めると、Fig. 10 が得られる。図から σ_a と N の関係は次式で表わされる。

$$\log N = b_m - a \log \sigma_a \quad (19)$$

ここに、 b_m , a ...係数 (Table 2 参照)

しかし、詳細に観察すると、普通の構造のように基部に偏心曲げモーメントが働く型 (偏心型) と、バックブラケットで基部を補強され基部に偏心曲げモーメントが働かないもの (釣合型) とではやや寿命に差があり、偏心型の試験結果は分布範囲の上部に多く、釣合型のそれは下部に多い。したがって、両者の結果を 1 本の $S-N$ 線図で表わしても実用上十分な精度を有するが、これを偏心型、釣合型のそれを別個の $S-N$ 線図で表わす方がより精度のよい結果が得られると期待される。以上の 3 種の $S-N$ 線図の係数 b_m , a を Table 2 に示す。

$S-N$ 線図が構造によって異なるのは不合理であるが、応力計算が全般的に偏心型に対してはやや高めに応力を見積る傾向があるのが原因の 1 つと思われる。また、偏心型の基部の最大応力は主として偏心曲げモーメントによって生じたものであり、釣合型のそれは基部の切欠きによる応力集中によって生じたもので、応力勾配に差があるのも原因の 1 つといえる。

Table 2 に (19) による計算値を基準とした、試験結果のバラツキの標準偏差 s_m を次式で求めた結果を示す。

$$s_m = \left[\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n \{ \log N(i) - (b_m - a \log \sigma_a(i)) \}^2 \right]^{1/2} \quad (20)$$

Fig. 10 Results of model test by SR 120 (●...with back bracket)

Table 2 S-N diagrams corresponding to 50% failure probability estimated from model test

Model type	Failure type	Initiation of crack	Length of crack 10 mm	Failure of stiffener
All model	a	3.353	3.353*	3.491
	b_m	8.519	8.943	9.742
	s_m	0.303	0.421	0.495
Without back bracket	a	3.828	3.828*	4.071
	b_m	9.306	9.995	10.769
	s_m	0.259	0.273	0.441
With back bracket	a	3.027	3.027*	3.046
	b_m	7.893	8.385	8.610
	s_m	0.316	0.381	0.256
Remark	a, b_m ...Coef. of S-N diagram, when it is fitted by Eq. (19) s_m ...Standard deviation of log N * Estimated value from that of crack initiation

Fig. 11 Histogram of deviation of test result from estimated value by Eq. (19)
 $u = \{\log N(i) - (b_m - a \log \sigma_a(i))\} / s_m$

ここに、 n ...供試模型数

$N(i)$...任意の模型 i の寿命

$\sigma_a(i)$...任意の模型 i の応力振幅

表より明らかなように偏心型の s_m は、全体を1本の S-N 線図にしたときのそれより若干小さい。前記の計算式の誤差は同構造のものでは影響しなくなるから、偏心型の s_m が基部の疲労強度の有するバラツキを最も正確に表わしたものと見える。釣合型の s_m は小ではないが、これは試料数が少ないことも原因の1つといえる。

(19)による計算値を基準とした試験結果のバラツキを図示すると Fig. 11 が得られる。試料数が少ない釣合型では明らかではないが、偏心型、全試験結果の順に試料数が増加するとともに正規分布に近い形になる。したがって、疲労寿命は(19)で求められる値を中位値（メジアン）とし、Table 2 に示す s_m を標準偏差とする対数正規分布に従うとみなせる。

Table 2 に示す標準偏差の値は文献 6)、7) に示された値に比べやや大である。これは素材の疲労試験とは異なり本模型では継手部の溶接によって疲労強度が左右されるが、溶接継手は溶接脚長、溶着金属の止端部の形状、ルートギャップ等にバラツキがあり、当然疲労強度も素材に比べ大きなバラツキを有するためと見られる。これは実船でも同様に同条件のスチフナにおいても、損傷は相当の時間差を持って発生するのが普通である。したがって、スチフナ基部の疲労強度はこのバラツキを考慮して検討すべきである。

この標準偏差の応力振幅による変化は無視できるものとし、寿命は対数正規分布に従って分布するものとする。任意の損傷発生率 P_f に対応する S-N 線図は Table 2 に示す s_m を使用して容易に求められ、これは(19)で求められる S-N 線図に平行な直線となる。これは疲労損傷発生率の解析において係数 b_m が Table 2 に示す値を中位値とし、同表の s_m を標準偏差とする正規分布に従う確率変数であるとみなせばよいことを意味する。

3.2 実船のスチフナ基部疲労強度

文献 1) によれば実船のスチフナ基部の疲労強度を表わす S-N 線図は、模型のそれを寸法効果と腐蝕影響について修正したものになる。

寸法効果については模型のスチフナ板厚は 4 mm であり、板厚が 16 mm のときは同一寿命に対する σ_a は 0.7 倍に低下する。板厚が 20 mm 程度までは寸法効果は板厚とともに直線的に変化するとみても大きな誤差はない。したがって、寸法効果に対しては次式で与えられる修正値 Δb_{ts} を(19)の b_m に加えればよい。

$$\Delta b_{ts} = a \log (1.1 - 0.025 t_s) \quad (21)$$

ここに, t_s …スチフナの板厚 (4~20 mm)

腐蝕の影響は σ_a によって異なるが, 一応腐蝕によって寿命が一樣に比率 β だけ低下するものとする。この場合は(19)の b_m に次の修正値 Δb_c を加えればよい。

$$\Delta b_c = \log \beta \quad (22)$$

以上から実船のスチフナ基部の疲労強度を示す S-N 線図は次式で与えられる。

$$\begin{aligned} \log N &= (b_m + \Delta b_{ts} + \Delta b_c) - a \log \sigma_a \\ &\equiv b - a \log \sigma_a \end{aligned} \quad (23)$$

模型の寿命のパラツキを示す s_m と実船のそれとの間の差は大きくないと思われるが十分な資料はないから, 実船の損傷実績をみて修正するのが妥当といえる。 Δb_c も実船の損傷実績から決定しなければならない。実船においては腐蝕影響は平均値が Δb_c , 標準偏差が s_c である確率変数とみなさねばならないことが多いと推定される。この場合は(23)の係数 b は中位値が b であり, 標準偏差 s_s は次式で求められる確率変数 (本稿では正規分布とする) として取扱えばよい。

$$s_s = (s_m^2 + s_c^2)^{1/2} \quad (24)$$

したがって, s_s は s_m より相当大きな値になることが多いといえる。

σ_a が非常に小になったとき, あるいは非常に大となったときには, S-N 線図は(23)では表わせない。 σ_a が小となると疲労限の存在が考えられるが, 実船は腐蝕環境下であり, 前述のようにランダム荷重が負荷されるので, S-N 線図は疲労限以下の σ_a に対しても(23)が適用できると考える。また, 降伏点を超える σ_a は基部に働くことは考えられるが, これらは弾性計算で求めた値であるから, そのような σ_a に対する寿命は(23)より求められる値より大となるが一応この場合も(23)が適用できるものとする。

模型試験におけるクラック発生寿命というのは実験室的なクラック発生寿命であり, 実船でのクラック発生寿命とは相当異なると推定されるので, 模型試験におけるクラックが 10 mm 進展時の寿命が, 実船におけるクラック発生寿命に対応するものとする。

4 疲労損傷発生率の推定法

4.1 損傷発生条件に対する仮定

スチフナ基部には長周期の定振幅の静水応力に重複して, 短周期の指数分布に従う波浪応力が負荷されており, 荷重条件は縦強度材等と同型である。このような場合の疲労強度の解析には, 波浪応力に対する疲労強度に与える平均応力 (静水応力が相当する) の影響が明らかにされねばならない。SR 120 部会の模型試験では6個の模型を使用して, 片振荷重以外の荷重条件の試験を実施し, 平均応力は相当高い場合でも寿命に影響を与えないという結果が得られた。ただし, 実船では平均応力も長周期の変動をするから, それによる疲労被害が考えられる。

ここでは平均応力の影響は無視して, 問題もあるが, 静水応力が単独で働く場合の疲労被害度 D_s と, 波浪応力が単独で働く場合の疲労被害度 D_w の和を疲労被害度とし, これが一定値に達すると損傷が発生すると仮定して解析する。

4.2 疲労被害度

4.2.1 静水応力による疲労被害度

スチフナ基部最大応力の基準値が $\sigma_{\max}$ で, 静水応力の振幅が $\eta_s \sigma_{\max}$ とすると, この定振幅の応力が負荷されるときの基部の寿命 N_s は(23)より求められる。

$$N_s = 10^b (\eta_s \sigma_{\max})^{-a} \quad (25)$$

この応力の繰返し数を n_s とすると, D_s は次のようになる。

$$D_s = n_s / N_s = 10^{-b} g_s(\eta) \sigma_{\max}^a \quad (26)$$

ここに, $g_s(\eta) = n_s \eta_s^a$

4.2.2 波浪応力による疲労被害度

説明の都合上, バラスト状態における波浪応力による疲労被害度 D_{wb} について述べる。波浪応力は指数分布に従うことから, $\sigma_w \sim \sigma_w + d\sigma_w$ の応力の負荷回数 $n_w(\sigma)$ は次式で求められる。

$$n_w(\sigma) = (n_w / \lambda_w) \exp[-(\sigma / \lambda_w)] d\sigma_w \quad (27)$$

ここに、 λ_w …波浪応力の平均値

n_{wb} …バラスト状態の波浪応力の負荷回数

振幅 σ_w の応力が負荷されたときの寿命 $N_w(\sigma)$ は(23)より

$$N_w(\sigma) = 10^b (\sigma_w)^{-a} \quad (28)$$

$n_w(\sigma)$ と $N_w(\sigma)$ の比がこの応力による被害度になる。よって、全波浪応力による被害度 D_{wb} は次のようになる。

$$D_{wb} = \int_0^{\eta_b \sigma_{\max}} 10^{-b} \sigma_w^a (n_w / \lambda_w) \exp[-(\sigma_w / \lambda_w)] d\sigma_w \quad (29)$$

ここに、 $\eta_b \sigma_{\max}$ …バラスト状態における波浪応力の極値

上記の極値は超過確率 $Q(\sigma)$ が $1/n_{wb}$ になる波浪応力の値であり、波浪応力が指数分布に従うから

$$Q(\sigma) = \exp[-(\sigma_w / \lambda_w)] \quad (30)$$

したがって、

$$\lambda_w = \eta_b \sigma_{\max} (\ln n_{wb})^{-1} \quad (31)$$

(31)を(29)に代入すると次式が得られる。

$$\begin{aligned} D_{wb} &= 10^{-b} n_{wb} \{(\eta_b \sigma_{\max}) / (\ln n_{wb})\}^a \int_0^{\ln n_{wb}} t^a e^{-t} dt \\ &\doteq 10^{-b} n_{wb} \{(\eta_b \sigma_{\max}) / (\ln n_{wb})\}^a \Gamma(a+1) \end{aligned} \quad (32)$$

ここに、 $t = \sigma_w / \lambda_w$

$$\Gamma(a+1) = \int_0^\infty t^a e^{-t} dt$$

同様に満載状態における波浪応力による被害度 D_{wf} は、次のようになる。

$$D_{wf} \doteq 10^{-b} n_{wf} \{\eta_f \sigma_{\max} / (\ln n_{wf})\}^a \Gamma(a+1) \quad (33)$$

ここに、 $\eta_f \sigma_{\max}$ …満載状態における波浪応力の極値

(32), (33)より、

$$D_w = D_{wb} + D_{wf} = 10^{-b} g_w(\eta) \sigma_{\max}^a \quad (34)$$

ここに、 $g_w(\eta) = n_w (\ln n_w)^{-a} \Gamma(a+1) (\eta_b^a + \eta_f^a)$, $n_w = n_{wb} = n_{wf}$

4.3 疲労損傷発生率

D_s と D_w の和がある値 D_f 以上になると損傷が発生するとすると、(26), (34)より、

$$D_s + D_w = 10^{-b} g(\eta) \sigma_{\max}^a \quad (35)$$

ここに、 $g(\eta) = g_s(\eta) + g_w(\eta)$

よって、次式が成立するとき損傷が発生する。

$$b < \log g(\eta) + a \log \sigma_{\max} - \log D_f \quad (36)$$

b は中位値が b 、標準偏差が s_s の確率変数であるから、損傷発生率 P_f は次式によって求められる。

$$P_f = P[b < (\log g(\eta) + a \log \sigma_{\max} - \log D_f)] \quad (37)$$

ここでは、 b は正規分布に従うとしているから、 P_f は次式で与えられる。

$$P_f = \Phi(u) \quad (38)$$

ここに、 $u = \{(\log g(\eta) + a \log \sigma_{\max} - \log D_f) - b\} / s_s$

$$\Phi(u) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^u e^{-u^2/2} du$$

上式から、 P_f が任意の値 P_{f0} になるときの $\sigma_{\max}$ の値を求めることもできる。同式から P_f が P_{f0} になるときの u の値は求められるからこれを u_0 とすると、同式の u の定義から $\sigma_{\max}$ は求められる。

$$\sigma_{\max} = [10^{(b+s_s u_0)} D_f / g(\eta)]^{1/a} \quad (39)$$

上式は $\sigma_{\max}$ の許容値等を求めるのに応用できる。

損傷発生率あるいは $\sigma_{\max}$ の許容値に荷重条件等の諸要因がどのように影響するかの解析は(38), (39)によるときは実に簡単になる。なお、 D_s を無視するときはこれらの式中の $g(\eta)$ の代りに $g_w(\eta)$ を、逆に D_w を無視するときは $g_s(\eta)$ を代入すればよい。

前述のように縦強度材等の疲労損傷も、スチフナ基部のそれと本質的に変わらないから、平均応力の影響が無

視できるときは(38), (39)をそのまま適用できる。無視できないときでも, 若干の修正で適用できる。いずれの場合でも煩雑な数値積分は不必要となり, その特性は簡単に解析できる。なお, b を確率変数として取扱わないときの損傷が発生する $\sigma_{\max}$ の限界値は(36)より求められる。

$$\sigma_{\max} = [10^b D_f / g(\eta)]^{1/a} \quad (40)$$

4.4 $\sigma_{\max}$ の許容値の想定条件による変化

スチフナ基部の $\sigma_{\max}$ の許容値は, 一定の航路を一定の期間就航後のクラック発生に対する P_f を, ある基準値以下になるように定めるのが合理的といえる。この場合に許容値は想定条件によって変化するから, 異なる条件の許容値を比較することは難しかったが(39)より容易に検討できる。

4.4.1 想定海象

Fig. 9 に示す極値は北大西洋において n_w が 10^8 のときの極値である。就航海域が北大西洋と異なるときは, 同一の n_w に対する極値はその海域によって定められる修正係数 K_r を同図の値に乘じたものになるが, 波浪応力の分布形はやはり指数分布とみなせる。

いま, K_r が K_{r0} の海象を想定して, $\sigma_{\max}$ の許容値 σ_0 が定められているとする。想定海象を K_r が K_{r1} のものに変更した場合は, 前者の海象における $g_w(\eta)$ を $g_w(\eta)_0$, 後者のそれを $g_w(\eta)_1$ とすると(34)より,

$$g_w(\eta)_1 = (K_{r1}/K_{r0})^a g_w(\eta)_0 \quad (34)'$$

いま, $g_s(\eta)$ が小で無視できるとすると, (34), (39)より

$$\sigma_1 = (K_{r0}/K_{r1}) \sigma_0 \quad (39A)$$

逆に, $g(\eta)$ に含まれる $g_s(\eta)$ の比重が大きいたときは, $g_s(\eta)$ は海象によって変化しないから,

$$\sigma_1 \doteq \sigma_0 \quad (39A)'$$

となる。許容値は想定海象が変化すると $0 \sim (K_{r0}/K_{r1})$ の値を σ_0 に乗じたものとなる。その間のどの値になるかは, $g(\eta)$ に含まれる $g_s(\eta)$ の比重によって変化する。

この比重は $S-N$ 線図の勾配によっても変化し, a が小になる程 (勾配は大となる) $g_s(\eta)$ の比重は低下する。これは勾配が大となると, 低応力の波浪応力による疲労被害が増大するためである。

4.4.2 航海期間

航海期間を y_0 年として許容値 σ_0 が定められているとき, これが y_2 年に変化したとすると, n_s, n_w ともに (y_2/y_0) 倍に変化する。同時に極値は次式で求められる係数 K_y を乗じたものになる。

$$K_y = (\log n_{w2} / \log n_{w0}) \quad (41)$$

これらの関係を(34)に代入すると, 期間変更後の値 $g(\eta)_2$ と変更前の値 $g(\eta)_0$ の間には次の関係が成立する。

$$g(\eta)_2 = (y_2/y_0) g(\eta)_0 \quad (34)''$$

(34)'' を(39)に代入すると変更前の許容値 σ_0 と変更後の値 σ_2 の関係が求められる。

$$\sigma_2 = (y_0/y_1)^{1/a} \sigma_0 \quad (39B)$$

4.4.3 腐蝕影響, 標準偏差, P_f の基準値

前記と同様, Δb_c を Δb_{c0} として与えられていた許容値が σ_0 のとき, これを Δb_{c3} に変更したとすると, 許容値 σ_3 は(39)より求められる。

$$\sigma_3 = \{10^{(\Delta b_{c3} - \Delta b_{c0})}\}^{1/a} \sigma_0 \quad (39C)$$

Δb_c は負の値を有するから, Δb_{c3} の絶対値が大となる程 σ_3 は小となる。

また, 同様に s_s を変更したとき, P_f の基準値を変更したときの許容値の修正係数も求められる。許容値を求める際の基準となる P_f は小さな値であるのが普通であるから, u_0 は負の値になるから s_s が大となる程, また P_{f0} が小となる程許容値は小となる。

5 実船のスチフナ基部の損傷の解析

前記の SR 120 部会において, 86 隻 (第1次調査 73 隻, 第2次調査 13 隻) の専用船を対象として, スロット部の損傷調査が実施された。このうち主として標本数の多い第1次調査結果を疲労損傷の面から検討を加える。

5.1 調査船のスチフナ基部の荷重条件

調査対象船の中のタンカーは主として日本〜ペルシヤ湾航路に就航していたものと推定される。この航路の海

象は Fig. 8 の想定海象（北大西洋（Walden））とは異なる。この場合の船底水圧の長期分布における極値は、文献 8）に示す長期分布の性質から求められる。

Table 3 Comparison of effective max wave height (H_{me}) on Japan-Persian Bay course with that on N. A. ($p_{mjs}=1 \times 10^{-5}$, $p_{m0}=1$)

Sea area T(sec)	21	23	25	North Atlantic	Max. ratio to N. A.
7~9	9.95	9.25	8.95	11.83	0.84
9~11	11.00	9.84	8.02	15.25	0.72
11~13	11.13	10.30	10.88	15.74	0.71
13~15	7.54	11.17	7.96	15.74	0.71

Table 4 Estimated load condition of web stiffeners on bottom transverses of inspected ships (stress means max value at connection with longitudinal)

Species of tank	Position of tank	No. of square station	Still water stress	Wave induced stress	
			η_s	η_b	η_f
Ballast tank	Center	2 ¹ / ₂	1.00	0.2071	0.1560
		5		0.2324	0.1336
		7 ¹ / ₂		0.1971	0.2257
	Wing	2 ¹ / ₂	1.00	0.2309	0.3116
		5		0.2740	0.3034
		7 ¹ / ₂		0.2370	0.3933
Ballast & Cargo oil tank	Center	2 ¹ / ₂	0.50	0.2071	0.1451
		5		0.2324	0.1609
		7 ¹ / ₂		0.1971	0.1429
	Wing	2 ¹ / ₂	0.50	0.2309	0.1897
		5		0.2740	0.2260
		7 ¹ / ₂		0.2370	0.1938
Cargo oil tank	Center	2 ¹ / ₂	0.25	0.1363	0.1451
		5		0.1370	0.1609
		7 ¹ / ₂		0.1495	0.1429
	Wing	2 ¹ / ₂	0.25	0.2569	0.1897
		5		0.2832	0.2260
		7 ¹ / ₂		0.2707	0.1938
Remark	η_s ...Ratio of amplitude of still water stress to $\sigma_{\max}$ (standard value)				
	η_b, η_f ...Ratio of extreme amplitude of wave induced stress to $\sigma_{\max}$ (suffix <i>b</i> ...ballast condition, <i>f</i> ...full load condition)				

疲労が加味された損傷が含まれる心配がある資料を避けることである。

この見地から、Table 5 に示す振動の影響が少ないといわれている B2 および B5 部 (Fig. 12 参照) タンク種別損傷発生率と、この部分の σ_{max} と P_f の関係、および Fig. 16 に示す P_f の経年変化を資料として選

Table 3 は同航路中で最も荒いと思われる 3 個の海域 (Hogben-Lumb の文献における海域 21, 23, 25) における等価最高波高 H_{me} ($p_{mj}=1 \times 10^{-5}$, $p_{m0}=1$) と北大西洋のそれを比較したもので、 L が 200 m 以上のタンカーの p, p_t の分散が極大値をとる T_j が 10 sec 以上の海面の H_{me} は北大西洋の 70% 程度になる。したがって、調査対象船が長期間同海域を航海したときの、 p, p_t 等の長期分布における任意の Q に対する極値は、Fig. 8 に示す値の約 70% とみてよい。

また、調査対象船の船齢は種々のものがあるが、平均船齢は約 4 年であるので 4 年とする。これらの船の 1 航海日数を 34 日、年間航海数を 8 回、平均波周期を 12 sec とすると、4 年間の静水応力繰返し数 n_s 、バラストおよび満載時 (航海日数は等しいとする) の波浪応力繰返し数 n_{wb}, n_{wf} はそれぞれ次の値になる。

$$\left. \begin{aligned} n_s &= 32 \\ n_{wb} &= n_{wf} = n_w = 3.9168 \times 10^6 \end{aligned} \right\} (42)$$

以上の仮定から導かれた推定荷重条件をまとめると、Table 4 のようになる。同表中の η_s は前述の静水圧力の変化から求めた近似値で、バラスト専用タンクは両振、他は片振荷重である。 η_b, η_f は Fig. 9 の値に次に示す値の K_r, K_y を乗じたものである。

$$\left. \begin{aligned} K_r &= 0.7 \\ K_y &= \log n_w / 8 = 0.8241 \end{aligned} \right\} (43)$$

5.2 実船の損傷調査結果からみた

4b および s_s

5.2.1 対象とした損傷調査結果

SR 120 部会の調査項目は多方面にわたっているので、 P_f の計算値との比較検討に適したものを選ぶ必要がある。この場合重要なことは、実船の損傷原因は単純でないものがあり、特に静水応力と波浪応力による疲労に、振動応力による

んだ。

5.2.2 P_f の推定

調査対象船の $\sigma_{\max}$ の分布は、 68 kg/mm^2 を中位値として $0 \sim 150 \text{ kg/mm}^2$ の範囲にわたって各応力ほとんど等頻度に分布している。よって、 $\sigma_{\max}$ は 34, 68, 110 kg/mm^2 のものがそれぞれ 1/3 の確率で存在すると仮定した。ここでいう $\sigma_{\max}$ の値は、たとえば B2 部を例にとると B2 部にあるスチフナの $\sigma_{\max}$ の平均であるが、平均値で代表させても誤差は大きくないと推定される。

$\sigma_{\max}$ は三井千葉研の計算式によって求められており、これはスチフナの上端を支持していないときの値であり、船底トランス付スチフナの中で上端の支持条件がこれに近いものは多くて 1/5 程度と推定される⁹⁾。したがって、偏心型については与えられた $\sigma_{\max}$ についてそのまま P_f を計算すると過大評価になるので、実際の P_f は与えられた $\sigma_{\max}$ に対する値の 1/3 になった。偏心型においてはスチフナ上端を支持すると $\sigma_{\max}$ は約 1/2 に低下する。よって、 $\sigma_{\max}$ が任意の値 $\sigma_{\max 1}$ の多数のスチフナでは基部応力が $\sigma_{\max 1}$ のものが 1/5, $\sigma_{\max 1}/2$ のものが 1/5, 中間の値のものが 3/5 の比で存在するとして P_f を求めた結果と比較すると、 $\sigma_{\max 1}$ が大きいと上記の 1/3 に修正する方法ではやや過少な P_f を与えるが、後述のようにこの方法による P_f の値は $\sigma_{\max 1}$ が大きいときでも過小ではない。

SR 120 部会の調査対象船ではバックブラケットはほとんど使用されてないので、偏心型の S-N 線図を使用し t_s は 12 mm とした。また、 D_f は 1 に達すると損傷が発生すると仮定した。

5.2.3 B2, B5 部の損傷発生率

Table 5 に示す P_f の調査結果を、

- 荷重条件が比較的正確に推定できるもの
- 振動の影響が加わりやすい後部タンクの資料が多く含まれていないもの
- 標本数が多いもの

という条件からその精度を検討した。

荷重条件の点ではバラスト専用タンクに分類されたものが最も正確であり、バラスト兼用タンクがこれに続く。調査対象船（第 1 次調査）は昭和 43 年以前に建造された船で、貨物油タンクに分類されたものでも、バラスト兼用タンク等に使われたものも含まれていると推定される。

標本数の船長方向分布をみると、バラスト専用タンクは船尾部はほとんど 0 であり、他のタンクは船尾部の方が多い。また、同表に明かなように、バラスト専用タンクの B5 部、バラスト兼用タンクの B2 部は極端に少ない。

以上を総合して、バラスト専用タンクの B2 部の P_f が最も精度がよく、同兼用タンクの B5 部がこれについて信頼できる。この精度の差を考えて、試行錯誤法によって、 Δb_c および s_s の値を推定した結果

$$\left. \begin{aligned} \Delta b_c &\doteq \log 0.6 \\ s_s &\doteq 0.4 \end{aligned} \right\} \quad (44)$$

とするのが妥当であろうとの結論に到達した。この値は s_s がやや大きい、SR 120 部会で求められた値と大

Fig.12 Location of B2 and B5

Table 5 Comparison of P_f at B5 and B2

Species of tank	P_f (Inspection) (%)		P_f (Estimation) (%)	
	B5(Sample size)	B2(Sample size)	B5	B2
B	1.92 (104)	8.05 (1304)	6.25 (1.68)	9.86 (9.03)
B/C	1.98 (1114)	2.54 (236)	2.42 (2.59)	5.42 (6.09)
C	5.19 (2754)	9.18 (4073)	1.96 (2.00)	5.63 (6.69)
B/C+C	4.27 (3868)	8.82 (4309)	—	—
B+B/C+C	4.20 (3972)	8.64 (5613)	—	—

B...Ballast tank, B/C...Ballast & Cargo oil tank, C...Cargo oil tank

体一致する。Table 5 の P_f の推定値は上記の値を使用した計算値である。

計算値は横断面 $2\frac{1}{2}$, 5, $7\frac{1}{2}$ における P_f を求め、それに対象とするタンクの後部, 中央部, 前部の標本数の概数を重み係数として乗じて求めた加重平均値である。ただし, バラスト兼用および貨物油専用タンクでは後部計算値と調査結果の差が大きいので, この部分はさらに振動による損傷が加味されるものと考え, 調査結果 (B 2 部 9.1%, B 5 部 4.5%) を P_f とした。これから見て, B 2 および B 5 部でも船尾部では相当振動の影響が加わっているのではないと思われる。

同表に示すように, 種々の悪条件があるにもかかわらず計算値と調査結果はかなりよい一致がみられる。なお同表において, 貨物油タンクはその荷重条件の不正確さからみて, これとバラスト兼用タンクを同一グループとし, バラスト兼用タンクの計算値と比較する方が妥当と思われる。

Fig. 13 は船底各部の $g(\eta)$ を比較したもので, η_b , η_f の差が強調された形になり, 玄側タンクの $g(\eta)$ は明らかに中央タンクより大であり, その結果 P_f の計算値は常に B 2 部の方が高くなる。これは調査結果ともよく一致するが, B 2 部よりさらに $g(\eta)$ が大となるビルジ部の P_f は B 2 部より小となることが多いという点は一致しない。なお $g(\eta)$ が最大となる船首部玄側のバラスト専用タンクで P_f が高くなるという調査結果は少くとも第 2 次調査では得られている。

Fig. 13 Comparison of $g(\eta)$ and $g_w(\eta)$ (B... Ballast tank, B/C...Ballast & cargo oil tank, C...Cargo oil tank)

Fig. 14 Longitudinal distribution of P_f
① : 1st inspection, ② : 2nd inspection
Ⓔ : Estimated P_f

また, バラスト専用タンクと他のタンクでは $g(\eta)$ に大きな差があるのに, 調査結果ではそれほど差は見られない。これは, 1 つは前述の振動影響によるが, 他に次のことが考えられる。同図に示す $g(\eta)$ の差は $g_s(\eta)$ の差 (バラスト専用タンクは 32, 他はその $1/10$ 以下) が相当大きく寄与している。したがって, 図示のように $g_w(\eta)$ の差は $g(\eta)$ の差ほど大きくない。 $g(\eta)$ の中の $g_s(\eta)$ の比重は係数 a によって変化し, a が小となる程 $g_s(\eta)$ の比重は小となる。腐蝕の影響は a を減少させる作用はあるが, ここでは無視しているから, 計算値はタンクによる P_f の差を過大に見積ることになる。また, $\sigma_{\max}$ が大となるときの $S-N$ 線図を高応力算囲まで直線で延長した誤差も考えられる。

Table 5 の () 内の計算値は疲労被害度として D_w のみを取り, Δb_c , s_s は次の値としたときの計算値である。

$$\left. \begin{aligned} \Delta b_c &\doteq \log 0.4 \\ s_s &\doteq 0.4 \end{aligned} \right\} \quad (45)$$

見方によってはこの場合の方が調査結果とよく一致する。しかし, D_s は常に無視してよいかどうかは, なお検討を要すると思われる。

なお, 計算値と調査結果は局部的には若干の不一致が見出される。Fig. 14 はその一例で P_f の船長方向分布を比較した結果で, 横断面 $2\frac{1}{2}$ ではタンク全長を 10 等分したときの区分位置 1, 2 が, 同様 5 には区分位置 5, $7\frac{1}{2}$ には区分位置 8, 9 の P_f が対応するとした。前述のように計算値はバラスト専用タンク以外は低目に出るので, 標本数を考えた加重平均値をとると相当の差を生じる。ただし, 図示のように第 1 次, 第 2 次調査の結果を合わせると, その差は小となる。

5.2.4 $\sigma_{\max}$ と P_f の関係

Fig. 13 に示すように、大体は $g(\eta)$ の船長方向の変化は大きくないから、船体中央の値で代表させることができる。また、Table 5 に示すように、全タンクを総合した P_f の値は、バラスト専用タンクの値に近い。以上からバラスト専用タンクの船体中央における中央タンクと舷側タンクの荷重条件の平均値となる荷重条件を選びこれを標準荷重とし、この荷重が負荷されたときの $\sigma_{\max}$ と P_f の関係を求めると、全タンクの $\sigma_{\max}$ と P_f の関係にはほぼ近い結果を与える。

標準荷重としては挿間法によって求めた中心線から B/4 離れた点の次に示す荷重条件をとる。

$$\left. \begin{array}{l} \eta_0 = 0.2601 \\ \eta_f = 0.2468 \end{array} \right\} \quad (46)$$

Fig. 15 は Δb_c , s_s に (44) の値を使用し、標準荷重における $\sigma_{\max}$ と P_f の関係を求めた結果で、図中鎖線で示した調査結果とよく一致する。 $\sigma_{\max}$ が 100 kg/mm^2 を超えると P_f の計算値はやや過大になるが、 $\sigma_{\max}$ がこのような値になるのは基部に比較的大型の 1/4 円形切欠きを有するスチフナが多い。 $\sigma_{\max}$ の計算式の想定条件からみて、このようなスチフナでは基部の偏心曲げ応力が特に大になるが、実際は基部の剛性が低下すればそれだけスチフナ上端の支持条件が計算式のそれに近いものの発現確率は小となるから、 P_f の計算値は過大になると推定される。 $\sigma_{\max}$ が低いのに損傷が発生したものには振動の影響が加わった場合が考えられるから、 $\sigma_{\max}$ が $50 \sim 100 \text{ kg/mm}^2$ における P_f が最も信頼できるといえるが、この応力範囲の中位値付近で計算値と調査結果が一致する。

船底トランス付スチフナの総数を約 2500 と仮定し、 P_f が 0 という調査結果は計算値の P_f が $1/2500$ 以下である場合に対応するとして、このときの $\sigma_{\max}$ を求める。 P_f は計算値の $1/3$ に低下するとしているから、

$$\left. \begin{array}{l} \Phi(u_0) = 3 \times (1/2500) \\ \therefore u_0 = -3.04 \end{array} \right\} \quad (47)$$

上記の u_0 に対する $\sigma_{\max}$ を (39) より求めると約 48 kg/mm^2 となり、ほぼ SR 120 部会の解析結果と一致する。

バラスト専用タンクの荷重条件を想定した結果が実船の P_f と一致するということは、振動等による影響が含まれた結果とすると、今後防振対策が十分にとられたときには、ここに示す P_f の計算値は過大となる。このような時点においてはタンクの種類別に中央の平均荷重を標準荷重とすればよいと思われる。

5.2.5 P_f の経年変化

Fig. 16 は $\sigma_{\max}$ が 60 kg/mm^2 以上のスチフナ ($\sigma_{\max}$ が $110, 75 \text{ kg/mm}^2$ のスチフナがそれぞれ同数含まれるとした) における年間損傷発生率の経年変化を求めた結果を示す。 P_f の推定は若干精密化して、 $\sigma_{\max}$ が計算上同一の値のスチフナでも上端の支持条件は種々のものが存在するとして、支持されないもの、完全に支持されたもの、中間の状態のものがそれぞれ 1:1:3 の比で含まれるとした。荷重条件は前述の標準荷重とし、 Δb_c , s_s の値は (44) の値を代入した。

計算値で P_f が極大になるのは 2~3 年で、調査結果と比べると 1 年早い。 $\sigma_{\max}$ が 75 kg/mm^2 のスチフナの P_f は比較的值が小さく 7 年以前にモードはなく、全体のモードがあらわれる船齢は 110 kg/mm^2 のスチフナのそれと

Fig. 15 Relation between $\sigma_{\max}$ and P_f under standard load condition expressed by Eq. (46)

Fig. 16. Variation of P_f by ships' age

一致する。スチフナのモードは $\sigma_{\max}$ が大となる程早く現われる。したがってこの場合は $\sigma_{\max}$ が 110kg/mm^2 のスチフナを想定することが問題になる。

この事実と前述の $\sigma_{\max}$ が 100kg/mm^2 を超える場合 P_f の計算値は調査結果よりやや過大になるということから、偏心型のスチフナで計算上 $\sigma_{\max}$ が 100kg/mm^2 を超える場合、実際に $\sigma_{\max}$ がその値になる確率は極めて低く、 $\sigma_{\max}$ の上限値はたかだか 100kg/mm^2 とみても危険はないといえる。

なお、 $\sigma_{\max}$ が 60kg/mm^2 以下の場合、7年以前にはモードは現われない。調査結果では 60kg/mm^2 以下でも7年以前にモードが現われているが、これはここで考える波浪応力等による疲労の他に振動等の他の原因が影響した損傷と判断される。

実船における P_f の経年変化では、同図のものよりもモードは鋭い形をとっている。これは想定した $\sigma_{\max}$ の値とその値を有するスチフナの数の組み合わせによると思われるが、計算では似た形の組み合わせは見出せなかった。なお、モードの現われる船齢は前述の P_f は計算値の $1/3$ になるとする近似法、あるいは s_s の値によって変化するもので、まだまだ検討すべきことが残されている。

5.3 スチフナ基部応力の許容値

SR 120 部会において $\sigma_{\max}$ の許容値を検討した際の想定条件は次のようになる。

- a) 想定海象…日本～ペルシヤ湾航路
- b) P_{f0} …就航4年後で $1/2500$ 以下
- c) $\Delta b_c = \log 0.8$, $s_s = 0.3$
- d) 標準荷重…船体中央・中心線上におけるバラスト専用タンクの荷重

Table 6 Estimated allowable value of $\sigma_{\max}$
(Excluding stiffener reinforced by backbracket)

Stiffener thickness (mm)	12	16
Allowable value (kg/mm^2)	64	56

上記の条件を踏襲し、荷重は本稿で示した標準荷重としたときの許容値を(39)より偏心型について求めた結果を Table 6 に示す。SR 120 部会の結果より若干高目の値であるが、これは $S-N$ 線図として偏心型のものを採用したためといえる。なお、前述のように s_s は同部会のより若干高めになるという結果が得られているが、腐蝕対策が十分行われるということを前提とすると s_s も小となると考え、 0.3 を採用した。これらの条件を修正した場合の許容値の変化は既述のように容易に求められる。

なお、鈎合型については、カラーを併用している場合は $t_s = 12\text{mm}$ で約 34kg/mm^2 、カラーを併用しない場合には 37kg/mm^2 という値が得られる。これは鈎合型の $S-N$ 線図を代入したのが主な原因となっている。他にスチフナ毎の $\sigma_{\max}$ のバラツキが構造によって異なることも P_f の計算には配慮し、鈎合型でカラーを併用したものの P_f は計算値のまま、他は計算値の $1/5$ に低下すると仮定しているが、その影響は大きくないようである。

偏心型については、前述のように実船の損傷実績と推定値の比較もし、推定値は信頼できるが、鈎合型についてはこのようなことは行っていないから、果して上記の許容値がどの程度の精度を有するかは不明であるので、表から除外した。

ただ、現在の知識からは鈎合型に対しては許容値を低目にとる方が好ましいといえる。

6 結 言

本論文は船底トランスのウェブスチフナ基部に働く荷重、スチフナの疲労損傷発生率の推定方法、およびこれらの研究から得られた知識と模型試験結果から求められたスチフナ基部の損傷と実船のスチフナ基部損傷の調査結果との比較検討等についての研究をまとめたものである。

荷重条件については船底の主要な点の船底外板に働く船体運動による変動内圧も含めた波浪荷重を求め、これからスチフナ基部の荷重条件がスチフナの位置、タンクの使用条件によって如何に変化するかを調べた。波浪応力は中央タンクと玄側タンクとでは相当の差があり、船長方向には大きな変化はない。ただ、船首部玄側のバラストタンクは相当大きな値になる。タンクの種別でみると玄側ではバラスト専用タンクが最も大で、他のタンクには大きな差はない。中央タンクでは貨物油タンクが若干小で、他のタンクの差は小さい。

静水応力ではタンクの種類の差が顕著で、バラストタンクが最も苛酷でバラスト兼用タンク、貨物油タンクの

順になる。総合した荷重条件は $g(\eta)$ で表わされるが、その順序は前記のものと同じになる。

疲労損傷発生率の推定のために筆者等はスチフナの基準応力（設計応力）と荷重条件が与えられると損傷発生率を、また逆に損傷発生率が一定値以下になる基準応力の許容値を求められる解析方法を導いた。この方法はスチフナ基部だけでなく、縦強度材等の疲労解析にも応用できる非常に有用な解析方法である。また、この解析法によると許容応力に与える想定条件の影響を簡単に知ることができる。

前記の荷重条件と疲労損傷解析方法を適用し、これに SR 120 部会の模型試験結果から求めた偏心型の S-N 線図を用いて推定した損傷発生率と実船の損傷実績を比較した結果では、腐蝕により疲労寿命は約 0.6 倍に低下し、寿命の対数のバラツキを示す標準偏差は 0.4 程度とするとかなりよい一致がみられる。しかし、一致しないものも多くその顕著なのは船尾側タンクで、従来振動の影響が少ないとみられた部分でも振動の影響は相当加わっているのではないと思われる。

また、スチフナ基部の応力を三井千葉研式で求めた場合、 100 kg/mm^2 を超えるものが見出されることがあるが、スチフナ上端の支持条件および損傷発生率等から、このようなものの実際の応力は 100 kg/mm^2 程度とみなしてもよいことが明らかになった。

船体中央の中心線より B/4 離れた点のバラスト専用タンクの荷重条件を標準荷重とすると、全体の損傷発生率を推定できることが明らかになった。しかし、これは見掛け上の損傷発生率であるから、防振対策等が進めば変化すると思われる。この標準荷重を使用してスチフナ基部の許容応力を推定すると、偏心型では SR 120 部会の値は若干安全側にあることが明らかになった。

本研究は日本造船研究協会第 120 研究部会の研究を基礎として、これを発展させたものであり、その間貴重な意見と絶えざる激励を頂いた秋田好雄部会長をはじめ委員の方々に深甚な謝意を表します。また、疲労強度について貴重な意見を頂いた同協会第 200 研究部会第 2 分科会の寺沢一雄阪大名誉教授、八木順吉主査はじめ委員の方々、数値計算結果を提供され援助を頂いた日本海事協会コンピュータ室の方々、波浪荷重について貴重な意見を頂いた別所正利防衛大教授に篤く感謝します。

参 考 文 献

- 1) 第 120 研究部会：大型船の横部材におけるスロット周辺のクラック防止に関する研究，日本造船研究協会報告第 76 号，（昭和 49 年）。
- 2) 秋田好雄，栢田吉郎，山口勇男，田代新吉，新田 顕，日高正孝，筒井康治，湯浅通史，日笠則明，津村道夫：船体縦強度解析に関するトータルシステム，日本造船学会論文集第 135 号，（昭和 49 年）。
- 3) 福田淳一：船体応答の統計的予測，日本造船学会，耐航性に関するシンポジウム，（昭和 44 年）。
- 4) 真能 創，上野洋純：波浪に対する各種船体応答の長期分布の近似推定法とその応用，日本造船学会論文集第 132 号，（昭和 47 年）。
- 5) 船体構造委員会関東地区部会，スロット対策懇談会：大型船の横桁材におけるスロット周辺の損傷防止に関する検討（その 1），日本造船学会誌第 505 号，（昭和 46 年）。
- 6) 飯田國廣，井上 肇：低サイクル疲労寿命の分布形状に基づいた疲労設計曲線の一考察，日本造船学会論文集第 133 号，（昭和 48 年）。
- 7) 高橋幸伯：船体構造における疲れの問題，東京大学学位論文，（昭和 36 年）。
- 8) 真能 創：海洋波に対する応答の長期分布の理論的推定における想定海象について，日本造船学会論文集第 135 号，（昭和 49 年）。
- 9) 安東重美，西原誠一郎：スロット部スチフナ基部応力におよぼす横桁面外変位の影響について，日本造船学会誌第 519 号，（昭和 47 年）。