

(昭和 45 年 11 月日本造船学会秋季講演会において講演)

巨大タンカーの耐衝突強度 (I)

正員 栖 原 寿 郎*	正員 清 水 茂 俊*
正員 安 東 重 美**	肥 山 央*
今 井 良 一***	佐 藤 正 視*
正員 河 野 俊 一***	前 田 昭 彦**

Strength of Huge Tankers in Collision (I)

by Toshiro Suhara, <i>Member</i>	Shigetoshi Shimizu, <i>Member</i>
Shigemi Ando, <i>Member</i>	Hiromi Hiyama
Ryoichi Imai	Masashi Sato
Shunichi Kawano, <i>Member</i>	Akihiko Maeda

Summary

The statical penetrating tests on two 1/15 scaled solid bow models (bulbous stem and vertical stem) of 100,000 ton tankers against same scaled side tank models of 400,000 ton tankers were carried out. As the results of the experiments, it was clarified that a strut and its adjoining structural members such as shell plate, transverse ring and horizontal girder which withstand the collapse of the strut have the largest portion of whole resistive force against the penetration. Under the assumption that a strut and its adjoining members maintain constant resistive force after the collapse and a few assumptions that were already presented by Dr. Y. Akita and others, we obtained a method of calculating approximately the relation between load and amount of penetration. The calculated energy absorbed during the collision was less than that experimented by about 10%.

1 ま え が き

巨大タンカーの出現によつて衝突事故による荷油の流出とそれに伴う災害が世界的に重要な問題となつてきている。巨大タンカーが就航するに際しては、当然航路規制などの処置がとられるが、港湾あるいは、近海での衝突事故の危険性に対しては充分考慮がはられなければならない。衝突事故の際の機構を解析し、船側構造が衝突に際してどのような強度をもっているのかを知ることは、荷油の流出量すなわち災害の程度を推定する上できわめて重要なことである。

本報告は、巨大タンカーの船側構造が衝突によつて破壊される機構を明らかにし、その際に吸収しうるエネルギーを推定することを目的として行なわれた研究の第1報である。

被衝突船として 40 万 ton タンカーの船側構造の一部の 1/15 模型を用い、衝突船は CTS 近傍を想定して 10 万 ton タンカーを選びその船首部の 1/15 の剛体模型およびほぼ同寸法の垂直船首模型を用いて静的突入実験を行なつた。被衝突船の破壊限度を外板および wing tank の破壊までとし、衝突船首の突入量は wing tank の幅より小さい範囲である。一般に衝突船の船首形状は複雑多様であり、この種の衝突現象を詳細に解析することは困難である。したがつて多種の船首に対する耐衝突強度を推定するためには先づ基本的破壊機構を明らかに

* 九州大学応用力学研究所

** 三井造船株式会社千葉研究所

*** 久留米工業高等専門学校

することが必要である。この目的に沿って本報告では垂直船首模型を含めた二つの実験を行ない、破壊状態の観測および破壊の基本機構についての検討を行なった。それに基づいて衝突船首に加わる荷重と突入量関係および吸収エネルギーと突入量関係を推定する近似計算法を求めた。

本研究は、剛体船首による静的実験を基としているが、さらに動的实验並びに soft な船首の衝突実験を行なうて本研究によつて求められた結果の修正を行なう予定である。

2 実 験

2.1 模型と実験の種類

被衝突船として 40 万 ton タンカーを想定し実験用模型は 6 個の trans. ring からなる wing tank の部分を 1/15 に縮小したものである。また模型は船体の前後方向両端面で固定してある。

衝突船としては 10 万 ton タンカーを想定してその船首部の 1/15 の剛体模型を使用した。他の一つの実験は、基本的な破壊状態をみるため船体の深さがほぼ等しい wedge 型の船首剛体模型を使用した。

2.1.1 被衝突船用船側模型

船側模型の構造、寸法は図 1 に示す。外板及び web の板厚は小骨の断面積を含めて決定した。模型の材料の引張試験結果から得られた σ - ϵ 線図を図 2 に示す。

2.1.2 衝突船用船首模型

船首模型は垂直船首型と実船型の 2 つ（今後それぞれを wedge 型、bow 型と呼ぶ）を考え以下簡単にそれぞれについて説明する。

i) wedge 型船首模型

船首近傍における上甲板の形状にはほぼ等しい開き角 90 度のくさび型の模型を考えた。図 3 から明らかなように、wedge 型模型が船側の horizontal girder 付近から受ける抵抗力と甲板および船底部付近から受ける抵抗

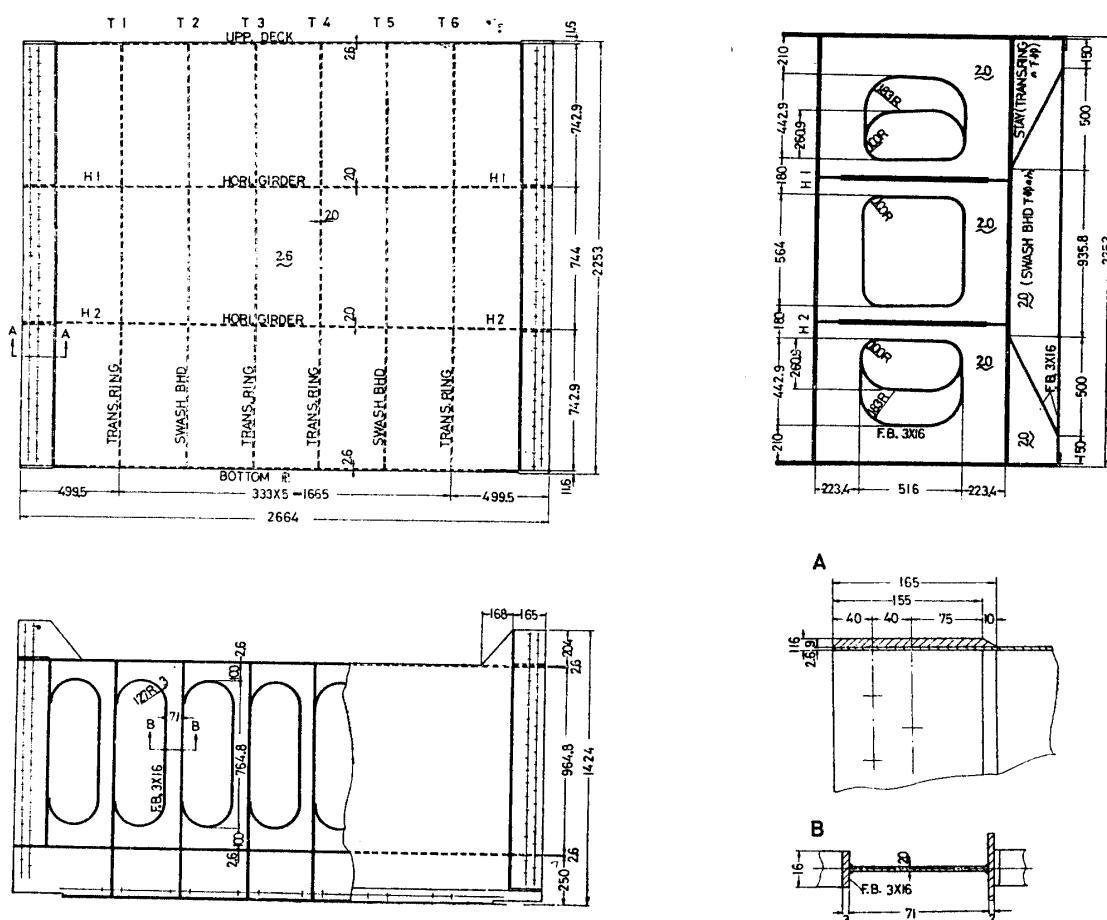


図 1 船 側 模 型

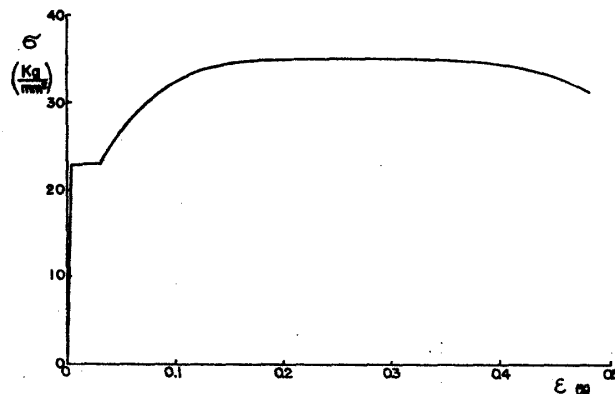
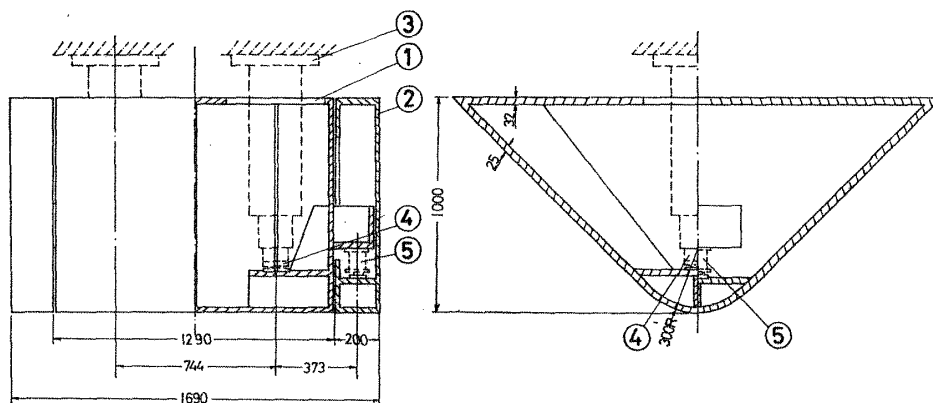
図2 船側模型材料の σ - ϵ 線図

図3 Wedge型船首模型

- ① Wedge型船首模型中央部, ② Wedge船首型端部
③ 油圧シリンダー, ④ 荷重計, ⑤ 荷重計

力を分離して計測できるように模型は中央部, 両端部の3つの部分に分割してある。模型は 25~32 mm の鋼板製である。

ii) bow型船首模型

突船 (10 万 ton タンカー) の船首形状を 1/15 に縮小した船首模型でその形状, 寸法および lines を図 4, 図 5 に示す。この模型は肉厚約 30 mm の鋳鋼製である。

2.1.3 実験条件

船首模型は共に船側模型に対しては充分剛であり, これらは剛体と考えた。

模型の相対的位置関係は図 6 に示すように, 船側模型の最も弱いと考えられる部分に船首模型を垂直に突入させるように上下対称に配置した。

2.1.4 実験装置および計測

i) 実験装置

写真 1, 図 7 に示す構造物試験機*を用い (負荷装置は油圧式であり 3 本の油圧シリンダーを同時に使用すれば, 最高許容荷重 150 ton 負荷可能) 静圧縮荷重を負荷した。

図 7 に示すように板厚 12~19 mm の鋼板で製作された充分剛な固定治具に船側模型の両端部周辺を 3/4" のボルトで強固に固定し, 船側模型の甲板および船底外板の縦通隔壁側延長部が構造物試験機の水平定盤に接するようにした。

bow 型船首模型および wedge 型船首模型中央部の負荷測定には特に図 8 に示すような荷重計を製作し使用した。これらの製作された荷重計の信頼度は極めて高かった。また wedge 型船首模型の両端部に用いた荷重計は

* 久留米工業高等専門学校材料力学実験室設備

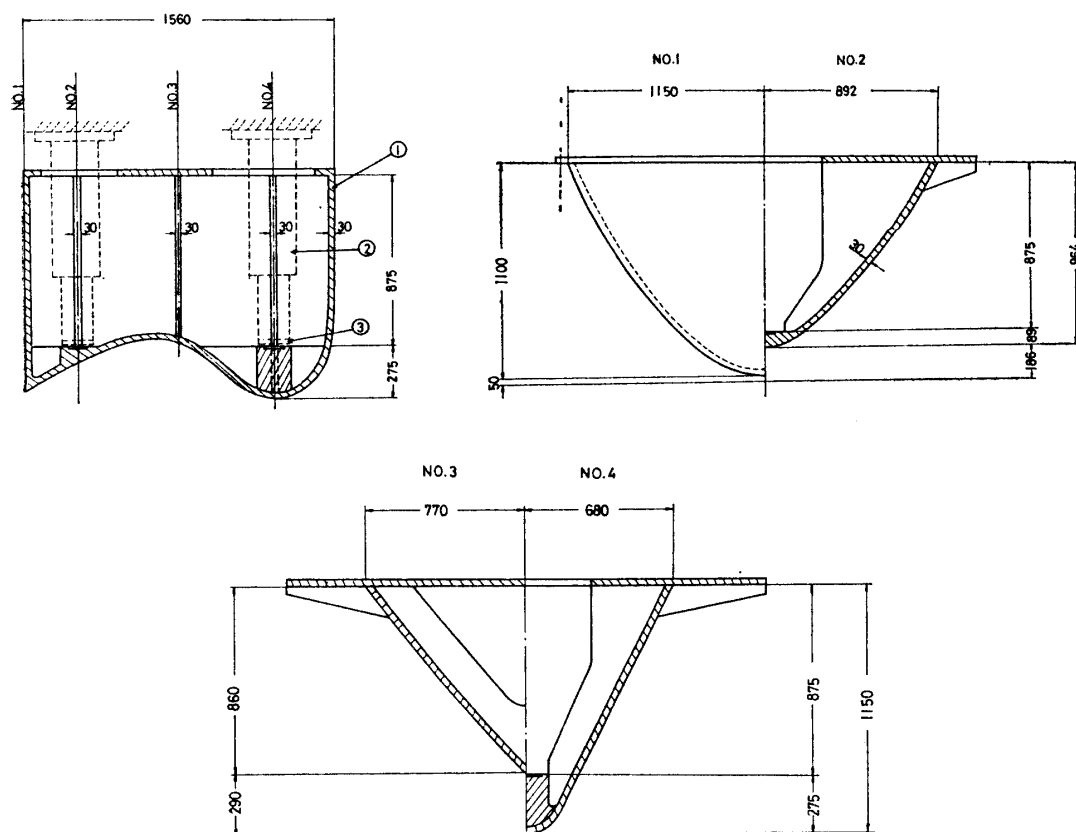


図4 Bow型船首模型

① Bow型船首模型, ② 油圧シリンダー, ③ 荷重計

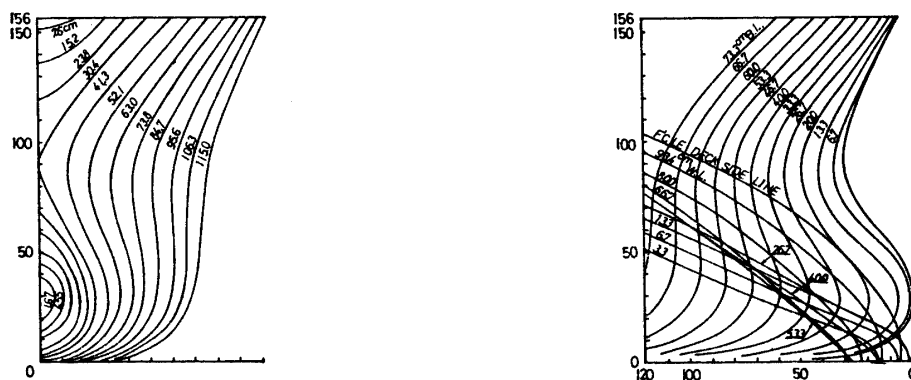


図5 Bow型船首模型 Lines

20 ton 圧縮型荷重計（東洋測器KK製）を使用した。

負荷時における荷重計の歪を静歪測定器（共和電業KK製）にて測定し負荷を検出した。

また船首模型の自重（約 700~1,000 kg）に対しては釣合錘をつけその影響をなくした。

ii) 計測

a. 船首模型の突入量 w

船首模型の上面に垂直に取り付けたスケールにより突入量 w を計測した。またチェックのためにこれと併行してスプリング式変位計¹⁾を用いた。

b. 船側模型の撓みと歪

船側模型の各部の撓みはダイヤルゲージ、変位計測器（東洋測器KK製）、スプリング式変位計を用い、外板

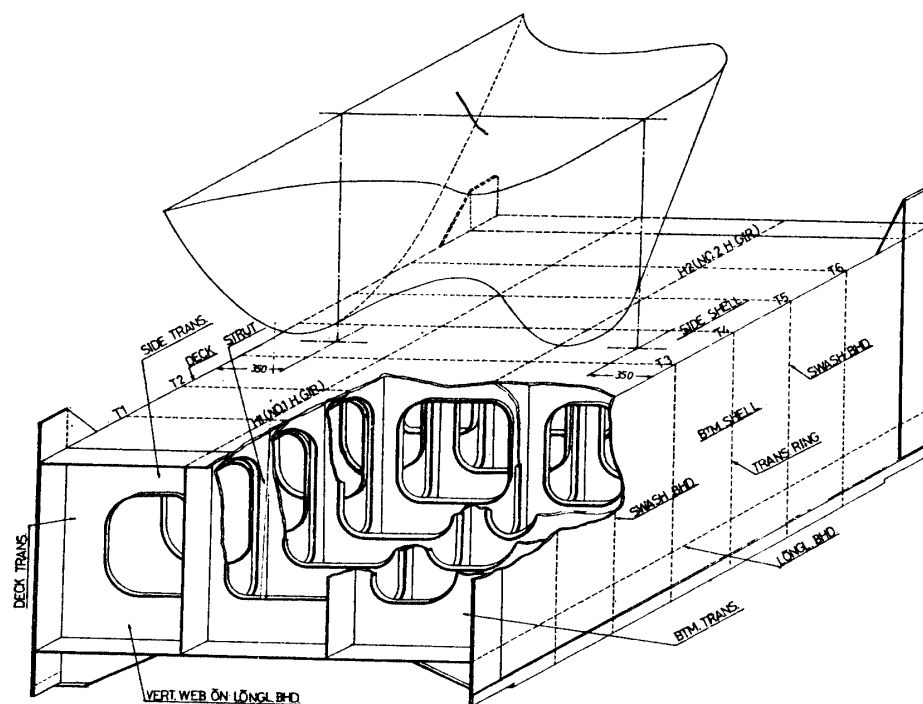


図 6 模 型 の 相 対 位 置

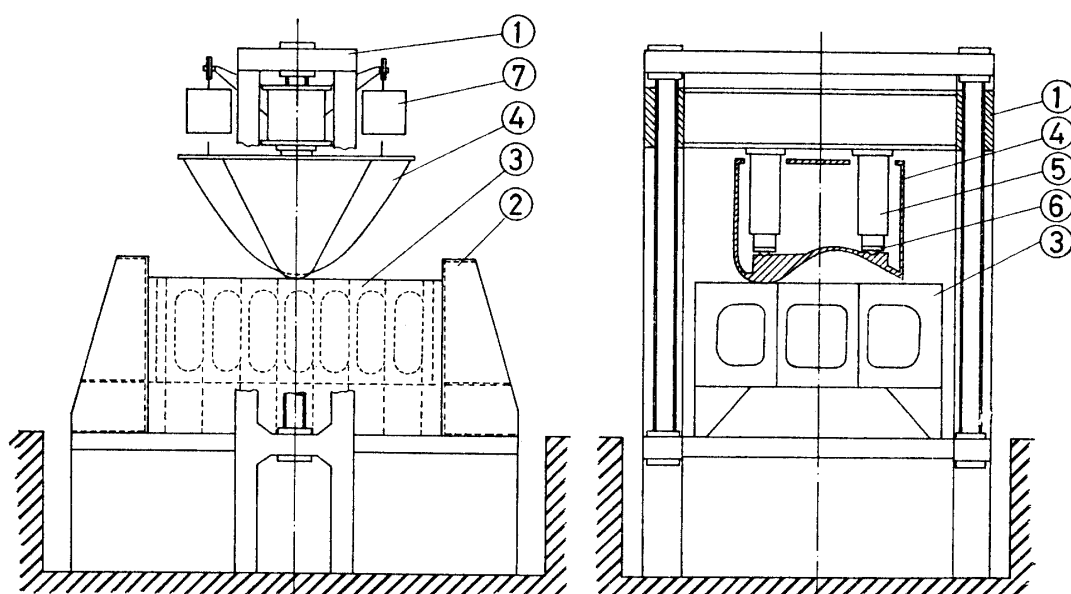


図 7 実 験 装 置

- ① 構造物試験装置, ② 模型固定治具, ③ 船側模型, ④ 船首模型
⑤ 油圧シリンダー, ⑥ 荷重計, ⑦ 釣合錐



写真1 実験装置 (Bow型)

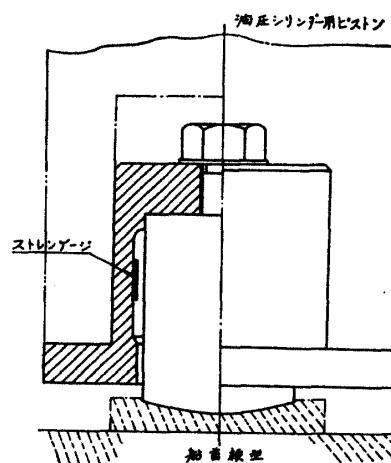


図8 荷重計

部12箇所、縦通隔壁6箇所、その他5箇所の測定を行つた。

歪の測定には塑性域歪ゲージを用いた。

2.2 実験結果

本報告では剛体模型として図3と図4に示す wedge 型と bow 型の2船首模型を図1に示す船側模型に静的に突入させて破壊過程を観察すると共に荷重-突入量線図を記録した。

荷重-突入量線図は図9と図10に示す通りであるが、破壊過程は極めて複雑多様であるので詳述することは不可能に近い。そこで wedge 型, bow 型船首模型を用いた場合についての破壊過程について荷重-突入量線図中の各番号に沿ってその特徴的な点を簡単に次に示す。

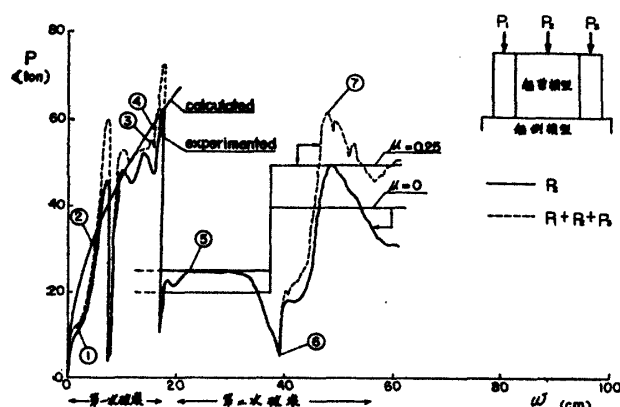


図9 Wedge型船首模型の荷重-突入量線図

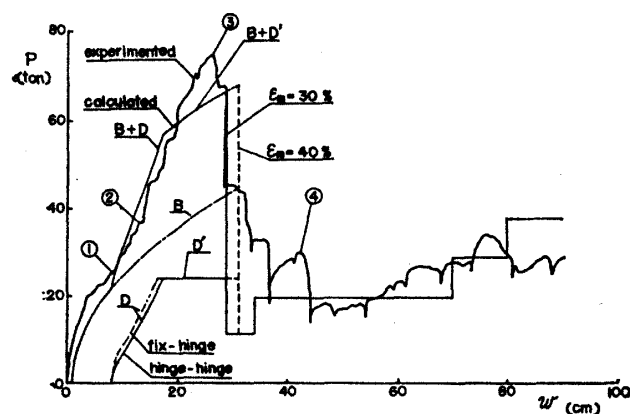


図10 Bow型船首模型の荷重-突入量線図

2.2.1 wedge 型船首模型の実験結果

この場合の荷重-突入量線図を図9に示す。

①: 荷重 $P=13$ ton, 突入量 $w=20$ mm に達すると, wedgeにより強く押されて図に示す trans. ring T3, T4の間の外板付 horizontal girder (図1) H1, H2に著しい座屈変形を生じた。外板は wedgeの長さに沿って撓状に曲げられた。

②: 荷重 $P=30$ ton, 突入量 $w=50$ mm では H1, H2, T3, T4の交差する部分にある strutが座屈を開始し捩れ変形を生じた。

③: wedgeに圧縮されて外板付の T3, T4が strutの位置で変形前の位置から約 80 mm 沈下した。

④: 荷重 $P=55$ ton, 突入量 $w=160$ mm 以降では外板に亀裂が発生することなく部材が大きな曲げ, 捩れ, 座屈変形をしながらも荷重 P は増大し続けた。

これは wedgeの両端のエッジの半径 (約 3 mm) が比較的大きいために外板に亀裂が発生させることができず, この部分の外板の膜力が増大していくためである。荷重 $P=73$ ton, 突入量 $w=180$ mm に達したとき構造物試験機の能力を越える負荷を避けるために wedgeの長さに沿って T3, T4間中央

の外板を wedge の長さに等しく 1,690 mm にわたってガス切断した (図 11)。

⑤：外板をガス切断したため荷重 P は小さくほぼ一定値 25 ton を保つたまま wedge が大きく外板切断部を押し拡げて突入した。

⑥：このため突入量 $w=380$ mm に達したとき H 1, H 2 と T 3, T 4 との交差する部分にある 4 本の strut は wedge により曲げ倒された。

これ以降、突入量が増大し約 $w=400$ mm になったとき wedge が次の T 2, T 5 に接触しはじめた。

⑦ 以降：突入量 $w=480$ mm 以上になると破壊個所が広範囲にわたるが、船側外板の亀裂は比較的進行せず模型の甲板および船底外板が内側に引き込まれてきた。

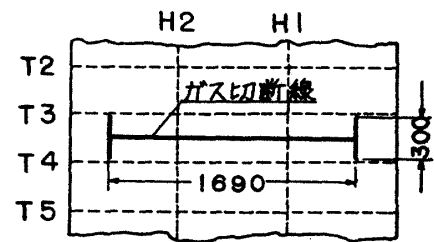


図 11 ガス切断線

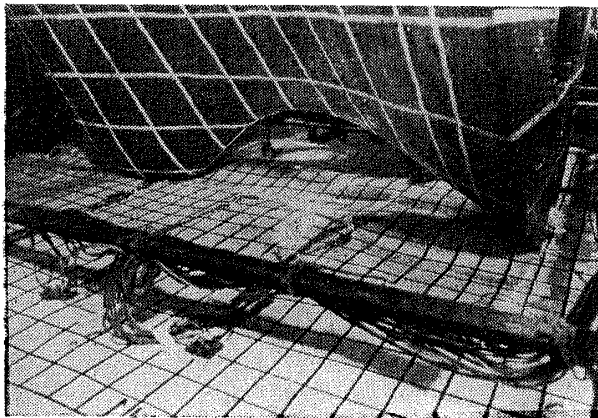


写真 2 桶状に曲げられた外板 ($w=80$ mm)

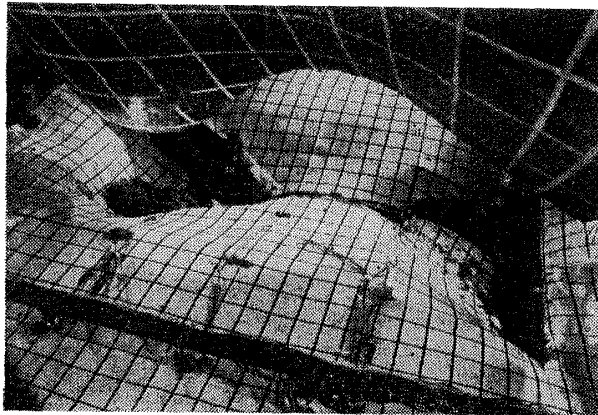


写真 3 外板の破断直後 ($w=440$ mm)



写真 4 最終破壊状態

2.2.2 bow 型船首模型の実験結果

この場合の荷重-突入量線図を図 10 に示す。

①：荷重 $P=25$ ton, 突入量 $w=80$ mm に達すると船首模型の bulb および f'cle 部により圧縮されて T 3, T 4 は局部的に座屈した。また H 2 と T 3, T 4 の交差する点の strut 上部に大きく捩れ変形を生じた。外板は T 3 と T 4 の間で桶状に凹んだ (写真 2)。

②：荷重 $P=34$ ton, 突入量 $w=120$ mm に達したとき T 3, T 4 と H 2 の交差する部分で外板に亀裂を生じた。この亀裂の長さは約 120 mm で、亀裂の方向は T 3, T 4 に対しほぼ 45° の方向であった。

③：最大荷重 $P=75$ ton を越えるとほとんど同時に T 3, T 4 間の外板付 horizontal girder H 2 が切断され突入船首の f'cle deck に沿った線で外板が切断された。これにつづいて T 3, T 4 付きの strut の上部に大きい座屈変形を生じた (写真 5)。

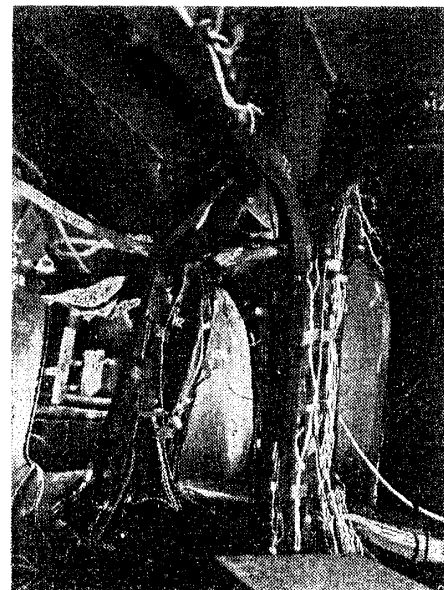


写真 5 strut 上部の座屈変形 ($w=350$ mm)

④：②，③で説明した bulb 部外板の亀裂と f'cle 部の亀裂が突入量の増大と共に進展し荷重 $P=30$ ton，突入量 $w=420$ mm に達したときこれら 2 部分から進展してきた亀裂が連結した（写真 3）。船側模型の $w=420$ mm 以降の破壊過程は船首に接触する外板や strut 等が曲げられたり押し拵げられて破断しながら船首が突入していく状態が続いた。

実験の最終段階の破壊状態では $P=25$ ton， $w=880$ mm であった（写真 4）。

3 解 析

船首が外板を破断してタンク内に突入する以前の破壊を第 1 次破壊，突入後を第 2 次破壊と呼ぶことにする。wedge, bow 型船首の突入破壊は，いずれも第 1 次，第 2 次破壊にわけられ，破壊の様式はかなり共通的なものがある。この共通的な機構に着目し，突入船首模型の形状が異なる場合の破壊に対してもできるだけ広く適用できる荷重 (P) と突入量 (w) の近似計算式を求めることが本節の目的である。

いずれの場合も模型部材の大撓みや破断などの現象は非常に複雑であり，厳密な解析は勿論困難であるので，本研究においては，かなり大胆な仮定のもとに P - w 関係の近似計算法を求めた。特に第 1 次破壊の計算には，主として文献 2)，3) の方法を用いた。

3.1 では基本的考え方および仮定について述べ，3.2 および 3.3 ではそれぞれ，第 1 次および第 2 次破壊における P - w 関係の解析を行ない，実験値と比較した。3.4 では外板の破断に関する考察を行なった。

3.1 基本的考え方および仮定

1) 船側模型の外板部および隔壁部を平面格子構造と考え，船側模型はこれらが strut で結合され船体前後両端面および甲板船底面で固定された立体格子と考える。外板部および隔壁部の格子は horizontal girder の部分を H 桁，trans. ring の部分を T 桁と呼ぶことにする。

2) 第 1 次破壊と第 2 次破壊の境界は実際には明確ではない。すなわち，外板の切断は一瞬に発生するのではなく，一部に亀裂が発生し，突入が進行すると遂に突入船首全深さにわたって切断される。しかし，本論文では，船首の平均突入量が或る値に達したときに一瞬に切断されるものと仮定する。

3) 外板部の P - w の関係を支配する最も重要な機構は，第 1 次破壊，第 2 次破壊に共通して strut 構造部の圧縮崩壊であると考え。ただし strut 構造部とは strut を中心としてそれに結合されている近傍の各部材を包含した範囲のことである（具体的な範囲は個々の例についてあとで説明する）。すなわち，第 1 次破壊では主として，衝突船首の甲板部の先端および bulb の接触によって船側外板が変形し strut 構造部の崩壊により撓みが急速にすすむ。また第 2 次破壊では，衝突船首が受ける力の作用点は，主として (1) 船首甲板部付近，(2) 船底部付近および (3) 被衝突船側構造の horizontal girder に接触する付近の 3 種類あると考えられるが，wedge 型実験結果（図 9）からわかる様に上記の (1)，(2) の抵抗力は (3) に比べて比較的小さい。このことは strut 構造部の崩壊荷重が全抵抗力の主要な部分であることを示している。

4) 荷重が外板部の格子点に作用して，strut 構造部を圧縮崩壊させるためには，H 桁，T 桁の撓み変形抵抗のために，strut 単一の場合の圧縮崩壊荷重よりもかなり大きな荷重を必要とする。外板部，および隔壁部の H 桁，T 桁に加算される板の有効幅は，第 1 次破壊ではそれぞれの全桁間隔に等しい値をとる。また第 2 次破壊では，船首が突入した部分の外板および桁はすべて変形抵抗には寄与しないとする。

5) strut 構造物の崩壊後，撓みが大きくなると，破壊の状態は著しく複雑化するので，strut や桁の撓み，あるいは，外板の膜力による変形抵抗の増減を一律に決定することは困難である。そこで本論文では strut 構造部の崩壊後はその部分の変形抵抗は変形の進行にもかかわらず崩壊開始時の値がそのまま一定に保たれるものと仮定する。

3.2 第 1 次破壊の解析

3.2.1 wedge 型実験

wedge 型実験の 1 つの重要な意味は両端エッジ付近にかかる力と horizontal girder 付近からの力がどのような比率であるかを知ることであつた。図 3 に示すように wedge は三つの部分に分割されており，これらの力をそれぞれ直接計測できるようになつている。図 9 にその結果を示すが，これから明らかなことは両端エッジ付近に加えられる力は，第 1 次破壊では全体の力の平均 10% 以下である。この実験結果から判断されることは wedge 型の第 1 次破壊では 1 つの strut 構造部が圧縮崩壊しながら次の strut 構造部に力を配分してゆくとい

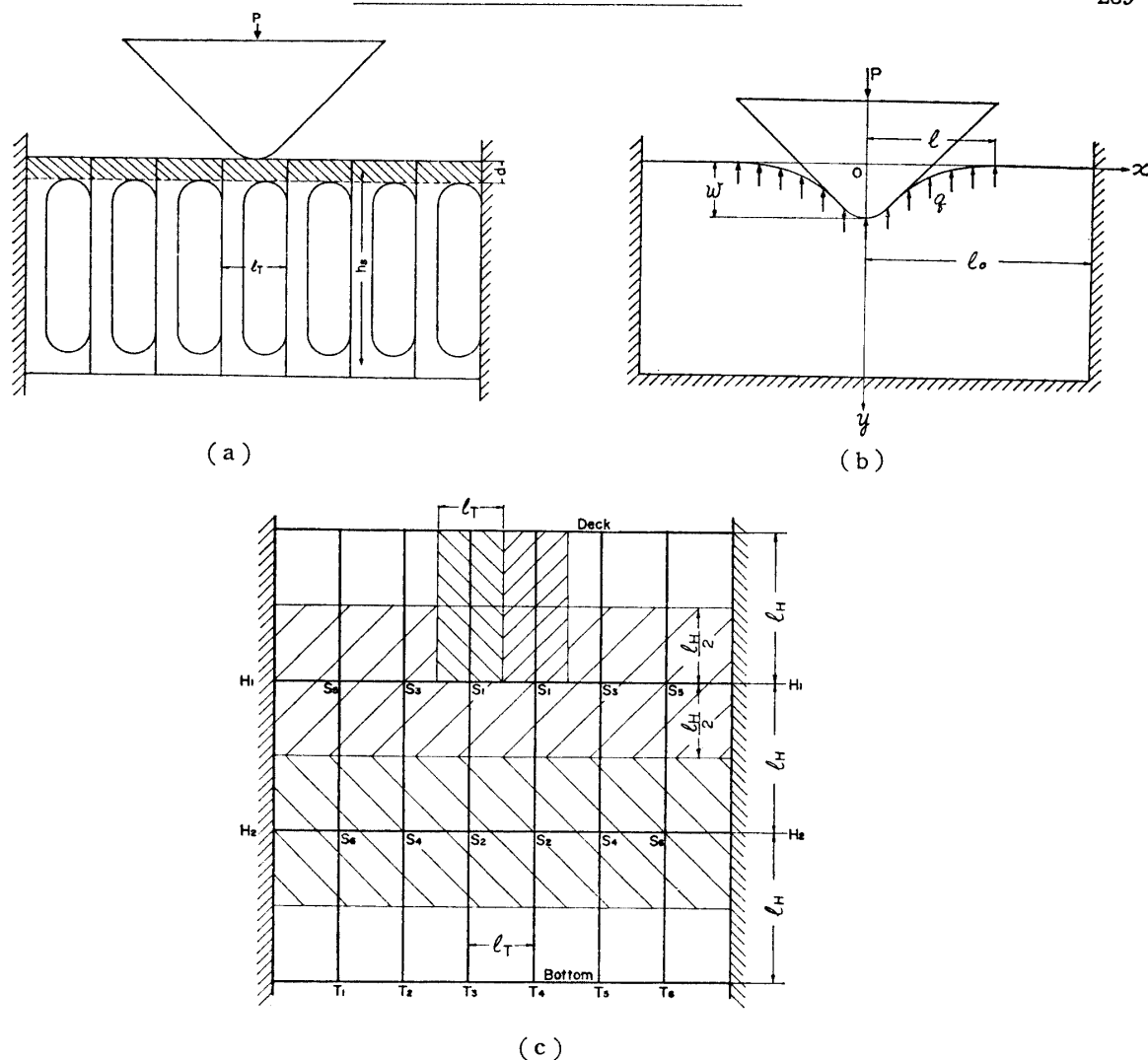


図 12

う機構が破壊を通じて最も重要な役割を果たしていることである。

この機構を解析するために船側構造を次のようにモデル化した。すなわち, strut を最も密に含んでいる horizontal girder (horizontal girder と strut を含む面) の構造 (図 12 (a)) を平均化して 1 枚の板とし, この平板に図 12 (b) に示すように wedge が突入するものと考え, 文献 2), 3) の方法に従って $P-w$ の関係を計算する。一般に horizontal girder 面の曲げ剛性は trans. ring 面のそれに比べて非常に小さいが現在の破壊機構は strut 構造部の圧縮崩壊であり面全体の曲げ剛性は直接関係しない。従って平均的に最も圧縮崩壊荷重の大きい horizontal girder 面を最終計算面にとつた。すなわち

$$\left. \begin{aligned}
 P &= 2 \sqrt{(Sw + 2T_s)qw + C} \\
 \text{ここに } w \leq w_0 \text{ の場合 } C &= 0 \\
 w \geq w_0 \text{ の場合 } C &= \left\{ \frac{(Sw + 2T_s)w}{2l_0} - \frac{ql_0}{2} \right\}^2 \\
 w_0 &= \frac{-T_s + \sqrt{T_s^2 + Sql_0^2}}{S}
 \end{aligned} \right\} \quad (1)^2$$

$$T_s = t_s \sigma_y b_e \text{ (外板膜力)}$$

b_e : 外板の有効幅

t_s : 外板の板厚

σ_y : 外板の降伏点 (本実験では 22.8 kg/mm^2 であり本論文の降伏値はすべてこの値である)

P : 荷重

w : 荷重点における船首の突入量

S : 図 12 (b) の相当平板の単位幅の膜力であるが、現在の場合は Sw = 一定として図 12 (a) に斜線をほどこした深さ d の部分の断面積に降伏値を乗じたものに等しいものとする。

q : 図 12 (b) 相当平板の分布反力であり平板単位長さ当りの圧縮崩壊荷重に等しい。したがってこの場合は一本の strut 構造部の圧縮崩壊荷重を trans. ring の心距 l_T で割つたものである。

1 本の strut 構造部の圧縮崩壊荷重は次のようにして求めた。図 13 に示すように、strut を含む trans. ring をとりだし、strut $S_{2n-1}S'_{2n-1}$, $S_{2n}S'_{2n}$ は外板側では 1 本の T 桁 T_iT_i によつて結合されており、隔壁側では 1 本の T 桁 $T_i'T_i'$ と H 桁 $H_1'S'_{2n-1}$, $H_2'S'_{2n}$ に結合されている。ただし、H 桁は隣りの trans. ring H_1' , H_2' で固定され strut の下端 S'_{2n-1} , S'_{2n} では傾斜が 0 となるように繞むものとする。

一般に荷重 P によつて S_{2n-1} , S'_{2n-1} , S_{2n} , S'_{2n} は点線のように変位し、(例えば図 19 (b) を参照) strut $S_{2n-1}S'_{2n-1}$, $S_{2n}S'_{2n}$ に圧縮力が作用する。この圧縮力が strut 単一の圧縮崩壊荷重 R_c に到達したときの荷重を P_c とすると

$$P_c = (1 + \mu) \left(1 + \frac{j}{j'} + \frac{h_s j}{EA} \right) R_c \quad (2)$$

$$j = \frac{k_1 k_3 \frac{3EI_T}{l_H^3} \cdot \frac{A_T G}{l_H}}{k_1 \frac{3EI_T}{l_H^3} + k_3 \frac{A_T G}{l_H}} + \frac{k_2 k_4 \frac{3EI_H}{l_T^3} \cdot \frac{A_H G}{l_T}}{k_2 \frac{3EI_H}{l_T^3} + k_4 \frac{A_H G}{l_T}}$$

$$j' = \frac{k_1' k_3' \frac{3EI_T'}{l_H'^3} \cdot \frac{A_T' G}{l_H'}}{k_1' \frac{3EI_T'}{l_H'^3} + k_3' \frac{A_T' G}{l_H'}} + \frac{k_2' k_4' \frac{3EI_H'}{l_T'^3} \cdot \frac{A_H' G}{l_T'}}{k_2' \frac{3EI_H'}{l_T'^3} + k_4' \frac{A_H' G}{l_T'}}$$

となる。ただし上式でダッシュをつけた文字は隔壁側部材を示す。

μ : 修正係数, wedge 型実験結果より第 1 次破壊では 0.1 であるが近似的に 0 とし, 第 2 次破壊では 0.25 とする。

EI_T, EI_T' : 外板側および隔壁側の T 桁の曲げ剛性。

EI_H, EI_H' : 外板側および隔壁側の H 桁の曲げ剛性。

l_H, l_H' : horizontal girder の心距で、模型では船の深さの 1/3 である。

l_T, l_T' : trans. ring の心距。

A : strut の断面積。

h_s : strut の有効長。

k_i, k_i' ($i=1, 2, 3, 4$) : 各部材の変形状態で表せる係数であり、1, 2, 4, 8 の値をとる。曲げの影響のみを考慮した場合について k_i の値と部材の変形状態を図 14 に示す。

外板および隔壁の有効幅は T 桁では l_T に等しく、H 桁では l_H に等しいものとする。また R_c は文献 2), 3) によれば $R_c = KA\sigma_y$ であらわされる。ここで A は strut の断面積, σ_y は降伏応力, K は実験定数で $K=1/4$ としている。現在のような strut の場合には多少条件を異にするとと思われるが一応この値を用いることにする。以下本論文ではすべて $K=1/4$ とする。

以上で (2) 式から P_c を決定することができるので、 q は

$$q = \frac{P_c}{l_T} \quad (3)$$

で与えられる。本節の最初に述べた仮定 5) により、 q の値は突入が進行しても一定に保たれるものとする。

現在の第 1 次破壊では (1) 式の $w \leq w_0$ の場合で $C=0$ である。また (1) 式を適用する際に突入量 w に比

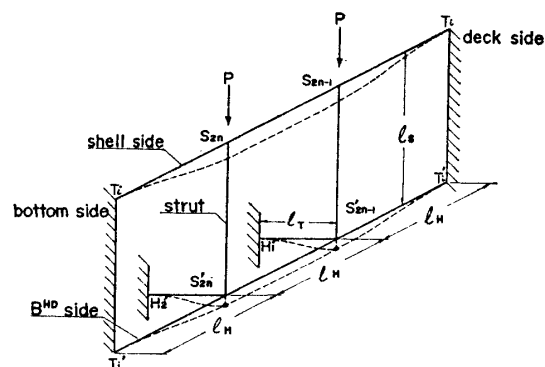


図 13

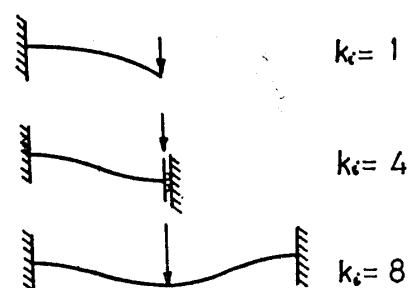


図 14

べて相当平板の面内曲げは図 15 に示すように非常に小さいので、これを無視する。

(1) 式による計算結果は図 9 に示す通り実験値と比較的良好な一致をみた。

3.2.2 bow 型 実験

bow 型実験では最初に衝突船の bulb が船側に接触し、少し遅れて f'cle deck の先端が接触を開始する。bulb の先端は horizontal girder に近接しているのでこの部分の突入に対する解析は wedge 型に用いた解析と同様な方法で行なう。f'cle deck の突入点は被衝突船の甲板と horizontal girder の中間であり、f'cle deck が二本の trans. ring にまたがって食い込んで行く。

1) bulb 部の突入解析

bulb が horizontal girder H 2 に接触した時から荷重が加わり始めるとし、それ以前に bulb の先端が外板を若干凹ませている部分を無視した。かつ 2 節で述べたこの凹入によつて生じた外板の局部的亀裂発生も、第 1 次破壊の現象に大きな影響を与えないものとして無視した。

解析は wedge 型の場合とほぼ同じ様に (1), (2), (3) 式を用いて計算した。ただし、この場合は (1) 式中の $\mu=0$ とした。また q の決定の際には次の点を考慮した。すなわち bulb 部の突入が f'cle deck の突入に先行し、かつ f'cle deck に加わる荷重は第 1 次破壊の範囲では小さいので図 16 に示す様に T 桁を H 1 桁の位置で固定とした。また wedge 型の時と同様 strut の圧縮崩壊係数 $K=1/4$ とする。計算結果を図 10 の B 線で示す。

2) f'cle deck 部の突入解析

図 17 に示すように甲板と H 1 桁の間の web の圧縮崩壊を (1) 式によつて計算する。この際の有効幅は図 12 (c) に示す様に l_T に等しいとする。また (1) 式中の S は

$$S = (\text{web の板厚 } t_w) \times (\text{降伏応力 } \sigma_y)$$

である。

本実験に使用した模型では web に補強材がないためその単位幅の弾性座屈荷重は圧縮崩壊荷重に比べて、はるかに小さいので、 q は図 17 に示す様に高さ h で単位幅の矩形断面柱の Euler の座屈荷重に等しいとし、変形が進行しても q は一定値に保たれるものと仮定する。ただし柱の上端固定、下端支持の場合と、上下両端支持の両者について (1) 式を用いて計算した (図 10)。図 10 からわかる様にこの場合は突入に対する抵抗力は主として外板の膜力によるものであり、web 座屈強度は結果にあまり影響を与えない。実船の計算では web に補

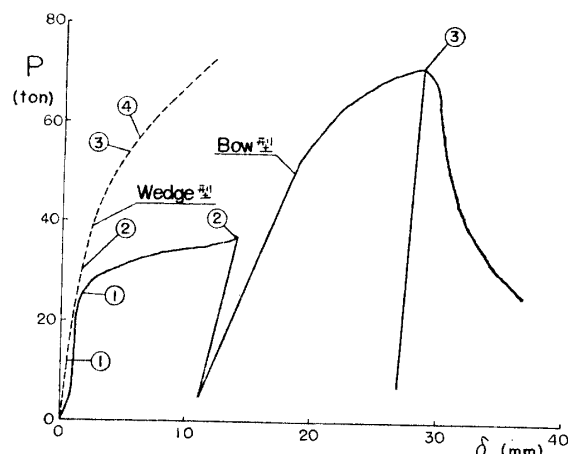


図 15 縦通隔壁中心点のたわみ (番号は図 9, 10 の番号に対応する)

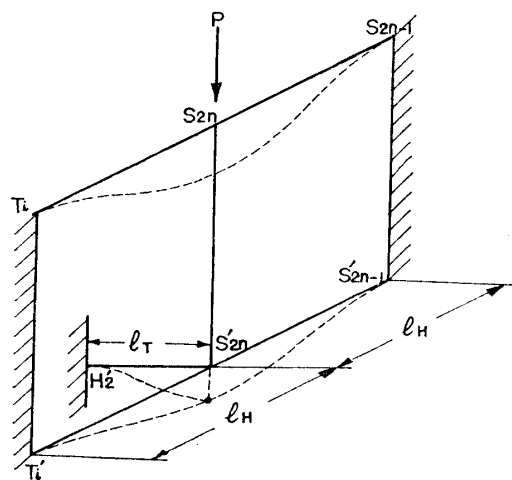


図 16

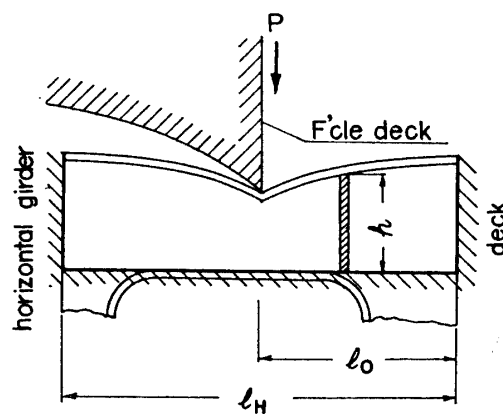


図 17

強材があるので q を求める時はこれを考慮すべきであるが、既述の如く最終結果に対する影響は少ない。計算結果は図 10 の D 線で示してある。この変形の過程では (1) 式中の $w \geq w_0$ の場合が大部分を占める。

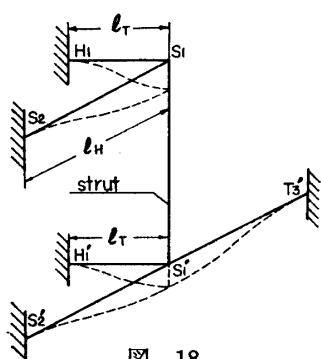


図 18

次に f'cle deck の突入が進行して P が大きくなるとついに図 12 (c) の S_1 で示した 2 本の strut が圧縮崩壊する。この時の荷重 P_c は図 18 によつて計算した。ただし、H 桁、T 桁共、有効幅はそれぞれ l_H , l_T に等しいとし、strut との結合点における傾斜は何れも 0 であるとする。また、前同様 $K=1/4$ とする。f'cle deck に加わる荷重が $P=2P_c$ になった時に strut は崩壊し、崩壊後は最初の仮定 5) に従つて一定値に保たれるものとする。

bulb 部と f'cle deck 部の突入計算値を加えた結果を図 10 の B+D 線及び B+D' 線に示す。計算結果と実験値は極めて良好な一致を示した。

3.3 第2次破壊の解析

第2次破壊の過程を観察すると、すでに述べたように、荷重-突入量関係を支配する最も大きな要素は、strut 構造部の圧縮崩壊であることが推定される。すなわち、衝突に際し、突入船首が strut 構造部付近から受ける抵抗に比べて突入船の甲板あるいは船底部付近に受ける抵抗は、はるかに小さく平均 25% 程度である。ただし、この値は突入船の甲板と被衝突船の甲板との相対位置や外板の板厚、鋼材の破断の状態などによつて変化するものと思われるが、実船の場合には、本実験値よりかなり小さな値になるものと考えるべきであろう。これに関しては今後、さらに詳細な研究が必要である。ゆえに、本論文ではまず strut 構造部崩壊現象の解析を行ない、得られた結果に修正係数を乗じて衝突船の甲板、あるいは船底部付近に加えられる抵抗力の補正を行なうこととする。

第2次破壊では、外板および horizontal girder のいずれも破断しているため、第1次破壊の様に (1) 式を適用した近似計算を行なうことはできない。そこで実験観察にもとづいて次の様な機構を設定し計算を行なつた。すなわち、船首が突入して、その外板が strut に接触すると、その部分から strut 構造部が崩壊する荷重に等しい抵抗力を受ける。崩壊後は 3.1 の仮定 5) に従つてこの荷重が一定のまま突入が進行する。さらに次の strut に到達すると、同様な抵抗力が加算され、次々にこの様な現象が続く。すなわち“strut のたたみ込み現象”が行なわれるものとする。strut を崩壊させるに要する荷重の計算法は、第1次破壊の場合とほぼ同じであるが、特に異なるのは船首が突入した部分の外板および桁はすべて変形抵抗力には寄与しないとする点である。

3.3.1 wedge 型実験

strut 構造部を崩壊させるに必要な荷重計算は (2) 式による。ただし変形抵抗に有効な部材および外板の有効幅の取り方は図 19 (a) に示す。隔壁側の有効幅は第1次破壊と同様いずれも全心距 l_H , l_T に等しいとする。図 19 (b) において H_1S_{2n-1} , H_2S_{2n} は片持梁として計算する。また $H_1'S'_{2n-1}$, $H_2'S'_{2n}$ は、第1次破壊

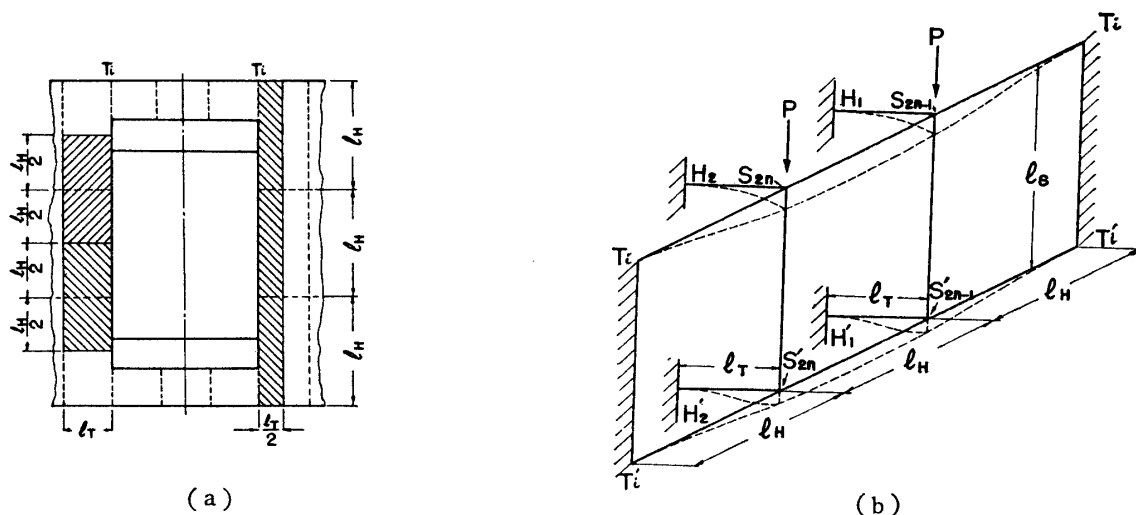


図 19

と同様 S'_{2n-1} , S'_{2n} 点で傾斜 0 とする。また strut 単一の圧縮崩壊係数 $K=1/4$ とする。この場合 (2) 式において $\mu=0.25$ とする。計算結果は図 9 に示す様に実験値と比較的良好な一致を示した。

3.3.2 bow 型 実験

計算法は wedge の場合と同様であるが本実験の解析に当つては、図 20 に示す様な条件によつて計算を行ない、(2) 式から P_c を求めた。計算結果は図 10 に示す様に実験値と良好な一致を示した。ただし $\mu=0.25$ である。

この場合も前の場合と同様に strut 単一の圧縮崩壊係数 $K=1/4$ とする。

3.4 外板の破断条件

実験においては、第 1 次破断と第 2 次破断の境界は明確ではない。すなわち外板は一瞬に破断するのではなく、先づ bulb の突入によりその近傍に亀裂が発生し、次いで f'cle deck 突入による甲板に沿った亀裂が発生する。この両者の間の外板は突入が進行するに従つてかなり大きな伸び変形をおこし、これら両亀裂から新たに発生した亀裂が、両方から接近して遂に連結し、船首の全深さにわたつて外板が破断し、船首は突入する。

2.2.2 で説明したように bulb 部および f'cle deck 部に亀裂が発生してから完全破断に至るまでの突入量はかなり大きい。しかし実船の場合にはこの間隔はかなり小さいものとなるであろう。この間のエネルギーの吸収率は、したがつて模型実験に比べて小さくなるであろう。本論文では以上の過程の詳細な追跡をやめて次の様な仮定を行なつた。すなわち衝突船の船首の形状の平均線を求め、この平均線が突入したと考えた場合、外板の平均歪 ϵ_m が応力-歪線図における最大応力値に対応する歪 (本実験では 30%) に達した時に外板は破断する。ただし外板は trans. ring の位置で固定されているものとする。計算結果を図 10 に示す。参考の為に最大歪 ϵ が 40% とした場合の値を同時に記入した (本実験の応力-歪線図では破断時の歪が 48% である)。

4 吸収エネルギー

bow 型実験の吸収エネルギーと突入量の関係を図 21 に示す。実験値に比べて計算値は約 10% 程小さい。これは計算

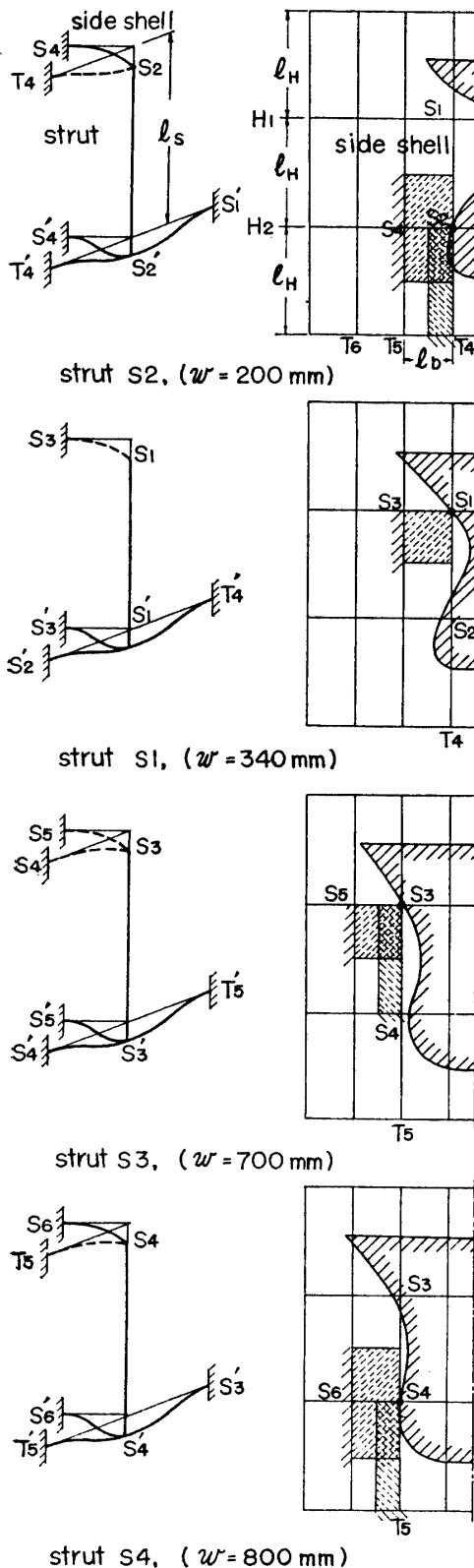


図 20 strut の崩壊計算条件

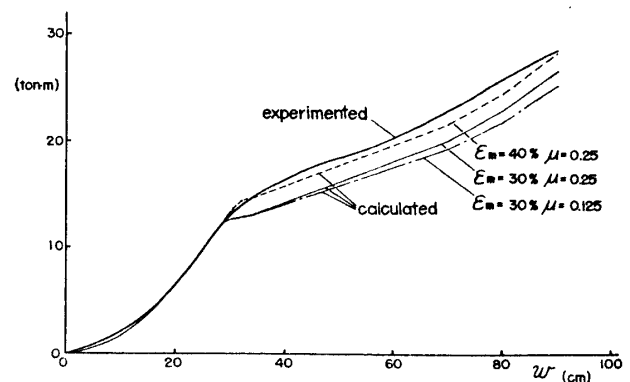


図 21 吸収エネルギーと突入量

では外板の亀裂発生から完全破断までの吸収エネルギーを無視していることがその原因と思われる。このことは荷重-突入量線図で実験値と計算値に最も差異があるのがこの部分であることから想像される。実船の場合はこの部分の吸収エネルギー率は模型に比べてかなり小さくなるのではないかとと思われるが今後さらに検討する必要がある。

次に問題となるのは(3)式の修正係数 μ の値である。ここでは実験結果から $\mu=0.25$ であつたがすでに述べたごとく突入船首の甲板および船底部付近に加わる力は、衝突船と被衝突船の相対位置や外板の板厚、鋼材の材質、破断の状態などによつて変わるものと思われる。模型の破壊に際しては外板がかなり延性を示し、亀裂の進展をさまたげている傾向があるので実船の場合には μ の値はこれより小さくなると考えるべきであろう。例えば $\mu=0.125$ とすれば吸収エネルギーはさらに数%少なくなる。この問題についても今後の研究が必要である。

5 む す び

巨大タンカーの船側構造の耐衝突強度を明らかにするために、40 万 ton タンカーの 1/15 の船側模型に対し、10 万 ton タンカーの 1/15 の船首剛体模型 (bow 型) およびほぼ同じ寸法の垂直船首剛体模型 (wedge 型) を静的に突入させて破壊のパターンを観察し、また荷重-突入量線図を求めた。船首が外板を破断してタンク内に突入する以前の破壊を第 1 次破壊、突入後を第 2 次破壊と呼ぶとすれば、第 2 次破壊において船首に加えられる荷重の主な作用点は、1) 船首の甲板部と 2) 船底部付近および 3) 船側構造内の horizontal girder に接触する付近にある。このうち 1) および 2) の抵抗は 3) の抵抗力の約 25% 程度であつた。実船の場合この値は更に小さくなるものと思われるが、今後検討する必要がある。

以上の実験結果ならびに破壊についての観察結果から第 1 次および第 2 次破壊に共通する基本的機構は strut 構造部の崩壊であることがいえる。ただし、strut 構造部とは strut を中心としてこれらに結合されている近傍の各部材も包含した範囲のことである。さらにこの部分は崩壊後、変形がすすんでも変形抵抗力は一定に保たれるものと仮定して、荷重-突入量線図の近似計算法を求めた。計算結果は実験結果と比較的良好な一致を示した。ただし第 1 次破壊と第 2 次破壊の境界は外板切断によつて決定されるが、実験では外板がかなり延性を示し、亀裂の進行をさまたげたので一瞬に破断すると仮定した計算値とこの部分で若干の差を生じた。その結果吸収エネルギー曲線で約 10% 程度の相異があつた。この点は実船の破断とも関連して更に研究する必要があると思われる。soft bow の影響、動的影響については後の報告に譲る。

最後に本研究を行うにあたり実験、計算、整理に終始協力を惜しまなかつた応用力学研究所古賀洋治、高松茂徳両技官並びに実験に助力された元応用力学研究所技官政住国之氏に厚く感謝する次第である。

文 献

- 1) 河野俊一：大変位計の試作について、久留米工業高等専門学校研究報告 No. 12 (昭和 44 年 10 月)
- 2) 酒井利夫、潮田史郎：衝突時の船側構造の強度について、関西造船協会誌 115 号 (1964 年 11 月)
- 3) 秋田好雄、高田 建、潮田史郎、松沢摂津男、片岡軍司：原子力船の衝突防護構造について、造船協会論文第 118 号 (昭和 40 年 12 月)